

УДК 621.825

Сороківський О.І., к.т.н.; Іванус Н.В., аспірант
Національний університет "Львівська політехніка"

ВПЛИВ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ НОВИХ ФРИКЦІЙНИХ МУФТ НА ЇЇ СИЛОВІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

***Анотація.** У роботі наведено результати досліджень розробленої конструкції фрикційної муфти приводів. Наведено залежності для визначення основних конструктивних та силових параметрів нових фрикційних муфтах підвищеної навантажувальної здатності. Проведено аналіз залежності обертового моменту, що передається муфтою від основних характеристик муфти.*

***Аннотация.** В работе представлено результаты исследований разработанной конструкции фрикционной муфты приводов. Наведено зависимости для определения основных конструктивных параметров новых фрикционных муфт. Выполнено анализ зависимости передаваемого крутящего момента от основных характеристик муфты.*

***Abstract.** The result of research of new designs of friction clutches drives was done. The design conical clutch of the vehicle was developed. Dependences for determination of the main design parameters of new friction couplings increased load capacity. The analysis of the main parameters of coupling was held.*

Постановка проблеми. Фрикційні муфти широко застосовуються в різноманітних машинах і механізмах, є відповідальними механізмами, від яких залежить рівень та характер навантаження окремих деталей машин.

Плавне вмикання ведучих і ведених ланок привода машин, регулювання в широких діапазонах величини тертя між фрикційними їх поверхнями, значні діапазони моменту, що передаються муфтою, сприяють широкому діапазону застосування фрикційних муфт.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню та розробці конструкцій запобіжних муфт присвячено наукові дослідження вітчизняних та закордонних вчених [1-12], та інші.

Виклад основного матеріалу. Особливе місце в цих роботах займають запобіжні дискові фрикційні муфти, важливою вимогою до проектування яких є забезпечення мінімальних габаритів і маси, але з підвищеною навантажувальною здатністю. Проектування нових дискових фрикційних муфт може бути ефективним, а затрати на їх

доводку до експлуатаційних характеристик мінімальними, якщо мати в своєму розпорядженні аналітичні залежності між геометричними та силовими параметрами муфти, що дозволяють з достатньою точністю виконати інженерні розрахунки та розробити їх конструкції.

На кафедрі деталей машин Національного університету “Львівська політехніка” розроблено ряд прогресивних конструкцій фрикційних муфт підвищеної навантажувальної здатності, подальше впровадження яких у виробництво вимагає теоретичних досліджень їх кінематичних та геометричних параметрів. Правильний вибір конструктивних параметрів запобіжних та інших типів муфт значною мірою залежить від результатів експериментальних досліджень на стадії проектування.

Формулювання задачі дослідження.

У роботі ставляться та розв’язуються наступні завдання: провести аналіз нових конструкцій фрикційних муфт приводів; розробити методику їх розрахунку на міцність; методику визначення основних кінематичних та геометричних параметрів.

Фрикційну муфту підвищеної навантажувальної здатності можна застосувати у приводі зчеплення автомобіля (рис.1). Силу притискання фрикційних дисків створюють пружини (чи пружина) приводу.

