

DIAGNOSTKA WENTYLATORÓW DWUSTRUMIENIOWYCH

Janusz ZACHWIEJA

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

Streszczenie

W pracy poddano analizie podstawowe czynniki wpływające na dynamikę wentylatora dwustrumieniowego takie jak: sztywność korpusu, niewyważenie tarczy wirnika, jej pęknięcie, uszkodzenie łożyska, luzy w układzie, niewspółosiowość wałów wirnika i silnika napędu. Omówiono sposoby diagnozowania uszkodzeń w stanach przedawaryjnych.

Słowa kluczowe: drgania własne, diagnozowanie łożysk, niewyważenie wirnika.

DIAGNOSTIC OF TWO-STREAM VENTILATORS

Summary

In this paper basic factors affecting the dynamics of a two-stream ventilator have been analyzed. These factors include: stiffness of the body, unbalance of the rotor disk, damage of the bearing, clearings of the system, misalignment of the rotor shafts, and of the engine drive. Damage diagnosing methods in pre-failure states have been discussed, too.

Key words: natural vibrations, bearing diagnostic, unbalance of the rotor.

1. WSTĘP

Wentylatory kotłowe są najczęściej stosowanymi maszynami wirnikowymi w układach wytwarzania i przesyłania energii cieplnej. Ich rola w ciągu technologicznym spalania paliwa oraz obiegu nośnika ciepła jest na tyle istotna, że wszędzie tam, gdzie nie występują układy rezerwowe, ich awaria prowadzi zazwyczaj do wstrzymania dystrybucji ciepła.

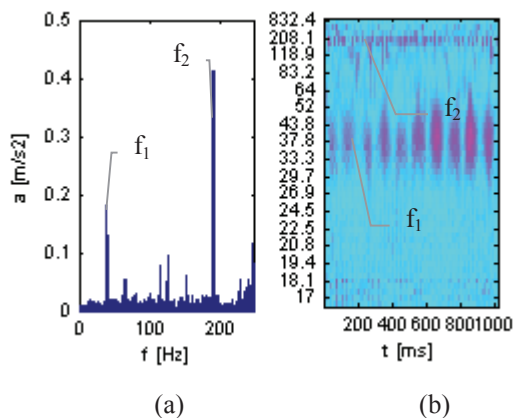
Aby temu zapobiec, urządzenia powinny być monitorowane w sposób ciągły na okoliczność zmian w ich stanie dynamicznym tak, aby możliwie wcześniej można było wykryć symptomy uszkodzenia. Konstrukcja tych maszyn jest na tyle prosta, że przyczyny ich nieprawidłowej pracy a w konsekwencji i awarii można stosunkowo łatwo przewidzieć a więc również śledzić ich rozwój w czasie.

Ocena stanu dynamicznego wentylatorów pod kątem możliwości minimalizacji ich drgań sprowadza się zazwyczaj do:

- ♦ analizy charakterystyki sprężysto - tłumiącej podstawy dla wyznaczenia strefy rezonansu,
- ♦ eliminacji niewyważenia tarczy wirnika,
- ♦ określenia stopnia zużycia łożysk,
- ♦ zapewnienia współosiowości wałów silnika i wirnika,

Parametry drgań lub wielkości akustyczne mierzone w określonych punktach maszyny są poddawane analizie w dziedzinie częstotliwości, najczęściej przy użyciu transformacji Fouriera lub

w dziedzinie częstotliwości i czasu przy wykorzystaniu transformacji falkowej (rys. 1) [1].

