

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«НАЦІОНАЛЬНИЙ ГІРНИЧИЙ УНІВЕРСИТЕТ»

КОПТОВЕЦЬ Олександр Миколайович

УДК 622.625.28-592.112 (043.5)

**РОЗВИТОК НАУКОВИХ ОСНОВ РОЗРОБКИ ГАЛЬМІВНИХ
СИСТЕМ РУХОМОГО СКЛАДУ ШАХТНОГО РЕЙКОВОГО
ТРАНСПОРТУ ВИСОКОГО ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ**

Спеціальність 05.05.06 – гірничі машини

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Дніпропетровськ – 2013

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі транспортних систем і технологій Державного вищого навчального закладу «Національний гірничий університет» (м. Дніпропетровськ), Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України.

Науковий консультант:

доктор технічних наук, професор

Ширін Леонід Никифорович,

завідувач кафедри транспортних систем і технологій Державного вищого навчального закладу «Національний гірничий університет» (м. Дніпропетровськ), Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України.

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор

Блохін Сергій Євгенович,

завідувач кафедри будівельної, теоретичної та прикладної механіки Державного вищого навчального закладу «Національний гірничий університет» (м. Дніпропетровськ), Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України,

доктор технічних наук, професор

Бейгул Олег Олексійович,

завідувач кафедри металургійного обладнання Дніпродзержинського державного технічного університету, Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України,

доктор технічних наук, професор

Корнєєв Сергій Васильович,

завідувач кафедри гірничої електромеханіки та обладнання Донбаського державного технічного університету (м. Алчевськ), Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України.

Захист відбудеться «3» квітня 2013 р. о 14.00 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д. 08.080.06 при Державному вищому навчальному закладі «Національний гірничий університет» Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України (49027, Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19, тел. (0562) 47-24-11).

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Державного вищого навчального закладу «Національний гірничий університет» за адресою: 49027, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19.

Автореферат розісланий «20» лютого 2013 р.

Вчений секретар

спеціалізованої вченої ради,

кандидат технічних наук, доцент

О.В. Анциферов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Для підвищення ефективності перевезень вантажів по підземним гірничим виробкам шахтні потяги оснащуються гальмівним обладнанням, яке конструктивно розміщується тільки на локомотивах. Згідно з цим питома значення гальмівної сили потягу не перевищує основного питомого опору його руху. При підвищенні швидкості руху гальмівна ефективність потягу знижується, що не відповідає призначенню колодочно-колісного гальма при реалізації швидкісної залежності його сили тертя на подолання експлуатаційних навантажень. Шахтними дослідженнями доведено, що за рахунок зміни сил тертя гальмівного механізму від швидкості ковзання і гальмівного натиснення потужність його зменшується в три рази при швидкості початку гальмування 3 м/с і в 11 раз при 5 м/с. Саме це не дозволяє розміщувати гальмівне обладнання на причіпну частина потягу. В умовах інтенсифікації гірничих робіт та високій нерівномірності вантажопотоків необхідно збільшувати масу вантажів, швидкість їх переміщення та ефективність гальмування шахтного рухомого складу.

Для поліпшення фрикційних характеристик пар тертя гальма світова практика перспективного гальмобудування використовує у суміжних галузях транспортування сучасні рішення задач механіки адаптуємих матеріалів шляхом застосування композиційних, металокерамічних та асбополімерних гальмівних колодок. Але при цьому не використовуються розробки адаптивних структур механізмів, трибології і трибомеханіки для зміни пружно-дисипативних характеристик гальмівних систем в цілому. Не розглядається також вібраційне навантаження гальмівного механізму з метою управління робочими процесами тертя і досягнення необхідних параметрів гальм у динамічному режимі.

Останнє обумовлено тим, що у теорії тяги прийнято припущення, згідно з яким гальмівна передача є механізмом з жорсткими ланками. У зв'язку з цим умови виникнення фрикційних коливань при навантаженні гальм та можливість управляти тертям за рахунок їх демпфування і використання в нових технічних рішеннях не розглядаються. На шахтному рейковому транспорті не прийнято також нормування ефективності фрикційних властивостей гальм. Тобто, реалізується той шлях, коли використовується ідеалізована динамічна модель гальма, нехтуючи інерцією і пружно-демпфуючими властивостями ланок і контакту, що веде до протиріччя в реалізації засобів тяги і гальмування шахтних потягів.

Таким чином, **актуальною є постановка наукової проблеми**, яка полягає в обґрунтуванні методів управління силою тертя в робочому процесі гальма за величиною і в функції швидкості ковзання, показниками ефективності гальма і гальмування рухомого складу рейкового транспорту шахт на основі ідентифікації спільного збудження кінематично вимушених коливань за рахунок дискретності і конструктивних зв'язків контакту тертя з фрикційними коливаннями, що дозволяє виявити нові технічні рішення для розробки гальмівних систем рухомого складу шахтного рейкового транспорту високого технічного рівня.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Робота виконана у відповідності з державною програмою «Розвиток і реформування гірничо-металургійного комплексу України до 2010 року». В основу роботи покладені дослідження автора в рамках реалізації науково-дослідних

робіт, які виконувалися в Національному гірничому університеті у відповідності з законом України № 2623-14 від 11.07.2001 р. «Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки», постановами Кабінету Міністрів України «Державна комплексна програма розвитку України», «Основні напрямки енергетичної стратегії України на період до 2030 року». Дисертаційна робота є складовою частиною досліджень, виконаних в Державному ВНЗ «Національний гірничий університет»: «Разработать теоретические основы для проектирования подвижного состава рельсового транспорта шахт с тормозными механизмами высокого технического уровня» (ГП-53, № ДР 01910037225), «Научное обоснование производительности транспортно-технологических схем и параметров шахтного транспорта высокого технического уровня» (ГП-367, № ДР 0105U00052), «Встановлення закономірностей процесів формування та транспортування гетерогенних сумішей при підводному видобутку» (ГП-404, № ДР 0107U00374), «Разработать нормативные значения основного удельного сопротивления движению подвижного состава» (ОКР №2/010513, № ДР 0185003507, Инв. № 02860006157), «Участие в проведении периодических испытаний электровоза АРВ7 и определение его эксплуатационных характеристик с целью повышение надежности и технического уровня» (ОКР № 010515), «Определение основных тягово-энергетических и вибро-шумовых параметров электровоза АРП7 с целью повышения его надежности и технического уровня (проведение периодических испытаний)» (ОКР № 010518), «Розвиток теорії процесів підводного видобутку та транспортування твердих корисних копалин» (ГП-426, № ДР 0109U002806).

Мета роботи – встановлення закономірностей зміни в процесі гальмування параметрів коливання гальмівної колодки, фактичної площі контакту, сили тертя гальма в залежності від параметрів геометрії контакту та кінематичних зв'язків, інерції, жорсткості й демпфування контакту, передачі та гальмівного приводу. Це дозволяє за рахунок зміни пружних і дисипативних сил навантаження збільшити коефіцієнт тертя гальма від кінетичного до статичного значення для збереження високої ефективності гальмування на зупинку, отримати робочі характеристики гальма у відповідності з його призначенням, забезпечити показники ефективності тяги і гальмування рухомого складу на стадії створення нового обладнання високого технічного рівня та обґрунтувати методи управління силою тертя в робочому процесі гальма за величиною і в функції швидкості ковзання.

Завдання дослідження. Мета досягається виконанням таких завдань.

1) Розробити теоретичне обґрунтування станів і структури гальма рухомого складу шахтного рейкового транспорту як механічної системи з тертям.

2) Розробити математичну модель і обчислювальний алгоритм моделювання тяги і руху шахтного потягу, встановити показники призначення гальма і закономірності їх впливу на ефективність гальмування.

3) Створити експериментальні установки, вимірювальний і обробний комплекс апаратури з програмним забезпеченням для визначення характеристик робочого процесу гальма, ідентифікації параметрів і перевірки адекватності математичних моделей.

4) Встановити тягово-енергетичні, вібро-шумові характеристики шахтних електровозів, розробити значення нормативних показників ходових якостей рухомого складу рейкового транспорту шахт.

5) Виконати статистичний та спектральний аналіз зусиль навантаження і переміщень мас в гальмівному механізмі.

6) Розробити динамічну модель гальмівного механізму з урахуванням дискретності фрикційного контакту та обчислювальний алгоритм моделювання коливальних процесів фрикційного контакту.

7) Розробити динамічну модель гальма з урахуванням конструктивних зв'язків, розподілу контактних зусиль по шорстких контактуючих поверхнях і обчислювальний алгоритм моделювання взаємодії нормальних і тангенціальних коливань в гальмі.

8) Розробити математичну модель і обчислювальний алгоритм моделювання гальмування потягу з урахуванням взаємодії нормальних і тангенціальних коливань в гальмі при несталих режимах

Ідея роботи – регулювання параметрів фрикційних коливань для управління силою тертя гальма, як трибологічної системи, в якій коефіцієнт тертя володіє агрегатними властивостями.

Об'єкт дослідження: процес тяжконавантажених режимів тертя в трибологічних системах з контактним збудженням коливань для управління рухом рухомого складу.

Предмет дослідження: взаємодія нормальних вимушених і тангенціальних фрикційних коливань, управління силою тертя в робочому процесі гальма та показниками ефективності гальма і гальмування рухомого складу рейкового транспорту шахт.

Методи дослідження. У теоретичній частині досліджень використані положення механіки контактної взаємодії, трибології і трибомеханіки, механіки матеріалів, що адаптуються, теорії машин і механізмів, загальної теорії неасурових ланцюгів і структурної теорії адаптивних механізмів; математичне моделювання керованого руху одної та двох зосереджених мас; варіаційний метод для вирішення нелінійної динамічної задачі з тертям, різницевий метод для інтегрування за часом в динамічних задачах, методи спектрального аналізу для коливальних процесів, метод продовження по параметру для побудови амплітудно-частотних залежностей, метод обчислювального експерименту для моделювання прямих і обернених задач керованого руху мас.

У експериментальній частині використані положення технічної кібернетики, загальної теорії наукового експерименту, теорії випадкових процесів; статистичне моделювання в умовах структурної невизначеності трибологічної системи; методи дисперсійного, кореляційного, регресійного і дискримінантного аналізів, як засіб отримання результатів та обґрунтування достовірності і точності результатів, для вирішення завдань ідентифікації параметрів моделей і станів об'єкту, адекватності моделі і об'єкту.

Наукова новизна одержаних результатів.

Наукові положення, що виносяться на захист.

1) Колодочно-колісне гальмо рухомого складу рейкового транспорту шахт необхідно розглядати як трибологічну систему з ланками, які деформу-

ються, володіє видом структурної невизначеності за кількістю і складом вхідних змінних в моделях залежності сили (коефіцієнта) тертя, як вихідних змінних, при цьому встановлено, що у регресійній дискримінантній моделі коефіцієнт тертя гальма лінійно знижується від гальмівного натиснення (частинний коефіцієнт кореляції 0,69) і швидкості руху (0,71) з коефіцієнтом множинної кореляції 0,96. В області експериментальних умов для гальмівного натиснення до 12 кН і швидкості руху до 5 м/с сила тертя становить до 7 кН, різниця між статичним (0,739) і кінетичним (0,309) коефіцієнтом тертя 0,430, номінальна потужність 20 кВт, ККД 0,7, коефіцієнт варіації навантажувального режиму до 30%, гальмівна навантаженість 6 кг/мм², робота гальмування $1,5 \cdot 10^3$ кДж.

2) Встановлено, що відносне ковзання гальмівної колодки призводить до віброперемещень в нормальному напрямі до 15 мкм з частотою до 1 кГц, залежність між нормальною силою навантаження та силою тертя нелінійна і асиметрична щодо середнього значення, зближення контакту змінюється нелінійно, введення демпфування 2 кН·с/м і зниження жорсткості в нормальному напрямку від 2540 до 420 кН/м виключає зменшення сили тертя при збільшенні швидкості ковзання і збільшує силу тертя на всьому інтервалі швидкостей у порівнянні з її значеннями при тих же швидкостях руху без демпфування, що в стані гальма виражається зміною коефіцієнтів регресії статистичної моделі характеристики тертя гальма і частинних коефіцієнтів кореляції від 0,73 до 0,29 (швидкості руху), від 0,33 до 0,65 (гальмівного натиснення) і дозволяє керувати силою тертя гальма.

3) Взаємодія нормальних і тангенціальних коливань гальмівного механізму зводиться до розв'язування нелінійної динамічної задачі з амонтоновим тертям (18 параметрів математичної моделі) методом встановлення при використанні тришарових різницевих схем з значеннями вагових коефіцієнтів $\Theta_1 = \Theta_3 = 0,25$, $\Theta_2 = 0,5$, а при використанні двошарових різницевих схем – $\Theta = 0,5$. Має місце лінійна залежність коефіцієнта тертя, при якому виникають фрикційні коливання, від кута нахилу конструктивного зв'язку гальмівної колодки $0 \leq \alpha \leq 30^\circ$, нелінійна від відношення жорсткостей кінематичних пар підвіски гальмівної колодки і гальмівного натиснення з мінімальним значенням при $c_1 = c_2$.

Наукова новизна.

1) Розроблена функціонально-морфологічна модель гальма, відповідно до якої гальмівна передача є механізмом із перемінною структурою, змінює число ступенів свободи при включенні гальмівного механізму від 1 до 0 і відноситься до неасурових структурних груп негативного порядку, гальмо з напруженим замкнутим кінематичним контуром при цьому є адаптивним механізмом змінної структури. При відсутності точних апріорних гіпотез в умовах структурної невизначеності побудована лінійна регресійна дискримінантна модель залежності коефіцієнта тертя гальма від гальмівного натиснення і швидкості руху із застосуванням всіх видів статистичного аналізу та перевіркою адекватності моделей.

2) Встановлено, що навантаження гальма відбувається вібраційними зусиллями від тертя, високочастотні коливання гальмівної колодки є результатом спільного збудження кінематичних вимушених коливань за рахунок дискретності контакту в нормальному напрямку з фрикційними коливаннями в тангенціаль-

льному напрямі.

3) Доведено, що зміна сили (коефіцієнта) тертя гальма від навантаження гальмівного натиснення є результатом пружної або пружнопластичної деформації системи, від швидкості ковзання – результатом високочастотного збудження контактних взаємодій, коефіцієнт тертя гальма володіє агрегатними властивостями і залежить від інерційних, пружних, дисипативних властивостей всіх кінематичних пар даної трибологічної системи, фрикційні коливання синтезують всі властивості структури гальмівної системи, що розширює область управління тертям в гальмівному механізмі.

4) Розроблено динамічну модель гальма, як трибологічної системи, яка відрізняється від відомої моделі з жорсткими ланками і описує виникнення вимушених коливань в гальмівному механізмі при навантаженні в результаті дискретності контакту тертя і наявності двох конструктивних зв'язків гальмівної колодки, а також фрикційних автоколивань при введенні різниці між статичним і кінетичним коефіцієнтами тертя. В результаті верифікації моделювання обчислювальним експериментом в залежності від параметрів динамічної системи можливі варіанти руху колодки: затухаючі, сталі релаксаційні і сталі квазігармонічні коливання. Наявність конструктивних зв'язків гальмівної колодки веде до виникнення тангенціальних фрикційних коливань в системі, в якій не вводиться різниця між статичним і кінетичним коефіцієнтами тертя.

5) Доведено, що амплітудно-частотні характеристики переміщень і зусиль навантаження гальмівної колодки, закономірності дисипації енергії в гальмівному механізмі змінюються залежно від параметрів гальмівного режиму, інерційних, пружних і дисипативних сил навантаження, що в стані гальма виражається зміною коефіцієнтів регресії статистичної моделі швидкісної залежності коефіцієнта тертя.

6) Для керованого руху шахтних потягів необхідно виконувати класифікаційне правило, що дозволяє встановити технічний рівень рухомого складу за приналежністю до однієї з сукупностей показників тяги або гальмування. Технічний рівень серійного рухомого складу за ефективністю гальмування нижче, ніж по тягненню при номінальній швидкості руху потягу, при цьому на інтенсивних режимах недовикористовується 53% зчіпної ваги локомотива. При підвищенні гальмівної навантаженості на початку гальмування настає параметричний відказ гальма при уповільненні в результаті зриву зчеплення ходових коліс локомотива. Коефіцієнт вагової норми шахтних потягів досягає значень більше 10, визначає максимальну масу потягу, граничний ухил колії і сумарне значення гальмівної сили потягу за зчепленням, що необхідно використовувати для проектування рухомого складу з інноваціями за ефективністю тяги і гальмування.

