

УДК 631.356.2

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЗАПОБІЖНИХ МУФТ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН ДВОСТОРОННЬОЇ ДІЇ

Б.М. ГЕВКО, д.т.н., проф.,

*П.В. БОСЮК, асистент, e-mail: bosjuk@gmail.com, тел.: +38-096-996-24-39 –
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя*

РЕЗЮМЕ

Мета дослідження. Метою даної роботи є обґрунтування параметрів та розробка методики розрахунку основних конструктивно-силових параметрів пари контакту розробленого пристрою.

Методи. Методи дослідження проводилися з використанням теорії машин і механізмів, методів пошуку і синтезу технічних систем інженерної творчості й вибору раціональних технічних рішень, положень класичної механіки, основ конструювання машин, а також за допомогою спеціально розроблених прикладних програм для ПЕОМ. Використовували методи математичного моделювання робочих процесів з використанням сучасних пакетів прикладних програм.

Результати. Обґрунтовано параметри та розрахунок основних конструктивно-силових параметрів пари контакту розробленого пристрою.

Висновки. Розроблена конструкція запобіжної муфти двосторонньої дії приводів сільськогосподарських машин з гальмівними елементами у вигляді вісімки з поздовжнім пазом верхнього отвору, отвори гальмівних елементів встановлені на пальці для їх точного центрування, яка захищена патентом на винаходи України. Виведені аналітичні залежності для визначення конструктивних і силових параметрів муфти двосторонньої дії, з врахуванням їх будови та специфіки роботи.

Ключові слова: гальмівні елементи, запобіжна муфта двосторонньої дії, обґрунтування параметрів, робочий хід контактної ланки.

UDC 631.356.2

THE FOUNDATION OF THE PARAMETERS OF AGRICULTURAL MACHINES OVERLOADS CLUTCH DOUBLE ACTING

B.M. HEVKO, PhD, Prof.,

*P.V. BOSYUK, assistant, e-mail: bosjuk@gmail.com, tel.: +38-096-996-24-39 – Ternopol State
Technical University named after Ivan Puliuj*

SUMMARY

The aim of research. The purpose of this paper is to study options and develop a method of calculating the basic structural and power of steam contact developed device.

Methods. Methods performed using the theory of machines and mechanisms, methods of search and synthesis of technical systems engineering creativity and choice of sustainable solutions, the provisions of classical mechanics, fundamentals of designing machines and using a specially developed application for the PC. We used methods of mathematical modeling workflows using modern software applications.

Results. Grounded parameters and calculation of the basic structural and power of steam contact developed device were based.

Conclusions. The design overload clutch double acting actuators agricultural machines with brake elements in the form of eight longitudinal groove of the upper hole was designed, holes of brake elements installed on their fingers for accurate alignment, which is protected by patents of Ukraine. Analytical dependences for determination of structural parameters and power coupling bilateral actions with regard to their structure and specific work were identified.

Key words: braking elements, overload clutch, bilateral action, justification parameters, working progress of contact links.

УДК 631.356.2

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ МУФТОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН ДВУСТОРОННЕГО ДЕЙСТВИЯ

Б.М. ГЕВКО д.т.н., проф.,

П.В. БОСЮК, ассистент, e-mail: bosjuk@gmail.com, тел.: +38-096-996-24-39 –
Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя

РЕЗЮМЕ

Цель исследования. Целью данной работы есть обоснования параметров и разработка методики расчетов основных конструктивно-силовых параметров пары контакта разработанного устройства.

Методы. Методы исследования проводились с использованием теории машин и механизмов, методов поиска и синтеза технических систем инженерного творчества и выбора рациональных технических решений, положений классической механики, основ конструирования машин, а также с помощью специально разработанных прикладных программ для ПЭВМ. Использовали методы математического моделирования рабочих процессов с использованием современных пакетов прикладных программ.

Результаты. Обоснованы параметры и расчеты основных конструктивно-силовых параметров пары контакта разработанного устройства.

