

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ, ЩО РЕАЛІЗУЮТЬ ГАЛЬМІВНІ ПРИЛАДИ ШАХТНОГО ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОГО ЛОКОМОТИВА

Определены силы, приложенные к шарнирно-сочлененному локомотиву в режиме торможения. Это позволяет формировать обобщенные силы для численного решения системы уравнений, входящих в динамическую модель движения шарнирно-сочлененного локомотива по реальному шахтному рельсовому пути с кривизной в профиле и в плане, а также с длинными статическими и динамическими неровностями и единичными неровностями на рельсовых стыках в режиме торможения различными типами тормозов.

Визначені сили, прикладені до шарнірно-зчленованого локомотива в режимі гальмування. Це дозволяє формувати узагальнені сили для чисельного вирішення системи рівнянь, що входять в динамічну модель руху шарнірно-зчленованого локомотива по реальному шахтному рейковому шляху з кривизною в профілі і в плані, а також з довгими статичними і динамічними нерівностями і одиничними нерівностями на рейкових стиках в режимі гальмування різними типами гальм.

The forces attached to the joint-joined locomotive in the mode of braking are certain. It allows to form the generalized forces for numeral decide the systems of the equalizations included in the dynamic model of motion of the joint-joined locomotive on the real mine rail way with curvature in a type and in a plan, and also with long static and dynamic unevennesses and single unevennesses on rail ends in the mode of braking by alltypes types of brakes.

Динамічна модель руху шахтного локомотива по реальній шахтній рейковій колії включає узагальнені сили, які формуються на основі сил взаємодії його з рейковими нитками, а також причіпною частиною потягу. Такі сили вже визначалися для традиційних двовісних шахтних локомотивів, що рухаються в режимі тяги на прямих та криволінійних ділянках колії [1], а також для шахтних шарнірно-зчленованих локомотивів, що рухаються в сталому режимі по ідеальній кривій без урахування пружньо-дисипативних параметрів колії [2].

Розрахункова схема динамічної моделі шарнірно-зчленованого шахтного локомотива Э10 (рис. 1), що виготовлено на ХК "Лугансктепловоз", враховує не тільки сили взаємодії коліс з рейками, але й тертя ковзання гравітаційних та магніторейкових гальм об доріжки катання рейкових ниток, а також силу на зчіпленні локомотива, відповідну складу вагонеток, що транспортуються [3]. Гальмівна сила локомотива найчастіше реалізується в точці контакту колеса з рейкою, оскільки звичайно для службового гальмування використовують динамічне гальмування двигуном і колісно-колодковими гальмами або дисковими осьовими, а також трансмісійними гальмами. Останнім часом все частіше використовують рейкові магнітні й гравітаційні гальма, сила гальмування яких істотно не залежить від вели-

чини зчпної ваги локомотива. У загальному випадку зв'язки коліс і рейкових гальм з рейками є односторонні і неголономні, але можуть бути замінені за принципом Д'Аламбера-Лагранжа їх реакціями на систему таким чином, що траєкторія руху звільненої системи залишиться незмінною в просторі та в часі [4]. При цьому компоненти реакцій зв'язків є мірами Лебега-Стілтєса. Одержані реакції необхідні для визначення узагальнених сил в рівнянні Лагранжа другого роду, що описує динамічну модель шарнірно-зчленованого локомотива.

