

техника. – М.: Машигиз, 1963. – 311 с. 3. Гончаревич И.Ф., Сергеев П.А. Вибрационные машины в строительстве. – М.: Госгортехиздат, 1959. – 261 с. 4. Pat. 4,961,491 U.S. Data of Patent: 9/1990. Inventor / Thomas H. Falconer. Three Mass Vibratory Feeder. 5. Pat. 4,378,064 U.S. Data of Patent: 3/1983. Inventor / William R. Brown. Three Mass Electromagnetic Feeder.

УДК 621.825.54(088.8)

В.О. Малащенко, П.В. Карнаух*

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра деталей машин,

*Національний університет водного
господарства та природокористування

ОБГРУНТУВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ЗАПОБІЖНОЇ ФРИКЦІЙНОЇ МУФТИ З КРИВОЛІНІЙНИМИ ПОВЕРХНЯМИ ТЕРТЯ

© Малащенко В.О., Карнаух П.В., 2007

Запропоновано методику проектного розрахунку нової конструкції запобіжної фрикційної муфти згідно з А. с. СРСР № 1781479. Порівняні її основні геометричні параметри з подібними параметрами конструкцій муфт зі змінною кількістю дисків та двоконусної фрикційної муфти німецької фірми “ДЕШ”.

It is suggested the design pricedure of a new construction of the safety clutch according to the author’s certificate in the former Soviet Union, № 1781479. It’s basic geometrical parameters are compared with the constructions of a friction coupling with changeable quantity of disks and a double cone friction coupling from the German firm “DESH”.

Постановка проблеми. Створення ефективних конструкцій запобіжних фрикційних муфт та розробка методики з кількісної оцінки їх основних експлуатаційних та геометричних параметрів є важливим завданням, бо завдяки своїм функціональним можливостям вони знайшли широке застосування в різних галузях народного господарства. На ранній стадії проектування необхідно мати достовірні аналітичні залежності між основними геометричними та силовими параметрами запобіжних фрикаційних муфт з підвищеною навантажувальною здатністю.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Сьогодні існують багато конструкцій запобіжних фрикційних муфт, що здатні передавати підвищений обертальний момент [1, 2, 4–6]. Особливо потрібно відзначити передові технічні рішення, які реалізовані в конструкціях запобіжних фрикційних муфт зі змінною кількістю дисків, окремих фрикційних кілець та двоконусної фрикційної муфти німецької фірми “ДЕШ”. У муфті зі змінною кількістю дисків у разі збільшення кількості дисків із одного до двох величина обертального моменту зростає пропорційно приблизно в 2 рази, а зі збільшенням кількості дисків із двох до трьох в 1,5 рази. Зовнішній діаметр при цьому залишається сталим, а осьові габарити зростають до 10 % у разі зміни кількості дисків із одного до двох та із двох до трьох. Для конструкції двоконусної фрикційної муфти німецької фірми “ДЕШ” збільшення величин обертального моменту в 2 рази приводить до зростання зовнішнього діаметра на 35 %, а осьові габарити зростають на 33 %. З огляду на наведений вплив зміни геометричних параметрів на величину обертального моменту муфти зі змінною кількістю дисків та муфти фірми “ДЕШ” можна стверджувати, що їх конструкції не є досконалими і існує проблема знаходження іншого способу підвищення навантажувальної здатності запобіжних фрикційних муфт з кількісною оцінкою.

Постановка завдання. Враховуючи позитивні риси існуючих конструкцій запобіжних фрикційних муфт зі змінною кількістю дисків та двоконусної фрикційної муфти німецької фірми “ДЕШ”, з метою підвищення навантажувальної здатності, створено нову конструкцію запобіжної фрикційної муфти, що захищена А. с. СРСР № 1781479, та розроблено методику проектного розрахунку для обґрунтування її ефективності.

Виклад основного матеріалу. На рис. 1 показана принципова схема запобіжної фрикційної муфти згідно з [2].