Выводы. Разработанная конструкция предупредительной муфты двухстороннего действия приводов сельскохозяйственных машин с тормозными элементами в виде восьмерки с продольным пазом верхнего отверстия, отверстия тормозных элементов установлен на пальце для точного центрирования, которая защищена патентом на изобретения Украины. Выведенные аналитические зависимости для определения конструктивных и силовых параметров муфты двухстороннего действия, с учетом их строения и специфики работы.

Ключевые слова: тормозные элементы, предупредительная муфта двухстороннего действия, обоснование параметров, рабочий ход контактного звена.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Муфти входять до складу більшості сільськогосподарських агрегатів та механізмів і мають значний вплив на їх експлуатаційні і технічні характеристики. Поряд із передачею обертового руху муфти виконують ще й інші функції. Зокрема це захист від перевантаження, компенсація зміщень з'єднаних валів, амортизація поштовхів, ударних навантажень та вібрацій, що супроводжують роботу різного роду машин та механізмів, а також зміна напрямку обертання. При проектуванні нових конструкцій муфт постійною є проблема вибору їх оптимальних параметрів у залежності від їх співвідношення, умов експлуатації, бажаних функціональних характеристик та багатьох інших факторів.

Мета. Метою цієї роботи є розробка методики розрахунку основних конструктивно-силових параметрів пари контакту розробленого пристрою.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ПУБЛІКАЦІЙ

Питання визначень взаємозалежностей конструктивно-силових параметрів обгінних муфт розглянуті у працях В.С.Полякова, І.Д.Барбаша, В.О.Малашенка, В.Т.Павлище [1, 2, 3]. Проте розрахунок кожного пристрою має свою специфіку, оскільки кожна із конструкцій характеризується наявністю тих чи інших конструктивних елементів, які впливають на характер їх спрацювання.

Робота виконується в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки «Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі» на 2006-2015 роки.

Робота муфти обгону двосторонньої дії (рис. 1) здійснюється наступним чином. Обертовий момент передається від приводної зірочки 1 на зовнішню обойму 2, кільце 10 і розрізні циліндричні гальмівні сектори 4. Останні передають обертовий момент на гальмівні елементи 12 і вал 3, який обертає робочий орган силосозбирального комбайна чи іншої машини (на кресленні не показано).

