



VERIFICATION OF THE DISCRETE MODEL OF A MINE HOIST

OVERENIE DISKRÉTNEHO MODELU BANSKÝCH ČAŽNÝCH STROJOV

Józef HANSEL, Tomasz ROKITA, Marian WÓJCIK

*Akademia górnictwo-hutnicza, Katedra transportu linowego,
al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków*

1. INTRODUCTION

Anticipated values of dynamic forces acting upon hoisting ropes and other hoist elements during emergency braking in movable fender beams are of primary importance for designing. For obvious reasons it is not possible to run industrial tests to determine the actual load for each hoist. Therefore, a model is accepted which might be used to find approximate values of dynamic forces acting upon hoisting ropes during conveyance breaking. On the basis of the analysis of physical models [1, 2, 3] used in hoist descriptions, the authors decided to take the model presented in Fig 1.

The braking process in this model involves cage crashing into movable fender beams. Accordingly, the mass of movable beams and that of the friction brake unit is taken into account. Local conditions for the collision are defined in terms of Kelvin-Voigt model.

The mathematical model of the mine hoist is presented below in the form of a system of equations.

The emergency braking process is divided into two stages:

stage I - conveyance travel to the arresting system,
stage II - cage crashing into movable fender beams
and cage stopping.

A system of equations of motion describes each stage of the process.

1. ÚVOD

Predpokladané hodnoty dynamických síl pôsobiacich na čažné laná a iné zdvížné prvky počas núdzového brzdenia v nosníkoch s pohyblivým ochranným krytom sú najdôležitejšie pre ich konštrukciu. Zo zrejmých dôvodov nie je možné robiť priemyselné skúsky k zisteniu skutočného začaženia pre každé čažné zariadenie. Preto sa prijíma model, ktorý by bolo možné použiť k zisteniu približných hodnôt dynamického začaženia, pôsobiacich na lana čažného zariadenia počas brzdenia pri doprave. Na základe analýzy fyzikálnych modelov (1,2,3) používaných v popise čažných zariadení sa autori rozhodli použiť model uvedený na obr. 1.

Brzdiaci proces v tomto modeli zahrňuje náraz klietky do nosníkov s pohyblivým krytom. Podľa toho sa berú do úvahy hmotnosť pohyblivých nosníkov a hmotnosť trecej brzdy. Miestne podmienky pre zrážky sú definované v podmienkach Kelvin-Voigtovo modelu.

Matematický model banského čažného zariadenia je uvedený ďalej vo forme systému rovníc.

Proces núdzového brzdenia je rozdelený na dve fázy:

- fáza I pohyb dopravného zariadenia k aretačnému systému,
- fáza II náraz klietky do nosníkov s pohyblivým ochranným krytom a zastavenie klietky.

Systém rovníc pohybu popisuje každú fazu procesu.

