

**Włodzimierz Gwiżdż, JSW. S.A., Knurów**  
**Dariusz Lisowski, Grupa Marat Sp. z o.o., Rybnik**

## DIAGNOSTYKA DRGANIOWA MASZYN ELEKTRYCZNYCH

### VIBRATION DIAGNOSTICS OF ELECTRICAL MACHINES

**Streszczenie:** W pracy przedstawiono problematykę poprawnego doboru aparatury pomiarowej do diagnostyki łożysk maszyn wolnoobrotowych i symetrii elektromagnetycznej maszyn indukcyjnych. Ilustracją są wyniki badań akcelerometrami o czułości 100 mV/g i 500 mV/g. W formie przykładu wykazano, że do diagnostyki łożysk maszyn wolnoobrotowych należy stosować aparaturę pomiarową o dużej czułości. Wykazano także, że poprzez pomiar drgań i analizę harmoniczną można diagnozować uszkodzenia uzwojeń w silnikach indukcyjnych.

**Abstract:** This manuscript presents issues regarding correct selection of measuring equipment for the diagnostics of bearings in low speed machines and electromagnetic symmetry of induction machines, illustrated by test results with accelerometers with sensitivity of 100 mV/g and 500 mV/g.

As an example it has been shown, that for the diagnostics of bearings in low speed machines a high sensitivity measuring equipment should be used. It was also shown that by measuring the vibration and harmonic analysis, a damage to the induction motor winding can be diagnosed.

**Słowa kluczowe:** diagnostyka łożyska, pomiar przyspieszenia drgań, analiza harmoniczna, diagnostyka uzwojenia klatkowego

**Keywords:** bearing diagnostic, acceleration measurements, harmonic analysis, diagnostic of squirrel-cage winding

### 1. Wprowadzenie

Pomiary drgań i ich analiza są powszechnie stosowane w eksploatacji i diagnostyce maszyn. Aparatura pomiarowa drgań bazuje na akcelerometrach i jest powszechnie dostępna. Metody pomiarów określają instrukcje obsługi aparatury pomiarowej, literatura diagnostyczna [2 do 5] oraz normy [1]. Coraz częściej producenci maszyn dostarczają użytkownikom niezbędne informacje pomagające zaprogramować aparaturę monitorującą pracę maszyny. Nie należy jednak zapominać, że obowiązująca norma PN-ISO [1] operuje na wartościach ogólnych pomiarów z ograniczonego zakresu częstotliwości 10Hz-1kHz, dodatkowo pomiary obarczone są wpływem drgań środowiskowych. Jeżeli dodatkowo uwzględnimy parametry powszechnie stosowanych przetworników i akcelerometrów, np. akcelerometrów o czułości 100mV/g zauważymy, że wyniki pomiarów nie są zadowalające. W maszynach wolnoobrotowych wibrodiagnostyka wymaga zastosowania odpowiedniej aparatury pomiarowej dopasowanej do mierzonych częstotliwości oraz zaawansowanych metod interpretacji danych. Szczególnym przypadkiem maszyn, które wymagają zastosowania odpowiednich technik są maszyny wyciągowe w kopalniach, których prędkość obrotowa mie-

ści się w zakresie kilkudziesięciu obrotów na minutę, ponadto czas pracy ustalonej tych maszyn jest krótki.

### 2. Poprawna wibrodiagnostyka maszyn

Górnice maszyny wyciągowe charakteryzują się małą prędkością obrotową. Wibrodiagnostyka maszyn wolnoobrotowych, z uwagi na charakter ich pracy, napotyka na specyficzne trudności:

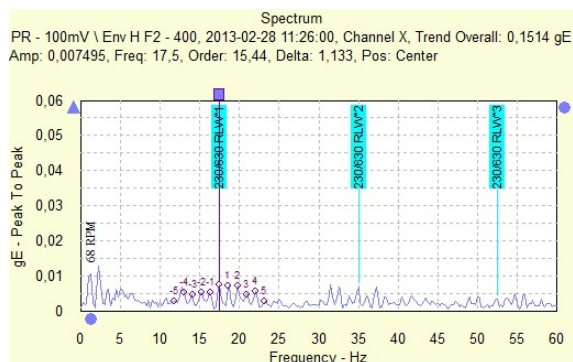
- niskie amplitudy sygnałów, często na poziomie 0.5% zakresu pomiarowego akcelerometrów,
- niskie częstotliwości charakterystyczne elementów maszyny np. poniżej kilku Hz, często w zakresie poza liniową charakterystyką akcelerometrów i poza zakresem rozpatrywanym przez normę ISO 10816,
- krótkotrwałe warunki stabilnej prędkości obrotowej, np. kilkunastosekundowe, utrudniające analizę widmową.

Szczególnie ostatnia przedstawiona trudność wymusza odpowiednie zaplanowanie pomiarów. Dla zilustrowania zagadnienia przyjmijmy maszynę obracającą się z prędkością 68 obr/min podpartą łożyskami tocznymi, napędzaną silnikiem podpartym na łożyskach ślizgowych.

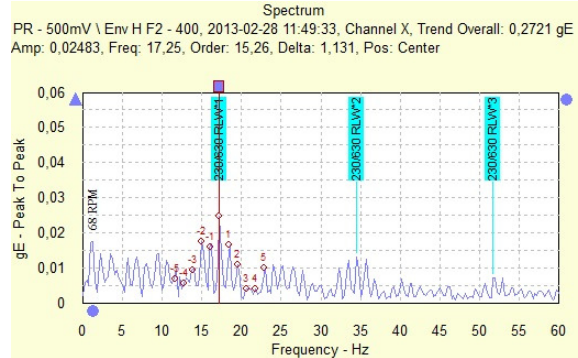
Punkt pomiarowy skonfigurowany do analizy widma drgań, z zakresu częstotliwości zgodnego z ISO 10816, zawiera 1600 linii i 2 uśrednienia, wymaga 3,2 sekundy stabilnej prędkości obrotowej. Punkt skonfigurowany do obserwacji łożysk tocznych w zakresie 200 Hz, pozostałe parametry j/w, wymaga już 16 sekund stabilnej prędkości obrotowej. Natomiast próba dokładnej obserwacji zjawisk związanych z częstotliwością obrotową np. łożysk ślizgowych w zakresie do 20 Hz wymaga już zmiany pozostałych parametrów, w przeciwnym przypadku czas potrzebny na zebranie użytecznego pomiaru może wynosić nawet 160 sekund. Korekta ilości linii na 1 Hz umożliwi uzyskanie czasu próbkowania na poziomie 20 sekund. Konieczne staje się dostosowanie parametrów określających dokładność pomiaru do czasu utrzymywania się stabilnej prędkości obrotowej maszyny.

Kolejny problem związany jest z niskimi amplitudami rejestrowanych sygnałów. Podczas analizy widmowej stwarza to ryzyko błędów w interpretacjach spowodowanych częstotliwościami zakłócającymi np. harmonicznymi wstęg bocznymi. Dlatego korzystniejsze jest użycie akcelerometrów niskoczęstotliwościowych o wysokiej czułości.

Trudności pomiarowe ilustruje porównanie wyników zarejestrowanych drgań, w tym samym punkcie maszyny, przez różne typy akcelerometrów, w zakresie częstotliwości  $0 \div 10$  Hz, w którym znajduje się osiem harmonicznymi prędkości obrotowej. Interpretacja wyników pomiarowych dotyczących ustalenia przyczyny drgań, np. nieosiowość sprzęgnięcia maszyn, luzy mechaniczne itp., jest utrudniona.



Rys. 1. Widmo obwiedni przyspieszenia drgań zarejestrowane przez akcelerometr o czułości 100mV/g, zaznaczona częstotliwość 17.5 Hz BPFi łożyska ze wstęgami bocznymi



Rys. 2. Widmo obwiedni przyspieszenia drgań zarejestrowane przez akcelerometr o czułości 500mV/g, zaznaczona częstotliwość 17.25 Hz BPFi łożyska ze wstęgami bocznymi

Tabela 1. Porównanie pomiarów obwiedni przyspieszenia wykonanych w tym samym punkcie pomiarowym przez dwa akcelerometry o różnych parametrach. BPFi (17,25-17,5Hz) – częstotliwość defektu bieżni wewnętrznej łożyska, RPM(1,134Hz) – częstotliwość prędkości obrotowej 68 obr/min

Częst.	Czułość akcelerometru mV/g		Różnica
	100	500	
BPFi	0,008gE	0,025gE	212%
RPM	0,060g	0,012g	400%

Przykład ten dowodzi, że dobór właściwej aparatury pomiarowej jest konieczny do wykonania poprawnych pomiarów.

Kolejnym istotnym elementem jest użycie odpowiednich metod analizy do interpretacji wyników pomiarów drgań różnych części maszyny. Warto zwrócić uwagę, że spośród bogatej oferty rynkowej tylko niektóre metody oferują analizę w oparciu o najnowsze osiągnięcia nauki w zakresie wibrodiagnostyki. Przykładem niech będzie opatentowana metoda analizy obwiedni przyspieszenia (Acceleration Enveloping [gE]), która pozwala na obserwację niekorzystnych zjawisk w łożyskach już na wczesnym etapie ich rozwoju. Drugim przykładem jest metoda analizy obwiedni emisji akustycznej (Acoustic Emission Enveloping [aeE]). Metody bazują na filtrowaniu sygnału w celu wyselekcjonowania zakresów częstotliwości właściwych dla łożysk oraz przydatnych do oceny jakości smarowania. Testy prowadzone w celu optymalizacji konstrukcji przyczyniły się do rozwoju wibrodiagnostyki w tym szczególnym obszarze. Chronione patentami rozwiązania powodują, że nowe

i pozornie podobne urządzenia wibrodiagnostyczne różnią się w zakresie zaimplementowanych metod diagnostycznych. Zrozumiałe jest więc zróżnicowanie dostępnych rozwiązań urządzeń wibrodiagnostycznych i wielkie różnice w jakości ich pracy.

Typowy przedstawiciel nowoczesnych rozwiązań diagnostycznych do monitorowania stanu maszyn online pracuje w oparciu o jednostkę centralną składającą się z dwóch kart tj. procesorowej oraz wielokanałowej karty wejścia/wyjścia. Najważniejszą jego cechą jest przetwarzanie sygnałów po stronie sprzętowej, a nie programowej. Urządzenie po jednorazowym zaprogramowaniu wykonuje pełną analizę widma FFT oraz monitoruje zaprogramowane częstotliwości np. elementów maszyny lub silnika. Ogranicza to rolę doświadczonego diagnosty do minimum oraz zapewnia informację o defektach maszyny niemal błyskawicznie od wystąpienia zdarzenia. Oprogramowanie diagnostyczne służy do szczegółowej obserwacji rejestrowanych parametrów oraz zapewnia szereg rozwiązań pozwalających na przeprowadzenie dokładnej analizy. Oszczędność czasu potrzebnego na osiągnięcie wniosków uzyskiwana jest poprzez jednorazowe dokładne odwzorowanie geometrii elementów biorących udział w ruchu obrotowym tj. elementów łożyskowych, kół zębatych czy liczby łopat wirnika, a skończywszy na prętach klatki wirnika i żłobkach w stojanie silnika. Dzięki ciągłemu pomiarowi prędkości obrotowej urządzenie samodzielnie przelicza częstotliwości poszczególnych części maszyn. Urządzenie posiada 16 lub 32 kanały analogowe, które można skonfigurować do współpracy z akcelerometrami, czujnikami przemieszczenia oraz różnorodnymi czujnikami w standardach  $\pm 25$  V,  $4 \div 20$  mA itd. Uzupełnieniem jest 8 lub 16 kanałów cyfrowych, które mogą być skonfigurowane do pomiaru prędkości obrotowej, cyfrowych stanów procesowych lub służyć do wyzwiania czynności. Sygnały analogowe przetwarzane są poprzez 24-bitowe przetworniki AC, pracujące w zakresie od DC do 40 kHz. Możliwości konfiguracyjne, w trybie współpracy z akcelerometrem, pozwalają na uwzględnienie szeregu parametrów łącznie z korektą czułości wynikającą np. z certyfikatów konkretnych egzemplarzy. W przypadku, gdy urządzenie współpracuje ze stanowiskiem diagnostycznym, operator ma możliwość skonfigurowania pulpitu na wzór systemów SCADA.

Przykładem jest stanowisko operatorskie na stacji prób dynamicznych przekładni zębatych.

Trudności w stosowaniu wibrodiagnostyki w maszynach wolnoobrotowych przedstawia przypadek uszkodzenia łożyska maszyny wyciągowej. Przedmiotem badań było łożysko toczne baryłkowe serii 230/630 CAK/C3 zabudowane na wale bębna pędnego maszyny wyciągowej. Średnica wału to 630 mm. Prędkość obrotowa 68 obr./min. Badania były wykonywane przy użyciu przenośnego analizatora w którym, oprócz standardowych technik, zaimplementowana jest metoda analizy obwiedni przyspieszenia. W momencie rozpoczęcia badań stan awaryjny łożyska był kopalni już znany, istotne było ustalenie możliwości dalszej pracy do czasu dostawy nowego egzemplarza. Pomiar drgań wykonano na oprawach łożysk w trzech osiach przy użyciu akcelerometrów o czułości 100 mV/g i 500 mV/g. Pomiar przewidziane do oceny stanu łożyska wykonano w strefie obciążenia łożyska. Parametry pomiarowe ustalono z uwzględnieniem specyfiki pracy maszyny wyciągowej, tj. krótkotrwałego okresu stabilnej prędkości obrotowej. Dostosowano zakres częstotliwości i rozdzielczość, skonfigurowano filtry metody obwiedni przyspieszenia. Dokonano obliczenia częstotliwości drgań poszczególnych elementów badanego łożyska:

$$BPFO = \frac{Nb}{2} \left( 1 - \frac{Bd}{Pd} \cos \phi \right) f_r = \quad (1)$$

$$= \frac{28}{2} \left( 1 - \frac{72,009}{785,368} \cos 8^\circ \right) \frac{68}{60} = 14,426 \text{ Hz}$$

$$BPFI = \frac{Nb}{2} \left( 1 + \frac{Bd}{Pd} \cos \phi \right) f_r = \quad (2)$$

$$= \frac{28}{2} \left( 1 + \frac{72,009}{785,368} \cos 8^\circ \right) \frac{68}{60} = 17,307 \text{ Hz}$$

$$BSF = \frac{Pd}{2Bd} \left( 1 - \left( \frac{Bd}{Pd} \right)^2 (\cos \phi)^2 \right) f_r = \quad (3)$$

$$= \frac{785,368}{2 \cdot 72,009} \left( 1 - \left( \frac{72,009}{785,368} \right)^2 (\cos 8^\circ)^2 \right) \frac{68}{60} = 6,129 \text{ Hz}$$

$$FTF = \left( 1 - \frac{Bd}{Pd} \cos \phi \right) \frac{f_r}{2} = \quad (4)$$

$$\left( 1 - \frac{72,009}{785,368} \cos 8^\circ \right) \frac{68}{120} = 0,515 \text{ Hz}$$

gdzie:

BPFO – częstotliwość defektu bieżni zewn.,  
 BRFI – częstotliwość defektu bieżni wewn.,  
 BSF – częstotliwość defektu elem. tocznego,  
 FTF – częstotliwość defektu koszyka,  
 Nb – ilość elementów tocznych,  
 Bd – średnica elementu tocznego,  
 Pd – średnica podziałowa łożyska,  
 fr – ilość obrotów łożyska na sekundę,  
 Ø – kąt oddziaływania pomiędzy elementem tocznym a bieżnią.

W czasie badań wykonano 4 pomiary uszkodzonego łożyska w lutym, marcu, kwietniu oraz w lipcu 2013r., a także jeden porównawczy po wymianie łożyska w lipcu 2013r.

Tabela 2. Porównanie zarejestrowanej prędkości drgań dwóch akcelerometrów, pomiar: luty 2013

Prędkość drgań [mm/s]		
Kierunek	Akcelerometr	
	100mV/g	500mV/g
H	0,367	0,431
V	0,294	0,286
A	0,451	0,355

Tabela 3. Porównanie zarejestrowanej obwiedni przyspieszenia dwóch akcelerometrów, pomiar: luty 2013

Obwiednia przyspieszenia [gE]		
Kierunek	Akcelerometr	
	100mV/g	500mV/g
H	0,151	0,272
V	0,258	0,291
A	0,270	0,144

Tabela 4. Porównanie wyników z kolejnych pomiarów zarejestrowanej prędkości drgań, akcelerometr 500mV/g. Pomiary w marcu [1], kwietniu [2], lipcu przed wymianą [3] i w lipcu po wymianie łożyska [4]

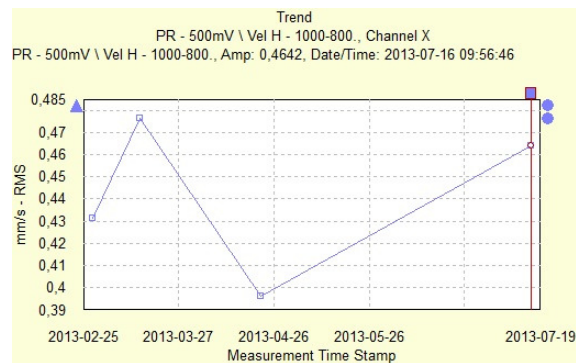
Prędkość drgań [mm/s]				
	Nr pomiaru			
	1	2	3	4
H	0,477	0,396	0,464	0,077
V	0,263	0,261	0,320	0,093
A	0,421	0,372	0,411	0,172

Tabela 5. Porównanie wyników z kolejnych pomiarów zarejestrowanej obwiedni przyspieszenia, akcelerometr 500mV/g. Pomiary w marcu [1], kwietniu [2], lipcu przed wymianą [3] i w lipcu po wymianie łożyska [4]

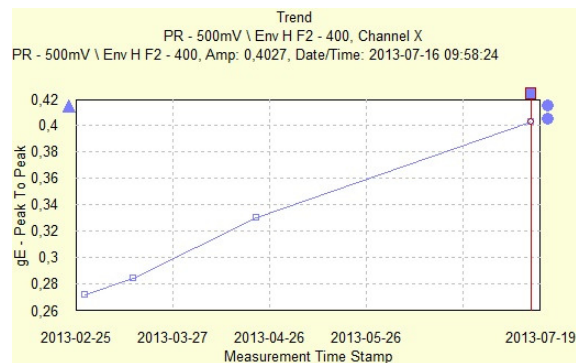
Obwiednia przyspieszenia [gE]				
	Nr pomiaru			
	1	2	3	4
H	0,285	0,330	0,403	0,024
V	0,274	0,290	0,304	0,036
A	0,175	0,157	0,195	0,032

Tabela 6. Porównanie amplitudy częstotliwości charakterystycznych łożyska rejestrowanych przez dwa akcelerometry, pomiar luty 2013, kierunek H. BPFO – bieżnia zewnętrzna, BRFI – bieżnia wewnętrzna, BSF- elementy toczne

Obwiednia przyspieszenia [gE]		
Element łożyska	Akcelerometr	
	100mV/g	500mV/g
BPFO	0,001715	0,005661
BRFI	0,007495	0,034560
BSF	0,005090	0,010390



Rys. 3. Wykres trendu zmian prędkości drgań (zgodnie z PN-ISO 10816)

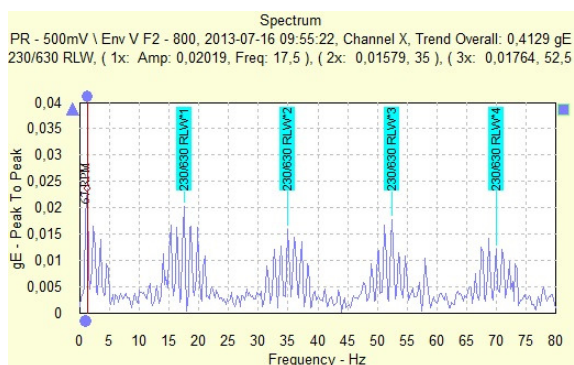


Rys. 4. Wykres trendu zmian obwiedni przyspieszenia (gE)

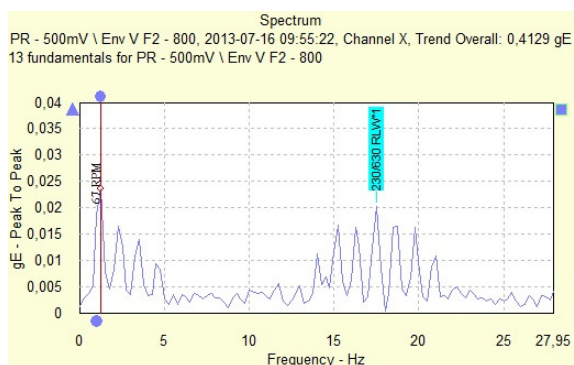
Z uwagi na specyfikę maszyny nie wykonano oceny zgodnie z normą PN-ISO 10816 (reje-



strowane wartości byłyby wtedy interpretowane jako dobre) (Rys. 3). Porównanie trendu zmian zarejestrowanych pomiarów obwiedni przyspieszenia dowodzi pogarszającego się stanu łożyska (Rys.4). Do momentu wymiany łożyska zmiana trendu zachowała charakter liniowy. Przeprowadzono analizę widma FFT obwiedni przyspieszenia w celu zidentyfikowania źródła problemów w łożysku. Ustalono pobudzenie częstotliwości charakterystycznej BPF1 pierścienia wewnętrznego (Rys. 5). Z uwagi na proporcje amplitud częstotliwości głównych do amplitud wstęp bocznych potwierdzono możliwość dalszej ale ostrożnej eksploatacji maszyny, do czasu aż amplituda wstęp bocznych nie znacznie przewyższać amplitudy częstotliwości BPF1 (Rys. 6), a trend zmiany obwiedni przyspieszenia nie wykaże zmian logarytmicznych. W ten sposób uzyskany został cenny czas na sprowadzenie nowych łożysk.



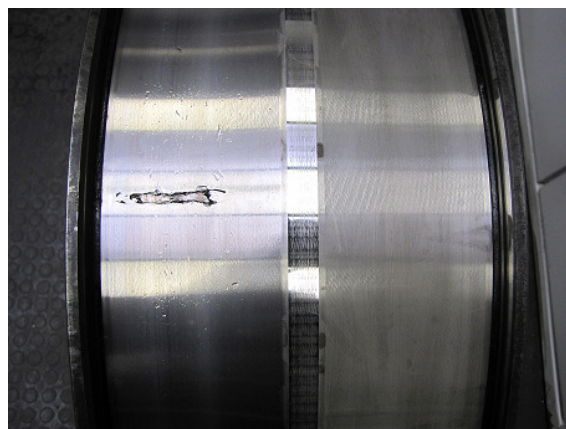
Rys. 5. Widmo obwiedni przyspieszenia, pobudzona częstotliwość pierścienia wewnętrznego łożyska BPF1



Rys. 6. Widmo obwiedni przyspieszenia, powiększony wycinek wykresu z rys.5. Widoczna pobudzona częstotliwość pierścienia wewnętrznego łożyska (BPF1) oraz wstęgi boczne przesunięte od częstotliwości BPF1 o częstotliwość obrotową

W lipcu 2013 nastąpiła zaplanowana wymiana łożysk, łożysko uszkodzone zdemontowano, ro-

zebrano na części i poddano inspekcji. W jej wyniku potwierdzono uszkodzenie, które miało charakter głębokiego złuszczenia fragmentu bieżni wewnętrznej (Rys. 7, Rys. 8).



Rys. 7. Fotografia bieżni wewnętrznej łożyska z widocznym uszkodzeniem



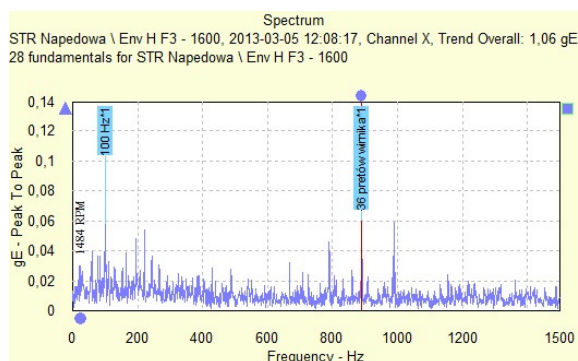
Rys. 8. Widoczne głębokie złuszczenie bieżni oraz ślady zawalcowania wyrwanych fragmentów bieżni

Wyniki pomiarów potwierdzają potrzebę zachowania ostrożności w doborze metod analizy. Uzyskane wartości amplitud uszkodzonego łożyska są na bardzo niskim poziomie, co wymaga właściwej konfiguracji urządzenia pomiarowego. Zależności matematyczne pomiędzy geometrią elementów wirujących maszyny i prędkością obrotową, a parametrami technicznymi akcelerometrów utrudniają obserwację wszystkich częstotliwości.

### 3. Badanie maszyn indukcyjnych

Interesującym uzupełnieniem jest spojrzenie, jak metody dedykowane do analizy drgań elementów metalowych maszyn np. łożysk nadają się do diagnostyki uzwojeń w silnikach indukcyjnych. Typowym obserwowanym problemem są uszkodzenia uzwojenia stojana w strefie żłob-

ków rdzenia oraz uszkodzenia uzwojenia klatkowego wirnika związane z pękaniem prętów klatki wirnika. Obydwa problemy podczas analizy widmowej wzbudzają częstotliwość odpowiadającą dwukrotnej wartości częstotliwości sieci zasilającej, a więc 100 Hz oraz częstotliwość wynikającą z pomnożenia prędkości obrotowej (w Hz) z ilością prętów lub żłobków. Przykładem są badania silnika o mocy 1000 kW i prędkości obrotowej 1484 obr/min, w którym podczas rutynowej kontroli stanu łożysk stwierdzono także częstotliwości przyspieszenia drgań 100 Hz (2FL) odpowiadającej dwukrotnej wartości częstotliwości napięcia sieci zasilającej oraz częstotliwości 889 Hz odpowiadającej liczbie 36 prętów klatki wirnika. Dodatkowo widoczne są wstęgi boczne od częstotliwości 889 Hz przesunięte dokładnie o 100 Hz, co jednoznacznie potwierdza źródło problemów (Rys. 9).



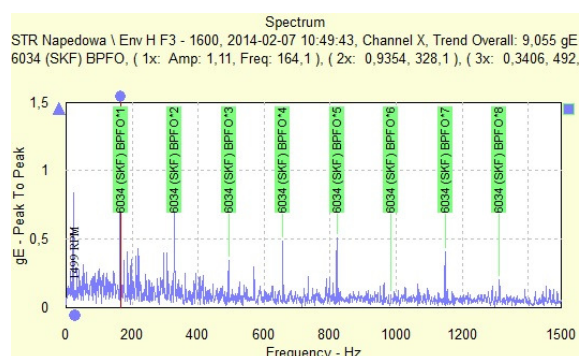
Rys. 9. Widmo obwiedni przyspieszenia drgań silnika (1000V, 50Hz, 200kW)



Rys. 10. Przykładowe uszkodzenie prętów klatki wirnika silnika 800 kW

Dodatkowym obserwowanym problemem jest przepływ prądu przez łożyska, który może spowodować uszkodzenie powierzchni styku elementów tocznych i bieżni w łożysku (erozję elektryczną) oraz przyspieszoną degradację smaru. W silnikach elektrycznych i generatorach występuje dodatkowe niebezpieczeństwo ze strony prądów o wysokiej częstotliwości ze

względu na naturalną reaktancję pojemnościową występującą w silniku i wywołującą powstawanie prądów błędnych. Ryzyko uszkodzenia znacznie się zwiększa jeśli silnik jest sterowany przez przemiennik częstotliwości. Przykład uszkodzenia przez przepływ prądu odnotowano podczas badania silnika indukcyjnego 3-fazowego z wirnikiem jednoklatkowym o mocy 300 kW. Podczas kontroli stwierdzono wzbudzenie częstotliwości 164,1 Hz (BPFO) odpowiadającej częstotliwości pierścienia zewnętrznego łożyska strony napędowej silnika (Rys. 11).



Rys. 11. Widmo obwiedni przyspieszenia drgań silnika (1000V, 50Hz, 200kW)

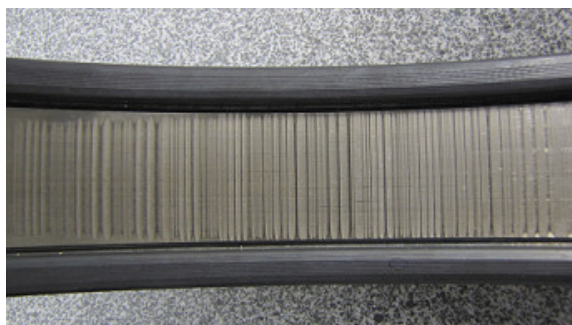
Podczas czynności remontowych silnika węzeł łożyskowy poddano szczegółowej analizie, w wyniku której stwierdzono wewnątrz łożyska uszkodzenia charakterystyczne dla przepływu prądu elektrycznego (Rys. 12). Tworzący się łuk elektryczny, pomiędzy elementami tocznymi, a pierścieniami łożyska, powoduje w takich wypadkach – zależnie od kształtu elementów – powstawanie uszkodzeń, które w perspektywie czasu prowadzą do wzrostu poziomu drgań i ciepła, a w rezultacie przedwczesnych uszkodzeń.



Rys. 12. Zdemontowane łożysko 6034 z przedmiotowego silnika podczas prac remontowych przeprowadzonych na unieruchomionym silniku.. Widoczne są kraterki na bieżni łożyska powstałe na skutek przepływu prądu przez łożysko

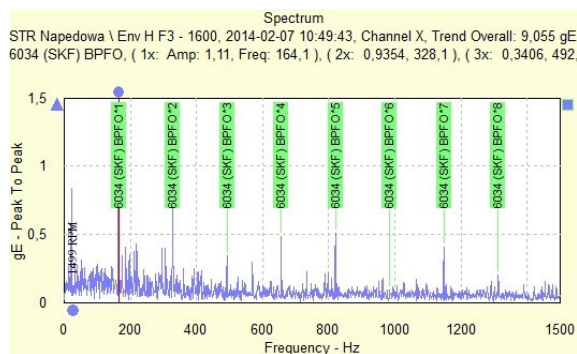


Innym przykładem działania niekorzystnych zjawisk związanych z przepływem prądu jest przypadek kiedy przepływ prądu przez łożysko następuje podczas pracy silnika (Rys.13).



Rys. 13. Pierścień zewnętrzny łożyska walcowego NU 232

W badanym silniku w bardzo krótkim czasie nastąpił duży przyrost przyspieszenia drgań widoczny na obwodni. Podczas badania wibrodiagnostycznego na wykresie widma obwodni przyspieszenia wyraźnie widoczna jest częstotliwość świadcząca o uszkodzeniu pierścienia wewnętrznego łożyska (Rys.14.). W trakcie oględzin przeprowadzonych po awarii stwierdzono na bieżni łożyska szereg charakterystycznych śladów, których kształt i rozmiar odpowiada stykowi cylindrycznych elementów tocznych łożyska z bieżnią. W celu zapobiegania dalszym podobnym awariom w przedmiotowym silniku, problem rozwiązano poprzez zastosowanie, na wzór fabrycznych rozwiązań z innych typów silników, w których łożyska są izolowane od tarcz łożyskowych. W naszym silniku zaizolowano pierścień zewnętrzny łożyska pokrywając go warstwą tlenku glinu.



Rys. 14. Widmo obwodni przyspieszenia silnika (690V, 50Hz, 1500kW)

#### 4. Podsumowanie

W wyniku przeprowadzonych badań i doświadczeń można stwierdzić, że do zagadnienia diagnostyki maszyn wolnoobrotowych potrzebne

jest całkiem odmienne podejście niż do diagnostyki pozostałych typów maszyn. Bardzo ważny jest odpowiedni dobór wszystkich czynników mających bezpośredni wpływ na poprawność przeprowadzanych badań :

- dobranie czujników pomiarowych o odpowiedniej dużej czułości,
- ustalenie odpowiedniego szerokiego zakresu badanych częstotliwości,
- dopasowanie czasu trwania pomiarów do charakteru pracy maszyny (w przypadku maszyn, w których okres ustabilizowanej pracy jest krótki).

Warto zapamiętać, iż za pomocą badań wibrodiagnostycznych można nie tylko zdiagnozować usterki mechaniczne występujące w maszynach wirujących, ale także badać asymetrię elektromagnetyczną maszyn elektrycznych.

#### Literatura

- [1]. PN-ISO 10816-1:1998 Drgania mechaniczne. Ocena drgań maszyny na podstawie pomiarów na częściach niewirujących.
- [2]. Drak B.: Typowe uszkodzenia silników indukcyjnych dużej mocy. Maszyny Elektryczne - Zeszyty Problemowe Nr 89/2011.
- [3]. Barratt M.: Low Speed Bearing Monitoring. SKF Reliability Systems MBO1001, 2002.
- [4]. Mais J.: Vibration Monitoring and Current of AC Motors. SKF Reliability Systems JMO2011, 2003.
- [5]. Łączkowski R.: Wibroakustyka maszyn i urządzeń, WNT, Warszawa 1983.

#### Autorzy

mgr inż. Włodzimierz Gwiżdż  
JSW S.A., Knurów, wgwizdz@jsw.pl  
Dariusz Lisowski  
Marat Sp. z o.o, Rybnik  
d.lisowski@grupamarat.pl