ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1989

Seria: GÓRNICTWO z. 179 Nr kol. 1039

INTERNATIONAL CONFERENCE: DYNAMICS OF MINING MACHINES
DYNAMACH '89

Kazimierz PAWLIK
Piotr GOSPODARCZYK

Instytut Maszyn Górniczych
Przeróbczych i Automatyki
Akademia Górniczo-Hutnicza
w Krakowie

MODEL MATEMATYCZNY WIBRACYJNEJ MASZYNY URABIAJĄCEJ

Streszczenie. W referacie podano ogólne informacje o wibracyjnym sposobie urabiania skał i uzyskanych dotychczas wynikach wstępnych badań eksperymentalnych. Ponadto sformułowano zasadniczy problem związany z konstrukcją przyszłej maszyny urabiającej. Przedstawiono model fizyczny i matematyczny urządzenia, który ma umożliwić przeprowadzanie badań symulacyjnych wspomagających proces projektowania maszyny urabiającej.

W podsumowaniu podano pokrótce program planowanych badań.

Dotychczas stosowane technologie urabiania oparte na zastosowaniu kombajnów chodnikowych urabiających calizną przez skrawanie nie zaspokajają potrzeb użytkowników, zwłaszcza przy urabianiu skał o wytrzymałości na ściskanie większej od 60 MPa. Analiza ograniczeń wynikających z fizyki procesu skrawania wykazuje, że wyżej wymienione technologie nie rokują nadziei na uzyskanie pozytywnych wyników przy urabianiu skał zwięzłych i bardzo zwięzłych. W związku z tym podjęto prace nad wdrożeniem nowych technologii urabiania umożliwiających ekonomicznie efektywne mechaniczne urabianie takich skał. Jednym z kierunków podjętych prac jest wykorzystanie drgań narzędzi urabiających.

W celu potwierdzenia tezy, że istnieje możliwość urabiania skał zwięzłych z wykorzystaniem drgań narzędzi urabiających, zostały wykonane badania w Instytucie Naukowym Węgla Kamiennego RFN w Essen [1] oraz badania w Instytucie Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Automatyki AGH [2]. Na podstawie wyników przeprowadzonych badań stwierdzono, że najkorzystniejszym kształtem wibrującego narzędzia urabiającego będzie narzędzie w kształcie dysku o ostrzu klinowym oraz że przy zastosowaniu takich narzędzi istnieje możliwość skutecznego urabiania skał o wytrzymałościach na ściskanie powyżej 80 MPa. W szczególności wykazano, że wydajność ura-

biania tym sposobem jest większa od wydajności urabiania przy użyciu dysków wciskanych statycznie w urabianą skałę, natomiast przy porównywalnych wynikach wydajnościowych obu tych metod istnieje możliwość zmniejszenia wartości statycznej siły docisku o 50-80% w stosunku do metody wciskania statycznego. Należy przy tym podkreślić, że przeprowadzone próby skrawania skał, na których prowadzono badania urabiania sposobem dynamicznym, wykazały brak skuteczności, przede wszystkim ze względu na bardzo szybkie zużywanie się ostrzy narzędzi, w przeciwieństwie do zastosowanych dyskowych narzędzi wibracyjnych, wykazujących minimalne zużycie ostrzy w tych samych warunkach.

