

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«НАЦІОНАЛЬНИЙ ГІРНИЧИЙ УНІВЕРСИТЕТ»

КОЛОСОВ ДМИТРО ЛЕОНІДОВИЧ



УДК 622.673:[531.391+539.4]

**РОЗВИТОК ТЕОРІЇ ШАХТНИХ ПІДЙОМНИХ УСТАНОВОК
З ГОЛОВНИМИ ГУМОТРОСОВИМИ КАНАТАМИ**

Спеціальність 05.05.06 – гірничі машини

Автореферат

дисертації на здобуття наукового ступеня

доктора технічних наук

Дніпропетровськ – 2015

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Умови видобутку корисних копалин на підземних гірничих підприємствах постійно ускладнюються. Їх видобуток здійснюється з більших глибин, зростають потреби в обсягах добутих корисних копалин, вимоги до енергозбереження, металомісткості устаткування, включаючи й обладнання для шахтного підйому. Зниження металомісткості шахтної підйомної машини, зокрема зменшення діаметра барабана, супроводжується спрощенням приводу, зменшенням енергоспоживання за рахунок скорочення витрат енергії в перехідних режимах роботи машини.

Враховуючи рекомендоване Правилами безпеки (ПБ) гранично допустиме відношення діаметра каната і діаметра привідного барабана, основним напрямом вдосконалення шахтних підйомних машин слід вважати розробку технічних рішень щодо застосування органів навивання зменшеного діаметра.

Зменшення або обмеження зростання діаметрів барабанів при збільшенні вантажопідйомності шахтних машин може бути досягнуто застосуванням особливо міцних тросів меншого діаметра або збільшенням їх кількості. Можливості першого напрямку досить обмежені, оскільки для виготовлення тросів істотно підвищеної міцності потрібне застосування дротів малого діаметра з високою границею міцності, які в умовах шахти інтенсивно кородують. Другий напрям – використання багатоканатних підйомних машин, для яких нагальною є проблема нерівномірного розподілу зусиль поміж канатами і цей напрям також було вичерпано із застосуванням восьмиканатної схеми навивання.

Принципово цю проблему можливо вирішити, об'єднавши обидва напрями – застосуванням тросів зменшеного діаметра і збільшенням їх кількості. При цьому для захисту дротів малого діаметра від корозії та забезпечення рівномірного розподілу зусиль поміж тросами їх слід укладати в еластомірну захисну оболонку, включаючи й застосування гумотросових канатів (ГТК). Такий канат дасть можливість суттєво зменшити діаметр барабана шахтної підйомної машини, що забезпечить можливості для розробки й обґрунтування нових технічних рішень щодо її істотного вдосконалення. Таким чином, саме конструкція органа навивання підйомної машини буде зумовлювати її технічні й експлуатаційні параметри.

Плоскі гумотросові канати захищені від агресивних підземних вод та безпосереднього контакту металотросів каната з органом навивання тим, що їх вулканізують у гумову оболонку. Але це зумовлює складний характер взаємодії гумотросового каната, як композитного виробу, з елементами шахтної підйомної установки. Найскладніший характер навантаження каната має місце на ділянках його приєднання до посудин та на барабані підйомної машини. Цей фактор значно впливає на довговічність роботи машини з гумотросовим канатом. Значні деформації гумової оболонки, значно менша ніж у сталевих тросів її механічна міцність, передача зусиль від підйомної машини до тросів через гумовий прошарок вимагають урахування вказаних чинників при розробці систем приєднання каната до машини та підйомних посудин.

Таким чином, для шахтних підйомних установок **актуальною науковою проблемою** є встановлення закономірностей формування та перерозподілу напружено-деформованого стану (НДС) головного гумотросового каната при вза-

ємодії з елементами підйомної установки в експлуатаційних режимах на основі визначення модельних уявлень механіки його просторового деформування при руйнівному і неруйнівному навантаженнях для обґрунтування технічних рішень щодо створення сучасних шахтних підйомних установок з гумотросовими канатами зі збільшеними термінами роботи, рівнем ефективності й експлуатаційної безпеки.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота – складова наукових досліджень кафедри будівельної, теоретичної та прикладної механіки Державного вищого навчального закладу «Національний гірничий університет» відповідно до плану держбюджетних робіт Міністерства освіти і науки на період з 2005 р. по 2014 р., в яких автор брав участь як відповідальний виконавець та науковий керівник: «Розробка наукових основ створення погумованих канатів для застосування їх як головних на багатоканатних шахтних підйомальних установках» (ГП-345, № ДР 0105U000499), «Розробка теорії, методів розрахунку та технологій створення гірничого обладнання нового покоління» (ГП-414, № ДР 0108U000556), «Розвиток теоретичних основ створення та оптимізації параметрів сучасного гірничого обладнання для підводного видобутку корисних копалин» (ГП-452, № ДР 0112U000871), «Наукове обґрунтування раціональних параметрів ліфтових установок нового покоління з плоскими тяговими органами» (ГП-463, № ДР 0113U000407).

Комітетом з Державних Премій України в галузі науки і техніки автору присуджено Премію Президента України для молодих вчених за 2011 р. за роботу «Розробка теорії, методів розрахунку і технології створення гумотросових канатів шахтних підйомних установок нового покоління» (Указ Президента України № 1111/2011).

Мета досліджень полягає у підвищенні рівня ефективності, безпеки та термінів експлуатації шахтних підйомних установок з головними гумотросовими канатами на основі встановлення умов їх взаємодії та закономірностей зміни напружено-деформованого стану гумотросових канатів.

Поставлена мета досягається вирішенням наступних основних задач:

- виконати аналіз умов експлуатації існуючих шахтних підйомних установок та встановити можливі шляхи підвищення їх безпеки, ефективності використання та збільшення термінів безперервної експлуатації;

- дослідити напружено-деформований стан плоского гумотросового каната на барабані підйомної машини з урахуванням відхилення його форми від циліндра з визначенням впливу товщини гумової оболонки на розподіл напружень у канаті, що дозволить обґрунтувати конструкційні параметри гумової оболонки з умов міцності та вимоги до конструкції органів навівання машин, прийнятних для використання з плоскими гумотросовими канатами;

- дослідити напружено-деформований стан плоского гумотросового каната в пристроях його приєднання до підйомної посудини, встановити вплив товщини гумової оболонки на розподіл напружень у канаті на ділянці його взаємодії з причіпним пристроєм та визначити мінімальну товщину оболонки з умов міцності на цій ділянці, що дозволить обґрунтувати раціональні конструкції пристроїв приєднання плоского каната до посудин шахтних підйомних установок;

- встановити закономірності розподілу зусиль поміж тросами каната, зумовленого дискретною зміною кількості тросів в його перерізах для обґрунтування раціональних параметрів канатів ступінчастої конструкції з умов рівномірності за довжиною каната й особливостей зміни його напружено-деформованого стану;

- дослідити напружено-деформований стан плоского гумотросового каната змінного перерізу на робочому органі підйомної машини, визначити його вплив на конструкцію каната та встановити закономірності розподілу напружень в канаті ступінчастої конструкції за наявності тросів з розривами;

- провести комплексні експериментально-теоретичні дослідження напружено-деформованого стану гумотросових канатів і на основі отриманих результатів розробити методику розрахунку раціональних параметрів канатів та обґрунтувати норми експлуатації шахтних підйомних машин з головними гумотросовими канатами на підприємствах гірничодобувної галузі.

Ідея роботи полягає у встановленні й використанні залежностей зміни напружено-деформованого стану головного гумотросового каната при його експлуатації для обґрунтування конструкційних параметрів шахтних підйомних установок нового технічного рівня.

Об'єкт досліджень – процеси перерозподілу напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната, що виникають при експлуатації підйомної машини та їх вплив на конструкційні та експлуатаційні параметри шахтної підйомної установки з головними гумотросовими канатами.

Предметом досліджень є взаємозв'язок конструкційних та механічних параметрів плоского гумотросового головного каната та параметрів шахтної підйомної установки.

Методи досліджень. У роботі використовувались теоретичні й експериментальні методи дослідження. Поставлені завдання вирішувались шляхом: узагальнення й аналізу результатів попередніх досліджень за літературними та патентними джерелами; виконання комплексу досліджень із застосуванням апробованих аналітичних, чисельних та експериментальних методів розрахунку напруженого стану гнучких композитних виробів; розроблення нових методів розрахунку з використанням скінченно-елементного аналізу, обчислювального експерименту, варіаційного обчислення та твердотільного тривимірного комп'ютерного моделювання. У теоретичних дослідженнях використовувалися положення і методи теорії пружності та механіки композитних матеріалів, а в експериментальних – апробовані методи лабораторних досліджень механічних характеристик гумотросових канатів при розтягненні та стисненні. Тривимірне моделювання напружено-деформованого стану канатів здійснювалося в середовищі SolidWorks/COSMOSWorks.

Основні наукові положення, що виносяться на захист:

1. Для шахтної підйомної машини зі шківом тертя й опуклим барабаном застосування головного гумотросового каната обмежує деформування прилеглої поверхні оболонки за рахунок сил зчеплення, а через неї і різницю переміщень тросів, що зі зменшенням радіуса барабана та кількості тросів зменшує за експоненціальною залежністю абсолютні значення максимальних зусиль натягу тросів у разі пошкодження одного з них. При цьому максимальне відносне зро-

стання зусиль зменшується зі збільшенням кількості тросів у канаті до чотирнадцяти та зі зменшенням ширини каната, досягнутої зменшенням кроку укладання тросів, у разі пошкодження крайнього троса, знаходиться в діапазоні 1,3 – 1,4, що визначає якісну різницю умов деформування каната з малим кроком укладання тросів на барабані та зумовлює область застосовування головних гумотросових канатів на шахтних підйомних установках.

2. Застосування каната ступінчастої конструкції на шахтній підйомній установці дозволяє збільшити граничні глибини підняття корисних копалин, при цьому максимальна висота підйому ступінчастим канатом з фіксованою максимальною кількістю тросів пропорційна допустимому навантаженню на один трос, обернено пропорційна силі тяжіння відрізка троса одиничної довжини разом з гумою й експоненціально зменшується при збільшенні величини підйомного вантажу.

3. Для шахтної підйомної установки з гумотросовим канатом ступінчастої конструкції мінімальна кількість тросів не може бути меншою ніж чотири, і при збільшенні кількості тросів до десяти коефіцієнт нерівномірності розподілу зусиль між тросами нелінійно зменшується від 2,0 до 1,38; при цьому подальше збільшення кількості тросів призводить до незначного (до 5%) зменшення цього коефіцієнта.

Наукова новизна одержаних результатів:

- отримано чисельні характеристики й аналітичні залежності зміни напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната ступінчастої конструкції та каната незмінної ширини з довільним розташуванням обривів тросів з урахуванням особливостей розподілу внутрішніх сил розтягу тросів на приводному барабані підйомної машини з криволінійною твірною;

- встановлено чисельні показники й аналітичні вирази, що описують напружено-деформований стан гумотросового каната на барабані підйомної машини з урахуванням впливу товщини гумової оболонки, яку обґрунтовано з умов її міцності на найбільш небезпечних ділянках взаємодії з органом навівання;

- вперше виконано аналітичне розв'язання задачі просторового деформування гумової оболонки каната, зумовленого передачею тягового зусилля від приводного барабана, тиском на барабан та впливом форми робочої поверхні барабана на розподіл внутрішніх сил поміж тросами каната з пошкодженнями, що дозволило встановити залежності коефіцієнтів концентрації напружень у гумовій оболонці каната та врахувати напружений стан гуми при проектуванні підйомних машин з головними гумотросовими канатами;

- відтворено механізм та отримано чисельні показники зміни напружено-деформованого стану гумотросового каната в пристроях його приєднання до посудини шахтної підйомної машини, визначено вплив товщини гумової оболонки на розподіл напружень у канаті на ділянці його взаємодії з причіпним пристроєм, встановлено мінімальні товщини гумової оболонки з умов міцності;

- встановлено закономірності зміни напружень у тягових елементах, зумовлених деформацією каната на нециліндричному барабані підйомної машини, які додаються до напружень від розтягу і зменшують реальну тягову міцність каната на величину зусилля, що прикладається до найбільш навантаженого тро-

са; при цьому пошкодження крайнього троса значно менше впливає на тягову здатність каната порівняно з пошкодженням троса, розташованого ближче до осі каната, а збільшення коефіцієнта тертя каната по барабану зменшує значення максимальних внутрішніх сил розтягу тросів;

- отримано залежності впливу збільшення товщини гумової оболонки на розподіл зусиль в окремих тросах каната на ділянці взаємодії з причіпним пристроєм, при цьому збільшення довжини контакту при малих товщинах гумової оболонки несуттєво впливає на ці зусилля – максимальний натяг не перевищує 15% від робочого зусилля P , тобто інтеграл сил тертя по дузі контакту в загальному випадку дорівнює 85 – 100% P ;

- встановлено механізм руйнування тросів у перерізі дискретної зміни кількості тросів у канаті ступінчастої конструкції, що призводить до нерівномірності перерозподілу напружень, яка зменшується зі збільшенням кількості тросів у ступенях каната та має суттєве зменшення у місці, де менша кількість тросів у перерізі каната зменшується до шести і коефіцієнт нерівномірності розподілу напружень знижується від 2,0 до 1,8;

- отримано залежності зміни величини електричного опору, як діагностичного параметра системи контролю стану головного гумотросового каната, при експлуатації на шахтній підйомній установці, які дозволяють визначати струми, що виникають в тросах у точках підведення різниці потенціалів для каната з цільми тросами й у разі їх пошкодження та в автоматичному режимі контролювати цілісність тросової основи каната, чим підвищити безпеку експлуатації шахтних підйомних комплексів.

Наукове значення роботи полягає в розвитку механіки гумотросових канатів за умов експлуатації шахтної підйомної установки, який викладено в математичному описі та встановленні раніше невідомих закономірностей: напружено-деформованого стану гумотросового каната при його просторовому деформуванні на органі навівання шахтної підйомної машини з урахуванням деформацій стиску і зсуву гуми, згинальної жорсткості тросів та сумісного впливу тиску каната на барабан, відхилення твірної барабана від прямої лінії, навантаженні каната дотичною та тяговою силами; напружено-деформованого стану каната в пристроях його приєднання до підйомної посудини та перерозподілу зусиль у канаті на ділянках взаємодії з барабанами і затискачами причіпного пристрою; напружено-деформованого стану ступінчастого каната, зумовленого дискретною зміною кількості тросів у перерізах каната; напружено-деформованого стану каната змінного поперечного перерізу на робочому органі підйомної машини та його впливу на конструкцію каната.

Практичне значення роботи: обґрунтовано конструкційні параметри плоских гумотросових підйомних канатів для підприємств гірничодобувної промисловості; розроблено вимоги до конструкції робочого органа для плоского гумотросового каната; встановлено норми відбраковування канатів з умов міцності та розроблено способи часткового відновлення тягової здатності каната при пошкодженні тросової основи; розроблено методику визначення довжин ступеней рівномірного гумотросового каната та допустимих пошкоджень тросової основи головного каната шахтної підйомної машини зі шківом тертя; розроблено способи укладання плоского тягового органа великої одиничної дов-

жини в обмеженому просторі; розроблено вимоги до пристроїв приєднання плоских гумотросових канатів до підйомної посудини; обґрунтовано норми експлуатації гумотросових підйомних канатів; обґрунтовано параметри системи контролю цілісності та розроблено способи контролю технічного стану канатів, що захищені патентами на винахід.

