

## ОСОБЛИВОСТІ ВИБОРУ ПОСАДОК ТА РОЗРАХУНКУ МІЦНОСТІ ДЕТАЛЕЙ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ЗАКРІПЛЕННЯ СТАЛЕВИХ КАНАТІВ

Проценко В. О., к.т.н., доцент кафедри транспортних технологій Херсонської державної морської академії, e-mail: ese@ukr.net

*В статті виконаний аналіз напруженого стану пальців затискних механізмів для закріплення сталевих канатів. Розроблена модель передачі ними навантаження з урахуванням контактної піддатливості стику втулки та фланця. Доведено, що встановлення пальця у втулку із зазором дозволяє знизити напруження згину порівняно із варіантом де він відсутній. Отримано вирази для розрахунку зазора посадки та обґрунтовано вибір посадок. Показано, що контактна деформація стику втулки та фланця призводить до перерозподілу напружень зрізу каната. Цей перерозподіл призводить до навантаження пальців згинальним моментом та виникнення напружень згину, величина яких, проте, в 20 разів менша ніж при відсутності зазору між пальцем та втулкою. Показано, що у випадку складання з'єднання із зазором, розрахунок пальців в нарізевій частині можна виконувати на сумісну дію розтягу та кручення за еквівалентними напруженнями, що на 30 % перевищують напруження розтягу.*

**Ключові слова:** муфта, канат, затиск, зазор, посадка

**Вступ.** Жорсткість стиків деталей машин має суттєвий вплив на розподіл навантаження між ними і потребує її врахування при розробленні остаточних рекомендацій щодо їх конструювання та розрахунку [1].

**Аналіз стану проблеми та постановка задачі.** У випадку затискних механізмів для канатів контактна жорсткість стиків може мати вплив на розподіл навантаження від перекидного моменту  $M_H = F_n l_p$  (рис. 1) між власне стиком втулки і базової деталі та пальцем, який може в такому випадку сприймати згинальні напруження, особливо у випадку відсутності зазора між пальцем та втулкою. З огляду на це, раціональне конструювання затискних механізмів повинно включати заходи щодо розвантаження пальця від згину за рахунок контактної деформації стику, що потребує обґрунтованого вибору посадки пальця у втулці. Вивчення вказаної проблеми та обґрунтування вибору цієї посадки становить задачу даної роботи.

**Виклад основного матеріалу.** Під час роботи затискного механізму та передачі ним натягу каната  $F_n$  на базову деталь, під дією моменту  $M_H$  відбуватиметься контактна деформація стику втулки та базової деталі, що спричинить поворот втулки на кут  $\theta$ . У випадку, коли між пальцем та втулкою буде відсутній зазор  $\delta_2$ , відбуватиметься контакт пальця та втулки у точці  $C$  і палець разом зі втулкою отримає кутову деформацію  $\theta$  та крім напружень розтягу від сили затягування  $F_{зам}$  (переріз IV-IV) та напружень кручення від моменту тертя в нарізі сприйматиме напруження згину [2]:

$$\sigma_{зг} = 0,5E\theta \frac{d_1}{L}.$$

Навіть якщо палець затискного механізму буде розвантажений від деформації на кут  $\theta$  за рахунок наявності зору  $\delta_2$ , він сприйматиме згинальний момент від додаткової деформації закріпленого каната, що буде показано нижче. Описані фактори потребують урахування, з метою обчислення зазорів  $\delta_2$  які необхідні для призначення посадки пальця у втулці та обґрунтування отриманих раніше розрахункових моделей пальців.

Для обчислення зазора  $\delta_2$  розглянемо трикутник  $ABC$ , з якого можна отримати:

$$\delta_2 \geq h\theta. \quad (1)$$

Катет розглянутого трикутника  $BC = h$ , обчислимо, враховуючи, що у складеному затискному механізмі торець пальця переміститься від торця втулки на величину поперечної деформації каната  $\Delta d_k$ , яку обґрунтовано в [9] ( $\Delta d_k = 0,25d_k$ ):

