

Zastosowanie modelu funkcjonalnego do analizy pracy złącza ciernego odrzwi obudowy górniczej obciążonej dynamicznie

W artykule przedstawione zostały wyniki analizy pracy złącza ciernego obudowy górniczej poddanej dynamicznemu obciążeniu. Przedstawiono wyniki badań stanowiskowych złącza poddanego udarowemu obciążeniu spadającą masą z określonej wysokości. Na bazie tych badań został opracowany model funkcjonalny złącza ciernego jako układ o dwóch stopniach swobody. Model ten został poddany analizie numerycznej przy udarowym i skokowo-liniowym wymuszeniu. Wyznaczono charakterystyki zmian przyspieszenia i przemieszczenia zsuwającego się kształtownika w funkcji czasu. Przedstawiono także charakterystyki zmian siły nacisku złącza ciernego na podłoże (reakcje) w funkcji czasu narastania obciążenia. Zastosowany w badaniach model stwarza duże możliwości symulacyjne w zakresie zmian wartości i charakteru obciążenia złącza oraz analizy skutków oddziaływania tego obciążenia na pracę złącza ciernego.

1. WSTĘP

Dynamiczne oddziaływanie górotworu na górnica odrzwiową obudowę podatną jest bardzo często występującym w rzeczywistości i jednocześnie najbardziej niekorzystnym przypadkiem jej obciążania. Powoduje to bardzo często uszkodzenia poszczególnych elementów oraz całych odrzwi, co stwarza duże niebezpieczeństwo dla załogi i sprzętu chronionego przez tę obudowę.

Z tego też powodu konieczne staje się prowadzenie prac badawczych w celu określenia, jaki wpływ na pracę odrzwi obudowy podatnej ma obciążenie dynamiczne. Badania mogą być prowadzone w warunkach rzeczywistych na stanowiskach pomiarowych, a także na drodze analiz teoretycznych. Najbardziej skomplikowane i jednocześnie najkosztowniejsze są badania przeprowadzane w warunkach dołowych. Dotychczas badań takich nie prowadzono. Badania stanowiskowe całych odrzwi obudowy podatnej przy ich obciążeniu dynamicznym prowadzono na stanowisku badawczym w Głównym Instytucie Górnictwa w Katowicach [2, 3]. Obecnie możliwe jest prowadzenie badań elementów odrzwi obudowy przy ich