Практичне значення одержаних результатів. На підставі отриманих наукових положень обґрунтовані програми і методики вимірювань параметрів і випробувань устаткування, які атестовані у відповідності з діючими стандартами і технічними умовами на конструкторську документацію; комплекс вимірювальної та обробної апаратури з метрологічною атестацією; технічні рішення з управління силою тертя в трибологічних системах рейкового транспорту шахт, які захищені патентами України:

– запропоновані класифікація показників призначення гальма, обчислювальний блок-схемний алгоритм і програмне забезпечення для моделювання тяги і руху шахтних потягів і метод визначення технічного рівня рухомого складу за ефективністю тяги і гальмування, що дозволяє підвищити продуктивність і безпеку локомотивного транспорту шахт і розширити сферу застосування на важкому профілі колії;

– розроблено алгоритм і програмне забезпечення для моделювання фрикційних коливань і їх взаємодії в гальмі для управління силою тертя за величиною і у функції швидкості руху за рахунок зміни параметрів геометрії контакту, інерції, жорсткості, демпфування контакту, передачі і гальмівного приводу, що дозволяє отримати робочі характеристики при проектуванні гальма у відповідності з його призначенням, підвищити ККД гальма серійних локомотивів на 30% і виключити параметричні відкази гальма;

– розроблені типові програми і методики тягово-енергетичних і ходових випробувань шахтного рухомого складу з використанням стандартних методів планування експериментів і математичної статистики відповідно до стандартів;

– розроблено програму і методику вимірювання кінетичного і статичного коефіцієнта тертя трибологічних систем та їх атестація відповідно до ГОСТ 8.010-90;

– створено натурний гальмівний стенд, шахтний вимірювальний вагон, комплекс вимірювальної та обробної апаратури для натурних випробувань гальмівного обладнання, тягових і ходових якостей рухомого складу;

– розроблено спосіб та пристрій управління силою тертя в трибологічних системах за величиною і в функції швидкості ковзання на основі ідентифікації сумісного збудження вимушених та фрикційних коливань в кінематичних зв'язках і регулювання параметрів пружних і дисипативних сил навантаження гальма (патенти України № 23723, № 93408);

– розроблені спосіб визначення сили тертя і пристрої для її збільшення в трибосполуках комплексів відкатки (патенти України № 93449, № 31089, № 92473, № 11699).

Реалізація результатів роботи. Результати упроваджені в галузевий стандарт «Транспорт шахтний локомотивний. Перевезення людей і вантажів у виробках з ухилом колії від 0,005 до 0,050. Загальні вимоги. СОУ 10.1.00185790.007:2006. Стандарт Мінвуглепрому України». Розроблені математичні моделі, обчислювальні алгоритми, методики, програми і технічні засоби, вимірювальна і обчислювальна апаратура, шахтний вимірювальний вагон знайшли практичне використання: у ВАТ «Дружківський машинобудівний завод» та ДонВУГІ при розробці дослідних зразків електровозів акумуляторних АРВ10ГЕ, АВ8Т і АП8Т з гідрогальмівною системою, технічних завдань, програм і методик попередніх та приймальних випробувань, проведенні випробувань; на Ясногорському машзаводі при розробці випробувальної апаратури, виконанні періодичних промислових випробувань електровозів нового типажного ряду АРП7, АРВ7, розробці «Карти технічного рівня і якості виробу» для їх атестації; на Запорізькій АЕС при розробці технічного завдання, програми і методики визначення коефіцієнта тертя в трибосполуках, виконанні випробувань конструкцій на міцність (контрольно-профілактичні роботи); упроваджені в уч-

бовий процес при підготовці фахівців з спеціальностей «Гірниче обладнання» і «Розробка родовищ корисних копалини» в Державному ВНЗ «Національний гірничий університет».

Результати роботи мають соціальний ефект за рахунок підвищення технічного стану, надійності локомотивів й рухомого складу та рівня безпеки перевезення людей і вантажів на нових та діючих шахтах, розширення області застосування локомотивного транспорту в виробках з завищеним ухилом колії.

Обґрунтованість і достовірність наукових положень, висновків та рекомендацій обумовлені коректністю поставлених завдань дослідження для досягнення поставленої мети, рішенням задачі перевірки гіпотези адекватності моделей об'єктам дослідження, побудовою математичних моделей об'єкта за даними його поведінки і відомих збудженнях, застосуванням методів активного та пасивного експериментів, виконанням ідентифікації параметрів і станів гальма, як структурно-невизначеної трибологічної системи, використанням статистичних методів моделювання і всіх видів прикладного статистичного аналізу, в тому числі дискримінантного, при відсутності точних апріорних гіпотез про досліджуваний об'єкт, адаптацією методів аналізу нелінійних коливань для обчислювального експерименту і використанням для інтегрування в часі руху динамічної системи двох- і тришарових різницевоїх схем з вагами для досягнення високої обчислювальної ефективності розроблених алгоритмів.

Для верифікації математичної моделі гальм проведені обчислювальні експерименти щодо вирішення низки модельних задач. Значення вагових коефіцієнтів різницевоїх схем 0,25 і 0,5 дають рішення динамічної задачі з тертям.

З урахуванням випадкових і систематичних помилок похибка результатів вимірювання складає: гальмівного натиснення 0,4 кН (відносна похибка 6%); сили тертя 0,1 кН (5%); швидкості ковзання 0,1 м/с (3%). При цьому гіпотеза про нормальність розподілу результатів вимірювання параметрів не може бути відкинута. Порівняння вибірових дисперсій вхідних факторів ($25,39 \cdot 10^{-3}$) з дисперсією випадкового фактора ($2,64 \cdot 10^{-3}$) за допомогою критерію Фішера свідчить з рівнем достовірності 0,95 про значущість впливу гальмівного натиснення і швидкості ковзання на величину коефіцієнта тертя, при цьому стандартна похибка його становить 0,0514. Перевірка адекватності всіх моделей кінетичної характеристики тертя за F-критерієм підтверджує високу збіжність розрахункових значень коефіцієнта тертя з експериментальними.

Особистий внесок здобувача полягає у визначенні наукової проблеми, ідеї й мети роботи, формулюванні задач досліджень, наукових положень та їх новизни, виборі методів дослідження, розробці експериментальних установок, вимірювальної, обробної апаратури та програмного забезпечення для статистичного аналізу, проведенні експериментальних досліджень та обчислювальних експериментів для вирішення модельних задач. При виконанні науково-дослідних, конструкторських робіт і створенні стандарту здобувачем визначені завдання з розробки гальм шахтного рухомого складу при проектуванні на етапах технічного завдання, ескізного і технічного проектування, робочого проектування, виготовлення дослідних зразків, державних випробувань та налагоджувального проектування, розроблені технічні вимоги до проектів, силові і кінематичні параметри гальмівного обладнання.

Апробація результатів дисертації. Основні результати теоретичних і експериментальних досліджень дисертаційної роботи доповідалися на: щорічній науково-практичній конференції Національного гірничого університету «Проблеми транспорту в горному виробництві» (Днепропетровск, 2002...2010 г.г.), щорічній міжнародній науково-практичній конференції «Форум горняков» (Днепропетровск, 2002...2010 г.г.), щорічній міжнародній науково-практичній конференції «Неделя горняка» (Москва, 2004...2006 г.г.), міжнародних науково-технічних конференціях «Проблемы механики горно-металлургического комплекса» (Днепропетровск, 2004 г.), «Сталий розвиток гірничо-металургійної промисловості» (Кривой Рог, 2004 г.), «Математичні проблеми технічної механіки» (Днепропетровск – Днепродзержинск, 2007...2011 г.г.), «Энергетика» (Киев, 2005 г.), «Проблемы и перспективы развития транспорта промышленных регионов» (Днепропетровск, 2005...2006 г.г.), «Актуальные проблемы современных наук: теория и практика» (Днепропетровск, 2006 г.), «Геотехнические и геомеханические проблемы разработки месторождений» (Днепропетровск, 2005 г.), «Проблемы вычислительной механики и прочности конструкций» (Днепропетровск, 2005...2010 г.г.), «Школа подземной разработки» (Днепропетровск – Ялта, 2008...2010 г.г.), «Полимерные композиты и трибология (Поликомтриб)» (Гомель (Беларусь)), 2009, 2011 г.г.), «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення та експлуатація машинобудівних конструкцій» (Львов, 2008 г.), «Проблемы горного дела и экологии горного производства» (Донецк – Антрацит, 2010 г.), IV, V «Международный симпозиум механики разрушения материалов и конструкций» (Августов (Польша)), 2007, 2008 г.г.)

Публікації. Основні наукові положення та результати дисертації опубліковані в 63 наукових працях, з них 35 – у фахових виданнях (8 без співавторів), 6 – авторські свідоцтва та патенти, 22 – матеріали міжнародних конференцій.

Структура і обсяг роботи. Дисертаційна робота містить 399 сторінок машинописного тексту і складається з вступу, шести розділів, висновків, списку використаної літератури з 186 джерел на 18 сторінках і 4 додатків на 67 сторінках. Основний текст, викладений на 314 сторінках, ілюструється 96 рисунками і містить 19 таблиць.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність роботи, показані її зв'язки з науковими програмами, сформульовані наукова проблема, мета, основні наукові і практичні завдання дослідження, приведені наукові положення, які виносяться на захист, показані наукова новизна і практична цінність отриманих результатів.

У першому розділі виконано аналіз методів керованого руху механічних систем. У теорії керованого руху (теорії тяги) управління за допомогою тяги і гальмування виконується рішенням однієї і тієї ж задачі про керованість. Специфікою функціонування обладнання шахтного транспорту є те, що мета управління рухом, технологія перевізного процесу, зовнішні дії визначаються взаємодією з гірським масивом технологічного устаткування, в результаті якого формуються вантажопотоки. Управління рухом за допомогою гальмування в

різних областях техніки реалізують технічні рішення: буфера, демпфери, амортизатори, гальма. Сформульована послідовність зниження досягнутою в світовому гальмобудуванні потужності основних типів гальм: електричні, вихрострумові, електромагнітні рейкові (ЕМРТ), гідравлічні, магниторельсові (МРТ), дискові з протиюзним пристроєм, колодкові без протиюза. На швидкостях руху від 0 до 50 км/ч реалізують ефективність тільки гальма: ЕМРТ і МРТ, дискові, колодкові.

Дослідження як вітчизняних, так і зарубіжних учених О.О. Ренгевича, Л.Н. Ширіна, В.В. Проціва, С.Є. Блохіна, О.А. Бейгула, І.О. Тарана, С.В. Корнеєва, В.О. Салова, Е.М. Шляхова, В.М. Казарінова, В.Г. Іноземцева, В.Ф. Егорченко, Л.А. Вуколова, В.А. Кудінова, Д.Н. Толстого, Б.В. Дерягіна, А.С. Ахматова, І.В. Крагельського, В.С. Щедрова, І.Г. Горячевої, С.А. Чижика, Д. Блекборна, Н. Вауера, В.Н. Старченка, Ф.Р. Геккера і багато інших стали основою подальшого розвитку методів визначення структури гальма і його стану, динамічного завантаження і топографії шорстких поверхонь контакту тертя гальма, управління тертям в робочому процесі з метою підвищення ефективності гальма і гальмування.

Виділена класифікаційна ознака структури гальмівної передачі. У теорії тяги потягів прийнято допущення, що важільна передача гальма є механізмом з жорсткими ланками. В.М. Казарінов, В.Г. Іноземців в теорії гальм розглядають важільну передачу як пружноподатливу систему для вирішення окремих завдань: розрахунок на міцність деталей, хід штока поршня гальмівного циліндра, розрахунок передаточного відношення і натиснення гальмівних колодок. Хід штока поршня за рахунок пружних деформацій гальмівної передачі може перевищувати 30 мм. Для рухомого складу автомобільного транспорту динамічний розрахунок гідро- та пневмосистем управління гальмами здійснюється з урахуванням податливості реальних фізичних систем для вибору оптимальних параметрів ланцюга з метою отримання найкращої швидкодії без істотного перерегулювання. Т.М. Башта, Ю.Б. Беленький, Н.Ф. Метлюк, М.І. Дронін, Е.А. Цуханова у своїх роботах доводять, що податливість гідравлічного ланцюга чинить вплив на перехідні процеси в гідроприводі гальма, виконує роль фільтру і поглинає високочастотні коливання.

Сформульовані умови визначення стану гальма, робочим процесом якого є тертя: модель коефіцієнта тертя розглядається як задача в механіці твердого тіла; структурна схема перетворення навантаження в змінні стани гальма зведена до системи «колодка-колесо»; відношення зусиль в структурі коефіцієнта тертя в окремих випадках і середнє відношення залежності ідентичні; апроксимація експериментальних залежностей характеристики гальма, вид експерименту, обробка і представлення його результатів побудовані без статистичних передумов; вид залежності коефіцієнта тертя, кількість вхідних змінних залежності прийняті на підставі феноменологічних уявлень. У роботах Боше, Н.П. Петрова, Франке, В.Ф. Егорченко, Л.А. Вуколова, В.П. Есаулова, ЦНДІ МПС, ВНДІЖТА, МСЖД викладений підхід в реалізації цих умов, результати стендових сертифікаційних випробувань залізничних гальмівних колодок на відповідність вимог регламенту представлені у вигляді гіперболічної залежності коефіцієнта тертя, для автотранспорту введений регламент на нижню межу ко-

ефіцієнта тертя, для авіаційних коліс – на нижню і верхню межу, на шахтному рейковому транспорті не прийнято технічне нормування ефективності гальм.

Методи підвищення ефективності гальма і гальмування, забезпечення високого і стабільного коефіцієнта тертя можна віднести до вирішення завдань механіки матеріалів, що адаптуються, і розділити на дві групи: оптимізація трибологічної системи властивостями фрикційних матеріалів; управління структурою і трибологічними властивостями фрикційних матеріалів для гальм.

Методи першої групи відрізняються емпіричним підходом у виборі матеріалів з фрикційними властивостями методом проб і помилок, які не дали можливості досягти необхідних показників призначення гальма і ефективності гальмування. Методи другої групи дозволили розробити теоретичні основи і отримувати величину та характер зміни модулів пружності, зсуву і коефіцієнта Пуассона залежно від параметрів вихідних матеріалів і нові фрикційні матеріали із заданими технічними властивостями, управляти силою (коефіцієнтом) тертя при розробці гальм.

У роботах В.А. Кудінова, Б.В. Буданова, Д.Н. Толстого, Г.Ф. Ломакіна, Р.Л. Каплан, Б.В. Дерягіна, В.І. Івльова, І.Н. Черняка, В.О. Кононенко, А.С. Ахматова викладений підхід до формування коливань, що збуджуються тертям, і їх вплив на тертя, що дозволяє управляти силою тертя в робочих процесах, які аналізуються. Для задач тертя і зносу особливого значення набувають методи оцінки визначальних процесів через модельний, а не натурний експеримент. Використання методів моделювання з узагальненням результатів і оцінкою їх достовірності і точності дозволяє виявити нові технічні рішення і прискорити їх впровадження. Малість амплітуд фрикційних коливань, гострота резонансу пояснюють те, що тривалий час їх існування не отримувало широкого застосування для технічних рішень.

Виконаний аналітичний огляд дозволяє сформулювати сучасні уявлення про взаємозв'язок тертя і коливань: нормальні і тангенціальні коливання повзуна певної маси не можуть проходити незалежно, зв'язаність їх залежить від близькості власних частот відповідних коливань і характеру зв'язків; якщо сила тертя стає незалежною від швидкості ковзання, то вона зростає за величиною. На величину сили тертя вплив чинить не тільки амплітуда нормальних коливань, але і фазочастотні співвідношення між коливаннями в нормальному і тангенціальному напрямках.

