

СИЛОВА ВЗАЄМОДІЯ ЕЛЕМЕНТІВ МУФТИ З ТОРЦЕВОЮ УСТАНОВКОЮ КАНАТІВ ТАНГЕНЦІАЛЬНОГО РОЗТАШУВАННЯ

Розглянуто силову взаємодію елементів муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування. Отримано розрахункові залежності, що описують вплив на неї деяких компоновочних параметрів. Досліджено вплив одного з найбільш важливих параметрів муфти, а саме співвідношення діаметрів розташування втулок у напівмуфтах на натяг канатів. Отримано вираз, що дозволяє обчислити значення коефіцієнта діаметрів, який забезпечує мінімальний натяг канатів.

Ключові слова: муфта, канат, компоновка, обертальний момент, колова сила, натяг.

Вступ

Муфти з торцевою установкою канатних пружних елементів позбавлені багатьох недоліків муфт поширених конструкцій, поруч із цим для них характерні і переваги існуючих муфт. Такі муфти мають високу навантажувальну здатність порівняно з навантажувальною здатністю зубчастих муфт, вищу від них компенсувальну здатність та нижчу жорсткість, а також низьку вартість, яка мало відрізняється від вартості фланцевих поперечно-звертних муфт. Однак параметри цих муфт на сьогодні досліджені недостатньо.

Аналіз стану проблеми та постановка задачі дослідження

У роботі [1] обґрунтовані основні параметри муфт з торцевою установкою канатів, які розташовані у напівмуфтах хордально. Ця особливість конструкції таких муфт звужує їх компоновочні можливості та обмежує функціональні показники за рахунок обмеження кількості канатів, якими може бути оснащена муфта. Муфти з тангенціальним розташуванням канатів торцевої установки, що розглядаються в цій роботі, позбавлені цього недоліку, проте основні параметри цих муфт, зокрема геометричні та силові, досліджені недостатньо. З огляду на викладене, метою цієї роботи є дослідження геометричних та силових параметрів цих муфт з метою обґрунтування їх параметрів при проектуванні та подальшого створення відповідної методики.

Виклад основного матеріалу

Конструкція муфти з торцевою установкою канатних пружних елементів докладно розглянута в роботі [2]. Конструктивні особливості запропонованої муфти виконано для того, щоб канати не були розміщені на діаметрі розташування пальців хордально, як у базовій муфті. Ця особливість конструкції дає можливість збільшити їх кількість при практично незмінних габаритах, а також дозволяє виконання муфтою запобіжних функцій, щоб при перевантаженні муфти і висмику-

ванні одного з кінців канатів не відбувся удар суміжних пальців і ведуча напівмуфта могла вільно обертатися.

Під час проектування муфти необхідно виконувати розрахунок на міцність її елементів, у тому числі вибрати канати для установлення в ній. Для цього необхідно визначити силу їх натягу F_H . З цієї метою складемо та розглянемо розрахункову схему муфти (рис. 1). На цій схемі зовнішня напівмуфта і відповідна їй (кожна із z встановлених) втулка 1 є ведучими і прикладають до веденої напівмуфти із відповідною втулкою 2 обертальний момент $T_{вч}$. Цей момент, за рахунок колової сили F_{11} спричиняє натяг каната згаданою силою F_H , яка створює на втулці 2 колову силу F_{12} , що створює, врешті, обертальний момент і на внутрішній ведучій напівмуфті, який повинен переважати момент опору $T_{вн}$.

