ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1975

Seria: Górnictwo z.62 Nr kol. 407

Lucjan Kruszecki, Andrzej Podsiadło
Wojciech Węglarski, Mieczysław Zabawa

MODEL MATEMATYCZNY DYNAMIKI DWUNAPĘDOWEGO KOMBAJNU WĘGLOWEGO

Streszczenie. W artykule zapisano kombajn węglowy bębnowy układem równań. Wykazano celowość identyfikacji kombajnu dla uściślenia i rozwiązania tych równań.

W kombajnie węglowym bębnowym można wyróżnić dwa zespoły:

- zespół głowicy urabiająco-ładującej,
- zespół ciągnika.

Zespoły te mogą być napędzane wspólnym lub osobnymi silnikami. Analiza dynamiczna kombajnu o wspólnym silniku głowicy i ciągnika jest niezmiernie trudna ze względu na to, że elementem wiążącym pracę obu zespołów jest w tym przypadku nie tylko urabiana calizna ale również wspólny silnik. W tym przypadku uchwycenie takich zależności jak rozkład mocy na oba zespoły, określenie wpływu prędkości skrawania i prędkości posuwu na moment obciążenia organu urabiającego oraz siłę posuwową jest wręcz niemożliwe.

Z tego powodu zdecydowano się na przeprowadzenie analizy dynamicznej kombajnu z osobnymi silnikami dla zespołu głowicy i ciągnika [1].Dla przeprowadzenia badań przemysłowych, zdecydowano się w kombajnie, który stanowi przedmiot rozważań, użyć silników obcowzbudnych zasilanych z przekształtników tyrystorowych z układem automatycznej stabilizacji obrotów. Wnioski uzyskane przy analizie pracy kombajnu z oddzielnymi silnikami dla głowicy i ciągnika można uogólnić również na pracę kombajnu jednosilnikowego.

W skład zespołu głowicy wchodzą:

- głowica urabiająco-ładująca,
- reduktor,
- silnik obcowzbudny,
- przekształtnik tyrystorowy wraz z układem automatycznej stabilizacji obrotów silnika.

W skład zespołu ciągnika wchodzą:

- łańcuch napędowy,
- reduktor wraz z gwiazdą łańcuchową,

- silnik obcowzbudny,
- przekształtnik tyrystorowy wraz z układem automatycznej stabilizacji obrotów silnika.

Pracę zespołu głowicy można zapisać układem równań:

1. Reduktor głowicy (rys. 1):

$$I_{SG}\frac{d^2\varphi_{SG}}{dt^2} + D_{SG}\frac{d\varphi_{SG}}{dt} + K_1(\varphi_0-\varphi_1) = M_e$$

$$K_1(\varphi_{SG} - \varphi_1) = \frac{K_2}{i_1}\left(\frac{\varphi_1}{i_1} - \varphi_2\right)$$

$$K_2\left(\frac{\varphi_1}{i_1} - \varphi_2\right) = \frac{K_3}{i_2}\left(\frac{\varphi_2}{i_2} - \varphi_3\right)$$

$$\vdots$$

$$K_4\left(\frac{\varphi_3}{i_3} - \varphi_4\right) = \frac{K_5}{i_4}\left(\frac{\varphi_4}{i_4} - \varphi_G\right)$$

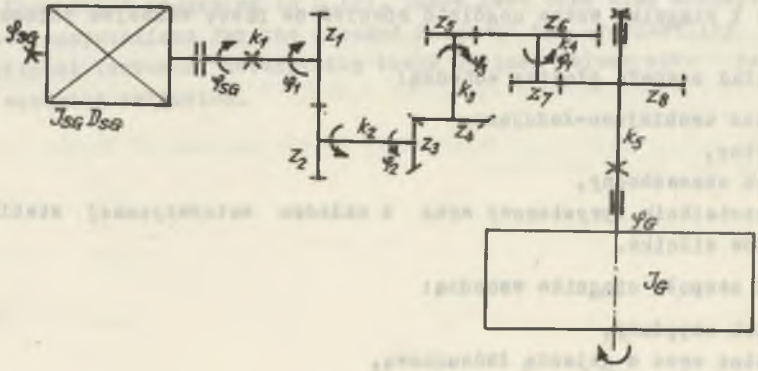
$$I_G\frac{d^2\varphi_G}{dt^2} + K_5\left(\varphi_G - \frac{\varphi_4}{i_4}\right) = M_G$$