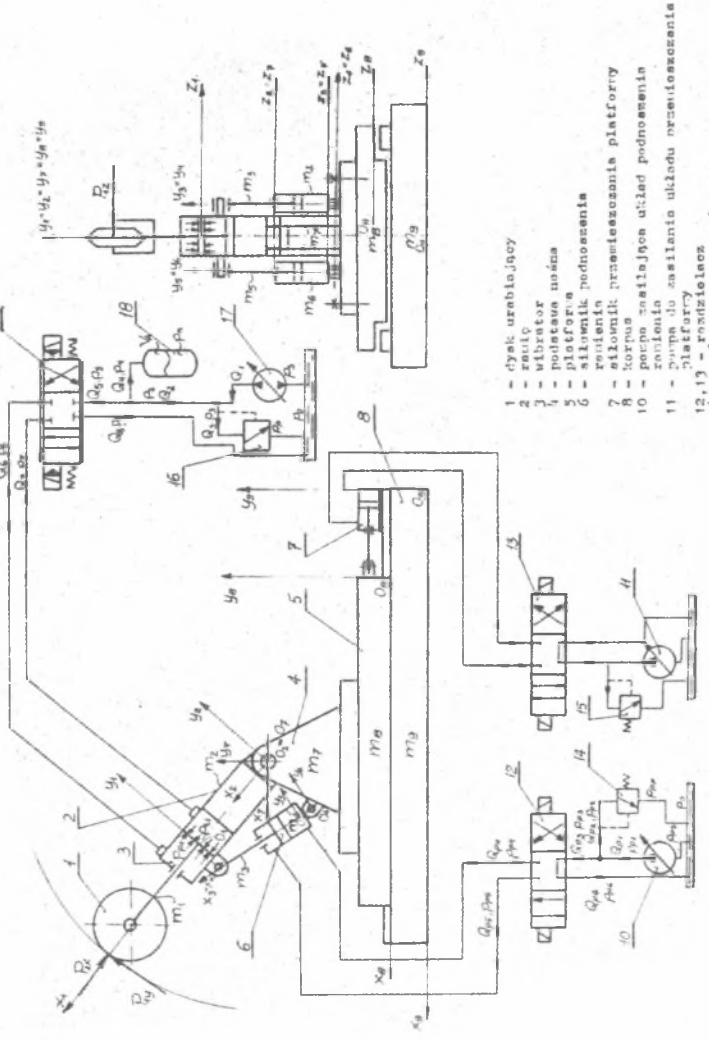
Doświadczenia z prac prowadzonych w RFN wykazały, że najkorzystniejszym rozwiązaniem wymuszania drgań na dyski urabiające jest zastosowanie hydraulicznych generatorów drgań.

Przeprowadzone badania stanowiskowe nie dały natomiast odpowiedzi na pytanie, czy istnieje możliwość zbudowania przemysłowej maszyny urabiającej wyposażonej w głowicę z dyskami wibracyjnymi, która byłaby przydatna w warunkach eksploatacji górniczej i gwarantowała dostateczną niezawodność pracy i trwałość podzespołów. Tak postawiony problem może być w dużej mierze rozwiązany na podstawie analizy obciążeń występujących w układzie - organ urabiający - manipulator organu urabiającego - podstawa nośna manipulatora - podwozie maszyny, w zależności od parametrów urabiania oraz parametrów poszczególnych elementów składowych tego układu.

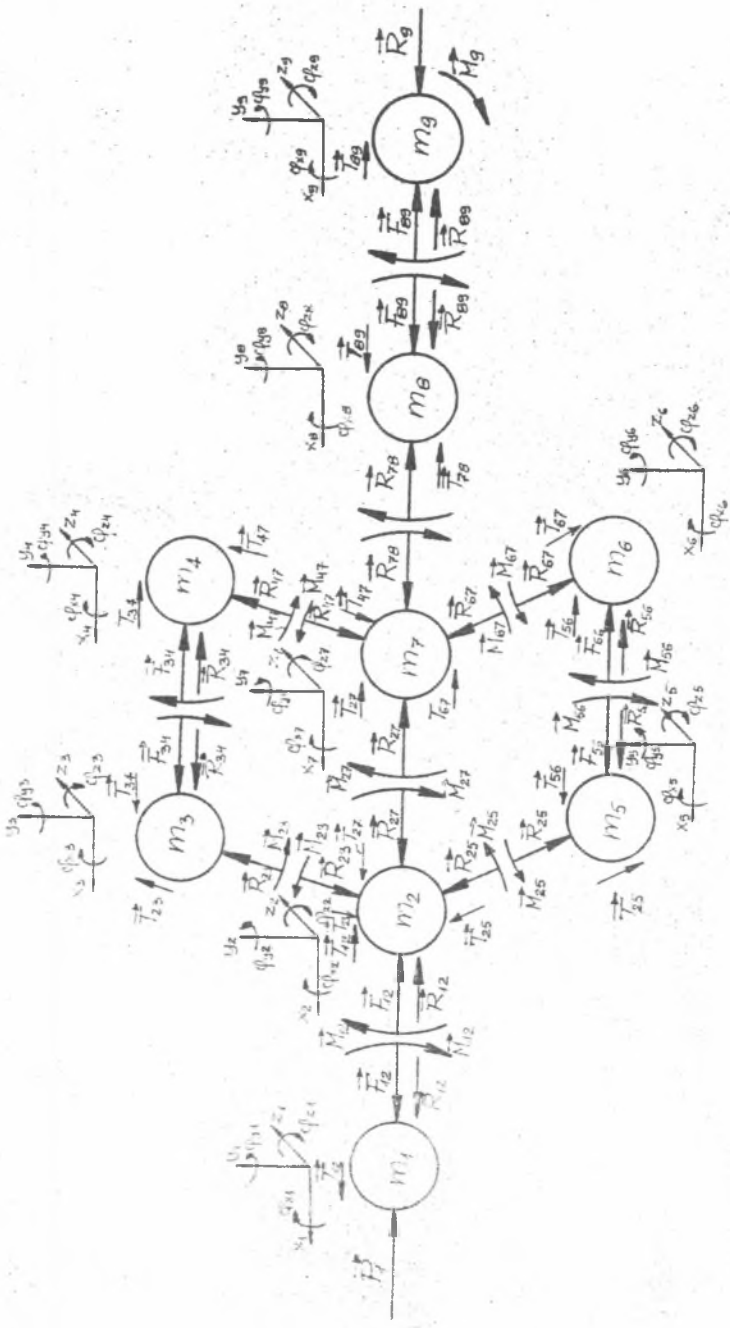
W celu przeprowadzenia takiej analizy przyjęto dwie metody, a mianowicie metodę eksperymentalną polegającą na pomiarze obciążeń na urządzeniu doświadczalnym, którego schemat przedstawiono na rys. 1 oraz metodę symulacji cyfrowej opartą na opracowanym na bazie modelu fizycznego przedstawionego na rys. 2, modelu matematycznym. Struktura urządzenia doświadczalnego i modelu fizycznego zostały tak opracowane, aby możliwa była weryfikacja wyników badań symulacyjnych na podstawie wyników badań eksperymentalnych oraz określenie wpływu zmian podstawowych parametrów geometrycznych i masowych głównych elementów konstrukcyjnych maszyny na wynikające stąd zmiany wartości obciążeń dynamicznych w wybranych węzłach konstrukcyjnych.

