

В.В. Проців, д-р техн. наук

(Державний ВНЗ “Національний гірничий університет”, м. Дніпропетровськ)

А.І Самолов

(НБК «Гірничі машини», Донецьк)

ВИКОРИСТАННЯ БАНДАЖНО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА НА ШАХТНОМУ ЛОКОМОТИВІ

Вступ. Головним видом транспорту на горизонтальних гірничих виробках шахт України є локомотивний. Істотне підвищення показників його роботи можливе, перш за все, за рахунок використання важких багатовісних локомотивів, здатних надійно працювати в умовах шахтної колії з легким баластним шаром і суттєвою недосконалістю в плані та профілі [1]. При цьому найбільш перевіреним є гальмування через колеса в точці їх контакту з рейками. Для цього використовують колісно-колодкові гальма, дискові осьові (розташовані на осі колісної пари) і трансмісійні (на валу тягового двигуна), а також динамічне гальмування двигуном. Найбільш перспективний з нині існуючих шахтних локомотивів – шарнірно-зчленований електровоз Е10 [2], що оснащений всіма вище переліченими системами гальмування, а також може бути переоснащений бандажно-колодковими гальмами.

Метою даної роботи є обґрунтування можливості використання бандажно-колодкових гальмам на шахтному шарнірно-зчленованому електровозі.

Завдання роботи – визначення переваг бандажно-колодкових гальмам.

Виклад матеріалу дослідження. Розрахункова схема динамічної моделі гальмування локомотива Е10 зі складом навантажених вагонеток на рейковій колії з подовжнім ухилом наведена на рис. 1.

До другої за ходом руху тягової секції 1 прикладена сила на зчепленні від складу навантажених вагонеток. Середня секція 2 з'єднує її з першою тяговою секцією, а її рама має вигляд пружно-дисипативного стрижня, що працює на стиснення. Колеса з піввісями і зубчасте колесо другого ступеня осьового редуктора (зі зведеними до нього масами і моментами інерції решти елементів трансмісії) мають обертання навколо власних осей.

Короткий карданний вал у тягових секціях, що з'єднує вал тягового двигуна з осьовим редуктором найближчої колісної пари, а також довгий карданний вал, що з'єднує перший осьовий редуктор з осьовим редуктором другої колісної пари, являють собою пружно-дисипативні зв'язки, що працює на кручення. Тут і далі для позначення змінних прийняті такі основні і додаткові нижні індекси, що визначають приналежність змінної до об'єкта математичної моделі: k – до середньої секції; i – до тягових секцій ($i = 1, 2$), де 1 позначена перша за ходом руху у напрямі осі $\tilde{O}\xi$ секція. Вона оснащена циліндровим шарніром для спирання середньої секції на тягову. Секція 2 з'єднана з середньою секцією локомотива сферичним шарніром; in – до колісних пар (осьових редукторів) i -ї секції ($n = 1, 2$), де 1 позначена ближня до голови потягу колісна пара; inj – до коліс in -ї пари, пружних та дисипативних елементів ($j = 1, 2$), де 1 позначені ліві у напрямі до голови потягу колеса; ins – до бандажно-колодкового гальма, встановленого на n -й колісній парі ($s = 1, 2$), де 1 позначені ліві у напрямі до голови потягу колодки; ind – до дискового гальма, встановленого на n -й колісній парі ($d = 1, 2$) при цьому 1 позначені ліві у напрямі до голови потягу колодки; id – до дискового гальма, встановленого в трансмісії i -ї секції, при чому 1 позначені ближні у напрямку до голови потягу колодки; it – до вала тягового двигуна, встановленого на i -й тяговій секції.

Для опису руху локомотива по реальній рейковій колії виберемо нерухому систему координат $\tilde{O}\xi\eta\zeta$, а для кожного твердого тіла екіпажа по дві рухомі системи координат – природну $Oxyz$ в полюсі обертання тіла і $O'x'y'z'$ в його центрі мас. Тому $O'x'$, $O'y'$, $O'z'$ –

головні центральні осі інерції тіла. Всі системи координат вибрані правими. Осі природної системи координат направлені відповідно по дотичній, нормалі та бінормалі до осі колії, а її положення щодо нерухомої системи координат характеризується дуговою координатою уздовж осі колії S , кутом χ між осями Ox та $\tilde{O}\xi$, а також кутом поперечного ухилу колії θ_h , який дорівнює $\arctg i_s$ або i_s в радіанах, оскільки цей кут малий (не більше 3°).

При складанні математичної моделі гальмування шахтного локомотива гальмами, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса з рейкою, прийняті такі припущення: а) пружні переміщення рейкових ниток колії та їх пружно-в'язкі характеристики не враховуються; б) деформації в гумометалевих шарнірах системи підвішування виникають лише при подовжніх переміщеннях колісної пари щодо буксових вузлів; г) вертикальні, поперечні, а також кутові коливання елементів локомотива і причіпної частини відсутні (за винятком обертального руху коліс, елементів трансмісії та роторів тягових двигунів).

При визначенні гальмівного шляху шахтного локомотива зі складом вагонеток розглянуті такі основні способи гальмування: 0) без гальмування (вибіг); 1) тільки трансмісійним дисковим гальмом; 2) тільки осьовим дисковим гальмом; 3) тільки бандажно-колодковим гальмом; 4) тільки двигуном; 5) комбіноване трансмісійним і осьовим дисковими гальмами; 6) комбіноване трансмісійним дисковим гальмом і двигуном; 7) комбіноване трансмісійним дисковим та бандажно-колодковим гальмами; 8) комбіноване осьовим дисковим і бандажно-колодковим гальмами; 9) комбіноване трансмісійним і осьовим дисковими, а також бандажно-колодковим гальмами; 10) комбіноване осьовим дисковим, бандажно-колодковим гальмами та двигуном. Додаткове гальмування двигуном у способах 5, 7 та 9 можливе, але при цьому гальмівний момент двигуна розраховується у сукупності з гальмівним моментом дискового трансмісійного гальма.

За узагальнені координати q_i ($i=1, 2, \dots, v$) вибрані такі незалежні між собою величини: $x_i, x_{inj}, \varphi_{it}, \varphi_{in}, \varphi_{inj}, x_c$. Рівняння Лагранжа другого роду складені із 25 диференціальних рівнянь другого порядку.

Одержана система розв'язувалася за допомогою програми Wolfram Mathematica 8. Динамічна модель дозволяє задавати не лише можливі геометричні, кінематичні, масоінерційні та пружно-дисипативні характеристики локомотива і вагонів, але й моделювати часові інтервали, необхідні для прийняття машиністом рішення про початок гальмування, час холостого ходу (спрацьовування) гальмівних механізмів і функції перехідних процесів прикладання гальмівних моментів до дискових осьових та трансмісійних гальм, бандажно-колодкових, а також виконувати динамічне гальмування двигуном.

Перевагами бандажно-колодкового гальма можна вважати такі: велика площа контакту; краще провітрювання, за рахунок концентричних канавок на гальмівних колодках, а отже менший нагрів місця контакту; відсутність вірогідності здобуття задирів і затягування чужорідних часток на поверхню обода катання, під колодку, а отже відсутність пошкоджень обода катання і посиленого зносу; ефективніше гальмування за рахунок притиску колодками бандажу колеса з двох сторін.

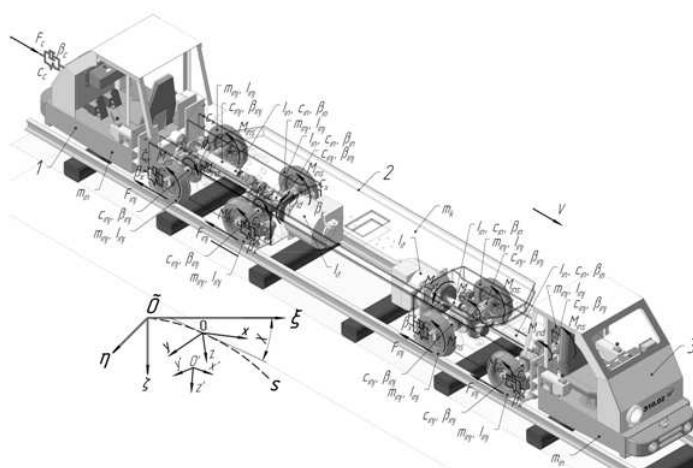


Рис. 1. Розрахункова схема гальмування локомотива E10 гальмами, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса з рейкою

Висновки. Визначені переваги бандажно-колодкового гальма, а також теоретично доведено, що у разі прикладення постійного гальмівного моменту шахтний потяг з чотирьох навантажених вагонеток можливо зупинити на ухилі в 50 ‰ без перевищення гальмівного шляху 40 м.

Перелік посилань

1. Ренгевич А. А. Основы теории тяги рудничных поездов / А. А. Ренгевич. – К.: УМК ВО, 1989. – 40 с.
2. Транспорт шахтний локомотивний. Перевезення людей і вантажів в виробках з ухилом колії від 0,005 до 0,050: СОУ 10.1.001.85790.007:2006. – Затв. Мивуглепромом України 06.10.2006. – Вид. офіц. – К. 2006. – 47 с.
3. 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.