$M_G = f(\dot{\varphi}_G, \dot{x}, f$, stępienia noży, ciśnienia górotworu, uławicenia, ...)

$$i_1 = \frac{Z_2}{Z_1}, \quad i_2 = \frac{Z_4}{Z_3}, \quad i_3 = \frac{Z_6}{Z_5}, \quad i_4 = \frac{Z_8}{Z_7}$$

W równaniach:

I_{SG} – moment bezwładności silnika głowicy,



Rys. 1

φ_{SG}, φ_1, φ_n i φ_G – kąty obrotu odpowiednich wałów,

K_1, K_2, ..., K_{SG} – współczynniki sprężystości wałów,

D_{SG} – tłumienie silnika głowicy,

I_G – moment bezwładności organu urabiająco-ładującego,

f – współczynnik urabialności węgla.

Powyższy układ równań zapisano przy założonych uproszczeniach:

1) Pominięto momenty bezwładności kół zębatych reduktora,
2) Pominięto tłumienie reduktora.

W dalszych rozważaniach przyjmiemy, że moment obciążenia organu urabiająco-ładującego jest funkcją tylko dwu zmiennych: prędkości skrawania $\dot{\varphi}_G$ oraz prędkości posuwu $\dot{x}$. Pominięcie pozostałych parametrów spowodowane jest złożonością problemu oraz tym, że stawiamy sobie zadanie uchwycenia zależności między wielkościami, które możemy zmieniać i w ten sposób optymalizować proces urabiania.

2. <u>Równania silnika można przedstawić w postaci</u>:

$$U_{OG} = R_i + L\frac{di}{dt} + C_e\frac{d\varphi_{SG}}{dt}$$

$$M_e = iC_m$$

$$M_e = I_{SG}\frac{d^2\varphi_{SG}}{dt^2} + D_{SG}\frac{d\varphi_{SG}}{dt} + M_o$$

gdzie:

R – oporność wirnika silnika wraz z przewodami zasilającymi,

L – indukcyjność wirnika silnika wraz z przewodami zasilającymi,

C_e, C_m – stałe silnika,

U_{OG} – napięcie zasilające silnik głowicy,

M_e – moment elektryczny,

M_o – moment obciążenia silnika $M_o = k_1(\varphi_o - \varphi_1)$.

3. Równania układu przekształtnika tyrystorowego z układem automatycznej stabilizacji obrotów silnika przy założeniach, że napięcie wyjściowe nie ma składowej zmiennej oraz ciągłego przewodzenia prądu, mają postać:

$$U_{Z_{nG}} - K_T\frac{d\varphi_{SG}}{dt} = \varepsilon_n$$

$$K_{Rn} - K_I \cdot i = \varepsilon_I$$

$$K_{RI} \cdot \varepsilon_I + \frac{1}{T_i} \int \varepsilon_I \, dt = U_s$$

$$U_S \cdot k_S = \alpha_{SI} + 30^o = \alpha_S$$

$$U_{OG} = 440 \cdot \sin \alpha_{SI}$$ (w równaniu tym pominięto wpływ opóźnienia $\tau < Gms$)

gdzie:

U_{ZnG} – napięcie zadające odpowiadające zadanym obrotom,

K_T – współczynnik wzmocnienia tachogeneratora,

K_I – współczynnik wzmocnienia sprzężenia prądowego,

K_{Rn} – współczynnik wzmocnienia regulatora prędkości,

K_{RI} – współczynnik wzmocnienia regulatora prądu,

ε_n – uchyb prędkości,

ε_I – uchyb prądu,

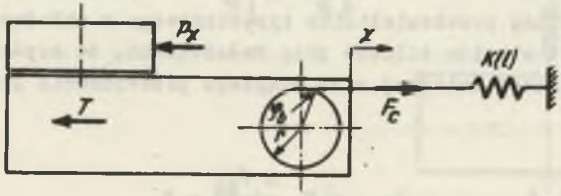
α_{S1} – kąt wysterowania tyrystorów.

