

Wiesław OSTAPSKI
Instytut Podstaw Budowy Maszyn
Politechnika Warszawska

ZAGADNIENIA MODELOWANIA PRZEKŁADNI FAŁOWYCH

Streszczenie. W pracy omówiono niektóre aspekty modelowania dynamicznego przekładni fałowych. Wskazano na zakres użyteczności i celowości stosowania prostych jak i bardziej złożonych matematycznych modeli. W zakresie dynamiki przekładni fałowych prezentowane modele noszą cechy oryginalności.

THE PROBLEMS OF HARMONIC DRIVERS MODELLING

Summary. In the paper some aspects of harmonic drivers modeling are consider. There is evaluated usefulness of simple and more complex mathematical models. The presented models from the harmonic drivers dynamics point of view here features of originality.

ПРОБЛЕМЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ БОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧИ

Резюме. В работе представлено некоторые проблемы динамического моделирования волновых передачи. Показано нередель и цель применения так простой как и сложной математической модели. В области динамики волновых передачи показанные модели имеют оригинальный признак.

1. WSTĘP

Praca jest propozycją wieloaspektowego podejścia do modelowania dynamicznego przekładni fałowych dla uzyskania możliwie pełnego obrazu wpływów poszczególnych parametrów i cech dynamicznych jak i ich wzajemnej relacji na drgania przekładni. Proponuje się rozważenie modeli dyskretnych i ciągłych przy wymuszeniach adekwatnych do rzeczywistego stanu pracy układu napędowego robota przemysłowego.

Zagadnienie rozkładu sił w strefie zazębienia i opierania tulei podatnej na generatorze w funkcji momentu zewnętrznego, a także zależnie od wymuszenia kinematycznego zostało częściowo rozwiązane w pracach [1, 2]. Istotnym problemem pozostaje nadal bardziej precyzyjne ustalenie charakterystyk sprężystości i zmienności sił tłumienia. Należałoby uwzględnić wpływ:

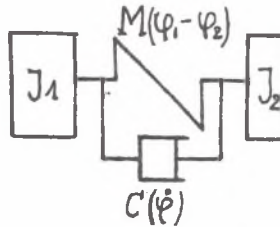
- tarcia wewnętrznego (głównie tuleja podatna),

- tarcia konstrukcyjnego (styk pierścienia wewnętrznego łożyska podatnego z krzywką generatora i zewnętrznego z tuleją podatną),
- tarcia w połączeniach ruchowych (strefa zazębienia i łożysko generatora).

Badania stanowiskowe przekładni wykazywały przy dostatecznej trwałości niezadawalającą płynność ruchu i poziom wibracji. W przypadku przekładni robotowych wpływało to ujemnie na precyzję pozycjonowania ramienia robota. Za przyczynę można uważać błędy technologiczne (wykonanie, montaż) ale także nieodpowiedni dobór parametrów i charakterystyk przekładni dla danego układu napędowego. Stąd celowość analitycznej i doświadczalnej weryfikacji dotychczasowych modeli matematycznych przekładni.

2. MODEL DYSKRETNY

Rozpatrujemy uproszczony układ silnik-przekładnia-obiornik.



Rys. 1.
Fig. 1.

J_1 - moment bezwładności wirujących mas generatora i elementów jego napędu względem osi generatora,

J_2 - moment bezwładności tuleji podatnej i odbiornika sprowadzony do osi generatora.

Dla rozpatrywanego i wielu innych przypadków $J_1 \gg J_2$. Uwzględniając powyższe równania ruchu możemy zapisać:

$$J_2 \ddot{\varphi} + C(\dot{\varphi}) + K(\varphi) = M(t) \quad (2.1)$$

Na podstawie wcześniejszych rozważań [3] jak i prowadzonych przez autora badań stanowiskowych określono przebieg charakterystyk sprężystości skrętnej jak i zastępcze współczynniki tłumienia wiskotycznego

$$C(\dot{\varphi}) = C_1 \dot{\varphi} + C_2 \dot{\varphi}^2 \operatorname{sgn} \dot{\varphi} + C_3 \dot{\varphi}^3 \quad (2.2)$$

$$K(\varphi) = A\varphi + B\varphi^2 \operatorname{sgn} \varphi + C\varphi^3 + D \quad \text{dla } |\varphi| > \varphi_0 \quad (2.3)$$

$$K(\varphi) = 0 \quad \text{dla } |\varphi| \leq \varphi_0 \quad (2.4)$$

φ_0 - luz zwrotny.

