

УДК 621.825.5/7

Проценко В.О.*

ЖОРСТКІСТЬ І МІЦНІСТЬ МУФТ З ОСЬОВОЮ ТА РАДІАЛЬНОЮ УСТАНОВКОЮ ПРЯМИХ КАНАТІВ

У статті розглянуто питання міцності та жорсткості канатних муфт. Дано аналіз теоретичних та експериментальних досліджень згинальної жорсткості сталевих канатів стосовно до муфт. За рахунок виконання теоретичних та експериментальних досліджень отримані залежності для визначення діаметра та кількості канатів.

Ключові слова: канат, муфта, жорсткість, міцність.

Проценко В.А. Жесткость и прочность муфт с осевой и радиальной установкой прямых канатов. В статье рассмотрены вопросы прочности и жесткости канатных муфт. Дан анализ теоретических и экспериментальных методов определения изгибной жесткости стальных канатов применительно к муфтам. За счет выполнения теоретических и экспериментальных исследований получены зависимости для определения диаметра и количества канатов.

Ключевые слова: канат, муфта, жесткость, прочность.

V.O. Prochenko. Ruggedness and strength of muffs with axial and a bow-type plant of direct ropes. The article deals with the questions of strength and ruggedness of rope muffs. The assaying of theoretical and experimental methods of definition of curving ruggedness of ropes with reference to muffs is executed. At the expense of execution theoretical and experimental researches dependences for definition of diameter and amount of ropes are received.

Keywords: rope, muff, ruggedness, strength.

Постановка проблеми. З'єднувальні муфти застосовують тепер практично у всіх машинах. Вони являються відповідальними елементами приводів, які часто визначають надійність всієї машини [1], що формує умови до створення нових конструкцій муфт, які відповідатимуть зростаючим вимогам до приводів машин. Муфти з канатними пружними елементами характеризуються багатьма перевагами [2], що вигідно відрізняють їх від інших конструкцій муфт і роблять перспективним застосування в приводах машин. Впровадження нових конструкцій муфт вимагає дослідження їх характеристик та розробки методики проектування.

На першому етапі складаємо розрахункову схему муфти з осьовою паралельною установкою прямих канатів (рис. 1). При її складанні приймаємо наступні припущення:

1. Канати в напівмуфтах закріплені абсолютно жорстко.
2. Відстань між напівмуфтами і діаметр каната величини одного порядку.
3. Навантаження між канатами розподіляється рівномірно.

При навантаженні муфти обертальним моментом T ведуча напівмуфта отримує зміщення a , виміряне по колу діаметра D розташування канатів та поворот на кут φ . Визначимо зміщення a в припущенні, що замість канатів встановлені суцільні стрижні (аналогічно муфті Корейво):

$$\dot{a} = \varphi \frac{D}{2} = 2 \frac{F_t \left(\frac{l}{2}\right)^3}{3EJ} = \frac{F_t l^3}{12EJ}, \quad (1)$$

звідки

$$\varphi = \frac{F_t l^3}{6EJD}. \quad (2)$$

Оскільки колова сила, що згинає один канат (рис. 2) становить:

$$F_t = \frac{2T}{zD}, \quad (3)$$

* магістр, ВНЗ «Херсонський державний морський інститут», м. Херсон

то кут повороту напівмуфт:

$$\varphi = \frac{Tl^3}{3EJzD^2} \quad (4)$$

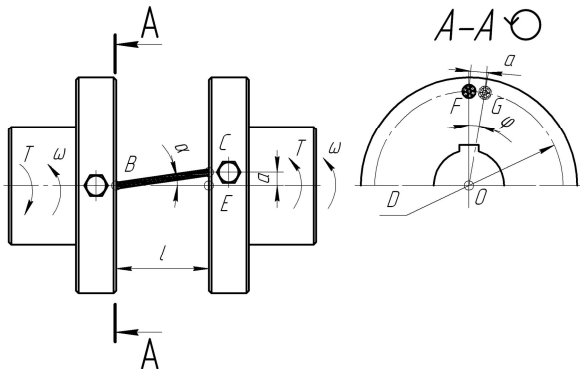


Рис. 1 – Розрахункова схема роботи пружної муфти з осовою паралельною установкою прямих канатів

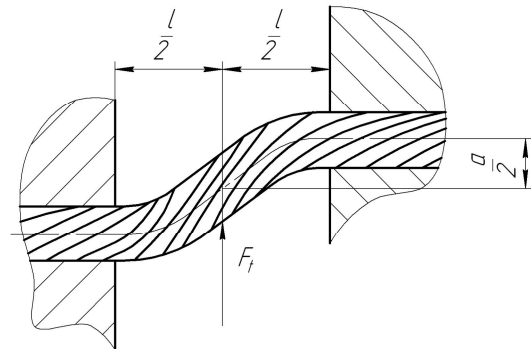


Рис. 2 – Схема до визначення жорсткості муфти

Добуток EJ у вказаних формулах характеризує згинальну жорсткість суцільного стрижня. Для канатів цей добуток застосовувати не можна, що пояснюється наступним [3]:

- 1) Канат є квазіпружним тілом: його жорсткість обумовлена пружними силами, внутрішнім тертям та опором пластичним деформаціям в точках контакту дротів.
- 2) Момент інерції J поперечного перетину каната невизначений через рухомість частини дротів.

Оскільки зведена жорсткість G складається з двох компонент [3], то рівняння (4) набуде вигляду:

$$\varphi = \frac{Tl^3}{3GzD^2} \quad (5)$$

Таким чином, одна з основних характеристик пружних муфт – крутильна жорсткість, що напряму пов'язана зі згинальною жорсткістю канатів, потребує оцінки для створення методики проектування канатних муфт.

Аналіз основних досліджень і публікацій. До теперішнього часу виконана значна кількість теоретичних і експериментальних досліджень згинальної жорсткості сталевих канатів. Питання їх міцності та конструювання за межі емпіризму були виведені завдяки роботам проф. М.Ф. Глушко [4], яким були отримані диференційні рівняння статки каната. На основі цих рівнянь М.Ф. Глушко, розглянувши аналогію згину каната і щільно звитої пружини, отримав формули для визначення згинальної жорсткості канатів одинарної та подвійної звивки типу ТК:

$$\hat{A}_e = \dot{a}_1 \delta (\dot{a}_2 + \dot{a}_3 \sigma_\delta), \quad (6)$$

де δ – діаметр дротини;

$a_{1,2,3}$ – розрахункові коефіцієнти, що залежать від конструкції канатів;

σ_p – середнє напруження розтягнення.

У дослідженнях проф. І.М. Чаюна [5] для описання деформованного стану каната застосовано метод кінцевих елементів і запропонована матрична форма розрахунку деформацій та жорсткостей елементів каната.

Для визначення згинальної жорсткості канатів отримано рівняння:

$$G_{33} = \sum_1^s \frac{m}{\cos \alpha \cos \beta} (\Phi_p \hat{E}_{ex}^2 + \Phi_t \hat{E}_{tx}^2 + \Phi_u (\hat{E}_{bx}^2 + \hat{E}_{nx}^2)), \quad (7)$$

де $K_{ex}; K_{tx}; K_{bx}; K_{nx}$ - конструктивні коефіцієнти деформацій дротин в канаті;

$$K_{ex} = vr \cos^2 \alpha \cos \varphi, \quad (8)$$

де v – коефіцієнт, що враховує зв'язок між тертям дротин і на тяжінням канатів і змінюється в інтервалі (0...1);

φ – кут, що визначає положення дротин у шарі (полярна координата);

