

ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ КАНАТНО-РОЛИКОВОЇ МУФТИ НА ЇЇ РОБОТУ В УМОВАХ РАДІАЛЬНОЇ НЕСПІВВІСНОСТІ

Стаття відноситься до галузі машинознавства та деталей машин. Представлено конструкцію муфти з канатним несівним елементом. Проаналізовано вплив конструктивних параметрів канатно-роликової муфти на навантаженість її несівного каната в умовах наявності радіальної неспіввсності. Показано, що розроблена муфта характеризується низькою радіальною жорсткістю та відповідно високою компенсуючою здатністю. За рахунок цього канатно-роликова муфта створює однакове силове навантаження на сполучені вали при неспіввсності на порядок вищій ніж муфта-прототип з пружною зірочкою.

Ключові слова: муфта, канат, неспіввсність, момент, привод.

V.O. PROTSENKO, O.YU. KLEMENTYIEVA

Kherson State Maritime Academy

INFLUENCE OF CONSTRUCTION PARAMETERS OF ROPE-ROLLER COUPLING ON ITS WORK IN RADIAL MISALIGNMENT CONDITION

Article belongs to area of mechanical engineering and parts of machines. Among the expenses for the operation of the drive units, the cost of installation and adjustment of the mutual position of the combined aggregates is significant. A significant reduction in installation costs can be achieved by using a coupling of high compensating power, since the accuracy of the alignment of these aggregates directly depends on the inconsistency, permissible coupling. In view of this, great interest has always been caused by couplings containing a floating bearing element, for example, cross-coupling couplings. Such couplings, however, quickly wear out, as their elements work in conditions of slipping at significant specific pressures and have high stiffness, and therefore did not gain much. Therefore, the development of new couplings of high compensating power and the study of their parameters is an urgent task. The purpose of the article is to determine the influence of the structural parameters of the cable-clutch coupling on its operation in conditions of radial non-alignment. New construction of coupling with rope bearing element is presented. Influence of construction parameters of rope-roller coupling on load its bearing rope element in radial misalignment condition is analyzed. The authors analyze the influence of the structural parameters of the rope-clutch coupling on the intensity of its nose rope in the presence of radial non-uniformity and it is determined that the effect of the angle of radial displacement on the tension of the rope is not linear and the size of the roller does not significantly affect the tension of the rope. However, it has been proved that when working in conditions of considerable disparity, it is advisable to increase the difference between the diameters in order to increase the length of the rope and decrease the relative elongation, and hence the additional tension from the non-uniformity and radial load on the shafts. It is shown, that designed coupling is characterized low radial stiffness and respectively high compensating ability. Through of this rope-roller coupling making the same radial load on connecting shafts in misalignment an order of magnitude higher than prototype jaw coupling with rubber spider flexible element.

Keywords: coupling, rope, misalignment, torque, transmission.

Вступ

Серед витрат на експлуатацію приводних агрегатів значну долю мають витрати на монтаж та регулювання взаємного положення сполучених агрегатів, і чим більші розміри та маса цих агрегатів – тим більші витрати [1]. Суттєвого зниження витрат на монтаж вдається досягнути застосуванням муфт великої компенсуючої здатності, оскільки потрібна точність центровки цих агрегатів напряму залежить від неспіввсності, допустимої муфтою. В таких умовах кожна десята доля міліметра допустимої муфтою неспіввсності є значним резервом для зниження витрат та спрощення технічного обслуговування. З огляду на це велику цікавість завжди викликали муфти, що містять плаваючий несівний елемент, наприклад хрестово-кулісні муфти. Такі муфти однак швидко зношуються, оскільки їх елементи працюють в умовах ковзання при значних питомих тисках та мають високу жорсткість, і тому значного поширення не набули. Тому розроблення нових муфт високої компенсуючої здатності та дослідження їх параметрів становить актуальну задачу.

Постановка задачі

В даній роботі досліджується муфта, ідею створення якої можна пояснити схемою згідно рис. 1, а. Муфта містить дві напівмуфти – зовнішню 1 і внутрішню 2, що сполучені відрізком каната 3, яких може бути кілька, обидва кінці 4 і 5 каната 3 закріплені у пальцях 6, що встановлені у зовнішній напівмуфті 1, а внутрішня напівмуфта 2 містить встановлені з можливістю повороту на осях 7 ролики 8, між якими розташовано канат 3, яким охоплені ролики 8. При роботі муфти, що сполучає співвісні вали ролики тиснуть на канат, або навпаки (в залежності від того, яка з муфт 1 чи 2 є ведучою) без перекочування по ньому. У випадку наявності радіальної неспіввсності Δ_r , одночасно з обертанням муфти (за її описаної «ідеалізованої» схеми) матиме місце взаємне переміщення напівмуфт за кожен оберт на величину неспіввсності та обкочування роликів по канату (без його видовження та радіального тиску на вали) із їх поворотом на кут α_p (рис. 1, б):