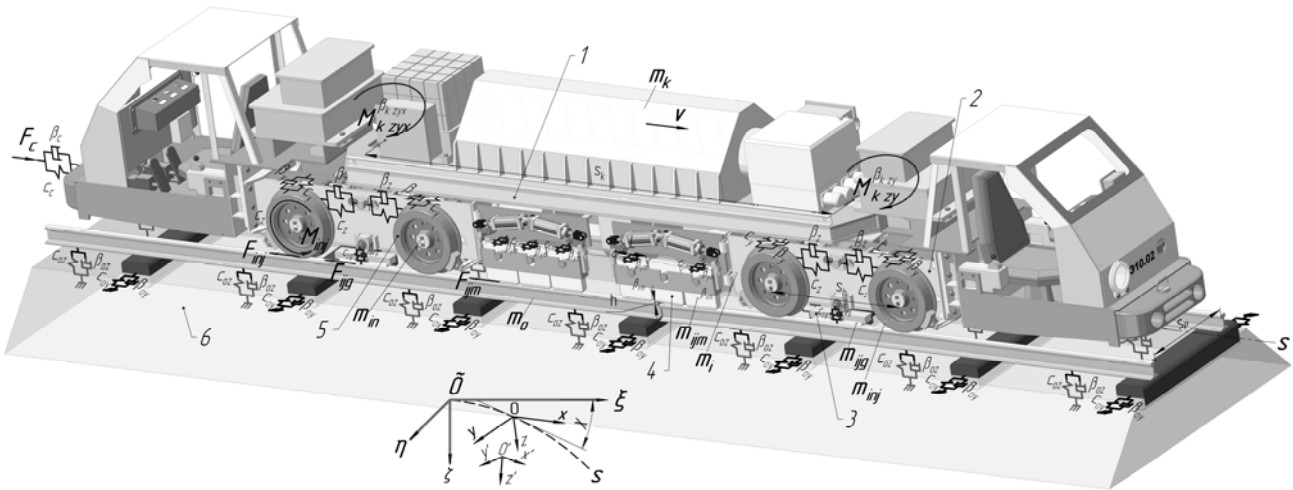


Рис. 1. Розрахункова схема розміщення локомотива на шахтній колії

Для позначення змінних прийняті наступні основні нижні індекси, що визначають приналежність змінної до певного об'єкта математичної моделі:

k – до середньої секції; i – до тягових секцій ($i = 1, 2$), при цьому 1 позначена перша по ходу руху у напрямку осі $\tilde{O}\xi$ секція;

in – до колісних пар i -ї секції ($n = 1, 2$), при цьому 1 позначена ближня до кабіни секції колісна пара;

inj – до коліс in -ї пари, пружних і демпфуючих елементів ($j = 1, 2$), при цьому 1 позначені ліві у напрямку до кабіни колеса;

ijm – до m -ї секції ($m = 1, 3$) секційного магніторейкового гальма, встановленого біля j -го колеса i -ї секції, при цьому 1 позначена ближня до кабіни секція гальма;

ijg – до g -ї секції ($g = 1, 3$) секційного гравітаційного гальма, встановленого біля j -го колеса i -ї секції, при чому 1 позначена ближня до кабіни секція гальма;

ins – до колісно-колодкового гальма, встановленого на n -й колісній парі ($s = 1, 2$), причому 1 позначені ліві у напрямку до кабіни колодки;

ind – до дискового гальма, встановленого n -й колісній парі ($d = 1, 2$) при цьому 1 позначені ліві у напрямку до кабіни колодки;

id – до дискового гальма, встановленого в приводі i -ї секції, при чому 1 позначені ближні у напрямку до кабіни колодки;

it – до тягового двигуна, встановленого в приводі i -ї секції; o – до основи (рейкова колія); L – до лівої рейки; R – до правої рейки.

Індекси i, n, j, m, g, s, d можуть вживатися в математичних виразах самостійно як коефіцієнти та показники ступеня, позначаючи кількість відповідних елементів локомотива.

Усі фізичні величини мають розмірності в системі СІ.

Шахтний шарнірно-зчленований локомотив представимо як дискретну нелінійну механічну систему, що складається з 23 твердих тіл, сполучених між собою жорсткими та пружньо-дисипативними елементами. Рейкову колію вважаємо нескінченною балкою, що лежить на пружній підставі. Припускаємо, що навантаження, діюче на одну з рейкових ниток, не робить впливу на іншу, відсутні подовжні переміщення рейок та основи.

