

## Model półaktywnego zawieszenia kabiny kolejki spągowej

### Streszczenie

Operatorzy kolejek spągowych są narażeni na działanie drgań przenoszonych przez kabiny maszyn. Drgania w dłuższym horyzoncie czasowym mogą wpływać niekorzystnie na stan ich zdrowia. Jedną z możliwości redukcji szkodliwego wpływu drgań jest odpowiednie zawieszenie kabiny ograniczające ich tłumienia. Coraz popularniejszym rozwiązaniem w tego typu zawieszaniach są tłumiki magneto-reologiczne (MR). W artykule przedstawiono model matematyczny zawieszenia kabiny kolejki spągowej wyposażonej w półaktywne tłumiki MR oraz modele odwrotne wykonane na podstawie danych eksperymentalnych pochodzących z badań tłumika Lord RD-8040-1.

### Summary

Operator of floor-mounted railway is exposed to vibrations transmitted by the machine cabin. In long time horizon, the vibrations can be harmful to operator's health. Proper suspension of the cabin is one of the possible solutions to reduce harmful impact of these vibrations. At present magnetorheological (MR) dampers are more and more popular solution used in such suspensions. Mathematical model of suspension of floor-mounted railway cabin, equipped with semi-active MR dampers, as well as reverse models of these dampers made on the basis of experimental data obtained in the tests of Lord RD-8040-1 damper, are presented.

**Słowa kluczowe:** kolejka spągowa, model fizyczny zawieszenia kabiny, drgania, tłumik magneto-reologiczny

**Keywords:** floor-mounted railway, model of the cabin suspension, vibrations, magnetorheological damper

## 1. Wprowadzenie

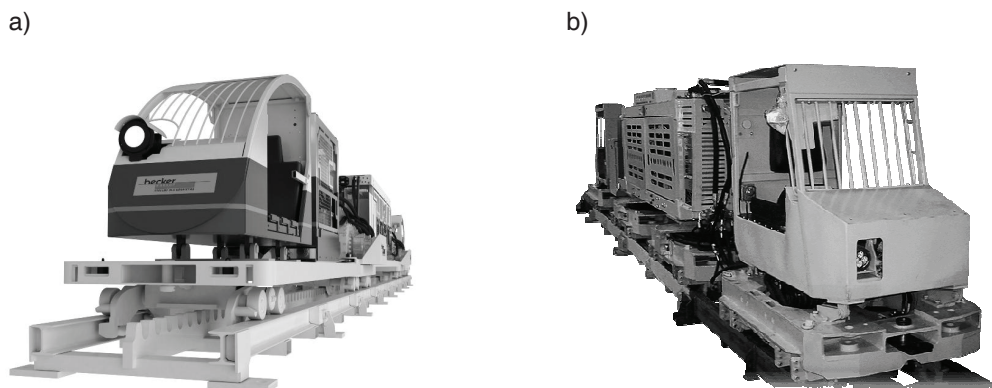
Kolejki spągowe są jednymi ze środków transportu w kopalniach, służącymi do przewozu pracowników oraz transportu materiałów i urządzeń [13]. Na kolejkę w trakcie ruchu oddziałuje szereg sił powodujących jej drgania, które są przenoszone na ciało operatora. Dłuższa ekspozycja operatora na drgania może prowadzić do utraty koncentracji, pogorszenia stanu zdrowia lub kontuzji [7]. Dopracowywanie konstrukcji maszyn górniczych i zwiększanie ich bezpieczeństwa jest działaniem powszechnym [8, 9, 10, 11, 12]. Dlatego proponuje się opracowanie półaktywnego zawieszenia kabiny, którego celem będzie tłumienie drgań i podniesienie komfortu pracy. Działanie to może ograniczyć oddziaływanie drgań na operatora kolejki. Punktem wyjścia do opracowania układu zawieszenia jest model matematyczny zawieszenia wyposażonego w tłumiki MR. Zastosowanie tego typu urządzeń wykonawczych może obniżyć koszty wdrożenia (w porównaniu do zawieszenia aktywnego) przy minimalnym pogorszeniu charakterystyk tłumienia drgań. Tłumiki MR są coraz powszechniej używane głównie w przemyśle motoryzacyjnym oraz wojskowym. Wykorzystywane są także w medycynie (protezy kończyn [16, 17]) oraz w przemyśle RTV-AGD (np. układ zawieszenia bębna pralki automatycznej [18]). Badania tego typu były prowadzone w ośrodkach krajowych [4] i zagranicznych.

## 2. Obiekt badań

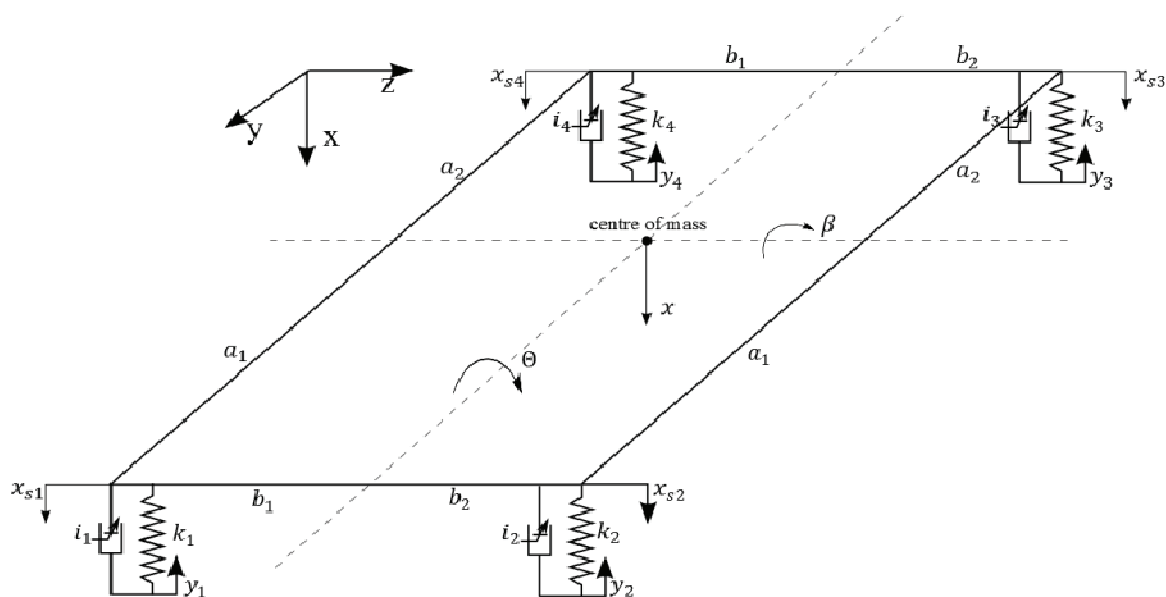
Obiektem badań jest kolejka spągowa, przedstawiona na rysunku 1. Kabina operatora jest podparta na ramie maszyny w czterech miejscach. Każdą z podpór wyposażono we wkładkę gumową zapewniającą częściowe tłumienie drgań. Autor proponuje zastąpienie wkładek gumowych tłumikami MR ze sprężyną. W niniejszym artykule skupiono się na modelu kabiny wyposażonej w tego typu rozwiązanie.

Zawieszenie kabiny kolejki spągowej można przedstawić jako prostokątną płytę o trzech stopniach swobody (rys. 2). Płyta jest podparta w czterech punktach tłumikami MR ze sprężynami, które są przytwierdzone do ramy maszyny. Rama maszyny nie podlegała modelowaniu. Przyjęto, że drgania są przenoszone przez ramę bez zniekształceń i opóźnień w fazie.

Szerokość i długość kabiny oznaczono odpowiednio  $a$  i  $b$ . Punkt ciężkości płyty znajduje się w odległości  $a_1$  od przodu kabiny oraz w odległości  $b_1$  od lewego boku kabiny. Przejazd kolejki spągowej wpływa na położenie, prędkość i przyspieszenie środka masy kabiny w osi X, położenie kątowe, prędkość kątową i przyspieszenie kątowe środka masy w osi Y, jak również położenie kątowe, prędkość kątową i przyspieszenie kątowe środka jej masy w osi Z.