$$\alpha_p = \frac{2\Delta_r}{\pi d_p}. \quad (1)$$

Однак в такому «ідеалізованому» варіанті, як показано на рис. 1 муфта працювати не зможе, оскільки це викличе надто великий натяг каната при її роботі, тому доцільно кінці канта закріпити таким чином, щоб досягалось охоплення ним роликів, як показано на схемі рис. 2. В такому варіанті розташування каната і роликів, однак, при роботі муфти в умовах неспіввідності, матиме місце додаткове видовження каната та радіальний тиск від муфти на вали. Очевидно, що цей тиск, як і інші характеристики муфти, залежатиме від її конструктивних параметрів. Тому встановлення впливу конструктивних параметрів канатно-роlikової муфти на радіальне навантаження від цієї муфти на вали становить мету даної роботи.

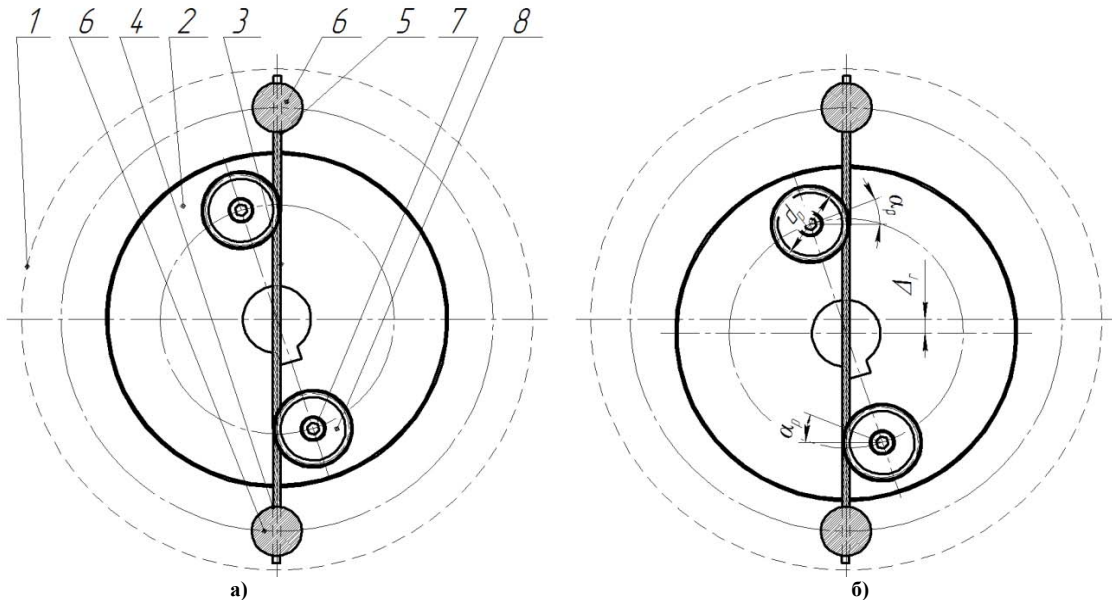


Рис. 1. Схема компенсації муфтою неспіввідності

Виклад основного матеріалу

У зовнішній напівмуфті (рис. 2) 1 досліджуваної муфти на діаметрі D_{36} закріплені кінці каната 2. Канатом 2 охоплені два роликів (блоки) 3 діаметром d_p (діаметр по центру каната), які встановлені з можливістю обертання на осях 4 діаметром d_o , що запресовані у ведену напівмуфту на діаметрі D_{6H} .

Проаналізуємо вплив конструктивних параметрів на роботу муфти в умовах неспіввідності, а саме основний робочий параметр – повний натяг каната $F_{H\Delta}$ як результат дії номінального, передаваного муфтою моменту (і відповідно робочого натягу F_H) та додаткового натягу $F_{\Delta} = F_{pad}$ від неспіввідності, який одночасно є радіальним зусиллям (2), що діятиме на неспіввідні вали.

$$F_{H\Delta} = F_H + F_{\Delta} = F_H + F_{pad} \quad (2)$$

Робочий натяг каната F_H (рис. 2) при передачі муфтою номінального обертального моменту T можна обчислити за формулою (3):

$$\left\{ \begin{aligned} F_H &= \frac{T}{\sin \beta_2 \left[D_{6H} \cos \left(\arcsin \frac{d_p}{D_{6H}} \right) + d_p t g \frac{\beta_2}{2} \right]} \\ \beta_2 &= \xi + \arcsin \frac{d_p}{D_{6H}} + \arcsin \left(\frac{0,5 D_{6H} \sin \xi}{L_{AB}} \right) + \arcsin \left(\frac{0,5 d_p}{L_{AB}} \right) \end{aligned} \right. \quad (3)$$

де ξ – кут монтажного зміщення напівмуфт - кут між радіусами, на яких закріплено кінці канатів та осі роликів.