Локомотив (див. рис. 1) складається з середньої секції 1, що спирається на дві тягові секції 2, обладнані рейковими гальмами двох типів (гравітаційний 3 та магнітний 4). На кожній тяговій секції встановлені по дві колісні пари 5, сполучені з рамою секції за допомогою пружньо-дисипативних зв'язків вертикального підвішування (c_z та β_z відповідно) з можливістю горизонтальних поперечних переміщень в гумометалевих шарнірах (c_y та β_y). Зв'язки вертикального підвішування розташовані на схемі горизонтально, оскільки електровоз Э10 має оригінальну систему важеля підвішування з горизонтальним розташуванням циліндрових спіральних пружин підвіски. Ширина рейкової колії позначена s_p , база візка – s_b , а довжина середньої секції по осях опор – s_k . Маса тягових секцій локомотива дорівнюють m_i , а середньої – m_k . Маса колісних пар позначені m_{in} , а коліс – m_{inj} . Маса секції магніторейкового гальма дорівнює m_{ijm} , а невідресорена маса секції гравітаційного – m_{ijg} . Параметри пружньо-дисипативних зв'язків вертикального підвішування колодок гравітаційного гальма на рамі тягової секції позначені c_{zg} та β_{zg} відповідно. Параметри пружньо-дисипативних зв'язків поперечних переміщень і кутових коливань по узагальнених координатах секцій магніторейкового гальма задані як c_{ym} та β_{ym} відповідно. Моменти тертя в опорах з'єднання середньої та тягових секцій навколо відповідних осей позначені як $M_{k\ zyx}$, а коефіцієнти дисипації – $\beta_{k\ zyx}$.

Шахтний локомотив рухається в часі t уздовж осі S із швидкістю v по криволінійній ділянці радіусом $R(S)$ пружньо-дисипативного рейкового шляху δ із статичним подовжнім ухилом $i_p(S)$.

На валу приводного електродвигуна 1 ходового візка (рис. 2) розташоване трансмісійне дискове гальмо 2. Осьові дискові гальма 3 встановлені на колісних парах, а колісно-колодкові гальма 4 на кожному колесі локомотива.

Напрямок руху локомотива враховуємо ознакою, рівною одиниці при русі у напрямі осі ξ нерухомої системи координат. Відповідно при протилежному напрямі руху $\xi_v = -1$, оскільки $\xi_v = \frac{v}{|v|}$. Знак викривлення рейкової колії в плані під локомотивом враховуємо ознакою, рівною одиниці, якщо виконується правий поворот при $\xi_v = 1$. Відповідно при повороті наліво $\eta_v = -1$, а для прямої він дорівнює нулю. Радіус кривизни має знак, тому $\eta_v = \text{sign } R = \frac{R}{|R|}$.

