

Scientific Collection «InterConf»

No 222

October, 2024

THE ISSUE CONTAINS:

Proceedings of the 5th International
Scientific and Practical Conference

**DIVERSITY AND INCLUSION
IN SCIENTIFIC AREA**

WARSAW, POLAND

October 26–28, 2024



WARSAW
2024

UDC 001.1

S 40 *Scientific Collection «InterConf», (222): with the Proceedings of the 5th International Scientific and Practical Conference «Diversity and Inclusion in Scientific Area» (October 26-28, 2024; Warsaw, Poland) / comp. by LLC SPC «InterConf». Warsaw: Ceac Polonia, 2024. 275 p.*
ISBN 978-83-7138-640-4 (series)
DOI 10.51582/interconf.2024.222

EDITOR

Anna Svoboda
Doctoral student
University of Economics;
Czech Republic
annasvobodaprague@yahoo.com

COORDINATOR

Mariia Granko
Coordination Director
LLC Scientific Publishing Center
«InterConf»; Ukraine
info@interconf.center

EDITORIAL BOARD

Dmytro Marchenko (PhD in Engineering)
Mykolayiv National Agrarian University
(MNAU); Ukraine;
Mariana Vereskliia (PhD in Pedagogy)
Lviv State University of Internal Affairs;
Ukraine
Dan Goltsman (Doctoral student)
Riga Stradiņš University;
Republic of Latvia;
goltsman.dan@inbox.lv
Katherine Richard (DSc in Law),
Hasselt University; Kingdom of Belgium
katherine.richard@protonmail.com;
Bashirov Ansar (Doctor of Medicine),
EMIH of Almaty region,
Republic of Kazakhstan
Stanyslav Novak (DSc in Engineering)
University of Warsaw; Poland
novaks657@gmail.com;
Kanakano Tanaka (PhD in Engineering),
Japan Science and Technology Agency; Japan;
Mark Alexandr Wagner (DSc. in Psychology)
University of Vienna; Austria
mw6002832@gmail.com;
Davit Tchiotashvili (Doctor of Economics),
Gori State University, Georgia;
Richard Brouillet (LL.B.),
University of Ottawa; Canada;
Kamilə Əliağa qızı Əliyeva (DSc in Biology)
Baku State University; Republic of Azerbaijan
Giuli Giguashvili (Doctor of Economics),
Gori State University, Georgia;
Tamar Makasarashvili (Doctor of Economics),
Gori State University, Georgia;

Svitlana Lykholat (PhD in Economics),
Lviv Polytechnic National University; Ukraine
Viktor Yanchenko (PhD in Pharm. Sc.),
T.H. Shevchenko National University
«Chernihiv Colehium»; Ukraine
Rakhmonov Aziz Bositovich (PhD in Pedagogy)
Uzbek State University of World Languages;
Republic of Uzbekistan;
Asta Marija Inkėnienė (Doctor of Pharm. Sc.),
Lithuanian University of Health Sciences,
Republic of Lithuania;
Vera Gorak (PhD in Economics)
Karlovarská Krajská Nemocnice; Czech Republic
veragorak.assist@gmail.com;
Polina Vuitsik (PhD in Economics)
Jagiellonian University; Poland
p.vuitsik.prof@gmail.com;
Alexander Schieler (PhD in Sociology),
Transilvania University of Brasov; Romania
alexanrds.schieler@protonmail.ch
George McGrown (PhD in Finance)
University of Florida; USA
mcgrown.geor@gmail.com;
Vagif Sultanly (DSc in Philology)
Baku State University; Republic of Azerbaijan
Larysa Kupriianova (PhD in Medicine)
Humanitas University, Italy
Temur Narbaev (DSc in Medicine)
Tashkent Pediatric Medical Institute,
Republic of Uzbekistan;
temurl1972@inbox.ru
Nataliia Mykhalitska (PhD
in Public Administration)
Lviv State University of
Internal Affairs; Ukraine

Please, cite as shown below:

1. Surname, N. & Surname, N. (2024). Title of an article. *Scientific Collection «InterConf», (222)*, 21-27. Retrieved from <https://archive.interconf.center/index.php/conference-proceeding...>

This issue of Scientific Collection «InterConf» contains the materials of the International Scientific and Practical Conference. The conference provides an interdisciplinary forum for researchers, practitioners and scholars to present and discuss the most recent innovations and developments in modern science. The aim of conference is to enable academics, researchers, practitioners and college students to publish their research findings, ideas, developments, and innovations.