Довжина каната у муфті у випадку співвідності сполучених валів становить:

$$\left\{ \begin{aligned} L_K &= 2 \left(0,5 D_{6H} \cos \beta_2 + \frac{\pi d_p}{360} \beta_2 + L_{AB} \cos \beta_7 \right) \\ L_{AB} &= \sqrt{0,25 (D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5 D_{36} D_{6H} \cos \xi} \end{aligned} \right. \quad (4)$$

В умовах радіальної неспіввідності (рис. 3) центр веденої напівмуфти в якій закріплено осі роликів зміститься на величину Δ_r з точки O в точку O_I . При цьому при обертанні муфти змінюються ряд відстаней за рахунок зміни кута монтажного зміщення ξ . Для аналізу зміни параметрів муфти точки розрахункової схеми, що відносяться до ролика та каната, які знаходяться над площиною радіального зміщення (площина в

якій лежать осі зміщених валів) позначимо індексом 1, а ті, що знаходяться під площиною зміщення – індексом 2. Відповідно кути – одним штрихом та двома штрихами.

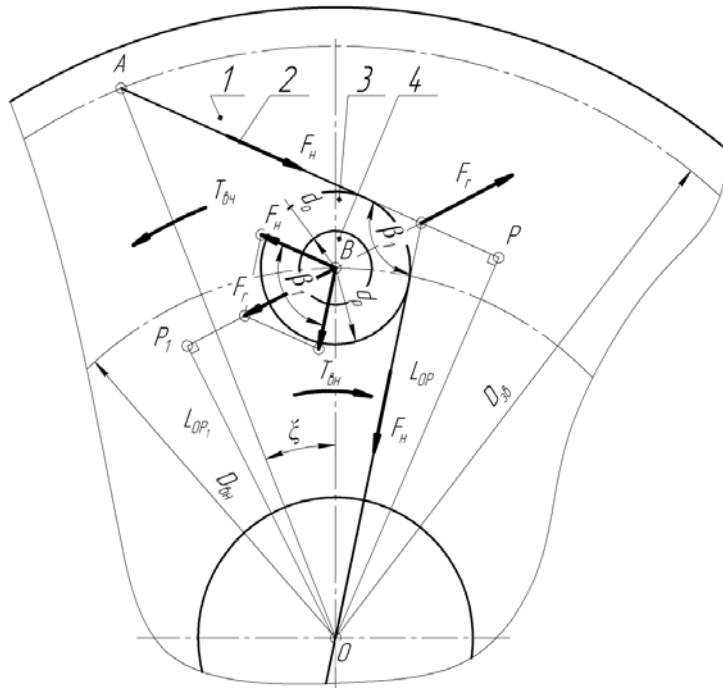


Рис. 2. Силова схема муфти

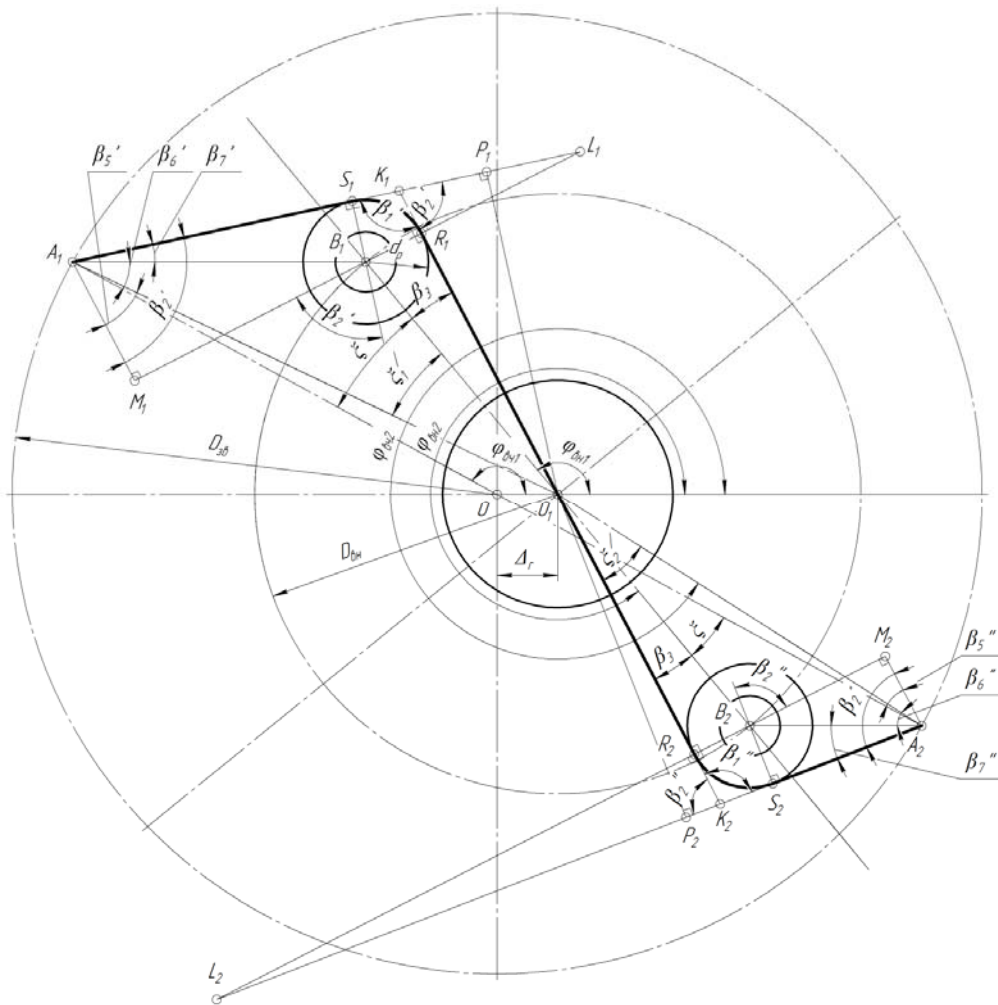


Рис. 3. Схема до геометричного розрахунку муфти при роботі в умовах радіальної неспіввідності

При цьому зведений кут монтажного зміщення ξ_i^l становитиме:

$$\left\{ \begin{aligned} \xi_i^l &= \arccos \left[\frac{L_{A_i O_i}^2 + 0,25 D_{\text{вн}}^2 - L_{A_i B_i}^2}{L_{A_i O_i} D_{\text{вн}}} \right] \\ L_{A_i B_i} &= \sqrt{[\Delta_r + 0,5 D_{\text{вн}} \cos \phi_{\text{вн}i} - 0,5 D_{3\text{в}} \cos \phi_{\text{вч}i}]^2 + [0,5 D_{\text{вн}} \sin \phi_{\text{вн}i} - 0,5 D_{3\text{в}} \sin \phi_{\text{вч}i}]^2} \\ L_{A_i O_i} &= \sqrt{\Delta_r^2 + 0,25 D_{3\text{в}}^2 - \Delta_r \times D_{3\text{в}} \cos \phi_{\text{вч}i}} \end{aligned} \right. \quad (5)$$

