

УДК 631.356.2

© Б.М. Гевко д.т.н., П.В. Босюк, І.Б. Гевко к.т.н., О.П. Скиба к.т.н.
Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя.

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЗАПОБІЖНИХ МУФТ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН ДВОХСТОРОННЬОЇ ДІЇ

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

ГАЛЬМІВНІ ЕЛЕМЕНТИ, ЗАПОБІЖНА МУФТА ДВОХСТОРОННЬОЇ ДІЇ, ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ, РОБОЧИЙ ХІД КОНТАКТНОЇ ЛАНКИ.

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 в залежності від їх співвідношення, умов експлуатації, бажаних функціональних характеристик та багатьох інших факторів.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питання визначень взаємозалежностей конструктивно-силових параметрів обгінних муфт розглянуті у працях В.С. Полякова, І.Д. Барбаша, В.О. Малащенко, В.Т. Павлице [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 агропромислового комплексу” на 2006-2015 роки.

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

Результати дослідження. Робота муфти обгону двохсторонньої дії (рис. 1) здійснюється наступним чином. Обертовий момент передається від привідної 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).

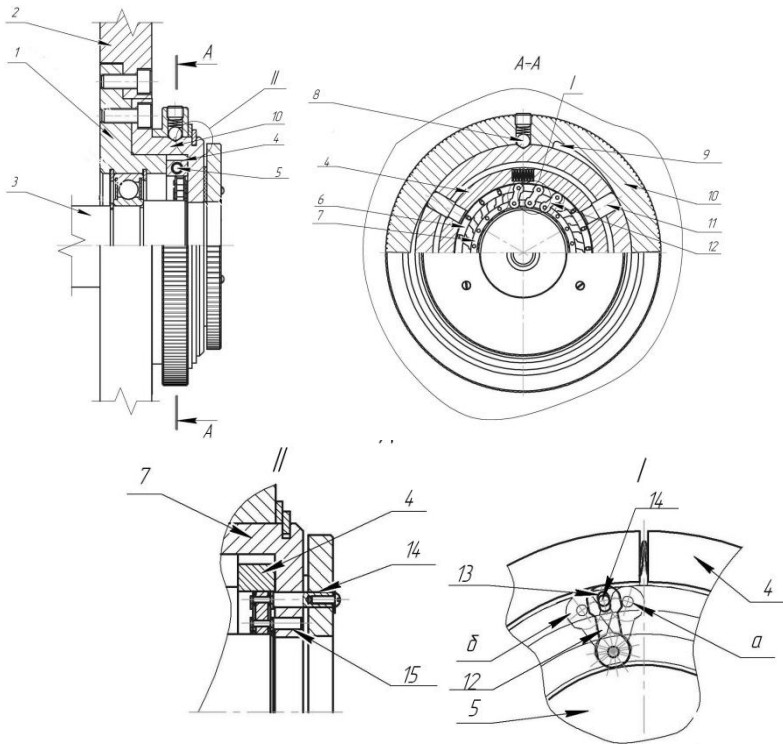


Рис. 1 - Обгінна муфта

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 необхідну 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 самозаклинювання гальмівних елементів під час їх контакту із внутрішньою поверхнею зовнішньої обойми пристрою. Умова само заклинювання забезпечується комплексною дією сил тертя в точках контакту безпосередньо зовнішніх поверхонь контактних ланок внаслідок їх провертання 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]

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

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

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

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.

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

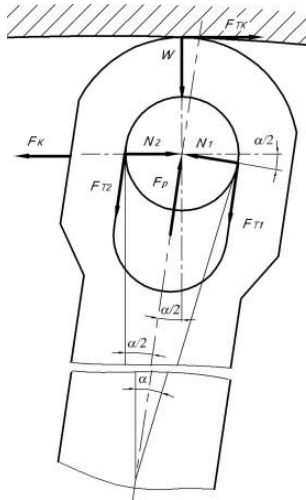


Рис. 2 - Розрахункова схема сил контакту гальмівного елемента в зачепленні муфти

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

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

$$N_2 \leq \frac{W - N_1 \cos(\alpha/2) \left[\sin(\alpha/2) + f + \frac{f}{\cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)} \right]}{f + \cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)}, \quad (10)$$

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.

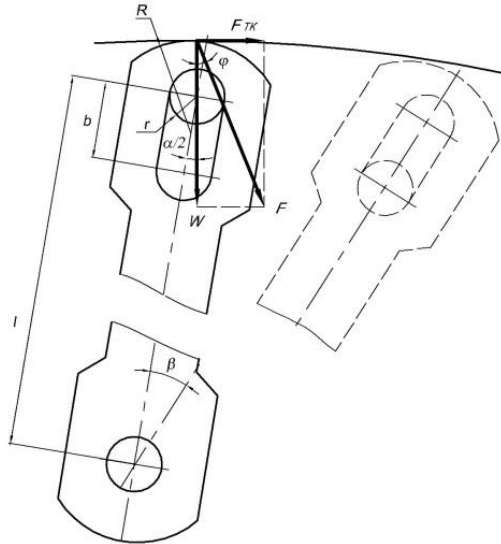


Рис. 3 – Розрахункова схема для визначення залежності між моментом і силою контакту гальмівних елементів

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 провертання контактної ланки.

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

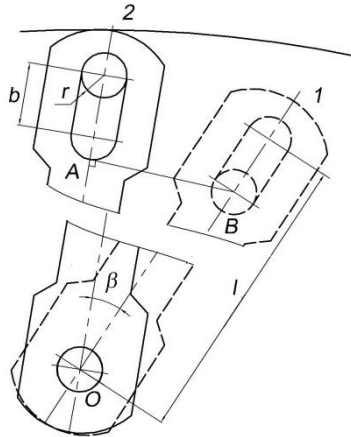


Рис. 4 – Розрахункова схема для встановлення функціональної залежності між величиною робочого ходу і кутом провертання гальмівного елемента

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

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

Шляхом подальших перетворень отримаємо

$$b - b \cdot \cos \beta = l \cdot \cos \beta + l - r ; b(1 - \cos \beta) = l \cdot \cos \beta + l - r ;$$

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

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

Для встановлення функціональної залежності між величиною робочого ходу і кутом провертання контактної ланки проведемо теоретичне дослідження рівності (20) шляхом підстановки числових значень відстані між осями контактної ланки l , радіуса осі r та кута її провертання β . Під час теоретичного дослідження числові значення відстані між осями контактної ланки конструктивно приймалися в межах $l=20\dots60$ мм; радіуса осі $r=2\dots5$ мм; кута провертання $\beta=10\dots25^\circ$.

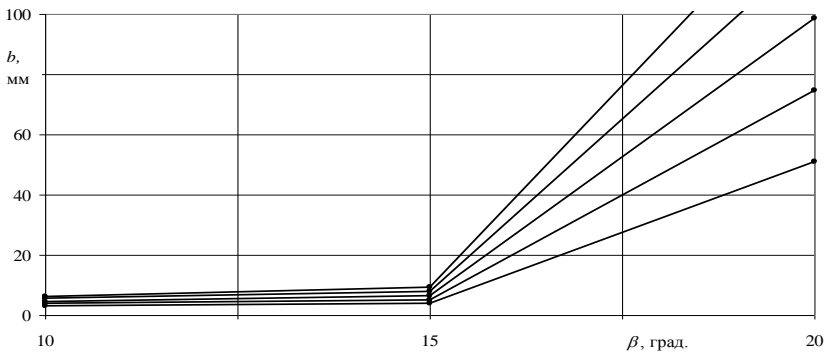


Рис. 5 – Залежність величини робочого ходу гальмівних елементів від кута провертання контактної ланки

Шляхом аналізу числових даних отриманих в результаті розрахунку залежності (20), а також аналізуючи отримані графічні залежності $b = f(\beta)$ (рис. 5) встановлено, що співвідношення між величиною робочого ходу та кутом провертання контактної ланки має чітко виражену лінійну залежність в діапазоні кроку кута провертання

5°. Встановлено, що за межами 18...20° спостерігається різке зростання числового значення величини робочого ходу, що на практиці може свідчити про виникнення в даному діапазоні кутів умови само заклинювання. 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 двохсторонньої 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 двохсторонньої дії.

Література

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. Кульові механізми вільного ходу. – Львів: Новий Світ - 2000, 2012. – 212 с.
3. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. – Л.: Политехника, 1991. – 383 с.
4. Кульові механізми вільного ходу / [Малащенко В.О., Гащук П.М., Сороківський О.І., Малащенко В.В.]. - Львів: "Новий світ 2000", 2012. – 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. 15.2. – С. 51–56. 5. Пат. 53242A Україна. Дискава фрикційна муфта / В.О. Малащенко, А.В. Пінчук. – 2003. – Бюл. № 1.
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 УкрНИИНТИ, №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. Погорельий, 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., Свлампиев 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., Leparczyk D., Potoczny M. (2012) – Безпека тертя зчеплення патент PL 393978 (A1). МПК 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.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух