

КОНСТРУКТИВНО-СИЛОВІ ПАРАМЕТРИ ПРОФІЛЬНОЇ ВІДЦЕНТРОВОЇ ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ З КАНАТНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

В. О. Проценко

Херсонська державна морська академія, м. Херсон, Україна

Запропоновано конструкцію відцентрової запобіжної муфти з канатними елементами профільного принципу дії. Внаслідок виконання теоретичних досліджень оцінено навантажувальну здатність муфти запропонованої конструкції, отримано відповідні розрахункові формули для визначення її номінального моменту, моменту спрацьовування, а також коефіцієнта точності та коефіцієнта перевищення номінального моменту. Проаналізовано вплив кута монтажного зміщення на характеристики муфти. Доведено, що муфта має високу точність спрацьовування.

Ключові слова: запобіжна муфта, канат, момент, точність.

Вступ. Сучасні тенденції до підвищення швидкості технологічних машин та засобів транспорту вимагають розроблення ефективних захисних пристроїв для обмеження перевантажень їх приводів (Malashhenko, & Kupovskij, 2016; Broshhak, 2012). З огляду на це, удосконалення наявних та розроблення нових захисних пристроїв із покращеними показниками становить важливу задачу для сучасного машинознавства.

Постановка задачі. Муфти профільного типу, що здатні виконувати запобіжні функції, мають низку переваг порівняно з поширеними фрикційними муфтами (Ljozin, 1974). Проте для них характерні і недоліки, що пов'язані з наявністю надлишкових зв'язків у їхніх механізмах, що спричиняє нерівномірність розподілу навантаження між несними елементами. Іншим недоліком є висока жорсткість і відповідно недостатня компенсувальна здатність, відсутність демпфування. Однак навантажувальну здатність таких муфт не досліджено, тому мета цієї роботи – оцінити навантажувальну здатність профільних відцентрових запобіжних муфт, оснащених гнучкими ланками.

Виклад основного матеріалу. Схему розробленої муфти зображено на рис. 1. Вона містить повідну напівмуфту 1, до якої одними зі своїх кінців прикріплені канати 2, що іншими кінцями сполучені з осями 3 роликів 4, наприклад за рахунок вилок, подібно до велосипедних. Ролики 4 мають можливість взаємодії з виступами 5 профільного отвору 6 веденої напівмуфти 7. У режимі усталеного руху ролики 4 контактують з виступами 5 в одній точці M , що розташована на їх радіальній поверхні. У разі перевантаження натяг канатів збільшується і вони рухають ролики по радіальній поверхні виступів 5 до центру муфти O . Перескочивши виступи 5, ролики 4 рухаються по поверхнях 7 до контакту з наступними виступами, забезпечуючи пробуксовку муфти.

Для оцінювання навантажувальної здатності муфти потрібно розглянути розрахункову схему муфти в момент, коли ролики, контактуючи з виступами зовнішньої напівмуфти, знаходяться відносно неї в нерухомому стані (рис. 2). Проаналізуємо сили, що діють на елементи муфти. Зокрема, на ролик діє відцентрова сила $F_с$, що спричиняє натяг канатів силою $F_н$. З боку виступу веденої напівмуфти на ролик діє сила N нормальній реакції. Така ж сила, спрямована у протилеж-

ний бік, створює обертальний момент на веденій напівмуфті. Сила N напрямлена по дотичній до кола центрів роликів, що забезпечується паралельним до радіуса розташуванням робочої ділянки профілю виступу веденої напівмуфти і забезпечує максимальний обертальний момент.

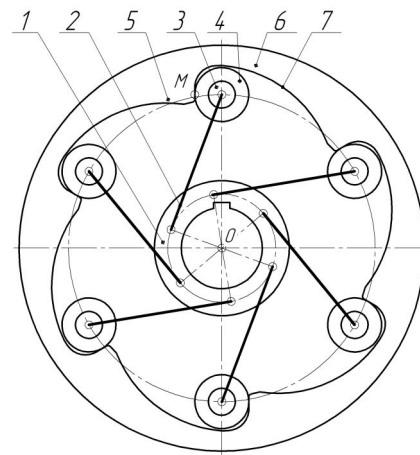


Рис. 1. Напівконструктивна схема муфти

Подальші викладки ґрунтуються на таких припущеннях:

1. Канати не розтягуються у процесі роботи муфти;
2. Ролики, осі та елементи веденої напівмуфти не зазнають контактних деформацій;
3. Розподіл навантаження між несними елементами відбувається абсолютно рівномірно;
4. Між роликами та профільною поверхнею веденої напівмуфти під час її роботи в усталеному режимі забезпечено зазори z ;
5. Вага ролика та сполучених з ним деталей є малою порівняно з іншими силами і відповідно нею можна знехтувати.