Кути розташування елементів муфти становлять:

$$\phi_{\text{вч}1i} = \phi_i, \quad (6)$$

$$\phi_{\text{вн}1i} = \phi_i - \xi, \quad (7)$$

$$\phi_{\text{вч}2i} = \phi_{\text{вч}1i} + \pi, \quad (8)$$

$$\phi_{\text{вн}2i} = \phi_{\text{вн}1i} + \pi. \quad (9)$$

Відповідно довжина каната у кожному положенні муфти становитиме:

$$L_{\kappa\Delta} = L_{\kappa1} + L_{\kappa2}, \quad (10)$$

де $L_{\kappa1} = S_1 A_1 + R_1 S_1 + O_1 R_1$ – довжина відрізка каната над площиною радіального зміщення;
 $L_{\kappa2} = S_2 A_2 + R_2 S_2 + O_2 R_2$ – довжина відрізка каната під площиною радіального зміщення.

Складові формули (10) можна обчислити за наступними виразами:

$$S_i A_i = L_{A_i B_i} \cos \left(\arcsin \frac{0,5 d_p}{L_{A_i B_i}} \right). \quad (11)$$

$$R_i S_i = \frac{\pi d_p}{360} \beta_2^i. \quad (12)$$

$$\beta_2^i = \xi_i^l + \arcsin \frac{d_p}{D_{\text{вн}}} + \arcsin \left(\frac{0,5 D_{\text{вн}} \sin \xi_i^l}{L_{A_i B_i}} \right) + \arcsin \left(\frac{0,5 d_p}{L_{A_i B_i}} \right). \quad (13)$$

$$O_1 R_1 = O_2 R_2 = 0,5 D_{\text{вн}} \cos \left(\arcsin \frac{d_p}{D_{\text{вн}}} \right). \quad (14)$$

Видовження каната ΔL_{κ} у неспіввісній муфті порівняно з довжиною L_{κ} каната в муфті, що сполучає співвісні вали становитиме:

$$\Delta L_{\kappa} = L_{\kappa\Delta} - L_{\kappa}. \quad (15)$$

Таким чином радіальне навантаження на вали від деформації каната становитиме:

$$F_{\text{рад}} = A_{\Sigma} E_{\kappa} \frac{\Delta L_{\kappa}}{L_{\kappa}}, \quad (16)$$

де A_{Σ} – сумарна площа дротин каната;

$E_{\kappa} = 1,0 \times 10^5$ МПа – модуль пружності каната при розтягу [3].

