

ТРАНСПОРТ

УДК 622.625.28

О.В. Дерюгін к.т.н., доц.
К.А. Зіборов к.т.н., доц.
І.М. Мацюк к.т.н., доц.
Національний гірничий університет

**ВПЛИВ УМОВ ФРИКЦІЙНОЇ ВЗАЄМОДІЇ НА ДИНАМІЧНІ ЯКОСТІ
ТЯГОВОГО ПРИВОДА ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВУ**

Встановлено вплив умов фрикційної взаємодії на динамічні якості тягового привода шахтного локомотиву, що визначають його експлуатаційні характеристики.

Вступ. Метою стратегії розвитку гірничо-металургійного комплексу України є забезпечення потреби економіки у видобутку корисних копалин з одночасним доведенням його якості до світового рівня і зниженням витрат на виробництво до конкурентоспроможних цін. Тому разом з вдосконаленням видобувних, прохідницьких, вантажопідйомних машин, обладнання вантажних і обмінних пунктів зросли вимоги до транспорту, який є складовим разом з вищезазначеними об'єктами загального технологічного комплексу. Для розв'язання поставлених задач потрібен тяговий рухомий склад нового покоління, створений з використанням сучасних і перспективних технологій і систем управління.

Можливі межі найважливіших експлуатаційних показників транспортних засобів, які визначають конкурентоспроможність і економічну ефективність роботи систем підземного транспорту, – маса вантажу, який перевозиться, і швидкість руху локомотивної відкатки, – за інших рівних умов визначаються тяговою здатністю локомотиву. Специфічні умови експлуатації шахтних локомотивів, для яких характерні нестійкість жорсткості верхньої будови колії, постійні пуски (зупинки), нестабільність значення коефіцієнтів зчеплення, приводять до зниження терміну служби базових вузлів (механізмів приводу, колісних пар), що скорочує міжремонтний цикл і погіршує експлуатаційні показники транспортних засобів. У цих умовах у більшій мірі виявляється необхідність глибоких знань фахівців у галузі гірничого машинобудування, особливостей роботи, характеру навантаження, причин виходу з ладу головних вузлів та оволодіння методами їх розрахунку.

Впровадження нових технічних рішень без наукового обґрунтування призводить до ускладнень під час експлуатації шахтних локомотивів (недостатнє вписування в криволінійні ділянки, збільшенні енерговитрати, низькі гальмівні характеристики під час руху на знакозмінному профілі колії тощо). Для усунення цих недоліків необхідно встановити закономірності між конструктивними, компоновальними параметрами і динамічними характеристиками шахтних локомотивів.

Постановка проблеми. У техніці досить широко використовується поняття “фрикційний зв'язок” [1, 2], який характерний для механізмів, в яких присутня сила тертя, що забезпечує на певних етапах або відносно нерухомість ланок, які створюють кінематичну пару, або зниження її ступенів свободи. До механізмів, що функціонують за рахунок фрикційної взаємодії, відноситься, серед багатьох інших, і привід рейкових транспортних засобів.

Шахтні локомотиви лише в окремих випадках повністю використовують максимальний скручуючий момент, який забезпечується тяговим приводом, бо досить високі сили тяги і гальмування небезпечні відповідно буксуванню або юзом. Ці два небажані режими ведуть до виникнення різного виду коливань в тягових вузлах. Під час розвитку зазначених процесів у декілька разів зростає динамічне навантаження елементів тягового приводу, знижуються сумарні тягові і гальмівні зусилля рухомої одиниці і зростає інтенсивність зношування поверхонь зчеплення колісних пар і рейок, що, у свою чергу, призводить до значного збільшення питомих експлуатаційних і енергетичних витрат на перевезення вантажу. Особливу небезпеку викликає коливання сили зчеплення між колесом і рейкою. Під час контакту колесо–рейка підвищене зчеплення призводить до надмірного зношування поверхонь, що контактують. Циклічний характер процесів, що відбувається в ланках приводу шахтного локомотиву, призводить також до виникнення усталених явищ в його механічних вузлах. Всі зазначені фактори сприяють підвищеному зношуванню і призводять до скорочення терміну служби деталей і вузлів тягового приводу. Передусім, першочергово це стосується вихідних ланок приводу шахтного локомотиву.

Динамічні процеси, що протікають в ланках приводу в стаціонарному і перехідному режимах, мають низку істотних відмінностей, обумовлених саме властивостями і станом фрикційного контакту коліс з рейками. Тому під час розв'язання задач динаміки приводу необхідно розробляти такі методики і критерії, які б однозначно визначали результат взаємодії колеса з рейкою, при цьому залишалися справедливими у будь-якому вигляді і у будь-яких параметрах характеристики зчеплення та компоновальній схемі приводу шахтного локомотиву. **Метою** цієї роботи є встановлення впливу умов

фрикційної взаємодії на динамічні якості тягового приводу шахтного локомотиву, що визначають його експлуатаційні характеристики.