Момент, що здатна передавати муфта із z роликів масою m_p в усталеному робочому режимі, становить

$$T_p = zN \frac{D_{св}}{2}. \quad (1)$$

Тобто задача оцінки навантажувальної здатності муфти зводиться до визначення сили N . Для цього розглянемо прямокутний трикутник AMK . Звідки

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{MA}{KM} = \frac{N}{F_с - G}, \quad (2)$$

де $G = m_p g$ – вага ролика.

Звідки можна записати

$$N = (F_g - G) \operatorname{tg} \alpha_2 = (0,5m_p \omega^2 D_{36} - G) \operatorname{tg} \alpha_2. \quad (3)$$

Для визначення кута α_2 розглянемо трикутники OPB та BPA , для яких можна записати

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_2 &= \frac{PB}{AP} = \frac{PB}{OA - OP} = \frac{0,5D_{6H} \sin \xi}{0,5D_{36} - 0,5D_{6H} \cos \xi} = \\ &= \frac{D_{6H} \sin \xi}{D_{36} - D_{6H} \cos \xi} = \frac{\psi_D \sin \xi}{\psi_D - \cos \xi}, \end{aligned} \quad (4)$$

де: D_{36} – діаметр розташування центрів роликів; D_{6H} – діаметр закріплення кінців канатів на внутрішній напівмуфті; ξ – кут монтажного зміщення роликів; $\psi_D = \frac{D_{36}}{D_{6H}}$ – коефіцієнт діаметрів.

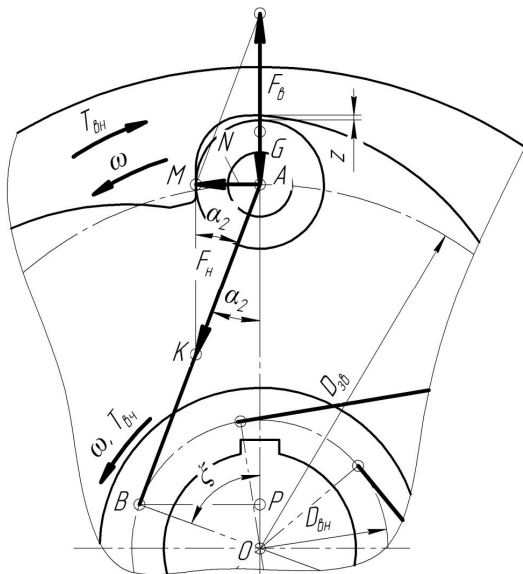


Рис. 2. Розрахункова схема муфти

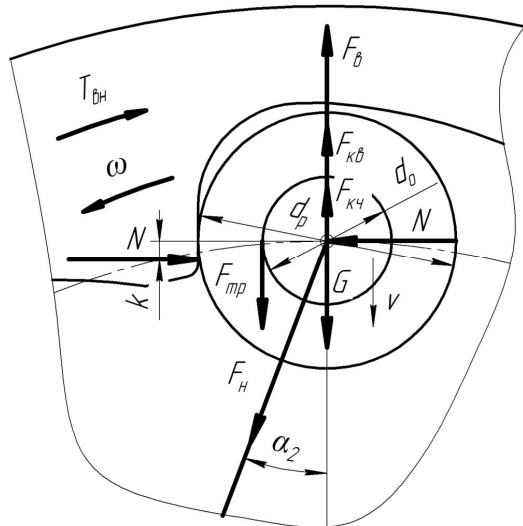


Рис. 3. Розрахункова схема ролика

Застосовуючи заміну, можна записати також

$$\cos \alpha_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_2}} = \frac{1}{d} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\sin \xi}{\psi_D - \cos \xi} \right)^2}}, \quad (5)$$

$$\text{де } d = \sqrt{1 + \left(\frac{D_{6H} \sin \xi}{D_{36} - D_{6H} \cos \xi} \right)^2}$$

