

УДК 621.825

## УТОЧНЕННЯ ПІДХОДУ ДО РОЗРАХУНКУ ЗАТИСКНИХ ЕЛЕМЕНТІВ МУФТ З КАНАТНИМИ ЛАНКАМИ РОЗТЯГУ

**Проценко В. О.**, к.т.н., доц., доцент кафедри транспортних технологій Херсонської державної морської академії, e-mail: [eseu@ukr.net](mailto:eseu@ukr.net), ORCID: 0000-0002-3468-4952;

**Клементьєва О. Ю.**, аспірантка кафедри транспортних технологій Херсонської державної морської академії, e-mail: [vesnyk\\_ksma@ukr.net](mailto:vesnyk_ksma@ukr.net), ORCID: 0000-0002-9592-6214

В статті, завдяки виконанню теоретичних досліджень показана недосконалість існуючого підходу до розрахунку затискних елементів муфт з канатними ланками розтягу. В результаті виконання теоретичних досліджень показано вплив механіки затиску сталевих канатів затискних елементів типу «палець – втулка – поперечний канат», передачу навантаження та міцність затискних елементів. Доведено, що при контрольованому зтягуванні пальці затискних елементів необхідно встановлювати в отвори фланців напівмуфт з мінімальним зазором для уникнення їх зсуву силою натягу канатів в межах зазору в цьому сполученні. Розглянуто процес передачі робочого навантаження від втулок до фланців напівмуфт. При цьому з умови нерозкриття стику отримано вираз для обчислення потрібного коефіцієнту запасу опору екстракції канату в залежності від розмірів деталей затискних елементів, а також для обчислення осьового зусилля зтягування пальця та зусилля, на яке необхідно розраховувати пальці на зріз. З огляду на отримані результати, запропонований та апробований алгоритм проектування муфт з торцевими канатами.

**Ключові слова:** затискний елемент, гальмо, канатні ланки, структура, синтез.

**Вступ.** Зменшення запасів міцності деталей машин та, відповідно, зниження споживання конструкційних матеріалів можливе за рахунок уточнення розподілу навантаження між цими деталями та визначення напружень. Це є актуальною задачею для сучасного машинобудування та особливо важливо для нових пристроїв, розроблення та впровадження яких знаходиться на початковому етапі.

**Постановка задачі.** Авторами розроблені та досліджуються ряд конструкцій сполучних муфт з канатними ланками у постійному та запобіжному виконанні [1, 2]. Одними із основних елементів таких муфт є затискні елементи. Першими були розроблені затискні елементи в яких канати затискаються в поперечних отворах чи пазах пари «втулка-палець» за рахунок переміщення тим чи іншим чином однієї з деталей цієї пари.

У попередніх дослідженнях [3] розроблена розрахункова модель для оцінки міцності пальця затискного елемента для нерухомого закріплення канату відносно фланця напівмуфти за рахунок переміщення пальця гайкою відносно втулки, встановленої з упором у фланець напівмуфти (рис. 1). Такий затискний елемент надалі називатимемо «палець-втулка-поперечний канат».

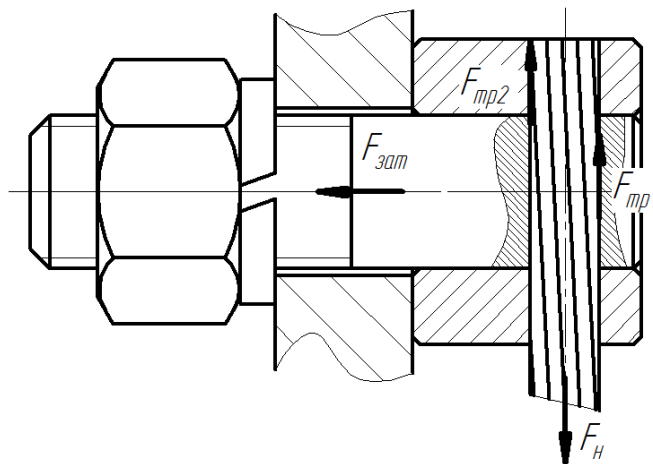


Рисунок 1 – Схема до визначення силових факторів згідно з базовою розрахунковою моделлю

У цій моделі реалізований підхід до визначення параметрів затискних елементів за рахунок наступних прийнятих припущень (рис. 1):

- канат у затискному елементі закріплений силами тертя  $F_{mp1}$  та  $F_{mp2}$  між поверхнями канату, втулки та пальця, що врівноважують силу натягу канатів  $F_H$ ;
- сили тертя  $F_{mp1}$  та  $F_{mp2}$  викликає сила затиску канату пальцем  $F_{зат}$ ;
- силу натягу канатів  $F_H$  повністю сприймає палець, ця сила викликає в його тілі напруження згину  $\sigma_{зз}$ ;
- сила затиску  $F_{зат}$  викликає в тілі пальця напруження розтягу  $\sigma_p$ .