$$h = h_{em} - 0,25d_k; \quad (2)$$

$$h_{em} = l_p + e = l_p + d_k; \quad (3)$$

$$\delta_2 \geq (l_p + 0,75d_k)\theta. \quad (4)$$

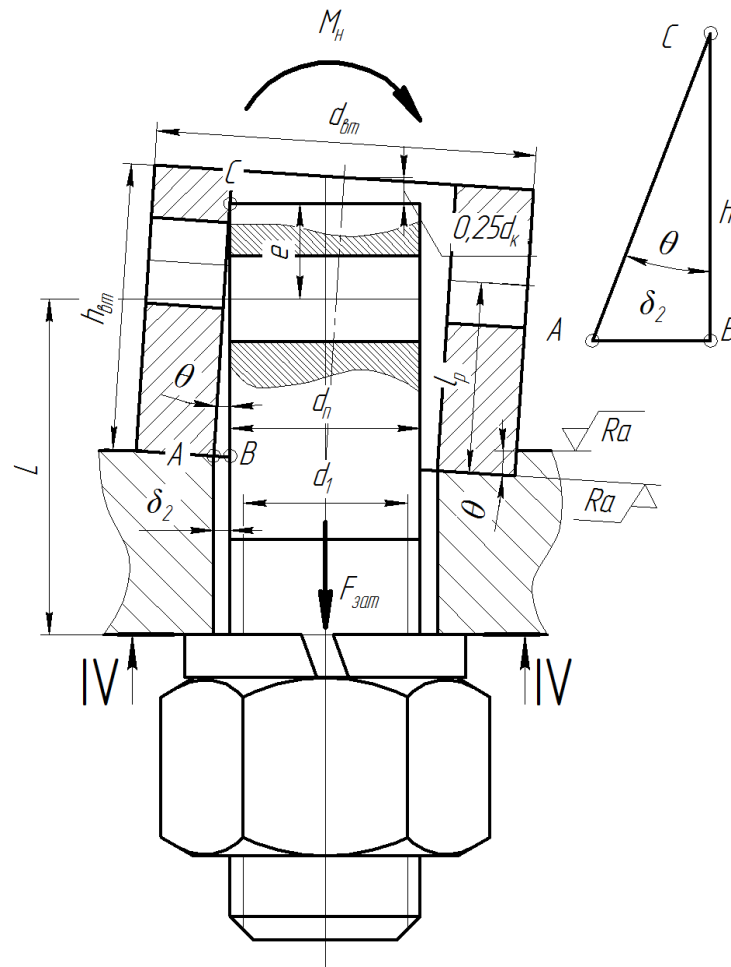


Рисунок 1 – Схема до розрахунку зазора між пальцем та втулкою затискного механізму (канат умовно не показаний)

Кут контактного повороту втулки визначатимемо із використанням даних [3–7]:

$$\theta = k\varepsilon \frac{M}{I_{em}}, \quad (5)$$

де  $k$  – коефіцієнт контактної піддатливості;  $\varepsilon = \frac{d_{em}}{50}$  – коефіцієнт впливу масштабу;

$I_{em} = \frac{\pi}{64} [d_{em}^4 - d_n^4]$  – момент інерції стику.

$$k = \frac{0,5RaC_0}{\sqrt{E\sigma_0}} 10^{-3}, \quad (6)$$

де  $C_0 = 500$  – безрозмірний параметр при непаралельності слідів обробки (сліди обробки на торці втулки і торці фланця базової деталі непаралельні при їх обробленні точінням – застосовно до напівмуфт це показано на рис. 2);  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$  – модуль пружності для сталевих втулок та базових деталей;  $\sigma_o = \frac{4F_{зам}}{\pi(d_{em}^2 - d_n^2)}$  – напруження в стику від затягування силою  $F_{зам}$ ;  $Ra$  – шорсткість поверхонь торця втулки та базової деталі.

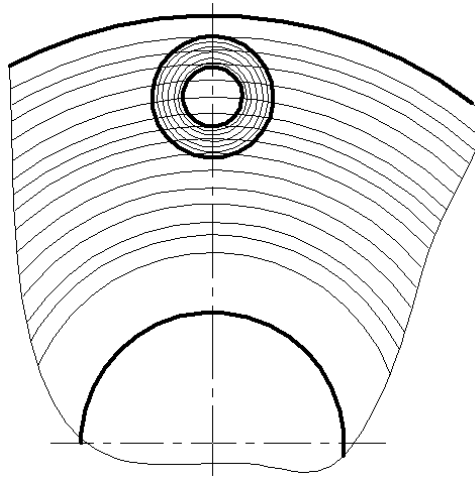


Рисунок 2 – Схема слідів обробки точінням на торцях напівмуфти та втулки

Після обчислення зазора  $\delta_2$  можна обирати посадку для втулки та пальця з умови:

$$2z_{\min} \geq 2\delta_2, \quad (7)$$

де  $2z_{\min}$  – мінімальний зазор обраної посадки.

