

ПРОЕКТУВАННЯ МУФТИ З ТОРЦЕВОЮ УСТАНОВКОЮ ПРЯМИХ КАНАТІВ

АННОТАЦІЯ. Запропонована конструкція муфти з торцевою установкою прямих канатів. Виведено аналітичні залежності для визначення конструктивно-силових параметрів муфти. Сформульовані рекомендації щодо вибору матеріалів і заготовок для деталей муфти. Запропоновано методику її проектування з урахуванням умов роботи.

Ключові слова: муфта, канат, проектування, технологічність.

АННОТАЦИЯ Предложена конструкция муфты с торцевой установкой прямых канатов. Выведены аналитические зависимости для определения конструктивно-силовых параметров муфты. Сформулированы рекомендации по выбору материалов и заготовок для деталей муфты. Предложена методика ее проектирования с учетом условий работы.

Ключевые слова: муфта, канат, проектирование, технологичность.

SUMMARY. The construction of the muff with the face installation of the direct ropes is proposed in the article. Analytical dependences for definition of the constructive-power parameters of the muff are output. Recommendations for choice materials and preforms for clutch details are formulated. The technique of its projection taking into account working conditions is offered.

Key words: muff, rope, projection, adaptability to manufacture.

Вступ

Синтез ефективних конструкцій рухомих пружно-компенсуючих муфт та методик їх проектування в умовах розвитку сучасного машинобудування є важливим завданням для всіх галузей, оскільки такі муфти поширені у всіх типах машин. При цьому вимоги до муфт постійно зростають у зв'язку з ростом експлуатаційних швидкостей та потужностей, підвищенням динамічності навантаження на машини та їх елементи.

Актуальність роботи

Значне зростання перевантажувальних робіт на будівництві, необхідність прискорення виконання транспортних процесів визначають інтенсивне використання існуючого парку підйомно-транспортних машин (ПТМ) та поповнення його новими високопродуктивними машинами. Нові ПТМ проектується для роботи з високими швидкостями для скорочення робочого циклу. За таких умов особливе значення набуває забезпечення надійної роботи ПТМ, їх вузлів та деталей, зниження динамічних навантажень, підвищення технологічності та ремонтпридатності. Ці обставини вимагають використання не тільки стандартних

муфт, а і проектування нових прогресивних конструкцій для модернізації існуючих та побудови нових машин.

Для муфт з канатними пружними елементами методика проектування досі не розроблена. Оскільки вказані муфти характеризуються рядом суттєвих переваг у порівнянні з поширеними конструкціями муфт [1], то задача створення методики проектування таких муфт є актуальна і важлива.

Муфти з торцевою установкою прямих канатів (згідно класифікації [1]) характеризуються простотою конструкції. Ці муфти нечутливі до відцентрових сил що діють на пружні елементи, на відміну від муфт з торподібною оболонкою. В порівнянні з муфтами МПВП та муфтами з пружною зірочкою вони характеризуються більшою компенсуючою здатністю та ремонтпридатністю. Канати в таких муфтах при їх роботі працюють в найбільш типових для себе умовах - піддаються чистому розтягненню, що дозволяє спростити розрахунок таких муфт.

Метою роботи є розробка конструкції муфти з торцевою установкою канатів прямолінійної форми та методики її проектування.

Муфта (рис. 1) складається з двох напівмуфт 1 і 2, що сполучені за рахунок пружних елементів, якими є канати 3, кожен з яких закріплений одним кінцем 4 в пальці 5, встановленому в напівмуфті 1, а іншим кінцем 6 в пальці 7, встановленому в напівмуфті 2. Пальці 5 і 7 пропущені в осьові отвори 8 втулок 9 та отвори 10 фланців 11 напівмуфт 1 і 2 та затягнуті гайками 12, що встановлені на їх різьбові кінці 13. Канати пропущені в поперечні отвори 14 втулок 9 і пальців 5 і 7. Таке кріплення канатів дозволяє зменшити виліт пальців, зменшити їх діаметр, масу та маховий момент муфти. Під втулки 9 встановлені шайби 15.

