

Józef Dwojak, Ireneusz Struzik
PGE Elektrownia OPOLE S.A., Opole

DIAGNOSTYKA EKSPLOATACYJNA SILNIKÓW ELEKTRYCZNYCH NA PODSTAWIE WŁASNYCH DOŚWIADCZEŃ

EXPLOATIONAL DIAGNOSTICS OF ELECTRIC MOTORS BASED ON THE AUTHORS OWN EXPERIMENTS

Abstract: The paper's aim is to explain that the exploitative diagnosis of electric engines is the least expensive method of exploitation. The authors will give specific examples of solutions to major technical problems of the machines' drives in the electric plant, from the moment they were put into operation. The record of their work, wear degree, etc. is registered. Over 20 years of experience in the assessment of the dynamic electric engines, allowed the authors to advance a conclusion that the majority of engines' damage is mechanical in nature, and is caused by the improper conditions of working (setting, drivers, shafts' non-concentricity, clutch, fan's imbalance, bearings). Therefore, it was concluded that during the study of exploitative electric engines in industrial conditions, the drive engine cannot be omitted. What is more, a person conducting diagnosis ought to know the structure and the dynamics of the whole unit. Based on the above examples of the solutions to specific problems resulting from the exploitation of machines' drives, it can be stated that the proper handling, organization, flow of information and successive exploitative diagnostics of electric engines guarantees long-lasting and failure-free exploitation.

1. Wstęp

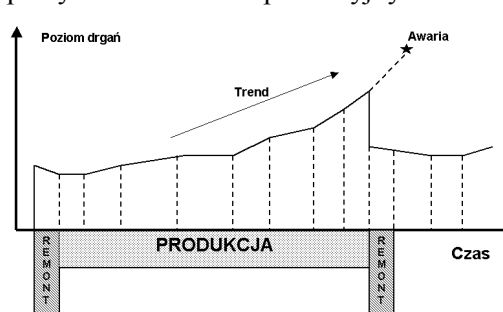
W Elektrowni „OPOLE” Stacja Prób i Pomiarów wykonuje szczegółowe badania przedeksplatacyjne napędów elektrycznych przed dopuszczeniem ich do eksploatacji. Napędy elektryczne w Elektrowni przed ich eksploatacją są sprawdzone pod względem ich własności dynamicznych i elektrycznych. Można powiedzieć, że na miejsce eksploatacji, trafia silnik tak pod względem elektrycznym, jak i dynamicznym w stanie dobrym.

W czasie badań eksploatowanych napędów elektrycznych w warunkach przemysłowych nie można pominąć maszyny napędzanej i diagnosta powinien znać budowę i dynamikę całego zespołu. Ponad 20-letnia praktyka autorów w ocenie stanu dynamicznego napędów elektrycznych pokazała, że **większość uszkodzeń silników jest natury mechanicznej i wynika z niewłaściwych warunków ich pracy (posadowienie, maszyna napędzana, niewspółosiowość wałów, sprzęgło, niewyważenie wirnika, łożyska).** Unika się dzięki temu takiej sytuacji, że usuwa się skutek złego stanu dynamicznego silnika, a nie jego przyczynę.

Okresowa diagnostyka eksploatacyjna zespołów maszyn jest prowadzona od początku pracy Elektrowni „OPOLE” i polega na rejestracji i analizie drgań bezwzględnych opraw łożyskowych oraz drgań względnych wału w panewkach łożysk. Wykonywana jest także analiza

prądu obciążenia silnika i pomiar temperatury łożysk. Wydział Kontroli Jakości i Diagnostyki prowadzi okresową diagnostykę eksploatacyjną zespołów maszyn (off-line). Na podstawie analizy widmowej sygnałów drganiowych, prądu obciążenia i śledzenia trendów, specjaliści przewidują ewentualne pogorszenie się stanu dynamicznego zespołów maszyn jednocześnie wskazując na prawdopodobną przyczynę tego stanu.