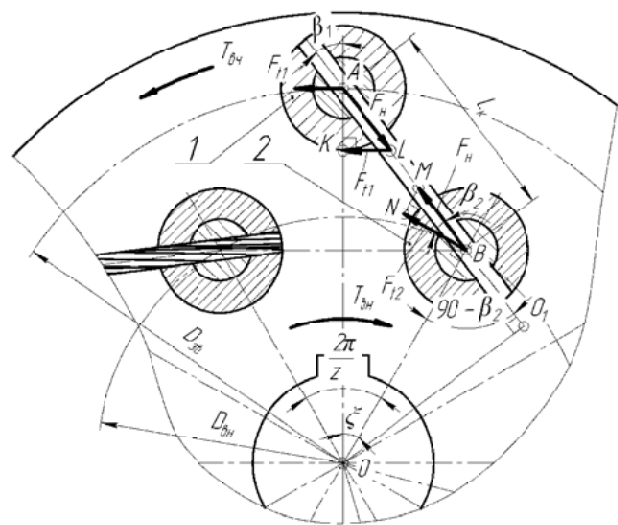


Рис. 1. Розрахункова схема муфти з торцевою установкою прямих канатів тангенціального розташування

Для подальших викладок запишемо спершу деякі відомі рівності:

$$F_{t1} = \frac{2T}{zD_{36}}; F_{t2} = \frac{2T}{zD_{6H}}. \quad (1)$$

З (1), поділивши одне рівняння на інше, отримаємо співвідношення:

$$\frac{F_{t1}}{F_{t2}} = \frac{D_{6H}}{D_{36}}. \quad (2)$$

Розглянувши трикутник AKL (рис. 1), запишемо:

$$KL = AL \times \sin \beta_1 \quad (3)$$

або

$$F_{t1} = F_n \times \sin \beta_1.$$

З трикутника MNB отримаємо:

$$BN = BM \times \cos \beta_2 \quad (4)$$

або

$$F_{t2} = F_n \times \cos \beta_2.$$

З (2), поділивши одне рівняння на інше, отримаємо нове співвідношення:

$$\frac{F_{t1}}{F_{t2}} = \frac{\sin \beta_1}{\cos \beta_2}. \quad (5)$$

Об'єднавши (2) та (5), отримаємо:

$$\frac{F_{t1}}{F_{t2}} = \frac{D_{6H}}{D_{36}} = \frac{\sin \beta_1}{\cos \beta_2}. \quad (6)$$

Аналогічні викладки можна отримати іншим способом, розглянувши трикутники OO_1A та OO_1B . Так, з розгляду трикутника OO_1A можна зробити висновок, що:

$$OA \sin \beta_1 = OO_1 \quad (7)$$

або

$$\frac{D_{36}}{2} \sin \beta_1 = OO_1$$

З трикутника OO_1B отримаємо:

$$\begin{aligned} OB \sin \angle OBO_1 &= OO_1 \\ OB \sin(90 - \beta_2) &= OO_1 \end{aligned} \quad (8)$$

або

$$OB \cos \beta_2 = OO_1,$$

$$\frac{D_{6H}}{2} \cos \beta_2 = OO_1.$$

Поділивши вирази (8) та (7), незалежно від викладок (2)–(6) отримаємо:

$$\frac{D_{6H}}{D_{36}} = \frac{\sin \beta_1}{\cos \beta_2}. \quad (9)$$

Отже, шукана сила F_n становитиме:

$$\begin{aligned} F_n &= \frac{F_{t1}}{\sin \beta_1} = \frac{2T}{zD_{36} \sin \beta_1} = \frac{F_{t2}}{\cos \beta_2} = \\ &= \frac{2T}{zD_{6H} \cos \beta_2}. \end{aligned} \quad (10)$$

Далі постає задача визначення кутів β_1 та β_2 .

З трикутника OAB запишемо згідно з теоремою синусів:

$$\frac{AB}{\sin \xi} = \frac{OB}{\sin \beta_1} \quad (11)$$

або

$$\frac{L_K}{\sin \xi} = \frac{D_{6H}}{2 \sin \beta_1},$$

де $AB = L_K$ – теоретична довжина каната (рис. 2);

ξ – кут монтажного зміщення напівмуфт.