Rys.1. a) Kolejka spągowa zębata spalinowa firmy Becker [14], b) Kolejka spągowa spalinowa firmy Vacat [15]



Rys.2. Model fizyczny zawieszenia kabiny kolejki spągowej [Źródło: opracowanie własne]

### 3. Model zawieszenia kabiny

Złożoność modelu fizycznego zawieszenia kabiny może komplikować opracowanie algorytmu sterowania. Aby tego uniknąć, proponuje się dekompozycję modelu pełnego na dwa sprzężone modele o dwóch stopniach swobody oraz na cztery sprzężone modele o jednym stopniu swobody. Opracowanie grupy modeli umożliwi późniejsze ich wykorzystanie na etapie projektowania algorytmu sterowania.

#### 3.1. Model o dwóch stopniach swobody

Na rysunku 3 zaprezentowano model o dwóch stopniach swobody, w którym równomiernie rozłożona jest masa w postaci prostopadłościanu, o znanej masie  $m$  i punkcie ciężkości oddalonym od przodu kabiny o odległość  $l_1$  i od tyłu kabiny o odległość  $l_2$ .

Wektor przemieszczenia środka ciężkości oznaczono jako  $x$ , natomiast kąt obrotu masy względem osi  $Z$  oznaczono jako  $\theta$ . Przemieszczenia przedniej i tylnej

części kabiny oznaczono kolejno jako  $x_{s1}$  oraz  $x_{s2}$ . Wymuszenie pochodzące od trasy kolejki, oddziałujące na przednią i tylną część kabiny, oznaczono kolejno jako  $z_1$  oraz  $z_2$ . Siły tłumiące tłumików MR1 oraz MR2 to kolejno  $F_1$  oraz  $F_2$ . Tłumienia konstrukcyjne oznaczono współczynnikami  $c_1$  oraz  $c_2$ . Współczynniki sprężyny przedniej i tylnej oznaczono jako  $k_1$  oraz  $k_2$ . Dla powyższego modelu równanie matematyczne opisano według zależności (1):

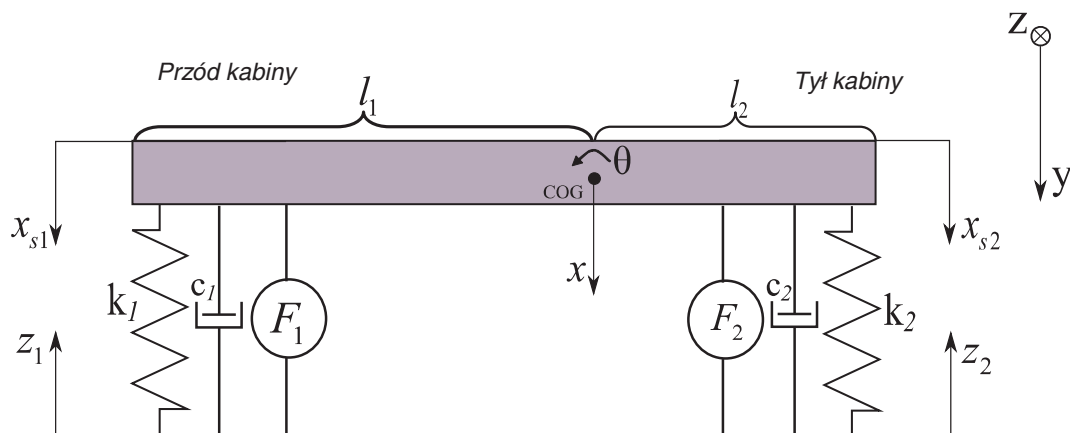
$$M \ddot{q} + C \dot{q} + Kq = W \dot{z} + Zz + Uf \quad (1)$$

gdzie:

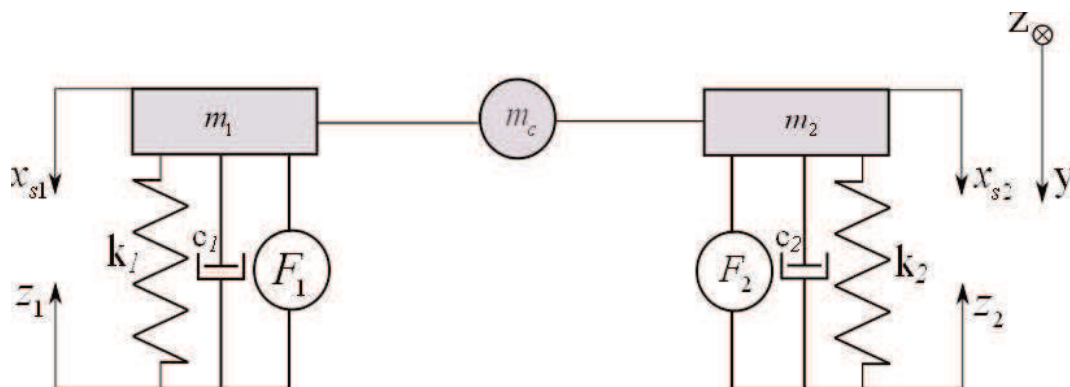
$z = [z_1 \ z_2]^T$  – wektor wymuszenia od drogi,

$f = [F_1 \ F_2]^T$  – wektor sił pochodzących z tłumików MR,

$q = [x \ \theta]^T$  – wektor współrzędnych uogólnionych modelu.



Rys.3. Model o dwóch stopniach swobody z równomiernie rozłożoną masą [Źródło: opracowanie własne]



Rys.4. Model o dwóch stopniach swobody zawieszenia kolejki po rozprzęgnięciu masy kabiny [Źródło: opracowanie własne]

Na rysunku 4 przedstawiono model półkowy w postaci dwóch układów o jednym stopniu swobody o znanych masach  $m_1$  i  $m_2$  oraz masie centralnej  $m_c$  skupionej w punkcie ciężkości kabiny. Masę centralną wyznaczono tak, aby zachować współczynnik bezwładności bryły oraz masę całkowitą kabiny.

Przesunięcia przedniej i tylnej części kabiny oznaczono kolejno jako  $x_{s1}$  oraz  $x_{s2}$ . Wymuszenie pochodzące od drogi, oddziałujące na przednią i tylną część kabiny oznaczono kolejno jako  $z_1$  oraz  $z_2$ . Siły tłumiące tłumików MR1 oraz MR2 to kolejno  $F_1$  oraz  $F_2$ . Tłumienia konstrukcyjne oznaczono współczynnikami  $c_1$  oraz  $c_2$ . Współczynniki sprężystości przedniej i tylnej oznaczono jako  $k_1$  oraz  $k_2$ . Dla powyższego modelu równanie matematyczne przyjmuje postać:

$$m_j \ddot{x}_{sj} + k_j x_{sj} = k_j z_j + F_j \quad (2)$$

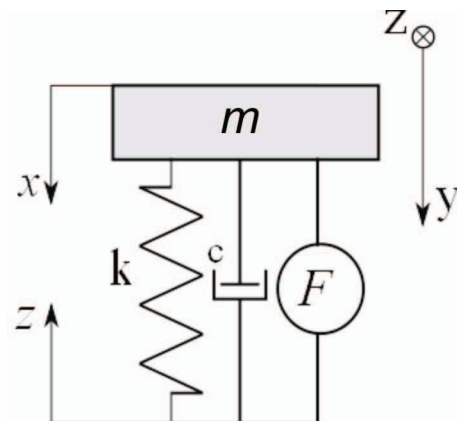
gdzie:

- $m_j$  – masa j-tego modelu o jednym stopniu swobody,
- $k_j$  – współczynnik sprężystości j-tego modelu,
- $x_{sj}$  – wektor przesunięcia j-tego modelu,
- $z_j$  – zakłócenie od drogi wpływające na j-ty model,

$F_j$  – siła pochodząca z j-tego tłumika MR oraz  $j \in \{1,2\}$

### 3.2. Model o jednym stopniu swobody

Masa  $m$  modelu porusza się w osi  $y$ , przesunięcie masy opisane jest wektorem  $x$ , natomiast wymuszenie od drogi oznaczono jako  $z$ . Współczynnik sprężystości i współczynnik tłumienia konstrukcji oznaczono kolejno jako  $k$  oraz  $c$ . Siła pochodząca z tłumika MR jest oznaczona jako  $F$ .