Слід зазначити, що в роботах Б.В. Дерягіна і А.С. Ахматова побудована теорія тертя на науковому положенні, що сила тертя відноситься до категорії сил за своєю природою безпосередньо незалежних від швидкості ковзання або кочення. Вони доводять, що при усуненні власних мікроколивань повзуна має місце нейтральна швидкісна характеристика тертя.

У контактних задачах з тертям Е.В. Рижов, Ю.В. Колесников, А.Г. Суслов, Н.М. Махини, В.І. Максак використовують основні положення контакту при статичних навантаженнях, що дозволяє сформулювати гіпотезу формування шорсткості і моделювання кінетики взаємодії поверхонь тертя: перехід від пластичного характеру деформацій до пружного відбувається в період прироблення поверхонь, при цьому нерівноважна шорсткість переходить в рівноважну, в гальмах реалізується вид взаємодії з пружним ненасиченим контак-

том; коефіцієнт тертя падає із збільшенням навантаження при пружному контакті і зростає при пластичному, при пружному контакті із збільшенням модулів пружності матеріалів обох поверхонь коефіцієнт тертя зменшується.

У зв'язку з викладеним, актуальності набуває розробка достатньо універсальних методів управління тертям в робочому процесі гальма залежно від параметрів фрикційних коливань, які забезпечують отримання оцінки визначальних процесів обчислювальним експериментом, мають програмну і обчислювальну реалізацію і дають можливість створювати гальма на стадії проектування з наперед заданими триботехнічними властивостями.

У **другому розділі** виконані розробка і аналіз класифікації показників призначення гальма для визначення технічного рівня шахтного рухомого складу з ефективності гальмування за відсутності точних апріорних гіпотез про досліджуваний об'єкт.

Сучасній науковій практиці відомо 15 чинників, які визначають сили тертя, проте трибологія не має в своєму розпорядженні аналітичних виразів основних закономірностей тертя і зносу. Характеристики тертя, які є робочим процесом гальма і визначають зміну параметрів його стану, володіють видом структурної невизначеності по кількості і складу вхідних змінних в моделях залежності сили (коефіцієнта) тертя як вихідних змінних від вхідних змінних. Розв'язання задачі ідентифікації параметрів і станів гальма колодочно-колісного типу, як структурно-невизначеної трибологічної системи, зведене до регресійного аналізу в припущенні, що статистична модель має вигляд

$$y = y_0 + \xi = \sum_{j=1}^m \Theta_j x_j + \xi, \quad (1)$$

де y – спостережувана вхідна змінна; y_0 – неспостережувана складова вихідної змінної; ξ – випадкова величина з нульовим математичним очікуванням і кінцевою дисперсією; x_j – j -а вхідна змінна об'єкту з множини $X_0 \subseteq X$, що беруть участь у формуванні вихідної змінної об'єкту; m – число Θ – вектор невідомих, не рівних нулю коефіцієнтів.

Завдання регресійного аналізу поставлене в широкому сенсі, тобто необхідно встановити, які саме вхідні змінні $X_0 \subseteq X$ входять в регресійну модель (X – задана множина спостережуваних вхідних змінних, а множина X_0 – невідома). Також необхідно визначити оцінки коефіцієнтів в моделях регресії для вихідної змінної як функції усіх вхідних змінних і визначити оцінку помилки передбачення по цій моделі.

У обчислювальному алгоритмі статистичного моделювання тертя в гальмівному механізмі умови проведення $(n + 1)$ -го дослідження задані з умови дискримінантної функції. З умови максимуму функції дискримінанта лінійна модель

$$\varphi = 0,739 - 0,202 \cdot 10^{-1} K - 0,86 \cdot 10^{-1} V \pm 0,0015 \quad (2)$$

найкращим чином описує зміну коефіцієнта тертя гальма φ в області експериментальних умов для гальмівного натиснення $K = 4,3 \dots 11,5$ кН і швидкості руху $V = 1.3$ м/с. При цьому пошук оптимальної множини регресорів дозволяє до-

сягти міри ідентичності (коефіцієнт множинної кореляції) 0,96, частинні коефіцієнти кореляції указують на однаковий ступінь впливу K (0,69) і V (0,71) на φ , іншими факторами (зокрема сумісним впливом KV) можна нехтувати. Гіпотези про однорідність дисперсій і адекватності моделі не відкидаються.

З урахуванням швидкісної характеристики тертя гальма

$$\psi_p = \psi \left(1 - \frac{a_2 V}{a_0 - a_1 K} \right), \quad (3)$$

де ψ_p, ψ – коефіцієнт зчеплення локомотива на початку і в кінці гальмування; a_0, a_1, a_2 – коефіцієнти рівняння регресії (2).

Для швидкості початку гальмування $V = 3$ м/с і $K = 12$ кН, виключаючи юз при гальмуванні на зупинку без регулювання K , необхідно встановити $\psi_p = 0,47\psi$, що не дозволяє використовувати до 53 % зчіпної ваги локомотива. При цьому для шахтної локомотивної тяги можна набути питомого значення гальмівної сили і уповільнення

$$b_K = 1000\psi, \quad a_T = g\psi. \quad (4)$$

Кінематичний аналіз показує, що гальмівна передача втрачає рухливість при включенні гальмівного механізму і відноситься до неасурових груп негативного порядку. Зміна реакції колеса на натиснення гальмівної колодки або зміна сил навантаження приводить до деформації ланок, які є адаптуючими зв'язками для умов взаємодії колодки і колеса на відносному їх переміщенні залежно від параметрів робочого процесу тертя. Модель гальма з напруженим замкнутим кінематичним контуром є адаптивним механізмом із змінною структурою.

Конструктивні зв'язки гальмівної колодки і їх геометрія визначаються розрахунковою схемою (рис. 1).

Для побудови математичної моделі тяги і керованого руху шахтного потягу прийняті відомі допущення, які дозволяють нехтувати розмірами потягу і його рух розглядати як поступальна хода незмінної системи в цілому, тобто матеріальної точки, в якій зосереджена вся маса системи, приведена до її центру інерції. На відміну від відомих рішень прийнято, що гальмівна сила потягу є лінійною функцією швидкості руху відповідно до кінетичної характеристики тертя колодочно-колісного гальма і потяг при гальмуванні має нерівносповільнений рух. Обчислювальний алгоритм мо-

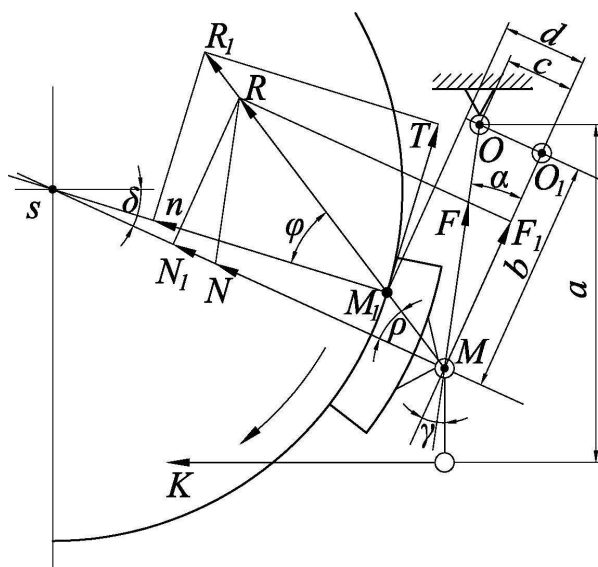


Рис. 1. Розрахункова схема складання сил в гальмівному механізмі: δ – кут пониження колодки; γ – кут підвішування колодки; α – зміна кута нахилу важеля підвіски колодки в процесі зносу її

делювання тяги і руху шахтних потягів дозволяє в послідовності вирішити пряму і обернену задачу теорії тяги (рис. 2, 3).

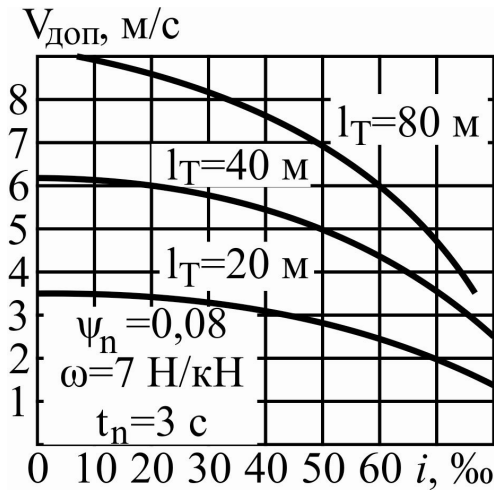


Рис. 2. Графіки залежностей допустимої по гальмуванню швидкості руху потягу від ухилу рейкової колії

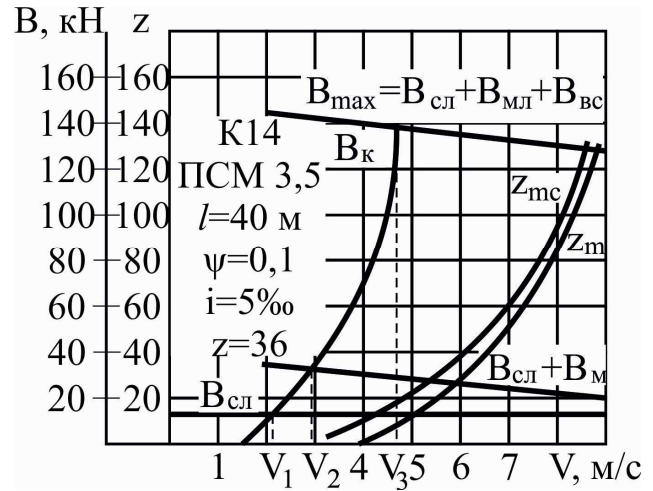


Рис. 3. Графіки залежностей гальмівних сил B і кількості гальмівних вагонеток z від швидкості руху V

Звідки сила тертя гальма

$$M_1 T = \frac{K \frac{a}{b} \varphi_k \frac{\cos \varphi}{\cos \rho}}{1 \mp \frac{\cos \varphi}{\cos \rho} \frac{c}{b} \frac{r}{r+d}}, \quad (5)$$

де φ_k – коефіцієнт тертя колодки об колесо гальма, r – радіус колеса.

Гальмівне натиснення колодки

$$K = N \frac{\sin(\beta_1 + \beta_2)}{\beta_1 + \beta_2}, \quad (6)$$

де β_1, β_2 – кути обхвату обода колеса верхньої і нижньої від осі симетрії частями колодки; N – зусилля притиснення колодки до колеса гальмівним приводом.

Рівність тиску на колодку можна досягти при

$$\cos \beta_1 (1 + \varphi_k \sin \beta_1) = \cos \beta_2 (1 - \varphi_k \sin \beta_2). \quad (7)$$

Коефіцієнт корисної дії гальма, як критерій інтегральної оцінки використання зчіпної маси за період гальмування для шахтних локомотивів, отриманий у вигляді

$$\eta = \frac{S_n}{S_p} = \frac{V_n^2}{2V_1^2 \ln \frac{V_1}{V_1 - V_n} - V_n}, \quad V_1 = \frac{a_0 - a_1 K}{a_2}, \quad (8)$$

де S_n – довжина гальмівного шляху для ідеального гальма, яке реалізує постійне значення гальмівної сили; S_p – ефективність гальмування силою у функції швидкості руху; V_n – швидкість початку гальмування; a_0, a_1, a_2 – коефіцієнти рівняння регресії (2).

Для тягового рухомого складу шахт має місце номінальний режим гальмування $\eta = 0,7$ при гальмівному натисненні $K = 7$ кН. Технічний рівень шахтного рухомого складу за ефективністю гальмування нижчий, ніж за тягненням,

що вимагає зниження маси або швидкості руху потягів.

Таким чином, отримано перше наукове положення, яке використане при науковому обґрунтуванні технічних вимог до проектів локомотивної відкатки, технічного оснащення і експлуатації локомотивного транспорту в галузевому стандарті: умови виключення параметричних відмов гальма, розрахункова схема складання сил в гальмівному механізмі, оптимальна послідовність обчислювального алгоритму моделювання тяги і руху шахтних потягів, тягово-енергетичні і ходові характеристики рухомого складу для обчислювальних алгоритмів.

Третій розділ присвячений розробці динамічної моделі гальмівного механізму з урахуванням дискретності фрикційного контакту.

Як розрахункову схему гальма розглянемо просту коливальну систему з двома мірами свободи (рис. 4), що складається з колодки масою m , яка ковзає по колесу радіусу R , що обертається з постійною кутовою швидкістю ω і пружнодемпфувального елементу Фойхта, жорсткість і коефіцієнт в'язкості якого позначимо c і b відповідно. Кривизною поверхонь колодки і колеса нехтуватимемо. До колодки прикладено зовнішнє постійне зусилля Q , що притискує її до колеса. Номінальна площинка контакту колодки і колеса має форму прямокутника із сторонами $2a$ і e . Область фактичної контактної взаємодії дискретна і складається з сукупності плям контакту.

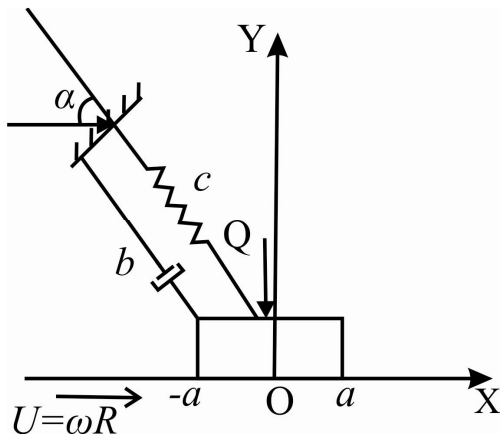


Рис. 4. Розрахункова схема динамічної моделі гальмівного механізму

Причиною виникнення дискретності контакту є шорсткість контактуючих поверхонь.

Положення колодки визначається її координатами $\{x(t), y(t)\}$. Вважається, що колодка і колесо абсолютно жорсткі, проте кожна контактуюча поверхня покрита шорстким шаром, що деформується, складається з лінійно-пружних пружин однакової жорсткості k різної висоти. В локальних системах координат $O_s \xi_s \eta_s$, $s = 1, 2$ шорсткі поверхні колодки і колеса описуються відповідно функціями

$$f_1(\xi_1) = \sum_{i=1}^{N_1} g_i^{(1)} \sin(\omega_i^{(1)} \xi_1), \quad f_2(\xi_2) = \sum_{i=1}^{N_2} g_i^{(2)} \sin(\omega_i^{(2)} \xi_2), \quad (9)$$

де $g_i^{(1)}$, $\omega_i^{(1)}$, $i = \overline{1, N_1}$ – коефіцієнти, що описують шорстку поверхню колодки; $g_i^{(2)}$, $\omega_i^{(2)}$, $i = \overline{1, N_2}$ – коефіцієнти, що описують шорстку поверхню колеса.

Нормальна компоненту F_y зусилля контактної взаємодії колодки і колеса

$$F_y(x, y) = \int_{-a}^a ke(f_2(\xi + x - Ut) - f_1(\xi) - y)H(f_2(\xi + x - Ut) - f_1(\xi) - y)d\xi, \quad (10)$$

де $H(s)$ – функція Хевісайда, визначувана як

$$H(s) = \begin{cases} 1, & s > 0; \\ 0, & s \leq 0. \end{cases} \quad (11)$$

Сила тертя між поверхнями

$$\begin{aligned} |F_x| &\leq \varphi F_y; \\ |F_x| < \varphi F_y &\Rightarrow \dot{x} = U; \\ |F_x| = \varphi F_y &\Rightarrow \frac{F_x}{|F_x|} = -\frac{\dot{x} - U}{|\dot{x} - U|}, \end{aligned}$$

де φ – коефіцієнт тертя; $U = \omega R$ – швидкість руху поверхні колеса.

Рівняння руху колодки мають вигляд:

$$m\ddot{x} + (b\dot{x} + cx)\beta_{cc} - (b\dot{y} + cy)\beta_{cs} - F_x = 0; \quad (12)$$

$$m\ddot{y} + (b\dot{y} + cy)\beta_{ss} - (b\dot{x} + cx)\beta_{cs} - F_y + Q = 0, \quad (13)$$

де $\beta_{cc} = \cos^2 \alpha$; $\beta_{ss} = \sin^2 \alpha$; $\beta_{cs} = \cos \alpha \sin \alpha$

за початкових умов:

$$x(0) = 0, \quad \dot{x}(0) = 0, \quad y(0) = 0, \quad \dot{y}(0) = 0. \quad (14)$$

Для розробки обчислювального алгоритму рішення динамічної задачі з тертям використовується варіаційний підхід. Нехай $\{u, v\}$ – можливі переміщення колодки; $\{\delta x, \delta y\} = \{u - x, v - y\}$ – варіації компонент переміщень колодки; $\{\delta \dot{x}, \delta \dot{y}\} = \{\dot{u} - \dot{x}, \dot{v} - \dot{y}\}$ – варіації компонент швидкості колодки. Розв'язок системи рівнянь (12), (13) задовольняє квазіваріаційній нерівності з початковими умовами (14):

$$\begin{aligned} &(m\ddot{x} + (b\dot{x} + cx)\beta_{cc} - (b\dot{y} + cy)\beta_{cs})(\dot{u} - \dot{x}) + \varphi F_y(x, y)(|\dot{u} - U| - |\dot{x} - U|) + \\ &+ (m\ddot{y} + (b\dot{y} + cy)\beta_{ss} - (b\dot{x} + cx)\beta_{cs} - F_y(x, y) + Q)(\dot{v} - \dot{y}) \geq 0, \quad \forall \{u, v\}. \end{aligned} \quad (15)$$

Нерівність (15) відносимо до типу квазіваріаційних унаслідок того, що нормальне зусилля F_y залежить від переміщення колодки $\{x(t), y(t)\}$.

Проведена дискретизація варіаційного завдання (15). При використанні для інтегрування за часом тришарових різницьових схем з вагами отримаємо:

$$\begin{aligned} &\left(m \frac{x^{n+1} - 2x^n + x^{n-1}}{h^2} + b\beta_{cc} \frac{x^{n+1} - x^{n-1}}{2h} + c\beta_{cc} (\theta_1 x^{n+1} + \theta_2 x^n + \theta_3 x^{n-1}) - \right. \\ &+ \left(m \frac{y^{n+1} - 2y^n + y^{n-1}}{h^2} + b\beta_{ss} \frac{y^{n+1} - y^{n-1}}{2h} + c\beta_{ss} (\theta_1 y^{n+1} + \theta_2 y^n + \theta_3 y^{n-1}) - \right. \\ &- b\beta_{cs} \frac{x^{n+1} - x^{n-1}}{2h} - c\beta_{cs} (\theta_1 x^{n+1} + \theta_2 x^n + \theta_3 x^{n-1}) - F_y^n + \tilde{Q}^n \left. \right) \left(\dot{v} - \frac{y^{n+1} - y^{n-1}}{2h} \right) + \\ &+ f\tilde{F}_y^n |\dot{u} - U| - f\tilde{F}_y^n \left| \frac{x^{n+1} - x^{n-1}}{2h} - U \right| \geq 0, \quad \forall \{u, v\}, \quad n = 2, 3, \dots, \end{aligned} \quad (16)$$

де $\tilde{F}_y^n = F_y(\theta_1 x^{n+1} + \theta_2 x^n + \theta_3 x^{n-1}, \theta_1 y^{n+1} + \theta_2 y^n + \theta_3 y^{n-1})$,

$$\tilde{Q}^n = \theta_1 Q^{n+1} + \theta_2 Q^n + \theta_3 Q^{n-1}, \quad \theta_1 + \theta_2 + \theta_3 = 1, \quad x^0 = x^1 = 0, \quad y^0 = y^1 = 0$$

при використанні двошарових схем

$$\begin{aligned}
& \left(m \frac{p^{n+1} - p^n}{h} + b\beta_{cc} (\theta_1 p^{n+1} + (1 - \theta_1) p^n) + c\beta_{cc} (\theta_1 x^{n+1} + (1 - \theta_1) x^n) - \right. \\
& \left. - b\beta_{cs} (\theta_1 q^{n+1} + (1 - \theta_1) q^n) - c\beta_{cs} (\theta_1 y^{n+1} + (1 - \theta_1) y^n) \right) (s - p^{n+1}) + \\
& + \left(m \frac{q^{n+1} - q^n}{h} + b\beta_{ss} (\theta_1 q^{n+1} + (1 - \theta_1) q^n) + c\beta_{ss} (\theta_1 y^{n+1} + (1 - \theta_1) y^n) - \right. \\
& \left. - b\beta_{cs} (\theta_1 p^{n+1} + (1 - \theta_1) p^n) - c\beta_{cs} (\theta_1 x^{n+1} + (1 - \theta_1) x^n) - F_y^{n+\theta} + Q^{n+\theta} \right) (w - q^{n+1}) + \\
& + fF_y^{n+\theta} |s - U| - fF_y^{n+\theta} |p^{n+1} - U| \geq 0, \quad \forall \{s, w\}, \quad n = 2, 3, \dots, \quad (17)
\end{aligned}$$

$$\frac{x^{n+1} - x^n}{h} = \theta_2 p^{n+1} + (1 - \theta_2) p^n, \quad (18)$$

$$\frac{y^{n+1} - y^n}{h} = \theta_2 q^{n+1} + (1 - \theta_2) q^n, \quad (19)$$

де $\{p^n, q^n\} = \{\dot{x}^n, \dot{y}^n\}$ – компоненти швидкості у момент часу t^n ,

$$F_y^{n+\theta} = F_y (\theta_1 x^{n+1} + (1 - \theta_1) x^n, \theta_1 y^{n+1} + (1 - \theta_1) y^n), \quad Q^{n+\theta} = (\theta_1 Q^{n+1} + (1 - \theta_1) Q^n).$$

Для розв'язання квазіваріаційних нерівностей (16) і (17) використаний ітераційний процес, який сходиться при будь-якому виборі початкового наближення і обмеженні зверху на величину коефіцієнта тертя. На кожній ітерації розв'язування варіаційних нерівностей зводяться до задачі мінімізації певних функцій двох змінних.

Розроблені математична модель гальмівного механізму з урахуванням дискретного фрикційного контакту і обчислювальний алгоритм для її чисельного дослідження реалізовані у вигляді комп'ютерної програми на алгоритмічній мові FORTRAN. Для верифікація розроблених алгоритмів і програмного забезпечення виконано комп'ютерне моделювання фрикційних коливань простої одномасової системи. В результаті обчислювальних експериментів встановлено, що при використанні тришарових різницевоїх схем доцільно вибирати значення вагових коефіцієнтів $\theta_1 = \theta_3 = 0,25$ $\theta_2 = 1.0 - \theta_1 - \theta_3 = 0,5$, а при використанні двошарових різницевоїх схем – $\theta = 0,5$.

Розроблена динамічна модель гальма використовує коливальну систему з двома ступенями свободи. Колесо обертається з швидкістю за заданим законом, вплив гальмівних зусиль на швидкість колеса не ураховується. Можливості аналітичних методів досліджень обмежені системами з одним ступенем свободи, тому актуальною є розробка обчислювальних алгоритмів для комп'ютерного моделювання та аналіз коливальних систем з тертям методом обчислювального експерименту.

Четвертий розділ присвячений ідентифікації параметрів математичних моделей.

Тяжконавантажені режими тертя і управління ними в гальмівних механізмах з урахуванням динамічних параметрів навантаження не мають технічних засобів дослідження і випробувань. Розроблена структура і створений вимірвальний і обробний комплекс апаратури (рис. 5) для дослідження характеристик колодочно-колісного гальма рухомого складу рейкового транспорту. Ком-

плекс може бути перетворений для дослідження інших триботехнічних систем.

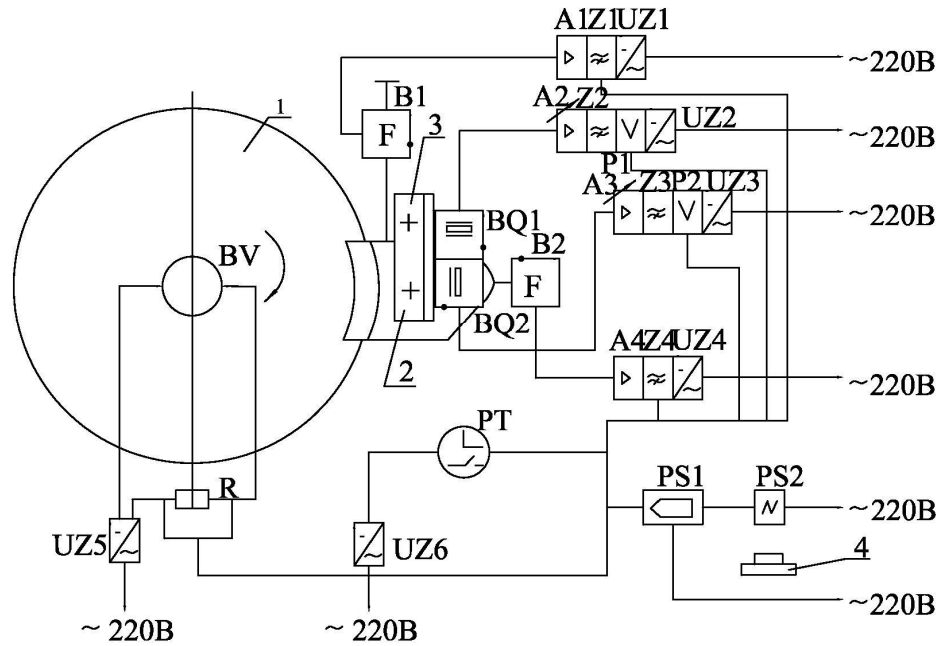


Рис. 5. Блок-схема вимірювань і обробки результатів вимірювань параметрів тертя гальма: 1 – колесо колісної пари; 2 – гальмівна колодка; 3 – вузол кріплення датчиків прискорення; 4 – фото або відеокамера; A1, A4 – підсилювачі напруги; Z1, Z2 – фільтри низьких частот; UZ1, UZ4 – блоки живлення тензOMETричних перетворювачів Ш74-м1; A2, A3 – інтегруючі підсилювачі 00 028; Z3, Z4 – вузькосмугові фільтри 01 013; P1, P2 – блоки індикації 02 022 02 036; UZ2, UZ3 – блоки живлення 04 003; BV – датчик швидкості; UZ5, UZ6 – блоки живлення ТЕС-13; РТ – електрогодинник М4-65; BQ1, BQ2 – датчики прискорення 4332; B1, B2 – датчики зусиль тензOMETричні; PS1 – магнітограф Н067; PS2 – електронний двопроменевий осцилограф С8-14, що запам'ятовує.

Комплекс апаратури є оригінальним і використаний для натурних лабораторних і експлуатаційних динамічних випробувань гальм, тягово-енергетичних і ходових випробувань рухомого складу із застосуванням шахтного вимірювального вагону.

Спектральний аналіз вібропереміщень колодки (рис. 6) показав, що тертя збуджує коливання близькі до полігармонічних з частотами до 1 кГц, збільшення швидкості ковзання колеса до 4,2 м/с підвищує переміщення колодки в нормальному напрямі у декілька разів і при частоті 0,2 кГц складає 13 мкм.

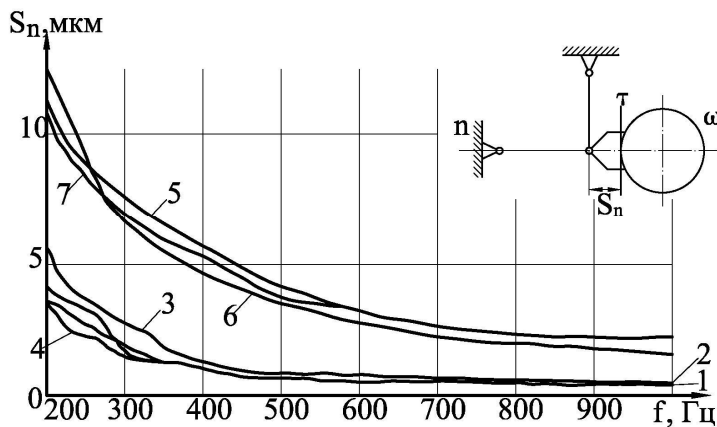


Рис. 6. Спектр частот вібропереміщень колодки: S_n – середньоквадратичне значення нормальних (n) переміщень колодки в 1/3 октаві частот; 1 – 2,4 м/с; $\varphi_{cp} = 0,25$ $\varphi_{min} = 0,21$; 2, 3, 4 – 2,4 м/с; $\varphi_{cp} = 0,25$ $\varphi_{min} = 0,32$; 5, 6, 7 – 4,2 м/с; $\varphi_{cp} = 0,24$ $\varphi_{min} = 0,36$.

Для кожної реалізації факторного експерименту мають місце спектрограми вібропереміщень колодки (рис. 7, 8) і змінних складових зусиль навантаження в двох напрямках конструктивних зв'язків (рис. 9, 10).

Ординати на графіках представляють середньоквадратичні значення переміщень або змінних складових зусиль в 1/3 октаві частот.

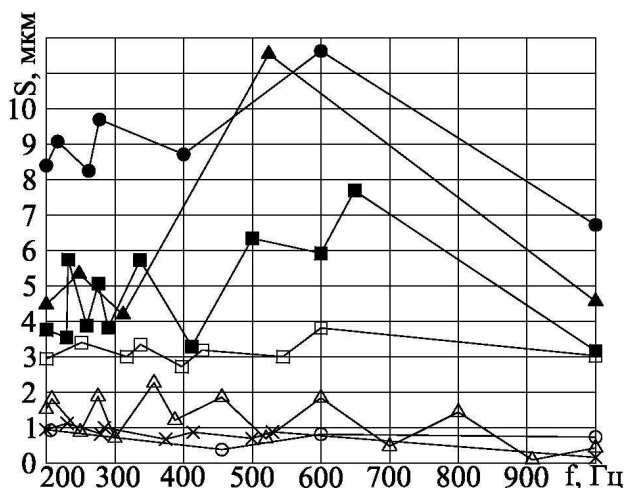


Рис. 7. Спектрограми нормальних вібропереміщень колодки

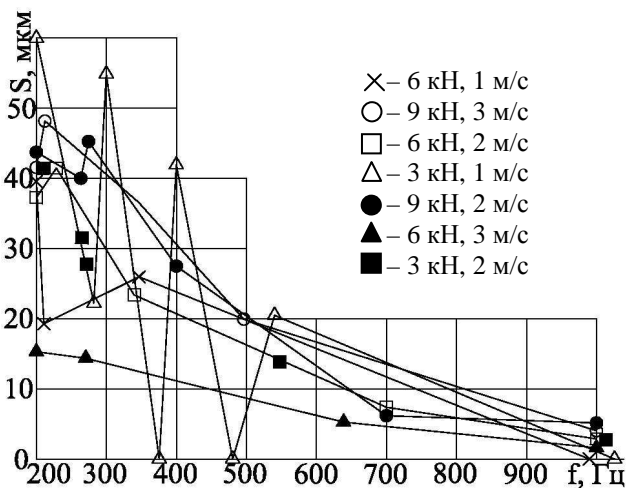


Рис. 8. Спектрограми тангенціальних вібропереміщень колодки

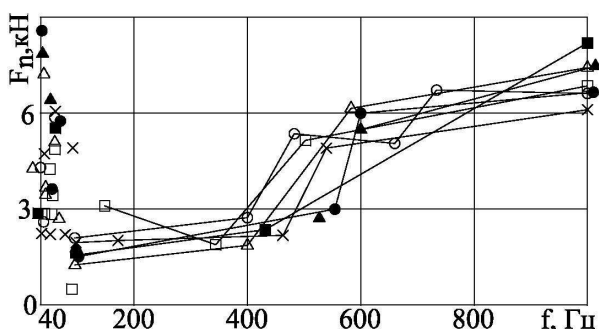


Рис. 9. Спектрограми змінної складової нормальних зусиль гальмівного механізму

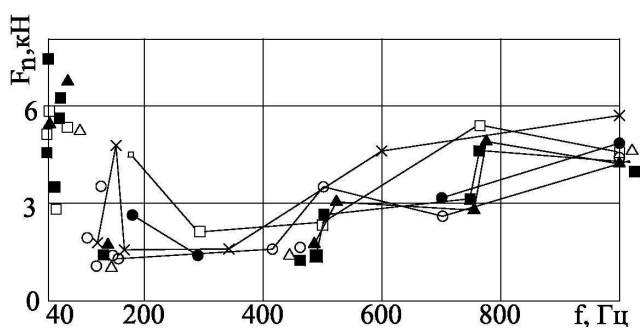


Рис. 10. Спектрограми змінної складової тангенціальних зусиль гальмівного механізму

Частота і амплітуда високочастотних коливань змінюється залежно від гальмівного режиму, характеристик сил навантаження, що в стані гальма статистично описується різними рівняннями регресії моделі кінетичної характеристики тертя при рівноважній шорсткості поверхні контакту уніфікованої гальмівної колодки. На формальному рівні завдання формулюється таким чином: отримати зображення функції відгуку

$$\varphi_K = f(K, V, KV). \quad (20)$$

У загальному вигляді модель залежності між змінними шукали у вигляді

$$\bar{\varphi}_K = a_0 + a_1 K + a_2 V + a_3 KV, \quad (21)$$

де a_0, a_1, a_2, a_3 – коефіцієнти регресійної моделі.