За отриманими формулами виконували моделювання роботи муфти в умовах неспіввісності з метою аналізу впливу конструктивних її параметрів на навантаженість муфти.

На першому етапі вивчали вплив кута монтажного зміщення ξ на прикладі модельної муфти з наступними параметрами: $D_{3\text{в}} = 120$ мм, $D_{\text{вн}} = 65$ мм, $d_p = 20$ мм. У муфті передбачали застосування каната конструкції $6 \times 7 (1+6) + 1$ о.с. ЛК-О ГОСТ 3069 діаметром $d_{\kappa} = 2,2$ мм з сумарною площею дротин $A_{\Sigma} = 1,64$ мм² та розривним зусиллям 2555 Н (маркерувальна група 1770 МПа). Радіальне зміщення модельної муфти для наочності приймали $\Delta_r = 2,5$ мм – вдесятеро більше ніж допустиме радіальне зміщення для муфти-прототипа з пружною зірочкою KTR ROTEX SIZE 28, для якої допускається лише

$[\Delta_r] = 0,25$ мм. Кут повороту муфти φ_i (5) змінювали в діапазоні $0...360^\circ$ через 30° . Кут ζ набував при моделюванні наступні значення $15^\circ; 30^\circ; 45^\circ; 60^\circ; 75^\circ; 90^\circ; 105^\circ$. Момент, що передає муфта приймали $T = 16$ Нм, що відповідало робочому навантаженню муфти-прототипа.

Результати моделювання для першого етапу показані у вигляді графіків на рис. 4.