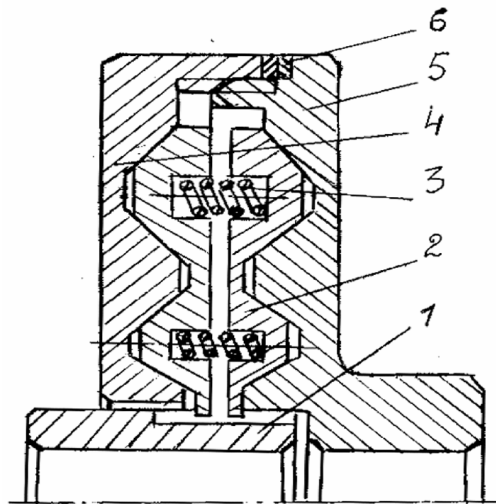


Рис. 1. Принципова схема запобіжної фрикційної муфти згідно з А. с. СРСР № 1781479

Запобіжна дискова фрикційна муфта складається з двох півмуфт. Півмуфта 1 має шліци, за допомогою яких закріплюються ліва і права частини самоустановлюючого проміжного диска 2. На внутрішніх поверхнях диска виконані заглиблення, в яких розміщені пружні елементи 3. Друга півмуфта складається з корпусу 4 і кришки 5, з'єднаних між собою за допомогою різі і регулювальних прокладок 6. Поверхнями тертя є бокові фрикційні поверхні виступів, що входять у впадини корпусу, і кришки веденої півмуфти аналогічного профілю та виконані зі змінним кутом нахилу до осі муфти. При перевантаженнях пружні елементи трохи стискаються і поверхні тертя проковзують, тобто відбувається роз'єднання кінематичного ланцюга та запобігання руйнуванню його елементів.

Основні міркування, спрямовані на розкриття взаємозв'язку конструктивно-силових параметрів такої муфти, викладено в роботі [3]. Зокрема, на рис. 2 показано основні геометричні характеристики лівої частини проміжного фрикційного диска 2 (рис. 1).

Якщо виконати відповідні перетворення аналітичних залежностей між основними конструктивно-силовими параметрами, викладеними в роботі [3], то отримаємо вираз

$$\alpha_n = \arctg \frac{Z_n \left(d + 2 \sum_{i=1}^n b_i + 2 \sum_{i=1}^n q_i + 2 \sum_{i=1}^n u_i + 2 \sum_{i=1}^n Z_i + Z_n \right)}{q_n \left(d + 2 \sum_{i=1}^n b_i + 2 \sum_{i=1}^n q_i + 2 \sum_{i=1}^{n-1} u_i + 2 \sum_{i=1}^{n-1} Z_i + q_n \right) \operatorname{ctg} \alpha'_n}, \quad (1)$$

де α_n – кут нахилу бокової фрикційної поверхні, зверненої до осі муфти для n-го виступу; d – діаметр маточини ведучої півмуфти; $\sum_{i=1}^n b_i$ – сума довжин основ усіх впадин диска з n виступами;

$\sum_{i=1}^n q_i$ – сума довжин проєкцій бокових фрикційних поверхонь, звернених від осі муфти на

площину, перпендикулярну до осі муфти для n виступів; $\sum_{i=1}^n u_i$ – сума торців n виступів диска;

$\sum_{i=1}^n z_i$ – сума довжин проєкцій бокових фрикційних поверхонь, звернених до осі муфти, на площину, перпендикулярну до осі муфти для n виступу; Z_n – довжина проєкції бокової фрикційної поверхні, зверненої до осі муфти, на площину, перпендикулярну до осі муфти для n виступу; q_n – довжина проєкції бокової фрикційної поверхні, зверненої від осі муфти, на площину, перпендикулярну до осі муфти для n виступу; α'_n – кут нахилу бокової фрикційної поверхні, зверненої від осі муфти для n виступу.

