

MODEL UKŁADU DYNAMICZNEGO ZE ZMIENNYMI W CZASIE BŁĘDAMI OSIOWANIA

Zbigniew DĄBROWSKI, Radosław PAKOWSKI

Instytut Podstaw Budowy Maszyn

Politechnika Warszawska

02-524 Warszawa, ul. Narbutta 84, tel. +48 022 660 82 76

e-mail: zdabrow@simr.pw.edu.pl; rpakow@simr.pw.edu.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki modelowych badań wpływu charakterystyk sprzęgieł podatnych na odpowiedź dynamiczną układu w warunkach zmiennych w czasie błędów osiowania.

Słowa kluczowe: modelowanie, sprzęgła podatne, błędy współosiowości.

MODEL OF DYNAMIC STRUCTURE WITH COAXIALITY ERRORS CHANGING IN TIME

Summary

In article results of a model research of influence of flexible coupling characteristics on the system dynamic response under conditions of coaxiality errors changing in time were shown.

Keywords: modelling, flexible couplings, coaxiality errors.

1. WSTĘP

Mechaniczny zespół napędowy pojazdu, czy maszyny roboczej (lub całą maszynę) można traktować jako układ połączonych ze sobą elementów (podzespołów) w sposób szeregowy lub rzadziej szeregowo-równoległy. Każdy z tych podzespołów ma swoje właściwości dynamiczne rzutujące w sposób istotny na transmisję mocy i momentu obrotowego. Montaż elementów nigdy nie jest idealny. Nawet konstrukcje zwarte (kompaktowe) wytwarza się ze skończoną dokładnością, a tym samym problem wpływu nieosiowości na dynamikę maszyny jest zawsze widoczny. Można wyodrębnić dwie istotnie różne grupy zagadnień:

- nieuchronne błędy montażowe, powodujące nieosiowość, które są bardzo wolno zmienne w czasie, a zmiany te wynikają ze zużycia w trakcie eksploatacji elementów wirujących i łożysk;
- błędy nieosiowości zmieniające się w czasie w cyklu wolno- lub szybkozmiennym, ze względu na odkształcalność trwałą lub sprężystą konstrukcji nośnych.

Stosowanie coraz dokładniejszych obrabiarek oraz dostępność nowych materiałów konstrukcyjnych powodują znaczne obniżenie wpływu pierwszej grupy błędów na działanie układów napędowych. Natomiast obecna tendencja do oszczędności materiałów, w efekcie której powstają konstrukcje lekkie o małej sztywności,

wprowadzić może efekty grupy drugiej. Podobne efekty zaistnieć mogą przy niedostatecznej masie fundamentów, na których posadowione są maszyny, lub „osiadaniu” fundamentów w trakcie życia całego układu, czy też zastosowaniu nowoczesnych konstrukcji nośnych z wysokowytrzymałych, a lekkich tworzyw sztucznych lub kompozytów. Wymienione zjawiska powodują dodatkowe, nie uwzględniane przez konstruktora, obciążenie sprzęgieł i wałów maszynowych nimi łączonych, a ich skutki mogą zostać przeniesione poza maszynę i objąć nawet dalekie otoczenie.

Elementami, które mają zabezpieczyć konstrukcje przed wymienionymi zjawiskami są sprzęgła podatne.

2. CEL BADAŃ MODELOWYCH

Celem badań było:

- sprawdzenie możliwości takiego doboru charakterystyki sprzęgła podatnego, by zminimalizować wpływ zakłóceń osiowania na pracę układu;
- znalezienie i wykorzystanie miar drganiowych do diagnozowania stanu zużycia, wykrycia uszkodzeń doraźnych sprzęgieł oraz występujących błędów współosiowości.

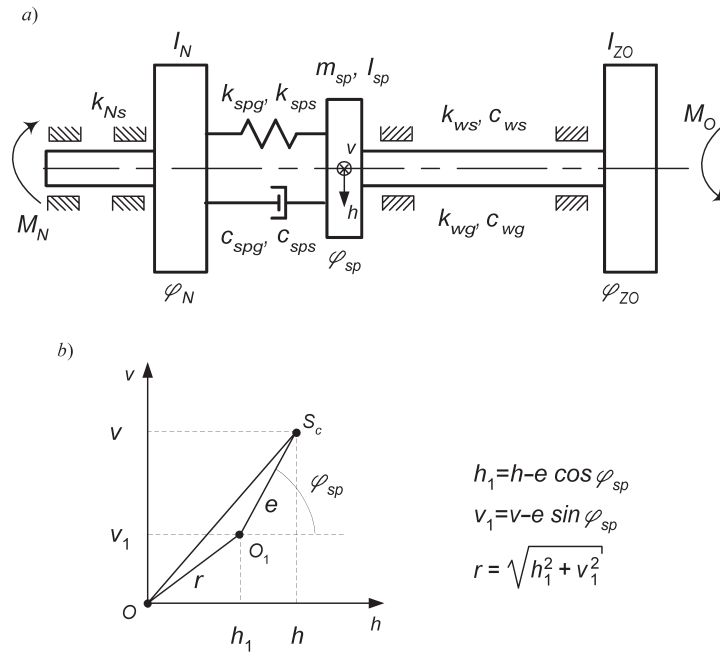
Dla różnych charakterystyk sztywności sprzęgieł w programie Matlab-Simulink zasymulowano pracę układu, na który działa wolnozmienna (zewnętrzna) wymuszenie kinematyczne o częstotliwości wielokrotnie mniejszej od częstotliwości

podstawowej obrotów wału, będące modelem zmiany w czasie błędów osiowania wynikających np. z podatności konstrukcji.

