

<https://doi.org/10.26565/2079-1747-2026-37-14>

УДК 621. 87

¹**ФІДРОВСЬКА Н. М.**, Доктор технічних наук, професор,
зав.кафедри будівельних і дорожніх машин

e-mail: nfidrovskaya@ukr.net ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5248-273X>

¹**СМИРНОВ І. П.**, Доктор філософії,

доцент кафедри будівельних і дорожніх машин

e-mail: smirnov_ip@ukr.net ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5982-8123>

¹**ЧЕРНИШЕНКО О. В.**, Доктор філософії,

доцент кафедри будівельних і дорожніх машин

e-mail: chernishen.alex@gmail.com ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3255-1088>

¹**ШТОДА В. С.**,

аспірант кафедри будівельних і дорожніх машин

e-mail: xapkbob4huh@gmail.com ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-8003-5849>

¹**ПОЛЯКОВ О. А.**,

аспірант кафедри будівельних і дорожніх машин

e-mail: polyakovalx14@gmail.com ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-4436-3001>

¹*Харківський національний автомобільно-дорожній університет
вул. Ярослава Мудрого 25, м. Харків, 61002*

ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНЬ В ЛОВОВИНІ КАНАТНОГО БАРАБАНА

Канатні барабани знаходяться в складному напруженому стані, тому що мають три види напружень: стиску, згину і кручення. Основним напруженням являється стиск, який виникає в результаті навівання канату. При визначенні цього напруження барабан розглядається як безкінечна товстостінна труба, яка не має ступиць. При цьому приймають, що натягнення каната постійне по довжині і периметру барабана, тобто приймається рішення Ляме. Але це дуже наближене рішення, яке не відповідає дійсним умовам навантаження барабану.

В статті розглянута задача визначення навантаженого стану лобовини канатного барабану. Всі методи розрахунків лобовин барабанів мають багато недоліків, основні з яких – неврахування змінності навантаження стінки барабану від тиску витків канату, коефіцієнту тертя, геометричних і пружних параметрів канату і барабану.

Лобовина барабану розглянута як кругла пластина, яка навантажена по зовнішньому колу несиметричним тиском. Для рішення поставленої задачі задаємо функцію зовнішнього навантаження лобовини барабану і складаємо рівняння повної потенційної енергії пластини на одиницю довжини вдовж радіуса r без урахування деформації зсуву. При цьому отримуємо диференціальне рівняння 4-го ступеню.

Після рішення цього рівняння отримана залежність для визначення деформації лобовини канатного барабану під дією канату, який намотується на оболонку барабану. Це дасть змогу провести розрахунки навантаженості лобовини і оцінити необхідність посилення її елементами жорсткості.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: барабан, лобовина, канат, напруження, деформація, елементи жорсткості.

Як цитувати: Фідровська Н. М., Смирнов І. П., Чернишенко О. В., Штода В. С., Поляков О. А. Визначення напружень в лобовині канатного барабану. Машинобудування. 2026. Вип. 37. С. 164-171. <https://doi.org/10.26565/2079-1747-2026-37-14>



Вступ

Багатошарова навивка в підйомній техніці знаходить широке застосування з причин збільшення глибини копалин, а також висоти підйому вантажопідйомники кранами. Все це потребує збільшення довжини канату, який навивається на барабан і в свою чергу збільшення канат канатоємності барабана.

Цим питанням були присвячені роботи таких відомих вітчизняних і іноземних вчених як Б. С. Ковальський, Л. А.

Родионов, И. П. Катасонов, В. И. Дворніков [1], К.С.Заболотний [2,3], Н. М. Фідровська [4-7], І. С. Варченко [8], J. Brodny [9], U. Weiskopf [10].

Але і досі лишається багато питань, які потрібно вирішити для того, щоб багатошарова навивка могла бути використована більш широко. Основні з них – це довговічність підйомного каната, який використовується при багатошаровій навивці, а також напружений стан канатного барабана.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Конструкції і розрахунки шахтних підйомних машин розглянуті В. І. Дворніковим в роботі [1].

В своїх роботах К.С.Заболотний за допомогою МКЕ проводить розрахунки напруженого стану обичайки і лобовин канатних барабанів [2-3].

