

Л.М. Козар¹, А.М. Кравець², А.В. Євтушенко¹, М.Л. Козар¹

¹Український державний університет залізничного транспорту, Україна

²Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова, Україна

ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНОЇ ТОВЩИНИ ОБИЧАЙКИ І ЛОБОВИНИ КАНАТНОГО БАРАБАНА

Пропонується аналітична модель для визначення прогину лобовини переставної частини розрізного барабана шахтного підйомника під дією зусилля навитого каната. Модель побудована на основі теорії пружності. Результатами розрахунків обґрунтована рекомендація про те, що для мінімізації збільшення проміжку між частинами барабана від зусилля навитого каната треба в першу чергу збільшувати товщину обичайки.

Ключові слова: канатний барабан, обичайка, лобовина, жорсткість, деформація, прогин, теорія пружності

Постановка проблеми

У двокінцевому підйомі, який використовується у добувній галузі, для зміни горизонту (висоти підйому) треба змінювати робочу довжину одного з канатів. Для цього існують двобарабанні машини, в яких для кожного з канатів використовується окремий барабан. Один барабан (заклинений) жорстко закріплений на валу, а другий (переставний) – встановлений на підшипниках і приєднується до вала за допомогою розчипного пристрою. Кожний барабан оснащений індивідуальним гальмовим пристроєм.

Нами розглядається канатний підйомник з розрізним барабаном (рис. 1). Заклинена частина барабана аналогічна двобарабанній машині, а переставна є вузькою та призначена лише для незначної кількості витків. Між частинами барабана передбачений проміжок у межах від 3 до 5 мм. Заклинена частина барабана використовується для навивання-звивання обох канатів. Така конструкція дозволяє значно зменшити габарити та металоемність підйомника. При цьому висуюються підвищені вимоги до жорсткості барабана, бо у процесі роботи машини один з канатів переходить через щілину між частинами барабана, яку називають «розрізом». Жорсткість барабана має бути такою, щоб його деформація від зусилля навитого каната не могла призвести до збільшення проміжку понад встановленої норми. Схема навивання каната з перебільшеними деформаціями барабана подана на рис. 2.

Таким чином, визначення величини збільшення проміжку між частинами розрізного барабана внаслідок їх деформації під дією навантажень у

різних режимах роботи шахтного підйомника є актуальною задачею.



Рис. 1. Канатний підйомник з розрізним барабаном і вбудованим гальмовим пристроєм

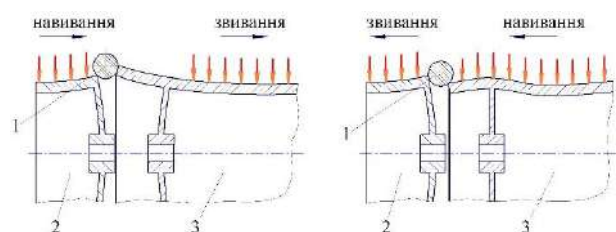


Рис. 2. Схема перебільшеної деформації барабана:

1 – канат; 2 – переставна частина; 3 – закріплена частина

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Шляхом математичного моделювання нами визначені коефіцієнти динамічності при коливаннях, викликаних миттєвим прикладенням зовнішніх моментів до ротора двигуна та кінцевих вантажів на початку підйому, які для канатів склали від 1,71 до 2,12 [1]. Також шляхом скінчено-елементного моделювання оптимізована конструкція переставного барабана (рис. 3), яка виключає прослизання каната в щілину, що утворюється внаслідок деформації барабана під дією зусилля гальмових колодок [2].

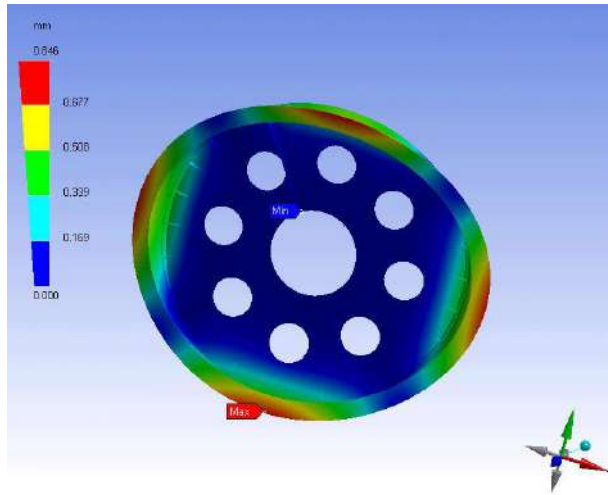


Рис. 3. Скінчено-елементна модель переставної частини барабана [2]

Напружений стан барабана зумовлений напруженнями стиску, які виникають при намотуванні підйомного каната. Необхідно враховувати динамічні фактори, які супроводжують перехідні процеси роботи механізму підйому. Разом з тим, доведено, що врахування жорсткості барабана в розрахунках динамічних зусиль у канатах не має суттєвого значення. Це пояснюється тим, що жорсткість барабана на декілька порядків перевищує жорсткість канатів [3].

Авторами статті [4] розглянуто проблеми щодо конструювання барабанів шахтних підйомників, скориговано традиційний підхід до підсилення їх жорсткості шляхом уведення додаткових елементів (ребер, кілець, косинців тощо). Зокрема доведено, що міцність лобовини повністю забезпечується й без них. Додаткові зварювальні шви лише призводять до появи місцевих напружень. Установлення кілець жорсткості шкідливо впливає на напружений стан обичайки барабана [5].

Проблеми, що виникають у роботі шахтних барабанів розглянуті в статті [6], подане пояснення причин виникнення цих проблем. Проведений уточнювальний розрахунок обичайки барабана,

підкріпленої кільцями жорсткості, враховані місця встановлення елементів жорсткості.

У традиційних методиках розрахунку лобовина барабана розглядається як кругла пластина, що навантажена по зовнішньому колу несиметричним тиском. Пропонується методика, де задана функція зовнішнього навантаження лобовини [7], що дає змогу розрахувати завантаженість лобовини й оцінити необхідність посилення її елементами жорсткості.

Задача з визначення контактних напружень в зоні взаємодії каната й барабана розв'язується як контактна задача взаємодії двох циліндрів, одним з яких є канат, а іншим – канатний барабан. Барабан можна прийняти гладким, без нарізки гвинтової канавки, що значно спрощує розрахунок і несуттєво впливає на його точність [8].

Проведено аналіз міцності канатних барабанів однобарабаних і двобарабаних шахтних підйомних машин. Особливу увагу приділено впливу використання окружних ребер на напружено-деформований стан оболонки барабана [9].

Досліджені навантаження та деформації, яких зазнає барабан шахтного підйомника, коли він повинен утримувати підйомні посудини в нерухомому стані після безпечного гальмування. Для вирішення зазначеної проблеми в середовищі SOLID WORKS створено віртуальну модель барабана [10].

Створено механічну модель барабана відповідно до фактичного робочого стану лебідки, яка дозволяє визначати форми навантаження та проводити аналіз напружень. Здійснена оптимізація конструкції барабана. Наведено еталонний метод проектування великого барабана лебідки [11].

У шахтних підйомниках з багатошаровим навиванням спостерігається підвищений знос канатів. Основними механізмами зношування є адгезійний, абразивний і втомний. Результати досліджень [12] з використанням тепловізора показують, що пошкодження, які утворюються на поверхні зносу, – це в основному ямки, пластична деформація та втомне руйнування. Результати досліджень шахтних підйомників [13] показали, що через локальну концентрацію напружень на межі контакту між канатом і канавкою виникають втомні пошкодження. Радіальна сила, яка стискає барабан від навитого каната в нижньому шарі збільшується під дією сил натягу каната у верхніх шарах. Нами розглядається барабан з одношаровим навиванням, але ці результати можуть виявитися корисними для подальших досліджень.

Для надглибоких шахт гарантією безпечної та надійної роботи підйомників є синхронізація намотування канатів. Доведено, що різниця натягів канатів понад 10 % ставить під загрозу безпеку роботи підйомної системи. Запропоновані технічні

рішення щодо удосконалення конструкції барабана для забезпечення синхронізації намотування канатів [14]. За результатами скінчено-елементного моделювання оптимізована конструкція та підвищена жорсткість барабана, що значно зменшило різницю натягів канатів [15].

Мета статті

Метою дослідження є підвищення рівня стабільності та безпеки роботи підйомника з розрізним барабаном за рахунок забезпечення жорсткості барабана, яка виключає можливість затиснення каната в щілині між його частинами за мінімальної маси барабана.

Для досягнення сформульованої мети потрібно розв'язати такі завдання:

- побудувати аналітичну модель для визначення прогину лобовини барабана під дією розподіленого навантаження від навитого каната;
- побудувати графіки залежності прогину лобовини й маси барабана від товщини обичайки (за постійної товщини лобовини) та від товщини лобовини (за постійної товщини обичайки);
- дати практичні рекомендації щодо підвищення загальної жорсткості барабана за рахунок збільшення товщини обичайки й лобовини.

Виклад основного матеріалу

Розрахункова схема для побудови аналітичної моделі за теорією пружності подана на рис. 4

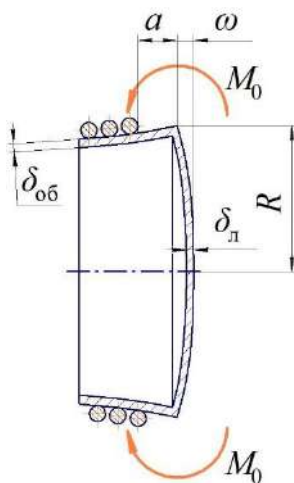


Рис. 4. Розрахункова схема для побудови аналітичної моделі

Прогин круглої пласкої лобовини барабана від зусилля навитого каната (рис. 3), м,

$$\omega = \frac{M_0}{2D_L(1+\nu)} \cdot (R^2 - y^2), \quad (1)$$

де M_0 – погонний згинальний момент, рівномірно розподілений по зовнішньому краю лобовини, Н·м/м;

R – радіус барабана (рис. 3), м;

y – координата перерізу, де визначається прогин, м, для осевого перерізу приймається $y = 0$;

D_L – циліндрична жорсткість лобовини, Н·м;

ν – коефіцієнт Пуассона для матеріалу барабана.

Погонний згинальний момент, Н·м/м,

$$M_0 = n(\beta a) \cdot \frac{1}{1+\varphi_0} \cdot \frac{p}{2\beta^2}, \quad (2)$$

де $\eta(\beta a)$ – коефіцієнт, що враховує вплив відстані від лобовини до витків каната на пружний опір обичайки;

p – рівномірно розподілене навантаження від навитого каната, Н/м;

φ_0 – коефіцієнт, що враховує вплив постелі на пружний опір обичайки;

β – коефіцієнт пружного опору обичайки, м⁻¹.

$$n(\beta a) = e^{-\beta \cdot a} \cdot (\cos(\beta \cdot a) + \sin(\beta \cdot a)), \quad (3)$$

де a – відстань від лобовини до найближчого витка каната (рис. 3), м.

Рівномірно розподілене навантаження від навитого каната, Н/м,

$$p = \frac{T}{R \cdot t}, \quad (4)$$

де T – зусилля у навитому канаті, Н;

t – крок навивки каната, м.

Коефіцієнт, що враховує вплив постелі на пружний опір обичайки

$$\varphi_0 = \frac{K}{2\beta^3 \cdot K_L}, \quad (5)$$

де K – коефіцієнт постелі обичайки, Н/м³;

K_L – коефіцієнт постелі лобовини, Н/м³.

Коефіцієнт постелі обичайки, Н/м³,

$$K = \frac{E \cdot \delta_{об}}{R^2}, \quad (6)$$

де E – модуль пружності матеріалу барабана, Па;

$\delta_{об}$ – товщина обичайки (рис. 3), м.

Коефіцієнт постелі лобовини, Н/м³,

$$K_L = \frac{D_L \cdot (1+\nu)}{R}. \quad (7)$$

Коефіцієнт пружного опору обичайки, м⁻¹,

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{K}{4D}}, \quad (8)$$

де D – циліндричні жорсткості обичайки, Н·м;

$$D = \frac{E \cdot \delta_{об}^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)}, \quad (9)$$

Циліндрична жорсткість лобовини, Н·м,

$$D_l = \frac{E \cdot \delta_l^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)}, \quad (10)$$

де δ_l – товщина лобовини (рис. 3), м.

З використанням поданої аналітичної моделі побудовані графіки:

а) прогин лобовини ω та маса барабана $m_б$ як функції товщини обичайки $\delta_{об}$ за постійної товщини лобовини δ_l (рис. 5, а);

б) прогин лобовини ω та маса барабана $m_б$ як функції товщини лобовини δ_l за постійної товщини обичайки $\delta_{об}$ (рис. 5, б).

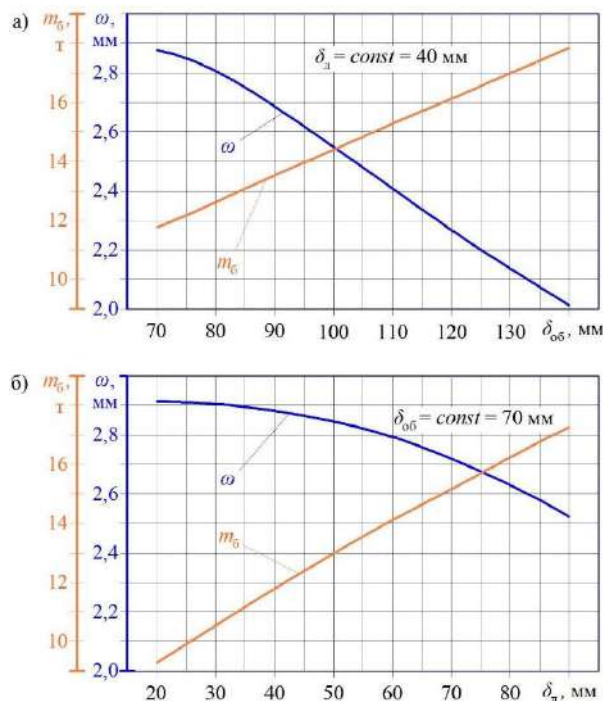


Рис. 5. Графіки, побудовані за результатами розрахунків на аналітичній моделі

Вихідні дані для розрахунків прийняті для реального підйомника з барабаном діаметром 6,3 м, жорсткість якого в процесі експлуатації виявилася недостатньою.

Висновки

1. Побудована аналітична модель для визначення величини збільшення проміжку між частинами розрізного барабана внаслідок прогину лобовини барабана від зусилля навитого каната.

2. Отримані графіки прогину лобовини й маси барабана як функції товщини обичайки та товщини лобовини.

3. Аналіз графіків показав, що збільшення товщини обичайки на 100 % зменшує прогин лобовини на 30 % і підвищує масу барабана на 52 %. Разом з цим, збільшення товщини лобовини до величини, яка відповідає такому ж підвищенню маси, зменшує прогин лише на 16 %.

4. Для збільшення жорсткості барабана з погляду прогину лобовини від зусилля навитого каната треба в першу чергу збільшувати товщину обичайки.

Література

1. *Mathematical modeling of torsional and longitudinal oscillations in a mine winding plant as a multiinass system* / L. Kozar, Y. Romanovych, H. Afanasov, V. Pashchenko, H. Radionov // *International Journal of Engineering & Technology*. 2018. Vol. 7. № 4.3. P. 53-57. URL: <http://www.sciencepubco.com/index.php/ijet/article/view/19551> (last access: 10.06.2024).
2. *Поиск рациональных параметров переставного барабана подъемной машины типа МПУ* / А. П. Несеров, Л. В. Назаров, О. В. Щербак., Д. В. Костин, Л. М. Козарь // *Автомобильный транспорт. Сер. Совершенствование машин для земляных работ: сб. науч. тр.* Харьков : ХНАДУ, 2003. Вып. 11. С. 76 -79.
3. Фідровська Н. М., Супонев В. М., Караван Р. А. *Динамічні зусилля при роботі механізму підйому* // *Науковий вісник будівництва : зб. наук. праць ХНУБА, ХОТВ АБУ. Харків : ХНУБА, 2021. т. 105, № 3. С. 182-186.* URL: <https://svc.kname.edu.ua/index.php/svc/article/view/576/566> (дата звернення: 10.06.2024). doi.org/10.29295/2311-7257-2021-105-3-182-186
4. Фідровська Н. М., Лесовицький К. Ю., Чернищенко О. В. *Новий підхід до конструювання шахтних барабанів* // *Машинобудування : зб. наук. праць Укр. інж.-пед. акад. Харків : УІПА, 2016, № 17. С. 59-61.* URL: http://library.uipa.edu.ua/images/data/zbirnik/m_17/10.pdf (дата звернення: 10.06.2024).
5. Фідровська Н. М., Хурсенко С.О., Бобонець О.І. *Обґрунтування доцільності встановлення кілець жорсткості в шахтних барабанах* // *Вісн. Харк. нац. автомоб.-дорож. ун-ту. Харків : ХНАДУ, 2020. Вип. 88, т. 2. С. 67-70.* <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2020.88.2.67>
6. Fidorovska N. M., Slepuzhnikov E. Y., Nesterenko V. V., Musaiev Z. R. *Main problems of mine drum design* // *Вісн. Харк. нац. автомоб.-дорож. ун-ту. Харків : ХНАДУ, 2023. Вип. 101, т. 2. С. 142-146.* <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2023.101.2.142-146>
7. Фідровська Н. М., Лесавицький К. Ю., Хурсенко С. А // *Визначення напружень в лобовині канатного барабана. Наукові вісті Дніпровського університету: електрон. фах. вид. 2018. №15.* URL: http://nvdu.snu.edu.ua/wp-content/uploads/2020/03/2018_15_14.pdf (дата звернення: 10.06.2024).
8. Фідровська Н. М., Ругаев Р. С., Лесовицький К. Ю. *Визначення контактних напружень в зоні дії каната та гладкого барабана* // *Машинобудування : зб. наук. праць Укр. інж.-пед. акад. Харків : УІПА, 2015, № 16. С. 56 – 59.* URL: http://library.uipa.edu.ua/images/data/zbirnik/m_16/

[11.pdf](#) (дата звернення: 10.06.2024).

9. Kowal L., Sinka T. Impact of winding drum shell ribbing of a hoisting machine on its strength and manufacture costs // *Mining Machines*. 2020 № 4 (164). DOI: [10.32056/KOMAG2020.4.1](#)

10. Popescu F. D., Andraş A., Brinaş I. Determination using FEA of the static stress of a mine hoist drum after safety braking. *Annals of the University of Petroşani // Mechanical Engineering*. 2022. № 24. P. 125-140. URL: https://www.upet.ro/annals/mechanical/pdf/2022/13_Popescu_Andras_Brinas_2.pdf (last access: 10.06.2024).

11. Dong Li. Design and structure optimization of the large winch drum // *Mechanics and Materials Science*. 2017. P. 358-363. https://doi.org/10.1142/9789813228177_0044

12. Effects of strand lay direction and crossing angle on tribological behavior of winding hoist rope / X.-D. Chang and etc. // *Materials*. 2017. № 10 (6). 630. 10. DOI: 10.3390/ma10060630.

13. Ning X., Gong X., Zhang X., Wan Y. Contact between wire rope and drum groove for ultra-deep mine hoist // *Yingyong Lixue Xuebao: Chinese Journal of Applied Mechanics*. 2019. № 36 (1). P. 151-158. DOI: 10.11776/cjam.36.01.B104.

14. Deng Y., Gong X., Tang T., Wang H. Effect of drum structure of double-rope multi-layer winding hoist on wire ropes' tension difference // *Meitan Xuebao: Journal of the China Coal Society*. 2020. № 45 (11). P. 3952-3960. DOI: 10.13225/j.cnki.jccs.2019.1236.

15. Gong X.-S., Luo Y.-C., Wu S.-Y. Effect of drum structure of mine hoist on multilayer winding and multipoint lifting ropes discordance // *Meitan Xuebao: Journal of the China Coal Society*. 2016. 41 (8). P. 2121-2129. DOI: 10.13225/j.cnki.jccs.2015.1959.

References

1. Kozar, L., Romanovych, Y., Afanasov, H., Pashchenko, V., & Radionov, H. (2018). Mathematical Modeling of Torsional and Longitudinal Oscillations in a Mine Winding Plant as a Multiinass System. *International Journal of Engineering & Technology*, Vol. 7, No. 4.3, 53-57. URL: <http://www.sciencepubco.com/index.php/ijet/article/view/19551>

2. Nesterov, A., Nazarov, L., Shcherbak, O., Kostin, D., & Kozar, L. (2003). Search for rational parameters of adjustable drum of winding machine MPU type. *Automobile Transport, Ser. Improving Machines for Earthworks*, 11, 76-79. Kharkiv: Kharkiv National Automobile and Highway University.

3. Fidrovska, N., Suponiev, V., & Karavan, R. (2021). Dynamic loadings during the operation of the lifting mechanism. *Scientific Bulletin of Civil Engineering*, Vol. 105, No. 105, 182-186. Retrieved from <https://svc.kname.edu.ua/index.php/svc/article/view/576/566>. doi.org/10.29295/2311-7257-2021-105-3-182-186

4. Fidrovska, N., Liesovytskyi, K., & Chernyshenko, O. (2016). A new approach to design of mine drums. *Engineering*, 17, 59 – 61. Kharkiv: Ukrainian Engineering Pedagogics Academy. Retrieved from http://library.uipa.edu.ua/images/data/zbirnik/m_17/10.pdf

5. Fidrovska, N., Khursenko, S. & Bobonets, O. (2020). Substantiation of expediency of installing stiffening rings in mine drums. *Bulletin of Kharkiv National Automobile and Highway University*, 88, Vol. 2. 67-70. <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2020.88.2.67>

6. Fidrovska, N., Slepuzhnikov, E., Nesterenko, V., & Musaiev Z. (2023). *Bulletin of Kharkiv National Automobile and Highway University*, 101, Vol. 2. 142-146. <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2023.101.2.142-146>

7. Fidrovska, N., Liesovytskyi, K., & Khursenko, S. (2018). Determination of stresses in plate of rope drum. *Scientific News of Volodymyr Dahl East Ukrainian National University*, 15. Retrieved from http://nvdu.snu.edu.ua/wp-content/uploads/2020/03/2018_15_14.pdf

8. Fidrovska, N., Ruhaiev, R., & Liesovytskyi, K. (2015). Determination of contact stresses in area of effect of rope and smooth drum area. *Engineering*, 16, 59-61. Kharkiv: Ukrainian Engineering Pedagogics Academy. Retrieved from http://library.uipa.edu.ua/images/data/zbirnik/m_16/11.pdf

9. Kowal, L., & Sinka, T. (2020). Impact of winding drum shell ribbing of a hoisting machine on its strength and manufacture costs. *Mining Machines*, 4 (164). doi: [10.32056/KOMAG2020.4.1](#)

10. Popescu, F. D., Andras, A., & Brinas, I. (2022). Determination using FEA of the static stress of a mine hoist drum after safety braking. *Annals of the University of Petroşani, Mechanical Engineering*, 24, 125-140. Retrieved from https://www.upet.ro/annals/mechanical/pdf/2022/13_Popescu_Andras_Brinas_2.pdf

11. Dong, Li. (2017). Design and structure optimization of the large winch drum. *Mechanics and Materials Science*, 358-363. https://doi.org/10.1142/9789813228177_0044

12. Chang, X.-D., Peng, Y.-X., Zhu, Z.-C., ... Mi, Z.-T., Xu, C.-M. (2017). Effects of strand lay direction and crossing angle on tribological behavior of winding hoist rope. *Materials*, 10 (6), 630, 10. doi: 10.3390/ma10060630

13. Ning, X., Gong, X., Zhang, X., & Wan, Y. (2019). Contact between wire rope and drum groove for ultra-deep mine hoist. *Yingyong Lixue Xuebao, Chinese Journal of Applied Mechanics*, 36 (1), 151-158. doi: 10.11776/cjam.36.01.B104

14. Deng, Y., Gong, X., Tang, T., & Wang, H. (2020). Effect of drum structure of double-rope multi-layer winding hoist on wire ropes' tension difference. *Meitan Xuebao, Journal of the China Coal Society*, 45 (11). 3952-3960. doi: 10.13225/j.cnki.jccs.2019.1236

15. Gong, X.-S., Luo, Y.-C., & Wu S.-Y. (2016). Effect of drum structure of mine hoist on multilayer winding and multipoint lifting ropes' discordance. *Meitan Xuebao, Journal of the China Coal Society*, 41 (8), 2121-2129. doi: 10.13225/j.cnki.jccs.2015.1959

Автор: КОЗАР Леонід Михайлович, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри машинобудування та технічного сервісу машин, Український державний університет залізничного транспорту

Leonid KOZAR, PhD (Tech), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Mechanical Engineering and Technical Service of Machines, Ukrainian State University of Railway Transport E-mail – leokozar@gmail.com ID ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3740-6966>

Автор: КРАВЕЦЬ Андрій Михайлович, кандидат технічних наук, доцент, провідний науковий співробітник науково дослідної частини, Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова

Andrii KRAVETS, PhD (Tech), Associate Professor, Leading Researcher of the Scientific Research Department, O.M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv

E-mail – kravets_am@ukr.netID ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3251-6576>

Автор: ЄВТУШЕНКО Андрій Вікторович,
кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри
машинобудування та технічного сервісу машин,
Український державний університет залізничного
транспорту

Andrii YEVTUSHENKO,

PhD (Tech), Associate Professor, Associate Professor of
the Department of Mechanical Engineering and
Technical Service of Machines,
Ukrainian State University of Railway Transport

E-mail – ave65@ukr.netID ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8575-3030>

Автор: КОЗАР Микита Леонідович,
студент групи 212-ТКРТ-Д23,
Український державний університет залізничного
транспорту

Mykyta KOZAR,

student of the group 212-TKRT-D23,

Ukrainian State University of Railway Transport

E-mail – nikita.kozar@gmail.comID ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-8560-5910>

SUBSTANTIATION OF RATIONAL CHOICE OF THICKNESS OF SHELL AND PLATE FOR ROPE DRUM

L. Kozar¹, A. Kravets², A. Yevtushenko¹, M. Kozar¹

¹ Ukrainian State University of Railway Transport, Ukraine

² O.M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, Ukraine

Double-ended lifting is often used in the mining industry. To change the horizon (hoisting height), it is necessary to change the working length of one of the ropes. The two-drum machines with a separate drum for each of the ropes are used for this purpose. One drum (jammed) is rigidly fixed to the shaft, and the second one (adjustable) is mounted on the bearings and is connected to the shaft by the decoupling device. Each drum is equipped with an individual braking device.

We consider a two-rope mine hoist with a split drum, which performs the same functions as a two-drum machine. In this mine hoist, the drum consists of two parts – a wide jammed part and a narrow adjustable part, with a clearance of 3 to 5 mm between them. The jammed part of the drum is used for winding and unwinding both ropes. This design allows a significant reduction of the physical dimensions and the metal capacity of the mine hoist. At the same time, it raises requirements for the rigidity of the drum, as during the operation of the machine, one of the ropes passes the split between the parts of the drum. The rigidity of the drum should be such that its deformation due to the force of the coiled rope could not lead to an increase in the clearance beyond the defined norm.

The purpose of the study is to improve the stability and safety of the mine hoist with a split drum by ensuring the rigidity of the drum, which prevents possible pinching of the rope in the gap between its parts. At the same time, the mass of the drum should be kept as low as possible.

In the article, we propose an analytical model for determining the plate flexure of a drum under the action of a spread load of a coiled rope. The model is constructed based on the theory of elasticity.

Using the presented analytical model, we build a graph of the relation of the plate flexure and the drum mass to the thickness of the shell (the thickness of the plate is constant) and a graph of the relation of the plate flexure and the drum mass to the thickness of the plate (the thickness of the shell is constant).

Based on the analysis of the graphs, we conclude that in order to increase the rigidity of the drum from the point of view of the plate flexure (caused by the force of the coiled rope), it is necessary to first of all increase the thickness of the shell.

Keywords: rope drum, shell, plate, rigidity, deformation, flexure, elasticity theory.