Wartości współczynników podano każdorazowo dla konkretnych obliczeń numerycznych. Tak np. wartość zastępczego współczynnika tłumienia wiskotycznego C_1 wahała się w

granicach od ułamka dla pomiarów bez uwzględnienia generatora do znacznie powyżej jedności przy uwzględnieniu strat w generatorze. Badane były przekładnie z luzem zwrotnym w granicach $-10^{-4} \leq \varphi_0 \leq 8 \cdot 10^{-4}$ [rad].

Wymuszenie przedstawiono jako sumę składowych wymuszeń harmonicznycch o różnych amplitudach, częstościach i kątach fazowych, a także składowych o przebiegach wykładniczych i innych.

$$M(t) = \sum_1^n M_n \sin(\omega_n t + f_n) + \sum_{n+1}^m M_m \sin(\omega_m t + f_m) e^{\alpha_n t} + \sum_{m+1}^k M_k e^{\sin(\omega_k t + f_k)} + \sum_{k+1}^l M_l e^{\alpha_l t} + M a_0 t \quad (2.5)$$

Taka postać wymuszenia pozwalała przy numerycznym rozwiązywaniu równania (2.1) badać i weryfikować różne kombinacje, od prostych, odzwierciedlających harmonicznie zmienny moment obrotowy odbiornika do symulacji rozruchu i pracy w rewersie, a także przy odpowiednim kojarzeniu symulacji wymuszeń wewnętrznych (błędy wykonawcze i montażu).

Zagadnienie okresowości i istotności poszczególnych błędów bądź grup błędów o zbliżonej częstości działania omówiono w pracy autora [2].

Równanie (2.1) z uwzględnieniem (2.2), (2.3), (2.4), (2.5) rozwiązano numerycznie dla przykładowych danych całkując procedurą opartą na algorytmie Gear'a. Na rys. 2, 3, 4 przedstawiono przebiegi w czasie przemieszczeń φ , prędkości $\dot{\varphi}$ i wykres fazy $\dot{\varphi} = f(\varphi)$ dla tych samych wymuszeń i charakterystyk przy różnych wartościach luzów (ujemny, zerowy, dodatni). Są one bliskie rzeczywistym i wskazują na prawidłowe zachowanie modelu w tym zakresie, mimo jego prostoty.

Na Rys.5 pokazano reakcję modelu na symulację rozpędzania i odciążania. Czas narastania momentu od wartości zerowej do bliskiej zeru poprzez maksimum był poniżej jednego okresu drgań własnych układu badanego. Obliczenia prowadzono dla przekładni z luzem ujemnym $-1.5 \cdot 10^{-4}$ [rad].