Ze względu na złożoność zagadnienia, z góry przyjęto, że model matematyczny będzie rozwiązywany metodą numeryczną, co pozwoliło na zminimalizowanie liczby założeń upraszczających. Podkreślić przy tym należy, że wstępnie przeprowadzona analiza wykazała, iż wprowadzenie założeń, które miałyby pozwolić na analityczne rozwiązywanie równań, uczyniłoby model całkowicie nieprzydatny dla rozwiązywania postawionego problemu.

Najbardziej ogólną postać przestrzenną modelu pozwalającą na uwzględnienie składowych siły $\vec{P}$ stycznej $\vec{P}_t$ oraz bocznej $\vec{P}_B$ działających na narzędzie, które jakkolwiek są znacznie mniejsze co do wartości od składowej normalnej $\vec{P}_n$, w większości przypadków nie są pomijalnie małe. W związku z tym możliwe będzie uwzględnienie zarówno drgań podstawowych



Rys. 1. Schemat urządzenia z dyskową głowicą wibracyjną



Rys. 2. Schemat modelu fizycznego wibracyjnego urządzenia urabiającego

wynikających z działania wibratora, jak też małych drgań wzdłużnych i skrętnych poszczególnych mas, którym w ogólności przypisano po 6 stopni swobody. Tego rodzaju podejście powinno również pozwolić na wykorzystanie modelu do symulacji pracy różnych wersji konstrukcyjnych maszyny lub przy wprowadzeniu dodatkowych elementów sprężystych czy tłumiących. Zmiana struktury maszyny mającej stanowić przedmiot analizy znajdzie swe odwzorowanie w zmianie zależności określających siły uogólnione oraz równania więzów.

Dla przejrzystości i ogólności zapisu podstawowych równań modelu matematycznego oznaczono siły i momenty jako wielkości wektorowe, pomimo to, że zadawane będą ich składowe w układach współrzędnych prostokątnych przedstawionych na rys. 1.

