

© К.С. Заболотний<sup>1</sup>, О.В. Панченко<sup>1</sup>, В.В. Симоненко<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Дніпро, Україна

## АНАЛІЗ ПРОБЛЕМАТИКИ ЗАСТОСУВАННЯ ДИСКОВИХ ГАЛЬМ У КОМПЛЕКСІ ДОВГИХ БАРАБАНІВ ШАХТНИХ ПІДЙОМНИКІВ ЗБІЛЬШЕНОЇ КАНАТОМІСТКОСТІ

© K. Zabolotnyi<sup>1</sup>, O. Panchenko<sup>1</sup>, V. Symonenko<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine

### ANALYSIS OF THE PROBLEMS OF USING DISC BRAKES IN THE COMPLEX OF LONG DRUMS OF MINE HOISTS WITH INCREASED ROPE CAPACITY

**Мета.** Проаналізувавши сучасну літературу у галузі шахтного підйому, визначити перспективи використання дискових гальм у комплексі шахтних підйомальних машин збільшеної канатомісткості з довгим циліндричним розрізним барабаном. Виявити проблеми, пов'язаних з торцевим биттям оболонки та збільшенням кута девіації, які виникають при роботі барабанів з довгою обичайкою, задля оптимізації їх використання.

**Методика.** У дослідженні визначено проблеми застосування дискових гальм у комплексі з довгими барабанами збільшеної канатомісткості, також пов'язаним з цим збільшенням величини куту девіації та довжини струни канату. Проведено комп'ютерний експеримент по знаходженню залежності торцевого биття оболонки від її довжини під дією сталого зовнішнього тиску, моделюючого роботу навитого канату, на прикладі оболонки барабану ЦР–6,75×6,2/1,95.

**Результати.** Розглянуто проблематику жорсткості довгих барабанів підйомальних машин, збільшення довжини яких відбувається у зв'язку зі збільшенням глибини видобутку, а також використання дискових гальм у складі таких підйомальних машин. У ході проведення комп'ютерного експерименту отримано залежність торцевого биття від довжини оболонки барабану підйомальної машини. Так при подовженні обичайки збільшується торцеве биття, що може завадити безпечній роботі дискового гальма.

**Наукова новизна.** Уперше було розроблено й обґрунтовано методику розрахунку визначення осьової жорсткості довгих барабанів шахтних підйомальних машин збільшеної канатомісткості на прикладі барабану машини ЦР–6,75×6,2/1,95 за допомогою програмного комплексу SolidWorks та MathCAD. Узагальнення даних про взаємозв'язок між довжиною барабану і кутом девіації, що є критичними для безпеки і ефективності шахтних підйомників.

**Практична значущість.** Впровадження методики дозволить вирішити проблеми із застосуванням дискових гальм у комплексі шахтних підйомників з довгими циліндричними барабанами збільшеної канатомісткості, а саме з торцевим биттям гальмових дисків, а також збільшенням величини кута девіації, підвищуючи ефективність і безпеку шахтних підйомальних машин. Це дозволить відкинути потребу у встановленні додаткових підтримуючих опор при подовженні струни канату, щоб унеможливити появу поздовжніх, а як наслідок, поперечних коливань. Забезпечення більш стабільного та безпечного функціонування шахтних підйомників завдяки оптимізації конструкції та гальмівних систем.

**Ключові слова:** шахтова підйомальна установка, шахта, зовнішнє навантаження, жорсткість, циліндричний розрізний барабан.

Для шахт вугільної та рудної промисловості Новокраматорським машинобудівним заводом виготовляється ряд шахтних підймальних машин (ШПМ), зокрема, типу ЦР – з циліндричним розрізним барабаном.

За останні тридцять років в Україні значно зросли характеристики шахтних підймальних установок (ШПУ): максимальна швидкість підймальних посудин збільшилася на 40% і тепер становить 14–16 м/с; висота підймання зросла на 80 % і сягнула 1200–1500 м на багатьох шахтах (при цьому в Південно-Африканській Республіці цей показник – 3000–4200 м); вантажопідйомність посудин потроїлася, становлячи 35 т на вугільних і 50 т на залізорудних шахтах [1–2]. Крім того, потужність електроприводу окремих шахтних підйомників сягає 6–10 МВт. Очікується, що найближчим часом корисна ємність посудин, швидкість підйому і глибина видобутку корисних копалин зростатимуть більш інтенсивно. На сьогодні розробляються проекти ШПУ з вантажопідйомністю до 50 т для вугільних і до 100 т для залізорудних шахт за максимальної швидкості 20 м/с [3]. Також, наукові дослідження активно спрямовані на створення нових підйомників для глибоких кар'єрів з вантажопідйомністю 40–180 т.

