

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ДНІПРОВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

Кваліфікаційна наукова праця  
на правах рукопису

**СИМОНЕНКО ВІТАЛІЙ ВАДИМОВИЧ**

УДК 622.673.1:621.778.27

**ДИСЕРТАЦІЯ**

**РОЗРОБКА КОМПЛЕКСНОЇ МЕТОДОЛОГІЇ МОДЕЛЮВАННЯ  
РОЗРІЗНИХ КАНАТОМІСТКИХ БАРАБАНІВ ШАХТОВИХ  
ПІДЙІМАЛЬНИХ МАШИН**

Спеціальність 133 – «Галузеве машинобудування»

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

\_\_\_\_\_ В.В. Симоненко

Наукові керівники – Заболотний Костянтин Сергійович  
доктор технічних наук, професор

Панченко Олена Володимирівна,  
кандидат технічних наук, доцент

Дніпро – 2025

## АНОТАЦІЯ

*Симоненко В. В.* Розробка комплексної методології моделювання розрізних канатомістких барабанів шахтових підймальних машин. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування. – Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Міністерство освіти і науки України, Дніпро, 2025.

У зв'язку з активною інтенсифікацією глибокого шахтного видобутку на горизонтах понад 1500 метрів, традиційні багатоканатні підймальні установки з фрикційними шківками стикаються з істотними конструктивними та експлуатаційними обмеженнями. Відповіддю на ці виклики стало створення ПрАТ «Новокраматорський машинобудівний завод» (НКМЗ) інноваційної конструкції канатоміського циліндричного розрізного барабана типу ЦР-6,75×6,2/1.

У рамках реалізації угоди про науково-технічне співробітництво ПрАТ «НКМЗ» ініціювало співпрацю з НТУ «Дніпровська політехніка» з метою розробки науково обґрунтованої методології моделювання зазначеного технічного рішення. Визначальне значення у формуванні наукового напрямку дослідження мало технічне завдання підприємства, у якому було конкретизовано ключові технічні параметри конструкції та сформульовано її прикладні цілі.

Аналіз поточного стану наукових досліджень свідчить про їх фрагментарність: наявні публікації здебільшого охоплюють лише окремі компоненти інженерного аналізу шахтових підймальних машин. Зокрема, йдеться про геометричну оптимізацію оболонкових елементів, чисельну оцінку напружено-деформованого стану або вивчення теплових процесів у фрикційних вузлах.

Водночас відсутня єдина, інтегрована методологія, яка б комплексно об'єднувала вказані напрями досліджень із урахуванням багатофізичної природи експлуатаційних навантажень. Саме тому технічне завдання, надане ПрАТ «НКМЗ», стало основою для формулювання актуальної **науково-технічної задачі**:

розробка комплексної методології моделювання розрізних канатомістких барабанів шахтових підіймальних машин типу ЦР-6,75×6,2/1,95.

Реалізація зазначеного дослідження здійснюється в межах державного бюджетного проекту № ДР 0122U201676 (період виконання – січень 2023 р. – грудень 2025 р.), а також згідно з господарським договором № 072355-24 від 01.03.2024 р., укладеним між ПрАТ «СУХА БАЛКА» та НТУ «Дніпровська політехніка».

**Наукова ідея дисертації** полягає у впровадженні комплексного підходу до моделювання конструкцій розрізних канатомістких барабанів шахтових підіймальних машин шляхом інтеграції взаємодоповнювальних методів, що забезпечують урахування багатофакторної природи експлуатаційних навантажень.

**Мета дослідження** – розробити науково обґрунтовані методичні рекомендації для інженерів-конструкторів щодо комплексного розрахунку напружено-деформованого стану розрізних канатомістких барабанів шахтових підіймальних машин.

**Об’єкт досліджень** – напружено-деформований і термомеханічний стан розрізних канатомістких барабанів шахтових підіймальних машин типу ЦР-6,75×6,2/1,95, які функціонують в умовах глибоких виробок.

**Предметом дослідження** – є комплексна методологія аналітичного, чисельного та термомеханічного моделювання, а також інженерні рішення, спрямовані на мінімізацію осьових деформацій, забезпечення нормативної жорсткості та термічної стабільності.

**Методи досліджень** – спрямовані на підвищення ефективності проектування високонавантажених канатомістких барабанів шахтових підіймальних машин за рахунок застосування багаторівневого моделювання, що поєднує класичні та сучасні інженерні підходи. У межах дисертаційного дослідження використано такі методи:

- Аналітичне моделювання – із залученням рівнянь теорії оболонок Кірхгофа–Лява;

- Чисельне моделювання – методом скінченних елементів у середовищі SolidWorks Simulation;
- Параметрична оптимізація – відповідно до критеріїв мінімізації маси та обмеження деформаційної чутливості;
- Термомеханічний аналіз – моделювання фрикційних пар з урахуванням рухомого джерела теплоти, теплообміну та температурної деградації матеріалів;
- Експертне узгодження граничних умов – на основі технічних регламентів ПрАТ «НКМЗ».

### **Наукова новизна одержаних результатів**

- **Уперше** розроблено аналітичну модель переставної частини розрізного канатомісткого барабана у вигляді тонкостінної циліндричної оболонки з включенням кільцевих пружних елементів, яка дозволяє враховувати вплив конструктивних підкріплень (лобовин, косинок, шпангоутів) на осьову жорсткість, що відсутнє в класичних оболонкових моделях.
- **Запропоновано новий метод двоетапної калібровки** поправочних жорсткісних коефіцієнтів аналітичної моделі на основі даних скінченно-елементного аналізу, який забезпечує відхилення результатів не більше ніж 5 % при скороченні часу розрахунків у 10–12 разів порівняно з повномасштабним чисельним моделюванням.
- **Уперше виконано** топологічну оптимізацію жорсткісної структури переставної частини барабана на основі аналітично-чисельного моделювання осьових деформацій. Оптимізація дозволила зменшити масу підкріплювальних елементів на 29 % та одночасно знизити осьові деформації у 2,4 рази без перевищення гранично допустимих значень.
- **Уперше розроблено комплексну методологію моделювання** конструкції барабана, яка поєднує аналітичні оцінки напружено-деформованого стану, скінченно-елементне моделювання та термомеханічний аналіз фрикційної пари. Такий підхід забезпечує комплексну інженерну оцінку конструкції з урахуванням реальних експлуатаційних умов. Зокрема, результати моделювання, виконані в середовищах Gravity Sketch і SolidWorks Simulation, застосовувалися під

час етапів ітераційного створення ребер жорсткості та аналізу напруженого стану. Отримані дані стали основою для навчальних матеріалів «VR-моделювання в інженерному проектуванні», який застосовується у практикумі з цифрової підготовки інженерів.

- **Уперше побудовано термомеханічну модель пари «гальмовий диск–колодка» з рухомим джерелом теплоти, яка враховує динаміку тепловиділення при запобіжному гальмуванні, теплофізичні властивості матеріалів і конвекційний теплообмін; похибка прогнозу температури не перевищує 8,1 %.**

- **Уперше доведено термічну придатність вітчизняних фрикційних матеріалів (зокрема Y2-301-07 і «Ретінакс») до використання в умовах глибокого шахтового підймання при швидкостях до 13–13,5 м/с, що обґрунтовує їх можливе імпортозаміщення.**

**Наукова задача дисертаційного дослідження** полягає у створенні комплексної методології моделювання напружено-деформованого та термомеханічного стану розрізних канатомістких барабанів шахтових підймальних машин типу ЦР-6,75×6,2/1,95.

**Практичні результати дисертаційного дослідження** були інтегровані у виробничу діяльність Публічного акціонерного товариства «Новокраматорський машинобудівний завод» (ПрАТ «НКМЗ») шляхом передачі науково обґрунтованих методичних рекомендацій щодо моделювання напружено-деформованого стану розрізного канатомісткого барабана типу ЦР-6,75×6,2/1,95. Зазначене підприємство, що є стейкхолдером освітньо-наукової програми за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування», офіційно підтвердило впровадження результатів дослідження відповідним актом від 12.05.2025 р.

У межах реалізації господарського договору № 072355-24 від 01.03.2024 р., укладеного між ПрАТ «СУХА БАЛКА» та НТУ «Дніпровська політехніка», автором було розроблено й передано методичні рекомендації щодо вибору та техніко-економічного обґрунтування параметрів шахтної підйальної машини з розрізним циліндричним барабаном типу ЦР. Зазначені матеріали стали науково-методичною основою для формування технічного завдання на проектування та

виготовлення відповідного гірничого обладнання. Факт впровадження рекомендацій підтверджено актом від 03.07.2024 р., підписаним уповноваженими представниками обох сторін – підприємства та закладу вищої освіти.

Крім того, результати дослідження включено до звітної документації за державним науково-дослідним проектом № ДР 0122U201676 «Розвиток теорії обґрунтування і вибору конструктивних та технологічних параметрів технічних об'єктів галузевого машинобудування» (період реалізації: січень 2023 р. – грудень 2025 р.). Відповідне впровадження зафіксовано актом від 10.05.2025 р. обох сторін – підприємства та закладу вищої освіти.

На основі ітеративного моделювання жорсткісних елементів у SolidWorks Simulation та VR-прототипування в Gravity Sketch було розроблено спеціалізований навчальний практикум «VR-моделювання в інженерному проектуванні». Практикум включено до навчального процесу для студентів і аспірантів освітньо-наукової програми «Галузеве машинобудування» спеціальності 133, що підтверджено актом впровадження від 10.05.2025 р..

Крім того, 10 січня 2025 року автор подав заявку на реєстрацію корисної моделі U2025 00123, що засвідчує технічну новизну конструкції переставної частини барабана шахтної підйимальної машини типу ЦР-6,75×6,2/1,95, розробленої у рамках співпраці з ПрАТ «НКМЗ».

Дисертаційну роботу на тему «Розробка комплексної методології моделювання розрізних канатомістких барабанів шахтових підйимальних машин» було піддано перевірці на наявність текстових запозичень із використанням спеціалізованої системи виявлення академічного плагіату StrikePlagiarism.com. За результатами автоматизованого аналізу встановлено, що коефіцієнт подібності становить 0,20 %, а коефіцієнт цитування – 1,27 %, що свідчить про високий рівень самостійності та академічної відповідальності автора.

Таким чином, проведений аналіз не виявив жодних ознак академічного плагіату. Отримані результати повністю підтверджують відповідність дисертації вимогам академічної доброчесності, визначеним чинним законодавством України,

зокрема Законом України «Про освіту» та нормативними актами Міністерства освіти і науки України.

**Ключові слова:** розрізний барабан; канатомісткість; осьова деформація; оболонка; напружено-деформований стан; термомеханіка; гальмова система; фрикційна пара; оптимізація конструкції; метод скінченних елементів; числове моделювання; SolidWorks Simulation; SolidWorks; Gravity Sketch; віртуальне просторове моделювання; шахтова підймальна машина; термічна стабілізація; стійкість; аналітична модель, гірничодобувна промисловість.

## ABSTRACTS

Symonenko V.V. «Development of a comprehensive modelling methodology for split rope-capacious drums of mine hoisting machines». – Qualifying scientific work as manuscript.

Dissertation for the Degree of Doctor of Philosophy in the speciality 133 «Industrial Mechanical Engineering», Dnipro University of Technology, Ministry of Education and Science of Ukraine, Dnipro, 2025.

As deep-level mining operations expand beyond 1500 metres, traditional multi-rope friction hoisting systems encounter considerable design and operational constraints. To address these challenges, PJSC 'Novokramatorsky Mashinobudivny Zavod' (NKMZ) developed an innovative split cylindrical rope drum of the TsR-6.75×6.2/1.95 type.

As part of the implementation of the agreement on scientific and technical cooperation, PJSC 'NKMZ' initiated cooperation with Dnipro University of Technology to develop a scientifically sound methodology for modelling the technical solution. The technical specification of the enterprise, which specified the key technical parameters of the design and formulated its applied goals, was crucial in shaping the scientific direction of the study.

A review of the current state of scientific research shows that it is fragmented: the available publications mostly cover only individual components of the engineering analysis of mine hoisting machines. This includes geometric optimisation of shell

elements, numerical assessment of the stress-strain state, or study of thermal processes in friction units.

Despite the existing body of research, there is still no unified methodological framework that holistically integrates structural, thermal, and mechanical analyses, while accounting for the multiphysical nature of operational loads. In response to this gap, the technical specification provided by PJSC 'NKMZ' served as the basis for formulating a **scientifically and technically significant research objective**: the development of a comprehensive modelling methodology for split rope-capacious drums of mine hoisting machines of the TsR-6.75×6.2/1.95 type.

The implementation of this study is carried out within the framework of the state budget project No. DR 0122U201676 (implementation period - January 2023 - December 2025), as well as in accordance with the economic agreement No. 072355-24 of 01.03.2024, concluded between PJSC 'SUKHA BALKA' and Dnipro University of Technology.

**The scientific idea** of the thesis is to introduce a comprehensive approach to modelling the structures of split rope-capacious drums of mine hoisting machines by integrating complementary methods that take into account the multifactorial nature of operational loads.

**The aim of the study** is to develop scientifically based methodological recommendations for design engineers on the complex calculation of the stress-strain state of split rope-capacious drums of mine hoisting machines.

**The object of research** is the stress-strain and thermomechanical state of the split rope-capacious drums of mine hoisting machines of the TsR-6.75×6.2/1.95 type, which operate in deep workings.

**The subject of the study** is a comprehensive methodology for analytical, numerical and thermomechanical modelling, as well as engineering solutions aimed at minimising axial deformations, ensuring regulatory stiffness and thermal stability.

**Research methods** – aimed at improving the efficiency of designing highly loaded rope-capacious drums of mine hoisting machines by using multilevel modelling that

combines classical and modern engineering approaches. The following methods were used in the dissertation research:

- Analytical modelling using the Kirchhoff-Love equations of shell theory;
- Numerical modelling - using the finite element method in SolidWorks Simulation;
- Parametric optimisation - in accordance with the criteria of minimising mass and limiting deformation sensitivity;
- Thermomechanical analysis - modelling of friction pairs with consideration of the moving heat source, heat transfer and thermal degradation of materials;
- Expert approval of the boundary conditions is based on NKMZ's technical regulations.

### **Scientific novelty of the results obtained**

- **For the first time**, an analytical model of the movable part of a split rope-capacious drum in the form of a thin-walled cylindrical shell with the inclusion of ring elastic elements has been developed, which allows taking into account the influence of structural reinforcements (end plates, gussets, and frames) on the axial stiffness, which is absent in classical shell models.

- **A new method of two-stage calibration** of the correction stiffness coefficients of the analytical model based on the data of finite element analysis is proposed, which ensures a deviation of results of no more than 5 % while reducing the calculation time by 10-12 times compared to full-scale numerical modelling.

- **For the first time**, the topological optimization of the rigid structure of the drum's movable part was performed based on analytical and numerical modeling of axial deformations. The optimization made it possible to reduce the weight of the reinforcing elements by 29 % and simultaneously reduce the axial deformations by 2.4 times without exceeding the maximum permissible values.

- **For the first time**, a comprehensive methodology for modelling the drum structure has been developed that combines analytical estimates of the stress-strain state, finite-element modelling, and thermomechanical analysis of the friction pair. This approach provides a comprehensive engineering assessment of the structure, taking into account the actual operating conditions. In particular, the modeling results obtained in the

Gravity Sketch and SolidWorks Simulation environments were utilized during the iterative design stages of the stiffening ribs and the stress state analysis. The data obtained served as the basis for the educational materials entitled 'VR Modeling in Engineering Design', which are used in the practicum on digital training of engineers.

- **For the first time**, a thermomechanical model of the 'brake disc–pad' pair with a moving heat source has been developed, which accounts for the dynamics of heat generation during safety braking, the thermophysical properties of the materials, and convective heat transfer; the temperature prediction error does not exceed 8.1 %.

- **For the first time**, the thermal suitability of domestic friction materials (in particular, Y2-301-07 and 'Retinaks') for use under deep mine hoisting conditions at speeds of up to 13–13.5 m/s has been substantiated, thereby justifying their potential for import substitution.

**The scientific objective of the dissertation research** is to develop a comprehensive methodology for modeling the stress–strain and thermomechanical state of split rope-capacious drums of mine hoisting machines of the TsR-6.75×6.2/1.95 type.

**The practical results of the dissertation research** were integrated into the production activities of the Public Joint Stock Company 'Novokramatorsky Mashinobudivny Zavod' (PJSC 'NKMZ') through the transfer of scientifically substantiated methodological recommendations for modeling the stress–strain state of the split rope-capacious drum of the TsR-6.75×6.2/1.95 type. The enterprise, which is a stakeholder in the educational and scientific program in the specialty 133 'Industrial Engineering,' officially confirmed the implementation of the research results through the corresponding act dated May 12, 2025.

Within the framework of the implementation of Economic Agreement No. 072355-24 dated March 1, 2024, concluded between PJSC 'Sukha Balka' and the Dnipro University of Technology, the author developed and transferred methodological recommendations on the selection and techno-economic justification of the parameters of a mine hoisting machine with a split cylindrical drum of the TsR type. The materials served as the scientific and methodological basis for the formulation of the technical specification for the design and manufacturing of the corresponding mining equipment.

The implementation of the recommendations was confirmed by an act dated July 3, 2024, signed by authorized representatives of both parties – the enterprise and the institution of higher education.

Moreover, the research results were incorporated into the reporting documentation of the state-funded research project No. ДР 0122U201676 entitled 'Development of the Theory for Justification and Selection of Structural and Technological Parameters of Technical Objects in Industrial Engineering' (implementation period: January 2023 – December 2025). The corresponding implementation was documented in an act dated May 10, 2025, signed by both parties – the enterprise and the institution of higher education.

Based on iterative modeling of stiffness elements in SolidWorks Simulation and VR prototyping in Gravity Sketch, a specialized educational practicum entitled 'VR Modeling in Engineering Design' was developed. The practicum has been integrated into the educational process for students and postgraduate students of the educational and scientific program 'Industrial Engineering' in specialty 133, as confirmed by the implementation act dated May 10, 2025.

Moreover, on January 10, 2025, the author submitted an application for the registration of utility model U2025 00123, which confirms the technical novelty of the design of the movable segment of the drum of the TsR-6.75×6.2/1.95 type mine hoisting machine, developed within the framework of collaboration with PJSC 'NKMZ'.

The dissertation titled 'Development of a Comprehensive Modeling Methodology for Split Rope-Capacious Drums of Mine Hoisting Machines' was subjected to a plagiarism check using the specialized academic plagiarism detection system StrikePlagiarism.com. According to the results of the automated analysis, the similarity index amounted to 0.20%, and the citation index was 1.27%, which indicates a high level of authorial independence and academic integrity.

Thus, the analysis revealed no indications of academic plagiarism. The obtained results fully confirm that the dissertation complies with the standards of academic integrity as defined by the current legislation of Ukraine, in particular the Law of Ukraine

'On Education' and the regulatory acts of the Ministry of Education and Science of Ukraine.

**Keywords:** split drum; rope capacity; axial deformation; shell structure; stress-strain state; thermomechanics; brake system; friction pair; design optimization; finite element method; numerical simulation; SolidWorks Simulation; SolidWorks; Gravity Sketch; virtual spatial modeling; mine hoisting machine; thermal stability; reliability; analytical modeling; mining industry.

**Наукові праці, в яких опубліковано основні  
наукові результати дисертаційного дослідження:**

*Публікації у наукових фахових виданнях України*

1. В.В. Симоненко. Обґрунтування методики розрахунку канатомістких циліндричних барабанів шахтних підймальних машин. Збірник наукових праць НГУ, 2023, №75-18. <http://znp.nmu.org.ua/index.php/en/archives/59-75en/905-75en18>

Особистий внесок здобувача полягає в обґрунтуванні методики розрахунку осьових переміщень канатомістких барабанів шахтових підймальних машин із використанням методу усереднення параметрів вузлів конструкції, побудові параметричних моделей елементів барабана; проведенні чисельного моделювання в середовищі SolidWorks Simulation, оцінці точності наближених рішень.

2. К.С. Заболотний, О.В. Панченко, В.В. Симоненко. Аналіз проблематики застосування дискових гальм у комплексі довгих барабанів шахтних підйомників збільшеної канатомісткості. Збірник наукових праць НГУ, 2023, №74-18. <http://znp.nmu.org.ua/index.php/en/archives/56-74en/853-74en18>

Особистий внесок здобувача зведено до розроблення методики визначення осьової жорсткості довгих канатомістких барабанів шахтних підймальних машин із використанням SolidWorks і MathCAD, проведення чисельного моделювання для оцінки торцевого биття та обґрунтування технічних рішень щодо забезпечення надійної роботи дискових гальм.

3. K. Zabolotnyi, A. Burkov, O. Panchenko, O. Zhupiiiev, V. Symonenko. Optimization of contact stresses in shoe brakes of mine hoisting machines. Збірник наукових праць НГУ. 2024 – № 76. с. 247-259. <https://doi.org/10.33271/crpnmu/76.247>

Особистий внесок здобувача зосереджено на побудові аналітичної моделі гальмівної балки з урахуванням відносної жорсткості накладки, проведенні чисельного моделювання в SolidWorks Simulation, верифікації результатів із теоретичними рішеннями та розробці практичних рекомендацій щодо зменшення контактних напружень у колодкових гальмах шахтних підймальних машин.

*Публікації у наукометричних базах Scopus*

1. V. Symonenko, K. Zabolotnyi, O. Panchenko. Methodology for determining the heat distribution in disc brakes of mine hoisting machines. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 2024, № 5. 59-64. <https://doi.org/10.33271/nvngu/2024-5/059>

Особистий внесок здобувача полягає в розробленні методики чисельного моделювання розподілу температури в дискових гальмах шахтних підймальних машин, побудові геометричної моделі гальмівного диска у SolidWorks, реалізації розрахункового алгоритму у MathCAD, а також у проведенні скінченно-елементного аналізу теплового поля при різних режимах гальмування з метою підвищення ефективності роботи гальмівної системи.

2. K. S. Zabolotnyi, O. L. Zhupiiiev, V. V. Symonenko. Substantiating The Methods For Calculating The Split Cylindrical Drums Of Mine Hoisting Machines With Increased Rope Capacity. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 2022, № 5. 60-67. <https://doi.org/10.33271/nvngu/2022-5/060>

Особистий внесок здобувача полягає в обґрунтуванні застосування методу усереднення для спрощеного розрахунку осьових переміщень елементів розрізного канатомісткого барабана, створенні параметричних моделей вузлів у SolidWorks, реалізації чисельного алгоритму визначення еквівалентної жорсткості, а також у проведенні скінченно-елементного аналізу конструкції барабана під дією реалістичних навантажень.

*Монографія*

1. Zabolotnyi, K. S., Symonenko, V. V., Panchenko, O. V., & Rutkovskiy, M. A. (2024). Justification of the calculation method for cylindrical drums of mine hoisting machines (Monograph). Ministry of Education and Science of Ukraine, National Technical University "Dnipro Polytechnic". <https://ir.nmu.org.ua/handle/123456789/167512>

Особистий внесок здобувача у монографії полягає в тому, що ним самостійно підготовлено розділ 6, у якому розроблено методику визначення осьової

жорсткості барабанів підймальних машин нестандартної конструкції із застосуванням методу усереднення параметрів вузлів, побудовано параметричні моделі складових барабана типу ЦР-6,75×6,2/1,95, реалізовано типові розрахункові сценарії навантаження, проведено серію скінченно-елементних розрахунків із використанням SolidWorks Simulation, здійснено верифікацію точності результатів через порівняння переміщень гальмівних дисків у повній та спрощеній конструкції.

*Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації*

1. Panchenko, O., Zabolotnyi, K., Shkut, A., & Symonenko, V. (2025). Prospects for the deployment of drum hoisting systems for material transport in deep quarries. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 1491(1), 012073. <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/1491/1/012073/pdf>.
2. Панченко О.В., Заболотний К.С., Шкут А.П., Симоненко В.В. Апробація ОПП «Віртуальний дизайн у машинобудуванні»: освітня підготовка фахівців для цифрової трансформації галузі // Потураївські читання: Матеріали XXII міжнародної науково-технічної конференції (м. Дніпро, 14 лютого 2025 р.): Тези. – Дніпро: НТУ «ДП», 2025. – С. 3–5.
3. К.С. Заболотний, О.В. Панченко, В.В. Симоненко. Дослідження осьової жорсткості шахтних підймальних машин. XXI Міжнародна науково-технічна конференція «Потураївські читання», 23 лютого 2024. [https://science.nmu.org.ua/ua/ndc/sector\\_nttm/poturaev-readings/thesiz-2024.pdf](https://science.nmu.org.ua/ua/ndc/sector_nttm/poturaev-readings/thesiz-2024.pdf)
4. Розробка методики розрахунку довгих барабанів шахтних підймальних машин на осьову жорсткість / В.В. Симоненко, О.В. Панченко // III Міжнародна науково-технічна конференція “Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2023”, 01 – 03 червня 2023 р. м. Вінниця – Вінниця: Вінницький національний технічний університет, 2023. [https://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/2024/Zbirnyk\\_tez\\_3\\_06\\_2023.pdf](https://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/2024/Zbirnyk_tez_3_06_2023.pdf)
5. Проблема створення підймальної машини з розрізним циліндричним барабаном для глибоких шахт / В.В. Симоненко, О.В. Панченко // Наукова весна:

тези доповідей XIII Всеукр.наук.-техн. конф. аспірантів та молодих вчених, 01 – 03 березня 2023 р. м. Дніпро – Дніпро: НТУ «ДП», 2023.

6. Study of stress-strain state of mine winder split drums of hoisting machines with increased rope capacity / Vitalii Symonenko, Kostiantyn Zabolotnyi, Oleksandr Zhupiiiev / The V International Scientific and Technical Conference «Innovative Development of Resource-Saving Technologies and Sustainable use of Natural Resources». Petroșani, Romania, November 11, 2022. [https://www.upet.ro/cercetare/manifestari/Ukraine\\_2022\\_Book\\_of\\_Abstracts.pdf](https://www.upet.ro/cercetare/manifestari/Ukraine_2022_Book_of_Abstracts.pdf)

7. Обґрунтування методики розрахунку розрізних циліндричних барабанів шахтних підймальних машин збільшеної канатомісткості / В.В. Симоненко, О.В. Панченко // Наукова весна: тези доповідей XII Всеукр.наук.-техн. конф. аспірантів та молодих вчених, 23 – 24 травня 2022 р. м. Дніпро – Дніпро: НТУ «ДП», 2022. – 148-149. <https://tinyurl.com/35y7yk5y>

## ЗМІСТ

|                                                                                                                               |     |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Вступ.....                                                                                                                    | 19  |
| Розділ 1 Аналіз стану питання. Постановка завдань дослідження.....                                                            | 28  |
| 1.1 Аналіз технічного об'єкта.....                                                                                            | 28  |
| 1.2 Аналіз сучасного стану наукових досліджень у галузі проектування та моделювання барабанів шахтових підймальних машин..... | 35  |
| 1.3 Постановка наукових завдань.....                                                                                          | 43  |
| Розділ 2 Методичне обґрунтування аналітичного ядра комплексної методології моделювання.....                                   | 45  |
| 2.1 Постановка завдання .....                                                                                                 | 45  |
| 2.2 Розробка аналітичної моделі.....                                                                                          | 46  |
| 2.3 Висновки до розділу 2.....                                                                                                | 90  |
| Розділ 3 Оптимізація конструкції розрізного канатомісткого барабана під дією канатного навантаження.....                      | 94  |
| 3.1 Вступ до розділу 3.....                                                                                                   | 94  |
| 3.2 Мінімізація концентрації напружень у зонах приєднання підкріплювальних елементів до основної конструкції.....             | 95  |
| 3.3 Обґрунтування оптимальної конструктивної схеми розрізного канатомісткого барабана типу ЦР-6,75×6,2/1,95.....              | 101 |
| 3.4 Висновки до розділу 3.....                                                                                                | 128 |
| Розділ 4 Термомеханічне моделювання фрикційної пари «гальмовий диск–колодка» шахтової підйальної машини.....                  | 131 |
| 4.1 Вступ до розділу 4.....                                                                                                   | 131 |
| 4.2 Вихідні дані та аналітичне визначення теплового навантаження.....                                                         | 135 |
| 4.3 Скінченно-елементна модель гальмового диска.....                                                                          | 138 |
| 4.4 Скінченно-елементна модель гальмової колодки.....                                                                         | 146 |

|           |                                                                                                                                                                                                                 |     |
|-----------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 4.4.1     | Постановка задачі та вибір розрахункової моделі.....                                                                                                                                                            | 146 |
| 4.4.2     | Моделювання температурного поля колодки з різними фрикційними матеріалами.....                                                                                                                                  | 151 |
| 4.5       | Висновок до розділу 4.....                                                                                                                                                                                      | 158 |
|           | Висновки.....                                                                                                                                                                                                   | 161 |
|           | Список використаних джерел.....                                                                                                                                                                                 | 171 |
| Додаток А | Технічне завдання на визначення параметрів барабана шахтової підіймальної машини типу ЦР-6,75×6,2/1,95                                                                                                          |     |
| Додаток Б | Методичні рекомендації з розрахунку напружено-деформованого стану барабана шахтової підіймальної машини типу ЦР-6,75×6,2/1,95                                                                                   |     |
| Додаток В | Акт впровадження результатів дисертаційного дослідження на підприємстві ПрАТ «НКМЗ»                                                                                                                             |     |
| Додаток Г | Методичні рекомендації з вибору та обґрунтування параметрів шахтної підіймальної машини (ШПМ) з розрізним циліндричним барабаном типу ЦР для підготовки технічного завдання на його виготовлення                |     |
| Додаток Д | Акт впровадження результатів дисертаційного дослідження на підприємстві ПрАТ «СУХА БАЛКА»                                                                                                                       |     |
| Додаток Е | Акт впровадження результатів дисертаційного дослідження у НДР № ДР0122U201676 «Розвиток теорії обґрунтування і вибору конструктивних та технологічних параметрів технічних об'єктів галузевого машинобудування» |     |
| Додаток Ж | Практикум «VR-моделювання в інженерному проектуванні»                                                                                                                                                           |     |
| Додаток И | Акт впровадження результатів дисертаційного дослідження в рамках навчального процесу                                                                                                                            |     |
| Додаток К | Звіт про перевірку дисертаційної роботи на наявність академічного плагіату (StrikePlagiarism.com)                                                                                                               |     |
| Додаток Л | Список публікацій                                                                                                                                                                                               |     |

## ВСТУП

### Обґрунтування вибору теми дослідження

Інтенсифікація гірничого видобутку потребує впровадження сучасних інженерних рішень, зокрема у сфері проектування шахтних підймальних машин, здатних забезпечити надійне транспортування вантажів із глибин понад 1500 м. В умовах таких навантажень традиційні підймальні установки – насамперед багатоканатні машини зі шківми тертя – виявляють низку конструктивно-експлуатаційних обмежень, зумовлених необхідністю врівноваження канатів і забезпечення стабільної фрикційної взаємодії між канатом і шківом.

Відповіддю на вказані інженерні виклики стало створення в ПрАТ «Новокраматорський машинобудівний завод» (ПрАТ «НКМЗ») інноваційної конструкції циліндричного розрізного канатомісткого барабана типу ЦР-6,75×6,2/1,95, яка поєднує функціональні переваги одно- та двобарабанних машин. Основною конструктивною відзнакою цієї розробки є підвищена канатомісткість. Проте розширення геометричних параметрів конструкції та зростання навантажень супроводжуються виникненням значних осьових деформацій, що порушують кінематичну узгодженість із дисковими гальмівними системами типу *Svendborg Brakes* (виробництва *Danfoss*, Данія), змонтованими на жорстко закріплених опорах. Це, у свою чергу, унеможлиблює забезпечення їх стабільної роботи в умовах змінного навантаження.

У контексті реалізації укладеної угоди про науково-технічне співробітництво, ПрАТ «НКМЗ» звернулося до Національного технічного університету «Дніпровська політехніка» з ініціативою розроблення науково обґрунтованої методології моделювання зазначеної конструкції з метою підвищення її інженерної ефективності та надійності експлуатації в глибоких шахтних умовах.

Аналіз сучасного наукового дискурсу свідчить про фрагментарний характер наявних досліджень, які здебільшого зосереджені на окремих аспектах моделювання – таких як геометрична оптимізація оболонкових конструкцій, чисельне моделювання напружено-деформованого стану або аналіз теплових процесів у фрикційних вузлах.

Водночас відсутній комплексний підхід, що враховує багатofізичну природу реального навантаження барабанів шахтових підймальних машин.

Саме тому технічне завдання, надане ПрАТ «НКМЗ», стало основою для формулювання актуальної **науково-технічної задачі**: розробка комплексної методології моделювання розрізних канатомістких барабанів шахтових підймальних машин типу ЦР-6,75×6,2/1,95.

Ключову роль у формуванні тематики дисертаційного дослідження відіграло технічне завдання ПрАТ «НКМЗ» (Додаток А), яке визначило перелік критичних технічних параметрів та прикладних цілей розробки. Саме це технічне завдання стало відправною точкою для побудови моделі конструкції типу ЦР-6,75×6,2/1,95, що поєднує аналітичні, чисельні та термомеханічні підходи. Таким чином, дослідження має не лише теоретичну, а й чітко прикладну інженерну спрямованість, безпосередньо закладену в його первинних умовах.

**Наукова задача дисертації** – розробити комплексну методологію моделювання розрізних канатомістких барабанів шахтових підймальних машин.

**Об’єктом дослідження** є напружено-деформований і термомеханічний стан розрізних канатомістких барабанів шахтових підймальних машин типу ЦР-6,75×6,2/1,95, які функціонують в умовах глибоких виробок.

**Предмет дослідження** охоплює комплексну методологію аналітичного, чисельного та термомеханічного моделювання, а також інженерні рішення, спрямовані на мінімізацію осьових деформацій, забезпечення нормативної жорсткості та термічної стабільності.

**Мета дослідження** – розробити науково обґрунтовані методичні рекомендації для інженерів-конструкторів щодо комплексного розрахунку напружено-деформованого стану розрізних канатомістких барабанів шахтових підймальних машин.

#### **Основні завдання дослідження:**

1. Розробити аналітичну модель переставної частини барабана на основі рівнянь вигину оболонок із включенням кільцевих пружних елементів.

2. Побудувати та валідувати скінченно-елементні моделі барабана, забезпечивши граничні значення напружень, виникаючих у конструкції та осьових деформацій гальмових дисків (1,5 мм).

3. Реалізувати топологічну оптимізацію переставної частини барабана, враховуючи обмеження за масою, геометричною сумісністю та умовами збереження жорсткісної рівноваги; візуальне прототипування здійснити за допомогою VR-моделювання в середовищі Gravity Sketch.

4. Розробити скінченно-елементну модель фрикційної пари «гальмовий диск–колодка» з рухомим та змінним джерелом тепла.

5. Синтезувати аналітичний, чисельний і термомеханічний компоненти в межах єдиної комплексної методології.

6. Сформувані практичні методичні рекомендації, орієнтовані на промислових інженерів і викладачів технічних спеціальностей, із включенням навчального модулю «VR-моделювання в інженерному проектуванні», який заснований на результатах моделювання у Gravity Sketch та SolidWorks Simulation і впроваджений у навчальний процес.

Для реалізації зворотного циклу взаємодії між етапами геометричного проектування та чисельної верифікації напружено-деформованого стану (НДС) було застосовано інтегрований програмно-інженерний зв'язок між середовищами Gravity Sketch, SolidWorks та SolidWorks Simulation.

Такий підхід розширює можливості традиційного інженерного аналізу, забезпечуючи впровадження новітнього цифрового інструментарію в галузь проектування машин.

У межах дослідження використано комплекс взаємодоповнювальних методів:

- Аналітичне моделювання – із залученням рівнянь теорії оболонок Кірхгофа–Лява;
- Чисельне моделювання – методом скінченних елементів у середовищі SolidWorks Simulation;
- Параметрична оптимізація – відповідно до критеріїв мінімізації маси та обмеження деформаційної чутливості;

- Термомеханічний аналіз – моделювання фрикційних пар з урахуванням рухомого джерела теплоти, теплообміну та температурної деградації матеріалів;
- Експертне узгодження граничних умов – на основі технічних регламентів ПрАТ «НКМЗ».

### **Наукова новизна отриманих результатів**

- **Уперше** розроблено аналітичну модель переставної частини розрізного канатомісткого барабана у вигляді тонкостінної циліндричної оболонки з включенням кільцевих пружних елементів, яка дозволяє враховувати вплив конструктивних підкріплень (лобовин, косинок, шпангоутів) на осьову жорсткість, що відсутнє в класичних оболонкових моделях.
- **Запропоновано новий метод двоетапної калібровки** поправочних жорсткісних коефіцієнтів аналітичної моделі на основі даних скінченно-елементного аналізу, який забезпечує відхилення результатів не більше ніж 5 % при скороченні часу розрахунків у 10–12 разів порівняно з повномасштабним чисельним моделюванням.
- **Уперше виконано** топологічну оптимізацію жорсткісної структури переставної частини барабана на основі аналітично-чисельного моделювання осьових деформацій. Оптимізація дозволила зменшити масу підкріплювальних елементів на 29 % та одночасно знизити осьові деформації у 2,4 рази без перевищення гранично допустимих значень.
- **Уперше розроблено комплексну методологію моделювання** конструкції барабана, яка поєднує аналітичні оцінки напружено-деформованого стану, скінченно-елементне моделювання та термомеханічний аналіз фрикційної пари. Такий підхід забезпечує комплексну інженерну оцінку конструкції з урахуванням реальних експлуатаційних умов. Зокрема, результати моделювання, виконані в середовищах Gravity Sketch і SolidWorks Simulation, застосовувалися під час етапів ітераційного створення ребер жорсткості та аналізу напруженого стану. Отримані дані стали основою для навчальних матеріалів «VR-моделювання в інженерному проектуванні», який застосовується у практикумі з цифрової підготовки інженерів.

- **Уперше побудовано термомеханічну модель пари «гальмовий диск–колодка»** з рухомим джерелом теплоти, яка враховує динаміку тепловиділення при аварійному гальмуванні, теплофізичні властивості матеріалів і конвекційний теплообмін; похибка прогнозу температури не перевищує 8,1 %.

- **Уперше доведено термічну придатність вітчизняних фрикційних матеріалів** (зокрема Y2-301-07 і «Ретінакс») до використання в умовах глибокого шахтового підймання при швидкостях до 13–13,5 м/с, що обґрунтовує їх можливе імпортозаміщення.

### **Особистий внесок здобувача**

Дисертаційна робота Симоненка В.В. є результатом його самостійної наукової діяльності, в рамках якої здобувач зробив значний внесок у розвиток методологій моделювання розрізних канатомістких барабанів шахтових підймальних машин. Особистий внесок здобувача можна розділити на кілька основних аспектів:

- **Розробка нової методології**

Здобувач самостійно розробив нову комплексну методологію для моделювання розрізних канатомістких барабанів шахтових підймальних машин, яка включає традиційні аналітичні методи, числові експерименти та термомеханічне моделювання із використанням програмного комплексу Dassault Systemes SolidWorks. Це дозволяє забезпечити всебічний аналіз характеристик обладнання, підвищити точність і надійність отриманих результатів.

- **Проведення експериментальних досліджень**

Здобувач особисто провів серію чисельних експериментів, спрямованих на перевірку правильності аналітичних моделей та результатів комп'ютерного моделювання. Він розробив аналітичну та чисельні розрахункові моделі, здійснив необхідні вимірювання та аналіз отриманих даних, що дозволило підтвердити високу точність і надійність розроблених методик.

- **Використання VR-технологій**

Здобувач впровадив у свою роботу нову технологію формоутворення підкріплювальних елементів розрізних канатомістких барабанів шахтових

підіймальних машин у середовищі віртуальної реальності. Ця технологія базується на поєднанні VR-моделювання у Gravity Sketch та CAE-аналіз у SolidWorks Simulation і полягає у інтерактивному моделюванні в масштабі 1:1 із застосуванням VR-контролерів, що дозволяє інженерів візуально й просторово оптимізувати форму ребра жорсткості ще до етапу чисельного аналізу. У результаті було створено серію альтернативних конфігурацій підкріплюючих елементів, які надалі були експортовані у SolidWorks Simulation для скінченно-елементного аналізу. Запропонована VR-технологія може бути використана як інноваційний етап попереднього інженерного формоутворення складних підсилених вузлів барабанів нових поколінь, зокрема для глибоких шахт.

- **Наукові публікації та участь у конференціях**

Здобувач активно займався популяризацією своїх наукових досягнень, публікуючи результати досліджень у фахових виданнях та презентуючи їх на наукових конференціях. Він є автором низки наукових статей, де детально описані методики, результати експериментів та практичні рекомендації з використання розробленої методології. Самостійно підготовлено розділ монографії.

#### **Апробація матеріалів дисертації**

Основні результати дослідження оприлюднені на п'яти наукових форумах, зокрема, на міжнародній конференції в Румунії (2022) та всеукраїнських конференціях у Дніпрі та Вінниці (2022–2024 рр.).

#### **Структура та обсяг дисертації**

Дисертація складається з вступу, чотирьох розділів основної частини, висновків, списку використаних джерел та додатків. Загальний обсяг дисертації складає 242 сторінок, з яких основний зміст викладений на 180 сторінках друкованого тексту і містить 67 рисунків, 13 таблиць, 56 формул, 89 використаних джерел та 10 додатків.

#### **Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами та грантами**

Дисертаційне дослідження виконано в рамках державної науково-дослідної роботи № ДР 0122U201676 (термін реалізації: 01.2023–12.2025) «Розвиток теорії обґрунтування і вибору конструктивних та технологічних параметрів технічних

об'єктів галузевого машинобудування», що реалізується під егідою Міністерства освіти і науки України.

Робота здійснювалася в межах науково-технічного співробітництва відповідно до укладеної угоди від 12 березня 2015 року між Приватним акціонерним товариством «Новокраматорський машинобудівний завод» (ПрАТ «НКМЗ») та Національним гірничим університетом (нині – Національний технічний університет «Дніпровська політехніка»).

Крім того, робота здійснювалась в рамках договору на виконання науково-дослідних робіт (№ 072355-24 від 01 березня 2024 року, строком дії до 31 липня 2024 року) між ПрАТ «СУХА БАЛКА» та Національним технічним університетом «Дніпровська політехніка».

### **Практичне значення отриманих результатів**

Результати дисертаційного дослідження аспіранта Симоненка В. В. впроваджені у виробничу діяльність шляхом передачі методичних рекомендацій (Додаток Б), розроблених на їх основі, ПрАТ «НКМЗ» (Новокраматорський машинобудівний завод). Підприємство виступає стейкхолдером освітньої програми за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування». Зазначені рекомендації стосуються моделювання напружено-деформованого стану розрізного канатомісткого барабана шахтної підйимальної машини типу ЦР-6,75×6,2/1,95 та офіційно передані підприємству. Факт впровадження підтверджено відповідним актом від 12 травня 2025 року (Додаток В).

Крім того, результати дослідження набули практичного застосування: розроблені автором «Методичні рекомендації з вибору та обґрунтування параметрів шахтної підйимальної машини з розрізним циліндричним барабаном типу ЦР» (Додаток Г) були офіційно передані до ПрАТ «СУХА БАЛКА» для формування технічного завдання на виготовлення відповідного обладнання. Факт їх впровадження підтверджено актом, підписаним 03 липня 2024 року (Додаток Д).

У межах виконання держбюджетної науково-дослідної роботи «Розвиток теорії обґрунтування і вибору конструктивних та технологічних параметрів технічних об'єктів галузевого машинобудування», отримані результати

дослідження були інтегровані до загального наукового напрямку досліджень. Їх практичну значущість підтверджено актом впровадження результатів дисертаційної роботи від 10 травня 2025 року (Додаток Е).

На основі здобутих результатів числового моделювання у програмних середовищах Gravity Sketch і SolidWorks Simulation, у контексті навчального процесу, автором підготовлено практикум «VR-моделювання в інженерному проектуванні» для студентів і аспірантів освітньо-наукової програми «Галузеве машинобудування» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» (G11.03) (Додаток Ж). Практикум використовується в освітньому процесі з підготовки фахівців інженерного профілю, про що свідчить відповідний акт упровадження результатів дослідження в навчальну діяльність від 10 травня 2025 року (Додаток И).

На основі результатів аналітико-експериментального дослідження, викладеного в дисертаційній роботі, 10 січня 2025 року автором подано заявку на реєстрацію корисної моделі U2025 00123. Заявка підтверджує технічну новизну конструкції переставної частини барабана шахтної підйомної машини типу ЦР-6,75×6,2/1,95 (ПрАТ «НКМЗ»).

У межах дисертаційного дослідження для виконання чисельного моделювання автор використовував ліцензійне програмне забезпечення:

- SolidWorks Simulation Premium – як основне середовище для побудови тривимірних скінченно-елементних моделей конструкції барабана та проведення розрахунків напружено-деформованого стану з урахуванням складної геометрії, підсилюючих елементів і граничних умов. Програма дозволила реалізувати повноцінні інженерні обчислення з використанням адаптивних сіток навіть на комп'ютерах середнього класу.
- Mathcad 14 – для реалізації аналітичної моделі розрахунку жорсткості елементів конструкції барабана, зокрема контактної взаємодії в підшипникових вузлах. Програмний продукт використовувався на умовах персональної студентської ліцензії.
- Microsoft Excel, MS Word та інші програми пакету Microsoft 365 (зокрема PowerPoint, OneDrive, Teams) використовувались для опрацювання

табличних даних, побудови графіків, оформлення текстової частини дисертації, підготовки презентацій і зберігання матеріалів. Усі ці сервіси були надані на умовах корпоративної ліцензії НТУ «Дніпровська політехніка», у рамках освітньої та науково-дослідної діяльності.

- Gravity Sketch – безкоштовне програмне забезпечення для віртуального моделювання та 3D-візуалізації інженерних рішень у VR-середовищі. Використовувався для концептуального прототипування та наочного представлення конструктивних елементів барабана в об'ємному просторі за допомогою VR-контролерів.

Дисертаційну роботу на тему «Розробка комплексної методології моделювання розрізних канатомістких барабанів шахтових підіймальних машин» було піддано комплексній перевірці на відповідність вимогам академічної доброчесності. Перевірку здійснено із застосуванням спеціалізованої системи виявлення текстових запозичень StrikePlagiarism.com, що акредитована для використання в закладах вищої освіти України. За результатами автоматизованого аналізу встановлено, що коефіцієнт подібності становить 0,20 %, а коефіцієнт цитування – 1,27 %, що підтверджує високий рівень самостійності виконання дисертаційного дослідження та належне оформлення посилань відповідно до академічних стандартів.

Таким чином, результати перевірки повністю підтверджують відповідність дисертаційної роботи чинним етичним і правовим вимогам, що регламентують якість, достовірність і незалежність наукових досліджень в Україні.

.

## **РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ**

### **1.1. Аналіз технічного об'єкта**

На глибинах понад 1500 м, як правило, експлуатуються багатоканатні підймальні машини зі шківами тертя, зокрема конструкції виробництва ПрАТ «НКМЗ». Такі установки широко застосовуються завдяки здатності забезпечувати підйом зі значної глибини, проте мають суттєві конструктивно-експлуатаційні обмеження. Серед основних недоліків – потреба у врівноважувальних канатах, які постійно перебувають у стовбурі шахти, а також необхідність підтримання достатньої сили тертя між канатом і шківом, що є критичним для забезпечення стабільної та безпечної роботи машини. Світова практика також передбачає використання підймальних машин системи Блейєра, однак їх складна конструкція не отримала широкого застосування в українській шахтовій промисловості.

Актуальні виклики, пов'язані зі зростанням глибини видобутку корисних копалин, обумовлюють потребу у нових технічних рішеннях, спрямованих на підвищення канатомісткості підймальних барабанів. Одним із таких рішень є застосування розрізних циліндричних барабанів, які конструктивно поєднують переваги одно- та двобарабанних підймальних машин. У цьому контексті ПрАТ «НКМЗ» розробило нову конструкцію підймальної установки з циліндричним розрізним барабаном типу ЦР підвищеної канатомісткості, призначену для роботи на глибині близько 1500 м.

Оскільки за умовами технічного завдання до складу установки необхідно включити дискові гальма фірми Svendborg Brakes, а підприємство-розробник не має попереднього досвіду реалізації подібних технічних рішень, у рамках договору про співпрацю з НТУ «Дніпровська політехніка» було запропоновано створення практичних рекомендацій для проектування шахтових підймальних машин з барабанами підвищеної канатомісткості.

У рамках виконання науково-дослідної роботи, яка здійснюється на базі НТУ «Дніпровська політехніка», ПрАТ «НКМЗ» надало технічне завдання (див. Додаток А), що визначає основні статичні, динамічні та кінематичні характеристики підіймальної установки. З цього документа випливають ключові проектні параметри, необхідні для побудови аналітичних і чисельних моделей, а також для виконання розрахунків, пов'язаних з оцінкою навантажень, швидкісних режимів та зусиль, що виникають у процесі експлуатації установки.

У технічному завданні передбачено вирішення низки взаємопов'язаних інженерних задач. Насамперед необхідно розробити аналітичну модель переставної частини барабана на основі рівнянь вигину оболонок із включенням кільцевих пружних елементів, що еквівалентно відображають деформаційний вплив лобовин і підкріплювальних структур. Наступним етапом є побудова та валідація скінченно-елементних моделей барабана в середовищі SolidWorks Simulation, що дає змогу враховувати складні граничні умови та багатofакторний характер навантажень.

Також передбачено реалізацію топологічної оптимізації переставної частини з урахуванням масових обмежень, геометричної сумісності та умов забезпечення жорсткісної рівноваги конструкції. Окремим напрямом дослідження є розроблення комп'ютерної моделі фрикційної пари «гальмовий диск–колодка», яка враховує дію рухомого джерела теплоти, теплові потоки та температурні поля, що виникають у процесі гальмування.

Усі зазначені компоненти – аналітичний, чисельний і термомеханічний – підлягають інтеграції в межах єдиної комплексної методології моделювання. Завершальним етапом дослідження є формування практичних методичних рекомендацій, орієнтованих на потреби промислових інженерів та фахівців у галузі машинобудування.

На рисунку 1.1 представлено комп'ютерну модель циліндричного розрізного барабана з підвищеною канатомісткістю шахтової підіймальної машини типу ЦР-6,75×6,2/1,95. Даний барабан конструктивно складається з двох функціонально відокремлених частин – переставної 1 та заклиненої 2, які встановлені з технологічним зазором одна відносно одної (див. рис. 1.1, вид А). Основним

елементом обох частин є обичайка 3, що спирається на лобовини 4, які, у свою чергу, встановлюються на вал 5 за допомогою маточин. У переставній частині використано маточини 7, 8, у заклиненій – маточини 9, 10. Маточини переставної частини змонтовані на підшипникові опори, що забезпечує можливість незалежного відносного обертання двох частин барабана навколо осі вала 5. Така особливість дозволяє реалізувати механізм перестановки барабана, до складу якого входять зубчасті вінці, закріплені на маточинах 8 і 9. Механізм перестановки призначений для регулювання положення каната під час зміни робочих горизонтів шахти шляхом тимчасового від'єднання переставної частини барабана від заклиненої.

З метою оптимізації обчислювальної складності та скорочення часу на побудову комп'ютерної моделі, у процесі чисельного моделювання конструкції барабана шахтової підйомальної машини було прийнято раціональне спрощення геометричної схеми. Зокрема, для зменшення кількості зв'язаних вузлів та контактних поверхонь, було виконано заміну трьох маточин, а саме 7, 8 та 10, що використовуються відповідно в переставній і заклиненій частинах барабана, на маточини 10. Підшипникові опори 6, розміщені по краях вала, виконують функцію несучих елементів і сприймають радіальні та осьові навантаження, що виникають під час експлуатації барабана.

Система гальмування барабана включає гальмові диски 11, розташовані на обох торцях конструкції, та гальмові модулі 12, що закріплюються на спеціальних нерухомих стійках 13. Така конструкція забезпечує надійне зупинення обертових частин у аварійному режимі.

З метою підвищення загальної конструкційної жорсткості передбачено застосування ребер жорсткості 14 та косинок 15, які підвищують опір барабана до деформацій, що виникають в умовах змінного навантаження.

Для збільшення канатомісткості барабана необхідне подовження як заклиненої, так і переставної частин. Згідно з технічними характеристиками машини ЦР-6,75×6,2/1,95 геометричні параметри конструкції наведено на рисунку 1.2.

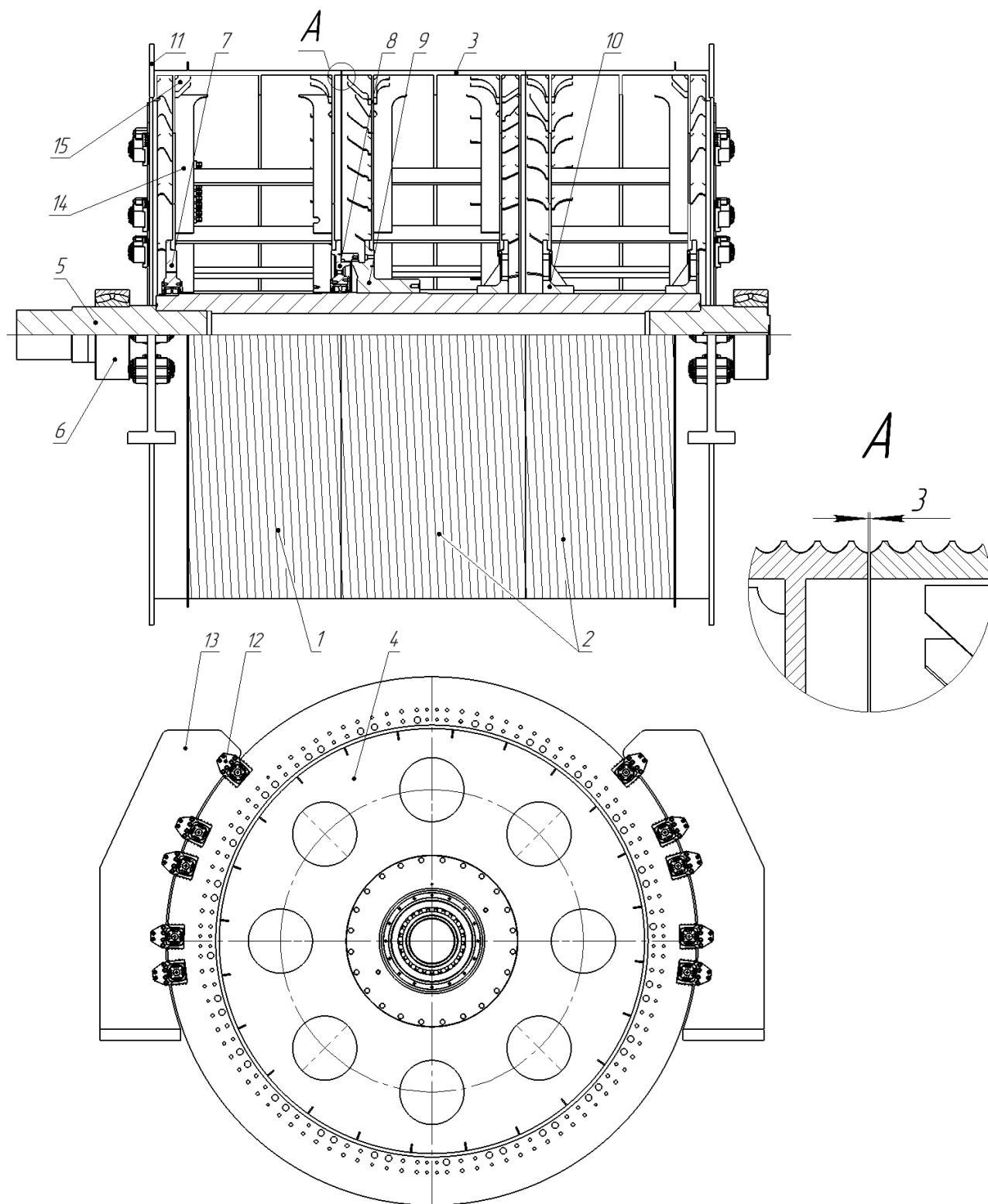


Рисунок 1.1 – Конструкція циліндричного розрізного барабану шахтової  
підйомальної машини ЦР-6,75×6,2/1,95

*Джерело: адаптовано автором на основі технічного завдання*

*ПрАТ «НКМЗ» (Додаток А)*

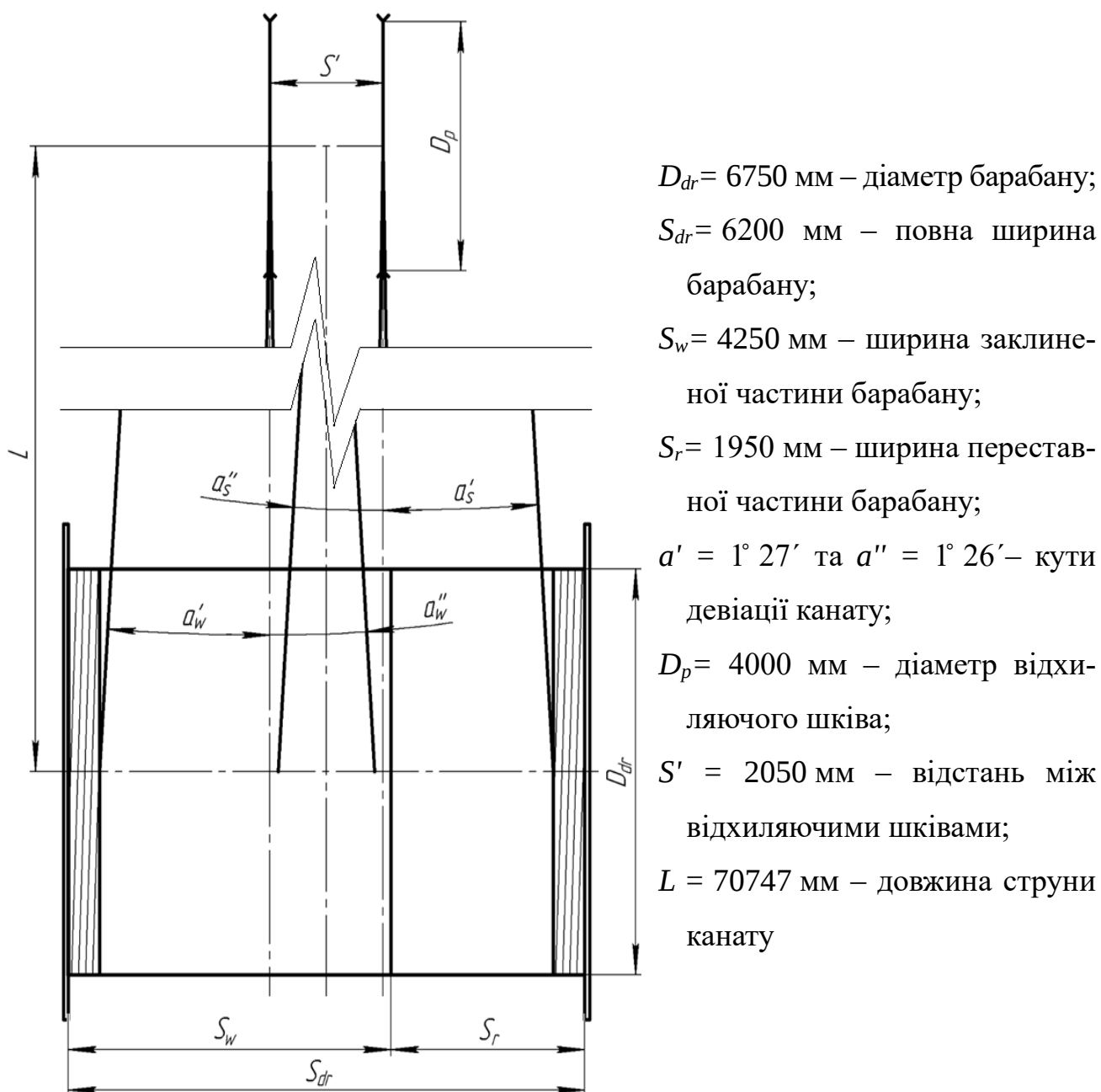


Рисунок 1.2 – Геометрична схема барабану та кутів девіації шахтової підйомної машини ЦР- 6,75×6,2/1,95

Джерело: адаптовано автором на основі технічного завдання

ПрАТ «НКМЗ» (Додаток А)

На підставі даних, наведених у технічному завданні, отриманому від ПрАТ «НКМЗ» (Додаток А), побудовано тахограми динамічних характеристик, які відображають зміну швидкості, прискорення та зусиль, що виникають у процесі переміщення вантажу вздовж стовбура шахти (рис. 1.3).

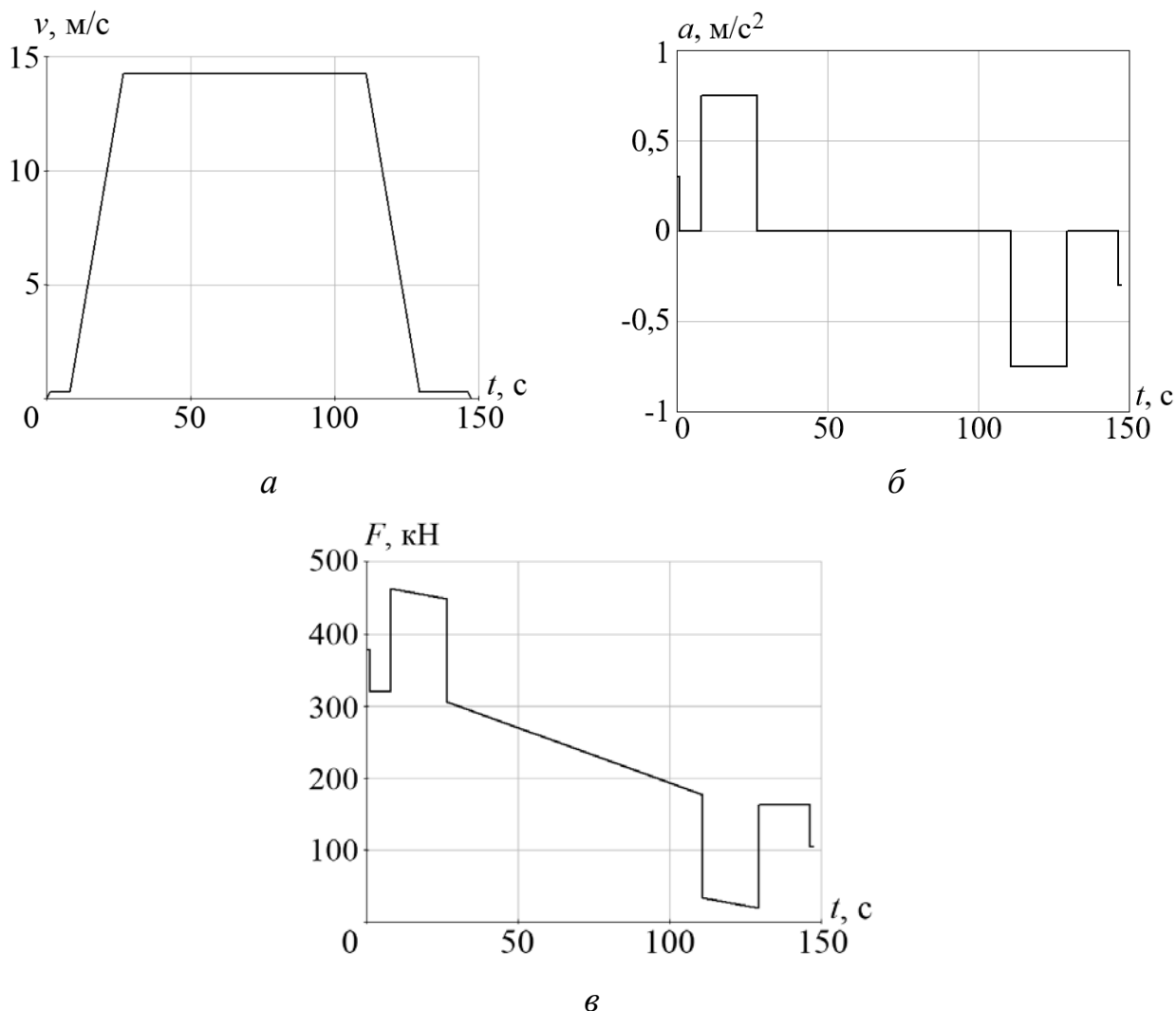


Рисунок 1.3 – Динамічні характеристики процесу підймання скіпа у шахтовій підймальній установці: *a* – діаграма швидкості; *б* – діаграма прискорення; *в* – діаграма зусиль

*Джерело: адаптовано автором на основі технічного завдання*

*ПрАТ «НКМЗ» (Додаток А)*

З попереднього інженерного аналізу функціонування шахтової підйальної установки вбачається наявність низки конструктивно-експлуатаційних ризиків, пов'язаних із застосуванням барабанів підвищеної канатомісткості. Зокрема, експлуатація барабанів завдовжки понад 6 метрів супроводжується істотними осьовими деформаціями барабану, що набуває особливої актуальності у випадку використання дискових гальм, жорстко закріплених на нерухомих елементах конструкції. Такі деформації можуть спричинити перевищення геометричних

допусків, необхідних для забезпечення стабільної та безаварійної роботи гальмового вузла.

Крім того, однією з основних геометричних обмежувальних умов при конструюванні барабанів ШПМ є кут девіації каната, який, згідно з чинними технічними вимогами, не повинен перевищувати  $1^{\circ}30'$ , аби уникнути ймовірності зісковзування каната з гвинтової канавки. Подовження барабана без коригувальних заходів призводить до зростання цього кута. Для його зменшення необхідно або збільшити довжину струни каната, зміщуючи машину відносно стовбура шахти, або підвищити висоту копра. Водночас, конструктивні обмеження регламентують максимальну довжину струни на рівні 65 м, перевищення якої провокує осьові та поперечні коливання, що ускладнює рівномірне навівання каната. Також подовження барабана супроводжується збільшенням осьових переміщень його торців, що в умовах застосування дискових гальм є особливо критичним, оскільки допустиме торцеве биття не повинно перевищувати 1,5 мм при номінальному зазорі між диском і гальмовою колодкою 3 мм. З огляду на викладене, забезпечення необхідної жорсткості та геометричної стабільності барабана є ключовою передумовою його стабільної та безпечної експлуатації.

Додатковим фактором є те, що гальмові колодки постачаються у складі обладнання компанії Svendborg Brakes та мають обмежений термін експлуатації через неминучий знос. Це зумовлює необхідність їх періодичної заміни. У зв'язку з високою вартістю оригінальних комплектуючих постає питання доцільності застосування альтернативних матеріалів вітчизняного виробництва. Такий підхід потребує обов'язкового дослідження теплових режимів експлуатації гальмових колодок з метою забезпечення їх працездатності в умовах динамічного навантаження.

Так чином, на основі аналізу технічного об'єкта підіймальної установки з розрізним циліндричним барабаном типу ЦР-6,75×6,2/1,95 можна сформулювати ряд ключових експлуатаційних проблем і технічних викликів, які потребують дослідження.

Так, при великих довжинах обичайки барабани ( $>6$  м) зазнають істотних осьових деформацій, що може перевищувати геометричні допуски. Виникає ризик нестабільної роботи гальмової системи, особливо при торцевому битті більше 1,5 мм, що критично при номінальному зазорі гальмової колодки 3 мм. Жорстке кріплення дискових гальм на нерухомих елементах у поєднанні з деформованими частинами барабана може призводити до нерівномірного контакту гальмових дисків.

Через навантаження та високі температури у гальмовому модулі виникає прискорений знос колодок Svendborg Brakes, що ускладнює обслуговування та вимагає заміни оригінальних комплектуючих.

У зв'язку з виявленими експлуатаційними проблемами, притаманними розрізним циліндричним канатомістким барабанам підймальних машин, виникає об'єктивна необхідність у виконанні системного науково обґрунтованого аналізу літературних джерел.

## **1.2 Аналіз сучасного стану наукових досліджень у галузі проектування та моделювання барабанів шахтових підймальних машин**

Як було виявлено у результаті аналізу технічного об'єкта (підрозділ 1.1), конструкція циліндричного розрізного канатомісткого барабана шахтової підйальної машини типу ЦР-6,75 $\times$ 6,2/1,95 має ряд експлуатаційно-критичних особливостей, які пов'язані з подовженою обичайкою, застосуванням дискових гальм і значним осьовим навантаженням в процесі підйому вантажів.

У відповідності до виявлених конструктивно-експлуатаційних обмежень барабана типу ЦР, визначених у підрозділі 1.1, підрозділ 1.2 має на меті:

- дослідити існуючі наукові підходи до аналізу осьової жорсткості та деформативності оболонкових конструкцій;
- вивчити методи теплового аналізу гальмових систем з дисковими гальмами і розрахунку температурних напружень;

Тобто, закласти наукову базу для подальшої розробки комплексної методології моделювання розрізного барабана, що дозволить забезпечити його експлуатаційну ефективність, надійність і безпечність при роботі на глибинах понад 1500 м.

У наступному підрозділі розглянуто сучасні наукові підходи до моделювання конструкцій шахтних підйимальних машин, які мають стати методологічною основою для побудови комплексної інженерної моделі розрізного канатомісткого барабана. Формування такої моделі потребує врахування не лише геометричних і міцнісних характеристик конструкції, а й широкого спектра фізико-механічних впливів – зокрема динамічних, термічних і контактних навантажень. Вирішення цього завдання спирається на міждисциплінарні наукові підходи, які були напрацьовані в межах діяльності провідних наукових шкіл України.

Однією з таких шкіл є наукова школа Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ), що сформувалась на стику досліджень у галузях проектування, оптимізації та модернізації дорожньо-будівельної й підйомно-транспортної техніки. Характерною рисою цієї школи є глибокий аналіз динаміки та міцності машинобудівних конструкцій в умовах інтенсивного експлуатаційного навантаження. Її ключовим представником є професор Фідровська Наталія Миколаївна – доктор технічних наук, авторка ряду наукових праць [2-11], присвячених розрахункам і вдосконаленню конструкцій кранових та шахтних барабанів. Її дослідження заклали наукові основи сучасних підходів до оцінки довговічності та надійності підйомних систем.

Поряд із харківською школою, вагоме місце в галузі прикладної інженерії посідає наукова школа НТУ «Дніпровська політехніка», яка традиційно зосереджується на глибоко інтегрованих дослідженнях у сферах машинобудування, гірничої справи, інформаційних технологій та прикладної механіки. Її представники – професори Сдвижкова О.О., Таран І.О. та Колосов Д.Л. – зробили визначальний внесок у розвиток методів чисельного моделювання складних технічних систем. Зокрема, дослідження професора Сдвижкової О.О. [12-14] присвячені застосуванню методу скінченних елементів для розв’язання задач

інженерної геомеханіки, моделювання стійкості гірничих споруд і оптимізації гірничотехнічних систем у зонах критичних навантажень. Ці підходи мають безпосереднє значення для аналізу елементів підіймальних систем, оболонок барабанів та їх підкріплення, особливо за умов великої глибини та складної геометрії стволів.

У свою чергу, професор Таран І.О. [15-17] зосереджує увагу на математичному моделюванні динаміки транспортних процесів і систем гальмування, розробляючи аналітичні інструменти для оцінювання стійкості, кінематики та навантажувальних режимів під час руху транспортних засобів. Ці методи цілком придатні до адаптації для аналізу динаміки підіймальних машин, де наявні подібні типи прискорень, імпульсних навантажень і гальмівних впливів.

Дослідження професора Колосова Д.Л. [18-21] відзначаються зосередженістю на конструюванні композитних армованих конструкцій – зокрема, канатів складної ортотропної будови та оболонкових елементів, що працюють в умовах циклічного навантаження. Його аналітичні підходи до моделювання конструкцій з нерівномірним розподілом жорсткості можуть бути продуктивно застосовані для побудови чисельних моделей барабанів зі складною системою підкріплень.

Комплексний міждисциплінарний підхід, продемонстрований представниками цих двох шкіл, створює фундамент для синтезу структурно-математичних моделей, які є критично важливими при дослідженні конструкцій розрізних канатомістких барабанів з урахуванням контактних, термічних, втомних і динамічних чинників.

Не менш важливою для даного дослідження є діяльність наукової школи Інституту геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України, яка спеціалізується на проблематиці вертикального шахтового транспорту та технічної діагностики підіймального обладнання. Її представник, Ільїн С.Р., кандидат технічних наук, здійснює дослідження [22-24] у сфері аналізу залишкового ресурсу барабанів, взаємодії витків каната з обичайкою, а також розробки чисельних моделей для прогнозування навантажень на армування ствола. Його роботи

базуються на системному урахуванні граничних умов експлуатації обладнання у глибоких шахтах та на моделюванні зносостійких властивостей барабанних конструкцій, що мають складну динамічну й термомеханічну поведінку.

Таким чином, результати, отримані в межах вищезазначених наукових шкіл, окреслюють наукове поле, в якому формується концепція цієї дисертаційної роботи. Це поле характеризується високою мірою технічної складності, міждисциплінарності та необхідністю інтегрованого підходу до аналізу робочих характеристик шахтових підймальних машин.

У світлі зазначених дослідницьких напрямів, значна кількість наукових праць була присвячена удосконаленню конструкцій барабанів шахтових підймальних машин як з позиції геометричної оптимізації, так і з погляду підвищення їх міцнісної надійності та канатомісткості. Зокрема, у роботах [2-3, 25-31] автори Фідровська Н.М., Слепужніков Є.Д., Заболотний К.С., Панченко О.В. та інші досліджували умови формування напружено-деформованого стану оболонкових елементів барабана та вплив конструктивних параметрів на експлуатаційну довговічність. Було обґрунтовано застосування методів топологічної оптимізації для визначення раціонального розміщення ребер жорсткості, розглянуто варіанти застосування композитних і армованих матеріалів для футерування, а також сформульовано геометричні принципи забезпечення рівномірного розподілу навантаження між витками каната.

Істотну роль у розвитку чисельного моделювання барабанів відіграють дослідження [2, 4, 29, 32-35] авторів Kowal L., Sinka T., Radu S.M., Popescu F.D. та ін. У цих працях розроблено моделі на основі методу скінченних елементів, які враховують реальні умови намотування каната: багатошарову структуру навивки, нерівномірність контактного тиску, наявність локальних дефектів у зоні зварювання та футеровки, асиметрію гальмівних моментів. Ці роботи чітко показали, що традиційні аналітичні підходи часто призводять до недооцінки локальних екстремальних напружень, зокрема в зонах переходу обичайки через лобовини, що є критичними для втомного руйнування.

Окремим напрямом досліджень є термомеханічний аналіз барабанів. У працях [36-43] Popescu F.D., Andras A. та ін. було встановлено, що внаслідок гальмування барабану у фрикційних системах виникають інтенсивні локальні нагріви, які генерують термічні напруження та зумовлюють ризик утворення втомних тріщин. Відзначено, що теплове перевантаження, залишкові деформації оболонки та нерівномірність температурного поля суттєво впливають на ефективність та стабільність гальмування. Запропоновано застосування термостійких композиційних матеріалів з низьким коефіцієнтом теплового розширення для підвищення термостабільності фрикційних пар.

Ще одним критично важливим аспектом є врахування динамічних навантажень у процесі прискорення та гальмування підйомних посудин. У працях [44-48] Carbogno A., Wolny S., Badura S., Matachowski F. детально змодельовано динамічні процеси в системі «канат – барабан – копер», встановлено наявність резонансних коливань, виявлено чутливість системи до параметрів направляючих шахтного ствола та змін у навантаженні. Дослідження підкреслили, що саме динамічні ефекти є однією з основних причин передчасного зносу й аварій елементів підйомної системи, а їх неадекватне урахування при проектуванні призводить до критичних недоліків.

Значна увага в дослідженнях [6, 36, 49] приділена втомному руйнуванню та прогнозуванню залишкового ресурсу. Застосування методів лінійної механіки руйнування, в поєднанні з скінченно-елементним аналізом, дозволило Virag Z., Draica M-I. та іншим авторам розробити аналітичні моделі розповсюдження тріщин у барабанах, шківів і гальмових дисках під дією циклічного навантаження. Це забезпечило основу для формування критеріїв технічної діагностики та визначення ресурсного стану елементів шахтних підймальних машин.

