

# ГЕОТЕХНІЧНА І ГІРНИЧА МЕХАНІКА, МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 622.625.28

В.В. Проців, д-р техн. наук, доц.

Державний вищий навчальний заклад „Національний гірничий університет“, м. Дніпропетровськ, Україна,  
e-mail: protsiv@ukr.net

## ВИКОРИСТАННЯ БАНДАЖНО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА НА ШАХТНОМУ ЛОКОМОТИВІ

V.V. Protsiv, Dr. Sci. (Tech.), Associate Professor

State Higher Educational Institution “National Mining University”, Dnipropetrovsk, Ukraine, e-mail: protsiv@ukr.net

## USAGE OF TIRE-SHOE BRAKE ON MINE LOCOMOTIVE

**Мета.** Складання розрахункової схеми для обчислення гальмівного шляху поїзда та обґрунтування можливості використання бандажно-колодкових гальм на шахтному шарнірно-зчленованому електровозі Е10.

**Методика.** Проведення моделювання процесу гальмування локомотива бандажно-колодковим гальмом, використовуючи метод складання рівнянь Лагранжа другого роду, що після перетворення в диференціальні рівняння другого порядку розв’язувалися в математичному пакеті Wolfram Mathematica 8 з отриманням величини гальмівного шляху потяга на ділянках шахтної колії з підвищеним позовжнім ухилом.

**Результати.** Складена розрахункова схема та проведено теоретичне дослідження можливості використання бандажно-колодкових гальм на шахтному шарнірно-зчленованому локомотиві Е10, що рухається зі складом вагонеток. Визначені переваги бандажно-колодкового гальма, а також теоретично доведено, що, у разі прикладення до нього постійного гальмівного моменту в 637 Н·м, шахтний потяг із чотирма навантаженими вагонетками ВГ3,3 можливо зупинити на сухій чистій колії з позовжнім ухилом в 50 % без перевищення дозволеного гальмівного шляху в 40 м.

**Наукова новизна.** Полягає у складанні розрахункової схеми гальмування шахтного шарнірно-зчленованого локомотива, урахуванні конструктивних особливостей бандажно-колодкового гальма й попередньо обмірюваних параметрів рейкової колії, таких як забрудненість доріжок катання, позовжній і поперечний ухили, сходишки рейкових стиків та інше.

**Практична значимість.** З’являється можливість прогнозувати ефективність використання бандажно-колодкових гальм шляхом розрахунку кількості навантажених вагонеток, що шахтний локомотив може транспортувати з гори по небезпечній ділянці рейкової колії. Доведено переваги такого гальма при використанні його на шахтних шарнірно-зчленованих локомотивах Е10.

**Ключові слова:** шахтний локомотив, гальма, рівняння Лагранжа, коефіцієнт зчеплення

**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 багатомісних локомотивів, здатних надійно працювати в умовах шахтної колії з легким баластним шаром і суттєвою недосконалістю у 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 усіма вище переліченими системами га-

льмування, за міркуваннями може бути переоснащений бандажно-колодковими гальмами.

**Метою** роботи є обґрунтування можливості використання на шахтному шарнірно-зчленованому електровозі Е10 нової принципової схеми виконання гальм, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса та рейки – бандажно-колодкових гальм.

**Виклад матеріалу дослідження.** Відмінною особливістю секційних локомотивів є зв’язок між проміжною та тяговими секціями, що забезпечує необхідну взаємну рухливість і передачу вертикальних навантажень від кузова на візок, горизонтальних і позовжніх сил тяги й гальмування, а також горизонтальних поперечних сил (відцентрової сили та реакції зовнішньої рейки), що діють на колію, яка, у свою чергу, часто має значні геометричні недосконалості в плані та профілі.

До основних параметрів шахтних локомотивів відносять зчіпну масу, силу тяги, швидкість руху та коефіцієнт зчеплення, який не можна вважати незалежним. Зчіпна маса регламентується типажним рядом, а сила та швидкість визначаються характеристикою двигуна й станом рейкової колії. При обмеженнях, що накладаються на габарити (жорстку базу електровоза, типові електродвигуни, конструктивні рішення ходової частини та компоновання приводу), істотно звужена область пошуку раціональних параметрів компоновальної схеми шахтного локомотива.