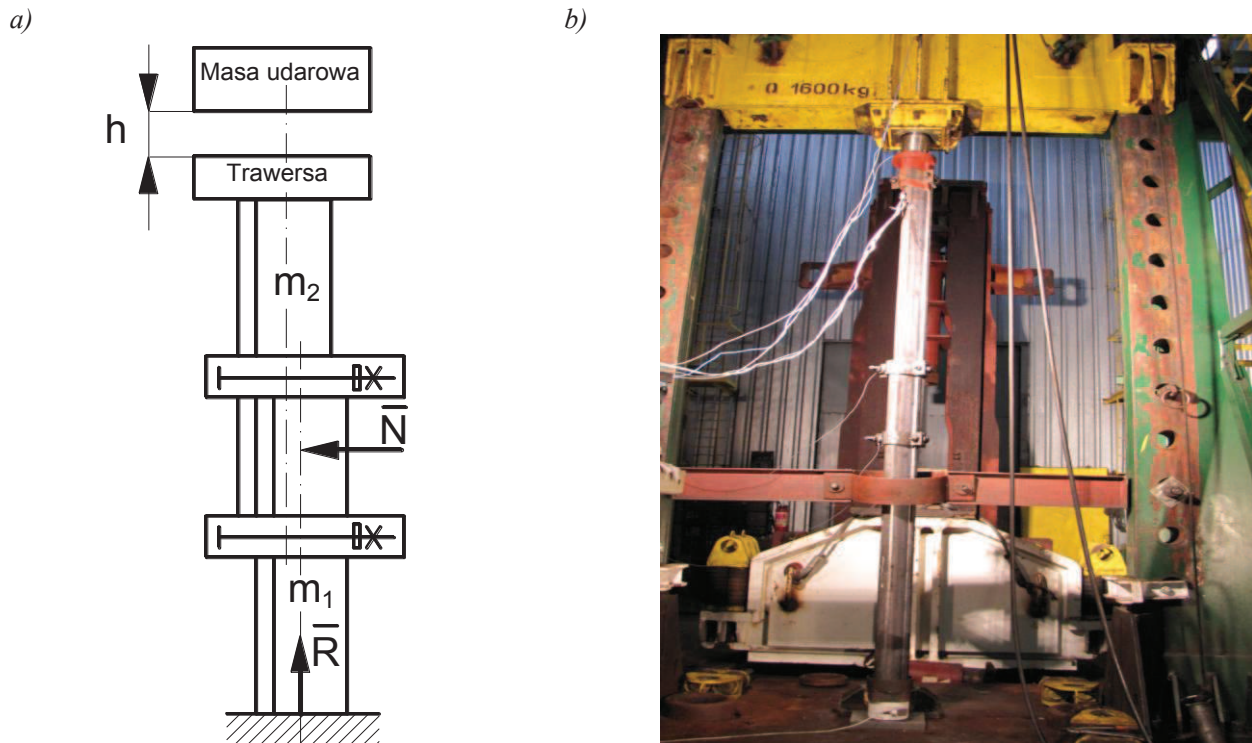
dynamicznym obciążeniu udarem masy spadającej z określonej wysokości.

W niniejszym opracowaniu zostały przedstawione wyniki badań stanowiskowych złącza ciernego przy obciążeniu dynamicznym. Złącze cierne jest bowiem główną częścią odrzwi obudowy podatnej, która decyduje o podstawowych parametrach pracy obudowy jakimi są jej nośności i podatności.

Na podstawie badań stanowiskowych opracowano model funkcjonalny składający się z modelu fizycznego i matematycznego złącza ciernego jako układu o dwóch stopniach swobody.

Model funkcjonalny opisuje własności transformacyjne układu bez wnikania w strukturę wewnętrzną modelowanego obiektu. W modelu tym równania opisujące model fizyczny wyrażają związek pomiędzy wielkościami fizycznymi występującymi na wejściu modelu a wielkościami obserwowanymi na jego wyjściu i tworzą model matematyczny danego obiektu [4].

Przyjęcie modelu funkcjonalnego do analizy pracy złącza ciernego stwarza duże możliwości symulacyjne w zakresie badań wpływu parametrów wprowadzanych na wejściu na odpowiedź modelu przy zachowaniu określonych parametrów fizycznych złącza, przy czym parametrem wejściowym w analizo-



Rys. 1. Stanowisko pomiarowe do badań dynamicznych złączy ciernych:
a) schemat, b) widok

wanym układzie było obciążenie zewnętrzne działające na złącze, natomiast wielkościami rejestrowanymi w postaci odpowiedzi układu w funkcji czasu była reakcja złącza ciernego (siła działająca na podłoże), przyspieszenie oraz przemieszczenie zsuwającego się kształtownika. Reakcje zostały wyznaczone dla różnych wartości sił obciążających złącze cierne.

Analizy zostały przeprowadzone dla złącza ciernego składającego się z dwóch prostych odcinków kształtownika V29 połączonych strzemionami SDO 29.

