

УДК 621.863.2

ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНОЇ КОНСТРУКЦІЇ БАРАБАНА ШАХТНОГО ПІДЙОМНИКА

Кандидати техн. наук Л. М. Козар, Є. В. Романович, А. В. Євтушенко,
асп. М. Л. Козар

SUBSTANTIATION OF THE RATIONAL DESIGN FOR THE MINING HOIST'S DRUM

Phd (Tech.) L. Kozar, Phd (Tech.) Y. Romanovych, Phd (Tech.) A. Yevtushenko,
postgraduate student M. Kozar

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.212.2025.336284>



Анотація. До розрізних барабанів шахтних канатних підйомників висунуто підвищені вимоги жорсткості, оскільки в процесі роботи машини один із канатів переходить через щілину між частинами барабана, і не можна допускати розширення щілини понад 5 мм. Однією з причин розширення щілини є деформація переставної (вузької) частини барабана від зусилля гальмових колодок, які розпирають її зсередини.

У середовищі програмного комплексу «Ліра» побудовані три скінченно-елементні моделі переставної частини барабана різних конструкцій. Для цих моделей отримані ізополі переміщень по осі вала барабана та еквівалентних напружень (за Губером-Мізесом) під дією рівномірно розподіленого навантаження в зонах контакту гальмівного обода з колодками.

З аналізу результатів моделювання зроблено висновок про те, що для шахтних підйомників із розрізним барабаном і внутрішніми колодковими гальмами для забезпечення допустимого розширення щілини між частинами барабана в конструкції переставного з однією лобовиною останню раціонально встановлювати біля гальмівного обода. При цьому розширення щілини перевищує норму лише на 13,4 %, але економія маси порівняно з конструкцією з двома лобовинами становить 25 %.

Ключові слова: шахтний підйомник, розрізний барабан, жорсткість, деформація, напруження, метод скінченних елементів.

Abstract. Rigidity requirements are higher for the split drums of mine rope hoists, since during the operation of the machine one of the ropes passes through the gap between the drum parts, while the gap must not widen by more than 5 mm. One of the reasons for the expansion of the gap is the deformation of the adjustable (narrow) part of the drum caused by the force applied by the brake pads, which expand the drum from the inside. Determining the stress-strain state of the adjustable part of the split drum of the mine hoist, including by the method of mathematical modeling, is a relevant task.

The purpose of the study is to substantiate the rational design for the adjustable part of the split drum of the mine hoist from the point of view of ensuring sufficient rigidity at a minimal mass. The rigidity should be such that the gap between the drum parts due to deformation caused by the force applied by the brake pads does not widen beyond the allowed limit.

We built three finite element models of the adjustable part of the drum for different designs using the «Lira» software package: with one plate near the end; with one plate near the brake rim;

and wider drum with two end faces (plates). For these models, we obtained isofields of displacements along the axis of the drum shaft and equivalent stresses (according to Mises) under the action of a uniformly distributed load in the contact zones of the brake rim and the brake pads. The braking moment created by this load corresponds to three times the maximum static moment in accordance with the Safety Rules in Coal Mines.

Based on the analysis of the modeling results, we concluded that for mine hoists with a split drum and internal pad brakes, from the point of view of ensuring the permissible expansion of the gap between the drum parts, for the adjustable drum with a single plate the rational design choice is to install the latter next to the brake rim. In this case, the expansion of the gap exceeds the norm by only 13.4 %, but the mass is lower by 25 % in comparison with the two-plate drum design. In addition, installation of the second face requires an increase in the width of the drum.

Keywords: mine hoist, split drum, rigidity, deformation, stress, Finite element method.

Вступ. До розрізних барабанів шахтних канатних підйомників висунуто підвищені вимоги жорсткості, оскільки в процесі роботи машини один із канатів переходить через щілину між частинами барабана, і не можна допускати розширення щілини понад 5 мм. Конструктивні особливості підйомників такого типу описані в статті [1], де подано результати досліджень збільшення проміжку (розширення щілини) внаслідок прогину лобовини переставної (вузької) частини барабана від зусилля навитого каната. Однак причиною розширення щілини також є деформація переставної частини барабана від зусилля гальмових колодок, які розпирають її зсередини.

Отже, визначення напружено-деформованого стану переставної частини розрізного барабана шахтного підйомника, у тому числі методом математичного моделювання, є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Математичне моделювання з використанням сучасних обчислювальних комплексів широко застосовують для обґрунтування робочих параметрів елементів шахтних підйомальних установок як в Україні, так і за кордоном. Зокрема, з використанням програмного забезпечення SolidWorks Simulation встановлені оптимальні параметри гальмівних систем, створена методика розрахунку розподілу температури нагрівання по площині гальмового обода [2].

На основі скінченно-елементного аналізу розроблена математична модель напружено-деформованого стану тіла намотки бобінних підйомників із гумотросовим канатом для визначення параметрів підйомника, які запобігають виникненню небезпечних динамічних навантажень під час аварійного та робочого гальмування [3].

Для підйомників, що працюють на надглибоких шахтах в умовах багатоточкового підймання, важливим є питання забезпечення синхронізації намотування канатів. Результати досліджень [4] показують, що деформація барабана значно впливає на синхронізацію канатів, і різниця в їхніх натягах понад 10 % загрожує безпеці роботи підйомника. З використанням методу скінченних елементів побудовано модель барабана, яка дала змогу оптимізувати його конструкцію, зменшити деформацію і розбіжність натягів канатів до прийнятних значень [5].