В роботі [4] було проведено дослідження напруженого стану канатного барабану аналітичним методом і методом математичного моделювання. Застосування подібних методів дозволяє контролювати розрахункову базу деталей машин.

В статті [5] автори провели дослідження динамічних зусиль в канаті, які виникають при багатошаровій навивці на барабан і дуже погіршують напружений стан канатного барабана. На основі розрахунків були збудовані графіки динамічних відхилень перетину канату від положення рівноваги.

В роботі [6] приведені методи визначення напружень в канатному барабані, їх порівняння та доцільність застосування.

В статті [7] розглянуто питання напруженого стану лобовини канатного барабану підйомної машини. Був запропонований уточнений розрахунок лобовини канатного барабану з урахуванням змінності натягнення канату.

В роботі [8] були розглянуті напруження в канатному барабані біля

кілець жорсткості. Було доведено, що напруження у зварному шві перевищує напруження стиску від зовнішнього навантаження, що підтверджує шкідливість установки кілець та ребер жорсткості в канатних барабанах.

В статті [10] автори досліджують багатошарову навивку канату на барабани шахтних підйомних машин.

В роботі [11] розглядався закон впливу різних режимів кріплення канатів на барабані для багатошарової навивки. Також було перевірено коректність теоретичної моделі розрахунку за допомогою програмного забезпечення для аналізу методом кінцевих елементів. Результати показали, що конструкція барабана має більший вплив на синхронізацію канатів при двоканатній багатошаровій навивці.

В роботі [12] для дослідження була вибрана модель барабана з двоканатною багатошаровою навивкою. Авторами розглядалося статичне натягнення каната, для цього проводився модельний аналіз методом кінцевих елементів. Було встановлено, що максимальна деформація барабана переважно зосереджена в середній частині та змінювалась у процесі намотування каната з $7,88 \times 10^{-6}$ м до $1,014 \times 10^{-5}$ м, а максимальна еквівалентна сила впливу на барабан змінювалась з $5,71 \times 10^5$ Па до $7,306 \times 10^5$ Па.

Постановка проблеми

В підручниках і довідниках по вантажопідіймальним кранам наводяться наближені розрахунки барабанів, які використовуються в навчальній і конструкторській практиці. В багатьох випадках вони являються недостатніми.

Недоліком спрощеного розрахунку барабану являється невизначеність в оцінці запасів міцності і можливість більш повного використання матеріалу. Крім того, не враховуючі місцеві напруження, які виникають в місцях установки ребер жорсткості, а також в місцях спряження стінки з лобовиною, спрощений розрахунок

не дає критерію для забезпечення міцності в цих точках.

Розрахунок барабана базується на рішеннях, які отримані для безкінечної товстостінної труби постійного перетину, навантажену постійним тиском. Наближеність такого розрахунку не підлягає сумніву. Вже давно це стало явним і викликало проведення ряду досліджень, автори яких намагалися уточнити розрахункову схему, навантаження, які діють на барабан при намотуванні канату і у зв'язку з цим розробити розрахунки на міцність і стійкість барабану.

Викладення основного матеріалу

Приймаємо, що лобовина являється круглою пластиною, яка навантажена по зовнішньому колу несиметричним тиском

$$p = F(r, \phi) \quad (1)$$

де r – радіус пластини,

ϕ – кут, який відраховується від вертикальної діаметральної лінії.

Прогини пластини будуть залежати від координати r і від кута ϕ і їх можна представити у вигляді

$$w(r, \phi) = w \cos n\phi \quad (2)$$

де n – числа натурального ряду.