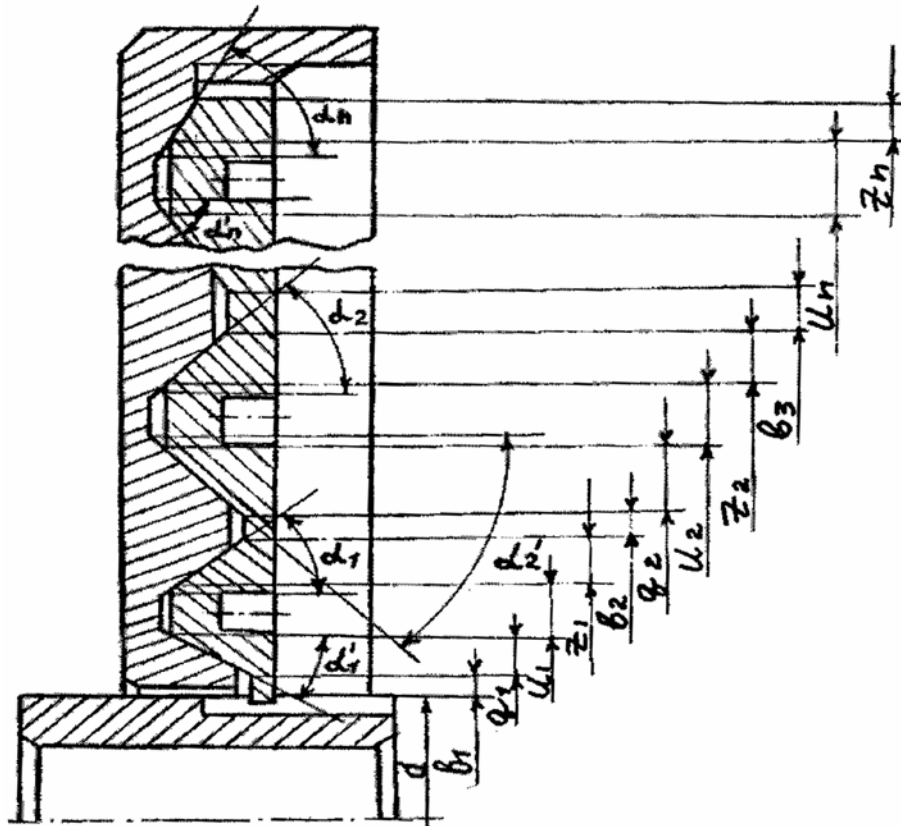


Рис. 2. Основні геометричні характеристики проміжного фрикційного диска

Величина обертового моменту, що передає муфта, визначиться залежністю

$$T = \frac{\pi p f}{3} \left(\sum_{i=1}^n l_{2n-1} d_{4n-3}^2 + \sum_{i=1}^n l_{2n-1} d_{4n-3} d_{4n-2} + \sum_{i=1}^n l_{2n-1} d_{4n-2}^2 + \sum_{i=1}^n l_{2n} d_{4n-1}^2 + \sum_{i=1}^n l_{2n} d_{4n-1} d_{4n} + \sum_{i=1}^n l_{2n} d_{4n}^2 \right), \quad (2)$$

де l_{2n-1} , l_{2n} – відповідні довжини бокових фрикційних поверхонь для n виступів; p – тиск на поверхнях тертя; f – коефіцієнт тертя; d_{4n-3} , d_{4n-2} , d_{4n-1} , d_{4n} – відповідні найменші і найбільші діаметри для n виступів.

Формулу (2) покладено в основу проектного розрахунку муфти. Проектний розрахунок поділяємо на два види: попередній та уточнювальний. Для виконання попереднього розрахунку запропонуємо таку послідовність:

- вибирається матеріал пари тертя;
- вибирається значення $[p]$ із табл. 5.4 [4], а f із табл. 5.5 і $K_{зч}$ із табл. 11D [4];

- на підставі [1] приймається найменший кут нахилу фрикційної поверхні до осі муфти $\alpha'_1 = 12 \div 15^\circ$;
- враховуючи конструктивні міркування, задаються величинами b_1, q_1, u_1, z_1 .

Визначаються:

- максимальний момент тертя за відомою формулою [1];
- кут α_1 за формулою (1);
- величини $l_1, l_2, d_1, d_2, d_3, d_4$;
- за формулою (2) величина обертального моменту, що передається першим виступом для двох проміжних дисків;
- задаються величинами $b_2, q_2, u_2, z_2 \dots b_n, q_n, u_n, z_n$;
- величини $l_3, l_4, d_5, d_6 \dots l_{n-1}, d_n, d_{n+1}$;
- окремо для кожного виступу підраховується обертальний момент, що передається нижніми частинами виступів;
- за залежністю (1) визначаються кути $l_2, l_3 \dots l_n$ для кожного виступу;
- обертальний момент, що передається верхніми частинами виступів, як різниця між M_{max} та обертальними моментами попередніх виступів і нижніми частинами наступних виступів.

Уточнювальний розрахунок зводиться до перерахунку довжини торців $u_2 \dots u_n$. Для цього в рівняння обертального моменту для верхніх частин виступів підставляють числові значення $l_4, d_6, d_7 \dots l_n, d_n$ і розв'язується отримане рівняння щодо $u_2 \dots u_n$. Далі знаходяться величини $d_7, d_8 \dots d_{n+2}, d_{n+3}$. Пружини розраховують або вибирають згідно з відповідними стандартами за зусиллями, що припадають на кожну з них.

Розрахунковий приклад. Розрахувати дискову запобіжну фрикційну муфту згідно з [2] для передачі номінального моменту $M_{ном} = 140 \text{ Н}\cdot\text{М}$, $K_{зч} = 1,4$, діаметр вала $d = 40 \text{ мм}$, кількість фрикційних виступів – два. Визначаємо максимальний обертальний момент:

$$T_{max} = K_{зч} \cdot M_{ном} = 1,4 \cdot 140 = 196 \text{ Н}\cdot\text{М}.$$

Вибираємо матеріал пари тертя – чавун по сталі, тоді $f=0,15$; $[p]=0,3 \text{ МПа}$ (табл. 5.4 і 5.5 [4]).

На підставі [1] приймаємо $\alpha'_1 = 12^\circ$ і конструктивно вибираємо

$$b_1=8 \text{ мм}; q_1=7 \text{ мм}; u_1 = 4 \text{ мм}; z_1 = 12 \text{ мм}.$$

За формулою (1) кут α_1 дорівнює

$$\alpha_1 = \arctg \frac{z_1(d + 2b_1 + 2q_1 + 2u_1 + z_1)}{q_1(d + 2b_1 + q_1) \text{ctg} \alpha'_1} = \arctg \frac{12(40 + 2 \cdot 8 + 2 \cdot 7 + 2 \cdot 4 + 12)}{7(40 + 2 \cdot 8 + 7) \text{ctg} 12^\circ} \approx 27^\circ.$$

Тоді

$$l_1 = \frac{q_1}{\sin \alpha'_1} = \frac{7}{\sin 12^\circ} \approx 34 \text{ мм};$$

$$l_2 = \frac{z_1}{\sin \alpha_1} = \frac{12}{\sin 27^\circ} \approx 26 \text{ мм};$$

$$d_1 = d + 2b_1 = 40 + 2 \cdot 8 = 56 \text{ мм};$$

$$d_2 = d + 2b_1 + 2q_1 = 40 + 2 \cdot 8 + 2 \cdot 7 = 70 \text{ мм};$$

$$d_3 = d + 2b_1 + 2q_1 + 2u_1 = 40 + 2 \cdot 8 + 2 \cdot 7 + 2 \cdot 4 = 78 \text{ мм};$$

$$d_4 = d + 2b_1 + 2q_1 + 2u_1 + 2z_1 = 40 + 2 \cdot 8 + 2 \cdot 7 + 2 \cdot 4 + 2 \cdot 12 = 102 \text{ мм}.$$

Обертальний момент, що передається першим виступом з двома проміжними дисками:

$$\begin{aligned} T_1 &= \frac{2 \cdot \pi p f}{6} (l_2 d_3^2 + l_2 d_3 d_4 + l_2 d_4^2 + l_1 d_1^2 + l_1 d_1 d_2 + l_1 d_2^2) = \\ &= \frac{3,14 \cdot 0,3 \cdot 0,15}{3} (26 \cdot 78^2 + 26 \cdot 78 \cdot 102 + 26 \cdot 102^2 + 34 \cdot 56^2 + 34 \cdot 56 \cdot 70 + 34 \cdot 70^2) = 49 \text{ Н}\cdot\text{М}. \end{aligned}$$

Прийmemo конструктивно $b_2=5\text{мм}$, $q_2=8\text{мм}$, $u_2=3\text{мм}$, $z_2=15\text{мм}$, $\alpha'_2 = 15^\circ$.

