

ANALIZA DYNAMIKI WENTYLATORA PROMIENIOWEGO W WARUNKACH NIEWSPÓŁOSIOWOŚCI WAŁÓW WIRNIKA I SILNIKA

Janusz ZACHWIEJA

Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy w Bydgoszczy, Zakład Mechaniki Stosowanej,
Bydgoszcz, ul. S. Kaliskiego 7.

Streszczenie

Istotnym problemem jaki występuje w diagnozowaniu maszyn wirnikowych jest poprawna identyfikacja symptomów ich uszkodzeń. W przypadku grupy maszyn przepływowych, do której należą przemysłowe wentylatory promieniowe, najczęściej występującymi uszkodzeniami są: niewyważenie wirnika, defekty łożysk oraz niewspółosiowość wałów. Tryb pracy ciągłej urządzeń powoduje, że często niemożliwe jest wyłączenie maszyny i bezpośredni pomiar wartości równoległego przesunięcia i względnego kąta obrotu osi wałów. Dlatego rzeczą istotną staje się poszukiwanie symptomów tego typu uszkodzenia metodami pośrednimi, dającymi duży stopień pewności w przewidywaniu wpływu niewspółosiowości wałów na dynamikę pracy wentylatora. Zagadnienia te zostały omówione w artykule.

Słowa kluczowe: niewspółosiowość równoległa i kątowa osi, holospectrum, ekscentryczność orbity.

ANALYSIS OF CENTRIFUGAL FAN'S DYNAMICS IN CONDITIONS OF ROTOR AND MOTOR SHAFTS' MISALIGNMENT

Summary

An important problem connected with turbomachine diagnostics is identifying its failure symptoms. In case of the fluid-flow machines, which include industrial centrifugal fans, the most common failures are: a rotor's unbalance, bearings defect and a shaft misalignment. Continuous operation mode results in a fact that it is often impossible to disengage the machine and take a direct measurement of the translation and shaft axes' angle of relative revolution. Therefore an important thing is to determine the symptoms of a failure using indirect methods and a possibility to predict the influence of shafts misalignment on fan operation dynamics. These problems were discussed in this article.

Keywords: parallel misalignment, angular misalignment, holospectrum, orbit excentricity.

1. WSTĘP

Układ przenoszenia napędu większości maszyn wirnikowych, składa się z szeregu elementów, w tym wałów: czynnego i biernego, połączonych określonym rodzajem sprzęgła.

W zależności od konstrukcji, sprzęgła mogą być sztywne, podatne lub zębate. Sprzęgła podatne dopuszczają niewspółosiowość łączonych wałów w dość szerokich granicach. Nie ma wątpliwości, że niewspółosiowość wałów jest źródłem drgań. Diagnozowanie niewspółosiowości na podstawie analizy sygnału będącego zapisem przebiegu drgań wirnika napotyka na pewne trudności związane z niejednoznacznością symptomów uszkodzenia. Dominujące wartości amplitud parametrów drgań w częstotliwości synchronicznej (1x) oraz wyższej harmonicznej (2x) są zazwyczaj uznawane jako oznaki braku współosiowości układu, choć co do tego nie ma pełnej zgodności badaczy.

Ogólnie definiuje się dwa typy niewspółosiowości łączonych wałów: równoległą i kątową. Najczęściej spotykaną w maszynach jest kombinacja wymienionych rodzajów. W takich

przypadkach występowanie dużych wartości amplitud parametrów drgań jest trudne do wyjaśnienia. Szersze rozpoznanie tego problemu dałaby analiza numeryczna dynamiki wirnika uwzględniająca różne własności połączenia wałów. Zastosowanie metody elementów skończonych nie zawsze to umożliwia. Sporym problemem staje się chociażby sposób modelowania sprzęgła.

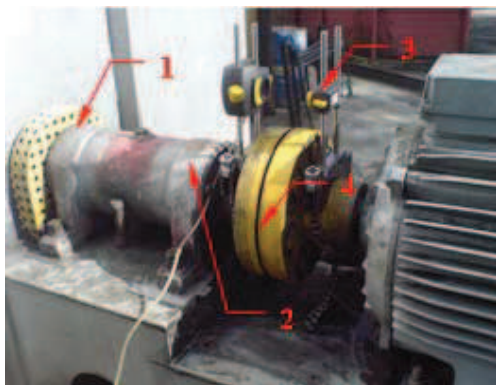
Przez wiele lat traktowano połączenie jako dodatkowy człon masowy, stopniowo przypisując mu cechy sprężyste i własności tłumienia drgań. Lorenzen, Niederman oraz Wattinger [1] porównali prędkość krytyczną wysokoobrotowego kompresora wyposażonego w alternatywne rodzaje sprzęgła: sztywne, podatne i zębate dowodząc tezy, że połączenie sztywne, w pewnych przypadkach może korzystnie wpływać na stabilność drgań wirnika. Sikhar i Prabhu[2] wyjaśnili dlaczego rodzaj i miejsce usytuowania sprzęgła wywiera znaczący wpływ na poziom wibracji wirnika.

Teoretyczny model sprzęgła podatnego, łączącego silnik z wirnikiem został zaprezentowany przez Xu i Marangoni [3, 4]. Doświadczalne badanie efektu niewspółosiowości wałów podpartych

w łożyskach walcowych, przeprowadził Prabhu [5]. Autor, wykazał, że zwiększanie kąta skoszenia, powoduje zmianę drugiej harmonicznej w odpowiedzi układu. Simon [6], modelował zachowanie dużego turbogeneratorsa w warunkach niewyważenia i niewspółosiowości. Dewell i Mitchell [7] określili dominujące częstotliwości drgań połączonych elastycznie tarcz, spowodowane kątową niewspółosiowością jako $(2x)$ i $(4x)$ częstotliwości obrotowej. Rosenberg [8] rozważał dynamikę wirującego wału, napędzanego poprzez sprzęgło, w zakresie prędkości krytycznych. Pokazał przy tym możliwość wystąpienia w modelowanych układach niestabilność drgań przy subharmonicznych prędkości krytycznej. Saigo [9] badał niestabilność układu wirnikowego spowodowaną tarcie Coulombowskim w sprzęgle. Okazuje się, że zmniejszenie wartości siły tarcia, powoduje korzystną stabilizację układu. Sheu [10], analizując odpowiedź zespołu napędowego z dwoma sprzęgłami sprawdzał relacje pomiędzy skosem osi wałów oraz tarcie w ich połączeniu. Udokumentował przy tym duży wpływ niewspółosiowości kątowej na zmienność prędkości wyjściowej. Hudson [11] pokazał, że wzbudzenie skrętne może powodować promieniowe drgania wirnika.

2. BADANIA DRGAŃ ŁOŻYSK WIRNIKA PRZY PRZESUNIĘTYCH RÓWNOLEGŁE OSIACH WAŁÓW I ICH WZGLĘDNYM OBRODZIE

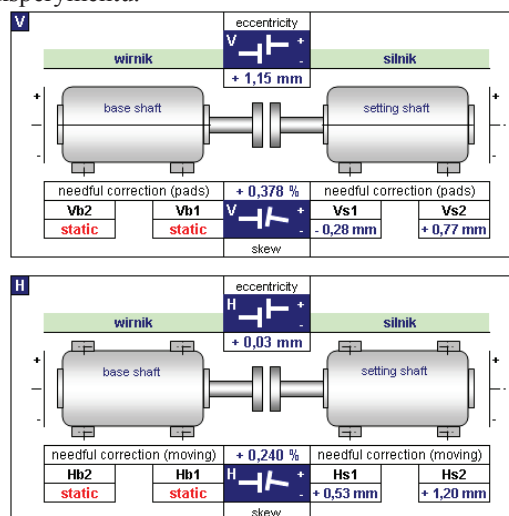
Zamiarem autora było zbadanie wpływu niewspółosiowości wałów czynnego i biernego na dynamikę ruchu wirnika wentylatora promieniowego. W tym celu analizowano charakter drgań łożysk wirnika w warunkach dużej wartości przesunięcia równoległego osi wałów (1.15 mm w płaszczyźnie pionowej) oraz ich względnego przemieszczenia kątowego (0.378% w płaszczyźnie pionowej i 0.240% w płaszczyźnie poziomej).



Rys. 1. Sposób osiowania silnika przy pomocy instrumentu laserowego:

1. łożysko blisko tarczy wirnika, 2. łożysko blisko sprzęgła, 3. instrument laserowy do osiowania wałów, 4. tarcze sprzęgła

Dla sprzęgła tarczowego ze szpilkami i tulejami gumowymi nie spotyka się w praktyce większych błędów względnego ustawienia elementów łańcucha kinematycznego napędu od wymuszonych w trakcie eksperymentu.

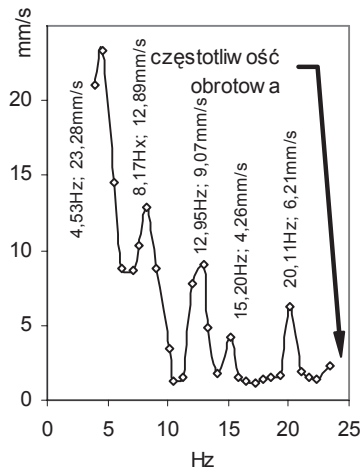


Rys. 2. Wyniki pomiaru względnego położenia osi wirnika i silnika

Rysunek 1 przedstawia sposób pomiaru odchyłki współosiowości wałów wirnika i silnika napędu wentylatora promieniowego. Na jednym z nich osadzony jest emiter-detektor wiązki laserowej odbijanej przez lustro montowane na drugim wale. Urządzenie jest w stanie określić względne położenie osi po obrocie wałów o kąt 60° . Wynikiem pomiaru są wartości błędów usytuowania elementu wybranego jako aktywny (regulowany) w stosunku do pasywnego (stały). Jako stan wzorcowy uznaje się współliniowość osi obrotu elementów ruchomych. W szczególnym przypadku obydwie elementy łańcucha kinematycznego napędu mogą być traktowane jako aktywne.

Pomiary parametrów drgań łożysk wirnika wentylatora przeprowadzono przy prędkości znamionowej - 1500 obr/min. Odpowiadająca tej prędkości częstotliwość drgań synchronicznych wynosi 25 Hz. Sprawdzone również, poprzez wyznaczenie krzywej rezonansowej drgań łożysk, że eksploatacyjna prędkość obrotowa wirnika nie znajduje się w obszarze rezonansu (Rys. 3).

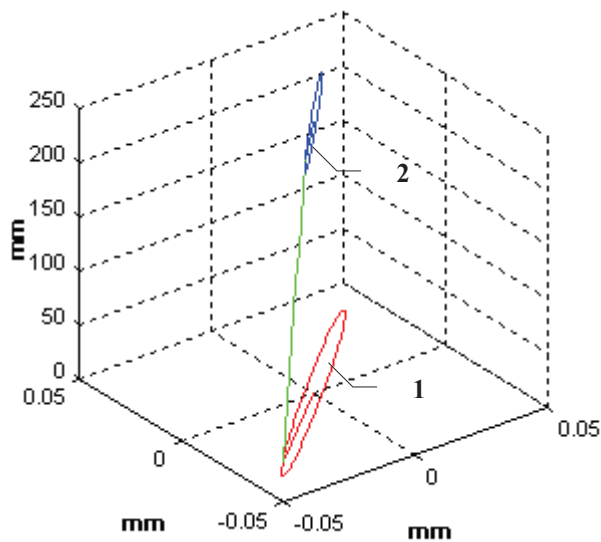
Obrazem drgań łożysk jest pokazane na Rys. 4. trójwymiarowe holospectrum [14] z zaznaczonymi wektorami początku fazy (IPV). Trójwymiarowość jest tutaj rozumiana jako zestawienie orbit holospectrum w płaszczyznach kilku łożysk jednocześnie. Pozwala to na określenie różnicy kątów fazowych w kierunkach poziomym i pionowym osobno dla każdego podparcia, jak też pomiędzy łożyskami.



(a)

(b)

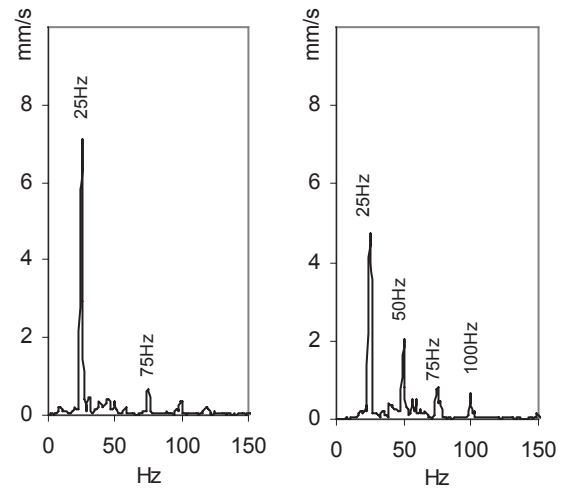
Rys. 3. Kształt krzywej rezonansowej prędkości drgań wirnika wyznaczony podczas wybiegu



Rys. 4. Holospectrum (1x) drgań łożysk wirnika: 1. orbita w płaszczyźnie 1 położonej bliżej tarczy

wirnika: $IPV - 0.044.9e^{i221^0}$, 2. orbita w płaszczyźnie 2 położonej bliżej sprzęgła: $IPV - 0.024.6e^{i227^0}$

Z uwagi na mniejszą sztywność posadowienia wentylatora w kierunku poziomym amplituda przemieszczenia w tym kierunku, łożyska usytuowanego blisko tarczy, jest największa. Choć na widmie prędkości drgań pojawiają się ultraharmoniczne częstotliwości obrotowej, to można powiedzieć, że charakter widma jest znamieny dla wirnika z niewyważoną tarczą (Rys. 5a). Widmo prędkości drgań w kierunku pionowym (Rys. 5b), czyli w płaszczyźnie występowania większej niewspółosiowości wałów, zawiera kolejne ultraharmoniczne prędkości obrotowej wirnika (2x),(3x),(4x).

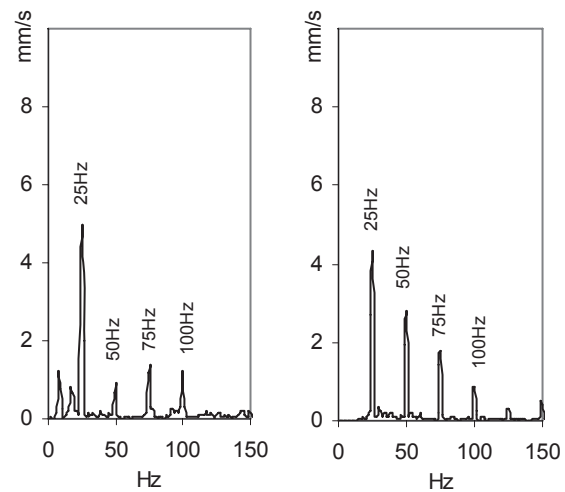


(a)

(b)

Rys. 5. Charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe prędkości drgań łożyska bliższego tarczy w kierunku: (a) poziomym, (b) pionowym, przed wyważaniem i osiowaniem wirnika

Na widmie prędkości drgań łożyska położonego bliżej sprzęgła składowe ultraharmoniczne są zaznaczone wyraźniej niż to ma miejsce dla łożyska położonego bliżej tarczy wirnika (Rys. 6).

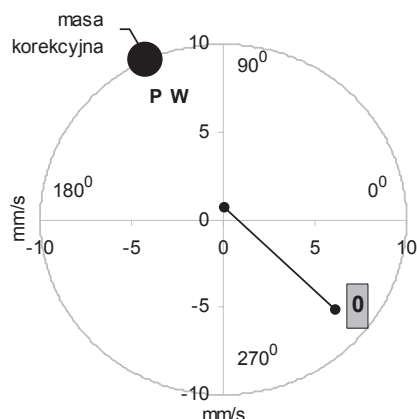


(a)

(b)

Rys. 6. Charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe prędkości drgań łożyska bliższego sprzęgła w kierunku: (a) poziomym, (b) pionowym, przed wyważaniem i osiowaniem wirnika

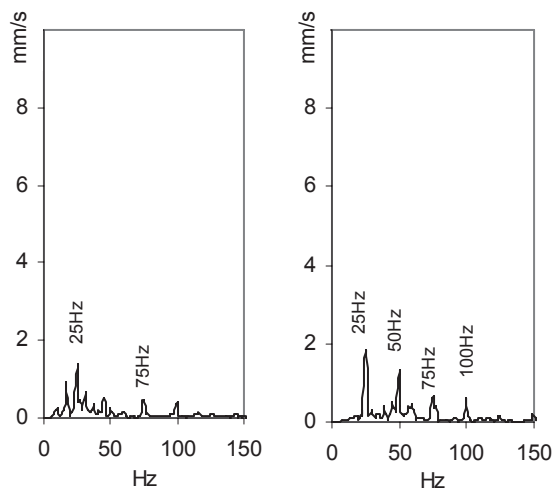
Obecność wyższych harmonicznych zaznacza się wyraźnie w kierunku pionowym, a więc w płaszczyźnie występowania kątowej nierównoległości osi.



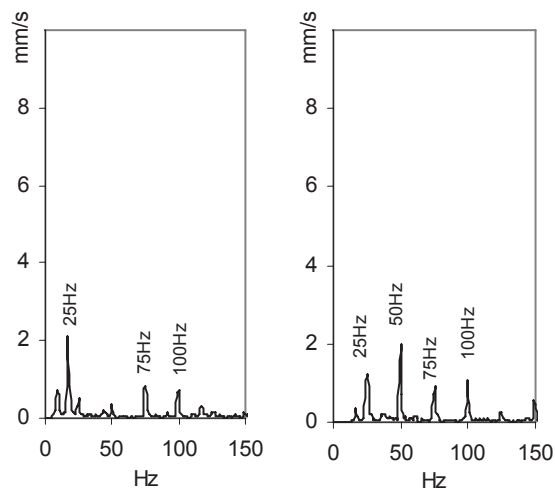
Rys. 7. Przebieg wyważania wirnika w klasie G2.5
1. amplituda początkowa – 8.08 mm/s, 2. faza początkowa – 320°, 3. masa korekcyjna – 12.5g, 4. pozycja masy – 115°, 5. amplituda końcowa – 0.71 mm/s, 6. faza końcowa – 81°, dobroć wyważania 2.403

Istotną ze względów technicznych kwestią, jest efektywność wyważania wirnika w sytuacji, gdy oprócz siły odśrodkowej wywołanej niewyważeniem na wirnik działają również wymuszenia spowodowane niewspółosiowością wałów. Miejscem przyłożenia tych sił i momentów zginających wał wirnika jest sprzęgło.

Wyważanie przeprowadzono w jednej płaszczyźnie korekcji, przy czym płaszczyzna pomiarowa przechodziła przez pierścień łożyska, prostopadle do jego osi. Prędkość drgań i kąt fazowy mierzono w kierunku poziomym. Do tego celu użyto wyważarki z opcją automatycznego wyznaczania masy próbnej. Jej dobór okazał się wysoce poprawny, zapewniając osiągnięcie zakładanej klasy wyważenia G2.5 przy jednym tylko uruchomieniu.

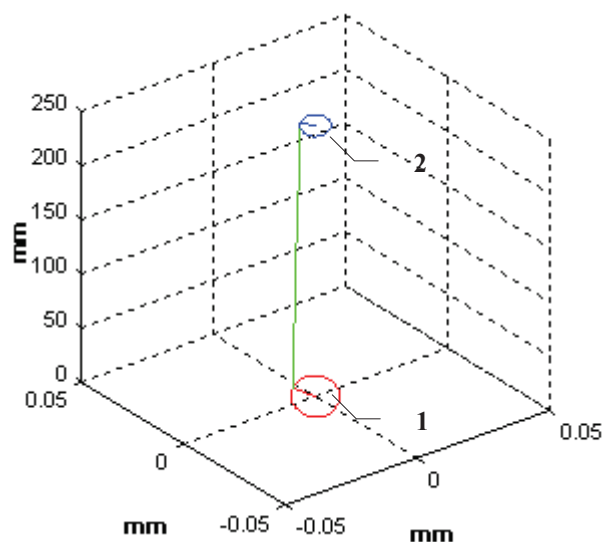


Rys. 8. Charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe prędkości drgań łożyska bliższego tarczy w kierunku: (a) poziomym, (b) pionowym, po wyważeniu wirnika



Rys. 9. Charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe prędkości drgań łożyska bliższego sprzęgła w kierunku: (a) poziomym, (b) pionowym, po wyważeniu wirnika

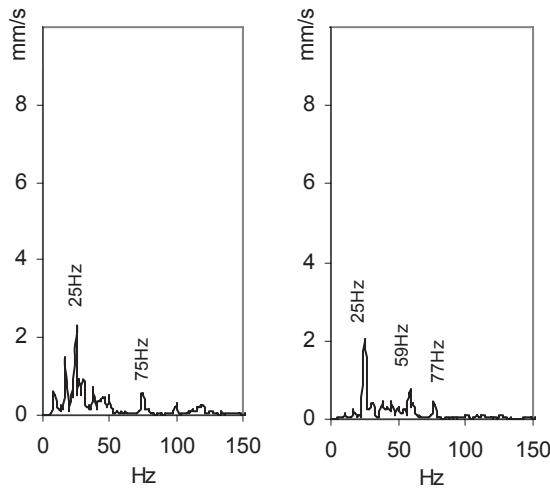
Efektem wyważania było zmniejszenie amplitud prędkości drgań łożysk wirnika tak w kierunku poziomym jak i pionowym (Rys. 8-9), przy czym najlepszy skutek osiągnięto w płaszczyźnie i kierunku mierzonych drgań (Rys. 8a). Widmo prędkości drgań uzyskane po wyważeniu zawiera nadal składowe ultra-harmoniczne częstotliwości synchronicznej.



Rys. 10. Holospectrum (1x) drgań łożysk wirnika po wyważeniu:

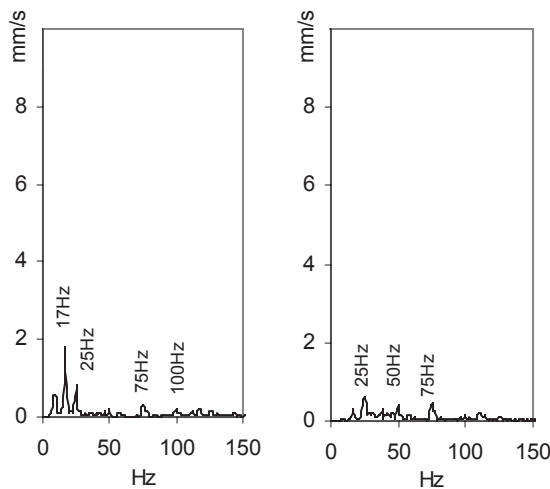
1. orbita w płaszczyźnie 1 położonej bliżej tarczy wirnika: $IPV - 0.0141e^{i66^\circ}$,
2. orbita w płaszczyźnie 2 położonej bliżej sprzęgła: $IPV - 0.0076e^{i90^\circ}$

Osiągnąwszy klasę dobroci wyważenia G2.5 można uznać, że widma prezentowane na Rys. 8-9 są odzwierciedleniem stanu, w którym dominującym wymuszeniem są oddziaływania, mające źródło w niewspółosiowości wałów.



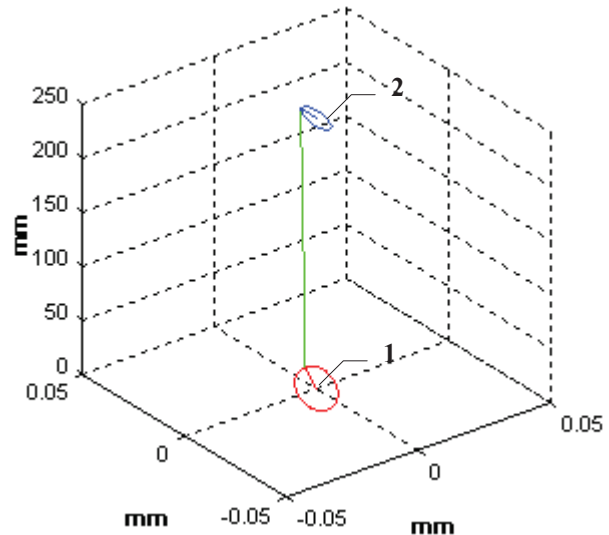
Rys. 11. Charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe prędkości drgań łożyska bliższego tarczy w kierunku: (a) poziomym, (b) pionowym, po wyważeniu i osiowaniu wirnika

Przeprowadzone po wyważeniu tarczy wirnika osiowanie zespołu wirnik-silnik powoduje zanik w widmie amplitud odpowiadających ultraharmonicznym częstotliwości obrotowej. Efekt ten najsilniej występuje w płaszczyźnie pionowej łożyska bliskiego sprzęgła.



Rys. 12. Charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe prędkości drgań łożyska bliższego sprzęgła w kierunku: (a) poziomym, (b) pionowym, po wyważeniu i osiowaniu wirnika

Jest rzeczą charakterystyczną, że w wyniku osiowania wartość amplitudy drgań w częstotliwości obrotowej nie uległa zasadniczemu zmniejszeniu. Co więcej nastąpił jej wzrost w płaszczyźnie i kierunku pomiarowym przyjętym do wyważania.



Rys. 13. Holospectrum (1x) drgań łożysk wirnika po wyważeniu:

1. orbita w płaszczyźnie 1 położonej bliżej

tarczy wirnika: $IPV - 0.0085e^{i107^0}$,

2. orbita w płaszczyźnie 2 położonej bliżej

sprzęgła: $IPV - 0.0048e^{i127^0}$

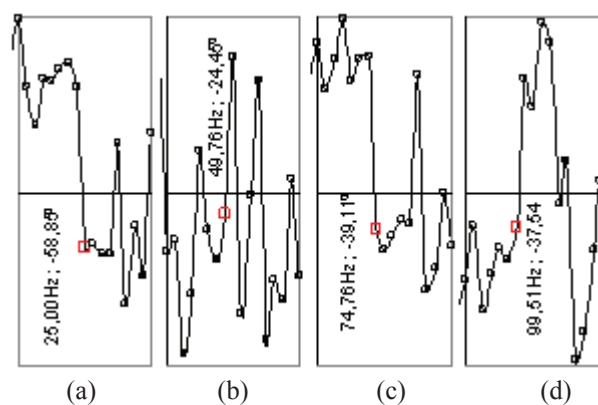
Uszkodzeniom maszyn wirnikowych takim jak: niewyważenie wirnika, pęknięcie wału, niewspółosiowość wałów czynnego i biernego, tarcie między elementami ruchomymi i stałymi, luzy itp. towarzyszą określone symptomy nie tylko w widmie amplitudowo-częstotliwościowym lecz również w widmach fazowych. Skuteczna metoda diagnozowania uszkodzeń powinna –uwzględniając ten fakt– opierać się na analizie drgań układu w dwóch prostopadłych kierunkach. Taki sposób postępowania wyznacza technika holospectrum [15].

Uszkodzenie wirnika typu niewyważenie powoduje, że częstotliwość obrotowa f_1 (1x) staje się dominująca i przy tej częstotliwości różnica kątów fazowych powinna być bliska 90^0 . Analizy Chena i jego współpracowników potwierdziły, że w przypadku niewspółosiowości wałów, która występuje w pewnym zakresie kąta wirnika, częstotliwościami charakterystycznymi są: f_1 , f_2 i f_4 (f_2 jest dominującą). Różnica kątów fazowych pomiędzy sygnałami mierzonymi w kierunku poziomym i pionowym maleje i przy częstotliwości f_2 jest mniejsza niż dla częstotliwości f_4 oraz f_1 tj.

$\Delta f_2 < \Delta f_4 < \Delta f_1$. Rysunki 14 i 15 przedstawiają wykresy zmian kątów fazowych przy częstotliwościach 25Hz(a), 50Hz(b), 75Hz(c), 100Hz(d). Różnice kątów fazowych między kierunkiem poziomym i pionowym dla tych częstotliwości zestawiono w tabelkach pod wykresami. W rozważanym przypadku mamy:

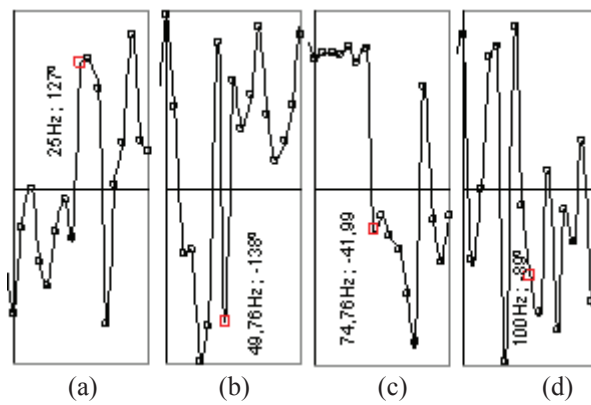
- dla łożyska bliżej tarczy: $6.63^0 < 82^0.15 < 123.06^0$

- dla łożyska bliżej sprzęgła: $48.5^0 < 51.2^0 < 80^0$.



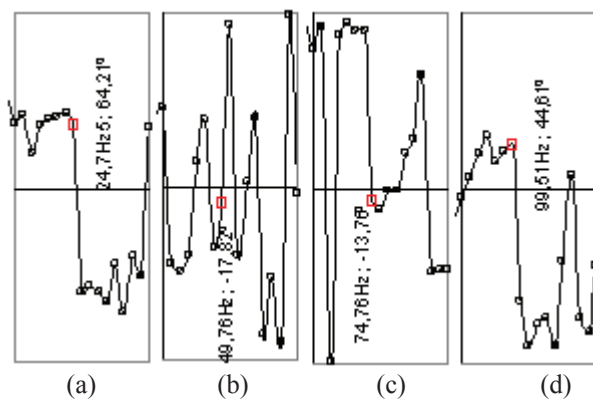
kierunek poziomy

	faza(1x)	faza(2x)	faza(3x)	faza(4x)
poziom	-58.85	-24.45	-39.54	-37.54
pion	64.21	-17.82	-13.76	44.61
zmiana	123.06	6.63	25.78	82.15



kierunek poziomy

	faza(1x)	faza(2x)	faza(3x)	faza(4x)
poziom	127	-136	-41.99	-89
pion	47	-89.5	-80	-140.4
zmiana	80	48.5	38.2	51.2



kierunek pionowy

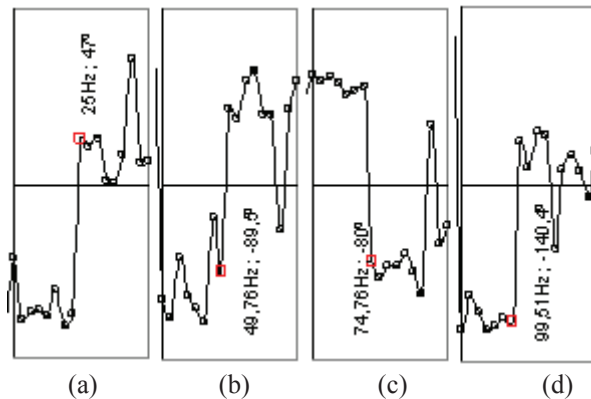
Rys. 14. Różnica faz pomiędzy prędkością drgań w kierunku poziomym i pionowym dla łożyska bliżej tarczy

Używając holospectrum powinniśmy obserwować symptom niewspółosiowości wałów jako wzrost długości głównej półosi elips w częstotliwościach (2x), (4x), (1x) czyli $a_2 > a_4 > a_1$ oraz zmniejszenie ich ekscentryczności w porządku: $e_2 < e_4 < e_1$. W badaniu stwierdzono:

- dla łożyska bliżej tarczy: $a(1x)=14,43\mu\text{m}$, $a(2x)=16,24\mu\text{m}$, $a(4x)=18,30\mu\text{m}$, oraz $e(1x)=0,903$, $e(2x)=0,999$, $e(4x)=0,825$.

Pomiędzy długościami większych półosi elips holospectrum zachodzi nierówność $a_1 < a_2 < a_4$, natomiast ich ekscentryczność określa relacja $e_2 > e_1 > e_4$,

- dla łożyska bliżej sprzęgła $a(1x)=8,35\mu\text{m}$, $a(2x)=25,58\mu\text{m}$, $a(4x)=35,63\mu\text{m}$, oraz $e(1x)=0,944$, $e(2x)=0,992$, $e(4x)=0,920$.



kierunek pionowy

Rys. 15. Różnica faz pomiędzy prędkością drgań w kierunku poziomym i pionowym dla łożyska bliżej sprzęgła

Relacje $a_1 < a_2 < a_4$ oraz $e_2 < e_1 < e_4$ dla holospectrum drgań łożyska nie spełniają ściśle warunku określonego przez Chena. Przyczyną tego stanu rzeczy może być fakt, że nie możemy tutaj mówić o występowaniu czystej niewspółosiowości. Spełnione są natomiast w odniesieniu do obydwu łożysk zależności: $a(2x) > a(1x)$ oraz $e(2x) < e(1x)$, co osłabia kryterium Chena do przesłanki, że niewspółosiowość wałów powoduje zwiększenie w częstotliwości podwójnej harmonicznej długości głównej półosi elipsy holospectrum oraz zmniejszenie jej ekscentryczności w stosunku do wartości tych parametrów wyznaczonych dla częstotliwości obrotowej.

3. MODELOWANIE SPRZĘGŁA

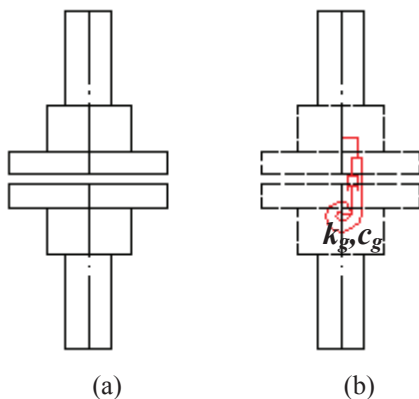
Matematyczny opis ruchu układu dwóch niewspółosiowych wirników został przedstawiony w pracy [16]. Związki tam zamieszczone są wynikiem analizy równań wyrażających bilans energii potencjalnej i kinetycznej wirników oraz

łącznika posiadającego sztywność poprzeczną i skrętną. Tłumienie w układzie jest pomijane.

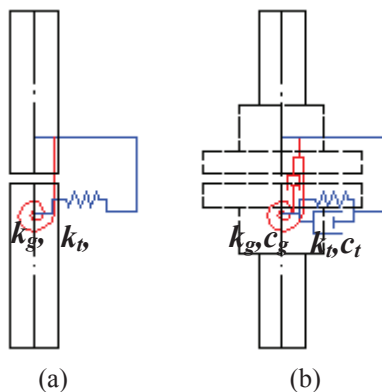
Rozwiązanie równań ruchu dało rezultat nieoczekiwany dla samych autorów. Wyznaczone bowiem charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe drgań układu nie zawierają znaczących amplitud drgań w częstotliwości $(2x)$, co pozostaje w sprzeczności z dotychczasowymi ustaleniami innych badaczy.

W pracy [2] został pokazany sposób modelowania wirnika metodą FEM uwzględniającą niewspółosiowość. Do węzła, w miejscu usytuowania sprzęgła, wprowadzono siłę oraz moment o wartości wynikającej z założonej niewspółosiowości równoległej $\sim 2\text{mm}$ i nierównoległości kątowej w granicach 0° - 0.6° . Rozwiązanie ograniczono do aspektów związanych z występowaniem w odpowiedzi układu członów periodycznych $(1x)$, oraz $(2x)$ częstotliwości obrotowej.

W dynamice maszyn w zależności od wymaganego stopnia uogólnienia wykorzystuje się kilka modeli opisujących własności połączenia. Model Kramera [3] pierwszego rodzaju (Rys. 16a) nie uwzględnia innych efektów niż bezwładnościowe. Sprzęgło jest w tym przypadku traktowane jako połączenie sztywne dwóch tarcz o określonej masie i momencie bezwładności.



Rys. 16. Modele Kramera: (a) pierwszego rodzaju, (b) drugiego rodzaju



Rys. 17. Modele Nelsona-Crandalla: (a) pierwszego rodzaju, (b) drugiego rodzaju

W modelu Kramera drugiego rodzaju (Rys. 16b), kątowa nierównoległość osi wałów powoduje zginanie elementu sprężystego w trakcie obrotu tarcz.

Pierwsze uproszczenie Nelsona-Crandalla [5] (Rys. 17a) polega na zaniedbaniu bezwładności sprzęgła, podobnie jak i zdolności do tłumienia drgań. Model uwypukla jedynie cechy sprężyste przy zginaniu elastycznej części sprzęgła w warunkach niewspółosiowości kątowej i równoległej osi wałów.

Najbardziej ogólnym modelem jest model Nelsona-Crandalla drugiego rodzaju (Rys. 17b), w którym uwzględniono sztywności związane z względnymi przemieszczeniami: translacyjnym oraz kątowym tarcz.

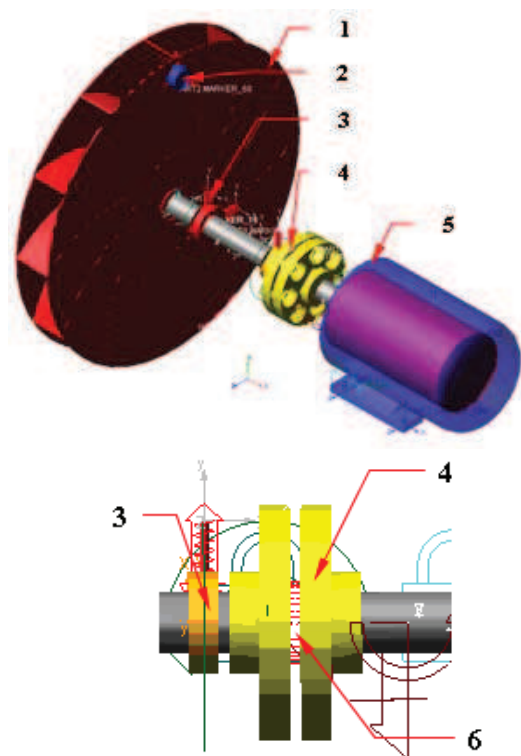
To krótkie wprowadzenie do zagadnienia modelowania niewspółosiowości wałów pokazuje złożoność problemu, z którym mierzyło się dotąd niewielu badaczy, dochodząc często do sprzecznych wniosków.

W diagnostyce „warsztatowej” panuje od lat utarty pogląd, że dominująca wartość amplitudy o częstotliwości $(2x)$ stanowi rozstrzygające kryterium występowania niewspółosiowości w układzie. Przedstawione wyniki badań wskazują, że jest to warunek konieczny, lecz niewystarczający. Aby móc formułować wnioski oparte o powtarzalne i do końca znane warunki analizy, racjonalnym wydaje się rozważenie zagadnienia na drodze numerycznej.

Obliczenia przeprowadzono w oparciu o metody dynamiki układów wielozłonowych przyjmując, co ze względu na konstrukcję i warunki pracy wirnika wentylatora nie jest specjalnie skomplikowane, cechy tarczy i wału jako ciał sztywnych [13]. Model sprzęgła jest identyczny z założeniami Nelsona-Crandalla drugiego rodzaju o sztywności i tłumieniu zestawionych w Tab.1. Konweniują one z danymi przyjętymi w pracy [12].

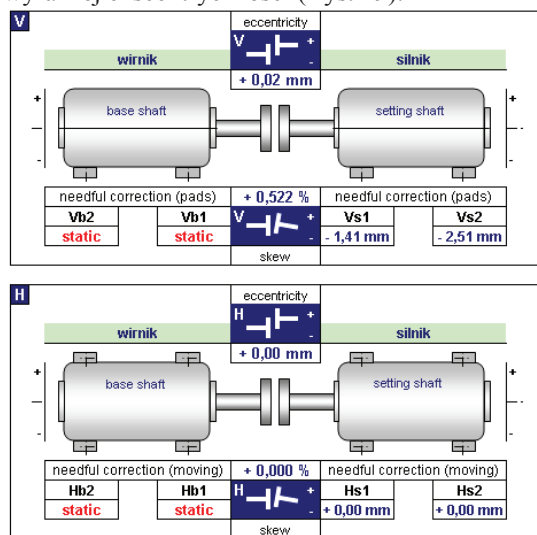
Tabela 1. Parametry sztywności i tłumienia modelu sprzęgła przyjęte do analizy [12]

oś →	X	Y	Z
sztywność translacyjna (poprzeczna) N/m	$1.2 \cdot 10^9$	$1.2 \cdot 10^9$	$1.2 \cdot 10^9$
tłumienie translacyjne (poprzeczne) Ns/m	11.3	11.3	11.3
sztywność obrotowa Nm/rad	$1.36 \cdot 10^6$	$1.36 \cdot 10^6$	$1.36 \cdot 10^6$
tłumienie obrotowe Nms/rad	11.3	11.3	11.3



Rys. 18. Model wirnika przyjęty do analizy:
1. tarcza, 2. niewyważenie, 3. łożysko, 4. sprzęgło,
5. silnik, 6. człon sprężysto-tłumiący

Założono niewspółosiowość wirnika i silnika o charakterze kątowym i wartości 0.52% bez wyraźnej ekscentryczności (Rys. 19).



Rys. 19. Względne położenia osi wirnika i silnika w badanym modelu

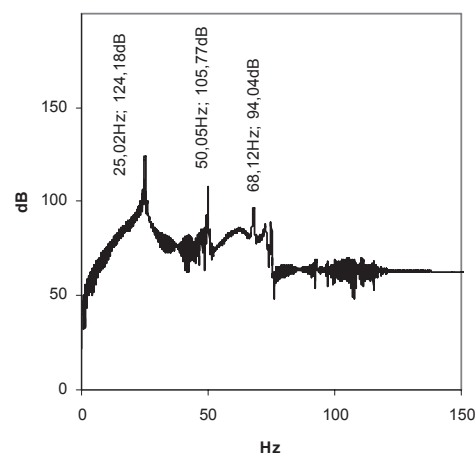
Tarczę wirnika w traktowano w obliczeniach jako dokładnie wyważoną (umowna masa niewyważenia $m = 0$). Sztywność i tłumienie łożysk (Tab.2) przyjęto analogicznie jak w pracach [2, 17].

Umownie rozpędzano wirnik w czasie 5s do prędkości obrotowej 1500obr/min. Odpowiedź układu na wymuszenie wywołane

niewspółosiowością jest przedstawiona w postaci charakterystyki Bodego (Rys. 20).

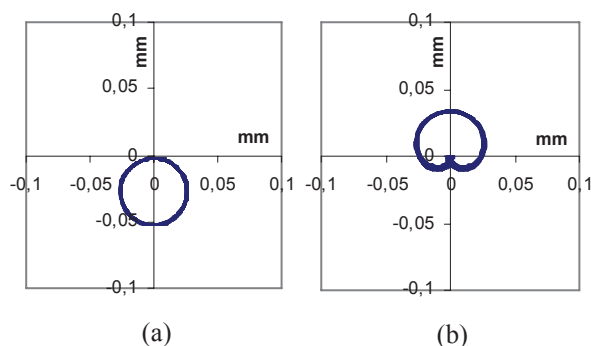
Tabela 2. Parametry sztywności i tłumienia modelu łożyska przyjęte do analizy[2, 17]

oś →	X	Y	Z
sztywność translacyjna (poprzeczna) N/m	10^9	10^9	10^9
tłumienie translacyjne (poprzeczne) Ns/m	10^3	10^3	10^3



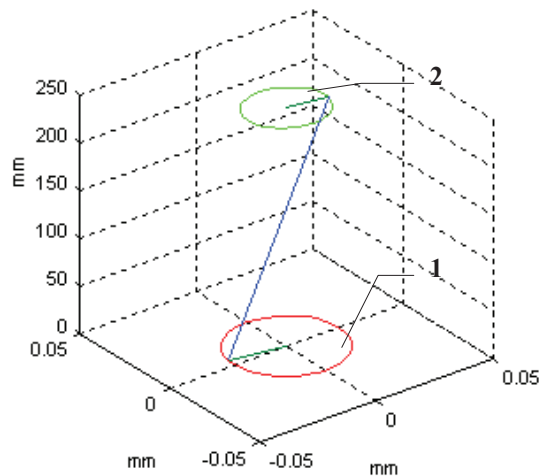
Rys. 20. Charakterystyka Bodego prędkości drgań wirnika

Na wykresie, oprócz amplitudy w częstotliwości 25Hz zauważalna jest ultraharmoniczna (2x) oraz amplituda prędkości drgań własnych ~68Hz. Śmiało więc można przyjąć, że drgania wirnika w częstotliwości obrotowej nie mogą mieć charakteru rezonansowego.



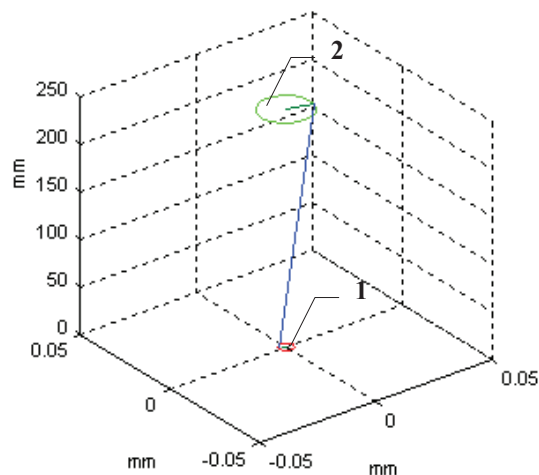
Rys. 21. Kształt orbity nie filtrowanej: (a) łożysko bliżej tarczy, (b) łożysko bliżej sprzęgła

Ciężar wirnika oraz przewyższenie osi silnika w stosunku do osi wirnika powoduje, że trajektoria ruchu geometrycznego środków przekroju wału wirnika w płaszczyźnie łożysk są położone tak jak pokazuje Rys.21. Dominująca wartość amplitudy w częstotliwości (2x) czyni, że kształt orbity łożyska usytuowanego blisko sprzęgła jest „jabłkowaty”.



Rys. 22. Holospectrum (1x) przemieszczeń łożysk w modelu wirnika:

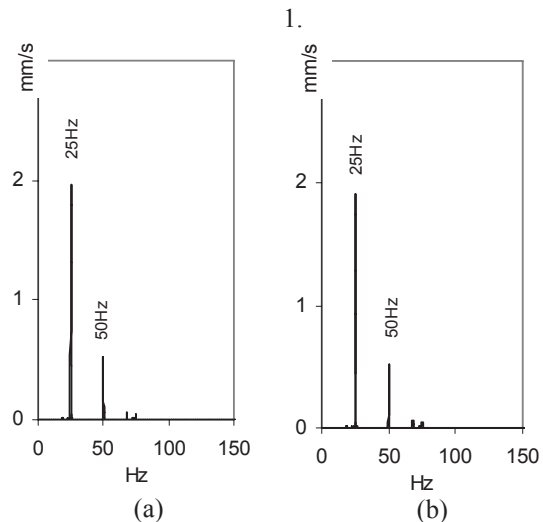
1. orbita w płaszczyźnie 1 położonej bliżej tarczy wirnika: $IPV - 0.0236e^{i175^0}$,
2. orbita w płaszczyźnie 2 położonej bliżej sprzęgła: $IPV - 0.0170e^{i355^0}$



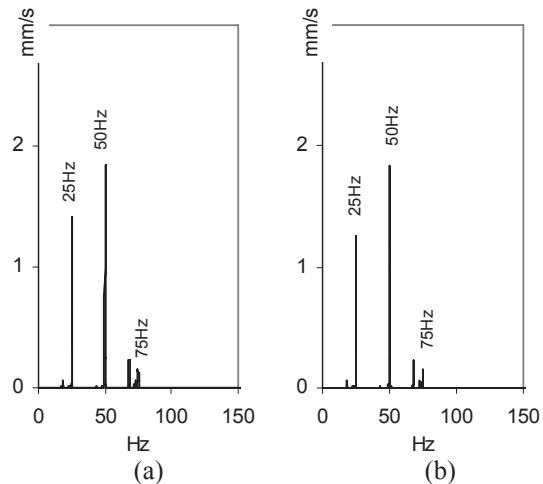
Rys. 23. Holospectrum (2x) przemieszczeń łożysk w modelu wirnika:

1. orbita w płaszczyźnie 1 położonej bliżej tarczy wirnika: $IPV - 0.0031e^{i171^0}$,
2. orbita w płaszczyźnie 2 położonej bliżej sprzęgła: $IPV - 0.0108e^{i349^0}$

Orbity holospectrum łożyska przy sprzęgle spełniają warunek Chena: $a_2 > a_1$ oraz $e_2 < e_1$. Rozwiązanie wskazuje, podobnie jak to ma miejsce w badanym układzie rzeczywistym, możliwość występowania w widmie drgań (Rys.24-25) amplitud odpowiadających wyższym harmonicznym. Ich wartości zależą od wielkości niewspółosiowości a także sztywności i tłumienia nie tylko sprzęgła ale również łożysk. W pewnych przypadkach harmoniczne (4x), (3x) a nawet (2x) mogą być na tyle małe, że stają się niezauważalne.



Rys. 24. Charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe prędkości drgań łożyska bliższego tarczy w kierunku: (a) poziomym, (b) pionowym



Rys. 25. Charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe prędkości drgań łożyska bliższego sprzęgła w kierunku: (a) poziomym, (b) pionowym

4. WNIOSKI

Oddziaływania sił i momentów w połączeniu wałów silnika i wirnika przy ich niewspółosiowości nie wpływa na zmianę częstotliwości drgań własnych układu. W trakcie przeprowadzonego eksperymentu nie stwierdzono, aby niewspółosiowość wirnika i silnika utrudniała wyważenie zespołu.

Przesunięcie równoległe i kątowe osi wałów prowadzi do cyklicznego zginania elastycznych elementów sprzęgła. Zginanie w częstotliwości synchronicznej (1x) prędkości obrotowej wirnika ma wpływ na zmianę amplitudy drgań. Niewspółosiowość w układzie jest zazwyczaj kompensowana przez podatność i tłumienie części elastycznych sprzęgła na tyle, że w praktyce nie obserwuje się aby drgania wentylatora promieniowego osiągały wartości niedopuszczalne

tylko z powodu niewspółosiowości wałów. Dowiodły tego badania, w których dopuszczono znaczne przemieszczenie równoległe i kątowe osi, a mimo to wartość amplitudy prędkości drgań nie zmieniła się znacząco.

Odpowiedź układu w częstotliwości ultra-harmonicznej ($2x$) i wyższych jest charakterystyczną cechą nieprawidłowej współosiowości wałów. Dominacji drgań w podwójnej harmonicznej częstotliwości obrotowej wirnika może sprzyjać lokalizacja sprzęgła i kształt postaci drgań własnych wirnika. Ponieważ łożyska charakteryzują się określoną podatnością, postać modalna, przy której następuje zmiana kąta fazowego przed i za sprzęgłem, sprzyja występowaniu drgań w częstotliwości ($2x$).

Przedstawione w pracy kryteria diagnozowania niewspółosiowości, oparte na analizie zmian kątów fazowych czy też holospectrum nie należy pojedynczo traktować jako rozstrzygające, choć rozosiowanie wirnika w wielu przypadkach powoduje jasne i wyraźne symptomy w postaci właśnie składowych $2x$ a także zmian charakterystyk modalnych. Uwagę tę można odnieść zwłaszcza do sprzęgieł o większej sztywności. Ogólnie należy jednak przyjąć, że dopiero zespół kilku cech charakterystycznych występujących łącznie może stanowić podstawę do formułowania wniosków odnośnie występowania niewspółosiowości w układzie.

LITERATURA

- [1] Lorenzen H, E. A. Niederman E. A., Wattinger W.: *Solid couplings with flexible intermediate shafts for high speed turbo compressor trains*. Proceedings of the 18th Turbomachinery Symposium, Dallas, TX, USA. 101-110, 1991.
- [2] Sekhar A. S., Prabhu B. S.: *Effects of coupling misalignment on vibrations of rotating machinery*. Journal of Sound and Vibration 185, 1995, 655-671.
- [3] Xu M., Maragoni R. D.: *Vibration analysis of a motor-flexible coupling-rotor system subject to misalignment and unbalance*. Part I: theoretical model analysis. Journal of Sound and Vibration, 176, 1994, 663-679.
- [4] Xu M., Maragoni R. D.: *Vibration analysis of a motor-flexible coupling-rotor system subject to misalignment and unbalance*. Part II: experimental validation. Journal of Sound and Vibration, 176, 1994, 681-691.
- [5] B. S. Prabhu B. S.: *An experimental investigation on the misalignment effects in journal bearings*. STLE Tribology Transactions, 40, 1997, 235-242.
- [6] G. Simon G.: *Prediction of vibration of large turbo-machinery on elastic foundation due to unbalance and coupling misalignment*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 206, 1992, 29-39.
- [7] Dewell D. L., Mitchell L. D.: *Detection of a misaligned disk coupling using spectrum analysis*. Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, 106, 1984, 9-16.
- [8] Rosenberg R. M.: *On the dynamical behavior of rotating shafts driven by universal (Hooke) coupling*. Journal of Applied Mechanics 25, 1958, 47-51.
- [9] Saigo M., Okada Y., Ono K.: *Self-excited vibration caused by internal friction in universal joints and its stabilizing method*. Journal of Vibration and Acoustics 119, 1997, 221-229.
- [10] Sheu P. P., Chieng W. H., Lee A. C.: *Modeling and analysis of the intermediate shaft between two universal joints*. Journal of Vibrations and Acoustics 118, 88-99.
- [11] Hudson J. H.: *Lateral vibration created by torsional coupling of centrifugal compressor system driven by a current source drive for a variable speed induction motor*. Proceedings of the 21st Turbomachinery Symposium, Texas A&M 113-123.
- [12] Tadeo A. T., Cavalca K. L.: *A Comparison of flexible coupling models for updating in rotating machinery response*, J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng. July-September, Vol. XXV, No. 3, 2003, 235-246.
- [13] Qu L., Chen Y., Liu X.: *A new approach to computer aided vibration surveillance of rotating machinery*, International Journal of Computer Applications in Technology, 2, pp. 108-117, 1989.
- [14] Qu L., Liu X., Peyronne G., Chen Y.: *The holospectrum: a new method for rotor surveillance and diagnosis*, Mechanical Systems and Signal Processing, 3, pp. 255-267, 1989.
- [15] Chen Y. D., Du R., Qu L. S.: *Fault features of large rotating machinery and diagnostic using sensor fusion*, Journal of Sound and Vibration, 188(2), pp. 227-242, 1995.
- [16] Al-Hussain K. M., Redmond I.: *Dynamic response of two rotors connected by rigid mechanical coupling with parallel misalignment*, Journal of Sound and Vibration, 249(3), pp. 483-498, 2002.
- [17] Šarenac M.: *Stiffness of machine tool spindle as a main factor for treatment accuracy*, University of Niš. Facta Universitatis, Mechanical Engineering 1(6), pp. 665 – 674, 1999.



Dr inż. **JANUSZ ZACHWIEJA** jest adiunktem w Zakładzie Mechaniki Stosowanej Uniwersytetu Techniczno-Przyrodniczego w Bydgoszczy. Zajmuje się zagadnieniami z obszaru dynamiki układów mechanicznych oraz mechaniki płynów.