

## WYBRANE ZAGADNIENIA DIAGNOSTYKI DUŻYCH OBIEKTÓW ENERGETYCZNYCH

Anna PROŃSKA, Jan KICIŃSKI

Instytut Maszyn Przepływowych PAN, Zakład Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych  
80-952 Gdańsk, ul Fiszera 14; aga@imp.gda.pl

### Streszczenie

Diagnostyka według modelu – dziedzina, w której należy zamodelować różnego rodzaju defekty w pracy maszyny wirnikowej i powiązać je z ich symptomami, rozwija się w kierunku coraz bardziej odpowiadającego rzeczywistości opisu diagnozowanej maszyny, czyli opisu nieliniowego. Komplikuje to w znacznym stopniu zarówno proces identyfikacji konstrukcji podpierającej, jak i procedurę łączenia własności konstrukcji podpierającej z odpowiednią pozostałymi nieliniowymi podukładami tworzącymi cały system maszyny wirnikowej. Niniejsza praca przedstawia jedną z możliwości rozwiązania drugiego z wymienionych problemów polegającą na uwzględnieniu przedziałów adekwatności (wyznaczonych w procesie identyfikacji konstrukcji podpierającej) poprzez wprowadzenie tzw. funkcji wagowych.

Słowa kluczowe: konstrukcja podpierająca, funkcje wagowe, diagnostyka, maszyna wirnikowa

### SELECTED PROBLEMS OF LARGE POWER SETS DIAGNOSTICS

#### Summary

The aim of the model based diagnostics of large energetic units is to couple defects with symptoms by way of computational analysis. Progress in that area is connected with nonlinear models, what means complications in identification process of supporting structure as well as in relations between properties of supported structure and response of the other nonlinear subsets of a turbo- machine. The paper presents one of the possibilities of solution of second from above mentioned problems, which consists in taking into account the so-called *intervals of adequacy* (determined during identification process of supporting structure) by introduction of the so-called *weighted function*.

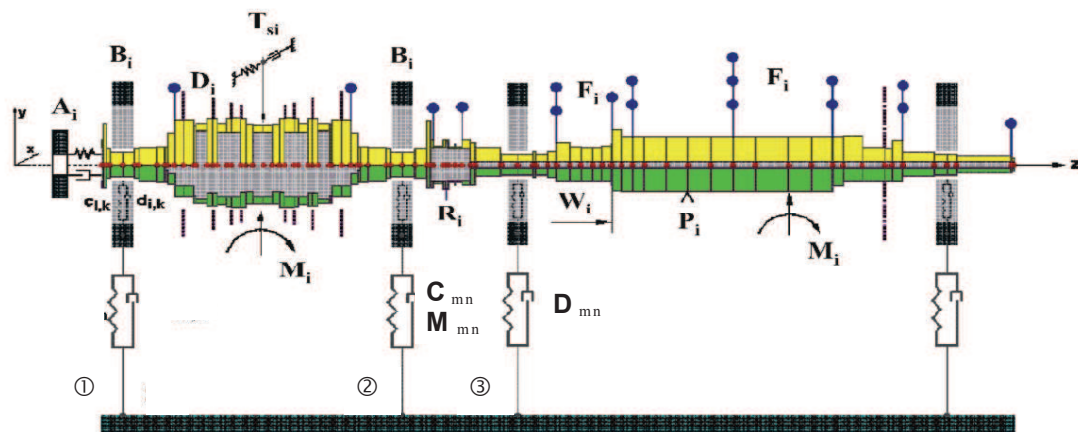
Keywords: supporting construction, weight functions, diagnostics, rotary machine

### 1. UWAGI WSTĘPNE

Klasyczna maszyna wirnikowa (rys.1) składa się z szeregu złożonych podzespołów konstrukcyjnych wzajemnie ze sobą sprzężonych. Z

punktu widzenia mechaniki obiektu, wyróżnić możemy przede wszystkim trzy główne podukłady:

- linię wirników
- łożyska ślizgowe
- konstrukcję podpierającą na którą składają się podpory łożyskowe i fundament.



Rys. 1. Przykład złożonego układu typu linia wirników – łożyska nośne – konstrukcja podpierająca. Własności konstrukcji podpierającej opisują macierze współczynników sztywności  $C_{mn}$ , tłumienia  $D_{mn}$  i mas  $M_{mn}$  w miejscach posadowienia wirnika

Z matematycznego punktu widzenia przedstawiony na rys. 1 obiekt opisywać mogą następujące nieliniowe równania różniczkowe:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{D}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}})\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}})\mathbf{x} = \mathbf{P}(t) \quad (1)$$

gdzie:

$\mathbf{M}$  – globalna macierz bezwładności

$\mathbf{D}$  – globalna macierz tłumienia

$\mathbf{K}$  – globalna macierz sztywności

$\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, \ddot{\mathbf{x}}$  – uogólnione wektory przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń

$\mathbf{P}$  – uogólniony wektor wymuszeń zewnętrznych

$t$  – czas.