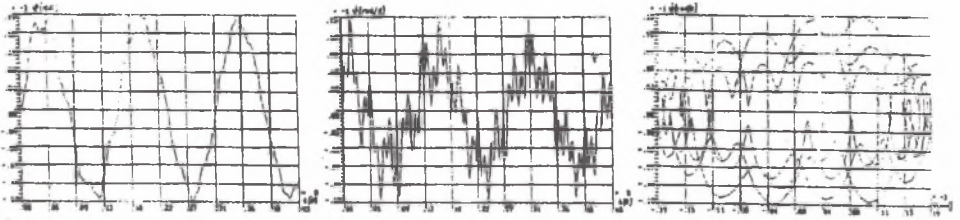
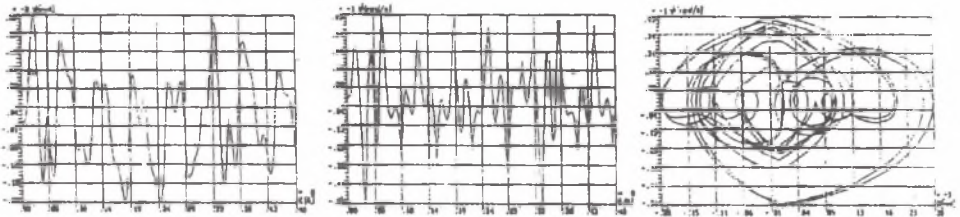
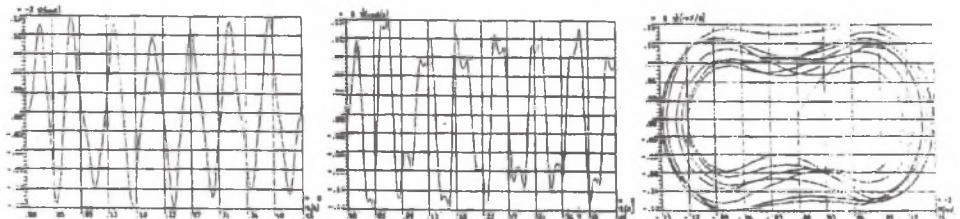
3. MODEL CIĄGŁY

Założenia do fizycznego modelu przekładni oraz rozwiązanie zagadnienia brzegowego dla dwu wariantów konstrukcyjnych tulei podatnej omówione jest w pracy [1].

Równanie równowagi określono na podstawie nieliniowej geometrycznej teorii powłok cienkościennych. Różnice w stosunku do równań ruchu (4.1) [4] dotyczą członów określających siły wymuszające. Stąd końcowe równania otrzymane po dyskretyzacji układu rr (5.1) [4] będą różniły się tylko członami sił wymuszających zestawionymi ze względu na numeryczne rozwiązanie w dalszym etapie w postaci podcałkowej.

Dla porównania rozważono dynamikę przekładni falowej korzystając z równań momentowej teorii powłok cienkościennych podanych przez Flügge z uwzględnieniem nieliniowych sił tłumiących.

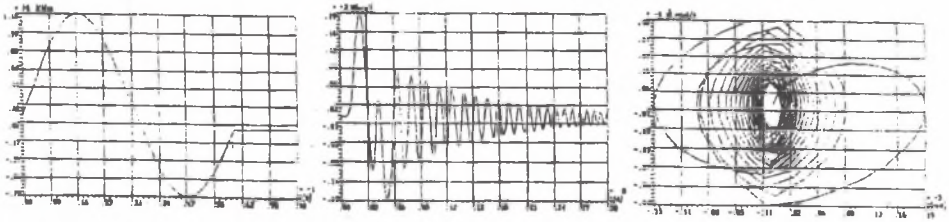
4. REZULTATY OBLICZEŃ NUMERYCZNYCH

Rys. 2. $f_0=0$ Fig. 2. $f_0=0$ Rys. 3. $f_0=-10^{-4}$ Fig. 3. $f_0=-10^{-4}$ Rys. 4. $f_0=6 \cdot 10^{-4}$ Fig. 4. $f_0=6 \cdot 10^{-4}$

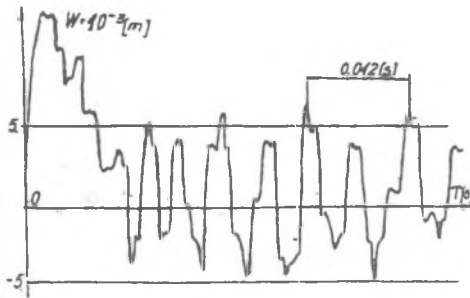
Przykładowe dane do obliczeń dla rys. 2,3,4,5:

A	8900 [N*m/rad]	B	0 [N*m/rad**2]	C	10000000 N*m/rad**3]
D	0	J	0.2 [kg*m**2]	k1	3.0 [Nms/rad]
k2	0.3 [Nms/rad]	k3	0.1 [Nms/rad]	M1	2.0
M2	0.5	M3	0.0	M4	0.0
M5	0.0	M6	0.0	omw1	100.0
omw2	20.0	omw3	10.0	omw4	10.0

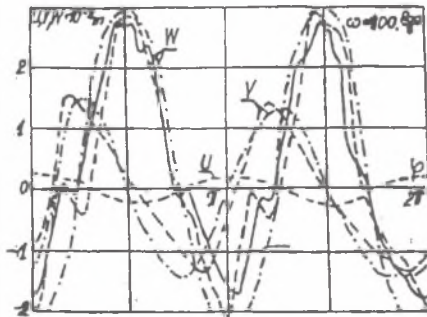
omw5 10.0	f1 0	f2 0.5
f3 0.1	a4 2.0	a5 2.0
a6 1.0	tstart 0.0	poczkr 0.00001
tkrok 0.001	y(1) 0.0	y(2) 0.0
bladwz 0.00001	metoda22	tpw 0.0



Rys. 5.
Fig. 5.

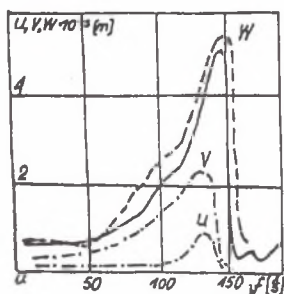


Rys. 6. Przebiegi czasowe przemieszczeń w połowie wieńca dla różnych obciążeń.
Fig. 6. Time dependences of middle surface displacements for different cases of loading.



Rys. 7. Wykres przemieszczeń w połowie długości wieńca.

Fig. 7. Diagram of middle surface displacement in transverse intersection in half of ring length; -- linear system, --nonlinear system, - realsystem.



Rys. 8. Charakterystyka amplitudowo - częstotliwościowa.

Fig. 8. Dependence of middle surface displacements in frequency function; -- linear system, -nonlinear system, - realsystem.

5. WNIOSKI

Wyniki badań modelu ciągłego wg równań Flügge (z rozszerzonym modelem tłumienia) są ilościowo bliższe doświadczalnemu, jakościowo natomiast lepsze rezultaty dają równania (5.1) [4]. Model ciągły daje pełniejszą informację o stanie tulei podatnej, patrz rys. 6, 7, 8. Model dyskretny daje dobre rezultaty, z punktu widzenia użytkownika przekładni, a mniej badacza. Pozwala na symulowanie różnych wymuszeń uwzględniających obecność luzów (odzwierciedlających wypadkowy wektor błędów wykonawczych przekładni), a także łatwe wprowadzanie zmian wsp. tłumienia i wsp. sztywności. Nie daje jednak pełnych informacji o stanie tulei podatnej.

Reasumując oba modele wykazują przydatność w określonym zakresie i celowym jest dalsze ich doskonalenie.

LITERATURA

- [1] Ostapski W.: Dynamika przekładni falowych. Praca doktorska, Warszawa 1984.
- [2] Ostapski W.: Influence of manufacturing and assembly errors on dynamics of harmonic drive. Modelling, Simulation and Control, B, AMSE Press, Vol. 10, No 4 1987 p.1-12.
- [3] Ostapski W.: Damping of torsional vibration in harmonic drives. Modelling, Simulation and Control, B, AMSE Press, Vol. 11, No 4 1987 p. 11-22.
- [4] Ostapski W.: Analysis of some aspects of the harmonic drive dynamic. modelling, Simulation and Control, A, AMSE Press, Vol. 9, No 1, 1987, p. 21-33.
- [5] Flügge W.: Statik und Dynamik der Schalen, Spring Verlag 1967.

Recenzent: prof. dr hab. inż. A. Olędzki

Wpłynęło do Redakcji w grudniu 1994 r.