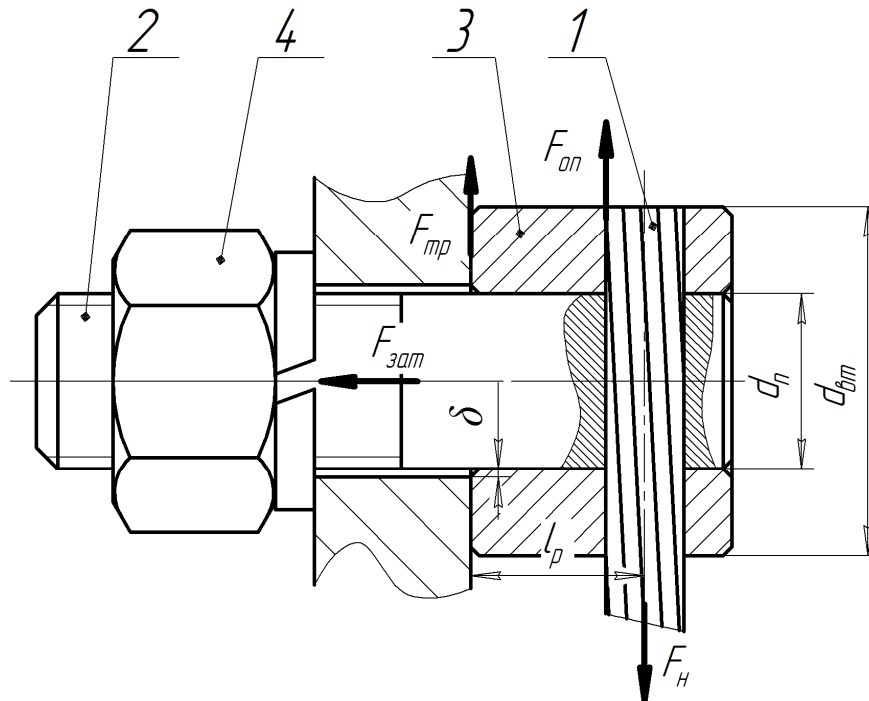


Рисунок 2 – Схема до визначення силових факторів згідно з новою розрахунковою моделлю

Наведений підхід до розрахунку пальця затискного елемента не враховують наступні чинники:

- деформування канату в місці його закріплення поперечними отворами та ймовірне зменшення при цьому потрібного зусилля затиску за рахунок контактного зчеплення пальця з відповідними поверхнями втулки та пальця;
- палець в такому сполученні частково розвантажений силою тертя в стику «втулка-фланець напівмуфти»;
- палець розвантажений від згину упором втулки у фланець напівмуфти;
- розрахунок на міцність не враховує скручування стрижня пальця моментом тертя в нарізевому сполученні «палець-гайка».

Тому урахування останніх чинників та удосконалення розрахункової моделі пальців затискних елементів канатних муфт є **метою** даної роботи.

**Виклад основного матеріалу.** Дослідженнями [4] встановлено, зокрема, що основний вплив на формування сили затиску канату затискним елементом типу «палець – втулка – поперечний канат» мають сили пружної та пластичної взаємодії каната та затискних елементів, а не сили тертя, оскільки зведений коефіцієнт опору вириванню канату із затискного елемента не менше ніж на порядок перевищує коефіцієнт тертя «сталь по сталі» за наявності мащення (коефіцієнт дійсного опору екстракції канату  $\kappa_{оп} = 1,0$  проти коефіцієнта тертя ковзання у стиках «канат – поверхні затискних елементів»  $f = 0,08...0,10$ ). З огляду на викладене, наведемо уточнену розрахункову схему

затискного елемента розглянутого типу та позначимо силові фактори, що діють у такому з'єднанні.