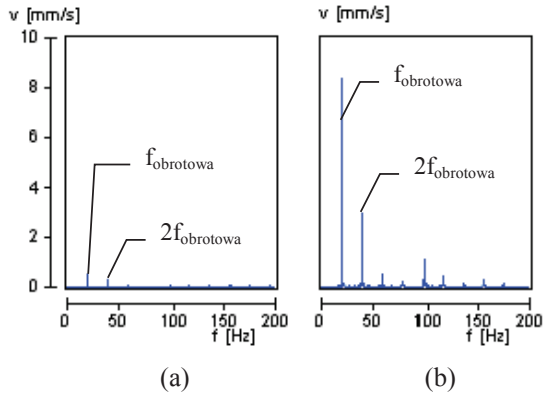


(a) (b)
Rys. 1. Analiza amplitudowo-częstotliwościowa (a) przyspieszenia drgań łożyska oraz transformacja falkowa (b)

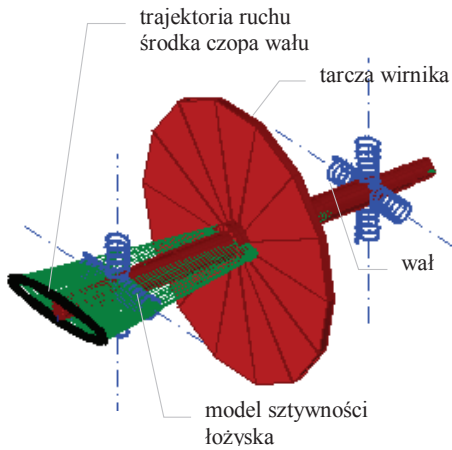
2. WPŁYW SZTYWNOŚCI PODPARCIA WIRNIKA NA JEGO DYNAMIKĘ

Wyciągowe wentylatory dwustrumieniowe kotłów energetycznych charakteryzują się niejednakową sztywnością podparcia wału wirnika w łożyskach.

W efekcie mamy do czynienia ze znacznie większą amplitudą prędkości drgań w kierunku mniejszej sztywności nawet wtedy, gdy wirnik wentylatora jest wyważony rys. 2. To powoduje, że środek czopa wału wirnika podczas obrotu zatacza trajektorię będącą elipsą (rys. 3).

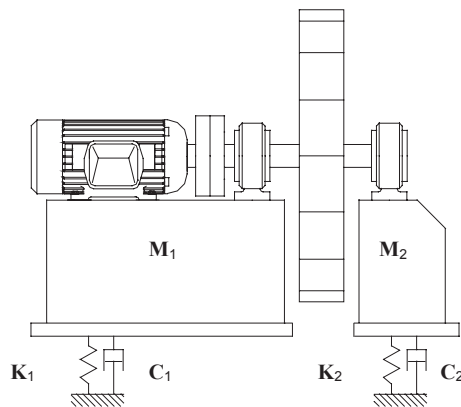


Rys.2. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa prędkości drgań łożyska: (a) w kierunku pionowym (V) i (b) poziomym (H)



Rys.3. Drgania wirnika z podporą anizotropową

Sztywność podstawy na której spoczywa silnik jest znacznie większa niż podpory swobodnej (rys.4), zatem problem dynamicznej stabilizacji tego obiektu sprowadza się do eliminacji drgań podpory o macierzy bezwładności M_2 .



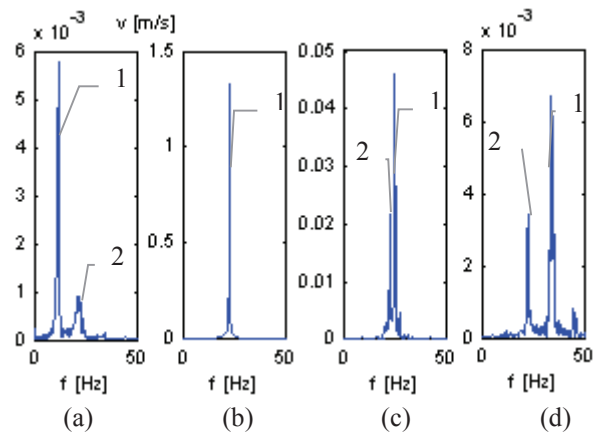
Rys.4. Dynamiczny model wentylatora

M – macierz bezwładności, K – macierz sztywności, C – macierz tłumienia

W oparciu o model przedstawiony na rys. 4 można przeanalizować dynamikę podpory przyjmując jako wymuszenie perturbację synchroniczną $F \sin \omega t$ niewyważenia tarczy wirnika [2].