Реалізація результатів роботи. Розроблені математичні моделі, методики та технічні рішення знайшли практичне застосування на ПАТ «Кривбасзалізрудком» при розробці нормативних документів: «Інструкції з експлуатації врівноважувальних гумотросових канатів на ліфтових установках»; «Інструкції з експлуатації гумотросових тягових канатів на ліфтових установках»; «Програми і методики випробувань гумотросового тягового каната на ліфтових установках»; «Змін до технічних умов ТУ У 363-60-98. Канати гумотросові врівноважувальні»; конструкторської документації на ліфтову установку в баштовому копрі шахти «Гвардійська-2»; «Технологічних рішень та робочої документації з переобладнання клітьової підйомної установки шахти «Зоря» під головні гумотросові канати»; «Змін до інструкції з експлуатації погумованих врівноважувальних канатів у шахтних стволах»; «Технологічних рішень та робочої документації з переобладнання підземного ліфта під головні гумотросові канати»; конструкторської документації на шахтний підземний ліфт, а також на ПАТ «Новокраматорський машинобудівний завод» при розробці нових проектів шахтних підйомних машин зі шківом тертя типу МК та ЦШ.

За результатами наукової роботи в 2009 році на ПАТ «Кривбасзалізрудком» впроваджено проект нової ліфтової установки з гумотросовими підйомними й врівноважувальними канатами у баштовому копрі шахти «Гвардійська-2». Очікувана довговічність гумотросових підйомних канатів у 3 – 4 рази перевищує цей показник для існуючих сталевих, а вартість каната всього на 40 – 50% вище, що дозволяє забезпечити значний економічний ефект при експлуатації шахтних підйомних комплексів.

Обґрунтованість і вірогідність наукових результатів, висновків і рекомендацій підтверджується: коректністю постановки задач досліджень, використанням основних положень та методів опору матеріалів, теорії пружності, обчислювальної математики, адекватністю розроблених математичних моделей та даних попередніх випробувань, задовільною збіжністю теоретичних та експериментальних результатів, відсутністю суперечностей між відомими й отриманими закономірностями, тривалим досвідом експлуатації гумотросових стрічок та врівноважувальних канатів у нашій державі та за кордоном. Різниця між експериментально визначеними максимальними напруженнями та напруженням, що відповідає границі міцності гуми осердя каната, лежить у межах 18 – 21% при врахованому впливі нерівномірності розподілу напружень. Інтервал максимальних дотичних напружень в одностросових зразках, що викликали вирив троса і на якому забезпечується 90% рівень довірчої ймовірності, має відхилення від математичного очікування менше за 17%. Відхилення максимальних напружень при продавлюванні тросів на барабані відрізняються від експериментально визначеної границі міцності гумової оболонки не більш ніж на 20%. Ймовірна похибка визначення коефіцієнтів концентрації напружень ле-

жить в межах 29 – 66% при їх аналітичному встановленні і 26 – 60% – при розрахунках методом скінчених елементів, при цьому експериментально визначені коефіцієнти концентрації напружень менші за теоретично встановлені, що дозволяє використовувати отримані результати при проектуванні підйомних машин з головними гумотросовими канатами.

Особистий внесок здобувача: визначення завдань досліджень, мети та ідеї роботи, наукових положень; розробка математичних моделей і вибір методів досліджень; розрахунково-теоретичні дослідження й експериментальні випробування; обробка, узагальнення й аналіз отриманих результатів; формулювання висновків; обґрунтування технічних вимог та параметрів шахтних підйомних установок з головними гумотросовими канатами; розробка методичних рекомендацій стосовно можливого застосування результатів роботи; впровадження запропонованих технічних рішень при проектуванні підйомних установок з гумотросовими канатами.

Апробація результатів дисертації. Основні результати роботи доповідались та обговорювались на всеукраїнських, міжнародних та відомчих науково-практичних й науково-технічних конференціях: «Форум гірників» (Дніпропетровськ, ДВНЗ «НГУ», 2005 – 2014); «Геотехнічні та геомеханічні проблеми розробки родовищ» (Дніпропетровськ, ІГТМ ім. М.С. Полякова НАН України, 2005); «Необратимые процессы в природе и технике» (Москва, МДТУ ім. М.Е. Баумана, 2005 – 2013); «Проблеми механіки наземного транспорту» (Дніпропетровськ, ДНУЗТ ім. акад. В. Лазаряна, 2009); «Виробництво та експлуатація сталевих канатів – проблеми та рішення» (Одеса, МАДСК, 2009, 2010); «Неделя горняка» (Москва, МДГУ, 2010 – 2014); «Людина і космос» (Дніпропетровськ, ДНУ ім. О. Гончара, 2010); «Математичні проблеми технічної механіки» (Дніпродзержинськ, ДДТУ, 2010 – 2012); «Прогресивна техніка і технологія» (Київ, НТУУ «КПІ», 2010); «Математичні проблеми механіки неоднорідних структур» (Львів, Інститут прикладних проблем механіки і математики НАН України ім. Я.С. Підстригача, 2010); XX симпозиум з планування гірничих робіт та вибору обладнання MPES-2011 (Алмати, 2011); «Гірнича енергомеханіка та автоматика» (Донецьк, ДВНЗ «ДонНТУ», 2011, 2012); «Сучасні інноваційні технології підготовки інженерних кадрів для гірничої промисловості і транспорту», «Розвиток інформаційно-ресурсного забезпечення освіти і науки у гірничо-металургійній галузі та на транспорті» (Дніпропетровськ, ДВНЗ «НГУ», 2014).

Публікації. Основні положення дисертації опубліковано у 49 роботах, з яких: 26 – у провідних фахових виданнях (9 – без співавторів), з них 5 – в іноземних виданнях, 3 – патенти, 20 – у матеріалах конференцій.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, шести розділів, висновків, переліку використаних джерел із 198 найменувань на 20 сторінках; містить 349 сторінок машинописного тексту, 279 рисунків, 18 таблиць і додатки на 49 сторінках.

Автор висловлює щирі вдячність за наукові консультації та допомогу при проведенні досліджень професору, доктору технічних наук Блохіну С.Є. і професору, доктору технічних наук Самусі В.І.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтована актуальність роботи, сформульовані наукова проблема, об'єкт та предмет досліджень, ідея та мета роботи, наукові положення та новизна, наукове та практичне значення роботи, а також наведена інформація про публікації й апробацію.

У **першому розділі** виконано аналіз сучасного стану підйомних установок на гірничодобувних підприємствах. Розглянуто визначні праці вчених і науково-дослідних колективів з досліджень й розробки шахтних підйомних установок та їх основного обладнання в нашій країні та за кордоном.

Найбільший внесок у створення теоретичних основ шахтного підйому внесли фундатори школи гірничої механіки академіки М.М. Федоров, О.П. Герман та їх послідовники професори Г.М. Єланчик, О.О. Залєсов, О.С. Іллічов, П.П. Нестеров, Г.М. Савін, В.С. Тулін, В.Б. Уманський, Ф.М. Шклярський. Надалі вирішенням проблеми вдосконалення та підвищення ефективності підйомних установок займалися В.Д. Білий, М.Ф. Глушко, О.О. Горошко, В.І. Дворніков, М.Г. Картавий, В.Є. Католиков, В.А. Малиновський, І.С. Найденко, А.П. Нестеров, А.Г. Степанов, В.І. Самуся, З.М. Федорова, Н.М. Фідровська та ін. Роботи з обґрунтування параметрів підйомних установок із застосуванням гумотросових стрічок та канатів велися А.І. Бороховичем, К.С. Заболотним, В.В. Зотовим, А. Карбоньє, Л.В. Колосовим, Ю.І. Мелентьєвим, О.В. Панченко, М.В. Полушиною, В.А. Ропасєм та ін.

Теоретичні та практичні дослідження взаємодії тягового органа з барабаном при передачі сили тяги за допомогою тертя були виконані професорами О.В. Андрєєвим, І.В. Бельмасом, В.Г. Дмитрієвим, В.О. Дьяковим та ін.

Значні теоретичні й експериментальні дослідження в області шахтного підйому були проведені в ІГТМ ім. М.С. Полякова НАН України, Національному гірничому університеті, МакНДІ, НДІГМ ім. М.М. Федорова, ІГС ім. О.О. Скочинського та інших наукових установах.

Розробкою і виробництвом гумотросових стрічок і канатів у даний час займається велика кількість вітчизняних і зарубіжних фірм (Кривбасзалізрудком, Курскрезинотехника, Bridgestone, Contitech, Ка-Рі-Фікс Transportband-Technik, Matador, Transportgummi, Wolbrom, Stomil, SAG та ін.)

На основі проведеного аналізу результатів досліджень виявлено, що:

- незважаючи на великий обсяг виконаних теоретичних і експериментальних досліджень та досвід експлуатації підйомних установок, не було розроблено науково обґрунтованих рішень з раціонального застосування гумотросових канатів як головних на підйомних установках гірничих підприємств;

- у наведених роботах математичні моделі напружено-деформованого стану каната побудовані без урахування жорсткості (деформації) тросів на вигин у площині каната, тобто в них враховані тільки деформації розтягу тросів і зсуву гумового прошарку. Проте, результати експериментів, що виконано для гумотросових стрічок і канатів з пошкодженими тросами, незадовільно узгоджуються з дослідженнями на даних моделях і перевищують теоретично визначені. Отже, виникає необхідність застосування більш точних методів розрахунку, які повніше враховували б механічні характеристики тросів;

- у вказаних роботах не досліджувався вплив конструкції каната на розподіл напружень в його гумовій оболонці на ділянці взаємодії з барабаном. Ви-

значення впливу конструкції гумотросового каната на коефіцієнт концентрації напружень в ньому при взаємодії з органом навивання підйомної машини дозволить обґрунтовано вибирати головний гумотросовий канат для шахтних підйомних установок. Розв'язання цієї задачі безпосередньо пов'язано з експериментальним визначенням міцності зв'язку гуми з тросом;

- для центрування плоского каната на барабані доцільно застосовувати опуклий барабан з формою, близької до нерозгортної поверхні типу тора. Відхилення форми барабана від циліндра призведе до перерозподілу напружень в тяговому осерді каната. З метою обґрунтування раціонального застосування гумотросових канатів як головних доцільно встановити перерозподіл напружень, пов'язаний зі зростанням напружень в одних тросах за рахунок розвантаження інших з урахуванням впливу розривів тросової основи;

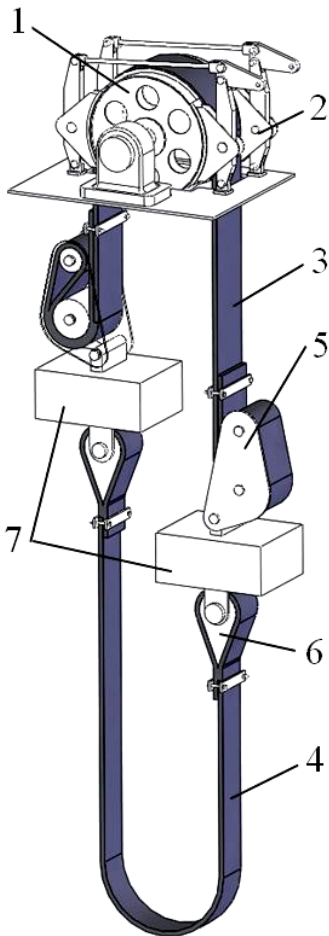


Рис. 1. Схема шахтної підйомної установки: 1 – барабан; 2 – гальмо; 3 – головний канат; 4 – врівноважувальний канат; 5, 6 – причіпні пристрої; 7 – посудини

- причіпні пристрої забезпечують з'єднання каната, включаючи і головного, із посудиною. Таке функціональне призначення пристрою, його розташування в єдиній системі підвішування вантажу накладає на причіпні пристрої особливі умови за його міцністю та надійністю. У вказаних роботах не розглянуто питань, пов'язаних з особливостями конструкції причіпних пристроїв, прийнятних для плоских підйомних канатів, не досліджено напружений стан гумотросового каната в причіпних пристроях, не сформульовано основні вимоги до їх конструкції;

- підвищення міцності канатів традиційними способами, такими як, збільшення діаметрів канатів та їх кількості пов'язано зі збільшенням габаритів підйомної машини. Габарити машини обмежені розмірами ствола шахти. Збільшення довжини каната веде до зростання його маси, що зменшує реальну вантажопідйомність машини. Застосування ГТК як головного, замість традиційного круглого каната, не вимагає значного збільшення ширини барабана та дозволяє навіть зменшити його діаметр. Зменшення маси каната та збільшення кінцевого навантаження може бути досягнуто використанням канатів змінного поперечного перерізу. У наведених роботах не обґрунтовано конструкції таких канатів, відповідно, не виконано дослідження їх напружено-деформованого стану при взаємодії з елементами шахтної підйомної установки.

У кінці розділу сформульовані завдання досліджень, що необхідні для досягнення поставленої мети.

У **другому розділі** для оцінки працездатності плоского гумотросового каната при його експлуатації на шахтній підйомній машині (рис. 1), розроблено та досліджено математичні моделі напружено-деформованого стану каната на привідному барабані (шківі те-

ртя). При виконанні досліджень використовувались методи числового скінченно-елементного моделювання й аналітичні.

Передача тягового зусилля на привідному барабані здійснюється за рахунок дотичних напружень у гумовій матриці між тросами і поверхнею каната, прилеглої до шківів. Деформація гумового прошарку здійснюється внаслідок взаємного зміщення тросів та зсуву гумової матриці. При цьому при передачі тягового зусилля в гумовій матриці виникають значні дотичні напруження між тросами, а також дотичні напруження гуми між поверхнею каната і привідним барабаном. Розроблена просторова математична модель ґрунтується на методі скінчених елементів і дозволяє встановлювати не тільки дотичні напруження, а й напруження від стиснення гуми між тросами і барабаном з урахуванням реальних властивостей еластомірної оболонки каната.

Для побудови математичної моделі на привідному барабані радіусом R вирізали дугову ділянку каната довжиною $l = R\Theta$, яка визначається центральним

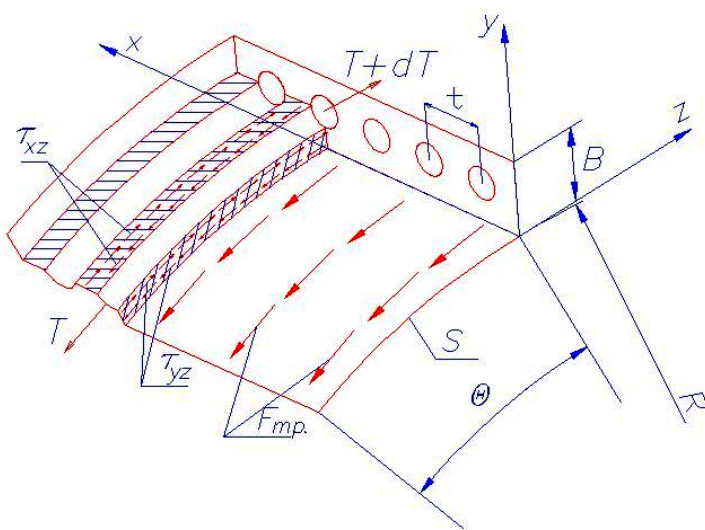


Рис. 2. Розрахункова схема дії сил та напружень у гумовій матриці ГТК

кутом $\Theta = 5 - 10^\circ$ (рис. 2). Розглядався канат, навантажений позовжніми силами $T_{нб}$ і $T_{зб}$ ($T_{нб} > T_{зб}$). Між точками набігання та збігання натяг каната знаходиться в межах цих крайніх значень. Натяг в досліджуваних перерізах сталевих тросів, що огинають барабан, визначався за формулою Ейлера. Сили тертя, що виникають при взаємодії каната з барабаном задавалися як зовнішні розподілені сили, які прикладені по дотичній до поверхні каната, при цьому їх інтенсивність в кожній точці поверхні приймалась постійною і чисельно рівною інтенсивності в середньому поперечному перерізі каната.