Орієнтуючись на дані роботи [3] для установки в муфтах слід рекомендувати канати подвійної звивки з великою кількістю дротів конструкції 6×19, 6×25, 6×36. Це пояснюється їх більшою триборжорсткістю та меншою пружною жорсткістю, в порівнянні з канатами інших конструкцій. Збільшення триборжорсткості канатів підвищує демпфуючу здатність канатних систем [4], а зменшення пружної жорсткості знизить навантаження на вали і опори в муфтах.

Пальці, втулки, диски і маточини напівмуфт можна виготовляти з прокату. Пальці та втулки слід гартувати і виготовляти із

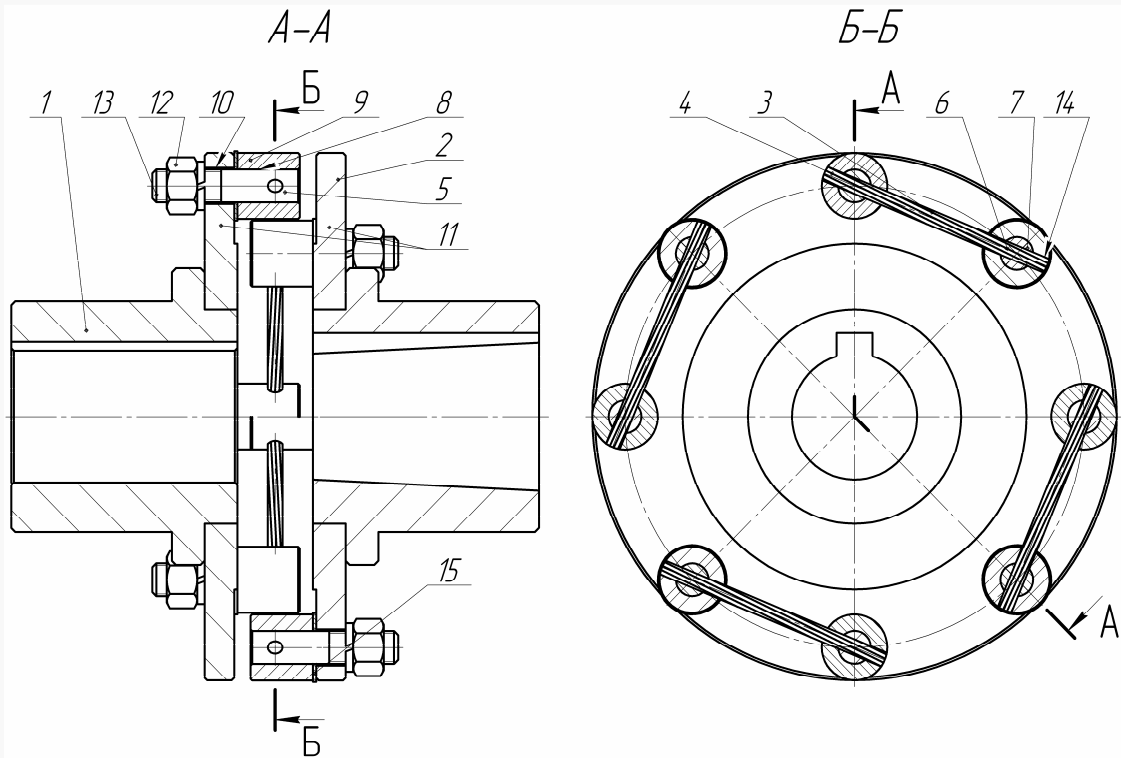


Рис. 1. Схема муфти з торцевою установкою прямих канатів

Виклад основного матеріалу

Проектування таких елементів муфти як маточина та елементи фіксації відносно вала в даній роботі не розглядаються, оскільки вони є типовими для деталей типу «втулка» і «диск», а методика їх проектування вичерпно описана в літературі.