Кривизна деформованої поверхні пластини в будь-якому діаметральному перерізі буде визначатися

$$\chi_r = -\frac{\partial^2 w(r, \phi)}{\partial r^2} = -\frac{d^2 w}{dr^2} \cos n\phi \quad (3)$$

В коловому напрямку кривизна буде визначатися

$$\chi_\phi = \left(\frac{n^2}{r^2} w - \frac{1}{r} \frac{dw}{dr} \right) \cos n\phi \quad (4)$$

Кут закручування окремих елементів

$$\chi_{r\phi} = -\frac{\partial^2 w(r, \phi)}{\partial r \partial \phi} = \left(\frac{n}{r} \frac{dw}{dr} - \frac{1}{r^2} w \right) \sin n\phi \quad (5)$$

Погонні моменти згину в колових перетинах

$$m_r = D(\chi_r + \mu\chi_\phi) = -D \left[\frac{d^2 w}{dr^2} + \mu \left(\frac{1}{r} \frac{dw}{dr} - \frac{n^2}{r^2} w \right) \right] \cos n\phi \quad (6)$$

де D – циліндрична жорсткість пластини

$$D = \frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)},$$

E – модуль пружності матеріалу пластини,

μ – коефіцієнт Пуассона.

Погонні моменти згину в діаметральному перетині

$$m_r = D(\chi_\phi + \mu\chi_r) = -D \left[\frac{1}{r} \frac{dw}{dr} + \mu \frac{d^2 w}{dr^2} - \frac{n^2}{r^2} w \right] \cos n\phi \quad (7)$$

Погонні моменти кручення

$$m_{r\phi} = D(1-\mu)\chi_{r\phi} = D(1-\mu) \left(\frac{n}{r} \frac{dw}{dr} - \frac{n}{r^2} w \right) \sin n\phi \quad (8)$$

Рівняння повної потенційної енергії пластини на одиницю довжини впововж радіуса r без урахування деформації зсуву

$$\Gamma = \int_0^{2\pi} \left[\frac{1}{2} m_r \chi_r + \frac{1}{2} m_\phi \chi_\phi + m_{r\phi} \chi_{r\phi} - p_n(\phi) \cos n\phi w(r, \phi) \right] r d\phi \quad (9)$$

Зовнішнє навантаження лобовини барабану приймаємо за формулою

$$p = \frac{T_0}{R} e^{-k\phi} \quad (10)$$

де T_0 – натягнення канату, яке сходить з барабану,

k – коефіцієнт, який враховує пружні і геометричні параметри канату і барабану

$$k = \frac{E_b d}{E_k \sqrt{R_b \delta}} \quad (11)$$

f - коефіцієнт тертя канату і барабану,
 φ - кут намотування канату,
 R - зовнішній радіус лобовини,
 R_b - радіус обичайки барабану,
 E_b, E_k - відповідно модуль пружності барабану і канату,
 d - діаметр канату,
 δ - товщина обичайки.

Підставляючи всі вищенаведені формули в рівняння (9) отримаємо

$$\Gamma = \left\{ \begin{aligned} & \frac{D}{2} \left[\frac{d^2 w}{dr^2} + \mu \left(\frac{1}{r} \frac{dw}{dr} - \frac{n^2}{r^2} w \right) \right] \frac{d^2 w}{dr^2} + \\ & + \frac{D}{2} \left(\frac{1}{r} \frac{dw}{dr} - \frac{n^2}{r^2} w + \frac{d^2 w}{dr^2} \right) \left(\frac{1}{r} \frac{dw}{dr} - \frac{n^2}{r^2} w \right) + \\ & + D(1-\mu) \left(\frac{n}{r} \frac{dw}{dr} - \frac{n}{r^2} w \right) - \frac{T_0 k \mu e^{-k\phi}}{R_b (k^2 f^2 + n^2)} \end{aligned} \right\} \pi n$$

Вирішуємо задачу за допомогою рівняння Ейлера варіаційної задачі

$$\frac{\partial \Gamma}{\partial w} - \frac{d}{dr} \left[\frac{\partial \Gamma}{\partial \left(\frac{dw}{dr} \right)} \right] + \frac{d^2}{dr^2} \left[\frac{\partial \Gamma}{\partial \left(\frac{d^2 w}{dr^2} \right)} \right] = 0 \quad (12)$$

Отримуємо диференційне рівняння 4-го ступеню

$$r^4 \frac{d^4 w}{dr^4} + 2r^3 \frac{d^3 w}{dr^3} - (1-2n^2) \frac{d^2 w}{dr^2} + (1+2n^2) \frac{dw}{dr} + n^2(n^2-4)w = \frac{r^4 T_0 k f (e^{-2\pi k f} - 1)}{DR(k^2 f^2 + n^2)} \quad (13)$$