Розв'язання задачі здійснювалося з використанням методів комп'ютерного скінченно-елементного моделювання в середовищі універсального пакету COSMOSWorks, інтегрованого в CAD-систему SolidWorks, шляхом моделювання вигину каната на барабані як вузла, що складається із сталевих тросів, гуми, барабана і завданням умов взаємодії цих деталей між собою. При цьому навантаження на гумову матрицю безпосередньо не задавалось, а визначалось умовами її взаємодії зі сталевими тросами і барабаном. Приймались наступні умови закріплення тросів і завдання зовнішнього навантаження відповідно до розрахункової схеми:

- троси навантажені тільки з одного краю каната, інші кінці тросів закріплені (заборонені нормальні до перерізу переміщення, два інших – дозволені);
- нижня поверхня каната закріплена наступним чином: радіальні та бічні переміщення заборонені, переміщення по барабану (вздовж тросів) дозволені;

- прикладена зовнішня розподілена сила, спрямована по дотичній до нижньої поверхні каната, яка моделює силу його взаємодії з барабаном.

Вплив згинальної жорсткості троса визначався з порівняння двох моделей: сталевий трос моделювався як суцільний стрижень і як набір з чотирьох й восьми плоских пластин, що мають сумарний поперечний переріз, який дорівнює перерізу суцільного стрижня. Між пластинами не діяли сили тертя – це дозволило суттєво зменшити згинальну жорсткість троса і залишити незмінною його жорсткість в поздовжньому напрямку. Порівняння величин напружень у гумовій матриці під тросами показує, що максимальні їх значення відрізняються не більше ніж на 3% для випадків розглядання суцільного і складеного стрижня. У подальшому при моделюванні НДС ГТК на барабані для ділянок каната з малими кутами Θ впливом згинальної жорсткості з точністю, необхідною для інженерних розрахунків, нехтували.

Діаметр привідного барабана при виконанні чисельного моделювання змінювали в широкому діапазоні (від 0,5 до 2,5 м). Значення товщини гумової обкладки варіювали в діапазоні від 2 до 20 мм з дискретним кроком. Умова міцності гуми приймалася за еквівалентними (зведеними) напруженнями, які не повинні перевищувати значення зведених дотичних напружень, отриманих при випробуваннях стандартних зразків канатів з трьох тросів. Результати дослідження скінченно-елементної моделі на прикладі семитросового ГТК на барабані підйомної машини наведено на рис. 3 і 4.

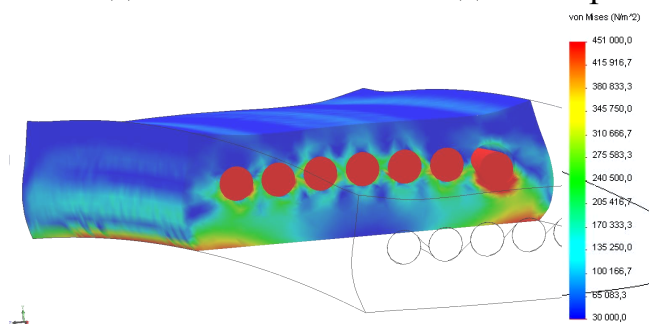


Рис. 3. Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом за наявності відшарованого троса (серединний переріз)

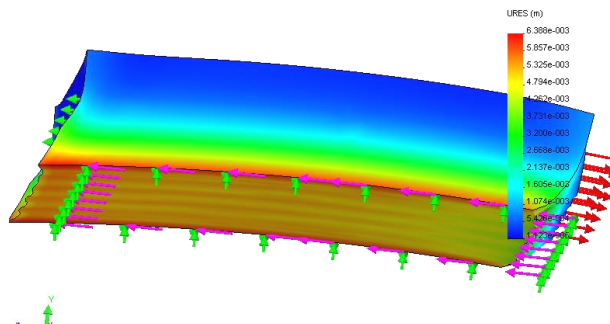


Рис. 4. Розподіл статичних переміщень гумової матриці на привідному барабані (шківі тертя)

На рис. 3 і 4 наочно видно реалізацію крайових ефектів – випинання гуми за вільними торцями каната. Середня частина ділянки за характером навантаження суттєво відрізняється від крайових ефектів, причому саме вона відповідає реальній картині деформування каната на барабані. Найбільш навантаженою є частина під крайніми тросами і, за певних значень натягнення каната, трос продавлюватиме гуму до барабана. Середня частина переміщень практично не отримує, оскільки в цій області гума деформується в умовах, близьких до всебічного стиснення і здатна витримувати значні навантаження. Наведені рисунки також ілюструють характер перерозподілу напружень у гумовій матриці за шириною каната (рис. 3), а також зсувні переміщення гуми внаслідок дії дотичних сил на привідному барабані (рис. 4).

На основі розробленої скінченно-елементної моделі досліджено НДС каната в найбільш небезпечних точках перерізу й встановлено залежності зміни на-

пружень від товщини гумового прошарку, діаметра та шага укладки армуючого троса та діаметра барабана при передачі тягового зусилля від шківів тертя до тросів ГТК, у т.ч. за наявності відшарованих тросів. Отримані результати використані при розробці параметричного ряду плоских ГТК та обґрунтуванні параметрів шахтних підйомних машин зі шківом тертя.

Для обґрунтованого вибору параметрів каната та можливості узагальнення експериментальних результатів і їх розповсюдження на канати інших конструкцій у роботі виконано аналітичне дослідження НДС гумової оболонки за умов навантаження дотичними силами та зумовленого тиском каната на барабан.

Дослідити характер деформування каната заданої ширини (із заданою кількістю тросів) складно. Таку задачу спрощували, розглядаючи канат з одного троса та канат з їх безмежною кількістю. Перший випадок дозволив встановити НДС, притаманний крайньому тросу. Другий – тросу, розташованому на значній відстані від краю. Розгляд цих випадків здійснювався окремо.

Для визначення НДС каната, що має один трос, до якого прикладене розподілене дотичне зусилля, розглядалась симетрична частина гумової оболонки відрізка каната (рис. 5); згином каната нехтували.

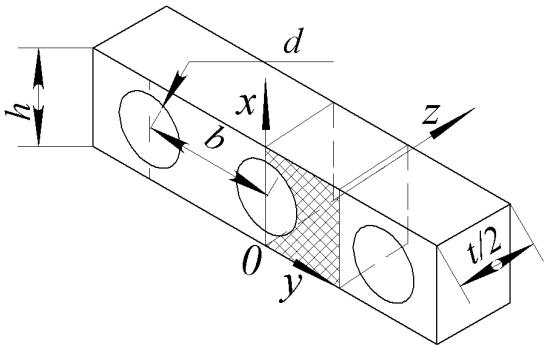


Рис. 5. Симетрична частина регулярно повторюваного елемента гумової оболонки відрізка каната

Вважали, що по площині $x = h$ канат закріплений нерухомо. Вирізаний зразок відносили до системи ортогональних координат, як показано на рис. 5. Ширина елемента – b , товщина – h , довжина – t , діаметр троса – d . Знехтувавши наявністю тросів та розглядаючи зразок призматичної форми розмірами $h \times \frac{b}{2} \times t$ приймали, що він виконаний з матеріалу оболонки каната – гуми.

В наведених нижче граничних умовах переміщення позначені u , напрямком переміщення – індексом, що відповідає осі координат, дотичні напруження – Z_x та Z_y ; нормальні напруження позначені двома однаковими літерами, що збігаються з відповідним напрямком, наприклад Z_z .

По поверхні $x = h$

$$u_y = u_x = u_z = 0. \quad (1)$$

На поверхню $x = 0$ не діють зовнішні сили, тому

$$X_x = 0, X_z = X_y = 0. \quad (2)$$

Граничні умови для поверхні $y = 0$

$$u_y = 0, X_y = Z_y = 0. \quad (3)$$

По поверхні $y = \frac{b}{2}$

$$Y_y = 0, Z_y = 0, X_y = 0.$$

По поверхнях $z = \pm t/2$ дотичні напруження не діють, тому

$$X_z = Z_y = 0. \quad (4)$$

До того мають бути реалізовані умови рівності переміщень усіх точок, що відповідають місцю розташування троса та відсутності тиску на гуму, розташовану між тросами

$$\begin{cases} y^2 + \left(x - \frac{h}{2}\right)^2 \leq \left(\frac{d}{2}\right)^2, & u_x = 1; \\ y^2 + \left(x - \frac{h}{2}\right)^2 > \left(\frac{d}{2}\right)^2, & Z_z = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Для розв'язання задачі застосовувалась бігармонічна функція (функція Ері). В цьому випадку переміщення й напруження визначаються залежностями

$$\begin{aligned} 2Gu_x &= -\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x \partial z}, \quad 2Gu_y = -\frac{\partial^2 \varphi}{\partial y \partial z}, \quad 2Gu_z = \left[2(1-\mu)\Delta^2 - \frac{\partial^2}{\partial z^2}\right] \varphi, \\ X_x &= \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu\Delta^2 - \frac{\partial^2}{\partial x^2} \right] \varphi, \quad X_y = -\frac{\partial^3 \varphi}{\partial x \partial y \partial z}, \quad Y_y = \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu\Delta^2 - \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right] \varphi, \\ Y_z &= \frac{\partial}{\partial y} \left[(1-\mu)\Delta^2 - \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right] \varphi, \quad Z_z = \frac{\partial}{\partial z} \left[(2-\mu)\Delta^2 - \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right] \varphi, \quad Z_x = \frac{\partial}{\partial x} \left[(1-\mu)\Delta^2 - \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right] \varphi, \end{aligned}$$

де $\Delta^2(\dots) = \frac{\partial^2(\dots)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2(\dots)}{\partial y^2} + \frac{\partial^2(\dots)}{\partial z^2}$; μ – коефіцієнт Пуассона.

З урахуванням граничних умов (1) – (5) функція φ приймалась у формі

$$\varphi = \sum_{n=1}^K \sum_{m=1}^K A_{n,m} \left[ch(C_{n,m}z) + D_{n,m}z sh(C_{n,m}z) \right] \cos(N_n x) \cos(M_m y),$$

де $A_{n,m}$, $D_{n,m}$, N_n , M_m – довільні сталі (масиви); $C_{n,m}^2 = N_n^2 + M_m^2$.

При визначенні НДС оболонки каната досліджувалися наступні параметри:

- переміщення вздовж тросів

$$u_z = \sum_{n=0}^K \sum_{m=0}^K A_{n,m} \left[\frac{ch(C_{n,m}z)}{2} + D_{n,m} \left(\frac{ch(C_{n,m}z)}{C_{n,m}} (2\mu - 1) + \frac{z sh(C_{n,m}z)}{2} \right) \right] C_{n,m}^2 \times \cos(N_n x) \cos(M_m y), \quad (6)$$

- нормальний тиск вздовж осі z

$$Z_z = \sum_{n=0}^K \sum_{m=0}^K A_{n,m} \left[sh(C_{n,m}z) C_{n,m} + D_{n,m} (sh(C_{n,m}z)(2\mu - 1) + z ch(C_{n,m}z)) C_{n,m} \right] \times C_{n,m}^2 \cos(N_n x) \cos(M_m y), \quad (7)$$

- напруження зсуву в площинах, паралельних умовній площині тертя

$$Z_x = \sum_{n=0}^K \sum_{m=0}^K A_{n,m} \left[ch(C_{n,m}z) + D_{n,m} \left(2 \frac{ch(C_{n,m}z)}{C_{n,m}} \mu + z sh(C_{n,m}z) \right) \right] C_{n,m}^2 \times \sin(N_n x) \cos(M_m y). \quad (8)$$

З використанням залежностей (6) – (8) виконано дослідження НДС гумової оболонки каната із встановленням максимальних напружень в площині, дотич-

ній до поверхні троса з боку нерухомого приєднання гумового зразка – в перерізі $x = h - (h - d)/2$. Встановлено, що дотичні напруження змінюються за шириною зразка та набувають максимальних значень при мінімальній відстані від поверхні троса до поверхні гумової оболонки, до якої прикладене дотичне навантаження. Отримана залежність коефіцієнта концентрації напружень k від параметрів каната $h_0 = 10(h - 1,1d)/d$ та $b_0 = 10(b - 1,1d)/d$ має практично лінійний характер (рис. 6). Це дозволяє стверджувати, що можливі відхилення конструкції каната несуттєво впливатимуть на результати експериментальних випробовувань зразків на вирів троса.

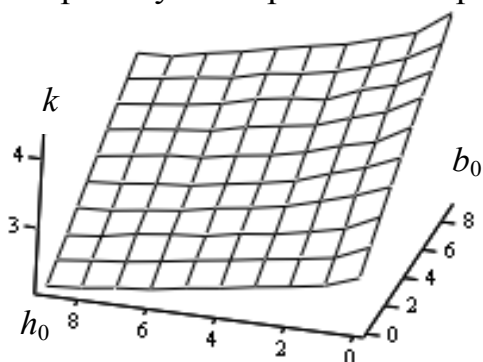


Рис. 6. Залежність коефіцієнта концентрації напружень k від параметрів каната h_0 та b_0

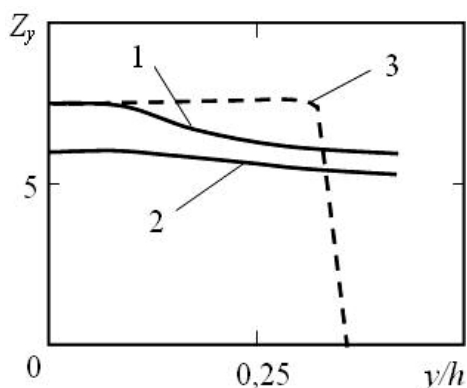


Рис. 7. Графік розподілу дотичних напружень Z_y у відносних координатах y/h

Аналогічно виконано визначення НДС гумової оболонки каната: з безмежною кількістю тросів при їх навантаженні розподіленим дотичним зусиллям; з безмежною кількістю тросів за умови прикладення навантажень протилежних знаків до суміжних тросів; з одним тросом та їх безмежною кількістю, зумовленого тиском на барабан. Як приклад на рис. 7 наведено графіки розподілу дотичних напружень при одиничному зміщенні троса для випадку визначення НДС ГТК з безмежною кількістю тросів за умови прикладення навантажень протилежних знаків до суміжних тросів.

На графіку показано: дотичні напруження в площині $y = d/2$, що є дотичною до поверхні троса (крива 1) та в площині $y = 0$ (крива 2); крива 3 показує межі проекції троса на площину $y = 0$. Порівняння графіків показує, що дотичні напруження змінюються за товщиною каната – більші їх значення виникають у тій частині гуми, що розташована навпроти троса у зразку.

Отримані графічні залежності дозволяють при проектуванні підйомної машини знаходити значення коефіцієнтів концентрації напружень k від параметрів каната h_0 та b_0 та узагальнити результати чисельного моделювання НДС ГТК й експериментально встановлені значення міцності зразків.

Для центрування плоского каната на барабані доцільно застосовувати опуклий барабан з формою, близькою до нерозгортної поверхні типу тора. Відхилення форми барабана від циліндра призведе до перерозподілу напружень в тяговому осерді ГТК, що зменшує зусилля, при якому можливе руйнування каната і, відповідно, його тягову здатність. Наявність пошкоджень тросів в канаті також призведе до зміни його тягової здатності.