Тоді:

$$d_5 = d_4 + 2b_2 = 102 + 2 \cdot 5 = 112\text{мм}; d_6 = d_5 + 2q_2 = 112 + 2 \cdot 8 = 128\text{мм};$$

$$l_3 = \frac{q_2}{\sin \alpha'_2} = \frac{8}{\sin 15^\circ} = 31\text{мм}.$$

$$T_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot p f l_3}{6} (d_5^2 + d_5 \cdot d_6 + d_6^2) = \frac{3,14 \cdot 0,3 \cdot 0,15 \cdot 31}{3} (112^2 + 112 \cdot 128 + 128^2) = 63\text{Н} \cdot \text{М}.$$

За формулою (1) кут α_2 дорівнює

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= \arctg \frac{z_2(d + 2b_1 + 2q_1 + 2u_1 + 2z_1 + 2b_2 + 2q_2 + 2u_2 + z_2)}{q_2(d + 2b_1 + 2q_1 + 2u_1 + 2z_1 + 2b_2 + q_2) \operatorname{ctg} \alpha'_2} = \\ &= \arctg \frac{15(40 + 2 \cdot 8 + 2 \cdot 7 + 2 \cdot 4 + 2 \cdot 12 + 2 \cdot 5 + 2 \cdot 8 + 2 \cdot 3 + 15)}{5(40 + 2 \cdot 8 + 2 \cdot 7 + 2 \cdot 4 + 2 \cdot 12 + 2 \cdot 5 + 8) \operatorname{ctg} 15^\circ} \approx 45^\circ. \end{aligned}$$

Обертальний моментт, що передається верхньою частиною другого виступу,

$$T_3 = T_{\max} - T_1 - T_2 = 196 - 49 - 63 = 84\text{Н} \cdot \text{М}.$$

Тепер здійcнимо уточнювальний розрахунок довжини торця u_2 за залежністю

$$\begin{aligned} T_3 &= \frac{\pi p f l_4}{3} (d_7^2 + d_7 \cdot d_8 + d_8^2) = \\ &= \frac{\pi p f z_2}{3 \sin \alpha_2} \cdot ((d_6 + 2u_2)^2 + (d_6 + 2u_2) \cdot (d_6 + 2u_2 + 2z_2) + (d_6 + 2u_2 + 2z_2)^2) \end{aligned} \quad (3)$$

Підставивши в (3) числові значення відомих параметрів і спростивши, отримаємо:

$$u_2^2 + 143u_2 - 1902,33 = 0, \text{ а } u_2 = 12 \text{ мм}. \quad (4)$$

Тоді

$$d_7 = d_6 + 2u_2 = 128 + 2 \cdot 12 = 152\text{мм};$$

$$d_8 = d_7 + 2z_2 = 152 + 2 \cdot 15 = 182\text{мм}.$$

Виконавши перетворення формул (5), (6), (7), в роботі [3], знайдемо силу, що припадає на одну пружину

$$Q_1 = \frac{\pi [p] \cdot z_1 (d + 2b_1 + 2q_1 + 2u_1 + z_1) \cdot \sin(\alpha + \alpha'_1)}{\sin \alpha_1 \cdot \cos \alpha'_1}, \quad (5)$$

де Q_1 – сила, що припадає на перший фрикційний виступ.

$$Q_2 = \frac{\pi [p] \cdot q_2 (d + 2b_1 + 2q_1 + 2u_1 + 2z_1 + 2b_2 + q_2) \sin(\alpha_2 + \alpha'_2)}{\sin \alpha'_2 \cdot \cos \alpha_2}, \quad (6)$$

де Q_2 – сила, що припадає на другий фрикційний виступ.

Підставивши в (5) та (6) числові значення, знайдемо $Q_1=1441,2\text{Н}$ та $Q_2=4278,4\text{Н}$.

