

УДК 621.86

DOI 10.47049/2226-1915-2025-3-67-80

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ КАНАТНИХ БАРАБАНІВ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН

Ю.М. Хомяк

к.т.н., доцент кафедри «Підйомно-транспортні машини
та інжиніринг портового технологічного обладнання»
<https://orcid.org/0000-0003-0093-8405>

Одеський національний морський університет, Одеса, Україна

В.М. Жеглова

к.т.н., доцент кафедри «Цифрові технології в інжинірингу»
<https://orcid.org/0000-0001-8790-3277>

Національний університет «Одеська політехніка», Одеса, Україна

В.С. Макогон

здобувач ступеню доктора філософії, кафедра «Підйомно-транспортні машини
та інжиніринг портового технологічного обладнання»
makogon2001@ukr.net, ORCID ID 0009-0002-1460-502X

Одеський національний морський університет, Одеса, Україна

Анотація. Аналіз традиційної методики розрахунків канатних барабанів вантажопідйомних машин свідчить, що в ній враховується лише частина напружень, які виникають в стінках при вантажних операціях.

В роботі визначається спектр напружень, якому піддається стінка барабана як оболонка, навантажена натягнутим вантажним канатом.

Запропоновано способи розрахунку компонент цього спектру і представлені формули для їх визначення.

Методика розрахунку стискання канатом канатних барабанів вантажопідйомних машин враховує вплив гребнів нарізки, призначених для рівномірного укладання канату на барабан.

Представлені результати розрахунків, які підтверджують великий вплив на напружений стан оболонки канатного барабану компонент спектру напружень, які не враховуються традиційними методиками.

Ключові слова: канатний барабан, навантаження, напруження, складний напружений стан, розрахунок на міцність.

UDC 621.86

DOI 10.47049/2226-1915-2025-3-67-80

CORRECTION OF THE METHODOLOGY FOR CALCULATING ROPE DRUMS OF CARGO LIFTING MACHINES

Yu. Khomiak

PhD, associate professor of department «Hoisting and transport machines
and engineering of port technological equipment»
<https://orcid.org/0000-0003-0093-8405>

Odesa National Maritime University, Odesa, Ukraine

V. Zheglova

PhD, associate professor of department «Digital technologies in engineering»
<https://orcid.org/0000-0001-8790-3277>

National University «Odesa Polytechnic», Odesa, Ukraine

V. Makohon

PhD student of the Department of «Hoisting and transport machines
and engineering of port technological equipment»
makogon2001@ukr.net, ORCID ID 0009-0002-1460-502X

Odesa National Maritime University, Odesa, Ukraine

Abstract. *Analysis of the traditional calculation method for rope drums of lifting machines shows that it takes into account only part of the stresses that arise in the walls during loading operations. In this work determines the spectrum of stresses to which the drum wall is subjected as a thin shell, loaded with a tensioned cargo rope. Methods for calculating the components of this spectrum are proposed and formulas for their determination are presented. This method for calculating of rope drums of lifting machines takes into account the influence of the ridges of the grooves, which designed to evenly lay the rope on the drum. The results of calculations are presented, which confirm the great influence on the stress state of the rope drum shell of components of the stress spectrum that are not taken into account by traditional methods.*

Keywords: *rope drum, load, stresses, complex stress state, strength calculation.*

Вступ. Розрахунок канатного барабана є однією з ключових задач проектування та дослідження механізму підйому вантажів, оскільки точність її вирішення впливає на надійність і довговічність вантажопідйомної машини в цілому. Для розрахунку канатних барабанів традиційно використовуються методи, які базуються на спрощених допущеннях і не враховують складний розподіл напружень та деформацій у матеріалі барабана під дією зовнішнього навантаження [1-5]. Такий підхід, хоча й широко застосовуваний, має обмеження у точності, особливо при проектуванні високонавантажених і тонкостінних конструкцій барабанів.

Сучасний прогрес у галузі механіки тонкостінних оболонок пропонує нові можливості для вдосконалення традиційних методів. Використання моментної теорії циліндричних оболонок (МТЦО) дозволяє моделювати напружений стан канатних барабанів, враховуючи вплив локальних напружень в опорних зонах. Вдосконалена методика розрахунку канатних барабанів, заснована на використанні МТЦО, використовується для розрахунків канатних барабанів шахтних підйомних машин в роботах [6–9]. Використання цієї методики для розрахунку барабанів шахтних підйомних машин обумовлена їх специфікою (великий діаметр, багат шарове навівання канату). У підйомних машин, які використовуються на підприємствах, в портах, тощо (крани мостові, козлові, порталні) найчастіше застосовується одношарове навівання канату, барабан має відносно невеликий діаметр, але більшу довжину. Тому раціональним є розрахунок барабану як балки, що працює при складному навантаженні – згинанні і крученні, а розрахунок по МТЦО може бути допоміжним при аналізі крайових зон тонкостінних барабанів. Традиційна методика використовує розрахункову схему згинання і кручення, але при перевірках на міцність нею і обмежуються, не враховуючи повний спектр напружень, які виникають при навантаженні барабанів. Лише в роботі [10] додатково враховується навантаження від власної ваги барабана з багат шаровим навіванням каната, але це навантаження несуттєво збільшує розрахункові напруження.