Для призначення посадок зручно величини, що входять у співвідношення (5) – (7) представити в залежності від діаметра пальця  $d_n$ , який є номінальним розміром посадки. При цьому використаємо раніше застосвані коефіцієнти діаметра пальця відносно каната  $\psi_{нк} = d_n/d_k$  втулки відносно каната  $\psi_{вк} = d_{em}/d_k$ , робочої довжини пальця відносно каната  $\psi_{лк} = l_p/d_k$ .

$$\delta_2 = \frac{d_n}{\psi_{нк}} (\psi_{лк} + 0,75) \theta; \quad (8)$$

$$I_{em} = \frac{\pi d_n^4}{64} \left[ \left( \frac{\psi_{вк}}{\psi_{нк}} \right)^4 - 1 \right]; \quad (9)$$

$$\varepsilon = \frac{d_n}{50} \cdot \frac{\psi_{вк}}{\psi_{нк}}; \quad (10)$$

$$\sigma_o = \frac{4\kappa_{зон} F_n}{\pi d_n^2 \left[ \left( \frac{\psi_{вк}}{\psi_{нк}} \right)^2 - 1 \right]}; \quad (11)$$

$$M_n = F_n d_n \frac{\psi_{лк}}{\psi_{нк}}. \quad (12)$$

Для обчислення максимальної сили натягу, яка може бути прикладена до затискного механізму використаємо вираз:

$$F_n = \frac{F_{розр}}{\kappa_{зан}} = \frac{0,85 A_{\Sigma} \sigma_{вк}}{\kappa_{зан}}, \quad (13)$$

де  $F_{розр}$  – розривне зусилля каната за ГОСТ;  $\kappa_{зан}$  – коефіцієнт запасу міцності каната на розрив; 0,85 – коефіцієнт зменшення навантажувальної здатності каната порівняно зі стрижнем аналогічного діаметру за рахунок згину та кручення дротин.

Виражаючи сумарну площу дротин каната через коефіцієнт заповнення його перерізу дротинами та діаметр каната ( $A_{\Sigma} = 0,785 \psi_3 d_k^2$ ) та приймаючи в запас міцності  $\psi_3 = 0,5$  (більшість поширених канатів має  $\psi_3 = 0,44 \dots 0,48$ ) перетворимо вираз (6) до наступного вигляду:

$$F_n = \frac{0,85 \cdot 0,785 \psi_3 d_k^2 \sigma_{вк}}{\kappa_{зан}} = 0,33 \frac{d_k^2 \sigma_{вк}}{\kappa_{зан}}. \quad (14)$$

На наступному етапі виконували чисельне моделювання за виразами (8)–(12) з обчислення зазора  $\delta_2$ , приймаючи вірогідні для практики, значення змінних величин  $\psi_{пк} = 2$ ,  $\psi_{вк} = 4$ ,  $\psi_{лк} = 4$ ,  $\kappa_{зан} = 5$ ,  $Ra = 3,2$  мкм (досягається чистовим точінням),  $\sigma_{вк} = 2160$  МПа,  $\kappa_{зон} = 4$ , діаметри пальців приймали з ряду діаметрів метричних нарізей (для досягнення гладкої конфігурації пальця) – 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 27 мм за ГОСТ-24705.

Результати чисельного моделювання представлені на рис. 3 штриховою лінією, де також нанесено графік для посадки С10/h9, яка придатна для розглянутих умов, оскільки у всьому діапазоні діаметрів виконується умова (7). Десятий квалітет точності отвору втулки досягається зенкеруванням або розточуванням, палець потребуватиме тонкого точіння або шліфування.

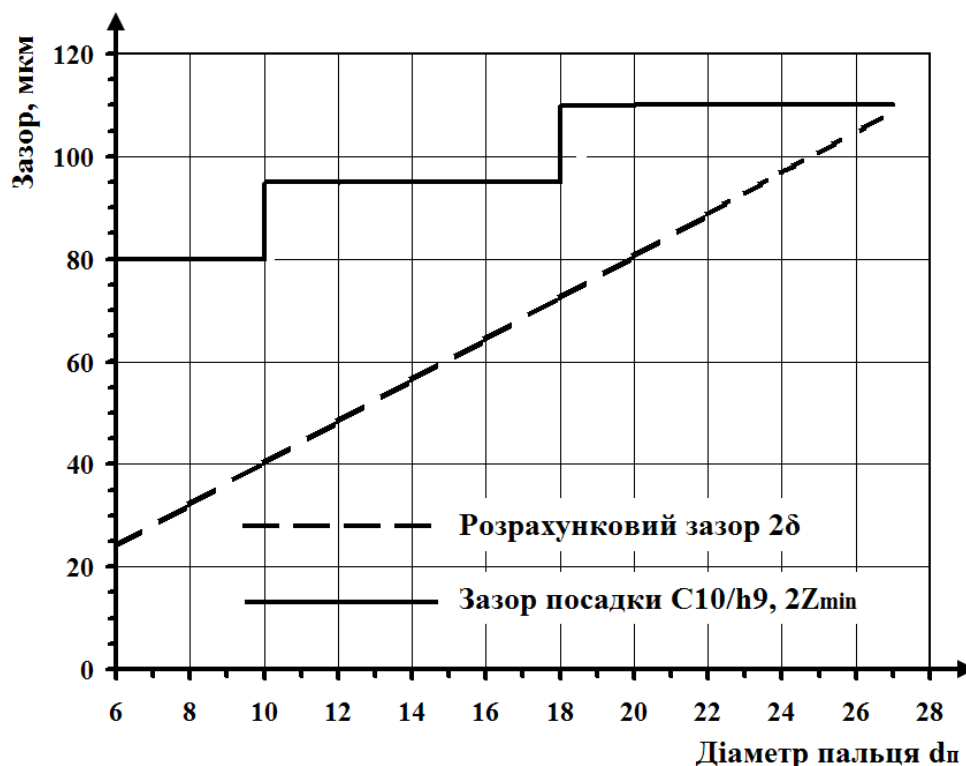


Рисунок 3 – Розрахункові та таблиці зазори посадки «палець-втулка»

Для інших вихідних даних посадки можуть вибиратись після аналогічних розрахунків.

Переходячи до питання про формування розрахункової моделі пальця, розглянемо наступний варіант. Навіть у випадку наявності достанього зазора вибраної посадки  $z_{min}$  ( $z_{min} > \delta_2$ ) між пальцем та втулкою для повороту останньої в межах контактної піддатливості стику без контакту з пальцем, на палець буде діяти згинальний момент  $M_\theta$ . Причину його виникнення пояснимо, використавши схему на рис. 4. При повороті втулки в межах контактної піддатливості, точка  $N$  перетину осі каната з поверхнею отвору втулки переміститься в положення  $N_1$ , а канат зазнає додаткового зсуву на кут  $\theta_1$ , що призведе до перерозподілу напружень зрізу в його дротинах.

При цьому, з трикутників  $ONN_1$  та  $PNN_1$ , наближено отримаємо:

$$NN_1 = ON \cdot \theta = (0,5d_n + z)\theta; \quad (15)$$

$$\theta_1 = \text{arctg} \frac{NN_1}{PN} = \frac{(0,5d_n + z)\theta}{z}. \quad (16)$$

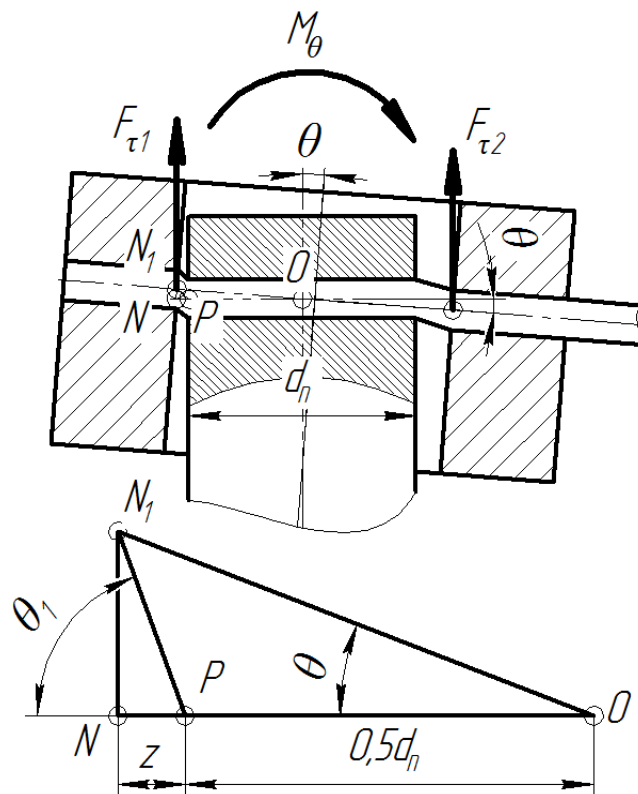


Рисунок 4 – Схема до визначення згинального моменту  $M_\theta$

Такий додатковий зсув каната викличе в його дротинах, як уже було зазначено, зміну напружень зрізу  $\tau_{зрк}$ , які були досягнуті під час затягування на величину  $\tau_\theta$ , причому зліва від осі втулки (рис. 4) напруження зростають, а справа – зменшуються, ці напруження викличуть нерівність зусиль  $F_{\tau1}$  та  $F_{\tau2}$ , що діють зі сторони каната на палець [8]:

$$\tau_\theta = G_K \cdot \theta_1, \quad (17)$$

де  $G_K$  – модуль пружності другого роду для каната.

$$\begin{cases} F_{\tau_1} = (\tau_{зрк} + \tau_{\theta})A_{\Sigma}; \\ F_{\tau_2} = (\tau_{зрк} - \tau_{\theta})A_{\Sigma}; \\ F_{зам} = F_{\tau_1} + F_{\tau_2}. \end{cases} \quad (18)$$

Тоді згинальний момент  $M_{\theta}$ , що діятиме на палець від додаткової деформації каната в результаті перекосу втулки обчислюватиметься за виразом:

$$M_{\theta} = \frac{d_n}{2}(F_{\tau_1} - F_{\tau_2}) = \frac{d_n}{2}A_{\Sigma}\tau_{\theta}. \quad (19)$$

Таким чином, з урахуванням контактного перекосу втулки, сумарні напруження в перерізі IV-IV пальця становитимуть (рис. 1).

– у випадку відсутності зазора  $z$  (варіант 1):

$$\begin{cases} \sigma_{зз} = 0,5E\theta\frac{d_1}{L}; \\ \sigma_p = \frac{4F_{зам}}{\pi d_1^2}; \\ \tau_{кр} = \frac{8d_2tg(\psi + \rho)F_{зам}}{\pi d_1^3}; \\ \sigma_E = \sqrt{[\sigma_{зз} + \sigma_p]^2 + 3\tau_{кр}^2}. \end{cases} \quad (20)$$

– у випадку наявності зазора  $z$  (варіант 2):

$$\begin{cases} \sigma_{зз} = \frac{32M_{\theta}}{\pi d_1^3}; \\ \sigma_p = \frac{4F_{зам}}{\pi d_1^2}; \\ \tau_{кр} = \frac{8d_2tg(\psi + \rho)F_{зам}}{\pi d_1^3}; \\ \sigma_E = \sqrt{[\sigma_{зз} + \sigma_p]^2 + 3\tau_{кр}^2}. \end{cases} \quad (21)$$

– у випадку наявності зазора  $z$  та нехтуванні дією моменту  $M_{\theta}$  (варіант 3), еквівалентні напруження обчислюватимуться за виразом (22).

Для остаточного висновку про доцільність встановлення пальців у втулки із зазором та урахування моменту  $M_{\theta}$  виконували розрахунки еквівалентних напружень за трьома описаними варіантами у вигляді табл. 1. При цьому приймали, що всі деталі сталеві ( $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа), модуль пружності каната  $G_k$  – обчислювали за даними [9]  $G_k = \tau_{взр}z_{нр}/l_l = 720 \cdot 0,5/1,6 = 22,5$  МПа. Шорсткість поверхонь торців втулки та базової деталі  $Ra$  3,2 мкм. Константа  $C_0 = 500$  – сліди обробки на торцях не співпадають (рис. 2). Сума кутів підйому нарізі та тертя ( $\psi + \rho$ )  $\approx 9^\circ$  [10]. При обчисленні кута  $\theta_1$  використовували максимальний зазор обраної посадки  $z_{\max}$  (в запас міцності).