Gdybyśmy założyli liniowy charakter wszystkich podukładów tworzących maszynę wirnikową (co się powszechnie zakłada w literaturze [1]) również równania (1) stałyby się liniowe. Stosując znane założenia i podstawienia możliwa byłaby bezpośrednia integracja zespolonych charakterystyk konstrukcji podpierającej z równaniami ruchu całego układu. Równania ruchu mogłyby przybrać elegancką formę jak np. w [2]:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{Z}_{R,ii} & \mathbf{Z}_{R,ib} & 0 \\ \mathbf{Z}_{R,bi} & \mathbf{Z}_{R,bb} + \mathbf{Z}_B & -\mathbf{Z}_B \\ 0 & -\mathbf{Z}_B & \mathbf{Z}_B + \bar{\mathbf{Z}}_F \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{r}_{R,i} \\ \mathbf{r}_{R,b} \\ \mathbf{r}_{F,b} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_u \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2)$$

gdzie  $\mathbf{Z}$  jest zespoloną macierzą sztywności dynamicznej, a indeksy  $b, i$  dotyczą stopni swobody łożysk i wewnętrznych wirnika, natomiast  $F, R, B$  odnoszą się do konstrukcji podpierającej, wirnika i łożysk odpowiednio. Wyraz  $\mathbf{r}$  oznacza odpowiedź układu a  $\mathbf{f}$  siły niewyważenia. Zauważmy, że sztywność dynamiczna konstrukcji podpierającej  $\bar{\mathbf{Z}}_F$  jest wyraźnie wydzielona, a jej powiązania z innymi podukładami doskonale widoczne. Ponadto  $\bar{\mathbf{Z}}_F$  jest zespoloną sztywnością dynamiczną uzyskaną poprzez bezpośrednie odwrócenie zespolonej macierzy podatności dynamicznej konstrukcji podpierającej.

Podkreślić należy, że opis liniowy całego systemu tworzącego maszynę wirnikową w wielu sytuacjach jest bardzo użyteczny i wystarczająco trafnie przewidujący zachowanie maszyny wirnikowej.

Niestety, gdybyśmy budowali relacje diagnostyczne (drogą analizy symulacyjnej) jedynie w oparciu o model liniowy maszyny wirnikowej uzyskane informacje byłyby bardzo skromne. Nawet najbardziej zaawansowane modele liniowe dają w efekcie jedynie eliptyczne trajektorie przemieszczeń, a w widmie drgań występuje jeden tylko „prążek” synchroniczny. Tymczasem opis nieliniowy umożliwia budowę nieeliptycznych trajektorii i „wieloprażkowych” widm drgań, w których kształcie zakodowane są różnego rodzaju

defekty. Stąd konieczność uwzględnienia nieliniowości dwóch – spośród trzech wspomnianych na wstępie - głównych podukładów maszyny, tzn. linii wirników i łożysk ślizgowych. Zasadne jest natomiast traktowanie konstrukcji podpierającej jako podukładu liniowego. Możemy stwierdzić na podstawie licznych badań teoretycznych i eksperymentalnych, iż współczynniki sztywności i tłumienia  $C_{mn}$  i  $D_{mn}$  oraz mas  $M_{mn}$  w wybranych punktach (więziach) konstrukcji podpierającej nie zależą ani od amplitudy wymuszeń i przemieszczeń ani też od kierunku działania sił wymuszających, o ile oczywiście amplitudy te są wystarczająco małe. Oznacza to, że współczynniki  $C_{mn}$ ,  $D_{mn}$ ,  $M_{mn}$  nie zależą również od kąta obrotu wału wirnika  $\omega t$  (a zatem i od czasu) i tym samym można je traktować jako stałe dla danej prędkości obrotowej  $\omega$ . A więc:

$$\begin{aligned} C_{mn}(\omega t) &= \text{const} \\ D_{mn}(\omega t) &= \text{const} \\ M_{mn}(\omega t) &= \text{const} \end{aligned} \quad (3)$$

Jeżeli przyjmiemy założenie, iż obliczenia kinetostatische i dynamiczne prowadzimy dla ściśle określonego, uprzednio zidentyfikowanego, przedziału prędkości kątowych  $\omega$ , założenie wyrażone związkami (3) jest zasadne.

Potraktowanie dwóch głównych podukładów maszyny wirnikowej jako podukładów nieliniowych implikuje wzajemne sprzężenia wszystkich podukładów tworzących dany obiekt i narzuca konieczność nieliniowego opisu obiektu jako całości, pomimo istnienia podukładu liniowego. Równania ruchu (1) nie mogą być teraz sprowadzone do „eleganckiej” postaci (2). Konieczność rozwiązywania równań ruchu w postaci (1) jest przyczyną wielu kłopotów z opisem własności konstrukcji podpierającej, pomimo, iż jest to jedyny podukład liniowy w rozpatrywanym obiekcie. Postać równania (1) narzuca bowiem konieczność podania charakterystyk masowo - tłumiąco - sztywnościowych konstrukcji podpierającej, czyli podania współczynników mas związanych z konstrukcją podpierającą  $M_{mn}$ , współczynników tłumienia  $D_{mn}$  i sztywności  $C_{mn}$  (rys. 1). Współczynniki te muszą być liczbami rzeczywistymi wprowadzonymi do równań ruchu całego układu, ponieważ są one tu traktowane jako realne wielkości fizyczne (nie możemy wprowadzać np. urojonych, zespolonych mas).

Tymczasem własności konstrukcji podpierającej przedstawić możemy jedynie w postaci zespolonych charakterystyk podatnościowych. Zachodzi zatem potrzeba dokonania stosownej transformacji tych charakterystyk. Okazuje się, iż realizacja tak sformułowanego zadania nie jest ani prosta, ani jednoznaczna pomimo liniowego charakteru związków typu siła - przemieszczenie,

który można przyjąć w odniesieniu do konstrukcji podpierającej.

Z zagadnieniem transformacji charakterystyk wiąże się ściśle kwestia określenia przedziałów adekwatności rzeczywistych charakterystyk masowo-tłumiąco-sztywnościowych konstrukcji podpierającej w rozpatrywanym przedziale częstości wzbudzenia. Trudno bowiem założyć, że raz wyznaczone charakterystyki obowiązują w całym zakresie możliwych częstości wzbudzenia.