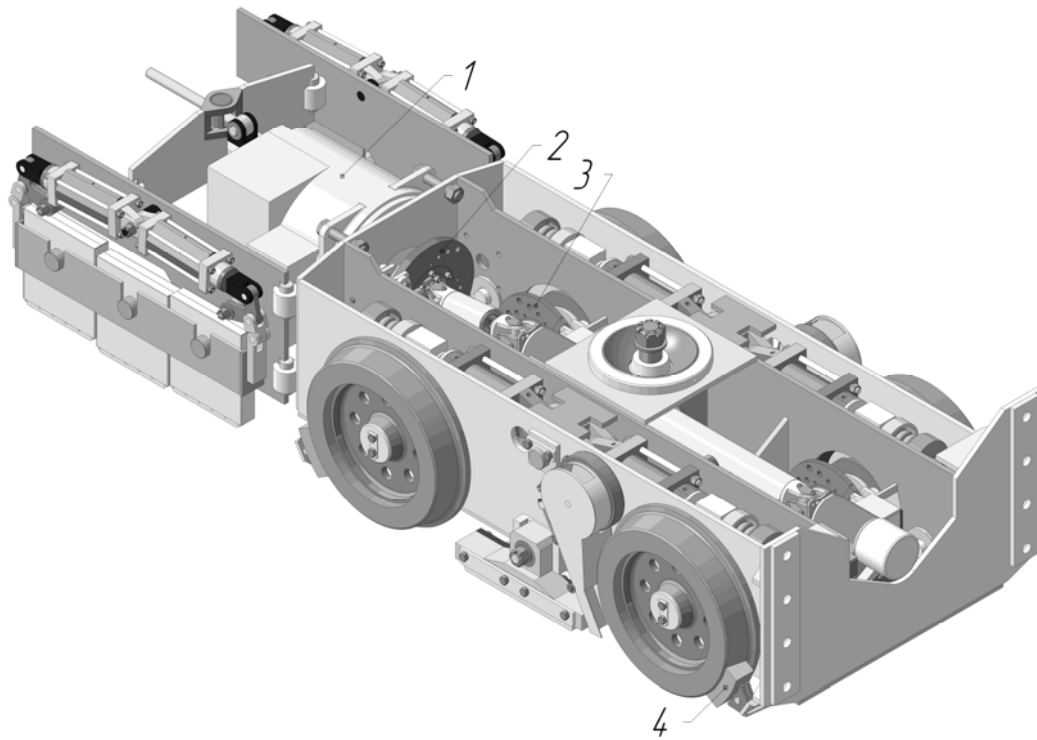


Рис. 2. Ходовий візок локомотива

До зчіплення локомотива (див. рис 1) прикладена стискаюча сила F_c , що моделює загальмований склад вагонеток. Кут її нахилу до подовжньої осі відповідної тягової секції в горизонтальній площині дорівнює α_{ce} , а у вертикальній – α_{cv} . Гальмівна сила, що виникає при включенні магніторейкового гальма, позначена F_{ijm} , а гальмівна сила гравітаційного – F_{ijg} . Гальмівна сила F_{inj} утворюється в точці контакту колеса з рейкою під дією приведенного гальмівного моменту, що формується декількома чинниками, перш за все, – гальмівним моментом колісно-

колодкового гальма M_{injs} . Він залежить також від гальмівних моментів осьового дискового M_{ind} та трансмісійного M_{id} (встановленого в приводі тягової секції) дискового гальма, і гальмівного моменту тягового двигуна M_{it} в режимі гальмування двигуном, що передаються через трансмісію з передавальним числом u_t . Останній момент в загальному випадку може бути негативним, якщо двигун працює в режимі тяги при включених гальмах. Тому

$$M_{inj} = M_{injs} + \frac{M_{ind}}{2} + \frac{M_{id}u_t}{4} + \frac{M_{it}u_t}{4}.$$

Гальмівні моменти, що передаються через колеса, визначають по формулах

$$M_{injs} = B_{injs}r\varphi_s k_{s\delta};$$

$$M_{ind} = 2B_{ind}r_{ind}\varphi_d k_{t\delta inj};$$

$$M_{id} = 2B_{id}r_{id}\varphi_d k_{t\delta in} k_{t\delta inj};$$

$$M_{it} = T_i k_t k_{t\delta in} k_{t\delta inj},$$

де r – радіус круга катання колеса, м;

r_{ind} – середній радіус ковзання колодки осьового дискового гальма, м;

r_{id} – середній радіус ковзання колодки трансмісійного дискового гальма, м;

B_{injs} – зусилля притиснення гальмівної колодки колісно-колодкового гальма до поверхні катання колеса, Н;

B_{ind} – зусилля притиснення гальмівної колодки дискового осьового гальма до гальмівного диска, Н;

B_{id} – зусилля притиснення гальмівної колодки дискового трансмісійного гальма до гальмівного диска, Н;

T_i – крутний момент тягового двигуна в режимі гальмування двигуном, Н·м (для локомотива Э10 з груповим приводом тягової секції він ділиться порівну між колісними парами);

φ_s – коефіцієнт тертя гальмівних колодок по поверхні катання колеса, за правилами тягових розрахунків МПС його визначають залежно від швидкості руху локомотива v для стандартних чавунних колодок як

$$\varphi_s = 0,6 \frac{1,63B_{inj} + 100}{8,15B_{inj} + 100} \frac{v + 100}{5v + 100},$$

а для колодок з композитних матеріалів

$$\varphi_s = 0,44 \frac{1,02B_{inj} + 20}{0,41B_{inj} + 200} \frac{v + 150}{2v + 150};$$

але для шахтних локомотивів φ_s доцільно визначати на підставі результатів досліджень А.Н. Коптовця по формулі

$$\varphi_s = 0,73 - 0,102B_{inj} - 0,08v;$$

φ_d – коефіцієнт тертя гальмівних колодок по поверхні гальмівного диска, визначають з формули для композитних колодок;

$k_{s\partial}$ – коефіцієнт динамічності передачі гальмівного зусилля від гальмівної колодки колісно-колодкового гальма на поверхню катання колеса за рахунок деформацій гумометалевих шарнірів;

$k_{t\partial in}$ – коефіцієнт динамічності передачі трансмісією крутного або гальмівного моменту від тягового двигуна до in -ї колісної пари;

$k_{t\partial inj}$ – коефіцієнт динамічності передачі крутного або гальмівного моменту через вісь колісної пари до inj -го колеса;

k_t – коефіцієнт динамічності тягового двигуна.

Враховуючи це, величини гальмівних сил, що формуються приладами гальмівної системи локомотива, визначимо як

$$F_{inj} = \frac{M_{inj}}{r} \cos i_{p inj} \cos i_{s inj} (1 - k_{G ijg}),$$

$$\text{при цьому } F_{inj} \leq F_{inj \max} = N_{inj} \psi_{inj};$$

$$F_{ijg} = \frac{m_i + \frac{m_k}{2}}{2g} g_0 \cos i_{p ijg} \cos i_{s ijg} \varphi_g k_{G ijg} k_z k_{\theta ijg};$$

$$F_{ijm} = F_{0yn} l_m \varphi_m k_c ijm k_{\phi ijm} k_{\partial ijm} k_o ijm,$$

де ψ_{inj} – коефіцієнт зчеплення для конкретних умов забрудненості доріжок катання рейкових ниток, визначається залежно від величини подовжнього і поперечного ковзання колеса по рейці [5, 6] як $\psi_{inj} = f(\varepsilon_{inj})$;

$i_{p inj}$ – подовжній ухил рейкової колії під колесом;

$i_{s inj}$ – поперечний ухил рейкової колії під колесом;

N_{inj} – нормальна реакція рейки під колесом в конкретних дорожніх умовах;

g_0 – прискорення вільного падіння;

φ_g – коефіцієнт тертя гравітаційного гальма об рейку, призначають залежно від матеріалу гальмівних колодок (сталь, чавун, композит);

φ_m – коефіцієнт тертя магніторейкового гальма об рейку, для шахтних локомотивів φ_m залежно від швидкості руху локомотива доцільно визначати на підставі результатів досліджень В.А. Салова по наступних виразах:
на посипаних піском рейках

$$\varphi_m = 0,3(v + 1,1) + 0,11;$$

на сухих та чистих рейках

$$\varphi_m = 0,3(v + 1,3) + 0,08;$$

на мокрих рейках і покритих вугільно-порідним брудом

$$\varphi_m = 1,0(v + 5,0) + 0,03;$$

F_{0yn} – питома сила магнітного тяжіння секції магніторейкового гальма до невикривленої рейки, Н/м;

l_m – довжина наконечника секції магніторейкового гальма, м

$k_{G\ ijg}$ – коефіцієнт завантаження ijg -ї секції гравітаційного гальма силою ваги локомотива при гальмуванні цим гальмом;

$i_p\ ijg$ – подовжній ухил рейкової колії під секцією гравітаційного гальма;

$i_s\ ijg$ – поперечний ухил рейкової колії під секцією гравітаційного гальма;

$k_z\ ijg$ – коефіцієнт динамічності навантаження ijg -ї секції гравітаційного гальма силою ваги локомотива, що залежить від вертикальних коливань рами тягової секції, жорсткості її вертикальної підвіски c_z , та дорівнює величині

$$k_z\ ijg = \frac{m_i g_0 + c_z z_i}{m_i g_0};$$

$k_{\theta\ ijg}$ – коефіцієнт динамічності навантаження ijg -ї секції гравітаційного гальма силою ваги локомотива, що залежить від бічного качання рами тягової секції, ті дорівнює значенню

$$k_{\theta ijg} = \frac{m_i g_0 + c_z (-1)^j \frac{s_p}{2} \theta_i}{m_i g_0};$$

$k_{c ijg}$ – коефіцієнт ослаблення сили магнітного тяжіння над одиничною нерівністю у вигляді сходинки рейкового стику;

$k_{\phi ijg}$ – коефіцієнт ослаблення сили магнітного тяжіння над одиничною нерівністю у вигляді просідання кінців рейок на стику;

$k_{\delta ijg}$ – коефіцієнт ослаблення сили магнітного тяжіння над динамічним прогинанням рейкової нитки;

$k_o ijg$ – коефіцієнт ослаблення сили магнітного тяжіння над реально викривленою в плані та профілі рейкою.

