

**POLITECHNIKA OPOLSKA**  
**WYDZIAŁ**  
**ELEKTROTECHNIKI AUTOMATYKI I INFORMATYKI**



**MGR INŻ. JÓZEF DWOJAK**

**OPRACOWANIE EFEKTYWNEJ DIAGNOSTYKI  
EKSPLOATACYJNEJ ZESPOŁÓW MASZYNOWYCH  
W ENERGETYCE NA PRZYKŁADZIE  
PGE ELEKTROWNI OPOLE S.A.**

**PRACA DOKTORSKA**

**PROMOTOR: DR HAB. INŻ. SŁAWOMIR SZYMANIEC  
PROF. POLITECHNIKI OPOLSKIEJ**

**OPOLE 2012**



Praca została wykonana w ramach realizacji projektu RPOP 01.03.01-16-003/10 „Nowoczesna eksploatacja, diagnostyka, monitoring i serwis łożysk tocznych w napędach elektrycznych – Laboratorium Instytutu Układów Elektronicznych i Elektroniki Przemysłowej Politechniki Opolskiej w Opolu.

Projekt finansowany przez Unię Europejską w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007-2013 oraz Politechnikę Opolską.

Promotorowi pracy Panu dr hab. inż. Sławomirowi Szymańcowi Profesorowi Politechniki Opolskiej pragnę złożyć gorące podziękowania za zainspirowanie mnie do podjęcia tematu opracowania metod kompleksowej diagnostyki maszyn w energetyce, za poświęcony czas, cenne uwagi merytoryczne i sugestie dotyczące tej pracy, które znacząco przyczyniły się do wzbogacenia jej treści.

Autor dziękuje Panu Dziekanowi Wydziału Elektrotechniki, Automatyki i Informatyki prof. dr hab. inż. Marianowi Łukaniszynowi za pomoc i umożliwienie realizacji niniejszej pracy.

Wyrażam wdzięczność Zarządowi PGE Elektrowni Opole za pomoc i wsparcie w czasie pisania pracy. Udostępnienie narzędzi i materiałów diagnostycznych niezbędnych do jej napisania.

Dziękuję również Kierownikowi Wydziału Kontroli Jakości i Diagnostyki Panu Ireneuszowi Struzikowi za przychyłność, cierpliwość i życzliwość oraz pomoc.

Pracę poświęcam Żonie.



## SPIS TREŚCI

WYKAZ OZNACZEŃ I SKRÓTÓW .....	9
1. WPROWADZENIE .....	11
1.1. Teza pracy .....	11
1.2. Cel i zakres pracy .....	11
1.3. Symptom drganiowy podstawą oceny stanu dynamicznego zespołów maszynowych .....	12
1.4. Diagnostyka zespołów maszynowych .....	13
2. DIAGNOSTYKA MASZYN W WARUNKACH PRZEMYSŁOWYCH. PARK MASZYNOWY PGE ELEKTROWNI OPOLE .....	18
2.1. Diagnostyka maszyn w warunkach przemysłowych.....	18
2.2. Park maszynowy Elektrowni OPOLE .....	19
3. STAN ZAGADNIENIA .....	27
3.1. Problemy przy uruchamianiu pierwszego bloku Elektrowni OPOLE S.A. związane z nadmiernymi drganiami generatora .....	34
4. ROZWIĄZANIE ZAGADNIENIA .....	40
4.1. Laboratorium diagnostyki eksploatacyjnej maszyn w Eelektrowni OPOLE .	40
5. NOWA TECHNOLOGIA DIAGNOZOWANIA ORAZ NOWA ORGANIZACJA DIAGNOSTYKI W PRZEDSIĘBIORSTWIE ENERGETYCZNYM.....	50
5.1. Uwarunkowania prawidłowej eksploatacji maszyn w przemyśle .....	50
5.2. Jednolity system nadzoru maszyn w PGE Elektrowni OPOLE S.A. ....	51
5.3. Wymagania ogólne systemu nadzoru stanu technicznego maszyn.....	54
5.4. System nadzoru maszyn - długofalowa koncepcja rozwoju w Elektrowni OPOLE .....	58
5.5. Wytyczne dla systemu nadzoru zespołów maszyn w Elektrowni .....	60
6. KRYTERIA OCENY STANU DYNAMICZNEGO MASZYN. WARTOŚCI GRANICZNE PRACY MASZYN .....	64

7.	POMIARY I DIAGNOSTYKA MASZYN KRYTYCZNYCH .....	74
7.1.	Podstawowe sygnały pomiarowe .....	74
7.2.	Podstawowe analizy funkcyjne i narzędzia wykorzystywane w systemach diagnostyki dla maszyn krytycznych .....	74
7.3.	Pełna procedura pomiarowa hipotetycznej maszyny krytycznej .....	83
7.4.	Przykład wykorzystania systemu monitorowania ciągłego stanu dynamicznego maszyny krytycznej.....	85
8.	POMIARY I DIAGNOSTYKA MASZYN QUASI-KRYTYCZNYCH I POMOCNICZYCH .....	100
8.1.	Wybór wielkości pomiarowej.....	102
8.2.	Punkty pomiarowe przy pomiarze dgań bezwzględnych.....	102
8.3.	Dobór i mocowanie przetwornika .....	105
8.4.	Aparatura pomiarowa .....	108
8.5.	Pełna procedura pomiarowa hipotetycznej maszyny quasi-krytycznej lub pomocniczej.....	110
9.	ROZPOZNAWANIE USZKODZEŃ MASZYN. CHARAKTERYSTYCZNE CZĘSTOTLIWOŚCI DRGAŃ W WIDMIE SYGNAŁU DRGANIOWEGO .....	112
9.1.	Niewyważenie wirnika .....	113
9.2.	Niewspółliniowość elementów maszyn .....	115
9.3.	Defekty łożysk tocznych.....	116
9.4.	Defekty łożysk ślizgowych.....	124
9.5.	Luzy, odkształcenia mechaniczne i wadliwe mocowanie maszyn.....	125
9.6.	Wadliwa współpraca kół zębatych .....	126
9.7.	Defekty napędów pasowych .....	128
9.8.	Drgania maszyn elektrycznych .....	129
9.9.	Drgania wynikające z krytycznych warunków pracy maszyny lub rezonansów układu .....	132
9.10.	Drgania aerohydrodynamiczne.....	133
9.11.	Pęknięcie wału .....	135

9.12.	Przycieranie wału .....	136
10.	BIEŻĄCA KOREKCJA STANU DYNAMICZNEGO MASZYN .....	140
10.1.	Wyważanie wirników maszyn na miejscu eksploatacji (w łożyskach własnych).....	140
10.2.	Korekcja współosiowości wałów maszyn przy pomocy lasera .....	151
11.	PRZYKŁADY ROZWIĄZANIA PROBLEMÓW EKSPLOATACYJNYCH MASZYN POTWIERDZAJĄCE SKUTECZNOŚĆ OPRACOWANEJ TECHNOLOGII DIAGNOSTYKI .....	162
11.1.	Uszkodzenia łożyska NU 324C3 silnika pompy kondensatu .....	162
11.2.	Wzrost poziomu drgań generatora przy wzroście mocy biernej.....	166
11.3.	Drgania silnika na skutek pęknięcia klatki wirnika.....	170
11.4.	Drgania silnika na skutek niewłaściwego posadowienia .....	174
11.5.	Awaryjny postój bloku spowodowany uszkodzeniem napędów pomp cyrkulacyjnych .....	180
11.6.	Wzrost poziomu drgań silnika wentylatora młynowego na skutek niewłaściwej pracy sprzęgła .....	188
11.7.	Określenie przyczyn wzbudzenia się drgań części WP turbiny i dużych wahań mimośrodowości wału turbozespołu .....	190
11.8.	Usunięcie niebezpiecznych drgań rurociągu pary wtórnie przegrzanej i stropu na poziomie + 30 m w kotle BP 1150 .....	193
12.	NOWA JAKOŚĆ W DIAGNOZOWANIU – POMIARY WYKONANE WIBROMETREM LASEROWYM .....	201
12.1.	Diagnostyka napędów maszyn przy wykorzystaniu bezpośrednich pomiarów drgań wału .....	202
12.2.	Diagnostyka drganiowa stanu dynamicznego niskoobrotowych silników.....	207
12.3.	Pomiary i analiza drgań czoła uzwojeń stojana .....	209
12.4.	Pomiary i analiza drgań transformatora dużej mocy .....	213
12.5.	Pomiary drgań częstotliwości rezonansowych elementów maszyn .....	214
13.	W POSZUKANIU „RÓWNOWAGI” MIĘDZY NIEZAWODNOŚCIĄ PRACY ZESPOŁÓW MASZYNOWYCH A KOSZTAMI UTRZYMANIA RUCHU.....	216
13.1.	Korzyści prowadzenia diagnostyki zespołów napędowych .....	216

13.2.	Koszty poniesione w wyniku nieprzewidzianej awarii zespołów maszynowych .....	220
13.3.	Nakłady poniesione na system nadzoru zespołu maszyn .....	221
14.	ANALIZA WSKAŹNIKÓW NIEZAWODNOŚCIOWYCH I EKSPLOATACYJNYCH W ELEKTROWNIACH .....	223
14.1.	Wskaźniki niezawodnościowe i eksploatacyjne krajowych bloków energetycznych .....	223
14.2.	Analiza awaryjności maszyn w krajowych elektrowniach .....	226
14.3.	Wskaźniki niezawodnościowe i eksploatacyjne w Elektrowni Opole.....	235
14.4.	Elektrownia Opole najmniej awaryjną elektrownią w Polsce .....	244
15.	UWAGI I WNIOSKI KOŃCOWE .....	245
	ABSTRACT .....	248
	LITERATURA .....	250



## WYKAZ OZNACZEŃ I SKRÓTÓW

a	- przyspieszenie drgań,
$A_0$	- amplituda drgań,
AF	- wskaźnik dyspozycyjności,
$A_n$	- wyprodukowana energia elektryczna,
ART	- średni czas ruchu,
c	- prędkość dźwięku,
d	- średnica elementu tocznego,
D	- średnica podziałowa łożyska,
$E_{dop}$	- względne dopuszczalne reszkowe niewyważenie,
$f_k$	- częstotliwość odpowiadająca defektowi koszyka,
$f_n$	- częstotliwość obrotów pierścienia zewnętrznego względem pierścienia wewnętrznego łożyska tocznego,
$f_0$	- częstotliwość obrotowa,
FOF	- udział czasu awarii w czasie kalendarzowym,
FOR	- wskaźnik awaryjności,
$f_s$	- częstotliwość zasilania sieci,
$f_t$	- częstotliwość odpowiadająca defektowi elementu tocznego,
$f_w$	- częstotliwość odpowiadająca defektowi bieżni wewnętrznej,
$f_z$	- częstotliwość odpowiadająca defektowi bieżni zewnętrznej,
GCF	- wskaźnik wykorzystania mocy zainstalowanej,
GOF	- wskaźnik użytkowania mocy osiągalnej,
k	- sztywność układu,
l	- odległość,
L	- lewa strona,
$L_a$	- liczba postojów w remoncie awaryjnym,
$L_b$	- liczba postojów w remoncie bieżącym,
$L_{kp}$	- liczba postojów w remoncie kapitalnym,
$L_r$	- liczba postojów w remoncie średnim,
$L_s$	- liczba postojów w rezerwie,
$L_w$	- liczba wszystkich postojów,
m	- masa,
$m_k$	- masa korekcyjna,
$m_{tż}$	- masa testowa
$m_w$	- młyny węglowe,
MW	- masa wirnika,
N	- niewyważenie,
Not 1x	- suma składowych harmonicznym drgań poza pierwszą w widmie drgań,
n	- liczba elementów tocznych łożyska tocznego,
NP	- turbina, część niskoprężna,
On-Line	- monitoring ciągły,
Off-Line	- monitoring okresowy,
P	- prawa strona,
$P_{os}$	- moc osiągalna,
PZ	- pompa zasilająca,
$P_z$	- moc zainstalowana,
rms	- wartość skuteczna (root mean square),
$r_t$	- promień, na którym osadzona jest masa testowa,
s	- poślizg,

S	- przemieszczenie drgań,
SF	- wskaźnik wykorzystania czasu kalendarzowego,
SOF	- wskaźnik remontów planowych,
SP	- turbina, część średnioprężna,
$S_p$	- pojedyncza amplituda przemieszczenia,
$S_{p-p}$	- amplituda międzyszczytowa przemieszczenia,
T	- okres sygnału,
$T_a$	- czas postojów bloku lub grupy bloków w remoncie awaryjnym,
$T_b$	- czas postojów bloku lub grupy bloków w remoncie bieżącym,
TG	- turbogenerator,
$T_k$	- czas okresu, za który wykonywane są obliczenia (miesięcznie, kwartalnie, rocznie),
$T_{kp}$	- czas postojów bloku lub grupy bloków w remoncie kapitalnym,
$T_m$	- temperatura maszyny,
$T_p$	- czas pracy bloku lub grupy bloków w rozpatrywanym okresie,
$T_r$	- czas postojów bloku lub grupy bloków w rezerwie w rozpatrywanym okresie,
$T_s$	- czas postojów bloku lub grupy bloków w remoncie średnim rocznie,
$T_o$	- temperatura otoczenia,
V	- prędkość drgań,
WC	- wentylator ciągu,
WM	- wentylator młynowy,
WN	- wysokiego napięcia,
WP	- turbina, część wysokoprężna,
$Z_{go}$	- wytrzymałość zmęczeniowa stali,
$\sigma$	- naprężenia,
$\varphi$	- kąt obciążenia łożyska,
$\Sigma S$	- maksymalne wychylenie wału w płaszczyźnie pomiarowej,
$1x$	- pierwsza składowa harmoniczna drgań,
$0,5x$	- 1/2 składowej harmonicznej drgań,
$1\alpha$	- kąt fazowy drgań pierwszej harmonicznej,
$\chi_b$	- współczynnik bezpieczeństwa,
$\chi_k$	- współczynnik koncentracji naprężeń,
$\omega$	- prędkość kątowna,

## 1. WPROWADZENIE

### 1.1. Teza pracy

Jest możliwe opracowanie kompleksowej metody diagnostyki eksploatacyjnej zespołów maszynowych w energetyce jako nowej technologii ujmującej zadania eksploatacji, zabezpieczenia i zarządzania maszynami w energetyce.

Opracowana technologia diagnostyki zmniejszy awaryjność Elektrowni, polepszy jej wskaźniki techniczne i ekonomiczne oraz przyczyni się do poprawy funkcjonowania Krajowego Systemu Elektroenergetycznego.

### 1.2. Cel i zakres pracy

#### Celem pracy jest:

- Opracowanie nowej technologii i organizacji diagnostyki eksploatacyjnej dla zespołów maszynowych w elektrowni ciepłej obejmującej jej cały park maszynowy, zwiększającej niezawodność pracy na przykładzie PGE Elektrowni OPOLE S.A. Technologia ta będzie obejmować sposób eksploatacji, zabezpieczenia i zarządzania maszynami w energetyce krajowej.
- Opracowanie technologicznego wzorca dla przedsiębiorstw energetycznych, które decydują się na wprowadzenie kompleksowego programu zabezpieczenia, diagnostyki i zarządzania maszynami.
- Opracowanie procedur pomiarowych dla maszyn o różnej ważności.
- Opracowanie kryteriów oceny i wartości granicznych pracy maszyn.
- Opracowanie wykazu uszkodzeń maszyn w czasie eksploatacji i metod ich rozpoznawania.
- Opracowanie wartości granicznych stanu dynamicznego dla różnych zespołów maszynowych:
  - a) nowo oddanych do eksploatacji,
  - b) eksploatowanych zespołów maszynowych.
- Opracowanie struktury i organizacji laboratorium pomiarowego.
- Opracowanie analizy techniczno-ekonomicznej efektów zastosowania opracowanej technologii diagnostyki zespołów maszynowych w PGE Elektrowni OPOLE S.A. na tle podobnych wskaźników uzyskanych w innych elektrowniach krajowych.

#### Zakres pracy obejmuje:

- Przedstawienie stanu zagadnienia.
- Charakterystykę zespołów maszynowych zainstalowanych w PGE Elektrowni OPOLE S.A.
- Sposób rozwiązania zagadnienia.

- Opis nowej metody organizacji badań i diagnostyki eksploatacyjnej zespołów maszynowych w elektrowni na przykładzie PGE Elektrowni OPOLE S.A.:
  - a) opis metod oceny na przykładach badań maszyn krytycznych,
  - b) opis metod oceny na przykładach badań maszyn quasi-krytycznych i maszyn pomocniczych.
- Opis warunków prawidłowej eksploatacji zespołów maszynowych w przemyśle
- Opis rodzaju uszkodzeń eksploatowanych maszyn i sposobu ich rozpoznawania.
- Opis struktury i organizacji laboratorium badawczego na przykładzie Elektrowni OPOLE.
- Analiza techniczno-ekonomiczna efektów zastosowania opracowanej technologii diagnostyki zespołów maszynowych w Elektrowni OPOLE na tle podobnych wskaźników uzyskanych w innych elektrowniach krajowych.
- Opracowanie wniosków.

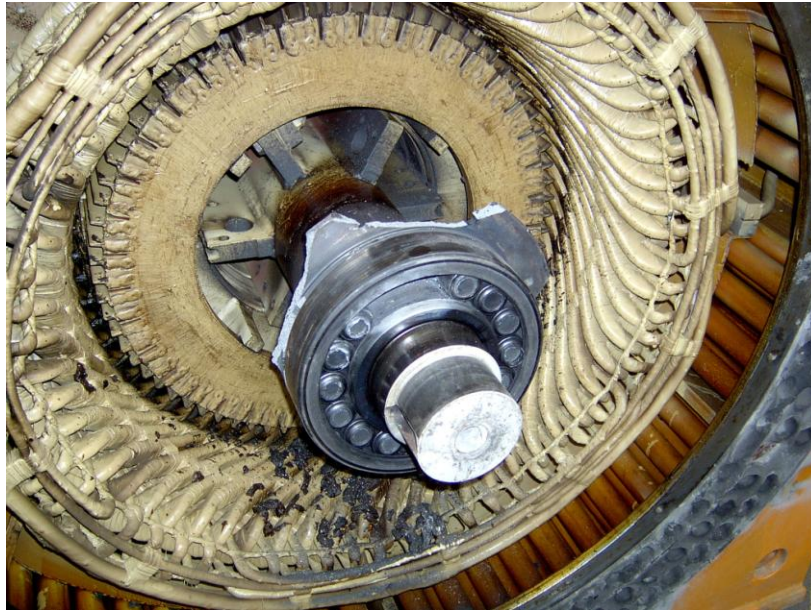
### **1.3. *Symptom drganiowy podstawą oceny stanu dynamicznego zespołów maszynowych***

Dyspozycyjność, bezpieczeństwo eksploatacji oraz trwałość i niezawodność maszyn i urządzeń wykorzystywanych w procesie produkcyjnym ma olbrzymie znaczenie na osiągnięty sukces ekonomiczny przez przedsiębiorstwa [2, 7, 11, 12, 18, 36, 37, 38, 53, 56, 133, 137, 138, 204, 209]. Znaczne straty produkcyjne mogą być skutkiem nieprzewidzianych awarii maszyn i urządzeń a w konsekwencji postępującej awarii maszyn. Do tego dochodzą często bardzo kosztowne naprawy w/w maszyn.

Konieczne jest jak najczęstsze rozpoznawanie zmian stanu dynamicznego maszyn, stopnia zaawansowania zużycia, rodzaju i poziomu uszkodzeń po to, aby w przyszłości zapobiec ich skutkom i wcześniej podjąć odpowiednie działania zapobiegawcze. Obserwacja maszyn przez obsługę tylko w wyjątkowych sytuacjach daje takie możliwości.

Najwcześniejsze rozpoznanie zmian stanu dynamicznego maszyn dają systemy monitorujące ich stan techniczny poprzez pomiar drgań i temperatury [2, 12, 36, 37, 38, 53, 56, 137, 138, 204, 209, 216]. Dobrze zaprojektowana maszyna charakteryzuje się niskim poziomem drgań. W trakcie eksploatacji następuje zużycie maszyny, fundamenty osiadają, elementy maszyny ulegają deformacji i z czasem dochodzi do subtelnych zmian właściwości dynamicznych maszyny. Pojawia się nadmierna niewspółosiowość wałów połączonych sprzęgłami, zużycie części, zwiększone niewyważenie elementów wirujących i zwiększenie luzów. Wszystkie te czynniki znajdują swoje odbicie we wzroście energii drgań maszyny [37, 38, 53, 56, 137, 138, 204, 209, 229].

W wyniku tej sytuacji mogą być wzbudzane drgania rezonansowe i znacznie zwiększone obciążenia dynamiczne. Przyczyna oraz skutek oddziałują na siebie (dodatnie sprzężenie zwrotne) i maszyna nieuchronnie zmierza ku awarii.



Rys. 1.3. Uszkodzone łożysko silnika wentylatora młynowego [86]

Sygnal drganiowy niesie wiele informacji związanych ze stanem technicznym maszyn i jest podstawą do wykorzystania w systemach ciągłego monitorowania tych sygnałów jako wskaźnika trendu stanu maszyny i wskaźnika potrzeby remontu. Analiza widmowa tych sygnałów pozwala na identyfikację rodzaju uszkodzenia [23, 25, 26, 37,38, 39, 53, 56, 137, 138, 204, 207, 209, 216].

#### **1.4. Diagnostyka zespołów maszynowych**

Autor posłużył się pewną analogią, porównując służbę zdrowia do działalności zespołu diagnostycznego.

Co to jest diagnostyka maszyn?

Diagnostyka, z greckiego diagnosis (poznanie), jest to identyfikacja choroby na podstawie symptomów. Ta krótka definicja zawiera trzy ważne słowa [144]:

- **Choroba** – w naszym przypadku chodzi nie tylko o rozpoznanie wad maszyn czy urządzeń. Mówienie o chorobie jest uzasadnione w odniesieniu do wad i usterek utrudniających normalne ich funkcjonowanie. W przypadku człowieka np. kichnięcie nie jest chorobą. Choroba zaczyna się powyżej pewnego progu, jeśli kichamy częściej niż zwykle, więcej niż inni, gdy cierpimy z tego powodu. Krótko mówiąc, kiedy nasz organizm odbiega od normy [144].
- **Symptom** – informacja, która pozwoli rozpoznać wadę [144].
- **Identyfikacja** (rozpoznanie) – jest to czynność porządkująca informacje będące do naszej dyspozycji [144].

W życiu codziennym dobrze jest, kiedy mamy stałego lekarza (tzw. lekarz rodzinny), który zna nasze dolegliwości od dawna, rejestruje je i zna historię naszej choroby.

W przypadku, kiedy „pacjentami” są maszyny, zespół diagnostyczny prowadzi diagnostykę od początku ich uruchomienia. Rejestrowana jest historia ich pracy,

efekty zużycia itp. Diagnosta podobnie jak lekarz rodzinny zna historię „choroby” i stan „zdrowia swoich pacjentów”.



Rys. 1.4. Diagnosta osłuchujący eksploatowany silnik. Obok lekarz osłuchujący pacjenta

Maszyna jako „pacjent” jest bardzo urozmaicona przede wszystkim pod względem wymiarów, masy, parametrów pracy (ciśnienie, temperatura, zakres grubości materiału, itp). Sygnały drganiowe i akustyczne są czymś w rodzaju języka, którym maszyna opowiada m. in. o swoim stanie. Ważne jest by rozumieć ten język Ponadto to diagnosta musi ze swoim sprzętem przyjść do „pacjenta”. W działalności diagnosty, podobnie jak lekarza, przeprowadzane są badania, stawiana jest diagnoza i identyfikacja zagrożenia. Później następuje leczenie. Czasami wystarczy osłuchanie maszyny stetoskopem, wykonanie EKG w postaci zarejestrowania widma drgań (w naszym przypadku widma o częstotliwości w zakresie od 3Hz do 10kHz), bronchoskopia (badania endoskopowe), USG (badania ultradźwiękowe) czy RTG (badania rentgenowskie-prześwietlenie), ale często potrzebna jest transplantacja w postaci wycięcia spoiny i zastąpienia jej nową, wymiany łożyska czy nawet całego układu wirującego. Niekiedy potrzebna jest pomoc ortopedyczna w postaci ustawienia maszyny (osiowanie wałów, usztywnienie elementów maszyny itp.). Wykonywane są także analizy kontrolne stanu zdrowia pacjenta. W naszym przypadku są to np. badania próbnych złączy wykonywanych przez poszczególnych spawaczy, czy też próby wydolnościowe, jaką jest np. ciśnieniowa próba wodna kotła.

Podobnie jak w polityce zdrowotnej kraju prowadzenie profilaktyki i diagnostyki wspartej wykorzystaniem specjalistycznego sprzętu diagnostycznego i wnikliwą analizą danych (znajomością historii choroby pacjenta), doświadczeniem i wiedzą diagnosty (lekarza rodzinnego) jest wartościowym środkiem zmniejszania ryzyka uszkodzeń (choroby) w eksploatacji maszyn i urządzeń.

Wszystkie te badania wymagają prowadzenia dokumentacji, tj. przede wszystkim rejestracji urządzeń oraz ich stanu technicznego z uwzględnieniem "stanów chorobowych".

Cel diagnostyki maszyn charakteryzuje się trzema zadaniami [204, 209]:

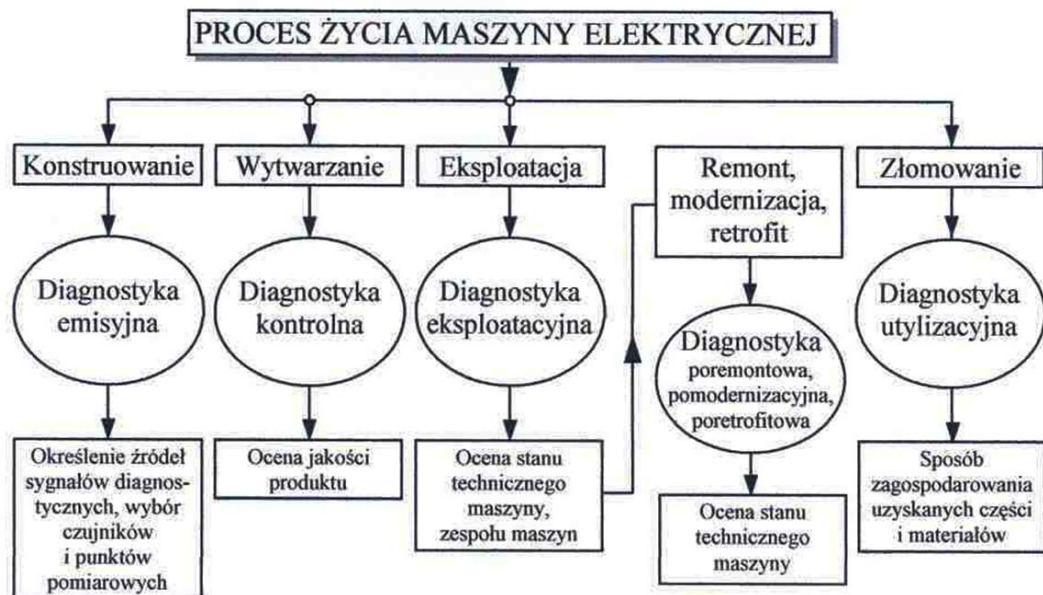
- diagnoza – określenie bieżącego stanu technicznego,
- geneza – określenie przyczyn zaistnienia obecnego stanu,

- prognoza – określenie horyzontu czasowego przyszłej zmiany stanu technicznego

Obiektywna ocena stanu danej maszyny opiera się na pomiarach dostępnych do obserwacji symptomów (objawów) stanu technicznego i następnie wnioskowanie na podstawie otrzymanych danych. Symptom stanu zawiera w sobie trzy grupy parametrów i charakterystyk możliwych do obserwacji [204, 209]:

- parametry funkcjonalne, robocze maszyny elektrycznej (np. moc, prędkość, prąd),
- parametry i charakterystyki będące bezpośrednim symptomem zużycia (np. luzy, odchyłki kształtu i wymiarów w stosunku do wzorca),
- badanie procesów resztkowych (np. drgania, hałas, strumień osiowy, wyładowania niezupełne).

Każda maszyna przechodzi cztery fazy swego istnienia: konstruowanie, wytwarzanie, eksploatację i złomowanie. Na etapie każdego z nich należy prowadzić stosowną diagnostykę.



Rys. 1.5. Cele diagnostyki na poszczególnych etapach „życia” maszyny [204]

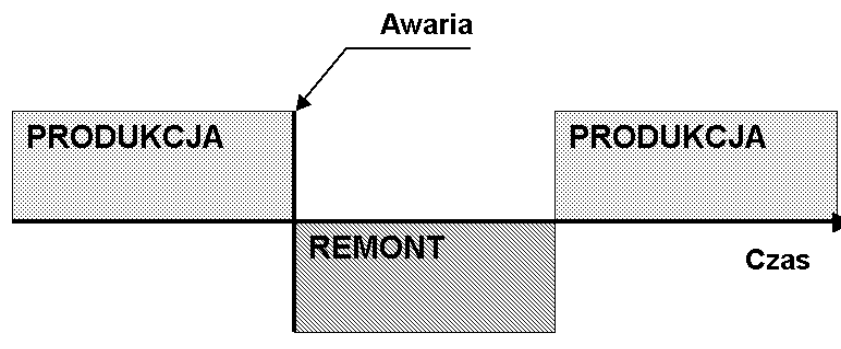
W ujęciu ogólnym zespoły maszyn można eksploatować na 3 sposoby [204, 209]:

- Eksploatacja do wystąpienia awarii.
- Eksploatacja planowo zapobiegawcza.
- Eksploatacja zależna od stanu maszyny.

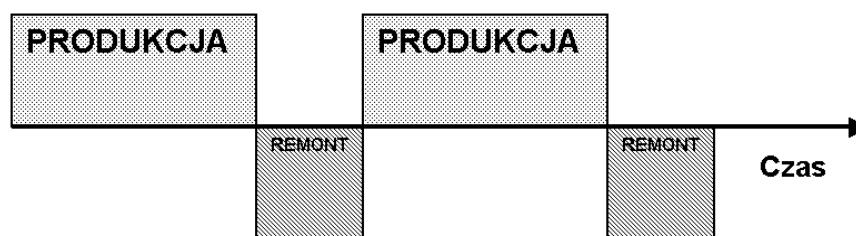
Takie ujęcie zagadnienia eksploatacji zespołów maszynowych określa jednocześnie metody ich remontów. Wyróżnia się w związku z tym [23, 25, 26, 56, 204, 209]:

- Remont poawaryjny.
- Remont zapobiegawczy uwarunkowany okresem eksploatacji.
- Remont uwarunkowany stanem technicznym (nowa metodologia diagnozowania maszyn).

Monitorowanie sygnałów drganiowych umożliwia prowadzenie remontów uwarunkowanych stanem maszyny i zaniechania remontów zapobiegawczych uwarunkowanych czasem oraz remontów poawaryjnych (rys. 1.5, 1.6, 1.7).

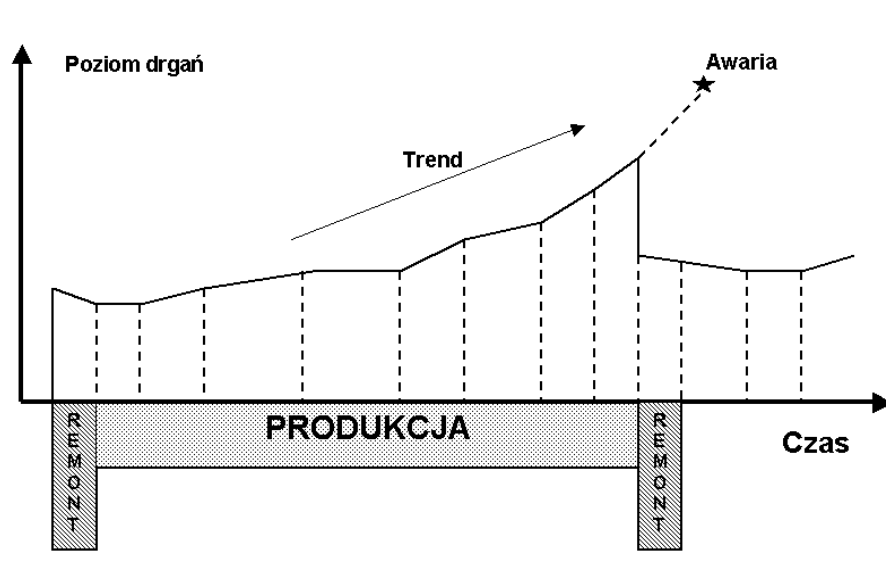


Rys. 1.6. Remonty poawaryjne



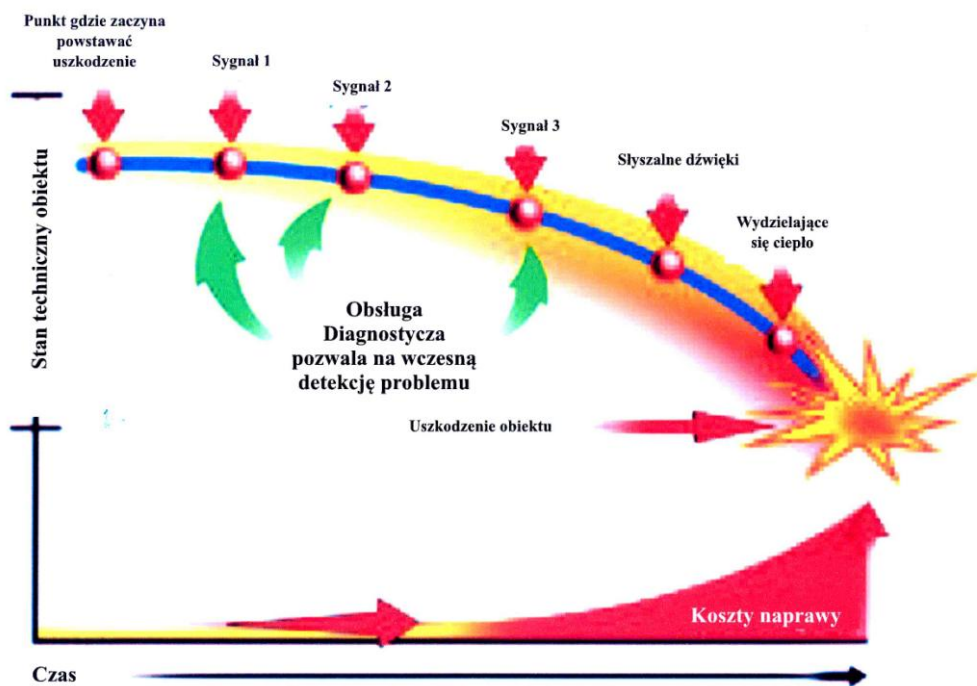
Rys. 1.7. Remonty zapobiegawcze uwarunkowane czasem





Rys. 1.8. Remonty uwarunkowane stanem maszyny

Wczesne rozpoznanie uszkodzenia zespołu maszynowego i podjęcie w związku z tym odpowiednich działań znacznie zmniejsza koszty naprawy (rys. 1.9).



Rys. 1.9. Im wcześniej rozpoznamy uszkodzenie tym mniejsze poniesiemy koszty naprawy [212]

## 2. DIAGNOSTYKA MASZYN W WARUNKACH PRZEMYSŁOWYCH. PARK MASZYNOWY PGE ELEKTROWNI OPOLE

### 2.1. *Diagnostyka maszyn w warunkach przemysłowych*

. Można powiedzieć, że **na miejsce eksploatacji trafia silnik tak pod względem elektrycznym jak i dynamicznym w stanie dobrym.**

Z diagnostyką eksploatacyjną mamy do czynienia, kiedy silnik jest zesprzęglony z maszyną napędzaną będących w ruchu i uczestniczy w procesie technologicznym. Nie ma tu miejsca na zatrzymanie maszyny, a każde nieplanowane odstawienie napędu wiąże się z dużymi stratami przedsiębiorstwa.

Diagnostyka eksploatacyjna zespołów maszyn jest prowadzona przez autora 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.

Autor prowadzi diagnostykę eksploatacyjną zespołów napędowych maszyn wykorzystując systemy monitorowania i zabezpieczeń działające w trybie On-Line oraz system monitorowania maszyn pomocniczych przy pomocy sprzętu przenośnego w trybie Off-Line. Na podstawie analizy widmowej sygnałów drganiowych, prądu obciążenia i śledzenia trendów, autor przewiduje ewentualne pogorszenie się stanu dynamicznego zespołów maszyn jednocześnie wskazując na prawdopodobną przyczynę tego stanu.

Monitorowanie sygnałów drganiowych umożliwia prowadzenie remontów warunkowanych stanem maszyny (rys. 1.8) i zaniechania remontów zapobiegawczych warunkowanych czasem jej pracy oraz remontów poawaryjnych.

## 2.2. Park maszynowy Elektrowni OPOLE

W PGE Elektrowni OPOLE S.A. są zainstalowane zespoły maszynowe napędzane silnikami indukcyjnymi klatkowymi.

Tabela 2.1. Zestawienie zespołów napędowych 6 kV

Lp.	NAZWA URZĄDZENIA NAPĘDZANEGO	OZNACZENIE	TYP SILNIKA	MOC	PRĄD	R UZW.
		technologiczne		(kW)	(A)	(Ω)
1	Pompa wody zasilającej	1(2)PZ2	SYJe-154t /02	6300	698	0.023
		03(04)LAC12AP101				
2	Wentylator spalin	03(04)HNC10AN101	DKKAB 80 33-8U**	4500	1981	0.00346
		03(04)HNC20AN201				
3	Wentylator spalin odsiarczania	01(02)HTC10AN001	1 RN 1 1802-8HN60-2	3700	427	0.0922
4	Pompa wody chłodzącej	1(2)PC1	SBJVe-1716r	2000	235	0.148
		1(2)PC2				
		03(04)PAC10AP101				
5	Wentylator spalin	1(2)WS1	SZJre-158s	1700	200	0.103
		1(2)WS2				
6	Wentylator powietrza wtórnego	03(04)HLB10AN101	AMA 450 L4A BAH	1400	156	0.3449
		03(04)HLB20AN101				
7	Sprężarka	94SA1	DKKEJ5018-2wk	1250	136	0.358
		do	RNCC45LX2B3			
		94SA5				
8	Wentylator powietrza pierwotnego	1(2)WP1	SZJre-136t	1000	117.5	0.188
		03(04)HLB30AN101				
9	Wentylator powietrza wtórnego	1(2)WP2	SZJre-134t	1000	117.5	0.193
		1(2)WP3				
10	Pompa kondensatu	1(2)PK1	SBDVdm-134t	1000	115	0.275
		1(2)PK2	SVf 450 Y4E	1000	111	0.43
		03(04)LCB11AP101				
		03(04)LCB12AP101				
11	Wentylator młynowy	1(2)WM1	SZJr-134s	850	99	0.226
		do	Sf 450 Y4	850	100	0.382
		1(2)WM6				
		03(04)HLF10AN301				
		do				
12	Pompa cyrkulacyjna	1(2)NK1	LUV 6/4 HQ 80-605	800	103	0.445
		1(2)NK2				
		03(04)HAG21AP101				
		03(04)HAG22AP101				
13	Sprężarka Składowisko	-----	SCDdm-134s	800	96	0.350

Tabela 2.1. Zestawienie zespołów napędowych 6 kV c.d.

Lp.	NAZWA URZĄDZENIA NAPĘDZANEGO	OZNACZENIE	TYP SILNIKA	MOC	PRĄD	R UZW.
14	Młyn węglowy	1(2)MW1 do 1(2)MW6 03(04)HFC10AJ401 do 03(04)HFC50AJ401	SZDr-124u Sf 450 X4E	650 650	80 76.7	0.630 0.49
15	Przenośnik taśmowy w moście skośnym	30LT1  30LT2 30LT3 30LT4	SZJre-136r	630	76.2	0.381
16	Pompa wody zdekarbonizowanej	33KA1  do 33KA5	SADVdm-124s	500	59.5	0.763
17	Pompa cyrkulacyjna odsiarczania	01(02)HTF11AP001  03(04)HTF11AP001	SF 450 Y8	450	54.3	1.12
18	Pompa uzdatniania kondensatu	1(2)PE1  1(2)PE2 03(04)LCB21AP101 03(04)LCB22AP101	SADVdm-124r  SCDVdm-124r SVf 355 Y4	400 400	48.2 46.6	1.095 1.26
19	Pompa cyrkulacyjna odsiarczania	01(02)HTF12AP001  01(02)HTF21AP001 03(04)HTF12AP001 03(04)HTF21AP001	Sf 450 X8	400	49.1	1.28
20	Pompa cyrkulacyjna odsiarczania	01(02)HTF13AP001  01(02)HTF22AP001 03(04)HTF13AP001 03(04)HTF22AP001	Sf 450 X8	350	42.4	1.76
21	Pompa wody surowej M.Panew	54P1  do 54P6	SADVdm-126r	320	40.6	1.363
22	Przenośnik taśmowy	29LT1 29LT2 29LT3	SZDc-196t	320	40	0.665

Tabela 2.1. Zestawienie zespołów napędowych 6 kV c.d.

Lp.	NAZWA URZĄDZENIA NAPĘDZANEGO	OZNACZENIE	TYP SILNIKA	MOC	PRĄD	R UZW.
23	Pompa próżniowa odsiarczania	10HTM36AP001 10HTM46AP001	Sf 355 Y6	315	38.6	1.82
24	Pompa wody powrotnej	PWP1 do PWP5	SZJc-174t	250	29.6	0.865
25	Pompa bagrowa	OA1 OA2 OA3	SZJc-174s	200	24	1.250
26	Pompa wody ruchowej	1(2)PR1 1(2)PR2 03(04)PGC20AP101 03(04)PGC10AP101	SZJc-176t	200	24.8	1.132
27	Pompa skroplin	03(04)LCJ20AP101	SZDVc-174 s2E	200	24.7	1.3
28	Przenośnik taśmowy	29LR3 29LR4	SZDc-174s Sf 315 X4	200	24.7	1.025
29	Pompa wody sieciowej zimowej kotłowni pomocniczej	53PS1 53PS2 53PS3	SZJc-174s	200	24	1.203
30	Przenośnik taśmowy	29LT10 29LT11	SZDc-174r	160	19.8	1.725
31	Wentylator spalin kotłowni pomocniczej	53WS1 do 53WS4	SZDc-198r Sf-315 X6	160	21.1 19.8	1.885 2.975

Tabela 2.2. Zestawienie zespołów napędowych 0,4 kV

Lp.	NAZWA URZĄDZENIA NAPĘDZANEGO	TYP SILNIKA	MOC	PRĄD	R UZW
			( kW )	( A )	( Ω )
1	Pompa skroplin z regeneracji niskoprężnej	Se 315 L2	160	297	0,056
2	Pompa skroplin z regeneracji niskoprężnej	Sg 315 M2B	160	277	0,056
3	5 x Pompa ścieków deszczowych na oczyszczalni ścieków	5 x SZDVc 178c	160		
4	8 x Dmuchawa powietrza utlen. (OXI)	8 x Sgm 315 M4B	160	284	
5	4 x Obracarka wału turbiny głównej	4 x Se 315 M2A	132	228	0,056
6	4 x Przenośnik taśmowy	4 x Se 315 M4	132	235	0,065
7	4 x Kompr. do czysz.reg.	4 x KA 7 315 M – BB036 - Z	132	230	brak danych
8	2 x Pompa wody p.poż.	2 x Sg 315 S2	110	189	0,58
9	2 x Przenośnik taśmowy	2 x Se 315 S4	110	195	0,83
10	3 x Sprężarka powietrza AKPiA	3 x 1LA 310-2A/91Z	110	196	brak danych
11	Pompa w.c. czysz.reg. odsiarczania	Sgm 315 S4	110	197	
12	6 x Pompa susp. wap odsiarczania	6 x Sgm 315 M6B	110	201	
13	7x Pompa wody zasilającej kotłowni pomocniczej	7x Se 280 M2 (*)	90	164	0,068
14	6 x Pompa wody zasilającej kotłowni pomocniczej	6 x Se 280 M2 (*)	90		
15	2 x Pompa szlamu	2 x Sf 280 M4	90	158	0,075
16	Ładowarka ŁWKS 500	Se 315 M6A	90	166	0,085
17	4 x Pompa rozruchowa układu olejowego turbiny głównej	4 x SKf 280 S2 (*)	75	137	0,086
18	2 x Kruszkarka żużła	2 xEXM Sf 315 S6	75	138	0,07

Tabela 2.2. Zestawienie zespołów napędowych 0,4 kV c.d.

Lp.	NAZWA URZĄDZENIA NAPĘDZANEGO	TYP SILNIKA	MOC	PRĄD	R UZW
			( kW )	( A )	( Ω )
19	6 x Pompa oleju opałowego II stopnia	6 x EXM Sf 280 S4	75	134	0,097
20	Zwałowarka ZOS 2000	Sfc 280 S4	75	132	0,089
21	Ładowarka ŁWKS 500	Sfc 280 S4	75	132	0,09
22	8 x Pompa wody do chłodzenia wodoru	8 x Sg 280 S4 (*)	75	134	0,1
23	4x Pompa wody zdekarbonizowanej	4x SKf 280 S4	75	132	0,09
24	2x Wentylator pow. pierwotn. kotł. pomocn.	2x Se 315 S6	75	138	0,07
25	3x Pompa wody p.poż.	3x Sg 280 S4	75	134	0,089
26	2x Pompa wody drenażowej	2x SKf 280 S4	75	132	0,09
27	4x Dmuchawa powietrza uszczeln. odsiarczania	4x 2Sg 280 S2	75	134	
28	12x Pompa wody do smoczków	12x Sf 250 M2	55	100	0,135
29	8x Pompa odwodnień	8x SKf 250 M2	55	100	0,139
30	10x Dmuchawa powietrza uszczelniającego	10x Sg 250 M2	55	100	
31	3x Wózek wygarniający pompa główna	3x Sf 250 M4	55	101	0,135
32	Ładowarka ŁWKS 250	SKfc 250 M4	55	101	0,132
33	2x Podajnik ślimakowy CSZP	2x Sg 280 M6	55	100	brak pom.
34	Pompa w.c. wody odsiarczania	2Sg 250 M4	55	98	
35	8x Pompa susp.gips. odsiarczania	8x 2Sg 250 M4	55	98	
36	4x Pompa odwodnień	4x SKf 225 M4	45	84	0,145
37	Ładowarka ŁWKS 250	Sfc 225 M4	45	84	0,141
38	2x Pompa wody napowietrzanej	2x Se 225 M4	45	82	0,081

Tabela 2.2. Zestawienie zespołów napędowych 0,4 kV c.d.

Lp.	NAZWA URZĄDZENIA NAPĘDZANEGO	TYP SILNIKA	MOC	PRĄD	R UZW
			( kW )	( A )	( Ω )
39	2x Pompa wody napowietrzonej	2x Sg 225 S4	37	69	0,191
40	4x Pompa wody zdemineralizowanej	4x SLf 200 L2B	37	69	0.174
41	12x Dmuchawa powietrza uszczelniającego	12x Sg 200 L2B	37	67	0,194
42	12x Pompa skroplin regeneracji wysokoprężnej	12x Sf 200 L2B	37	69	0.174
43	8x Pompa skroplin zanieczyszczonych	8x SKf 225 S4	37	69	0,191
44	4x Pomocn. pompa oleju smarowego turbiny	4x SKf 200 L2B	37	69	0,94
45	3x Pompa rozładowcza oleju opałow.	3x EXM Se 225 S4	37	69	0,2
46	8x Pompa wody techn. odsiarczania	8x 2Sg 200 L2B	37	67	
47	Przenośnik taśmowy	Sf 200 L4	30	56	0,301
48	2x Przenośnik taśmowy: napęd taśmy	2x SDf 200 L4	30	56	0,283
49	3x Przesiewacz rolkowy	3x Sf 200 L4	30	56	0,305
50	4x Przenośnik taśmowy napęd taśmy	4x SDf 200 L4	30	56	0,278
51	2x Pompa wody nadosadowej	2x Sg 200 L4	30	56	0.301
52	24x Mieszadło absorb. odsiarczania	24x 1LA5 207-4AA90 Z	30		
53	12x Pompa wody do smoczków	12x Sf 180 M2	22	43	0,423
54	4x Pompa rez. oleju smarn. przekł. PZ2	4x SKf 180 L4	22	41	0,429
55	4x Pompa powr. filtratu odsiarczania	4x 2Sg 200 L6	22	42	
56	2x Pompa membr. szlamu odsiarczania	2x Sgm 180 L4	22	34,5	
57	4x Pomocn. pompa oleju smarowego	4x SKf 160 L2	18,5	35	0,485
58	6x Podajnik węgla napęd główny	6x Sf 180 M4	18,5	36	0,55
59	6x Pompa w układzie oczyszczania skrapl.	6x Sg 180 M4	18,5	34,5	0,54



Tabela 2.2. Zestawienie zespołów napędowych 0,4 kV c.d.

Lp.	NAZWA URZĄDZENIA NAPĘDZANEGO	TYP SILNIKA	MOC	PRĄD	R UZW
			( kW )	( A )	( Ω )
60	Awaryjna pompa wody zdemineralizowanej	Sf 180 M4	18,5	36	0,55
61	3x Pompa ścieków odsiarczania	3x Sg180 M4	18,5	34,5	
62	Podgrzewacz powietrza wtórnego	SKf 180 L6	15	30	0,263
63	16x Pompa skroplin	16x SKf 160 L4	15	29,8	0,62
64	4x Pompa wody chłodz. stojan gen.	4x QU 160 M2B	15	28,1	brak pom.
65	8x Podgrzewacz pow. pierwotnego	8x SKf 160 M4	11	22,5	0,342
66	4x Obracarka wału turbiny pomocn.	4x Sf 160 M2A	11	21,5	brak pom.
67	Odzuźlacz	Sf 160 L6	11	23,8	0,9
68	3x Pompa wody płucznej odsiarczania	3x Sg 160 M2A	11	20,9	
69	3x Pompa zasil. filtr taśm. odsiarczania	3x Sg 160 M4	11	22	
70	4x Pompa rozruchowa ukł. olej. turb. pom.	4x SLe 132 S2B (*)	7.5	15,3	0,525
71	12x Pompa oleju nast. rolek młyna	12xSe 132 M4	7.5	15,2	0,82
72	2x Pompa oleju w ukł. uszczelnień generatora	2x SKf 132 M4	7.5	15,3	0,82
73	12x Pompa oleju smarow. przekładni młyna	12x SKf 132 S4	5.5	11,7	brak pom.
74	16x Pompa oleju lewarowego	16x SKf 132 M6	5.5	13	brak pom.
75	8x Podstaw. i rezerw. pompa oleju wentyl. WP 2, 3	8x Sf 112 M4	4	8,9	brak pom.
76	12x Pompa oleju smarnego rolek młyna	12x Se 100 L4B	3	6,6	brak pom.

Reasumując powyższe zestawienie tabelaryczne napędów, diagnostyką eksploatacyjną jest objętych **173 zespoły napędowe 6 kV**, **2080 zespołów napędowych 0,4 kV**. Generuje to **4600 pkt. pomiarowych w 90 utworzonych trasach pomiarowych**. Tabela 2.3 przedstawia przykładową trasę pomiarową młynów węglowych.

Tabela 2.3. Raport pomiarowy z trasy pomiarowej młynów węglowych 4 bloku

<b>RAPORT POMIARÓW</b>						
<b>Punkt pom.</b>	<b>Jednostka</b>	<b>Detekcja</b>	<b>Ostatnio</b>	<b>Teraz</b>	<b>Zmiana%</b>	<b>Data/Czas</b>
<b>KOCIOŁ BL.4</b>						
<b>MLYN.1 BL.4</b>						
<b>SILNIK ML.1</b>						
LOZ.ZEW.SLN.POZ.	mm/sec	RMS	.95	.74	-22.14	19/01/2012 09:18
LOZ.ZEW.SLN.PION	mm/sec	RMS	1.33	.53	-60.14	19/01/2012 09:18
LOZ.ZEW.SLN.OS	mm/sec	RMS	2.41	.47	-80.50	19/01/2012 09:19
LOZ.WEW.SLN.POZ.	mm/sec	RMS	1.47	.78	-46.92	19/01/2012 09:19
LOZ.WEW.SLN.PION	mm/sec	RMS	1.59	.64	-59.54	19/01/2012 09:19
LOZ.WEW.SLN.OS	mm/sec	RMS	1.54	.34	-77.68	19/01/2012 09:20
<b>KOCIOŁ BL.4</b>						
<b>MLYN.1 BL.4</b>						
<b>PRZEKL.ML.1</b>						
SKRZYN.PKL.POZ.	mm/sec	RMS	1.17	1.08	-7.93	19/01/2012 09:20
SKRZYN.PKL.PION	mm/sec	RMS	1.09	1.13	3.96	19/01/2012 09:20
SKRZYN.PKL.OS	mm/sec	RMS	1.25	.69	-44.89	19/01/2012 09:20
<b>KOCIOŁ BL.4</b>						
<b>MLYN.2 BL.4</b>						
<b>SILNIK ML.2</b>						
LOZ.ZEW.SLN.POZ.	mm/sec	RMS	1.41	1.38	-2.23	19/01/2012 09:22
LOZ.ZEW.SLN.PION	mm/sec	RMS	1.10	.88	-20.34	19/01/2012 09:22
LOZ.ZEW.SLN.OS	mm/sec	RMS	.74	.55	-25.58	19/01/2012 09:22
LOZ.WEW.SLN.POZ.	mm/sec	RMS	1.38	1.12	-18.96	19/01/2012 09:23
LOZ.WEW.SLN.PION	mm/sec	RMS	.77	.63	-17.39	19/01/2012 09:23
LOZ.WEW.SLN.OS	mm/sec	RMS	1.47	.72	-51.31	19/01/2012 09:23
<b>KOCIOŁ BL.4</b>						
<b>MLYN.2 BL.4</b>						
<b>PRZEKL.ML.2</b>						
SKRZYN.PKL.POZ.	mm/sec	RMS	1.052	.86	-17.80	19/01/2012 09:23
SKRZYN.PKL.PION	mm/sec	RMS	1.37	1.38	.96	19/01/2012 09:23
SKRZYN.PKL.OS	mm/sec	RMS	.97	.90	-7.49	19/01/2012 09:24
<b>KOCIOŁ BL.4</b>						
<b>MLYN.3 BL.4</b>						
<b>SILNIK ML.3</b>						
LOZ.ZEW.SLN.POZ.	mm/sec	RMS	.89	1.16	29.40	19/01/2012 09:24
LOZ.ZEW.SLN.PION	mm/sec	RMS	.79	.94	19.39	19/01/2012 09:24
LOZ.ZEW.SLN.OS	mm/sec	RMS	.47	.53	13.08	19/01/2012 09:25
LOZ.WEW.SLN.POZ.	mm/sec	RMS	1.06	1.06	.532	19/01/2012 09:25
LOZ.WEW.SLN.PION	mm/sec	RMS	.52	.66	27.14	19/01/2012 09:26
LOZ.WEW.SLN.OS	mm/sec	RMS	.47	.47	.052	19/01/2012 09:26
<b>KOCIOŁ BL.4</b>						
<b>MLYN.3 BL.4</b>						
<b>PRZEKL.ML.3</b>						
SKRZYN.PKL.POZ.	mm/sec	RMS	.93	.69	-26.33	19/01/2012 09:26
SKRZYN.PKL.PION	mm/sec	RMS	1.29	1.38	6.84	19/01/2012 09:27
SKRZYN.PKL.OS	mm/sec	RMS	.76	1.00	31.28	19/01/2012 09:27
<b>KOCIOŁ BL.4</b>						
<b>MLYN.4 BL.4</b>						
<b>SILNIK ML.4</b>						
LOZ.ZEW.SLN.POZ.	mm/sec	RMS	.669	.71	6.81	19/01/2012 09:27
LOZ.ZEW.SLN.PION	mm/sec	RMS	.59	.70	19.93	19/01/2012 09:27
LOZ.ZEW.SLN.OS	mm/sec	RMS	.67	.71	5.75	19/01/2012 09:28
LOZ.WEW.SLN.POZ.	mm/sec	RMS	1.03	.87	-15.90	19/01/2012 09:28
LOZ.WEW.SLN.PION	mm/sec	RMS	.90	.81	-10.62	19/01/2012 09:28
LOZ.WEW.SLN.OS	mm/sec	RMS	.69	.83	19.06	19/01/2012 09:28
<b>KOCIOŁ BL.4</b>						
<b>MLYN.4 BL.4</b>						
<b>PRZEKL.ML.4</b>						
SKRZYN.PKL.POZ.	mm/sec	RMS	.88	.79	-10.32	19/01/2012 09:29
SKRZYN.PKL.PION	mm/sec	RMS	1.04	.71	-31.50	19/01/2012 09:29
SKRZYN.PKL.OS	mm/sec	RMS	1.61	1.48	-8.16	19/01/2012 09:29

### 3. STAN ZAGADNIENIA

- Od ponad 20 lat autor analizował stan i stopień zużycia maszyn oraz stopień zaawansowania diagnostyki maszyn w krajowych elektrowniach, w szczególności w 4 elektrowniach o blokach 360 MW i 200 MW. W początkowym okresie obserwacji i analizy autor stwierdził dużą ilość awarii zespołów maszynowych napędzanych silnikami indukcyjnymi klatkowymi. Awarie te niosły za sobą duże straty w elektrowniach.
- W elektrowniach prowadzona była eksploatacja planowo zapobiegawcza uwarunkowana okresem eksploatacji maszyny, a określenie przyczyny awarii ustalano zazwyczaj w czasie przeglądu poawaryjnego [209].
- Ponad 20-letnia praktyka autora w diagnostyce eksploatacyjnej napędów elektrycznych pokazała, że większość uszkodzeń silników (ponad 80 %) była natury mechanicznej i wynikała z niewłaściwych warunków ich pracy (posadowienie, defekty maszyny napędzanej, niewspółosiowość wałów, sprzęgło, niewyważenie wirnika, łożyska). Często przyczyną wzrostu poziomu drgań silnika leżała po stronie maszyny napędzanej, np. wentylatora.
- Często zespołem maszynowym zajmowała się grupa elektryków i grupa mechaników między którymi dochodziło do konfliktów co do przyczyny złego stanu maszyny.
- W czasie badań eksploatowanych napędów elektrycznych w warunkach przemysłowych często pomijano maszynę napędzaną a diagnosta badający silnik wg autora powinien znać budowę i dynamikę całego zespołu łącznie z fundamentem i przyległymi rurociągami. Unika się dzięki temu takiej sytuacji, że usuwa się skutek złego stanu dynamicznego silnika, a nie jego przyczynę. Np. jeżeli wymienimy uszkodzone na skutek wysokiego poziomu drgań łożyska silnika, nie przeprowadzając rzetelnej diagnostyki całego zespołu maszyn i nie rozpoznając przyczyny wysokiego poziomu drgań łożysk (która może leżeć po stronie maszyny napędzanej) łożyska ulegną ponownemu uszkodzeniu. Z powyższych względów w niniejszej pracy autor będzie się zajmował zespołami maszyn jako jednym obiektem (silnik + maszyna napędzana + posadowienie + fundament + przyległe rurociągi).
- Organizacja diagnostyki maszyn w zakładach była niejednolita i zajmowało się nią zbyt wiele zespołów diagnostycznych. Przykładowo jeden zespół zajmował się diagnostyką monitorowania ciągłego, inny diagnostyką pomiarów okresowych, jeszcze inny pomiarami współosiowości wałów maszyn czy wyważaniem wirników. Powodowało to dezorganizację diagnostyki i uniemożliwiało skutecznemu, szybkiemu przepływowi informacji o stanie maszyn.

Statystyka awaryjności maszyn elektrycznych, w tym napędów z silnikami indukcyjnymi klatkowymi WN, w jednej z krajowych elektrowni przedstawia się następująco (tabela 3.1).

Tabela 3.1. Liczba awarii silników klatkowych WN w przykładowej krajowej elektrowni [209]

ROK	LICZBA AWARII OGÓŁEM	LICZBA AWARII MECHANICZNYCH	LICZBA AWARII ELEKTRYCZNYCH
1994	44	27	17
1995	37	25	12
1996	30	21	9
1997	37	23	14
1998	31	21	10
1999	33	20	13
2000	29	18	11
2001	23	16	7
2002	27	18	9
2003	27	19	8

Z przedstawionego w tabeli 3.1 zestawienia widać wyraźnie, że ogólna liczba awarii silników WN w miarę upływu czasu maleje, a liczba awarii elektrycznych jest zdecydowanie mniejsza od liczby awarii mechanicznych. Autor uważa że w większości krajowych zakładów przemysłowych jest podobnie [209].

W latach 1994 do 2002 przeprowadzono analizę przyczyn i skutków awarii 217 silników pracujących w napędach potrzeb własnych elektrowni zawodowych i elektrociepłowni, głównie w okręgu południowym w Polsce [51]. W tabeli 3.2 zaprezentowano zestawienie awarii silników ze szczególnym uwzględnieniem napędów pomp wody zasilającej, wentylatorów młynowych, wentylatorów ciągu i spalin oraz młynów węglowych.

Tabela 3.2. Zestawienie awarii silników z uwzględnieniem napędów 217 silników pracujących w napędach potrzeb własnych elektrowni zawodowych i elektrociepłowni [51]

ROK	LICZBA AWARII SILNIKÓW	W TYM W NAPĘDACH:			
		PZ	WM	WC,WS	MW
1994	16	4	7	1	1
1995	21	8	3	1	3
1996	23	6	6	4	0
1997	22	6	3	4	0
1998	25	7	6	3	1
1999	26	3	8	4	5
2000	20	4	9	0	3
2001	39	6	8	2	14
2002	25	7	2	6	3
Razem	217	51	52	25	30

PZ – pompy wody zasilającej, WM – wentylatory młynowe  
WC,WS – wentylatory ciągu, spalin, MW – młyny węglowe

M. Bernatt [12, 207] podaje liczbę awarii silników w jednej z elektrowni w latach 1974, 1998, 1999 (tabela 4.3). Autor pisze, że w okresie gospodarki scentralizowanej awaryjność eksploatowanych maszyn w tym również silników elektrycznych była bardzo wysoka. W latach 70-tych i 80-tych ubiegłego wieku do remontu w zakładach naprawczych przekazywano rocznie z samej tylko energetyki 600 silników WN. W ciągu ostatnich 15 lat wskaźnik awaryjności (stosunek ilości silników uszkodzonych w ciągu roku do ogólnej ilości silników zainstalowanych) zmniejszył się co najmniej kilkanaście razy.

Tabela 3.3. Ilość awarii silników WN w jednej z elektrowni [12]

ROK	1974	1998	1999
Ilość silników zainstalowanych	220	324	324
Ilość silników ulegających awarii	65	10	2

B. Drak w publikacji [51, 207] podaje statystykę uszkodzeń silników WN potrzeb własnych w krajowych elektrowniach i w elektrociepłowniach okręgu południowego w latach 1994-2002. Podaje również zestawienie awarii silników WN potrzeb własnych w latach 1999-2002 dla trzech elektrowni o takich samych mocach bloków (tabela 3.4).

Tabela 3.4. Procentowe ujęcie miejsc uszkodzeń silników WN w trzech elektrowniach [51]

MIEJSCE USZKODZEŃ SILNIKA	PROCENTOWY UDZIAŁ, [%]		
	ELEKTROWNIE		
	1	2	3
Stojan	80,8	95,8	86,6
Wirnik	0,0	0,0	6,7
Stojan + wirnik	19,2	4,2	6,7
<b>W tym w uszkodzonych stojanach</b>			
Uszkodzenie izolacji stojana	88,5	95,8	80,8
Deformacja czół uzwojenia stojana	38,5	20,8	26,7
Upalenie(zerwanie przewodów zasilających uzwojenie)	7,7	4,2	13,3
Uszkodzenie rdzenia stojana	11,5	0,0	0,0

W ostatnich latach zauważono zwiększenie awarii silników spowodowanych uszkodzeniem łożysk tocznych. Powoduje to równoczesne uszkodzenie wirnika i rdzenia stojana (rys. 3.2).



Rys. 3.1 Wytopienie powierzchni pierścienia wewnętrznego łożyska silnika



Rys. 3.2. Uszkodzenie wirnika silnika na skutek wytopienia powierzchni pierścienia wewnętrznego łożyska silnika



Rys. 3.3. Spalone łożysko silnika pompy wody chłodzącej



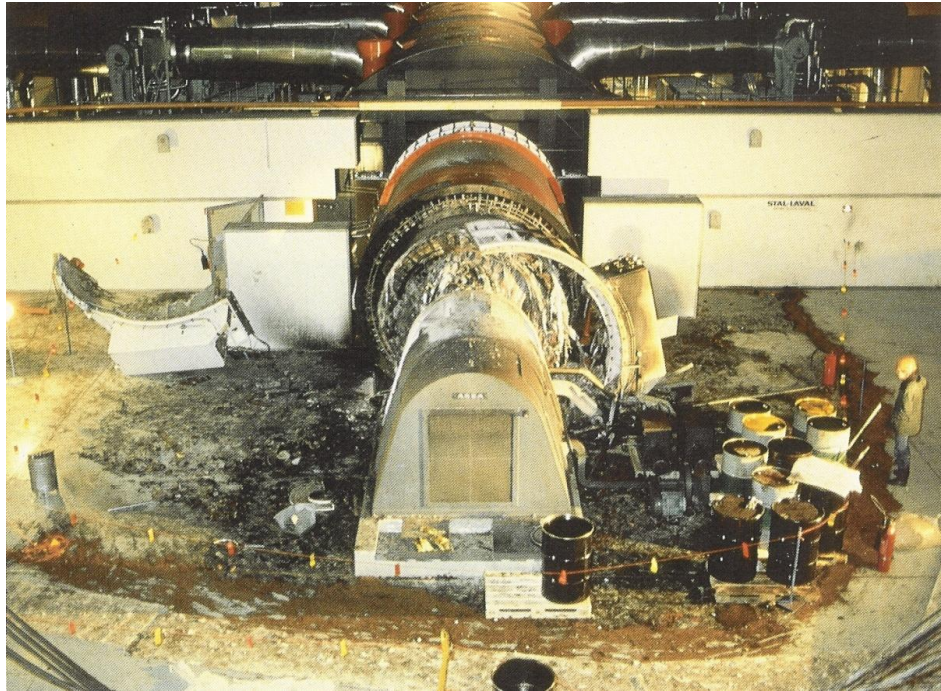
Rys. 3.4. Uszkodzone łożysko pompy cyrkulacyjnej na odsiarczaniu spalin



Rys. 3.5. Uszkodzone łożysko silnika wentylatora młynowego

Brak systemu zabezpieczeń i nadzoru krytycznych zespołów maszynowych w elektrowni może doprowadzić do bardzo poważnej, nieprzewidzianej awarii i ogromnych strat finansowych (rys. 3.1, 3.2, 3.3, 3.4, 3.5, 3.6).





Rys. 3.6. Awaria generatora w jednej z elektrowni

- **Analizując szczegółowo przyczyny awarii i nieoczekiwanych, nieplanowanych postojów napędów z silnikami indukcyjnymi klatkowymi WN, w oparciu o własne doświadczenia i obserwacje, autor ustalił następującą listę przyczyn:**
  - stan łożysk,
  - izolacja uzwojeń silników,
  - niewyważa, nieosiowość i luzy związane z ruchem wirnika,
  - niesymetria szczeliny pomiędzy stojanem a wirnikiem,
  - uzwojenie klatkowe wirnika,
  - stan fundamentów, konstrukcji wsporczych i mocowania.

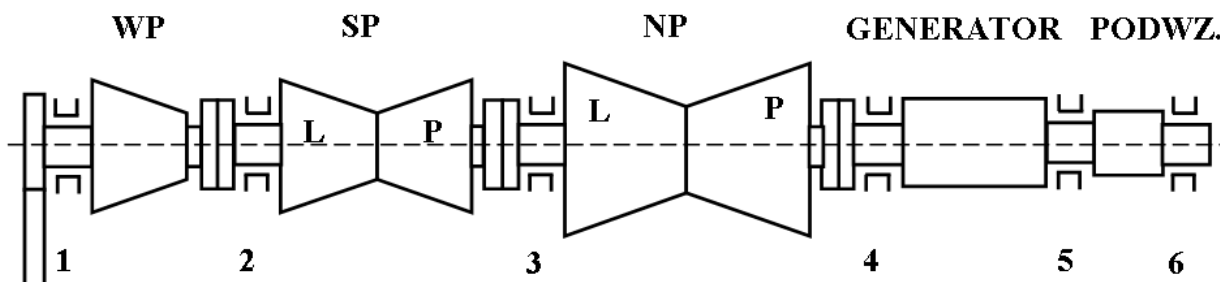
Listę podano w kolejności, od przyczyn najczęściej występujących do tych które występują najrzadziej. W ostatnich latach **stan fundamentów, konstrukcji wsporczych i mocowania relatywnie stają się przyczyną wyraźnie wzrastającą** [209].

- **Z analizy autora wynikało, że standardowe procedury diagnostyki (zalecenia norm krajowych i międzynarodowych, zalecenia producentów, dokumentacje techniczno-ruchowe maszyn, monitoring ogólnego poziomu drgań) nie wystarczą do wczesnego i bezpiecznego rozpoznawania i identyfikacji źródła uszkodzeń maszyn.**
- **Należy w zależności od rodzaju przyczyn uszkodzeń stosować różne metodyki badań.**
- **W związku z powyższym autor zaproponował i wdrożył przy wsparciu finansowym i technicznym Zarządu Elektrowni Opole nową technologię diagnozowania eksploatowanych maszyn.**

### 3.1. Problemy przy uruchamianiu pierwszego bloku Elektrowni OPOLE S.A. związane z nadmiernymi drganiami generatora

Przykładem stanu zagadnienia są np. trudności przy uruchamianiu pierwszego bloku w Elektrowni OPOLE. Problem nadmiernych drgań stojaka łożyskowego pojawił się w czasie rozruchu pierwszego turbozespołu nowo wybudowanej elektrowni. Generator synchroniczny 6THW – 360, produkcji ABB Dolmel, napędzany jest turbiną parową 18K360, produkcji ABB – Zamech. Jest to jednowałowa, trójkadłubowa turbina kondensacyjna reakcyjna. Wirniki turbiny podparte są na trzech łożyskach ślizgowych nośnych oraz jednym łożysku oporowo – nośnym. Łożysko oporowo – nośne zabudowane jest w stojaku środkowym między kadłubami turbiny wysokoprężnej WP i turbiny średnioprężnej SP i stanowi punkt stały turbiny. Łożyska ślizgowe generatora są umiejscowione w tarczach łożyskowych, które wykonane są z grubych stalowych płyt wzmocnionych promieniowymi żebrami usztywniającymi. Stanowią one zamknięcie kadłuba generatora.

Końcówka wału wirnika z pierścieniami ślizgowymi (układ wzbudzenia), podparta jest dodatkowym szóstym stojakiem łożyskowym, poza którym znajduje się jeszcze wzbudnica pomocnicza ze stałymi magnesami. Jest to pomocnicze źródło napięcia turbogeneratora. Masa oraz sztywność stojaka łożyska szóstego jest mała w porównaniu z masami i sztywnościami podpór innych łożysk turbozespołu. Od początku pracy turbozespołu stojak w/w łożyska nastroczał znacznych problemów, a nawet uniemożliwiał rozruch bloku. Powodem tych problemów był stan dynamiczny stojaka łożyska 6, na którym wartość skuteczna prędkości drgań sięgała 25 mm/s.



Rys. 3.7. Schemat turbozespołu (WP- część wysokoprężna, SP- część średnioprężna, NP- część niskoprężna, L- strona lewa, P- strona prawa)



Rys. 3.8. Generator z zaznaczonym stojakiem łożyskowym 6

#### ■ Pomiary i analiza drgań

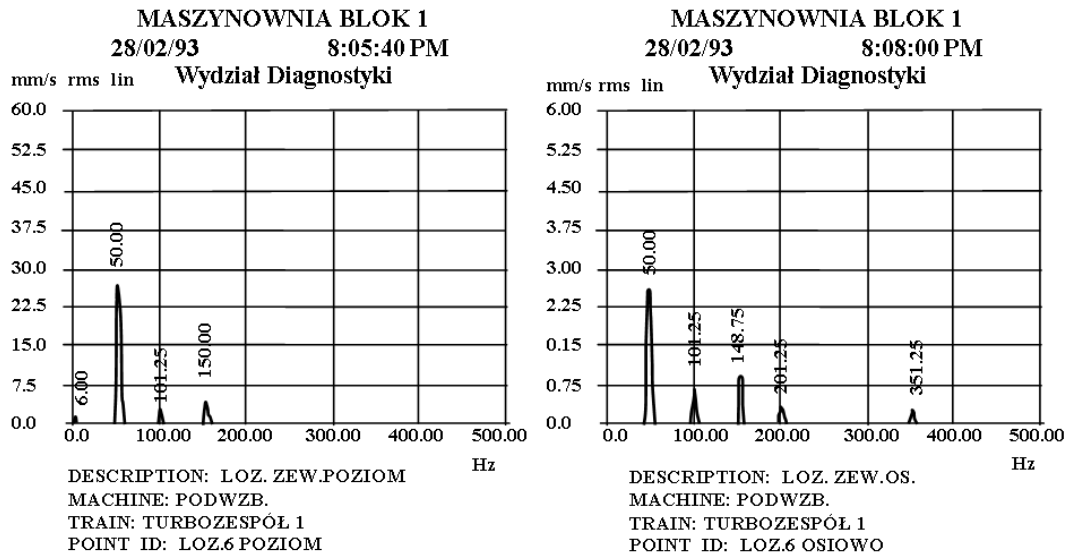
Zły stan dynamiczny turbozespołu objawiał się przede wszystkim w postaci zwiększonych wartości drgań układu wirnik – łożyska.

Zjawiska te mogą być wywołane różnymi przyczynami, których wykrycie wymaga niekiedy długotrwałych pomiarów, obserwacji i prób. W takich przypadkach najczęściej oprócz pomiarów drgań elementów turbozespołu wykonuje się również pomiary tych parametrów procesowych maszyny, które mogą mieć pośredni lub bezpośredni wpływ na jej stan dynamiczny. Wykrycie współzależności między zmianą jakiegoś parametru, a mierzonymi drganiami prowadzi bardzo często do ustalenia przyczyn niedopuszczalnego stanu dynamicznego maszyny.

Autor zaproponował program badań turbozespołu wg poniższego opisu. Wyniki badań i czynności korekcyjne pozwoliły na uruchomienie turbozespołu.

W czasie rozruchu turbozespołu zarejestrowano znaczny poziom drgań stojaka łożyska szóstego w kierunku poziomym. Poziom drgań w pozostałych kierunkach (pionowym i osiowym) był niski i wynosił ok. 1,7 mm/s rms. Stan dynamiczny pozostałych węzłów łożyskowych turbozespołu był dobry.

Analiza widmowa drgań wykazywała, że dominujący wpływ na drgania stojaka ma składowa o częstotliwości obrotów turbozespołu (50 Hz).

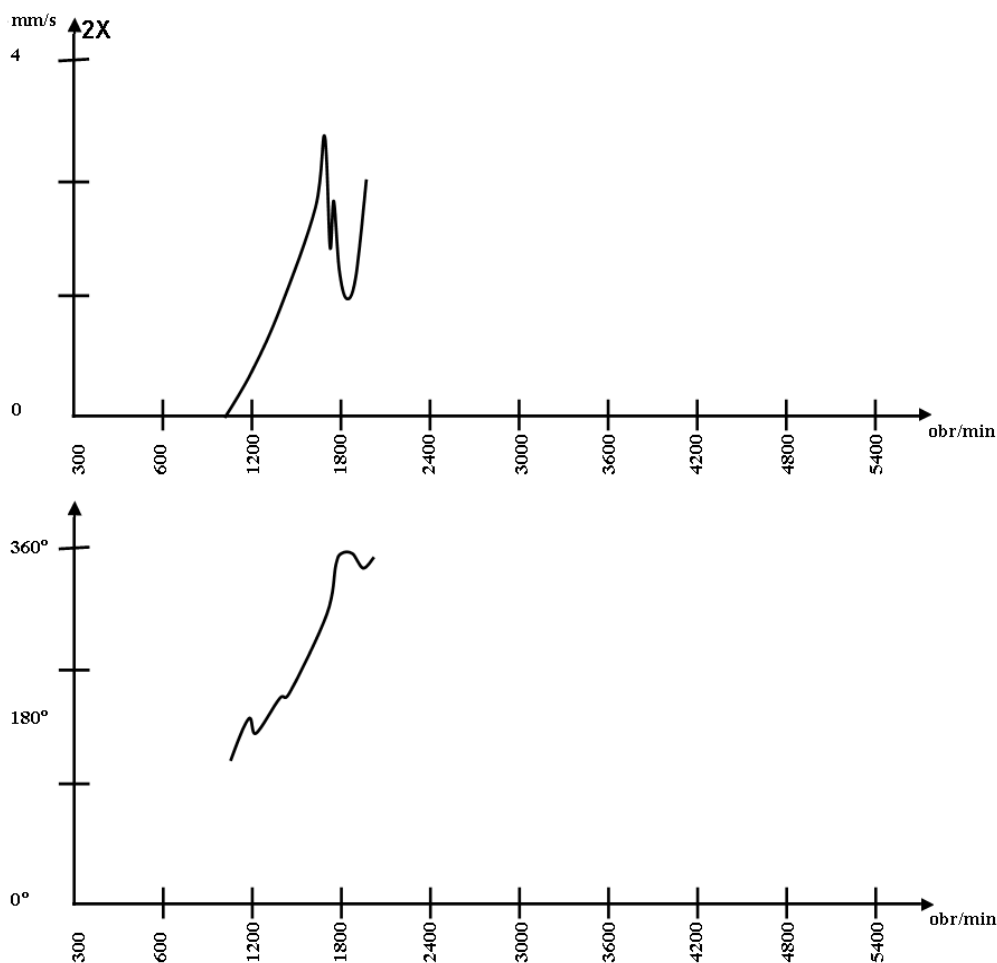


Rys. 3.9. Widma drgań stojaka łożyska nr 6 w kierunku poziomym i osiowym

Ustalono, że turbozespół został poprawnie wyosiowany i zdecydowano się na doważenie wirnika na tarczy, fabrycznie do tego celu przeznaczonej, umieszczonej w końcowej części wału. Na tarczy w określonym przez pomiary miejscu, zainstalowano odważnik o masie 300 g. Pozwoliło to ograniczyć poziom drgań stojaka do ok. 2 mm/s, ale po synchronizacji generatora drgania ponownie wzrosły do ok. 15 mm/s. Zaobserwowano także zmianę poziomu drgań stojaka w zależności od wartości mocy biernej. Operacja doważenia umożliwiła rozruch turbozespołu, a zmieniający się stan dynamiczny stojaka wskazywał, iż należy wykonać szereg dalszych pomiarów, aby znaleźć przyczynę tych zmian.

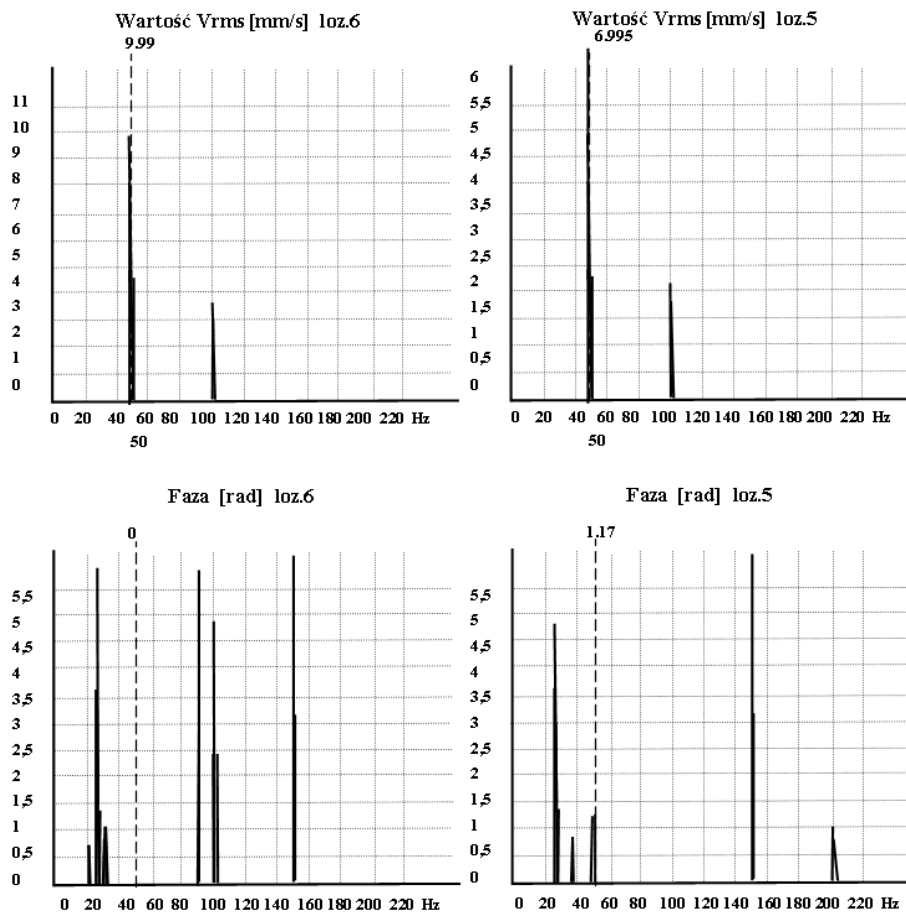
Kolejnym etapem pomiarów było zdjęcie charakterystyki wybiegowej drgań turbozespołu. Podczas wybiegu turbozespołu zaobserwowano wzrost drgań i zmianę fazy drugiej harmonicznej stojaka łożyska szóstego w połowie obrotów znamionowych turbozespołu (25Hz, rys. 3.10). Częstotliwość rezonansowa stojaka była więc blisko częstotliwości obrotowej wirnika turbozespołu, co powodowało znaczne wzmocnienie drgań łożyska szóstego w okolicy prędkości znamionowej wału.

Niezależnie od powyższego przeprowadzono pomiary współfazowości drgań stojaka w kierunku poziomym i pionowym (przetworniki drgań ustawione promieniowo prostopadłe do siebie). Okazało się, że drgania łożyska szóstego w kierunku poziomym są w fazie z drganiami w kierunku pionowym, inaczej niż np. na łożysku piątym, gdzie drgania są przesunięte względem siebie o ok.  $90^{\circ}$ . Świadczy to o konstrukcyjnym podłożu drgań stojaka [62].

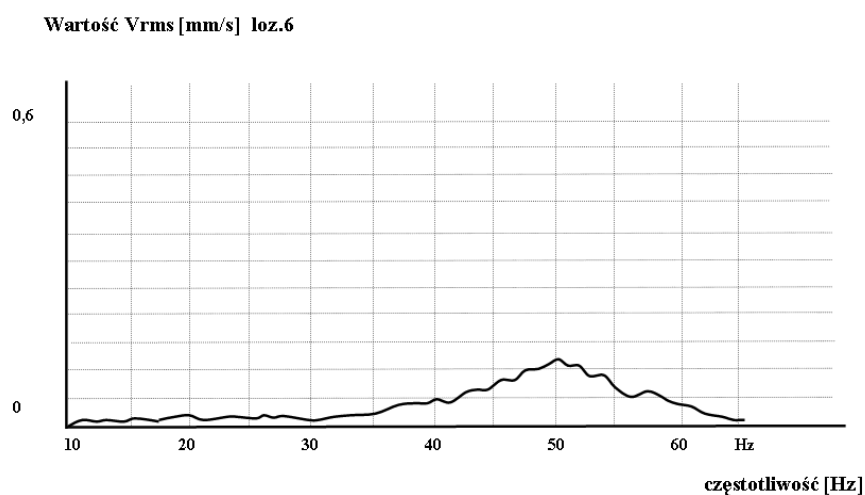


Rys. 3.10. Krzywa wybiegowa składowej 2x dla czujnika drgań bezwzględnych w kierunku poziomym stojaka łożyska nr 6 (u góry – druga harmoniczna, poniżej – faza)

Aby mieć całkowitą pewność, że stojak pracuje w strefie rezonansu, zdecydowano się na pobudzenie do drgań stojaka wzbudnikiem (przy wyłączonej obrabiarce) w zakresie częstotliwości od 15Hz do 60Hz o sile 10N i pomiar odpowiedzi układu. Pomimo małej siły wzbudzenia stojak dawał odpowiedź w postaci zwiększonych drgań w okolicy 50Hz (rys. 3.12.). Autor podjął działania mające na celu odstrojenie konstrukcji stojaka od jego częstotliwości rezonansowej.



Rys. 3.11. Widma wzajemne drgań, z którego można odczytać współfazowość drgań stojaka w różnych kierunkach dla stojaka szóstego (z lewej) i dla stojaka piątego (z prawej)



Rys. 3.12. Odpowiedź stojaka na pobudzenie wzbudnikiem drgań w postaci drgań w kierunku poziomym

## ■ Rozwiązanie

Aby odstroić konstrukcję stojaka łożyskowego od częstotliwości obrotowej wirnika należało zmienić jego masę lub sztywność (4.1).

$$\omega_0 = \sqrt{k/m} \quad (3.1)$$

gdzie  $\omega_0$  - częstość własna

Ze względu na ograniczoną możliwość zmiany sztywności zdecydowano się na zainstalowanie dodatkowej masy na stojaku łożyskowym. Przedsięwzięcie to miało obniżyć poziom drgań stojaka łożyskowego nr 6 do poziomu bezpiecznego dla eksploatacji, do czasu najbliższego planowanego remontu.

Eksperymentalnie dobrano wartość masy. W Hucie „Małapanew” w Ozimku odlano cztery prostopadłościąny o łącznej masie 1,2 tony, które ustawiono na płycie posadowczej stojaka (rys. 3.13.). Zarejestrowano spadek maksymalnego poziomu drgań do ok. 4,0 mm/s.



Rys. 3.13. Płyta posadowcza stojaka łożyska wraz z umieszczonymi na niej masami.

W czasie kampanii remontowej zwiększono sztywność omawianego stojaka poprzez wzmocnienie konstrukcji i wymianę szpilek mocujących na szpilki o większej średnicy (rys. 3.14).



Rys. 3.14. Zwiększenie sztywności stojaka łożyska poprzez wzmocnienie jego konstrukcji

Po uruchomieniu turbozespołu rejestrowany poziom drgań kozła łożyskowego nr 6 nie przekraczał 3,7 mm/s RMS. **Dzięki rozpoznaniu przyczyn drgań łożyska** ustrzeżono się przed tego typu błędami przy montażu następných turbozespołów.

## 4. ROZWIĄZANIE ZAGADNIENIA

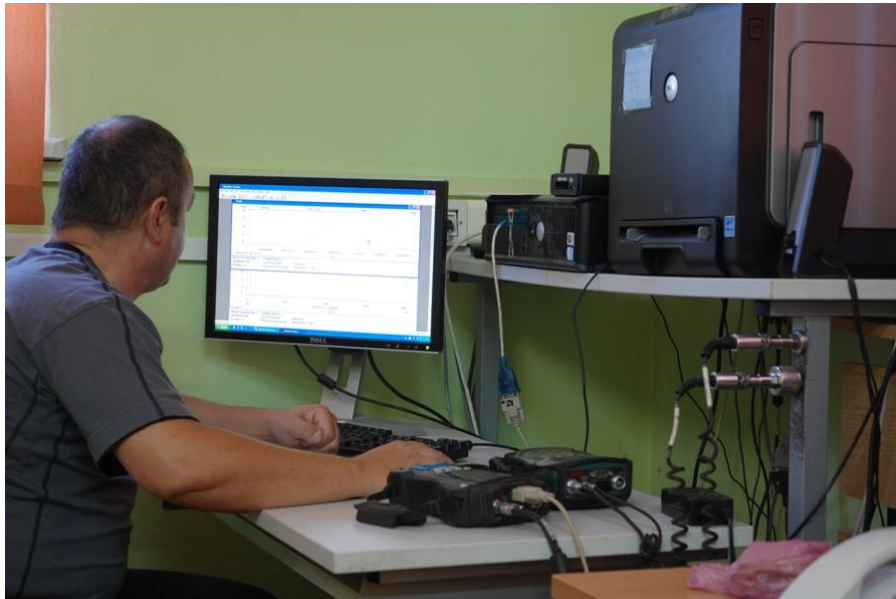
### 4.1. *Laboratorium diagnostyki eksploatacyjnej maszyn w Elektrowni OPOLE*

Krytyczna ocena sposobu eksploatacji i stanu diagnostyki w krajowych elektrowniach zainspirowała autora do konieczności podjęcia badań nad powyższymi zagadnieniami. Autor zorganizował Laboratorium Diagnostyki Eksploatacyjnej Maszyn. Miało to miejsce już na początku funkcjonowania Elektrowni OPOLE. W zamierzeniach autora, Laboratorium miało mieć możliwość prowadzenia badań diagnostycznych, w szczególności miało umożliwić wykonanie tzw. czynnych eksperymentów diagnostycznych.

Laboratorium Diagnostyki Maszyn zostało wyposażone w następującą aparaturę i stanowiska:



- stanowisko komputerowe do oceny stanu dynamicznego maszyn w czasie eksploatacji na podstawie pomiarów okresowych i analizy drgań lub śledzenia i analizy danych pomiarowych z systemu monitorowania ciągłego,



Rys.4.1. Stanowisko komputerowe do oceny stanu dynamicznego maszyn. Na zdjęciu widoczne są dwa zbieracze danych

- podręczny miernik poziomu drgań umożliwiający pomiar wg norm ISO,
- lampa stroboskopowa do oględzin elementów wirujących maszyn,
- stetoskop elektroniczny do osłuchiwania łożysk i innych elementów maszyn,
- analizator drgań umożliwiający analizę drgań obiektu wg norm ISO oraz wyważanie wirników maszyn,
- zbieracz danych wraz z oprogramowaniem umożliwiający gromadzenie okresowych danych pomiarowych z uprzednio utworzonych tras pomiarowych. Wskazane jest, aby oprogramowanie zbieracza danych było częścią oprogramowania do monitorowania ciągłego (uzupełnieniem),
- miernik poziomu dźwięku z filtrem oktawowym,
- laserowy przyrząd do sprawdzania współosiowości wałów maszyn



Rys.4.2. Początkowy etap organizowania Laboratorium Diagnostyki Maszyn

### Zadania Laboratorium Diagnostyki Maszyn

- Prowadzenie działalności badawczej w zakresie diagnostyki zespołów maszynowych w Elektrowni OPOLE,
- Prowadzenie czynnych eksperymentów diagnostycznych obejmujących przypadki typowe i nietypowe dla zespołów maszynowych Elektrowni,
- Ocena stanu dynamicznego maszyn w czasie eksploatacji na podstawie śledzenia i analizy danych systemu monitorowania ciągłego lub pomiarów okresowych,
- Prognozowanie trendu zmian stanu dynamicznego maszyn na podstawie powyższej oceny,
- Gromadzenie bazy danych o maszynach,
- Ostrzeganie o możliwej awarii maszyn i wskazywanie ich części, które ewentualnie należy przewidzieć do wymiany,
- W przypadku pogorszenia stanu dynamicznego maszyny wskazywanie przyczyny tego pogorszenia,
- Wydawanie zaleceń eksploatacyjnych i remontowych wynikających z oceny stanu dynamicznego maszyn i innych urządzeń,
- Ocena stanu dynamicznego maszyn przed remontem i po remoncie - kontrola efektywności remontu,
- W przypadku nagłej awarii ustalanie jej przyczyny,
- Bieżąca korekcja stanu dynamicznego maszyn poprzez np. doważanie wirników w łożyskach własnych czy ustawiania wałów maszyn przy pomocy lasera, z uwzględnieniem odchyłek cieplnych w trakcie eksploatacji.