Розроблено спрощений метод аналізу жорсткості розрізних барабанів шахтних підйомників із використанням пакетів скінченно-елементного моделювання, аналогічних SolidWorks Simulation [6]. Вихідні вузли барабана (обичайка, лобовина, реберне підкріплення, гальмові диски) заміняють на спрощені, із яких складається усереднена модель зі збільшеною товщиною лобовин. Слід зазначити, що цей метод має обмежену сферу використання. Похибка є прийнятною

лише для випадку навантаження барабана рівномірним зовнішнім тиском.

За методами математичного й комп'ютерного скінченно-елементного моделювання, а також шляхом експериментальних досліджень і теоретичного аналізу встановлено залежності максимальних напружень від товщини та положення лобовин у розрізному барабані шахтного підйомника [7], подано рекомендації щодо його раціональних геометричних параметрів. Важливим для нас є висновок автора про те, що для товщини лобовини більше 20 мм напруження мало залежать від товщини лобовини, а за меншої товщини відбувається різке зростання напружень. Також встановлено, що переміщення лобовин барабана разом із маточиною в осьовому напрямку вглиб переставної частини на відстань, що дорівнює двом крокам нарізаної канавки, знижує на 18 % максимальні напруження обичайки в місцях її з'єднання з лобовиною [8].

Разом зі скінченно-елементними моделями в дослідженнях напружено-деформованого стану шахтних барабанів використано і аналітичні моделі. Для розрахунків лобовин використовують теорію пластин, перевіряють стійкість. Уточнений розрахунок з урахуванням змінності натягу канату показав, що дійсні напруження дуже незначні, тому підкріплення лобовини ребрами жорсткості є зайвим [9]. Також отримана методика розрахунку напружень у зоні зварних швів шахтних барабанів, яка враховує нерівномірність навантаження, коефіцієнт тертя між канатом і барабаном, розміри і місця встановлення елементів жорсткості [10].

Варті уваги твердження про те, що традиційні конструкції шахтних барабанів з елементами жорсткості у вигляді ребер, кілець і косинок не є раціональними [9-11]. На думку авторів, ці елементи лише знижують міцність барабана, спричиняють руйнування зварювальних швів із виникненням тріщин, разом із тим

підвищуючи масу та складність виготовлення барабана. У запропонованій методиці [11] враховані додаткові фактори, які раніше не розглядали, зокрема жорсткість самих лобовин і коефіцієнт тертя між канатом і барабаном.

Аналітична модель взаємодії барабана з канатом [12] складається з набору співвідношень сила-переміщення, які враховують розтяжність каната і контактну взаємодію барабана з канатом, припускаючи лінійну пружність і кулонівське тертя.

Це дає змогу з підвищеною точністю здійснювати динамічне моделювання підйомників. Поданий підхід перевірений із використанням методу скінченних елементів із високим ступенем збіжності результатів.

Традиційний метод скінченних елементів потребує значної кількості часу для моделювання довгих і геометрично складних канатів, тому в роботі [13] запропоновано еквівалентний метод механічного моделювання канатів. На основі цього методу створено еквівалентну механічну модель каната і скінченно-елементну модель двокінцевого підйомника, адекватність яких підтверджена результатами експериментальних випробувань. Важливим також є аспект взаємодії шахтних канатів із копровими шківками, проте існує низка труднощів у складанні аналітичних моделей, зокрема високий ступінь зв'язку між канатом і шківом, нечіткі граничні умови і незалежність рівнянь обмежень системи. Запропонований метод [14] дає змогу уникнути цих труднощів і ефективно описувати рух шківів з урахуванням зміни натягу каната і положення граничних точок контакту.

Визначення мети та завдання дослідження. Метою дослідження є обґрунтування раціональної конструкції переставної частини розрізного барабана шахтного підйомника для забезпечення достатньої жорсткості за мінімальної маси. Жорсткість має бути такою, щоб збільшення

щілини між частинами барабана внаслідок деформації від зусилля гальмових колодок не виходило за допустиму межу.

Для досягнення поставленої мети потрібно вирішити такі завдання:

- побудувати скінченно-елементні моделі сучасних конструкцій переставної частини барабана та запропонованої нами конструкції;

- отримати значення переміщень і напружень в елементах моделей переставної частини барабана;

- проаналізувати отримані результати;

- дати практичні рекомендації щодо раціональної конструкції барабана.

Основна частина дослідження. Для розгляду взято три конструкції переставної частини барабана:

- модель 1 (рис. 1) – з однією лобовиною товщиною 40 мм біля торця

відповідає машині МПУ-6,3×2,8/0,63, виготовленій на Ново-Краматорському машинобудівному заводі. Досвід експлуатації цієї машини показав значну деформацію барабана під час роботи, що призвело до аварії через затиснення каната в щілині [15];

- модель 2 (рис. 2) – запропонована нами конструкція барабана, що є аналогічною моделі 1, за виключенням того, що лобовина встановлена біля гальмового обода, а підкріплювальні елементи (косинки і ребра) встановлені з протилежного боку;

- модель 3 (рис. 3) відповідає машині МПБ-6,3× 3,15/0,63 (НKMЗ). Модель має збільшену ширину, замість однієї встановлені дві лобовини вдвічі меншої товщини. Косинки аналогічні моделям 1 і 2, лобовини з'єднані між собою ребрами.