W zależności od częstotliwości obrotowej wirnika, masy podpory, jej sztywności i tłumienia wewnętrznego mogą zaistnieć następujące okoliczności (rys. 5):

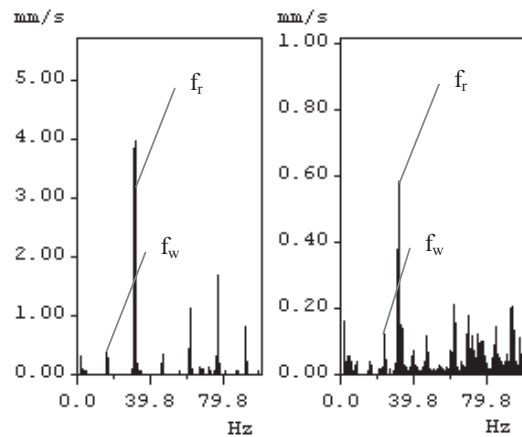
1. częstotliwość drgań własnych jest mniejsza od częstotliwości wymuszenia,
2. częstotliwości te mają wartości niewiele się różniące,
3. obie częstotliwości pokrywają się,
4. częstotliwość drgań własnych jest większa od częstotliwości wymuszenia,



Rys.5. Przypadki wymuszenia:

- (a) podrezonansowego
- (b) rezonansowego
- (c) okołorezonansowego
- (d) nadrezonansowego

Przypadek drgań o charakterze rezonansowym, gdy częstotliwość wymuszenia jest pierwszą podharmoniczną częstotliwości własnej podstawy wentylatora ilustruje rys. 6a.



a) $f_w=15$ Hz $f_i=30$ Hz

b) $f_w=23$ Hz $f_i=30$ Hz

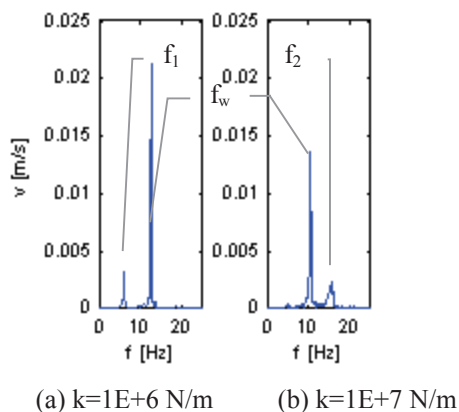
Rys.6. Drgania o charakterze (a) rezonansowym (b) podrezonansowym wentylatora dwustrumieniowego

Błędna diagnoza przyczyny wysokiej wartości skutecznej prędkości drgań może w takim przypadku owocować próbą wyważania wirnika, który w rzeczywistości jest wyważony we właściwej klasie (najczęściej G6.3).

Bardzo dobry efekt z punktu widzenia eliminacji drgań uzyskuje się dzięki dobraniu odpowiedniej prędkości obrotowej wirnika. Można w ten sposób znacząco zmniejszyć nie tylko poziom drgań, lecz również przesunąć częstotliwość obrotową wirnika poniżej częstotliwości drgań własnych, eliminując niekorzystny efekt przechodzenia przez obszar rezonansu podczas rozbiegu i wybiegu wirnika [3].

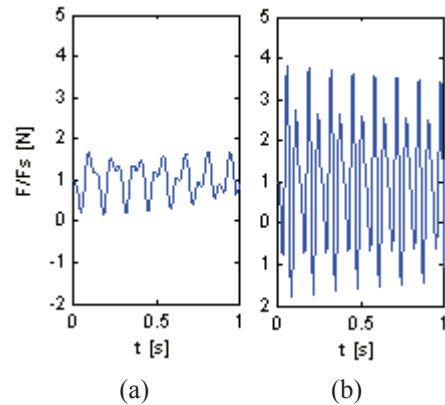
Zmiana sztywności posadowienia jest kolejną skuteczną metodą eliminacji drgań. Należy jednak pamiętać, że stosowanie wibroizolatorów nie zawsze jest rozwiązaniem najlepszym. Układy te zazwyczaj zmniejszają sztywność połączenia urządzenia z ramą co powoduje przesunięcie częstotliwości drgań własnych w kierunku niższych wartości zwiększając tym samym ryzyko występowania efektów rezonansowych [4].

