

SYMPOZJON "MODELOWANIE W MECHANICE"

POLSKIE TOWARZYSTWO MECHANIKI TEORETYCZNEJ I STOSOWANEJ

Beskid Śląski, 1990

Zdzisław Rak, Eugeniusz Switoński

Instytut Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn

Politechnika Śląska

ZAGADNIENIA DYNAMIKI UKŁADU NAPĘDOWEGO GŁOWICY

KOMBAJNU WĘGLOWEGO KGS-320W/2BPH

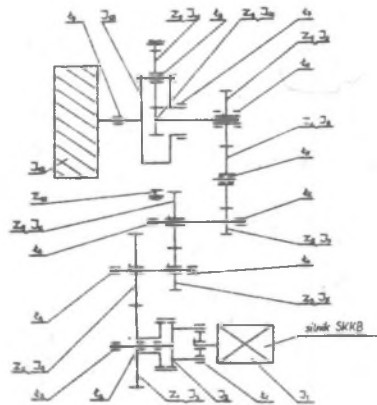
Streszczenie. W artykule przedstawiono sposób modelowania układu napędowego głowicy kombajnu węglowego zawierającego przekładnię planetarną. W modelu matematycznym uwzględniono zmiany sztywności wszystkich ząbów oraz występowanie luzów obwodowych. Wyniki obliczeń numerycznych porównano z wynikami jak dla układu liniowo-sprężystego.

1. Wstęp

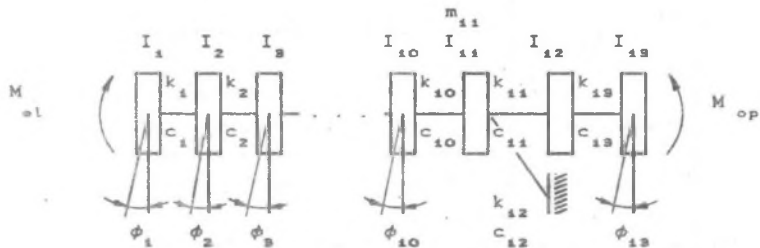
Złożone warunki eksploatacyjne oraz wymagania techniczno-ekonomiczne stawiane maszynom górniczym zmuszają projektantów do poszukiwania nowych rozwiązań konstrukcyjnych zapewniających im wysoką trwałość i niezawodność. Wymaga to uzyskania szczegółowych informacji technicznych dotyczących zagadnień dynamicznych projektowanej maszyny. Informacje takie można uzyskać na drodze teoretyczno-doświadczalnej, modelując rzeczywiste zjawiska występujące w parach kinematycznych układu napędowego, zachodzące w trakcie eksploatacji. Istotnymi parametrami wpływającymi na wielkości sił w parach kinematycznych są luzy pojawiające się w czasie eksploatacji. W pracy podjęto próbę określenia wpływu tych luzów na zjawiska dynamiczne zachodzące w układzie napędowym prototypowej głowicy kombajnu węglowego KGS-320W/2BPH.

2. Modelowanie układu

Dotychczasowe badania [1,2] układów napędowych głowic kombajnów węglowych wskazują na dobrą przydatność modelu dyskretnego do opisu zjawisk dynamicznych zachodzących w trakcie eksploatacji. Analizując schemat układu napędowego głowicy kombajnu (rys.1) można wyszczególnić elementy o wyraźnym skupieniu masy (koła zębate, jarzmo, organ urabiający). Po dokonaniu dyskretyzacji układu [3] uzyskano model fizyczny o 13 stopniach swobody (rys.2). Przedstawiony model składa się z tarcz o momentach bezwładności I_i , połączonych nieważkami elementami o współczynnikach sztywności k_i i tłumienia c_i .



Rys.1 Schemat kinematyczny układu napędowego kombajnu węglowego KGS-320W/2BPH



Rys.2 Schemat układu napędowego kombajnu KGS-320W/2BPH

W celu określenia wpływu cech konstrukcyjnych przekładni na zjawiska dynamiczne wprowadzono zmienne sztywności zazębienia i luzy obwodowe [4]. Przebieg zmian sztywności symulowano za pomocą funkcji (1):

$$k = \begin{cases} k_1 \text{ dla } 0 \leq x \leq \epsilon_\alpha - 1 \\ k_2 \text{ dla } \epsilon_\alpha - 1 < x \leq 1 \end{cases}, \quad (1)$$

gdzie: k_1 - współczynnik sztywności zazębienia dwuparowego,
 k_2 - współczynnik sztywności zazębienia jednoparowego,
 ϵ_α - wskaźnik przyporu czołowego,
 x - względna współrzędna punktu zazębienia wzdłuż odcinka przyporu.

Uwzględnienie występowania luzów wymagało zastosowania funkcji określającej wartość siły w zależności od chwilowego wzajemnego położenia sąsiednich mas (2):

$$F = \begin{cases} k(\Delta x + l) & \text{dla } \Delta x < -l/2 \\ 0 & \text{dla } -l/2 \leq \Delta x \leq l/2 \\ k(\Delta x - l) & \text{dla } l/2 < \Delta x \end{cases}, \quad (2)$$

gdzie: F - siła uogólniona,
 Δx - różnica uogólnionych przemieszczeń,
 l - wielkość luzu.

Wartości luzów określono na podstawie dokumentacji konstrukcyjnej kombajnu.

Korzystając z równania Lagrange'a II rodzaju [3] dla powyższych założeń uzyskano różniczkowe równania ruchu (3):

$$I_1 \ddot{\phi}_1 + c_1 (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) + F_1 = M_{el},$$

$$I_2 \ddot{\phi}_2 + c_1 (\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_1) + c_2 (\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3) - F_1 + F_2 = 0,$$

$$I_{10} \ddot{\phi}_{10} + c_p (\dot{\phi}_{10} - \dot{\phi}_p) + 3c_{10} r_{10} (\dot{\phi}_{10} r_{10} - \dot{x}_{11} - \dot{\phi}_{11} r_{11}) + 3r_{10} F_{10} - F_p = 0,$$

$$I_{11} \ddot{\phi}_{11} + c_{11} r_{11} (\dot{\phi}_{11} r_{11} - \dot{x}_{11}) + c_{10} r_{11} (\dot{\phi}_{11} r_{11} + \dot{x}_{11} - \dot{\phi}_{10} r_{10}) + F_{11} r_{11} - F_{10} r_{11} = 0,$$

$$m_{11} \ddot{x}_{11} + c_{11} (\dot{x}_{11} - \dot{\phi}_{11} r_{11}) + c_{10} (\dot{x}_{11} + \dot{\phi}_{11} r_{11} - \dot{\phi}_{10} r_{10}) + c_{12} (\dot{x}_{11} - \dot{\phi}_{12} r_{12}) - F_{11} + F_{10} + F_{12} = 0,$$

$$I_{12} \ddot{\phi}_{12} + 3c_{12} r_{12} (\dot{\phi}_{12} r_{12} - \dot{x}_{11}) + c_{19} (\dot{\phi}_{12} - \dot{\phi}_{19}) - 3F_{12} r_{12} + F_{19} = 0,$$

$$I_{19} \ddot{\phi}_{19} + c_{19} (\dot{\phi}_{19} - \dot{\phi}_{12}) - F_{19} = -M_{op},$$

gdzie: I_i - moment bezwładności i -tej masy,

m_i - masa satelity,

ϕ_i - przemieszczenie katowe i -tej masy,

x - przemieszczenie satelity w kierunku stycznym do jarzma,

r_i - promień podziałowy i -tego koła,

k_i - współczynnik sztywności,

c_i - współczynnik tłumienia,

F_i - uogólnione siły międzyzębne wyznaczone na podstawie zależności (2),

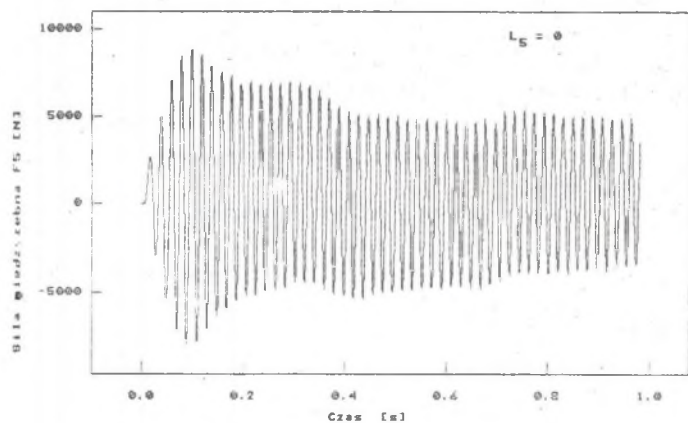
M_{el} - moment elektryczny silnika napędowego [5],

M_{op} - moment oporu skrawania skały [5].