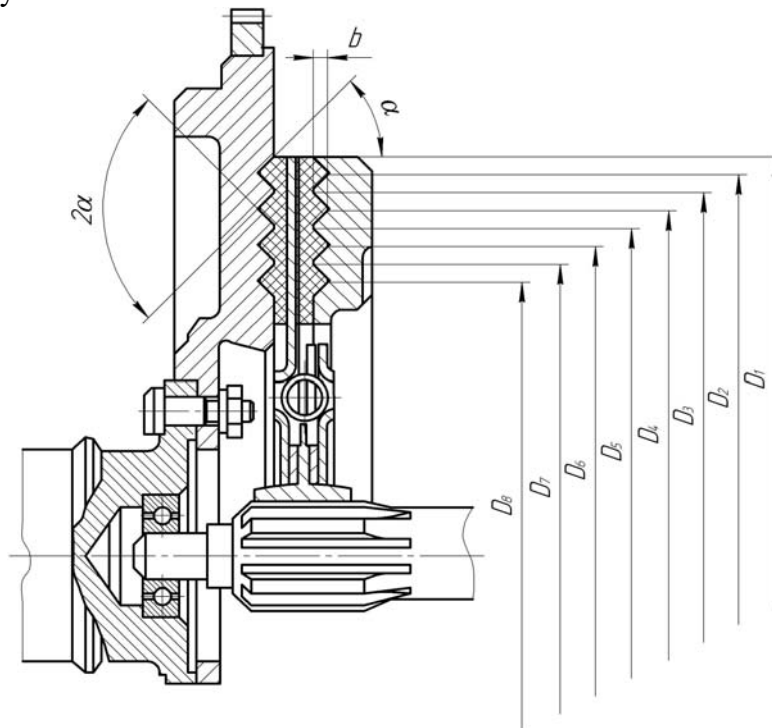


Рисунок 1 - Конструкція конусної муфти зчеплення автомобіля

На сучасних автомобілях здебільшого встановлюють однодискові зчеплення тертя без мастильного матеріалу з

периферійним розташуванням циліндричних пружин чи з центрально розташованою конічною або діафрагмовою пружинами із примусовим керуванням.

Якщо момент, що передається муфтою - значний, то збільшити момент тертя зчеплення можна через збільшення діаметра фрикційних дисків або числа ведених дисків. Збільшення діаметра дисків у свою чергу обмежено габаритними розмірами маховика двигуна і зусиллям вимикання зчеплення. Крім того збільшення діаметра диска призводить також до збільшення його лінійної швидкості, що може викликати руйнування дисків під дією відцентрової сили.

Замість традиційних фрикційних накладок застосуємо накладки з конічними робочими поверхнями шириною b (рис. 1), з кутом нахилу робочої поверхні α . Фрикційні накладки прикріплено до веденого диска зчеплення. Натискний диск зчеплення також містить конічні кільцеві проточки, які спряжені з кільцями фрикційних накладок.

З умови нормальної роботи муфти потрібна сила притискання дисків

$$F_a = \frac{2K_{зч}T_p}{D_m f} \sin \alpha, \quad (1)$$

де $K_{зч}$ – коефіцієнт зчеплення, $K_{зч} = 1,2 \dots 1,5$;

f – коефіцієнт тертя (фрикційні пари сталь-феродо – $f = 0,25 \dots 0,4$);

D_m – середній діаметр тертя.

Розрахунковий момент, що передає муфта

$$T_p = \frac{F_a D_m f}{2K_{зч} \sin \alpha}. \quad (2)$$

Для визначення середнього діаметру тертя фрикційної муфти розглянемо розрахункову схему зображену на (рис. 2).

Внутрішній діаметр однієї робочої конічної поверхні D_1' (рис. 2) кільця фрикційної накладки можна визначити з виразу

$$D_1' = D_1 - 2b \operatorname{tg} \alpha. \quad (3)$$

Тоді середній діаметр тертя цієї ділянки (рис. 2) рівний

$$D_{m1} = 0,5(D_1 + D_1') = 0,5(2D_1 - 2b \operatorname{tg} \alpha) = D_1 - b \operatorname{tg} \alpha. \quad (4)$$

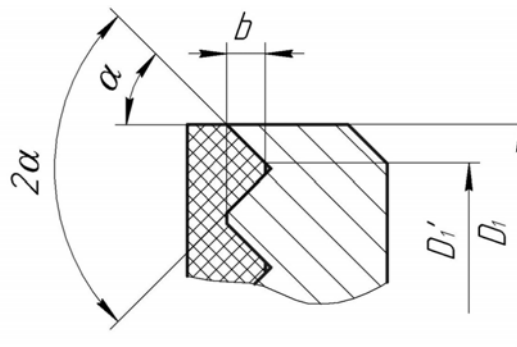


Рисунок 2 - Розрахункова схема

Тоді середній діаметр тертя всієї муфти для кількості конічних поверхонь тертя n маємо (рис. 1)

$$D_m = D_1 + D_2 + D_3 + \dots + D_n - nb \operatorname{tg} \alpha . \quad (5)$$