W przyszłości Laboratorium Diagnostyki Eksploatacyjnej Maszyn **powinno spełniać wymagania Polskiej Normy PN-EN ISO/IEC 17025 „Ogólne Wymagania Dotyczące Kompetencji Laboratoriów Badawczych i Wzorcujących” i uzyskać odpowiednie akredytacje.** Umożliwi to działania ww. laboratoriów zgodne z systemem zarządzania jakością (ISO 9001).

#### ■ Model szkoleniowo - badawczy zespołu maszynowego

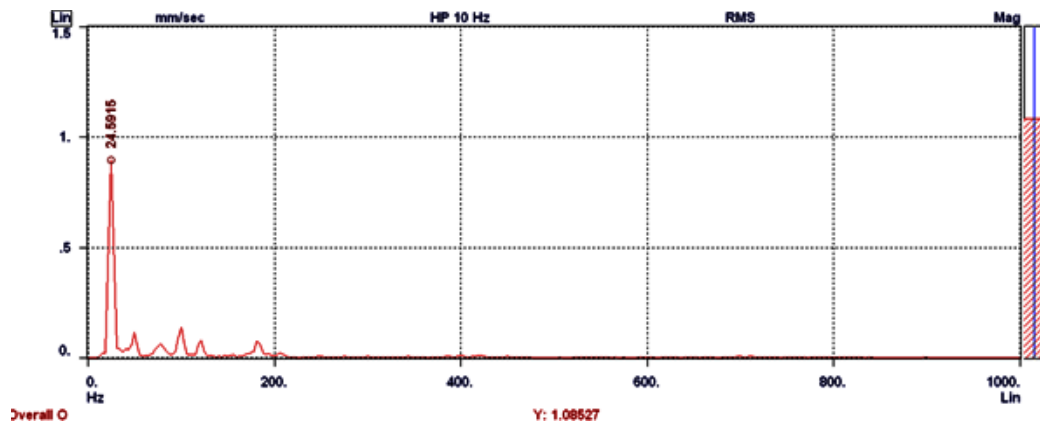
W celach szkoleniowo-badawczych autor zaprojektował i wdrożył model zespołu maszynowego umożliwiający symulację:

- niewyważenie i korektę niewyważenia,
- nieosiowość i korektę nieosiowości,
- uszkodzenie łożyska tocznego,
- luz łożyskowy,
- uszkodzenie klatki wirnika,
- niesymetrie szczeliny powietrznej w silniku,
- złe posadowienie maszyn,
- złe mocowanie maszyn,
- uszkodzenie sprzęgła,
- pęknięcie wału,
- przycieranie wirnika



Rys. 4.3. Model szkoleniowo – badawczy zespołu maszynowego

Zarejestrowane widmo drgań obudowy łożyska modelu z wirnikiem wyważonym i ustawioną współosiowością wałów przedstawiono na rys. 4.4. Pomiary przeprowadzono przy prędkości obrotowej wirnika 1500 obr/min.

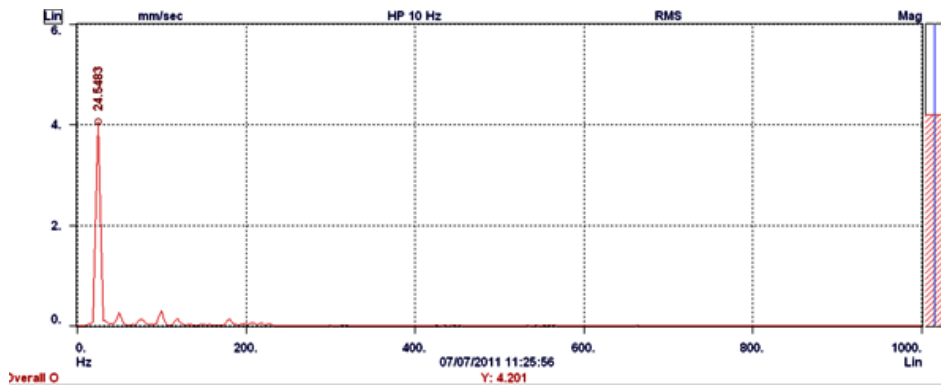


Rys. 4.4. Widmo drgań obudowy łożyska modelu. Wirnik wyważony i wyosiowany

Symulację niewyważenia wirnika autor realizował przykręcając na wirniku modelu masę w postaci śruby (rys. 4.5).

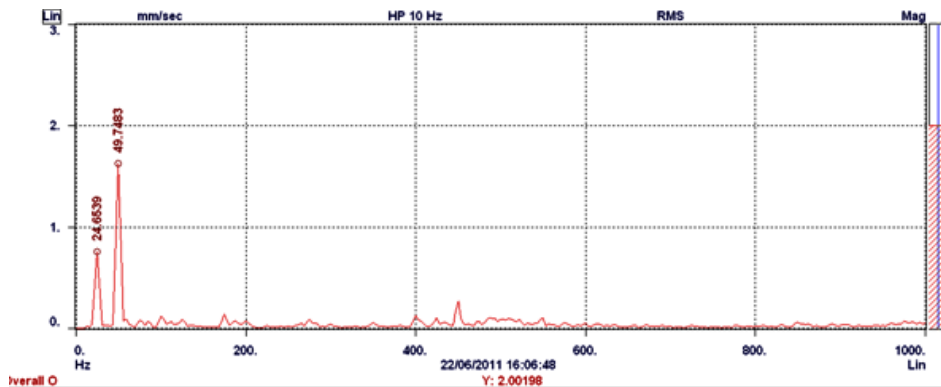


Rys. 4.5. Symulacja niewyważenia wirnika



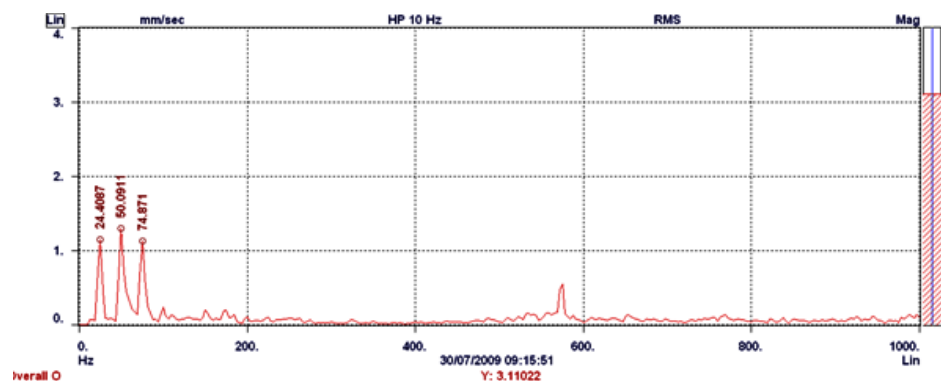
Rys. 4.6. Widmo drgań obudowy łożyska modelu. Symulacja niewyważenia wirnika

Niewielka pionowa korekcja położenia silnika spowodowała pojawienie się drugiej składowej harmonicznej w widmie drgań obudowy łożyska modelu. Pomiar zarejestrowano w kierunku osiowym obudowy łożyska (rys. 4.7)



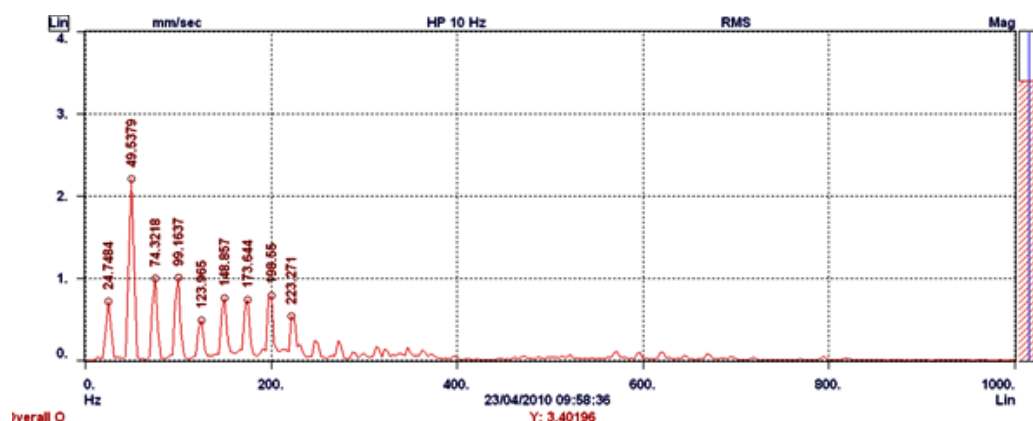
Rys. 4.7. Widmo drgań obudowy łożyska modelu. Symulacja niewspółosiowości wałów

Poluzowanie łożyska modelu powodowały pojawienie się w widmie drugiej i trzeciej harmonicznej (rys.4.8).



Rys. 4.8. Widmo drgań obudowy łożyska modelu. Symulacja luzu łożyskowego

Usztywnienie sprzęgła generowało w widmie drgań szereg harmonicznych (rys. 4.9)



Rys. 4.9. Widmo drgań obudowy łożyska modelu. Symulacja sztywnego sprzęgła

Symulacje na modelu miały ograniczony wymiar i sprowadzały się do symulacji prostych defektów maszyny. Uszkodzenia bardziej złożone skutkowały niszczeniem modelu.

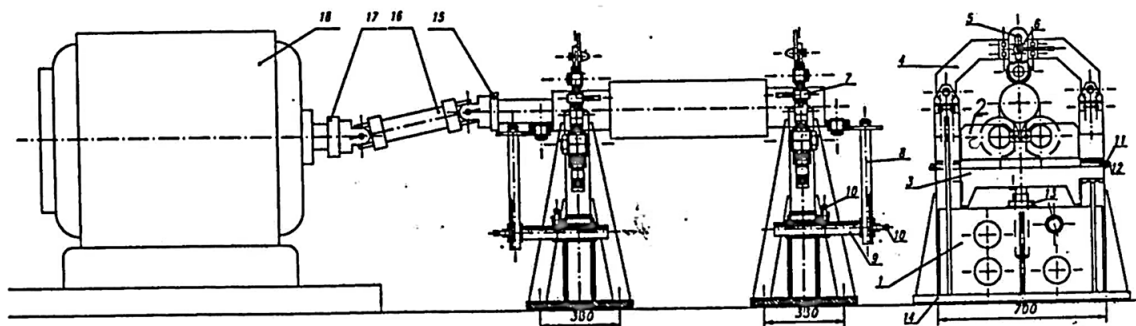
Doświadczenia w wykrywania uszkodzeń zespołów maszynowych autor nabył w czasie eksperymentowania na modelu oraz w czasie wieloletniej praktyki diagnozowania maszyn w Elektrowni. Doświadczeniami tymi autor podzielił się w dalszej części tej pracy przedstawiając konkretne przykłady rozwiązywanych problemów eksploatacji maszyn przy użyciu narzędzi diagnostycznych.

#### ■ Quasi-stacjonarna rezonansowa wyważarka wolnoobrotowa wirników

Analizując liczbę awarii w krajowej energetyce spowodowanej stanem niewyważenia wirnika zespołów maszynowych można stwierdzić, że jest to jedna z podstawowych przyczyn złego stanu dynamicznego maszyn.

Autor opracował i wdrożył projekt wyważarki, umożliwiającej wyważanie wirników maszyn wirnikowych o średnicy do 2m i masie do 5 T. Wyważarka jest instalowana tylko na czas wyważania na płycie posadowczej Stacji Prób i Pomiarów. Oprzyrządowanie pomiarowe podaje na podstawie pomiarów bardzo dokładne wartości mas korekcyjnych oraz kąta mocowania tych mas na wyważanym wirniku.

Skonstruowana wyważarka jest wolnoobrotową wyważarką z podporami gumowymi. Na rys.4.10 przedstawiono rysunek złożeniowy wyważarki z podporami gumowymi. Wyważany wirnik spoczywający na łożyskowanych rolkach umieszczonych na stojakach jest połączony sprzęgłem Cardana z silnikiem elektrycznym. Na rysunku widać również konstrukcję stojaka wyważarki i sposób ustawienia wyważanego wirnika, który osadza się w trzech łożyskowanych rolkach.



Rys.1 Wyważarka wolnoobrotowa

- |                |                                |                            |
|----------------|--------------------------------|----------------------------|
| 1. Stojak      | 7. Czop górny                  | 13. Nakrętka podnosząca    |
| 2. Belka       | 8. Wałek I                     | 14. Śruba do rowka teowego |
| 3. Wspornik    | 9. Wałek II                    | 15. Tarcza                 |
| 4. Belka górna | 10. Docisk M16                 | 16. Wai Cardana            |
| 5. Suwak       | 11. Zespół podkładek klinowych | 17. Uchwyt mocujący        |
| 6. Docisk      | 12. Śruba regulacyjna          | 18. Silnik                 |

Rys. 4.10. Rysunek złożeniowy wyważarki

Między podstawą rolek, a górną belką stojaka znajdują się podkładki gumowe, które stanowią sprężyste podparcie wyważanego wirnika. Dzięki podparciu na gumach możemy obniżyć prędkość obrotową wyważania do kilkuset obr/min, co czyni proces wyważania bezpiecznym. Również możliwe jest wyważanie przy prędkości wyważania 3000 obr/min. Poziomy drgań podstawy łożysk jest zależny od wielkości niewyważenia. Z obu stron podstaw rolek zamocowano kątowniki zaopatrzone w śruby. Dokręcając je do płytek oporowych unieruchamia się podstawę względem stojaka. Dolne śruby regulacyjne stojaków służą do poziomo-owania stojaka i zmiany jego wysokości. Zastosowana jest tu także blokada przesuwu poosiowego wirnika.

Do zamocowania i posadowienia wyważarki stosuje się płytę posadowczą Stacji Prób i Pomiarów z nafrezowanymi rowkami w kształcie odwróconego „T”, co doskonale umożliwia skuteczne mocowanie.

Do napędu wyważarki można zastosować silnik indukcyjny zasilany z przetwornicy częstotliwości lub silnik prądu stałego umożliwiające regulację obrotów wyważania.

Posiadanie stacjonarnej wyważarki i przenośnego sprzętu do wyważania pozwoliło sukcesywnie wyważyć wirniki wszystkich maszyn:

- w łożyskach własnych, w miejscu eksploatacji, bez demontażu maszyny, jeżeli był dostęp do wirnika (w przeważającej większości wentylatory),
- stacjonarnie w Stacji Prób i Pomiarów na zaprojektowanej wyważarce, jeżeli nie było dostępu do wirnika (w przeważającej większości silniki i pompy).



Rys. 4.11. Wyważanie wirnika pompy na quasi-stacjonarnej wyważarce

#### ■ Program do wizualizacji drgań ANIMAT

Autor wraz z zespołem opracowali program do wizualizacji drgań ANIMAT, który umożliwi wizualizację drgań maszyn i innych urządzeń w układzie przestrzennym. Uwidocznione są w nim fazy i wielkości opisowych drgań obiektu w trzech prostopadłych do siebie kierunkach. Program ułatwia w dużym stopniu diagnostykę obiektów np. maszyn wirnikowych, fundamentów, stropów, rurociągów itp.. Możliwy jest wybór wielkości opisującej drgania: prędkości skutecznej drgań  $V_{rms}$  [mm/s], przyspieszenia skutecznego drgań  $a_{rms}$  [ $m/s^2$ ], oraz amplitudy przemieszczenia  $D_{peak}$  [ $\mu m$ ].

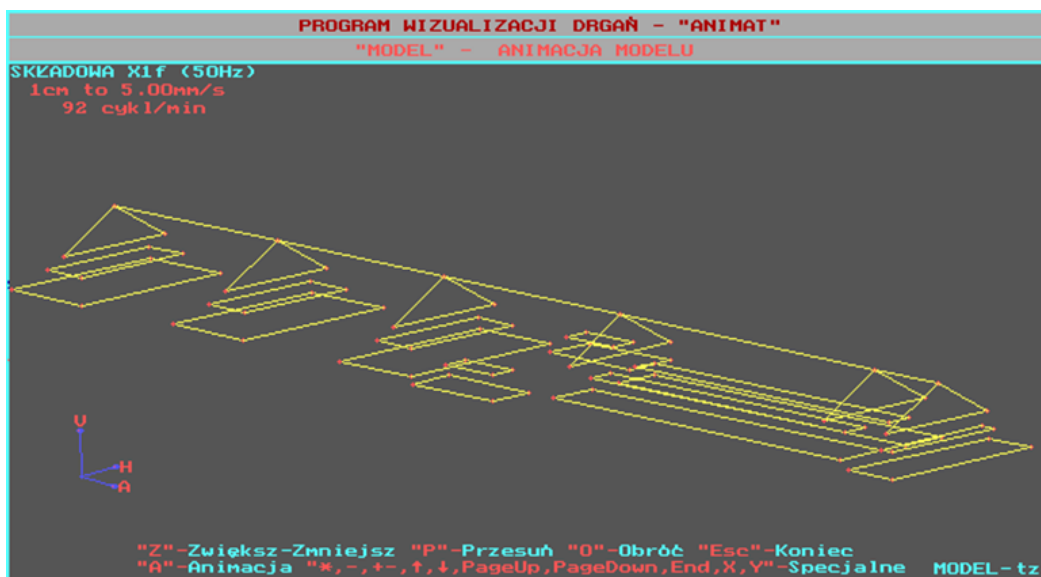


Rys. 4.12. Ekran monitora z uruchomionym programem ANIMAT

Program zawiera prosty edytor rysunku umożliwiający narysowanie modelu mierzonego obiektu i wprowadzenie danych wejściowych (nazwy, ilości punktów



pomiarowych oraz wymiarów obiektów. Rysunek modelu jest zapisany w pamięci komputera. W trakcie animacji dany model można przemieszczać na ekranie monitora, powiększać i pomniejszać oraz obracać w trzech kierunkach względem geometrycznego środka symetrii modelu.



Rys. 4.13. Ekran monitora z animacją zespołu

Program umożliwia również przedstawienie pomierzonych i obliczonych wartości drgań w postaci tabeli na ekranie komputera lub wydruku gotowych raportów oraz wydruk obiektu w dowolnej fazie animacji.

PROGRAM WIZUALIZACJI DRGAŃ - "ANIMAT"					
POMIARZONE WARTOŚCI DRGAŃ I ICH KĄTÓW FAZOWYCH -"RAPORT"					
ZESPÓŁ: t91		LICZBA PUNKTÓW POMIAROWYCH: 50 SKŁADOWA X1f=50Hz 21.01.1997r.			
URMSpz1 = 2.360 mm/s	βpz1 = 21°	URMSpz8 = 1.370 mm/s	βpz8 = 17°		
URMSpn1 = 1.040 mm/s	βpn1 = 311°	URMSpn8 = 0.800 mm/s	βpn8 = 291°		
URMSos1 = 0.720 mm/s	βos1 = 233°	URMSos8 = 0.710 mm/s	βos8 = 310°		
URMSpz2 = 0.700 mm/s	βpz2 = 71°	URMSpz9 = 0.890 mm/s	βpz9 = 155°		
URMSpn2 = 0.990 mm/s	βpn2 = 83°	URMSpn9 = 1.460 mm/s	βpn9 = 122°		
URMSos2 = 0.250 mm/s	βos2 = 340°	URMSos9 = 1.100 mm/s	βos9 = 120°		
URMSpz3 = 1.300 mm/s	βpz3 = 57°	URMSpz10 = 0.890 mm/s	βpz10 = 155°		
URMSpn3 = 2.550 mm/s	βpn3 = 78°	URMSpn10 = 1.460 mm/s	βpn10 = 122°		
URMSos3 = 1.910 mm/s	βos3 = 119°	URMSos10 = 1.100 mm/s	βos10 = 120°		
URMSpz4 = 1.200 mm/s	βpz4 = 351°	URMSpz11 = 0.800 mm/s	βpz11 = 8°		
URMSpn4 = 0.510 mm/s	βpn4 = 75°	URMSpn11 = 2.460 mm/s	βpn11 = 101°		
URMSos4 = 0.314 mm/s	βos4 = 168°	URMSos11 = 2.350 mm/s	βos11 = 150°		
URMSpz5 = 1.630 mm/s	βpz5 = 335°	URMSpz12 = 0.800 mm/s	βpz12 = 8°		
URMSpn5 = 2.360 mm/s	βpn5 = 298°	URMSpn12 = 2.640 mm/s	βpn12 = 101°		
URMSos5 = 0.100 mm/s	βos5 = 267°	URMSos12 = 2.350 mm/s	βos12 = 150°		
URMSpz6 = 1.900 mm/s	βpz6 = 345°	URMSpz13 = 0.750 mm/s	βpz13 = 343°		
URMSpn6 = 0.210 mm/s	βpn6 = 149°	URMSpn13 = 0.520 mm/s	βpn13 = 132°		
URMSos6 = 0.700 mm/s	βos6 = 55°	URMSos13 = 0.680 mm/s	βos13 = 162°		
URMSpz7 = 1.370 mm/s	βpz7 = 17°	URMSpz14 = 0.750 mm/s	βpz14 = 343°		
URMSpn7 = 0.800 mm/s	βpn7 = 291°	URMSpn14 = 0.520 mm/s	βpn14 = 132°		
URMSos7 = 0.710 mm/s	βos7 = 310°	URMSos14 = 0.680 mm/s	βos14 = 162°		

Rys. 4.14. Ekran monitora z tabelą pomierzonych i obliczonych wartości drgań

Przedstawiony powyżej program okazał się bardzo pomocnym w skomplikowanych diagnostycznie przypadkach rozpoznawania uszkodzeń zespołów maszyny

nowych i innych obiektów takich jak rurociągi, stropy, fundamenty itp. Wizualizacja drgań pozwala zobaczyć drgania, które są odkształceniem maszyny w czasie jednego cyklu np. w czasie jednego obrotu.

### ■ Instrukcja Oceny Stanu Dynamicznego Maszyn i Innych Urządzeń w Elektrowni OPOLE

W trakcie prac badawczych prowadzonych w Laboratorium Diagnostyki Eksploatacyjnej Maszyn Elektrowni OPOLE autor opracował i wdrożył Instrukcję Oceny Stanu Dynamicznego Maszyn i Innych Urządzeń.

Instrukcja przeznaczona jest dla personelu oceniającego stan dynamiczny maszyn wirnikowych oraz innych urządzeń na podstawie pomiarów i analizy drgań. Przedmiotem instrukcji jest określenie zakresu, warunków pomiarów oraz kryteriów oceny stanu dynamicznego maszyn.

Instrukcja obejmuje swym zakresem wszystkie prace związane z wykonywaniem pomiarów i analizy drgań oraz oceną stanu dynamicznego maszyn wirnikowych oraz innych urządzeń będących własnością PGE Elektrowni OPOLE S.A.

## 5. NOWA TECHNOLOGIA DIAGNOZOWANIA ORAZ NOWA ORGANIZACJA DIAGNOSTYKI W PRZEDSIĘBIORSTWIE ENERGETYCZNYM

### 5.1. *Uwarunkowania prawidłowej eksploatacji maszyn w przemyśle*

**Aby zmniejszyć awaryjność zespołów maszynowych w elektrowni autor na podstawie wieloletniego doświadczenia ustalił warunki konieczne jakie należy bezwzględnie przestrzegać do zapewnienia należytego utrzymania ruchu zespołów maszynowych.** Są to [88, 92, 93, 96, 98, 104, 129, 152, 155, 156, 157, 158, 167, 170, 177, 178, 179, 180, 185, 186, 187, 188, 189, 190, 200, 201, 202, 203, 204, 205, 206, 209]:

- **Udział zespołu diagnostycznego w odbiorach nowych maszyn;**
- **Silniki bezwzględnie przed oddaniem do eksploatacji należy sprawdzić w Stacji Prób i Pomiarów z właściwym wyposażeniem badawczym (fundament do badań) tak pod względem elektrycznym jak i dynamicznym oraz termicznym;**
- **Prawidłowy dobór silnika do wymagań napędzanego urządzenia oraz możliwości zasilania;**
- **Prawidłowy dobór łożysk w napędzie i maszynie napędzanej;**
- **Prawidłowy dobór sprzęgła;**

- Właściwie zaprojektowany i wykonany fundament i konstrukcja wsporcza z elementami do mocowania silnika i maszyny napędzanej, dbałość o ich stan techniczny;
- Silnik i maszyny napędzane prawidłowo ustawione na fundamencie i konstrukcji wsporczej;
- Wszystkie maszyny ustawiane z uwzględnieniem poprawek cieplnych;
- Wszystkie wirniki wyważone z uwzględnieniem niewyważenia cieplnego;
- Prawidłowe wyważenie wirnika zespołu: silnik + sprzęgło + maszyna napędzana;
- Stosowanie właściwej techniki smarowania łożysk w zespole maszyn;
- Dbłość o dobry stan izolacji uzwojenia silnika;
- Stosowanie pomiaru temperatury tam, gdzie jest to konieczne;
- Przestrzeganie zasad montażu i demontażu łożysk – podgrzewanie indukcyjne;
- Przeprowadzanie remontów tylko wtedy; gdy stan techniczny maszyny wskazuje na jego konieczność. Nie powinno się ingerować w sprawnie działającą maszynę. Zalecana jest strategia utrzymania maszyn polegająca na eksploatacji zależnej od ich stanu technicznego.

Powyższe uwarunkowania mają jednakową wagę.

## **5.2. Jednolity system nadzoru maszyn w PGE Elektrowni OPOLE S.A.**

Aby ujednoczyć i usprawnić szybki przepływ informacji o stanie maszyn autor zaproponował jednolity system diagnostyki dla wszystkich maszyn w Elektrowni polegający na wyodrębnieniu grup maszyn o różnej ważności i sposobie zbierania informacji diagnostycznych.

Ze względu na system eksploatacji, diagnostyki, zabezpieczenia i zarządzania maszyny użytkowane w Elektrowni przynależą do różnych grup ważności.

Autor dokonał podziału maszyn w Elektrowni Opole (rys. 5.1):

- Maszyny krytyczne, tzn. takie, które nie posiadają rezerwowania, ich koszt inwestycyjny był wysoki. Eksploatacja tych maszyn wpływa w sposób istotny na wynik ekonomiczny działania Elektrowni. Są to:
  - Turbozespół.

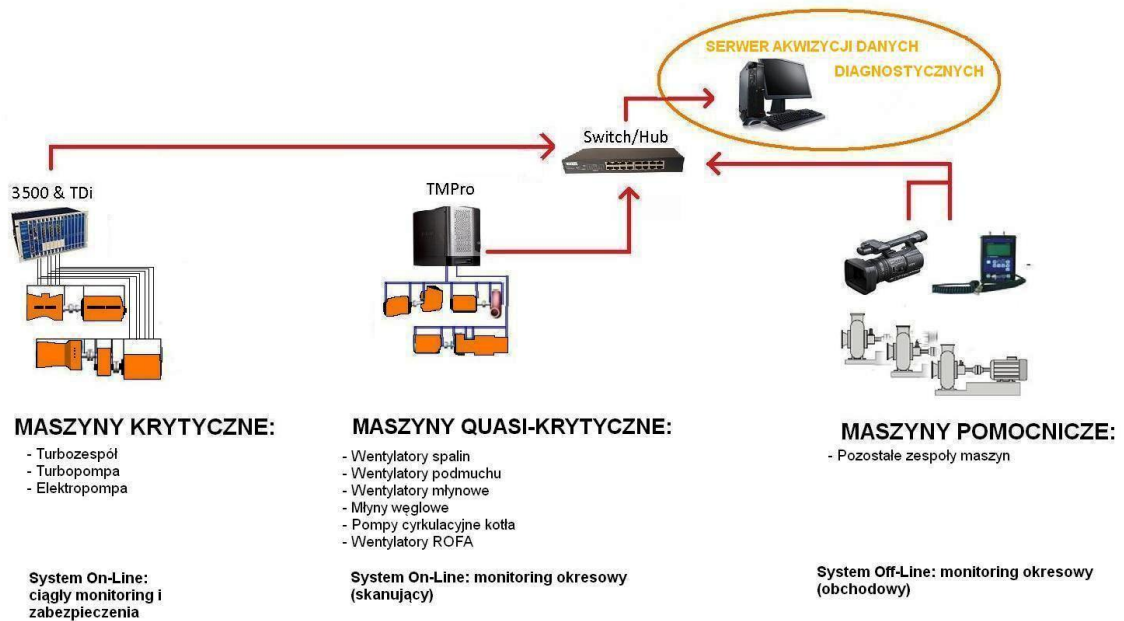
- Turbopompa.
- Elektropompa.
- **Maszyny quasi-krytyczne, tzn. takie, które na ogół nie posiadają rezerwowania i mimo, że ich koszt inwestycyjny nie jest tak znaczący jak w przypadku maszyn krytycznych to ich awaria wpływa na prace maszyn krytycznych i w konsekwencji rzutuje na osiągnięty wynik ekonomiczny Elektrowni. Są to:**
  - Wentylatory spalin.
  - Wentylatory podmuchu.
  - Wentylatory młynowe.
  - Młyny węglowe.
  - Pompy cyrkulacyjne kotła.
  - Wentylatory ROFA.
  - Napędy przenośników węgla.
- **Maszyny pomocnicze, tzn. takie, które posiadają rezerwę, a ich koszt inwestycyjny jest niewielki w porównaniu z maszynami krytycznymi**  
Pozostałe zespoły maszyn, jest ich najwięcej (tabela 2.1, 2.2).

Podział ten odpowiada bieżącej sytuacji. Należy się liczyć, że w ślad za światową tendencją obejmowania systemami monitorowania ON-Line coraz większej liczby maszyn pracujących w elektrowniach i elektrociepłowniach podział ten w miarę upływającego czasu również dla Elektrowni OPOLE będzie ulegał zmianie [149].

Systemy monitorowania dzielą się na [149, 175]:

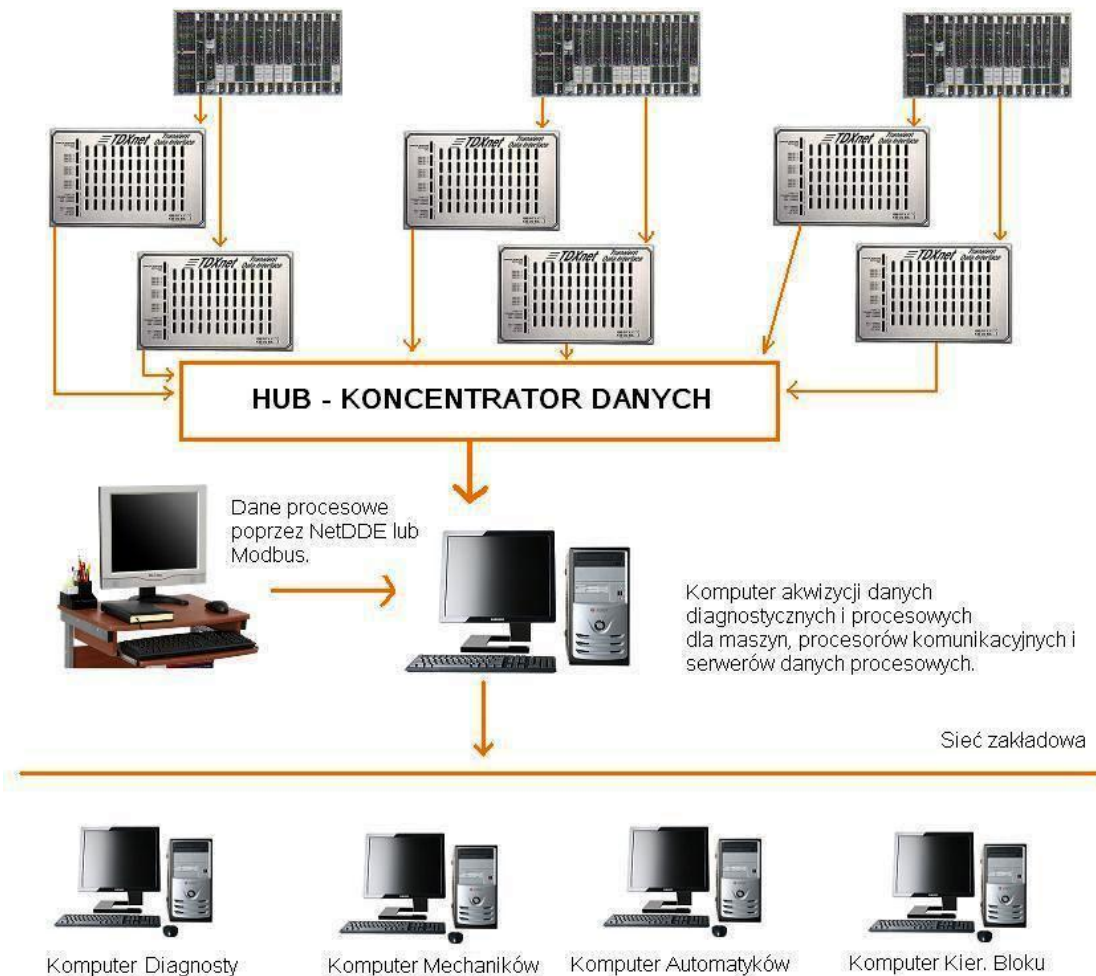
- systemy monitorowania i zabezpieczeń: są to z reguły systemy działające w trybie On-Line. Stosowanie systemów On-Line jest wymagane w stosunku do wszystkich maszyn krytycznych i quasi-krytycznych. Przez tryb On-Line rozumie się, że wszystkie pomiary włączone do systemu monitorowania są przetwarzane równolegle (w czasie).
- systemy monitorowania (bez wykorzystywania funkcji zabezpieczeń); mogą to być systemy działające w trybie Off-Line lub w przypadku maszyn, które podlegają powolnej zmianie stanu.

Wg autora **w interesie Elektrowni jest posiadanie jednolitego systemu akwizycji danych diagnostycznych dla wszystkich wymienionych grup maszyn co zostało zilustrowane na poniższym rysunku.**



Rys. 5.1. Jednolity system nadzoru stanu technicznego

Struktura Systemu Diagnostyki maszyn dla jednego bloku Elektrowni jest przejrzysta. Wyróżnić można wyraźnie poziom systemów monitorowania i zabezpieczeń, poziom zbierania danych z systemów monitorowania i ich wstępnej obróbki, połączonej z buforowaniem, poziom akwizycji danych w jednym systemie diagnostycznym Data Manager oraz poziom dostępu użytkowników z różnych komórek specjalizowanych korzystających z zapisanych danych [149].



Rys. 5.2. Struktura systemu diagnostyki dla jednego bloku Elektrowni maszyn krytycznych

### 5.3. Wymagania ogólne systemu nadzoru stanu technicznego maszyn

- **Oprogramowanie diagnostyczne musi posiadać przynajmniej następującą funkcjonalność:**
  - a) integrację na wspólnej platformie aplikacyjnej zadań związanych z monitoringiem maszyn wirowych, zarządzaniem danymi, analizą danych (diagnostyka), raportowaniem i wymianą danych z systemami zewnętrznymi,
  - b) integrację różnorodnych technologii diagnostycznych w ramach jednej spójnej bazy danych diagnozowanych urządzeń (diagnostyka drganiowa, diagnostyka olejowa, diagnostyka ultradźwiękowa, diagnostyka termograficzna, diagnostyka parametrów elektrycznych silników). Baza musi mieć możliwość zarządzania wielkościami pomiarowymi w postaci liczb (np. dla systemów pomiarów drgań), jak również możliwość gromadzenia trendów, analiz i dokumentów w postaci obrazów, plików pdf i

innych np. pochodzących z rejestracji termowizyjnej oraz umożliwiać zarządzanie tymi dokumentami. Powinna również umożliwiać dokonywanie powiązań różnych dokumentów i analiz diagnostycznych oraz tworzenie archiwów dla poszczególnych maszyn zawierających między innymi analizy, zdarzenia i raporty,

- c) gromadzenie pomiarów w stanach ustalonych i nieustalonych w celu późniejszego ich odtworzenia, analizy i porównania z danymi historycznymi,
- d) prowadzenie akwizycji danych pomiarów drgań dla stanów nieustalonych z rozdzielczością i pasmem dostosowanymi do diagnozowanych urządzeń,
- e) prowadzenie akwizycji danych pomiarów drgań dla stanów ustalonych w trakcie normalnej pracy z rozdzielczością i w paśmie wystarczającym dla celów diagnostyki predykcyjnej,
- f) prowadzenie akwizycji danych w stanach alarmowych, gdzie wszystkie potrzebne do analizy dane z ustalonych okresów czasu sprzed wystąpienia zdefiniowanego alarmu i po jego wystąpieniu będą archiwizowane z maksymalną rozdzielczością,
- g) prowadzenie akwizycji danych i ich gromadzenie w oparciu o stan parametrów technologicznych takich jak : obciążenie maszyny, stopień ustawienia klap wentylatorów, obroty, prąd silnika i.t.p.
- h) przetwarzanie danych i prowadzenie diagnostyki łożysk tocznych i przekładni mechanicznych umożliwiające bardzo wczesne wykrywanie początku degradacji elementów tych urządzeń wraz z możliwością trendowania zachodzących zmian (przenośny wielokanałowy przyrząd – system pomiarowy).
- i) zarządzanie dokumentacją nadzorowanych urządzeń, możliwość eksportu danych diagnostycznych do systemów zewnętrznych oraz zdalny kontrolowany dostęp do aplikacji diagnostycznej,
- j) możliwość sporządzania zbiorczych raportów dla poziomu zarządczego, włączając w to wizualizacyjne narzędzia graficzne,
- k) budowania bazy danych urządzeń na podstawie bibliotek typowych elementów,
- l) prowadzenie zautomatyzowanej diagnostyki parametrów mechanicznych nadzorowanych urządzeń i trendowanie potencjalnych zmian tych parametrów,
- m) możliwość ustawiania poziomu alertów (alarmów) w oparciu o zgromadzone dane i ich analizę statystyczną.

Dane diagnostyczne uzyskane na podstawie analizy drganiowej stanu maszyny/urządzenia z monitorów obiektowych PD będą danymi wejściowymi dla poziomu diagnostycznego opartego o platformę serwera PD wyposażonego w stosowne oprogramowanie analityczne. Celem zapewnienia efektywnej pracy poziomu analitycznego, będzie istnieć możliwość wprowadzenia do bazy danych PD szczegółowych parametrów fizycznych monitorowanych maszyn/urządzeń, np. rodzaj łożysk, parametry wirników itp.

Poziom oprogramowania diagnostycznego będzie zawierał narzędzia wspomagające podejmowanie decyzji diagnostycznych, umożliwiając szczegółową analizę złożonych przypadków. Moduł analityczny umożliwi diagnoście przeprowadzenie wielokrotnej szczegółowej analizy zebranych danych dla potwierdzenia wyników

automatycznej diagnostyki. Moduł diagnostyczny będzie uwzględniał rzeczywistą konfigurację maszyny dla uzyskania jak najdokładniejszych wyników dotyczących jej stanu.

System PD na poziomie diagnostycznym będzie mieć możliwość gromadzenia wyników analiz i ich prezentacji.

#### ■ Interfejs użytkownika

System musi posiadać łatwy w użyciu interfejs, który będzie prezentował informacje o stanie i statusie nadzorowanych urządzeń, oraz umożliwiał korelację danych diagnostycznych między sobą oraz z danymi procesowymi, będzie posiadał możliwość prezentacji danych na zdalnych i lokalnych komputerach. Ponadto interfejs użytkownika PD musi posiadać przynajmniej następującą funkcjonalność (zamawiający będzie miał możliwość jego rozbudowy używając elementów graficznych standardowych oraz przez siebie zdefiniowanych) :

- a) hierarchiczny graficzny podział obiektu na obszary, instalacje, urządzenia
- b) wizualizację poszczególnych zestawów maszynowych. wizualizację poszczególnych elementów monitorowanej maszyny,
- c) sygnalizację poprawnej pracy lub błędu poszczególnych kanałów systemu zabezpieczeń,
- d) prezentację wartości bieżących parametrów zdefiniowanych dla poszczególnych punktów pomiarów drgań, takich jak: wartość ogólna, amplituda oraz faza dla 1x oraz 2x, status alarmu, status przetworników i czujników pomiarowych.

#### ■ Narzędzia diagnostyczne

System na poziomie oprogramowania musi być wyposażony w zaawansowane narzędzia diagnostyczne przydatne dla diagnostów w zakresie planowania przeglądów/remontów, szczegółowej diagnostyki uszkodzeń, a także analizy przyczyny powstawania uszkodzeń. Dla podniesienia efektywności prowadzonej diagnostyki, narzędzia diagnostyczne zawarte w systemie będą wspomagać osoby odpowiedzialne za prowadzenie diagnostyki Wydział Kontroli Jakości i Diagnostyki) przynajmniej w następującym zakresie:

- a) wizualizacja alertów (alarmów) i zdarzeń diagnostycznych powiązana z możliwością bezpośredniego przejścia do konkretnych obszarów/instalacji i urządzeń,
- b) musi mieć możliwość podzielenia przedsiębiorstwa na obszary/instalacje z przydzieleniem praw dostępu do tych obszarów zdefiniowanym użytkownikom (realizacja w zakresie wykonawcy),
- c) musi mieć możliwość predefiniowania środowiska diagnostycznego i ustawień/parametrów narzędzi diagnostycznych przez poszczególnych użytkowników,
- d) musi mieć możliwość predefiniowania osobistego pulpitu przez poszczególnych użytkowników systemu,



- e) w trakcie odtwarzania danych zgromadzonych w pamięci masowej, będą dostępne wszystkie narzędzia diagnostyczne w sposób, w jaki są one dostępne podczas diagnostyki danych bieżących,
- f) w celu wykrycia okresowo pojawiających się anomalii w działaniu urządzeń, system musi mieć dostępne narzędzia pozwalające na dokonanie korelacji i autokorelacji gromadzonych danych,
- g) system musi być wyposażony w funkcję tzw. „szybkiego trendu” oraz „trendu długookresowego” dla danych historycznych; gromadzenie danych pomiarowych będzie również wyzwalane zdarzeniowo,
- h) musi mieć możliwość prezentowania danych pomiarowych w postaci przebiegu czasowego wibracji (Waveform) z możliwością ich zapisywania w pamięci masowej i wielokrotnego odtwarzania,
- i) musi mieć możliwość kreślenia wykresów kołowych (orbit), ich rejestrowanie i odtwarzanie,
- j) musi mieć możliwość kreślenia charakterystyki położenia wału w łożysku (tzw. Shaft Centerline) dla obserwacji w czasie rzeczywistym uśrednionej pozycji wału w łożysku, rejestrowanie tych danych oraz swobodne odtwarzanie danych archiwalnych,
- k) musi mieć możliwość prezentowania widma sygnału (spektrum) dla zgromadzonych danych pomiarowych, ich zapamiętywanie w pamięci masowej oraz ich swobodne odtwarzanie,
- l) musi mieć możliwość kreślenia wielu kolejnych widm jednego sygnału na pojedynczym wykresie (tzw. charakterystyka Waterfall),
- m) musi mieć możliwość kreślenia widm kaskadowych,
- n) kreślenie charakterystyk Bodego na podstawie danych bieżących oraz danych zgromadzonych w stanach nieustalonych (dane typu „transient”),
- o) musi mieć możliwość nakładania wielu wykresów danych historycznych na wykres podstawowy,
- p) musi mieć możliwość śledzenia zmian w poszczególnych kanałach pomiarowych,
- q) sporządzanie dokumentacji diagnostycznej, sporządzanie raportów, udostępnianie wyników diagnostyki w sieci intranetowej przedsiębiorstwa.

- **Wizualizacja i dystrybucja wyników z wykorzystaniem przeglądarki intranetowe.**

Oprogramowanie musi być wyposażone w serwer danych umożliwiający dystrybucję wyników diagnostyki, raportów oraz informacji o aktualnym stanie urządzeń drogą internetową/intranetową do wskazanych osób w skali całego przedsiębiorstwa.

System musi mieć możliwość prezentowania informacji „od ogółu do szczegółu”, tzn. z obrazu danych zbiorczych (sumarycznych) prezentujących informacje z podziałem na obszary, instalacje, grupy urządzeń będzie możliwe przejście do informacji prezentujących szczegółowo stan każdego monitorowanego urządzenia. System musi mieć możliwość wymiany danych z nadrzędnymi systemami sterowania blokiem z wykorzystaniem standardowych protokołów komunikacyjnych.

## ■ Konfiguracja sprzętowa platformy i oprogramowanie

Serwer systemu musi pracować w oparciu o jedną spójną platformę programową oraz mieć możliwość współpracy z podsystemem zabezpieczeń wykonanym w oparciu o sprzęt dostarczony przez dostawcę systemu.

System diagnostyczny on-line musi być rozszerzony o przenośny kompatybilny wielokanałowy przyrząd do gromadzenia pomiarów off-line dla maszyn/urządzeń nie objętych systemem on-line (turbozespoły innych bloków, pompy zasilające, wentylatory, rurociągi itp.)

System musi zapewnić pojemność pozwalającą na gromadzenie i przechowywanie danych przez minimum 10 lat dla charakterystyki pracy urządzeń oraz zapewnioną rezerwę przestrzeni dyskowej o 50% w stosunku do przewidywanej.

Serwer musi posiadać zainstalowane i skonfigurowane oprogramowanie do zarządzania pozwalające na informowanie użytkowników poprzez sieć o awariach i potencjalnych problemach.

Sieć systemu musi być przystosowana do importu/eksportu danych do/z systemów zewnętrznych.

### **5.4. System nadzoru maszyn - długofalowa koncepcja rozwoju w Elektrowni OPOLE**

Współczesne uwarunkowania rynkowe stawiają wysokie wymagania przed wszystkimi firmami uczestniczącymi w konkurencyjnej rywalizacji o odbiorcę usług lub produktów [174, 175]. Tak jest między innymi w przedsiębiorstwach. Jedną z możliwych dróg obniżenia kosztów działalności, w takich przedsiębiorstwach jak elektrownie czy elektrociepłownie, w których istotnymi elementami procesu technologicznego są maszyny różnej wielkości i przeznaczenia, jest objęcie **całego parku maszynowego kompleksowym programem zabezpieczenia, diagnostyki i zarządzania maszynami (systemem nadzoru maszyn)**. Dla maszyn krytycznych, decydujących o ciągłości lub wielkości produkcji, z reguły o wysokich kosztach zakupu i remontów powinny to być systemy działające w sposób ciągły, pracujące On-Line. **Systemy takie winny prowadzić równoległą, nieprzerwaną obróbkę dostarczonych ze specjalizowanych czujników wielkości, porównując uzyskane sygnały z zaprogramowanymi wcześniej poziomami granicznymi i bez ingerencji operatora sprowadzać maszynę do stanu bezpiecznego w przypadku ich przekroczenia** [174, 175].

Rodzaje pomiarów, informujących o istotnych z punktu widzenia bezpieczeństwa i dynamiki parametrach pracy poszczególnych maszyn, zależą od konstrukcji tych maszyn, warunków ich pracy, rodzaju łożyskowania i innych elementów, które uwzględniane są na etapie doboru poprawnego oczujnikowania [150, 174].

System monitorowania i zabezpieczeń realizuje funkcję ochrony maszyn przed uszkodzeniami lub katastrofalnymi zniszczeniami w sytuacjach pogorszenia się jej stanu dynamicznego. System taki w połączeniu z odpowiednimi torami pomiarowymi pozwala zrealizować pełny nadzór i ochronę takich zespołów maszynowych jak turbozespoły, pompy zasilające, sprężarki, kompresory, pompy, wenty-

latory i inne zespoły pełniące kluczowe funkcje w procesie produkcyjnym i bezpośrednio wpływające na wynik finansowy przedsiębiorstwa energetycznego [149, 150, 174, 175].

**Uwarunkowania rynkowe wymusiły już praktycznie odejście od remontów zapobiegawczych uwarunkowanych czasem na rzecz remontów wynikających ze stanu technicznego. Zupełnie niepożądane i najbardziej kosztowne są remonty poawaryjne [23, 25, 26, 56, 204, 209]:**

Informacja o szybkości zmian stanu technicznego pozwala określić przewidywany czas niezbędny do dokonania naprawy maszyny, w wielu sytuacjach zakres takiej naprawy a zatem w konsekwencji czas potrzebny na realizację zaplanowanych prac. Znajomość zakresu naprawy umożliwia przygotowania odpowiednich zasobów wykonawczych, także części zamiennych, co w efekcie daje dobrą organizację prac naprawczych przy minimalizacji ich kosztów i minimalizacji kosztów wyłączenia urządzenia z procesu produkcyjnego.

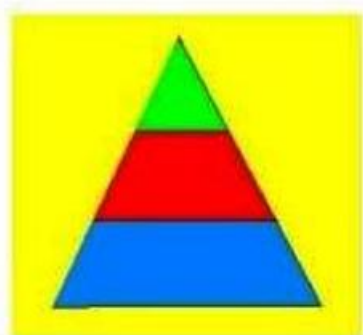
Można powiedzieć, że **właściwa gospodarka remontowa prowadzi do całym nowym pojęciem związanym z eksploatacją posiadanego parku maszynowego – zarządzania maszynami [175].**

Koniecznością dnia dzisiejszego [174, 175] jest nie tylko ochrona ludzi, maszyn i środowiska. Koniecznością jest **Zarządzanie Maszynami prowadzące** do obniżenia kosztów produkcji, wyboru do eksploatacji maszyn o **najlepszym stanie technicznym, planowania zarówno zakresów jak i kosztów remontów.**

**Osiągnięcie tych celów jest możliwe wg autora, gdy systemy nadzoru maszyn zostaną nadbudowane o systemy akwizycji danych diagnostycznych, ich archiwizacji i wizualizacji, systemy obróbki tych danych i ich analizy oraz systemy dostarczające informację a nie dane do obróbki.**

### 5.5. Wytyczne dla systemu nadzoru zespołów maszyn w Elektrowni

Pod pojęciem systemu nadzoru rozumie się w ujęciu klasycznym **SYSTEM MONITOROWANIA I ZABEZPIECZEŃ**, w ujęciu nowoczesnym **SYSTEM MONITOROWANIA, ZABEZPIECZEŃ, DIAGNOSTYKI** oraz coraz częściej także... i **WSPOMAGANIA ZARZĄDZANIEM STANEM TECHNICZNYM MASZYN W ELEKTROWNI** [149, 150].



Akwizycja danych diagnostycznych

Monitoring i zabezpieczenia

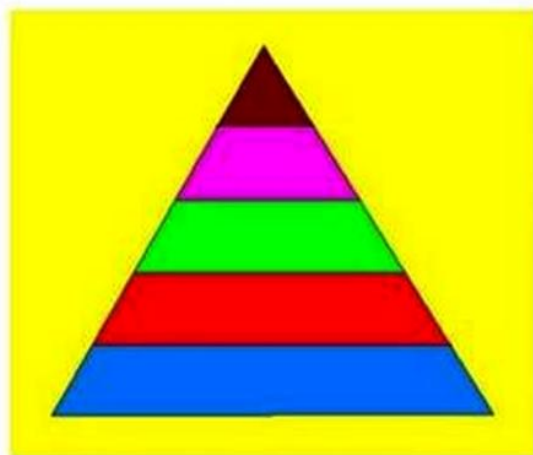
Czujniki

Rys. 5.3. System nadzoru z przełomu lat 80- i 90-tych [148]

System nadzoru z przełomu lat 80- i 90-tych był budowany najczęściej „od dołu”, tzn. nad systemem monitorowania i zabezpieczeń nadbudowywano system akwizycji danych diagnostycznych (rys. 5.3). Współczesne wdrożenie systemu nadzoru winno być planowane „od góry”, tzn. [149, 150]:

- w pierwszej kolejności winny zostać określone zadania stawiane przed systemem nadzoru na poziomie przedsiębiorstwa,
- w drugiej kolejności winny zostać określone komponenty systemu nadzoru (system monitorowania i zabezpieczeń dla poszczególnych grup maszyn) oraz system diagnostyki (tak w zakresie wiarygodnego gromadzenia danych jak i możliwości wdrożenia wspomaganie wnioskowania ekspertowego).

Współczesny SYSTEM NADZORU MASZYN posiada 5 poziomów.



Wspomaganie procesu zarządzania stanem majątku przedsiębiorstwa

Wspomaganie ekspertowe procesu wnioskowania diagnostycznego

Akwizycja danych diagnostycznych

Monitoring i zabezpieczenia

Czujniki

Rys. 5.4. Pięć poziomów współczesnego systemu nadzoru maszyn [149]

W roku 1999 firma ARC wprowadziła pojęcie „**PLANT ASSET MANAGEMENT**” (**ZARZĄDZANIE MAJĄTKIEM ZAKŁADU**) jako pojęcie o jeden stopień wyższe w stosunku do stosowanego już wcześniej pojęcia „**MACHINERY CONDITION MANAGEMENT**” (**ZARZĄDZANIE STANEM TECHNICZNYM MASZYN**) [149].

Szczytowa warstwa piramidy to „WSPOMAGANIE ZARZĄDZANIA MASZYNAMI” nie tylko w zakresie ich stanu technicznego, ale także procesu produkcyjnego.

Wchodzi ono w zakres zadania PLANT ASSET MANAGEMENT. To ta warstwa SN jest m.in. odpowiedzialna za przekazanie tak szybko jak to możliwe komunikatów z informacjami o zmianach dotyczących stanu technicznego środków produkcji do tych wszystkich komorek przedsiębiorstwa, które mogą być tym faktem zainteresowane [150].

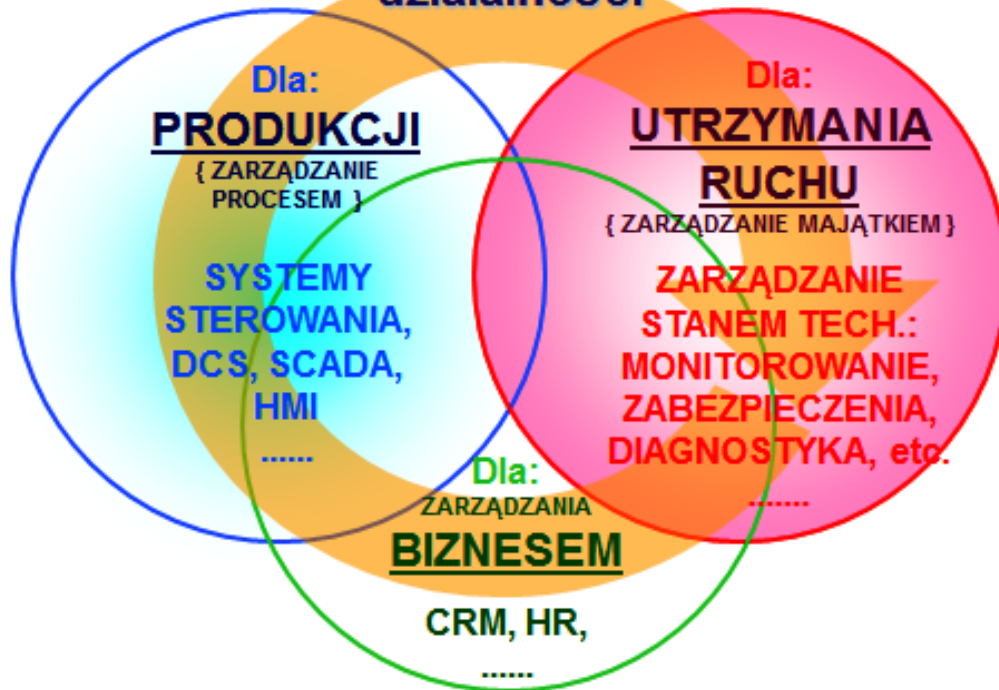
Jeśli system posiada funkcjonalność umożliwiającą komunikowanie się ze środowiskiem na rzecz którego pracuje, to istnieje także możliwość takiego jego wykorzystania, że oprócz komunikatów adresowanych do służb Utrzymania Ruchu będzie on mógł także przesyłać komunikaty do wydziałów odpowiedzialnych bezpośrednio za produkcję (np. do operatorów). W tym przypadku komunikaty winny podpowiadać w jaki sposób należałoby zmienić parametry pracy maszyny, aby nie zwiększać ryzyka przyspieszonego jej, a w konsekwencji także instalacji (jeśli jest to maszyna nie posiadająca rezerwy), odstawienia [150].

Wg autora w interesie każdej elektrowni jest patrzenie na SYSTEM NADZORU perspektywnie, tzn. licząc się z możliwością, że w przyszłości zainstalowane systemy MONITOROWANIA i ZABEZPIECZEŃ wejdą w szerszą aplikację typu PLANT ASSET MANAGEMENT (Zarządzanie Majątkiem Przedsiębiorstwa) rys. 5.5, rys. 5.6. Posiadanie systemu wspomaganego zarządzania maszynami umożliwi współpracę z systemem wspomaganego zarządzania majątkiem, a docelowo system będzie rozszerzony na poziom działania korporacyjnego [149].



Rys. 5.5. Zintegrowana działalność przedsiębiorstwa [149]

## Systemy dedykowane zintegrowanej działalności



Rys. 5.6. Systemy zarządzania przedsiębiorstwem [149]

Opierając się na doświadczeniach zakładów o strukturze korporacyjnej z krajów wysokorozwiniętych można się liczyć z możliwością i celowością przyszłościowej agregacji systemów zarządzania przedsiębiorstw wchodzących w skład korporacji. W takim przypadku może dojść do potrzeby zintegrowania systemów użytkowych przez poszczególne zakłady. Posiadanie zbliżonej platformy programowej sprzyjałoby procesowi integracji i minimalizowałoby nakłady na zrealizowanie takiego zadania [149, 175].

Współczesne SYSTEMY NADZORU stwarzają możliwość włączenia do jednolitego systemu oprócz maszyn wirnikowych i tłokowych także urządzeń takich jak rurociągi, zawory, budynki, chłodnie kominowe itp.

Na współczesny system diagnostyki stanu technicznego maszyn (w zakresie funkcjonalnym) składają się [149]:

- system oceny stanu dynamicznego,
- system oceny stanu termodynamicznego.

**Wprowadzany w Elektrowni system diagnostyki stanu technicznego powinien gwarantować posiadanie cech opisanych poniżej.**

Na współczesny system diagnostyki stanu technicznego maszyn (ze względu na jego zaawansowanie) składają się [149, 150, 175]:

- system akwizycji danych,
- system wspomaganie ekspertowego oceny stanu technicznego.

Współczesne systemy wspomaganie ekspertowego umożliwiają [149]:

- stosowanie gotowych pakietów reguł wspomaganie ekspertowego oceny stanu,

- generowanie i wdrażanie reguł indywidualnych (np. przez użytkownika systemu).

Podstawowym źródłem akwizycji danych diagnostycznych maszyn są:

- stacjonarne systemy monitorowania ich stanu technicznego,
- przenośne systemy akwizycji danych diagnostycznych.

Obligatoryjnym drugim źródłem akwizycji danych dla systemu diagnostyki jest szeroko rozumiany system automatyki blokowej. System ten dokonuje wielu pomiarów technologicznych z których drobna część jest również niezbędna dla efektywnego działania systemu diagnostyki stanu technicznego [260]. Pomiary te nie są dublowane. Dla potrzeb systemu diagnostyki stanu prowadzi się import danych z systemu automatyki.

## 6. KRYTERIA OCENY STANU DYNAMICZNEGO MASZYN. WARTOŚCI GRANICZNE PRACY MASZYN

### ■ Strefy dynamiczne maszyn

Autor pracy przyjął cztery strefy oceny maszyn:

**A – STAN DOBRY.** Poziom drgań nowo oddanych do eksploatacji maszyn powinien zawierać się w tej strefie,

**B – STAN UŻYTECZNY.** Maszyny, których poziom drgań zakwalifikowano do tej strefy mogą pracować długotrwale bez ograniczeń,

**C – STAN WARUNKOWO DOPUSZCZALNY.** Maszyny, których poziom drgań zawiera się w tej strefie uważa się zwykle za nienadające się do długotrwałej pracy ciągłej. Na ogół maszyna może pracować przez ograniczony czas, aż będzie możliwość podjęcia działań zapobiegawczych,

**D – STAN NIEDOPUSZCZALNY.** Wartości poziomu drgań w tej strefie są zazwyczaj uważane za wystarczająco poważne i wskazują na możliwość wystąpienia uszkodzenia maszyny. Po osiągnięciu takiego poziomu drgań maszynę należy wyłączyć.

### ■ Podział maszyn na grupy dynamiczne

Autor przydzielił maszyny do następujących grup stosownie do typu maszyny, mocy znamionowej lub wzniosu osi wału:

**Grupa 1:** Wielkie maszyny o mocy znamionowej ponad 300 kW; maszyny elektryczne o wzniosie osi wału  $H \geq 315$  mm, (maszyny te mają zazwyczaj łożyska ślizgowe, zakres prędkości obrotowych rozciąga się od 120 obr/min do 15000 obr/min),

**Grupa 2:** Maszyny o średniej mocy znamionowej powyżej 15 kW aż do 300 kW łącznie; maszyny elektryczne o wzniosie osi wału 160 mm  $\leq H < 315$  mm (maszyny te mają zazwyczaj łożyska toczne i prędkości obrotowe powyżej 600 obr/min),

**Grupa 3:** Pompy z wirnikami wielołopatkowymi i z oddzielnym napędem (odśrodkowe, o mieszanym przepływie lub o przepływie osiowym) o mocy



znamionowej powyżej 15 kW (maszyny tej grupy mogą mieć łożyska ślizgowe lub łożyska toczne),

**Grupa 4:** Pompy z wirnikami wielołopatkowymi i z wbudowanym napędem (ośrodkowe, o mieszanym przepływie i o przepływie poosiowym) o mocy znamionowej powyżej 15 kW ( maszyny tej grupy mogą mieć łożyska ślizgowe lub łożyska toczne),

Dodatkowo, do czasu ukazania stosownej części ISO 10816:

**Grupa** maszyn o mocy znamionowej **poniżej 15 kW**.

Autor w diagnostyce drganiowej opiera się na śledzeniu trendu zmian poziomów drgań. Autor pracy przyjął, że **wzrost poziomu drgań 2,5 razy ( 8 dB ) jest zmianą istotną zmieniającą stan maszyny o jedną klasę. Wzrost poziomu drgań więcej niż 10 razy ( 20 dB ) zmienia klasę maszyny z dobrej na niedopuszczalną.**

Autor przydzielił zespoły maszynowe do odpowiednich grup dynamicznych zgodnie z normą ISO 10816.

**Grupa 1:** Wielkie maszyny o mocy znamionowe ponad 300 kW; maszyny elektryczne o wzniosie osi wału  $H \geq 315$  mm, (maszyny te mają zazwyczaj łożyska ślizgowe, zakres prędkości obrotowych rozciąga się od 120 obr/min do 15000 obr/min).

**Grupa 2:** Maszyny o średniej mocy znamionowej powyżej 15 kW aż do 300 kW włącznie; maszyny elektryczne o wzniosie osi wału  $160 \text{ mm} \leq H < 315$  mm (maszyny te mają zazwyczaj łożyska toczne i prędkości obrotowe powyżej 600 obr/min).

**Grupa 3:** Pompy z wirnikami wielołopatkowymi i z oddzielnym napędem (odśrodkowe, o mieszanym przepływie lub o przepływie osiowym) o mocy znamionowej powyżej 15 kW (maszyny tej grupy mogą mieć łożyska ślizgowe lub łożyska toczne).

**Grupa 4:** Pompy z wirnikami wielołopatkowymi i z wbudowanym napędem (ośrodkowe, o mieszanym przepływie i o przepływie poosiowym) o mocy znamionowej powyżej 15 kW ( maszyny tej grupy mogą mieć łożyska ślizgowe lub łożyska toczne).

**Pozostałe maszyny;** o mocy znamionowej do 15 kW.

Autor podzielił maszyny w Elektrowni OPOLE na grupy mechaniczne wg tabeli 6.1.

Tabela 6.1. Grupy dynamiczne maszyn w PGE Elektrowni OPOLE S.A.

<b>Lp.</b>	<b>ZESPOŁY MASZYN</b>	<b>GRUPA DYNAMICZNA</b>
1	Turbozespół (maszyna krytyczna)	grupa 3, posad. spręż.
2	Turbopompa (maszyna krytyczna)	grupa 3, posad. spręż.
3	Elektropompa (maszyna krytyczna)	grupa 3, posad. sztyw.
4	Wentylatory spalin (maszyny quasi krytyczne)	grupa 1, posad. sztyw.
5	Wentylatory podmuchu (maszyny quasi krytyczne)	grupa 1, posad. sztyw.
6	Wentylatory młynowe (maszyny quasi krytyczne)	grupa 1, posad. sztyw.
7	Młyny węglowe (maszyny quasi krytyczne)	grupa 1, posad. sztyw.
8	Pompy kondensatu (maszyny quasi krytyczne)	grupa 3, posad. sztyw. *
9	Sprężarki (maszyny pomocnicze)	SA 1-5:grupa 1, posad. sztyw., S.A. 8-10:grupa 2, posad. sztyw.
10	Pompy cyrkulacyjne układu absorbera (maszyny quasi krytyczne)	grupa 2, posad. sztyw.
11	Pompy wody chłodzącej (maszyny pomocnicze)	grupa 3, posad. sztyw.
12	Pompy wody zdekarbonizowanej (maszyny pomocnicze)	grupa 3, posad. sztyw. *
13	Pompy bagrowe (maszyny pomocnicze)	grupa 3, posad. sztyw.
14	Pompy główne (Małą Panew) (maszyny pomocnicze)	grupa 3, posad. sztyw.
15	Pompy wody powrotnej (maszyny pomocnicze)	grupa 3, posad. sztyw.
16	Dmuchawy powietrza uszczelniającego (maszyny pomocnicze)	grupa 2, posad. sztyw.
17	Napędy przenośników węgla (maszyny quasi krytyczne)	grupa 1, posad. sztyw. **
18	Pompy olejowe (mazutownia) (maszyny pomocnicze)	grupa 2, posad. sztyw.
19	Pompy cyrkulacyjne kotła (NK) (maszyny quasi krytyczne)	grupa 1, posad. spręż
20	Wentylatory ROFA (maszyny quasi krytyczne)	grupa 1, posad. spręż

\*silnik posadowienie sprężyste

\*\*przekładnia i silnik napędu posadowienie sprężyste

Tabela 6.2. Klasyfikacja stref dla maszyn poszczególnych grup-drgania bezwzględne [117]

GRUPA	POSADOWIENIE	GRANICE STREFY	PRĘDKOŚĆ DRGAŃ, WARTOŚĆ SKUTECZNA $V_{RMS}$ [mm/s]
1	Sztywne	A/B	2,3
		B/C	4,5
		C/D	7,1
1	Sprężyste	A/B	3,5
		B/C	7,1
		C/D	11
2	Sztywne	A/B	1,4
		B/C	2,8
		C/D	4,5
2	Sprężyste	A/B	2,3
		B/C	4,5
		C/D	7,1
3	Sztywne	A/B	2,3
		B/C	4,5
		C/D	7,1
3	Sprężyste	A/B	3,5
		B/C	7,1
		C/D	11
4	Sztywne	A/B	1,4
		B/C	2,8
		C/D	4,5
4	Sprężyste	A/B	2,3
		B/C	4,5
		C/D	7,1

Tabela 6.3. Klasyfikacja stref dla maszyn poszczególnych grup-drgania względne [117]

GRUPA	POSADOWIENIE	GRANICE STREFY	PRZEMIESZCZENIE MIĘDZYSZCZYTOWE DRGAŃ, WARTOŚĆ $S_{PEAK-PEAK}$ [ $\mu\text{m}$ ]
1	Szttywne	A/B	82
		B/C	161
		C/D	255
1	Sprężyste	A/B	127
		B/C	255
		C/D	396
2	Szttywne	A/B	62
		B/C	127
		C/D	301
2	Sprężyste	A/B	105
		B/C	102
		C/D	158
3	Szttywne	A/B	51
		B/C	102
		C/D	158
3	Sprężyste	A/B	79
		B/C	158
		C/D	255
4	Szttywne	A/B	31
		B/C	62
		C/D	102
4	Sprężyste	A/B	51
		B/C	102
		C/D	158

Tabela 6.4. Klasyfikacja stref dla maszyn poszczególnych grupy o mocy znamionowej poniżej 15 kW [117]

GRANICE STREFY	PRĘDKOŚĆ DRGAŃ, WARTOŚĆ SKUTECZNA $V_{RMS}$ [mm/s]
A/B	0,71
B/C	1,80
C/D	4,50

Tabela 6.5. Stopnie oceny drgań bezwzględnych dla turbozespołów o mocy powyżej 50 MW [117]

GRANICE STREFY	PRĘDKOŚĆ OBROTOWA WAŁU W OBR/MIN	
	1500 LUB 1800	3000 LUB 3600
	PRĘDKOŚĆ DRGAŃ, WARTOŚĆ SKUTECZNA $V_{RMS}$ [mm/s]	
A/B	2,8	3,8
B/C	5,3	7,5
C/D	8,5	11,8

Tabela 6.6. Stopnie oceny drgań względnych wałów dla dużych turbozespołów [117]

GRANICE STREFY	OBROTY WAŁU W OBR/MIN			
	1500	1800	3000	3600
	PRZEMIESZCZENIE MIĘDZYSZCZYTOWE DRGAŃ, WARTOŚĆ $S_{PEAK-PEAK}$ [ $\mu\text{m}$ ]			
A/B	100	90	80	75
B/C	200	185	165	150
C/D	320	290	260	240

Tabela 6.7. Stopnie oceny drgań pomp o różnej mocy - drgania bezwzględne [117]

KATEGORIA POMP	MOC	GRANICE STREFY	PRĘDKOŚĆ DRGAŃ, WARTOŚĆ SKUTECZNA $V_{RMS}$ [mm/s]
krytyczne	<200kW	A/B	2,5
		B/C	4,0
		C/D	6,5
krytyczne	>200kW	A/B	3,5
		B/C	5,0
		C/D	7,6
Quasi-krytyczne	<200kW	A/B	3,2
		B/C	5,1
		C/D	8,5
Quasi-krytyczne	>200kW	A/B	4,2
		B/C	6,1
		C/D	9,5

W zakresach pomiarowych:  
 10-1000Hz dla obrotów >600obr/min;  
 2-1000Hz dla obrotów <600obr/min.

Tabela 6.8. Stopnie oceny drgań pomp o różnej mocy- drgania względne [117]

GRANICE STREFY	PRZEMIESZCZENIE MIĘDZYSZCZYTOWE DRGAŃ, WARTOŚĆ $S_{PEAK-PEAK}$ [ $\mu\text{m}$ ]
A/B	50
B/C	80
C/D	130

Dla zabezpieczenia poszczególnych rodzajów maszyn Laboratorium Diagnostyki maszyn w porozumieniu z producentem ustala wartości graniczne drgań. Wartości te określa się jako OSTRZEŻENIE (ALERT) i NIEBEZPIECZEŃSTWO (ALARM).

**OSTRZEŻENIE** ostrzega, że osiągnięto określoną wartość poziomu drgań, co oznacza, że nastąpiła znaczna zmiana, która może wymagać podjęcia środków zaradczych. Jeśli pojawi się OSTRZEŻENIE, na ogół można kontynuować pracę w okresie, w którym są prowadzone badania w celu określenia przyczyn zmiany charakteru drgań i ustalenia środków zaradczych.

**NIEBEZPIECZEŃSTWO** jest wartością graniczną poziomu drgań, powyżej której dalsza praca maszyny może spowodować uszkodzenie. Jeśli wartość NIEBEZPIECZEŃSTWA zostanie przekroczona, niezwłocznie należy podjąć działania w celu zmniejszenia poziomu drgań lub wyłączyć maszynę. Dla różnych miejsc i kierunków pomiarowych można określić różne wartości graniczne pracy, które uwzględniają różnice obciążenia dynamicznego i sztywności konstrukcji wsporczej.

#### ■ **Nastawianie wartości granicznych OSTRZEŻENIA**

Wartości graniczne **OSTRZEŻENIA** różnych rodzajów maszyn mogą się znacznie różnić. Wybrane wartości nastawia się zwykle względem wartości podstawowej określonej doświadczalnie dla danego położenia lub kierunku pomiaru maszyny (tabela 6.9-6.12).

Autor zaleca, aby wartość graniczna **OSTRZEŻENIA** była wyższa od wartości podstawowej o wartość, która równa się iloczynowi górnej wartości granicznej strefy B i współczynnika mniejszego od 1. Jeśli wartość podstawowa jest mała, wartość **OSTRZEŻENIA** może się znaleźć poniżej strefy C.

Jeśli nie określono wartości podstawowej, np. dla nowej maszyny, **OSTRZEŻENIE** należy początkowo nastawić na podstawie doświadczeń z innymi podobnymi maszynami lub w odniesieniu do uzgodnionych wartości stosowanych przy odbiorze. Po pewnym okresie czasu można będzie określić wartość podstawową, którą należy uwzględnić przy wyznaczaniu nowej wartości alarmu.

Dla różnych łożysk maszyny można stosować różne nastawy alarmów odpowiadające różnicom obciążenia dynamicznego i sztywności stojaka łożyska.

#### ■ **Nastawianie wartości granicznych NIEBEZPIECZEŃSTWA**

Wartości graniczne **NIEBEZPIECZEŃSTWA** dotyczą w zasadzie stanu dynamicznego maszyny i zależą od określonych własności konstrukcyjnych maszyny (tabela 6.9-6.12).

Dla maszyn o różnej konstrukcji mogą występować różnice i nie można podać wytycznych dotyczących bezwzględnych wartości **NIEBEZPIECZEŃSTWA**. Wartość **NIEBEZPIECZEŃSTWA** znajduje się na ogół w strefie C lub D.

Tabela 6.9. Przykład wartości granicznych drgań bezwzględnych łożysk turbozespołu 360 MW.

<b>TURBOZESPÓŁ 18K360</b>			
ŁOŻYSKO NR :	KIERUNEK POMIARU	MAKSYMALNA PRĘDKOŚĆ SKUTECZNA DRGAŃ $V_{RMS}$ [mm/s]	
		OSTRZEŻENIE	NIEBEZPIECZEŃSTWO
1	V, H	5,6	11,2
2	V, H	5,6	11,2
3	V, H	5,6	11,2
4	V, H	5,6	11,2
5	V, H	5,6	11,2
6	V, H	5,6	11,2

V – kierunek pionowy pomiaru, H – kierunek poziomy pomiaru

Tabela 6.10. Przykład wartości granicznych drgań bezwzględnych pomp zasilających (turbopompy i elektropompy).

ŁOŻYSKO	KIERUNEK POMIARU	MAKSYMALNA PRĘDKOŚĆ SKUTECZNA DRGAŃ $V_{RMS}$ mm/s]	
		OSTRZEŻENIE	NIEBEZPIECZEŃSTWO
<b>TURBOPOMPA</b>			
przód-turbina	V, H	5,6	11,2
tył-turbina	V, H	5,6	11,2
przód-pompa główna	V, H	11,2	18,0
tył-pompa główna	V, H	11,2	18,0
przód-przekładnia	V, H	5,6	11,2
tył-przekładnia	V, H	5,6	11,2
przód-pompa wstępna	V, H	11,2	18,0
tył-pompa wstępna	V, H	11,2	18,0
<b>ELEKTROPOMPA</b>			
przód-pompa wstępna	V, H	11,2	18,0
tył-pompa wstępna	V, H	11,2	18,0
przód-silnik	V, H	5,6	11,2
tył-silnik	V, H	5,6	11,2
przód-przekładnia	V, H	5,6	11,2
tył-przekładnia	V, H	5,6	11,2
przód-pompa główna	V, H	11,2	18,0
tył-pompa główna	V, H	11,2	18,0



Tabela 6.11. Przykład wartości granicznych drgań względnych wałów turbozespołu 360MW .

<b>TURBOZESPÓŁ 18K360</b>			
<b>ŁOŻYSKO</b>	<b>KIERUNEK POMIARU</b>	<b>PRZEMIESZCZENIE MIĘDZYSZCZYTOWE DRGAŃ, WARTOŚĆ <math>S_{PEAK-PEAK}</math> [<math>\mu\text{m}</math>]</b>	
		<b>OSTRZEŻENIE</b>	<b>NIEBEZPIECZEŃSTWO</b>
1	X , Y	140	210
2	X , Y	140	210
3	X , Y	165	260
4	X , Y	165	260
5	X , Y	165	260
6	X , Y	165	260

Tabela 6.12. Przykład wartości granicznych drgań względnych wałów pomp zasilających

<b>ŁOŻYSKO</b>	<b>KIERUNEK POMIARU</b>	<b>PRZEMIESZCZENIE MIĘDZYSZCZYTOWE DRGAŃ, WARTOŚĆ <math>S_{PEAK-PEAK}</math> [<math>\mu\text{m}</math>]</b>	
		<b>OSTRZEŻENIE</b>	<b>NIEBEZPIECZEŃSTWO</b>
<b>Turbopompa</b>			
przód-turbina	X , Y	70	110
tył-turbina	X , Y	70	110
przód-pompa główna	X , Y	100	120
tył-pompa główna	X , Y	100	120
<b>Elektropompa</b>			
przód-pompa główna	X , Y	90	110
tył-pompa główna	X , Y	90	110

## 7. POMIARY I DIAGNOSTYKA MASZYN KRYTYCZNYCH

Maszyny krytyczne są wyposażone w system monitorowania ciągłego stanu dynamicznego.

### 7.1. Podstawowe sygnały pomiarowe

Wg autora maszyny krytyczne powinny być oczujnikowane w taki sposób, aby było możliwe wyprowadzenie co najmniej następujących sygnałów pomiarowych:

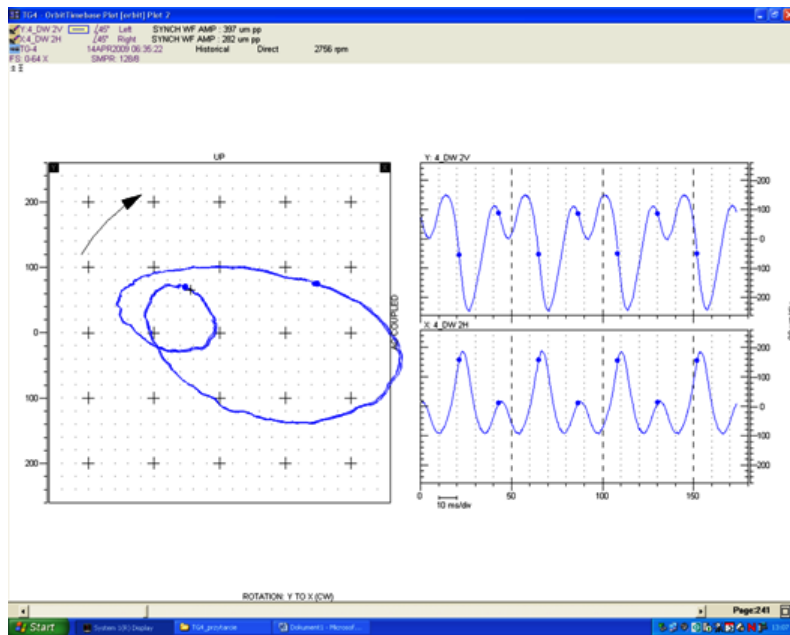
1. Przesuw osiowy wału
2. Wydłużenia względne korpusów turbin,
3. Wydłużenia bezwzględne korpusów,
4. Drgania bezwzględne wszystkich łożysk w kierunku poziomym i pionowym a dla łożyska oporowego również w kierunku osiowym.
5. Mimośrodowość wału.
6. Drgania względne wału dla wszystkich łożysk.
7. Znacznik fazowy.
8. Temperatury:
  - temperatury wszystkich łożysk,
  - temperatury klocków oporowych łożyska oporowego,
  - temperatury pierścieni dociskowych łożysk generatora,
  - temperatury prętów stojana generatora,
  - temperatury żłobków generatora,
  - temperatury korpusu wewnętrznego WP i SP,
  - temperatura pary wylotowej - przedostatni stopień łopatkowy NP.,
  - temperatury sondy naprężeniowej korpusu WP, SP i NP,
  - temperatury korpusów pomp.

### 7.2. Podstawowe analizy funkcyjne i narzędzia wykorzystywane w systemach diagnostyki dla maszyn krytycznych

Wg autora współczesny system diagnostyki maszyn powinien mieć możliwość uzyskiwania pełnych informacji przydatnych dla diagnosty o danej maszynie. Są to przedstawione poniżej podstawowe analizy funkcyjne i narzędzia.

#### ■ Wykres Orbita/przebieg czasowy

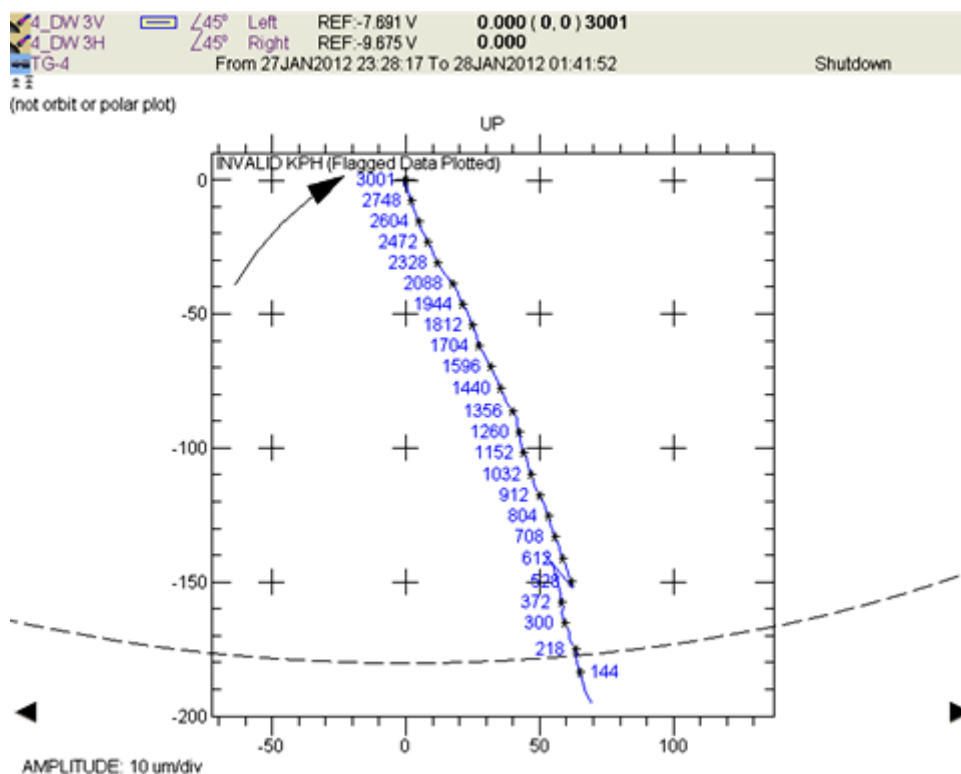
Orbita obrazuje trajektorię ruchu środka wału w łożysku maszyny. Drgania wirnika maszyny są mierzone przez dwa czujniki wiropładowe zamontowane w układzie XY. Z tych czujników uzyskiwane są przebiegi czasowe sygnału drganiowego. Po ich złożeniu otrzymuje się wykres orbity wału łącznie z naniesionym sygnałem pochodzącym ze znacznika fazy. Wykres orbity jest jednym z najbardziej użytecznych sposobów zobrazowania zachowania maszyny, gdyż łączy równocześnie na jednym ekranie informację fazową, amplitudową i częstotliwościową ułatwiając ich interpretację [174].



Rys. 7.1. Orbita/przebieg czasowy

#### ■ Wykres położenia wału

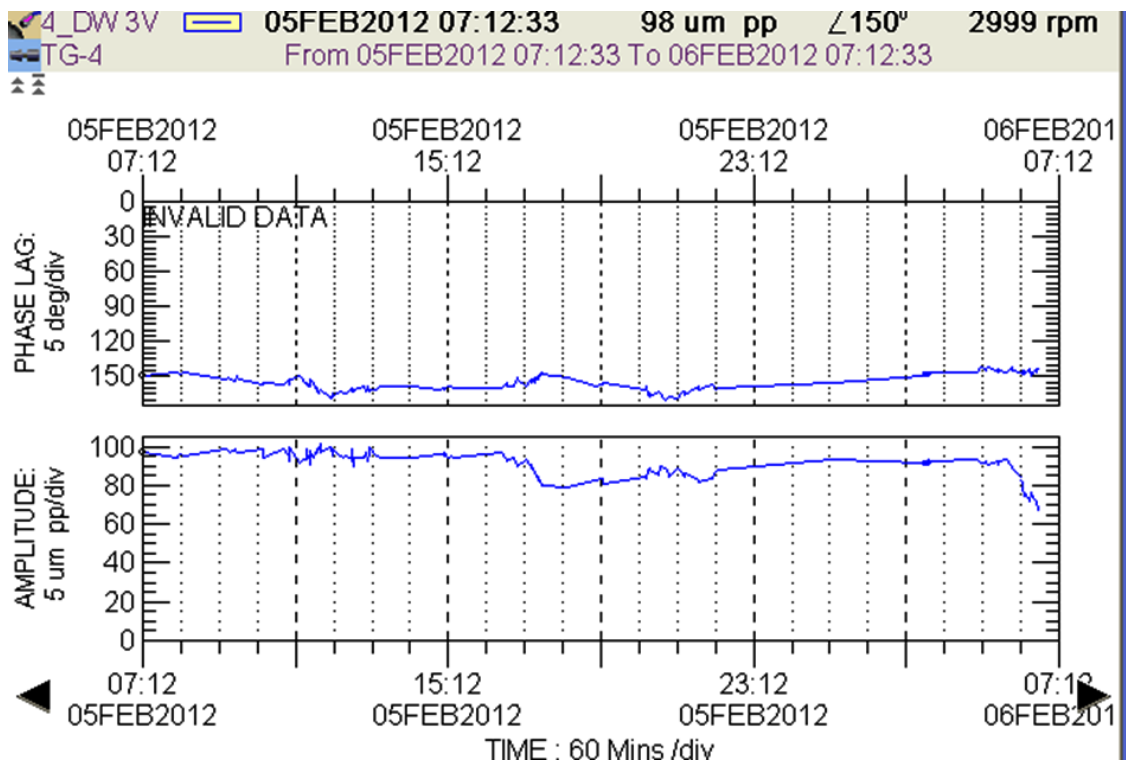
Ten przebieg jest uzyskiwany ze składowych stałych sygnałów dostarczonych przez dwa czujniki proximatorowe w układzie XY. Umożliwia obserwację i porównanie położenia wirnika w łożysku dla różnych stanów pracy maszyny, jak postój i praca, różne obciążenia, stan gorący i zimny, różne prędkości obrotowe. Dzięki temu jest wartościowym narzędziem diagnostycznym ułatwiając obserwację m. in. zużycia łożyska lub stanu wyosiowania maszyny [174].



Rys. 7.2. Wykres położenia środka wału

#### ■ Wykres amplitudy i fazy względem czasu

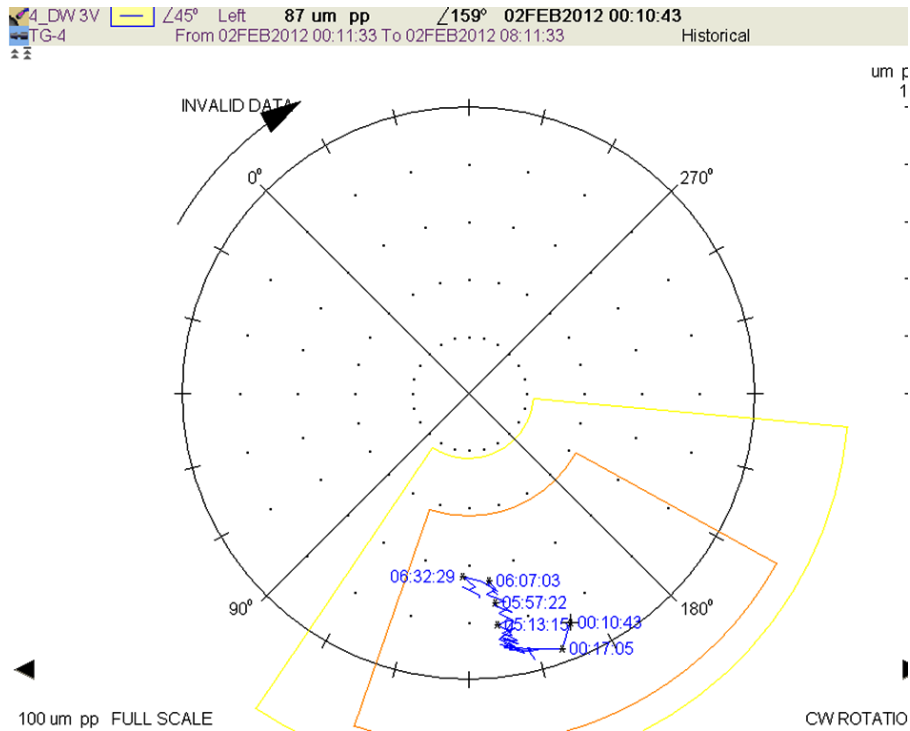
Wykres przedstawia zmianę zarówno amplitudy jak i fazy drgań dla wybranych składowych częstotliwościowych. Te wielkości mogą być prezentowane zarówno w postaci wykresów we współrzędnych kartezjańskich jak i biegunowych dla drgań 1X, 2X i nX. W stałych warunkach pracy maszyny zarówno amplituda jak i faza składowych drgań nie powinna ulegać istotnym zmianom. Ewentualnie zaobserwowane zmiany wskazują na zaistnienie zmian w stanie dynamicznym maszyny [174, 175].



Rys. 7.3. Wykres amplitudy i fazy w funkcji czasu

#### ■ Wykres rejonu akceptacji

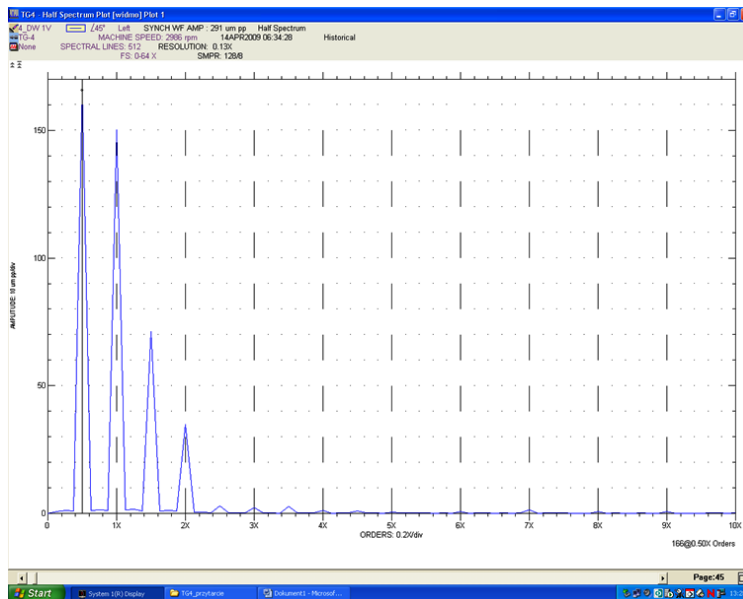
Wykres rejonu akceptacji budowany jest na podstawie trendowanych wielkości amplitudy i fazy dla składowych 1X i 2X i przedstawiany w postaci biegunowej. Na podstawie obserwacji i analizy tych wielkości użytkownik może określić normalne rejony tych wektorów dla każdego z łożysk przy określonym stanie pracy maszyny. Jeśli wektor ten zmienia swoją wielkość lub kąt fazowy, skonfigurowany alarm może ostrzegać przed powstałym problemem lub zmianą stanu dynamicznego maszyny. Zmiana tych wektorów jest szczególnie użyteczna przy identyfikacji rozpoczętego i postępującego procesu pęknięcia wału jak również przy innych uszkodzeniach. Granice alarmów powinny być ustawiane niezależnie dla minimum i maksimum amplitudy i fazy [175].



Rys. 7.4. Wykres rejonu akceptacji

### ■ Spektrum półkowe

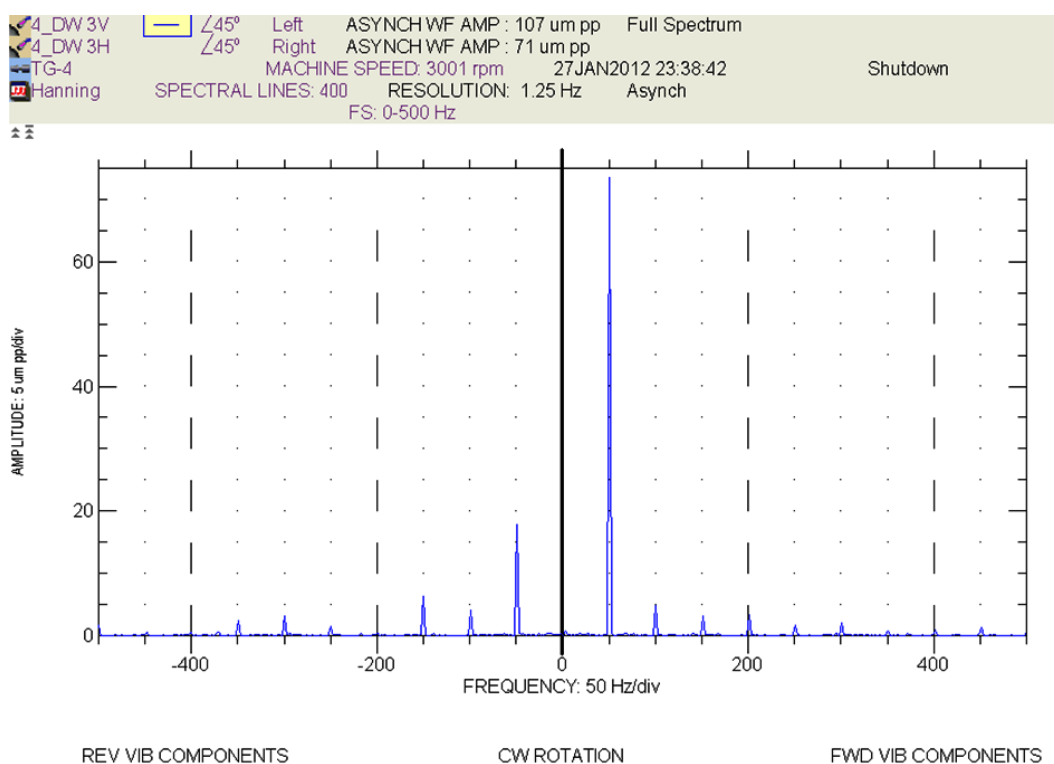
Powszechnie znana prezentacja składowych częstotliwościowych sygnału - amplituda w funkcji częstotliwości. Ten typ wykresów jest użyteczny do zobrazowania jakie składowe częstotliwościowe zawarte są w pełnym sygnale drganiowym, zarówno w postaci synchronicznej jak i asynchronicznej.



Rys. 7.5. Spektrum półkowe

## ■ Pełne spektrum

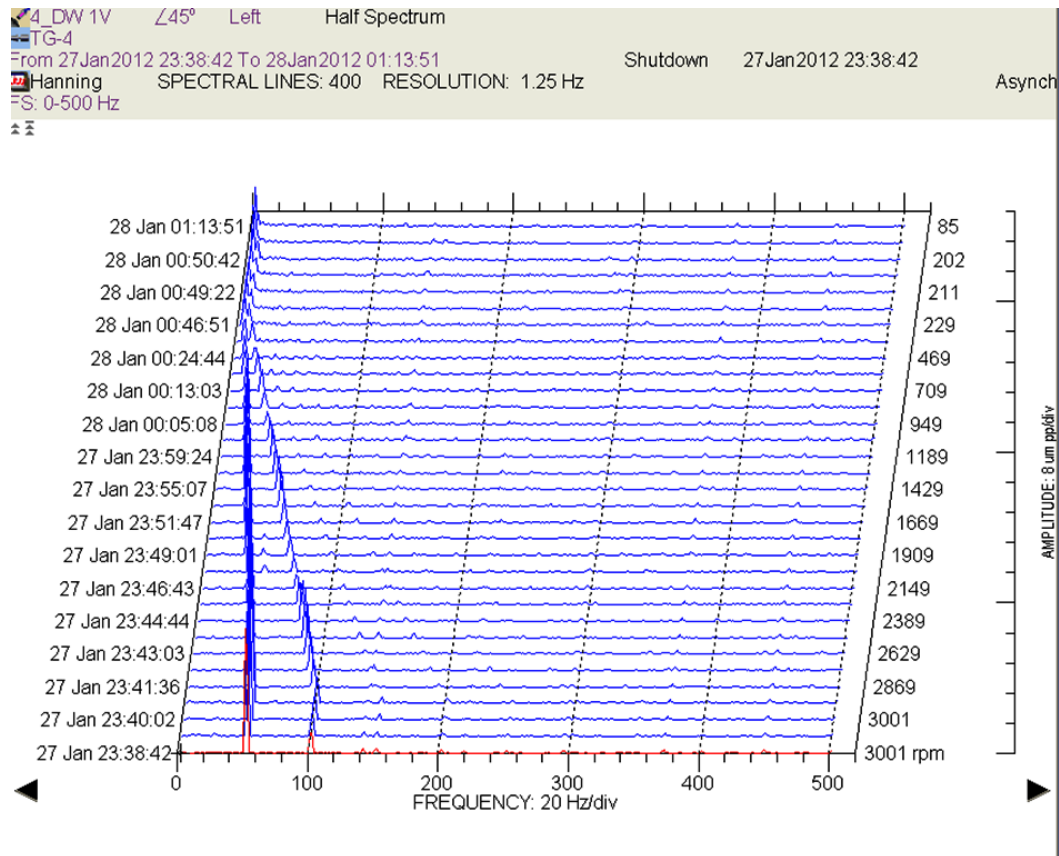
Pełne spektrum ma się tak do spektrum połówkowego jak orbita trajektorii wału ma się do przebiegu czasowego z czujnika wiropędowego. Standardowe spektrum i przebieg czasowy korzystają z sygnału wypracowanego z jednego czujnika. Pełne spektrum i orbita wymagają dwóch czujników zainstalowanych pod kątem  $90^{\circ}$ . Dzięki temu są w stanie dostarczyć informacji o kształcie orbity i kierunku precesji – współzależności pomiędzy kierunkiem obrotów wału wirnika i kierunkiem obrotów środka wału w łożysku. Amplitudowa zależność pomiędzy precesją „forward” i „reverse” pozwala określić kierunek precesji dla dowolnych składowych częstotliwościowych. Taka interpretacja jest możliwa dzięki szybkiej transformacji Fouriera dokonywanej na kompleksowym sygnale drganiowym pochodzącym z dwóch czujników. Pełne spektrum jest rozszerzoną wersją standardowego spektrum uzyskiwanego z dwóch czujników XY [175].



Rys. 7.6. Pełne spektrum

## ■ Wykres „WaterFall”

Wykres „Waterfall” jest generowany z serii wykresów Spektrum w określonym przedziale czasu na przykład dla różnych warunków pracy maszyny. Oś pionowa jest osią czasu (może być np. osią obrazującą obciążenie maszyny) Oś pozioma jest osią częstotliwości. Wykres „WaterFall” jest użytecznym narzędziem do determinowania zmian w składowych częstotliwościowych w funkcji czasu lub innych parametrów [174, 175].

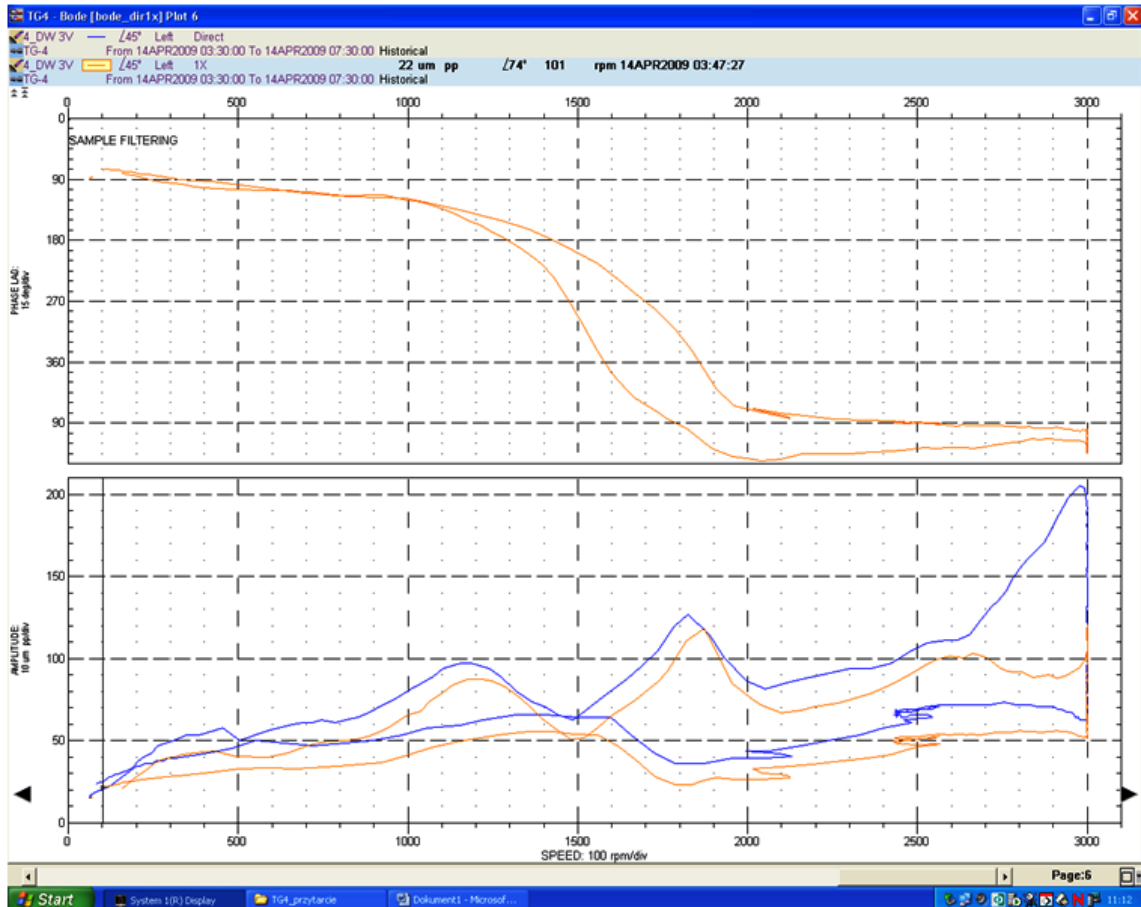


Rys. 7.7. Wykres „Waterfall”



## ■ Wykres „Bodego”

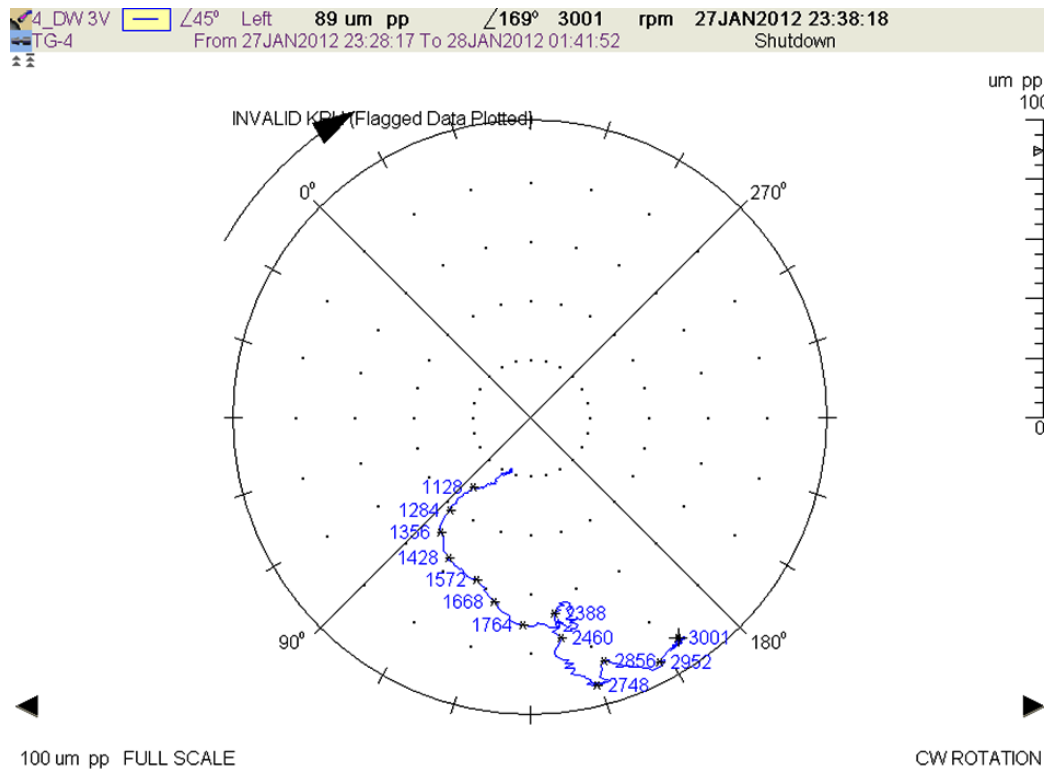
Zestaw dwóch wykresów we współrzędnych Kartezjańskich przedstawiających zmianę wektora 1X w funkcji obrotów wirnika. Ten typ wykresu może być używany dla przedstawienia zmian wektora 2X, 3X itp. Ten typ wykresu jest użyteczny dla określenia częstotliwości rezonansowych.



Rys. 7.8. Wykres „Bodego”

## ■ Wykres „Polar”

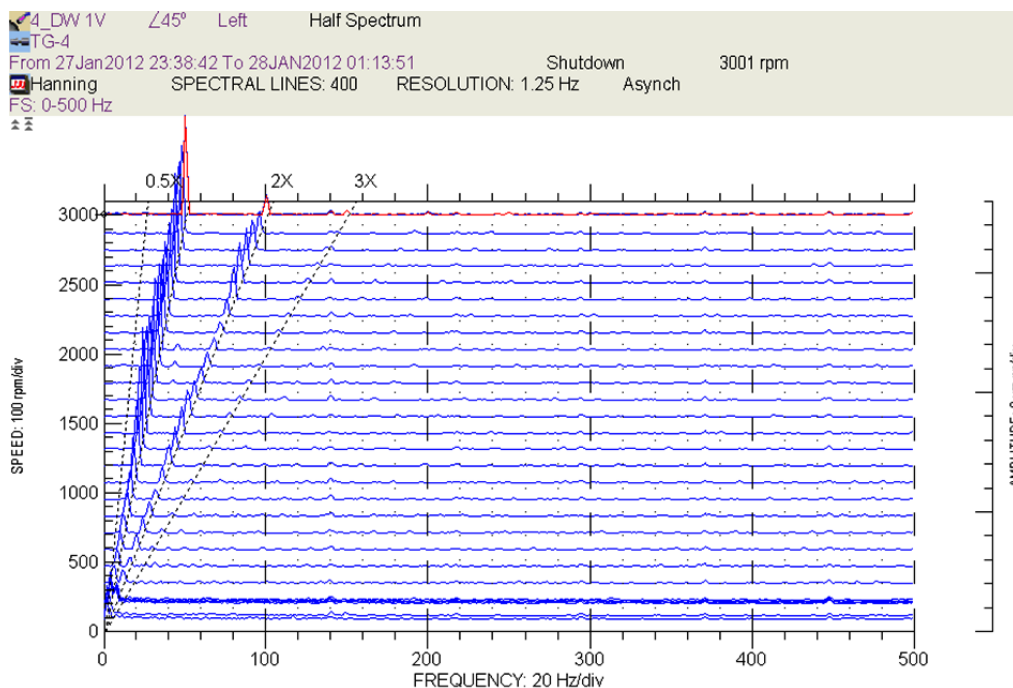
Wykres „Polar” jest narzędziem prezentującym położenie wektora 1X, 2X lub innych uzyskiwanych z pojedynczego toru pomiarowego jako funkcja obrotów wirnika. Zastosowanie tego sposobu prezentacji danych jest identyczne jak wykresu „Bodego” przy czym intuicyjnie bardziej wygodne. Tego typu wykres jest zazwyczaj generowany podczas uruchomienia lub wybiegu maszyny.



Rys. 7.9. Wykres „Polar”

## ■ Wykres kaskadowy

Wykres kaskadowy jest budowany na podstawie informacji uzyskanych z dwóch czujników XY. Przedstawia składowe częstotliwościowe sygnału drganiowego dla kierunków precesji w funkcji obrotów wirnika. Dostarcza niezastąpionych informacji o zachowaniu się wirnika w trakcie startu/wybiegu, drganiach olejowych, częstotliwościach rezonansowych.



Rys. 7.10. Wykres kaskadowy

### 7.3. Pełna procedura pomiarowa hipotetycznej maszyny krytycznej

Na podstawie wieloletnich doświadczeń autor opracował procedurę pomiarową dla hipotetycznej maszyny krytycznej.

- Obserwacja zmian wartości sumarycznych drgań bezwzględnych obudów łożysk maszyn:
  - a) wartości skutecznej prędkości sumarycznych drgań w paśmie od 2 Hz do 2,5 kHz,
  - b) amplitudy przemieszczenia sumarycznych drgań dla maszyn o prędkości obrotowej  $\leq 600$  obr/min w paśmie do 1kHz,
  - c) amplitudy i wartości skutecznej przyspieszenia sumarycznych drgań dla maszyn z łożyskami tocznymi i przekładni zębatej w pasmie od 10 Hz do 10 kHz,
  - d) amplitudy i wartości skutecznej przyspieszenia sumarycznych drgań dla maszyn z łożyskami tocznymi w pasmie od 1 kHz do 10 kHz,
- Obserwacja zmian temperatury elementów maszyn.
- Obserwacja zmian wartości sumarycznych drgań względnych wału maszyn:
  - a) amplitudy międzyszczytowej przemieszczeń wału w paśmie od 0,5 Hz do 2,5 kHz,
  - b) maksymalnego wychylenia wału w paśmie od 0,5 Hz do 2,5 kHz,
- Obserwacja mimosrodowości wału w paśmie 0,02-300Hz, zakres pomiarowy międzyszczytowa wartość 0-480  $\mu\text{m}$ ,
- Obserwacja położenia wału w panewkach:
  - a) przy nieobracającym się wale i bez oleju lewarowego,
  - b) przy nieobracającym się wale z olejem lewarowym,

- c) przy obrotach wału na obracarce,
- d) w czasie eksploatacji maszyny dla różnych obciążeń.
- Rejestracja trajektorii wału w panewkach na tle wprowadzonych luzów łożyskowych:
  - a) sumarycznej,
  - b) składowych podharmonicznych,
  - c) składowych 1x, 2x, 3x.
- Ocena stanu dynamicznego maszyn na podstawie powyższych pomiarów wg kryteriów przedstawionych w rozdz. 6 i wstępne rozpoznanie uszkodzenia wg opisu w rozdz. 9.

Dla maszyn nowo oddanych do eksploatacji poziom drgań powinien zawierać się w strefie A (STAN DOBRY).

Dla maszyn eksploatowanych poziom drgań może zawierać się w strefie B (STAN UŻYTECZNY).

- Analiza częstotliwościowa drgań bezwzględnych obudów łożysk maszyn:
  - a) wartości skutecznej prędkości sumarycznych drgań w paśmie od 2 Hz do 10 kHz,
  - e) amplitudy przemieszczenia sumarycznych drgań dla maszyn o prędkości obrotowej  $\leq 600$  obr/min w paśmie do 1kHz,
  - b) wartości skutecznej przyspieszenia sumarycznych drgań dla maszyn z łożyskami tocznymi i przekładni zębatej w pasmie od 10 Hz do 10 kHz,
  - c) analiza obwiedni dla silników i maszyn napędzanych z łożyskami tocznymi.
- Analiza częstotliwościowa drgań względnych wałów maszyn.
- Rejestracja amplitudy i fazy drgań bezwzględnych obudów łożysk i drgań względnych wału w czasie
- Rejestracja zmian wektora drgań względnych wału.
- Wizualizacja drgań wału.
- Wizualizacja drgań układu maszyna – płyta posadowcza – fundament.
- Identyfikacja uszkodzeń maszyny wg opisu rozdz. 9.
- Rejestracja krzywych wybiegowych i rozbiegowych maszyny:
  - a) wyznaczenie prędkości krytycznych maszyn,
  - b) wyznaczenie częstotliwości rezonansowych układu maszyna – płyta posadowcza – fundament.

Dodatkowo diagnosta może przy pomocy przenośnych przyrządów wykonać:

- Analiza modalną maszyny.
- Pomiar i analizę drgań bezwzględnych wału metodą bezdotykową (przetwornik laserowy).
- Wyznaczyć charakterystyki konturowe drgań i hałasu:
  - a) wokół badanej maszyny,
  - b) w pobliżu miejsc styku elementów maszyny.
- Wyznaczyć charakterystyki parametryczne maszyny:
  - a) w warunkach znamionowych pracy maszyny,
  - b) podczas biegu jałowego,
  - c) dla tych obciążeń maszyny, przy których obserwuje się wyraźne pogorszenie jej stanu dynamicznego.
- Bieżącą korektę stanu dynamicznego maszyny:

- a) doważenie wirnika maszyny zgodnie wg klasy dokładności wyważania dla różnych grup maszyn (tabela 10.1),
- b) korekcja współosiowości wałów maszyn metodą laserową z uwzględnieniem odkształceń cieplnych maszyny w czasie eksploatacji wg opisu w rozdz. 10.

#### 7.4. Przykład wykorzystania systemu monitorowania ciągłego stanu dynamicznego maszyny krytycznej

##### ■ Przypadek przystarzenia wirnika WP turbiny 200 MW podczas rozruchu

W jednej z krajowych elektrowni [74] autor analizował przebieg rozruchu turbozespołu rejestrowany przez system diagnostyki.

Blok został odstawiony do rezerwy około godziny 19.00. Bezpośrednio przed wyłączeniem sprawdzane było działanie zabezpieczeń od zwyczajki obrotów.

Zarejestrowane przebiegi drganiowe nie odbiegały od normy.

O godzinie 3.46 podano parę na maszynę.

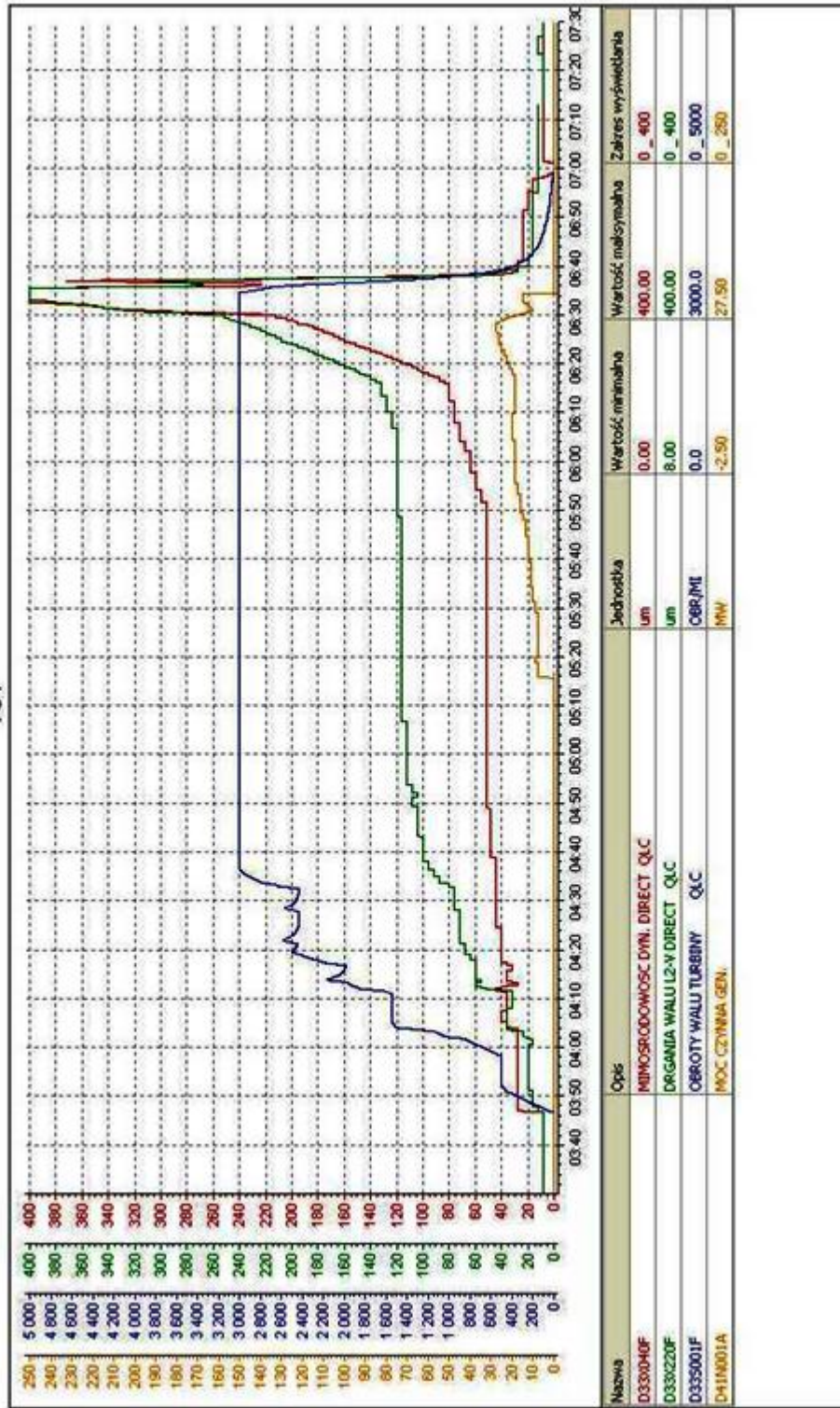
Parametry w chwili rozpoczęcia podjazdu przedstawia tabela 7.1

Tabela 7.1. Parametry turbiny w czasie rozbiegu

PARAMETR	WARTOŚĆ
wydłużenie bezwzględne WP	4 mm
wydłużenie bezwzględne SP	1.2 mm
mimośrodowość statyczna 1x	25 $\mu\text{m}$ p-p
temperatura pary świeżej przed turbiną	177 C

##### ■ Przebieg rozruchu

TG4



Rys. 7.11. Krzywe rozbiegowe turbozespołu

Podczas podjazdu parametry drganiowe były w normie. Stan dynamiczny był dobry. Po osiągnięciu 3000 rpm o godzinie 4.36 zarejestrowano następujące poziomy drgań:

Tabela 7.2. Poziomy drgań przy 3000 obr/min

<b>PUNKT</b>	<b><math>\Sigma S</math></b>	<b>1x</b>	<b>1<math>\alpha</math></b>	<b>0.5x</b>	<b>Not 1x</b>
	<b>[<math>\mu\text{m}_{p-p}</math>]</b>	<b>[<math>\mu\text{m}_{p-p}</math>]</b>	<b>[<math>^{\circ}</math>]</b>	<b>[<math>\mu\text{m}_{p-p}</math>]</b>	<b>[<math>\mu\text{m}_{p-p}</math>]</b>
1V	66	53	177	1	21
1H	60	48	321	1	19
2V	94	83	307	1	13
2H	53	47	74	1	12
3V	66	54	102	1	19
3H	41	29	210	1	12
4V	41	19	24	1	23
4H	31	13	155	1	16
Ex	47	41	252	-	22

■ 1 faza awarii

O godzinie 5.50 zarejestrowano parametry jak w tabeli 6.3.

Tabela 7.3. Parametry turbozespołu o godz. 5.50

<b>PARAMETR</b>	<b>WARTOŚĆ</b>
Moc czynna	15 MW
wydłużenie bezwzględne WP	6.6 mm
wydłużenie bezwzględne SP	1.2 mm
wydłużenie względne WP	4.48 mm
temperatura pary świeżej przed turbina	177 C

Tabela 7.4. Poziomy drgań o godz. 5.50

PUNKT	$\Sigma S$	1x	1 $\alpha$	0.5x	Not 1x
	[ $\mu\text{m}_{p-p}$ ]	[ $\mu\text{m}_{p-p}$ ]	[ $^{\circ}$ ]	[ $\mu\text{m}_{p-p}$ ]	[ $\mu\text{m}_{p-p}$ ]
1V	68	48	183	1	15
1H	52	39	322	1	17
2V	118	105	310	1	12
2H	66	58	74	1	10
3V	77	65	119	1	18
3H	38	28	224	1	10
4V	47	24	71	1	21
4H	31	14	172	1	15
Ex	53	47	266	-	19

Do godziny 5.50 NIE występowały żadne symptomy świadczące o nieprawidłowej pracy. Blok został z synchronizowany i obciążono go mocą 15 MW. Poziom drgań wałów oraz mimośrodowość pozostawały na stabilnym niskim poziomie.

#### ■ 2 faza awarii

O godzinie 6.16 zarejestrowano następujące parametry:  
Pomiędzy 5.50 i 6.16 nastąpił pewien niewielki wzrost drgań wału w łożysku 2 oraz mimośrodowości, który prawdopodobnie związany był z lekkim przycieraniem wirnika WP, który zaczął się powoli krzywić. Bardzo charakterystyczna była duża wartość wydłużeń względnych WP.

Tabela 7.5. Parametry turbozespołu pomiędzy 5.50 a 6.30

PARAMETR	WARTOŚĆ
Moc czynna	19 MW
wydłużenie bezwzględne WP	7.6 mm
wydłużenie bezwzględne SP	1.2 mm
wydłużenie względne WP	5.76



Tabela 7.6. Poziomy drgań pomiędzy 5.50 a 6.30

PUNKT	$\Sigma S$	1x	1 $\alpha$	0.5x	Not 1x
	[ $\mu\text{m}_{p-p}$ ]	[ $\mu\text{m}_{p-p}$ ]	[ $^{\circ}$ ]	[ $\mu\text{m}_{p-p}$ ]	[ $\mu\text{m}_{p-p}$ ]
1V	60	46	171	1	18
1H	53	44	310	1	17
2V	136	128	296	1	12
2H	80	73	48	1	12
3V	86	75	127	1	18
3H	36	28	237	1	12
4V	44	24	63	1	19
4H	31	18	163	1	15
Ex	86	79	247	-	18

### ■ 3 faza awarii

W tej fazie uruchomienia turbiny pomiędzy godziną 6.16 a 6.28 nastąpił bardzo intensywny wzrost drgań na łożysku 2 oraz mimośrodowości, oraz wyraźny w łożysku 1, przy czym w widmie drgań ciągle występowała tylko 1 składowa. Były to ewidentne symptomy skrzywienia wirnika WP.

Tabela 7.7. Parametry turbozespołu pomiędzy 6.16 a 6.28

PARAMETR	WARTOŚĆ
Moc czynna	26 MW
wydłużenie bezwzględne WP	8.4 mm
wydłużenie bezwzględne SP	1.2 mm
wydłużenie względne WP	6.2 mm

Tabela 7.8. Poziomy drgań pomiędzy 6.16 a 6.28

PUNKT	$\Sigma S$	1x	1 $\alpha$	0.5x	Not 1x
	[ $\mu\text{m}_{p-p}$ ]	[ $\mu\text{m}_{p-p}$ ]	[ $^{\circ}$ ]	[ $\mu\text{m}_{p-p}$ ]	[ $\mu\text{m}_{p-p}$ ]
1V	111	99	194	2	30
1H	130	118	325		27
2V	237	228	288	1	20
2H	149	139	42		15
3V	125	113	131	-	21
3H	50	41	258	-	11
4V	45	26	79	2	20
4H	30	18	162		15
Ex	207	185	242		30

■ 4 faza awarii - moment wybicia bloku godzina 6.34.22

Następuje dalsze krzywienie wału, wzrost 1 składowej na łożyskach 1,2,3 i gwałtowne wzbudzenie się składowej  $\frac{1}{2}x$  (czyli 25 Hz). Są ewidentne symptomy przytarcia.

Blok zostaje wybity w sposób manualny przez obsługę. Algorytm automatycznego wybicia bloku zakłada jednoczesny wzrost drgań w obu kanałach ( V i H ) powyżej zadanego progu (próg ten wynosi  $340 \mu\text{m}_{p-p}$ ). Najbliżej pobudzenia było łożysko 2 – niemniej jednak dopiero po wybicciu został pobudzony alarm.

Tabela 7.9. Parametry turbozespołu przed wybicciem

PARAMETR	WARTOŚĆ
Moc czynna	15 MW
wydłużenie bezwzględne WP	8.8 mm
wydłużenie bezwzględne SP	1.6 mm
wydłużenie względne WP	6.24 mm

Tabela 7.10. Poziomy drgań przed wybiciem turbozespołu

<b>PUNKT</b>	<b>ΣS</b>	<b>1x</b>	<b>1α</b>	<b>0.5x</b>	<b>Not 1x</b>
	<b>[μm<sub>p-p</sub>]</b>	<b>[μm<sub>p-p</sub>]</b>	<b>[ ° ]</b>	<b>[μm<sub>p-p</sub>]</b>	<b>[μm<sub>p-p</sub>]</b>
<b>1V</b>	<b>251</b>	<b>139</b>	<b>218</b>	<b>158</b>	<b>166</b>
<b>1H</b>	<b>270</b>	<b>194</b>	<b>248</b>	<b>121</b>	<b>141</b>
<b>2V</b>	<b>505</b>	<b>187</b>	<b>281</b>	<b>411</b>	<b>355</b>
<b>2H</b>	<b>322</b>	<b>168</b>	<b>43</b>	<b>263</b>	<b>243</b>
<b>3V</b>	<b>195</b>	<b>104</b>	<b>122</b>	<b>119</b>	<b>133</b>
<b>3H</b>	<b>71</b>	<b>46</b>	<b>257</b>	<b>17</b>	<b>31</b>
<b>4V</b>	<b>67</b>	<b>33</b>	<b>82</b>	<b>26</b>	<b>40</b>
<b>4H</b>	<b>39</b>	<b>19</b>	<b>162</b>	<b>10</b>	<b>25</b>
<b>Ex</b>	<b>650</b>	<b>202</b>	<b>321</b>	<b>513</b>	<b>416</b>

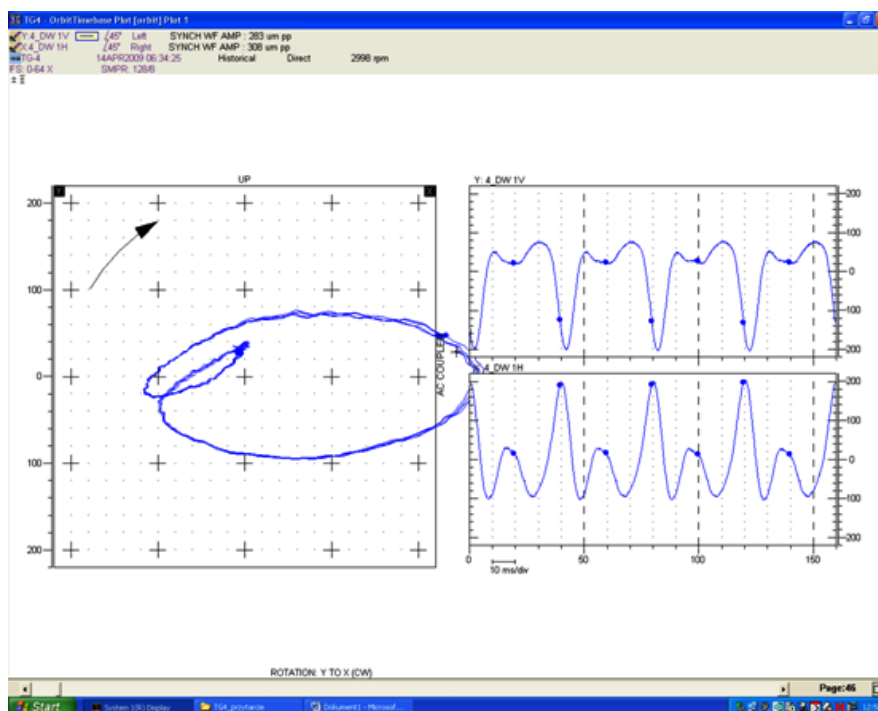
Tabela 7.11. Maksymalny ruch wału w poszczególnych łożyskach odczytany na podstawie trajektorii ruchu czopa (orbita)

<b>ŁOŻYSKO</b>	<b>KIERUNEK</b>	<b>GODZINA</b>	<b>WARTOŚĆ [μm<sub>p-p</sub>]</b>
<b>1</b>	<b>poziomy</b>	<b>6:34:28</b>	<b>400</b>
<b>2</b>	<b>poziomy</b>	<b>6:34:28</b>	<b>600</b>
<b>3</b>	<b>zgodny z czujnikiem V</b>	<b>6:34:28</b>	<b>202</b>
<b>4</b>	<b>zgodny z czujnikiem V</b>	<b>6:34:28</b>	<b>64</b>
<b>mimośrodowość</b>	<b>poziomy</b>	<b>6:34:28</b>	<b>650</b>

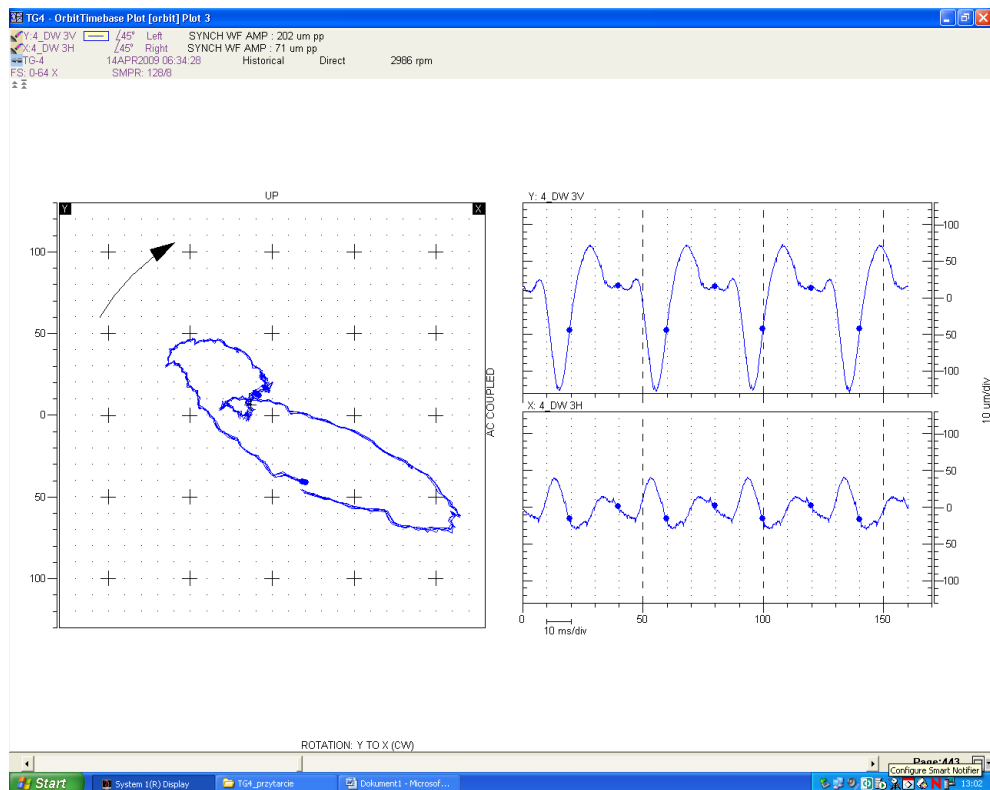
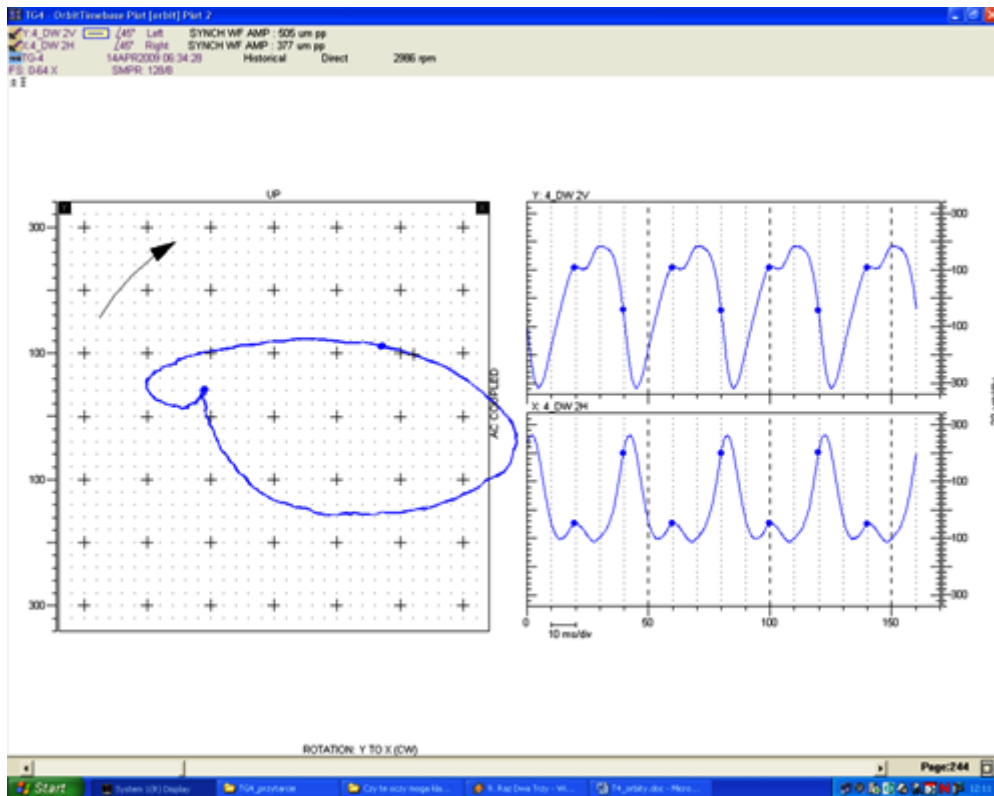
Tabela 7.12. Maksymalne drgania składowej 1x podczas wybiegu

<b>PUNKT POMIAROWY</b>	<b>OBROTY</b>	<b>1x</b>	<b>1<math>\alpha</math></b>
	[rpm]	[ $\mu\text{m}_{p-p}$ ]	[ $^{\circ}$ ]
<b>1V</b>	<b>1584</b>	<b>234</b>	<b>173</b>
<b>1H</b>	<b>1884</b>	<b>289</b>	<b>326</b>
<b>2V</b>	<b>1788</b>	<b>298</b>	<b>322</b>
<b>2H</b>	<b>2928</b>	<b>188</b>	<b>39</b>
<b>3V</b>	<b>1860</b>	<b>120</b>	<b>113</b>
<b>3H</b>	<b>1932</b>	<b>47</b>	<b>232</b>
<b>4V</b>	<b>1584</b>	<b>47</b>	<b>23</b>
<b>4H</b>	<b>1464</b>	<b>26</b>	<b>132</b>
<b>Ex</b>	<b>1608</b>	<b>359</b>	<b>162</b>

■ Trajektorie (orbity) wału



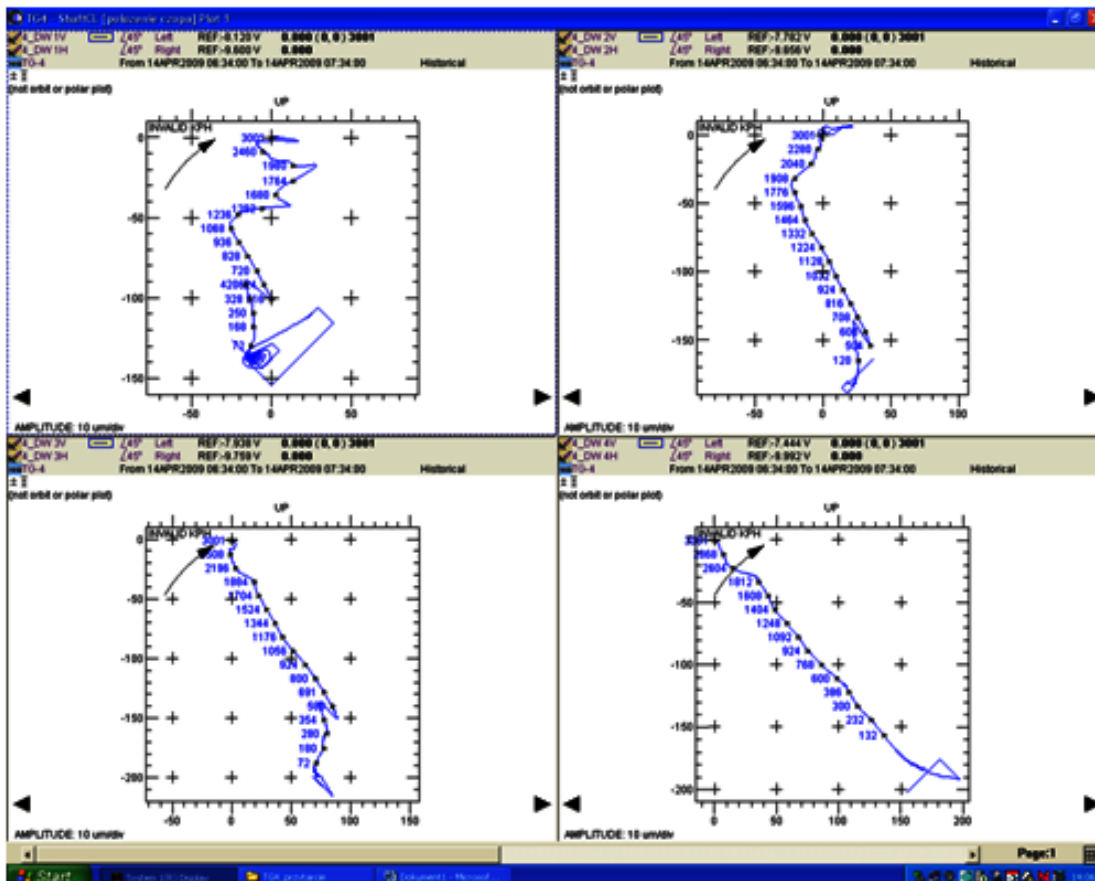
Rys. 7.12. Orbita wału w panewce łoż. 1



Rys. 7.13. Orbita wału w panewce łoż. 2 i 3

Trajektorie ruchu wału (orbita) pokazują, że największy ruch wału wystąpił na łożysku 2 (chwile po wybiciu turbiny) – w kierunku poziomym drgania osiągnęły wartość  $600 \mu\text{m}_{p-p}$ . Na orbicie występują dwa znaczniki fazy – co świadczy o dominowaniu składowej 0.5x.

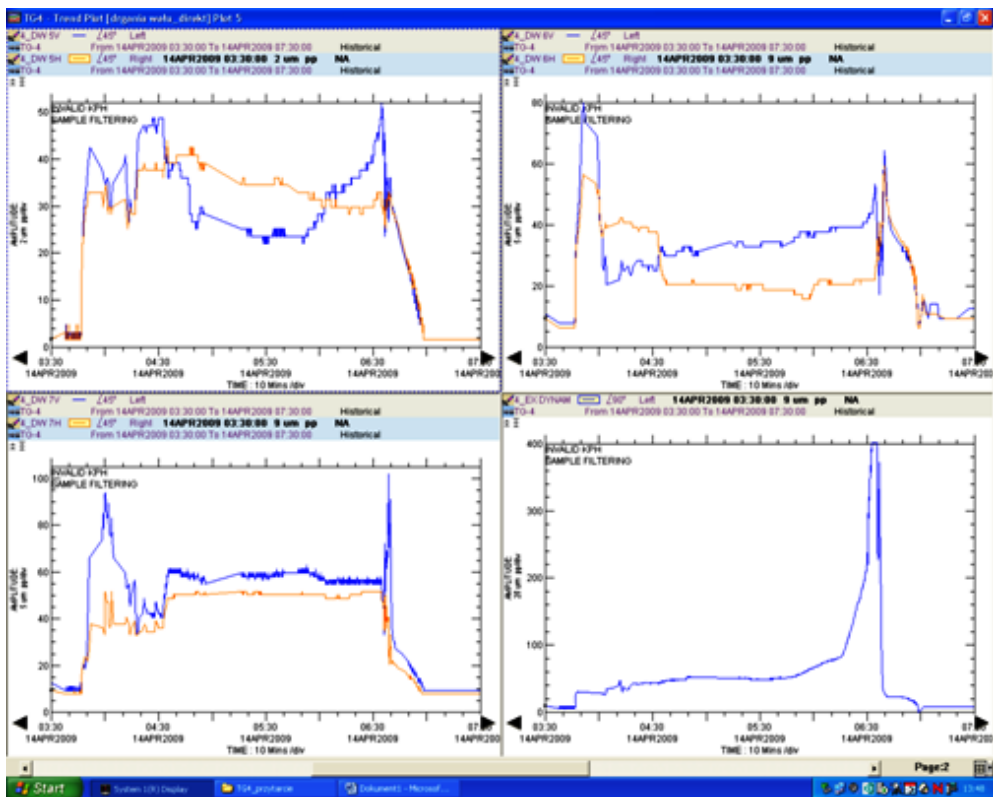
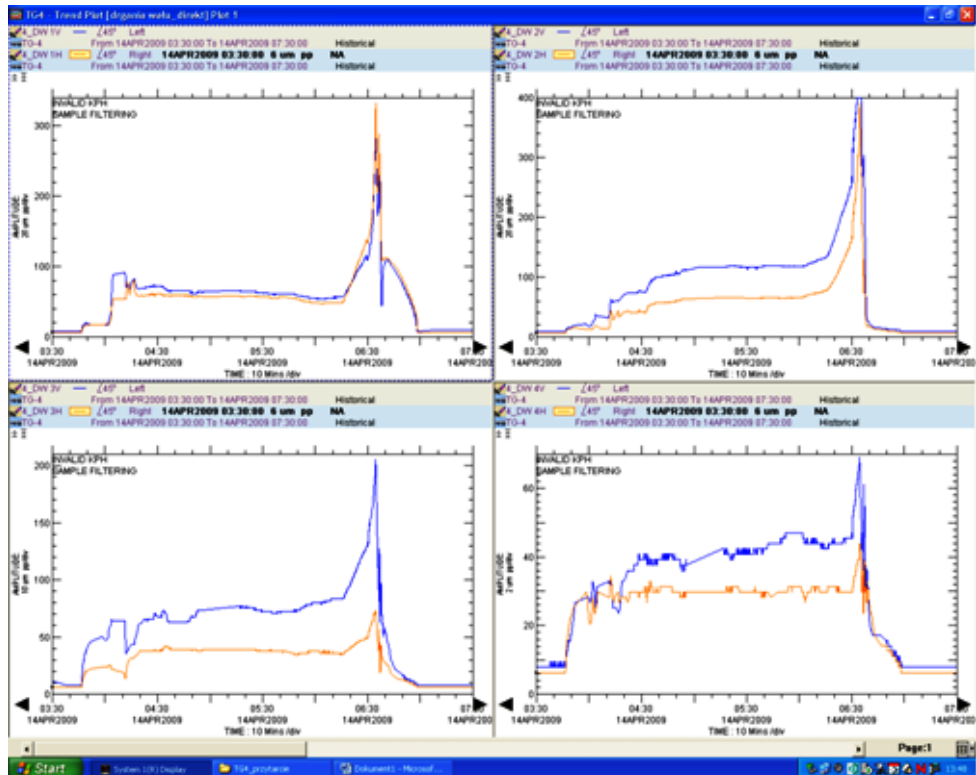
■ Położenie czopa wału



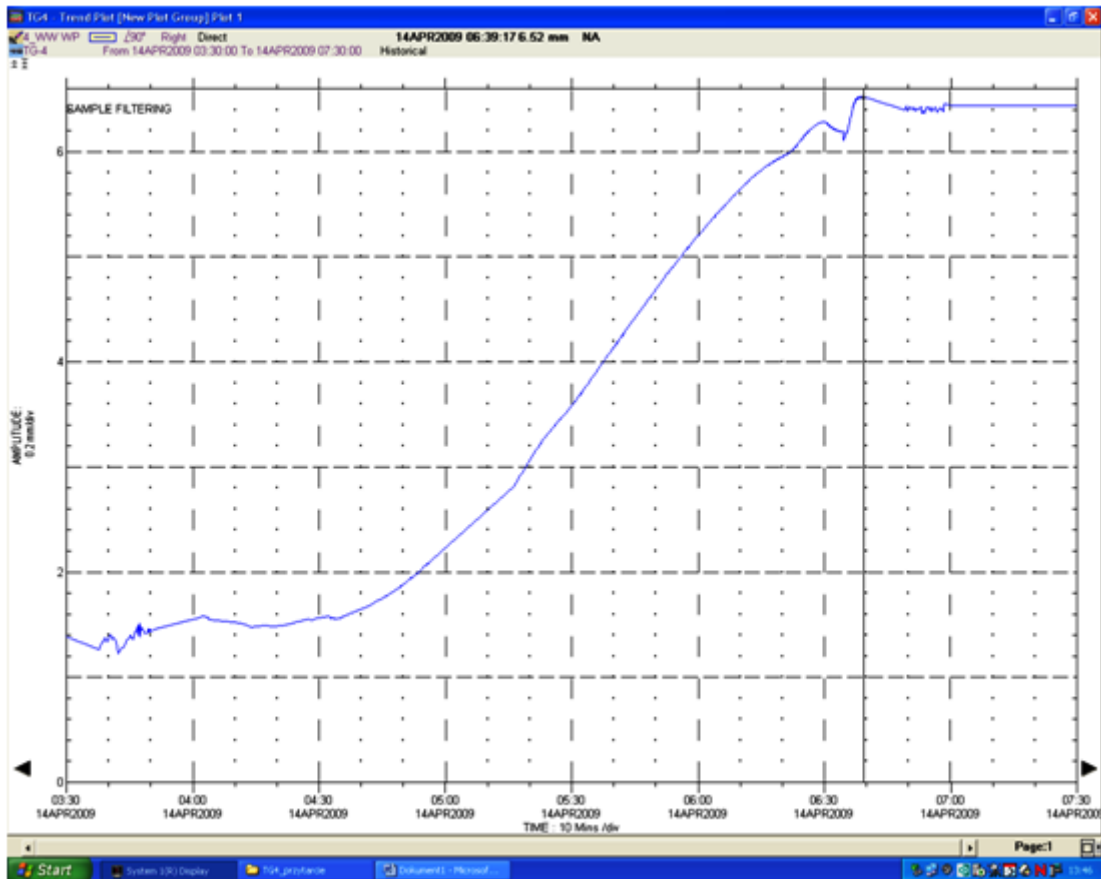
Rys. 7.14. Położenie czopa wału łoż. 1

Przesunięcie położenia wału podczas przytarcia jest największe na łożyskach 1 i 2, co dodatkowo potwierdza hipotezę o przytarcu na wirniku WP.

- Trendy poziomu drgań



Rys. 7.15. Trendy poziomów drgań dla poszczególnych łożysk

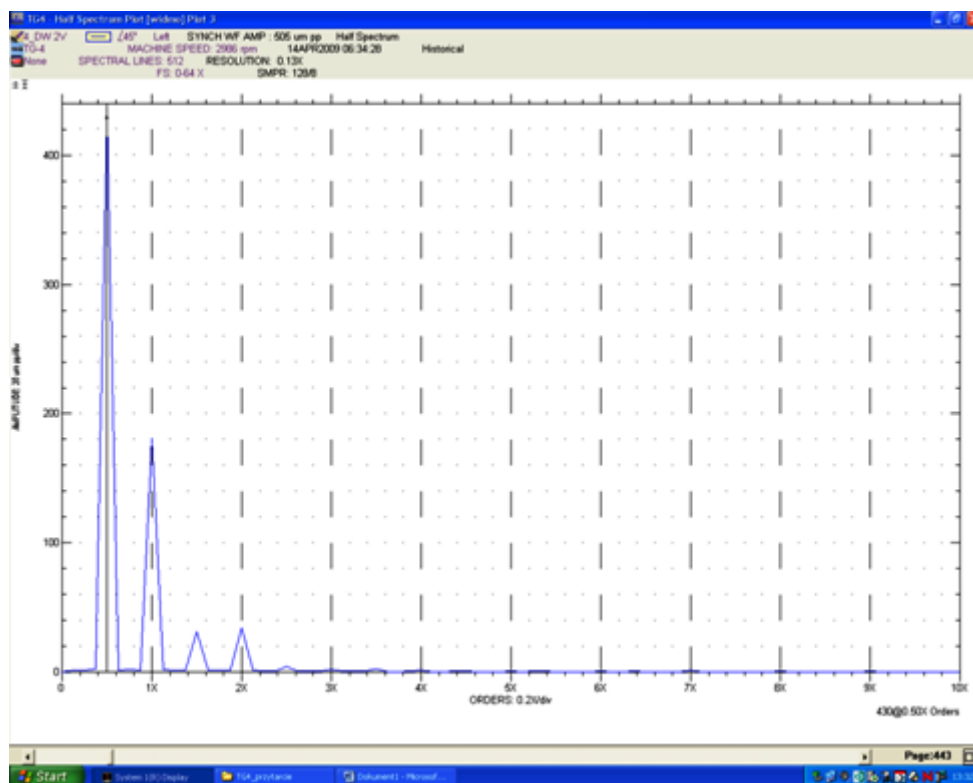
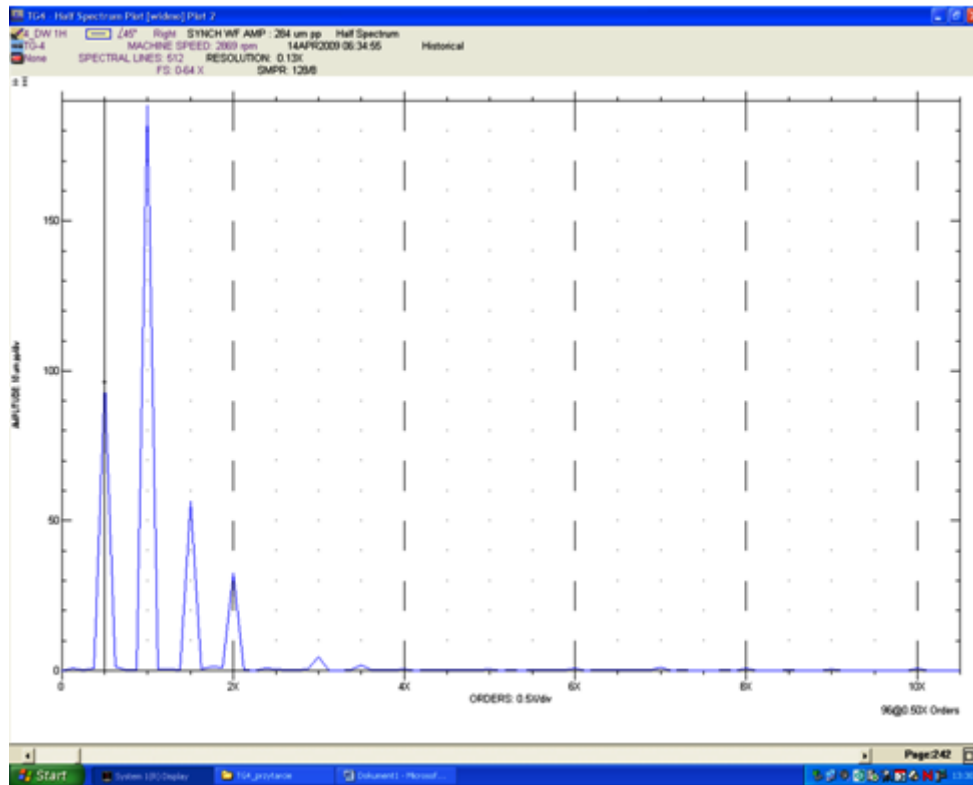


Rys. 7.16. Wydłużenia względne części WP

Trendy drgań wykazują, że przytarcie jest skorelowane ze wzrostem wydłużeń względnych. Pierwsze symptomy przytarcia wystąpiły o 5.52, przy następujących parametrach: wydłużenie względne WP + 4.8 mm, względne SP +2.76 mm, wydłużenie bezwzględne WP 6.4 mm, moc czynna 16 MW. Faza intensywnego krzywienia wału zaczęła się o godzinie 6.16: wydłużenie względne WP + 5.7mm, względne SP +3.48 mm, wydłużenie bezwzględne WP 7.6 mm, moc czynna 18.75 MW

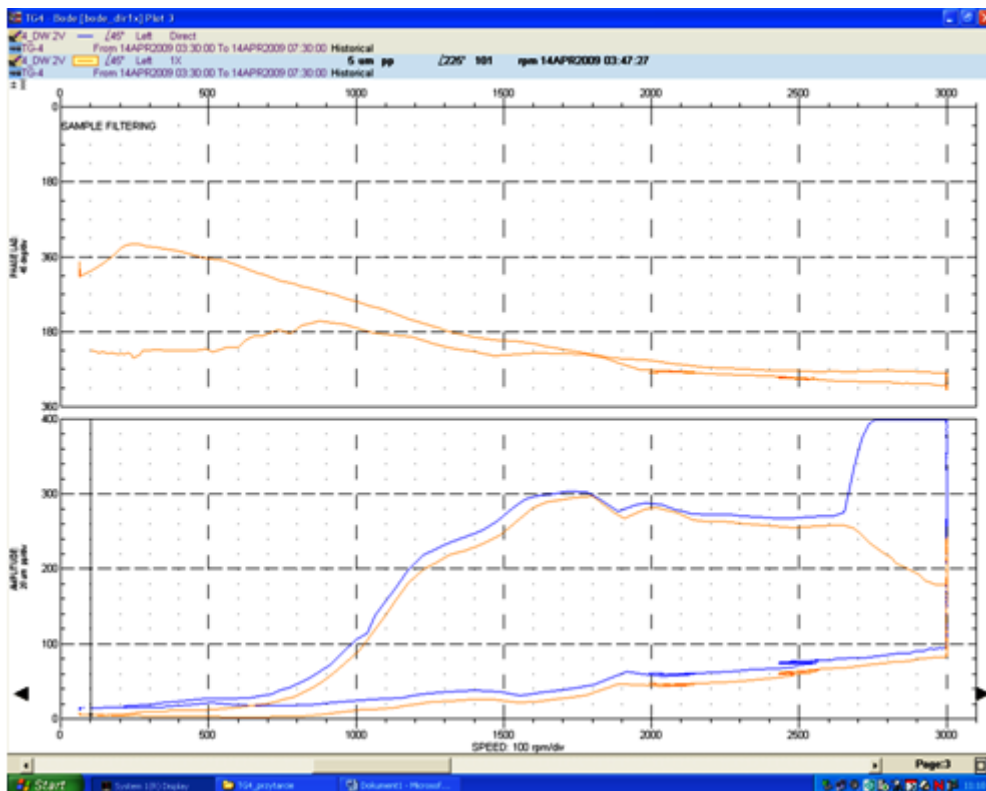
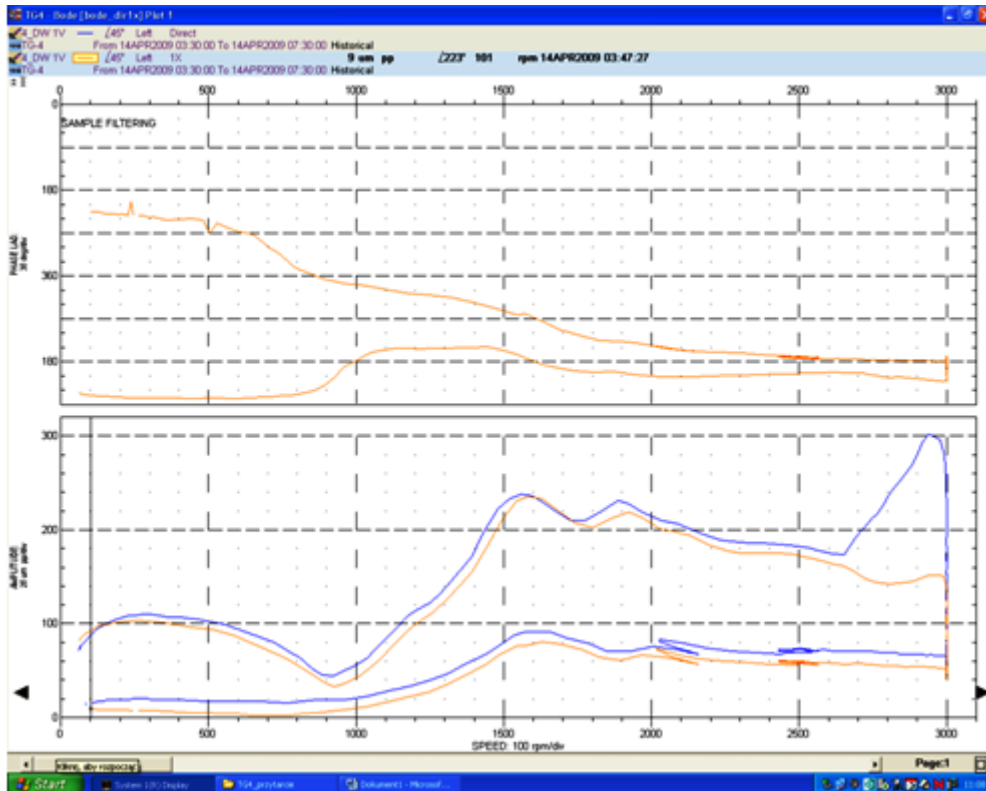


## ■ Widma drgań



Rys. 7.17. Widma drgań względnych wału łoż. 1 i 2

■ Wykres „Bodego”



Rys. 7.18. Wykresy „Bodego” dla łoż. 1 i 2

Wykresy przedstawiają charakterystyki amplitudowo fazowe składowej 1x oraz wartość direkt (sumy drgań) zarejestrowane podczas rozruchu. Wartości sumaryczne drgań wału przekroczyły wartość  $400 \mu\text{m}_{p-p}$  na łożysku 2 oraz w punkcie pomiaru mimośrodowości. Na wartość sumaryczną składały się w momencie wybicia obok składowej 1x składowe subharmoniczne i interharmoniczne, głównie jednak składowa 0.5x.

Znamienny jest zanik składowych 0.5x poniżej obrotów około 2600 rpm. Jest to bardzo charakterystyczne dla drgań samowzbudnych związanych z przytarciami: drgania samowzbudne wygaszają się poniżej pewnej prędkości obrotowej progowej.

## ■ Wnioski

Na turbinie TG podczas uruchomienia bloku w dniu 14 kwietnia doszło do przytarcia w części WP turbiny. Był to rozruch ze stanu zimnego. W pierwszej fazie rozruchu (godz. 3.46 - 5.50) tzn. podczas podjazdu, synchronizacji oraz wstępnego obciążania nie występowały jakiegokolwiek objawy świadczące o nieprawidłowej pracy. Wydłużenia względne WP systematycznie w tym czasie rosły osiągając o 5.50 wartość 4.48 mm. W ciągu następnych 25 minut zauważalny był niewielki wzrost drgań na łożysku 2 i mimośrodowości - były to pierwsze symptomy przycierania - na skutek kontaktu części nieruchomych z wirnikiem WP następowało powolne zwiększanie jego krzywizny.

Po godzinie 6.16 (przy wydłużeniu względnym WP wynoszącym 6.2 mm) nastąpił bardzo intensywny wzrost drgań na łożysku 2 oraz mimośrodowości, wyraźny wzrost w łożysku 1, przy czym w widmie drgań ciągle występowała tylko 1 składowa. Były to ewidentne symptomy skrzywienia wirnika WP. Po kolejnych dwunastu minutach nastąpiło wzbudzenie się drgań samowzbudnych o częstotliwości 0.5x. O godzinie 6.34.22 obsługa wybiła maszynę (mimośrodowość przekroczyła  $400 \mu\text{m}_{p-p}$  i to prawdopodobnie skłoniło obsługę do wybicia maszyny). Zabezpieczenie od wzrostu drgań pobudzone zostało dopiero około 6 sekund po wybiceniu maszyny o godzinie 6.34.28.

Przy wybiegu zarejestrowano podwyższone poziomy drgań na łożysku 1, 2 i mimośrodowości wału przy przechodzeniu przez obroty krytyczne wirnika WP. Podwyższony ruch wału występował na niskich obrotach na łożysku 1, ale wirnik się szybko wyprostował. Przytarcie było więc lekkie i spowodowało przejściowe skrzywienie wirnika WP. Przytarcie miało miejsce prawdopodobnie na dławnicy wlotowej WP - w kierunku osiowym.

Graniczne wydłużenie względne WP podane w instrukcji eksploatacji (+6.5 mm) nie zostały wprawdzie przekroczone, ale okazało się, że prowadzenie ruchu turbiny przy wartościach zbliżonych do granicznych nie było możliwe. Przy wartości +6 mm rozpoczął się proces intensywnego przycierania wirnika WP.

**Algorytm zabezpieczenia od wzrostu drgań nie okazał się skuteczny. Była zbyt duża różnica pomiędzy ruchem wału w kierunku V i H, by nastąpiło jednoczesne przekroczenie wartości  $340 \mu\text{m}_{p-p}$ . we właściwym czasie - chociaż jak wykazała analiza zarejestrowanych w systemie sygnałów w łożysku 2 w kierunku poziomym ruch wału doszedł do  $600 \mu\text{m}_{p-p}$ , a mimośrodowość dynamiczna doszła do  $650 \mu\text{m}_{p-p}$ . Gdyby zrezygnować z zasady „dwa z dwóch”, przy zostawieniu ustawionych progów, to turbina zostałaby wyłączona o godzinie 6.31.17, czyli 3 minuty wcześniej niż zrobiła to ob-**

sługa. Gdyby zachować zasadę „dwa z dwóch” i obniżyć progi do 260  $\mu\text{m}$  p-p, to turbina zostałaby wyłączona o godzinie 6.32.50. Ściślej biorąc zostałyby spełnione kryteria algorytmu, bo jeszcze występuje zwłoka zadziałania. Wydaje się, że drugi wariant jest lepszy: tzn. obniżenie progów zadziałania. Mielibyśmy tutaj zgodność z wartością podaną w normie.

## 8. POMIARY I DIAGNOSTYKA MASZYN QUASI-KRYTYCZNYCH I POMOCNICZYCH

Maszyny QUSI-KRYTYCZNE i POMOCNICZE są nadzorowane przez autora za pomocą przenośnego sprzętu pomiarowego (zbieracze danych) w sposób:

- okresowy,
- sporadyczny (na zlecenie).

Niektóre maszyny quasi-krytyczne są wyposażone w systemy zabezpieczeń. Dla maszyn nadzorowanych okresowo gromadzi się wyniki pomiarów w bazie danych systemu nadzoru maszyn. **Diagnostyka maszyn quasi-krytycznych i pomocniczych jest częścią systemu nadzoru i diagnostyki w przedsiębiorstwie. Oprogramowanie jest zunifikowane dla nadzoru wszelkich klas maszyn.**

Autor opracował trasy pomiarowe i częstotliwość badań okresowych stanu dynamicznego maszyn pomocniczych oraz wprowadził klasyfikację stref stanu dynamicznego maszyn wg normy ISO 10816.

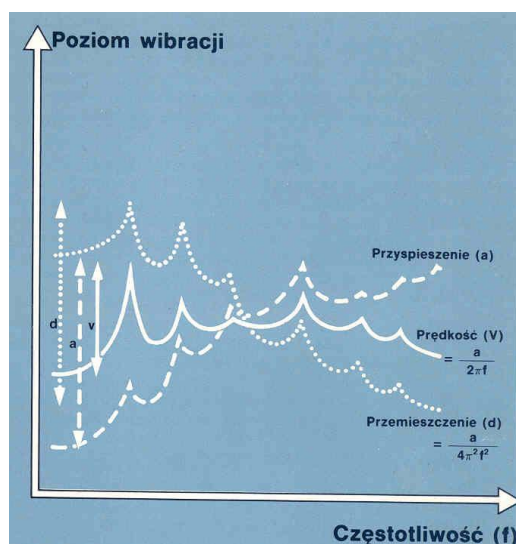
Tabela 8.1. Trasy pom., częstotliwość bad. okresowych i strefy stanu dyn.

Lp.	ZESPOŁY MASZYN	CZĘSTOTLIWOŚĆ BADAŃ	STREFY STANU DYNAMICZNEGO I WARTOŚCI GRANICZNE STREF [mm/s]		
			A < V <sub>RMS</sub> < B	B < V <sub>RMS</sub> < C	C < V <sub>RMS</sub> < D
1.	Turbozespół	co 4 tygodnie	3,8	7,5	11,8
2.	Turbopompa	co 4 tygodnie	3,5	7,1	11
3.	Elektropompa	na zgłoszenie	2,3	4,5	7,1
4.	Wentylatory spalin 1WS3, 2WS3	co 4 tygodnie	2,3	4,5	7,1
			3,5	7,1	11
5.	Wentylatory podmuchu	co 4 tygodnie	2,3	4,5	7,1
6.	Wentylatory młynowe	co 4 tygodnie	2,3	4,5	7,1
7.	Młyny węglowe	co 4 tygodnie	2,3	4,5	7,1
8.	Pompy kondensatu PK, PE Silniki pomp kond.	co 5 tygodni	2,3	4,5	7,1
			3,5	7,1	11
9.	Sprężarki: SA1-SA5 SA8-SA10	co 4 tygodnie	2,3	4,5	7,1
			1,4	2,8	4,5
10.	Pompy cyrkulacyjne układu absorbera	co 8 tygodni	1,4	2,8	4,5
11.	Pompy wody chłodzącej	co 8 tygodni	2,3	4,5	7,1
12.	Pompy wody zdekarbonizowanej	co 5 tygodni	2,3	4,5	7,1
13.	Pompy bagrowe	co 5 tygodni	2,3	4,5	7,1
14.	Pompy główne (Małą Panew)	co 6 tygodni	2,3	4,5	7,1
15.	Pompy wody powrotnej	co 5 tygodni	2,3	4,5	7,1
16.	Dmuchawy powietrza uszczelniającego	co 5 tygodni	1,4	2,8	4,5
17.	Napędy przenośników węgla	co 8 tygodni	2,3	4,5	7,1
18.	Pompy olejowe (mazutownia)	co 4 tygodnie	1,4	2,8	4,5
19.	Pompy cyrkulacyjne kotła (NK1,NK2)	co 4 tygodnie	3,5	7,1	11
20.	Wentylatory ROFA	co 4 tygodnie	3,5	7,1	11

## 8.1. Wybór wielkości pomiarowej

Przemieszczenie, prędkość i przyspieszenie drgań to wielkości drganiowe określające stan dynamiczny maszyn i innych urządzeń. Przemieszczenie drgań najlepiej odzwierciedla drgania w zakresie niskich częstotliwości, dla maszyn wolnoobrotowych poniżej 600 obr/min (10 Hz), ponieważ drgania o małych częstotliwościach charakteryzują się dużymi przemieszczeniami. Prędkość drgań najlepiej odzwierciedla stan maszyny przy częstotliwościach drgań od ok. 30 Hz do 1500 Hz, natomiast przyspieszenie drgań w wysokich zakresach częstotliwości [22, 23, 25, 26, 32, 36, 37, 38, 53, 56, 137, 138, 193, 194, 207].

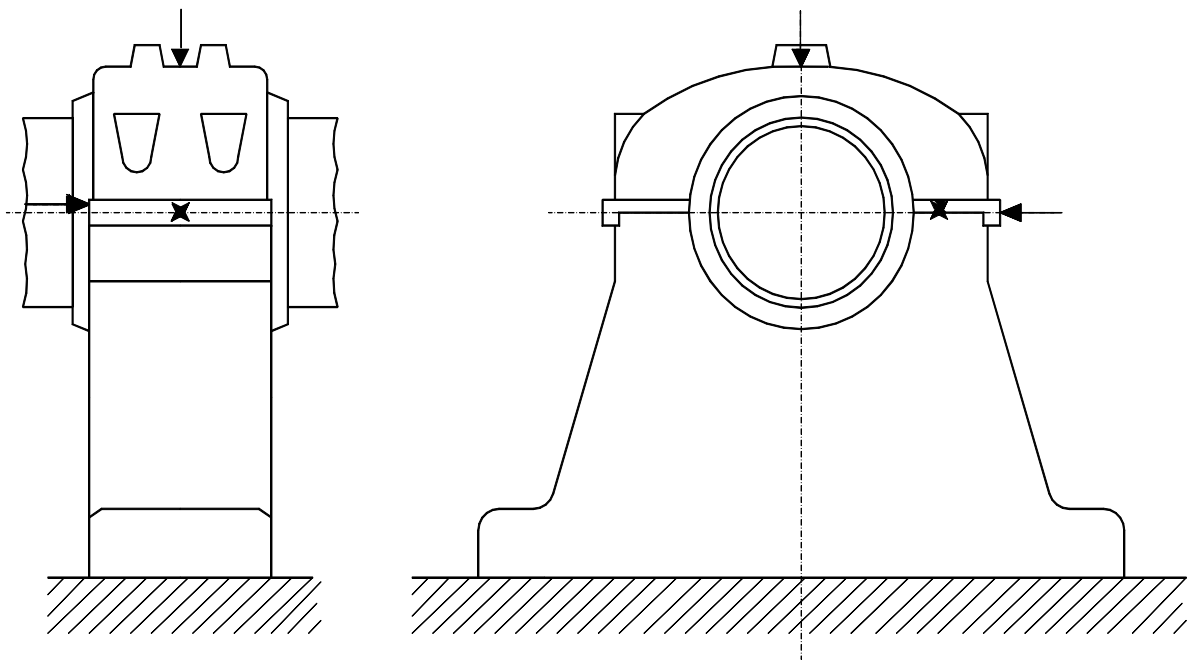
Wybór wielkości pomiarowej jest szczególnie ważny przy przeprowadzaniu pomiaru w szerokim pasmie częstotliwości jeśli sygnał wibracji posiada składowe o różnych częstotliwościach. Doświadczenia autora pokazują, że wielkością najlepiej charakteryzującą drgania w zakresie od 10 Hz do 1 kHz jest wartość skuteczna RMS prędkości drgań, która jest proporcjonalna do poziomu energii drgań. Drgania o niskiej i wysokiej częstotliwości mają jednakową wagę z punktu widzenia energii drgań (rys. 8.1).



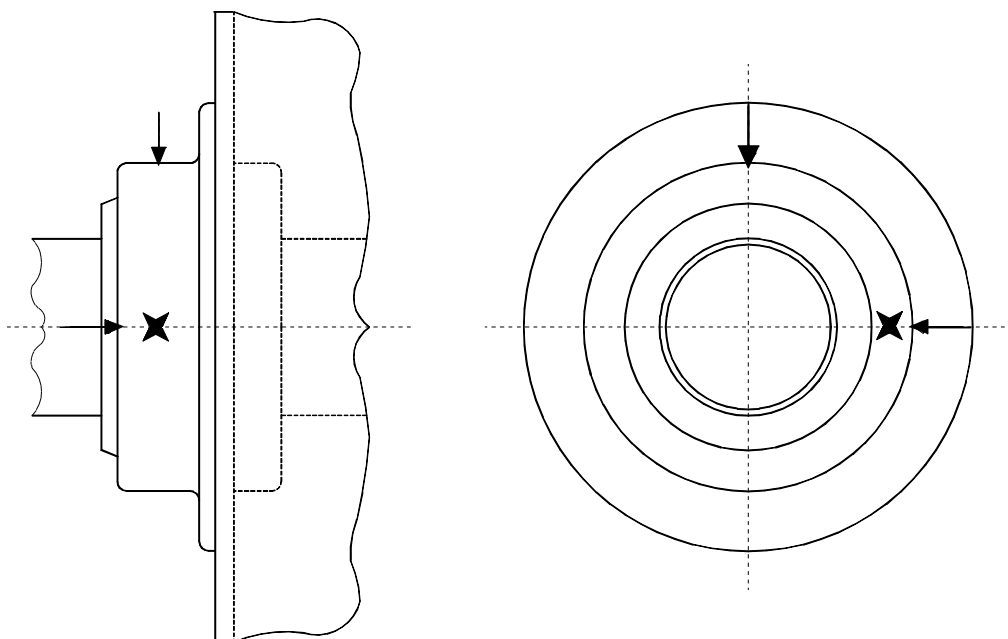
Rys. 8.1. Widma drgań przemieszczenia, prędkości i przyspieszenia drgań [24, 25]

## 8.2. Punkty pomiarowe przy pomiarze drgań bezwzględnych

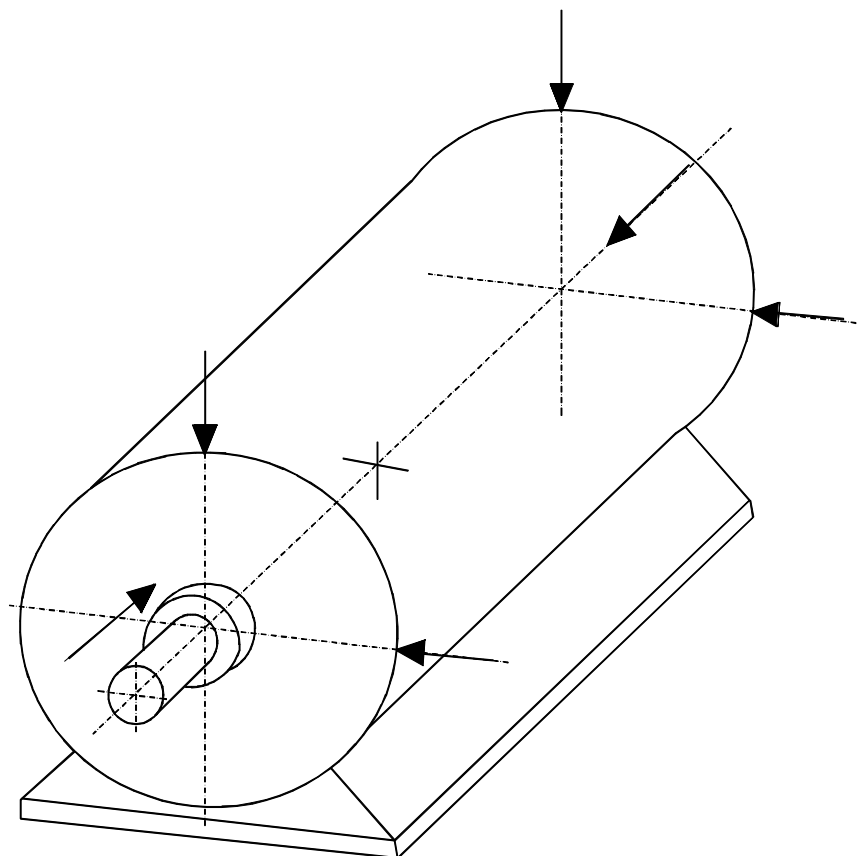
Pomiary drgań bezwzględnych łożysk autor wykonuje zgodnie z Normą ISO 10816 na ich obudowach, a jeżeli to niemożliwe na tarczach łożyskowych albo na korpusie maszyny w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach: w płaszczyźnie prostopadłej do osi wału w kierunku poziomym i pionowym oraz wzdłuż osi wału na wysokości osi, możliwie jak najbliżej wału (na rys. ←, → kierunek poziomy, ↓ kierunek pionowy, × kierunek osiowy). W przypadkach koniecznych wykonuje się pomiary w innych punktach np. na łapach maszyny, z odnotowaniem tego w protokole pomiarowym.



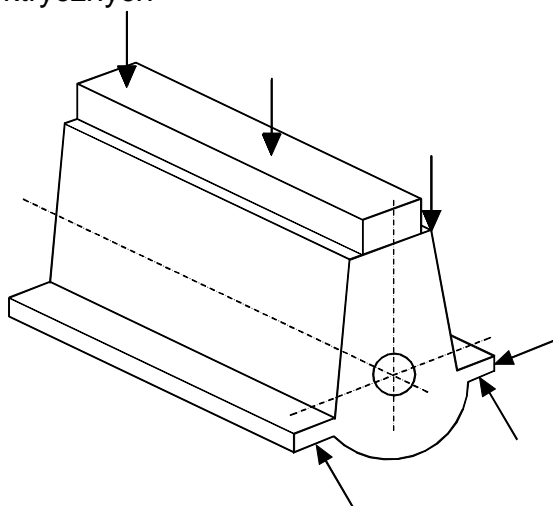
Rys. 8.2. Rozmieszczenie punktów pomiarowych dla stojaków łożyskowych



Rys. 8.3. Rozmieszczenie punktów i oznaczenie kierunków pomiarowych dla opraw łożyskowych

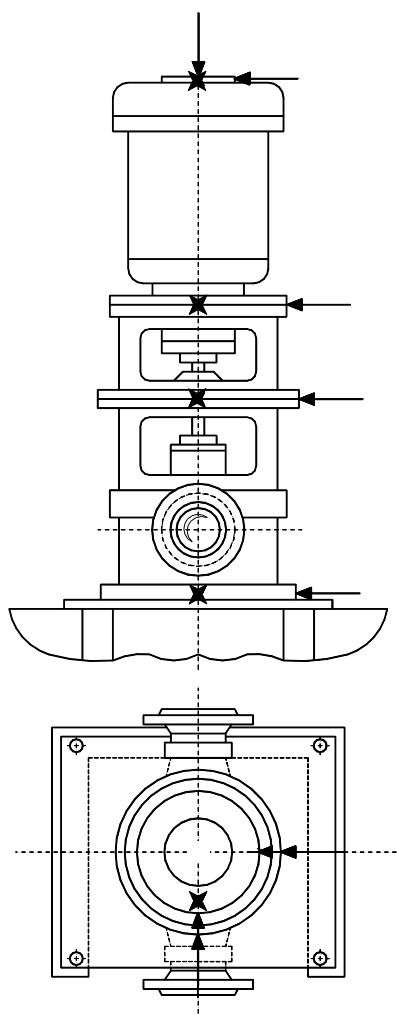


Rys. 8.4. Rozmieszczenie punktów i oznaczenie kierunków pomiarowych dla maszyn elektrycznych



Rys. 8.5. Rozmieszczenie punktów i kierunków pomiarowych dla maszyny posuwisto zwrotnej





Rys. 8.6. Rozmieszczenie punktów i kierunków pomiarowych dla maszyny posadowionej pionowo

### 8.3. Dobór i mocowanie przetwornika

Autor stosuje piezoelektryczne czujniki przyspieszeń drgań w szerokim zakresie częstotliwości. Zaleca by aparatura była wyposażona w układ całkujący. Sygnał wyjściowy takich czujników jest proporcjonalny do przyspieszeń drgań. Dla zakresu częstotliwości od ok. 10 Hz do ok. 1,5 kHz autor stosuje elektrodynamiczne czujniki prędkości drgań, których sygnał wyjściowy jest proporcjonalny do prędkości drgań w przypadku elektronicznej korekcji charakterystyki dynamicznej czujnika.

Autor zadbał o to, aby mocowanie czujnika na powierzchni maszyny było zgodne z instrukcją producenta czujnika tak, by nie zakłócał on warunków pomiarów drgań badanej maszyny. Jest istotne, aby docisk i masa czujnika nie miały znaczącego wpływu na drgania maszyny.

Górna częstotliwość graniczna zastosowania przetwornika określona jest rezonansem mechanicznym samego akcelerometru, w praktyce przyjmowana jako 1/3 częstotliwości rezonansowej przetwornika.

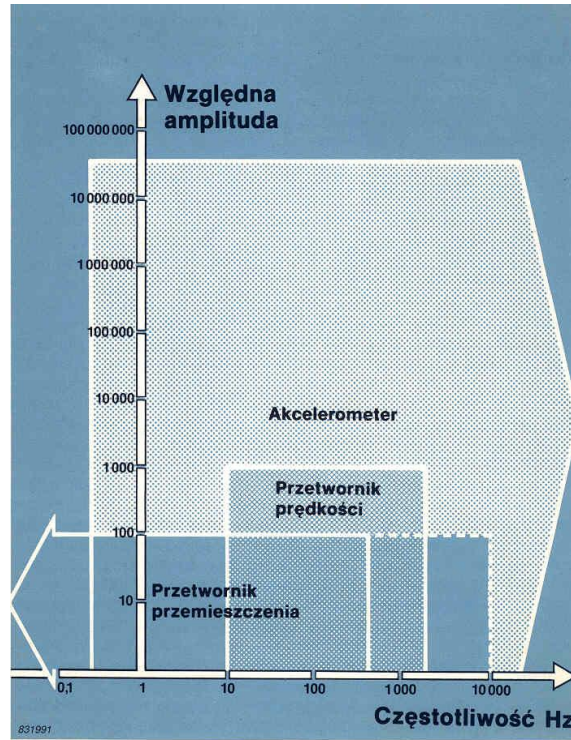
Przyjmuje się, że ciężar akcelerometru nie powinien przewyższać 1/10 dynamicznej masy drgającej części, do której czujnik jest przymocowany.

Czujniki mogą być mocowane:

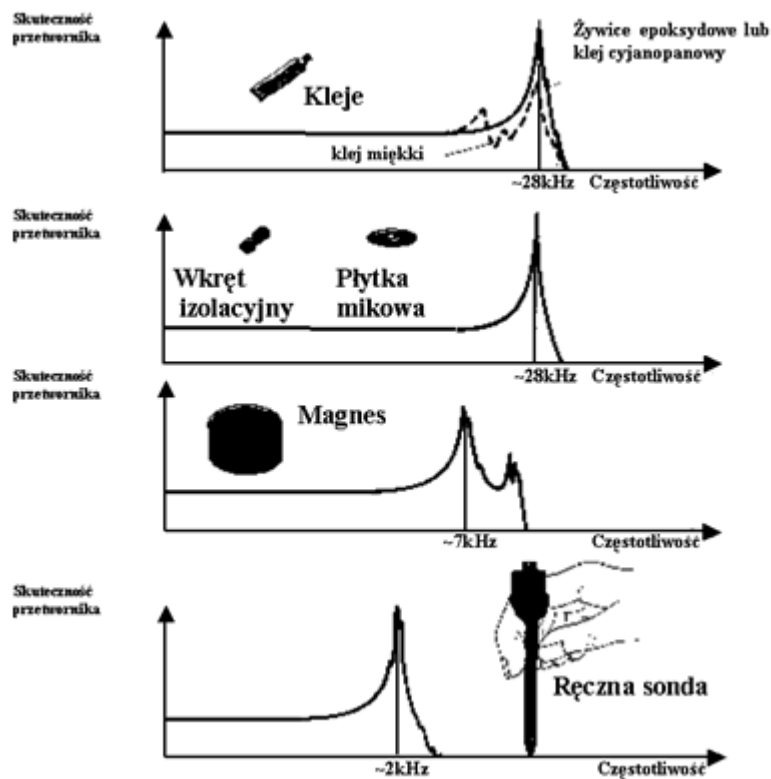
- przez docisk ręczny,
- za pomocą magnesu,
- przez przyklejenie,
- za pomocą wkrętu.