Таблиця 1 – Розрахунки еквівалентних напружень за основними варіантами

№ з/п	Параметр	Варіант 1	Варіант 2	Варіант 3
1	$F_n, H$		2988	
2	$d_k, мм, ГОСТ$		5,8, ГОСТ 3070	
3	$A_\Sigma, мм^2$		11,67	
4	$l_p, мм$		12	
5	$L, мм$		22	
6	$K_{зон}$		4	
7	$F_{зам}, H$		11952	
8	$d_n, мм$		12	
9	$d_{от}, мм$		24	
10	Нарізь ( $d_1, мм; d_2, мм$ )		M12 (10,106; 10,863)	
11	$\sigma_0, МПа$		35	
12	$\varepsilon$		0,48	
13	$k, мм^3/Н$		0,000295	
14	$M_n, Н\cdot мм$		35856	
15	$I_{от}, мм^4$		12268	
16	$\theta, рад$		0,000414	
17	$\delta_2, мм$		0,007	
18	Посадка	$C10/h9 (2z_{max} = 0,201 мм, 2z_{min} = 0,065 мм)$		
19	$\theta_1, рад$	-	0,076	
20	$\tau_{зрк}, МПа$		512	
21	$G_k, МПа$	-	22,55	
22	$\tau_\theta, МПа$	-	1,76	
23	$M_\theta, Н\cdot мм$	-	124	
24	$\sigma_p, МПа$		149	
25	$\sigma_{зз}, МПа$	20	1,22	-
26	$\tau_{кр}, МПа$		51	-
27	$\sigma_E, МПа$	197	182	194

$$\sigma_{E2} = 1,3 \frac{4F_{зам}}{\pi d_1^2}. \quad (22)$$

**Висновки.** Аналіз виконаних досліджень та отриманих у вигляді табл. 1 результатів моделювання свідчить, що у випадку постановки пальця у втулку без зазора еквівалентні напруження в його нарізевій частині будуть близько на 10 % більшими ніж у випадку складання їх по посадці з зазором, що свідчить про доцільність застосування таких посадок. Перевірковий розрахунок за відомим для нарізевих з'єднань [10] спрощеним виразом (22) у випадку складання втулки та пальця із зазором дає завищений результат еквівалентних напружень

(на близько 6%), проте на практиці виконувати такий розрахунок найпростіше, тим більше, що він дає запас міцності. Тобто остаточно можна стверджувати, що у сполученні пальців та втулок слід забезпечувати зазори за рахунок вибору відповідних посадок і виконувати перевірковий розрахунок пальця у перерізі IV-IV за виразом (22).