Оскільки пружним елементом муфти є канат, то проектування муфти передбачає підбір каната. Основним параметром для підбору каната служить його конструкція та розривне зусилля, що встановлене відпові-

сталей типу 40Х, 45, 50, Ст6 та інших, які приймають гарт. Для дисків придатні сталі типу Ст3, 30, 40. У випадку приєднання дисків болтами маточини можна виконувати з чавуну.

Згідно правил [5], критерієм для вибору каната є його розривне зусилля, яке порівнюється при виборі каната із силою його натягіння при роботі. Для визначення сили натягіння каната при роботі муфти, розглянемо схему (рис. 2). Вектор сили натягіння каната F_n та колової сила на пальці F_t

утворюють кут β . Цей кут визначимо з подібності трикутника OO_1B та силового трикутника BAC , оскільки центральний кут 2β зі сторонами OO_1 і OB (O_1 і B - центри двох суміжних пальців ведучої і веденої напівмуфти) дорівнює:

$$2\beta = \frac{2\pi}{2z} = \frac{\pi}{z}, \quad (1)$$

де z – кількість пальців у кожній напівмуфті.

$$F_H = \frac{F_t}{\cos \beta} = \frac{2T}{zD \cos(\pi/2z)}. \quad (6)$$

Діаметр розташування пальців D слід вибирати орієнтуючись на досвід проектування муфт та умови компоновки приводу де передбачається установка муфти. Попередньо можна приймати $D = (2,5 \dots 4)d_e$ (d_e – діаметр валів, які з'єднує муфта). Згідно правил [5], для забезпечення міцності канатів необхідно, щоб розривне зусилля

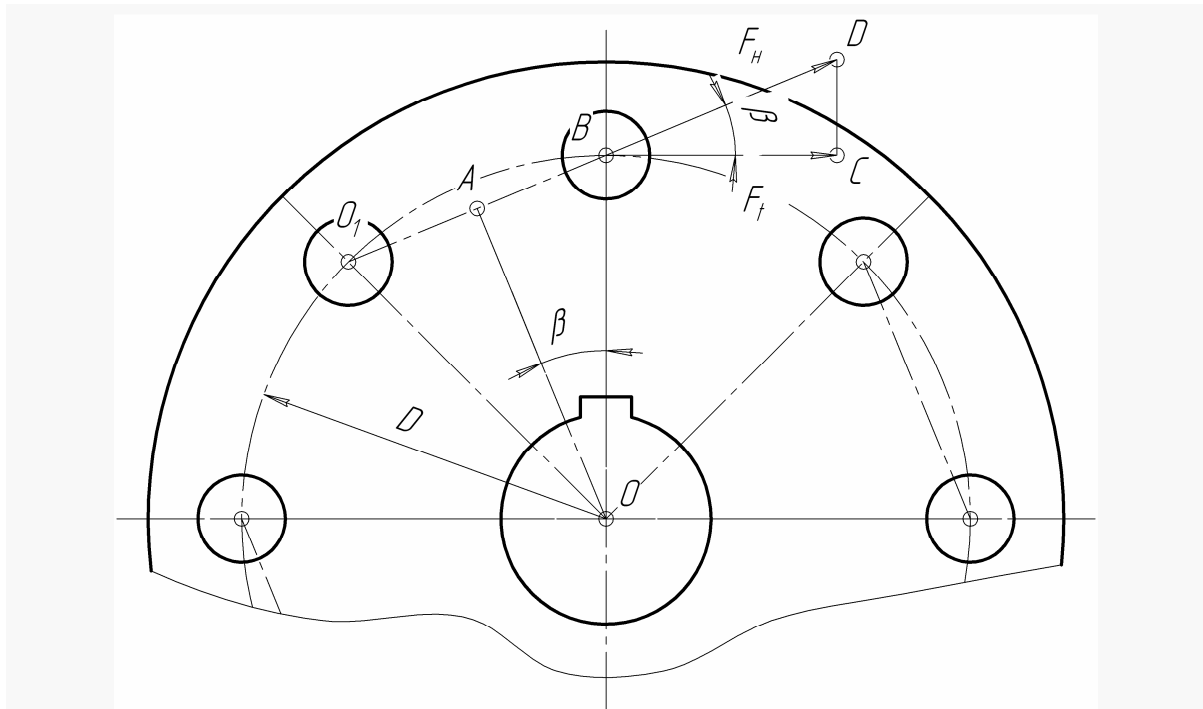


Рис. 2. Схема до визначення сили на тяжіння канатів

Тут і далі розглядається проектування муфти для нереверсивної роботи. У випадку проектування реверсивної муфти канати і пальці потрібно ставити в шаховому порядку, а в розрахунках замість z приймати $2z$.

При цьому
$$\beta = \frac{2\pi}{2z} = \frac{\pi}{2z}. \quad (2)$$

Тоді, з трикутника OAB , отримаємо:

$$\cos \beta = \frac{F_t}{F_H}, \quad (3)$$

або:
$$F_H = \frac{F_t}{\cos \beta} = \frac{F_t}{\cos(\pi/2z)}. \quad (4)$$

Так як колова сила на кожному із z пальців напівмуфт становить:

$$F_t = \frac{2T}{zD}, \quad (5)$$

то формула (4) набуде вигляду:

каната F_0 за ГОСТ було більшим за силу натягіння F_H :

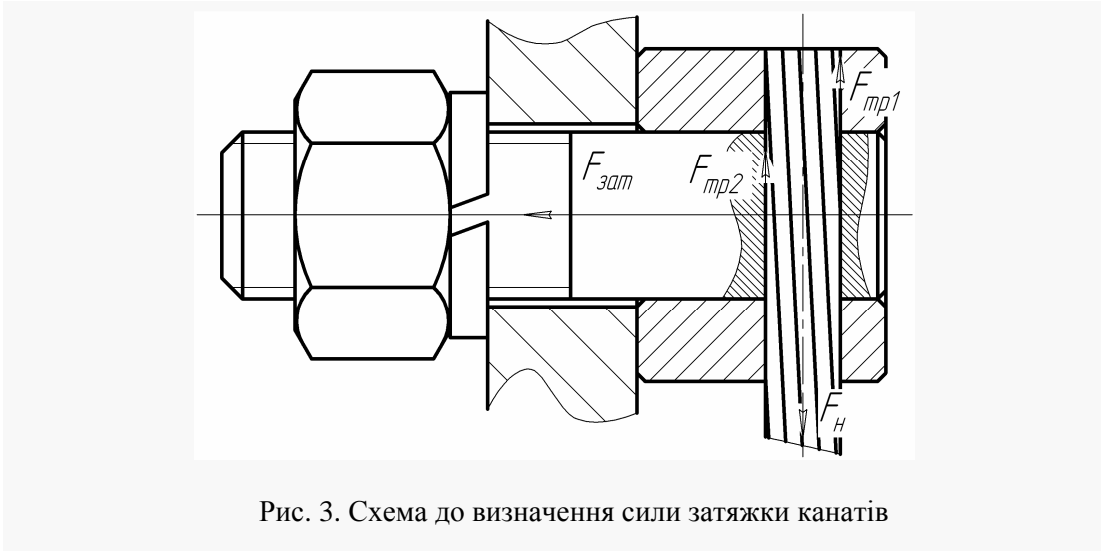
$$F_0 \geq z_p F_H, \quad (7)$$

де z_p – мінімальний коефіцієнт використання каната (запас міцності, який повинен бути не менше 3,0).

За розривним зусиллям вибирається канат діаметром d_k .