У даній роботі виконано аналіз недоліків традиційних способів розрахунку канатного барабану і представлені теоретичні основи їх поліпшення. Проведено порівняльний аналіз уточнених розрахунків з результатами традиційного підходу, який демонструє ефективність та практичну цінність запропонованих уточнень.

1. Аналіз традиційної методики розрахунку канатних барабанів та постановка задачі

За традиційною методикою розрахунок канатних барабанів починають з визначення їх діаметра D з умови забезпечення довговічності канату, який є найбільш навантаженою ланкою ВПМ [1; 2]

$$D \geq e d_k, \quad (1)$$

де d_k – діаметр канату;

$e = 16-30$ – коефіцієнт, що обирається в залежності від режиму роботи вантажопідйомної машини (для середнього режиму приймається $e = 25$).

Товщина стінки виливних барабанів δ за технологічними умовами їх виготовлення має бути не меншою за 12 мм і задовольняти умовам:

- для чавунних

$$\delta = 0,02D + (6-10) \geq 0,5d_k + (6-10) \text{ мм}; \quad (2)$$

- для сталевих

$$\delta = 0,01D + 3 \geq 0,25d_k + 3 \text{ мм}, \quad (3)$$

при значенні $e = 25$.

Для перевірки міцності традиційно застосовують методи «Опору матеріалів» та «Деталей машин», відповідно до яких використовується фізична модель барабану як трубчастого валу на двох опорах, рис. 1, а.

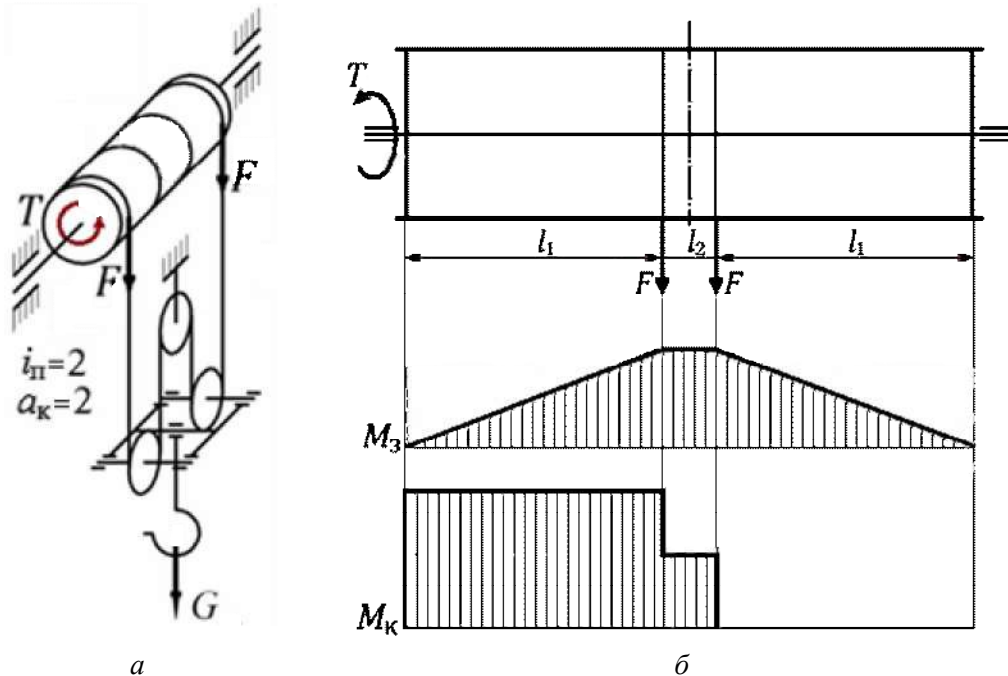


Рис. 1. Канатний барабан:

а – схема навантаження барабану у випадку зведеного поліспасти;
б – визначення внутрішніх зусиль при найвищому розташуванні поліспасти

Сили натягнення канату F (рис. 1, а) створюють складний напружений стан канатного барабану, включаючи вигин, закручування та обтиснення. Розрахункова сила визначається через розривне зусилля канату F_p за формулою $F = F_p/n_k$, де коефіцієнт запасу міцності $n_k = 5,5$ для середнього режиму роботи [1]. Розрахунок ґрунтується на принципі незалежності дії сил. Вигин та закручування обертальним моментом $T = FD_0$ (D_0 – діаметр центрів намотаного канату) утворюють внутрішні зусилля, моменти згинальний M_3 і крутильний M_k , епюри яких показані на рис. 1, б.

