

Andrzej Grządziela
Akademia Marynarki Wojennej

NOWOCZESNE METODY POMIARU DRGAŃ W IDENTYFIKACJI BŁĘDÓW TECHNOLOGICZNYCH MASZYN WIRUJĄCYCH

STRESZCZENIE

Ocenę stanu dynamicznego maszyn wirujących przeprowadza się najczęściej za pomocą różnych metod pomiaru drgań. Stosowane dotychczas sposoby oceny stanu technicznego układów wirnikowych wiązały się z przeprowadzeniem badań w trybie *off-line* lub *on-line*, w stanach ustalonych obciążeń. Alternatywą są pomiary w stanach nieustalonych z wykorzystaniem sygnału synchronizującego lub analizy rzędów. Przedstawione w artykule metody pomiaru i analizy drgań są dedykowane dla maszyn wirujących, w których powstanie niewyównoważenia, rezonansu lub przekroczenie tolerowanych odchylek współosiowości wałów prowadzić może do ich gwałtownej destrukcji. Dodatkową zaletą jest możliwość oceny stanu dynamicznego wirników w stanach nieustalonych bez konieczności pozyskiwania sygnałów synchronizujących. Takie rozwiązanie jest szczególnie przydatne dla stacjonarnych turbozespołów oraz dla okrętowych turbinowych silników spalinowych.

Słowa kluczowe:

wirniki, drgania, niewyównoważenie, modelowanie.

WSTĘP

Specyfika eksploatacji i przeznaczenie okrętów Marynarki Wojennej sprawiają, że okrętowe układy napędowe pracują w warunkach odmiennych i bardziej złożonych niż stacjonarne układy napędowe. Monitorowanie stanu technicznego wirników okrętowych turbinowych silników spalinowych poprzez pomiar drgań pozwala na rozpoznanie zmian stanu dynamicznego współpracujących elementów.

Przekroczenie, w trakcie eksploatacji, tolerowanego niewyrównoważenia wirników powoduje wzrost dyssypowanej energii drgań. Konsekwencją może być wzbudzenie drgań rezonansowych oraz wzrost obciążenia dynamicznego. W trakcie eksploatacji wirniki silników turbinowych narażone są na występowanie drgań giętych, skrętnych i wzdłużnych. Praca wirnika wytwornicy spalin lub turbiny napędowej powinna być zatem rozpatrywana jako układ drgający skrętno-giętno-wzdłużny. Pozwala to na wiarygodną ocenę stanu technicznego oraz trafną identyfikację uszkodzeń pierwotnych i wtórnych.

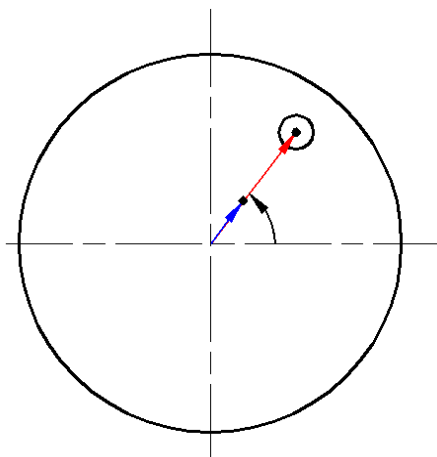
Stosowane dotychczas sposoby oceny stanu technicznego układu wirnikowego wiązały się z przeprowadzeniem badań drganiowych w trybie *off-line* w stanach ustalonych obciążeń, często bez wykorzystywania synchronizmu sygnałów. Alternatywą są pomiary w stanach nieustalonych z wykorzystaniem sygnału synchronizującego lub analizy rzędów. Innym sposobem identyfikacji niewyrównoważenia jest możliwość wykorzystania procedury *AUTOTRACKING*, szczególnie przydatnej w sytuacji braku możliwości pozyskania bezpośrednio sygnału synchronizującego. Przydatność poszczególnych metod powinna być zweryfikowana na stanowiskach laboratoryjnych ze względu na potencjalną możliwość wykonania czynnego eksperymentu diagnostycznego oraz znaczącą redukcję kosztów. Uzyskane wyniki mogą również posłużyć do identyfikacji dynamicznych modeli numerycznych.

NIEWYRÓWNOWAŻENIE WIRNIKA

Obiekt wirujący, który wywołuje dynamiczne obciążenie łożysk, definiowany jest jako niewyrównoważony. Drgania łożyska są wytwarzane przez wzajemne oddziaływania części składowych masy niewyrównoważonej wraz z przyspieszeniem promieniowym, które wskutek obrotu są źródłem siły odśrodkowej. Podczas wirowania części składowych niewyrównoważonej masy zmienia się także kierunek siły odśrodkowej wokół osi obrotu, starając się przesunąć obiekt w jego łożyskach wzdłuż linii działania siły. Dowolny punkt łożyska doświadcza siły okresowej. Przy obracaniu się wirnika (wału) z prędkością kątową ω wartość siły odśrodkowej od niewyrównoważonej masy m_n określa się wzorem (1) [4].

$$\vec{F} = m_n \cdot \vec{r} \cdot \omega^2, \quad (1)$$

gdzie: \vec{r} — wektor wodzący określający położenie środka ciężkości masy m_n .



Rys. 1. Niewyrównoważona tarcza wirnika:
 S — środek ciężkości, O — oś obrotu, \vec{e} — mimośrodek środka ciężkości [4]

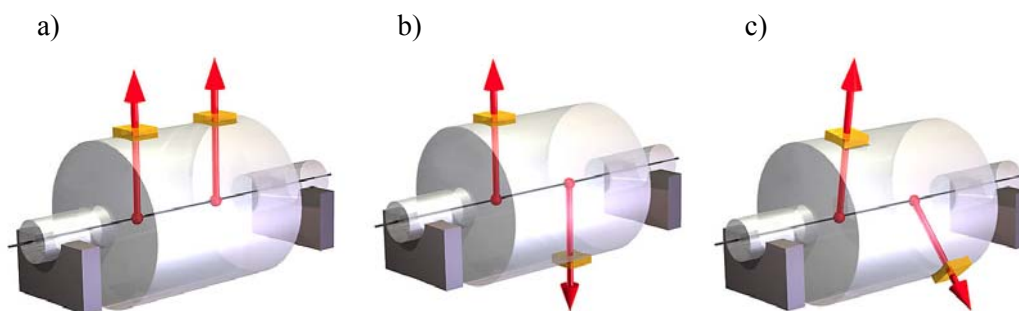
Moment statyczny niewyrównoważonej masy względem osi wirnika $\vec{N} = m_n \cdot r$ nazywa się niewyrównoważeniem. Moduł wektora niewyrównoważenia $|\vec{N}| = m_n \cdot r$ nazwa się wartością niewyrównoważenia, a kąt α (rys. 1.) — kątem niewyrównoważenia. Wektor niewyrównoważenia nie zależy od prędkości kątowej ω wyłącznie w przypadku wirnika nieodkształcalnego, czyli wału, dla którego $r = \text{const}$.

Zakładając, że dwa przeciwnie skierowane wektory niewyrównoważenia \vec{N} i $-\vec{N}$ działają na wirnik nieodkształcalny (rys. 2b), powstanie moment niewyrównoważenia \vec{M}_n określony zależnością (2).

$$\vec{M}_n = \vec{N} \cdot l, \quad (2)$$

gdzie: l — ramię działania niewyrównoważenia [4].

W rzeczywistych maszynach wirnikowych siła działająca na łożysko składa się z siły wstępnej pochodzącej od części składowych masy niewyrównoważonej na płaszczyźnie łożyska lub w jej pobliżu i siły wtórnej wynikającej ze składowych mas niewyrównoważonych w innych płaszczyznach. Stan niewyrównoważenia wirnika jest jednoznacznie określony wektorem głównym niewyrównoważenia i momentem głównym niewyrównoważenia lub dwoma wektorami niewyrównoważenia, w ogólnym przypadku różnymi co do wartości i kierunku, leżącymi w dwóch dowolnie przyjętych płaszczyznach prostopadłych do wirnika.



Rys. 2. Przykłady niewyrównowazenia [5]

Ze względu na metody pomiarowe niewyrównowazenie dzieli się na:

- statyczne, gdy środek ciężkości wirnika znajduje się poza osią obrotu tegoż wirnika, a geometryczna i główna oś bezwładności układu są równoległe — wartość mimośrodowości $e > 0$ (rys. 2a);
- momentowe, gdy oś obrotu i główna oś bezwładności układu przecinają się w środku ciężkości wirnika, a związane z masami niewyrównowazenia siły odśrodkowe tworzą wirującą parę sił (rys. 2b);
- quasi-statyczne, gdy na doskonale wyrównowanym wirniku umieści się masę niewyrównowazoną w płaszczyźnie poprzecznej nieprzechodzącej przez środek ciężkości wirnika [2, 3];
- dynamiczne, gdy środek ciężkości wirnika znajduje się poza osią obrotu tegoż wirnika, a oś obrotu i główna oś bezwładności układu są w stosunku do siebie skośne (rys. 2c).

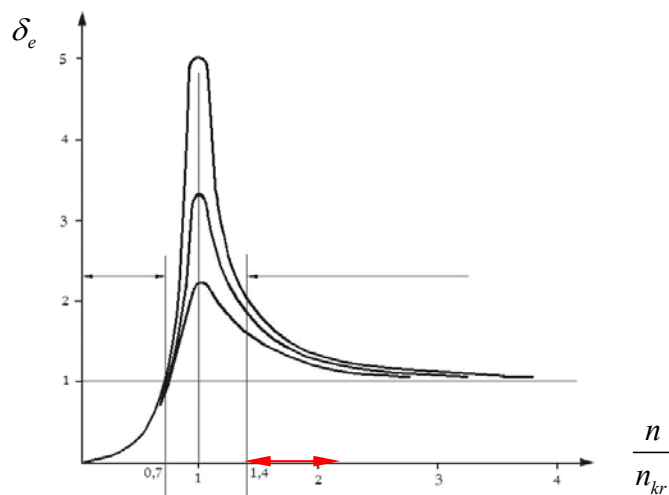
Każde niewyrównowazenie obiektów rzeczywistych jest w istocie niewyrównowazeniem dynamicznym, ponieważ objawia się ono wyłącznie w ruchu. Dlatego niewyrównowazenie statyczne, niewyrównowazenie momentowe i niewyrównowazenie quasi-statyczne są szczególnymi przypadkami niewyrównowazenia dynamicznego, które można rozpatrywać jedynie teoretycznie dla technologicznych procesów wyrównowazania.

DRGANIA GIĘTNE I KRYTYCZNA PRĘDKOŚĆ OBROTOWA WAŁU

W trakcie ruchu obrotowego wirnika silnika turbinowego w pewnych zakresach prędkości obrotowej obserwuje się zjawisko drgań giętnych wału. Występowanie drgań giętnych wału w ruchu obrotowym wynika z jego niewyrównowazenia,

a także — w przypadku bardziej skomplikowanych układów — z ewentualnego przemieszczenia i załamania osi wałów. Wartość amplitudy drgań zależy od wartości mimośrodowość e przemieszczenia środka ciężkości wirującego elementu w stosunku do teoretycznej osi obrotu oraz od wartości jego prędkości obrotowej. Dodatkowo na wirnik działa reakcja powstająca wskutek nierównomiernego pola strumienia powietrza i spalin w obszarze wytwornicy spalin i turbiny napędowej. Ze względu na zmęczeniowy charakter drgania giętne (podobnie jak skrętne), przy krytycznej prędkości obrotowej, są przyczyną powstania pęknięć zmęczeniowych, w konsekwencji uszkodzenia lub zniszczenia wału wirnika. Najbardziej narażony na tego typu obciążenia jest wał wytwornicy spalin, który pracuje w zakresie temperatur od $t = 15$ do $t = 450$ °C, co znacząco wpływa na powstawanie korozji zmęczeniowej.

W celu uniknięcia niebezpieczeństwa wystąpienia rezonansu wprowadza się przedział prędkości obrotowych $(0,7-1,4) n_{kr}$, w którym zakazana jest eksploatacja urządzenia w sposób ciągły (rys. 3.), a jedynie podczas akceleracji i deceleracji urządzenia. Stąd też istotna jest identyfikacja prędkości krytycznych wałów wirnika silnika turbinowego.



Rys. 3. Wykres zmienności współczynnika $\delta_e = \frac{y}{e}$ w zależności od stosunku prędkości $\frac{n}{n_{kr}}$:
y — ugięcie, e — mimośrodowość [2]

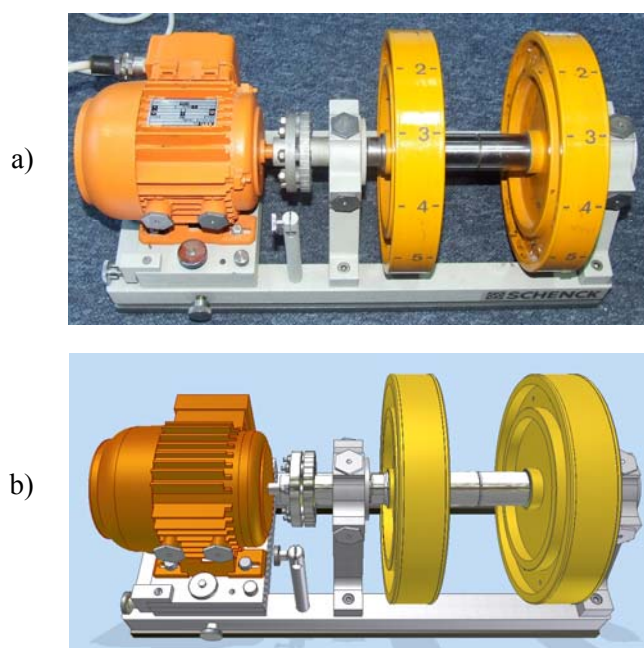
Zadanie określenia krytycznej prędkości obrotowej od drgań giętych wirnika, przy której następuje rezonans, sprowadza się do wyznaczenia częstotliwości giętych drgań swobodnych. Ze wzoru (3) można obliczyć, z dokładnością 10–20%, przybliżoną wartość okresu T podstawowych drgań swobodnych wału wielopodporowego [1].

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{f}{g}}, \quad (3)$$

gdzie: T — okres drgań swobodnych [s];
 f — strzałka ugięcia od ciężarów własnych elementów wału dla najdłuższej odległości między podporami [m];
 g — przyspieszenie ziemskie 9,81 [m/s²].

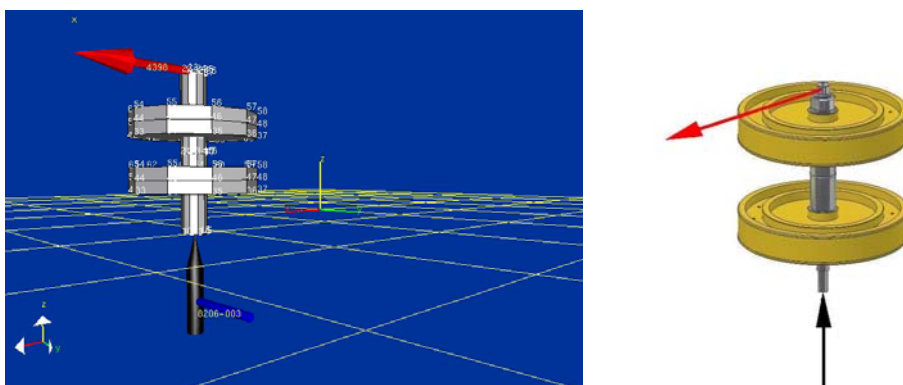
MODEL LABORATORYJNY WIRNIKA

Badania miały na celu weryfikację przydatności wybranej techniki symulacyjnej w badaniu częstości własnych wirnika (rys. 4a) przy użyciu młotka modalnego. Następnie porównano otrzymane częstości z wynikami obliczeń przeprowadzonych z wykorzystaniem systemu CAE „Ansys Workbench 11.0” na modelu przestrzennym (rys. 4b) i finalnie zidentyfikowano częstości drgań własnych w widmie amplitudowym drgań z uwzględnieniem zmian wartości niewyrównowazenia.



Rys. 4. Urządzenie laboratoryjne firmy SCHENCK:
a) obiekt rzeczywisty, b) model przestrzenny

Przeprowadzone pomiary przy użyciu młotka modalnego miały na celu wyznaczenie częstości drgań własnych wirnika, które w dalszym etapie wykorzystano do oceny stanu dynamicznego maszyny. Badania wykonano przy użyciu analizatora sygnałów typu B&K 3560-B-120, przetwornika akcelerometrycznego typu B&K 4398 oraz młotka modalnego typu B&K 8206-003. W celu przeprowadzenia badań wirnik został wymontowany z pierwotnego posadowienia. Następnie wykonano pięć pomiarów dla różnych konfiguracji zamocowania czujnika akcelerometrycznego i miejsc przyłożenia wzbudnika udarowego. Miejsca zamontowania akcelerometru (strzałka szara) i punkt przyłożenia wzbudnika (strzałka czarna) na badanym obiekcie dla przykładowego pomiaru przedstawia rysunek 5.

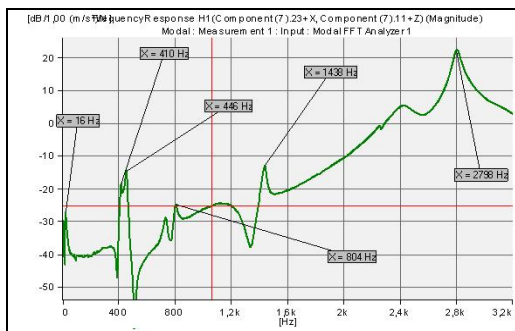


Rys. 5. Miejsce pomiarowe i punkt przyłożenia wzbudnika dla pomiaru nr 1

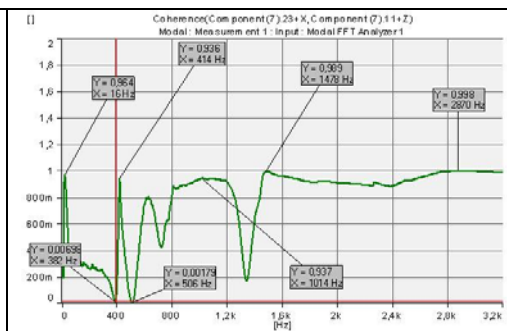
W wyniku przeprowadzonych badań uzyskano charakterystyki częstotliwościowe i wykresy koherencji (rys. 6. i 7.). Poddając analizie otrzymane charakterystyki, wytypowano częstości, którym odpowiadał wzrost amplitudy drgań i wartość koherencji najbliższa jedności. Wartości tych częstości odpowiadają częstościom drgań własnych wirnika (tabela 1.).

Tabela 1. Częstości drgań własnych

	1	2	4	5	6	7	8	9	10
częstotliwość [Hz]	16	410	414	710	804	1438	1494	1804	2798
częstość [rad/s]	100,53	2576,1	2601,2	4461	5051,6	9035,2	9387	11334	17580



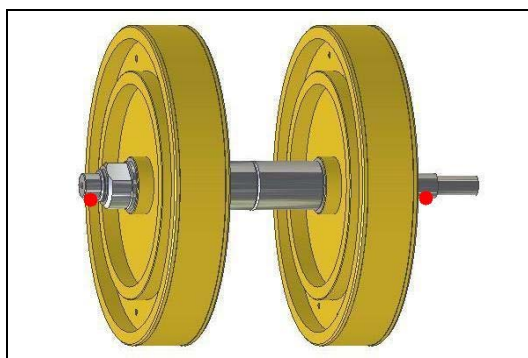
Rys. 6. Charakterystyka częstotliwościowa przykładowego pomiaru



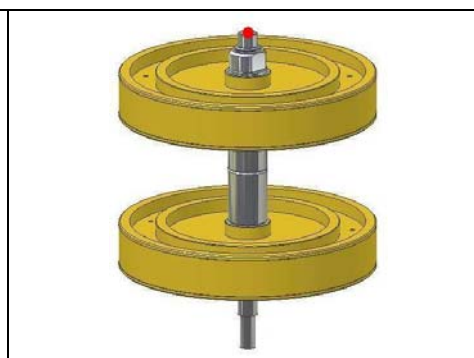
Rys. 7. Wykres koherencji dla przykładowego pomiaru

WYNIKI BADAŃ Z WYKORZYSTANIEM PROGRAMU „ANSYS WORKBENCH 11.0”

Do przeprowadzenia badań z wykorzystaniem techniki CAE „Ansys Workbench 11.0” wykorzystano wirnik stworzonego wcześniej modelu urządzenia laboratoryjnego przedstawionego na rysunku 4. Wirnik ten poddano analizie modalnej. Badania przeprowadzono dla dwóch sposobów utwierdzenia. W pierwszym przypadku (pomiar nr 1) wirnik został utwierdzony w dwóch miejscach odpowiadających zamocowaniu na łożyskach. W punkcie A utwierdzono wirnik promieniowo i osiowo, a w punkcie B wyłącznie promieniowo (rys. 8a). W drugim przypadku (pomiar nr 2) wirnik utwierdzono osiowo w punkcie C (rys. 8b), co odpowiadało warunkom badania młotkiem modalnym. W wyniku przeprowadzonych obliczeń otrzymano częstotliwości drgań własnych dla dwóch sposobów utwierdzenia. Wyniki przedstawiono w tabeli 2.



Rys. 8a. Miejsca utwierdzenia nr 1



Rys. 8b. Miejsca utwierdzenia nr 2

Tabela 2. Częstości drgań własnych wirnika

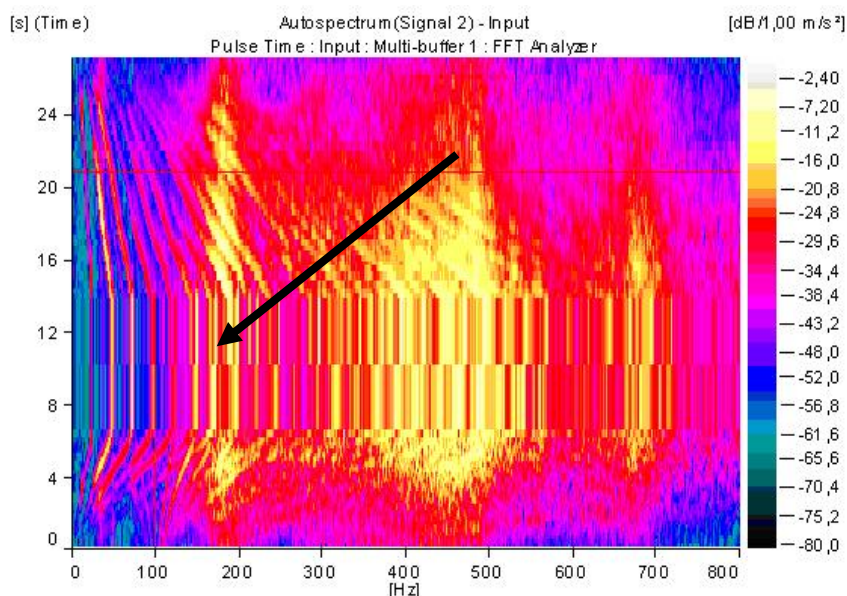
częstość	pomiar nr 1		pomiar nr 2	
	częstość drgań własnych	częstotliwość drgań własnych	częstość drgań własnych	częstotliwość drgań własnych
nr	ω [rad/s]	f [Hz]	ω [rad/s]	f [Hz]
1	67,8051	10,797	67,80516	10,797
2	2603,1856	414,52	116,88964	18,613
3	3204,37	510,25	158,78352	25,284
4	5197,8304	827,68	3204,37	510,25
5	7604,452	1210,9	4271,7816	680,22
6	—	—	7591,892	1208,9

WYNIKI BADAŃ Z WYKORZYSTANIEM SYGNAŁÓW SYNCHRONIZUJĄCYCH

Badania przeprowadzono na wirniku urządzenia laboratoryjnego firmy „SCHENCK” (rys. 4.). Zadaniem czynnego eksperymentu była identyfikacja częstości drgań własnych wirnika w widmie amplitudowym drgań i porównanie ich z wynikami symulacji w środowisku MES oraz wynikami badań młotkiem modalnym. Dla potrzeb identyfikacji dokonano pomiarów prędkości i przyspieszeń drgań układu przy użyciu analizatora sygnałów typu B&K 3560-B-120, przetworników akcelometrycznych oraz sondy tachometrycznej. Dla oceny wpływu niewyrównowazenia na wartości mierzonych parametrów drgań wykonano cztery pomiary dla czterech stanów dynamicznych wirnika:

- bez masy dodatkowej — pomiar nr 1;
- z masą dodatkową $m = 2g$ umieszczoną na 120° podziałki tarczy nr I — pomiar nr 2;
- z dwoma masami dodatkowymi, każda o $m = 2g$, umieszczonymi na 120° i 90° podziałki tarczy nr I — pomiar nr 3;
- z trzema masami dodatkowymi, każda o $m = 2g$, umieszczonymi na 120° , 90° i 60° podziałki tarczy nr I — pomiar nr 4.

Analizę widmową rozruchu i wybiegu wirnika przedstawiono na rysunku 9. Strzałką oznaczono amplitudę drgań wzdłużnych drugiej harmonicznej przyspieszeń drgań.



Rys. 9. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe przyspieszeń drgań dla pomiaru nr 1

Na podstawie wykonanych badań i pomiarów oraz analizy wartości amplitud drgań odpowiadających częstościom wymuszenia wyznaczono częstotliwości rezonansowe w widmach amplitudowych drgań.

WNIOSKI

W tabeli 3. zestawiono częstotliwości drgań własnych wirnika otrzymane w wyniku przeprowadzonych badań oraz dokonanej identyfikacji wymuszeń rezonansowych w widmie przyspieszeń drgań wirnika. Badany element współpracuje z silnikiem elektrycznym, którego maksymalna prędkość obrotowa wynosi $n = 1480$ obr/min ($f_0 = 24,6$ Hz). Analizując wyniki z tabeli 3., należy zauważyć, że częstotliwości drgań własnych przestrzennego modelu wirnika uzyskane w trakcie przeprowadzonych badań nie pokrywają się w pełni z wynikami otrzymanymi przy

użyciu młotka modalnego oraz z wynikami analizy widmowej drgań. Na wartość otrzymanych wyników wpływ miały zastosowane formy uproszczeń w modelowaniu obiektu przestrzennego oraz niepełne odzwierciedlenie warunków rzeczywistych w trakcie prowadzonych badań symulacyjnych, obejmujące między innymi pomięcie wpływu sztywności łożysk. Z uwagi na zgodność rzędów wielkości otrzymanych częstości można jednak przyjąć poprawność zastosowanej metody wyznaczania częstości drgań własnych. Z powyższego powodu zaproponowano zastosowanie tej metody do określenia wartości częstości drgań rezonansowych wirnika okrętowego silnika turbinowego.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Cudny K., *Linie wałów okrętowych*, Wydawnictwo Morskie, Gdańsk 1976.
- [2] Czyż W., *Mechanika ogólna*, Akademia Marynarki Wojennej, Gdynia 1993.
- [3] Grządziela A., *Wybrane problemy dynamiki okrętowych wałów napędowych*, „Polish Maritime Researches”, 1999, No 3, pp. 29–30.
- [4] Łączkowski R., *Wyważanie elementów wirujących*, WNT, Warszawa 1979.
- [5] http://www.schenck-rotec.pl/seminars_/index.php

MODERN METHODS USED TO MEASURE VIBRATIONS IN IDENTIFICATION OF TECHNOLOGICAL ERRORS IN ROTATING MACHINES

ABSTRACT

Evaluation of dynamic condition of rotating machines is carried out most often with different vibration measurement methods. The methods for evaluating technical condition of rotors used hitherto have been based on off-line or on-line inspections under fixed load conditions. Measurements under non-fixed conditions with use of synchronizing signal or order analysis constitute an alternative. The methods used to measure and analyze vibrations presented in the

paper are dedicated for rotating machines in which occurrence of misbalancing, resonance or exceeding tolerable deviation in coaxial condition of shafts can lead to their sudden destruction. An additional advantage is ability to dynamically evaluate rotors in non-fixed conditions without necessity to obtain synchronizing signals. Such a solution is especially useful for stationary turbo-sets and shipboard turbine internal combustion engines.

Keywords:

rotors, vibrations, misbalancing, modeling.

Recenzent prof. dr hab. inż. Jan Adamczyk