

ROZDZIAŁ 4

SYSTEM OCENY STANU DYNAMICZNEGO MASZYN WIRNIKOWYCH

- UNIFIKACJA OZNACZEŃ
- WARTOŚCI KRYTERIALNE
- DEFINICJE, NORMY

Znacząca część nieporozumień specjalistów, przy omawianiu zagadnień związanych z dynamiką maszyn wirnikowych, ma swoje źródło w braku wspólnego języka. Każda dyscyplina naukowa ma swoją specyficzną terminologię i własny żargon techniczny. Te same terminy oznaczają często coś innego w różnych środowiskach specjalistów. Terminologia i oznaczenia dotyczące drgań są w znacznym stopniu znormalizowane. W praktyce jednak nie zawsze są one w tej postaci stosowane. W polskiej literaturze naukowej z dziedziny drgań funkcjonują określenia z literatury anglojęzycznej, czasami wzięte dosłownie, spolszczone, bądź w wolnym tłumaczeniu. Podobnie jest z literowymi oznaczeniami wielkości fizycznych, którymi przeważnie są pierwsze litery, lub skróty angielskich określeń tych wielkości. W każdym jednak wypadku niezbędne jest wyjaśnienie użytych oznaczeń i niestandardowych terminów. Temu między innymi celowi służy niniejszy rozdział.

Niemal wszystkie niesprawności techniczne maszyn wirnikowych uwidaczniają się w drganiach elementów maszyn. Do oceny ich stanu dynamicznego wykorzystuje się przede wszystkim diagnostyczną informatywność drgań maszyn. Podstawą wibroakustycznej oceny stanu dynamicznego maszyny jest intensywność drgań. Za miarę intensywności drgań można przyjąć każdą wielkość charakteryzującą stan drganiowy maszyny. Dla potrzeb zaawansowanej analizy dynamiki wirników proponujemy jednolity system przedstawiania drgań elementów maszyn wirnikowych szczególnie użyteczny ze względu na system komputerowy MESWIR i jego możliwości wizualizacji wyników (patrz: rozdział 3). Na system ten składają się charakterystyczne arkusze, na których zestawione są między innymi karty diagnostyczne, wykresy analizy widmowej, tabele amplitud drgań oraz karty wykresów słupkowych.

Niektóre z elementów tych arkuszy były już prezentowane wcześniej (rozdział 3).

W niniejszym rozdziale omówimy jedynie po jednym przykładzie każdej z tych form prezentacji wyników. Zastosujemy tu ten sam, jednolity system oznaczeń i określeń, uprzednio szczegółowo zdefiniowany. W następnych rozdziałach niniejszej monografii system ten będzie wielokrotnie wykorzystywany.

Osobny podrozdział zawiera zestawienie różnych wartości kryterialnych stanowiących poziom odniesienia dla pomierzonych lub obliczonych drgań maszyn: znormalizowanych, a także tych stosowanych w praktyce przez system diagnostyczny DT200, o którym była już mowa w rozdziale 3. Szczególnie interesujące dla Czytelnika mogą być ARKUSZE-A,B i D oraz tabele nr 10 i 11 zawierające komplet tego rodzaju danych odnoszących się do dużego obiektu rzeczywistego. Na ogół dane te nie są publikowane i stanowią poufny materiał dysponentów obiektów. Również tabele nr 15 i 16 przedstawiają interesujące dane dotyczące wartości granicznych konkretnych jednostek energetycznych.

Przedstawimy także w sposób prosty, ale matematycznie ścisły pojęcia stosowane w analizie drgań, a mianowicie pasma analizy widmowej i logarytmiczną skalę poziomu intensywności drgań, wyrażaną w decybelach. W rozdziale przedstawimy też fragment analizy odnoszący się do niestabilności hydrodynamicznej łożysk ślizgowych, podamy przyczyny tego zjawiska i sposoby ograniczenia jego wpływu. Na końcu w sposób encyklopedyczny wyjaśnimy główne terminy używane w dziedzinie dynamiki wirników ze szczególnym uwzględnieniem drgań ich elementów. Załączymy też wykaz norm związanych z przedmiotem rozważań.

4.1 Metody pomiaru stanu dynamicznego maszyn wirnikowych

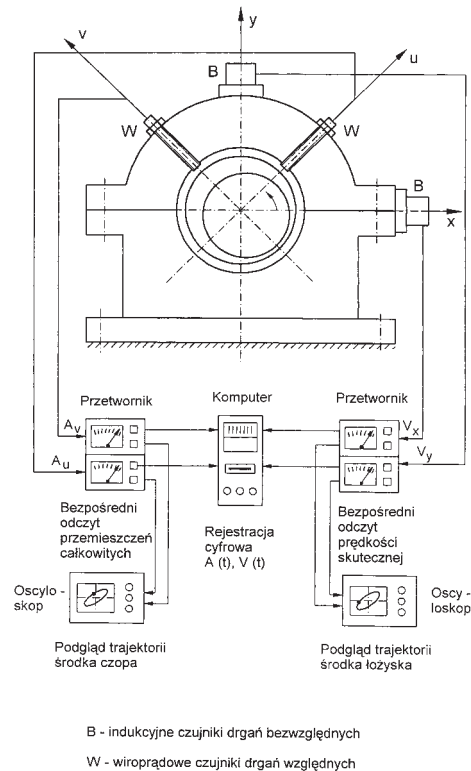
Prawie wszystkie uszkodzenia maszyn wirnikowych mają swoje odbicie w drganiach. Stąd też podstawowym sygnałem diagnostycznym dla tego typu maszyn są sygnały drganiowe [4.1]-[4.13].

W praktyce eksploatacji maszyn wirnikowych najważniejsza jest ocena drgań obiektu na podstawie pomiarów wykonanych na częściach nie wirujących. Chodzi tu głównie o pomiary bezwzględnych prędkości drgań na stojakach łożysk ślizgowych oraz w określonych miejscach korpusów. Pomiary tego rodzaju można przeprowadzić niemal zawsze i dość łatwo, bez ingerencji w strukturę maszyny i podczas jej ruchu, a także stosunkowo niskim kosztem. Pomiary te dostarczają informacji o wielu uszkodzeniach objawiających się wzrostem drgań korpusów, choć czasem są trudno interpretowalne.

Pomiary drgań na wirujących elementach maszyn są bardziej kłopotliwe, wymagają specjalnego, stosunkowo drogiego oprzyrządowania pomiarowego montowanego na stałe, zwykle wewnątrz korpusów łożysk. Przedmiotem pomiarów są w tym przypadku względne przemieszczenia drgań, zwykle drgań czopów łożyskowych względem panwi. Pomiary prowadzi się głównie za pomocą wiroprowadowych czujników przemieszczeń względnych, mocowanych na stałe do panwi łożyskowych. Te układy pomiarowe stanowią zazwyczaj element zarówno systemu kontroli i nadzoru, jak i element systemu diagnostycznego. Pomiary drgań względnych wirujących wałów są kłopotliwe. Jednak przy sprawnie działającym systemie pomiaru względnych przemieszczeń wału dostarcza on dużo informacji o pracy łożysk.