Модернізований локомотив Е10 (рис. 1) має шарнірно-зчленовану конструкцію та складається з двох тягових секцій, з'єднаних середньою секцією, на якій можуть встановлюватися акумулятори, кабельний барабан, контактне обладнання або гіроскоп залежно від типу енергопостачання, прийнятого на підприємстві, а також умов експлуатації. Таке компоновання дає більш широкі можливості пошуку раціональних

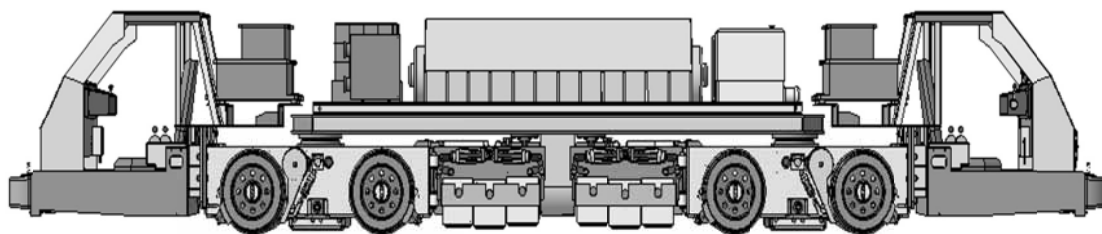


Рис. 1. Модульна компоновка шарнірно-зчленованого локомотива Е10, обладнаного гальмами, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса з рейкою

На локомотиві також може бути використано пристрій контролю юза та буксування, що дозволяє машиністу прикладати до гальмових пристроїв максимально великий для конкретної дорожньої ситуації гальмівний момент без побоювання блокування або зриву зчеплення на колесах, а також зупиняти шахтний потяг при екстремому гальмуванні на встановленому міркуванні безпеки на вугільних шахтах гальмівному шляху довжиною, що для вантажних потягів не перебільшує 40 м.

У зв'язку з цим локомотив здатен транспортувати довші склади порожніх вагонеток у гору, а навантажених – униз по ухилу рейкової колії до пристовбурового двору.

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  $Oxuz$  у полюсі обертання тіла та  $O'x'y'z'$  у його центрі мас. Тому  $O'x'$ ,  $O'y'$ ,  $O'z'$  – головні центральні осі інерції тіла. Усі 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 вздовж осі колії  $S$ , кутом  $\chi$  між осями  $Ox$  та  $\tilde{O}\xi$ , а також кутом поперечного

параметрів і дозволяє підвищити тягово-гальмівні можливості локомотива за рахунок ефективного перерозподілу зчіпної маси на більшу кількість коліс (у даному випадку вісім) у сукупності з використанням групового приводу всередині кожної тягової секції.

Конструкція локомотива має у своєму складі також безліч захищених патентами рішень, таких як: оснащення його динамічними пісочницями барабанного типу, колісно-колодковими гальмами із замиканням гальмівного зусилля через гумометалевий шарнір, дисковими осьовими й трансмісійними гальмами; використання встановлених поза жорсткою базою локомотива секційних магніторейкових гальм і гравітаційних рейкових гальм із пружною гальмівною колодкою. Розміщення на ньому також бандажно-колодкового гальма є логічним кроком, що обіцяє суттєве підвищення гальмівної ефективності, розрахунок якої може бути здійснений шляхом складання та розв'язання системи рівнянь просторового руху шахтного потягу.

ухилу колії  $\theta_h$ , що дорівнює  $\arctg i_s$  або  $i_s$  в радіанах, оскільки цей кут малий (не більше  $3^\circ$ ).

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 підвищення виникають лише при подовжніх переміщеннях колісної пари щодо буксових вузлів; в) вертикальні, поперечні, а також кутові коливання елементів локомотива та 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 в сукупності з гальмівним моментом дискового трансмісійного гальма.

За узагальнені координати  $q_i$  ( $i=1, 2, \dots, \nu$ ) 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, тобто мають вигляд системи

$$g_0 m_1 \sin i_{p1} + \frac{1}{2} g_0 m_k \sin i_{p1} + (c_k + 4c_x) x_1 + (\beta_k + 4\beta_x) \dot{x}_1 + 4m_1 \ddot{x}_1 + 4m_c \ddot{x}_1 + 2m_k \ddot{x}_1 = c_k x_2 + c_x x_{111} + c_x x_{112} + c_x x_{121} + c_x x_{122} + \beta_k \dot{x}_2 + \beta_x \dot{x}_{111} + \beta_x \dot{x}_{112} + \beta_x \dot{x}_{121} + \beta_x \dot{x}_{122} + m_{111} \ddot{x}_1 + m_{112} \ddot{x}_1 + m_{121} \ddot{x}_1 + m_{122} \ddot{x}_1;$$

$$F_{111} + W_{x111} + c_x x_{111} + \beta_x \dot{x}_{111} + m_{111} \ddot{x}_{111} = c_x x_1 + \beta_x \dot{x}_1;$$

$$F_{112} + W_{x112} + c_x x_{112} + \beta_x \dot{x}_{112} + m_{112} \ddot{x}_{111} = c_x x_1 + \beta_x \dot{x}_1;$$

$$F_{121} + W_{x121} + c_x x_{121} + \beta_x \dot{x}_{121} + m_{121} \ddot{x}_{111} = c_x x_1 + \beta_x \dot{x}_1;$$

$$F_{122} + W_{x122} + c_x x_{122} + \beta_x \dot{x}_{122} + m_{122} \ddot{x}_{122} = c_x x_1 + \beta_x \dot{x}_1;$$

$$g_0 m_2 \sin i_{p2} + \frac{1}{2} g_0 m_k \sin i_{p2} + (c_c + c_k + 4c_x) x_2 + (\beta_c + \beta_k + 4\beta_x) \dot{x}_2 + 4m_2 \ddot{x}_2 + 4m_c \ddot{x}_2 + 2m_k \ddot{x}_2 = c_k x_1 + c_x x_{211} + c_x x_{212} + c_x x_{221} + c_x x_{222} + c_c x_c + \beta_k \dot{x}_1 + \beta_x \dot{x}_{211} + \beta_x \dot{x}_{212} + \beta_x \dot{x}_{221} + \beta_x \dot{x}_{222} + \beta_c \dot{x}_c + m_{211} \ddot{x}_2 + m_{212} \ddot{x}_2 + m_{221} \ddot{x}_2 + m_{222} \ddot{x}_2;$$

$$F_{211} + W_{x211} + c_x x_{211} + \beta_x \dot{x}_{211} + m_{211} \ddot{x}_{211} = c_x x_2 + \beta_x \dot{x}_2;$$

$$F_{212} + W_{x212} + c_x x_{212} + \beta_x \dot{x}_{212} + m_{212} \ddot{x}_{111} = c_x x_2 + \beta_x \dot{x}_2;$$

$$F_{221} + W_{x221} + c_x x_{221} + \beta_x \dot{x}_{221} + m_{221} \ddot{x}_{111} = c_x x_2 + \beta_x \dot{x}_2;$$

$$F_{222} + W_{x222} + c_x x_{222} + \beta_x \dot{x}_{222} + m_{222} \ddot{x}_{122} = c_x x_2 + \beta_x \dot{x}_2;$$

$$M_{111s} + c_{\varphi 111} \varphi_{111} + \beta_{\varphi 111} \dot{\varphi}_{111} + I_{111} \ddot{\varphi}_{111} = r (F_{111} + W_{x111} + c_{\varphi 111} \varphi_{11} + \beta_{\varphi 111} \dot{\varphi}_{11});$$

$$M_{112s} + c_{\varphi 112} \varphi_{112} + \beta_{\varphi 112} \dot{\varphi}_{112} + I_{112} \ddot{\varphi}_{112} = r (F_{112} + W_{x112} + c_{\varphi 112} \varphi_{11} + \beta_{\varphi 112} \dot{\varphi}_{11});$$

$$M_{121s} + c_{\varphi 121} \varphi_{121} + \beta_{\varphi 121} \dot{\varphi}_{121} + I_{121} \ddot{\varphi}_{121} = r (F_{121} + W_{x121} + c_{\varphi 121} \varphi_{12} + \beta_{\varphi 121} \dot{\varphi}_{12});$$

$$M_{122s} + c_{\varphi 122} \varphi_{122} + \beta_{\varphi 122} \dot{\varphi}_{122} + I_{122} \ddot{\varphi}_{122} = r (F_{122} + W_{x122} + c_{\varphi 122} \varphi_{12} + \beta_{\varphi 122} \dot{\varphi}_{12});$$

$$\frac{1}{u_t^2} \left( \begin{aligned} & -c_{\varphi 11} u_t \varphi_{11} - c_{\varphi 12} u_t \varphi_{12} + c_{\varphi 11} \varphi_{1t} + c_{12} \varphi_{1t} - \\ & -u_t \beta_{\varphi 11} \dot{\varphi}_{11} - u_t \beta_{\varphi 12} \dot{\varphi}_{12} + \beta_{\varphi 11} \dot{\varphi}_{1t} + \beta_{\varphi 12} \dot{\varphi}_{1t} + \\ & + I_{t1} \ddot{\varphi}_{1t} \end{aligned} \right) = -M_{1d} - M_{1t};$$

$$\frac{1}{u_t^2} \left( \begin{aligned} & -c_{\varphi 21} u_t \varphi_{21} - c_{\varphi 22} u_t \varphi_{22} + c_{\varphi 21} \varphi_{2t} + c_{22} \varphi_{2t} - \\ & -u_t \beta_{\varphi 21} \dot{\varphi}_{21} - u_t \beta_{\varphi 22} \dot{\varphi}_{22} + \beta_{\varphi 21} \dot{\varphi}_{2t} + \beta_{\varphi 22} \dot{\varphi}_{2t} + \\ & + I_{t2} \ddot{\varphi}_{2t} \end{aligned} \right) = -M_{1d} - M_{2t};$$

$$\frac{1}{u_t} \left( \begin{aligned} & (c_{\varphi 11} + c_{\varphi 111} + c_{\varphi 112}) u_t \varphi_{11} - c_{\varphi 111} u_t \varphi_{111} - \\ & -c_{\varphi 112} u_t \varphi_{112} - c_{\varphi 11} \varphi_{1t} + u_t \beta_{\varphi 11} \dot{\varphi}_{11} + u_t \beta_{\varphi 111} \dot{\varphi}_{111} + \\ & + u_t \beta_{\varphi 112} \dot{\varphi}_{111} - u_t \beta_{\varphi 111} \dot{\varphi}_{111} - u_t \beta_{\varphi 112} \dot{\varphi}_{112} - \\ & - \beta_{\varphi 11} \dot{\varphi}_{1t} + I_{11} u_t \ddot{\varphi}_{11} \end{aligned} \right) = -M_{11d};$$

$$\frac{1}{u_t} \left( \begin{aligned} & (c_{\varphi 12} + c_{\varphi 121} + c_{\varphi 122}) u_t \varphi_{12} - c_{\varphi 121} u_t \varphi_{121} - \\ & -c_{\varphi 122} u_t \varphi_{122} - c_{\varphi 12} \varphi_{1t} + u_t \beta_{\varphi 12} \dot{\varphi}_{12} + \\ & + u_t \beta_{\varphi 121} \dot{\varphi}_{12} + u_t \beta_{\varphi 122} \dot{\varphi}_{12} - u_t \beta_{\varphi 121} \dot{\varphi}_{121} - \\ & - u_t \beta_{\varphi 122} \dot{\varphi}_{122} - \beta_{\varphi 12} \dot{\varphi}_{1t} + I_{12} u_t \ddot{\varphi}_{12} \end{aligned} \right) = -M_{12d};$$

$$\frac{1}{u_t} \left( \begin{aligned} & (c_{\varphi 21} + c_{\varphi 211} + c_{\varphi 212}) u_t \varphi_{21} - c_{\varphi 211} u_t \varphi_{211} - \\ & -c_{\varphi 212} u_t \varphi_{212} - c_{\varphi 21} \varphi_{2t} + u_t \beta_{\varphi 21} \dot{\varphi}_{21} + \\ & + u_t \beta_{\varphi 211} \dot{\varphi}_{21} + u_t \beta_{\varphi 212} \dot{\varphi}_{21} - u_t \beta_{\varphi 211} \dot{\varphi}_{211} - \\ & - u_t \beta_{\varphi 212} \dot{\varphi}_{212} - \beta_{\varphi 21} \dot{\varphi}_{2t} + I_{21} u_t \ddot{\varphi}_{21} \end{aligned} \right) = -M_{21d};$$

$$\frac{1}{u_t} \left( \begin{aligned} & (c_{\varphi 22} + c_{\varphi 221} + c_{\varphi 222}) u_t \varphi_{22} - c_{\varphi 221} u_t \varphi_{221} - \\ & -c_{\varphi 222} u_t \varphi_{222} - c_{\varphi 22} \varphi_{2t} + u_t \beta_{\varphi 22} \dot{\varphi}_{22} + \\ & + u_t \beta_{\varphi 221} \dot{\varphi}_{22} + u_t \beta_{\varphi 222} \dot{\varphi}_{22} - u_t \beta_{\varphi 221} \dot{\varphi}_{221} - \\ & - u_t \beta_{\varphi 222} \dot{\varphi}_{222} - \beta_{\varphi 22} \dot{\varphi}_{2t} + I_{22} u_t \ddot{\varphi}_{22} \end{aligned} \right) = -M_{22d};$$

$$M_{211s} + c_{\varphi 211} \varphi_{211} + \beta_{\varphi 211} \dot{\varphi}_{211} + I_{211} \ddot{\varphi}_{211} = r (F_{211} + W_{x211} + c_{\varphi 211} \varphi_{21} + \beta_{\varphi 211} \dot{\varphi}_{21});$$

$$M_{212s} + c_{\varphi 212} \varphi_{212} + \beta_{\varphi 212} \dot{\varphi}_{212} + I_{212} \ddot{\varphi}_{212} = r (F_{212} + W_{x212} + c_{\varphi 212} \varphi_{11} + \beta_{\varphi 212} \dot{\varphi}_{21});$$

$$M_{221s} + c_{\varphi 221} \varphi_{221} + \beta_{\varphi 221} \dot{\varphi}_{221} + I_{221} \ddot{\varphi}_{221} = r (F_{221} + W_{x221} + c_{\varphi 221} \varphi_{12} + \beta_{\varphi 221} \dot{\varphi}_{22});$$

$$M_{222s} + c_{\varphi 222} \varphi_{222} + \beta_{\varphi 222} \dot{\varphi}_{222} + I_{222} \ddot{\varphi}_{222} = r (F_{222} + W_{x222} + c_{\varphi 222} \varphi_{12} + \beta_{\varphi 222} \dot{\varphi}_{222});$$

$$F_c + c_c x_2 + \beta_c \dot{x}_2 = c_c x_c + \beta_c \dot{x}_c + m_c \ddot{x}_c,$$

де  $m$  – маси відповідних елементів локомотива та причіпної частини складу, кг;  $I$  – моменти інерції коліс і елементів трансмісії, кг·м<sup>2</sup>;  $u_t$  – передавальне число осьового редуктора;  $c$  – коефіцієнти подовжньої або крутильної жорсткості елементів локомотива та причіпної частини складу з відповідними нижніми індексами, Н/м або Н/рад;  $\beta$  – коефіцієнти в'язкого внутрішнього опору (подовжньої або крутильної дисипації) елементів локомотива та причіпної частини складу з відповідними нижніми індексами, Н·с/м або Н·с/рад;  $g_0$  – прискорення вільного падіння;  $W_x$  – сили подовжнього ковзання коліс у точці контакту з рейкою, пов'язані з подоланням тертя кочення коліс по рейках та моментів тертя в частинах, що обертаються (підшипниках буксового підвішування, осьового редуктора, карданних валів і тягового електродвигуна), приведених до доріжки катання коліс, Н;  $M$  – моменти гальмування на відповідному гальмі, Н·м (задаються машиністом);  $F_c$  – сила на зчепленні від складу вагонеток, що гальмуються, Н;  $F$  – гальмівні сили, що виникають у точці контакту доріжок катання рейок та коліс із відповідними нижніми індексами, Н, визначають як

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

де  $N_{inj}$  – нормальна реакція рейки під відповідним колесом, Н;  $\psi_{inj}$  – коефіцієнт зчеплення відповідного колеса з рейкою [3], обчислюється як

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

де  $k_{\Pi}$  – коефіцієнт угруповання приводу, дорівнює одиниці для індивідуального приводу локомотива (коли кожна колісна пара приводиться в рух окремим двигуном) [4], приймає значення від 1,0 до 1,2 для групового приводу (коли всі колісні пари тягової секції приводяться в рух одним двигуном);  $\psi_0$  – коефіцієнт зчеплення коліс локомотива з рейками на сухих чистих рейках, за експериментальними даними для вугільних шахт приймають 0,17;  $\psi_z$  – коефіцієнт зчеплення коліс локомотива на прямій для фактичної забрудненості доріжок катання рейкових ниток. Його приймають рівним наступним значенням: 0,21 на посухлих піском рейках; 0,17 на сухих чистих; 0,13 на мокрих чистих; 0,08 на покритих вугільно-порідним брудом;  $\varepsilon_{inj}$  – відносне ковзання колеса по рейці, у

даному випадку воно дорівнює відносному ковзанню в подовжньому напрямі  $\varepsilon_{x inj}$ , що визначається як

$$\varepsilon_{x inj} = \frac{\dot{x}_{inj} - r \dot{\varphi}_{inj}}{\dot{x}_{inj}}.$$

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 та 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 велику площу контакту гальмівних колодок з боковими поверхнями колісних бандажів. У такому гальмі краще відбувається провітрювання за рахунок концентричних канавок, що нанесені на гальмівні колодки, а це спричиняє менший нагрів місця контакту колодки та бандажа. Практично відсутня можливість появи задирів із-за затягування чужорідних часток на поверхню обода катання під колодку, оскільки, на відміну від колісно-колодкового гальма, бокова поверхня колісного бандажа не контактує з доріжками катання рейок. Тому відсутні пошкодження обода катання та посилений знос пар тертя гальма. Конструкція цього гальма спричиняє більш ефективне гальмування за рахунок стискання бандажа колеса колодками з двох його сторін.

Але такі гальма мають і деякі недоліки та особливі вимоги до конструкції підвіски колісних пар на рамі локомотива. Перш за все, це необхідність встановлення на локомотиві гідравлічної системи, оскільки всі інші приводи (механічний ручний, електричний соленоїдний) не можна використовувати у зв'язку зі складністю важільно-ланцюгової передачі чи вибухобезпеки електрообладнання. Бандажно-колодкове гальмо треба встановлювати на колісній вісі таким чином, щоб її вертикальні та горизонтальні коливання на нерівностях рейкової колії не заважали працювати гальму. Його супорти із плунжерами та гальмівними колодками, що стискають колісний бандаж з обох сторін, повинні переміщуватися разом з колесами. Найбільш відповідною була б гідрооб'ємна система приводу гальм, але на її функціонування постійно потрібно витратити електроенергію.

Кінетичні та динамічні характеристики процесу гальмування електровоза Е10 бандажно-колодковими гальмами, що рухається зі швидкістю 2 м/с із чотирма навантаженими вагонетками типу ВГ3,3 по максимальному дозволеному [2] ухилу в 50 ‰, отримані після розв'язування системи рівнянь, розглянуті на рис. 2, коли час дійсного гальмування складає 20,8 с, а гальмівний шлях дорівнює 25,4 м.

До бандажа колеса прикладали гальмівний момент величиною у 637 Н·м, що залишався постійним протягом усього гальмування (рис. 2, а), у точці кон-

такту колеса та рейки виникало відносне ковзання (рис. 2, б), що не перевищувало 1,5 %. Сила подовжнього опору руху при переході в гальмівний режим зростала (рис. 2, в) і коливалася синхронно з ковзанням. За рахунок подовжнього прискорення передні за ходом руху колісні пари довантажувалися, а вертикальні реакції рейок під ними збільшувалися (рис. 2, з).

У точці контакту колеса з рейкою виникала гальмівна сила (рис. 2, д), величина якої визначається вище переліченими чинниками. Зупиняючись, потяг проходив шлях (рис. 2, е), залежний від зміни швидкості руху (рис. 2, ж) і прискорення (уповільнення) (рис. 2, з).

Локомотив зупинився, не перевищивши максимально допустимий гальмівний шлях у 40 м, що регламентується [5].

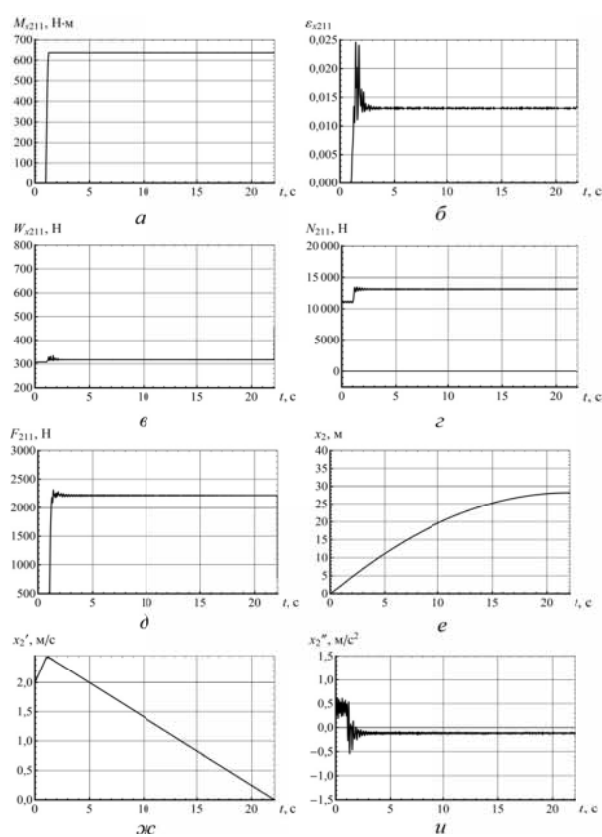


Рис. 2. Графіки параметрів гальмування бандажно-колодковим гальмом: а – гальмівний момент  $M_{s11}$  на першій колісній парі тягової секції; б – відносне ковзання  $\varepsilon_{11}$  лівого колеса першої колісної пари тягової секції; в – сила опору руху  $W_{x11}$  того ж колеса; г – реакція рейки  $N_{11}$  під тим самим колесом; д – гальмівна сила  $F_{11}$  на тому ж колесі; е – переміщення  $x$  тягової секції; ж – швидкість  $x'$  тягової секції; з – прискорення  $x''$  тягової секції

У представленій математичній моделі вивчався також вплив одиничних систематичних нерівностей на процес гальмування локомотива бандажно-колодковим гальмом. Такі нерівності як ексцентриситет колеса (неврівноваженість) або лиска (протягання) на його доріжці катання спричиняють періодичні ударні навантаження на рейки і, відповідно, збільшення нормальних реакцій рейок під колесами. Наприклад, лиски завдовжки 50 мм (це розмір, близький до максимально можливого) на кожному з восьми коліс шарнірно-зчленованого локомотива (розташовані зі зміщенням від колеса до колеса на  $45^\circ$ , починаючи від лівого колеса першої колісної пари першої тягової секції до правого другої колісної пари другої тягової секції) для описаних вище умов руху по ідеально рівній колії здатні викликати значні ударні навантаження на ходову частину локомотива.

Усунути негативний вплив такої нерівності на гальмуючий локомотив можна лише зменшенням гальмівного моменту, що прикладається. Так, при зниженні його до 620 Н·м (зменшився на 19 Н·м) блокування коліс не виникне, а локомотив зможе впевнено зупинитися через 21,6 с (довше на 0,8 с) на гальмівному шляху в 26,1 м (більше на 0,7 м). Природно, що таке гальмування можна вважати допустимим.

#### Висновки.

1. 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 здобуття задирів і затягування чужорідних часток на поверхню обода катання під колодку, а тому відсутність пошкоджень обода катання та посиленого зносу; ефективніше гальмування за рахунок стиснення бандажа колеса колодками з двох сторін.

2. Математичним моделюванням на системі з 25 диференціальних рівнянь другого порядку доведено, що у разі прикладення постійного гальмівного моменту, що дорівнює 637 Н·м, шахтний потяг із чотирьох навантажених вагонеток ВГЗ,3 можливо зупинити на ухилі в 50 ‰ без перевищення дозволеного гальмівного шляху в 40 м.

3. Бандажно-колодкове гальмо треба встановлювати на колісній вісі таким чином, щоб її вертикальні та горизонтальні коливання на нерівностях рейкової колії не заважали працювати гальму. Його супорти з плунжерами та гальмівними колодками, що стискають колісний бандаж з обох сторін, повинні переміщуватися разом з колесами.

4. На локомотиві необхідно встановлювати гідравлічну систему, оскільки всі інші приводи (механічний ручний, електричний соленоїдний) не можна використовувати у зв'язку зі складністю важільно-ланцюгової передачі чи вибухобезпеки електрообладнання. Найбільш відповідною є гідрооб'ємна система приводу гальм, але на її функціонування постійно потрібно витратити електроенергію.

## Список літератури / References

1. Блохин С.Е. Пути повышения тормозных возможностей шахтных локомотивов / С. Е. Блохин // Збірник наукових праць НГУ. – Днепропетровск, 2011. – № 36. – Т. 2. – С. 63–67.

Blokhin, S.Ye. (2011), "Ways of increase of the mine locomotive braking capacity", *Collection of scientific papers of NMU*, Dnipropetrovsk, no.36, Vol.2, pp. 63–67.

2. Транспорт шахтний локомотивний. Перевезення людей і вантажів у виробках з ухилом колії від 0,005 до 0,050: СОУ 10.1.001.85790.007:2006. – Затв. Мінвуглепромом України 06.10.2006. – Вид. офіц. – К.: 2006. – 47 с.

"Mine locomotive transport. Transportation of people and loads in tunnels with the inclination angle of rails from 0,005 to 0,050": SOU 10.1.001.85790.007:2006. Approved by Ministry of Coal Industry of Ukraine on October 6, 2006, Official edition, Kyiv.

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. – Дніпропетровськ: 2009. – № 33. – Т. 1 – С. 96–102.

Protsiv, V.V. (2009), "Determination of the force of resistance to motion and guiding force of mining articulated locomotive in braking mode", *Collection of scientific papers of NMU*, Dnipropetrovsk, no.33, Vol. 1, pp. 96–102.

4. Мишин В.В. О характеристиках переходного режима движения шахтного локомотива с упругими звеньями привода и ходовой части / В.В. Мишин, А.Л. Жупиев, Э.М. Шляхов // Известия вузов: Горный журнал. – 1994. – № 1. – С. 85–59.

Mishin, V.V. (1994), "About transient motion characteristics of the mine locomotive with elastic links between the drive and the running gear", *Izvestiya vuzov: gornyi zhurnal*, Sverdlovsk, no 1, pp. 85–59.

5. Правила безпеки у вугільних шахтах. Нпаоп 10.0-1.01-10. – К.: Ред. журн. „Охорона праці“, 2010. – 430 с.

"Safety regulations in coal mines NPAOP10.0-1.01-10", (2010), *Okhorona Pratsi*, Kiev, Ukraine.

**Цель.** Составление расчетной схемы для вычисления тормозного пути поезда и обоснование возможности использования бандажно-колодочного тормоза на шахтном шарнирно-сочлененной электровозе Э10.

**Методика.** Выполнение моделирования процесса торможения локомотива бандажно-колодочным тормозом, используя метод составления уравнений Лагранжа второго рода, которые после преобразования в дифференциальные уравнения второго порядка решались в математическом пакете Wolfram Mathematica 8 с получением величины тормозного пути поезда на участках шахтного пути с повышенным продольным уклоном

**Результаты.** Составлена расчетная схема и проведено теоретическое исследование возможности использования бандажно-колодочного тормоза на шахтном шарнирно-сочлененном локомотиве Э10, движущемся с составом вагонеток. Определены преимущества бандажных-колодочного тормоза, а также теоретически доказано, что, в случае приложе-

ния к нему постоянного тормозного момента в 637 Н·м, шахтный поезд с четырьмя нагруженными вагонетками ВГ3,3 возможно остановит на сухом чистом пути с продольным уклоном в 50 % без превышения разрешенного тормозного пути в 40 м.

**Научная новизна.** Заключается в составлении расчетной схемы торможения шахтного шарнирно-сочлененного локомотива, учете конструктивных особенностей бандажно-колодочного тормоза и предварительно измеренных параметров рельсовой колеи, таких как загрязненность дорожек катания, продольный и поперечный уклоны, ступеньки рельсовых стыков и другие.

**Практическая значимость.** Появляется возможность прогнозировать эффективность использования бандажно-колодочного тормоза путем расчета количества нагруженных вагонеток, которое шахтный локомотив может транспортировать с горы по опасному участку рельсового пути. Доказаны преимущества такого тормоза при использовании его на шахтных шарнирно-сочлененных локомотивах Е10.

**Ключевые слова:** шахтный локомотив, тормоз, уравнения Лагранжа, коэффициент сцепления

**Purpose.** To determine the advantages, to design the analytical model for braking distance estimation and to study the possibility of application of tire-shoe brakes on mine articulated electric locomotives E10.

**Methodology.** Simulation of braking process with application of tire-shoe brake has been made using the method of Lagrange second order equation. After conversion into differential equations of the second order they have been processed by the mathematical software Wolfram Mathematica 8 in order to obtain values of train braking distance at the rail segments with high longitudinal inclination.

**Findings.** We have designed the analytical model and conducted theoretical research of the possibility of application of tire-shoe brakes on mine articulated electric locomotives E10 moving the car string. We have defined the advantages of tire-shoe brake, and theoretically proved that under the action of the braking torque of 637 N·m the mine train consisted of four loaded mine cars VH3,3 stops on the dry clean rails with the longitudinal inclination of 50 % without exceeding the allowable braking distance of 40 m.

**Originality.** The design scheme of braking of mine articulated electric locomotive has been created taking into account the features of tire-shoe brakes and pre-measured parameters of rail tracks, such as pollution, longitudinal and transverse inclination, steps of rail joints etc.

**Practical value.** It becomes possible to predict the effectiveness of tire-shoe brakes application by calculating the number of loaded mine cars moved by mine locomotive at dangerous section of rail track. We have proved the advantages of application of such type of brakes for mine articulated electric locomotives E10.

**Keywords:** mine locomotive, brake, Lagrange equalization, coefficient of rolling friction

Рекомендовано до публікації докт. техн. наук С.С. Блохи́ним. Дата надходження рукопису 10.01.13.