2. BADANIA STANOWISKOWE ZŁĄCZA CIERNEGO PRZY OBCIĄŻENIU DYNAMICZNYM

Analizy pracy złącza ciernego przy obciążeniu dynamicznym dokonano na podstawie badań stanowiskowych prowadzonych w oparciu o normę dotyczącą badania stojaków ciernych [5]. Badania polegały na dynamicznym obciążeniu złącza ciernego spadającą masą. Masę oraz wysokość z jakiej dochodziło do spadku, odpowiednio dobrano. Udar spadającej masy na złącze następował poprzez trawersę. Na rysunku 1a przedstawiono schemat układu, jaki został wykorzystany przy badaniach dynamicznych złącza cier-

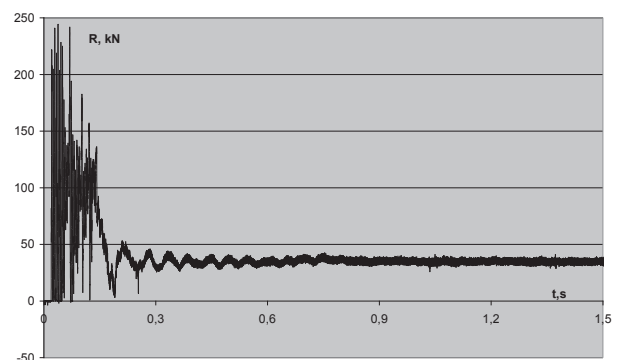
nego udarem masy, a na rysunku 1b widok stanowiska pomiarowego.

Charakterystykę dynamiczną złącza ciernego określającą zmianę reakcji złącza w funkcji czasu przedstawiono na rysunku 2. Charakterystyka ta została wyznaczona dla masy uderowej równej 4000 kg, spadającej z wysokości 0,2 m na trawersę o masie 1600 kg.

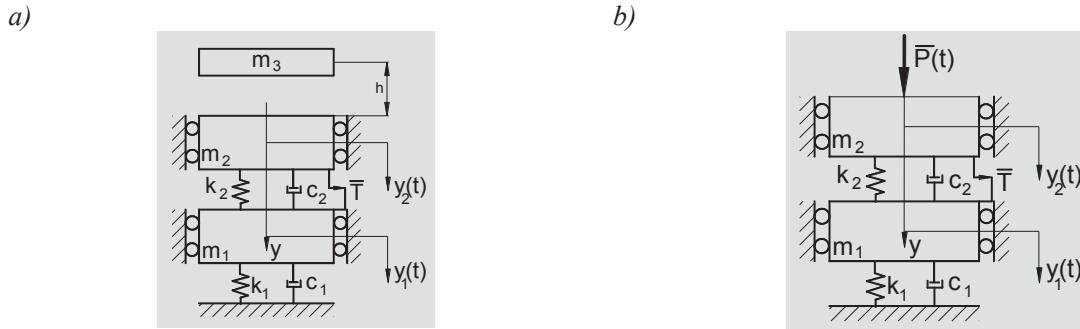
Maksymalna rejestrowana wartości reakcji R jest nazywana także nośnością dynamiczną złącza ciernego.

Przedstawiona charakterystyka (rys. 2) pozwala wyróżnić poszczególne fazy pracy złącza ciernego.

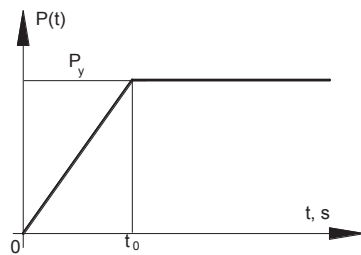
W pierwszej fazie obserwujemy znaczny wzrost wartości reakcji oraz drgania złącza. W kolejnym etapie



Rys. 2. Charakterystyka dynamiczna złącza ciernego



Rys. 3. Model fizyczny złącza cierne: a) model stanowiskowy, b) model ogólny



$$P(t) = \begin{cases} \frac{P_y}{t_o} t & \text{dla } 0 \leq t \leq t_o \\ P_y & \text{dla } t > t_o \end{cases}$$

Rys. 4. Charakterystyka siły dynamicznej działającej na złącze cierne

następuje zmniejszanie wartości siły R związane z zsuwem złącza, następnie obserwujemy tłumione drgania całego układu i jego stabilizację, która następuje przy obciążeniu złącza siłą wynikającą ze statycznego działania masy uderowej.