żysk maszyny, o stanie wyważenia wirnika (a przez to i o ubytkach w elementach wirujących, np. w ułopatkowaniu), o stanie wygięcia wału, o stanie sprzęgieł, o przemieszczeniu podpór łożyskowych względem linii kinetostatycznej oraz o innych zjawiskach odzwierciedlających się w położeniu środka czopa w kole luzów łożyska czy w kształcie trajektorii środka czopa.

Na rys. 4.1 przedstawiono schemat typowego węzła pomiarowego dużej maszyny wirnikowej, na przykład turbogeneratora, jakim jest łożysko wraz ze stojakiem łożyskowym. Rysunek pokazuje rozmieszczenie czujników do pomiaru drgań bezwzględnych korpusu łożyska i czujników do pomiaru drgań względnych czopa względem panwi łożyskowej. Na rysunku pokazano także schematycznie przebieg sygnałów pomiarowych, sposób ich przetwarzania i wykorzystania. Tego rodzaju oprzyrządowanie pomiarowe jest standardem w przemyśle energetycznym (np. w elektrowniach).



Rys. 4.1. Schemat typowego oczujnikowania pojedynczego węzła pomiarowego (łożyska) dużej maszyny wirnikowej, stosowanego standardowo w przemyśle [4.29]. Oznaczenia: A_u, A_v – amplitudy drgań względnych p-p w kierunku u, v ; V_x, V_y – prędkości drgań bezwzględnych RMS w kierunku x, y

4.2 Ocena stanu dynamicznego maszyny na podstawie pomiarów drgań

Podstawą wibroakustycznej oceny stanu dynamicznego maszyny jest **intensywność drgań**. Za miarę intensywności drgań można przyjąć każdą wielkość charakteryzującą stan drganiowy maszyny. Wybór takiej wielkości zależy od wielu czynników i nie jest sformalizowany. Zależy od rodzaju maszyny czy też elementu maszyny, którego drgania się analizuje, ale przede wszystkim od rodzaju informacji, którą chce się otrzymać i celu analizy. W praktyce eksploatacyjnej przyjęte są jednak pewne jednolite zasady, z których część jest znormalizowana.

Dla stałych (nie wirujących) części maszyn można z grubsza przyjąć, że:

- dla maszyn o małej częstotliwości drgań podstawowych (prędkości obrotowych), poniżej 10-30 Hz podstawą oceny intensywności drgań są przemieszczenia drgań,
- dla maszyn pracujących w szerokim i średnim zakresie prędkości obrotowych i częstotliwości drgań podstawowych od ok. 10-30 Hz aż do 1000-1500 Hz – podstawą oceny intensywności drgań jest prędkość drgań,
- dla maszyn o wysokich częstotliwościach drgań podstawowych, powyżej 1000-1500 Hz, podstawą oceny intensywności drgań jest przyspieszenie drgań.

Wynika stąd, że dla większości maszyn wirnikowych i większości analizowanych zjawisk dynamicznych podstawą oceny intensywności drgań elementów nie wirujących jest prędkość drgań.

Dla wirujących elementów maszyn (wirników, wałów, tarcz) ocenę intensywności drgań prowadzi się zwykle w oparciu o przemieszczenia drgań, niezależnie od prędkości wirowania.

Ze względu na sposób pomiaru, związany z używanym sprzętem pomiarowym, drgania elementów nie wirujących mierzy się zwykle jako bezwzględne (w inercjalnym układzie odniesienia), natomiast drgania elementów wirujących mierzy się jako względne (względem elementu maszyny przyjętego jako stały element odniesienia), do którego mocuje się czujniki przemieszczeń względnych.

Jako **miary (estymaty)** intensywności drgań zwykle przyjmuje się:

- dla przemieszczeń drgań – amplitudę całkowitą,
- dla prędkości drgań – wartość skuteczną.

W praktyce ocenę stanu dynamicznego średnich i dużych maszyn wirnikowych, o średnich prędkościach obrotowych (a więc zdecydowanej większości) dokonuje się w oparciu o następujące wielkości pochodzące z pomiarów:

- V (V_{sk} lub V_{RMS}) – prędkość skuteczną drgań bezwzględnych – dla stałych (nie wirujących) elementów maszyn, takich jak korpusy, stojaki łożyskowe itp.,
- A_{pp} (S_c lub S_{p-p}) – całkowitą amplitudę przemieszczeń drgań względnych – dla wirujących elementów maszyn, takich jak wirniki, wały, czopy, itp.

Syntetyczne zestawienie powyższych uwarunkowań zawarto w tabeli 4.1.

Tabela 4.1. Ogólne zasady oceny maszyny wirnikowej na podstawie drgań [4.29]

Miejsce pomiaru:	stałe elementy maszyn	wirujące elementy maszyn
Oznaczenie wielkości mierzonej:	$V(V_{sk}, V_{RMS})$	$A_{pp}(S_c, S_{p-p})$
Podstawa oceny intensywności drgań:	prędkość drgań	przemieszczenie drgań
Miara intensywności drgań:	wartość skuteczna	amplituda całkowita
Rodzaj drgań:	bezwzględne	względne
Kierunek pomiaru:	poziom, pion	dwusieczna kąta między poziomem i pionem
Narzędzia pomiarowe:	elektrodynamiczne czujniki prędkości drgań	wiropływowe czujniki przemieszczeń drgań

4.3 Jednolity system oznaczeń

W niniejszej monografii przyjęty został własny, jednolity system oznaczeń dla podstawowych wielkości charakteryzujących intensywność drgań. Poniżej wyjaśniono znaczenie używanych symboli oraz zilustrowano je na rysunku. W tabeli 4.2 podano symbole według sugerowanych oznaczeń własnych w zestawieniu z oznaczeniami wg PN i oznaczeniami literaturowymi (zwykle zaczerpniętymi z literatury anglojęzycznej). Tabela 4.3 zawiera własne oznaczenia złożone z oznaczeń z tab. 4.2 i z wyszczególnionych poniżej tab. 4.2 indeksów. Oznaczenia te zilustrowano na rys. 4.2 na tle przykładowej trajektorii.

Tabela 4.2. Porównanie oznaczeń stosowanych do opisu stanu dynamicznego maszyn

Oznaczenie własne	Oznaczenie wg PN	Oznaczenie ang.	Znaczenie
A	A_{sz}	A_{o-p}	szczytowa wartość amplitudy przemieszczeń drgań
A_{pp}	A_c	A_{p-p}	całkowita amplituda przemieszczeń drgań
V	V_{sk}	V_{RMS}	średniokwadratowa wartość prędkości drgań

Indeksy stosowane do oznaczenia kierunku pomiaru:

x – składowa w kierunku x (składowa pozioma),

y – składowa w kierunku y (składowa pionowa),

u – składowa w kierunku u (składowa w kierunku pod kątem 45° do poziomu),
 v – składowa w kierunku v (składowa w kierunku pod kątem 45° do pionu),
 m – wartość maksymalna (w kierunku prostej łączącej dwa najdalsze punkty trajektorii.)

Tabela 4.3. Oznaczenia złożone własne

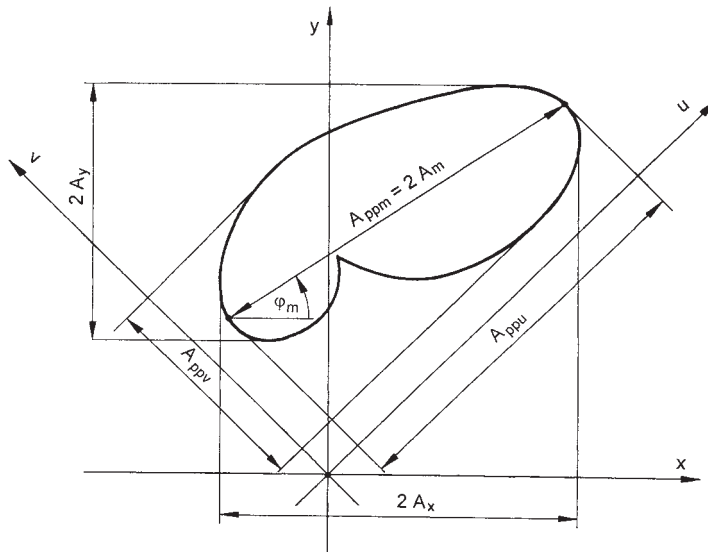
Wielkość podstawowa	Wielkość pochodna	Określenie	Zastosowanie
A	A_m A_x A_y	Wartość szczytowa przemieszczeń drgań względnych i bezwzględnych	Stosowane do zaawansowanej analizy stanu z wykorzystaniem systemu MESWIR
A_{pp}	A_{ppm} A_{ppu} A_{ppv}	Całkowita amplituda przemieszczeń drgań względnych	Stosowane w pomiarach przemysłowych oraz w systemie MESWIR do oceny stanu dynamicznego wirnika i stabilności łożysk
V	V_m V_x V_y	Średniokwadratowa wartość prędkości drgań bezwzględnych	Stosowane w pomiarach przemysłowych oraz w systemie MESWIR do oceny stanu dynamicznego korpusów łożysk i pokryw turbin

Uwaga: Jeśli przy symbolu wielkości występuje dodatkowo dopisek 1/3X, 1/2X, 1X, 2X, 3X to reprezentuje ona harmoniczne sygnały rzędu odpowiednio: 1/3X, 1/2X, 1X, 2X, 3X. W przeciwnym razie (brak dopisku) reprezentuje wartość sumaryczną, czyli sumę wszystkich tych harmonicznych.

4.4 Miary sygnału dowolnego

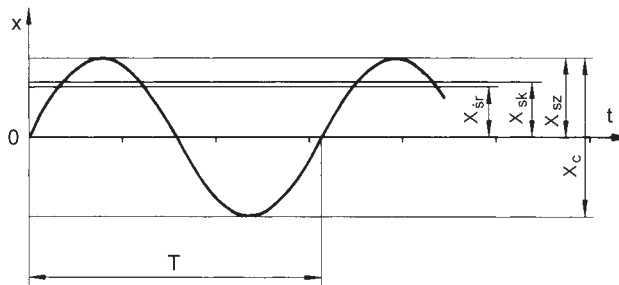
Dla dowolnego sygnału pomiarowego (np. przemieszczenie, prędkość, napięcie, natężenie) reprezentowanego przez uogólniony sygnał $x(t)$ określić można miary (estymaty) charakteryzujące liczbowo te sygnały i pozwalające na ich porównywanie z wartościami kryterialnymi. W tabeli 4.4 podano używane oznaczenia tych miar i ich definicje określone wzorami i pozwalające na ich obliczanie gdy znany jest przebieg $x(t)$. Gdy $x(t)$ jest funkcją harmoniczną, to między różnymi miarami sygnału istnieje ścisła zależność pozwalająca na ich wzajemne przeliczanie. Przeliczniki takie zestawiono w tab. 4.5, a na rys. 4.3 podano fizyczną interpretację i wzajemne relacje różnych miar sygnału.

Rysunek 4.4 zawiera diagram umożliwiający szybkie przejście między różnymi miarami intensywności drgań przy tej samej, zadanej częstotliwości sygnałów harmonicznym.



Rys. 4.2. Ilustracja oznaczeń stosowanych do opisu stanu dynamicznego maszyn [4.29]

Znaczenie praktyczne skutecznej prędkości drgań:
Moc drgań mechanicznych (okresowe zmiany energii elementów drgających) stanowi o możliwości zniszczenia



$$X_{sr} = 0,637 \times X_{sz} \quad X_{sk} = 0,707 \times X_{sz} \quad X_c = 2 \times X_{sz}$$

Rys. 4.3. Ilustracja zależności między różnymi miarami drgań harmoniczných [4.1]

Tabela 4.4. Najczęściej stosowane miary sygnału dowolnego $x(t)$

Nazwa polska	Oznaczn. polskie	Nazwa ang.	Oznaczn. ang.	Sposób obliczania
Wartość szczytowa	X_{sz}	<i>peak</i>	X_{o-p}	$= \max x(t) $ $0 < t < T$
Amplituda całkowita	X_c	<i>peak to peak</i>	X_{p-p}	$= \max[x(t)] - \min[x(t)]$ $0 < t < T$ $0 < t < T$
Wartość średnia	$X_{\acute{s}r}$	<i>average</i>	X_{ave}	$= \frac{1}{T} \int_0^T x(t) dt$
Wartość skuteczna	X_{sk}	<i>root mean square</i>	X_{RMS}	$= [\frac{1}{T} \int_0^T [x(t)]^2 dt]^{\frac{1}{2}}$

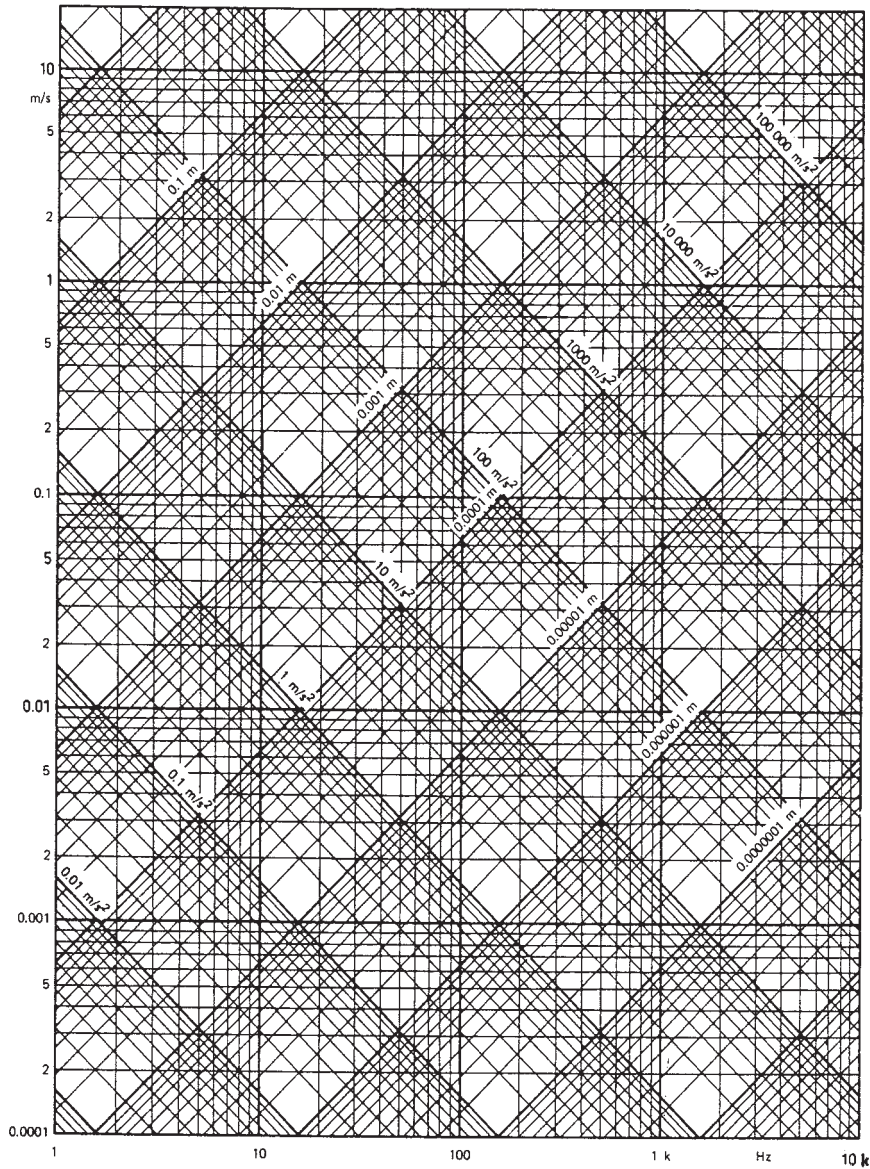
Tabela 4.5. Zależności między miarami sygnału harmonicznego postaci:

$$x = X_{o-p} \sin(\frac{2\pi}{T} \cdot t)$$

PL ↓ →		X_{sz}	X_c	$X_{\acute{s}r}$	X_{sk}
	ANG. ↓ →	X_{o-p}	X_{p-p}	X_{ave}	X_{RMS}
$X_{sz} =$	$X_{o-p} =$	1	0,5 * ↑	1,57 * ↑	1,414 * ↑
$X_c =$	$X_{p-p} =$	2 * ↑	1	3,14 * ↑	2,829 * ↑
$X_{\acute{s}r} =$	$X_{ave} =$	0,637 * ↑	0,319 * ↑	1	0,901 * ↑
$X_{sk} =$	$X_{RMS} =$	0,707 * ↑	0,354 * ↑	1,11 * ↑	1

Przykład: $X_{sz} = 0,5 * X_c$, tzn. wartość X_{sz} z pierwszej (lub drugiej) kolumny jest równa iloczynowi współczynnika z danego rzędu tabeli i wartości X wskazanej przez strzałkę. Uwagi:

1. Powyższe zależności są ważne, gdy X oznacza wszędzie tę samą wielkość fizyczną (przemieszczenie, prędkość, przyspieszenie).
2. Przeliczniki z tabeli powyżej mogą być stosowane w odniesieniu do każdej składowej harmonicznego drgań oddzielnie, lub gdy w sygnale silnie dominuje jedna harmoniczna.



Rys. 4.4. Diagram pozwalający na szybkie określenie amplitudy jednej z trzech wielkości charakteryzującej intensywność drgań: przemieszczenie, prędkość, przyspieszenie, gdy znane są dwie pozostałe spośród nich. Zależności ważne są dla drgań harmonicznnych o sprecyzowanej częstotliwości f .

Poniżej przedstawimy sposób określenia zależności typu amplituda przemieszczeń – prędkość skuteczna dla drgań harmoniczných, w sytuacji gdy znana jest wartość amplitudy przemieszczeń $A(A_{sz}, A_{0-p})$ oraz częstotliwość drgań f . Prędkość średniokwadratową $V(V_{sk}, V_{RMS})$ możemy wówczas określić z zależności:

$$V = 4,443 \cdot f \cdot A,$$

a dla standardowych jednostek: $V[\text{mm/s}]$, $A[\mu\text{m}]$, $f[\text{Hz}]$ jest:

$$V[\text{mm/s}] = 0,004443 \cdot f[\text{Hz}] \cdot A[\mu\text{m}].$$

W praktyce eksploatacyjnej, zarówno z uwagi na łatwość technicznej interpretacji wyników jak i odczyty z importowanych przyrządów pomiarowych, przyjęło się wyrażać wielkości charakterystyczne drgań w następujących jednostkach:

- przemieszczenia: $A [\mu\text{m}]$,
- prędkości: $V [\text{mm/s}]$,
- przyspieszenia: $a [\text{m}^2/\text{s}]$,
- częstotliwości: $f [\text{Hz}]$.

4.5 Elementy systemu prezentacji wyników obliczeń za pomocą systemu MESWIR

Ze względu na dużą ilość przetwarzanych danych pomiarowych i wyników obliczeń opracowany został zestaw arkuszy, za pomocą których prezentuje się wyniki uzyskane w oparciu o system MESWIR. Poniżej omówiono jeden z takich zestawów z powodzeniem wykorzystywany zarówno w badaniach naukowych, jak i praktycznych analizach prowadzonych na zlecenie przemysłu. Arkusze te stanowią część oprogramowania graficznego (postprocesorów) środowiska MESWIR.

ARKUSZ – A. TABELA WYNIKÓW

Wyniki wszystkich obliczeń, bądź pomiarów na rzeczywistej maszynie, pierwotnie są zapisywane w tabelach w formie zbioru liczb, zanim zostaną przedstawione w formie wykresów. Zamieszczony w tym rozdziale ARKUSZ-A jest przykładem takiej tabeli, która zawiera wyniki obliczeń „przypadku bazowego” dla turbiny 13K215 (patrz: rozdział 3). Intensywność drgań łożysk wyrażono w tabelach w czterech miarach. W zależności od rodzaju drgań przedstawiono je jako:

- przemieszczenie drgań bezwzględnych A w kierunkach x, y ,
- przemieszczenie drgań względnych A w kierunkach x, y ,
- prędkości drgań bezwzględnych średniokwadratowe V_{RMS} w kierunkach x, y ,
- przemieszczenie drgań względnych całkowite A_{pp} w kierunkach u, v .

Każda z wymienionych miar scharakteryzowana została za pomocą 7 wielkości:

- wartości maksymalnej mierzonej w kierunku dużej półosi elipsy trajektorii drgań lub maksymalnej przekątnej trajektorii, gdy trajektoria nie jest elipsą,
- wartości amplitudy sumarycznej w kierunku poziomym i pionowym,
- wartości amplitudy harmonicznej $1/3 X$ w kierunku x i y ,
- wartości amplitudy harmonicznej $1/2 X$ w kierunku x i y ,
- wartości amplitudy harmonicznej $1 X$ w kierunku x i y ,
- wartości amplitudy harmonicznej $2 X$ w kierunku x i y ,
- wartości amplitudy harmonicznej $3 X$ w kierunku x i y .

Wyszczególnione powyżej wielkości zawarto w 14 kolumnach tabeli dla wszystkich 7 łożysk turbozespołu w kierunku x (poziowym) i y (pionowym), za wyjątkiem przemieszczeń drgań względnych, dla których kolumny x, y oznaczają w rzeczywistości kierunek pomiaru pod kątem 45° do poziomu (tzn. oznaczanych w tym opracowaniu jako kierunek u i v).