Канати від виривання з отворів силою натягіння F_H утримують сили тертя між отворами втулки F_{mp1} і пальця F_{mp2} , які виникають при затягуванні гайок силою $F_{зам}$ (рис. 3). Якщо вважати коефіцієнти тертя рівними на всіх поверхнях ($f_1 = f_2 = f$; $F_{mp1} = F_{mp2}$), то повна сила тертя складе:

$$F_{mp} = F_{mp1} + F_{mp2} = 2fF_{зам} = F_H. \quad (8)$$



Звідки потрібна сила затяжки складе:

$$F_{зат} = \frac{F_n}{2f}. \quad (9)$$

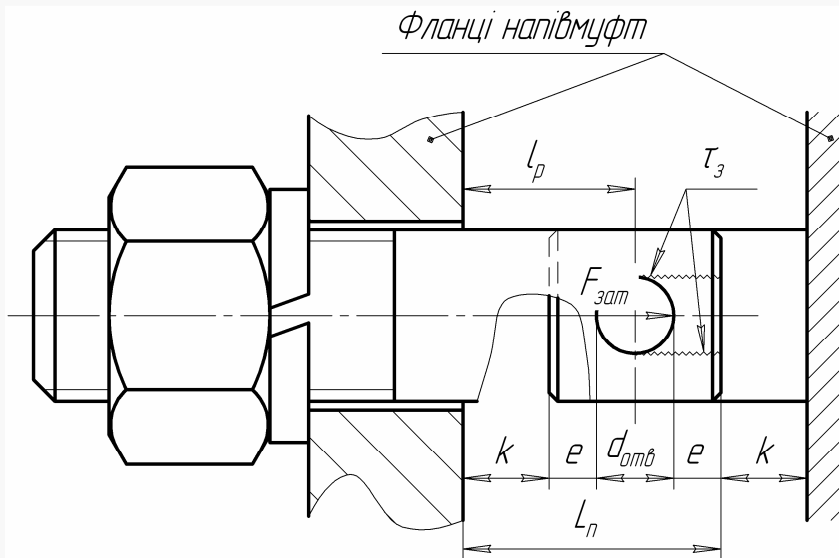
Довжина пальця (рис. 4) визначається зазором k між торцем пальця та торцем суміжної напівмуфти, діаметром поперечного отвору під канат $d_{омб}$, та відстанню e . Розмірами $d_{омб}$, k і e слід попередньо задатися з

йнята в запас міцності) слід перевірити за напруженнями зрізу:

$$\tau_3 = \frac{F_{зат}}{2ec} \leq [\tau_3], \quad (12)$$

де $[\tau_3]$ - допустиме напруження зрізу для матеріалу пальця.

Розмір c (рис. 5) можна знайти за формулами для кругового сегмента [6], або визначити графічно за рахунок побудови в



умов компоновки муфти.

Робоча довжина пальця:

$$l_p = k + e + \frac{d_{омб}}{2}. \quad (10)$$

Повна довжина пальця:

$$L_n = k + 2e + d_{омб}. \quad (11)$$

Після знаходження діаметра пальця d_n ділянку пальця розміром e (довжина при-

системі типу КОМПАС-3D. При $d_n > 2d_{омб}$ можна приймати $c \approx d_n$.

Відстань між напівмуфтами становитиме $L_n + k$.

Пальці є одними з найбільш напружених деталей муфти, які під час її роботи згинаються силою $F_{мп2} = F_n/2$ та розтягуються силою $F_{зат}$ (рис. 5).

