

## СТРУКТУРНІ ТА СИЛОВІ ПАРАМЕТРИ ВІДЦЕНТРОВИХ МУФТ І ГАЛЬМ ІЗ КОНІЧНИМИ ФРИКЦІЙНИМИ ПОВЕРХНЯМИ ТА КАНАТНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

**Проценко В. О.**, к.т.н., доцент, доцент кафедри суднових енергетичних установок та загальноінженерної підготовки Херсонської державної морської академії, E-mail: ese@ukr.net, ORCID: 0000-0002-3468-4952

*Стаття відноситься до галузі машинознавства, а саме до теорії механізмів і деталей машин. У ній, за рахунок виконання теоретичних досліджень, показана недосконалість структури відомих конструкцій фрикційних відцентрових гальм та муфт із конічними поверхнями тертя. Встановлено, що основні недоліки цих пристроїв мають своєю причиною структурну недосконалість їх механізмів. Так, наявність у механізмах цих пристроїв надлишкових зв'язків є причиною відсутності можливості самоустановки їх деталей. Це спричиняє нерівномірне навантаження фрикційних колодок та нерівномірний знос поверхонь тертя. У роботі запропоновано удосконалити структурні параметри згаданих механізмів за рахунок оснащення їх канатними елементами, що сполучають фрикційні колодки з ведучими напівмуфтами. Встановлено, що таке удосконалення повністю ліквідує надлишкові зв'язки, а відтак дозволяє забезпечити самоустановку деталей муфт і гальм. Це може стати причиною забезпечення рівномірності розподілу навантаження та зносу фрикційних поверхонь. Виведено вирази для визначення основного параметру згаданих пристроїв – моменту тертя, який вони здатні розвинути.*

**Ключові слова:** фрикційна муфта, гальмо, канатний елемент, структура, синтез.

**Вступ.** Сучасні тенденції до збільшення швидкохідності та навантаженості машин спричиняє підвищення навантаженості їх деталей, а відтак потребує збільшення їх навантажувальної здатності [1]. Пристрої, елементи яких містять клинові чи конічні поверхні мають підвищену навантажувальну здатність. Цей факт, наприклад визначає поширення трикутної нарізи в якості кріпильної через її самогальмування завдяки клиновому ефекту. Цей же ефект визначає більшу несівну спроможність конічних фрикційних муфт. Проте деякі конструкції деталей машин із конічними поверхнями вийшли зараз із широкого використання через властиві їм недоліки. Тому удосконалення існуючих конструкцій елементів машин із конічними поверхнями силотрансмісійних елементів, створення нових таких пристроїв та обґрунтування їх параметрів становить важливу задачу, розв'язання якої дозволить підвищити компактність проєктованих машин.

**Постановка задачі.** Одними з характерними представників елементів машин, що містять конічні поверхні є відцентрові фрикційні муфти [2], а також фрикційні гальма відцентрового типу [3]. Зараз такі конструкції витіснені з приводів машин пристроями із циліндричними поверхнями колодок й гальмівних барабанів. Це пояснюється недоліками пристроїв із конічними поверхнями. До них зокрема належить низька довговічність, що обумовлена нерівномірним зносом фрикційних поверхонь через відсутність можливості самоустановки. Цьому причиною є наявність у їх конструкції надлишкових зв'язків, які заважають самоустановці. Тому, удосконалення конструкції згаданих механізмів за рахунок виключення чи навіть зменшення у їх конструкції надлишкових зв'язків є важливим завданням і становить мету даної роботи.

**Виклад основного матеріалу.** Згадане відцентрове гальмо (рис. 1) складається з гальмівного барабану 3, колодок 2, хрестовини 1, пружин та осей (на схемі не показані). Гальмівний барабан 3 не пов'язаний з ведучим валом. Хрестовина 1, що закріплена на ведучому валу, при підніманні вантажу обертається разом з колодками 2. Колодки 2 своєю конічною поверхнею ковзають в конічному ручаї барабану 3, викликаючи невелику силу тертя під дією пружин. При опусканні вантажу колодки 2 притискаються під дією відцентрової сили до гальмівного барабану 3 та загальмовують хрестовину 1.