Układy równań silnika oraz przekształtnika tyrystorowego wraz z układem regulacji dla zespołu ciągnika są identyczne. Dla ułożenia równań ruchu kombajnu przyjęto schemat przedstawiony na rys. 2. Na schemacie tym przyjęto następujące oznaczenia:

P_x – składowa pozioma sił urabiania,

T – sumaryczna siła tarcia wraz z oporami od transportu urobku przenośnikiem

$$T = T_{SG} + T_{SC} + P_T$$



Rys. 2

T_{SG} – siła tarcia sań głowicy,

T_{SC} – siła tarcia sań ciągnika,

P_T – siła oporów ruchu od transportu urobku przenośnikiem.

Dla dalszych rozważań przyjęto założenia upraszczające:

- pominięto masę łańcucha,
- pominięto zmienność promienia nawijania łańcucha na bęben.

Przy tych założeniach równanie dynamiczne ruchu kombajnu posiada postać:

$$m\ddot{x} = F_o - P_x - T$$

Ruszenie kombajnu ze stanu spoczynku jest możliwe, gdy $F_o > P_x + T$. Przy przyjętym założeniu siła w łańcuchu $F_o = K(l)\left[\varphi_b\, r - x\right]$ gdzie: $K(l)$ – współczynnik sprężystości łańcucha zależny od długości łańcucha zmiennej w czasie ruchu kombajnu.

Równanie ruchu przyjmie postać:

$$m\ddot{X} + T_{SG}(\dot{x}, \dot{\varphi}_G) + T_{SC}(\dot{x}) + P_x(\dot{x}, \dot{\varphi}_G) + P_T(\dot{x}, \dot{\varphi}_G) =$$

$$= K(l)\left[\varphi_n\, r - x\right]$$

Pozostałe równania ruchu elementów napędu mają postać:

$$I_{SC}\frac{d^2\varphi_{SC}}{dt^2} + D_{SC}\frac{d\varphi_{SC}}{dt} + K_1(\varphi_{SC} - \varphi_1) = M_e$$

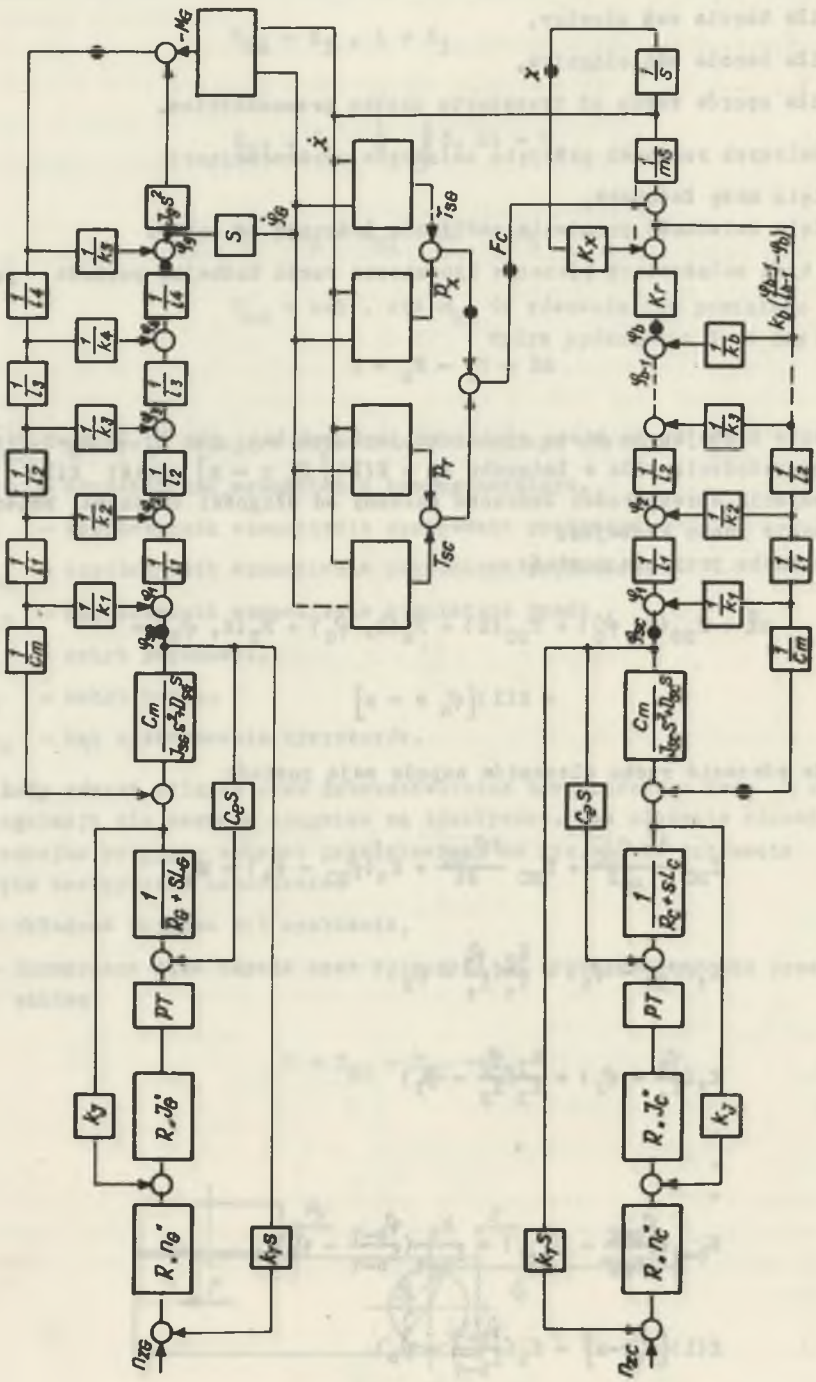
$$K_1(\varphi_{SC} - \varphi_1) = \frac{K_2}{i_1}\left(\frac{\varphi_1}{i_1} - \varphi_2\right)$$