Для закріплення канату 1 та передачі ним навантаження сили натягу канату  $F_H$  повинна врівноважуватись силою опору  $F_{on}$  його екстракції з отворів чи пазів пальця 2 та втулки 3. Сила опору  $F_{on}$  повинна прикликатися зтягуванням пальця 2 силою зтягування  $F_{zam}$  за рахунок закручування гайки 4. Сила зтягування  $F_{zam}$  викликає також силу тертя  $F_{mp}$  в стику втулки 3 та фланця напівмуфти 4.

Наведені викладки можна записати у вигляді наступних рівнянь:

$$F_{on} \geq F_H. \quad (1)$$

$$\begin{cases} F_{on} = \kappa_{on} \times F_{zam} \\ \kappa_{on} = 1,0 \end{cases}, \quad (2)$$

звідки

$$F_{zam} \geq F_H. \quad (3)$$

$$F_{mp} = f \times F_{zam}. \quad (4)$$

У випадку, коли палець 2 встановлений у отвір фланця із зазором, то від зсуву його разом із втулкою 3 в межах цього зазору убезпечує сила тертя  $F_{mp}$ , тобто умова відсутності зсуву матиме вигляд (5):

$$F_{mp} \geq F_H. \quad (5)$$

Далі розглядатимемо випадок складання муфти при контрольованому зтягуванні затискних елементів.

В цьому варіанті навіть якщо виконувати зтягування із запасом  $\kappa_{zon}$ :

$$F_{zam} = \kappa_{zon} \times \kappa_{on} \times F_H. \quad (6)$$

При контрольованому зтягуванні, наприклад, при коефіцієнті запасу опору екстракції канату  $\kappa_{zon} = 4,0$ , потрібне зусилля затиску пальця становить  $F_{zam} = 4F_H$ , а сила тертя навіть у випадку відсутності мастила на поверхнях торця втулки та фланця напівмуфти (коефіцієнт тертя  $f = 0,15$ ) складе  $F_{mp} = 2f \times F_{zam} = 0,8F_H$  (з урахуванням ковзання у двох стиках фланця напівмуфти із втулкою та гайкою (шайбою)). Це означає, що умова (5) виконана не буде, і палець разом зі втулкою буде переміщуватися під дією сили натягу канату, вибираючи зазор  $\delta$  (рис. 2). З наведених фактів можна зробити практично важливий висновок про те, що палець при передбаченому його контрольованому зтягуванні необхідно ставити в отвір фланця напівмуфти без зазору ( $\delta = 0$ ) або з мінімальним зазором та, відповідно, розраховувати його на зріз за відомими формулами [5]. Розвантажити палець від зсуву та зрізу можна, наприклад, постановкою штифтів між втулкою та фланцем напівмуфти, але такий захід можна реалізувати у випадку достатніх розмірів деталей затискних елементів, зокрема товщини стінки втулок.

Умова відсутності розкриття стику «торець втулки – торець фланця напівмуфти» виражається наявністю в стику напружень  $\sigma_{min}$  від зтягування силою  $F_{zam}$  та перекидання силою  $F_H$ :

$$\sigma_{min} = (\sigma_{zam} - \sigma_M) > 0, \quad (7)$$

де  $\sigma_{zam}$  – напруження в стику від зтягування силою  $F_{zam}$ ;  $\sigma_M$  – напруження в стику від дії перекидного моменту  $M_H$  сили натягу  $F_H$  ( $M_H = F_H \times l_p$ ).

$$\sigma_{зам} = \frac{4F_{зам}}{\pi(d_{эм}^2 - d_n^2)}. \quad (8)$$

$$\sigma_M = \frac{32d_{эм} \times F_H l_p}{\pi(d_{эм}^4 - d_n^4)}. \quad (9)$$

З рівнянь (8) – (10) маємо:

$$\frac{4F_{зам}}{\pi(d_{эм}^2 - d_n^2)} \succ \frac{32d_{эм} \times F_H l_p}{\pi(d_{эм}^4 - d_n^4)}, \quad (10)$$

звідки:

$$F_{зам} \succ \frac{8d_{эм} F_H l_p}{(d_{эм}^2 + d_n^2)}, \quad (11)$$

Якщо в рівняння (11) підставити (6), то після перетворень отримаємо вираз для обчислення потрібного коефіцієнту запасу опору екстракції канату  $\kappa_{зон}$  при відомих, наприклад з компоновочного креслення, розмірах муфти:

$$\kappa_{зон} \succ \frac{8d_{эм} l_p}{(d_{эм}^2 + d_n^2)}. \quad (12)$$

Наприклад, при  $d_{эм} = 2d_n$ , отримаємо:

$$\kappa_{зон} \succ \frac{16l_p}{5d_n}. \quad (13)$$

З урахуванням тертя в стикі «торець втулки – торець фланця напівмуфти» сила, що зрізатиме палець, може бути обчислена за формулою:

$$F_{зр} = F_H - F_{mp} = F_H - f \times \kappa_{зон} \times \kappa_{он} \times F_H = F_H (1 - f \times \kappa_{зон} \times \kappa_{он}). \quad (14)$$