**Напрямки подальших досліджень.** Представлений в роботі матеріал формує умови для поглиблення досліджень та розроблення основ розрахунку затискних механізмів, а також більш детального вивчення напруженого стану та розроблення уточнених розрахункових моделей для їх деталей.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Левина З. М. Решетов Д. Н. Контактная жесткость машин. Москва : Машиностроение, 1971. 264 с.
2. Заблонский К. И. Детали машин. Киев : Вища школа, 1985. 518 с.
3. Иванов А. С. Контактная жесткость неподвижных соединений деталей машин : автореферат дис. докт. техн. наук :05.02.02 ; 01.02.06. Москва, 2006. 32 с.
4. Ермолаев М. М. Разработка методов расчета неподвижных соединений деталей машин с учетом податливости контактного слоя : автореферат дис. канд. техн. наук : 05.02.02. Москва, 2015. 16 с.
5. Иванов А. С. Нормальная, угловая и касательная контактные жесткости плоского стыка. *Вестник машиностроения*. 2007. № 7. С. 34–37.
6. Иванов А. С. Учет контактной податливости стыка при расчете резьбового соединения, нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом. *Вестник машиностроения*. 2003. № 6. С. 31–34.
7. Иванов А. С. Расчет и конструирование одноболтового резьбового соединения, нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом. *Вестник машиностроения*. 2003. № 8. С. 52–54.
8. Дарков А. В., Шпиро Г. С. Сопrotivление материалов. Москва : Высшая школа, 1969. 734 с.
9. Проценко В. О., Бабій М. В., Клементьєва О. Ю. Дослідження закріплення канатів затискними елементами муфт. *Вісник Національного університету «Львівська політехніка»*. 2016. № 838 : Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. С. 84–92.
10. Иванов М. Н. Детали машин Москва : Высшая школа, 1967. 431 с.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Levina Z. M. Reshetov D. N. (1971). *Kontaktnaya zhestkostj mashin*. Moskva : Mashinostroenie.
2. Zablonkiyj K. I. (1985). *Detali mashin*. Kiev : Vitha shkola.
3. Ivanov A. S. (2006). *Kontaktnaya zhestkostj nepodvizhnikh soedineniyj detaleyj mashin. Extended abstract of Doctor's thesis*. Moskva.
4. Ermolaev M. M. (2015). *Razrabotka metodov rascheta nepodvizhnikh soedineniyj detaleyj mashin s uchetom podatlivosti kontaktnogo sloya Extended abstract of Doctor's thesis*. Moskva.
5. Ivanov A. S. (2007). *Normaljnaya, uglovaya i kasateljnaya kontaktnihe zhestkosti ploskogo stihka. Vestnik mashinostroeniya*, 7, 34–37.
6. Ivanov A. S. (2003). *Uchet kontaktnoyj podatlivosti stihka pri raschete rezjbovogo soedineniya, nagruzhennogo otrihvayutheyj siloyj i oprokidihvayuthim momentom. Vestnik mashinostroeniya*, 6, 31–34.
7. Ivanov A. S. (2003). *Raschet i konstruirovanie odnoboltovogo rezjbovogo soedineniya, nagruzhennogo otrihvayutheyj siloyj i oprokidihvayuthim momentom. Vestnik mashinostroeniya*, 8, 52–54.
8. Darkov A. V., Shpiro G. S. (1969). *Soprotivlenie materialov*. Moskva : Vihsshaya shkola.
9. Procenko V. O., Babiyj M. V., Klementjeva O. Yu. (2016). *Doslidzhennya zakriplennya kanativ zatisknimi elementami muft. Visnik Nacionaljnogo universitetu «Ljvivsjka politehnika»*, 838 : *Dinamika, micnistj ta proektuvannya mashin i priladiv*, 84–92.
10. Ivanov M. N. (1967). *Detali mashin*. Moskva : Vihsshaya shkola.



**Проценко В. А. ОСОБЕННОСТИ ВЫБОРА ПОСАДОК И РАСЧЕТА ПРОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ЗАКРЕПЛЕНИЯ СТАЛЬНЫХ КАНАТОВ**

*В статье выполнен анализ напряженного состояния пальцев зажимных механизмов для закрепления стальных канатов. Разработана модель передачи ими нагрузки с учетом контактной податливости стека втулки и фланца. Доказано, что установка пальца во втулку с зазором позволяет снизить напряжения изгиба сравнительно с вариантом где он отсутствует. Получены выражения для расчета зазора посадки и обоснован выбор посадок. Показано, что контактная деформация стека втулки и фланца приводит к перераспределению напряжений среза каната. Это перераспределение приводит к нагружению пальцев изгибающим моментом и возникновению напряжений изгиба, величина которых, однако, меньше в 20 раз чем при отсутствии зазора между пальцем и втулкой. Показано, что в случае сборки с зазором расчет пальцев в резьбовой части можно выполнять на совместное действие изгиба и кручения по эквивалентным напряжениям, на 30% превышающим напряжения растяжения.*

**Ключевые слова:** муфта, канат, зажим, зазор, посадка

**Protsenko V. O. FEATURES OF FIT SELECTION AND STRENGTH CALCULATION OF DEVICES FOR STEEL ROPES CLAMPING**

*The article analyzes the stressed state of the fingers of the clamping mechanisms for steel ropes clamping. A model for transferring the load is developed taking into account the contact compliance of the sleeve and flange stack. It is proved that the installation of the finger in the bush with the gap allows to reduce the bending stress in comparison with the version where it is absent. Expressions have been obtained for calculating the landing clearance and justified the choice of plantings. It is shown that the contact deformation of the hub and flange stack leads to redistribution of the rope shear stresses. This redistribution leads to the loading of the fingers with a bending moment and the appearance of bending stresses, the magnitude of which, however, is 20 times smaller than in the absence of a gap between the finger and the bushing. It is shown that in the case of assembly with a gap, the calculation of the fingers in the threaded part can be performed on the joint action of bending and torsion on equivalent stresses, 30% higher than the tensile stress.*

**Keywords:** coupling, rope, clamping, gap, landing.

© Проценко В. О.

Статтю прийнято  
до редакції 21.03.18