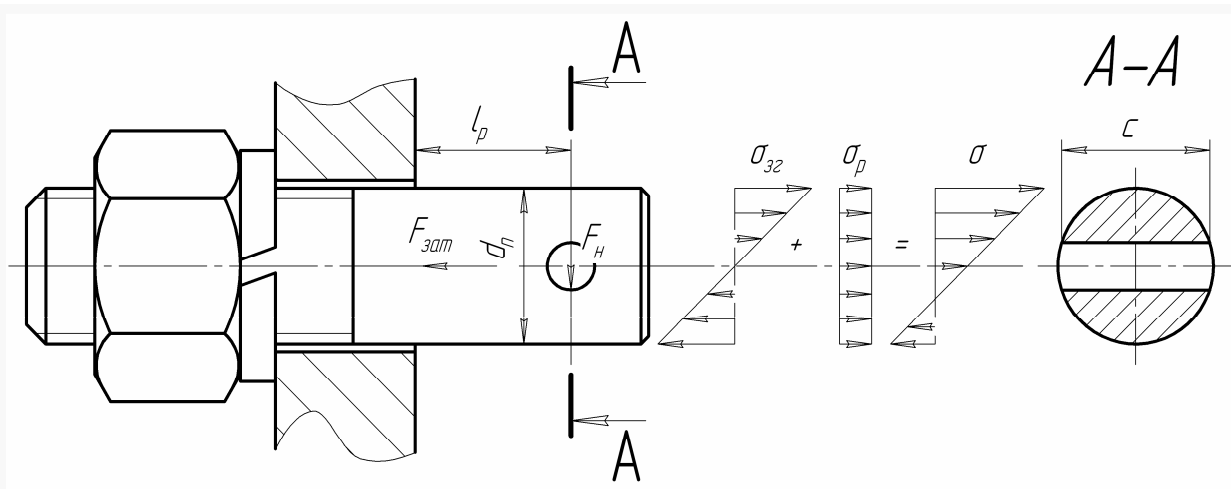


Рис. 5. Схема до визначення діаметра пальців

Напруження згину при цьому складають [6, 7]:

$$\sigma_{32} = \frac{32 F_n l_p}{2 W_{32}} = \frac{16 F_n l_p}{\pi d_n^3}. \quad (13)$$

Напруження розтягнення:

$$\sigma_p = \frac{F_{зам}}{S} = \frac{4 F_n}{2 f \pi d_n^2} = \frac{2 F_n}{f \pi d_n^2}. \quad (14)$$

Тоді повне напруження в тілі пальця:

$$\begin{aligned} \sigma &= \sigma_{32} + \sigma_p = \frac{16 F_n l_p}{\pi d_n^3} + \frac{2 F_n}{f \pi d_n^2} = \\ &= \frac{2 F_n}{\pi d_n^2} \left(\frac{8 l_p}{d_n} + \frac{1}{f} \right). \end{aligned} \quad (15)$$

При $f = 0,1 \dots 0,08$ для змашених поверхонь, отримаємо:

$$\sigma = \frac{2 F_n}{\pi d_n^2} \left(\frac{8 l_p}{d_n} + 10 \dots 12,5 \right) \leq [\sigma_p], \quad (16)$$

де $[\sigma_p]$ - допустиме напруження розтягнення для матеріалу пальця.

Тоді формула для проектного розрахунку діаметра пальця матиме вигляд:

$$d_n = \sqrt{\frac{2 F_n \left(\frac{8 l_p}{d_n} + 12,5 \right)}{\pi [\sigma_p]}}. \quad (17)$$

Відношенням $\frac{l_p}{d_n}$ слід задатися попередньо в межах $1 \dots 4$ з наступним уточненням

з умов компоновки і оцінки дійсного напруження за формулою (15). Після визначення діаметра пальця треба вибрати різьбу для хвостовика та перевірити її на розтягнення по внутрішньому діаметру d_3 :

$$\sigma_E = 1,3 \frac{4 F_{зам}}{\pi d_3^2} \leq [\sigma_p]. \quad (18)$$

На розтягнення слід також перевірити палець в перетині А-А (рис. 5):

$$\sigma_p = \frac{F_{зам}}{2S} \leq [\sigma_p], \quad (19)$$

де S – площа кожного кругового сегмента, яка може бути визначена аналітично [6], або графічно за рахунок побудови за розмірами у графічному редакторі.

Канат необхідно перевірити на зріз:

$$\tau_3 = \frac{F_{зам}}{2S_k} \leq [\tau_3], \quad (20)$$

де S_k – розрахункова площа перетину всіх дротин у вибраному канаті, вказана в ГОСТ на канат або довіднику [6].