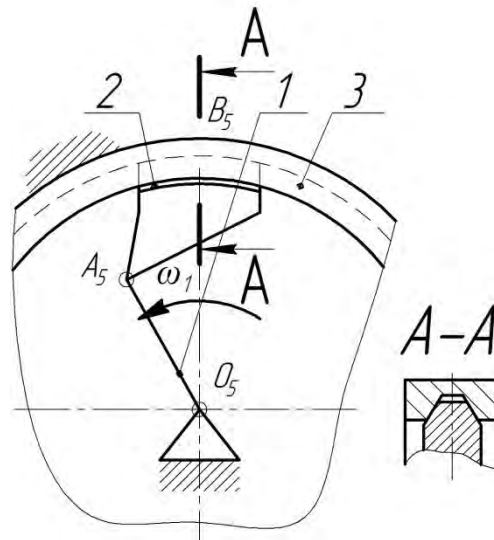


Рисунок 1 – Структурна схема базового механізму відцентрового гальма

Кількість надлишкових зв'язків у кожному елементарному (хрестовина + колодка) механізмі гальма за формулою Сомова-Малишева [4] дорівнює:

$$\begin{aligned}
 q_{\phi 3} &= W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = \\
 &= 1 + 5 \times 3 + 4 \times 0 + 3 \times 0 + 2 \times 0 + 0 - 6 \times 2 = 4
 \end{aligned}
 \quad (1)$$

де  $W = 1$  – кількість ступенів вільності механізму;  $n = 2$  – кількість рухомих ланок (ланки 1 та 2);  $P_5 = 3$  – число кінематичних пар п'ятого класу ( $O_5$ ,  $B_5$ );  $P_4 = 0$  – число кінематичних пар четвертого класу;  $P_3 = 0$  – число кінематичних пар третього класу;  $P_2 = 0$  – число кінематичних пар другого класу;  $P_1 = 0$  – число кінематичних пар першого класу.

Фрикційна муфта з клиновими колодками (рис. 2) містить внутрішню напівмуфту-маточину 1, на якій закріплені радіально розташовані циліндричні пальці, на які з можливістю переміщення, встановлені своїми циліндричними отворами колодки 2 з конічною зовнішньою поверхнею. Колодки 2 під дією відцентрової сили мають можливість взаємодії своїми конічними поверхнями з конічною внутрішньою поверхнею зовнішньої чашоподібної напівмуфти 3.

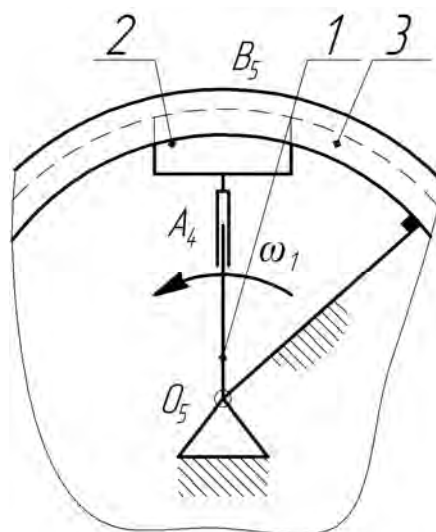


Рисунок 2 – Структурна схема базового механізму муфти в період пуску

Кількість надлишкових зв'язків у кожному елементарному (маточина + колодка) механізмі муфти під час її пуску (рухомими є тільки ведуча напівмуфта 1 та колодка 2) дорівнює:

$$q_{\text{ФМП}} = W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = \\ = 1 + 5 \times 2 + 4 \times 1 + 3 \times 0 + 2 \times 0 + 0 - 6 \times 2 = 3$$

де  $W = 1$  – кількість ступенів вільності (обертання маточини 1);  $n = 2$  – кількість рухомих ланок;  $P_5 = 2$  – число кінематичних пар п'ятого класу ( $O_5, B_5$ );  $P_4 = 1$  – число кінематичних пар четвертого класу ( $A_4$ ).

Під час усталеної роботи муфти (рис. 3) за рахунок обертання чашоподібної напівмуфти кількість надлишкових зв'язків становить:

$$q_{\text{ФМР}} = W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = \\ = 2 + 5 \times 3 + 4 \times 1 + 3 \times 0 + 2 \times 0 + 0 - 6 \times 3 = 3$$

де  $W = 2$  – кількість ступенів вільності (одна загальна рухомість механізму і одна місцева рухомість чашоподібної напівмуфти 3);  $n = 3$  – кількість рухомих ланок;  $P_5 = 3$  – число кінематичних пар п'ятого класу ( $O_5, B_5, C_5$ );  $P_4 = 1$  – число кінематичних пар четвертого класу ( $A_4$ ).