На рис. 1 показано конструкцію такого барабана моделі ЦР–6,75×6,2/1,95 [4]. Ця установка дає змогу піднімати видобуту корисну копалину з глибини до 1477 метрів, при цьому його корисна вантажопідйомність становить 15 тон. З рисунка видно, що барабан розбитий на три сегменти: два з них з'єднані і формують заклинену частину, тоді як третій сегмент є переставною частиною. У середині барабана розташований механізм перестановки, який дає змогу відокремити переставну частину від основного вала машини для регулювання довжини каната, що актуально під час зміни горизонтів або за необхідності обрубки каната для випробувань.

Переставна 6 і заклинена 7 частини барабана по зовнішній поверхні обичайки мають гвинтову канавку для каната. Верхній канат, закріплений на заклиненій частині, може намотуватися тільки до розрізу, тобто до переставної частини. Нижній канат, прикріплений до переставної частини, проходить через розріз. Обичайка 3 являє собою вальцьований циліндр із листової сталі, зовні якого нарізано гвинтову канавку для намотування каната. Лобовини 8 з'єднуються з основним валом 4 за допомогою болтів із чотирма внутрішніми і двома зовнішніми маточинами 2, а з обичайкою – зварними швами.

Для поліпшення жорсткості цієї моделі барабана в ній використовуються різні підкріплювальні елементи, включно з кільцями з двотаврового профілю, а також елементи з листового металу (так звані шпангоути 11 або кільцеві ребра). Для розвантаження зварних швів між обичайкою і лобовинами з внутрішньої сторони використовуються додаткові підкріплення у вигляді косинок 12. Жорсткість між обичайкою і поверхнею між отворами лобовин посилюється приварюванням ребер 10, які мають прямокутну форму або криволінійний перехід.

Під час підйому вантажу, верхній і нижній канати виконують роль робочого і холостого каната відповідно, а при зміні циклу – навпаки: верхній є холостим, а нижній буде робочим.

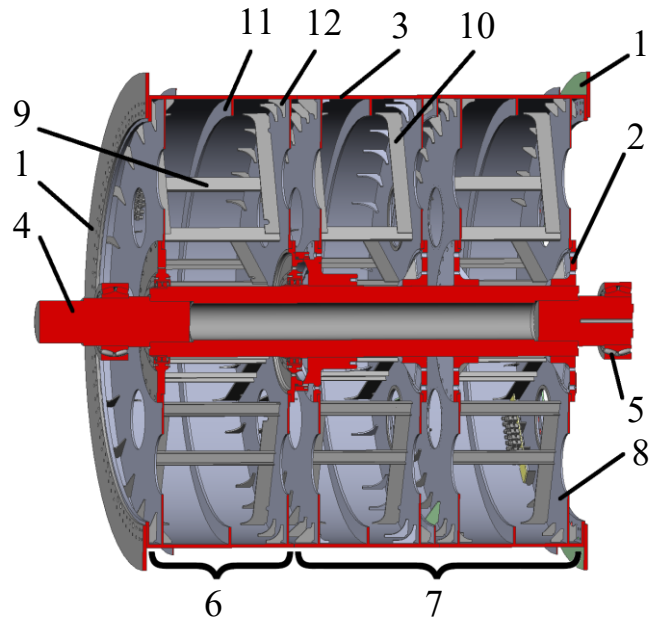


Рис. 1. Розріз барабана ШПМ типу ЦР-6,75×6,2/1,95:

- 1 – гальмові диски; 2 – маточини; 3 – обичайка; 4 – вал; 5 – підшипники;  
 6 – переставна частина барабана; 7 – заклинена частина барабана;  
 8 – лобовини; 9 – швелери; 10 – ребра; 11 – шпангоути; 12 – косинки

