

ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ

**ЕКОНОМІЧНА КІБЕРНЕТИКА:
ІНСТРУМЕНТИ, МОДЕЛІ І МЕТОДИ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ПІДТРИМКИ
ПРИЙНЯТТЯ РІШЕНЬ**

**Міністерство освіти і науки України
ДНУ «Інститут модернізації змісту освіти»
Український державний університет науки і технологій**

**ЕКОНОМІЧНА КІБЕРНЕТИКА:
ІНСТРУМЕНТИ, МОДЕЛІ І МЕТОДИ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ПІДТРИМКИ
ПРИЙНЯТТЯ РІШЕНЬ**

**Збірник наукових праць
за матеріалами Всеукраїнської інтернет-конференції
1-2 березня 2023 р.**

(Лист ДНУ «Інститут модернізації змісту освіти» №21/08-53 від 19.01.2023 р.)

Дніпро
УДУНТ
2023

Організатори конференції:

кафедра економічної інформатики

Українського державного університету науки і технологій;

Університет імені Альфреда Нобеля;

Національний університет «Запорізька політехніка»

Склад редакційної групи:

Л.М. Савчук, Л.М. Бандоріна, Л.І. Лозовська, К.О. Удачина

Економічна кібернетика: інструменти, моделі і методи інтелектуальної підтримки прийняття рішень : збірник наукових праць за матеріалами Всеукраїнської інтернет-конференції, м. Дніпро, 1-2 березня 2023 р. Дніпро : УДУНТ, 2023. 230 с.

Збірник наукових статей за матеріалами Всеукраїнської інтернет-конференції, присвяченої дослідженню, розробці та використанню інструментів, моделей і методів інтелектуальної підтримки прийняття рішень в бізнесі, науково-практичному опрацюванню результативного застосування у практиці управління сучасних комп'ютерних технологій та вирішенню проблем управління соціально-економічними системами.

Матеріали збірника будуть корисними науковцям, аспірантам, що займаються дослідженнями проблем у сфері економіко-математичного моделювання, розробки та використання комп'ютерних систем та інформаційних технологій в бізнесі, а також практичним працівникам.

Матеріали подано в авторській редакції.

Відповідальність за дотримання норм авторського права, за зміст і достовірність матеріалів несуть автори.

ЗМІСТ

КОМП'ЮТЕРНІ СИСТЕМИ, ЦИФРОВІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ХМАРНІ ОБЧИСЛЕННЯ В ОСВІТІ, НАУЦІ, ТЕХНІЦІ ТА ЕКОНОМІЦІ

Бандоріна Л.М., Дружин І.Є., Петречук Л.М. ІНТЕГРАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЇ FLUTTER ДЛЯ ВИКОНАННЯ РОЗРОБКИ ПЕВНИХ ДОДАТКІВ У СФЕРІ ЕЛЕКТРОННОГО БІЗНЕСУ	6
Бандоріна Л.М., Усенко М.П. ХМАРНИЙ СЕРВІС ЯК СУЧАСНА МОДЕЛЬ НАДАННЯ ПОСЛУГ	12
Єсіна О.Г., Топащенко А.А. ЕКВАЙРИНГ ЯК ІНСТРУМЕНТ БЕЗПЕЧНОЇ ЕЛЕКТРОННОЇ КОМЕРЦІЇ	18
Каніщев І.А. ОЦІНКА ПЕРСПЕКТИВ ЗАПРОВАДЖЕННЯ КОМП'ЮТЕРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ТА ЦИФРОВИХ СИСТЕМ У НАУКОВУ, ТЕХНІЧНУ ТА ІНФОРМАЦІЙНУ СФЕРИ	24
Левковець Н.П., Семенова М.О. DIGITAL-ТЕХНОЛОГІЇ В ОБЛІКУ ГРОШОВИХ КОШТІВ НА ПІДПРИЄМСТВІ	30
Monia A.G., Bychkova D.M. MATHEMATICAL MODELING OF RATIONAL PARAMETERS OF THE MINE LOCOMOTIVE DISC BRAKE IN COMPUTER SYSTEMS	35
Трушкіна Н.В., Чернух Д.В. ТРАНСФОРМАЦІЯ КОРПОРАТИВНОЇ КУЛЬТУРИ ТРАНСПОРТНО-ЛОГІСТИЧНИХ ПІДПРИЄМСТВ В УМОВАХ ДІДЖИТАЛІЗАЦІЇ ...	41