3. MODEL FUNKCJONALNY ZŁĄCZA CIERNEGO

Korzystając ze schematu badania złącza ciernego przedstawionego na rys. 1 opracowany został jego model fizyczny, w którym przyjęto, że złącze wykonane jest z kształtowników V29 i dwóch strzemion SDO 29 (rys. 3). Opracowany układ ma dwa stopnie swobody. Na rysunku 3a został przedstawiony model odwzorowujący uderowe obciążenie złącza ciernego zgodnie z układem stosowanym w badaniach stanowiskowych. Model ten wykorzystano do dostrojenia jego parametrów z układem rzeczywistym. Pozwoliło to opracować fizyczny model ogólny złącza ciernego, który został przedstawiony na rysunku 3b.

W układzie tym złącze cierne zostało zamodelowane jako dwie masy skupione (m_1 i m_2) reprezentujące współpracujące kształtowniki. Masa każdego kształtownika jest powiększona o masę jednego strzemiona SDO 29. Przyjęto, że każde ze strzemion związane jest poprzez zabieraki z jednym z kształtowników. Kształtowniki są dociśnięte siłą N , której wartość jest równa sumie sił osiowych w śrubach strzemion. Wartość każdej z tych sił zależy od wartości momentu skręcającego, jakim dokręcona została nakrętka śruby

oraz od współczynników tarcia w gwincie i pomiędzy powierzchnią oporową nakrętki a kołnierzem jarzma strzemiona. Dla analizowanego modelu przyjęto, że każda ze śrub została dokręcona momentem skręcającym o wartości 400 Nm, co odpowiada sile osiowej o wartości 82 kN dla każdej ze śrub [1].

Model matematyczny, opisujący ruch mas m_1 i m_2 wokół ich położenia równowagi wymuszony przez obciążenie $P(t)$ przyjmuje postać układu równań:

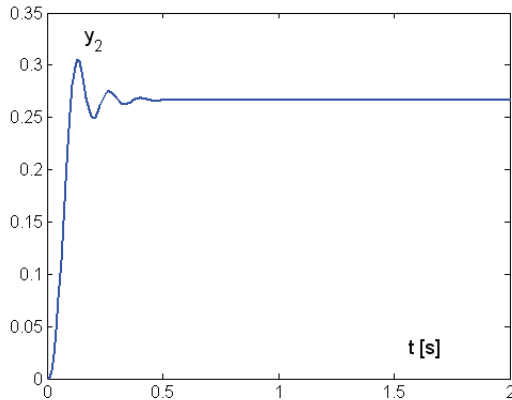
$$\begin{aligned} m_2 \cdot \ddot{y}_2 + c_2 \cdot (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + k_2(y_2 - y_1) + T &= P(t) \\ m_1 \cdot \ddot{y}_1 + y_1(c_1 + c_2) - c_2 \dot{y}_2 + y_1(k_1 + k_2) - k_2 y_2 - T &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

Wartość siły tarcia T zależna jest od siły nacisku N oraz od wartości współczynników tarcia statycznego (μ_{st}) i kinetycznego (μ_k) między powierzchniami stykających się kształtowników. Wartość siły nacisku wynosi: $N = 4 \cdot 82 \text{ kN} = 328 \text{ kN}$.

Wartość siły tarcia zmienia się zgodnie z zależnościami:

$$T = \begin{cases} N \cdot \mu_{st} & \text{dla } y_2 - y_1 = 0 \text{ i } P \geq T_{st} \\ P \cdot \text{sign}(P) & \text{dla } y_2 - y_1 = 0 \text{ i } P < T_{st} \\ N \cdot \mu_k \cdot \text{sign}(y_2 - y_1) & \text{dla } y_2 - y_1 \neq 0 \end{cases} \quad (2)$$

Do analizy przyjęto zewnętrzną siłę czynną $P(t)$, której charakterystyka (*skokowo-liniowa*) została przedstawiona na rysunku 4. W praktyce z obciążeniem takim mamy do czynienia w przypadku przemieszczania się dużych elementów lub warstw skalnych z niewielkiej wysokości na odrzwia obudowy.



