

© В.В. Симоненко<sup>1</sup>

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

## ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ КАНАТОМІСТКИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ БАРАБАНІВ ШАХТНИХ ПІДЙІМАЛЬНИХ МАШИН

© V. Symonenko<sup>1</sup>

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

## SUBSTANTIATION OF THE METHODOLOGY FOR CALCULATION OF ROPE-CAPACITY CYLINDRICAL DRUMS OF MINE HOIST MACHINE

**Мета.** Розробка методу спрощеного розрахунку для підкріплених конструкцій розрізних циліндричних барабанів шахтних підймальних машин типу ЦР-6.75х6.2/1.95. Оцінити застосування методу розрахунку барабана підймальної машини ускладненої конструкції шляхом усереднення елементів.

**Методика.** Конструкція барабана шахтної підймальної машини ділиться на десять вузлів, вісім з яких включають обичайку, лобовини, реберне підкріплення та гальмівні диски (крайні вузли) та ще два – вал з маточинами та підшипникові опори. Із аналізу роботи машини, зокрема, оцінка її жорсткості при різних видах навантаження, створюються спрощені моделі для кожного вузла. Вихідні вузли барабана замінюються на спрощені, з метою здійснення загального розрахунку для визначення максимального осьового переміщення кромek гальмівних дисків.

**Результати.** Із аналізу роботи шахтної підймальної машини, були розроблені усереднені моделі вузлів підйомника та здійснено успішний розрахунок осьових переміщень для спрощеної конструкції барабану.

**Наукова новизна.** Виконано оцінку похибки методу спрощеного розрахунку, зокрема методу усереднення зі збільшеною товщиною лобовин, що дозволяє отримати більш точні результати для складних конструкцій.

**Практична значущість.** У зв'язку з потребою в збільшенні глибини видобутку корисних копалин, що призводить до необхідності розширення габаритів барабана та ускладнення його конструкції. В цьому випадку зростає ресурсоемність розрахунку осьових зміщень гальмівних дисків. Це необхідно для впровадження дискових гальм. Однак, це ускладнює використання стандартних інструментів автоматизованого проектування середнього рівня через збільшення розмірів скінченно-елементної сітки, що робить її застосування непрактичним. Методика може бути використана для шахтних підймальних машин типу ЦР-6.75х6.2/1.95 з розрізним барабаном, діаметром 6750 мм та шириною 6200 мм (з яких 1950 мм – переставна частина), забезпечуючи точні розрахунки переміщень кромek гальмівних дисків. Такий підхід особливо корисний для використання в програмних пакетах середнього класу, таких як SolidWorks Simulation, звільняючи від потреби в ресурсоемному програмному забезпеченні.

**Ключові слова:** метод усереднення в будівельній механіці підкріплених конструкцій, осьова жорсткість, барабан підйомної машини, підкріплення косинками та ребрами, дискове гальмо.

**Вступ.** Наукові колективи Національного технічного університету "Дніпровська політехніка" активно займаються дослідженнями підйомно-транспортних

машин. Серед ключових досягнень варто відзначити: дослідження напруженого стану вібраційних живильників при штовхальному навантаженні, що відкриває нові можливості для проектування більш ефективних систем [1]. Дослідження присвячені визначенню залежності динамічних параметрів від параметрів технічного стану окремих вузлів установки [2].

Професори та вчені, такі як Б. А. Морозов, З. М. Федорова, К. С. Заболотний, та інші внесли значний вклад у ці дослідження, зокрема у вивчення напружень в елементах барабанів шахтних підйомних машин.

Основні напрямки досліджень включають: розробку наукових методів обґрунтування конструктивних параметрів шахтних підйомних машин та визначення розрахункових навантажень [3–4], обґрунтування параметрів обладнання для зневоднення канатів у шахтних підйомних установках [5], удосконалення методу розрахунку силових факторів у витках багатопарового звивання гумовотросових канатів [6].

**Наукове завдання.** У розрахунку оболонок барабанів шахтних підйомних машин (ШПМ) напруження кручення від передачі крутного моменту часто ігноруються через їх малі значення. З іншої сторони, при довжині барабану, що в 3–4 рази перевищує його діаметр, необхідно враховувати напруження вигину від натягу канатів. Для підвищення канатомісткості барабану ШПМ потрібно збільшити його довжину, контролюючи кут девіації, який не повинен перевищувати  $1^{\circ}30'$ , щоб уникнути проблем з намотуванням канату. При довжині струни канату понад 65 м виникають осьові та поперечні коливання, які вимагають установки додаткових опор. Також, подовження барабану може викликати збільшення осьового переміщення його торців, що впливає на роботоздатність дискових гальм, де величина торцевого биття гальмових дисків не має перевищувати 1,5–2 мм.

Розробка напівемпіричного підходу, який дозволяє отримувати більш простої та надійні аналітичні математичні моделі, є особливо значущою. Цей підхід передбачає використання спрощених моделей з експериментально визначеними коефіцієнтами, що забезпечують високу відповідність між розрахунковими та експериментальними даними. Однак, у випадках, коли необхідно визначити осьові переміщення гальмівних полів, викликані власною вагою барабана та натягом канатів, стає очевидною потреба у розробці спеціалізованого обчислювального підходу.