Rys. 7 przedstawia charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe prędkości drgań układu o sztywności (a) $k_1=1E+6$ N/m. Jego częstotliwość rezonansowa wynosi 7.1 Hz natomiast częstotliwość wymuszenia 15 Hz. Stan taki nie jest korzystny, bowiem każdorazowo podczas rozbiegu i wybiegu wirnika następuje przejście przez strefę rezonansu. Dziesięciokrotny wzrost sztywności układu powoduje oprócz spadku wartości amplitudy prędkości drgań w częstotliwości wymuszenia również odsunięcie strefy rezonansu w kierunku wyższych częstotliwości. (b) (22.5 Hz).



Rys. 7. Zmiana amplitudy i częstotliwości drgań podopory dla różnych sztywności utwierdzenia

Należy zdawać sobie sprawę, że zwiększenie sztywności utwierdzenia pociąga za sobą wzrost siły oddziaływania układu na więzy (rys. 8) [5].



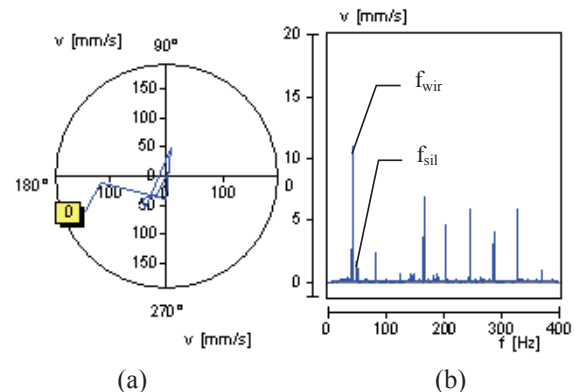
Rys. 8. Zmiana wartości siły oddziaływania układu na więzy dla różnych sztywności: (a) $k=1E+6$ N/m, (b) $k=1E+7$ N/m

Dlatego dla wentylatorów o dużych masach posadowionych na belkach stropowych lub fundamentach wylanych na słabo zagęszczonych gruntach zalecane jest stosowanie wibroizolatorów tłumiących drgania.

3. USZKODZENIE TARCZY LUB ŁOŻYSKA WIRNIKA

Uszkodzenie wirnika będące najczęściej pęknięciem w obrębie jego mocowania do wału powoduje występowanie silnych drgań.

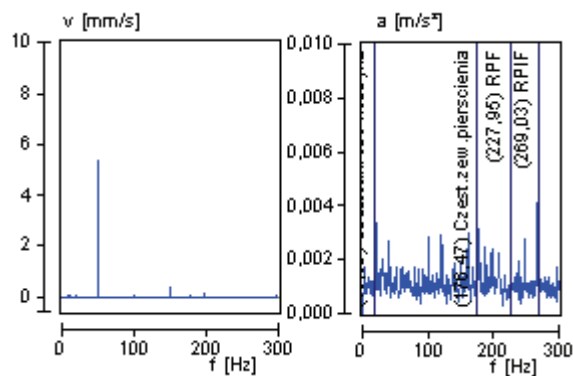
Jest to widoczne na rys. 9b gdzie amplituda prędkości drgań w częstotliwości obrotowej wirnika (f_{wir}) przekracza wartość 10 mm/s. O tym, że mamy do czynienia z nieszywnością układu świadczy występowanie w widmie kolejnych harmonicznych. Efekt przenoszenia drgań przez przekładnię pasową widoczny jest w postaci amplitudy w częstotliwości obrotowej silnika (f_{sil}). Wirnik z pękniętą tarczą nie poddaje się próbie wyważania, co obrazuje (rys. 9a).