З виразу (11) можна отримати:

$$\sin \beta_1 = \frac{D_{6H} \sin \xi}{2L_K}. \quad (12)$$

А розглядаючи (12) спільно з (6) або (9), отримаємо таку рівність:

$$\cos \beta_2 = \frac{D_{36} \sin \xi}{2L_K}. \quad (13)$$

Підставивши вирази (12) чи (13) у співвідношення (10), отримаємо нову формулу:

$$F_n = \frac{4TL_K}{zD_{36} D_{6H} \sin \xi}. \quad (14)$$

З трикутника OAB отримаємо за теоремою косинусів:

$$\begin{aligned} AB &= \sqrt{OA^2 + OB^2 - 2OA \times OB \times \cos \xi}, \\ L_K &= \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5D_{36} D_{6H} \cos \xi}. \end{aligned} \quad (15)$$

Звідки

$$F_n = \frac{4T \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5D_{36} D_{6H} \cos \xi}}{zD_{36} D_{6H} \sin \xi}. \quad (16)$$

Проаналізуємо формулу (16), вводячи нову величину – діаметрів $\psi_D = \frac{D_{зв}}{D_{вн}}$, отримаємо формулу (16) у вигляді (17):

$$F_n = \frac{4T\sqrt{0,25(\psi_D^2 + 1) - 0,5\cos\xi\psi_D}}{zD_{вн}\sin\xi\psi_D}. \quad (17)$$

Аналіз формули (16) показує, що на навантаженість канатів у муфті, крім їх кількості z , впливає величина діаметрів розташування канатів у напівмуфтах $D_{зв}$ та $D_{вн}$, а також кут монтажного зміщення напівмуфт ξ . Чисельне моделювання для муфти із $z=6$, $D_{зв}=145$ мм, $D_{вн}=95$ мм при $T=1000$ Нм дало можливість побудувати графік (рис. 3) залежності сили натягу каната F_n , обчисленої за формулою (16), від величини кута ξ .

Аналіз графіка на рис. 2 дозволяє стверджувати, що збільшення коефіцієнта ψ_D від 1,0 до 1,41 спричиняє зменшення натягу канатів зі значення близько 3800 Н до значення 3500 Н або приблизно на 7%, що спричинить підвищення довговічності канатів та муфти в цілому.

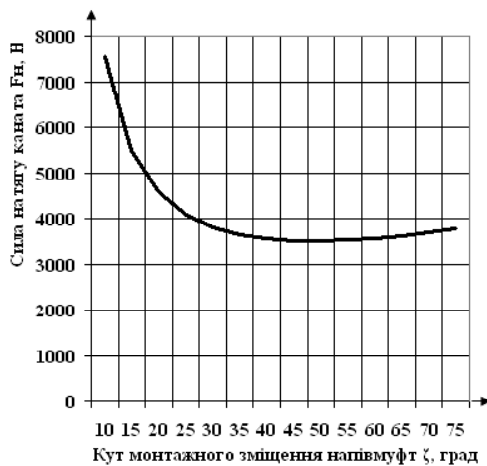


Рис. 2. Графік залежності сили натягу каната F_n від величини кута монтажного зміщення напівмуфт ξ

Аналіз графіка (рис. 2) показує, що при інших рівних умовах існує такий оптимальний кут ξ_F , який відповідає найменшому навантаженню канатів. Для модельної муфти, згідно з рис. 3, цей кут знаходиться в районі 50°.

Очевидно, аналогічний оптимум існує і для коефіцієнта діаметрів ψ_D . Виконане за формулою (17) чисельне моделювання для муфти при $D_{вн}=95$ мм, $\xi=45^\circ$ та різних $D_{зв}$, і відповідно ψ_D , дало можливість побудувати графік залежності сили натягу каната F_n від величини коефіцієнта діаметрів ψ_D (рис. 4). Аналіз цього графі-

ка показує, що існує таке значення коефіцієнта ψ_D , при якому забезпечене, при рівних інших умовах, мінімальне значення сили натягу каната F_n . Для модельної муфти із наведеними параметрами, згідно з рис. 4 цей коефіцієнт має значення близько $\psi_D = 1,4$. Очевидно, що для раціонального проектування муфти необхідно отримати вираз для обчислення цього оптимального, з точки зору зниження навантаженості канатів, значення коефіцієнта ψ_{DF} , щоб дати у майбутньому інструмент конструкторам для проектування мінімально навантажених муфт.