В розділі розроблено математичну модель НДС та визначено вплив обривів тросів в ГТК на ділянці його взаємодії з барабаном шахтної підйомної машини. Отримана модель та її розв'язання дозволили встановити вплив парамет-

рів каната і барабана на характер розподілу тягового зусилля між тросами та визначити зниження загальної тягової здатності ГТК при взаємодії з барабаном з урахуванням розривів тросів.

У **третьому розділі** досліджено НДС плоского ГТК в причіпних пристроях шахтної підйомної установки й встановлено їх основні параметри.

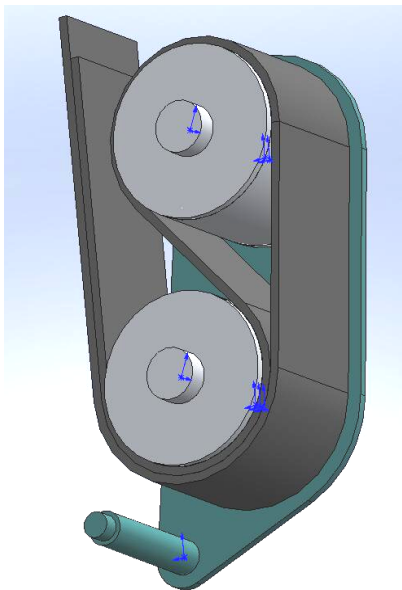


Рис. 8. Схема причіпного пристрою з двома барабанами

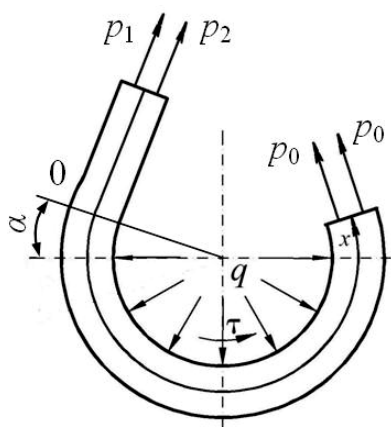


Рис. 9. Розрахункова схема навантаження каната на барабані причіпного пристрою

У загальному випадку розподіл сил також залежить від напрямку сили тертя, який змінюється у разі появи слабину в канаті.

Розв'язання задачі здійснювалося з використанням методів комп'ютерного скінченно-елементного моделювання. На барабані вирізали дугову ділянку каната, визначувану центральним кутом $5 - 6^\circ$. Діаметр основного барабана при проведенні розрахунків змінювався в широкому діапазоні ($30 - 90d$) й досліджувався НДС гумової матриці. Отже, діаметр барабана перевірявся на умову забезпечення міцності гумової оболонки каната; товщина гумової оболонки

Для підвішування посудини до плоского тягового органа в підйомних машинах можуть використовуватися різні за конструкцією причіпні пристрої. На рис. 8 наведено схему пристрою, відповідно до якої ГТК обгинає основний (нижній) і обвідний (верхній) барабани; між основним барабаном і канатом діє сила тертя. Отже, зусилля від каната до посудини передається робочою і неробочою гілками, а також силами тертя по барабану. Зазначена схема взаємодії каната з барабаном забезпечує перевищення зусилля в робочій гілці над натягом холостої. Величини напружень, що виникають в ГТК залежатимуть від радіусів барабанів і зусиль натягу каната в місцях їх взаємодії. Таким чином, навантаження, що передаються канатом, є вихідними даними при проектуванні причіпних пристроїв, а допустимий НДС каната варто формувати діаметрами барабанів.

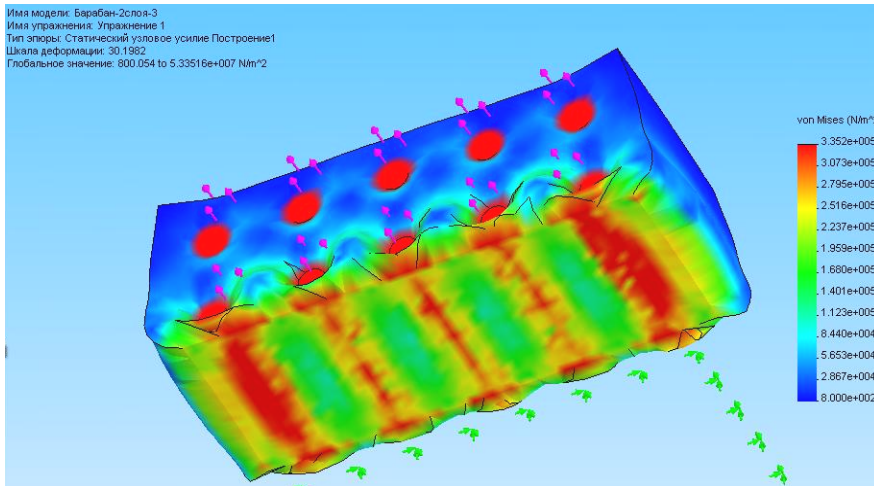
На рис. 9 наведено прийнятну схему навантаження гілок каната на основному барабані. Поточне значення x визначається радіусом барабана (збільшеним на товщину ГТК), помноженим на кут дуги контакту α ($0 \leq \alpha \leq \alpha_k$). Вигин каната зумовлює його тиск на барабан розподіленим зусиллям q , а притиснення до барабана призводить до появи розподіленої сили тертя τ . Зусилля натягу p_0 гілок каната рівні між собою, оскільки врівноважуються обвідним барабаном. Сума сил у гілках дорівнює робочому навантаженню каната $p_1 + p_2 = P$. Величина сили тертя суттєво впливає на перерозподіл зусиль у гілках. Тому при дослідженнях варіювали в межах двох крайніх випадків: дотичне зусилля дорівнює нулю та інтеграл дотичних зусиль по поверхні тертя – зовнішньому навантаженню.

приймалась також із умови міцності. Умови закріплення тросів і завдання зовнішнього навантаження відповідно до розрахункової схеми:

- троси з обох кінців гілок каната навантажені зусиллями, які визначаються відповідно до формули Ейлера;
- на контактні канатів прикладена сила тертя, що визначається залежно від тиску каната один на одного;
- нижня поверхня каната на барабані закріплена наступним чином: радіальні та бічні переміщення заборонені, переміщення по барабану (уздовж тросів) дозволені;
- прикладена зовнішня сила, що спрямована по дотичній до поверхні каната, яка моделює взаємодію нижньої гілки каната з барабаном.

Скінченно-елементна модель взаємодії і приклад результату математичного моделювання наведено на рис. 10. З використанням моделі встановлено залежності зміни напружень від товщини гумового прошарку, діаметра та шага укладки тросів та діаметрів барабанів при навантаженні ГТК в причіпному пристрої.

Для узагальнення результатів досліджень та можливості їх використання



для канатів різних конструкцій в розділі виконано аналітичне визначення НДС ГТК. Гілкам каната присвоювали номери 1 і 2 (2 – ближня до барабана гілка). Вважали, що за межами довжини дуги контакту L сили в гілках каната не перерозподіляються й врівноважені завдяки наявності обвідного барабана.

Рис. 10. Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом в ГТК на барабані причіпного пристрою

Граничні умови для випадку розгляду каната на ділянці його взаємодії з основним барабаном мають вигляд

$$p_{2,\alpha=0} = 0, p_{1,\alpha=0} = P, p_{1,\alpha=\alpha_k} = p_{2,\alpha=\alpha_k} = p_0, P = 2p_0 + \int_0^L \tau = 0. \quad (9)$$

У причіпному пристрої шари ГТК при виконанні умови відсутності їх відносного ковзання, слід розглядати як єдину конструкцію, напружений стан якої визначається з використанням рівнянь рівноваги у шаруватій конструкції

$$EF \frac{d^2 u_2}{dx^2} + \frac{G k_G d}{h} (u_1 - u_2) - \tau = 0; \quad (10)$$

$$EF \frac{d^2 u_1}{dx^2} + \frac{G k_G d}{h} (u_2 - u_1) = 0, \quad (11)$$

де u – переміщення жорстких шарів (тросів) уздовж каната; k_G – коефіцієнт форми гуми, розташованої між тросами; h – відстань між тросами в отриманій

конструкції; EF – приведена жорсткість троса при розтяганні; G – модуль пружності гуми на зсув.

За результатами аналітичного розв'язку рівнянь (10) – (11) досліджувався вплив товщини гумової оболонки каната і радіуса основного барабана на розподіл зусиль в гілках ГТК на ділянках між основним і обвідним барабанами причіпного пристрою (рис. 11, *a*). Для отримання результатів у загальному вигляді приймалось

$$h = (n + 1)d, \quad n = 0, 1, 2, 3 \dots;$$

$$L = 10\pi(i + 1)d, \quad i = 0, 1, 2, 3 \dots$$

З графіка 11, *a* видно, що збільшення товщини ГТК суттєво знижує зусилля в тросах, тоді як збільшення довжини контакту при малій товщині гумової оболонки, практично не впливає на це зусилля. При цьому максимальний натяг не перевищує 15% від робочого зусилля.

У випадку реалізації умовного мінімального зчеплення між шарами виникає розподілена змінна за дугою контакту α сила тертя. Умови рівноваги елементарного сегменту гілок каната $d\alpha$ мають вигляд

$$\frac{dp_2}{d\alpha} + f_0(p_2 + p_1) - f_1 p_1 = 0; \quad (12)$$

$$\frac{dp_1}{d\alpha} + f_1 p_1 = 0, \quad (13)$$

де f_0, f_1 – відповідно, коефіцієнти тертя каната по поверхні взаємодії з барабаном і гілок каната при взаємодії між собою.

Аналітичний розв'язок рівнянь (12) – (13) з урахуванням граничних умов (9) дозволив встановити залежності внутрішніх зусиль у гілках каната від кута обхвату $\alpha_k = \pi(m + 1)/10$ й коефіцієнта тертя $f_0 = (n + 1)/10$ (рис. 11, *б, в*.)

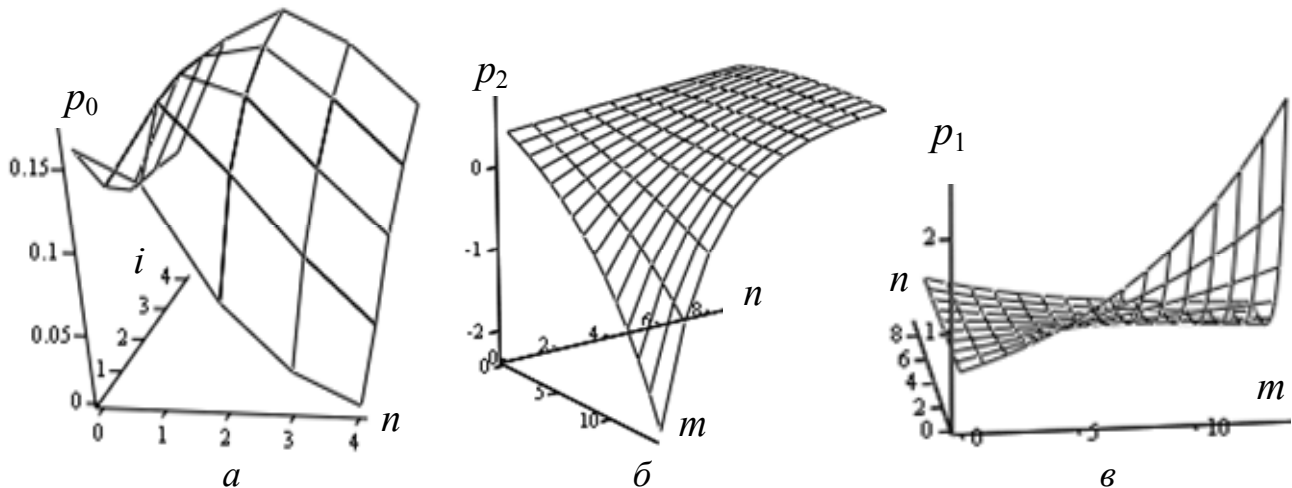


Рис. 11. Залежності внутрішніх зусиль у гілках каната: *a* – для випадку відсутності відносного ковзання; *б, в* – відповідно, у ближньої й віддаленої від барабана при $\alpha = 0$ для випадку умовного мінімального зчеплення між шарами

Дослідження графіків засвідчили, що віддалена від барабана гілка каната характеризується наступними особливостями:

а) вона навантажена тільки зусиллям розтягу; б) у перерізі набігання на барабан ($\alpha = 0$) навантажена зусиллям $p_1 = P \frac{e^{(f_0-f_1)\alpha_k}}{2}$, яке залежно від співвідношення коефіцієнтів тертя може бути і більшим, і меншим $0,5P$; в) у перерізах $\alpha \geq \alpha_k$ навантажена зусиллям розтягу вдвічі меншим, ніж зусилля, визначене за формулою Ейлера, що обумовлено наявністю обвідного барабана.

Навантаження гілки, ближньої до барабана у перерізі $\alpha = 0$ суттєво залежить від співвідношення значень коефіцієнтів тертя. В ній може діяти зусилля:

а) стиснення, якщо $e^{(f_0-f_1)\alpha_k} > 2$; б) рівне P , якщо $f_0 = f_1$; в) менше P , якщо $f_0 < f_1$.

Графічні залежності (рис. 11, б, в) побудовані для випадку $0,1 \leq f_0 \leq 1$ і $0,1\pi \leq \alpha_k \leq 1,5\pi$. З аналізу графіків випливає, що при значеннях $f_0 \leq 0,5$ і $\alpha_k \leq \pi$ гілки каната навантажені силами розтягу, а зусилля в гілках ГТК в перерізі $\alpha = \alpha_k$ не перевищують 20% робочого навантаження P . Такий характер розподілу сил зберігається і за умови, коли $f_1 = 1$, що має місце в реальних конструкціях причіпних пристроїв.

Отримані результати досліджень використані при розробці параметричного ряду плоских ГТК та обґрунтуванні вимог до причіпних пристроїв.

Четвертий розділ присвячено розробці ГТК ступінчастої конструкції й дослідженню взаємодії тросів в ньому за наявності розривів тросової основи та дискретного характеру зміни його поперечного перерізу.

Підвищення міцності канатів традиційними способами, такими як збільшення діаметрів канатів, їх кількості, пов'язано зі збільшенням габаритів підйомної машини, що обмежені розмірами ствола шахти. Збільшення довжини каната призводить до зростання його маси, що зменшує реальну вантажопідйомність машини. Застосування ГТК як головного замість традиційного круглого каната не вимагає значного збільшення ширини органу навівання та дозволяє суттєво зменшити його діаметр. Зменшення маси каната і збільшення кінцевого навантаження може бути досягнуто використанням канатів змінного поперечного перерізу, який можна реалізувати, використовуючи відому конструкцію ГТК та закладаючи в нього троси різної довжини, як показано на рис. 12. Умова парності тросів у ГТК зумовлює те, що мінімальна їх кількість у кінцевому перерізі не може бути меншою за два. Максимальна кількість тросів може бути обмежена лише конструкцією підйомної машини (шириною органу навівання).

Система рівнянь рівноваги тросів, що враховує вплив маси тросів та гуми, має вигляд

$$\begin{cases} EF \frac{d^2 u_1}{dx^2} + \frac{Gd}{h} (u_2 - u_1) = \rho F + \rho_p F_p; \\ EF \frac{d^2 u_i}{dx^2} + \frac{Gd}{h} (u_{i+1} - 2u_i + u_{i-1}) = \rho F + \rho_p F_p; \\ EF \frac{d^2 u_M}{dx^2} + \frac{Gd}{h} (u_{M-1} - u_M) = \rho F + \rho_p F_p, \end{cases} \quad (14)$$

де F, F_p – площа поперечного перерізу троса та гуми, розташованої між двома суміжними тросами; ρ, ρ_p – питома вага матеріалу троса та гуми, розташованої між двома суміжними тросами; $i = 1, 2, \dots, M$; M – кількість тросів у канаті.