Метод усереднення, застосований у будівельній механіці, є ефективним інструментом для аналізу складних конструкцій, зокрема тих, що мають підкріплення. Його суть можна узагальнити наступним чином:

1. Моделювання вихідної конструкції. Вона представляється у вигляді сукупності вузлів, з попереднім уявленням про можливі навантаження і напружено-деформований стан (НДС) кожного з них.

2. Вибір параметра усереднення: зазвичай це параметр, який може бути фізичною характеристикою конструкції – товщина оболонки чи лобовини.

3. Для кожного вузла будується його параметрична модель.

4. Вибір розрахункових випадків: визначаються типові навантаження для вузлів, як-от віссиметричне стиснення або вигин барабана як балки.

5. Визначаються параметри, за якими жорсткості усередненої моделі та реального підкріпленого вузла співпадають при вибраному типі навантаження.

6. Для кожного типу навантаження здійснюється збірка конструкції з відповідних усереднених вузлів.

7. Проводиться порівняння результатів розрахунків для різних сценаріїв навантаження, з метою ідентифікації найбільш небезпечного випадку.

Цей метод дозволяє спростити аналіз складних конструкцій, таких як підкріплені барабани, зберігаючи при цьому достатній рівень точності у визначенні характеристик конструкції та її поведінки під час різних типів навантаження. Такий підхід є особливо корисним у ситуаціях, де повний аналіз кожного вузла є недоцільним або занадто ресурсоємним.

**Вибір граничних умов та розрахунок вихідної моделі барабану ШПМ ЦР-6.75×6.2/1.95.** Основною особливістю розглянутих барабанів є їх конструкція, яка включає дві заклинені частини, та одну переставну. Конструктивно барабан має дві обичайки, шість лобовин, посилення у вигляді ребер та косинок, шість шпангоутів, дві кромки, два гальмових диска, вал з маточинами та два сферичні дворядні роликові підшипники (рис. 1).

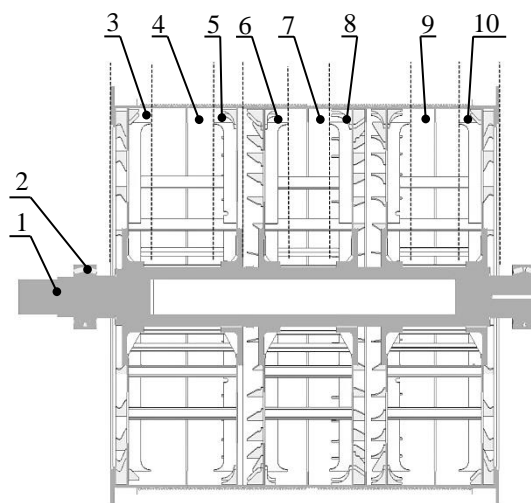


Рис. 1. Конструкція барабана

Для розробки методики розрахунку представимо барабан, як конструкцію, яка складається з десяти вузлів: 1 – вал з маточинами; 2 – сферичний підшипник; 3 – ліве кільце з косинками переставної частини; 4 – ліве кільце обичайки з ребром; 5 – праве кільце з косинками переставної частини; 6 – ліве кільце з косинками заклиненої частини; 7 – кільце обичайки з ребром; 8 – кільце з двома лобовинами; 9 – праве кільце обичайки з ребром; 10 – праве кільце з косинками заклиненої частини.

Авторами дослідження (О. Попов, Б. Бутаков, Д. Марченко, 2011) була розглянута контактна задача взаємодії двох тіл, згідно з якою, аналізуючи роботу

барабану підіймальної машини, попередньо було розраховано жорсткість підшипникових вузлів, яка склала –  $C = 5,284 \times 10^9$  Н/м.

У відповідності до рекомендацій для самовирівнювальних підшипників кочення, важливо обрати осьову жорсткість такою рівною радіальній. Параметричну модель підшипника розробимо за допомогою функції "Опора підшипника" у SolidWorks Simulation.

Вузли 4, 7 та 9 представляють собою кільця, складені з обичайок з канавками та канатом, укріплені кільцевим шпангоутом. Моделювання цих вузлів виконується у вигляді однорідної обичайки з еквівалентною жорсткістю. У зв'язку з осесиметричним моделюванням обичайки, достатньо розглядати сегмент, обмежений 5 градусами у поперечному напрямку. Шпангоут моделюємо вихідною конструкцією, а для моделювання обичайки з канавками та канатом застосуємо специфічний алгоритм. Під час осьового вигину барабана ідентифікуємо три основні ділянки: верхню з переважаючими напругами розтягу, нижню з напругами стискання, та середню з напругами від вигину. Граничні умови для осесиметричного вигину (див. рис. 2а) права бічна грань обичайки фіксується відносно нормальних і радіальних переміщень, тоді як до лівої прикладається радіально спрямована сила.