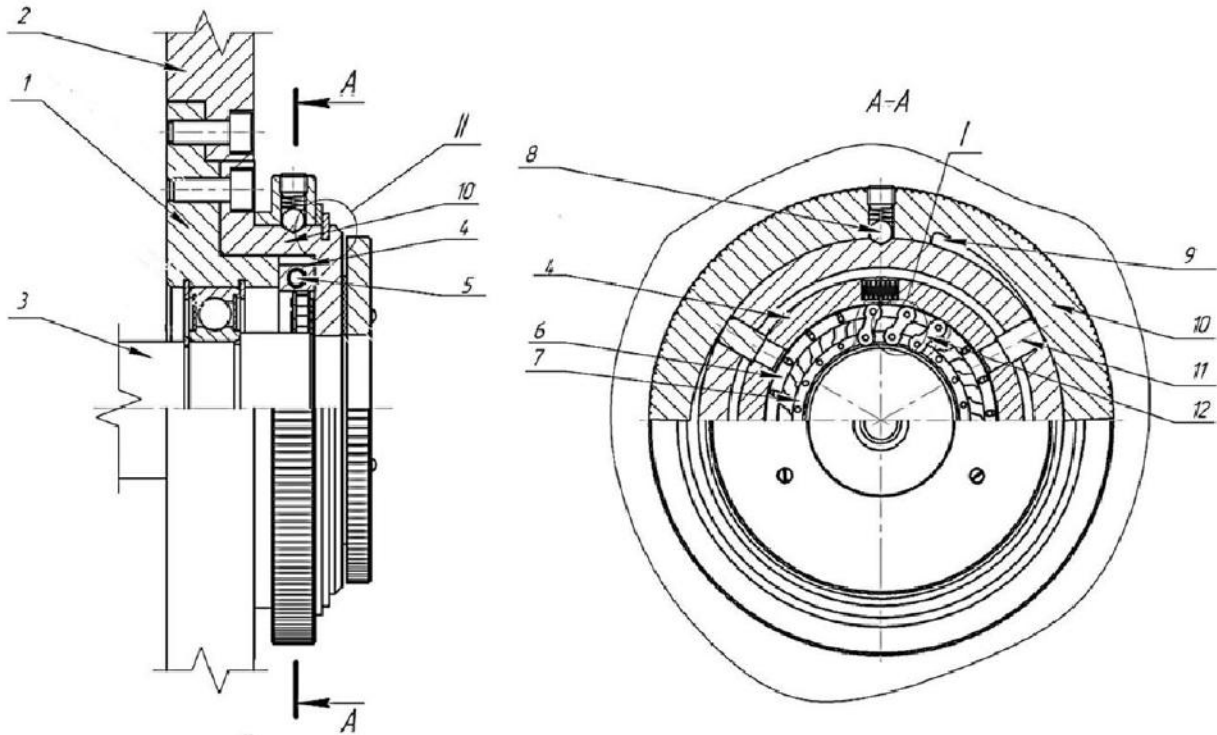


Рис. 1. Обгінна муфта

Fig. 1. Free-wheel clutch

Нижній сепаратор 7 за допомогою пальців 15 закріплено до кільця 10, а верхній 6 пальцями 14 до шайби. Нижніми отворами гальмівні елементи 12 є у взаємодії з пальцями 14 з можливістю відносного переміщення і які жорстко закріплені до торця внутрішнього сепаратора 7, а верхні розгінні видовжені отвори 13 виконані у вигляді розгінних видовжених пазів, які є у взаємодії з пальцями 14, які жорстко закріплені до торця зовнішнього сепаратора з можливістю відносного переміщення. Якщо гальмівні елементи 12 в механізмі знаходяться під нахилом вправо (поз. а, рис. 1), то вал 3 вільно обертається проти годинникової стрілки. Зворотній рух вала неможливий через заклинювання гальмівних елементів 12 між сегментом 4 та валом 3.

Для зміни руху вала 3 необхідно повернути кільце 10 таким чином, щоб направляючі пальці 8 опинилися у виїмці, тим самим циліндричні гальмівні сектори 12 за допомогою пружин 5 збільшують свій внутрішній діаметр і звільняють гальмівні елементи від навантаження. За допомогою шайби переміщують верхній сепаратор 6 вліво (поз. б, рис. 1), для чого виконані розгінні пази. Кільце 10 повертається назад до фіксації його кулькою 8. При цьому

вал 3 вільно обертається в протилежну сторону (за годинниковою стрілкою).

Дана обгінна муфта передає крутний момент за рахунок само-заклинювання гальмівних елементів під час їх контакту із внутрішньою поверхнею зовнішньої обойми пристрою. Умова самозаклинювання забезпечується комплексною дією сил тертя в точках контакту безпосередньо зовнішніх поверхонь контактних ланок внаслідок їх повертання на своїх осях.

Згідно розрахункової схеми (рис. 2) результуючу силу F_p , яка протидіє силі контакту W гальмівних елементів, яка є складовою умови самозаклинювання, можна виразити через нормалі сили N_1 і N_2 , що виникають на поверхнях контакту осі і пазів контактної ланки.

$$F_p = N_1 \sin(\alpha/2) + N_2 \sin(\alpha/2) = \sin(\alpha/2)(N_1 + N_2) \quad (1)$$

де α – кут нахилу поверхні контактної ланки.