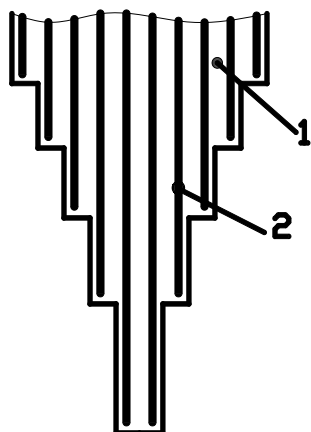


Рис. 12. Схема каната ступінчастої конструкції: 1 – гумова оболонка, 2 – троси

Канат ступінчастої конструкції можна уявити як систему з'єднаних між собою відрізків ГТК. При цьому кількість тросів на суміжних відрізках від приєданого вантажу до барабану підйомної машини зростає на два троси. Досліджувався ГТК, в якому у перерізі $x = 0$ кількість тросів змінюється від $2(M + 1)$ до $2M$ і, враховуючи осьову симетричність каната, розглядалась лише його половина. Канат за довжиною умовно розділений на два відрізка значної довжини: відрізок з кількістю тросів $M + 1$ позначено номером 1, другий відрізок – 2. Тросам на першій та другій ділянці надано відповідно номери $1 \leq i \leq M + 1$ та $1 \leq i \leq M$.

За умови, що канат навантажено силою розтягу P , приймалися наступні граничні умови й умови сумісності деформування сполучених відрізків каната з різною кількістю тросів:

а) при $x = 0$ зусилля розтягу в крайньому $(M + 1)$ тросі першого відрізка

$$p_{M+1}^{[1]} = 0; \quad (15)$$

зусилля розтягу тросів та їх переміщення попарно збігаються

$$p_i^{[1]} = p_i^{[2]} \quad (1 \leq i \leq M); \quad u_i^{[1]} = u_i^{[2]} \quad (1 \leq i \leq M); \quad (16)$$

б) на значній відстані від перерізу $x = 0$

$$x \rightarrow -\infty \quad p_i^{[1]} = p_{i\pm 1}^{[1]}, \quad x \rightarrow \infty \quad p_i^{[2]} = p_{i\pm 1}^{[2]}. \quad (17)$$

З урахуванням граничних умов (15) – (17) розв'язок системи рівнянь (14) для кожного відрізка ГТК знаходили у формі

$$u_i^{[1]} = \sum_{m=1}^{M+1} A_m e^{\beta_m^{[1]} x} \cos(\mu_m^{[1]}(i-0,5)) + \frac{\rho F + \rho_p F_p}{2EF} + \frac{Px}{(M+1)EF} + a_1;$$

$$u_i^{[2]} = \sum_{m=1}^M B_m e^{-\beta_m^{[2]} x} \cos(\mu_m^{[2]}(i-0,5)) + \frac{\rho F + \rho_p F_p}{2EF} + \frac{Px}{MEF} + a_2,$$

де A_m, B_m, a_1, a_2 – сталі; $\mu_m^{[1]}, \beta_m^{[1]}, \mu_m^{[2]}, \beta_m^{[2]}$ – характеристичні показники.

На рис. 13 наведено графік переміщень тросів u в області зміни їх кількості від чотирьох до трьох для каната з параметрами, що відповідають ГТК-3150 регулярної конструкції. Результати дослідження залежності коефіцієнта концентрації напружень K від кількості тросів $2M$ у канаті наведено в таблиці 1.

Таблиця 1 – Залежність коефіцієнта концентрації напружень K від кількості тросів $2M$

$2M$	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26
K	2,00	1,61	1,49	1,44	1,38	1,37	1,36	1,35	1,34	1,33	1,32	1,31	1,30

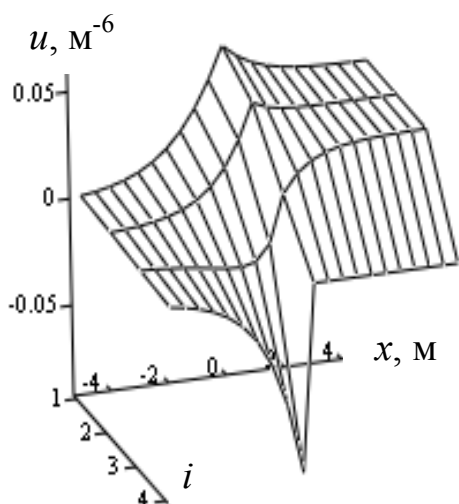


Рис. 13. Розподіл переміщень u тросів i вздовж осі x

Розв'язок системи диференціальних рівнянь (14) при дослідженні залежності коефіцієнта концентрації напружень побудовано для перерізу $x = 0$, коли $e^{\beta_m^{[1]}x} = e^{\beta_m^{[2]}x} = 1$. Тобто результати, наведені в табл. 1, не залежать від характеристичних показників $\beta_m^{[1]}$ та $\beta_m^{[2]}$. Оскільки в розв'язку тільки ці показники залежать від властивостей ГТК, можна зробити висновок, що отримані результати можуть бути поширені на усі канати ступінчастої конструкції незалежно від їх механічних властивостей, а характер розподілу натягу в перерізі зміни кількості тросів залежить лише від кількості тросів у даному перерізі.

Об'єктивно канат повинен мати якомога меншу масу. Досягти цього можливо застосуванням ступеней максимальної довжини, які визначено за умови, що кінець каната, до якого приєднано вантаж, має M_1 тросів, $M_1 = 2, 4, 6, \dots$ – парне число. Довжина N -ї ступені з M_N тросами повинна забезпечувати умову міцності

$$\sum_{i=1}^N (\rho F + \rho_p F_p) M_i l_i + Q \leq \frac{M_N T}{K_N},$$

де Q – кінцеве навантаження; l_i – довжина i -ї ступені; K_i – коефіцієнт нерівномірності розподілу зусиль в i -й ступені; T – міцність одного троса в ГТК.

За розробленими рекурентними залежностями можна знайти максимально допустимі довжини усіх ділянок. Гранична глибина підняття вантажу (довжина ГТК) з максимальною кількістю тросів M_N визначається як сума довжин усіх ступеней

$$L_N \leq \sum_{n=1}^N l_n = \sum_{n=1}^N \frac{(M_1 + 2(n-1))T}{K_n} - Q - (\rho F + \rho_p F_p) \sum_{i=1}^{n-1} (M_1 + 2(i-1))l_i.$$

Знайдена найбільша гранична глибина підняття вантажу пропорційна допустимому навантаженню на один трос та зворотно пропорційна силі тяжіння відрізка тросу одиничної довжини разом з гумою.

В канаті обриви тросів можуть бути у будь-якому місці. Водночас можна виділити два окремих випадки: обрив у перерізі зміни кількості тросів та за його межами. У роботі ці два випадки розглянуті окремо й визначено НДС ступінчастого каната, зумовленого зазначеними чинниками.

Отримані результати дозволили встановити основні конструктивні параметри каната ступінчастої конструкції для підняття вантажів з надвеликих глибин та розробити методику визначення довжин ступеней каната.

У **п'ятому розділі** досліджено напружено-деформований стан ГТК змінного поперечного перерізу на органі навівання шахтної підйомної машини та встановлено його вплив на конструкцію каната. Вказаний НДС каната є наслідком дії сил стиснення, нормальних до поверхні каната; дотичних сил, зумовле-

них передачею тягового зусилля від приводу каната; дотичних зусиль, що виникають внаслідок конструктивних особливостей каната змінного поперечного перерізу. Величини цих зусиль залежать як від конструкції каната, так і від основного параметра робочого органа підйомної машини – його діаметра.

Бобінний орган навівання. В роботі розглянуто випадок навантаження каната силами розтягу P_i^{II} , прикладеними до тросів у ступені з меншою їх кількістю та дотичними силами $\tau_{\delta i}$ на ділянці взаємодії з попередньо намотаними шарами каната (з більшою кількістю тросів). До вільного кінця другої ділянки каната сили не додано. Це забезпечує прикладення максимальних дотичних навантажень та дозволяє вважати канат плоским, тобто не враховувати його згин. Ділянку взаємодії каната та бобіни вважати-мо першою, відповідно другою буде ділянка з меншою кількістю тросів. Номери ділянок

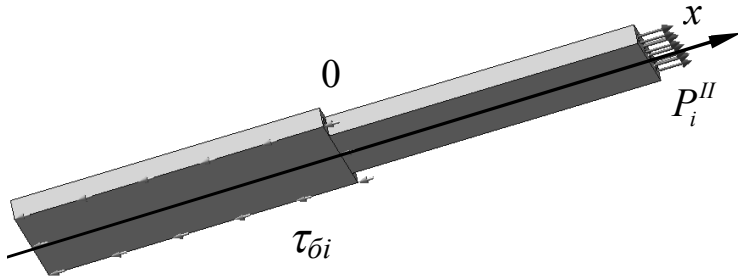


Рис. 14. Розрахункова схема навантаження ступінчастого каната

показано у верхніх індексах. Схему навантаження ГТК наведено на рис. 14.

Враховуючи осьову симетричність каната, розглянуто лише його половину. Троси в симетричній половині першого відрізка позначено номерами від 1 до $M + 1$, а другого – від 1 до M . Для вивчення впливу лише зміни конструкції каната та характеру його навантаження дотичними силами вважали, що перша та друга ділянки безмежно довгі.

Як наслідок, на значній відстані від перерізу $x = 0$ зусилля розтягу тросів каната мають бути рівними

$$x \rightarrow -\infty \quad P_i^I = 0 \quad (1 \leq i \leq M + 1), \quad x \rightarrow \infty \quad P_i^{II} = P_{i \pm 1}^{II} \quad (1 \leq i \leq M). \quad (18)$$

На межі ділянок ($x = 0$) мають місце умови сумісності деформування:

а) крайній ($M + 1$) трос першої ділянки не навантажено

$$P_{M+1}^I = 0; \quad (19)$$

б) зусилля розтягу тросів ($1 \leq i \leq M$) суміжних ділянок та їх переміщення попарно збігаються

$$P_i^I = P_i^{II}, \quad u_i^I = u_i^{II}. \quad (20)$$

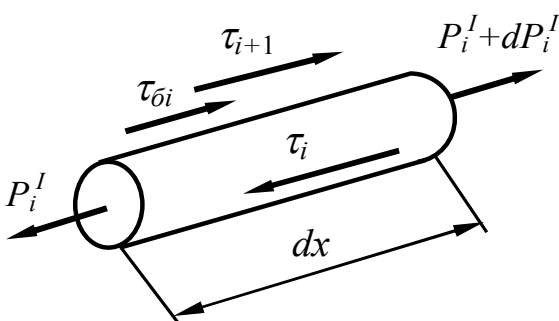


Рис. 15. Розрахункова схема

Умова рівноваги відрізка троса довжиною dx (рис. 15) має вигляд

$$dP_i^I + d \cdot (\tau_{i+1} - \tau_i - \tau_{\delta i}) dx = 0, \quad (21)$$

де $\tau_i = \frac{G}{h} k_G [u_i - u_{i-1}]$; $\tau_{\delta i} = \frac{G}{t} k_G [u_i - b]$,

t – товщина гумової оболонки каната; b – переміщення поверхні бобіни, яке прийняте рівним нулю.

Розв'язок рівнянь рівноваги (21) для тросів ГТК з урахуванням граничних умов (18) – (20) дозволив встановити аналітичні залежності, що описують розподіл переміщень та зусиль в тросах суміжних ділянок каната.

Для каната з параметрами тросів та кроком їх укладання, що відповідають ГТК-3150 виконано розрахунки внутрішніх зусиль в тросах й дотичних напружень у гумовій матриці (рис. 16 і 17). Графік на рис. 16 відбиває закономірність розподілу коефіцієнтів нерівномірності зусиль K між тросами i за довжиною каната x в області зміни кількості тросів від трьох до чотирьох на ділянці навантаження дотичними силами.

Максимального значення 1,604 коефіцієнт K набуває у перерізі набігання каната на орган навівання. Для порівняння виконувались розрахунки й для випадку розтягу ГТК без навантаження дотичними силами, коли значення коефіцієнта K сягає 1,496, тобто, практично на 10% менше. Відповідно найбільш небезпечним є переріз зміни кількості тросів в канаті, що набігає на бобіну.

Як впливає з рис. 17, максимальні дотичні напруження виникають в гумі на ділянці, що взаємодіє з бобіною в області набігання перерізу дискретної зміни кількості тросів в ГТК поміж крайнім та передостаннім тросами. При робочих навантаженнях каната 10 кН на один трос, максимальні дотичні напруження сягають 8 МПа. Умова відсутності внутрішніх зусиль в крайньому тросі в перерізі дії максимальних дотичних напружень, що набігає на бобіну, дозволяє вважати такі напруження безпечними.

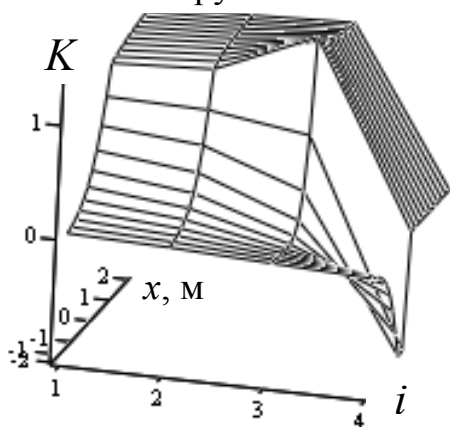


Рис. 16. Розподіл коефіцієнтів нерівномірності зусиль K між тросами за довжиною каната

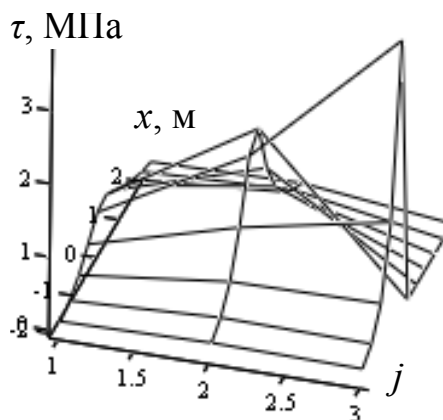


Рис. 17. Розподіл дотичних напружень у гумовій оболонці ГТК між тросами за довжиною каната

Шків тертя. Як і в попередньому випадку ділянки каната позначено відповідними номерами, прийнято однакову кількість тросів. Схему навантаження каната наведено на рис. 18. Збережена форма позначення ділянок каната дозволяє прийняти ті самі граничні умови й умови сумісності деформування, що були сформульовані залежностями (18) – (20). Як і вище, з першої ділянки вирізали трос довжиною dx (рис. 19) та виконували схожі перетворення.

Аналогічно для каната з параметрами тросів та кроком їх укладання, що відповідають ГТК-3150 виконано розрахунки внутрішніх зусиль в тросах й дотичних напружень у гумовій матриці. Кількість тросів на першій ділянці дорівнювала шести, на другій – чотири. Коефіцієнт тертя прийнято рівним 0,5, радіус шківа – один метр. Максимального значення 1,654 коефіцієнт K набуває у перерізі набігання каната на барабан, який є найбільш небезпечним.