Кількісною характеристикою мети дослідження є коефіцієнт тертя φ_K . Робоча матриця планування виконана для повного факторного експерименту, в якому реалізовані всі можливі комбінації рівнів змінних, що не повторюються.

Рівняння регресії:

– для жорсткої стяжки гальма

$$\bar{\varphi}_K = 0,441 - 0,042V - 0,05K, \quad (22)$$

коефіцієнт множинної кореляції $R_{\varphi \cdot VK} = 0,77$;

$$\bar{\varphi}_K = 0,383 - 0,044V, \quad (23)$$

частинний коефіцієнт кореляції $R_{\varphi \cdot V} = 0,73$;

$$\bar{\varphi}_K = 0,336 - 0,007K, \quad (24)$$

коефіцієнт кореляції $R_{\varphi \cdot K} = 0,33$;

– для пружинної стяжки

$$\bar{\varphi}_K = 0,517 - 0,038V - 0,020K, \quad R_{\varphi \cdot VK} = 0,74 \quad (25)$$

$$\bar{\varphi}_K = 0,377 - 0,032V, \quad R_{\varphi \cdot V} = 0,29 \quad (26)$$

$$\bar{\varphi}_K = 0,421 - 0,019K, \quad R_{\varphi \cdot K} = 0,65. \quad (27)$$

Обробка результатів експерименту за правилами багатфакторного дисперсійного аналізу призвела до наступних результатів:

– вибіркова дисперсія фактора V

$$S_V^2 = 25,39 \cdot 10^{-3}; \quad (28)$$

– вибіркова дисперсія фактора K

$$S_K^2 = 26,25 \cdot 10^{-3}; \quad (29)$$

– вибіркова дисперсія випадкового фактора

$$S_0^2 = 2,64 \cdot 10^{-3}. \quad (30)$$

Регресійний аналіз зусиль в гальмівній системі серійного шахтного електровоза, яка включає привід, передачу, чотири гальмівні механізми при об'ємі вибірки $n=180$ (промисловий експеримент) дає рівняння регресії:

$$\bar{\varphi}_K = 0,478 - 0,017V - 0,061K, \quad (31)$$

$$R_{\varphi \cdot VK} = 0,54, R_{\varphi \cdot V} = 0,22, R_{\varphi \cdot K} = 0,44, S_0^2 = 2,12 \cdot 10^{-3}.$$

Порівняння дисперсій S_V^2, S_K^2, S_0^2 за допомогою критерію Фішера свідчить з рівнем достовірності 0,95 про значущість впливу швидкості ковзання V і гальмівного натиснення K на величину коефіцієнта тертя φ_K . Вибіркова дисперсія S^2 для тривалих режимів гальмування при тривалості від 390 с до 990 с змінюється в межах від $0,1 \cdot 10^{-3}$ до $0,7 \cdot 10^{-3}$. Порівняння дисперсій

$$S^2 \ll S_0^2 \quad (32)$$

указує на те, що впливом температури фрикційного нагріву на φ_K можна нехтувати. При цьому стандартна помилка визначення φ_K по регресійній моделі складає

$$S_0 = \sqrt{2,64 \cdot 10^{-3}} = 0,0514. \quad (33)$$

Високі значення коефіцієнтів кореляції указують на тісну лінійну залежність $\bar{\varphi}_K$ від V і K . Зниження жорсткості ланки в нормальному напрямі гальмівного механізму змінює величину і інтенсивність залежності $\bar{\varphi}_K$ від V і K (коефіцієнти регресії при V і K зменшуються), тобто коефіцієнт тертя φ_K збільшується, посилюється вплив на φ_K гальмівного натиснення, вплив швидкості ков-

зання V слабшає. При зміні пружних і дисипативних сил в кінематичному ланцюзі гальма відбувається зміна φ_k за величиною та в функції гальмівного натиснення і швидкості ковзання.

В спектрі низькочастотних коливань сили тертя гальмівної колодки переважають частоти, пов'язані з макрогеометрією контакту. Амплітуда коливань сили тертя в даній області експериментування складає до 30 % від середнього значення, має максимум і стабілізується при швидкості ковзання понад 3 м/с, змінюється несиметрично відносно середнього значення, мінімальні і середні значення коефіцієнта тертя при коливаннях сил розрізняються.

Таким чином, отримано друге наукове положення, яке використане при науковому обґрунтуванні нового технічного рішення в конструкції локомотивів АП8Т і АВ8Т, а саме колодочного гальма з пружними елементами в приводі і гальмівних механізмах.

На шахтному рейковому транспорті не існує регулярного проведення експлуатаційних ходових, тягово-енергетичних і вібро-шумових випробувань рухомого складу ходовими динамометричними вагонами. В цьому випадку має місце завдання визначення за експериментальними даними оцінок параметрів об'єкту з відомою структурою і є задачею параметричної ідентифікації (табл. 1).

Таблиця 1.

Середнє значення питомого опору руху і його помилки

№ п/п	Тип вагонетки	Кількість вимірювань	Середнє значення питомого опору (w_{cp}), Н/кн	Середньоквадратичне відхилення питомого опору (σ_w), Н/кн	Середньоквадратичне відхилення середнього значення основного питомого опору ($\sigma_{w_{cp}}$), Н/кн	Максимальна випадкова погрішність з вірогідністю 0,95	Середньоваговий ухил колії на ділянці випробувань, %	Середньоквадратична погрішність, Н/кн
1	ВД 3,3 900	210	22,2	5,9	0,4	0,7	3	3,2
2	ВГ 3,3 900	301	23,2	5,1	0,2	0,5	3	3,2
3	ВГ 2,5 900	363	19,4	5,3	0,2	0,5	2	2,2
4	ВГ 1,6 600	261	42,4	4,2	0,2	0,5	1	2,2
5	ВГ 1,4 600	290	48,8	7,1	0,4	0,8	1	2,6
6	ВГ 1,1 600	281	36,0	6,1	0,3	0,7	1	2,1
7	ВДК 2,5 900	153	16,8	3,4	0,2	0,5	0	0,9
8	ПС 3,5 900 зрушування	28	29,5	4,3	0,8	1,5	0	2,1
9	ПС 3,5 900 рух	30	21,8	2,9	0,5	1,0	0	1,4

У п'ятому розділі розроблені математична модель і обчислювальний алгоритм моделювання методом встановлення фрикційних коливань шорстких поверхонь в гальмі, тертя між якими описується законом Амонтона, за наявності конструктивних зв'язків між нормальними і тангенціальними коливаннями. Приведені результати обчислювального експерименту при спільному впливі деформування шорсткостей контактних поверхонь і наявності конструктивних зв'язків. У розрахунковій схемі (рис. 11) прийняті два пружнодемпфувальні елементи Фойхта, перший з них моделює конструктивний зв'язок приводу гальма і притискає колодку до колеса номінальним зусиллям Q , другий – конструктивний зв'язок підвіски гальмівного механізму.

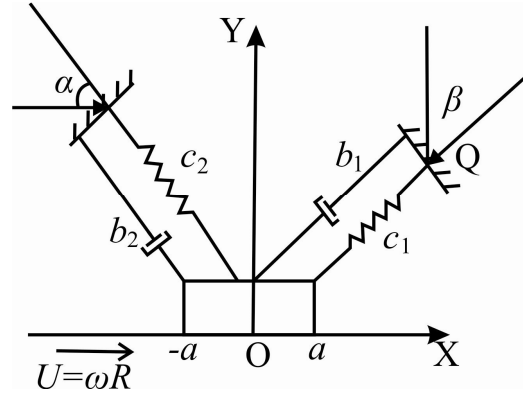


Рис. 11. Розрахункова схема динамічної моделі гальма

Нормальна компонента зусилля контактної взаємодії колодки і колеса

$$F_y(x, y) = \int_{-a}^a ke(f_2(\xi + x - Ut) - f_1(\xi) - y)H(f_2(\xi + x - Ut) - f_1(\xi) - y)d\xi, \quad (34)$$

де $H(S)$ – функція Хевісайда.

Рівняння руху даної системи

$$m\ddot{x} + b_{xx}\dot{x} + c_{xx}x + b_{xy}\dot{y} + c_{xy}y - F_x + Q_x = 0; \quad (35)$$

$$m\ddot{y} + b_{yy}\dot{y} + c_{yy}y + b_{yx}\dot{x} + c_{yx}x - F_y + Q_y = 0, \quad (36)$$

де $b_{xx} = b_1 \sin^2 \beta + b_2 \cos^2 \alpha$; $c_{xx} = c_1 \sin^2 \beta + c_2 \cos^2 \alpha$;

$b_{xy} = b_{yx} = b_1 \cos \beta \sin \beta - b_2 \cos \alpha \sin \alpha$; $c_{xy} = c_{yx} = c_1 \cos \beta \sin \beta - c_2 \cos \alpha \sin \alpha$;

$b_{yy} = b_1 \cos^2 \beta + b_2 \sin^2 \alpha$; $c_{yy} = c_1 \cos^2 \beta + c_2 \sin^2 \alpha$; $Q_x = Q \sin \beta$; $Q_y = Q \cos \beta$

за початкових умов

$$x(0) = 0, \quad \dot{x}(0) = 0; \quad y(0) = 0, \quad \dot{y}(0) = 0. \quad (37)$$

Завдання полягає у визначенні закону руху колодки $\{x(t), y(t)\}$ з урахуванням зв'язаності тангенціальних і нормальних коливань.

Варіаційне формулювання завдання

$$(m\ddot{x} + b_{xx}\dot{x} + c_{xx}x + b_{xy}\dot{y} + c_{xy}y + Q_x)(\dot{u} - \dot{x}) + \varphi F_y(x, y)(|\dot{u} - U| - |\dot{x} - U|) + (m\ddot{y} + b_{yy}\dot{y} + c_{yy}y + b_{yx}\dot{x} + c_{yx}x - F_y(x, y) + Q_y)(\dot{v} - \dot{y}) \geq 0, \quad \forall \{u, v\}. \quad (38)$$

Для чисельного інтегрування в часі використані трьох- і двошарові різницеві схеми. Отримано, що якщо хоч би один з кутів α або β відмінний від значень 0° або 90° , наявність в даній моделі пружнодемпфувальних елементів призводить до координатного взаємозв'язку нормальних і тангенціальних коливань колодки. Якщо конструктивний зв'язок встановлений горизонтально $\alpha = 0$, то за відсутності різниці між статичним і динамічним коефіцієнтами тертя і наявності в'язкого демпфування ($b_1 > 0$, $b_2 > 0$) виникнення сталих коливань неможливе. Якщо конструктивний зв'язок встановлений під кутом $\alpha > 0$ до площини тертя, то можливе виникнення сталих коливань за відсутності різниці між ста-

тичним і динамічним коефіцієнтами тертя. На рис. 12 наведена залежність для наступних значень параметрів: $\omega = \sqrt{c_1/m} = \sqrt{c_2/m} = 10 \text{ с}^{-1}$; $U = 1,0 \text{ м/с}$; $b_1 = b_2 = 10^{-2} m \omega$. Зміни параметра ω в діапазоні $10 - 100 \text{ с}^{-1}$, параметра U в діапазоні $0,2 - 5,0 \text{ м/с}$, параметрів b_1 і b_2 в діапазоні $(10^{-3} - 5 \cdot 10^{-2}) m \omega$ не істотно впливають на приведену залежність.

Виникнення сталих коливань істотно залежить від відношення жорсткостей c_1/c_2 пружнодемпфувальних елементів. На рис. 13 наведена залежність для наступних значень параметрів: $\alpha = 15^\circ$; $\omega = \sqrt{c_1/m} = 10 \text{ с}^{-1}$; $b_1 = b_2 = 10^{-2} m \omega$; $U = 1,0 \text{ м/с}$. Аналогічна залежність має місце для усього діапазону зміни кута $0 < \alpha \leq 30^\circ$. Мінімальне значення коефіцієнта тертя, при якому виникають сталі коливання, відповідає випадку $c_1 = c_2 \cdot \varphi$

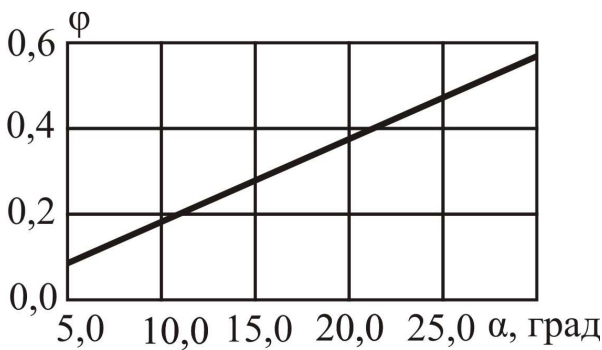


Рис. 12. Залежність коефіцієнта тертя, при якому виникають коливання, від кута нахилу конструктивного зв'язку

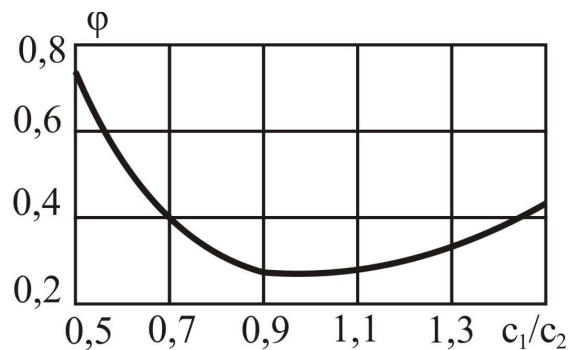


Рис. 13. Залежність коефіцієнта тертя, при якому виникають коливання, від відношення жорсткостей

Після перехідного режиму, обумовленого вибором початкових умов (37), залежно від значень параметрів динамічної системи можливі три варіанти руху колодки гальма: згасаючі, сталі релаксаційні і сталі квазігармонійні коливання.

У шостому розділі розроблена динамічна модель гальма і обчислювальний алгоритм моделювання динамічної поведінки гальма при несталіх режимах гальмування потягу. Розрахункова схема динамічної моделі гальма локомотива має вигляд (рис.14).

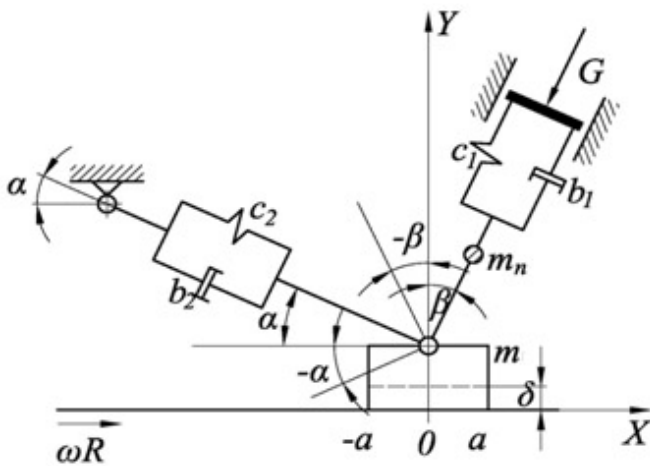


Рис.14. Розрахункова схема динамічної моделі гальма

має вигляд (рис.14).

