

DIAGNOZOWANIE WIRNIKA WENTYLATORA POZIOMEGO O MAŁEJ SZTYWNOŚCI POSADOWIENIA

Janusz ZACHWIEJA

Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy
Katedra Mechaniki Stosowanej
Bydgoszcz, ul. S. Kaliskiego 7

Streszczenie

Prace poświęcone zagadnieniom diagnostyki wirników dotyczą głównie metod wczesnego wykrywania uszkodzeń łożysk. Statystycznie rzecz biorąc, tego typu niesprawności stanowią przeważającą liczbę przyczyn awarii maszyn przepływowych. Do tego celu wykorzystywane są najczęściej analizy drgań w dziedzinie częstotliwości (FFT – szybka transformacja Fouriera) lub częstotliwości i czasu (DWT – dyskretna transformacja falkowa). Widmo czasowe zawiera informacje o wszelkiego typu źródłach drgań i prawidłowa jego interpretacja stanowi klucz do podejmowania właściwych decyzji odnośnie oceny stanu dynamicznego maszyny. Symptodem postępującego zużycia łożyska jest wzrost wartości luzu pomiędzy bieżniami i elementami tocznymi co pociąga za sobą zmianę sztywności i tłumienia układu a tym samym amplitud i częstotliwości jego drgań. W układach rzeczywistych zmienna sztywność wirnika występuje prawie zawsze a jej źródłem jest anizotropowość podatności podparcia wynikająca z geometrii korpusów łożysk, własności sprężystych wibroizolatorów itp. Znaczenie omawianego problemu jest szczególnie istotne w przypadku, gdy częstotliwość obrotowa wirnika jest bliska jego częstotliwości rezonansowej.

Słowa kluczowe. częstości własne, stateczność ruchu, diagram Campbella.

DIAGNOSTIC OF THE HORIZONTAL VENTILATOR'S ROTOR WITH A LOW SETTING STIFFNESS

Summary

Works devoted to the issue of rotor diagnostics are mainly concerned with methods of bearing damage early detection. From the statistical point of view these sorts of inefficiencies prevail in flow machine failure causes. The most widespread method used for this purpose is an analysis of vibrations in the field of frequencies (FFT – Fourier Fast Transformation) or frequency and time (DWT – Discreet Wavelet Transform). Time spectrum contains information about all kinds of vibration sources and its correct interpretation is the key to making right decisions in relation to the dynamic state of the machine. A symptom of the bearing progressive wear is an increase in value of the play between runways and turning elements which results in stiffness and dumping systems change and subsequently in change of its amplitudes and vibration frequencies.

In real systems the rotor stiffness is almost always variable due to anisotropy of the support suppleness resulting from the geometry of bearing bodies, elasticity properties of vibro-isolators, etc. The discussed problem is of specially great importance in case when the rotor turning velocity is close to its resonance frequency.

Key words: natural frequencies, stability motion, Campbell diagram.

1. WSTĘP

Badania diagnostyczne prostych maszyn przepływowych takich jak wentylatory sprowadzają się zazwyczaj do oceny stanu łożysk oraz współosiowości wałów wirnika i jednostki napędowej [1]. Niesłusznie, mniej uwagi poświęca się problemom związanym z asymetrią sztywności i wielkością tłumienia elementów podparcia wirnika [2,3,4,5]. Czynniki te wywierają istotny wpływ na trwałość łożysk, decydując często o wytrzymałości mechanicznej elementów maszyn.

Energię drgań wentylatorów przenoszoną na podłoże rozprasza się poprzez ich posadowienie na wibroizolatorach, co zmniejsza sztywności układu. Tymczasem wzrostowi podatności układu drgającego towarzyszy przyrost amplitudy drgań. Nie bez znaczenia jest również fakt, że częstotliwości drgań własnych obniżają się, co zwiększa ryzyko wystąpienia rezonansu. Jeżeli nie jest możliwe wyeliminowanie tego zjawiska, to należy zadbać o maksymalne złagodzenie jego wpływu poprzez zwiększenie tłumienia wewnętrznego.

2. ANALIZA DYNAMIKI WIRNIKA PRZY PRĘDKOŚCI BLISKIEJ PRĘDKOŚCI KRYTYCZNEJ

Wirnik, najczęściej spotykany w konstrukcji maszyn przepływowych takich jak wentylatory, składa się ze sztywnej tarczy osadzonej na nieodkształcalnym praktycznie wale, podpartym w łożyskach podatnych (rys.1). Jego model został opisany po raz pierwszy przez Föppla i Jefcotta [6] dla przypadku lokalizacji tarczy pomiędzy łożyskami, lub Greena i Stodolę [7] dla tarczy przewieszanej.