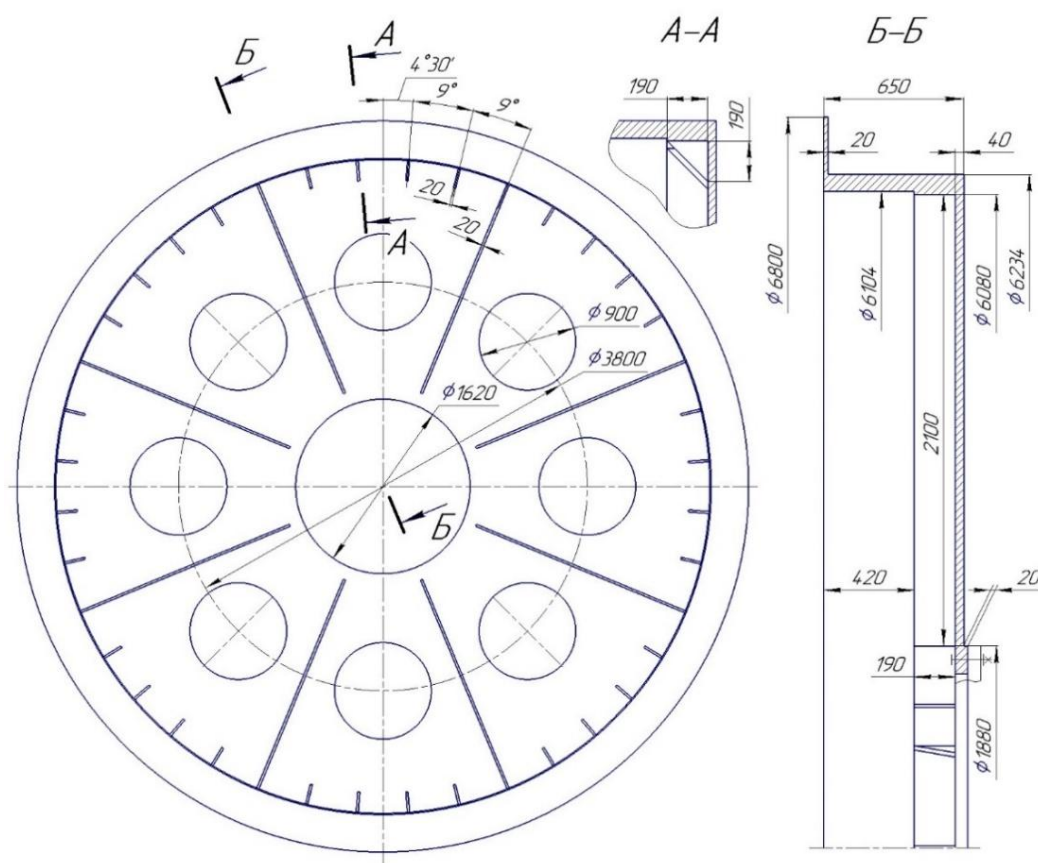


Рис. 1. Конструкція моделі 1

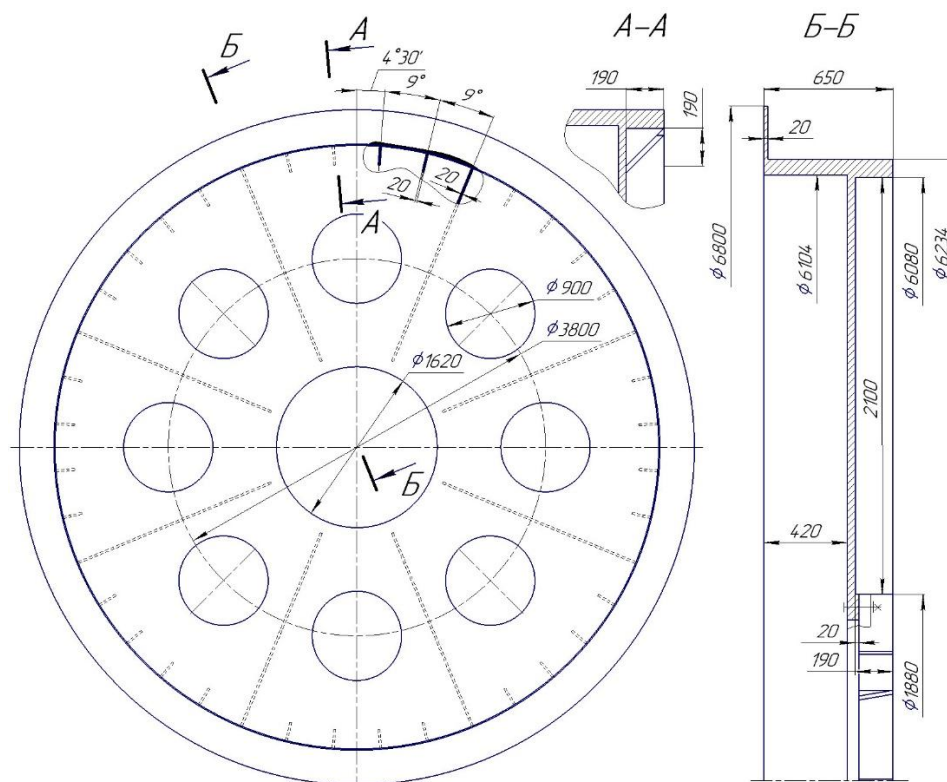


Рис. 2. Конструкція моделі 2

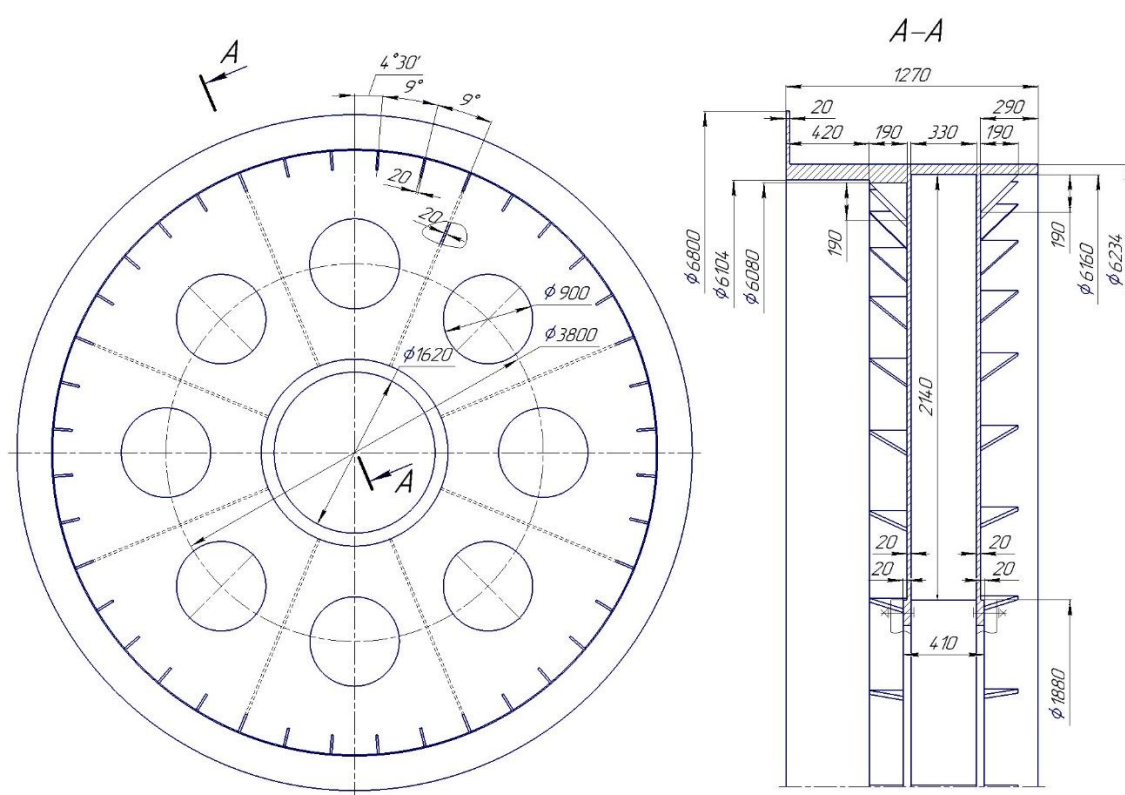


Рис. 3. Конструкція моделі 3

За вимогами Правил безпеки у вугільних шахтах [16], гальмівний пристрій має забезпечувати не менш ніж трикратний максимальний статичний момент. Для розглядуваного підйомника цей момент становить 2200 кН·м. Для забезпечення зазначеного моменту рівномірно розподілене навантаження на поверхню гальмівного обода в зонах його контакту з колодками має становити 3,79 кН·м² (рис. 4).

У середовищі програмного комплексу «Ліра» побудовано скінченно-елементні моделі переставної частини барабана розглядуваних конструкцій (рис. 5, табл. 1). Для твердотільних моделей прийнято: матеріал барабана – Сталь 20; модуль пружності $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,3$; густина $R_0 = 7850$ кг/м³; межа текучості $\sigma_T = 250$ МПа [17].