Monitorowanie sygnałów drganiowych umożliwia prowadzenie remontów uwarunkowanych stanem maszyny (Rys.1) i zaniechania remontów zapobiegawczych warunkowanych czasem jej pracy oraz remontów poawaryjnych.



Rys. 1. Remonty uwarunkowane stanem maszyny

Na podstawie przedstawionych przykładów rozwiązania konkretnych problemów wynikających z eksploatacji napędów maszyn można

powiedzieć, że właściwa obsługa, organizacja, przepływ informacji i sukcesywnie prowadzona diagnostyka eksploatacyjna napędów gwarantuje użytkownikowi długotrwałą, bezawaryjną ich pracę.

2. Awaryjny postój bloku spowodowany uszkodzeniem napędów pomp cyrkulacyjnych

Opis ogólny

Pojedynczy agregat pompowy to bezdławnicowa pompa obiegowa oraz silnik indukcyjny z mokrym stojanem (indukcyjny, klatkowy, chłodzony wodą, 6000 V, 860 kW, 1475 obr/min, 103 A), połączone ze sobą śrubami w zamkniętą całość, pozostającą pod ciśnieniem układu wody kotłowej. Agregat ten usytuowany jest pionowo i podwieszony jest do rurociągu dla zapewnienia swobody wydłużeń termicznych (Rys.2).

Ułożyskowanie

Wał agregatu prowadzony jest w dwóch łożyskach ślizgowych umieszczonych po obu stronach wirnika silnika. Każde z tych łożysk składa się z osadzonej na wale chromowanej tulei łożyskowej, obracającej się wewnątrz tulei łożyskowej pokrytej bieżnikiem wykonanym z ferobestosu - smarowanym i chłodzonym wodą. W celu przejęcia sił poosiowych pochodzących od ciężaru wirnika agregatu oraz sił działających na wał pochodzących od wirnika pompy, zabudowano poniżej dolnego łożyska poprzecznego łożysko oporowe. Łożysko to składa się z osadzonej na wale chromowej tarczy oraz umieszczonych po obu jej stronach segmentów oporowych pokrytych ferobestosem. Jest to łożysko typu Michell, smarowane i chłodzone wodą (Rys.2).

Opis zakłóceń

Stwierdzono duży poziom drgań układu parownikowego separator-pompy cyrkulacyjne. Drgania te występowały i były odczuwalne już na konstrukcji zawieszenia mieszalnika i miały coraz wyższy poziom na niższych poziomach kotła. Drgania występowały na rurociągach wychodzących z filtra do pomp NK-1, NK-2 i na samym filtrze. Drgania te przenosiły się na podest przy filtrze. Najwyższy poziom drgań zarejestrowano na rurociągach tłocznych pomp NK-1, NK-2 i na silnikach pomp, zaworach odcinających i klapach zwrotnych oraz rurociągu

filtr-parownik na klapie zwrotnej (w niektórych punktach sięgający ponad 20 mm/s).

Drgania miały wyraźnie harmoniczny charakter o ustalonej częstotliwości podstawowej 12,6 Hz (Rys.3). Wibracje układu parownikowego separator-pompy cyrkulacyjne występowały praktycznie przez cały okres ruchu kotła, lecz poziom drgań zasadniczo zwiększał się po odstawieniu kotła w trakcie jego schładzania. Drgania układu miały miejsce niezależnie od tego, która z pomp pracowała NK-1, czy NK-2 i przenosiły się z pracującej pompy na pompę stanowiącą rezerwę powodując stopniową degradację poprzecznych łożysk ślizgowych silników (Rys.4).