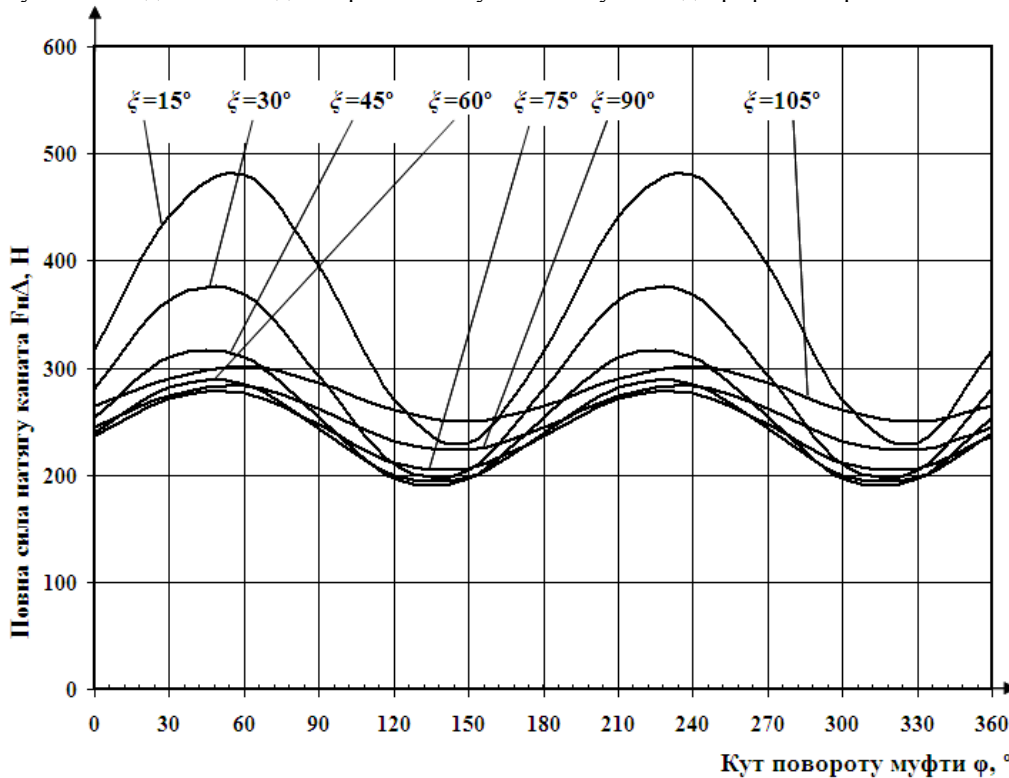


Рис. 4. Графік залежності зміни натягу каната від кута монтажного зміщення

Графіки свідчать, що вплив кута радіального зміщення на повний натяг каната не є лінійним. Так, на початковому етапі, зі збільшенням кута монтажного зміщення натяг зменшується – якщо при $\zeta = 15^\circ$ найбільший натяг $F_{H\Delta} = 480$ Н, при $\zeta = 30^\circ$ $F_{H\Delta} = 370$ Н (зменшується на 23%), при $\zeta = 45^\circ$ $F_{H\Delta} = 310$ Н (зменшується на 35%), при $\zeta = 60^\circ$ $F_{H\Delta} = 285$ Н (зменшується на 40%), то при $\zeta = 75^\circ$ $F_{H\Delta} = 275$ Н (зменшується на 43%). Далі натяг починає зростати – при $\zeta = 90^\circ$ $F_{H\Delta} = 282$ Н, а при $\zeta = 105^\circ$ $F_{H\Delta} = 300$ Н. Тобто в даному випадку найбільш прийнятним кутом монтажного зміщення є кут 75° .

На другому етапі вивчали вплив діаметра ролика, при цьому інші параметри муфти залишали незмінними (кут ζ приймали 45°) за виключенням діаметра ролика, який приймали послідовно $d_p = 12$ мм; 24 мм; 36 мм. Результати моделювання представлені графіками на рис. 5.

Якщо при $d_p = 12$ мм найбільший натяг становить $F_{H\Delta} = 345$ Н, то при збільшенні діаметра ролика в 2 рази до $d_p = 24$ мм натяг становить $F_{H\Delta} = 305$ Н (зменшується на 12%), а при збільшенні діаметра ролика в три рази порівняно з першим варіантом, до $d_p = 36$ мм, він становить $F_{H\Delta} = 280$ Н (зменшується на 19%). Таким чином можна стверджувати, що діаметр ролика при інших незмінних розмірах доцільно брати більшим.

На третьому етапі вивчали вплив співвідношення діаметрів зовнішньої та внутрішньої напівмуфт – коефіцієнта діаметра каната $\psi_D = D_{36} / D_{65}$. При цьому діаметр внутрішньої напівмуфти залишали незмінним $D_{65} = 65$ мм, а зовнішній діаметр D_{36} змінювали, варіюючи $\psi_D - D_{36} = 78$ мм ($\psi_D = 1,2$); 143 мм ($\psi_D = 2,2$); 208 мм ($\psi_D = 3,2$). Далі визначали повний натяг каната по описаній вище методиці та будували графіки, що показані на рис. 6.

Дані графіка свідчать, що найменший натяг каната має місце при найбільшій різниці між діаметрами зовнішньої та внутрішньої напівмуфт. При коефіцієнті діаметрів $\psi_D = 3,2$ має місце найменший сумарний натяг каната $F_{H\Delta} = 275$ Н, по мірі зменшення коефіцієнта діаметрів збільшується натяг – при $\psi_D = 2,2$ $F_{H\Delta} = 315$ Н (приріст 15%), при $\psi_D = 1,2$ $F_{H\Delta} = 480$ Н (приріст 75%). Це свідчить, що при роботі в умовах значних неспіввідношень різницю між діаметрами доцільно збільшувати, очевидно для збільшення довжини каната і зниження відносного видовження, а значить і додаткового натягу від

неспіввності.