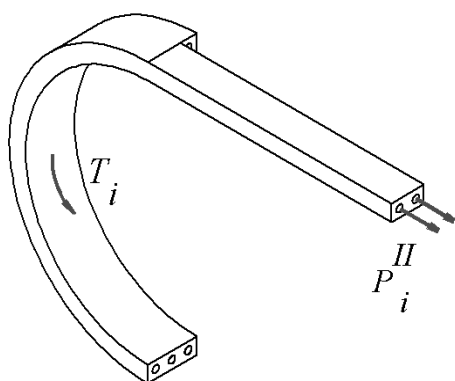


Рис. 18. Схема навантаження каната

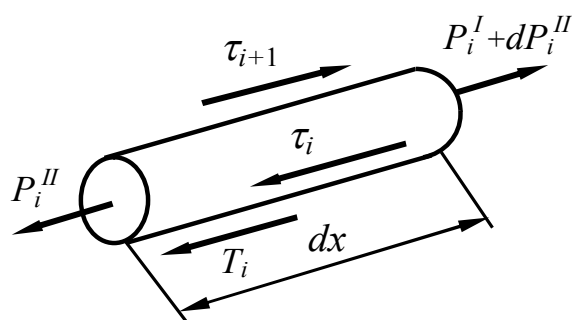


Рис. 19. Розрахункова схема

В розділі також досліджено умови втрати сталої форми тіла, утвореного багат шаровим намотуванням ГТК змінного поперечного перерізу й встановлено закономірності зміни: НДС ступінчастого каната в бобінному органі навівання; НДС каната на ділянці його приєднання до бобіни; НДС каната при складній контактній поверхні з робочим органом шахтної підйомної машини.

Доведено, що при багат шаровому намотуванні ГТК тиск одного шару на інший призводить до появи напружень в гумовій оболонці каната. Максимальні напруження мають місце в точках, що межують з контуром каната. Крок розташування тросів в ГТК та товщина каната впливають на його напружений стан, причому більший вплив має товщина каната – її збільшення суттєво зменшує максимальні напруження в гумі. Максимальні напруження в гумі, що визначені з урахуванням особливості конструкції тросів каната, звитих зі стренг, значно (до 30%) перевищують напруження, визначені для тросів з умовно круглим поперечним перерізом. При цьому збільшення діаметра тросів ГТК призводить до практично пропорційного зменшення напружень і навпаки.

Характер прикладення навантажень до шарів ГТК також суттєво впливає на НДС каната. Під дією нерівномірно розподіленого тиску шарів каната з меншою кількістю тросів, в матриці нижніх шарів виникають нормальні напруження σ_x та дотичні τ_{xy} . Встановлені максимальні значення нормальних напружень σ_x лише в декілька раз менші за максимальні напруження, зумовлені тиском. Дотичні напруження, що виникають в ГТК, у 2 – 3 рази менші за величин нормальних напружень. Як приклад, на рис. 20 наведено поверхню, яка відтворює розподіл нормальних напружень вздовж осі x в тілі бобіни з трьох шарів з

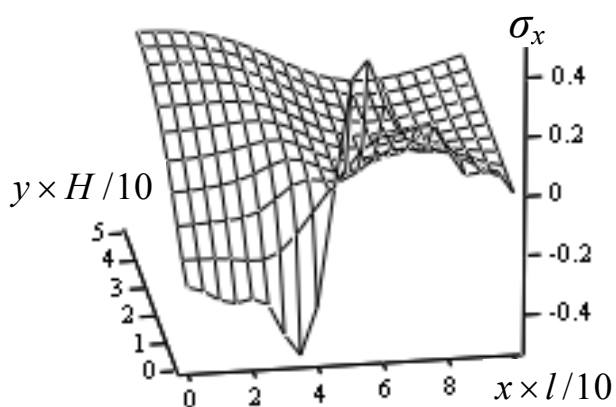


Рис. 20. Розподіл нормальних напружень в тілі бобіни з трьох шарів

умовною товщиною H , що дорівнює товщині обкладинок. Графік побудовано у відносних координатах для ступінчастого каната з параметрами, що відповідають канату ГТК-3150.

Урахування дискретного характеру тиску тросів призводить до значного зростання нерівномірності розподілу напружень та деформацій в гумовій матриці й до зростання їх екстремальних значень, при чому перш за все зростають екстремальні значення тиску.

В розділі встановлено, що співвідношення кроку укладки тросів, їх діаметрів та товщини ГТК впливає на його НДС, викликаний стисканням плоскими плитами на ділянці приєднання до бобіни. За незмінної величини відносної деформації, зростання частки гуми в перерізі каната призводить до зменшення напружень в ньому. Зростання відношення кроку укладки тросів до їх діаметрів призводить до більших зменшень максимальних напружень, ніж відношення товщини каната до діаметрів тросів. Показано, що передача сил від шківів до канату з виступами призводить до суттєвого зростання екстремальних сил розтягу тросів. Зменшити цей негативний чинник можна використанням прямокутної форми перерізу канавки та виступу або тим, що поміж виступом та канавкою за рахунок розмірів створюється зазор.

Отримані результати досліджень дозволили обґрунтувати основні параметри органів навівання шахтних підйомних машин, придатних для використання ГТК ступінчастої конструкції та канатів спеціальної конструкції з виступом.

Шостий розділ присвячено опису проведених експериментальних досліджень міцності гумової оболонки ГТК та дослідно-промислової експлуатації підйомної установки з головними гумотросовими канатами, а також розробці методу контролю цілісності тросової основи каната.

Міцність та умови руйнування гумової оболонки каната залежать не лише від закономірностей розподілу напружень, а й від інших чинників, таких як, наприклад, нециліндрична форма поперечного перерізу троса, його деформування, його дискретна структура, міцність гуми осердя та інше. Механізм впливу цих чинників досить складний, його практично неможливо врахувати в аналітичних дослідженнях. У розділі експериментальним шляхом встановлено рівень навантаження каната, за яким відбувається руйнування його гумової оболонки внаслідок взаємодії каната, виготовленого на основі тросів малого діаметра, з барабаном підйомної машини. Оскільки на ділянці взаємодії каната з барабаном на канат з боку барабана діють сили тиску та дотичні сили, було досліджено ці два типи навантажень з проведенням відповідних випробовувань на продавлювання тросів на барабані підйомної машини та на передачу дотичного навантаження гумовою оболонкою.

Встановлено, що відхилення максимальних напружень при продавлюванні тросів на барабані несуттєво (близько 20%) відрізняються від експериментально визначеної границі міцності гумової оболонки. Дотичні напруження при випробуваннях на вирив зразків канатів з трьох тросів відрізняються майже у чотири рази. Останнє пояснюється тим, що вирив троса відбувається по границі троса та гуми, при цьому міцність склеювання завжди менша за міцність гуми.

Виконані експериментальні випробування дозволили узагальнити результати теоретичних досліджень із застосуванням аналітичних та чисельних методів розрахунку НДС гумотросових канатів при їх взаємодії з органами навівання та в причіпних пристроях шахтних підйомних установок.

Гумова оболонка в канаті не є абсолютним діелектриком, вона проводить струм, чим впливає на перерозподіл струмів у канаті. Цей перерозподіл залежить і від взаємного розташування тросів та електропровідності тросів й гуми. В розділі виконано розробку вимог до системи упередження аварійного руйну-

вання гумотросового каната підйомної машини, що забезпечує постійний контроль цілісності тросів каната за значеннями їх електричного опору. Встановлені вимоги дозволяють розробити систему автоматичного контролю та на стадії проектування машини вибирати конструкцію ГТК з урахуванням її придатності до контролю аварійного стану.

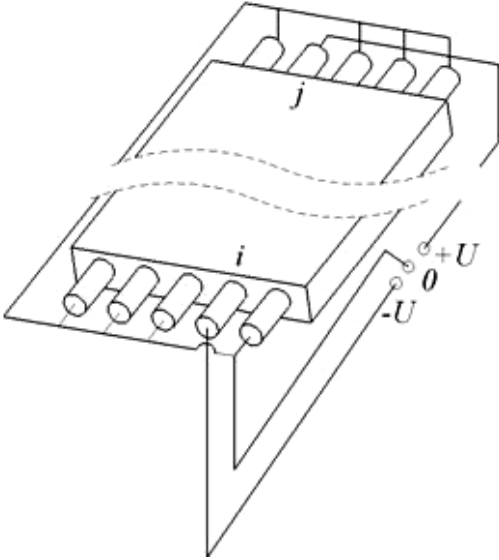


Рис. 21. Схема підведення напруги до тросів каната

Гумотросові канати мають різні геометричні й конструкційні параметри. Для розв'язання задачі в загальному вигляді розглянуто відрізок ГТК з M тросів довжиною L , товщиною b , кроком розташування тросів h . Вважали, що до кінців i -го та j -го тросів підведена напруга U (рис. 21).

Відзначимо, що напруга U також може бути підведена до різних кінців i -го та j -го тросів з одного краю каната. Координатну вісь x спрямуємо вздовж каната й виріжмо з нього відрізок i -го тросу малої довжини ($\Delta x \rightarrow 0$). Питомі опір троса та електрична провідність гуми поміж тросами позначено, відповідно, як r та q . З рівняння суми нулю струмів у будь-якому вузлі електричної схеми

отримаємо диференціальне рівняння розподілу напруг в i -му (не крайньому) тросі

$$\frac{d^2 U_i}{dx^2} + rq(U_{i+1} - 2U_i + U_{i-1}) = 0, \quad 1 < i < M. \quad (22)$$

Для крайніх тросів диференціальні рівняння напруг мають вигляд

$$\frac{d^2 U_1}{dx^2} + rq(U_2 - U_1) = 0, \quad (23)$$

$$\frac{d^2 U_M}{dx^2} + rq(U_{M-1} - U_M) = 0. \quad (24)$$

Значення питомих електротехнічних характеристик тросів та гумової оболонки визначаються їх геометричними параметрами та електротехнічними показниками матеріалів

$$r = \frac{\pi d^2}{4} \rho_c, \quad q = \frac{K}{\rho_g} \frac{b}{h-d},$$

де ρ_c та ρ_g – відповідно, питомий електричний опір сталі та гуми.

Розв'язання системи рівнянь (22) – (24) знайдено у вигляді добутку двох функцій – функції, що залежить від координати x та функції, що залежить від номера троса в канаті; при цьому тросам надано номери від 1 до M , тобто номери тросів є дискретною віссю координат

$$U_i = \sum_{m=1}^M (A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x}) \cos(\mu_m (i - 0,5)) + ax + b, \quad (25)$$

де A_m, B_m, a, b – сталі інтегрування; $\beta_m = \sqrt{2rq(1 - \cos(\mu))}$; $\mu_m = \frac{\pi m}{M}$.

Залежність (25) та закон Ома дозволяють визначити значення струму

$$I_i = \frac{1}{r} \sum_{m=1}^M (A_m e^{\beta_m x} - B_m e^{-\beta_m x}) \beta_m \cos(\mu_m (i - 0,5)) + a.$$

Струми та потенціали залежать від координати, спрямованої вздовж кана-

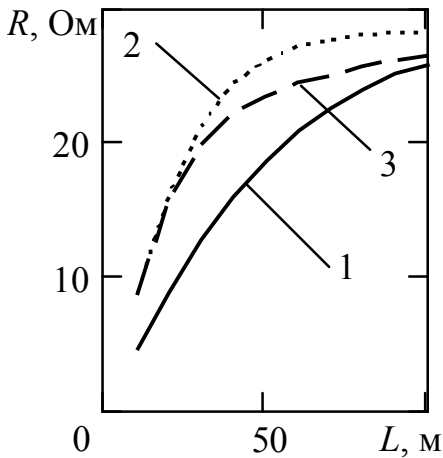


Рис. 22. Залежності внутрішнього електричного опору каната R від його довжини L

та, помноженої на значення β_m . Величина останньої залежить від електричних властивостей тросів та гуми — їх електропровідності. Вказане дозволяє зробити висновок, що для канатів з однаковою кількістю тросів та різними значеннями електричних опорів гуми та тросів, закономірності розподілу струмів та потенціалів за однакових схем їх підведення до тросів будуть збігатися, коли збігатимуться добутки $\beta_m x$.

Знайдені аналітичні залежності дозволяють визначити електричний опір як цілого каната, так і каната з k -тим пошкодженим тросом. На рис. 22 показані розраховані залежності внутрішнього електричного опору каната R від його довжини L :

1 — для каната без розривів; 2 — для випадку розриву першого троса посередині ГТК; 3 — для випадку розриву першого троса посередині ГТК на відстані від перерізу підведення різниці потенціалів, що дорівнює 90% довжини каната. Графіки побудовано для випадку підведення різниці потенціалів за схемою, зображеною на рис. 21.

Дослідження графіків засвідчили, що внутрішній опір відрізка каната не пропорційний його довжині як для цілого каната, так і у разі розриву троса. Розрахунки показують, що при довжині каната понад 300 м електричні параметри у разі цілого каната, та каната з пошкодженими на відстані понад 150 м тросами, залишаються незмінними та практично однаковими. При менших відстанях до обривів вони впливають на значення внутрішнього опору каната.

Спираючись на отримані результати аналітичного розв'язку системи рівнянь (22) – (24) показано, що мінімальний поріг чутливості системи контролю поривів тросів за значеннями електричного опору між ними, характеризується коефіцієнтом ζ_m , що визначається за залежністю

$$\zeta_m = \frac{\cos\left(\frac{\pi m}{M}\left(i - \frac{1}{2}\right)\right) \cos\left(\frac{\pi m}{M}\left(k - \frac{1}{2}\right)\right)}{\exp\left(\sqrt{2rq} \sqrt{\left(1 - \cos\left(\frac{\pi m}{M}\right)\right)} L\right)}.$$

Після виконання операції з логарифмування, маємо

$$L = \frac{\ln\left[\cos\left(\frac{\pi m}{M}\left(i - \frac{1}{2}\right)\right) \cos\left(\frac{\pi m}{M}\left(k - \frac{1}{2}\right)\right)\right] - \ln(\zeta_m)}{\sqrt{2rq} \sqrt{\left(1 - \cos\left(\frac{\pi m}{M}\right)\right)}}.$$

Наведена залежність дозволяє стверджувати, що максимальна довжина L гумотросового каната шахтної підйомної машини, за якої можливий контроль

поривів тросів, пропорційна кореню з відношення електричних опорів троса і гумової оболонки, розташованої поміж двома сусідніми тросами відрізка каната одиничної довжини, оскільки зростання довжини каната призведе до зменшення діагностичного параметра за логарифмічним законом, та є наслідком перерозподілу потенціалів та струмів через порив троса, як одного з провідників підйомної системи з неперервними та розподіленими параметрами.

Виконані дослідження дозволили розробити вимоги до системи постійного контролю цілісності тросів ГТК за значеннями їх електричного опору.

За результатами виконаної роботи в 2009 році в баштовому копрі шахти «Гвардійська-2» ПАТ «Кривбасзалізрудком» на позначці +87 м була змонтована ліфтова установка вантажопідйомністю 400 кг, де як підйомні й врівноважувальні вперше застосовано плоскі гумотросові канати (рис. 23-24). Розроблено проект, складено програму і методику експлуатаційних випробувань, розроблено і затверджено інструкції з експлуатації, проведено комплекс заводських і лабораторних випробувань ГТК, розроблено методику діагностування поривів тросів в канаті та конструкторську документацію на підйомну установку. Дворічні експлуатаційні випробування успішно завершені, установка переведена до нормального режиму експлуатації.

За даними ПАТ «Кривбасзалізрудком» економічний ефект від впровадження ліфтової установки з гумотросовими канатами на шахті «Гвардійська-2» складає 145192 грн за шестирічний період її експлуатації.