Główny nacisk położono na wieloelementowe sprzęgła podatne, w których obciążenie i -tej wkładki pracującej w warunkach niewspółosiowości składa się z obciążenia wynikającego z przeniesionego momentu, wirującego wraz z wałem oraz z obciążenia wynikającego z błędu osiowania (stałego lub zmiennego w nieruchomym układzie odniesienia) pomniejszonych o efekty wynikające z ugięcia wału i sworznia na którym wkładka pracuje.

3. PROPOZYCJA MODELU

Rozpatrzmy układ mechaniczny przedstawiony na rysunku 1 będący modelem stanowiska badawczego opisanego np. w [1], złożony z napędu, sprzęgła podatnego i odbiornika mocy. W modelu tym założono, że przesunięcie środka ciężkości występować będzie jedynie w biernej części sprzęgła podatnego. Masy napędu i odbiornika przyjęto jako wyrównoważone (jak w badanym obiekcie). Dla uproszczenia modelu pominięto wpływ siły ciężkości i efekty żyroskopowe.



Rys. 1. Model układu (opis oznaczeń w tekście): a) schemat ogólny; b) współrzędne środka ciężkości biernej części sprzęgła z uwzględnieniem ugięcia wału

Równania ruchu układu z uwzględnieniem wprowadzonych zewnętrznie cyklicznie zmiennych w czasie błędów (odchyłek) współosiowości oraz

opisu sprzęgła wieloelementowego są następujące (wyprowadzenie równań znaleźć można w [2]):

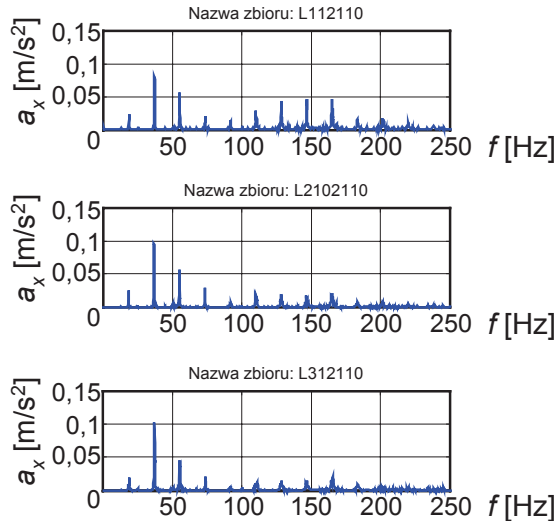
$$\begin{aligned}
 m_{sp} \ddot{h} + (c_{wg} + c_{spg}) \dot{h} + (k_{wg} + k_{spg}) h &= (k_{wg} + k_{spg}) e \cos \varphi_{sp} - k_{wg} u_w(t) - k_{spg} u_{sp}(t) \\
 m_{sp} \ddot{v} + (c_{wg} + c_{spg}) \dot{v} + (k_{wg} + k_{spg}) v &= (k_{wg} + k_{spg}) e \sin \varphi_{sp} \\
 I_N \ddot{\varphi}_N + c_{sps} (\dot{\varphi}_N - \dot{\varphi}_{sp}) + k_{Ns} \varphi_N + k_{sps} (\varphi_N - \varphi_{sp}) + k_{spo} r_{sw}^2 (\varphi_N - \varphi_{sp}) &= M_N \\
 I_{ZO} \ddot{\varphi}_O + c_{ws} (\dot{\varphi}_O - \dot{\varphi}_{sp}) + k_{ws} (\varphi_O - \varphi_{sp}) &= M_O \\
 I_{sp} \ddot{\varphi}_{sp} + c_{sps} (\dot{\varphi}_{sp} - \dot{\varphi}_N) + c_{ws} (\dot{\varphi}_{sp} - \dot{\varphi}_O) + \\
 + k_{sps} (\varphi_{sp} - \varphi_N) + k_{spg} e \cdot ((h + u_{sp}(t)) \sin \varphi_{sp} - v \cos \varphi_{sp}) & \\
 + k_{ws} (\varphi_{sp} - \varphi_O) + k_{wg} e \cdot ((h + u_w(t)) \sin \varphi_{sp} - v \cos \varphi_{sp}) + k_{spo} r_{sw}^2 (\varphi_{sp} - \varphi_N) &= 0
 \end{aligned} \tag{1}$$

W równaniach przyjęto następujące oznaczenia:

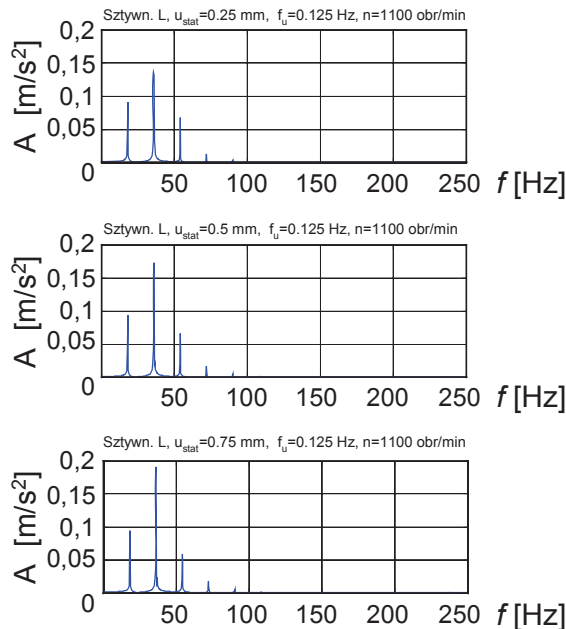
$M_N; M_O$ – moment napędowy i oporowy;
 I_N – zredukowany moment bezwładności napędu;
 I_{sp} – moment bezwładności biernej części sprzęgła;

I_{ZO} – zredukowany moment bezwładności odbiornika;
 m_{sp} – masa biernej części sprzęgła;
 r_{sw} – promień sworznia;
 k_{Ns} – sztywność skrętna napędu;
 $k_{spg}; k_{sps}$ – sztywność giętna i skrętna sprzęgła;
 $k_{wg}; k_{ws}$ – sztywność giętna i skrętna wału;

dołączyć moduł transmitancji (w postaci współczynników wzmocnienia dla poszczególnych dominujących częstotliwości) i odpowiednio „przeskalować” uzyskane z symulacji widma. Tym samym zostanie uwzględniony fakt pośredniości pomiaru (zamocowanie czujnika drgań na obudowie).



Rys. 3. Widma przyspieszeń drgań obudowy dla zmiennego w czasie położenia osi z częstością 0,125 cykli/s (kolejno od góry dla: 0,25 mm; 0,5 mm; 0,75 mm) - wyniki z obiektu rzeczywistego



Rys. 4. Widma przyspieszeń drgań dla zmiennego w czasie położenia osi z częstością 0,125 cykli/s (kolejno od góry dla: 0,25 mm; 0,5 mm; 0,75 mm) - wyniki symulacji komputerowej.

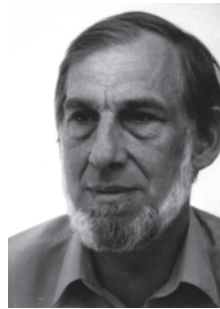
5. WNIOSKI

Model posłużyć może do prawidłowego doboru sprzęgła już na etapie projektowania całości systemu, np. przy wykorzystaniu techniki MES w projektowaniu materiałooszczędnych konstrukcji, lub pozwoli określić wartości granicznych odchyłek położenia (dopuszczalnych amplitud zmiennych w czasie przemieszczeń).

Zauważone efekty przepływu energii pomiędzy harmonicznymi posłużyć mogą do pośredniego diagnozowania konstrukcji wiotkich, wskazując zwiększające się w czasie życia obiektu wartości odchyłek współosiowości (stałych lub zmiennych w czasie). Szczególnie użyteczne mogą być tam, gdzie stosuje się ciągły nadzór drganiowy, np. w maszynach krytycznych, których wyłączenie zagraża zdrowiu lub życiu człowieka.

LITERATURA

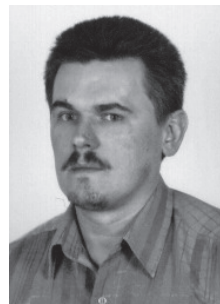
- [1] Pakowski R., Trzpił M.: Odpowiedź dynamiczna sprzęgła podatnego n -elementowego jako miara zmiennych w czasie błędów osiowania, Materiały XXI Sympozjonu Podstaw Konstrukcji Maszyn, Ustroń 2003.
- [2] Pakowski R.: Badania wpływu charakterystyk sprzęgieł podatnych na odpowiedź dynamiczną układu napędowego w warunkach zmiennych w czasie odchyłek współosiowości. Rozprawa doktorska. Warszawa 2005.



Prof. dr hab. inż. Zbigniew DĄBROWSKI – profesor w Instytucie Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej. W pracy naukowej zajmuje się m.in. diagnostyką, wibroakustyką i dynamiką maszyn, oraz minimalizacją drgań i hałasu i analizą sygnałów. Wiceprezes Polskiego

Towarzystwa Diagnostyki Technicznej.

Dr inż. Radosław PAKOWSKI – adiunkt w



Instytucie Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej. W pracy naukowej zajmuje się diagnostyką, wibroakustyką i dynamiką maszyn oraz minimalizacją drgań i hałasu oraz analizą sygnałów. Członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej.