

INTERNATIONAL CONFERENCE: DYNAMICS OF MINING MACHINES  
DYNAMACH "89

Mariusz GIERGIEL

Jerzy MICHALCZYK

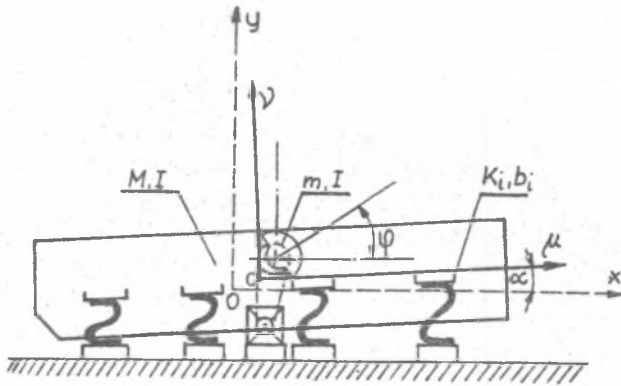
Instytut Mechaniki i Wibroakustyki AGH, Kraków

## MODEL MATEMATYCZNY PRZESIEWACZA WIBRACYJNEGO W STANIE WYBIEGU HAMOWANEGO

Streszczenie. Referat dotyczy budowy modelu matematycznego układu elektromechanicznego, w skład którego wchodzi: nadrezonansowy przesiewacz wibracyjny o w przybliżeniu kołowej trajektorii drgań, układ napędowy z silnikiem indukcyjnym oraz układ hamowania elektrycznego przez przeciwłączenie. Zakres zastosowań modelu obejmuje badania rezonansu przejściowego podczas wybiegu maszyny z uwzględnieniem ograniczonej mocy układu hamowania elektrycznego. Przedstawiono model matematyczny układu w postaci zespołu ośmiu równań różniczkowych dla wyznaczenia współrzędnych uogólnionych części mechanicznej i części elektrycznej w funkcji czasu oraz schematy elektryczne układów silno- i słaboprądowych. Rozważania uzupełniono wynikami badań symulacyjnych wybiegu hamowanego.

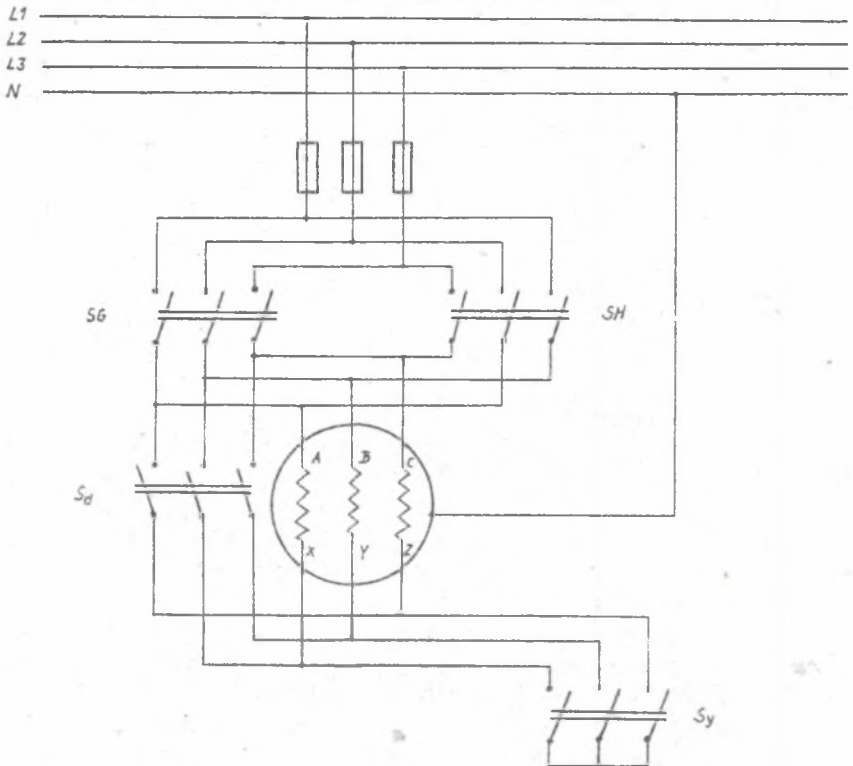
Przedmiot rozważań stanowi nadrezonansowy przesiewacz do koksu o wydajności 150 t/h zainstalowany na stropie żelbetowym i stanowiący zagrożenie dla stropu ze względu na drgania powstające w trakcie rezonansu przejściowego przy wybiegu maszyny. Przesiewacz ten o trajektorii kołowej napędzany jest poprzez przekładnię pasową silnikiem typu Sf-180 M4 o mocy 18,5 kW i obrotach 1465 obr./min. Wibrator inercyjny o regulowanej wartości momentu statycznego niewyważenia pracuje z prędkością kątową 110,4 rad/s zapewniając amplitudę drgań  $A = 3,4$  mm. Reszota przesiewacza posadowiona jest na ośmiu zespołach osiemnastowarstwowych listew sprężystych o kształcie listery S. Oddziaływanie przesiewacza na podłoże osiąga amplitudę  $1,63E4$  N w stanie ustalonym, a w okresie wybiegu dochodzi do  $4,9E4-6,5E4$  N, przy czym wybieg trwa ok. 30 s.