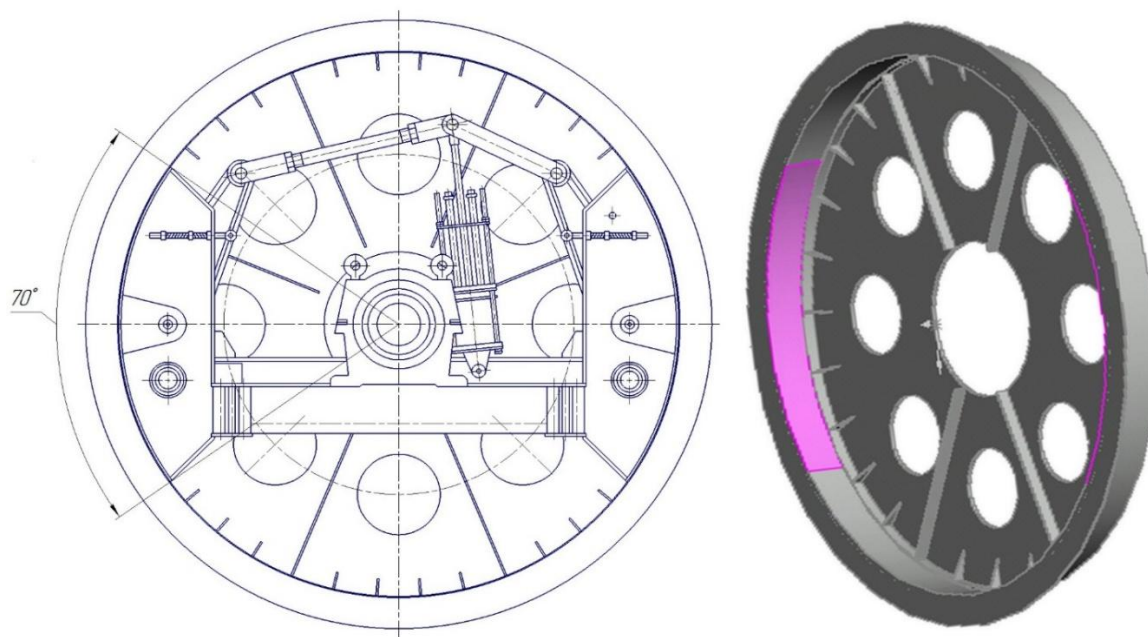


Рис.4. Зони контакту гальмівного обода з колодками

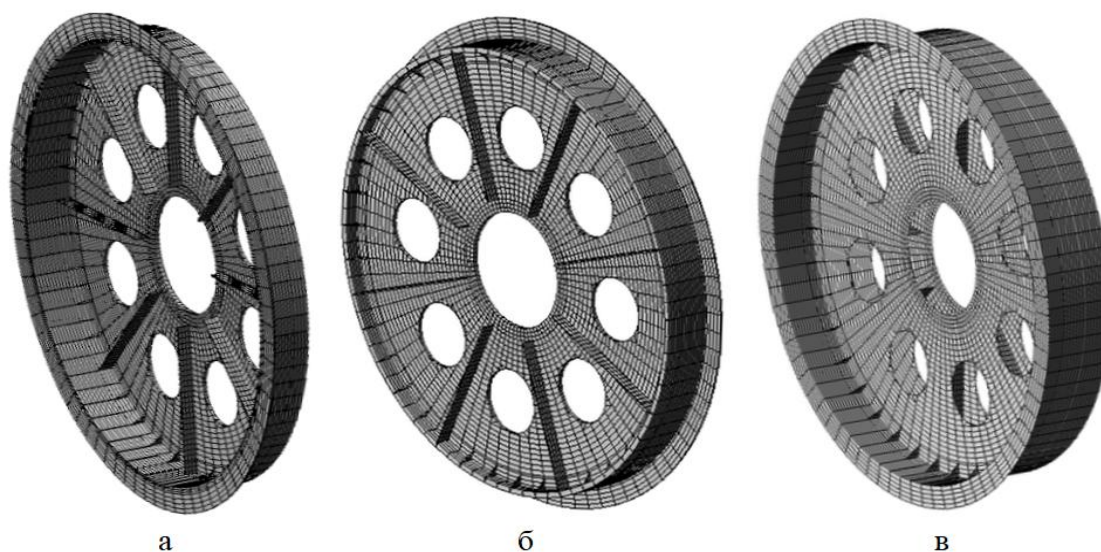


Рис. 5. Скінченно-елементні моделі переставної частини барабана:
а – модель 1; б – модель 2; в – модель 3

Таблиця 1

Кількість вузлів і параметри скінченних елементів у моделях барабанів

Модель	Кількість вузлів, од	Кількість скінченних елементів	Тип і параметри скінченних елементів
Модель 1	5016	5008	Типи скінченних елементів: трикутні і прямокутні пластини. Параметри задані: - модуль пружності E , МПа; - коефіцієнт Пуассона ν ; - товщина пластини H , м; - густина матеріалу пластини R_0 , кг/м ³
Модель 2	5048	5040	
Модель 3	8952	9312	

Шляхом скінченно-елементного моделювання для середнього шару отримані ізополя переміщень по осі Y (осі вала барабана) та еквівалентних напружень (NE04 – четверта теорія міцності, критерій Губера-Мізеса) (рис. 6-8). Рівномірно розподілене навантаження величиною $3,79 \text{ кН}\cdot\text{м}^2$ прикладено в зонах контакту

гальмівного обода з колодками (рис. 4). Моделі жорстко закріплені по поверхні прилягання лобовин до маточини.

У першу чергу нас цікавить переміщення Δ_Y (рис. 9), тобто збільшення проміжку (розширення щілини) між частинами барабана. Результати моделювання подані в табл. 2.

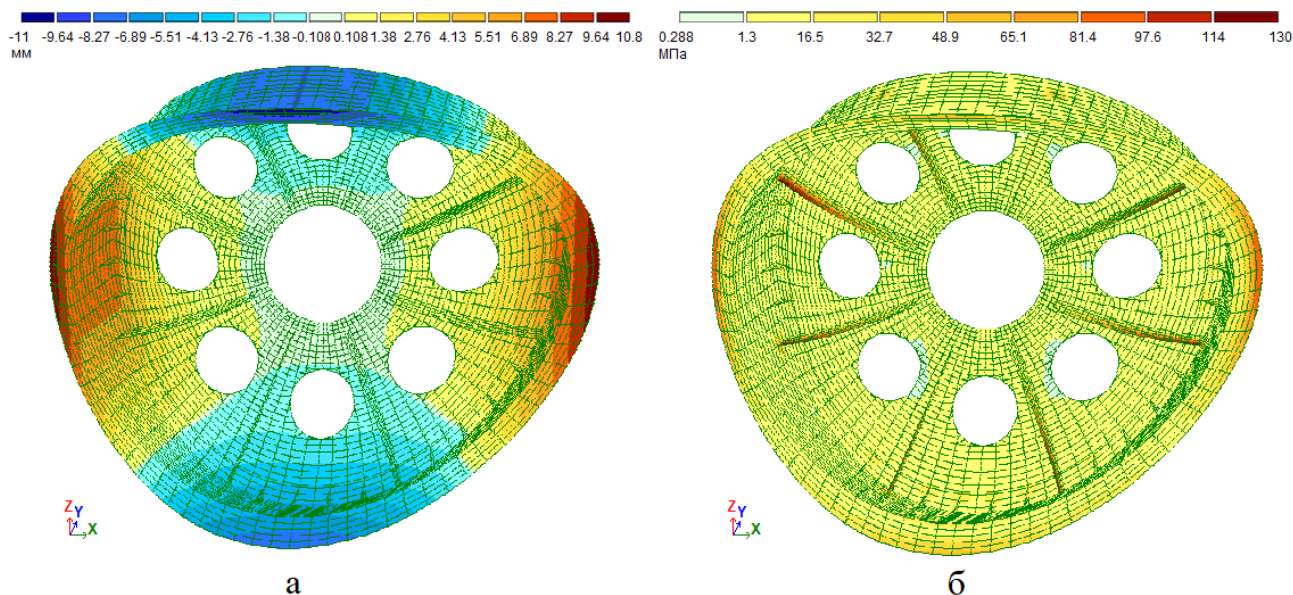


Рис. 6. Модель 1:
а – ізополя переміщень по осі Y ; б – ізополя еквівалентних напружень (NE04)

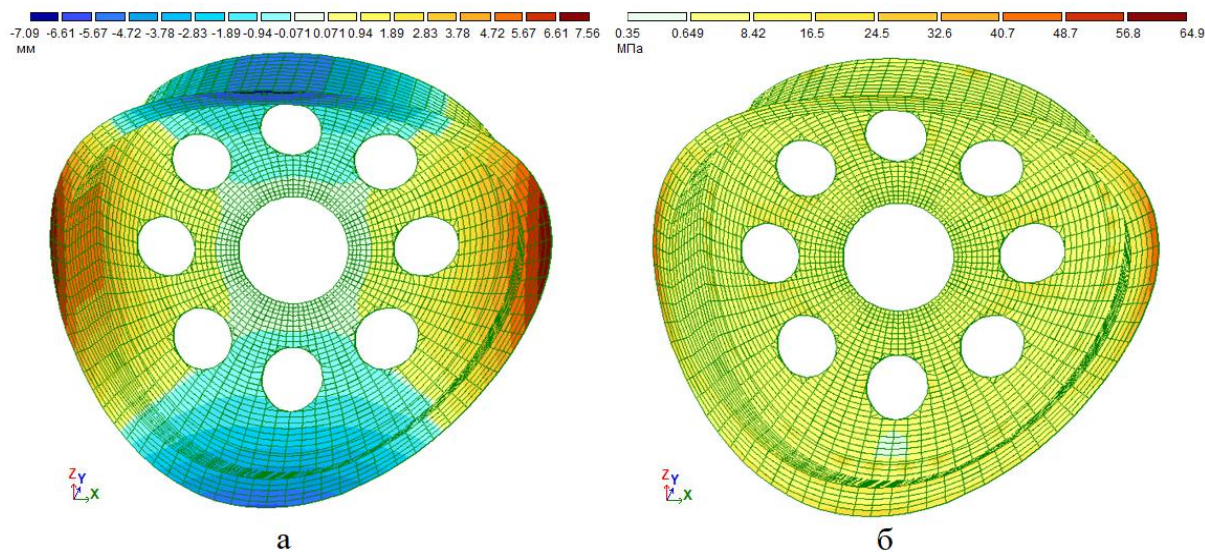


Рис. 7. Модель 2:
а – ізополя переміщень по осі Y; б – ізополя еквівалентних напружень (NE04)