Rys.5. Model o jednym stopniu swobody [Źródło: opracowanie własne]

Równanie matematyczne modelu o jednym stopniu swobody przyjmuje poniższą postać:

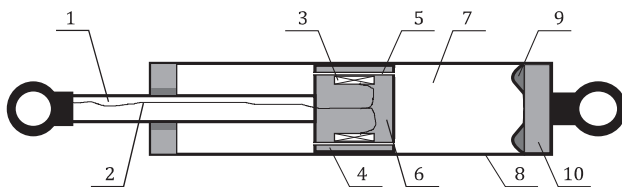
$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = c\dot{z} + kz + F \quad (3)$$

gdzie:

- $m$  – masa modelu,
- $c$  – współczynnik tarcia modelu,
- $k$  – współczynnik sprężystości modelu,
- $F$  – siła pochodząca z tłumika MR,
- $x$  – wektor przemieszczenia masy modelu,
- $z$  – zakłócenie od drogi wpływające na model.

#### 4. Tłumik magnetoreologiczny

Tłumik magnetoreologiczny jest obiektem badań wielu ośrodków. Modelowanie tłumika można znaleźć w [1, 2, 3]. Tłoczek tłumika porusza się w cylindrze wypełnionym cieczą magnetoreologiczną, która jest mieszaniną oleju mineralnego i ferromagnetycznych opiłków. W tłoku zabudowana jest cewka elektromagnetyczna, której przewody, doprowadzające prąd, są wyprowadzone na zewnątrz urządzenia przez tłoczek. Dodatkowo w tłoku wykonano szczeliny pierścieniowe umożliwiające przepływ cieczy pomiędzy komorami tłumika. Elementem zabezpieczającym tłok przed uderzeniem w dno tłumika jest membrana. Spośród rozwiązań dostępnych na rynku wyróżnić można urządzenia firm: Lord, Delphi oraz Tenneco. W poniższym artykule zaprezentowano wyniki badań tłumika firmy Lord, model RD-8041-1. Budowę tłumika MR przedstawiono na rysunku 6.

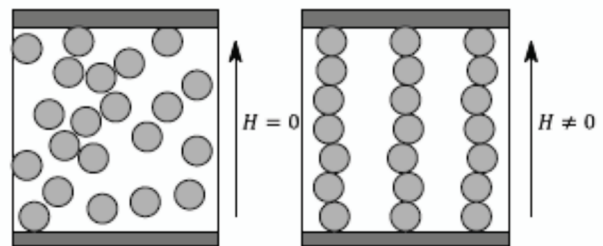


Rys.6. Budowa tłumika MR: 1 - tłoczek, 2 - przewody doprowadzające prąd do cewki, 3 - cewka, 4 - pierścień, 5 - szczelina pierścieniowa, 6 - tłok, 7 - ciecz MR, 8 - cylinder, 9 - membrana, 10 - dno tłumika  
[Źródło: opracowanie własne]

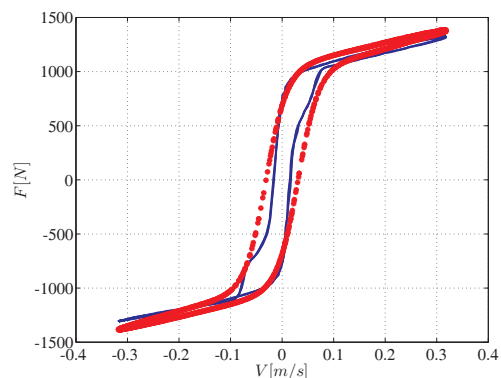
Zastosowana w tłumiku ciecz magnetoreologiczna zmienia swoje właściwości pod wpływem pola magnetycznego. Wraz ze wzrostem natężenia pola rośnie stopień uporządkowania elementów ferromagnetycznych, natomiast przy braku natężenia pola elementy są rozmieszczone w oleju losowo. Wzrost stopnia uporządkowania elementów ferromagnetycznych przekłada się na wzrost siły tłumiącej urządzenia.

Zależność siły tłumienia od prędkości tłoczyska jest nieliniowa i przybiera kształt histerezy. Przykładową charakterystykę wartości siły od prędkości tłoczyska

dla stałego natężenia prądu na cewce tłumika równego 0,2 A przedstawiono na rysunku 8.



Rys.7. Poglądowy widok cieczy magnetoreologicznej przy braku i w obecności pola magnetycznego.  
[Źródło: opracowanie własne]



Rys.8. Charakterystyka prędkościowo-siłowa tłumika MR dla wartości natężenia prądu  $I = 0,2$  A  
[Źródło: opracowanie własne]

W procesie identyfikacji parametrów modelu tłumika MR wykonano charakterystyki prędkościowo-siłowe w odniesieniu do różnych wartości natężenia prądu: 0,1 A, 0,2 A, 0,5 A, 0,75 A, 1 A oraz dla tłumienia pierwotnego – bez zasilania. Model można parametryzować dla kilku przedziałów natężenia prądu, ponieważ jest on wtedy lokalnie liniowy. Prowadzi to do wykonania kaskady modeli, na podstawie której opracowano w kolejnym kroku kaskadę modeli odwrotnych. Koncepcja kaskady modeli odwrotnych wymagała zastosowania bloku wnioskowania, w którym zapada decyzja, który model lokalny umożliwia wyznaczenie dokładnej wartości natężenia prądu. Blok ten umieszczono za kaskadą. Wymuszało to wykonywanie większej ilości obliczeń w każdym kroku przekształcania siły na natężenie prądu, jednak uwzględniało fakt nakładania się charakterystyk prędkościowo-siłowych dla różnych wartości natężeń prądu na cewce tłumika. Skorzystano w artykule z modelu tłumika z funkcją hiperboliczną, który został szeroko opisany w [5, 6] i przyjmuje postać:

$$F_n = F_c \operatorname{tgh}(b(\dot{x} - \dot{z}) + p_1(x - z)) + c_0(\dot{x} - \dot{z}) + p_2(x - z) \quad (4)$$

gdzie:

- $F_c$  – siła graniczna płynięcia cieczy w postaci wielomianu pierwszego stopnia,
- $c_0$  – współczynnik tarcia wiskotycznego w postaci wielomianu pierwszego stopnia,

- $b$  – współczynnik odwzorowujący gładkie przejścia w obszar płynięcia plastycznego cieczy MR,
- $p_1, p_2$  – parametry określające szerokość pętli histerezy.

Powyższa forma modelu zapewnia jego odwracalność. W wyniku tej operacji model odwrotny tłumika MR opisujący zależność prędkości tłoczyska oraz pożądanej sile tłumika od wartości natężenia prądu i przyjmuje poniższą postać:

$$i = \frac{F_t - C_2 \operatorname{tgh}(b(y + p_1 \dot{y}) - C_4(y + p_2 \dot{y}))}{C_1 \operatorname{tgh}(b(y + p_1 \dot{y}) - C_3(y + p_2 \dot{y}))} \quad (5)$$

gdzie:

- $C_1, C_2, C_3, C_4$  – współczynniki wielomianów pierwszego stopnia parametrów  $F_c$  i  $c_0$ ,
- $y$  – przemieszczenie tłoczyska tłumika MR.

## 5. Podsumowanie

W artykule przedstawiono problem wpływu drgań przenoszonych przez ramę kolejki spągowej na ciało operatora znajdującego się w jej kabinie oraz urządzenie wykonawcze ograniczające ich tłumienie. Przedstawiono koncepcję umiejscowienia tłumików pomiędzy ramą a kabiną maszyny oraz w oparciu siedziska operatora. Wykonano modele fizyczne i matematyczne, a także przedstawiono modelowanie proste i odwrotne tłumika MR. Przedstawione modele stanowią punkt wyjścia do etapu projektowania układu sterowania, tj. do rozprzęgania układu i znajdowania zależności między prostymi modelami o dwóch i jednym stopniu swobody, a modelem pełnym o trzech stopniach swobody. Takie podejście według autora uprości proces przygotowania algorytmu i znajdzie zastosowanie w kaskadowym sterowaniu procesami przemysłowymi.