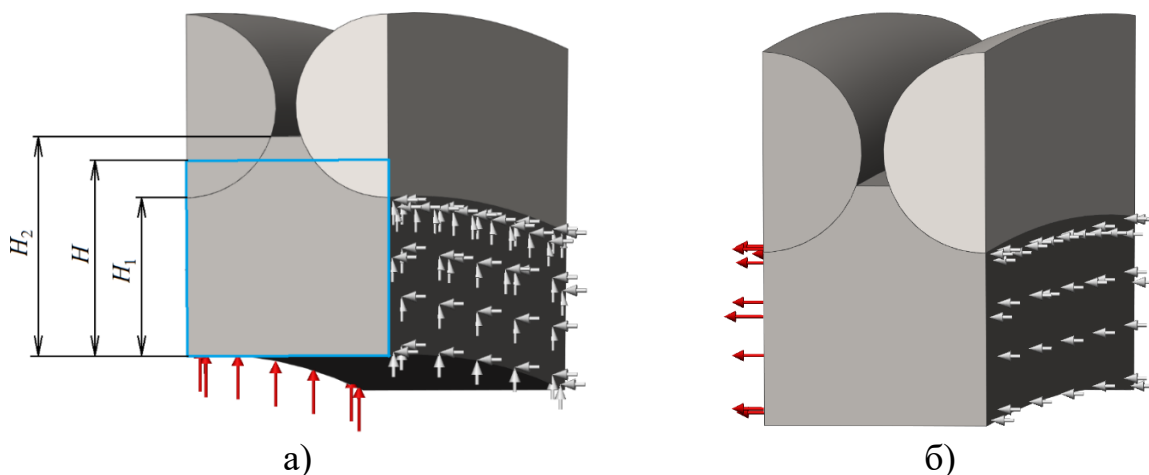


Рис. 2. Граничні умови при вісесиметричному вигині (а) та при вісесиметричному розтягуванні (б)

У результаті цих розрахунків визначаємо середні радіальні переміщення лівої грані.

У якості другого варіанта для розрахунку оберемо вісесиметричне розтягування. Згідно з граничними умовами, зображеними на рисунку 2б, права грань фіксується від осьових переміщень, тоді як до лівої прикладається осьова сила. В результаті цього розрахунку отримаємо середнє осьове переміщення правої грані.

Далі проводяться розрахунковий випадок «вісесиметричного вигину» для товщин обичайки  $H_1$  і  $H_2$  (відповідно до дна і вершин канавок) та знаходяться значення радіальних переміщень для кожного. Знаходиться еквівалентна товщина однорідної обичайки  $H$  методом лінійної інтерполяції.

Щодо обичайки з канатом, при вісесиметричному вигині фрагмента, обмеженого 5 градусами у поперечному напрямку, було отримано середнє радіальне переміщення 0.001534 мм при навантаженні 1 МН, а при вісесиметричному розтягуванні – 0.000196 мм при навантаженні 10 кН. В результаті лінійної інтерполяції було отримано значення товщин:  $H_{зг}$  – 44,53 мм і  $H_{роз}$  – 42,53 мм. Перевірочний розрахунок показав похибку при вигині 0,2% (див. рис. 3а) і при розтягуванні 0,22% (див. рис. 3б).

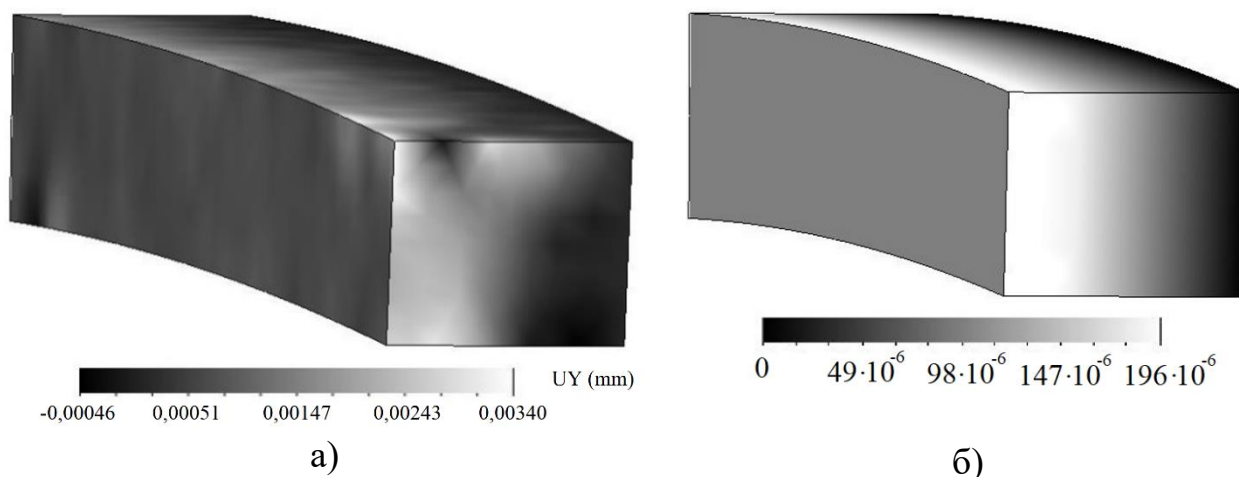


Рис. 3. Перевірочні розрахунки радіальних переміщень при вісесиметричному вигині (а) та осьових переміщень при вісесиметричному розтягуванні (б)

Для розрахункової моделі визначаємо товщину обичайки рівною 42,53 мм, що є меншою з двох отриманих. Для цього спочатку був проведений розрахунок барабана на потужному комп'ютері з використанням специфікацій сітки, заснованої на кривизні: максимальний розмір елемента становив 50 мм, мінімальний – 10 мм, загальна кількість вузлів – 3 352 229, загальна кількість елементів – 1 874 904, максимальне співвідношення сторін – 11,26, і лише 0.000213 % елементів мали співвідношення сторін більше ніж 10.

У якості граничних умов для моделі розглядаємо навантаження барабана силою тяжіння, двома розтягуючими силами від канатів (набігаючого та збігаючого) та тиском від навитого каната. Враховуючи невелику ширину зазору між двома частинами барабана (3 мм), припускаємо, що можна ігнорувати жорсткість каната, який з'єднує ці частини.

Для зменшення обчислювальної складності завдання, розтягуючі сили, зменшені вдвічі, будуть прикладені не безпосередньо до канатів, а до підграней, утворених місцем перетину каната з барабаном. Це дозволить уникнути особливостей форми отриманої фігури перетину, замінивши канат тілом з квадратним перетином.

Сили розтягування від канатів  $T_2$  та  $T_3$  відповідно, було знайдено раніше, та вони склали:  $T_2 = 371,1$  кН,  $T_3 = 61,05$  кН.

При цьому кути нахилу до горизонту рівні 38° і 43° для набігаючого та збігаючого канатів відповідно.

Розподіл тиску від канатів, що змотується і навивається симетричний щодо середини барабана (рис. 4).

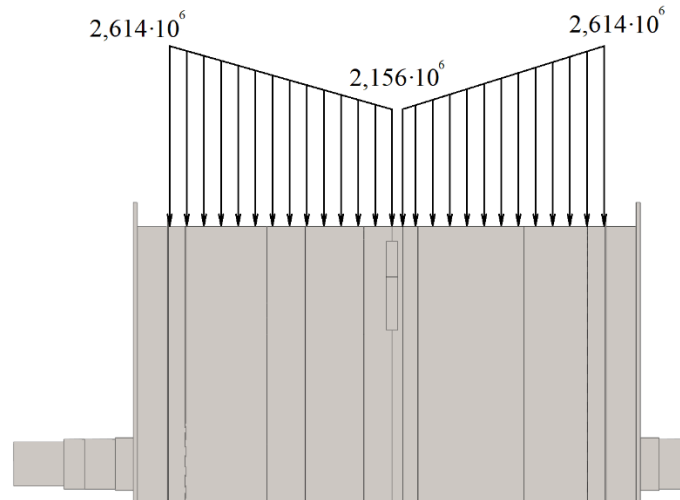


Рис. 4. Епюра розподілу канатного тиску по ширині барабана

На рисунку 4 прийнято:  $x_1 = 1,205$  м;  $x_2 = 4,071$  м;  $x_3 = 4,224$  м;  $x_4 = 7,405$  м, при цьому тиск склав (З. Федорова, 1976) –  $p_1 = p_4 = 2,614$  МПа,  $p_2 = p_3 = 2,156$  МПа. Значення середнього тиску склало –  $p_{ср} = 2,385$  МПа.

Тиск від навитого каната потрібно задавати нерівномірний, так як від реборди до середини барабана (розрахунковий випадок) різницю в тиску буде надавати вага навитого каната. Для обліку нерівномірності формули лінійної інтерполяції:

$$p(x) = \begin{cases} 2,385 \text{ МПа} \times (0,588 + 0,055 \text{ м}^{-1} \times x), & \text{де } x_3 \leq x \leq x_4 \\ 2,385 \text{ МПа} \times (1,067 - 0,061 \text{ м}^{-1} \times x), & \text{де } x_1 \leq x \leq x_2 \end{cases}$$

Оскільки сила тяжіння не відповідає вихідній моделі було прийнято рішення змінити щільність матеріалу параметричної моделі:

$$\rho_{срр} = \frac{m_{вих}}{V_{нар}} = 9030,764 \text{ кг/м}^3, \quad (1)$$

де  $m_{вих}$  – маса вихідної моделі вузла, кг,  $V_{нар}$  – об'єм параметричної моделі вузла,  $\text{м}^3$ .

За результатами обчислень, при підйомі завантаженого скипа з правої реборди, виявлено, що максимальні осьові переміщення правої та лівої кромки гальмівних дисків барабана складають 0,854 мм і 1,921 мм відповідно (рис. 5а). Додатково перевіряється вплив реборди, яка є тонкостінним диском, що працює на вигин. Особливо важливо оцінити вплив реборди на загальний деформований стан збірки, зважаючи на те, що її врахування у моделі призводить до збільшення кількості вузлів і потенційно може ускладнити розрахунки.

Проте, з аналізу епюри, представленої на рисунку 5б, стає зрозуміло, що реборда не має значного впливу на загальний деформований стан. Це вказує на те,

що її присутність у розрахунковій моделі, хоча й збільшує кількість вузлів, не вносить значних змін у загальну деформацію збірки, що дозволяє спростити модель без втрати точності в результатах.

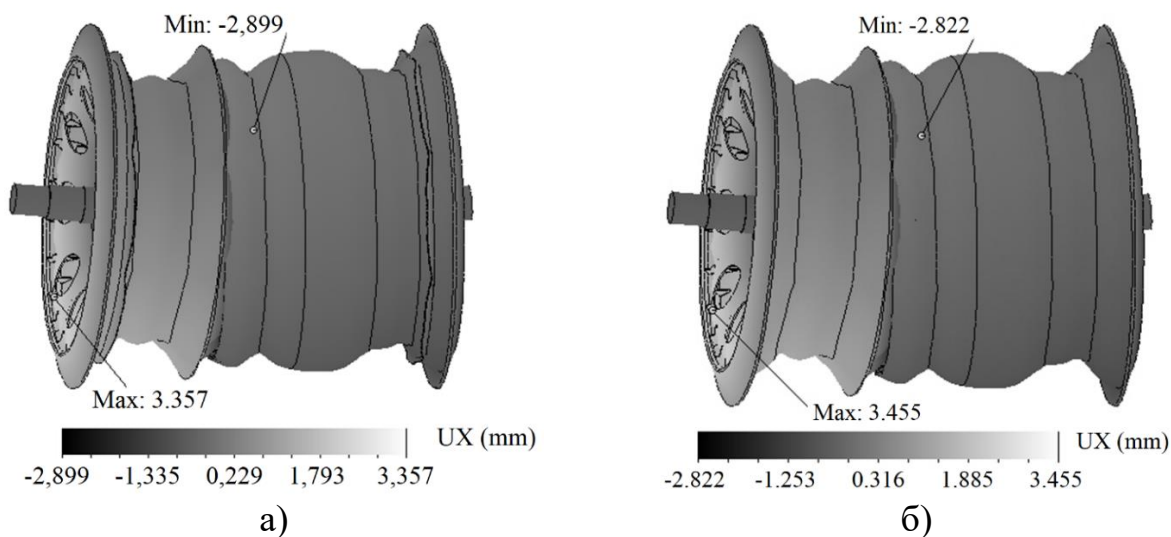


Рис. 5. Епюра осевих переміщень барабана з ребордою (а) та без реборди (б)

При цьому максимальне осеве переміщення дорівнює 2,013 мм, і похибка становить 4,8%.

**Застосування методу усереднення для розрахунку переміщень барабана підйомної машини ЦР-6.75х6.2/1.95.** Для демонстрації застосування методу на прикладі конкретної підйомної машини, слід використовувати підхід усереднення параметрів конструкції барабана. Спочатку ділимо конструкцію барабана на десять вузлів (див. рис. 1). Враховуючи, що товщина обичайки як параметр усереднення є неприйнятною через неможливість врахувати вплив ребер на поведінку конкретного вузла, використовуємо початкову товщину обичайки і враховуємо вплив підкріплювальних елементів шляхом зміни товщини листа лобовини.

На основі аналізу деформованої форми (див. рис. 5), для вузлів 3, 5, 6, 8 і 10 обираємо два розрахункових випадки: зсув та навантаження рівномірним зовнішнім тиском. Для розрахункового випадку «зсув» моделюємо навантаження вузла згинальним моментом з рівномірно розподіленими протилежно спрямованими силами на торцевих гранях, рівними 1 МН. Грань лобовини фіксуємо в місці з'єднання її з маточиною (рис. 6 а).

Для розрахункового випадку «тиск» розглядаємо навантаження зовнішньої циліндричної грані обичайки радіально спрямованим тиском, рівним 1 МПа. Грань фіксуємо аналогічно попередньому випадку (рис. 6 б). Це дозволить оцінити вплив різних типів навантажень на конструкцію барабана і визначити оптимальні параметри для її міцності та надійності.



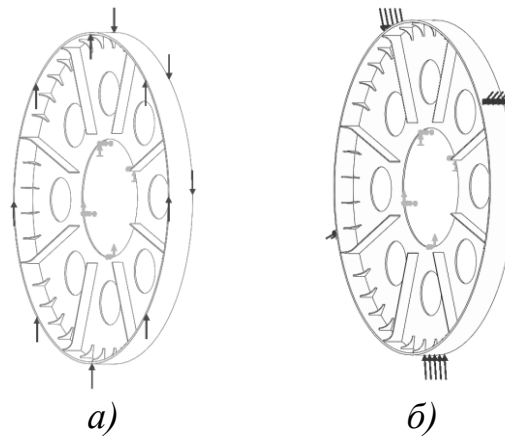


Рис. 6. Граничні умови для розрахунку вузла 5: а) розрахунковий випадок «зсув»; б) розрахунковий випадок навантаження рівномірним тиском

Для усереднення параметрів конструкції барабана, зокрема вузлів без косинок і ребер, використаємо змінну товщину лобовини.

Для визначення оптимальної товщини лобовини для «зсуву» проаналізуємо різницю середніх вертикальних переміщень зовнішніх правої і лівої кромки обичайки.

Товщину лобовини  $b$  параметричної моделі вузла 5 визначаємо через квадратичну інтерполяцію трьох розрахунків: у першому розрахунку товщина  $b$  вибирається такою, щоб різниця середніх вертикальних переміщень була на 5-10 % більшою, ніж для вихідного вузла, а в двох наступних розрахунках товщину збільшуємо на 5 мм для кожного випадку.

Для другого розрахункового випадку, який передбачає навантаження зовнішнім тиском 1 МПа, параметром для визначення товщини лобовини слугує максимальне радіальне переміщення зовнішньої кромки обичайки вузла, розташованої на найбільшій відстані від лобовини в осьовому напрямку. Цей розрахунковий випадок також передбачає визначення товщини лобовини  $b$  з квадратичної інтерполяції трьох розрахунків.

Після виконання розрахунків і знаходження значень товщин лобовин для кожного спрощеного вузла знаходимо справжню щільність матеріалу для обох розрахункових випадків з формули (1).

Для оптимізації конструкції барабана підйомної машини використовується методика усереднення параметрів вузлів 3–10, що включає розрахунки "зсуву" та "навантаження зовнішнім тиском" для кожного вузла.

Далі створюється збірка спрощеної моделі барабана, що включає параметричні моделі вузлів 3–10 та вал з маточинами (вузол 1). Цей підхід дозволяє ефективно враховувати різні конструктивні особливості кожного вузла та оптимізувати міцність та жорсткість конструкції в цілому.

**Апробація розробленої методики для визначення осьової жорсткості барабана машини ЦР-6.75x6.2/1.95.** Для демонстрації методу розрахунку барабана на прикладі складної конструкції обрано підймальну машину ЦР-6.75x6.2/1.95. Цей барабан характеризується наявністю підкріплень у вигляді



48 ребер, 224 косинки товщиною 20 мм, 48 косинок товщиною 16 мм, та 64 косинки товщиною 14 мм. Загальний вигляд такої конструкції для одноканатної однодвигунної підйомної машини з циліндричним розрізним барабаном безредукторного виконання та одношаровою навивкою зображено на рисунку 1.

Барабан призначений для підйому типу скип-скип з глибини 1477,657 м, має діаметр 6750 мм, ширину заклиненої частини 4250 мм та переставної – 1950 мм. Максимальна статична напруга каната становить 450 кН, а максимальна різниця натягів канатів – 310 кН, з кроком нарізання канавок 51 мм. Барабан складається з двох частин: заклиненої та переставної, на які навиті два каната (що набігає та збігає), зі сталевим вантажним багатопрядним канатом "БРАЙДОН" "Дайформ" 34LR/PI діаметром 46 мм. Між цими частинами існує зазор у 3 мм.

Вал барабана закріплений на двох сферичних підшипниках 241/710, причому справа на валу розташована циліндрична частина для приєднання до приводу. Моделювання підшипників проводиться аналогічно до розрахунку вихідної моделі барабана.

Для аналізу деформацій конструкції використовується методика розрахунку середніх вертикальних переміщень, як для вихідного вузла 5, де результати відображені на рисунку 10 для розрахункових випадків «зсув» (рис. 7 а, б) та «зовнішній тиск» (рис. 7 в, г).

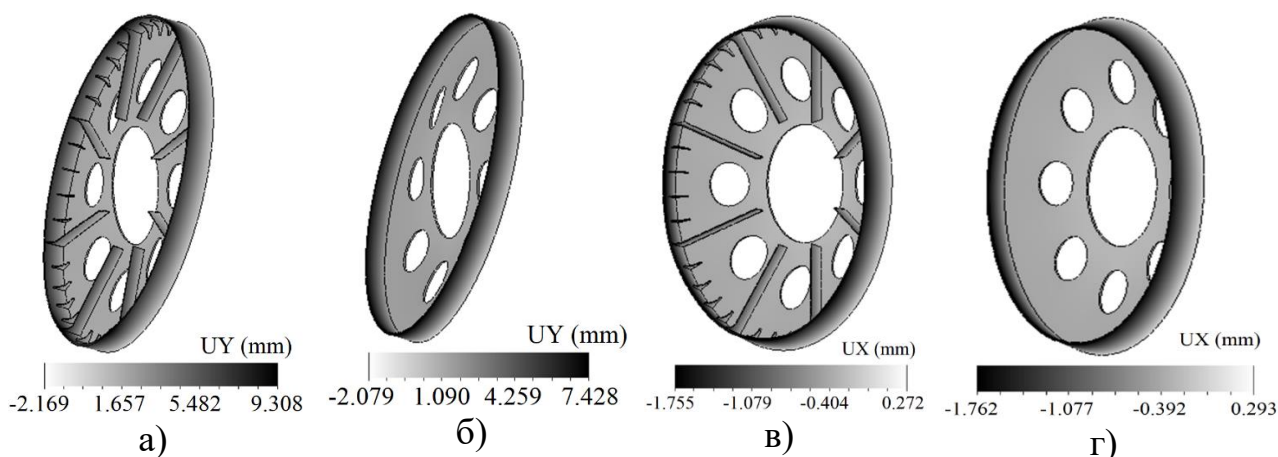


Рис. 7. Епюра вихідної та спрощеної моделі вузла 5: а) вертикальних переміщень вихідного вузла; б) вертикальних переміщень спрощеного вузла; в) радіальних переміщень вихідного вузла; г) радіальних переміщень спрощеного вузла

Ця важливо для визначення оптимальних параметрів конструкції, зокрема товщини лобовин та розміщення підкріплювальних елементів, щоб забезпечити достатню міцність і жорсткість барабана при різних режимах навантаження.

