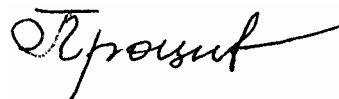


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«НАЦІОНАЛЬНИЙ ГІРНИЧИЙ УНІВЕРСИТЕТ»

ПРОЦІВ Володимир Васильович



УДК 622.625.28(043.5)

НАУКОВЕ ОБҐРУНТУВАННЯ НОВИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ
З УДОСКОНАЛЕННЯ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ ШАХТНОГО
ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОГО ЛОКОМОТИВА

Спеціальність 05.05.06 – гірничі машини

Автореферат

дисертації на здобуття наукового ступеня

доктора технічних наук

Дніпропетровськ – 2011

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі основ конструювання механізмів і машин Державного ВНЗ «Національний гірничий університет» Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України (м. Дніпропетровськ).

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор
Ширін Леонід Никифорович, ДВНЗ «Національний гірничий університет» Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України, завідувач кафедри транспортних систем і технологій

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Блохін Сергій Євгенович, ДВНЗ «Національний гірничий університет» Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України, завідувач кафедри будівельної, теоретичної та прикладної механіки;

доктор технічних наук, професор
Скалозуб Владислав Васильович, Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна Міністерства транспорту і зв'язку, завідувач кафедри комп'ютерних інформаційних технологій;

доктор технічних наук, професор
Старченко Валерій Миколайович, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України, завідувач кафедри автомобілів (м. Луганськ).

Захист відбудеться 5 жовтня 2011 р. о 14⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 08.080.06 при ДВНЗ «Національний гірничий університет» Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України за адресою: 49027, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19, тел. 47-24-11.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці ДВНЗ «Національний гірничий університет» Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України за адресою: 49027, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19, тел. 47-24-11.

Автореферат розісланий 29 серпня 2011 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



О.В. Анциферов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Подальше підвищення продуктивності праці на гірничих підприємствах можливе лише при збільшенні вантажопотоку, а цього можна досягти за рахунок використання важких багатовісних шарнірно-зчленованих локомотивів і, відповідно, підвищивши швидкість руху навантажених потягів, а також збільшивши масу транспортованих вантажів. Оскільки сучасні локомотиви мають достатній запас сили тяги, але їхні можливості істотно обмежені гальмівними характеристиками, то збільшення ефективності перевезень підземним рейковим транспортом повинне йти, зокрема, шляхом удосконалення гальмівних пристроїв під час створення нових та вдосконалення існуючих шахтних локомотивів.

У шахтних локомотивів має бути багаторазовий резерв гальмівних пристроїв, з цією метою використовують гальмівні системи різних видів, зокрема ті, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса й рейки, і ті, що безпосередньо контактують з рейковою колією. Необхідно повністю використовувати можливості зчеплення фрикційної пари колесо – рейка для застосування максимально великих гальмівних моментів, що не призводять до блокування коліс. Для цього функція залежності коефіцієнта зчеплення від відносного ковзання колеса має бути вивчена на всій її протяжності (від мінімального до повного ковзання). Для недопущення юза потрібно встановити ознаки його появи та визначити час і функцію прикладання початкового гальмівного моменту до пристроїв, що реалізують гальмівну силу в контактні колеса й рейки. Необхідно визначити, як різні викривлення й нерівності рейкової колії послаблюють силу магнітного притягання магніторейкового гальма і, відповідно, гальмівну силу, яку воно формує.

На жаль, перелічені вище особливості шахтного рейкового транспорту не дозволяють застосувати в експлуатації шахтних локомотивів результати наукових досліджень процесу гальмування магістрального, комунального і навіть промислового залізничного транспорту. Застосовані там системи автоматичного стеження за раціональним використанням зчепних характеристик локомотивів у процесі тяги й гальмування не можуть бути автоматично перенесені на шахтний рейковий транспорт з кількох причин, перш за все через відсутність стисненого повітря на шахтних акумуляторних електровозах.

Дослідження, спрямовані на розробку нових конструкцій колісно-колодкових, дискових осьових і трансмісійних, а також магніторейкових і гравітаційних гальм, вивчення динаміки елементів приводу й ходової частини тягових секцій локомотива в процесі гальмування сприятимуть підвищенню безпеки руху та збільшенню продуктивності шахтного рейкового транспорту, а в цілому – розвитку гірничодобувної промисловості України.

Отже, визначення залежності коефіцієнта зчеплення від відносного ковзання, знаходження оптимальної функції зростання гальмівного моменту при початковому його прикладанні й обчислення коефіцієнтів використання сили магнітного притягання магніторейкового гальма на викривленнях і нерівностях рейкової колії для розробки нових технічних рішень стосовно гальмівних пристроїв шахтного шарнірно-зчленованого локомотива, що забезпечують зменшення

гальмівного шляху шахтного потяга, його безпечну зупинку і стоянку на поздовжніх ухилах колії величиною до 50 %, є актуальною науковою проблемою.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота є складовою частиною досліджень, проведених у Державному ВНЗ «Національний гірничий університет» в рамках держбюджетної теми ГП-317 «Теоретичне обґрунтування технічних рішень з підвищення експлуатаційних характеристик шахтного колісного транспорту» (№ ГР 0103U001288) та ГП-414 «Розробка теорії, методів розрахунку й технологій створення гірничого обладнання нового покоління» (№ ДР 0108U000556), у яких автор брав безпосередню участь як відповідальний виконавець окремих розділів.

Мета роботи – визначення залежності коефіцієнта зчеплення від відносного ковзання, знаходження оптимальної функції зростання гальмівного моменту при початковому його прикладенні й обчислення коефіцієнтів використання сили магнітного притягання магніторейкового гальма на викривленнях і нерівностях рейкової колії для наукового обґрунтування та розробки нових технічних рішень стосовно гальмівних пристроїв задля підвищення гальмівних характеристик важких шахтних шарнірно-зчленованих локомотивів, що транспортують шахтні потяги по ділянках колії із значенням поздовжнього ухилу до 50 %.

Ідея роботи – вдосконалення гальмівної системи шахтного локомотива – ґрунтується на знаходженні залежності коефіцієнта зчеплення від відносного ковзання, використанні оптимальної функції зростання гальмівного моменту при початковому його прикладенні й обчисленні коефіцієнтів використання сили магнітного притягання магніторейкового гальма на викривленнях і нерівностях рейкової колії, а також на синтезі закономірностей для визначення максимально можливих гальмівних моментів на пристроях, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса і рейки, гальмівних сил рейкових гальм і визначення характеристик системи автоматичного контролю юза важкого шахтного шарнірно-зчленованого локомотива.

Завдання дослідження. Поставлена в роботі мета досягається виконанням таких завдань:

1) Створити уточнені розрахункові схеми гальмування шахтного шарнірно-зчленованого локомотива із складом вагонеток за допомогою колісно-колодкових, осьових і трансмісійних дискових гальм шляхом динамічного гальмування двигуном, а також із застосуванням магніторейкових і гравітаційних гальм.

2) Розробити й апробувати динамічну модель гальмування шахтного шарнірно-зчленованого локомотива із складом вагонеток для гальмівних пристроїв, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса з рейкою, і рейкових гальм на реальній рейковій колії, яка має систематичні й локальні та довгі й короткі нерівності.

3) Розробити методику тестування динамічної моделі гальмування шахтного потяга для перевірки її адекватності положенням класичної механіки.

4) Визначити вплив недосконалості реальної шахтної колії на режим гальмування локомотива за допомогою пристроїв, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса і рейки.

5) Визначити раціональні параметри секційного магніторейкового гальма в шахтному локомотиві.

6) Визначити вплив викривлень і нерівностей реальної шахтної колії на режим гальмування локомотива за допомогою рейкових гальм.

7) Розробити й апробувати алгоритм роботи пристрою для автоматичного контролю юза шахтного локомотива.

Об'єкт дослідження – процеси формування гальмівних сил пристроями з обмеженим фрикційним моментом в точці контакту колеса і рейки, а також рейковими гальмами важкого шахтного шарнірно-зчленованого локомотива.

Предмет дослідження – гальмівні характеристики важкого шахтного шарнірно-зчленованого локомотива з урахуванням складу навантажених вагонеток і недосконалості реальної рейкової колії.

Методи дослідження. Методологічною основою теоретичних досліджень лінійних і кутових переміщень, а також сил в елементах приводу, ходової частини і рами тягових секцій шарнірно-зчленованого локомотива із складом вагонеток в процесі гальмування за допомогою пристроїв, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса з рейкою, і тих, які безпосередньо контактують з рейками, є методи диференціального числення і математичного моделювання за допомогою рівнянь Лагранжа другого роду. Коефіцієнт ковзання гравітаційного рейкового гальма по рейці за наявності проміжного середовища досліджено за допомогою розв'язування рівняння витікання в'язкої нестискуваної рідини. Температуру нагрівання гальмівних колодок гравітаційного гальма визначено з використанням рівняння теплопровідності й теплообміну. Масоінерційні характеристики конструктивних елементів локомотива визначали засобами САПР КОМПАС, а жорсткісних – за допомогою комп'ютерного моделювання методом скінченних елементів у середовищі програмного комплексу АРМ WinMachine. Числовий розв'язок систем рівнянь динаміки був реалізований засобами програмного комплексу Wolfram Mathematica 7.

У процесі проведення експериментів для визначення гальмівних сил та коефіцієнтів зчеплення коліс і рейкових гальм з рейками використовувалися сучасні методи тензометрування. При обробці й аналізі експериментальних даних було використано методи математичної статистики й планування експерименту, а також отримано апроксимуючі залежності методом найменших квадратів. Вимірювання температури нагрівання колодки гравітаційного гальма шахтного локомотива проведені за допомогою термісторів. Електромагнітні вимірювання виконувалися з використанням USB-осцилографа, приладу National Instruments – NI USB-6009 і датчика Холла. Розрахунки еквівалентних зазорів між рейками і полюсними наконечниками магніторейкових гальм проводилися методом обчислювального експерименту засобами САПР КОМПАС.

Наукова новизна одержаних результатів. У роботі захищаються такі наукові положення:

1. Коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою прямо пропорційний різниці між тангенсом гіперболічним від значення відносного ковзання, помноженим на його

величину, коли максимальне пружне ковзання становить 1,5 %, і значенням відносного ковзання, піднесеним у степінь $5/11$.

2. Гальмівний момент завдяки примусовому дроселюванню робочої рідини зростає за синусоїдою протягом часу холостого ходу гальма, який становить не менше 0,25 с.

3. Значення коефіцієнта використання сили магнітного притягання рейкового гальма до рейки пропорційне величині нерівності рейкової колії в поліноміальній степеневій функції.

Наукова новизна роботи

1) Складено уточнені розрахункові схеми гальмування шахтного шарнірно-зчленованого локомотива із складом вагонеток, що передбачають одночасне й почергове гальмування колісно-колодковими, осьовими і трансмісійними дисковими гальмами, динамічне гальмування двигуном, а також магніторейковими і гравітаційними гальмами.

2) Уперше розроблено й апробовано динамічну модель гальмування шахтного шарнірно-зчленованого локомотива із складом вагонеток за допомогою пристроїв з обмеженим фрикційним моментом і рейковими гальмами на реальній рейковій колії, що характеризується систематичними і локальними, а також довгими й короткими нерівностями.

3) Уперше розроблено систему тестів для перевірки адекватності динамічної моделі гальмування шахтного потяга положенням класичної механіки.

4) Уперше вивчено вплив недосконалості реальної шахтної колії на максимально можливий гальмівний момент і довжину гальмівного шляху шахтного шарнірно-зчленованого локомотива із складом вагонеток, коли використовуються пристрої, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса і рейки, а також рейкові гальма.

5) Уперше розроблено й апробовано алгоритм роботи пристрою для автоматичного контролю юза шахтного локомотива.

6) Уперше обґрунтовано вплив проміжного середовища, що має властивості в'язкої нестисливої рідини, на характеристики фрикційного контакту системи «рейкове гальмо – рейка» і розв'язано задачу визначення коефіцієнта тертя ковзання рейкового гальма по доріжці катання рейки за наявності такого середовища.

7) Уперше визначено закономірності розподілу температур у колодці гравітаційного рейкового гальма та обчислено її товщину відповідно до критерію «нагрівання – охолодження».

8) Розроблено системні підходи до визначення електромагнітних полів і сил взаємодії, що виникають під час руху секційного рейкового гальма по рейці з урахуванням зміни кінематичних і геометричних параметрів руху, нерівностей рейки, а також визначено раціональні параметри секційного магніторейкового гальма, що дозволяють у реальних умовах експлуатації поліпшити гальмівні характеристики шахтного локомотива.

9) Доведено, що значення коефіцієнта тертя ковзання рейкового гальма по рейці із забрудненими доріжками катання рейок при гальмуванні шахтного локомотива пропорційне швидкості руху локомотива в апроксимуючій поліноміальній функції шостого степеня такого вигляду: $1 - av + bv^2 - \dots + cv^6$. Ця залежність діє, коли швидкість руху локомотива становить від нуля до 5 м/с, при цьому значення коефіцієнта зчеплення зменшується на 40 %.

10) Доведено, що значення коефіцієнта використання сили магнітного притягання рейкового гальма до рейки при гальмуванні шахтного локомотива пропорційне швидкості руху локомотива в апроксимуючій поліноміальній функції п'ятого степеня такого вигляду: $1 - av + bv^2 - \dots - cv^5$. Така залежність діє, коли швидкість руху локомотива дорівнює від нуля до 5 м/с, при цьому значення коефіцієнта зчеплення зменшується на 30 %.

11) Доведено, що при гальмуванні шахтного шарнірно-зчленованого локомотива напрямки гальмівних сил, що реалізуються за допомогою його гальмівних пристроїв, істотно залежать від положення установаження його ходової частини на рейковій колії, яка має розширення, при цьому описано алгоритм визначення такого положення. Якщо швидкість руху локомотива по кривій ділянці колії не перевищує величини, яка дорівнює кореню квадратному з добутку прискорення вільного падіння, радіуса кривої і частки, отриманої від ділення суми коефіцієнта тертя ковзання сталі по сталі та поперечного ухилу колії, і різниці між одиницею та добутком перелічених величин, то перша тягова секція шарнірно-зчленованого локомотива розташовується на кривій ділянці колії в положенні найбільшого від'ємного перекосу, а друга – в положенні найбільшого додатного перекосу. У протилежному випадку обидві секції розташовуються в хордовому положенні. Описана залежність діє, коли швидкість руху локомотива перебуває в межах від нуля до 5 м/с, а радіус кривизни рейкової колії в плані коливається в інтервалі від мінімально дозволеного (20 м для колії 900 мм) до 1 000 м (яким позначають пряму).

Практичне значення одержаних результатів. На базі отриманих наукових положень обґрунтовано нові технічні рішення колісно-колодкового гальма з осьовим замиканням гальмівного зусилля, підресореного гравітаційного гальма, динамічної пісочниці барабанного типу, секційного магніторейкового гальма з механізмом його повороту на кривих, пристрою довантаження колісних пар при гальмуванні та вузла з'єднання середньої секції локомотива з тяговими, що захищені авторськими свідоцтвами СРСР і патентами на винахід України.

На базі результатів дисертації розроблено перелічені нижче інженерні методики, що набули застосування в діяльності галузевих проектних інститутів і машинобудівних заводів, а також у навчальному процесі.

1. Методика тестування динамічної моделі гальмування шахтного потяга з метою перевірки її адекватності положенням класичної механіки.

2. Методика визначення раціональних параметрів секційного магніторейкового гальма шахтного локомотива.

3. Методика врахування впливу викривлень і недосконалості реальної шахтної колії на режим гальмування локомотива за допомогою рейкових гальм.

4. Методика врахування впливу недосконалості реальної шахтної колії на режим гальмування локомотива за допомогою пристроїв, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса й рейки.

Виконані теоретичні й експериментальні дослідження було покладено в основу удосконалення існуючих і розробки нових шахтних локомотивів, перш за все, шарнірно-зчленованого електровоза Е10.

Реалізація результатів роботи. Розроблені методики запроваджені й використовуються в роботі ДП «ДП «Кривбаспроект», м. Кривий Ріг, ДВАТ Інститут «Дніпрогіпрошахт», м. Дніпропетровськ і в АТ «Ново-Краматорський машинобудівний завод». Очікуваний річний економічний ефект від використання на модернізованих електровозах Е10МА (акумуляторна версія) удосконалених пісочниць, колісно-колодкових, дискових осьових і трансмісійних гальм, магніторейкових і гравітаційних гальм, а також автоматичної системи контролю юза в умовах шахти «Самарська» ДТЕК «Павлоградвугілля» при переоснащенні ними ділянки внутрішньошахтного транспорту в цінах 2010 р. становить 514 000 грн. Зазначену суму економічного ефекту було підтверджено розрахунками в ДВАТ Інститут «Дніпрогіпрошахт».

Розроблені методики запроваджено також у практичну діяльність ДП НІТП, м. Харків, ДП «Харківський науково-дослідний інститут технології машинобудування», ДП «Інститут машин і систем», м. Харків, а також Дружківського машинобудівного заводу. Дослідна партія шахтних шарнірно-зчленованих кабельних електровозів Е10, розроблених за технічним завданням (ТЗ) у ДВНЗ «НГУ» за участю автора і виготовлених ХК «Луганськтепловоз», пройшла промислові випробування на шахтах ДТЕК «Павлоградвугілля». Результати дисертаційної роботи впроваджено в навчальний процес кафедри транспортних систем і технологій ДВНЗ «НГУ».

Упровадження результатів роботи дає фактичний економічний ефект 86 тис. грн на один електровоз при його експлуатації в гірничих виробках з поздовжнім ухилом рейкової колії до 50 %.

Обґрунтованість і достовірність наукових положень, висновків та рекомендацій зумовлена коректністю поставлених у роботі завдань; використанням припущень, що зазвичай практикують в аналогічних дослідженнях; застосуванням апробованих методів розв'язування системи диференціальних рівнянь Лагранжа другого роду, характеристик шахтного локомотива, що описують змушені коливання в процесі гальмування, диференціальних рівнянь динаміки в'язкої нестисливої рідини й рівняння теплопровідності; використанням під час проведення експериментальних досліджень стандартної апаратури і перевірених методів обробки результатів; прийнятною збіжністю результатів теоретичних та експериментальних досліджень. Максимальна розбіжність розрахункових та експериментальних значень довжини гальмівного шляху становить

близько 10 %; сили гальмування на зчепленні локомотива – не більше 20 %; температури на поверхні колодки гравітаційного гальма – близько 12 %. При визначенні електромагнітних параметрів магніторейкових гальм використовувалося рівняння Максвелла. Масоінерційні й жорсткісні параметри конструктивних елементів локомотива визначалися з використанням сучасних систем комп'ютерного аналізу методом скінченних елементів засобами САПР КОМПАС і АРМ WinMachine. Числове розв'язування систем рівнянь динаміки виконувалося в середовищі програмного комплексу Wolfram Mathematica 7.

Особистий внесок автора полягає у визначенні мети й ідеї роботи, формулюванні завдань дослідження і наукових положень, виборі методів дослідження, проведенні розрахунково-теоретичного моделювання й експериментальних досліджень процесів гальмування шахтних локомотивів, в обробці, аналізі й узагальненні отриманих результатів; здобувачем зроблено висновки та розроблено методичні рекомендації до практичного їх застосування під час виконання науково-дослідних і конструкторських робіт з удосконалення існуючих та розробки нових шахтних локомотивів.

Апробація результатів дисертації. Основні положення й результати дисертаційної роботи доповідалися, обговорювалися та були схвалені на науковій конференції «Перспективы развития подъемно-транспортной техники», ОНПУ (Одеса, 2002); міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми і перспективи геотехнологій на початку III тисячоліття. Форум гірників – 2002», НГУ (Дніпропетровськ, 2003); VI міжнародної науково-технічній конференції «Проблеми механіки гірничо-металургійного комплексу», НГУ (Дніпропетровськ, 2004); міжнародній науково-технічній конференції «Проблемы и перспективы развития транспорта промышленных регионов», НГУ (Днепропетровск, 2005); міжнародній науково-технічній конференції «Сталий розвиток гірничо-металургійної промисловості – 2005», КТУ (Кривий Ріг, 2005); міжнародній науково-технічній конференції «Форум гірників – 2005», НГУ (Дніпропетровськ, 2005); XV міжнародній науково-технічній конференції «Машиностроение и техносфера XXI века», ДонНТУ (Севастополь, 2008); міжнародній науково-технічній конференції «Форум гірників – 2008», НГУ (Дніпропетровськ, 2008); XIX міжнародній науково-технічній конференції «Проблемы развития рельсового транспорта», Восточноукр. нац. ун-т им. В. Даля (Ялта, 2009); міжнародній науково-технічній конференції «Форум гірників – 2010», НГУ (Дніпропетровськ, 2010); міжнародній науково-практичній конференції «Современное машиностроение. Наука и образование», Политехнический университет (Санкт-Петербург, 2011).

Публікації. Основні положення дисертації опубліковано в 36 роботах, з них: одна монографія (без співавторів), 24 статті в спеціалізованих наукових виданнях (17 без співавторів), отримано шість патентів України і авторських свідоцтв СРСР (один патент без співавторів), чотири – матеріали конференцій (три з них без співавторів).

Структура й обсяг роботи. Дисертація складається з двох томів. Перший том містить вступ, шість розділів, висновки, це 387 сторінок машинописного тексту з 113 рисунками (у тому числі на 42 окремих сторінках), з 10 таблицями (у тому числі на 12 окремих сторінках), список використаних джерел із 280 найменувань на 29 сторінках. Другий том включає 28 додатків на 156 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У першому розділі дисертації розглянуто питання сучасного стану шахтного рейкового транспорту, гальмівних систем і пристроїв протиюзового захисту шахтного, магістрального, промислового й комунального рейкового транспорту.

Колісно-колодкові й дискові гальмівні пристрої широко використовуються на транспорті, а також у стаціонарних вантажопідйомних машинах, їх дослідження проведено в роботах М.П. Александрова, В.І. Белоброва, О.М. Коптовця, А.Г. Моні, Т.П. Ньюкомба, В.І. Самусі, А.О. Сердюка, В.М. Старченка, І.О. Тарана, А.В. Чичинадзе та ін.

Дослідженням магніторейкових гальм для шахтних і рудникових локомотивів, а також кар'єрних тягових агрегатів і маневрових локомотивів займалися В.П. Абрамов, М.П. Балабан, Л.В. Балон, О.В. Безцінна, В.М. Дорожкін, В.Д. Єлманов, В.В. Зіль, Д.Е. Кармінський, Л.М. Краплін, В.Ф. Криворученко, Ю.А. Курников, О.В. Новицкий, О.О. Ренгевич, В.О. Салов, В.І. Серов, В.П. Тюрін, М.Д. Фокін, В.Б. Шашкін, Г.М. Широков, М.С. Шляхов, І.Г. Штокман та інші.

Взаємодію фрикційної пари «колесо – рейка» вивчали К. Джонсон, І.П. Ісаєв, Ю.М. Лужнов, В.Б. Медель, А.П. Павленко та ін. Дослідження просторового руху, а також процесу формування сил тяги і гальмування в магістральних і промислових локомотивах описано в роботах Є.П. Блохіна, М.Ф. Веріго, А.М. Бабичкова, В.Г. Іноземцева, М.Л. Коротенка, С.М. Куценка, В.А. Лазаряна, М.С. Полякова, Л.М. Пижевича, М.А. Радченка, Н.М. Хачанурідзе та ін. Багато питань, пов'язаних із вивченням та поліпшенням тягово-гальмівних характеристик шахтних локомотивів і тягових агрегатів, а так само і впливу недосконалої рейкової колії, висвітлено в численних працях С.Є. Блохіна, В.Ф. Ганкевича, О.Л. Жупієва, К.А. Зіборова, А.Я. Когана, Б.О. Кузнецова, С.І. Лопатіна, Е.Г. Лоу, В.В. Мішина, Є.Є. Новикова, В.В. Скалосуза, М.С. Полякова, П.С. Шахтаря, Л.Н. Ширіна, Е.М. Шляхова, В.Г. Шоріна та ін.

У даний час на шахтних локомотивах функцію службового гальмівного пристрою часто виконують колісно-колодкові гальма. Таке гальмо характеризується порівняно простою конструкцією і достатньо високою надійністю в експлуатації. Колодки цього гальма можуть діяти від ручного, пневматичного або гідравлічного приводу. Основний недолік ручного приводу – тривалий час спрацьовування, тому застосовують також гідравлічний привід. Пневматичний у пило- і газонебезпечних шахтах не може бути використаний з огляду на високі вимоги до вибухозахищеності устаткування. Дискові гальма створюють стабільніший гальмівний момент, що

зумовлено оснащенням колодок гальмівними накладками з неметалевих матеріалів. Дискове гальмо має менший час спрацьовування, ніж колісно-колодке або рейкове за рахунок можливості встановлення мінімальних зазорів між його робочими елементами (так званий безззорний привід колодок). Таке гальмо може бути розміщене як на валу двигуна, так і на осі колісної пари.

Перевага магніторейкових гальм полягає в тому, що гальмівна сила не залежить від маси локомотива, на якому вони встановлені, вона пропорційна його довжині, яка, у свою чергу, обмежується простором між колесами. При гальмуванні шахтного локомотива поверхня контакту гальма і рейки розділена проміжним середовищем, що містить продукти зношення тертьових тіл, частинки транспортованої гірської маси, краплинну вологу та інші компоненти. Вони утворюють багатоконпонентне середовище з твердих елементів, що становлять 80 % всіх поверхневих забруднень. Повною мірою оцінити якість конструкції рейкових гальм можна, лише визначивши магнітну й гальмівну сили в режимі ковзання гальма по рейці, оскільки при цьому виявляється розмагнічувальний вплив поля вихрових струмів, циклічне перемагнічування рейок. Підвищити надійність та ефективність рейкового гальма можна шляхом застосування постійних магнітів як джерела сили магнітного притягання, а також виконавши секціонування й рухоме з'єднання його секцій.

Єдиним недоліком існуючого гравітаційного гальма шахтного локомотива є відсутність регулювання гальмівної сили – вона завжди вмикається на повну величину і діє до моменту підняття рами локомотива гідроциліндрами підвіски. Практично жодних серйозних досліджень роботи гравітаційних рейкових гальм на шахтних локомотивах поки що не існує.

Істотний вплив на величину створюваної гальмівної сили мають нерівності колії, а також фрикційні характеристики пар тертя «колесо – рейка» і «колодка рейкового гальма – рейка». Головна особливість шахтної залізниці – її вузькоколейність і мала величина баластного шару або його повна відсутність. Найчастіше рейкові стики мають вертикальні сходинки й просідання. Через порушення періодичності укладання шпал і просідання баластного шару колії утворюються порівняно короткі (до 3 м) локальні прогини рейкових ниток, радіус кривизни яких становить від 30 до 70 м. Крім цього через неточність укладання колії і в силу нерівномірного спучення підошви гірничої виробки з'являється довга синусоїдальна нерівність протяжністю від 5 до 10 м. Одиничні довгі й короткі, систематичні й локальні нерівності колії створюють перешкоди при формуванні гальмівної сили колесами і рейковими гальмами.

Звичайно, максимальний коефіцієнт зчеплення сталевого колеса із сталеною рейкою може бути реалізований, коли відносне ковзання дорівнює близько 1,5 %. У літературних джерелах з питань залізничного транспорту з'явилися поки що не підтвержені в шахтних умовах дані про наявність у характеристиці зчеплення двох яскраво виражених максимумів. Перший з них, що відповідає вкрай незначному (від 0,5 до 2,0 %) ковзанню колісних пар, довго вважався дослідниками єдиним. У той самий час локальні поверхневі шари забруднення

рейок у зоні контакту великою мірою впливають на зчеплення колеса з рейкою, зумовлюючи наявність другого максимуму характеристики зчеплення при ковзанні, який сягає 10 і навіть 25 % на помірно забруднених рейках.

На магістральному залізничному транспорті завдання мінімізації гальмівного шляху швидкісного рухомого складу успішно вирішується за допомогою сучасних протиюзових пристроїв, як правило, створених на базі мікропроцесорної техніки із складним багатофункціональним алгоритмом роботи. Ці пристрої дозволяють гнучко керувати процесами ковзання коліс під час гальмування. У практиці шахтного транспорту такі завдання поки що не вирішувались.

У другому розділі визначено параметри гальмування локомотива із застосуванням пристроїв, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса і рейки.

У загальному випадку зв'язки коліс (як і рейкових гальм) з рейками односторонні й неголономні як у вертикальній (оскільки кочення супроводжується ковзанням), так і в горизонтальній (бо спостерігається поперечне ковзання) площинах. Отже, розрахункова схема визначення параметрів гальмування не може бути коректно описана рівнянням Лагранжа. Але якщо розбити її на дві частини – верхню (стосується власне локомотива) і нижню (рейкової колії), то можна скласти дві системи рівнянь Лагранжа другого роду, пов'язані по межі взаємодії коліс з рейками. У цьому випадку, відкидаючи, наприклад, рейкову колію, ми повинні замінити її дію на локомотив реакціями рейок, що впливають на колеса локомотива у вертикальній і горизонтальній площинах за принципом Д'Аламбера. Ці ж сили, але з протилежним знаком, відповідно до першого закону Ньютона впливатимуть на рейки з боку коліс локомотива, вони виступають як узагальнені при розв'язуванні системи рівнянь, що описують динаміку рейкової колії. Таким чином, обидві системи рівнянь можна розв'язувати спільно, користуючись однаковими початковими умовами, при цьому сили взаємодії коліс з рейками будуть не внутрішніми, а зовнішніми для кожної з них. Такий підхід відрізняється від прийнятого сьогодні в шахтному рейковому транспорті. Для опису переміщення локомотива по реальних рейкових коліях виберемо глобальну нерухому систему координат, $\tilde{O}\xi\eta\zeta$, а для кожного твердого тіла потяга по дві рухомі системи координат – природну $Oxyz$ в полюсі обертання тіла, та $O'x'y'z'$ в центрі його мас, як це видно на рис. 1. Усі системи координат вибрані правими. Осі природної системи координат спрямовуються відповідно по дотичній, нормалі й бінормалі до осі колії, а положення її щодо нерухомої системи координат характеризується дуговою координатою вздовж осі колії S , а також напрямними кутами $\chi_\xi, \chi_\eta, \chi_\zeta$ між відповідними осями нерухомої системи координат ($\tilde{O}\xi, \tilde{O}\eta, \tilde{O}\zeta$) і дотичними до проєкцій осі колії S на відповідні площини (горизонтальну, профільну, фронтальну). Для практичних потреб звичайно мають значення переміщення елементів шахтного потяга відносно до осі S колії, тому систему рівнянь збудовано відповідно. Рейкову колію подаємо у вигляді двох балок нескінченної довжини, що лежать на пружній основі, яка підпорядковується гіпотезі Власова.

Для розв'язування рівнянь, що описують динаміку шахтного потяга на рейковій колії, вибрано такі узагальнені координати:

$$x_i, x_{inj}, \varphi_{it}, \varphi_{in}, \varphi_{inj}, x_c, z_c, y_c, \\ z_i, z_{inj}, z_{oinj}, \theta_i, \varphi_i, \psi_i, \psi_{in}, \\ y_i, y_{in}, y_{oinj}.$$

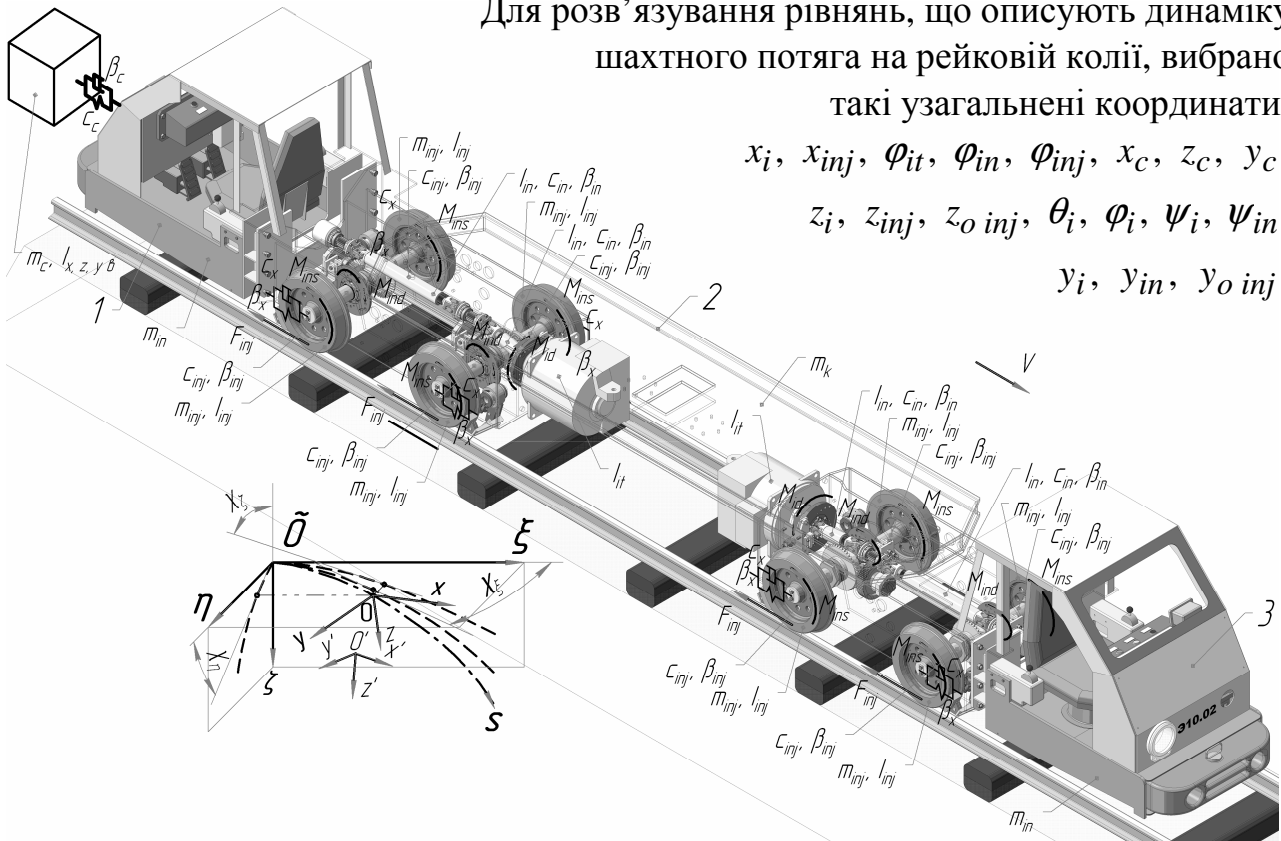


Рис. 1. Розрахункова схема гальмування шахтного потяга за допомогою гальмівних пристроїв, що реалізують гальмівну силу в контактї колеса та рейки

Тут і далі в позначенні змінних прийнято такі основні нижні індекси, що показують належність кожної до певного об'єкта математичної моделі: k – до середньої секції; i – до тягових секцій ($i = 1, 2$), причому цифрою 1 позначено першу у напрямку руху вздовж осі колії секцію. Вона оснащена циліндричним шарніром, за допомогою якого середня секція спирається на тягову. Секцію 2 з'єднано із середньою секцією локомотива сферичним шарніром. Індекс in означає належність змінної до колісних пар (осьових редукторів) i -ї секції ($n = 1, 2$), причому цифрою 1 позначено ближчу до голови потяга колісну пару; inj – до коліс in -ї пари, пружних і демпфуючих елементів ($j = 1, 2$), причому цифрою 1 позначено ліві у напрямку до голови потяга колеса; sin – до колісно-колодкового гальма, встановленого на n -й колісній парі ($s = 1, 2$), причому цифрою 1 позначено ліві у напрямку голови потяга колодки; din – до дискового гальма, встановленого на n -й колісній парі ($d = 1, 2$), причому цифрою 1 позначено ліві у напрямку голови потяга колодки; di – до дискового гальма, встановленого в трансмісії i -ї секції; ti – до вала тягового двигуна, встановленого на i -й тяговій секції; o – до основи (рейкова колія); L – до лівої рейки; R – до правої рейки.

При складанні математичної моделі гальмування шахтного локомотива за допомогою пристроїв, які реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса (або рейкового гальма) з рейкою, прийнято такі допущення: всі функції жорсткості й розсіювання енергії системи лінійні; склад вагонеток, прикріплених до локомотива на зчепленні, вважається одним тілом із сумарною масою; поздовжні переміщення

рейкових ниток і основи колії не враховуються; навантаження, що переміщують одну нитку рейкової колії, не роблять впливу на іншу, а взаємні переміщення рейок і основи на контактній поверхні відсутні; швидкість обертання коліс менша від швидкості руху екіпажа на величину швидкості поздовжнього ковзання; під кожною колісною парою або рейковим гальмом колія має постійні величини радіуса кривизни, поздовжнього і поперечного ухилів, а також розширення колії.

Розрахункова схема гальмування шахтного потяга з шарнірно-зчленованим локомотивом і складом навантажених вагонеток включає 69 незалежних координат (див. рис. 1) для поздовжніх x , поперечних y і вертикальних z переміщень коліс, рам тягових і середньої секцій локомотива та для їх кутових коливань виляння ψ , галопу φ і бічного гойдання θ . Також враховано крутні коливання елементів приводу φ , як і величини їх кутової жорсткості c . Всі перелічені вище елементи потяга мають маси m і моменти інерції I (за необхідності використання цього параметра). Враховано значення жорсткості вертикального підвішування рам тягових секцій і поздовжня жорсткість середньої секції, крім того величини зведеної маси й жорсткості елементів рейкової колії в поперечному і вертикальному напрямках. З'єднання, що характеризуються жорсткістю, мають розсіювання енергії, що позначають коефіцієнтами дисипації β .

Кінетичну і потенційну енергії системи запишемо як суму таких рівнянь:

$$T_y = \frac{1}{2} \left[\begin{aligned} & \sum_{i=1}^2 \left(\left(m_i + \frac{m_k}{2} \right) - \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{inj} \right) (-\dot{y}_i^2) + I_{zk} \frac{\sum_{i=1}^2 \dot{x}_i^2}{4R_i^2} + \sum_{i=1}^2 I_{zi} \frac{\dot{x}_i^2}{R_i^2} + \\ & + I_{zb} \frac{\dot{x}_c^2}{R_b^2} + I_{yk} \frac{1}{4} \sum_{i=1}^2 \frac{\dot{x}_i^2}{R_{pk}^2} + \sum_{i=1}^2 I_{yi} \frac{\dot{x}_i^2}{R_{pi}^2} + I_{yb} \frac{\dot{x}_c^2}{R_{pb}^2} + n_b I_{xb} \frac{i_{s\epsilon}^2}{h_{\epsilon b}^2} + \\ & + \sum_{i=1}^2 I_{xi} \frac{i_{s i}^2}{(r + h_{um})^2} + \left(m_k i_{s1}^2 + \sum_{i=1}^2 m_i i_{s i}^2 + m_c i_{s\epsilon}^2 \right) + \\ & + I_{xk} \frac{i_{s1}^2}{(r + h_k + h_{\epsilon c})^2} + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{in} \dot{y}_{in}^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{oy} \dot{y}_{o inj}^2 \end{aligned} \right] + \frac{1}{2} m_c \dot{y}_c^2;$$

$$T_z = \frac{1}{2} \left[\begin{aligned} & \sum_{i=1}^2 \left(\left(m_i + \frac{m_k}{2} \right) - \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{inj} \right) \dot{z}_i^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{inj} \dot{z}_{inj}^2 + \sum_{i=1}^2 I_{y i} \dot{\phi}_i^2 + \\ & + I_{yk} \left(\arcsin \frac{z_2 - z_1}{s_k} \right)' + \sum_{i=1}^2 I_{x i} \dot{\theta}_i^2 + I_{xk} \dot{\theta}_1^2 + \sum_{i=1}^2 I_{z i} \dot{\psi}_i^2 + \\ & + I_{zk} \left(\arcsin \frac{y_2 - y_1}{s_k} \right)' + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 I_{z in} \dot{\psi}_{in}^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{oz} \dot{z}_{o inj}^2 \end{aligned} \right] + \frac{1}{2} m_c \dot{z}_c^2;$$

$$\begin{aligned}
T_x &= \frac{1}{2} \left[\sum_{i=1}^2 \left(\left(m_i + \frac{m_k}{2} \right) - \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{inj} \right) \dot{x}_i^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{inj} \dot{x}_{inj}^2 + \sum_{i=1}^2 I_{ti} \frac{\dot{\phi}_{ti}^2}{u_t^2} + \right. \\
&\quad \left. + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 I_{y\ in} \dot{\phi}_{in}^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 I_{y\ inj} \dot{\phi}_{inj}^2 \right] + \frac{1}{2} m_c \dot{x}_c^2; \\
\Pi_y &= \frac{1}{2} \left[c_y \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (-y_i)^2 + c_{oy} \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 y_o^2 inj \right] - \\
&\quad - \sum_{i=1}^2 \left(m_i + \frac{m_k}{2} \right) g_0 y_i \sin(\arctg i_{si}) - \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 m_{in} g_0 y_{in} \sin(\arctg i_{sin}) + \frac{1}{2} c_{cy} (y_2 - y_c); \\
\Pi_x &= \frac{1}{2} \left[c_x \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (x_i - x_{inj})^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 c_{\phi\ in} \left(\phi_{in} - \frac{\phi_{it}}{u_t} \right)^2 + \right. \\
&\quad \left. + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 c_{\phi\ inj} (\phi_{inj} - \phi_{in})^2 \right] + \frac{1}{2} c_k (x_2 - x_1)^2 + \\
&\quad + \sum_{i=1}^2 \left(m_i + \frac{m_k}{2} \right) g_0 x_i \sin(\arctg i_{pi}) + m_c g_0 x_c \sin(\arctg i_{ps}) + \frac{1}{2} c_{cx} (x_2 - x_c)^2; \\
\Pi_z &= \frac{1}{2} \left[c_z \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left(\frac{\sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 G_{inj0}}{c_z} - z_i - (-1)^n \operatorname{tg} \varphi_i \left(\frac{a_p}{2u_p} \right) + \right. \right. \\
&\quad \left. \left. + \left(\frac{\sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 G_{inj0}}{c_z} - h_{inj} \right) + (-1)^j \operatorname{tg} \theta_i \frac{b_p}{2u_p} \right)^2 + \frac{1}{2} c_{cz} (z_2 - z_c)^2. \right. \\
&\quad \left. + c_z \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 z_{inj}^2 + c_{oz} \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 z_o^2 inj \right]
\end{aligned}$$

Функція дисипації може бути записана як сума таких виразів:

$$\begin{aligned}
\Phi_y &= \frac{1}{2} \left[\beta_y \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (\dot{y}_i - \dot{y}_{inj})^2 + \beta_{oy} \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \dot{y}_o^2 inj \right] + \frac{1}{2} \beta_{cy} (\dot{y}_2 - \dot{y}_c)^2; \\
\Phi_x &= \frac{1}{2} \left[\beta_x \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (\dot{x}_i - \dot{x}_{inj})^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \beta_{\phi\ in} \left(\dot{\phi}_{in} - \frac{\dot{\phi}_{it}}{u_t} \right)^2 + \right. \\
&\quad \left. + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \beta_{\phi\ inj} (\dot{\phi}_{inj} - \dot{\phi}_{in})^2 \right] + \left[\frac{1}{2} \beta_{cx} (\dot{x}_2 - \dot{x}_c)^2 + \right. \\
&\quad \left. + \frac{1}{2} \beta_k (\dot{x}_2 - \dot{x}_1)^2 \right];
\end{aligned}$$

$$\Phi_z = \frac{1}{2} \left[\beta_z \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (\dot{z}_i + \dot{z}_{inj})^2 + \beta_z \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \left(\dot{z}_i - \left((-1)^n \operatorname{tg} \varphi_i \frac{a_p}{2u_p} \right)' \right)^2 + \right. \\ \left. + \beta_z \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left(\dot{z}_i - \left((-1)^j \operatorname{tg} \theta_i \frac{b_p}{2u_p} \right)' \right)^2 + \beta_{oz} \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \dot{z}_{oinj}^2 \right] + \\ + \beta_{k_{zyx}} \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \left[(\dot{\theta}_i - \dot{i}_{si})^2 + (\dot{\varphi}_i - \dot{i}_{pi})^2 + (\dot{\psi}_i)^2 \right] + \frac{1}{2} \beta_{cz} (\dot{z}_2 - \dot{z}_c)^2.$$

Гальмівну силу в точці контакту доріжок катання рейки та inj -го колеса F_{inj} зазвичай знаходять за такою формулою:

$$F_{inj} = \psi_{inj} N_{inj},$$

де ψ_{inj} – коефіцієнт зчеплення відповідного колеса з рейкою в режимі гальмування, величина якого залежить від умов забрудненості доріжок катання на рейкових нитках, вона може бути максимальною при русі колеса по прямій, і відповідає виразу:

$$\psi_{inj} = k_{\Pi} \frac{\psi_c}{\psi_0} \left[0,195576 \operatorname{th}(100 \times 1,5 \varepsilon_{inj}) - 0,016935 \left(11 \sqrt{100 \varepsilon_{inj}^5} \right) \right],$$

де k_{Π} – коефіцієнт угруповання приводу, що дорівнює одиниці для індивідуального приводу локомотива (коли кожна колісна пара приводиться в рух окремим двигуном) і набуває значення від 1,0 до 1,2 для групового приводу (коли всі колісні пари тягової секції рухаються за рахунок одного двигуна); ε_{inj} – повне відносне ковзання колеса по рейці, причому, коли локомотив рухається по прямій, то виникає поздовжнє ковзання колеса щодо рейки $\varepsilon_{x inj}$, а при криволінійному русі воно збільшується і з'являється поперечне ковзання $\varepsilon_{y inj}$.

Залежність коефіцієнта зчеплення конкретного колеса від величини його ковзання по рейці наведено на рис. 2. Робочу частину характеристики, коли кочення колеса по рейці відбувається в зоні пружного ковзання, показано на рис. 2, а, а кочення, зокрема, в зоні зриву зчеплення при юзі – на рис. 2, б. Тут же для порівняння показано залежності, що пропонувалися різними дослідниками раніше. Таким чином, сформульовано перше наукове положення: коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою прямо пропорційний різниці між тангенсом гіперболічним від значення відносного ковзання, помноженим на його величину, коли максимальне пружне ковзання становить 1,5 %, і значенням відносного ковзання, піднесеним у степінь 5/11. У попередній формулі N_{inj} – нормальна реакція рейки під колесом. При визначенні узагальнених сил враховувалися напрямні зусилля Y_{inj}

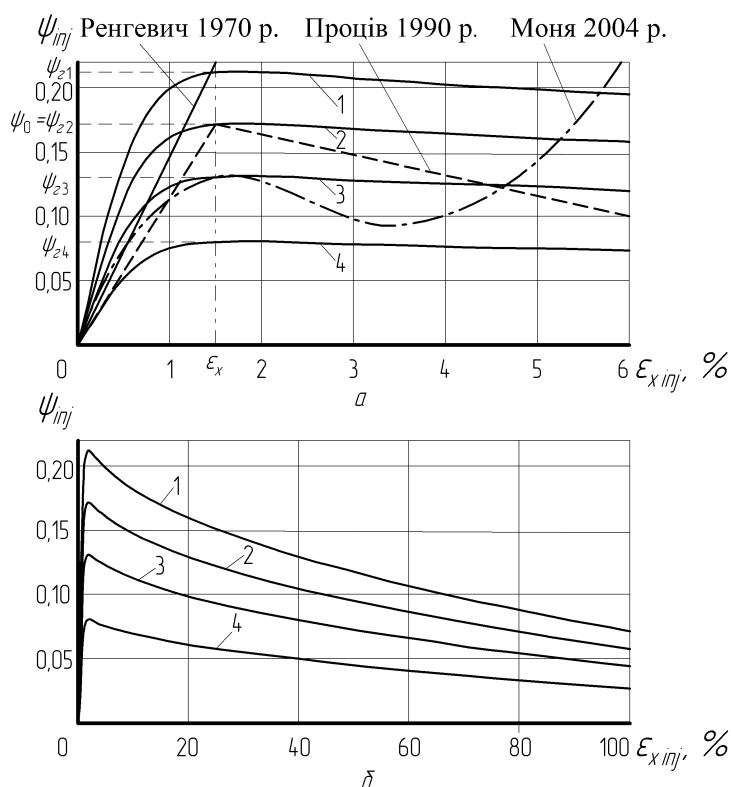


Рис. 2. Криві залежності коефіцієнта зчеплення від процесу повного ковзання колеса по рейці: *a* – на ділянці пружного ковзання; *b* – на всій протяжності функції

рівнянь Ньютонa, що описують рух матеріальної точки. Ці рівняння зазвичай використовують у гальмівних розрахунках при експлуатації шахтного рейкового транспорту. Саме на їх основі створено класичне рівняння руху потяга професора Ренгевича О.О. Під час тестування визначають зведений коефіцієнт зчеплення потяга, описаний в роботах Коптовця О.М. і Шибалова С.Ф., а найбільш характерні результати продемонстровані на якісних графіках рис. 3.

на екіпаж від рейкової колії в плані, поперечні зусилля P_{inj} від кінчності коліс μ , а також відцентрові сили, які виникають на викривленнях рейкової колії в плані та в профілі. У результаті одержали систему з 69 диференціальних рівнянь другого порядку, числовий розв'язок якої виконували засобами програмного комплексу Wolfram Mathematica 7.

Для перевірки адекватності динамічної моделі гальмування шахтного потяга положенням класичної механіки розроблено методику, яка включає 10 тестів, що дозволяють звірити результати розв'язування запропонованої динамічної моделі руху шахтного потяга в режимі гальмування з результатами розв'язку векторних

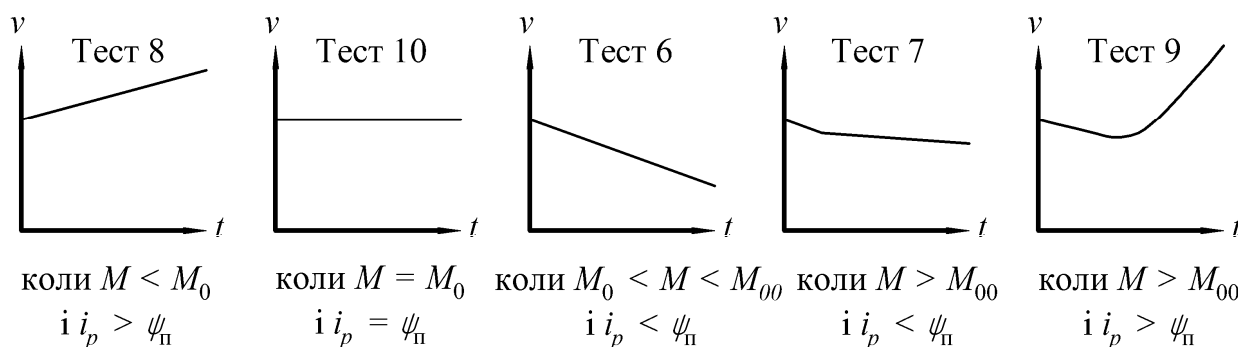


Рис. 3. Вигляд графіків залежності швидкості потяга від часу при тестуванні його руху вниз

Виявилось, що при блокуванні коліс дією надто великого гальмівного моменту потяг не завжди буде безконтрольно прискорюватися, рухаючись униз по ухилу (як у тесті 9), він може зупинитися, пройшовши значно більший гальмів-

ний шлях (як у тесті 7). Усе залежить від співвідношення величин поздовжнього ухилу колії i_p і зведеного коефіцієнта зчеплення потяга ψ_{Π} , так само, як і від співвідношення гальмівного моменту M та моменту рівних рушійних і гальмуючих сил M_0 , а також від максимально допустимого гальмівного моменту M_{00} .

У ході досліджень виявилось, що велике значення має вигляд функції початкового прикладання гальмівного моменту до гальмівних пристроїв, які діють у точці контакту колеса і рейки. Це навіть більш важливо, ніж швидкість прикладання гальмівного моменту, що й зображено на рис. 4. У цьому плані найліпший результат дає синусоїдальне зростання гальмівного моменту (рис. 4, *д*) (наприклад, за функцією: $M_{din} = M_{din} \sin \frac{\pi(t-t_m)}{2t_{xx}}$), а на підставі експериментальних досліджень можна прийняти, що час холостого ходу гальмівних пристроїв, які працюють від гідроприводу, дорівнює 0,27 с.

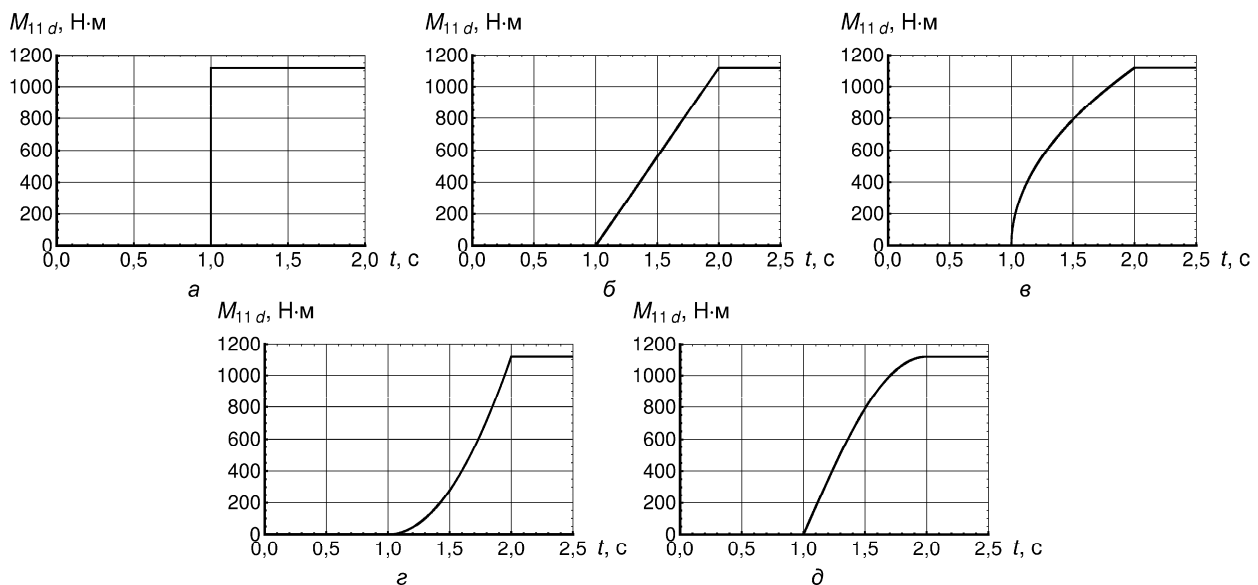


Рис. 4. Графіки залежності функції прикладання гальмівного моменту від часу: *а* – миттєве прикладання; *б* – лінійна функція; *в* – функція прикладання гальмівного моменту в степені 1/2; *г* – квадратична функція; *д* – синусоїдальна функція

Для максимально ефективного використання гальмівних можливостей шахтного локомотива дуже важливо передбачати момент настання юза, тобто блокування коліс під дією занадто великого гальмівного моменту. Ці дослідження виконано на динамічній моделі й перевірено експериментально. На рис. 5 подано характерні графіки гальмування під впливом максимально можливого гальмівного моменту без зриву зчеплення і при його частковому зриві (це наведено на рис. 6), коли момент перевищує максимально допустимий всього на 1 Н·м. На обох рисунках розглянуто такі параметри: *а* – гальмівний момент; *б* – відносне ковзання; *в* – сила опору руху; *г* – реакція рейки під колесом; *д* – гальмівна сила на колесі; *е* – переміщення тягової секції; *ж* – швидкість тягової секції; *и* – прискорення. В останньому випадку безпечна зупинка потяга неможлива. Тут добре видно, що першими почи-

нають блокуватися колеса другої по ходу руху тягової секції, оскільки вона перебуває під дією сили на зчепленні від складу навантажених вагонеток. І тільки подальше збільшення гальмівного моменту зумовлює блокування колеса першої секції.

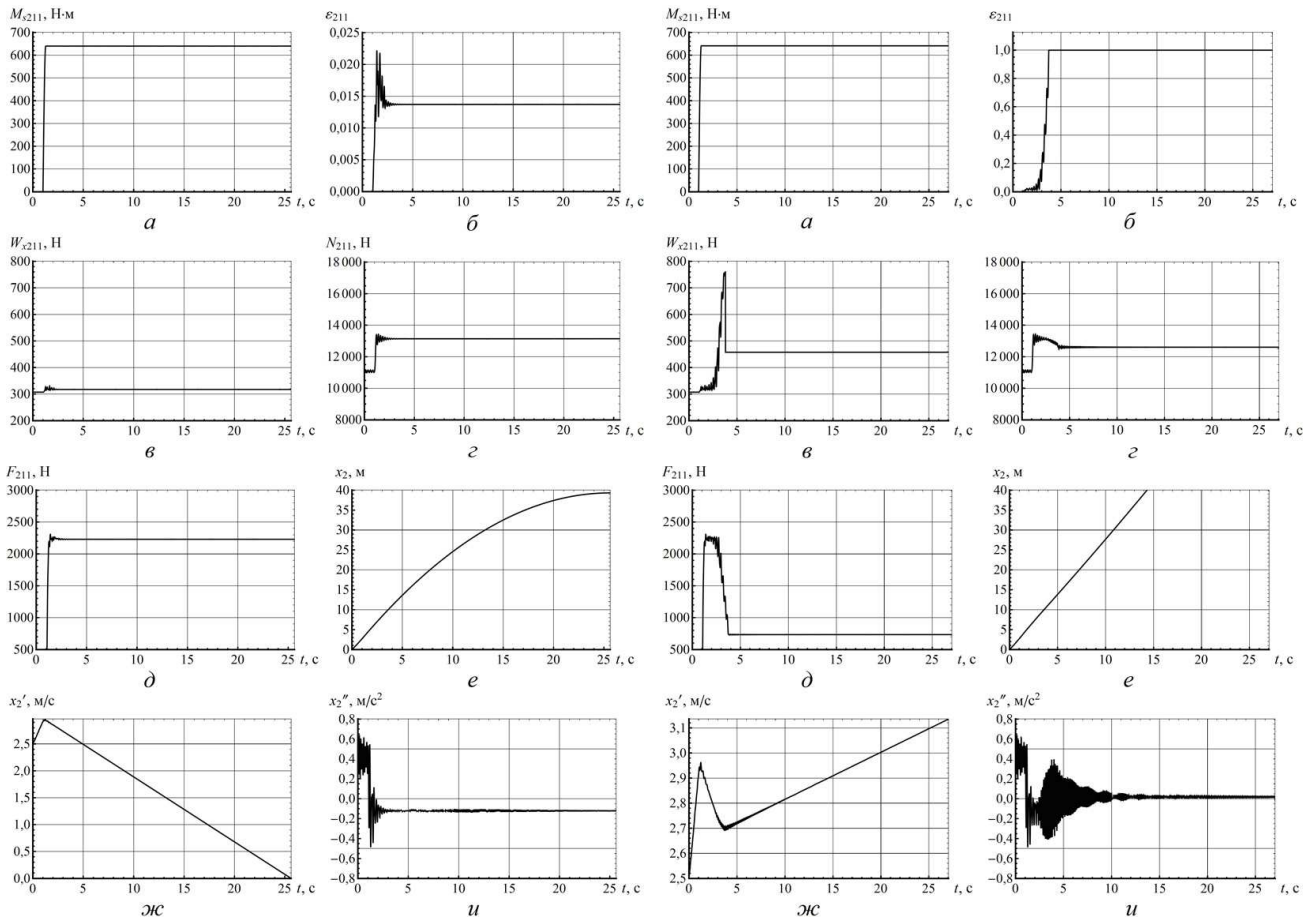


Рис. 5. Графіки залежності параметрів гальмування від часу без зриву зчеплення Рис. 6. Графіки залежності параметрів гальмування від часу при зриві зчеплення

Ознаками початку юза можуть служити відмінності в кутових швидкостях тягових двигунів та однойменних коліс тягових секцій, відносна розбіжність у лінійних швидкостях коліс і ненульове значення похідної за часом різниці швидкостей коліс тягових секцій (аналог прискорення в момент початку юза).

Таким чином, одержано друге наукове положення: гальмівний момент завдяки примусовому дроселюванню робочої рідини зростає за синусоїдою протягом часу холостого ходу гальма, який становить не менше 0,25 с.

Перше та друге наукові положення використані при науковому обґрунтуванні нових технічних рішень у конструкції локомотива Е10, а саме таких: колісно-колодкового гальма з осьовим замиканням гальмівного зусилля, динамічної пісочниці барабанного типу та вузла з'єднання середньої секції локомотива з тяговими.

У третьому розділі розглянуто вплив нерівностей і забрудненості рейкової колії на параметри гальмування потяга.

Для дослідження впливу недосконалості рейкової колії на параметри гальмування шахтного потяга було використано підхід Вериги М.Ф., застосований до

залізничного транспорту. На його основі було складено розрахункові схеми взаємодії колеса локомотива з різними одиничними нерівностями, зображені на рис. 7.

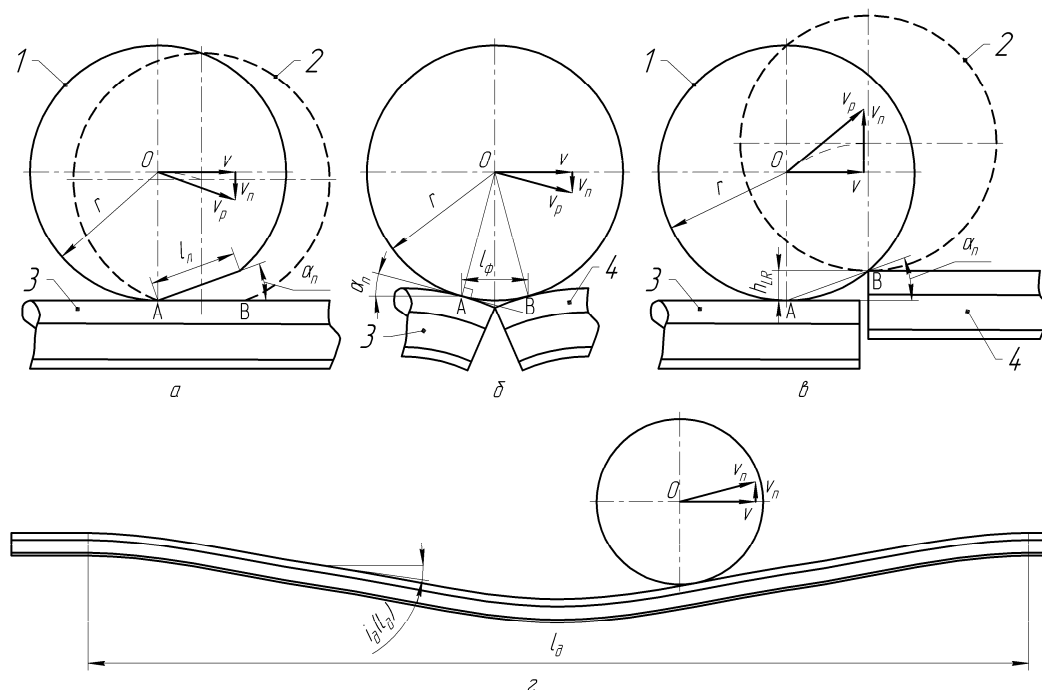


Рис. 7. Взаємодія коліс з одиничними нерівностями колії: *a* – лиска на колесі; *б* – просідання кінців рейок на стику; *в* – сходинка на рейковому стику; *г* – довгий прогин рейкової нитки

Подано також вирази для визначення додаткових нормальних реакцій рейки на колесо в умовах впливу локальної нерівності колії, які знаходять таким чином: якщо на колесі лиска, то $N_{л inj} = v \frac{l_{л}}{2r} \sqrt{c_{кол} m_{oz}}$; просідання кінців рейок на стику, то $N_{ф inj} = v \frac{l_{ф}}{2r} \sqrt{c_{кол} m_{oz}}$; коли має місце сходинка рейкового стику, то

$N_{с inj} = 2v \sqrt{\frac{h_{LR}}{2r}} \sqrt{c_{кол} m_{oz}}$; якщо наявне локальне просідання рейкової нитки, то

$N_{д inj} = k_{д} \beta_{д} \gamma_{д} l_{ш} G_{inj} \frac{l_{д}}{l_{ср}} v \sqrt{c_{оз} m_{о inj}}$; коли є довга синусоїдальна нерівність рейкової колії, то $N_{s inj} = c_z h_s \sin\left(\frac{2\pi S_{inj}}{l_s}\right)$. Враховуються також локальні забруднення доріжок катання рейок.

У четвертому розділі визначено параметри гальмування за допомогою рейкових гальм шарнірно-зчленованого локомотива.

Розрахункову схему шахтного шарнірно-зчленованого локомотива доповнено рейковими гальмами, як це видно з рис. 8. Тут і далі для позначення змінних додатково прийнято такі основні нижні індекси, що визначають належність змінної до певного об'єкта динамічної моделі: m_{ijm} – до m -ї секції ($m = 1, 3$)

У четвертому розділі визначено параметри гальмування за допомогою рейкових гальм шарнірно-зчленованого локомотива.

Розрахункову схему шахтного шарнірно-зчленованого локомотива доповнено рейковими гальмами, як це видно з рис. 8. Тут і далі для позначення змінних додатково прийнято такі основні нижні індекси, що визначають належність змінної до певного об'єкта динамічної моделі: m_{ijm} – до m -ї секції ($m = 1, 3$)

секційного магніторейкового гальма, встановленого біля j -го колеса i -ї секції, причому цифрою 1 позначено першу в напрямку руху секцію гальма; g_{ij} – до гравітаційного гальма, встановленого біля j -го колеса i -ї секції.

Таким чином, у розрахункову схему додано ще 80 незалежних координат, вони такі: ті, що стосуються вертикальної осі, z_{gij} , z_{mijm} , z_{ogij} , z_{omijm} ; по-здовжньої осі – x_{gij} , x_{mijm} ; поперечної – y_{gij} , y_{mijm} , y_{ogij} , y_{omijm} .

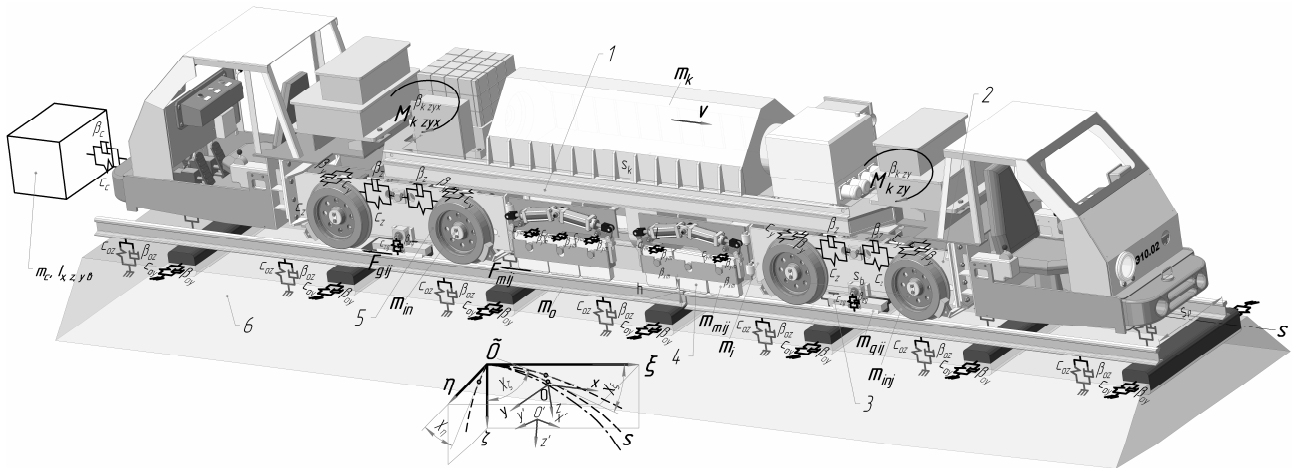


Рис. 8. Розрахункова схема розміщення локомотива на шахтній колії в режимі гальмування за допомогою рейкових гальм

Усього визначено 149 узагальнених координат. Гальмівну силу, що виникає в секції магніторейкового гальма, знайдено за такою формулою:

$$F_{mijm} = Z_{ijm} F_{\Pi ijm} f_m.$$

Коефіцієнт тертя ковзання полюсних наконечників магніторейкового гальма можна визначити таким чином:

$$f_m = k_{mg} \frac{\psi_{2m}}{\psi_0} 0,058207.$$

Гальмівну силу гравітаційного рейкового гальма знаходять з такого виразу:

$$F_{gij} = \left(m_i + \frac{m_k}{2} \right) \left(\frac{1}{2} \cos(\arctg i_{pi}) + (-1)^n \sin(\arctg i_{pi}) \frac{h_{wm} + r}{s_b} \right) g_0 (1 - k_g) f_g.$$

Тут k_{gij} – коефіцієнт перерозподілу сили ваги локомотива між колесами і гравітаційними гальмами, він дорівнює одиниці при відключених гальмах і відповідає тій частці сили ваги локомотива, яка припадає на його колеса при увімкнених гравітаційних гальмах. Коефіцієнт тертя ковзання гальмівної колодки гравітаційного гальма обчислюють за такою формулою:

$$f_g = k_{mg} \frac{\psi_{2g}}{\psi_0} 0,058207.$$

Чим довше гальмо, тим більша сила його магнітного притягання до рейки, а значить – і більша гальмівна сила. Одночасно таке гальмо втрачатиме велику частину сили магнітного притягання на поздовжніх і поперечних викривленнях рейкових ниток, а також на локальній нерівності рейкової колії. Магніторейкове гальмо, що складається з коротких секцій, менш чутливе до таких викривлень рейок, але розмагнічування передніх кінців його секцій при русі під дією крайового ефекту істотно знижує ефективність цього пристрою. Потрібно визначити раціональну довжину секції магніторейкового гальма, а також відстані між сусідніми секціями. Для цього необхідно встановити, яким чином реальні викривлення колії впливають на силу магнітного притягання гальма до рейки. Це може бути оцінено за величиною еквівалентного зазору між полюсним наконечником гальма і доріжкою катання рейки. Знайти цей зазор зручно, використовуючи тривимірне моделювання, як це видно на рис. 9, а. Площа контакту названих об'єктів являє собою перетин площ полюсних наконечників довжиною l_m і поверхні рейки (див. на рис. 9, б). Якщо ця поверхня викривлена, то із збільшенням довжини гальма зростає еквівалентний зазор (криві 1 та 2 на рис. 10). Коефіцієнт використання сили магнітного притягання секції магніторейкового гальма до рейки k_{oijm} (відношення сили притягання між гальмом і реально викривленою рейкою до її максимально можливої величини над прямою рейкою), для вибраної ділянки колії змінюється відповідно до кривої 4.

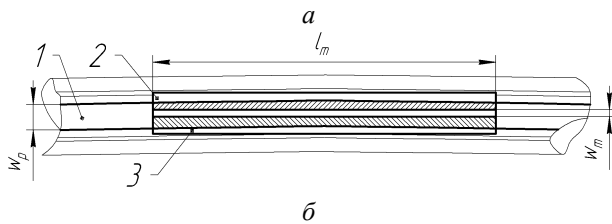
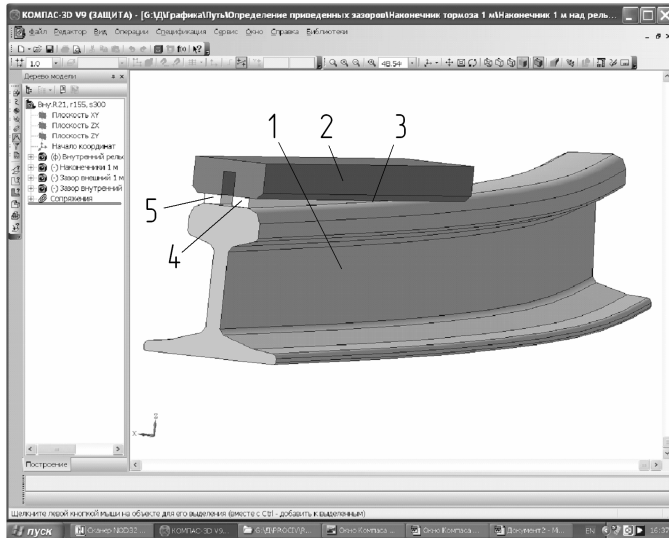


Рис. 9. Розрахункова схема визначення величини еквівалентного зазору між гальмом і рейкою: а – тривимірна модель; б – перетин площ наконечника й рейки (вид зверху)

Вплив електродинамічних явищ у системі «гальмо – рейка» перевірявся експериментально, як це показано на рис. 11. Схема експерименту передбачала буксирування

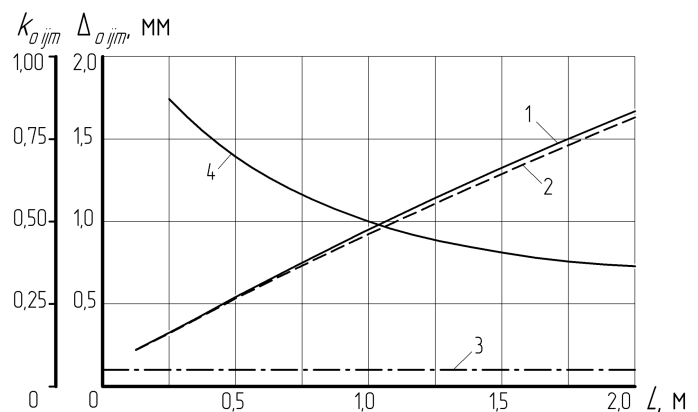


Рис. 10. Криві залежності величини еквівалентного зазору від довжини гальма

локомотивом 1 через динамометричну тягу 2 двох магніторейкових гальм 3 на постійних магнітах. Швидкість гальма вимірювали шляховим датчиком 4, який прокочувався по кронштейну 5, розміщеному на рейці 6 у точці проїзду секцією гальма вмонтованої в рейку рамки. У цю мить магнітні лінії гальма створюють у ній електричний струм, який фіксується гальванометром осцилографа, відхиляючи промінь пропорційно величині ЕРС в лівій 1 та правій 2 рейках, як це видно на рис. 12. Сигнали шляхових датчиків на лівому 3 та правому 4 борту позначають на осцилограмі моменти часу, коли гальма перебувають над витками-рамками, встановленими на рейках, і дозволяють визначити швидкість руху екіпажа.

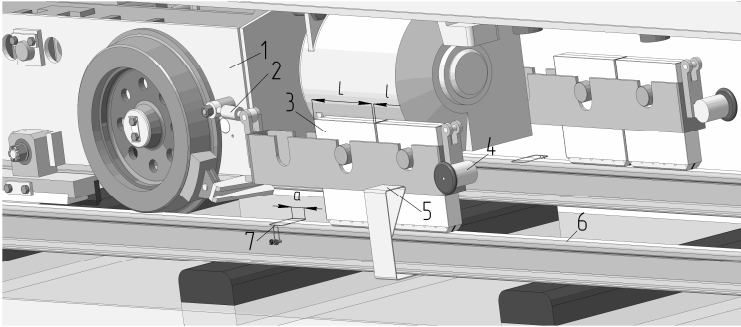


Рис. 11. Схема експерименту для визначення електродинамічних явищ у системі «гальмо – рейка»

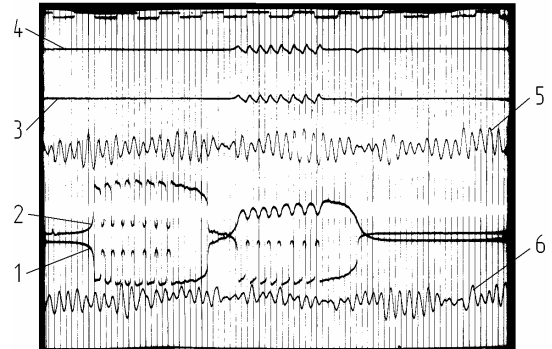


Рис. 12. Осцилограма параметрів руху магніторейкових гальм електровоза по колії

Сигнали динамометричної тяги, пропорційні силам гальмування правого 5 та лівого 6 гальм, також записувалися на стрічку. Час позначався відмітником осцилографа. У набіжній частині секції гальма виникає крайовий ефект, коли вихрові струми в рейці створюють магнітне поле. Індукція в зазорі між наконечниками гальма змінюється залежно від швидкості руху локомотива і від величини зазору між секціями складеного гальма. На рис. 13 наведено залежності питомої гальмівної сили, яку створює магніторейкове гальмо, від еквівалентного зазору. При цьому розглянуто використання різних магнітів, наприклад, виготовлених із сплаву неодим – залізо – бор (крива 1), з магнітами алюміній – никель – кобальт (крива 2), а також із магнітів другого покоління типу самарій – кобальт (крива 3). На рис. 14 крива 1 відповідає швидкості поїзда 2 м/с, крива 2 – швидкості, що дорівнює 3 м/с, залежність 3 – 4 м/с.

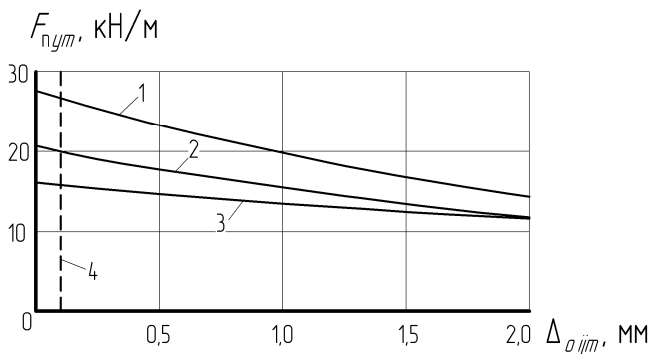


Рис. 13. Криві залежності питомої сили магнітного притягання від величини повітряного зазору

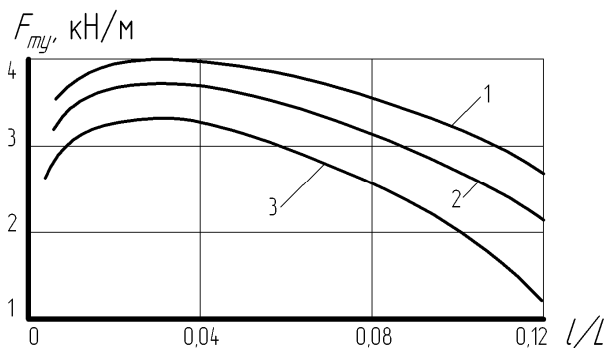


Рис. 14. Криві залежності питомої гальмівної сили від величини відносного зазору між секціями гальма

Раціональною можна вважати довжину секції магніторейкового гальма від 150 до 300 мм з відстанню між сусідніми секціями, що дорівнюють від 10 до 15 мм. Таке гальмо забезпечує на 20 % більшу силу гальмування, ніж цілісне гальмо тієї самої довжини при експлуатації на реально викривлених рейках.

Експериментально виявлено зменшення сили магнітного притягання секції магніторейкового гальма до рейки при зростанні швидкості руху локомотива, позначене коефіцієнтом k_{vm} , який добре апроксимується степеневою функцією (одержаною за допомогою програмного комплексу Wolfram Mathematica 7), яка наведена нижче.

$$k_{vm} = 1 - 0,1638v + 0,09308v^2 - 0,03954v^3 + 0,007917v^4 - 0,0005917v^5.$$

Вплив швидкості руху локомотива v над проміжним середовищем на величину діючого значення коефіцієнта тертя ковзання f_{mg} гальмівних колодок магніторейкового і гравітаційного гальм можна описати такою залежністю: $f_{mg} = f_0 k_{vf}$, у ній коефіцієнт k_{vf} подають у вигляді апроксимуючої функції, що одержана засобами програмного комплексу Wolfram Mathematica 7. Її подано нижче.

$$k_{vf} = 1 - 0,1023v + 0,07144v^2 - 0,06977v^3 + 0,02680v^4 - 0,004429v^5 + 0,0002653v^6.$$

У п'ятому розділі досліджено вплив нерівностей колії на створення гальмівної сили за допомогою рейкових гальм.