Scientific Collection «InterConf» and its content are indexed in Google Scholar

© 2024 Authors
© 2024 Ceac Polonia
© 2024 LLC SPC «InterConf»

GENERAL ENGINEERING AND MECHANICS

Підвищення якості діагностування аксіально-поршневих агрегатів гідравлічних трансмісій мобільних машин сільськогосподарського призначення

Мельянцов Петро Тимофійович¹, Ковальчук Олександр Сергійович²

¹ кандидат технічних наук, доцент;
Дніпровський державний аграрно-економічний університет; Україна

² магістр II курсу;
Дніпровський державний аграрно-економічний університет; Україна

Анотація. Зростання технічного рівня мобільних машин за рахунок впровадження об'ємних гідравлічних трансмісій, висуває відповідні вимоги до підтримання їх працездатного стану в умовах експлуатації за рахунок реалізації існуючих методів діагностування, які характеризуються значною трудомісткістю проведення діагностичних операцій і не в повній мірі відображають дійсний стан структурних параметрів технічного стану аксіально-поршневих гідромашин. Метою роботи є підвищення точності і зменшення трудомісткості діагностування технічного стану деталей качаючого вузла аксіально-поршневої гідромашини за рахунок удосконалення термодинамічного способу їх діагностування. Для досягнення поставленої мети була визначена кількісна оцінка надійності гідроагрегатів та обґрунтовано діагностичний параметр контролю технічного стану деталей спряжень качаючого вузла гідромашин. Отримані результати показали, що для контролю технічного стану п'яти плунжера в якості діагностичного параметра застосовується швидкість наростання температури корпусу гідромашин.

Ключові слова: мобільна машина, гідравлічна трансмісія, аксіально-поршнєві гідроагрегати, надійність, діагностичні параметри, способи діагностування, працездатність.

Постановка проблеми. Експлуатаційні характеристики самохідних мобільних машин суттєво підвищились за рахунок використання об'ємного гідроприводу в їх трансмісіях. Найбільше застосування, на мобільних машинах сільськогосподарського призначення, знайшли двох агрегатні гідравлічні трансмісії (ГСТ-90, ГСТ-112, «Sauer» та ін.), до складу яких входять аксіально-поршнєві гідромашини (гідронасос та гідромотор).

GENERAL ENGINEERING AND MECHANICS

Застосування гідравлічних трансмісій забезпечує більш ширший діапазон безступеневого регулювання швидкості комбайна (включаючи його реверсування), відрізняється більшою свободою конструювання агрегатів, надійністю та довговічністю, дозволяє передавати більшу потужність та ін. [1].

Водночас, проведений аналіз існуючої матеріально-технічної бази агропромислового комплексу України, який являється невід'ємною складовою технічного сервісу мобільних технічних систем, показав на суттєво малу кількість спеціалізованих підрозділів з ремонту гідравлічних агрегатів, які як правило приймають участь у діагностувальних операціях, при пошуку несправності, та ресурсному діагностуванні при проведенні технічних обслуговувань [2, 3].

Не достатня кількість сервісних підприємств, які спеціалізуються на відновленні і підтриманні працездатного стану агрегатів гідравлічних трансмісій, не дозволяє оперативно дати оцінку відмови гідравлічних трансмісій в умовах експлуатації, які приводять до втрати працездатності в цілому мобільної машини і зростанню часу її простою. Це підтверджується і в роботах [1,4], де автори відзначають, що на долю аксіально-поршневих гідромашин припадає близько 30 % всіх відмов.

Є очевидним, що зменшення простою мобільних машин в умовах експлуатації, в значній мірі буде обумовлюватись застосуванням ефективних методів діагностування об'ємних гідравлічних трансмісій, які при ресурсному діагностуванні дадуть можливість дати прогноз залишкового ресурсу гідромашини, а при пошуку несправності виявити причину її несправності.

Разом з тим, на сьогоднішній день існуючі методи діагностування не в повній мірі дають достовірну оцінку технічного стану аксіально-поршневих гідромашин, згідно технічних вимог, і в своїй більшості належать до методів функціональної діагностики, які характеризуються значною трудомісткістю діагностувальних робіт та необхідністю розгерметизації гідравлічної системи [3, 4].