Підйомники типу ЦР можуть бути обладнані різними гальмівними системами [5–6]: колодковими або дисковими, вибір яких визначається технічними умовами. Дискові гальма мають низку переваг перед колодковими: вони компактніші, у них відсутня важільна система (яка характерна для колодкових гальм), а також вища швидкість спрацьовування, що робить їх кращими для використання в шахтних підйомниках. Зокрема, машина ЦР–6,75×6,2/1,95 оснащена дисковою гальмівною системою. Ця система містить пару стійок із гальмовими блоками (рис. 2), які взаємодіють із розташованими по торцях барабана гальмівними дисками. Ці стійки можуть перебувати як з лицьового боку, так і з обох боків барабана шахтних підйомальних машин (ШПМ) залежно від величини гальмівного моменту.

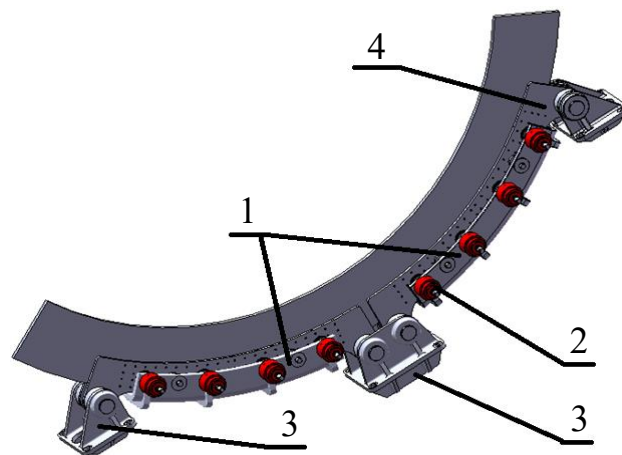


Рис. 2. Стійка з гальмовими модулями:

- 1 – корпус; 2 – циліндр дискового гальма; 3 – стійка; 4 – щока

Під час роботи розрізного барабана (на відміну від установки з двома барабанами) відбувається одночасне намотування робочого і розмотування холостого канатів. Для того щоб уникнути перетину робочого і холостого канатів під час роботи, між ними забезпечується проміжок, що приблизно дорівнює довжині переставної частини барабана. Коли канат досягає переходу з переставної частини на заклинену, він потрапляє в спеціальний жолобок завдяки збільшеному кроку останнього витка цієї частини. Проходячи через розріз, канат переходить на заклинену частину барабана і потрапляє у фасонну ділянку першого жолобка і, притискаючись до його грані, переміщається в стандартний жолобок заклиненої частини барабана.

З урахуванням збільшення глибини видобутку корисних копалин, барабани ШПМ типу ЦР, для того щоб збільшити канатомісткість, потребують подовження обох своїх частин: заклиненої та переставної. Наприклад, для пристрою ЦР–6,75×6,2/1,95 загальна робоча довжина барабана досягає 6200 мм, при цьому переставна частина має довжину 1950 мм, при цьому відстань між робочим і холостим канатами досягає 38 так званих "порожніх" витків. Збільшення довжини барабана є потенційною проблемою, оскільки більша довжина сприяє зменшенню жорсткості конструкції під дією робочих навантажень, особливо в осьовому напрямку. Зменшення осьової жорсткості барабана під час роботи означає, що торцеве биття по краях барабана буде збільшено. Це, своєю чергою, є негативним фактором під час установлення дискового гальма, тому що дискове гальмо має правила установлення, які не допускають торцевого биття гальмівного диска понад 1,5–2 мм, при цьому відстань між диском і колодкою має становити 3 мм.

Як зазначала З. М. Федорова при розрахунку оболонок барабанів можна знехтувати напруженнями кручення від передачі крутного моменту, так як вони дуже малі, а напруження вигину від натягу канатів треба враховувати тільки при довгих оболонках, якщо співвідношення довжини барабану  $B$  до його діаметру  $D$ :