Розрахунки за наведеною методикою виконані її автором добре узгоджуються з експериментальними даними інших авторів, що були виконані в умовах роботи канатів характерних для підйомально-транспортних машин, та демонструють залежність згинальної жорсткості від кривизни згину. Однак наведена методика характеризується великою складністю, оскільки в ній закладена значна кількість параметрів, які попередньо визначити неможливо. Так, для знаходження коефіцієнтів $K_{e\chi}$; $K_{t\chi}$; $K_{b\chi}$; $K_{n\chi}$ повинні бути відомі параметри звивки канатів, які відсутні в поширеній літературі, а їх обчислення без застосування ЕОМ утруднене. Це робить складним застосування наведеної методики для виконання проектувального розрахунку муфт. Крім цього, в муфтах канати працюють в нехарактерних для себе умовах, а саме при малих прольотах та великих деформаціях, що створює умови для відносного зсуву елементів, в тому числі початкового при затяжці, і утруднює визначення коефіцієнта ν . До того ж з формул (6) і (7) неможливо явно визначити основний параметр каната, який встановлений ГОСТ і визначає конструкцію муфти – його діаметр d_k . Застосування наведених методик можливе для перевіркового розрахунку муфт при відомих параметрах канатів, застосованих в якості пружних елементів. Важкість врахування всіх факторів при теоретичних дослідженнях та значна залежність згинальної жорсткості канатів від умов експлуатації привели до спроб експериментальної оцінки їх згинальної жорсткості.

Серед інших особливої уваги заслуговують роботи в цьому напрямку проф. Б.С. Ковальського та його співробітників [6]. Ними була експериментально досліджена згинальна жорсткість канатів подвійної звивки. Канати досліджувались в умовах малого згину: розтягувалися між двома опорами, відстань між якими набагато перевищувала діаметр каната, і навантажувалися посередині зосередженою силою від вантажа, замірялися прогини. Вплив внутрішнього тертя виключався за рахунок постукування по вантажу. Прогини замірялися при різних натяжіннях каната. За результатами дослідів були побудовані графіки залежності відносного параметра ε від середнього напруження розтягнення σ_p . Досліди показали нелінійну залежність згинальної жорсткості від натяжіння, яка допускає часткову лінеаризацію в діапазоні навантажень, що відповідають середнім напруженням $\sigma_p = 100 \dots 350$ МПа.

Після обробки результатів одержана формула для інженерних розрахунків згинальної жорсткості:

$$\hat{A}_\varepsilon = k^2 d_k^2 F_i, \quad (9)$$

де d_k – діаметр каната;

F_n – сила натяжіння каната;

k – коефіцієнт, що залежить від типу каната.

Вказані досліди виконувались при великих прольотах ($l = 600$ мм) і малих відносних прогинах, що відповідає умовам експлуатації канатів у підвісних канатних дорогах.

В муфтах канати повинні працювати при невеликих відстанях між напівмуфтами, інакше відбудеться їх закручування і можуть піддаватися великим прогинам при виникненні перевантажень.

Необхідність проектування пристроїв, в яких канати піддаються великим прогинам при малих прольотах, а саме в канатних амортизаторах, послужила причиною проведення доц. Ю.А. Хоніним, доц. О.І. Жиряковим, та інж. Л.Г. Нечипоренко інших дослідів [7, 8]. Вони були виконані в умовах, подібних до роботи канатів у амортизаторах – канат натягували між двома опорними роликками і навантажували посередині третім роликком, замірялися прогини. Досліди виконувались при навантаженнях, що відповідали середнім напруженням $\sigma_p = 10 \dots 220$ МПа, відносних прольотах $l/d_k = 11,6 \dots 25$, відносних прогинах $f/d_k = 0,5 \dots 20$. Значення згинальної жорсткості обчислювались з формули отриманої теоретично за рахунок розгляду пружної лінії каната:

$$\hat{A}_\varepsilon = F_i \frac{\left(f - \frac{\alpha}{2} \left\{ \left(\frac{l}{2} - r \sin \frac{\varphi}{2} \right) + tg \frac{\varphi}{2} \left[f - r(1 - \cos \frac{\varphi}{2}) \right] \right\} \right)^2 - r^2 \left(1 - \cos \frac{\varphi}{2} \right)^2}{2 \left(\frac{\alpha}{2} tg \frac{\varphi}{2} - 1 + \cos \frac{\varphi}{2} \right)}, \quad (10)$$

де $\alpha = N / F_n$;

N – згинальне навантаження;

r – радіус згину осі каната на опорних роликах;
 l – прольот між осями опорних роликів;
 φ – кут охопту канатом опорного ролика.

При отриманні формули (10) авторами були прийняті наступні припущення:

1. Поперечний перетин каната недеформований;
2. Радіус кривизни пружної лінії каната в точках прикладення зовнішніх сил перевищує радіус опорних і навантажуючих роликів.

Після обробки результатів встановлено, що приріст згинальної жорсткості збільшується з ростом відносного прогину та зі зменшенням відносного прольоту. При великих значеннях відносного прольоту $l/d_k \geq 22$ його впливна згинальну жорсткість стає малопомітним. При відносному прогині $f/d_k \leq 1$ згинальна жорсткість залишається практично постійною (при $\sigma_p = 45$ МПа).

Умови в яких виконані експерименти Ю.А. Хоніним та його колегами ближчі до умов роботи канатів у муфтах, але прийняті припущення для муфт застосовувати не можна. Це пояснюється тим, що в місцях закріплення каната його поперечний перетин може бути деформований кріпильними елементами. Канати в муфтах працюють на згин, кручення і розтягнення. Крім цього, явище депланації поперечних перетинів в умовах роботи каната при малих прольотах і великих кривизнах, очевидно, буде проявлятися найбільш сильно через велику рухомість дротин в цьому випадку.

Мета статті – за рахунок теоретичних та експериментальних досліджень запропонувати методику оцінки крутильної жорсткості та міцності муфт з осью паралельною та радіальною установкою прямих канатів.

Викладення основного матеріалу. Екстраполюючи результати експериментів виконаних проф. Б.С. Ковальським та доц. Ю.А. Хоніним на умови роботи канатів у муфтах, приймемо наступні припущення з послідуною експериментальною перевіркою.

1. Зведена згинальна жорсткість канатів G при відносних прогинах близьких до одиниці залежить від навантаження лінійно у відповідності до рівняння (12).
2. Характеристика канатних муфт на робочому інтервалі лінійна.

Триборжорсткість канатів b залежить від умов їх експлуатації в значній мірі, і виключити її вплив на зведену жорсткість муфт на даному етапі важко. Тому формула (5) з урахуванням (9) набуде вигляду:

$$\varphi = \frac{Tl^3}{3GzD^2} = \frac{Tl^3}{3k^2 d_e^2 F_i z D^2} \quad (11)$$

Сила натягнення кожного каната в муфті з осью установкою канатів [9]:

$$F_i = \frac{T(4l^2 + D^2 \sin^2 \varphi)}{z D^2 \sin \varphi} \quad (12)$$

Підставивши (12) в (11) отримаємо:

$$\varphi = \frac{Tl^3}{3k^2 d_e^2 z D^2} \times \frac{z D^2 \sin \varphi}{T(4l^2 + D^2 \sin^2 \varphi)} = \frac{l^4 \sin \varphi}{3k^2 d_e^2 (4l^2 + D^2 \sin^2 \varphi)} \quad (13)$$

Звідки отримаємо формулу для розрахунку потрібного діаметру каната з умови забезпечення кута закручування φ напівмуфт:

$$d_e = \sqrt{\frac{l^4 \sin \varphi}{3\varphi k^2 (4l^2 + D^2 \sin^2 \varphi)}} \quad (14)$$

Введемо поняття коефіцієнту відстані між напівмуфтами відносно діаметру розташування канатів, яким потрібно задаватися при проектуванні муфти:

$$\psi_{ID} = \frac{l}{D} \quad (15)$$

Тоді, вважаючи що для малих кутів $\sin \varphi = \varphi$, отримаємо формулу для проектного розрахунку діаметра каната:

$$d_e = \sqrt{\frac{D^4 \psi_{ID}^4}{3k^2 (4D^2 \psi_{ID}^2 + D^2 \varphi^2)}} = \frac{D \psi_{ID}^2}{k \sqrt{12 \psi_{ID}^2 + 3 \varphi^2}} \quad (16)$$

Для визначення потрібної кількості канатів запишемо рівняння для визначення середньо-

го напруження розтягнення в його дротинах:

$$\sigma_{\delta} = \frac{F_i}{S_{\Sigma}}, \quad (17)$$

де S_{Σ} – сумарна площа всіх дротин в канаті.

Якщо ввести коефіцієнт відносної площі ψ_s , що залежить від конструкції каната і рівний відношенню сумарної площі всіх дротин в канаті S_{Σ} до площі S_{cmp} стрижня такого ж діаметра, як і канат (аналогічно коефіцієнту заповнення, тільки в межах кожного стандарту):

$$\psi_s = \frac{S_{\Sigma}}{S_{cmp}} = \frac{S_{\Sigma}}{0,785d_{\epsilon}^2}, \quad (18)$$

то допустима сила натягнення одного каната складе:

$$[F_i] = 0,785\psi_s d_{\epsilon}^2 [\sigma_{\delta k}], \quad (19)$$

де $[\sigma_{\delta k}]$ – допустиме напруження розтягнення при якому визначений коефіцієнт k , що використовується в розрахунках жорсткості, і гарантовано забезпечена міцність каната.

В таблиці 1 наведені середні значення коефіцієнта відносної площі ψ_s для деяких конструкцій канатів, що обчислені за даними відповідних стандартів, як середні по всіх діаметрах канатів у стандарті.

З формули (12) отримаємо залежність для визначення потрібної кількості канатів:

$$z = \frac{T(4l^2 + D^2 \sin^2 \varphi)}{0,785lD^2 \sin \varphi \psi_s d_{\epsilon}^2 [\sigma_{\delta k}]} = \frac{T(4D^2 \psi_{ID}^2 + D^2 \sin^2 \varphi)}{0,785lD^2 \sin \varphi \psi_s d_{\epsilon}^2 [\sigma_{\delta k}]} = \frac{T(4\psi_{ID}^2 + \varphi^2)}{0,785l\varphi \psi_s d_{\epsilon}^2 [\sigma_{\delta k}]} \quad (20)$$

Таблиця 1

Середні значення коефіцієнта відносної площі для деяких конструкцій канатів

Конструкція каната	Стандарт	ψ_s
ЛК-Р 6×19 (1+6+6/6) + 1 о.с.	ГОСТ 2688	0,5
ЛК-РО 6×36 (1+7+7/7+14) + 1 о.с.	ГОСТ 7688	0,5
ТК 6×19 (1+6+12) + 1×19 (1+6+12)	ГОСТ 3067	0,56
ТК 6×19 (1+6+6/6) + 1 о.с.	ГОСТ 3070	0,43
ТК 6×37 (1+6+12+18) + 1 о.с.	ГОСТ 3071	0,45

Муфти з радіальною установкою прямих канатів (рис. 3) є більш універсальними в порівнянні з раніше розглянутими муфтами з осьовими канатами, оскільки не створюють осьових навантажень на вали при відсутності осьової неспіввідності.

Для такої муфти сила натягнення каната складе [9]:

$$F_n = \frac{T(4l^2 + D^2 \operatorname{tg}^2 \varphi)}{z l D^2 \operatorname{tg} \varphi}. \quad (21)$$

Оскільки для малих кутів $\operatorname{tg} \varphi = \varphi$, для даної муфти справедливі формули (16) і (20) визначення діаметра та кількості канатів.

Виконувались експериментальні дослідження статичної крутильної жорсткості муфт з осьовою паралельною установкою прямих канатів ТК 6×19 + 1 о.с. [10]. За результатами досліджень були побудовані криві жорсткості муфт при різних величинах відстані l між напівмуфтами, і, відповідно, коефіцієнта ψ_{ID} . Отримані криві підтверджують прийняті припущення і можливість задовільної лінеаризації отриманих кривих при малих відстанях між напівмуфтами (рис. 4).

За даними експериментів були визначені коефіцієнти k та допустимі напруження $[\sigma_{\delta k}]$ (табл. 2).

Як видно з графіків, жорсткість муфт залежить від напрямку обертання.