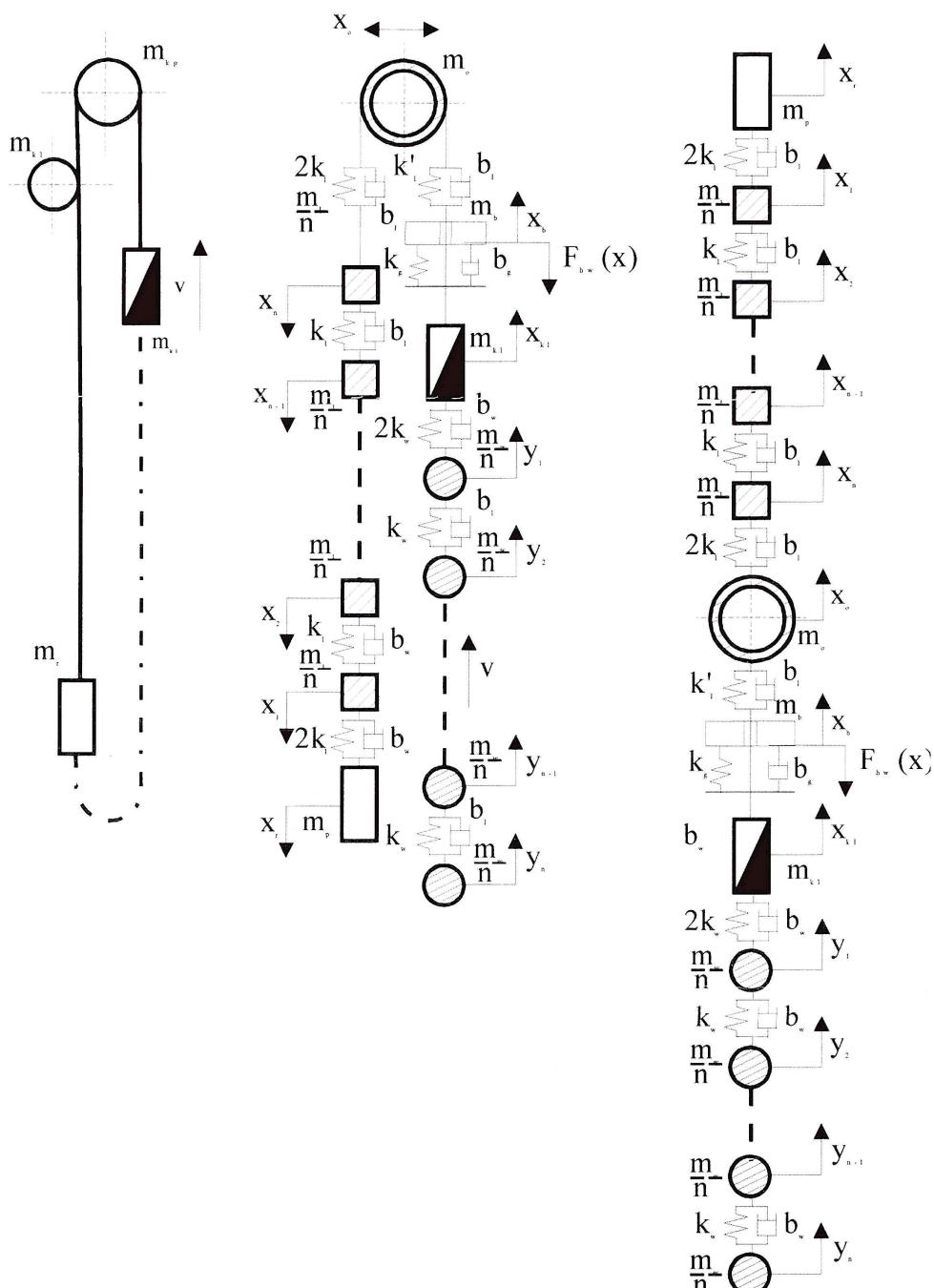


Figure 1 Discrete model of a mine hoist used in analysis of emergency braking in movable fender beams
 Obrázok 1 Diskrétny model banského tažného zariadenie použitý pre analýzu núdzového brzdenia v nosníku s pohyblivým ochranným krytom

Stage I - the conveyance rides towards the arresting device

Fáza I Dopravné zariadenie ide k aretačnému zariadeniu

$$m_p \ddot{x}_p + 2k_1(x_p - x_1) + 2b_1(\dot{x}_p - \dot{x}_1) = 0$$

$$\frac{m_1}{n} \ddot{x}_1 + 2k_1(x_1 - x_p) + 2b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_p) + k_1(x_1 - x_2) + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0$$

$$\begin{aligned}
 & \frac{m_1}{n} \ddot{x}_n + 2k_1(x_n - x_o) + 2b_1(\dot{x}_n - \dot{x}_o) + k_1(x_n - x_{n-1}) + b_1(\dot{x}_n - \dot{x}_{n-1}) = 0 \\
 & m_o \ddot{x}_o + 2k_1(2x_o - x_{kl} - x_n) + 2b_1(2\dot{x}_o - \dot{x}_{kl} - \dot{x}_n) = 0 \\
 & m_{kl} \ddot{x}_{kl} + k_1(x_{kl} - x_o) + b_1(\dot{x}_{kl} - \dot{x}_o) + k_w(x_{kl} - y_1) + b_w(\dot{x}_{kl} - \dot{y}_1) = 0 \\
 & \frac{m_w}{n} \ddot{y}_1 + 2k_w(y_1 - y_2 - x_{kl}) + 2b_w(\dot{y}_1 - \dot{y}_2 - \dot{x}_{kl}) = 0
 \end{aligned} \tag{1}$$

$$\frac{m_w}{n} \ddot{y}_n + k_w(y_n - y_{n-1}) + b_w(\dot{y}_n - \dot{y}_{n-1}) = 0$$