Тоді номінальний момент, що здатна передати муфта без пробуксовки, становитиме (силу ваги ролика G далі не враховуємо, тому що вона невелика):

$$\begin{aligned} T &= 0,5zF_g \operatorname{tg} \alpha_2 D_{36} = \frac{0,25z m_p \omega^2 D_{36}^2 D_{6H} \sin \xi}{D_{36} - D_{6H} \cos \xi} = \\ &= \frac{0,25z m_p \omega^2 D_{36}^2 \psi_D \sin \xi}{\psi_D - \cos \xi}. \end{aligned} \quad (6)$$

Визначимо момент, за якого муфта почне спрацьовувати (рис. 3). Це відбудеться, коли ролики під дією сили натягу канатів почнуть рухатись у радіальному напрямку. Запишемо рівняння рівноваги для ролика у проекціях на радіальний напрямок OA

$$F_g + F_{kч} + F_{кв} + G = F_H \cos \alpha_2, \quad (7)$$

де: $F_{кч}$ – сила опору коченню ролика по поверхні профільного виступу, зведена до центра A ролика; $F_{кв}$ – сила опору ковзанню ролика на його осі, зведена до центра A ролика.

Інакше кажучи, муфта почне спрацьовувати у разі виконання нерівності (8) (без урахування ваги ролика G)

$$F_H \geq \frac{F_g + F_{кч} + F_{кв}}{\cos \alpha_2}. \quad (8)$$

Сила натягу каната F_H пов'язана з моментом T , що його передає муфта за відомим співвідношенням

$$\begin{aligned} T &= \frac{zF_H D_{36} D_{6H} \sin \xi}{4L_{\kappa}} = \frac{zF_H D_{36} D_{6H} \sin \xi}{4\sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5D_{36} D_{6H} \cos \xi}} = \\ &= \frac{zF_H D_{6H} \psi_D \sin \xi}{4\sqrt{0,25(\psi_D^2 + 1) - 0,5\psi_D \cos \xi}}. \end{aligned} \quad (9)$$

Тоді, підставивши у вираз (9) відомі рівності (Pavlyshche, 2004) для обчислення складників $F_{кч}$ та $F_{кв}$ формули (7), а також вирази (5) і (8), отримаємо формулу для моменту, за якого муфта почне спрацьовувати

$$\begin{aligned} T_{cn} &= \frac{zF_H D_{36} D_{6H} \sin \xi}{4L_{\kappa}} = \frac{zD_{36} D_{6H} \sin \xi \left[F_g + \frac{N}{d_p} (2k + f d_o) \right]}{4 \cos \alpha_2 L_{\kappa}} = \\ &= \frac{z m_p \omega^2 D_{36}^2 D_{6H} \sin \xi \left[1 + \frac{D_{6H} \sin \xi (2k + f d_o)}{d_p (D_{36} - D_{6H} \cos \xi)} \right] \cdot d}{8\sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5D_{36} D_{6H} \cos \xi}}. \end{aligned} \quad (10)$$

Тоді коефіцієнт точності спрацьовування муфти становитиме

$$\begin{aligned} \gamma_m &= \frac{T_{cn \max}}{T_{cn \min}} = \frac{1 + \frac{D_{6H} \sin \xi (2k_m + f_m d_o)}{d_p (D_{36} - D_{6H} \cos \xi)}}{1 + \frac{D_{6H} \sin \xi (2k_n + f_n d_o)}{d_p (D_{36} - D_{6H} \cos \xi)}} = \\ &= \frac{1 + \frac{\psi_D \sin \xi (2k_m + f_m d_o)}{d_p (\psi_D - \cos \xi)}}{1 + \frac{\psi_D \sin \xi (2k_n + f_n d_o)}{d_p (\psi_D - \cos \xi)}}, \end{aligned} \quad (11)$$

де: k_m та k_n – відповідно, найбільший на найменший коефіцієнт тертя кочення у спряженні ролика з веденою профільною напівмуфтою; f_m та f_n – відповідно найбільший на найменший коефіцієнт тертя ковзання у спряженні ролика з його віссю; d_o та d_p – діаметри осі ролика та його поверхні.