Po dokonaniu procedury transformacji charakterystyk i wyznaczeniu przedziałów adekwatności pozostaje problem ogólnego algorytmu obliczeń całego układu stanowiącego maszynę wirnikową, a więc z uwzględnieniem linii wirników i łożysk ślizgowych wymagający odpowiedzi na pytanie, jak kojarzyć wyznaczone przedziały adekwatności charakterystyk skoro odpowiedź układu (rozwiązanie równania (1)) stanowi szerokie spektrum możliwych wymuszeń konstrukcji podpierającej?

## 2.KONCEPCJA ROZWIĄZANIA PROBLEMU FUNKCJE WAGOWE

Zagadnienie jest jednoznaczne, jeżeli z jednej strony w wyniku procedury identyfikacyjnej udało nam się określić rzeczywiste charakterystyki  $M_{mn}$ ,  $D_{mn}$ ,  $C_{mn}$  które uznać można za stałe i adekwatne dla całego rozpatrywanego przedziału częstości wzbudzenia  $\langle \omega_1, \omega_r \rangle$ , a z drugiej strony, otrzymane jako wynik rozwiązania równań ruchu, zakresy częstotliwości widm drgań dla wszystkich podpór mieszczą się w tym samym przedziale  $\langle \omega_1, \omega_r \rangle$ . Sytuację taką, dla przykładowej podpory „i”, ilustruje rys. 2.

Niestety, sytuacja przedstawiona na rys. 2 zachodzi w praktyce stosunkowo rzadko. Na ogół wyznaczone przedziały adekwatności charakterystyk masowo - tłumiąco - sztywnościowych są znacznie mniejsze niż zakresy częstotliwościowe widm drgań poszczególnych podpór.

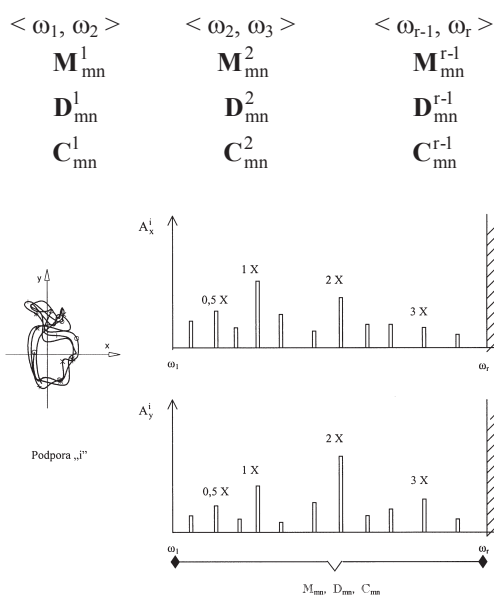
Ponadto, dla każdej analizowanej podpory sytuacja może być odmienna. Metodologia obliczeń nieliniowych w takich przypadkach staje się o wiele bardziej złożona.

Przedstawimy propozycję postępowania w tego rodzaju przypadku.

Przyjmujemy założenie, iż dysponujemy dynamicznymi macierzami podatności konstrukcji podpierającej

$$L_{mn}(\omega_1), L_{mn}(\omega_2), L_{mn}(\omega_3), \dots, L_{mn}(\omega_{r-1}), L_{mn}(\omega_r)$$

z analizowanego przedziału częstości wzbudzenia  $\langle \omega_1, \omega_r \rangle$  oraz otrzymanymi na ich podstawie, w wyniku procesu identyfikacji, następującymi charakterystykami masowo - tłumiąco - sztywnościowymi obowiązującymi tylko w ściśle określonych przedziałach:



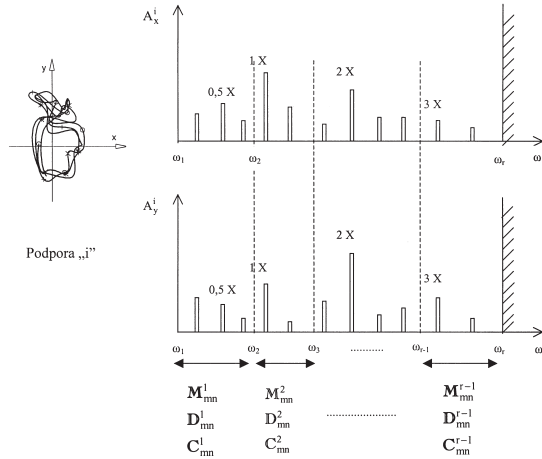
Rys. 2. Przykład jednoznaczności zagadnienia – zakresy znaczących składowych widm drgań podpory „i” mieszczą się w zakresie identyfikacji charakterystyk masowo – tłumiąco – sztywnościowych konstrukcji podpierającej  $\langle \omega_1, \omega_r \rangle$   
1X – oznaczenie linii spektralnej widma odniesionej do prędkości obrotowej wirnika (prążek „synchroniczny”)  
 $A_x^i, A_y^i$  - amplitudy składowych poziomych i pionowych widm drgań w podporze „i”

Równania ruchu całego systemu (1) mogą być rozwiązane tylko dla jednego zestawu powyższych charakterystyk. Oznacza to konieczność postępowania krokowego i daleko idącej modyfikacji istniejących algorytmów nieliniowego opisu maszyny wirnikowej.