У декартовій системі координат $OXYZ$ напрям осі OZ співпадає з напрямом руху потягу масою M на прямолінійній ділянці колії з нахилом до лінії горизонту під кутом θ . Рівняння руху потягу

$$M_1 \ddot{z} - G_\theta + W(\dot{z}) + F_T = 0, \quad (39)$$

де $M_1 = \frac{1}{K_t} \left(M + (2K_t - K)m_k \left(\frac{\rho}{R} \right)^2 \right)$; $G_\theta = \frac{Mg \sin \theta}{K_t}$; m_k, R – маса і радіус колеса;

ρ – радіус інерції колеса; K, K_t – загальна кількість і кількість загальмованих коліс потягу відповідно; F_T – тангенціальна компонента зусилля контактної взаємодії гальма; $W(\dot{z})$ – основний опір руху від ходових якостей рухомого складу.

Вважаючи, що у момент початку гальмування $t = 0$ потяг рухається з швидкістю v_0 , початкові умови прийняті наступними

$$z(0) = 0, \quad \dot{z}(0) = v_0.$$

Динамічну поведінку гальма описує система рівнянь

$$m\ddot{x} + (b_2\dot{x} + c_2x)\beta_{cc} - (b_2\dot{y} + c_2y)\beta_{cs} - F_T = 0; \quad (40)$$

$$m\ddot{y} + (b_1 + b_2\beta_{ss})\dot{y} + (c_2 + c_2\beta_{ss})y - (b_2\dot{x} + c_2x)\beta_{cs} - F_N + Q = 0, \quad (41)$$

де $\beta_{cc} = \cos^2 \alpha$; $\beta_{ss} = \sin^2 \alpha$; $\beta_{cs} = \cos \alpha \sin \alpha$

за початкових умов

$$x(0) = 0, \quad \dot{x}(0) = 0; \quad y(0) = 0, \quad \dot{y}(0) = 0.$$

Нормальна компонента зусилля контактної взаємодії колодки і колеса

$$F_N(x, y, \dot{z}) = \int_{-a}^a ke(f_2(\xi + x - \dot{z}t) - f_1(\xi) - y)H(f_2(\xi + x - \dot{z}t) - f_1(\xi) - y)d\xi, \quad (42)$$

де $H(s)$ – функція Хевісайда.

Нехай $\{u, v, w\}$ – можливі переміщення колодки і потягу, $\{\delta x, \delta y, \delta \dot{z}\} = \{u - x, v - y, w - \dot{z}\}$ – варіації відповідних компонент переміщень, $\{\delta \dot{x}, \delta \dot{y}, \delta \dot{z}\} = \{\dot{u} - \dot{x}, \dot{v} - \dot{y}, \dot{w} - \dot{z}\}$ – варіації відповідних компонент швидкостей.

Розв'язок $\{x, y, z\}$ системи рівнянь (39), (40), (41) задовольняє нерівності

$$\begin{aligned} & (m\ddot{x} + (b_2\dot{x} + c_2x)\beta_{cc} - (b_2\dot{y} + c_2y)\beta_{cs})(\dot{u} - \dot{x}) + \\ & + (m\ddot{y} + (b_1 + b_2\beta_{ss})\dot{y} + (c_2 + c_2\beta_{ss})y - (b_2\dot{x} + c_2x)\beta_{cs} - F_N(x, y, \dot{z}) + Q)(\dot{v} - \dot{y}) + \\ & + (M_1\ddot{z} - G_\theta + W(\dot{z}))(\dot{w} - \dot{z}) + \varphi F_N(x, y, \dot{z})(|\dot{u} - \dot{w}| - |\dot{x} - \dot{z}|) \geq 0, \quad \forall \{u, v, w\}, \quad (43) \end{aligned}$$

яку можна віднести до типу квазіваріаційних унаслідок того, що F_N залежить від переміщень колодки $\{x(t), y(t)\}$ і швидкості потягу $\dot{z}(t)$. Розв'язання варіаційної задачі (43) приведенне до мінімізації певних функцій трьох змінних.

Коливальна система має три ступені свободи зі зміною швидкості потягу при гальмуванні. Гальмування потягу та коливання колодки гальмівного механізму взаємозв'язані динамічні процеси. Керований рух потягу виконується з урахуванням гальмівних зусиль.

Таким чином, сформульовано третє наукове положення, яке використане при науковому обґрунтуванні способу управління силою тертя, способу визначення та пристроїв підвищення її, які застосовані в конструкціях локомотива АРВ10ГЕ і супутнього гірничо-шахтного устаткування, а саме в гідрогальмівній системі і трибосполуках з інерційними, пружними та дисипативними елементами.

Характерним варіантом вирішень модельних задач є результати обчислювальних експериментів, які представлені на рис. 15 – 22.

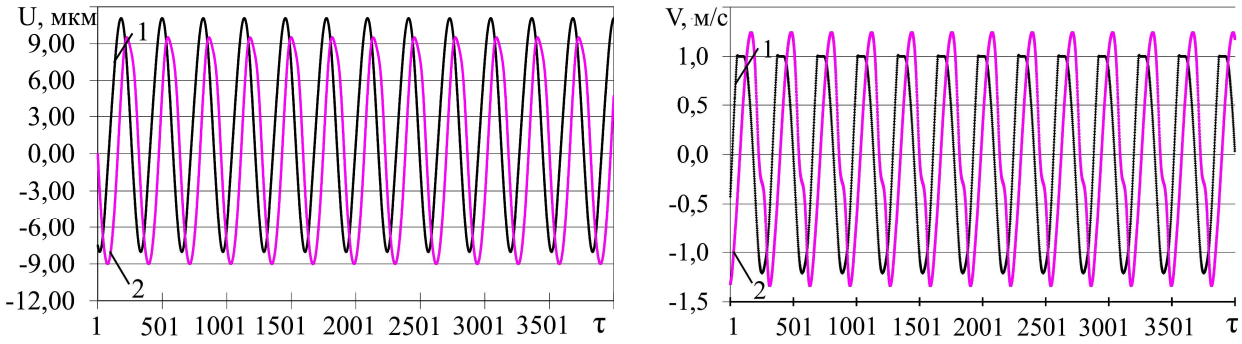


Рис. 15. Залежності в часі компонент переміщення U , швидкості переміщення V гальмівної колодки: 1 – x , 2 – y

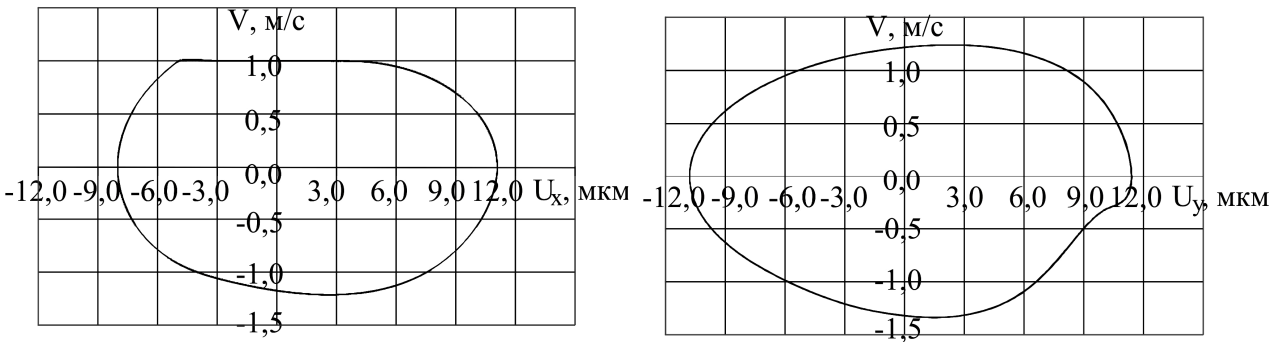


Рис. 16. Фазові діаграми тангенціальних (x), нормальних (y) переміщень (U) і швидкостей (V) гальмівної колодки

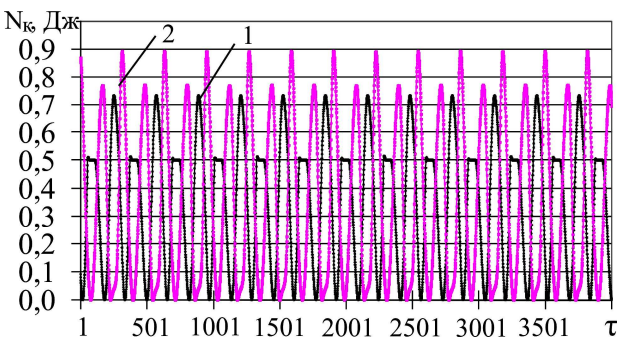


Рис. 17. Залежність в часі кінетичної енергії гальмівного механізму колодки: 1 – V_x , 2 – V_y

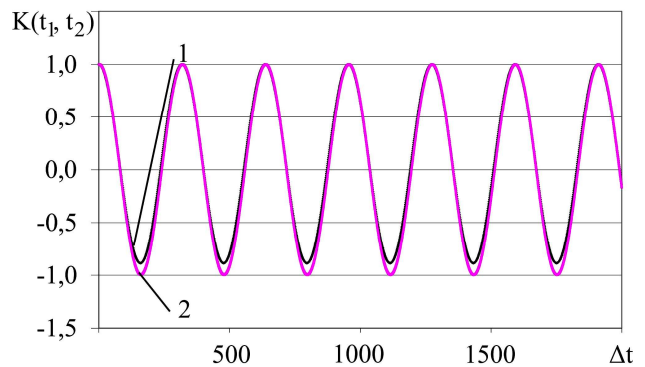


Рис. 18. Автокореляційні функції переміщень гальмівної колодки: 1 – U_x , 2 – U_y

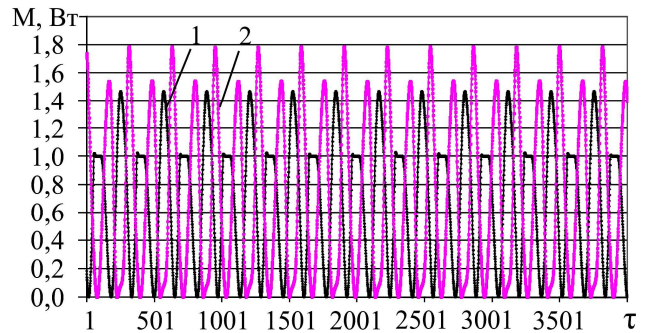
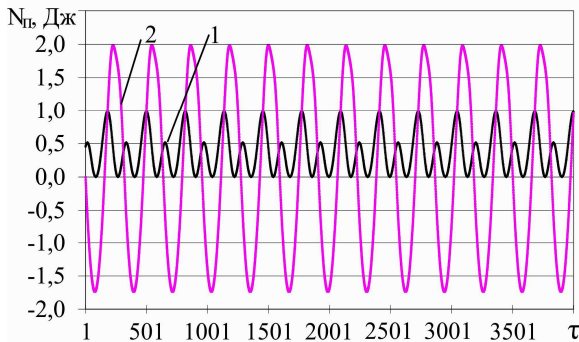


Рис. 19. Потенційна енергія (N_p) пружної деформації і потужність дисипативних сил (M) двосторонніх зв'язків гальмівної колодки: 1 – нормальний, 2 – тангенціальний

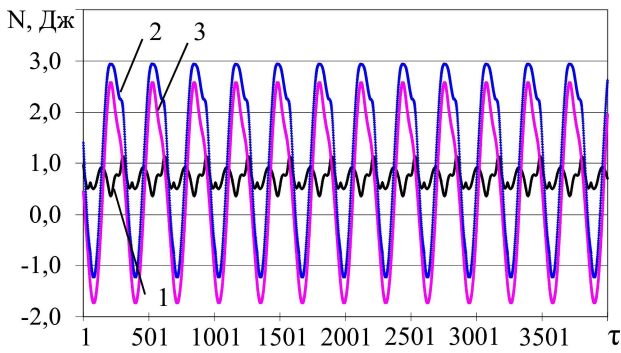


Рис. 20 Енергія коливань гальмівної колодки: 1 – кінетична, 2 – потенційна, 3 – повна

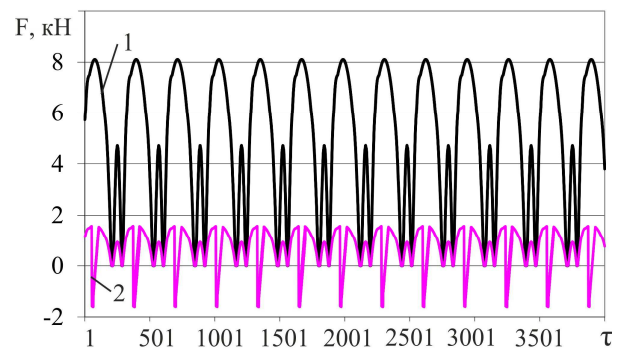


Рис. 21. Залежність в часі сил контактної взаємодії в гальмівному механізмі: 1 – нормальна сила, 2 – сила тертя

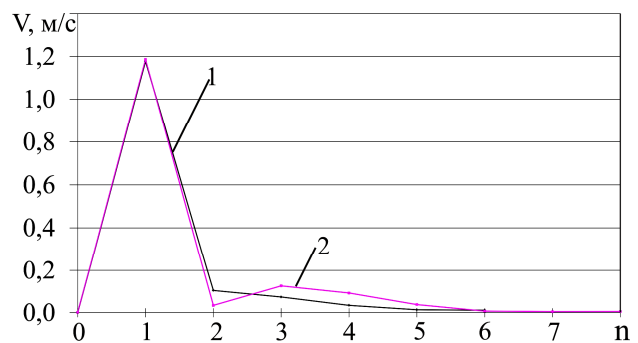
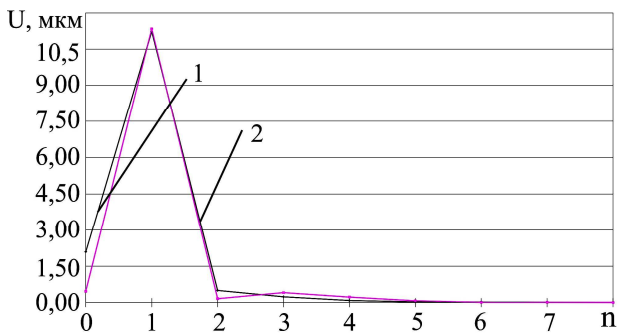


Рис. 22. Спектри переміщень U , швидкостей V колодки гальмівного механізму: 1 – x , 2 – y

На рис. 15, 17, 19, 20, 21 по осі абсцис відкладено номер точки на часовій осі. Добуток номера точки на шаг часу визначає змінний час. На рис. 11 по осі ординат відкладено нормовані значення автокореляційної функції, по осі абсцис – зсув в часі. На рис. 22 по осі ординат відкладено амплітуди гармонік переміщень та швидкостей переміщень колодки, по осі абсцис – номери гармонік коливань відповідно.

Для заданого набору з 18-ти параметрів інерційних, пружних і дисипативних сил навантаження гальма, геометрії контакту і його конструктивних зв'язків реалізується сталий режим релаксаційних коливань колодки гальмівного механізму. При цьому швидкість коливальних переміщень колодки в тангенціальному напрямі (рис. 15) рівна швидкості поступального руху колеса 1 м/с (рис. 16), прискорення колодки рівне 0 (рис. 15), сила тертя гальма рівна 0 (рис. 21). В результаті діюче значення коефіцієнта тертя за період гальмування знижується. Для того, щоб виключити джерело релаксаційних автоколивань в робочому процесі гальма, необхідно зменшити швидкість переміщення колодки демпфуванням тангенціальних коливань за рахунок підвищення коефіцієнтів демпфування дисипативних сил або введення додаткових дисипативних елементів у вигляді демпфуючих опор підвіски гальмівної колодки.

Сила тертя гальма також зменшується при збільшенні швидкості ковзання в результаті збільшення амплітуди нормальних коливань колодки, їх асиметричності, що приводить до підвищення середнього рівня колодки над колесом, зменшенню зближення і фактичної площі контакту.

Результати обчислювальних експериментів на рис. 15 – 22 є одним з варіантів динамічних розрахунків для параметричної оптимізації гальм у виконаних проектах шахтних локомотивів при використанні прямодіючого і нормально-замкнутого типів гальм з важільним, гідравлічним і пневмогідравлічними приводами.