Найбільш можлива деформації лобовини канатного барабана при $n = 2$. При цьому рівняння (13) приймає вигляд

$$r^4 \frac{d^4 w}{dr^4} + 2r^3 \frac{d^3 w}{dr^3} - (1-2n^2) \frac{d^2 w}{dr^2} + (1+2n^2) \frac{dw}{dr} + \frac{r^4 T_0 k f (e^{-2\pi k f} - 1)}{DR(k^2 f^2 + n^2)}$$

Проводимо заміну $\frac{dw}{dr} = y$, тоді замість рівняння (13) отримуємо неоднорідне диференційне рівняння 3-го ступеню

$$\frac{d^3 y}{dr^3} + \frac{2}{r} \frac{d^2 y}{dr^2} - \frac{1+2n^2}{r^2} \frac{dy}{dr} + \frac{1+2n^2}{r^3} y = \frac{T_0 (e^{-2\pi k f} - 1) k f}{DR(k^2 f^2 + n^2)} \quad (14)$$

Складаємо характеристичне рівняння

$$k^3 + \frac{2}{r} k^2 - \frac{1+2n^2}{r^2} k + \frac{1+2n^2}{r^3} = 0 \quad (15)$$

Для знаходження коренів застосовуємо рішення Кардано.

Підстановкою $k = x - \frac{2}{3r}$ приводимо до «неповного» вигляду

$$x^3 + px + q = 0,$$

$$\text{де } p = -\frac{4}{3r^2} - \frac{1+2n^2}{r^2},$$

$$q = 2 \left(\frac{2}{3r} \right)^3 + \frac{2(1+2n^2)}{3r^3} + \frac{1+2n^2}{r^3}$$

Корені знаходимо у вигляді

$$x_1 = A + B,$$

$$x_{2,3} = -\frac{A+B}{2} \pm i \frac{A-B}{2} \sqrt{3}.$$

$$\text{де } A = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{Q}},$$

$$B = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{Q}},$$

$$Q = \left(\frac{p}{3} \right)^3 + \left(\frac{q}{2} \right)^2$$

Тоді

$$k_1 = A + B - \frac{2}{3r},$$

$$k_{2,3} = -\frac{A+B}{2} - \frac{2}{3r} \pm i \frac{A-B}{2} \sqrt{3}$$

Часткове рішення рівняння (14) буде мати вигляд

$$y_{has} = \frac{T_0 (e^{-2\pi k f} - 1) k f}{DR(k^2 f^2 + n^2) (64 - 17n^2 + n^4)} \quad (16)$$

Загальне рішення рівняння (14) буде

$$y = C_1 e^{k_1 r} + e^{k_2 r} (C_2 \sin k_3 r + C_3 \cos k_3 r) + \frac{T_0 (e^{-2\pi k f} - 1) k f}{DR(k^2 f^2 + n^2) (64 - 17n^2 + n^4)} \quad (17)$$

де

$$C_3 = \frac{T_0 k f (e^{-2\pi k f} - 1)}{DR \delta b_1 (k^2 f^2 + n^2) (64 - 17n^2 + n^4)} \left[1 - \left(1 - \frac{e^{a_1 R_c}}{e^{a_1 R}} \right) b_2 \right]$$

$$C_2 = \frac{1}{e^{-\frac{a_1 R_c}{2}} \sin a_2 R_c - e^{-\frac{3a_1 R}{2}} e^{a_1 R_c} \sin a_2 R} [C_3 b_1 + \frac{T_0 k f (e^{-2\pi k f} - 1) (1 - e^{a_1 R_c} e^{-a_1 R})}{DR \delta (k^2 f^2 + n^2) (64 - 17n^2 + n^4)}]$$

$$C_1 = \frac{T_0 k f (e^{-2\pi k f} - 1)}{DR \delta e^{a_1 R} (k^2 f^2 + n^2) (64 - 17n^2 + n^4)} - e^{\frac{3}{2}R} (C_2 \sin a_2 R + C_3 \cos a_2 R)$$