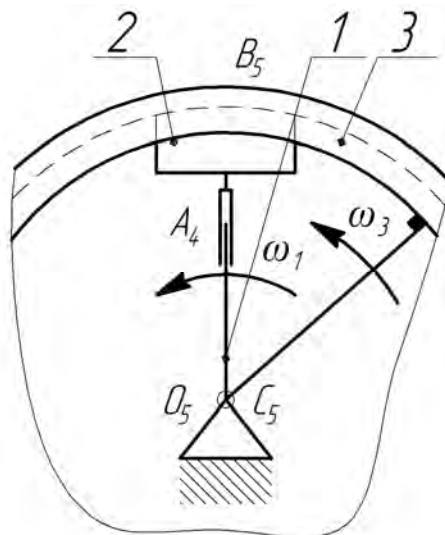


Рисунок 3 – Структурна схема базового механізму муфти в період усталеної роботи

У випадку оснащення гальма (рис. 4) та муфти (рис. 5) канатами, що сполучатимуть ведучу напівмуфту (хрестовину) з колодкою та, вважаючи канати за пропозицією проф. Л. М. Решетова [5] парою першого класу  $P_1 = 1$  ( $A_1$ ), отримаємо кількість надлишкових зв'язків для гальма та муфти в період пуску:

$$q_{\text{КФЗ}} = q_{\text{КФМП}} = W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = \\ = 1 + 5 \times 2 + 4 \times 0 + 3 \times 0 + 2 \times 0 + 1 - 6 \times 2 = 0$$

де  $W = 1$  – кількість ступенів вільності;  $n = 2$  – кількість рухомих ланок;  $P_5 = 2$  – число кінематичних пар п'ятого класу;  $P_1 = 1$  – число кінематичних пар першого класу.

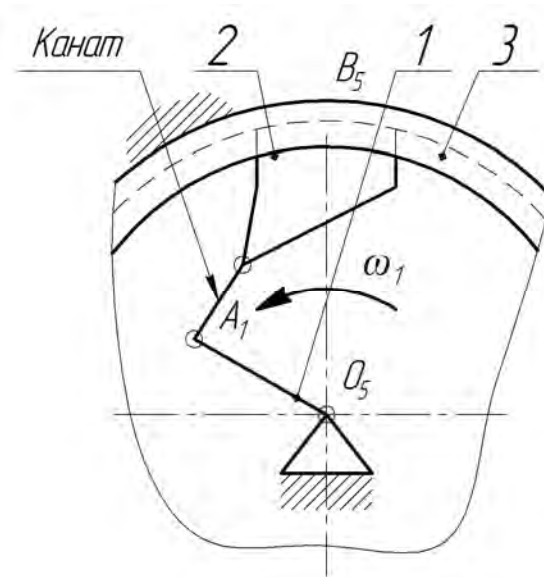


Рисунок 4 – Структурна схема удосконаленого механізму гальма

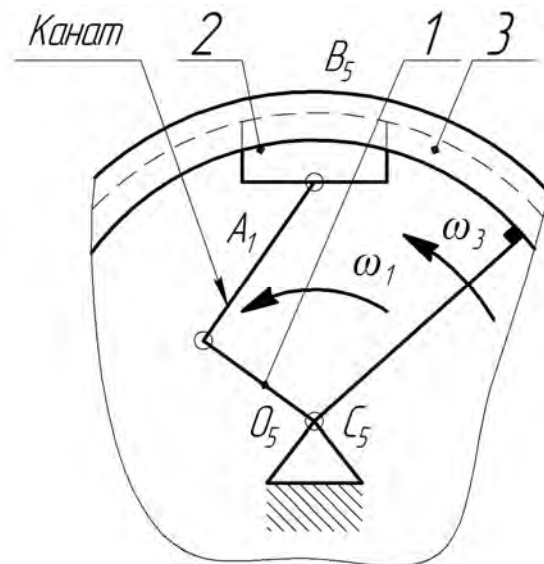


Рисунок 5 – Структурна схема удосконаленого механізму муфти в період усталеної роботи

Під час усталеної роботи муфти за рахунок обертання чашоподібної напівмуфти кількість надлишкових зв'язків становить:

$$q_{\text{кфмр}} = W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = \\ = 2 + 5 \times 3 + 4 \times 0 + 3 \times 0 + 2 \times 0 + 1 - 6 \times 3 = 0$$

де  $W = 2$  – кількість ступенів вільності;  $n = 3$  – кількість рухомих ланок;  $P_5 = 3$  – число кінематичних пар п'ятого класу;  $P_1 = 1$  – число кінематичних пар першого класу.