Матеріали і результати досліджень. Робота вихідних ланок шахтних локомотивів в умовах, що характеризуються відомою недосконалістю рейкової колії і відхиленнями від стандартів і норм геометрії ходової частини, визначається дотичними силами зчеплення в точці контакту фрикційних пар.

Велика циклічність роботи локомотиву при малих значеннях коефіцієнта зчеплення у виробничих умовах призводить до буксування або юзу. Наявність зазначених явищ викликає підвищене зношування поверхонь кочення фрикційних пар і витрат потужності, яка споживається.

Механізм зношування за даними авторів [3, 4] складається із зминання металу, що супроводжується пластичною деформацією поверхневого шару колеса під час його кочення від дії рейки, та стиранні колеса під час його ковзання по рейці.

Прийнято вважати, що зношування стиранням під час ковзання коліс локомотиву домінує над зминанням під час його кочення та визначається подовжніми складовими сил пружного ковзання (крипу) і тертя по поверхні кочення, які є змінними за рахунок форм контакту коліс і рейок, які безперервно змінюються за рахунок стану цих поверхонь. Зазначені сили, в свою чергу, залежать від компоувальної схеми приводу і характеристик пружно-дисипативних зв'язків між його ланками [1].

Як показали дослідження [5], стандартний профіль бандажів шахтних локомотивів зберігає свій контур до пробігу протягом 4–6 місяців роботи. Надалі він прироблюється, набуваючи профіль головки рейки, названий “прокатом” (рис. 1).

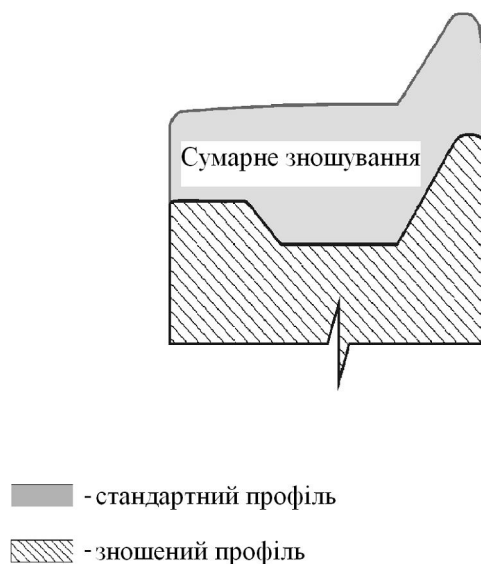


Рис. 1. Результат накладення зношеного профілю бандажа на стандартний

Зношування пари колесо–рейка відбувається, як правило, на тих ділянках поверхонь, де реалізується силова взаємодія між тілами, в яких відбувається тертя, що в сукупності і визначає фактичну площу контакту двох тіл [2, 3, 4].

Більшість інженерних розрахунків щодо зношування фрикційних поверхонь виконують, в основному, з використанням інтегральної характеристики, яку називають інтенсивністю зношування [3].

Масу зношеного матеріалу поверхні кочення можна визначити як аналітично, так і експериментально.

Експериментальне визначення обсягу витертого матеріалу виконувалося авторами в реальних (шахтних) умовах. У зв'язку з цим щомісяця робилися зліпки поверхонь кочення колісних пар шахтних локомотивів з різними компоувальними схемами приводу (рамної компоувки і модульної компоувки).

Дані експерименту вводилися в ПЕОМ і оброблялися за допомогою спеціально розробленої програми. Результати видавалися у вигляді графіків порівняння експериментальних (робочих) профілів з первинними стандартами. Знаючи геометрію бандажу, легко визначали обсяг (масу) зношеного матеріалу.

Таким чином було отримано експериментальні дані про зношування поверхні кочення бандажів колісних пар шахтного локомотиву з рамною компоувкою і шахтного локомотиву, що серійно випускається, з модульною компоувкою (рис. 2).