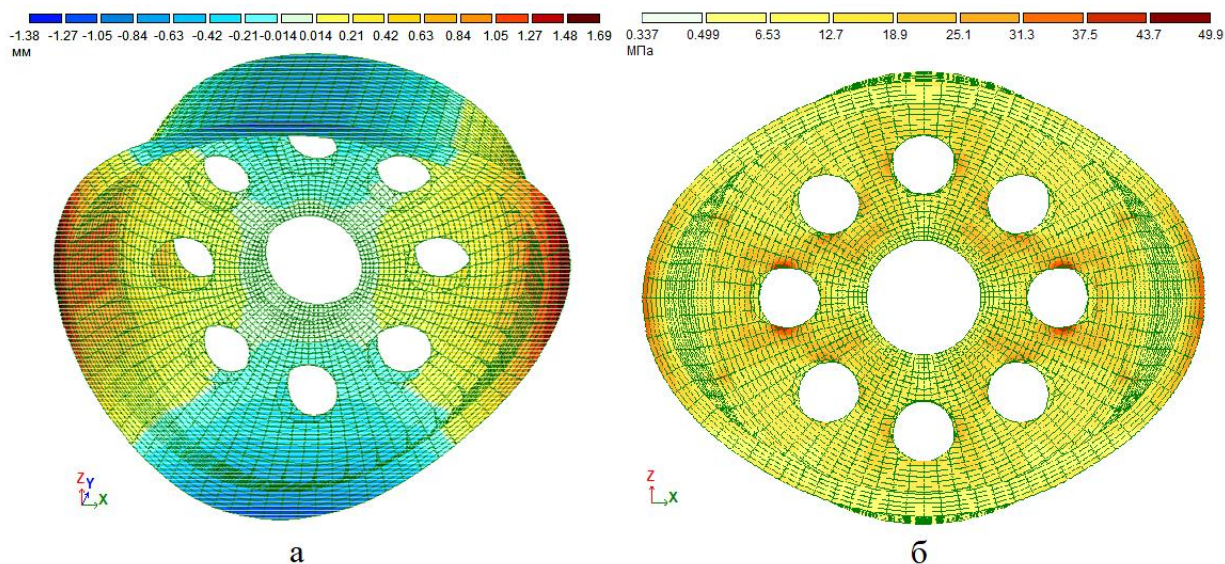


Рис. 8. Модель 3:
а – ізополя переміщень по осі Y; б – ізополя еквівалентних напружень (NE04)

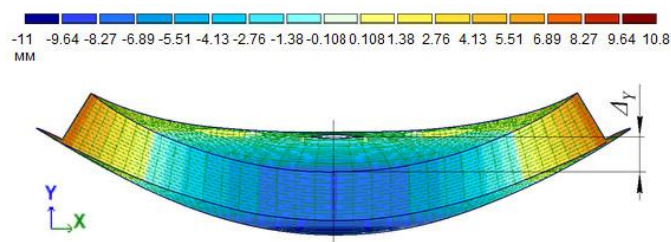


Рис. 9. Модель 1: ізополя переміщень по осі Y, вигляд зверху

Таблиця 2

Результати скінченно-елементного моделювання

Назва моделі	Максимальне переміщення Δy , мм	Максимальне еквівалентне напруження, МПа	Маса, т
Модель 1	9,64	130	15,37
Модель 2	5,67	64,9	15,37
Модель 3	1,05	49,9	19,02

Висновки

1. Побудовано скінченно-елементні моделі трьох конструкцій переставної частини барабана з різними геометричними параметрами.

2. Для розглянутих моделей отримано ізополя переміщень по осі вала барабана та еквівалентних напружень під дією рівномірно розподіленого навантаження від гальмівних колодок.

3. Деформація моделі з однією лобовиною товщиною 40 мм біля торця спричиняє розширення щілини між частинами барабана на 9,64 мм, що майже у два рази перевищує допустиме значення (5 мм). Недостатня жорсткість барабана цієї конструкції підтверджена досвідом експлуатації машині МПУ-6,3×2,8/0,63 виробництва Ново-Краматорського машинобудівного заводу.

4. Перенесення лобовини барабана (товщиною 40 мм) із підкріплювальними елементами з торця обичайки до гальмівного обода зменшує розширення щілини в 1,7 раза (з 9,64 до 5,67 мм), але розширення все одно виходить за межі встановленої норми.

5. Збільшення ширини барабана в 1,95 раза (з 650 до 1270 мм) і встановлення

двох лобовин вдвічі меншої товщини і з'єднаних між собою ребрами підвищує масу барабана в 1,24 раза (з 15,37 до 19,02 т), але забезпечує розширення щілини на 1,05 мм, що майже в п'ять разів менше допустимого.

6. Максимальні еквівалентні напруження в усіх розглянутих моделях значно менші за межу текучості Сталі 20, із якої виготовлено барабани.

7. Розроблено практичні рекомендації щодо конструкції шахтних підйомників із розрізним барабаном і внутрішніми колодковими гальмами для забезпечення допустимого розширення щілини між частинами барабана: у конструкції переставного з однією лобовиною останню раціонально встановлювати біля гальмівного обода. При цьому розширення щілини перевищує норму лише на 13,4 %, але економія маси порівняно з конструкцією з двома лобовинами становить 25 %. До того ж встановлення другої лобовини потребує збільшення ширини барабана.

8. Треба обов'язково провести додаткові дослідження з метою обґрунтування допустимих значень ширини щілини для канатів різних діаметрів, а також підсилення конструкції з однією лобовиною за мінімального збільшення маси.

Список використаних джерел

1. Козар Л. М., Кравець А. М., Євтушенко А. В., Козар М. Л. Обґрунтування раціональної товщини обичайки і лобовини канатного барабана. *Науковий вісник будівництва: зб. наук. праць ХНУБА, ХОТВ АБУ*. Харків: ХНУБА, 2024. Вип. 110. С. 102-107. URL: <https://svc.kname.edu.ua/index.php/svc/article/view/1765/1746> (дата звернення: 08.04.2025).