Rys. 8.7. Czujniki piezoelektryczne



Rys. 8.8. Zastosowanie przetworników dla różnych zakresów częstotliwości drgań [24, 25]



Rys. 8.9. Szerokość pasma pomiarowego w zależności od sposobu mocowania czujnika [24, 25]

#### 8.4. Aparatura pomiarowa

W diagnostyce maszyn wirnikowych autor stosuje sprzęt pomiarowy, który zapewnia pomiar wartości skutecznej drgań w szerokim paśmie z liniową charakterystyką w zakresie częstotliwości przynajmniej 10Hz ÷ 1kHz. Jednakże dla maszyn o prędkościach obrotowych zbliżonych do 600 obr/min lub mniejszych dolna wartość zakresu częstotliwości o liniowym przebiegu charakterystyki dynamicznej toru pomiarowego nie powinna być większa od 2Hz. Dla maszyn wysokoobrotowych oraz maszyn o wyższych częstotliwościach drgań, np. częstotliwości łopatkowe i zazębienia, początkowych defektów łożysk tocznych, autor ustawia pasmo pomiarowe, w którym górna granica częstotliwości nie jest mniejsza od 2,5kHz. W trakcie pomiarów należy upewnić się, że na ich dokładność nie będą miały wpływu takie czynniki otoczenia jak:

- wahania temperatury;
- pola elektromagnetyczne;
- wahania napięcia zasilania;
- długość kabla łączącego czujnik z układem pomiarowym;
- ustawienie przestrzenne czujnika.



Rys. 8.10. Analizator drgań – zbieracz danych

Mierniki powinny umożliwiać pomiar drgań z sumarycznym błędem nie przekraczającym  $\pm 10\%$  i powinny podlegać okresowemu sprawdzeniu zgodnie z zaleceniami producenta.

Wskazane jest aby oprzyrządowanie, oczujnikowanie, monitory i oprogramowania były wyprodukowane przez jednego producenta lub były kompatybilne oraz miały podobne możliwości i niezawodność działania.

## ■ Wykonanie pomiaru

Pomiary winny być wykonywane przez pracownika, który brał udział w przygotowaniu zestawu pomiarowego lub przynajmniej dobrze został zapoznany z jego obsługą. Przed pomiarami należy zapoznać się z opisem i rysunkami technicznymi każdej maszyny, wykonać szkic i zaznaczyć na nim liczbę jednostek napędu, prędkości obrotowe wałów, liczby zębów kół zębatach i dane łożysk tocznych. Należy również wyznaczyć częstotliwości charakterystyczne maszyny. Przed rozpoczęciem pomiarów i po ich zakończeniu należy skontrolować aparaturę pomiarową zgodnie z instrukcją producenta.



Rys. 8.11. Pomiar drgań z trasy pomiarowej z zastosowaniem zbieracza danych

W przypadku dużych wahań mierzonej wielkości drgań należy odczytywać wartość średnią. Jeżeli różnica między największą wartością  $U_{\max}$  a najmniejszą  $U_{\min}$  przekracza 50% wartości średniej, to wartość drgań  $U$  wyznacza się wg wzoru:

$$U = \sqrt{1/2 (U_{\min}^2 + U_{\max}^2)} \quad (8.1)$$

Za wynik pomiaru drgań maszyny przyjmuje się największą wartość ze wszystkich zmierzonych wartości.

### **8.5. Pełna procedura pomiarowa hipotetycznej maszyny quasi-krytycznej lub pomocniczej**

Na podstawie wieloletnich doświadczeń autor opracował procedurę pomiarową dla hipotetycznej maszyny quasi-krytycznej lub pomocniczej.

- Pomiar wartości sumarycznych drgań bezwzględnych obudów łożysk maszyn:
  - f) wartości skutecznej prędkości sumarycznych drgań w paśmie od 2 Hz do 2,5 kHz;
  - g) amplitudy przemieszczenia sumarycznych drgań dla maszyn o prędkości obrotowej  $\leq 600$  obr/min w paśmie do 1 kHz,
  - h) amplitudy i wartości skutecznej przyspieszenia sumarycznych drgań dla maszyn z łożyskami tocznymi i przekładni zębatej w paśmie od 10 Hz do 10 kHz,
  - i) amplitudy i wartości skutecznej przyspieszenia sumarycznych drgań dla maszyn z łożyskami tocznymi w paśmie od 1 kHz do 10 kHz,
- Pomiar temperatury elementów maszyn.
- Ocena stanu dynamicznego maszyn na podstawie powyższych pomiarów wg kryteriów przedstawionych w rozdz. 6 i wstępne rozpoznanie uszkodzenia wg opisu w rozdz. 9.

Dla maszyn nowo oddanych do eksploatacji poziom drgań powinien zawierać się w strefie A (STAN DOBRY).

Dla maszyn eksploatowanych poziom drgań może zawierać się w strefie B (STAN UŻYTECZNY).

- Analiza częstotliwościowa drgań bezwzględnych obudów łożysk maszyn:
  - d) wartości skutecznej prędkości sumarycznych drgań w paśmie od 2 Hz do 10 kHz,
  - e) amplitudy przemieszczenia sumarycznych drgań dla maszyn o prędkości obrotowej  $\leq 600$  obr/min,
  - f) wartości skutecznej przyspieszenia sumarycznych drgań dla maszyn z łożyskami tocznymi i przekładni zębatej w paśmie od 10 Hz do 10 kHz,
  - g) analiza obwiedni dla silników i maszyn napędzanych z łożyskami tocznymi.
- Analiza częstotliwościowa prądu obciążenia.
- Rejestracja amplitudy i fazy drgań bezwzględnych obudów łożysk.
- Wizualizacja drgań układu maszyna – płyta posadowcza – fundament.
- Analiza modalna maszyny.
- Pomiar i analiza drgań bezwzględnych wału metodą bezdotykową (prze twornik laserowy).
- Pomiar i analiza drgań czoła uzwojeń stojana.

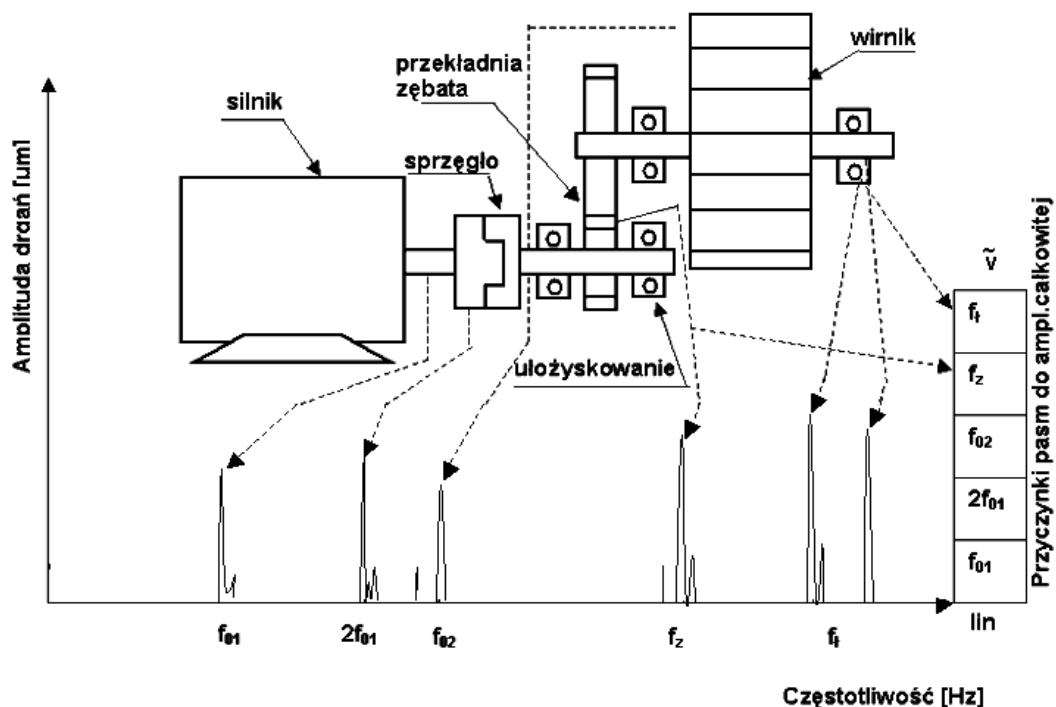
- Identyfikacja uszkodzeń maszyny wg opisu rozdz. 9.
- Rejestracja krzywych wybiegowych i rozbiegowych maszyny:
  - c) wyznaczenie prędkości krytycznych maszyn,
  - d) wyznaczenie częstotliwości rezonansowych układu maszyna – płyta posadowcza – fundament.
- Wyznaczenie charakterystyk konturowych drgań i hałasu:
  - c) wokół badanej maszyny,
  - d) w pobliżu miejsc styku elementów maszyny.
- Wyznaczenie charakterystyk parametrycznych maszyny:
  - d) w warunkach znamionowych pracy maszyny,
  - e) podczas biegu jałowego,
  - f) dla tych obciążeń maszyny, przy których obserwuje się wyraźne pogorszenie jej stanu dynamicznego.
- Bieżąca korekta stanu dynamicznego maszyn:
  - c) doważenie wirnika maszyny zgodnie wg klasy dokładności wyważania dla różnych grup maszyn (tabela 10.1),
  - d) korekcja współosiowości wałów maszyn metodą laserową z uwzględnieniem odkształceń cieplnych maszyny w czasie eksploatacji wg opisu w rozdz. 10.

## 9. ROZPOZNAWANIE USZKODZEŃ MASZYN. CHARAKTERYSTYCZNE CZĘSTOTLIWOŚCI DRGAŃ W WIDMIE SYGNAŁU DRGANIOWEGO

Wieloletnie doświadczenia autora w drganiowej diagnostyce maszyn pozwoliły ustalić podstawowe zjawiska dynamiczne w maszynach wirnikowych, ich przyczyny oraz wpływ na pracę maszyny. Dobra diagnostyka jest możliwa tylko przy dobrej znajomości możliwych uszkodzeń i sposobach ich rozróżnienia.

Zadaniem specjalisty ds. diagnostyki oprócz oceny stanu dynamicznego maszyn i prognozy dalszej jej eksploatacji, jest identyfikacja uszkodzenia konkretnej części maszyny. Analiza częstotliwości drgań jest kluczem do diagnozy.

Poniżej autor przedstawi najczęściej występujące źródła wymuszeń drgań maszyn oraz odpowiadające im częstotliwości drgań [22, 23, 24, 25, 26, 27, 36, 37, 50, 53, 55, 56, 75, 76, 78, 79, 81, 83, 107, 111, 138, 144, 148, 165, 172, 173, 193, 194, 196, 198, 204, 207].



Rys. 9.1. Obraz widmowy drgań elementów maszyny prostej

- $f_{01}$  - częstotliwość obrotowa napędu,
- $2f_{01}$  - 2x częstotliwość obrotowa napędu,
- $f_{02}$  - częstotliwość obrotowa maszyny napędzanej,
- $f_z$  - częstotliwość zazębienia przekładni,
- $f_i$  - częstotliwość łożyskowa.



## 9.1. Niewyważenie wirnika

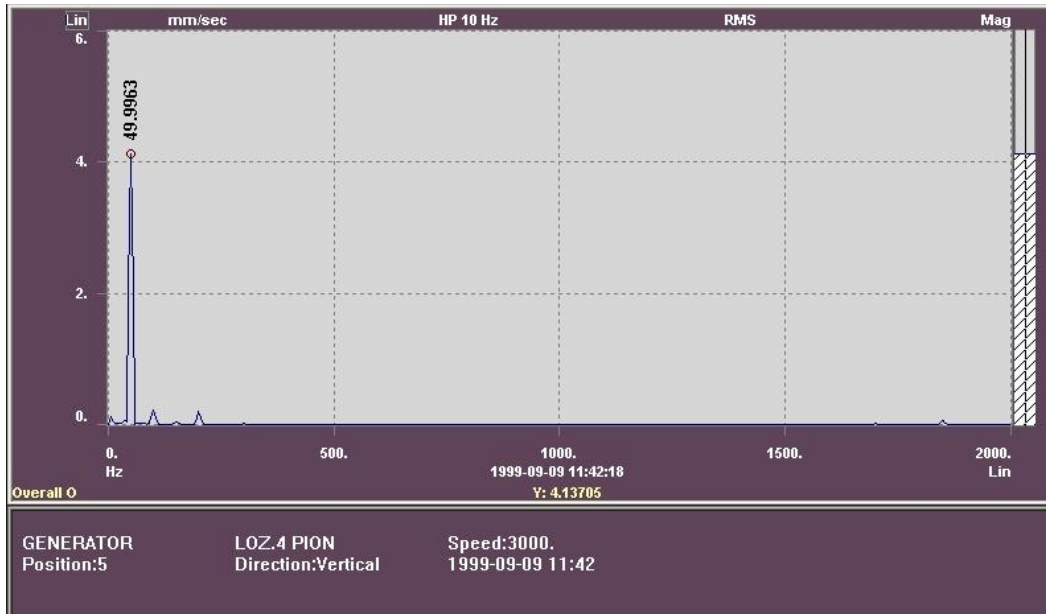
Niewyważenie wirnika jest jedną z podstawowych przyczyn złego stanu dynamicznego maszyn. Amplituda drgań maszyny jest wprost proporcjonalna do wielkości niewyważenia. Za pomocą prostych obliczeń można wykazać, że już **przy prędkości obrotowej 3000 obr/min przesunięcie środka ciężkości wirnika z osi obrotu tylko o 100  $\mu\text{m}$  wywołuje reakcje dynamiczne na łożyskach (siła odśrodkowa) równe w przybliżeniu ciężarowi wirnika** [137, 138].

### ■ Przyczyny niewyważenia [137, 138]

- wady materiałowe,
- błędy konstrukcyjne,
- błędy wykonawstwa,
- błędy montażu,
- deformacje termiczne,
- luzowanie i przemieszczenie elementów wirnika,
- erozja i osady na wirniku,
- korozja,
- kawitacja,
- pełzanie,
- przytarcie wirnika,
- hydroaerodynamiczne.

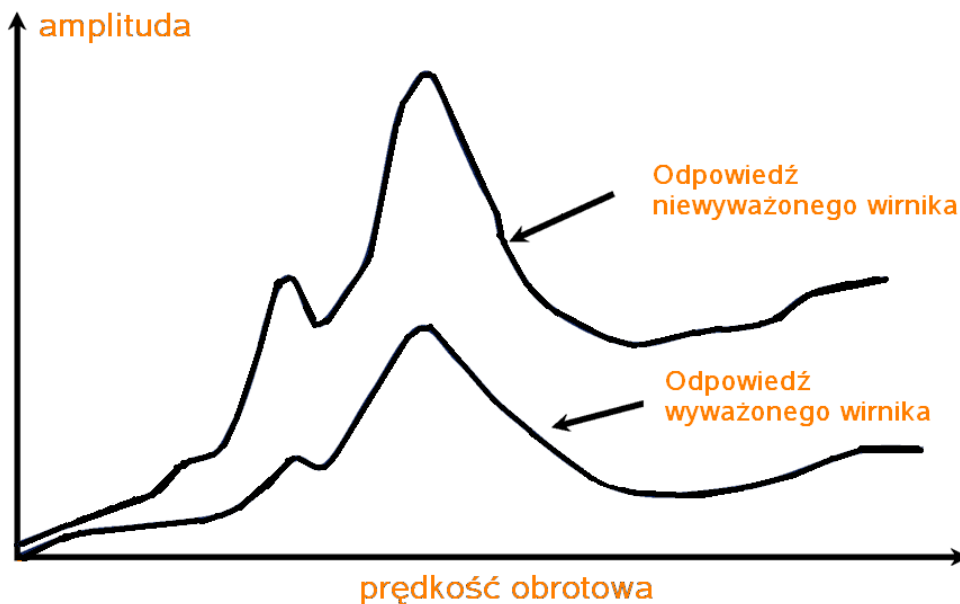
### ■ Charakterystyka składowych drgań

Drgania maszyny spowodowane statycznym niewyważeniem wirnika pojawiają się głównie w płaszczyźnie promieniowej, przy czym drgania obudów łożysk w kierunku poprzecznym są współfazowe. W przypadku wirników przewieszonych (wirnik zamocowany na końcu wału poza łożyskowaniem) bardziej znaczące drgania mogą się pojawić w kierunku osiowym. Amplituda drgań jest stacjonarna. W widmie drgań wyraźnie dominuje składowa o częstotliwości obrotowej wirnika. W przypadku ugięcia wału występują drgania promieniowe i osiowe, przy czym drgania promieniowe są współfazowe natomiast drgania osiowe są przeciwfazowe [138].



Rys. 9.2. Przykładowe widmo drgań obudowy łożyska z niewyważonym wirnikiem

Następuje zmiana fazy drgań w płaszczyźnie promieniowej. Amplituda drgań jest większa w kierunku najmniejszej sztywności (typowo w płaszczyźnie poziomej). Pojawia się wysoka amplituda drgań przy przejściu przez prędkość krytyczną i przesunięcie krytycznej częstotliwości w wyniku nieliniowej odpowiedzi układu wirującego (rys. 9.3).



Rys. 9.3. Wzrost amplitudy drgań przy przejściu przez obroty krytyczne

Rodzaj niewyważenia możemy rozpoznać poprzez porównanie fazy drgań podparć łożyskowych wirnika:

- jeżeli są w fazie, to mamy niewyważenie statyczne,
- przesunięcie fazy o  $180^{\circ}$ , to niewyważenie momentowe,
- zmiana pomiędzy  $0$  i  $180^{\circ}$ , to niewyważenie dynamiczne,
- przesunięcie fazy o  $180^{\circ}$  drgań osiowych pomiędzy obydwoma łożyskami świadczy o skrzywionym lub wygiętym wale.

## **9.2. Niewspółliniowość elementów maszyn**

Ocenia się, że ponad połowa wszystkich przedwczesnych uszkodzeń maszyn spowodowana jest przez niewłaściwe ich ustawienie (nadmierna niewspółosiowość) [54, 59, 67, 68, 69, 164].

### **■ Rodzaje niewspółosiowości**

- Niewspółosiowość zesprzęglonych wałów maszyn.

Przy poprawnej współosiowości wałów ich osie obrotów pokrywają się i nie powstaje niewyważenie. Reakcje podpór łożyskowych wynikają z rozkładu ciężaru wirnika.

- Niewspółosiowość osi podpór łożyskowych względem osi obrotu wału.

Niewspółosiowość podpór łożyskowych względem osi obrotu wału (skoszenie, przesunięcie równoległe) powoduje obciążenie wału zmiennymi siłami oraz reakcjami maszyny w postaci zmian parametrów dynamicznych - np. zmiana prędkości krytycznych wirnika.

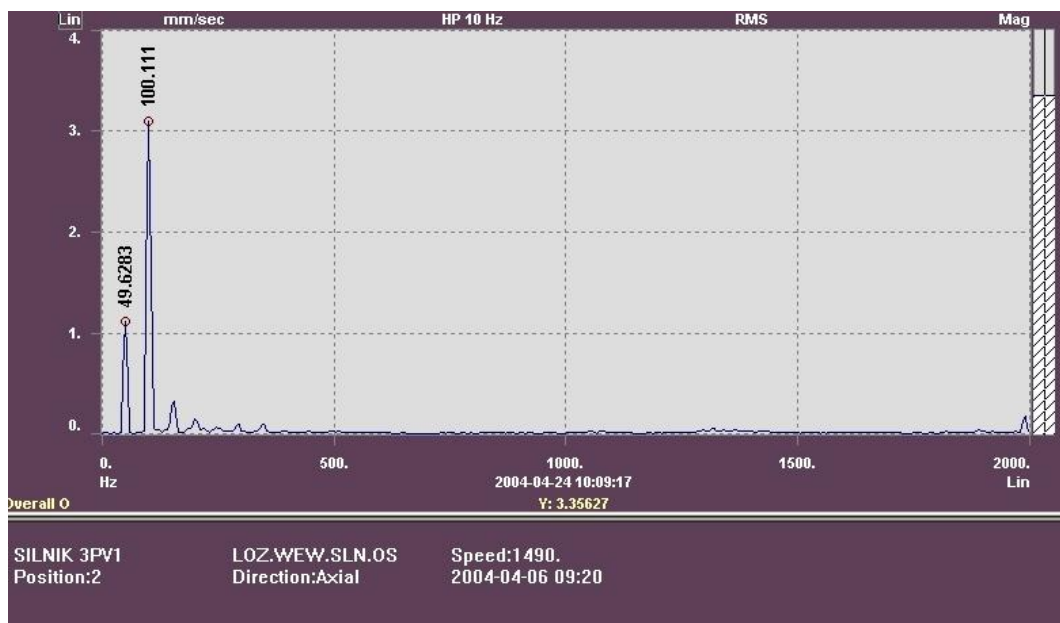
- Niewspółosiowość korpusów z osią wirnika.
- Nierównoległość osi kół pasowych.

Niewspółosiowość elementów maszyn może wynikać z niewłaściwego ustawienia maszyny, błędów konstrukcyjnych, nieprawidłowej obróbki mechanicznej elementów, odkształceń cieplnych, pęknięć, osiadania fundamentów itp.

### **■ Charakterystyka składowych drgań**

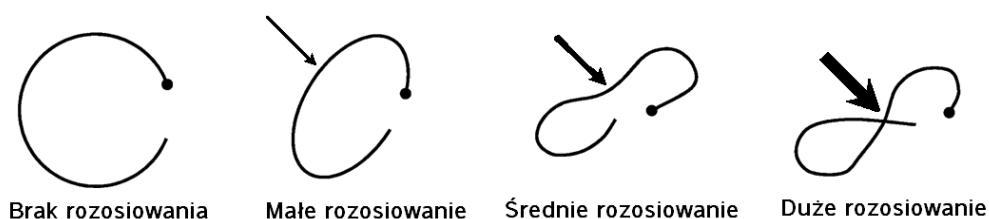
Niewspółosiowość elementów maszyny wywołuje drgania w płaszczyźnie promieniowej i w kierunku osiowym. Widmo drgań często charakteryzuje się wzrostem wartości składowych o częstotliwościach równych pierwszej i drugiej wielokrotności częstotliwości obrotów wirnika. Jeżeli amplituda drugiej składowej harmonicznej w kierunku osiowym przekracza 75% amplitudy pierwszej składowej w kierunku promieniowym, to stan taki może spowodować awarię maszyny [35, 36, 37, 138].

W przypadku niewspółosiowości stojana i wirnika maszyny elektrycznej w widmie drgań pojawiają się, oprócz pierwszej harmonicznej, składowe o częstotliwości równej podwojonej częstotliwości sieci oraz składowe tworzące wstęgi boczne w odległościach równych podwojonej częstotliwości poślizgu wokół kolejnych składowych harmonicznych o częstotliwości podstawowej równej częstotliwości sieci (maszyny asynchroniczne)



Rys. 9.4. Przykładowe widmo drgań obudowy łożyska przy niewspółosiowości sprzęglonych wałów maszyn

Trajektoria wału ulega zniekształceniu w miarę zwiększania się niewspółosiowości (rys. 9.5)



Rys. 9.5. Zmiana kształtu trajektorii wraz ze wzrostem rozosiowania wałów

### 9.3. Defekty łożysk tocznych

Łożyska są najbardziej odpowiedzialnymi i powszechnymi elementami maszyn. Ich głównym zadaniem jest bezpieczne przeniesienie obciążeń roboczych z elementu wirującego na korpus maszyny przy jednocześnie małych oporach ruchu. Większość maszyn to maszyny wirnikowe, w których wirnik jest podparty za pomocą łożysk tocznych. W maszynach tych o własnościach eksploatacyjnych całego układu decydują własności dynamiczne układu wirnik - łożyska podpierające korpus maszyny. Chodzi tu przede wszystkim o wartość siły przenoszonej z wału na łożyska.

W łożyskach tocznych można wyróżnić następujące źródła drgań [35, 36, 37, 38, 55, 111, 138, 144, 177, 178, 180, 183, 192, 194, 196, 204, 207, 209,]:

- zmiana liczby elementów tocznych przenoszących obciążenie, co może spowodować zmianę sztywności układu i być przyczyną drgań parametrycznych,
- błędy wynikające z technologii wykonania elementów łożyska (niedokładność kształtu bieżni pierścienia i elementów tocznych). Kształt tych elementów wykazuje odchylenia (owalność, falistość), mogą również wystąpić wady gładkości powierzchni (chropowatość),
- niewyważenie koszyka,
- mimośrodowość bieżni w stosunku do osi obrotu wału, niewłaściwy luz promieniowy lub osiowy, drgania własne poszczególnych elementów łożyska.

Poziom drgań uszkodzonych łożysk rośnie wraz z jego zużyciem. Na podstawie obserwacji diagnostycznych eksploatowanych łożysk wyróżnia się kolejne fazy degradacji łożyska [38]:

#### ■ Faza szumowa

Symptodem drganiowym nowego łożyska jest szerokopasmowy charakter przyspieszeń drgań, których wartość szczytowa zawiera się w przedziale  $0,9 \text{ m/s}^2 \div 2,0 \text{ m/s}^2$ . W miarę powstawania mikrouszkodzeń pasmo drgań zawęża się w okolicy charakterystycznych częstotliwości drgań elementów łożyska lub jego obudowy, najczęściej nieruchomej bieżni zewnętrznej ( $4 \div 10 \text{ kHz}$ ). Na tle tego szumu pasmowego pojawiają się wysokie impulsy, tym częstsze im więcej mikrouszkodzeń powstaje na elementach łożyska. Pod koniec fazy szumowej **wartości szczytowe przyspieszenia drgań obudowy łożyska mogą sięgać  $40 \text{ m/s}^2$  i powinno być to sygnałem do planowej wymiany łożyska** np. przy najbliższym postoju maszyny.

#### ■ Faza drganiowa

Podczas dalszej eksploatacji łożyska (nie wymienionego w końcu fazy szumowej) następują ubytki masowe w łożysku powodujące obniżenie średniej częstotliwości drgań. Następuje znaczny wzrost wartości szczytowej przyspieszenia drgań i dalsza trwałość łożyska może wynosić od kilku godzin do kilku tygodni. Następuje powiększenie luzów łożyska, co powoduje, że wartość przyspieszenia i średnia częstotliwość drgań spada.

#### ■ Faza termiczna

Dalsza praca łożyska powoduje deformację jego elementów i ubytki masowe powodujące wzrost oporów ruchu. Działanie sił tarcia powoduje wydzielenie się ciepła podwyższającego temperaturę łożyska. Następuje zmiana jego własności wytrzymałościowych i łożysko zmierza ku nieuchronnej awarii.

**Okresowa lub ciągła kontrola stanu dynamicznego węzłów łożyskowych za pomocą pomiarów drgań chroni maszynę przed awarią groźną w skutki w zakresie bezpieczeństwa i strat finansowych, pozwalając na wczesne wykrycie zagrożenia i podjęcie działań zapobiegawczych.** Istnieje konieczność kontroli własności dynamicznych węzłów łożyskowych w trakcie eksploatacji maszyn.

#### ■ Osłuchiwanie łożyska

Niespokojny bieg łożyska można wykryć poprzez okresowe osłuchiwanie go przez obsługę ruchową maszyny. Znacznie efektywniejsze osłuchiwanie można prowadzić za pomocą stetoskopu elektronicznego. Poprawnie pracujące łożysko wywołuje miękki, czysty szum. Nietypowe dźwięki o charakterze mielenia, gwiz-

dania lub innym wskazują na ogół na pogorszenie stanu łożyska. Doświadczona obsługa posługująca się stetoskopem może je wykryć i zlokalizować.



Rys. 9.6. Osłuchiwanie łożysk stetoskopem

Dźwięki przypominające gwizdanie mogą być spowodowane niedostatecznym smarowaniem. Metaliczne dźwięki mogą świadczyć o zbyt małym luzie na łożysku. Nierównomierny czysty ton może być wynikiem wgłębień na bieżni łożyska. Następujące okresowo dźwięki mogą wskazywać na uszkodzenie elementu tocznego. Brudne łożysko wywołuje dźwięk jak przy mieleniu. Znaczne uszkodzenie łożyska powoduje nieregularny i wysoki poziom hałasu .

**Wykrycie uszkodzenia łożyska przez jego osłuchiwanie jest najczęściej wykryciem zaawansowanego uszkodzenia, co skłania do szybkiej wymiany łożyska.**

W dalszej części zostaną przedstawione metody oceny stanu łożysk umożliwiające znacznie wcześniejsze wykrywanie początkowych defektów łożysk.

#### ■ Kontrola temperatury łożysk

Podwyższenie temperatury łożyska zazwyczaj świadczy o zakłóceniach w jego pracy. Przegrzanie łożysk może wynikać z niewłaściwego doboru środka smarowego.

Innymi przyczynami wysokiej temperatury łożysk w trakcie ich eksploatacji mogą być:

- nadmierne lub niedostateczne smarowanie,
- zanieczyszczenie środka smarowego,
- przeciążenie,
- uszkodzenie łożyska,
- mały luz łożyskowy,
- tarcie w uszczelnieniach, zbyt silne zaciśnięcie łożyska.

Wysoka temperatura łożyska negatywnie oddziałuje na środek smarny. **Końieczny jest pomiar temperatury łożysk w czasie eksploatacji maszyny**, najlepiej przez zainstalowanie czujników do pomiaru temperatury. (można prowadzić pomiary temperatury obudów łożysk za pomocą laserowych przyrządów do pomiaru temperatury ze stosunkowo dużej odległości – nawet ponad 2 m).

#### ■ Obserwacja wzrokowa

Obsługa ruchowa maszyn powinna prowadzić badania wzrokowe pracujących łożysk regularnie kontrolując uszczelnienia łożyska. Uszczelnienia zapobiegają wnikaniu do łożyska np. gorących i powodujących korozję cieczy. Szczeliny uszczelnień labiryntowych powinny zawsze być wypełnione smarem. Zużyte uszczelnienia należy możliwie szybko wymienić. Uszczelnienia utrzymują środek smarny w oprawie łożyska, dlatego należy sprawdzić czy środek smarny nie wydostaje się na zewnątrz.

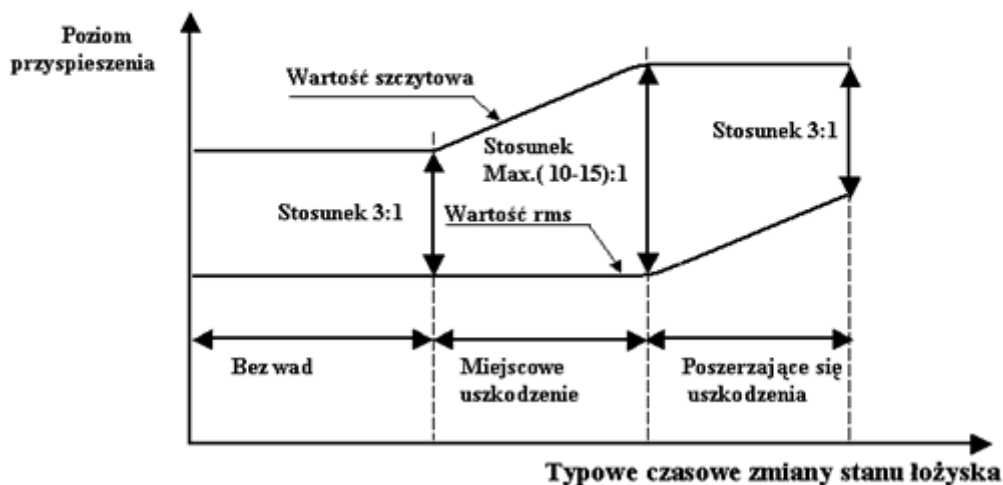
W regularnych odstępach czasu zużyty smar powinien być wydalany lub wyciskany poprzez otwory do wypływu smaru z oprawy. W przypadku smarowania olejem należy upewnić się, czy nie został zatkany otwór odpowietrzający wskaźnik poziomu oleju. Łożyska należy smarować okresowo, zgodnie ze wskazówkami producenta maszyn i zaleceniami omówionymi wcześniej.

#### ■ Pomiar współczynnika szczytu

Współczynnik szczytu jest stosunkiem wartości szczytowej sygnału drganiowego do jego wartości skutecznej w danym przedziale częstotliwości drgań. Wartość współczynnika szczytu może być estymatą stanu łożyska tocznego [22, 23, 25, 26, 30, 32, 53, 55, 56].

Najczęściej metoda ta opiera się na pomiarach przyspieszenia drgań istotna jest zmiana współczynnika szczytu w czasie eksploatacji maszyny. Pomiary wykonuje się przyrządem pomiarowym, który ma możliwość wyznaczenia rzeczywistej wartości skutecznej i rzeczywistej wartości szczytowej.

Wzrost współczynnika szczytu wskazuje na pogorszenie stanu łożyska tocznego. Należy wziąć pod uwagę fakt, że w ostatniej fazie uszkodzenia wartość współczynnika szczytu może maleć (rys. 9.7).



Rys. 9.7. Wartość współczynnika szczytu wyznaczona dla łożyska tocznego w czasie eksploatacji maszyny

Przedstawiona metoda oceny stanu łożyska tocznego poprzez rejestrację współczynnika szczytu podobnie jak poprzednia ocenia stan łożyska, ale nie lokalizuje przyczyny zmiany stanu. Zaletą jej jest szybki, prosty i łatwy w obsłudze pomiar (pod warunkiem, że dysponujemy odpowiednim przyrządem pomiarowym).

Skuteczność metody maleje, gdy w pobliżu badanego węzła łożyskowego występują inne źródła sygnałów impulsowych.

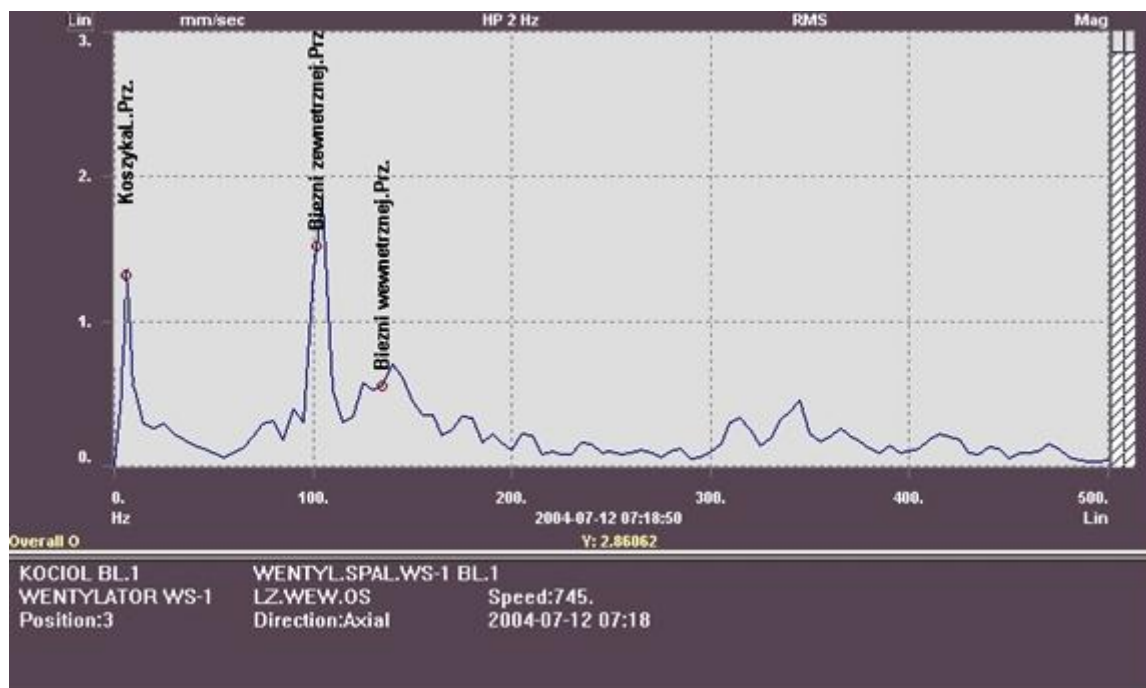
#### ■ Analiza widmowa drgań

We wczesnych stanach degradacji łożyska drgania charakteryzują się dużymi częstotliwościami drgań (pow. 500Hz). W późniejszych stanach rośnie składowa obrotowa drgań (pierwsza harmoniczna) oraz wiele jej wielokrotności.

Symptodem drganiowym nowego łożyska jest szerokopasmowy charakter przyspieszeń drgań. W miarę powstawania mikrouszkodzeń pasmo drgań zawęża się w okolicy częstotliwości drgań elementów łożyska lub jego obudowy, najczęściej nieruchomej bieżni zewnętrznej (4 ÷ 10kHz) [35, 36, 37, 138].

Podczas dalszej eksploatacji łożyska następują ubytki masowe w łożysku powodujące obniżenie średniej częstotliwości drgań.





Rys. 9.8. Widmo drgań obudowy uszkodzonego łożyska wentylatora

### ■ Metoda analizy obwiedni

Analiza obwiedni sygnału polega na tym, że sygnał drganiowy wychodzący z czujnika, po wstępnym odfiltrowaniu zakresu częstotliwości obejmującego częstotliwość rezonansową czujnika, podlega demodulacji a następnie wyznaczane jest widmo powstałej obwiedni sygnału. Tak wyznaczone widmo obwiedni sygnału drganiowego może zawierać składowe o częstotliwościach drgań odpowiadających częstotliwościom defektów elementów łożyska [35, 36, 37, 38, 55, 111, 138, 144, 177, 178, 180, 183, 192, 194, 196, 204, 207, 209,].

Przedstawiona metoda polega na specyficznej analizie drgań rezonansowych maszyny. Krótkotrwałe impulsy – udary widoczne w przebiegach czasowych sygnału drganiowego węzłów łożyskowych - mogą być spowodowane uszkodzeniem elementu tocznego, koszyka lub przejściem elementu tocznego przez punktowe uszkodzenie bieżni łożyska. Znając geometrię łożyska, liczbę elementów tocznych i prędkość obrotową bieżni wewnętrznej względem bieżni zewnętrznej można wyznaczyć charakterystyczne częstotliwości składowych harmonicznym sygnału dla poszczególnych elementów łożyska (przy założeniu, że toczenie elementów łożyska odbywa się bez poślizgów).

Częstotliwości odpowiadające defektom elementów łożyska tocznego można obliczyć w oparciu o zależności:

- element toczny:  $f_t = \frac{1}{2} f_n \frac{D}{d} \{ 1 - ( \frac{d}{D} \cos\varphi )^2 \}$  (9.1)

- bieżnia wewnętrzna  $f_w = \frac{1}{2} N f_n \{ 1 + \frac{d}{D} \cos\varphi \}$  (9.2)

- bieżnia zewnętrzna  $f_z = \frac{1}{2} N f_n \{ 1 - \frac{d}{D} \cos\varphi \}$  (9.3)

- koszyk  $f_k = \frac{1}{2} f_n \{ 1 - \frac{d}{D} \cos\varphi \}$  (9.4)

gdzie:

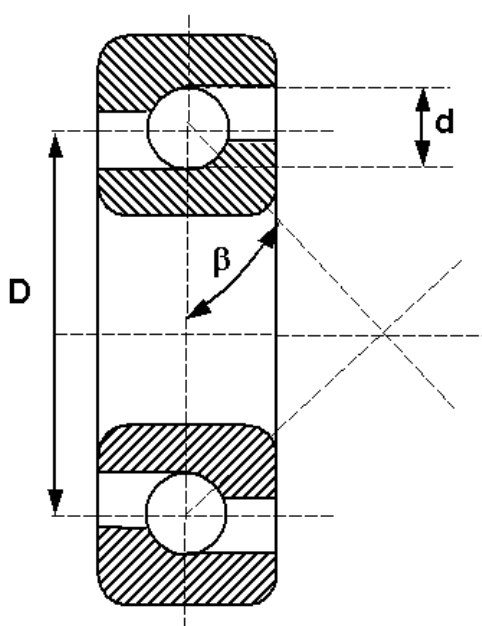
$d$  – średnica elementu tocznego;

$D$  – średnica podziałowa łożyska;

$\varphi$  – kąt obciążenia łożyska;

$n$  – liczba elementów tocznych;

$f_n$  – częstotliwość obrotów pierścienia zewnętrznego względem pierścienia wewnętrznego.

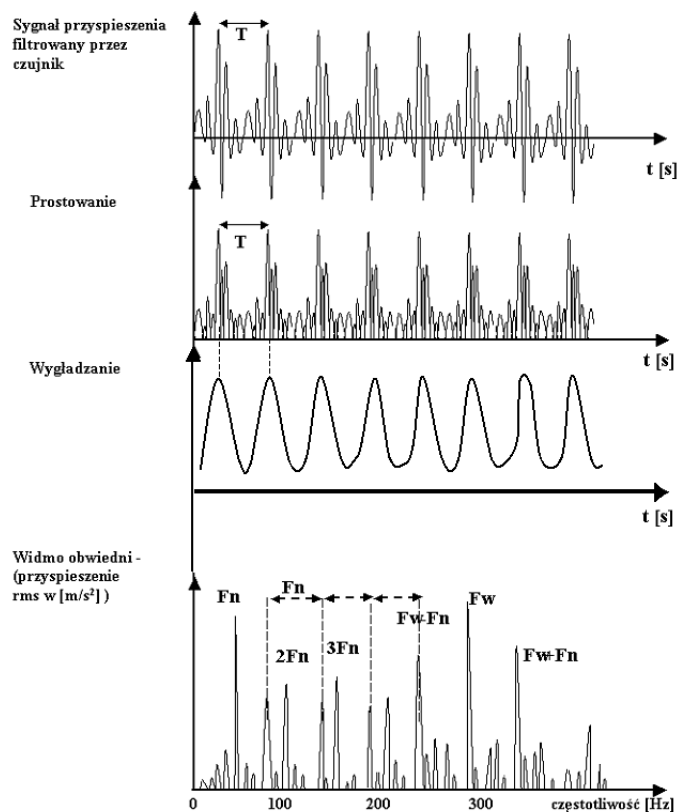


Rys. 9.9. Przekrój poprzeczny łożyska kulkowego

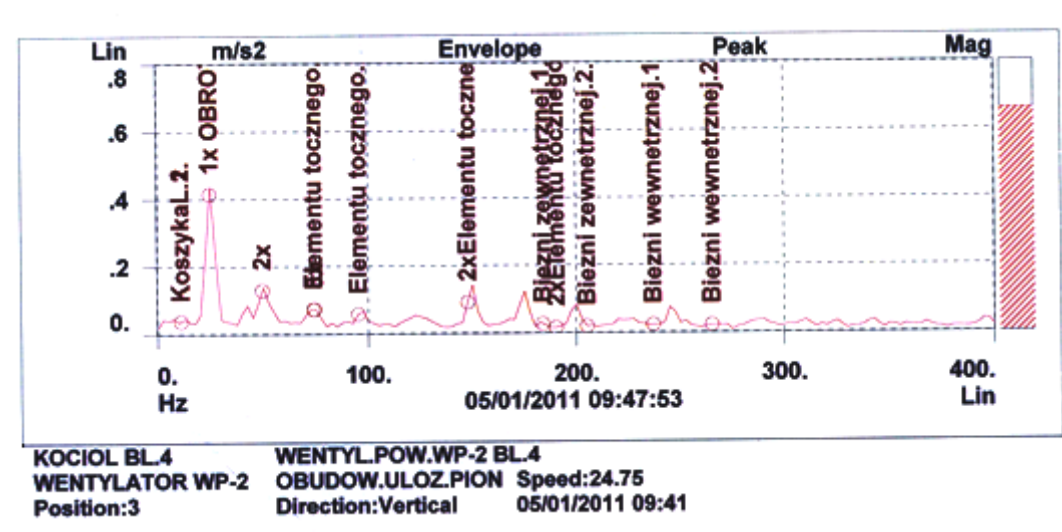
Obliczenie tych częstotliwości jest pierwszym etapem diagnozowania węzłów łożyskowych. Znając częstotliwości odpowiadające lokalnym defektom elementów badanego łożyska wykonujemy pomiary i analizę drgań łożyska w punkcie, gdzie łożysko jest najintensywniej obciążone (np. dolna obudowa łożyska), wykorzystując w tym celu piezoelektryczny czujnik drgań [144].

W metodzie tej sygnał drganiowy węzła łożyskowego jest prostowany i wygładzany w celu uzyskania obwiedni sygnału, która zawiera niskoczęstotliwościowe modulacje odpowiadające cyklicznie pojawiającym się impulsom udarowym wynikającym z ewentualnego uszkodzenia łożysk [144].

W ostatniej fazie pomiaru wykonuje się analizę widmową obwiedni sygnału zazwyczaj w zakresie do 500Hz. Z tak otrzymanego widma można dokładnie określić częstotliwości dominujących składowych harmonicznymi i porównać je z wcześniej wyznaczonymi [144].

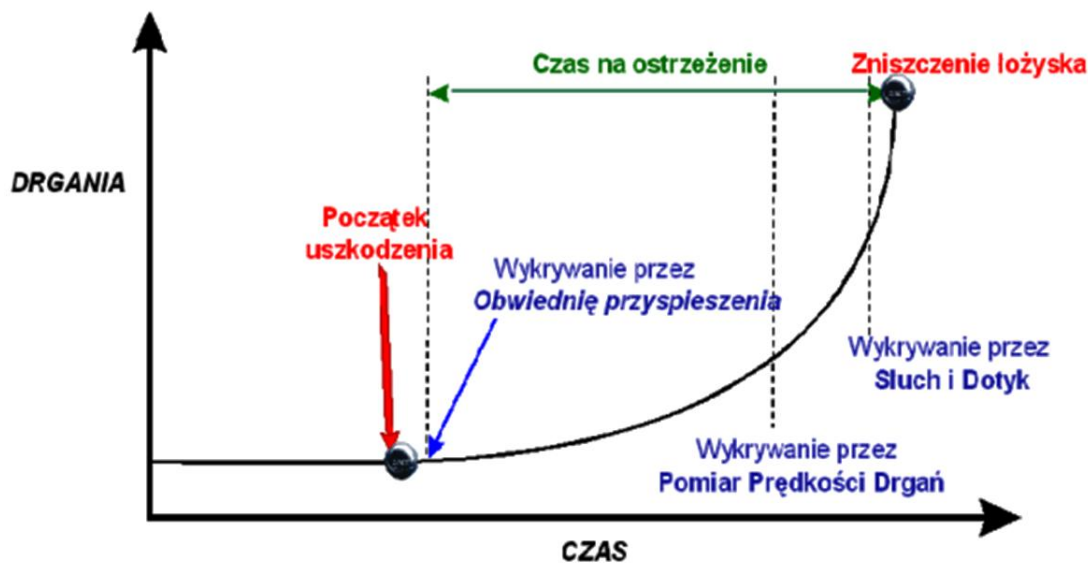


Rys. 9.10. Metoda analizy obwiedni sygnału drgań [143]



Rys. 9.11. Analiza obwiedni sygnału drgań

Analiza obwiedni sygnału przyspieszenia drgań łożyska tocznego jest wg autora bardzo skuteczną metodą wczesnego rozpoznania rozwijającego się uszkodzenia łożyska i najczęściej stosowana przez autora (rys. 9.12).



Rys. 9.12. Wynik pomiaru drgań węzła łożyskowego przykładowego silnika w na pędzie przemysłowym, idea diagnostyki drganiowej stanu technicznego łożyska tocznego w silniku [209]

#### 9.4. Defekty łożysk ślizgowych

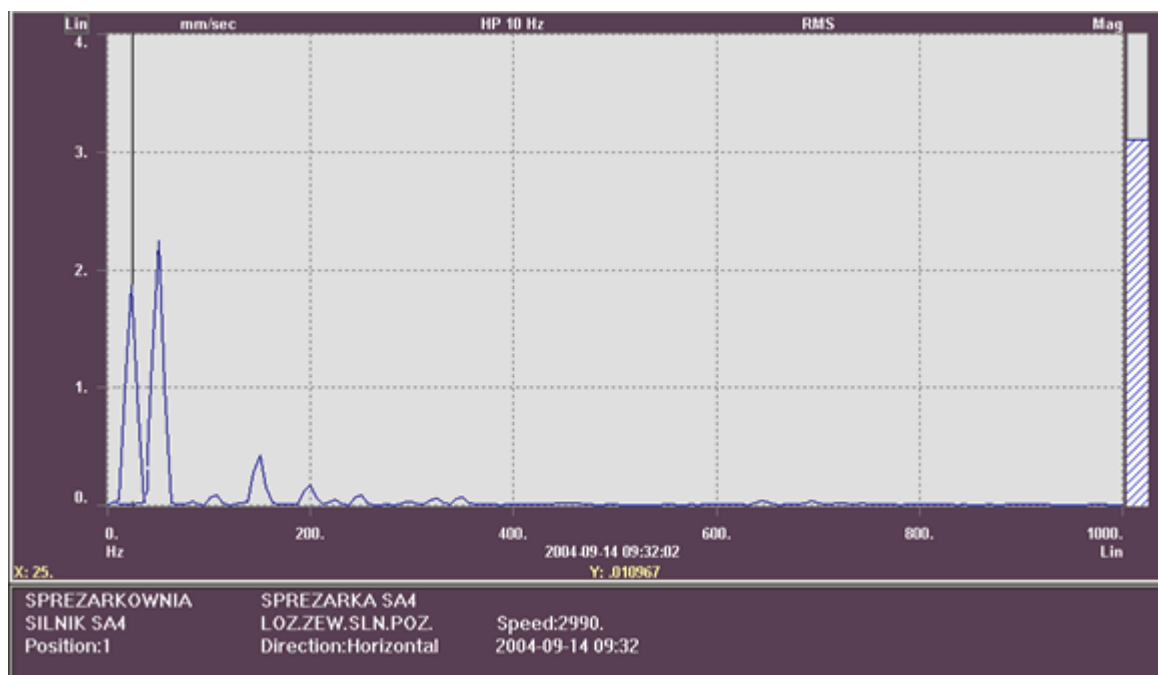
Zaburzenia i przerwy smarowania oraz wysoki poziom drgań wynikający m. in. z niewyważenia i niewspółosiowości są głównymi przyczynami uszkodzeń łożysk ślizgowych. Uszkodzenia polegają przede wszystkim na zużyciu czopów, panelek i elementów oporowych. Defekty łożyska są także następstwem obecności twardych cząstek w oleju, a w przypadku maszyn elektrycznych, następstwem przepływu prądu elektrycznego przez łożysko.

Przy małej prędkości obrotowej wału dominują drgania o częstotliwości obrotów. Drgania te są stabilne i są wywołane niewyważeniem.

Przy wyższych prędkościach obrotowych, obok drgań o częstotliwości obrotów mogą pojawić się drgania samowzbudne (wir olejowy), których częstotliwość jest bliska połowy częstotliwości obrotowej wirnika [100].

Gdy prędkość obrotowa wału zbliża się do pierwszej prędkości krytycznej, to drgania samowzbudne zanikają na skutek znacznego wzrostu drgań o częstotliwości obrotowej. Powyżej prędkości krytycznej drgania o częstotliwości obrotów zmniejszają się i ponownie może wystąpić wir olejowy o częstotliwości zbliżonej do połowy częstotliwości obrotów wału.

Kiedy prędkość obrotowa wału zbliża się do prędkości dwukrotnie większej od prędkości krytycznej, może pojawić się tzw. „bicz olejowy” [100], tzn. składowa drgań o stałej częstotliwości mimo dalszego wzrostu prędkości obrotowej. Częstotliwość ta jest równa w przybliżeniu częstotliwości własnej wirnika.



Rys. 9.13. Przykładowe widmo drgań obudowy łożyska ślizgowego z drganiami olejowymi

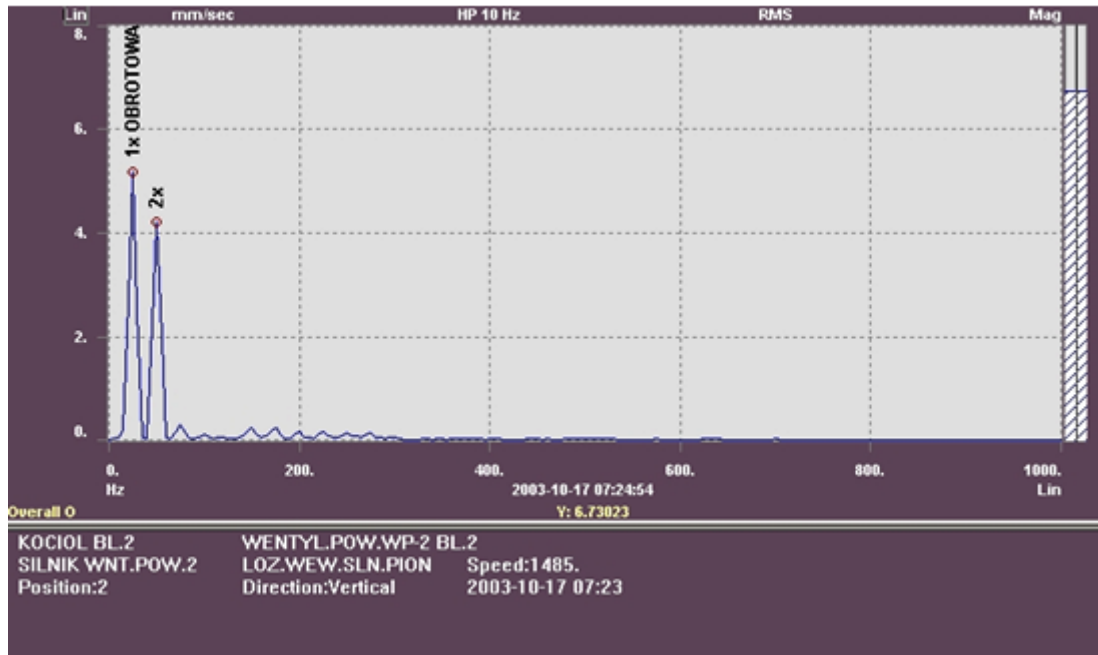
### 9.5. Luzy, odkształcenia mechaniczne i wadliwe mocowanie maszyn

Luzy i odkształcenia mechaniczne możemy podzielić na luzy nie obracających się elementów maszyny (podpory maszyny, płyty posadowcze itp.) i luzy obracających się elementów maszyny [36, 37, 38, 53, 56, 138, 144].

Luzy są przyczyną wielu problemów drganiowych. Zbyt mały luz może spowodować wysoki poziom drgań maszyny. Nadmierne luzy w obsadzie łożysk towarzyszą często niewyważeniu i niewspółosiowości.

Odkształcenia powodują drgania wpływając pośrednio na niewspółosiowość, ocieranie wirnika i nierówne obciążenia łożysk.

Luzy i odkształcenia mechaniczne powodują drgania w płaszczyźnie promieniowej. Dla wirników przewieszonych luzy mogą spowodować wysoki poziom drgań osiowych. Amplituda drgań spowodowanych luzem elementów nie obracających się jest stała, a dla luzów elementów obracających się jest zmienna przy uruchamianiu i zatrzymywaniu. W pierwszym przypadku w widmie drgań pojawiają się składowe o częstotliwościach 1x, 2x, 3x częstotliwość obrotów wirnika, a w drugim wypadku składowa o częstotliwości 1x częstotliwość obrotów i występują zmiany amplitudy i fazy spowodowane przesunięciem środka ciężkości. W obu przypadkach widmo drgań może mieć również małe amplitudy składowych o częstotliwościach do 10x częstotliwość obrotów wirnika.



Rys. 9.14. Widmo prędkości drgań obudowy łożyska silnika z tzw. „miękką” łapą

## 9.6. Wadliwa współpraca kół zębatych

Przyczynami podwyższonego poziomu drgań przekładni mogą być [36, 37, 38, 53, 56, 138, 144]:

- złamany lub zniszczony ząb,
- nierównomierne zużycie zębów,
- pitting (wgłębienia zmęczeniowe, korozja punktowa),
- korozja spowodowana tarciem zębów w wyniku złego smarowania i nadmiernego obciążenia,
- błąd podziałek zazębienia,
- mimośrodowość i bicie boczne zazębienia,
- odkształcenia koła zębatego,
- niewyważenie części wirujących przekładni zębatej,
- wadliwe osiowanie kół,
- błąd kierunku zęba,
- błąd profilu i głowy zęba,
- mocowanie korpusu powodujące jego deformację,
- zużycie łożysk.

### ■ Charakterystyka składowych drgań

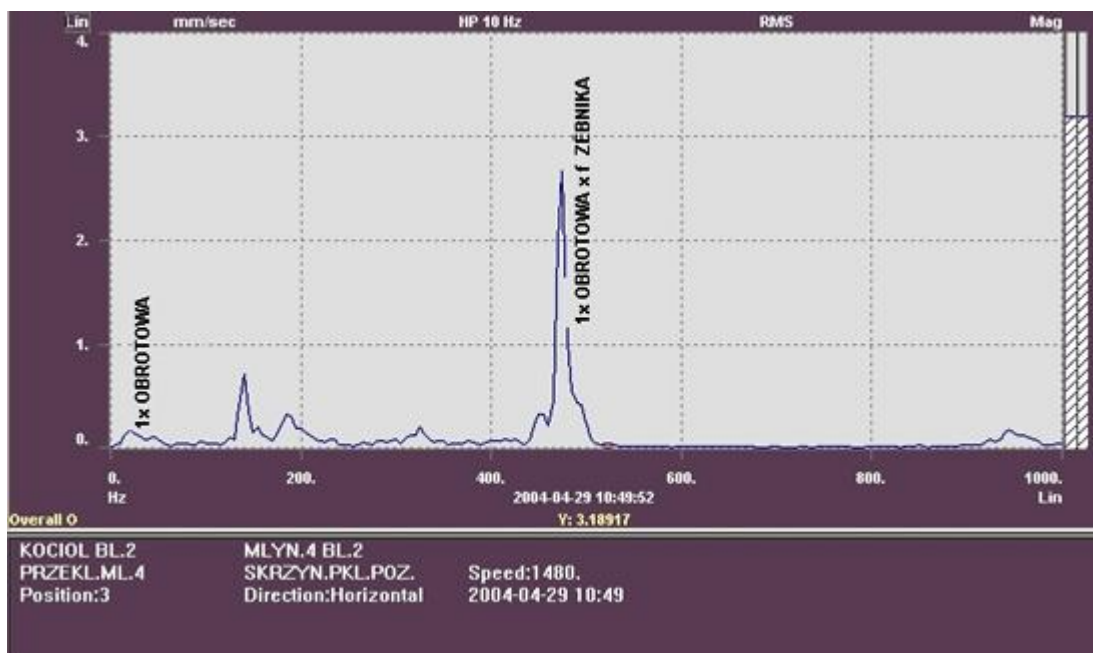
Wszystkie przedstawione wcześniej uszkodzenia przekładni powodują drgania w płaszczyźnie promieniowej dla kół zębatych czołowych oraz w kierunku osiowym dla kół spiralnych lub daszkowych [37]. Błędy przekładni (nieidealne wykończenie powierzchni zębów) generują drgania, w których dominuje składowa o

częstotliwości odpowiadającej zazębieniu (częstotliwość obrotów koła x liczba zębów) i jej harmoniczne. Poziom drgań takiej przekładni zależy od obciążenia, prędkości obrotowej i wad przekładni.

Bicie koła, niewyważona masa, brak współosiowości lub uszkodzony ząb powodują generowanie drgań o częstotliwości obrotowej koła i o częstotliwości zazębienia wraz ze wstęgami bocznymi w odległościach równych częstotliwościom obrotów kół zębatych. Drgania te mogą wywołać poprzeczne lub skrętne rezonanse o różnych częstotliwościach. Błędy obróbki podczas frezowania mogą powodować drgania o częstotliwościach równych 2x lub 3x częstotliwość obrotów koła zębatego.

Tabela 9.1. Związek między stanem przekładni zębatej, a postacią sygnału [37]

L.p.	STAN PRZEKŁADNI ZĘBATEJ	CHARAKTERYSTYKA SYGNAŁU DRGANIOWEGO
1	Uginanie się zębów pod wpływem obciążenia	Sygnał poliharmoniczny z częstotliwością podstawową $f_z$ - częstotliwość zazębienia
2	Błąd kąta przyporu lub nierównomierne przyleganie zębów	Sygnał poliharmoniczny z częstotliwością podstawową $f_z$ (składowe o większej intensywności w stosunku 1,3)
3	Nierównomierne przyleganie zębów	Jak wyżej
4	Równomierne początkowe zużycie zębów	Sygnał poliharmoniczny z częstotliwością podstawową $f_z$ ; wzrost intensywności w drugiej i wyższych harmonicznych
5	Błąd wykonania zębów wywołany przez łańcuch kinematyczny obrabiarki, na której nacięto zęby	Występowanie składowej widma o częstotliwości zbliżonej do częstotliwości $f_z$
6	Mimośrodowe osadzanie zębów	Modulacja amplitudy sygnału poliharmonicznego w postaci wystąpienia dużej liczby składowych bocznych równomiernie rozłożonych
7	Jednostkowe uszkodzenie zęba występujące raz na cały obwód koła zębatego	Jak wyżej
8	Nierównomierne rozmieszczenie zębów	Modulacja częstotliwości sygnału poliharmonicznego, występowanie składowych bocznych
9	Pitting rozłożony na większości zębów	Wzrost intensywności sygnału poliharmonicznego, modulacja częstotliwości
10	Wyłamanie zęba	Sygnał jak przy jednostkowym uszkodzeniu zęba



Rys. 9.15. Widmo drgań łożysk przekładni zębatej młyna

### 9.7. Defekty napędów pasowych

Przyczyny drgań napędów pasowych są następujące [36, 37, 38, 53, 56, 138, 144]:

- niedopasowane, zużyte lub rozciągnięte pasy,
- mimośrodowość lub niewyważenie kół pasowych,
- koła pasowe nie leżą w jednej płaszczyźnie,
- rezonans pasa napędowego.

#### ■ Charakterystyka składowych drgań

Niedopasowane, zużyte lub rozciągnięte pasy powodują drgania maszyny w płaszczyźnie promieniowej szczególnie w płaszczyźnie z pasami. W widmie drgań pojawiają się składowe o częstotliwości obiegu pasa, ale zwykle dominuje składowa o częstotliwości 2x częstotliwość obiegu pasa. Częstotliwość obiegu pasa można wyznaczyć z wzoru:

$$f_p = n_{obr} \times \frac{\pi \times \text{średnica podziałowa}}{\text{długość pasa} \times 60} \quad (9.5)$$

Mimośrodowość i niewyważenie kół pasowych powoduje drgania o stałej amplitudzie w płaszczyźnie promieniowej. W widmie drgań dominuje składowa o częstotliwości 1x częstotliwość obrotów koła. Możliwa jest w tym wypadku poprawa



stanu dynamicznego maszyny poprzez wyważenie koła np. podkładkami pod sworznie blokujące stożek.

Jeżeli koła pasowe nie leżą w jednej płaszczyźnie to pojawiają się drgania w kierunku osiowym o stałej amplitudzie. W widmie drgań dominuje składowa o częstotliwości  $1x$  częstotliwość obrotów koła pasowego. Można to sprawdzić liniałem.

Rezonans pasa napędowego może być przyczyną niestabilnych drgań w płaszczyźnie promieniowej. Częstotliwość drgań w tym wypadku nie jest uzależniona od częstotliwości obrotów kół pasowych. Stan ten można poprawić zmieniając napięcie pasa.

## 9.8. *Drgania maszyn elektrycznych*

Drgania maszyn elektrycznych mają nie tylko podłoże mechaniczne, ale także są wynikiem przyczyn natury elektromagnetycznej. Wszystkie przyczyny drgań natury elektromagnetycznej można wyeliminować po wyłączeniu zasilania.

### **Elektromagnetyczne przyczyny drgań maszyn elektrycznych**

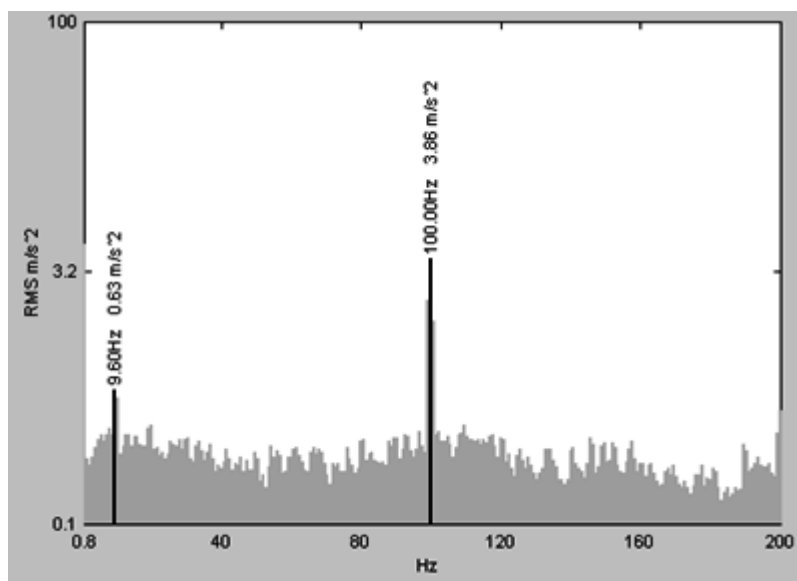
[44, 45, 72, 75, 77, 80, 84, 90, 91, 92, 93, 94, 95, 96, 103, 105, 108, 120, 135, 136, 140, 151, 152, 155, 156, 157, 158, 167, 170, 185, 186, 187, 188, 195, 197, 199, 200, 201, 202, 203, 204, 205, 206, 208, 209, 216, 221, 225, 229]:

- mimośrodowy wirnik,
- niesymetria szczeliny powietrznej,
- utrata izolacji stojana,
- pęknięty pręt lub pierścień wirnika,
- zwarcie w stojanie.

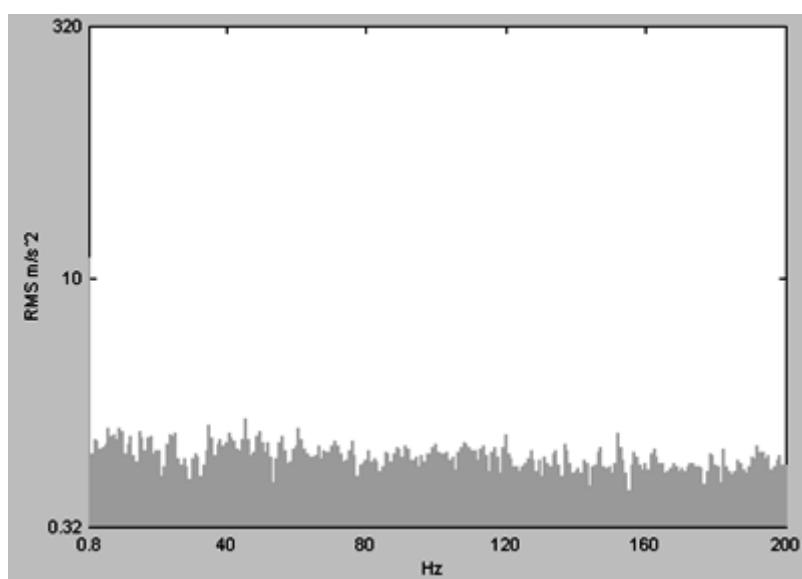
#### ■ **Charakterystyka składowych drgań**

Mimośrodowy wirnik maszyny elektrycznej powoduje jej drgania w kierunku promieniowym o stacjonarnej amplitudzie. Poluzowanie wirnika lub zgięcie spowodowane naprężeniami termicznymi mogą zmieniać amplitudę i fazę drgań w czasie. W widmie drgań pojawiają się wstęgi boczne w odległości równej dwukrotnej częstotliwości poślizgu wokół składowej o częstotliwości  $1x f_s$  wirnika oraz  $2x f_s$  ( $f_s$  - częstotliwość zasilania sieci).

W wyniku niesymetrii szczeliny powietrznej w silniku dochodzi do deformacji pola w szczelinie, czego efekty mogą być obserwowane w widmie drgań i widmie prądu stojana silnika. W widmie drgań i widmie prądu pojawiają się częstotliwości żłobkowe. [199, 210]. W widmie obwiedni sygnału drganiowego obok wymienionych wyżej składowych mogą wystąpić również składowe: obrotowa  $f_{obr}$  i 2-ga harmoniczna częstotliwości zasilania  $2f_{zas} = 100$  Hz jako efekt modulacji tymi składowymi pozostałych składowych sygnału drganiowego węzłów łożyskowych (rys. 8.16, 8.17). Przyczyną bezpośrednią występowania w widmie obwiedni wymienionych składowych jest niesymetria szczeliny powietrznej silnika, spowodowana luzami w tarczach łożyskowych, luzami w zamkach, niecentrycznościami wirnika i stojana, ugięciami wirnika, niewłaściwą centrowką napędu itd. [210]



Rys. 9.16. Widmo detekcji obwiedni drgań obudowy łożyska silnika o mocy 800 kW z luzami w tarczy łożyskowej [210]



Rys. 9.17. Widmo detekcji obwiedni drgań obudowy łożyska silnika o mocy 800 kW po wymianie tarcz łożyskowych. Pomiary luzów nie wykazały odchyłek od normy [210]

Utrata izolacji stojana jest przyczyną drgań w płaszczyźnie promieniowej o wysokiej i stałej amplitudzie. Widmo drgań charakteryzuje się składową o częstotliwości 2x częstotliwość sieci [201, 202, 203, 204, 206, 208].

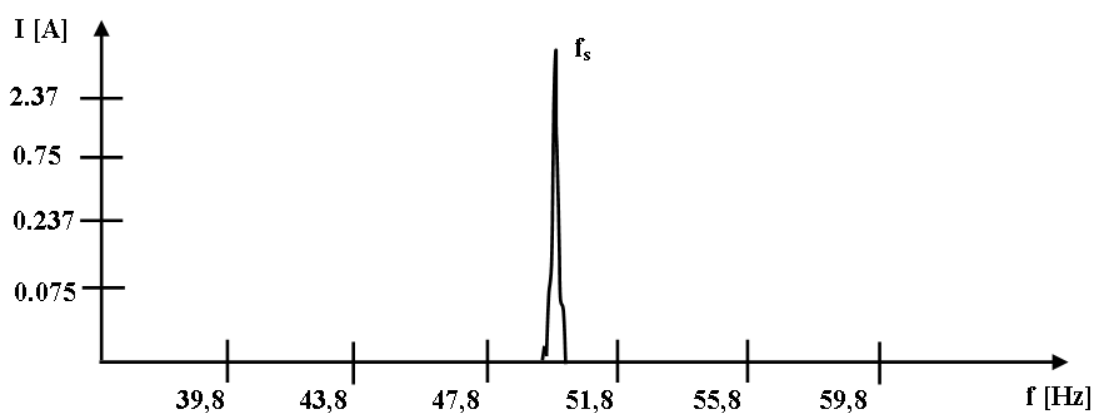
Pęknięty pręt wirnika powoduje drgania w płaszczyźnie promieniowej o stałej amplitudzie. Widmo drgań w tym przypadku charakteryzuje się składową o czę-

stotliwości obrotów z wstęgami bocznymi w odległości równej podwojonej częstotliwości poślizgu.

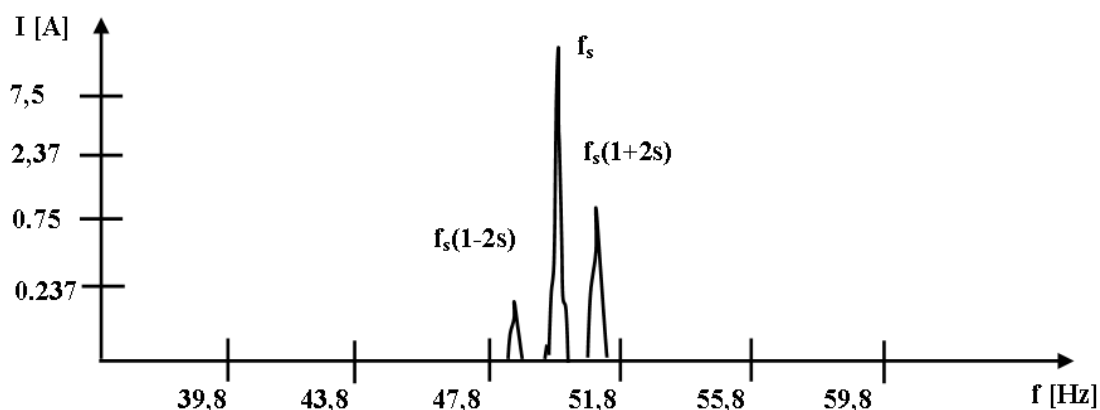
Pęknięty pręt lub pierścień wirnika silnika asynchronicznego można również rozpoznać za pomocą analizy widmowej prądu obciążenia. Wykorzystuje się tu zjawisko pojawiania się w przebiegu prądu składowej o częstotliwości:

$$f = f_s (1 \pm 2s); \text{ gdzie } f_s \text{ – częstotliwość zasilania sieci, } s \text{ – poślizg.} \quad (9.6)$$

Pojawia się ona na skutek deformacji pola magnetycznego w silniku, wywołanej niesymetrią uszkodzonego wirnika [75, 77, 79, 80, 81, 82, 96, 105, 107, 108, 111, 113, 114, 193, 195, 197].



Rys. 9.18. Przykładowe widmo prądu stojana dla silnika z nieuszkodzoną kłatką



Rys. 9.19. Przykładowe widmo prądu stojana z uszkodzoną kłatką

W przypadku zwarcia w stojanie silnik drga w płaszczyźnie promieniowej lub osiowej i w widmie drgań występuje składowa o częstotliwości  $2xf_s$ .

### 9.9. *Drgania wynikające z krytycznych warunków pracy maszyny lub rezonansów układu*

Różnice między krytycznymi warunkami pracy maszyny a rezonansami układu polegają na braku zmiany kierunku lub rodzaju naprężeń w przypadku warunków krytycznych. Przykładowo wał turbiny w stanie krytycznym nie drga, ale wiruje z dużym ugięciem bez zmiany kierunku naprężeń zginających. W tym wypadku można poprawić stan dynamiczny maszyny poprzez wyważenie wirnika lub zmianę jego prędkości obrotowej.

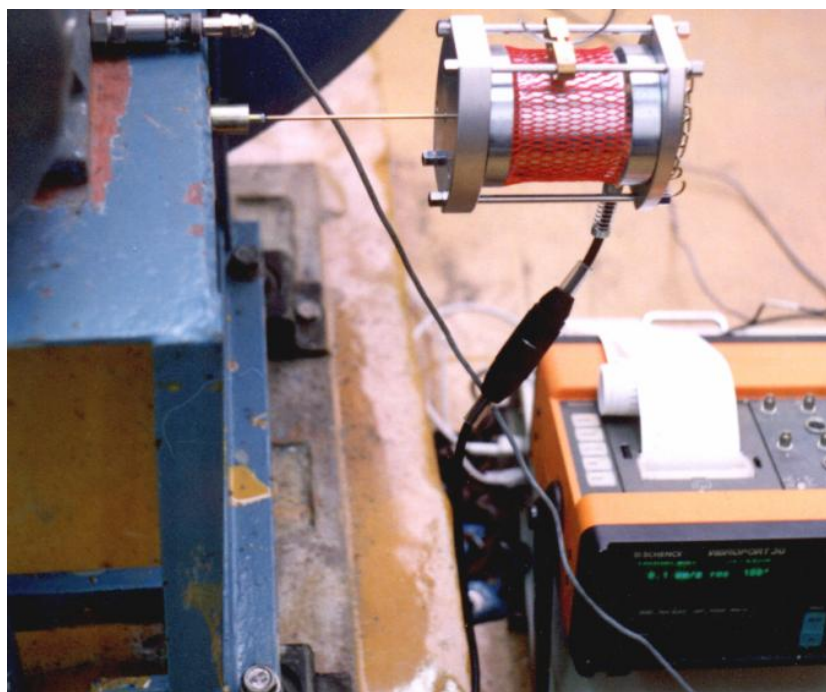
Rezonans nie generuje drgań ale wzmacnia drgania z różnych źródeł, powodując często znaczące pogorszenie się stanu dynamicznego obiektu. Częstotliwość rezonansową układu można zmienić poprzez zmianę sztywności lub masy wg wzoru:

$$f_r = \sqrt{k/m} \quad (9.7)$$

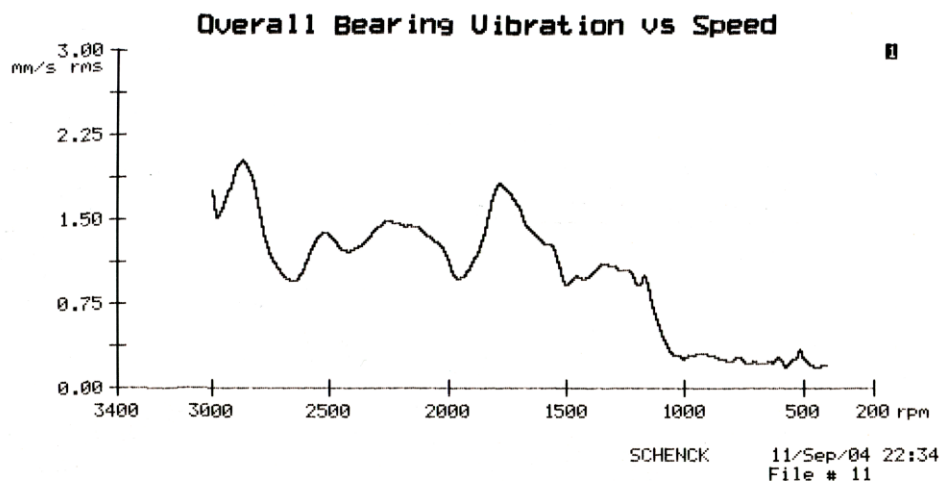
gdzie  $k$ - sztywność układu,  $m$  – masa układu.

Na rys. 9.20 przedstawiono jeden z możliwych sposobów rejestracji częstotliwości własnych układu poprzez pobudzenie układu do drgań wzbudnikiem w szerokim paśmie częstotliwości i rejestracji odpowiedzi drganiowej układu.

Rys. 8.21 przedstawia krzywą wybiegową turbozespołu, z której można odczytać częstotliwości krytyczne wirnika.



Rys. 9.20. Rejestracja częstotliwości własnych ramy fundamentowej przy użyciu wzbudnika



Rys. 9.21. Krzywa wybiegowa obudowy łożyska turbozespołu

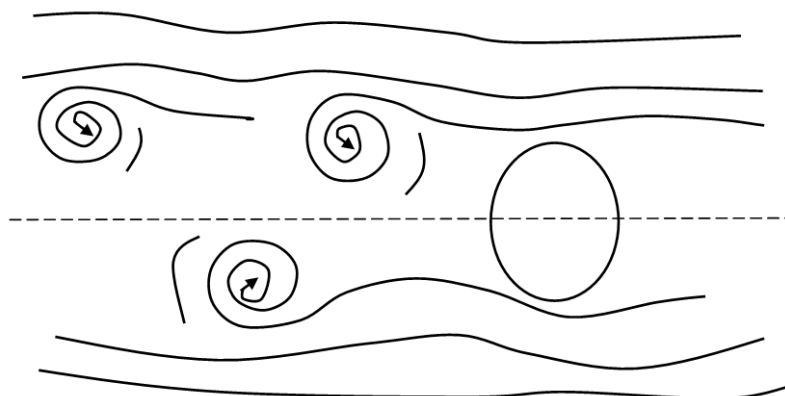
### 9.10. Drgania aerohydrodynamiczne.

Drgania zwane ogólnie aerohydrodynamicznymi są wynikiem przepływu czynnika roboczego (np. wody, pary, oleju, powietrza, spalin) przez rurociągi, zawory, układy łopatkowe i układy kierownic itp. Drgania te mogą wzbudzać drgania rezonansowe układu.

#### ■ Źródła drgań aerohydrodynamicznych

- zawirowania strumienia czynnika roboczego

Jeżeli czynnik roboczy opływa ciało stałe, to mogą tworzyć się za nim wiry Karmana (rys. 8.22). Kosztem energii strumienia wiry te zwiększają się i po osiągnięciu określonej wielkości odrywają się od opływanego ciała. Wiry te w określonych warunkach odrywają się na przemian po obu stronach ciała i tworzą regularną ścieżkę Karmana. Oderwanie się każdego wiru z powierzchni ciała wywołuje impuls siły, który jest źródłem fali akustycznej [144].



Rys. 9.22. Ścieżka Karmana [138, 144]

- niejednorodność strumienia czynnika roboczego

Niejednorodność strumienia czynnika roboczego pojawia się, gdy przed wirnikiem np. pompy, wentylatora, pojawia się jakiegokolwiek ciało, za tym ciałem w opływającym go strumieniu czynnika roboczego powstaje ślad krawędziowy, w którym prędkość czynnika znacznie różni się od średniej prędkości strumienia. Gdy wirująca łopatka wejdzie w taki ślad, to względna prędkość czynnika zmienia swoją wartość i kierunek, co zmienia kąt natarcia strumienia powodując zrywanie się ciągłości strugi z powierzchni łopatki. Zaburzenie to wytwarza impuls pobudzający łopatki do drgań, które regularnie przecinają miejsca o niejednorodnym strumieniu.

- przepływ burzliwy czynnika roboczego

Przepływ burzliwy [138, 144] powstaje, kiedy czynnik roboczy opływa powierzchnię ciała stałego. W określonych warunkach przepływ staje się burzliwy w obszarze warstwy przyściennej, w której występuje pulsacja prędkości wywołująca pulsację pola ciśnienia działających na powierzchnię opływającego ciała powodując jego drgania.

Przepływ burzliwy powstaje nie tylko przy opływie ciała stałego, ale także w warstwie granicznej występującej wskutek tarcia przy ściankach kanału przepływowego i przy wypływie strumienia do nieruchomego ośrodka gazowego.

- kawitacja

Kawitacja jest jednym z najintensywniejszych źródeł drgań hydrodynamicznych. Jest to zjawisko powstawania pęcherzyków w strudze cieczy przepływającej przez strefę obniżonego ciśnienia [144]. Jeżeli pęcherzyk dostanie się w miejsce, gdzie występuje podciśnienie, to pod działaniem naprężeń rozciągających powiększa się do dużych rozmiarów (bańka). Bańki te dostając się w strefę podwyższonego ciśnienia ulegają gwałtownemu ścisnieniu, szybko implodując, czemu towarzyszą impulsy ciśnienia.

- fala udarowa

Fala udarowa jest falą dużej nieciągłości parametrów przepływu aerodynamicznego, która rozchodzi się z prędkością większą od lokalnej prędkości dźwięku. Zagęszczenia uderzeniowe powstają przy opływie łopatek maszyn przepływowych czynnikiem ściśliwym, poruszającym się z prędkością zbliżoną do prędkości dźwięku. Przy prędkościach odpowiadających liczbie Macha = 1,0 – 1,1 zjawisko to nie ma jeszcze charakteru ustalonego i zmieniając się okresowo generuje fale udarowe [138, 144].

## ■ Charakterystyka składowych drgań

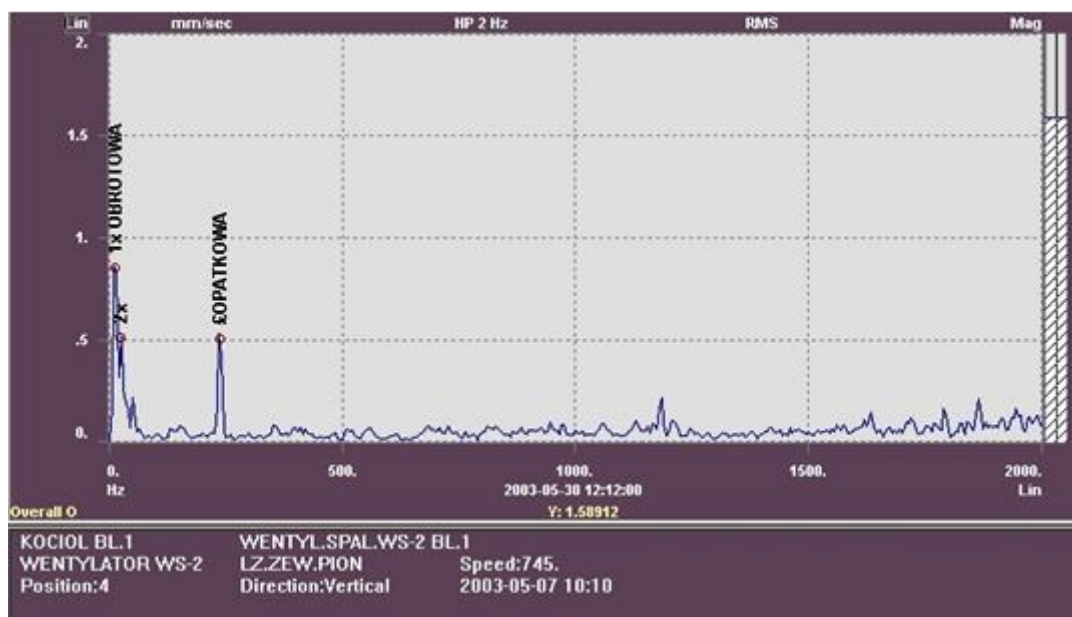
Opisane powyżej drgania aerohydrodynamiczne mogą być przyczyną poważnych problemów technicznych w szczególności, kiedy częstotliwość tych drgań jest równa częstotliwości własnej elementu maszyny lub urządzenia.

Wiry Karmana powstają z określoną częstotliwością i wywołują harmoniczne drgania samowzbudne opływającego ciała. Prędkości względne cieczy i wymiary

opływającego ciała np. dla pompy, zmieniają się w poszczególnych miejscach kanału przepływowego, co sprawia że widmo drgań wywołanych wirami Karmana jest szerokopasmowym widmem ciągłym [138, 144].

Niejednorodność strumienia czynnika roboczego wzbudza drgania o częstotliwości równej częstotliwości obrotów wirnika x liczba łopatek lub kierownic i jej harmoniczne. Poziom drgań w tym przypadku można zmniejszyć poprzez zwiększenie szczeliny między łopatkami wirnika i łopatkami kierowniczymi.

Kawitacja wywołuje drgania promieniowe o zmiennej amplitudzie. Widmo drgań wywołanych kawitacją obejmuje bardzo szerokie pasmo częstotliwości – od kilku Hz do ponad 300kHz. Kawitacja zazwyczaj jest poprzedzona szumem w zakresie wysokich częstotliwości (np. pow.40kHz). Obserwacja zmian poziomu drgań w zakresie wyższych częstotliwości pozwala wykryć początkową fazę zjawiska [138, 144].



Rys. 9.23. Widmo drgań obudowy łożyska wentylatora spalin z niejednorodnym strumieniem spalin

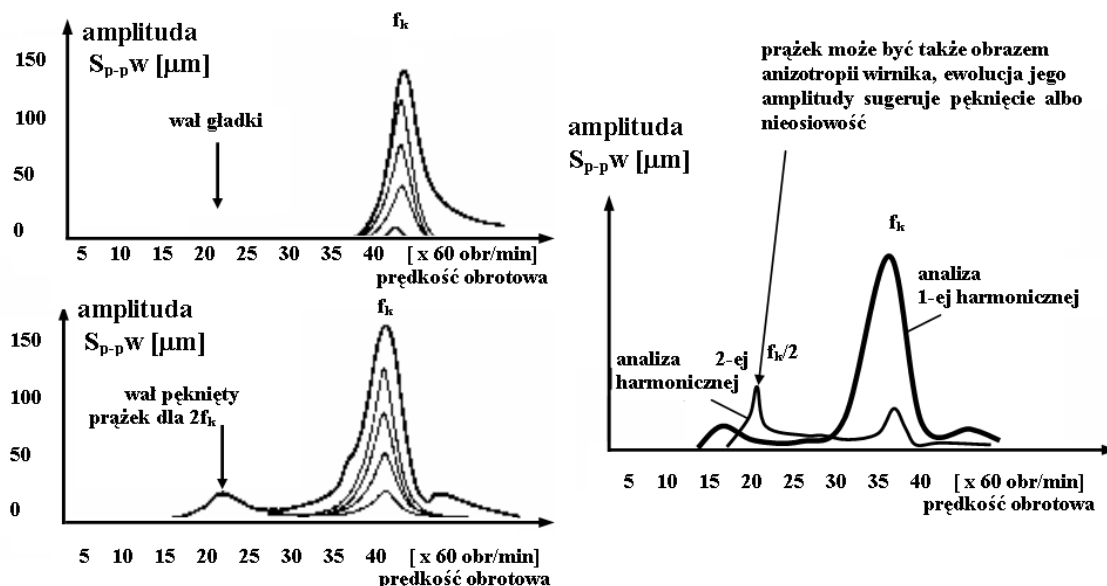
### 9.11. Pęknięcie wału

Pęknięcie wału może być przyczyną bardzo poważnych, niewyobrażalnych zagrożeń nie tylko maszyn, ale także dla otoczenia. Dlatego najwcześniejsze rozpoznanie pęknięcia ma ogromne znaczenie.

Pęknięcie wału powoduje zmianę jego sztywności. Ugięcie wału zależy również od umiejscowienia pęknięcia. W pozycji górnej następuje ściskanie warstwy powierzchniowej i szczelina zamyka się. W pozycji dolnej występuje rozciąganie warstwy powierzchniowej i szczelina jest otwarta. Obrotom wału towarzyszy ruch okresowy, a powstające drgania, w szczególności o częstotliwości równej 2x częstotliwość obrotów wału, w wielu sytuacjach można wykorzystać do detekcji pęknięć wału. Dużo informacji niesie pomiar wartości drugiej harmonicznej drgań wraz z kątem fazowym w trakcie zmiany obrotów wału (np. rejestracja wybiegu). Zmiany sztywności wału powodują wówczas drgania własne o częstotliwości kry-

tycznej wału przy prędkości obrotowej wału równej połowie prędkości krytycznej (rys. 8.24). Podobne zjawisko wystąpi przy prędkości obrotowej trzy i cztery razy mniejszej od prędkości krytycznej [144].

Diagnostyka pęknięć wału może polegać na obserwacji zmiany czterech kolejnych składowych harmonicznych o podstawowej częstotliwości obrotów i kątów fazowych pierwszej i drugiej składowej harmonicznej.



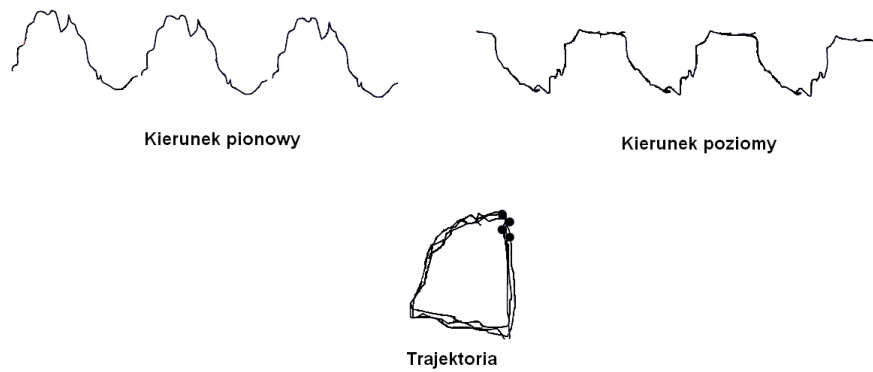
Rys. 9.24. Ewolucja drgań ze zmianą prędkości wirowania makiety pękającego wału dla różnych wartości niewyważenia resztkowego oraz analiza harmoniczna [144]

## 9.12. Przycieranie wału

Przycieranie wału jest efektem fizycznego kontaktu pomiędzy ruchomymi (obracającymi się) a stacjonarnymi częściami maszyny. W maszynach wirnikowych przycieranie występuje przede wszystkim: pomiędzy wałem a uszczelnieniami labiryntowymi, wewnątrz łożysk w wyniku np. ciasnych pasowań. W widmie drgań obserwuje się składowe harmoniczne 0,5x, 1,5x, 2,5x itp. Sygnał drganiowy i trajektoria wału mają zazwyczaj spłaszczony kształt. Częstotliwości podharmoniczne mogą "dryfować" (nie są stałą częścią składowej obrotowej).

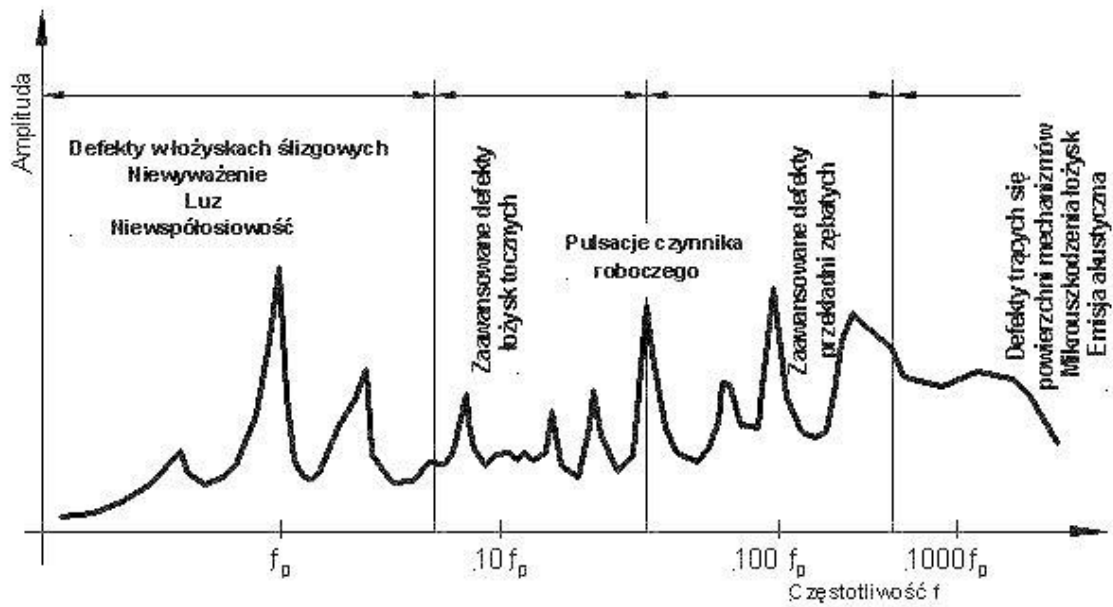
Dla częstotliwości podharmonicznej możemy obserwować trajektorie przeciwbieżną wału (kiedy czop uderzy w panew łożyska, przemieszcza się przeciwnie do ruchu obrotowego). Warunki przycierania są zmienne w czasie i wywołują różną odpowiedź wirnika dlatego kierunek trajektorii podharmonicznej może oscylować pomiędzy kierunkiem zgodnym i przeciwnym do kierunku obrotu wału. Wszystkie obserwowane symptomy są chwilowe, ponieważ przycieranie jest typowym zjawiskiem przejściowym.





Rys. 9.25. Sygnał drganiowy i trajektoria wału w czasie przycierania wału

Przedstawione powyżej charakterystyczne częstotliwości drgań w widmie sygnału drganiowego można przedstawić jak na rys. 8.26, który pokazuje widmo drgań hipotetycznej maszyny z zaznaczeniem pasm charakterystycznych dla różnych grup uszkodzeń w odniesieniu do prędkości obrotowej wirnika.



Rys. 9.26. Widmo drgań hipotetycznej maszyny z zaznaczeniem pasm charakterystycznych dla różnych grup uszkodzeń w funkcji częstotliwości obrotowej  $f_0$  [37]

Tabela 9.1 Karta wibracyjnej identyfikacji usterek

RODZAJ USTERKI	CZĘSTOTLIWOŚĆ DOMINUJĄCEJ SKŁADOWEJ DRGAŃ (HZ= obr/minx60)	KIERUNEK	UWAGI
Niewyważenie elementów obrotowych	1x obr/min	Promieniowy	Powszechny powód nadmiernego poziomu drgań w maszynach
Nieosiowość i zgięcie wału	Zwykle 1x obr/min Często 2x obr/min Czasem 3 i 4 x obr/min	Promieniowy i osiowy	Pospolita usterka
Uszkodzony element toczny łożyska (kulka, rolka itp.)	Częstotliwość udarów pojedynczego elementu łożyska Również drgania o wysokich częstotliwościach (2 do 60kHz)	Promieniowy i osiowy	Niestabilny poziom drgań, często z udarami Częstotliwość udarów: <ul style="list-style-type: none"> <li>• element toczny: <math>f_t = \frac{1}{2} f_n \frac{D}{d} \{ 1 - (d/D \cos\varphi)^2 \}</math></li> <li>• bieżnia wewnętrzna <math>f_w = \frac{1}{2} N f_n \{ 1 + d/D \cos\varphi \}</math></li> <li>• bieżnia zewnętrzna <math>f_z = \frac{1}{2} N f_n \{ 1 - d/D \cos\varphi \}</math></li> <li>• koszyk <math>f_k = \frac{1}{2} f_n \{ 1 - d/D \cos\varphi \}</math></li> </ul> Gdzie: d – średnica elementu tocznego; D –średnica podziałowa łożysk; $\varphi$ – kąt pracy łożyska; N – liczba elementów tocznych; $f_n$ – częstotliwość obrotowa między pierścieniem zewnętrznym a wewnętrznym.
Luz łożyska ślizgowego w obudowie	Podharmoniczne obr/min wału, dokładnie $\frac{1}{2}$ lub $\frac{1}{3}$ obr/min	Głównie promieniowy	Poluzowanie może uwidaczniać się tylko przy eksploatacyjnej prędkości i temperaturze ( np. maszyn turbinowych).
Wir olejowy lub bicz w łożysku ślizgowym	Bliska połowie obr/min wału	Głównie promieniowy	
Wir histerezowy	Krytyczna prędkość wału	Głównie promieniowy	

RODZAJ USTERKI	CZĘSTOTLIWOŚĆ DOMINUJĄCEJ SKŁADOWEJ DRGAŃ (HZ= obr/minx60)	KIERUNEK	UWAGI
Zniszczone lub zużyte koła zębate	Częstotliwość zazębienia (obr/min wału x liczba zębów) oraz harmoniczne	Promieniowy i osiowy	Wstęgi boczne wokół częstotliwości zazębienia wskazują na modulację z częstotliwością równą „odstępowi” wstęg bocznych.
Luzy mechaniczne	2x obr/min		Również pod – i nadharmoniczne, jak przy luzach łożyska ślizgowego.
Uszkodzony pas napędowy	1,2,3, i 4x obr/min pasa	Promieniowy	Problem może być zwykle dokładnie zidentyfikowany wizualnie za pomocą stroboskopu.
Niezrównoważone siły postępowo – zwrotne i pary sił	1x obr/min i/lub wielokrotność przy niezrównoważeniu wyższego stopnia	Głównie promieniowy	
Wzrost turbulencji	Częstotliwość” mijania” łopatek (liczba łopatek x obr/min) i harmoniczne	Promieniowy i osiowy	Wzrastanie poziomu oznacza wzrost turbulencji
Drgania wzbudzone elektrycznie	1x obr/min względnie 1 lub 2 x częstotliwość synchronizacji	Promieniowy i osiowy	Powinny zaniknąć po wyłączeniu prądu

## 10. BIEŻĄCA KOREKCJA STANU DYNAMICZNEGO MASZYN

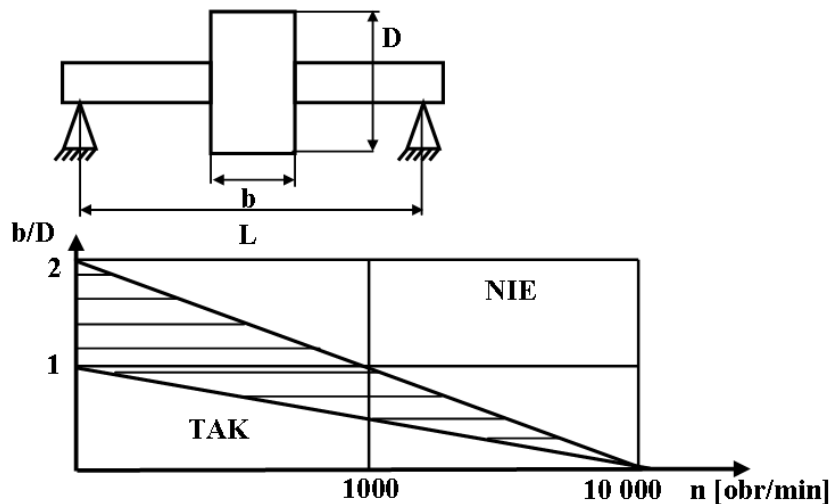
### 10.1. Wyważanie wirników maszyn na miejscu eksploatacji (w łożyskach własnych)

Wyważanie jest to procedura, podczas której sprawdzany jest rozkład masy wirnika i, jeśli to konieczne, korygowany w sposób zapewniający utrzymanie we właściwych granicach niewyważenia resztkowego lub drgań czopów oraz sił dynamicznych działających na łożyska przy prędkości roboczej. Inaczej mówiąc wyważanie oznacza takie polepszenie rozkładu mas na wirniku, aby siły działające na wirnik nie przekroczyły dopuszczalnych granic. Wirnik jest całkowicie wyważony wtedy, gdy jedna z jego głównych centralnych osi bezwładności pokrywa się z osią obrotu. We wszystkich innych przypadkach wirnik jest niewyważony. Wirniki sztywne wyważa się na ogół w jednej lub dwóch płaszczyznach. Wirniki giętkie należy wyważać w kilku płaszczyznach przy odpowiednich prędkościach obrotowych wirnika, gdyż ich stan niewyważenia zmienia się wraz z prędkością obrotową, a wirnik przyjmuje różne formy ugięcia przy kolejnych prędkościach krytycznych [137, 138].

Obecnie wirniki większości maszyn wyważa się bez ich demontażu w łożyskach własnych za pomocą przenośnych przyrządów pomiarowych. Wirniki, dla których jest to niemożliwe wyważa się na wyważarkach stacjonarnych, a niektóre wymagają specjalnych stanowisk z symulacją cieplną oraz warunków próżniowych i są wyważane w specjalnych bunkrach (np. wirniki turbin). Na rys. 10.1. przedstawiono wyważanie wirnika wentylatora w łożyskach własnych.

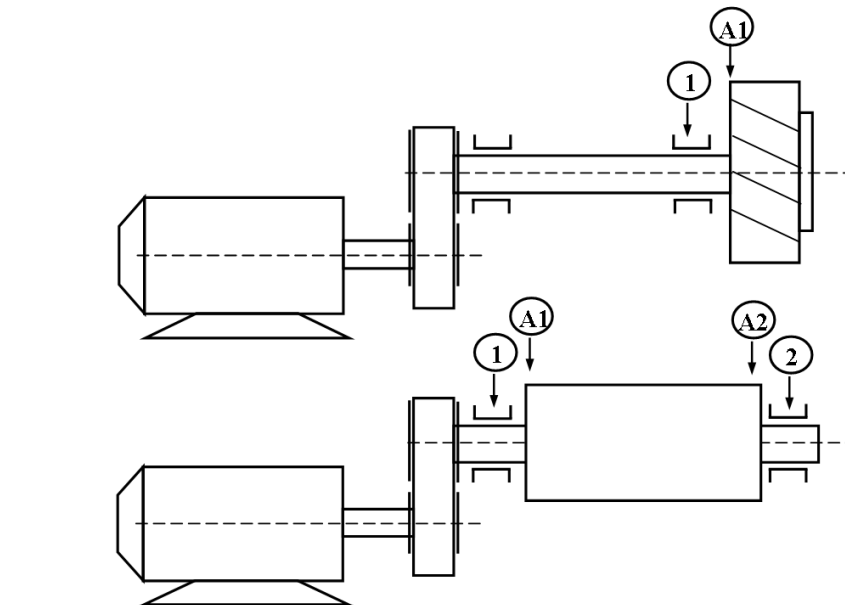


Rys. 10.1. Wyważanie wirnika wentylatora w łożyskach własnych



Rys. 10.2. Zakres stosowania wyważania w jednej płaszczyźnie [137]

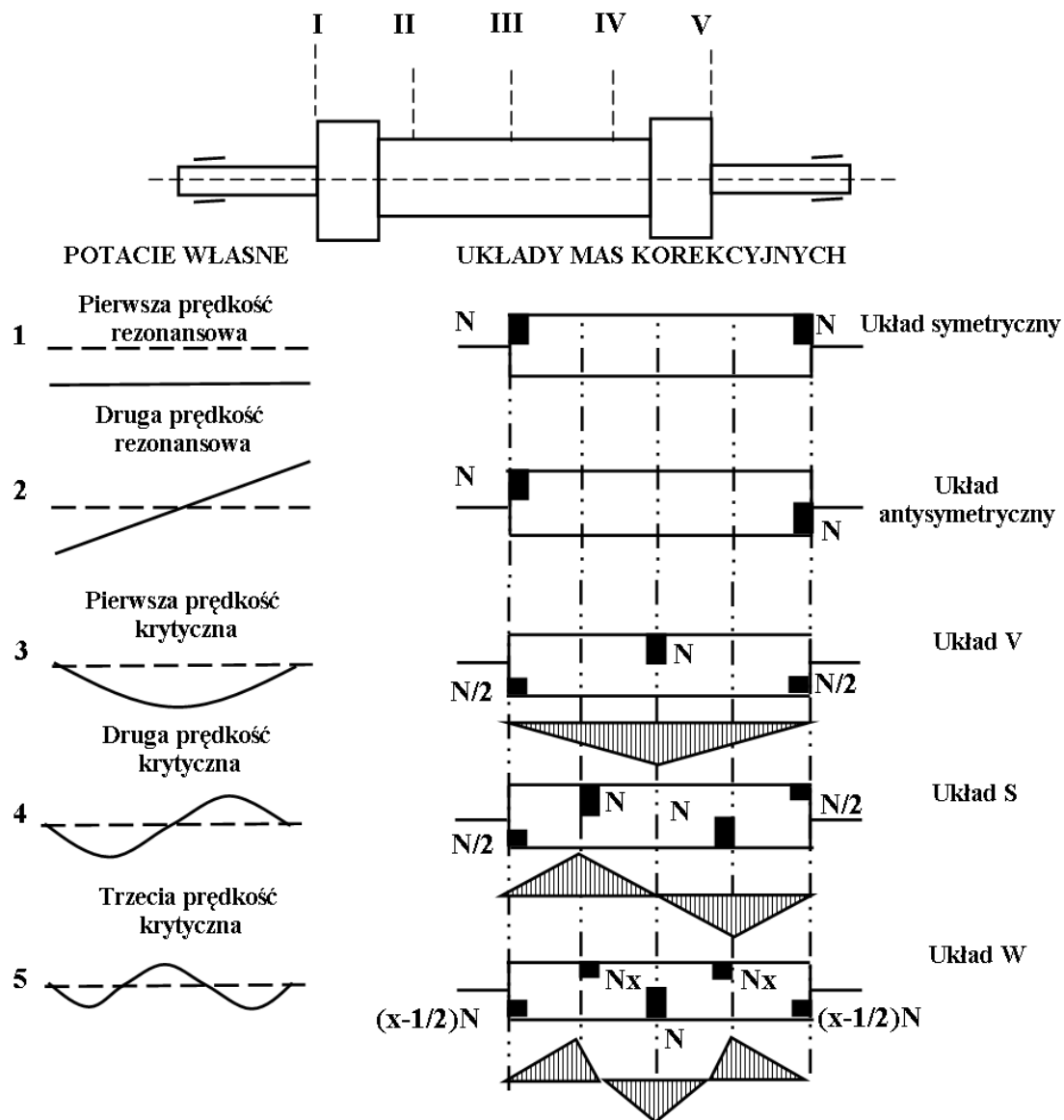
Szerokie wirniki, typu walcowego muszą być wyważane w dwóch płaszczyznach. Do wyrównania niewyważenia w tym wypadku należy, jeśli to możliwe, wybrać obie końcowe płaszczyzny wirnika, a do określenia mas korekcyjnych należy dokonać pomiaru drgań niewyważenia w obu płaszczyznach łożysk. Typowymi wirnikami wymagającymi dwupłaszczyznowego wyważania są walce, wirniki silników elektrycznych i prądnic, wrzeciona maszynowe itp. [137].



Rys. 10.3. Płaszczyzny pomiarowe i wyważania w wyważaniu jednopłaszczyznowym i dwupłaszczyznowym [137]

Wirniki giętkie winny być wyważane w kilku płaszczyznach. Przy wyważaniu wirników sztywnych zadanie polega na zmniejszeniu reakcji na łożyskach wywołanych niewyważeniem początkowym do poziomów dopuszczalnych, natomiast

przy wyważaniu wirników gibkich należy jeszcze dodatkowo uniemożliwić kinetostatyczne ugięcie wirnika i zmniejszyć do minimum występujące w nim momenty gnące [137]. Wirniki gibkie wyważa się w całym zakresie zmienności prędkości obrotowej. Polega to na wykonaniu operacji wyważenia przy kolejnych prędkościach krytycznych wirnika, co uniemożliwia jego ugięcie kinetostatyczne odpowiadające kolejnym postaciom własnym.



Rys. 10.4. Pełny cykl wyważania wirnika turbogeneratorsa w pięciu płaszczyznach korekcji (I,II,III,IV,V), ( $N$  - niewyważenie w  $[g \times mm]$ ) [137]

## ■ Masy testowe

Masę testową montuje się na wirniku po to, aby uzyskać wyraźną mierzalną zmianę niewyważenia dla określenia wartości i miejsca mas korekcyjnych. Jako masę testową można użyć np. śrubę, płaskownik lub kit wyważeniowy. Wartość masy  $m_t$  może być określona w przybliżeniu [137]:

$$m_t = \frac{m_w}{r_t (n_w/100)^2} \cdot \frac{\text{cm}}{\text{min}^2} \quad (10.1)$$

gdzie;  $m_t$  – masa testowa w g,  
 $m_w$  – masa wirnika w g,  
 $r_t$  – promień na którym jest osadzona masa testowa w cm,  
 $n_w$  – obroty wirnika w 1/min.

lub

$$m_t = m_w A_0 / r_t \quad (10.2)$$

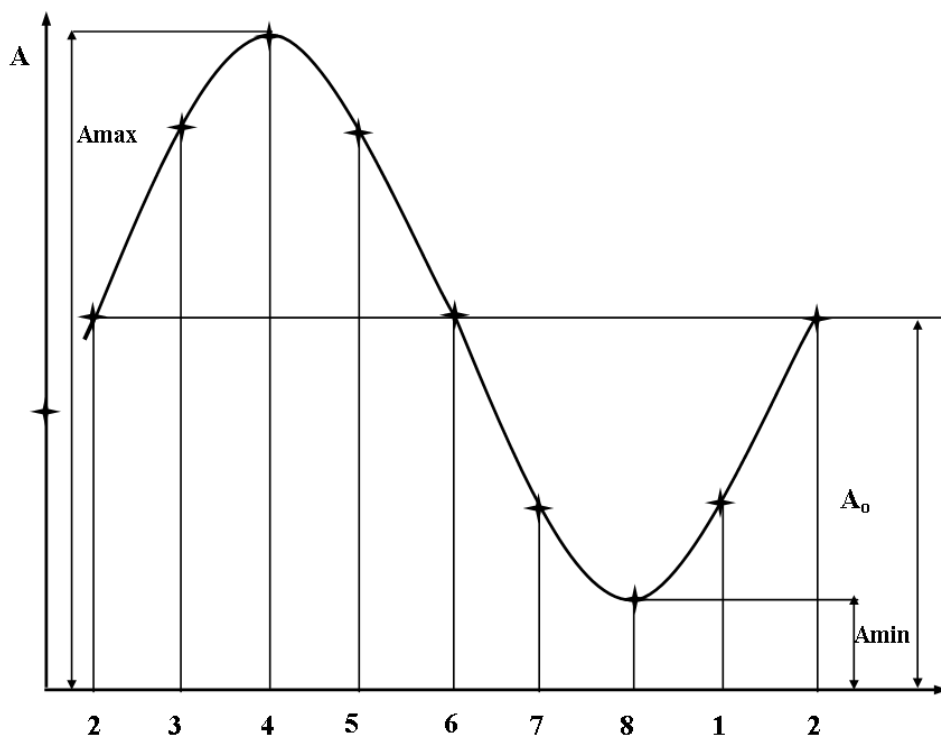
gdzie:  $A_0$  – amplituda drgań,  
 $m_w$  – masa wirnika w kg,  
 $r_t$  - promień, na którym osadzona jest masa testowa w mm.

Wyważanie wirnika będzie ułatwione, jeżeli przed rozpoczęciem pomiarów w płaszczyznach wyważania przewidziano możliwość zamocowania mas testowych i korekcyjnych. Łatwiej i precyzyjniej jest instalować masy na wirniku niż wykonywać w nim otwory lub wykonywać jego szlifowanie. Wiercenie lub szlifowanie powinno być wykonywane jedynie wtedy, gdy nie jest możliwe zamocowanie mas ze względów technicznych lub bezpieczeństwa.

## ■ Wybrane metody wyważania

### Metoda prób [137]

- Płaszczyznę korekcji dzielimy na 6 do 12 równych części. Punkty podziału oznaczamy kolejnymi liczbami pomiarowymi.
- Instalujemy czujnik drgań na lub w pobliżu łożyska (oś czujnika winna być ustawiona w kierunku poprzecznym o najwyższym poziomie drgań).
- Uruchamiamy maszynę i pozwalamy jej osiągnąć parametry znamionowe pracy. Amplitudę drgań bez masy testowej oznaczmy przez  $A_0$  i nanosimy na wykres.
- Masę testową  $m_t$  umieszczamy w płaszczyźnie korekcji w punkcie 1 i dla tej samej prędkości wyważania rejestrujemy wartość amplitudy drgań łożyska  $A_1$  nanosząc ją na wykres.
- Po zatrzymaniu maszyny, tę samą masę testową umieszczamy kolejno w następnych punktach podziału i przy prędkości obrotowej wyważania rejestrujemy kolejno amplitudy drgań łożyska nanosząc je na wykres.



Rys. 10.5. Wyznaczenie miejsca zamocowania masy korekcyjnej metodą prób [137]

$A_0$  i  $A_{min}$  – amplitudy drgań łożyska dla wirnika bez masy próbnej i z masą próbną umieszczoną w położeniu antypodycznym do niewyważenia;  
 1, 2, ..., 8 – miejsca kolejnego mocowania masy próbnej w płaszczyźnie korekcji.

Masę korekcyjną wyznaczamy ze wzoru:

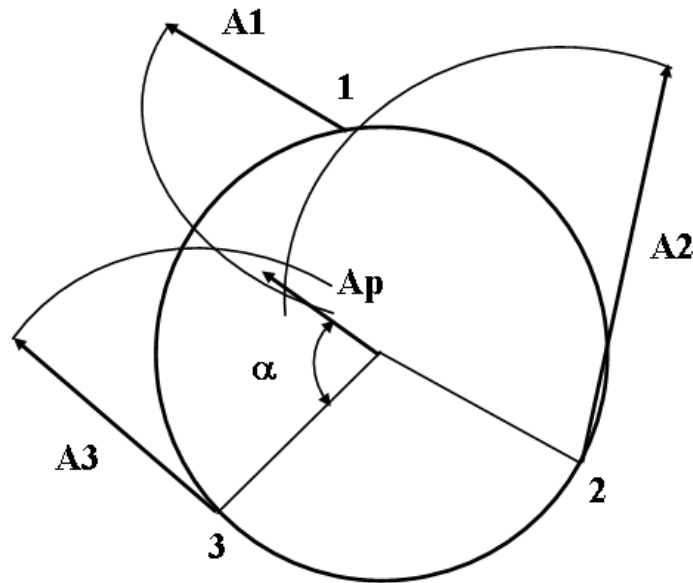
$$m_k = m_t \frac{A_0}{A_{min} - A_0} \quad (10.3)$$

### Metoda trzech uruchomień [137]

- Przygotowujemy płaszczyznę korekcji do instalacji masy korekcyjnej, którą dzielimy na trzy równe części. Punkty podziału oznaczamy liczbami 1, 2, 3.
- Przy nominalnej prędkości obrotowej wirnika rejestrujemy amplitudę drgań  $A$  dla następujących uruchomień:
  - bez masy testowej, rejestrujemy amplitudę drgań  $A_0$ ,
  - z masą testową zamocowaną w punkcie 1, rejestrujemy amplitudę drgań  $A_1$ ,
  - z masą testową zamocowaną w punkcie 2, rejestrujemy amplitudę drgań  $A_2$ ,
  - z masą testową zamocowaną w punkcie 3, rejestrujemy amplitudę drgań  $A_3$ ,



- Wyznaczamy wektor  $A_k$  służący do określenia położenia i wartości masy korekcyjnej. W tym celu:
  - rysujemy okrąg o promieniu proporcjonalnym do amplitudy drgań  $A_0$ ,
  - z punktu 1, 2 i 3 promieniami o długościach proporcjonalnych do zarejestrowanych amplitud  $A_1$ ,  $A_2$  i  $A_3$  kreślimy łuki, które powinny przeciąć się w jednym punkcie. Z powodów nieliniowości układu i błędów pomiarowych łuki te przeważnie nie przecinają się w jednym punkcie. Koniec wektora  $A_k$  określony jest środkiem otrzymanej figury, a początek środkiem okręgu.



Rys. 10.6. Wykreślne wyznaczenie niewyważenia przy wyważaniu metodą trzech uruchomień [136]

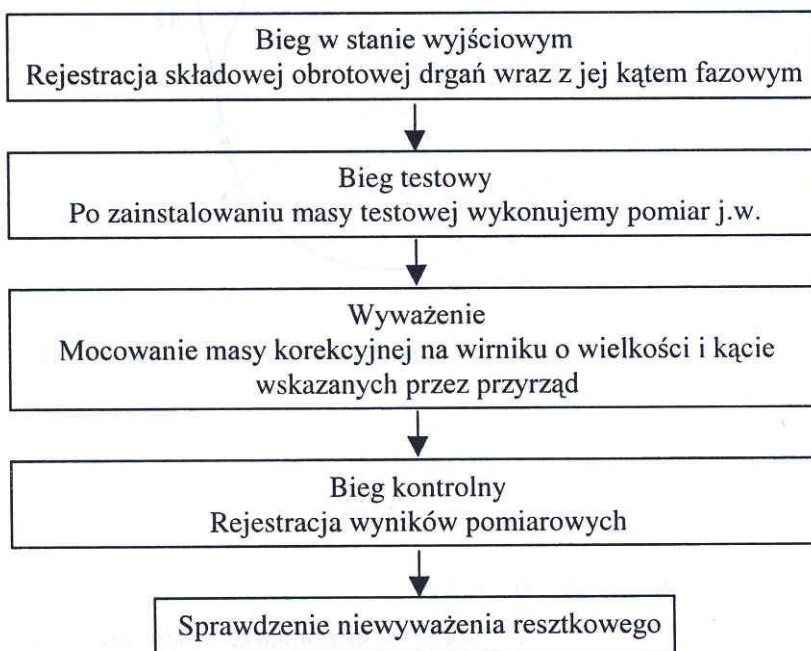
Masę korekcyjną wyznaczamy ze wzoru:

$$m_k = m_t A_0 / A_k \quad (10.4)$$

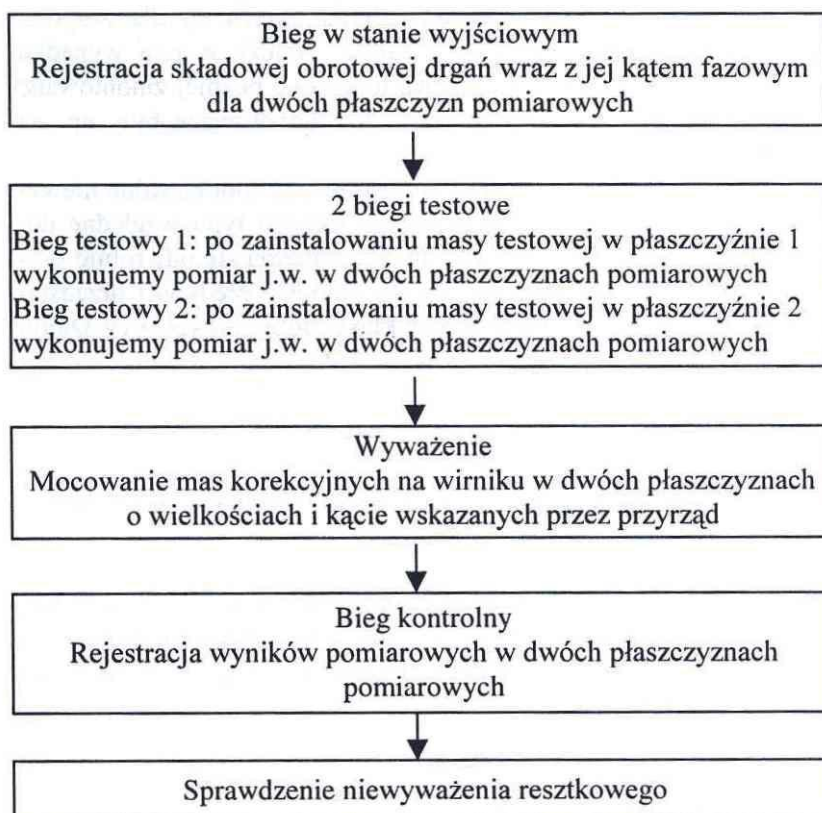
#### **Metoda amplitudowo – fazowa [137]**

Metoda ta polega na równoczesnym pomiarze amplitudy i fazy drgań, a obecnie jest najbardziej rozpowszechniona ze względu na masowy rozwój elektronicznej aparatury do wyważania. Wyważanie w jednej płaszczyźnie korekcji można wykonać tą metodą po dwóch tylko uruchomieniach maszyny (bez masy próbnej i z masą próbną). Przy każdym uruchomieniu rejestruje się w amplitudę i względne zmiany kąta fazowego drgań łożyska położonego najbliżej płaszczyzny korekcji. Program mikroprocesora aparatury do wyważania bezpośrednio podaje wartość masy korekcyjnej i kąt jej mocowania w stosunku do znacznika naniesionego na wyważanym wirniku.

### Procedura wyważania jednopłaszczyznowego :



### Procedura wyważania dwupłaszczyznowego :



## ■ Kontrola dokładności wyważania

Wirniki zespołu maszyn połączonych sprzęgłami można wyważać jako integralne pojedyncze części lub jako zespoły konstrukcyjne. Jeżeli na skutek oddzielnego wyważania każdej części nie jest możliwe osiągnięcie tolerancji niewyważenia określonej dla zespołu, należy wyważać ten zespół jako całość. Należy w tym wypadku uwzględnić fakt, że części składowe mogą być później zmontowane w pozycjach różnych od tych, w jakich zmontowane były np. na wyważarce. Im większa jest masa wirnika tym większe jest dopuszczalne niewyważenie resztkowe. Dla wirników tego samego typu względne dopuszczalne resztkowe niewyważenie  $e_{dop}$  zmienia się odwrotnie proporcjonalnie do prędkości wirnika. Dla zadanej klasy dokładności wyważania zależność ta dana jest następującym wzorem [137]:

$$e_{dop} \omega = \text{const} \quad (10.5)$$

gdzie;  $\omega$  - prędkość kątowna wirnika odpowiadająca maksymalnej prędkości roboczej.

Dla geometrycznie podobnych wirników obracających się z jednakową prędkością obwodową naprężenia w wirnikach i łożyskach są takie same. Klasy dokładności wyważania (tabela. 9.1.) oparte są na powyższej zależności.

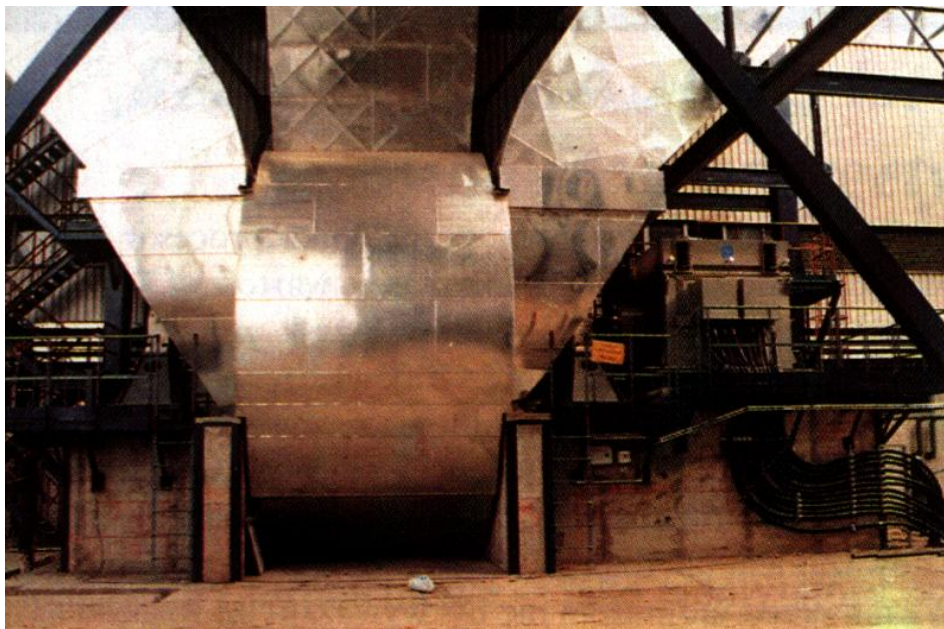
Tabela 10.1. Klasy dokładności wyważania dla różnych grup reprezentatywnych wirników sztywnych wg PN – 93/N - 01359

Klasa jakości wyważania	Wartości iloczynu ( $e_{dop} \cdot \omega$ ) <sup>1),2),3)</sup> [mm/s]	Typy wirników - przykłady ogólne
G 4000	4000	Zespoły napędowe korbowe <sup>3)</sup> , sztywno posadowionych wolnoobrotowych silników okrętowych wysokoprężnych o nieparzystej liczbie cylindrów <sup>4)</sup> .
G 1600	1600	Zespoły napędowe korbowe, sztywno posadowione dużych silników dwusuwowych.
G 630	630	Zespoły napędowe korbowe, sztywno posadowionych dużych silników czterosuwowych. Zespoły napędowe korbowe, sprężyste posadowionych okrętowych silników wysokoprężnych.
G 250	250	Zespoły napędowe korbowe, sztywno posadowionych szybkoobrotowych, czterocylindrowych silników wysokoprężnych <sup>4)</sup> .
G 100	100	Zespoły napędowe korbowe szybkoobrotowych silników wysokoprężnych o sześciu i więcej cylindrach <sup>4)</sup> . Kompletne silniki ( benzynowe lub wysokoprężne) do samochodów osobowych, ciężarówek i lokomotyw <sup>5)</sup> .
G 40	40	Koła samochodów, obręcze kół, zespoły kół, wały napędowe. Zespoły napędowe korbowe sprężyste posadowionych, szybkoobrotowych silników czterosuwowych (benzynowych i wysokoprężnych) o sześciu i więcej cylindrach <sup>4)</sup> .
G 16	16	Wały napędowe ( wały śrubowe, wały przegubowe o specjalnych wymaganiach). Części kruszarek. Części maszyn rolniczych. Indywidualne części silników (benzynowych i wysokoprężnych) do samochodów, ciężarówek i lokomotyw. Wały korbowe silników o sześciu lub więcej cylindrach, o specjalnych wymaganiach.
G 6,3	6,3	Części urządzeń wchodzących w skład urządzeń technologicznych. Główne morskie przekładnie turbinowe (marynarka handlowa). Bębny wirówek. Walce maszyn papierniczych. Walce drukarskie. Wentylatory. Zmontowane wirniki samolotowych turbin gazowych. Koła zamachowe. Wirniki pomp. Części obrabiarek i maszyn ogólnego zastosowania. Tworniki średnich i dużych maszyn elektrycznych (o wzniosach osi wału co najmniej 80mm) bez szczególnych wymagań. Tworniki maszyn elektrycznych, często w masowej produkcji, stosowane w układach nieczułych na drgania oraz (lub) posadowionych wibroizolacyjne. Indywidualne części silników spełniające szczególne wymagania.
G 2,5	2,5	Turbiny gazowe i parowe, z wyłączeniem turbin okrętowych ( w marynarce handlowej). Bębny, dyski pamięci komputerów. Turbosprężarki. Napędy obrabiarek. Średnie i duże tworniki maszyn elektrycznych spełniające szczególne wymagania. Małe tworniki maszyn elektrycznych nie spełniające jednego lub obydwu warunków określonych dla małych tworników elektrycznych o klasie dokładności wyważania G6,3. Pompy o napędzie turbinowym.
G 1	1	Układy napędowe magnetofonów i fonografów (gramofonów). Napędy szlifierek. Małe tworniki elektryczne spełniające wymagania specjalne.
G 0,4	0,4	Wrzeciona, tarcze i tworniki precyzyjnych szlifierek. Żyroskopy.

1)  $\omega=2\pi n$  ( $60 \approx n$ ) 10, jeżeli  $n$  wyrażone jest w obr/min  $\omega$  w rad/s.  
2) Przyporządkowanie dopuszczalnego niewyważenia resztkowego płaszczyznom korekcji – (patrz p.7.).  
3) Zespół napędowy korbowy jest to zespół obejmujący wał korbowy, koła zamachowe, sprzęgła, koła pasowe, tłumik drgań, wirującą część korbowodu itd. ( patrz p.3.5.).  
4) W niniejszej części normy przyjęto, iż wolnoobrotowymi silnikami wysokoprężnymi są silniki o prędkości tłoka poniżej 9 m/s zaś silnik szybkoobrotowe uważa się takie, w których szybkość tłoka jest większa od 9 m/s.  
5) W silniku kompletnym masa wirnika obejmuje sumę wszystkich mas należących do zespołu napędowego korbowego, opisanego w uwadze 3 powyżej.  
6) W oryginale normy ISO użyto symbolu  $e_{per}$ .

### ■ Próba ruchowa wentylatora spalin o masie wirnika ponad 30 ton

Wentylatory WPXD – 216/502 zainstalowano w Elektrowni OPOLE do odprowadzania spalin z kotła i obsługi instalacji mokrego odsiarczania. Są to wentylatory promieniowe, dwustrumieniowe, napędzane silnikami o mocy 4500kW z prędkością obrotową regulowaną falownikiem w zakresie od 0 do 745 obr/min.



Rys. 10.7. Zespół wentylatora spalin napędzanego silnikiem o mocy 4500kW z regulacją falownikiem prędkości obrotowej

Odbył się ruch próbny wentylatora wyprodukowanego przez Fabrykę Wentylatorów Fawent (Chełm Śląski). Ruch próbny maszyny wiąże się m. in. z badaniami diagnostycznymi mającymi na celu zebranie informacji o stanie mechanicznym i elektromagnetycznym maszyny w danej chwili. Pomiar i analiza drgań w trakcie uruchamiania wentylatora ma tu istotne znaczenie do oceny jego stanu dynamicznego.

### ■ Próba ruchowa

Podczas próby ruchowej wentylatora autor powoli zwiększał prędkość obrotową wirnika. Jednocześnie kontrolował poziom drgań obudowy jego łożysk. Zaobserwowano wzrost poziomu drgań obudów łożysk i z tego powodu zaniechano dalszego ruchu, gdyż mogłoby to zakończyć się poważną awarią. Z przeprowadzonej analizy pomiarów drgań wynikało jednoznacznie, że wirnik jest niewyważony. Zdecydowano się wyważyć wirnik w łożyskach własnych, bez demontażu wentylatora.

### ■ Wyważanie

Wał wentylatora jest osadzony w łożyskach ślizgowych; łożysko od strony napędu jest łożyskiem ustalającym, a z przeciwnej strony – łożyskiem przesuwным. Masa zespołu wirującego wynosi 34 528kg, natomiast średnica wirnika ok. 4m (rys. 10.7, 10.8).



Rys. 10.8. Widok wirnika wentylatora

Autor założył, że poziom drgań węzłów łożyskowych wentylatora jest wprost proporcjonalny do wartości niewyważenia wirnika i zależy m. in. od sztywności, własności dynamicznych łożyskowania, ustawienia maszyny i prędkości obrotowej wirnika. Siła bezwładności spowodowana niewyważeniem wirnika rośnie z kwadratem prędkości obrotowej. Dla tak dużej masy i średnicy wirnika wirującego z prędkością obrotową 743 obr/min wystąpienie niewyważenia objawi się dużym poziomem drgań, co w konsekwencji prowadzi do uszkodzenia łożysk zespołu i jego awarii.

W przypadku tego typu wentylatorów bardzo pomocna przy wyważaniu okazała się możliwość płynnej regulacji prędkości obrotowej za pomocą falownika. Ponieważ szerokość wirnika jest znacznie mniejsza od średnicy, zdecydowano się na wyważanie w jednej płaszczyźnie. Ze względu na konstrukcję podpór łożyskowych – tzn. na ich najmniejszą sztywność w kierunku poziomym – dla tego kierunku wybrano punkty pomiarowe na łożyskach wentylatora. Czujniki drgań przymocowano za pomocą magnesów, pierwszy na łożysku zewnętrznym, drugi na łożysku wewnętrznym wentylatora. Jednocześnie zamocowano czujnik optoelektryczny do pomiaru prędkości obrotowej wirnika i kąta fazowego drgań.

Przy powolnym zwiększaniu prędkości obrotowej wirnika za pomocą falownika, przy 500 obr/min prędkość drgań wynosiła ponad 3,01 mm/s rms na łożysku zewnętrznym wentylatora i 3,23 mm/s rms na łożysku wewnętrznym. Po pomiarach

i przyspawaniu masy korekcyjnej 12,5 kg w miejscu wirnika wskazanym przez aparaturę do wyważania, prędkość drgań zmniejszyła się odpowiednio do 0,68mm/s i 1,11mm/s. Zdecydowano się dodać w tym samym miejscu jeszcze masę o wartości 4,7kg. W wyniku tej operacji drgania obudów łożysk zmniejszyły się odpowiednio do 0,64 mm/s i 0,65 mm/s. W sumie przymocowano do wirnika wentylatora masę o wartości 17,2kg. Wirnik przed montażem nie był wyważony ze względu na dużą masę i średnicę (brak wyważarki o takich parametrach). Doważanie okazało się możliwe w łożyskach własnych wentylatora, dzięki regulacji prędkości obrotowej wirnika, stopniowo od najmniejszej do znamionowej. Przy prędkości obrotowej 650obr/min prędkość drgań wynosiła 0,71 i 0,68mm/s. Ponieważ bez uruchomienia instalacji mokrego odsiarczania producent zaleca maksymalną prędkość obrotową wentylatora 650 obr/min, pomiary i wyważanie zakończono przy tej prędkości. Wg zaleceń producenta wentylatora wirnik powinien być wyważony dynamicznie w klasie G – 6,3. Wentylator po wyważeniu odpowiada tym zaleceniom.

Podczas pracy ruchowej wentylatorów o dużej masie wirnika (30 t), średnicy wirnika równej 4 m i wysokiej mocy, bardzo wskazana jest płynna regulacja prędkości obrotowej wirnika umożliwiająca bezpieczne uzyskanie prędkości znamionowej. Wyważanie wirnika tego typu przy stopniowym wzroście prędkości obrotowej okazało się skuteczne i bezpieczne zarówno dla człowieka jak i dla maszyny. Była to pierwsza próba ruchowa tego typu w kraju.

## **10.2. Korekcja współosiowości wałów maszyn przy pomocy lasera**

### **■ Znaczenie dokładnego ustawiania wałów**

Jednym z najważniejszych warunków długoletniej bezawaryjnej pracy zespołów maszynowych jest dokładne ustawianie sprzęgniętych z sobą maszyn. Zwiększenie produkcji i wydajności pociąga za sobą zastosowanie maszyn o wyższych obrotach wirników, zwiększenie mocy przenoszonych przez sprzęgnięte maszyny oraz zmniejszenie rezerw materiałowych. Ponieważ nowoczesne maszyny mimo wyższych obrotów i większych obciążeń ze względu na koszty są coraz lżejsze i mają coraz mniejsze rezerwy wytrzymałościowe, należy dążyć do zapewnienia im optymalnych warunków pracy. Znaczący udział w tych uwarunkowaniach ma optymalne ustawienie maszyny polegające między innymi na dokładnym ustawieniu współosiowości wałów zespołów maszyn [54, 58, 59, 67, 68, 164].

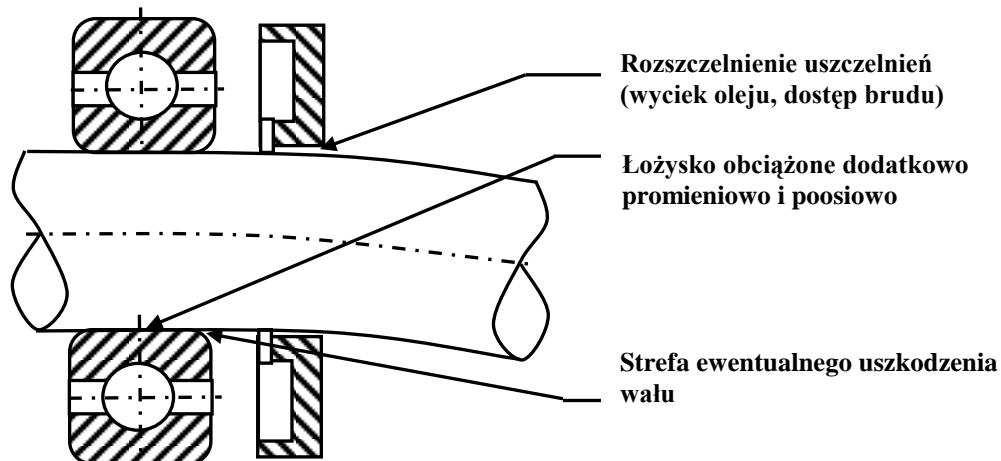
Zdaniem autora można wyróżnić następujące rodzaje niewspółosiowości:

- niewspółosiowość zesprzęglonych wałów maszyn,
- niewspółosiowość osi stojaków łożyskowych z osią wału,
- niewspółosiowość korpusów z osią wirnika,
- koła pasowe nie znajdują się w jednej płaszczyźnie.

Niewspółosiowość elementów maszyn może wynikać z niewłaściwego ustawienia maszyny, błędów konstrukcyjnych, nieprawidłowej obróbki mechanicznej elementów, odkształceń cieplnych, pęknięć, osiadania fundamentów itp.

Niewspółosiowość pojawia się także w trakcie eksploatacji maszyn, podczas której maszyna ulega zużyciu, fundamenty osiadają, elementy maszyny ulegają deformacji.

Utrata współosiowości wałów i korpusu powoduje niebezpieczeństwo nadmiernej obciążenia łożysk, wałów, uszczelnień i sprzęgieł, co w ostatecznym rezultacie może powodować ich zniszczenie.



Rys. 10.9. Konsekwencje niewłaściwej współosiowości wałów [54, 58, 59, 67, 68, 164]

Niewspółosiowości może towarzyszyć:

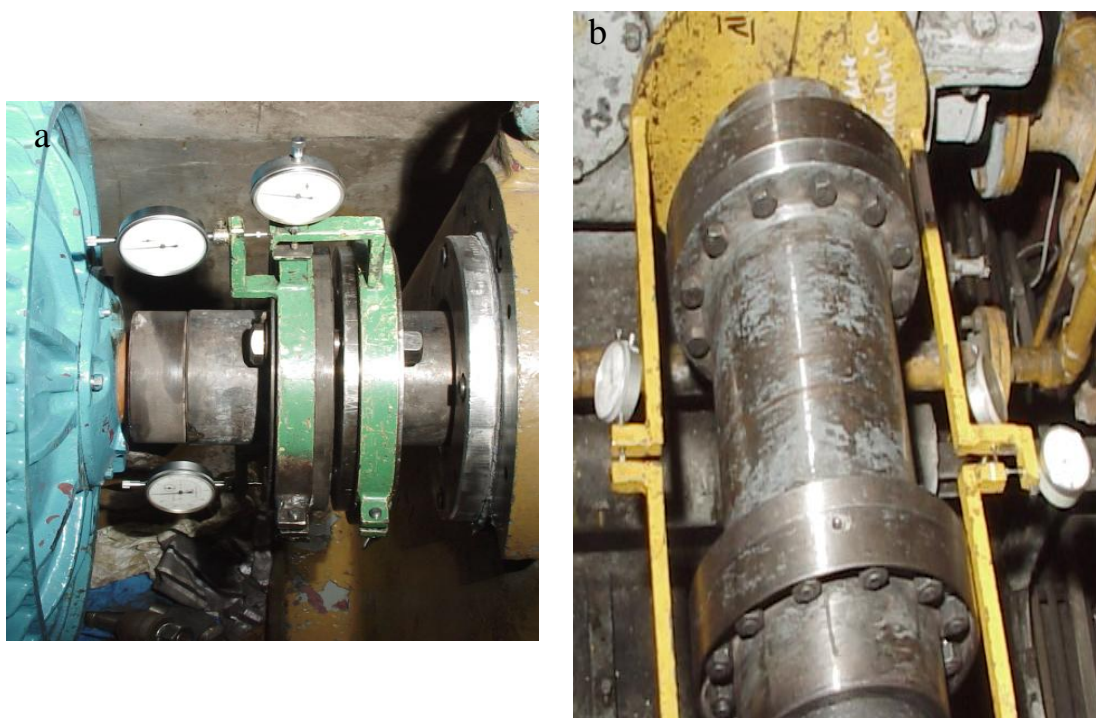
- wzrost poziomu drgań,
- wzrost mimośrodowości wirników,
- przytarcie wałów o uszczelnienia,
- nieprawidłowa praca sprzęgieł,
- szybsze zużycie łożysk,
- pogorszenie sprawności niektórych maszyn na skutek powiększenia luzów.

Przestoje maszyn wirnikowych spowodowane w/w przyczynami można w znacznym stopniu wyeliminować dzięki starannemu ustawieniu ich wałów (osio-waniu). Około 50 % uszkodzeń maszyn wirujących można przypisać błędom w ich ustawianiu [54, 58, 59, 164]. Ustawienie prawidłowe gwarantuje krótsze i w większych odstępach czasu przestoje, niezbędne dla przeprowadzenia planowanej obsługi i napraw. Dlatego operacja ustawiania maszyn jest jedną z najważniejszych na etapie montażu i podczas remontu maszyny.



## ■ Osiewanie laserowe

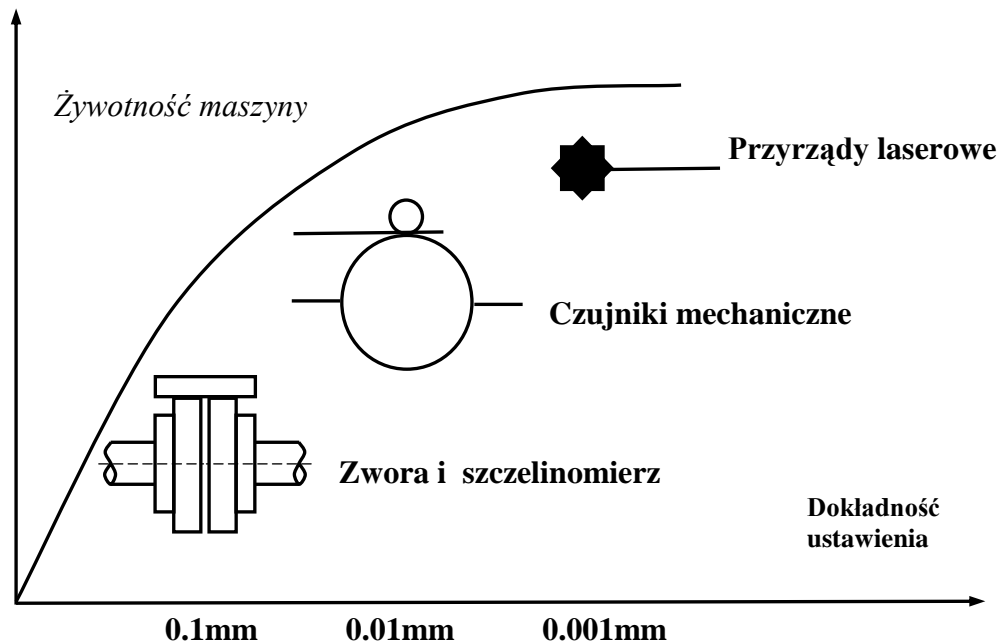
W 1983 roku, w Niemczech, pojawił się pierwszy laserowy przyrząd OPTALIGN do ustawiania maszyn, który wyraźnie zwiększył dokładność tej operacji. Do tego czasu dokładne ustawianie sprzęgniętych maszyn potrafili wykonać z powodzeniem tylko fachowcy mający duże doświadczenie w obsłudze czujników mechanicznych. Korzystanie z tych czujników wymaga precyzyjnego ich instalowania oraz właściwej interpretacji wyników pomiarów. Kolejne czynności wykonywane przy użyciu czujników mechanicznych mogą być przyczyną błędów nawet, jeżeli ustawianie maszyn wykonuje personel o dużym doświadczeniu. Przyrządy z czujnikami mechanicznymi wymagają stosowania mechanicznych mostków mocowanych do ciężkich uchwytów, których zwis musi być dokładnie zmierzony i uwzględniony w dalszych obliczeniach [67, 68].



Rys. 10.10. Przykłady zastosowania czujników zegarowych do osiewania wałów; z lewej – sprzęgło krótkie, z prawej – sprzęgło z przekładką

Takie ustawianie maszyn wymaga nie tylko doświadczenia, ale również znajomości zależności trygonometrycznych, by odczytane z czujników wartości odnieść do łap maszyny. Ponadto każde ustawianie jest czasochłonne przy jednoczesnym dużym zaangażowaniu oprzyrządowania (często różnego dla różnych zespołów maszyn).

Wprowadzenie systemów laserowo-optycznych pozwoliło na całkowite zrezygnowanie z czujników mechanicznych. **Ustawianie maszyn stało się bardzo dokładne, proste, szybkie i tanie** [54, 58, 164].



Rys. 10.11. Dokładność ustawiania maszyn [54,58,164]

Systemy laserowe opierają się na bezdotykowych pomiarach za pomocą nieszkodliwego promienia laserowego. Nie jest potrzebne mechaniczne połączenie między punktami pomiarowymi na obu wałach. Punkty te „łączy” promień lasera, co eliminuje możliwość powstania błędów spowodowanych zwisem prętów pomiarowych, zacinaniem się czujników mechanicznych lub pomyłkami w obsłudze.

Systemy takie jak Optalign czy Smartalign składają się z trzech podstawowych elementów:

- modułu zawierającego nadajnik oraz detektor promieniowania laserowego,
  - pryzmatu załamującego i jednocześnie odbijającego promień laserowy,
- lub w przypadku systemów Rotalign Ultra, Novalign;
- modułu zawierającego nadajnik promieniowania laserowego
  - detektor promieniowania laserowego,
- oraz
- modułu mikroprocesora z wyświetlaczem.

Dwa pierwsze elementy, lekkie i poręczne, są mocowane łatwo i szybko do wałów maszyn i połączone przewodem z mikroprocesorem (obecnie są produkowane systemy bezprzewodowe oparte o Bluetooth). Podczas obrotu

wału wykazującego kątowe i równoległe przesunięcia, odbity promień lasera zmienia swój kierunek, a zatem i miejsce trafienia w detektorze. Na podstawie danych przekazywanych automatycznie mikroprocesor oblicza poziome i pionowe wartości korekcji, które są wyświetlane na ciekłokrystalicznym ekranie z dokładnością do 1/100 mm.



Rys. 10.12. Przykładowy zestaw laserowy stosowany do osiowania wałów ze-sprzęglonych maszyn

W zależności od stopnia uciążliwości i warunków montażowych osiowanie wałów maszyn metodą laserową stanowi średnio 20% czasu potrzebnego do ustawiania maszyn metodą tradycyjną z wykorzystaniem czujników mechanicznych. Oprócz ustawiania zespołów maszyn, system laserowy może służyć do szybkiego sprawdzenia prawidłowości wyosiowania wałów eksploatowanych maszyn. Często podczas eksploatacji maszyn zachodzi podejrzenie o rozosiowanie zespołu pracujących maszyn. Za pomocą systemu laserowego można bardzo szybko wykryć tę nieprawidłowość.

**System laserowy zrewolucjonizował ustawianie i sprzężanie wielu maszyn pod względem dokładności, szybkości, wygody i kosztów.** Osiowanie maszyn metodą laserową charakteryzuje się następującymi zaletami [54, 58, 59, 67, 68, 164]:

- możliwość wyznaczenia wzajemnego położenia rzeczywistych osi obrotu wałów dwóch lub więcej współpracujących ze sobą maszyn, niezależnie od kształtu półsprzęgieł,
- możliwość osiowania wałów dla dużej odległości między tarczami sprzęgieł (sprzęgła z wałem pośrednim) np. 10m lub 20m,
- precyzyjne wyniki pomiaru można uzyskać już po wykonaniu 1/6 obrotu przy dowolnym kierunku obrotu i z dowolnego położenia wyjściowego,
- łatwe przeprowadzanie pomiarów, gdyż niepotrzebne są pojedyncze odczyty, wartości mierzone przekazywane są bezpośrednio do komputera, na którego ekranie wyniki przedstawione są graficznie,
- zastosowanie uchwytów szybko mocujących do szybkiego montażu systemu na wałach lub sprzęgłe w czasie ok. 5min.,
- brak prętów pomiarowych wyklucza potrzebę obliczania i uwzględniania w obliczeniach zwisów tych prętów,
- luz poosiowy wałów nie ma wpływu na wynik końcowy ustawienia,
- osiowanie wałów jest również możliwe przy rozłączonym sprzęgłe przy zastosowaniu np. metody multipoint i wykorzystaniu wbudowanej poziomicy optoelektronicznej.
- istnieje możliwość przeprowadzenia pomiarów na wałach, które nie mogą być obracane poprzez zastosowanie specjalnych uchwytów ślizgowych,
- możliwość wykrywania tzw. „miękkiej” („kulawej”) łapy nie leżącej w jednej płaszczyźnie z pozostałymi i usunięcia skutków tej wady,
- odchyłki kątowe i równoległe na sprzęgłach zostają wyświetlone na ekranie i porównane z zawartymi w przyrządzie tabelami tolerancji dopuszczalnymi dla sprzęgieł o określonej średnicy i prędkości obrotowej,
- w czasie koniecznych przemieszczeń maszyny ustawianej nie trzeba stosować czujników zegarowych gdyż na ekranie komputera w sposób ciągły jest pokazany kierunek i wielkość korekty (funkcja PRZESUN),
- możliwość wprowadzenia danych uwzględniających rozszerzalność termiczną maszyny, co daje pewność, że maszyna uzyska prawidłowy stan ustawienia po uzyskaniu temperatury pracy,
- krótki czas potrzebny na przeszkolenie personelu obsługi dzięki łatwemu przeprowadzaniu pomiarów,
- możliwość szybkiego wydrukowania protokołu pomiarowego.

#### ■ **Ustawianie maszyn metodą laserowo-optyczną w PGE Elektrowni OPOLE S.A.**

Elektrownia Opole jako jedna z pierwszych w Polsce zastosowała system laserowy Optalign do ustawiania maszyn (1991 r). Corocznie sprawdza się współosiowość lub osiuje tą metodą ok. 200 różnego rodzaju i wielkości maszyn wirnikowych. Czas ustawiania zespołu wynosił od ok. 20 min do ok. 2 h, w zależności od stopnia rozosiowania, uciążliwości i warunków montażowych (sprzęgła krótkie, sprzęgła z przekładką). Stanowiło to średnio 20% czasu potrzebnego do ustawiania maszyny metodą tradycyjną opartą na czujnikach mechanicznych. Zaoszczędzono w ten sposób wiele czasu przy jednoczesnym bardzo dokładnym ustawianiu. Po ustawieniu zespołów maszyn przesunięcia kątowe i rów-

noległe sprzęgieł wynosiły od 0,00 do 0,04 mm, co istotnie polepszyło pracę maszyn i ograniczyło ich awaryjne przestoje.

Do szybkości, wygody i dokładności ustawiania maszyn przy użyciu lasera szybko przekonali się zespoły montażowe, które bardzo szybko zaniechały metod tradycyjnych. System laserowy jest wykorzystywany do tego stopnia, że nie można nadażyć w zaspokajaniu potrzeb.

Warto wspomnieć o ustawieniu pomp posadowionych pionowo (rys. 9.13). Ich ustawianie przy pomocy czujników zegarowych było utrudnione i czasochłonne ze względu na niewygodny dostęp do wału. System laserowo-optyczny w łatwy i szybki sposób umożliwił ustawienie tych maszyn z końcowymi przesunięciami kątowymi i równoległymi do 0,03 mm. W tym przypadku dzięki systemowi laserowemu 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. 10.13. Widok ogólny osiowania wałów na sprzęgle pompy posadowionej pionowo

System laserowo-optyczny okazał się bardzo przydatny przy ustawianiu osiowych wentylatorów spalin AN-30e6 (rys. 10.14) i osiowych wentylatorów

podmuchu AP-1-22/12, wyposażonych w sprzęgła zębate z wałem pośrednim o długości ok. 6 m (wentylatory spalin) i 3 m (wentylatory powietrza). Znaczna odległość między wałami ustawianych maszyn, luzy sprzęgieł zębatach oraz duże masy silników (ok. 6000 kg) ogromnie utrudniały ustawianie tych zespołów za pomocą czujników mechanicznych. Prawie tygodniowa próba ustawiania jednego z tych zespołów metodą tradycyjną nie przyniosła zadowalających rezultatów, toteż zdecydowano się wyosiować zespół przy pomocy laserowego przyrządu.



Rys. 10.14. Wentylator spalin z wałem pośrednim w trakcie laserowego osiowania

Ponieważ zespoły były znacznie rozosiowane i promień laserowy podczas obrotu wału wychodził poza zakres detektora (laser i pryzmat zamontowane w odległości ok. 6 m od siebie dla wentylatorów spalin i 3 m dla wentylatorów podmuchu) przystąpiono do ustawiania wstępnego według następującego schematu:

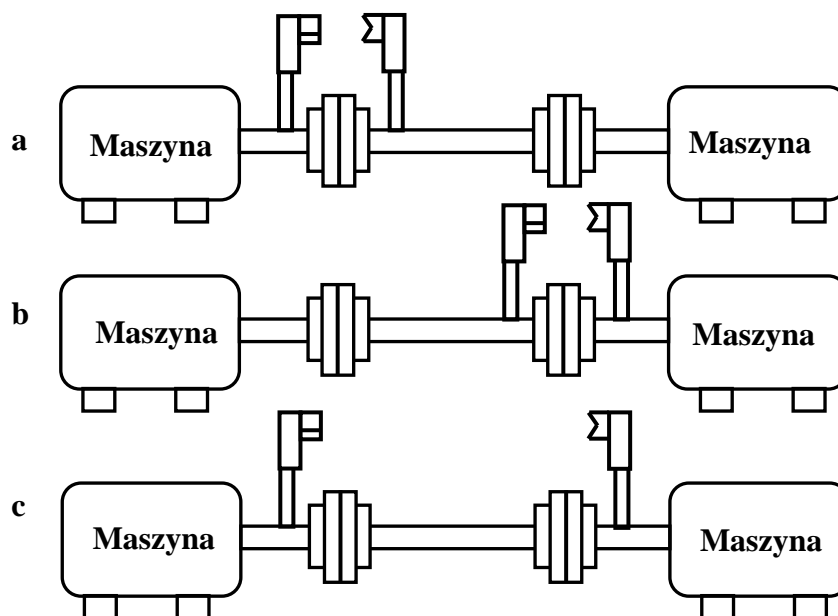
A. Krok pierwszy. Pomiary na sprzęgle pierwszym. Zanotowanie otrzymanych wartości poprawek. (rys. 9.15a).

B. Krok drugi. Pomiary na sprzęgle drugim. Zanotowanie otrzymanych wartości poprawek (rys. 9.15b).

C. Krok trzeci. Odpowiednią wartość poprawek do ustawienia otrzymano przez dodanie wyników kroku A i B.

Po wykonaniu tych kroków korygowano położenia silników wg sumy wartości korekcyjnych z pomiaru dla sprzęgła pierwszego i drugiego. Po tych operacjach promień lasera podczas obrotu wału znajdował się już w obrębie detektora i ustawienie można było skorygować bardzo dokładnie (rys. 9.15c).

Dziś dzięki funkcji rozszerzenia zakresu pomiarowego procedura ta została wyeliminowana a osiowanie zespołów maszyn mocno rozosiowanych bardzo uproszczone.



Rys. 10.15. Przebieg ustawiania wstępnego: krok pierwszy - pomiar na sprzęgle pierwszym (a), krok drugi - pomiar na sprzęgle drugim (b), krok trzeci - laser i pryzmat zamontowane bezpośrednio na wałach wentylatora i silnika (c)

Każdy z czterech wentylatorów ustawiano w ciągu ok. 4 h. Czas ten wynikał przede wszystkim z oczekiwania na przesunięcia i podnoszenie masywnych silników przez grupę montażową. Sam czas pomiaru był bardzo krótki. Wentylatory ustawiono z dokładnością 0,9 i 0,22 (mm/cm wału pośredniego dla przesunięć równoległych wałów oraz 0,04 i 0,02 mm dla przesunięć kątowych wałów wentylatora i silnika. W przypadku wentylatorów spalin uwzględniono poprawkę na rozszerzalność cieplną.

Oprócz ustawiania nowych zespołów maszyn system laserowy służy w Elektrowni „OPOLE” do szybkiego sprawdzania prawidłowości wyosiowania wałów

pracujących zespołów (średni czas sprawdzania wynosi ok. 15 min). Często podczas eksploatacji zachodzi podejrzenie o rozosiowanie zespołu pracujących maszyn. System laserowy Optalign bardzo szybko wykrywa tę nieprawidłowość.

### ■ Zalecenia dotyczące uwzględniania odkształceń cieplnych

Wytyczne uwzględniające odkształcenia cieplne maszyn i urządzeń podczas eksploatacji są w literaturze rozbieżne. Błędne oszacowanie lub obliczenie wielkości odkształceń dla sprzęgniętych ze sobą maszyn mogą doprowadzić do tragicznych w skutkach złych ustawień oraz powstawania naprężeń wewnętrznych. Dobre ustawienie maszyn staje się w tym wypadku problemem, ponieważ nawet drobne błędy mogą mieć poważne konsekwencje [15, 16].

Rozbieżne wytyczne wyznaczania odkształceń cieplnych powiększają trudność w dobrym ustawieniu maszyn uwzględniającym rozszerzalność cieplną. Np. dla pomp pompujących płyny o temperaturze do 93°C, wał silnika ma być ustawiony na takiej samej wysokości jak wał pompy; dla pomp pompujących płyny o temperaturze wyższej niż 93°C, wał pompy musi leżeć niżej od wału silnika na każdy mm odległości pomiędzy płaszczyzną ustawienia pompy i osi wału, o 0,025 mm na każde 56°C ponad 93°C. W tym wypadku jeżeli pompa o odległości wału od płaszczyzny ustawienia pompy wynoszącej 254 mm, została napełniona płynem o temperaturze 232°, odkształcenie cieplne, które należy skompensować wynosi [16]:

$$\Delta L = \frac{232-93}{56 \cdot 25} \cdot 0,025 \cdot 254 = 0,63 \text{ mm} \quad (10.6)$$

Odształcenie cieplne wg innych wytycznych wynosi [15, 16]:

$$\Delta L = 9 \cdot 10^{-6} \cdot (T_m - T_o) \cdot L \quad (10.7)$$

gdzie:

L - odległość pomiędzy płaszczyzną ustawiania i osią wału [mm],

$T_m$  - temperatura maszyny [°C],

$T_o$  - temperatura otoczenia [°C].

Przy temperaturze otoczenia 38°C odkształcenie cieplne wynosiłoby:

$$9 \cdot 10^{-6} \cdot (232-38) \cdot 254 = 0,44 \text{ mm} \quad (10.8)$$

Porównując wielkości odkształceń cieplnych liczonych wg powyższych wzorów otrzymujemy wartości istotnie różniące się między sobą.

Przykładowo mały błąd w obliczonym odkształceniu cieplnym sprężarki odśrodkowej może spowodować ustawienie daleko odbiegające od dopuszczalnego.



go. Dotyczy to przede wszystkim sprężarek pracujących w procesach chłodniczych, gdzie obudowa po stronie ssącej może mieć temperaturę  $-120^{\circ}\text{C}$ , a po stronie wylotowej  $+127^{\circ}\text{C}$ . Z powyższego wynika, że dokładne określenie rzeczywistego stanu ustawienia i dokładne ustalenie błędu w ustawieniu są jednako ważne. W trakcie zakupu maszyny należy żądać od producenta podania odkształceń cieplnych w trakcie eksploatacji maszyn.

Tabela 10.2. Zalecane tolerancje osiowania wałów [38]

	obr/min	Wartości tolerancji w mm	
<b>„KULAWA ŁAPA”</b>	0 – 6000	0,08	
		<b>Wystarczające</b>	<b>Dobre</b>
<b>KRÓTKIE SPRZĘGŁA</b>	750	0,19	0,09
<b>Przemieszczenia równoległe</b>	1500	0,09	0,06
	2000	0,06	0,03
	6000	0,03	0,02
<b>Przemieszczenie kątowe</b>	750	0,13	0,09
Szerokość szczeliny odniesiona do średnicy sprzęgła 100mm	1500	0,07	0,05
	2000	0,04	0,025
	6000	0,03	0,015
<b>WAŁY POŚREDNIE</b>	750	0,25	0,15
<b>Przemieszczenie równoległe</b>	1500	0,12	0,07
( na każde 100 mm wału pośredniego ).	2000	0,07	0,04
	6000	0,03	0,02

Systemy laserowe zrewolucjonizowały ustawianie i sprzęganie maszyn pod względem dokładności, szybkości, wygody i kosztów. Ograniczenie kosztów ustawiania, wynikające z krótkiego czasu i dużej dokładności tej operacji, procentuje w Elektrowni Opole obniżeniem kosztów eksploatacji maszyn.

## 11. PRZYKŁADY ROZWIĄZANIA PROBLEMÓW EKSPLOATACYJNYCH MASZYN POTWIERDZAJĄCE SKUTECZNOŚĆ OPRACOWANEJ TECHNOLOGII DIAGNOSTYKI

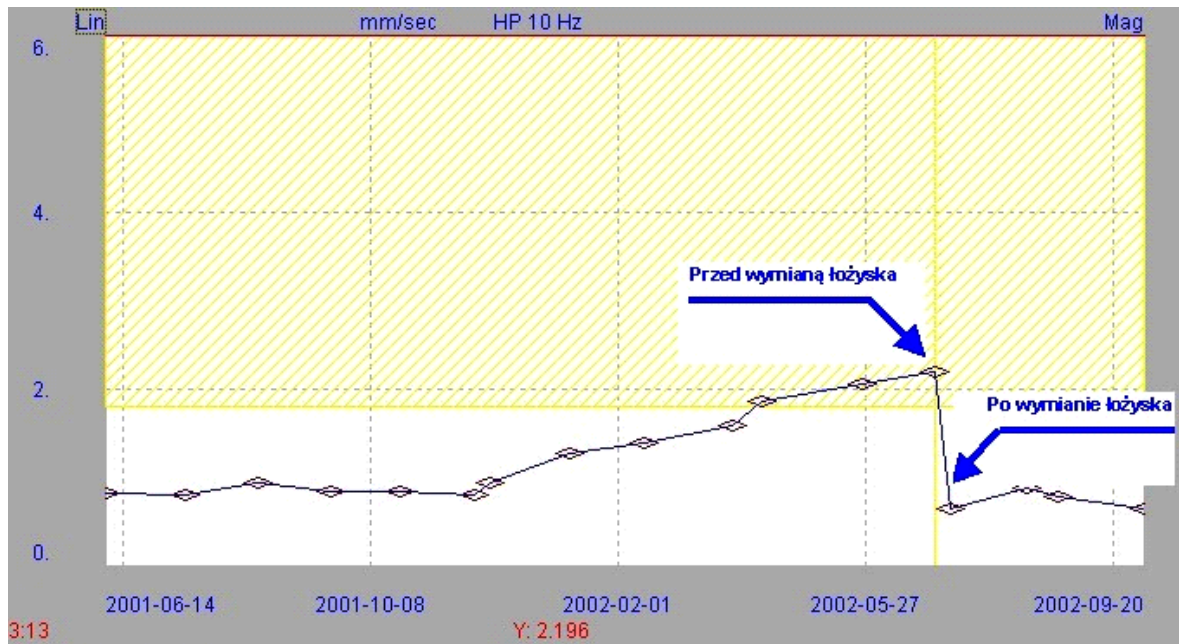
### 11.1. Uszkodzenia łożyska NU 324C3 silnika pompy kondensatu

Przedmiotem badań diagnostycznych były łożyska silnika pompy kondensatu, jednej z czterech posadowionych obok siebie, pionowo. 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.

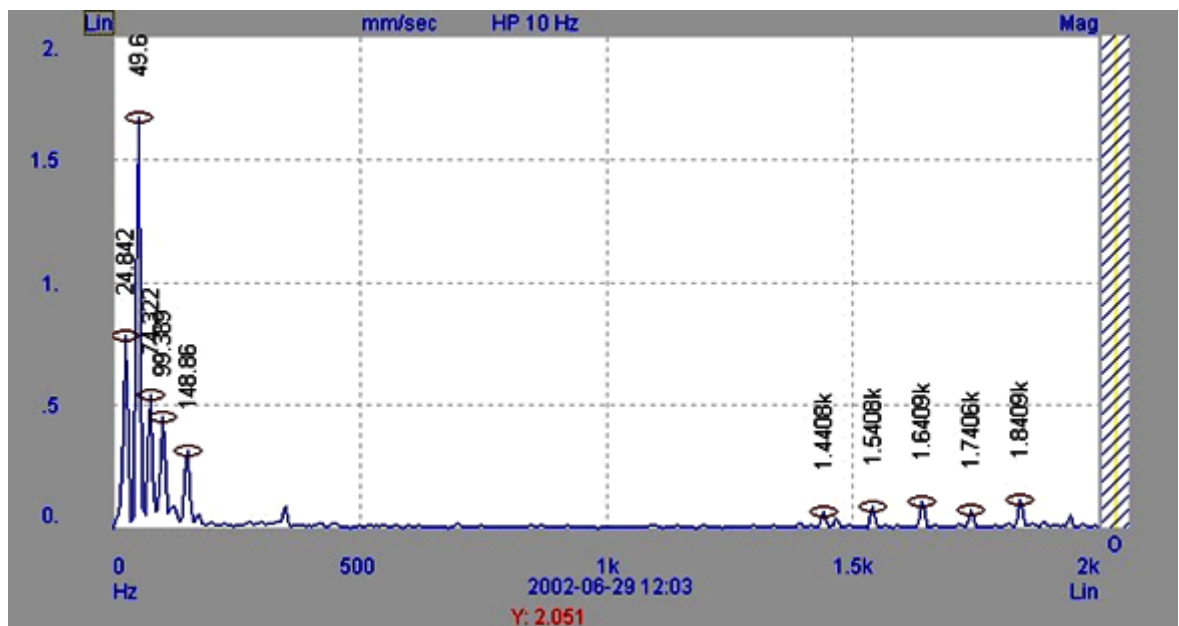
Drgania wirnika silnika na postoju w kierunku horyzontalnym powodują reakcje na jego łożysku dolnym, co w konsekwencji pociąga za sobą stopniową degradację tego łożyska, wymuszając częstszą jego wymianę i zagraża nieprzewidzianą koniecznością odstawienia zespołu.



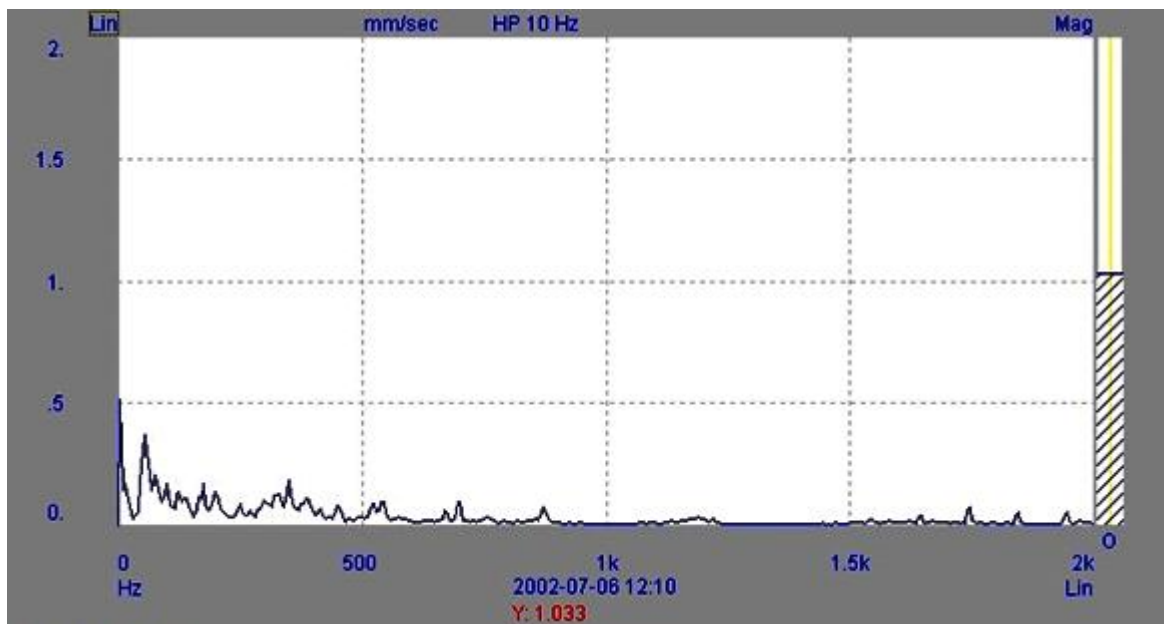
Rys. 11.1. Widok ogólny zespołów pompowych kondensatu



Rys. 11.2. Trend szerokopasmowego poziomu drgań obudowy łożyska NU 324C3



Rys. 11.3. Widmo drgań obudowy łożyska NU 324C3 przed jego wymianą



Rys. 11.4. Widmo drgań obudowy łożyska NU 324C3 po jego wymianie

Wzajemny wpływ sąsiadujących zespołów pomp kondensatu na ich stan dynamiczny obserwowany był także w czasie normalnej ich eksploatacji. W tym wypadku pojawiało się niepożądane zjawisko dudnienia drgań zespołów młynowych.



Rys. 11.5. Wgłębienia na bieżni pierścienia wewnętrznego łożyska NU 324C3 silnika posadowionego pionowo spowodowane przeniesieniem drgań z pracującej maszyny sąsiedniej w czasie jego postoju

Ze względu na sposób posadowienia zespołów oraz konstrukcję stropu uznano, że odseparowanie wzajemnego dynamicznego oddziaływania pomp jest nie-

realne. Dlatego zdecydowano się na maksymalne zmniejszenie sił wymuszających obciążenia mechaniczne wirnika poprzez użycie odpowiednio elastycznego sprzęgła typu  $\Omega$ , dokładne osiowanie i doważenie wirnika zespołu.



Rys. 11.6. Elastyczne sprzęgło typu  $\Omega$



Rys. 11.7. Laserowe osiowanie wałów napędu i pompy

Dzięki laserowemu ustawianiu współosiowości wałów uzyskano 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. 11.8. Tarcza korekcyjna do doważania, celowo zamontowana na wirniku silnika

Wszystkie te czynności spowodowały znaczną poprawę stanu dynamicznego silników i wieloletnią bezawaryjną ich eksploatację.

## **11.2. Wzrost poziomu drgań generatora przy wzroście mocy biernej**

### ■ **Badania**

Celem badań było określenie przyczyny pogorszenia się stanu dynamicznego generatora w zależności od warunków jego eksploatacji.

Badania prowadzono przed synchronizacją:

- pomiar i analizę drgań generatora przy wzroście prędkości obrotowej turbozespołu od 0 do 3000 obr/min,
- pomiar i analizę drgań generatora na biegu jałowym turbiny przy prędkości obrotowej 3000 obr/min,
- pomiar i analizę drgań generatora przy wzbudzonym generatorze.

Badania po synchronizacji:

- pomiar i analizę drgań generatora, wielkości elektrycznych, temperatur generatora przy różnych mocach czynnych i biernych utrzymywanych w czasie.

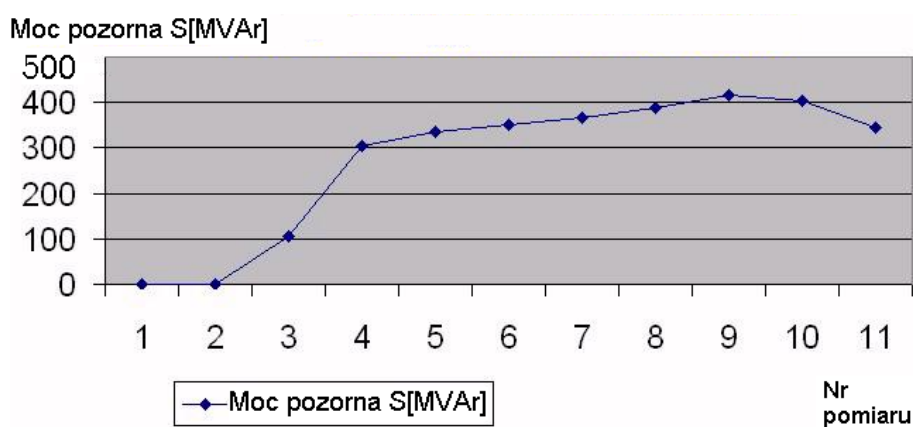


Rys. 11.9. Widok ogólny generatora

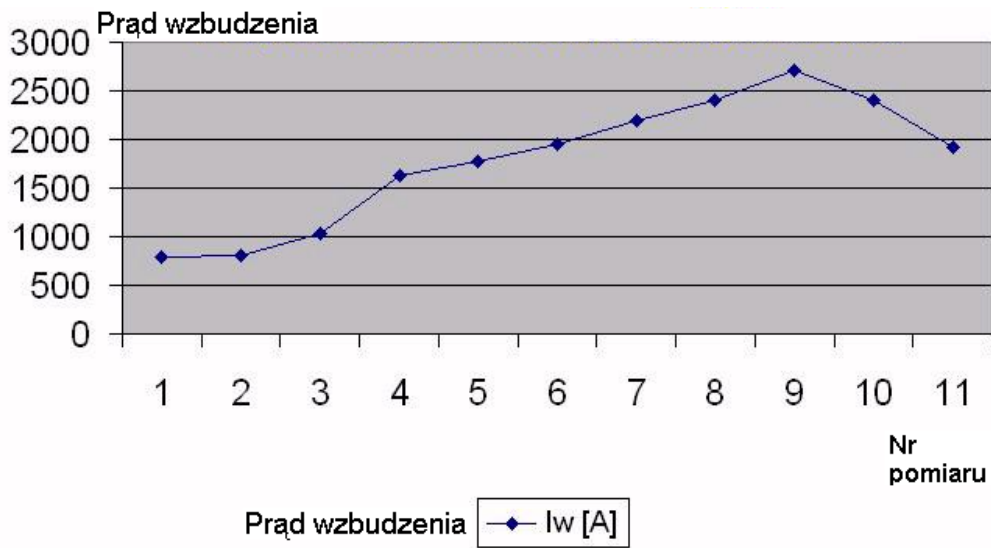
Nr pomiaru	Stan obciążenia	P [MW]	Q [MVAr]	I <sub>w</sub> [A]	S[MVAr]
1	bieg jałowy	0	0	793	0
2	wzbudzenie generatora	0	0	810	0
3	obciążenie	100	27	1036	105,51
4	obciążenie	300	42	1634	302,93
5	obciążenie	330	55	1781	334,65
6	obciążenie	330	104	1950	350,92
7	obciążenie	335	150	2197	367,05
8	obciążenie	333	200	2410	388,44
9	obciążenie	333	248	2705	415,2
10	obciążenie	360	180	2411	402,49
11	obciążenie	330	104	1917	346

Rys. 11.10. Warunki pomiarowe

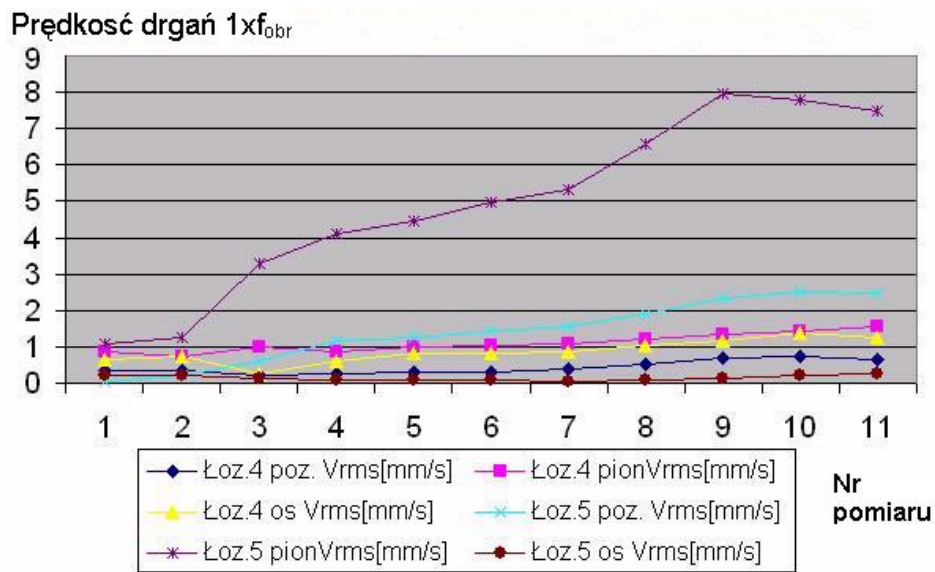
### ■ Wyniki pomiarów



Rys. 11.11. Moc pozorna w funkcji czasu

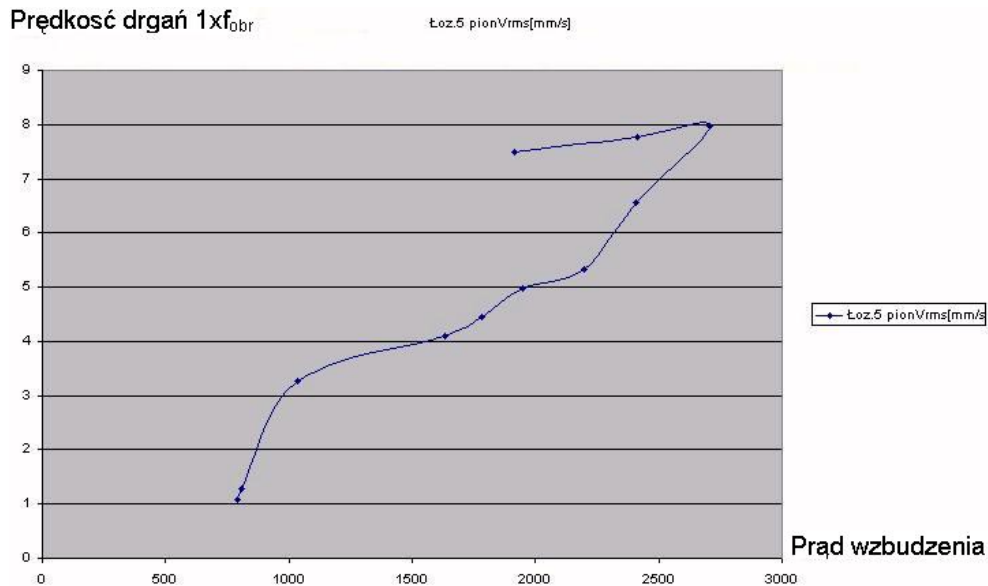


Rys. 11.12. Prąd wzbudzenia w funkcji czasu



Rys. 11.13. Wartość  $V_{rms}$   $1x_{f_{obr}}$  w funkcji czasu





Rys. 11.14. Wartość  $V_{rms}$   $1x_{f_{obr}}$  w funkcji prądu wzbudzenia

### ■ Wstępna diagnoza

Na podstawie przeprowadzonych badań i analiz stwierdzono, że stan dynamiczny generatora na biegu jałowym turbiny jest dobry. Zarejestrowane krzywe rozbiegowe i analizy częstotliwościowe drgań generatora eliminują niewyważenie mechaniczne wirnika, niewspółosiowość wałów generatora i turbiny, uszkodzenia sprzęgieł itp. jako przyczyny wzrostu poziomu drgań. Nie są to również drgania wynikające z niewłaściwej pracy łożysk. Wyniki pomiarów wykluczają także drgania natury rezonansowej. Podwyższony poziom drgań tarczy czołowej generatora przy łożysku nr 5 ma naturę elektromagnetyczną. Wzrost drgań (dominuje składowa 50Hz) występuje tylko podczas wzbudzania generatora i rośnie podczas pracy w sieci energetycznej przy znacznym wzroście jego mocy biernej.

O elektromagnetycznym charakterze przyczyny drgań generatora świadczy duża zależność poziomu drgań od prądu wzbudzenia generatora. Wzrost prądu wzbudzenia generatora powoduje wzrost temperatury uzwojenia wirnika a tym samym temperatury wirnika.

Wzrost poziomu drgań może być także spowodowany niesymetrycznym nagrzewaniem wirnika wynikającym np. z niesymetrycznego jego chłodzenia np. częściowego zatkania kanałów wentylacyjnych powodującego nierównomierny rozkład temperatury wirnika. Nierównomierne nagrzewanie wirnika może być spowodowane także przez zwarcia zwojowe w uzwojeniu wirnika lub z masą uzwojenia. Niesymetryczne nagrzewanie wirnika może powodować ugięcie wirnika i jego niewyważenie termiczne. Wzrost drgań tarczy łożyskowej generatora może być także spowodowany nierównomiernością szczeliny przywirnikowej lub nierównomiernością strumienia magnetycznego na obwodzie rdzenia wirnika.

### ■ Dodatkowe badania

Wobec wstępnych wniosków zdecydowano się na sprawdzenie:

- Symetrii w rozkładzie prądów i napięć stojana generatora,
- Sprawdzenie drożności kanałów wentylacyjnych wirnika generatora,
- Sprawdzenie stanu izolacji uzwojenia wirnika.

Badania te nie wykazały odstępstw od normy.

### ■ Diagnoza

Prawdopodobną przyczyną pogorszonego stanu dynamicznego generatora przy jego dużej mocy biernej są nierównomierne odkształcenia uzwojenia wirnika spowodowane wzrostem temperatury na skutek zwiększonego przepływu prądu. To z kolei powodują niewyważenie termiczne wirnika.

Wydaje się to być jego wadą produkcyjną. Do czasu zarejestrowania wyżej opisanego symptomu generator nie pracował przy tak dużych mocach biernych.

## 11.3. *Drgania silnika na skutek pęknięcia klatki wirnika*

### ■ Badania

Badaniami były objęte 2 silniki indukcyjne o mocy 315 kW, zasilane napięciem 6000 V, o obrotach wirnika 990 obr/min napędzające pompy próżniowe, przy czym jeden z tych zespołów stanowi rezerwę.