Або при наявності мастила на поверхнях стикі ( $\kappa_{он} = 1,0$ ):

$$F_{зр} = F_H (1 - f\kappa_{зон}). \quad (15)$$

Отримані результати формують умови для пропозиції наступного алгоритму розрахунку та проектування муфт з торцевою установкою канатів, оснащених затискними елементами, що розглянуті в даній роботі:

1. Визначити основні розміри муфти, зокрема діаметри розташування затискних елементів  $D$  та кількість канатів  $z$ , момент муфти  $T$ .
2. Розрахувати робочий натяг канатів  $F_H$  за формулами [3, 8] в залежності від їх розташування в торцевій площині (хордальне чи тангенціальне).
3. Вибрати канат, вписати його діаметр  $d_k$  та його розривне зусилля  $F_{розр}$ .
4. Визначити діаметр пальців та втулок (на першому етапі можна приймати орієнтовно  $d_n = 2d_k$ ,  $d_{эм} = 4d_k$ ).
5. З умов компоновання агрегатів, сполучених муфтою, визначити відстань між фланцями та відповідно робочу довжину пальців  $l_p$  [3].
6. За формулою (12) визначити потрібний коефіцієнт запасу опору екстракції канату  $\kappa_{зон}$  та прийняти більше значення.
7. Обчислити потрібне зусилля затягування каната  $F_{зам}$  за формулою (6).

8. Прийняти діаметр нарізі на пальці найближчим до діаметра гладкої частини пальця  $d_n$  та виконати перевірку на сумісну дію розтягу і кручення за відомими формулами [5–7]. У випадку небезпеки руйнування нарізі збільшити діаметр втулки  $d_{вт}$  або діаметр пальця  $d_n$  та повторити виконання пунктів 6...8 даного алгоритму.

9. Обчислити зусилля, що зрізатиме палець за формулою (15).

10. Перевірити палець на зріз та руйнування поверхонь, що контактують з канатом за відомими формулами [3, 5–7]. У випадку невиконання умов незрізання пальця збільшити його діаметр  $d_n$  та повторити виконання пунктів 6...10 даного алгоритму.

Приклад застосування отриманого алгоритму наведений в табл. 1 для випадку розрахунку муфти з хордально розташованими канатами, оснащеної затискними елементами, що розглянуті в даній роботі.

Таблиця 1 – Приклад розрахунку муфти з торцевими канатами хордального розташування

№ пункту алгоритму	Значення
1. Вихідні дані	$T = 800 \text{ Нм}, D = 145 \text{ мм}, z = 4.$
2. Робочий натяг канатів [3]	$F_H = 2988 \text{ Н}.$
3. Канат	$6 \times 19 + 1 \text{ ш.о. ISO 2408}, d_k = 5,0 \text{ мм}, F_{розр} = 13600 \text{ Н},$ маркерувальна група $\sigma_6 = 1770 \text{ МПа}.$
4. Діаметри пальців та втулок	$d_n = 12 \text{ мм},$ $d_{вт} = 24 \text{ мм}.$
5. Робоча довжина пальця	$l_p = 12 \text{ мм}.$
6. Коефіцієнт запасу опору екстракції канату (13)	$\kappa_{зон} \succ \frac{8 \times 24 \times 12}{(24^2 + 12^2)} = 3,19, \text{ приймаємо } \kappa_{зон} = 4,00.$
7. Сила затягування пальця (7)	$F_{зам} = 4 \times 1 \times 2988 = 11952 \text{ Н}.$
8. Перевірка нарізі пальця на сумісну дію розтягу та кручення	Нарізь М12, внутрішній діаметр $d_3 = 9,853 \text{ мм}.$ $\sigma = \frac{1,3 \times 4 F_{зам}}{\pi d_3^2} = \frac{1,3 \times 4 \times 11952}{3,14 \times 9,853^2} = 204 \text{ МПа}.$ Для матеріалу пальця приймаємо сталь 40ХС загартовану до 40...45 HRCe, $\sigma_m = 1080 \text{ МПа}.$ Запас міцності за границею текучості $s_p = \frac{\sigma_m}{\sigma} = \frac{1080}{204} = 5,29.$ Міцність пальця на розрив забезпечено.
9. Сила, що зрізає палець	$F_{зр} = 2988 \times (1 - 0,1 \times 4,0) = 1793 \text{ Н}.$
10. Перевірка пальця на зріз	$\tau_{зр} = \frac{4 F_{зр}}{\pi d_n^2} = \frac{4 \times 1793}{3,14 \times 12^2} = 16 \text{ МПа}.$ Для сталі 40ХС $\tau_m = 0,6 \sigma_m = 0,6 \times 1080 = 648 \text{ МПа}.$ $s_{зр} = \frac{\tau_m}{\tau_{зр}} = \frac{648}{16} = 40,5.$ Міцність пальця на зріз забезпечено.