## Literatura

1. Bouc R.: Forced vibration of mechanical systems with hysteresis, Proceedings of the Fourth Conference on Nonlinear Oscillations, 1967, Prague.
2. Guo S., Yang S., Pan C., Dynamic modeling of magnetorheological damper behaviors, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2006, vol. 17, no. 1, pp. 3-14, DOI10.1177/1045389X06055860.
3. Plaza K.: Modelling and Control for Semi-Active Vibration Damping, PhD dissertation, Silesian University of Technology, 2008.
4. Sapiński B., 2008, Real-time control of magnetorheological dampers in mechanical systems, AGH University of Science and Technology Press, Kraków.
5. Den Hartog J. P. (1971), "Drgania mechaniczne", Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa.
6. Dyke, J. S. (1996), Acceleration Feedback Control Strategies for Active and Semi-Active Control Systems: Modeling, Algorithm Development and Experimental Verification, PhD Dissertation, University of Notre Dame.
7. Robakowski S., Drwięga A., Kwieciński D., Pieczora E., Suffner H.: Efektywne i bezpieczne systemy dostawy i przemieszczania maszyn oraz urządzeń w podziemiach kopalń. Masz. Gór. 2001 nr 88 s. 54-63, il., bibliogr. 5 poz.
8. Drwięga A., Kulesza K., Sobolewski A.: Doskonalenie funkcjonalności spalinowych środków transportu kopalnianego. Masz. Gór. 2006 nr 4 s. 25-29, il.
9. Drwięga A., Pieczora E., Suffner H.: Nowe rozwiązania górniczych urządzeń transportowych z napędem spalinowym. Masz. Gór. 2007 nr 3 s. 34-40, il., bibliogr. 5 poz.
10. Drwięga A., Pieczora E., Suffner H., Janas S.: Nowoczesne maszyny transportowe pracujące w kopalniach węgla kamiennego i przewidywane kierunki ich rozwoju. Masz. Gór. 2007 nr 4 s. 66-71, il., bibliogr. 4 poz.
11. Drwięga A., Janas S., Suffner H.: Zagadnienia bezpieczeństwa transportu kolejkami spągowymi i podwieszonymi w wyrobiskach nachylonych. Masz. Gór. 2009 nr 1 s. 13-18, il., bibliogr. 5 poz.
12. Winkler T., Tokarczyk J., Chuchnowski W., Dudek M.: Kształtowanie bezpiecznych warunków pracy w transporcie kopalnianym z użyciem kolejek podwieszonych i spągowych. Masz. Gór. 2010 nr 3-4 s. 67-74, il., bibliogr. 6 poz.
13. Pieczora E., Suffner H.: Rozwój lokomotyw do kopalnianych kolei podziemnych. Masz. Gór. 2013 nr 2 s. 45-54, il., bibliogr. 18 poz.
14. www.becker-mining.com.pl
15. www.vacat.pl
16. Gudmundsson, K.H., Jonsdottir, F., and Olafsson S., 2008, The Viscosity of Magneto-Rheological Fluids in a Prosthetic Knee Actuator, Proceedings

- 
- of the 11th International Conference on New Actuators, Bremen, Germany.
17. Carlson D., Wilfried M. and Toscano J., Smart prosthetics based on magnetorheological fluids, Proc. SPIE 4332, Smart Structures and Materials 2001: Industrial and Commercial Applications of Smart Structures Technologies, 308 (June 14, 2001); doi:10.1117/12.429670.
18. Chrzan, M. J. and Carlson, J. D. MR fluid sponge devices and their use in vibration control of washing machines. 8th SPIE Symposium on Smart structures and materials: damping and isolation, 2001, 4331, 370–378.

*Artykuł wpłynął do redakcji w czerwcu 2014 r.*