Przedstawiony poniżej ARKUSZ – A zawiera komplet danych obliczeniowych (dla przypadku bazowego – patrz: rozdział 3), który może być interesujący dla Czytelnika ponieważ dotyczy realnego obiektu pracującego w nominalnych warunkach i jest wynikiem dostrojenia modelu do zestawu pomierzonych danych eksploatacyjnych.

ARKUSZ – A. TABELA WYNIKÓW

Turbina 13K215 blok 7 Elektrownia Kozienice. Wyniki obliczeń programem NLDW - przypadek bazowy															
Rodzaj drgań	Oznaczenie	Łożysko nr 1		Łożysko nr 2		Łożysko nr 3		Łożysko nr 4		Łożysko nr 5		Łożysko nr 6		Łożysko nr 7	
		kier. X	kier. Y	kier. X	kier. Y	kier. X	kier. Y	kier. X	kier. Y	kier. X	kier. Y	kier. X	kier. Y	kier. X	kier. Y
Drgania	Am	1,54		6,27		3,41		4,61		7,43		5,91		4,42	
bezwzględne	A	1,23	1,02	3,09	6,02	1,65	3,34	1,07	4,56	2,02	7,29	3,64	5,49	3,57	3,37
przemieszczenia x-y [um]	A 1/3X	0,01	0,00	0,05	0,04	0,24	0,17	0,49	0,36	0,56	0,27	0,70	0,46	0,31	0,26
	A 1/2X	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02	0,01	0,03	0,02	0,05	0,03	0,04	0,03	0,02	0,02
	A 1X	1,20	0,99	3,05	5,75	1,27	2,86	0,57	4,01	1,39	7,00	2,19	2,79	2,73	1,47
	A 2X	0,18	0,16	0,25	0,87	0,38	0,79	0,17	0,55	0,30	0,37	1,55	3,22	1,38	2,23
	A 3X	0,01	0,01	0,03	0,02	0,01	0,02	0,01	0,02	0,03	0,04	0,28	0,10	0,09	0,05
Drgania	Am	18,58		22,26		7,07		17,43		17,15		25,46		23,17	
względne	A	18,48	3,97	22,24	10,75	6,91	2,39	13,27	11,61	14,78	10,24	22,74	13,20	21,12	19,68
przemieszczenia x-y [um]	A 1/3X	0,09	0,03	0,38	0,18	1,56	0,81	5,59	3,62	1,78	1,16	3,32	2,52	0,77	1,13
	A 1/2X	0,01	0,00	0,03	0,01	0,11	0,05	0,40	0,23	0,17	0,11	0,22	0,17	0,08	0,07
	A 1X	18,28	3,91	21,83	10,57	5,22	1,42	7,44	7,51	12,51	8,56	16,16	9,19	20,14	18,23
	A 2X	0,78	0,18	0,45	0,10	0,91	0,32	2,30	1,15	2,48	1,38	9,60	4,66	2,27	1,57
	A 3X	0,05	0,02	0,02	0,03	0,01	0,00	0,03	0,02	0,05	0,02	0,23	0,09	0,08	0,05
Drgania	Vm	0,36		1,45		0,73		0,93		1,58		1,62		1,26	
bezwzględne	V	0,28	0,23	0,69	1,33	0,33	0,73	0,15	0,92	0,34	1,57	0,88	1,56	0,87	1,04
prędkości x-y [mm/s]	V 1/3X	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02	0,01	0,04	0,03	0,04	0,02	0,05	0,03	0,02	0,02
	V 1/2X	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	V 1X	0,27	0,22	0,68	1,28	0,28	0,64	0,13	0,89	0,31	1,55	0,49	0,62	0,61	0,33
	V 2X	0,08	0,07	0,11	0,38	0,17	0,35	0,08	0,24	0,13	0,17	0,69	1,43	0,61	0,99
	V 3X	0,01	0,01	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,18	0,07	0,06	0,04
Drgania	Ap-p m	37,16		44,51		14,15		34,85		34,29		50,92		46,35	
względne	Ap-p	29,24	23,94	35,77	33,93	12,08	7,97	34,77	8,29	33,56	13,81	48,75	21,85	46,21	34,08
przemieszczenia u-v [um]	Ap-p 1/3X	0,16	0,09	0,75	0,36	3,29	1,21	12,82	3,58	4,13	1,02	8,01	2,30	1,72	2,13
	Ap-p 1/2X	0,01	0,01	0,06	0,03	0,22	0,09	0,88	0,29	0,39	0,10	0,52	0,19	0,14	0,16
	Ap-p 1X	28,89	23,73	35,05	33,54	8,65	6,49	20,92	2,98	27,90	11,85	34,67	13,42	44,21	31,59
	Ap-p 2X	1,13	1,12	0,51	0,77	1,74	0,86	4,52	2,44	5,25	2,17	18,65	10,38	5,11	2,08
	Ap-p 3X	0,05	0,09	0,06	0,03	0,02	0,01	0,03	0,06	0,11	0,05	0,45	0,21	0,18	0,04

ARKUSZ – B. KARTA DIAGNOSTYCZNA

Karta diagnostyczna dla maszyny wirnikowej jest tworzona specjalnym programem komputerowym stanowiącym jeden z postprocesorów graficznych systemu MESWIR. Wygląd karty jest zależny od ilości łożysk maszyny. ARKUSZ-B przedstawia przykładową kartę diagnostyczną dla turbiny 13K215 dla wszystkich 7-miu jej łożysk. W nagłówku karty podane są wielkości identyfikujące badany przypadek i jego cechy.

Wyniki analizy danych, na przykład rezultaty obliczeń programem NLDW, na karcie przedstawione są w dwóch kolumnach. Pierwsza dotyczy drgań bezwzględnych panwi, a druga drgań czopów względem panwi. W obydwu przypadkach na pierwszym miejscu umieszczone są wykresy trajektorii. Małym kółkiem oznaczono początek trajektorii, odpowiadający przejściu znacznika obrotów przez dodatnią półoś poziomą. Punkt ten synchronizuje z sobą wszystkie wykresy trajektorii (zarówno drgań względnych jak i bezwzględnych) przedstawione na karcie diagnostycznej. Trajektoriom towarzyszą odpowiadające im wykresy widmowe drgań czopów (obok trajektorii czopów) lub panwi (obok trajektorii panwi). Wykonano je na podstawie analizy harmonicznej drgań poziomych i pionowych. Intensywność drgań reprezentowana jest przez słupki dla $1/3X$, $1/2/X$, $1X$ i $2X$, gdzie X oznacza częstotliwość wirowania wirnika. Żółte słupki oznaczają drgania w kierunku x , a niebieskie – drgania w kierunku y .