Згідно розрахункової схеми умова рівноваги сил, при якій забезпечується умова самозаклинювання гальмівних елементів, є наступною

$$W \geq F_p \cos(\alpha/2) + F_{T1} \cos(\alpha/2) + F_{T2} + F_{TK} / [\operatorname{tg}(\alpha/2)] \quad (2)$$

$$W \geq F_p \cos(\alpha/2) + F_{T1} \cos(\alpha/2) + F_{T2} + \frac{F_{TK} \cos(\alpha/2)}{\sin(\alpha/2)} \quad (3)$$

$$W \geq F_{T2} + \cos(\alpha/2) \left(F_p + F_{T1} + \frac{F_{TK}}{\sin(\alpha/2)} \right) \quad (4)$$

Значення сил тертя можна виразити через одну із нормалей N_1 або N_2 . Відповідно сила тертя рівна [1]

$$F_{T1} = N_1 f; \quad (5)$$

$$F_{T2} = N_2 f; \quad (6)$$

$$F_{TK} = N_1 f / \cos(\alpha/2), \quad (7)$$

де f – коефіцієнт тертя.

З урахуванням рівності (1) і залежностей (5), (6), (7) умову забезпечення самозаклинювання гальмівних елементів можна записати у наступному вигляді

$$W \geq N_2 (f + \cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)) + N_1 \cos(\alpha/2) \left[\sin(\alpha/2) + f + \frac{f}{\cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)} \right] \quad (8)$$

Як видно із розрахункової схеми, нормальна сила N_2 є протилежно напрямленій силі контакту F_K , але рівною їй за значенням.

$$N_2 = F_K \quad (9)$$

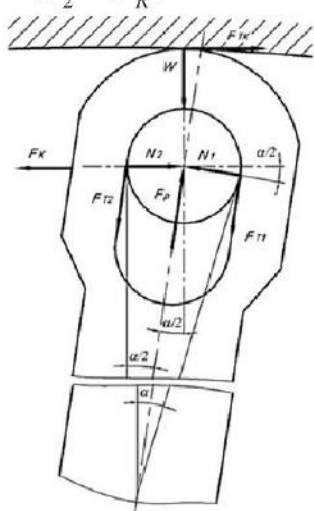


Рис. 2. Розрахункова схема сил контакту гальмівного елемента в зачепленні муфти

Fig. 2. Diagram of braking forces contact element in the clutch engagement

Тобто силу контакту між однією ланкою і внутрішньою поверхнею муфти знайдемо з умови (8)

$$N_2 (f + \cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)) \leq W - N_1 \cos(\alpha/2) \quad (10)$$

$$\left[\sin(\alpha/2) + f + \frac{f}{\cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)} \right]$$

$$N_2 \leq \frac{W - N_1 \cos(\alpha/2) \left[\sin(\alpha/2) + f + \frac{f}{\cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)} \right]}{f + \cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)}$$

$$N_2 \leq \frac{W - N_1 \cos(\alpha/2) \left[\sin(\alpha/2) + f + \frac{f}{\cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)} \right]}{f + \cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)}$$

відповідно сила контакту однієї ланки рівна

$$F_K = \frac{W - N_1 \cos(\alpha/2) \left[\sin(\alpha/2) + f + \frac{f}{\cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)} \right]}{f + \cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)} \quad (11)$$

Значення сили контакту можна розрахувати згідно розрахункової схеми, наведеної на рисунку 3.