Rys. 5. Przesunięcie górnego kształtownika

Parametrami opisującymi zewnętrzną siłę dynamiczną są:

P_y – amplituda siły wymuszającej, kN,

t_o – czas narastania obciążenia, s.

W rozpatrywanym układzie oba współpracujące kształtowniki są wykonane z tego samego materiału i mają takie same wymiary. Wynika z tego, że ich masy łącznie ze strzemionami, współczynniki sprężystości oraz współczynniki tłumienia są takie same, stąd dla układu równań (1) zachodzą następujące zależności: $m_1 = m_2 = m$, $k_1 = k_2 = k$, $c_1 = c_2 = c$.

4. WYZNACZANIE CHARAKTERYSTYKI PRACY ZŁĄCZA CIERNEGO

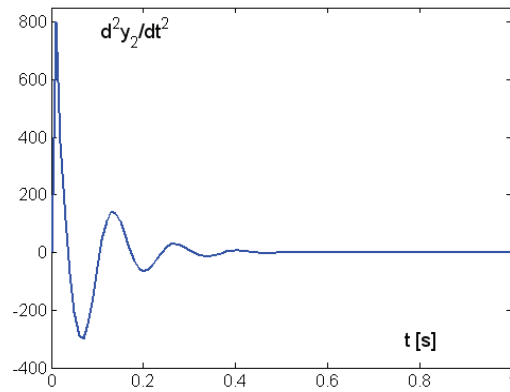
Opracowany model matematyczny (odpowiadający ogólnemu modelowi fizycznemu) został poddany analizie numerycznej. W wyniku przeprowadzonej analizy wyznaczono charakterystykę pracy złącza ciernego w postaci zmian przemieszczenia górnego kształtownika w funkcji czasu dla wartości siły $P_y = 250$ kN (rys. 5).

Maksymalna wartość przyspieszenia przemieszczającego się kształtownika zgodnie z charakterystyką przedstawioną na rysunku 6 wynosi ok. 800 m/s^2 .

5. WYZNACZANIE REAKCJI ZŁĄCZA CIERNEGO

Przedstawiony na rysunku 3b ogólny model fizyczny złącza ciernego umożliwia wyznaczenie siły ($R(t)$) nacisku złącza na podłoże. Siła ta będzie równa reakcji podłoża i wyznaczymy ją z następującej zależności:

$$R(t) = c_1 \ddot{y}_1 + k_1 y_1 \quad (3)$$

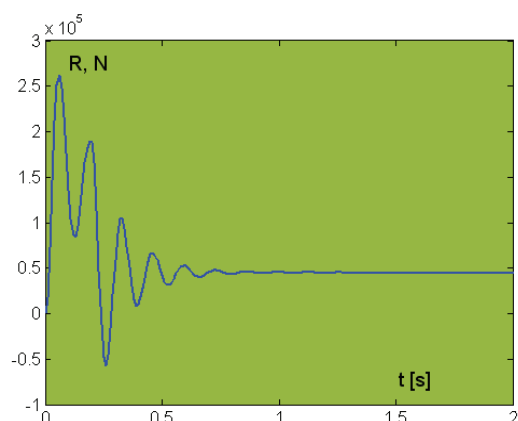


Rys. 6. Charakterystyka zmiany przyspieszenia górnego kształtownika

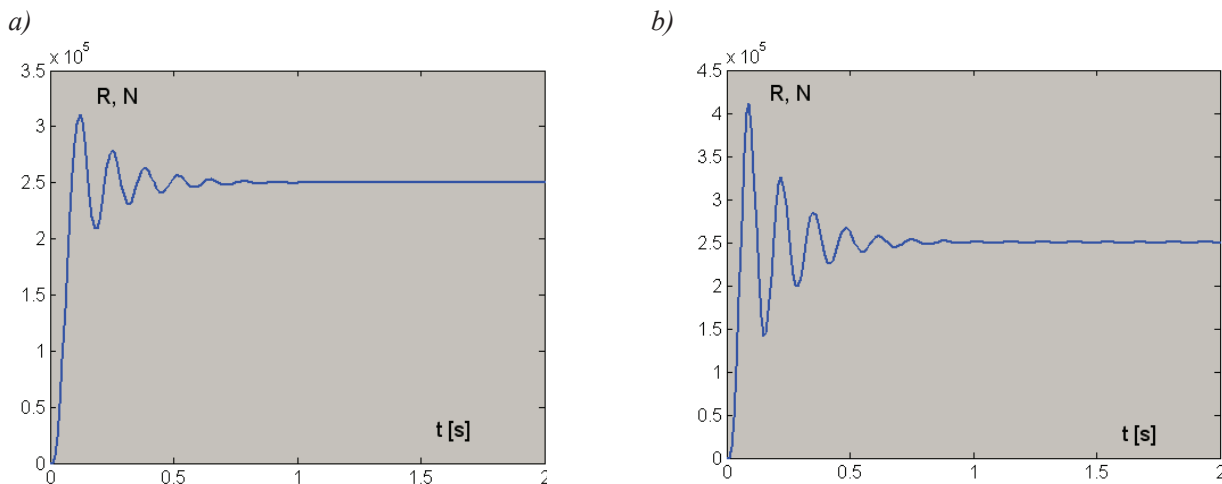
Wyznaczenie tej siły ma bardzo istotne znaczenie dla prawidłowej pracy złącza ciernego i odrzwi, gdyż decyduje o sile nacisku odrzwi obudowy na spąg. Siła ta podzielona przez pole powierzchni przekroju poprzecznego kształtownika określa składową pionową stanu naprężenia w spągu bezpośrednio pod opierającym się kształtownikiem odrzwi obudowy. Wartość tego naprężenia powinna mieć istotny wpływ na dobór stopy podporowej dla odrzwi obudowy.

Na rysunku 7 została przedstawiona charakterystyka zmiany wartości reakcji złącza ciernego przy jego dynamicznym obciążeniu wynikającym z uderu masy m_3 spadającej z wysokości 20 cm (rozpatrzone jako przypadek zderzenia plastycznego). Jest to wynik analizy układu z rysunku 3a.

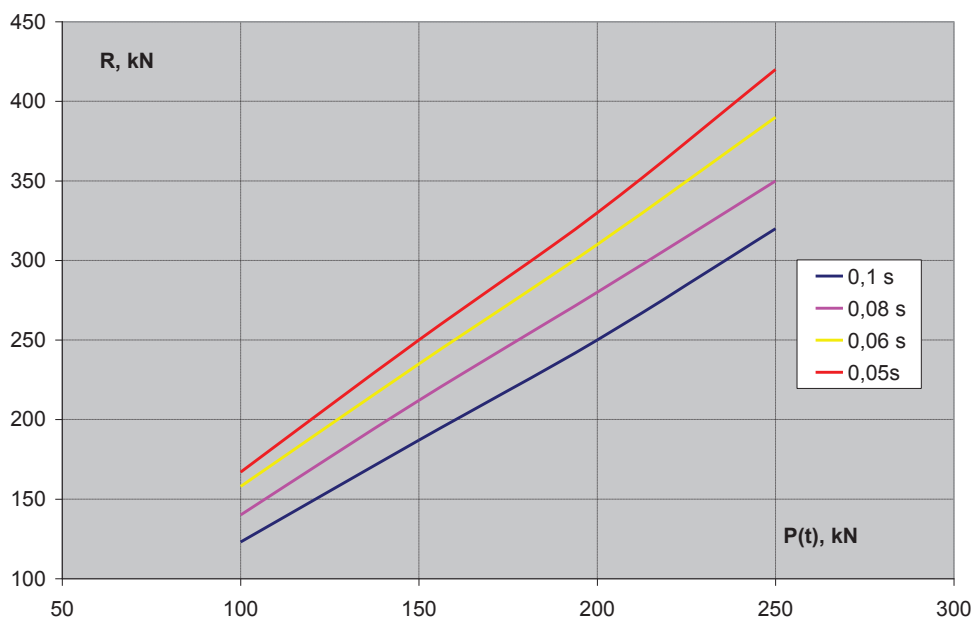
Porównując charakterystyki zmiany wartości reakcji uzyskanych na podstawie badań stanowiskowych (rys. 2) i analizy numerycznej (rys. 7) można zauważyć ich podobieństwo zarówno co do charakteru przebiegu, jak i wartości maksymalnych. Maksymalna wartość reakcji R wyznaczona na podstawie analizy numerycznej wynosi 246 kN, a z badań stanowiskowych 255 kN. Można więc przyjąć, że opracowany model w sposób poprawny odwzorowuje układ rzeczywisty.