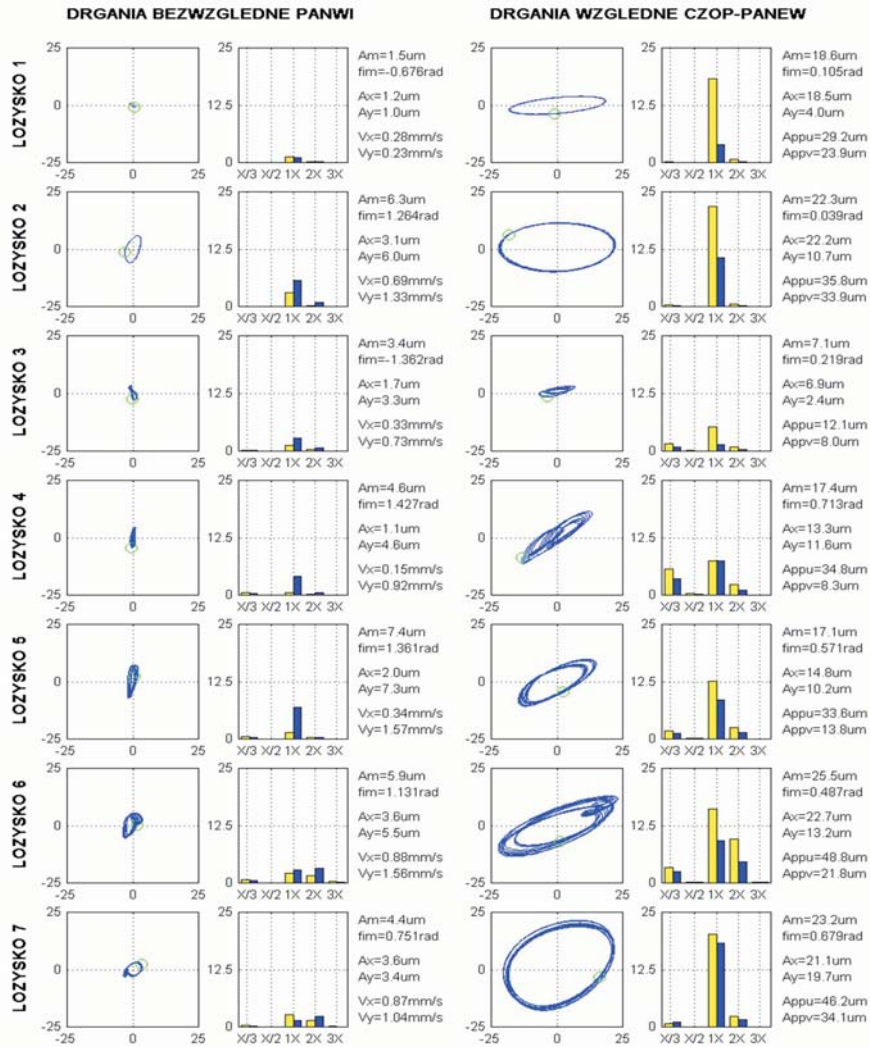
Obok wykresów zamieszczono najważniejsze dane liczbowe charakteryzujące dynamikę wirnika:

- A_m – amplitudę maksymalną drgań, to znaczy odległość dwóch najdalszych punktów trajektorii przedstawionej na danym wykresie,
- f_{im} – kąt pochylenia odcinka łączącego dwa najdalsze punkty trajektorii względem osi poziomej (pochylenie dużej półosi elipsy, gdy trajektoria jest eliptyczna),
- A_x – sumaryczną amplitudę przemieszczeń drgań w kierunku poziomym, czyli rzut trajektorii na oś poziomą,
- A_y – sumaryczną amplitudę przemieszczeń drgań w kierunku pionowym, czyli rzut trajektorii na oś pionową,
- V_x – amplitudę RMS prędkości drgań bezwzględnych panwi w kierunku poziomym,
- V_y – amplitudę RMS prędkości drgań bezwzględnych panwi w kierunku pionowym,
- A_{ppu} – amplitudę międzyszczytową (podwójną amplitudę) przemieszczeń drgań w kierunku osi u (tzn. w kierunku dwusiecznej kąta między dodatnimi półosiami x i y),
- A_{ppv} – amplitudę międzyszczytową (podwójną amplitudę) przemieszczeń drgań w kierunku osi v (tzn. w kierunku dwusiecznej kąta między ujemną półosią x i dodatnią półosią y).

Wielkości A_m , f_{im} , A_x , A_y są standardowo obliczane zarówno dla drgań względnych, jak i bezwzględnych. Pozostałe wielkości są używane głównie w warunkach eksploatacyjnych w przemyśle do oceny stanu dynamicznego maszyn wirnikowych,

ARKUSZ –B. KARTA DIAGNOSTYCZNA

Kod karty: 1200-umw	Obiekt: turbozespol 13K215	Data: 29-12-2000
Opis defektu: Karta Bazowa - dane wg Um. Wyk. 2/98		
Dane zmienne:		



Oznaczenia: A=amplituda przemieszczen, V=predkosc RMS, fi=kąt pochylenia maksymalnej przekatnej trajektorii, m=wartosc maksymalna, pp="peak to peak", x,y=osie pozioma i pionowa, u,v=osie pod kątem pi/4 do x,y, wykresy widm: szary - kier. x, czarny - kier. y.

gdyż te właśnie wartości graniczne dla poszczególnych typów maszyn są znormalizowane, a standardowe przyrządy pomiarowe są przystosowane do ich bezpośredniego wyprowadzania. V_x, V_y są stosowane w przypadku bezwzględnych drgań panwi, a A_{ppu}, A_{ppv} – w przypadku drgań względnych czopów względem panwi.

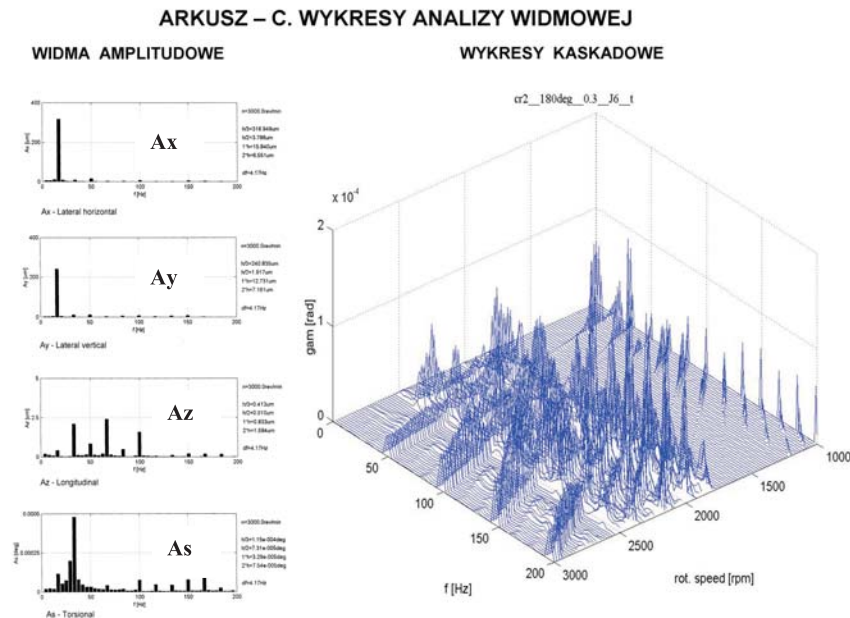
ARKUSZ – C. WYKRESY ANALIZY WIDMOWEJ

Wykresy tego typu są tworzone programem komputerowym napisanym w MATLAB-ie i stanowiącym element środowiska postprocesorów systemu MESWIR. Każdy arkusz zawiera komplet wykresów widmowych drgań elementów jednego węzła maszyny wirnikowej. Ilość wykresów zależy od tego, czy analizujemy tylko drgania poprzeczne maszyny czy też sprzężone formy drgań poprzeczno-giętno-skrętnych. Zależy to od stopnia zaawansowania programu NLDW i tym samym od ilości stopni swobody węzła, czyli ilości kolumn w pliku wynikowym. Arkusz może więc zawierać od 1 do 4 wykresów, np.:

- amplituda przemieszczeń poprzecznych elementu w kierunku osi x : A_x ,
- amplituda przemieszczeń poprzecznych elementu w kierunku osi y : A_y ,
- amplituda przemieszczeń wzdłużnych elementu w kierunku osi z : A_z ,
- amplituda drgań skrętnych (kąt obrotu osi wirnika γ): A_s .

Są to wykresy dyskretne, słupkowe, na których amplituda odpowiadająca danej harmonicznej wyrażana jest wysokością słupka. Szerokość słupków zależy od rozdzielczości analizy możliwej do osiągnięcia ze względu na charakter danych (ilości obrotów wirnika zapisanych do pliku i żądanej maksymalnej liczby harmonicznych). Z boku każdego wykresu wydrukowane są wielkości amplitud drgań o częstotliwości $h/3, h/2, 1 \cdot h, 2 \cdot h, 3 \cdot h$, oraz prędkość obrotowa wirnika. Amplitudy przemieszczeń są wyrażone w mikrometrach, a kąty obrotu elementów są bezwymiarowe. W analogiczny sposób są budowane fazowe widma drgań.

ARKUSZ – C przedstawia także przykład wykresu kaskadowego tzn wykresu trójwymiarowego na którym amplitudy wybranej składowej drgań są funkcją częstości i prędkości obrotowej wirnika. Wykresy kaskadowe są idealne przy ocenie stanu dynamicznego maszyny w warunkach rozruchu i wybiegu. Będziemy je często stosować w kolejnych rozdziałach niniejszej monografii.



ARKUSZ – D. WYKRESY SKŁADOWYCH HARMONICZNYCH

Tabele wyników pomiarów lub obliczeń pozwalają na dokładną reprezentację liczbową wyników, ale są trudne do prowadzenia analiz porównawczych, szczególnie, gdy trzeba porównywać większą liczbę tabel. Z tego względu do obrazowania wyników opracowano system formularzy z zestawem wykresów, których przykłady zostaną omówione.

Całą zawartość kart diagnostycznych można zilustrować na 8 formularzach, które zawierają:

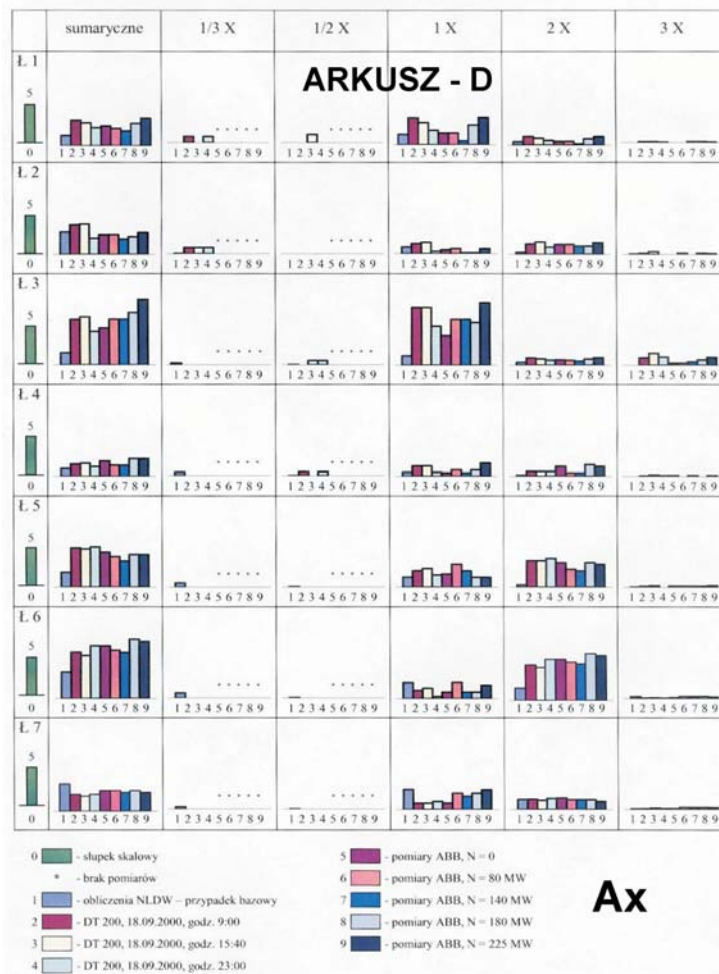
- For. 1 – amplitudy przemieszczeń drgań bezwzględnych A_x ,
- For. 2 – amplitudy przemieszczeń drgań bezwzględnych A_y ,
- For. 3 – amplitudy przemieszczeń drgań względnych A_x ,
- For. 4 – amplitudy przemieszczeń drgań względnych A_y ,
- For. 5 – prędkości drgań bezwzględnych średniokwadratowe V_{RMS} w kierunku x ,
- For. 6 – prędkości drgań bezwzględnych średniokwadratowe V_{RMS} w kierunku y ,
- For. 7 – przemieszczenia drgań względnych całkowite A_{pp} w kierunku x ,
- For. 8 – przemieszczenia drgań względnych całkowite A_{pp} w kierunku y .

Niniejszy rozdział zawiera tylko przykładowy formularz nr 1 odnoszący się do turbopozespołu 13K215. Część pozostałych przedstawiliśmy już w rozdziale 3.

Każdy formularz w kolejnych siedmiu kolumnach zawiera wykresy słupkowe drgań:

kolumna 1 – wartość odniesienia,
 kolumna 2 – sumaryczne,
 kolumna 3 – harmoniczną $1/3 X$,
 kolumna 4 – harmoniczną $1/2 X$,
 kolumna 5 – harmoniczną $1 X$,
 kolumna 6 – harmoniczną $2 X$,
 kolumna 7 – harmoniczną $3 X$.

Wykresy wykonano dla drgań wszystkich siedmiu łożysk, układając je w siedmiu rzędach. W ten sposób każdy arkusz zawiera 42 pola z wykresami w postaci słupków. Każdy ze słupków reprezentuje tę samą wielkość, ale pochodzącą z różnych pomiarów bądź z obliczeń, wziętą z jednej z zestawu tabel. Poszczególne słupki są identyfikowane za pomocą kolorów i legendy umieszczonej na dole strony. W każdym polu jest tyle słupków ile tabel z wynikami wchodzi w skład zestawienia.



Gwiazdkami na wykresach oznaczono wielkości, odpowiadające pustym polom w tabelach, a więc wielkości, które nie były mierzone. W ten sposób zróżnicowano je względem pustych pól wykresów wynikających ze zbyt małej wartości pomierzonej.