Rys. 11.15. Widok napędu pompy próżniowej

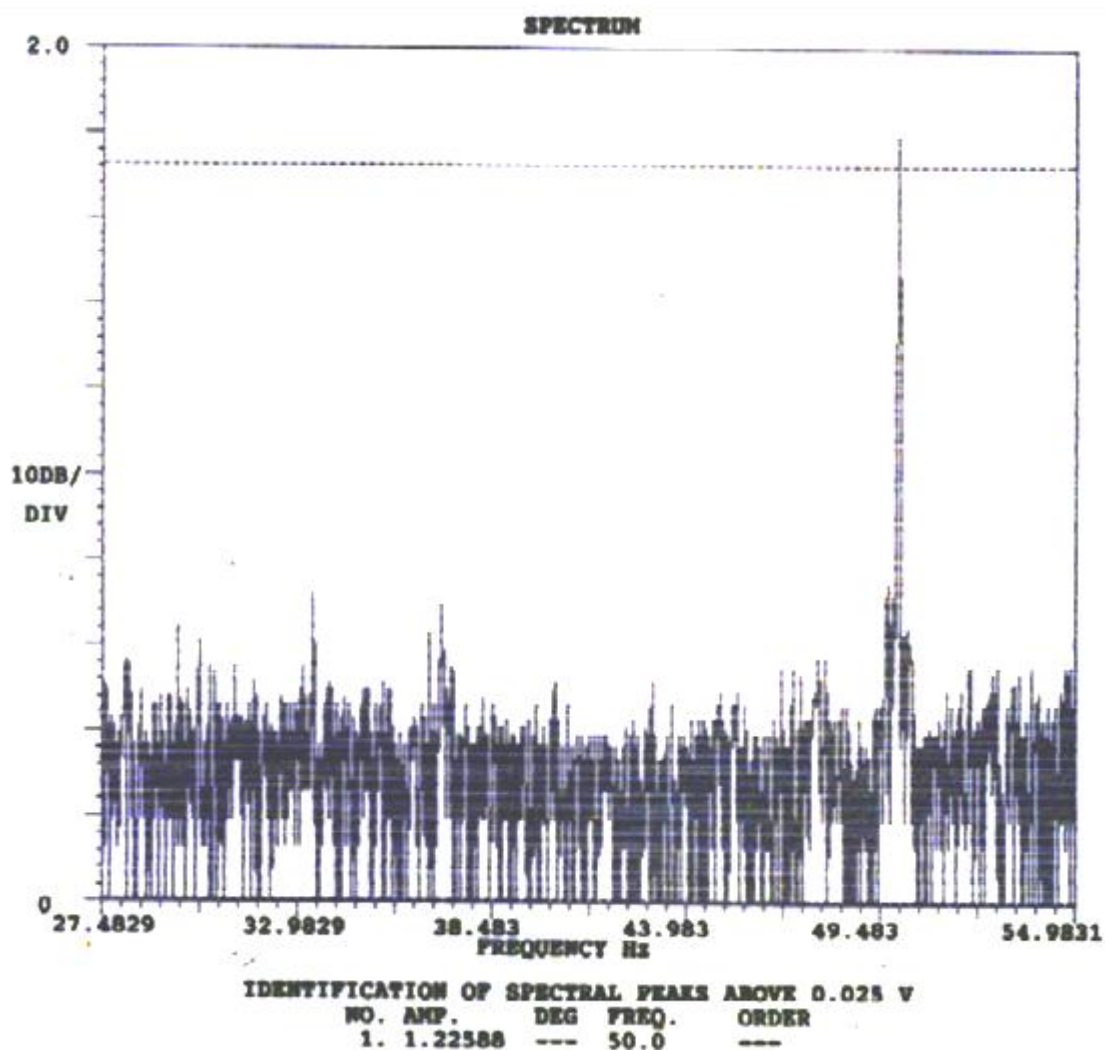
W trakcie eksploatacji zespołu zarejestrowano wzrost temperatury łożysk silnika o ponad 30%. Jednak analiza stanu dynamicznego silnika nie dawała podstaw do tego, aby łożyska zdyskwalifikować. Stan dynamiczny silnika oceniono jako dobry i nie rozpoznano jakichkolwiek symptomów początkowej degradacji łożysk. Zdecydowano się na przeprowadzenie analizy prądu stojana silnika w trakcie jego eksploatacji. Analizę prądu stojana wykonano dla obu silników: tego, które-

go wzrastała temperatura w trakcie eksploatacji i drugiego stanowiącego rezerwę, ale pracującego poprawnie.

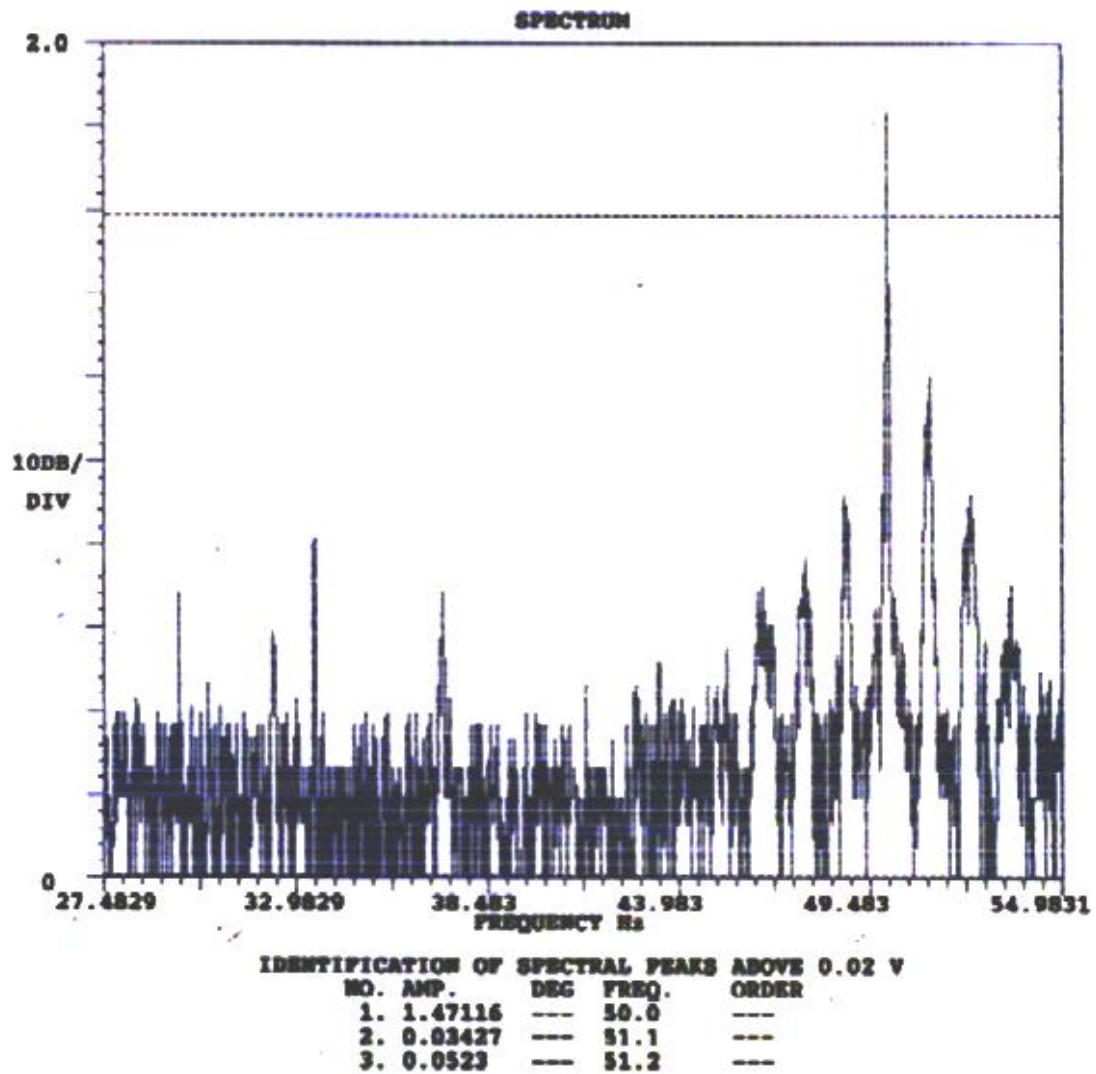
W widmie prądu silnika, w którym zaobserwowano wzrost temperatury pojawiły się wstęgi boczne w odległości równej podwojonej częstotliwości poślizgu od częstotliwości zasilania.

Zachodzi tu zjawisko deformacji pola magnetycznego w silniku wywołanej niesymetrią uszkodzonego wirnika. W przebiegu prądu pojawiają się składowe o częstotliwości:

$$f = f_s ( 1 \pm 2s ); \text{ gdzie } f_s - \text{ częstotliwość zasilania sieci, } s - \text{ poślizg.} \quad (11.1)$$



Rys.11.16. Widmo prądu stojana dla silnika pracującego prawidłowo



Rys.11.17. Widmo prądu stojana dla silnika uszkodzoną klatką

### ■ Diagnostyka

Wirnik badanego silnika ma uszkodzoną klatkę (pęknięcia), co powoduje wzrost prądu obciążenia i wzrost jego temperatury podczas eksploatacji.



Rys. 11.18. Wirnik silnika



Rys. 11.19. Pęknięcia klatki wirnika



Rys. 11.20. Pęknięcia klatki wirnika – powiększenie

#### **11.4. Drgania silnika na skutek niewłaściwego posadowienia**

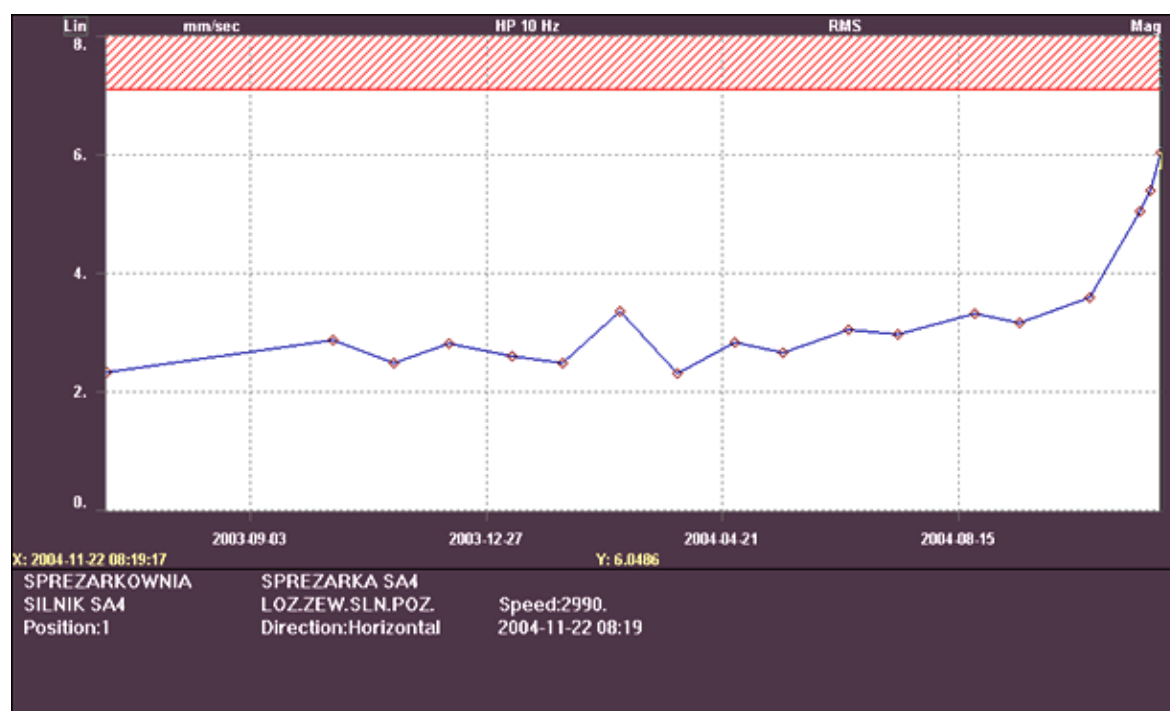
Zespoły sprężarek są objęte pomiarami okresowymi drgań wg „Harmonogramu badań okresowych stanu dynamicznego maszyn w Elektrowni OPOLE.

Sprężarka była stosunkowo nowa, zainstalowana w 2000 roku w miejsce wyśłużonej i zdemontowanej NRD-owskiej sprężarki typu 4VRK. Przed posadowieniem nowej sprężarki odpowiednio przystosowano stary fundament dodając nową płytę posadowczą. Na rysunku pokazany jest silnik napędzający sprężarkę osadzony na płycie posadowczej.



Rys. 11.21. Zespół sprężarkowy z widoczną płytą posadowczą silnika

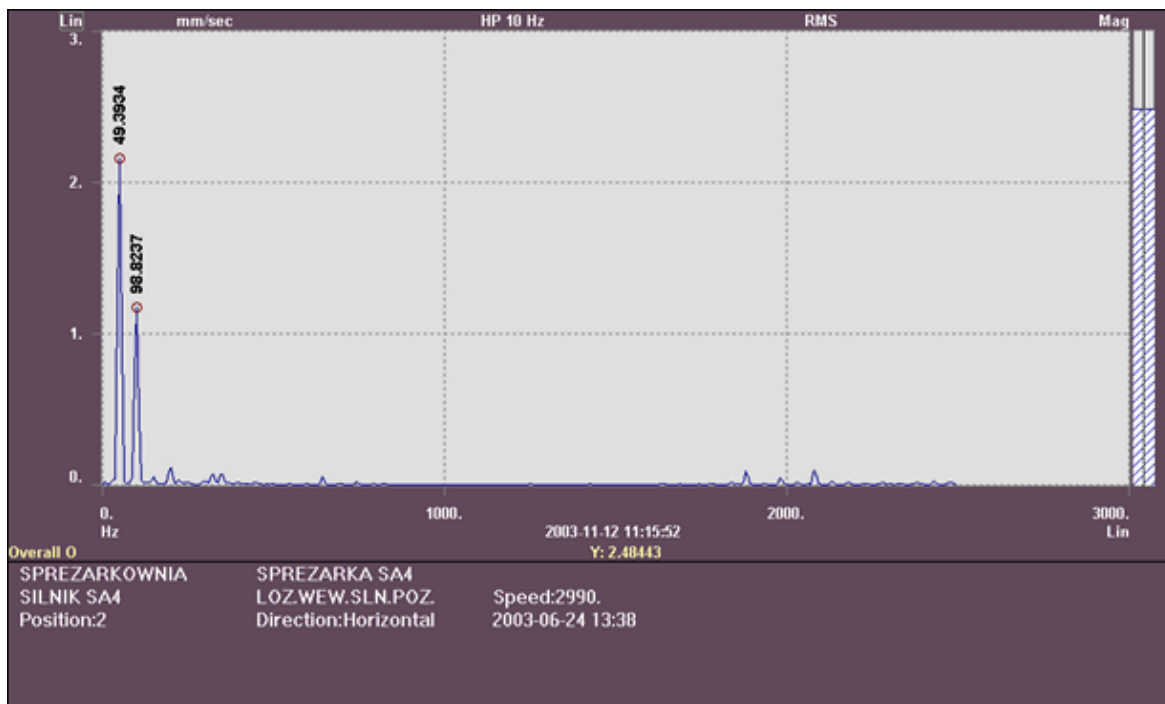
Na rys. 11.22 przedstawiono zarejestrowane poziomy drgań obudowy łożysk silnika napędzającego sprężarkę w ramach okresowej oceny stanu dynamicznego prowadzonej przez Wydział Kontroli Jakości i Diagnostyki. Początkowo zaobserwowano nieznaczny wzrost poziomu drgań łożysk w kierunku poziomym przy kolejnych pomiarach okresowych. Wzrost ten utrzymywał się. Od pewnego czasu nastąpił szybki wzrost poziomu drgań obudów łożysk silnika (ponad 6 mm/s - dwukrotny wzrost w czasie 10 dni). Dalsza eksploatacja zespołu groziła wystąpieniem awarii i zdecydowano się na jego odstawienie.



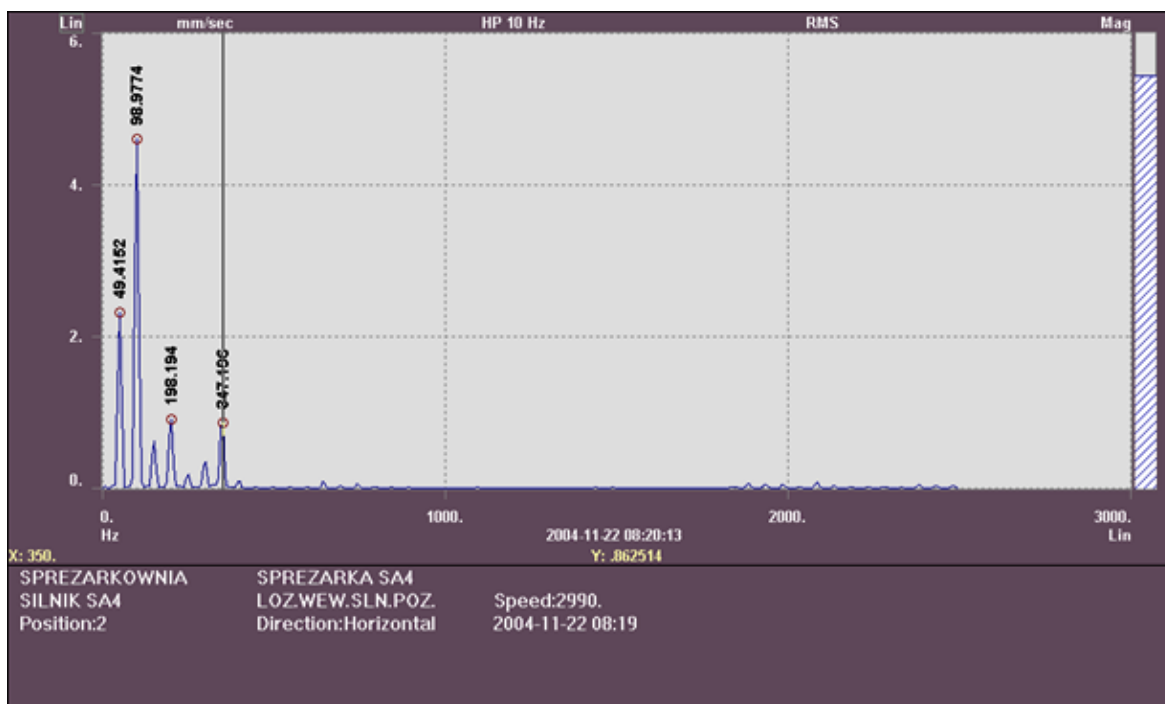
Rys. 11.22. Zarejestrowany poziom drgań obudowy łożyska silnika od strony przeciwnapędowej w kierunku poziomym

#### ■ Analiza widmowa drgań silnika

Na rys. 11.23 przedstawiono widma drgań obudów łożysk silnika zarejestrowane jeszcze przed pogorszeniem się jego stanu dynamicznego. Porównując w/w widmo z widmem drgań zarejestrowanymi w czasie szybkiego wzrostu poziomu drgań łożysk silnika można łatwo zauważyć, że nastąpił ponad 2-krotny wzrost składowej 2x częstotliwość obrotowa wirnika. Dodatkowo pojawiły się składowe drgań 3x i 4x częstotliwość obrotowa wirnika.

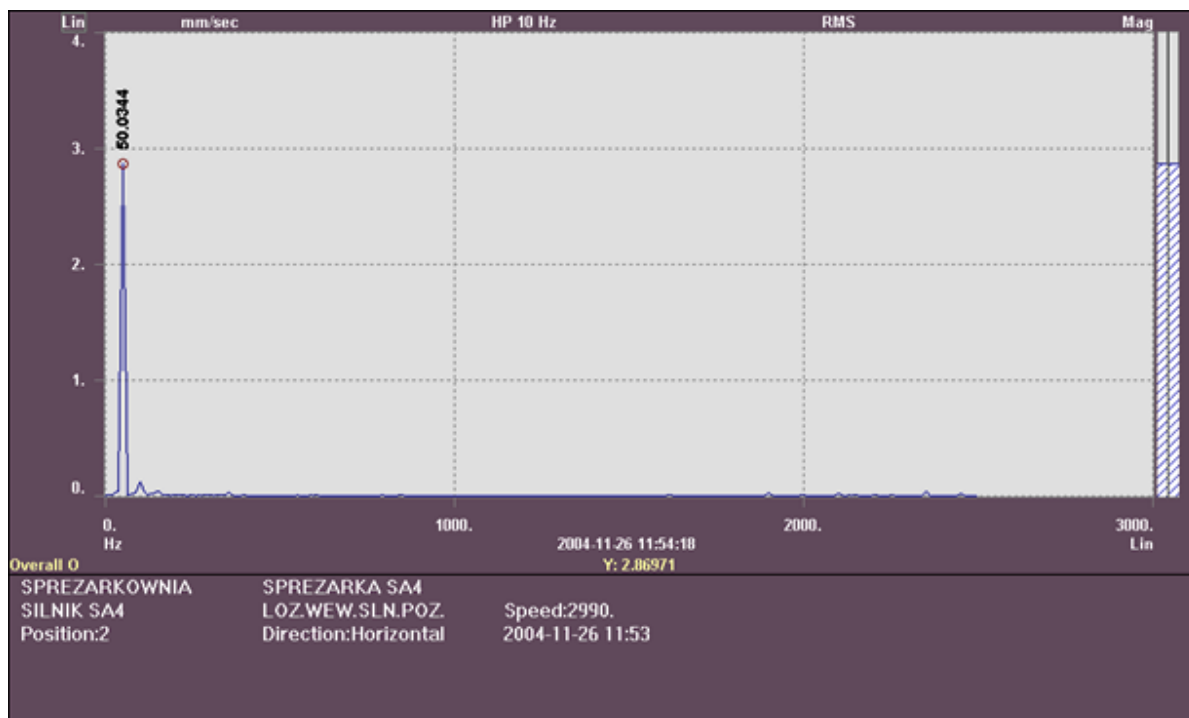


Rys. 11.23. Widmo drgań obudowy łożyska silnika od strony napędowej w kierunku poziomym przed wzrostem poziomu drgań



Rys. 11.24. Widmo drgań obudowy łożyska silnika od strony napędowej w kierunku poziomym w czasie szybkiego wzrostu poziomu drgań

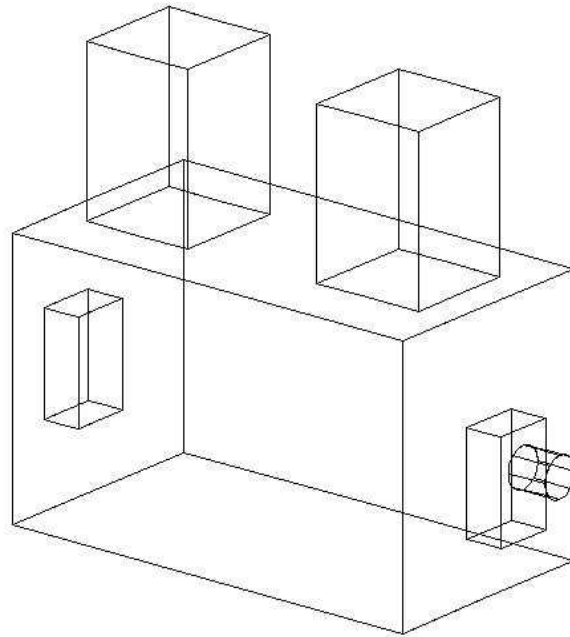




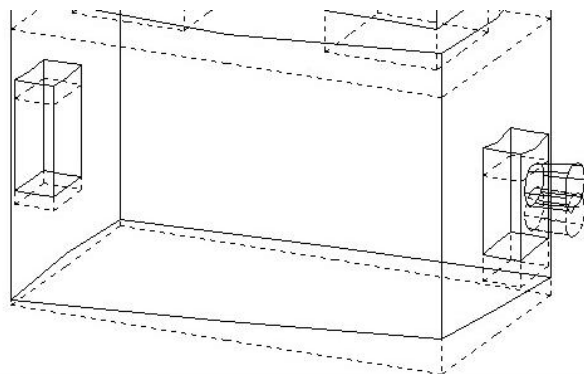
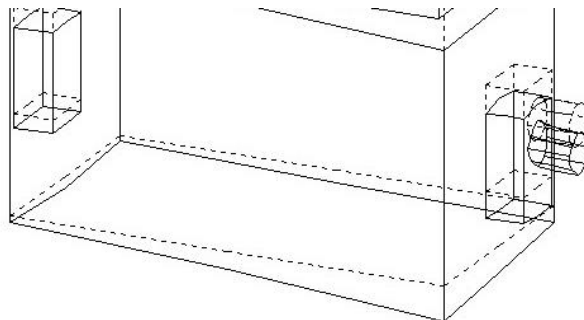
Rys.11.25. Widmo drgań obudowy łożyska silnika od strony napędowej po rozsprzęgnięciu w kierunku poziomym

Po rozsprzęgnięciu silnika i uruchomieniu do badań poziom drgań obudowy łożysk wynosił 2,9 mm/s rms. W widmie dominowała składowa obrotowa drgań.

Po dokładnym ustawieniu i wyosiowaniu wałów silnika i sprężarki przeprowadzono dodatkowo wizualizacji drgań pracującego silnika. Na rys. 11.26 przedstawiono strukturę badanego silnika, a na rys. 11.27 skrajne ( jeżeli chodzi o przemieszczenia) obrazy jakie uzyskano w wyniku wizualizacji drgań napędu dla składowej o częstotliwości 1x częstotliwość obrotów (50 Hz). Odształcenia struktury jednoznacznie wskazują na znaczne przemieszczenia badanego obiektu w okolicach jego mocowania do płyty posadowczej. Liniami przerywanymi narysowana jest struktura silnika w spoczynku.



Rys.11.26. Struktura badanego silnika



Rys.11.27. Skrajne odkształcenia mechaniczne silnika dla składowej o częstotliwości 50 Hz (1x)

## ■ Pomiar kontrolny łoża silnika sprężarki

Analizując powyższe wyniki pomiarów postawiono wstępną diagnozę wskazującą na niewłaściwe luzy promieniowe łożysk ślizgowych silnika, odkształcenia mechaniczne płyty posadowczej lub wadliwe posadowienie silnika jako przyczynę wzrostu poziomu drgań.

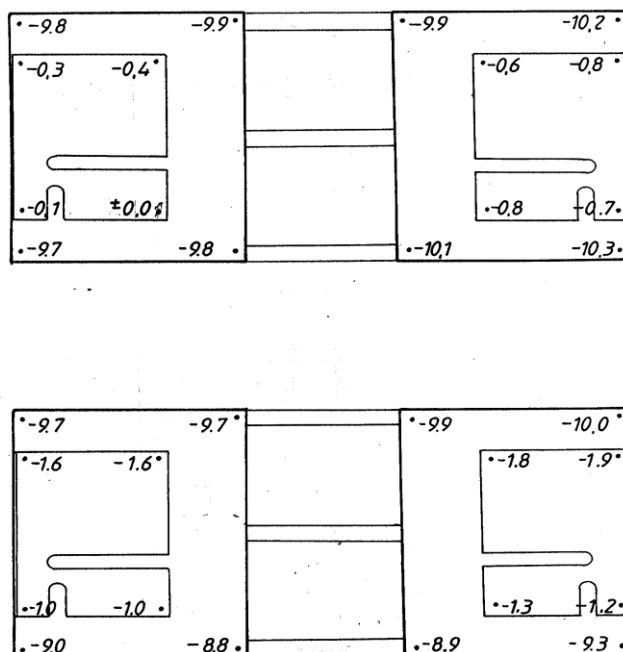
Luzy i odkształcenia mechaniczne możemy podzielić na luzy nie obracających się elementów silnika (podpory silnika, płyta posadowcza itp.) i luzy obracających się elementów maszyny (osadzenie czopów wału w panewkach).

Luzy są przyczyną wielu problemów drganiowych. Zbyt mały luz może spowodować wysoki poziom drgań maszyny. Nadmierne luzy w obsadzie łożysk towarzyszą często niewyważeniu i niewspółosiowości.

Odkształcenia płyty posadowczej powodują drgania wpływając pośrednio na niewspółosiowość, ocieranie wirnika i nierówne obciążenia łożysk.

Luzy i odkształcenia mechaniczne powodują drgania w płaszczyźnie promieniowej. Amplituda drgań spowodowanych luzem elementów nie obracających się jest stała, a dla luzów elementów obracających się jest zmienna przy uruchamianiu i zatrzymywaniu. W pierwszym przypadku w widmie drgań pojawiają się składowe o częstotliwościach 1x, 2x, 3x częstotliwość obrotów wirnika, a w drugim wypadku składowa o częstotliwości 1x częstotliwość obrotów i występują zmiany amplitudy i fazy spowodowane przesunięciem środka ciężkości. W obu przypadkach widmo drgań może mieć również małe amplitudy składowych o częstotliwościach do 10x częstotliwość obrotów wirnika.

Aby sprawdzić stan posadowienia silnika przeprowadzono pomiary kontrolne łoża silnika sprężarki. Poniżej na rysunku przedstawiono wyniki tych pomiarów.



Rys. 11.28. Wyniki pomiarów kontrolnych łoża silnika sprężarki w pomieszczeniu centralnej sprężarkowi. Odchyłki podano w mm względem najwyższego punktu

Łoże silnika skorygowano przy pomocy podkładek pod łapy silnika w taki sposób, aby stanowiło jedną poziomą płaszczyznę. Po posadowieniu silnika sprawdzono i skorygowano współosiowość na sprzęgle wirników silnika i sprężarki. Po uruchomieniu zespołu stan dynamiczny silnika osiągnął wg ISO 10816 „stan użyteczny” (3 mm/s). Ponieważ fundament wraz z płytą posadowczą silnika był przystosowany do nowego zespołu (uzupełnienie masy fundamentu i spawanie konstrukcji posadowczej) zalecono obserwację i częstszy pomiar poziomu drgań silnika i płyty posadowczej w celu określenia czy płyta nie ulega w trakcie eksploatacji zespołu odkształceniu. Odkształcenie płyty pociąga za sobą utratę współosiowości wirników silnika i sprężarki. Na rys. 11.29 przedstawiono fundament wraz z płytą posadowczą silnika.



Rys. 11.29. Fundament wraz z płytą posadowczą silnika sprężarki

#### ■ Diagnostyka

Przyczyną stopniowego pogarszania się stanu dynamicznego silnika napędzającego sprężarkę było jego niewłaściwe posadowienie i stopniowe odkształcanie się płyty posadowczej. Powodowało to równoczesną utratę współosiowości wirnika silnika z wirnikiem sprężarki.

### **11.5. 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. 11.30).

#### ■ 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.

#### ■ 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 11.35). 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. 11.34).

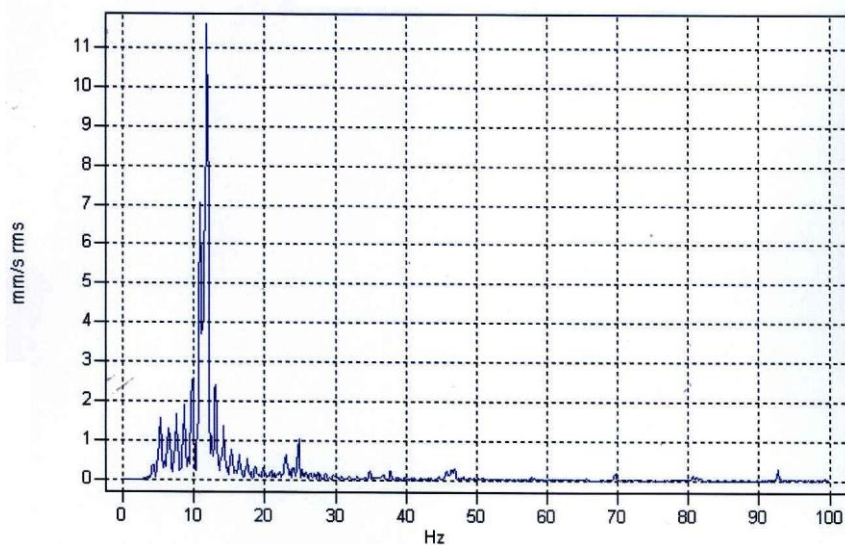
Wzrost obciążenia prądowego silników pomp (przy porównywalnej mocy bloku): NK1 - z 85A do około 88A oraz NK2 z 88A do około 91A. Po ponownym załączeniu pompy NK1 obciążenie prądowe silnika wynosiło około 89A i systematycznie rosło osiągając wartość 103A.



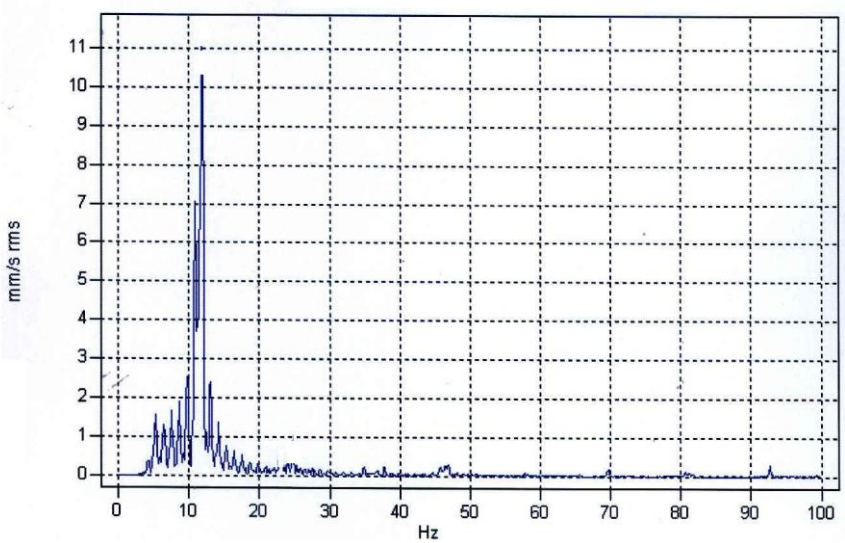
Rys. 11.30. Widok zespołu pompy cyrkulacyjnej NK

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  $1000\mu\text{g/l}$ ).

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  $50\div 60\text{mm}$  w stosunku do stanu poprzedniego (w kierunku wcześniejszego ograniczenia przez ww. konstrukcję podestu).



Rys. 11.31. Widmo drgań silnika pompy NK-1: zespół pracuje (wyłączony zespół NK-2)



Rys. 11.32. 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. 11.34)
- zużycie eksploatacyjne łożyska oporowego,
- uszkodzenie blach pakietu stojana w jego dolnej części (rys. 11.33),
- obwodowe przytarcie powierzchni stojana (pakietu blach),
- stan rezystancji izolacji uzwojenia wskazujący na zwarcie uzwojenia do obudowy.



Rys. 11.33. Zdjęcie uszkodzonego stojana silnika pompy 3NK2



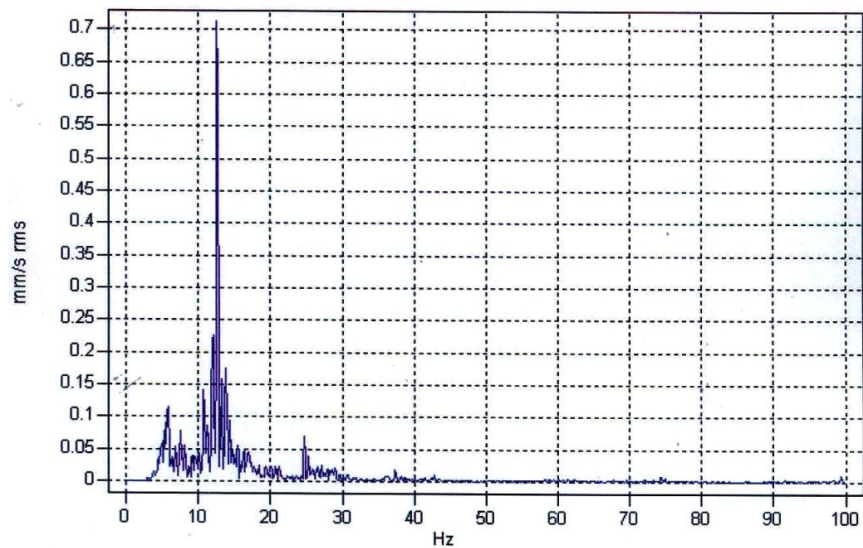
Rys. 11.34. Uszkodzone łożysko poprzeczne i tuleja silnika pompy 3NK2



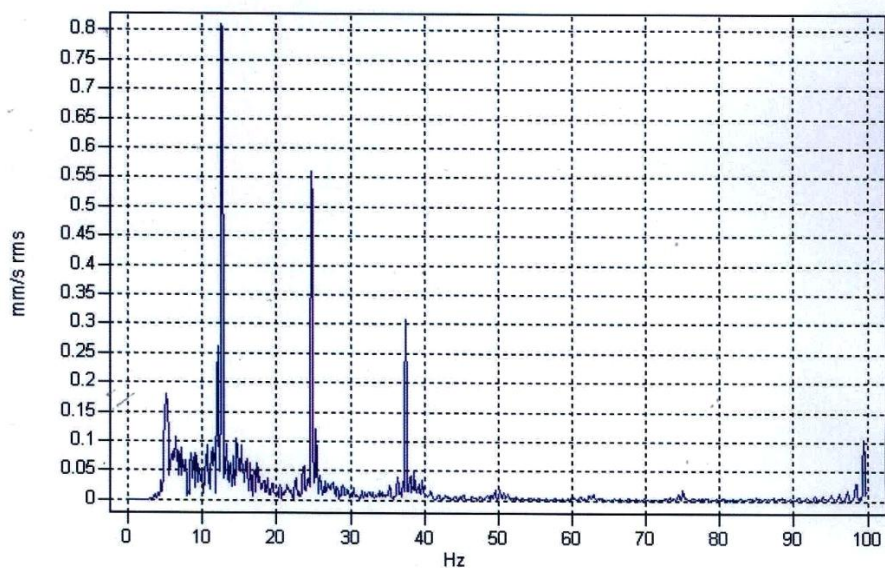
## ■ Badania

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



Rys. 11.36. 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.

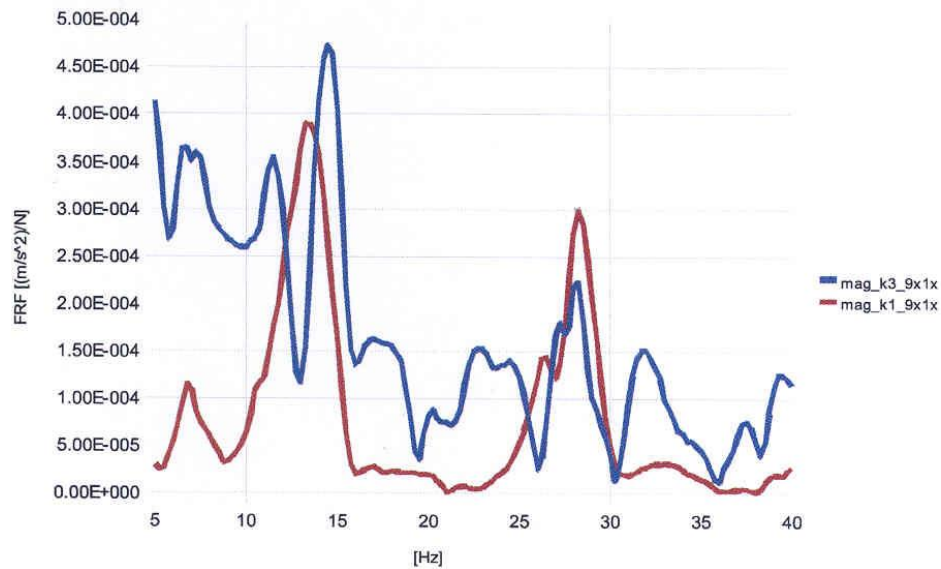
W celu określenia własności dynamicznych układu pomp cyrkulacyjnych i próby wskazania przyczyn niekorzystnych drgań w rozpatrywanym układzie bloku 3 przeprowadzono analizę modalną układu. W celach porównawczych taką analizę przeprowadzono także dla bloku 1. W dniu wykonywania badań bloki 1 i 3 były wyłączone 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.

Badania podzielono na dwa osobne pomiary:

- a) uderzenie młotkiem modalnym w kierunku X, pomiar odpowiedzi w kierunku X
- b) uderzenie młotkiem modalnym w kierunku Y, pomiar odpowiedzi w kierunku Y



Rys. 11.37. Rzeczywiste umiejscowienie czujników pomiarowych



Rys. 11.38. Przykładowy wykres amplitudy funkcji przejścia rurociągu bloku 3 i 1

- odpowiedź układu na pobudzenie dla bloku 3
- odpowiedź układu na pobudzenie dla bloku 1

### Diagnoza

Eksperymentalna analiza modalna przeprowadzona na bloku 3 wykazała występowanie częstości drgań własnych układu bliskich częstotliwości wzbudzanych przez ruch obrotowy pompy, przede wszystkim w okolicy  $\frac{1}{2}$  częstotliwości obrotowej wirnika pompy. Analiza modalna przeprowadzona na bloku 1 wykazała, że wpływ częstości rezonansowych na amplitudę drgań układu jest znacząco mniejszy niż w przypadku układu na bloku 3.

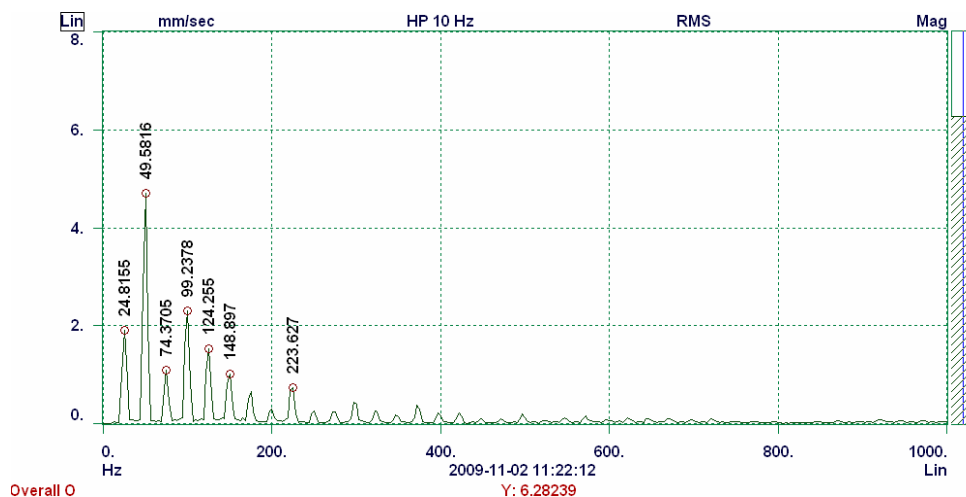
Na podstawie analizy wyników pomiarów drgań zalecane jest przeprowadzenie odstrojenia układu pomp wody cyrkulacyjnej w celu przesunięcia częstości drgań własnych układu od częstotliwości generowanych przez ruch obrotowy pomp. W celu jednoznacznego określenia powodów odmiennego zachowania się układów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

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

W pewnym okresie czasu zaobserwowano wzrost poziomu drgań wielu silników wentylatorów młynowych. Poziom ten sięgał w niektórych przypadkach 6 mm/s. W widmie drgań pojawiło się wiele harmonicznycy częstotliwości (rys.11.40).



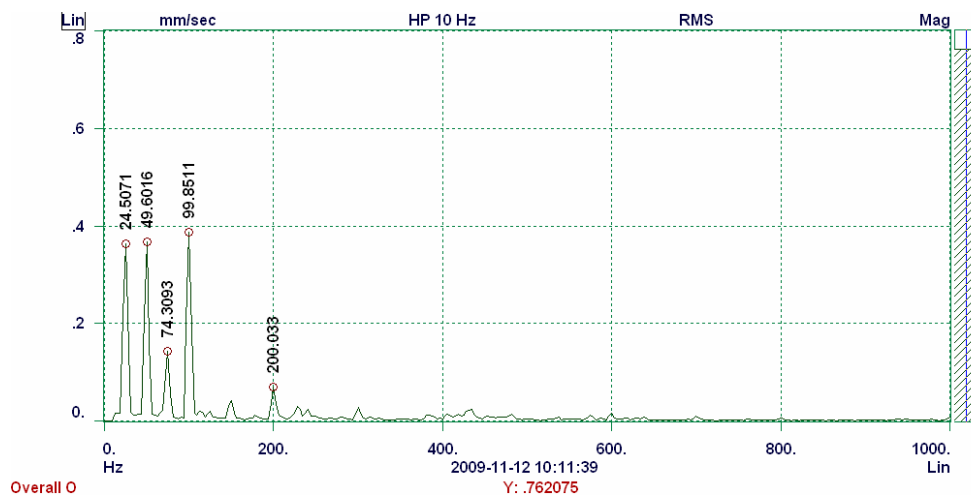
Rys. 11.39. Zespół wentylatora młynowego



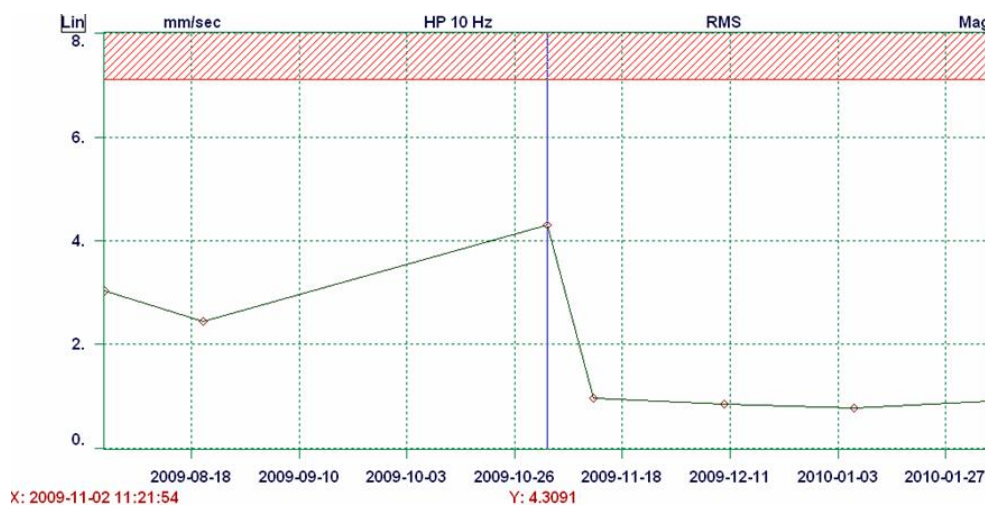
Rys. 11.40. Widmo drgań tarczy łożyskowej silnika wentylatora młynowego

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 egzemplarzy sprzęgieł. W czasie eksploatacji, wymiany silników i przeglądów wentylatorów pomieszano półsprzęgła. Sprzęgła skorygowano przy pomocy dorobionych wkładek pomiarowych ustalając odpowiednie luzy promieniowe i obwodowe (Rys. 10.43). Po korekcy poziom drgań silników obniżył się do poziomu dobrego lub dopuszczalnego.



Rys. 11.41. Widmo drgań tarczy łożyskowej silnika wentylatora młynowego po korekcy sprzęgła



Rys. 11.42. Zmiana poziomu drgań tarczy łożyskowej silnika wentylatora młynowego po korekcy sprzęgła



Rys. 11.43. Sprzęgło zespołu wentylatora młynowego z wkładkami pomiarowymi

### **11.7. Określenie przyczyn wzbudzenia się drgań części WP turbiny i dużych wahań mimośrodowości wału turbozespołu**

#### ■ **Badania**

Po gwałtownym spadku obciążenia turbozespołu z 330 MW do 200 MW (w następstwie awarii wentylatora spalin w dn. 19.08.03 r.) zarejestrowano wzrost poziomu drgań części wysokoprężnej turbiny i duże wahanie mimośrodowości wału turbozespołu. Po analizie wyników wstępnych pomiarów z dn. 22, 23.08.03 wskazano, że przyczyną w/w zjawiska może być okresowe wzbudzenie się układu napędowego głównej pompy oleju zamontowanej w I koźle łożyskowym.

Wobec powyższego podejrzenia sprawdzono:

- stan zazębienia głównej pompy olejowej z wałem turbiny,
- stan mocowania połączeń śrubowych pompy do korpusu koźła łożyskowego,
- luzy poosiowe pompy i kół zębatach oraz osadzenie kół zębatach,
- stan mocowania czujników i ich podstawek do korpusu.

Nie dało to żadnego rezultatu.

Przystąpiono do szczegółowych pomiarów drgań turbozespołu podczas zmian parametrów pracy turbiny.

Oscylacje poziomu drgań i mimośrodowości wału pojawiły się nagle podczas zwiększania obciążenia powyżej 300-330 MW. Poprzednio występowały po ustaleniu się określonego obciążenia, a nie w trakcie jego zmiany. Zdarzało się również, że w ogóle nie występowały. Po zmniejszeniu mocy poniżej 320-300 MW szybko zanikały.

Przebieg czasowy sygnałów drgań względnych wału i bezwzględnych korpusu stojaka łożyskowego 1 oraz mimośrodowości wału miał charakter okresowych oscylacji z częstotliwością ok. 0,2Hz (okres wahań wynosił od 5 do 6s) dodatkowo modulowanych amplitudowo w cyklu ok. 30s. Towarzyszył temu dźwięk o

zmiennym natężeniu, najgłośniejszy w okolicach części wysokoprężnej turbozespołu.



Rys.11.44. Widok zaworów regulacyjnych części WP turbiny

Na podstawie wyników analizy sygnałów drganiowych wnioskowano, że opisywanych drgań i oscylacji nie wymusza wirnik turbiny. Zarejestrowana dominująca składowa widma drgań nie jest zsynchronizowana z prędkością obrotową wału turbiny i zmienia się w sposób przypadkowy w przedziale 88-94Hz oraz 108-111Hz. Częstotliwość drgań z drugiego przedziału częstotliwości zarejestrowano już znacznie wcześniej (archiwum wydziału diagnostyki) po remoncie turbozespołu. W/w pomiary spowodowały, że wyeliminowano układ wirujący turbiny jako przyczynę przedstawionego zjawiska. Za możliwą przyczynę oscylacji części wysokoprężnej turbozespołu uznano:

- rezonans któregoś z elementów urządzeń zamontowanych w części wysokoprężnej (np. przez jego poluzowanie),
- pracę zaworów regulacyjnych WP (nierównomierne zasilanie parą wirnika części wysokoprężnej) (rys. 11.44).

Analizując wyniki pomiarów drgań na zaworach regulacyjnych (drgania o wyżej przedstawionych częstotliwościach zarejestrowano na zaworze 4, który otwiera się przy naborze mocy ok. 340 MW. Poziom drgań tego zaworu w czasie pojawienia się oscylacji był kilkakrotnie wyższy od poziomu drgań trzech pozostałych zaworów. Pomiarami drgań objęto również elementy rurociągu na drodze pary do części wysokoprężnej i z części wysokoprężnej w okolicach kłap zwrotnych.

W czasie remontu średniego (2003 r) wykonano dodatkowy naciąg (wycięto ok. 100 mm) rurociągu pary świeżej. Dlatego w celu zwiększenia efektywności w/w badań:

- W trakcie występowania zjawiska oscylacji dosztywniano (blokowano) zamocowanie pary świeżej A3 i zmieniano położenie rurociągu pary świeżej (+30 mm i -30 mm). Zjawisko oscylacji nie ustąpiło. Rurociąg pozostawiono w położeniu wyjściowym.
- Zmieniano naprężenia mocowania rurociągu przed i za klapą zwrotną, ale bez widocznych zmian oscylacji drgań (rys. 11.45, 11.46).

Niezmiernie ważną informacją było powiązanie w czasie znaczących wydarzeń takich jak; skrócenie rurociągu pary świeżej, remonty średnie, remont kapitalny, z czasem kiedy pojawiły się oscylacje. Dokonano przeglądu archiwum wyników pomiarów wydziału diagnostyki, aż do 1995 r. Zachowane protokoły pomiarowe z 1998 r. zawierały zarejestrowane wyżej przedstawione oscylacje okolicy części wysokoprężnej turbozespołu.

Zarejestrowane wówczas częstotliwości drgań były potwierdzeniem, że zjawisko to wystąpiło znacznie wcześniej. Wówczas nie zwracano na nie uwagi ze względu na stan dynamiczny turbozespołu (wysoki poziom drgań koła łożyskowego 3 i niewyważenie wirnika części średnioprężnej turbozespołu).

Przeprowadzono pomiary drgań klap zwrotnych. Zarejestrowano duży poziom drgań korpusu lewej klapy zwrotnej (ok. 17mm/s) kilkakrotnie wyższy niż korpusu klapy prawej. Przy przymykaniu lewej klapy zwrotnej poziom jej drgań wzrastał, natomiast przy przymykaniu prawej klapy zwrotnej poziom drgań lewej klapy znacząco się obniżał, **zanikały równocześnie oscylacje części WP TG-1.**

Przeprowadzono szczegółowe oględziny rurociągu, jego mocowań i punktów stałych przed i za klapą zwrotną. Stwierdzono, że ciągnąco zamocowane za klapą zwrotną (strona prawa turbozespołu) opiera się znacznie o belkę podestową powodując znaczne usztywnienie korpusu klapy zwrotnej i rurociągu w tym miejscu. Po wycięciu belek podestu w okolicy ciągnąca, przesunęło się ono o kilka cm (rys. 11.46).



Rys. 11.45. Prawa klapa zwrotna z ciągnem mocującym po wycięciu belek podestu





Rys. 11.46. Ciężno z wyciętym fragmentem poręczy

#### ■ Diagnostyka

Naprężone ciężno za prawą klapą zwrotną było przyczyną podwyższonego poziomu drgań korpusu i rurociągu kłapy zwrotnej lewej (mniejsze usztywnienie, swoboda przemieszczania). Logiczne też wydaje się, że wzrost obciążenia (wzrost przepływu pary przez klapę prawą) powodował zwiększenie poziomu drgań układu rurociągów i oscylacji okolic części WP turbozespołu. Za naprężeniem w/w ciężna jako przyczyny oscylacji przemawia również fakt, iż ciężno to opierało się o podest od wielu lat.

### **11.8. Usunięcie niebezpiecznych drgań rurociągu pary wtórnie przegrzanej i stropu na poziomie + 30 m w kotle BP 1150**

#### ■ Konstrukcja rurociągu

Rurociąg pary przegrzanej kotła BP 1150 ma na poziomie 33 m czwórnik (rys.10.47), w którym na dwie przeciwległe strony odchodzą rurociągi  $\phi$  508 x 25 mm. Na tych rurociągach są zamocowane w niewielkich odległościach od siebie (1200 i 1300mm) po dwa ciężkie zawory bezpieczeństwa, a następnie dwa – umieszczone szeregowo jeden za drugim – zawory wydmuchowe rozruchowe. Między zaworami wydmuchowymi rurociąg jest zgięty o  $90^{\circ}$  w stronę kolektora wydmuchowego. Kolektor wydmuchowy jest połączony z rurociągami ciśnieniowymi i odprowadzeniami z zaworów bezpieczeństwa w sposób przesuwny. Na poziomie 26 m znajduje się dolny trójnik, o identycznej konstrukcji jak górny, w

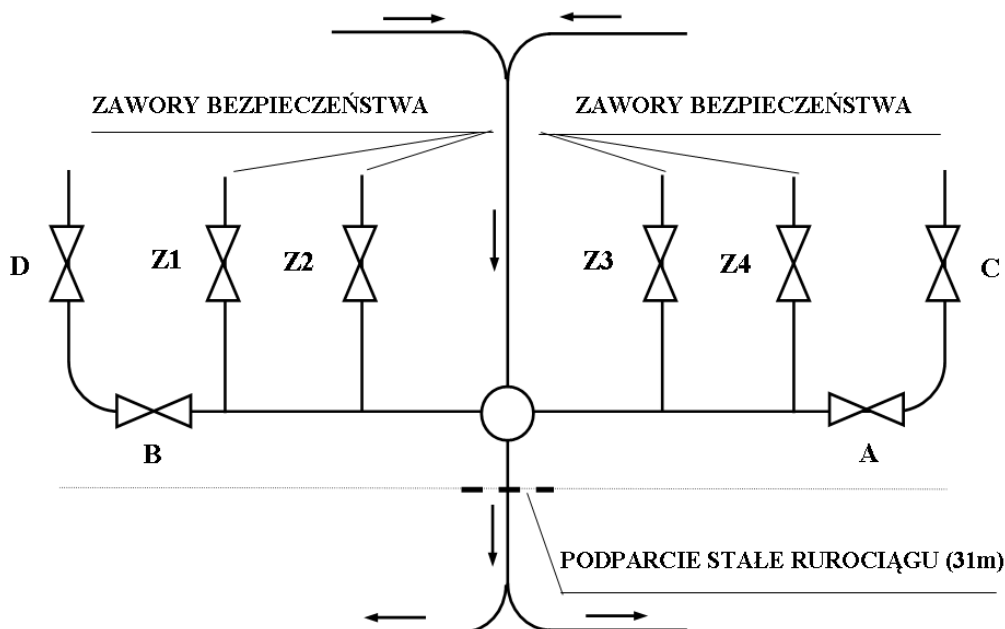
którym para rozdziela się do dwóch poziomych rurociągów, doprowadzających ją do turbiny.

Rurociągi są podparte za pomocą sprężyn. Punkt stały rurociągu pionowego znajduje się na poziomie 31 m, tj. 2 m poniżej czwórnika. Podparcie wykonano za pomocą zestawu kulek, który pozwala na swobodne przemieszczanie się rurociągu w płaszczyźnie poziomej, lecz uniemożliwia jego przesunięcie w górę lub w dół. Luz pionowy w tym podparciu wynosi ok. 1mm. W podobny sposób zostały podparte zawory bezpieczeństwa i rozruchowe.

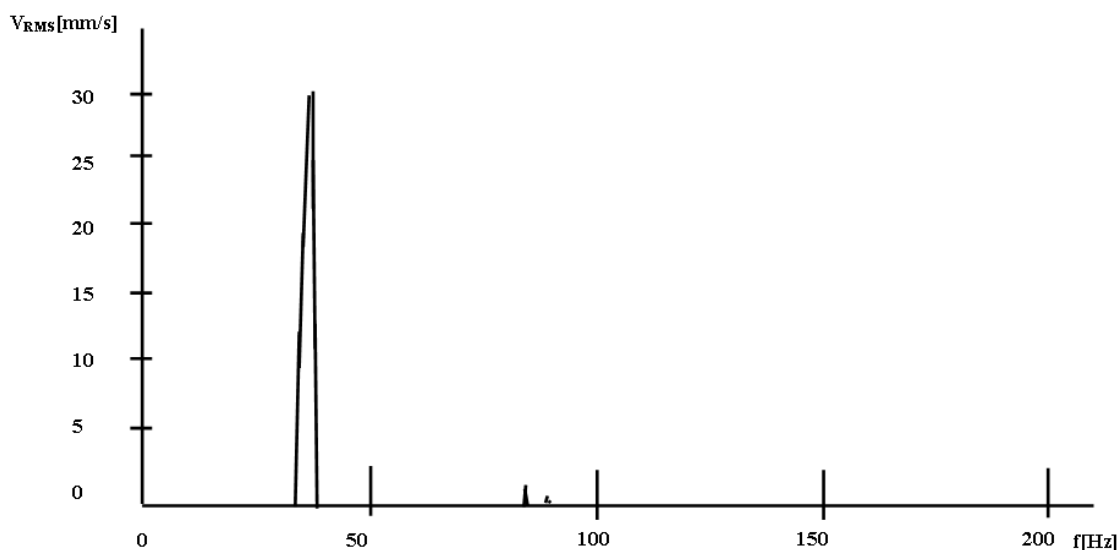
Stałe punkty podparcia opierają się na masywnej konstrukcji stalowej utrzymującej pomost na poziomie 30 m i związanej ściśle z dwoma słupami podstawowej konstrukcji kotła. Oś rurociągu pionowego jest przesunięta o 2,6 m od płaszczyzny słupów.

W kotle zarejestrowano duży poziom drgań układu rurociągów w pobliżu stałego punktu podparcia rurociągu pionowego i czwórnika. Drgania te przenosiły się na pomost na poziomie 30 m i na strop. Stwarzało to istotne zagrożenie dla rurociągu (ciśnienie pary – 4,25 MPa, temperatura pary – 540 °C) i dla stropu, których ewentualna awaria mogłaby spowodować trudne do wyobrażenia szkody.

Drgania rurociągu nie przenosiły się poza trójniki górny i dolny, kończące pionowy odcinek rurociągu  $\phi$  813 mm. Intensywnie drgały również zawory bezpieczeństwa i odcinające, zainstalowane na poziomym rurociągu po obu stronach czwórnika. Drgania miały wyraźnie harmoniczny charakter o ustalonej częstotliwości podstawowej 37,3 Hz (rys. 11.52) i sięgały w niektórych punktach pomiarowych nawet 40 mm/s rms. Drgania rurociągu występowały praktycznie przez cały okres ruchu kotła, lecz poziom drgań zasadniczo zwiększał się ze wzrostem obciążenia kotła.



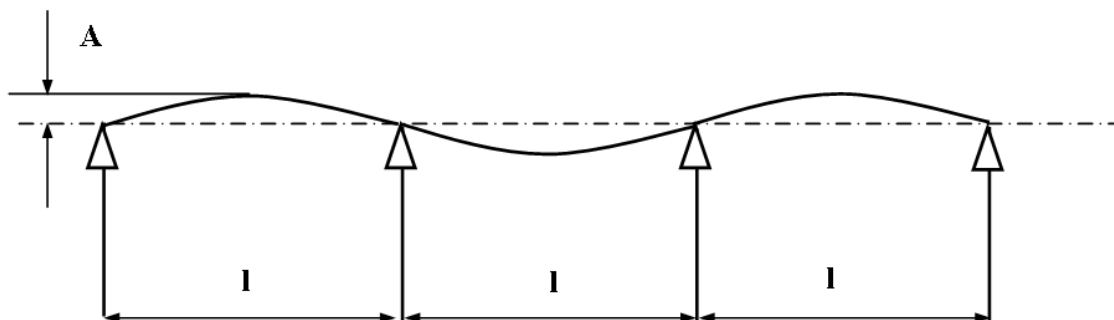
Rys. 11.47. Schemat rurociągu pary wtórnie przegrzanej kotła BP 1150 na poziomie 33 m



Rys. 11.48. Przykładowe widmo drgań rurociągu pary wtórnie przegrzanej

#### ■ Kryteria oceny poziomu drgań

W dostępnej literaturze nie spotyka się informacji o wartościach dopuszczalnych poziomu drgań rurociągów, które uwzględniałyby dużą różnorodność kształtów i połączeń stosowanych w rurociągach [60]. Ponieważ rozpatrywane rurociągi parowe składają się z prostych odcinków rur podpartych elastycznie i zakończonych trójkątami, czwórnikami lub łukami, które w zależności od kierunku drgań można traktować jako punkty sztywne bądź podparcia półprzegubowe, do oszacowania dopuszczalnego poziomu drgań można przyjąć model prostego odcinka rury podpartego przegubowo na końcach. Linijkę ugięcia takiej rury przedstawiono na rys. 11.49.



Rys. 11.49. Schemat linii ugięcia drgającego prostego odcinka rury

Odcinek rury drgający z określoną częstotliwością drgań własnych  $f_R$  może na swej długości mieć kilka węzłów. Z teorii drgań prętów wiadomo, że w węzłach tych nie występuje moment gnący, czyli dla poznania drgań całego odcinka rury wystarczy rozpatrywać pojedynczy jej odcinek między węzłami. W rzeczywistości częstotliwość drgań rurociągów różni się od częstotliwości drgań własnych i wówczas drgania (o ustalonym harmonicznym charakterze) rozchodzą się wzdłuż długości rury w postaci fali poprzecznej, przy czym linia ugięcia ma podobny kształt [60]. Jeśli fala giętą napotyka na swej drodze jakąś nieciągłość (np. trójnik, kolano, utwierdzenie, zmianę średnicy itp.), wówczas część energii tej fali wywołuje falę odbitą, rozchodzącą się w przeciwnym kierunku. Fala odbita w połączeniu z falą padającą tworzy falę stojącą długości  $2l$  i o kształcie jak na rys. 11.49..

Przyjmując, że kształt linii ugięcia rury między węzłami odpowiada linii ugięcia rury obciążonej stałym obciążeniem ciągłym i stosując wzory na częstotliwość drgań własnych, moment zginający, naprężenia, amplitudę ugięcia rury oraz uwzględniając zależność między amplitudą przemieszczenia i amplitudą prędkości dla drgań harmonicznymi, otrzymamy wzór na naprężenia występujące w rurze:

$$\sigma = 0,394 v, \quad (11.2)$$

gdzie;  $\sigma$  - naprężenia występujące w rurze w MPa  
 $v$  - amplituda prędkości drgań w mm/s

Na podstawie tej zależności można stwierdzić, że naprężenia wywołane zginaniem można oceniać poprzez pomiar prędkości drgań. Długość fali giętnej w [ m ] można wyznaczyć ze wzoru [60]:

$$l = 2,07 \sqrt{D/f} \quad (11.3)$$

gdzie:  $D$  - średnica zewnętrzna rury w mm  
 $f$  - częstotliwość fali giętnej w Hz.

Powyższe zależności pozwalają ocenić możliwość powstania ustalonych drgań giętnych w prostych odcinkach rury oraz określić możliwe do wystąpienia częstotliwości tych drgań. Natomiast przedostatnia zależność pozwala ocenić, na podstawie zmierzonej amplitudy prędkości drgań, wartość naprężeń dynamicznych w drgającej rurze [60].

Rozpatrywane przypadki dotyczyły drgań rury prostej, której końce były zamocowane przegubowo. Największe naprężenia występowały w środku odcinków między węzłami. Jeżeli jednak w jakimś miejscu rurociąg jest zamocowany sztywno, to dla tej samej amplitudy drgań najwyższe naprężenia powstają przy miejscu usztywnienia rury i są dwa razy większe przy tej samej amplitudzie drgań, tj.:

$$\sigma_z = 0,078 v \quad (11.4)$$

Przedstawione zależności nie wyczerpują wszystkich przypadków występujących w rzeczywistych układach rurociągów. Jeśli np. krótkim odcinkiem rury są połączone dwie duże masy (np. zawory), to naprężenia w rurze będą znacznie większe niż wynikałoby to z powyższych wzorów.

Do oceny drgań przyjęto w oparciu o obliczenia i szacunki następujące współczynniki bezpieczeństwa [60]:

$\beta = 0,45$  – możliwe zmniejszenie wytrzymałości zmęczeniowej wskutek zmian strukturalnych materiału rodzimego przy spawaniu rurociągów,

$\chi_k = 2,5$  – współczynnik koncentracji naprężeń,

$\chi_c = 3,0$  – współczynnik wynikający z obciążenia rurociągów ciśnieniem roboczym,

$\chi_b = 2,0$  – współczynnik bezpieczeństwa,

$Z_{go} = 240$  MPa – wytrzymałość zmęczeniowa stali 13HMF.

Dopuszczalne naprężenia obliczeniowe wynikające z drgań [60]:

$$\sigma_{dop} = Z_{go}\beta / \chi_b\chi_k\chi_c = 6,48 \text{ MPa} \quad (11.5)$$

Uwzględniając zależność między wartością maksymalną i skuteczną, dopuszczalna wartość skuteczna prędkości drgań wynosi:

$$V_{RMS} \cong 58 \text{ mm/s} \quad (11.6)$$

Wartość tą należy rozumieć jako wartość najwyższej amplitudy drgań ustalonych harmonicznym. Zazwyczaj mamy do czynienia z drganiami, w których maksymalna amplituda odkształceń jest znacznie wyższa od amplitudy odpowiadającej drganiom harmonicznym, co jest wyrażane tzw. współczynnikiem szczytu. W praktyce współczynnik ten przy drganiach o ustalonym charakterze i wyraźnie zaznaczonej częstotliwości podstawowej wynosi od 1,5 do 2,5. W przypadku drgań o bardziej złożonym przebiegu widma oraz przy niestabilnym w czasie przebiegu drgań współczynnik szczytu osiąga wartość 5.

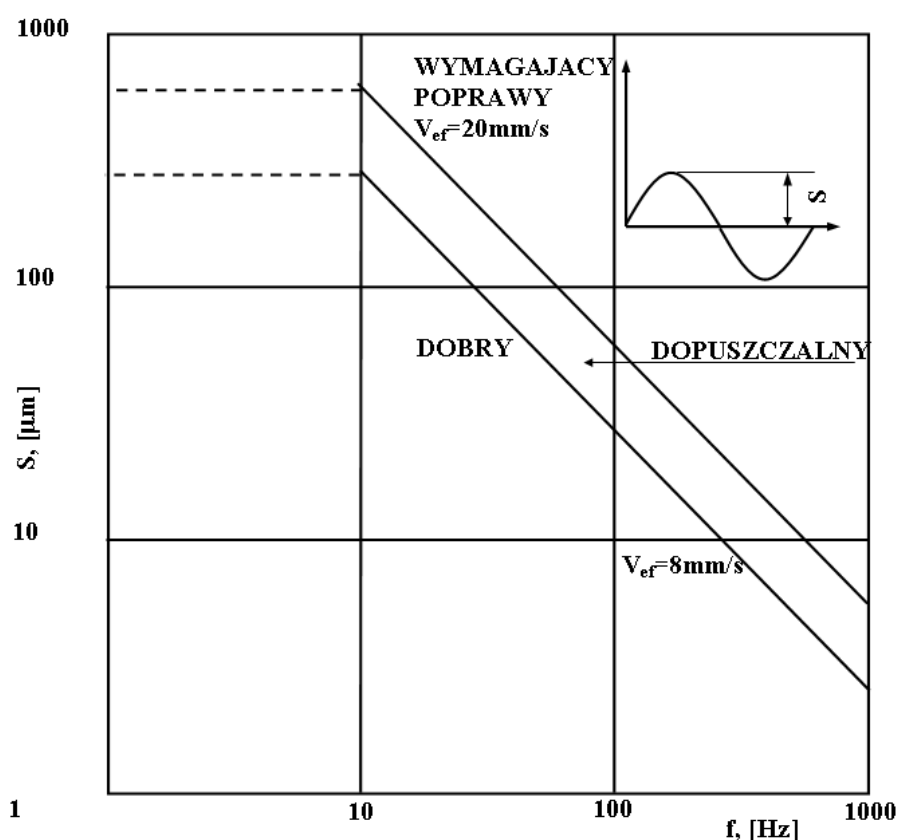
Proponuje się, jako wartość **dopuszczalną skuteczną prędkości drgań niezagrożającą bezpieczeństwu**, przyjąć:

$$V_{rms} = 23 \text{ mm/s} \quad (11.7)$$

zaś jako wartość zalecaną – **granice stanu dobrego** – wartość:

$$V_{rms} = 10 \text{ mm/s} \quad (11.8)$$

Firma Brown – Boveri (Szwajcaria) w wytycznych z 1991 r. dla rurociągów wyso-  
kociśnieniowych parowych podaje mniejsze wartości - **8 i 20 mm/s**.



Rys. 11.50. Dopuszczalne poziomy drgań rurociągów parowych [60]

### ■ Pomiary drgań

Celem pomiarów było znalezienie sposobu zmniejszenia poziomu drgań rurociągów do granicy bezpiecznej. Aby tego dokonać, ze względu na stabilny częstotliwościowo przebieg drgań, należało:

- znaleźć źródło energii drgań o charakterystycznej częstotliwości 37,3Hz;
- znaleźć sposób odstrojenia przez zmianę częstotliwości wymuszenia bądź częstotliwości drgań własnych;
- znaleźć inny sposób ograniczenia energii pobudzającej układ do drgań.

Ze względu na konstrukcję rurociągu i jego podparcia zwiększenie tłumienia układu uznano za nierealne.

### ■ Etapy pomiarów drgań:

- określenie postaci odkształceń drgającego rurociągu

Pomiary zostały wykonane w czasie ustalonej pracy kotła. Mierzono jednocześnie amplitudę i fazę składowej podstawowej drgań w punktach zmiennych

rozmieszczonych wzdłuż rurociągu i konstrukcji wsporczej oraz w punkcie odniesienia, przy czym oba tory pomiarowe były identyczne.

- pomiar wpływu parametrów ruchu na drgania

Pomiary przeprowadzono podobnie jak w pierwszym etapie, ale jednocześnie rejestrowano:

- temperaturę pary przegrzanej,
- przepływ pary przez rurociąg,
- ciśnienie pary przegrzanej,
- temperaturę powietrza pod zaworami bezpieczeństwa.

Szczególnie przydatne okazały się pomiary wykonane podczas odstawienia i rozruchu kotła.

- pomiar wpływu rezonansu akustycznego w rurociągu z zaworami na drgania

Pomiar miał na celu stwierdzenie czy w rurociągach odchodzących w bok od czwórnika powstaje akustyczna fala stojąca mogąca pobudzać do drgań cały układ rurociągów w strefie czwórnika. Rejestrację drgań przeprowadzono otwierając pierwsze (od strony kolektora pary) zawory odcinające przepływ pary (rys. 11.47), blokując przepływ drugimi.

- pomiar częstotliwości drgań własnych rurociągu oraz konstrukcji wsporczej.

Pomiar miał na celu znalezienie elementów rurociągu i fragmentów konstrukcji, których częstotliwość drgań własnych pokrywa się z częstotliwością rejestrowanych drgań w czasie pracy kotła. Pomiary wykonano podczas postoju kotła. Drgania wymuszano przez uderzenia ciężkim młotem w elementy rurociągu lub konstrukcji wsporczej.

### ■ Wyniki pomiarów i wnioski

Po przeanalizowaniu wyników pomiarów amplitud i faz drgań w punktach pomiarowych ustalono postać odkształceń drgającego rurociągu i konstrukcji wsporczej. W ustabilizowanych warunkach pracy kotła prędkości drgań przekroczyły dopuszczalne poziomy odpowiadające bezpiecznej eksploatacji rurociągu. Wynika to zarówno z kryteriów przyjętych przez *BBC*, jak i z przedstawionych rozważań wytrzymałościowych. Zarejestrowana częstotliwość drgań – 37,3Hz odpowiada częstotliwości drgań własnych konstrukcji podpierającej punkt stały rurociągu. Nie udało się odnaleźć innych fragmentów rurociągu, w których występowałyby ta częstotliwość drgań własnych.

Ze względu na dużą zawartość składowych niezgodnych z fazą drgań rurociągu w punkcie stałym oraz na brak wyraźnie zaznaczonych węzłów stwierdzono, że w drganiach rurociągu znaczny udział ma fala bieżąca. Oznacza to, że sam rurociąg odprowadza dużą ilość energii drgań, a jego sztywność nie decyduje o częstotliwości drgań. Potwierdza to poprzedni wniosek o decydującej roli sztywności podparcia punktu stałego rurociągu dla wystąpienia zarejestrowanej częstotliwości drgań. Hipotezę o decydującej roli sztywności punktu podparcia dla wystąpienia rezonansu potwierdza również to, że zmiana obciążenia tego punktu – w wyniku zmian w naciągu sprężyn obciążających punkt podparcia – spowodowała zanik niebezpiecznych drgań. Zmiana obciążenia konstrukcji może zmieniać warunki docisku na powierzchniach oporowych, a to zmienia postać ugięcia konstrukcji, a w konsekwencji i jej częstotliwość rezonansową. Odstrojenie czę-

stotliwości rezonansowej układu drgającego od ustalonej częstotliwości wymuszenia drgań jest wystarczającym powodem znacznego zmniejszenia amplitudy drgań.

Jedynym, prawdopodobnym źródłem energii wymuszającej drgania są tony krawędziowe powstające w czwórniku na poziomie 33m. Rurociąg o długości  $l=4,2\text{m}$  z zaworami bezpieczeństwa, przy prędkości dźwięku w parze  $c \cong 630\text{m/s}$  ma podstawową częstotliwość własną (od krawędzi czwórnika do zaworu odcinającego Z3) równą:

$$f = \frac{c}{4l} = 37,5\text{Hz} \quad (11.9)$$

co odpowiada częstotliwości występujących drgań.

Należy nadmienić, że drgania poprzeczne czwórnika mogły znacznie intensyfikować powstanie tonów krawędziowych. Odstrojenie układu przez zmianę naciągu sprężyn i zanik drgań początkowo uniemożliwiły doświadczalne potwierdzenie tej hipotezy. Jednakże po dłuższej przerwie remontowej drgania znów się pojawiły. Wówczas udało się je zlikwidować zmniejszając częstotliwość wymuszenia przez zwiększenie długości rezonatora wskutek otwarcia jednego z zaworów Z3 (przy zamkniętych zaworach Z4).

Przedstawiony problem i jego rozwiązanie wskazują, że diagnostyka drganiowa wykonywana za pomocą przenośnych przyrządów pomiarowych oraz wnikliwa analiza poparta doświadczeniem są wartościowymi środkami zmniejszenia ryzyka uszkodzeń w eksploatacji maszyn i urządzeń. W tym przypadku właściwie dobrane i zinterpretowane pomiary oraz przeprowadzona na ich podstawie analiza drgań rurociągu pary wtórnie przegrzanej zapobiegły groźnej awarii, jaka mogłaby nastąpić, gdyby drgań w porę nie zlikwidowano.



## 12. NOWA JAKOŚĆ W DIAGNOZOWANIU – POMIARY WYKONANE WIBROMETREM LASEROWYM

Aparatura pomiarowa do diagnostyki eksploatacyjnej zespołów maszynowych przedstawiona w rozdziale 6 nie zapewnia pomiarów bezdotykowych drgań. Bezdotykowe pomiary eliminują zakłócenia spowodowane masą czujników pomiarowych, a także problemy wynikające z niskiej lub wysokiej temperatury punktu pomiarowego. Poza tym pomiar bezdotykowy może być realizowany z dużej odległości (pomiary stropów, rurociągów) i umożliwia bezpośredni pomiar drgań wałów maszyn. Takie możliwości zapewnia przetwornik laserowy drgań.

Z powyższych względów autor stosuje wibrometr laserowy (rys. 11.1), który może współpracować z dowolnym analizatorem drgań o wejściu bezpośrednim w celu rejestracji i analizy mierzonego sygnału. Wyróżnia się on szerokim pasmem częstotliwościowym, pozwalającym na analizę drgań od częstotliwości bliskich zera, co daje możliwość diagnozowania maszyn o niskiej prędkości obrotowej wirnika. Wibrometr laserowy jest stosowany przez autora w diagnostyce napędów maszyn niskoobrotowych, w tym do pomiarów bezpośrednich drgań wału i do pomiarów czoł uzwojeń silnika.

Zasada działania wibrometru laserowego opiera się na porównaniu wiązki lasera odbitej od badanego obiektu i docierającej do fotodetektora ze znanym sygnałem referencyjnym. Porównanie to jest możliwe dzięki zastosowaniu zjawiska Dopplera, które polega na zmianie częstotliwości fali wywołanej ruchem źródła fali lub odbiornika. Inaczej mówiąc częstotliwość fali rośnie (barwa światła przesuwana się w kierunku fioletu) przy wzajemnym zbliżaniu się źródła i odbiornika, a maleje (barwa światła przesuwana się w kierunku czerwieni) podczas oddalania się źródła fali i odbiornika. Sygnał wyjściowy z przetwornika laserowego jest proporcjonalny do prędkości drgań badanego obiektu.



Rys. 12.1. Widok wibrometru laserowego

### 12.1. Diagnostyka napędów maszyn przy wykorzystaniu bezpośrednich pomiarów drgań wału

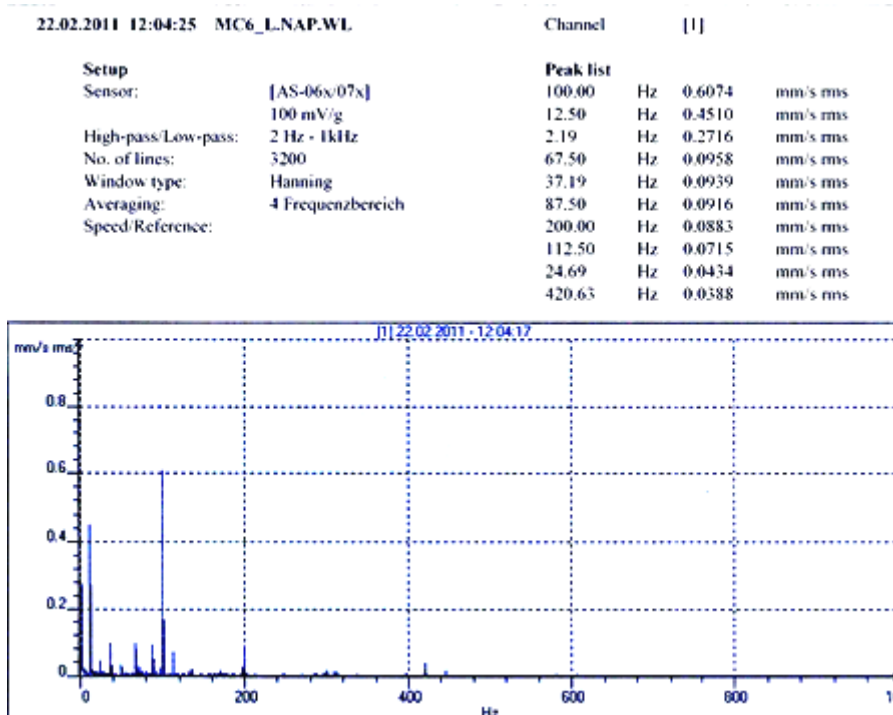
W diagnostyce eksploatacyjnej często spotykamy zespoły maszyn z łożyskami ślizgowymi. Ponieważ głównym źródłem drgań maszyny wirnikowej są siły dynamiczne związane z ruchem obrotowym wirnika, to powinny być przede wszystkim mierzone drgania samego wirnika. W przypadku łożysk ślizgowych warstwa oleju tłumi w znaczny sposób sygnał drganiowy wirnika i jego drgania i ich zmiany mogą być kilkakrotnie większe od drgań obudów łożysk. Wał w łożyskach ślizgowych przemieszcza się w obrębie luzu promieniowego w panewce. Dlatego dla skutecznego monitorowania napędów z łożyskami ślizgowymi konieczne jest uzupełnienie badań o pomiar drgań wałów. Jeżeli napęd jest wyposażony w łożyska toczne, a maszyna napędzana w łożyska ślizgowe, to nie można jakościowo porównywać poziomu drgań obudów łożysk tych maszyn ze względu na tłumienie drgań w łożyskach ślizgowych.



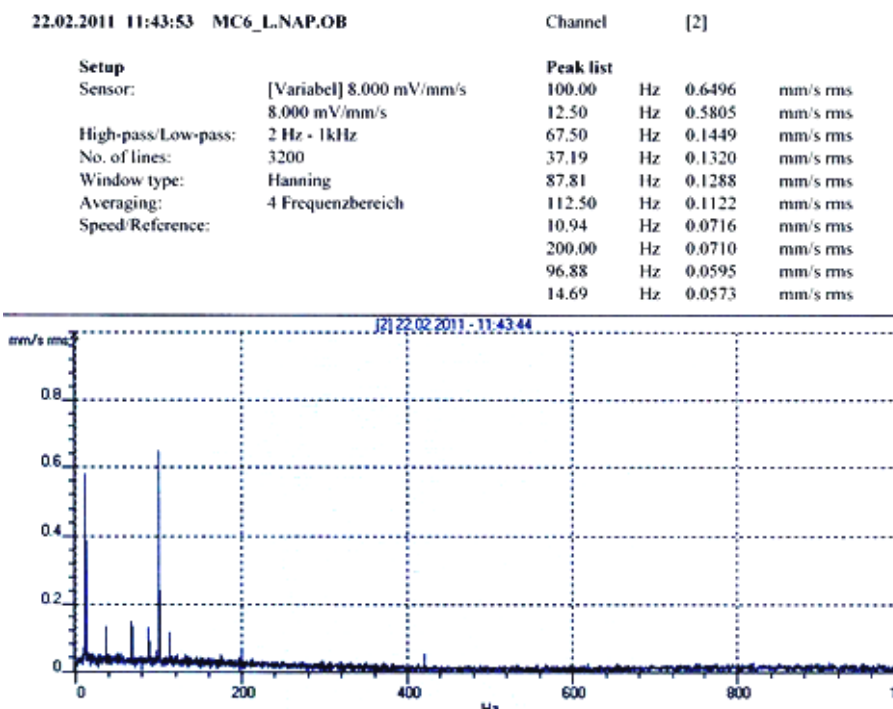
Rys. 12.2. Bezdotykowy pomiar drgań wału napędu młyna (SYUe-148r/01, 1000kW)



Rys. 12.3. Bezdotykowy pomiar drgań wału generatora GTHW-360

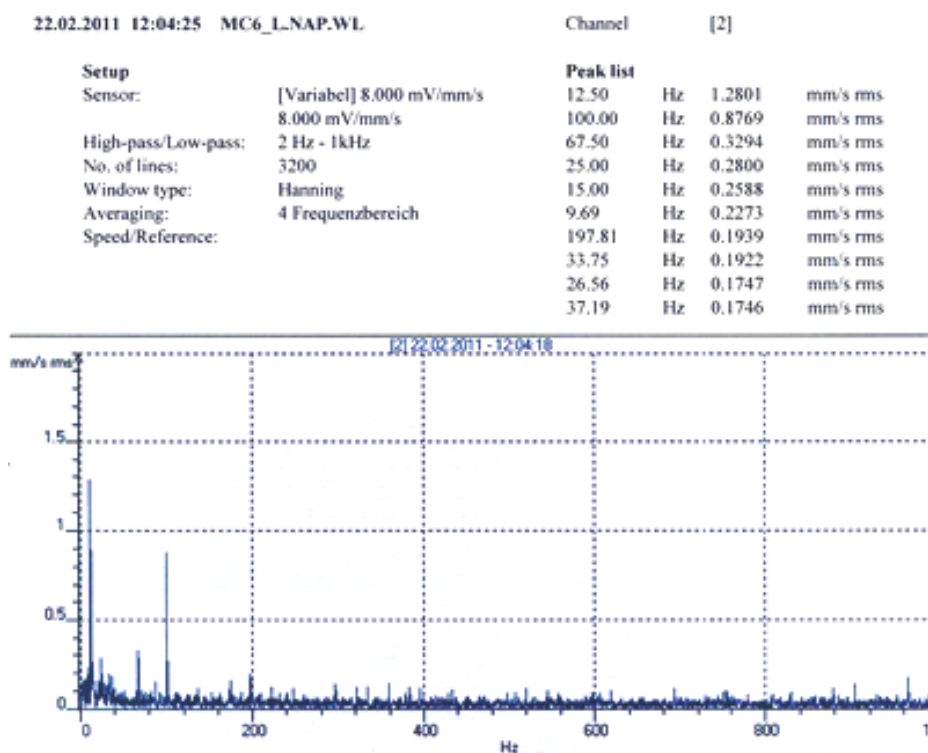


Rys. 12.4. Widmo częstotliwości drgań bezwzględnych obudowy koźła łożyskowego napędu młyna (przetwornik piezoelektryczny)



Rys. 12.5. Widmo częstotliwości drgań bezwzględnych obudowy koźła łożyskowego napędu młyna (wibrometr laserowy)

W widmie częstotliwości drgań uzyskanym przy pomocy wibrometru laserowego nie ma niepożądanych składowych niskoczęstotliwościowych wynikających z nieliniowej charakterystyki w tym przedziale częstotliwości i całkowania przez układ pomiarowy.



Rys.12.6. Widmo częstotliwości drgań wału napędu młyna (wibrometr laserowy)

Ponieważ zasada działania wibrometru laserowego wykorzystuje zjawisko Dopplera i opiera się na porównaniu wiązki lasera odbitej od badanego obiektu i docierającej do fotodetektora, powierzchnia wału (ścieżka pomiarowa) powinna być odpowiednio przygotowana. Należy usunąć z powierzchni pomiarowej wału chropowatość, wklęsłości i wypukłości. Ponadto powierzchnia wału powinna odbijać promień laserowy, a nie rozpraszać go. Jest to zdecydowana wada tej techniki pomiarowej, ale innej techniki nie wymagającej przygotowania ścieżki pomiarowej na wale niestety jak do tej pory nie ma.