Запропонований метод діагностування технічного стану аксіально-поршневих гідромашин по градієнту тиску робочої рідини із дренажної магістралі за часом в роботі [4], розкриває залежність між структурними параметрами робочих поверхонь деталей та об'ємними втратами і дає оцінку лише об'ємного коефіцієнта корисної дії (ККД) гідравлічної трансмісії.

Розглянутий термодинамічний метод діагностування

GENERAL ENGINEERING AND MECHANICS

агрегатів гідравлічної трансмісії в роботі [5] реалізується для визначення величини гідромеханічного (ККД) насоса, через контроль перепаду температур робочої рідини між дренажною і забірною магістралями гідромашини. Його застосування потребує розгерметизацію гідравлічної системи, що може спричинити її забрудненість та втрати робочої рідини. Крім того, показник температури буде давати інтегральну оцінку технічного стану гідромашини, так як джерелами зростання температури може бути робота шліцьових з'єднань качаючих вузлів агрегатів, технічний стан підшипників та деталей спряження «п'ята плунжера-похила шайба» у гідромотора і «п'ята плунжеру-опора люльки» у гідронасоса, які обумовлюють гідромеханічні втрати в зв'язку з порушення умов їх роботи.

Аналіз експлуатаційної надійності об'ємних гідромашин та існуючих способів їх діагностування показав, що на сьогоднішній день питання розроблення та удосконалення способів діагностування агрегатів гідравлічних трансмісій являються актуальними.

Метою роботи є підвищення точності і зменшення трудомісткості діагностування технічного стану деталей качаючого вузла аксіально-поршневої гідромашини за рахунок удосконалення термодинамічного способу їх діагностування.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: визначити кількісну характеристику надійності агрегатів; обґрунтувати інформативний діагностичний параметр контролю технічного стану деталей спряження, що лімітують ресурс гідромашини.

Викладення основного матеріалу досліджень. Для визначення кількісної оцінки надійності складових об'ємних гідромашин проводився аналіз технічного стану агрегатів, які поступали на спеціалізоване підприємство з їх ремонту. Агрегати розбивались за конструктивним призначенням на наступні окремі складові: КК – клапанна коробка; КН – качаючий вузол гідронасоса; КМ – качаючий вузол гідромотора; СП – система підживлення; СКРО – система керування робочим об'ємом.

Визначення відносного коефіцієнта відмов, який в першу чергу дозволить виявити вагомість структурного параметра, проводилось за виразом:

$$K_{\epsilon} = \frac{n_i}{n} \cdot 100\%, \quad (1)$$

де K_{ϵ} – відносний коефіцієнт відмов;

GENERAL ENGINEERING AND MECHANICS

n_i – число відказів i -ої деталі вузла (визначається за даними досліджень технічного стану гідравлічних агрегатів, що потрапляють до ремонту);

n – загальна кількість відказів агрегатів ($n \gg 100$).

Результати кількісної оцінки надійності складових аксіально-поршневих гідромашин наводяться в табл. 1.

Аналіз отриманих результатів показує, що порушення технічного стану складових і спряжень гідроагрегатів за статистичними даними становить: качаючий вузол гідронасоса (КН) – 41,93 %, качаючий вузол гідромотора (КМ) – 24,98 %, система підпитки (СП) – 9,13 %, система керування робочого об'єму (СКРО) – 9,37 %, клапанна коробка (КК) – 8,35 %.

Таблиця 1

Стан складових частин і з'єднань гідроприводу трансмісії ГСТ-90

Найменування складових частин	Стан складових частин і з'єднань	Частота спостережень %
Клапанна коробка (КК)	1.1. Зношування, заїдання, порушення регулювання запобіжних клапанів високого тиску	3,18
	1.2. Заїдання золотника клапанної коробки	2,80
	1.3 Зношування, заїдання запірних елементів зворотних Клапанів	2,37
Качаючий вузол гідронасоса (КН)	2.1. Руйнування шліцьових з'єднань і опорних підшипників вала	2,48
	2.2. Зношування з'єднання «п'ята плунжера-опора»	10,25
	2.3. Руйнування завальцювань п'ят плунжера	3,10
	2.4. Зношування з'єднання «розподільник – приставне дно»	18,76
	2.5. Зношування з'єднання «втулка – плунжер»	7,34
Качаючий вузол гідромотора (КМ)	3.1. Руйнування шліцьових з'єднань і опорних підшипників вала	2,50
	3.2. Зношування з'єднання «п'ята плунжера-похила шайба»	6,41
	3.3. Руйнування завальцювань п'ят плунжера	2,90
	3.4. Зношування з'єднання «розподільник – приставне дно»	8,86
	3.5. Зношування з'єднання «втулка – плунжер»	4,32
Система підживлення (СП)	4.1. Зношування, заїдання, порушення регулювання переливного клапана	3,05