У традиційних розрахунках визначають лише напруження від обтиснення σ_t , вигину σ_z , кручення τ_{zt} , (циліндричні координати z – поздовжня, t – колова, r – радіальна):

$$\sigma_t = -F/A, \quad (4)$$

$$\sigma_z = \pm M_{3\max}/W_e, \quad (5)$$

$$\tau_{zt} = M_{K \max} / W_p, \quad (6)$$

де

$$A = p \delta, \quad (7)$$

$$W_e = \frac{\pi}{4R} (R^4 - R_1^4), \quad (8)$$

$$W_p = \frac{\pi}{2R} (R^4 - R_1^4) \quad (9)$$

відповідно розрахункові площа, момент опору екваторіальний, момент опору полярний; p – крок канавок, $R = D/2$, $R_1 = R - \delta$ – радіуси зовнішньої і внутрішньої поверхонь барабану, рис. 2.

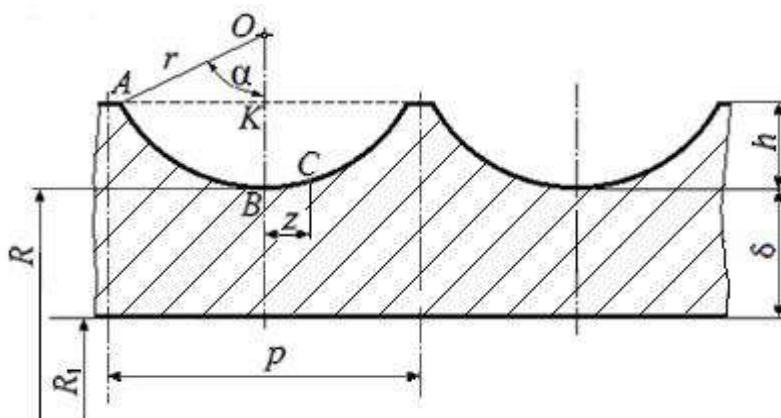


Рис. 2. Профіль канавок для укладання каната

Згинальні напруження σ_z змінюються по висоті барабана за лінійним законом, і формула (2) визначає їх максимум і мінімум, відповідно в нижній і верхній точках зовнішньої поверхні барабану.

Для портових ВПМ використовують барабани з одношаровим укладанням канату. Рекомендовані розміри канавок:

- крок $p = d_k + (1-3)$ мм;
- глибина $h = (0,25-0,35)d_k$;
- радіус $r = (0,55-0,65)d_k$.

Німецький стандарт [9] рекомендує визначати радіус за формулою $r \approx 0,525d_k$, тобто на 5 % - 20 % меншого розміру; кут розкриття канавки – близько 45 ° (британські норми передбачають кут близько 52 ° для ще кращого заходу каната).

Проектний розрахунок канатного барабану полягає у визначенні товщини стінки δ з умови міцності на стискання, яке створюється натягненням канату F :

$$\delta \geq F/(p[\sigma_c]) \quad , \quad (10)$$

де p – крок канавки.

Допускне напруження для стискання

$$[\sigma_c] = \sigma_c / n \quad , \quad (11)$$

де σ_c – границя міцності матеріалу барабана при стисканні;

n – запас міцності при стисканні.

Для чавуна $\sigma_c = \sigma_B$, $n = 4,25$; для сталі $\sigma_c = \sigma_T$; $n = 1,5$ [1].

На другому кроці традиційного розрахунку визначають розрахункове еквівалентне напруження σ_p і перевіряють міцність, враховуючи лише дію згинального і крутильного моментів [1]

$$\sigma_p = \frac{1}{W_e} \sqrt{M_{3 \max}^2 + (0,75 M_{K \max})^2} \leq [\sigma] \quad . \quad (12)$$

Умова (12) не містить колових напружень стискання $\sigma_t = \sigma_c$ і, як правило (це буде показано нижче), задовольняється з великим запасом, що начебто свідчить про значне недовантаження запроєктованої конструкції. Такий спосіб перевірки міцності є методично помилковим і його використання не дозволяє проектувати раціональні конструкції канатних барабанів. Пропонується методика розрахунку барабанів, побудована на врахуванні усього спектру напружень, які діють при робочому навантаженні стінки канатних барабанів.