Для впровадження результатів роботи виконана класифікація задач по розробці гальм шахтного рухомого складу як трибологічної системи, в якій коефіцієнт тертя володіє агрегатними властивостями. Задачі класу А визначають принцип дії системи в цілому або окремих вузлів її (структурний синтез). Так гальмо може бути виконано з керованими або некерованими механічними, пневматичними, гідравлічними, електромагнітними або іншими елементами. Задачі класу В реалізують різні принципи дії у вигляді множини структур (структурна оптимізація). Задачі класу С параметричної оптимізації в межах заданої структури. Рішення задач класу А виконано для електровозів АРВ10ГЕ, АВ8Т, АП8Т відповідно до проектної нормативно-технічної документації на етапі технічного завдання; В – на етапах ескізного і технічного проектування; С – на інших етапах (розробка робочої документації дослідного зразка, робоче проектування; виготовлення дослідного зразка, коригування документів і державні випробування; коригування документів за результатами випробувань).

ВИСНОВКИ

Дисертація є завершеною науково-дослідною роботою, в якій наведено теоретичне обґрунтування і нове вирішення наукової проблеми, що полягає в обґрунтуванні методів управління силою тертя в робочому процесі гальма за величиною і у функції швидкості ковзання, показниками ефективності гальма і гальмування рухомого складу рейкового транспорту шахт на основі ідентифікації сумісного збудження кінематично вимушених коливань за рахунок дискретності і конструктивних зв'язків контакту тертя з фрикційними коливаннями, застосування для управління силою тертя адаптивного механізму змінної структури гальма і варіаційного формулювання у вигляді квазіваріаційної нерівності нелінійної динамічної задачі з тертям, що дозволило виконати розробку нових технічних рішень на рівні винаходів, в результаті розробити і упровадити галузевий стандарт (загальні технічні вимоги) та розширити область застосування шахтного локомотивного транспорту у виробках з ухилами колії від 0,005 до 0,050, створити декілька типорозмірів локомотивів високого технічного рівня по ефективності тяги і гальмування, які відповідають вимогам стандарту.

В результаті виконаних теоретичних та експериментальних досліджень отримані наступні наукові висновки і результати.

1. Виконана ідентифікація стану гальма і вперше розроблена регресійна модель кінетичної характеристики тертя колодочно-колісного гальма шахтних локомотивів в умовах структурної невизначеності за кількістю і складом входних змінних в моделях залежності сили (коефіцієнта) тертя. Виключити нестійкі рішення дозволяє застосування різних видів статистичного аналізу: дисперсійного, кореляційного, регресійного і дискримінантного. Завдання регресійного аналізу поставлене в широкому сенсі. З умови максимуму дискримінантної функції отримана лінійна модель зміни коефіцієнта тертя φ гальма від гальмів-

ного натиснення K до 12 кН і швидкості ковзання V до 5 м/с, яка в робочому процесі визначає показники ефективності гальма. Пошук оптимальної множини регресорів в завданні регресійного аналізу дозволив досягти міри ідентичності (коефіцієнт множинної кореляції) 0,96, частинні коефіцієнти кореляції 0,69 і 0,71 указують на однакову міру впливу K і V на φ , іншими факторами можна нехтувати, зокрема загальним впливом KV і фрикційним нагрівом. Перевірка адекватності моделі за F-критерієм з рівнем достовірності 0,95 підтверджується високою збіжністю при значеннях вибіркової дисперсії вхідних чинників $25,39 \cdot 10^{-3}$ і випадкового чинника $2,64 \cdot 10^{-3}$, стандартна помилка коефіцієнта тертя складає 0,0514.

Коефіцієнти регресійної моделі характеристики тертя змінюються при зміні геометрії конструктивних зв'язків в гальмівному механізмі в процесі зносу гальмівних колодок, при зміні характеристики шорсткості контактної поверхні колодки до рівноважної в процесі прироблення, при зміні механічних властивостей матеріалу в результаті зміни хімічного складу чавуну гальмівної колодки, при зміні пружних і дисипативних властивостей в кінематичному ланцюзі навантаження гальмівних механізмів, включаючи використання пневмопривода і передачі, при попаданні в зону тертя колодки та колеса вологи і грязі з опорної поверхні рейки в промисловому експерименті, що є граничним мастилом, яке демпфує фрикційні коливання в гальмівних механізмах.

2. Обґрунтовано, що гальмівна передача це механізм із змінною структурою, який втрачає рухливість при включенні гальмівного механізму і відноситься до неасурових структурних груп від'ємного порядку. Гальмо з напруженим замкнутим кінематичним контуром є адаптивним механізмом змінної структури, до складу кінематичного ланцюга якого разом з жорсткими ланками повинні входити гнучкі, гідравлічні, пневматичні або іншої фізичної природи, як адаптуючі зв'язки для умов взаємодії колодки і колеса на відносному їх переміщенні залежно від параметрів робочого процесу тертя.

3. Для шахтних локомотивів при визначенні структури і параметрів динамічної моделі гальма, допущень і масштабних коефіцієнтів моделювання режимів гальмування, розміщення датчиків зусиль в гальмівних стендах і при ходових випробуваннях, структури вимірювального і обробного комплексу апаратури, плану експериментів, їх обробки і інтерпретації результатів розроблені основи теорії гальмівної колодки.

4. Отримала подальший розвиток математична модель тяги і руху шахтних потягів з урахуванням нерівносповільненого руху при гальмуванні, що дозволило розробити обчислювальний алгоритм моделювання тяги і руху потягів, набутти достовірних значень показників ефективності гальмування, виконати ідентифікацію параметрів динамічної моделі гальма при несталих режимах. Для ідентифікації досліджуваного стану керованого руху шахтних потягів виконано розв'язання задачі класифікації, в якій з двох сукупностей показників тяги і гальмування побудовано класифікаційне правило, що дозволяє встановити технічний рівень рухомого складу за приналежністю до однієї з цих сукупностей. Технічний рівень серійного рухомого складу за ефективністю гальмування нижчий, ніж по тязі при номінальній швидкості руху потягу, при цьому на інтенсивних режимах гальмування недовикористовується до 53 % зчіпної ваги локо-

мотива, при підвищенні гальмівної навантаженості на початку гальмування настає параметрична відмова гальма при уповільненні в результаті зриву зчеплення ходових колісних пар локомотива.

5. Запропоновано при визначенні ефективності гальмування застосовувати коефіцієнт корисної дії гальма, як інтегральну оцінку використання зчіпної маси локомотива при гальмуванні на зупинку шахтних потягів із зміною коефіцієнта тертя гальма від швидкості руху. Для серійних локомотивів цей показник не перевищує 70 % при номінальному натисненні 7 кН.

6. Розроблений обчислювальний алгоритм спектрального аналізу зусиль і переміщень мас в гальмівному механізмі, експериментально визначені спектрограми вібропереміщень гальмівної колодки і змінних складових нормальних і тангенціальних зусиль навантаження гальмівного механізму для різних режимів гальмування відповідно до плану факторного експерименту. Вид спектральної щільності коливань зусиль і переміщень колодки свідчить про те, що частота і амплітуда високочастотних коливань до 1 кГц змінюється залежно від параметрів гальмівного режиму, пружних і дисипативних сил навантаження, що в стані гальма виражається зміною коефіцієнтів регресії і значень частинних коефіцієнтів кореляції швидкості руху від 0,73 до 0,29, гальмівного натиснення від 0,33 до 0,65 в статистичній моделі характеристики тертя гальма.

7. Розроблені динамічні моделі гальма з урахуванням дискретності контакту поверхні тертя гальмівної колодки, конструктивних зв'язків і розподілу контактних зусиль по шорстких поверхнях, сталих і несталих режимів руху та обчислювальні алгоритми моделювання взаємодії нормальних і тангенціальних фрикційних коливань при сумісному їх збудженні в гальмі. Нормальні вимушені коливання збуджуються кінематично внаслідок дискретності контакту з рівноважною шорсткістю від зносу. Тангенціальними коливаннями є: складові нормальних коливань від конструктивних зв'язків в гальмівному механізмі, фрикційні від нормальних змінних зусиль за законом тертя Амонтона-Кулона, фрикційні автоколивання від різниці між статичним та кінетичним коефіцієнтами тертя. Варіаційне формулювання у вигляді квазіваріаційної нерівності динамічної задачі коливальної системи при використанні різницевої схем дозволяє отримати при значеннях вагових коефіцієнтів 0,25 або 0,5 розв'язання нелінійної динамічної задачі з тертям. Методика аналізу коливань в гальмі виконана методом обчислювального експерименту.

8. Експериментально методами періодичних і промислових випробувань шахтного рухомого складу з використанням планування експериментів і статистичного моделювання (науково-виробничий експеримент) для ідентифікації параметрів і станів динамічних моделей гальма і математичної моделі тяги і руху шахтних потягів отримані тягово-енергетичні і вібро-шумові характеристики локомотивів, розрахункові нормативні значення ходових якостей вагонів. Вимоги репрезентативності за типом рухомого складу для випробувань виконані по тяговій здатності і технічному стану. При цьому максимальна погрішність опору руху складає 3,2 Н/кН, відносна погрішність результатів тягово-енергетичних випробувань – 4% (сили тяги тривалого режиму – 7%).

9. Виконаний в дисертації комплекс теоретичних і експериментальних досліджень знайшов практичне використання в «Транспорт шахтний локомо-

тивний. Перевезення людей і вантажів у виробках з ухилом колії від 0,005 до 0,050. Загальні вимоги. СОУ 10.1.00185790.007:2006. Стандарт Мінвуглепрому України», в технічних завданнях на розробку електровозів типорозмірного ряду, оснащених нормально-замкнутим пружинно-гідравлічним гальмом, які відповідають вимогам СОУ 10.1.00185790.007:2006 («Электровоз аккумуляторный АРВ10ГЭ. Техническое задание ТЗ-2240300118-03», «Электровозы аккумуляторные типа АП8Т. Техническое задание ТЗ-2240500171-07»), у випробувальній документації дослідних зразків електровозів («Электровоз аккумуляторный АРВ10ГЭ. Программа и методика предварительных (стендовых) испытаний опытных образцов АРВ10ГЭ.00.000ПМ», «Электровоз аккумуляторный АРВ10ГЭ. Программа и методика приемочных испытаний опытного образца АРВ10ГЭ 00.000ПМ1», «Протокол №1 предварительных испытаний опытного образца электровоза аккумуляторного АРВ10ГЭ с опытным образцом гидротормозной системы», «Электровоз аккумуляторный взрывобезопасный АВ8Т. Программа и методика приемочных испытаний опытного образца АВ8Т.00.000 ПМ1», «Электровозы аккумуляторные взрывозащищенные АП8Т. Программа и методика приемочных испытаний опытного образца АП8Т.00.000 ПМ1») (ДонВУГІ, замовник Дружківський машзавод), у випробувальній документації для розробки карти технічного рівня і атестації електровозів нового типажного ряду АРВ7-900У5 і АРП7-900У5 (замовник Ясногорський машзавод), в технічному завданні, програмі і методиці визначення коефіцієнта тертя в трибосполуках для атестації силового устаткування (замовник Запорізька АЕС) і в учбовому процесі при підготовці фахівців в Державному ВНЗ «Національний гірничий університет».

За результатами попередніх випробувань дослідного зразка електровоза АРВ10ГЕ з гідрогальмівною системою довжина гальмівного шляху в порівнянні з серійним електровозом АРП10 зменшилася на 32%, довжина зупинного шляху – на 83%. Упровадження результатів роботи має соціальний ефект за рахунок підвищення технічного рівня, надійності та безпеки локомотивного транспорту на нормальному та завищеному профілі рейкової колії.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ

1. Коптовец А.Н. Исследование тормозной эффективности шахтных поездов / А.Н. Коптовец, С.Ф. Шибалов, А.В. Новицкий // Гірнична електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб. / Нац. гірн. ун-т. – Д., 2004. – Вип. 73. – С. 78 – 86.

2. Коптовец А.Н. Кинетическая характеристика трения при структурной неопределенности состояний тормоза подвижного состава рельсового и мобильного транспорта / А.Н. Коптовец, П.А. Дьячков, В.В. Яворская, Г.В. Денисенко // Гірнична електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб. / Нац. гірн. ун-т. – Д., 2010. – Вип. 85. – С.151– 158.

3. Коптовец А.Н. Управление структурой и трибологическими свойствами фрикционных материалов для тормозов / А.Н. Коптовец, А.А. Бобылев, П.А. Дьячков // Подъемно-транспортная техника. – 2009. – № 5. – С. 52 – 62.

4. Коптовец А. Н. Безопасность локомотивного транспорта шахт на тяжелом профиле пути / А.Н. Коптовец, И.А Таран // Зб. наук. пр. НГУ. – Д., 2006. –

№ 25. – С. 120 – 124.

5. Коптовец А.Н. К теории тормозной колодки / Л.Н. Бондаренко, В.С. Троцило, А.Н. Коптовец // Разработка рудных месторождений: науч.-техн. сб. / Криворож. техн. ун-т. – Кривой Рог, 2005. – Вып. 88. – С. 197 – 200.

6. Коптовец А.Н. Оптимизация трибологической системы свойствами фрикционных материалов / А.Н. Коптовец, А.А. Бобылев, П.А. Дьячков // Подъемно-транспортная техника. – 2009. – № 3. – С. 52 – 62.

7. Коптовец А.Н. Управление режимами торможения шахтных электровозов / А.Н. Коптовец, Л.Н. Ширин, А.В. Денищенко // Науковий вісник НГУ. – 2004. – № 2. – С. 60 – 62.

8. Коптовец А.Н. Экспериментальное определение параметров взаимодействия секционной тормозной колодки с поверхностью катания колеса / И.А. Таран, А.В. Денищенко, А.Н. Коптовец // Науковий вісник НГАУ. – 1998. – № 3. – С. 41 – 43.

9. Коптовец А.Н. Взаимодействие нормальных и тангенциальных фрикционных колебаний при наличии конструктивных связей / А.Н. Коптовец, А.А. Бобылев // Вібрації в техніці і технологіях: Всеукраїнський наук.-техн. журнал. – Вінниця, 2007. – №3 (48). – С. 97 – 100.

10. Коптовец А.Н. Математическая модель взаимодействия нормальных и тангенциальных фрикционных колебаний шероховатых тел при наличии конструктивных связей / А.А. Бобылев, А.Н. Коптовец // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій: зб. наук. пр. / Дніпропетр. нац. ун-т. – Д., 2007. – Вип. 11. – С. 3 – 14.

11. Коптовец А.Н. Математическая модель процесса торможения с учетом взаимодействия нормальных фрикционных колебаний в тормозных механизмах / А.А. Бобылев, А.Н. Коптовец // Методи розв'язування прикладних задач механіки деформівного твердого тіла: зб. наук. пр. / Дніпропетр. нац. ун-т. – Д., 2007. – Вип. 8. – С. 10 – 24.

12. Коптовец А.Н. Результаты вычислительных экспериментов для проектирования тормозных систем подвижного состава / А.Н. Коптовец, А.А. Бобылев, В.В. Яворская, В.Д. Кирнос // Гірнична електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб. / Нац. гірн. ун-т. – Д., 2012. – Вип. 88. – С.78– 82.

13. Коптовец А.Н. Вычислительные алгоритмы моделирования фрикционных автоколебаний методом установления / А.А. Бобылев, А.Н. Коптовец, Л.Н. Ширин // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій: зб. наук. пр. / Дніпропетр. нац. ун-т. – Д., 2005. – Вип. 9. – С. 35 – 42.

14. Коптовец А.Н. Математическая модель фрикционных автоколебаний, обусловленных деформированием шероховатых поверхностей / А. А. Бобылев, А.Н. Коптовец // Методи розв'язування прикладних задач механіки деформівного твердого тіла: зб. наук. пр. / Дніпропетр. нац. ун-т. – Д., 2006. – Вип. 7. – С. 11 – 21.

15. Коптовец А.Н. Измерительный и обрабатывающий комплекс аппаратуры для определения характеристик рабочего процесса тормоза / А.Н. Коптовец, А.В. Денищенко, В.В. Зиль // Науковий вісник НГУ. – 2005. – №2. – С. 47 – 50.