GENERAL ENGINEERING AND MECHANICS

Продовження табл. 1

	4.2. Зношування деталей качаючого вузла насоса підживлення	4,05
	4.3. Зношування, заїдання, порушення регулювання запобіжного клапана	2,71
Система керування робочим об'ємом (СКРО)	5.1. Порушення регулювання нульового положення й робочого ходу сервопоршнів	3,05
	5.2. Порушення регулювання нульового положення, заїдання, засмічення золотника розподільника	6,32

Перехід від структурного рівня до функціонального показує, що зношування деталей з'єднань качаючих вузлів гідронасоса й гідромотора (2.4, 3.4 – «розподільник – приставне дно», 2.5, 3.5 – «втулка блоку – плунжер»), головним чином буде спричиняти витoki робочої рідини з нагнітальної магістралі в дренажну й визначати узагальнений параметр – коефіцієнт нагнітальної магістралі гідроприводу. Який у свою чергу буде залежати від стану гідроклапанів (1.1 – запобіжного клапана високого тиску, 1.2 – золотника клапанної коробки, 1.3 – зворотних клапанів), робочого об'єму гідронасоса й впливати на вихідні параметри гідроприводу, крутний момент на валу гідромотора і частота обертання валу гідромотора .

Таким чином, ми можемо сказати, що коефіцієнт нагнітальної магістралі з однієї сторони перебуває в прямій залежності від витоків робочої рідини (об'ємні втрати), які обумовлені зношуванням деталей в сполученнях (2.4, 2.5, 3.4, 3.5) качаючих вузлів ГН і ГМ, а з іншої сторони, від робочого об'єму гідронасоса, що обумовлюється технічним станом качаючого вузла насоса підживлення – 4.2.

Об'ємні втрати в гідроприводі трансмісії очевидно до деякої міри також обумовлюються технічним станом сполучень 2.2 – зношування з'єднання «п'ята плунжера – опора» для гідронасоса і 3.2 – зношування з'єднання «п'ята плунжера – похила шайба» для гідромотора. Однак, зважаючи на те, що в гідроприводі існують також і механічні втрати, то зміну технічного стану цих з'єднань варто розглядати з погляду об'ємних і механічних втрат. Це підтверджується й руйнуванням завальцювання п'яти плунжера (2.3, 3.3), до настання якої, очевидно, зношування п'яти плунжера в більшій мері впливало на механічні втрати.

Результати експериментальних досліджень взаємозв'язку між технічним станом п'яти плунжера качаючого вузла і об'ємними витокami рідини показали, що по мірі зношення п'яти плунжера

GENERAL ENGINEERING AND MECHANICS

витрати робочої рідини до дренажної магістралі через спряження «п'ята плунжера-похила шайба» при номінальному тиску ($P_H = 21,0 \text{ МПа}$), зростають від $Q_D = 20 \text{ см}^3/\text{с}$ (всі дев'ять плунжерів з п'ятами нові) до $Q_D = 82 \text{ см}^3/\text{с}$ (у всіх плунжерів кільцева опора п'яти повністю зношена), які легко компенсуються роботою насоса підживлення. Зношення кільцевої опори обумовлює послідовне завальцовування її отвору гідростатичного підпору. При такому стані значно зменшуються витрати робочої рідини, і як правило, змінюється температурний режим роботи з'єднання «п'ята – опора люльки (похила шайба)».

Отже, контроль технічного стану деталей з'єднання «п'ята плунжера – опора» для гідронасоса та «п'ята плунжера – похила шайба» для гідромотора, необхідно проводити не за об'ємними втратами рідини, а за контролем температурного режиму їх роботи. В результаті зменшення шару робочої рідини під п'ятою плунжера в парі тертя «п'ята плунжера – похила шайба» виникають умови граничного тертя, що супроводжується зростанням температури.