W celu ograniczenia czasu trwania i amplitud sił dynamicznych przekazywanych na strop hali podczas wybiegu rozpatrzono możliwość zastosowania hamowania elektrycznego silnika napędowego przez przeciwłączenie. Celem analizy jest budowa modelu matematycznego układu, przeznaczonego do symulacji cyfrowej drgań maszyny w stanie rezonansu przejściowego podczas wybiegu, uwzględniającego zjawiska dynamiczne w elektromechanicznym układzie

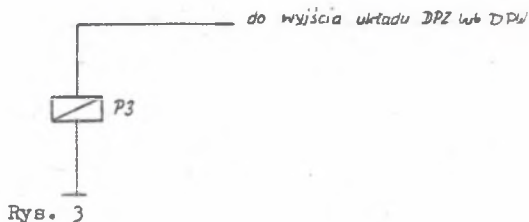
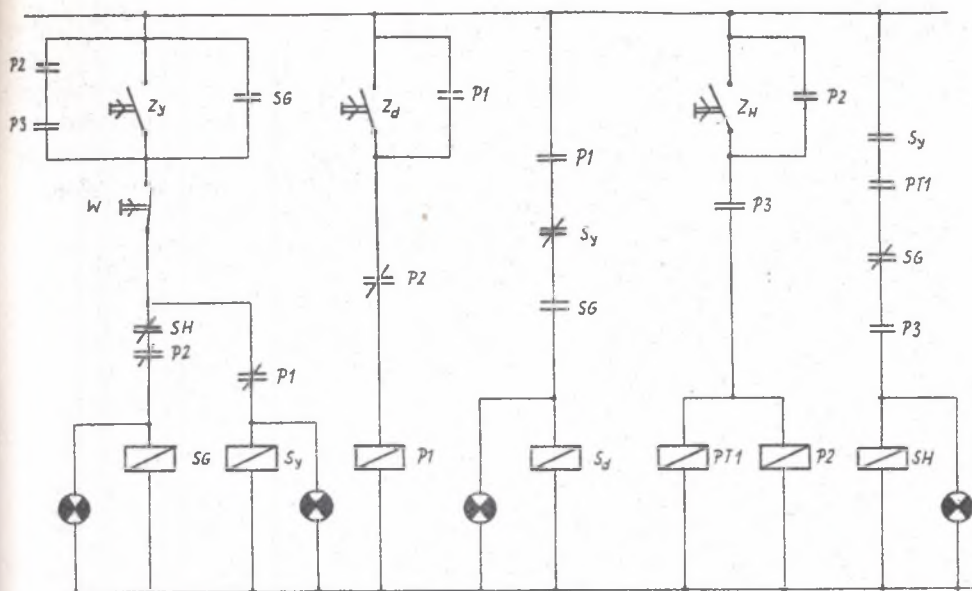


Rys. 1

Schemat ideowy zasilania maszyny asynchronicznej



Rys. 2



napędowym podczas hamowania silnika przez przeciwwłączenie [4, 5]. Schemat części mechanicznej układu przedstawiono na rys. 1, schemat elektryczny obwodów siłowych na rys. 2, schemat układu sterowania na rys. 3. Uwzględnienie sprzężeń pomiędzy drganiami wzdłuż poszczególnych współrzędnych wywołanych charakterystyką układu zawieszenia oraz wpływu drgań okółorezonansowych na bieg wibratora w rezonansie przejściowym wymagało budowy modelu układu w następującej postaci:

$$\begin{aligned}
 (m+M)\ddot{x} - m(\mu_w \alpha + \gamma_w) \ddot{\alpha} - m e \dot{\varphi} \sin \varphi &= \\
 = \sum_i [k_{xx}(x - \gamma_i \alpha) + k_{xy}(y + \mu_i \alpha) - k_{x\alpha} \alpha] - b_x \dot{x} - & \quad (1) \\
 - m(\gamma_w \alpha - \mu_w) \dot{\alpha}^2 + m e \dot{\varphi}^2 \cos \varphi &
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & (m+M)\ddot{y} + m(\mu_w - \gamma_w \alpha)\ddot{\alpha} + m\dot{\varphi}^2 \cos \varphi = \\
 & = \sum_i \left[ k_{yx}(x - \gamma_i \alpha) + k_{yy}(y + \mu_i \alpha) - k_{y\alpha} \alpha \right] - b_y \dot{y} + \quad (2) \\
 & + m(\gamma_w + \mu_w \alpha)\dot{\alpha}^2 + m\dot{\varphi}^2 \sin \varphi
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & -m\gamma_w \ddot{x} + m\mu_w \ddot{y} + [J_c + m\gamma_w(\mu_w \alpha + \gamma_w) + \\
 & + \mu_w m(\mu_w - \gamma_w \alpha)]\ddot{\alpha} + m(\gamma_w \sin \varphi + \mu_w \cos \varphi)\dot{\varphi}^2 = \\
 & = \sum_i \left\{ k_{\alpha x}(x - \gamma_i \alpha) + k_{\alpha y}(y + \mu_i \alpha) + k_{\alpha \alpha} \alpha + \right. \\
 & + \mu_i \left[ k_{yx}(x - \gamma_i \alpha) + k_{yy}(y + \mu_i \alpha) + k_{y\alpha} \alpha \right] - \quad (3) \\
 & - \gamma_i \left[ k_{xx}(x - \gamma_i \alpha) + k_{xy}(y + \mu_i \alpha) + k_{x\alpha} \alpha \right] \left. \right\} - \\
 & - b_\alpha \dot{\alpha} + m\alpha^2 \left[ \gamma_w(\gamma_w \alpha - \mu_w) + \mu_w(\gamma_w + \mu_w \alpha) \right] + \\
 & + m\dot{\varphi}^2 (-\gamma_w \cos \varphi + \mu_w \sin \varphi)
 \end{aligned}$$

$$\text{Re}\dot{\Phi}_S = -a_S (\text{Re}\dot{\Phi}_S - \frac{1}{k_w} \text{Re}\dot{\Phi}_w) + \text{Re}U \quad (4)$$

$$\text{Im}\dot{\Phi}_S = -a_S (\text{Im}\dot{\Phi}_S - \frac{1}{k_w} \text{Im}\dot{\Phi}_w) + \text{Im}U \quad (5)$$

$$\text{Re}\dot{\Phi}_w = -a_w (\text{Re}\dot{\Phi}_w \frac{k_S}{k_w} - \frac{1}{k_w} \text{Re}\dot{\Phi}_S) - \dot{\varphi} \text{ip} \text{Im}\dot{\Phi}_w \quad (6)$$

$$\text{Im}\dot{\Phi}_w = -a_w (\text{Im}\dot{\Phi}_w \frac{k_S}{k_w} - \frac{1}{k_w} \text{Im}\dot{\Phi}_S) + \dot{\varphi} \text{ip} \text{Re}\dot{\Phi}_w \quad (7)$$

$$\begin{aligned}
 \dot{\varphi} \text{ip} = & -C(\text{Re}\dot{\Phi}_S \text{Im}\dot{\Phi}_w - \text{Im}\dot{\Phi}_S \text{Re}\dot{\Phi}_w) + \frac{1}{J} [m(\dot{x} \sin \varphi - \dot{y} \cos \varphi) - \\
 & - m\alpha^2 \left[ (\mu_w \alpha + \gamma_w) \sin \varphi + (\mu_w - \gamma_w \alpha) \cos \varphi + \right. \\
 & \left. + m\alpha^2 \left[ (\mu_w \alpha - \gamma_w) \sin \varphi + (\mu_w + \gamma_w \alpha) \cos \varphi \right] - M_0 \right]
 \end{aligned} \quad (8)$$

gdzie położenie korpusu maszyny opisane jest za pomocą współrzędnych  $x$ ,  $y$  jego środka masy  $C$  w układzie bezwzględny  $Oxy$ . Kąt obrotu przesiewacza w płaszczyźnie  $Oxy$  mierzony jak na rysunku oznaczono przez  $\alpha$ . Wprowadzono ponadto ruchomy, związany z korpusem maszyny układ  $C_\mu \gamma$  oparty na głównych centralnych osiach bezwładności maszyny. Układy  $Oxy$  i  $C_\mu \gamma$  pokry-