25.02.2011 13:47:21 TG4-L4H-WAL

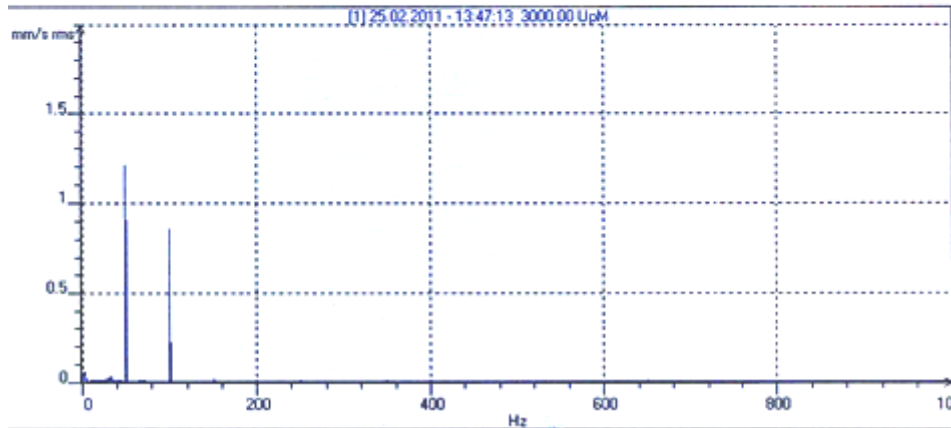
Channel [1]

**Setup**

Sensor: [AS-06x/07x]  
 100 mV/g  
 High-pass/Low-pass: 2 Hz - 1kHz  
 No. of lines: 3200  
 Window type: Hanning  
 Averaging: 4 Frequenzbereich  
 Speed/Reference: 1/1

**Peak list**

50.00	Hz	1.2125	mm/s rms
100.00	Hz	0.8586	mm/s rms
1.88	Hz	0.0560	mm/s rms
3.44	Hz	0.0513	mm/s rms
4.06	Hz	0.0477	mm/s rms
33.13	Hz	0.0346	mm/s rms
30.94	Hz	0.0270	mm/s rms
150.00	Hz	0.0162	mm/s rms
28.13	Hz	0.0161	mm/s rms
5.94	Hz	0.0159	mm/s rms



Rys. 12.7. Widmo częstotliwości drgań bezwzględnych tarczy łożyskowej generatora (przetwornik piezoelektryczny)

25.02.2011 13:47:21 TG4-L4H-WAL

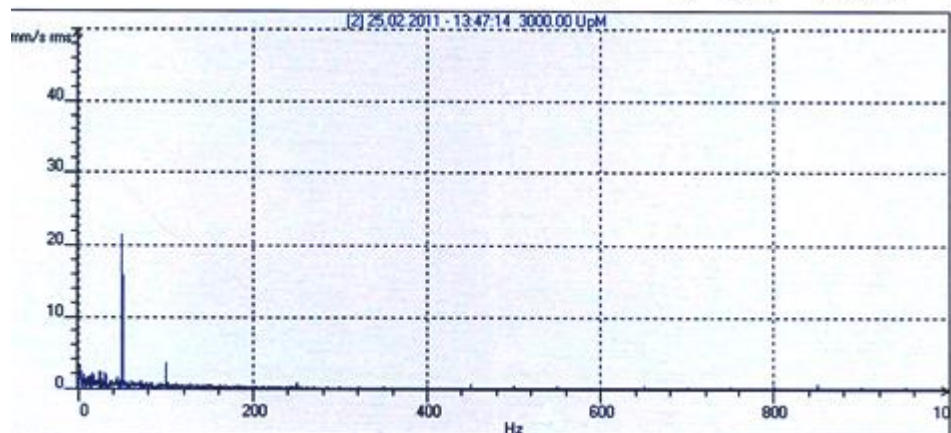
Channel [2]

**Setup**

Sensor: [Variabel] 8.000 mV/mm/s  
 8.000 mV/mm/s  
 High-pass/Low-pass: 2 Hz - 1kHz  
 No. of lines: 3200  
 Window type: Hanning  
 Averaging: 4 Frequenzbereich  
 Speed/Reference: 1/1

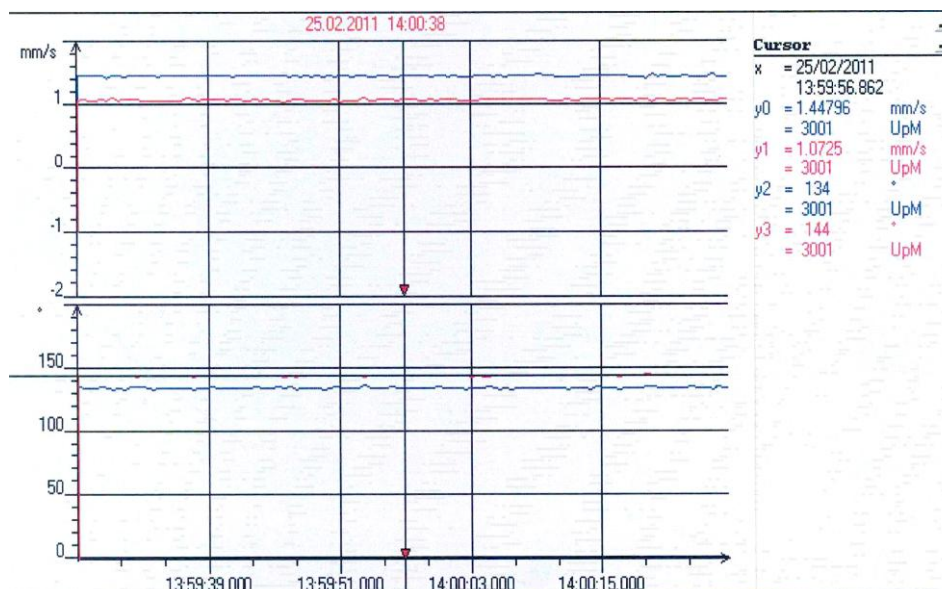
**Peak list**

50.00	Hz	21.3762	mm/s rms
100.00	Hz	3.5071	mm/s rms
2.81	Hz	3.1534	mm/s rms
1.88	Hz	2.4869	mm/s rms
25.00	Hz	2.3059	mm/s rms
4.38	Hz	2.2672	mm/s rms
17.19	Hz	2.0042	mm/s rms
31.25	Hz	1.9908	mm/s rms
6.56	Hz	1.8641	mm/s rms
32.50	Hz	1.7819	mm/s rms

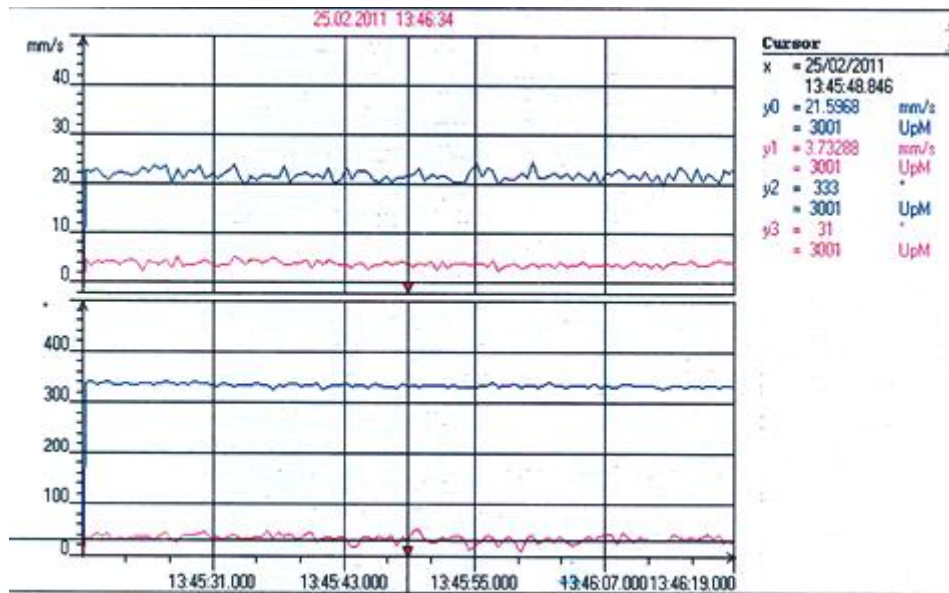


Rys. 12.8. Widmo częstotliwości drgań wału generatora (wibrometr laserowy)

Technika laserowa do pomiaru drgań umożliwia wyznaczenie przesunięcia kąta fazowego między wektorem drgań wału a wektorem drgań tarczy łożyskowej lub koła łożyskowego. Dotychczas w systemach monitorowania są rejestrowane wektory drgań bezwzględnych tarcz łożyskowych i wektory drgań względnych wału. Są to zupełnie różne torzy pomiarowe, w związku z tym nie jest możliwe określenie przesunięcia kąta fazowego między wektorem drgań wału a wektorem drgań tarczy. Inaczej rzecz się ma w przypadku pomiarów wibrometrem laserowym. Laser kierujemy na wał maszyny rejestrując wektor drgań wału, później kierujemy w tej samej płaszczyźnie na tarczę łożyskową i rejestrujemy wektor drgań tarczy. Jest to ten sam tor pomiarowy. Odczytujemy różnicę fazy drgań. Znajomość kąta przesunięcia kąta fazowego między wektorem drgań wału a wektorem drgań tarczy łożyskowej lub koła łożyskowego daje informację o sztywności układu płyta fundamentowa - tarcza łożyskowa – łożysko. Przykładowo na rys. 12.9 i 12.10 zarejestrowano kąty fazowe wału i tarczy łożyskowej generatora, gdzie wcześniej stwierdzono nieprawidłowe mocowanie tarczy łożyskowej i łożyska.



Rys. 12.9. Kąt fazowy 1-szej i 2-giej harmonicznej tarczy łożyskowej generatora (wibrometr laserowy)



Rys. 12.10. Kąt fazowy 1-szej i 2-giej harmonicznej wału generatora (wibrometr laserowy)

## 12.2. Diagnostyka drganiowa stanu dynamicznego niskoobrotowych silników

W tradycyjnych technikach pomiaru drgań maszyn wykorzystywane są przetworniki piezoelektryczne (akcelerometry). Zastosowanie tego rodzaju przetworników wymaga ich bezpośredniego mocowania do badanych elementów maszyny. W wielu przypadkach nie jest to możliwe ze względu na warunki pracy badanych struktur lub z uwagi na ograniczenia techniczno-konstrukcyjne i eksploatacyjne. Innym powodem są niskoczęstotliwościowe drgania często spotykane w niskoobrotowych silnikach. Ich pomiar za pomocą standardowych akcelerometrów, ze względu na niskie pasmo częstotliwości jest trudny, a często wręcz niemożliwy. Stwarza to konieczność wykorzystania innych narzędzi pomiarowych opartych o bezdotykowe metody realizacji pomiaru. W takich przypadkach laserowe techniki pomiarowe, jako bezdotykowe spełniają swoje zadanie.

Wady tradycyjnych przetworników piezoelektrycznych:

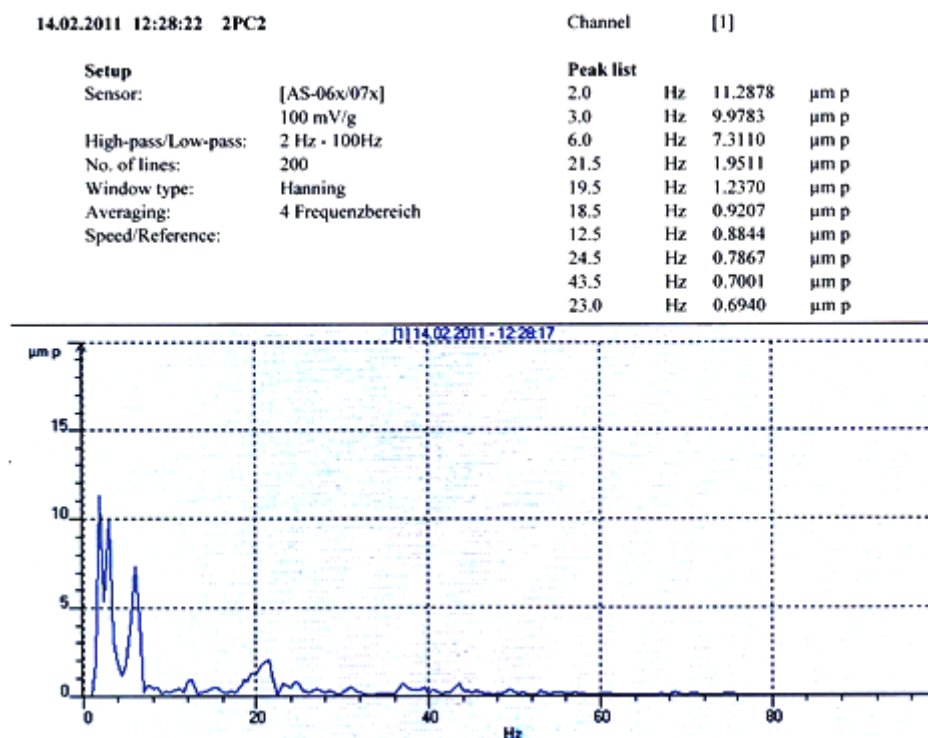
- duża wartość impedancji wyjściowej,
- konieczność stosowania specjalnych przedwzmacniaczy dopasowujących,
- w przypadku pomiarów prędkości i przemieszczenia drgań konieczne jest stosowanie układów całkujących, co zniekształca widmo częstotliwości szczególnie w zakresie niskich częstotliwości,
- dolna granica zakresu dynamiki przetwornika ograniczona jest do poziomu szumów własnych współpracującego z nim wzmacniacza,
- pasmo przenoszenia przetwornika zależy między innymi od sposobu jego zamocowania.

Wibrometr laserowy Ometron VH-1000-D zapewnia bezstykowy pomiar drgań w zakresie częstotliwości od 0, 5 Hz do 22 kHz.

Dla porównania wykonano pomiary drgań na napędach pomp wody chłodzącej o prędkości obrotowej 365obr/min, gdzie były problemy z rejestracją wiarygodnego widma częstotliwości drgań w czasie eksploatacji zespołu.

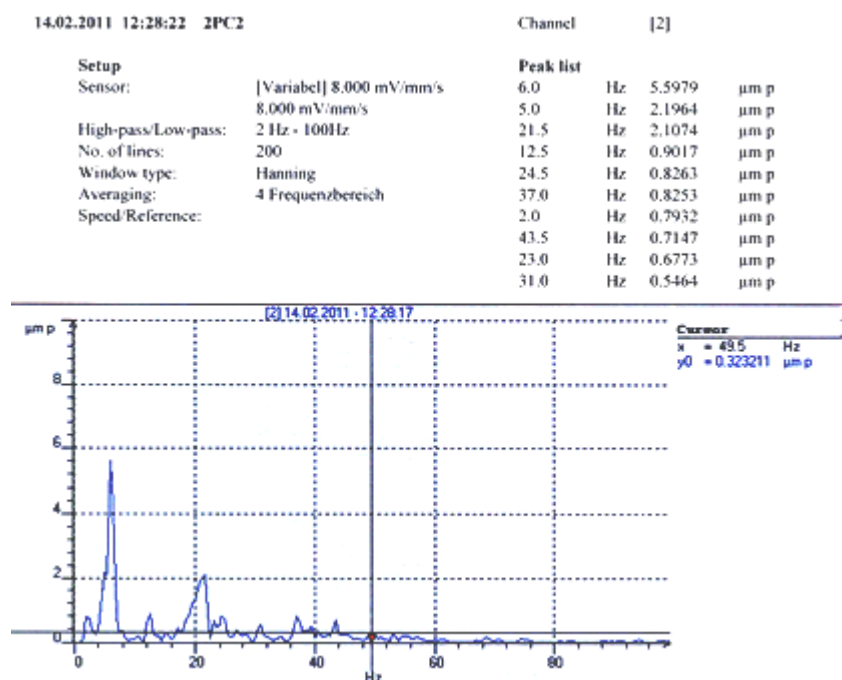


Rys. 12.11. Bezdotkowy pomiar drgań silników pomp wody chłodzącej(SBJVe-1716r, 2000 kW)



Rys. 12.12. Widmo częstotliwości drgań bezwzględnych tarczy łożyskowej silnika pompy wody chłodzącej (przetwornik piezoelektryczny)





Rys. 12.13. Widmo częstotliwości drgań bezwzględnych tarczy łożyskowej silnika pompy wody chłodzącej (wibrometr laserowy)

Porównując widma zarejestrowane kolejno z przetwornika piezoelektrycznego i wibrometru laserowego wyraźnie widzimy niskoczęstotliwościowe składowe wynikające z szumów własnych wzmacniacza i błędów wynikających z całkowania.

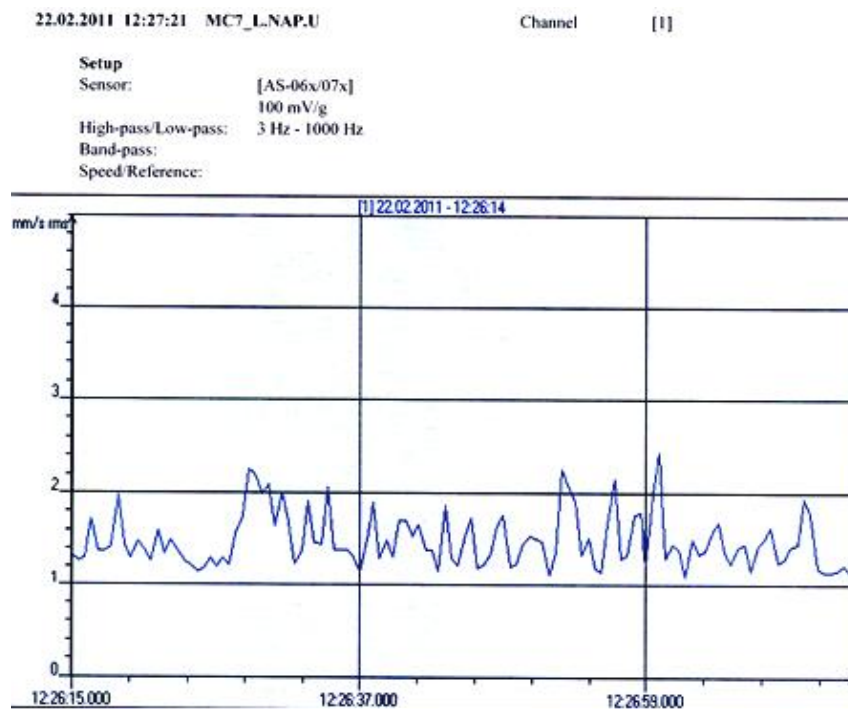
### 12.3. Pomiary i analiza drgań czoła uzwojeń stojana

Laserowa technika pomiarów drgań umożliwia pomiar i analizę drgań uzwojeń i rdzenia stojanów silników. W tym przypadku konieczny jest otwór w korpusie stojan umożliwiający przelot wiązki do zadanego punktu pomiarowego.

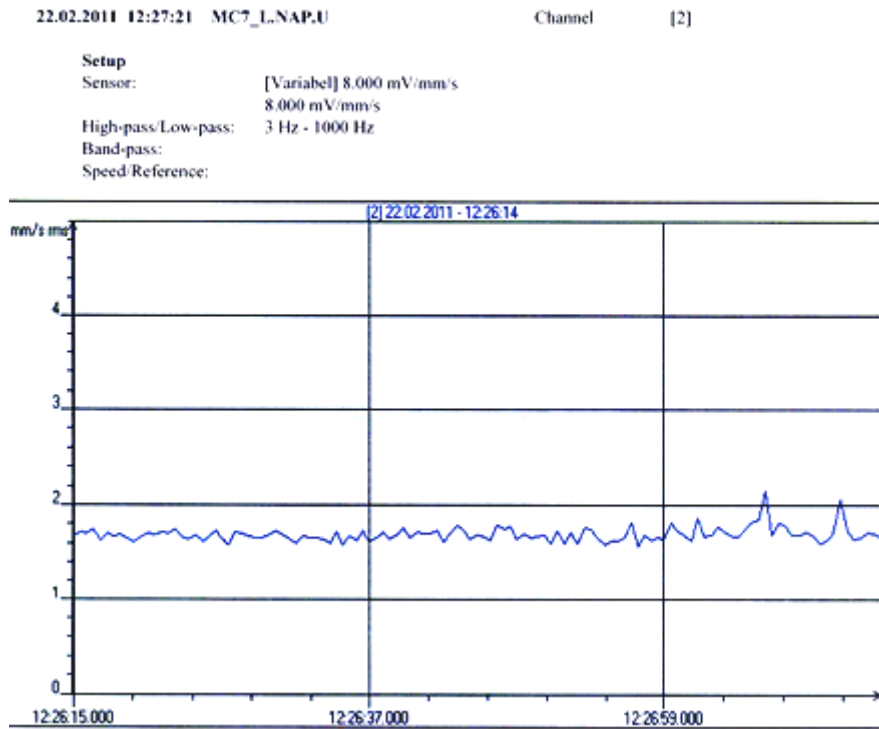
**Jest to szczególnie istotne przy ocenie stanu izolacji części czołowej uzwojenia [201, 202, 203, 204]. Czoła uzwojeń są najbardziej narażonym na uszkodzenia fragmentem uzwojenia. Jest to strefa największych naprężeń mechanicznych wywołanych działaniem sił elektromechanicznych.** Pisze o tym między innymi B. Drak. [44, 45, 47, 48, 49] i S. Szymaniec [201, 202, 203, 204]. Na czołach występuje działanie momentów gnących i skręcających powodujących duże naprężenia w izolacji cewek. Skutkuje to pęknięciami i odpryskami w izolacji. Szczególnie istotne naprężenia występują w czasie długich i ciężkich rozruchów [204].



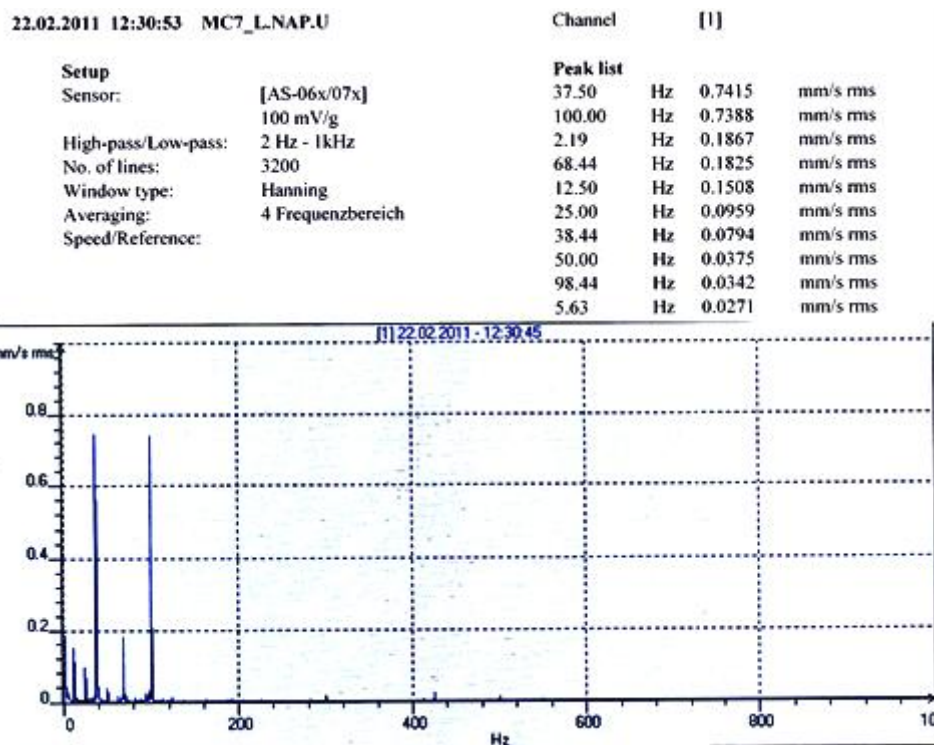
Rys. 12.14. Bezdotykowy pomiar drgań czola uzwojeń stojana SYUe-148r/01, 1000kW



Rys. 12.15. Poziom drgań korpusu stojana w czasie (przetwornik piezoelektryczny)



Rys. 12.16. Poziom drgań czoła uzwojeń stojana w czasie (wibrometr laserowy)



Rys. 12.17. Widmo częstotliwości drgań bezwzględnych korpusu stojana w kierunku poosiowym (przetwornik piezoelektryczny)

22.02.2011 12:30:53 MC7\_L\_NAP.U

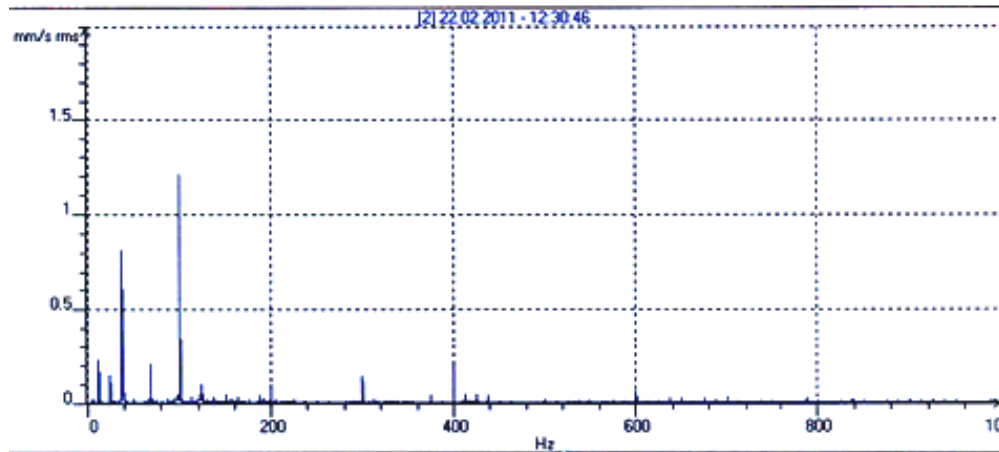
Channel [2]

**Setup**

Sensor: [Variabel] 8.000 mV/mm/s  
 8.000 mV/mm/s  
 High-pass/Low-pass: 2 Hz - 1kHz  
 No. of lines: 3200  
 Window type: Hanning  
 Averaging: 4 Frequenzbereich  
 Speed/Reference:

**Peak list**

Frequency (Hz)	Amplitude (mm/s rms)
100.00	1.2114
37.50	0.8142
12.50	0.2244
68.44	0.2022
400.00	0.2003
25.00	0.1481
300.00	0.1406
200.00	0.0982
38.44	0.0973
123.44	0.0973



Rys.12.18. Widmo częstotliwości drgań czoła uzwojeń stojana (wibrometr laserowy)

Drgania maszyn elektrycznych mają nie tylko podłoże mechaniczne, ale także są wynikiem przyczyn natury elektromagnetycznej. Wszystkie przyczyny drgań natury elektromagnetycznej można wyeliminować po wyłączeniu zasilania. W przypadku wysokiej temperatury lub zwarcia w stojanie uzwojenie stojana drga w płaszczyźnie promieniowej lub osiowej i w widmie drgań występuje składowa o częstotliwości  $2 \times$  sieci (rys. 12.17, 12.18). Wiele informacji istotnych o stanie uzwojenia i rdzenia stojana można uzyskać realizując pomiary drgań czoła uzwojeń stojana i rdzenia silnika w czasie jego rozruchu.

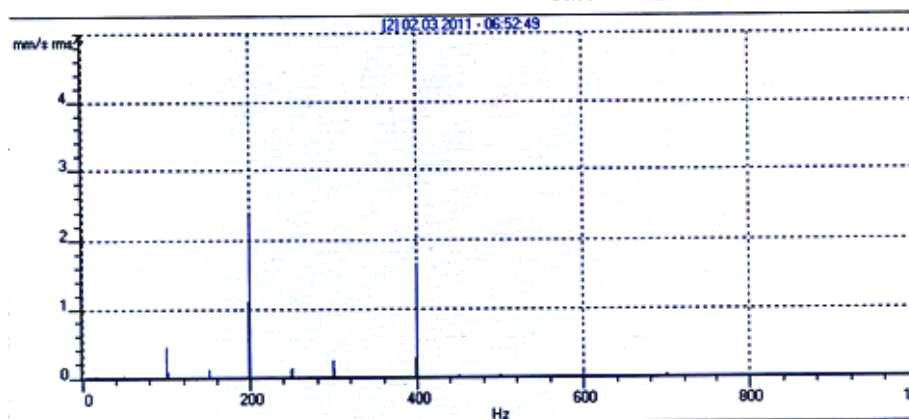
## 12.4. Pomiary i analiza drgań transformatora dużej mocy

Diagnostyka drganiowa transformatorów dużej mocy jest utrudniona ze względu na ograniczenia wynikające z bezpieczeństwem obsługi. Teren jest ogrodzony (rys. 11.19) i wejście wymaga szeregu formalnych zabiegów. Wibrometr laserowy pozwala szybko i w sposób bezpieczny wykonać badania.

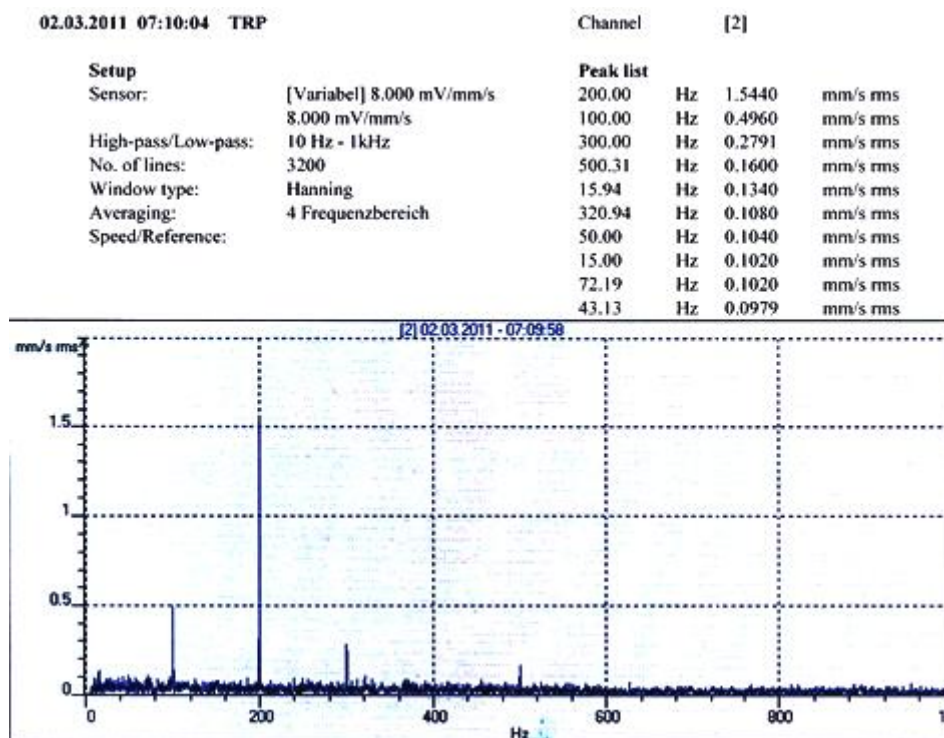


Rys. 12.19. Widok transformatora dużej mocy (blokowego)

02.03.2011 06:52:56 TR		Channel	[2]
<b>Setup</b>		<b>Peak list</b>	
Sensor:	[Variabel] 8.000 mV/mm/s	200.00 Hz	2.3456 mm/s rms
	8.000 mV/mm/s	399.69 Hz	1.6428 mm/s rms
High-pass/Low-pass:	10 Hz - 1kHz	100.00 Hz	0.4441 mm/s rms
No. of lines:	3200	299.69 Hz	0.2454 mm/s rms
Window type:	Hanning	250.00 Hz	0.1321 mm/s rms
Averaging:	4 Frequenzbereich	150.00 Hz	0.1179 mm/s rms
Speed/Reference:		599.69 Hz	0.0818 mm/s rms
		999.38 Hz	0.0336 mm/s rms
		499.69 Hz	0.0317 mm/s rms
		50.00 Hz	0.0269 mm/s rms



Rys. 12.20. Widmo częstotliwości drgań rdzenia transformatora blokowego, kierunek pomiaru boczny (wibrometr laserowy)



Rys. 12.21. Widmo częstotliwości drgań rdzenia transformatora blokowego, kierunku z przodu (wibrometr laserowy)

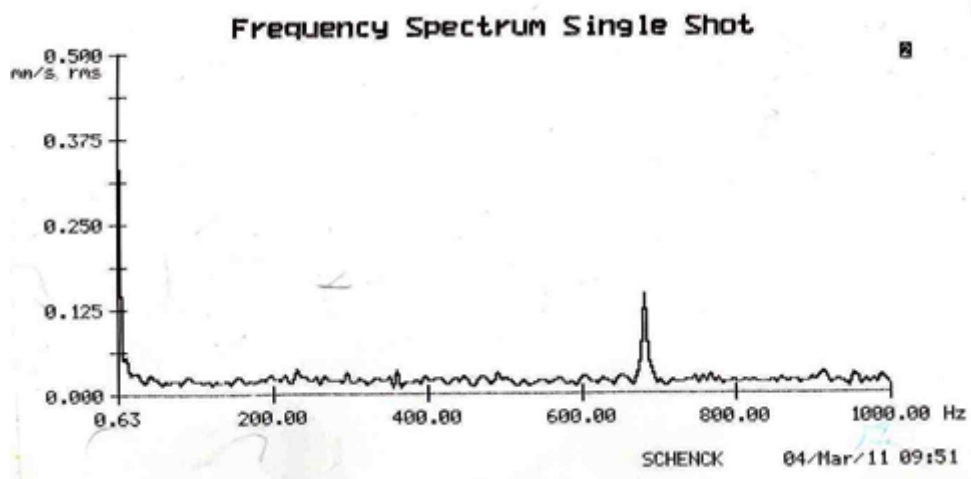
Stosując technikę wibrometrii laserowej można przede wszystkim ocenić stan techniczny rdzenia transformatora. Składowe drgań do 500 Hz są traktowane jako składowe pochodzące i charakteryzujące drgania magnetostrykcyjne rdzenia. Składowe w przedziale od 500 Hz do 1500 Hz charakteryzują pracę urządzeń chłodzących, natomiast składowe w pasmie powyżej 1500 Hz są generowane i charakteryzują pracę rdzenia badanego transformatora.

### 12.5. Pomiary drgań częstotliwości rezonansowych elementów maszyn

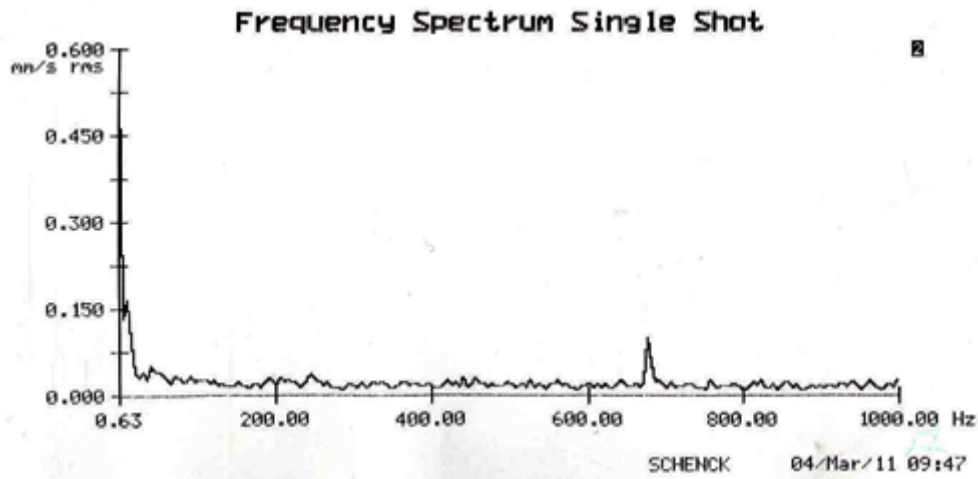
Technika wibrometrii laserowej może mieć szczególne zastosowanie w wyznaczaniu częstotliwości drgań własnych elementów maszyn. Bezdotykowy pomiar nie wnosi dodatkowej masy do badanego obiektu i nie zakłóca samego pomiaru. Dzięki bezdotykowej metodzie pomiarowej można rejestrować częstotliwości rezonansowe różnego rodzaju przetworników.



Rys. 12.22. Pobudzenie do drgań silnika w warunkach laboratoryjnych i rejestracja odpowiedzi układu przy pomocy wibrometru laserowego



Rys.12.23. Odpowiedź układu na pobudzenie młotkiem silnika (683,2 Hz)



Rys. 12.24. Odpowiedź układu na pobudzenie młotkiem silnika z zamontowanym przez wkręcenie przetwornika (679,42 Hz)

Porównując obydwie odpowiedzi układu wyraźnie widać wpływ masy przetwornika na zmianę częstotliwości własnej układu silnik-stolik.

### 13. W POSZUKANIU „RÓWNOWAGI” MIĘDZY NIEZAWODNOŚCIĄ PRACY ZESPOŁÓW MASZYNOWYCH A KOSZTAMI UTRZYMANIA RUCHU

#### 13.1. Korzyści prowadzenia diagnostyki zespołów napędowych

Prowadzenie diagnostyki maszyn i urządzeń daje podstawę do realizowania celowego oszczędnego systemu remontów. Umożliwia ponadto ocenę czasu dalszej bezawaryjnej eksploatacji oraz dostarcza danych do zaplanowania zakresu remontów maszyn w zależności od ich stanu [23, 25, 26, 56, 115, 204, 209]:

. Dzięki niej obsługa techniczna maszyn polega na tym, że:

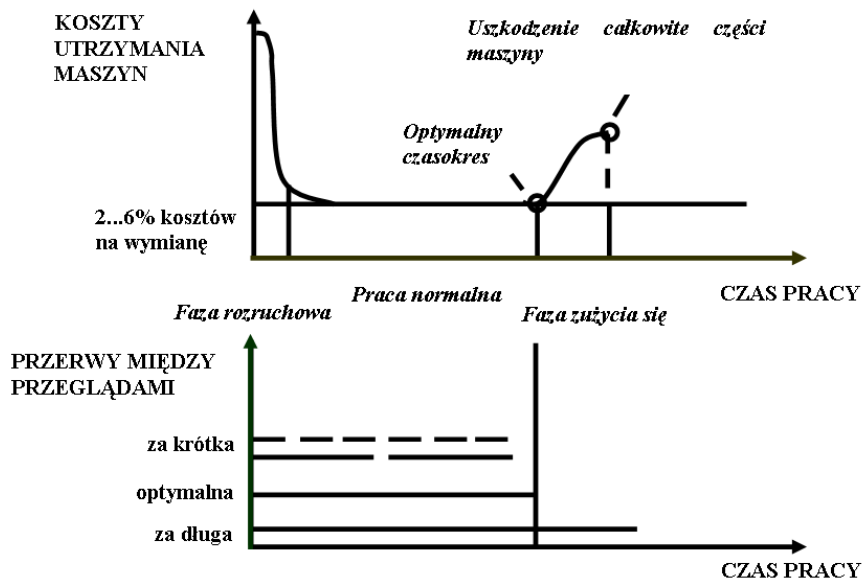
- Maszyny i urządzenia zatrzymuje się tylko wtedy, gdy wymaga tego ich stan,
- Części wymienia się tylko wtedy, gdy są całkowicie zużyte,
- Wirniki wyważa się wtedy, gdy zostanie przekroczona dopuszczalna tolerancja drgań,
- Wały osiuje się tylko wtedy, gdy zostanie przekroczony dopuszczalny błąd prostoliniowości.

Obsługa techniczna maszyn oparta na dobrej znajomości ich stanu jest najtańszą metodą utrzymania maszyn. Taką dobrą znajomością stanu maszyn zapewnia stała działalność służb diagnostycznych. Daje to rezultat w postaci bezawaryjnej pracy w/w zespołów. Ponadto defekty w pracy maszyn wynikające nawet z zużycia elementów są wcześniej rozpoznawane i dzięki temu remonty tych maszyn są zaplanowane [23, 25, 26, 36, 37, 38, 56, 204, 209, 213]:

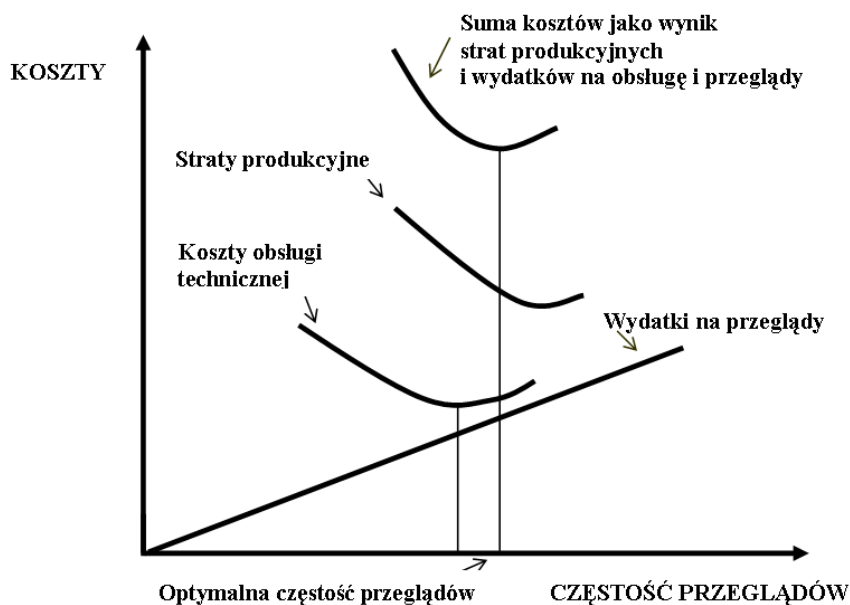
Na rys. 13.1. i rys. 13.2. przedstawiono koszty utrzymania w czasie użytkowania maszyny i ich zależność od częstości przeglądów. Wszystkie maszyny wykorzystywane w procesie produkcyjnym powinny być uwzględnione w programie technicznej obsługi maszyn w zależności od ich stanu. Jeśli przeliczyć koszty zakupu urządze-



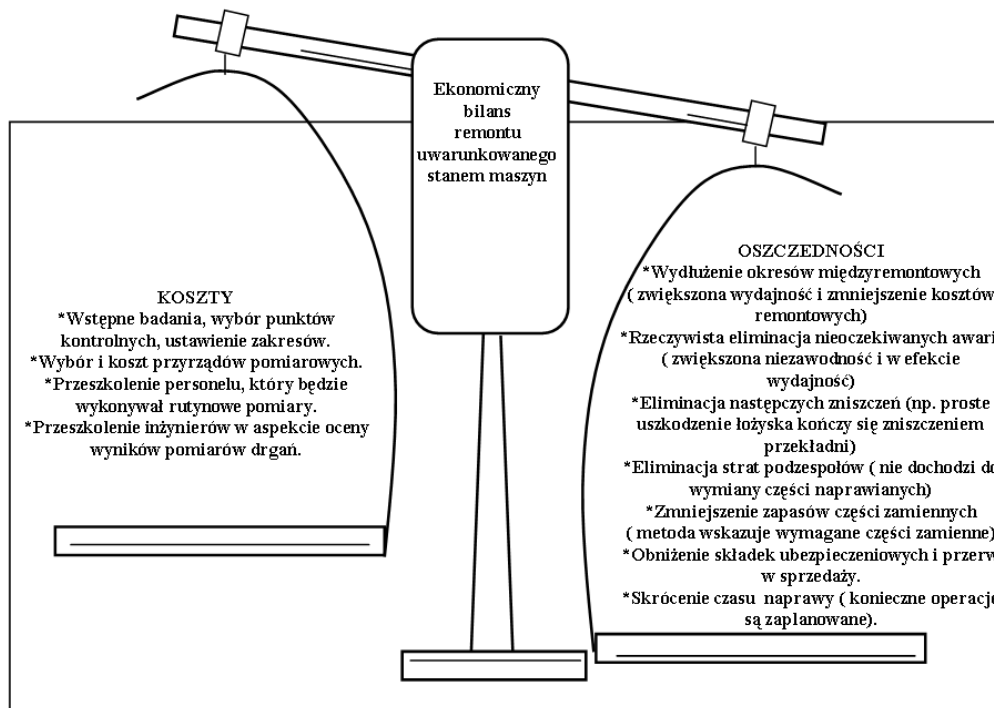
nia pomiarowego na liczbę punktów pomiarowych, to okaże się, że są one stosunkowo niskie. Rys. 13.3. przedstawia przykładowy bilans ekonomiczny remontu uwarunkowanego stanem maszyny [22, 23, 24, 25, 26, 28, 31, 173].



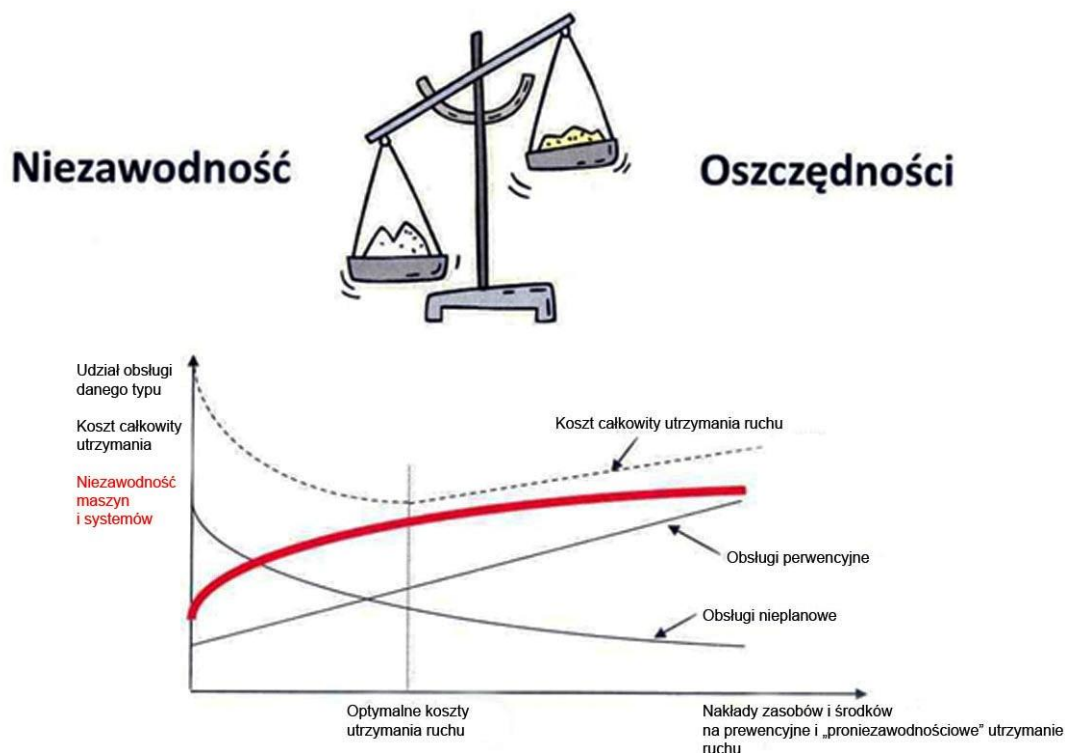
Rys. 13.1. Kształtowanie się kosztów utrzymania w czasie użytkowania maszyny [173]



Rys. 13.2. Kształtowanie się kosztów utrzymania maszyn w zależności od częstości przeglądów [171]



Rys. 13.3. Bilans ekonomiczny remontu uwarunkowanego stanem maszyny [22, 23, 24, 25, 26, 28, 31]



Rys. 13.4. Niezwadność pracy maszyn a koszty utrzymania ruchu – w poszukiwaniu „równowagi” [62]

Tabela 13.1. Korzyści z prowadzenia diagnostyki wibroakustycznej w przemyśle [66]

KORZYŚCI		SPOSÓB, W JAKI MOŻNA KORZYŚCI OSIĄGNAĆ	
		Predykcja awarii	Lepsza znajomość maszyn
BEZPIECZEŃSTWO	Zmniejszona liczba wypadków spowodowanych przez maszyny	Umożliwia bezpieczne wyłączenie z ruchu, jeśli natychmiastowe zatrzymanie jest niemożliwe	Alarm układu nadzoru jest wystarczającym powodem wyłączenia. Jeśli natychmiastowe zatrzymanie jest możliwe
	Zmniejszone zagrożenie zdrowia personelu przez drgania i hałas	Umożliwia wycofanie personelu ze strefy zagrożonej awarią	Unika się niepotrzebnych wydatków na dodatkowe zmniejszenie drgań i hałasu
WYDAJNOŚĆ - EFEKTYWNOŚĆ	Zwiększona dyspozycyjność maszyn	Dłuższy czas eksploatacji	Umożliwia uniknięcie strat z tytułu nieplanowanego wyłączenia z ruchu
		Krótszy czas eksploatacji	Umożliwia zatrzymanie ruchu na czas, bez uszkodzeń i zniszczeń wydłużających czas remontu. Umożliwia przystąpienie brygady remontowej do pracy z odpowiednimi częściami zapasowymi już w chwili zatrzymania ruchu
	Zwiększona wydajność produkcji	Pozwala na planowanie wydajności w czasie	Umożliwia ponad dwukrotne zwiększenie przebiegu międzyremontowego. Jeśli to jest konieczne, pozwala na eksploatację bez planowanego remontu
JAKOŚĆ	Lepsza jakość wyrobów i usług		Zmniejsza czas badania stanu maszyny po zatrzymaniu i przyspiesza podjęcie właściwych działań remontowych
			Umożliwia eksploatację pewnych maszyn przy zwiększonym obciążeniu lub prędkości. Pozwala wykryć zmniejszenie sprawności maszyn lub zwiększony pobór energii
		Umożliwia zaawansowane planowanie dla uniknięcia przerw w dostawach dla nabywcy produktów lub usług, a tym samym podwyższa dobrą reputację producenta	Umożliwia zmniejszenie liczby wybrakowanych wyrobów lub zmniejszenie liczby usług na poziomie niższym od obowiązujących norm

### 13.2. Koszty poniesione w wyniku nieprzewidzianej awarii zespołów maszynowych

W tabeli 13. 2 przedstawiono zestawienie strat finansowych w poszczególnych rodzajach przemysłu w USA, strat spowodowanych przestoje w produkcji w wyniku nieoczekiwanej awarii maszyn [177, 209].

Tabela 13. 2. Zestawienie strat finansowych w poszczególnych rodzajach przemysłu w USA, spowodowanych przestoje w produkcji w wyniku nieoczekiwanej awarii maszyn [177]

RODZAJ PRZEMYSŁU	UŚREDNIONE STRATY ZA 1 GODZ. PRZESTOJU W PRODUKCJI, WYNIKAJĄCE Z NIEOCZEKIWANEJ AWARII MASZYN
Hutniczy	10 000 \$
Papierniczy	10 000 \$
Spożywczy	500 \$
Energetyczny Blok 600 MW	15 000 \$
Lakiernia w fabryce samochodów	1 000 000 \$
Petrochemia	Kilka milionów \$

Jak widać z powyższej tabeli dla przemysłu energetycznego straty finansowe wynikające z nieplanowanego przestoju bloku o mocy 600 MW w wyniku nieoczekiwanej awarii, wynoszą 15 000 \$/h.

#### ■ Awaryjny postój bloku spowodowany uszkodzeniem napędów pomp cyrkulacyjnych [139]

Dzięki materiałom udostępnionym przez jedną z krajowych elektrowni autor miał możliwość przeanalizować koszty uszkodzenia napędów pomp cyrkulacyjnych.

Na poziom kosztów wpłynęły:

- koszt nieplanowego zakupu energii elektrycznej z Rynku Bilansującego: **203,7 tys. PLN**,
- koszt z systemu obliczania strat i kosztów rozruchowych: **94 tys. PLN**,
- koszt dodatkowego mazutu: **3,2 tys. PLN**,
- koszt remontu pompy: **1.109,45 tys. PLN**,

- szacowany koszt remontu pompy: **1.110,00 tys. PLN.**

Razem: **2.520,35 tys. PLN.**

- **Awaryjne wyłączenie turbozespołu w wyniku nagłego wzrostu drgań bezwzględnych łożysk [139]**

W innej elektrowni krajowej z powodu nagłego wzrostu drgań łożysk turbozespołu i awaryjnego odstawienia bloku elektrownia poniosła koszty łączne w wysokości: **3.151,90 tys. PLN.** Koszty te nie uwzględniają nakładów na przewidywany remont uszkodzonego wkładu turbiny.

Na poziom kosztów wpłynęły:

- koszt nieplanowego zakupu energii elektrycznej z Rynku Bilansującego: **1.904,30 tys. PLN,**
- koszt z systemu obliczania strat i kosztów rozruchowych: **220,80 tys. PLN,**
- koszty dodatkowego mazutu: **12,20 tys. PLN,**
- koszt prac remontowych i adaptacyjnych: **999,60 tys. PLN,**
- koszt części i materiałów z zakresu układów pomiarowych: **15,00 tys. PLN.**

Dodatkowo, w wyniku awarii turbozespołu, elektrownia utraciła korzyści z tytułu niesprzedanej, zgodnie z planem, energii elektrycznej w wysokości: **9.870,01tys. PLN.** Konieczność wykonania szerokiego zakresu prac remontowych w ograniczonym czasie wymagała zaangażowania pracowników do pracy w godzinach nadliczbowych. W sumie w związku z awarią turbozespołu wygenerowano **427 godzin nadliczbowych.**

- **Uszkodzenie uszczelnień mechanicznych wału oraz zablokowanie wkładu wirnikowego pompy głównej turbopompy [139]**

W jednej z elektrowni krajowych autor miał możliwość przeanalizowania kosztów uszkodzeń uszczelnień mechanicznych wału oraz zablokowania wkładu wirnikowego turbopompy.

W związku z powyższym zakłóceniem elektrownia poniosła:

- koszty nieplanowego zakupu energii elektrycznej z Rynku Bilansującego w wysokości **530,30 tys. PLN,**
- koszty wymienionych części zamiennych: **87,45 tys. PLN,**
- koszty poniesione na zakup części, które są konieczne do odbudowania stanu magazynowego sprzed awarii: **300,35 tys. PLN,**
- koszty za usługi firm obcych: **515,36 tys. PLN,**
- koszty godzin nadliczbowych przepracowanych przy usuwaniu awarii agregatu przez służby remontowe własne: **88,64 tys. PLN.**

Całkowity koszt zakłóceń wynosi: **1.522,10 PLN + koszt zakupu korpusu PG.**

### **13.3. Nakłady poniesione na system nadzoru zespołu maszyn**

W związku z przedstawionymi powyżej kosztami nieprzewidzianej awarii autor analizował oferty znanych firm na rynku dotyczące systemów nadzoru maszyn.

Przedmiotem oferty jednej ze znanych firm działającej na terenie kraju jest implementacja platformy sprzętowej i programowej do wizualizacji i archiwizacji danych dotyczących stanu dynamicznego turbozespołu- Platformy Diagnostycznej.

Platforma wykorzystuje istniejące sygnały analogowe z szafy pomiarów specjalnych pracujących w elektrowni. Umożliwia integrację na wspólnej platformie aplikacyjnej zadań związanych z monitoringiem maszyn wirnikowych, zarządzaniem danymi, analizą danych (diagnostyką), raportowaniem i wymianą danych z systemami zewnętrznymi.

<b>OPIS (część handlowa)</b>	
<b>Procesor komunikacyjny</b>	√
<b>Oprogramowanie diagnostyczne systemu</b> <b>Serwer systemu</b>	√
<b>Przenośny system do gromadzenia danych</b> <b>16 kanałów oraz znacznik fazy</b>	√
<b>Komputer przenośny dla systemu</b>	√
<b>Prace serwisowe:</b> <b>Konfiguracja procesora komunikacyjnego</b> <b>Konfiguracja systemu diagnostycznego</b> <b>Optymalizacja systemu diagnostycznego</b>	√
<b>Szafa obiektowa na procesor komunikacyjny i serwer systemu diagnostycznego</b>	√
<b>Adaptacja istniejącego systemu dla potrzeb procesora komunikacyjnego i systemu diagnostycznego</b>	√
<b>5- dniowe szkolenie na obiekcie</b>	√
<b>ŁĄCZNA KWOTA</b>	<b>375 000 PLN</b>

Rys. 13.4. Oferta jednej ze znanych firm krajowych na instalację Platformy Diagnostycznej turbozespołu – bez podatku VAT [139]

Nakłady jakie należy ponieść na efektywny system nadzoru turbozespołu z ewentualnymi kosztami które mogą wystąpić w wyniku nieoczekiwanej awarii są stosunkowo niewielkie.

Zapobieżenie jednej poważniejszej awarii turbozespołu **zwraca trzykrotnie poniesione nakłady.**

## 14. ANALIZA WSKAŹNIKÓW NIEZAWODNOŚCIOWYCH I EKSPLOATACYJNYCH W ELEKTROWNIACH

Obecnie w elektroenergetyce w Polsce poza Głównym Urzędem Statystycznym praktycznie nie funkcjonują dobrowolne, centralne systemy gromadzenia i przetwarzania danych technicznych i ekonomicznych. Wyjątkiem w tym zakresie jest utrzymywany w Agencji Rynku Energii S.A. system gromadzenia i przetwarzania danych o awaryjności bloków energetycznych 120 – 500 MW. System ten obejmuje 113 bloków energetycznych o łącznej mocy stanowiącej ok. 2/3 zdolności wytwórczej krajowego systemu elektroenergetycznego.

Z analizy statystyki awaryjności krajowych bloków energetycznych wynika, że następuje systematyczna poprawa wskaźników niezawodności jednostek wytwórczych w elektrowniach z blokami o mocy zainstalowanej od 120 do 500 MW.

Najniższą awaryjność FOR odnotowano dla bloków o zainstalowanej mocy 360 MW, najwyższą bloki o mocy 200 MW na węgiel brunatny i dwa bloki 500 MW. Najwyższą dyspozycyjność AF osiągnęły nowoczesne bloki o mocy 360 MW, zaś najniższą odnotowano dla bloków o mocy 200 MW na węgiel brunatny i bloki o mocy 500 MW, które od początku sprawiały duże problemy eksploatacyjne.

Krajowe bloki energetyczne, za wyjątkiem bloków o mocy zainstalowanej 500 MW, mają zbliżoną do zachodnich dyspozycyjność AF i czasami niższą awaryjność FOR i FOF, wyższy wskaźnik remontów planowych SOF, co potwierdza **znaczenie właściwej diagnostyki technicznej i optymalizacji remontów dla ograniczenia czasu postojów bloku energetycznego.**

### 14.1. Wskaźniki niezawodnościowe i eksploatacyjne krajowych bloków energetycznych

Wskaźniki eksploatacyjne umożliwiają dokonanie oceny awaryjności, dyspozycyjności i niezawodności krajowych bloków energetycznych. Obliczenia wykonuje się dla bloków energetycznych, o mocach jednostkowych, co najmniej 120 MW, w elektrowniach ciepłych i dużych bloków ciepłowniczych za odpowiedni okres. Dla każdego bloku oraz grup bloków obliczane są następujące parametry: czas ruchu, czas postojów w rezerwie, czas postojów w remoncie (kapitałnym, średnim, bieżącym, awaryjnym), liczba odstawień do (rezerwy, remontu kapitałnego, średniego, bieżącego, awaryjnego), z których wyliczane są następujące wskaźniki: remontów planowych, dyspozycyjności, awaryjności, stopnia wykorzystania mocy zainstalowanej, stopnia użytkowania mocy osiągalnej, udziału czasu awarii w czasie kalendarzowym, wykorzystania czasu kalendarzowego oraz średniego czasu ruchu.

W pierwszej kolejności obliczane są następujące wielkości:

- $T_p$  – czas pracy bloku lub grupy bloków w rozpatrywanym okresie,
- $T_r$  – czas postojów bloku lub grupy bloków w rezerwie w rozpatrywanym okresie,
- $T_{kp}$  – czas postojów bloku lub grupy bloków w remoncie kapitałnym,
- $T_s$  – czas postojów bloku lub grupy bloków w remoncie średnim,
- $T_b$  – czas postojów bloku lub grupy bloków w remoncie bieżącym,
- $T_a$  – czas postojów bloku lub grupy bloków w remoncie awaryjnym,

- $T_k$  – czas okresu, za który wykonywane są obliczenia (miesięcznie, kwartalnie, rocznie),
- $L_r$  – liczba postojów w rezerwie,
- $L_{kp}$  – liczba postojów w remoncie kapitalnym,
- $L_s$  – liczba postojów w remoncie średnim,
- $L_b$  – liczba postojów w remoncie bieżącym,
- $L_a$  – liczba postojów w remoncie awaryjnym,
- $L_w$  – liczba wszystkich postojów.

Do obliczeń wykorzystujemy ponadto poniższe dane:

- $A_n$  – wyprodukowana energia elektryczna,
- $P_z$  – moc zainstalowana,
- $P_{os}$  – moc osiągalna.

Na podstawie wyżej wymienionych wielkości obliczane są następujące wskaźniki [139]:

■ **wskaźnik dyspozycyjności**

$$AF = \frac{T_p + T_r}{T_k} 100 \quad (14.1)$$

$AF = (\text{czas pracy} + \text{czas postojów w rezerwie} / \text{czas okresu}) \times 100$

■ **udział czasu awarii w czasie kalendarzowym**

$$FOF = \frac{T_a}{T_k} 100 \quad (14.2)$$

$FOF = (\text{czas postojów awaryjnych} / \text{czas okresu}) \times 100$

■ **wskaźnik awaryjności**

$$FOR = \frac{T_a}{T_p + T_a} 100 \quad (14.3)$$

$FOR = (\text{czas postojów awaryjnych} / \text{czas pracy} + \text{czas postojów awaryjnych}) \times 100$

■ **wskaźnik wykorzystania mocy zainstalowanej**

$$GCF = \frac{A_n}{T_k P_z} 100 \quad (14.4)$$



GCF = (wyprodukowana energia elektryczna / czas okresu x moc zainstalowana) x 100

■ **wskaźnik użytkowania mocy osiągalnej**

$$GOF = \frac{A_n}{T_p P_{os}} 100 \quad (14.5)$$

GOF = (wyprodukowana energia elektryczna / czas pracy x moc osiągalna) x 100

■ **wskaźnik remontów planowych**

$$SOF = \frac{T_{kp} + T_s + T_b}{T_k} 100 \quad (14.6)$$

SOF = (czas postojów w remoncie: kapitalnym, średnim, bieżącym / czas okresu) x 100

■ **wskaźnik wykorzystania czasu kalendarzowego**

$$SF = \frac{T_p}{T_k} 100 \quad (14.7)$$

SF = (czas pracy / czas okresu) x 100,

■ **średni czas ruchu (obliczeniowy)**

$$ART = \frac{T_p}{L_w} \quad (14.8)$$

ART = czas pracy/liczba postojów ogółem.

## **14.2. Analiza awaryjności maszyn w krajowych elektrowniach**

W jednej z krajowych elektrowni autor przeanalizował awaryjność, dyspozycyjność, czasy awarii i remontów zespołów maszynowych od 1973 do 2000 roku pracy elektrowni [139]. Poszczególne bloki energetyczne, każdy po 200 MW zostały przekazane do eksploatacji w następujących terminach:

blok nr 1	-	1972-12-31
blok nr 2	-	1973-05-31
blok nr 3	-	1973-10-20
blok nr 4	-	1974-01-31
blok nr 5	-	1978-02-25
blok nr 6	-	1978-06-30
blok nr 7	-	1978-10-31
blok nr 8	-	1978-12-30

Moc zainstalowana i osiągalna według stanu na dzień 2000-12-31 wynosiła 1745 MW.

Analizowany okres ruchu elektrowni (28 lat) charakteryzuje się wdrażaniem diagnostyki zespołów maszynowych w utrzymaniu ruchu maszyn i stopniowym odchodzeniem od prowadzenia remontów zapobiegawczych warunkowanych czasem na rzecz remontów warunkowanych stanem maszyny. Dodatkowo w latach 1992 – 1994 zainstalowano system ciągłego monitorowania i diagnostyki dla maszyn krytycznych.

Poniżej przedstawiono tabelarycznie (tabela 13.2) czas remontów, czas awarii, awaryjność i dyspozycyjność poszczególnych bloków energetycznych.

Tabela 14.2. Awaryjność, dyspozycyjność, czas awarii i remontów w jednej z krajowych elektrowni bloków 1 – 8 [139]

Rok	Wyszczególnienie	jednostki	1	2	3	4	5	6	7	8
1973	Czas remontów	h	788	284	174	0	0	0	0	0
	Czas awarii	h	1 400	392	240	0	0	0	0	0
	Awaryjność	%	10,0	15,7	8,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	Dyspozycyjność	%	75,0	82,3	76,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1974	Czas remontów	h	1 288	1 433	1 232	711	0	0	0	0
	Czas awarii	h	703	266	279	860	0	0	0	0
	Awaryjność	%	9,3	3,6	3,7	11,7	0,0	0,0	0,0	0,0
	Dyspozycyjność	%	77,3	80,0	82,7	80,5	0,0	0,0	0,0	0,0
1975	Czas remontów	h	1 599	783	1 062	760	0	0	0	0
	Czas awarii	h	474	406	363	737	0	0	0	0
	Awaryjność	%	6,7	5,1	4,7	9,2	0,0	0,0	0,0	0,0
	Dyspozycyjność	%	76,3	86,4	83,7	82,9	0,0	0,0	0,0	0,0
1976	Czas remontów	h	744	1 750	1 683	226	0	0	0	0
	Czas awarii	h	425	551	724	1 046	0	0	0	0
	Awaryjność	%	5,3	7,8	10,2	12,2	0,0	0,0	0,0	0,0
	Dyspozycyjność	%	86,7	73,8	72,6	85,5	0,0	0,0	0,0	0,0
1977	Czas remontów	h	1 551	736	640	1 676	0	0	0	0
	Czas awarii	h	863	369	367	160	0	0	0	0
	Awaryjność	%	12,0	4,6	4,5	2,3	0,0	0,0	0,0	0,0
	Dyspozycyjność	%	72,4	87,4	88,5	79,1	0,0	0,0	0,0	0,0
1978	Czas remontów	h	940	686	738	402	464	532	489	0
	Czas awarii	h	648	304	695	872	418	475	0	0
	Awaryjność	%	8,3	3,8	8,7	10,4	6,0	11,9	0,0	0,0
	Dyspozycyjność	%	81,9	88,7	83,6	85,5	87,0	77,7	66,7	100,0
1979	Czas remontów	h	1 342	1 577	737	1 296	893	725	359	1 504
	Czas awarii	h	393	77	288	596	330	506	537	514
	Awaryjność	%	5,4	1,1	3,7	8,1	4,2	6,3	6,4	7,1
	Dyspozycyjność	%	80,2	81,1	88,3	78,4	86,0	85,9	89,8	77,0
1980	Czas remontów	h	872	649	1 308	827	1 372	1 637	880	1 340
	Czas awarii	h	1 204	582	338	476	450	476	535	634
	Awaryjność	%	15,3	7,4	4,7	6,2	6,3	6,7	7,0	8,7
	Dyspozycyjność	%	76,4	86,0	81,3	85,2	79,3	75,9	83,9	77,5

Tabela 14.2. Awaryjność, dyspozycyjność, czas awarii i remontów w jednej z krajowych elektrowni bloków 1 – 8 [139], c.d.

Rok	Wyszczególnienie	jednostki	1	2	3	4	5	6	7	8
1981	Czas remontów	h	1 086	1 617	1 228	1 821	860	1 105	967	387
	Czas awarii	h	3 495	309	396	183	528	314	508	435
	Awaryjność	%	47,0	4,5	5,3	2,8	7,1	4,2	6,7	5,3
	Dyspozycyjność	%	47,7	78,0	81,5	77,1	84,2	83,8	83,2	90,6
1982	Czas remontów	h	6 555	1 139	1 068	1 047	1 464	754	1 084	1 131
	Czas awarii	h	1 104	1 082	51	104	406	203	218	136
	Awaryjność	%	50,1	14,2	0,7	1,3	5,6	2,5	2,8	1,8
	Dyspozycyjność	%	12,6	74,6	87,2	86,9	78,6	89,1	85,1	85,5
1983	Czas remontów	h	835	885	1 135	1 516	1 018	1 587	1 450	1 553
	Czas awarii	h	794	404	171	217	225	181	178	277
	Awaryjność	%	10,0	5,2	2,3	3,0	2,9	2,5	2,4	3,9
	Dyspozycyjność	%	81,4	85,3	85,1	80,2	85,8	79,8	81,4	79,1
1984	Czas remontów	h	3 335	1 336	1 591	1 163	825	872	779	577
	Czas awarii	h	138	289	200	534	100	136	135	197
	Awaryjność	%	2,5	3,9	2,8	7,0	1,3	1,7	1,7	2,4
	Dyspozycyjność	%	60,5	81,5	79,6	80,7	89,5	88,5	89,6	91,2
1985	Czas remontów	h	656	3 292	967	1 312	1 503	1 182	565	950
	Czas awarii	h	137	2	94	210	231	150	213	176
	Awaryjność	%	1,7	0,0	1,2	2,8	3,2	2,0	2,6	2,3
	Dyspozycyjność	%	90,9	62,4	87,9	82,6	80,2	84,8	91,1	87,1
1986	Czas remontów	h	1 243	776	872	3 382	831	1 031	1 586	945
	Czas awarii	h	202	209	157	163	52	153	5	282
	Awaryjność	%	2,8	2,6	2,0	3,1	0,7	2,0	0,1	3,7
	Dyspozycyjność	%	83,5	88,8	88,3	59,5	89,9	86,5	81,8	86,0
1987	Czas remontów	h	1 341	1 077	3 180	1 017	1 362	960	914	1 505
	Czas awarii	h	20	123	0	295	18	278	305	218
	Awaryjność	%	0,3	1,6	0,0	3,9	0,3	3,7	4,1	3,1
	Dyspozycyjność	%	84,5	86,3	63,7	85,0	84,2	85,9	86,1	80,3
1988	Czas remontów	h	2 480	977	1 430	1 331	1 005	1 692	1 105	1 000
	Czas awarii	h	183	116	124	222	2	67	373	21
	Awaryjność	%	2,9	1,5	1,7	3,1	0,0	1,0	5,4	0,3
	Dyspozycyjność	%	69,7	87,5	82,3	82,3	88,5	80,0	83,2	88,4

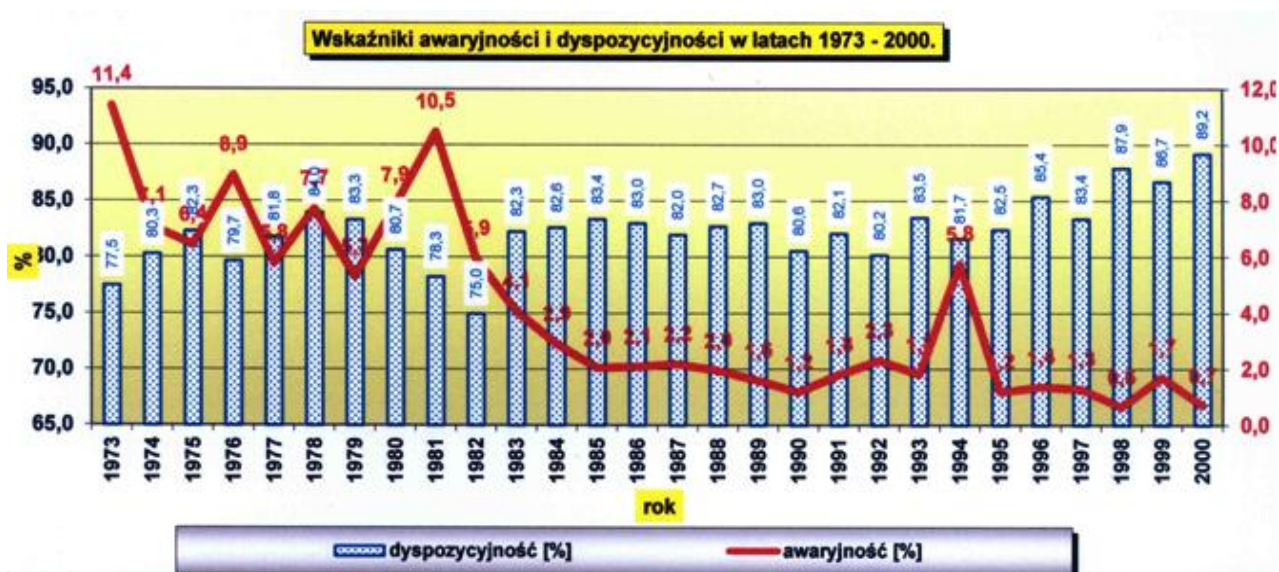
Tabela 14.2. Awaryjność, dyspozycyjność, czas awarii i remontów w jednej z krajowych elektrowni bloków 1 – 8 [139], c.d.

Rok	Wyszczególnienie	jednostki	1	2	3	4	5	6	7	8
1989	Czas remontów	h	1 651	1 632	1 127	1 257	1 730	1 238	1 152	1 193
	Czas awarii	h	186	39	98	68	64	60	239	169
	Awaryjność	%	2,6	0,6	1,3	0,9	0,9	0,8	3,3	2,3
	Dyspozycyjność	%	79,0	80,9	86,0	84,9	79,5	85,2	84,1	84,4
1990	Czas remontów	h	1 503	1 188	1 337	3 095	991	1 544	2 161	1 157
	Czas awarii	h	22	108	11	31	97	54	108	212
	Awaryjność	%	0,3	1,4	0,1	0,6	1,3	0,8	1,7	3,1
	Dyspozycyjność	%	82,6	85,2	84,6	64,3	87,6	81,8	74,1	84,4
1991	Czas remontów	h	1 582	1 012	2 151	1 325	1 294	980	1 353	1 916
	Czas awarii	h	186	48	174	286	175	0	27	32
	Awaryjność	%	2,7	0,6	2,7	4,6	2,8	0,0	0,5	0,6
	Dyspozycyjność	%	79,8	87,9	73,5	81,6	83,2	88,8	84,2	77,8
1992	Czas remontów	h	2 321	2 220	2 084	610	1 436	1 207	1 833	712
	Czas awarii	h	99	77	177	148	229	1	32	362
	Awaryjność	%	1,5	1,2	2,8	2,6	3,8	0,0	0,6	5,6
	Dyspozycyjność	%	72,4	73,9	74,3	91,4	81,0	86,2	74,5	87,8
1993	Czas remontów	h	546	1 003	466	1 773	480	3 774	1 210	1 460
	Czas awarii	h	60	262	120	117	130	19	78	54
	Awaryjność	%	0,9	3,8	1,6	2,4	2,3	0,6	1,4	1,0
	Dyspozycyjność	%	93,1	85,6	93,3	78,4	93,0	56,7	85,3	82,7
1994	Czas remontów	h	1 964	365	538	556	3 601	483	784	1 740
	Czas awarii	h	304	8	460	1 003	107	506	239	193
	Awaryjność	%	5,3	0,1	6,3	15,6	2,6	7,8	3,8	3,6
	Dyspozycyjność	%	74,1	95,7	88,6	82,2	57,7	88,7	88,3	77,9
1995	Czas remontów	h	753	1 371	1 444	4 061	663	1 137	1 376	928
	Czas awarii	h	197	0	36	11	121	102	19	79
	Awaryjność	%	2,7	0,0	0,5	0,4	2,4	1,8	0,3	1,0
	Dyspozycyjność	%	89,2	84,4	83,1	53,5	91,0	85,9	84,1	88,5
1996	Czas remontów	h	525	1 359	1 166	415	1 057	378	3 630	1 051
	Czas awarii	h	47	88	177	35	38	257	9	29
	Awaryjność	%	0,6	1,3	2,5	0,4	1,1	4,9	0,2	0,4
	Dyspozycyjność	%	93,5	83,5	84,7	94,9	87,5	92,8	58,6	87,7
1997	Czas remontów	h	3 551	456	420	645	773	1 239	302	3 610
	Czas awarii	h	23	122	159	3	8	104	43	171
	Awaryjność	%	0,5	1,7	2,0	0,1	0,1	1,9	0,6	3,7
	Dyspozycyjność	%	59,2	93,4	93,4	92,6	91,1	84,7	96,1	56,8

Tabela 14.2. Awaryjność, dyspozycyjność, czas awarii i remontów w jednej z krajowych elektrowni bloków 1 – 8 [139], c.d.

Rok	Wyszczególnienie	jednostki	1	2	3	4	5	6	7	8
1998	Czas remontów	h	1 255	3 187	592	384	1 407	164	290	877
	Czas awarii	h	12	48	137	5	22	53	18	9
	Awaryjność	%	0,2	1,1	1,9	0,1	0,5	1,4	0,2	0,1
	Dyspozycyjność	%	85,5	63,1	91,7	95,6	83,7	97,5	96,5	89,9
1999	Czas remontów	h	377	508	3 086	297	465	2 932	328	572
	Czas awarii	h	29	54	51	107	19	9	178	297
	Awaryjność	%	0,4	0,7	1,0	1,6	0,8	0,3	2,9	4,9
	Dyspozycyjność	%	95,4	93,6	64,2	95,4	94,5	66,4	94,2	90,1
2000	Czas remontów	h	621	252	182	795	2 947	478	1 521	506
	Czas awarii	h	12	13	5	0	55	39	9	167
	Awaryjność	%	0,2	0,3	0,1	0,0	2,4	1,0	0,1	2,2
	Dyspozycyjność	%	92,8	97,0	97,9	91,0	65,8	94,1	82,6	92,3

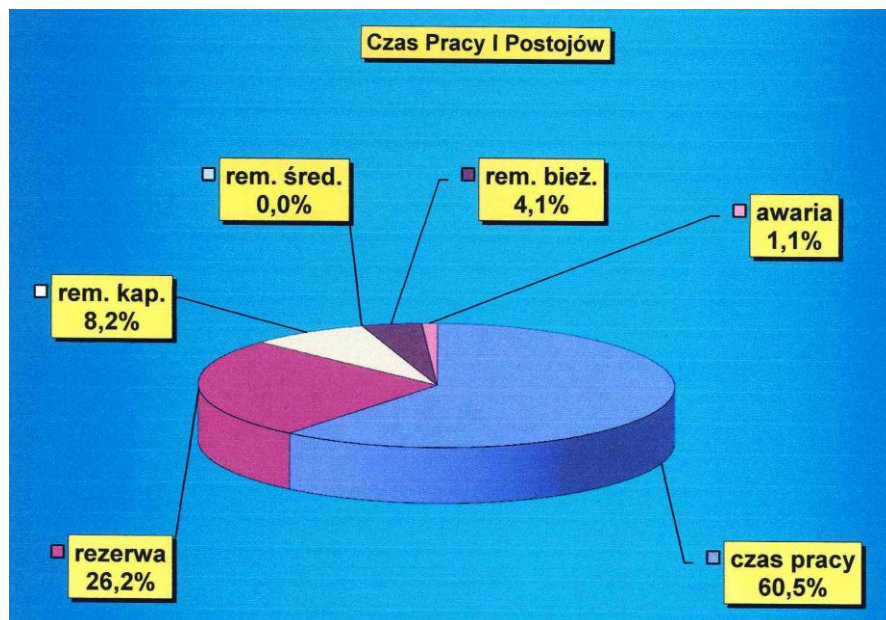
Poniżej przedstawiono wskaźniki awaryjności i dyspozycyjności poszczególnych bloków w latach 1973 – 2000.



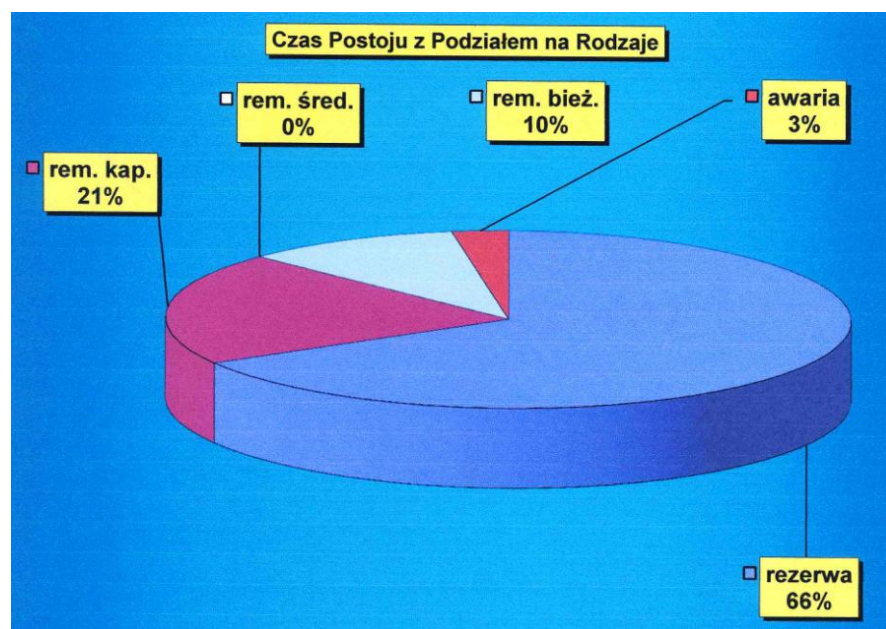
Rys. 14.2. Wskaźniki awaryjności i dyspozycyjności jednej z krajowych elektrowni w latach 1973 - 2000

W pierwszych latach uruchamiania poszczególnych bloków energetycznych wskaźnik awaryjności był stosunkowo wysoki (do 11,4%). Wiązało się to z okresem „inicjacji” poszczególnych bloków i opanowywaniem technologii ruchu bloków. Po tym okresie następuje spadek awaryjności i po stopniowym wdrażaniu diagnostyki w utrzymaniu ruchu zespołów maszynowych wynosi od 1,2 do 2,2%.

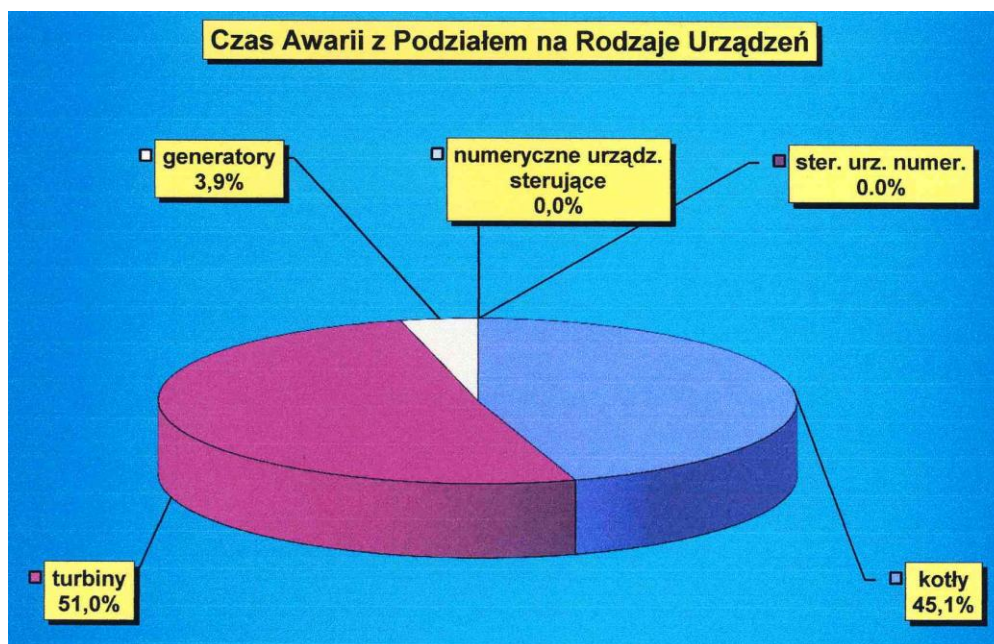
Po zainstalowaniu systemu monitorowania i diagnostyki wskaźnik ten nie przekroczył 1,7%. W 1994 roku nastąpił wzrost omawianego wskaźnika do 5,8%. Wzrost ten wynikał z awaryjnego odstawienia spowodowanego „czynnikami ludzkimi” – podaniem napięcia przez obsługę stacji zasilania na blok stojący w rezerwie, co skutkowało długotrwałym awaryjnym postojem bloku.



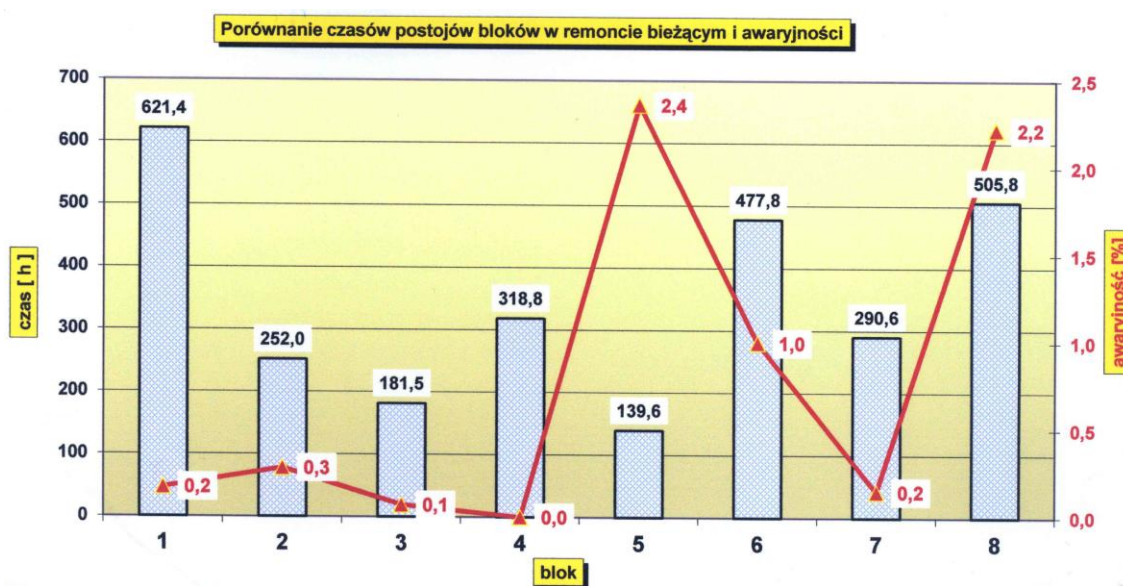
Rys. 14.3. Czas pracy i postojów jednej z krajowych elektrowni



Rys. 14.4. Czas postoju z podziałem na rodzaje w jednej z krajowych elektrowni



Rys. 14.5. Czas awarii z podziałem na rodzaje urządzeń w jednej z krajowych elektrowni

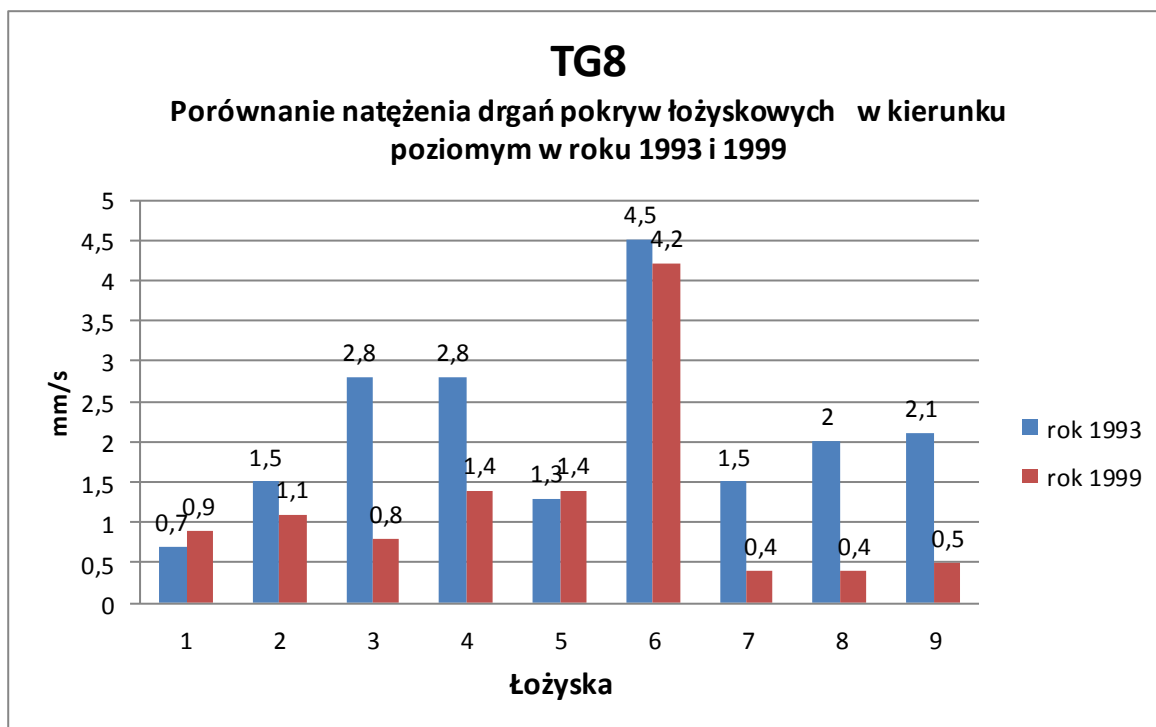


Rys. 14.6. Porównanie czasów postojów w remoncie bieżącym i awaryjności w jednej z krajowych elektrowni

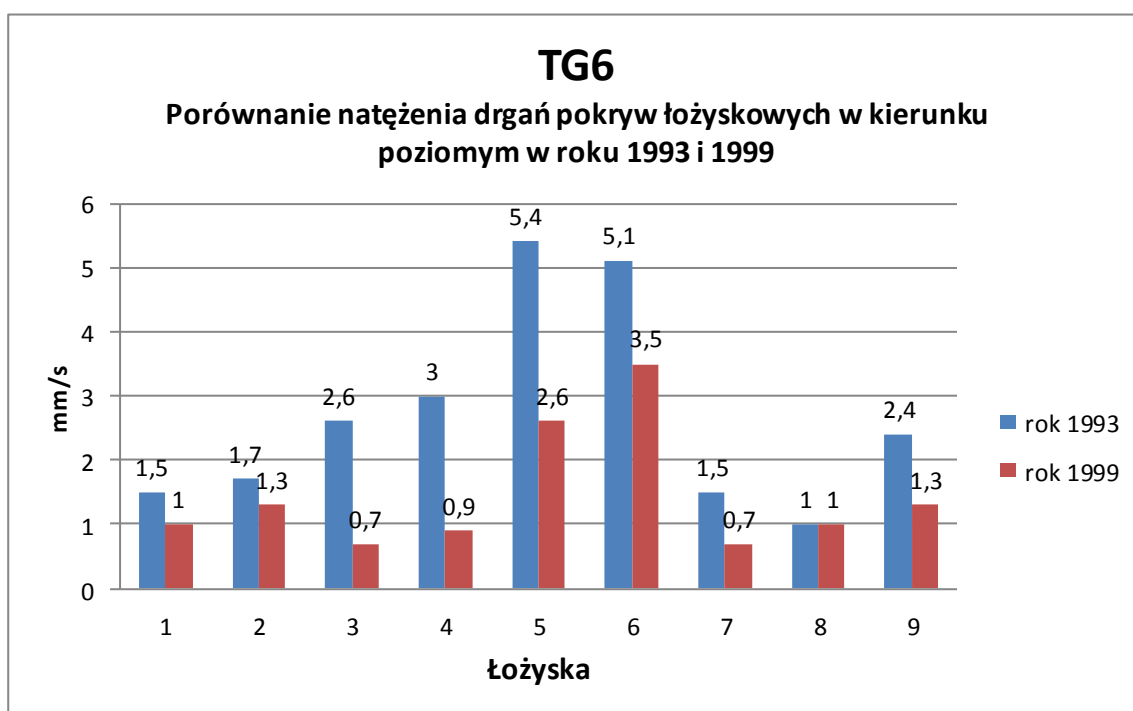
Na rys. 14.3, 14.4, 14.5, 14.6 przedstawiono czas pracy i różnego rodzaju postoje bloków oraz porównanie czasów postojów bloków w remoncie bieżącym ze wskaźnikiem awaryjności.

Poniższe rysunki przedstawiają stan dynamiczny pokryw łożyskowych i wału turbozespołów przed instalacją systemu ciągłego monitorowania i diagnostyki i kilka lat po jego zainstalowaniu.

