

Marcin ŁUKASIEWICZ, Tomasz KAŁACZYŃSKI, Robert KOSTEK, Michał LISS

e-mail: mlukas@utp.edu.pl

Zakład Pojazdów i Diagnostyki, Wydział Inżynierii Mechanicznej, Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy, Bydgoszcz

Zastosowanie metod analizy modalnej w badaniach wybranych elementów maszyn przemysłu spożywczego

Wstęp

Współczesne maszyny spożywcze charakteryzują się dużym skomplikowaniem technicznym, a jednocześnie małym stopniem zunifikowania tworząc bardzo dużą liczbę typów, nie porównywalną z innymi gałęziami przemysłu. Proces wytwarzania i eksploatacji takich obiektów wymusza na przedsiębiorcach duże nakłady finansowe, surowcowe i energetyczne oraz wymusza zachowanie wysokiej klasy bezpieczeństwa przetwarzanej żywności. Wzrost wymagań technicznych parametrów maszyn i urządzeń spożywczych, przy równoczesnym obniżaniu kosztów wytwarzania i eksploatacji, spowodował zasadnicze zmiany w metodach projektowania, kontroli produkcji i ich eksploatacji. Wystąpienie niespodziewanego uszkodzenia lub awarii powoduje generowanie strat ekonomicznych wynikających z przerwania ciągłości produkcji oraz skutkujących dodatkowymi nakładami na procesy naprawcze, co uzasadnia potrzebę prowadzenia działań prewencyjnych.

Działania prewencyjne mają na celu określenie stanu technicznego maszyny w oparciu o prowadzone odpowiednie działania diagnostyczne, w których uwzględnia się również postępowanie zmian oraz szybkość pogarszania się stanu technicznego obiektu. Do identyfikacji obiektów stosowana jest metoda eksploatacyjnej analizy modalnej, oparta o pomiary odpowiedzi na wymuszenia eksploatacyjne.

Metoda analizy modalnej polega na badaniu własności dynamicznych konstrukcji i może być zastosowana do badań diagnostycznych skomplikowanych obiektów technicznych, jak np. maszyny i urządzenia przemysłu spożywczego. W wyniku analizy modalnej otrzymuje się model modalny stanowiący uporządkowany zbiór częstości własnych, odpowiadających im współczynników tłumienia oraz postaci drgań własnych. Ideą tej metody jest śledzenie zmian parametrów modelu modalnego, powstających na skutek rozregulowań, zużycia, uszkodzeń lub awarii, na podstawie bieżących obserwacji obiektu.

Na podstawie znajomości modelu modalnego można przewidzieć reakcje obiektu na dowolne zaburzenie, zarówno w dziedzinie czasu, jak i częstotliwości. Analiza modalna może być realizowana jako teoretyczna, eksperymentalna lub eksploatacyjna [Żółtowski i Cempel, 2004; Łukasiewicz, 2010; Żółtowski i Łukasiewicz, 2012].

Metoda eksploatacyjnej analizy modalnej jest techniką opartą na pomiarze odpowiedzi układu na nieznanne wymuszenia eksploatacyjne, będące wynikiem działania sił procesu technologicznego, bądź wymuszeń kinematycznych oraz procesu destrukcji elementów maszyny. Proces przygotowań do badań diagnostycznych obejmuje właściwe rozmieszczenie punktów pomiarowych oraz punktów referencyjnych (stałe w trakcie pomiarów), jak również właściwe określenie pomiarowego zakresu częstotliwości. Zaletą metody w zastosowaniu do identyfikacji charakterystyk dynamicznych obiektów jest zachowanie warunków brzegowych oraz wymuszeń charakterystycznych przy eksploatacji tych obiektów. W metodzie tej w oparciu o zmierzone sygnały na wyjściu z obiektu, uzyskane w trakcie pomiarów w wybranych punktach referencyjnych i pomiarowych dla nieznanego wymuszenia układu, dokonuje się estymacji parametrów modalnych. W wyniku estymacji zidentyfikowane zostają bieguny układu oraz częstości własne a następnie na ich podstawie estymowane są postaci drgań własnych. W eksploatacyjnej analizie modalnej nie stosuje się dodatkowych wzbudników drgań (młotków modalnych), a pomiary obiektu prowadzi się w trakcie jego eksploatacji.

Celem niniejszej pracy jest zaprezentowanie przydatności metod analizy modalnej w badaniach diagnostycznych wybranych elementów maszyn spożywczych na przykładzie przekładni DMG-1, dla której wyznaczono częstotliwości własne oraz postacie drgań własnych.

Badanie przekładni zębatej

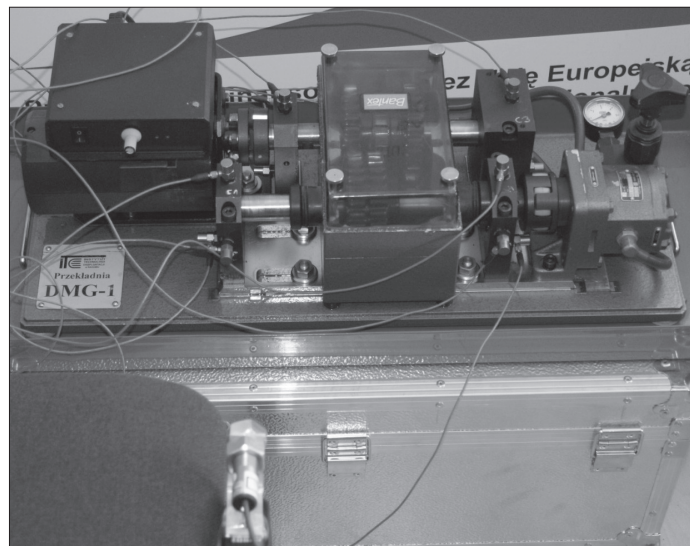
Współczesny rozwój technologiczny coraz częściej jest skierowany na tworzenie nowoczesnych metod diagnozowania, które mogłyby zmniejszyć znaczącą różnicę między zaawansowaniem technicznym maszyn przemysłu spożywczego a diagnozującymi je systemami. Dynamiczny postęp technologiczny maszyn spożywczych sprawia, że charakter ich pracy jest coraz bardziej skomplikowany, a tym samym trudniejszy do zdiagnozowania w przypadku potencjalnego uszkodzenia. Najbardziej newralgicznymi elementami obiektów technicznych są węzły łożyskowe lub podzespoły odpowiedzialne za przeniesienie napędu. Z tego powodu szczególną uwagę poświęcono badaniom modalnym przekładni zębatych. Charakter pracy oraz środowisko, w jakim są eksploatowane te elementy maszyn spożywczych, wymagają znacznie wcześniejszej reakcji służb UR na zagrożenia wynikające z nieoczekiwanych uszkodzeń.

Stanowisko badawcze

W celu przedstawienia praktycznych możliwości eksploatacyjnej analizy modalnej do diagnozowania elementów przeniesienia napędu maszyn spożywczych zasymulowano na stanowisku badawczym przekładni DMG – 1A cztery stany jej zdadności:

1. stan zdadny,
2. stan z przekoszeniem wałów,
3. stan z uszkodzonym kołem zębatym,
4. stan z uszkodzonym kołem zębatym i przekoszeniem wałów jednocześnie.

Stanowisko badawcze wraz zamocowanymi czujnikami przyspieszeń drgań przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Obiekt badań wraz z rozmieszczeniem punktów odbioru sygnału [źródło własne]

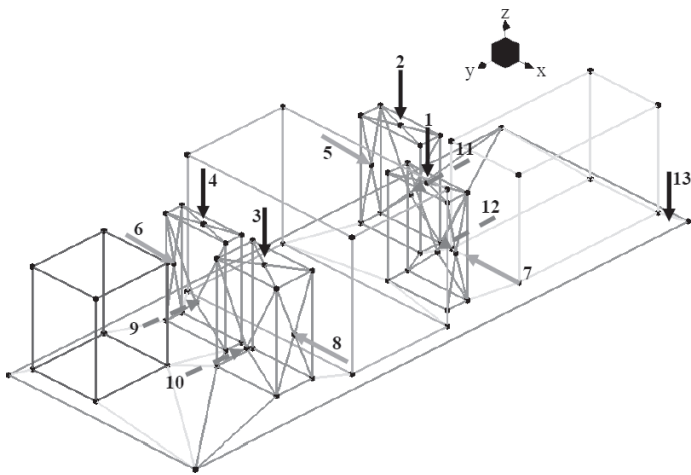
Poszczególne stany były realizowane w trzech różnych prędkościach (400 min⁻¹, 600 min⁻¹, 800 min⁻¹) w celu zobrazowania charakteru drgań w zależności od prędkości obrotowej wału. Wykorzystując impulsową metodę pobudzenia do drgań konstrukcji mechanicznych określono zakres pomiarowy badanej przekładni od 0,7 Hz do 400 Hz.

Wykorzystując rozbudowany system *LMS Test.Xpress* przeznaczony do akwizycji danych pomiarowych, zarejestrowano dla każdego z przypadków 300 sekundowe odcinki czasowe.

W celu dokładnego pomiaru prędkości obrotowej do układu pomiarowego dodano laserowy czujnik tachometryczny.

Geometryczny model przekładni

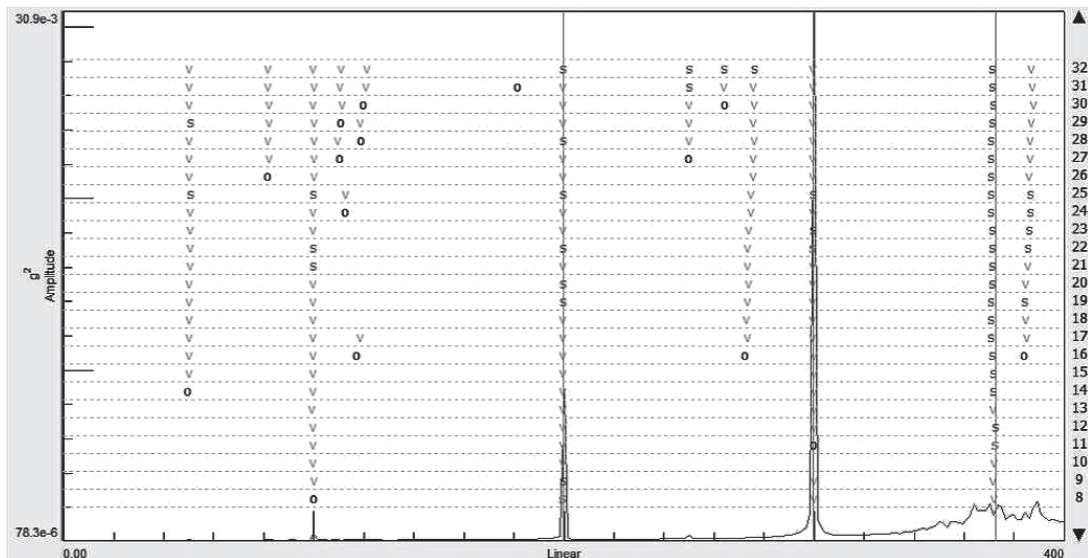
Przed przystąpieniem do obróbki uzyskanych danych, utworzono w oprogramowaniu *LMS Test.Lab* [LMS, 2011] geometryczny model rzeczywistego obiektu w celu przedstawienia na nim poszczególnych postaci drgań własnych. Model geometryczny przekładni DMG-1A przedstawiono na rys. 2. Obróbka uzyskanych przebiegów czasowych polegała na przetransformowaniu danych do postaci przebiegu *cross-power*:



Rys. 2. Geometryczny model przekładni DMG-1A w module *Geometry* [źródło własne]

Model modalny

dane otrzymane w uprzednio opisany sposób umożliwiają zbudowanie modelu modalnego. Postać modelu modalnego uzyskuje się na podstawie analizy diagramu stabilizacyjnego, zbudowanego wcześniej wybranym algorytmem estymacji danych pomiarowych. W prezentowanych badaniach był to algorytm *PolyMAX* [LMS, 2011] przedstawiony na rys. 3.



Rys. 3. Estymacja modelu modalnego na podstawie diagramu stabilizacyjnego [źródło własne]

Analizując poszczególne przypadki zasymulowane na stanowisku badawczym uzyskano zbiór diagramów stabilizacyjnych, z których to wybierano bieguny stabilne. Na biegun stabilny składały się: częstotliwość, tłumienie modalne oraz wektor postaci drgań. Proces stabilizacyjny przebiegał przy tolerancji poszczególnych parametrów wynoszących: 1% dla częstotliwości, 5% dla tłumienia modalnego oraz 2% dla wektora postaci drgań.

Analiza otrzymanych wyników

Na rys. 4 przedstawiono część tabeli z uzyskanymi danymi z czterech czujników po analizie diagramu stabilizacji dla stanu z uszkodzonym kołem zębatym.

Stan brak zęba na kole zębatym									
P.p.	Prędkość obrotowa [obr./min]								
	400			600			800		
	ω [Hz]	c [%]	rząd	ω [Hz]	c [%]	rząd	ω [Hz]	c [%]	rząd
C1	49.916	0,57	9	20.628	0,93	21	100.013	0,37	21
	100.295	0,65	11	50.070	0,75	19	199.948	0,01	8
	199.925	0,05	9	99.889	0,15	14	299.931	0	22
	250.888	0,75	12	199.898	0,01	14	372.545	2,23	11
	299.966	0,01	12	299.875	0,01	19			
C2	371.516	1,23	24	370.101	2,96	10			
	384.296	2,15	8						
	49.916	0,57	9	20.628	0,93	21	100.013	0,37	21
	100.295	0,65	11	50.070	0,75	19	199.948	0,01	8
	199.925	0,05	9	99.889	0,15	14	299.931	0	22
C3	250.888	0,75	12	199.898	0,01	14	371.775	2,07	14
	299.966	0,01	12	299.875	0,01	19			
	371.018	1,02	20	370.628	2,90	7			
	383.860	2,15	11						
	49.916	0,57	9	20.628	0,93	21	100.013	0,37	21
	100.295	0,65	11	50.070	0,75	19	199.948	0,01	8
	199.925	0,05	9	99.889	0,15	14	299.931	0	22
	250.888	0,75	12	199.898	0,01	14	371.775	2,07	14
	299.966	0,01	12	299.875	0,01	19			
	372.020	1,17	26	370.628	2,96	10			
	382.921	1,72	19						

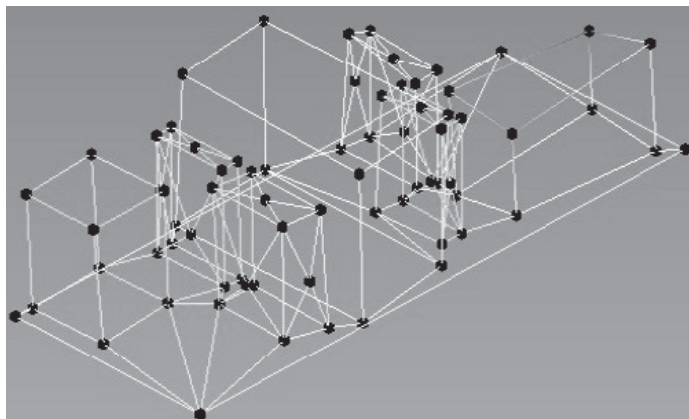
Rys. 4. Częściowa macierz obserwacji dla stanu przekładni z uszkodzonym kołem zębatym [źródło własne]

Wybór odpowiednich biegunów z diagramu stabilizacyjnego miał wpływ na poszczególne postaci drgań własnych konstrukcji.

Na kolejnych rysunkach przedstawiono najbardziej interesujące postaci drgań, wskazujących na cechy konstrukcyjne istotne z punktu widzenia przekładni zębatej.

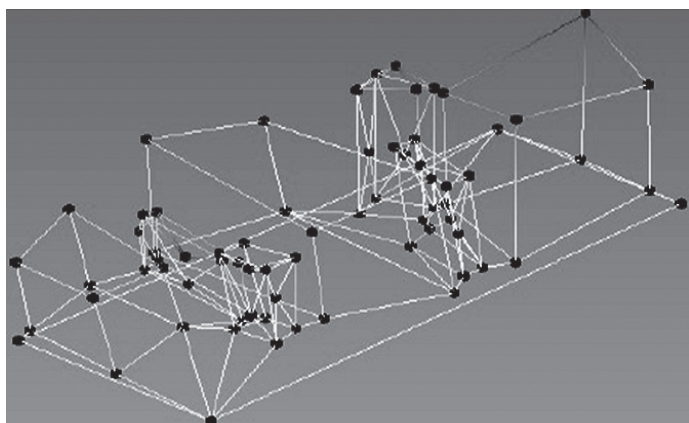
W przypadku symulacji stanu przekładni z uszkodzonym kołem zębatym wystąpiła postać drgań przy częstotliwości 384,296 Hz. Skrajne wychylenie tej postaci drgań przedstawiono na rys. 5.

Zaledwie brak zęba na kole zębatym spowodował istotną zmianę ruchową całego układu mechanicznego. Najbardziej zauważalną zmianą było specyficzne odkształcenie obudowy łożyska w kierunku osi x, na którym znajdował się wał z uszkodzonym kołem zębatym. Postać drgań przy częstotliwości 384,296 Hz ma charakter giętny.



Rys. 5. Postać drgań własnych dla stanu z uszkodzonym kołem zębatym
[źródło własne]

Natomiast w przypadku symulacji stanu z niewspółosiowością kątową wałów wyznaczono postać drgań mającej złożony charakter drgań giętno-skrętny. Ta postać drgań wystąpiła przy częstotliwości 49,917 Hz. Na rys. 6 przedstawiono graficzną formę postaci drgań odpowiadającej zasymulowanemu stanowi z kątową niewspółosiowością wałów.



Rys. 6. Postać drgań własnych dla stanu z niewspółosiowością kątową wałów
[źródło własne]

Symulacja obu stanów jednocześnie (brak zęba na kole zębatym oraz przykoszeniem wałów) spowodowało powstanie dwóch postaci drgań własnych odpowiadających poszczególnym uszkodzeniom. Postacie te jednak pojawiły się z pewnymi przesunięciami w dziedzinie częstotliwości i wynosiły odpowiednio: 374,400 Hz w przypadku uszkodzenia koła zębatego oraz 379,022 Hz w przypadku kątowej niewspółosiowości wałów.

Najistotniejszym aspektem tych badań był fakt, że wszystkie częstotliwości postaci drgań własnych wynikających z uszkodzonych elementów przekładni nie wstępują w przypadku symulowania stanu zdatnego. Świadczy to, że w przypadku zaistnienia uszkodzenia w przekładni następuje pojawienie się zupełnie nowej częstotliwości drgań pochodzącej od uszkodzenia.

Równie interesującym zjawiskiem jest fakt, że przy postaciach drgań wywodzących się od uszkodzenia przekładni, zwiększa się modalny współczynnik tłumienia. Średnio współczynnik tłumienia przy innych postaciach drgań wynosił od 0,01 do 0,93%. W przypadku postaci drgań od uszkodzonego elementu wynosił od 2,07 do 2,23%.

Wnioski

Przeprowadzone badania stanowiskowe mające na celu wyznaczenie częstości własnych złożonych obiektów technicznych metodami analizy modalnej na przykładzie przekładni DMG-1A wskazują jednoznacznie, iż zastosowanie nowoczesnych aplikacji inżynierskich pozwoliło na szybką identyfikację tych częstotliwości.

Przykładowe badane połączenie elementów maszynowych poprzez parę kół zębatych jest jednym z podstawowych układów przeniesienia mocy stosowanym powszechnie w zakładach przemysłu spożywczego, zatem potwierdzono, że przedstawiona metoda może być zastosowana w procesie diagnozowania stanu wybranych elementów maszyn w tym przemyśle.

Zaletą prezentowanej metody jest możliwość diagnozowania obiektów w zakładach przemysłu spożywczego bez wyłączenia ich z procesu eksploatacji. Takie badania nie generują dodatkowych kosztów, a wyniki uzyskuje się na podstawie rzeczywistych sygnałów generowanych przez badany obiekt.

Zamieszczone interpretacje na temat dynamiki struktury oraz przedstawiona metodologia może stanowić podstawę do prowadzenia badań maszyn.

LITERATURA

- LMS International, 2011.(1.10.2011): <http://www.lmsintl.com/lmspolymax>
<http://www.lmsintl.com/test-software>
- Łukasiewicz M., 2010. Vibration measure as information on machine technical condition, *Studies & Proceedings of Polish Association for Knowledge Management*, **35**, 111-118
- Żółtowski B., Cempel Cz., 2004. *Inżynieria diagnostyki maszyn*, PTD, Warszawa, Bydgoszcz, Radom
- Żółtowski B., Łukasiewicz M., 2012. *Diagnostyka drganiowa maszyn*, ITE Radom, Bydgoszcz – Radom, (ISBN 978-83-7789-138-4)

Pracę wykonano w ramach projektu: Techniki wirtualne w badaniach stanu, zagrożeń bezpieczeństwa i środowiska eksploatowanych maszyn WNP-POIG.01.03.01-00-212/09.