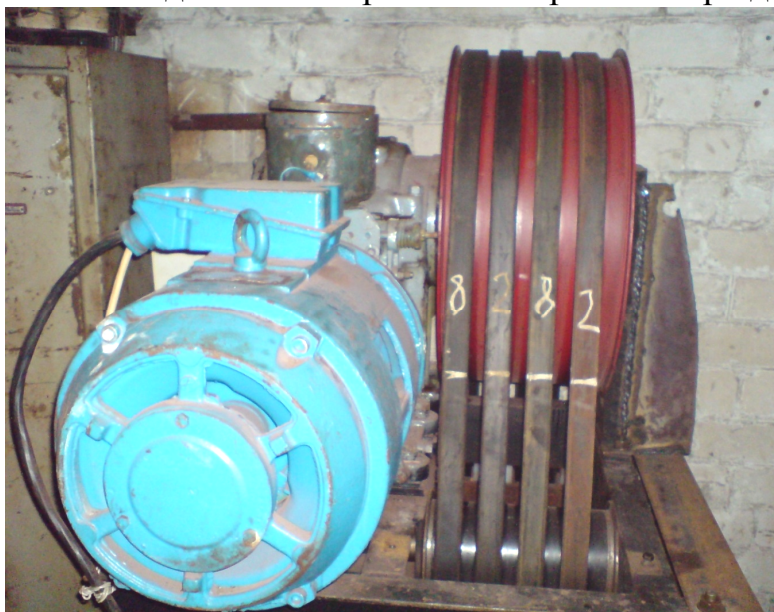


Рис. 23. Ліфтова установка з підйомними гумотросовими канатами



Рис. 24. Приєднання підйомних канатів до kabіни ліфта на пружинних динамометрах

За даними Державного комітету з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду (Держгірпромнагляд) України на цей час на території України налічується понад 112 тис. ліфтових установок (у т.ч. промислових) зі сталевими канатами, з них близько 23 тис. відпрацювали нормативний термін експлуатації. Очікуваний економічний ефект при заміні канатів на установках, що відпрацювали встановлений термін їх служби, дасть річну економію близько 170 млн грн за рахунок значного збільшення довговічності канатів.

ВИСНОВКИ

Дисертація є завершеною науково-дослідною роботою, присвяченою розв'язанню **актуальної наукової проблеми**, яка полягає у встановленні закономірностей просторового деформування й перерозподілу напружено-деформованого стану гумотросового каната при його навантаженні в умовах взаємодії з вантажем та елементами шахтної підйомної установки, що дозволило обґрунтувати конструкційні й експлуатаційні параметри шахтних підйомних установок нового технічного рівня з головними гумотросовими канатами та впровадити результати наукових розробок у виробництво.

Основні наукові та практичні результати, висновки і рекомендації, отримані під час досліджень, полягають в наступному.

1. Розроблено й досліджено математичні моделі напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната ступінчастої конструкції та каната незмінної ширини з довільним розташуванням поривів тросів з урахуванням особливостей розподілу внутрішніх сил розтягу тросів на приводному барабані з криволінійною твірною. Встановлено розподіл максимального відносного зростання зусиль в окремих тросах каната на ділянці взаємодії з опуклим барабаном підйомної машини, зумовленого поривами тросів, який носить експоненціальний характер.

2. Створено просторову математичну модель напружено-деформованого стану гумотросового каната на барабані підйомної машини та виконано дослідження впливу товщини гумової оболонки на розподіл напружень в канаті з обґрунтуванням мінімальної товщини обкладинки з умов міцності. Розроблена тривимірна скінченно-елементна модель гумотросового каната, що дозволяє визначати напружено-деформований стан гумової оболонки на найбільш небезпечних ділянках взаємодії з органом навівання підйомної машини.

3. Виконано аналітичне розв'язання задачі просторового деформування гумової оболонки каната, зумовленого передачею тягового зусилля від приводного барабана, тиском на барабан та впливом форми робочої поверхні барабана на розподіл внутрішніх сил поміж тросами каната з пошкодженнями, та на основі її аналізу встановлено залежність коефіцієнта концентрації напружень в гумовій оболонці каната, що дозволяє врахувати напружений стан гуми при проектуванні підйомних машин з гумотросовим тяговим органом. Виконані дослідження дозволили обґрунтувати вимоги до конструкції барабанів, прийнятних для плоских гумотросових канатів.

4. Розроблено й досліджено математичну модель напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната в пристроях його приєднання до посудини шахтної підйомної машини та визначено вплив товщини гумової обкладинки на розподіл напружень в канаті на ділянці його взаємодії з причіпним пристроєм з обґрунтуванням мінімальної товщини обкладинки з умов міцності. Результати отриманих досліджень дозволили обґрунтувати раціональні конструкції пристроїв приєднання плоского каната до посудин шахтних підйомних установок та розробити вимоги до причіпних пристроїв для плоских гумотросових канатів.

5. Встановлено закономірності розподілу зусиль поміж тросами ступінчастого каната, зумовленого дискретною зміною кількості тросів в його перерізах.

Отримані залежності дозволили обґрунтувати раціональні параметри канатів змінного поперечного перерізу з умов рівномірності за довжиною каната, особливостей зміни його напружено-деформованого стану та розробити методику визначення довжин ступеней рівномірного гумотросового каната.

6. Досліджено напружено-деформований стан плоского гумотросового каната змінного перерізу на робочому органі підйомної машини, що дозволило встановити його вплив на конструкцію каната, виявити закономірності розподілу напружень в канаті ступінчастої конструкції при наявності тросів з розривами та обґрунтувати норми експлуатації підйомних плоских гумотросових канатів на підприємствах гірничодобувної галузі.

7. Розроблено алгоритм та отримано аналітичні вирази, що дозволяють контролювати технічний стан гумотросового каната за критерієм зміни внутрішнього опору з урахуванням його конструкції та електричних властивостей складових елементів. На підставі виконаних досліджень обґрунтовано параметри системи контролю цілісності з визначенням максимальної довжини гумотросового каната підйомної машини, за якої можливий контроль поривів тросів за значеннями електричного опору, розроблено способи контролю технічного стану канатів.

8. За результатами наукової роботи в 2009 році на ПАТ «Кривбасзалізрудком» впроваджено проект нової ліфтової установки з гумотросовими підйомними й врівноважувальними канатами у баштовому копрі шахти «Гвардійська-2». Очікувана довговічність гумотросових підйомних канатів у 3 – 4 рази перевищує цей показник для існуючих сталевих, а вартість каната всього на 40 – 50% вище, що дозволяє забезпечити значний економічний ефект при експлуатації шахтних підйомних комплексів.

9. За даними ПАТ «Кривбасзалізрудком» економічний ефект від впровадження ліфтової установки з гумотросовими канатами на шахті «Гвардійська-2» складає 145192 грн за шестирічний період її експлуатації. Очікуваний економічний ефект при заміні канатів на ліфтових установках, що відпрацювали встановлений термін їх служби, дасть річну економію близько 170 млн грн за рахунок значного збільшення довговічності канатів.

Основні наукові результати і положення дисертації опубліковані в 49 роботах, з яких:

1. Колосов Д.Л. Динамічний вплив руйнування троса плоского гумотросового тягового органа / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, О.І. Білоус // Зб. наук. праць ДДТУ (технічні науки). Машинобудування. Механіка. – 2006. – С. 146-150.

2. Колосов Д.Л. Вплив форми барабана на напружений стан плоского канату та умови його вибраковування / О.І. Білоус, Д.Л. Колосов // Математичне моделювання. – 2006. – № 1,2 (15). – С. 84-86.

3. Колосов Д.Л. Укладання плоского тягового органа великої одиничної довжини / Д.Л. Колосов, І.Т. Сабурова // Науковий вісник НГУ. – 2006. – № 12. – С. 46-47.

4. Колосов Д.Л. Конечно-элементная модель плоского резинотросового каната на ведущем шкиве трения / Д.Л. Колосов // Науковий вісник НГУ. – 2007. – № 2. – С. 58-60.

5. Колосов Д.Л. Розподіл зусиль в причіпному пристрої плоского тягового органа // І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов // Математичне моделювання. – 2008. – № 1(18). – С. 33-35.

6. Колосов Д.Л. Канат підйому робототехнічного комплексу зі значної глибини / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, О.І. Білоус // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2008. – № 4. – С. 96-98.

7. Колосов Д.Л. Особливості навантаження плоского тягового органу в механізмі з бобінним виконавчим органом / О.І. Білоус, Д.Л. Колосов // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2008. – № 5. – С. 119-121.

8. Колосов Д.Л. Вплив пориву троса на міцність гумотросового тягового органа ступінчастої конструкції / Д.Л. Колосов, О.І. Білоус, Г.І. Танцура // *Зб. наук. праць ДДТУ (технічні науки). Машинобудування. Механіка*. – 2009. – № 1(11). – С. 86-89.

9. Колосов Д.Л. Дослідження розподілу напружень в плоскому гумотросовому канаті ступінчастої конструкції при його багатошаровому намотуванні / Д.Л. Колосов // *Зб. наук. праць НГУ*. – 2010. – № 35. – Т.1. – С. 182-188.

10. Колосов Д.Л. Використання плоского тягового органа для підняття робототехнічного комплексу / О.І. Білоус, Д.Л. Колосов // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2010. – № 3(261). – С. 112-114 (*входить до науково-метричної бази Scopus*).

11. Колосов Д.Л. Скінченно-елементне моделювання напружено-деформованого стану гумотросового ступінчастого каната в бобінному органі намотці / Д.Л. Колосов // *Підйомно-транспортна техніка*. – 2010. – № 3. – С. 86-90.

12. Колосов Д.Л. Напружено-деформований стан плоского гумотросового каната при взаємодії із затискними елементами причіпного пристрою / Д.Л. Колосов // *Гірнична електромеханіка та автоматика*. – 2010. – Вип. 85. – С. 169-175.

13. Колосов Д.Л. Визначення напружено-деформованого стану гумотросового каната змінного перерізу в тілі намотування багатошарової конструкції / С.Є. Блохін, Д.Л. Колосов, Г.І. Танцура // *Підйомно-транспортна техніка*. – 2010. – № 4. – С. 15-22.

14. Колосов Д.Л. Стійкість ступінчастого каната на барабані машини підйому підводного робота / Д.Л. Колосов, О.І. Білоус // *Зб. наук. праць НГУ*. – 2010. – № 35. – Т.2. – С. 137-142.

15. Колосов Д.Л. Визначення впливу деформування бобіни на розподіл сил розтягу тросів в канаті ступінчастої конструкції / Д.Л. Колосов // *Зб. наук. праць НГУ*. – 2011. – № 36. – Т.1. – С. 189-194.

16. Kolosov D. The stress-strain state of the stepped rubber-rope cable in bobbin of winding / I. Belmas, D. Kolosov // *Technical and Geoinformational Systems in Mining*. – Boca Raton – London – New York – Leiden: CRC Press Taylor & Francis Group, Balkema Boock. – 2011. – P. 211-214.

17. Колосов Д.Л. Визначення впливу змінної ширини гумотросового каната на розподіл напружень в бобіні, утвореної його багатошаровим намотуванням / Д.Л. Колосов // *Проблеми експлуатації обладнання шахтних стаціонарних*

установок: Зб. наук. праць ПАТ НДІГМ ім. М.М. Федорова. – 2010-2011. – Вип. 104-105. – С. 232-239.

18. Колосов Д.Л. Вплив нормального тиску на напружений стан гуми ступінчастого каната на робочому органі підйомної машини / Д.Л. Колосов // Збірник наукових праць НГУ. – 2011. – № 36. – Т.2. – С. 68-76.

19. Колосов Д.Л. Дослідження впливу дотичних зусиль між гумотросовим канатом змінного перерізу і бобіною на розподіл напружень в канаті / Д.Л. Колосов // Наук. праці ДонНТУ. Серія гірничо-електромеханічна. – 2012. – № 23 (196). – С. 92-100.

20. Колосов Д.Л. Модель та визначення НДС гумотросового каната стиснутого жорсткими плоскими плитами / Д.Л. Колосов, О.І. Білоус, Г.І. Танцура // Сб. научн. тр. КГМТУ и ДГТУ. – 2012. – Вып. 13. – С. 64-68.

21. Колосов Д.Л. Дослідження напруженого стану гумотросового каната при складній контактній поверхні з робочим органом підйомної машини / Д.Л. Колосов // Наук. праці ДонНТУ. Серія гірничо-електромеханічна. – 2012. – № 24 (197). – С. 97-104.

22. Колосов Д.Л. Напряженно-деформированное состояние плоского рези-нотросового тягового органа в прицепном устройстве / С.Е. Блохин, Д.Л. Колосов, Н.В. Матыгина, Н.Н. Шидо // Горн. информ.-аналит. бюл. – М.: МГГУ. – 2013. – №3. – С. 256-261.

23. Kolosov D. The stress-strain state of the belt on a drum under compression by flat plates / D. Kolosov, O. Dolgov, A. Kolosov // Annual Scientific-Technical Collection. Mining of Mineral Deposits. – Boca Raton – London – New York – Leiden: CRC Press Taylor & Francis Group, Balkema Boock. – 2013. – P. 351-357.

24. Колосов Д.Л. Напружено-деформований стан каната з безмежною кількістю тросів при навантаженні розподіленим дотичним зусиллям / В.І. Самуся, Д.Л. Колосов // Гірнична електромеханіка та автоматика. – 2014. – Вип. 92. – С. 104-109.

25. Колосов Д.Л. Исследование напряженно-деформированного состояния рези-нотросового каната на участке перехода к трубчатой форме / И.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, А.Л. Колосов // Вестник Пермского нац. исследовательского политехн. ун-та. Геология. Нефтегазовое и горное дело. – 2014. – №12. – С. 48-55.

26. Kolosov D. Analytical determination of stress-strain state of rope caused by the transmission of the drive drum traction / D. Kolosov, O. Dolgov, A. Kolosov // Progressive Technologies of Coal, Coalbed Methane, and Ores Mining. – Boca Raton – London – New York – Leiden: CRC Press Taylor & Francis Group, Balkema Boock. – 2014. – P. 499-504.

27. Пат. 97449 Україна, D07B1/00, B66B15/00. Плоский канат / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов (Україна); заявн. і патентовл. Нац. гірн. ун-т – а201014980; заяв. 13.12.2010, опубл. 10.02.2012, Бюл. №3.

28. Пат. 84247 Україна, B66B 7/00. Плоский зрівноважувальний канат / Г.І. Танцура, Д.Л. Колосов, М.О. Білоус (Україна); заявн. і патентовл. Дніпродзерж. техн. ун-т – u201305795; заяв. 07.05.2013; опубл. 10.10.2013, Бюл. № 19.

29. Пат. 86621 Україна, B65G 43/02. Пристрій контролю стану гумотросо-вого каната / О.І. Білоус, Д.Л. Колосов, Т.О. Танцура (Україна); заявн. і патен-

товл. Дніпродзерж. техн. ун-т – u201306951; заяв. 03.06.2013; опубл. 10.01.2014, Бюл. № 1.

30. Колосов Д.Л. Математическая модель напряженно-деформированного состояния резинотросового гибкого тягового органа с повреждениями тросовой основы / С.Е. Блохин, Д.Л. Колосов, А.И. Танцура // Форум гірників: матеріали міжнар. конф. – Д.: НГУ, 2005. – Т. 1. – С. 111-115.