$$\frac{B}{D} > 3 \dots 4.$$

Щоб збільшити канатомісткість барабану ШПМ треба збільшити його довжину. Виходячи з рекомендацій конструювання барабанів шахтний підіймальних машин маємо, що кут девіації повинен складати не більше  $1^{\circ}30'$ . Збільшуючи довжину барабану, збільшується і кут девіації і, якщо його значення складатиме більше  $1^{\circ}30'$ , то виникає проблема намотування канату на обичайку, а саме зісковзування канату з канавки. З іншої сторони, при збільшенні довжини барабану, щоб повернути значення кута девіації до рекомендованого, потрібно збільшити довжину струни канату, віддаливши машину від ствола шахти, або збільшити висоту копра. Згідно з рекомендаціями проектування, максимальна довжина струни не повинна перевищувати 65 м, оскільки збільшуючи значення довжини струни більше 65 м сприяє появі осьових, та як наслідок, поперечних коливань струни канату, що може призвести до порушення у намотуванні канату на барабан. При довжині більше 65 м прийнято ставити проміжні підтримуючі

опори для струни у вигляді роликів, які в наслідок роботи будуть зношуватись та вимагатимуть додаткового обслуговування для нормальної роботи.

З іншої сторони, збільшуючи довжину барабану виникає збільшення осьового переміщення його торців, що, при використанні дискових гальм, може викликати серйозну проблему. Як вже було зазначено, для машини ЦР–6,75×6,2/1,95, яка працює у комплексі з дисковими гальмами, для безпечної роботи машини, величина торцевого биття гальмових дисків повинно складати не більше 1,5–2 мм, при цьому зазор між диском та колодкою має становити 3 мм.

Щоб продемонструвати актуальність проблеми визначення осьової жорсткості барабанів такого типу було виконано експеримент на прикладі комп'ютерної моделі барабану ЦР–6,75×6,2/1,95 (рис 1), в якому знайдено залежність між довжиною оболонки та значенням осьового переміщення її торцю під дією зовнішнього тиску.

Для цього створено оболонку з параметрами аналогічними до барабану машини ЦР–6,75×6,2/1,95, та прикладено тиск на зовнішню поверхню, моделюючи дію навитого канату (рис. 3).

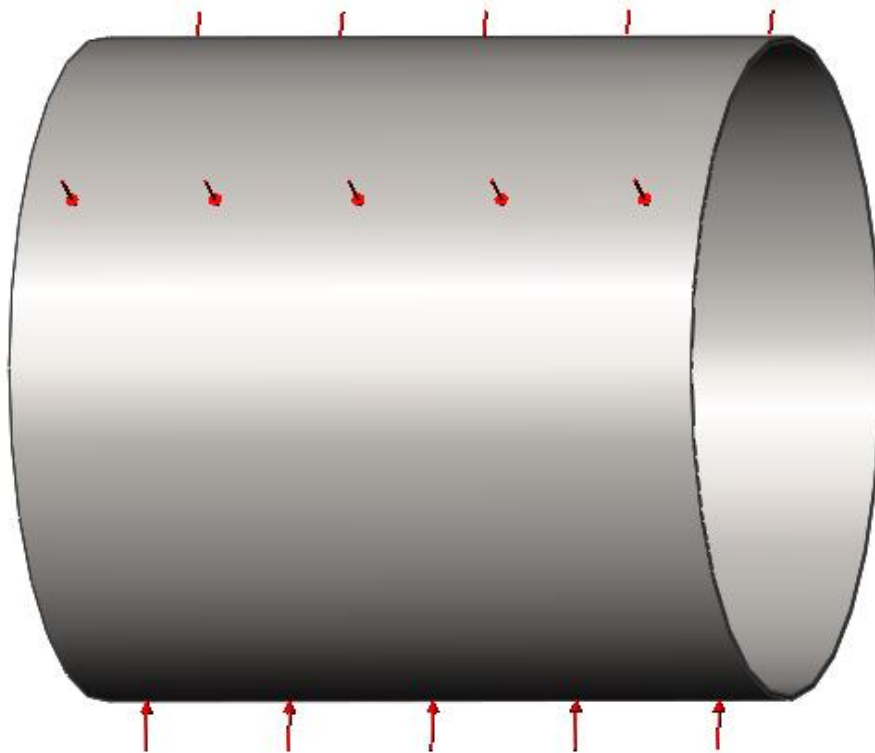


Рис. 3. Зовнішній тиск, який моделює роботу навитого канату на оболонку

Виконаємо розрахунок та проаналізуємо епюру осьових переміщень, зображену на рис. 4. Бачимо, що бічна грань переміщується в осьовому напрямку, тобто оболонка подовжується, при цьому переміщення склали 9,389 мм при довжині 7202 мм, при цьому відношення діаметру до довжини обичайки склало.