Rys. 9. Przebieg wyważania (a) oraz charakterystyka A-C prędkości drgań łożyska wirnika z pękniętą tarczą (b)

Przykładem złożoności problemu diagnozowania uszkodzenia łożyska jest przypadek przedstawiony

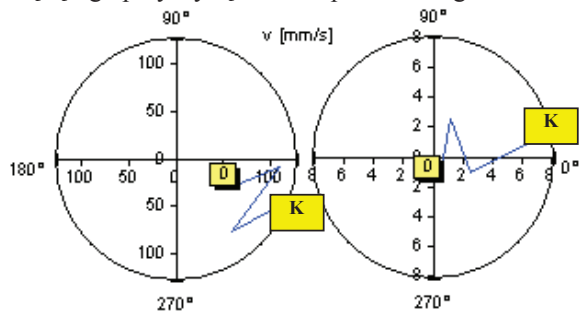
na (rys.10). Widmo prędkości drgań (a) o dużej amplitudzie w częstotliwości obrotowej ma taki sam charakter jak w przypadku znacznego niewyważenia tarczy wirnika.



(a) (b)

Rys.10. Widmo prędkości (a) i przyspieszenia drgań (b) łożyska FAG 6205 z luzem w obudowie (3000 1/min)

Diagnostyka łożyska (b) ujawnia zużycie pierścieni: wewnętrznego (częstotliwość charakterystyczna 176,47 Hz) i zewnętrznego (269,03 Hz) a tym samym efekt występowania luzu będącego przyczyną wzrostu poziomu drgań.



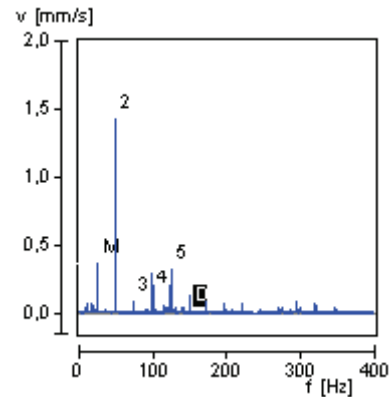
Rys.11. Przebieg wyważania wirnika z luzem pomiędzy czopem wału a pierścieniem wewnętrznym łożyska

Dwukrotny przebieg wyważania tego wirnika zobrazowano na wykresach biegunowym (rys. 11). Współrzędna promieniowa obrazuje wielkość amplitudy drgań, natomiast współrzędna kątowa określa kąt fazowy. Znacznik „0” wyznacza stan wyjściowy, znacznik „K” – stan końcowy po trzeciej korekcji. Widoczna jest sytuacja w której każde dodanie masy korekcyjnej pogarsza stan dynamiczny wirnika. Oznacza to, że tarcza wirnika była wyważona poprawnie i nie stanowi przyczyny drgań o tak wysokiej amplitudzie.

4. LUZY I NIEOSIOWOŚĆ

Luz jest w istocie rzeczą zmieniającą się w sposób cykliczny sztywnością. W widmie prędkości pojawiają się stosunkowo wysokie amplitudy drgań o częstotliwościach w zależności

od charakteru luzu różnych krotności harmonicznych częstotliwości obrotowej (rys. 12).

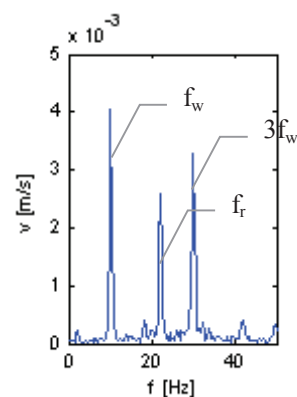


Rys. 12. Widmo prędkości drgań w układzie z luzem między wałem i tarczą sprzęgła

Hipotezę tę potwierdzają badania modelowe. Dla sztywności układu zmieniającej się w częstotliwości dwukrotnie większej niż częstotliwość wymuszenia

$$k = k_0 [1 + 0.5 \cdot \sin(2\omega t)] \quad (1)$$

otrzymywane widmo ma postać przedstawiona na Rys. 13.

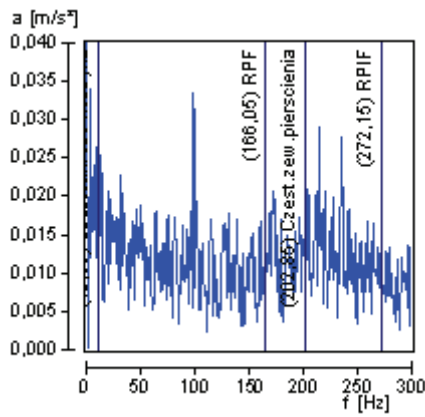


Rys.13. Widmo prędkości drgań dla układu o sztywności (1)

f_w – częstotliwość wymuszenia, f_r – częstotliwość rezonansowa

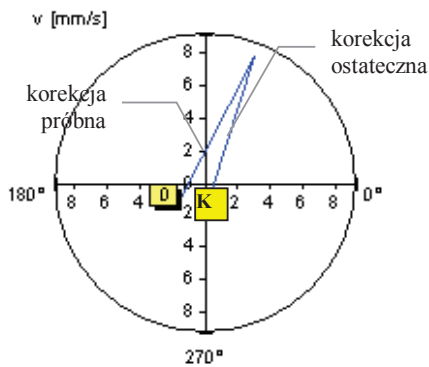
Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa układu o sztywności zmieniającej się w sposób opisany zależnością (1) zawiera dominujące składowe przesunięte o wielkość $2f$ względem częstotliwości wymuszenia.

Luzy w układzie, którego widmo prędkości drgań jest przedstawione na (rys. 14) nie są symptomami zużycia łożyska bowiem dominujące częstotliwości przyspieszenia drgań łożyska nie pokrywają się z częstotliwościami charakterystycznymi dla uszkodzenia jego elementów.



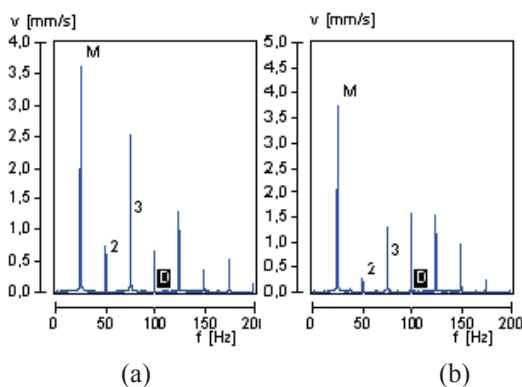
Rys. 14. Widmo przyspieszenia drgań ze znacznikami częstotliwości uszkodzeń

Interesujący jest fakt, że zmiana sztywności poza układem wirnik-łożyska nie ma istotnego znaczenia na przebieg wyważania wirnika co obrazuje rys. 15.



Rys. 15. Przebieg wyważania wirnika ze zmienną sztywnością spowodowaną luzem pomiędzy wałem wirnika i tarczą sprzęgła

Niewspółosiowość silnika i wirnika zaznacza się wzrostem kolejnych harmonicznych częstotliwości obrotowej [6]. Charakter widma prędkości drgań łożyska przed osiowaniem silnika wentylatora przedstawia rys. 16.



Rys.16. Widmo drgań łożyska wentylatora przed i po osiowaniu.

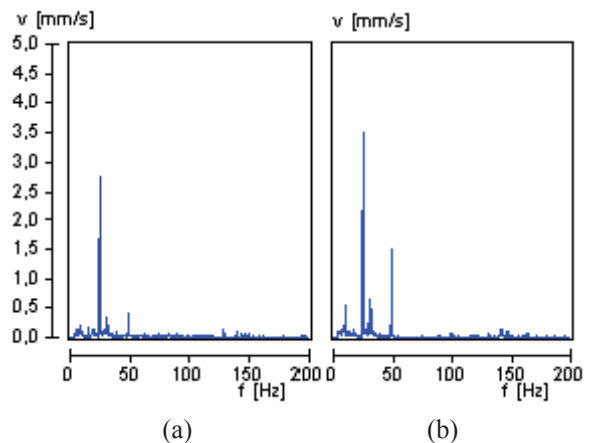
Po osiowaniu obserwuje się wyraźne zmniejszenie amplitud wyższych harmonicznych. Symptodem niewspółosiowości jest wysoka wartość amplitudy w trzeciej harmonicznej częstotliwości obrotowej. Amplituda w częstotliwości obrotowej będąca symptomem niewyważenia wirnika zmniejsza się jedynie nieznacznie.

5. WNIOSKI

Z przytoczonych wywodów wynika, że wszystkie problemy uznawane za fundamentalne w dynamice wirników obserwuje się badając przebieg i charakter drgań wentylatorów. Obok tych, omówionych w pracy występują również inne jak choćby efekty związane z asymetrią tarczy czy wału.

Na dynamikę wirnika wentylatora największy wpływ wywiera niewyważenie jego tarczy. W dalszej kolejności stan łożysk i sztywność podparcia. Stosunkowo najmniejsze znaczenie ma współosiowość wałów wirnika i silnika. Wbrew potocznej opinii przenoszenie napędu przez przekładnię pasową jest rozwiązaniem gorszym aniżeli zastosowanie sprzęgła. Zespół pasów stanowi bowiem poważne obciążenie łożyska powodując w trakcie pracy wzrost jego temperatury i drgania spowodowane nierównomiernym naciąganiem.

Rys. 17 obrazuje widmo amplitudowo-częstotliwościowe prędkości drgań łożyska od strony wirnika (a) oraz od strony przekładni pasowej (b). Jest to przypadek w którym większy wpływ na dynamikę wirnika aniżeli niewyważenie jego tarczy.



Rys. 17. Widmo A-C prędkości drgań łożysk: (a) od strony wirnika, (b) od strony koła pasowego

Uszkodzenie łożyska jest zazwyczaj procesem rozłożonym w czasie dającym się monitorować. Dzięki temu rozwój uszkodzenia można śledzić zabezpieczając się tym samym przed skutkami nagłej awarii, która prowadzi najczęściej do uszkodzenia wału wirnika.

Monitoring podstawowego parametru drgań łożyska jakim jest wartość skuteczna prędkości drgań (RMS) obrazuje rys. 18. Widoczny jest rosnący trend wartości RMS do momentu wymiany łożyska.



Rys. 18. Przebieg zmian wartości skutecznej prędkości drgań łożyska z zaznaczeniem czasu jego wymiany

Wyważenie wirnika z uszkodzonym łożyskiem nastęrcza wielu trudności a często jest wręcz niemożliwe.

Nieprostpadłe do osi wału osadzenie tarczy wirnika lub jej uszkodzenie jest przyczyną dużych drgań osiowych, których nie można zniwelować na drodze wyważania.

Szczególne znaczenie dla prawidłowej eksploatacji wentylatora jest ustalenie zakresu prędkości obrotowej jego pracy poniżej wartości prędkości krytycznej.

6. LITERATURA

1. Oleś A., Zachwieja J., Zastosowanie FFT i transformacji falkowej do wykrywania uszkodzeń typu: niewyważenie, nieosiowość, uszkodzenie łożysk, ATR Bydgoszcz – praca niepublikowana, 2003.
2. Awrejcewicz J., Drgania deterministyczne układów dyskretnych, Warszawa, WNT, 1996.
3. Zachwieja J., Drgania walca prowadzącego krajarki papieru KL63, ZN ATR nr 240, Mechanika 52, 2002, s. 145-153.
4. Zachwieja J., Efekt żyroskopowy w dynamice walców maszyny papierniczej, ZN ATR nr 241, Mechanika 53, 2002, s. 312-323.
5. Osiński Z., Teoria drgań, PWN, Warszawa, 1978.
6. Li M., Yu L., Analysis of the coupled lateral torsional vibration of a rotor-bearing system with a misaligned gear coupling, Journal of Sound and Vibration, 2001, 243(2), pp. 283-300.



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