СУЧАСНІ ПІДХОДИ ДО ДОСЛІДЖЕННЯ І РОЗРОБКИ ПРИКЛАДНИХ ІНФОРМАЦІЙНИХ СИСТЕМ

Бакурова А.В., Ведмедєв С.Р., Терещенко Е.В. ПРЕДМЕТНА ОНТОЛОГІЯ «СЕЛЕКЦІЯ СОНЯШНИКУ»	46
Бандоріна Л.М., Лозовська Л.І., Климкович Т.О. КОНЦЕПЦІЯ ІНФОРМАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ ОЦІНКИ ВПЛИВУ СОЦІАЛЬНО-ПСИХОЛОГІЧНИХ ПРИНЦИПІВ НА ПРИЙНЯТТЯ РІШЕНЬ ВІДПОВІДАЛЬНИМИ ОСОБАМИ	51
Kozenkova V.D. USE OF CHATBOTS IN CORPORATE HR SYSTEMS	60

ПРОБЛЕМИ УПРАВЛІННЯ СОЦІАЛЬНО-ЕКОНОМІЧНИМИ СИСТЕМАМИ

Безверхий В.Ю., Леонідов І.Л. МІЖНАРОДНА КОНКУРЕНТОСПРОМОЖНІСТЬ ВИРОБНИКІВ АВТОТРАНСПОРТНИХ ПОСЛУГ В УМОВАХ ЄВРОПЕЙСЬКОЇ ІНТЕГРАЦІЇ	65
Білоцерківець В.В., Ісламов Н.С., Раджабова Г.Ю. В ЛЕЩАТАХ ЕФЕКТУ ГРОНІНГЕНА: ДОСВІД АЗЕРБАЙДЖАНСЬКОЇ РЕСПУБЛІКИ	72
Будякова О.Ю. МЕТОДИ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ПІДТРИМКИ ПРИЙНЯТТЯ РІШЕНЬ НА РИНКУ ПРАЦІ	79

MATHEMATICAL MODELING OF RATIONAL PARAMETERS OF THE MINE LOCOMOTIVE DISC BRAKE IN COMPUTER SYSTEMS

Monia A.G.

PhD, associate professor,

associate professor of the Department of Economic Informatics

Ukrainian State University of Science and Technology

Dnipro, Ukraine

Bychkova D.M.

specialty 122 – Computer Science, 1st year

Ukrainian State University of Science and Technology

Dnipro, Ukraine

Abstract. The rational parameters of the disk brake of a mine locomotive are calculated.

Keywords: *mine locomotive, disk brake, frictional pair, relative sliding, clutch coefficient.*

Introduction. Locomotive haulage is the main modern mode of transport in coal mines and provides more than 70% of cargo transportation by contact and battery locomotives. An increase in the productivity of mine rail transport is possible only with their high reliability.

The braking force, along with the traction force and the durability of the chassis elements, are the main characteristics that determine the efficient operation of a mine locomotive.

A steel or lined wheel is used as an actuator for the drive of a mine locomotive, which, when interacting with the rail, forms a friction pair. Undercarriage suspension system is the least durable link in a mine locomotive's mechanical system. Reliability and durability of units and parts of the running gear, stability and safety of movement, traction and braking force depend on it.

When designing new mine locomotives and assessing the performance of currently used ones, it is necessary to take into account the peculiarities of their operation [1], which are characterized by frequent starts and stops, imperfection of the running gear (the presence of gaps in the axle box and the drive), low coefficient of adhesion (contamination of the rail track surface), the absence of traction control systems, severe dimensional restrictions, etc.

During operation of a mine locomotive, its running gear is a dynamic object, where vibrations are excited due to both the kinematic characteristics of the vehicle and inertial disturbances. Large dynamic loads arise in the drive elements and the running gear, due to the specific rolling process of the wheels, rigidly connected to each other by means of an axle in wheel pairs, along the track surface.

The use of elastic axlebox units, including rubber-metal elements, installed between the surfaces of the guide frame of the locomotive and the side surface of the axlebox unit [2], made it possible to reduce dynamic loads.

The operating characteristics of the wheel-motor unit and the suspension system of the mine locomotive in the process of acceleration and stationary motion were investigated by means of mathematical modeling in [3]. It also shows the advantages of an elastic axlebox unit with rubber-metal elements.