З врахуванням виразу (5) коефіцієнт перевищення номінального моменту становитиме

$$k_{cn} = \frac{T_{cn}}{T} = \frac{\left[(D_{36} - D_{6n} \cos \xi) + \frac{D_{6n}}{d_p} \sin \xi (2k + fd_o) \right] \cdot d}{4\sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6n}^2) - 0,5D_{36}D_{6n} \cos \xi}} \quad (12)$$

Моделювання параметрів згідно з отриманими моделями виконували для муфти з такими вихідними даними: $D_{36} = 113,5$ мм, $D_{6n} = 50$ мм, $d_o = 10$ мм, $d_p = 20$ мм, $m_p = 0,110$ кг, довжина ролика $l_p = 30$ мм, $k_m = 0,002$, $k_n = 0,001$, $f_m = 0,15$, $f_n = 0,05$ (у розрахунках брали середні величини коефіцієнтів тертя). Змінною величиною вважали кут ξ монтажного зміщення роликів. Результати теоретичних досліджень при цьому дали змогу побудувати графіки залежності силових (рис. 4) та якісних (рис. 5) параметрів муфти від зміни кута ξ .

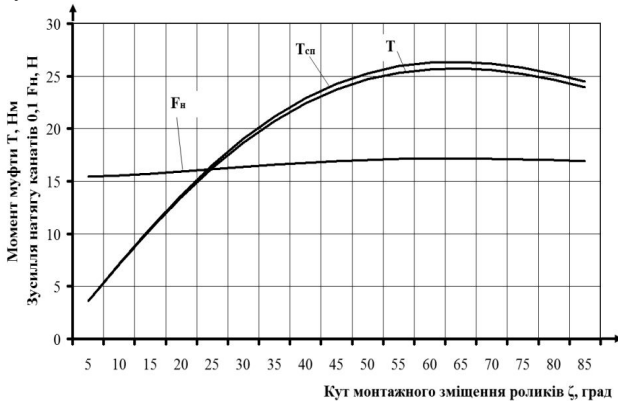


Рис. 4. Залежність моментів номінального і спрацювання муфти та сили натягу канатів від кута монтажного зміщення роликів

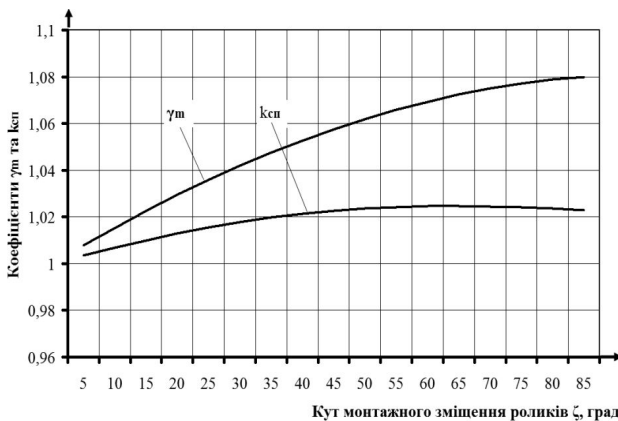


Рис. 5. Залежність коефіцієнтів точності та перевищення номінального моменту від кута монтажного зміщення роликів

З графіка на рис. 4 видно, що для досліджуваної муфти справедлива відома рівність (13) з обчислення кута ξ_F , що здатен забезпечити максимальну навантажувальну здатність

$$\xi_F = \arccos \frac{1}{\psi_D} = \arccos \frac{1}{2,27} = 63,86^\circ \quad (13)$$

Варто також зазначити, що задачу оцінки навантажувальної здатності та інших показників потрібно вирішувати разом із питаннями компоновання елементів муфти.

Унаслідок виконаних досліджень можна зробити такі висновки:

1. Запропоновано конструкцію запобіжної відцентрової профільної муфти з канатними елементами та описано механізм її роботи.
2. Унаслідок виконання теоретичних досліджень вперше отримано вирази для обчислення номінального моменту, що здатна передавати муфта запропонованої конструкції та моменту, за якого починається її спрацювання, а також коефіцієнтів точності муфти та перевищення номінального моменту.
3. Встановлено, що муфта характеризується високою точністю спрацювання, оскільки теоретичний коефіцієнт її точності становить близько 1,1, що вигідно вирізняє її серед муфт подібного призначення.
4. Показано, що ці збільшенням кута монтажного зміщення роликів ξ навантажувальна здатність муфти збільшується, а точність спрацювання погіршується. Так, за збільшення кута ξ з 30 до 60° номінальний момент T збільшується від 18,7 Нм до 25,7 Нм (на 37%), момент спрацювання T_{cn} збільшується від 19,01 Нм до 26,29 Нм (на 38%), коефіцієнт точності γ_m зменшується від 1,04 до 1,07 (на 2,9%), коефіцієнт перевищення номінального моменту k_{cn} зменшується від 1,018 до 1,025 (на 0,7%).