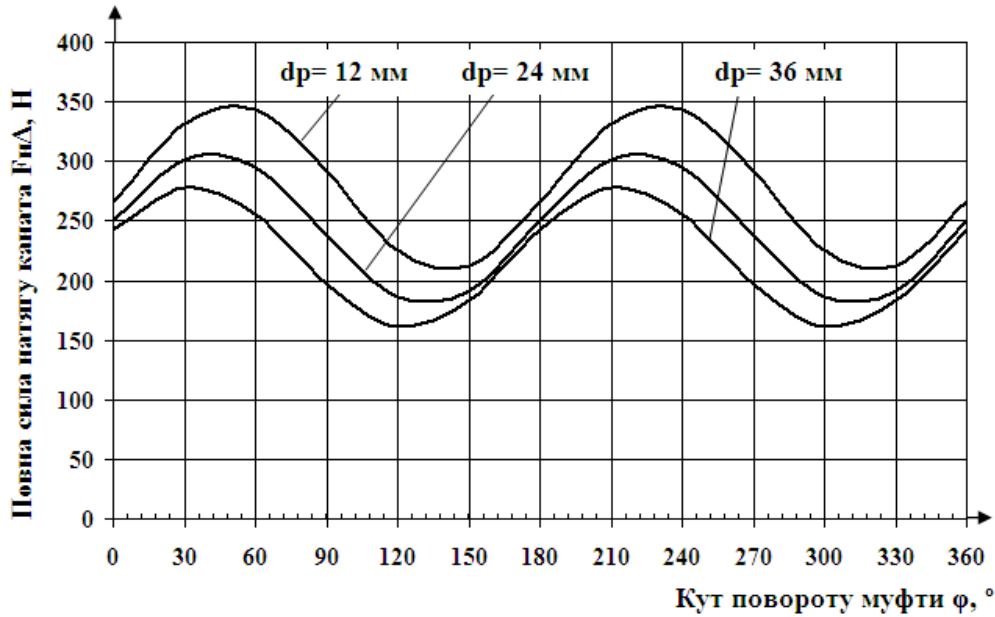


Рис. 5. Графік залежності зміни натягу каната від діаметра ролика

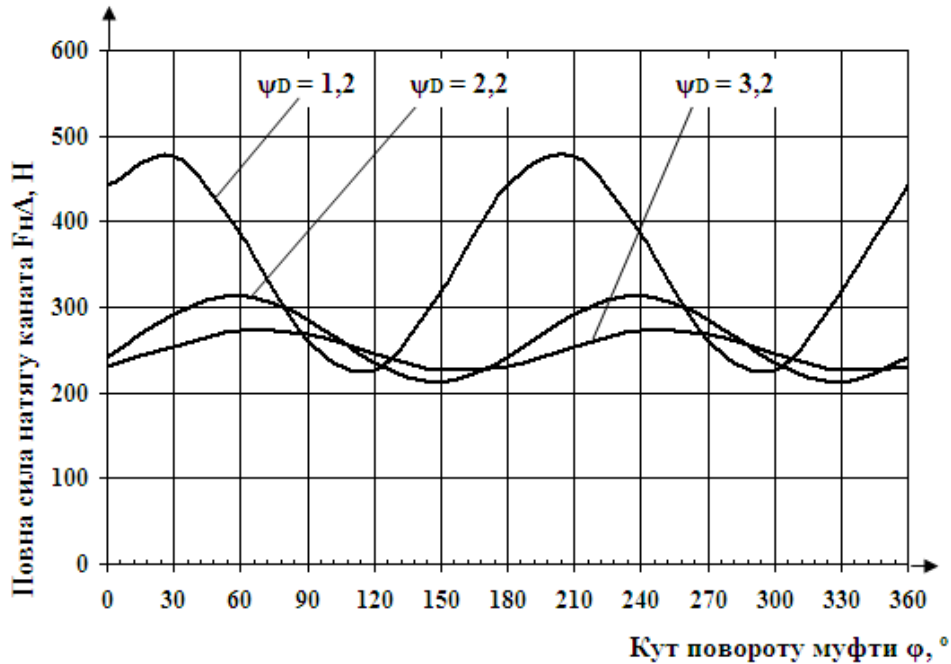


Рис. 6. Графік залежності зміни натягу каната від діаметра ролика

Цікаво отримані результати, навіть найбільш несприятливі з точки зору навантаження на вали з відповідним навантаженням від муфти-прототипа KTR ROTEX SIZE 28. Наприклад для найбільш несприятливої комбінації змінних при моделюванні конструктивних параметрів модельної канатно-роlikової муфти (при $\zeta = 15^\circ$) (рис. 4) найбільший натяг складав $F_{H\Delta} = 480$ Н, а робочий натяг розрахований за (2) складав $F_H = 227$ Н, що відповідає радіальному навантаженню на вали $F_{rad} = F_{\Delta} = F_{H\Delta} - F_H = 480 - 227 = 253$ Н, що

адекватно радіальній жорсткості $c_r = \frac{F_{rad}}{\Delta_r} = \frac{253}{2,5} \approx 100 \frac{H}{мм}$. В той же час при найменшому сумарному

натягу каната (при $\zeta = 75^\circ$) $F_{H\Delta} = 275$ Н, а робочий складав $F_H = 204$ Н, що відповідає радіальному навантаженню на вали $F_{rad} = F_{\Delta} = F_{H\Delta} - F_H = 275 - 204 = 71$ Н, що адекватно радіальній жорсткості

$$c_r = \frac{F_{rad}}{\Delta_r} = \frac{71}{2,5} \approx 28 \frac{H}{мм}.$$

Радіальна муфти-прототипа KTR ROTEX SIZE 28 відсутня у каталогу [3], тому її визначали за даними проф. Є.І. Рівіна [4], що дало можливість отримати радіальну жорсткість близько $c_r = 700 \frac{H}{мм}$, тобто при допустимому для такої муфти виробником радіального зміщення $[\Delta_r] = 0,25$ мм, вона створюватиме навантаження на сполучені вали на рівні $F_{рад} = c_r \Delta_r = 700 \times 0,25 = 175$ Н, тобто величину одного порядку з розрахунковим радіальним навантаженням 71...253 Н для канатно-роликової муфти при радіальній неспіввідності $\Delta_r = 2,5$ мм. Таким чином можна отримати висновок, що досліджувана канатно-роликова муфта, в залежності від її конструктивних параметрів, характеризується в 7...25 разів нижчою радіальною жорсткістю і відповідно вищою компенсуючою здатністю ніж муфта-прототип з пружною зірочкою.