Stage II - the conveyance crashes into the movable fender beams

Fáza II - dopravné zariadenie naráža do nosníkov s pohyblivým krytom

$$m_p \ddot{x}_p + 2k_1(x_p - x_1) + 2b_1(\dot{x}_p - \dot{x}_1) = 0$$

$$\frac{m_1}{n} \ddot{x}_1 + 2k_1(x_1 - x_p) + 2b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_p) + k_1(x_1 - x_2) + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0$$

$$\frac{m_1}{n} \ddot{x}_n + 2k_1(x_n - x_o) + 2b_1(\dot{x}_n - \dot{x}_o) + k_1(x_n - x_{n-1}) + b_1(\dot{x}_n - \dot{x}_{n-1}) = 0$$

$$m_o \ddot{x}_o + 2k_1(2x_o - x_{kl} - x_n) + 2b_1(2\dot{x}_o - \dot{x}_{kl} - \dot{x}_n) + F_{hb}(t) = 0$$

$$m_b \ddot{x}_b + k_g(x_b - x_{kl}) + b_g(\dot{x}_b - \dot{x}_{kl}) + F_{hw}(x) = 0$$

$$m_{kl} \ddot{x}_{kl} + k_1(x_{kl} - x_o) + b_1(\dot{x}_{kl} - \dot{x}_o) + k_g(x_{kl} - x_b) + b_g(\dot{x}_{kl} - \dot{x}_b) + k_w(x_{kl} - y_1) + b_w(\dot{x}_{kl} - \dot{y}_1)$$

$$\frac{m_w}{n} \ddot{y}_1 + 2k_w(y_1 - y_2 - x_{kl}) + 2b_w(\dot{y}_1 - \dot{y}_2 - \dot{x}_{kl}) = 0$$

$$\frac{m_w}{n} \ddot{y}_n + k_w(y_n - y_{n-1}) + b_w(\dot{y}_n - \dot{y}_{n-1}) = 0$$

The initial conditions are as follows:

Počiatočné podmienky sú nasledovné:

$$x_p(0) = x_1(0) = x_n(0) = x_o(0) = x_b(0) = x_{kl}(0) = y_1(0) = y_n(0) = 0$$

$$\dot{x}_p(0) = \dot{x}_1(0) = \dot{x}_n(0) = \dot{x}_o(0) = \dot{x}_{kl}(0) = \dot{y}_1(0) = \dot{y}_n(0) = v$$

$$\dot{x}_b(0) = 0$$

The condition for transition from stage I to stage II:

Podmienky pre prechod z fázy I do fázy II:

$$x_{kl}(t)=h$$

While modelling hoisting and balance ropes, each rope is divided into 'n' sections and an equivalent mass is imposed in the middle (Fig 1).

The elastic constant of hoisting and balance ropes is derived from the formula:

Počas modelovania ťažného a vyrovnávacieho lana je každé lano rozdelené na „n“ sekcií a ekvivalentná hmotnosť sa vkladá do stredu (obr. 1).

Pružná konštantá ťažného a vyrovnávacieho lana je odvodnená zo vzorca:

$$k_l = \frac{E_l A_l}{\Delta L_l} \quad (3)$$

$$k_w = \frac{E_w A_w}{\Delta L_w} \quad (4)$$

where: $\Delta L_l (\Delta L_w)$ - distance between concentrated masses of hoisting (or balance) ropes connected with an elastic and damping element.