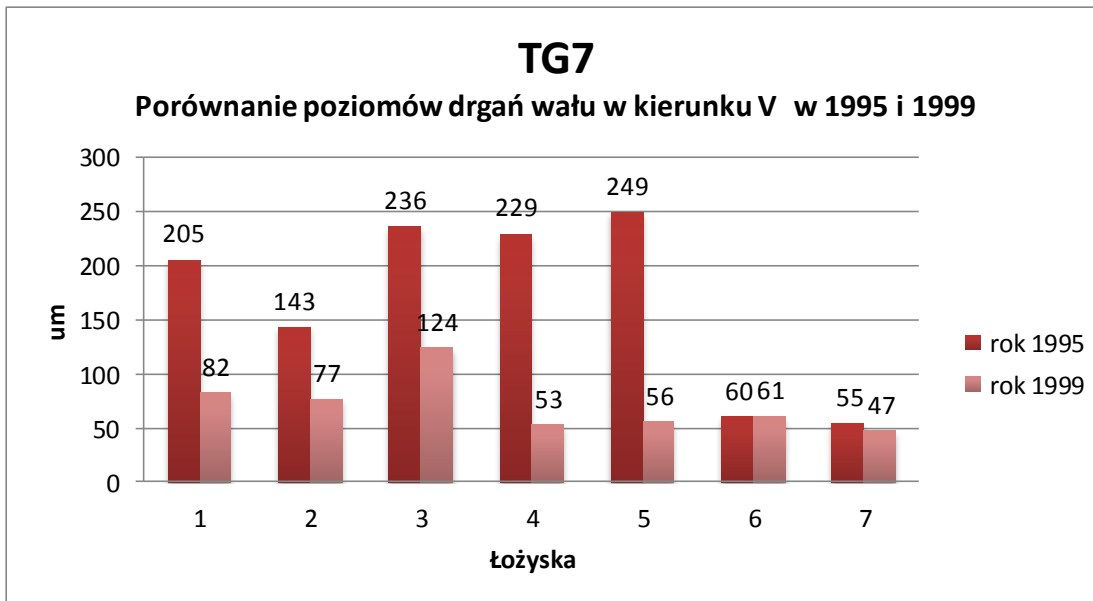




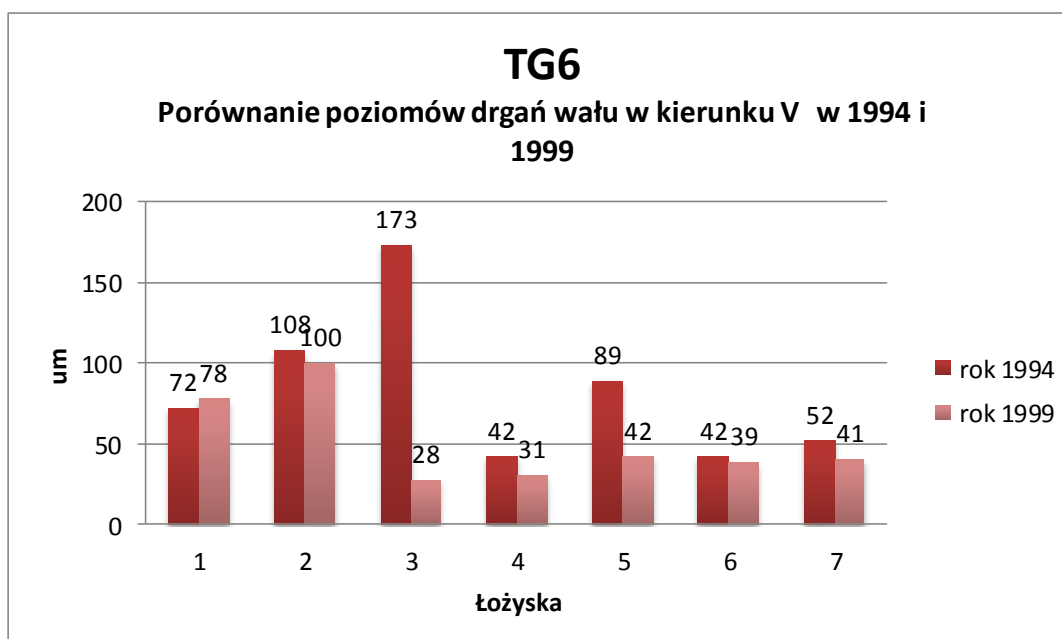
Rys. 14.7. Porównanie dgań pokryw łożyskowych przed zainstalowaniem systemu monitorowania i diagnostyki i po kilku latach po jego instalacji (TG-8)



Rys. 14.8. Porównanie dgań pokryw łożyskowych przed zainstalowaniem systemu monitorowania i diagnostyki i po kilku latach po jego instalacji (TG-6)



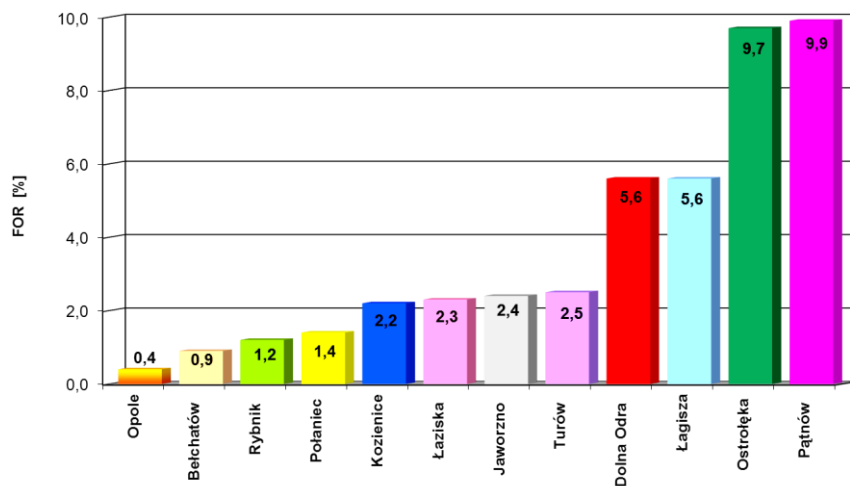
Rys. 14.9. Porównanie dgań wału przed zainstalowaniem systemu monitorowania i diagnostyki i po kilku latach po jego instalacji (TG-7)



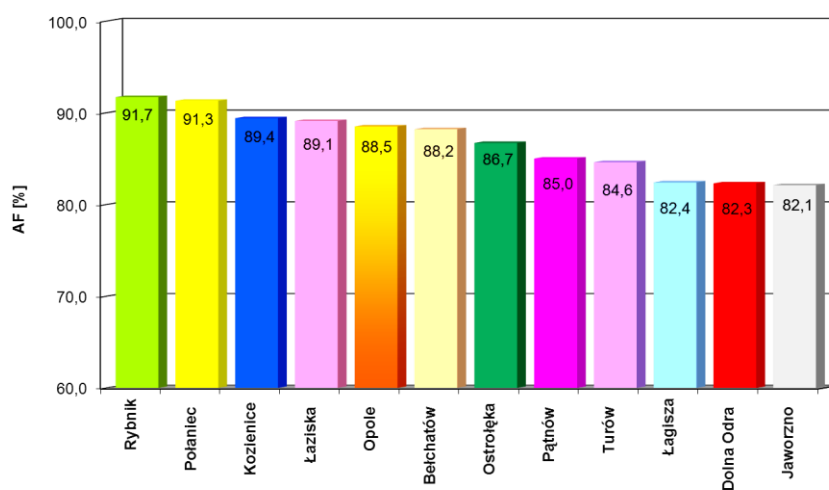
Rys. 14.10. Porównanie dgań wału przed zainstalowaniem systemu monitorowania i diagnostyki i po kilku latach po jego instalacji (TG-6)

Kilka lat po zainstalowaniu systemu ciągłego monitorowania i diagnostyki stan dynamiczny pokryw łożyskowych i wału turboszespołów wyraźnie poprawił się.

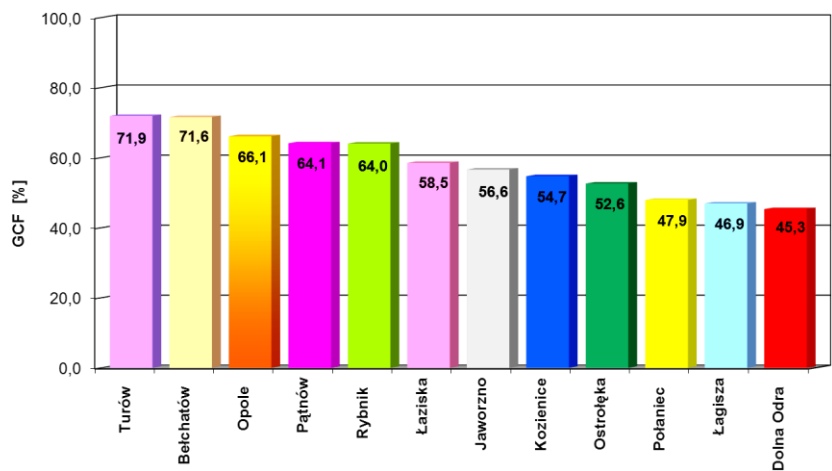
### 14.3. Wskaźniki niezawodnościowe i eksploatacyjne w Elektrowni Opole



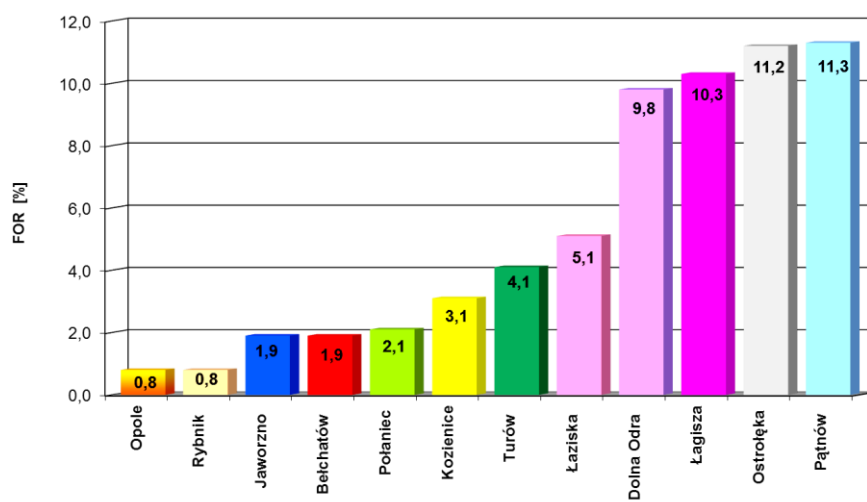
Rys. 14.11. Wskaźnik awaryjności FOR w różnych elektrowniach w 2006 roku



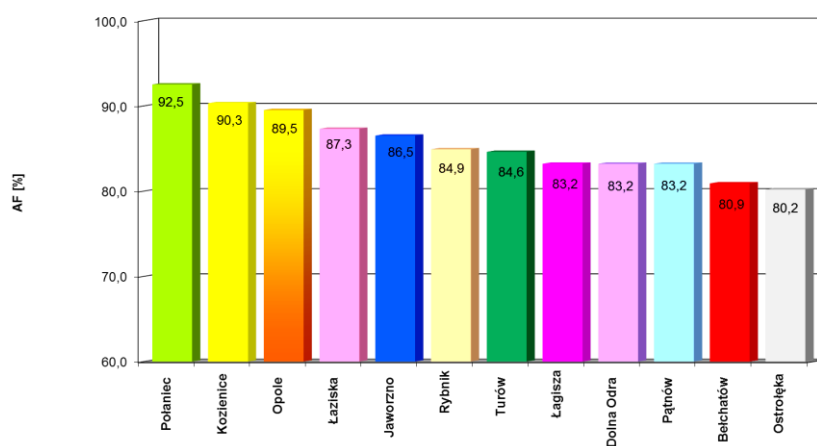
Rys. 14.12. Wskaźnik dyspozycyjności czasowej AF w różnych elektrowniach w 2006 roku



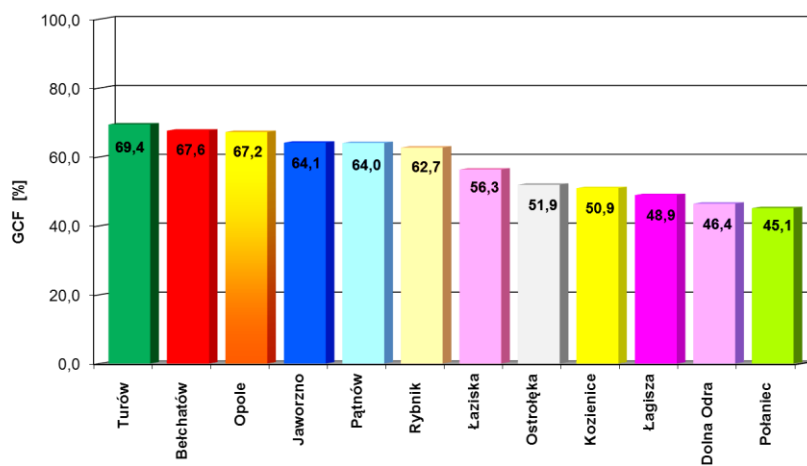
Rys. 14.13. Wskaźnik wykorzystania mocy zainstalowanej GCF w różnych elektrowniach w 2006 roku



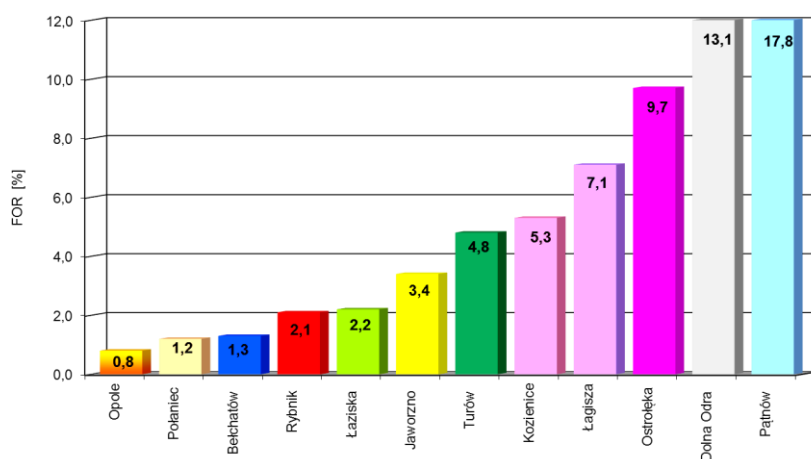
Rys. 14.14. Wskaźnik awaryjności FOR w różnych elektrowniach w 2007 roku



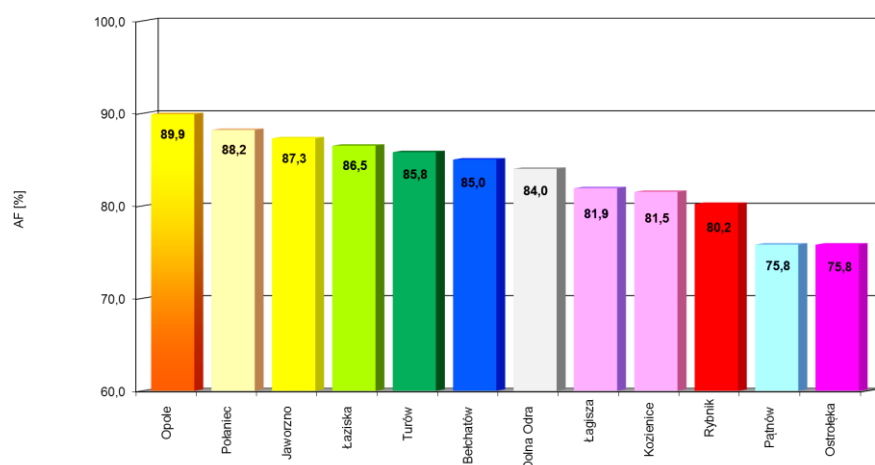
Rys. 14.15. Wskaźnik dyspozycyjności czasowej AF w różnych elektrowniach w 2007 roku



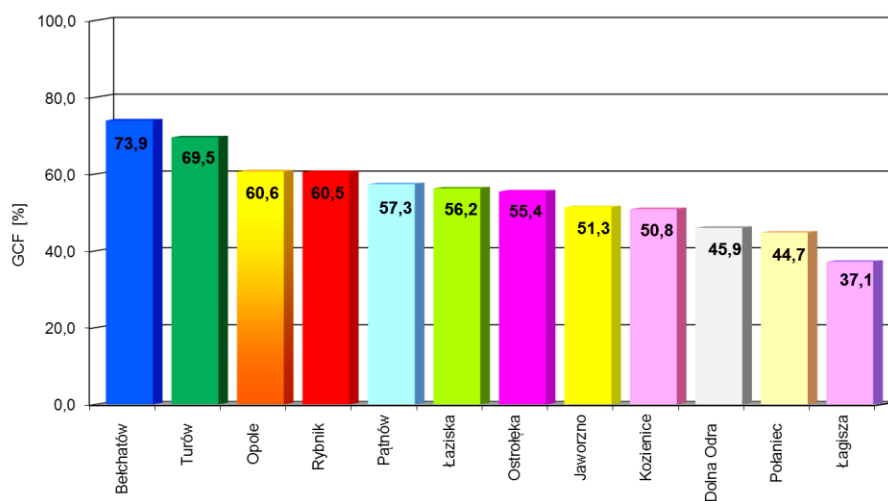
Rys. 1.16. Wskaźnik wykorzystania mocy zainstalowanej GCF w różnych elektrowniach w 2007 roku



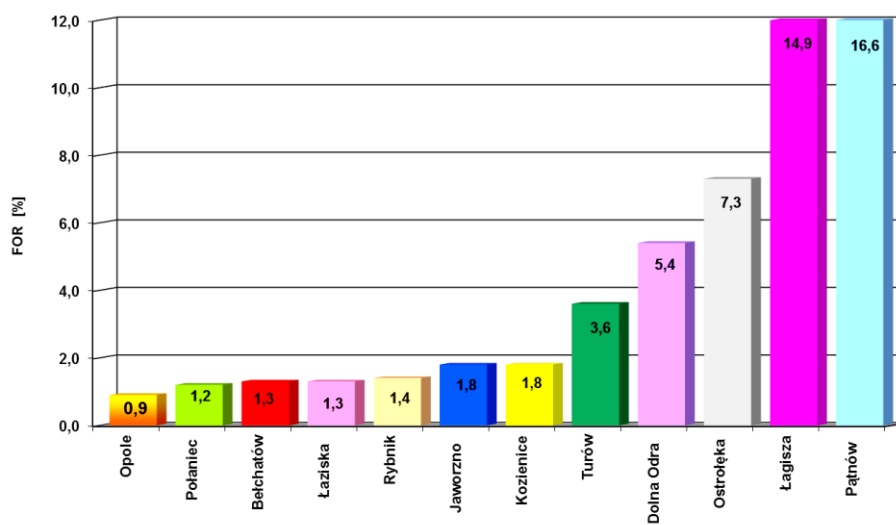
Rys. 14.17. Wskaźnik awaryjności FOR w różnych elektrowniach w 2008 roku



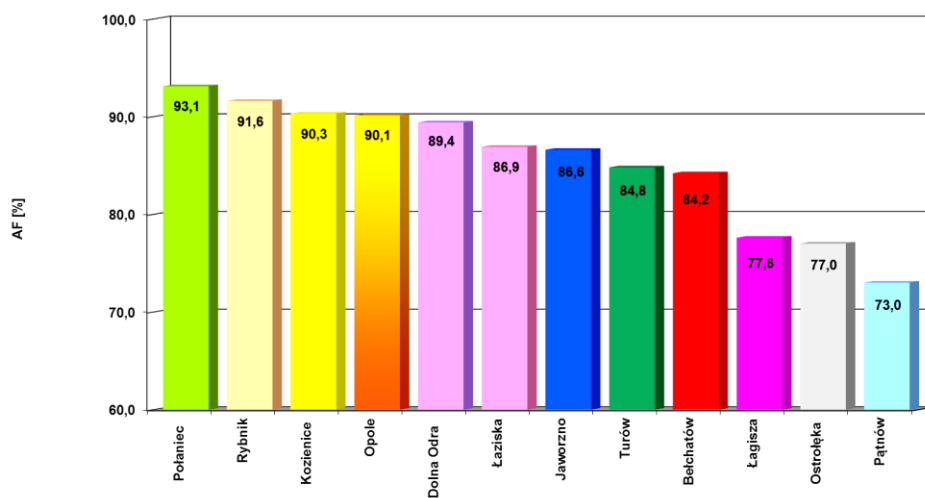
Rys. 14.18. Wskaźnik dyspozycyjności czasowej AF w różnych elektrowniach w 2008 roku



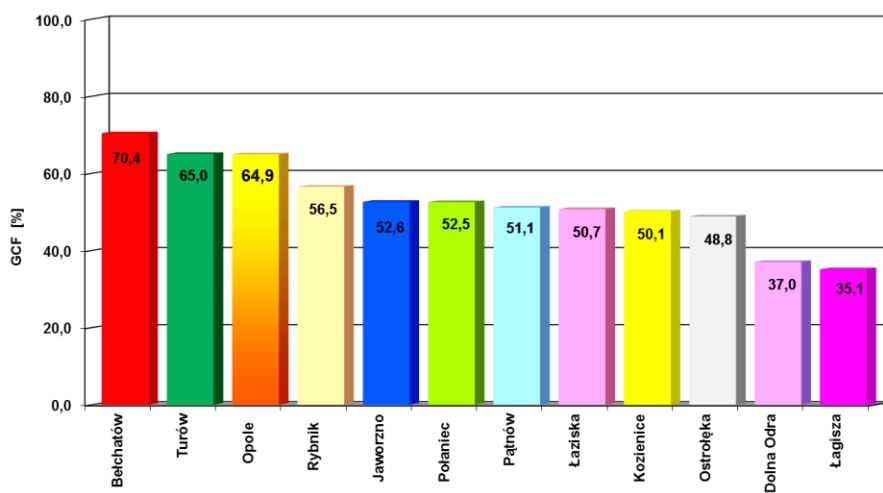
Rys. 14.19. Wskaźnik wykorzystania mocy zainstalowanej GCF w różnych elektrowniach w 2008 roku



Rys. 14.20. Wskaźnik awaryjności FOR w różnych elektrowniach w 2009 roku

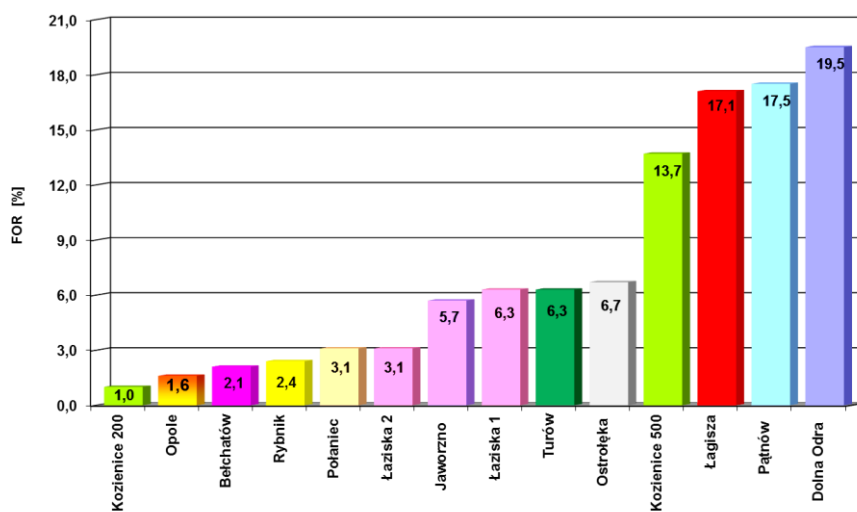


Rys. 14.21. Wskaźnik dyspozycyjności czasowej AF w różnych elektrowniach w 2009 roku

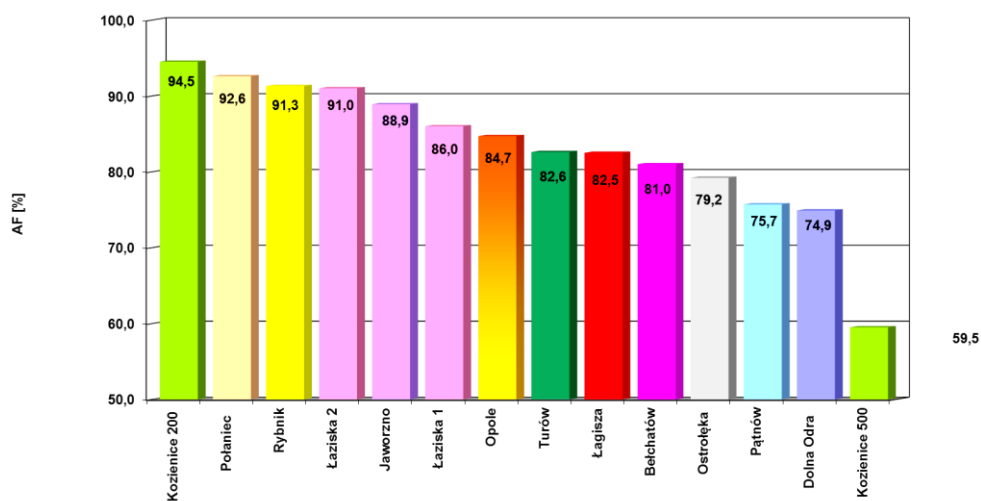


Rys. 14.22. Wskaźnik wykorzystania mocy zainstalowanej GCF w różnych elektrowniach w 2009 roku

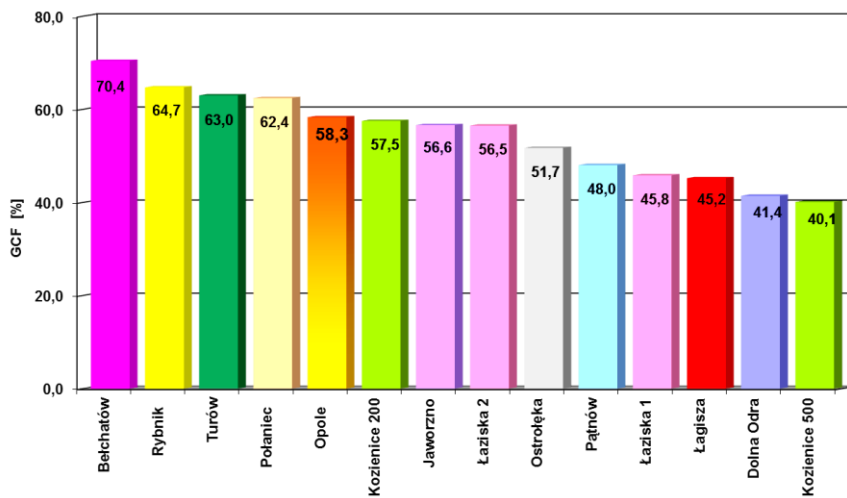




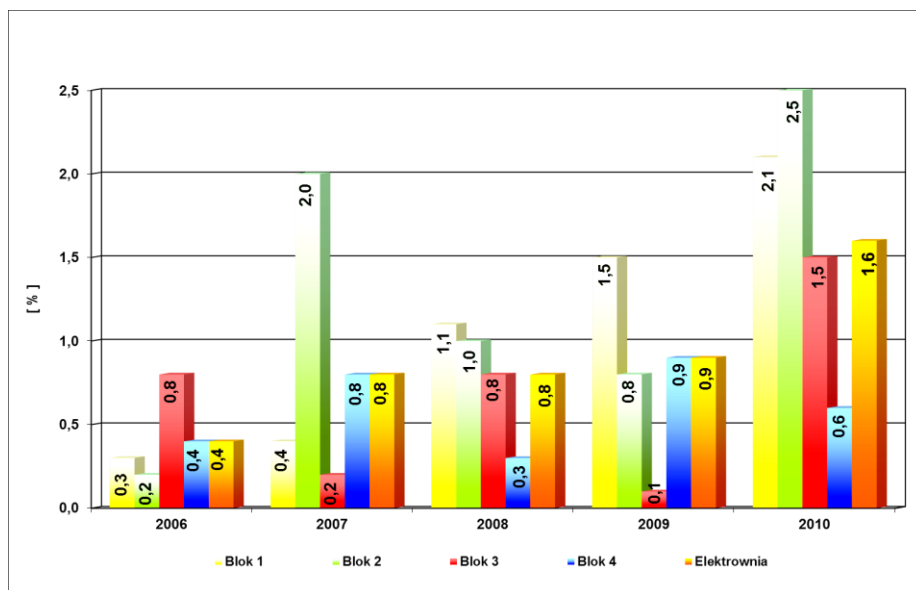
Rys. 14.23. Wskaźnik awaryjności FOR w różnych elektrowniach w 2010 roku



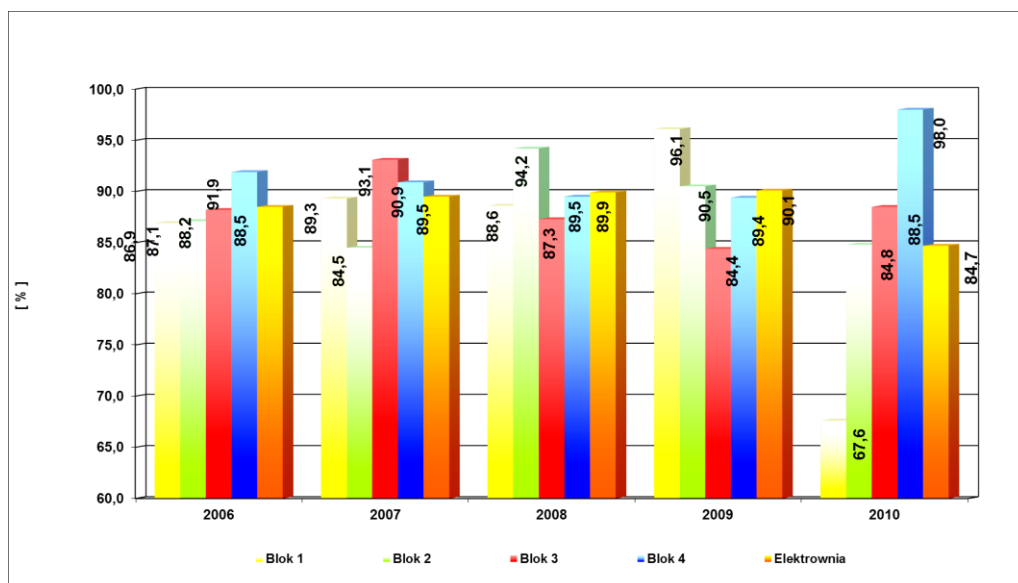
Rys. 14.24. Wskaźnik dyspozycyjności czasowej AF w różnych elektrowniach w 2010 roku



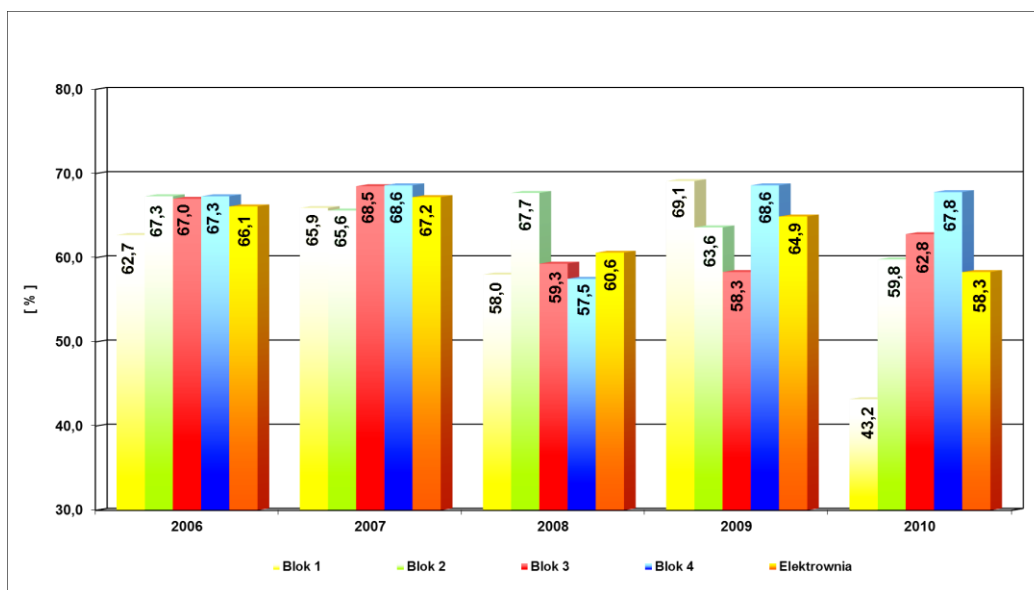
Rys. 14.25. Wskaźnik wykorzystania mocy zainstalowanej GCF w różnych elektrowniach w 2010 roku



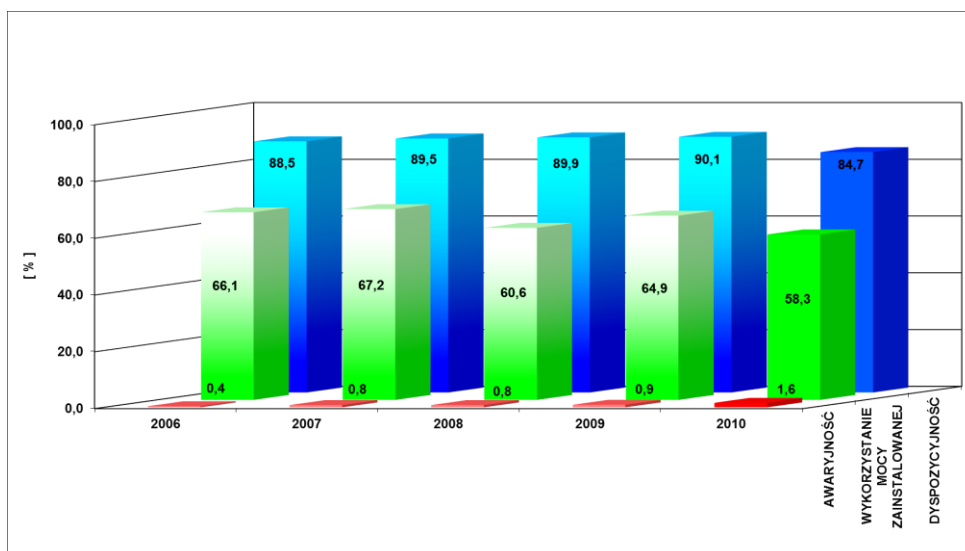
Rys. 14.26. Wskaźnik awaryjności FOR w Elektrowni Opole dla poszczególnych bloków energetycznych w 2010 roku



Rys. 14.27. Wskaźnik dyspozycyjności czasowej AF w Elektrowni Opole dla poszczególnych bloków energetycznych w 2010 roku



Rys. 14.28. Wskaźnik wykorzystania mocy zainstalowanej GCF w Elektrowniach Opole dla poszczególnych bloków energetycznych w 2010 roku



Rys. 14.29. Wskaźnik awaryjności FOR, wykorzystania mocy zainstalowanej i dyspozycyjności w Elektrowni Opatów dla poszczególnych bloków energetycznych w 2010 roku

#### 14.4. Elektrownia Opatów najmniej awaryjną elektrownią w Polsce

Analizując powyższe wskaźniki eksploatacyjne Elektrowni Opatów widać wyraźnie, że najmniej awaryjną elektrownią w Polsce w latach 2006 - 2009 była elektrownia Opatów z grupy PGE ze wskaźnikiem awaryjności FOR od 0,4 do 0,9 %, a na przeciwnym biegunie znalazła się elektrownia Pątnów z Zespołu Elektrowni Pątnów Adamów Konin ze wskaźnikiem awaryjności FOR od 9,9 do 17,8 %.

Biuletyn Polskiego Towarzystwa Przesyłu i Rozdziału Energii Elektrycznej z okazji majowego poznańskiego Forum Elektroenergetyki Polskiej opublikował wyniki eksploatacyjne elektrowni w 2009 roku.

Z przedstawionych w prezentacji danych o awaryjności krajowych elektrowni w 2009 roku określanych wskaźnikiem awaryjności ROF, wynika, że elektrowni Opatów tylko nieznacznie ustępował Połaniec z grupy GDF Suez Energia Polska – wskaźnik awaryjności 1,2 proc. i elektrownia Bełchatów z grupy PGE – wskaźnik awaryjności 1,3 %. Mniejszy wskaźnik awaryjności niż 2 %. miały też elektrownie Łaziska, Rybnik, Jaworzno i Koźienice.

Elektrownia Opatów okazała się przy tym także liderem zestawienia pod względem sprawności wytwarzania energii elektrycznej netto ze wskaźnikiem 36,3 %. Drugi w tej klasyfikacji Połaniec ustępował jej o włos z 36 % sprawnością wytwarzania. Trzecia pod względem sprawności wytwarzania elektrownia Koźienice – bloki 500 MW – osiągała wskaźnik tej sprawności na poziomie 35,8 % netto. Na ostatnim miejscu w tej klasyfikacji, która została sporządzona na podstawie danych za pierwsze półrocze 2009 roku według sprawozdania Energopomiaru, znowu znalazł się Pątnów ze sprawnością netto 29,3 %. W sumie porównaniu pod względem awaryjności za 2009 roku poddanych zostało w prezentacji 12 elektrowni ( Opatów, Połaniec, Bełchatów, Łaziska, Jaworzno, Koźienice, Turów, Dolna Odra, Ostrołęka, Łągisza, Pątnów – w kolejności od najmniej do najbardziej awaryjnej). Natomiast porównanie pod względem spraw-

ności wytwarzania netto obejmowało 11 elektrowni ( Opole, Połaniec, Kozienice 500 MW i Kozienice 200 MW, Bełchatów, Rybnik, Łaziska, Jaworzno III, Dolna Odra, Turów, Ostrołęka B i Pątnów – w kolejności od najbardziej do najmniej sprawnej). Podobną informację można znaleźć w Biuletynie PTPIREE [86].

Powyższe zestawienie wymaga komentarza: co wpłynęło na tak pozytywny wynik wskaźnika awaryjności na tle wskaźników innych elektrowni?

Elektrownia „OPOLE” jeszcze przed oddaniem do eksploatacji pierwszego bloku określiła swoją strategię w zakresie prowadzenia eksploatacji i utrzymania ruchotek podstawowych maszyn jak turbogeneratory, turbopompy, elektropompy, jak i maszyny pomocniczych na kolejne lata, ze względu na fakt, że zarówno koszty remontów jak i dyspozycyjność tych maszyn w znaczący sposób wpływają na wynik finansowy zakładu.

Opracowano długofalową koncepcję rozwoju systemu zarządzania maszynami w postaci kompleksowego programu zabezpieczenia i diagnostyki maszyn.

Jeszcze przed uruchomieniem pierwszego bloku zorganizowano i przeszkolono służby diagnostyczne wyposażając je w odpowiedni sprzęt kontrolno-pomiarowy. Sukcesywnie montowano systemy ciągłego monitorowania stanu maszyn krytycznych. Jak widać opłaciło się.

## 15. UWAGI I WNIOSKI KOŃCOWE

- Autor zaprezentował w pracy na przykładzie PGE Elektrowni OPOLE S.A. nową technologię i organizację kompleksowej diagnostyki eksploatacyjnej zespołów maszynowych w energetyce ujmującej zadania eksploatacji, zabezpieczenia i zarządzania maszynami głównie polegającej na:
  - Podziale maszyn w Elektrowni wg grup o różnej ważności: maszyny krytyczne, maszyny quasi-krytyczne i pomocnicze. Maszyny krytyczne takie jak turbozespoły, pompy zasilające są nadzorowane za pomocą systemów ciągłego monitorowania i zabezpieczeń. Maszyny quasi-krytyczne w przeważającej większości wybrane wentylatory i pompy, są monitorowane okresowo i mogą posiadać system zabezpieczeń. Maszyny pomocnicze są monitorowane okresowo przy pomocy przenośnego sprzętu pomiarowego.
  - Wprowadzeniu jednolitego systemu akwizycji danych diagnostycznych dla wszystkich wymienionych grup maszyn.
  - Włączeniu do systemu wszystkich pomiarów maszyn realizowanych na okoliczność oceny jej stanu technicznego.
  - Opracowaniu i praktycznej weryfikacji warunków prawidłowej eksploatacji maszyn w elektrowni.
  - Opracowaniu i praktycznej weryfikacji procedury pomiarowej dla maszyn o różnej ważności.
  - Opracowaniu i praktycznej weryfikacji kryteriów oceny i wartości granicznych stanu dynamicznego maszyn.
  - Opracowaniu wykazu i praktycznej weryfikacji uszkodzeń maszyn i metod ich rozpoznawania.

- Nowa technologia i nowa organizacja diagnostyki zespołów maszynowych jest technologicznym wzorcem dla przedsiębiorstw, które decydują się na wprowadzenie nadzoru maszyn.
- Diagnostowanie zespołów maszynowych może wykonywać laboratorium, do którego zadań głównie należy:
  - Ocena stanu technicznego maszyn w czasie eksploatacji na podstawie śledzenia i analizy zmian danych pomiarowych systemu monitorowania ciągłego i pomiarów okresowych maszyn.
  - Wykonywanie pomiarów okresowych maszyn pomocniczych i maszyn quasi-krytycznych nie wyposażonych w monitoring.
  - Prognozowanie trendu zmian stanu technicznego maszyn na podstawie powyższej oceny.
  - Ostrzeżenie o możliwej awarii maszyn i wskazywanie ewentualnych części zapasowych maszyn.
  - Kontrola efektywności remontu – ocena stanu technicznego maszyny przed i po remoncie.
  - Bieżąca korekcja stanu dynamicznego maszyn poprzez doważanie wirników w łożyskach własnych i ustawianiu współosiowości wałów maszyn przy pomocy lasera.
- Na podstawie wykonanej analizy techniczno-ekonomicznej efektów zastosowania opracowanej technologii diagnostyki zespołów maszynowych w Elektrowni OPOLE na tle podobnych wskaźników uzyskanych w innych elektrowniach krajowych można stwierdzić, że opracowana metoda diagnostyki zespołów maszynowych ujmująca zadania eksploatacji, zabezpieczenia i zarządzania maszynami w energetyce pozwala zmniejszyć ilość awarii oraz zaplanować remonty by w efekcie zmniejszyć koszty eksploatacji zakładu.
- Zmniejszenie ilości awarii w elektrowni polepsza jej wskaźniki techniczno-ekonomiczne i przyczynia się do poprawy funkcjonowania Krajowego Systemu Elektroenergetycznego.
- Wnioski te dowodzą postawioną tezę pracy.

Do najistotniejszych osiągnięć autora tej pracy można zaliczyć:

- Opracowanie technologicznego wzoru dla przedsiębiorstw energetycznych, które decydują się na wprowadzenie kompleksowego programu zabezpieczenia, diagnostyki i zarządzania maszynami. Jest to długofalowa koncepcja rozwoju w przedsiębiorstwie energetycznym zmierzająca do ustanowienia systemu wczesnego ostrzegania przed awarią maszyny. Autor będzie propagował swoją metodę w innych elektrowniach i podobnych zakładach
- Opracowanie i wdrożenie organizacji Laboratorium Diagnostyki Maszyn.
- Zaprojektowanie i wdrożenie wolnoobrotowej wyważarki rezonansowej.
- Usystematyzowanie sposobu rozpoznawania różnych rodzajów uszkodzeń maszyn.
- Opracowanie i praktyczna weryfikacja metod diagnostyki niskoobrotowych zespołów maszynowych przy użyciu przetwornika laserowego.
- Opracowanie i praktyczna weryfikacja wyznaczania częstotliwości własnych elementów maszyn przy wykorzystaniu przetwornika laserowego.

- Pomiar i analiza drgań czoł uzwojeń stojanów silników przy użyciu wiązki laserowej.
- Opracowanie i praktyczna weryfikacja metody pomiaru kąta fazowego drgań między wałem a tarczami łożyskowymi generatora.

## ABSTRACT

The PhD thesis is a technological model for energy companies that decide to introduce a comprehensive program of protection, diagnosis and management of machines. It presents the modern rules for monitoring and securing equipment and provides guidelines for the surveillance system in the power machinery. The aim of doctoral dissertation is to show that it is possible to develop methods for comprehensive diagnostics of machines in power. These methods allow a rational and effective exploitation of machines in industrial conditions.

The reader will also find in this work an attempt to analyze the organization of diagnostic services in PGE Power Plant "Opole" in terms of efficient use of resources and potential of such services and the efficient governance of technological devices.

The paper's aim is to explain that the exploitative diagnosis of electric engines is the least expensive method of exploitation. The author will give specific examples of solutions to major technical problems of the machines' drives in the electric plant, from the moment they are put into operation. The record of their work, wear degree, etc. is registered.

Over 20-year-old practice of the author in the assessment of the dynamic electric drives showed that most of the damage engine has a mechanical nature and are due to inadequate conditions of their work (foundation, machine-driven, misalignment of shafts, clutch, rotor unbalance, bearings). If the engine has a higher vibration levels, it may be caused by the machinery side. During the testing of electric motors operating in industrial conditions a diagnostician cannot ignore the driven machine and should know the structure and dynamics of the whole team. It avoids such a situation when the effect is removed due to poor condition of the dynamic engine, not its cause.

Moreover, the author shows the possibilities for effective use of laser diagnostics of machines operating. Laser vibrometer provides non-contact measurement of vibrations, thus eliminating the interference caused by ground sensors and high temperature measuring point. In addition, the measurement can be carried out from a distance. As a vibration sensor can operate with any vibration analyzer for direct entry to the registration and analysis of the measured signal. It is distinguished by wide frequency band, allowing for analysis of vibrations of frequencies near zero, which makes it possible to diagnose machine with low rotor speed. Non-contact vibration measurement allows the direct measurement of shaft vibration machines, which brings new quality into their diagnostic capabilities.

The author presents the use of laser vibrometer in the diagnosis of low speed engines. He also presents the use of laser diagnostics engines using measurements such as vibration of the shaft and stator face. The author shows the possibility of using laser measurement and vibration analysis of high voltage transformers and resonant frequency of electrical components.

Based on the 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.





## LITERATURA

- [1] Andrzejewski M., Cempel Cz.: Diagnostyka eksploatacyjna łożysk tocznych w silnikach elektrycznych za pomocą zjawisk elektrycznych. Praca zbiorowa: Diagnostyka łożysk tocznych. Ossolineum 1980, Wrocław.
- [2] Barkow A.W., Barkowa N.A.: Monitorowanie stanu maszyn przy wykorzystaniu uśrednionych widm wibracji. Zeszyty Naukowe Wydz. Elektrycznego Politechniki Gdańskiej nr 5, 1993.
- [3] Barszczewski L.: Klasyfikacja łożysk tocznych na podstawie sygnałów wibroakustycznych. Praca doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa, 1989.
- [4] Batko W.: Metody syntezy diagnoz predykcyjnych w diagnostyce technicznej. ZN, AGH, seria Mechanika, nr 4, 1984, Kraków.
- [5] Beblo W., Kusak E.: Drgania i ocena stanu łożysk tocznych. Eksploatacja Maszyn, nr 5-6, 1983.
- [6] Bednarek K.: Dobór oleju do smarowania łożysk ślizgowych. Przegląd Mechaniczny, nr 24, 1987, str. 26-29.
- [7] Bently Nevada Corporation: „GLITCH”, Definition of and Methods for Correction, including Shaft Burnishing to Remove Electrical Runout. Applications Note. Minden, 1990.
- [8] Bently Nevada Corporation: Rotating Machinery Information Systems and Services. Applications Note. Minden, 1990.
- [9] Bently Nevada Corporation: Performance of REBAM® during ball bearing failures. Research test results, part 1. Orbit, vol. 13, no. 3, 1992, pp. 22-26.
- [10] Bently Nevada Corporation: Performance of REBAM® during ball bearing failures. Research test results, part 2. Orbit, vol.13, no.4, 1992, pp. 31-35.
- [11] Bernatt M.: Ekspertyzy i oceny przyczyn uszkodzeń silników elektrycznych dużej mocy. Wyd. BOBRME, Katowice 2003, Maszyny Elektryczne, nr 65, 2003.
- [12] Bernatt M.: O awaryjności silników klatkowych wysokiego napięcia. Wyd. BOBRME, Katowice 2004, Maszyny Elektryczne, nr 68, 2004.
- [13] Bielicki H.: Drgania i hałasy łożysk tocznych w silnikach elektrycznych. Przegląd Elektrotechniczny, z. 7-8, 1970.
- [14] Bień A., Czajkowski J.: Metoda diagnostyki silników asynchronicznych. Wyd. BOBRME, Katowice 1998 r. Zeszyty Problemowe Maszyny Elektryczne nr 55, 1998.
- [15] Bloch H.P.: Use-laser-optics for machinery alignment. Hydrocarbon Processing. 1987.
- [16] Bloch H.P., Geitner F.K.: Machinery Component Maintenance and Repair. G.P.C. Houston, 1985.
- [17] 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.
- [18] Broch J.T.: The application of the Brüel & Kjær measuring systems to mechanical vibration and shock measurements. Brüel & Kjær 1976.

- [19] Brown D.N., Jensen T.: Machine – condition monitoring using vibration analysis. A case study from Kenogami Paper Mill, Quebec, Canada. Application notes BO 0252-11.
- [20] Brown D.N., Jorgensen J.C.: Machine – condition monitoring using vibration analysis. A case study from a Petrochemical Plant. Application notes BO 0163-11.
- [21] Brown D.N., Jorgensen J.C.: Machine – condition monitoring using vibration analysis. A case study from an Iron-Ore Mine. Application notes BO 0178 -11.
- [22] Brüel & Kjær: Machine Condition Monitoring. Application notes BR 0267-13.
- [23] Brüel & Kjær: Systematic Machine Condition Monitoring. Application notes BO 0299-11.
- [24] Brüel & Kjær: Peak and Envelope Analysis for Bearing Fault Detection. Application notes BO 0286-11.
- [25] Brüel & Kjær: Machine Condition Monitoring using Vibration Analysis. Application notes BO 0247-11.
- [26] Brüel & Kjær: Machine Condition Monitoring using Vibration Analysis. Application notes BO 0253-11.
- [27] Brüel & Kjær: Envelope analysis the key to rolling - element bearing diagnosis. Application notes BO 0187-11.
- [28] Brüel & Kjær: Six weeks advance warning of breakdown. Application notes BO 0230-11.
- [29] Brüel & Kjær: Bearing Monitoring Equipment for Gear Driven Paper Machines. Application notes BO 0072-12.
- [30] Brüel & Kjær: Detecting faulty rolling - element bearings. Application notes BO 0210-11.
- [31] Brüel & Kjær Vibro: CPB Measurements – Early fault detection with minimal risk of false alarms. Application notes BAN 0008-EN-11, 2001.
- [32] Brüel & Kjær Condition Monitoring Systems Division: Compass Application notes BP 1053-13.
- [33] Burnos A., Utrzymanie ruchu ukierunkowane na niezawodność – nowoczesne zarządzanie UR i majątkiem technicznym. VI Ogólnopolski Kongres Służb Utrzymania Ruchu POLMAINTENANCE. 2011.
- [34] CELMA: Katalog trójfazowych silników indukcyjnych, Cieszyn, 1999.
- [35] Cempel Cz., Stepaniak Z.: Hałas i drgania nowych łożysk tocznych. Praca zbiorowa: Diagnostyka łożysk tocznych. Ossolineum 1980, Wrocław.
- [36] Cempel Cz. Diagnostyka wibroakustyczna maszyn. Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań 1985.
- [37] Cempel Cz.: Diagnostyka wibroakustyczna maszyn. PWN, Warszawa 1989.
- [38] Cempel Cz., Tomaszewski F. i inni: Diagnostyka maszyn. Zasady ogólne. Przykłady zastosowań. Wyd. MCNEMT, Radom 1992.
- [39] Chmelik K.: Awaryjność silników i układów napędowych. Wyd. BOBRME, Katowice 2000, Maszyny Elektryczne, nr 61, 2000.
- [40] Cholewa W.: Systemy doradcze. Wyd. Energopomiar, Gliwice 1988, Materiały Konferencyjne str.135-145, III Konferencja Naukowo-Techniczna Metrologia w energetyce, Świnoujście 11-15.04.1988.

- [41] Dąbrowski Z., Komorska I., Puchalski A.: Diagnostowanie błędów wykonania i montażu układów wirujących. Wyd. Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 2001.
- [42] DOLMEL: Instrukcja obsługi łożysk ślizgowych WX4- 024001, WEMA, Warszawa, 1977.
- [43] DOLMEL: Instrukcja Ruchowa – DTR WX4-023001, WEMA, Warszawa, 1987.
- [44] Drak B.: Analityczno-doświadczalna analiza drgań czół uzwojeń stojanów maszyn indukcyjnych dużej mocy. ZN AGH, Elektrotechnika, nr 1190, z. 12, 1988.
- [45] Drak B.: Dobór miejsc usztywnień czół uzwojeń stojanów silników indukcyjnych dużej mocy. Wyd. BOBRME, Katowice 1993, Maszyny Elektryczne, nr 46, 1993.
- [46] Drak B., Pilch Z.: Przyczyny awarii silnika SZJe 174 SE w Elektrowni Łaziska. Wyd. BOBRME, Katowice 1994, Materiały Konferencyjne XIV, str. 1-6, III Sympozjum Techniczne, Ustroń 26-27.05.1994.
- [47] Drak B.: Analiza przyczyn awarii silników potrzeb własnych elektrowni blokowych. Wyd. BOBRME, Katowice 1995, Maszyny Elektryczne, nr 50, 1995.
- [48] Drak B.: Analiza awarii silników indukcyjnych dużej mocy. Wyd. BOBRME, Katowice 1997, Maszyny Elektryczne, nr 54, 1997.
- [49] Drak B.: Przyczyny awarii silników potrzeb własnych elektrowni blokowych i elektrociepłowni. Wyd. BOBRME, Katowice 2000, Maszyny Elektryczne, nr 61, 2000.
- [50] Drak B., Zientek P.: Uszkodzenia łożysk tocznych silników indukcyjnych dużej mocy. Wyd. BOBRME, Katowice 2002, Maszyny Elektryczne, nr 64, 2002.
- [51] Drak B.: Statystyka uszkodzeń silników wysokonapięciowych prądu przemiennego w elektrowniach zawodowych. Wyd. BOBRME, Katowice 2003, Maszyny Elektryczne, nr 65, 2003.
- [52] Drak B., Zientek P.: Uszkodzenia łożysk tocznych spowodowane prądami łożyskowymi – badania laboratoryjne. Wyd. BOBRME, Katowice 2004, Maszyny Elektryczne, nr 69, 2004, str. 165-168.
- [53] Dwojak J., Rzepiela M.: Diagnostyka drganiowa stanu maszyn i urządzeń. Przewodnik Praktyczny. Wyd. Biuro Gamma, Warszawa 1999.
- [54] Dwojak J., Rzepiela M.: Zastosowanie lasera do ustawiania maszyn. Doświadczenia Elektrowni OPOLE. Wyd. Biuro Gamma. Warszawa 2001.
- [55] Dwojak J., Rzepiela M.: Diagnostyka i obsługa techniczna łożysk tocznych. Poradnik. Wyd. Biuro Gamma. Warszawa 2003.
- [56] Dwojak J., Rzepiela M.: Diagnostyka drganiowa stanu maszyn i urządzeń. Wydanie II. Wyd. Biuro Gamma, Warszawa 2005.
- [57] Dwojak J., Jezierski G.: Obsługa techniczna maszyn w zależności od ich stanu za pomocą systemu VIBROCAM 1000. Energetyka Nr 12 – 1991.
- [58] Dwojak J., Jezierski G.: Ustawianie maszyn metodą laserowo – optyczną. Energetyka Nr 3 – 1993.
- [59] Dwojak J., Jezierski G.: Ustawianie maszyn – przyrządy pomiarowe. Przegląd Mechaniczny Nr 18 – 1993.

- [60] Dwojak J., Podsekowski A.: Usunięcie niebezpiecznych drgań rurociągu pary wtórnie przegrzanej i stropu na poziomie + 30 m w kotle BP 1150. Energetyka Nr 12 – 1995.
- [61] Dwojak J.: Monitorowanie drgań względnych wałów podstawą oceny stanu dynamicznego turbozespołów i innych maszyn z łożyskami ślizgowymi. Nadzór i diagnostyka maszyn. Nr 5 – 1995.
- [62] Dwojak J., Jezierski G.: Rozwiązanie problemów związanych z nadmiernymi drganiami stojaka łożyskowego podpierającego końcówkę wału turbozespołu 18K360. Nadzór i diagnostyka maszyn Nr 6 – 1996.
- [63] Dwojak J., Rzepiela M.: Próba ruchowa wentylatora WPXD – 216/502 o masie wirnika 30 t i prędkości obrotowej regulowanej falownikiem. Energetyka Nr 6 – 1996.
- [64] Dwojak J. Pomiary profilaktyczne i diagnostyczne silników napędu potrzeb własnych w Elektrowni OPOLE. Wiadomości Elektrotechniczne Nr 2 – 1996.
- [65] Dwojak J., Rzepiela M.: Diagnostyka drganiowa generatora na podstawie własnych doświadczeń. Wiadomości Elektrotechniczne Nr 4 – 2000.
- [66] Dwojak J., Ławrowski Z., Sikora G.: Diagnostyka drganiowa maszyn na przykładzie zapobieżenia awarii silnika turbosprężarki. Wiadomości Elektrotechniczne Nr 4 – 2005.
- [67] Dwojak J. Zastosowanie lasera do wyznaczania współosiowości wałów maszyn rewolucja w ich ustawianiu. Transport Przemysłowy Nr 3 – 2005.
- [68] Dwojak J. Zastosowanie lasera do sprzęgania maszyn. Utrzymanie Ruchu Nr 10 – 2006.
- [69] Dwojak J. Diagnostyka napędów potrzeb własnych – zagadnienia wybrane. Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej. Z. 61. Nr 326/2008.
- [70] Dwojak J., Struzik I. Diagnostyka eksploatacyjna silników elektrycznych na podstawie własnych doświadczeń. Branżowy Ośrodek Badawczo – Rozwojowy Maszyn Elektrycznych KOMEL. Zeszyty Problemowe – Maszyny Elektryczne Nr 85/2010.
- [71] Dwojak J., Rzepiela M., Struzik I. Wykorzystanie wibrometru laserowego do diagnostyki eksploatacyjnej silników elektrycznych na podstawie własnych doświadczeń. Branżowy Ośrodek Badawczo – Rozwojowy Maszyn Elektrycznych KOMEL. Zeszyty Problemowe – Maszyny Elektryczne Nr 89/1/2011.
- [72] Dybowski P., Rusek J.: Wpływ momentu bezwładności na widmo prądów stojana silników klatkowych niesymetrycznych. Wyd. BOBRME, Katowice 2001, Maszyny Elektryczne, nr 62, 2001.
- [73] Dybowski P.: Wpływ stopnia uszkodzenia wirnika na widmo prądów stojana silników klatkowych niesymetrycznych. Wyd. BOBRME, Katowice 2002, Maszyny Elektryczne, nr 64, 2002.
- [74] Dziemidowicz J., Sprawozdanie z rozruchu turbozespołu 200 MW. Przytarcie wirnika WP. Elektrownia Rybnik. 2009.
- [75] Dzierżanowski A., Hickiewicz J., Szymaniec S., Wach Piotr: Diagnostyka eksploatacyjna klatek silników indukcyjnych. Wiadomości Elektrotechniczne, 1990 nr 7-8.
- [76] Dzierżanowski A., Hickiewicz J., Szymaniec S., Wach P.: Diagnostyka eksploatacyjna łożysk tocznych w silnikach elektrycznych. Wyd. BOBRME, Katowice 1992, Maszyny Elektryczne, nr 45, 1992.

- [77] Dzierżanowski A., Hickiewicz J., Szymaniec S., Wach P.: Diagnostyka stanu klatek silników indukcyjnych w oparciu o analizę częstotliwościową prądu stojana. XXIX Sympozjum Maszyn Elektrycznych, Szklarska Poręba, 14-16.06.1993, Materiały Konferencyjne.
- [78] Dzierżanowski A., Hickiewicz J., Szymaniec S., Wach P.: Diagnostyka eksploatacyjna łożysk tocznych w silnikach elektrycznych. Wyd. BOBRME, Katowice 1994, Materiały Konferencyjne IV, str.1-5, III Sympozjum Techniczne, Ustroń 26-27.05.1994.
- [79] Dzierżanowski A., Szymaniec S.: Doświadczenia własne w wykorzystaniu sygnału drganiowego do diagnostyki maszyn elektrycznych. Wyd. BOBRME, Katowice 1995, Maszyny Elektryczne, nr 50, 1995.
- [80] Dzierżanowski A., Szymaniec S.: Diagnostyka eksploatacyjna silników elektrycznych, doświadczenia własne. XXXII Międzynarodowe Sympozjum Maszyn Elektrycznych, Kraków 26-29.06.1996, Materiały Konferencyjne.
- [81] Dzierżanowski A., Szymaniec S.: Odbiorcze pomiary drgań silników elektrycznych wysokiego napięcia. Wyd. BOBRME, Katowice 1997, Maszyny Elektryczne, nr 54, 1997.
- [82] Dzierżanowski A., Szymaniec S.: Wymagania stawiane napędom elektrycznym z punktu widzenia drgań maszyn i konstrukcji wsporczych. Wyd. BOBRME, Katowice 1998, Maszyny Elektryczne, nr 55, 1998.
- [83] Dzierżanowski A., Szymaniec S.: Diagnostyka węzłów łożyskowych w maszynach elektrycznych. Wyd. BOBRME, Katowice 2000, Maszyny Elektryczne, nr 61, 2000.
- [84] Dzierżanowski A., Szczot F., Szymaniec S.: Wykorzystanie cewek Rogowskiego oraz układów optoelektronicznych i światłowodowych do pomiarów prądu i diagnostyki prądowej maszyn elektrycznych. Wyd. BOBRME, Katowice 2003, Maszyny Elektryczne, nr 65, 2003.
- [85] Elektrim Motor: Silniki indukcyjne klatkowe. Katalog 1999.
- [86] Materiał udostępniony przez PGE Elektrownię OPOLE
- [87] EMIT: Silniki indukcyjne wysokiego napięcia. Katalog, Żychlin 2000.
- [88] FAG: Zakładanie i zdejmowanie łożysk tocznych. Publikacja nr 80100 PIA/90/1/81, Weppert KG Schweinfurt.
- [89] Glenn H., Bate B.: Vibration diagnostics for industrial electric motor drives. Application notes BO 0269-12
- [90] Glinka T.: Diagnostyka stanu izolacji uzwojeń stojana silników indukcyjnych wysokiego napięcia. Wyd. BOBRME, Katowice 1992, Maszyny Elektryczne, nr 45, 1992.
- [91] Glinka T., Bernatt J.: Doświadczenia z badań diagnostycznych izolacji uzwojeń WN napięciem stałym. IV seminarium Techniczne „Materiały i układy elektroizolacyjne w przemyśle”, Ustroń 7-9.10.1998. Materiały Konferencyjne.
- [92] Glinka T.: Przepięcia łączeniowe w maszynach elektrycznych. Wyd. BOBRME, Katowice 1998, Maszyny Elektryczne, nr 55, 1998.
- [93] Glinka T.: Porównanie parametrów układu izolacyjnego maszyn elektrycznych o różnym stopniu zużycia. Wyd. BOBRME, Katowice 2000, Maszyny Elektryczne, nr 61, 2000.

- [94] Glinka T.: Diagnostyka okresowa izolacji uzwojeń generatorów napięciem stałym. Wyd. BOBRME, Katowice 2003, Maszyny Elektryczne, nr 65, 2003.
- [95] Glinka T.: Klasyfikacja stopnia zużycia izolacji uzwojeń maszyn elektrycznych. Wyd. BOBRME, Katowice 2004, Maszyny Elektryczne, nr 68, 2004.
- [96] Glinka T.: Badania diagnostyczne maszyn elektrycznych w przemyśle. Wyd. BOBRME, Katowice 1998.
- [97] Głowacki J., Gońka J., Rusek J.: System automatycznej diagnostyki maszyn elektrycznych. Wyd. BOBRME, Katowice 1997, Maszyny Elektryczne, nr 54, 1997.
- [98] Golec M., Sałata W.: Wibroakustyczne metody oceny stanu technicznego łożysk tocznych. Eksploatacja Maszyn, nr 5-6, 1987
- [99] Golec M., Kowalak J.: Diagnostyka łożysk kulkowych. Eksploatacja Maszyn, nr 5-6, 1989.
- [100] Gosiewski Z., Muszyńska A.: Dynamika maszyn wirnikowych. Wyd. WSI w Koszalinie, 1992.
- [101] Gryboś R.: Dynamika maszyn wirnikowych. Wyd. IPPT PAN, Warszawa 1994.
- [102] Gryboś R.: Drgania maszyn. Wyd. Politechniki Śląskiej, Gliwice, 1998.
- [103] Guziec K., Petryna J., Weinreb K.: Kompleksowa diagnoza stanu elektrycznego i elektromechanicznego maszyn prądu przemiennego przy zastosowaniu bezinwazyjnych systemów pomiarowych. Wyd. BOBRME, Katowice 1996, Zeszyty Problemowe Komel, nr 52.
- [104] Hać A., Biały A.: Wpływ smarów łożyskowych oraz procesu remontu silnika elektrycznego na trwałość węzłów łożyskowych. Wyd. BOBRME, Katowice 2000, Maszyny Elektryczne, nr 61, 2000.
- [105] Hickiewicz J., Neyman P., Szymaniec S., Wach P.: Metodyka badań uszkodzeń klatek wirników silników indukcyjnych. Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej, Elektryka 1983, zeszyt 74, Łódź 1983.
- [106] Hickiewicz J., Szymaniec S., Wach: Vibration phenomena in induction machines.: Proceedings of the International Conference on Electrical Machines ICEM-84. Vol. 2 Lusanne, 1984. Lusanne 1984.
- [107] Hickiewicz J., Szymaniec S., Wach P.: Diagnostyka maszyn elektrycznych indukcyjnych klatkowych metodami wibroakustycznymi. Jakość i niezawodność maszyn elektrycznych. 12 Szkoła Niezawodności T. 21. Kołobrzeg 7-11.10.1985. Bydgoszcz-Warszwa.1985,. Instytut Elektrotechniki w Warszawie; TNOiK Oddz. w Bydgoszcz. Materiały Konferencyjne.
- [108] Hickiewicz J., Szymaniec S., Wach P.: Diagnostyka wad i uszkodzeń obwodów elektrycznych maszyn elektrycznych indukcyjnych. "Diagnostyka techniczna urządzeń i systemów" : Referat I Krajowej Konferencji Naukowo-Technicznej Kielce - Sielcia, 1986. Materiały Konferencyjne.
- [109] Hickiewicz J., Szymaniec S., Wach P.: Vibroacoustic diagnostic of electric circuits defects of 3-phase induction motors: Proceedings of International Conference on Electrical Machines ICEM-86. Part 2 München, 8-10.09.1986.
- [110] Hickiewicz J., Szymaniec S., Wach P.: Measuring methods of inductions machines resonant frequencies. Proceedings of Beijing International Conference on Electrical Machines, BICEM 87, Pekin, 1987, Book 2.

- [111] Hickiewicz J., Szymaniec S., Wach P.: Badania wibroakustyczne silników indukcyjnych. ZN AGH, Elektrotechnika, nr 1190, z. 12, 1988.
- [112] Hickiewicz J., Łukaniszyn M., Szymaniec S., Wach P.: On reducing the vibration and noise level of function motors with integral and fractional slot windings. – Archiv fur Elektrotechnik 1990, vol. 73, nr 3.
- [113] Hickiewicz J., Ławrowski Z.: Diagnostyka napędów z silnikami indukcyjnymi. Wiadomości Elektrotechniczne nr 4, rok 2000.
- [114] Hickiewicz J., Ławrowski Z.: Badania diagnostyczne silników indukcyjnych stosowanych w energetyce zawodowej. Wyd. BOBRME, Katowice 2000, Maszyny Elektryczne, nr 61, 2000.
- [115] Hickiewicz J., Ławrowski Z., Szymaniec S., Trzeciak P.: Próba oceny ekonomicznej diagnostyki maszyn elektrycznych. Wyd. BOBRME, Katowice 2005, Maszyny Elektryczne, nr 73, 2005.
- [116] IRD Mechanalysis: Using Spike Energy. For Fault Analysis And Machine Condition Monitoring. Technical Report 11, Inc. Columbus, Ohio 1990.
- [117] ISO 10816, ISO 7917. Mechanical vibration.
- [118] Itoh K., Kaneda Y., Kitamura S.: New Noise Rejection Technique on Pulse-by-Pulse Basis for On-Line Partial Discharge Measurements of Turbine Generators. IEEE PES Paper # 96WM 154-5-EC.
- [119] Jezierski G, Dwojak J, Rzepiela M.: Diagnostyka drganiowa łożysk tocznych silników elektrycznych na podstawie własnych doświadczeń. Wiadomości Elektrotechniczne Nr 4 – 2003.
- [120] Kaszewski B.: Badania wpływu drgań mechanicznych na proces starzenia układów izolacyjnych klasy B, używanych do okrętowych maszyn elektrycznych prądu zmiennego. Praca doktorska, Instytut Elektrotechniki, Warszawa, 1962.
- [121] Kazimierczak J.: Zastosowanie liniowych modeli procesów losowych do prognozowania w diagnostyce maszyn. ZN, Politechnika Śląska, seria Mechanika, nr 95, 1989, Gliwice.
- [122] Kiciński J.: Hydrodynamiczne poprzeczne łożyska ślizgowe. Wyd. IMP PAN, Gdańsk, 1996.
- [123] Klepacki F.: Określenie stanu technicznego łożysk ślizgowych. Energetyka, nr 12, 2004.
- [124] Kowalak J., Cempel Cz.: Metody i przyrządy do oceny jakości łożysk na podstawie sygnału drganiowego. Praca zbiorowa. Diagnostyka łożysk tocznych. Ossolineum 1980, Wrocław.
- [125] Kowalski Cz. T.: Zastosowanie sztucznych sieci neuronowych do wykrywania uszkodzeń w silnikach indukcyjnych klatkowych. Wyd. BOBRME, Katowice 2002, Maszyny Elektryczne, nr 64, 2002.
- [126] Kowalski Cz. T., Wąsiel M., Woźniak K.: Wybrane problemy diagnostyki łożysk tocznych w napędach elektrycznych z silnikami elektrycznymi dużej mocy. Wyd. BOBRME, Katowice 2002, Maszyny Elektryczne, nr 64, 2002.
- [127] Kowalski Cz. T., Szabat K.: Zastosowanie analizy falkowej do wykrywania uszkodzeń w układzie napędowym z silnikiem indukcyjnym. Wyd. BOBRME, Katowice 2004, Maszyny Elektryczne, nr 69, 2004.
- [128] Krauss O.: Uszkodzenia łożysk w maszynach elektrycznych. Eksploatacja i Dozór, nr 4-5, 1981.
- [129] Krzeminski - Freda H.: Łożyska toczne. PWN, Warszawa 1989.



- [130] Kwaśnicki S.: Hałas magnetyczny silników indukcyjnych trójfazowych klatkowych. Monografia, Wyd. BOBRME, KOMEL Katowice 1998.
- [131] Latek W.: Badanie maszyn elektrycznych w przemyśle. WNT, Warszawa 1987.
- [132] Lipiński J.: Fundamenty i konstrukcje wsporcze pod maszyny. Arkady, Warszawa 1969.
- [133] Lipowczan A.: Aparatura GIG do diagnostyki drganiowej. Eksploatacja Maszyn nr 5, 1983.
- [134] Lipowczan A. i inni: Wibroakustyczna diagnostyka maszyn i urządzeń górniczych. Praca zbiorowa, Wyd. GIG 1986.
- [135] Ławrowski Z.: Doświadczenia powodziowe dotyczące przywracania zalanych silników do eksploatacji w Elektrowni „OPOLE”. Wyd. BOBRME, Katowice 1998, Maszyny Elektryczne, nr 55, 1998.
- [136] Ławrowski Z.: Diagnostyka silników klatkowych wysokiego napięcia w energetyce na przykładzie Elektrowni Opole. Praca doktorska, Politechnika Śląska, Wydział Elektryczny, 1999.
- [137] Łączkowski R.: Wyważanie elementów wirujących. WNT, Warszawa 1979.
- [138] Łączkowski R.: Wibroakustyka maszyn i urządzeń. WNT, Warszawa 1983.
- [139] Materiały udostępnione przez jedną z elektrowni.
- [140] Mazur D.: Modelowanie uszkodzeń klatki i ekscentryczności wirnika w silniku indukcyjnym. Rozprawa doktorska Instytut Elektrotechniki w Warszawie, 2001.
- [141] Mielnik R., Sułowicz M., Weinreb K., Węgiel T.: Koncepcja systemu tele-diagnostycznego dla urządzeń napędowych. Wyd. BOBRME, Katowice 2003, Maszyny Elektryczne, nr 66, 2003.
- [142] Moczulski W.: Metoda wibroakustycznych badań maszyn wirnikowych w warunkach rozruchu lub zatrzymania. Praca doktorska, Politechnika Śląska, Wydział Mechaniczny Gliwice, 1984.
- [143] Moczulski W.: Typowe relacje diagnostyczne. Wyd. Energopomiar, Gliwice 1988, III Konferencja Naukowo - Techniczna Metrologia w energetyce, Świnoujście, 04.1988, Materiały Konferencyjne.
- [144] Morel J.: Drgania maszyn i diagnostyka ich stanu technicznego. Wyd. PTDT, Warszawa 1992.
- [145] Muszyńska A.: Misalignment and shaft crack – related phase relationships for 1X and 2X vibration components of rotor responses. Orbit, Volume 10, No. 2, September 1989, pp. 4-8.
- [146] Muszyńska A.: Niestateczność drgań poprzecznych wirników wskutek zjawisk dynamicznych powstających w otaczającym płynie. Przegląd Mechaniczny, nr 1, 1993.
- [147] Norma IEC 34-1. Maszyny elektryczne wirujące. Ogólne wymagania i badania.
- [148] Nowicki R.: REBAM – metoda monitorowania łożysk tocznych. Przegląd Mechaniczny nr 2, 1994.

- [149] Nowicki R., Materiał otrzymany w ramach konsultacji technicznych: Wytyczne dla systemu nadzoru maszyn. General Electric Energy Services.
- [150] Nowicki R.: Zróżnicowanie systemów On-Line nadzoru stanu technicznego agregatów z napędami elektrycznymi. Wyd. BOBRME, Ryto 2011, Maszyny Elektryczne, nr 89, 2011.
- [151] Nykliński A., Rams W.: Wykrywanie uszkodzeń klatek w wirnikach silników indukcyjnych. ZN AGH, Elektrotechnika, nr 1190, z.12, 1988.
- [152] Nykliński A., Rams W., Rams M.: System pomiarowy do diagnostyki maszyn i urządzeń elektrycznych. Wyd. BOBRME, Katowice 2004, Maszyny Elektryczne, nr 68, 2004.
- [153] Paszek W.: Dynamika maszyn elektrycznych prądu przemiennego. Wyd. Helion, Gliwice 1998.
- [154] Patent, Polska, nr 148831. Sposób i układ diagnostyczny do wykrywania zwarć i niedoborów uzwojeń stojana silnika indukcyjnego. MKP G01R 31/34. Wyższa Szkoła Inżynierska w Opolu, Polska. Twórcy: Hickiewicz J., Wach P., Szymaniec S., Zgłosz. 1986. Opubl. 1987.
- [155] Patent, Polska, nr 148328. Sposób i układ diagnostyczny do wykrywania wad i uszkodzeń klatek silników indukcyjnych. MKP G01R 31/34. Wyższa Szkoła Inżynierska w Opolu, Polska. Twórcy: Hickiewicz J., Wach P., Szymaniec S., Zgłosz. 1986. Opubl. 1987.
- [156] Patent, Polska, nr 147101. Sposób i układ do wykrywania wad i uszkodzeń klatek silników indukcyjnych. MKP G01R 31/34. Wyższa Szkoła Inżynierska w Opolu, Polska. Twórcy: Hickiewicz J., Wach P., Szymaniec S., Zgłosz. 1986. Opubl. 1987.
- [157] Patent, Polska, nr 147099. Sposób i układ do wykrywania wad i uszkodzeń klatek silników indukcyjnych. MKP G01R 31/34. Wyższa Szkoła Inżynierska w Opolu, Polska. Twórcy: Hickiewicz J., Wach P., Szymaniec S., Zgłosz. 1986. Opubl. 1987.
- [158] Patent, Polska, nr 146792. Sposób i układ diagnostyczny do wykrywania wad i uszkodzeń klatek silników indukcyjnych. MKP G01R 31/34. Wyższa Szkoła Inżynierska w Opolu, Polska. Twórcy: Hickiewicz J., Wach P., Szymaniec S., Zgłosz. 1986. Opubl. 1987.
- [159] PEM- Power Electronic Measurements Ltd., Nota Aplikacyjna Cewka Rogowskiego, 2003..
- [160] PN-90/N-01358. Drgania. Metody pomiarów i oceny drgań maszyn.
- [161] PN-98/E-04700. Urządzenia i układy elektryczne. Wytyczne przeprowadzenia pomontażowych badań odbiorczych.
- [162] PN-IEC 34-14. Maszyny elektryczne wirujące. Drgania mechaniczne określonych maszyn o wzniosach osi wału 56 mm i większych. Pomiar, ocena i wartości graniczne drgań.
- [163] PN-ISO 10816-1. Drgania mechaniczne. Ocena drgań maszyny na podstawie pomiarów na częściach niewirujących. Wytyczne ogólne.
- [164] Pruuftechnik A.G.:Urządzenie do centrowania Optalign. Instrukcja obsługi. Ismaning, 1993.
- [165] Przybysz J.: Turbogeneratory, eksploatacja i diagnostyka. WNT, Warszawa 1991.
- [166] Przybysz J.: Turbogeneratory, zagadnienia eksploatacyjne. Wyd. Instytut Energetyki, Warszawa 2005.

- [167] Rams W., Rusek J.: Praktyczna diagnostyka maszyn indukcyjnych klatkowych. Wyd. BOBRME, Katowice 2004, Maszyny Elektryczne, nr 68, 2004.
- [168] Randall R.B.: Frequency Analysis. Bruel & Kjaer 1987.
- [169] Rawicki S.: Diagnostyka uszkodzeń uzwojenia wirnika trójfazowego silnika indukcyjnego. III Krajowa Konferencja Diagnostyka Techniczna Urządzeń i Systemów, Szczyrk 10-13.10.1995, Materiały Konferencyjne, tom 2.
- [170] Różycki A.: Eksploatacyjne metody wykrywania uszkodzeń klatek wysokonapięciowych silników indukcyjnych. ZN AGH, Elektrotechnika, nr 1190, z.12, 1988.
- [171] Rusek J., Swędrowski L.: Wpływ uszkodzenia łożyska na spektrum prądów silnika indukcyjnego. XXXIX Międzynarodowe Sympozjum Maszyn Elektrycznych, Gdańsk-Jurata, 9-11.06.2003, Materiały Konferencyjne.
- [172] SCHENCK: Meßgrößen und Aufnehmer der Maschinendiagnose, Seminar C40, 1996.
- [173] SCHENCK: Metody, korzyści i rozwiązania konwencjonalnych i diagnostycznych systemów drganiowej diagnostyki stanu turbozespołów i urządzeń przemysłowych. Seminarium C45. Darmstadt. 1994.
- [174] Skaza A.: Kompleksowy program zabezpieczenia, diagnostyki i zarządzania maszynami. Bently Nevada Corporation.
- [175] Skaza A.: Materiał otrzymany w ramach konsultacji technicznych: System zarządzania maszynami – długofalowa koncepcja rozwoju w Elektrowni Opole S.A. Bently Nevada Corporation. 2001.
- [176] SKF: Rolling bearings in electric motors and generators Publication 5230E, SKF 2004..
- [177] SKF.: Katalog 2004.
- [178] SKF: Poradnik obsługi technicznej łożysk, SKF 1994, Publikacja 4100 PL.
- [179] SKF: SKF bearing and seal replacements electric motors SKF 2004, Publication 5272 ,SKF 2002.
- [180] SKF: Condition Monitoring: SKF SEE® Technology Background & Concept. SKF 1990.
- [181] SKF: Taking and Interpreting SEE Pen Readings. Applicat. Note CM3020, 1999.
- [182] SKF: Early Warning Fault Detection in Rolling Element Bearings Using Microlog Enveloping. Applicat. Note CM3021, 1999.
- [183] SKF: Condition Monitoring. Vibration Sensor Installation. SKF 2000.
- [184] SKF: SKF Maintenance and Lubrication Products. SKF USA#711-639 2005/04.
- [185] Skubis J.: Diagnostyka wzn metodą EA w transformatorach dużej mocy podczas ich eksploatacji. Energetyka nr 6, 1997.
- [186] Skubis J.: Wybrane zagadnienia z techniki i diagnostyki wysokonapięciowej. Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole 1998 r.
- [187] Skubis J.: EA w badaniach izolacji urządzeń elektroenergetycznych. IPPT-PAN, Studia i Monografie nr 99, Opole 1998.
- [188] Skubis J, Jezierski G, Dwojak J, Rzepiela M.: Pomiar drgań transformatora dużej mocy. Wiadomości Elektrotechniczne Nr 4 – 2000.
- [189] SPM.: Bearing Analyzers BEA-52. Instrukcja obsługi.
- [190] SPM.: Program PRO – 30 LUBMASTER.

- [191] Sordyl F., Nowicki R.: Identyfikacja niestateczności drgań wału. Wyd. Energopomiar, Gliwice 1988, Materiały Konferencyjne str.70-78, III Konferencja Naukowo-Techniczna Metrologia w energetyce, Świnoujście 11-15.04.1988.
- [192] Swędrowski L.: Nowa metoda diagnostyki łożysk silnika indukcyjnego oparta na pomiarze i analizie widmowej prądu zasilającego. Wyd. Politechnika Gdańska, Monografia nr 54, Gdańsk 2005.
- [193] Szymaniec S.: Badania wibroakustyczne silników indukcyjnych trójfazowych klatkowych. Rozprawa doktorska, Wydział Elektryczny Politechnika Śląska, 1985.
- [194] Szymaniec S.: Badania porównawcze wybranych metod diagnozowania węzłów łożyskowych silników elektrycznych małej mocy. IX Sympozjum "Mikromaszyny i serwonapędy" Kraków, 5-9.09.1994, Materiały Konferencyjne.
- [195] Szymaniec S.: Diagnostyka eksploatacyjna klatek silników indukcyjnych. XXX Sympozjum Maszyn Elektrycznych: Kazimierz Dolny 13-17.06.1994. Materiały Konferencyjne.
- [196] Szymaniec S.: Diagnostyka eksploatacyjna łożysk tocznych w silnikach elektrycznych. XXX Sympozjum Maszyn Elektrycznych, Kazimierz Dolny 13-17.06.1994. Materiały Konferencyjne.
- [197] Szymaniec S.: Diagnostyka eksploatacyjna klatek silników indukcyjnych. III Krajowa Konferencja Diagnostyka Techniczna Urządzeń i Systemów, Szczyrk 10-13.10.1995, Materiały Konferencyjne, tom 2.
- [198] Szymaniec S.: Diagnostyka drganiowa wirników generatorów w czasie ich remontu i modernizacji. XL Międzynarodowe Sympozjum Maszyn Elektrycznych, Hajnówka, 15-18.06.2004, Materiały Konferencyjne.
- [199] Szymaniec S.: Aspekty metrologiczne diagnostyki prądowej silników elektrycznych. Wyd. BOBRME, Katowice 2004, Maszyny Elektryczne, nr 68, 2004.
- [200] Szymaniec S.: Diagnostyka silników indukcyjnych WN przy wykorzystaniu cewek Rogowskiego. XLI Międzynarodowe Sympozjum Maszyn Elektrycznych, Opole - Jarnołtówek, 14-17.06.2005, Materiały Konferencyjne.
- [201] Szymaniec S.: Diagnostyka stanu izolacji silników indukcyjnych WN w przemyśle. XLI Międzynarodowe Sympozjum Maszyn Elektrycznych, Opole - Jarnołtówek, 14-17.06.2005, Materiały Konferencyjne.
- [202] Szymaniec S.: Diagnostyka stanu izolacji silników elektrycznych indukcyjnych wysokonapięciowych off-line w przemyśle. Wiadomości Elektrotechniczne nr 4, rok 2005.
- [203] Szymaniec S.: Diagnostyka stanu izolacji silników indukcyjnych wysokonapięciowych off-line w przemyśle. Wyd. BOBRME, Katowice 2005, Maszyny Elektryczne, nr 71, 2005
- [204] Szymaniec S.: Diagnostyka stanu izolacji uzwojeń i stanu łożysk silników indukcyjnych klatkowych w warunkach przemysłowej eksploatacji. Wyd. Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej 2006, Opole, Studia i Monografie z. 193.
- [205] Szymaniec S.: Diagnostyka maszyn indukcyjnych klatkowych z wykorzystaniem cewek Rogowskiego. Wyd. BOBRME, Katowice 2005, Maszyny Elektryczne, nr 72, 2005.

- [206] Szymaniec S.: Ocena stanu izolacji maszyn elektrycznych w warunkach ich przemysłowej eksploatacji. Ekspertyza N/38/05, 2005, materiały niepublikowane.
- [207] Szymaniec S.: Diagnostyka łożysk tocznych w silnikach w warunkach ich przemysłowej eksploatacji. Wyd. BOBRME, Katowice 2006, Maszyny Elektryczne, nr 74, 2006.
- [208] Szymaniec S.: Diagnostyka off-line stanu izolacji silników w przemyśle. Wyd. BOBRME, Katowice 2006, Maszyny Elektryczne, nr 74, 2006.
- [209] Szymaniec S.: Eksploatacja i diagnostyka silników indukcyjnych trójfazowych klatkowych w przemyśle. Wyd. BOBRME, Ryto 2009, Maszyny Elektryczne, nr 84, 2009.
- [210] Szymaniec S.: Diagnostyka eksploatacyjna uszkodzeń napędów elektrycznych w przemyśle – doświadczenia własne. Wyd. BOBRME, Ryto 2011, Maszyny Elektryczne, nr 89, 2011.
- [211] TECHNICAD; TNC 2010 aparatura do nadzoru maszyn wirnikowych, Nota Aplikacyjna, Gliwice 2000.
- [212] Uhl T.: Współczesne trendy rozwojowe systemów monitorowania i diagnozowania maszyn. Pomiary-Automatyka Kontrolna, 1999, nr 4.
- [213] Witkowski A.: Model matematyczny silnika indukcyjnego z niecentrycznie usytuowanym wirnikiem. XXXII Międzynarodowe Sympozjum Maszyn Elektrycznych, Kraków, 26-29.06.1996, Materiały Konferencyjne.
- [214] Woma Solution. Poszukiwanie oszczędności związanych z procesem produkcyjnym, utrzymaniem parku maszynowego oraz jakością wytwarzanych produktów poprzez wdrożenie diagnostycznego utrzymania ruchu (PdM). VI Ogólnopolski Kongres Służb Utrzymania Ruchu POLMAINTENANCE. 2011.
- [215] Wysogład B.: Metody reprezentacji drgań wałów maszyn wirnikowych w diagnostycznych bazach danych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Mechanika zeszyt 126, Gliwice 1996.
- [216] Zawilak J., Bialik J.: Drgania własne konstrukcji dwubiegowego silnika synchronicznego. Maszyny Elektryczne. Zeszyty Problemowe. 2008, nr 80, s. 193-197, 8 rys., 4 tab., bibliogr. 6 poz., Problemy eksploatacji maszyn i napędów elektrycznych. PEMINE. Ryto 2008.
- [217] Zawilak J., Decner A., Glinka T., Polak A.: Izolacja zwojowa - badania diagnostyczne. Przegląd Elektrotechniczny. 2008 R. 84, nr 12, s. 35-37, 2 rys., 2 tab., bibliogr. 4 poz.
- [218] Zawilak J., Decner A., Glinka T., Polak A.: Badania diagnostyczne izolacji zwojowej. Prace Naukowe Instytutu Maszyn, Napędów i Pomiarów Elektrycznych Politechniki Wrocławskiej. Studia i Materiały. 2008, nr 28, s. 486-491, 2 rys., 2 tab., bibliogr. 4 poz.
- [219] Zawilak J., Antal M., Antal L.: Badania uszkodzeń uzwojenia stojana klatkowego silnika indukcyjnego. W: Problemy eksploatacji maszyn i napędów elektrycznych. PEMINE, Ryto, [23-25] maj 2007. Katowice : BOBRME "Komel", 2007. s. 83-88, 9 rys., bibliogr. 10 poz.

- [220] Zawilak J., Bialik J.: Wyznaczanie drgań własnych konstrukcji dwubiegowych silników synchronicznych. W: Zagadnienia maszyn, napędów i pomiarów elektrycznych. Wrocław : Oficyna Wydaw. PWroc., 2007. s. 118-127, 9 rys., 3 tab., bibliogr., 6 poz., (Prace Naukowe Instytutu Maszyn, Napędów i Pomiarów Elektrycznych Politechniki Wrocławskiej. Studia i Materiały, W serii gł.: nr 60.
- [221] Zawilak J., Bialik J.: Vibration modeling of the two-speed, large power, synchronous motor. W: 6th IEEE International Symposium on Diagnostics for Electric Machines, Power Electronics and Drives. [SDEMPED 2007]. Proceedings, Cracow, Poland, September 6-8, 2007. Piscataway, NJ : IEEE, cop. 2007. s. 173-177, 11 rys., 4 tab., bibliogr. 7 poz.
- [222] Zawilak J., Antal M., Antal L.: Badania eksperymentalne silnika indukcyjnego z uszkodzoną klatką wirnika. W: Zagadnienia maszyn, napędów i pomiarów elektrycznych. Wrocław : Oficyna Wydaw. PWroc., 2006. s. 69-77, 12 rys., bibliogr. 5 poz., (Prace Naukowe Instytutu Maszyn, Napędów i Pomiarów Elektrycznych Politechniki Wrocławskiej. Studia i Materiały, nr 26) W serii gł.: nr 59.
- [223] Zawilak J., Antal M.: Symulacyjne badanie procesu uszkodzania klatki wirnika silnika indukcyjnego podczas jego rozruchu. Elektrotechnika i Elektronika. 2006 t. 25, z. 2, s. 114-118, 10 rys., bibliogr. 4 poz., Toż w: XLII International Symposium on Electrical Machines. SME 2006. Conference proceedings. [Ed. W. Rams]. Cracow, July 3-6, 2006. [Kraków: Wydział Elektrotechniki, Automatyki, Informatyki i Elektroniki AGH 2006].
- [224] Zawilak J., Antal M.: Badania symulacyjne nagrzewania się silnika indukcyjnego z uszkodzoną klatką wirnika. W: XLI Międzynarodowe Sympozjum Maszyn Elektrycznych. SME '2005. Materiały konferencyjne, Opole-Jarnołtówek, 14-17 czerwiec 2005. T. 1 / [Ed. M. Łukaniszyn]. Opole : Oficyna Wydaw. POpol., 2005. s. 56-63, 21 rys., bibliogr. 22 poz.
- [225] Zawilak J. Bialik J.: Drgania oraz siły pochodzenia elektromagnetycznego w dwubiegowych silnikach synchronicznych dużej mocy. W: XLI Międzynarodowe Sympozjum Maszyn Elektrycznych. SME '2005. Materiały konferencyjne, Opole-Jarnołtówek, 14-17 czerwiec 2005. T. 1 / [Ed. M. Łukaniszyn]. Opole : Oficyna Wydaw. POpol., 2005. s. 308-315, 10 rys., 1 tab., bibliogr. 7 poz.
- [226] Zawilak J. Antal M.: Ocena stopnia uszkodzenia klatki wirnika silnika indukcyjnego na podstawie próby zablokowanego wirnika. W: Zagadnienia maszyn, napędów i pomiarów elektrycznych. Wrocław : Oficyna Wydaw. PWroc., 2004. s. 109-120, 10 rys., 1 tab., bibliogr. 9 poz., (Prace Naukowe Instytutu Maszyn, Napędów i Pomiarów Elektrycznych Politechniki Wrocławskiej. Studia i Materiały, ISSN 1733-0718; nr 24) W serii gł.: nr 56.
- [227] Zawilak J., Antal M., Antal L.: Charakterystyki eksploatacyjne silnika indukcyjnego z uszkodzoną klatką wirnika. W: Zagadnienia maszyn, napędów i pomiarów elektrycznych. Wrocław : Oficyna Wydaw. PWroc., 2004. s. 97-108, 12 rys., bibliogr. 7 poz., (Prace Naukowe Instytutu Maszyn, Napędów i Pomiarów Elektrycznych Politechniki Wrocławskiej. Studia i Materiały, ISSN 1733-0718; nr 24) W serii gł.: nr 56.

- [228] Zawilak J., Antal M.: Obwodowo-polowy model silnika indukcyjnego klatkowego z uszkodzonym prętem wirnika. W: 39th International Symposium on Electrical Machines. SME 2003. Conference proceedings [Dokument elektroniczny], Gdańsk-Jurata, June 9-11, 2003. [Gdańsk : Wydaw. Wydziału Elektrotechniki i Automatyki PGdań., 2003]. P103, [6] s., 17 rys., 1 tab., bibliogr. 8 poz., CD-ROM
- [229] Zawilak J. Antal L.: Drgania dwubiegowego silnika synchronicznego. W: New constructions, technologies and calculation methods of electrical machines. XXXVIII International Symposium on Electrical Machines. SME '2002, Cezyna-Kielce, June 18-21, 2002. Kielce : Wydaw. PŚwiętokrz., 2002. s. 109-118, 1 tab., 15 rys., bibliogr. 7 poz.
- [230] Ziomba S.: Analiza drgań. PWN, Warszawa, t.I, 1957, t.II, 1959.
- [231] Ziomek M.: Relacje diagnostyczne – cz.1, Wyd. Technicad, nr 4, 1994.
- [232] Ziomek M., Migąła J.: Runout – przyczyny, pomiar i eliminacja. Przegląd Mechaniczny, nr 1,1993.