

УДК621.86

Р.М. Марчук¹, Р.В. Комар¹, Т.С. Дубиняк¹, О.В. Фльонц², В.І. Диня², І.І. Семенів²
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя¹
ВП НУБіП України «Бережанський агротехнічний інститут»²
ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГІДРАВЛІЧНОЇ ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ

Створення нових типів машин і механізмів транспортно-технологічних систем і їх приводів сприяє подальшому розвитку народного господарства та розширення їх номенклатури, підвищення продуктивності праці за рахунок впровадження досягнень науково-технічного прогресу.

Приведена нова конструкція гідравлічної запобіжної муфти підвищеної чутливості, виведені аналітичні залежності для визначення розрахункового крутного моменту в залежності від силових і конструктивних параметрів.

Ключові слова: гідравлічна запобіжна муфта, крутний момент.

Р.М. Марчук, Р.В. Комар, Т.С. Дубиняк, О.В. Фльонц, В.И. Диня, И.И. Семенов
ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ МУФТОЙ

Создание новых типов машин и механизмов транспортно-технологических систем и их приводов способствует дальнейшему развитию народного хозяйства и расширения их номенклатуры, повышение производительности труда за счет внедрения достижений научно-технического прогресса.

Приведена новая конструкция гидравлической предохранительной муфты повышенной чувствительности, выведены аналитические зависимости для определения расчетного крутящего момента в зависимости от силовых и конструктивных параметров.

Ключевые слова: гидравлическая предохранительная муфта, крутящий момент.

R. Marchuk, R. Komar, T. Dubynyak, A. Flonts V. Dynya, I. Semeniv
RATIONALE FOR SETTING HYDRAULIC OVERLOAD CLUTCH

Creation of new types of machines and mechanisms of transport and technological systems and their drives contributes to further economic development and expansion of the range, increase productivity through the introduction of scientific and technological progress.

Present new design of hydraulic overload clutch hypersensitivity, Analytical dependence for determining the estimated torque depending on power and design parameters.

Keywords: hydraulic overload clutch torque.

Постановка питання. Для захисту робочих органів гвинтових конвеєрів широко використовують запобіжні муфти різного конструктивного виконання. Тому з метою зменшення динамічних навантажень у процесі боксування і забезпечення надійного захисту гвинтових механізмів від перевантаження розроблено гідравлічну запобіжну муфту підвищеної чутливості, в якій значно зменшені витрати на тертя контактуючих поверхонь.

Аналіз результатів останніх досліджень. Питаннями захисту приводів машин і механізмів від перевантаження присвячені праці Полякова В.С. [1], Раховського О.А. [2], Тепинкечиева В.К. [3], Малащенко В.О. [4], Павлище В.Т. [5], Нагорняка С.Г. [6], Рогатинський Р.М. [7], Гевко Б.М. [8], Флік Є.П. [9], Гевко Р.Б. [10] та багато інших. Однак цілий ряд питань підвищення чутливості запобіжних муфт потребують свого вирішення. Тому тема є актуальною і має велике значення для удосконалення їх конструкції.

Постановка завдань. Підвищення точності спрацювання гідравлічних запобіжних муфт за рахунок зменшення сил тертя в механізмі.

Викладення основного матеріалу. Для захисту робочих органів гвинтових конвеєрів використовують запобіжні муфти підвищеної чутливості. На рис.1 зображена конструкція гідравлічної запобіжної муфти підвищеної чутливості, яка виконана у вигляді веденої пів муфти, яка складається з двох частин, які встановлені на ведучому валу 2 за допомогою сферичного підшипника 3 і жорстко з'єднану приводною зірочкою. На кінці ведучого вала 2 шарнірно встановлена ведуча пів муфта, яка виконана у вигляді диска 5 і підтримувана в нахиленому до осі обертання муфти положення пальцями 6, які контактують своїми сферичними поверхнями.