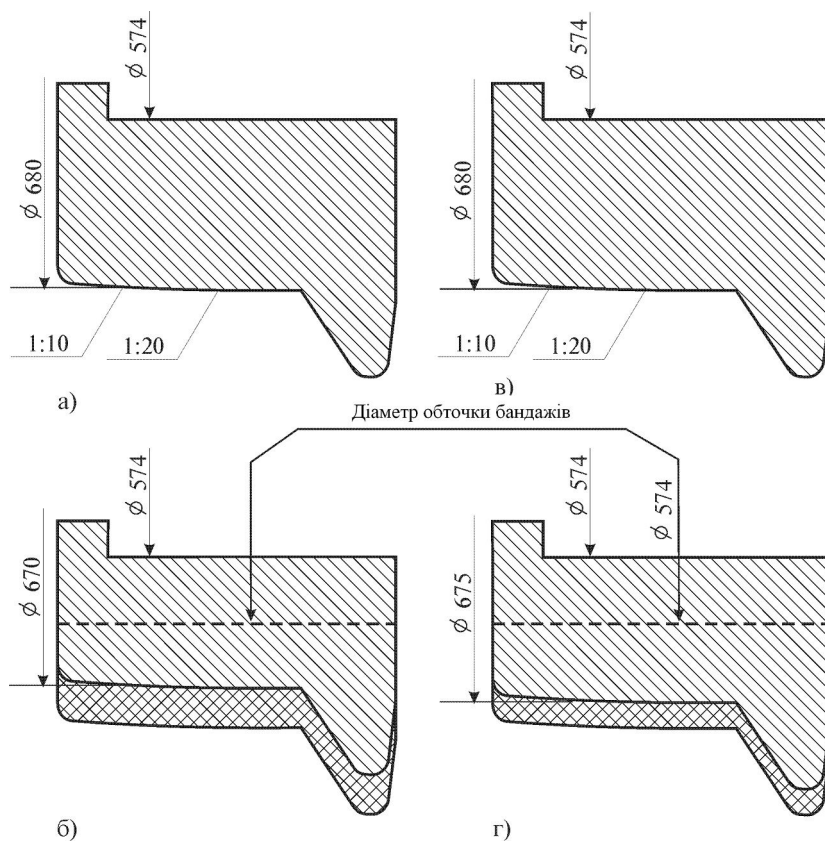


Рис. 2. Зміна діаметрів бандажів в динаміці: а, в – початкові діаметри бандажів колісних пар локомотивів відповідно з рамною і модульною компоновками; б, г – діаметри бандажів через чотири місяці роботи локомотивів відповідно з рамною і модульною компоновками

Роботу сил тертя фрикційної пари колесо–рейка з урахуванням геометричної і фізичної недосконалості робочих поверхонь можна визначити за формулою:

$$A = F_n \cdot \psi(s) \cdot S \cdot v \cdot t, \text{ КДж}, \quad (1)$$

де F_n – вертикальне (нормальне) навантаження на колесо, Н; $\psi(s)$ – коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою; S – відносне ковзання колеса під час кочення; v – середня швидкість локомотиву, м/с; t – сумарна тривалість робочого циклу локомотиву, с.

З рівняння (1) виходить, що робота сил тертя визначається фізичними параметрами, які, у свою чергу, залежать від тривалості складових робочого циклу, який визначається діаграмою швидкості.

У реальних умовах робота локомотиву характеризується великою циклічністю, що обумовлена високою часткою перехідних процесів, протягом яких змінюються не тільки величини нормального навантаження на колеса, особливо при сіпанні і галопі, але і значення коефіцієнта зчеплення. Окрім цього, робота рейкового транспорту в перехідних режимах характеризується буксуванням або юзом. Тому всі зазначені особливості було враховано під час визначення параметрів, що впливають на зношування.

Тривалість складових діаграми швидкості за даними [5], в середньому, рівні: розгін – 10–15 %; рівномірний рух – 65–75 %; уповільнення – 15–20 %.

Значення нормального навантаження, коефіцієнта динамічності, середньої швидкості локомотиву в кожному періоді і коефіцієнтів зчеплення коліс з рейками приймалися на підставі фактичних даних, отриманих в ході експерименту. Таким чином, роботу сил тертя в часі (за цикл, за місяць і т.і.) обчислювали окремо для кожного періоду, після чого визначали її сумарну величину.

Сумарну роботу сил тертя, в загальному випадку, можна представити двома складовими: одна з них, велика частина роботи, витрачається (корисно) на створення дотичної сили зчеплення (сили опору руху колеса) або на переміщення шахтного локомотиву; інша, менша частина, витрачається (марно) на ковзання колеса по поверхні рейки, що, зрештою, зумовлює зношування бандажів колісних пар.

Визначити чисельну величину кожної складової можливо шляхом сумісного розв'язання рівняння (1) і рівнянь руху для кожної компоувальної схеми приводу шахтного локомотиву [5], використовуючи для

цього пакет прикладних програм. Результати рішення представлені графічною залежністю роботи сил тертя і відносного ковзання в часі (рис. 3). Аналіз результатів показує, що площа, укладена між кривими 1 і 2, є тією (другою) частиною роботи сил тертя, яка витрачається на тертя ковзання (чисте зношування). Ця площа, відповідно робота сил тертя, буде настільки меншою, наскільки буде менше ковзання.

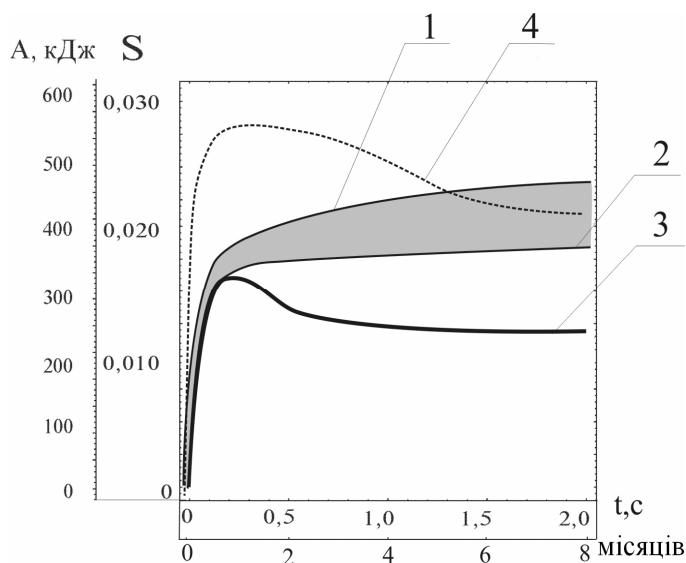


Рис. 3. Залежність роботи сил тертя і відносного ковзання в часі:

1, 2 – робота сил тертя колісної пари локомотиву відповідно до рамної і модульної компоновки; 3, 4 – відносне ковзання колісної пари локомотиву відповідно до рамної і модульної компоновки

Висновки. Зміна ковзання в перехідні періоди руху (особливість робочого процесу шахтних локомотивів) характеризується істотним зростанням роботи сил тертя між колесом і рейкою. У періоди усталеного руху, коли ковзання приймає мінімальну постійну величину, робота сил тертя змінюється трохи. Компонувальна схема (рамна або модульна) впливає як на характеристику зношування, так і на динамічні якості тягового приводу шахтного локомотиву, оскільки знижується робота, що затрачується на виконання роботи сил тертя ковзання.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Вериго М.Ф., Коган А.Я. Взаимодействие пути и подвижного состава / Под ред. М.Ф. Вериго – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.
2. Исаев И.П., Лужнов Ю.М. Проблемы сцепления колес локомотива с рельсами – М.: Машиностроение, 1985. – 238 с.
3. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчётов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
4. Демкин Н.Б. Фактическая площадь касания твердых поверхностей. – М.: Изд. АН СССР, 1962. – 111 с.
5. Дерюгин О.В. Обоснование рациональных параметров упруго-диссипативных связей системы подвешивания шахтного локомотива: Дис... канд. техн. наук: 05.05.06; – Днепропетровск, 2000. – 170 с. – С. 147–156.

ДЕРЮГІН Олег Валентинович – кандидат технічних наук, доцент кафедри управління на транспорті Національного гірничого університету.

Наукові інтереси:

- динаміка транспортних засобів;
- математичне моделювання складних механічних систем.

ЗІБОРОВ Кирило Альбертович – кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри основ конструювання механізмів і машин Національного гірничого університету.

Наукові інтереси:

- динаміка транспортних засобів;
- математичне моделювання складних механічних систем.

Тел.: 8(056)373-07-06 роб.

МАЦЮК Ірина Миколаївна – кандидат технічних наук, доцент кафедри основ конструювання механізмів і машин Національного гірничого університету.

Наукові інтереси:

– кінематичне та динамічне дослідження механізмів.

Подано 10.04.2008

Дерюгін О.В., Зіборов К.А., Мацюк І.М. Вплив умов фрикційної взаємодії на динамічні якості тягового приводу шахтного локомотиву

Дерюгин О.В., Зиборов К.А., Мацюк И.Н. Влияние условий фрикционного взаимодействия на динамические качества тягового привода шахтного локомотива

Deryugin O.V., Ziborov K.A., Matsyuk I.N. Influence of terms of friction interaction on dynamic qualities of hauling drive of mine locomotive /

УДК 622.625.28

Влияние условий фрикционного взаимодействия на динамические качества тягового привода шахтного локомотива / О.В. Дерюгин, К.А. Зиборов, И.Н. Мацюк

Установлено влияние условий фрикционного взаимодействия на динамические качества тягового привода шахтного локомотива, определяющее его эксплуатационные характеристики.

УДК 622.625.28

Influence of terms of friction interaction on dynamic qualities of hauling drive of mine locomotive /O.V. Deryugin, K.A. Ziborov, I.N. Matsyuk

Influencing of terms of **friction interaction** on dynamic qualities of hauling drive of mine locomotive, determining its operating descriptions, is set.