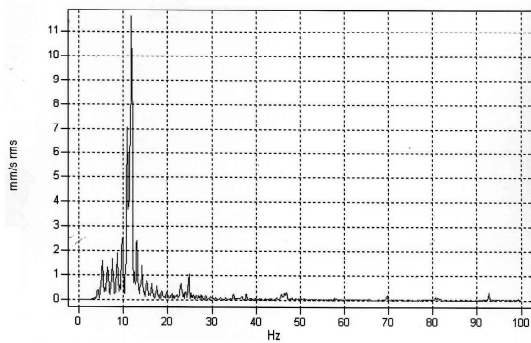
Wzrost obciążenia prądowego silników pomp (przy porównywalnej mocy bloku) wynosił: NK1 - z 85A do około 88A oraz NK2 z 88A do około 91A. Po odstawieniu i ponownym załączeniu pompy NK1 obciążenie prądowe silnika wynosiło około 89A i systematycznie rosło osiągając wartość 103A.



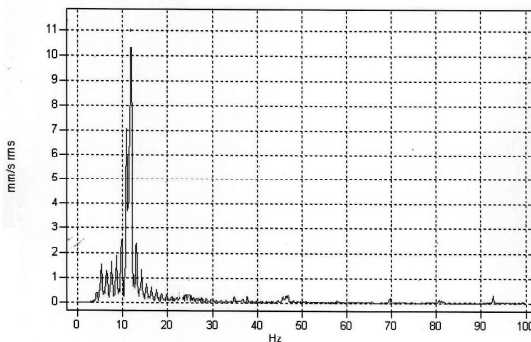
Rys. 2. Widok zespołu pompy cyrkulacyjnej NK

W czasie postoju bloku wykonano płukanie silnika pompy NK1, również w tym przypadku stwierdzono wypływ destylatu o ciemnym zabarwieniu sugerujący o jego znacznym zabrudzeniu (zawartość tlenków żelaza 1000µg/l).

Podczas postoju wycięto również belkę, element konstrukcji podestu, o którą opierał się silnik NK1, a przypuszczano, że może mieć to wpływ na poziom drgań układu pomp cyrkulacyjnych. Po uruchomieniu bloku silnik ten przemieścił się o około 50÷60mm w stosunku do stanu poprzedniego (w kierunku wcześniejszego ograniczenia przez ww. konstrukcję podestu) (Rys. 2).



Rys. 3. Widmo drgań silnika pompy NK-1: zespół pracuje (wyłączony zespół NK-2)



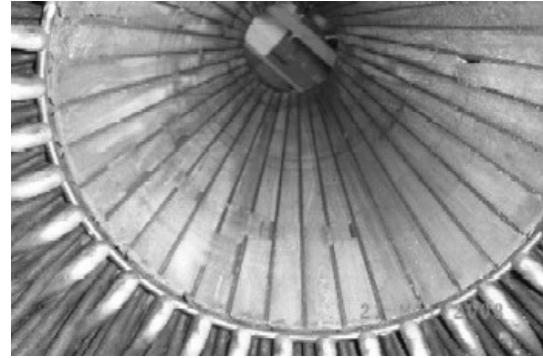
Rys. 4. Widmo drgań silnika pompy NK-1: zespół nie pracuje-rezerwa (włączony zespół NK-2)

Drgania o częstotliwości 12,6 Hz przenoszą się na silnik stanowiący rezerwę powodując degradację jego poprzecznych łożysk ślizgowych smarowanych wodą

Opis uszkodzonego zespołu

Po rewizji pompy cyrkulacyjnej 3NK2 w zakładzie firmy KSB stwierdzono następujące uszkodzenia:

- uszkodzenie łożyska poprzecznego górnego,
- uszkodzenie łożyska poprzecznego dolnego (Rys. 6),
- zużycie eksploatacyjne łożyska oporowego,
- uszkodzenie blach pakietu stojana w jego dolnej części (Rys. 5 zdjęcie stojana),
- obwodowe przytarcie powierzchni stojana (pakietu blach),
- stan rezystancji izolacji uzwojenia wskazujący na zwarcie uzwojenia do obudowy.