У ході подальших теоретичних досліджень отримаємо формулу для обчислення основної характеристики фрикційної муфти чи гальма, моменту тертя який вона здатна розвинути. Для отримання подальших викладок запишемо спершу деякі відомі рівності [6]:

$$T_{\text{мр}} = 2zfN \frac{D_{\text{мр}}}{2}, \quad (2)$$

де  $D_{mp}$  – середній діаметр поверхні тертя веденої напівмуфти (рис. 6);  $f$  – коефіцієнт тертя матеріалу колодок по матеріалу напівмуфти 3.

$$N = \frac{N'}{2 \sin \theta}, \quad (3)$$

де  $\theta$  – половина кута профіля колодки.

Тоді:

$$T_{mp} = \frac{zfN'D_{mp}}{2 \sin \theta}. \quad (4)$$

$$F_6 = m_k \omega^2 \frac{D_{36}}{2}, \quad (5)$$

де  $m_k$  – маса колодки;  $D_{36}$  – діаметр розташування центрів тяжіння колодок.

Для визначення зусилля  $N'$  тиску колодок на поверхню напівмуфти розглянемо рівновагу колодки (рис. 7) та складемо рівняння рівноваги в проекціях на вісь Y:

$$N' = F_6 - G - F_{np} - F_n \cos \alpha_2, \quad (6)$$

де  $G = m_k g$  – вага колодки;  $F_{np}$  – зусилля пружини.

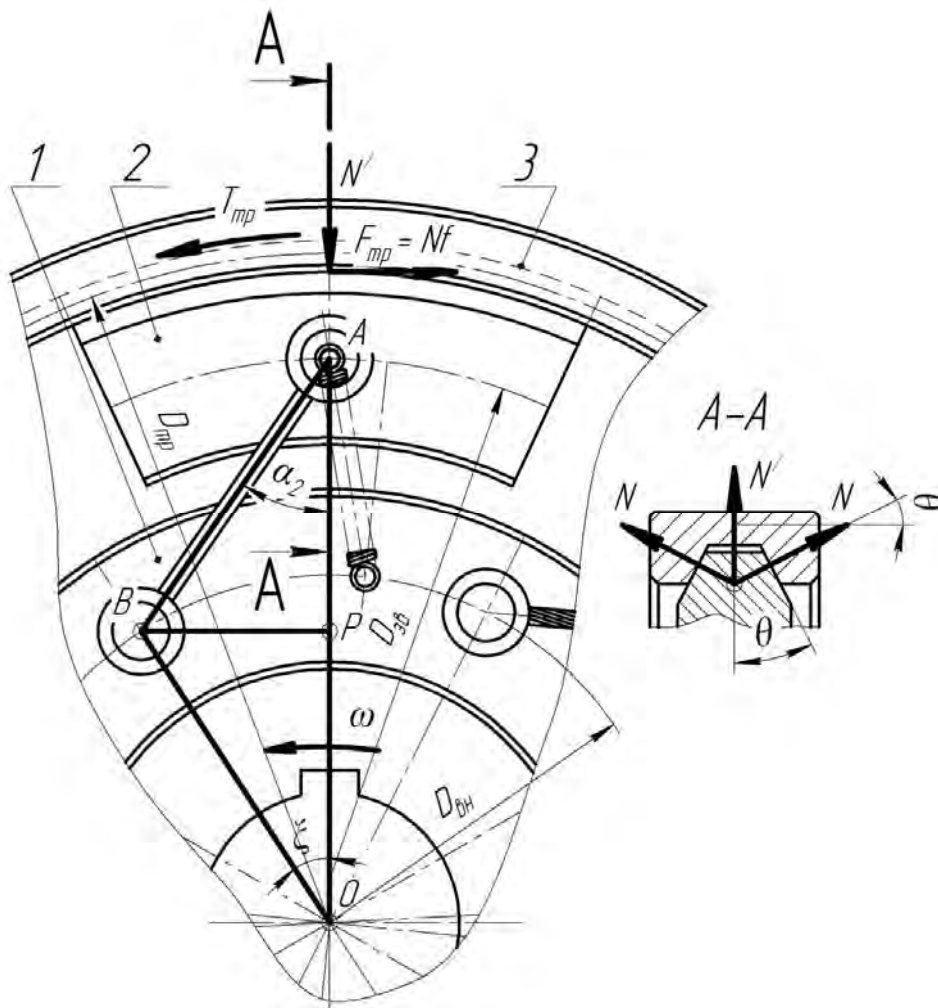


Рисунок 6 – Розрахункова схема муфти

Тоді момент тертя муфти чи гальма:

$$T_{mp} = z f \frac{D_{mp}}{2 \sin \theta} (F_6 - G - F_{np} - F_H \cos \alpha_2). \quad (7)$$

де  $\alpha_2$  – кут між віссю каната та радіусом муфти.