$$K_2\left(\frac{\varphi_1}{i_1} - \varphi_2\right) = \frac{k_3}{i_3}\left(\frac{\varphi_2}{i_2} - \varphi_3\right)$$

$$\vdots$$

$$K_{b-1}\left(\frac{\varphi_{b-2}}{i_{b-2}} - \varphi_{b-1}\right) = \frac{k_b}{i_{b-1}}\left(\frac{\varphi_{b-1}}{i_{b-1}} - \varphi_b\right)$$

$$K(l)\left[\varphi_b r - x\right] = K_b\left(\frac{\varphi_{b-1}}{i_{b-1}} - \varphi_b\right)$$



Rys. 3

W oparciu o układ równań opisujących kombajn sporządzono schemat blokowy przedstawiony na rys. 3.

Rozwiązanie powyższego układu równań bez znajomości charakterystyk wszystkich członów przedstawionych na schemacie nie jest możliwe.

Dla wyznaczenia charakterystyk nieznanych członów, tj.:

$$M_G = f_1(\dot{x}, \dot{\varphi}_G), \quad P_x = f_2(\dot{x}, \dot{\varphi}_G), \quad T_{SG} = f_3(\dot{x}, \dot{\varphi}_G),$$

$$P_T = f_4(\dot{x}, \dot{\varphi}_G), \quad T_{SC} = f_5(\dot{x})$$

konieczne jest wykonanie pomiarów w warunkach przemysłowych.

Po przeanalizowaniu możliwości pomiaru poszczególnych wielkości postanowiono zmierzyć:

$$\varphi_G,\ k_5\left(\frac{\varphi_4}{i_4} - \varphi_G\right),\ \varphi_{SG},\ P_x + T_{SG},\ F_o,\ x,\ \varphi_b,\ \varphi_{SC},\ \frac{K_1}{C_m}(\varphi_{SC} - \varphi_1).$$

Punkty pomiarowe zaznaczono na schemacie blokowym w postaci zaczernionych kółek. Dla opracowania wyników pomiarów wykorzysta się metody statystyczne ze względu na przypadkowy charakter mierzonych wielkości.

LITERATURA

[1] Kruszecki L., Podsiadło A., Węglarski W., Zabawa M.: Model matematyczny dwunapędowego kombajnu bębnowego. Zeszyty Naukowe AGH, Nr 375, Zeszyt Specjalny 37, Kraków 1972 r.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИКИ УГОЛЬНОГО КОМБАЙНА С ДВУМЯ ПРИВОДАМИ

Р е з ю м е

В статье записан угольный барабанный комбайн системой уравнений. Доказана целесообразность идентификации комбайна для уточнения и решения этих уравнений.

A MATHEMATICAL MODEL OF THE DYNAMICS OF A DOUBLE-DRIVE MECHANICAL COAL MINER

S u m m a r y

In the paper a drum-shaped mechanical coal miner has been described by means of a system of equations. The expediency of identifying the mechanical coal miner for the purpose of specifying and solving these equations has been shown up.