Результати розрахунків вузлів 5, 6, 8, 3 (10) було зведено у таблицю.

Таблиця

Результати розрахунків вузлів 5, 6, 8, 3 (10) на розрахункові випадки «зсув» та «зовнішній тиск»

№ вузла	$\delta_1$	s	$\delta_2$	$\Delta$	$\delta_3$	s	$\delta_4$	$\Delta$
5	8,807	38	8,734	0,8	-1,749	36,284	-1,748	0,06
6	16,617	39,374	16,665	0,3	-1,048	109,444	-1,048	0
8	1,231	55,174	1,230	0,08	-1,078	75,416	-1,080	0,19
3 (10)	9,013	45,231	9,007	0,07	-1,121	76,469	-1,121	0

В таблиці буквою  $\delta_1$  позначено різницю середніх вертикальних переміщень кромки вихідного вузла, мм;  $\delta_2$  – різниця середніх вертикальних переміщень кромки усередненої моделі вузла;  $\delta_3$  – позначено максимальне радіальне переміщення кромки вихідного вузла, мм;  $\delta_4$  – максимальне радіальне переміщення кромки усередненої моделі вузла, мм; s – товщина лобовини усередненої моделі, мм;  $\Delta$  – погрішність, %.

При цьому щільність матеріалу для вузлів 5, 6, 8 і 3 (10) дорівнює:

– для розрахункового випадку «зсув» – 9855,96 кг/м<sup>3</sup>, 10470,39 кг/м<sup>3</sup>, 8280,21 кг/м<sup>3</sup>, 9126,06 кг/м<sup>3</sup>;

– для розрахункового випадку «зовнішній тиск» – 10051,68 кг/м<sup>3</sup>, 5196,19 кг/м<sup>3</sup>, 6689,91 кг/м<sup>3</sup>, 6941,43 кг/м<sup>3</sup>.

На основі цих даних створюються ескізи відповідних тіл обертання з вихідною восьми симетрично розташованих отворів у лобовині. Параметрична модель вала з маточинами (див. рис. 1, п.1) взята з вихідної конструкції вузла.

Для створення скінченно-елементної моделі барабана використовувався комп'ютер середньої потужності. Розрахунки були обмежені кількістю вузлів сітки скінченних елементів, рівною 750000. Отримані сітки мають наступні характеристики: для "зсуву" – 645107 вузлів, максимальне співвідношення сторін – 23,547, для "тиску" – 662055 вузлів, максимальне співвідношення сторін – 23,422. Розрахунок виконувався за допомогою програми FFEPlus і тривав 10,5 хвилин.

Результати розрахунків барабана: для "зсуву" – максимальне позитивне переміщення для заклиненої частини становить 0,654 мм, мінімальне негативне – 0,355 мм; для переставної частини – максимальне позитивне – 1,766 мм, мінімальне негативне – 0,176 мм (рис. 8b та 8a відповідно); для "тиску" – максимальне позитивне переміщення для заклиненої частини – 0,584 мм, мінімальне негативне – 0,433 мм; для переставної частини – максимальне негативне – 1,327 мм, мінімальне негативне – 3,246 мм (рис. 8d та 8c відповідно).

Максимальна похибка складала 8,1% для "зсуву" і 69 % для "тиску".

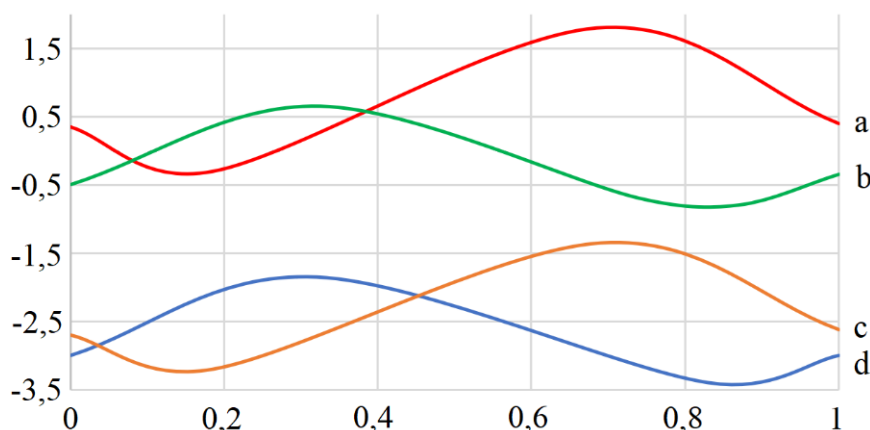


Рис. 8. Осьові переміщення кромки гальмівних дисків при розрахункових випадках «зсув» (а – переставної частини барабана; b – заклиненої частини барабана) та «тиск» (с – переставної частини барабана; d – заклиненої частини барабана)