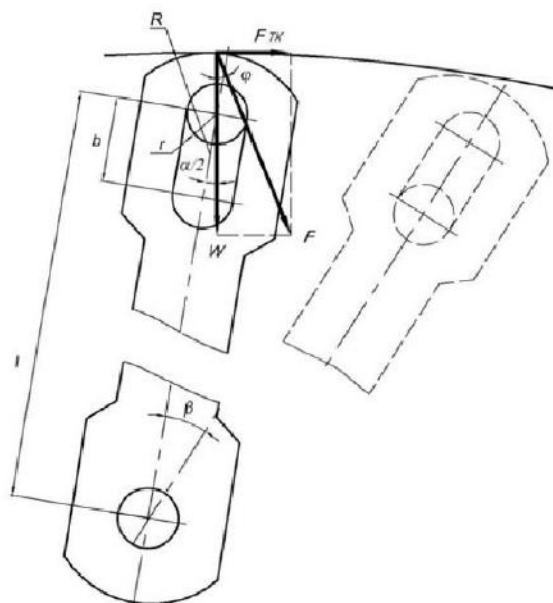


Рис. 3. Розрахункова схема сил контакту гальмівного елемента в зачепленні муфти

Fig. 3. Diagram of braking forces contact element in the clutch engagement

Відповідно момент в кінцевому положенні контактної ланки рівний

$$Nl = W [R \sin \varphi + r + b \sin (\alpha/2 + \varphi)]. \quad (12)$$

Із виразу $R = (b - r) / \sin \varphi$ визначив $b = R \sin \varphi + r$ і підставивши у залежність (12), отримаємо

$$Nl = W [b + b \sin (\alpha/2 + \varphi)], \quad (13)$$

де b – величина робочого ходу контактної ланки; φ – кут тертя.

Після відповідного перетворення отримаємо кінцеву залежність між моментом і силою контакту

$$M = Wb [1 + \sin (\alpha/2 + \varphi)]. \quad (14)$$

Метою подальших розрахунків є встановлення функціональної залежності між величиною робочого ходу b і кутом β повертання контактної ланки.

Згідно розрахункової схеми (рис. 3) під час передачі крутного моменту відбувається заклинювання поверхонь контактних ланок гальмівних елементів внутрішньою поверхнею муфти, тобто опорна площа ланки переміщується з положення 1 в положення 2, відповідно величина переміщення визначається лінійним переміщенням вісі контактної ланки по її пазу, дана величина i є величиною робочого ходу b . Між даною величиною i і кутом β повертання контактної ланки відносно нерухомої осі O існує відповідна залежність, яку можна встановити згідно розрахункової схеми (рис. 4).

Для встановлення даної залежності розглянемо трикутник ABO (рис. 4), згідно якого

$$AO = OB \cdot \cos \beta. \quad (15)$$

Згідно розрахункової схеми величина OB рівна

$$OB = l - b. \quad (16)$$

Підставивши рівність (16) у формулу (15), отримаємо

$$AO = (l - b) \cdot \cos \beta. \quad (17)$$

Також згідно розрахункової схеми величина AO рівна

$$AO = l - b - r. \quad (18)$$

Прирівнявши залежності (17) і (18), отримаємо співвідношення

$$(l - b) \cdot \cos \beta = l - b - r. \quad (19)$$

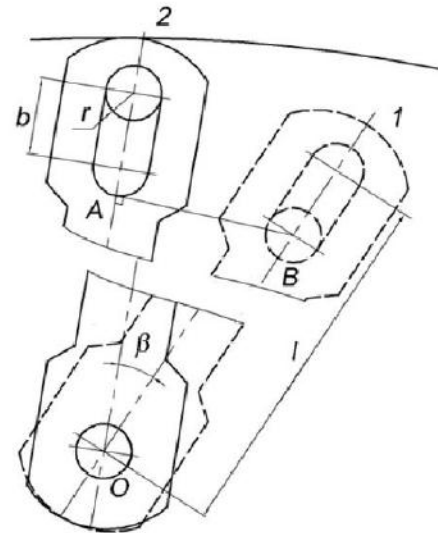


Рис. 4. Розрахункова схема для встановлення функціональної залежності між величиною робочого ходу і кутом повертання гальмівного елемента

Fig. 4. Designed scheme for establishing of functional dependence between the magnitude of the working of the angle and turn the brake element

Шляхом подальших перетворень отримаємо

$$\begin{aligned} b - b \cdot \cos \beta &= l \cdot \cos \beta + l - r; \\ b(1 - \cos \beta) &= l \cdot \cos \beta + l - r; \\ b &= \frac{l \cdot \cos \beta + l - r}{(1 - \cos \beta)}. \end{aligned} \quad (20)$$

Рівність (20) і є шуканим співвідношенням між величиною робочого ходу і кутом повертання гальмівних елементів.

Для встановлення функціональної залежності між величиною робочого ходу і кутом повертання контактної ланки проведемо теоретичне дослідження рівності (20) шляхом підстановки числових значень відстані між осями контактної ланки l , радіуса осі r та кута її повертання β . Під час теоретичного дослідження числові значення відстані між осями контактної ланки конструктивно приймалися у межах $l=20 \dots 60$ мм; радіуса осі $r=2 \dots 5$ мм; кута повертання $\beta=10 \dots 25^\circ$.

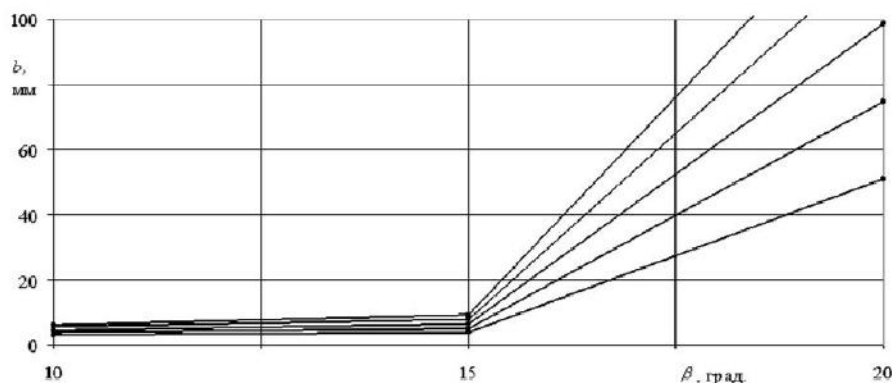


Рис. 5. Залежність зміни величини робочого ходу гальмівних елементів від кута повертання контактної ланки

Fig. 5. Dependence of change of size of working stroke of brake elements on the angle to turn the contact link

Шляхом аналізу числових даних, отриманих у результаті розрахунку залежності (20), а також аналізуючи отримані графічні залежності $b = f(\beta)$ (рис. 5), встановлено, що співвідношення між величиною робочого ходу та кутом повертання контактної ланки має чітко виражену лінійну залежність у діапазоні кроку кута повертання 5° . Встановлено, що за межами $18...20^\circ$ спостерігається різке зростання числового значення величини робочого ходу, що на практиці може свідчити про виникнення в даному діапазоні кутів умови самозаклинювання. Проте для підтвердження даного припущення необхідна серія експериментальних досліджень.

Графічні залежності, які представлені на рис. 5, дають змогу комплексно оцінити вплив того чи іншого параметра (при заданих інших), на величину зміщень гальмівних елементів обгінної муфти в процесі забезпечення умови само заклинювання, необхідної для передачі крутного моменту, а також можуть бути основою для розробки інженерної методики проектування аналогічних пристроїв.