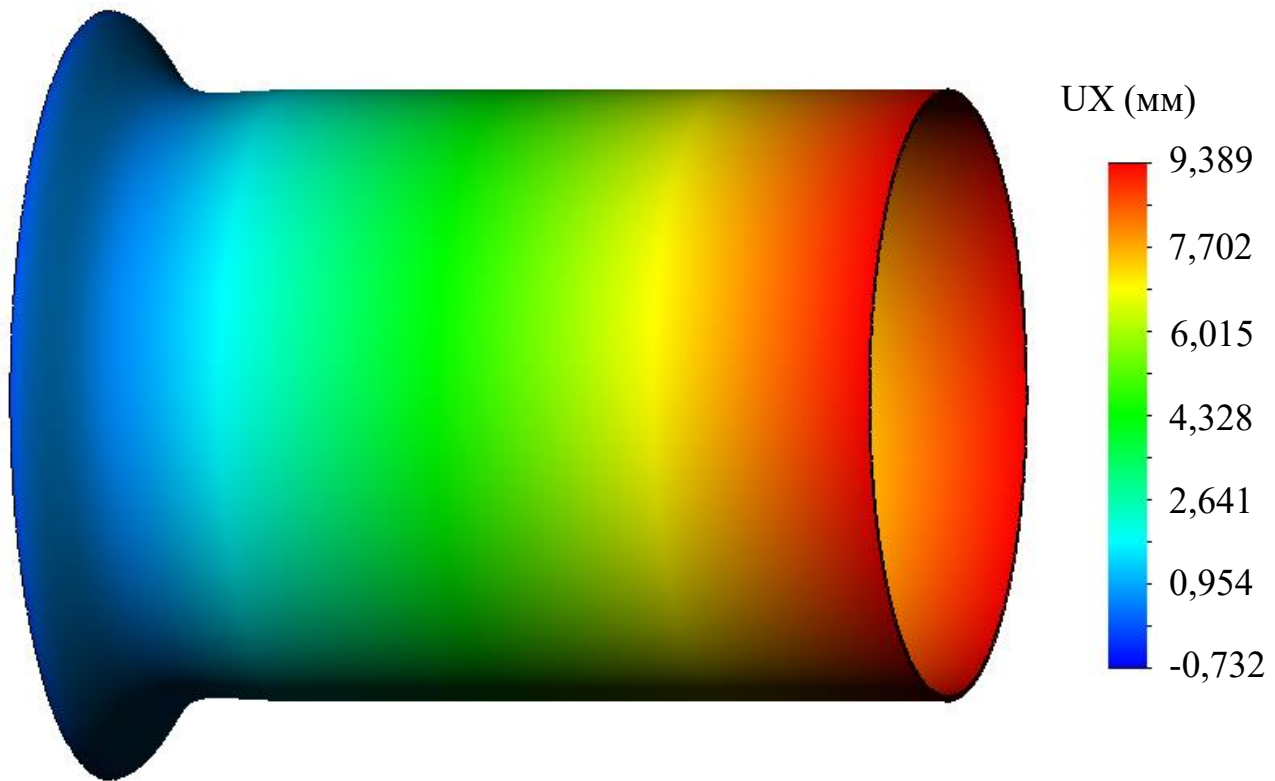


Рис. 4. Епюра осевого переміщення оболонки під дією зовнішнього тиску

Проведемо ще три розрахункових випадки, при яких будемо зменшувати довжину оболонки на 25%. В результаті розрахунків виведемо залежність значення осевого переміщення від відношення довжини барабану до діаметру оболонки (рис. 5). В результаті отримаємо значення торцевого биття оболонки 6,942, 4,494 та 2,061 мм для оболонок довжиною 5402, 3602 та 1802 мм.