У загальному випадку гальмівну силу секції магніторейкового гальма можна визначити з такого виразу:

$$F_{m\ ijm} = F_{0\ пум} l_m f_m k_{vm} k_{o\ ijm} k_{c\ ijm} k_{\phi\ ijm} k_{\partial\ ijm} k_u k_T,$$

де $F_{0\ пум}$ – питома сила магнітного притягання секції магніторейкового гальма до прямої рейки; $k_{c\ ijm}$ – коефіцієнт використання сили магнітного притягання секції гальма над одиничною нерівністю у вигляді сходинки рейкового стику (відношення сили притягання гальма при русі над сходинкою рейкового стику до її максимально можливої величини над прямою рейкою); $k_{\phi\ ijm}$ – коефіцієнт використання сили магнітного притягання секції над одиничною нерівністю у вигляді просідання кінців рейок на стику (відношення сили притягання гальма над просіданням рейок на стику до її максимально можливої величини над прямою рейкою); $k_{\partial\ ijm}$ – коефіцієнт використання сили магнітного притягання секції над одиничною нерівністю у вигляді локального прогину рейкової нитки (відношення сили притягання гальма над прогином рейкової нитки до її максимально можливої величині над прямою рейкою); k_u – коефіцієнт спрацювання третьових пар (гальмівної колодки і рейки), визначає ступінь спрацювання полюсних наконечників у процесі експлуатації; k_T – коефіцієнт, що враховує ослаблення магнітного поля магніторейкового гальма через підвищення його температури під час гальмування.

Значення деяких з перерахованих вище коефіцієнтів залежать від величини одиничних нерівностей рейок (наприклад $k_{c\ ijm}$, $k_{\phi\ ijm}$, $k_{\delta\ ijm}$), інші – від розмірів довгих викривлень рейок. Так, значення $k_{o\ ijm}$ залежить від радіусів кривизни рейкової колії в плані R і в профілі R_p . Залежно від висоти сходинки рейкового стику h_{LR} , функцію: $k_{c\ ijm} = f(h_{LR})$, апроксимували степеневим поліномом, який наведено нижче.

$$k_{c\ ijm} = 1 - 2,230h_{LR} + 2,332h_{LR}^2 - 1,402h_{LR}^3 + 0,5274h_{LR}^4 - 0,1294h_{LR}^5 + 0,02104h_{LR}^6 - 0,002247h_{LR}^7 + 0,0001516h_{LR}^8 - 5,853 \times 10^{-6}h_{LR}^9 + 9,857 \times 10^{-8}h_{LR}^{10}.$$

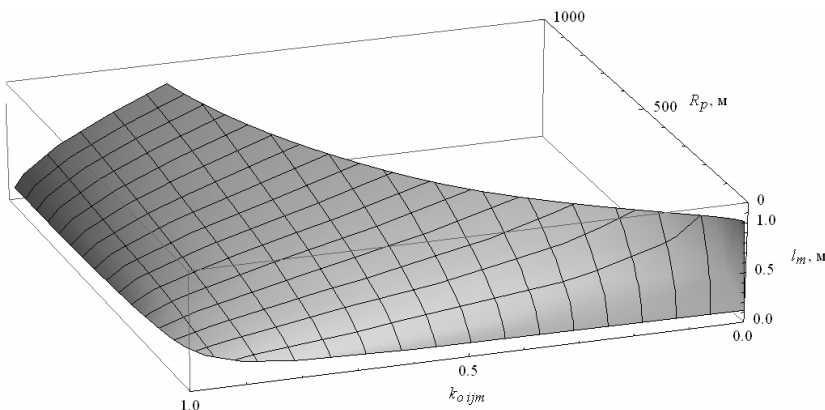


Рис. 15. Діаграма залежності коефіцієнта використання сили магнітного притягання від радіуса кривизни профілю колії та довжини секції гальма

На рис. 15 зображено діаграму залежності коефіцієнта $k_{o\ ijm}$ від радіуса кривизни профілю колії і довжини секції магніторейкового гальма. Складено також розрахункові схеми й одержано динамічні моделі гальмування шахтного потяга на реальних ділянках шахтної рейкової колії з довгими й

короткими, локальними і систематичними нерівностями. Це дозволило з високою точністю розраховувати дійсне значення гальмівного шляху при використанні рейкових гальм. На рис. 16 відображено характеристичні графіки гальмування за допомогою магніторейкових, а на рис. 17 – гравітаційних гальм. В обох випадках дійсне значення гальмівного шляху не перевищило допустиме, що дорівнює 40 м.

Таким чином, сформульовано третє наукове положення: значення коефіцієнта використання сили магнітного притягання рейкового гальма до рейки пропорційне величині нерівності рейкової колії в поліноміальній степеневій функції.

Третє наукове положення використано при науковому обґрунтуванні нових технічних рішень у конструкції локомотива Е10, а саме таких: підресореного гравітаційного гальма, секційного магніторейкового гальма з механізмом його повороту на кривих, пристрою догруження колісних пар при гальмуванні.

У шостому розділі розроблено конструктивні рішення з метою створення гальмівних пристроїв шахтного шарнірно-зчленованого локомотива.

Оскільки між колесами тягової секції локомотива Е10 розміщено гравітаційні рейкові гальма, то для встановлення магніторейкових довелося розробити конструкцію кріплення їх поза жорсткою базою локомотива, як це зображено на рис. 18. Оригінальна конструкція підвіски для секцій дозволяє вводити їх у дію послідовно, ступінчасто збільшуючи гальмівну силу, а спеціальний механізм повороту секцій на кривій

ділянці колії встановлює їх на поверхні катання рейок, мінімізуючи втрати гальмівних сил. Магніторейкова гальмівна система шахтного локомотива складається з трьох магніторейкових секцій 1, вивішених у коробчастій рамці 2 на поперечних осях 3. Рамка через кронштейни 4 і сережки 5 шарнірно підвішується на двох коромислах 6.

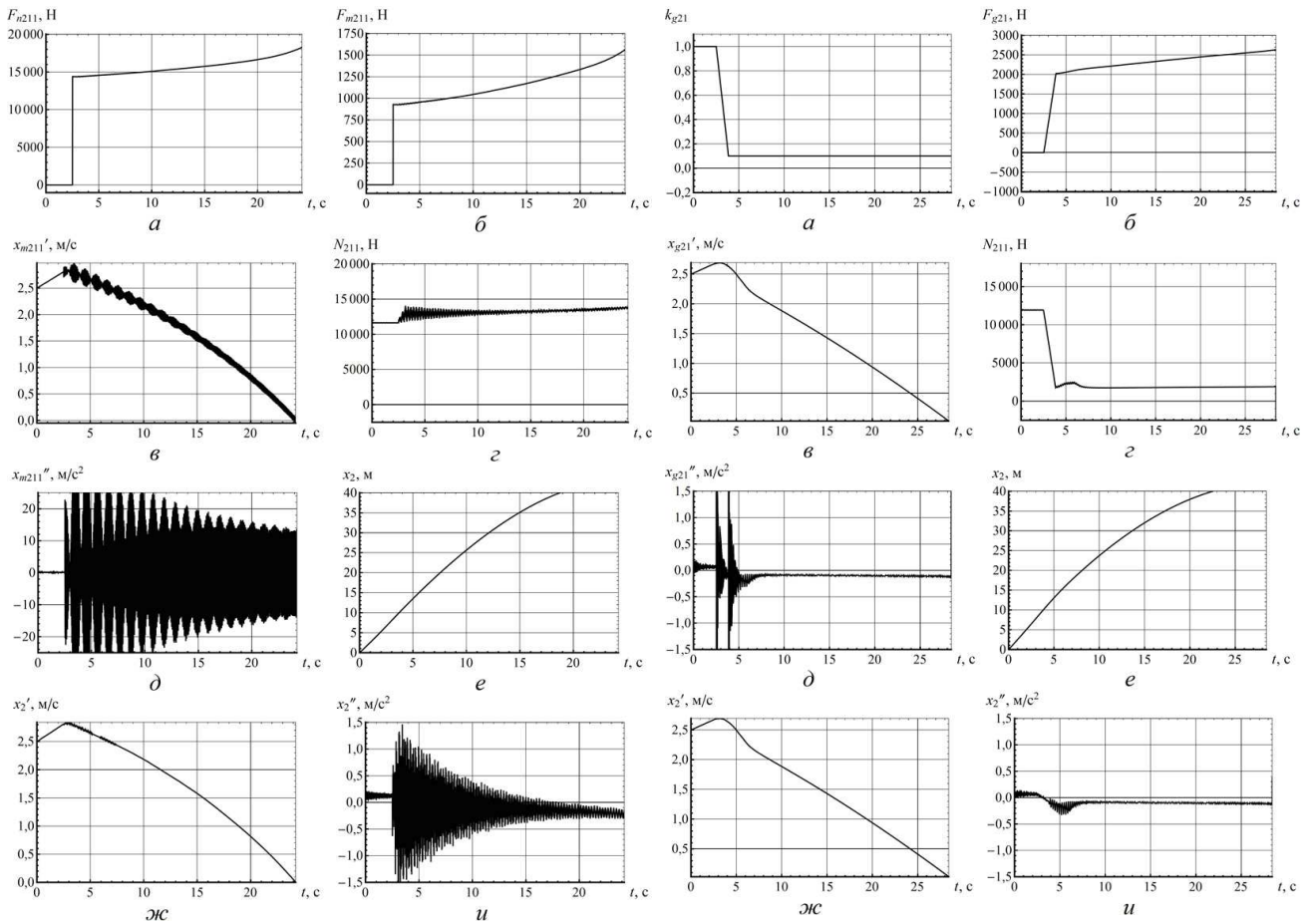


Рис. 16. Графіки залежності параметрів гальмування від часу на ухилі 20 %, коли задіяні всі магніторейкові гальма:
 а – сила магнітного притягання;
 б – гальмівна сила;
 в – швидкість гальмівної секції;
 г – реакція рейки під колесом;
 д – прискорення гальмівної секції
 (решту позначень див. на рис. 5)

Рис. 17. Графіки залежності параметрів гальмування від часу на ухилі 13 %, коли працюють гравітаційні рейкові гальма:
 а – коефіцієнт перерозподілу маси;
 б – гальмівна сила;
 в – швидкість гальмівної секції;
 г – реакція рейки під колесом;
 д – прискорення гальмівної секції
 (решту позначень див. на рис. 5)

Протилежні плечі згаданих коромисел шарнірно з'єднані з штоками 7 гідроциліндрів 8 підйому-опускання рамки 1. Корпуси гідроциліндрів шарнірно скріплюють між собою за допомогою пальця 9, що, як і осі 10, навколо яких повертаються коромисла 6, жорстко зафіксовані на поворотній панелі 11. Поворотну пластину 11 прикріплено до рами привідного візка локомотива через два циліндричні шарніри, тому вона може коливатись навколо вертикальної осі.

Описана конструкція дозволяє упевнено проходити криволінійні ділянки рейкової колії за рахунок встановлення середньої секції по хорді кривої, як це

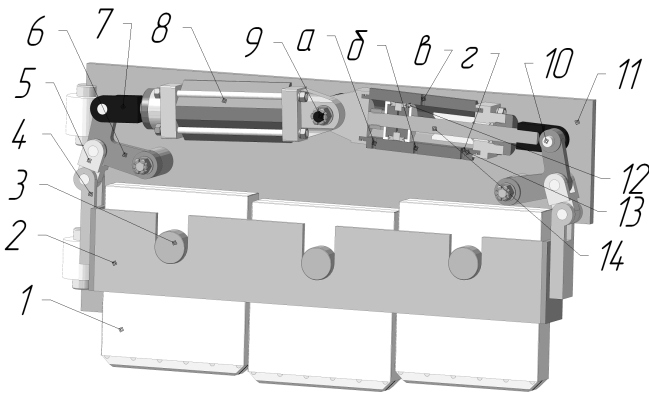


Рис. 18. Підвіска магніторейкового гальма

зображено на рис. 19. Поворот пластин з розміщеними на них секціями магніторейкових гальм відбувається за рахунок взаємодії набігаючого колеса першого по ходу руху привідного візка локомотива з рейкою, що зумовлює взаємний розворот осей візків 1 та 2 стосовно осі середньої секції 3.

Машиніст локомотива не завжди може впоратися з керуванням, особливо при гальмуванні на шахтній колії з ухилом до 50 %. Необхідність системи автоматичного контролю за ефективністю використання фрикційних можливостей пари «колесо – рейка» є важливим науково-практичним завданням.

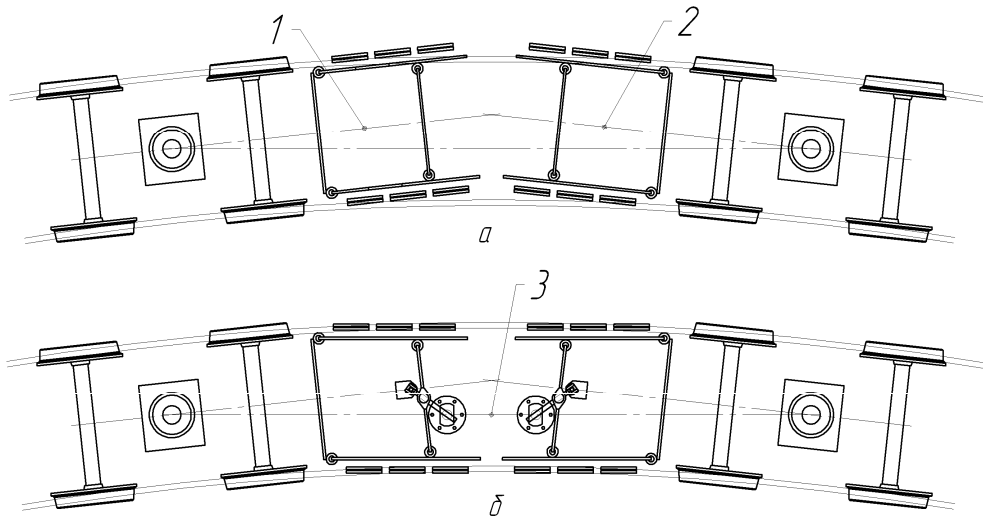


Рис. 19. Схема встановлення шарнірно-зчленованого локомотива на кривій ділянці колії: *a* – без механізму повороту магніторейкових гальм; *б* – з механізмом

На рис. 20 подано принципову електрогідравлічну схему системи автоматичного контролю юза й боксування шахтного шарнірно-зчленованого локомотива. Схема складається з двох симетричних по відношенню до вертикальної осі частин (призначені для двох тягових секцій локомотива, але на рис. 20 подано половину схеми), що сполучаються між собою штекерними (штуцерними) рознімними з'єднаннями. Гідравлічні трубопроводи на цій схемі позначено суцільною лінією, а електричні провідники – штриховою. Контроль відбувається, коли на лічильно-розв'язувальний пристрій, що являє собою програмований логічний контролер, подаються сигнали від таких трьох датчиків: радарний датчик швидкості переміщення рами по відношенню до колії; датчик кутової швидкості обертання тягового двигуна; датчик поздовжнього прискорення рами тягової секції локомотива. Використовуючи сигнали від цих датчиків, система визначає величину відносного ковзання коліс і, залежно від його значення, зменшує або збільшує величину гальмівного моменту, при-

кладеного до гальмівних пристроїв локомотива, примушуючи при зміні дорожньої ситуації реалізувати максимально можливий коефіцієнт зчеплення коліс з рейками. При цьому система керує всіма встановленими на локомотиві Е10 гальмами.

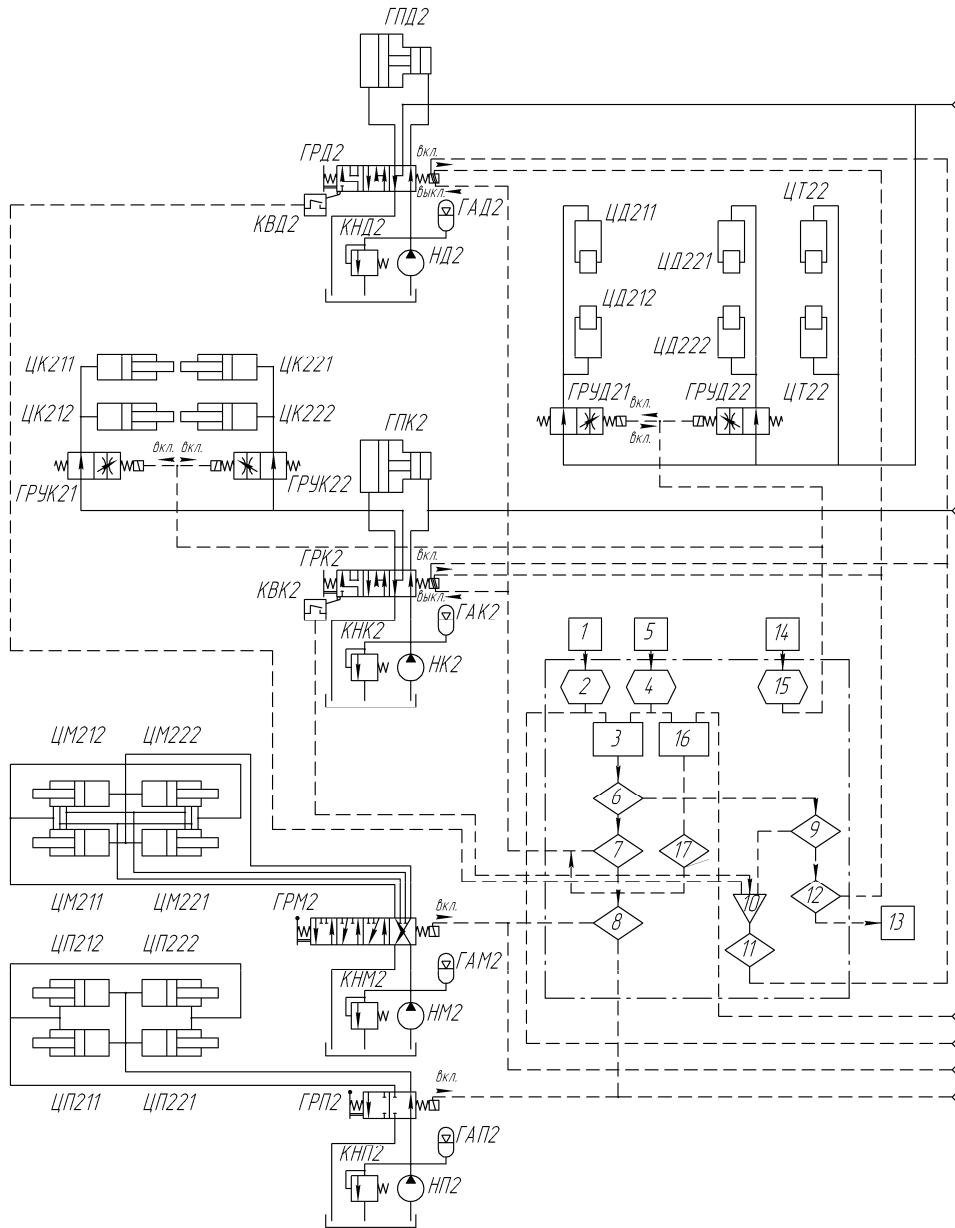


Рис. 20. Принципова електрогідравлічна схема системи автоматичного контролю юза й боксування шахтного шарнірно-зчленованого локомотива

На рис. 21 для порівняння подано графіки прикладання гальмівного моменту до дискового трансмісійного гальма, виконаного машиністом локомотива вручну (див. рис 21, а), і системою автоматичного контролю юза й боксування шахтного шарнірно-зчленованого локомотива (див. рис 21, б).

Запропоновані динамічні моделі гальмування шахтного потяга окремо кожним або одночасно кількома гальмівними пристроями створено й обчислено у файлі *3DKP.nb* програмного комплексу Wolfram Mathematica 7. Параметри реальної або проектованої ділянки шахтної рейкової колії, по якій повинен рухатися потяг, готують у файлі *Path Parametrs.xls*.

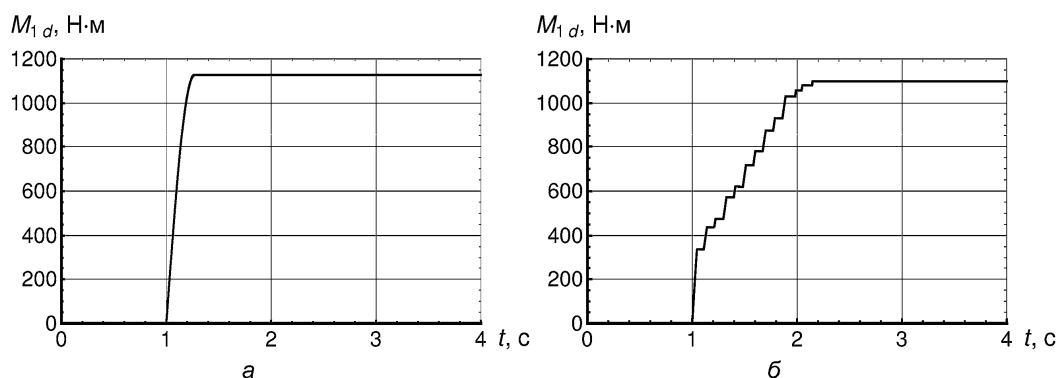


Рис. 21. Криві зростання гальмівного моменту на початку гальмування: а – прикладання постійного моменту машиністом локомотива; б – прикладання моменту автоматичною системою контролю юза

ВИСНОВКИ

Дисертація є завершеною науково-дослідною роботою, у якій на підставі результатів теоретичних та експериментальних досліджень одержано нове рішення **актуальної наукової проблеми**, яка полягає в тому, що коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою прямо пропорційний різниці тангенса гіперболічного від добутку значення відносного ковзання на його величину при максимальному пружному ковзанні в 1,5 % і значенням відносного ковзання, піднесеним у степінь 5/11; гальмівний момент за рахунок примусового дроселювання робочої рідини повинен зростати за синусоїдою протягом часу холостого ходу гальма тривалістю не менше 0,25 с; значення коефіцієнта використання сили магнітного притягання магніторейкового гальма до рейки пропорційне величині нерівності рейкової колії в поліноміальній степеневій функції; виконано розробки нових технічних рішень гальмівних пристроїв, що зумовлюють зменшення гальмівного шляху шахтного потяга, його безпечну зупинку і стоянку на поздовжніх ухилах колії величиною до 50 ‰. Це підтверджує доцільність використання запропонованих нових технічних рішень.

Основні наукові результати, висновки й рекомендації.

1. Огляд й аналіз сучасних літературних джерел показує, що специфічні умови транспортування навантажених вагонеток не дозволяють повною мірою використовувати передбачені технічними характеристиками шахтних локомотивів швидкості руху через обмежені можливості гальмівних засобів на важких зтяжних спусках (до 50 ‰). Дослідження із визначення залежності коефіцієнта зчеплення від відносного ковзання колеса по рейці найчастіше проводилися для режиму тяги, а коефіцієнта ковзання рейкових гальм – без урахування особливостей процесу взаємодії їх гальмівних колодок з рейкою за наявності проміжного середовища. Не повною мірою враховувалися викривлення рейкової колії в плані та в профілі, а також довгі й короткі, систематичні та локальні нерівності колії. Тепловий режим гравітаційного рейкового гальма шахтного локомотива, особливо з урахуванням використання його як службового гальма, у даний час вивчений недостатньо.

2. Обґрунтовано й складено уточнені розрахункові схеми гальмування шахтного шарнірно-зчленованого локомотива із складом вагонеток за допомогою колісно-колодкових, осьових і трансмісійних дискових гальм, шляхом динамічного гальмування двигуном, а також із застосуванням магніторейкових і гравітаційних гальм.

3. Розроблено й апробовано динамічну модель гальмування шахтного шарнірно-зчленованого локомотива із складом вагонеток як за допомогою гальмівних пристроїв, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса з рейкою, так і рейковими гальмами на реальній рейковій колії з систематичними і локальними та довгими і короткими нерівностями.

4. Розроблено методику тестування динамічної моделі гальмування шахтного потяга для перевірки її адекватності положенням класичної механіки.

5. Визначено вплив та розроблено методику врахування дії недосконалої реальної шахтної колії на режим гальмування локомотива за допомогою пристроїв, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса і рейки.

6. Обґрунтовано та розроблено методику визначення раціональних параметрів секційного рейкового гальма шахтного локомотива.

7. Визначено вплив та розроблено методику урахування дії недосконалої реальної шахтної колії на режим гальмування локомотива рейковими гальмами.

8. Розроблено й апробовано алгоритм роботи пристрою для автоматичного контролю юза шахтного локомотива.

9. На базі отриманих наукових положень обґрунтовано нові технічні рішення колісно-колодкового гальма з осьовим замиканням гальмівного зусилля, підресореного гравітаційного гальма, динамічної пісочниці барабанного типу, секційного магніторейкового гальма з механізмом його повороту на кривих, пристрою довантаження колісних пар в процесі гальмування та вузла з'єднання середньої секції локомотива з тяговими, що підкреслює доцільність їх використання в конструкції шахтних шарнірно-зчленованих локомотивів.

10. У результаті аналізу одержаних даних можна зробити висновок, що середнє діюче значення гальмівної сили на візку, обладнаному колісно-колодковими гальмами з осьовим замиканням гальмівного зусилля, виявилось на 29 % вищим, ніж на візку з традиційними колодковими гальмами (із рамним замиканням гальмівного зусилля). При цьому небезпека короточасного блокування коліс практично відсутня.

11. Слід вважати виправданим і необхідним багаторівневе резервування гальмівних систем важких шахтних локомотивів, які працюють на ухилах колії до 50 ‰. Такі локомотиви повинні мати й дискові трансмісійні гальма як ефективніші, а дискові осьові – як безпечніші. Колісно-колодкові гальма мають реалізовувати приблизно чверть гальмівних сил локомотива для гарантованої зачистки доріжок катання його коліс.

12. Різке зростання відносного ковзання коліс по рейках з 1,5 до 50 % за 1 с є ознакою початку юза при гальмуванні за допомогою систем, що реалізу-

ють гальмівну силу в точці контакту коліс з рейками, що може бути використано для виявлення моменту часу блокування коліс гальмівними пристроями.

13. За певних значень швидкості руху, параметрів сходинки й просідання рейкового стику або локального прогину рейкової нитки, гальмування локомотива пристроями, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса і рейки, може викликати перехід локомотива в юз, що погіршує параметри гальмування і призводить до утворення лисок на колесах.

14. На шахтних локомотивах належить встановлювати секційні рейкові гальма з постійними магнітами і поперечним замиканням магнітного потоку. Це дозволяє покращувати ефективність гальмування за рахунок стійкішого розміщення секцій гальма на поверхні катання рейки. Раціональною належить вважати довжину секції такого гальма від 150 до 300 мм з відстанню між сусідніми секціями, що дорівнює від 10 до 15 мм. Цей пристрій реалізовує силу гальмування, на 20 % більшу, ніж цілісне гальмо тієї самої довжини. Секційне магніторейкове гальмо більше підходить для долання сходинки рейкового стику порівняно з однокорпусним.

15. Слід використовувати підресорене гравітаційне гальмо для стоянки та як аварійне. За умови температурної стійкості матеріалу сталевий колодки гравітаційного рейкового гальма її товщина може не перевищувати 50 мм. Ефективною для службового гальмування може бути комбінація секційного магніторейкового гальма, яке буде ступінчасто (з деякими ривками) збільшувати гальмівну силу в міру опускання нових секцій, і підпружиненого гравітаційного, яке згладить ці ривки. Наявність магніторейкового і гравітаційного гальма на важких шарнірно-зчленованих локомотивах слід вважати обов'язковим.

16. Результати математичного моделювання і випробувань підтвердили працездатність системи автоматичного контролю юза й боксування шахтного шарнірно-зчленованого двосекційного локомотива. Запропонована система може так само працювати на двовісних локомотивах і на оснащених індивідуальним приводом колісних пар, що дає можливість запобігати появі юза й боксування при роботі в режимах тяги й гальмування на ділянках колії з ухилом до 50 ‰, скорочуючи гальмівний шлях потяга більш ніж удвічі.

17. Отримані в дисертаційній роботі результати теоретичних та експериментальних досліджень було використано при розробці методик визначення дійсного гальмівного шляху шахтного потяга з шарнірно-зчленованим локомотивом, а також для вибору раціональних параметрів секційного магніторейкового гальма й перевірки адекватності динамічних моделей руху положенням класичної механіки. Дані методики впроваджені в ДВАТ Інститут «Дніпрогіршахт», ДП «ГП «Кривбаспроект», ДП НІТП, ДП «Харківський науково-дослідний інститут технології машинобудування», ДП «Інститут машин і систем», АТ «Ново-Краматорський машинобудівний завод» а також на Дружківському машинобудівному заводі та в навчальний процес ДВНЗ «НГУ».

18. Шахтні випробування експериментального зразка шарнірно-зчленованого локомотива Е10, обладнаного дисковими осьовими й трансмісійними

гальмами, колісно-колодковими а також магніторейковими і гравітаційними рейковими гальмами, розробленого в ДВНЗ «НГУ» та виготовленого ХК «Луганськтепловоз», показали, що за інших рівних умов його гальмівний шлях на 50 % коротший, ніж гальмівний шлях локомотивів АРВ10ГЕ або К10, обладнаних лише колісно-колодковим гальмом. Очікуваний річний економічний ефект від використання одного модернізованого електровоза Е10МА в умовах шахти «Самарська» ДТЕК «Павлоградвугілля» в цінах 2010 р. становить 86 000 грн.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ

1. Процив В. В. Моделирование торможения шахтного поезда на заданном участке пути: монография / В. В. Процив. – Д.: Национальный горный университет, 2011. – 208 с.
2. Процив В. В. Экспериментальное определение характеристик сцепления шахтного локомотива в режиме торможения / В. В. Процив, А. Г. Мона // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2003. – № 2. – С. 95 – 97.
3. Сердюк А. А. Определение параметров подвешивания рельсового тормоза шахтного локомотива / А. А. Сердюк, В. В. Процив // *Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал) = Mining informational and analytical bulletin (scientific and technical journal)*. – 2003. – № 10. – С. 208 – 210.
4. Процив В. В. Определение динамических характеристик ходовой части шахтного локомотива с рельсовым тормозом в переходных режимах / В. В. Процив // *Разработка рудных месторождений*. – 2004. – Вып. 86. – С. 128 – 130.
5. Процив В. В. Определение распределения температур в гравитационном рельсовом тормозе шахтного локомотива / В. В. Процив // *Збірник наукових праць НГУ*. – 2005. – № 21. – С. 151 – 155.
6. Сердюк А. А. Определение бокового скольжения и коэффициента сцепления шахтного локомотива на криволинейных участках рельсового пути с учетом наличия промежуточной среды / А. А. Сердюк, В. В. Литвин, В. В. Процив // *Разработка рудных месторождений*. – 2005. – Вып. 88. – С. 253 – 257.
7. Процив В. В. Вплив підсипання піску на реалізацію гальмівної сили гравітаційним рейковим гальмом / В. В. Процив // *Прогресивні технології і системи машинобудування : міжнар. зб. наукових праць ДонНТУ*. – 2008. – Вип. 36. – С. 171 – 180.
8. Процив В. В. Визначення раціональної довжини секції складового рейкового магнітного гальма / В. В. Процив // *Збірник наукових праць НГУ*. – 2008. – № 30 – С. 102 – 111.
9. Процив В. В. Вплив локальної недосконалості шляху на ефективність гальмування шахтного локомотива складеним магніторейковим гальмом / В. В. Процив // *Науковий вісник НГУ*. – 2008. – № 8. – С. 56 – 62.

10. Проців В. В. Порівняльні дослідження колісно-колодкових гальм різної конструкції на шахтному шарнірно-зчленованому локомотиві / В. В. Проців // Науковий вісник НГУ. – 2009. – № 2. – С. 75 – 79.
11. Проців В. В. Визначення гальмівної сили магніторейкового гальма на довгих нерівностях рейкової колії / В. В. Проців // Математичне моделювання. – Дніпродзержинськ: ДДТУ. – 2009. – № 2 (21). – С. 76 – 80.
12. Проців В. В. Визначення сил, що реалізують гальмівні прилади шахтного шарнірно-зчленованого локомотива / В. В. Проців // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2009. – № 4 (134). – Ч. 1. – С. 47 – 52.
13. Проців В. В. Формування динамічної моделі шахтного шарнірно-зчленованого локомотива, що рухається в режимі гальмування / В. В. Проців // Науковий вісник НГУ. – 2009. – № 4. – С. 76 – 83.
14. Проців В. В. Визначення сил від локальної недосконалості шахтної колії в матмоделі шарнірно-зчленованого локомотива при гальмуванні / В. В. Проців // Збірник наукових праць НГУ. – 2009 – № 32. – С. 94 – 110.
15. Проців В. В. Визначення сил опору руху та направляючих зусиль шахтного шарнірно-зчленованого локомотива в режимі гальмування / В. В. Проців // Збірник наукових праць НГУ. – 2009. – № 33. – Т. 1 – С. 96 – 102.
16. Проців В. В. Ослаблення гальмівної сили магніторейкового гальма на одиничних нерівностях рейкової колії / В. В. Проців // Вібрація в техніці та технологіях. – Вінниця: ВДАУ. – 2010. – № 1 (57). – С. 49 – 54.
17. Проців В. В. Порівняльні дослідження дискових осьових та трансмісійних гальм шахтного локомотива / В. В. Проців, А. Г. Моня, О. Є. Гончар // Науковий вісник НГУ. – 2010. – № 4. – С. 98 – 100.
18. Проців В. В. Динамічна модель гальмівних систем, що реалізують гальмівну силу в контактні колеса та рейки / В. В. Проців, О. Є. Гончар // Збірник наукових праць НГУ. – 2010. – № 34. – Т. 2 – С. 160 – 171.
19. Проців В. В. Розробка і обґрунтування використання нових матеріалів для створення магніторейкових гальм / В. В. Проців // Прогресивні технології і системи машинобудування : міжнародний зб. наукових праць ДонНТУ. – 2010. – Вип. 39. – С. 167 – 173.
20. Проців В. В. Ознаки переходу локомотива в юз при гальмуванні пристроями з обмеженим фрикційним моментом на колесі / В. В. Проців // Науковий вісник НГУ. – 2010. – № 5. – С. 106 – 112.
21. Проців В. В. Вплив локальних нерівностей колії на гальмування пристроями з обмеженим фрикційним моментом на колесі / В. В. Проців // Науковий вісник НГУ. – 2010. – № 7 – 8. – С. 73 – 78.
22. Проців В. В. Гальмування пристроями з обмеженим фрикційним моментом на колесі з урахуванням впливу систематичних нерівностей колії / В. В. Проців // Науковий вісник НГУ. – 2010. – № 11 – 12. – С. 76 – 81.
23. Проців В. В. Застосування системи автоматичного контролю юза та буксування на шахтному шарнірно-зчленованому локомотиві / В. В. Проців,

О. Є. Гончар // Гірничя електромеханіка та автоматика : наук.-техн. зб. – 2010. – Вип. 84. – С. 116 – 125.

24. Проців В. В. Перевірка адекватності динамічної моделі руху шахтного поїзда положенням класичної механіки / В. В. Проців // Збірник наукових праць НГУ. – 2010. – № 35. – Т. 1. – С. 82 – 91.

25. Проців В. В. Вплив забрудненості рейкової колії на гальмування пристроями з обмеженим фрикційним моментом на колесі / В. В. Проців // Науковий вісник НГУ. – 2011. – № 1. – С. 70 – 74.

26. А. с. 1504138 СССР, МКИЗ В 61/00. Тормоз рельсового транспортного средства / В. В. Проців, В. В. Мишин, А. И. Лебедев, В. А. Салов, В. А. Зябрев (СССР). – 4382337/31-11; заявл. 25.02.88; опубл. 30.08.89, Бюл. № 32.

27. А. с. 1606356 СССР, МКИЗ В 39/00. Устройство для подачи песка к колесам транспортного средства / В. В. Проців, В. В. Мишин, А. И. Лебедев, В. А. Салов (СССР). – 4387694/27-11; заявл. 01.03.88; опубл. 15.11.90, Бюл. № 42.

28. Патент № 55969 Україна, В61С 13/00. Шахтний локомотив / В. В. Проців, О. Ф. Бринза, В. Г. Нагорна, А. О. Сердюк, Е. М. Шляхов (Україна); заявник і патентовласник Національний гірничий університет – № 2002 086506; заявл. 05.08.2002; опубл. 15.04.2003, Бюл. № 4.

29. Патент № 89445 Україна, В61Н 7/00. Магніторейкова гальмівна система шахтного локомотива (Варіанти) / В. В. Проців (Україна); заявник і патентовласник Проців В. В. – № а 2008 06382; заявл. 13.05.2008; опубл. 25.01.2010, Бюл. № 2.

30. Патент на корисну модель № 54285 Україна, В61F 5/38. Шахтний локомотив / К. А. Зіборов, В. В. Проців, В. В. Литвин, С. О. Федоряченко (Україна); заявник і патентовласник Національний гірничий університет. – u 2010 02481; заявл. 05.03.2010; опубл. 10.11.2010, Бюл. № 21.

31. Декларативний патент на корисну модель № 7062 Україна, 7В61С 15/04. Пристрій для збільшення навантаження на осі рейкового транспортного засобу / О. В. Новицький, І. О. Таран, В. В. Проців (Україна); заявник і патентовласник Національний гірничий університет. – 2004 0605140; заявл. 29.06.2004; опубл. 15.06.2005, Бюл. № 6.

32. Проців В. В. Визначення динамічних характеристик ходової частини шахтного локомотива з рейковим гальмом у перехідних режимах / В. В. Проців // Матеріали міжнародної конференції «Сталий розвиток гірничо-металургійної промисловості – 2005». – Кривий Ріг: Криворізький технічний університет, 2004. – Т. 2. – С. 109 – 112.

33. Проців В. В. Оптимизация параметров тормозной системы и ходовой части шахтного локомотива для повышения безопасности движения / В. В. Проців // Матеріали міжнародної конференції «Форум гірників – 2005». – Д.: Національний гірничий університет, 2005. – Т. 3. – С. 264 – 268.

34. Проців В. В. Порівняльні характеристики магніторейкового та гравітаційного гальм при використанні на шахтному шарнірно-зчленованому локомотиві /

В. В. Проців // Матеріали міжнародної конференції «Форум гірників – 2008». Д.: Національний гірничий університет, 2008. – С. 204 – 211.

35. Проців В. В. Моделирование гальмування шахтного локомотива гальмівними пристроями з обмеженим фрикційним моментом на колесі / В. В. Проців, О. Є. Гончар // Матеріали міжнародної конференції «Форум гірників – 2010». Д.: Національний гірничий університет, 2010. – С. 39 – 48.

36. Процив В. В. Моделирование торможения шахтного шарнирно-сочлененного локомотива на реальном участке рельсового пути / В. В. Процив, Э. М. Шляхов, А. Е. Гончар // Материалы Международной научно-практической конференции «Современное машиностроение. Наука и образование». – С. Пб.: Политехнический университет, 2011. – С. 331 – 340.

Особистий внесок автора в опублікованих у співавторстві роботах такий: [2, 6] – планування експерименту, статистична обробка результатів і теоретичний аналіз отриманих закономірностей; [3, 23] – визначення мети й ідеї роботи систем підвіски локомотива та автоматичного контролю юза відповідно; [17, 18, 35, 36] – загальна постановка задач для дослідження й створення динамічних моделей та їх числовий розв'язок; [26, 27, 29] – ідея й конструктивне виконання винаходу; [28, 30, 31] – конструктивне виконання винаходу.

АНОТАЦІЯ

Процив В.В. Наукове обґрунтування технічних рішень з удосконалення гальмівної системи шахтного шарнірно-зчленованого локомотива. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.06 – гірничі машини. – Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», Дніпропетровськ, 2011.

Дисертацію присвячено вирішенню питань підвищення ефективності гальмівних систем шахтних локомотивів і, перш за все, важких шарнірно-зчленованих. У роботі запропоновано нове вирішення актуальної наукової проблеми встановлення закономірностей динамічних параметрів гальмування шахтних потягів залежно від величин реальних викривлень і нерівностей шахтної рейкової колії, що шляхом розробки й запровадження нових технічних удосконалень зумовлює зменшення гальмівного шляху шахтного потяга, його безпечну зупинку й стоянку на поздовжніх ухилах колії величиною до 50 %.

Складено уточнені розрахункові схеми гальмування шахтного шарнірно-зчленованого локомотива із складом вагонеток, що враховують одночасне й по чергове гальмування за допомогою колісно-колодкових, осьових і трансмісійних дискових гальм, шляхом динамічного гальмування двигуном, а також із застосуванням магніторейкових і гравітаційних гальм.

Розроблено й апробовано динамічну модель гальмування шахтного шарнірно-зчленованого локомотива із складом вагонеток за допомогою пристроїв з

обмеженим фрикційним моментом і рейкових гальм на реальній рейковій колії, яка має систематичні й локальні, а також довгі й короткі нерівності. Розроблено також систему тестів для перевірки адекватності динамічної моделі гальмування шахтного потяга положенням класичної механіки.

Вивчено вплив недосконалості реальної шахтної колії на максимально можливий гальмівний момент і довжину гальмівного шляху при гальмуванні шахтного шарнірно-зчленованого локомотива із складом вагонеток за допомогою пристроїв, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса і рейки, а також рейкових гальм. Розроблено й апробовано алгоритм роботи пристрою для автоматичного контролю юза шахтного локомотива.

Ключові слова: шахтний локомотив, колісно-колодкові та дискові гальма, магніторейкові й гравітаційні рейкові гальма.

АННОТАЦІЯ

Процив В.В. Научное обоснование технических решений по совершенствованию тормозной системы шахтного шарнирно-сочлененного локомотива. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.06 – горные машины. – Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», Днепропетровск, 2011.

Диссертация посвящена вопросам повышения эффективности тормозных систем шахтных локомотивов и, прежде всего, тяжелым шарнирно-сочлененным. В работе предложено новое решение актуальной научной проблемы установления закономерностей динамических параметров торможения шахтных поездов в зависимости от величин реальных искривлений и неровностей шахтного рельсового пути, что вследствие разработки и внедрения новых технических решений обеспечивает уменьшение тормозного пути шахтного поезда, его безопасную остановку и стоянку на продольных уклонах пути величиной до 50 ‰.

Составлены уточненные расчетные схемы торможения шахтного шарнирно-сочлененного локомотива с составом вагонеток, учитывающие одновременное и поочередное торможение при помощи колесно-колодочных, осевых и трансмиссионных дисковых тормозов, динамического торможения двигателем, а также с применением магниторельсовых и гравитационных тормозов.

Разработана и апробирована динамическая модель торможения шахтного шарнирно-сочлененного локомотива с составом вагонеток при помощи устройств с ограниченным фрикционным моментом и рельсовых тормозов на реальном рельсовом пути, который имеет систематические и локальные, а также длинные и короткие неровности. Разработана система тестов для проверки адекватности динамической модели торможения шахтного поезда положениям классической механики.

Изучено влияние несовершенства реального шахтного пути на максимально возможный тормозной момент и длину тормозного пути при торможении шахтного шарнирно-сочлененного локомотива с составом вагонеток при помощи устройств, реализующих тормозную силу в точке контакта колеса и рельса, а также рельсовых тормозов. Разработан и апробирован алгоритм работы устройства для автоматического контроля юза шахтного локомотива.

Обосновано влияние промежуточной среды, обладающей свойствами вязкой несжимаемой жидкости, на характеристики фрикционного контакта системы «рельсовый тормоз – рельс» и решена задача определения коэффициента трения скольжения рельсового тормоза по дорожке катания рельса при наличии такой среды. Исследовано распределение температур в тормозной колодке гравитационного рельсового тормоза и рассчитана ее толщина по критерию нагрева-охлаждения.

Доказано, что значение коэффициента трения скольжения рельсового тормоза по рельсу над загрязнениями дорожек катания рельсов при торможении шахтного локомотива пропорционально скорости движения локомотива в аппроксимирующей полиномиальной функции шестой степени такого вида: $1 - av + bv^2 - \dots + cv^6$. Указанная зависимость действует при условии, что скорость движения локомотива изменяется от нуля до 5 м/с, а значение коэффициента сцепления уменьшается на 40 %.

Доказано, что значение коэффициента использования силы магнитного притяжения рельсового тормоза к рельсу при торможении шахтного локомотива обратно пропорционально скорости движения локомотива в аппроксимирующей полиномиальной функции пятой степени такого вида: $1 - av + bv^2 - \dots - cv^5$. Указанная зависимость действует при условии, что скорость движения локомотива изменяется от нуля до 5 м/с, а значение коэффициента уменьшается на 30 %.

Доказано, что при торможении шахтного шарнирно-сочлененного локомотива направления тормозных сил, реализуемых его тормозными устройствами, существенно зависят от положения установки его экипажа в имеющей уширения рельсовой колее, при этом описан алгоритм определения такого положения. Если скорость движения локомотива на кривой не превышает величины, равной корню квадратному из произведения ускорения свободного падения, радиуса кривой и частного от деления суммы коэффициента трения скольжения стали по стали и поперечного уклона пути, и разницы единицы и произведения указанных величин, то первая тяговая секция шарнирно-сочлененного локомотива расположена на криволинейном участке пути в положении наибольшего отрицательно перекаса, а вторая – в положении наибольшего положительного перекаса. В противном случае обе секции расположены в хордовом положении.

Шахтные испытания экспериментального образца шахтного локомотива Э10, оборудованного колесно-колодочными, дисковыми осевыми и трансмиссионными тормозами, а также магниторельсовым и гравитационными рельсовыми тормозами,

который был разработан в Государственном высшем учебном заведении «Национальный горный университет» и изготовлен ХК «Лугансктепловоз», показали, что при прочих равных условиях его тормозной путь на 50 % короче, чем тормозной путь локомотивов АРВ10ГЭ или К10, оборудованных только колесно-колодочным тормозом. Ожидаемый годовой экономический эффект от использования одного модернизированного электровоза Э10 в условиях шахты «Самарская» ДТЭК «Павлоградуголь» в ценах 2010 г. составляет 86 000 грн.

Ключевые слова: шахтный локомотив, колесно-колодочные и дисковые тормоза, магниторельсовые и гравитационные рельсовые тормоза.

THE SUMMARY

Protsiv V.V. Scientific ground of technical decisions on perfection of the brake system of the mine joint-joined locomotive. – Manuscript.

Thesis for the application of the doctor of Technical Sciences degree in the speciality 05.05.06 – mining machines. – The National Mining University, Dnepropetrovsk, 2011.

Dissertation is devoted to the questions of increasing efficiency of mining locomotives brake systems foremost for heavy joint-joined one. Actual scientific matter about determination of regularity for the law of dynamic parameters for mining trains braking process is decided. Source data contains a different values of real curvatures and imperfections of mining rail way, those during development of new technical decisions provides diminishing either mining train brake distance, safety stop and stand, and standing on the longitudinal slopes of the way by a value up to 50%.

Calculations those take into account a simultaneous and by turn braking of joint-joined locomotive with trainload by shoe-wheeled, axial and transmission disk brakes, and dynamic braking by engine, both magnetic and gravity brakes are made.

Developed and approved dynamic model of mining joint-joined locomotive with trainload by devices with limited friction moment and rail brakes on the real rail way with either systematic and local, long and short imperfections. Also, the test system is developed for mining train dynamic model braking verification to check out adequacy to rules of classic mechanics.

Influence of real mining rail way imperfections is researched on a maximally possible brake moment and mining joint-joined locomotive with trainload braking distance by the devices those realize braking force in a point of contact either wheel and rail, and rail brakes.

Developed and approved algorithm of mining locomotive device for automatic control of wheel scuffing.

Key words: mine locomotive, shoe-wheeled and disk brakes, magnetic and gravity rail brakes.

Проців Володимир Васильович

**НАУКОВЕ ОБГРУНТУВАННЯ НОВИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ
З УДОСКОНАЛЕННЯ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ ШАХТНОГО
ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОГО ЛОКОМОТИВА**

(Автореферат)

Підписано до друку 07.07.2011. Формат 30×42/2.
Папір офсет. Ризографія. Ум. друк. арк. 1,9.
Обл.-вид. арк. 1,9. Тираж 100 прим. Зам. № .

ДВНЗ «Національний гірничий університет»
49027, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19.