Висновки

В результаті виконаних досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Проаналізовано вплив конструктивних параметрів канатно-роликової муфти на навантаженість її несівного каната в умовах наявності радіальної неспіввідності, при цьому показано, що:

- вплив величини кута радіального зміщення ζ на повний натяг каната не є лінійним. Так для модельної муфти, зі збільшенням кута монтажного зміщення натяг зменшується – якщо при $\zeta = 15^\circ$ найбільший натяг $F_{H\Delta} = 480$ Н, при $\zeta = 30^\circ$ $F_{H\Delta} = 370$ Н (зменшується на 23%), при $\zeta = 45^\circ$ $F_{H\Delta} = 310$ Н (зменшується на 35%), при $\zeta = 60^\circ$ $F_{H\Delta} = 285$ Н (зменшується на 40%), то при $\zeta = 75^\circ$ $F_{H\Delta} = 275$ Н (зменшується на 43%). Далі натяг починає зростати – при $\zeta = 90^\circ$ $F_{H\Delta} = 282$ Н, а при $\zeta = 105^\circ$ $F_{H\Delta} = 300$ Н;

- величина діаметра ролика впливає на натяг каната несуттєво: при $d_p = 12$ мм найбільший натяг становить $F_{H\Delta} = 345$ Н, при збільшенні діаметра ролика в 2 рази до $d_p = 24$ мм натяг становить $F_{H\Delta} = 305$ Н (зменшується на 12%), а при збільшенні діаметра ролика в три рази порівняно з першим варіантом, до $d_p = 36$ мм, він становить $F_{H\Delta} = 280$ Н (зменшується на 19%);

- найменший натяг каната має місце при найбільшій різниці між діаметрами зовнішньої та внутрішньої напівмуфт. Так, при коефіцієнті діаметрів $\psi_D = 3,2$ має місце найменший сумарний натяг каната $F_{H\Delta} = 275$ Н, по мірі зменшення коефіцієнта діаметрів збільшується натяг – при $\psi_D = 2,2$ $F_{H\Delta} = 315$ Н (приріст 15%), при $\psi_D = 1,2$ $F_{H\Delta} = 480$ Н (приріст 75%). Це свідчить, що при роботі в умовах значних неспіввідностей різницю між діаметрами доцільно збільшувати, очевидно для збільшення довжини каната і зниження відносного видовження, а значить і додаткового натягу від неспіввідності та радіального навантаження на вали.

2. Розроблена муфта характеризується низькою радіальною жорсткістю та відповідно високою компенсуючою здатністю – модельна муфта має жорсткість 28...100 Н/мм, а муфта-прототип з пружною зірочкою близько 700 Н/мм при адекватній навантажувальній здатності. За рахунок цього канатно-роликова муфта створює однакоє силове навантаження на сполучені вали при неспіввідності на порядок вищій ($\Delta_r = 2,5$ мм), ніж муфта з пружною зірочкою при допустимій виробником неспіввідності ($[\Delta_r] = 0,25$ мм).

Література

1. Малащенко В. О. Навантажувальна здатність приводів великомасових систем : монографія / В. О. Малащенко, Г. П. Куновський – Лівів : «Новий світ-2000», 2016. – 150 с.
2. Малиновский В. А. Стальные канаты: аналитический справочник / В. А. Малиновский. – Одесса : Астропринт, 2016. – 252 с.
3. KTR ROTEX Flexible Jaw Couplings. Catalogue, 2015. – 35 p.
4. Rivin E.I. Stiffness and Damping in Mechanical Design / E.I. Rivin // Marcel Dekker. – New York – Basel, 1999. – 514 p.

References

1. Malashchenko V. O. Navantazhuvalna zdavnist pryvodiv velykomasovykh system : monohrafiia /
2. V. O. Malashchenko, H. P. Kunovskiy – Liviv : «Novyi svit-2000», 2016. – 150 s.
3. Malinovskiy V. A. Stalnye kanaty: analiticheskiy spravochnik / V. A. Malinovskiy. – Odessa : Astroprint, 2016. – 252 s.
4. KTR ROTEX Flexible Jaw Couplings. Catalogue, 2015. – 35 p.
5. Rivin E.I. Stiffness and Damping in Mechanical Design / E.I. Rivin // Marcel Dekker. – New York – Basel, 1999. – 514 p.

Рецензія/Peer review : 19.09.2018 р.

Надрукована/Printed : 18.12.2018 р.

Рецензент: к.т.н., доц. Бабій М.В.