Визначення впливу зношення кільцевої опори п'яти плунжера на температурний режим з'єднання «п'ята плунжера-похила шайба» проводилось підбиранням зношених п'ят плунжерів. Контроль температурного режиму роботи з'єднання «п'ята плунжера – похила шайба», при зношеній кільцевій опорі, виконувався за допомогою установки термопар хромель – копель. Робочий спай термопар розміщувався: на відстані 1,5...2 мм від робочої поверхні похилої шайби; безпосередньо поблизу з'єднання «п'ята плунжера – похила шайба» для визначення температури робочої рідини в зоні роботи пари тертя; в корпусі гідромотора в районі фіксації похилої шайби штифтом.

Результати впливу зносу кільцевої опори п'яти плунжера на динаміку температури похилої шайби, залежно від тривалості роботи, наведено в (табл. 2) і показано на (рис. 1).

Таблиця 2
Значення температури роботи спряження «п'ята – похила шайба» від
технічного стану і часу при тиску робочої рідини ($P_H = 21,0 \text{ МПа}$)

№ досліджу	Температура похилої шайби $T_{ши}$, $^{\circ}\text{C}$	Час випробовування t , хв.
П'ята плунжера нова		
1	29,0	1,0
2	36,0	2,0

GENERAL ENGINEERING AND MECHANICS

Продовження табл. 2

3	41,0	3,0
4	42,0	4,0
5	45,0	5,0
Чотири плунжера мають завальцовані отвори гідростатичного підпору		
1	34,0	1,0
2	46,0	2,0
3	52,0	3,0
1	2	3
4	58,0	4,0
5	60,0	5,0
Кільцева опора всіх п'ят плунжера повністю зношена		
1	40,0	1,0
2	59,0	2,0
3	69,0	3,0
4	75,0	4,0
5	79,0	5,0
Кільцева опора всіх п'ят плунжера повністю зношена, отвори гідростатичного підпору завальцовані		
1	52,0	1,0
2	73,0	2,0
3	86,0	3,0
4	95,0	4,0
5	100,0	5,0

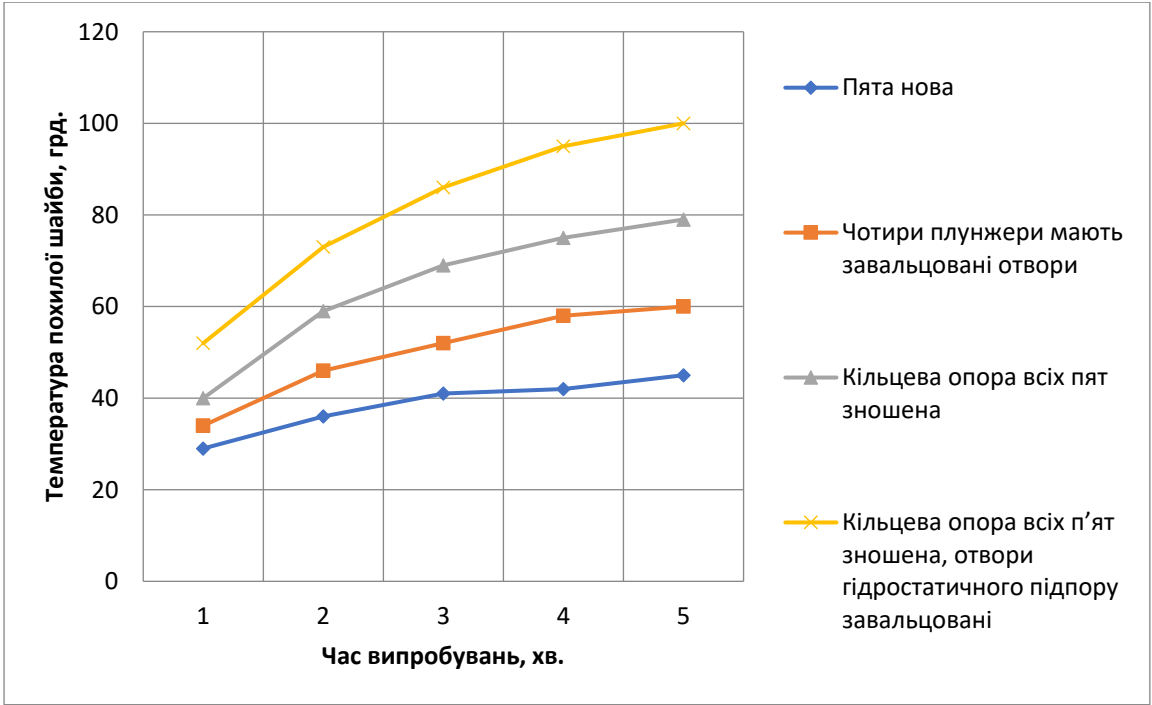


Рисунок 1

Вплив зношення кільцевої опори п'яти плунжера на динаміку температури похилої шайби в залежності від тривалості роботи