Зовнішній діаметр втулки слід приймати за співвідношенням (рис. 6):

$$d_{em} \geq d_n + 2d_{ome}. \quad (21)$$

При цьому опорну поверхню втулки слід перевірити на змінання від сили затяжки:

$$\sigma_{зм} = \frac{4 F_{зам}}{\pi (d_{em}^2 - d_n^2)} \leq [\sigma_{зм}], \quad (22)$$

де $[\sigma_{зм}]$ - допустиме напруження змінання для матеріалу напівмуфти, так як втулка повинна бути загартованою.

Епюра розподілу напружень змінання на рис. 6 побудована в припущенні недеформованості деталей муфти. Однак, очевидно, що збоку виходу каната із втулки напруження змінання будуть максимальними через згин пальців, тому може бути доцільною постановка між втулками і напівмуфтами шайб з м'якого матеріалу типу

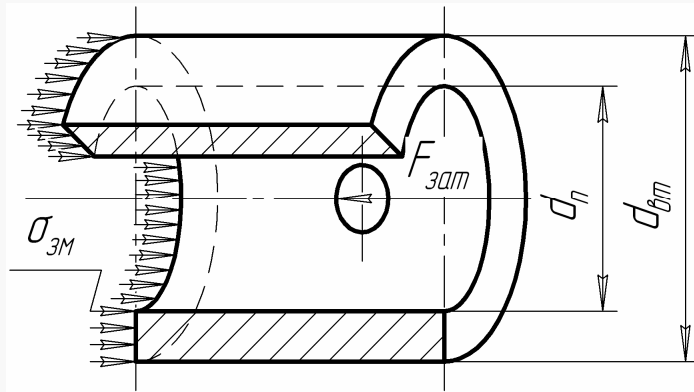


Рис. 6. Схема до розрахунку втулок на зминання

сталі 08, Ст. 0 (на рис. 1 поз. 15) для вирівнювання напружень зминання по колу втулки та регулювання зазору між напівмуфтами.

Після визначення основних розмірів муфти треба перевірити достатність зазору k між напівмуфтами для уникнення контакту пальців з фланцем суміжної напівмуфти (рис. 7):

$$k \geq (D + \frac{d_{\text{вн}}}{2} - \Delta_r) \text{tg } \gamma \mp \Delta_a, \quad (23)$$

де Δ_r , γ , Δ_a – радіальне, кутове, та осьове зміщення напівмуфти.

Задаючись очікуваними величинами зміщень або обчисливши їх з розмірних ланцюгів складальних одиниць поєднаних муфтами, можна попередньо визначити k при проектуванні муфти.

За запропонованою методикою була спроектована муфта приводу ґрунтоноса для передачі $T = 3000$ Нм при $n = 800$ хв⁻¹. Напівмуфти в ній були передбачені зварними. Зварні або складені конструкції деталей та заготовок з великим перепадом діаметрів в умовах сучасної серійності виробництва вибори є найбільш доцільними. Це дозволяє уникнути застосування для заготовок складних кованок або виливків, а деталі виготовляти з прокату. Методика розрахунку кільцевих зварних швів, групових болтових з'єднань і вибору допустимих напружень для всіх основних випадків наведені в [5 - 7] та в багатьох інших джерелах.

Слід відзначити, що наведена методика потребує уточнення досвідом проектування та експлуатації муфти. Особливо це стосу-