Rys. 5. Zdjęcie uszkodzonego stojana silnika pompy 3NK2



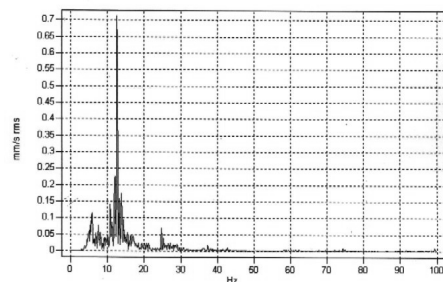
Rys. 6. Uszkodzone łożysko poprzeczne i tuleja silnika pompy 3NK2

W związku z zakłóceniem Elektrownia OPOLE poniosła ogromne koszty.

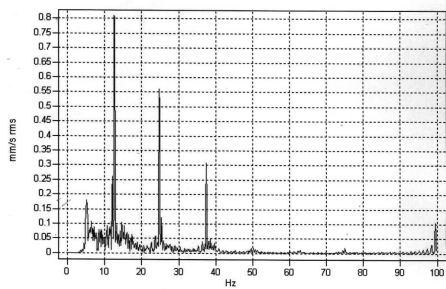
Badania

Celem pomiarów było znalezienie sposobu zmniejszenia poziomu drgań do granicy bezpiecznej. Aby tego dokonać, należało:

- znaleźć źródło energii drgań o charakterystycznej częstotliwości 12,6 Hz;
- znaleźć elementy konstrukcyjne powodujące, że częstotliwość ta jest częstotliwością drgań własnych;
- znaleźć sposób odstrojenia przez zmianę częstości wymuszenia lub częstotliwości drgań własnych.



Rys. 7. Widmo drgań silnika pompy NK-1 po wymianie: zespół w rezerwie

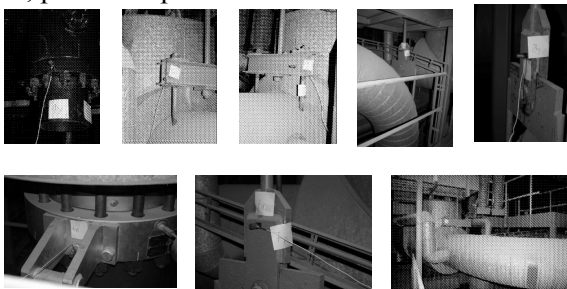


Rys. 8. Widmo drgań silnika pompy NK-2 po wymianie: zespół pracuje

Drgania o częstotliwości 12,6 Hz przenoszą się na silnik stanowiący rezerwę, drgania o częstotliwości obrotowej wirnika (24,75 Hz) nie przenoszą się. W celu określenia własności dynamicznych układu pomp cyrkulacyjnych i próby wskazania przyczyn niekorzystnych drgań w rozpatrywanym układzie bloku 3 przeprowadzono analizę modalną układu. W celach porównawczych taką analizę przeprowadzono także dla bloku 1. W dniu wykonywania badań bloki 1 i 3 były wyłączone z użytku. Badane rurociągi były wypełnione wodą, obie pompy były wyłączone. Układ pompy-rurociągi pobudzano młotkiem w dwóch kierunkach i rejestrowano odpowiedź układu w postaci przyspieszenia drgań przy pomocy przetwornika piezoelektrycznego i analizatora drgań (Rys. 9).

Badania podzielono na dwa osobne pomiary:

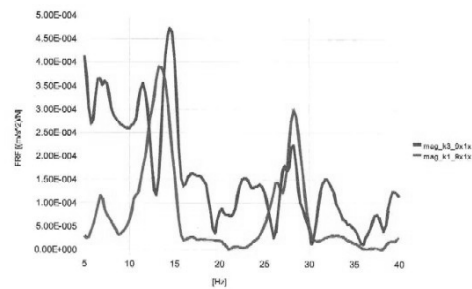
- uderzenie młotkiem modalnym w kierunku - X, pomiar odpowiedzi w kierunku -X
- uderzenie młotkiem modalnym w kierunku - Y, pomiar odpowiedzi w kierunku -Y



Rys. 9. Rzeczywiste umiejscowienie czujników pomiarowych

Diagnoza

Eksperymentalna analiza modalna przeprowadzona na bloku 3 wykazała występowanie częstotliwości drgań własnych układu bliskich częstotliwości wzbudzanych przez ruch obrotowy pompy, przede wszystkim w okolicy $\frac{1}{2}$ częstotliwości obrotowej wirnika pompy.



Rys. 10. Przykładowy wykres amplitudy funkcji przejścia rurociągu bloku 3 i 1

Eksperymentalna analiza modalna przeprowadzona na bloku 1 wykazała, że wpływ częstotliwości rezonansowych na amplitudę drgań układu jest znacząco mniejszy niż w przypadku układu na bloku 3 (Rys.10).

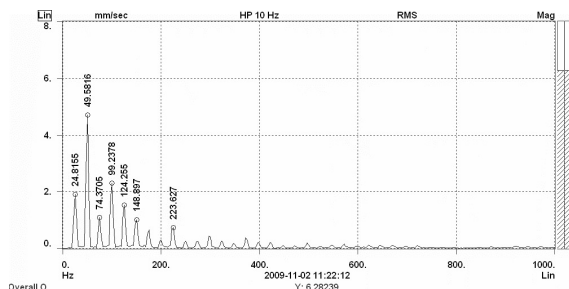
Na podstawie analizy wyników pomiarów drgań zalecane jest przeprowadzenie odstrojenia układu pomp wody cyrkulacyjnej w celu przesunięcia częstotliwości drgań własnych układu od częstotliwości generowanych przez ruch obrotowy pomp. W celu jednoznacznego określenia powodów odmiennego zachowania się układów oraz określenia rozwiązania występującego problemu na bloku 3, zalecane jest przeprowadzenie przeglądu zawiesznień na układach kotłów 1 oraz 3 – określenie ich położenia oraz różnic w stosunku do siebie i do posiadanej dokumentacji.

3. Wzrost poziomu drgań silnika wentylatora młynowego na skutek niewłaściwej pracy sprzęgła

Od pewnego czasu zaobserwowano wzrost poziomu drgań wielu silników wentylatorów młynowych (Rys.11). Poziom ten sięgał w niektórych przypadkach 6 mm/s. W widmie drgań pojawiło się wiele harmonicznych częstotliwości (Rys.12).

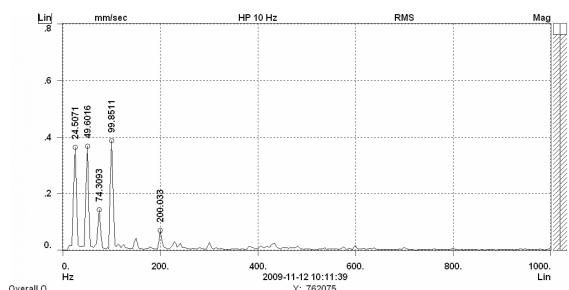


Rys. 11. Zespół wentylatora młynowego

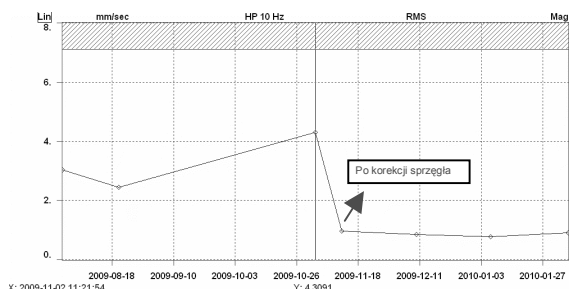


Rys. 12. Widmo drgań tarczy łożyskowej silnika wentylatora młynowego

Po analizie drgań niektórych silników okazało się, że przyczyną tego stanu są sprzęgła, które nie spełniały w pełni swojej roli z powodu zwiększonej sztywności. Powodem jej zwiększenia były niewłaściwe wkładki gumowe, ale także niewspółkoncentryczność otworów w półsprzęgłach. Niewspółkoncentryczność brała się stąd, że półsprzęgła pochodziły z różnych sprzęgła. W czasie eksploatacji, wymiany silników i przeglądów wentylatorów pomieszano półsprzęgła. Sprzęgła skorygowano przy pomocy dorobionych wkładek pomiarowych ustalając odpowiednie luzy promieniowe i obwodowe (Rys. 15). Po korekcie poziom drgań silników obniżył się do poziomu dobrego lub dopuszczalnego.



Rys. 13. Widmo drgań tarczy łożyskowej silnika wentylatora młynowego po korekcji sprzęgła



Rys. 14. Zmiana poziomu drgań tarczy łożyskowej silnika wentylatora młynowego po korekcie sprzęgła



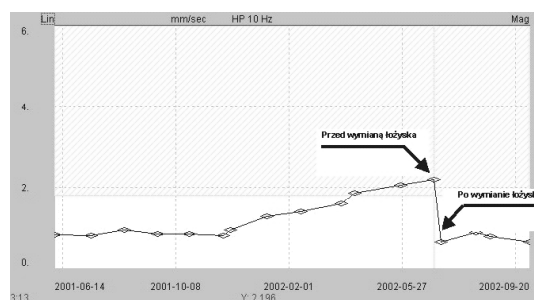
Rys. 15. Sprzęgło zespołu wentylatora młynowego z wkładkami pomiarowymi

4. Uszkodzenie łożyska NU324C3 silników pomp kondensatu

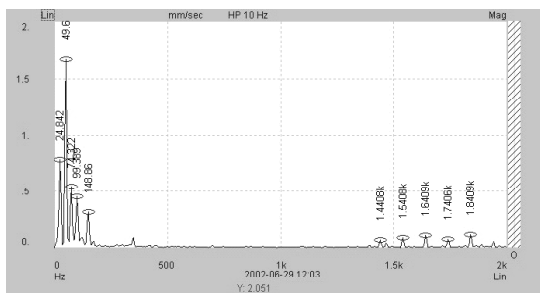
Przedmiotem badań diagnostycznych były łożyska silnika pompy kondensatu, jednej z czterech posadowionych obok siebie, pionowo (Rys.16). W trakcie eksploatacji dwie z nich pracowały, a pozostałe dwie stanowiły rezerwę. Brak dyatacji pomiędzy zespołami pomp powodował wzajemne dynamiczne ich oddziaływania. Powodowało to w konsekwencji stopniowe uszkodzenia łożysk o luzie „C3” napędów pomp stanowiących rezerwę (Rys.19).



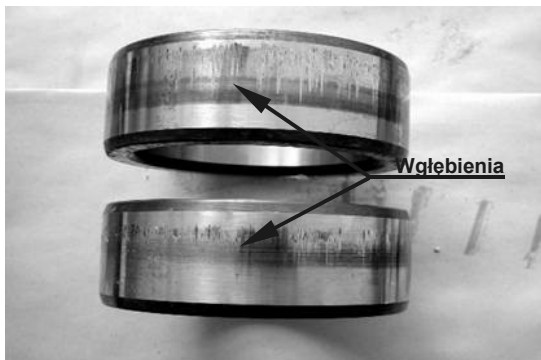
Rys. 16. Widok ogólny zespołów pompowych kondensatu



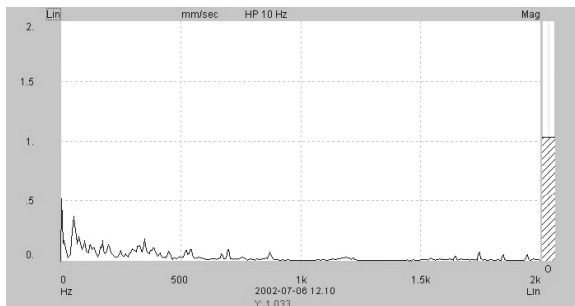
Rys. 17. Trend szerokopasmowego poziomu drgań obudowy łożyska NU 324C3



Rys. 18. Widmo drgań obudowy łożyska NU 324C3 przed jego wymianą



Rys. 19. Wgłębienia na bieżni pierścienia wewnętrznego łożyska NU 324C3 silnika posadzonego pionowo spowodowane przeniesieniem drgań z pracującej maszyny sąsiedniej w czasie jego postoju



Rys. 20. Widmo drgań obudowy łożyska NU 324C3 po jego wymianie

Ze względu na sposób posadwienia zespołów oraz konstrukcję stropu uznano, że odseparowanie wzajemnego dynamicznego oddziaływania pomp za nierealne. Dlatego zdecydowano się na maksymalne zmniejszenie sił wymuszających obciążenia mechaniczne wirnika poprzez użycie odpowiednio elastycznego sprzęgła typu Ω , dokładne osiowanie i doważenie wirnika zespołu.



Rys. 21. Elastyczne sprzęgło typu Ω

Dzięki laserowemu ustawianiu współosiowości wałów uzyskuje się informacje o wielkości podkładek korekcyjnych w dowolnym punkcie obwodu podstawy silnika. W kilku przypadkach wykryto błąd fabryczny połączenia zamkowego silnika z tuleją dystansową pompy, uniemożliwiający poprawne ustawienie. Tuleje należało odesłać do przetoczenia.



Rys. 21. Laserowe osiowanie wałów napędu i pompy



Rys. 22. Tarcza korekcyjna do doważenia, celowo zamontowana na wirniku silnika

Wszystkie te czynności spowodowały znaczną poprawę stanu dynamicznego silników (do stanu dobrego) i wieloletnią bezawaryjną ich eksploatację.

5. Zakończenie

Na podstawie przedstawionych przykładów rozwiązania konkretnych problemów wynikających z eksploatacji napędów maszyn można powiedzieć, że właściwa obsługa, organizacja, przepływ informacji i sukcesywnie prowadzona diagnostyka eksploatacyjna napędów gwarantuje użytkownikowi długotrwałą, bezawaryjną ich pracę.

Większość uszkodzeń silników jest natury mechanicznej, a diagnosta napędu, aby uniknąć sytuacji, że usuwa się skutek złego stanu dynamicznego silnika, a nie jego przyczynę powinien znać budowę i dynamikę całego zespołu.

6. Literatura

- [1]. Bocian M., Czaplinski T., Dwojak J., Maciejewski Ł., Przygoda A. *Analiza drgań rurociągów układu wody zasilającej w obrębie pomp cyrkulacyjnych kotła BP1150 w PGE Elektrowni Opole S.A.* Prace IMiUE Politechniki Śląskiej. ICBT 2009.
- [2]. Cempel Cz.: *Diagnostyka wibroakustyczna maszyn.* PWN, Warszawa 1989.
- [3]. Dwojak J., Rzepliela M.: *Diagnostyka drganiowa stanu maszyn i urządzeń. Wydanie II.* Biuro Gamma. Warszawa 2005.
- [4]. Dwojak J.: *Pomiary profilaktyczne i diagnostyczne silników napędu potrzeb własnych w Elektrowni „Opole”.* Wiadomości Elektrotechniczne 2000 nr 4.
- [5]. Dwojak J., Ławrowski Z., Sikora G.: *Diagnostyka drganiowa maszyn na przykładzie zapobieżenia awarii silnika turbosprężarki.* Wiadomości Elektrotechniczne 2005 nr 4.
- [6]. Łączkowski R.: *Wibroakustyka maszyn i urządzeń.* WNT, Warszawa 1983.
- [7]. Morel J.: *Drgania maszyn i diagnostyka ich stanu technicznego.* PTDT, 1992.
- [8]. Szymaniec S.: *Badania porównawcze wybranych metod diagnozowania węzłów łożyskowych silników elektrycznych małej mocy. Materiały pomocnicze do kursu „Diagnostyka Maszyn Energetycznych”, Sesja VI Diagnostyka Maszyn Elektrycznych cz. II,* Technicad, Praga, 1995.

Autorzy

mgr inż. Józef Dwojak jest specjalistą ds. diagnostyki, mgr inż. Ireneusz Struzik jest Kierownikiem Wydziału Kontroli Jakości i Diagnostyki PGE Elektrowni OPOLE SA