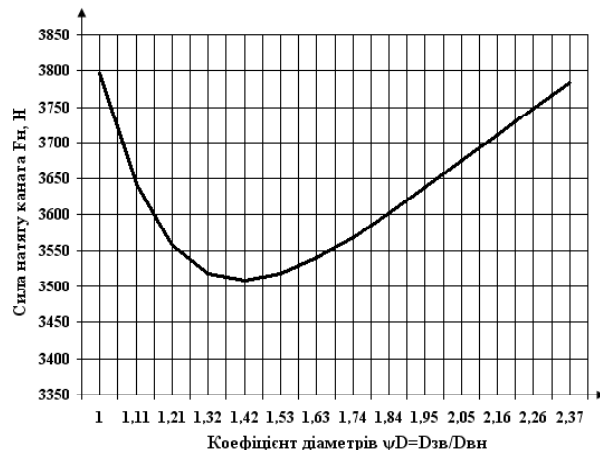


Рис. 3. Графік залежності сили натягу каната F_n від величини коефіцієнта діаметрів

Як видно з рис. 3, при збільшенні кута ξ від 10° до приблизно 50° сила натягу каната F_n зменшується зі значення близько 7500 Н до значення близько 3500 Н, або в 2,15 разів. Тому в розглянутому випадку проектування, при необхідності «вписання» муфти у відомі габарити, постає потреба використання виразу для обчислення кута найменшої навантаженості канатів ξ_F , який необхідно визначати під час розрахунку муфти на міцність та вибору канатів при відомих діаметрах $D_{зв}$ та $D_{вн}$.

Це сприяє подальшим теоретичним дослідженням з метою отримання рівнянь для обчислення оптимального кута монтажного зміщення напівмуфт та коефіцієнта, які забезпечать мінімальне навантаження канатів муфти F_n . Ці залежності потрібні для забезпечення можливості проектування муфти за двома можливими варіантами:

а) задача проектування муфти для заміни встановленої у приводі, що експлуатується, коли відомі діаметри $D_{зв}$ та $D_{вн}$. Прикладом може бути муфта для сполучення маховика дизеля із передачею. У цьому випадку необхідно буде використовувати залежність для визначення кута;

б) задача проектування нової муфти при невідомих $D_{зв}$ та $D_{вн}$, проте відомих обмеженнях щодо її компонов-

ки [1]. У цьому випадку можна використовувати залежність для визначення коефіцієнта.

Проаналізуємо можливість отримання раціонального співвідношення діаметрів розташування втулок у зовнішній та внутрішній напівмуфтах за умови мінімізації навантаженості канатів силою F_n , що адекватно пошуку мінімуму функції (16).

Для цього візьмемо першу похідну від (16) та прирівняємо її до нуля.

$$F_n' = \left(\frac{\frac{4T}{zD_{вн} \sin \xi} \times \sqrt{0,25\psi_D^2 - 0,5 \cos \xi \psi_D + 0,25}}{\psi_D} \right)' = 0, \quad (18)$$

$$\left(\frac{\frac{4T}{zD_{вн}^2 \sin \xi} \times \left(\left(\sqrt{0,25\psi_D^2 - 0,5 \cos \xi \psi_D + 0,25} \right)' \times \left(\psi_D - \sqrt{0,25\psi_D^2 - 0,5 \cos \xi \psi_D + 0,25} \right) \right)'}{\psi_D^2} \right) = 0. \quad (19)$$