**Висновки.** В результаті виконання теоретичних досліджень показано вплив механіки затиску сталевих канатів затискних елементів типу «палець – втулка – поперечний канат», передачу навантаження та міцність затискних елементів. Доведено, що при контрольованому затягуванні пальці затискних елементів необхідно встановлювати в отвори фланців напівмуфт з мінімальним зазором для уникнення їх зсуву силою натягу канатів в межах зазору в цьому сполученні. Розглянуто процес передачі робочого навантаження від втулок до фланців напівмуфт. При цьому з умови нерозкриття стику отримано вираз для обчислення потрібного коефіцієнту  $\kappa_{зон}$  запасу опору екстракції канату в залежності від розмірів деталей затискних елементів (діаметрів пальця та втулки,

робочої довжини пальця), а також для обчислення осьового зусилля затягування пальця  $F_{зат}$  та зусилля  $F_{зр}$ , на яке необхідно розраховувати пальці на зріз. З огляду на отримані результати, запропонований та апробований алгоритм проектування муфт з торцевими канатами.

**Напрямки подальших досліджень.** Слід відзначити, що запропонований підхід навіть після наведених уточнень має резерви для вдосконалення, оскільки в ньому не враховано контактну жорсткість стику «торець втулки – торець фланця напівмуфти» та поворот втулки від дії моменту  $M_H$  сили натягу  $F_H$  та, відповідно, можливе навантаження пальця частиною цього згинального моменту. Резерв відповідно становить визначення потрібного зазору між пальцем та втулкою, що здатен компенсувати нахил втулки в результаті контактних деформацій названого стику. Інший резерв формує відсутність у доступному масиві знань інформації про зріз канатів в умовах подібних до роботи їх в розглянутому затискному елементі, тому дослідження механіки процесу їх зрізу також становлять практичний інтерес.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00, № 106044. Муфта з тангенціальним розташуванням торцевих канатів. Заявник и патентовласник: Херсонська державна морська академія / Проценко В. О., Клементьєва О. Ю., заявка u201510868 від 06.11.2015, опубл. 11.04.2016, Бюл. №7.
2. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00 // F16D 43/00, № 114482. Пружно-запобіжна муфта з тангенціальними канатами. Заявник и патентовласник: Херсонська державна морська академія. / Проценко В. О., Клементьєва О. Ю., заявка u201609425 від 12.09.2016, опубл. 10.03.2017, Бюл. №5.
3. 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.
4. Проценко В. О. Дослідження закріплення канатів затискними елементами муфт / В. О. Проценко, М. В. Бабій, О. Ю. Клементьєва // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». – 2016. – № 838: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – С. 84–92.
5. Малащенко В. О. Деталі машин. Збірник завдань та прикладів розрахунків / В. О. Малащенко, В. Т. Павлице. – Львів : Новий Світ-2000, 2013. – 136 с.
6. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлице. – Львів : Афіша, 2003. – 560 с.
7. Иванов М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов. – М. : Высшая школа, 1976. – 399 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. Patent na korisnu modelj MPK F16D 3/00, № 106044. *Mufta z tangencialnim roztashuvannyam torcevikh kanativ.* (2016). Zayavnik i patentovlasnik: Khersonsjka derzhavna morsjka akademiya / Protsenko V. O., Klementyeva O. Yu., zayavka u201510868.
2. Patent na korisnu modelj MPK F16D 3/00//F16D 43/00, № 114482. *Pruzhno-zapobizhna mufta z tangencialjnimi kanatami.* (2017). Zayavnik i patentovlasnik: Khersonsjka derzhavna morsjka akademiya. / Protsenko V. O., Klementyeva O. Yu., zayavka u201609425.
3. Protsenko, V. O. (2011). Proektuvannya mufti z torcevoyu ustanovkoyu pryamikh kanativ. *Girnichy, budiveljni, dorozhni, meliorativni mashini.* Kyiv : KNUBA, 77, 44–50.