У дослідженні [50] авторами Заболотним К.С., Рудковським М.О. та іншими було викладено результати розв'язання наукової задачі, пов'язаної з розробкою методу визначення розрахункових навантажень при намотуванні каната на циліндричний барабан шахтових підймальних машин. Запропонований підхід враховує вплив геометричних та жорсткісних характеристик підкріпленої оболонки

барабана, а також зміни, що виникають у напружено-деформованому стані конструкції під дією намотаних витків каната. Особливу увагу було приділено ортотропній будові оболонки, що є характерною для зварних конструкцій зі змінною жорсткістю. Вперше було обґрунтовано, що визначення середніх рівнів напружень у такій конструкції дозволяє сформулювати вихідні дані для подальшого уточненого розрахунку параметрів барабана методами чисельного аналізу, зокрема методом скінченних елементів. Таким чином, робота має важливе значення для задач оптимізації геометричних і міцнісних характеристик канатомістких оболонок в умовах глибоких шахт.

У межах запропонованої методики у роботі [50], фізичною моделлю барабана з підкріпленою обичайкою приймається послідовність оболонок, з'єднаних між собою у вузлах. Кожна з цих оболонок репрезентує ділянку конструктивно-ортотропної тонкостінної оболонки з відповідними геометричними та жорсткісними характеристиками. У вузлових точках, що відповідають конструктивним елементам барабана – таким як лобовини, реборди та шпангоути, – передбачено розміщення умовних пружних опор з еквівалентними жорсткісними характеристиками. Ці опори моделюють локальний вплив підкріплень на деформування оболонки та забезпечують можливість урахування їх жорсткості у загальній системі рівнянь рівноваги.

Ділянка обичайки, на яку виконується навивка каната, уявно дискретизується шляхом заміни канатних канавок на умовні кільця, які передають навантаження на оболонку. Кожне з таких кілець розглядається як окрема зона прикладення сил до відповідної ділянки оболонки. Відповідно, обичайка на цій ділянці розбивається на стільки ортотропних оболонкових елементів, скільки дискретних канатних кілець розміщено вздовж її довжини.

Пружні елементи, які поєднують оболонки, моделюються як деформаційно-лінійні зв'язки, що мають жорсткість на стискання та кручення. Їх призначення – відтворити локальну жорсткість зварних елементів конструкції барабана, вплив яких істотно змінює характер перерозподілу навантаження по довжині обичайки.

Стан системи в цілому описується у вигляді системи рівнянь, яка пов'язує вектор переміщень у вузлових точках оболонкових ділянок із вектором зовнішніх зусиль, що прикладаються через витки каната. Ця система формується на основі матриці податливості, яка враховує геометричні та жорсткісні характеристики кожної ділянки та з'єднувального елемента.

Попри теоретичну цілісність побудованої моделі та її математичну завершеність [50], слід зазначити низку принципових методологічних обмежень і помилок, які суттєво знижують її точність, відтворюваність і інженерну застосовність.

По-перше, у межах запропонованої постановки повністю ігноруються осьові переміщення оболонки, що є серйозним спрощенням з точки зору фізичної моделі. У випадку шахтової підіймальної машини з використанням дискових гальм, які жорстко закріплені на нерухомих опорах, осьові деформації обичайки безпосередньо впливають на узгодженість роботи вузлів приводу та гальмування. Навіть незначні осьові зсуви можуть призвести до порушення допустимих деформацій у зоні контакту гальмового диска з колодками, що в свою чергу знижує стабільність гальмування. Тому відсутність у моделі опису осьових деформацій значно обмежує її придатність для точного аналізу конструкцій, де наявні високі навантаження або геометричні подовження обичайки.

По-друге, модель не містить елементів аналізу чутливості результатів до зміни вхідних параметрів, зокрема жорсткості підкріплень, товщини оболонки, радіуса барабана або довжини ділянок. Відсутність такого аналізу робить висновки щодо впливу конструктивних параметрів недоказовими, а модель – недостатньо адаптивною до варіативності геометрії конструкції.

По-третє, суттєвим методологічним недоліком є відсутність повного та детального опису методики визначення жорсткостей пружних елементів, якими в моделі замінено реальні підкріплюючі елементи конструкції барабана – такі як шпангоути, ребра жорсткості, лобовини. Незважаючи на те, що сам принцип урахування жорсткості цих елементів реалізовано через пружини стиску та кручення, спосіб визначення їхніх жорсткісних характеристик викладено

надзвичайно поверхнево. В роботі повністю відсутня постановка комп'ютерного розрахунку або алгоритмічна схема, що дозволяла б чисельно реалізувати розрахунок жорсткостей з використанням сучасних методів моделювання, таких як скінченно-елементний аналіз. Немає опису типу моделей, граничних умов, методів екстраполяції або апроксимації, які б дозволили відтворити жорсткісні характеристики підкріплень на основі фізичної моделі. Така невизначеність робить модель формальною, суттєво ускладнює її практичне застосування та ставить під сумнів достовірність отриманих результатів.

Додатково слід зазначити, що в роботі не пояснена логіка використання символу Кронекера у рівняннях граничних умов при визначенні перерізуючої сили. Неясно, чому саме таке формулювання вважається доцільним для опису граничного стану оболонки та як воно впливає на інтерпретацію прикладених сил у вузлових точках. Такий підхід залишає відкритими питання щодо фізичного змісту граничних умов і викликає сумніви в коректності обраної математичної моделі в частині прикладення крайових зусиль.

У роботі [50] виявлено метрологічну неузгодженість у формулах для знаходження жорсткісних характеристик пружних елементів (2.60-2.63), яка порушує принцип фізичної однорідності рівнянь. Зокрема, у формулі (2.60) згинальна жорсткість має розмірність Н, тоді як у формулі (2.63) вона включена до виразу, з розмірністю Н/м. Аналогічно, у формулах (2.61) і (2.62) спостерігається зміщення розмірностей радіальної жорсткості від Н/м<sup>2</sup> до Н/м без належного обґрунтування. При цьому не вказано, чи використовуються фізичні чи приведені жорсткості, і не описано переходу між ними. Така невизначеність у виборі системи одиниць ускладнює незалежну верифікацію та може спричинити похибки у практичних розрахунках.

Таким чином, незважаючи на математичну завершеність і концептуальну новизну, представлена модель потребує суттєвого вдосконалення як на рівні фізичної інтерпретації, так і в частині числової реалізації. Особливої уваги потребує обґрунтування вихідних параметрів та приведення граничних умов до

стандартів, що узгоджуються з методами класичної механіки деформівного твердого тіла.

Аналіз виконаних досліджень свідчить про те, що науковцями було охоплено широкий спектр проблем, пов'язаних із проектуванням та експлуатацією барабанів шахтових підймальних машин: від геометричної оптимізації їх конструкцій, дослідження напружено-деформованого стану оболонок, аналізу контактної взаємодії каната з поверхнею барабана, до вивчення термічних деформацій, процесів зносу футеровки та фрикційних пар гальмових систем, а також оцінювання втомного ресурсу.

Таким чином, технічна конструкція циліндричного розрізного барабана типу ЦР-6,75×6,2/1,95 має низку складних експлуатаційних особливостей, зокрема: подовжену обичайку, високі навантаження, ризик нестабільності гальмування, можливе термічне перевантаження колодок, а також чутливість до конструктивних і монтажних дефектів. Було з'ясовано, що хоча окремі наукові роботи вже торкаються питань напружено-деформованого стану, термомеханіки, контактної взаємодії та динаміки, жодна з них не пропонує інтегрованої системи моделювання, яка б одночасно враховувала всі ключові фізичні впливи в умовах реальної роботи підйальної машини.

У зв'язку з цим, актуальною науковою задачею дисертаційного дослідження є розробка комплексної методології моделювання розрізних канатомістких барабанів шахтових підймальних машин.

### **1.3. Постановка наукових завдань**

Розробка комплексної методології моделювання розрізних канатомістких барабанів шахтових підймальних машин охоплює такі завдання:

**1. Методичне обґрунтування аналітичного ядра комплексної методології моделювання.** Запропоноване аналітичне ядро повинно забезпечувати швидку оцінку напружено-деформованого стану барабана (НДС), що дозволяє уникнути трудомістких і витратних тривимірних скінченно-елементних

розрахунків. Така функціональність забезпечує можливість проведення параметричних досліджень на ранніх стадіях проектного циклу. Крім того, аналітичне ядро виконує функцію інтелектуального фільтра: воно дає змогу автоматично відсіювати неефективні або конструктивно не ефективні варіанти, що істотно оптимізує процес відбору перспективних конфігурацій на початкових етапах інженерного аналізу.

**2. Оптимізація осьових деформацій розрізного канатомісткого барабана під дією канатного навантаження.** Осьові деформації гальмових дисків істотно впливають на працездатність гальмової системи шахтової підймальної машини. Для забезпечення її безаварійного функціонування необхідно розв'язати задачу топологічної оптимізації конструкції переставної частини барабана. Передбачається варіантне чисельне моделювання геометричних конфігурацій підкріплюючих елементів, інтегрованих у конструкцію. Критерієм оптимізації виступає мінімізація маси підкріплюючого елемента за умови дотримання двох ключових інженерних обмежень:

- максимальна осьова деформація гальмового диска не повинна перевищувати допустимий експлуатаційний діапазон (не більше 1,5 мм);
- конструкція підкріплення має забезпечувати нормативний рівень стійкості.

**3. Термомеханічне моделювання фрикційної пари «гальмовий диск–колодка» шахтової підймальної машини,** що поєднує аналітичні та чисельні методи (зокрема, метод скінченних елементів) з урахуванням реальних режимів навантаження. Проведений параметричний аналіз, валідація моделі та введення критерію термостійкості слугують науково обґрунтованою основою для цілеспрямованого вибору матеріалів фрикційної пари «гальмовий диск–колодка».

**4. Методичні рекомендації для практичного впровадження комплексної методології моделювання барабану ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95.** Методичні рекомендації дозволяють визначити параметри конструкції барабану; слугують офіційним додатком до нормативної документації для комплексної методології моделювання барабану ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95.

## РОЗДІЛ 2 МЕТОДИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ АНАЛІТИЧНОГО ЯДРА КОМПЛЕКСНОЇ МЕТОДОЛОГІЇ МОДЕЛЮВАННЯ

### 2.1 Постановка завдання

Переставна частина барабана шахтової підіймальної машини складається з обичайки, лобовин, гальмового диска та підкріплюючих елементів. У процесі експлуатації на конструкцію діють просторові навантаження: радіальний тиск від навитого каната, зусилля натягу канату та власна вага. Сумарна дія цих сил спричиняє тривимірний неосесиметричний напружено-деформований стан, для адекватного аналізу якого необхідно враховувати геометричну складність та фізичні характеристики окремих елементів конструкції.

Попри високу точність, чисельні методи, зокрема метод скінченних елементів, мають низку обмежень при інженерному застосуванні – зокрема, значну тривалість розрахунків, залежність результатів від ступеня дискретизації моделі та складність врахування параметричних змін. Ці фактори обмежують ефективність скінченно-елементного методу на стадії проектування та оптимізації конструкцій, що вимагає розробки альтернативного підходу, орієнтованого на обчислювальну економність без втрати точності.

Аналітична модель має забезпечувати можливість адекватного опису напружено-деформованого стану оболонки переставної частини барабана на основі рівнянь вигину осесиметричних циліндричних оболонок із урахуванням деформаційного впливу лобовин, змодельованих через еквівалентні кільцеві пружні елементи. При цьому вона повинна відповідати критеріям фізичної достовірності, враховувати реальні умови навантаження, описувати взаємодію між елементами конструкції, зокрема між обичайкою та лобовинами, а також бути ефективною для багатоваріантного інженерного аналізу й суттєво знижувати обчислювальні витрати у порівнянні з методом скінченних елементів.

Для системної реалізації дослідження його структуру було побудовано у вигляді послідовності взаємопов'язаних підзадач, які охоплюють ключові етапи

формування аналітичної моделі – від початкового аналізу геометрії та фізичної ідеалізації конструкції до верифікації результатів і проведення параметричних досліджень.

Основні методичні етапи дослідження:

1. Аналіз об'єкта моделювання.
2. Формування фізичної моделі.
3. Обґрунтування переходу до осесиметричної розрахункової моделі
4. Моделювання дії лобовин кільцевими пружними елементами.
5. Побудова аналітичної моделі.
6. Формулювання граничних умов.
7. Розрахунок напружень і переміщень.
8. Верифікація аналітичної моделі.

## **2.2 Розробка аналітичної моделі**

Конструкція переставної частини барабана шахтової підйимальної машини ЦР-6,75×6,2/1,95 представлена на рисунку 2.1 і складається з обичайки 1, двох лобовин 2 з вісьмома отворами, гальмового диска 3 і підкріплюючих елементів у вигляді однієї реборди, 24 косинок 4, 32 косинок 5, шістнадцяти ребер 6, які встановлюються по вісім з внутрішніх сторін лобовин 2 та розташовані по колу між отворами в лобовинах, і 32 косинок 7.

Формування фізичної моделі, яке полягає у побудові спрощеного представлення конструкції у вигляді обичайки, поділеної на три ділянки, визначенні зон прикладання навантажень і точок спряження з лобовинами, а також у формалізації умовної структури пружного опору, який чинять лобовини в радіальному та поворотному напрямках.

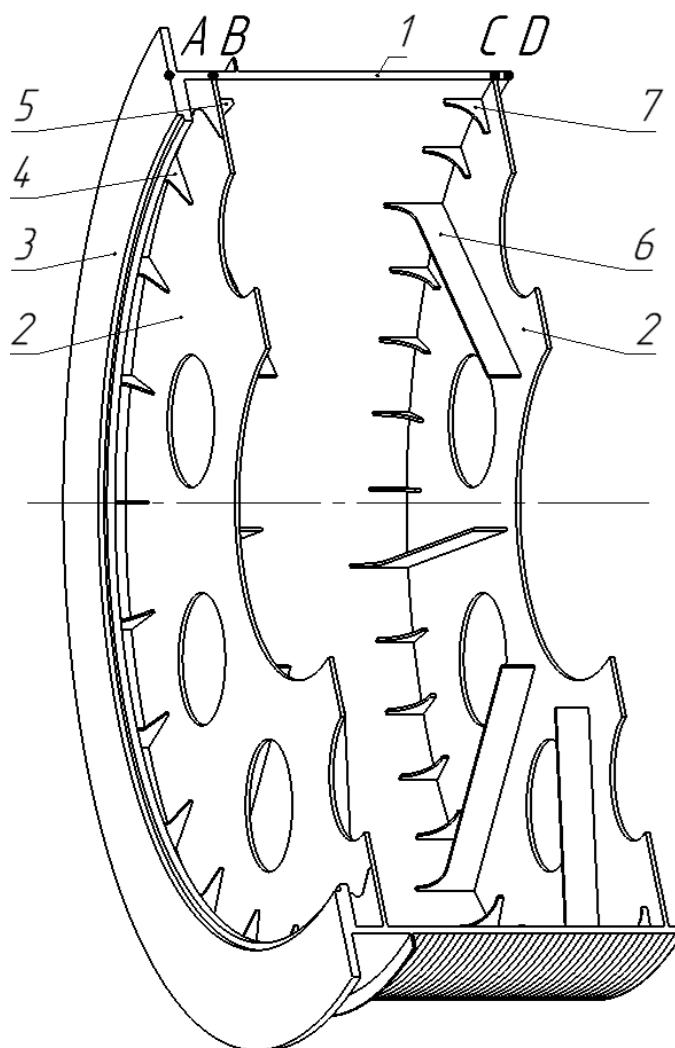


Рисунок 2.1 – Фрагмент переставної частини барабану

ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95:

1 – обичайка; 2 – лобовина; 3 – гальмовий диск; 4, 5, 7 – косинки; 6 – ребро;

*Джерело: розроблено автором*

### Формування фізичної моделі.

Фізичну модель переставної частини барабану побудовано у вигляді гладкої циліндричної оболонки, яка розглядається як осесиметрична система. Профільовану обичайку змодельовано як оболонку, поділену на три ділянки зі сталими геометричними параметрами, межі яких відповідають зонам контакту з лівою та правою лобовинами. На конструкцію діє розподілене радіальне навантаження, що виникає внаслідок дії тиску від навитого каната.

Окрім цього, у фізичній моделі формалізується умовна структура пружного опору з боку лобовин, який моделюється за допомогою кільцевих пружних елементів із відповідними еквівалентними жорсткостями в радіальному та поворотному напрямках. Такий підхід забезпечує фізично обґрунтоване врахування деформаційної взаємодії між лобовинами та обичайкою, зберігаючи при цьому обчислювальну ефективність моделі.

**Обґрунтування переходу до осесиметричної розрахункової моделі** полягає у встановленні допустимості заміни повної тривимірної моделі спрощеним осесиметричним представленням на основі характеру навантажень і геометрії конструкції, а також у застосуванні таких спрощень, що не порушують механічної достовірності моделі.

На переставну частину барабана ШПМ діє зовнішнє навантаження від каната у вигляді канатного тиску і зосередженого зусилля натягу каната, а також дія сили власної ваги. Навантаження від власної ваги конструкції і зосереджені сили натягу каната є неосесиметричним компонентом навантаження. Крім цього, в конструкції переставної частини барабана присутні підкріплюючі елементи у вигляді ребер та косинок, а також отвори в лобовинах, які створюють неосесиметричність конструкції. У роботах Федорової З. М. сказано, що основними напруженнями, що виникають в обичайці від навитого каната, є напруження стиснення. При цьому напруження вигину від натягу каната потрібно враховувати тільки коли відношення довжини обичайки до її діаметру стає більшим за 3...4. Для барабана шахтової підйімальної машини ЦР-6,75×6,2/1,95 це відношення складає 1,07.

З огляду на наведене, для спрощення побудови аналітичної моделі дію неосесиметричних компонентів навантаження, а саме зосередженим зусиллям натягу каната та дією сили власної ваги будемо нехтувати.

Враховуючи просторовий та локалізований характер деформацій, які спричиняють лобовини з підкріплюючими елементами, їхній вплив доцільно моделювати за допомогою кільцевих пружних елементів з еквівалентними жорсткостями у радіальному та поворотному напрямках. Ці елементи вводяться в

модель у точках спряження оболонки з лобовинами, забезпечуючи наближене, але фізично обґрунтоване відтворення їхньої деформаційної взаємодії з обичайкою.

З огляду на викладене, для спрощення аналітичної постановки здійснено перехід від неосесиметричної до осесиметричної задачі. У межах цієї задачі переставна частина барабана ШПМ моделюється як гладка оболонка з трьома функціональними ділянками:  $AB$ ,  $BC$  та  $CD$ . До точок спряження з лівою та правою лобовинами прикладаються відповідно кільцеві пружні елементи з радіальними і поворотними жорсткостями  $\lambda$ ,  $\chi$  та  $\alpha$ ,  $\beta$ . На оболонку діє розподілене радіальне навантаження, яке прикладається від зони лівої лобовини до правого торця оболонки (рис. 2.2).

Для побудови аналітичної моделі приймаємо такі припущення:

1) розрахункова модель переставної частини барабана представляє собою гладку осесиметричну оболонку, поділену на три ділянки, кожна з яких обмежена відповідними точками спряження обичайки з лобовинами; на конструкцію діє радіальне навантаження від канатного тиску, що прикладається від зони лівої лобовини до правого торця оболонки;

2) вплив деформацій лобовин з підкріпленням доцільно враховувати шляхом моделювання їх кільцевими пружними елементами з еквівалентними радіальними та поворотними жорсткостями, прикладеними у точках спряження оболонки з лобовинами;

3) дією сили від натягу каната, а також власної ваги будемо нехтувати.

Згідно з прийнятими допущеннями, розглянемо переставну частину барабана ШПМ як гладку осесиметричну оболонку, розбиту на три ділянки з кільцевими пружними елементами, прикладеними в точках сполучення оболонки з лобовинами (рис. 2.2).

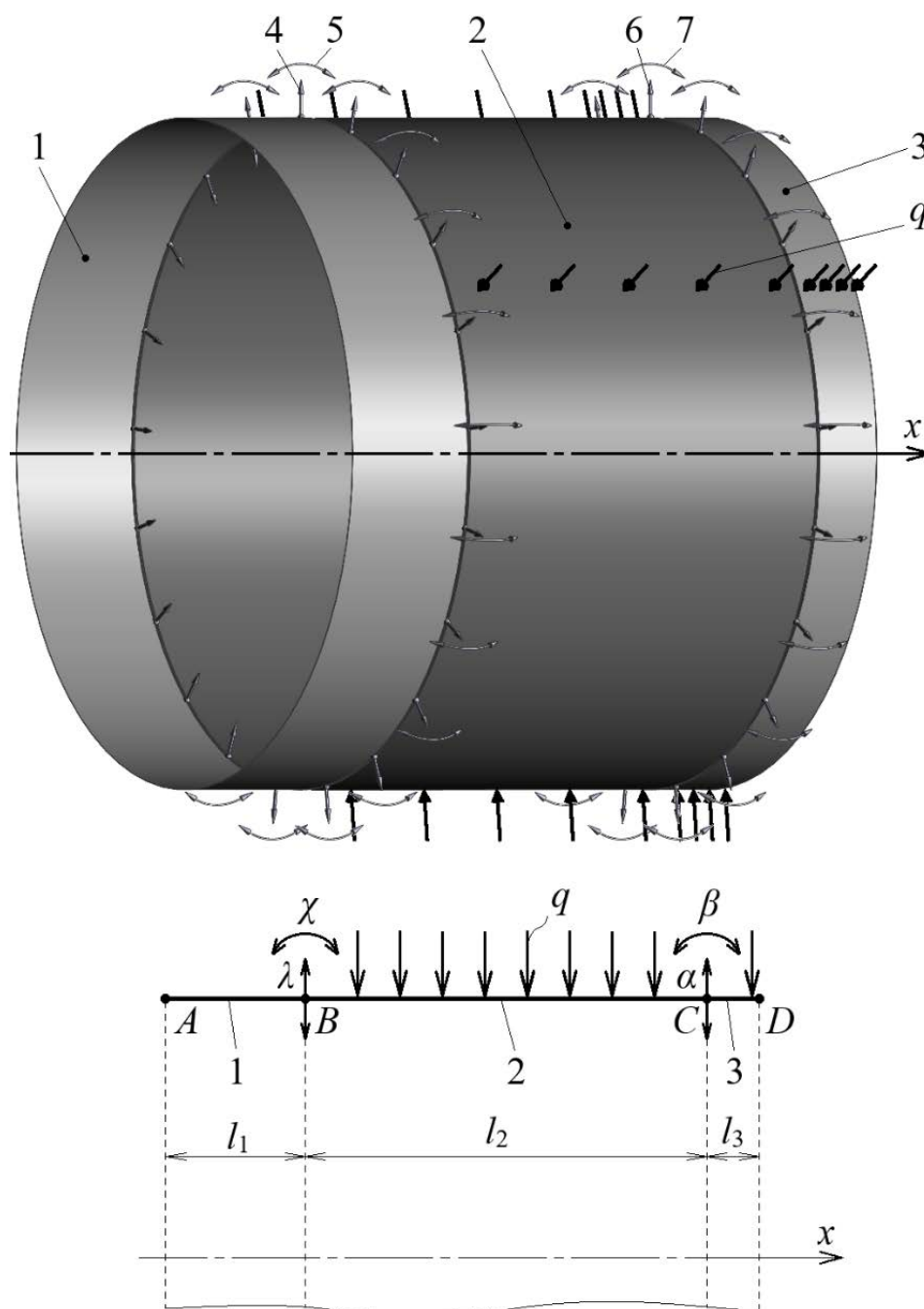


Рисунок 2.2 – Розрахункова модель переставної частини барабана:

1 – ліва ділянка  $AB$  оболонки; 2 – середня ділянка  $BC$  оболонки; 3 – права ділянка  $CD$  оболонки; 4 – лівий кільцевий пружний елемент з радіальною жорсткістю  $\lambda$ ; 5 – лівий кільцевий пружний елемент з поворотною жорсткістю  $\chi$ ; 6 – правий кільцевий пружний елемент з радіальною жорсткістю  $\alpha$ ; 7 – правий кільцевий пружний елемент з поворотною жорсткістю  $\beta$ ;  $l_1$  – довжина ділянки  $AB$ ;  $l_2$  – довжина ділянки  $BC$ ;  $l_3$  – довжина ділянки  $CD$ ;  $q$  – розподілений радіальний тиск від навитого канату

*Джерело: розроблено автором*

На рисунку 2.2 представлена розрахункова модель переставної частини барабана ШПМ у вигляді гладкої оболонки, що складається з трьох ділянок 1, 2 та 3. Точки  $B$  і  $C$  є спряжними точками оболонки, в яких вона взаємодіє з кільцевими пружними елементами, що моделюють деформаційну дію лобовин. У цих точках задаються умови спряження переміщень, кутів повороту, моментів і поперечних сил із урахуванням радіальних та поворотних жорсткостей  $\lambda$ ,  $\chi$  лівих (т.  $B$ ) та  $\alpha$ ,  $\beta$  правих (т.  $C$ ) кільцевих пружних елементів (рис. 2.2).

Далі перейдемо до методики визначення радіальної та поворотної жорсткостей лівих та правих кільцевих пружних елементів.

### **Моделювання дії лобовин кільцевими пружними елементами.**

Для визначення еквівалентних жорсткостей кільцевих пружних елементів, що моделюють деформаційну взаємодію підкріплених лобовин з обичайкою, застосовується процедура, заснована на порівнянні деформацій реальної конструкції лівої (рис. 2.3 *а*) та правої (рис. 2.3 *б*) лобовин з підкріплюючими елементами переставної частини барабану ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95 (рис. 2.1) та відповідних деформацій ідеалізованої моделі.

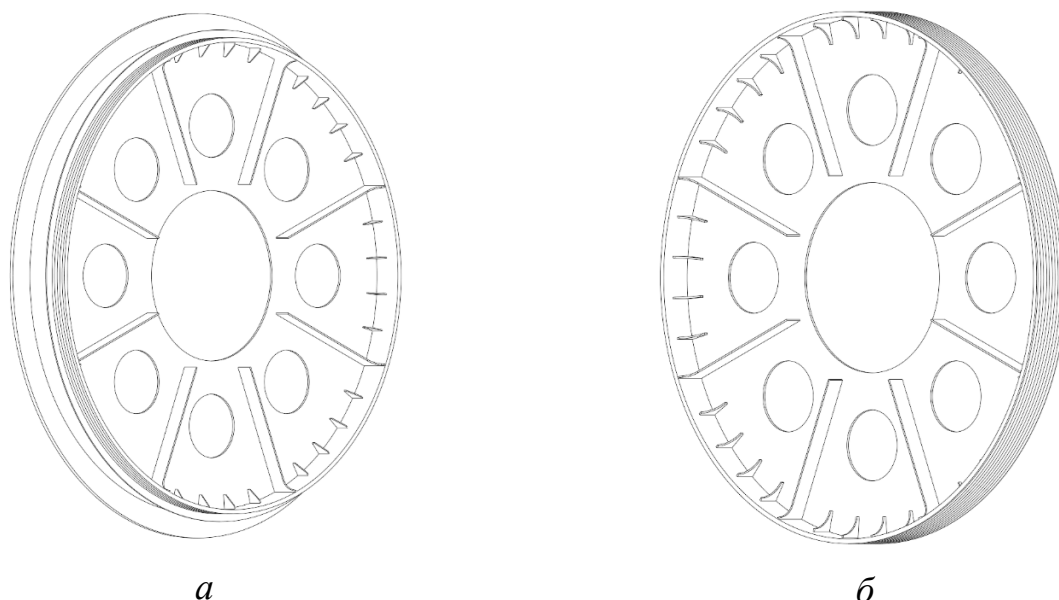


Рисунок 2.3 – Неосесиметричні комп’ютерні моделі лівої (*а*) та правої (*б*) лобовини з підкріплюючими елементами

*Джерело: розроблено автором*

З метою підвищення обчислювальної ефективності та зменшення ресурсоемності чисельного моделювання, при побудові скінченно-елементної моделі для визначення еквівалентних радіальних та поворотних жорсткостей кільцевих пружних елементів доцільно застосувати симетрійне спрощення геометрії. Конструкція лобовини має виражену циліндричну симетрію, а система підкріплювальних елементів (косинки, ребра, отвори) розташована періодично по колу. Це створює передумови для переходу від повної комп'ютерної моделі до розрахункового фрагмента, обмеженого кутовим сектором.

У даному випадку обрано фрагмент, що охоплює кут  $45^\circ$ , тобто  $1/8$  частину повної лобовини (рис. 2.4).

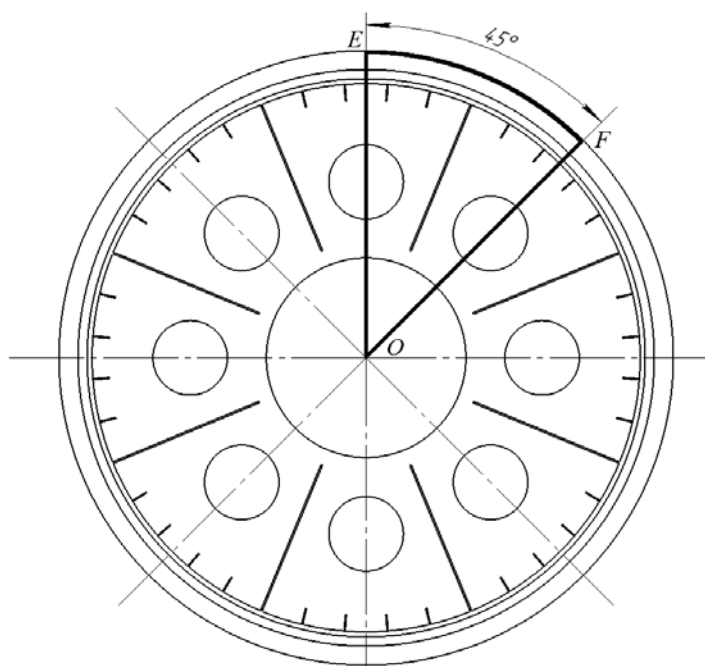


Рисунок 2.4 – Виділений фрагмент *EOF* комп'ютерної моделі лівої лобовини  
для чисельного моделювання

*Джерело: розроблено автором*

Сектор *EOF* повністю включає один фрагмент періодичності конструкції, що дозволяє зберегти її характерні геометричні й механічні особливості. За умовами кругової симетрії, на площинах, що обмежують цей фрагмент, можуть бути коректно застосовані граничні умови симетрії, які забезпечують адекватне відображення взаємодії з сусідніми частинами лобовини. Зокрема, на бічні січні

площини накладаються умови нульового переміщення в напрямку тангенціального зсуву (повороту) та нульового нормального зсуву, що відповідає ідеалізованій симетричній взаємодії.

Таким чином, перехід до фрагмента *EOF* лобовини обмеженого  $45^\circ$  є обґрунтованим як з погляду симетрії геометрії, так і з позиції навантаження при правильному задання граничних умов. Це дозволяє зменшити обчислювальні витрати без втрати фізичної достовірності моделі.

На першому етапі геометрично обмежується фрагмент *EOF* лівої лобовини з підкріплюючими елементами переставної частини барабана ШПМ. Відповідно до розрахункової моделі (рис. 2.2), фрагменти лівої та правої лобовин відповідають чотирьом кільцевим пружним елементам, які чинять опір у радіальному  $\lambda$ ,  $\alpha$  та поворотному  $\chi$ ,  $\beta$  напрямках.

Далі проводиться низка чисельних експериментів у середовищі скінченно-елементного моделювання [51]. На виділений фрагмент лобовини послідовно прикладаються два типи навантажень:

- рівномірний радіальний тиск, що імітує навантаження навитого канату;
- рівномірно розподілений згинальний момент, що моделює кутове навантаження.

У відповідь на кожен тип навантаження фіксуються відповідні переміщення у напрямку дії сили (радіальне або кутове), які інтерпретуються як результат роботи певного елемента жорсткості.

На завершальному етапі моделювання здійснюється визначення еквівалентних жорсткісних характеристик кільцевих пружних елементів, що моделюють вплив лівої та правої лобовини на оболонку. Відповідно до прийнятого підходу, еквівалентні радіальні та поворотні жорсткості визначаються на основі результатів чисельного аналізу деформованого стану фрагмента лобовини під дією навантаження, прикладеного відповідно до реальних умов експлуатації. З метою забезпечення узгодженості з припущенням про осесиметричність аналітичної моделі, жорсткісні характеристики визначаються у вигляді середніх значень переміщень або кутів повороту вздовж крайки з'єднання оболонки з лобовиною.

Отримані величини використовуються для побудови спрощеної еквівалентної моделі у вигляді кільцевих пружних елементів, які вводяться в аналітичну схему конструкції в точках спряження оболонки з лобовинами. Такий підхід дозволяє замінити складну геометрію та граничні умови лобовини на її узагальнену еквівалентну реакцію, що суттєво спрощує подальші розрахунки, зберігаючи при цьому адекватність механічної моделі.

Для визначення радіальної та поворотної жорсткості лівих кільцевих пружних елементів побудуємо комп'ютерну модель у вигляді фрагменту *EOF* лівої лобовини з підкріпленням, обмежену  $45^\circ$ , при чому будувати дану комп'ютерну модель за допомогою програмного пакету SolidWorks слід, використовуючи оболонки, в яких утворювальні поверхні є серединними поверхнями. [52-53].

Як граничні умови для визначення жорсткостей встановимо на радіальні крайки перерізу заборону окружного переміщення і заборону обертання кожної крайки навколо себе. У місці контакту лобовини з маточиною (див. р. 1, рис. 1.1) встановимо кріплення, яке забороняє будь яке переміщення, за допомогою інструмента «*Fixed geometry*» програмного пакету SolidWorks Simulation [54-55].

У твердотільній моделі (рис. 2.5, *а*) тиск  $q_m$  прикладається до реальної геометричної поверхні, що має визначену площу.

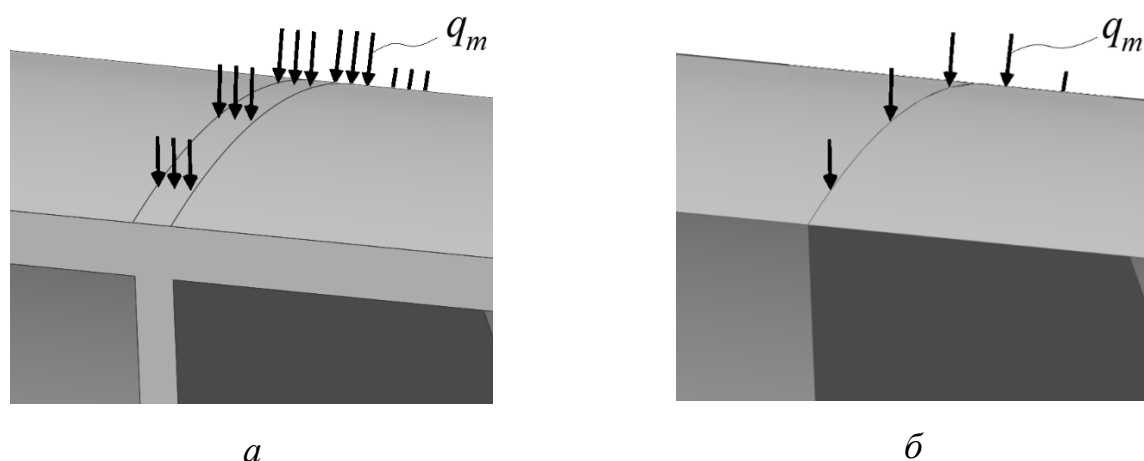


Рисунок 2.5 – Застосування навантаження на фрагмент твердотільної (*а*) та оболонкової (*б*) комп'ютерної моделі лобовини

*Джерело: розроблено автором*

Натомість в оболонковій моделі (рис. 2.5, б) така можливість відсутня через нульову геометричну товщину елемента, і тиск прикладається умовно до його кромки.

Це створює на перший погляд парадоксальну ситуацію прикладання тиску до лінії. Проте в середовищі скінченно-елементного моделювання така постановка має фізичний сенс – тиск трансформується у зосереджену силу, пропорційну товщині оболонки. У результаті отримується еквівалентне навантаження, яке коректно враховується при розрахунку жорсткості та напруженого стану оболонки [53].

На рисунку 2.6 представлено розрахункову модель фрагменту *EOF* комп'ютерної моделі лівої лобовини (рис. 2.4) з граничними умовами симетрії, закріплення та навантаження у вигляді радіального тиску  $q_m$  величиною 10 МПа.

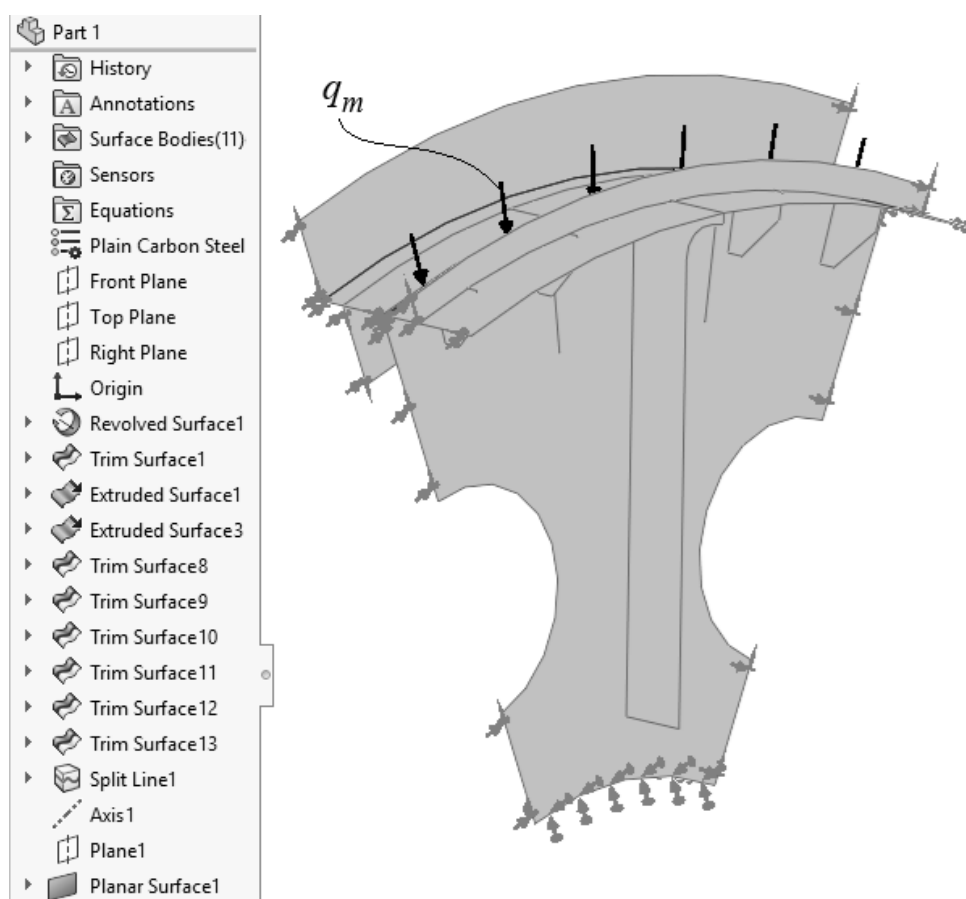


Рисунок 2.6 – Розрахункова модель фрагменту *EOF* лівої лобовини з граничними умовами симетрії, закріплення та навантаження у вигляді радіального тиску

*Джерело: розроблено автором*

Виконаємо розрахунок поля радіальних переміщень фрагменту *EOF* комп'ютерної моделі лівої лобовини методом скінченних елементів. Для цього побудуємо сітку на основі кривизни з максимальним розміром елемента 25 мм, попередньо задавши моделі матеріал «*Plain carbon steel*», який додано до бібліотеки SolidWorks, що за механічними характеристиками відповідає вуглецевій сталі та задамо товщини для відповідних елементів.

На рисунку 2.7 показано поле радіального переміщення лівої лобовини з підкріплюючими елементами переставної частини барабану ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95 у циліндричній системі координат *RZ*. Для візуалізації радіальних переміщень  $\delta$  у моделі використано шкалу градації сірого кольору, згідно з якою світліші відтінки (до білого) відповідають більшому за абсолютною величиною зміщенню поверхні лобовини у напрямку радіальної осі, тоді як темніші тони (до чорного) позначають області з меншими деформаціями або їх відсутністю. Числові значення переміщень наведені в міліметрах на вертикальній шкалі праворуч, що дозволяє однозначно інтерпретувати колір як кількісну характеристику деформації.

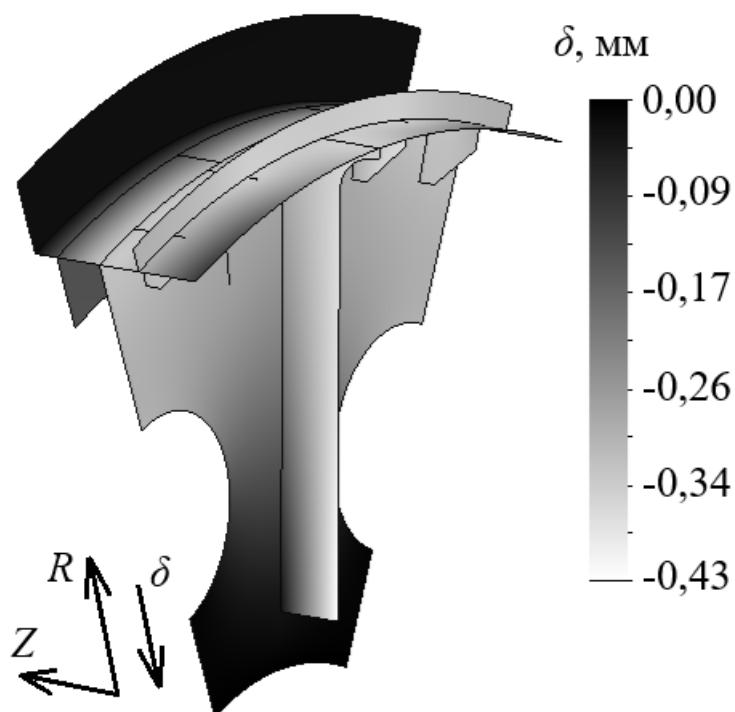


Рисунок 2.7 – Поле радіального переміщення  $\delta$  фрагменту *EOF* лівої лобовини переставної частини барабану

*Джерело: розроблено автором*

За допомогою вбудованого інструменту «*List selected*» визначимо середнє радіальне переміщення  $\tilde{\delta}_l$  крайки оболонки, до якої було прикладено тиск. Середнє радіальне переміщення  $\tilde{\delta}_l$  склало 0,32 мм.

Наукове обґрунтування для визначення еквівалентної радіальної жорсткості кільцевого пружного елемента  $\lambda$  базується на класичному понятті жорсткості як відношення сили до відповідного переміщення. У контексті оболонкових моделей, де навантаження прикладається у вигляді розподіленого тиску  $q_m$  (в одиницях Н/мм<sup>2</sup>), а відгуком системи є радіальне зміщення кромки оболонки, з якою взаємодіє лобовина, застосовується узагальнений підхід еквівалентного заміщення.

Згідно з цим підходом, для забезпечення фізичної еквівалентності реакції лобовини, яка моделюється як суцільне тіло в скінченно-елементній моделі, тиск  $q_m$  приводиться до еквівалентної сили, яка діє вздовж умовної контактної лінії між лобовиною та оболонкою. Оскільки оболонкова модель не має товщини як геометричного параметра, але має товщину як фізичний параметр, що впливає на жорсткість, множення тиску на товщину лобовини  $H$  дозволяє отримати величину сили на одиницю довжини кромки (Н/мм), що є умовною заміною для моделі з товщиною.

Таким чином, формула для визначення радіальної жорсткості кільцевого пружного елемента  $\lambda$  набуває виду:

$$\lambda = \frac{q_m \cdot H}{\tilde{\delta}_l}, \quad (2.1)$$

де  $q_m$  – радіальний тиск, прикладений до крайки фрагменту комп'ютерної моделі лобовини, рівний 10 МПа.

$H$  – товщина лобовини барабану ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95, яка дорівнює 30 мм.

$\tilde{\delta}_l$  – середнє радіальне переміщення крайки оболонки фрагменту лівої лобовини, до якої було прикладено тиск.

Використовуючи формулу (2.1) та підставляючи значення радіального тиску  $q_m$ , товщини лобовини  $H$  та середнього переміщення  $\tilde{\delta}_l$ , визначаємо еквівалентну радіальну жорсткість кільцевого пружного елемента  $\lambda$ .

Результати розрахунку показали, що величина еквівалентної радіальної жорсткості  $\lambda$  для фрагменту лівої лобовини переставної частини барабану ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95 склала 943 МПа.

Для визначення еквівалентної поворотної жорсткості кільцевого пружного елемента задаємо навантаження у вигляді згинального моменту на крайку оболонки в місці розташування лобовини. Оскільки в SolidWorks Simulation неможливо безпосередньо обрати дугу як вісь обертання для прикладення моменту, у якості орієнтира створюється додаткова вісь  $K-K'$ , що проходить через крайні точки лобовини в місцях її з'єднання з оболонкою. Ця вісь використовується виключно для задання напрямку дії згинального моменту, який у розрахунку прикладається до дугоподібної ділянки крайки оболонки (рис. 2.8).

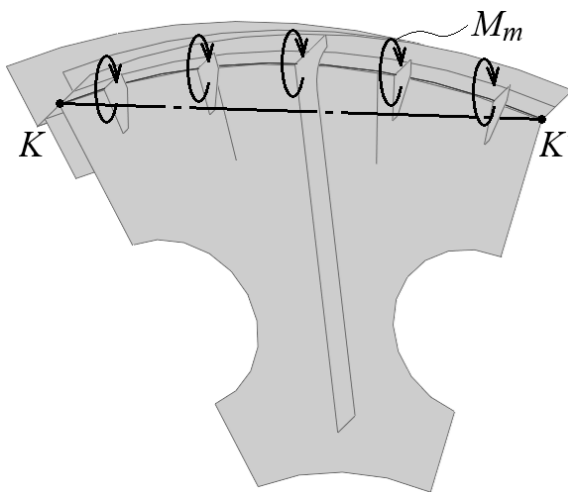


Рисунок 2.8 – Схема дії розподіленого згинального моменту на дугову крайку підкріпленої лобовини барабану із зазначенням напрямної осі  $K-K'$

*Джерело: розроблено автором*

Граничні умови щодо переміщень аналогічні попередньому розрахунковому випадку. В якості навантаження, як було сказано вище, застосуємо згинальний момент  $M_m$  на крайку оболонки в місці розташування лобовини.

На рисунку 2.9 показано розрахункову модель фрагменту *EOF* комп'ютерної моделі лівої лобовини з граничними умовами симетрії, закріплення та навантаження у вигляді розподіленого згинального моменту  $M_m$ , величиною  $100 \text{ МН} \times \text{м}$ , для визначення еквівалентної поворотної жорсткості.

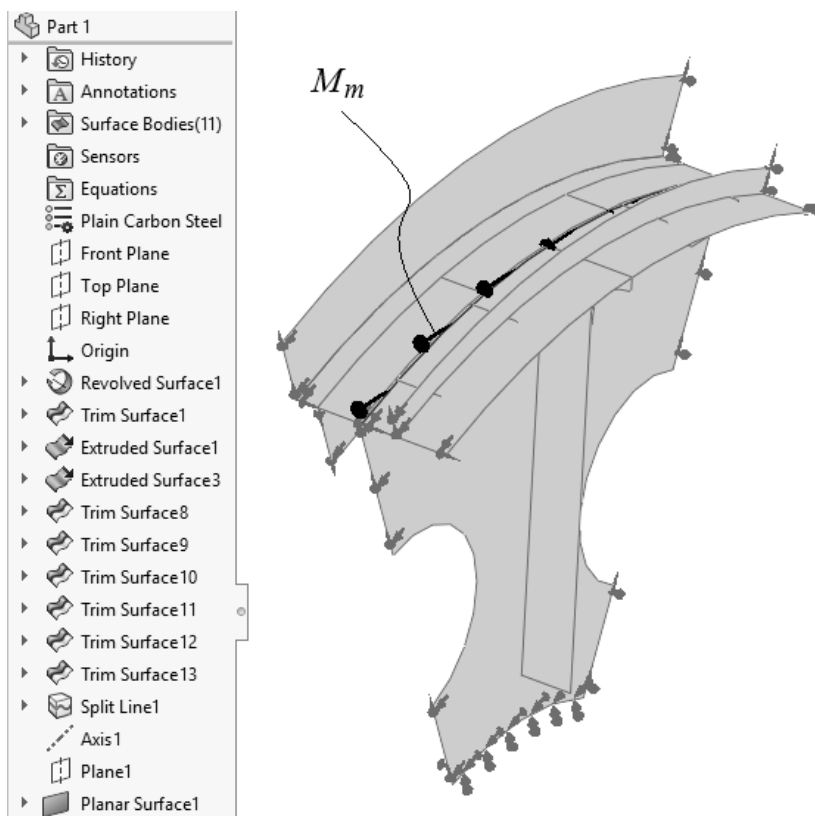


Рисунок 2.9 – Розрахункова модель фрагменту *EOF* лівої лобовини з граничними умовами симетрії, закріплення та навантаження у вигляді розподіленого згинального моменту

*Джерело: розроблено автором*

Задамо матеріал моделі, товщини елементів і побудуємо сітку скінченних елементів аналогічну попередньому розрахунковому випадку. Виконаємо розрахунок.

На рисунку 2.10 показано поле кута повороту лівої неосесиметричної підкріпленої лобовини переставної частини барабана ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95 у циліндричній системі координат *RZ* відносно окружної осі.

За допомогою вбудованого інструменту «*List selected*» визначимо середній кут повороту  $\tilde{\varphi}_l$  крайки оболонки, до якої було прикладено згинальний момент. Середнє кут повороту  $\tilde{\varphi}_l$  склав 1,13 радіан.

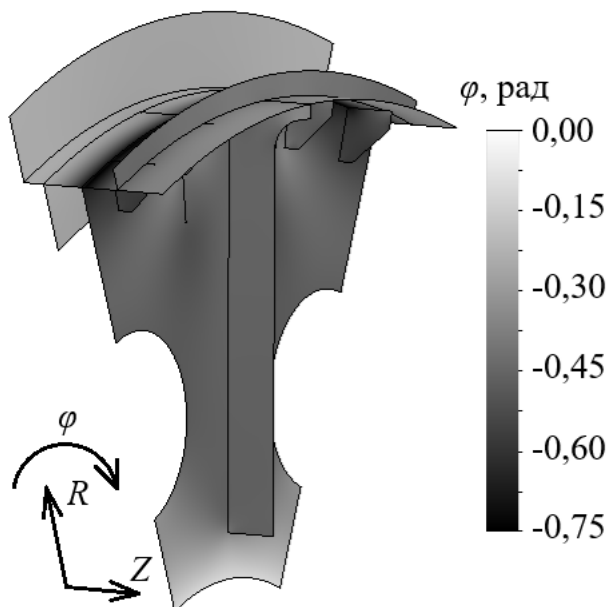


Рисунок 2.10 – Поле кута повороту  $\varphi$  лівої лобовини  
переставної частини барабану  
*Джерело: розроблено автором*

З метою визначення еквівалентної поворотної жорсткості кільцевого пружного елемента здійснимо поділ крайки оболонки, до якої прикладається згинальний момент, на декілька ділянок (зокрема 5, 9 та 15 ділянок). Такий поділ є необхідним для кращої апроксимації розподілу моменту вздовж криволінійної крайки оболонки у циліндричній геометрії.

Як було сказано вище, при завданні моменту в SolidWorks Simulation безпосереднє задання є можливим лише відносно прямолінійної осі. Водночас реальна геометрія контактної зони між лобовиною та оболонкою має вигляд дуги, ігнорування якої може призвести до недостовірного розподілу навантаження. Тому згинальний момент подається не як одне зосереджене навантаження, а як сукупність моментів, прикладених на кожну з ділянок крайки, з орієнтацією вектора моменту вздовж локальних осей обертання, визначених у межах кожного сегмента.

Збільшення кількості ділянок сприяє підвищенню точності відтворення дійсного навантаження згинальним моментом за рахунок кращої дискретизації кривизни оболонки, що дозволяє коректніше врахувати її просторову геометрію. Як наслідок, розрахункове поле кутів повороту буде ближчим до реального, а отримана еквівалентна поворотна жорсткість – більш репрезентативною для досліджуваної конструкції.

Розподіл крайки для прикладання згинального моменту здійснюється шляхом побудови оболонки у SolidWorks за допомогою інструменту «*Extruded Surface*», послідовно створюючи 5, 9 або 15 суміжних поверхонь, що формують фрагмент лобовини з дискретизованою крайкою [56-57]. Таким чином, виконаємо побудову моделей лівої лобовини з розділенням крайки, до якої прикладається згинальний момент, на 5 (рис. 2.11, а), 9 (рис. 2.11, б) і 15 (рис. 2.11, в) ділянок.

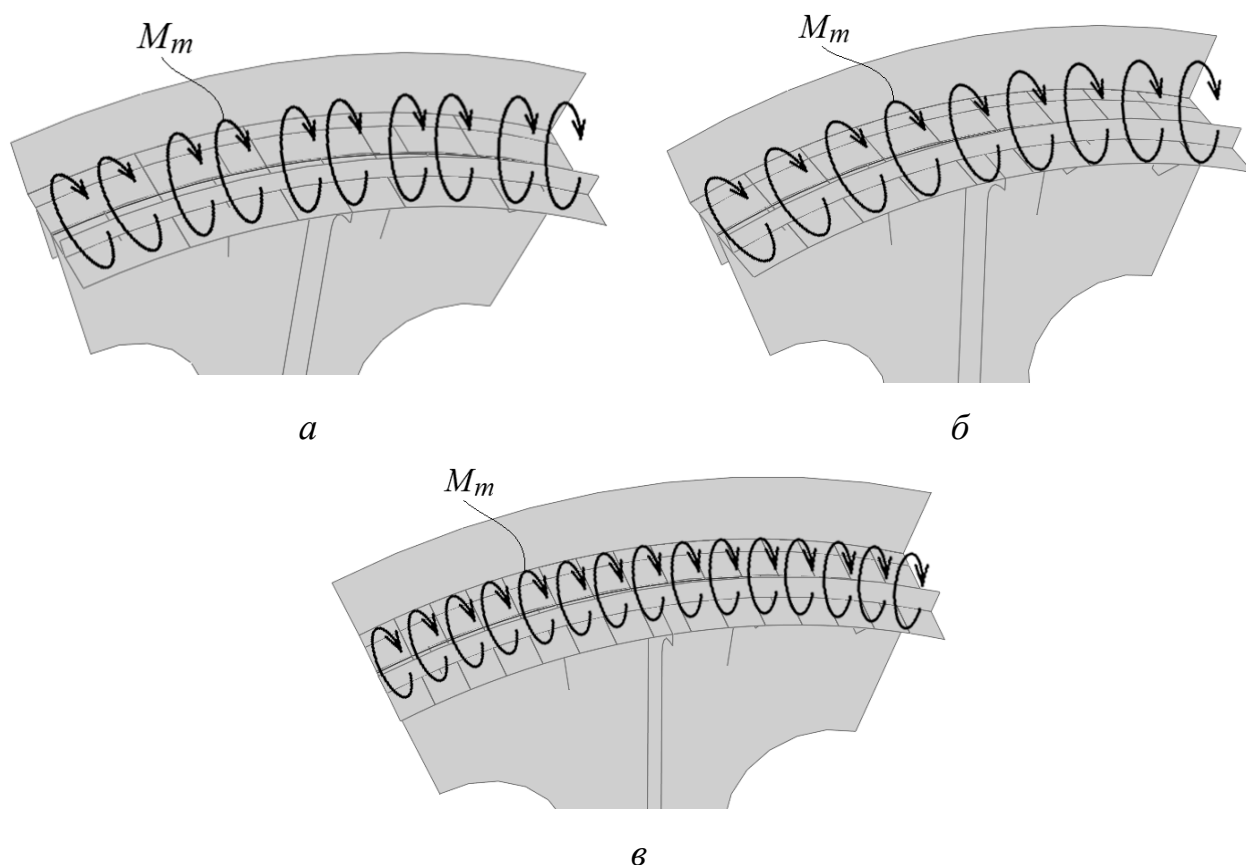


Рисунок 2.11 – Комп’ютерні моделі лівої лобовини з розділенням крайки, до якої прикладаємо згинальний момент, на 5 (а), 9 (б) і 15 (в) ділянок

Джерело: розроблено автором

Результати розрахунків показали, що величина середнього кута повороту складає 1,18 радіан для п'яти ділянок, 1,16 радіан для дев'яти ділянок та 1,23 радіан для п'ятнадцяти ділянок.

На підставі отриманих значень було обчислено середнє арифметичне значення, яке склало 1,18 рад (рис. 2.12).

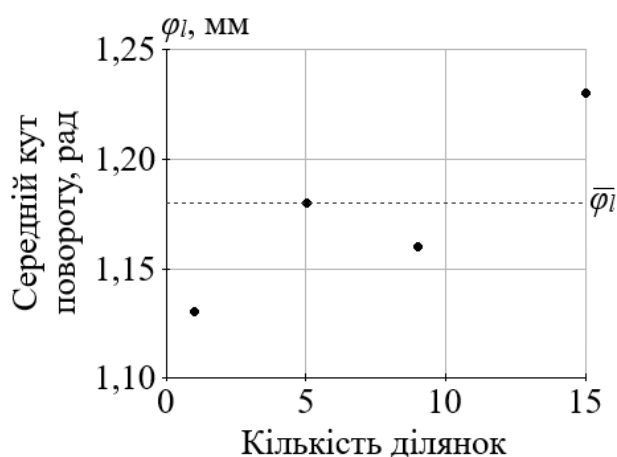


Рисунок 2.12 – Залежність величини середнього кута повороту крайки лівої лобовини з підкріплюючими елементами від кількості ділянок, на які було розбито крайку

*Джерело: розроблено автором*

Для кількісної оцінки розсіювання результатів визначено стандартне відхилення [58]:

$$\sigma_l = \sqrt{\frac{1}{1-n} \cdot \sum_{i=1}^n (\varphi_{li} - \bar{\varphi}_l)^2} \approx 0,04 \text{ рад},$$

де  $n$  – кількість результатів у вибірці;

$i$  – порядковий номер окремого елемента у вибірці;

$\varphi_{li}$  – середній кут повороту дугової крайки лівої лобовини для  $i$ -того випадку;

$\bar{\varphi}_l$  – узагальнений середній кут повороту крайки оболонки фрагменту лівої лобовини, до якої було прикладено згинальний момент, який дорівнює 1,18 рад.

З урахуванням обмеженого обсягу вибірки ( $n = 4$ ), довірчий інтервал для 95% рівня довіри визначено за критичним значенням  $t$ -критерію Стюдента ( $t = 3,182$  для  $n - 1 = 3$  ступенів вільності):

$$\Delta = t \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \approx 0,07 \text{ рад.}$$

Отже, з імовірністю 95% можна стверджувати, що істинне значення середнього кута повороту лежить у межах від 1,11 до 1,25 рад. Це означає, що в рамках проведеного дослідження середній кут повороту дорівнює приблизно 1,18 рад, і можливе відхилення від цього значення не перевищує  $\pm 0,07$  рад.

Для обґрунтування розрахункової формули, яка використовується для визначення еквівалентної поворотної жорсткості  $\chi$  кільцевого пружного елемента, слід виходити з класичних уявлень про кутову жорсткість, як відношення прикладеного згинального моменту до відповідної деформаційної реакції – кута повороту. Зокрема, якщо до кінця моделі кільцевого елемента прикладається згинальний момент  $M_m$ , а довжина крайки, до якої він прикладається, становить  $l_e$ , то поворотна жорсткість може бути представлена у вигляді:

$$\chi = \frac{M_m}{\bar{\varphi}_l \cdot l_e}, \quad (2.2)$$

де  $M_m$  – згинальний момент, прикладений до крайки фрагменту комп'ютерної моделі лобовини, рівний 100 МН×м;

$l_e$  – довжина дугової крайки фрагменту лобовини, до якої прикладається згинальний момент, яка дорівнює 2648 мм.

Використовуючи формулу (2.2) та підставляючи значення згинального моменту  $M_m$ , довжини крайки, до якої він прикладається  $l_e$  та узагальненого середнього кута повороту крайки  $\bar{\varphi}_l$ , визначаємо еквівалентну поворотну жорсткість  $\chi$  кільцевого пружного елемента.

Результати розрахунку показали, що величина еквівалентної поворотної жорсткості  $\chi$  склала 32 МН.

Наступним етапом дослідження є визначення еквівалентних радіальної  $\alpha$  та поворотної  $\beta$  жорсткостей кільцевих пружних елементів, які моделюють механічний вплив правої лобовини переставної частини барабана. Для цього буде застосовано метод скінченних елементів з урахуванням геометричних і конструктивних особливостей підкріплюючих елементів правої лобовини. Результати розрахунків використовуватимуться для подальшої постановки аналітичної моделі оболонки, у якій вплив правої лобовини описується через умовну жорсткість з урахуванням її реальної деформативності.

Для визначення еквівалентної радіальної жорсткості  $\alpha$  правого кільцевого пружного елемента виконується скінченно-елементний розрахунок фрагмента правої лобовини, обмеженого сектором  $45^\circ$ , що відповідає умові осесиметрії конструкції. Геометрична модель включає підкріплюючі елементи, характерні для даної конфігурації, а прикладення навантаження здійснюється у вигляді рівномірного радіального тиску вздовж крайки оболонки в зоні спряження з лобовиною. Граничні умови жорсткого закріплення та симетрії (рис. 2.13, *a*) встановлюються за аналогією з тими, що були застосовані у скінченно-елементному розрахунку лівої лобовини, що забезпечує методологічну узгодженість підходу та дозволяє коректно інтегрувати отримані значення у загальну аналітичну модель.

Для проведення скінченно-елементного аналізу правої лобовини використано дискретизацію геометрії за допомогою сітки з параметрами, ідентичними до тих, що застосовувалися у попередньому розрахунку для лівої лобовини. Зокрема, збережено максимальний розмір скінченного елемента, тип елементів та принцип побудови сітки відповідно до кривизни моделі. Такий підхід гарантує порівнянність результатів обох розрахунків, виключаючи вплив відмінностей у чисельній реалізації на значення деформацій та еквівалентної жорсткості.

За результатами розрахунку було отримано поле радіальних переміщень правої лобовини з підкріплюючими елементами переставної частини барабану ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95 у циліндричній системі координат  $RZ$  (рис. 2.13, б). Середнє радіальне переміщення  $\tilde{\delta}_r$  склало 0,40 мм.

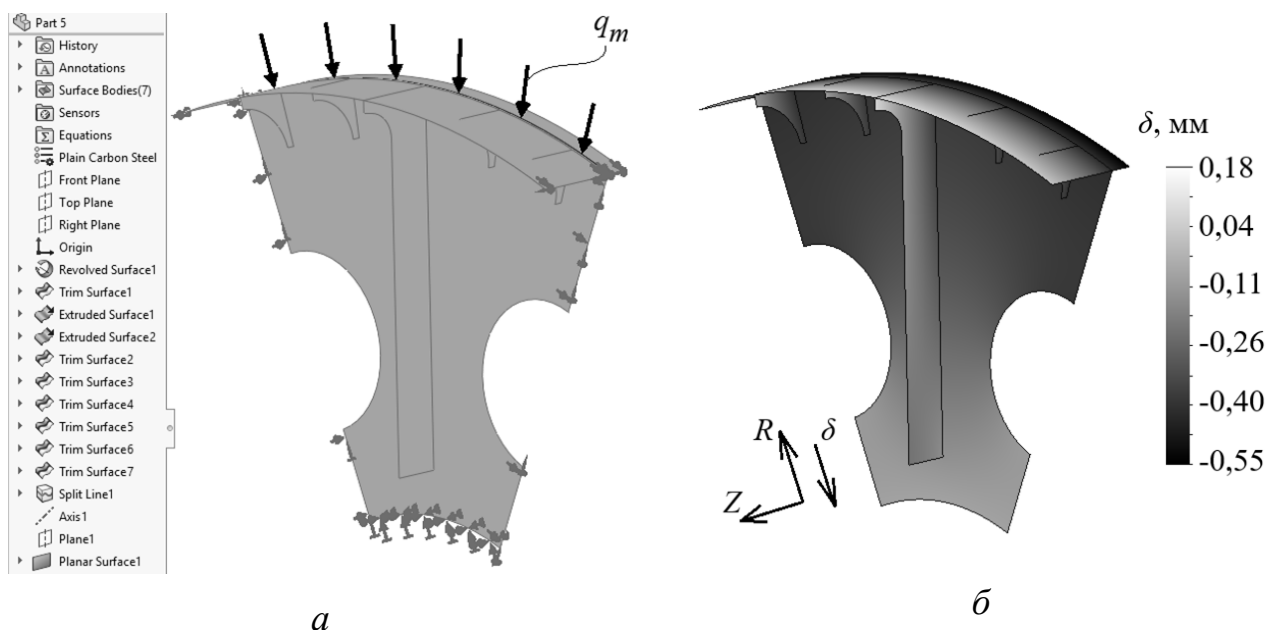


Рисунок 2.13 – Розрахункова модель фрагменту правої лобовини з граничними умовами симетрії, закріплення та навантаження у вигляді радіального тиску (а) та поле радіального переміщення  $\delta$  (б)

*Джерело: розроблено автором*

Наукове обґрунтування для визначення еквівалентної радіальної жорсткості кільцевого пружного елемента, що моделює дію правої лобовини, ґрунтується на тих самих принципах, які були викладені раніше під час аналізу лівої лобовини.

Таким чином, формула для визначення еквівалентної радіальної жорсткості правого кільцевого пружного елемента  $\alpha$  має вид:

$$\alpha = \frac{q_m \cdot H}{\tilde{\delta}_r}, \quad (2.3)$$

де  $\tilde{\delta}_r$  – середнє радіальне переміщення крайки оболонки фрагменту правої лобовини, до якої було прикладено тиск, мм.

Результати розрахунків, виконаних за формулою (2.3), показали, що для переставної частини барабану ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95 величина еквівалентної радіальної жорсткості правого кільцевого пружного елемента складає 756 МПа.

На наступному етапі дослідження виконується визначення еквівалентної поворотної жорсткості  $\beta$  правого кільцевого пружного елемента, що моделює умови спряження оболонки з правою лобовиною. Для цього застосовується алгоритм, ідентичний до того, що був реалізований при визначенні відповідної жорсткості для лівої лобовини, із використанням еквівалентного згинального моменту та аналізу деформацій крайки оболонки. Граничні умови жорсткого закріплення та симетрії (рис. 2.14, а) встановлюються за аналогією з тими, що були застосовані у скінченно-елементному розрахунку лівої лобовини.

За результатами розрахунку було отримано поле кута повороту правої лобовини з підкріплюючими елементами переставної частини барабану ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95 у циліндричній системі координат  $RZ$  (рис. 2.14, б).

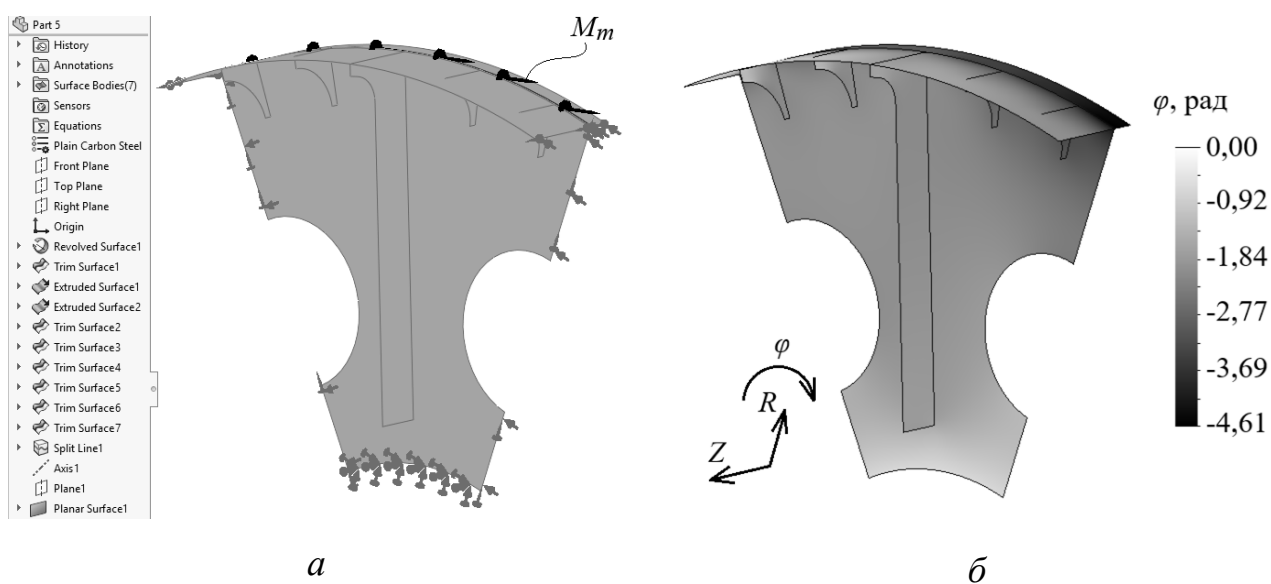


Рисунок 2.14 – Розрахункова модель фрагменту правої лобовини з граничними умовами симетрії, закріплення та навантаження у вигляді розподіленого згинального моменту (а) та поле радіального переміщення  $\delta$  (б)

*Джерело: розроблено автором*

На підставі раніше описаного алгоритму, реалізованого для визначення еквівалентної поворотної жорсткості лівого кільцевого пружного елемента, аналогічна процедура застосовується для правої лобовини. Як і у попередньому випадку, крайка оболонки, до якої прикладається згинальний момент, дискретизується на декілька ділянок – зокрема на 1, 5, 9 та 15 частин. Для кожного з цих варіантів виконується чисельне моделювання методом скінченних елементів, а величина моменту, прикладеного до окремої ділянки, зменшується пропорційно кількості ділянок, що забезпечує більш точне відтворення просторового характеру навантаження. Результати розрахунків свідчать про стабільність отриманих середніх значень кутів повороту: 3,21 рад (для 1 ділянки), 3,16 рад (для 5 ділянок), 3,19 рад (для 9 ділянок) і 3,19 рад (для 15 ділянок), що дозволяє використовувати їх для статистичної оцінки та подальшого визначення еквівалентної жорсткості кільцевого пружного елемента, що моделює спряження з правою лобовиною.

На підставі отриманих значень було обчислено середнє арифметичне значення, яке склало 3,19 рад (рис. 2.15).

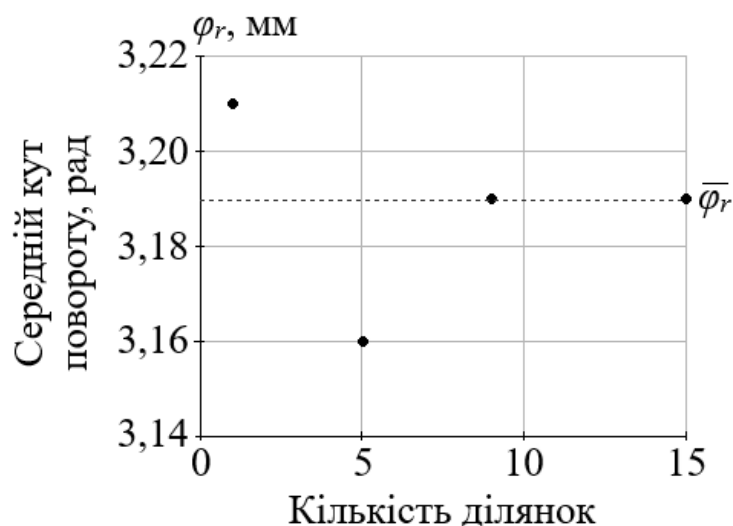


Рисунок 2.15 – Графік залежності величини середнього кута повороту крайки правої лобовини з підкріплюючими елементами від кількості ділянок, на які було розбито крайку

*Джерело: розроблено автором*

Для кількісної оцінки розсіювання результатів визначено стандартне відхилення для правої лобовини [58]:

$$\sigma_r = \sqrt{\frac{1}{1-n} \sum_{i=1}^n (\varphi_{r_i} - \bar{\varphi}_r)^2} \approx 0,02 \text{ рад},$$

де  $\varphi_{r_i}$  – середній кут повороту дугової крайки правої лобовини для  $i$ -того випадку;

$\bar{\varphi}_r$  – узагальнений середній кут повороту крайки оболонки фрагменту правої лобовини, до якої було прикладено згинальний момент, який дорівнює 3,19 рад.

З урахуванням обмеженого обсягу вибірки ( $n = 4$ ), довірчий інтервал для 95% рівня довіри визначено за критичним значенням  $t$ -критерію Стюдента ( $t = 3,182$  для  $n - 1 = 3$  ступенів вільності):

$$\Delta = t \cdot \frac{\sigma_r}{\sqrt{n}} \approx 0,04 \text{ рад}.$$

Отже, з імовірністю 95% можна стверджувати, що істинне значення середнього кута повороту лежить у межах від 3,15 до 3,23 рад. Це означає, що в рамках проведеного дослідження середній кут повороту дорівнює приблизно 3,19 рад, і можливе відхилення від цього значення не перевищує  $\pm 0,04$  рад.

Наукове обґрунтування для визначення еквівалентної поворотної жорсткості кільцевого пружного елемента, що моделює спряження з правою лобовиною, базується на аналогічних підходах, які були застосовані під час попереднього аналізу поворотної жорсткості елемента, відповідального за взаємодію з лівою лобовиною.

Таким чином, формула для визначення еквівалентної поворотної жорсткості правого кільцевого пружного елемента  $\beta$  має вид:

$$\beta = \frac{M_m}{\bar{\varphi}_r \cdot l_e}. \quad (2.4)$$

Результати розрахунків, виконаних за формулою (2.4), показали, що для переставної частини барабану ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95 величина еквівалентної поворотної жорсткості правого кільцевого пружного елемента складає 11,8 МН.

### **Побудова аналітичної моделі.**

Побудова аналітичної моделі, що включає виведення диференційного рівняння згину оболонки на основі класичної теорії вигину циліндричних оболонок, а також побудову загальних аналітичних розв'язків для кожної з трьох ділянок конструкції з урахуванням розподіленого навантаження та зон спряження.

Переставна частина барабана ШПМ складається з обичайки, двох лобовин із підкріплювальними елементами та гальмового диска. Для запропонованої розрахункової моделі (рис. 2.2) сформуємо аналітичну модель переставної частини барабана з урахуванням того, що на ділянках 2 і 3 оболонки діє радіальний тиск  $q$  від навитого каната. Для подальшого розрахунку будемо використовувати величину середнього радіального тиску  $q_{av}$ .

Диференціальне рівняння четвертого порядку осесиметричного вигину циліндричної оболонки під час дії зовнішнього тиску має вигляд:

$$D \frac{d^4 w}{dx^4} + \frac{B}{R^2} w = -q_{av},$$

де  $D$  – згинальна жорсткість оболонки, Н×м;

$w$  – радіальне переміщення оболонки, м;

$x$  – осьова координата, м;

$B$  – кільцева жорсткість оболонки, Н/м;

$R$  – радіус серединної поверхні обичайки, м;

$q_{av}$  – середній тиск від навитого канату, що діє на оболонку.

Модернізована обичайка барабану ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95 товщиною 45,5 мм має згинальну  $D$  та кільцеву  $B$  жорсткість, які розраховуються за формулами:

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)},$$

$$B = Eh,$$

де  $E$  – модуль пружності, МПа;

$h$  – товщина обичайки, мм;

$\nu$  – коефіцієнт Пуассона.

Розрахунки показали, що для даної обичайки згинальна жорсткість складає  $1,79 \times 10^6$  Н×м, а кільцева жорсткість –  $9,55 \times 10^9$  Н/м.

Для кожної з трьох ділянок оболонки вводимо окрему систему координат таким чином, щоб її початок відповідав лівому краю відповідної ділянки. Запишемо рівняння радіального переміщення [52-53] кожної з трьох ділянок оболонки, з огляду на те, що навантаження прикладено тільки до другої і третьої:

$$w_1(x_1) = e^{-kx_1}(C_1 \cos kx_1 + C_2 \sin kx_1) + e^{kx_1}(C_3 \cos kx_1 + C_4 \sin kx_1); \quad (2.5)$$

$$w_2(x_2) = e^{-kx_2}(C_5 \cos kx_2 + C_6 \sin kx_2) +$$

$$+ e^{kx_2}(C_7 \cos kx_2 + C_8 \sin kx_2) - \frac{q_{av}R^2}{Eh}; \quad (2.6)$$

$$w_3(x_3) = e^{-kx_3}(C_9 \cos kx_3 + C_{10} \sin kx_3) +$$

$$+ e^{kx_3}(C_{11} \cos kx_3 + C_{12} \sin kx_3) - \frac{q_{av}R^2}{Eh}, \quad (2.7)$$

де  $C_1, \dots, C_{12}$  – постійні інтегрування, що визначаються з граничних умов для кожної ділянки оболонки;

$x_1, x_2, x_3$  – осьові координати для кожної ділянки оболонки;

$h$  – товщина складеної оболонки;

$k$  – хвильове число:

$$k = 4\sqrt{\frac{Eh}{4DR^2}}.$$

Рішення радіального переміщення  $w$ , кута повороту поперечного перерізу  $\varphi$ , згинального моменту  $M$  і перерізуючої сили  $Q$ , що залежить від чотирьох констант для кожної ділянки оболонки (рис. 2.2) має вигляд:

$$\begin{aligned}\varphi_i(x_i) = \frac{dw_i}{dx_i} = & C_{4i-3} \cdot e^{-kx_i} \cdot k(-\sin(kx_i) - \cos(kx_i)) + \\ & + C_{4i-2} \cdot e^{-kx_i} \cdot k(\cos(kx_i) - \sin(kx_i)) + \\ & + C_{4i-1} \cdot e^{kx_i} \cdot k(-\sin(kx_i) + \cos(kx_i)) + \\ & + C_{4i} \cdot e^{kx_i} \cdot k(\cos(kx_i) + \sin(kx_i));\end{aligned}\quad (2.8)$$

$$\begin{aligned}M_i(x_i) = D \frac{d^2 w_i}{dx_i^2} = & 2Dk^2 \cdot (C_{4i-3} \cdot e^{-kx_i} \cdot (\sin(kx_i)) + \\ & + C_{4i-2} \cdot e^{-kx_i} \cdot (-\cos(kx_i)) + C_{4i-1} \cdot e^{kx_i} \cdot (-\sin(kx_i)) + \\ & + C_{4i} \cdot e^{kx_i} \cdot \cos(kx_i));\end{aligned}\quad (2.9)$$

$$\begin{aligned}Q_i(x_i) = D \frac{d^3 w_i}{dx_i^3} = & 2Dk^3 \cdot (C_{4i-3} \cdot e^{-kx_i} \cdot (\cos(kx_i) - \sin(kx_i)) + \\ & + C_{4i-2} \cdot e^{-kx_i} \cdot (\cos(kx_i) + \sin(kx_i)) + C_{4i-1} \cdot e^{kx_i} \cdot (-\cos(kx_i) - \sin(kx_i)) + \\ & + C_{4i} \cdot e^{kx_i} \cdot (\cos(kx_i) - \sin(kx_i))),\end{aligned}\quad (2.10)$$

де  $i$  – номер кожної ділянки оболонки;

$x_i$  змінюється від нуля до  $l_i$ ;

де  $l_i$  – довжина кожної ділянки оболонки;

$w_i(x_i)$  – радіальне переміщення точок кожної ділянки оболонки;

$\varphi_i(x_i)$  – кут повороту поперечного перерізу точок кожної ділянки оболонки;

$M_i(x_i)$  – згинальний момент, що діє в точках кожної ділянки оболонки;

$Q_i(x_i)$  – сила перерізання, що діє в точках кожної ділянки оболонки.

### **Формулювання граничних умов.**

Наступним етапом перейдемо до формулювання граничних умов, яке включає визначення умов закріплення на торцях, формулювання умов спряження переміщень, моментів і сил у точках взаємодії оболонки з лобовинами, а також складання замкненої системи рівнянь для визначення інтеграційних сталих.

Запишемо систему граничних умов для кожної ділянки оболонки таким чином, щоб вони забезпечували відсутність згинального моменту  $M$  та перерізуючої сили  $Q$  на лівому торці оболонки, а саме в точці  $A$  (рис. 2.2):

$$M_1(0) = 0; \quad (2.11)$$

$$Q_1(0) = 0; \quad (2.12)$$

Необхідно забезпечити непереривність радіального переміщення  $w$  та кута повороту поперечного перерізу  $\varphi$  на межах оболонок  $AB$  і  $BC$  та  $BC$  і  $CD$ , а величини згинальних моментів  $M$  та перерізуючих сил  $Q$  при переходах з першої на другу оболонку (т.  $B$ ) та з другої на третю оболонку (т.  $C$ ) враховували поворотну та радіальну жорсткості лівого та правого пружних елементів відповідно:

- для лівих кільцевих пружних елементів, які розташовано в т.  $B$  (рис. 2.2):

$$w_1(l_1) = w_2(0); \quad (2.13)$$

$$\varphi_1(l_1) = \varphi_2(0); \quad (2.14)$$

$$M_1(l_1) = M_2(0) - \chi \cdot \varphi_2(0); \quad (2.15)$$

$$Q_1(l_1) = Q_2(0) + \lambda \cdot w_2(0); \quad (2.16)$$

- для правих кільцевих пружних елементів, які розташовано в т.  $C$  (рис. 2.2):

$$w_2(l_2) = w_3(0); \quad (2.17)$$

$$\varphi_2(l_2) = \varphi_3(0); \quad (2.18)$$

$$M_2(l_2) = M_3(0) - \beta \cdot \varphi_3(0); \quad (2.19)$$

$$Q_2(l_2) = Q_3(0) + \alpha \cdot w_3(0); \quad (2.20)$$

На лівому торці оболонки, а саме в точці  $D$  (рис. 2.2), аналогічно лівому торцю (т.  $A$ ), необхідно забезпечити відсутність згинального моменту  $M$  та перерізуючої сили  $Q$ :

$$M_3(l_3) = 0; \quad (2.21)$$

$$Q_3(l_3) = 0. \quad (2.22)$$

### **Розрахунок напружень і переміщень.**

Далі перейдемо до розрахунку напружень і переміщень, який включає підстановку граничних умов до загальних аналітичних розв'язків з метою визначення інтеграційних сталих, побудову повних аналітичних залежностей для радіальних переміщень для кожної ділянки оболонки, а також обчислення нормальних та еквівалентних напружень відповідно до закону Гука.

Підстановка виразів (2.5–2.10) у граничні умови (2.11–2.22) дозволяє сформулювати замкнену систему з дванадцяти рівнянь, яка включає дванадцять невідомих констант, що відповідають трьом ділянкам оболонки:

$$\begin{aligned}
& -C_2 + C_4 = 0; \\
& C_1 + C_2 - C_3 + C_4 = 0; \\
& e^{-kl_1} (C_1 \cos(kl_1) + C_2 \sin(kl_1)) + e^{kl_1} (C_3 \cos(kl_1) + C_4 \sin(kl_1)) - C_5 - C_7 = -\frac{q_{av} R^2}{Eh}; \\
& C_1 k e^{-kl_1} (-\sin(kl_1) - \cos(kl_1)) + C_2 k e^{-kl_1} (\cos(kl_1) - \sin(kl_1)) + C_3 k e^{kl_1} (-\sin(kl_1) + \cos(kl_1)) + \\
& \quad + C_4 k e^{kl_1} (\cos(kl_1) + \sin(kl_1)) + C_5 k - C_6 k - C_7 k - C_8 k = 0; \\
& C_1 e^{-kl_1} \sin(kl_1) + C_2 e^{-kl_1} (-\cos(kl_1)) + C_3 e^{kl_1} (-\sin(kl_1)) + C_4 e^{kl_1} \cos(kl_1) + \\
& \quad + C_5 \left( -\frac{\chi}{2Dk} \right) + C_6 \left( 1 + \frac{\chi}{2Dk} \right) + C_7 \frac{\chi}{2Dk} + C_8 \left( -1 + \frac{\chi}{2Dk} \right) = 0; \\
& C_1 e^{-kl_1} (\cos(kl_1) - \sin(kl_1)) + C_2 e^{-kl_1} (\cos(kl_1) + \sin(kl_1)) + C_3 e^{kl_1} (-\cos(kl_1) - \sin(kl_1)) + \\
& \quad + C_4 e^{kl_1} (\cos(kl_1) - \sin(kl_1)) + C_5 \left( -1 - \frac{\lambda}{2Dk^3} \right) - C_6 + C_7 \left( 1 - \frac{\lambda}{2Dk^3} \right) - C_8 = -\lambda \frac{q_{av} R^2}{2EhDk}; \\
& e^{-kl_2} (C_5 \cos(kl_2) + C_6 \sin(kl_2)) + e^{kl_2} (C_7 \cos(kl_2) + C_8 \sin(kl_2)) - C_9 - C_{11} = 0; \\
& C_5 k e^{-kl_2} (-\sin(kl_2) - \cos(kl_2)) + C_6 k e^{-kl_2} (\cos(kl_2) - \sin(kl_2)) + C_7 k e^{kl_2} (-\sin(kl_2) + \cos(kl_2)) + \\
& \quad + C_8 k e^{kl_2} (\cos(kl_2) + \sin(kl_2)) + C_9 k - C_{10} k - C_{11} k - C_{12} k = 0; \\
& C_5 e^{-kl_2} \sin(kl_2) + C_6 e^{-kl_2} (-\cos(kl_2)) + C_7 e^{kl_2} (-\sin(kl_2)) + C_8 e^{kl_2} \cos(kl_2) + \\
& \quad C_9 \left( -\frac{\beta}{2Dk} \right) + C_{10} \left( 1 + \frac{\beta}{2Dk} \right) + C_{11} \frac{\beta}{2Dk} + C_{12} \left( -1 + \frac{\beta}{2Dk} \right) = -\alpha \frac{q_{av} R^2}{2EhDk}; \\
& C_5 e^{-kl_2} (\cos(kl_2) - \sin(kl_2)) + C_6 e^{-kl_2} (\cos(kl_2) + \sin(kl_2)) + \\
& \quad + C_7 e^{kl_2} (-\cos(kl_2) - \sin(kl_2)) + C_8 e^{kl_2} (\cos(kl_2) - \sin(kl_2)) + \\
& \quad + C_9 \left( -1 - \frac{\alpha}{2Dk^3} \right) - C_{10} + C_{11} \left( 1 - \frac{\alpha}{2Dk^3} \right) - C_{12} = 0; \\
& C_9 e^{-kl_3} \sin(kl_3) + C_{10} e^{-kl_3} (-\cos(kl_3)) + C_{11} e^{kl_3} (-\sin(kl_3)) + C_{12} e^{kl_3} \cos(kl_3) = 0; \\
& C_9 e^{-kl_3} (\cos(kl_3) - \sin(kl_3)) + C_{10} e^{-kl_3} (\cos(kl_3) + \sin(kl_3)) + \\
& \quad + C_{11} e^{kl_3} (-\cos(kl_3) - \sin(kl_3)) + C_{12} e^{kl_3} (\cos(kl_3) - \sin(kl_3)) = 0.
\end{aligned} \tag{2.23}$$

Або можна зобразити простіше у вигляді:

$$C \cdot [A] = B, \tag{2.24}$$

де  $C$  – вектор дванадцяти невідомих констант (2.23);

$[A]$  – матриця виразів при невідомих константах (2.23):

$$[A] = \begin{bmatrix} A_{1,1} & \cdots & A_{1,12} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ A_{12,1} & \cdots & A_{12,12} \end{bmatrix},$$

де

$$\begin{aligned} A_{1,1} &= 0; A_{1,2} = -1; A_{1,3} = 0; A_{1,4} = 1; A_{1,5} = A_{1,6} = \dots = A_{1,12} = 0; \\ A_{2,1} &= 1; A_{2,2} = 1; A_{2,3} = -1; A_{2,4} = 1; A_{2,5} = A_{2,6} = \dots = A_{2,12} = 0; \\ A_{3,1} &= e^{-kl_1} \cos(kl_1); A_{3,2} = e^{-kl_1} \sin(kl_1); A_{3,3} = e^{kl_1} \cos(kl_1); \\ A_{3,4} &= e^{kl_1} \sin(kl_1); A_{3,5} = -1; A_{3,6} = 0; A_{3,7} = -1; \\ A_{3,8} &= A_{3,9} = \dots = A_{3,12} = 0; A_{4,1} = e^{-kl_1} (-\sin(kl_1) - \cos(kl_1)); \\ A_{4,2} &= e^{-kl_1} (\cos(kl_1) - \sin(kl_1)); A_{4,3} = e^{kl_1} (-\sin(kl_1) + \cos(kl_1)); \\ A_{4,4} &= e^{kl_1} (\sin(kl_1) + \cos(kl_1)); A_{4,5} = 1; \\ A_{4,6} &= A_{4,7} = A_{4,8} = -1; A_{4,9} = A_{4,10} = A_{4,11} = A_{4,12} = 0; A_{5,1} = e^{-kl_1} \sin(kl_1); \\ A_{5,2} &= e^{-kl_1} (-\cos(kl_1)); A_{5,3} = e^{kl_1} (-\sin(kl_1)); A_{5,4} = e^{kl_1} (\cos(kl_1)); \\ A_{5,5} &= -\chi/2Dk; A_{5,6} = 1 + \chi/2Dk; A_{5,7} = \chi/2Dk; A_{5,8} = -1 + \chi/2Dk; \\ A_{5,9} &= A_{5,10} = A_{5,11} = A_{5,12} = 0; A_{6,1} = e^{-kl_1} (\cos(kl_1) - \sin(kl_1)); \\ A_{6,2} &= e^{-kl_1} (\cos(kl_1) + \sin(kl_1)); A_{6,3} = e^{kl_1} (-\cos(kl_1) - \sin(kl_1)); \\ A_{6,4} &= e^{kl_1} (\cos(kl_1) - \sin(kl_1)); A_{6,5} = -1 - \lambda/2Dk^3; A_{6,6} = -1; \\ A_{6,7} &= 1 - \lambda/2Dk^3; A_{6,8} = -1; \\ A_{6,9} &= A_{6,10} = A_{6,11} = A_{6,12} = 0; A_{7,1} = A_{7,2} = A_{7,3} = A_{7,4} = 0; \\ A_{7,5} &= e^{-kl_2} \cos(kl_2); A_{7,6} = e^{-kl_2} \sin(kl_2); A_{7,7} = e^{kl_2} \cos(kl_2); \\ A_{7,8} &= e^{kl_2} \sin(kl_2); A_{7,9} = -1; A_{7,10} = 0; A_{7,11} = -1; \\ A_{7,12} &= 0; A_{8,1} = A_{8,2} = A_{8,3} = A_{8,4} = 0; A_{8,5} = e^{-kl_2} (-\sin(kl_2) - \cos(kl_2)); \\ A_{8,6} &= e^{-kl_2} (\cos(kl_2) - \sin(kl_2)); A_{8,7} = e^{kl_2} (-\sin(kl_2) + \cos(kl_2)); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
A_{8,8} &= e^{kl_2} (\sin(kl_2) + \cos(kl_2)); A_{8,9} = 1; A_{8,10} = A_{8,11} = A_{8,12} = -1; \\
A_{9,1} &= A_{9,2} = A_{9,3} = A_{9,4} = 0; A_{9,5} = e^{-kl_2} \sin(kl_2); A_{9,6} = e^{-kl_2} (-\cos(kl_2)); \\
A_{9,7} &= e^{kl_2} (-\sin(kl_2)); A_{9,8} = e^{kl_2} (\cos(kl_2)); A_{9,9} = -\beta/2Dk; \\
A_{9,10} &= 1 + \beta/2Dk; A_{9,11} = \beta/2Dk; A_{9,12} = -1 + \beta/2Dk; A_{10,1} = A_{10,2} = A_{10,3} = \\
&= A_{10,4} = 0; A_{10,5} = e^{-kl_2} (\cos(kl_2) - \sin(kl_2)); A_{10,6} = e^{-kl_2} (\sin(kl_2) + \cos(kl_2)); \\
A_{10,7} &= e^{kl_2} (-\cos(kl_2) - \sin(kl_2)); A_{10,8} = e^{kl_2} (\cos(kl_2) - \sin(kl_2)); \\
A_{10,9} &= -1 - \alpha/2Dk^3; A_{10,10} = -1; A_{10,11} = 1 - \alpha/2Dk^3; A_{10,12} = -1; A_{11,1} = \\
&= A_{11,2} = \dots = A_{11,8} = 0; A_{11,9} = e^{-kl_3} \sin(kl_3); A_{11,10} = e^{-kl_3} (-\cos(kl_3)); \\
A_{11,11} &= e^{kl_3} (-\sin(kl_3)); A_{11,12} = e^{kl_3} (\cos(kl_3)); A_{12,1} = A_{12,2} = \dots = A_{12,8} = 0; \\
A_{12,9} &= e^{-kl_3} (\cos(kl_3) - \sin(kl_3)); A_{12,10} = e^{-kl_3} (\cos(kl_3) + \sin(kl_3)); \\
A_{12,11} &= e^{kl_3} (-\cos(kl_3) - \sin(kl_3)); A_{12,12} = e^{kl_3} (\cos(kl_3) - \sin(kl_3));
\end{aligned}$$

$B$  – вектор правих частин рівнянь (2.23):

$$\begin{aligned}
B_{1,1} &= B_{2,1} = 0; B_{3,1} = -\frac{q_{av}R^2}{Eh}; B_{4,1} = B_{5,1} = 0; B_{6,1} = -\frac{q_{av}R^2\lambda}{2EhDk^3}; \\
B_{7,1} &= B_{8,1} = B_{9,1} = 0; B_{10,1} = -\frac{q_{av}R^2\alpha}{2EhDk^3}; B_{11,1} = B_{12,1} = 0.
\end{aligned}$$

Вирішуючи рівняння (2.24) чисельним способом знаходимо значення невідомих констант  $C$ . Далі підставляючи отримані значення констант  $C$  у вирази (2.5–2.7) будемо графік радіального переміщення оболонки.

Наступним етапом визначимо вирази для знаходження еквівалентних напружень, що виникають у складеній оболонці.

Для знаходження відносної поздовжньої деформації серединної поверхні складеної оболонки  $\varepsilon_0$  запишемо вираз для поздовжнього зусилля  $N_x$ :

$$N_x(x) = \frac{Eh}{(1-\nu^2)} \cdot \left( \varepsilon_0 + \nu \frac{w(x)}{R} \right), \quad (2.25)$$

Оскільки в нашому розрахунковому випадку поздовжнє зусилля дорівнює нулю, то відносна поздовжня деформація серединної поверхні складеної оболонки знаходиться за формулою:

$$\varepsilon_0(x) = -\nu \frac{w(x)}{R}. \quad (2.26)$$

Нормальні напруження в осьовому  $\sigma_x$  та окружному  $\sigma_y$  напрямках у поперечному перерізі складеної оболонки на відстані  $z$  від серединної поверхні оболонки визначаємо відповідно до закону Гука:

$$\sigma_x(z, x) = \frac{E}{(1-\nu^2)} \left( \varepsilon_x(z, x) + \nu \varepsilon_y(z, x) \right) = \frac{E}{(1-\nu^2)} \left( -z \frac{M(x)}{D} \right), \quad (2.27)$$

$$\begin{aligned} \sigma_y(z, x) &= \frac{E}{(1-\nu^2)} \left( \varepsilon_y(z, x) + \nu \varepsilon_x(z, x) \right) = \\ &= \frac{E}{(1-\nu^2)} \left[ \frac{w(x)}{R} \cdot (1-\nu^2) - \nu z \frac{M(x)}{D} \right], \end{aligned} \quad (2.28)$$

Далі знаходимо еквівалентні напруження  $\sigma_e$  у поперечному перерізі складеної оболонки на відстані  $z$  від її серединної поверхні:

$$\sigma_e(z, x) = \sqrt{\sigma_x(z, x)^2 + \sigma_y(z, x)^2 - \sigma_x(z, x) \cdot \sigma_y(z, x)}. \quad (2.29)$$

Використовуючи виведені формули (2.23–2.29), проведемо розрахунок еквівалентних напружень, що виникають у модернізованій конструкції переставної частини барабана шахтової підймальної машини ЦР-6,75×6,2/1,95 у стані, коли

канат вже повністю намотано на всю довжину обичайки переставної частини. Для переставної частини барабану ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95 величина середнього тиску, діючого на обичайку складає 2,4 МПа, довжини ділянок *AB*, *BC* та *CD* (рис. 2.2) дорівнюють 315 мм, 2031 мм та 105 мм відповідно.

У результаті виконання етапів дослідження було сформовано узагальнене уявлення про конструкцію переставної частини барабана, дію навантажень та характер її механічної роботи. Встановлено доцільність використання осесиметричної аналітичної моделі, що базується на класичній теорії вигину оболонок і враховує локальні особливості жорсткості через введення кільцевих пружних елементів.

Отримані результати дозволили сформулювати чітку методологічну послідовність побудови математичної моделі, яка представлена у вигляді структурованої блок-схеми (рис. 2.16). У схемі інтегровані ключові етапи переходу від фізичної ідеалізації конструкції барабана до формалізації граничних умов, що забезпечує уніфікацію процесу побудови розрахункової моделі для різних інженерних варіантів. Блок-схема наочно відображає логіку побудови математичної моделі та є концептуальною основою для подальшої реалізації чисельних розрахунків і верифікації результатів.

Розроблений алгоритм був реалізований із використанням програмного забезпечення MathCad 14 [59], що дозволило автоматизувати обчислення системи рівнянь, знайти невідомі константи та здійснити побудову функцій переміщень і напружень оболонки. Відповідно до сформованого алгоритму, поданого у вигляді блок-схеми (рис. 2.16), виконано послідовну реалізацію усіх етапів розрахункової процедури. На основі цієї методики було розраховано величину радіального переміщення оболонки та величину еквівалентних напружень на серединній та зовнішній поверхні оболонки переставної частини барабану ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95.

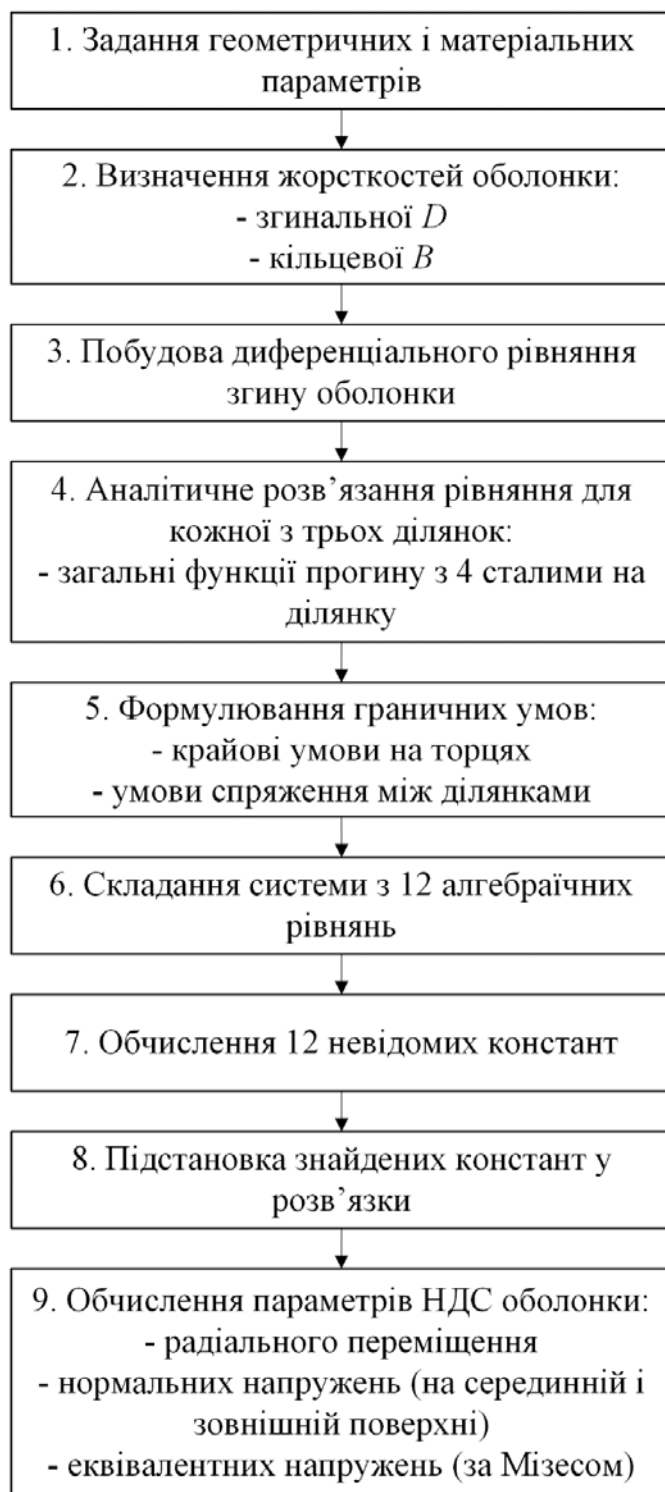


Рисунок 2.16 – Алгоритм визначення розрахункових навантажень, що виникають у барабані

*Джерело: розроблено автором*

Результати розрахунків показали, що ділянка  $AB$  (рис. 2.2) має низькі радіальні переміщення з кількох причин: на даній ділянці відсутнє навантаження

від канатного тиску, а також дана оболонка має відносно невеликий розмір, і деяка частина перебуває в безпосередній близькості до лівої лобовини, що має радіальну жорсткість та чинить опір радіальному переміщенню. Під дією канатного тиску обичайка сприймає радіальне стиснення, яке посередині ділянки  $BC$  приймає максимальне значення і дорівнює 2,99 мм. Після досягнення цього екстремуму величина радіальних переміщень зменшується, що свідчить про наближення до правої лобовини. Ділянка  $CD$  аналогічно ділянці  $AB$  має низькі радіальні переміщення, оскільки перебуває в безпосередній близькості до правої лобовини, незважаючи на вплив канатного тиску. З метою наочного представлення результату розрахунку радіального переміщення оболонки переставної частини барабана ШПМ типу ЦР-6,75×6,2/1,95, отримані на основі аналітичної моделі, наведено на рисунку 2.17. Вертикальні пунктирні лінії  $a$  та  $b$  на графіку показують місця встановлення лівої і правої лобовин.

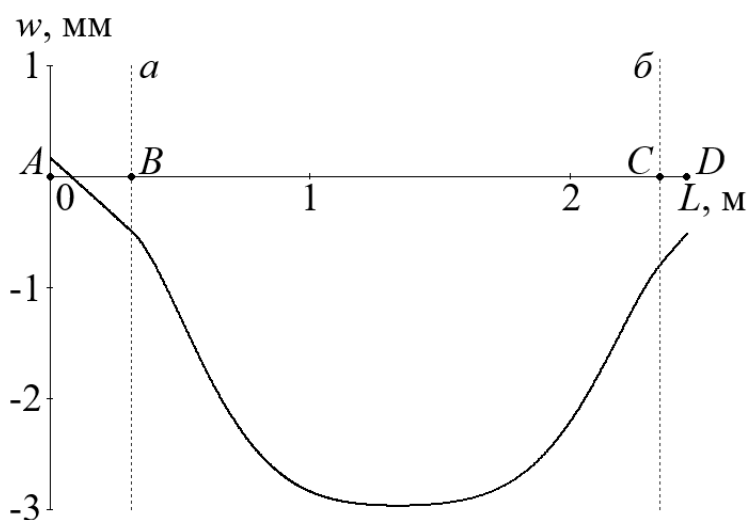


Рисунок 2.17 – Графік радіального переміщення  $w$  вздовж довжини  $L$  оболонки переставної частини барабана ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95, розрахованого аналітичним методом

*Джерело: розроблено автором*

На наступному етапі дослідження, спираючись на отримані результати переміщень, було здійснено розрахунок напруженого стану оболонки. За допомогою аналітичної моделі визначено нормальні та еквівалентні напруження на

серединній і зовнішній поверхнях обичайки, що дозволяє комплексно оцінити напружено-деформований стан конструкції та виявити зони з підвищеним рівнем механічного навантаження. Отримані результати показали, що під дією розподіленого тиску величиною 2,4 МПа на ділянці між точками *A* та *B* (рис. 2.2), де оболонка не піддається безпосередньому навантаженню від навитого канату, спостерігається незначний рівень еквівалентних напружень. Від точки *B* до *C*, де прикладається рівномірне радіальне навантаження, напруження зростають і досягають максимального значення між лобовинами – 187 МПа для серединної поверхні та 185 МПа для зовнішньої. Таке зростання напружень зумовлено виникненням згинального напруженого стану, що формується внаслідок викривлення серединної поверхні оболонки під дією розподіленого радіального тиску. У центральній частині оболонки, де навантаження є максимально однорідним, оболонка прагне до осесиметричної деформації з мінімальним опором з боку граничних умов. Однак у зонах жорсткого спряження з лобовинами – тобто поблизу точок переходу оболонки до підкріплюючих елементів із значно вищою жорсткістю (точки *B* і *C*) – ця деформація обмежується. Це спряження створює різкий перехід у жорсткості системи, що призводить до локальних змін кривизни

оболонки, тобто до стрибків другої похідної переміщення  $\frac{d^2w}{dx^2}$ . У відповідності з

класичною теорією згину оболонок, згинальні моменти прямо пов'язані з цією кривизною. Як наслідок, в оболонці виникають високі згинальні напруження, які переважно концентруються в зовнішніх шарах матеріалу, тоді як у серединному шарі оболонки згинальні деформації відсутні через особливості розподілу напружень при згині.

На ділянці *CD*, аналогічно до ділянки *AB*, напруження поступово знижуються до мінімального рівня, що пов'язано з відсутністю навантаження і близькістю до правої лобовини. Загальна форма графіків для обох поверхонь є подібною, хоча зовнішній шар демонструє більшу чутливість до локальних змін жорсткості. Для візуалізації результатів аналітичного моделювання на рисунку 2.18 представлено

розподіл еквівалентних напружень уздовж довжини оболонки переставної частини барабана ШПМ типу ЦР-6,75×6,2/1,95.

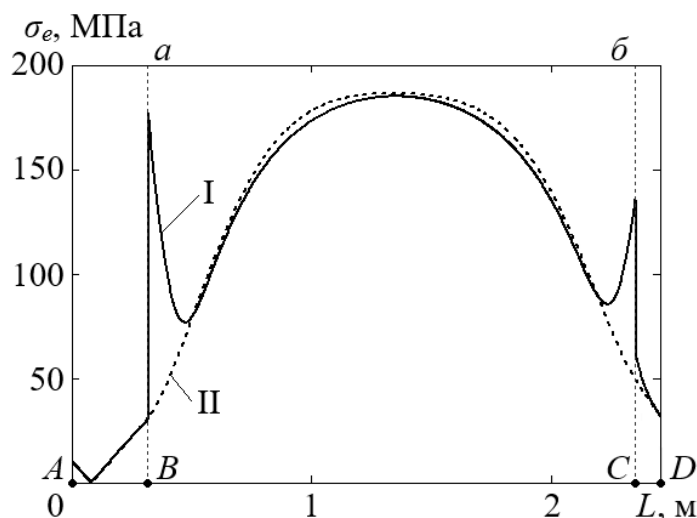


Рисунок 2.18 – Графік розподілу еквівалентних напружень  $\sigma_e$  по довжині  $L$  зовнішньої (I) та серединної (II) поверхонь обичайки аналітичної моделі переставної частини барабана ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95

*Джерело: розроблено автором*

### Верифікація аналітичної моделі.

Наступним етапом перейдемо до верифікації аналітичної моделі, що передбачає порівняння отриманих результатів за допомогою аналітичної моделі з скінченно-елементними розрахунками, а також оцінку похибок і аналіз характеру виявлених відхилень.

Далі, з метою верифікації аналітичної моделі, проведено чисельне моделювання методом скінченних елементів для переставної частини барабана ШПМ за тими самими геометричними параметрами, що були використані в аналітичній моделі, із врахуванням навантаження у вигляді радіального тиску від навитого канату та фіксацією лобовини у місці контакту з маточиною.

На рисунку 2.19 представлено графік радіального переміщення  $w$  обичайки переставної частини барабану ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95 вздовж її довжини  $L$ , отриманий в результаті порівняння аналітичної моделі (крива I) та чисельної моделі, побудованої методом скінченних елементів (крива II). Для якісного аналізу

відповідності між результатами обрано п'ять контрольних точок, що мають ключове фізичне значення: точки  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$ , а також точка максимального радіального переміщення, розташована між точками  $B$  і  $C$ .

Для чисельної моделі (крива II) радіальні переміщення в контрольних точках набули наступних значень: у точці  $A$ :  $\delta = 0,27$  мм; у точці  $B$ :  $\delta = -0,38$  мм; у точці  $C$ :  $\delta = -0,33$  мм; у точці  $D$ :  $\delta = 0,38$  мм; максимальне радіальне переміщення між точками  $B$  і  $C$ :  $\delta_{\max} = -3,48$  мм.

Для аналітичної моделі (крива I) відповідні значення становлять: у точці  $A$ :  $\delta = 0,17$  мм; у точці  $B$ :  $\delta = -0,50$  мм; у точці  $C$ :  $\delta = -0,79$  мм; у точці  $D$ :  $\delta = -0,51$  мм; максимальне радіальне переміщення між точками  $B$  і  $C$ :  $\delta_{\max} = -2,99$  мм.

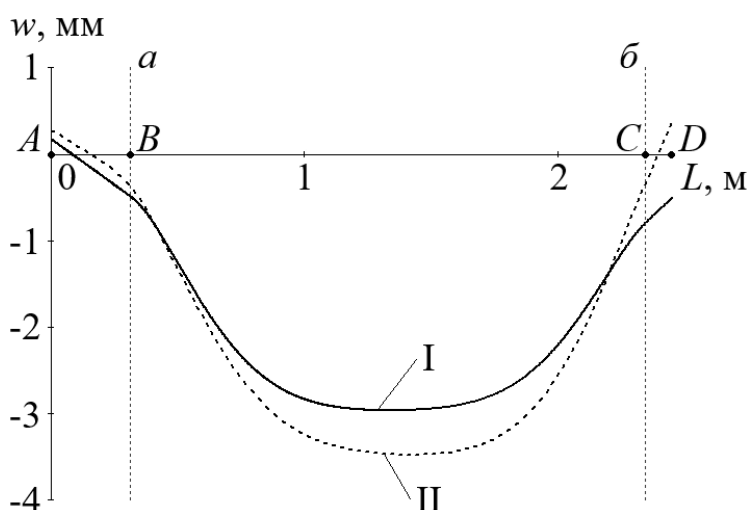


Рисунок 2.19 – Графік радіального переміщення  $w$  обечайки переставної частини барабану ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95 по її довжині  $L$  для:

I – аналітичної моделі; II – для скінченно-елементної моделі

*Джерело: розроблено автором*

У межах оцінки точності побудованої аналітичної моделі доцільно визначити відносне відхилення у відсотках значень радіальних переміщень у контрольних точках шляхом порівняння результатів аналітичної моделі зі значеннями, отриманими за допомогою методу скінченних елементів. За еталон приймаються

результати скінченно-елементної моделі, як найбільш точні у межах чисельного експерименту. Розрахунок відхилення виконується за формулою:

$$\varepsilon = \frac{\delta_a - \delta_{FEM}}{\delta_{FEM}} \cdot 100\%, \quad (2.30)$$

де  $\delta_a$  – величина радіального переміщення контрольної точки, отримане за аналітичною моделлю, мм;

$\delta_{FEM}$  – величина радіального переміщення контрольної точки, отримане з скінченно-елементного розрахунку, мм.

Одержані результати розрахунку за формулою (2.30) засвідчили, що відносне відхилення радіальних переміщень, отриманих на основі аналітичної моделі, порівняно з чисельними даними скінченно-елементного моделювання, становить від 15% до 235% у залежності від контрольної точки. Такий рівень розбіжностей зумовлений ступенем ідеалізації фізичної моделі: замість реальної складної геометрії лобовин із підкріплювальними елементами в аналітичній постановці використано еквівалентні кільцеві пружні елементи з осередненими жорсткісними характеристиками. Подібна апроксимація дозволяє значно зменшити обчислювальні витрати, однак не забезпечує точного врахування локальних ефектів, нерівномірності деформацій і крайових впливів, які автоматично враховуються в рамках скінченно-елементного розрахунку.

Найбільші розбіжності зафіксовано на торцях оболонки, тоді як у центральній частині її деформування обидві моделі демонструють високий ступінь узгодженості – як за формою кривої прогину, так і за розташуванням точки максимуму. Причини відмінностей на крайових ділянках пов'язані з наближеним характером визначення жорсткостей  $\lambda, \chi, \alpha, \beta$ , які отримані за середніми величинами переміщень і кутів повороту в окремих фрагментах лобовин. Навіть незначні похибки при цьому можуть спричинити відчутні відхилення граничних умов у точках спряження оболонки з пружними елементами, де передаються контактні сили.

Крім того, осесиметричний характер аналітичної моделі не дозволяє враховувати просторову складність геометрії та локальні жорсткісні неоднорідності, що є невід'ємною частиною тривимірної скінченно-елементної постановки. Це обумовлює часткову втрату точності у зоні контакту оболонки з лобовинами, попри задовільне узгодження в основній частині оболонки. Таким чином, аналітична модель залишається ефективним інструментом для попередніх інженерних оцінок, однак потребує введення коригувальних коефіцієнтів до жорсткісних характеристик для покращення відповідності результатів у зонах спряження.

З метою зменшення похибок при визначенні еквівалентних жорсткостей кільцевих пружних елементів доцільно ввести поправочний коефіцієнт  $k$  для кожної з чотирьох жорсткостей. Цей коефіцієнт дозволяє коригувати значення жорсткостей таким чином, щоб мінімізувати розбіжності між величинами радіального переміщення в контрольних точках, а також досягти кращого узгодження форми кривої аналітичної моделі з результатами скінченно-елементного моделювання.

З використанням побудованої аналітичної моделі було здійснено параметричне дослідження, у межах якого послідовно вводився поправочний коефіцієнт  $k$  до кожної з чотирьох еквівалентних жорсткостей кільцевих пружних елементів: радіальної та поворотної жорсткості для лівого та правого кільцевого пружного елемента. У процесі дослідження для кожного з коефіцієнтів жорсткості по черзі призначалися дискретні значення  $k = 0,1; 0,2; 1; 5; 10$ , тоді як інші три коефіцієнти залишалися фіксованими на рівні одиниці. Для кожного окремого випадку було проаналізовано зміни у значеннях радіального переміщення аналітичної моделі відносно результатів скінченно-елементного моделювання в п'яти контрольних точках. Результати розрахунків дозволили кількісно оцінити вплив кожного з чотирьох параметрів жорсткості на узгодженість моделі та були систематизовані у таблиці Б1 (див. Додаток Б).

З аналізу результатів (табл. Б1, Додаток Б) видно, що зміна лише одного з чотирьох коефіцієнтів не забезпечує достатнього рівня узгодженості між моделями в усіх контрольних точках. Виявлено слабку чутливість переміщень до жорсткостей

протилежних кільцевих елементів: зміна жорсткостей лівої частини практично не впливає на праву, і навпаки. Це зумовлено локалізованим впливом жорсткостей на деформаційний стан оболонки, що обмежується умовами спряження. Через осесиметричність задачі та відсутність взаємодії між кільцевими елементами, зміна одного з них не впливає на протилежний край. Така просторово локалізована чутливість є визначальною для побудови ефективної процедури калібрування аналітичної моделі.

Задача, яка розглядається в межах даного дослідження, полягає у визначенні поправочних коефіцієнтів для еквівалентних жорсткостей кільцевих пружних елементів, що моделюють деформовану поведінку лобовин барабана в рамках спрощеної аналітичної моделі. Основна мета полягає в тому, щоб скоригувати жорсткості (радіальні та поворотні) таким чином, аби мінімізувати відхилення між радіальними переміщеннями, отриманими за аналітичною моделлю, і еталонними результатами чисельного моделювання методом скінченних елементів. Це дозволяє розглядати задачу з двох умовно незалежних підзадач – визначення поправочних коефіцієнтів для лівих жорсткостей ( $\lambda$  та  $\chi$ ) та окремо для правих ( $\alpha$  та  $\beta$ ).

У першій підзадачі фіксуються значення  $k_\alpha = 1$ ,  $k_\beta = 1$ , а оптимізація виконується щодо коефіцієнтів  $k_\lambda$  та  $k_\chi$ . Мета полягає у мінімізації сумарної квадратичної похибки в контрольних точках  $A$ ,  $B$  та у точці максимального прогину оболонки. Відповідна цільова функція має вигляд:

$$F_1(k_\lambda, k_\chi) = \varepsilon_A^2 + \varepsilon_B^2 + \varepsilon_{\max}^2,$$

де  $\varepsilon_A$  – відносна похибка радіального переміщення в контрольній точці  $A$ ;

$\varepsilon_B$  – відносна похибка радіального переміщення в контрольній точці  $B$ ;

$\varepsilon_{\max}$  – відносна похибка радіального переміщення в точці максимального прогину між лобовинами.

У другій підзадачі приймаються знайдені значення  $k_\lambda$  і  $k_\chi$ , після чого оптимізація проводиться для коефіцієнтів  $k_\alpha$  і  $k_\beta$ , що впливають на праву частину оболонки. У цьому випадку цільова функція формулюється як:

$$F_2(k_\alpha, k_\beta) = \varepsilon_C^2 + \varepsilon_D^2 + \varepsilon_{\max}^2,$$

де  $\varepsilon_C$  – відносна похибка радіального переміщення в контрольній точці  $C$ ;

$\varepsilon_D$  – відносна похибка радіального переміщення в контрольній точці  $D$ .

У результаті реалізації описаного вище підходу вдалося визначити комбінацію поправочних коефіцієнтів, яка забезпечує найвищий рівень узгодженості між результатами аналітичної моделі та даними скінченно-елементного моделювання:  $k_\lambda = 1,49$ ;  $k_\chi = 0,9$ ;  $k_\alpha = 2,495$ ;  $k_\beta = 0,01$ .

Застосування цих значень дозволяє істотно знизити відносні похибки: у контрольних точках  $A$ ,  $B$ ,  $C$  і  $D$  вони не перевищують 1%, а у точці максимального радіального переміщення похибка становить близько 14% (рис. 2.20). Такий рівень точності свідчить про високу достовірність розрахунків і підтверджує інженерну придатність аналітичної моделі для подальшого використання.

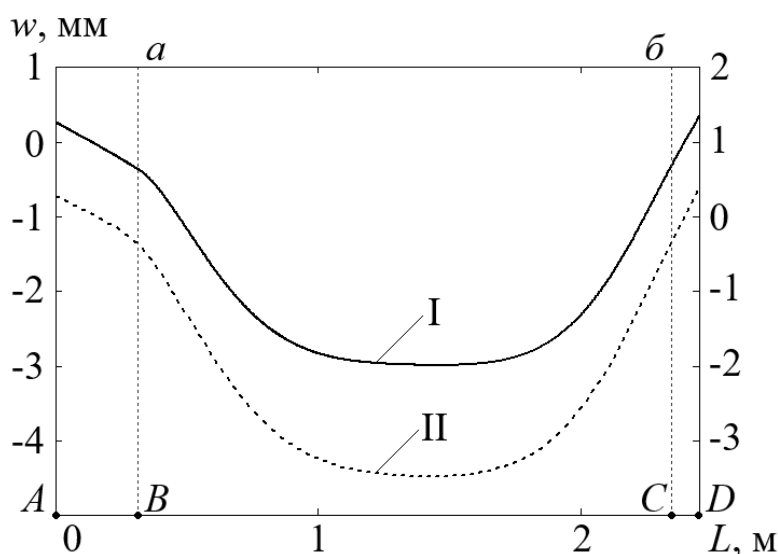


Рисунок 2.20 – Графік радіального переміщення  $w$  обечайки переставної частини барабану ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95 по її довжині  $L$  з урахуванням поправочних коефіцієнтів для: I – аналітичної моделі; II – для скінченно-елементної моделі

*Джерело: розроблено автором*

На наступному етапі верифікації виконано порівняльний аналіз розподілу еквівалентних напружень на зовнішній поверхні обичайки, отриманих за допомогою аналітичної моделі з використанням поправочних коефіцієнтів та методом скінченних елементів.

Результати порівняльного аналізу аналітичної та скінченно-елементної моделей засвідчили, що на ділянці від лівого торця до лівої лобовини –  $AB$  (рис. 2.2) – розподіли еквівалентних напружень мають подібну форму. У зоні встановлення лобовини для обох моделей спостерігається локальний стрибок напружень, що зумовлено різкою зміною жорсткісних характеристик конструкції в точці спряження оболонки з підкріплюючим елементом. Незначна розбіжність числових значень у цих точках може бути наслідком наближених оцінок еквівалентної радіальної та поворотної жорсткості кільцевих пружних елементів, застосованих в аналітичній моделі.

На центральній ділянці  $BC$  між лобовинами, де прикладено рівномірне радіальне навантаження від навитого канату у вигляді розподіленого тиску величиною 2,4 МПа, обидві моделі демонструють зростання напружень до максимальних значень. Зокрема, для зовнішньої поверхні оболонки величина еквівалентних напружень становить 187 МПа за аналітичною моделлю та 192 МПа за результатами скінченно-елементного розрахунку, що відповідає похибці 3%. Така відповідність свідчить про високу точність запропонованого аналітичного підходу в зоні рівномірного навантаження.

На правій ділянці  $CD$  після зони спряження з правою лобовиною в обох моделях спостерігається подібна тенденція зміни напружень, однак їхні числові значення дещо відрізняються. Це пояснюється тим, що аналітична модель ґрунтується на ряді припущень, зокрема щодо граничних умов і розподілу жорсткості, тоді як скінченно-елементна модель враховує більш складні геометричні й контактні ефекти.

У цілому, результати обох моделей демонструють якісну узгодженість, особливо в центральній частині оболонки, де домінує вплив навантаження від навитого каната. Водночас розбіжності в крайових зонах обумовлені локальними

ефектами концентрації напружень, зумовленими різким переходом жорсткості на межі оболонки та лобовин. Аналітична модель дещо переоцінює амплітуду локальних піків, що є наслідком використання ідеалізованих жорсткостей кільцевих пружних елементів. Водночас скінченно-елементний підхід забезпечує вищу точність у визначенні локальних напружень, зокрема в зонах спряження, завдяки повнішому опису деформаційної взаємодії та крайових ефектів.

Для наочного представлення результатів верифікації аналітичної моделі з чисельним розрахунком, на рисунку 2.21 подано відповідні графіки еквівалентних напружень.

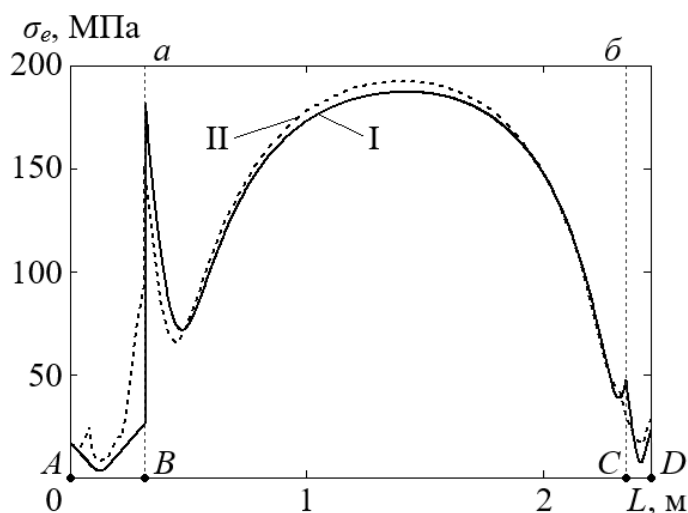


Рисунок 2.21 – Графік розподілу еквівалентних напружень  $\sigma_e$  по поверхні обичайки довжиною  $L$  з урахуванням поправочних коефіцієнтів для аналітичної (I) та скінченно-елементної (II) моделей переставної частини барабана ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95

*Джерело: розроблено автором*

### Усунення методологічних недоліків попередніх моделей

У першому розділі було докладно проаналізовано ключові методологічні недоліки роботи [50], зокрема відсутність параметричного аналізу, невизначеність у формулюванні крайових умов та порушення метрологічної узгодженості формул.

На відміну від зазначеної роботи, у цьому дослідженні вперше реалізовано повноцінний параметричний аналіз чутливості аналітичної моделі до варіювання

кожного з чотирьох типів жорсткостей: радіальної ( $\lambda$ ), згинальної ( $\chi$ ), крутильної ( $\beta$ ) та осьової ( $\alpha$ ). Кожен параметр по черзі коригувався допоміжним коефіцієнтом  $k$  ( $k = 0,1; 0,2; 1; 5; 10$ ). Результати показали, що вплив кожної жорсткості має чітко локалізований характер, що дозволяє проводити незалежне калібрування радіальних та поворотних жорсткостей лівих та правих пружних елементів.

Для чисельного визначення жорсткісних характеристик побудовано скінченно-елементні моделі секторів лобовин (кутовий розмір  $45^\circ$ ) з детальним описом типів елементів, граничних умов, прикладених навантажень і орієнтації координатної системи. Це забезпечило повну відтворюваність результатів і достовірність отриманих жорсткостей.

Усі формули подано з дотриманням метрологічної узгодженості:  $\lambda - \text{у [МПа]}$ ,  $\chi - \text{у [Н/рад]}$ ,  $\alpha - \text{у [МПа]}$ ,  $\beta - \text{у [Н/рад]}$ . Наведено приклади переходів від силових впливів до відповідних реакцій, що гарантує правильну інтерпретацію фізичних величин.

Крайові умови сформульовано на основі класичного принципу спряження оболонок із пружними елементами. Завдяки цьому вдалося уникнути використання формальних символів (Кронекера) і забезпечити коректне та однозначне визначення вузлових сил у точках приєднання.

## 2.3 Висновки до розділу 2

У цьому дослідженні розроблено методичний підхід, який поєднує класичну теорію згину циліндричних оболонок в осесиметричній постановці з моделлю зосереджених кільцевих пружних елементів. Таке поєднання дозволяє ефективно моделювати взаємодію оболонки із лобовинами, які у реальних конструкціях відіграють істотну роль у передаванні навантажень. Використання аналітичних засобів замість повного чисельного аналізу забезпечує точність при істотному зниженні розрахункових витрат, що є критично важливим для інженерних задач на ранніх етапах проектування.

Конструкцію переставної частини барабана ШПМ змодельовано оболонкою, що розділена на три ділянки, у місцях з'єднань яких зосереджені кільцеві пружні елементи. Це дозволяє моделювати реальну механіку з'єднання обичайки з лобовинами, відображаючи як радіальну, так і кутову жорсткість. Осесиметричне спрощення геометрії не позбавляє модель ключових механічних характеристик, проте значно знижує складність обчислень.

Аналітична модель побудована на основі диференціального рівняння четвертого порядку, що описує радіальне переміщення серединної поверхні оболонки під дією розподіленого тиску величиною 2,4 МПа. Для кожної з трьох ділянок отримано замкнені аналітичні розв'язки, що включають переміщення, кути повороту, згинальні моменти й поперечні сили (2.5–2.10). Для визначення інтеграційних констант сформовано систему з дванадцяти лінійних алгебраїчних рівнянь (2.23), базованих на фізично обґрунтованих граничних умовах (2.11–2.22), включно з жорсткісною дією кільцевих пружних елементів.

Для оцінки точності побудованої аналітичної моделі проведено зіставлення результатів із даними скінченно-елементного моделювання в середовищі SolidWorks Simulation. На центральній ділянці *BC* між лобовинами, де прикладено рівномірне радіальне навантаження від навитого каната у вигляді розподіленого тиску величиною 2,4 МПа, обидві моделі демонструють максимальні значення радіального переміщення оболонки.

З метою зменшення похибок при визначенні еквівалентних жорсткостей кільцевих пружних елементів вводився поправочний коефіцієнт  $k$  ( $k = 0,1; 0,2; 1; 5; 10$ ), який по черзі призначався для кожної з чотирьох жорсткостей.

Застосування додаткових коригувальних коефіцієнтів радіальних та поворотних жорсткостей кільцевих пружних елементів показало, що зміна лише одного з чотирьох коефіцієнтів не дозволяє досягти прийнятного рівня узгодженості між моделями в усіх контрольних точках одночасно. Відносне відхилення між результатами аналітичної та чисельної моделей варіювалося в межах від 15% до 235%. Основною причиною такої розбіжності є спрощення

фізичної моделі, зокрема заміщення складної геометрії лобовин еквівалентними кільцевими пружними елементами з осередненими жорсткостями.

Оптимізація коригувальних коефіцієнтів для лівих і правих кільцевих пружних елементів у покроковому режимі дала змогу визначити їхні значення, що забезпечують мінімізацію похибки моделювання радіального переміщення оболонки. У контрольних точках на торцях оболонки та в зонах прикладення кільцевих пружних елементів відхилення не перевищує 1 %, тоді як у ділянці максимального радіального зміщення залишається в межах 14 %.

Застосування оптимізованих коригувальних коефіцієнтів жорсткості (радіальної та поворотної) у межах аналітичної моделі дозволило отримати значення еквівалентних напружень на зовнішній поверхні оболонки, що становить 187 МПа. У порівнянні з результатами чисельного моделювання методом скінченних елементів (192 МПа), розрахункова похибка становить лише 3 %. Така відповідність підтверджує високу достовірність і прикладну ефективність запропонованого аналітичного підходу в області рівномірного навантаження оболонки.

Реалізація моделі в середовищі Mathcad дозволила здійснити повну автоматизацію обчислень, включно з побудовою залежностей переміщень та еквівалентних напружень, а також розв'язанням системи лінійних рівнянь на основі граничних умов. Час виконання аналітичного розрахунку виявився у 10–12 разів меншим за відповідний скінченно-елементний аналіз. Це відкриває можливість широкого застосування моделі для виконання багатоваріантних параметричних досліджень, зокрема у задачах добору товщини оболонки, оптимізації форми та калібрування жорсткісних характеристик.

На відміну від попередніх робіт, зокрема [50], у поточному дослідженні усунуто низку критичних недоліків:

- Запроваджено числове визначення жорсткісних параметрів ( $\lambda$ ,  $\chi$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$ ) на основі скінченно-елементного аналізу секторів лобовин;

- Проведено повномасштабний аналіз чутливості моделі до варіацій жорсткостей (у 10-кратному діапазоні), що дозволяє виконувати окреме калібрування кожної межі оболонки;
- Усі формули оформлено з дотриманням метрологічної узгодженості, що унеможливорює похибки у розрахунках через неоднорідність одиниць;
- Побудовано фізично обґрунтовану систему граничних умов без залучення дельта-функцій або символів без фізичного сенсу (наприклад, Кронекера).

Запропонована методика придатна для етапу первинного проектування та сумісна з автоматизованими інженерними циклами. Зокрема, її можна інтегрувати з модулями оптимізації у середовищі SolidWorks та іншими CAD/CAE-платформами нового покоління.

Завдяки компактній структурі та високій обчислювальній ефективності модель забезпечує швидке генерування великої кількості варіантів. Це робить її ефективним інструментом для попереднього аналізу, коли потрібна оперативна оцінка конструктивних рішень.

Крім того, методика може виступати базовим модулем в інженерному програмному забезпеченні, орієнтованому на ітеративний аналіз чутливості геометричних параметрів до змін навантаження.

## РОЗДІЛ 3 ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКЦІЇ РОЗРІЗНОГО КАНАТОМІСТКОГО БАРАБАНА ПІД ДІЄЮ КАНАТНОГО НАВАНТАЖЕННЯ

### 3.1 Вступ до розділу 3

Для досягнення поставленої мети – розробка комплексної методології моделювання конструкції розрізного канатомісткого барабана шахтової підіймальної машини сформульовано дві взаємопов'язані задачі, що визначають логіку технічного удосконалення конструкції:

**1. Мінімізація концентрації напружень у зонах приєднання підкріплювальних елементів до основної конструкції.** Ця задача має на меті зменшення локальних еквівалентних напружень у критичних вузлах конструкції, які виникають внаслідок жорсткісної неоднорідності. Для її вирішення передбачено розробку альтернативних геометричних конфігурацій ребер жорсткості із застосуванням цифрового VR-моделювання (**Gravity Sketch**) і чисельної верифікації методом скінченних елементів (**SolidWorks Simulation**).

**2. Обґрунтування оптимальної конструктивної схеми розрізного канатомісткого барабана типу ЦР-6,75×6,2/1,95.** Задача полягає у визначенні такої конструкції, яка за умов реального навантаження (включаючи натяг каната, дію власної ваги та радіальний тиск витків) забезпечує:

- обмеження осьових деформацій гальмових дисків у межах допустимих значень (не більше 1,5 мм);
- мінімальний приріст маси порівняно з базовою конфігурацією ( $\leq 5\text{--}7\%$ );
- відповідність нормативам загальної стійкості згідно з ДСТУ-Н Б EN 1993-1-6:2011 [60].

Обидві задачі мають на меті всебічно вирішити питання того, як найкраще сформувати конструкцію, щоб у підсумку створити новий, більш досконалий варіант розрізного барабана. Такий барабан буде краще пристосований до умов

роботи у гірничій промисловості й відповідатиме сучасним вимогам щодо економії матеріалів та ефективного використання ресурсів.

### **3.2. Мінімізація концентрації напружень у зонах приєднання підкріплювальних елементів до основної конструкції**

Одним із ключових завдань при проектуванні та оптимізації розрізних барабанів є мінімізація концентрації напружень у зонах приєднання підкріплювальних елементів до основної конструкції. Зважаючи на те, що проектування підкріплювальних елементів розрізних барабанів становить складну, насамперед інженерну, а не суто наукову задачу, відповідні конструкторські рішення, розроблені автором у межах дослідження, винесено до додатку Б.

У цьому контексті доцільно зосередитися на методології проектування підкріплювальних елементів. Слід зазначити, що традиційні методи проектування не завжди забезпечують можливість оперативної оцінки ефективності різних геометричних конфігурацій, особливо за умов складної просторової архітектури конструкції. У зв'язку з цим автором обґрунтовано застосування сучасної цифрової технології моделювання, що ґрунтується на інтегрованому використанні середовищ Gravity Sketch, SolidWorks та SolidWorks Simulation. Такий підхід дозволяє підвищити точність і гнучкість інженерного аналізу та формоутворення просторових конструкцій гірничих машин, зокрема розрізних барабанів [61-63].

Наукові дослідження, виконані в останні роки, демонструють значний потенціал використання VR-технологій у процесах інженерного моделювання. Зокрема, Lin M. та співавт. [64] засвідчили, що використання Gravity Sketch на ранніх етапах дизайну забезпечує вищу точність просторового представлення порівняно з традиційним ескізуванням на папері, що має вирішальне значення при проектуванні складних вузлів, таких як підкріплення барабанів. Водночас Vo H. [65] підтвердила, що інтеграція VR та 3D-друку не лише покращує стилістичну виразність конструкцій, а й сприяє зростанню креативності при формуванні функціональних і новаторських рішень. Для машинобудування, яке потребує

поєднання технологічної точності та геометричної інтуїтивності, такі результати є надзвичайно важливими [66-67].

Дослідження Joundi J. та ін. [68] доводить, що VR-ескізування сприяє глибшому розумінню тривимірної структури об'єкта, що є особливо актуальним у процесі проектування фрагментів барабана з елементами підвищеної складності, зокрема при формуванні ребер жорсткості. Хоча використання VR вимагає певного періоду адаптації, отримані переваги у вигляді занурення в процес і точнішої просторової візуалізації підтверджують доцільність впровадження цих технологій у проектувальну практику.

Додатково слід зазначити, що Gravity Sketch активно впроваджується в освітні програми технічного спрямування [69-70], де він використовується як засіб розвитку просторового мислення та візуальної комунікації інженерних ідей. Це свідчить про міждисциплінарний потенціал VR-моделювання не лише як інструменту дизайнерської візуалізації, а як складової повноцінного інженерного процесу. Нарешті, у сфері промислового дизайну Gravity Sketch продемонстрував свою ефективність як платформа для швидкого прототипування, що дозволяє скоротити витрати часу та ресурсів на етапах переходу від концепту до реального виробу.

Впровадження цифрового моделювання на основі VR-середовища Gravity Sketch у поєднанні з SolidWorks та його чисельним модулем Simulation є обґрунтованим кроком у напрямі вдосконалення процесів інженерного проектування складних просторових об'єктів, таких як різні барабани шахтних підіймальних машин. Це відкриває нові горизонти для синтезу візуального, структурного й аналітичного підходів в єдину комплексну методологію [71].

З метою ілюстрації запропонованого підходу розглянемо конкретний приклад удосконалення геометрії підкріплювального ребра. На початковому етапі цифрову модель барабана було змодельовано в середовищі SolidWorks Simulation, з урахуванням реальних експлуатаційних навантажень – зокрема, розподіленого радіального тиску від намотаного каната, власної ваги конструкції та крутного моменту приводу. Отримані епюри напружень перенесено у віртуальне середовище Gravity Sketch, де в масштабі 1:1 було здійснено інтерактивне коригування форми

ребра. У базовій конструкції застосовано прямі підкріплювальні ребра (рис. 3.1), однак скінченно-елементний аналіз показав наявність концентраторів напружень у зоні примикання ребра до обичайки.

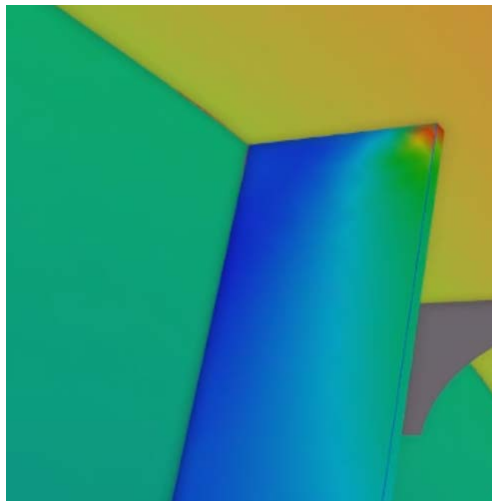


Рисунок 3.1 – Результат розрахунку прямого ребра підіймальної машини

*Джерело: розроблено автором*

Використовуючи інструменти моделювання в Gravity Sketch, форму ребра було змінено на Г-подібну конфігурацію (рис. 3.2).

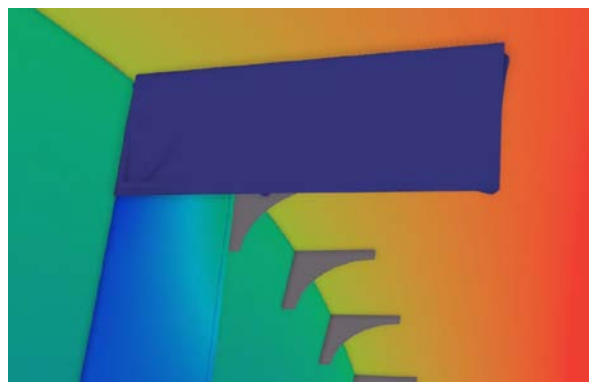
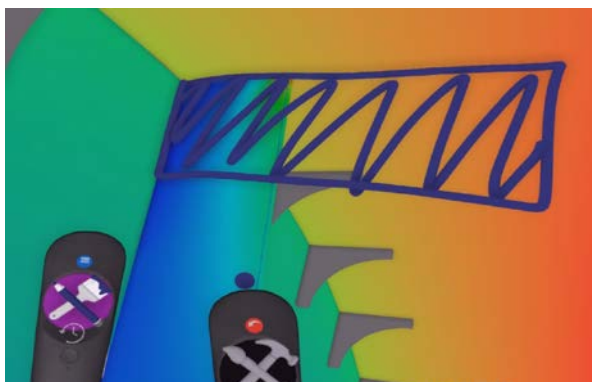


Рисунок 3.2 – Процес модифікації підкріплюючого елементу в програмному комплексі Gravity Sketch

*Джерело: розроблено автором*

Оновлену геометрію повторно імпортовано в SolidWorks Simulation для проведення верифікаційного розрахунку (рис. 3.3, а).

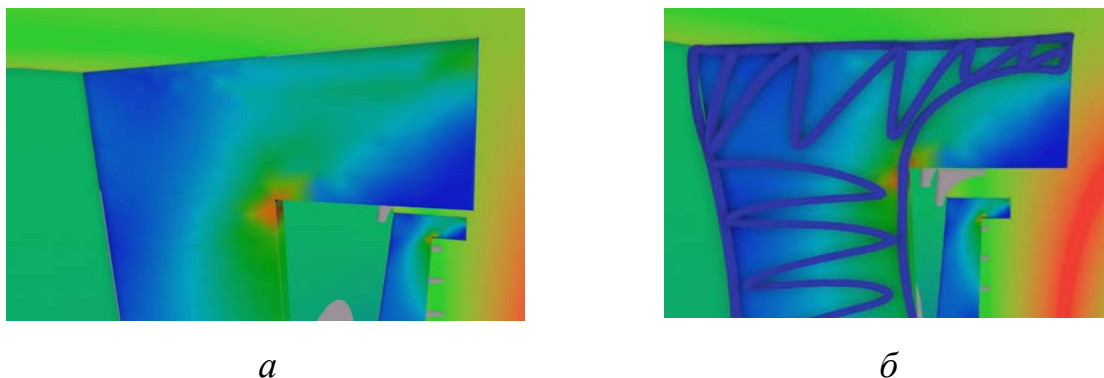


Рисунок 3.3 – Модель Г-подібного ребра: *a* – результат скінченно-елементного розрахунку; *б* – зміна форми ребра

*Джерело: розроблено автором*

Результати аналізу виявили перенесення концентрації напружень у внутрішній кут ребра. Для подолання цього ефекту форму ребра було змінено з використанням сплайнової кривої, що дозволило створити плавний округлий перехід (рис. 3.3, *б*). Незважаючи на зменшення градієнта напружень у критичній зоні, додаткові локальні напруження виникли вздовж заокруглення (рис. 3.4, *a*).

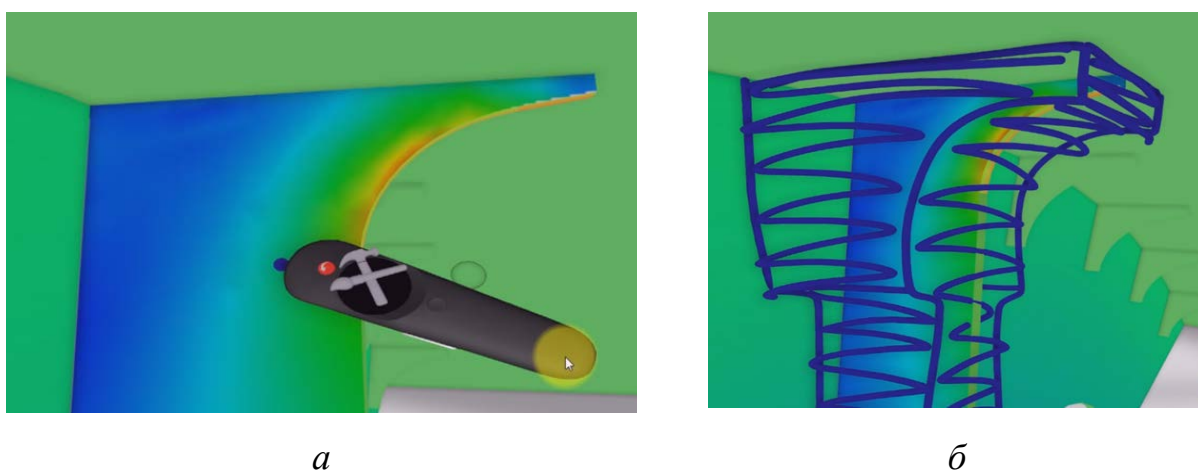


Рисунок 3.4 – Модель ребра зі заокругленим кутом: *a* – результат скінченно-елементного розрахунку; *б* – зміна форми ребра

*Джерело: розроблено автором*

У зв'язку з цим було введено нову конфігурацію підкріплювального елемента із змінною товщиною перерізу: у верхній частині ребро виконано товстішим, а в нижній – тоншим (рис. 3.4, *б*).

У результаті реалізації такого ітераційного проектного підходу сформовано ребро змінної форми з оптимізованим розподілом напружень, що підтверджується відповідними епюрами (рис. 3.5).

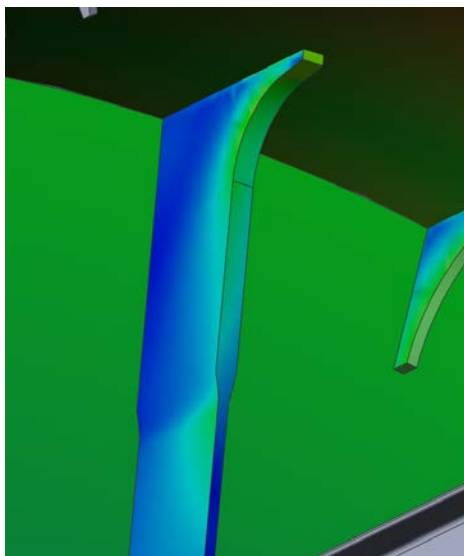


Рисунок 3.5 – Поле напружень в ребрі перемінного перетину

*Джерело: розроблено автором*

Завдяки поєднанню Gravity Sketch і SolidWorks Simulation можна не тільки покращити форму окремих деталей конструкції, а й створити гнучкий підхід до їх проектування, який враховує, наскільки добре вони витримують навантаження.

У ході аналізу було здійснено модернізацію підкріплювальних елементів барабана шляхом використання цифрового моделювання на основі VR-середовища Gravity Sketch у поєднанні з CAD/CAE-системою SolidWorks та її чисельним модулем Simulation. Метою цього етапу стало зниження рівня напруженого стану в локальних критичних зонах конструкції.

У документі реалізовано чотири ключові стратегії зменшення еквівалентних напружень, які відповідають принципам структурної оптимізації відповідно до класичної теорії Жуковського та чинних вимог ДСТУ-Н Б EN 1993-1-6:2011 [60] щодо міцності та стійкості тонкостінних оболонкових конструкцій:

1. Введення шпангоутів спрямоване на перерозподіл силової взаємодії в оболонці, що сприяє зменшенню згинальних деформацій в обичайці. Проте

чисельний аналіз показав, що самостійне застосування цього заходу забезпечує лише часткове зниження локальних концентрацій напружень – орієнтовно на 6–7 %.

2. Модифікація підкріплювальних ребер типу «чобіток» виявилась ефективним інженерним рішенням, що дозволяє змінити локальну жорсткість і, відповідно, перенаправити потоки напружень. Збільшення товщини горизонтальної частини ребра до 80 мм забезпечило зменшення градієнта напружень у зоні заокруглення та зниження пікових значень на 15–20 %.

3. Потовщення обичайки до 70 мм є класичним методом зменшення загальної напруженості оболонки. У моделі, адаптованій до гладкої еквівалентної геометрії, ефективна товщина встановлена на рівні 60,5 мм, що дозволило майже вдвічі знизити рівень осевих напружень, викликаних зусиллям натягу каната (до ~135 МПа).

4. У додатку Б проведено порівняльну оцінку втомної довговічності зварного з'єднання конструкції барабана шахтової підйомальної машини за двома незалежними підходами:

- внутрішньою методикою ПрАТ «НКМЗ», що враховує особливості геометрії, локальні напруження та реальні умови експлуатації;
- рекомендаціями Міжнародного інституту зварювання (IIW), які базуються на стандартизованих емпіричних залежностях та номінальних параметрах напружень.

Висновок. Методика ПрАТ «НКМЗ» забезпечує детальніший та інженерно обґрунтований розрахунок, адаптований до конкретної конструкції і умов навантаження. У свою чергу, методика IIW надає узагальнене оцінювання довговічності зварних швів і є доцільною для попереднього аналізу або порівняльної перевірки результатів. Обидві методики підтверджують, що зварне з'єднання має достатній запас втомної міцності та не потребує капітального ремонту протягом нормативного строку експлуатації.

Таким чином, отримані результати підтверджують доцільність інтегрованого підходу до формоутворення, що базується на віртуальній геометричній реконструкції (Gravity Sketch) та подальшій чисельній верифікації (SolidWorks Simulation). Така методологія поєднує візуально-інтуїтивний дизайн і точний структурний аналіз, що є особливо актуальним для складних вузлів гірничих машин.

### 3.3. Обґрунтування оптимальної конструктивної схеми розрізного канатомісткого барабана типу ЦР-6,75×6,2/1,95

Функціонування дискової гальмової системи ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95 вимагає обмеження осьових деформацій гальмових дисків. Згідно з вимогами ПрАТ «НКМЗ», максимальна осьова деформація лівого  $UX_l$  та правого  $UX_r$  гальмових дисків не повинна перевищувати  $[UX_d] = 1,5$  мм. Подовження барабана, пов'язане з підвищенням канатомісткості, спричиняє зростання осьових деформацій. Найбільші деформації спостерігаються в конструкції переставної частини барабана. Традиційні підкріплення – ребра, шпангоути, косинки – можуть бути неефективними для просторової жорсткості. Необхідно розробити обґрунтовану конструктивну схему для розрізного канатомісткого барабана ШПМ. Схема повинна забезпечити допустиму деформацію гальмового диска, зберігши мінімальну масу та відповідність нормам [72-73].

Розглядати слід реальні навантаження: натяг канатів, тиск навитого канату та власну вагу конструкції. Конструкція має відповідати вимогам стійкості згідно з ДСТУ-Н Б EN 1993-1-6:2011 [60]. Для виконання завдання необхідно провести структурний аналіз та чисельне моделювання. Оцінювання ефективності схем підкріплення виконується з урахуванням жорсткості та мінімальної маси.

Барабан зазнає дії натягу канатів, власної ваги та тиску від навитого каната. Комбіноване навантаження викликає складну просторову деформацію елементів конструкції. Найбільші деформації виникають у переставній частині через збільшену довжину барабана.

З метою зниження ресурсоемності обчислень було застосовано геометричні спрощення, обґрунтовані в додатку Б [74-75]. Зокрема, профільовану обичайку замінено гладкою циліндричною оболонкою, що зберігає еквівалентну кільцеву жорсткість. Це дозволило скоротити тривалість чисельного аналізу без істотної втрати точності результатів.

Поверхня оболонки дискретизована на кільцеві зони за кроком гвинтової навивки. Їх кількість визначено як частку довжини барабана та кроку спіралі

канавки. На кожну з ділянок послідовно прикладається еквівалентний радіальний тиск, що відтворює локальну дію окремого витка каната. Такий підхід забезпечує врахування накопиченого деформаційного впливу в процесі формування повного навантаження. Навантаження реалізується у вигляді рівномірного радіального тиску, який поетапно прикладається до кожного кільця оболонки, імітуючи послідовність намотування витків каната.

У додатку Б наведено зусилля натягу набігаючої (табл. Б1) та збігаючої (табл. Б1) віток для кожного кільця. Там же подано значення тиску, що діє на оболонку барабана в процесі навивки каната (табл. Б1).

На рисунку 3.6 представлено спрощену розрахункову модель навантажень, що діють на барабан шахтової підіймальної машини [72, 75].

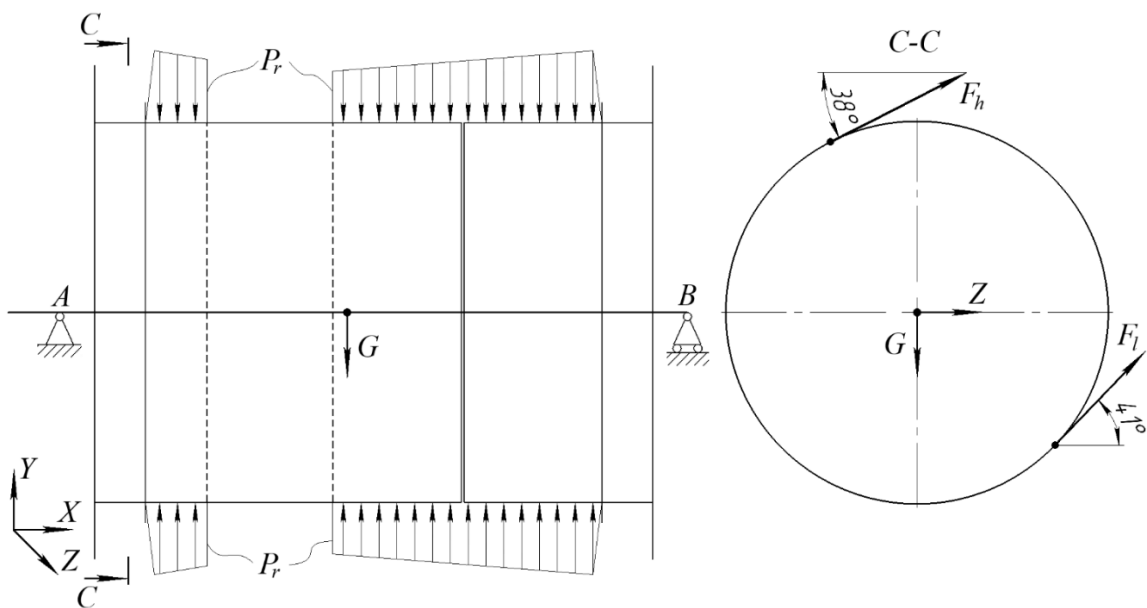


Рисунок 3.6 – Розрахункова схема барабану

*Джерело: розроблено автором*

Барабан встановлено на дві опори: ліва (A) – фіксована шарнірна, права (B) – рухома шарнірна. Розподілене радіальне навантаження  $P_r$  прикладається на зовнішню циліндричну грань обичайки, щоб змодельовати дію каната, який намотується на барабан. Сила власної ваги конструкції  $G$  прикладена в центрі тяжіння барабана. На правій частині зображено проекцію сил натягу канатів у площині перерізу C–C. Сили натягу  $F_h$  і  $F_l$  прикладені під кутами  $38^\circ$  і  $41^\circ$  до горизонтальної осі Z відповідно. Таке

розміщення сил відображає реальний кут навитого каната відносно горизонту. Система координат  $X$ – $Y$ – $Z$  визначає просторову орієнтацію навантажень для побудови скінченно-елементної моделі в SolidWorks Simulation.

На рисунку 3.7 зображено процес моделювання роботи лівої опори розрізного барабана.

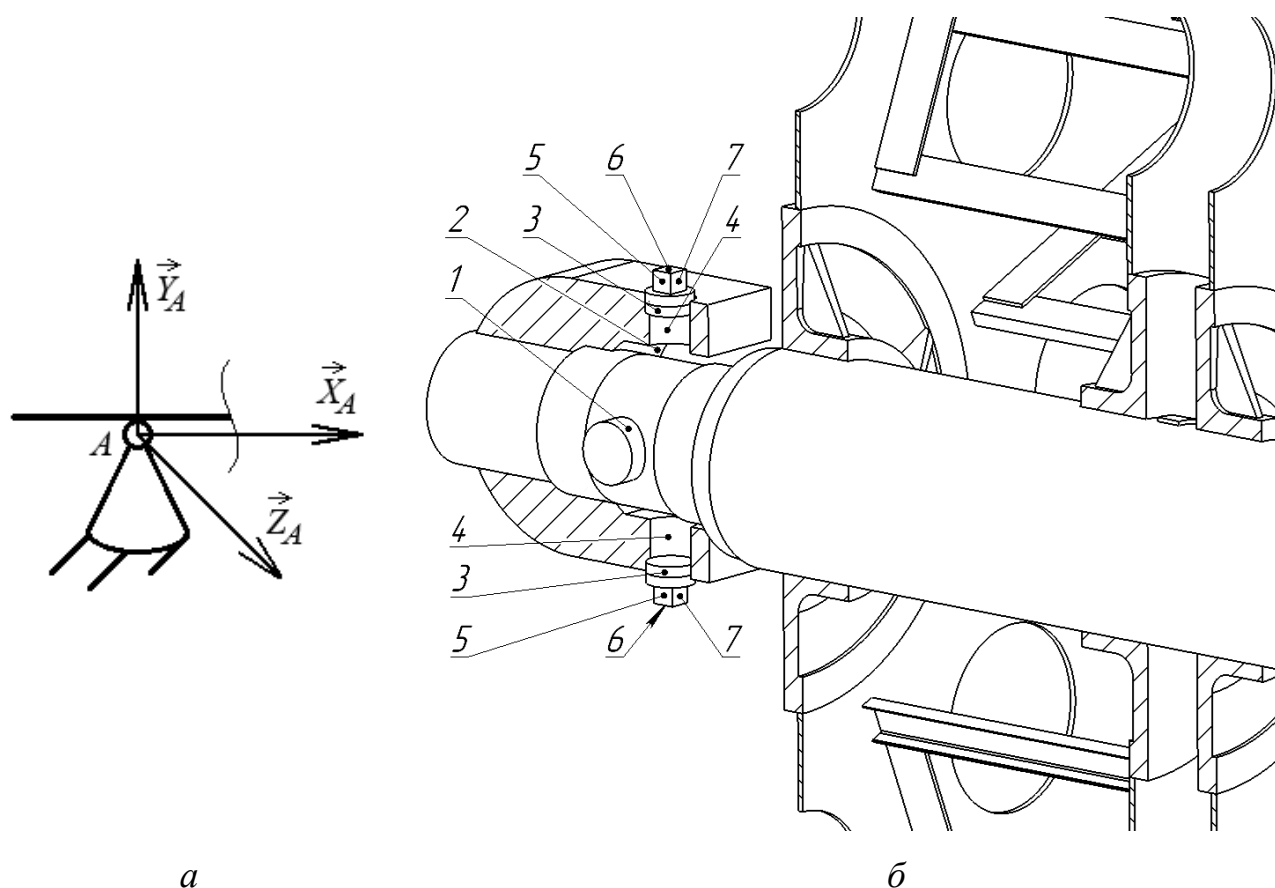


Рисунок 3.7 – Модель шарнірної нерухомої опори барабана:

: а – умовна кінематична схем; б –просторове зображення підшипникового вузла

*Джерело: розроблено автором*

Схема (а) відображає ідеалізовану конструкцію шарнірного з'єднання з відповідними ступенями свободи. У напрямках  $X$  опора блокує поступальні переміщення, допускаючи обертання у площинах  $XY$  та  $XZ$ . На схемі (б) представлено реалізацію граничних умов за допомогою вбудованих засобів SolidWorks Simulation. Використано інструмент «*Pin Connector*» для моделювання зв'язку між гранями контактних деталей. На торцях контактних поверхонь 5, 6, 7

задано заборону нормальних переміщень через команду «*Advanced Fixtures*». Допоміжні компоненти моделі не деформуються, оскільки застосовуються як жорсткі тіла для накладання умов. Таке моделювання забезпечує точне відтворення умов роботи лівої опори у чисельному експерименті.

На рисунку 3.8 зображено реалізацію умов моделювання рухомої опори барабана шахтової підіймальної машини. Схема (а) ілюструє ідеалізовану шарнірну опору з обмеженням у радіальному напрямку та дозволеним осьовим деформаціям.

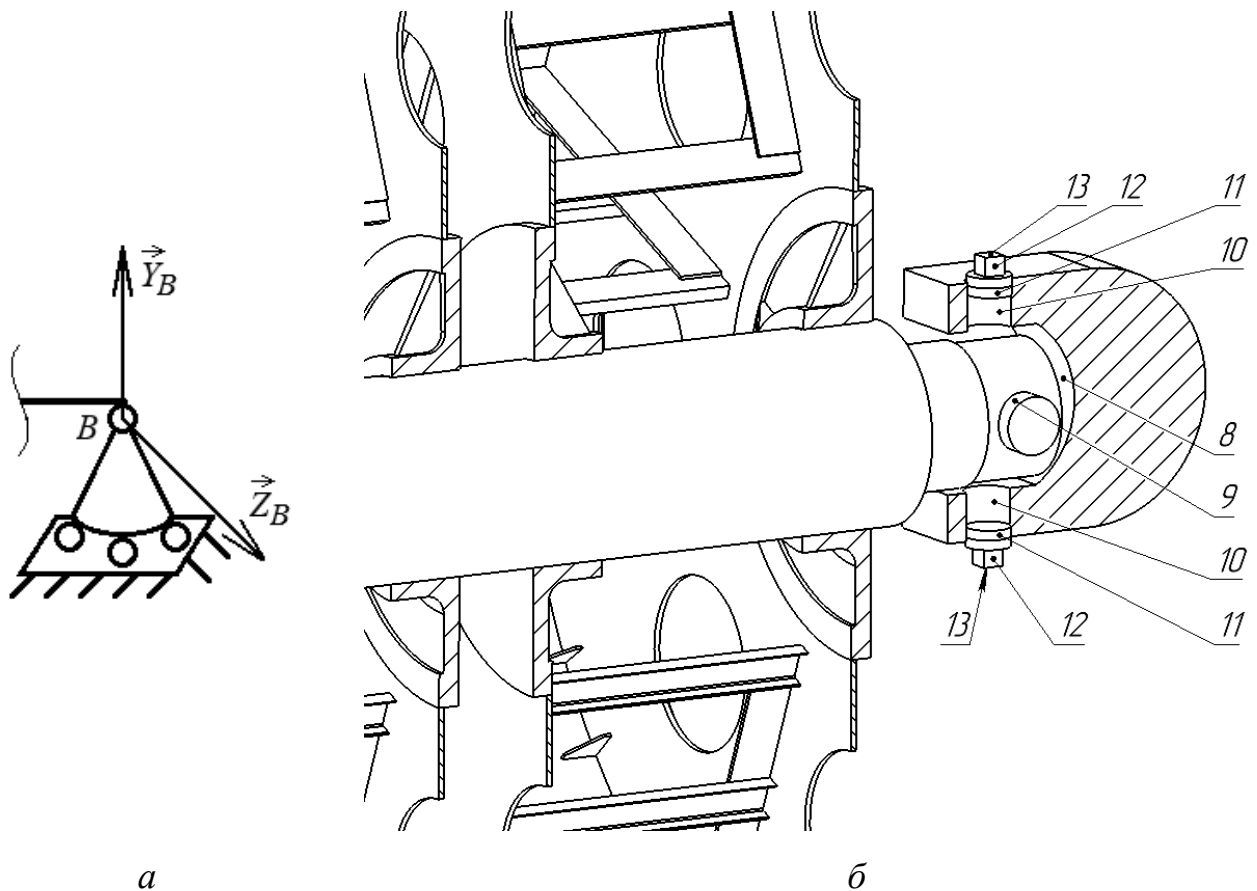


Рисунок 3.8 – Модель шарнірної рухомої опори барабана:

: а – умовна кінематична схем; б – просторове зображення підшипникового вузла

*Джерело: розроблено автором*

Опора допускає поворот конструкції у площинах  $XY$  та  $XZ$ , що дозволяє вигин під дією експлуатаційних навантажень. Схема (б) демонструє реалізацію цих умов у середовищі SolidWorks Simulation з використанням інструменту «*Pin Connector*». Грані 12 і 13 моделюють контактні поверхні, на які накладено обмеження

нормальних переміщень. Ці умови забезпечують жорстке передавання навантаження без блокування осьової деформації барабана. Моделювання виконано із застосуванням жорстких елементів, що не деформуються під дією навантажень [54-55].

Усі елементи конструкції моделі виготовлені зі сталі 45 з такими характеристиками: щільність:  $7800 \text{ кг/м}^3$ ; модуль пружності: 210 ГПа; коефіцієнт Пуассона: 0,28.

Для реалізації скінченно-елементної моделі використано середовище SolidWorks Simulation та ПК із такими параметрами: процесор: Intel i7-11700K @ 3.60 GHz; оперативна пам'ять: 128 ГБ; відеокарта: NVIDIA RTX A4000 16 ГБ.

**Обчислювальний експеримент №1.** Мета визначити раціональні параметри сітки скінченно-елементної моделі для моделювання осьових деформацій барабана.

Необхідно оцінити вплив двох сіткових варіантів на точність розрахунків осьових деформацій гальмового диска та обчислювальні витрати.

У першому варіанті максимальний розмір елемента становив 25 мм, мінімальний – 5 мм, у другому – відповідно 50 мм і 10 мм. Моделювання виконати для першого витка каната зі сторони реборди переставної частини барабана. Для кожного варіанту застосовуються десятивузлові тетраедричні елементи з урахуванням кривизни поверхонь.

Побудова сітки для першого варіанта призвела до формування 15 967 986 скінченних елементів, для другого – 5 652 108. За результатами моделювання встановлено, що для першої сітки максимальна осьова деформація гальмового диска переставної частини становила 2,7 мм, а для диска заклиненої частини – 0,6 мм. У другому варіанті ці значення склали відповідно 2,8 мм та 0,6 мм. Таким чином, розрахункова різниця між варіантами не перевищила 4 %, що вказує на прийнятну похибку моделювання. Водночас обчислювальні витрати істотно різняться: час розрахунку для першої сітки – 2 години 6 хвилин, для другої – 33 хвилини. З огляду на достатній рівень точності та значне скорочення часу розрахунків, для подальших етапів доцільно обрано сітку, побудовану з

урахуванням кривизни, із десятивузлових тетраедричних елементів максимальним розміром 50 мм та мінімальним розміром 10 мм.

**Обчислювальний експеримент №2.** Мета визначити максимальну осьову деформацію гальмового диска при навиванні каната.

Розрахунок осьових деформацій виконаємо шляхом послідовного прикладання канатного навантаження на кожне наступне кільце навивки. Оскільки кожна вітка складається з 69 кілець, для моделювання повного циклу підймання вантажу, тобто підйому завантаженого скіпа зі сторони реборд переставної та заклиненої частин барабана, передбачено проведення 138 незалежних розрахунків. Тривалість виконання кожного скінченно-елементного розрахунку становила від 32 до 35 хвилин.

На рисунку 3.9 представлено результати чисельного моделювання поля осьових деформацій барабана ШПМ. Моделювання відповідає етапу навивання одинадцятого витка каната зі сторони переставної частини.

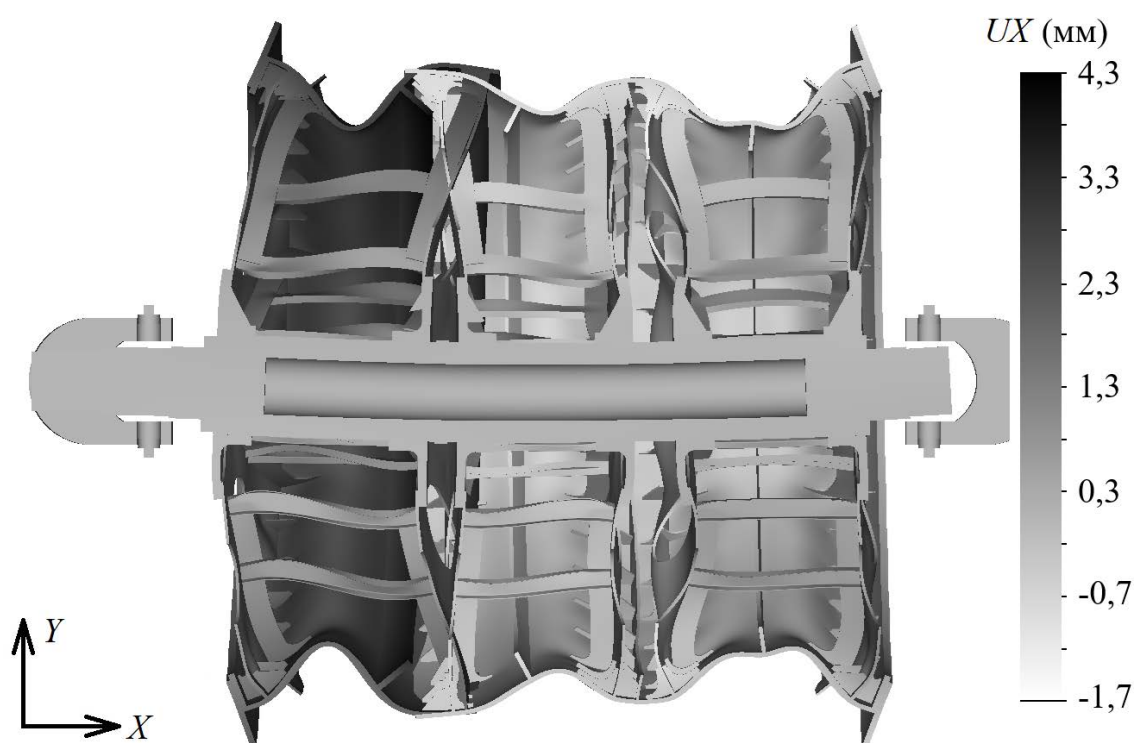


Рисунок 3.9 – Поле осьових деформацій барабана ШПМ при намотуванні одинадцятого витка каната: максимум 3,6 мм для гальмового диска переставної частини та 1,3 мм – для диска заклиненої частини

*Джерело: розроблено автором*

Максимальна деформація гальмових дисків фіксується у диску переставної частини та становить 3,6 мм. У диску заклиненої частини деформація менша – 1,3 мм. Деформаційне поле охоплює всю довжину оболонки, включаючи крайові зони барабана. Спостерігається асиметричний розподіл осевих переміщень, що впливає на просторове положення гальмових дисків. У межах переставної частини зафіксовано прогин і осьове зміщення лобовин, що супроводжується їх нахилом, вигином обичайки та формуванням конічної геометрії, що вказує на втрату геометричної стабільності конструкції та недостатній рівень її жорсткості.

Отримані результати підтверджують доцільність посилення переставної частини з урахуванням просторової взаємодії елементів. Поле переміщень  $UX$  забезпечує кількісну оцінку деформацій та локалізацію їхніх екстремальних значень.

Рисунок 3.10 деталізує локальне поле  $UX$  у зоні максимальної деформації гальмового диска переставної частини.

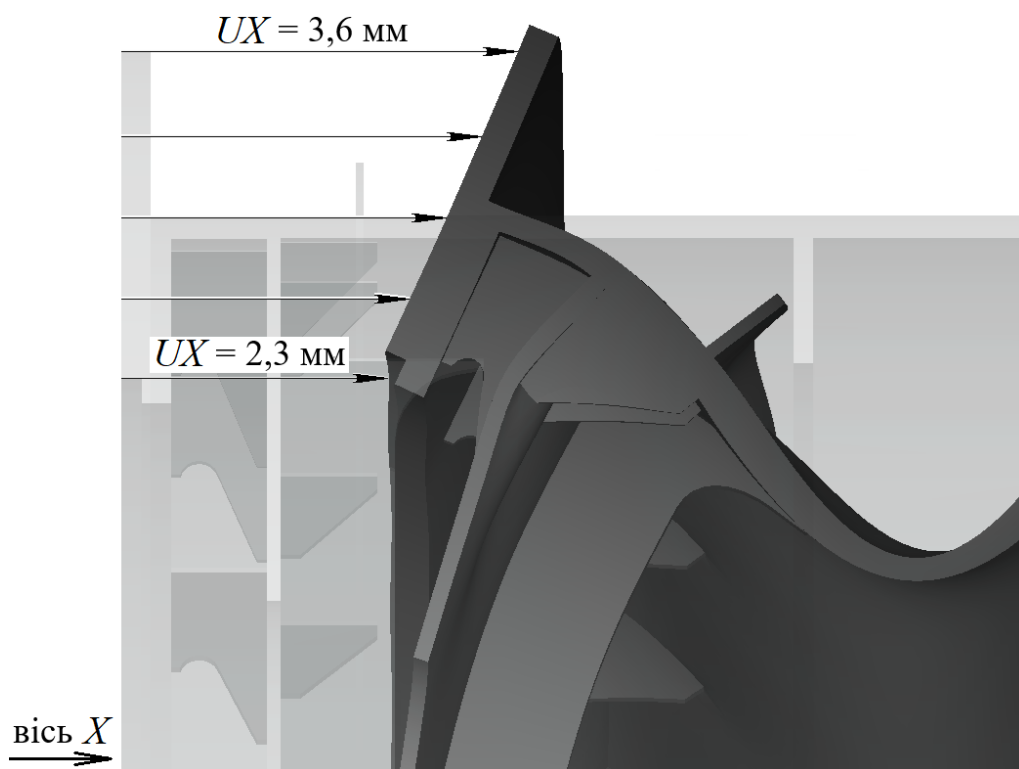


Рисунок 3.10 – Поле осевих деформацій гальмового диска переставної частини барабана ШПМ

*Джерело: розроблено автором*

Згідно з результатами моделювання (табл. Б1, Додаток Б), осьові деформації гальмового диска є змінними. Для лівого диска осьові деформації становлять 0,7–3,6 мм при навіванні канату зі сторони реборди переставної частини барабану, а для диска заклиненої частини – 0,6–1,8 мм. Аналогічні значення зафіксовано при навіванні канату зі сторони реборди заклиненої частини. У цьому випадку диск переставної частини деформуються в межах 0,8–3,6 мм, а диск заклиненої – в межах 0,6–1,8 мм. Загальна деформація конструкції включає радіальне стиснення обичайки під дією тиску каната. Спостерігаються складні просторові деформації лобовин переставної частини. Поперечний переріз лобовини набуває конічної форми через нерівномірні осьові деформації. Гальмовий диск переставної частини також зазнає вигину вздовж осі  $X$ . Осьові деформації диска заклиненої частини незначно перевищують допустиме значення. Це свідчить про недостатню осьову жорсткість заклиненої та, особливо, переставної частини конструкції.

Таким чином, недостатня осьова жорсткість переставної частини барабана зумовлює перевищення допустимих деформацій гальмового диска. Подальше конструктивне вдосконалення має бути спрямоване на оптимізацію просторових підкріплень у зазначеній зоні, а також на підвищення жорсткісних характеристик заклиненої частини барабана для забезпечення геометричної стабільності та обмеження осьових деформацій у межах нормативних вимог.

Поставимо завдання підвищити осьову жорсткість переставної частини барабана ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95 (рис. 3.9) так, щоб деформації гальмового диска не перевищили 1,5 мм.

**Обчислювальний експеримент №3.** Мета експерименту визначити максимальні осьові деформації гальмового диска барабана ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95 шляхом параметричного скінченно-елементного моделювання із поетапною заміною підкріплюючих елементів.

Метод дослідження – параметричне скінченно-елементне моделювання із поетапною заміною підкріплюючих елементів: ребер, шпангоутів та косинок (рис. 3.11).

Для кожного варіанта розраховуються максимальна осьова деформація гальмового диска  $UX_l$ , яка зіставляється з допустимою деформацією  $[UX_d] = 1,5$  мм.

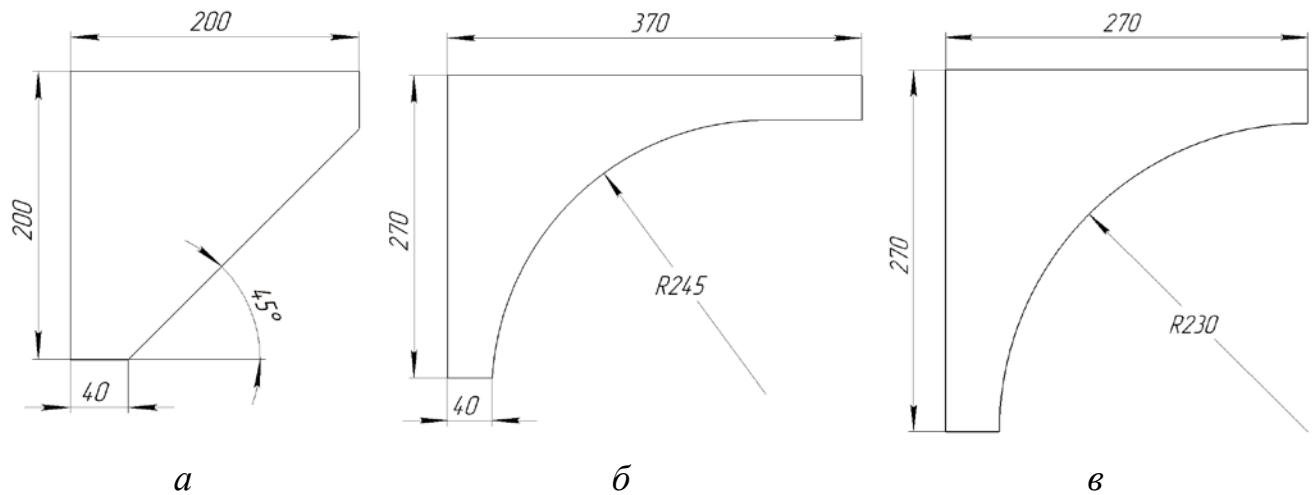


Рисунок 3.11 – Геометричні параметри косинок: *а* – тип 1, товщиною 14 мм; *б* – тип 2, товщиною 20 мм; *в* – тип, товщиною 20 мм

*Джерело: розроблено автором*

Результати дослідження наведено у таблиці 3.1 та на рисунках 3.12, *а* – 3.12, *е*.

Аналіз виконаної модифікації підкріплюючих елементів конструкції переставної частини барабана дозволяє встановити, що жоден із застосованих засобів підвищення жорсткості – а саме: додаткові шпангоути, їх потовщення до 80 мм, косинки типу 3 та збільшення товщини ребер жорсткості до 40 мм – не забезпечило суттєвого приросту осьової жорсткості конструкції переставної частини.

Кожен із цих елементів переважно працює у певному структурному напрямку, проте не формує ефективної просторової схеми опору в осьовому напрямку (вздовж осі *X*):

- шпангоути, орієнтовані в площині поперечного перерізу барабана, додають жорсткість у напрямках *Y–Z*, та протидіють локальним площинним деформаціям.
- ребра жорсткості, попри потовщення до 40 мм, також переважно чинять опір деформаціям вигину лобовини та частково розподіляють навантаження по

обичайці. Проте, у відсутності кільцевого зв'язку між протилежними лобовинами, вони не перешкоджають їх повороту або нахилу в осьовому напрямку.

- косинки типу 3, попри збільшену площу та товщину (20 мм), не забезпечують достатньої жорсткості, яка необхідна для обмеження повороту поперечного перерізу лобовини. Це пов'язано з тим, що крутильні моменти, які виникають на стику обичайки з лобовиною, мають складний просторовий характер і потребують замкненого контуру жорсткості (рамної структури).

Таблиця 3.1. Результати дослідження осьових деформацій гальмового диска переставної частини барабана ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95

| № | Конфігурація підкріплень                                      | $UX_l$ ,<br>мм | Опис змін у конструкції<br>переставної частини | Висновок        |
|---|---------------------------------------------------------------|----------------|------------------------------------------------|-----------------|
| 0 | Один шпангоут 40 мм<br>(базова конструкція (рис. 3.9))        | 3,6            | Один кільцевий<br>шпангоут між<br>лобовинами   | $UX_l > 1,5$ мм |
| 1 | Один шпангоут 80 мм<br>(рис. 3.12, а)                         | 3,5            | Потовщення існуючого<br>шпангоута до 80 мм     | $UX_l > 1,5$ мм |
| 2 | Два шпангоути 40 мм<br>(рис. 3.12, б)                         | 3,4            | Додано другий<br>шпангоут між<br>лобовинами    | $UX_l > 1,5$ мм |
| 3 | Два шпангоути 80 мм<br>(рис. 3.12, в)                         | 3,1            | Обидва шпангоути<br>потовщені до 80 мм         | $UX_l > 1,5$ мм |
| 4 | Варіант №3 додано косинки<br>типу 2 (рис. 3.12, з)            | 2,9            | Додано косинки типу 2<br>(товщина 20 мм)       | $UX_l > 1,5$ мм |
| 5 | Варіант №3 додано косинки<br>типу 3 (рис. 3.12, д)            | 2,9            | Додано косинки типу 3<br>(товщина 20 мм)       | $UX_l > 1,5$ мм |
| 6 | Варіант №5 додано ребра<br>жорсткості 40 мм (рис. 3.12,<br>е) | 3,2            | Товщину ребер<br>збільшено з 20 до 40 мм       | $UX_l > 1,5$ мм |

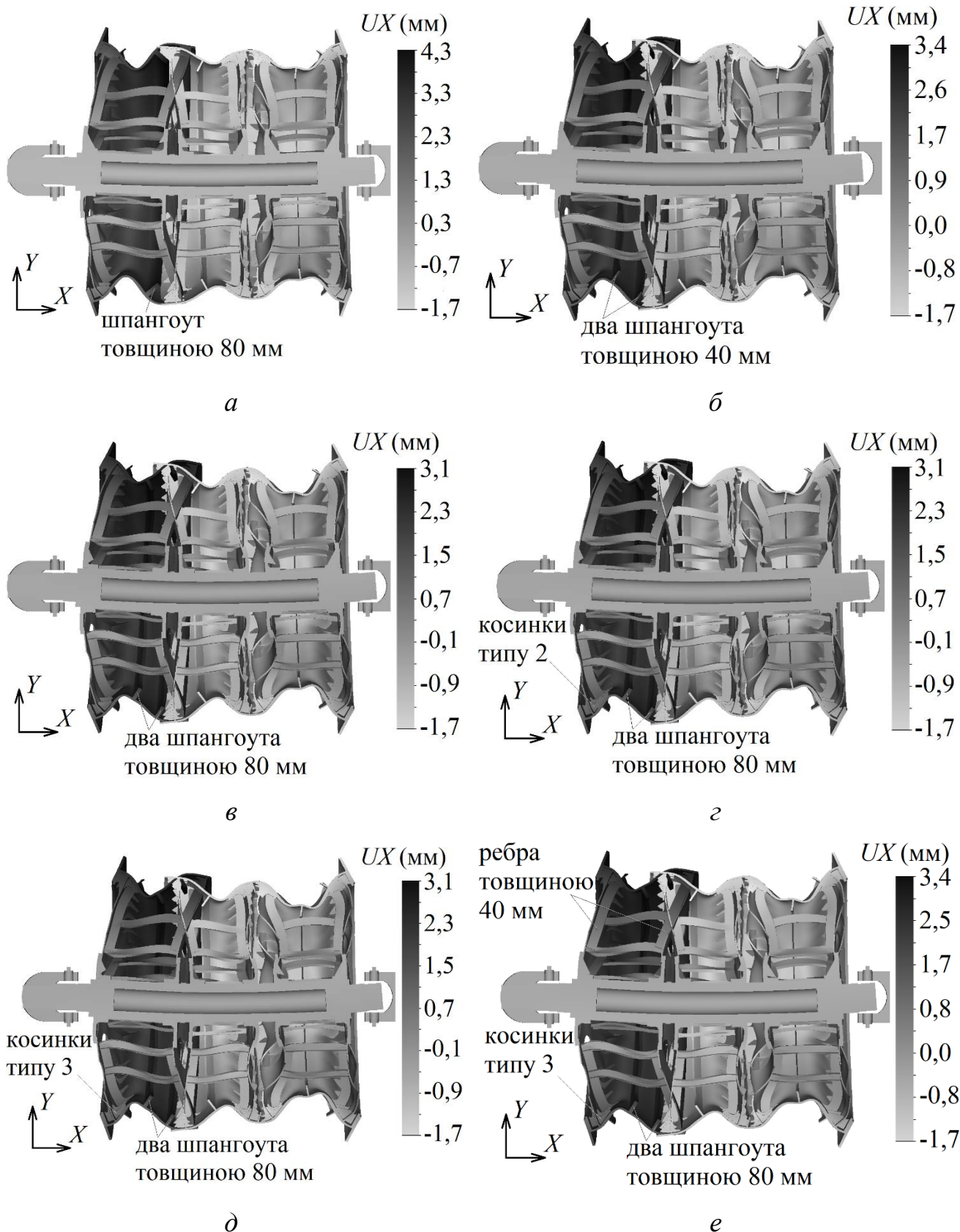


Рисунок 3.12 – Поле осевих деформацій барабана ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95 з різними типами підкріплень переставної частини

Джерело: розроблено автором

Таким чином, більшість реалізованих заходів підсилюють лише окремі вузли конструкції, не формуючи повноцінної просторової системи, здатної ефективно протидіяти осьовим деформаціям і крученню лобовин.

Аналіз патентної літератури [76] показує перспективність застосування просторових елементів типу «діафрагма» (рис. 3.13). Такі елементи жорстко з'єднуються з лобовинами та з внутрішньою поверхнею обичайки з рівномірним кутовим розташуванням. Утворюється кільцева замкнена система, яка підвищує осьову жорсткість конструкції. Зазначене рішення не реалізоване у заводській конструкції, що аналізується в межах цього дослідження.

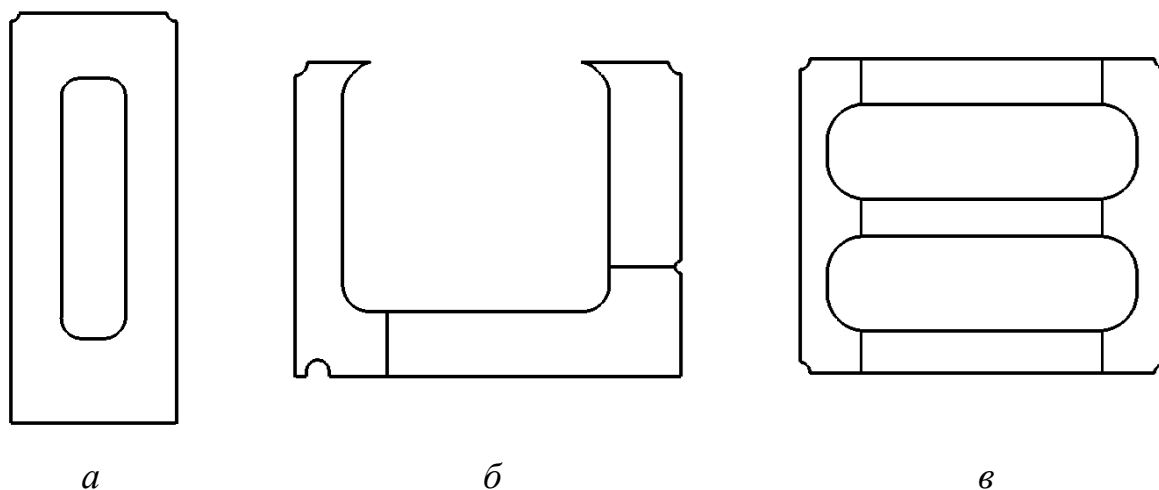


Рисунок 3.13 – Варіанти конструкції «діафрагм» для підкріплення переставної частини барабану ШПМ

*Джерело: адаптовано автором, на основі рекомендацій наданих ПрАТ «НКМЗ»*

Запропоновано використання перфорованих «діафрагм» як елементів підкріплення переставної частини барабана (рис. 3.14, а–в). Параметри «діафрагми» впливають на величину осьової деформації та стійкість конструкції.

На рисунку 3.14 зображена конструкція «діафрагми», на яку буде замінено підкріплюючі елементи переставної частини, а саме ребра з швелерами та шпангоути. «Діафрагма» має висоту  $H$ , що дорівнює 2010 мм та довжину  $B$ , що дорівнює 2001 мм. При цьому товщина складає 20 мм.

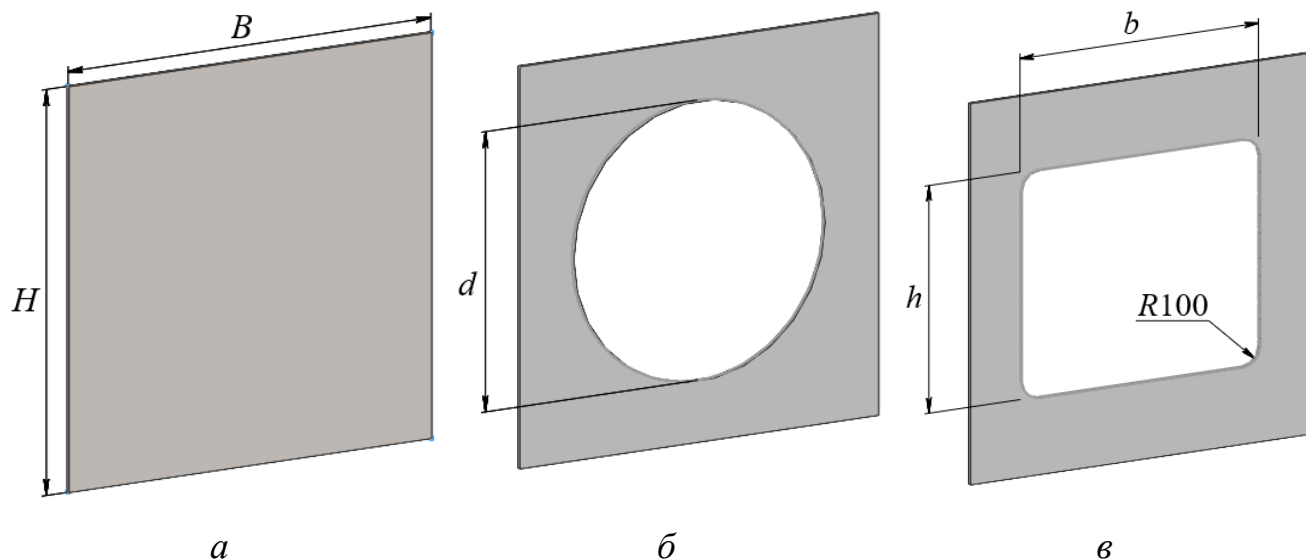


Рисунок 3.14 – Конструкція «діафрагми»: суцільної (а), з циліндричним отвором (б), з прямокутним отвором (в)

*Джерело: розроблено автором*

Замінімо ребра, швелери та шпангоути переставної частини барабану на «діафрагму» у вигляді суцільного листа товщиною 20 мм (рис. 3.15).

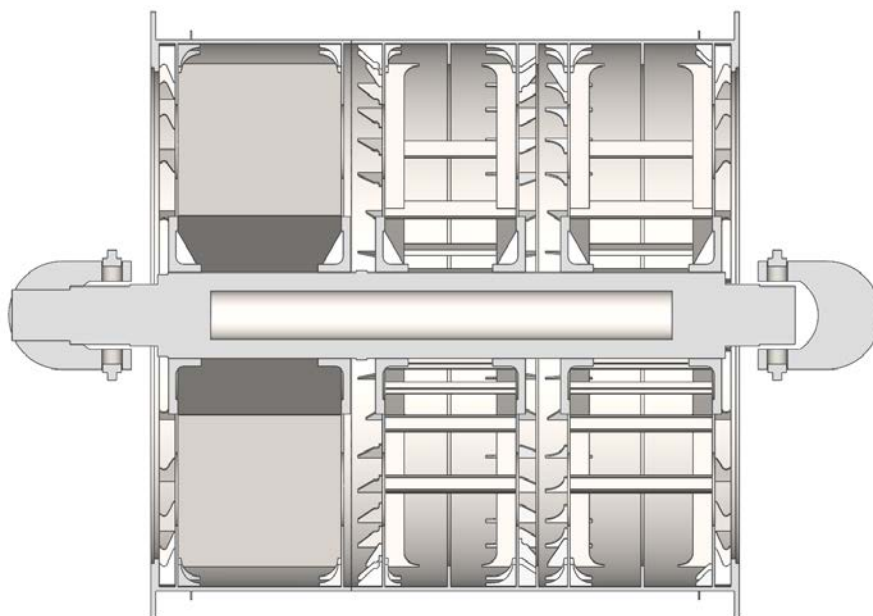


Рисунок 3.15 – Конструкція барабану ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95 з «діафрагмами» у вигляді суцільних листів товщиною 20 мм

*Джерело: розроблено автором*

**Обчислювальний експеримент №4.** Мета встановити геометричні параметри перфорованої «діафрагми», які забезпечують мінімальну масу  $m_d$  при збереженні допустимої жорсткості та стійкості.

Цільова функція:

$$\min m_d = f(S_h, h_d, B, H),$$

де  $S_h$  – площа отворів у «діафрагмі»,  $h_d$  – товщина «діафрагми»,  $B$ ,  $H$  – довжина та висота «діафрагми» (фіксовані).

Обмеження:

по жорсткості:  $UX_l, UX_r < [UX_d] = 1,5$  мм, по стійкості  $\gamma_d(S_h, h_d) \geq \gamma_{\min}$ ,

$\gamma_{\min} = 4,0$  – нормативне значення згідно з ДСТУ-Н Б EN 1993-1-6:2011 [60].

Змінні оптимізації: форма та площа  $S_h$  отвору, товщина «діафрагми»  $h_d$ .  
Фіксовані параметри:  $B = 2001$  мм,  $H = 2010$  мм.

**Етапи проведення обчислювального моделювання перфорованої «діафрагми»**

**Побудова геометричної моделі.** На першому етапі створювалися тривимірні моделі «діафрагм» з отворами різної форми та розмірів: циліндричні отвори діаметром 855 мм–1950 мм; прямокутні отвори сталою шириною 1635 мм та висотою 355 мм–1830 мм та прямокутні шириною 485 мм–1830 мм та сталою висотою 1635 мм. Для кожного варіанта (циліндричний або прямокутний отвір) створювалась окрема конфігурація. Габарити «діафрагми» залишались фіксованими: довжина – 2001 мм, висота – 2010 мм, товщина – 20 мм. Отвори розміщувались симетрично по центру площини «діафрагми».

**Вставлення «діафрагми» у збірку.** Кожна варіантна «діафрагма» імпортувалась у складальну модель переставної частини барабана. Її розміщення здійснювалося між лобовинами замість шпангоута, ребер та швелерів. Також забезпечувався повний контакт торцю «діафрагми» з обичайкою.

**Призначення матеріалу.** Усі елементи моделі задавались з однаковими фізико-механічними характеристиками: матеріал – сталь 45, модуль пружності –

210 ГПа, коефіцієнт Пуассона – 0,28, густина – 7800 кг/м<sup>3</sup>. Матеріал лінійно-еластичний, ізотропний, без урахування пластичних деформацій.

**Застосування граничних умов.** Опори валу моделювались у відповідності до реального закріплення шахтової установки. Ліва опора задавалась як жорстко закріплена, права – рухома вздовж осі Z. На поверхню обичайки прикладалося розподілене радіальне навантаження, яке відповідало намотуванню одинадцятого витку каната зі сторони реборди переставної частини. Навантаження реалізовано через радіальний тиск по зовнішній циліндричній грані обичайки. Враховувалась дія сил натягу канатів та власна вага конструкції.

**Генерація сітки скінченних елементів.** Для кожної конфігурації створювалась скінченно-елементна сітка з тетраедричними 10-вузловими елементами. Розмір елементів максимальним розміром 50 мм та мінімальним розміром 10 мм. Контакт між «діафрагмою» та обичайкою і лобовинами реалізовано як жорстке з'єднання.

**Статичний розрахунок.** У рамках статичного аналізу визначалось поле деформацій в області гальмових дисків. Розрахунок виконувався в лінійній постановці без урахування нелінійних ефектів. Максимальні осьові деформації  $UX$  фіксувались на зовнішній кромці гальмового диску.

**Аналіз стійкості.** Після завершення статичного розрахунку проводився модальний аналіз на втрату стійкості. Вбудованим модулем SolidWorks Simulation визначався коефіцієнт стійкості конструкції  $\gamma_d$ . У разі значення  $\gamma_d < 4,0$  модель вважалась нестійкою за нормативами.

**Оцінка маси «діафрагми».** Маса кожного варіанта визначалась автоматично на основі параметрів геометрії та густини матеріалу. Для цього використовувався інструмент «*Mass Properties*» в середовищі SolidWorks Simulation.

**Аналіз і порівняння результатів.** Для кожного випадку фіксувались: максимальна осьова деформація гальмових дисків, маса «діафрагми», коефіцієнт стійкості.

Результати модулювання заносились у таблицю 3.2 та показані на рис. 3.16.

Таблиця 3.2 – Вплив розмірів отворів у «діафрагмах» різної форми на осьові деформації гальмового диска та масу конструкції

| Отвір                               | Розміри, мм | Максимальна<br>деформація $UX_l$ ,<br>мм | Максимальна<br>деформація $UX_r$ ,<br>мм | $m_d$ , кг |
|-------------------------------------|-------------|------------------------------------------|------------------------------------------|------------|
| Циліндричний                        | 855         | 1,0                                      | -1,2                                     | 4303       |
|                                     | 1200        | 1,1                                      | -1,2                                     | 3608       |
|                                     | 1400        | 1,2                                      | -1,2                                     | 3098       |
|                                     | 1550        | 1,4                                      | -1,2                                     | 2665       |
|                                     | 1635        | 1,5                                      | -1,2                                     | 2399       |
|                                     | 1700        | 1,7                                      | -1,2                                     | 2187       |
|                                     | 1825        | 2,1                                      | -1,2                                     | 1755       |
|                                     | 1950        | 3,0                                      | -1,2                                     | 1292       |
| Прямокутний зі<br>сталюю<br>шириною | 1635×355    | 0,9                                      | -1,2                                     | 4306       |
|                                     | 1635×695    | 1,0                                      | -1,2                                     | 3612       |
|                                     | 1635×945    | 1,1                                      | -1,2                                     | 3102       |
|                                     | 1635×1160   | 1,3                                      | -1,2                                     | 2663       |
|                                     | 1635×1290   | 1,5                                      | -1,2                                     | 2398       |
|                                     | 1635×1395   | 1,7                                      | -1,2                                     | 2184       |
|                                     | 1635×1605   | 2,6                                      | -1,2                                     | 1755       |
|                                     | 1635×1830   | 4,4                                      | -1,2                                     | 1296       |
| Прямокутний зі<br>сталюю<br>висотою | 355×1635    | 1,3                                      | -1,2                                     | 4306       |
|                                     | 695×1635    | 1,8                                      | -1,2                                     | 3612       |
|                                     | 945×1635    | 2,3                                      | -1,2                                     | 3102       |
|                                     | 1160×1635   | 2,7                                      | -1,2                                     | 2663       |
|                                     | 1290×1635   | 2,8                                      | -1,2                                     | 2398       |
|                                     | 1395×1635   | 2,9                                      | -1,2                                     | 2184       |
|                                     | 1605×1635   | 2,8                                      | -1,2                                     | 1755       |
|                                     | 1830×1635   | 2,6                                      | -1,2                                     | 1296       |

Аналіз результатів обчислювального експерименту, наведеного в таблиці 3.2, показує, що осьова деформація правого гальмового диска залишаються сталими (-1,2 мм) для всіх варіантів, тоді як деформація лівого диска змінюється від 0,9 до 4,4 мм залежно від форми та розмірів отвору в «діафрагмі», що свідчить про асиметрію жорсткості конструкції, а раціональне співвідношення між деформацією, стійкістю та масою досягається при застосуванні циліндричного отвору діаметром 1635 мм та прямокутного зі сталою шириною з розмірами 1635 мм×1290 мм при товщині «діафрагми» 20 мм для кожного випадку.

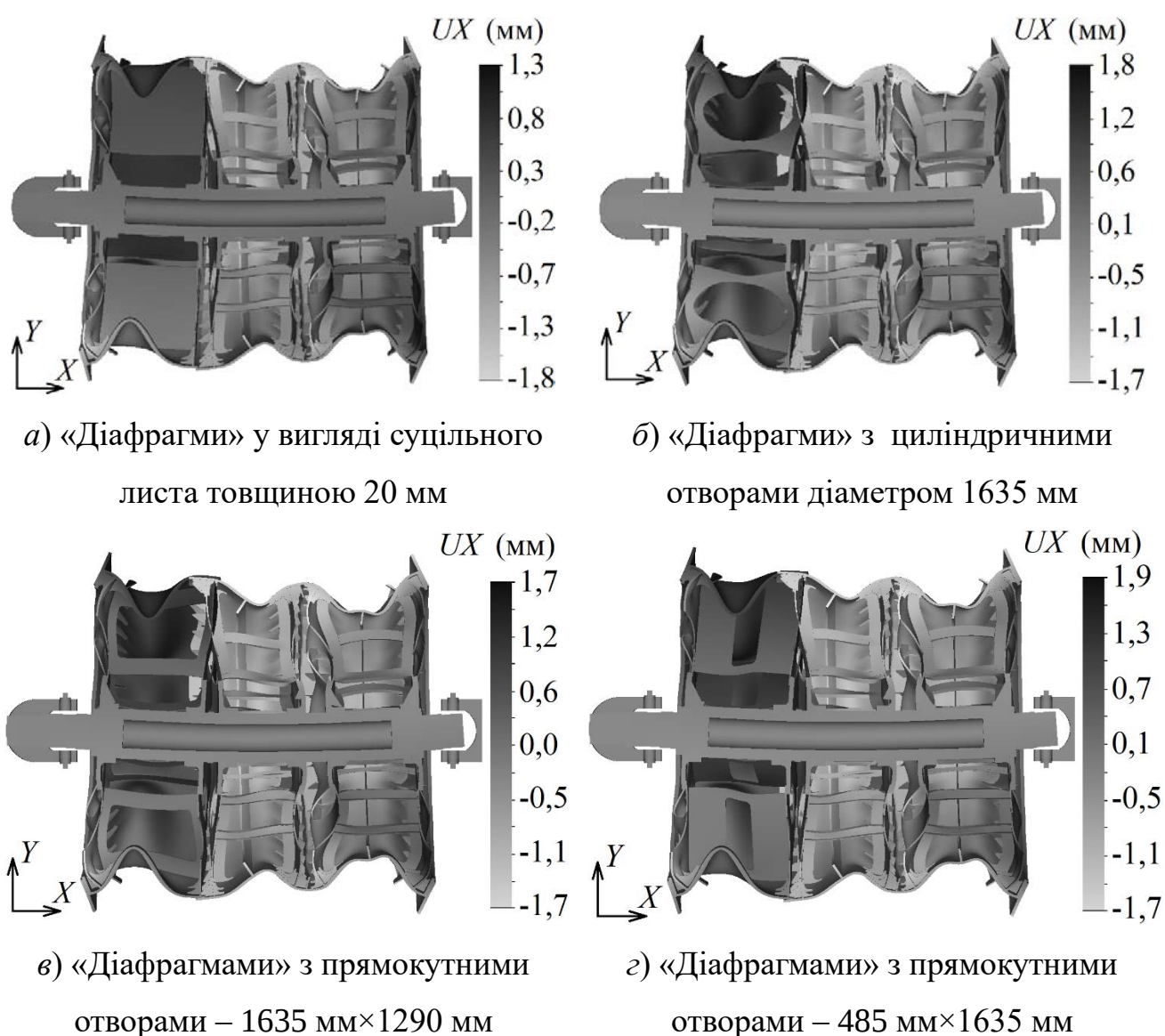


Рисунок 3.16 – Поле осьових деформацій гальмового диска переставної частини барабана, яка підкріплена «діафрагмами» з отворами

*Джерело: розроблено автором*

Величина максимальної осьової деформації лівого гальмового диска в обох випадках становив 1,5 мм, коефіцієнт стійкості в обох випадках становив 4,14, а маса усіх «діафрагм» – 2399 кг при застосуванні циліндричних отворів та 2398 кг при застосуванні прямокутних отворів зі сталою шириною. Усі критерії виконано.

Результати, зображені на рисунку 3.16, показують, що застосування «діафрагм» з циліндричними отворами діаметром 1635 мм або прямокутними отворами з шириною 1635 мм та висотою 1290 мм забезпечують допустимі осьові деформації гальмового диска переставної частини не більше ніж 1,5 мм при збереженні нормативного коефіцієнта стійкості ( $\gamma_d \geq 4,14$ ) та значному зменшенні маси конструкції порівняно з суцільною пластиною (на 48 %) та робить ці типи отворів раціональними для використання у жорсткісній схемі переставної частини барабана ШПМ.

**Обчислювальний експеримент №5.** Мета встановити аналітичні залежності між геометричними параметрами перфорованих «діафрагм» (форма, площа отвору, товщина) та ключовими технічними характеристиками конструкції – осьовою деформацією гальмового диска, масою підкріплення та коефіцієнтом запасу по стійкості).

**Методика.** Чисельне дослідження виконано методом скінченно-елементного моделювання у SolidWorks Simulation шляхом варіювання форми отворів (циліндричні діаметром 1635 мм; прямокутні шириною 1635 мм та висотою 1290 мм та прямокутні шириною 485 мм та висотою 1635 мм) та товщини «діафрагм» (10 мм, 15 мм, 20 мм та 30 мм) з подальшим визначенням максимальної осьової деформації гальмових дисків, маси «діафрагм» та коефіцієнта стійкості конструкції.

Обробка результатів здійснювалась шляхом фіксації для кожної комбінації параметрів (форма отвору, його розміри, товщина «діафрагми») трьох основних характеристик: максимальної осьової деформації гальмових дисків ( $UX_l$ ), коефіцієнта стійкості конструкції ( $\gamma_d$ ) та маси підкріплювального елемента ( $m_d$ ). Результати розрахунків наведено у таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Вплив товщини «діафрагми» на осьові деформації, масу та коефіцієнт стійкості для різних типів отворів

| Циліндричний діаметром 1635 мм                |      |      |      |      |
|-----------------------------------------------|------|------|------|------|
| Товщина, мм                                   | 10   | 15   | 20   | 30   |
| Максимальна деформація $UX_l$ , мм            | 1,9  | 1,7  | 1,5  | 1,4  |
| Маса $m_d$ , кг                               | 1200 | 1799 | 2399 | 3599 |
| Коефіцієнт стійкості $\gamma_d$               | 1,95 | 4,14 | 4,14 | 4,14 |
| Прямокутний зі сталою шириною 1635 мм×1290 мм |      |      |      |      |
| Максимальна деформація $UX_l$ , мм            | 1,8  | 1,6  | 1,5  | 1,3  |
| Маса $m_d$ , кг                               | 1199 | 1798 | 2398 | 3597 |
| Коефіцієнт стійкості $\gamma_d$               | 1,40 | 3,77 | 4,14 | 4,14 |
| Прямокутний зі сталою висотою 485 мм×1635 мм  |      |      |      |      |
| Максимальна деформація $UX_l$ , мм            | 1,9  | 1,6  | 1,5  | 1,3  |
| Маса $m_d$ , кг                               | 2020 | 3030 | 4041 | 6061 |
| Коефіцієнт стійкості $\gamma_d$               | 0,75 | 2,19 | 4,14 | 4,14 |

Аналіз результатів обчислювального експерименту, наведений у таблиці 3.3, показує, що оптимальна товщина «діафрагми» для циліндричного та прямокутного зі сталою шириною отворів становить 20 мм, оскільки за цього значення забезпечується допустима осьова деформація ( $UX_l \leq 1,5$  мм), нормативний запас стійкості ( $\gamma_d \geq 4,0$ ) і мінімальна маса ( $m_d \approx 2399$  кг), тоді як при 10 мм коефіцієнт стійкості недостатній ( $\gamma_d < 2,0$ ), а при 30 мм – маса  $m_d$  не проходить по критерію мінімальної маси. «Діафрагми» з прямокутним отвором зі сталою висотою товщиною 20 мм підходять за критеріями  $UX_l \leq 1,5$  мм та  $\gamma_d \geq 4,0$ , але у порівнянні з «діафрагми» з циліндричними та прямокутними зі сталою шириною отворами мають масу в 1,7 рази більше.

Для кожного типу отвору побудовано параметричні залежності  $UX_l$ ,  $\gamma_d$  та  $m_d$ , які апроксимовано відповідно поліномами другого (для  $UX_l$ ), третього (для  $\gamma_d$ ) і першого (для  $m_d$ ) ступеня. Якість апроксимації оцінювали за коефіцієнтом детермінації  $R^2$ , який для всіх випадків перевищував 0,98. На основі отриманих

залежностей виконано порівняльний аналіз і проведено відбір раціональних варіантів конструкції згідно з технічними критеріями:  $UX_l \leq 1,5$  мм,  $\gamma_d \geq 4,0$  та мінімальна маса  $m_d$  серед допустимих конфігурацій.

Графіки на рисунку 3.17 ілюструють залежність коефіцієнта відносної осової деформації гальмового диска  $k_\Delta$  переставної частини барабана ШПМ від відношення площі отвору в «діафрагмі»  $S_h$  до площі «діафрагми»  $S_d$  для різних типів геометричних конфігурацій отворів.

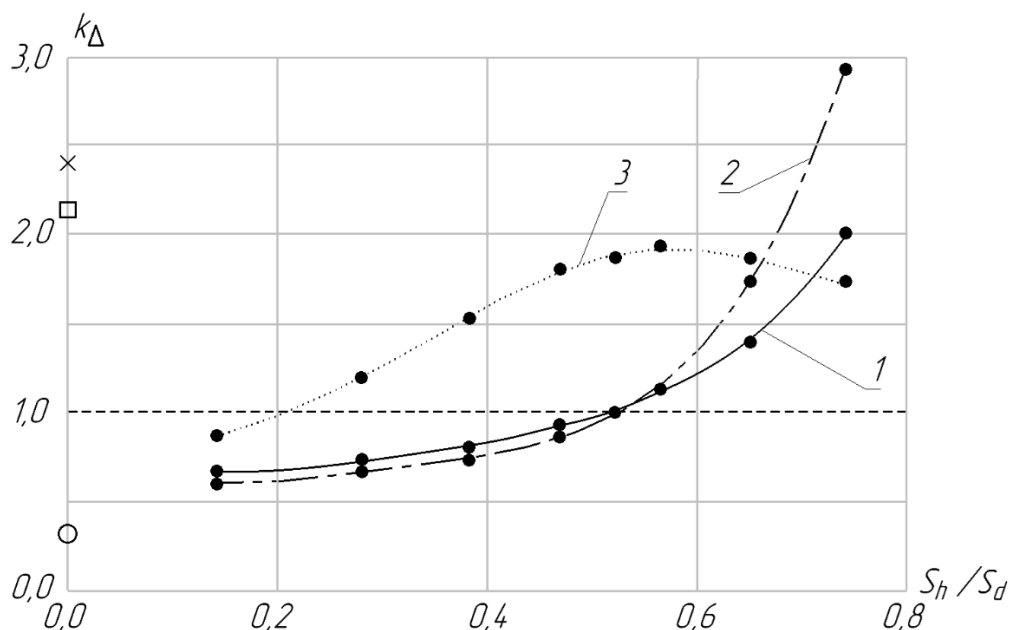


Рисунок 3.17 – Графік залежності коефіцієнта відносної осової деформації  $k_\Delta$  переставної частини барабана ШПМ від відношення площі отвору  $S_h$  до площі «діафрагми»  $S_d$  для різних конфігурацій отворів у «діафрагмі»: циліндричних (1), прямокутних зі сталою шириною (2) і прямокутних зі сталою висотою (3). Виділені маркерами точки позначають експериментально визначені значення для різних конструкцій:

- ✕ - вихідна конструкція
- - модифікована конструкція, переставний барабан з ребрами подвоєної товщини, розпірками та двома шпангоутами подвоєної товщини
- - модифікована конструкція, переставний барабан з "діафрагмами" без отворів

Джерело: розроблено автором

На графіку маємо три залежності, кожна з яких апроксимована поліномом [77]:

1 – для циліндричних отворів, яка апроксимована поліноміальною функцією четвертого ступеня (крива 1):

$$k_{\Delta} = a_1(S_h / S_d)^4 + a_2(S_h / S_d)^3 + a_3(S_h / S_d)^2 + a_4(S_h / S_d) + a_5,$$

де  $a_1 = 23,263$ ;  $a_2 = -30,999$ ;  $a_3 = 16,684$ ;  $a_4 = -3,321$ ;  $a_5 = 0,883$ ;

при цьому достовірність апроксимації складає 0,999;

2 – для прямокутних отворів зі сталою шириною, яка апроксимована поліноміальною функцією четвертого ступеня (крива 2):

$$k_{\Delta} = b_1(S_h / S_d)^4 + b_2(S_h / S_d)^3 + b_3(S_h / S_d)^2 + b_4(S_h / S_d) + b_5,$$

де  $b_1 = 46,574$ ;  $b_2 = -55,276$ ;  $b_3 = 25,131$ ;  $b_4 = -4,447$ ;  $b_5 = 0,865$ ;

при цьому достовірність апроксимації складає 0,999;

3 – для прямокутних отворів зі сталою висотою, яка апроксимована поліноміальною функцією п'ятого ступеня (крива 3):

$$k_{\Delta} = c_1(S_h / S_d)^5 + c_2(S_h / S_d)^4 + c_3(S_h / S_d)^3 + c_4(S_h / S_d)^2 + c_5(S_h / S_d) + c_6,$$

де  $c_1 = 98,536$ ;  $c_2 = -193,440$ ;  $c_3 = 126,040$ ;  $c_4 = -32,323$ ;  $c_5 = 5,473$ ;  $c_6 = 0,453$ ;

при цьому достовірність апроксимації складає 0,999.

У рисунку 3.17 наведено графічну залежність коефіцієнта відносної осьової деформації  $k_{\Delta}$  переставної частини барабана шахтової підймальної машини від відношення площі отворів  $S_h$  до площі «діафрагми»  $S_d$  для трьох типів отворів: циліндричних (1), прямокутних зі сталою шириною (2) та прямокутних зі сталою висотою (3). Граничне допустиме значення деформації позначено горизонтальною пунктирною лінією. Встановлено, що критичне співвідношення  $S_h / S_d$ , за якого досягається граничне значення деформації, становить 0,52 для отворів типу (1) і (2),

та 0,21 – для типу (3). Експериментальні значення осьової деформації для різних конструктивних рішень відображено маркерами: вихідна конструкція –  $k_{\Delta} = 2,4$ ; модифікована конструкція з підсиленням ребрами, швелерами та шпангоутами подвоєної товщини –  $k_{\Delta} = 2,1$ ; варіант із застосуванням суцільних «діафрагм» без отворів –  $k_{\Delta} = 0,7$ .

На рисунку 3.18 зображено графік залежності величини максимальної осьової деформації гальмового диску переставної частини барабану ШПМ  $UX_l$  від товщини «діафрагм»  $h_d$  для різних конфігурацій отворів у «діафрагмі», кожна з яких апроксимована поліноміальною функцією другого ступеня [77]:

1 – циліндричних отворів діаметром 1635 мм (крива 1):

$$UX_l = d_1 h_d^2 + d_2 h_d + d_3,$$

де  $d_1 = 0,0014$ ;  $d_2 = -0,0801$ ;  $d_3 = 2,5727$ ;

при цьому достовірність апроксимації складає 0,995;

2 – прямокутних отворів з розмірами 1635 мм×1290 мм (крива 2):

$$UX_l = f_1 h_d^2 + f_2 h_d + f_3,$$

де  $f_1 = 0,0006$ ;  $f_2 = -0,0499$ ;  $f_3 = 2,2273$ ;

при цьому достовірність апроксимації складає 0,994;

3 – прямокутних отворів з розмірами 485 мм×1635 мм (крива 3).

$$UX_l = i_1 h_d^2 + i_2 h_d + i_3,$$

де  $i_1 = 0,0013$ ;  $i_2 = -0,0798$ ;  $i_3 = 2,5545$ ;

при цьому достовірність апроксимації складає 0,983.

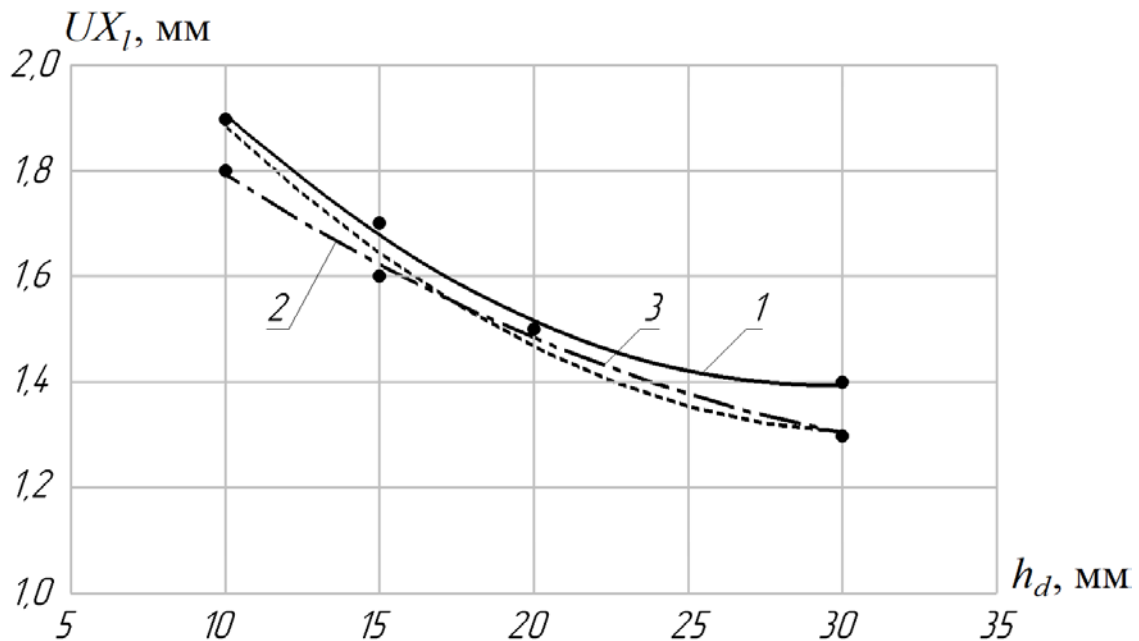


Рисунок 3.18 – Графік залежності величини максимальної осьової деформації гальмового диску переставної частини барабану ШПМ  $UX_l$  від товщини «діафрагм»  $h_d$  для круглих (1) і прямокутних (2, 3) отворів

*Джерело: розроблено автором*

На графіку (рис. 3.18) спостерігається загальна тенденція на спадання величини осьової деформації  $UX_l$  переставної частини барабану ШПМ при збільшенні товщини «діафрагм»  $h_d$  для кожної залежності. Водночас конфігурація отворів впливає на характер зміни величини осьової деформації гальмового диску, зокрема, для циліндричних та прямокутних зі сталою шириною отворів спостерігається менший рівень осьових деформацій порівняно з прямокутними отворами зі сталою висотою.

На рисунку 3.19 зображено графік залежності маси підкріплюючих елементів – «діафрагм»  $m_d$  від їх товщини  $h_d$  для різних конфігурацій отворів у «діафрагмі», кожна з яких апроксимована лінійною функцією [77]:

1 – циліндричних отворів діаметром 1635 мм (пряма 1):

$$m_d = j \cdot h_d,$$

де  $j = 119,960$ ;

при цьому достовірність апроксимації складає 1;

2 – прямокутних отворів з розмірами 1635 мм×1290 мм (пряма 2):

$$m_d = k_1 h_d + k_2,$$

де  $k_1 = 119,910$ ;  $k_2 = -0,286$ ;

при цьому достовірність апроксимації складає 1;

3 – прямокутних отворів з розмірами 485 мм×1635 мм (пряма 3).

$$m_d = l_1 h_d - l_2,$$

де  $l_1 = 202,060$ ;  $l_2 = -0,571$ ;

при цьому достовірність апроксимації складає 1.

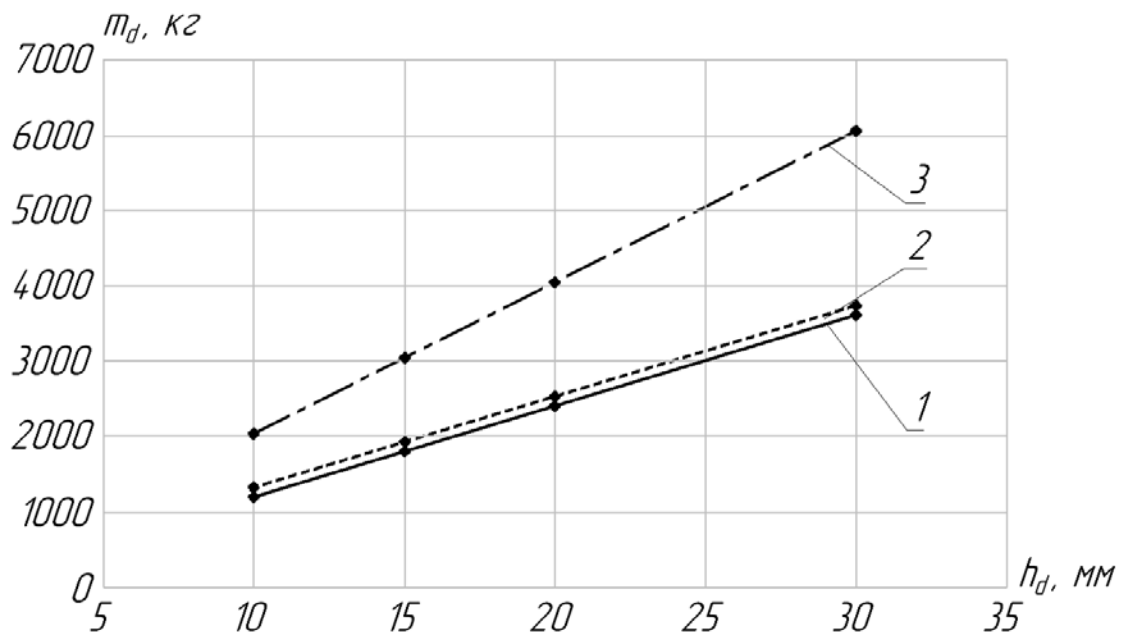


Рисунок 3.19 – Графік залежності маси підкріплюючих елементів («діафрагм»)

$m_d$  від їхньої товщини  $h_d$  для круглих (1) і прямокутних (2, 3) отворів

*Джерело: розроблено автором*

Аналіз графічної залежності демонструє лінійне зростання маси  $m_d$  зі збільшенням товщини  $h_d$ . Водночас значення маси залежить від геометрії отворів:

для циліндричних та прямокутних зі сталою шириною отворів (1, 2) маса є нижчою порівняно з прямокутними отворами зі сталою висотою (3) через меншу площу вирізаного матеріалу.

На рисунку 3.20 зображено графік залежності коефіцієнту запасу по стійкості  $\gamma_d$  барабану ШПМ від товщини «діафрагм»  $h_d$  для різних конфігурацій отворів у «діафрагмі», кожна з яких апроксимована поліноміальною функцією третього ступеня [77]:

1 – циліндричних отворів діаметром 1635 мм (крива 1):

$$\gamma_d = n_1 h_d^3 + n_2 h_d^2 + n_3 h_d + n_4,$$

де  $n_1 = 0,002$ ;  $n_2 = -0,142$ ;  $n_3 = 2,957$ ;  $n_4 = -15,570$ ;

при цьому достовірність апроксимації складає 1;

2 – прямокутних отворів з розмірами 1635 мм×1290 мм (крива 2):

$$\gamma_d = o_1 h_d^3 + o_2 h_d^2 + o_3 h_d + o_4,$$

де  $o_1 = 0,002$ ;  $o_2 = -0,119$ ;  $o_3 = 2,614$ ;  $o_4 = -14,600$ ;

при цьому достовірність апроксимації складає 1;

3 – прямокутних отворів з розмірами 485 мм×1635 мм (крива 3).

$$\gamma_d = p_1 h_d^3 + p_2 h_d^2 + p_3 h_d + p_4,$$

де  $p_1 = -0,002$ ;  $p_2 = 0,092$ ;  $p_3 = -1,144$ ;  $p_4 = 4,830$ ;

при цьому достовірність апроксимації складає 1.

Аналіз графіка демонструє загальну тенденцію до зростання коефіцієнта запасу по стійкості  $\gamma_d$  зі збільшенням товщини  $h_d$ . При цьому спостерігаються певні нелінійності в характері зміни параметра, зокрема більш інтенсивне зростання в діапазоні  $h_d = 10$  мм–20 мм, після чого збільшення  $\gamma_d$  стабілізується.

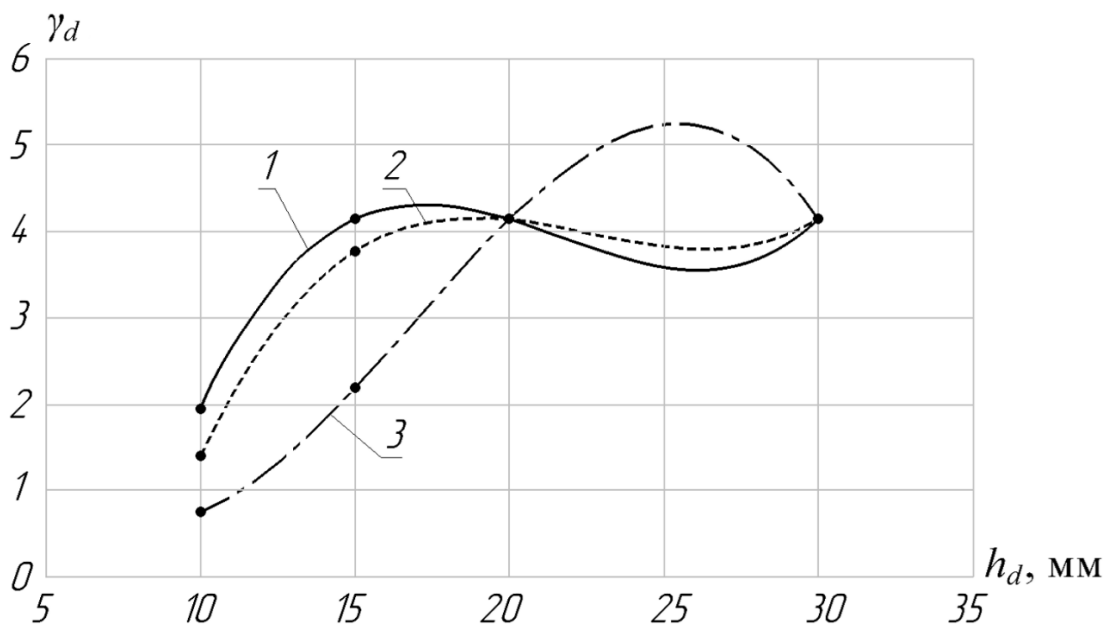


Рисунок 3.20 – Графік залежності величини коефіцієнту запасу по стійкості  $\gamma_d$  барабану ШПМ від товщини «діафрагм»  $h_d$  для круглих (1) і прямокутних (2, 3) отворів

*Джерело: розроблено автором*

Геометрія отворів у «діафрагмах» впливає на жорсткість конструкції: отвори типу 1 (циліндричні) і 2 (прямокутні зі сталою шириною) забезпечують більшу жорсткість порівняно з типом 3 (прямокутні зі сталою висотою). У базовій конструкції (рис. 3.9), що містила 16 ребер завтовшки 20 мм, 16 швелерів, один шпангоут завтовшки 40 мм і косинки типу 1, максимальна осьова деформація становила 3,6 мм при масі підкріплюючих елементів 3356 кг. У модифікованому варіанті (рис. 3.12, е) з ребрами (товщина 40 мм), двома шпангоутами (товщина 80 мм) і косинками типу 3 деформація знизилась до 3,2 мм, але маса зросла до 9381 кг. Застосування просторової «діафрагми» товщиною 20 мм з циліндричним отвором діаметром 1635 мм або прямокутним 1635 мм×1290 мм зменшило деформацію до 1,5 мм при масі 2399–2398 кг, що у 1,4 раза менше за базову конфігурацію і у 3,9 раза менше модифікованої. У всіх випадках коефіцієнт запасу стійкості становив 4,14.

### Підвищення жорсткості заклиненої частини барабану ШПМ.

Під час моделювання намотування канату на барабан, максимальна величина осової деформації гальмового диска заклиненої частини становила 1,8 мм. (табл. Б1, Додаток Б). Задля підвищення жорсткості заклиненої частини барабану було встановлено «діафрагми» завтовшки 20 мм з циліндричними отворами діаметром 1635 мм між крайньою парою лобовин заклиненої частини. Виконано розрахунок граничного навантажувального випадку, що забезпечує максимальні осові деформації гальмового диска в зоні заклиненої частини барабана, на підставі чого визначено просторовий розподіл осових переміщень конструкції (рис. 3.21).

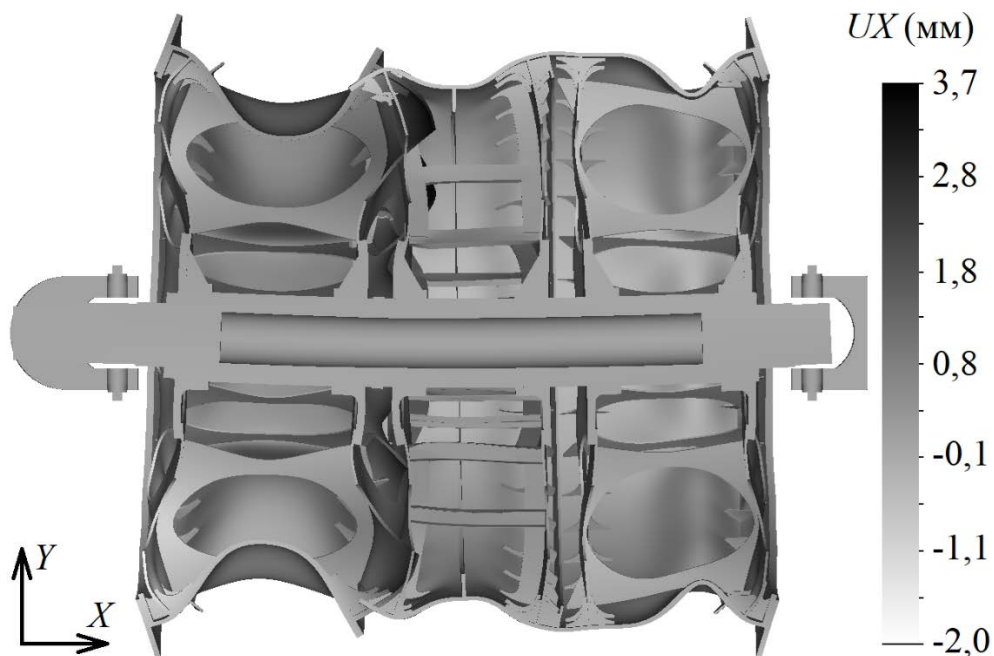


Рисунок 3.21 – Поле осових деформацій барабану ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95 з підкріпленням заклиненої частини «діафрагми» завтовшки 20 мм з циліндричними отворами діаметром 1635 мм

*Джерело: розроблено автором*

Розрахунки показали, що при підкріпленні заклиненої частини барабану ШПМ «діафрагмами» завтовшки 20 мм з циліндричними отворами діаметром 1635 мм, максимальна осова деформація гальмового диску становить 1,1 мм. Таким чином, задля уніфікації, а також для виконання умови забезпечення допустимого рівня осових деформацій гальмового диска заклиненої частини,

рекомендовано використовувати «діафрагмами» завтовшки 20 мм з циліндричними отворами діаметром 1635 мм у конструкції заклиненої частини барабану.

### 3.4 Висновки до розділу 3

У межах завдання «Мінімізація концентрації напружень у зонах приєднання підкріплювальних елементів до основної конструкції» встановлено, що найбільш вразливими з погляду напруженого стану є прикореневі ділянки підкріплювальних ребер, де спостерігається локалізація пікових значень еквівалентних напружень. З метою їх зниження запропоновано інтегрований підхід, що поєднує геометричне моделювання у VR-середовищі Gravity Sketch з чисельною верифікацією в SolidWorks Simulation. Реалізація ітераційної процедури оптимізації дозволила сформувати нову конфігурацію підкріплювального елемента зі змінною товщиною та плавними скругленнями, що забезпечило зменшення напружень у критичних зонах на 15–20 %. Також доведено ефективність інженерних стратегій зниження напружень: введення шпангоутів (зменшення  $\sim 6\text{--}7\%$ ), модифікація ребер типу «чобіток», збільшення товщини обичайки (до 60,5 мм) і удосконалення конструкції косинок для покращення передачі зусиль між обичайкою та лобовинами. Отримані результати підтверджують доцільність застосування комплексної методології, що поєднує візуальне формоутворення, структурний аналіз і конструктивну адаптацію – як засобу підвищення експлуатаційної надійності розрізних барабанів шахтних підіймальних машин.

У межах завдання «Обґрунтування оптимальної конструктивної схеми розрізного канатомісткого барабана типу ЦР-6,75×6,2/1,95» вирішена наукова задача обґрунтувати оптимальну конструктивну схему розрізного канатомісткого барабана шахтової підіймальної машини типу ЦР-6,75×6,2/1,95, яка за умов реального навантаження (натягу каната, власної ваги, канатного тиску) забезпечуватиме:

- осьові деформації гальмових дисків в межах допустимого значення;
- мінімальний приріст маси порівняно з базовою конфігурацією;

– відповідність нормам стійкості.

Аналіз скінченно-елементної моделі базової конструкції засвідчив, що локальні підкріплювальні елементи обичайки – зокрема, шпангоути, ребра з швелерами та косинки – мають другорядний вплив на обмеження осьових деформацій гальмового диска переставної частини барабану. Навіть при максимальному локальному підсиленні значення деформації залишалося в межах 2,9 мм–3,2 мм, що суттєво перевищує допустиме експлуатаційне обмеження (1,5 мм), регламентоване вимогами безпеки гальмового вузла ШПМ.

Таким чином, доведено, що забезпечення нормативної осьової жорсткості потребує зміни принципу формування жорсткісної структури – від локального посилення до інтегрального просторового підкріплення.

У межах варіантного чисельного моделювання було розглянуто схему локального підсилення за допомогою традиційних елементів (збільшення товщини шпангоутів та ребер, застосування підсилених косинок), що дозволило зменшити деформацію з 3,6 мм до 3,2 мм. Однак супутнє зростання маси конструкції з 3356 кг до 9381 кг засвідчує невиправдані витрати матеріалу за порівняно незначного покращення деформаційної характеристики ( $\approx 11\%$ ), що свідчить про техніко-економічну неефективність даної стратегії.

Розв’язання задачі топологічної оптимізації було здійснено на основі варіантного чисельного моделювання геометричних конфігурацій перфорованих «діафрагм», інтегрованих у конструкцію переставної частини барабана шахтової підймальної машини. Критерієм оптимізації виступала мінімізація маси підкріплювального елемента ( $m_d$ ), що дозволяє зменшити загальну масу конструкції без втрати її функціональних характеристик. Оптимізаційний процес проводився за умови дотримання двох ключових інженерних обмежень. По-перше, максимальні осьові деформації гальмового диска ( $UX_l$ ) не повинні перевищувати допустиме експлуатаційне значення, яке становить 1,5 мм. По-друге, конструкція повинна забезпечувати необхідний рівень стійкості, тобто значення коефіцієнта запасу по стійкості ( $\gamma_d$ ) має залишатися не нижчим за встановлене нормативне порогове значення ( $\gamma_{min}$ ).

У рамках розрахункової процедури досліджувалися варіанти «діафрагм» з отворами різної форми (циліндричної та прямокутної) і параметрами (площа  $S_h$  та товщина  $h_d$ ). Для кожного варіанта виконувалися моделювання методом скінченних елементів із визначенням деформованого стану та втрати стійкості елемента. Результати були використані для побудови регресійних залежностей між геометричними характеристиками «діафрагми» та ключовими показниками її роботи – осьовою деформацією  $UX_l$ , масою  $m_d$  і коефіцієнтом запасу стійкості  $\gamma_d$ .

Запровадження в конструкцію переставної частини барабана просторових підкріплювальних елементів типу «діафрагма», які розташовуються між лобовинами з рівним кутовим кроком, дало змогу суттєво покращити деформаційні характеристики. Зокрема, «діафрагми» товщиною 20 мм з отворами двох типів – циліндричними (діаметр 1635 мм) та прямокутними (1635 мм×1290 мм, із заокругленими кутами) – забезпечили зниження величини осьових деформацій гальмового диска до рівня 1,5 мм, що повністю відповідає допустимому експлуатаційному значенню.

Маса всіх «діафрагм» в обох конфігураціях була на 29 % меншою, ніж у базовому варіанті конструкції, а коефіцієнт запасу по стійкості конструкції  $\gamma_d$  становив 4,14, що з невеликим запасом перевищує інженерно обґрунтовану мінімальну межу  $\gamma_{\min}$  рівну 4,0, встановлену для зварних елементів шахтової підіймальної машини, які працюють під динамічним навантаженням.

Встановлено, що підкріплення заклиненої частини барабана «діафрагмами» завтовшки 20 мм з циліндричними отворами діаметром 1635 мм забезпечує зменшення осьових деформацій гальмового диска нижче допустимого рівня – 1,1 мм, що підтверджує ефективність даного конструктивного рішення.

З огляду на отримані результати, автором подано заявку на реєстрацію корисної моделі – U2025 00123 від 10.01.2025 р., у якій формалізовано технічну новизну запропонованої конструкції «Переставної частини барабана шахтної підіймальної машини».

## РОЗДІЛ 4 ТЕРМОМЕХАНІЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ФРИКЦІЙНОЇ ПАРИ «ГАЛЬМОВИЙ ДИСК–КОЛОДКА» ШАХТОВОЇ ПІДЙІМАЛЬНОЇ МАШИНИ

### 4.1 Вступ до розділу 4

У шахтовій підймальній машині типу ЦР-6,75×6,2/1,95 встановлено дискові гальма з гідравлічним розмиканням і пружинним замиканням. Для прикладу дискова гальмова система для барабанів такого типу представлена на рисунку 4.1, де зображено барабан 4 із стійками 2, розташованими по обидва боки, з гальмовими модулями 1. З торців барабану встановлено гальмові диски 3, які контактують з фрикційними колодками, встановленими в гальмових модулях 1.

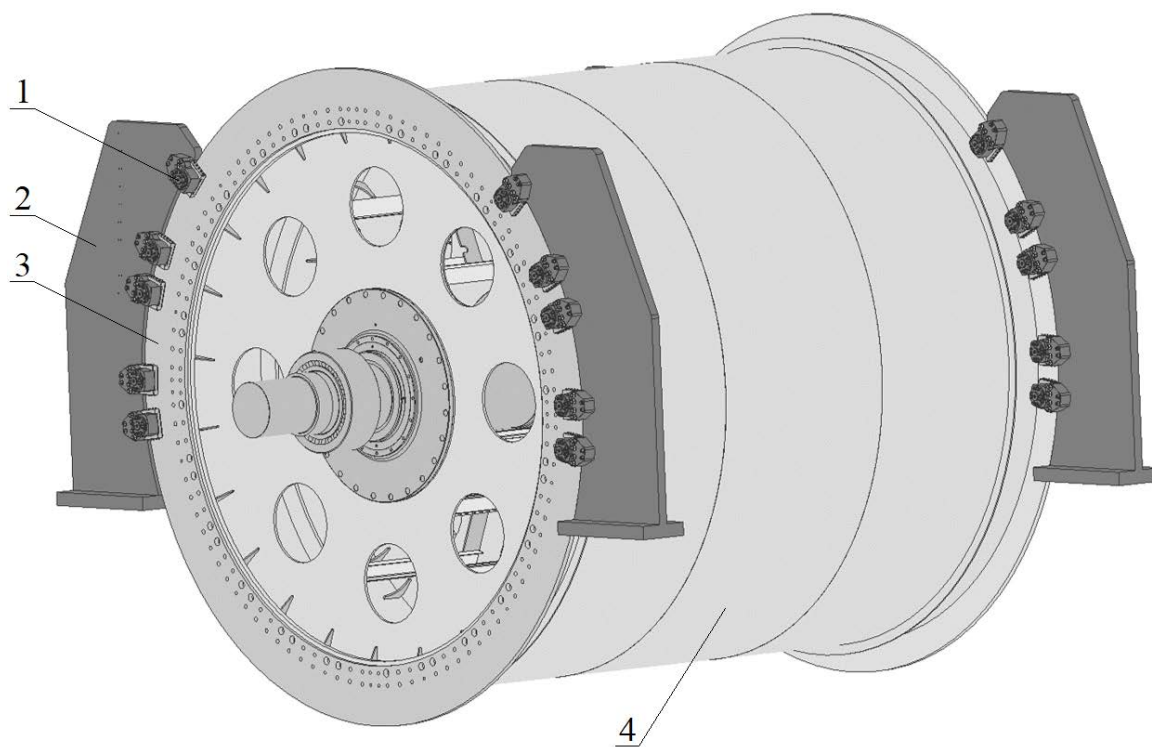


Рисунок 4.1 – Барабан шахтової підйальної установки з дисковими гальмами: 1 – гальмовий модуль; 2 – стійка для закріплення гальмових модулів; 3 – гальмовий диск; 4 – барабан ШПМ

*Джерело: розроблено автором*

Варіанта конструкції гальмового модуля подана на рисунку 4.2. Він складається з гідроциліндра 4, штока 5 і тарілчастих пружин 3. Гальмовий модуль встановлюється на скобі 1. Під час запобіжного гальмування система автоматично замикає колодки 2 на диск, у результаті чого в зоні фрикційного контакту концентрується значне теплове навантаження.

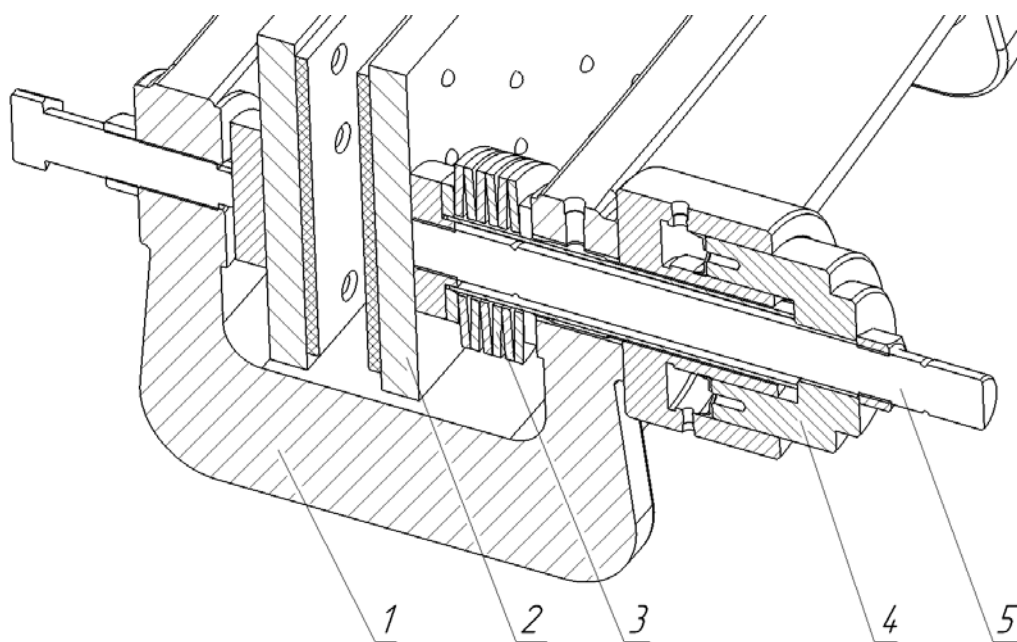


Рисунок 4.2 – Конструкція дискового гальма із гідравлічним розмиканням і пружинним замиканням: 1 – скоба; 2 – гальмова колодка;

3 – тарілчасті пружини; 4 – гідроциліндр; 5 – шток

*Джерело: розроблено автором*

Під час запобіжного гальмування в зоні контакту гальмової колодки та диска виникає інтенсивне виділення теплоти, яке може призвести до перегріву колодки. Перевищення допустимої температури фрикційного матеріалу спричиняє деградацію його триботехнічних властивостей і руйнування композитної матриці.

Диск виготовлено зі сталі 3, яка має високу теплопровідність і здатна до ефективного відведення теплоти. Матеріал колодки, залежно від типу системи, може бути як імпортного, так і вітчизняного виробництва.

У таблиці 4.1 подано класифікацію основних фрикційних матеріалів, що застосовуються в сучасних гальмових системах. Класифікація здійснюється за типом матриці, температурним діапазоном та функціональним призначенням.

Таблиця 4.1 – Порівняльна характеристика фрикційних матеріалів для гальмових колодок шахтових підіймальних машин

| Матеріал гальмової колодки     | Матеріальна основа                 | Робоча температура (довідкова) | Максимальна температура (довідкова) | Тип навантаження |
|--------------------------------|------------------------------------|--------------------------------|-------------------------------------|------------------|
| BE3521 [78]                    | Органічна безазбестова матриця     | до 250°C                       | до 400 °C                           | важке            |
| SB1001 [78]                    | Органічна безазбестова матриця     | до 250°C                       | до 400 °C                           | важке            |
| ОМС [79]                       | Органічна безазбестова матриця     | до 350°C                       | до 400 °C                           | середнє          |
| НСС [80]                       | Високовуглецевий композит          | до 400 °C                      | до 450°C                            | середнє          |
| G95 [81]                       | Полімерна смола з графітом/металом | до 300°C                       | до 350°C                            | середнє          |
| LUK NAO [82]                   | Органічна безазбестова матриця     | до 250°C                       | до 300°C                            | легке-середнє    |
| Tiger NAO [82]                 | Керамічна NAO-матриця              | до 450°C                       | до 550°C                            | важке            |
| Phenolic + steel/Y2-301-07 [1] | Фенольна смола + сталева основа    | до 300°C                       | до 350°C                            | середнє          |
| Phenolic + steel/Петінакс [1]  | Фенольна смола + сталева основа    | до 300°C                       | до 350°C                            | середнє          |

Зазначені матеріали характеризуються широким діапазоном робочих температур. У таблиці 4.2 подано порівняльні теплофізичні характеристики цих матеріалів.

Таблиця 4.2 – Характеристики матеріалів гальмової колодки та гальмового диска

| Параметри матеріалів |               | Коефіцієнт<br>тертя, $\mu$ | Питома<br>теплоєм-<br>ність $C$ ,<br>Дж/(кг·°C) | Теплопро-<br>відність $q$ ,<br>Вт/(м·°C) | Щільність<br>$\rho$ , кг/м <sup>3</sup> |
|----------------------|---------------|----------------------------|-------------------------------------------------|------------------------------------------|-----------------------------------------|
| Гальмовий<br>диск    | Ст 3          | -                          | 440                                             | 43                                       | 7800                                    |
| Гальмова<br>колодка  | BE3521 [78]   | 0,42                       | 1050                                            | 0,5                                      | 2250                                    |
|                      | SB1001 [78]   | 0,38                       | 1050                                            | 0,5                                      | 2100                                    |
|                      | ОМС [79]      | 0,38                       | 1200                                            | 0,6                                      | 2864                                    |
|                      | НСС [80]      | 0,45                       | 900                                             | 33                                       | 1950                                    |
|                      | G95 [81]      | 0,55                       | 935                                             | 24                                       | 1870                                    |
|                      | LUK [82]      | 0,3                        | 1010                                            | 0,437                                    | 1734                                    |
|                      | Tiger [82]    | 0,3                        | 1780                                            | 0,726                                    | 1570                                    |
|                      | Y2-301-07 [1] | 0,3                        | 1000                                            | 0,4                                      | 3200                                    |
|                      | Ретінакс [1]  | 0,32                       | 1050                                            | 0,45                                     | 3400                                    |

На основі порівняння параметрів видно, що імпорتنі органічні безазбестові композити BE3521 і SB1001, що застосовуються у базовій конструкції колодки гальмової системи барабана ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95, мають зіставні характеристики з вітчизняними композиціями Y2-301-07 і Ретінакс, а також імпортного LUK NAO. Це створює передумови для обґрунтованої заміни дорогих імпортних матеріалів на аналоги з подібними характеристиками.

Описані матеріали (табл. 4.1–4.2) відрізняються не лише граничними температурами, а й здатністю до тепловідведення, що зумовлюється теплопровідністю відповідних композицій.

Таким чином, актуальним науковим завданням є розробка методології числового моделювання теплових процесів у фрикційній парі «гальмовий диск–колодка» шахтової підіймальної машини в умовах запобіжного гальмування. Методологія має охоплювати: вибір геометричної моделі, визначення граничних умов (теплого навантаження, конвекцію, температуру середовища), врахування рухомих теплових джерел і залишкового теплового ефекту, дослідження параметричної чутливості матеріалів, а також встановлення критеріїв термічної придатності системи за максимальною температурою, часом нагріву й температурною стабільністю.

#### 4.2 Вихідні дані та аналітичне визначення теплового навантаження

З метою побудови скінченно-елементної моделі температурного поля в парі «гальмовий диск – колодка» необхідно визначити граничне теплове навантаження, що виникає в зоні фрикційного контакту під час запобіжного гальмування.

Поставлена задача полягає у визначенні максимальної теплової потужності  $w_{\max}$ , яка генерується в системі за трьох характерних швидкостей руху каната  $v_0$ : 10 м/с, 15 м/с, 20 м/с. У моделі передбачається, що скіп рухається з постійним гальмівним прискоренням.

Розрахунок виконується з урахуванням:

- середнього радіуса гальмового поля  $R_{disc} = 3,605$  м та радіуса барабану  $R_d = 3,375$  м (рис. 4.3);
- приведеної маси  $m_r = 205821$  кг до середнього радіусу гальмового поля  $R_{disc}$ ;
- граничного прискорення гальмування  $a = 5$  м/с<sup>2</sup> (відповідно до вимог Правил безпеки).

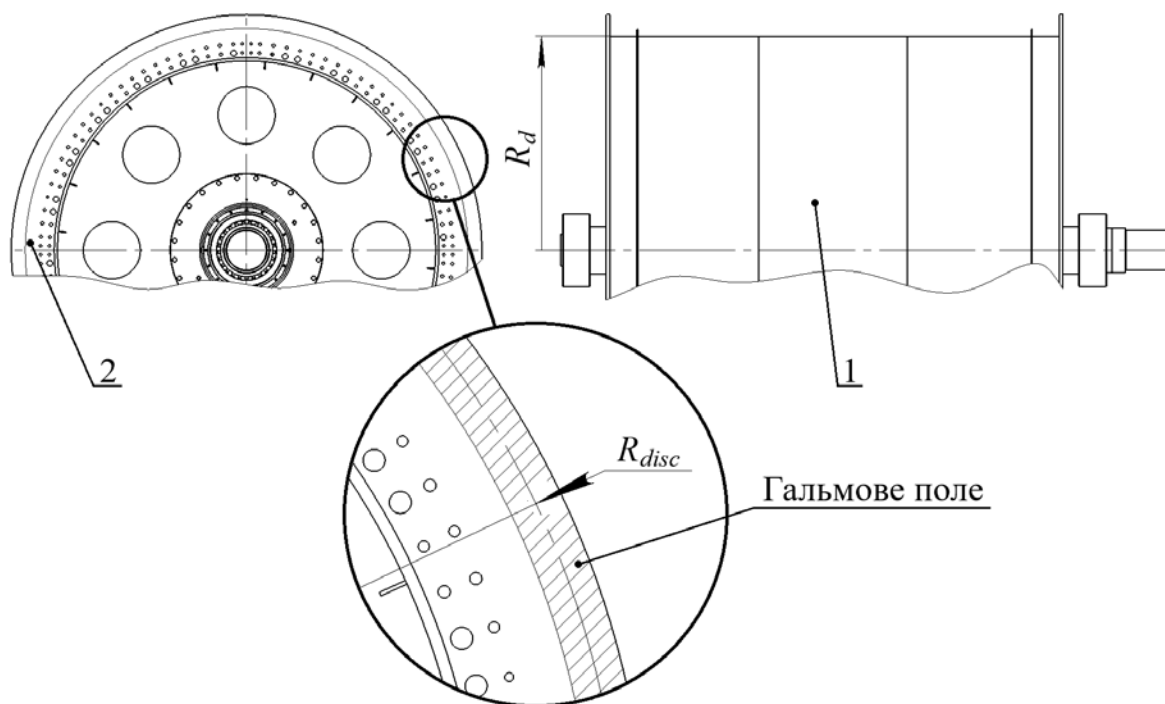


Рисунок 4.3 – Геометричні параметри підіймальної установки для розрахунку  
*Джерело: розроблено автором*

Для досягнення високої точності чисельного моделювання теплових процесів, що супроводжують гальмування, гальмове поле диска (місце взаємодії з колодкою) було дискретизовано на рівновеликі елементарні ділянки (рис. 4.4) [57]. Площа кожної з цих ділянок відповідає характерній площі фактичного контакту гальмової колодки.

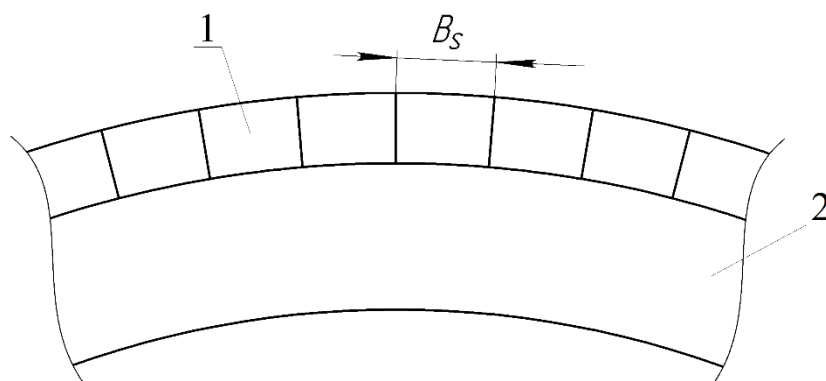


Рисунок 4.4 – Елементарні ділянки (1) шириною  $B_s$ ,  
 на які розбито гальмове поле диску (2)

*Джерело: розроблено автором*

Вихідні дані для розрахунку теплового навантаження [83], яке виникає під час запобіжного гальмування шахтової підймальної машини ЦР-6,75×6,2/1,95 наведено у таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Вихідні дані для розрахунку теплового навантаження

|                                                                                           |      |      |      |
|-------------------------------------------------------------------------------------------|------|------|------|
| 1. Початкова швидкість руку каната $v_0$ , м/с                                            | 10   | 15   | 20   |
| 2. Уповільнення каната $a$ , м/с <sup>2</sup>                                             | 5    |      |      |
| 3. Час гальмування $t_b$ , с                                                              | 2    | 3    | 4    |
| 4. Кількість ділянок $n_s$ , на які розбивається гальмове поле                            | 75   |      |      |
| 5. Довжина $B_s$ елементарної ділянки (рис. 4.4), мм                                      | 302  |      |      |
| 6. Кількість ділянок $n_b$ , яка бере участь у гальмуванні                                | 36   | 80   | 142  |
| 7. Кінетична енергія установки $E$ , приведена до середнього радіуса гальмового поля, МДж | 11,7 | 26,4 | 47   |
| 8. Максимальна величина теплової потужності гальмування $w_{\max}$ , МВт                  | 11,7 | 17,6 | 23,4 |

Час проходження кожної ділянки  $t_i$  визначається з відомих кінематичних рівнянь для рівноуповільненого руху при заданих початкових швидкостях каната  $v_0$  та прискоренні  $a$  рівному 5 м/с<sup>2</sup> при запобіжному гальмуванні [84].

На рисунку 4.5 показано графіки, що ілюструють зміну теплової потужності гальмування для різних кінетичних енергій установки від часу.

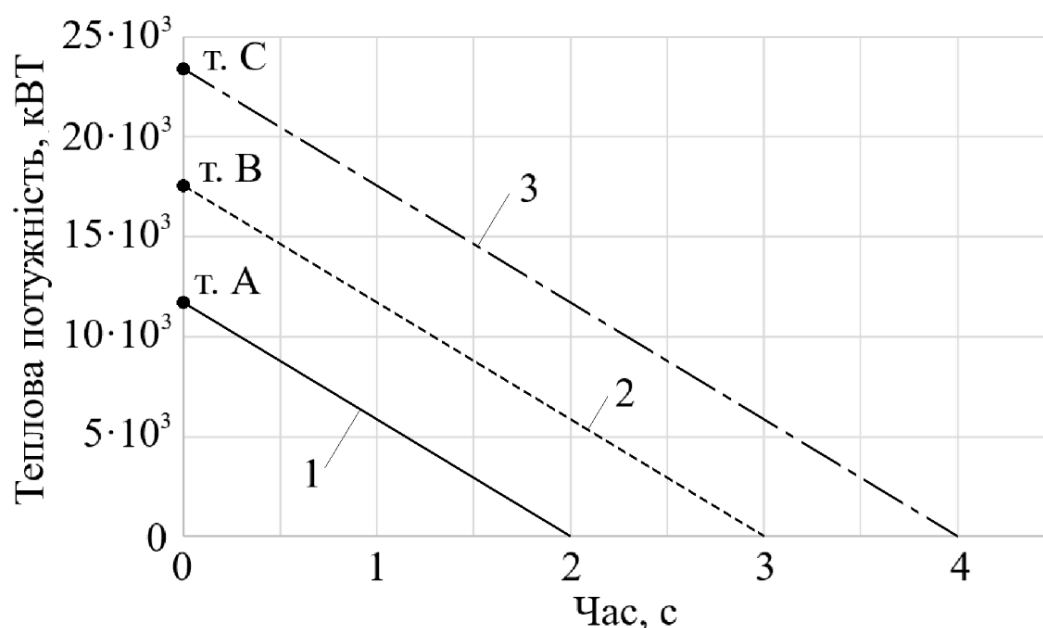


Рисунок 4.5 – Залежність теплової потужності гальмування  $w$  від часу запобіжного гальмування при різних кінетичних енергіях установки:

1 – 11,7 МДж; 2 – 26,4 МДж; 3 – 47 МДж

*Джерело: розроблено автором*

На графіку показано три різні лінії, що відповідають різним початковим швидкостям руху каната: лінія 1 – 10 м/с, лінія 2 – 15 м/с, лінія 3 – 20 м/с. Зі збільшенням початкової швидкості об'єкта спостерігається відповідне підвищення теплової потужності, яка генерується в процесі гальмування.

Точка А, що зображена на лінії 1 відповідає максимальному значенню теплової потужності, яка виникає під час запобіжного гальмування при початковій швидкості каната 10 м/с, та становить 11,7 МВт. При початковій швидкості каната 15 м/с ця величина становить 17,6 МВт (т. В), а при 20 м/с – 23,4 МВт (т. С).

#### 4.3 Скінченно-елементна модель гальмового диска

Під час запобіжного гальмування шахтової підйомальної машини тепла потужність, що утворюється внаслідок тертя між гальмовою колодкою та гальмовим диском, розподіляється нерівномірно між обома елементами фрикційної

пари (рис. 4.6). Колодки залишаються нерухомими, тоді як диск обертається, що призводить до нерівномірного просторового розподілу теплового навантаження.

Схема теплового навантаження гальмової колодки (1) з розмірами: довжина  $L = 300$  мм, висота  $H = 220$  мм, товщина  $B = 25$  мм, разом із фрагментом гальмового диска (2) та відповідними граничними умовами, подано на рисунку 4.6.

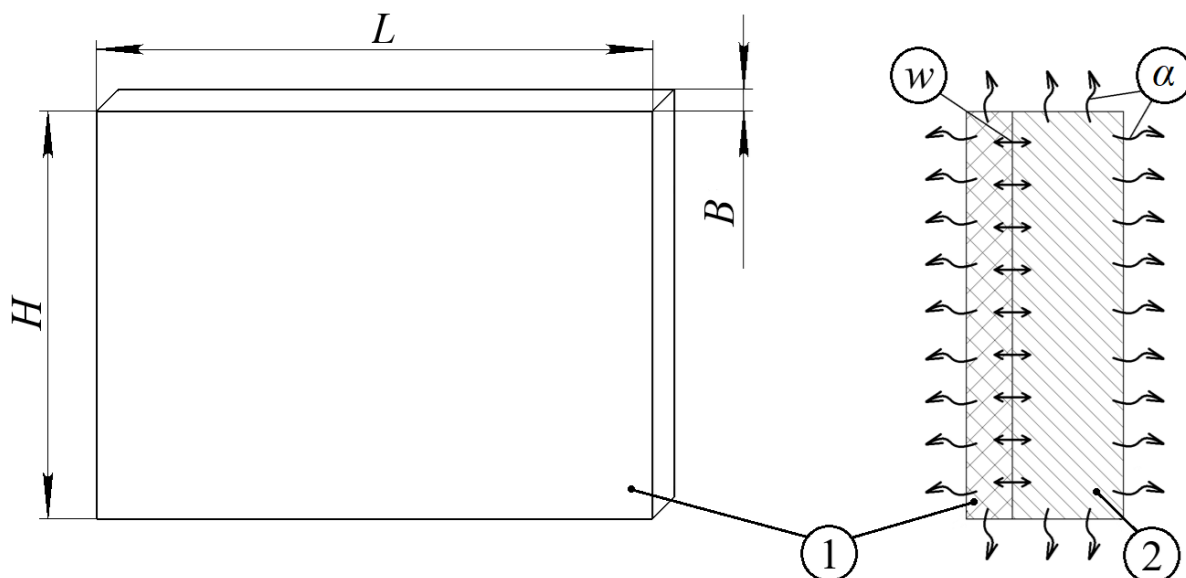


Рисунок 4.6 – Модель теплового навантаження гальмової колодки (1) з фрагментом гальмового диска (2) з граничними умовами:

 – конвективний теплообмін з коефіцієнтом тепловіддачі  $\alpha$ ;

 – тепла потужність  $w$

*Джерело: розроблено автором*

Скінченно-елементна модель гальмового диска виконується у вигляді оболонкової моделі [53] кільця з діаметрами 7420 мм та 6065 мм. Для побудови скінченно-елементної моделі гальмового диска, товщина якого становить 60 мм, використано трикутні скінченні елементи другого порядку [50].

На рисунку 4.7 показано фрагмент гальмового диска, який дискретизовано сіткою скінченних елементів із характерним розміром елемента 60 мм у глобальній сітці та 10 мм – у зоні навантаження.

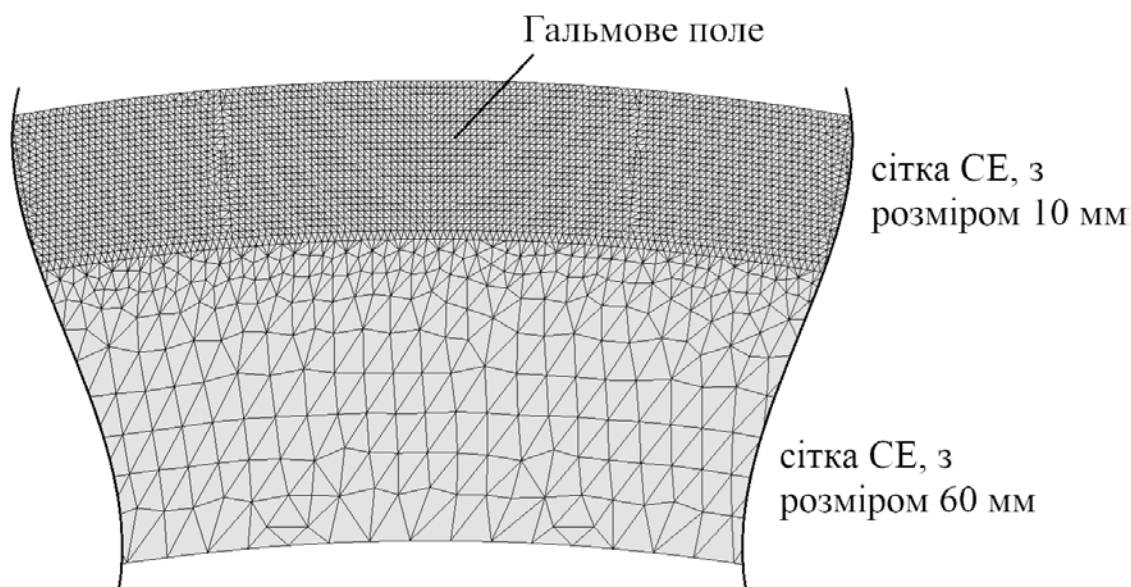


Рисунок 4.7 – Фрагмент скінченно-елементної моделі гальмового диска

*Джерело: розроблено автором*

На прикладі шахтової підйомальної машини ЦР-6,75/6,2×1,95 розглянемо динаміку наростання температури в зоні фрикційного контакту гальмового диска в процесі запобіжного гальмування.

У моделі розглядається гальмовий пристрій із 18-ма гальмовими модулями (по 9 на кожен диск), швидкість каната становить 20 м/с. Необхідно визначити зміну температурних полів гальмового диска в часі. Найвищі температури очікуються в зонах, на які припадає повторне теплове навантаження в кількох циклах без ефективного охолодження.

Автором запропоновано реалізувати чисельне моделювання теплових процесів за методикою, у межах якої геометрія гальмового диска залишається стаціонарною, а обертальний рух моделюється через послідовне переміщення джерела теплоти між локальними ділянками контактної поверхні (рис. 4.8). Такий підхід дозволяє врахувати кінематичні особливості функціонування гальмової системи без потреби у фізичному обертанні моделі диска [83].

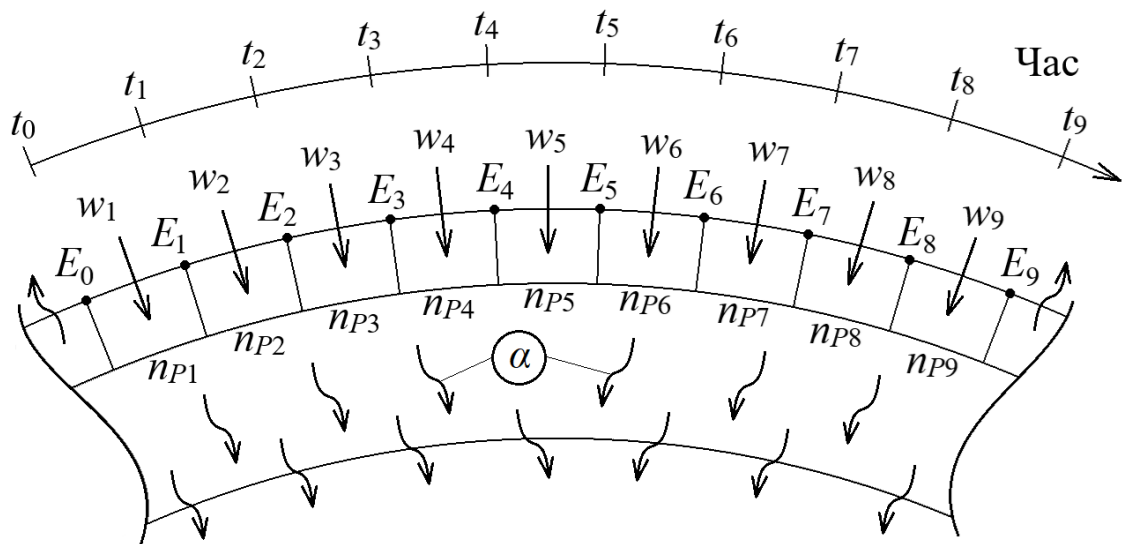


Рисунок 4.8 – Фрагмент розрахункової моделі гальмового диску з розподілом теплової потужності в гальмування в зоні контакту фрикційної пари залежно від часу дії запобіжного гальмування.

*Джерело: розроблено автором*

Температурне поле моделюється у SolidWorks Simulation у режимі нестационарного (*transient*) аналізу [85-86].

Теплова потужність  $w_j$ , що реалізується на часовому кроці  $t_j$ , розподіляється між колодками. У моделі теплове навантаження реалізується через прикладання відповідної потужності до контактних граней оболонки гальмового диска:

$$w_P = w_j / n_P,$$

де  $n_P$  – кількість пар колодок.

Охолодження за допомогою конвективного теплообміну моделюється із змінним коефіцієнтом тепловіддачі  $\alpha$ , обчисленим на основі емпіричної формули Нуссельта [43, 87], залежно від поточної лінійної швидкості точок гальмового диску на середньому радіусі гальмового поля:

$$\alpha = 7,15 \cdot V_i^{0,78},$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·°C);

$V_i$  – швидкість переміщення гальмових модулів у  $i$ -тий дискретний момент часу гальмування, м/с.

Залежність  $\alpha(t)$  представлена на рисунку 4.9.

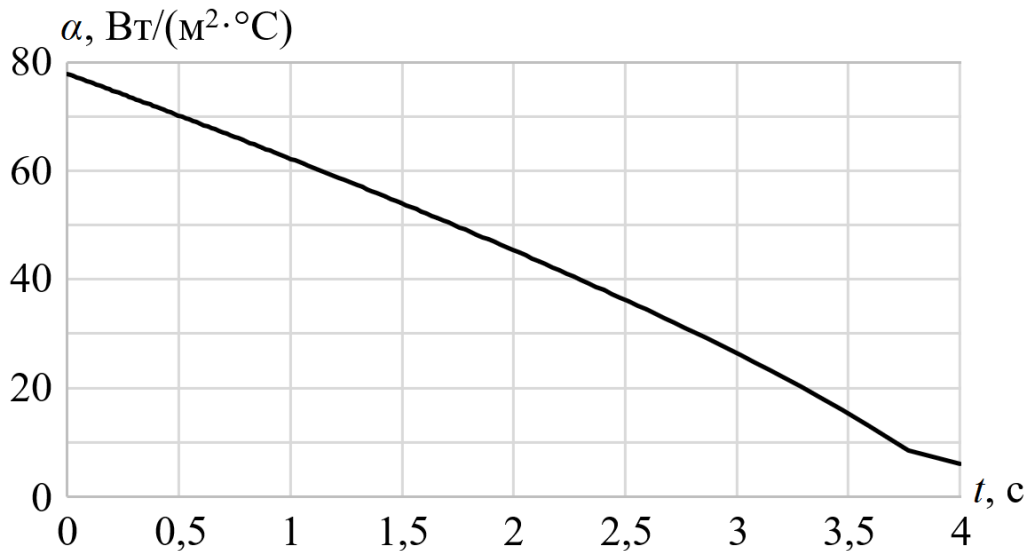


Рисунок 4.9 – Залежність коефіцієнта  $\alpha$  на поверхні гальмового диска від часу гальмування при початковій швидкості каната 20 м/с

*Джерело: розроблено автором*

У рамках дослідження реалізовано сценарій теплового навантаження, що відповідає дев'яти парам гальмових колодок. Для моделювання граничного теплового навантаження джерела теплоти розташовано послідовно на суміжних ділянках гальмового поля, без проміжків.

Вихідні дані, необхідні для чисельного моделювання теплових процесів у фрикційній парі «гальмовий диск–колодка», було визначено в підрозділі 4.2. Теплова потужність розподіляється порівну між усіма джерелами теплоти. Конвективний теплообмін з навколишнім середовищем враховується на всіх зовнішніх гранях моделі, за винятком контактних поверхонь, на які накладається теплове навантаження. Залежність коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha(t)$  від часу гальмування отримана в результаті розрахунків та наведена на рисунку 4.9.

Кожен перехід теплового джерела з однієї ділянки контактної поверхні гальмового диска на наступну реалізується у вигляді окремого етапу чисельного теплового розрахунку. На кожному етапі враховується залишкове нагрівання попередньої ділянки: температура, отримана в результаті попереднього моделювання, використовується як початкова умова для наступного розрахунку.

Таким чином забезпечується послідовне накопичення тепла в моделі гальмового диска, що дозволяє відтворити фізичну картину теплового навантаження при безперервному переміщенні джерела теплоти по контактній поверхні без фаз охолодження між переходами.

На рисунку 4.10 представлено послідовність ізотермічних карт, які відображають зміну температурного поля на фрагменті робочої поверхні гальмового диска протягом перших 129 мс гальмування при початковій швидкості  $v_0 = 20$  м/с. На кожному з п'яти зображень показано фрагмент гальмового диска з нанесеним температурним градієнтом, де вищі температури позначено темнішими відтінками відповідно до шкали, розташованої праворуч від кожного фрагмента. Температурний розподіл на поверхні гальмового диска представлено для п'яти послідовних моментів часу, що відображають прогресивне зростання температури в зоні фрикційного контакту. На момент  $t_b = 0,014$  с (рис. 4.10, *а*) температура сягає  $28,2$  °С. Далі, при  $t_b = 0,043$  с (рис. 4.10, *б*), вона підвищується до  $30,8$  °С. На етапі  $t_b = 0,071$  с (рис. 4.10, *в*) температура досягає  $33,5$  °С. У наступний момент,  $t_b = 0,100$  с (рис. 4.10, *г*), фіксується значення  $36,1$  °С. При  $t_b = 0,129$  с (рис. 4.10, *д*) температура зростає до максимуму  $38,9$  °С, що свідчить про стійке накопичення теплоти у межах гальмового поля.

Найбільше значення температури, зафіксоване на рисунку 4.10, відповідає моменту  $t_b = 0,129$  с і становить  $38,9$  °С. Воно досягається внаслідок повторного проходження першої пари колодок по ділянці диска, яка раніше зазнавала дії дев'ятої, що спричиняє накладання залишкового нагріву з попередніх етапів.

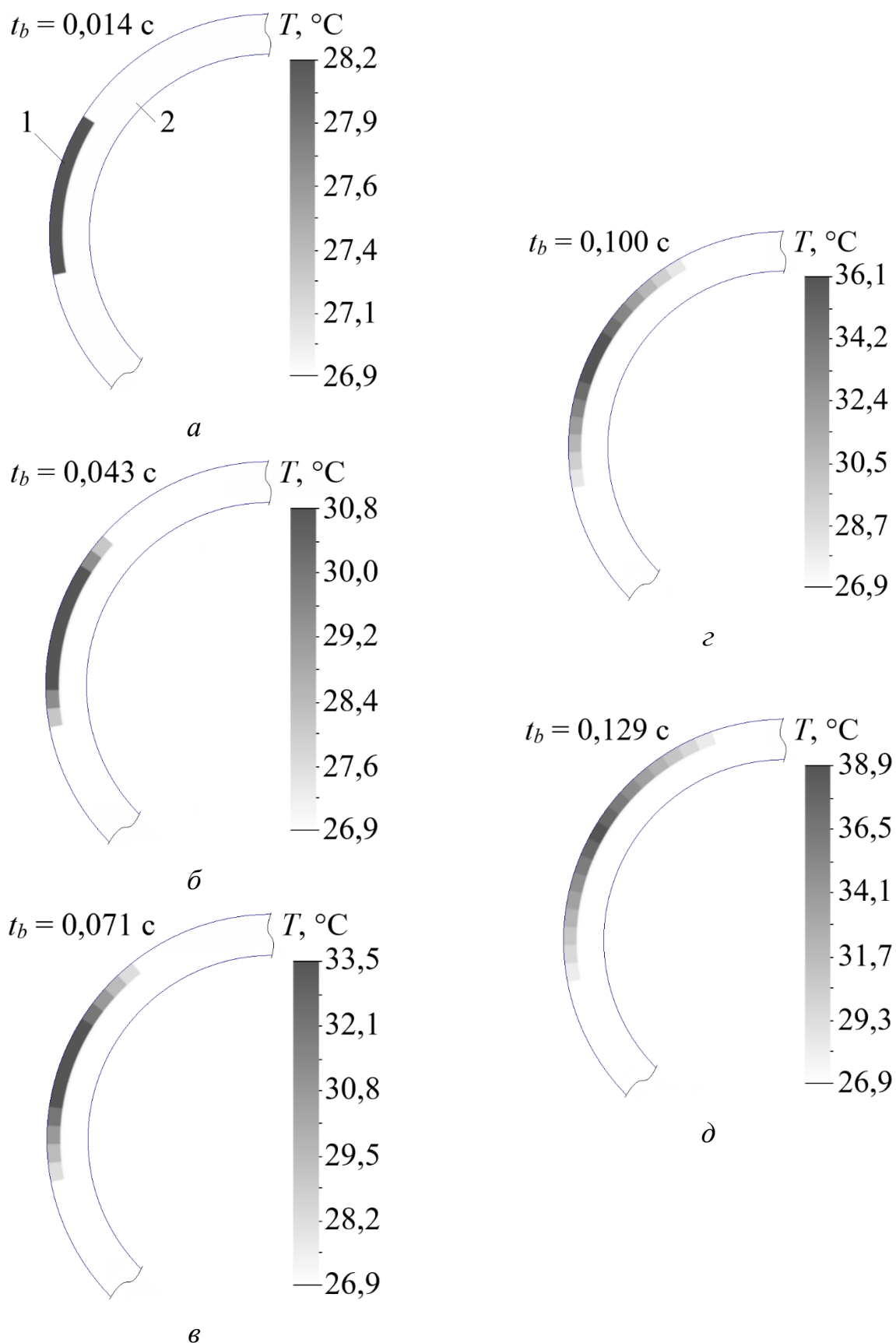


Рисунок 4.10 – Динаміка наростання температури в зоні фрикційного контакту (1) гальмового диска (2) на початку запобіжного гальмування

Джерело: розроблено автором

На наступному етапі дослідження передбачено проведення серії розрахункових експериментів з метою визначення залежності відносного відхилення максимальної температури від кількості гальмових модулів.

У межах кожного чисельного розрахунку змінюватиметься кількість пар від 1 до 9. Для кожного випадку буде реалізовано поетапне моделювання теплового навантаження, яке імітує послідовне накопичення теплоти на поверхні гальмового диска.

Результати розрахунків наведено у таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Максимальна температура і відносне відхилення в залежності від кількості гальмових модулів при послідовному теплому навантаженні

|                                         |      |      |      |      |      |
|-----------------------------------------|------|------|------|------|------|
| Кількість гальмових модулів $n$         | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    |
| Максимальна температура $T_{\max}$ , °C | 38,9 | 38,8 | 38,8 | 38,8 | 38,8 |
| Похибка $\delta$ , %                    | <1   | <1   | <1   | <1   | <1   |
| Кількість гальмових модулів $n$         | 6    | 7    | 8    | 9    |      |
| Максимальна температура $T_{\max}$ , °C | 38,7 | 38,7 | 38,8 | 38,9 |      |
| Похибка $\delta$ , %                    | <1   | <1   | <1   | <1   |      |

Таким чином, у результаті чисельного моделювання підтверджено ефективність обраного підходу, який полягає у використанні скінченно-елементної моделі з рухомим джерелом теплоти, що імітує обертальний рух диска при фіксованих колодках і дозволяє достовірно відтворити тепловий стан гальмового вузла.

Визначено пікові температури при різній кількості пар колодок. Максимальне значення температури при дев'яти парах становило 38,9 °C. Різниця між максимальними температурами становить менше 1 %. Отримані результати обґрунтовують доцільність подальшого термічного аналізу гальмових колодок з урахуванням їх геометричних і матеріальних характеристик.

#### 4.4 Скінченно-елементна модель гальмової колодки

##### 4.4.1 Постановка задачі та вибір розрахункової моделі

Метою даного етапу є побудова оптимізованої скінченно-елементної моделі гальмової колодки для моделювання перехідного теплового процесу, здатної забезпечити достовірну оцінку температурних максимумів при мінімальному обчислювальному навантаженні. До основних завдань цього етапу належать: аналіз впливу розміру сітки скінченних елементів, обґрунтування часової дискретизації, оцінка впливу геометричного спрощення та побудова моделі, придатної для подальшого порівняльного аналізу фрикційних матеріалів [56-57].

Базова модель включає гальмову колодку (рис. 4.6) з габаритами  $L = 300$  мм,  $H = 220$  мм,  $B = 25$  мм та фрагмент гальмового диска завтовшки 60 мм, обмеженим за площею поверхні тертя колодки. Як матеріали для гальмового диска приймається сталь 3, а для гальмової колодки – фрикційний матеріал з характеристиками: питома теплоємність  $1250$  Дж/(кг·°C), теплопровідність  $0,9$  Вт/(м·°C) та щільність  $2000$  кг/м³.

На рисунку 4.11, *а* зображено скінченно-елементну модель фрикційної пари «гальмовий диск–колодка» вихідної конструкції.

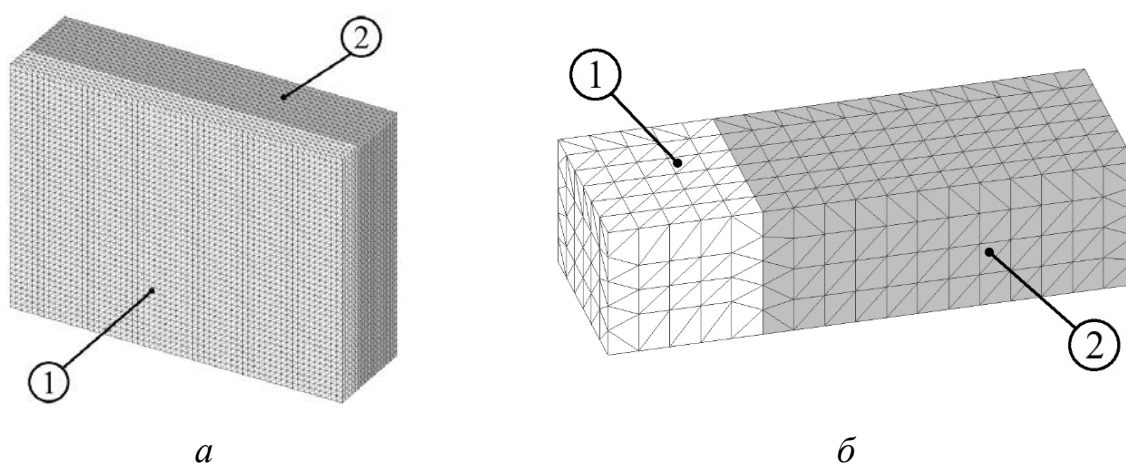


Рисунок 4.11 – Скінченно-елементні моделі: гальмова колодка – 1 та гальмовий диск – 2: *а* – вихідна конструкція; *б* – спрощена конструкція

*Джерело: розроблено автором*

Згідно з розрахунковою схемою, зображеною на рисунку 4.6, проведемо чисельний розрахунок нагріву фрикційної пари «гальмовий диск–колодка» із заданими початковими та граничними умовами, що відповідають початковій швидкості каната  $v_0 = 15$  м/с (табл. 4.5).

Таблиця 4.5 – Вихідні дані для моделювання температурного поля фрикційної пари «гальмовий диск–колодка»

|                                                                                           |            |
|-------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| 1. Максимальна величина теплової потужності $w_{\max}$ , МВт                              | 17,6       |
| 2. Початкова температура $T_0$ , °С (К)                                                   | 26,9 (300) |
| 3. Конвективний теплообмін з коефіцієнтом тепловіддачі $\alpha$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°С) | 6          |
| 4. Час гальмування $t_b$ , с                                                              | 3          |
| 5. Кількість інтервалів перехідного процесу $n_{int}$                                     | 20         |
| 6. Тривалість кожного інтервалу $t_{int}$ , с                                             | 0,15       |

Теплова потужність рівномірно розподіляється між 36 гальмовими колодками, що відповідає навантаженню 487,6 кВт на одну колодку. Конвективний теплообмін з навколишнім середовищем враховується на всіх зовнішніх гранях моделі, за винятком контактної поверхні, до якої прикладається теплове навантаження.

Обчислювальний експеримент №1. Оцінка впливу розміру сітки скінченних елементів на величину максимальної температури, що виникає на поверхні тертя гальмової колодки під час гальмування. Розглядалися два варіанти сітки з максимальним розміром елемента: 2 мм і 5 мм.

Проведемо обчислювальний експеримент для оцінки впливу максимального розміру елементів сітки скінченних елементів на величину максимальної температури, що виникає на поверхні тертя гальмової колодки під час гальмування. Для цього виконаємо два розрахунки теплового стану фрикційної пари з сітками, де максимальний розмір елемента становить 2 мм та 5 мм. Похибка визначається за

методом Рунге шляхом порівняння результатів, отриманих на двох сітках з різною щільністю [88].

На рисунку 4.12 показано розподіл температури в гальмову колодку та гальмовий диск в момент зупинки ( $t_b = 3$  с). Результати розрахунку наведено у таблиці 4.6.

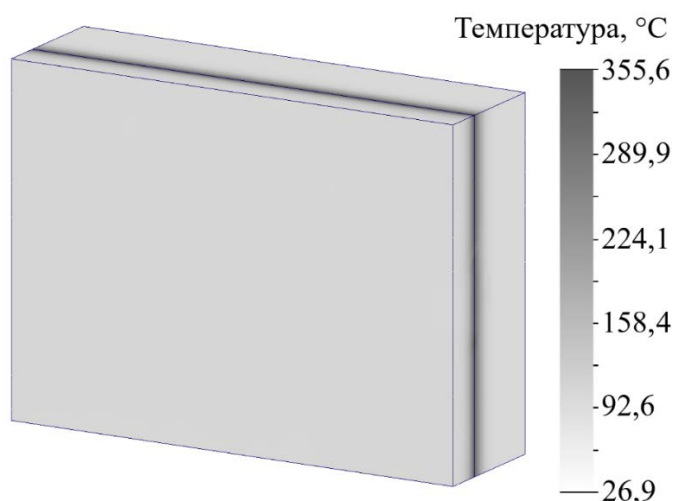


Рисунок 4.12 – Розподіл температури в моделі вихідної конструкції пари  
«гальмовий диск–колодка» при  $t_b = 3$  с

*Джерело: розроблено автором*

Таблиця 4.6 – Вплив розміру елементів сітки скінченних елементів на результати теплового розрахунку гальмової колодки

| Розмір<br>елементу сітки<br>скінченних<br>елементів, мм | Кількість<br>елементів | Максимальна<br>температура, °C | Час виконання<br>розрахунку, год | Похибка, % |
|---------------------------------------------------------|------------------------|--------------------------------|----------------------------------|------------|
| 2                                                       | $3,3 \cdot 10^6$       | 386,9 °C                       | >6                               | -          |
| 5                                                       | $290 \cdot 10^3$       | 355,6 °C                       | 0,37                             | 8,1        |

Обчислювальний експеримент №2. Оцінка впливу кількості часових кроків при моделюванні процесу гальмування. Розглядалися два варіанти дискретизації часу гальмування: 10 інтервалів та 20 інтервалів.

Проведемо обчислювальний експеримент для оцінки впливу кількості часових кроків при моделюванні процесу гальмування тривалістю 3 с [85-86]. Початкові та граничні умови ідентичні умовам експерименту №1 (див. табл. 4.5). Було порівняно два варіанти дискретизації часу гальмування: 10 інтервалів по 0,3 с та 20 інтервалів по 0,15 с. Результати розрахунку наведено у таблиці 4.7.

Таблиця 4.7 – Вплив кількості часових інтервалів на результати термічного моделювання

| Кількість часових інтервалів | Тривалість одного інтервалу, с | Максимальна температура, °C | Час виконання розрахунку | Похибка, % |
|------------------------------|--------------------------------|-----------------------------|--------------------------|------------|
| 10                           | 0,3                            | 355,6 °C                    | 22 хв                    | 5,6        |
| 20                           | 0,15                           | 376,6 °C                    | 43 хв                    | -          |

Результати показали, що для зменшення обчислювальних витрат доцільно надалі використовувати розбиття часу запобіжного гальмування на 10 інтервалів по 0,3 с.

Обчислювальний експеримент №3. Оцінка впливу геометричного спрощення моделі гальмової колодки з фрагментом диску. Розглядалися два варіанти: у першому – розміри контактної поверхні становили 300 мм×220 мм, у другому – 30 мм×22 мм.

Проведемо обчислювальний експеримент для оцінки геометричного спрощення моделі. Геометрія поверхні тертя гальмової колодки з фрагментом диску було зменшено у 10 разів зі збереженням пропорцій між сторонами та з масштабуванням теплового навантаження відповідно до площі. На рисунку 4.11 показано скінченно-елементні моделі фрикційної пари «гальмовий диск–колодка» вихідної (а) та спрощеної (б) конструкції. Початкові та граничні умови відповідають умовам попереднього експерименту (див. табл. 4.5).

Температурні поля для вихідної та спрощеної конструкції представлено на рисунках 4.12 і 4.13 відповідно, а результати розрахунку зведено до таблиці 4.8.

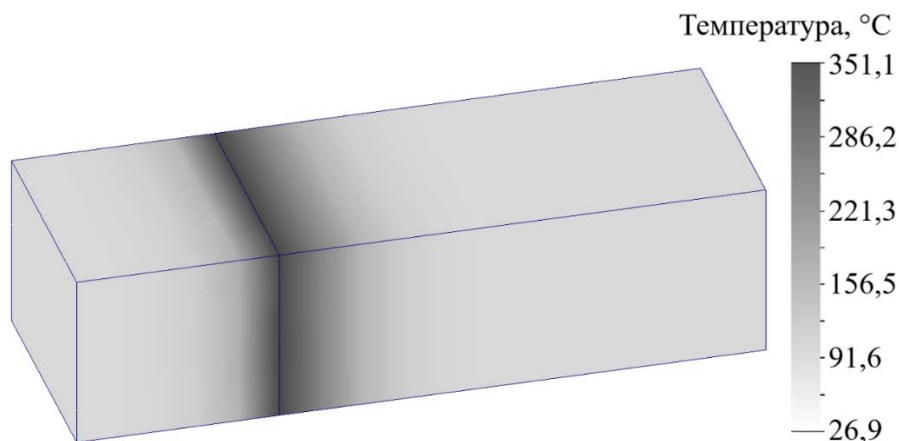


Рисунок 4.13 – Розподіл температури в моделі спрощеної конструкції пари  
«гальмовий диск–колодка» при  $t_b = 3$  с

*Джерело: розроблено автором*

Таблиця 4.8 – Порівняння температурного поля повнорозмірної та зменшеної моделей фрикційної пари «гальмовий диск – колодка»

| $L \times H$ , мм | Діапазон температур по довжині моделі | Діапазон температур по висоті моделі | Похибка, % |
|-------------------|---------------------------------------|--------------------------------------|------------|
| 300×220           | від 339 °С до 350 °С                  | 342 °С до 348 °С                     | -          |
| 30×22             | від 337 °С до 349 °С                  | від 333 °С до 349 °С                 | <1,5       |

Результати даного експерименту підтверджують, що спрощена модель достовірно відображає теплову поведінку системи і може бути використана як референтна конфігурація для подальших параметричних досліджень.

Таким чином, для подальшого дослідження залежності величини максимальної температури нагріву гальмової колодки від типу фрикційного матеріалу доцільно використовувати спрощену конструкцію моделі фрикційної пари «гальмовий диск–колодка» з сіткою скінченних елементів з максимальним розміром елементу 5 мм та розбиттям процесу гальмування на 10 інтервалів тривалістю 0,3 с кожен.

#### 4.4.2 Моделювання температурного поля колодки з різними фрикційними матеріалами

Моделювання перехідного процесу виконано для скінченно-елементної моделі спрощеної конструкції (рис. 4.11, б). Початкові та граничні умови наведено на рисунку 4.14, а їх числові параметри подано в таблиці 4.5.

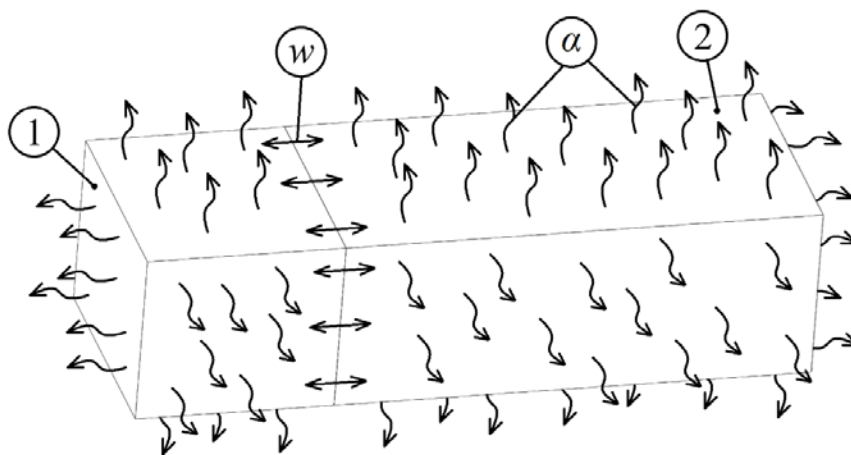


Рисунок 4.14 – Розрахункова модель гальмового диску 1 та гальмової колодки 2 з граничними умовами:

 – конвективний теплообмін з коефіцієнтом тепловіддачі  $\alpha$ ;

 – теплова потужність  $w$

*Джерело: розроблено автором*

Виконаємо чисельне моделювання теплових процесів у фрикційній парі «гальмовий диск–колодка», послідовно використовуючи як матеріал колодки фрикційні композити, наведені в таблиці 4.2.

На рисунку 4.15 подано розподіл температури по товщині гальмової колодки, виконаної з матеріалу НСС, з теплопровідністю  $33 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$ , для різних моментів часу. З рисунка 4.15, з видно, що на момент зупинки глибина проникнення тепла до рівня індикаторної температури  $50 \text{ °C}$  становить  $18,8 \text{ мм}$  від поверхні тертя гальмової колодки.

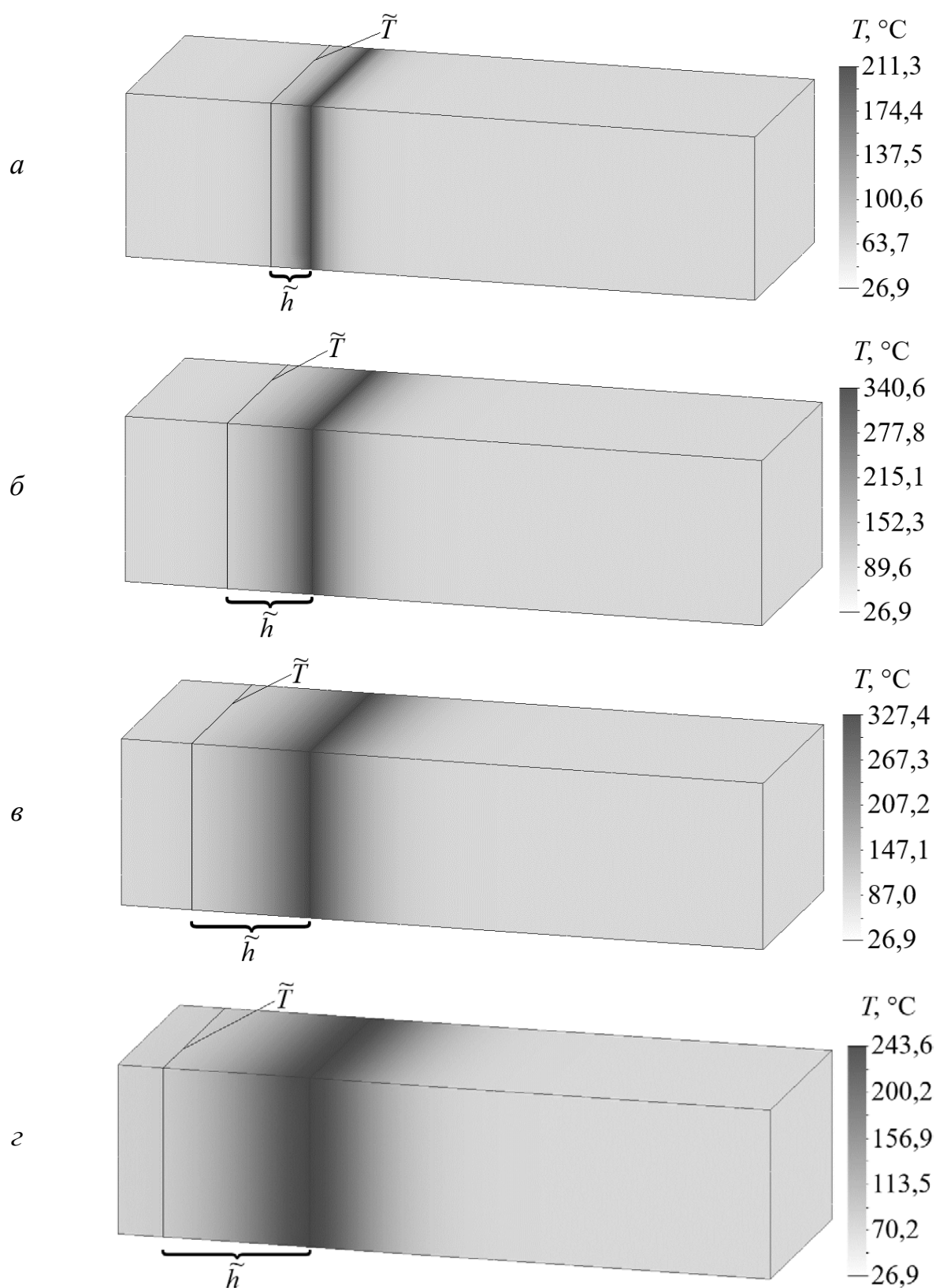


Рисунок 4.15 – Динаміка зміни температури по товщині колодки за часом:

*a* –  $\tilde{T} = 50$  °C,  $\tilde{h} = 5,1$  мм; *б* –  $\tilde{T} = 50$  °C,  $\tilde{h} = 11,3$  мм; *в* –  $\tilde{T} = 50$  °C,  $\tilde{h} = 15,3$  мм;

*г* –  $\tilde{T} = 50$  °C,  $\tilde{h} = 18,8$  мм

Джерело: розроблено автором

На рисунку 4.16 представлено графік розподілу температури по товщині гальмової колодки, виконаної з фрикційного матеріалу НСС.

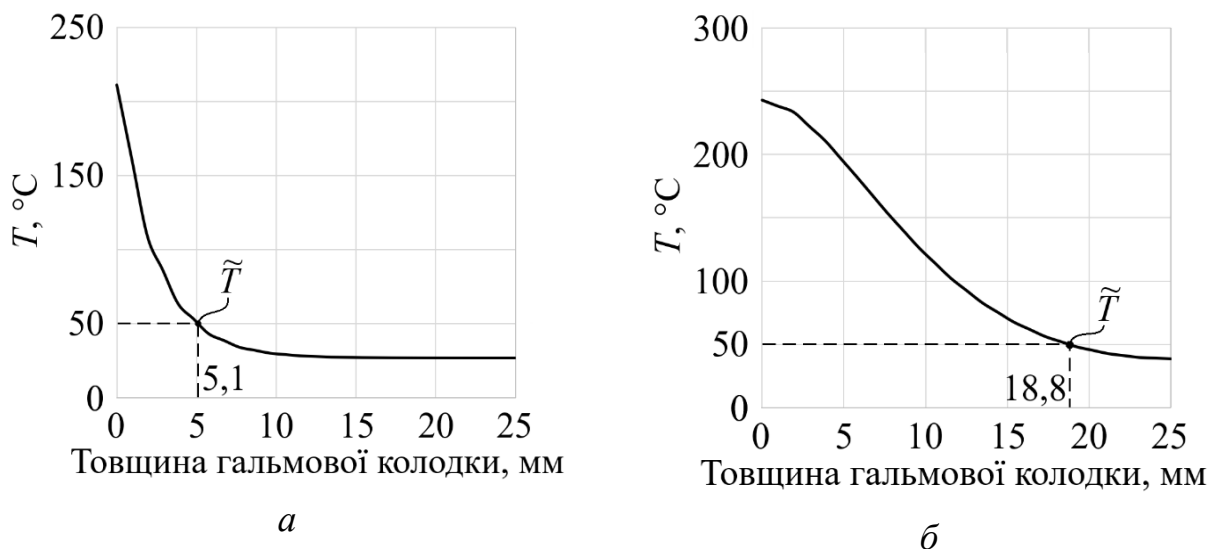


Рисунок 4.16 – Графік залежності розподілу температури по товщині гальмової колодки для  $t_b = 0,3 \text{ c}$  (а) та  $t_b = 3 \text{ c}$  (б) часового інтервалу часу гальмування

*Джерело: розроблено автором*

Максимальна температура в гальмовій колодці досягається при  $t_b = 1,5 \text{ c}$  і становить  $346,2 \text{ }^\circ\text{C}$  (рис. 4.17).

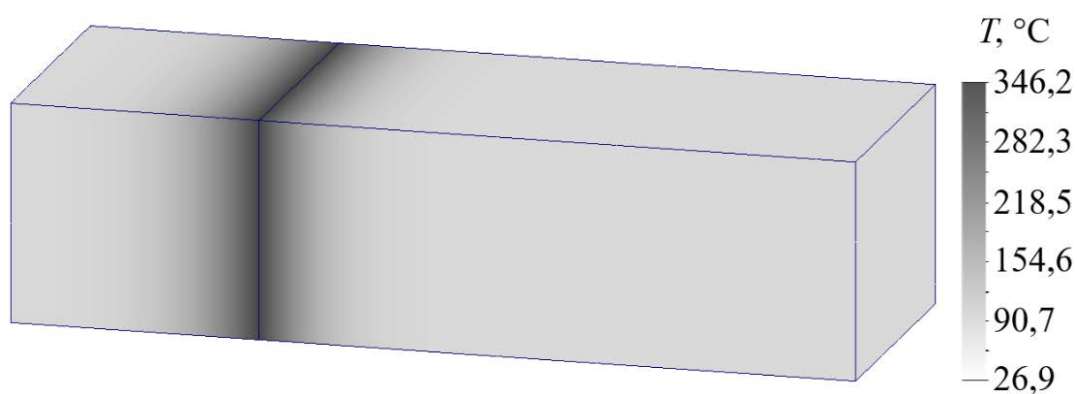


Рисунок 4.17 – Розподіл температури в гальмову колодку та гальмовий диск при  $t_b = 1,5 \text{ c}$  для матеріалу гальмової колодки НСС

*Джерело: розроблено автором*

Результати моделювання теплових процесів у гальмовій колодці з різними фрикційними матеріалами наведено в таблиці 4.9.

Таблиця 4.9 – Максимальні температури нагріву поверхні тертя гальмових колодок при запобіжному гальмуванні ( $v_0 = 15$  м/с)

| Матеріал гальмової колодки | Робоча температура (довідкова) | Максимальна гранична температура (довідкова) | Максимальна розрахункова температура | Теплопровідність матеріалу, Вт/(м·°C) |
|----------------------------|--------------------------------|----------------------------------------------|--------------------------------------|---------------------------------------|
| ОМС                        | до 350°C                       | до 400 °C                                    | 441,3 °C                             | 0,6                                   |
| НСС                        | до 400 °C                      | до 450°C                                     | 346,2 °C                             | 33                                    |
| G95                        | до 300°C                       | до 350°C                                     | 365,6 °C                             | 24                                    |
| LUK NAO                    | до 250°C                       | до 300°C                                     | 486,7 °C                             | 0,437                                 |
| Tiger NAO                  | до 450°C                       | до 550°C                                     | 455,6 °C                             | 0,726                                 |
| Y2-301-07                  | до 300°C                       | до 350°C                                     | 361,8 °C                             | 0,4                                   |
| Ретінакс                   | до 300°C                       | до 350°C                                     | 348,6 °C                             | 0,45                                  |

Аналіз таблиці 4.9 показує, що температура в колодці суттєво зменшується зі зростанням теплопровідності: матеріал НСС ( $\lambda = 33$  Вт/м·°C) ефективно відводить тепло, тоді як LUK NAO ( $\lambda = 0,437$  Вт/м·°C) перевищує допустимий температурний рівень приблизно на 190 °C.

На рисунку 4.18 зображено часову динаміку температурного підйому для всіх матеріалів. Аналіз показав чіткий поділ процесу гальмування на дві фази: фаза накопичення теплоти і фаза її внутрішнього розсіювання.

Для гальмової колодки виконаної з вітчизняних матеріалів Y2-301-07 і Ретінакс величини максимальних температур склали 361,8 °C та 348,6 °C, що в обох випадках перевищує їх довідкову робочу температуру, яка становить 300 °C (табл. 4.1).

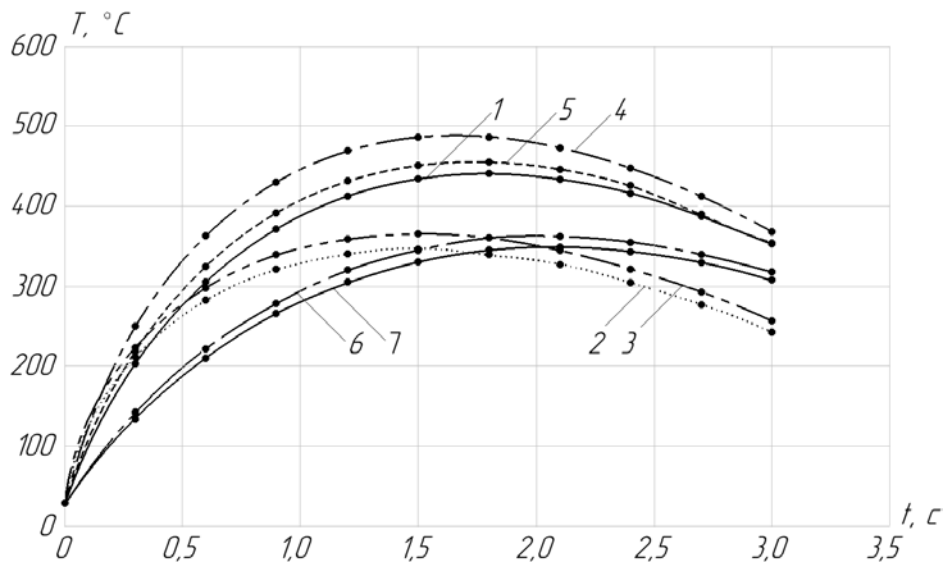


Рисунок 4.18 – Залежність величини температур на поверхні тертя при  $v_0 = 15$  м/с від часу запобіжного гальмування для фрикційного матеріалу:

1 – ОМС; 2 – НСС; 3 – G95; 4 – LUK NAO, 5 – Tiger NAO;  
6 – Y2-301-07; 7 – Ретінакс;

*Джерело: розроблено автором*

З метою оцінки термічної придатності зазначених композитів при знижених навантаженнях було виконано додаткове чисельне моделювання для початкових швидкостей  $v_0 = 10$  м/с, 12,5 м/с, 13 м/с та 13,5 м/с. Результати розрахунку зведено до таблиці 4.10.

Таблиця 4.10 – Величина максимальної температури поверхні тертя гальмової колодки під час запобіжного гальмування при різних значеннях початкової швидкості руху каната

| Матеріал колодки | 10 м/с   | 12,5 м/с | 13 м/с   | 13,5 м/с | 15 м/с   |
|------------------|----------|----------|----------|----------|----------|
| Y2-301-07        | 247,1 °C | 273,5 °C | 290,4 °C | 307,6 °C | 361,8 °C |
| Ретінакс         | 241,2 °C | 263,2 °C | 279,5 °C | 296,2 °C | 348,6 °C |

Ці дані подано на рисунку 4.19 та 4.20, а розподіл температури по товщині для матеріалу Y2-301-07 при  $v_0 = 13$  м/с – на рисунку 4.21, а для матеріалу Ретінакс при  $v_0 = 13,5$  м/с – на рисунку 4.22.

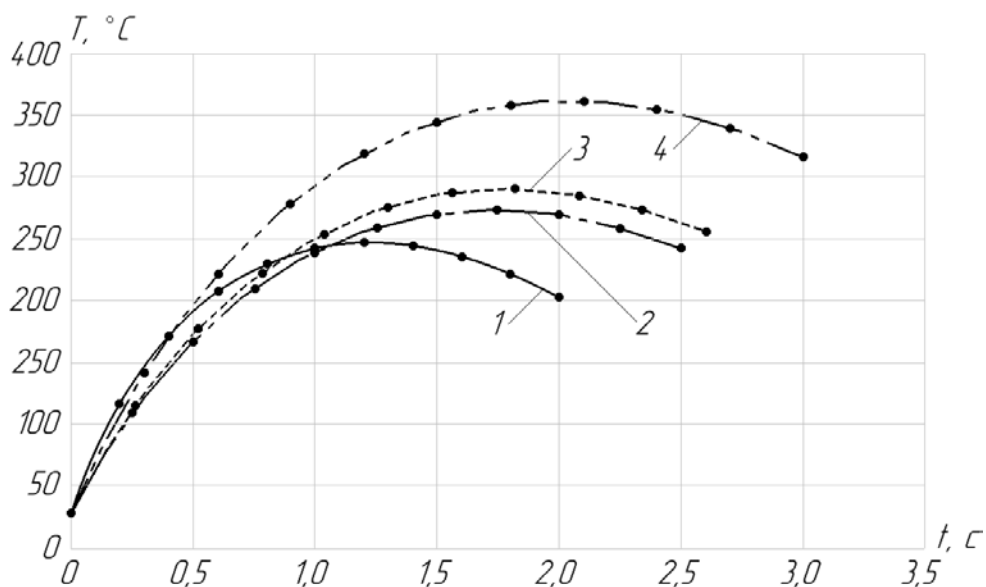


Рисунок 4.19 – Зміна температури на поверхні тертя гальмової колодки, виконаної з фрикційного матеріалу Y2-301-07, в часі при запобіжному гальмуванні для різних початкових швидкостей:

1 –  $v_0 = 10$  м/с; 2 –  $v_0 = 12,5$  м/с; 3 –  $v_0 = 13$  м/с; 4 –  $v_0 = 15$  м/с

*Джерело: розроблено автором*

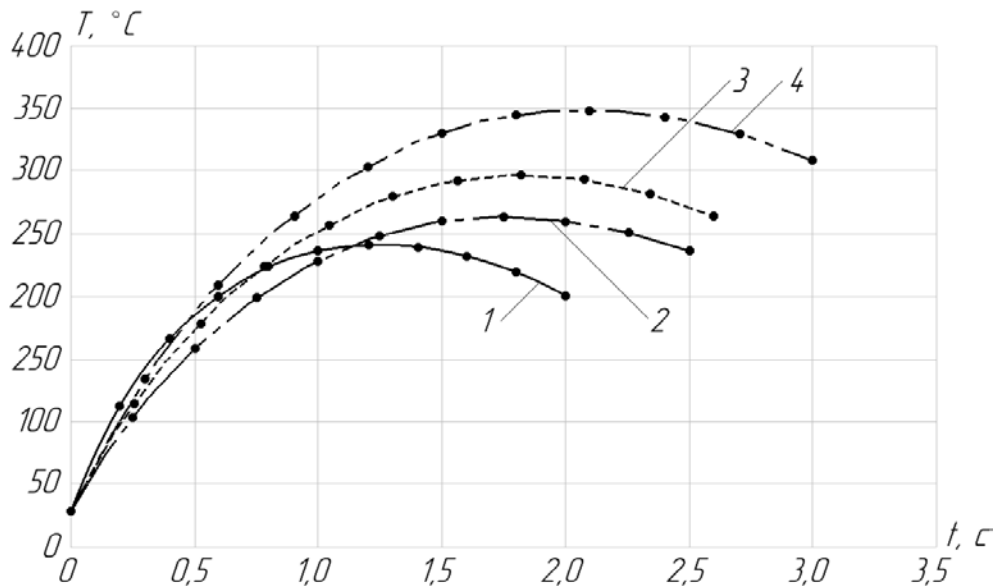


Рисунок 4.20 – Зміна температури на поверхні тертя гальмової колодки, виконаної з фрикційного матеріалу Ретінакс, в часі при запобіжному гальмуванні для різних початкових швидкостей:

1 –  $v_0 = 10$  м/с; 2 –  $v_0 = 12,5$  м/с; 3 –  $v_0 = 13,5$  м/с; 4 –  $v_0 = 15$  м/с

*Джерело: розроблено автором*

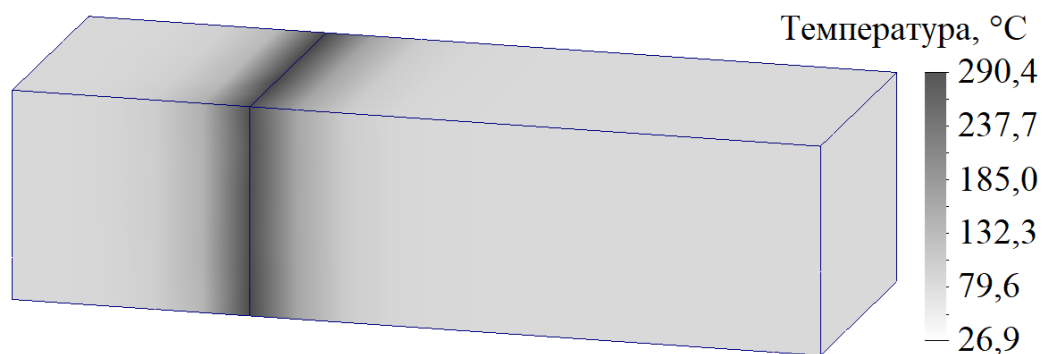


Рисунок 4.21 – Розподіл температури в гальмову колодку та гальмовий диск в момент часу гальмування  $t_b = 1,82$  с, та початковій швидкості каната  $v_0 = 13$  м/с для матеріалу гальмової колодки Y2-301-07

*Джерело: розроблено автором*

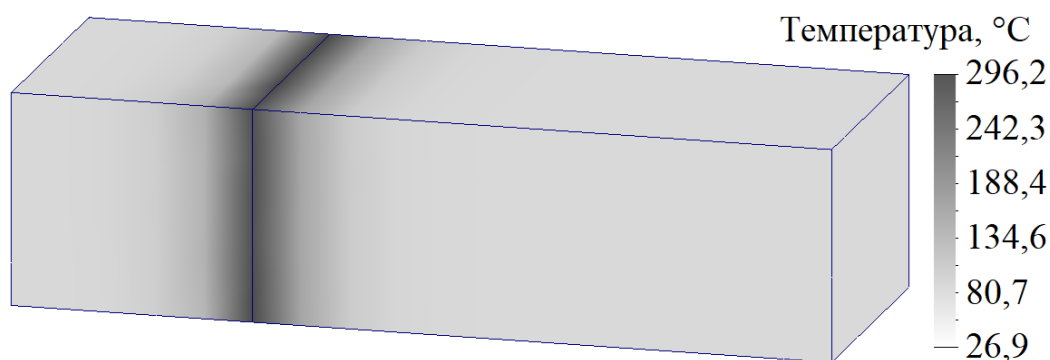


Рисунок 4.22 – Розподіл температури в гальмову колодку та гальмовий диск в момент часу гальмування  $t_b = 1,89$  с, та початковій швидкості каната  $v_0 = 13,5$  м/с для матеріалу гальмової колодки Ретінакс

*Джерело: розроблено автором*

На підставі отриманих результатів (табл. 4.10) можна зробити висновок, що вітчизняні фрикційні матеріали Y2-301-07 та Ретінакс потенційно придатні для виготовлення гальмових колодок шахтової підйомної машини типу ЦР-6,75×6,2/1,95, за умови зниження початкової швидкості каната до 13 м/с для матеріалу Y2-301-07 та до 13,5 м/с для матеріалу Ретінакс. Такий режим забезпечує дотримання граничної розрахункової температури 300 °C для даних матеріалів і дозволяє розглядати зазначені матеріали як альтернативу імпортним НАО-композиціям.

#### 4.5 Висновок до розділу 4

Вперше обґрунтована методологія чисельного моделювання теплових процесів у фрикційній парі типу «гальмовий диск–колодка» в умовах запобіжного гальмування шахтової підйимальної машини типу ЦР-6,75×6,2/1,95. Методологія охоплює всі ключові етапи розробки моделі:

1. Обґрунтовано скінченно-елементні моделі, що репрезентують:

- гальмовий диск у вигляді оболонки з рухомими тепловими потоками, з тепловою потужністю рівномірно розподіленою між 36 гальмовими колодками з кроком елемента скінченно-елементної сітки 60 мм у глобальній сітці та 10 мм – у зоні навантаження;

- гальмову колодку розміром 30 мм× 22 мм× 25 мм та фрагмент диска завтовшки 60 мм, обмеженого розмірами поверхні тертя колодки, з максимальним кроком елемента сітки скінченних елементів 5 мм, причому процес гальмування дискретизовано на 10 інтервалів по 0,3 с із тепловим джерелом. Це забезпечує зменшення ступенів вільності у 11–12 разів, скорочує час розрахунку з понад 6 годин до  $\approx 22$  хвилин та гарантує похибку не більшу 8,1 % за температурою.

2. Спираючись на скінченно-елементні моделі гальмового диска та гальмової колодки з фрагментом диска, уточнено граничні та початкові умови теплових розрахунків:

- для моделі гальмового диска задано однорідну стартову температуру 26,9 °С. Обертання диска моделюється через послідовне переміщення джерела теплоти між локальними ділянками гальмового поля, що контактують з колодками. Кожен перехід теплового джерела на наступну ділянку реалізується як окреме числове дослідження, у якому початкове температурне поле приймається рівним кінцевому полю з попереднього етапу. Теплова потужність  $w$ , що прикладається на кожну ділянку, відповідає середньому тепловиділенню під час проходження колодки через відповідну зону контакту й діє протягом інтервалу часу  $t_i$ , який дорівнює тривалості такого проходження. Конвективне охолодження з коефіцієнтом теплообміну  $\alpha(t)$  застосовується на всіх відкритих гранях, крім тих,

до яких прикладене теплове навантаження. Теплове випромінювання у моделі не враховується;

- для моделі гальмової колодки з фрагментом диска задано однорідну стартову температуру  $26,9\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Тепловий потік  $w(t)$ , рівномірно розподілений між 36 колодками, прикладається до контактної зони тертя. Конвективне охолодження з постійним коефіцієнтом теплообміну  $\alpha$ , визначеним для нерухомого тіла, реалізується на всіх поверхнях, за винятком зони теплового навантаження. Обертальний рух диска в моделі не враховується. Теплове навантаження діє протягом 3 с, що відповідає часу запобіжного гальмування при швидкості 15 м/с, із дискретизацією на 10 кроків по 0,3 с. Теплове випромінювання у розрахунках не враховується.

### 3. Виконання параметричного аналізу, що охоплює:

- варіацію кількості гальмових модулів для гальмового диску: показано, що збільшення від 1 до 9 змінює максимальну температуру нагріву гальмового диска в діапазоні  $38,7\text{--}38,9\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) з різницею  $< 1\text{ }\%$ ;

- зміну розмірів елементів сітки скінченних елементів, дискретизацію процесу гальмування та зміну розмірів поверхні тертя для гальмової колодки: показано, збільшення розміру сітки скінченних елементів з 2 мм до 5 мм, зменшення кількості часових інтервалів з 20 до 10 та зменшення площі контактної поверхні гальмової колодки з фрагментом диску в 100 разів дозволяють отримати результати з похибкою не вище ніж  $8,1\text{ }\%$ ;

- застосування різних фрикційних матеріалів для виготовлення гальмової колодки: показано, що діапазон максимальних температур нагріву гальмової колодки становить від  $346,2\text{ }^{\circ}\text{C}$  (HCC) до  $486,7\text{ }^{\circ}\text{C}$  (LUK NAO).

4. За критерієм термостійкості вперше показано, що при запобіжному гальмуванні зі швидкістю  $v_0 = 15\text{ м/с}$  до використання у гальмових колодках шахтових підймальних машин придатний лише матеріал HCC, оскільки їх максимальна розрахункова температура ( $346,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) не перевищує встановлених граничних значень, тоді як OMC, G95, LUK NAO, Tiger NAO та Y2-301-07 та

Ретінакс перевищують допустимі межі та потребують зниження швидкості або заміни матеріалу.

5. Як показано в таблиці 4.10, при початковій швидкості каната  $v_0 \approx 15$  м/с вітчизняні композиційні матеріали – Y2-301-07 і Ретінакс (з теплопровідністю 0,40 Вт/(м·°C) та 0,45 Вт/(м·°C)) – досягають граничної температури 350 °C, що відповідає критичному значенню. При зниженні швидкості до 13 м/с для матеріалу Y2-301-07 максимальна температура на поверхні колодки знижується до  $\approx 290$  °C. Аналогічно, при обмеженні швидкості до 13,5 м/с для матеріалу Ретінакс максимальна температура становить  $\approx 296$  °C. Обидва вітчизняні матеріали рекомендовано для застосування в модернізованих гальмівних системах за умови регламентованого обмеження початкових швидкостей.

## ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота є завершеним самостійним науковим дослідженням, у якому вирішено актуальне науково-технічне завдання – розроблено комплексну методологію моделювання розрізних канатомістких барабанів шахтних підіймальних машин.

Актуальність теми дисертаційного дослідження зумовлена безпосереднім запитом промисловості на розв’язання критично важливої інженерної задачі – забезпечення надійної та ефективної роботи шахтових підіймальних машин у складних умовах глибоких виробок (понад 1500 м).

Ключову роль у формуванні наукової проблематики відіграло технічне завдання ПрАТ «НКМЗ», у межах якого було визначено перелік прикладних технічних питань, які потребують наукового розв’язання. Згідно з ТЗ, дослідження має охоплювати:

- розробку аналітичної моделі переставної частини барабана з урахуванням кільцевих пружних елементів;
- обґрунтування скінченно-елементних моделей для варіантів конструкції барабана;
- оптимізацію конструкції переставної частини барабана за критеріями маси, жорсткості та допустимих деформацій;
- створення термомеханічної моделі фрикційної пари «гальмовий диск–колодка» з урахуванням рухомого джерела теплоти;
- підготовку методичних рекомендацій, орієнтованих на використання промисловими інженерами.

Усі вихідні дані – включаючи геометрію, навантаження, параметри підйомної машини ЦР-6,75×6,2/1,95 – були надані замовником (ПрАТ «НКМЗ») і лягли в основу математичних і чисельних моделей.

Аналітичний огляд існуючих наукових праць виявив фрагментарний характер досліджень у галузі інженерного аналізу шахтових підіймальних машин. Наявні публікації, здебільшого, фокусуються на окремих аспектах: геометричній

оптимізації оболонкових елементів, чисельній оцінці напружено-деформованого стану чи дослідженні теплових процесів у фрикційних вузлах. Водночас бракує інтегрованої міждисциплінарної методології, яка б комплексно враховувала мультифізичну природу експлуатаційних навантажень.

На підставі всебічного аналізу актуального стану проблематики сформульовано наукову задачу дослідження, яка полягає у розробленні комплексної методології моделювання розрізних канатомістких барабанів шахтових підіймальних машин.

**I. У межах завдання розробки методичного обґрунтування аналітичного ядра комплексної методології моделювання зроблено таке:**

1. Розроблено аналітичну модель переставної частини розрізного барабана шахтової підіймальної машини типу ЦР-6,75×6,2/1,95. Модель базується на рівняннях рівноваги тонкостінних циліндричних оболонок із урахуванням підкріплювальних елементів, представлених у вигляді еквівалентних жорсткісних характеристик (лобовини змодельовано як кільцеві пружні елементи).

2. Виконано математичне формулювання задачі у вигляді групи рівнянь (для ділянок оболонки та кільцевих пружних елементів) на основі диференціального рівняння четвертого порядку, що повністю охоплює умови згину, розтягу/стиску та сумісності деформацій. Це дозволило створити цілісну фізично обґрунтовану модель напружено-деформованого стану.

3. Здійснено математичне формулювання задачі у вигляді системи рівнянь для ділянок оболонки та кільцевих пружних елементів на основі диференціального рівняння четвертого порядку, що враховує умови згину, розтягу/стиску та сумісності деформацій. Це забезпечило побудову фізично обґрунтованої моделі напружено-деформованого стану конструкції.

4. Проведено валідацію аналітичної моделі шляхом порівняння з результатами скінченно-елементного аналізу в середовищі SolidWorks Simulation. Встановлено, що максимальні відхилення за еквівалентними напруженнями, що виникають на поверхні обичайки в зоні між лобовинами не перевищують 3 %, що підтверджує достатню точність і адекватність аналітичного опису.

5. Встановлено критичний вплив геометричних і жорсткісних параметрів конструкції на осьові деформації. Зокрема, жорсткість лобовин має лінійно-пропорційний ефект на зменшення радіальних переміщень, що дає змогу оперативно виконувати попередній підбір геометричних параметрів без залучення ресурсоємного 3D-моделювання.

6. Продемонстровано ефективність аналітичної моделі як інтелектуального фільтра, що дозволяє на ранньому етапі виключати конструктивно неефективні варіанти ще до проведення повного скінченно-елементного аналізу. Це суттєво скорочує тривалість проектного циклу та знижує інженерні витрати.

7. Аналітична модель стала функціональним ядром комплексної методології моделювання, забезпечуючи оцінку міцності конструкції барабана. Модель розроблена, реалізована та верифікована; вона ефективно виконує роль первинного інструмента для швидкої оцінки напружено-деформованого стану, оптимізації конструкції та зниження часових і ресурсних витрат під час проектування канатомістких барабанів шахтових підймальних установок.

**II. У межах завдання оптимізації осьових деформацій розрізного канатомісткого барабана під дією канатного навантаження сформульовано задачу забезпечення нормативної жорсткості переставної частини барабана шахтової підймальної машини типу ЦР-6,75×6,2/1,95. Розрахунок виконано з урахуванням реального комбінованого навантаження, що включає натяг каната, тиск від навивки та власну вагу конструкції. Зокрема:**

1. Доведено, що традиційні підкріплювальні елементи (шпангоути, косинки, ребра жорсткості) не забезпечують ефективного просторового розподілу жорсткості, що призводить до перевищення допустимих осьових деформацій гальмових дисків понад 1,5 мм. Це спостерігається навіть у модифікованих конфігураціях зі збільшеною масою підкріплень до 9381 кг.

2. Поставлено та реалізовано задачу топологічної оптимізації, у якій критерієм обрано мінімізацію маси підкріплювальних елементів («діафрагм») за умови:

- о граничної осьової деформації гальмових дисків (1,5 мм);
- о нормативної стійкості конструкції  $\gamma_d \geq 4,0$ .

3. Проведено параметричне скінченно-елементне моделювання конструкцій із «діафрагмами» різної товщини та з отворами різної форми. Встановлено, що умову допустимої осьової деформації гальмових дисків (не більше 1,5 мм) забезпечують наступні конфігурації:

- о «діафрагми» товщиною 20 мм;
- о з отворами циліндричної форми діаметром 1635 мм або прямокутної форми з шириною 1635 мм та висотою 1290 мм;
- о з масою 2398–2399 кг;
- о коефіцієнтом стійкості  $\gamma_d = 4,14$ .

4. Побудовано аналітичні регресійні залежності між геометричними параметрами «діафрагм» (площа отворів, товщина) та технічними характеристиками конструкції (максимальна осьова деформація гальмових дисків, маса «діафрагм», коефіцієнт стійкості). Отримані залежності дозволяють узагальнити результати моделювання та прогнозувати поведінку конструкції під час проектування подібних систем.

5. Здійснено комплексне техніко-економічне обґрунтування, яке показало, що застосування оптимізованих «діафрагм» дозволяє:

- о знизити осьові деформації в 2,4 рази порівняно з базовою конструкцією;
- о зменшити масу підкріплюючих елементів переставної частини барабану на 29 % відносно базової конструкції;
- о зберегти нормативну стійкість без перевитрат матеріалу.

6. За результатами аналітико-експериментального дослідження 10 січня 2025 р. подано заявку на реєстрацію корисної моделі U2025 00123. У заявці формалізовано технічну новизну конструкції «Переставної частини барабана шахтної підіймальної машини» типу ЦР-6,75×6,2/1,95 (ПрАТ «НКМЗ»).

**III. У рамках завдання термомеханічного моделювання фрикційної пари «гальмівний диск–колодка» шахтової підіймальної машини поставлені і вирішені задачі:**

1. Розроблено нову методологію чисельного моделювання теплових процесів у фрикційній парі «гальмовий диск–колодка», яка базується на побудові спрощених скінченно-елементних моделей із рухомим та змінним джерелом теплоти. Запропонований підхід забезпечив зменшення обчислювального навантаження в 11–12 разів при збереженні точності (похибка не перевищує 8,1 %).

2. Підтверджено ефективність моделювання обертання гальмового диска шляхом послідовного теплового навантаження контактних зон, що дало змогу адекватно відтворити умови аварійного (запобіжного) гальмування.

3. Проведено параметричний аналіз впливу кількості гальмових модулів, параметрів дискретизації скінченно-елементної моделі та геометричних спрощень. Доведено, що збільшення кількості модулів від 1 до 9 практично не впливає на температуру нагріву гальмового диска (відхилення не перевищують 1 %).

4. Проведено порівняння температурної поведінки гальмових колодок, виготовлених з різних фрикційних матеріалів. Встановлено, що лише матеріал НСС ( $\lambda = 33 \text{ Вт/м} \cdot ^\circ\text{C}$ ) при швидкості каната 15 м/с не перевищує допустимі температурні межі, тоді як інші перевищують порогові значення.

5. Уперше доведено термічну придатність вітчизняних композиційних матеріалів Y2-301-07 та «Ретінакс» для застосування в імпортних гальмових системах шахтових підіймальних установок за умови зниження початкової швидкості каната до 13 м/с і 13,5 м/с відповідно.

**IV. У рамках завдання впровадження розробленої методології в інженерну практику у формі методичних рекомендацій з моделювання напружено-деформованого стану барабана шахтової підіймальної машини типу ЦР-6,75×6,2/1,95 здійснено:**

1. Систематизовано покрокову процедуру впровадження комплексної методології моделювання розрізних барабанів типу ЦР-6,75×6,2/1,95, яка охоплює повний інженерний цикл – від уніфікації вхідних параметрів до формування

інтегрованого проектного звіту. Методика адаптована як для промислового використання, так і для освітніх цілей (інженерна підготовка, лабораторне моделювання).

2. Визначено ключові етапи моделювання напружено-деформованого стану:

- розрахунок згинальної та кільцевої жорсткості обичайки;
- еквівалентне спрощення геометрії оболонки;
- побудова параметричної CAD-моделі;
- постановка навантажувальних умов у SolidWorks Simulation.

3. Розроблено набір оптимізаційних процедур, що охоплюють оцінку ефективності шпангоутів, комбінованих підкріплень, локального потовщення оболонки та ребер, а також корекцію геометрії косинок. Запропоновані заходи забезпечують зниження концентрації еквівалентних напружень до нормативного рівня ( $\leq 215$  МПа) при збереженні допустимих осьових деформацій гальмових дисків (1,5 мм).

Верифікацію моделей забезпечено проведенням базового скінченно-елементного аналізу з порівнянням початкової та модифікованої конфігурацій. Такий підхід дозволяє обґрунтувати конструктивну доцільність внесених змін і слугує основою для подальшого серійного впровадження.

У ході дослідження отримано низку результатів, що мають істотну наукову новизну та теоретико-прикладне значення:

1. **Уперше розроблено аналітичну модель** переставної частини розрізного канатомісткого барабана у вигляді тонкостінної циліндричної оболонки з включенням кільцевих пружних елементів, яка дозволяє враховувати вплив конструктивних підкріплень (лобовин, косинок, шпангоутів) на осьову жорсткість, що не відображено в класичних оболонкових моделях.

2. **Запропоновано нову методику двоетапної калібровки** поправочних жорсткісних коефіцієнтів аналітичної моделі за даними чисельного аналізу, яка забезпечує відхилення розрахункових результатів не більше ніж на 5 % при

скороченні обчислювального часу у 10–12 разів порівняно з повномасштабним чисельним моделюванням.

3. **Уперше виконано топологічну оптимізацію** жорсткісної структури переставної частини барабана, засновану на комбінації аналітичного й чисельного моделювання осьових деформацій. Здійснена оптимізація дала змогу знизити масу підкріплювальних елементів на 29 % і одночасно зменшити осьові деформації у 2,4 рази без перевищення допустимих меж.

4. **Сформовано комплексну методологію моделювання**, яка вперше інтегрує аналітичні підходи, скінченно-елементне моделювання та термомеханічний аналіз фрикційної пари. Такий підхід забезпечує комплексну інженерну оцінку конструкції з урахуванням реальних експлуатаційних умов. Результати, отримані за допомогою програмних засобів Gravity Sketch і SolidWorks Simulation, активно застосовувалися при створенні ребер жорсткості та при оцінці напружено-деформованого стану, ставши також основою для формування навчального модуля «VR-моделювання в інженерному проектуванні».

5. **Розроблено термомеханічну модель фрикційної пари** «гальмовий диск–колодка» з рухомим джерелом теплоти, яка враховує динаміку тепловиділення при запобіжному гальмуванні, конвекційний теплообмін та теплофізичні характеристики матеріалів. Розроблена модель забезпечує точність температурного прогнозування з похибкою, що не перевищує 8,1 %.

6. **Уперше доведено термічну придатність вітчизняних фрикційних матеріалів**, зокрема марок Y2-301-07 та «Ретінакс», до експлуатації в умовах глибокого шахтового підймання при швидкостях до 13–13,5 м/с, що дозволяє обґрунтовано рекомендувати їх як заміну імпортним аналогам.

## **V. Впровадження результатів роботи**

Підприємству ПрАТ «НКМЗ» (Новокраматорський машинобудівний завод), яке є стейкхолдером освітньої програми за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування», передано методичні рекомендації щодо моделювання напружено-деформованого стану барабана шахтної підймальної машини типу

ЦР-6,75×6,2/1,95. Факт передачі підтверджено Актом впровадження результатів дисертаційного дослідження (Додаток В).

ПрАТ «СУХА БАЛКА» (Приватне акціонерне товариство «Суха Балка») передано розроблені автором «Методичні рекомендації з вибору та обґрунтування параметрів шахтної підйимальної машини з розрізним циліндричним барабаном типу ЦР» для підготовки технічного завдання на її виготовлення. Факт передачі підтверджено Актом впровадження результатів дисертаційного дослідження аспіранта кафедри інжинірингу та дизайну в машинобудуванні НТУ «Дніпровська політехніка» Симоненка Віталія Вадимовича від 03.07.2024 р. (Додаток Д).

У рамках держбюджетної НДР «Розвиток теорії обґрунтування і вибору конструктивних та технологічних параметрів технічних об'єктів галузевого машинобудування» (№ ДР 0122U201676, термін виконання: 01.2023-12.2025). результати дослідження стали складовою частиною науково-дослідної роботи Актом впровадження результатів дисертаційного дослідження (Додаток Е).

У рамках навчальної діяльності автором розроблено практикум для студентів і аспірантів освітньо-наукової програми «Галузеве машинобудування» за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» (G11.03) (Додаток Ж). Практикум упроваджено для підготовки здобувачів вищої освіти інженерного спрямування. Факт використання результатів дисертаційного дослідження в освітньому процесі підтверджено відповідним актом впровадження (Додаток З).

Зокрема, результати моделювання в середовищах Gravity Sketch і SolidWorks Simulation використані на етапах ітераційного формоутворення ребер жорсткості та аналізу напруженого стану. На їх основі створено навчальний кейс «VR-моделювання в інженерному проектуванні», що входить до складу практикуму та сприяє інтеграції цифрових технологій у сучасну інженерну підготовку.

У результаті виконання дисертаційного дослідження були розроблені, погоджені та затверджені наступні документи, які подані у вигляді додатків до дисертації. Кожен із них підтверджує практичну реалізацію результатів дослідження, їх наукову новизну та відповідність вимогам академічної доброчесності:

**Додаток А.** Технічне завдання. Документ визначає первинні вимоги замовника – ПрАТ «НКМЗ» – до дослідження параметрів барабана шахтової підіймальної машини типу ЦР-6,75×6,2/1,95. Описані основні етапи проекту: побудова аналітичної моделі, розробка скінченно-елементного моделювання, оптимізація конструкції та формування практичних рекомендацій для інженерів.

**Додаток Б.** Методичні рекомендації з розрахунку напружено-деформованого стану барабана. Комплексний методичний документ, що включає детальний опис побудови геометричної, аналітичної та чисельної моделей барабана, розрахунок теплових полів у фрикційній парі «гальмовий диск–колодка», а також оптимізацію конструкції. Матеріали узгоджені з технічними вимогами ПрАТ «НКМЗ» і відображають усі етапи розрахунково-аналітичної роботи.

**Додаток В.** Акт впровадження результатів у ПрАТ «НКМЗ». Підтверджує практичне впровадження результатів дисертації в конструкторську діяльність підприємства. В акті зазначено наукову новизну, зокрема: створення нової аналітичної оболонкової моделі, метод калібрування жорсткісних характеристик, впровадження нових елементів конструкції (ребра, шпангоути, діафрагми) та розробку термомеханічної моделі фрикційної пари.

**Додаток Г.** Методичні рекомендації з вибору та обґрунтування параметрів шахтної підіймальної машини з розрізним циліндричним барабаном типу ЦР (ПрАТ «СУХА БАЛКА»). Містить допоміжні рекомендації до моделювання одного з ключових елементів конструкції. Документ підготовлений з урахуванням специфіки дослідження і призначений для використання як у виробничому, так і в навчальному середовищі.

**Додаток Д.** Акт впровадження в проектні та розрахункові роботи (ПрАТ «СУХА БАЛКА»). Засвідчує використання розроблених методик та моделей у практичних інженерних проєктах, пов'язаних з підвищенням ефективності розрахунків елементів конструкції під дією канатного навантаження.

**Додаток Е.** Акт впровадження результатів у науково-дослідну роботу кафедри. Документує інтеграцію напрацювань дисертації у держбюджетну науково-дослідну тему кафедри (№ ДР0122U201676). Включає опис нових моделей,

методів калібрування та термомеханічних підходів, а також посилання на видану англomовну монографію.

**Додаток Ж.** Титульний аркуш практикуму з дисципліни «VR-моделювання в інженерному проектуванні». Свідчить про включення матеріалів дисертації до навчальних курсів для студентів та аспірантів, що навчаються за освітньо-науковою програмою «Галузеве машинобудування».

**Додаток И.** Акт впровадження у навчальний процес. Підтверджує адаптацію результатів дослідження для практичних занять для студентів та аспірантів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування». Містить опис новизни дослідження, що стало основою для створення методичних матеріалів.

**Додаток К.** Перевірка на відповідність принципам академічної доброчесності. За результатами проведеної комплексної експертизи, яка охоплювала декілька рівнів оцінювання, встановлено відсутність порушень академічної доброчесності. Зокрема, було здійснено автоматизовану перевірку тексту на наявність текстових збігів та рівень цитування із використанням сертифікованої системи [StrikePlagiarism.com](https://www.strikeplagiarism.com).

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Прилуцький завод пластмас. (б. д.). Офіційний вебсайт виробника фрикційних матеріалів. <https://www.pzp.ua/>
2. Фідровська Н.М. Новий підхід до розрахунку канатного барабана. Збірник наукових праць УкрДАЗТ, 2014, вип. 148, ч. 1 с.79-86 <https://doi.org/10.18664/1994-7852.148.2014.72476>
3. Fidrovska N.M., Slepuzhnikov E.Y., Nesterenko V.V., Musaiev Z.R. Main problems of mine drum design. Вісник ХНАДУ, вип. 101, т. 2, 2023 с. 142-146 DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2023.101.2.142
4. Slepuzhnikov E., Khursenko S., Fidrovska N.M. Application of Math Splines for Mathematical Modeling the Stressed State of the Rope Drum Shell // Multidisziplinäre Forschung: Perspektiven, Probleme und Muster. – Wien, 2021. – Band 1. – P. 114–115. DOI: 10.36074/logos-09.04.2021.v1.38
5. Фідровська Н.М., Слєпужніков Є.Д., Чернишенко О.В. Міцність тришарової циліндричної оболонки. Науковий вісник будівництва, №1(79) 2015 с. 190-193 <https://svc.kname.edu.ua/index.php/svc/article/view/1374/1373>
6. Fidrovska, N. M., Slepuzhnikov, E. D., Nesterenko, V. V., & Korovko, A. V. (2022). The stability of the rope drum. Mashynobuduvannya (Mechanical Engineering), (30), 5–9. <https://doi.org/10.32820/2079-1747-2022-30-5-9>
7. Volchenko, D., Kernysky, I., Royko, Y., Ostashuk, M., Fidrovska, N., Skrypnyk, V., Zhuravlev, D., Klochko, N., Rys, V., Berezovetska, O., Dixit, S., Stefańska, A., Koda, E., Singh, S., Sharma, K. & Mahadeva, R. (2025). Optimization of metal polymer friction pair composition for hydrogen wear reduction through thermal stabilization analysis. Scientific Reports, 2025, 15(1), 3265. | <https://doi.org/10.1038/s41598-025-86738-w>
8. Fidrovska, N., Slepuzhnikov, E., Ponomarenko, R., Chyrkina, M., Perevoznyk, I. (2023). Durability of crane metal structures. AIP Conference Proceedings, 2023, 2684, 030010. <https://doi.org/10.1063/12.0013715>
9. Kindrachuk, M., Volchenko, D., Fidrovska, N., Dukhota, O., Zhuravlev, D., Ostashuk, M., Porokhovskiy, Y., Kharchenko, V. (2023). Wear-friction properties of friction

pairs in disc-pad brakes. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2023, 4(12(124)), 56–61. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.285699>

10. Fidrovska, N.M., Slepuzhnikov, Ye.D., Shevchenko, V.O., Legeyda, D.V., Vasyliiev, S.V. (2022). Determination of the stability of a three-layer shell of a traveling wheel with light filler. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 2022, (2), 37–41. <https://doi.org/10.33271/nvngu/2022-2/037>

11. Fidrovska, N., Slepuzhnikov, E., Varchenko, I., Harbuz, S., Shevchenko, S., Chyrkina, M., Nesterenko, V. (2021). Determining Stresses in the metallic Structure of an overhead Crane when Using running Wheels of the New design. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2021, 1, 22–31. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.225097>

12. Moldabayev, S., Nurmanova, A., Sdvyzhkova, O., Babets, D., Amankulov, M. (2024). Numerical Simulation of a Pit Wall Stability Considering Seismic Impact in Terms of Ultra-Deep Open-Pit Mine. *Studies in Systems Decision and Control*, 2024, 224, 121–134. [https://doi.org/10.1007/978-3-031-70725-4\\_9](https://doi.org/10.1007/978-3-031-70725-4_9)

13. Babets, D., Sdvyzhkova, O., Hapieiiev, S., Shashenko, O., Prykhodchenko, V. (2023). Multifactorial analysis of a gateroad stability at goaf interface during longwall coal mining – A case study. *Mining of Mineral Deposits*, 2023, 17(2), 9–19. <https://doi.org/10.33271/mining17.02.009>

14. Sdvyzhkova, O., Moldabayev, S., Bascetin, A., Babets, D., Kuldeyev, E., Sultanbekova, Z., Amankulov, M., Issakov, B. (2022). Probabilistic assessment of slope stability at ore mining with steep layers in deep open pits. *Mining of Mineral Deposits*, 2022, 16(4), 11–18. <https://doi.org/10.33271/mining16.04.011>

15. Volkov, V., Sklyarov, M., Taran, I., Shapovalov, O., Yaruta, A., Volkova, T. (2024). Characterization of Light Commercial Vehicles' Brake Booster Operations from In-math Simulation. *Transport Means - Proceedings of the International Conference*, 2024, 2024-October, 1002–1007. <https://doi.org/10.5755/e01.2351-7034.2024.P1002-1007>

16. Taran, I., Zhamanbayev, B., Klymenko, I., Beketov, Y. (2024). Application of modern mathematical apparatus for determining the dynamic properties of vehicles. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 2024, (4), 73–79. <https://doi.org/10.33271/nvngu/2024-4/073>

17. Volkov, V., Taran, I., Volkova, T., Ponomarova, N., Kochuieva, Z. (2022). Determination of Vehicle Stabilization Parameters During Braking. Transport Means - Proceedings of the International Conference, 2022, 2022-October, 347–352 <https://transportmeans.ktu.edu/wp-content/uploads/sites/307/2023/02/Transport-Means-2022-Part-I.pdf>
18. Belmas, I., Kolosov, D., Bilous, O., Tantsura, H., Onyshchenko, S., Antonova, K. (2024). A Model of Interaction of Rigid Fibers in an Orthotropic Composite Rope. Key Engineering Materials, (995), 115-124. <https://doi.org/10.4028/p-PUny7D>
19. Belmas, I., Kolosov, D., Bilous, O., Tantsura, H., Onyshchenko, S., Antonova, K. (2024). Stress-Strain State of Composite Stay Rope for Suspending Permanent Structures and their Components. Key Engineering Materials, (996), 117-131. <https://doi.org/10.4028/p-lhHh6k>
20. Belmas, I., Kolosov, D., Bilous, O., Tantsura, H., Onyshchenko, S., Antonova, K. (2024). Influence of Breakages of Reinforcing Elements of a Composite Orthotropic Stay Rope on Its Stress-Strain State. Key Engineering Materials, (997), 107-118. <https://doi.org/10.4028/p-E4cn8R>
21. Kravets, V., Kolosov, D., Kravets, V., Dolgov, O., Onyshchenko, S. (2024). Analytical modelling and design of linear controlled dynamic systems. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 1348(1), 012084. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/1348/1/012084>
22. Ilin, S., Adorska, L., Ilina, I. (2025). Risk-forming factors influencing the loss of cross-section of reinforcement elements of vertical mine shafts. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2024, 1491 (1), 012002. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/1491/1/012002>
23. Kruzhnova, S., Fursina, A., Ilin, S., Adorska, L., Ilina, I. (2024). Simulation modelling of residual resource for hoisting mechanisms in the mining industry. IOP Conference Series Earth and Environmental Science, 2024, 1348(1), 012070. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/1348/1/012070>
24. Ilin, S., Adorska, L., Babets, D., Ilina, I., Kruzhnova, S., Fursina, A. (2024). Risk-forming areas of mine hoisting equipment and directions for reducing contact loads on shaft

reinforcement. IOP Conference Series Earth and Environmental Science, 2024, 1348(1), 012021. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/1348/1/012021>

25. Zabolotnyi K., Panchenko O., Zhupiiiev O. (2019). Development of the theory of laying a hoisting rope on the drum of a mining hoisting machine // E3S Web of Conferences, Essays of Mining Science and Practice. – Vol. 109. – Article 00121. DOI: 10.1051/e3sconf/201910900121

26. 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, Ukrainian School of Mining Engineering, Vol. 123. DOI: 10.1051/e3sconf/201912301021

27. Mangalekar, S., Bankar, V., & Chaphale, P. (2016). A review on design and optimization with structural behavior analysis of central drum in mine hoist. International Journal of Engineering Research and General Science, 4(2), 91–96. <https://pnrsolution.org/Datacenter/Vol4/Issue2/13.pdf>

28. Mangalekar, S., Bankar, V., & Chaphale, P. (2016). Design and analysis of central drum in mine hoist. International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET), 3(6), 1111–1114. <https://tinyurl.com/yvkw44d8>

29. Zabolotnyi, K.S., Panchenko, O.V., Kukhar, V.Yu., Zhupiiiev, O.L., Polushyna, M.V., Moskalyova, T.V., & Antsyferov, O.V. (2023). Justification of the algorithm for selecting parameters of composite linings for drums of mine hoisting machines. Materials Science and Industrial Machine-Building, 75, 148–160. <https://doi.org/10.33271/crpnmu/75.148>

30. Brodny, J., & Żołnierz, M. (2013). Issue of multiple-layer winding of ropes on drums of mine-shaft hoistings. Systems Supporting Production Engineering, 5, 49–62. [http://www.dydaktyka.polsl.pl/roz5/konfer/wyd/2013/1/R\\_5.pdf](http://www.dydaktyka.polsl.pl/roz5/konfer/wyd/2013/1/R_5.pdf)

31. Hu, J., Li, J.-C., He, X., & Cao, J.-C. (2016). Large mine hoist drum topology optimization design. Proceedings of the 2016 International Conference on Energy Development and Environmental Protection (EDEP 2016). DOI:10.12783/dteees/edep2016/5945

32. Zabolotnyi K.S., Zhupiiiev O.L., Sosnina Ye.M. (2012). Study of Deflected Mode of Mine Winder Split Drums // Науковий вісник НГУ, №1, с. 82–87. <https://tinyurl.com/p6jxx5hz>
33. Kowal, L., & Sinka, T. (2020). Impact of winding drum shell ribbing of a hoisting machine on its strength and manufacture costs. *Mechanik Maszyn – KOMAG*, 4, 2–13. <https://doi.org/10.32056/KOMAG2020.4.1>
34. Popescu, F. D., Andraş, A., & Brînaş, 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. [https://www.upet.ro/annals/mechanical/pdf/2022/13\\_Popescu\\_Andras\\_Brinas\\_2.pdf](https://www.upet.ro/annals/mechanical/pdf/2022/13_Popescu_Andras_Brinas_2.pdf)
35. Панченко, О. В., & Боднар, Д. О. (2020). Розробка математичної моделі напружено-деформованого стану барабанів шахтних підіймальних машин. Збірник наукових праць Донецького національного технічного університету. Серія: Гірництво та геологія, (1(43)), 105–114. <https://doi.org/10.31474/2074-2630-2020-1-105-114>
36. Radu, S. M., Popescu, F. D., Andras, A., Virág, Z., Brînaş, I., & Draica, M.-I. (2022). A thermo-mechanical stress based fatigue life evaluation of a mine hoist drum brake system using COMSOL Multiphysics. *Materials*, 15(19), 6558. <https://doi.org/10.3390/ma15196558>
37. Popescu, F. D., Radu, S. M., Andras, A., & Brînaş, I. (2021). Numerical modeling of mine hoist disc brake temperature for safer operation. *Sustainability*, 13(5), 2874. <https://doi.org/10.3390/su13052874>
38. Darius, G. S., Berhan, M. N., David, N. V., Shahrul, A. A., & Zaki, M. B. (2005). Characterization of brake pad friction materials. *WIT Transactions on Engineering Sciences*, 51, 43–50. <https://doi.org/10.2495/MC050051>
39. Mohammed, A. Q., Hussain, I. Y., & Abdullah, O. I. (2022). Effect of frictional material on thermal behavior of brake system. *Tribology in Industry*, 44(1), 64–72. <https://doi.org/10.24874/ti.1071.03.21.07>
40. Zabolotnyi, K. S., Zhupiiiev, O. L., & Molodchenko, A. V. (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>
41. Zabolotnyi, K. S., Zhupiiiev, O. L., & Molodchenko, A. V. (2018). Development of a three-parameter model of the shoe brake contact interaction with the drum in mine hoisting machine. *E3S Web of Conferences*, 60, 00039. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/20186000039>
  42. Popescu, F. D., Radu, S. M., Andras, A., Brînas, I., Budilică, D. I., & Popescu, V. (2022). Comparative analysis of mine shaft hoisting systems' brake temperature using finite element analysis (FEA). *Materials*, 15(9), 3363. <https://doi.org/10.3390/ma15093363>
  43. aus der Wiesche, S., & Helcig, C. (2016). *Convective heat transfer from rotating disks subjected to streams of air* (1st ed.). Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-20167-2>
  44. Carbogno, A. (2002). Mine hoisting in deep shafts in the 1st half of 21st Century. *Acta Montanistica Slovaca*, 7(3), 188–192. <https://tinyurl.com/5dt2bzh5>
  45. Zabolotnyi, K. S., Panchenko, O. V., Zhupiiiev, O. L., & Polushyna, M. V. (2018). Influence of Parameters of a Rubber-Rope Cable on the Torsional Stiffness of the Body of the Winding. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, (5), 54–63. <https://doi.org/10.29202/nvngu/2018-5/11>
  46. Wolny, S., & Badura, S. (2012). Stress analysis in structural components of the Koepe pulley in hoisting installations. *Engineering Transactions*, 60(2), 155–170. <https://et.ippt.pan.pl/index.php/et/article/view/827>
  47. Wolny, S. (2012). The influence of operating loads on the state of stress and strain in selected load-bearing elements of a tower-type headgear structure. *Archives of Mining Sciences*, 57(3), 497–515. <https://doi.org/10.2478/v10267-012-0033-2>
  48. Wolny, S., & Matachowski, F. (2010). Analysis of loads and stresses in structural elements of hoisting installations in mines. *Engineering Transactions*, 58(3–4), 153–174. <https://et.ippt.pan.pl/index.php/et/article/view/930>
  49. Wolny, S., & Ładecki, B. (2017). Strength analysis of typical Koepe pulley constructions applied in mine hoisting installations. *Engineering Transactions*, 65(3), 523–538. <https://doi.org/10.24423/EngTrans.438.20170919>

50. K.S. Zabolotnyi, V.V. Symonenko, O.V. Panchenko, M.A. Rutkovskiy. Justification of the Calculation Method for Cylindrical Drums of Mine Hoisting Machines: monograph. Ministry of Education and Science of Ukraine, National Technical University "Dnipro Polytechnic." - D : Dnipro, Jurfond, 2024. - 190 p. <http://ir.nmu.org.ua/handle/123456789/167512>
51. Zienkiewicz, O. C., Taylor, R. L., & Zhu, J. Z. (2013). The finite element method: Its basis and fundamentals (7th ed.). Elsevier. <https://tinyurl.com/mvj5d2hj>
52. Ugural, A. C. (2017). Plates and shells: Theory and analysis (4th ed.). CRC Press.
53. Chapelle, D., & Bathe, K.-J. (2011). The finite element analysis of shells – Fundamentals (2nd ed.). Springer Berlin Heidelberg. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-16408-8>
54. Kurowski Paul, Ph.D., Eng P. Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation 2023. USA: SDC Publications, 2023, 304 c.
55. CADArtifex, Willis, J., & Dogra, S. (2024). SOLIDWORKS Simulation 2024: A Power Guide for Beginners and Intermediate Users (8th ed.). CADArtifex. ISBN 978-9394074972
56. Paul J. Schilling, Randy H. Shih. Parametric Modeling with SOLIDWORKS 2023. USA: SDC Publications, 2023, 206 c.
57. CADArtifex, Willis, J., & Dogra, S. (2024). SOLIDWORKS 2024: A Power Guide for Beginners and Intermediate Users (1st ed.). Independently published. ISBN 979-8876500267
58. Walpole, R. E., Myers, R. H., Myers, S. L., & Ye, K. (2017). Probability and statistics for engineers and scientists (9th ed.). Pearson. <https://tinyurl.com/m2cp5rru>
59. Maxfield, B. (2009). Essential Mathcad for Engineering, Science, and Math (2nd ed.). Academic Press. ISBN: 978-0080912295
60. ДСТУ-Н Б EN 1993-1-6:2011. (2011). Єврокод 3: Проектування сталевих конструкцій. Частина 1-6: Міцність та стійкість оболонок (EN 1993-1-6:2007, IDT). Київ: Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України.

61. Grigore C. Burdea, Philip Coiffe. Virtual Reality Technology. USA: Wiley. John Wiley & Sons, LTD. 2024, 224 с.
62. Заболотний К. С., Захарова Д. Р. Застосування віртуальної реальності у формуванні професійних компетентностей студентів спеціальності галузеве машинобудування. Молодь: наука та інновації: матеріали XI Міжнар. наук.-практ. конф. Національний технічний університет «Дніпровська політехніка». 2023, С. 58-59.
63. Hasan, S. Investigating the Potential of VR in Language Education: A Study of Cybersickness and Presence Metrics. 13th International Conference on Educational and Information Technology (ICEIT), 2024, C.189–196. URL: <https://doi.org/10.1109/ICEIT61397.2024.10540709>.
64. Lin, M., Chiang, I., Lee, L., & Lu, H. (2022). Examining performance of VR sketch modeling tool in personal sketches. In D. Lockton, S. Lenzi, P. Hekkert, A. Oak, J. Sádaba, & P. Lloyd (Eds.), *DRS2022: Bilbao, 25 June - 3 July, Bilbao, Spain*. <https://doi.org/10.21606/drs.2022.200>
65. Vo, H. (2022). Design creativity in Industry 4.0: Gravity Sketch and 3D printing in a luminaire design project. *Journal of Engineering Design and Technology*, ahead-of-print. <https://doi.org/10.1108/JEDT-01-2022-0053>
66. VIVE Pro Eye. URL: <https://business.vive.com/ua/product/vive-pro-eye/>. 2024, 12 травня.
67. Dassault Systemes. Overview of eDrawings. URL: [https://help.solidworks.com/2022/english/eDrawings/c\\_eDrawings.htm](https://help.solidworks.com/2022/english/eDrawings/c_eDrawings.htm)
68. Joundi, J., Christiaens, Y., Saldien, J., Conradie, P., & De Marez, L. (2020). An explorative study towards using VR sketching as a tool for ideation and prototyping in product design. *Proceedings of the Design Society: DESIGN Conference*, 1, 225–234. <https://doi.org/10.1017/dsd.2020.61>
69. Gravity Sketch. 3D sketching and design software. URL: <https://www.gravitysketch.com/>. 2024, 12 травня.
70. Howard, D. (2023, February 27). Gravity Sketch for traditional industrial design. BOLTGROUP. Retrieved June 7, 2025, from <https://boltgroup.com/gravity-sketch-for-traditional-industrial-design/>

71. Заболотний К. С., Гнатушенко В. В., Селівьорстова Т. В., Дмитрієва І. С., Шедловська Я. І. Огляд тенденцій застосування віртуальної реальності в машинобудуванні. Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні. ITMM 2023: тези доповідей. 2023.
72. K. S. Zabolotnyi, O. L. Zhupiiiev, V. V. Symonenko. Substantiating The Methods For Calculating The Split Cylindrical Drums Of Mine Hoisting Machines With Increased Rope Capacity. Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu, 2022, № 5. 60-67. <https://doi.org/10.33271/nvngu/2022-5/060>
73. К.С. Заболотний, О.В. Панченко, В.В. Симоненко. Аналіз проблематики застосування дискових гальм у комплексі довгих барабанів шахтних підйомників збільшеної канатомісткості. Збірник наукових праць НГУ, 2023, №74-18. <https://doi.org/10.33271/crpnmu/74.213>
74. В.В. Симоненко. Обґрунтування методики розрахунку канатомістких циліндричних барабанів шахтних підймальних машин. Збірник наукових праць НГУ, 2023, №75-18. <https://doi.org/10.33271/crpnmu/75.180>
75. Zabolotnyi, K. S., Symonenko, V. V., Panchenko, O. V., & Rutkovskiy, M. A. (2024). Justification of the calculation method for cylindrical drums of mine hoisting machines (Monograph). Ministry of Education and Science of Ukraine, National Technical University "Dnipro Polytechnic". <https://ir.nmu.org.ua/handle/123456789/167512>
76. Овчинніков, Ю. М., Козлов, П. М., Попов, Г. І., & Калюжний, С. О. (2014). Переставна частина барабана шахтної підйомної машини: Опис до патенту на корисну модель № 87897 (UA 87897 U). Державна служба інтелектуальної власності України.
77. Walkenbach, J. (2015). Excel 2016 Bible (1st ed.). Wiley. ISBN: 978-1119067511
78. Svendborg Brakes. (n.d.). Official website. <https://www.svendborg-brakes.com/>
79. Kareem, M. H., Hussain, I. Y., & Hadi, N. H. (2018). Thermal investigation of brake pad performance using a full-scale brake dynamometer. International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering (IJMME-IJENS), 18(05), 11–20. <https://www.researchgate.net/publication/329000011>

80. 6th Gear Automotive Solutions. (n.d.). ECE R90 certifications. <https://www.6thgearautomotive.com/testing-and-certification-2/ece-r90-certifications/>
81. Sathyamoorthy, G., Vijay, R., & Singaravelu, D. L. (2022). Brake friction composite materials: A review on classifications and influences of friction materials in braking performance with characterizations. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L: Journal of Materials: Design and Applications*, 236(8), 1466–1482. <https://doi.org/10.1177/13506501211064082>
82. Bijwe, J., Kumar, A., & Majumdar, N. (2016). Review on the friction and wear of brake materials. *Advances in Mechanical Engineering*, 8(7), 1–17. <https://doi.org/10.1177/1687814016647300>
83. V. Symonenko, K. Zabolotnyi, O. Panchenko. Methodology for determining the heat distribution in disc brakes of mine hoisting machines. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 2024, № 5. 59-64. <https://doi.org/10.33271/nvngu/2024-5/059>
84. Булгаков В. Теоретична механіка. Київ: Центр навчальної літератури, 2017, 604.
85. Kurowski, P. (2022). *Thermal Analysis with SOLIDWORKS Simulation 2022 and Flow Simulation 2022* (1st ed.). SDC Publications. ISBN 978-1630574901
86. Kurowski, P. (2015). *Thermal Analysis with SOLIDWORKS Simulation 2015 and Flow Simulation 2015* (1st ed.). SDC Publications. ISBN: 978-1585039395
87. Limpert, R. (1975). Cooling analysis of disc brake rotors (SAE Technical Paper No. 751014). SAE International. <https://doi.org/10.4271/751014>
88. Zienkiewicz, O. C., & Taylor, R. L. (2000). *The Finite Element Method: Volume 1, The Basis* (5th ed.). Oxford: Butterworth-Heinemann. <https://tinyurl.com/2z2p3ayz>
89. International Institute of Welding. (2008). *IIW Recommendations for fatigue design of welded joints and components (IIW-1823-07)*. Paris: IIW Publishing.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ДНІПРОВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

**ПОГОДЖЕНО:**

Провідний конструктор виробництва  
гірничорудного й ковальсько-  
пресового устаткування ПрАТ "НКМЗ"  
Стейкхолдер ОНП «133 Галузеве  
машинобудування»



**Юрій ОВЧИННИКОВ**

«02»

11

2021 р.

**ЗАТВЕРДЖУЮ:**

Перший проректор  
НТУ «Дніпровська політехніка»



**Артем ПАВЛИЧЕНКО**

«03»

11

2021 р.

**ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ**

на визначення параметрів барабана шахтової підіймальної машини  
типу ЦР-6,75×6,2/1,95

**Замовник ПрАТ "НКМЗ":**

Провідний конструктор виробництва  
гірничорудного й ковальсько-пресового  
устаткування ПрАТ "НКМЗ"  
Стейкхолдер ОНП «133 Галузеве  
машинобудування»



**Ю.М. Овчинніков**

**Завідувачка кафедри ІДМБ:**

кандидат технічних наук, доцент кафедри  
інжинірингу та дизайну в машинобудуванні  
НТУ «Дніпровська політехніка»



**О.В. Панченко**

**Керівник роботи:**

доктор технічних наук, професор кафедри  
інжинірингу та дизайну в машинобудуванні  
НТУ «Дніпровська політехніка»



**К.С. Заболотний**

**Виконавець:**

аспірант кафедри інжинірингу та дизайну в  
машинобудуванні НТУ «Дніпровська  
політехніка»

**В.В. Симоненко**

Дніпро – 2021

## ЗМІСТ

|                                                                       |   |
|-----------------------------------------------------------------------|---|
| Вступ.....                                                            | 3 |
| Вихідні дані для шахтової підйимальної машини ЦР-6,75×6,2/1,95.....   | 4 |
| 1 Загальна частина.....                                               | 4 |
| 2 Загальна характеристика технологічного процесу.....                 | 4 |
| 3 Навколишнє середовище, в якому буде експлуатуватися обладнання..... | 4 |
| 4 Основні технічні характеристики.....                                | 5 |

## ВСТУП

У межах чинної угоди про науково-технічне співробітництво та взаємну діяльність між ПрАТ «НКМЗ» та кафедрою інжинірингу та дизайну в машинобудуванні НТУ «Дніпровська політехніка», укладеної 12 березня 2015 року та продовженої 14 березня 2023 року, підприємством поставлено задачу щодо проведення дослідження параметрів барабана шахтової підіймальної машини типу ЦР-6,75×6,2/1,95, включає такі основні етапи:

1. Розробити аналітичну модель переставної частини барабана на основі рівнянь вигину оболонок із включенням кільцевих пружних елементів для визначення напружень, що виникають в обичайці барабану.
2. Обґрунтувати скінченно-елементні моделі варіантів конструкцій барабана ШПМ, які забезпечують допустимі значення напружень.
3. Оптимізувати конструкцію переставної частини барабана, враховуючи обмеження за масою, геометричною сумісністю та умовами збереження допустимого значення осьових деформацій гальмового диску.
4. Розробити комп'ютерну модель фрикційної пари «гальмовий диск–колодка» з рухомим та змінним джерелом тепла.
5. Сформулювати методичні рекомендації, орієнтовані на промислових інженерів.

Для виконання поставленого завдання підприємством було надано вихідні дані (табл. А1) та комп'ютерну модель барабана шахтової підіймальної машини ЦР-6,75×6,2/1,95.

Всі матеріали передаються для проектування на ПрАТ «НКМЗ» та можуть використовуватись на кафедрі інжинірингу та дизайну в машинобудуванні НТУ «Дніпровська політехніка» в учбовому процесі.

**Вихідні дані для шахтової підйомної машини ЦР-6,75×6,2/1,95**

| <b>1. Загальна частина</b>                                              |                                                                                                                                                                                         |
|-------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1.1                                                                     | Дана технічна специфікація на виготовлення і постачання обладнання шахтної підйомної машини (ШПМ) з розрізним барабаном типу ЦР-6,75×6,2/1,95.                                          |
| 1.2                                                                     | Проектування і виготовлення ШПМ повинно здійснюватися у відповідності з чинними нормами і бути заснованим на сучасних технологіях.                                                      |
| 1.3                                                                     | ШПМ повинна бути промислового типу, мати перевірену конструкцію, призначатися для режиму роботи в умовах, зазначених у п.2, п.3, з технічними характеристиками, визначеними у п.4, п.7. |
| 1.4                                                                     | Використовувані складові частини ШПМ і матеріали повинні бути новими, а не такими, що були у вжитку, їх якість повинна відповідати вимогам нормативних документів.                      |
| 1.5                                                                     | Обладнання повинно відповідати стандартам, чинним на момент постачання обладнання на підприємство.                                                                                      |
| <b>2 Загальна характеристика технологічного процесу</b>                 |                                                                                                                                                                                         |
| 2.1                                                                     | Призначення технологічного процесу, в якому застосовується обладнання                                                                                                                   |
| 2.2                                                                     | Характеристика технологічного процесу                                                                                                                                                   |
| 2.3                                                                     | Найменування обладнання                                                                                                                                                                 |
| 2.4                                                                     | Тип обладнання (або аналогічний)                                                                                                                                                        |
| 2.5                                                                     | Призначення обладнання                                                                                                                                                                  |
| 2.6                                                                     | Кількість одиниць обладнання                                                                                                                                                            |
| 2.7                                                                     | Вид будівництва                                                                                                                                                                         |
| 2.8                                                                     | Місце розміщення обладнання                                                                                                                                                             |
| 2.9                                                                     | Режим роботи підземного рудника                                                                                                                                                         |
| <b>3 Навколишнє середовище, в якому буде експлуатуватися обладнання</b> |                                                                                                                                                                                         |
| 3.1                                                                     | Висота над рівнем моря (відносна відмітка 0,000)                                                                                                                                        |
| 3.2                                                                     | Місце розміщення обладнання                                                                                                                                                             |
| 3.3                                                                     | Сейсмічна інтенсивність у пункті розміщення згідно з комплектом карт ОСП-97С (СП 14.13330.2011)                                                                                         |
| 3.4                                                                     | Кліматичне виконання і категорія розміщення                                                                                                                                             |
| 3.5                                                                     | Температура повітря в робочій зоні                                                                                                                                                      |
| 3.6                                                                     | Вологість повітря в робочій зоні                                                                                                                                                        |

| 4 Основні технічні характеристики                                        |                                                                                                                              |
|--------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Параметри                                                                | Тип машин                                                                                                                    |
| 4.1 Позначення                                                           | ЦР-6,75×6,2/1,95 (або аналог)                                                                                                |
| 4.2 Тип                                                                  | Одноканатна однодвигунна підйомна машина з циліндричним розрізним барабаном безредукторного виконання з одношаровою навивкою |
| 4.3 Тип підйому                                                          | Скіп-скіп                                                                                                                    |
| 4.4 Висота підйому                                                       | 1477,657 м                                                                                                                   |
| 4.5 Кути нахилу струн канату:                                            |                                                                                                                              |
| - верхня струна                                                          | 38°                                                                                                                          |
| - нижня струна                                                           | 41°                                                                                                                          |
| 4.6 Коренева частина підйомної машини:                                   |                                                                                                                              |
| 4.6.1 Діаметр барабана                                                   | 6750 мм                                                                                                                      |
| 4.6.2 Ширина барабана:                                                   |                                                                                                                              |
| - повна                                                                  | 6200 мм                                                                                                                      |
| - заклиненої частини                                                     | 4250* мм                                                                                                                     |
| - переставної частини                                                    | 1950* мм                                                                                                                     |
| 4.6.3 Канатомісткість кожної вітки без урахування витків тертя, не менше | 1500 м                                                                                                                       |
| 4.6.4 Максимальний статичний натяг каната, не менше                      | 450 кН                                                                                                                       |
| 4.6.5 Максимальна різниця натягів канатів, не менше                      | 310 кН                                                                                                                       |
| 4.6.6 Максимальний статичний момент, не менше                            | 1100 кН·м                                                                                                                    |
| 4.6.7 Момент інерції, не більше                                          | 5000 т·м <sup>2</sup>                                                                                                        |
| 4.6.8 Крок нарізки канавок                                               | 51 мм                                                                                                                        |
| 4.6.9 Виконання підйомної машини                                         | праве                                                                                                                        |
| 4.6.10 Тип підшипників / тип мастила                                     | роликотітшипники кочення виробництва SKF / консистентне (мастило)                                                            |
| 4.7 Електродвигун підйомної машини:                                      |                                                                                                                              |
| 4.7.1 Тип                                                                | постійного струму (П2-800-228-8С або аналог)                                                                                 |
| 4.7.2 Номінальна потужність                                              | 4000 кВт<br>(уточнюється постачальником за результатами розрахунків щодо вибору електродвигуна)                              |

|                                                                                                                   |                                                                                                                |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 4.7.3 Номінальна частота обертання                                                                                | 40 об/хв<br>(уточнюється постачальником за результатами розрахунків щодо вибору електродвигуна)                |
| 4.7.4 Момент інерції ротора, не більше                                                                            | 38000 кг·м <sup>2</sup><br>(уточнюється постачальником за результатами розрахунків щодо вибору електродвигуна) |
| 4.7.5 Коефіцієнт перевантаження по струму, кратно номінальному струму при номінальній частоті обертання, не менше | 2,5                                                                                                            |
| 4.7.6 Напруга                                                                                                     | 930 В<br>(уточнюється постачальником за результатами розрахунків щодо вибору електродвигуна)                   |
| 4.7.7 Режим роботи                                                                                                | S7                                                                                                             |
| 4.7.8 Спосіб охолодження за ГОСТ 20459-87                                                                         | ICA37                                                                                                          |
| 4.8 Тип підйомної посудини:                                                                                       | Скіп із відхиляючим кузовом                                                                                    |
| 4.8.1 Маса, не більше                                                                                             | 12000 кг                                                                                                       |
| 4.8.2 Вантажопідйомність, не більше                                                                               | 15000 кг                                                                                                       |
| 4.8.3 Геометрична ємність кузова                                                                                  | 11 м <sup>3</sup>                                                                                              |
| 4.8.4 Підвісний пристрій                                                                                          | Ковш клиновий безканатний 4ККБ.000-01                                                                          |
| 4.8.5 Кількість підйомних канатів, шт.                                                                            | 1                                                                                                              |
| 4.8.6 Тип провідників                                                                                             | Коробчасті металеві                                                                                            |
| 4.8.9 Кількість провідників, шт.                                                                                  | 2                                                                                                              |
| 4.8.10 Перетин провідників, мм                                                                                    | 180×180                                                                                                        |
| 4.8.11 Відстань між провідниками, мм                                                                              | 1500                                                                                                           |
| 4.8.12 Тип напрямних                                                                                              | Трьохроликові, важільні з пружинним амортизатором                                                              |
| 4.8.13 Діаметр ролика (не більше), мм                                                                             | 260                                                                                                            |
| 4.8.14 Габарит поперечного перерізу кузова скіпа (по світлу), мм                                                  | 1544×1254                                                                                                      |
| 4.8.15 Діаметр розвантажувального ролика, мм                                                                      | 200                                                                                                            |
| 4.8.16 Загальна довжина скіпа (по рамі), мм                                                                       | 8800                                                                                                           |
| 4.8.17 Загальна габаритна довжина скіпа, мм                                                                       | 11300                                                                                                          |
| 4.9 Підіймальний канат:                                                                                           |                                                                                                                |
| 4.9.1 Тип                                                                                                         | Сталевий вантажний багатопрядний канат "БРАЙДОН" Дайформ 34LR/PI (34×19)                                       |

|                                                             |                            |
|-------------------------------------------------------------|----------------------------|
| 4.9.2 Діаметр                                               | 46 мм                      |
| 4.9.3 Погонна маса, не більше                               | 10,9 кг/пог.м              |
| 4.9.4 Сумарне розривне зусилля всіх дротів каната, не менше | 2350 кН                    |
| 4.10 Характеристика вантажу (руда/порода):                  |                            |
| 4.10.1 Максимальний розмір кусків, не більше                | 300 мм                     |
| 4.10.2 Густина руди (породи) в масиві                       | 2,5...4,3 т/м <sup>3</sup> |
| 4.10.3 Коефіцієнт розпушення                                | 1,5                        |
| 4.10.4 Кут природного укосу                                 | 55°                        |
| 4.10.5 Відносна вологість                                   | 3,0 %                      |
| 4.11 Канатоведучий шків:                                    |                            |
| 4.11.1 Діаметр                                              | 4000 мм                    |
| 4.11.2 Статичне навантаження (натяг каната), не менше       | 450 кН                     |
| Прийняті параметри                                          |                            |
| 1 Кількість періодів діаграми                               | 7                          |
| 2 Прискорення рушання 1                                     | 0,3 м/с <sup>2</sup>       |
| 3 Основне прискорення 3                                     | 0,75 м/с <sup>2</sup>      |
| 4 Основне уповільнення 5                                    | 0,75 м/с <sup>2</sup>      |
| 5 Уповільнення зупинення 7                                  | 0,3 м/с <sup>2</sup>       |
| 6 Швидкість виходу з кривих                                 | 0,3 м/с                    |
| 7 Максимальна швидкість підйому 4                           | 14,234 м/с                 |
| 8 Швидкість входу в криві                                   | 0,3 м/с                    |
| 9 Сумарний шлях періодів 1 і 2                              | 3,1 м                      |
| 10 Сумарний шлях періодів 6 і 7                             | 5,2 м                      |
| 11 Тривалість паузи (завантаження / розвантаження)          | 40 с                       |
| Розрахункові параметри                                      |                            |
| 12 Час періоду 1                                            | 1,00 с                     |
| 13 Час періоду 2                                            | 7,00 с                     |
| 14 Час періоду 3                                            | 18,58 с                    |
| 15 Час періоду 5                                            | 18,58 с                    |
| 16 Час періоду 6                                            | 16,83 с                    |
| 17 Час періоду 7                                            | 1,00 с                     |

|                   |           |
|-------------------|-----------|
| 18 Шлях періоду 1 | 0,15 м    |
| 19 Шлях періоду 2 | 2,10 м    |
| 20 Шлях періоду 3 | 135,00 м  |
| 21 Шлях періоду 5 | 135,00 м  |
| 22 Шлях періоду 6 | 5,05 м    |
| 23 Шлях періоду 7 | 0,15 м    |
| 24 Шлях періоду 4 | 1200,20 м |
| 25 Час періоду 4  | 84,32 с   |
| 26 Час підйому    | 147,31 с  |
| 27 Час циклу      | 187,31 с  |

## 4.12 Дані статички підйому

|                                                  |             |
|--------------------------------------------------|-------------|
| 1 Приведена до каната маса ПУ з вантажем         | 190968 кг   |
| 2 Максимальне статичне натягнення каната         | 424412 Н    |
| 3 Мінімальне статичне натягнення каната          | 119569 Н    |
| 4 Максимальна різниця статичних натягнень каната | 304843 Н    |
| 5 Максимальний статичний момент                  | 1028846 Н·м |
| 6 Запас міцності каната з урахуванням його ваги  | 5,34        |
| 7 Запас міцності каната без урахування його ваги | 8,57        |

## 4.13 Дані динаміки підйому

| №                                | Назва періоду                              | X, м    | a, м/с <sup>2</sup> | F <sub>i</sub> , Н | V <sub>i</sub> , м/с | N <sub>i</sub> , Вт |
|----------------------------------|--------------------------------------------|---------|---------------------|--------------------|----------------------|---------------------|
| 1                                | Рушання                                    | 0       | 0,3                 | 376834             | 0,0                  | 0                   |
|                                  |                                            | 0,15    | 0,3                 | 376818             | 0,3                  | 113045              |
| 2                                | Вихід із зони завантаження / розвантаження | 0,15    | 0                   | 319527             | 0,3                  | 95858               |
|                                  |                                            | 2,25    | 0                   | 319303             | 0,3                  | 95791               |
| 3                                | Основне прискорення                        | 2,25    | 0,75                | 462529             | 0,3                  | 138759              |
|                                  |                                            | 109,02  | 0,75                | 448108             | 14,23                | 6378147             |
| 4                                | Рівномірний рух                            | 109,02  | 0                   | 304882             | 14,23                | 4339542             |
|                                  |                                            | 1365,69 | 0                   | 176676             | 14,23                | 2514725             |
| 5                                | Основне уповільнення                       | 1365,69 | -0,75               | 33451              | 14,23                | 476119              |
|                                  |                                            | 1472,46 | -0,75               | 19030              | 0,3                  | 5709                |
| 6                                | Вхід у зону розвантаження / завантаження   | 1472,46 | 0                   | 162255             | 0,3                  | 48677               |
|                                  |                                            | 1477,51 | 0                   | 161716             | 0,3                  | 48515               |
| 7                                | Уповільнення                               | 1477,51 | -0,3                | 104426             | 0,3                  | 31328               |
|                                  |                                            | 1477,66 | -0,3                | 104410             | 0                    | 0                   |
| Максимальне значення по періодам |                                            |         |                     | 462529             | 14,23                | 6378147             |

| 4.14 Дані розрахунку ефективного зусилля, ефективної потужності |          |
|-----------------------------------------------------------------|----------|
| 1 Розрахункове ефективне зусилля                                | 233101 Н |
| 2 Розрахункова ефективна потужність                             | 3317 кВт |

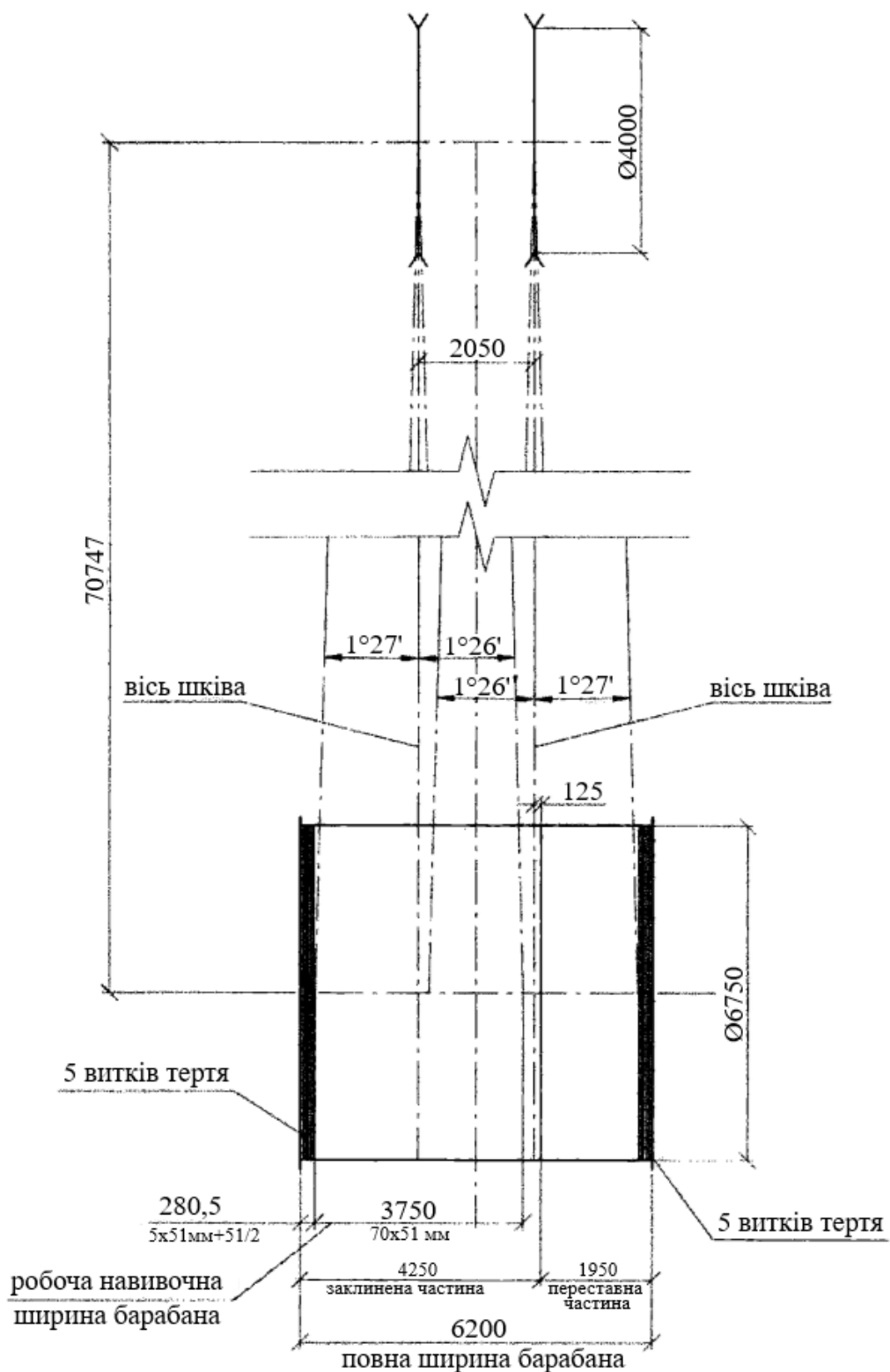


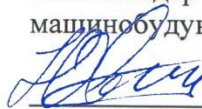
Рисунок 1 – Геометрична схема барабана та кутів девіації підіймальної машини ЦР-6,75×6,2/1,95

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ДНІПРОВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

**ПОГОДЖЕНО:**

Провідний конструктор виробництва  
гірничорудного й ковальсько-  
пресового устаткування ПрАТ "НКМЗ"

Стейкхолдер ОНП «133 Галузеве  
машинобудування»

 **Юрій ОВЧИННИКОВ**

« 12 » 05 2025 р.

**ЗАТВЕРДЖУЮ:**

Перший проректор  
НТУ «Дніпровська політехніка»



 **Артем ПАВЛИЧЕНКО**

« 10 » 05 2025 р.

**МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ**

з розрахунку напружено-деформованого стану барабана шахтової підйомальної  
машини типу ЦР-6,75×6,2/1,95

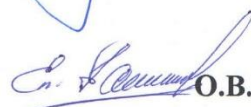
**Керівник роботи:**

доктор технічних наук, професор кафедри  
інжинірингу та дизайну в машинобудуванні  
НТУ «Дніпровська політехніка»

 **К.С. Заболотний**

**Завідувачка кафедри ІДМБ:**

кандидат технічних наук, доцент кафедри  
інжинірингу та дизайну в машинобудуванні  
НТУ «Дніпровська політехніка»

 **О.В. Панченко**

**Виконавець:**

аспірант кафедри інжинірингу та дизайну в  
машинобудуванні НТУ «Дніпровська  
політехніка»

 **В.В. Симоненко**

Дніпро – 2025

## ЗМІСТ

|    |                                                                                                                                      |    |
|----|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
|    | Умовні позначення.....                                                                                                               | 3  |
|    | Вступ.....                                                                                                                           | 4  |
| Б1 | Розробка розрахункової моделі барабана.....                                                                                          | 5  |
| Б2 | Аналіз зовнішніх навантажень моделі та визначення граничних умов.....                                                                | 8  |
| Б3 | Розрахунок напружено-деформованого стану та оптимізація конструкції барабана шахтової підіймальної машини типу ЦР-6,75×6,2/1,95..... | 16 |
| Б4 | Розрахунок напружено-деформованого стану переставної частини барабану за допомогою аналітичної моделі.....                           | 31 |
| Б5 | Розрахунок теплових процесів у фрикційній парі «гальмовий диск–колодка» шахтової підіймальної машини.....                            | 34 |
| Б6 | Висновки та рекомендації.....                                                                                                        | 36 |

## УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

$h_s$  – товщина профільованої обичайки по вершинам гребінців;  
 $r_d$  – радіус дна канавки;  
 $r_f$  – радіус гребінця канавки;  
 $\nu$  – коефіцієнт Пуассона;  
 $E$  – модуль пружності;  
 $x$  – координата по вісі  $X$ ;  
 $\varphi$  – кут дотичного спряження дуги та прямолінійної ділянки профілю величин згинальної та кільцевої жорсткостей  
 $B, B_{orig}$  – кільцева жорсткість вихідної конструкції обичайки;  
 $D, D_{orig}$  – згинальна жорсткість вихідної конструкції обичайки;  
 $E$  – модуль пружності, Н/мм<sup>2</sup>;  
 $A$  – площа поперечного перерізу обичайки, яка обмежена шириною одного кроку канатної канавки, мм<sup>2</sup>;  
 $t$  – крок нарізки канатної канавки, мм.  
 $S_d$  – повна ширина барабану, мм;  
 $B_{simp}$  – кільцева жорсткість для спрощеної моделі обичайки;  
 $D_{simp}$  – згинальна жорсткість для спрощеної моделі обичайки;  
 $\delta$  – похибка результатів розрахунку;  
 $h_{simp}$  – товщина гладкої оболонки спрощеної конструкції, мм;  
 $A_{simp}$  – площа поперечного перерізу моделі обичайки спрощеної конструкції, мм<sup>2</sup>;  
 $A_{orig}$  – площа поперечного перерізу моделі обичайки вихідної конструкції, мм<sup>2</sup>;  
 $F_{max}$  – максимальний статичний натяг канату, кН;  
 $F_{min}$  – мінімальний статичний натяг канату, кН;  
 $F_{diff}$  – максимальна різниця натягу канатів, кН.  
 $D_{rr}$  – діаметр кільця канату по вісі канату, м;  
 $F_r$  – вага погонного метра канату, Н;  
 $m_r$  – маса погонного метра канату, кг/м;  
 $\alpha_s$  – кут девіації;  
 $F$  – сила натягу канату, Н;  
 $R_{dr}$  – радіус барабану по вісі канату, мм;

## ВСТУП

У рамках виконання науково-дослідної роботи, яка здійснюється на базі національного технічного університету «Дніпровська політехніка», ПрАТ «НКМЗ» надало технічне завдання (див. додаток А), що визначає основні статичні, динамічні та кінематичні характеристики підіймальної установки. З цього документа випливають ключові проектні параметри, необхідні для побудови аналітичних і чисельних моделей, а також для виконання розрахунків, пов'язаних з оцінкою навантажень, швидкісних режимів та зусиль, що виникають у процесі експлуатації установки.

У технічному завданні передбачено вирішення низки взаємопов'язаних інженерних задач. Насамперед необхідно розробити аналітичну модель переставної частини барабана на основі рівнянь вигину оболонок із включенням кільцевих пружних елементів, що еквівалентно відображають деформаційний вплив лобовин і підкріплювальних структур. Наступним етапом є побудова та валідація скінченно-елементних моделей барабана в середовищі SolidWorks Simulation, що дає змогу враховувати складні граничні умови та багатофакторний характер навантажень.

Також передбачено реалізацію топологічної оптимізації переставної частини з урахуванням масових обмежень, геометричної сумісності та умов забезпечення жорсткісної рівноваги конструкції. Окремим напрямом дослідження є розроблення комп'ютерної моделі фрикційної пари «гальмовий диск–колодка», яка враховує дію рухомого джерела теплоти, теплові потоки та температурні поля, що виникають у процесі гальмування.

Усі зазначені компоненти – аналітичний, чисельний і термомеханічний – підлягають інтеграції в межах єдиної багаторівневої методології моделювання. Завершальним етапом дослідження є формування практичних методичних рекомендацій, орієнтованих на потреби промислових інженерів та фахівців у галузі машинобудування.

Розрахунок виконано в межах угоди про науково-технічне співробітництво та взаємну діяльність між ПрАТ «НКМЗ» та кафедрою інжинірингу та дизайну в машинобудуванні НТУ «Дніпровська політехніка», укладеної 12 березня 2015 року та продовженої 14 березня 2023 року.

У тексті методичних рекомендацій використано вузькоспеціалізовану термінологію, що відповідає внутрішній технічній документації підприємства та узгоджена з його виробничими стандартами.

## Б1. Розробка розрахункової моделі барабана

У процесі експлуатації барабани підйомних машин зазнають дії статичних і динамічних навантажень. Це спричиняє виникнення складного напружено-деформованого стану конструктивних елементів. Геометрична складність профільованої обичайки з канатною канавкою ускладнює побудову розрахункової моделі.

Для чисельного аналізу використовується метод скінченних елементів. Традиційні методи аналізу мають високу обчислювальну складність. Високі навантаження створюють значне програмне навантаження при моделюванні.

Запропоновано еквівалентну гладку оболонку з тими ж характеристиками жорсткості. Барабани мають одношарове намотування канату на обичайку. Для напрямку укладки канату передбачена спіральна канатна канавка.

Задля спрощення розрахунків перейдемо від профільованої обичайки з канатною канавкою (рис. Б1, а) на гладку (рис. Б1, б).

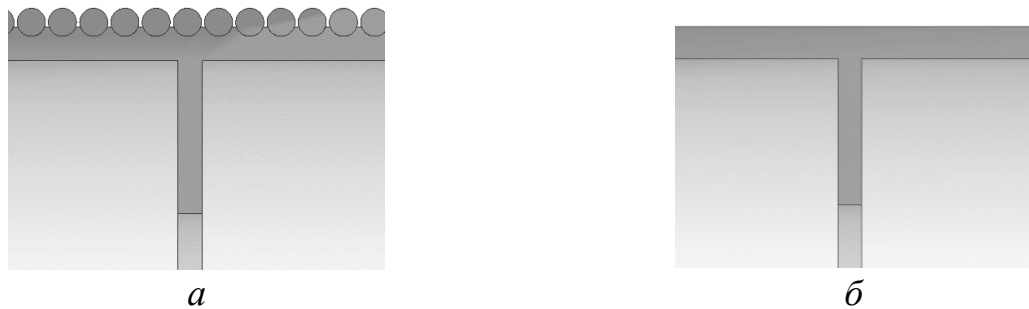


Рисунок Б1 – Профільована обичайка з канатом (а) та спрощена модель (б)

*Джерело: розроблено автором*

Згинальна та кільцева жорсткості обичайки мають вигляд:

$$D(x) = \frac{E}{1-\nu^2} \left( \frac{h_s^3}{96} + \frac{f_z(x) \cdot h_s^2}{16} + \frac{f_z(x)^2 \cdot h_s}{8} + \frac{f_z(x)^3}{12} \right), \quad (\text{Б1})$$

$$B(x) = E \left( \frac{h_s}{2} + f_z(x) \right), \quad (\text{Б2})$$

де  $f_z(x)$  – функція, що описує профіль канатної канавки.

Функція  $f_z(x)$ , що описує профіль канатної канавки має вигляд:

$$f_z(x) = \begin{cases} y_1 + r_d - \sqrt{r_d^2 - x^2}, & \text{якщо } 0 \leq x < x_2; \\ \frac{(x - x_2)(y_3 - y_2)}{(x_3 - x_2)} + y_2, & \text{якщо } x_2 \leq x < x_3; \\ y_4 - r_f + \sqrt{r_f^2 - (x - x_4)^2}, & \text{якщо } x_3 \leq x < x_4; \\ y_4, & \text{якщо } x_4 \leq x < x_5. \end{cases}$$

Тут  $x$  та  $y$  координати точок спряження ліній профілю канавки, які визначаються з таких виразів:

$$\begin{aligned}x_1 &= 0; & y_1 &= 0,5h - h_f; \\x_2 &= r_d \cdot \sin(\varphi); & y_2 &= y_1 + r_d \cdot (1 - \cos(\varphi)); \\x_3 &= x_2 + a \cdot \sin(\varphi); & y_3 &= y_2 + b \cdot \sin(\varphi); \\x_4 &= x_3 + r_f \cdot \sin(\varphi); & y_4 &= y_3 + r_f \cdot (1 - \cos(\varphi)); \\x_5 &= x_4 + b; & y_5 &= y_4,\end{aligned}$$

Використовуючи формули (Б1–Б2), розраховано величини згинальної та кільцевої жорсткості профільованої обичайки барабана шахтової підйимальної машини типу ЦР-6,75×6,2/1,95. За результатами розрахунків згинальна жорсткість склала  $D = 6,145 \times 10^5$  Н·м, а кільцева –  $B = 7,059 \times 10^9$  Н/м.

На наступному етапі, використовуючи знайдені значення жорсткостей  $D$  та  $B$ , обчислюємо необхідні товщини спрощеної гладкої обичайки за відповідними формулами:

$$\begin{aligned}h_D &= \sqrt[3]{\frac{12D \cdot (1 - \nu^2)}{E}}, \\h_B &= \frac{B}{E}.\end{aligned}$$

Оскільки, барабан, в основному, піддається тільки навантаженню від намотаного канату, то товщину спрощеної обичайки будемо знаходити із рівності кільцевих жорсткостей вихідної конструкції обичайки з канатною канавкою та спрощеною гладкою:

$$B = \frac{E \cdot A}{t}, \quad (\text{Б3})$$

Для барабану машини ЦР-6,75×6,2/1,95 площа поперечного перерізу, яка обмежена шириною одного кроку канатної канавки  $A_{orig}$  становить 2320,1 мм<sup>2</sup>.

Товщину спрощеної гладкої оболонки  $h_{simp}$  визначаємо з умови рівності площі поперечного перерізу. Розрахунки показали, що еквівалентна товщина гладкої обичайки становить 45,5 мм. Кільцева жорсткість обчислена за формулою (Б3) і дорівнює  $9,6 \cdot 10^6$  Н/мм. Похибка між вихідною та спрощеною моделями становить <1%.

Приймаємо  $h_{simp}$  45,5 мм, як середнє значення між обичайки по дну та вершинам гребінців, яке складає 46 мм.

Для визначення осьової жорсткості розглядається розрізна модель барабана. Через збільшену канатомісткість задаються коректні граничні умови. Розрахунок

виконується для навантаження від набігаючої та збігаючої витків. Проводиться 69 розрахунків, що охоплюють усі 70 витків барабана. Одночасно діють дві витки: набігаюча і збігаюча.

Під час роботи ШПМ барабан піддається змішаному навантаженню, яке включає тиск від навитого канату, власну вагу та силу натягу віток. У моделі вага враховується через інструмент «Gravity» SolidWorks Simulation, а тиск від канату моделюється шляхом послідовного прикладання радіального тиску до дискретних кілець. Кількість кілець визначається за відповідною формулою.

$$n_r = \frac{S_d}{t} = \frac{6200}{51} = 121,6,$$

Остаточне значення кільця округлено до 121 витка у менший бік. З них 5 витків мають контакт з боку заклиненої й пересувної частин. 70 витків є робочими, решта – порожні (див. рис. Б2).

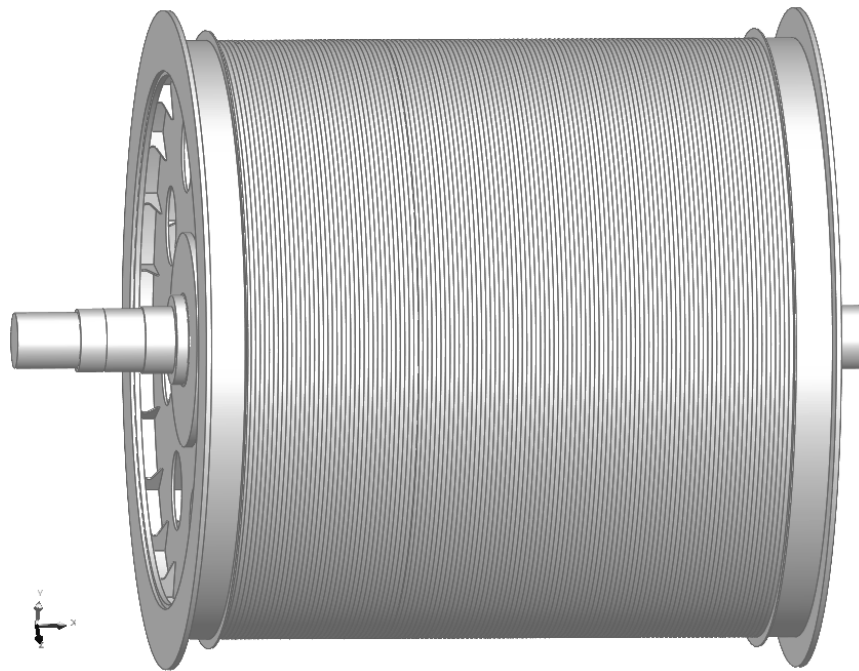


Рисунок Б2 – Барабан шахтової підймальної машини, гладку обичайку якого розділено на дискретні грані для моделювання взаємодії канату

*Джерело: розроблено автором*

У результаті розрахунку визначено:

- величину згинальної жорсткості профільованої обичайки  $D = 6,145 \times 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ;
- величину кільцевої жорсткості профільованої обичайки  $B = 7,059 \times 10^9 \text{ Н/м}$ ;
- еквівалентну товщину гладкої обичайки за рівністю площ поперечного перерізу, що становить 45,5 мм;
- похибку між кільцевими жорсткостями спрощеної та вихідної конструкції на рівні менше 1%.

## Б2. Аналіз зовнішніх навантажень моделі та визначення граничних умов

Барабани підіймальних машин зазнають просторово змінного навантаження під час експлуатації. Навантаження включає розтягуючі зусилля від натягу набігаючої та збігаючої віток і тиск від навитого канату. Характер навантаження залежить від кількості витків, кута девіації та режиму роботи. Необхідне чисельне моделювання з точною постановкою навантажувальної схеми. Модель має враховувати залежність натягу від кількості витків та кута девіації. Сила натягу розкладається на осьову та окружну складові. Необхідно визначити тиск навитого канату на обичайку для кожного витка. Метою розрахунку є розробка конструкції барабана з урахуванням просторового розподілу сил натягу та тиску від навитого канату.

Моделювання дії сил натягу канатів здійснюється шляхом прикладення розтягувальних навантажень до граней у місцях набігання та збігання канату на обичайку барабана підіймальної машини. Ці грані утворюються внаслідок проекції поперечного перерізу канату на поверхню барабана під кутом ( $38^\circ$  – переставна вітка,  $41^\circ$  – заклинена).

У розрахунковому випадку:

- набігаючий канат повністю розмотаний (з боку переставної реборди), скіп щойно завантажено;
- збігаючий канат повністю намотаний (з боку заклиненої реборди), скіп щойно розвантажено – розтягувальні сили на першому кільці визначаються відповідно до цих умов:

$$\begin{aligned} F_{h1} &= F_{max} = 450 \text{ кН}, \\ F_{l1} &= F_{min} = 140 \text{ кН}, \\ F_{min} &= F_{max} - F_{diff} = 450 - 310 = 140 \text{ кН}, \end{aligned}$$

У подальших розрахункових випадках розтягувальні сили коригуються на величину ваги одного кільця канату  $F_{rr}$ :

- для набігаючої вітки – збільшуються на  $F_{h,n}$ ;
- для збігаючої вітки – зменшуються на  $F_{l,n}$ ;

$$\begin{aligned} F_{h,n} &= F_{h1} - F_{rr}, \\ F_{l,n} &= F_{l1} + F_{rr}. \end{aligned}$$

Значення ваги одного кільця канату знаходиться:

$$\begin{aligned} F_{rr} &= F_r \cdot \pi D_{rr} = 106,9 \cdot \pi \cdot 6,8 = 2269,2 \text{ Н}, \\ F_r &= m_r \cdot g = 10,9 \cdot 9,8 = 106,9 \text{ Н}, \end{aligned}$$

Значення розтягувальних сил при  $n$  кількостях намотаних кілець:

- набігаючого канату подано в таблиці Б1;
- збігаючого канату – у таблиці Б2.

Таблиця Б1

**Значення розтягуючої сили  $F_{h,n}$  при  $n$ -кількості намотаних кілець  
набігаючого канату**

|                                 |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
|---------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| <b><math>n</math></b>           | 1     | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     | 8     | 9     |
| <b><math>F_{h,n}</math>, кН</b> | 450   | 447,7 | 445,5 | 443,2 | 440,9 | 438,7 | 436,4 | 434,1 | 431,9 |
| <b><math>n</math></b>           | 10    | 11    | 12    | 13    | 14    | 15    | 16    | 17    | 18    |
| <b><math>F_{h,n}</math>, кН</b> | 429,6 | 427,3 | 425,0 | 422,8 | 420,5 | 418,2 | 416,0 | 413,7 | 411,4 |
| <b><math>n</math></b>           | 19    | 20    | 21    | 22    | 23    | 24    | 25    | 26    | 27    |
| <b><math>F_{h,n}</math>, кН</b> | 409,2 | 406,9 | 404,6 | 402,4 | 400,1 | 397,8 | 395,6 | 393,3 | 391,0 |
| <b><math>n</math></b>           | 28    | 29    | 30    | 31    | 32    | 33    | 34    | 35    | 36    |
| <b><math>F_{h,n}</math>, кН</b> | 388,8 | 386,5 | 384,2 | 382,0 | 379,7 | 377,4 | 375,1 | 372,9 | 370,6 |
| <b><math>n</math></b>           | 37    | 38    | 39    | 40    | 41    | 42    | 43    | 44    | 45    |
| <b><math>F_{h,n}</math>, кН</b> | 368,3 | 366,1 | 363,8 | 361,5 | 359,3 | 357,0 | 354,7 | 352,5 | 350,2 |
| <b><math>n</math></b>           | 46    | 47    | 48    | 49    | 50    | 51    | 52    | 53    | 54    |
| <b><math>F_{h,n}</math>, кН</b> | 347,9 | 345,7 | 343,4 | 341,1 | 338,9 | 336,6 | 334,3 | 332,1 | 329,8 |
| <b><math>n</math></b>           | 55    | 56    | 57    | 58    | 59    | 60    | 61    | 62    | 63    |
| <b><math>F_{h,n}</math>, кН</b> | 327,5 | 325,2 | 323,0 | 320,7 | 318,4 | 316,2 | 313,9 | 311,6 | 309,4 |
| <b><math>n</math></b>           | 64    | 65    | 66    | 67    | 68    | 69    |       |       |       |
| <b><math>F_{h,n}</math>, кН</b> | 307,1 | 304,8 | 302,6 | 300,3 | 298,0 | 295,8 |       |       |       |

Таблиця Б2

**Значення розтягуючої сили  $F_{l,n}$  при  $n$ -кількості намотаних кілець  
збігаючого канату**

|                                 |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
|---------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| <b><math>n</math></b>           | 1     | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     | 8     | 9     |
| <b><math>F_{l,n}</math>, кН</b> | 140,0 | 142,3 | 144,5 | 146,8 | 149,1 | 151,3 | 153,6 | 155,9 | 158,1 |
| <b><math>n</math></b>           | 10    | 11    | 12    | 13    | 14    | 15    | 16    | 17    | 18    |
| <b><math>F_{l,n}</math>, кН</b> | 160,4 | 162,7 | 165,0 | 167,2 | 169,5 | 171,8 | 174,0 | 176,3 | 178,6 |
| <b><math>n</math></b>           | 19    | 20    | 21    | 22    | 23    | 24    | 25    | 26    | 27    |
| <b><math>F_{l,n}</math>, кН</b> | 180,8 | 183,1 | 185,4 | 187,6 | 190,0 | 192,2 | 194,4 | 196,7 | 199,0 |
| <b><math>n</math></b>           | 28    | 29    | 30    | 31    | 32    | 33    | 34    | 35    | 36    |
| <b><math>F_{l,n}</math>, кН</b> | 201,2 | 203,5 | 205,8 | 208,0 | 210,3 | 212,6 | 214,9 | 217,1 | 219,4 |
| <b><math>n</math></b>           | 37    | 38    | 39    | 40    | 41    | 42    | 43    | 44    | 45    |
| <b><math>F_{l,n}</math>, кН</b> | 221,7 | 223,9 | 226,2 | 228,5 | 230,7 | 233,0 | 235,3 | 237,5 | 239,8 |
| <b><math>n</math></b>           | 46    | 47    | 48    | 49    | 50    | 51    | 52    | 53    | 54    |
| <b><math>F_{l,n}</math>, кН</b> | 242,1 | 244,3 | 246,6 | 248,9 | 251,1 | 253,4 | 255,7 | 257,9 | 260,2 |
| <b><math>n</math></b>           | 55    | 56    | 57    | 58    | 59    | 60    | 61    | 62    | 63    |
| <b><math>F_{l,n}</math>, кН</b> | 262,5 | 264,8 | 267,0 | 269,3 | 271,6 | 273,8 | 276,1 | 278,4 | 280,6 |
| <b><math>n</math></b>           | 64    | 65    | 66    | 67    | 68    | 69    |       |       |       |
| <b><math>F_{l,n}</math>, кН</b> | 282,9 | 285,2 | 287,4 | 289,7 | 292,0 | 294,2 |       |       |       |

Однією з ключових характеристик струни канату є кут девіації – кут між віссю струни та вертикаллю. Його вплив на роботу барабана враховується шляхом розкладання вектора розтягувальної сили на окружну та осьову складові.

Кут девіації  $\alpha_s$  для кожного кільця переставної частини визначено графічно (табл. Б3).

Таблиця Б3

**Значення кута девіації  $\alpha_{s,n}$  для кожного кільця канату переставної частини**

|                        |       |       |       |       |       |       |       |       |
|------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $n$                    | 1     | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     | 8     |
| $\alpha_{s,n}, ^\circ$ | 1,452 | 1,410 | 1,369 | 1,328 | 1,286 | 1,245 | 1,203 | 1,162 |
| $n$                    | 9     | 10    | 11    | 12    | 13    | 14    | 15    | 16    |
| $\alpha_{s,n}, ^\circ$ | 1,120 | 1,079 | 1,037 | 0,996 | 0,954 | 0,913 | 0,871 | 0,830 |
| $n$                    | 17    | 18    | 19    | 20    | 21    | 22    | 23    | 24    |
| $\alpha_{s,n}, ^\circ$ | 0,788 | 0,747 | 0,705 | 0,664 | 0,622 | 0,581 | 0,539 | 0,498 |
| $n$                    | 25    | 26    | 27    | 28    | 29    | 30    | 31    | 32    |
| $\alpha_{s,n}, ^\circ$ | 0,456 | 0,415 | 0,373 | 0,332 | 0,290 | 0,249 | 0,207 | 0,166 |
| $n$                    | 33    | 34    | 35    | 36    | 37    | 38    | 39    | 40    |
| $\alpha_{s,n}, ^\circ$ | 0,124 | 0,083 | 0,041 | 0     | 0,042 | 0,083 | 0,125 | 0,166 |
| $n$                    | 41    | 42    | 43    | 44    | 45    | 46    | 47    | 48    |
| $\alpha_{s,n}, ^\circ$ | 0,208 | 0,249 | 0,291 | 0,332 | 0,374 | 0,415 | 0,457 | 0,498 |
| $n$                    | 49    | 50    | 51    | 52    | 53    | 54    | 55    | 56    |
| $\alpha_{s,n}, ^\circ$ | 0,540 | 0,581 | 0,623 | 0,664 | 0,706 | 0,747 | 0,789 | 0,830 |
| $n$                    | 57    | 58    | 59    | 60    | 61    | 62    | 63    | 64    |
| $\alpha_{s,n}, ^\circ$ | 0,872 | 0,913 | 0,955 | 0,996 | 1,037 | 1,079 | 1,120 | 1,162 |
| $n$                    | 65    | 66    | 67    | 68    | 69    |       |       |       |
| $\alpha_{s,n}, ^\circ$ | 1,203 | 1,245 | 1,286 | 1,328 | 1,369 |       |       |       |

Під час роботи барабан зазнає дії:

- розтягувальної сили вздовж осі канату (дотичної до обичайки),
- тиску від навитого канату.

З урахуванням кута девіації, сила натягу розкладається на:

- окружну складову  $F_{ch,n}$ ;
- осьову складову  $F_{ah,n}$  (рис. Б3).

Кути девіації  $\alpha_w$  заклиненої частини симетричні до  $\alpha_s$  (табл. Б4).

Таблиця Б4

**Значення кута девіації  $\alpha_{w,n}$  для кожного кільця канату заклиненої частини**

|                        |       |       |       |       |       |       |       |       |
|------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $n$                    | 1     | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     | 8     |
| $\alpha_{w,n}, ^\circ$ | 1,411 | 1,369 | 1,328 | 1,286 | 1,245 | 1,203 | 1,162 | 1,120 |
| $n$                    | 9     | 10    | 11    | 12    | 13    | 14    | 15    | 16    |
| $\alpha_{w,n}, ^\circ$ | 1,079 | 1,037 | 0,996 | 0,955 | 0,913 | 0,872 | 0,830 | 0,789 |
| $n$                    | 17    | 18    | 19    | 20    | 21    | 22    | 23    | 24    |
| $\alpha_{w,n}, ^\circ$ | 0,747 | 0,706 | 0,664 | 0,623 | 0,581 | 0,540 | 0,498 | 0,457 |

Продовження табл. Б4

|                        |       |       |       |       |       |       |       |       |
|------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $n$                    | 25    | 26    | 27    | 28    | 29    | 30    | 31    | 32    |
| $\alpha_{w,n}, ^\circ$ | 0,415 | 0,374 | 0,332 | 0,291 | 0,249 | 0,208 | 0,166 | 0,125 |
| $n$                    | 33    | 34    | 35    | 36    | 37    | 38    | 39    | 40    |
| $\alpha_{w,n}, ^\circ$ | 0,083 | 0,042 | 0     | 0,041 | 0,083 | 0,124 | 0,166 | 0,207 |
| $n$                    | 41    | 42    | 43    | 44    | 45    | 46    | 47    | 48    |
| $\alpha_{w,n}, ^\circ$ | 0,249 | 0,290 | 0,332 | 0,373 | 0,415 | 0,456 | 0,498 | 0,539 |
| $n$                    | 49    | 50    | 51    | 52    | 53    | 54    | 55    | 56    |
| $\alpha_{w,n}, ^\circ$ | 0,581 | 0,622 | 0,664 | 0,705 | 0,747 | 0,788 | 0,830 | 0,871 |
| $n$                    | 57    | 58    | 59    | 60    | 61    | 62    | 63    | 64    |
| $\alpha_{w,n}, ^\circ$ | 0,913 | 0,954 | 0,996 | 1,037 | 1,079 | 1,120 | 1,162 | 1,203 |
| $n$                    | 65    | 66    | 67    | 68    | 69    |       |       |       |
| $\alpha_{w,n}, ^\circ$ | 1,245 | 1,286 | 1,328 | 1,369 | 1,410 |       |       |       |

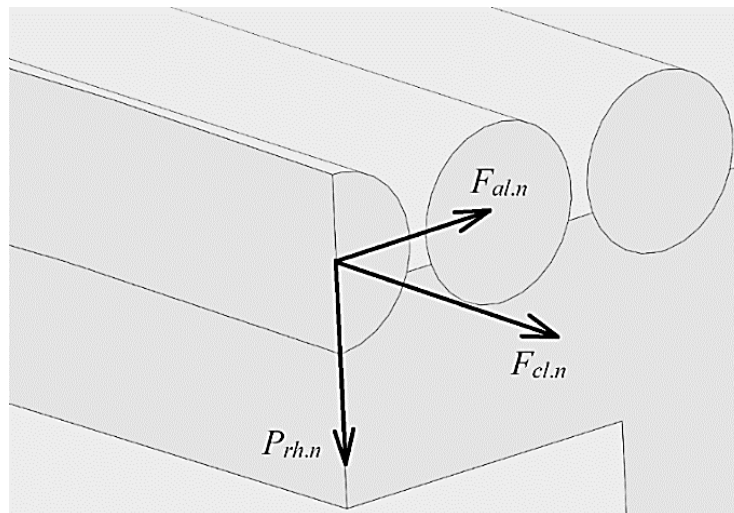


Рисунок Б3 – Навантаження барабану від дії канату:

$F_{ch,n}$  – окружна складова сили від натяження канату;  $F_{ah,n}$  – осьова складова сили від натяження канату;  $P_{r,n}$  – тиск від навитого канату на обичайку

*Джерело: розроблено автором*

Значення окружної  $F_{ch,n}$  та осової  $F_{ah,n}$  складових розтягувальної сили набігаючого канату обчислюються за відповідними формулами, а отримані результати зведено до таблиці Б5.

$$F_{ch,n} = F_{h,n} \cdot \cos(\alpha_{s,n}),$$

$$F_{ah,n} = F_{h,n} \cdot \sin(\alpha_{s,n}).$$

Таблиця Б5

**Значення окружної  $F_{ch,n}$  та осьової  $F_{ah,n}$  складової вектора розтягуючої сили набігаючого канату для кожного кільця намотки**

| $n$             | 1     | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     | 8     | 9     |
|-----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $F_{ch,n}$ , кН | 449,9 | 447,6 | 445,3 | 443,1 | 440,8 | 438,6 | 436,3 | 434,0 | 431,8 |
| $F_{ah,n}$ , кН | 11,4  | 11,0  | 10,6  | 10,3  | 9,9   | 9,5   | 9,2   | 8,8   | 8,4   |
| $n$             | 10    | 11    | 12    | 13    | 14    | 15    | 16    | 17    | 18    |
| $F_{ch,n}$ , кН | 429,5 | 427,2 | 425,0 | 422,7 | 420,5 | 418,2 | 415,9 | 413,7 | 411,4 |
| $F_{ah,n}$ , кН | 8,1   | 7,7   | 7,4   | 7,0   | 6,7   | 6,4   | 6,0   | 5,7   | 5,4   |
| $n$             | 19    | 20    | 21    | 22    | 23    | 24    | 25    | 26    | 27    |
| $F_{ch,n}$ , кН | 409,1 | 406,9 | 404,6 | 402,3 | 400,1 | 397,8 | 395,6 | 393,3 | 391,0 |
| $F_{ah,n}$ , кН | 5,0   | 4,7   | 4,4   | 4,1   | 3,8   | 3,5   | 3,1   | 2,8   | 2,5   |
| $n$             | 28    | 29    | 30    | 31    | 32    | 33    | 34    | 35    | 36    |
| $F_{ch,n}$ , кН | 388,8 | 386,5 | 384,2 | 382,0 | 379,7 | 377,4 | 375,1 | 372,9 | 370,6 |
| $F_{ah,n}$ , кН | 2,3   | 2,0   | 1,7   | 1,4   | 1,1   | 0,8   | 0,5   | 0,2   | 0     |
| $n$             | 37    | 38    | 39    | 40    | 41    | 42    | 43    | 44    | 45    |
| $F_{ch,n}$ , кН | 368,3 | 366,1 | 363,8 | 361,5 | 359,3 | 357,0 | 354,7 | 352,5 | 350,2 |
| $F_{ah,n}$ , кН | 0,3   | 0,5   | 0,8   | 1,0   | 1,3   | 1,6   | 1,8   | 2,0   | 2,3   |
| $n$             | 46    | 47    | 48    | 49    | 50    | 51    | 52    | 53    | 54    |
| $F_{ch,n}$ , кН | 347,9 | 345,7 | 343,4 | 341,1 | 338,8 | 336,6 | 334,3 | 332,0 | 329,8 |
| $F_{ah,n}$ , кН | 2,5   | 2,8   | 3,0   | 3,2   | 3,4   | 3,7   | 3,9   | 4,1   | 4,3   |
| $n$             | 55    | 56    | 57    | 58    | 59    | 60    | 61    | 62    | 63    |
| $F_{ch,n}$ , кН | 327,5 | 325,2 | 322,9 | 320,7 | 318,4 | 316,1 | 313,9 | 311,6 | 309,3 |
| $F_{ah,n}$ , кН | 4,5   | 4,7   | 4,9   | 5,1   | 5,3   | 5,5   | 5,7   | 5,9   | 6,0   |
| $n$             | 64    | 65    | 66    | 67    | 68    | 69    |       |       |       |
| $F_{ch,n}$ , кН | 307,0 | 304,8 | 302,5 | 300,2 | 298,0 | 295,7 |       |       |       |
| $F_{ah,n}$ , кН | 6,2   | 6,4   | 6,6   | 6,7   | 6,9   | 7,1   |       |       |       |

Значення окружної  $F_{cl,n}$  та осьової  $F_{al,n}$  складових розтягуючої сили збігаючого канату визначаються за формулами, результати подано в таблиці Б6.

$$F_{cl,n} = F_{l,n} \cdot \cos(\alpha_{w,n}),$$

$$F_{al,n} = F_{l,n} \cdot \sin(\alpha_{w,n}).$$

Таблиця Б6

**Значення окружної  $F_{cl,n}$  та осьової  $F_{al,n}$  складової вектора розтягуючої сили збігаючого канату для кожного кільця намотки**

| $n$             | 1     | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     | 8     | 9     |
|-----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $F_{cl,n}$ , кН | 140,0 | 142,2 | 144,5 | 146,8 | 149,0 | 151,3 | 153,6 | 155,8 | 158,1 |
| $F_{al,n}$ , кН | 3,4   | 3,4   | 3,3   | 3,3   | 3,2   | 3,2   | 3,1   | 3,0   | 3,0   |

Продовження табл. Б6

|                             |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
|-----------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| <b>n</b>                    | 10    | 11    | 12    | 13    | 14    | 15    | 16    | 17    | 18    |
| <b>F<sub>cl,n</sub>, кН</b> | 160,4 | 162,7 | 164,9 | 167,2 | 169,5 | 171,7 | 174,0 | 176,3 | 178,5 |
| <b>F<sub>al,n</sub>, кН</b> | 2,9   | 2,8   | 2,7   | 2,7   | 2,6   | 2,5   | 2,4   | 2,3   | 2,2   |
| <b>n</b>                    | 19    | 20    | 21    | 22    | 23    | 24    | 25    | 26    | 27    |
| <b>F<sub>cl,n</sub>, кН</b> | 180,8 | 183,1 | 185,4 | 187,6 | 189,9 | 192,2 | 194,4 | 196,7 | 199,0 |
| <b>F<sub>al,n</sub>, кН</b> | 2,1   | 2,0   | 1,9   | 1,8   | 1,7   | 1,5   | 1,4   | 1,3   | 1,2   |
| <b>n</b>                    | 28    | 29    | 30    | 31    | 32    | 33    | 34    | 35    | 36    |
| <b>F<sub>cl,n</sub>, кН</b> | 201,2 | 203,5 | 205,8 | 208,0 | 210,3 | 212,6 | 214,9 | 217,1 | 219,4 |
| <b>F<sub>al,n</sub>, кН</b> | 1,0   | 0,9   | 0,7   | 0,6   | 0,5   | 0,3   | 0,2   | 0     | 0,2   |
| <b>n</b>                    | 37    | 38    | 39    | 40    | 41    | 42    | 43    | 44    | 45    |
| <b>F<sub>cl,n</sub>, кН</b> | 221,7 | 223,9 | 226,2 | 228,5 | 230,7 | 233,0 | 235,3 | 237,5 | 239,8 |
| <b>F<sub>al,n</sub>, кН</b> | 0,3   | 0,5   | 0,7   | 0,8   | 1,0   | 1,2   | 1,4   | 1,5   | 1,7   |
| <b>n</b>                    | 46    | 47    | 48    | 49    | 50    | 51    | 52    | 53    | 54    |
| <b>F<sub>cl,n</sub>, кН</b> | 242,1 | 244,3 | 246,6 | 248,9 | 251,1 | 253,4 | 255,7 | 257,9 | 260,2 |
| <b>F<sub>al,n</sub>, кН</b> | 1,9   | 2,1   | 2,3   | 2,5   | 2,7   | 2,9   | 3,1   | 3,4   | 3,6   |
| <b>n</b>                    | 55    | 56    | 57    | 58    | 59    | 60    | 61    | 62    | 63    |
| <b>F<sub>cl,n</sub>, кН</b> | 262,5 | 264,7 | 267,0 | 269,2 | 271,5 | 273,8 | 276,0 | 278,3 | 280,6 |
| <b>F<sub>al,n</sub>, кН</b> | 3,8   | 4,0   | 4,3   | 4,5   | 4,7   | 5,0   | 5,2   | 5,4   | 5,7   |
| <b>n</b>                    | 64    | 65    | 66    | 67    | 68    | 69    |       |       |       |
| <b>F<sub>cl,n</sub>, кН</b> | 282,8 | 285,1 | 287,4 | 289,6 | 291,9 | 294,1 |       |       |       |
| <b>F<sub>al,n</sub>, кН</b> | 5,9   | 6,2   | 6,5   | 6,7   | 7,0   | 7,2   |       |       |       |

Моделювання дії тиску виконується за допомогою інструменту «Pressure» в SolidWorks Simulation, з прикладанням навантаження до кожного з 70 робочих кілець. Оскільки у розрахункових сценаріях відбувається одночасне навивання набігаючої вітки та сходження збігаючої, значення тиску для кожного кільця змінюється відповідно до етапу навантаження, та знаходиться:

$$P_r = \frac{F}{R_{dr} \cdot t}, \text{ МПа}$$

Значення зовнішнього тиску від навитого канату на барабан наведено в таблиці Б7.

Таблиця Б7

**Значення тиску  $P_{rh}$  від навитого канату на барабан для набігаючої вітки**

|                            |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|----------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| <b>n</b>                   | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9    |
| <b>P<sub>rh</sub>, МПа</b> | 2,61 | 2,60 | 2,59 | 2,57 | 2,56 | 2,55 | 2,53 | 2,52 | 2,51 |
| <b>n</b>                   | 10   | 11   | 12   | 13   | 14   | 15   | 16   | 17   | 18   |
| <b>P<sub>rh</sub>, МПа</b> | 2,49 | 2,48 | 2,47 | 2,45 | 2,44 | 2,43 | 2,42 | 2,40 | 2,39 |
| <b>n</b>                   | 19   | 20   | 21   | 22   | 23   | 24   | 25   | 26   | 27   |
| <b>P<sub>rh</sub>, МПа</b> | 2,38 | 2,36 | 2,35 | 2,34 | 2,32 | 2,31 | 2,30 | 2,28 | 2,27 |

Продовження табл. Б7

|                                   |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-----------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| <b><i>n</i></b>                   | 28   | 29   | 30   | 31   | 32   | 33   | 34   | 35   | 36   |
| <b><i>P<sub>rh</sub></i>, МПа</b> | 2,26 | 2,24 | 2,23 | 2,22 | 2,20 | 2,19 | 2,18 | 2,17 | 2,15 |
| <b><i>n</i></b>                   | 37   | 38   | 39   | 40   | 41   | 42   | 43   | 44   | 45   |
| <b><i>P<sub>rh</sub></i>, МПа</b> | 2,14 | 2,13 | 2,11 | 2,10 | 2,09 | 2,07 | 2,06 | 2,05 | 2,03 |
| <b><i>n</i></b>                   | 46   | 47   | 48   | 49   | 50   | 51   | 52   | 53   | 54   |
| <b><i>P<sub>rh</sub></i>, МПа</b> | 2,02 | 2,01 | 1,99 | 1,98 | 1,97 | 1,95 | 1,94 | 1,93 | 1,91 |
| <b><i>n</i></b>                   | 55   | 56   | 57   | 58   | 59   | 60   | 61   | 62   | 63   |
| <b><i>P<sub>rh</sub></i>, МПа</b> | 1,90 | 1,89 | 1,88 | 1,86 | 1,85 | 1,84 | 1,82 | 1,81 | 1,80 |
| <b><i>n</i></b>                   | 64   | 65   | 66   | 67   | 68   | 69   |      |      |      |
| <b><i>P<sub>rh</sub></i>, МПа</b> | 1,78 | 1,77 | 1,76 | 1,74 | 1,73 | 1,72 |      |      |      |

Оскільки тиск  $P_{rl}$  формується під час підйому завантаженої посудини, для збігаючої вітки значення є симетричними та подані в таблиці Б8.

Таблиця Б8

**Значення тиску  $P_{rl}$  від навитого канату на барабан для збігаючої вітки**

|                                   |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-----------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| <b><i>n</i></b>                   | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9    |
| <b><i>P<sub>rl</sub></i>, МПа</b> | 1,72 | 1,73 | 1,74 | 1,76 | 1,77 | 1,78 | 1,80 | 1,81 | 1,82 |
| <b><i>n</i></b>                   | 10   | 11   | 12   | 13   | 14   | 15   | 16   | 17   | 18   |
| <b><i>P<sub>rl</sub></i>, МПа</b> | 1,84 | 1,85 | 1,86 | 1,88 | 1,89 | 1,90 | 1,91 | 1,93 | 1,94 |
| <b><i>n</i></b>                   | 19   | 20   | 21   | 22   | 23   | 24   | 25   | 26   | 27   |
| <b><i>P<sub>rl</sub></i>, МПа</b> | 1,95 | 1,97 | 1,98 | 1,99 | 2,01 | 2,02 | 2,03 | 2,05 | 2,06 |
| <b><i>n</i></b>                   | 28   | 29   | 30   | 31   | 32   | 33   | 34   | 35   | 36   |
| <b><i>P<sub>rl</sub></i>, МПа</b> | 2,07 | 2,09 | 2,10 | 2,11 | 2,13 | 2,14 | 2,15 | 2,17 | 2,18 |
| <b><i>n</i></b>                   | 37   | 38   | 39   | 40   | 41   | 42   | 43   | 44   | 45   |
| <b><i>P<sub>rl</sub></i>, МПа</b> | 2,19 | 2,20 | 2,22 | 2,23 | 2,24 | 2,26 | 2,27 | 2,28 | 2,30 |
| <b><i>n</i></b>                   | 46   | 47   | 48   | 49   | 50   | 51   | 52   | 53   | 54   |
| <b><i>P<sub>rl</sub></i>, МПа</b> | 2,31 | 2,32 | 2,34 | 2,35 | 2,36 | 2,38 | 2,39 | 2,40 | 2,42 |
| <b><i>n</i></b>                   | 55   | 56   | 57   | 58   | 59   | 60   | 61   | 62   | 63   |
| <b><i>P<sub>rl</sub></i>, МПа</b> | 2,43 | 2,44 | 2,45 | 2,47 | 2,48 | 2,49 | 2,51 | 2,52 | 2,53 |
| <b><i>n</i></b>                   | 64   | 65   | 66   | 67   | 68   | 69   |      |      |      |
| <b><i>P<sub>rl</sub></i>, МПа</b> | 2,55 | 2,56 | 2,57 | 2,59 | 2,60 | 2,61 |      |      |      |

Тиск тертя  $P_{rf}$  на витках з обох боків барабана симетрично зменшується відносно першого робочого витка – значення зведено до таблиці Б9.

Таблиця Б9

**Значення зовнішнього тиску  $P_{rf}$  від навитого канату на кільцях (витках) тертя**

|                                   |      |      |      |      |      |
|-----------------------------------|------|------|------|------|------|
| <b><i>n</i></b>                   | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    |
| <b><i>P<sub>rf</sub></i>, МПа</b> | 2,55 | 2,56 | 2,57 | 2,59 | 2,60 |

Запропонована методика відтворює в чисельній моделі дію основних навантажень, а саме: розтягуючих сил від натягу набігаючої та збігаючої віток канатів, тиску від навитого канату, а також врахувати вплив кута девіації на розподіл навантажень. Отримані результати можуть бути використані для подальшої оптимізації конструкції барабана, підвищення його міцності, а також для створення методичних рекомендацій і навчальних матеріалів у галузі машинобудування.

### Б3. Розрахунок напружено-деформованого стану та оптимізація конструкції барабана шахтової підймальної машини типу ЦР-6,75×6,2/1,95

Згідно з технічним завданням, що надано ПрАТ «НКМЗ» поставлена задача побудувати та валідувати скінченно-елементні моделі барабана, забезпечивши граничні значення напружень, виникаючих у конструкції та осьових деформацій гальмових дисків (1,5 мм).

Конструкція барабана шахтової підймальної машини ЦР-6,75×6,2/1,95 зазнає складного напружено-деформованого стану через дію натягу каната, його навивання й локального тиску витків. Максимальна осьова деформація гальмового диска переставної частини досягає 3,6 мм при навиванні 11-го витка навантаженого каната на стороні її реборди (рис. Б4, а). Найбільші еквівалентні напруження, що сягають 410 МПа, фіксуються при навиванні 48-го витка з боку переставної частини та 22-го витка з боку заклиненої. Зона максимальних напружень локалізована в області заокруглення ребра жорсткості крайньої правої лобовини заклиненої частини (рис. Б4, б).

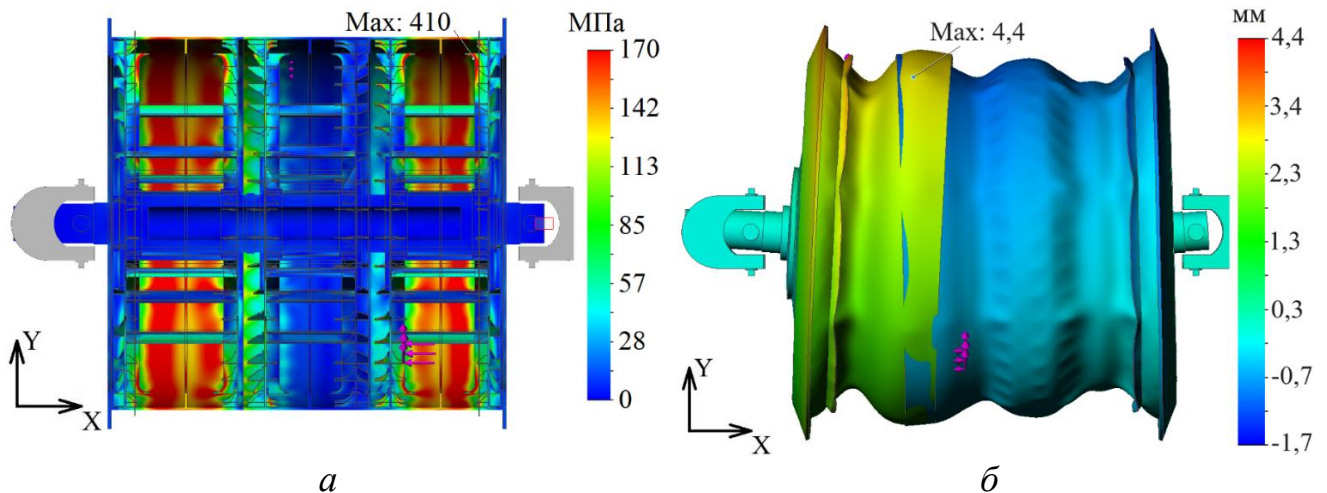


Рисунок Б4 – Напружено-деформований стан барабану ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95 під час намотування завантаженого скіпа зі сторони реборди переставної частини:

а – максимальне еквівалентне напруження, що виникає на заокругленні ребра під час намотування 48-го витка канату;

б – максимальна осьова деформація гальмового диску переставної частини барабану під час намотування 11-го витка канату

*Джерело: розроблено автором*

Максимальні осьові деформації гальмових дисків та еквівалентні напруження, що виникають в конструкції барабана ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95 під час послідовного навивання кожного витка навантаженого каната зі сторін реборд переставної та заклиненої частин подано у таблицях Б10 і Б11 відповідно.

У всіх розглянутих випадках локалізація найбільших еквівалентних напружень фіксується в області заокруглення ребер, що забезпечують підкріплення лобовини заклиненої та переставної частини барабана.

Таблиця Б10

**Значення максимальних осьових деформацій гальмового диску переставної  $UX_l$  та заклиненої  $UX_r$  частини барабану та максимального еквівалентного напруження  $\sigma_{\max}$  при навантаженні барабану ШПМ від підйому завантаженого скіпа зі сторони реборди переставної частини барабану**

| $n$                   | 1     | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     | 8     | 9     |
|-----------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $UX_l$ , мм           | 2,655 | 2,876 | 3,064 | 3,220 | 3,345 | 3,443 | 3,517 | 3,570 | 3,604 |
| $UX_r$ , мм           | 0,635 | 0,666 | 0,713 | 0,774 | 0,844 | 0,922 | 1,002 | 1,082 | 1,157 |
| $\sigma_{\max}$ , МПа | 404   | 403   | 402   | 401   | 399   | 398   | 396   | 394   | 393   |
| $n$                   | 10    | 11    | 12    | 13    | 14    | 15    | 16    | 17    | 18    |
| $UX_l$ , мм           | 3,621 | 3,623 | 3,611 | 3,584 | 3,539 | 3,474 | 3,388 | 3,279 | 3,144 |
| $UX_r$ , мм           | 1,226 | 1,286 | 1,336 | 1,376 | 1,405 | 1,423 | 1,431 | 1,427 | 1,412 |
| $\sigma_{\max}$ , МПа | 392   | 389   | 388   | 388   | 387   | 386   | 386   | 386   | 387   |
| $n$                   | 19    | 20    | 21    | 22    | 23    | 24    | 25    | 26    | 27    |
| $UX_l$ , мм           | 2,982 | 2,792 | 2,576 | 2,336 | 2,079 | 1,813 | 1,548 | 1,299 | 1,077 |
| $UX_r$ , мм           | 1,387 | 1,352 | 1,308 | 1,253 | 1,190 | 1,121 | 1,047 | 0,972 | 0,899 |
| $\sigma_{\max}$ , МПа | 387   | 387   | 388   | 389   | 390   | 391   | 392   | 398   | 404   |
| $n$                   | 28    | 29    | 30    | 31    | 32    | 33    | 34    | 35    | 36    |
| $UX_l$ , мм           | 0,896 | 0,763 | 0,749 | 0,766 | 0,723 | 0,808 | 0,769 | 0,769 | 0,769 |
| $UX_r$ , мм           | 0,831 | 0,771 | 0,721 | 0,683 | 0,656 | 0,641 | 0,775 | 0,894 | 1,004 |
| $\sigma_{\max}$ , МПа | 403   | 404   | 405   | 403   | 400   | 407   | 407   | 406   | 406   |
| $n$                   | 37    | 38    | 39    | 40    | 41    | 42    | 43    | 44    | 45    |
| $UX_l$ , мм           | 0,769 | 0,770 | 0,770 | 0,770 | 0,770 | 0,771 | 0,771 | 0,771 | 0,771 |
| $UX_r$ , мм           | 1,100 | 1,178 | 1,233 | 1,263 | 1,271 | 1,262 | 1,239 | 1,207 | 1,171 |
| $\sigma_{\max}$ , МПа | 406   | 406   | 406   | 406   | 406   | 406   | 406   | 406   | 406   |
| $n$                   | 46    | 47    | 48    | 49    | 50    | 51    | 52    | 53    | 54    |
| $UX_l$ , мм           | 0,771 | 0,772 | 0,772 | 0,772 | 0,772 | 0,772 | 0,772 | 0,772 | 0,772 |
| $UX_r$ , мм           | 1,138 | 1,111 | 1,096 | 1,093 | 1,104 | 1,127 | 1,160 | 1,201 | 1,248 |
| $\sigma_{\max}$ , МПа | 408   | 410   | 410   | 409   | 409   | 408   | 407   | 406   | 406   |
| $n$                   | 55    | 56    | 57    | 58    | 59    | 60    | 61    | 62    | 63    |
| $UX_l$ , мм           | 0,772 | 0,773 | 0,773 | 0,773 | 0,773 | 0,773 | 0,774 | 0,776 | 0,779 |
| $UX_r$ , мм           | 1,299 | 1,352 | 1,406 | 1,461 | 1,515 | 1,569 | 1,622 | 1,672 | 1,716 |
| $\sigma_{\max}$ , МПа | 406   | 406   | 406   | 406   | 406   | 406   | 406   | 406   | 406   |
| $n$                   | 64    | 65    | 66    | 67    | 68    | 69    |       |       |       |
| $UX_l$ , мм           | 0,781 | 0,784 | 0,786 | 0,789 | 0,791 | 0,794 |       |       |       |
| $UX_r$ , мм           | 1,753 | 1,779 | 1,792 | 1,786 | 1,758 | 1,706 |       |       |       |
| $\sigma_{\max}$ , МПа | 406   | 406   | 406   | 406   | 406   | 406   |       |       |       |

Аналіз показав перевищення еквівалентних напружень (до 410 МПа) у вихідній конструкції барабану, що перевищує допустимі значення для сталей ПрАТ «НКМЗ». Для зниження напруженого стану виконано поетапну раціоналізацію конструкції шляхом встановлення додаткових шпангоутів, модифікації ребер, потовщення

обичайки та зміни конфігурації косинок. Чисельне моделювання використано для оцінки ефективності кожного рішення і контролю геометричної стабільності.

Таблиця Б11

**Значення максимальних осьових деформацій гальмового диску переставної  $UX_l$  та заклиненої  $UX_r$  частини барабану та максимального еквівалентного напруження  $\sigma_{\max}$  при навантаженні барабану ШПМ від підйому завантаженого скіпа зі сторони реборди заклиненої частини барабану**

| $n$                   | 1     | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     | 8     | 9     |
|-----------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $UX_l$ , мм           | 0,820 | 0,817 | 0,815 | 0,812 | 0,810 | 0,807 | 0,804 | 0,802 | 0,799 |
| $UX_r$ , мм           | 1,728 | 1,780 | 1,807 | 1,813 | 1,801 | 1,774 | 1,737 | 1,693 | 1,643 |
| $\sigma_{\max}$ , МПа | 406   | 406   | 406   | 406   | 406   | 406   | 406   | 406   | 406   |
| $n$                   | 10    | 11    | 12    | 13    | 14    | 15    | 16    | 17    | 18    |
| $UX_l$ , мм           | 0,796 | 0,794 | 0,791 | 0,789 | 0,786 | 0,784 | 0,781 | 0,779 | 0,776 |
| $UX_r$ , мм           | 1,590 | 1,534 | 1,477 | 1,420 | 1,362 | 1,306 | 1,253 | 1,203 | 1,159 |
| $\sigma_{\max}$ , МПа | 406   | 406   | 406   | 406   | 406   | 406   | 406   | 406   | 406   |
| $n$                   | 19    | 20    | 21    | 22    | 23    | 24    | 25    | 26    | 27    |
| $UX_l$ , мм           | 0,774 | 0,773 | 0,773 | 0,773 | 0,773 | 0,773 | 0,772 | 0,772 | 0,772 |
| $UX_r$ , мм           | 1,123 | 1,097 | 1,086 | 1,089 | 1,103 | 1,130 | 1,163 | 1,198 | 1,230 |
| $\sigma_{\max}$ , МПа | 407   | 408   | 409   | 410   | 409   | 407   | 406   | 406   | 406   |
| $n$                   | 28    | 29    | 30    | 31    | 32    | 33    | 34    | 35    | 36    |
| $UX_l$ , мм           | 0,771 | 0,771 | 0,771 | 0,771 | 0,770 | 0,770 | 0,770 | 0,770 | 0,769 |
| $UX_r$ , мм           | 1,253 | 1,263 | 1,254 | 1,224 | 1,170 | 1,091 | 0,994 | 0,882 | 0,762 |
| $\sigma_{\max}$ , МПа | 406   | 406   | 406   | 406   | 406   | 406   | 406   | 406   | 407   |
| $n$                   | 37    | 38    | 39    | 40    | 41    | 42    | 43    | 44    | 45    |
| $UX_l$ , мм           | 0,784 | 0,729 | 0,771 | 0,754 | 0,741 | 0,873 | 1,055 | 1,276 | 1,525 |
| $UX_r$ , мм           | 0,640 | 0,656 | 0,682 | 0,720 | 0,769 | 0,829 | 0,896 | 0,969 | 1,044 |
| $\sigma_{\max}$ , МПа | 407   | 400   | 403   | 406   | 405   | 402   | 405   | 399   | 393   |
| $n$                   | 46    | 47    | 48    | 49    | 50    | 51    | 52    | 53    | 54    |
| $UX_l$ , мм           | 1,790 | 2,056 | 2,313 | 2,552 | 2,768 | 2,957 | 3,119 | 3,253 | 3,361 |
| $UX_r$ , мм           | 1,118 | 1,187 | 1,249 | 1,303 | 1,348 | 1,383 | 1,407 | 1,421 | 1,425 |
| $\sigma_{\max}$ , МПа | 390   | 390   | 389   | 388   | 387   | 387   | 387   | 386   | 386   |
| $n$                   | 55    | 56    | 57    | 58    | 59    | 60    | 61    | 62    | 63    |
| $UX_l$ , мм           | 3,446 | 3,509 | 3,553 | 3,579 | 3,588 | 3,582 | 3,560 | 3,520 | 3,461 |
| $UX_r$ , мм           | 1,417 | 1,399 | 1,369 | 1,329 | 1,278 | 1,218 | 1,149 | 1,073 | 0,993 |
| $\sigma_{\max}$ , МПа | 386   | 387   | 387   | 388   | 389   | 392   | 392   | 394   | 396   |
| $n$                   | 64    | 65    | 66    | 67    | 68    | 69    |       |       |       |
| $UX_l$ , мм           | 3,381 | 3,278 | 3,148 | 2,988 | 2,795 | 2,569 |       |       |       |
| $UX_r$ , мм           | 0,912 | 0,834 | 0,763 | 0,702 | 0,655 | 0,623 |       |       |       |
| $\sigma_{\max}$ , МПа | 397   | 399   | 401   | 402   | 403   | 403   |       |       |       |

Для виготовлення барабанів ШПМ на ПрАТ «НКМЗ» застосовують сталі Ст3, 09Г2С і 10ХСНД. Для останніх двох межа витривалості не перевищує 195 МПа і

215 МПа відповідно, що є критичним при проектуванні особливо навантажених елементів.

Аналіз показав локалізацію максимальних напружень до 410 МПа в зоні ребра та до 229 МПа в обичайці барабана (рис. Б4, а), що перевищує допустимі значення для застосованих сталей. Напруження обумовлені радіальним стиском від навитого каната, що вказує на необхідність конструктивного посилення критичних зон.

Запропоновані конструктивні рішення із встановленням додаткових шпангоутів (рис. Б5, б), модифікованих ребер («чобітків») (рис. Б6, б), потовщення обичайки та горизонтальної частини «чобітка» (рис. Б7, б) дозволяє суттєво змінити характер розподілу напружень у крайніх барабанах. Моделювання виконувалось за допомогою програмного забезпечення Gravity Sketch, що описано в основній частині дисертації (див. п. 3.2).

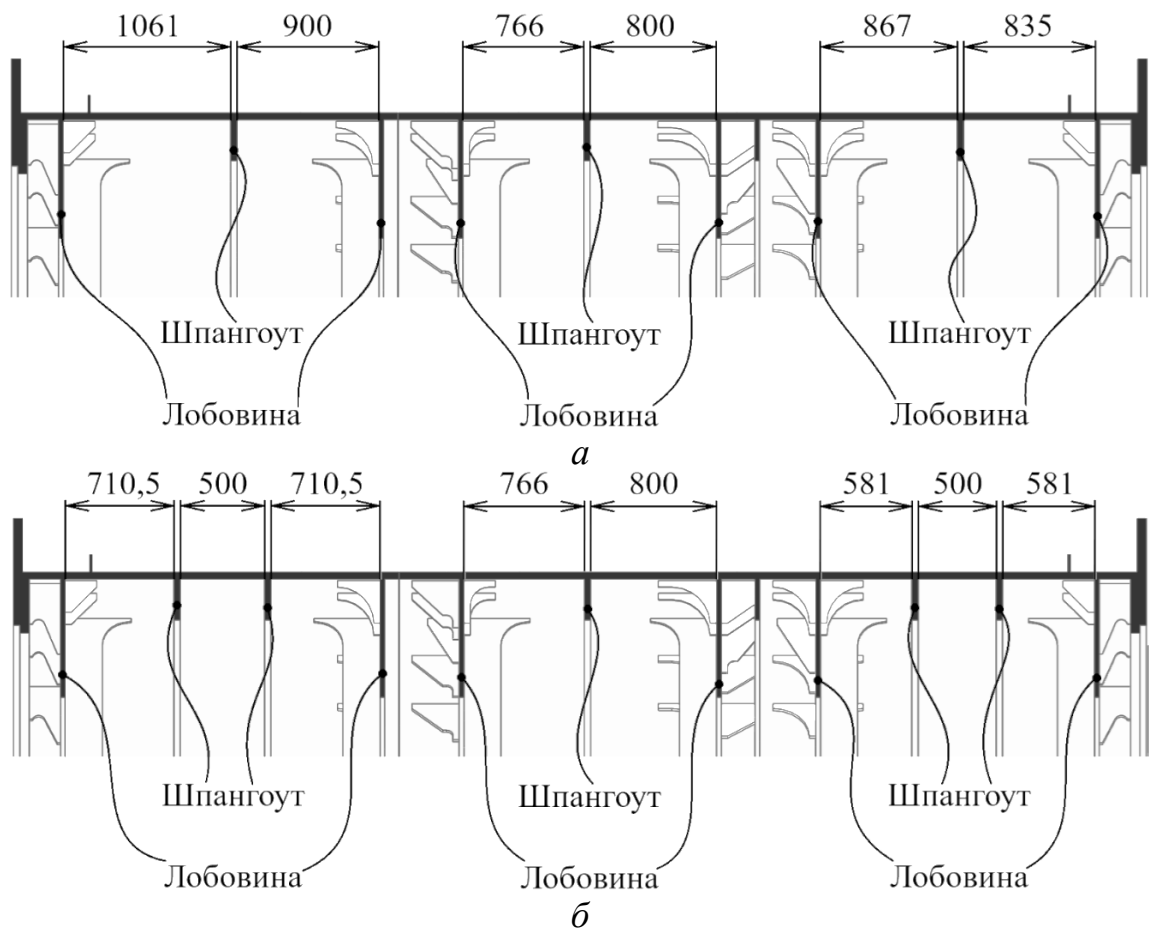


Рисунок Б5 – Порівняння конструкцій підкріплення крайніх барабанів додатковими шпангоутами у вихідному (а) та модифікованому (б) варіантах  
Джерело: розроблено автором

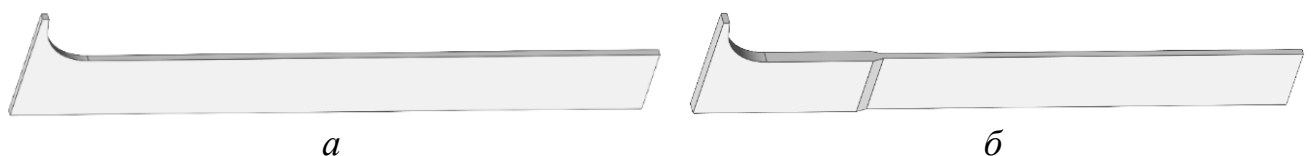


Рисунок Б6 – Геометричне порівняння вихідної (а) та модифікованої (б) конструкцій ребра жорсткості барабана  
Джерело: розроблено автором

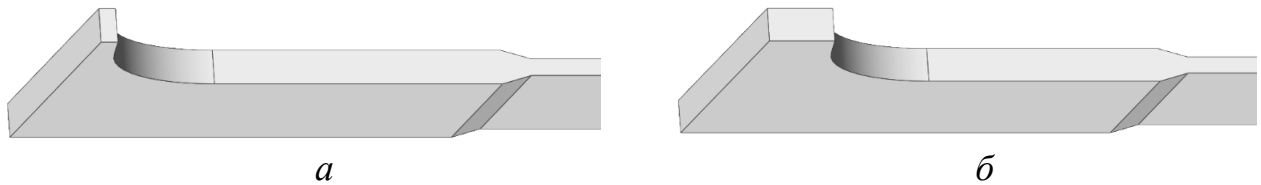


Рисунок Б7 – Конструкція вихідної (а) та модифікованої (б) моделей ребра типу «чобіток» із збільшенням товщини носика

*Джерело: розроблено автором*

Для кожного варіанта розраховуються максимальне еквівалентне напруження, що виникає в конструкції  $\sigma_{\max}$ , яка зіставляється з допустимим еквівалентним напруженням  $[\sigma_{\max}]$  для матеріалів 09Г2С та 10ХСНД. Результати розрахунку наведено у таблиці Б12 та на рисунках Б8, а – Б8, е.

Таблиця Б12

**Результати розрахунку еквівалентних напружень, що виникають в конструкції барабана ШІМ ЦР-6,75×6,2/1,95**

| № | Конфігурація підкріплень                                 | $\sigma_{\max}$ , МПа | Опис змін у конструкції переставної частини                      | Висновок  |
|---|----------------------------------------------------------|-----------------------|------------------------------------------------------------------|-----------|
| 0 | Базова конструкція (рис. Б4, а)                          | 410                   | -                                                                | >215 МПа  |
| 1 | Додаткові шпангоути (рис. Б8, б)                         | 383                   | Додаткові шпангоути між крайніми парами лобовин                  | >215 МПа  |
| 2 | Зміна конструкції ребер (рис. Б8, в)                     | 290                   | Додатково крайні пари лобовин підкріплено ребрами типу «чобіток» | >215 МПа  |
| 3 | Потовщення обичайки (рис. Б8, г)                         | 225                   | Додатково потовщено обичайку барабану до 70 мм                   | >215 МПа  |
| 4 | Потовщення горизонтальної частини «чобітка» (рис. Б8, д) | 215                   | Потовщення горизонтальної частини «чобітка» до 80 мм             | = 215 МПа |

Максимальні еквівалентні напруження, що виникають в обичайці знизилась з 229 МПа до 135 МПа.

Оскільки внутрішня пара лобовин залишилась без підкріплення, виконано чисельне моделювання для двох граничних випадків навантаження (намотування зі сторони переставної та заклиненої частин). Результати розподілу еквівалентних напружень для обох випадків наведено на рисунку Б9, а–б.

Аналіз напружень показав перевищення межі витривалості сталі 10ХСНД (215 МПа): до 296 МПа при намотуванні з боку переставної частини (рис. Б9, а) та до 242 МПа – з боку заклиненої (рис. Б9, б), із локалізацією в зоні заокруглення ребер середньої пари. Для зниження напруженості впроваджено ребра типу «чобіток» із

потовщеними носиками, після чого повторно виконано моделювання; результати наведено на рисунку Б10.

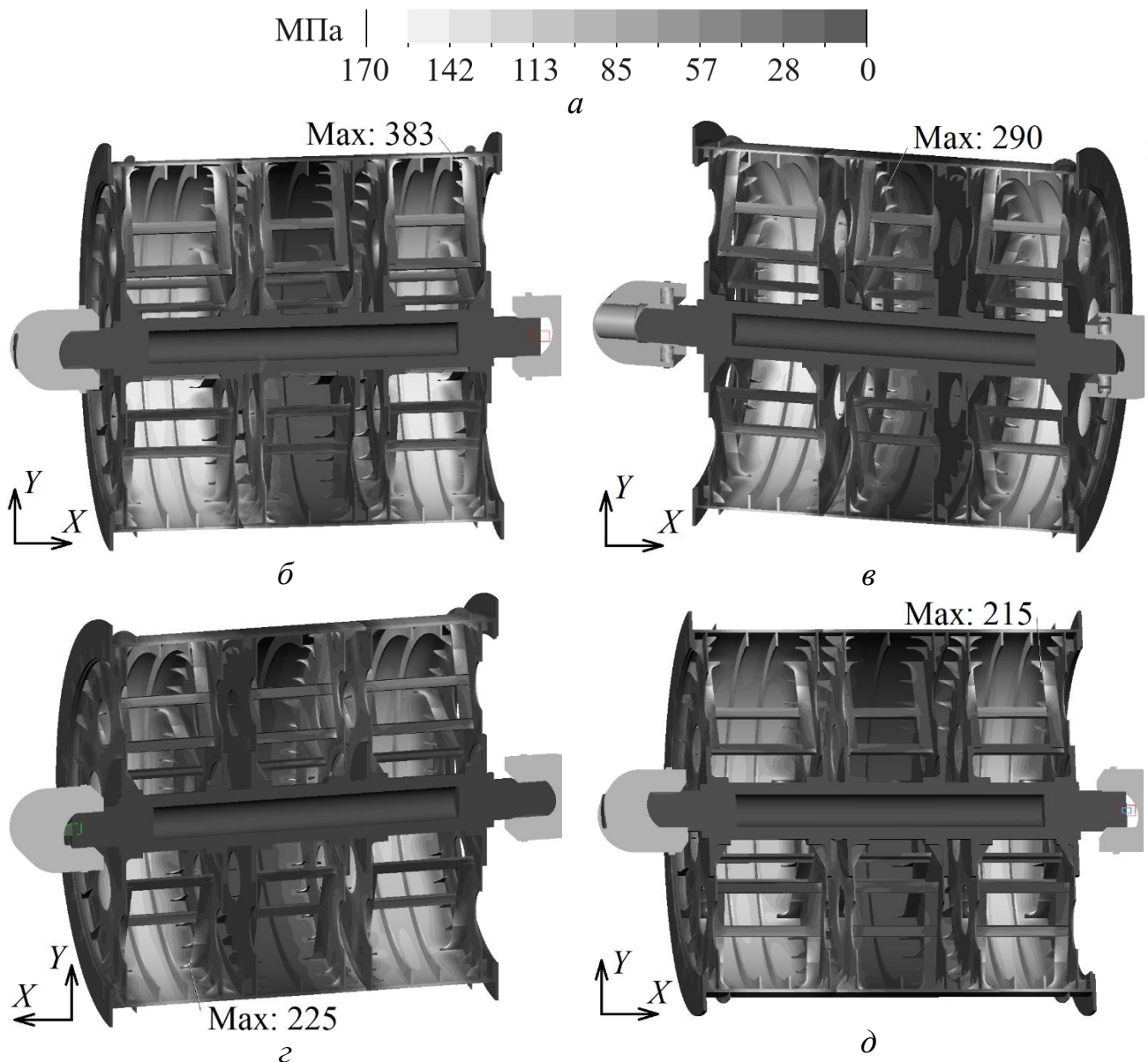


Рисунок Б8 – Розподіл еквівалентних напружень у конструкції барабана:  
 а – шкала інтенсивності напружень; б – встановлено додаткові шпангоути; в –  
 замінено ребра між крайніми парами лобовин на «чобітки»; з – додатково  
 потовщено обичайку; д – потовщено горизонтальну частину «чобітків»

*Джерело: розроблено автором*

Моделювання засвідчило, що при повному намотуванні з боку переставної частини максимальні напруження становлять 256 МПа та локалізуються в зоні заокруглення косинки середньої пари лобовин (рис. Б10, а), а при навантаженні зі сторони заклиненої частини – 204 МПа (рис. Б10, б). У зв'язку з цим здійснено модифікацію геометрії косинки для зменшення локальної концентрації напружень (рис. Б11).

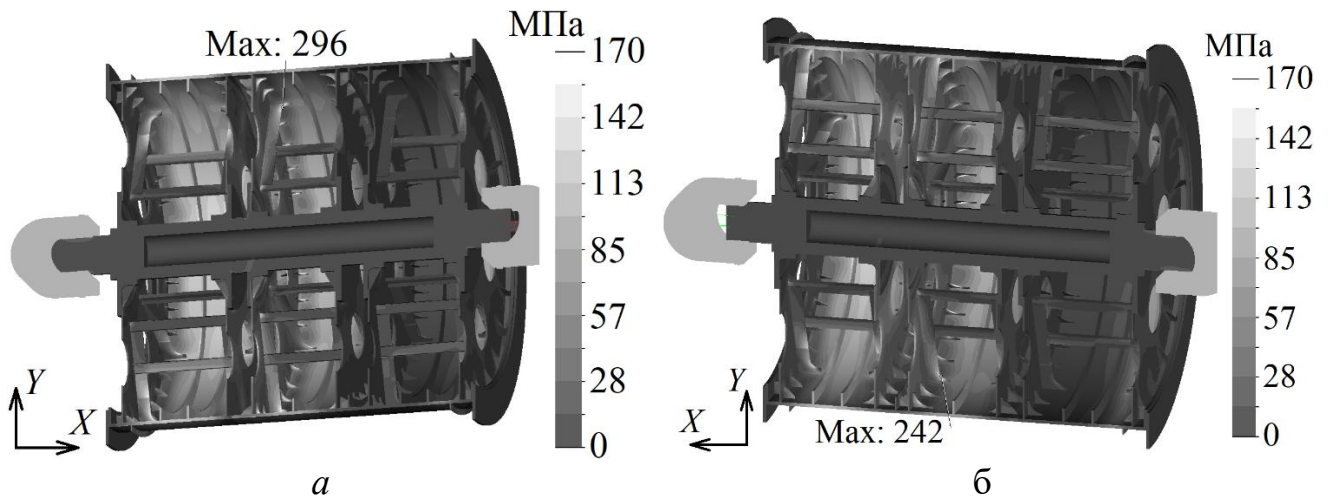


Рисунок Б9 – Розподіл еквівалентних напружень у конструкції барабана з модифікованими підкріплюючими елементами крайніх пар лобовин при повному намотуванні каната зі сторони: *а* – лівої реборди, *б* – правої реборди; максимум відповідно 296 МПа і 242 МПа у зоні заокруглення ребер, що підкріплюють внутрішню пару лобовин

*Джерело: розроблено автором*

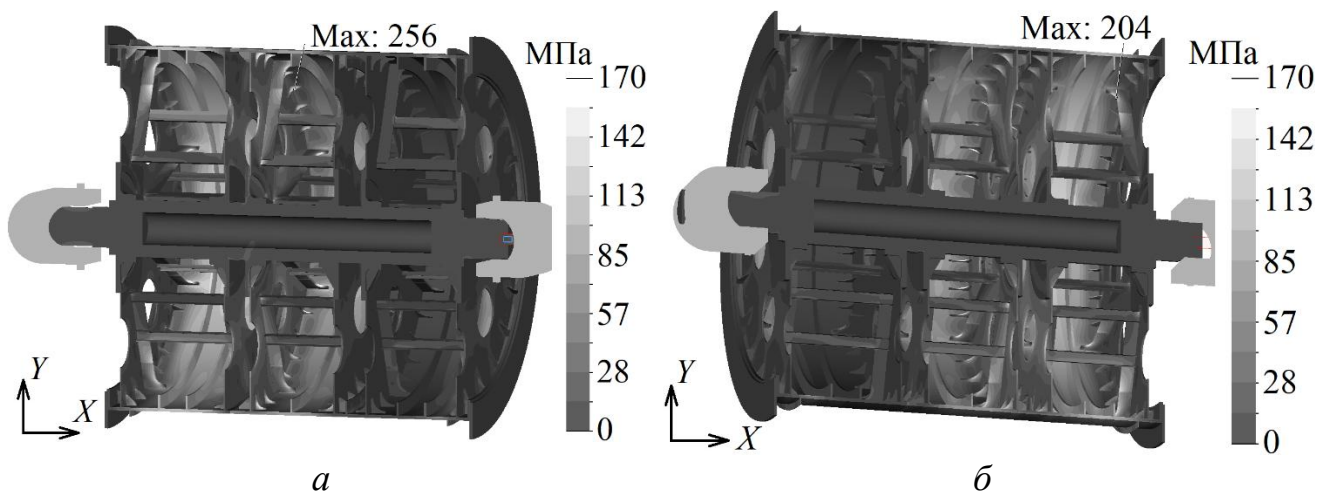


Рисунок Б10 – Розподіл еквівалентних напружень у конструкції барабана з модифікованими елементами жорсткості для трьох пар лобовин при повному намотуванні каната: *а* – зі сторони лівої реборди, максимум; *б* – зі сторони правої реборди;

*Джерело: розроблено автором*

Після впровадження раціоналізованих косинок повторне моделювання показало зниження максимальних еквівалентних напружень до 211 МПа з локалізацією в зоні заокруглення ребра, що підкріплює внутрішню лобовину проміжної пари (рис. Б12).