де

$$b_1 = e^{\frac{3a_1 R}{2}} e^{a_1 R_c} \cos a_2 R - e^{\frac{a_1 R_c}{2}} \cos a_2 R_c$$

$$b_2 = \frac{\sin a_2 R + \frac{a_2}{2} \cos a_2 R}{\sin a_2 R_c - e^{-a_1 R} e^{\frac{a_1 R_c}{2}} \sin a_2 R}$$

Для перевірки наведеного вище рішення нами був проведений розрахунок для наступних параметрів барабана:

- натягнення канату $T_0 = 4000$ Н;
- радіус обичайки барабана $R_0 = 76$ мм;
- радіус лобовини по ободу $R_l = 111$ мм;

- товщина лобовини $\delta = 2$ мм;

- діаметр канату $d = 6.4$ мм.

За результатами розрахунків був побудований графік, який представлений на рисунку 1.

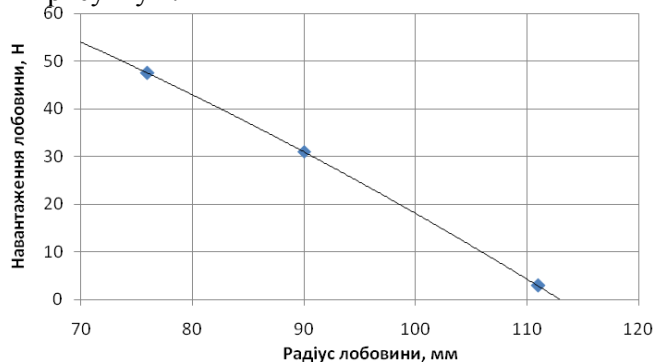


Рис. 1 – Навантаження лобовини канатного барабана

Fig. 1 – Load on the rope drum end face

Висновки

Проведені дослідження дали змогу отримати рішення для визначення деформації лобовини канатного барабана під дією канату, який намотується на оболонку барабана. При цьому в розрахунках було враховано коефіцієнт

тертя, а також коефіцієнт, який враховує жорсткості елементів каната і барабана. Це дасть змогу провести розрахунки завантаженості лобовини і оцінити необхідність посилення її елементами жорсткості.

Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що конфлікту інтересів щодо публікації рукопису немає. Крім того, автори повністю дотримувались етичних норм, включаючи плагіат, фальсифікацію даних та подвійну публікацію.

Список використаної літератури

1. Шахтний підйом / В. І. Дворніков, В. Р. Бежок, І. Г. Монец, В. А. Пристром. Донецьк : Юго-Восток ; ЛТД, 2007. 645 с.
2. Justification of the algorithm for selecting parameters of composite linings for drums of mine hoisting machines / Zabolotnyi K. S., Panchenko O. V., Kukhar V. Yu., Zhupiiiev O. L., Polushyna M. V., Moskalyova T. V., Antsyferov O. V. *Materials Science and Industrial Machine-Building*. 2023. № 75. Pp. 148–160. DOI: <https://doi.org/10.33271/crpnmu/75.148>.
3. Zabolotnyi K., Panchenko O., Zhupiiiev O. Development of the theory of laying a hoisting rope on the drum of a mining hoisting machine. *E3S Web of Conferences, Essays of Mining Science and Practice*. 2019. Vol. 109. Article 00121. DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201910900121>.
4. Фідровська Н. М., Хурсенко С. О., Бобонець О. І. Обґрунтування доцільності встановлення кілець жорсткості в шахтних барабанах. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету* : зб. наук. пр. / Харків. нац. автом.-дор. ун-т. Харків : ХНАДУ, 2020. Вип. 88. Т. 2. С. 67-70.

5. Фідровська Н. М., Варченко І. С. Динамічні зусилля в канаті при багат шаровій навивці. *Східно-європейській журнал передових технологій*. 2010. Вип. 2/5 (44). С. 58-61.
6. Фідровська Н. М., Варченко І. С. Визначення напружень в канатному барабані. *Східно-європейській журнал передових технологій*. 2009. Вип. 6/7 (42). С. 62-63.
7. Фідровська Н. М., Лесовицький К. Ю. Визначення напруженого стану лобовини барабану підйомної машини. *Машинобудування* : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. Харків, 2017. Вип. 20. С. 19-21.
8. Фідровська Н. М., Варченко І. С., Нестеренко В. В. Визначення напружень в канатному барабані біля кілець жорсткості. *Машинобудування* : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. Харків, 2008. Вип. 2. С. 18-21.
9. Brodny J., Żołnierz M. Issue of multiple-layer winding of ropes on drums of mine-shaft hoistings. *Systems Supporting Production Engineering*. 2013. № 5. Pp. 49–62. URL : http://www.dydaktyka.polsl.pl/roz5/konfer/wyd/2013/1/R_5.pdf (last access 07.05.2026).
10. Weiskopf U. Untersuchung zur Lebensdauer von Krauhubseilen in der Mehrlagenwicklung. *Von der Fakultat Maschinenbau der Universitat Stuttgart zur Erlangung der Wurde eines Doktor – Ingenieurs genehmigte Abhandlung*. 2008. 151 p.
11. Effect of drum structure of double rope multi layer winding hoist on wire ropes' tension difference[J] / Deng Yong, Gong Xiansheng, Tang Tao et al. *Journal of China Coal Society*. 2020. № 45(11). Pp. 3952-3960.
12. Jia Fu. Optimizations of the internal structure of the reel of a double rope winder. *College of MATEC Web of Conferences*. 2023. № 382. 01014. DOI: <https://doi.org/10.1051/matecconf/202338201014> .

Отримано: 03.04.2026 / Переглянуто: 08.05.2026 / Прийнято: 25.05.2026 / Опубліковано: 30.05.2026

¹**FIDROVSKA N. M.**, Doctor of Technical Sciences, Professor,
Head of Department of Construction and Road Machinery,

e-mail: nfidrovskaya@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5248-273X>

¹**SMIRNOV I. P.**, PhD,

associate professor of the Department of Construction and Road Machinery,

e-mail: smirnov_ip@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5982-8123>

¹**CHERNISHENKO O. V.**, PhD,

associate professor of the Department of Construction and Road Machinery,

e-mail: chernishen.alex@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3255-1088>

¹**SHTODA V. S.**,

graduate student of the Department of Construction and Road Machinery

e-mail: xapbkob4huh@gmail.com ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-8003-5849>

¹**POLIAKOV O. A.**,

graduate student of the Department of Construction and Road Machinery

e-mail: polyakovalx14@gmail.com ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-4436-3001>

¹*Kharkov National Automobile and Highway University,
Yaroslava Mudrogo str., 25, Kharkiv, 61002, Ukraine.*

DETERMINATION OF TENSIONS IN THE BLOOD OF THE ROPE DRUM

Rope drums are in a complex state of stress because the ropes have three types of stress: compression, bending and torsion. The main stress is the compression that occurs as a result of winding the rope. In determining this stress, the drum is considered as an endless thick-walled tube that has no hubs. At the same time, it is assumed that the tension of the rope is constant along the length and perimeter of the drum, that is, the Lamé decision is accepted. But this is a very approximate solution that does not correspond to the actual load conditions of the drum.

The article deals with the problem of determining the loaded state of the front face of the rope drum. All methods of calculating the front faces of drums have many shortcomings, the main of which is the failure to take into account the variability of the load on the drum wall due to the pressure of the rope turns, the coefficient of friction, the geometric and elastic parameters of the rope and drum.

The front of the drum is considered as a round plate, which is loaded on the outer circle with asymmetric pressure. To solve the given problem, we set the function of the external load of the front face of the drum and compose the equation of the total potential energy of the plate per unit length along the radius r without taking into account the shear deformation. At the same time, we get a differential equation of the 4th degree.

After solving this equation, a dependence was obtained to determine the deformation of the front face of the rope drum under the action of the rope that is wound on the drum shell. This will make it possible to calculate the loading of the frontal lobe and assess the need to strengthen it with stiffening elements.

KEYWORDS: drum, forehead, rope, tension, deformation, stiffness elements.

In cites: Fidrovska N. M., Smirnov I. P., Chernishenko O. V., Shtoda V. S., Poliakov O. A. (2026). Determination of tensions in the blood of the rope drum. *Engineering*, (37), 164-171. <https://doi.org/10.26565/2079-1747-2026-37-14> (in Ukraine)

Conflict of interest

The authors declare that there is no conflict of interest regarding the publication of the manuscript. In addition, the authors fully complied with ethical standards, including plagiarism, data falsification, and double publication.

References

1. Dvornikov, VI, Bezhok, VR, Monets, IH & Prystrom, VA 2007, *Shakhtnyi pidiom* [Mine lift], Iuho-Vostok, LTD, Donetsk (in Ukraine).
2. Zabolotnyi, KS, Panchenko, OV, Kukhar, VYu, Zhupiiiev, OL, Polushyna, MV, Moskalyova, TV & Antsyferov, OV 2023, 'Justification of the algorithm for selecting parameters of composite linings for drums of mine hoisting machines', *Materials Science and Industrial Machine-Building*, no 75, Pp. 148–160. DOI: <https://doi.org/10.33271/crpnmu/75.148>.

3. Zabolotnyi, K, Panchenko, O & Zhupiiiev, O 2019, 'Development of the theory of laying a hoisting rope on the drum of a mining hoisting machine', *E3S Web of Conferences, Essays of Mining Science and Practice*, Vol. 109, Article 00121. DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201910900121> (in Ukraine).
4. Fidrovska, NM, Khursenko, SO & Bobonets, OI 2020, 'Obhruntuvannia dotsilnosti vstanovlennia kilets zhorstkosti v shakhtnykh barabanakh' [Introduction to the installation of hardness kits in shaft drums], *Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho avtomobilno-dorozhnoho universytetu*, iss 88, vol. 2, Pp. 67- 70 (in Ukraine).
5. 17. Fidrovska, NM & Varchenko, IS 2010, 'Dynamichni zusyillia v kanati pry bahatosharovii navyvtysi' [Dynamic coupling in the rope at the Bahatoshar Navy], *Skhidno-yevropeiskii zhurnal peredovykh tekhnolohii*, iss 2/5 (44), Pp. 58-61 (in Ukraine).
6. 18. Fidrovska, NM & Varchenko, IS 2009, 'Vyznachennia napruzhen v kanatnomu barabani' [Determination of tension in a rope drum], *Skhidno-yevropeiskii zhurnal peredovykh tekhnolohii*, no 6/7 (42), Pp. 62-63 (in Ukraine).
7. 19. Fidrovska. NM & Liesovytskyi, KIu 2017, 'Vyznachennia napruzhenoho stanu lobovyny barabanu pidiomnoi mashyny' [Determination of the tension state of the front drum of the tractor], *Engineering*, iss 20, Pp. 19-21 (in Ukraine).
8. 20. Fidrovska, NM., Varchenko, IS & Nesterenko, VV 2008, 'Vyznachennia napruzhen v kanatnomu barabani. bilia kilets zhorstkosti' [Determination of tension in a rope drum. white kilets hardness], *Engineering*, iss 2, Pp. 18-21 (in Ukraine).
9. Brodny, J & Żołnierz, M 2013, 'Issue of multiple-layer winding of ropes on drums of mine-shaft hoistings', *Systems Supporting Production Engineering*, no 5, Pp. 49–62 (in Ukraine).
10. Weiskopf, U 2008, 'Unterruchung zur Lebensdauer von Krauhubseilen in der Mehrlagenwicklung', *Von der Fakultat Maschinenbau der Universitat Stuttgart zur Erlangung der Wurde eines Doktor –Ingenieurs genehmigte Abhandlung*.
11. Deng Yong, Gong Xiansheng, Tang Tao et al 2020, 'Effect of drum structure of double rope multi layer winding hoist on wire ropes' tension difference[J]', *Journal of China Coal Society*, no 45(11), Pp. 3952-3960.
12. Jia, Fu 2023, 'Optimizations of the internal structure of the reel of a double rope winder', *College of MATEC Web of Conferences*, no 382, 01014, DOI: <https://doi.org/10.1051/matecconf/202338201014>.

Submission received: 04.03.2026/Revised: 05.08.2026/Accepted: 05.25.2026/Published: 05.30.2026