Model w postaci ogólnej tworzyć będzie układ osiemnastu równań różniczkowych zwyczajnych drugiego rzędu w postaci wektorowej, a po rozpisaniu na współrzędne układ pięćdziesięciu czterech takich równań. Dla krótkości zapisu i ze względu na ułatwienie w syntezie algorytmu rozwiązania przedstawiono ogólną postać każdej z par tych równań w postaci formuły:

$$m_i \cdot \ddot{\vec{s}}_i = \vec{F}_{Hi,i+1} - \vec{R}_{i,i+1,(j)} - \vec{T}_{i,i+1,(j)} - \vec{T}_{i-1,i} + \vec{R}_{i-1,i} + \vec{P}_i - \vec{R}_i \tag{1}$$

$$I_i \cdot \ddot{\vec{\varphi}}_i = \vec{M}_{i-1,i} - \vec{M}_{i,i+1,(j)} - \vec{M}_{P_i} - \vec{M}_{T_{i,i+1,(j)}} - \vec{M}_{R_i} - \vec{M}_{T_{i,i-1}} \tag{2}$$

gdzie:

$\ddot{\vec{s}}_i = \ddot{x}_i \cdot \vec{i} + \ddot{y}_i \cdot \vec{j} + \ddot{z}_i \cdot \vec{k}$ – przyspieszenie liniowe

m_i – masy poszczególnych elementów układu,

$\ddot{\vec{\varphi}}_i = \ddot{\varphi}_{xi} \cdot \vec{i} + \ddot{\varphi}_{yi} \cdot \vec{j} + \ddot{\varphi}_{zi} \cdot \vec{k}$ – przyspieszenie kątowe

I_i – momenty bezwładności odpowiednich elementów układu,

natomiast poszczególne wielkości sił wynikają z niżej opisanych oddziaływań i można je określić na podstawie niżej podanych ogólnych formuł:

– $\vec{R}_{i,i+1,(j)}$ – siła wzajemnego oddziaływania elementów o numerach "i" oraz "i+1" w miejscu ich połączenia (lub "i" i "j").

Dla połączeń sztywnych jest to wypadkowa sił reakcji działających w kierunkach współrzędnych. Dla połączeń, w których należy uwzględnić sprężystość i tłumienie, siłę tę można przyjąć w postaci:

$$\vec{R}_{i,i+1,(j)} = K_{i,i,+1,(j)}(\vec{S}_{i+1(j)} - \vec{S}_i) + \nu_{i,i+1,(j)}(\dot{\vec{S}}_{i+1,(j)} - \dot{\vec{S}}_i) \tag{3}$$

przy założeniu liniowej funkcji sprężystości i tłumienia o charakterze wiskotycznym. Wówczas $K_{i,i+1}$ jest współczynnikiem sprężystości połą-

czenia elementów "i" oraz "i+1" w kierunku działania siły lub elem. "i" i "j"

$\nu_{i,i+1,(j)}$ - współczynnik tłumienia wiskotycznego połączenia elementów o numerach "i" oraz "i+1" lub "i" i "j"

$\vec{S}_i, \vec{S}_{i+1,(j)}$ - przemieszczenie liniowe elementów "i" oraz "i+1" lub "j"

$\dot{\vec{S}}_i, \dot{\vec{S}}_{i+1,(j)}$ - prędkości liniowe elementów "i" oraz "i+1" lub "j"

- $\vec{T}_{i,i+1,(j)}$ - siła tarcia suchego występująca w połączeniu ruchowym elementów o numerach "i" i "i+1" lub "i" i "j"

$$\vec{T}_{i,i+1,(j)} = \mu \cdot \vec{N}_{i,i+1,(j)} \tag{4}$$

gdzie:

μ - współczynnik tarcia potraktowany jako funkcja prędkości $\dot{S}_{i,i+1,(j)}$,

$\vec{N}_{i,i+1,(j)}$ - składowa normalna siły reakcji $\vec{R}_{i,i+1,(j)}$,

- $\vec{R}_i$ - siła zewnętrzna bierna (reakcja od elementów zewnętrznych układu) działająca na element "i". W danym przypadku jedynym tego typu oddziaływaniem jest siła reakcji od podłoża $\vec{R}_1$,

- $\vec{P}_i$ - siła zewnętrzan czynna lub siła oporów urabiania działająca na element "i".

W konkretnym przypadku przyjęto, że jedynym tego rodzaju oddziaływaniem jest siła wypadkowa urabiania, dla której składowych obowiązują związki funkcyjne identyfikowane eksperymentalnie:

$$P_{1x} = f(h) \tag{5}$$

gdzie:

h - wartość głębokości wniknięcia dysku w skałę w przybliżeniu równa x_1,

$$P_{1y} = f(P_{1x}, d) \tag{6}$$

gdzie:

d - średnica narzędzia

$$P_{1z} = f(P_{1x}, \beta, tp), \tag{7}$$

gdzie:

β - kąt ostrza narzędzia,

tp - podziałaka urabiania.