wają się w stanie równowagi statycznej przesiewacza. Położenie masy niewyważonej wibratora opisano za pomocą kąta obrotu  $\varphi$  mierzonego jak na rysunku 1. W powyższych równaniach zawarto dynamiczny model jednoklatkowy maszyny asynchronicznej klatkowej [1]. Model maszyny asynchronicznej sprowadzony jest do postaci, w której zmiennymi stanu są strumienie sprzężone wirnika i stojana podzielone przez wartość napięcia odniesienia, oznaczone jako  $\phi_w$  i  $\phi_s$ , natomiast parametry modelu są parametrami stosunkowymi. Taka postać jest dogodna do obliczeń numerycznych, a parametry modelu stosunkowo łatwo jest zidentyfikować. Tak więc analizowany układ posiada sześć stopni swobody wyznaczających ruch przesiewacza, ruch obrotowy wirnika oraz znormalizowane strumienie skojarzone z wirnikiem i stojanem maszyny asynchronicznej.

Ponadto oznaczono:

- M - masa korpusu przesiewacza,
- m - masa niewyważona wibratora,
- e - mimośród wibratora,
- $J_C$  - moment bezwładności korpusu przesiewacza względem osi centralnej prostopadłej do płaszczyzny ruchu,
- J - zredukowany na wał wibratora moment bezwładności układu napędowego wraz z centralnym momentem bezwładności wibratora,
- $\mu_w, \gamma_w$  - współrzędne osi wibratora w układzie ruchomym,
- i - przełożenie przekładni pasowej pomiędzy silnikiem i wibratorem,
- $\mu_1, \gamma_1$  - współrzędne górnych końców pakietów sprężyn zawieszenia w układzie ruchomym,
- $k_1$  - współczynniki macierzy sprężystości dla pojedynczego pakietu sprężyn zawieszenia [5],
- $b_1$  - współczynniki tłumienia wiskotycznego drgań wzdłuż poszczególnych współrzędnych,
- $M_0$  - zredukowany na wał wibratora moment oporów ruchu układu napędowego,
- $k_w$  - współczynnik rozproszenia wirnika,
- $k_s$  - współczynnik rozproszenia stojana,
- $a_w, a_s$  - parametry stosunkowe modelu silnika,
- C - stała elektromechaniczna silnika,
- p - liczba par biegunów maszyny asynchronicznej,
- U - znormalizowane (podzielone poprzez napięcie odniesienia) napięcie wymuszenia.



- [3] Bielawski S.: Teoria napędu elektrycznego. WNT, Warszawa 1987.
- [4] Komputerowe wspomaganie procesu projektowania elektrycznych układów hamowania napędu nadrezonansowych maszyn wibracyjnych. Sprawozdanie RP-I.06. IMW AGH, Kraków 1988.
- [5] Analiza oddziaływania dynamicznego przesiewacza wg projektu Biprostal 109101, 109103 na podłożu sortowni koksu. ZUT Kraków, zam. P/N21/4231/2739/86.

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВИБРАЦИОННОГО ГРОХОТА ВО ВРЕМЯ ТОРМОЗНОГО ВХОДА

## Резюме

В докладе представлено структуры математической модели электро-механической системы, в состав которой входят: сверхрезонансовый вибрационный грохот с приблизительно кольцевой траекторией колебаний, приводная система с индукционным двигателем и тормозная система электрическая работающая по принципу противвключения. Диапазон применения модели охватывает исследования переходного резонанса во время входа машины, принимая во внимание ограниченную мощность тормозной электрической системы. Представлено математическую модель системы в виде восьми дифференциальных уравнений для определения координат обобщенных механической и электрической части в функции времени, а также электрические схемы сильно- и слабо-токовых систем. Размышления дополнены результатами симуляционных испытаний тормозного входа.

## MATHEMATICAL MODEL OF VIBRATORY SCREEN DURING BRAKED COASTING

## Summary

The paper deals with the construction of mathematical model for electromechanical system comprising: an overresonant vibrating screen with approximately circular vibration trajectory, a power transmission system along with induction motor and an electric braking system performed by counter-closure. A range of the model applications involves testing of transitory resonance during machine coasting, taking into account limited power of the electric braking system. Mathematical model of the system is presented as a set of eight differential equations to determine generalized coordinates for mechanical part and electrical part as a function of time, and electric diagrams of low- and high-current systems. Considerations are complemented with the results of simulation studies on braked coasting.