Перелік використаних джерел

Broshhak, I. I. (2012). *Mechanichni obmezhuvalni systemy: modulne proektuvannya: monograph*. Ternopil: Krok, p. 352. [in Russian].
 Ljozin, D. L. (1974). *Issledovanie uprugih i uprugo-predohranitelnyh profilnyh muft. Abstract of dissertation of candidate of economic Sciences* (05.02.02 – Mashinovedenie i detali mashin). Moscow, p. 14. [in Russian].
 Malashenko, V. O., & Kunovskiy, G. P. (2016). *Navantazhuvalna zdattmist pryvodiv velykomasovyh system: monograph*. Lviv: Novyj svit-2000, p. 150. [In Ukrainian].
 Pavlyshhe, V. T. (Ed.), Harchenko, Ye. V., Barvinskyy, A. F., & Garshnjev, Yu. G. (2004). *Prykladna mehanika*. Lviv: Intelkt-Zahid, p. 368. [In Ukrainian].

В. А. Проценко

КОНСТРУКТИВНО-СИЛОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПРОФИЛЬНОЙ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ МУФТЫ С КАНАТНЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

Предложена конструкция центробежной предохранительной муфты с канатными элементами профильного принципа действия. За счет выполнения теоретических исследований выполнена оценка нагрузочной способности муфты предложенной конструкции. Получены соответствующие формулы для вычисления ее номинального момента, момента срабатывания, а также коэффициента точности срабатывания и коэффициента превышения номинального момента. Проанализировано влияние угла монтажного смещения на характеристики муфты. Доказано, что муфта имеет высокую точность срабатывания.

Ключевые слова: предохранительная муфта, канат, момент, точность.

SOME STRUCTURALLY-FORCE PARAMETERS OF THE PROFILE CENTRIFUGAL CLUTCH WITH ROPE ELEMENTS

Current trends to improve the rapidity of technological machines and means of transport require the development of effective protective devices to limit overload of their drives. Consequently the improvement of existing and development of new protective devices with improved performance is an important task for the modern machinery science. Profile type clutches, able to perform safety functions have a number of advantages over common friction clutches. However, the load capacity of such coupling has not been investigated, so the purpose of this work is evaluation of load capacity profile centrifugal safety couplings equipped with flexible links. By providing theoretical studies the load capacity of the proposed design coupling are estimated. The corresponding formulas for the calculation of its rated torque, torque response, as well as the rate of accuracy and response rate exceeding the rated torque are obtained. The effect of displacement the mounting angle on coupling characteristics is analyzed. Our conclusions are as follows. Firstly, due to the implementation of theoretical research the authors have obtained expressions for calculating the nominal moment that the proposed design clutch can transmit and the moment at which it begins operation, and coupling coefficients and accuracy exceeding the nominal torque. Secondly, the clutch has high precision operation, as the theoretical rate of accuracy is about 1.1, which favorably distinguishes it among similar joints destination. The research has proved that the clutch has a high response accuracy. It is shown that the increase in roller mounting displacement angle ξ load coupling capacity increases but operation response accuracy worsening. So when the angle ξ 30 to 60° nominal time T increases from 18.7 Nm to 25.7 Nm (37%), time of operation T_{SP} increases of 19.01 Nm to 26.29 Nm (38%) rate accuracy decreases from 1.04 to 1.07 (2.9%), exceeding the nominal rate since reduced from 1,018 to 1,025 (0.7%).

Keywords: overload clutch; rope point accuracy; accuracy; coupling capacity.

Інформація про автора:

В. О. Проценко, канд. техн. наук, доцент, Херсонська державна морська академія, м. Херсон, Україна.

E-mail: ese@ukr.net