The work [1] describes a mathematical model of the movement of a mine locomotive under conditions of braking with a wheel-shoe brake. It is shown that the choice of rational parameters of a wheel-shoe brake with a sectional brake shoe makes it possible to increase the productivity and safety of locomotive haulage.

In [4, 5], a study of the process of braking a mine locomotive with a disc brake, which creates a pulsating braking torque on the axle of a wheelset, was carried out in order to realize the maximum possible coefficient of adhesion of wheels to rails. Recommendations are given for the analytical selection of the braking torque for various states of the track. Constructive conceptual solutions for the manufacture of a disc brake with a multi-sector disc, which creates a pulsating braking torque, are proposed.

Main part. Article purpose is to calculate the optimal parameters of the drive of a mine locomotive by means of mathematical modeling during braking with a disc brake with a multi-sector disc under real operating conditions.

Forced oscillations of the wheel-motor unit of a mine locomotive (Fig. 1) during braking with a disc brake on a straight horizontal section of a rail track, taking into account the nonlinear characteristic of the interaction of a friction wheel-rail pair, can be described by a system of six second-order differential equations [5].

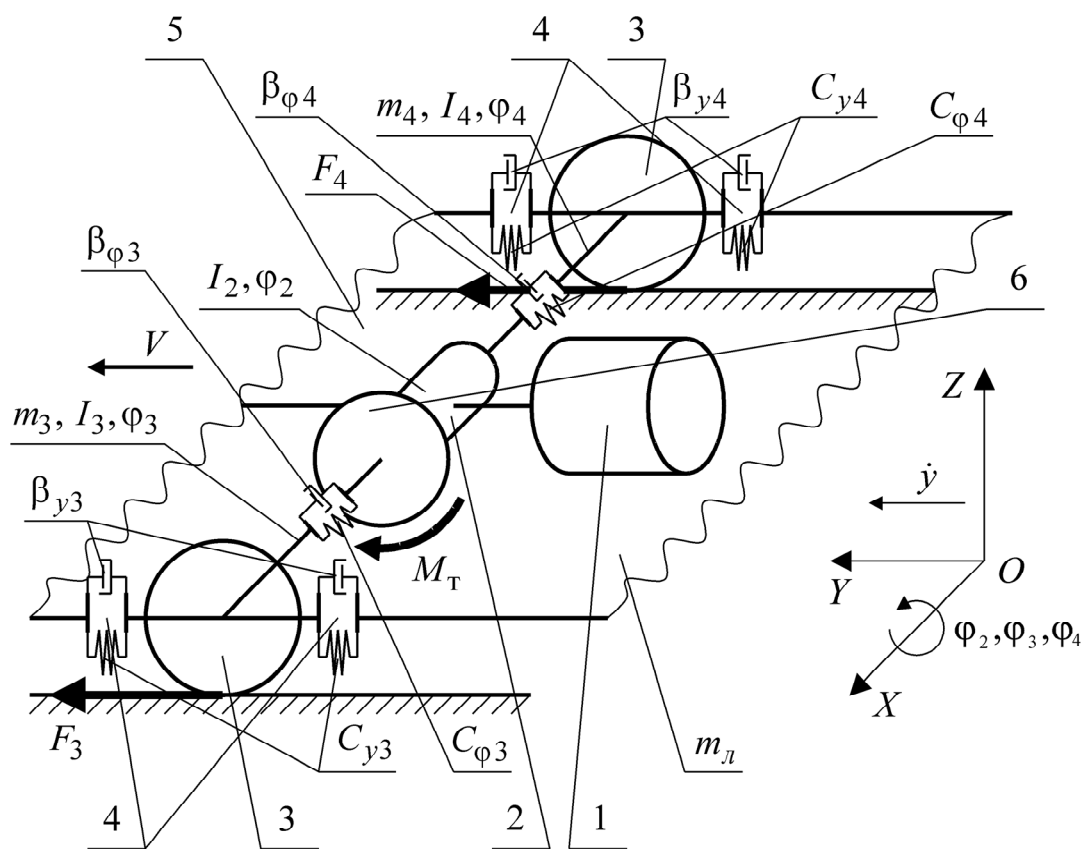


Fig. 1. Calculation scheme of a mine locomotive with a disc brake on the axle of the wheelpair: 1 – traction motor; 2 – reducer; 3 – wheelpair; 4 – elastic elements; 5 – drive trolley frame; 6 – disc brake

$$\left. \begin{aligned}
(m_c/4 - m_3 - m_4) \ddot{y} &= - \left[C_{y3}(y - y_3) + \beta_{y3}(\dot{y} - \dot{y}_3) + C_{y4}(y - y_4) + \right. \\
&\quad \left. + \beta_{y4}(\dot{y} - \dot{y}_4) \right], \\
m_3 \ddot{y}_3 &= C_{y3}(y - y_3) + \beta_{y3}(\dot{y} - \dot{y}_3) + F_3(S_3), \\
m_4 \ddot{y}_4 &= C_{y4}(y - y_4) + \beta_{y4}(\dot{y} - \dot{y}_4) + F_4(S_4), \\
I_3 \ddot{\phi}_3 &= - \left[C_{\phi 3}(\phi_3 - \phi_2) + \beta_{\phi 3}(\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_2) + r F_3(S_3) \right], \\
I_4 \ddot{\phi}_4 &= - \left[C_{\phi 4}(\phi_4 - \phi_2) + \beta_{\phi 4}(\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_2) + r F_4(S_4) \right], \\
I_2 \ddot{\phi}_2 &= C_{\phi 3}(\phi_3 - \phi_2) + \beta_{\phi 3}(\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_2) + C_{\phi 4}(\phi_4 - \phi_2) + \beta_{\phi 4}(\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_2) - \\
&\quad - u M'_b/2,
\end{aligned} \right\} \quad (1)$$

where, m_c is the mass of the composition; m_3 , m_4 are reduced masses of the corresponding wheels; y , y_3 , y_4 are linear movements of the locomotive and the corresponding wheels; $\dot{y}$, $\dot{y}_3$, $\dot{y}_4$ are linear velocities; $\ddot{y}$, $\ddot{y}_3$, $\ddot{y}_4$ are linear acceleration; C_{y3} , C_{y4} are the stiffness coefficients of the corresponding elastic elements; β_{y3} , β_{y4} are coefficients of viscous internal resistance of the corresponding elastic elements; $C_{\phi 3}$, $C_{\phi 4}$ are the stiffness coefficients of the corresponding axle shafts of the wheel-motor unit; $\beta_{\phi 3}$, $\beta_{\phi 4}$ are coefficients of viscous internal resistance of the corresponding axles of the wheel-motor unit; ψ_3 , ψ_4 are adhesion forces of the corresponding wheels; $F_3 = \psi_3(S_3)m_l g/8$, $F_4 = \psi_4(S_4)m_l g/8$ are traction forces of the respective wheels; $\psi_3 = k_1 \left[\text{th}(k_2 S_3) - k_3 S_3 + k_4 S_3^3 \right]$, $\psi_4 = k_1 \left[\text{th}(k_2 S_4) - k_3 S_4 + k_4 S_4^3 \right]$ are coefficients of adhesion of the corresponding wheels (in the braking mode take negative values) [5]; k_1 , k_2 , k_3 , k_4 are numerical coefficients of the mechanical characteristics of the friction pair; $S_3 = (\dot{\phi}_3 r - \dot{y}_3)/\dot{y}_3$, $S_4 = (\dot{\phi}_4 r - \dot{y}_4)/\dot{y}_4$ are relative slip of the corresponding wheels; I_2 is reduced moment of inertia of the gearbox, disc brake and engine relative to the axis of the wheelset, corresponding to one wheelset (depends on the location of the disc brake); I_3 , I_4 are reduced moments of inertia of the corresponding wheels relative to the axis of the wheelset; ϕ_2 , ϕ_3 , ϕ_4

are angular coordinates of the output shaft of the gearbox (axle of the wheel pair) and the corresponding wheels; $\dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_3, \dot{\varphi}_4$ are angular velocities; $\ddot{\varphi}_2, \ddot{\varphi}_3, \ddot{\varphi}_4$ are angular acceleration; r is the radius of the wheel rolling circle; m_l is the mass of the locomotive; g is acceleration of gravity; u is gear ratio of the reducer; M'_b is the moment of braking on the motor shaft.