Celem rozwiązania równań ruchu (1) i uzyskania odpowiedzi układu w postaci widm drgań dla wszystkich podpór, przyjmujemy w pierwszym kroku wartości charakterystyk masowo - tłumiąco - sztywnościowych z dowolnego powyższego przedziału. W efekcie uzyskamy składowe widm  $A_x^i(\omega)$ ,  $A_y^i(\omega)$  dla każdej podpory „i”. Założmy, że zakres częstotliwości widm drgań, chociaż znacznie większy od poszczególnych podprzedziałów adekwatności charakterystyk, nie przekracza górnej granicy częstości  $\omega_r$ . Mamy więc do czynienia z sytuacją, którą ilustruje rys. 3.

Powtarzając obliczenia dla innego zestawu charakterystyk masowo - tłumiąco - sztywnościowych adekwatnych dla innego

przedziału częstości wzbudzenia, otrzymamy oczywiście inne widma drgań podpór, co oznacza inne rozwiązania równania (1). Powstaje zatem uzasadnione pytanie: który z powyższych zestawów charakterystyk lub jaką ich kombinację uznać za najbardziej wiarygodną dla równań ruchu całego systemu?



Rys. 3. Przykład typowej sytuacji, w której zakres częstotliwości składowych widma dla podpory „i” jest większy niż poszczególne zakresy adekwatności charakterystyk masowo-tłumiąco-sztywnościowych konstrukcji podpierającej.

Odpowiedź na to pytanie nie jest łatwa, chociaż wydawać by się mogło, iż przyjęcie zakresu, w którym mieści się prędkość znamionowa wirnika (lub aktualnie rozpatrywana) powinno być zabiegiem wystarczającym. Sytuacja jest jednak tego rodzaju, że pomimo realizacji obliczeń kinostatycznych i dynamicznych dla jednej konkretnej prędkości obrotowej wirnika w wyniku otrzymujemy wymuszenie konstrukcji podpierającej w szerokim paśmie częstotliwości, a nie tylko wymuszenia synchroniczne odpowiadające prędkości znamionowej, czyli typu 1X.

Proponujemy rozwiązanie tego problemu poprzez powiązanie procedury doboru charakterystyk masowo - tłumiąco - sztywnościowych konstrukcji podpierającej ze strukturą widma drgań podpór stanowiącą odpowiedź układu na wymuszenia zewnętrzne wirnika.

Jednym z możliwych sposobów realizacji tego pomysłu jest koncepcja funkcji wagowych, którą można zapisać w następujący sposób (dla podpory „i”):

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{M}_{mn}^z \\ \mathbf{D}_{mn}^z \\ \mathbf{C}_{mn}^z \end{Bmatrix} = a_{1y}^i \begin{Bmatrix} \mathbf{M}_{mn}^1 \\ \mathbf{D}_{mn}^1 \\ \mathbf{C}_{mn}^1 \end{Bmatrix} + a_{2y}^i \begin{Bmatrix} \mathbf{M}_{mn}^2 \\ \mathbf{D}_{mn}^2 \\ \mathbf{C}_{mn}^2 \end{Bmatrix} + \dots + a_{r-1,y}^i \begin{Bmatrix} \mathbf{M}_{mn}^{r-1} \\ \mathbf{D}_{mn}^{r-1} \\ \mathbf{C}_{mn}^{r-1} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

gdzie:  $m = 1, 2, 3, \dots, 2p$

natomiast:  $n = 2i-1$

oraz

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{M}_{mn}^z \\ \mathbf{D}_{mn}^z \\ \mathbf{C}_{mn}^z \end{Bmatrix} = a_{1y}^i \begin{Bmatrix} \mathbf{M}_{mn}^1 \\ \mathbf{D}_{mn}^1 \\ \mathbf{C}_{mn}^1 \end{Bmatrix} + a_{2y}^i \begin{Bmatrix} \mathbf{M}_{mn}^2 \\ \mathbf{D}_{mn}^2 \\ \mathbf{C}_{mn}^2 \end{Bmatrix} + \dots + a_{r-1,y}^i \begin{Bmatrix} \mathbf{M}_{mn}^{r-1} \\ \mathbf{D}_{mn}^{r-1} \\ \mathbf{C}_{mn}^{r-1} \end{Bmatrix} \quad (5)$$

gdzie:  $m = 1, 2, 3, \dots, 2p$

natomiast:  $n = 2i$

W związkach (4,5) poszczególne indeksy oznaczają:

z - charakterystyki zastępcze;

i - numer podpory;

p - ilości podpór;

1, 2, ..., r-1 - numery przedziałów częstości wzbudzenia;

x, y - składowe poziome i pionowe odpowiednio;

m, n - indeksy dla sił i przemieszczeń odpowiednio;

natomiast symbol „a” oznacza tu funkcje wagowe określone według następującej propozycji:

dla składowej x

$$\left. \begin{aligned} a_{1x}^i &= \frac{\frac{1}{\omega_2 - \omega_1} \int_{\omega_1}^{\omega_2} A_x^i(\omega) d\omega}{\frac{1}{\omega_r - \omega_1} \int_{\omega_1}^{\omega_r} A_x^i(\omega) d\omega} \\ a_{2x}^i &= \frac{\frac{1}{\omega_3 - \omega_2} \int_{\omega_2}^{\omega_3} A_x^i(\omega) d\omega}{\frac{1}{\omega_r - \omega_1} \int_{\omega_1}^{\omega_r} A_x^i(\omega) d\omega} \\ &\dots \\ a_{r-1,x}^i &= \frac{\frac{1}{\omega_r - \omega_{r-1}} \int_{\omega_{r-1}}^{\omega_r} A_x^i(\omega) d\omega}{\frac{1}{\omega_r - \omega_1} \int_{\omega_1}^{\omega_r} A_x^i(\omega) d\omega} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