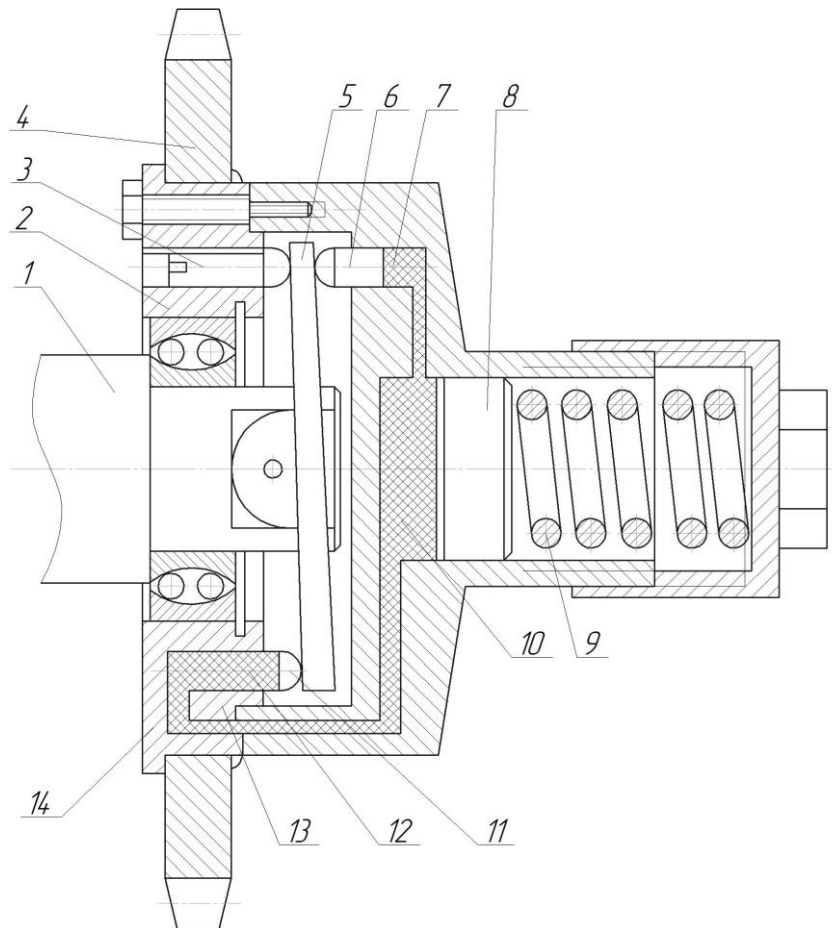


Рис.1. - Гідралічна запобіжна муфта підвищеної чутливості [11]

Особливістю конструкції пальців 6 є в тому, що при їх вершинах є за вальцьовані пульки 7, які є в контакті з твердим мастилом для їх змащення. Пальці 6 встановлені в діаметрально протилежних продольних каналах 8, виконані у веденій пів муфті і з'єднаних з центральним отвором 9, в якому встановлений поршень 10. Простір між пальцями 6 і поршнем 10 заповнено в'язкою рідиною 11, наприклад гідропластом. Поршень 10 підпружинений в осьовому напрямку пружиною 12 зусилля якої регулюють гайкою 13. Для обмеження нахилу ведучої пів муфти (диска) у веденій пів муфті передбачено упор 14.

Установка веденої пів муфти на валу за допомогою сферичного підшипника 3 в сукупності з шарнірним з'єднанням провідної напівмуфти з валом дозволяє компенсувати кутів відхилення веденого елемента в широкому діапазоні.

В загальному випадку навантаження крутним моментом на палець із завальцьованою кулькою буде рівне

$$T = P_k l, \quad (1)$$

де P_k – колова сила, Н;

l – відстань від центральної осі муфти до точки контакту кульки пальця із ведучим диском, м.

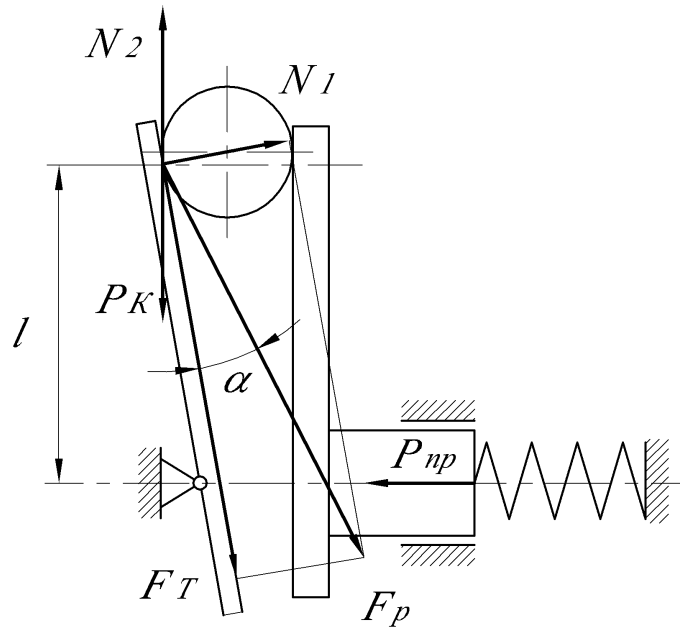


Рис. 2. – Розрахункова схема для визначення конструктивних параметрів контактуючих елементів муфти та діючих на них сил

Силу тиску пружини можна представити залежністю [2]

$$P_{np} = C(\Delta'_o + \Delta_n), \quad (2)$$

де C - жорсткість пружини;

Δ'_o - попередня деформація (підтиск) пружини;

Δ_n - поточна деформація пружини.

Згідно розрахункової схеми результуючу силу F_p , яка протидіє силі пружини P_{np} , можна виразити через нормальні сили N_1 і N_2 , що виникають в місці контакту кульки з ведучим диском

$$P_{np} = N_1 \sin \alpha + N_2 \sin \alpha = \sin \alpha (N_1 + N_2). \quad (3)$$

Згідно розрахункової схеми умова рівноваги сил, при якій забезпечується передача крутного моменту є наступною

$$P_{np} \geq F_p + \frac{F_T}{\cos \alpha}. \quad (4)$$

Значення сили тертя F_T можна виразити через нормальну силу N_1 . Відповідно сила тертя рівна [1]

$$F_T = N_1 f, \quad (5)$$

де f – коефіцієнт тертя.

З урахуванням рівності (4) і залежності (5) умову забезпечення передачі крутного моменту можна записати у наступному вигляді

$$P_{np} \geq \sin \alpha (N_1 + N_2) + \frac{N_1 f}{\cos \alpha}. \quad (6)$$

Як видно із розрахункової схеми нормальна сила N_2 є протилежно напрямленою коловій силі P_k , але є рівною їй за значенням.

$$N_2 = P_k. \quad (7)$$

Відповідно силу контакту півмуфт можна визначити з умови (6)

$$\begin{aligned} N_2 \sin \alpha &\leq P_{np} - \frac{N_1 f}{\cos \alpha} - N_1 \sin \alpha; \\ N_2 &\leq \frac{P_{np} - N_1 f \cdot 1/\cos \alpha - N_1 \sin \alpha}{\sin \alpha}, \end{aligned} \quad (8)$$

згідно рівності (7) колова сила рівна

$$P_k = \frac{P_{np} - N_1 f \cdot 1/\cos \alpha - N_1 \sin \alpha}{\sin \alpha}. \quad (9)$$

З врахуванням залежності (2) формула (9) набуде наступного вигляду

$$P_k = \frac{C(\Delta'_o + \Delta_n) - N_1 f \cdot 1/\cos \alpha - N_1 \sin \alpha}{\sin \alpha}. \quad (10)$$

При розрахунку крутного моменту, що сприймає запобіжна муфта, з врахуванням залежності (10), розрахункове значення крутного моменту можна визначити за формулою

$$T = \frac{lC(\Delta'_o + \Delta_n) - N_1 f \cdot 1/\cos \alpha - N_1 \sin \alpha}{\sin \alpha}. \quad (11)$$

Для встановлення функціональної залежності крутного моменту, що передає муфта, від її конструктивних параметрів було прораховано аналітичну залежність (11) шляхом підстановки змінних значень:

- відстані від центральної осі муфти до точки контакту кульки пальця із ведучим диском, а саме з ряду $l = 0,1; 0,15; 0,2; 0,25$ м;
- жорсткості пружини $C = 3000, 4000, 5000, 6000, 7000$ Н/м;
- поточної деформації пружини $\Delta_n = 0,01; 0,015; 0,02; 0,025$ м;
- коефіцієнта тертя $f = 0,1; 0,15; 0,2$;
- кута нахилу ведучого диска $\alpha = 3, 5, 7, 9, 11, 13, 15^\circ$.

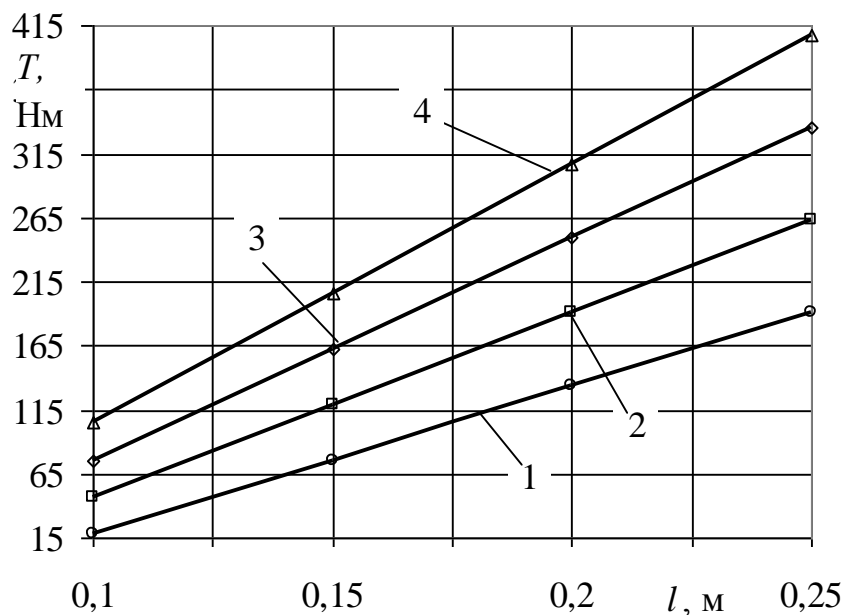


Рис. 3. – Залежність зміни крутного моменту від величини відстані від центральної осі муфти до точки контакту кульки пальця із ведучим диском при змінних значеннях поточної деформації пружини:

1 – $\Delta_n = 0,010$ м; 2 – $\Delta_n = 0,015$ м; 3 – $\Delta_n = 0,020$ м; 4 – $\Delta_n = 0,025$ м

Шляхом аналізу числових даних отриманих в результаті розрахунку залежності (11), а також графічних залежностей $T = f(l)$ (рис.3) встановлено, що дана залежність є лінійною. Очікувано, що збільшення плеча прикладання колової сили спричиняє збільшення крутного моменту. Збільшення поточної деформації пружини прямо пов'язане із збільшенням навантажувальної здатності муфти. Так при однакових значеннях діаметра ведучого диска (з яким безпосередньо пов'язана величина l) спостерігається відповідний приріст навантажувальної здатності пристрою в залежності від величини відстані від центральної осі муфти до точки контакту кульки пальця із ведучим диском. Відповідно при значеннях $\Delta_n = 0,010$ м, при кроці поточної деформації пружини $0,005$ м – у 5,7 раз; при $\Delta_n = 0,015$ м – у 2,7 раз; при $\Delta_n = 0,020$ м – у 2,3 раз і при $\Delta_n = 0,025$ м – у 2,1 рази.

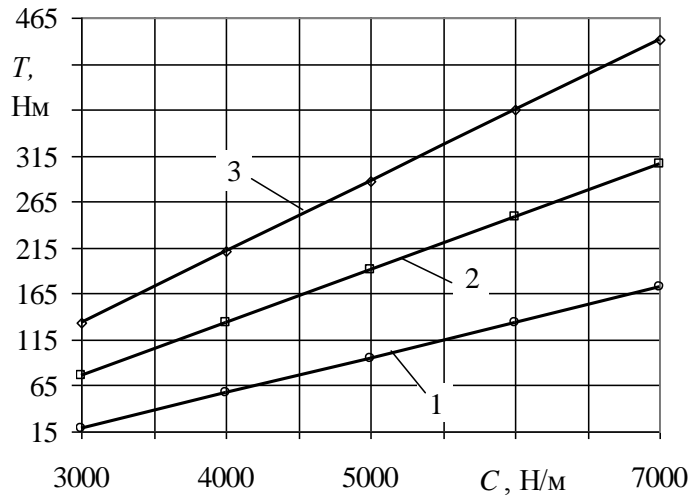


Рис. 4. – Залежність зміни крутного моменту від жорсткості пружини при різних значеннях величини відстані від центральної осі муфти до точки контакту кульки пальця із ведучим диском:

1 – $l = 0,10$ м; 2 – $l = 0,15$ м; 3 – $l = 0,20$ м

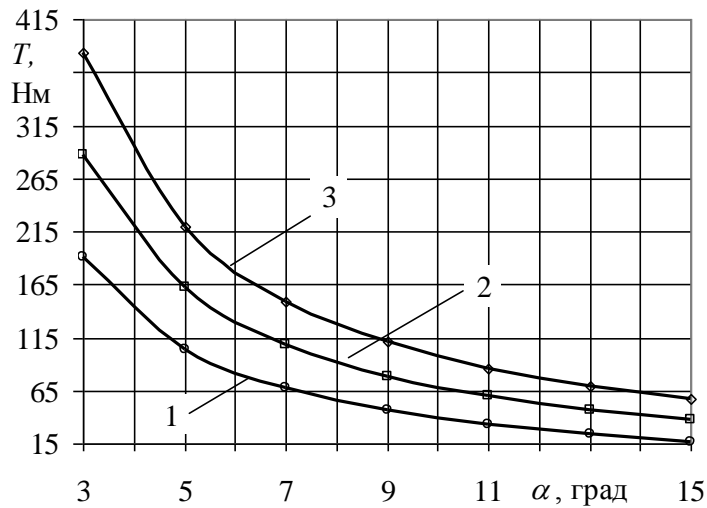


Рис. 5. – Залежність зміни крутного моменту від кута нахилу ведучого диска при різних значеннях величини відстані від центральної осі муфти до точки контакту кульки пальця із ведучим диском:

1 – $l = 0,15$ м; 2 – $l = 0,20$ м; 3 – $l = 0,25$ м

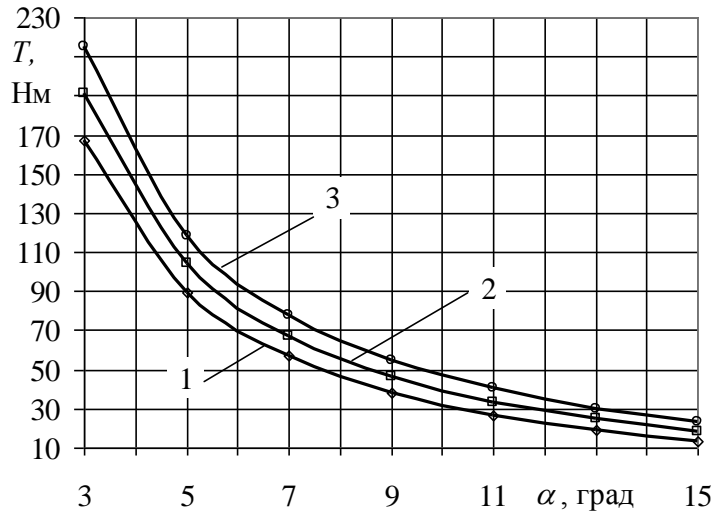


Рис. 6. – Залежність зміни крутного моменту від кута нахилу ведучого диска при різних значеннях при зміні значень коефіцієнта тертя:

1 – $f = 0,2$; 2 – $f = 0,15$; 3 – $f = 0,1$

Аналізуючи отримані результати можна констатувати, що навантажувальна здатність пристрою є вищою при менших значеннях кута нахилу ведучого диска. Це пояснюється тим, що наростання крутного моменту відбувається до вертикального положення ведучого диска, тобто при $\alpha = 0^\circ$ – муфта переходить у запобіжний режим. Також на навантажувальну здатність пристрою впливає коефіцієнт тертя між контактуючими поверхнями. Так, наприклад, при $f = 0,2$ значення крутного моменту у 1,28 рази менше ніж при $f = 0,1$ – це пояснюється втратами на тертя. Відповідно актуальною функцією є подача мастила у зону контакту завальцьованих кульок із ведучим диском. Таке технологічне рішення значно зменшить втрати на тертя контактуючих поверхонь.

Отримані теоретичні залежності дають змогу комплексно оцінити інтенсивність впливу того чи іншого параметра (при заданих інших), на значення крутного моменту, що сприймається розробленою запобіжною муфтою, а також можуть бути основою для розробки інженерної методики проектування аналогічних пристроїв.

Висновки:

1. Розроблена конструкція гідравлічної запобіжної муфти підвищеної чутливості, яка захищена патентом на корисну модель.

2. Розроблено теоретичні передумови проектування запобіжної муфти і виведені аналітичні залежності для визначення величини крутного моменту і встановлені залежності зміни величини крутного моменту від конструктивних і силових параметрів.

Список використаної літератури

1. Поляков В.С., Барабаш И.Д. Ряховський О.А. Справочник по муфтах. – Л.: Машиностроение, 1974.- 352ст.
2. Ряховський О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. –Л.: Политехника, 1991.-384ст.
3. Тепинкечиев В.К. Предохранительные устройства от перегрузов станков. – М.: Машиностроение, 1969. -157ст.
4. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкція та приклади розрахунку. Львів. нац. у-т. "Львівська політехніка" 2006.-196ст.
5. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. - К.: Вища школа, 1993. – 556 с.
6. Нагорняк С.Г., Луців И.В. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования. К.: Техніка. 1992.-70ст.
7. Рогатинський Р.М., Гевко Б.М., Дячун А.Є. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів. Монографія. Тернопіль, 2014.-278ст.
8. Гевко Б.М., Рогатинський Р.М. Винтовые механизмы сельскохозяйственных машин. Львов, 1989.- 176ст.
9. Флик Э.П. Механические приводы сельскохозяйственных машин: -М.:1984,185ст.
10. Гевко Р.Б., Вітровий А.О., Пік А.І. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів. Монографія. Тернопіль, 2012.-205ст.
11. Патент №108267 Муфта запобіжна. Гевко Б.М., Марчук Р.М. та інші. Бюл.№13, 2016.

Стаття надійшла до редакції 16.02.2017