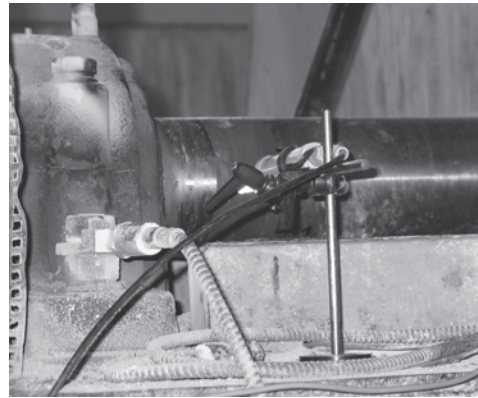
Badanie dynamiki układów rzeczywistych stwarza trudności rozmaitej natury. Począwszy od konieczności częstego zatrzymywania i ponownego uruchamiania maszyny, która zazwyczaj jest elementem określonego ciągu technologicznego, poprzez niedogodności związane z instalowaniem aparatury pomiarowej w warunkach przemysłowych, skończywszy na ograniczonej możliwości symulacji zmian parametrów, których istotność badamy.



Rys. 1. Przykład wykonywania pomiarów drgań wentylatora przemysłowego oraz wyznaczania trajektorii ruchu wału



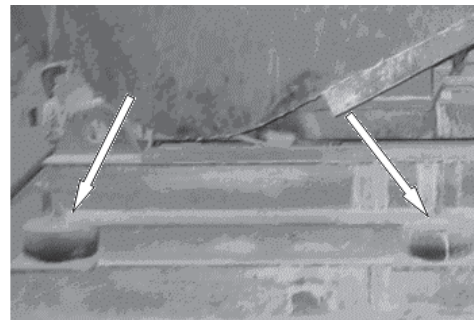
Rys. 2. Sposób pomiaru drgań czujnikami w dwóch prostopadłych kierunkach



Rys. 3. Pomiar kąta fazowego drgań przy pomocy diody laserowej

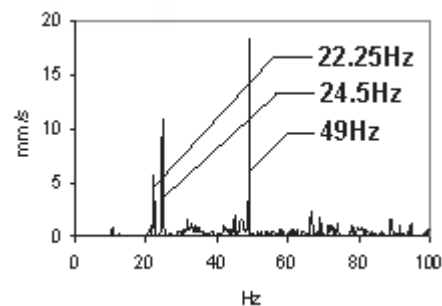
Stanowisko pomiarowe do badania drgań łożysk wału wentylatora pokazano na rys.1.-rys.3. Dzięki pomiarowi przemieszczeń w dwóch prostopadłych kierunkach oraz zastosowaniu diody laserowej można wyznaczyć tor przemieszczeń jak również kierunek precesji wału.

Badany wentylator charakteryzował się stosunkowo małą sztywnością posadowienia z uwagi na zastosowanie wibroizolatorów jako elementów tłumiących energię drgań.



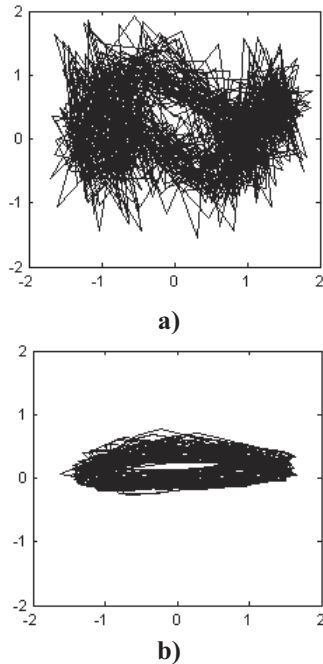
Rys. 4. Przykład posadowienia wentylatora na wibroizolatorach

Otrzymane widmo drgań łożyska (rys. 5) pokazuje, że częstotliwość obrotowa (24.5Hz) znajduje się w obszarze rezonansu.



Rys. 5. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa prędkości drgań łożyska

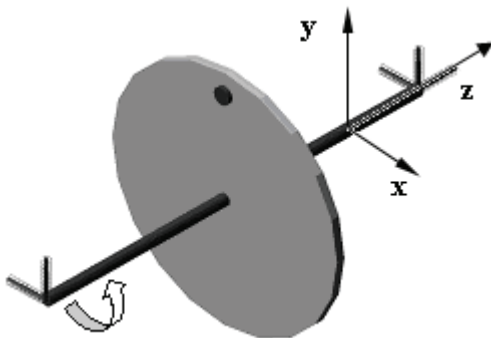
Na podstawie kształtu trajektorii przemieszczeń łożyska (rys.6) można wnioskować, że sztywność posadowienia wykazuje cechy anizotropowości.



Rys. 6. Trajektoria ruchu łożyska – a) wynik pomiarów, b) po odseparowaniu szumu przy użyciu DWT (dyskretnej transformacji falkowej)

W celu zbadanie wpływu zjawiska kierunkowej sztywności podparcia na dynamikę pracy maszyny posłużymy się modelem numerycznym wirnika Föppla – Jęfcotta (rys. 7).

Z uwagi na brak wiedzy odnośnie masy, sztywności oraz tłumienia układu rzeczywistego istnieje podobieństwo cech jakościowych układu rzeczywistego i jego modelu, natomiast ich cechy ilościowe będą różne.



Rys. 7. Model wirnika do analizy wpływu sztywności podparcia oraz podatności wału na dynamikę ruchu

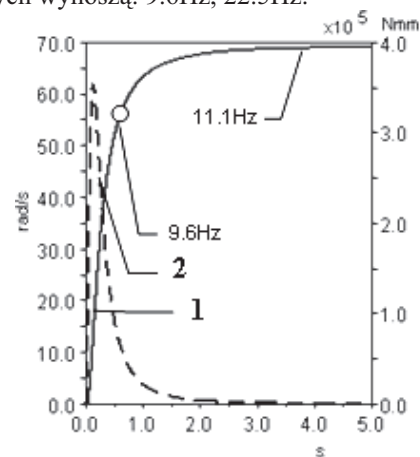
Parametry geometryczno-materiałowe wału i tarczy oraz sztywności łożysk analizowanego wirnika zestawione są w tabeli 1.

Tabela 1.
Cechy wirnika

		tarcza	wał	łożyska
masa	kg	44.1	4.91	
I _{xx}	kgmm ²	9.98E+5	4.09E+5	
I _{yy}	kgmm ²	9.98E+5	4.09E+5	
I _{zz}	kgmm ²	1.99E+6	492	
E	MPa	∞	2.1E+5	
k _{xx}	N/m			5E+5
k _{yy}	N/m			1E+5
c _{xx}	Ns/m			1E+2
c _{yy}	Ns/m			1E+2

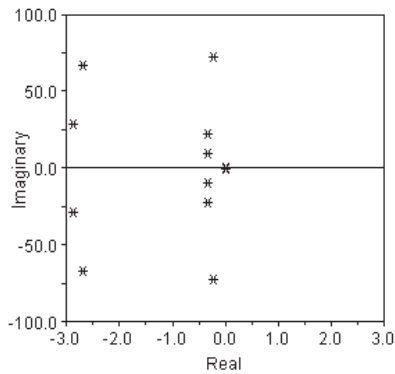
Na wirnik działa zmienny w czasie moment rozruchowy (rys. 8), pod działaniem którego prędkość obrotowa zwiększa się do ustalonej wielkości. Opory w łożyskach oraz opór ośrodka jest pominięty. Narastający od zera moment skręcający wał powoduje, że wartości naprężeń stycznych nie przekraczają w chwili rozruchu wartości dopuszczalnych. Tarcza posiada niewyważenie w postaci masy skupionej 0.19 kg umieszczonej blisko jej krawędzi.

Dynamikę wirnika o sztywnym układzie wał-tarcza badano przy prędkości kątowej w przedziale 0-70 rad/s. Obliczone częstotliwości drgań własnych wirnika odpowiadające pierwszym postaciom drgań giętnych wynoszą: 9.6Hz, 22.5Hz.



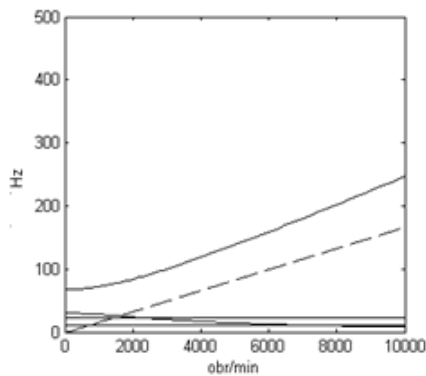
Rys. 8. Charakter zmian w czasie momentu rozruchowego (1) oraz prędkości obrotowej (2)

Oznacza to, że począwszy od czasu $t=0.6s$ prędkość obrotowa wirnika jest prędkością nadkrytyczną. Ruch wirnika ma charakter stabilny, co można zauważyć analizując położenie na płaszczyźnie zespolonej pierwiastków równania na wartości własne (rys. 9) (części rzeczywiste pierwiastków zespolonych są ujemne).



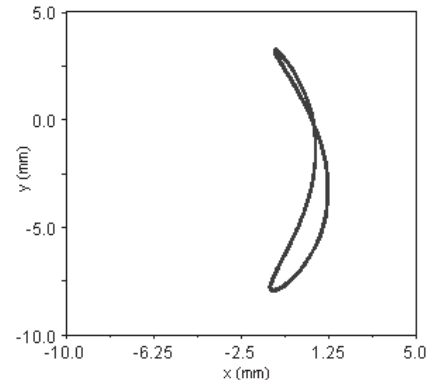
Rys. 9. Położenie pierwiastków zagadnienia na wartości własne dla wirnika z wałem sztywnym

Diagram Campbella (rys. 10) pokazuje wrażliwość wirnika na zjawisko precesji. Okazuje się, że jest ona niewielka dla dwóch pierwszych częstotliwości rezonansowych tj. 9.6 Hz oraz 22.5 Hz [8].



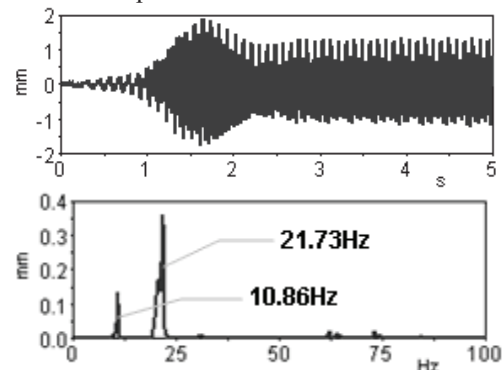
Rys. 10. Diagram Campbella dla wirnika z wałem sztywnym

Prędkość kątowna wirnika znajduje się w obszarze pomiędzy obiema prędkościami krytycznymi wynikającymi z anizotropii zewnętrznej. Występuje więc analogia w stosunku do zachowań obiektu rzeczywistego obserwowanej w trakcie badań diagnostycznych wentylatora. Trajektoria przemieszczeń łożyska jest inna od przedstawionej na rys. 6. Dla tych warunków sztywności i tłumienia przyjmuje kształt pętli rozciągniętej w kierunku mniejszej sztywności (rys. 11).



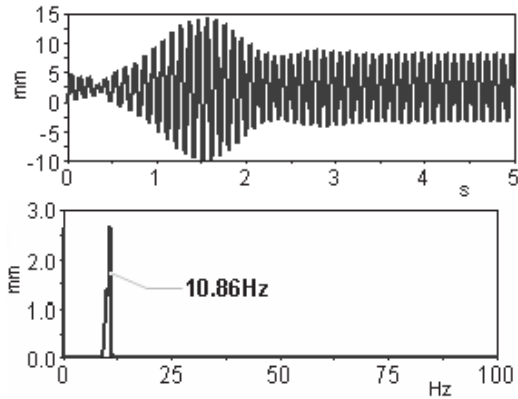
Rys. 11. Trajektoria ruchu środka masy tarczy wirnika z wałem sztywnym

Przebiegi czasowe prędkości drgań łożyska w obydwu kierunkach wyraźnie zaznaczają obszar przechodzenia przez rezonans.



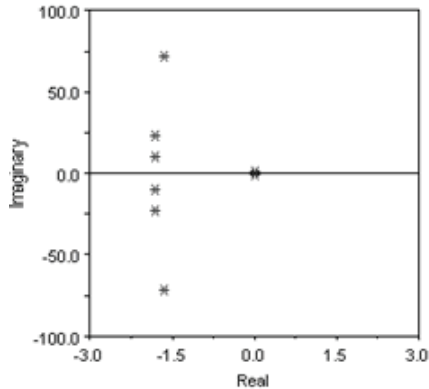
Rys. 12. Przebieg czasowy i charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa przemieszczenia łożyska w kierunku poziomym przy małym tłumieniu

Odpowiedź dynamiczna łożysk występuje w częstotliwości wymuszenia (rys.12, rys.13), przy czym jej pierwsza harmoniczna (21.73Hz) jest bliska częstotliwości drgań własnych wirnika w kierunku poziomym, co powoduje, że wirnik wykonuje w tym kierunku drgania o większej amplitudzie w częstotliwości własnej niż w częstotliwości wymuszenia (rys.12). Mamy więc do czynienia z rezonansem ultra-harmonicznym. Jest to klasyczny przypadek towarzyszący stanom krytycznym drugiego rodzaju.



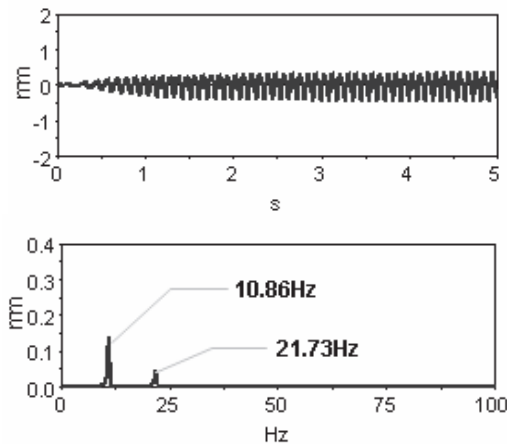
Rys. 13. Przebieg czasowy i charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa przemieszczenia łożyska w kierunku pionowym - małe tłumienie

Wzrost tłumienia w łożyskach wyraźnie stabilizuje układ. W konsekwencji (rys.14), części rzeczywiste pierwiastków zespolonych zagadnienia na wartości własne przesuwają się bardziej w stronę ujemnych wartości na osi.



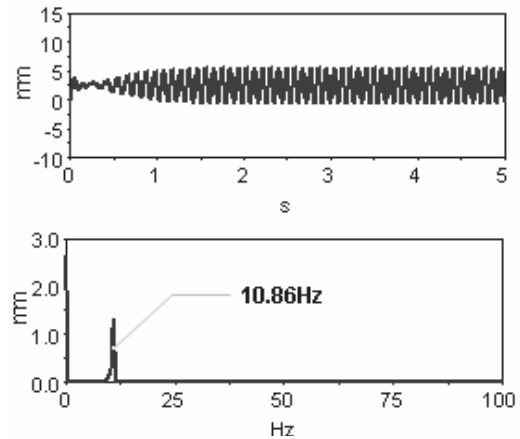
Rys. 14. Położenie pierwiastków zagadnienia na wartości własne dla wirnika z wałem sztywnym i dużym tłumieniem

Zmniejszeniu ulegają amplitudy przemieszczeń łożysk z silnym wygaszaniem składowej ultraharmonicznej (rys.15, rys.16).



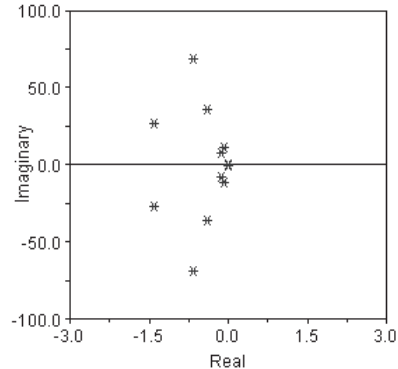
Rys. 15. Przebieg czasowy i charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa przemieszczenia łożyska w kierunku poziomym

Częstotliwości rezonansowe również wzrastają, aczkolwiek w sposób nieznaczny do wartości 10.36Hz, 22.74Hz.



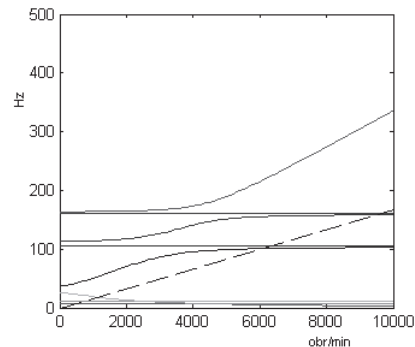
Rys. 16. Przebieg czasowy i charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa przemieszczenia łożyska w kierunku pionowym

Uwzględnienie skończonej sztywności wału na zginanie równej iloczynowi momentu bezwładności J_x oraz modułu sprężystości wzdłużnej E , w warunkach małego tłumienia łożysk daje inny obraz dynamiki wirnika. Pierwsze częstotliwości drgań własnych wynoszą: 8.1Hz, 11.3Hz, 26.6Hz, 36.2Hz, 68.7Hz.



Rys. 17. Położenie pierwiastków zagadnienia na wartości własne dla wirnika z wałem podatnym

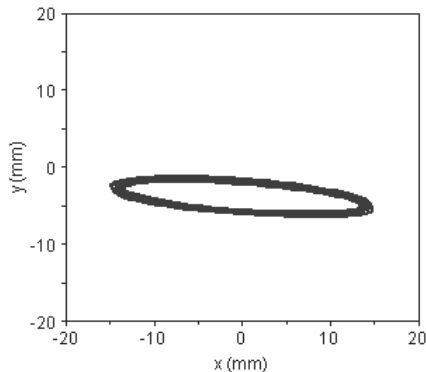
Drgania są nadal stabilne jak w przypadku poprzednim (rys. 17),



Rys. 18. Diagram Campbella dla wirnika z wałem podatnym i małym tłumieniem w łożyskach

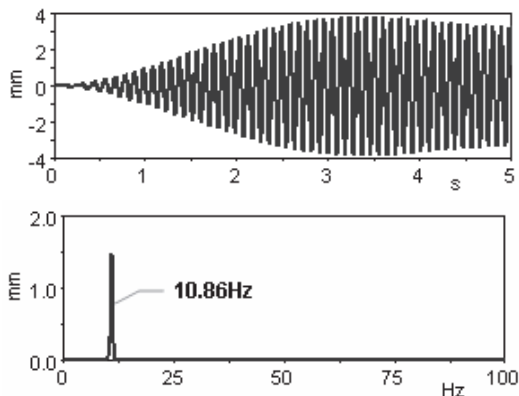
choć wirnik jest bardziej wrażliwy na wpływ efektów żyroskopowych (rys. 18).

Częstotliwości drgań własnych ulegają obniżeniu, przy czym częstotliwość drgań swobodnych w kierunku poziomym zmienia się znacząco, co powoduje, że trajektoria ruchu środka masy tarczy staje się elipsą rozciągniętą względem osi poziomej (rys. 19) (Z powodu trudności pomiarowych wyznaczenie trajektorii ruchu środka masy tarczy w obiekcie rzeczywistym nie było możliwe). Precesja wirnika ma charakter przeciwbieżny, synchroniczny, co nie jest zgodne z rezultatami pomiarów wentylatora.

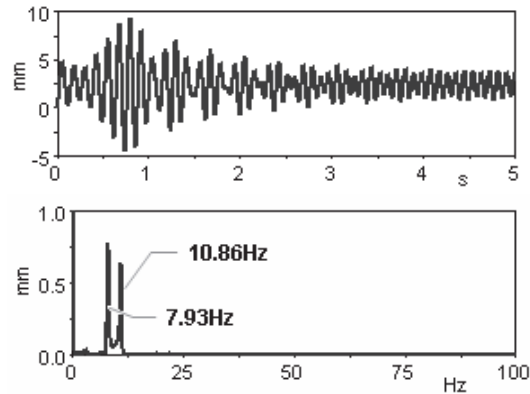


Rys. 19. Trajektoria ruchu środka masy tarczy osadzonej na podatnym wale podpartym w łożyskach o małym tłumieniu

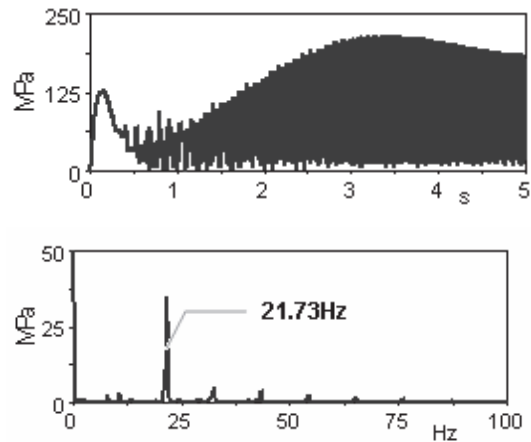
Częstotliwość obrotowa jest na tyle bliska częstotliwości rezonansowej, że wzbudza drgania swobodne w 7.93Hz w kierunku pionowym. Przebieg czasowy przemieszczeń pokazuje wyraźny obszar przejścia przez rezonans (rys.21). W kierunku poziomym bliskość rezonansu czyni, że występuje efekt dudnienia (rys.20).



Rys. 20. Przebieg czasowy i charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa przemieszczenia łożyska w kierunku poziomym

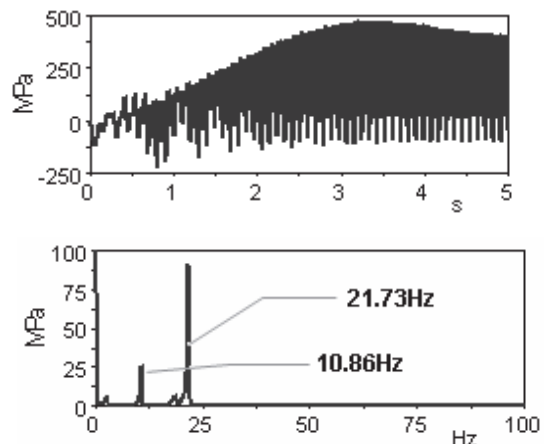


Rys. 21. Przebieg czasowy i charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa przemieszczenia łożyska w kierunku pionowym



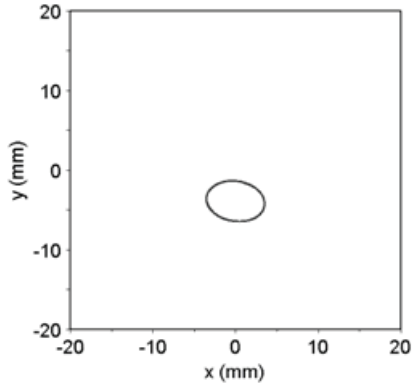
Rys. 22. Zmiana maksymalnych naprężeń stycznych w funkcji czasu w górnym włóknie wału

Cechą charakterystyczną, potwierdzającą występowanie efektu precesji przeciwbieżnej w tych warunkach jest fakt zmiany naprężeń gnących w przekroju z częstotliwością równą podwójnej częstotliwości obrotowej wirnika (rys. 23).



Rys. 23. Zmiana naprężeń normalnych w funkcji czasu w górnym włóknie wału

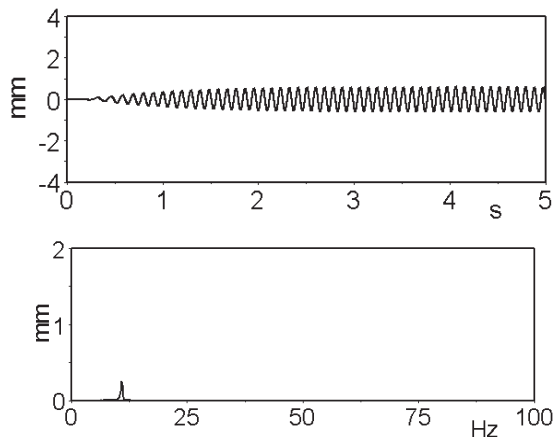
Silny wzrost tłumienia podparcia powoduje zmianę charakteru ruchu precesyjnego z przeciwbieżnego na współbieżny, dzięki wyjściu z obszaru rezonansu. Kształt trajektorii ruchu środka masy tarczy zbliża się do kołowego, pomimo anizotropowej sztywności łożysk (rys. 24).



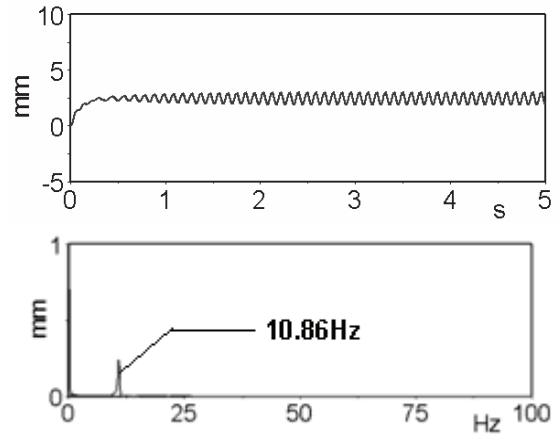
Rys. 24. Trajektorja ruchu środka masy tarczy osadzonej na podatnym wale podpartym w łożyskach o dużym tłumieniu

Występowaniem dużego tłumienia wewnętrznego w układzie rzeczywistym można tłumaczyć fakt, braku warunków do istnienia precesji przeciwbieżnej w przypadku badanego wentylatora.

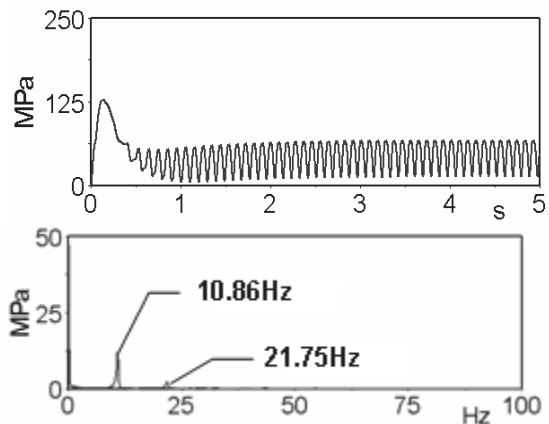
Wyniki analizy modelu wskazują na silne tłumienie drgań w częstotliwościach własnych. Na widmie przemieszczeń widoczne są jedynie amplitudy drgań łożysk w częstotliwości wymuszenia perturbacją synchroniczną (rys. 25, rys. 26). Dzięki wyjściu z obszaru rezonansu, maleją naprężenia w przekrojach wału. Ich zmiana staje się synchroniczna względem prędkości obrotowej wirnika (rys. 27, rys. 28).



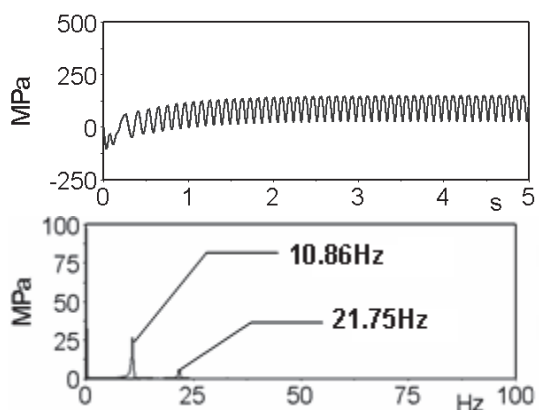
Rys. 25. Przebieg czasowy i charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa przemieszczenia łożyska w kierunku poziomym przy dużym tłumieniu



Rys. 26. Przebieg czasowy i charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa przemieszczenia łożyska w kierunku pionowym przy dużym tłumieniu



Rys. 27. Zmiana maksymalnych naprężeń stycznych w funkcji czasu w górnym włóknie wału przy dużym tłumieniu



Rys. 28. Zmiana naprężeń normalnych w funkcji czasu w górnym włóknie wału przy dużym tłumieniu

3. WNIOSKI

Wentylatory przemysłowe pracują w warunkach różnej sztywności posadowienia. Zdarza się, jak np. w przypadku układów chłodzenia walców suszących maszyn papierniczych, że wentylatory mocowane są na elementach ruchomych konstrukcji. Do niedawna, rzadkością było stosowanie w napędach przemienników częstotliwości umożliwiających optymalny dobór prędkości obrotowych wirnika.