2. Врахування дійсної форми поздовжнього перерізу

Гребні, які утворюють канавки, є елементами, що підкріплюють стінку канатного барабану, але в довідковій та методичній літературі для визначення колових напружень (1) помилково рекомендується визначати площу перерізу A за формулою (7). Фактична розрахункова площа A_1 складається з прямокутника шириною p і висотою $\delta + h$ з виключеною площею сегмента CBE кола радіуса r :

$$A_1 = p(\delta + h) - A_{CBE} = p(\delta + h) - 0,5r^2(2\alpha - \sin 2\alpha) \quad , \quad (13)$$

де кут $\alpha = \arccos(OK / r) = \arccos(1 - h / r)$.

Демонстраційні розрахунки виконані для канатів з волокнистим осередком конструкції 6×19(1-9-9)-FC, маркувальна група 1770 [10] і виливних барабанів:

- з чавуну СЧ20: границя міцності при стисненні $[\sigma_c] = 700/4,25 = 165$ МПа;

- зі сталі 20Л: границя текучості при стисненні $\sigma_{T_c} = 510$ МПа;

$[\sigma_c] = 310/1,5 = 207$ МПа.

Визначені з умов міцності (10) товщини стінки виявляються меншими за значення δ , отримувані за технологічними рекомендаціями (2), (3), і тому призначаються останні. Значення площ A і A_1 для обраних канатів і відповідних діаметрів барабанів (1) з розрахунковими товщинами стінки δ та визначені похибки ε при використанні формули (7) наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Характеристики канавок нарізних барабанів і розрахункові площі перерізів

Канат, d_k , мм	Барабан D , мм	$F=F_p/n_k^{*1}$ кН	Розміри, рис. 2, мм				Площа, мм ²		$\varepsilon = \frac{A_1}{A}$
			δ	r^{*2}	p^{*2}	h^{*2}	A , (7)	A_1 , (13)	
8	240	6,8	12/12	4,5	9	2,5	108/108	111,6/111,6	1,08/1,08
10,5	300	11,7	12/12	6	12,5	3,5	150/150	166,3/166,3	1,11/1,11
13	340	18,0	13/12	7	15	4	195/180	218,7/203,7	1,12/1,13
16	400	27,3	15/12	9	18	5	270/216	302,3/248,3	1,12/1,15
17,5	440	32,5	16/12	10	20	5,5	320/240	359,7/279,7	1,12/1,16
21	530	46,9	18/12	12	24	6,5	432/288	489/345	1,13/1,20
25	640	66,5	20/12	14	29	8	580/348	666,8/434,8	1,15/1,25
26,5	700	74,7	21/12	15	32	8,5	672/384	779,3/491,3	1,16/1,28
32,5 ^{*3}	968	112,5	-/16	18	36	8,5	-/576	-/698,4	-/1,21

Примітки:

1. У позначеннях (а/б) чисельник – для чавунних барабанів, знаменник – для сталевих.
2. ^{*1}) F_p – з каталогу [13].
3. ^{*2}) – з [1].
4. ^{*3}) розміри з роботи [14].

Представлені в таблиці результати свідчать, що розрахунок колових напружень за рекомендованою в методичній літературі формулою (4) призводить до похибки від 8 % до 16 % для чавунних барабанів і від 8 % до 28 % для сталевих (для розглянутих в табл. 1 канатів і барабанів).

Отже, для розрахунків в формулі (4) замість площі A необхідно використовувати площу A_1 , формула (13).

3. Компоненти тензора напружень у канатному барабані

Для оцінки міцності стінки канатного барабану, яка перебуває у складному напруженому стані, необхідно коректно враховувати всі основні складові напружень, рис. 3:

- $\tau_{zt} = \tau_{tz}$ – дотичні напруження від крутильного моменту M_K ;
- σ_z – нормальні напруження від згинального моменту M_z (рис. 1, б);
- σ_t – колові напруження від обтиснення канатом, формула (4) з заміною A на A_1 (13);
- σ_r – радіальні контактні напруження від натиснення канату на поверхню канавки.

У традиційних розрахунках [1, 2] перевірка барабана на міцність виконується по нерівності (12), а дві останні складові напруженого стану не враховуються.

Натиснення канату q при його намотуванні на барабан визначається за розрахунковою схемою, рис. 4. З умови рівноваги елементу каната, навантаженого силою F , отримано

$$2F \sin \frac{d\varphi}{2} = 2qR \frac{d\varphi}{2},$$

звідки

$$q = F / R, \quad (14)$$

де радіус барабана по дну канавок $R = D/2$.