На завершальному етапі проведено розрахунок осьових переміщень для модифікованої конструкції барабана типу ЦР-6,75×6,2/1,95 за тими самими граничними умовами, що й для вихідної конфігурації; результати подано на рисунку Б13 у вигляді поля осьових переміщень.



Рисунок Б11 – Геометрія вихідної (а) та модифікованої (б) конструкції косинки, що підкріплює внутрішню лобовину середньої пари

*Джерело: розроблено автором*

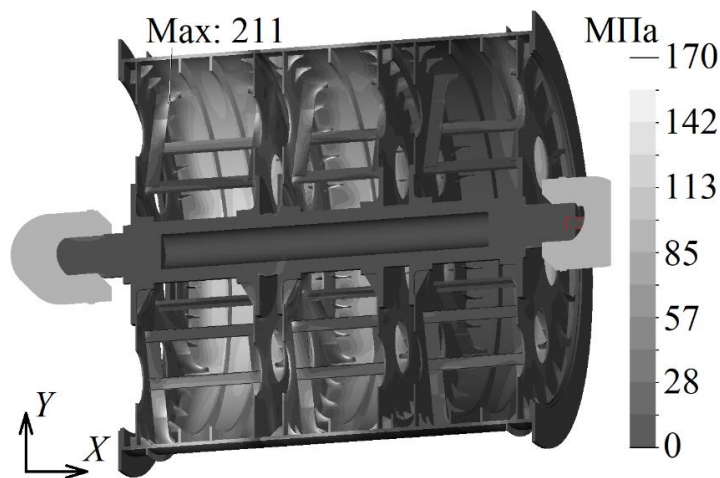


Рисунок Б12 – Розподіл еквівалентних напружень у конструкції барабана з модифікованими косинками, що підкріплюють внутрішню лобовину середньої пари; максимальне значення становить 211 МПа та локалізується в зоні заокруглення ребра, що підкріплює зовнішню лобовину переставної частини

*Джерело: розроблено автором*

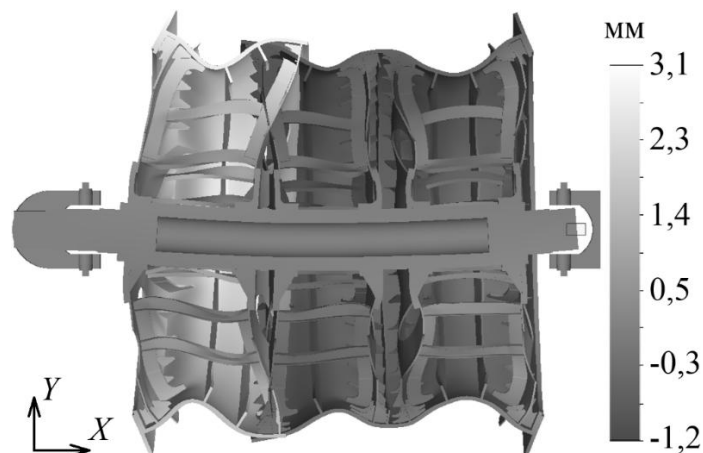


Рисунок Б13 – Поле осьових переміщень у раціоналізованій конструкції барабана шахтової підйомальної машини ЦР-6,75×6,2/1,95 при навантаженні з боку лівої реборди

*Джерело: розроблено автором*

Результати моделювання (рис. Б13) свідчать, що після конструктивної модернізації максимальне осьове переміщення гальмового диска переставної частини знижено до 3,1 мм, а для заклиненої частини – до 1,0 мм. Модернізація, що включала введення додаткових шпангоутів, ребер типу «чобіток», потовщення обичайки та оптимізацію геометрії косинок, забезпечила зменшення еквівалентних напружень до 211 МПа. Водночас у модифікованій конструкції залишаються локальні зони концентрації, які потребують подальшої оптимізації. Загалом отримані результати підтверджують ефективність запропонованих рішень і їхню доцільність для практичного впровадження.

**Розрахунок довговічності зварних швів.** На рисунку Б14 показано, що максимальні еквівалентні напруження на закругленні ребра 215 МПа, в той час як на зварному шві у місці контакту з обичайкою – 131 МПа. Розрахуємо довговічність даного зварного шва за методикою ПрАТ «НКМЗ».

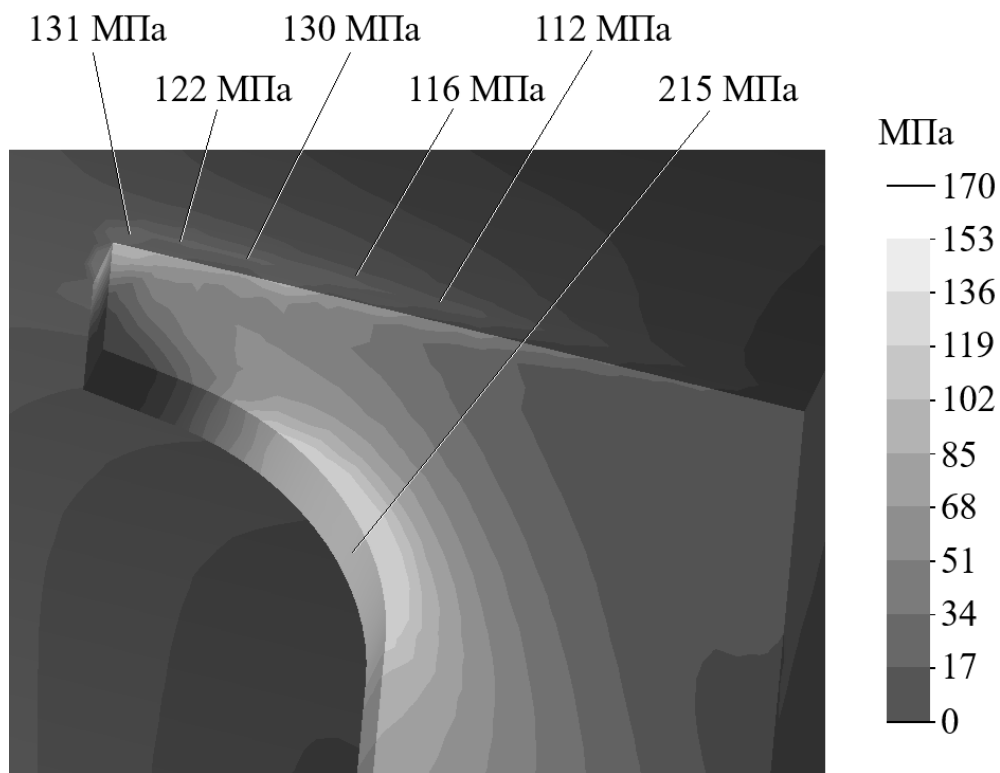


Рисунок Б14 – Розподіл еквівалентних напружень у зоні зварного шва між ребром жорсткості та обичайкою барабана шахтової підіймальної машини

*Джерело: розроблено автором*

За один підйом вантажу для зварних з'єднань:

- максимальний рівень напружень циклу, МПа:  $\sigma_{\max} = 131$ ;
- мінімальний рівень напружень циклу, МПа:  $\sigma_{\min} = 0$ .

Товщина деталі, що приварюється  $t = 40$  мм.

Коригувальний коефіцієнт на вид напружено-деформованого стану (вигин біля деталі, що приварюється) порівняно з напруженим станом під час випробувань на опір втомі елементу (подовжнє розтягнення всього перерізу) на основі рівності  $\sigma_{-1p} = (0,7 \dots 0,9) \sigma_{-1}$ :  $k = 0,7$ .

Нормальна межа витривалості елементу для симетричного циклу за ймовірності відмови 50% і базового числа циклів навантаження:

$$\sigma_2 = \sigma_{-1}(50\%; 2 \cdot 10^6) = 84 \text{ МПа},$$

$$\sigma_5 = \sigma_{-1}(50\%; 5 \cdot 10^6) = 72 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт впливу середньої напруги циклу на наведену амплітуду  $\psi = 0,12$ .

Нормативне середнє квадратичне відхилення межі витривалості елементу для симетричного циклу  $S_{\sigma_{-1}} = 12 \text{ МПа}$ .

Фактичне число циклів навантаження даного зварного шва розраховується за формулою:

$$N_f = n \cdot i \cdot C \cdot \Pi = 1,28 \cdot 10^6,$$

де  $n = 21$  – число робочих годин на добу;

$i = 305$  – число робочих днів в рік;

$C = 20$  – число років;

$\Pi = 10$  – кількість підйомів на годину.

Орієнтовний коефіцієнт концентрації напружень для торця ребра  $\alpha_\sigma = 1,639$ .

Амплітуда зміни напружень для зварного з'єднання косинок за один цикл підйому корисного вантажу  $(\sigma_{-1})_{np}$ :

$$(\sigma_{-1})_{np} = k \cdot \left( \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2\alpha_\sigma} + \psi \cdot \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2\alpha_\sigma} \right) = 31 \text{ МПа}.$$

Нормативна межа витривалості елементу за ймовірності відмови 50% і фактичного числа циклів навантаження:

$$\sigma_{-1}(50\%; N_f) = \sigma_{-1}(50\%; 2 \cdot 10^6) m \sqrt{\frac{2 \cdot 10^6}{N_f}} = 97 \text{ МПа},$$

$m = 3$  – показник нахилу кривої втоми.

Розрахункова межа витривалості елементу за ймовірності відмови 90% і фактичного числа циклів навантаження:

$$\sigma_{-1}(90\%; N_f) = \sigma_{-1}(50\%; N_f) - 1,29 \cdot S_{\sigma_{-1}} = 82 \text{ МПа}$$

Прогноз появи втомних тріщин для елементу до напрацювання фактичного числа циклів навантаження:

$$(\sigma_{-1})_{np} \leq \sigma_{-1}(90\%; N_f);$$

$$31 \text{ МПа} < 82 \text{ МПа}.$$

Отже, оскільки амплітуда зміни напружень для зварного з'єднання ребер за один цикл підйому корисного вантажу менше ніж розрахункова межа витривалості елементу за ймовірності відмови 90% і фактичного числа циклів навантаження, робимо висновок, що поява втомних тріщин до першого капітального ремонту не прогнозується.

Перевіримо фактичну кількість циклів навантаження зварного шву за методикою Міжнародного інституту зварювання [89].

Фактична кількість циклів навантаження зварного шву знаходиться за формулою:

$$N_f = N_c \cdot \left( \frac{FAT}{\sigma_{\max}} \right)^m = 8,9 \cdot 10^5 \text{ циклів},$$

де  $N_c = 2 \cdot 10^6$  циклів – еталонне число циклів навантаження;

$FAT = 100$  МПа – втомна межа, що задається для зварного з'єднання.

У межах дисертаційного дослідження було виконано дві незалежні оцінки довговічності зварного з'єднання – за методикою ПрАТ «НКМЗ» та відповідно до рекомендацій Міжнародного інституту зварювання (ІІВ). Згідно з внутрішньою методикою ПрАТ «НКМЗ», яка враховує амплітуду змін напружень, параметри навантаження у циклі, коефіцієнт концентрації напружень та втому, було визначено, що очікувана амплітуда змін напружень суттєво нижча за межу витривалості, що підтверджує відсутність ризику виникнення втомних тріщин у межах нормативного ресурсу ( $1,28 \cdot 10^6$  циклів).

Натомість, розрахунок за методикою ІІВ, яка базується на узагальненій емпіричній залежності, засвідчив фактичну довговічність зварного шва на рівні  $8,9 \cdot 10^5$  циклів при заданій межі витривалості  $FAT = 100$  МПа та максимальному еквівалентному напруженні  $\sigma_{\max} = 131$  МПа. Цей результат також підтверджує достатній запас міцності, хоча й засвідчує дещо менший ресурс у порівнянні з методикою ПрАТ «НКМЗ».

Таким чином, обидві методики демонструють узгодженість у якісному висновку щодо втомної надійності зварного шва, однак відрізняються за числовими прогнозами ресурсу. Методика ПрАТ «НКМЗ» забезпечує більш детальне урахування умов циклічного навантаження та геометрії елементів, у той час як рекомендації ІІВ ґрунтуються на стандартизованих даних випробувань.

**Підвищення осової жорсткості.** Визначено максимальні осові деформації гальмового диска барабана ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95. Метод розрахунку – параметричне скінченно-елементне моделювання із поетапною заміною підкріплюючих елементів: ребер, шпангоутів та косинок (рис. Б15).

Результати розрахунку наведено у таблиці Б13 та на рисунках Б16, а – Б16, е.

Аналіз виконаної модифікації підкріплюючих елементів конструкції переставної частини барабана дозволяє встановити, що жоден із застосованих засобів підвищення жорсткості – а саме: додаткові шпангоути, їх потовщення до 80 мм, косинки типу 3 та збільшення товщини ребер жорсткості до 40 мм – не забезпечило суттєвого приросту осьової жорсткості конструкції переставної частини.

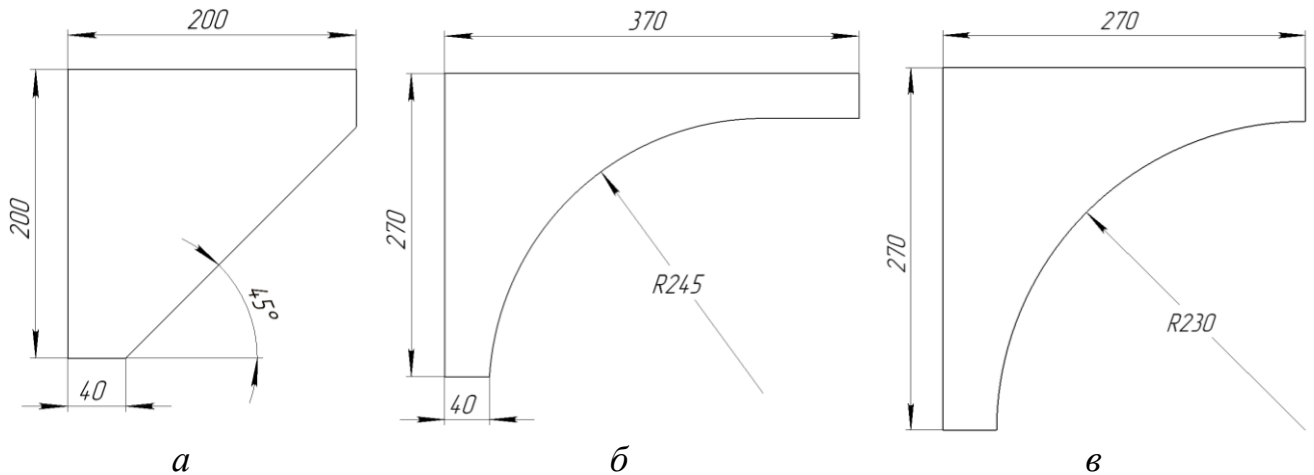


Рисунок Б15 – Геометричні параметри косинок: *а* – тип 1, товщиною 14 мм; *б* – тип 2, товщиною 20 мм; *в* – тип, товщиною 20 мм

*Джерело: розроблено автором*

Таблиця Б13

**Результати розрахунку осьових деформацій гальмового диска переставної частини барабана ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95**

| № | Конфігурація підкріплень                               | $UX_l$ , мм | Опис змін у конструкції переставної частини | Висновок        |
|---|--------------------------------------------------------|-------------|---------------------------------------------|-----------------|
| 0 | Один шпангоут 40 мм (базова конструкція (рис. Б4, б))  | 3,6         | Один кільцевий шпангоут між лобовинами      | $UX_l > 1,5$ мм |
| 1 | Один шпангоут 80 мм (рис. Б15, а)                      | 3,5         | Потовщення існуючого шпангоута до 80 мм     | $UX_l > 1,5$ мм |
| 2 | Два шпангоути 40 мм (рис. Б15, б)                      | 3,4         | Додано другий шпангоут між лобовинами       | $UX_l > 1,5$ мм |
| 3 | Два шпангоути 80 мм (рис. Б15, в)                      | 3,1         | Обидва шпангоути потовщені до 80 мм         | $UX_l > 1,5$ мм |
| 4 | Варіант №3 додано косинки типу 2 (рис. Б15, з)         | 2,9         | Додано косинки типу 2 (товщина 20 мм)       | $UX_l > 1,5$ мм |
| 5 | Варіант №3 додано косинки типу 3 (рис. Б15, д)         | 2,9         | Додано косинки типу 3 (товщина 20 мм)       | $UX_l > 1,5$ мм |
| 6 | Варіант №5 додано ребра жорсткості 40 мм (рис. Б15, е) | 3,2         | Товщину ребер збільшено з 20 до 40 мм       | $UX_l > 1,5$ мм |

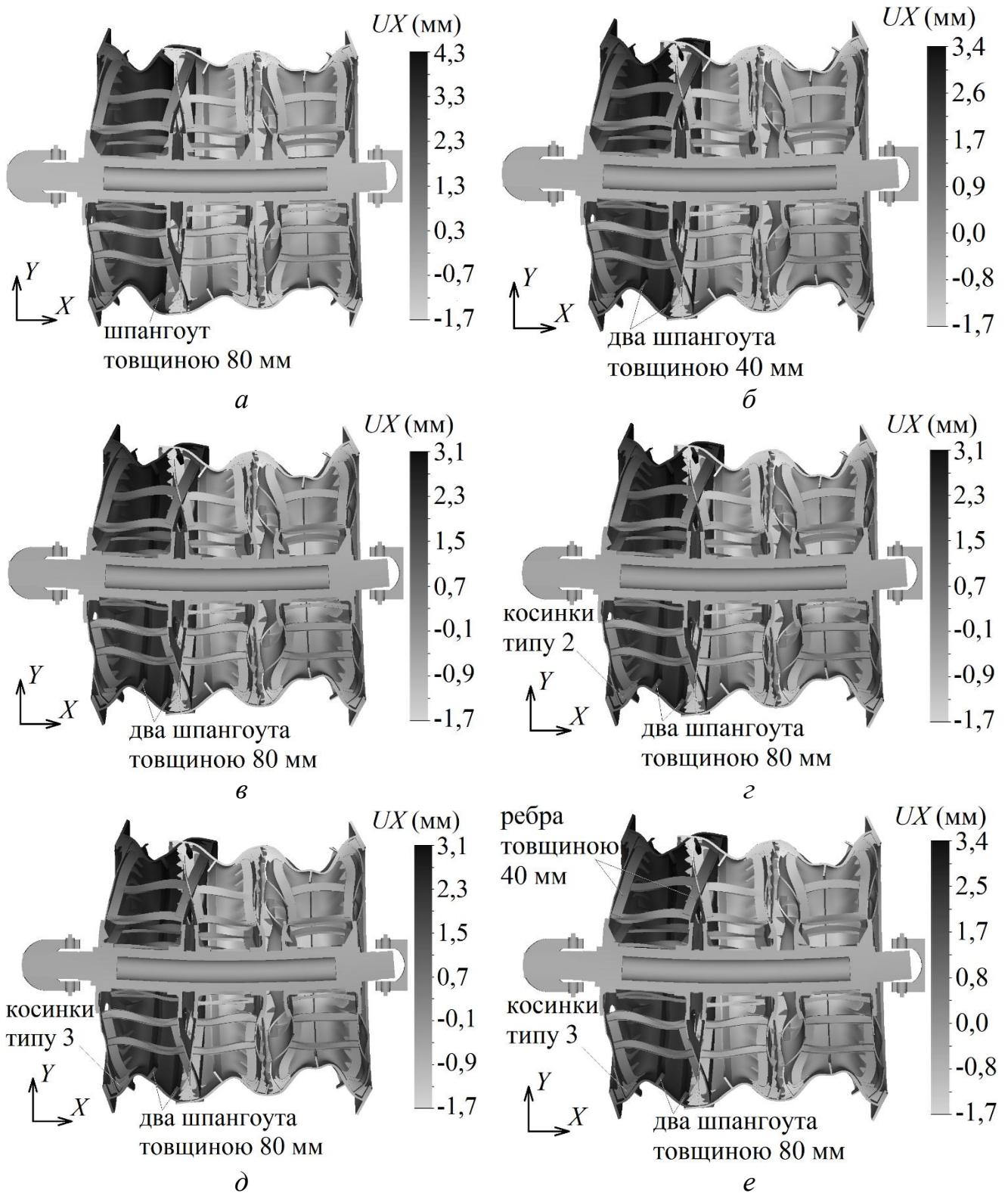


Рисунок Б16 – Поле осевих деформацій барабана ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95 з різними типами підкріплень переставної частини

*Джерело: розроблено автором*

Більшість реалізованих підсилювальних заходів покращують лише окремі вузли конструкції, не забезпечуючи формування цілісної просторової системи з підвищеною осовою жорсткістю та опором кручення. Аналіз патентних джерел засвідчує ефективність просторових підкріплювальних елементів типу

«діафрагма» (рис. Б17), що утворюють замкнену кільцеву систему між лобовинами та обичайкою, однак таке рішення не реалізоване в заводській конструкції.

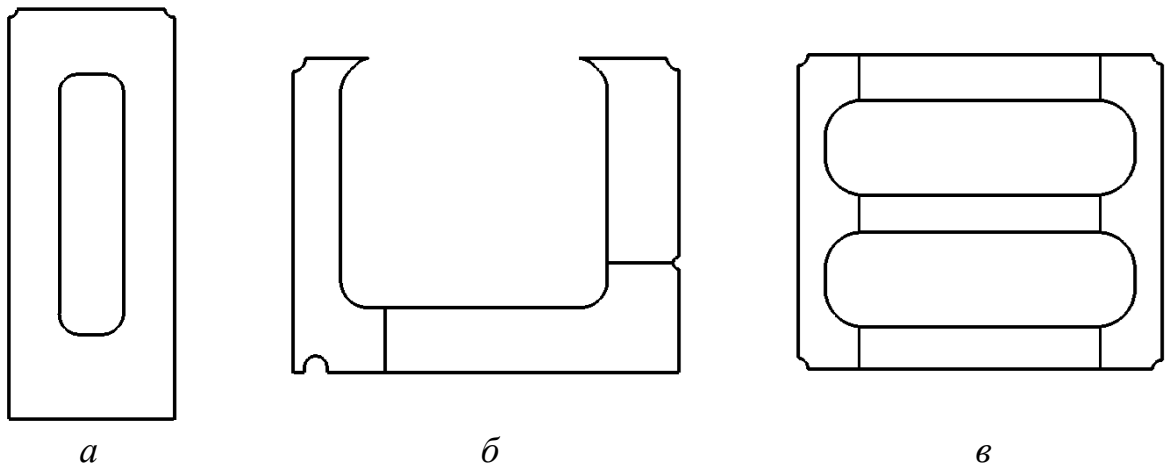


Рисунок Б17 – Варіанти конструкції «діафрагм» для підкріплення переставної частини барабану ШПМ

*Джерело: адаптовано автором, на основі рекомендацій наданих ПрАТ «НКМЗ»*

Запропоновано заміну наявних підкріплювальних елементів переставної частини барабану (ребер, швелерів і шпангоутів) на перфоровані просторові елементи типу «діафрагма» (рис. Б18, *а–в*). Геометричні параметри однієї «діафрагми» становлять: висота  $H = 2010$  мм, довжина  $B = 2001$  мм, товщина – 20 мм. Конфігурація та перфорація впливають на осьову деформацію та загальну стійкість конструкції.

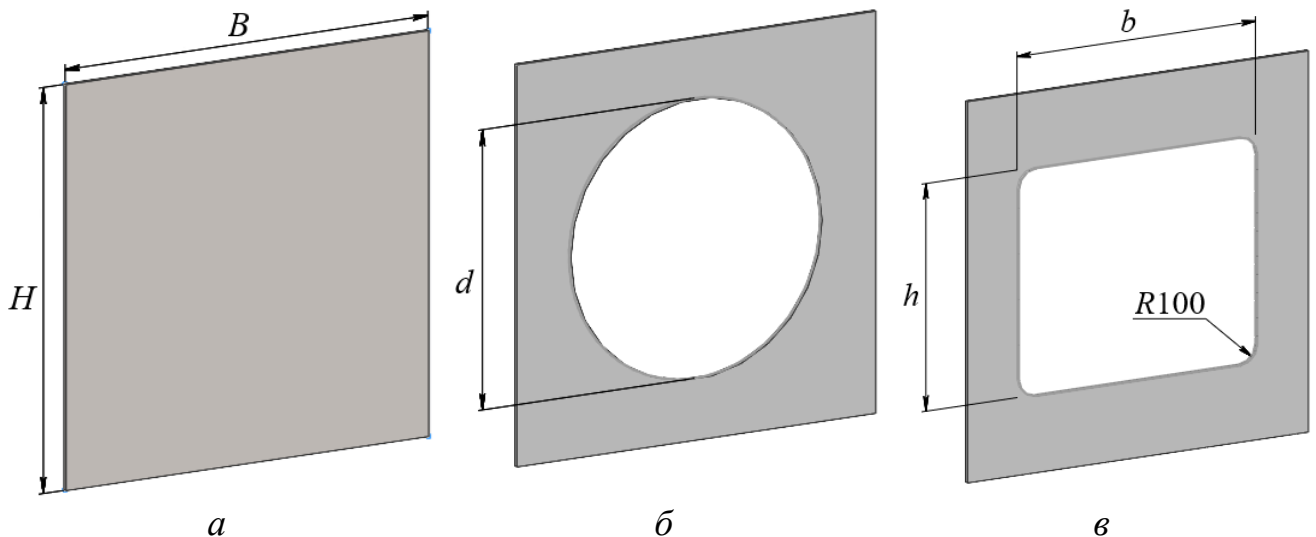


Рисунок Б18 – Конструкція «діафрагми»: суцільної (*а*), з циліндричним отвором (*б*), з прямокутним отвором (*в*)

*Джерело: розроблено автором*

Найкращий компроміс між жорсткістю, стійкістю та масою досягається при застосуванні циліндричного отвору діаметром 1635 мм або прямокутного зі сталюю

шириною 1635×1290 мм (товщина 20 мм) (рис. Б19): у обох випадках деформація становить 1,5 мм, коефіцієнт стійкості – 4,14, маса – 2399 і 2398 кг відповідно.

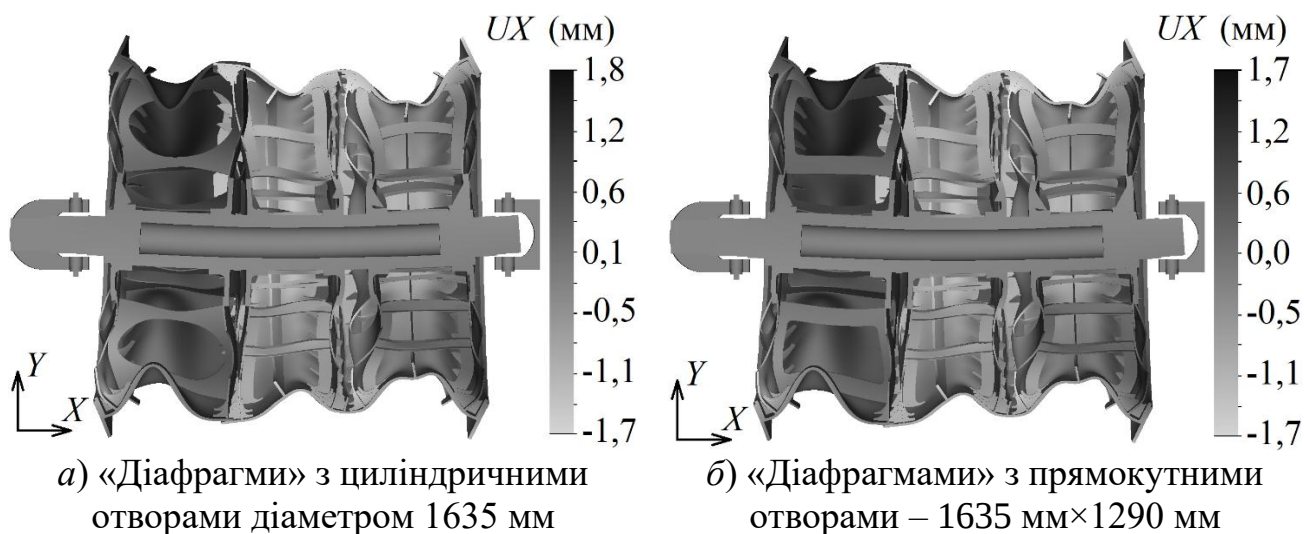


Рисунок Б19 – Поле осьових деформацій гальмового диска переставної частини барабана, яка підкріплена «діафрагмами» з отворами

*Джерело: розроблено автором*

#### Б4. Розрахунок напружено-деформованого стану переставної частини барабану за допомогою аналітичної моделі

Замовником було поставлено задачу розробити аналітичну модель переставної частини барабана на основі рівнянь вигину оболонок із включенням кільцевих пружних елементів.

Розрахунок напружено-деформованого стану переставної частини барабану виконано за допомогою розробленої аналітичної моделі, що поєднує осесиметричну модель згину циліндричної оболонки з включенням зосереджених кільцевих пружних елементів ( $\lambda, \chi, \alpha, \beta$ ), що дає змогу адекватно описати взаємодію обичайки з підкріпленими лобовинами. Модель переставної частини барабана реалізовано як оболонку, поділену на три ділянки, з кільцевими пружними елементами у зонах спряження, що дозволяє врахувати радіальну й кутову жорсткість лобовин с підкріплюючими елементами.

Аналітичну модель побудовано на основі диференціального рівняння четвертого порядку, що описує радіальні переміщення оболонки під дією розподіленого тиску. Для кожної з трьох ділянок конструкції отримано замкнені розв'язки, що включають переміщення, кути повороту, згинальні моменти та поперечні сили. Система з дванадцяти алгебраїчних рівнянь сформована на основі граничних умов, які враховують жорсткість кільцевих пружних елементів. Точність моделі підтверджено порівнянням із результатами скінченно-елементного аналізу в SolidWorks Simulation.

З метою зменшення похибок при визначенні еквівалентних жорсткостей кільцевих пружних елементів вводились коригувальні коефіцієнти  $k_\lambda, k_\chi, k_\alpha$  та  $k_\beta$  (табл. Б14) та визначалась похибка радіального переміщення оболонки в контрольних точках відносно скінченно-елементного розрахунку.

Таблиця Б14

**Оцінка точності аналітичного розрахунку радіального переміщення в контрольних точках залежно від значення коригувальних коефіцієнтів**

| Поправочний коефіцієнт $k$ |          |            |           | Похибка радіального переміщення $\varepsilon$ , % |                 |                      |                 |                 |
|----------------------------|----------|------------|-----------|---------------------------------------------------|-----------------|----------------------|-----------------|-----------------|
| $k_\lambda$                | $k_\chi$ | $k_\alpha$ | $k_\beta$ | $\varepsilon_A$                                   | $\varepsilon_B$ | $\varepsilon_{\max}$ | $\varepsilon_C$ | $\varepsilon_D$ |
| 1                          | 1        | 1          | 1         | 38                                                | 31              | 15                   | 138             | 235             |
| 0,1                        | 1        | 1          | 1         | 201                                               | 225             | 16                   | 138             | 235             |
| 0,2                        | 1        | 1          | 1         | 163                                               | 179             | 15                   | 138             | 235             |
| 5                          | 1        | 1          | 1         | 42                                                | 34              | 14                   | 138             | 234             |
| 10                         | 1        | 1          | 1         | 57                                                | 81              | 14                   | 138             | 234             |
| 1                          | 0,1      | 1          | 1         | 189                                               | 28              | 15                   | 138             | 235             |
| 1                          | 0,2      | 1          | 1         | 138                                               | 29              | 15                   | 138             | 235             |
| 1                          | 5        | 1          | 1         | 160                                               | 33              | 15                   | 138             | 234             |
| 1                          | 10       | 1          | 1         | 182                                               | 34              | 15                   | 138             | 234             |
| 1                          | 1        | 0,1        | 1         | 38                                                | 32              | 16                   | 570             | 670             |
| 1                          | 1        | 0,2        | 1         | 38                                                | 32              | 16                   | 458             | 557             |
| 1                          | 1        | 5          | 1         | 38                                                | 31              | 14                   | 38              | 57              |

|   |   |    |     |    |    |    |     |     |
|---|---|----|-----|----|----|----|-----|-----|
| 1 | 1 | 10 | 1   | 38 | 31 | 14 | 68  | 27  |
| 1 | 1 | 1  | 0,1 | 38 | 32 | 15 | 115 | 145 |
| 1 | 1 | 1  | 0,2 | 38 | 32 | 15 | 119 | 162 |
| 1 | 1 | 1  | 5   | 38 | 31 | 15 | 156 | 304 |
| 1 | 1 | 1  | 10  | 38 | 31 | 15 | 160 | 319 |

Після оптимізації коригувальні коефіцієнти жорсткості було прийнято:  $k_\lambda = 1,49$ ;  $k_\chi = 0,9$ ;  $k_\alpha = 2,495$ ;  $k_\beta = 0,01$ .

Реалізована аналітична модель у програмному забезпеченні MathCad 14 дозволяє у 10–12 разів швидше знаходити величини радіального переміщення та еквівалентних напружень, що виникають в обичайці переставної частини барабану.

Знайдені за допомогою аналітичної моделі величини максимального радіального переміщення обичайки переставної частини барабану ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95 становить -2,99 мм (рис. Б19, а) з похибкою 14% та максимальне еквівалентне напруження, що виникає в обичайці на ділянці між лобовинами, становить 187 МПа (рис. Б19, б) з похибкою 3% відносно скінченно-елементного розрахунку.

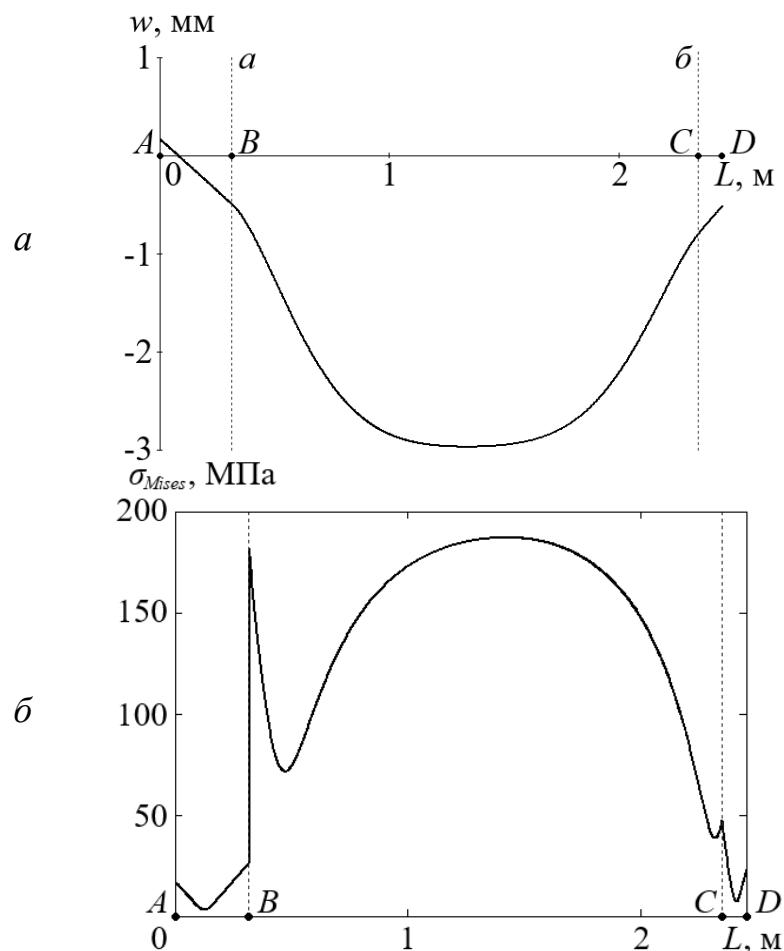


Рисунок Б19 – Графіки напружено-деформованого стану оболонки переставної частини барабану ШПМ ЦР-6,75×6,2/1,95 вздовж довжини  $L$ :

$a$  – радіальне переміщення  $w$ ;  $б$  – еквівалентне напруження  $\sigma_{Mises}$

Джерело: розроблено автором

Отримані результати дозволили сформулювати чітку методологічну послідовність побудови математичної моделі, яка представлена у вигляді структурованої блок-схеми (рис. Б20), яка відображає послідовність побудови математичної моделі згину оболонки – від фізичної ідеалізації конструкції до формалізації граничних умов. Алгоритм реалізовано в середовищі Mathcad 14, що забезпечило автоматизацію обчислень, визначення невідомих констант та побудову функцій переміщень і напружень.

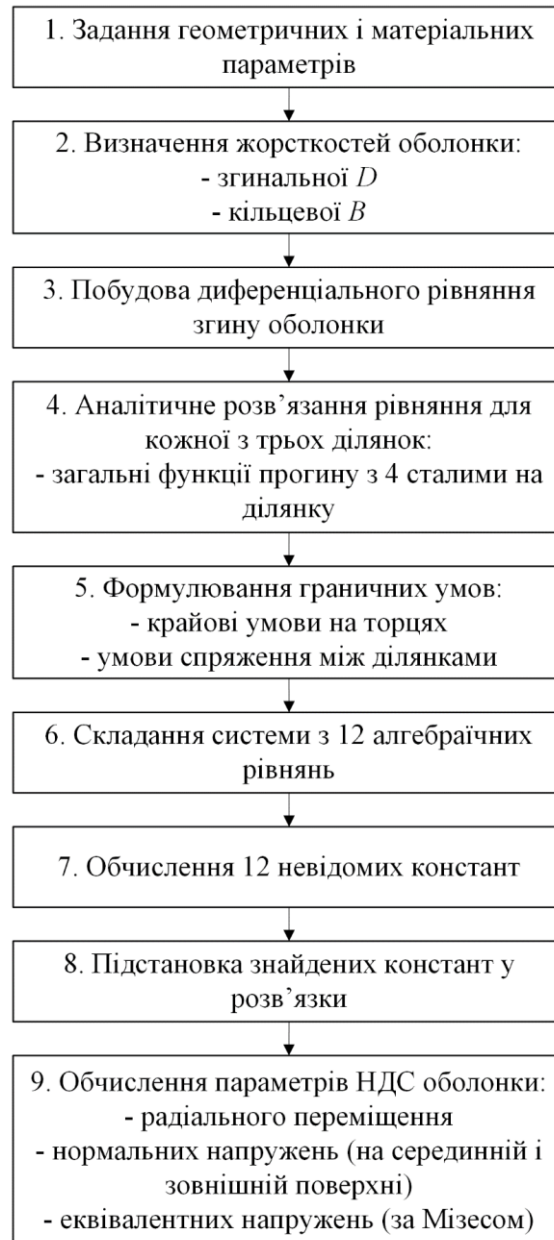


Рисунок Б20 – Алгоритм визначення розрахункових навантажень, що виникають у барабані

*Джерело: розроблено автором*

Аналітичну модель можна завантажити за посиланням:  
<https://drive.google.com/drive/folders/1rvvrhlYO7JAsoqkmf1xFsxeQsPSlg1r?usp=sharing>

### Б5. Розрахунок теплових процесів у фрикційній парі «гальмовий диск–колодка» шахтової підіймальної машини

Поставлено задачу розробити модель фрикційної пари «гальмовий диск–колодка» з рухомим та змінним джерелом тепла.

Розрахунок теплових процесів у фрикційній парі типу «гальмовий диск–колодка» для шахтової підіймальної машини ЦР-6,75×6,2/1,95 виконано з використанням двох скінченно-елементних моделей. Перша – глобальна, що репрезентує гальмовий диск як оболонку з рухомими тепловими потоками. Друга – локальна модель гальмової колодки (30×22×25 мм) з фрагментом диска завтовшки 60 мм із змінним тепловим потоком.

Для гальмового диска встановлено, що варіація кількості гальмових модулів від 1 до 9 змінює максимальну температуру нагріву диска при запобіжному гальмуванні в межах 38,7–38,9 °С, тобто з похибкою менше ніж 1 %. Результат теплового розрахунку гальмового диску наведено у таблиці Б15.

Таблиця Б15

#### Максимальна температура і відносне відхилення в залежності від кількості гальмових модулів при послідовному тепловому навантаженні

|                                         |      |      |      |      |      |
|-----------------------------------------|------|------|------|------|------|
| Кількість гальмових модулів $n$         | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    |
| Максимальна температура $T_{\max}$ , °С | 38,9 | 38,8 | 38,8 | 38,8 | 38,8 |
| Похибка $\delta$ , %                    | <1   | <1   | <1   | <1   | <1   |
| Кількість гальмових модулів $n$         | 6    | 7    | 8    | 9    |      |
| Максимальна температура $T_{\max}$ , °С | 38,7 | 38,7 | 38,8 | 38,9 |      |
| Похибка $\delta$ , %                    | <1   | <1   | <1   | <1   |      |

Розраховано вплив фрикційних матеріалів: максимальна температура нагріву гальмових колодок. Результати розрахунку наведено у таблиці Б16.

Таблиця Б16

#### Максимальні температури нагріву поверхні тертя гальмових колодок при запобіжному гальмуванні ( $v_0 = 15$ м/с)

| Матеріал гальмової колодки | Робоча температура (довідкова) | Максимальна гранична температура (довідкова) | Максимальна розрахункова температура | Теплопровідність матеріалу, Вт/(м·°С) |
|----------------------------|--------------------------------|----------------------------------------------|--------------------------------------|---------------------------------------|
| ОМС                        | до 350°С                       | до 400 °С                                    | 441,3 °С                             | 0,6                                   |
| НСС                        | до 400 °С                      | до 450°С                                     | 346,2 °С                             | 33                                    |
| G95                        | до 300°С                       | до 350°С                                     | 365,6 °С                             | 24                                    |
| LUK NAO                    | до 250°С                       | до 300°С                                     | 486,7 °С                             | 0,437                                 |
| Tiger NAO                  | до 450°С                       | до 550°С                                     | 455,6 °С                             | 0,726                                 |
| Y2-301-07                  | до 300°С                       | до 350°С                                     | 361,8 °С                             | 0,4                                   |
| Ретінакс                   | до 300°С                       | до 350°С                                     | 348,6 °С                             | 0,45                                  |

На основі термостійкісного критерію встановлено, що лише вуглецевий композит НСС витримує запобіжне гальмування при швидкості 15 м/с, не перевищуючи граничну температуру 346,2 °С, тоді як інші матеріали – органічний безазбестовий композит ОМС, композит на основі полімерної смоли з графітом/металом G95, органічний безазбестовий композит LUK NAO, керамічний безазбестовий композит Tiger NAO та вітчизняні композити на основі фенольної смоли Y2-301-07 і Ретінакс – перевищують допустимі межі та потребують обмеження швидкості або заміни. Зокрема, для вітчизняних матеріалів Y2-301-07 і Ретінакс підтверджено доцільність застосування у гальмівних системах за умови зниження швидкості до 13 м/с і 13,5 м/с (табл. Б17) відповідно, що дозволяє забезпечити температурну безпеку ( $\leq 300$  °С).

Таблиця Б17

**Величина максимальної температури поверхні тертя гальмової колодки під час запобіжного гальмування при різних значеннях початкової швидкості руху каната**

| Матеріал гальмової колодки | 10 м/с   | 12,5 м/с | 13 м/с   | 13,5 м/с | 15 м/с   |
|----------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|
| Y2-301-07                  | 247,1 °С | 273,5 °С | 290,4 °С | 307,6 °С | 361,8 °С |
| Ретінакс                   | 241,2 °С | 263,2 °С | 279,5 °С | 296,2 °С | 348,6 °С |

Завантажити моделі для розрахунку теплових процесів у фрикційній парі «гальмовий диск–колодка можна за посиланням:

[https://drive.google.com/drive/folders/1rvvrhlYO7JAsoqkmf1xFsxeQsPSlg1r\\_?usp=sharing](https://drive.google.com/drive/folders/1rvvrhlYO7JAsoqkmf1xFsxeQsPSlg1r_?usp=sharing)

## ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

У межах розробки методичних рекомендацій виконано комплексний розрахунок напружено-деформованого стану барабана шахтової підіймальної машини типу ЦР-6,75×6,2/1,95 із застосуванням методів аналітичного та скінченно-елементного моделювання.

1. У вихідній конструкції барабана шахтової підіймальної машини типу ЦР-6,75×6,2/1,95 максимальні еквівалентні напруження досягали 410 МПа, що перевищує граничну межу витривалості сталі 10ХСНД (215 МПа). Зони концентрації напружень фіксувались у ділянках заокруглення ребер, косинок та крайових сегментів обичайки. Для зниження напруженого стану конструкцію доопрацьовано шляхом встановлення додаткових шпангоутів, заміни стандартних ребер на ребра типу «чобіток» із потовщеними горизонтальними елементами, модифікації геометрії косинок і потовщення обичайки. У результаті чисельного моделювання встановлено, що модернізована конструкція забезпечує зменшення максимальних напружень до 211 МПа, що відповідає допустимому рівню для сталі 10ХСНД. На підставі виконаного розрахунку довговічності зварного з'єднання за методом ПрАТ «НКМЗ», встановлено, що фактичне число циклів навантаження зварного шва становить  $1,539 \cdot 10^6$ . Оскільки амплітуда зміни напружень у зоні зварного з'єднання ребер за один цикл підйому корисного вантажу є меншою за розрахункову межу витривалості елемента при ймовірності відмови 90% та з урахуванням фактичного числа циклів навантаження, утворення втомних тріщин до моменту проведення першого капітального ремонту не прогнозується.

2. Осьові деформації. У базовій конфігурації конструкції переставної частини барабана з одним шпангоутом товщиною 40 мм максимальна осьова деформація гальмового диска становить 3,6 мм, що перевищує припустиме значення 1,5 мм. Подвоєння товщини шпангоута, встановлення другого аналогічного елемента, додавання косинок типу 2 або 3, а також збільшення товщини ребер знижує деформацію лише до 2,9...3,2 мм. Впровадження просторових підкріплюючих елементів типу «діафрагма» з отворами циліндричної (діаметром 1635 мм) або прямокутної (шириною 1635 мм та висотою 1290 мм) форми зменшує осьову деформацію гальмового диска до 1,5 мм, забезпечує коефіцієнт стійкості 4,14 і знижує масу підкріплень на 29 % порівняно з базовим варіантом.

3. Аналітична модель оболонки. Аналітична модель представлена як осесиметрична тонкостінна оболонка з кільцевими пружними елементами, що моделює взаємодію обичайки з лобовинами. Розв'язок ґрунтується на диференціальному рівнянні четвертого порядку для оболонки, навантаженої радіальним тиском 2,4 МПа, з побудовою замкненого аналітичного розв'язку для трьох ділянок і системою з 12 рівнянь на основі граничних умов. Верифікація методом скінченних елементів підтвердила розбіжність не більш як 5 % при зниженні обчислювальних витрат у 10–12 разів. Розраховані аналітичні напруження становлять 187 МПа, тоді як результат скінченно-елементного розрахунку – 192 МПа, що відповідає похибці 3 %.

4. Тепловий аналіз фрикційної пари «гальмовий диск–колодка». Параметричний аналіз показав, що зміна кількості гальмових модулів від 1 до 9 не впливає істотно на температуру гальмового диска (38,7–38,9 °C). Вибір фрикційного матеріалу має вирішальне значення: максимальна температура колодки становить 346,2 °C (НСС) і 486,7 °C (LUK NAO). Лише матеріал НСС забезпечує термостійкість при аварійному гальмуванні зі швидкістю 15 м/с. Матеріали Y2-301-07 і «Ретінакс» допустимі за умов зниження швидкості до 13 м/с і 13,5 м/с відповідно.

### **Рекомендації**

#### **1. Для інженерної практики, проектних організацій та підприємств машинобудівної галузі (зокрема ПрАТ «НКМЗ»):**

- рекомендується застосовувати запропоновану методику розрахунку при проектуванні нових або модернізації існуючих барабанів шахтових підіймальних машин;
- зниження рівня еквівалентних напружень до допустимого значення слід забезпечувати шляхом впровадження комплексної модернізації конструкції, яка передбачає заміну стандартних ребер на підсилені (типу «чобіток»), встановлення додаткових шпангоутів і вдосконалення геометрії косинок та обичайки;
- зниження осьових деформацій гальмового диска переставної частини до доцільно реалізовувати через заміну класичної системи ребер і шпангоутів на просторові жорсткі елементи типу «діафрагма» з циліндричними або прямокутними отворами. Таке рішення також дозволяє знизити масу підкріплювальної системи при збереженні коефіцієнта стійкості конструкції;
- Аналітичну модель оболонки доцільно використовувати на ранніх етапах проектування як швидкий метод оцінки міцнісних характеристик, що дає похибку не більше 3 % порівняно з повним скінченно-елементним моделюванням при 10–12-кратному зниженні обчислювальних витрат;
- У теплових розрахунках гальмівних систем необхідно враховувати вплив фрикційного матеріалу гальмової колодки. Матеріал НСС рекомендовано як єдиний, що забезпечує термостійкість при аварійному гальмуванні зі швидкістю 15 м/с. Допустиме заміщення вихідних імпорتنих матеріалів гальмової колодки на вітчизняні матеріали Y2-301-07 і «Ретінакс» лише за умови обмеження швидкості канату до 13...13,5 м/с.

#### **2. Для освітнього процесу:**

- Методичні матеріали можуть бути використані під час викладання дисциплін, пов'язаних з конструюванням, розрахунками на міцність та CAD/CAE-моделюванням.

**ПОГОДЖЕНО:**

Провідний конструктор виробництва  
гірничорудного й ковальсько-  
пресового устаткування ПрАТ "НКМЗ"

**ЗАТВЕРДЖУЮ:**

Перший проректор  
НТУ «Дніпровська політехніка»

Стейкхолдер ОНП «133 Галузеве  
машинобудування»

 **Юрій ОВЧИННИКОВ**



**Артем ПАВЛИЧЕНКО**

«12» 05 2025 р.

«12» 05 2025 р.

**А К Т**

про впровадження результатів дисертаційного дослідження  
Симоненка Віталія Вадимовича на здобуття наукового ступеня доктора філософії  
за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування  
(тема «Розробка комплексної методології моделювання  
розрізних канатомістких барабанів шахтових підймальних машин»)

Відповідно до технічного завдання та в рамках угоди про науково-технічне співробітництво та взаємну діяльність між ПрАТ «НКМЗ» та кафедрою інжинірингу та дизайну в машинобудуванні НТУ «Дніпровська політехніка», укладеної 12 березня 2015 року та продовженої 14 березня 2023 року на основі результатів комплексних наукових досліджень, виконаних Національним технічним університетом «Дніпровська політехніка», було розроблено і передано методичні рекомендації щодо розрахунку напружено-деформованого стану барабана шахтної підйальної машини типу ЦР-6,75×6,2/1,95. За замовленням ПрАТ «НКМЗ» аспірантом Симоненком В.В. виконано чисельне моделювання напружено-деформованого стану зазначеної конструкції барабана.

**1. Новизна результатів науково-дослідної роботи**

- Розроблено аналітичну модель переставної частини барабана на основі рівнянь вигину оболонок із включенням кільцевих пружних елементів для визначення напружень, що виникають в обичайці барабану.
- Обґрунтувати скінченно-елементні моделі варіантів конструкцій барабана ШПМ, які забезпечують допустимі значення напружень.
- Оптимізовано конструкцію переставної частини барабана, враховуючи обмеження за масою, геометричною сумісністю та умовами збереження допустимого значення осевих деформацій гальмового диску.
- Розроблено комп'ютерну модель фрикційної пари «гальмовий диск–колодка» з рухомим та змінним джерелом тепла.
- Сформувані методичні рекомендації, орієнтовані на промислових інженерів.

**2. Результати передаються у вигляді матеріалів**

Методичних рекомендації з розрахунку напружено-деформованого стану барабана шахтної підйомальної машини типу ЦР-6,75×6,2/1,95

**Керівник роботи:**

доктор технічних наук, професор  
кафедри інжинірингу та дизайну в  
машинобудуванні  
НТУ «Дніпровська політехніка»



К.С. Заболотний

**Завідувачка кафедри інжинірингу та  
дизайну в машинобудуванні НТУ  
«Дніпровська політехніка», доцент**



О.В. Панченко

**Виконавець:**

аспірант кафедри інжинірингу та  
дизайну в машинобудуванні НТУ  
«Дніпровська політехніка»



В.В. Симоненко

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ДНІПРОВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

ПРИВАТНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО  
«СУХА БАЛКА»

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Перший проректор

НТУ «Дніпровська політехніка»

Артем ПАВЛИЧЕНКО

« 03 »

07

2024 р. « 03 »

УЗГОДЖЕНО:

Генеральний директор

ПрАТ «СУХА БАЛКА»

Віталій БАШ

2024 р.

Методичні рекомендації з вибору та обґрунтування параметрів  
шахтної підіймальної машини (ШПМ) з розрізним циліндричним  
барабаном типу ЦР для підготовки технічного завдання на його  
виготовлення

Науковий керівник:

д-р техн. наук, професор,  
завідувач кафедри інжинірингу  
та дизайну в машинобудуванні  
НТУ «Дніпровська політехніка»

Костянтин ЗАБОЛОТНИЙ

Виконавець:

аспірант кафедри інжинірингу  
та дизайну в машинобудуванні  
НТУ «Дніпровська політехніка»

Віталій СИМОНЕНКО

Дніпро – 2024

Генеральний директор  
ПрАТ «СУХА БАЛКА»  
Віталій БАШ  
«08» 2024 р.



**АКТ**  
**впровадження результатів дисертаційного дослідження**  
**аспіранта кафедри інжинірингу та дизайну в машинобудуванні**  
**Національного технічного університету**  
**«Дніпровська політехніка»**  
**Симоненка Віталія Вадимовича**

Цим актом підтверджується, що Національний технічний університет «Дніпровська політехніка» передав ПрАТ «СУХА БАЛКА» **«Методичні рекомендації з вибору та обґрунтування параметрів шахтної підіймальної машини (ШПМ) з розрізним циліндричним барабаном типу ЦР для підготовки технічного завдання на його виготовлення».**

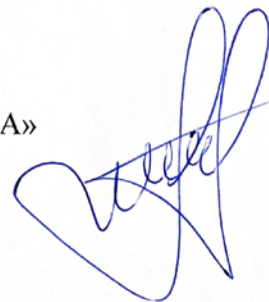
Методичні рекомендації присвячені розробці та впровадженню нових підходів до проектування шахтних підйомників, що включають параметричну оптимізацію барабанів ШПМ.

Основна ідея методики полягає у комбінуванні при дослідженні механічних процесів, що виникають у конструкції підіймальної установки, методів аналітичного та комп'ютерного аналізу у поєднанні з візуалізацією на основі програмних продуктів MathCad, SolidWorks, SolidWorks Simulation при визначенні зусиль та моментів, напружень, що виникають у конструкції барабану, а також температурних режимів, які відбуваються в елементах гальмівної системи, визначення довговічності елементів конструкції барабану з використанням критеріїв оптимізації для досягнення мінімізації маси при виконанні умов міцності вузлів та деталей механізму.

Результати дослідження доводить, що застосування сучасних методів проектування та оптимізації може значно підвищити ефективність та конкурентоспроможність вітчизняних гірничих машин.

Методичні рекомендації будуть використані для формування технічного завдання на виготовлення шахтної підіймальної машини з розрізним циліндричним барабаном типу ЦР.

Заступник генерального директора –  
головний інженер ПрАТ «СУХА БАЛКА»



Ігор ПИЛЬТЕК

**ЗАТВЕРДЖУЮ:**

Перший проректор

НТУ «Дніпровська політехніка»



Артем ПАВЛИЧЕНКО

05

2025 р.

### **А К Т**

про впровадження результатів дисертаційного дослідження  
Симоненка Віталія Вадимовича на здобуття наукового ступеня доктора  
філософії

за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування  
(тема «Розробка комплексної методології моделювання  
розрізних канатомістких барабанів шахтових підймальних машин»)  
в рамках НДР

«Розвиток теорії обґрунтування і вибору конструктивних та технологічних  
параметрів технічних об'єктів галузевого машинобудування»  
№ ДР0122U201676 (01.2023-12.2025)

10.05.2025

строки виконання

впроваджені

Національним технічним університетом «Дніпровська  
політехніка»

назва підприємства, де здійснювалось впровадження

#### **1. Вид впроваджених робіт**

Розділи дисертаційного дослідження здобуття наукового ступеня доктора  
філософії за темою «Розробка комплексної методології моделювання розрізних  
канатомістких барабанів шахтових підймальних машин»:

РОЗДІЛ. МЕТОДИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ АНАЛІТИЧНОГО ЯДРА  
КОМПЛЕКСНОЇ МЕТОДОЛОГІЇ МОДЕЛЮВАННЯ

РОЗДІЛ. ТЕРМОМЕХАНІЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ФРИКЦІЙНОЇ ПАРИ  
«ГАЛЬМОВИЙ ДИСК-КОЛОДКА» ШАХТОВОЇ ПІДЙМАЛЬНОЇ МАШИНИ

## 2. Новизна результатів науково-дослідної роботи

Розроблено аналітичну модель переставної частини розрізного канатомісткого барабана у вигляді тонкостінної осесиметричної оболонки з включенням кільцевих пружних елементів, що дозволяє врахувати вплив просторових підкріплень конструкції (лобовин, шпангоутів, ребер та косинок) на її осьову жорсткість. Запропоновано новий метод калібрування жорсткісних параметрів на основі двоетапного узгодження з FEM-результатами, що знижує обчислювальну складність у 10–12 разів при точності до 5 %. Також реалізовано термомеханічну модель фрикційної пари «гальмовий диск–колодка» з рухомим та змінним джерелом теплоти, яка враховує властивості матеріалів та конвекційний теплообмін. Похибка прогнозу температур не перевищує 8,1 %. Доведено придатність вітчизняних фрикційних матеріалів У2-301-07 і «Ретінакс» до застосування у імпортованих гальмових системах шахтових підймальних машин.

## 3. Результати передаються у вигляді матеріалів

### 1. Розділи дисертаційного дослідження.

Проректор з науково-педагогічної та навчально-виховної роботи, доктор геологічних наук, доцент, професор кафедри загальної та структурної геології

*Натали́на КДЧ*

І.С. Нікітенко

*О.А. Ганди́н*

Керівник НДР № ДР0122У201676: доктор технічних наук, професор, кафедри інжинірингу та дизайну в машинобудуванні НТУ «Дніпровська політехніка»

*301-*

К.С. Заболотний

Виконавець: аспірант кафедри інжинірингу та дизайну в машинобудуванні НТУ «Дніпровська політехніка»

*дф*

В.В. Симоненко

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ДНІПРОВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»



Кафедра інжинірингу та дизайну в машинобудуванні

К. С. Заболотний, О. В. Панченко, В. В. Симоненко

## **ПРАКТИКУМ**

**«VR-моделювання в інженерному проектуванні»**

для студентів та аспірантів  
освітньо-наукової програми «Галузеве машинобудування»  
спеціальності 133 Галузеве машинобудування (G11.03)

Дніпро  
НТУ «ДП»  
2025



**ЗАТВЕРДЖУЮ:**

Перший проректор

НТУ «Дніпровська політехніка»

Арте́м ПАВЛИЧЕНКО

«30»

05

2025 р.

## А К Т

про впровадження у навчальний процес кафедри ІДМБ  
результатів дисертаційного дослідження  
Симоненка Віталія Вадимовича на здобуття наукового ступеня доктора  
філософії за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування  
(тема «Розробка комплексної методології моделювання  
розрізних канатомістких барабанів шахтових підймальних машин»)

10.05.2025

строки виконання

впроваджені

Національним технічним університетом «Дніпровська  
політехніка»

назва підприємства, де здійснювалось впровадження

### 1. Вид впроваджених робіт

Практикум «VR-моделювання в інженерному проектуванні» для дисциплін «Динаміка і міцність гірничих машин» та «Віртуальний дизайн у машинобудуванні» для студентів та аспірантів освітньо-наукової програми «Галузеве машинобудування» спеціальності 133 Галузеве машинобудування.

### 2. Новизна результатів науково-дослідної роботи

На підставі результатів дисертаційного дослідження на тему «Розробка комплексної методології моделювання розрізних канатомістких барабанів шахтових підймальних машин» сформовано практикум «VR-моделювання в інженерному проектуванні», який орієнтований на формування у студентів технічних спеціальностей сучасних компетентностей у сфері інженерного проектування з використанням VR-засобів. Його навчальна мета полягає не лише у засвоєнні базових принципів тривимірного моделювання та верифікації конструкцій, а й у розвитку просторового мислення, креативності та навичок інтерактивної взаємодії з цифровими прототипами.

**3. Результати передаються у вигляді матеріалів:**

Практикум «VR-моделювання в інженерному проектуванні» для дисциплін «Динаміка і міцність гірничих машин» та «Віртуальний дизайн у машинобудуванні» для студентів та аспірантів освітньо-наукової програми «Галузеве машинобудування» спеціальності 133 Галузеве машинобудування.

**Завідувачка кафедри інжинірингу та дизайну в машинобудуванні НТУ «Дніпровська політехніка», доцент**

 **О.В. Панченко**

**Виконавець:**  
аспірант кафедри інжинірингу та дизайну в машинобудуванні НТУ «Дніпровська політехніка»

 **В.В. Симоненко**

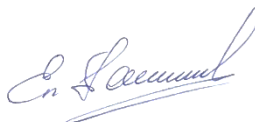
## **Звіт про перевірку дисертаційної роботи на наявність академічного плагіату (StrikePlagiarism.com)**

### **ДОВІДКА ДЛЯ ПОДАННЯ ДО РАЗОВОЇ СПЕЦІАЛІЗОВАНОЇ ВЧЕНОЇ РАДИ**

Цим підтверджується, що текст кваліфікаційної наукової праці Симоненка Віталія Вадимовича на тему «Розробка комплексної методології моделювання розрізних канатомістких барабанів шахтових підймальних машин», поданої на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування, було перевірено на наявність текстових запозичень із використанням спеціалізованої системи виявлення академічного плагіату StrikePlagiarism.com.

За результатами автоматизованого аналізу сказано, коефіцієнт подібності тексту становить 0,20 %, а коефіцієнт цитування – 1,27 %, що свідчить про відсутність академічного плагіату в дисертаційній роботі та відповідність встановленим нормативам щодо оригінальності наукових текстів, визначеним чинним законодавством України та рекомендаціями Міністерства освіти і науки України. Дата перевірки: 13.06.2025 року.

Виконавець експертизи,  
завідувачка кафедри ІДМБ,  
доцент, кандидат технічних наук



Олена ПАНЧЕНКО



## Звіт подібності

## метадані

Назва організації  
**Dnipro Polytechnic National Technical University**  
Заголовок  
**ДИСЕРТАЦІЯ\_Віталій\_плагіат**  
Автор Науковий керівник / Експерт  
**СимоненкоКостянтин Заболотний**  
підрозділ  
**Dnipro Polytechnic National Technical University**

## Обсяг знайдених подібностей

Коефіцієнт подібності визначає, який відсоток тексту по відношенню до загального обсягу тексту було знайдено в різних джерелах. Зверніть увагу, що високі значення коефіцієнта не автоматично означають плагіат. Звіт має аналізувати компетентна / уповноважена особа.



25

Довжина фрази для коефіцієнта подібності 2

25857

Кількість слів

200380

Кількість символів

## Тривога

У цьому розділі ви знайдете інформацію щодо текстових спотворень. Ці спотворення в тексті можуть говорити про МОЖЛИВІ маніпуляції в тексті. Спотворення в тексті можуть мати навмисний характер, але частіше характер технічних помилок при конвертації документа та його збереженні, тому ми рекомендуємо вам підходити до аналізу цього модуля відповідально. У разі виникнення запитань, просимо звертатися до нашої служби підтримки.

|                        |  |     |
|------------------------|--|-----|
| Заміна букв            |  | 73  |
| Інтервали              |  | 0   |
| Мікропробіли           |  | 216 |
| Білі знаки             |  | 0   |
| Парафрази (SmartMarks) |  | 3   |

## Подібності за списком джерел

Нижче наведений список джерел. В цьому списку є джерела із різних баз даних. Колір тексту означає в якому джерелі він був знайдений. Ці джерела і значення Коефіцієнту Подібності не відображають прямого плагіату. Необхідно відкрити кожне джерело і проаналізувати зміст і правильність оформлення джерела.

| 10 найдовших фраз   |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                       | Колір тексту                              |
|---------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------|
| ПОРЯДКОВИЙ<br>НОМЕР | НАЗВА ТА АДРЕСА ДЖЕРЕЛА URL (НАЗВА БАЗИ)                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                              | КІЛЬКІСТЬ ІДЕНТИЧНИХ<br>СЛІВ (ФРАГМЕНТІВ) |
| 1                   | <a href="https://gmi.nmu.org.ua/ua/Docs_study/2021-2022/%D0%9E%D0%9F%D0%9F%20133%20%D0%BC%D0%B0%D0%B3%D1%96%D1%81%D1%82%D1%80%20%D0%93%D1%96%D1%80%D0%BD%D0%B8%D1%87%D1%96%20%D0%BC%D0%B0%D1%88%D0%B8%D0%BD%D0%B8%202021.pdf">https://gmi.nmu.org.ua/ua/Docs_study/2021-2022/%D0%9E%D0%9F%D0%9F%20133%20%D0%BC%D0%B0%D0%B3%D1%96%D1%81%D1%82%D1%80%20%D0%93%D1%96%D1%80%D0%BD%D0%B8%D1%87%D1%96%20%D0%BC%D0%B0%D1%88%D0%B8%D0%BD%D0%B8%202021.pdf</a> | 21 0.08 %                                 |
| 2                   | <a href="http://phd.znu.edu.ua/page/aref/06/Fasoliak_aref.pdf">http://phd.znu.edu.ua/page/aref/06/Fasoliak_aref.pdf</a>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               | 13 0.05 %                                 |
| 3                   | <a href="https://gmi.nmu.org.ua/ua/aspirant/RP/2022/133%20PHD%20%D0%A0%D0%9F%20%D0%9F%D0%94%D0%92%D0%A3%D0%9E%D0%A0%202022.pdf">https://gmi.nmu.org.ua/ua/aspirant/RP/2022/133%20PHD%20%D0%A0%D0%9F%20%D0%9F%D0%94%D0%92%D0%A3%D0%9E%D0%A0%202022.pdf</a>                                                                                                                                                                                             | 10 0.04 %                                 |

|                                         |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                       |                                        |
|-----------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------|
| 4                                       | <a href="http://phd.znu.edu.ua/page/aref/06/Fasoliak_aref.pdf">http://phd.znu.edu.ua/page/aref/06/Fasoliak_aref.pdf</a>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               | 8 0.03 %                               |
| з бази даних RefBooks (0.00 %)          |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                       |                                        |
| порядковий номер                        | заголовок                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                             | кількість ідентичних слів (фрагментів) |
| з домашньої бази даних (0.00 %)         |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                       |                                        |
| порядковий номер                        | заголовок                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                             | кількість ідентичних слів (фрагментів) |
| з програми обміну базами даних (0.00 %) |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                       |                                        |
| порядковий номер                        | заголовок                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                             | кількість ідентичних слів (фрагментів) |
| з Інтернету (0.20 %)                    |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                       |                                        |
| порядковий номер                        | джерело URL                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                           | кількість ідентичних слів (фрагментів) |
| 1                                       | <a href="https://gmi.nmu.org.ua/ua/Docs_study/2021-2022/%D0%9E%D0%9F%D0%9F%20133%20%D0%BC%D0%B0%D0%B3%D1%96%D1%81%D1%82%D1%80%20%D0%93%D1%96%D1%80%D0%BD%D0%B8%D1%87%D1%96%20%D0%BC%D0%B0%D1%88%D0%B8%D0%BD%D0%B8%202021.pdf">https://gmi.nmu.org.ua/ua/Docs_study/2021-2022/%D0%9E%D0%9F%D0%9F%20133%20%D0%BC%D0%B0%D0%B3%D1%96%D1%81%D1%82%D1%80%20%D0%93%D1%96%D1%80%D0%BD%D0%B8%D1%87%D1%96%20%D0%BC%D0%B0%D1%88%D0%B8%D0%BD%D0%B8%202021.pdf</a> | 21 (1) 0.08 %                          |
| 2                                       | <a href="http://phd.znu.edu.ua/page/aref/06/Fasoliak_aref.pdf">http://phd.znu.edu.ua/page/aref/06/Fasoliak_aref.pdf</a>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               | 21 (2) 0.08 %                          |
| 3                                       | <a href="https://gmi.nmu.org.ua/ua/aspirant/RP/2022/133%20PHD%20%D0%A0%D0%9F%20%D0%9F%D0%94%D0%92%D0%A3%D0%9E%D0%A0%202022.pdf">https://gmi.nmu.org.ua/ua/aspirant/RP/2022/133%20PHD%20%D0%A0%D0%9F%20%D0%9F%D0%94%D0%92%D0%A3%D0%9E%D0%A0%202022.pdf</a>                                                                                                                                                                                             | 10 (1) 0.04 %                          |

#### Список прийнятих фрагментів (немає прийнятих фрагментів)

|                  |       |                                       |
|------------------|-------|---------------------------------------|
| порядковий номер | зміст | кількість однакових слів (фрагментів) |
|------------------|-------|---------------------------------------|

**Наукові праці, в яких опубліковано основні  
наукові результати дисертаційного дослідження:**

*Публікації у наукових фахових виданнях України*

1. В.В. Симоненко. Обґрунтування методики розрахунку канатомістких циліндричних барабанів шахтних підймальних машин. Збірник наукових праць НГУ, 2023, №75-18.  
<http://znp.nmu.org.ua/index.php/en/archives/59-75en/905-75en18>

Особистий внесок здобувача полягає в обґрунтуванні методики розрахунку осьових переміщень канатомістких барабанів шахтових підймальних машин із використанням методу усереднення параметрів вузлів конструкції, побудові параметричних моделей елементів барабана; проведенні чисельного моделювання в середовищі SolidWorks Simulation, оцінці точності наближених рішень.

2. К.С. Заболотний, О.В. Панченко, В.В. Симоненко. Аналіз проблематики застосування дискових гальм у комплексі довгих барабанів шахтних підйомників збільшеної канатомісткості. Збірник наукових праць НГУ, 2023, №74-18. <http://znp.nmu.org.ua/index.php/en/archives/56-74en/853-74en18>

Особистий внесок здобувача зведено до розроблення методики визначення осьової жорсткості довгих канатомістких барабанів шахтних підймальних машин із використанням SolidWorks і MathCAD, проведення чисельного моделювання для оцінки торцевого биття та обґрунтування технічних рішень щодо забезпечення надійної роботи дискових гальм.

3. K. Zabolotnyi, A. Burkov, O. Panchenko, O. Zhupiiiev, V. Symonenko. Optimization of contact stresses in shoe brakes of mine hoisting machines. Збірник наукових праць НГУ. 2024 – № 76. с. 247-259.  
<https://doi.org/10.33271/crpnmu/76.247>

Особистий внесок здобувача зосереджено на побудові аналітичної моделі гальмівної балки з урахуванням відносної жорсткості накладки, проведенні чисельного моделювання в SolidWorks Simulation, верифікації результатів із

теоретичними рішеннянями та розробці практичних рекомендацій щодо зменшення контактних напружень у колодкових гальмах шахтних підіймальних машин.

*Публікації у наукометричних базах Scopus*

1. V. Symonenko, K. Zabolotnyi, O. Panchenko. Methodology for determining the heat distribution in disc brakes of mine hoisting machines. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 2024, № 5. 59-64. <https://doi.org/10.33271/nvngu/2024-5/059>

Особистий внесок здобувача полягає в розробленні методики чисельного моделювання розподілу температури в дискових гальмах шахтних підіймальних машин, побудові геометричної моделі гальмівного диска у SolidWorks, реалізації розрахункового алгоритму у MathCAD, а також у проведенні скінченно-елементного аналізу теплового поля при різних режимах гальмування з метою підвищення ефективності роботи гальмівної системи.

2. K. S. Zabolotnyi, O. L. Zhupiiiev, V. V. Symonenko. Substantiating The Methods For Calculating The Split Cylindrical Drums Of Mine Hoisting Machines With Increased Rope Capacity. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 2022, № 5. 60-67. <https://doi.org/10.33271/nvngu/2022-5/060>

Особистий внесок здобувача полягає в обґрунтуванні застосування методу усереднення для спрощеного розрахунку осьових переміщень елементів розрізного канатомісткого барабана, створенні параметричних моделей вузлів у SolidWorks, реалізації чисельного алгоритму визначення еквівалентної жорсткості, а також у проведенні скінченно-елементного аналізу конструкції барабана під дією реалістичних навантажень.

*Монографія*

1. Zabolotnyi, K. S., Symonenko, V. V., Panchenko, O. V., & Rutkovskiy, M. A. (2024). Justification of the calculation method for cylindrical drums of mine hoisting machines (Monograph). Ministry of Education and Science of Ukraine, National Technical University "Dnipro Polytechnic". <https://ir.nmu.org.ua/handle/123456789/167512>

Особистий внесок здобувача у монографії полягає в тому, що ним самостійно підготовлено розділ 6, у якому розроблено методику визначення

осьової жорсткості барабанів підйимальних машин нестандартної конструкції із застосуванням методу усереднення параметрів вузлів, побудовано параметричні моделі складових барабана типу ЦР-6,75×6,2/1,95, реалізовано типові розрахункові сценарії навантаження, проведено серію скінченно-елементних розрахунків із використанням SolidWorks Simulation, здійснено верифікацію точності результатів через порівняння переміщень гальмівних дисків у повній та спрощеній конструкції.

*Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації*

1. Panchenko, O., Zabolotnyi, K., Shkut, A., & Symonenko, V. (2025). Prospects for the deployment of drum hoisting systems for material transport in deep quarries. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 1491(1), 012073. <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/1491/1/012073/pdf>.
2. Панченко О.В., Заболотний К.С., Шкут А.П., Симоненко В.В. Апробація ОПП «Віртуальний дизайн у машинобудуванні»: освітня підготовка фахівців для цифрової трансформації галузі // Потураївські читання: Матеріали XXII міжнародної науково-технічної конференції (м. Дніпро, 14 лютого 2025 р.): Тези. – Дніпро: НТУ «ДП», 2025. – С. 3–5.
3. К.С. Заболотний, О.В. Панченко, В.В. Симоненко. Дослідження осьової жорсткості шахтних підйимальних машин. XXI Міжнародна науково-технічна конференція «Потураївські читання», 23 лютого 2024. [https://science.nmu.org.ua/ua/ndc/sector\\_nttm/poturaev-readings/thesiz-2024.pdf](https://science.nmu.org.ua/ua/ndc/sector_nttm/poturaev-readings/thesiz-2024.pdf)
4. Розробка методики розрахунку довгих барабанів шахтних підйимальних машин на осьову жорсткість / В.В. Симоненко, О.В. Панченко // III Міжнародна науково-технічна конференція “Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2023”, 01 – 03 червня 2023 р. м. Вінниця – Вінниця: Вінницький національний технічний університет, 2023. [https://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/2024/Zbirnyk\\_tez\\_3\\_06\\_2023.pdf](https://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/2024/Zbirnyk_tez_3_06_2023.pdf)
5. Проблема створення підйимальної машини з розрізним циліндричним барабаном для глибоких шахт / В.В. Симоненко, О.В. Панченко // Наукова весна: тези доповідей XIII Всеукр.наук.-техн. конф. аспірантів та молодих вчених, 01 – 03 березня 2023 р. м. Дніпро – Дніпро: НТУ «ДП», 2023.

6. Study of stress-strain state of mine winder split drums of hoisting machines with increased rope capacity / Vitalii Symonenko, Kostiantyn Zabolotnyi, Oleksandr Zhupiiiev / The V International Scientific and Technical Conference «Innovative Development of Resource-Saving Technologies and Sustainable use of Natural Resources». Petroșani, Romania, November 11, 2022. [https://www.upet.ro/cercetare/manifestari/Ukraine\\_2022\\_Book\\_of\\_Abstracts.pdf](https://www.upet.ro/cercetare/manifestari/Ukraine_2022_Book_of_Abstracts.pdf)

7. Обґрунтування методики розрахунку розрізних циліндричних барабанів шахтних підймальних машин збільшеної канатомісткості / В.В. Симоненко, О.В. Панченко // Наукова весна: тези доповідей XII Всеукр.наук.-техн. конф. аспірантів та молодих вчених, 23 – 24 травня 2022 р. м. Дніпро – Дніпро: НТУ «ДП», 2022. – 148-149. <https://tinyurl.com/35y7yk5y>