

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

НОВИЦЬКИЙ Олексій Володимирович



УДК 622.625.28(043.3)

**ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ МАГНІТНОГО БЛОКУ
ТА СИСТЕМИ ПІДВІШУВАННЯ МАГНІТОРЕЙКОВОГО
ДОВАНТАЖУВАЧА ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВУ**

Спеціальність 05.05.06 – гірничі машини

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Дніпропетровськ – 2013

Дисертацією є рукопис.

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

Науковий керівник: доктор технічних наук, доцент
Проців Володимир Васильович, Державний ВНЗ «Національний гірничий університет» Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України, професор кафедри основ конструювання механізмів і машин (м. Дніпропетровськ)

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Скалозуб Владислав Васильович, Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України, завідувач кафедри комп'ютерних інформаційних технологій;

кандидат технічних наук, доцент
Шевченко Сергій Іванович, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України, доцент кафедри автомобілів (м. Луганськ)

Захист відбудеться 27 березня 2013 року о 14⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 08.080.06 при Державному ВНЗ «Національний гірничий університет» Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України за адресою: 49005, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19, тел. 47-24-11.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Державного ВНЗ «Національний гірничий університет» Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України за адресою: 49005, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19, тел. 47-24-11.

Автореферат розісланий 25 лютого 2013 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



О.В. Анциферов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Збільшення провізної здатності локомотивного парку може бути досягнуто за рахунок підвищення вагової норми і швидкості руху потягів, що, насамперед, вимагає вдосконалення гальмівних систем локомотивів. Гальмівна сила колісно-колодкового гальма визначається зчіпною вагою локомотива і коефіцієнтом зчеплення колеса з рейкою. Технічні рішення відносно збільшення будь-якого з цих показників складні та потребують значних матеріальних витрат, тому найбільш перспективним напрямом є розвиток ідеї використання рейкових магнітних гальм. Досвід експлуатації підтвердив високу ефективність їх використання для аварійного гальмування і як стоянкового гальма.

Новим етапом розвитку ідеї про застосування рейкових гальм є розробка і створення конструкцій магніторейкових довантажувачів, суттєвою відмінністю яких є можливість передачі частини сили магнітного тяжіння магнітного блока на осі локомотива за допомогою системи похилих тяг і балок. Довантаження осей дозволяє без збільшення вагових та габаритних характеристик локомотива поліпшити стійкість руху в колії і розширити діапазон безпечних з точки зору блокування коліс гальмівних натискань на колодки колісно-колодкового гальма, що дає можливість використовувати магніторейкові довантажувачі для підвищення ефективності службового гальмування.

Основною причиною зниження працездатності магніторейкових довантажувачів є наявність різноманітних за характером, довжиною та амплітудою нерівностей рейкової колії, при проходженні яких відбувається відрив магнітного блока від рейки. Використання магнітного блока, що складається з двох секцій, з'єднаних поступальною парою, може забезпечити щільне прилягання полюсних наконечників до рейки. Однак досвід застосування даної конструкції в підземних умовах свідчить про те, що фактичні значення реалізованої сили магнітного притягання істотно нижчі за розрахункові.

Аналіз наукових робіт показав, що наявні методики проектування основані на спрощених уявленнях про процеси взаємодії довантажувача з рейкою, не враховують вплив нерівностей рейкової колії, що не дозволяє визначати раціональні силові та геометричні параметри з урахуванням впливу умов експлуатації, а також відсутні методики гальмівних розрахунків для шахтних локомотивів, обладнаних магніторейковими довантажувачами.

Тому встановлення залежностей коефіцієнта тертя ковзання магнітного блока від швидкості ковзання по рейці, значення сили довантаження осей локомотива від кута нахилу тяг системи підвішування, критичної висоти нерівності рейкової колії, при якій відбувається відрив секційного магнітного блока для обґрунтування раціональних параметрів магніторейкового довантажувача, що забезпечують зменшення гальмівного шляху, підвищення вагової норми шахтного потяга і стійкості руху локомотива в колії при роботі у виробках з ухилом до 50 %, є **актуальною науковою задачею**.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота є складовою частиною наукових досліджень, що виконувались у Державному ВНЗ «Національний гірничий університет» за планом тематичних

держбюджетних робіт «Теоретичне обґрунтування технічних рішень з підвищення експлуатаційних характеристик шахтного колісного транспорту» (№ ДР 0103U001288) і «Наукове обґрунтування параметрів магніторейкових систем шахтних локомотивів» (№ ДР 0105U009159), в яких автор брав безпосередню участь як виконавець по окремих розділах.

Мета роботи – встановлення залежностей коефіцієнта тертя ковзання магнітного блока від швидкості ковзання по рейці, значення сили довантаження осей локомотива від кута нахилу тяг системи підвішування, критичної висоти нерівності рейкової колії, при якій відбувається відрив секційного магнітного блока, для обґрунтування раціональних параметрів магніторейкового довантажувача, що забезпечують зменшення гальмівного шляху, підвищення вагової норми шахтного потягу і стійкості руху локомотива в колії при роботі у виробках з ухилом до 50 %.

Для досягнення поставленої мети вирішуються наступні **завдання**:

1) Розробка розрахункової схеми механічної системи «рейкова колія – магніторейковий довантажувач – локомотив» і математичної моделі процесу гальмування шахтного локомотива колісно-колодковим гальмом з одночасним довантаженням осей під час руху по рейковій колії з динамічними і геометричними недосконаlostями.

2) Встановлення характеру залежності коефіцієнта тертя магнітного блока від умов взаємодії з рейкою, зокрема, від швидкості ковзання і амплітуди коливання залишкової сили притискання довантажувача до рейки.

3) Визначення характеру впливу збурюючих чинників, обумовлених наявністю нерівностей рейкової колії, на працездатність секційного магнітного блока магніторейкового довантажувача.

4) Встановлення закономірностей впливу ефекту довантаження осей на гальмівні характеристики шахтного локомотива.

5) Обґрунтування параметрів гальмівної системи з магніторейковим довантажувачем, що забезпечують підвищення значень реалізованої локомотивом гальмівної сили і стійкість руху в колії, а також розробка методичних рекомендацій з вибору раціональних параметрів гальмівної системи з магніторейковим довантажувачем.

Ідея роботи – підвищення гальмівних характеристик шахтного локомотива ґрунтується на встановленні залежностей коефіцієнта тертя ковзання магнітного блока від швидкості ковзання по рейці, значення сили довантаження осей локомотива від кута нахилу тяг системи підвішування, визначенні критичної висоти нерівності рейкової колії, при якій відбувається відрив секційного магнітного блока, для забезпечення мінімального гальмівного шляху, підвищення вагової норми шахтного потягу і стійкості руху локомотива в колії при роботі у виробках з ухилом до 50 %.

Об'єкт дослідження – процес гальмування шахтного локомотива при спільному використанні колісно-колодкового гальма і магніторейкового довантажувача із секційним магнітним блоком.

Предмет дослідження – залежність гальмівних характеристик шахтного локомотива від параметрів магніторейкового довантажувача із секційним магнітним блоком.

Методи досліджень. При дослідженні вимушених коливань елементів системи «рейкова колія – магніторейковий довантажувач – локомотив» використано методи диференціального, інтегрального числення та математичного моделювання. Розв’язування нелінійного диференціального рівняння руху секції довантажувача під час проходження нерівностей рейкової колії виконано методом гармонійної лінеаризації. Чисельне розв’язування системи диференціальних рівнянь проведено за допомогою програмного комплексу Wolfram Mathematica 8. Коливальні процеси в секціях довантажувача досліджено методами теорії коливань та інтегральних перетворень Лапласа. При обробці й аналізі результатів експериментів використовувалися методи математичної статистики і планування експериментів.

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

1) Коефіцієнт тертя ковзання магнітного блока магніторейкового довантажувача змінюється за експонентою в степені, в чисельнику якого – жорсткість пружних елементів поступальної пари «фрикціон – шток», а в знаменнику – добуток амплітуди коливань сили притискання магнітного блока до рейки і абсолютної швидкості магнітного блока.

2) Значення сили довантаження осей локомотива прямо пропорційно добутку величини залишкової сили притискання магнітного блока і котангенса кута нахилу тяг магніторейкового довантажувача, а величина зазначеного кута повинна становити від 15° до 35° .

3) Величина критичної висоти нерівності рейкової колії, при якій відбувається відрив секційного магнітного блока, прямо пропорційна значенню кута нахилу тяг магніторейкового довантажувача в поліноміальній степеневій функції.

Наукова новизна роботи:

1) Отримала подальший розвиток математична модель процесу гальмування шахтного локомотива колісно-колодковим гальмом з одночасним довантаженням осей магніторейковим довантажувачем, що враховує вплив динамічних і геометричних недосконалостей рейкової колії.

2) Уточнено залежність коефіцієнта тертя магніторейкового довантажувача від швидкості ковзання, що враховує вплив зміни залишкової сили притискання до рейки, обумовленої передачею частини сили магнітного тяжіння на осі екіпажу.

3) Вперше теоретично обґрунтовано, що для забезпечення працездатності та стабільного значення сили магнітного притягання магніторейковий довантажувач повинен складатися з двох секцій, з'єднаних поступальною парою з пружними елементами жорсткістю від $1,7 \cdot 10^5$ до $2,15 \cdot 10^5$ Н/м.

4) Вперше теоретично обґрунтовано вплив ефекту довантаження осей на гальмівні характеристики шахтного локомотива.

5) Вперше визначено геометричні параметри секційного магнітного блока магніторейкового довантажувача, жорсткісні характеристики пружних елементів поступальної пари і раціональні значення кута нахилу тяг системи підвішу-

вання, які дозволяють поліпшити гальмівні характеристики локомотива в реальних умовах експлуатації.

Практичне значення одержаних результатів. На підставі отриманих наукових результатів обґрунтовано параметри гальмівної системи шахтного локомотива з магніторейковим довантажувачем, розроблено конструкції пристроїв для збільшення навантаження на осі шахтного локомотива, що захищені патентами України; розроблено методику вибору параметрів гальмівної системи шахтного локомотива з магніторейковим довантажувачем.

Реалізація результатів роботи. «Методика вибору раціональних параметрів магніторейкового довантажувача шахтного локомотива» використовується ПАТ «Дружківський машинобудівний завод» при розробці гальмівних систем шахтних локомотивів нового покоління. Наукові результати застосовуються в навчальному процесі кафедри управління на транспорті Державного ВНЗ «Національний гірничий університет».

Обґрунтованість і достовірність наукових положень, висновків і рекомендацій досягається коректністю поставлених у роботі завдань, використанням припущень, що застосовуються в аналогічних дослідженнях, застосуванням апробованих методів розв'язання диференційних рівнянь та перевірених методів обробки результатів експериментальних досліджень, прийнятною збіжністю результатів теоретичних і експериментальних досліджень (відносна похибка теоретичних результатів розрахунку гальмівного шляху порівняно з результатами випробувань не перевищує 18 %).

Особистий внесок здобувача полягає у визначенні мети та ідеї роботи, формулюванні завдань дослідження і наукових положень, виборі методів дослідження, розробці розрахункової схеми механічної системи «рейкова колія – магніторейковий довантажувач – локомотив», обробці, аналізі й узагальненні отриманих результатів. Здобувачем також зроблено висновки і розроблено методичні рекомендації щодо застосування результатів роботи.

Апробації результатів дисертації. Результати дисертаційної роботи доповідалися на міжрегіональній науково-технічній конференції «Проблеми механіки гірничо-металургійного комплексу» (Дніпропетровськ, 2002), міжнародній науково-технічній конференції «Сталий розвиток гірничо-металургійної промисловості» (Кривий Ріг, 2004), міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми та перспективи розвитку транспорту промислових регіонів» (Дніпропетровськ, 2005), міжрегіональній науково-технічній конференції «Проблеми та перспективи розвитку транспорту промислових регіонів» (Дніпропетровськ, 2006), міжрегіональній науково-практичній конференції «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті» (Херсон, 2012), міжнародній конференції «Форум гірників – 2012» (Дніпропетровськ, 2012).

Публікації. Основний зміст дисертації опубліковано в 12 роботах, із яких 8 статей у спеціалізованих наукових виданнях (4 без співавторів), 3 тези доповідей на конференціях, а також патент України.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків і містить 145 сторінок машинописного тексту, у тому числі

37 рисунків (з них 12 на окремих сторінках), 2 таблиці, список використаних джерел з 175 найменувань на 18 сторінках і 4 додатки на 6 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність роботи, сформульовано об'єкт і предмет дослідження, ідея та мета роботи, наукові положення і новизна, а також наведено інформацію про публікації та апробацію.

У **першому розділі** зроблено огляд методів підвищення гальмівних характеристик рухомого складу рейкового транспорту, наукових робіт, присвячених дослідженням процесу гальмування із застосуванням магніторейкових систем, а також питань взаємозв'язку фрикційних і динамічних параметрів тріботехнічних систем.

Рейкові магнітні гальма широко застосовуються на рухомому складі магістрального, промислового, міського рейкового транспорту, їх дослідженню присвячені роботи вчених В.П. Абрамова, Л.В. Балона, В.М. Дорожкіна, В.Д. Єлманова, О.О. Ренгевича, В.О. Салова, В.І. Серова, В.П. Тюріна, М.Д. Фокіна, Г.М. Широкова, Н.С. Шляхова та інших.

Дослідженням динамічних процесів, що виникають під час руху рейкового екіпажу, методами математичного моделювання займалися такі дослідники як С.Є. Блохін, М.Ф. Веріго, К.А. Зіборов, А.Я. Коган, В.В. Мішин, О.Є. Новиков, Н.С. Поляков, В.В. Проців, В.В. Скалозуб, В.Н. Старченко, П.С. Шахтар, С.І. Шевченко та ін.

Для підвищення продуктивності й безпеки шахтні локомотиви тепер обладнуються рейковими магнітними гальмами, що застосовуються як аварійні та стоянкові. Розвитком цієї ідеї є магніторейковий довантажувач (далі МРД), суттєва відмінність якого полягає у можливості передачі частини сили магнітного тяжіння на осі локомотива за допомогою нахилених тяг та опорних балок.

З метою вирішення актуальної для рейкових магнітних гальм проблеми забезпечення безвідривного ковзання по рейці проф. В.О. Саловим запропоновано конструкцію магнітного блока, що складається з двох секцій, з'єднаних поступальною парою. За рахунок плоскопаралельного відносного переміщення секцій та відхилення тяг на різні кути поліпшується прилягання полюсних наконечників до поверхні рейки. Також проф. В.О. Саловим висловлено припущення про те, що застосування МРД дозволяє за рахунок передачі частини сили магнітного притягання на осі локомотива підвищити гальмівну силу колісно-колодкового гальма і забезпечити стійкість руху локомотива в колії (рисунок 1).

Проведені випробування підтвердили ефективність даного рішення. Разом з тим виявлено зниження фактичного значення сили магнітного притягання МРД у порівнянні з розрахунковим унаслідок відриву магнітного блока від рейки і нестабільності залишкової сили притискання.

Аналіз наукових робіт показав, що для обґрунтування параметрів магніторейкового довантажувача, які забезпечують зменшення гальмівного шляху, підвищення вагової норми шахтного потяга і стійкість руху локомотива в колії, необхідно знати залежності коефіцієнта тертя ковзання магнітного блока від

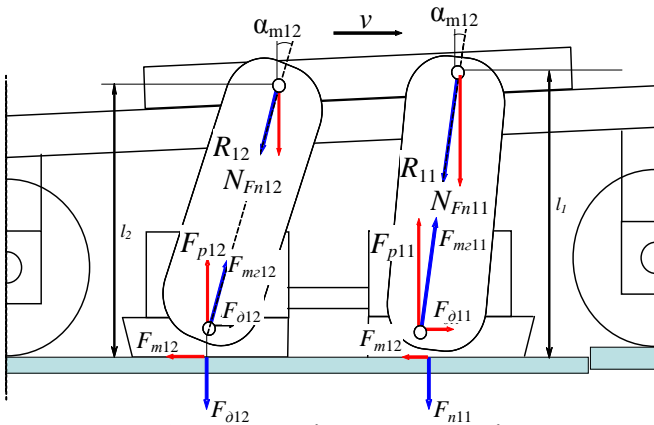


Рисунок 1 – Сили, що діють на магніторейкову систему: $F_{n\ in}$ – сила магнітного притягання; $F_{mz\ in}$ – сила в тязі; R_{in} – реакція тяги; $F_{m\ in}$ – гальмівна сила магнітного блока; $N_{Fn\ in}$ – сила довантаження осей; $F_{p\ in}$ – сила розвантаження магнітного блока; $F_{\delta\ in}$ – рушійна сила; $\alpha_{m\ in}$ – кут нахилу тяг

лені завдання для її досягнення, що вирішені в наступних розділах.

У **другому розділі** обґрунтовано і складено розрахункову схему механічної системи «рейкова колія – МРД – локомотив» на базі механічної системи електровоза АРП10РВ (рисунок 2).

Розрахункова схема містить 33 незалежних координати для поздовжніх x , поперечних y , і вертикальних z переміщень кузова локомотива, коліс, секцій магнітного блока, а також кутових переміщень виляння ψ , галопування φ і бічного хитання θ .

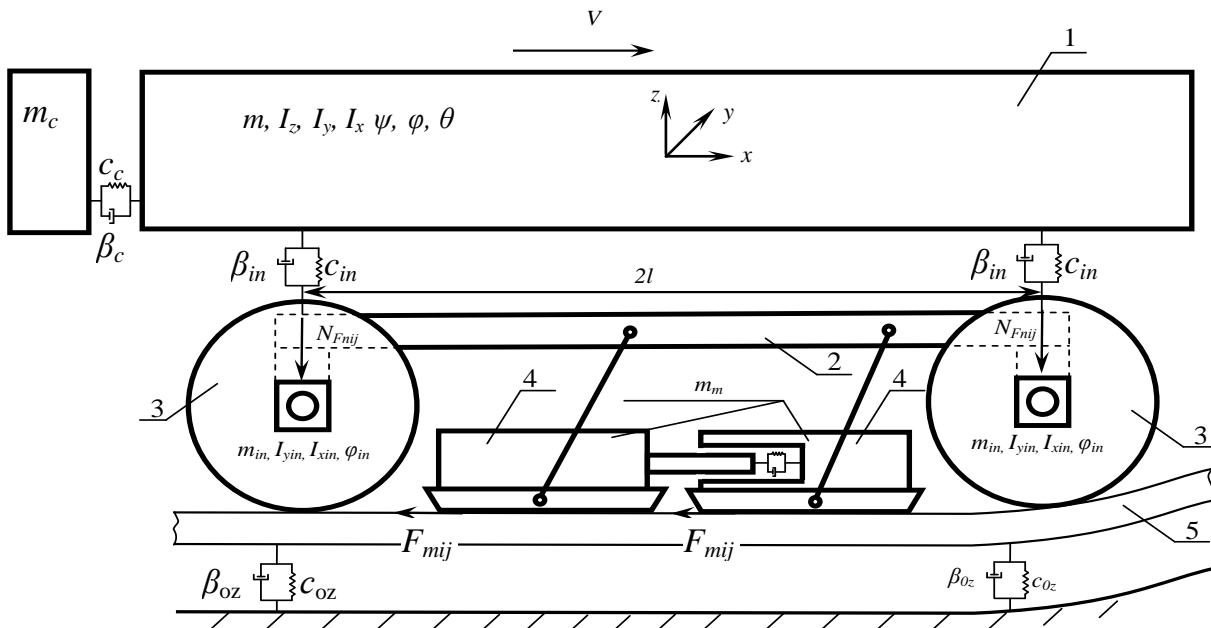


Рисунок 2 – Розрахункова схема механічної системи «рейкова колія – МРД – локомотив»: 1 – кузов; 2 – опорна балка; 3 – колісні пари; 4 – секції магнітного блока; 5 – рейкова колія

швидкості ковзання по рейці, значення сили довантаження осей локомотива від кута нахилу тяг та критичної висоти нерівності рейкової колії (при якій відбувається відрив секційного магнітного блока) від конструктивних параметрів системи підвищення магнітного блока.

На підставі аналізу й узагальнення описаних в літературі досліджень процесу гальмування шахтного локомотива із застосуванням рейкових магнітних гальм сформульована мета дисертаційної роботи та поставлені завдання для її досягнення, що вирішені в наступних розділах.

Вплив довантаження осей враховувався при складанні рівнянь рівноваги колісних пар:

$$P_{11} = \frac{1}{2} m_1 g \cos i_s + P_{u11} + \frac{1}{2s_{p11}} \left[\begin{array}{l} (G_{11} + N_{\partial 11} + N_{Fn11})(b + s_{p1}) - \\ - (G_{12} + N_{\partial 12} + N_{Fn12})(b + s_{p2}) - \\ (P_{y12} + P_{y11})r \end{array} \right];$$

$$P_{12} = \frac{1}{2} m_1 g \cos i_s + P_{u12} + \frac{1}{2s_{p12}} \left[\begin{array}{l} (G_{12} + N_{\partial 12} + N_{Fn12})(b + s_{p2}) - \\ - (G_{11} + N_{\partial 11} + N_{Fn11})(b - s_{p1}) - \\ - (P_{y11} + P_{y12})r \end{array} \right],$$

де m_i – маса колісної пари; i_s – поперечний ухил колії під колесами локомотива; b – половина відстані між осями букс колісної пари в поперечному напрямку; s_{pin} – фактична ширина рейкової колії під колісною парою; G_{in} – статичні сили від ваги локомотива, що діють на колесо; N_{din} – сили, що обумовлені коливаннями надресорної будови; P_{in} – сили, що обумовлені коливаннями колісних пар, $P_{ui1} = 0,5m_{in}\ddot{z}_{in}$; N_{Fnin} – сили довантаження осей від дії довантажувача.

Вираз для визначення гальмівної сили секції МРД має вигляд

$$F_{mij} = Z_{ij} F_{i\delta ij} f_m,$$

де Z_{ij} – сигнофункція, ознака включення секції магнітного блока; $F_{i\delta ij}$ – залишкова сила притискання секції магніторейкового довантажувача до рейки, Н; f_m – коефіцієнт тертя ковзання магнітного блоку по рейці. В результаті складена система з 33 диференціальних рівнянь другого порядку, яка тут подана в загальному вигляді

$$m_{in}\ddot{z}_{in} + \beta_z(\dot{z} + \dot{z}_{in}) + c_z z_{in} = G_{in} - N_{in};$$

$$\left(m - \sum_{i=1}^n m_{in} \right) \ddot{x} + \frac{g_0 m i_p}{\sqrt{i_p^2 + 1}} + \frac{1}{2} \left(-\frac{4I_y \dot{x} \dot{R}_p}{R_p^3} + \frac{2I_y \ddot{x}}{R_p^2} - \frac{4I_z \dot{x} \dot{R}}{R^3} + \frac{2I_z \ddot{x}}{R^2} \right) +$$

$$+ \beta_c(\dot{x} - \dot{x}_c) + c_c(x - x_c) = 0;$$

$$m_{oy}\ddot{y}_{oin} + \beta_{oy}\dot{y}_{oin} + c_{oy}y_{oin} = W_{yin} - Y_{in} \cos \gamma_{in} - P_{in};$$

$$2 \left(\sum_{i=1}^n m_{in} \ddot{z} + 4 \sum_{i=1}^n G_{in} \right) = 2m\ddot{z} + 16\beta_z \dot{z} + 2 \sum_{i=1}^n \beta_z \dot{z}_{in} + 8c_z z;$$

$$I_{yin}\ddot{\phi}_{in} + \beta_{\phi in}(\dot{\phi}_{in} - \dot{\phi}_i) + c_{\phi in}(\phi_{in} - \phi_i) = r(F_{in} + W_{xin}) - M_{sin};$$