Очевидно, в останньому виразі (19) нулю рівним може бути тільки чисельник, тому матимемо такий вираз:

$$\left(0,25\psi_D^2 - 0,5 \cos \xi \psi_D + 0,25 \right) \times \left(\psi_D - \sqrt{0,25\psi_D^2 - 0,5 \cos \xi \psi_D + 0,25} \right) = 0; \quad (20)$$

$$\frac{\psi_D(0,5\psi_D - 0,5 \cos \xi)}{2\sqrt{0,25\psi_D^2 - 0,5 \cos \xi \psi_D + 0,25}} - \sqrt{0,25\psi_D^2 - 0,5 \cos \xi \psi_D + 0,25} = 0; \quad (21)$$

$$\psi_D(0,5\psi_D - 0,5 \cos \xi) - 2(0,25\psi_D^2 - 0,5 \cos \xi \psi_D + 0,25) = 0; \quad (22)$$

$$0,5\psi_D^2 - 0,5 \cos \xi \psi_D - 0,5\psi_D^2 + \cos \xi \psi_D - 0,5 = 0; \quad (23)$$

$$0,5 \cos \xi \psi_D - 0,5 = 0; \quad (24)$$

$$\cos \xi \times \psi_D = 1; \quad (25)$$

$$\psi_D = \frac{1}{\cos \xi}. \quad (26)$$

Для модельної муфти матимемо:

$$\psi_D = \frac{1}{\cos \xi} = \frac{1}{\cos 45^\circ} = 1,41.$$

З розрахунку та зівставленням його з графіком (рис. 3) очевидно, що вони адекватні одне одному, що свідчить про правильність міркувань та виконаних теоретичних досліджень. Відтак можна стверджувати, що отриманий вираз (26) дозволяє обчислювати оптимальний коефіцієнт діаметрів ψ_{DF} , який дає можливість виконати компоновку муфти з мінімальним натягом канатів.

$$\psi_{DF} = \frac{1}{\cos \xi}. \quad (27)$$

Відповідно, оптимальний кут монтажного зміщення напівмуфт ξ_F , забезпечення якого дозволяє зменшити натяг канатів до мінімуму при відомому коефіцієнті діаметрів ψ_D , можна знайти за формулою (28):

$$\xi_F = \arccos \frac{1}{\psi_D}. \quad (28)$$

Графічне зображення залежності (28) представлено на рис. 5 і являє собою номограму для вибору оптимального коефіцієнта діаметрів ψ_{DF} при відомому куті ξ чи оптимального кута ξ_F при відомому коефіцієнті діаметрів ψ_D під час проектування муфти.

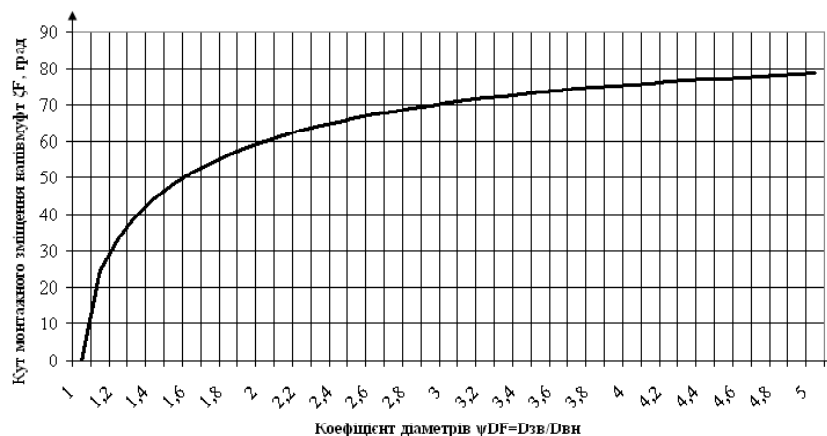


Рис. 4. Графік залежності оптимального коефіцієнта діаметрів ψ_{DF} від величини оптимального кута монтажного зміщення

У результаті проведених теоретичних досліджень можна зробити такі **висновки**:

1. Компонувочні параметри, зокрема коефіцієнт відношення діаметрів ψ_D мають значний вплив на навантаженість елементів муфти з торцевими канатами.