Rys. 7. Charakterystyka zmiany reakcji złącza ciernego przy uderowym obciążeniu



Rys. 8. Charakterystyka zmiany reakcji złącza ciernego dla czasu narastania: a) $t_0 = 0,1\text{ s}$, b) $t_0 = 0,05\text{ s}$



Rys. 9. Zależności pomiędzy wartością siły $P(t)$ a wartością reakcji złącza ciernego dla różnych wartości czasu narastania

Dla układu ogólnego (rys. 3b) przeprowadzona została symulacja, której celem było określenie zależności pomiędzy wartością obciążenia P_y a maksymalną wartością reakcji R złącza ciernego. Analizę przeprowadzono dla czterech różnych czasów narastania obciążenia (0,1 s; 0,08 s; 0,06 s; 0,05 s). Na rysunku 8 zostały przedstawione przykładowe charakterystyki zmiany reakcji złącza ciernego dla tej samej wartości obciążenia ($P_y=250\text{ kN}$) dla dwóch różnych czasów narastania t_0 .

Rysunek 9 przedstawia zależności zmian maksymalnych wartości reakcji złącza ciernego dla różnych wartości i czasów narastania siły (P_y). Pozostałe wielkości występujące w równaniach (1) i (2) nie ulegały zmianie.

6. PODSUMOWANIE

Przedstawione w niniejszym opracowaniu wyniki badań stanowiskowych oraz analiz numerycznych dowodzą, że obciążenie dynamiczne działające na odrzwiową obudowę górniczą jest najbardziej niekorzystnym przypadkiem jej obciążenia.

Na podstawie badań stanowiskowych można stwierdzić, że w przypadku udarowego obciążenia złącza ciernego masą spadającą z określonej wysokości, wartość siły przenoszonej przez złącze jest wielokrotnie większa od wartości siły przenoszonej przez to złącze przy jego statycznym obciążeniu tą samą masą.

W przypadku obciążenia złącza masą 4 ton spadającą z wysokości 20 cm maksymalna wartość zarejestrowanej reakcji złącza wynosiła 246 kN. W stosunku do obciążenia statycznego złącza masą 4 ton jest to 6-krotnie wyższe obciążenie. Tak duże chwilowe obciążenie przenieszone jest na spąg wyrobiska, powodując zagłębianie się w nim odrzwi obudowy, co powinno zostać uwzględnione przy projektowaniu i doborze stóp podporowych.

Weryfikacja opracowanego modelu funkcyjnego została przeprowadzona w zakresie porównania wartości reakcji złącza ciernego przy obciążeniu dynamicznym udarem masy oraz wartości przyspieszeń względnych przemieszczającego się kształtownika i należy ją uznać za zadowalającą.

Opracowany na tej podstawie model ogólny złącza ciernego umożliwia analizę jego wrażliwości na obciążenia zewnętrzne zarówno co do charakteru tego obciążenia i jego wartości. Badania takie w warunkach dołowych jak i w przypadku badań stanowiskowych ze względów technicznych i finansowych są praktycznie niemożliwe do przeprowadzenia.