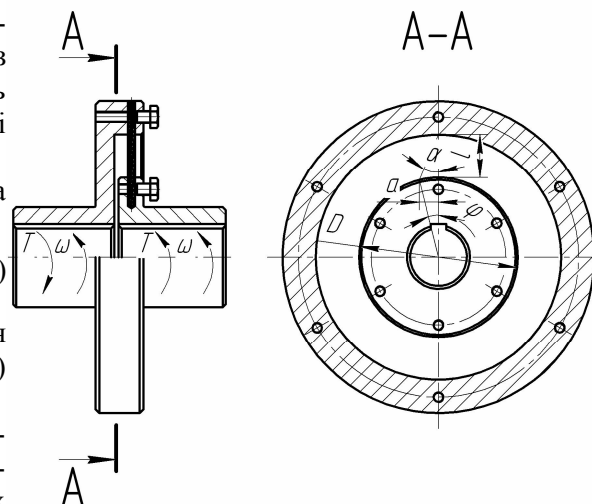


Рис. 3 – Розрахункова схема роботи пружної муфти з радіальною установкою прямих канатів

Таблиця 2

Коефіцієнти k та напруження $[\sigma_{pk}]$

Коефіцієнт відстані ψ_{ID}	Напрямок закручування	Коефіцієнт k	Напруження $[\sigma_{pk}]$, МПа
0,17	+	0,40	93,74
	-	0,38	88,23
0,102	+	0,23	89,46
	-	0,17	93,33

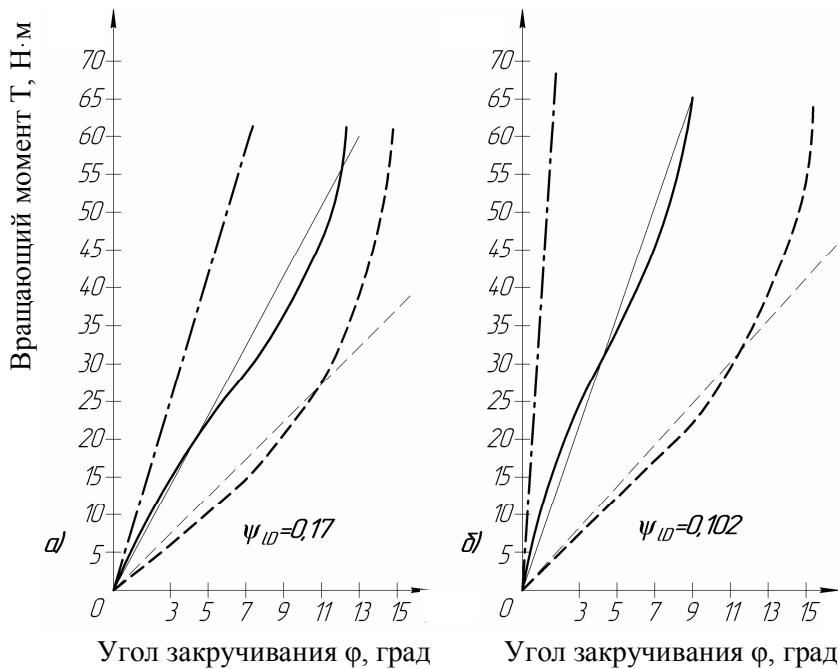


Рис. 4 – Експериментальні криві жорсткості муфт

У випадку співпадіння напрямків закручування муфти і канатів (додатній напрямок, суцільні криві на рис. 4) жорсткість муфти більша ніж при різних напрямках закручування муфти і звивки канатів (від'ємний напрямок, штрихові лінії), що потребує врахування при проектуванні таких муфт.

Для більших інших значень коефіцієнта ψ_{ID} графіки жорсткості можуть бути лінеаризовані частково, для робочого діапазону навантажень, або усереднено для всього діапазону.

Висновки

1. На основі виконаного аналізу теоретичних і експериментальних досліджень згинальної жорсткості сталевих канатів запропонована розрахункова модель крутильної жорсткості канатних муфт з осовою та радіальною установкою канатів прямолінійної форми.
2. Отримані формули для розрахунку діаметру канатів з умови отримання потрібного кута закручування муфти та кількості канатів з умови забезпечення міцності канатів.
3. За рахунок виконання експериментальних досліджень крутильної жорсткості муфт підтверджена можливість запропонованої розрахункової моделі.
4. Для подальших досліджень слід рекомендувати накопичення даних щодо жорсткості муфт з канатами різних конструкцій, складання таблиць та графіків коефіцієнтів k та напружень $[\sigma_{pk}]$.

Список використаних джерел:

1. Чернилевский Д.В. Детали машин и основы конструирования. – М.: Машиностроение, 2006. – 656 с.
2. 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.
3. Малиновский В.А. Стальные канаты. Часть 1: Некоторые вопросы технологии, расчета и проектирования. – Одесса: Астропринт, 2001. – 188 с.
4. Глушко М.Ф. Стальные подъемные канаты. – К.: Техніка, 1966. – 327 с.
5. Чаюн И.М. Несущая способность подъемных канатов и лент. – Одесса: Астропринт, 2003. – 236 с.

6. Расчеты деталей машин и элементов сооружений / Под ред. Б.С. Ковальского. – Харьков: ХВИКУ, 1971. – Вып. 5. - 135 с.
7. Хонин Ю.А. Об изгибе каната с большими деформациями / Ю.А. Хонин, А.И. Жиряков, Л.Г. Нечипоренко // Подъемно-транспортное оборудование. – 1981. – Вып. 12. – С. 37-40.
8. Хонин Ю.А. Зависимость изгибной жесткости канатов от геометрических параметров схемы нагружения / Ю.А. Хонин, Л.Г. Нечипоренко // Подъемно-транспортное оборудование. – 1984. – Вып. 15. – С. 46-48.
9. Проценко В.О. Попередній розрахунок з'єднувальних канатних муфт на статичну міцність. // Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування '2010. Матеріали Республіканської наук.-практ. конф. – Херсон: ХДМІ, 2010 – с. 104-108.
10. Проценко В.О. Експериментальні дослідження статичної жорсткості з'єднувальних муфт з осью установкою прямих канатів / В.О. Проценко // Вісник Хмельницького національного університету. – Хмельницький: ХНУ. – 2010. - № 4 (160) – С. 38-44.

Рецензент К.В. Луняка
д-р техн. наук, проф., ДВНЗ «ХНТУ»

Стаття надійшла 17.03.2011

УДК 621.9.08

Саункін В.Т.¹, Онищук С.Г.²

ПОГРІШНОСТІ ОБРОБКИ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ЗАСОБІВ АКТИВНОГО КОНТРОЛЮ

Розглядаються питання визначення погрішності обробки на автоматизованому устаткуванні і використанні засобів активного контролю. Пропонується методика оцінки випадкових і систематичних погрішностей обробки при врізному шліфуванні, пов'язані з погрішностями, як використовуваного технологічного устаткування, так і погрішностей вимірювання засобів активного контролю в умовах автоматизованого виробництва.

Ключові слова: активний контроль, погрішність обробки, технологічна система, розмірна точність.

Саункин В.Т., Онищук С.Г. Погрешности обработки при использовании средств активного контроля. Рассматриваются вопросы определения погрешности обработки на автоматизированном оборудовании и использованием средств активного контроля. Предлагается методика оценки случайных и систематических погрешностей обработки при врезном шлифовании, связанные с погрешностями, как используемого технологического оборудования, так и погрешностей измерения средств активного контроля в условиях автоматизированного производства.

Ключевые слова: активный контроль, погрешность обработка, технологическая система, размерная точность.

V.T. Saunkin, S.G. Onishchuk. Errors of treatment are at the use of facilities of active control. Questions of definition of an error of processing on the automated equipment and use of an in-process gauging technique are considered. The technique of an estimation of casual and regular errors of processing is offered at mortise polishing, connected with errors both the used process equipment, and errors of measurement of an in-process gauging technique in conditions of the automated manufacture.

Keywords: active control, processing error, technological system, dimensional accuracy.

¹ канд. техн. наук, доцент, ДВНЗ «Донбаська державна машинобудівна академія», м. Краматорськ

² канд. техн. наук, доцент, ДВНЗ «Донбаська державна машинобудівна академія», м. Краматорськ