31. Колосов Д.Л. Влияние формы приводного барабана на напряженный стан плоского гумотросового тягового органа / С.Е. Блохин, Д.Л. Колосов, Г.И. Танцура, О.М. Воробйова // Форум гірників: матеріали міжнар. конф. – Д.: НГУ, 2006. – С. 21-24.

32. Колосов Д.Л. Конечно-элементная модель плоского резинотросового тягового органа на барабане / Д.Л. Колосов // Необратимые процессы в природе и технике: материалы науч. конф. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – Ч. II. – С. 374-376.

33. Колосов Д.Л. Определение допустимых повреждений тросовой основы резинотросового головного каната шахтной подъемной машины со шкивом трения / С.Е. Блохин, Д.Л. Колосов, А.И. Танцура // Форум гірників: матеріали міжнар. конф. – Д.: НГУ, 2007. – Ч. 3. – С. 32-35.

34. Колосов Д.Л. Напряженный стан ступінчастого канату з ушкодженням тросом / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, Г.И. Танцура, Ю.В. Конох // Форум гірників: матеріали міжнар. конф. – Д.: НГУ, 2008. – Ч. 3. – С. 183-186.

35. Колосов Д.Л. Врахування дотичних напружень при автоматичному конструюванні ступінчастого канату / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, І.Т. Бобильова // Стальные канаты. – 2009. – № 7. – С. 147-152.

36. Колосов Д.Л. Исследование влияния порыва тросовой основы на прочность каната ступенчатой конструкции / И.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, А.И. Танцура, Ю.В. Конох // Необратимые процессы в природе и технике: материалы науч. конф. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. – Ч. II. – С. 255-257.

37. Колосов Д.Л. Напряженный стан гуми гумотросового тягового органа в бобіні / С.Е. Блохин, Д.Л. Колосов, Г.И. Танцура // Форум гірників: матеріали міжнар. конф. – Д.: НГУ, 2009. – С. 235-238.

38. Колосов Д.Л. Моделювання гумотросового канату ізотропним середовищем / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов // Математичні проблеми технічної механіки: матеріали міжнар. наук. конф. – Дніпродзержинськ, 2010. – Ч. 2. – С. 38-39.

39. Колосов Д.Л. Напружено-деформований стан плоского гумотросового каната в причіпному пристрої шахтної підйимальної машини / С.Е. Блохин, Д.Л. Колосов // Прогресивна техніка і технологія: матеріали міжнар. наук.-техн. конф. – Київ, 2010. – С. 47.

40. Колосов Д.Л. Математичне моделювання навантаження гнучкого гумотросового тягового органа в пристрої його приєднання до підйомної посудини / Д.Л. Колосов // Математичні проблеми механіки неоднорідних структур: матеріали міжнар. конф. – Львів, 2010. – С. 486-487.

41. Колосов Д.Л. Дослідження зміни напружено-деформованого стану гумотросового ступінчастого каната внаслідок викривлення твірної бобіни / Д.Л.

Колосов, О.І. Білоус, Г.І. Танцура // Форум гірників: матеріали міжнар. конф. – Д.: НГУ, 2011. – С. 258-262.

42. Колосов Д.Л. Резинотросовые канаты успешно прошли испытания / В.В. Кравченко, Д.Л. Колосов, Н.Н. Шидо // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2011. – № 4. – С. 29-30.

43. Дослідження втрати сталої форми тілом намотування / С.Є. Блохін, Д.Л. Колосов, Г.І. Танцура, О.Л. Колосов // Форум гірників: матеріали міжнар. конф. – Д.: НГУ, 2012. – С. 137-140.

44. Колосов Д.Л. Определение напряжений в резиновой оболочке резинотросового каната с выступом / И.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, А.Л. Колосов // Необратимые процессы в природе и технике: материалы науч. конф. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013. – Ч. II. – С. 236-240.

45. Колосов Д.Л. Дослідження впливу повороту осі барабана підйомної машини на розподіл зусиль в канаті / Д.Л. Колосов, Г.І. Танцура // Форум гірників: матеріали міжнар. конф. – Д.: НГУ, 2013. – Т. 4. – С. 202-205.

46. Колосов Д.Л. Опыт эксплуатации шахтного лифта на резинотросовых подъемных канатах: пять лет спустя / В.В. Кравченко, Д.Л. Колосов, Н.Н. Шидо // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2014. – №1-2. – С. 32-33.

47. Колосов Д.Л. Експериментальні дослідження міцності оболонки гумотросового каната / Д.Л. Колосов, Г.І. Танцура // Сучасні інноваційні технології підготовки інженерних кадрів для гірничої промисловості і транспорту: матеріали міжнар. наук. конф. – Д.: НГУ, 2014. – С. 136-146.

48. Колосов Д.Л. Розробка способу контролю поривів тросової основи гумотросового каната / Д.Л. Колосов, Г.І. Танцура, Білоус О.І. // Форум гірників: матеріали міжнар. конф. – Д.: НГУ, 2014. – Т. 3. – С. 156-160.

49. Колосов Д.Л. Контроль технічного стану плоского каната ліфта / Д.Л. Колосов, О.І. Білоус, Г.І. Танцура // Розвиток інформаційно-ресурсного забезпечення освіти і науки у гірничо-металургійній галузі та на транспорті: матеріали міжнар. наук. конф. – Д.: НГУ, 2014. – С. 75-80.

Особистий внесок автора в роботи, опубліковані зі співавторами: [2, 22, 30, 31, 35, 38, 39] – розробка математичних моделей та проведення обчислювальних експериментів; [10, 48, 49] – обґрунтування методології досліджень; [1, 6, 20, 33, 43] – розробка розрахункових та математичних моделей; [3, 14] – узагальнення теоретичних положень і принципів дослідження та практичних рекомендацій для промислового впровадження результатів; [42, 46] – накопичення статистичної інформації, опрацювання й аналіз результатів досліджень, розробка проектно-конструкторської документації; [47] – участь у випробуваннях та обробка результатів; [5, 7, 8, 13, 16, 23-26, 34, 36, 37, 41, 44] – визначення завдань досліджень, отримання аналітичних залежностей для розрахунку напружено-деформованого стану каната; [27-29] – розробка суттєвих ознак винаходів.

АНОТАЦІЯ

Колосов Д.Л. Розвиток теорії шахтних підйомних установок з головними гумотросовими канатами. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.06 – гірничі машини. – Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет» Міністерства освіти і науки України, Дніпропетровськ, 2015.

Дисертацію присвячено вирішенню актуальної наукової проблеми щодо визначення закономірностей формування та перерозподілу напружено-деформованого стану головного гумотросового каната при взаємодії з елементами підйомної установки в експлуатаційних режимах на основі визначення модельних уявлень механіки його просторового деформування при руйнівному і неруйнівному навантаженнях для обґрунтування технічних рішень щодо створення сучасних шахтних підйомних установок з гумотросовими канатами зі збільшеними термінами роботи, рівнем ефективності й експлуатаційної безпеки.

Виконано математичний опис та встановлення раніше невідомих закономірностей напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната: при його просторовому деформуванні на органі навивання шахтної підйомної машини; в пристроях приєднання до підйомної посудини; змінного поперечного перерізу, зумовленого дискретною зміною кількості тросів в його перерізах й при взаємодії з робочим органом підйомної машини.

Обґрунтовано раціональні конструкційні параметри плоских гумотросових канатів постійного поперечного перерізу і канатів ступінчастої конструкції, вимоги до конструкції органів навивання і причіпних пристроїв підйомної установки, параметри автоматичної системи контролю технічного стану канатів, норми експлуатації шахтних підйомних машин з головними гумотросовими канатами для підприємств гірничодобувної галузі.

Ключові слова: шахтна підйомна установка, орган навивання, гумотросовий канат, напружено-деформований стан, раціональні параметри.

АННОТАЦИЯ

Колосов Д.Л. Развитие теории шахтных подъемных установок с головными резиновотросовыми канатами. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.06 – горные машины. – Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет» Министерства образования и науки Украины, Днепропетровск, 2015.

Диссертация посвящена решению актуальной научной проблемы установления закономерностей формирования и перераспределения напряженно-деформированного состояния головного резиновотросового каната при взаимодействии с элементами подъемной установки в эксплуатационных режимах на основе модельных представлений механики его пространственного деформирования при разрушающих и неразрушающих нагрузках для обоснования технических решений по созданию современных шахтных подъемных установок с резиновотросовыми канатами с увеличенными сроками работы, уровнем эффективности и эксплуатационной безопасности.

Разработаны и исследованы математические модели напряженно-деформированного состояния плоского резинотросового каната ступенчатой конструкции и каната неизменной ширины с произвольным расположением порывов тросов с учетом особенностей распределения внутренних сил растяжения тросов на приводном барабане с криволинейной образующей. Установлено распределение максимального относительного возрастания усилий в отдельных тросах каната на участке взаимодействия с выпуклым барабаном подъемной машины, обусловленного порывами и имеющего экспоненциальный характер.

Разработана пространственная математическая модель напряженно-деформированного состояния резинотросового каната на барабане подъемной машины и выполнено исследование влияния толщины резиновой оболочки на распределение напряжений в канате с обоснованием минимальной толщины обкладки из условий прочности. Разработанная трехмерная конечно-элементная модель резинотросового каната позволяет определять напряженно-деформированное состояние резиновой оболочки на наиболее опасных участках взаимодействия с органом навивки подъемной машины.

Выполнено аналитическое решение задачи пространственного деформирования резиновой оболочки каната, обусловленного передачей тягового усилия от приводного барабана, давлением на барабан и влиянием формы рабочей поверхности барабана на распределение внутренних сил между тросами каната с повреждениями, и на основе ее анализа установлена зависимость коэффициента концентрации напряжений в резиновой оболочке каната, что позволяет учесть напряженное состояние резины при проектировании подъемных машин с резинотросовым тяговым органом. Выполненные исследования позволили обосновать требования к конструкции барабанов, приемлемых для эксплуатации плоских резинотросовых канатов.

Разработана и исследована математическая модель напряженно-деформированного состояния плоского резинотросового каната в устройствах его присоединения к сосудам шахтной подъемной машины и определено влияние толщины резиновой оболочки на распределение напряжений в канате на участке его взаимодействия с прицепным устройством с обоснованием минимальной толщины оболочки из условий прочности. Результаты полученных исследований позволили обосновать рациональные конструкции устройств присоединения плоского каната к сосудам шахтных подъемных установок и разработать требования к прицепным устройствам для плоских резинотросовых канатов.

Установлены закономерности распределения усилий между тросами ступенчатого каната, обусловленных дискретным изменением количества тросов в его сечениях. Полученные зависимости позволили обосновать рациональные параметры канатов переменного поперечного сечения из условий равнопрочности по длине каната, особенностей изменения его напряженно-деформированного состояния и разработать методику определения длин ступеней равнопрочного резинотросового каната.

Исследовано напряженно-деформированное состояние плоского резинотросового каната переменного поперечного сечения на рабочем органе подъемной машины, что позволило установить его влияние на конструкцию каната, выявить закономерности распределения напряжений в канате ступенчатой

конструкции при наличии тросов с разрывами и обосновать нормы эксплуатации подъемных плоских резиновых канатов на предприятиях горнодобывающей отрасли.

Разработан алгоритм и получены аналитические выражения, позволяющие контролировать техническое состояние резинового каната по критерию изменения внутреннего сопротивления с учетом его конструкции и электрических свойств составляющих элементов. На основании выполненных исследований обоснованы параметры системы контроля целостности с определением максимальной длины резинового каната подъемной машины, при которой возможен контроль порывов тросов по значениям сопротивления, разработаны способы контроля технического состояния канатов.

На основе результатов работы на ПАО «Кривбассжелезрудком» внедрен проект новой лифтовой установки с резиновыми подъемными и уравновешивающими канатами в башенном копре шахты «Гвардейская-2». Ожидаемая долговечность резиновых подъемных канатов в 3 – 4 раза превышает этот показатель для существующих стальных, а стоимость каната всего на 40 – 50% выше, что позволяет обеспечить значительный экономический эффект при эксплуатации шахтных подъемных комплексов.

Ключевые слова: шахтная подъемная установка, орган навивки, резиновый канат, напряженно-деформированное состояние, рациональные параметры.

SUMMARY

Kolosov D.L. Development of the Theory of Hoist Engines with Head Rubber-ropes Cables. – Manuscript.

Thesis for the degree of doctor of technical sciences, specialty 05.05.06 – mining machines. State Higher Educational Institution «National Mining University», Ministry of Education and Science of Ukraine, Dnipropetrovs'k, 2015.

The thesis deals with the actual scientific problem of determining laws of formation and redistribution of the stress-strain state in the head rubber-rope cables at the interaction with the elements of the hoist in the operating conditions on the basis of model concepts of mechanics of its spatial deformation at destructive and nondestructive loads to justify the technical solutions for the creation of modern mine hoisting engines with the enlarged life-span, efficiency level and operational safety. The mathematical description and determination establishment of earlier unknown laws of the stress-strain state of the flat rubber-rope cable are fulfilled:

- for the spatial deformation of the winding element of a mining hoisting machine;

- in the devices joining the lifting vessels;

- at variable cross-section due to discrete changes of the number of wires,

- at the interaction with the working member of a hoist.

The rational design parameters of rubber flat ropes of the constant and of stepped cross section, design requirements of working organs and tow hitch in a hoist, automatic control system of the technical state of ropes, the rate of exploitation of the mining hoists with the head rubber-rope cables for the mining industry are justified.

Keywords: hoisting engine, winding body, rubber-rope cable, stress-strain state, and rational parameters.

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі будівельної, теоретичної та прикладної механіки Державного вищого навчального закладу «Національний гірничий університет» (м. Дніпропетровськ) Міністерства освіти і науки України.

Науковий

консультант:

доктор технічних наук, професор
Самуся Володимир Ілліч, Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет» (м. Дніпропетровськ) Міністерства освіти і науки України, завідувач кафедри гірничої механіки;

доктор технічних наук, професор
Блохін Сергій Євгенович, Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет» (м. Дніпропетровськ) Міністерства освіти і науки України, завідувач кафедри будівельної, теоретичної та прикладної механіки.

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор
Дирда Віталій Ілларіонович, Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова Національної академії наук України (м. Дніпропетровськ), завідувач відділу механіки еластомірних конструкцій гірничих машин;

доктор технічних наук, професор
Малиновський Валентин Анатолійович, Одеський національний політехнічний університет Міністерства освіти і науки України, професор кафедри підйомно-транспортного та робототехнічного обладнання;

доктор технічних наук, професор
Фідровська Наталія Миколаївна, Українська інженерно-педагогічна академія Міністерства освіти і науки України (м. Харків), професор кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем.

Захист відбудеться “ ____ ” _____ 2015 р. о 14³⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 08.080.06 при Державному ВНЗ «НГУ» Міністерства освіти і науки України за адресою: 49005, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19, тел. (0562)47-24-11.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Державного ВНЗ «НГУ» Міністерства освіти і науки України за адресою: 49005, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19.

Автореферат розісланий “ ____ ” _____ 2015 р.

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради
кандидат технічних наук

М.В. Полушина

Колосов Дмитро Леонідович

**РОЗВИТОК ТЕОРІЇ ШАХТНИХ ПІДЙОМНИХ УСТАНОВОК
З ГОЛОВНИМИ ГУМОТРОСОВИМИ КАНАТАМИ**

(Автореферат)

Підп. до друку 09.04.2015. Формат 60x90/16.
Папір офсет. Ризографія. Ум. друк. арк. 1,9.
Обл.-вид. арк. 1,9. Тираж 120 пр. Зам. №

Державний ВНЗ «Національний гірничий університет»
49005, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19.