dla składowej y

$$\left. \begin{aligned} a_{1y}^i &= \frac{\frac{1}{\omega_2 - \omega_1} \int_{\omega_1}^{\omega_2} A_y^i(\omega) d\omega}{\frac{1}{\omega_r - \omega_1} \int_{\omega_1}^{\omega_r} A_y^i(\omega) d\omega} \\ a_{2y}^i &= \frac{\frac{1}{\omega_3 - \omega_2} \int_{\omega_2}^{\omega_3} A_y^i(\omega) d\omega}{\frac{1}{\omega_r - \omega_1} \int_{\omega_1}^{\omega_r} A_y^i(\omega) d\omega} \\ &\dots \\ a_{r-1,y}^i &= \frac{\frac{1}{\omega_r - \omega_{r-1}} \int_{\omega_{r-1}}^{\omega_r} A_y^i(\omega) d\omega}{\frac{1}{\omega_r - \omega_1} \int_{\omega_1}^{\omega_r} A_y^i(\omega) d\omega} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Związki (4) ÷ (7) oznaczają, iż dobór charakterystyk zastępczych jest zależny w sposób wprost proporcjonalny od gęstości

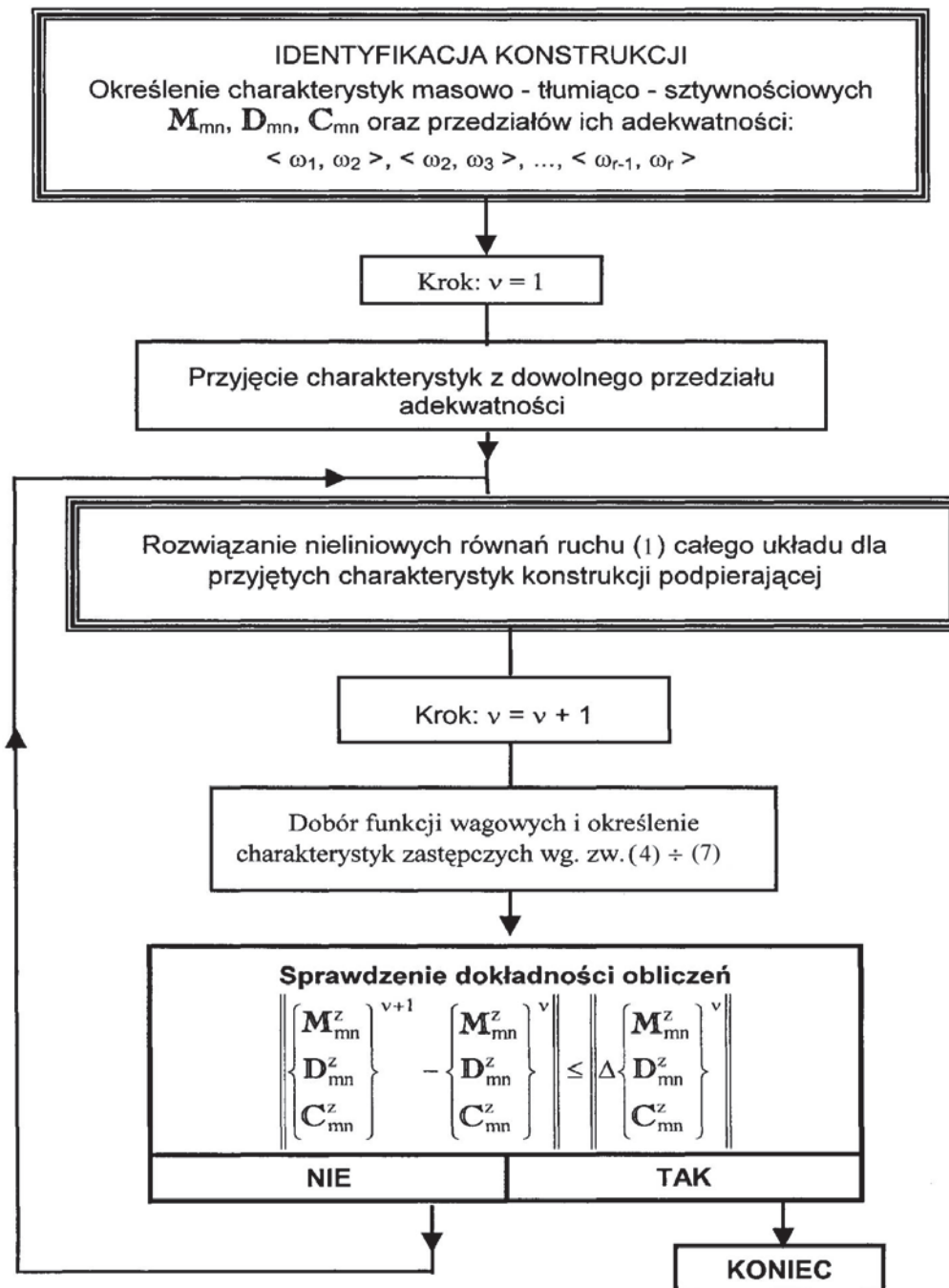


widmowej odpowiedzi układu w miejscach posadowienia wirnika.

Otrzymane ze zw. (4) i (5) charakterystyki zastępcze  $\mathbf{M}_{mn}^z$ ,  $\mathbf{D}_{mn}^z$ ,  $\mathbf{C}_{mn}^z$  pozwalają nam na uruchomienie drugiego kroku tzn. powtórzenie obliczeń z uwzględnieniem w równaniach (1) ich nowych wartości. W efekcie otrzymamy nowe widma drgań oraz nowe funkcje wagowe i tym samym kolejne charakterystyki zastępcze

konstrukcji podpierającej. Postępowanie powyższe kontynuujemy tak długo, aż charakterystyki zastępcze w kolejnych iteracjach będą się różniły wystarczająco mało, a cały proces przyjmie charakter postępowania zbieżnego.

Opisane wyżej postępowanie przedstawić można w postaci algorytmu jak na rys. 4.



Rys. 4. Algorytm obliczeń nieliniowych układu: linia wirników – konstrukcja podpierająca z uwzględnieniem modyfikacji charakterystyk masowo – tłumiąco – sztywnościowych według koncepcji funkcji wagowych

### 3. TESTY WSTĘPNE

Wstępne symulacje komputerowe przeprowadziliśmy dla wirnika trójpodporowego, który znajduje się w laboratorium wibrodiagnostycznym Instytutu Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku. Przyczyny wyboru tej maszyny wirnikowej były dwie: pierwsza to istnienie modelu takiej maszyny i odpowiedniego oprogramowania do badań kinostatystyki i nieliniowej dynamiki zweryfikowanego eksperymentalnie a także w wielu obliczeniach numerycznych; drugą przyczyną była możliwość wykorzystania przedziałów adekwatności i odpowiadających im wartości współczynników sztywności i tłumienia dla tego wirnika, które zostały wyznaczone w ramach pracy [3]. Dysponowaliśmy współczynnikami dla następujących przedziałów adekwatności:

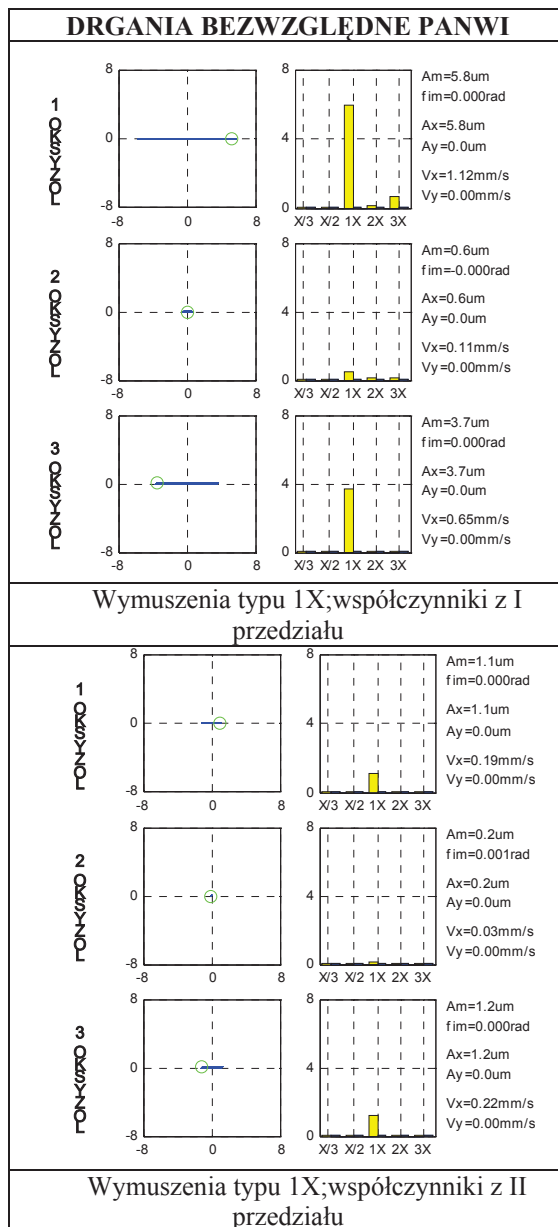
$$\{\omega\} = \{0, 64.7, 85, 93, 101, 107.33, 112.5, 118.62, 124.25\}.$$

Przyjmując prędkość obrotową wirnika 2400 obr/min. widzimy, że charakterystyczne prążki w widmie drgań tzn. 1X, 2X i 3X znajdują się odpowiednio w przedziałach pierwszym, drugim i ósmym.

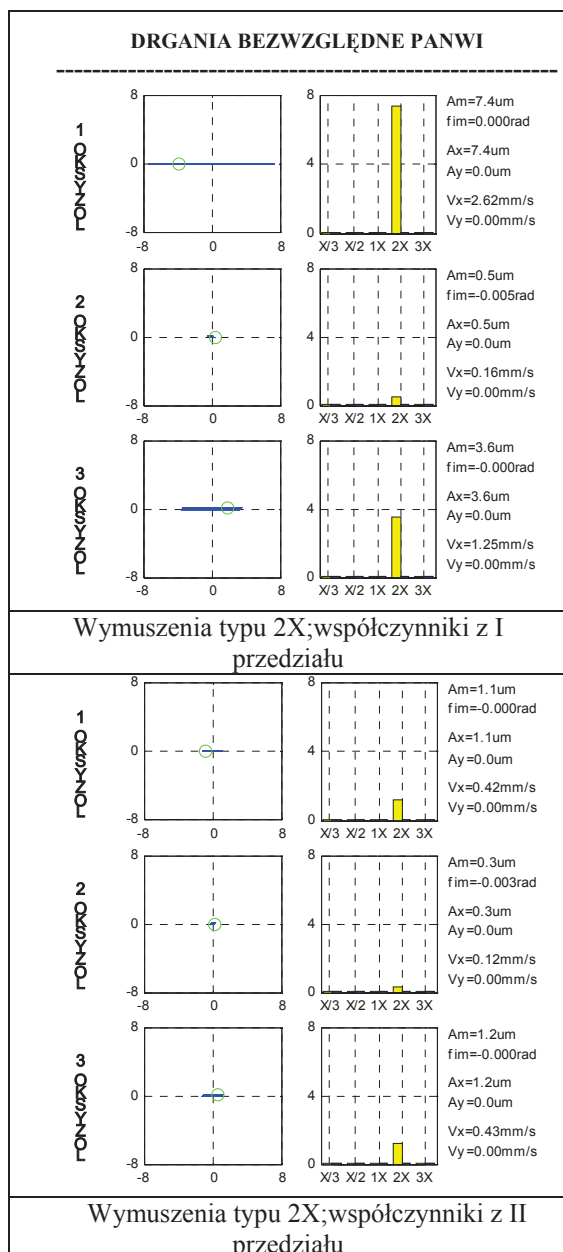
#### 3.1. Zagadnienie wrażliwości układu

W pierwszym kroku w kierunku doboru funkcji wagowych przeanalizowaliśmy „czułość” układu na wymuszenia charakteryzujące się określonym typem widm. Korzystając z możliwości pakietu NLDW [4] wygenerowaliśmy czyste wymuszenie typu 1X i także typu 2X. Dla takich widm procedura wyznaczenia funkcji wagowych jest oczywista i bardzo prosta: dla pierwszego przyjmujemy współczynniki sztywności i tłumienia z pierwszego przedziału adekwatności, a dla drugiego z przedziału numer dwa. Oczywiście takie postępowanie ma sens tylko w przypadku, jeśli własności dynamiczne badanego obiektu zależą od tego, z którego przedziału przyjmujemy współczynniki sztywności i tłumienia. Ocenić tę własność układu możemy porównując karty diagnostyczne zamieszczone na rys. 5 dla czterech charakterystycznych przypadków: wymuszeń: typu 1X ze współczynnikami sztywności i tłumienia z pierwszego przedziału adekwatności; wymuszeń typu 1X ze współczynnikami sztywności i tłumienia z drugiego przedziału adekwatności; wymuszeń typu 2X ze współczynnikami sztywności i tłumienia z pierwszego przedziału adekwatności i wymuszeń typu 2X ze współczynnikami sztywności i tłumienia z drugiego przedziału adekwatności.

Porównanie kart zamieszczonych na rys. 5 i 6 pozwala stwierdzić, że nawet w przypadku małej maszyny wirnikowej rozwiązanie problemu związanego z wyborem odpowiedniego kompletu danych jest niezbędne.



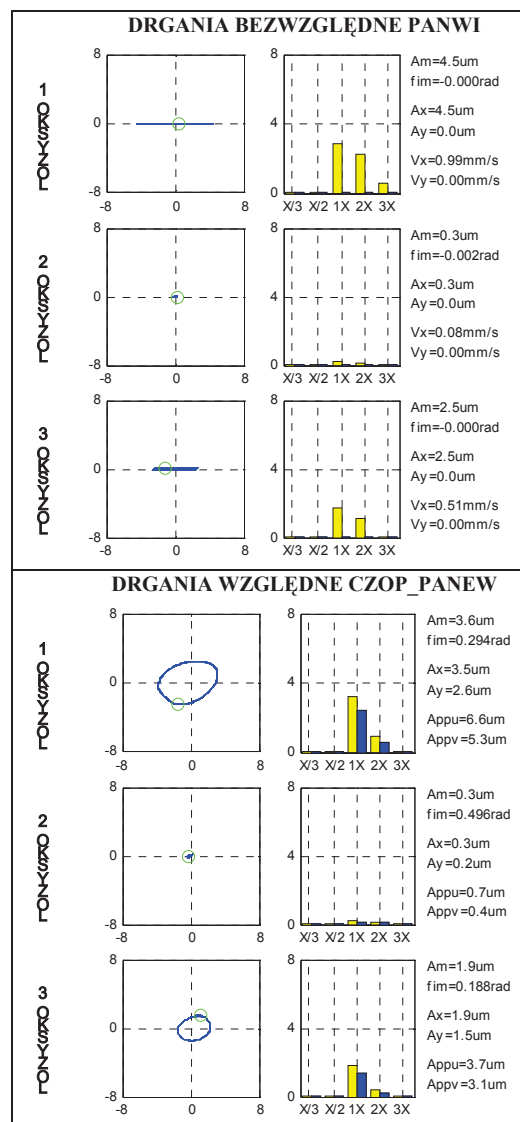
Rys. 5. Karty diagnostyczne dla charakterystycznych typów widma (wymuszenia typu 1X)



Rys. 6. Karty diagnostyczne dla charakterystycznych typów widma (wymuszenia typu 2X)

### 3.2. Metoda funkcji wagowych

W poprzednim paragrafie wykazaliśmy, że badany układ jest wrażliwy na przyjęty do badań komplet współczynników sztywności i tłumienia. W celu przeprowadzenia testów związanych z oceną procedury obliczeń nieliniowych układu: linia wirników – konstrukcja podpierająca z uwzględnieniem modyfikacji charakterystyk masowo – tłumiąco – sztywnościowych według koncepcji funkcji wagowych przedstawionej na rys.4 zastosujemy tę procedurę do przypadku wymuszeń przedstawionego na rys. 7. Szczegółowo proces wyznaczania funkcji wagowych a następnie, w oparciu o nie, zastępczych współczynników sztywności i tłumienia jest przedstawiony w [5].