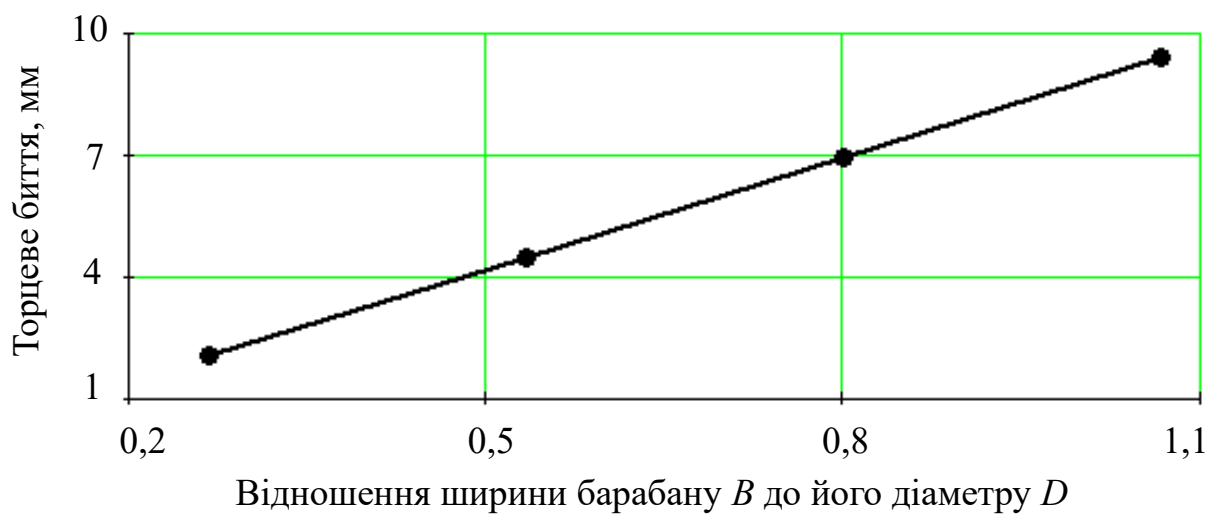


Рис. 5. Графік залежності осевого переміщення від відношення довжини барабану до діаметру оболонки

Аналізуючи графік робимо висновок, що чим більше значення відношення довжини оболонки, тим більше переміщення бокової грані при сталому зовнішньому тиску.

У зв'язку з цим можна сказати, що збільшення довжини барабану шахтної підйимальної машини може привести до великого значення торцьового биття гальмового диску при роботі, що може унеможливити використання дискових гальм. Все вище сказане доводить актуальність дослідження осьової жорсткості для можливості використання дискових гальм у підйимальних машинах з довгими барабанами.

У процесі розробки методу для визначення розрахункових навантажень у барабані застосовувався напівемпіричний метод. Було прийнято такі припущення: сила натягу каната залишається постійною в межах одного витка; намотування каната на барабан моделювали як послідовне надягання дискретних кілець із певним натягом; сила в витку каната, який намотується на барабан, еквівалентна силі розтягування у відвісі каната; тертям між витками каната й барабаном можна знехтувати.

У зв'язку з вищевикладеним поставлені такі завдання дослідження:

1. Розробка комп'ютерної скінченно-елементної моделі довгого барабана.
2. Дослідження впливу параметрів підйомної машини на напружено-деформований стан довгого циліндричного барабана.
3. Розробка методичних рекомендацій на проектування.

**Висновки.** Дискові гальма мають низку переваг перед колодковими: вони компактніші, у них відсутня важільна система (яка характерна для колодкових гальм), а також вища швидкість спрацьовування, що робить їх кращими для використання в шахтних підйомниках. Зокрема, машина ЦР-6,75×6,2/1,95 оснащена дисковою гальмівною системою. З іншої сторони, головним недоліком є максимально допустиме значення торцевого биття гальмового диска при роботі, що складає 1,5–2 мм.

Збільшуючи канатомісткість барабану шляхом подовження його обичайки, можна зіштовхнутися з проблемою значного торцевого биття. У проведеному експерименті отримано пряму залежність між довжиною барабану та величиною торцевого биття, яка показує, що чим більша довжина обичайки, тим більша величина торцьового биття, це, в свою чергу, може унеможливити застосування дискових гальм у комплексі підйомника.