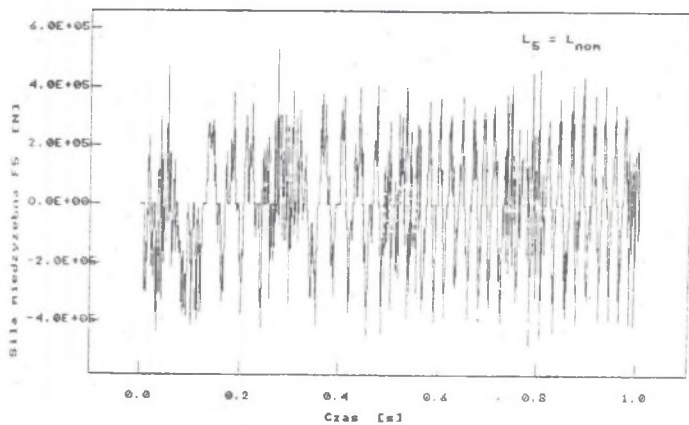
3. Obliczenia numeryczne i wnioski

Numeryczne rozwiązanie różniczkowych równań ruchu przeprowadzono przy wykorzystaniu metody Rungego-Kutty IV rzędu.

Na rysunkach 3 i 4 przedstawiono przebiegi czasowe siły międzyzębnej w ząbieniu kół 3 i 4 (siły F_5). Przedstawione przebiegi czasowe tej siły, wyznaczone przy założeniu średnich sztywności i braku luzów w przekładni (rys. 3) oraz zmiennych sztywności ząbień i luzów (rys. 4), wskazują na jakościową zmianę charakteru jej przebiegów. Widoczny jest również kilkakrotny wzrost chwilowych wartości tej siły. Maksymalne wartości sił dynamicznych znacznie przewyższają ich wartości nominalne, co związane jest z pracą układu w strefie rezonansu. Wynika to z faktu, że częstość wymuszenia jest bliska pierwszej częstości drgań własnych układu (82.1 Hz).



Rys.3 Przebieg zmian siły międzyzębnej F_5 dla układu liniowo-sprężystego



Rys.4 Przebieg zmian siły międzyzębnej F_5 przy założeniu zmiennych sztywności i luzów

LITERATURA

- [1] Jurkiewicz W., Switoński E.: Analiza dynamiczna układu napędowego głowicy kombajnu węglowego. Materiały Sympozjonu "Modelowanie w Mechanice". Beskid Śląski, 1989.
- [2] Mężyk A., Switoński E.: Zagadnienia dynamiczne przekładni obiegowej. Materiały Sympozjonu "Modelowanie w Mechanice". Beskid Śląski, 1989.
- [3] Marchelek K.: Dynamika obrabiarek. WNT, Warszawa 1974.
- [4] Müller L.: Przekładnie zębate. Dynamika. WNT, Warszawa 1986.
- [5] Switoński E. i inni: Identyfikacja układów pod kątem określenia parametrów dynamicznych opisujących stan obiektu. Sprawozdanie z pracy NB-219/RMT-4/86. IMIPKM Politechniki Śląskiej, Gliwice 1986.

ДИНАМИЧЕСКИЕ ВОПРОСЫ СИСТЕМЫ ПРИВОДА ГОЛОВКИ УГОЛЬНОГО
КОМБАЙНА KGS-320W/2BPH

Резюме

В работе представлен метод моделирования системы привода головки угольного комбайна имеющего планетарную передачу. В математической модели учтено изменение жесткости всех зацепления а тоже выступление зазоров. Результаты цифровых расчетов для принятой модели были сравнены с результатами линейно-прочной системы.

DYNAMIC PROBLEMS OF POWER TRANSMISSION SYSTEM OF A HEAD
OF A COMBINED CUTTER LOADER KGS-320W/2BPH

Summary

In this paper we presented the way of modelling of power transmission system containing a planetary gear. In this mathematical model we took into account the changes of rigidity of all meshings and occurrence of pitch plays. The results of mathematical calculations are compared with the results for a linear system.