4. Protsenko, V. O., Babiy, M. V. & Klementyeva, O. Yu. (2016). Doslidzhennya zakriplennya kanativ zatisknimi elementami muft. *Visnik Nacionaljnogo universitetu «Ljvivs'jka politehnika»*, 838: *Dinamika, micnistj ta proektuvannya mashin i priladiv*, 84–92.
5. Malathenko, V. O. & Pavlithe, V. T. (2013). *Detali mashin. Zbirnik zavdanj ta prikladiv rozrakhunkiv*. Lviv : Noviyj Svit-2000.
6. Pavlithe, V. T. (2003). *Osnovi konstruyuvannya ta rozrakhunok detaleyj mashin*. Lviv : Afisha.
7. Ivanov, M. N. (1976). *Detali mashin*. Moskva : Vihsshaya shkola.
8. Protsenko, V. O., Nastasenko, V. O. & Klementyeva, O. Yu. (2015). Geometrichni ta silovi parametri mufti z torcevoyu ustanovkoyu kanativ tangencialjnogo roztashuvannya. *Pidymomno-transportna tekhnika. Naukovo-tekhnichnijj ta virobnichijj zhurnal*. Odesa : Interprint, 4, 53–59.

**Проценко В. А., Клементьева О. Ю. УТОЧНЕНИЕ ПОДХОДА К РАСЧЕТУ ЗАЖИМНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МУФТ С КАНАТНЫМИ ЗВЕНЬЯМИ РАСТЯЖЕНИЯ**

*В статье, за счет выполнения теоретических исследований, показано несовершенство существующего подхода к расчету зажимных элементов муфт с канатными звеньями растяжения. В ходе теоретических исследований показано влияние механики зажима стальных канатов зажимных элементов типа «палец – втулка – поперечный канат» на передачу нагрузки и прочность зажимных элементов. Доказано, что при контролируемом затяжении пальцы зажимных элементов необходимо устанавливать в отверстия фланцев полумуфт с минимальным зазором во избежание их смещения силой натяжения канатов в пределах зазора. Рассмотрен процесс передачи рабочей нагрузки от втулок к фланцам полумуфт. При этом из условия нераскрытия сжатия получено выражение для вычисления нужного коэффициента запаса сопротивления экстракции каната в зависимости от размеров деталей зажимных элементов, а также для вычисления осевого усилия затяжки пальца и усилия при котором необходимо рассчитывать пальцы на срез. Учитывая полученные результаты, предложен и апробирован алгоритм проектирования муфт с торцевыми канатами.*

**Ключевые слова:** зажимной элемент, тормоз, канатные звена, структура, синтез.

**Protsenko V. O., Klementyeva O. Yu. CLARIFICATION OF THE APPROACH TO THE CALCULATION OF CLAMPING ELEMENTS OF CLUTCHES WITH ROPE TENSION LINKS**

*In the article, due to the implementation of theoretical studies, the imperfection of the existing approach to the calculation of clamping elements of clutches with cable stretching links is shown. In the course of theoretical studies, the influence of the clamping mechanics of the steel ropes of the clamping elements of the «finger – bushing – transverse rope» type on load transfer and the strength of the clamping elements is shown. It has been proved that, under controlled tightening, the fingers of the clamping elements must be installed in the flange holes of the half-coupling with minimal clearance in order to avoid their displacement by the tension of the ropes within the gap. The process of transferring the workload from the bushings to the flanges of the half couplings is considered. At the same time, from the unconditioned compression condition, an expression is derived for calculating the required margin of drag of the rope extraction resistance, depending on the size of the clamping elements, and also for calculating the axial force of the finger tightening and the force at which the fingers are counted on the slice. Taking into account the obtained results, an algorithm for designing couplings with end ropes is proposed and approved.*

**Keywords:** clamping element, brake, rope links, structure, synthesis.

© Проценко В. О., Клементьева О. Ю.

Статтю прийнято  
до редакції 27.04.17