Let us determine the number of sectors of the brake disc made alternately of 45 HB 415 steel and gray cast iron SCh 15-32 HB 200 in such a way that under real operating conditions the braking distance is minimal. Let us assume that brake pad linings in the form of an annular sector with a central angle $\alpha = \pi/4$ are made of 6KX-1 friction material (cold-formed press material). The friction coefficients for the indicated pairs of disc and friction lining materials are 0.535 and 0.41, respectively [6].

The dependence of the pulsating braking torque on the motor shaft on the angular coordinate of the motor shaft φ_1 can be described with a sufficient degree of accuracy by the expression [5].

$$\begin{aligned} M'_T &= \frac{2}{u} (M_0 - A \sin(n\varphi_2)) = M'_0 - A' \sin(n'\varphi_1) = \\ &= M'_0 \left(1 - A^* \sin(n'\varphi_1) \right) = M'_0 \left(1 - \frac{\mu_1 - \mu_2}{\mu_1 + \mu_2} \sin(n'\varphi_1) \right) \quad (\mu_1 > \mu_2), \quad (2) \end{aligned}$$

where, M_0, M'_0 are the constant components of the braking moments, respectively, on the axle of the wheelset and on the motor shaft; n, n' are the number of periods of a sinusoid per revolution, respectively, of the wheelset axle and the engine shaft; A, A' are amplitudes of oscillations of variable components of the braking moments on the axle of the wheelset and on the engine shaft; $A^* = A'/M'_0 = (\mu_1 - \mu_2)/(\mu_1 + \mu_2)$; μ_1, μ_2 are coefficients of friction for two pairs of disc materials and friction linings.

The system of differential equations (1), taking into account formula (2), was integrated by the Runge-Kutta method using the standard software package «Mathematica» for four states of the rails (covered with sand; covered with sand crushed as a result of a previous trip; wet, clean; covered with liquid coal mud).

The calculation results show that for all four states of the rail track, the braking distance will be minimal when the number of sectors of the brake disc is equal to six.

Conclusions.

1. On the basis of mathematical modeling of the process of braking a mine locomotive with a disc brake with a multi-sector disc, the optimal dynamic and kinematic characteristics of its drive are calculated for given initial data.

2. It has been established that for four states of the rails (covered with sand; covered with sand crushed as a result of a previous trip; wet, clean; covered with liquid coal mud) the braking distance will be minimal when the number of sectors of the brake disc is equal to six.

References:

1. Тормозные устройства шахтных локомотивов: монография / И.А. Таран, А.В. Новицкий; М-во образования и науки Украины, Нац. горн. ун-т. – Д.: НГУ, 2014. – 205 с.

2. Пат. № 32976 А України. Буксове підвішування колісної пари локомотива / В.В. Мішин, О.В. Дерюгін // Відкриття. Винаходи. – 2001. – №1. – С.25.

3. Дерюгин О.В., Зиборов К.А., Сердюк А.А. Определение динамических характеристик ходовой части шахтного локомотива с упругим буксовым узлом в переходных режимах // Гірничя електромеханіка та автоматика: Наук.-техн. зб. – 2002. – Вип. 68. – С. 100-104.

4. Таран И.А. Математическая модель движения рудничного локомотива в условиях торможения. // Вибрации в технике и технологиях. – 1999. – № 3 (12). – С. 47 – 49.

5. Monia A.G. Mathematical modeling of shaft locomotive braking with a pulsing brake moment for determining the characteristics of its drive // Гірничя електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб. – Дніпро, 2019. – Вип. 102. – С. 49-53.

6. Сердюк А.А., Моня А.Г. Торможение шахтного локомотива дисковым тормозом с многосекторным диском // Горный информационно-аналитический бюллетень. – М.: МГГУ, 2004. – С. 241-246.

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ЕКОНОМІЧНА КІБЕРНЕТИКА:
ІНСТРУМЕНТИ, МОДЕЛІ І МЕТОДИ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ПІДТРИМКИ
ПРИЙНЯТТЯ РІШЕНЬ**

Збірник наукових праць
за матеріалами Всеукраїнської інтернет-конференції
1-2 березня 2023 р.

Відповідальна за випуск Л. І. Лозовська

*Матеріали подано в авторській редакції.
Відповідальність за дотримання норм авторського права, за зміст і
достовірність матеріалів несуть автори.*

Український державний університет науки і технологій
2023