Слід зазначити, що гальмівні сили не діють постійно, а виникають (після включення гальм) по команді машиніста локомотива або блоку автоматизованої системи управління рухом в певний момент часу t_n (коли з'являється необхідність почати гальмування). При цьому гальмівні сили прикладаються до локомотива стрибкоподібно і постійно змінюються у зв'язку із змінною дорожньою ситуацією на реальному шахтному рейковому шляху, а також силою на зчепленні (від складу вагонеток, що загальмовуються). Загальна гальмівна сила локомотива в конкретний момент часу буде дорівнювати

$$F_m = \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (F_{inj} + F_{ijg} + F_{ijm}).$$

Після зупинки локомотива або відключення гальм у момент часу t_k , гальмівні сили зникають ($F_m = 0$), а на локомотив продовжують діяти тільки сили опору руху коліс локомотива на рейковому шляху. Тобто $F_m(t)$, $t \in \{t_n, \dots, t_k\}$. Інші сили, наприклад від подовжнього та поперечного ухилів шляху, а також дії на екіпаж доцентрового прискорення при русі в кривих (у плані та профілі) враховуються напряму в рівнянні Лагранжа другого роду [3].

Вирази гальмівних сил, що реалізуються локомотивом через колеса й рейкові гальма, використовують для визначення узагальнених сил в рівнянні Лагранжа другого роду як реакції системи на неголономні зв'язки. Відповідні перетворення і процедури, що виконують над системою нелінійних диференціальних рівнянь, які описують рух шарнірно-зчленованого локомотива по шахтній рейковій колії в режимі гальмування, дозволяють визначати її динамічні параметри (прискорення, швидкість, стійкість).

Вказані параметри можуть бути визначені для випадку руху по реальних ділянках шахтної рейкової колії з експериментально зміряними параметрами (подовжній та поперечний ухили, радіуси кривизни в плані та профілі, довгі й короткі нерівності). Це дає можливість створити локомотив з високими тягово-гальмівними характеристиками для роботи на існуючих шахтних коліях і визначити вимоги до профілю шахтних виробок, що будуються, в яких передбачається використання важких локомотивів нового покоління.

Вперше запропоновано замінювати односторонні неголономні зв'язки коліс шахтного шарнірно-зчленованого локомотива, а також рейкових гальм з рейками при гальмуванні їх реакціями, що задовольняють умові незмінності траєкторії руху звільненої системи (у просторі та в часі) за принципом Д'Аламбера-Лагранжа.

Запропоновано гальмівну силу локомотива визначати як суму гальмівних сил, що реалізуються кожним його гальмівним пристроєм залежно від об'єму перешкод, що шкодять формуванню максимально можливої сили гальмування, необхідної для конкретної колійної ситуації.

ЛИТЕРАТУРА

1. Процив В.В. Устойчивость движения локомотива на закруглениях шахтных рельсовых путей // Изв. вузов. Горный журнал. – 1992. – № 7. – С. 64-69.
2. Мишин В.В., Зайцева О.Б. Математическая модель шахтного секционного локомотива в кривой // Изв. вузов. Горный журнал. – 1992. – № 4. – С. 71-74.
3. Процив В.В. Формування динамічної моделі шахтного шарнірно-зчленованого локомотива, що рухається в режимі гальмування // Науковий вісник НГУ. – 2009. – № 4. – С. 76-83.
4. Сорокина О.В., Кугушев Е.И. Принцип Даламбера-Лагранжа в механических системах с односторонними связями // Препринт ИПМ им. М.В. Келдыша РАН. – 2002. – № 14.
5. Сердюк А.А., Литвин В.В., Процив В.В. Определение бокового скольжения и коэффициента сцепления шахтного локомотива на криволинейных участках рельсового пути с учетом наличия промежуточной среды // Разработка рудных месторождений. – 2005. – Вып. 88 – С. 253-257.
6. Процив В.В., Мона А.Г. Экспериментальное определение характеристик сцепления шахтного локомотива в режиме торможения // Metallurgicheskaya i gornorudnaya promyshlennost'. – 2003 – № 2 – С. 95-97.
7. Ренгевич А.А. Коэффициент сцепления электровозов // Вопросы рудничного транспорта / Под общ.ред. Н.С.Полякова. – М., 1961. – Вып.5. – С.227 – 247.