Остаточно розрахунковий момент, що передає фрикційна муфта

$$T_p = \frac{F_a f}{2K_{зч} \sin \alpha} (D_1 + D_2 + D_3 + \dots + D_n - nb \operatorname{tg} \alpha) . \quad (6)$$

Із залежності (6) можемо дослідити вплив кута нахилу робочої конічної поверхні тертя півмуфт на величину моменту, що передається муфтою. Це необхідно для раціонального вибору основних геометричних параметрів даної муфти. Із конструктивних особливостей запропонованої конічної фрикційної муфти (рис. 1) спроектовано конкретну конструкцію муфти, основні геометричні параметри якої наведено нижче.

Для запроєктованої фрикційної муфти зчеплення автомобіля (рис. 1) приймаємо наступні основні параметри: зовнішній діаметр фрикційних накладок ведених дисків $D_1 = 240$ мм і внутрішній $d = 160$ мм; товщина $s = 4,0$ мм; кут нахилу робочих поверхонь $\alpha = 45^\circ$; ширина робочої поверхні $b = 4$ мм; коефіцієнт тертя між поверхнями $f = 0,3$; коефіцієнт зчеплення $K_{зч} = 1,5$.

Для цієї муфти проведено розрахунки навантажувальної здатності за різного нахилу робочих поверхонь тертя. Для поверхонь, що контактують, в залежності від матеріалів кут конусності вибирають від 10° і вище. Розрахунки проводились для кутів α від 10° до 80° . У випадку сталої величини ширини робочої поверхні тертя кількість таких поверхонь буде змінюватись. Тобто за однакових габаритів муфти у разі малих значень кута конусності кількість поверхонь буде більшою. Що власне і суттєво вплинуло на величину моменту, що передається муфтою.

Отримані результати обчислень наведено в табл. 1.

На основі отриманих результатів побудовано графічну залежність розрахункового моменту, що передається конічною фрикційною муфтою, від кута нахилу робочих поверхонь півмуфт (рис. 3).

Таблиця 1- Залежність моменту, що передається конічною фрикційною муфтою, від кута нахилу робочих поверхонь α

$\alpha, ^\circ$	10	20	30	40	50	60	70	80
$T_p, \text{Н}\cdot\text{м}$	5125	2533	1679	1250	908	568	321	192