- $\vec{M}_{i,i+1,(j)}$ - moment skręcający wynikający stąd, że siła $\vec{R}_{i,i+1,(j)}$ działa na ramieniu $\vec{r}_{i,i+1,(j)}$, gdyż jej linia działania nie przechodzi przez początek układu współrzędnych.

$$\vec{M}_{i,i+1,(j)} = \vec{r}_{i,i+1,(j)} \times \vec{R}_{i,i+1,(j)} \tag{8}$$

- $\vec{M}_{Pi}, \vec{M}_{Ri}, \vec{M}_{Ti,i+1,(j)}$ - momenty skręcające będące wynikiem analogicznego jak w przypadku momentu $M_{i,i+1}$ działania sił P_i, R_i i $T_{i,i+1,(j)}$, zatem:

$$\vec{M}_{Pi} = \vec{r}_{pi} \times \vec{P}_i \tag{9}$$

$$\vec{M}_{Ri} = \vec{r}_{Ri} \times \vec{R}_i \tag{10}$$

$$\vec{M}_{Ti,i+1,(j)} = \vec{r}_{Ti,i+1,(j)} \times \vec{T}_{i,i+1} \tag{11}$$

- $\vec{F}_{i,i+1}$ - siła czynna pochodząca od siłownika hydraulicznego

$$|\vec{F}_{i,i+1}| = p_{1i} \cdot S_{1i} - p_{2i} \cdot S_{2i} \tag{12}$$

S_1, S_2 - powierzchnie (odpowiednio tylna i przednia) tłoka siłownika,

p_1, p_2 - ciśnienia w zatłokowej i przedtłokowej przestrzeni siłownika.

Przebieg zmian ciśnienia zależy od działania hydraulicznego układu zasilania, co szczególnie w przypadku układu zasilania siłownika wibratora wymaga uwzględnienia modelu tego układu w postaci układu równań przedstawionych poniżej:

(1) $Q_1 = Q_2 + Q_3$ (13)

(2) $Q_2 = Q_4 + Q_5$ (14)

(3) $Q_6 = \dot{x}_1 \cdot S_1$ (15)

(4) $Q_7 = \dot{x}_1 \cdot S_2$ (16)

(5) $Q_6 = f_6(Q_5, Q_8, t)$ (17)

(6) $Q_7 = f_7(Q_5, Q_8, t)$ (18)

(7) $Q_1 = f_1(p_1 - p_s, Q_1)$ (19)

(8) $Q_3 = \begin{cases} f_3(p_3 - p_p), & \text{dla } p_3 \geqslant p_n \\ 0 & \text{dla } p_3 < p_n \end{cases}$ (20)

(9) $Q_4 = \frac{V_A}{k \cdot p_A} \cdot \frac{dp_4}{dt}$ (21)

(10) $p_1 - p_s = R_{M1} \cdot Q_1 + B_{H1} \cdot \frac{dQ_1}{dt}$ (22)

(11) $p_3 - p_p = R_{H3} \cdot Q_3 + B_{H3} \cdot \frac{dQ_3}{dt}$ (23)

(12) $p_2 - p_1 = R_{H2} \cdot Q_2 + B_{H2} \cdot \frac{dQ_2}{dt}$ (24)

(13) $p_4 - p_2 = R_{H4} \cdot Q_4 + B_{H4} \cdot \frac{dQ_4}{dt}$ (25)

(14) $p_5 - p_2 = R_{H5} \cdot Q_5 + B_{H5} \cdot \frac{dQ_5}{dt}$ (26)

(15) $p_6 - p_5 = f(Q_6, t)$ (27)

(16) $p_{p1} - p_6 = R_{H6} \cdot Q_6 + B_{H6} \cdot \frac{dQ_6}{dt}$ (28)

(17) $p_{t1} - p_7 = R_{H7} \cdot Q_7 + B_{H7} \cdot \frac{dQ_7}{dt}$ (29)

(18) $p_8 - p_7 = f(Q_7, t)$ (30)

(19) $p_8 - p_o = R_{H8} \cdot Q_8 + B_{H8} \cdot \frac{dQ_8}{dt}$ (31)

(20) $p_p - p_o = R_{Hp} \cdot Q_3$ (32)

(21) $p_s - p_o = R_{Hs} \cdot Q_1$ (33)

gdzie:

p_i, Q_i - odpowiednio ciśnienia i wydatki przepływu w gałęziach wg oznaczeń na rys. 1,

R_{Hi} - współczynniki oporu hydraulicznego w poszczególnych gałęziach,

B_{Hi} - współczynniki bezwładności medium roboczego,

p_n - ciśnienie nominalne nastawione na zaworze przelewowym,

p_A - ciśnienie naładowania akumulatora,

V_A - objętość gazu w akumulatorze przy ciśnieniu p_A,

K - wykładnik adiabaty,

t - zmienna czasu,

$f_i(...)$ - funkcja odpowiednich zmiennych zadawana w sposób numeryczny na podstawie wyznaczonych charakterystyk elementów.