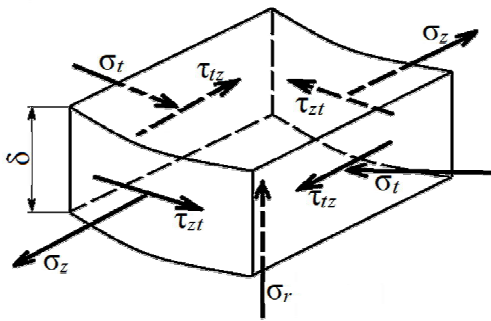


Рис. 3. Напруження, що виникають у стінках канатних барабанів

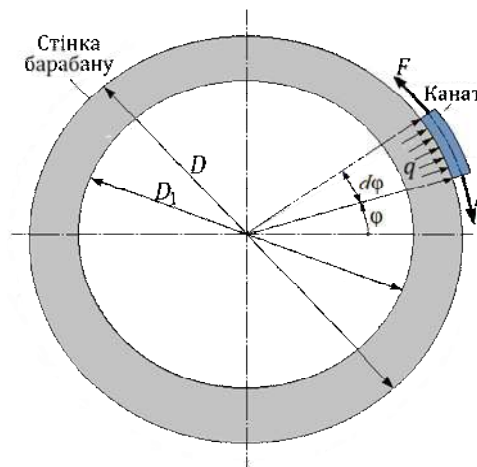


Рис. 4. Схема до розрахунку тиску канату на стінку барабана

Навантаження поверхні жолоба канавки канатом створює контактні напруження σ_r . Ці напруження є пропорційними тиску каната q (14), отже в напрямку колової координати t вважаються постійними, а в поперечному напрямку z , тобто по ширині жолоба, змінюються. Їх розподіл характеризується формулою Герца [15]

$$\sigma_r(z) = \frac{\sigma_{r \max}}{b} \sqrt{b^2 - z^2}, \quad (15)$$

де максимальне контактне напруження (на рис. 3 – це максимальна величина напружень σ_r)

$$\sigma_{r \max} = -\frac{2q}{\pi b}; \quad (16)$$

- ширина смуги контакту

$$b = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \sqrt{qr_{\text{пр}} \beta_0}; \quad (17)$$

- приведений радіус поверхонь жолоба і канату

$$r_{\text{пр}} = \frac{r \cdot r_{\text{к}}}{r - r_{\text{к}}}; \quad (18)$$

- характеристика пружних властивостей

$$\beta_0 = \frac{1 - \mu_{\text{к}}^2}{E_{\text{к}}} + \frac{1 - \mu^2}{E}; \quad (19)$$

E, μ та $E_{\text{к}}, \mu_{\text{к}}$ – модуль пружності та коефіцієнт Пуассона матеріалів:

- барабану – сталь 30Л: $E = 200$ ГПа, $\mu = 0,25$; чавун СЧ20: $E = 120$ ГПа, $\mu = 0,22$;

- сталевому канату – $E_{\text{к}} = (120-160)$ ГПа, $\mu_{\text{к}} = 0,32$.

Результати розрахунків за формулами (16)-(19) наведені в табл. 2.

Аналіз свідчить, що ширина смуги контакту b , обчислена за формулою (17), є заниженою (для всіх розрахованих варіантів не перевищує 1 мм), внаслідок чого контактні напруження $\sigma_{\text{тmax}}$ мають завищені (за абсолютною величиною) значення.

Зростання збільшується при збільшенні модуля пружності матеріалу барабану. Аналогічний вплив має і модуль пружності канату $E_{\text{к}}$. Завищення контактних напружень обумовлене великими значеннями модуля пружності $E_{\text{к}}$ у поздовжньому напрямку, отриманими з довідкової літератури і використаними у розрахунках.

Неоднорідність структури канату (несуцільність, органічне осереддя) обумовлюють його анізотропію, суттєву різницю між модулями пружності у поздовжньому і поперечному напрямках, $E_{\text{к}} > \tilde{E}_{\text{к}}$, що не враховувалось у розрахунках.

Аналіз зношування канавок барабанів свідчить, що реальна ширина смуги контакту канату з канавкою становить не менше $b = k_1 d_{\text{к}}$, де $k_1 = (0,1-0,25)$. Отримані при таких значеннях ширини b напруження наведені в останньому стовпчику таблиці 2.