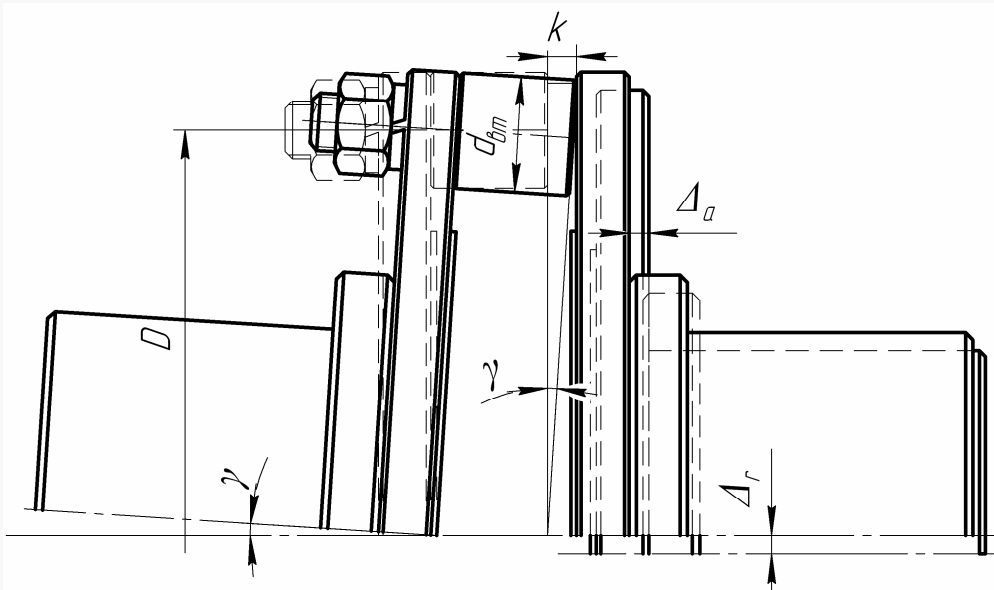


Рис. 7. Схема до розрахунку зазору між напівмуфтами

ється методики вибору сталевих канатів, внутрішня механіка яких досліджена недостатньо, а методика, прийнята в правилах [5], не враховує дійсних умов роботи канатів в муфтах. Недослідженим також є зріз канатів та вплив умов закріплення в муфтах на їх міцність.

Висновки

В результаті виконаних теоретичних досліджень запропонована конструкція муфти з торцевою установкою прямих канатів.

Сформульовано рекомендації щодо вибору канатів для застосування в канатних муфтах.

Виведено аналітичні залежності для визначення силових параметрів муфти та конструювання її деталей.

Запропоновано методику її проектування.

Подальші дослідження канатних муфт слід зосередити на наступних напрямках:

1. Додаткові навантаження на вали під час роботи муфт за умов неспіввісності.

2. Розробка уточнених методів підбору канатів.

3. Дослідження зрізу канатів.

4. Дослідження розподілу навантаження між втулками та пальцями.

5. Розробка конструкцій пружно-запобіжних канатних муфт.

6. Розробка канатних муфт підвищеної компенсуючої здатності.

7. Розробка рекомендацій щодо експлуатації муфт.

8. Синтез муфт з керованими характеристиками.

Література

1. *Проценко В.О.* Прогнозування розвитку рухомих пружно-компенсуючих муфт з канатними пружними елементами /В.О. Проценко, В.О. Настасенко, М.Е. Тернюк // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Тем. вип.: Проблеми механічного приводу. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2010. - Вип. 27 – С. 153-158.
2. *Малиновский В.А.* Жесткостные потери на блоках / В.А. Малиновский // Строительные и дорожные машины. – 1984. – №. 10. – С. 24-26.
3. *Малиновский В.А.* О диссипативных характеристиках стальных канатов в задачах динамики машин / В.А. Малиновский // Теория механизмов и машин. – 1989. – Вып. 46. – С. 98-102.
4. *Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів НПАОП 0.00-1.01-07 / Держ. ком. України з промисл. безпеки, охорони праці та гірничого нагляду.* – Харків: Форт, 2007. – 256 с.
5. *Анурьев В.И.* Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. / Под ред. Н.И. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. – Т. 1. – 928 с.
6. *Павлов Я.М.* Детали машин. – М.–Л.: Машгиз, 1960. – 524 с.
7. *Иосилевич Г.Б.* Детали машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.

Рецензент: К.В. Луняка, д.т.н., проф.
(ХДМІ, Херсон)

Отримано: 21.02.2011 р.