W najogólniejszym przypadku w analogiczny sposób zostaną uwzględnione pozostałe układy zasilania siłowników podnoszenia i przesuwu. Jednakże dla rozpatrywanej wersji urządzenia, w której w trakcie pracy występują jednocześnie 2 ruchy, a mianowicie ruch wibratora i wychylania ramienia, układ zasilania siłowników przesuwu może zostać pominięty, a model układu podnoszenia ramienia znacznie uproszczony.

Postać układu równań modelu matematycznego układu mechanicznego wynikanie z przyjętych założeń upraszczających, których ilość i rodzaj zależeć będzie od badanej wersji konstrukcyjnej maszyny. Rozpisując równania na układy współrzędnych prostokątnych należy uwzględnić również strukturę kinematyczną manipulatora, a zatem dodatkowe równania więzów.

Program badań przewiduje wprowadzenie na I etapie uproszczeń odpowiadających strukturze i zasadzie działania urządzenia doświadczalnego. Pozwoli to na eksperymentalną identyfikację niektórych współczynników równań, jak też weryfikację założeń upraszczających.

Na drugim etapie przewiduje się badania symulacyjne wpływu zmian wybranych parametrów urabiania, a w szczególności przebiegu zmian $\dot{x}_1$, $\dot{\varphi}_{z2}$, na wartości składowych sił $\vec{R}_{i,i+1,(j)}$ w wybranych węzłach konstrukcyjnych układu oraz na wartości ciśnień p_{t1} i p_{p1} w układzie hydraulicznym wibratora, dla różnych charakterystyk siły oporu urabiania $P_{1x} = f(h)$.

Na trzecim etapie przewiduje się badania wpływu zmian charakterystyk wzmacniacza $f(Q_i, Q_{i+1}, t)$ i akumulatora w układzie hydraulicznym wibratora na parametry kinematyczne dysku x_1, $\dot{x}_1$, $\ddot{x}_1$.

W zależności od uzyskanych wyników przewiduje się również badania wpływu zmian parametrów konstrukcyjnych, jak masy, sprężystości i tłumienia na wartości obciążeń oraz skutków wynikających z wprowadzania nowych elementów, np. tłumików pasywnych i aktywnych. Analizy założeń, przebiegu badań i ich wyników są przedmiotem dalszych prac i będą publikowane w kolejnych opracowaniach.

LITERATURA

[1] Bauman L.: Neue Verfahren beimmaschinellen Vortrieb Technisch-Wissenschaftliches Vortragswesen des Steinkohlenbergbaus. Essen 4.02.1982.

[2] Krauze K., Pawlik J., Pawlik K.: Wyniki badań nad zastosowaniem dysków wibracyjnych do urabiania skał. Mechanizacja i Automatyzacja, Górnictwa nr 6, Katowice 1987.

Recenzent: Prof. dr inż. Włodzimierz Sikora

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВИБРАЦИОННОЙ ДОБЫВАЮЩЕЙ МАШИНЫ

Р е з ю м е

В докладе подано общие информации по вибрационному способу добывания скал и о полученных до оих пор результатов предварительных эксперементальных испытаний. Кроме того сформулировано принципиальную проблему связанную с конструкцией будущей добывающей машины. Представлено математическую и физическую модель установки, которая должна создать возможность проведения симуляционных испытаний для поддержки процесса проектирования добывающей машины. В итоге подано краткую программу планированных исследований.

A MATHEMATICAL MODEL OF A VIBRATORY MINING MACHINE

S u m m a r y

The papar presents the general information on vibratory mining and the results of preliminary experimental studies. The major problem concerning the design of the vibratory mining machine being developed is formulated.

Physical and mathematical models of a device permitting carrying out simulations assisting the design process are presented together with the short layout of future research.