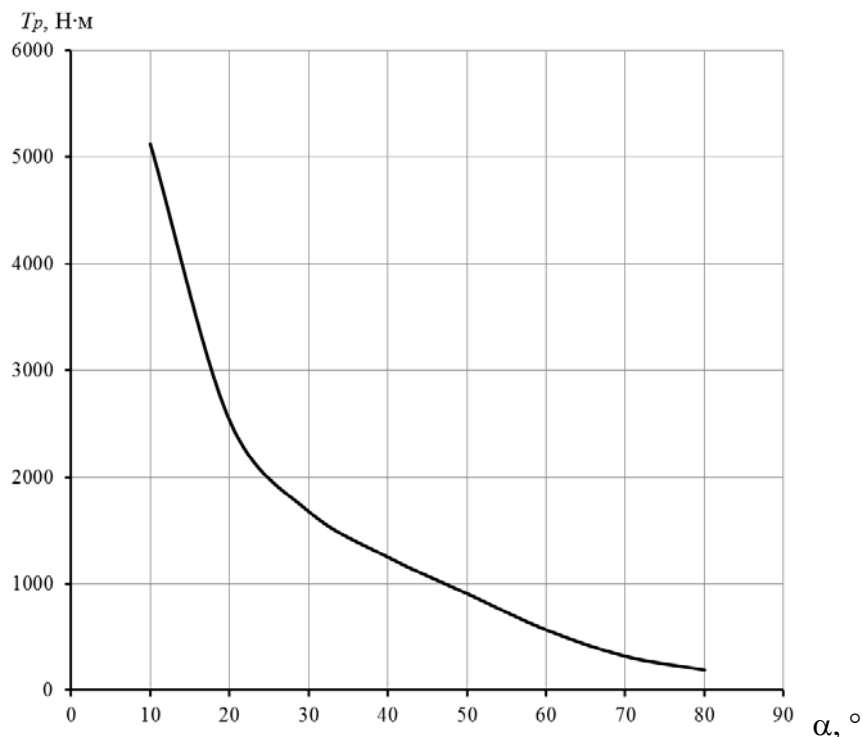


Рисунок 3 - Графічна залежність моменту, що передається фрикційною конічною муфтою від кута нахилу робочих поверхонь

Аналогічно досліджено вплив ширини робочої поверхні тертя на величину моменту, що передається конічною фрикційною муфтою.

Отримані результати обчислень наведено в табл. 2.

Таблиця 2 - Залежність моменту, що передається конічною фрикційною муфтою, від кута нахилу робочої поверхні

$b, \text{мм}$	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_p, \text{Н}\cdot\text{м}$	1408	1257	1112	964	826	695	567	501	431

На основі отриманих результатів побудовано графічну залежність розрахункового моменту, що передається конічною фрикційною муфтою, від ширини робочих поверхонь півмуфт (рис. 4).

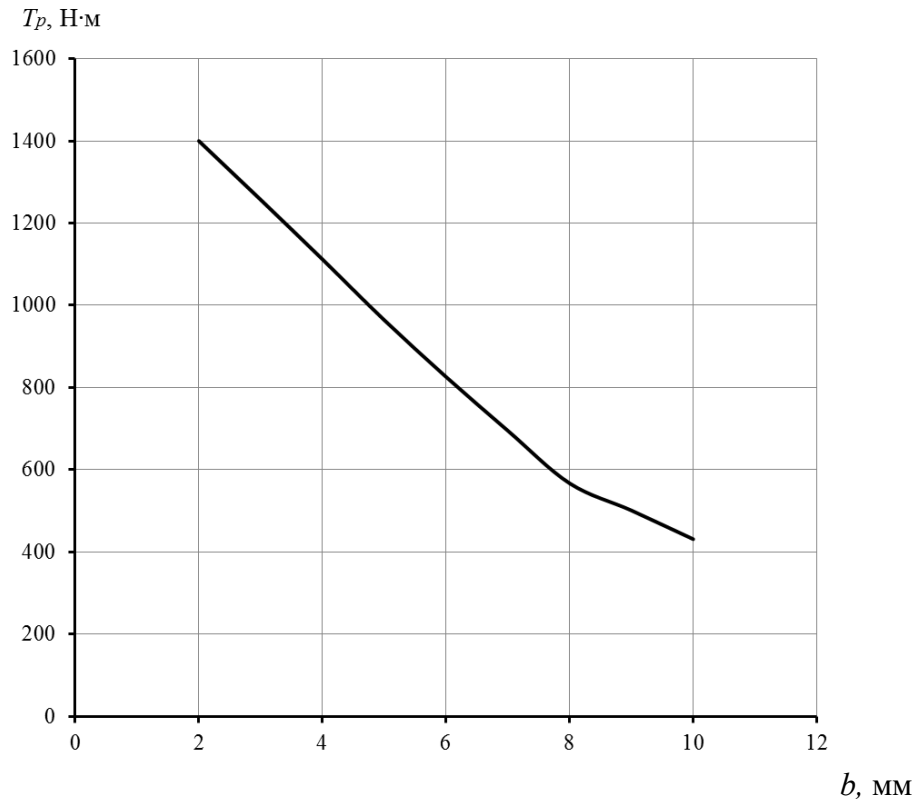


Рисунок 4 - Графічна залежність моменту, що передається фрикційною конічною муфтою від ширини робочої поверхні тертя