Przyjęte do analizy pracy złącza ciernego wymuszenie *skokowo-liniowe* można uznać jako często występujące w warunkach rzeczywistych.

Analiza wpływu tego obciążenia na charakter pracy złącza pozwala stwierdzić, że wraz ze wzrostem maksymalnej jego wartości (amplitudy) rośnie wartość reakcji złącza ciernego. Bardzo istotne znaczenie ze względu na wartość tej reakcji ma także czas narastania obciążenia. Zmniejszenie wartości tego czasu z 0,1 s do 0,05 s powoduje wzrost wartości reakcji złącza ciernego od ok. 30% do ok. 35%, co w sposób istotny wpływa na charakter pracy złącza ciernego i odrzwi obudowy.

Przedstawione wyniki pozwalają także wyznaczyć wartości współczynnika dynamicznego rozumianego jako stosunek maksymalnej wartości reakcji złącza do

wartości siły P_y . Wartości te wahają się w granicach od 1,23 do 1,65 dla rozpatrywanego układu.

Na podstawie przeprowadzonej analizy można stwierdzić, że opracowany model funkcjonalny złącza ciernego stwarza możliwości symulacyjne w zakresie analizy jego pracy i powinien być stosowany przy projektowaniu obudowy podatnej oraz przy jej doborze do warunków, w których występują obciążenia dynamiczne.

Opracowany model umożliwił również analizę dynamiczną układu z wykorzystaniem płaszczyzny fazowej. Metoda płaszczyzny fazowej jest topologiczną metodą badania układów dynamicznych II rzędu, z jakimi mamy do czynienia w analizowanym przykładzie. Polega ona na rozwiązaniu dynamicznego równania ruchu nie jako funkcji czasu, lecz w postaci zależności między prędkością a przemieszczeniem. Metoda płaszczyzny fazowej pozwala określić podstawowe właściwości ruchu bez potrzeby rozwiązywania wyjściowych równań ruchu w dziedzinie czasu i stanowi uzupełnienie przedstawionej analizy. Przedstawiona została płaszczyzna fazowa, na której określono zależność pomiędzy prędkością a przemieszczeniem się zsuwającego się kształtownika (tzw. trajektoria fazowa) [4].

Literatura

1. *Brodny J.*: Wyznaczanie sił w śrubach strzemiona w złączu ciernym obudowy górniczej. *Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa* 2010, nr 5.
2. *Kowalski E.*: Wpływ parametrów technicznych odrzwi łukowej obudowy chodnikowej na zdolność przejmowania obciążeń dynamicznych. Praca doktorska. GIG, Katowice 1997.
3. *Stoiński K.*: Wybrane problemy współpracy obudowy wyrobisk górniczych z górotworem w warunkach obciążeń dynamicznych – tapan. ZN Pol. Śl. Gliwice, 1988.
4. *Osiński Zb.*: Teoria drgań. PWN, Warszawa 1978.
5. PN-G-15533, Górnicza obudowa indywidualna. Stojaki cierne. Wymagania i badania.

Recenzent: prof. dr hab. inż. Antoni Skoć

*Górnicy stan hej niech nam żyje!
Niech żyje nam górniczy stan!
Bo choć przed nami dzieńne światło kryje
Toć dla Ojczyzny trud ten jest nam dan.*

**Zdrowia i wszelkiej pomyślności, sukcesów w pracy, szczęścia w życiu osobistym
nieustającej opieki Opatrzności, bezpiecznych powrotów do domu z każdej szychty
całej Górniczej Braci z okazji Dnia Św. Barbary**

życzą

Redakcja „Mechanizacji i Automatyzacji Górnictwa”
oraz Rada Naukowa i Dyrekcja Instytutu Technik Innowacyjnych EMAG

barbórka 2010