Rys. 7. Karta diagnostyczna dla przypadku widma „mieszanego”

Podsumowując otrzymane wyniki możemy stwierdzić, że proces okazał się szybko zbieżny. Po czterech krokach iteracyjnych warunek zbieżności przedstawiony na rys. 4 był spełniony dla  $\Delta=10^{-4}$ , co oznacza największą różnicę wartości amplitud w kolejnych iteracjach rzędu  $10^{-3} \mu\text{m}$ .

### 3.3. Duży obiekt energetyczny

Dla dużej maszyny wirnikowej, jaką jest turbospół mocy 200 MW dysponowaliśmy kompletami współczynników sztywności i tłumienia wyznaczonych eksperymentalnie dla wymuszeń 100 Hz i 50 Hz. W pracy [6] wykazaliśmy, że układ znajdujący się na granicy stabilności wykazywał wrażliwość na to, który z kompletów współczynników przyjęto do badań. Natomiast w zakresie stabilnej pracy własności dynamiczne układu nie zależały od przyjętego do badań kompletu współczynników. Podkreślamy, że

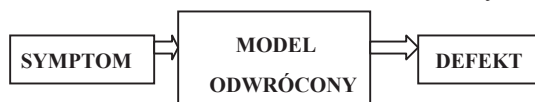
nie dysponowaliśmy przedziałami adekwatności, ani możliwością wyznaczenia współczynników sztywności i tłumienia dla innych wymuszeń. Z tych powodów badania zbieżności metody funkcji wagowych przeprowadziliśmy dla hipotetycznych wartości współczynników sztywności i tłumienia. Wyniki tych badań mają tylko znaczenie poglądowe, więc ograniczymy się do stwierdzenia, że i w tym przypadku metoda funkcji wagowych okazała się zbieżna

#### 4. UWAGI KOŃCOWE

Zagadnienia przedziałów adekwatności i funkcji wagowych stanowią jeden z najbardziej zaawansowanych i trudnych zarazem tematów tzw. diagnostyki według modelu, której zadania możemy schematycznie zapisać jako:



Łatwo zauważyć, iż ze względów praktycznych bardziej użyteczna byłaby informacja diagnostyczna, która dla znanego symptomu od razu określa defekt, czyli realizowana w takim przypadku winna być zasada odwrotna niż podana w powyższym związku. Oznacza to jednak konieczność odwrócenia modelu obiektu, czyli:



Model teoretyczny opisany równaniami (1), z uwagi na swą złożoność, a przede wszystkim nieliniowość, nie ma analitycznego odwzorowania odwrotnego. Defekt, który spowodował konkretny symptom można określić jedynie stosując metody pośrednie np. generując dane uczące (tzn. wyznaczając relacje typu defekt – symptom) a następnie odwracając uzyskane relacje za pomocą trenowania sieci neuronalnych lub innych układów adaptacyjnych [7].

Niezależnie od tego, jaką zasadę diagnostyczną chcemy zrealizować (bezpośrednią czy odwrotną) to i tak w każdym przypadku rozwiązać musimy równanie w postaci (1), gdyż innej możliwości nie ma.

Zaproponowany w pracy bardziej odpowiadający rzeczywistości opis charakterystyk dynamicznych konstrukcji podpierającej stwarza podstawy do budowy wiarygodnych związków typu defekt – symptom. Na podkreślenie zasługuje także fakt, że przy opisie nieliniowym znacznie wzrasta liczba defektów możliwych do zamodelowania.

#### LITERATURA

- [1] Proceedings of VETOMAC-1 Conference, Bangalore, INDIA, 2000, (na CD, poz CP 020,022,029,048,114, poz. IP 13, poz. PP 2)
- [2] J. K. Sinha, M. I. Friswell, A. W. Lees: *The identification of the unbalance and the foundation model of a flexible rotating machine from a single run-down*, Vibration Laboratory, Atomic Research Centre, Mumbai, India
- [3] S. Banaszek: *Nmeryczna analiza konstrukcji podpierającej w odniesieniu do modelowego układu wirnik-łożyska*. Rozprawa doktorska, IMP PAN, Gdańsk 2002.
- [4] J. Kiciński: *Nonlinear model of vibration in rotor/bearings system - calculation results*. Machine Dynamics Problems. Vol. 15, 1996, p. 61 – 73
- [5] A. Prońska, J. Kiciński, S. Banaszek: *Metoda funkcji wagowych. Badanie przypadków o szczególnej postaci widna drgań dla wirnika trójpodporowego*. Opr. wewn. IMP PAN, Gdańsk, nr 3303/03
- [6] A. Prońska, P. Kabaciński: *Badanie wpływu tąpnięcia podpór fundamentowych turbozespołu 13K215*. Opr. zewn. IMP PAN, Gdańsk, 499/2000
- [7] W. Cholewa, J. Kiciński J.: *Diagnostyka Techniczna - Odwrotne Modele Diagnostyczne*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej. Gliwice 1997



Prof. Jan Kiciński jest kierownikiem Zakładu Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych oraz Zastępcą Dyrektora ds. Naukowych w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku. Od wielu już lat zajmuje się modelowaniem oddziaływań dynamicznych zachodzących w złożonych układach typu wirnik-łożyska-fundament oraz modelowaniem własności łożysk ślizgowych.



Anna Prońska pracuje w Instytucie Maszyn Przepływowych, gdzie w 1989 r. uzyskała tytuł dr nauk technicznych. Jest adiunktem w Zakładzie Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych. Obecnie zajmuje się badaniami symulacyjnymi różnego rodzaju defektów na stan dynamiczny maszyn energetycznych.