Duża podatność zamocowania utrudnia właściwą interpretację kształtu widma drgań w celu wykrycia symptomów uszkodzeń elementów ruchomych wirnika. W takich przypadkach występują bowiem kolejne harmoniczne częstotliwości wymuszenia a w przypadku pracy w obszarze rezonansu ultraharmoniczne częstotliwości rezonansowych.

Z przytoczonych rozważań wynika, jak istotną z punktu widzenia poprawnej pracy, jest dobór właściwej sztywności oraz tłumienia elementów podparcia wirnika począwszy od łożysk, poprzez ich korpusy, podstawy do których są one przytwierdzone, wibroizolatory oraz ramy. Sztywność wału odgrywa przy tym rolę drugorzędną.

Konstrukcja wału musi spełniać przede wszystkim warunki wytrzymałościowe. Wały maszyn są poddawane dużym momentom gnącym i skręcającym. Zazwyczaj projektuje się je w ten sposób, aby nie uległy zniszczeniu przy występujących przeciążeniach, zwłaszcza w chwili rozruchu. W konsekwencji, częstotliwości rezonansowe układu wał-tarcza są wysokie.

Anizotropia podparcia powoduje, że pomiędzy prędkościami krytycznymi znajduje się obszar precesji przeciwbieżnej, której towarzyszy zmiana naprężeń normalnych i stycznych w częstotliwości odpowiadającej podwojonej częstotliwości obrotowej wirnika. Następuje więc zarówno wzrost amplitudy jak i częstotliwości zmian naprężeń, co ma istotny, niekorzystny wpływ na warunki zmęczeniowe. Występowanie tego zjawiska nie jest częste, a dobrym sposobem jego eliminacji jest wprowadzenie do układu dużego tłumienia.

Stosowaną zasadą w modelowaniu numerycznym jest weryfikacja uzyskanych wyników z doświadczeniem. Może też zachodzić sytuacja odwrotna. Badania diagnostyczne maszyn dostarczają niejednokrotnie rezultatów, które na pierwszy rzut oka są nieoczekiwane i niezrozumiałe. W takich przypadkach dobrym rozwiązaniem jest stworzenie modelu pozwalającego na poprawną interpretację mechanizmu obserwowanych zjawisk.

LITERATURA

- [1] Zachwieja J.: Diagnostyka wentylatorów dwustrumieniowych, *Diagnostyka*, 29, 2003, 35-40.
- [2] Mohiuddin M.A., Bettayeb M., Khulief Y.A.: Dynamic analysis and reduced order modelling of flexible rotor-bearing systems, *Computers and Structures* 69 (1998).
- [3] Wettergren H.L., Olsson K.O.: Dynamic instability of a rotating asymmetric shaft with internal viscous damping supported in anisotropic bearings, *Journal of Sound and Vibration*, 195(1), 1996.
- [4] Jei Y.G., Lee C.W.: Modal characteristics of asymmetrical rotor-bearing systems, *Journal of Sound and Vibration*, 162(2), 1993.
- [5] Kang Y., Sheen G.J., Wang S.M.: Development and modification of a unified balancing method for unsymmetrical rotor-bearing systems, *Journal of Sound and Vibration*, 199(3), 1997.
- [6] Nelson H.D., McVaugh J.M.: The Dynamics of Rotor Bearing Systems Using Finite Elements, *Journal of Engineering for Industry* 98, 1976.
- [7] Zachwieja J.: Analysis of dynamics of Stodola-Green rotor in flexible bearing, *Developments in Machinery Design and Control*, 3, 2004.
- [8] Zachwieja J.: Efekt żyroskopowy w dynamice walców maszyny papierniczej, *Zeszyty Naukowe ATR, Mechanika* 53, 2002.



Autor jest adiunktem w Katedrze Mechaniki Stosowanej Akademii Techniczno - Rolniczej w Bydgoszczy. Zajmuje się zagadnieniem drgań układów mechanicznych oraz mechaniki płynów. Jest autorem publikacji z zakresu dynamiki maszyn oraz problematyki drgań kawitacyjnych rurociągów.