Kde $\Delta L_l (\Delta L_w)$ - sú vzdialenosť koncentrovaných hmotností ťažného (alebo vyrovnávacieho) lana, spojených s pružným a tlmiacim prvkom.

$$\Delta L_l = L_n/n \quad (5)$$

$$\Delta L_w = L_w/n \quad (6)$$

L_n - the length of the hoisting rope over the conveyance in the shaft bottom

L_n - dĺžka ťažného lana nad dopravnou nádobou,

L_w - the length of the balance rope underneath the conveyance in the shaft top

L_w - dĺžka vyrovnávacieho lana pod dopravnou nádobou

n- number of discretised rope sections

n - počet uvažovaných sekcií lana

It is assumed that for the hoisting rope section between the cage and the pulley :

Predpokladá sa, že pre sekciu ťažného lana medzi klietkou a kladkou:

$$\Delta L_l = L_l - x_{kl} \quad (7)$$

x_{kl} - cage displacement

Koeficienty tlmenia pre ťažné a vyrovnávacie laná sú odvodnené zo vzorcov:

$$b_l = \frac{E_l A_l}{\Delta L_l} \cdot \ddot{a}_l \quad (8)$$

$$b_w = \frac{E_w A_w}{\Delta L_w} \cdot \ddot{a}_w \quad (9)$$

The basic parameters of the system which determine model functioning were identified [4].

Základné parametre systému, ktoré určujú fungovanie modelu, boli identifikované (4)

2. RESULTS OF COMPUTER SIMULATION OF CONVEYANCE EMERGENCY BRAKING IN MOBILE FENDER BEAMS

2. VÝSLEDKY POČÍTAČOVEJ SIMULÁCIE NÚDZOVÉHO BRZDENIA DOPRAVNÉHO ZARIADENIA V NOSNÍKOCH S POHYBLIVÝMI KRYTMI

Equations (1) and (2) were solved using the computer program MatLab/SimuLink. The values of process parameters used in simulation are summarised in Table 1.

Time variations of braking parameters, such as

Rovnice (1) a (2) boli riešené s použitím programu matLab/SimulLink. Hodnoty procesných parametrov, použité v simulácii, sú zhrnuté v tabuľke 1.

Časové variácie parametrov brzdenia, ako sú sily

forces acting upon hoisting ropes, cage deceleration, cage velocity and braking distance are depicted in Fig 2.

It can be seen (Fig 2) that maximal forces acting upon hoisting ropes during simulation are:

- 165 kN for the velocity $v = 1$ m/s (measured value - 262 kN)
- 289 kN for the velocity $v= 2$ m/s (measured value - 333 kN)

pôsobiace na ťažné laná, spomaľovanie klietky, rýchlosť klietky a brzdná vzdialenosť, sú zobrazené na obr. 2.

Ako je možné vidieť na obrázku 2, maximálne sily pôsobiace na ťažné laná počas simulácie sú:

- 165 kN pre rýchlosť $v =1$ m/s (nameraná hodnota – 262 kN)
- 298 kN pre rýchlosť $v =m/s$ (nameraná hodnoty – 333 kN)

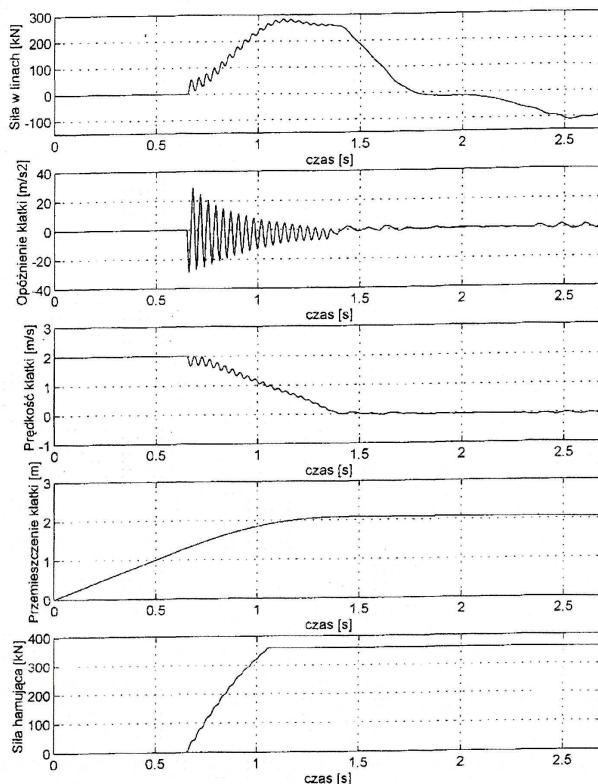


Figure 2 Results of computer simulation of emergency braking in movable fender beams in the shaft "Bartosz". Velocity of conveyance ride towards the arrestor $v= 2$ m/s.