2. Уперше досліджено вплив цього коефіцієнта на натяг канатів та отримано вираз для визначення коефіцієнта ψ_{DF} , який забезпечує мінімальне значення натягу канатів.

3. Показано, що при збільшенні коефіцієнта діаметрів ψ_D з 1,0 до 1,41 сила натягу канатів муфти зменшується з 3800 Н до 3500 Н, або на 7%.

4. Побудована номограма для вибору значень кута монтажного зміщення та коефіцієнта діаметрів, що забезпечують мінімальний натяг каната при проектуванні.

Напрямки подальших досліджень:

1. Дослідження впливу кута монтажного зміщення напівмуфт на натяг канатів.

2. Порівняння основних показників муфт з торцевою установкою канатів тангенціального та хордального розташування.

3. Розроблення методики проектування муфт з торцевою установкою канатів.

4. Дослідження впливу неспіввісності на перерозподіл навантаження між канатами у муфтах.

5. Дослідження впливу неспіввісності на додаткові навантаження від муфт на поєднані вали.

6. Дослідження впливу неспіввісності на довговічність канатів.

7. Дослідження тепловиділення від канатів муфт при їх роботі в умовах неспіввісності.

8. Дослідження міцності та розроблення методики розрахунку фланців напівмуфт.

9. Обґрунтування параметрів пристроїв для затиску канатів у муфтах.

10. Комплексна оптимізація параметрів муфт з торцевими канатами.

Список літератури

1. Проценко В. О. Проектування муфти з торцевою установкою прямих канатів / В. О. Проценко // Гірничі, будівельні, дорожні, меліоративні машини. – К. : КНУБА. – 2011. – Вип. 77 – С. 44–50.
2. Проценко В. О. Геометричні умови існування муфти з торцевими канатами тангенціального розташування / В. О. Проценко, М. В. Бабій, О. Ю. Клементьєва // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон : ХДМА. – 2015. – № 1(12) – С. 240–246.
3. Лукин М. Г. Муфты сцепные и упругие / Под ред. Б. А. Иванова. – Л. : Советский печатник, 1935. – 284 с.
4. Иванов Е. А. Муфты приводов / Е. А. Иванов. – М. : Машгиз, 1954. – 348 с.
5. Поляков В. С. Муфты. Конструкции и расчет / В. С. Поляков, И. Д. Барбаш. – Л. : Машиностроение, 1973. – 36 с.

Одержано 12.03.2016

Проценко В.А., Клементьєва О.Ю. Силовое взаимодействие элементов муфты с торцевой установкой канатов тангенциального расположения

Рассмотрено силовое взаимодействие элементов муфты с торцевой установкой канатов тангенциального расположения. Получены расчетные зависимости, которые описывают влияние компоновочных параметров на силовое взаимодействие элементов муфты. Исследовано влияние одного соотношения диаметров расположения втулок в полумуфтах на натяжение канатов. Получено выражение, позволяющее вычислить значение коэффициента диаметров, которое обеспечивает минимальное натяжение канатов.

Ключевые слова: муфта, канат, компоновка, крутящий момент, круговая сила, натяжение.

Protsenko V., Klementyeva O. Force interaction of coupling elements with the end position setting tangential rope installation

The power coupling elements interact with face tangential rope installation location is studied. An estimated dependence describing the influence of certain parameters komponovochnyh are found. The influence of one of the most important parameters couplings, namely the ratio of diameters location in sleeves half coupling on tension cables are studied. An expression that allows us to calculate the coefficient of diameters that provides minimal rope tensions is found.

Key words: coupling, rope, arrangement, torque, circular power tension.