Як видно з отриманих результатів досліджень у разі незначної ширини робочих поверхонь можна отримати більшу несучу здатність нової фрикційної муфти. Це пояснюється тим, що у разі невеликої ширини робочої поверхні (2...4 мм) кількість таких конічних поверхонь в робочій зоні збільшується, також збільшується поверхня тертя між пів муфтами. У випадку однакової притискної сили момент, що передається муфтою буде більший.

Аналогічно з попереднім досліджено вплив кількості робочих конічних поверхонь тертя на величину моменту, що передається конічною фрикційною муфтою. Отримані результати обчислень наведено в табл. 3, а графічна залежність на рис. 5.

Таблиця 3 - Залежність моменту, що передається конічною фрикційною муфтою, від кількості робочих конічних поверхонь

n	1	2	3	4	5	6	7	8
$T_p, \text{Н}\cdot\text{м}$	163	319	469	611	747	876	998	1112

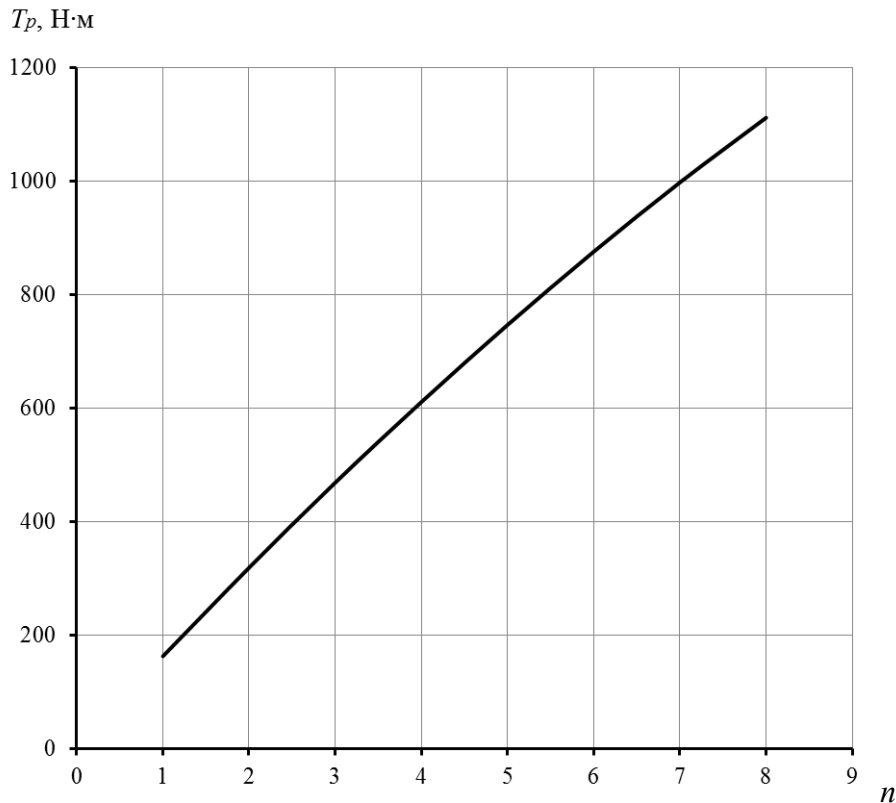


Рисунок 5 - Графічна залежність моменту, що передається фрикційною конічною муфтою від кількості робочих поверхонь

Висновки. З отриманих результатів досліджень можна зробити висновок, що у разі збільшення кількості робочих поверхонь можна отримати більшу несучу здатність нової фрикційної муфти. Це пояснюється тим, що зі збільшенням кількості робочих поверхонь також збільшується поверхня тертя між пів муфтами, то у випадку однакової притискної сили момент, що передається муфтою буде більший. Збільшення кількості робочих конічних поверхонь значно ускладнює технологію виготовлення муфти, а також значно підвищується точність виготовлення її елементів. З використанням сучасного високоточного обладнання з числовим програмним керуванням виготовлення складних елементів конічної муфти не є проблемою, проте збільшується вартість муфти. З отриманих результатів слідує, що найбільші обертові моменти, які передає фрикційна муфта, можна отримати у разі кутів нахилу робочих поверхонь 15...30°.

