

BEDNARZ Jarosław¹

EKSPERYMENTALNA ANALIZA DYNAMIKI FRAGMENTU KORPUSU GENERATORA ENERGETYCZNEGO

W czasie badań przeprowadzanych na obiektach podczas ich normalnej pracy od kilku lat wykorzystywane są metody EAM (Eksploatacyjna Analiza Modalna). Podstawowym założeniem stosowalności tych metod jest losowe wymuszenie badanego obiektu. W przypadku niektórych maszyn (np. w energetyce) to założenie nie jest spełnione, a wymuszenia związane z elementami wirującymi zdecydowanie pogarszają otrzymany tymi metodami model modalny. W artykule zaprezentowane zostało wykorzystanie metod EAM do wyznaczenia parametrów modalnych płyty dolnej obudowy generatora energetycznego z wykorzystaniem różnych algorytmów analizy. W pracy pokazano także próby rozwiązania niektórych problemów za pomocą wstępnego przygotowania danych do analiz. Pracę wykonano w ramach projektu badawczego 4875/B/TO2/2010/38.

EXPERIMENTAL ANALYSIS OF GENERATOR CORPS PART DYNAMICS

In the last few years, for the purposes of identification of mechanical systems during their normal work, the OMA (Operational Modal Analysis) methods are frequently used. These methods can be applied under the assumption that the excitation acting on the tested system is random. This requirement is not met in case of some industrial machines (e.g. in power engineering) while the excitation related to rotating elements significantly worsen the accuracy of modal models estimated by means of the OMA methods. In the article the use of OMA methods to determine the modal parameters of the generator housing bottom plate using a variety of analysis algorithms is presented. In the paper there are also presented examples of problem solving by means of the proper data pre-processing. The work was carried out in a research project 4875/B/TO2/2010/38.

1. WSTĘP

W dzisiejszych czasach przy projektowaniu konstrukcji mechanicznych jednym z podstawowych kryteriów są własności dynamiczne obiektu. Mają one znaczący wpływ na drgania układu, emitowany hałas, wytrzymałość zmęczeniową, sterowalność i stabilność konstrukcji. Najczęściej do opisu dynamiki konstrukcji stosuje się modele strukturalne, które buduje się zgodnie z zasadami metody elementów skończonych. Model strukturalny

¹ Akademia Górniczo-Hutnicza, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Katedra Robotyki i Mechatroniki, al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, tel.: +48 12 617-35-11, faks: +48 12 634-35-05, e-mail: bednarz@agh.edu.pl

można wykorzystać do wyznaczenia modelu modalnego będącego zbiorem częstości drgań własnych i odpowiadających im postaci drgań – przez zastosowanie odpowiedniej transformacji współrzędnych modelu. Proces budowy modelu modalnego nosi nazwę analizy modalnej [6,8], która może być stosowana, jeżeli układ spełnia następujące założenia:

- układ jest liniowy i jego dynamika może być opisana za pomocą liniowego układu równań różniczkowych zwyczajnych,
- współczynniki równań opisujących dynamikę są stałe w czasie pomiarów, charakterystyki dynamiczne są stałe w czasie,
- układ jest obserwowalny w czasie i istnieje możliwość pomiaru wszystkich charakterystyk, których znajomość jest niezbędna do identyfikacji modelu,
- układ spełnia zasadę wzajemności Maxwella,
- tłumienie w układzie jest małe lub proporcjonalne.

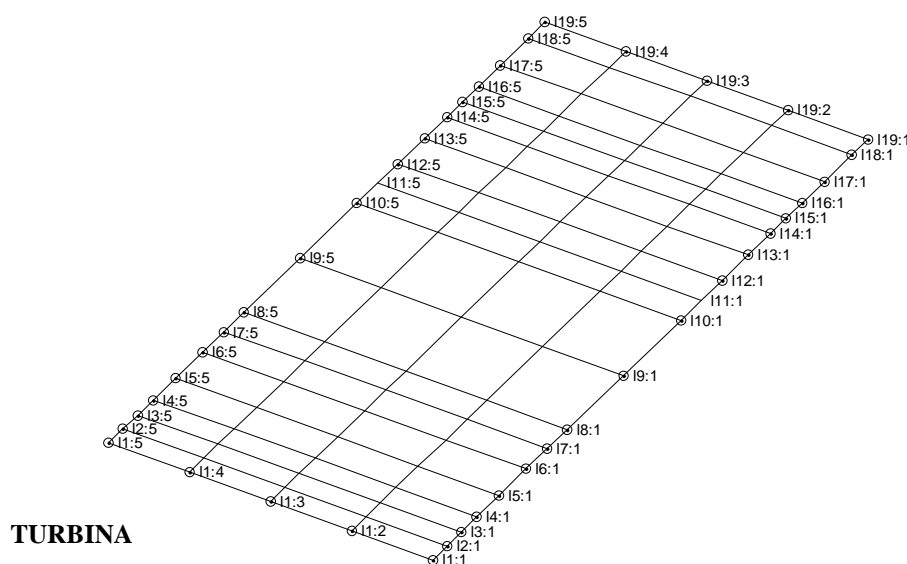
Pomimo tak silnych założeń, co do stosowalności analizy modalnej znalazła ona szerokie zastosowanie jako narzędzie do rozwiązywania wielu problemów z zakresu analizy drgań, hałasu, wytrzymałości zmęczeniowej oraz syntezy układów sterowania. Poprawnie zbudowany model modalny umożliwia przewidywanie zachowania się modelowanej konstrukcji przy dowolnym wymuszeniu. Taki model może być zidentyfikowany na rzeczywistym obiekcie na podstawie wyników eksperymentu identyfikacyjnego. Jest to jeden z najczęściej identyfikowanych modeli rzeczywistych konstrukcji mechanicznych. W czasie badań przeprowadzanych na obiektach podczas ich normalnej pracy od kilku lat wykorzystywane są metody EAM (Eksplatacyjna Analiza Modalna). Podstawowym założeniem stosowalności tych metod jest losowe wymuszenie badanego obiektu. W przypadku niektórych maszyn (np. w energetyce) to założenie nie jest spełnione, a wymuszenia związane z elementami wirującymi zdecydowanie pogarszają otrzymywany tymi metodami model modalny [5,6]. W artykule zaprezentowane zostały wyniki badań modalnych fragmentu korpusu energetycznego (Rys. 1). Celem przeprowadzonych badań była identyfikacja częstotliwości i postaci drgań własnych płyty dolnej generatora z wykorzystaniem różnych algorytmów analizy modalnej przy wykorzystaniu wymuszenia eksploatacyjnego w postaci normalnej pracy turbozespołu. Zakres przeprowadzonych badań obejmował przeprowadzenie eksperymentu modalnego w czasie normalnej pracy turbozespołu oraz opracowanie na jego podstawie modelu modalnego płyty dolnej generatora.



Rys.1. Ogólny widok fragmentu konstrukcji płyty dolnej generatora.

2. OPIS BADAŃ MODALNYCH FRAGMENTU KORPUSU GENERATORA

Pomiary drgań fragmentu korpusu generatora (płyty dolnej) przeprowadzono w trakcie normalnej pracy turbozespołu energetycznego. W trakcie przeprowadzonego eksperymentu modalnego wykorzystano sieć punktów pomiarowych obejmującą 95 punktów. Przyjęty rozkład punktów to 19 linii rozmieszczonych w poprzek badanej płyty na jej głównych elementach konstrukcyjnych (blacha cienka i gruba, ceowniki). Każda z linii pomiarowych składała się z 5 punktów pomiarowych. Siatkę punktów pomiarowych przedstawiono na rysunku 2.



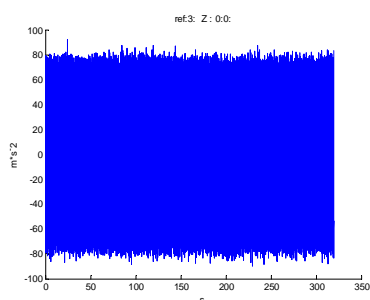
Rys.2. Siatka punktów pomiarowych wykorzystana w trakcie pomiaru.

W czasie badań przeprowadzono 19 eksperymentów częściowych, w których czujniki przyspieszeń były przestawiane w kolejne położenia. Trójosiowy czujnik referencyjny pozostawał w jednym miejscu przez wszystkie eksperymenty. Poniżej zestawiono najważniejsze cechy przeprowadzonych badań:

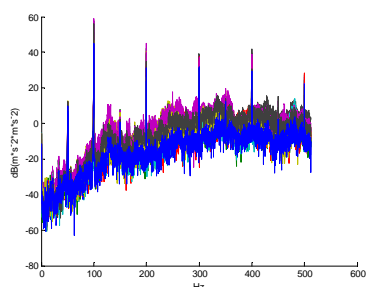
- zastosowano wymuszenie eksploatacyjne (normalna praca bloku energetycznego),
- czujnik referencyjny REF:3 znajdował się w okolicy punktu L12:4,
- równocześnie z pomiarem sygnałów referencyjnych mierzono sygnały odpowiedzi na wymuszenie – przyspieszenia drgań, w każdym punkcie pomiarowym w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach,
- rejestrowano przebiegi czasowe przyspieszenia drgań sygnałów odpowiedzi i referencji o długości ok. 320 [s].

3. PRZYGOTOWANIE DANYCH DO ANALIZ

Na zarejestrowanych przebiegach czasowych amplitud przyspieszenia drgań (Rys. 3a) zastosowano klasyczne metody przetwarzania sygnałów pozwalające na wyznaczenie gęstości widmowych mocy (CSD - Rys. 3b) oraz funkcji korelacji. Dla przygotowanego zestawu wyznaczonych gęstości widmowych mocy oraz funkcji korelacji dokonano analizy algorytmami EAM. Analizy przeprowadzono za pomocą algorytmów LSCE oraz BR. Są to metody najczęściej wykorzystywane do uzyskania parametrów modalnych obiektów, dla których nie jest mierzona siła wymuszająca drgania. Zastosowane algorytmy dokonują estymacji na bazie przebiegów funkcji korelacji. W warunkach przemysłowych pomiary dla tego typu analiz najczęściej wykonuje się dokonując rejestracji gęstości widmowych mocy. Przed wykonaniem analizy algorytmy automatycznie dokonują odwrotnego przekształcenia Fouriera w celu otrzymania funkcji korelacji. W tym przypadku w celu wyeliminowania ewentualnych problemów przetwarzania częstotliwościowo-czasowego analizy wykonano podając na wejście algorytmów EAM zarówno dane w postaci funkcji korelacji, jak i gęstości widmowych mocy. Na rysunku 4 pokazane zostały przykładowe diagramy stabilizacyjne uzyskane dla analiz wykonanych na bazie przebiegów w dziedzinie częstotliwości (a) oraz czasu (b).

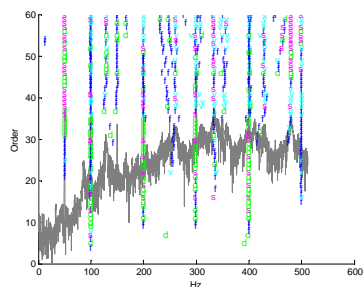


Rys.3a. Przykład zarejestrowanego sygnału

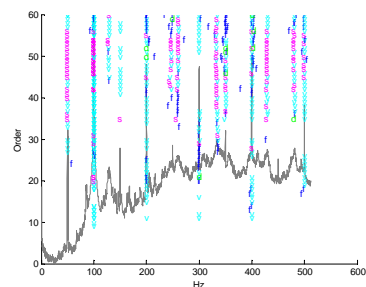


Rys.3b. Przykładowe przebiegi gęstości widmowych mocy dla potrzeb EAM

a)



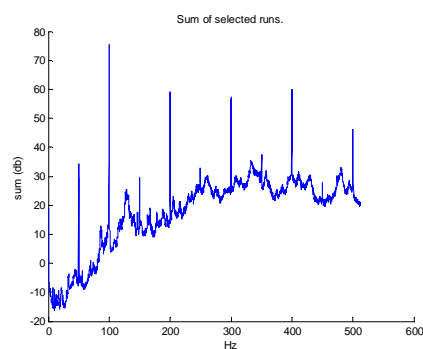
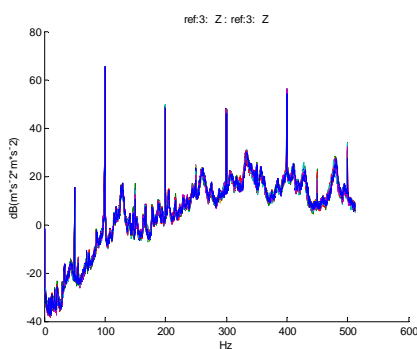
b)



Rys.4. Przykładowe diagramy stabilizacyjne uzyskane w trakcie analizy EAM; a) analiza na bazie funkcji gęstości widmowych mocy b) analiza na bazie funkcji korelacji.

4. WYNIKI ESTYMACJI MODELU MODALNEGO PŁYTY SPODNIEJ GENERATORA

Estymację parametrów modalnych badanej płyty wykonano dla punktu referencyjnego REF:3:Z w paśmie częstotliwości od 0 do 512 [Hz]. Estymację parametrów modalnych poprzedziła analiza jakości danych pomiarowych w oparciu o przebiegi zmierzone w punkcie pomiaru referencyjnego we wszystkich przeprowadzonych eksperymentach częściowych. Na rysunku 5 pokazano przebiegi widm amplitudy sygnału referencyjnego. Przebiegi te pokazują, że we wszystkich eksperymentach częściowych przebieg widma jest podobny co oznacza, że wymuszenie było porównywalne w każdym z testów. Na rysunku 6 przedstawiono przebiegi unormowanej sumy amplitud wzajemnych gęstości widmowych mocy. Maksima lokalne tych przebiegów wskazują wartości częstotliwości drgań własnych oraz częstotliwości źródeł wymuszenia. Położenie tych maksimów oznacza, że w trakcie przeprowadzonych eksperymentów zostały odwzorowane w zarejestrowanych przebiegach drgania własne dla częstotliwości z zakresu 0 – 512 [Hz].



Rys. 5. Widma amplitudy przyspieszenia drgań mierzonego w punkcie referencyjnym w 19 kolejnych eksperymentach częściowych

Rys. 6. Unormowana suma przebiegów amplitudy wzajemnych gęstości widmowych mocy

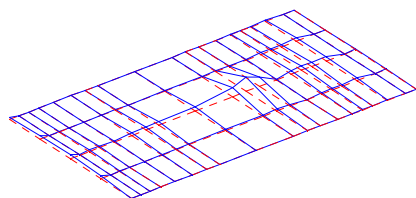
Estymacja parametrów była przeprowadzona przy pomocy oprogramowania VIOMA opracowanego w Katedrze Robotyki i Mechatroniki AGH z zastosowaniem obydwóch wymienionych wcześniej algorytmów. Przeprowadzono zbiór procedur estymacji, z których wyników wybrano najbardziej reprezentatywne postaci drgań przy pomocy autorskiej procedury konsolidacji modelu modalnego [7] będącej składnikiem oprogramowania VIOMA. W czasie przeprowadzonych badań zidentyfikowano tylko tę część postaci drgań, która została dobrze wymuszona i odwzorowana w wynikach przeprowadzonego eksperymentu. Wyniki estymacji parametrów modelu modalnego na podstawie zarejestrowanych przebiegów czasowych zestawiono w tabeli 1. Porównanie postaci drgań własnych dla częstotliwości ok. 100 [Hz] wyznaczonych w czterech przeprowadzonych analizach przedstawiono na rysunku 7. Porównując rysunki postaci przedstawionej na rysunku 7 można stwierdzić, że jej kształt jest zbliżony dla wszystkich czterech analiz. Występują jedynie różnice w amplitudzie postaci, ale związane są one z

problemem skalowania postaci drgań własnych obiektu w EAM. W trakcie eksperymentu nie jest rejestrowana wartość siły wymuszającej badany obiekt przez co nie ma możliwości wyznaczenia prawidłowego współczynnika skalującego amplitudę postaci drgań. Rozwiązaniem tego problemu może być wykorzystanie dodatkowego mierzalnego wymuszenia (np. młotkiem modalnym lub wzbudnikiem drgań) i rejestracja widmowych funkcji przejścia dla kilku punktów pomiarowych. Następnie na podstawie porównania amplitud przemieszczenia drgań w tych punktach z wartościami określonymi na podstawie badań eksploatacyjnych można wyznaczyć wartość współczynnika skali i otrzymać skalowane eksploatacyjne postacie drgań własnych badanej płyty. W celu wyznaczenia skalowanych postaci drgań można również wykorzystać metodę OMAX (Eksploatacyjna Analiza Modalna z Mierzalnymi Wejściami) [3], która stanowi połączenie klasycznej (eksperymentalnej) i eksploatacyjnej analizy modalnej.

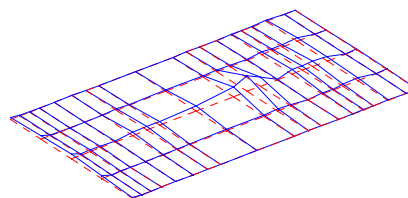
Tab. 1. Zestawienie wyestymowanych wartości częstotliwości drgań własnych (CDW) i współczynników tłumienia modalnego (WTM)

Lp.	Funkcje korelacji BR		Funkcje korelacji LSCE		CSD BR		CSD LSCE	
	CDW [Hz]	WTM [%]	CDW [Hz]	WTM [%]	CDW [Hz]	WTM [%]	CDW [Hz]	WTM [%]
1	49.98	0.02	---	---	50.00	0.06	49.94	0.12
2	59.44	2.07	---	---	---	---	---	---
3	---	---	62.98	1.34	62.77	1.35	---	---
4	100.02	0.07	100.01	0.12	99.99	0.01	99.98	0.19
5	---	---	---	---	107.61	0.83	109.97	0.70
6	---	---	---	---	128.97	1.03	128.41	0.88
7	141.28	0.65	142.21	1.51	---	---	---	---
8	149.97	0.01	---	---	150.00	0.12	---	---
9	199.98	0.01	200.13	0.21	199.98	0.01	199.96	0.03
10	235.58	0.63	---	---	---	---	235.79	0.36
11	259.96	0.79	---	---	260.60	0.94	260.62	0.69
12	299.88	0.01	299.79	0.09	---	---	296.00	0.31
13	333.57	0.45	333.39	0.22	333.55	0.73	333.24	0.56
14	350.33	0.35	349.62	0.71	---	---	---	---
15	358.36	0.74	---	---	353.78	0.08	357.73	0.24
16	399.88	0.01	399.96	0.18	398.99	0.04	400.18	0.15
17	---	---	426.90	0.16	430.24	0.44	426.03	0.35
18	449.00	1.09	450.10	0.22	---	---	---	---
19	481.02	0.30	---	---	480.71	0.39	480.89	0.33
20	499.89	0.10	500.60	0.03	---	---	---	---

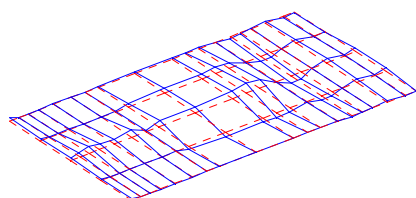
Funkcje korelacji BR



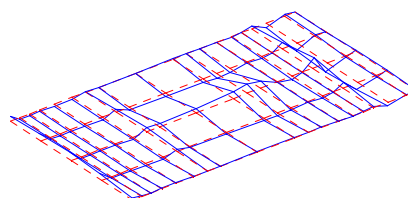
Funkcje korelacji LSCE



CSD BR



CSD LSCE



Rys. 5 Rysunek postaci drgań własnych płyty o częstotliwości ok. 100 [Hz].

5. WNIOSKI

Z tabeli 1 wynika, iż metodami EAM nie udało się zidentyfikować żadnej postaci drgań własnych poniżej 50 [Hz]. Dodatkowo harmoniczne prędkości obrotowej wału tak bardzo dominują w danych pomiarowych, że powodują maskowanie całej odpowiedzi dynamicznej badanego układu. Dodatkowym utrudnieniem jest uzyskiwanie współczynników tłumienia znacząco różnych od zera dla częstotliwości harmonicznych. Prawdopodobnie jest to związane z rozmyciem harmonicznej przez odpowiedź dynamiczną układu w częstotliwości, w której jest ona silnie wymuszana. Na podstawie przeprowadzonych doświadczeń oraz analiz można wyciągnąć następujące wnioski szczegółowe dotyczące zastosowania metod EAM w badaniu dynamiki elementów maszyn wirnikowych:

- wykorzystanie EAM do badania obiektów zawierających elementy wirujące wymaga dodatkowej wiedzy o badanym obiekcie,
- wyznaczenie strukturalnych biegunów badanego układu jest utrudnione poprzez maskowanie ich przez wysoki poziom „pików” związanych z częstotliwościami generowanymi przez elementy wirujące,
- z uwagi na algorytmy EAM otrzymane diagramy stabilizacyjne są trudne w interpretacji,
- wyznaczone postacie drgań własnych są nieskalowane,

- maskowanie dynamiki strukturalnej obiektu przez harmoniczne generowane przez części wirujące wskazuje potrzebę wcześniejszego przygotowania sygnałów do analizy (np. poprzez filtrację pasmową).

Istnieje możliwość poprawy jakości estymacji modelu modalnego z wykorzystaniem metody OMAX, która wymaga jednak zastosowania dodatkowego sterowanego wymuszenia, co w przypadku maszyn wirnikowych w trakcie ich normalnej pracy jest znacznie utrudnione. Można jednak zastosować jako źródło sterowanego wymuszenia np. łożysko magnetyczne [2], które będzie pełniło zarówno funkcję nośną jak i będzie mogło być wykorzystywane jako wzbudnik drgań w eksperymencie czynnym. Na podstawie dotychczas prowadzonych przez autora prac badawczych można postawić następujące wnioski dotyczące zastosowania metody OMAX [1]:

- zastosowanie dodatkowego kontrolowanego wymuszenia poprawia jakość uzyskiwanych charakterystyk,
- istnieje możliwość zastosowania algorytmów klasycznej analizy modalnej (uzyskanie skalowanych postaci drgań),
- amplitudy związane z częstotliwościami generowanymi przez elementy wirujące nie dominują w widmach estymat uzyskanych dla przebiegów z dodatkowym wymuszeniem.

6. BIBLIOGRAFIA

- [1] Bednarz J.: *Model-based diagnostics of rotating machinery: application of OMAX method and NARX model in identification and diagnostics of steam and wind turbines*, Germany, LAP LAMBERT Academic Publishing, 2010.
- [2] Bednarz J., Uhl T., Piłat A.: *Diagnostyka maszyn wirnikowych oparta na modelu*, Diagnostyka 3/2007.
- [3] Cauberghe B.: *Applied frequency-domain system identification in the field of experimental and operational modal analysis*, praca doktorska Vrije Universiteit Brussel, 2004.
- [4] Haylen W., Lammens S., Sas P., *Modal Analysis Theory and Practice*, KU Leuven, 1997.
- [5] Kurowski P.: *Modal-model applications for large energetics machines*, Key Engineering Materials Vol. 347, 2007, pp. 221 – 226, 2007.
- [6] Kurowski P., Bednarz J.: *Comparison of modal parameters determined in operational conditions by means of the OMA and OMAX method*, Structural health monitoring 2008 : proceedings of the fourth European workshop: Cracow, Poland, July 2–4, 2008 Lancaster, Pennsylvania: DEStech Publications, Inc., 2008.
- [7] Lisowski W.: *Wybrane problemy automatyzacji eksperymentalnej analizy modalnej*, Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne AGH, Kraków, 2006.
- [8] Uhl T., Lisowski W., Kurowski P., *In-operation modal analysis and its application*, Wydawnictwo Katedry Robotyki i Mechatroniki AGH, 2001.