ВИСНОВКИ

Розроблена конструкція запобіжної муфти двосторонньої дії приводів сільськогосподарських машин з гальмівними елементами у вигляді вісімки з поздовжнім пазом верхнього отвору, отвори гальмівних елементів встановлені на пальці для їх точного центрування. Виведені аналітичні залежності для визначення конструктивних і силових параметрів муфти двосторонньої дії.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – К.: Вища школа, 1993. – 556 с.
2. Малащенко В.О., Гащук П.М., Сороківський О.І., Малащенко В.В. Кулькові механізми вільного ходу. – Львів: «Новий Світ – 2000», – 212 с.
3. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. – Л.: Политехника, 1991. – 383 с.
4. Кулькові механізми вільного ходу / [Малащенко В.О., Гащук П.М., Сороківський О.І., Малащенко В.В.]. – Львів: «Новий світ 2000», – 212 с.
5. Пат. 87248 UA, МПК (2014.01) F16D 41/00. Муфта обгону двосторонньої дії / Дзюра В.О.; Ляшук О.Л.; Дячун А.Є.; Босюк П.В., заявники Дзюра В.О.; Ляшук О.Л.; Дячун А.Є.; Босюк П.В. – № u201311392; Заявл. 26.09.2013. Опубл. 27.01.2014. Бюл. № 2. – 6 с.
6. Малащенко В.О., Мартинців М.П., Пінчук А.В. Розподіл питомого тиску на бокових поверхнях кілець фрикційної муфти підвищеної навантажувальної здатності // Наук. вісн. УДАУ. – 2005. – Вип. 152. – С. 51–56. 5.
7. Рогатинский Р., Нагорняк Г. Структурно-схемний синтез відцентрових запобіжних муфт // Матеріали п'ятої наукової конференції Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя. – Тернопіль: ТДТУ. – 2001. – С. 76.
8. Гевко І. Б. Дослідження характеристик запобіжних пристроїв машин / І. Б. Гевко // Машинознавство. – 1997. – № 4–6. – С. 17–21.
9. В.С. Поляков, И.Д. Барбаш, О.А. Ряховский. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1974. – 352 с.
10. Гевко Б.М., Флик Э.П., Матвийчук А.В., Дубик О.И. Стенд для испытания характеристик приводных устройств сельскохозяйственных машин / Рукопись деп. в УкрНИИТИ, №258, Ук-84. – К.: – 1984. С. 16.

11. Гевко Р.Б. Разработка конструкций и определение функционально-эксплуатационных характеристик шариковых предохранительных муфт: Дис. ... канд. тех. наук: 05.02.02 – Львов, 1990. – 180 с.

12. Дьяченко С.К., Киркач Н.Ф. Предохранительные муфты. – К.: Гостехиздат УССР, 1962. – 120 с.

13. Иванов Е.А. Муфты приводов. – М.: Машгиз, 1959. – 412 с.

14. Испытания сельскохозяйственной техники / С.В. Кардашевский, Л.В. Погорелый, Г.М. Фурман и др. – М.: Машиностроение, 1979. – 320 с.

15. Ниберг Н.Я. Муфты. Детали машин. Справочник. – М.: Машиностроение, 1968. – 440 с.

16. Ногин В.Д., Протодяконов Н.О., Евлампиев И.И. Основы теории оптимизации. – М.: Высшая школа, 1986. – 146 с.

17. Поляков В.С., Барбаш И.Д. Муфты. Конструкции и расчет. Изд.4, переработ. и доп. – Л.: Машиностроение, 1973. – 336 с.

18. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. /Под ред. проф. В.С.Полякова. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1979. – 343 с.

19. Rupeta U., Leplarczyk D., Potoczny M. (2012) – Bezpeka tertia zcheplennia patent PL 393978 (A1). MPK F16D 7/00, PL 20110393978 20110221, Польша, пар. 3.

20. Gevko R.B., Klendiy O.M. – The investigation of the process of the actuation of the safety device of a screw conveyer, INMATEH: Agricultural engineering, vol. 42, no. 1/2014, pg. 55-60, Bucharest, Romania.

REFERENCES

1. Pavlyshche V.T. Osnovy konstruiuvannya ta rozrakhunok detalei mashyn. – K.: Vyshcha shkola, 1993. – 556 s.

2. Malashchenko V.O., Hashchuk P.M., Sorokivskiy O.I., Malashchenko V.V. Kulkovi mekhanizmy vilnoho khodu. – Lviv: «Novyi Svit – 2000», – 212 s.

3. Riakhovskiy O.A., Yvanov S.S. Spravochnyk po muftam. – L.: Polytekhnika, 1991. – 383 s.

4. Kulovi mekhanizmy vilnoho khodu / [Malashchenko V.O., Hashchuk P.M., Sorokivskiy O.I., Malashchenko V.V.]. – Lviv: «Novyi svit 2000», – 212 s.

5. Pat. 87248 UA, MPK (2014.01) F16D 41/00. Mufta obhonu dvostoronnoi dii / Dziura V.O.; Liashuk O.L.; Diachun A.Ie.; Bosiuk P.V., zaiavnyky Dziura V.O.; Liashuk O.L.; Diachun A.Ie.; Bosiuk P.V. – № u201311392; Zaiavl. 26.09.2013. Opubl. 27.01.2014. Biul. № 2. – 6 s.

6. Malashchenko V.O., Martyntsiv M.P., Pinchuk A.V. Rozpodil pytomoho tysku na bokovykh poverkhniah kilets fryktsiinoi mufty pidvyshchenoi navantazhuvalnoi zdatnosti // Nauk. visn. UDAU. – 2005. – Vyp. 152. – S. 51–56. 5.

7. Rohatynskiy R., Nahorniak H. Strukturno-skhemnyi syntezy vidtsentrovnykh zapobizhnykh muft // Materialy piatoi naukovoї konferentsii Ternopilskoho derzhavnogo tekhnichnogo universytetu imeni Ivana Puliuia. – Ternopil: TDTU. – 2001. – S. 76.

8. Hevko I. B. Doslidzhennia kharakterystyk zapobizhnykh prystroiv mashyn / I. B. Hevko // Mashynoznavstvo. – 1997. – № 4–6. – S. 17–21.

9. V.S. Poliakov, Y.D. Barbash, O.A. Riakhovskiy. Spravochnyk po muftam. – L.: Mashynostroenye (Lenynhr. otd-nye), 1974. – 352 s.

10. Hevko B.M., Flyk Э.П., Matvyichuk A.V., Dubyk O.Y. Stend dlia ystranennia kharakterystyk pryvodnykh ustroiv selskokhoziaistvennykh mashyn / Rukopys dep. v UkrNYNTY, №258, Uk-84. – K.: – 1984. S. 16.

11. Hevko R.B. Razrabotka konstruktsiy y opredelenye funktsionalno-ekspluatatsyonnykh kharakterystyk sharykovykh predokhranytelnykh muft: Dys. ... kand. tekhn. nauk: 05.02.02 – Lvov, 1990. – 180 s.

12. Diachenko S.K., Kyrkach N.F. Predokhranytelnye muftu. – K.: Hostekhyzdat USSR, 1962. – 120 s.

13. Yvanov E.A. Muftu pryvodov. – M.: Mashhyz, 1959. – 412 s.

14. Ysptyanya selskokhoziaistvennoi tekhniky / S.V. Kardashevskiy, L.V. Pohorelyi, H.M. Furman y dr. – M.: Mashynostroenye, 1979. – 320 s.

15. Nyberh N.Ia. Muftu. Detaly mashyn. Spravochnyk. – M.: Mashynostroenye, 1968. – 440 s.

16. Nohyn V.D., Protodiakonov N.O., Yevlampyev Y.Y. Osnovy teoryy optymyzatsyy. – M.: Vushshya shkola, 1986. – 146 s.

17. Poliakov V.S., Barbash Y.D. Muftu. Konstruktsyy y raschet. Yzd.4, pererabot. y dop. – L.: Mashynostroenye, 1973. – 336 s.

18. Poliakov V.S., Barbash Y.D., Riakhovskiy O.A. Spravochnyk po muftam. /Pod red. prof. V.S.Poliakova. – L.: Mashynostroenye (Lenynhr. otd-nye), 1979. – 343 s.

19. Rupeta U., Leplarczyk D., Potoczny M. (2012) – Bezpeka tertia zcheplennia patent PL 393978 (A1). MPK F16D 7/00, PL 20110393978 20110221, Polshcha, par. 3.

20. Gevko R.B., Klendiy O.M. – The investigation of the process of the actuation of the safety device of a screw conveyer, INMATEH: Agricultural engineering, vol. 42, no. 1/2014, pg. 55-60, Bucharest, Romania.