Окрім цього, подовження барабану сприяє збільшенню величини кута девіації, який для нормальної роботи машини повинен складати не більше  $1^{\circ}30'$ . Щоб повернути величину кута девіації у рекомендоване значення треба або віддалити машину від ствола шахти, або збільшити висоту копра – це означає збільшення довжини струни канату. Якщо величина струни перевищить рекомендовані 65 м, то це загрожує появі осьових, та, як наслідок, поперечних коливань струни канату, що може призвести до порушення у намотуванні канату на барабан. Ця проблема вирішується встановленням проміжних підтримуючих опор, які в свою чергу, зношуються та вимагають додаткового обслуговування.

Все сказане вище говорить про актуальність розробки методики розрахунку осьової жорсткості барабанів ШПМ.

#### Перелік посилань

1. Ilin, S.R., Samusia, V.I., Ilina, I.S., & Ilina, S.S., (2016). Influence of dynamic processes in mine hoists on safety exploitation of shafts with broken geometry. *Scientific bulletin of the National Mining University*, 3, 42–47.
2. Zabolotny, K., Zhupiev, O., & Molodchenko, A. (2015). Analysis of current trends in development of mine hoists design engineering. *New Developments in Mining Engineering 2015*, 175–178.  
<https://doi.org/10.1201/b19901-32>
3. Zabolotnyi, K., Panchenko, O., Zhupiiiev, O., Haddad, J.S. (2019). Justification of the algorithm for selecting the parameters of the elastic lining of the drums of mine hoisting machines. *E3S Web of Conferences*, 123, 01021.  
<https://doi.org/10.1051/e3sconf/201912301021>
4. Zabolotnyi K. S., Zhupiiiev O. L., & Symonenko V. V. (2022). Substantiating The Methods For Calculating The Split Cylindrical Drums Of Mine Hoisting Machines With Increased Rope Capacity. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 5, 60–67.  
<https://doi.org/10.33271/nvngu/2022-5/060>
5. Zabolotnyi, K., Zhupiiiev, O., & Molodchenko, A. (2017). Development of a model of contact shoe brake-drum interaction in the context of a mine hoisting machine. *Mining of Mineral Deposits*, 11(4), 38-45.  
<https://doi.org/10.15407/mining11.04.038>
6. Zabolotnyi, K., Zhupiiiev, O., & Molodchenko, A. (2018). The effect of stiffness of shoe brake elements on the distribution of contact pressures. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, (2), 39–45.  
<https://doi.org/10.29202/nvngu/2018-2/3>

#### ABSTRACT

**Purpose.** After analysing the current literature in the field of mine hoisting, to determine the prospects for the use of disc brakes in a complex of mine hoisting machines with increased rope capacity with a long cylindrical cutter drum. To identify the problems associated with the end runout of the sheath and an increase in the deviation angle that arise when operating drums with a long casing in order to optimise their use.

**The methods.** The study identifies the problems of using disc brakes in combination with long drums of increased rope capacity, as well as the associated increase in the value of the deviation angle and the length of the rope string. A computer experiment was carried out to find the dependence of the end runout of the sheath on its length under the action of a steady external pressure modelling the operation of a coiled rope, using the example of the sheath of the drum TsR-6.75×6.2/1.95.

**Findings.** The article considers the problem of stiffness of long drums of hoisting machines, the increase in length of which occurs due to the increase in the depth of extraction, as well as the use of disc brakes in such hoisting machines. A computer experiment has been conducted to determine the dependence of face runout on the length of the hoisting machine drum shell. Thus, with the lengthening of the shell, the end runout increases, which can interfere with the safe operation of the disc brake.

**The originality.** For the first time, a calculation methodology for determining the axial stiffness of long drums of mine hoists with increased rope capacity was developed and substantiated using the example of the drum of the TsR-6.75×6.2/1.95 machine with the help of the SolidWorks and



MathCAD software complex. Generalisation of data on the relationship between drum length and deviation angle, which are critical for the safety and efficiency of mine hoists.

**Practical implementation.** The implementation of the methodology will solve the problems with the use of disc brakes in the complex of mine hoists with long cylindrical drums of increased rope capacity, namely, with the end runout of brake discs, as well as an increase in the value of the deviation angle, increasing the efficiency and safety of mine hoists. This will eliminate the need to install additional support supports when lengthening the rope string to prevent longitudinal and, as a result, transverse vibrations. Ensure more stable and safe operation of mine hoists by optimising the design and braking systems.

**Keywords:** *mine hoisting unit, mine, external load, stiffness, cylindrical cutting drum.*