Таблиця 2

Характеристики контактної навантаження барабанів канатом

Канат			Барабан чавунний*		Барабан сталевий*		$\sigma_{r\max}(16)$, МПа, для $k_1=0,2$
d_k , мм	F , кН	q , Н/мм	$b(14)$, мм	$\sigma_{r\max}(13)$, МПа	$b(14)$, мм	$\sigma_{r\max}(13)$, МПа	
8	6,8	57	0,201/0,191	-180,8/-190,3	0,178/0,167	-203,5/-217,3	-22,7
10,5	11,7	78	0,254/0,241	-195,9/-206,1	0,225/0,210	-220,4/-235,4	-23,6
13	18,0	106	0,435/0,413	-155,1/-163,2	0,387/0,362	-174,6/-186,4	-26,0
16	27,3	136	0,438/0,416	-197,5/-207,9	0,389/0,365	-222,3/-237,4	-27,0
17,5	32,5	148	0,451/0,428	-210,0/-219,9	0,401/0,375	-235,2/-251,1	-26,9
21	46,9	177	0,540/0,513	-119,9/-126,2	0,480/0,449	-234,8/-250,7	-26,8
25	66,5	208	0,690/0,656	-191,9/-202,0	0,613/0,574	-216,0/-230,6	-26,5
26,5	74,7	213	0,689/0,655	-196,8/-207,1	0,612/0,573	-221,5/-236,5	-25,6
32,5* ³	112,5	232	0,872/0,829	-169,3/-178,2	0,775/0,726	-190,6/-203,5	-22,7

Примітка:

Чисельник – для $E_k = 1,2 \cdot 10^5$ МПа;

знаменник – для $E_k = 1,5 \cdot 10^5$ МПа.

По товщині стінки барабана величина радіальних напружень змінюється від значень σ_r на поверхні западин канавок до $\sigma_r=0$ на внутрішній поверхні. Характер цієї зміни можна визначити за формулою Ламе.

Для перевірки на міцність поверхневого шару западин канавок (найбільш навантаженої зони стінки) за пропонованою методикою мають визначатись головні напруження зі складовими

$$\sigma_{1,3} = 0,5 \left[(\sigma_t + \sigma_z) \pm \sqrt{(\sigma_t + \sigma_z)^2 + 4\tau_{zt}^2} \right], \quad (20)$$

а другим компонентом буде $\sigma_2 = \sigma_{r\max}$ (табл. 2, останній стовпчик).

Перевірка міцності має виконуватись за умовою Губера–Мізеса

$$\sigma_e = \sqrt{0,5[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \leq [\sigma]. \quad (21)$$

4. Перевірка міцності канатного барабана за традиційною і удосконаленою методиками

Порівняння традиційної і пропонованої методик перевірки міцності виконується на прикладі сталевих барабанів зі зведеною нарізкою, коли барабан навантажується двома силами F . Матеріал барабану – сталь 30Л, термообробка – нормалізація, границя текучості $\sigma_T = 300$ МПа, допустиме напруження (11) $[\sigma_c] = 300/1,5 = 200$ МПа.

Абсциси гілок канату l_i змінюються, але максимальне значення згинальний і крутильний моменти набувають, коли $l_i = l_1$, рис. 1, б:

$$M_{3\max} = F l_1, \quad (22)$$

$$M_{K\max} = 2F R. \quad (23)$$

У традиційному перевірочному розрахунку запроектованих барабанів обмежуються перевіркою міцності за формулою (12), тобто враховуються лише дві компоненти тензора напружень, σ_z і τ_{zt} , тоді як удосконалена методика дозволяє визначити і врахувати всі компоненти (рис. 3).

Згинальний момент (22) визначається для прийнятого $l_1 = 2,5D$ (рис. 1). Результати розрахунків для запроектованих барабанів наведені в табл. 3, де індекс «0» привласнений напруженням, розрахованим за традиційною методикою.

Таблиця 3

Розрахункові характеристики міцності канатних барабанів

D, мм	Напруження, МПа							
	$\sigma_{t,0}$	σ_t	σ_z	τ_{zt}	σ_1	σ_3	$\sigma_{e,0}$	σ_e
240	-63	-61	8,7	1,7	8,8	-61,0	9,1	61,5
300	-78	-70	11,7	2,2	11,7	-70,4	12,2	71,4
340	-100	-88	15,6	3,0	15,7	-88,5	16,3	90,8
400	-126	-110	19,8	3,8	19,9	-110,1	20,6	114,0
440	-135	-116	21,3	4,1	21,4	-116,3	22,1	121,0
530	-163	-136	25,1	4,8	25,3	-136,1	26,2	142,6
640	-191	-153	29,2	5,6	29,3	-153,1	30,3	161,9
700	-194	-152	29,8	5,7	30,0	-152,2	31,0	161,7
968	-195	-161	24,3	4,7	24,4	-161,2	25,3	167,4

Отримані результати свідчать, що перевірка міцності за традиційною методикою, формула (12), виявляється некоректною, оскільки визначені еквівалентні напруження $\sigma_{e,0}$ виявилися значно меншими за розраховане колове напруження σ_t . Ці напруження враховуються у пропонованій тут методиці за умовою Губера-Мізеса (21), за якою еквівалентні напруження σ_e містять весь спектр напружень і тому перевищують будь-яке зі значень σ_1 , σ_2 , σ_3 . В усіх розглянутих випадках виконується умова $\sigma_e < [\sigma] = 200$ МПа, отже міцність стінки барабана забезпечується з деяким запасом. Причиною недовантаження є завищена товщина стінки, яка призначалась з технологічних міркувань, а не за умовою міцності. Цей недолік долається, якщо барабан виготовлятиметься з прокатних листів.

У таблиці 3 вказані номінальні значення напружень σ_z і τ_{zt} , тобто не враховується їх концентрація, обумовлена наявністю канавок. Розрахункові схеми для визначення теоретичного концентратора напружень в конструкціях типу стінки барабана в довідковій літературі не розглядаються [16; 17]. Аналіз подібної задачі розтягу балки-смуги з рядом односторонніх кругових викружок [16] свідчить, що коефіцієнт концентрації напружень в околі точки B стінки барабана (рис. 2) не перевищує $K \approx 1,4-1,6$. Заміна напружень σ_z на $K\sigma_z$ не призведе до суттєвого збільшення еквівалентних напружень σ_e , оскільки напрямки векторів σ_z і σ_t ортогональні.

Висновки. Розроблено методику оцінки міцності канатного барабана, яка враховує вплив геометричних особливостей поверхневої нарізи на величину колових напружень σ_t , які виявилися меншими на 5 %-21 % порівняно з традиційним розрахунком. Наведені приклади ілюструють характер розподілу напружень у барабані від навантаження канатом. Здійснена перевірка міцності конструкції за умовою міцності Губера-Мізеса для розглянутих прикладів. Встановлено, що при врахуванні всіх основних компонентів тензору напружень дійсні еквівалентні напруження мають значно вищий рівень, ніж еквівалентні напруження, розраховані за традиційною методикою, у 5-7 разів (таблиця 7, два останні стовпці).

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Іванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини. Підручник. – К.: Вища школа, 1993. – 413 с.
2. Любін М.В., Токарчук О.А., Єленіч М.П. Розрахунки підйомальних механізмів та машин. Навч. посібник. – Вінниця: ВНАУ, 2013. – 208 с.
3. Малащенко В.О., Стрілець В.М., Стрілець О.Р., Новіцький Я.М. Практикум з дисципліни «Деталі машин і підйомно-транспортне обладнання». Навчальний посібник. – Рівне: НУВГП, 2018. – 227 с.
4. IS 6938:2005 Design of rope drum and chain hoists for hydraulic gates – Code of practice (Second Revision)/Bureau of Indian standards, 2005. – 19 p.
5. DIN 15061-2:1977 DE Krane. Rillenprofile für Seiltrommeln.
6. Заболотний К.С., Жупієв А.Л., Рутковський М.А. Розробка теорії розрахунку та конструювання циліндричних барабанів шахтних підйомних машин: Монографія. – Дніпро: Нац. гірн. ун-т, 2016. – 166 с.
7. Козар Л.М., Кравець А.М., Євтушенко А.В., Козар М.Л. Обґрунтування раціональної товщини обичайки і лобовини канатного барабана / Науковий вісник будівництва, вип. № 110, 2024. – С. 102-107.
8. Фідровська Н.М., Лесовицький К.Ю., Чернишенко О.В. Новий підхід до конструювання шахтних барабанів / Машинобудування: зб. наук. праць Укр. інж.-пед. акад. – Харків: УПА, № 17, 2016. – С. 59-61.

9. Slepuzhnikov E., Khursenko S., Fidrovska N. Determination of stresses in rope drum Scientific practice: modern and classical research method, Vol. 1, Boston, 2021. – P. 188-189.
10. Duong T.G. Numerical test to determine the influence of factors on the weight of the multi-layer rope reel of the winch/International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research, Vol. 13, No. 1, 2024. – P. 44-51.
11. Kowal L., Sinka T. Impact of winding drum shell ribbing of a hoisting machine on its strength and manufacture costs / Mining Machines, No. 4 (164), 2020. – 12 p.
12. Jin C., Zhu L., Liu Q., Lin J. Multi-Objective Optimization of Marine Winch Based on Surrogate Model and MOGA / Computer Modeling in Engineering & Sciences, 143(2), 2025. – P. 1689-1711.
13. Сталеві канати. Каталог. – Одеса: ПО «СТАЛЬКАНАТ», 2024. – 134 с.
14. Hofmann R., Bochert A., Schmidt T. Structural stability of polylactide rope drums with a hybrid gyroid-spokes infill structure, manufactured through fused filament fabrication / InnoTRAC Journal, Vol. 2, 2022. – P. 45–59.
15. Корнілов О.А. Опір матеріалів: Підручник для технічних вишів, 3-є вид. К.: Логос, 2003. – 552 с.
16. Савін Г.М., Тульчій В.І. Довідник з концентрації напружень. – К.: Вища школа, 1976. – 412 с.
17. Pilkey W.D., Pilkey D.F., Bi Z. Peterson's Stress Concentration Factors: Fourth Edition. John Wiley & Sons, Inc., 2020. – 601 p.

REFERENCES

1. Ivanchenko F.K. Pidiomno-transportni mashyny. Pidruchnyk. – K.: Vyscha shkola, 1993. – 413 p.
2. Liubin M.V., Tokarchuk O.A., Yelenich M.P. Rozrakhunky pidiimalnykh mekhanizmiv ta mashyn. Navch. posibn. – Vinnytsa: VNAU, 2013. – 208 p.
3. Malashchenko V.O., Strilets V.M., Strilets O.R., Novitskyi Ya.M. Praktykum z dystsypliny «Detali mashyn i pidiomno-transportne obladnannia». Navchalnyi posibnyk. – Rivne: NUVHP, 2018. – 227 s.
4. IS 6938:2005 Design of rope drum and chain hoists for hydraulic gates – Code of practice (Second Revision)/Bureau of Indian standards, 2005. – 19 p.
5. DIN 15061-2:1977 DE Krane. Rillenprofile für Seiltrommeln.
6. Zabolotnyi K.S., Zhupiiiev A.L., Rutkovskyi M.A. Rozrobka teorii rzhakhunku ta konstruiuvannia tsylindrychnykh barabaniv shakhtnykh pidiomnykh mashyn: Monohrafiia. – Dnipro: Nats. hirn. un-t, 2016. – 166 p.
7. Kozar L.M., Kravets A.M., Yevtushenko A.V., Kozar M.L. Obgruntuvannia ratsionalnoi tovshchyny obychaiky i lobovyny kanatnoho barabana / Naukovyi visnyk budivnytstva, vyp. № 110, 2024. – P. 102-107.

8. Fidrovska N.M., Liesovytskyi K.Iu., Chernyshenko O.V. Novyi pidkhd d konstruiuvannia shakhtnykh barabaniv / Mashynobuduvannia: zb. nauk. prats Ukr. inzh.-ped. akad. Kharkiv : UIPA, № 17, 2016. – P. 59-61.
9. Slepuzhnikov E., Khursenko S., Fidrovska N. Determination of stresses in rope drum Scientific practice: modern and classical research method, Vol. 1, Boston, 2021. – P. 188-189.
10. Duong T.G. Numerical test to determine the influence of factors on the weight of the multi-layer rope reel of the winch/International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research, Vol. 13, No. 1, 2024. – P. 44-51.
11. Kowal L., Sinka T. Impact of winding drum shell ribbing of a hoisting machine on its strength and manufacture costs / Mining Machines, No. 4 (164), 2020. – 12 p.
12. Jin C., Zhu L., Liu Q., Lin J. Multi-Objective Optimization of Marine Winch Based on Surrogate Model and MOGA / Computer Modeling in Engineering & Sciences, 143(2), 2025. – P. 1689-1711.
13. Stalevi kanaty. Katalog. – Odesa: PO «STALKANAT», 2024. – 134 p.
14. Hofmann R., Bochert A., Schmidt T. Structural stability of polylactide rope drums with a hybrid gyroid-spokes infill structure, manufactured through fused filament fabrication / InnoTRAC Journal, Volume 2, 2022. – P. 45-59.
15. Kornilov O.A. Opir materialiv: Pidruchnyk dlia tekhnichnykh vyshiv, 3-ye vyd. – K.: Lohos, 2003. – 552 p.
16. Savin H.M., Tulchii V.I. Dovidnyk z kontsentratsii napruzhen. – K.: Vyshcha shkola, 1976. – 412 p.
17. Pilkey W.D., Pilkey D.F., Bi Z. Peterson's Stress Concentration Factors: Fourth Edition. John Wiley & Sons, Inc., 2020. – 601 p.

Стаття надійшла до редакції 30.02.2025

Посилання на статтю: Хомяк Ю.М., Жеглова В.М., Макогон В.С.
Удосконалення методики розрахунку канатних барабанів вантажопідйомних машин // *Вісник Одеського національного морського університету*: Зб. наук. праць, 2025. № 3 (77). С.67 -80. DOI 10.31375/2226-1915-2025-3-67-80.

Article received 30.02.2025

Reference a journal artic: Khomiak Yu, Zheglova V, Makohon V. Correction of the methodology for calculatingrope drums of cargo lifting machines // *Herald of the Odesa National Maritime University*: Coll. scient. works, 2025. № 3 (77). P. 67-80. DOI 10.31375/2226-1915-2025-3-67-80.