Сила натягу каната (по аналогії з постійними муфтами оснащеними торцевими канатами тангенціального розташування) [7]:

$$F_H = \frac{4TL_k}{zD_{36}D_{6H} \sin \xi} = \frac{4T_{mp} \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5D_{36}D_{6H} \cos \xi}}{zD_{36}D_{6H} \sin \xi} =$$

$$= \frac{4T_{mp} \sqrt{0,25(\psi_D^2 + 1) - 0,5\psi_D \cos \xi}}{zD_{6H}\psi_D \sin \xi} \quad (8)$$

де  $L_k$  – теоретична довжина каната (відстань  $AB$  на рис. 4);  $D_{36}$  – діаметр закріплення канатів на внутрішній напівмуфті;  $\xi$  – кут монтажного зміщення колодок;

$\psi_D = \frac{D_{36}}{D_{6H}}$  – коефіцієнт діаметрів.

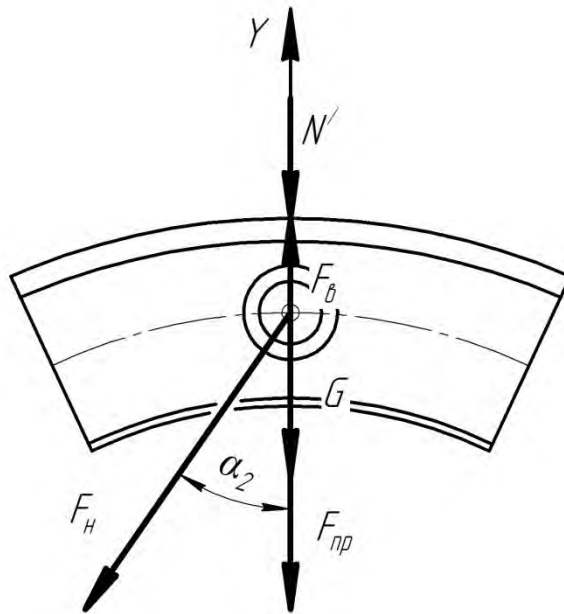


Рисунок 7 – Схема сил, що діють на колодку

Для визначення кута  $\alpha_2$  розглянемо трикутники  $OPB$  та  $BPA$  для яких можна записати:

$$OP = OB \times \cos \xi = \frac{D_{6H}}{2} \cos \xi. \quad (9)$$

$$PB = OB \times \sin \xi = \frac{D_{6H}}{2} \sin \xi. \quad (10)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{PB}{AP} = \frac{PB}{OA - OP} = \frac{0,5D_{6H} \sin \xi}{0,5D_{36} - 0,5D_{6H} \cos \xi} = \frac{D_{6H} \sin \xi}{D_{36} - D_{6H} \cos \xi} = \frac{\psi_D \sin \xi}{\psi_D - \cos \xi}. \quad (11)$$

Вводимо заміну:

$$\cos \alpha_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + tg^2 \alpha_2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left( \frac{D_{\text{вн}} \sin \xi}{D_{36} - D_{\text{вн}} \cos \xi} \right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left( \frac{\sin \xi}{\psi_D - \cos \xi} \right)^2}}. \quad (12)$$

Після підстановки (8) та (12) у (7) отримаємо новий вираз (13) для моменту тертя:

$$T_{mp} = z f \frac{D_{mp}}{2 \sin \theta} \left[ F_6 - G - F_{np} - \frac{4 T_{mp} \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{\text{вн}}^2) - 0,5 D_{36} D_{\text{вн}} \cos \xi}}{z D_{36} D_{\text{вн}} \sin \xi \sqrt{1 + \left( \frac{D_{\text{вн}} \sin \xi}{D_{36} - D_{\text{вн}} \cos \xi} \right)^2}} \right]. \quad (13)$$

Після нескладних перетворень виразу (13) отримаємо формулу (14):

$$T_{mp} = \frac{0,5 z f D_{mp} (F_6 - G - F_{np})}{\sin \theta \times \left[ 1 + \frac{2 f D_{mp} \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{\text{вн}}^2) - 0,5 D_{36} D_{\text{вн}} \cos \xi}}{D_{36} D_{\text{вн}} \sin \xi \sin \theta \sqrt{1 + \left( \frac{D_{\text{вн}} \sin \xi}{D_{36} - D_{\text{вн}} \cos \xi} \right)^2}} \right]}, \quad (14)$$

або:

$$T_{mp} = \frac{0,5 z f D_{mp} (F_6 - G - F_{np})}{\sin \theta \times \left[ 1 + \frac{2 f D_{mp} \sqrt{0,25(\psi_D^2 + 1) - 0,5 \psi_D \cos \xi}}{D_{\text{вн}} \psi_D \sin \xi \sin \theta \sqrt{1 + \left( \frac{\sin \xi}{\psi_D - \cos \xi} \right)^2}} \right]}. \quad (15)$$

У випадку нехтування силою ваги колодки та силою пружини, з урахуванням (5) для визначення моменту тертя можна записати спрощені формули (16) та (17):

$$T_{mp} = \frac{0,25 z f m_{\kappa} \omega^2 D_{mp} D_{36}}{\sin \theta \times \left[ 1 + \frac{2 f D_{mp} \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{\text{вн}}^2) - 0,5 D_{36} D_{\text{вн}} \cos \xi}}{D_{36} D_{\text{вн}} \sin \xi \sin \theta \sqrt{1 + \left( \frac{D_{\text{вн}} \sin \xi}{D_{36} - D_{\text{вн}} \cos \xi} \right)^2}} \right]}. \quad (16)$$

$$T_{mp} = \frac{0,25 z f m_{\kappa} \omega^2 D_{mp} D_{\text{вн}} \psi_D}{\sin \theta \times \left[ 1 + \frac{2 f D_{mp} \sqrt{0,25(\psi_D^2 + 1) - 0,5 \psi_D \cos \xi}}{D_{\text{вн}} \psi_D \sin \xi \sin \theta \sqrt{1 + \left( \frac{\sin \xi}{\psi_D - \cos \xi} \right)^2}} \right]}. \quad (17)$$

Проаналізуємо вплив конструктивних параметрів муфти, зокрема кута  $\zeta$  монтажного зміщення колодок на навантажувальну здатність муфти на прикладі муфти з наступними параметрами  $m_k = 0,1$  кг,  $D_{mp} = 150$  мм,  $\omega = 157,08$  рад/с (1500 об/хв),  $f = 0,2$  (сталеві колодки по текстолітовій обоймі зовнішньої напівмуфти) [7]. У канатної муфти передбачаємо конструктивно  $D_{зв} = 135$  мм,  $D_{вн} = 100$  мм. Зміну кута  $\zeta$  передбачаємо в інтервалі  $5 \dots 80^\circ$ . Зміну кута профілю  $2\theta = 25^\circ, 40^\circ, 55^\circ$  Обчислення виконані за формулами (8) та (16) проілюстровані графіками на рис. 8. Для кута  $2\theta = 25^\circ$  графіки зміни силових параметрів показані суцільними лініями, для кута  $2\theta = 40^\circ$  – штриховою лінією, для кута  $2\theta = 55^\circ$  – осявою лінією.

Виходячи з графіків можна зробити висновок, що при даних конструктивних параметрах та коефіцієнті діаметрів  $\psi_D = 0,135$  найбільший момент муфти та найменший натяг канатів забезпечується при значенні кута  $\zeta$  біля  $40^\circ$ . Очевидно, для запропонованої фрикційної муфти також справедлива залежність (18), знайдена раніше для пружних муфт з торцевою установкою канатів тангенціального розташування [8]:

$$\xi_F = \arccos \frac{1}{\psi_D} = \arccos \frac{1}{1,35} = 42,205^\circ = 42^\circ 12' 20'' . \quad (18)$$

Відтак при відомих конструктивно діаметрах  $D_{зв}$  та  $D_{вн} = 100$  мм, а відтак і  $\psi_D$ , можна обчислювати кут  $\zeta_F$ , який забезпечить максимальний момент муфти та мінімальне навантаження канатів.

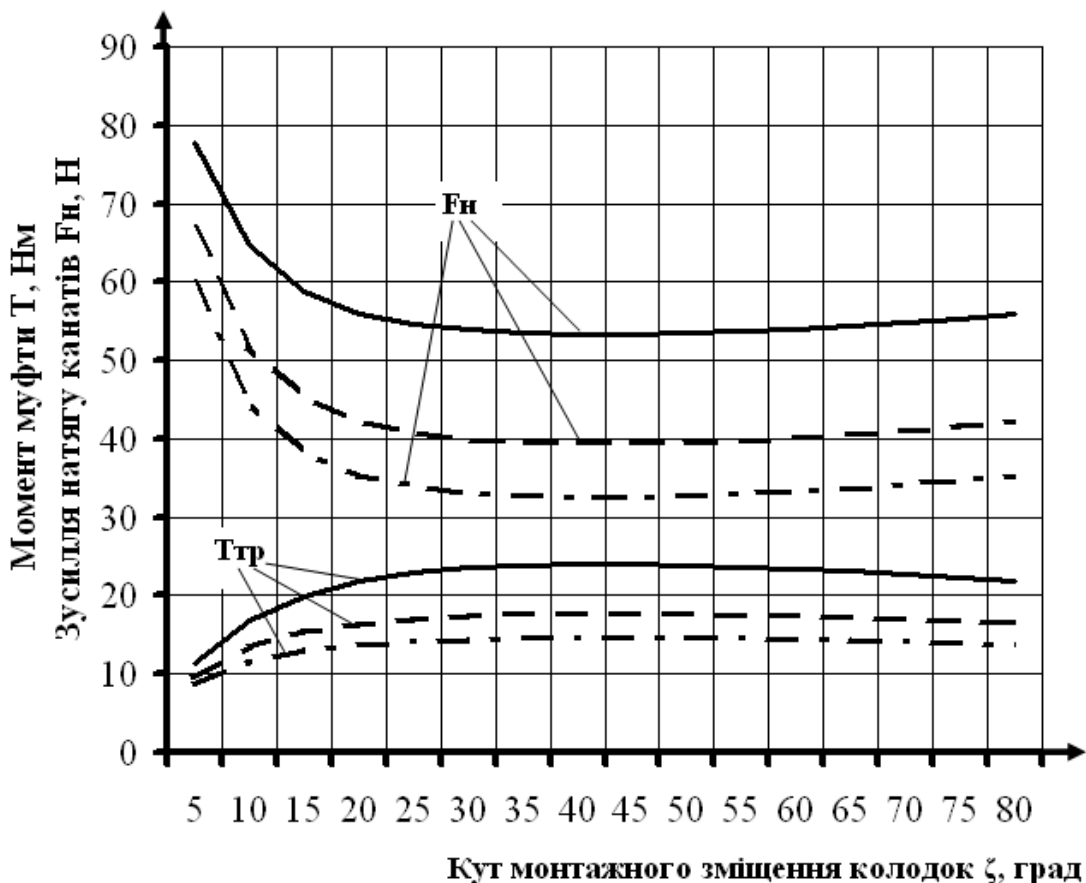


Рисунок 8 – Графіки впливу величини кута  $\zeta$  на навантажувальну здатність та натяг канатів муфти

При куті  $\zeta = 42,205^\circ$  та куті профілю  $2\theta = 25^\circ$  найбільший момент муфти з канатними елементами складає 24,02 Нм. При цьому момент тертя базової муфти з радіально рухомими колодками при аналогічних параметрах є приблизно на 47 % більшим і складає 35,46 Нм. Це означає, що для забезпечення аналогічної базовій муфти



навантажувальної здатності необхідно збільшити масу колодок, щоб нівелювати вплив на силу нормальної реакції сили натягу канатів  $F_n$ .

**Висновки.** За рахунок виконання теоретичних досліджень показано, що відомі конструкції фрикційних муфт і гальм відцентрового типу мають недосконалу структуру за рахунок наявності надлишкових зв'язків, що і визначає їх основні недоліки. Запропоновано ліквідувати надлишкові зв'язки за рахунок сполучення колодок із відповідною напівмуфтою гнучкими елементами, наприклад сталевими канатами. Отримано аналітичний вираз для розрахунку моменту тертя, який здатна розвинути муфта чи фрикційне гальмо, оснащені канатними елементами, на запропоновані конструкції подані заявки на патенти України.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Малащенко В. О. Кулькові механізми вільного ходу / В. О. Малащенко, П. М. Гашук, О. І. Сороківський, В. В. Малащенко. – Львів : Новий Світ-2000, 2012. – 212 с.
2. Иванов Е. А. Муфты приводов / Е. А. Иванов. – М. : Машгиз, 1959. – 412 с.
3. Павлов Я. М. Детали машин / Я. М. Павлов. – М. : Машгиз, 1960. – 524 с.
4. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин / Я. Т. Кіницький. – К. : Наукова думка, 2002. – 656 с.
5. Решетов Л. Н. Самоустанавливающиеся механизмы / Л. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1991. – 288 с.
6. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлице. – Львів : Афіша, 2003. – 560 с.
7. Справочник по муфтам / В. С. Поляков, И. Д. Барабаш, О. А. Ряховский. – Л. : Машиностроение, 1974. – 352 с.
8. Проценко В. О. Геометричні та силові параметри муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування / В. О. Проценко, В. О. Настасенко, О. Ю. Клементьєва // Підйомно-транспортна техніка : науково-технічний та виробничий журнал. – Одеса : Інтерпрінт, 2015. – № 4. – С. 53–59.

### REFERENCES

1. Malathenko V. O., Gathuk P. M., Sorokivskiy O. I., Malathenko V. V. (2012). *Kuljkovi mekhanizmi viljnogo khodu*. Ljviv : Noviy Svit-2000.
2. Ivanov E. A. (1959). *Muftih privodov*. M. : Mashgiz.
3. Pavlov Ya. M. (1960). *Detali mashin*. M. : Mashgiz.
4. Kinicjkiyj Ya. T. (2002). *Teoriya mekhanizmiv i mashin*. K. : Naukova dumka.
5. Reshetov L. N. (1991). *Samoustanavlivayuthiesya mekhanizmih*. M. : Mashinostroenie.
6. Pavlithe V. T. (2003). *Osnovi konstruyuvannya ta rozrakhunok detaley mashin*. Ljviv : Afisha.
7. Polyakov V. S., Barabash I. D., Ryakhovskiy O. A. (1974). *Spravochnik po muftam*. L. : Mashinostroenie.
8. Protsenko V. O., Nastasenko V. O., Klementyeva O. Yu. (2015). Geometrichni ta silovi parametri mufti z torcevoyu ustanovkoyu kanativ tangencialjnogo roztashuvannya *Pidyjomno-transportna tekhnika : naukovo-tekhnichnij ta virobnichij zhurnal*, 4. Odesa : Interprint, 53–59.

**Проценко В. А. СТРУКТУРНЫЕ И СИЛОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ МУФТ И ТОРМОЗОВ С КОНИЧЕСКИМИ ФРИКЦИОННЫМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ И КАНАТНЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ**

*Статья относится к области машиноведения, а именно к теории механизмов и деталям машин. В ней, за счет выполнения теоретических исследований, показано несовершенство структуры известных конструкций фрикционных центробежных муфт и тормозов с коническими поверхностями трения. Установлено, что основные недостатки этих устройств имеют своей причиной структурное несовершенство их механизмов. Так, наличие в механизмах этих устройств избыточных связей является причиной отсутствия самоустановки их деталей. Это становится причиной неравномерной нагрузки фрикционных колодок и неравномерного износа поверхностей трения. В работе предложено усовершенствовать структурные параметры упомянутых механизмов за счет оснащения их канатными элементами, соединяющими фрикционные колодки с ведущими полумуфтами. Установлено, что такое усовершенствование полностью ликвидирует избыточные связи, а значит позволяет обеспечить самоустановку деталей муфт и тормозов. Это может стать причиной обеспечения равномерности распределения нагрузки и износа фрикционных поверхностей. Выведены выражения для определения основного параметра упомянутых устройств – момента трения, который они способны развить.*

**Ключевые слова:** фрикционная муфта, тормоз, канатный элемент, структура, синтез.

**Protsenko V. O. STRUCTURAL AND FORCE PARAMETERS OF CENTRIFUGAL COUPLINGS AND AND BRAKES WITH CONICAL FRICTIONAL SURFACES AND ROPES**

*The paper treats to area machinery, namely to the theory of mechanisms and part of machines. In it, at the expense of execution of theoretical probes, imperfection of structure known constructions of frictional centrifugal couplings and brakes with friction conic surfaces is displayed. It is fixed that the basic deficiencies of these devices have the reason structural imperfection of their mechanisms. So, presence in mechanisms of these devices of redundant links is at the bottom of absence of self-installation of their details. It becomes the reason of a non-uniform load of frictional carrier sockets and non-uniform deterioration of surfaces of a friction. In operation it is offered to improve structural parametres of the mentioned mechanisms at the expense of equipment by their rope elements connecting frictional carrier sockets with leading semiclutches. It is fixed that such improvement completely liquidates redundant links so allows to ensure self-installation of details of clutches and brakes. It can become the reason of security of uniformity of distribution of a load and deterioration of frictional surfaces. Expressions for definition of critical parametre of the mentioned devices – a friction torque which they are capable to explicate are output.*

**Keywords:** frictional coupling, brake, rope element, structure, synthesis.

© Проценко В. О.

Статтю прийнято  
до редакції 22.04.16