Obrázok 2 Výsledky počítačovej simulácie núdzového brzdenia v nosníkoch s pohyblivými krytmi v šachte „Bartosz“. Rýchlosť jazdy dopravného zariadenia smerom k aretačnému zariadeniu $v = 2$ m/s.

These values are lower than those measured during industrial tests, the difference gets smaller with an increase in cage motion velocity (for $v = 2$ m/s the difference is nearing 13 %). That is mainly due to greater force of the friction brake (the force with which it actually acts upon the hoist) than the nominal value. The power of the friction brake depends to a large extent on elastic properties of the element present in the system. However, because of most difficult conditions in the shaft (humidity, presence of dust, rapid temperature changes) the properties (mechanical characteristics) of this elastic element might slightly change, which leads to an increase of the actual braking power. This phenomenon was observed in the shaft Bartosz II.

Tieto hodnoty sú nižšie ako namerané hodnoty počas prevádzkových testov, tento rozdiel sa zmenšuje s nárastom rýchlosťi pohybu klietky (pre $v= 2$ m/s) sa rozdiel približuje 13 %. Toto je v dôsledku väčzej sily trecej brzdy (sila, ktorou táto pôsobí na ťažné zariadenie) ako je nominálna hodnota. Sila trecej brzdy závisí vo veľkej miere na vlastnostiach pružnosti prvku, prítomného v tomto systéme. Avšak vzhľadom na najťažšie podmienky v šachte (vlhkosť, prach, rýchle zmeny teploty) sa vlastnosti (mechanické charakteristiky) tohto elastického prvku môžu nepatrne meniť, čo vedie k nárastu skutočnej brzdnej sily. Tento jav bol pozorovaný v šachte Bartosz II.

Table 1
Tabuľka 1

	Parameter	Value
1	Mass of the cage with its load	$m_{k1} = 18892 \text{ kg}$
2	Mass of the counterweight	$m_p = 12642 \text{ kg}$
3	Mass of movable fender beams with HS2W-2	$m_b = 2050 \text{ kg}$
4	Unit mass of hoisting ropes	$q_{ln} = 12.04 \text{ kg/m}$
5	Unit mass of balance ropes	$q_{lw} = 12.80 \text{ kg/m}$
6	Reduced mass of rotating elements	$m_o = 58000 \text{ kg}$
7	Velocity of ride	$v = 1, 2, 3 \text{ m/s}$
8	Metallic cross-section of the hoisting ropes	$A_1 = 1.2148 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$
9	Young's modulus of hoisting ropes	$E_1 = 1.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
10	Metallic cross-section of balance ropes	$A_w = 0.652 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$
11	Young's modulus of balance ropes	$E_n = 0.8 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
12	Length of the hoisting rope over the conveyance in the shaft bottom	$L_n = 700 \text{ m}$
13	Length of the balance rope under the conveyance in the headframe	$L_w = 660 \text{ m}$
14	Length of the hoisting rope between the cage in the headframe structure and the pulley	$L_1 = 50 \text{ m}$
15	Damping coefficient for ropes	$\alpha = 0.05 \text{ s}$
16	Total braking power of HS2W-2	360000 N
17	Coefficient of elasticity of rubber	$k_g = 25 \text{ MPa/m}$
18	Damping coefficient for rubber	$b_g = 8000 \text{ Ns/m}$

As far as simulated force pattern is concerned, it is slightly different from the real one (Fig 3). The braking distance and hoist oscillations after the conveyance is topped are different. It is difficult, however, to represent the actual impacts (damping, elasticity) of the headframe through which the loads are conveyed to the braking strips by means of a system of equations describing the hoist model. Hoist resistance to motion, though neglected in the model, is probably of some importance too. The (simulated) maximal cage deceleration are:

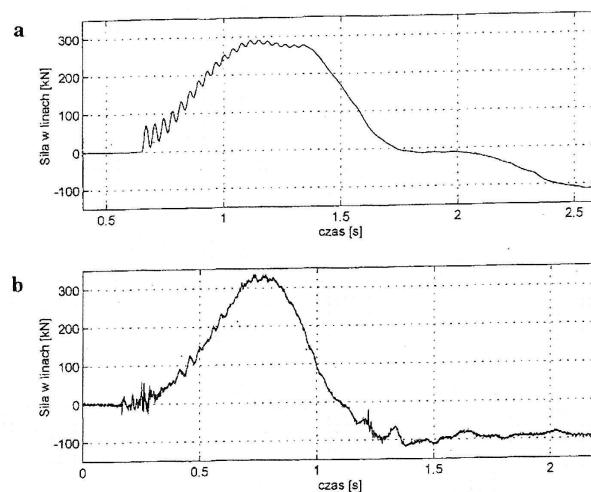
- 20 m/s^2 at $v = 1 \text{ m/s}$
- 31 m/s^2 at $v = 2 \text{ m/s}$

These values are considerably smaller than instantaneous (measured) cage decelerations. However, from the point of view of safety, they are not as important as force values, hence cage decelerations are taken to be acceptable.

Pokiaľ ide o simulovanú charakteristiku sily, táto je nepatrene odlišná od skutočnej (obr. 3). Brzdná vzdialenosť a oscilácia zdvižného zariadenia potom, čo dopravné zariadenie dosiahne vrchol (výjazdnej povaly) sú odlišné. Je ľahké zobrazovať skutočné vplyvy (tlmenie, pružnosť) ľahnej veže, cez ktorú je náklad dopravovaný, k brzdným dráham pomocou systému rovníc, popisujúcim model zdvihu (ľahký model). Odpor zdvižného zariadenia voči pohybu, hoci je tento v modeli nezohľadnený, má pravdepodobne tiež nejakú dôležitosť. (Simulované) maximálne spomalenie klietky je:

- 20 m/s^2 at $v = 1 \text{ m/s}$
- 31 m/s^2 at $v = 2 \text{ m/s}$

Tieto hodnoty sú značne nižšie, než okamžité (namerané) spomalenia klietky. Avšak z pohľadu bezpečnosti sú tieto nie také dôležité ako hodnoty sily, preto spomalenia klietky sa považujú za prijateľné.



*Figure 3 Comparison of forces in bearing ropes (velocity of conveyance ride towards the arrestor
 $v = 2 \text{ m/s}$):*

a) results of simulation, b) measurement results

Obrázok 3 Porovnanie súl v ťažných lanách (rýchlosť pohybu dopravného zariadenia smerom k aretačnému zariadeniu $v = 2 \text{ m/s}$):
a) výsledky simulácie, b) namerané výsledky

3. CONCLUSIONS

Force values obtained from computer simulation are acceptable thus confirming the validity of the accepted hoist model during emergency braking in movable fender beams.

3. ZÁVER

Hodnoty súl, ktoré boli získané simuláciou pomocou počítača, sú prijateľné, čím sa potvrdzuje platnosť prijatého modelu zdvižného zariadenia počas núdzového brzdenia v nosníkoch s pohyblivými krytkami.

REFERENCES / LITERATÚRA

- [1] Rokita T. *Analysis of dynamic processes during emergency braking in movable fender beams*. Doctor's thesis, Kraków 1999
- [2] Hansel J., Wójcik M., Rokita T.: *Emergency arresting systems on free ways in mine hoists*. Journals of the Institute of Cable Transport no 7, Kraków 1996
- [3] Tejszerska D.: *Modelling of transvers - longitudinal vibrations of the hoisting system*. Journals of Silesian Polytechnics, Mechanics no 13, Gliwice 1995
- [4] Hankus J.: *Operating tests of movable fender beams in mine hoists*. Journals of the Department of Applied Mechanics of the Silesian Polytechnics.

Reviewal / Recenzia: prof. Ing. Ján Boroška, CSc.