**Висновки.** Для відомого методу усереднення, основним прийомом якого полягає те, що праві частини складних диференціальних рівнянь замінюються «згладженими», усередненими функціями, що не містять параметрів системи, що швидко змінюються, критично важливим є правильний вибір так званого "пробного навантаження". Це навантаження використовується для моделювання впливу реальних робочих умов на окремі елементи (вузли) конструкції.

У статті описано обґрунтування даного методу для розрахунку канатомістких барабанів шахтних підймальних машин. У випадку розглянутих конструкцій вузлів барабана були обрані два основні види навантаження: «зсув» та «рівномірний зовнішній тиск».

Для кожного типу навантаження було визначено оптимальну товщину лобовини, яка забезпечує необхідну жорсткість вузла. Однак, в результаті розрахунків виявилось, що похибка максимальних осьових переміщень кромки гальмівних дисків склала 8,1% для першого випадку і 69% для другого. Це значно перевищує припустимі межі похибок і свідчить про те, що вузли насправді піддаються комбінованому навантаженню.

Такі результати вказують на необхідність розробки більш складних і точних методів розрахунку, які б здатні враховувати комбіновані види навантажень, що діють на вузли. Це може включати більш детальне моделювання реальних умов експлуатації та впливу різних зовнішніх факторів на поведінку конструкції барабана.

#### Перелік посилань

1. Nadutyi, V. P., Sukharyov, V. V., & Belyushyn, D. V. (2013). Determination of stress condition of vibrating feeder for ore drawing from the block under impact loads. *Metallurgical and Mining Industry*, 5(1), 24–26.
2. Ijina, S., Samusya, V., Ijina, I., & Ijina, S. (2015). Influence of dynamic processes in mine winding plants on operating safety of shafts with broken geometry. *New Developments in Mining Engineering 2015*, 425–429.  
<https://doi.org/10.1201/b19901-74>

3. Zabolotny, K., Zhupiev, O., & Molodchenko, A. (2015). Analysis of current trends in development of mine hoists design engineering. *New Developments in Mining Engineering 2015*, 175–179.  
<https://doi.org/10.1201/b19901-32>
4. 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>
5. Zabolotny, K., Zinovyev, S., Zupiev, A., & Panchenko, E. (2015). Rationale for the parameters equipment for rope dehydration of mining hoisting installations. *New Developments in Mining Engineering 2015: Theoretical and Practical Solutions of Mineral Resources Mining*, 275–283.  
<https://doi.org/10.1201/b19901-49>
6. Zabolotny, K., & Panchenko, E. (2010). Definition of rating loading inspires of multilayer winding of rubberrope cable. *New Techniques and Technologies in Mining – Proceedings of the School of Underground Mining*, 223–229.  
<https://doi.org/10.1201/b11329-38>

#### ABSTRACT

**Purpose.** To develop a simplified calculation method for the strengthened split cylindrical drums of mine hoisting machines of the TsR-6.75x6.2/1.95 type. To evaluate the application of the method for calculating the drum of a hoisting machine of a complicated design by averaging the elements.

**The methods.** The drum structure of a mine hoisting machine is divided into ten nodes, eight of which include the shell, frontal, rib strengthening and brake discs (end nodes) and two more – the shaft with hubs and bearing supports. Based on the analysis of the machine's operation, including an assessment of its stiffness under different types of load, simplified models are created for each component. The original drum assemblies are replaced with simplified ones in order to perform a general calculation to determine the maximum axial displacement of the brake disc edges.

**Findings.** Based on the analysis of the mine hoisting machine operation, averaged models of hoist components were developed and axial displacements were successfully calculated for a simplified drum design.

**The originality.** The error of the simplified calculation method, in particular, the method of averaging with increased thickness of the lobes, which allows obtaining more accurate results for complex structures, is estimated

**Practical implementation.** Due to the need to increase the depth of mining, which leads to the need to expand the dimensions of the drum and complicate its design. In this case, the resource intensity of calculating the axial displacement of brake discs increases. This is necessary for the introduction of disc brakes. However, this complicates the use of standard mid-level computer-aided design tools due to the increase in the size of the finite element mesh, which makes its use impractical. The methodology can be used for mine hoisting machines of the following types TsR-6.75x6.2/1.95 with a split drum, 6750 mm in diameter and 6200 mm wide (of which 1950 mm is the interchangeable part), providing accurate calculations of brake disc edge displacements. This approach is particularly useful for use in mid-range software packages such as SolidWorks Simulation, eliminating the need for resource-intensive software.

**Keywords:** *method of averaging in structural mechanics of strengthened structures, axial stiffness, hoisting machine drum, bracing with braids and ribs, disc brake.*