Оскільки муфта має проміжний диск з двох фрикційних частин, то для забезпечення притискання перших виступів до корпусу і кришки необхідна сила $Q_{p_1} = 2Q_1$, а для притискання других виступів – сила $Q_{p_2} = 2Q_2$.

$$\text{Тоді } Q_{p_1} = 2 \cdot 1441,2 = 2882,4\text{Н}; Q_{p_2} = 2 \cdot 4278,4 = 8556,8\text{Н}.$$

Прийнявши для перших виступів кількість пружин $n_1 = 4$, а для других – $n_2 = 8$, знайдемо зусилля Q_{np_1}, Q_{np_2} , що припадають на кожен пружину:

$$Q_{np_1} = 721\text{Н} \text{ – для перших виступів};$$

$$Q_{np_2} = 1069,6\text{Н} \text{ – для других виступів}.$$

Порівняємо отримані результати внаслідок проектного розрахунку муфти згідно з А. с. СРСР № 1781479 з габаритами передових вітчизняних та зарубіжних конструкцій, використовуючи при цьому різні фрикційні матеріали. Оскільки конструкція запропонованої муфти має поєднання фрикційних дисків та конусів, то для порівняння використовуємо як дані для запобіжних дискових, так і для запобіжних конусних муфт [1]. Результати порівняння зведемо в таблицю.

Порівняльний аналіз габаритів фрикційних запобіжних муфт

Назва муфти	Т при числі внутрішніх дисків, Н·М			D, мм	L при числі дисків, мм		
	1	2	3		1	2	3
Муфта зі змінним числом дисків	178	356	534	187	167	181	195
	395	790	1185	260	218	232	253
Назва муфти	Матеріал поверхонь тертя		[p], МПа	f	T, Н·М	D, мм	L, мм
Фрикційна муфта фірми “ДЕШ”	Пресований азбест		0,1	0,3	240	152	94
Запобіжна фрикційна муфта по А. с. СРСР № 1781479	Чавун по загартованій сталі		0,3	0,2	346	200	65

Примітки: T – максимальний момент, що його передає муфта, Н·М; D – зовнішній діаметр муфти, мм; L – осьова довжина муфти, мм.

Висновки. На підставі таблиці можна стверджувати:

- при однакових зовнішніх діаметрах корпусу муфта згідно з [2] здатна передавати в 2 рази більший момент та має в 2,5 рази менші осьові габарити порівняно з дисковою муфтою з кількістю дисків, що дорівнює одиниці;
- муфта зі змінною кількістю дисків, що дорівнює двом, передає приблизно однаковий момент, проте її осьові габарити в три рази більші від муфти згідно з [2];
- максимальний обертальний момент фрикційної конусної муфти німецької фірми “ДЕШ” при одному і тому самому зовнішньому діаметрі наближається до максимального обертального моменту муфти згідно з [2], проте її осьові габарити приблизно на 30–40 % більші.

Такі переваги запропонованої муфти підтверджують її актуальність та можливість впровадження в галузях машинобудування.

1. Ряховский О.А., Иванов С.С. *Справочник по муфтам.* - Л.: Политехника, 1991. – 384 с.
 2. А. с. 1781479 СССР МКИ F16D 7/02, 13/64. *Дисковая фрикционная муфта* / С.Г. Калинин, П.В. Карнаух, В.А. Малащенко (СССР). – № 4949999/27; Заявл. 27.06.91; Опубл. 15.12.92, Бюл. № 46. – 4 с.
 3. Карнаух П.В. *Статичні навантаження на фрикційних дисках муфт з криволінійними поверхнями тертя* // Зб. статей за матеріалами III Наук.-техн. конф. професорсько-викладацького складу, аспірантів та студентів академії 24 березня–16 квітня 1997 р. Ч. 4: *Механізація і автоматизація.* – Рівне: Вид-во УДАВГ. – 1997. – С. 5–7.
 4. Малащенко В.О. *Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків.* – Львів: Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”, 2006. – 196 с.
 4. 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. 53242А Україна. *Дискова фрикційна муфта* / В.О. Малащенко, А.В. Пінчук. – 2003. – Бюл. № 1.