$$\begin{aligned}
& \left(m - \sum_{i=1}^n m_{in} \right) \ddot{y} + \frac{1}{2} \beta_y (2(\dot{y} - \dot{y}_1) + 2(\dot{y} - \dot{y}_2)) + 4c_y y - \frac{g0m i_s}{\sqrt{i_s^2 + 1}} = 0; \\
& m_{in} \ddot{x}_{in} - \beta_x (\dot{x} - \dot{x}_{in}) - c_x (x - x_{in}) = -F_{in} - W_{in} - W_{xin} - Y_{in} \sin \gamma_{in}; \\
& m_c \ddot{z}_c - \beta_{cz} (\dot{z} - \dot{z}_c) - c_{cz} (z - z_c) = 0; \\
& m_c \ddot{y}_c - \beta_{cy} (\dot{y} - \dot{y}_c) - c_{cy} (y - y_c) = 0; \\
& m_c \ddot{x}_c + \frac{1}{2} \left(-\frac{4I_{z\theta} \dot{x}_c \dot{R}_\theta}{R_\theta^3} + \frac{2I_{z\theta} \ddot{x}_c}{R_\theta^2} - \frac{4I_{y\theta} \dot{x}_c \dot{R}_{p\theta}}{R_{p\theta}^3} + \frac{2I_{y\theta} \ddot{x}_c}{R_{p\theta}^2} \right) + \frac{g0m_c i_{p\theta}}{\sqrt{i_{p\theta}^2 + 1}} - \\
& - \beta_{cx} (\dot{x} - \dot{x}_c) - c_{cx} (x - x_c) = -m_c w_\theta; \\
& b_p^2 \sec^4 \theta (\beta_z \dot{\theta} + c_z \sin 2\theta) + I_x \ddot{\theta} = 0; \\
& a_p^2 \sec^4 \varphi (\beta_z \dot{\varphi} + c_z \sin 2\varphi) + I_y \ddot{\varphi} = 0; \\
& \frac{1}{2} \left(2 \sin \psi c_z a_p^2 + 2 \sin \psi c_z b_p^2 \right) + I_z \ddot{\psi} = 0; \\
& m_{oz} \ddot{z}_{oin} + \beta_{oz} \dot{z}_{oin} + c_{oz} z_{oin} = N_{in}; \\
& m_m \ddot{x}_{mij} - \beta_{xm} (\dot{x} - \dot{x}_{mij}) - c_{xm} (x - x_{mij}) = Z_{ij} (-F_{mij}) \quad (1)
\end{aligned}$$

Для коректного розв'язування складеної системи рівнянь необхідно було встановити закономірність зміни коефіцієнта тертя ковзання магнітного блока

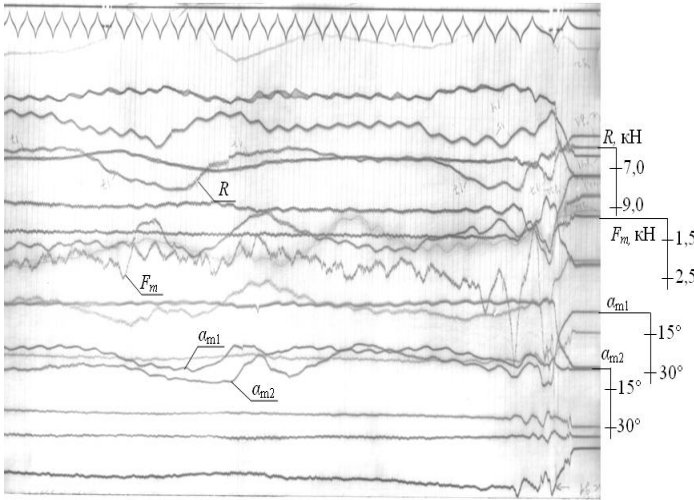


Рисунок 3 – Фрагмент осцилограми процесу гальмування локомотива: R – реакція тяги; Ft – гальмівна сила магнітного блока; α_{m1} , α_{m2} – кути нахилу тяг

МРД, що є другим завданням дослідження. Для вирішення цього завдання було оброблено результати експериментальних досліджень процесу гальмування локомотива із застосуванням МРД, виконаних на кафедрі рудникового транспорту ДГІ (нині кафедра транспортних систем і технологій Державного ВНЗ «НГУ»). Фрагмент осцилограми процесу гальмування локомотива з одночасним довантаженням осей зображений на рисунку 3.

Осцилограми оброблялися за складеною автором методикою, що дозволяє встановлювати миттєві значення сили довантаження

та дає можливість підвищити точність отриманих результатів від 10 до 15 % порівняно з раніше використовуваними методами. У результаті апроксимації результатів обробки осцилограм автором отримана така залежність:

$$f_m = f_{m0} \left(1 - k_1 e^{\delta \dot{\delta}} \left(-k_2 \frac{c_{fjk}}{\Delta F_{i\delta} ij} \dot{\delta}_{mij} \right) \right), \quad (2)$$

де f_{m0} – коефіцієнт тертя ковзання фрикційної пари в умовах спокою; k_1 , k_2 – безрозмірний і розмірний коефіцієнти апроксимації; c_{fjk} – жорсткість пружних елементів в поступальній парі, Н/м; $\Delta F_{i\delta} ij$ – амплітуда зміни залишкової сили притискання секції довантажувача до рейки, Н; $\dot{\delta}_{mij}$ – абсолютна швидкість ковзання секції по рейці, м/с.

Отримана залежність відрізняється від раніше відомих тим, що враховує конструктивні особливості секційного магнітного блока і зміну залишкової сили притискання під час проходження нерівностей рейкової колії. Аналіз розрахунків коефіцієнта тертя магнітного блока, зроблених на підставі отриманої залежності, показав, що зі збільшенням амплітуди коливань залишкової сили притискання при однакових швидкостях руху коефіцієнт тертя ковзання зменшується, причому тим швидше, чим менша швидкість ковзання. Зі збільшенням амплітуди зміни залишкової сили притискання спадний характер залежності більш помітний; зі зростанням швидкості та нормального навантаження значення коефіцієнта тертя знижується, і чим більша амплітуда коливання нормального навантаження, тим нижче коефіцієнт тертя. Таким чином, сформульовано **перше** наукове положення: коефіцієнт тертя ковзання магнітного блока магніторейкового довантажувача змінюється за експонентою в степені, в чисельнику якого – жорсткість пружних елементів поступальної пари «фрикціон – шток», а в знаменнику – добуток амплітуди коливань залишкової сили притискання магнітного блока до рейки і абсолютної швидкості магнітного блока.

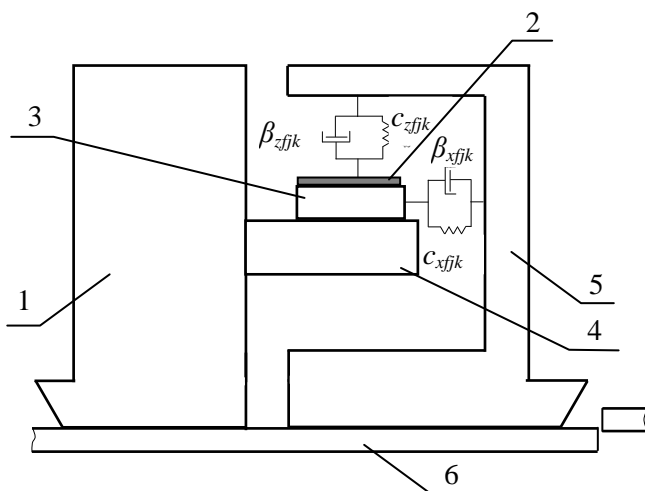


Рисунок 4 – Розрахункова схема взаємодії фрикціону зі штоком при проходженні нерівності рейкової колії: 1, 5 – секції магнітного блока; 2 – пружний елемент; 3 – фрикціон; 4 – шток; 6 – рейка

Третій розділ присвячено теоретичному дослідженню характеру впливу збурюючих чинників, обумовлених недосконалістю рейкової колії, на працездатність секційного магнітного блока МРД, що є третім завданням дослідження. Аналіз причин зниження ефективності МРД показав, що під час руху по рейковій колії в результаті впливу на секції магнітного блока різних за характером і величиною збурюючих чинників зростають динамічні навантаження на поступальну пару, що призводить до збільшення сил опору відносним переміщенням секцій аж до повного блокування.

Найбільш ефективним технічним рішенням по зниженню динамічних навантажень на поступальну пару є заміна жорстких напрямних опор фрикціонами, встановленими за допомогою пружних елементів. Для обґрунтування доцільності даного рішення і визначення жорсткісних параметрів пружних елементів складена розрахункова схема (рисунок 4) і система рівнянь, що описують динамічні процеси в секціях магнітного блока:

– для усталеного руху

$$\begin{cases} m_{fjk} \ddot{x}_{fjk} + \beta_{xfjk} \dot{x}_{fjk} + c_{xfjk} x_{fjk} = f_{\delta} F_{fjk} \operatorname{sgn}(\dot{x}_{fjk} - \dot{x}_{mij}); \\ m_{fjk} \ddot{z}_{fjk} + \beta_{zfjk} \dot{z}_{fjk} + c_{zfjk} z_{fjk} = N_{Fnij} - F_{i\delta ij}; \end{cases} \quad (3)$$

– для перехідного процесу

$$\begin{cases} m_{fjk} \ddot{x}_{fjk} + \beta_{xfjk} \dot{x}_{fjk} + c_{xfjk} x_{fjk} = f_{\delta} F_{fjk} \operatorname{sgn}(\dot{x}_{fjk} - \dot{x}_{mij}) - F_{\hat{a}xij}; \\ m_{fjk} \ddot{z}_{fjk} + \beta_{zfjk} \dot{z}_{fjk} + c_{zfjk} z_{fjk} = N_{Fnij} - F_{i\delta ij} + F_{\hat{a}zij}, \end{cases} \quad (4)$$

де m_{fjk} – маса фрикціона, кг; c_{xfjk} , c_{zfjk} – жорсткості пружного елемента у поздовжньому і вертикальному напрямках відповідно, Н/м; β_{xfjk} , β_{zfjk} – коефіцієнти дисипації пружного елемента у поздовжньому і вертикальному напрямках відповідно, Н·с/м; x_{fjk} , z_{fjk} , \dot{x}_{fjk} , \dot{z}_{fjk} , \ddot{x}_{fjk} , \ddot{z}_{fjk} – узагальнені координати, швидкості і прискорення фрикціона; f_{δ} – коефіцієнт тертя ковзання пари «фрикціон – шток»; F_{fjk} – результуюча сила притискання фрикціона до штоку, Н; \dot{x}_{mij} – швидкість секції довантажувача, м/с; $F_{\hat{a}xij}$, $F_{\hat{a}zij}$ – збурююча сила, що діє на фрикціон у поздовжньому і вертикальному напрямках, Н.

$F_{\text{тр}}$

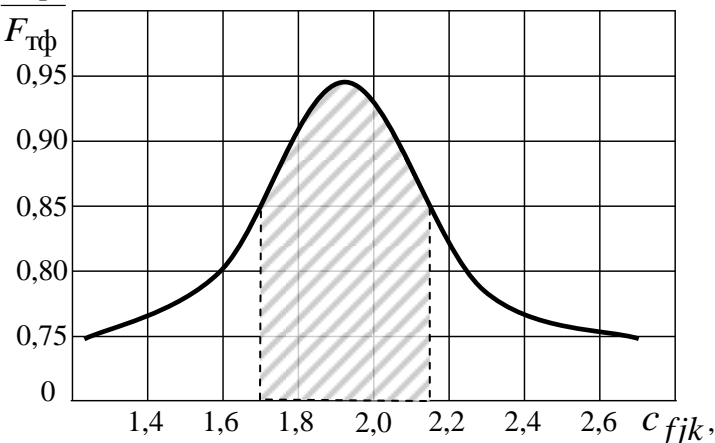


Рисунок 5 – Залежність показника зменшення фактичного значення гальмівної сили у порівнянні з розрахунковим при зміні жорсткості пружних елементів поступальної пари

Розв'язування систем (3) і (4) виконано методом перетворень Лапласа для найбільш характерних збурюючих впливів у вигляді одиничного стрибка і синусоїдальної нерівності. У результаті отримано залежність жорсткості одиничного пружного елемента від величини збурюючої сили і кратності впливу:

$$c_{fjk} = \frac{F_{\hat{a}}}{(\pi l)^2 \eta(t)}, \quad (5)$$

де l – кратність, що визначається відношенням періоду власних коливань фрикціона до періоду збудження; $\eta(t)$ – поточне значення висоти нерівності рейкової колії, м.

Отримана залежність використана при визначенні закону зміни коефіцієнта тертя ковзання секційного магнітного блока від швидкості ковзання. Аналіз результатів розрахунків згідно із залежністю (2) з урахуванням виразу (5) показав, що розбіжність величини розрахункового коефіцієнта тертя секційного магнітного блока з результатами шахтних випробувань при швидкості ковзання, що дорівнює 1 м/с, становить 5,3 %, при швидкості ковзання 3 м/с – 10,1 %. Розбіжність із залежностями, отриманими для магнітного блока традиційного компонування, становить 11,5 % при швидкості ковзання 1 м/с і 34,2 % при швидкості ковзання 3 м/с, що підтверджує припущення про істотний вплив конструктивних параметрів магнітного блока на динамічні характеристики довантаження.

Для визначення діапазону величин жорсткості пружних елементів, при яких би забезпечувалася максимальна ефективність секційного магнітного блока, були проведені числові розв'язування системи рівнянь (1) при різних значеннях \tilde{n}_{fjk} . У результаті отримано графік зміни відношення розрахункового значення гальмівної сили секції магнітного блока МРД до фактичного значення при різних величинах жорсткості пружних елементів. Встановлено, що при збільшенні жорсткості до значення $1,9 \cdot 10^5$ Н/м гальмівна сила зростає, після чого відбувається падіння, оскільки при більшій жорсткості вплив збурюючої сили передається на фрикціони практично без демпфування, тому і відбувається зменшення гальмівної сили (рисунок 5). Аналізуючи результати числового моделювання, встановлено, що найменше зниження фактичного значення гальмівної сили в порівнянні з розрахунковим (у межах 6 %) спостерігається при жорсткості пружних елементів $1,94 \cdot 10^5$ Н/м. Для реалізації не менше 85 % від розрахункового значення гальмівної сили необхідно мати жорсткість пружних елементів поступальної пари в межах від $1,7 \cdot 10^5$ до $2,15 \cdot 10^5$ Н/м.

У **четвертому розділі** проведено моделювання гальмування шахтного потяга із застосуванням МРД, проаналізовано процеси формування сил гальмування і довантаження з метою встановлення впливу ефекту довантаження осей на процес гальмування, що є четвертим завданням дослідження. У результаті рішення системи рівнянь (1) методом Рунге-Кутта за допомогою програмного комплексу Wolfram Mathematica 8 отримано графіки зміни основних динамічних параметрів гальмування. На рисунках 6, 7 наведено графіки зміни наступних параметрів: a – гальмівний момент; b – реакція рейки під колесом; v – відносне ковзання колеса; z – гальмівна сила на колесі; d – швидкість локомотива; e – гальмівний шлях.

Доведено, що при довантаженні осей зростає реакція рейки під колесом, за рахунок чого з'являється можливість збільшення значення безпечних з точки зору блокування коліс гальмівних зусиль на колодці, що дозволяє підвищити ефективність службового гальмування колісно-колодковим гальмом і збільшити вагову норму потяга від 30 до 45 %. На підставі порівняльного аналізу результатів моделювання доведено, що застосування магніторейкової системи в режимі довантаження дозволяє за рахунок збільшення прикладеного гальмівного моменту підвищити сумарну гальмівну силу локомотива на 22 % у порівнянні з варіантом її застосування в режимі звичайного гальмування. Так, за відсут-

ності довантаження, блокування колеса відбувається при величині гальмівного моменту 1 270 Н·м (рисунок 8, б), у той час як при довантаженні осей збільшення гальмівного моменту до 1 580 Н·м не призводить до юзу (рисунок 9, б), завдяки чому гальмівний шлях локомотива зменшується на 20 %.

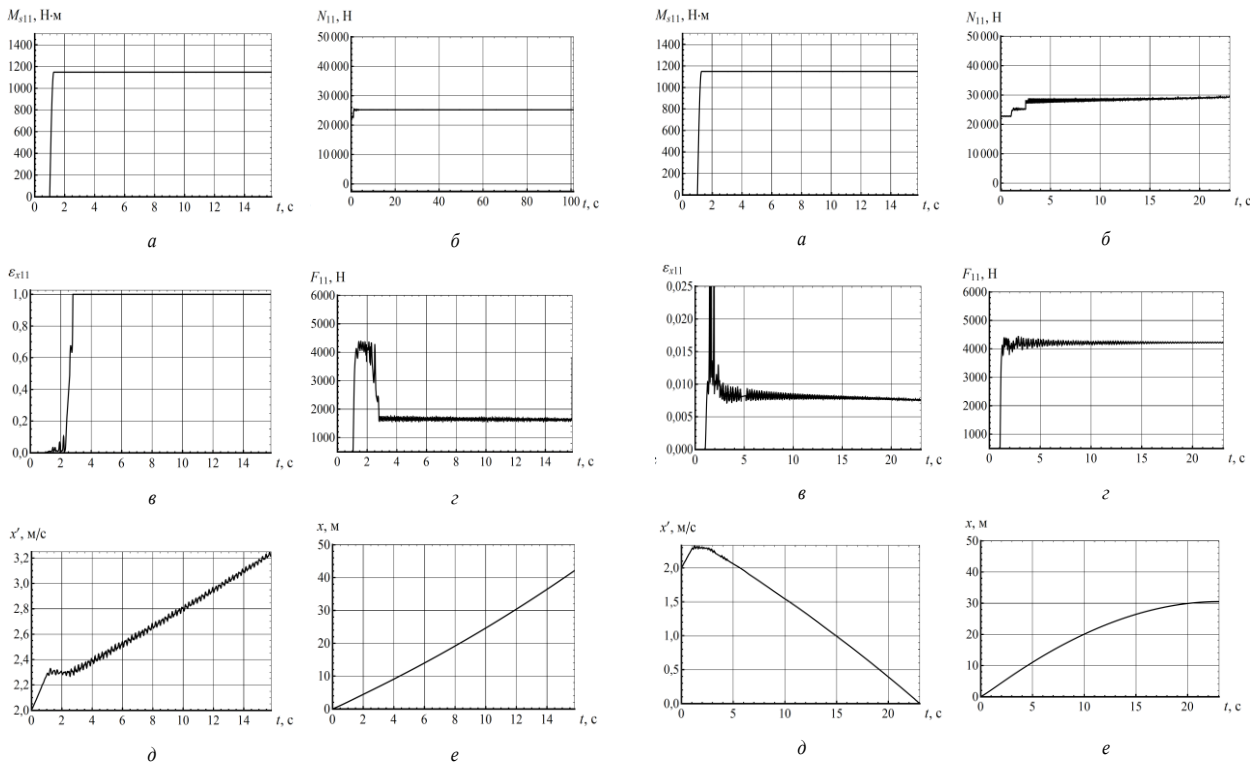


Рисунок 6 – Графіки зміни параметрів гальмування від часу при використанні колісно-колодкового гальма

Рисунок 7 – Графіки зміни параметрів гальмування від часу при спільному використанні колісно-колодкового гальма і магніторейкового довантажувача

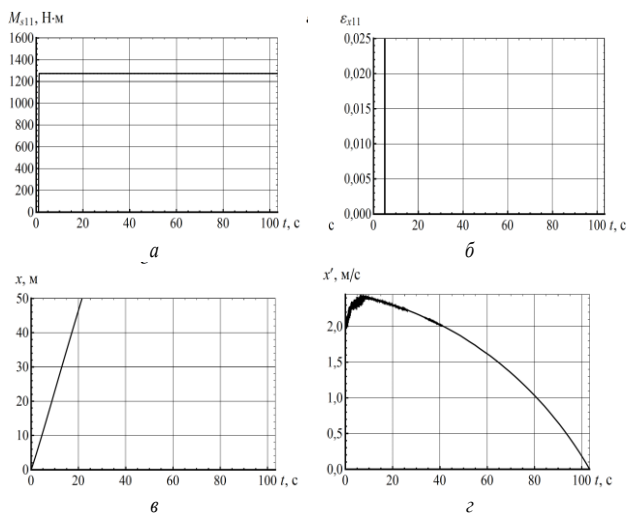


Рисунок 8 – Графіки зміни параметрів гальмування від часу при використанні колісно-колодкового і магніторейкового гальм (режим звичайного гальмування)

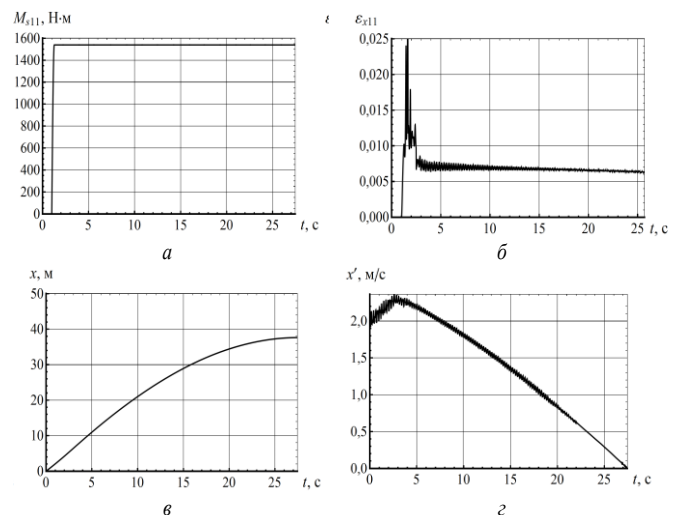


Рисунок 9 – Графіки зміни параметрів гальмування від часу при спільному використанні колісно-колодкового гальма і магніторейкового довантажувача (режим довантаження)

За результатами дослідження процесу гальмування в кривій рейкової колії зроблено висновок, що при довантаженні колеса значення коефіцієнта стійкості

проти всповзання колеса на рейку пропорційно величині сили довантаження, яка в свою чергу визначається кутами нахилу тяг системи підвішування:

$$N_{F_{ij}} = f_m F_{ij} \operatorname{ctg} \alpha_m,$$

де α_m – кут нахилу тяг системи підвішування, град.

Встановлено, що суттєве підвищення стійкості руху локомотива спостерігається при встановленні тяг з нахилом від 15° до 35° (рисунок 10). На підставі аналізу результатів проведених досліджень сформульовано **друге** наукове

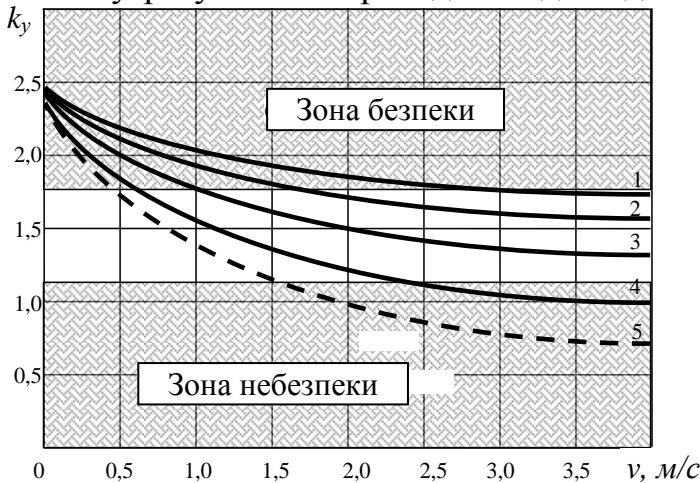


Рисунок 10 – Графік залежності коефіцієнта стійкості проти всповзання колеса на рейку від швидкості руху при кутах нахилу тяг: 1 – 10° ; 2 – 20° ; 3 – 30° ; 4 – 40° ; 5 – для локомотива, не обладнаного довантажувачем

величина критичної висоти нерівності рейкової колії, при проходженні якої відбувається відрив магнітного блока від рейки, визначається кутом нахилу тяг довантажувача. Залежність $h_{LR \text{ крит}} = f(\alpha_m)$ апроксимована степеневим поліномом вигляду

$$h_{LR \text{ крит}} = -0,0001\alpha_m^3 - 0,0002\alpha_m^2 + 0,4599\alpha_m - 0,00269.$$

Це дало можливість сформулювати **третє** наукове положення: величина критичної висоти нерівності рейкової колії, при якій відбувається відрив секційного магнітного блока, прямо пропорційна значенню кута нахилу тяг системи підвішування магніторейкового довантажувача в поліноміальній степеневій функції.

Для вирішення п'ятого завдання дослідження розроблено методику вибору раціональних параметрів МРД, яка дозволяє залежно від умов експлуатації визначати довжину магнітного блока, жорсткість пружних елементів поступальної пари, кути нахилу тяг системи підвішування магнітного блока, а також виконувати розрахунки показників процесу гальмування.

положення: значення сили довантаження осей локомотива прямо пропорційно добутку величини залишкової сили притискання магнітного блока і котангенса кута нахилу тяг системи підвішування магніторейкового довантажувача, а величина кута нахилу тяг для створення ефекту довантаження повинна становити від 15° до 35° .

У результаті розв'язання диференціального рівняння руху секції методом гармонійної лінеаризації отримана залежність, що дозволяє на стадії проектування визначати величину ходу секцій магнітного блока. Встановлено, що

ВИСНОВКИ

Дисертація є завершеною науково-дослідною роботою, в якій отримано нове вирішення *актуальної наукової задачі*, що полягає в тому, що коефіцієнт тертя ковзання магнітного блока магніторейкового довантажувача змінюється за експонентою в степені, в чисельнику якого – жорсткість пружних елементів поступальної пари «фрикціон – шток», а в знаменнику – добуток амплітуди коливань сили притискання магнітного блока до рейки і абсолютної швидкості магнітного блока; значення сили довантаження осей локомотива прямо пропорційно добутку величини залишкової сили притискання магнітного блока і котангенса кута нахилу тяг магніторейкового довантажувача, а величина зазначеного кута повинна складати від 15° до 35° ; величина критичної висоти нерівності рейкової колії, при якій відбувається відрив секційного магнітного блока, прямо пропорційна значенню кута нахилу тяг магніторейкового довантажувача в поліноміальній степеневій функції, що дозволило обґрунтувати параметри магніторейкового довантажувача та розробити конструкції пристроїв для збільшення навантаження на осі шахтного локомотива, що забезпечують зменшення гальмівного шляху, підвищення вагової норми шахтного потяга і стійкість руху локомотива в колії при роботі у виробках з ухилом до 50 %.

Основні наукові результати, висновки і рекомендації:

1) Проведений аналіз показав, що для обґрунтування параметрів магніторейкового довантажувача, які забезпечують зменшення гальмівного шляху, підвищення вагової норми шахтного потяга і стійкість руху локомотива в колії при роботі у виробках з ухилом до 50 %, необхідно знати залежності коефіцієнта тертя ковзання магнітного блока від швидкості ковзання по рейці, значення сили довантаження осей локомотива від кута нахилу тяг та критичної висоти нерівності рейкової колії, при якій відбувається відрив секційного магнітного блока, від конструктивних параметрів системи підвішування магнітного блока.

2) Розроблено математичну модель процесу гальмування шахтного локомотива колісно-колодковим гальмом з одночасним довантаженими осей магніторейковим довантажувачем, що враховує вплив динамічних і геометричних недосконалостей рейкової колії.

3) Встановлено експоненціальну залежність коефіцієнта тертя магнітного блока магніторейкового довантажувача від швидкості ковзання, що враховує вплив мінливості залишкової сили притискання блока до рейки внаслідок передачі частини сили магнітного притягання на осі екіпажу.

4) Виявлено характер впливу збурюючих чинників, обумовлених наявністю нерівностей рейкової колії, на працездатність секційного магнітного блока. Встановлено, що для забезпечення працездатності магніторейкового довантажувача та стабільності значення сили магнітного притягання, магнітний блок повинен складатися з двох секцій, з'єднаних поступальною парою з пружними елементами, жорсткість яких має бути в межах від $1,7 \cdot 10^5$ до $2,15 \cdot 10^5$ Н/м.

5) Отримано закономірності впливу ефекту довантаження осей на гальмівні характеристики шахтного локомотива. Встановлено, що додаткове довантаження

колеса частиною сили магнітного притягання дозволяє збільшити значення безпечного з точки зору блокування колеса гальмівного моменту на 35 – 40 %.

6) Доведено, що застосування магніторейкової системи в режимі довантаження більш ефективно в порівнянні з режимом гальмування, оскільки в цьому випадку гальмівна сила, що реалізується локомотивом, вища на 20 %.

7) На підставі порівняльного аналізу результатів математичного моделювання доведено, що при роботі на ділянках рейкової колії з геометричними і динамічними недосконаlostями застосування секційного магнітного блока дозволяє отримати більшу силу магнітного притягання в порівнянні з магнітним блоком традиційної конструкції за рахунок більш щільного прилягання полюсних наконечників до рейки. При випробуваннях локомотива АРП10РВ з магніторейковим довантажувачем в умовах поверхневого комплексу шахти «Степова» ПАТ «ДТЕК Павлоградвугілля» отримано значення гальмівного шляху, що відрізняються від результатів математичного моделювання не більше ніж на 18 %, що свідчить про коректність запропонованої математичної моделі.

8) Встановлено, що застосування магніторейкового довантажувача дозволяє збільшити стійкість руху локомотива в кривій рейкової колії малого радіуса в 1,5 – 2 рази. Отримано залежність коефіцієнта стійкості проти всповзання колеса на рейку від кута нахилу тяг довантажувача. Встановлено, що для забезпечення максимального ефекту довантаження кут нахилу тяг повинен становити від 15° до 35°.

9) Розроблена «Методика вибору раціональних параметрів магніторейкового довантажувача шахтного локомотива» передана на ПАТ «Дружківський машинобудівний завод», де застосовується при проектуванні гальмівних систем шахтних локомотивів нового покоління. Наукові результати використовуються в навчальному процесі кафедри управління на транспорті Державного ВНЗ «Національний гірничий університет». Випробування експериментального зразка електровоза АРП10РВ, обладнаного гальмівною системою з магніторейковим довантажувачем, яка розроблена в Державному ВНЗ «НГУ», показали, що за інших рівних умов його гальмівний шлях на 20 % коротший, ніж гальмівний шлях без використання довантажувача.

СПИСОК ОПУБЛИКОВАНИХ ПРАЦЬ

1. Новицкий А. В. Влияние несовершенств рельсового пути на характеристики колебательного режима шахтного локомотива / А. В. Новицкий // Збірник наукових праць НГУ. – 2004. – № 19. – С. 171 – 176.

2. Новицкий А. В. Математическая модель процесса взаимодействия рельсового магнитного тормоза с рельсом / А. В. Новицкий // Збірник наукових праць НГУ. – 2005. – № 21. – С. 113 – 119.

3. Новицкий А. В. Исследование влияния характеристик колебательного процесса фрикционной пары на коэффициент трения / А. В. Новицкий, И. А. Таран // Науковий вісник НГУ. – 2006. – №10. – С. 59 – 63.

4. Новицкий А. В. Экспериментальное исследование коэффициента трения рельсового магнитного тормоза / А. В. Новицкий, А. Н. Коптовец // Вісник Східно-

укр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2006. – №7(101). – С. 95 – 99.

5. Новицкий А. В. Исследование показателей эффективности рельсовых тормозов шахтных локомотивов / А. В. Новицкий // Збірник наукових праць НГУ. – 2006. – № 24. – С. 79 – 85.

6. Новицкий А. В. Исследование характеристик колебательного процесса рельсового тормоза при воздействии импульса мгновенной силы / А.В. Новицкий // Вісник Кременчуц. держ. політех. ун-ту. – 2006. – №2 (37), ч.1. – С. 51 – 54.

7. Таран И. А. Повышение устойчивости движения шахтного локомотива в кривых малого радиуса / И. А. Таран, А. В. Новицкий, В. В. Литвин // Прогресивні технології і системи машинобудування: зб. наукових праць ДонНТУ. – 2007. – Вип. 33. – С. 302 – 307.

8. Проців В. В. Переваги магніторейкового довантажувача над рейковим гальмом у шахтному локомотиві / В. В. Проців, О. В. Новицький, А. І. Самойлов // Науковий вісник Національного гірничого університету. – 2012. – № 4. – С. 79 – 84.

9. Деклараційний 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.

10. Новицкий А. В. Повышение динамических характеристик шахтного локомотива путем применения магнитных тормозов / А. В. Новицкий // Проблеми механіки гірничо-металургійного комплексу: міжнар. наук. конф.: тези. доп. – Д.: НГУ, 2004. – С.84 – 85.

11. Процив В. В. Моделирование процесса торможения шахтного поезда магниторельсовым догрузателем / В.В. Процив, А.В. Новицкий // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINTT – 2012): матеріали міжнарод. науч.-практ. конф. – Херсон: Херсонська державна морська академія, 2012. – С. 129 – 134.

12. Процив В. В. Сравнение эффективности работы магниторельсовых догрузателей шахтных локомотивов с различными типами магнитных блоков / В. В. Процив, А. В. Новицкий, А. И. Самойлов // Форум гірників – 2012: матеріали міжнарод. конф. – Д.: ДВНЗ «Національний гірничий університет», 2012 – Т.4. – С. 115 – 121.

Особистий внесок автора в роботи, опубліковані зі співавторами:

[3] – розробка розрахункової схеми, узагальнення результатів, висновки; [4] – розробка методики обробки результатів, апроксимація експериментальних даних, висновки; [7] – математичне моделювання руху локомотива, аналіз результатів, висновки; [8] – складання розрахункової схеми, аналіз результатів, висновки; [9] – формула винаходу; [11] – математичне моделювання руху локомотива, аналіз результатів, висновки; [12] – формулювання мети, аналіз результатів, висновки.

АНОТАЦІЯ

Новицький О.В. Обґрунтування параметрів магнітного блоку та системи підвищення магніторейкового довантажувача шахтного локомотиву. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.06 – гірничі машини. – Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет» МОНмолодьспорту України, Дніпропетровськ, 2013.

Дисертація присвячена обґрунтуванню параметрів магніторейкового довантажувача шахтного локомотива із секційним магнітним блоком. В роботі розроблена математична модель процесу гальмування потяга колісно-колодковим гальмом з одночасним довантаженням осей локомотива. Встановлено залежність коефіцієнта тертя магнітного блоку від швидкості ковзання, що враховує вплив зміни залишкової сили притискання до рейки. В результаті дослідження впливу нерівностей рейкового шляху на працездатність секційного магнітного блоку встановлено, що для забезпечення стабільного значення сили магнітного притягання магнітний блок повинен складатись з двох секцій, з'єднаних поступальною парою з пружними елементами з пружністю від $1,7 \cdot 10^5$ до $2,15 \cdot 10^5$ Н/м.

Встановлено, що додаткове довантаження осей дозволяє збільшити значення безпечного з точки зору блокування коліс гальмівного моменту на 35 – 40 %. Доведено, що застосування магніторейкової системи в режимі довантаження більш ефективно у порівнянні з режимом гальмування. Також встановлено, що при роботі у виробках з нерівностями рейкового шляху використання секційного магнітного блоку дозволяє реалізовувати більшу силу магнітного притягання у порівнянні з магнітним блоком традиційної конструкції за рахунок більш щільного контакту полюсних наконечників з рейкою.

Доведено, що використання магніторейкового довантажувача дозволяє підвищити стійкість руху локомотива в кривій малого радіусу в 1,5 – 2 рази. Отримано залежність коефіцієнта стійкості проти всповзання колеса на рейку від кута нахилу тяг довантажувача. Встановлено, що для створення максимального ефекту довантаження кут нахилу тяг повинен складати від 15° до 35° .

Розроблено методику вибору параметрів магніторейкового довантажувача шахтного локомотива, яка передана на ПАТ «Дружківський машинобудівний завод», де використовується при проектуванні гальмівних систем шахтних локомотивів нового покоління. Також наукові результати роботи використовуються у навчальному процесі кафедри управління на транспорті Державного ВНЗ «Національний гірничий університет».

Ключові слова: шахтний локомотив, магніторейковий довантажувач, гальмівний шлях, довантаження осей, гальмівна сила.

АННОТАЦИЯ

Новицкий А.В. Обоснование параметров магнитного блока и системы подвешивания магниторельсового догрузателя шахтного локомотива. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.06 – горные машины. – Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет» МОН молодежи и спорта Украины, Днепрпетровск, 2013.

Диссертация посвящена вопросам обоснования параметров магниторельсового догрузателя шахтного локомотива с секционным магнитным блоком. В работе предложено новое решение актуальной научной задачи установления зависимости коэффициента трения скольжения магнитного блока от скорости скольжения по рельсу, зависимости значения силы догружения осей локомотива от угла наклона тяг, критической высоты неровности рельсового пути, при которой происходит отрыв секционного магнитного блока, от конструктивных параметров системы подвешивания магнитного блока, что позволило обосновать рациональные параметры магниторельсового догрузателя, обеспечивающие уменьшение тормозного пути, повышение весовой нормы шахтного поезда и устойчивости движения локомотива в колее при работе в выработках с уклоном до 50 ‰.

Разработана математическая модель процесса торможения шахтного локомотива колесно-колодочным тормозом с одновременным догружением осей магниторельсовым догрузателем, учитывающая влияние динамических и геометрических несовершенств рельсового пути.

Решена задача установления зависимости коэффициента трения магнитного блока магниторельсового догрузателя от скорости скольжения, которая учитывает влияние изменения остаточной силы прижатия его к рельсу, обусловленной передачей части силы магнитного притяжения на оси экипажа.

Исследовано влияние возмущающих факторов, обусловленных наличием неровностей рельсового пути, на работоспособность секционного магнитного блока магниторельсового догрузателя. Установлено, что для обеспечения работоспособности и стабильного значения силы магнитного притяжения магниторельсовый догрузатель должен состоять из двух секций, соединенных поступательной парой с упругими элементами с жесткостью от $1,7 \cdot 10^5$ до $2,15 \cdot 10^5$ Н/м.

Исследовано влияние эффекта догружения осей на тормозные характеристики шахтного локомотива. Установлено, что дополнительное догружение колеса частью силы магнитного притяжения позволяет увеличить значение безопасного с точки зрения блокирования колеса тормозного момента на 35 – 40 %.

Доказано, что применение магниторельсовой тормозной системы в режиме догружения более эффективно по сравнению с режимом торможения, т.к. в этом случае реализуемая локомотивом тормозная сила выше на 20 %. Также выяснено, что при работе на участках рельсового пути с геометрическими несовершенствами применение секционного магнитного блока позволяет получить большую силу магнитного притяжения по сравнению с магнитным блоком

традиционной конструкции за счет более плотного прилегания полюсных накопечников к рельсу.

Доказано, что применение магниторельсового догрузателя позволяет повысить устойчивость движения локомотива в кривой малого радиуса от 1,5 до 2 раз. Получена зависимость коэффициента устойчивости против всползания колеса на рельс от угла наклона тяг догрузателя. Установлено, что для обеспечения максимального эффекта догружения угол наклона тяг системы подвешивания должен составлять от 15° до 35° .

Разработана «Методика выбора рациональных параметров магниторельсового догрузателя шахтного локомотива», которая передана на ПАО «Дружковский машиностроительный завод» и используется при разработке шахтных локомотивов нового поколения. Научные результаты применяются в учебном процессе кафедры управления на транспорте Государственного ВУЗа «Национальный горный университет». Испытания экспериментального образца электровоза АРП10РВ, оборудованного тормозной системой с магниторельсовым догрузателем, разработанным в Государственном ВУЗе «НГУ», показали, что при прочих равных условиях его тормозной путь на 20 % короче, чем тормозной путь без использования догрузателя.

Ключевые слова: шахтный локомотив, магниторельсовый догрузатель, тормозной путь, догружение осей, тормозная сила.

ABSTRACT

Novytski A.V. Support of Parameters of Pole Piece, and a System of Mine Locomotive Magnetic-rail Loader Stringing. – Manuscript.

Thesis in candidacy for a degree of Candidate of Science (Engineering) in 05.05.06 Specialism Area – Mining Machines. – State Higher Educational Institution “National Mining University” of Ministry of Education, Science, Youth, and Sports of Ukraine, Dnipropetrovsk, 2013.

The thesis is devoted to support of parameters of mine locomotive magnetic-rail loader with separable pole piece. The work develops mathematical model of train braking by means of wheel and clasp brake with simultaneous locomotive axles loading. There is identified a pole piece friction factor-slip velocity characteristic taking into account the effect a change in excess force of pressing to rail. Results of studies of rail track unevenness effect on the efficiency of separable pole piece show that to provide stable value of adhesion, pole piece should consist of two parts connected by means of sliding pair with springing elements which spring power is $1.7 \cdot 10^5$ to $2.15 \cdot 10^5$ n/m.

It is identified that excess axle loading provides 35-40-per cent increase in safe decelerating torque. It is proved that magnet-rail system application in a loading mode is more efficient to compare with braking mode. It is also determined that application of separable pole piece while operating in workings having rail track unevenness provides higher adhesion to compare with standard pole piece owing to tighter contact of shoe with a rail.

It is proved that magnet-rail loader application helps to make 1.5 to 2 times increase in the stability of locomotive travel in a sharp curve. It is developed relationship between stability factor against creepage of a wheel on a rail and loader pole slope. It is determined that to develop maximum loader effect, pole slopes should be 15° to 35° .

There is developed a technology to parametrize magnet-rail loader of mine locomotive which is used by Druzhkivka machine-building plant while designing new-generation braking systems for mine locomotives. Besides, the scientific results are applied in academic process by Transport Control Department of the National Mining University.

Key-words: mine locomotive, magnet-rail loader, braking length, axle loading, braking force.

НОВИЦЬКИЙ Олексій Володимирович

**ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ МАГНІТНОГО БЛОКУ
ТА СИСТЕМИ ПІДВІШУВАННЯ МАГНІТОРЕЙКОВОГО
ДОВАНТАЖУВАЧА ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВУ**

(Автореферат)

Підписано до друку 20.02.2013. Формат 60×90/16.
Папір офсет. Ризографія. Ум. друк. арк. 0,9.
Обл.-вид. арк. 0,9. Тираж 120 прим. Зам. №

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