GENERAL ENGINEERING AND MECHANICS

Аналіз отриманих результатів показав, що при навантаженні гідроприводу номінальним тиском ($P_H = 21,0 \text{ МПа}$) інтенсивність збільшення температури похилої шайби суттєво залежить від стану кільцевої опори п'яти. При роботі під навантаженням впродовж $t = 5 \text{ хв.}$ температура похилої шайби змінюється від $T_{н.ш} = 45^\circ \text{C}$ при новій кільцевій опорі, до $T_{н.ш} = 100^\circ \text{C}$ при повністю зношеній кільцевій опорі і завальцьованих отворів гідростатичного підпору.

Експлуатація з'єднання «п'ята плунжера-похила шайба» при підвищених температурних навантаженнях зрештою приводить до повного зношення кільцевої опори п'яти з подальшим завальцьовуванням каналу, який підводить робочу рідину під п'яту для забезпечення роботи гідростатичного підшипника. При цьому, подання рідини на мащення пари тертя повністю припиняється, а температура в з'єднанні зростає майже в два рази. Подальша експлуатація такого з'єднання закінчується аварійною відмовою – вилив п'яти плунжера.

Висновки. На основі проведених досліджень вдалось виявити, що зношення кільцевої опори п'яти плунжера порушує роботу гідростатичного підшипника і при подальшій експлуатації приводить до руйнування завальцьовань п'ят плунжера і аварійної відмови гідромашини.

Отримані результати зміни температурного режиму роботи деталей в спряженні «п'ята-похила шайба» гідромотора, обумовленого зміною структурних параметрів робочої поверхні п'яти плунжера, дали можливість виявити діагностичний параметр для контролю технічного стану деталей «п'ята – похила шайба» – швидкість наростання температури корпусу гідромашин та визначити максимально інформативні точки для її контролю – поворотні цапфи люльки на гідронасосі і штифт фіксації похилої шайби у гідромотора.

Застосування даних точок для установки датчиків температури на корпусах гідромашин обумовлюється також наявністю різьбових технологічних отворів, що дає можливість установлювати їх без розгерметизації гідравлічних агрегатів. Водночас дані точки характеризуються інформативністю за рахунок конструктивного розміщення по відношенню до деталей качаючого вузла.

References:

- [1] Мельянцов П. Т. Опыт ремонта гидропривода ГСТ-90 на ремонтных предприятиях [Текст] / П. Т. Мельянцов, Б. Г. Харченко, И. Г. Голубев.

GENERAL ENGINEERING AND MECHANICS

- М.: Госагропром СССР. АгроНИИТЭИИТО, 1989. 42 с.
- [2] Бондарчук Н. В. Сучасні проблеми матеріально-технічної бази та матеріально-технічного забезпечення сільського господарства. Інвестиції: практика та досвід. 2010. № 6. С. 49-53.
- [3] Ляшенко Д. О., Мельянцов П. Т. Синтез форми організації технічного обслуговування сучасних сільськогосподарських машин із урахуванням особливостей експлуатації їх гідроприводів у АПК України. Наукові доповіді НУБіП України. 2023. № 1/101. (DOI: [http://dx.doi.org/10.31548/dopovidil\(101\).2023.011](http://dx.doi.org/10.31548/dopovidil(101).2023.011))
- [4] Мельянцов П. Т., Приходько В. В. Обґрунтування ефективного способу діагностування технічного стану аксіально-поршневих гідромашин гідравлічних трансмісій мобільних машин / Zbiór artykułów naukowych. Konferencji Międzynarodowej Naukowo- Praktycznej " Inżynieria i technologia. Osiągnięcia naukowe, rozwój, propozycje na rok 2016" - Warszawa: Wydawca: Sp. z o.o. «Diamond trading tour», 2016. s. 49- 53.
- [5] Мельянцов П. Т., Шпорт В. Ю. Визначення технічного стану агрегатів гідравлічної трансмісії термодинамічним методом діагностування / Zbiór artykułów naukowych. «Inżynieria i technologia. Osiągnięcia naukowe, rozwój, propozycje na rok 2015» - Warszawa: «Diamond trading tour», 2015. s. 36-40.