2. Symonenko V. V., Zabolotnyi K. S., Panchenko O. Methodology for determining the heat distribution in disc brakes of mine hoisting machines. *Наук. вісн. нац. гірн. ун-ту*. 2024. № 5. С. 82-87. Дніпро: НГУ. URL: https://nvngu.in.ua/jdownloads/pdf/2024/5/05_2024_Symonenko.pdf (дата звернення: 08.04.2025).
3. Kovyrev M. V., Zabolotnyi K. S., Panchenko O. V., Kukhar V. Y. Development of a model of rubber rope in multilayer winding as a composite material. *Математичне моделювання: наук. журн.* 2024. № 1 (50). С. 64-75. Кам'янське: ДДТУ. URL: [https://doi.org/10.31319/2519-8106.1\(50\)2024.305037](https://doi.org/10.31319/2519-8106.1(50)2024.305037) (дата звернення: 08.04.2025).
4. 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.
5. 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.
6. Zabolotnyi K. S., Zhupiiiev O. L., Symonenko V. V. Substantiating the methods for calculating the split cylindrical drums of mine hoisting machines with increased rope capacity. *Наук. вісн. нац. гірн. ун-ту*. 2022. № 5. С. 60-66. Дніпро: НГУ. URL: https://nvngu.in.ua/jdownloads/pdf/2022/5/05_2022_Zabolotnyi.pdf (дата звернення: 08.04.2025).
7. Соснина Е. Н. Вычислительный эксперимент по определению максимальных напряжений неподкрепленных разрезных барабанов шахтных подъемных машин. *Наук. вісн. нац. гірн. ун-ту*. 2012. № 5. С. 71-75. URL: <https://nvngu.in.ua/index.php/en/component/jdownloads/finish/35-05/563-2012-5-sosnina/0> (дата звернення: 08.04.2025).
8. Заболотний К. С., Жупієв О. Л., Сосніна Є. М. Дослідження напружено-деформованого стану розрізних барабанів шахтних піднімальних машин. *Наук. вісн. нац. гірн. ун-ту*. 2012. № 1. С. 82-87. Дніпропетровськ: НГУ. URL: <https://nvngu.in.ua/index.php/en/component/jdownloads/finish/31-01/453-2012-01-zabolot/0> (дата звернення: 08.04.2025).
9. Фідровська Н. М., Лєсовицький К. Ю. Визначення напруженого стану лобовини барабану підйомної машини. *Машинобудування: зб. наук. праць Укр. інж.-пед. акад.* Харків: УІПА, 2017. № 20. С. 19-21. URL: <http://repo.uipa.edu.ua/jspui/handle/123456789/5655> (дата звернення: 08.04.2025).
10. 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. URL: <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2020.88.2.67> (дата звернення: 08.04.2025).
11. Fidrovska 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. URL: <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2023.101.2.142-146> (дата звернення: 08.04.2025).
12. González-Carbajal J. An analytical model for the drum-rope interaction in hoisting mechanisms and cable-driven systems. *Mechanism and Machine Theory*. 2025. 207, 105939. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2025.105939.
13. Zhou B., Hu Y., Zhu H. Dynamic simulation and experimental investigation of the double-rope winding hoister based on an equivalent mechanical model of wire ropes *Structures: Journal*. 2024. 202469, 107237. DOI: 10.1016/j.istruc.2024.107237.
14. Zhao T., Qi Z., Wang G., Wang T., Xu J. An analysis method for rope-driven multibody systems with pulley blocks. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2024. 38(12). P. 6471–6487. DOI: 10.1007/s12206-024-1105-x.

15. Козарь Л. М. Определение рациональных параметров разрезного барабана подъемника с учетом динамики переходных процессов. *Подъемные сооружения. Специальная техника: науч.-техн. и производствен. ж.* Одесса, 2002. № 4. С. 9-10.

16. НПАОП 10.0-1.01-10. Правила безпеки у вугільних шахтах: затв. Держпромгірнаглядом України 22.03.2010 р. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0398-10#Text> (дата звернення: 08.04.2025).

17. Писаренко Г. С., Квітка О. Л., Уманський Е. С. Опір матеріалів: підруч. / за заг. ред. Г. С. Писаренка. Вид. 2-ге, доп. і перероб. Київ: Вища школа, 2004. 655 с.

Козар Леонід Михайлович, кандидат технічних наук, доцент кафедри машинобудування та технічного сервісу машин, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: 0000-0002-3740-6966.

Тел.: +38 (050) 302-42-75. E-mail: leokozar@gmail.com.

Романович Євгеній Валентинович, кандидат технічних наук, доцент кафедри машинобудування та технічного сервісу машин, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: 0000-0003-2555-5849.

Тел.: +38 (067) 427-47-70. E-mail: 0674274770@ukr.net.

Євтушенко Андрій Вікторович, кандидат технічних наук, доцент кафедри машинобудування та технічного сервісу машин, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: 0000-0002-8575-3030. Тел.: +38 (067) 385-62-94. E-mail: ave65@ukr.net.

Козар Микита Леонідович, аспірант кафедри машинобудування та технічного сервісу машин, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: 0009-0004-8560-5910. Тел.: +38 (050) 402-65-70.

E-mail: nikita.kozar@gmail.com.

Kozar Leonid, PhD, Associate Professor, Department of Mechanical Engineering and Technical Service of Machines, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0000-0002-3740-6966. Tel.: +38 (050) 302-42-75.

E-mail: leokozar@gmail.com.

Romanovych Yevhenii, Associate Professor, Department of Mechanical Engineering and Technical Service of Machines, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0000-0003-2555-5849. Tel.: +38 (067) 427-47-70. E-mail: 0674274770@ukr.net.

Yevtushenko Andrii, Associate Professor, Department of Mechanical Engineering and Technical Service of Machines, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0000-0002-8575-3030. Tel.: +38 (067) 385-62-94.

E-mail: ave65@ukr.net.

Kozar Mykyta, postgraduate student, Department of Mechanical Engineering and Technical Service of Machines, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0009-0004-8560-5910. Tel.: +38 (050) 402-65-70.

E-mail: nikita.kozar@gmail.com.

Статтю прийнято 14.05.2025 р.