16. Коптовец А.Н. Периодические испытания шахтных электровозов /

- А.Н. Коптовец, А.В. Денищенко, В.В. Зиль, С.Ф. Шибалов // Уголь Украины. – 2005. – № 10. – С. 20 – 21.
17. Коптовец А.Н. Измерительная цепь натяжения арматурных канатов / А.Н. Коптовец, А.В. Денищенко, В.В. Зиль // Подъемно-транспортная техника. – 2006. – № 4. – С. 42 – 50.
18. Коптовец А.Н. Экспериментальное исследование коэффициента трения рельсового магнитного тормоза / А.В. Новицкий, А.Н. Коптовец // Вісник Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2006. – № 7 (101). – С. 103 – 107.
19. Коптовец А.Н. Экспериментальные исследования триботехнической системы защитных конструкций / А.Н. Коптовец, А.В. Денищенко, В.В. Зиль., В.Н. Вильянский // Сб. науч. тр. / ДонГТУ. – Алчевск, 2004. – Вып. 18. – С. 62 – 66.
20. Коптовец А.Н. Экспериментальные исследования характеристик трения и колебаний тормозной колодки с учетом инерционных, упругих и демпфирующих свойств тормозной системы шахтных локомотивов / А.Н. Коптовец // Науковий вісник НГУ. – 2008. – №10. – С. 38 – 42.
21. Коптовец А.Н. Выбор формы связи между параметрами трения в тормозном механизме с применением дискриминантного анализа / А.Н. Коптовец // Подъемно-транспортная техника. – 2007. – №3. – С. 27 – 32.
22. Коптовец А.Н. Научные основы разработки тормозных систем подвижного состава рельсового транспорта шахт высокого технического уровня / А.Н. Коптовец // Науковий вісник НГУ. – 2006. – № 11. – С. 65 – 67.
23. Коптовец А.Н. Динамическая модель тормоза / А.Н. Коптовец // Науковий вісник НГУ. – 2010. – № 2. – С. 64 – 67.
24. Коптовец А.Н. Структурный и динамический анализ тормозного механизма / А.Н. Коптовец // Науковий вісник НГУ. – 2010. – №3. – С. 77 – 79.
25. Коптовец А.Н. Оценка технического уровня подвижного состава шахтного рельсового транспорта по эффективности торможения / А.Н. Коптовец // Гірнична електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб. / Нац. гірн. ун-т. – Д., 2010. – Вип. 84. – С. 175 – 188.
26. Коптовец А.Н. Коэффициент полезного действия тормоза подвижного состава рельсового транспорта / А.Н. Коптовец // Разработка рудных месторождений: науч.-техн. сб. / Криворож. техн. ун-т. – Кривой Рог, 2004. – Вып. 86. – С. 110 – 113.
27. Коптовец А.Н. Исследование рабочих процессов фрикционного тормоза методом анализа вынужденных колебаний колодки / А.Н. Коптовец // Зб. наук. пр. НГУ.– Д., 2004. – № 19, т. 1. – С. 103 – 109.
28. Пат. 93408 Україна, МПК G05D 15/00, G01N 19/02. Спосіб керування силою тертя / Коптовець О.М., Бобильов О.О., Ширін Л.Н. (Україна); заявник і патентовласник Нац. гірн. ун-т. – № а200815045; заявл. 26.12.08; опубл. 10.02.11, Бюл. №3.
29. Пат. 23723 Україна, В61Н 7/02. Колодкове гальмо / Коптовець О.М., Сердюк А.О., Таран І.О. (Україна); заявник і патентовласник Нац. гірн. ун-т. – №97041559; заявл. 02.04.97; опубл. 31.08.98, Бюл. №4.
30. Пат. 93449 Україна, МПК G01N 19/02. Спосіб визначення сили тертя в трибосполуках / Коптовець О.М., Денищенко О.В., Бобильов О.О., Зиль В.В.,

Дьячков П.А. (Україна); заявник і патентовласник Нац. гірн. ун-т. – № а200908618; заявл. 17.08.09; опубл. 10.02.11, Бюл. №3.

31. Пат. 92473 Україна, МПК В61В 7/00, В61В 12/00, F16Н 55/36, E21F 13/00. Канатна дорога та шків тертя для неї / Денищенко О.В., Коптовець О.М. (Україна); заявник і патентовласник Нац. гірн. ун-т. – № а200705789; заявл. 24.05.07; опубл. 10.11.10, Бюл. № 21.

32. Патент на корисну модель № 31089 Україна, МПК В61В 7/00. Шків тертя / Денищенко О.В., Коптовець О.М. (Україна); заявник і патентовласник Нац. гірн. ун-т. – № u200713178; заявл. 27.11.07; опубл. 25.03.08, Бюл. №6.

33. Деклараційний патент на корисну модель № 11699 Україна, МПК С12N 1/16, В61В 7/00. Канатна дорога / Денищенко О.В., Коптовець О.М., Мухін А.В. (Україна); заявник і патентовласник Нац. гірн. ун-т. – № u200504560; заявл. 16.05.05; опубл. 16.01.06, Бюл. №1.

34. Коптовець А. Применение метода установления к расчету фрикционных автоколебаний / А.Н. Коптовец, А.А. Бобылёв // *Materialy IV Międzynarodowego Sympozjum Mechaniki Zniszczenia Materialow i Konstrukcji, Augustow, 30 maja – 2 czerwca 2007.* – Białystok, 2007. – P. 327.

35. Коптовець О.М. Про взаємодію нормальних і тангенціальних фрикційних коливань в колодково-колісних гальмах / О.О. Бобильов, О.М. Коптовець // *Теорія та практика проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: праці 1 міжнар. наук.-техн. конф., 22 – 24 жовт. 2008 р., м. Львів.* – Л.: КІНПАТРИ ЛТД, 2008. – С. 80 – 83.

36. Коптовець А.Н. Управление структурой и трибологическими свойствами фрикционных материалов для тормозов / А.Н. Коптовец, А.А. Бобылев, П.А. Дьячков, Л.А. Токарь // *Форум гірників – 2009: матеріали міжнар. конф., 30 верес. – 03 жовт. 2009 р., м. Дніпропетровськ.* – Д.: Нац. гірн. ун-т, 2009. – С. 200 – 207.

37. Коптовець А.Н. Компьютерное моделирование взаимодействия нормальных и тангенциальных фрикционных колебаний в колодочно-колесных тормозах / А.Н. Коптовец, А.А. Бобылев // *Полимерные композиты и трибология (Поликомтриб - 2011): матеріали междунар. науч.-техн. конф., 27 – 30 июня 2011 г., Гомель, Беларусь: ИММС НАНБ, 2011.* – С. 121 – 122.

38. Коптовець А.Н. Компьютерное моделирование торможения шахтного поезда с учетом динамических процессов в тормозных механизмах / А.А. Бобылев, А.Н. Коптовец, Л.Н. Ширин // *Математичні проблеми технічної механіки – 2011: матеріали міжнар. наук. конф., 13 – 15 квіт. 2011 р., м. Дніпропетровськ – Дніпродзержинськ.* – Д., 2011. – т. 1. – С. 214 – 215.

Особистий внесок автора в роботи, опубліковані з співавторами: [1] – розробка математичної моделі та обчислювального алгоритму руху шахтного потягу, проведення обчислювального експерименту для основних типів рухомого складу і обґрунтування класифікації показників призначення гальма, технічного рівня по тягненню і гальмуванню; [2] – розробка статистичних моделей кінетичної характеристики тертя гальма і обчислювальних алгоритмів моделювання; [3, 4, 5, 6, 7, 8] – розробка структурної схеми, морфологічної моделі гальма, вимог адаптації; [9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16] – обґрунтування структури і параметрів динамічної моделі гальма, масштабних коефіцієнтів моделювання

режимів; [17, 18, 19] – обґрунтування розміщення датчиків, розробка вимірювального і обробного комплексів апаратури, планів експерименту та інтерпретація результатів.

АНОТАЦІЯ

Коптовець О.М. Розвиток наукових основ розробки гальмівних систем рухомого складу шахтного рейкового транспорту високого технічного рівня. – 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, молоді та спорту України, Дніпропетровськ, 2013.

У дисертаційній роботі розв'язана актуальна наукова проблема обґрунтування методів управління силою тертя в робочих процесах гальма за величиною і у функції швидкості ковзання, показниками ефективності гальма та гальмування рухомого складу рейкового транспорту шахт на основі ідентифікації спільного збудження кінематично вимушених коливань за рахунок дискретності і конструктивних зв'язків контакту тертя з фрикційними коливаннями, застосування адаптивного механізму змінної структури гальма і варіаційного формулювання у вигляді квазіваріаційної нерівності нелінійної динамічної задачі з тертям.

Ключові слова: колодочно-колісне гальмо, трибологічна система, рухомий склад шахтного рейкового транспорту, керування силою тертя гальма, взаємодія фрикційних коливань, демпфування коливань, навантаження гальмівного механізму, адаптивний механізм, технічний рівень.

АННОТАЦИЯ

Коптовец А.Н. Развитие научных основ разработки тормозных систем подвижного состава шахтного рельсового транспорта высокого технического уровня. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание учетной степени доктора технических наук по специальности 05.05.06 – горные машины. – Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет» Министерства образования и науки, молодежи и спорта Украины, Днепропетровск, 2013.

Система подземного транспорта при развитии подразумевает объединение преимуществ рельсового и конвейерного транспорта. Электровозная откатка относится к объектам с наиболее благоприятными предпосылками роботизации. Внедрение робототехнического комплекса откатки наиболее эффективно в магистральных выработках с интенсивными грузопотоками от очистных и подготовительных работ, кольцевой схемой движения, погрузкой и разгрузкой состава по ходу и требует оптимизации эффективности тяги и торможения поездов. На шахтных локомотивах, где размещается тормозное оборудование поезда, за счет изменения силы трения тормозного механизма от скорости движения и тормозного нажатия мощность его при скорости начала торможения 3 м/с уменьшается в 3 раза, при 5 м/с – 11 раз. В диссертационной работе решена на-

учная проблема обоснования методов управления силой трения в рабочем процессе тормоза по величине и в функции скорости скольжения, показателями эффективности тормоза и торможения подвижного состава рельсового транспорта шахт на основе идентификации совместного возбуждения кинематически вынужденных колебаний за счёт дискретности и конструктивных связей контакта трения с фрикционными колебаниями, применения адаптивного механизма переменной структуры тормоза и вариационной формулировки в виде квазивариационного неравенства нелинейной динамической задачи с трением.

Функционально-морфологический анализ позволяет классифицировать структуру тормоза с напряженным замкнутым кинематическим контуром, в котором тормозная передача относится к неассуровым группам отрицательного порядка, тормоз является адаптивным механизмом с переменной структурой, структурно-неопределенной трибологической системой и обладает видом структурной неопределенности по количеству и составу входных переменных в моделях зависимости силы (коэффициента) трения. Разработана регрессионная модель кинетической характеристики трения колодочно-колесного тормоза шахтных локомотивов в условиях структурной неопределенности. Задача регрессионного анализа поставлена в широком смысле.

Выполнен спектральный анализ усилий и перемещений масс в тормозном механизме, экспериментально определены спектрограммы виброперемещений тормозной колодки и переменных составляющих нормальных и тангенциальных усилий нагружения тормозного механизма. Частота и амплитуда высокочастотных колебаний до 1 кГц изменяется в зависимости от параметров тормозного режима, упругих и диссипативных сил нагружения, что в состоянии тормоза выражается изменением коэффициентов регрессии в статистической модели характеристики трения тормоза.

Разработаны основные положения теории тормозной колодки для определения структуры и параметров динамической модели тормозного механизма, измерительного и обрабатывающего комплекса аппаратуры.

Разработана математическая модель тяги и движения шахтных поездов с учетом неравнозамедленного движения при торможении. Для идентификации исследуемого состояния управляемого движения шахтных поездов выполнено решение задачи классификации, в которой из двух совокупностей показателей тяги и торможения построено классификационное правило, позволяющее установить технический уровень подвижного состава по принадлежности к одной совокупности. Для интегральной оценки использования сцепной массы локомотива при торможении шахтных поездов на остановку определен коэффициент полезного действия тормоза.

Разработаны динамические модели тормоза с учетом дискретности контакта поверхности трения тормозной колодки, конструктивных связей и распределения усилий по шероховатым поверхностям, установившихся и неустановившихся режимов движения. Вариационная формулировка в виде квазивариационного неравенства колебательной системы при использовании разностных схем позволяет получить при определенных значениях весовых коэффициентов решения нелинейной динамической задачи с трением.

Экспериментальными методами периодических и промышленных испы-

таний шахтного подвижного состава с использованием планирования экспериментов и статистического моделирования для идентификации параметров и состояний динамических моделей тормоза и математической модели тяги и движения шахтных поездов получены тягово-энергетические и вибро-шумовые характеристики локомотивов, расчетные нормативные значения ходовых качеств вагонов.

Классификация показателей назначения тормоза, алгоритм и программное обеспечение для моделирования тяги и движения шахтных поездов, метод определения технического уровня подвижного состава по эффективности тяги и торможения позволяет повысить производительность и безопасность локомотивного транспорта и расширить область применения на профиле пути от 0,005 до 0,050.

Разработан алгоритм и программное обеспечение моделирования фрикционных колебаний в тормозе для управления силой трения по величине и в функции скорости движения, что позволяет получить рабочие характеристики в соответствии с его назначением, повысить КПД и надежность тормоза.

Результаты работы внедрены в отраслевой стандарт Минуглепрома Украины СОУ 10.1.00155790.007:2006, нашли практическое использование на ОАО «Дружковский машзавод» и ДонУГИ при разработке и испытаниях опытных образцов электровозов АРВ10ГЭ, АВ8Т и АП8Т с гидротормозной системой и внедрены в учебный процесс при подготовке специалистов по специальностям «Горное оборудование» и «Разработка месторождений полезных ископаемых» в Государственном ВУЗ «Национальный горный университет». Внедрение результатов работы имеет социальный эффект за счет повышения технического уровня, надежности и безопасности локомотивной откатки на нормальном и тяжелом профиле рельсового пути.

Ключевые слова: колодочно-колесный тормоз, трибологическая система, подвижной состав шахтного рельсового транспорта, управление силой трения тормоза, взаимодействие фрикционных колебаний, демпфирование колебаний, нагружение тормозного механизма, адаптивный механизм, технический уровень.

The Summary

Koptovets O.M. The Development of Scientific Basis for the Development of Braking Systems for Carriage Rolling Stock of Advanced Mine Rail Haulage. – Manuscript.

Thesis for the application of the Doctor of Technical Sciences degree in the specialty 05.05.06 – mining Equipment – State Higher Educational Institution “National Mining University”, of the Ministry of Education, Science, Youth and Sports of Ukraine, Dnipropetrovsk, 2013.

The dissertation has solved burning scientific problem of justifying methods of control of frictional force under the exploitation conditions of brake in magnitude, and as a function of slipping motion velocity, measures of mine rail haulage brake efficiency as well as its braking on the basis of identifying general excitation of kinematically forced oscillations owing to dimensional resolution and ratio of friction contact and friction oscillations; use of adaptive mechanism of shiftable structure and

variational definition in terms of quasivariational inequality of nonlinear dynamic problem with friction.

Key-words: claps and wheel brake, tribological system, carriage rolling stock of mine rail haulage, control of frictional force of brake, interaction of frictional oscillations, oscillation damping, braking mechanism load, adaptive mechanism, performance standards.

КОПТОВЕЦЬ Олександр Миколайович

**РОЗВИТОК НАУКОВИХ ОСНОВ РОЗРОБКИ ГАЛЬМІВНИХ
СИСТЕМ РУХОМОГО СКЛАДУ ШАХТНОГО РЕЙКОВОГО
ТРАНСПОРТУ ВИСОКОГО ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ**

(Автореферат)

Підп. до друку 01.02.2013. Формат 60×90/16
Папір офсет. Ризографія. Ум. друк. арк. 1,9
Обл.-вид. арк. 1,9. Тираж 120 пр. Зам. №

Державний вищий навчальний заклад
«Національний гірничий університет»
49027, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19.