Тому, виникає необхідність в подальшому провести дослідження щодо раціональної кількості робочих конічних поверхонь та їх вплив на точність виготовлення і монтажу муфти.

ЛІТЕРАТУРА

1. А.С. 1610114 СССР МКИ F16D 13/64. Дисковая фрикционная муфта/ С.Г. Калинин, В.А. Малащенко, П.Я. Петренко, П.В. Карнаух (СССР),-№4651070/31-27. Заявлено 02.01.89., Оpubл. 30.11.90. Бюл. №44,1990.-3с.
2. А.С.1214952 СССР МКИ F16D 13/64. Дисковая фрикционная муфта/ С.Г.Калинин, В.А. Малащенко, П.Я.Петренко (СССР),-№3837660/25-27. Заявлено 11.84., Оpubл. 28.02.86. Бюл. №8,1986.-2с.
3. А.С.1693290 СССР МКИ F16D 13/64. Дисковая фрикционная муфта/ С.Г.Калинин, В.А. Малащенко, П.Я.Петренко, П.В. Карнаух (СССР),-№4667643/27. Заявлено 30.01.89., Оpubл. 23.11.91. Бюл. №43,1991.-2с.
4. А.С.1781479 СССР МКИ F16D 13/64. Дисковая фрикционная муфта/ С.Г. Калинин, В.А. Малащенко, П.В. Карнаух (СССР),-№4949999/27. Заявлено 27.06.91., Оpubл. 15.12.92. Бюл. №46,1992.-4с.
5. А.С.615293 СССР МКИ F16D 13/64. Дисковая фрикционная муфта/ С.Г. Калинин, В.А. Малащенко, П.Я. Петренко (СССР),-№2431001/25-27. Оpubл. 15.07.78. Бюл. №26,1978.-3с.
6. А.С.653448 СССР МКИ F16D 13/64. Дисковая фрикционная муфта/ С.Г. Калинин, В.А. Малащенко, П.Я. Петренко (СССР),-№2533334/25-27. Заявлено 17.10.77., Оpubл. 25.03.79. Бюл. №11,1979.-2с.
7. Венцель Є.С., Малащенко В.О., Федик В.В. Аналіз навантажувальної здатності запобіжних фрикційних муфт приводів підйомно-транспортних машин. – Харків. Вестник ХНАДУ. Сборник научных трудов. Вып. 65-66, 2014. – С. 21-28.
8. Деклараційний патент на винахід UA 53242A, МПК Дискава фрикційна муфта/ В.О. Малащенко, А.В.Пінчук (Україна), Бюл №1-2003.
9. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків.-Львів: НУ «Львівська політехніка».-2006.-195с.
10. Малащенко В.О., Карнаух П.В. Визначення навантажувальної здатності запобіжної фрикційної муфти з дугоподібним профілем фрикційних елементів. – Луганськ. Вісник СУНУ ім. В.Даля. №9(115). 2007 .- С. 109-112.
11. Малащенко В.О., Мартинців М.П., Карнаух П.В. Пошук раціонального співвідношення геометричних параметрів запобіжної фрикційної муфти. – Львів. Науковий вісник НЛУУ. Вип.17.2, 2007.- С. 88-92.
12. Малащенко В.О., Мартинців М.П., Пінчук А.В. Розподіл питомого тиску на бокових поверхнях кілець фрикційної муфти підвищеної навантажувальної здатності. Науковий вісник УДАУ. Вип.15.2, 2005. – С. 51-56.