W praktyce obliczeniowej wykorzystywane są zarówno pełne formy zaprezentowanych arkuszy, jak i niektóre tylko z ich elementów. W zestawieniu z innymi programami graficznymi systemu MESWIR, elementy tych arkuszy tworzą narzędzia badawcze, których kompozycja zależna jest od aktualnych potrzeb.

4.6 Klasyfikacja stanu dynamicznego turbozespołów

Poniżej podano w formie tabel podstawowe znormalizowane kryteria klasyfikacji stanu turbozespołów ze względu na drgania. Tabele 4.6, 4.7, 4.8 dotyczą całej klasy dużych maszyn wirnikowych, natomiast tabela 4.9 stanowi ich kompilację w odniesieniu do parowych turbin energetycznych dużej mocy pracujących przy prędkości obrotowej 3000 obr/min.

Uzupełnieniem danych znormalizowanych są wartości dopuszczalne drgań stosowane w wspomnianym już wcześniej systemie DT200 pracującym na bloku siódmym w Elektrowni „Kozienice” (rozdział 3). Zamieszczono je w dwóch kolejnych tabelach nr 4.6 i 4.6. Jedna z nich dotyczy stanu ostrzegawczego (tabela 4.6) a druga stanu alarmowego (tabela 4.6).

Objaśnienia do tabel 4.6÷4.9:

1. Normy rozróżniają cztery typowe strefy klasyfikacyjne maszyn ze względu na poziom drgań względnych:
 - Strefa A: Drgania maszyn nowych lub po kapitalnym remoncie bezpośrednio po odbiorze eksploatacyjnym.
 - Strefa B: Maszyny dopuszcza się do długotrwałego ruchu bez ograniczeń eksploatacyjnych.
 - Strefa C: Maszyny nie nadają się do długotrwałej pracy ciągłej. Maszyna może być eksploatowana tylko do chwili, gdy możliwe jest podjęcie kroków zaradczych.
 - Strefa D: Intensywność drgań o wartościach mieszczących się w tej strefie, wystarcza, aby spowodować uszkodzenie maszyny. Maszyna powinna być wyłączona z eksploatacji.
2. Ze względu na prędkość drgań bezwzględnych duże maszyny o mocy poniżej 50 MW należą do klasy IV. Wielkie turbogeneratory energetyczne są klasyfikowane w odrębny sposób.
3. Przez drgania absolutne A_{abs} rozumie się sumę przemieszczeń drgań względnych i bezwzględnych mierzonych *peak to peak*.

Tabela 4.6. Klasyfikacja stanu dynamicznego ładowych turbozespołów parowych o mocy powyżej 50 MW ze względu na drgania względne A_{ppm} (na podstawie ISO7919-2)

Granice między strefami	A_{ppm} [μm] przy prędkości obrotowej n [obr/min]			
	1500	1800	3000	3600
A/B	100	90	80	75
B/C	200	185	165	150
C/D	320	290	260	240

Tabela 4.7. Klasyfikacja stanu dynamicznego ładowych turbozespołów parowych o mocy powyżej 40 MW ze względu na drgania absolutne A_{abs} , czyli sumę drgań względnych i bezwzględnych (na podstawie ISO7919-2)

Granice między strefami	A_{abs} [μm] przy prędkości obrotowej n [obr/min]			
	1500	1800	3000	3600
A/B	120	110	100	90
B/C	240	220	200	180
C/D	385	350	320	290

Tabela 4.8. Klasyfikacja stanu dynamicznego maszyn wirnikowych ze względu na prędkość drgań bezwzględnych (na podstawie PN-ISO-10816-1)

V_{RMS} [mm/s]	Klasa I	Klasa II	Klasa III	Klasa IV
0,28	A	A	A	A
0,45				
0,71				
1,12	B	B	B	B
1,8				
2,8	C	C	C	C
4,5				
7,1	D	D	D	D
11,2				
18				
28				
45				

Tabela 4.9. Znormalizowane kryteria oceny dużych maszyn wirnikowych (turbin) ze względu na drgania, pracujących przy prędkości obrotowej 3000 obr/min

Strefa klasyfikacyjna	Przesunięcie drgań względnych A_{p-p} [μm]		Prędkość drgań bezwzględnych V [mm/s]	
	N > 50 MW	N < 50 MW	N > 50 MW	N < 50 MW
A	0 ÷ 80	0 ÷ 80	0 ÷ 3,8	0 ÷ 2,8
B <small>Ostrzeżenie</small>	80 ÷ 165	80 ÷ 165	3,8 ÷ 7,5	2,8 ÷ 7,1
C <small>Alarm</small>	165 ÷ 260	165 ÷ 260	7,5 ÷ 11,5	7,1 ÷ 18
D	> 260	> 260	> 11,5	> 18

Ostrzeżenie – ma miejsce, gdy jest spełnione co najmniej jedno z trzech kryteriów:

1. poziom drgań = granice stanu B/C,
2. poziom drgań = bazowy poziom drgań + $0,25 \times$ granice stanu B/C,
3. poziom drgań = bazowy poziom drgań + $0,25 \times$ bazowy poziom drgań.

Odpowiadają temu następujące kryteria liczbowe:

dla drgań względnych:	dla drgań bezwzględnych:
1. $A_{p-p} = 165 \mu\text{m}$	1. $V = 7,5 \text{ mm/s}$ (7,1 mm/s)
2. $A_{p-p} = (A_{p-p})_{\text{bazowe}} + 41 \mu\text{m}$	2. $V = V_{\text{bazowe}} + 1,88 \text{ mm/s}$ (+1,77 mm/s)
3. $A_{p-p} = 1,25 \cdot (A_{p-p})_{\text{bazowe}}$	3. $V = 1,25 \cdot V_{\text{bazowe}}$

Bazowy poziom drgań = typowy poziom drgań maszyny w dobrym stanie technicznym (po remoncie, lub nowej) w ustalonych warunkach ruchu.

A_{p-p} = przesunięcie całkowite drgań względnych (czopa względem panwi) mierzone w dwóch kierunkach pod kątem 45° do pionu

V = prędkość średnia kwadratowa drgań bezwzględnych mierzona na obudowach łożysk w kierunku pionowym i poziomym.

Bardzo ważne w praktyce eksploatacyjnej są również dopuszczalne zmiany innych wielkości mechanicznych podczas wzrostu obrotów lub w ruchu ustalonym maszyny.

Dopuszczalne obciążenia łożysk nie stanowią kryterium oceny stanu turbozespołu w praktyce eksploatacyjnej, gdyż rzeczywiste obciążenia łożysk, które by

Oznaczenia kolorowe w tabeli:

niebieski	- wartość bardzo dobra (maszyna nowa lub po kapitalnym remoncie)
zielony	- wartość prawidłowa (dopuszczona do ruchu bez ograniczeń)
żółty	- przekroczony stan ostrzegawczy (niezdalna do długotrwałej eksploatacji)
czerwony	- przekroczony stan alarmowy (konieczność wyłączenia z eksploatacji)

Tabela nr 10. Parametry stanu ostrzegawczego systemu DT-200

Turbina 13K215 blok 7 Elektrownia Kozienice. Wartości dopuszczalne w systemie diagnostycznym DT200-1 - stan ostrzegawczy															
Rodzaj drgań	Oznaczenie	Łożysko nr 1		Łożysko nr 2		Łożysko nr 3		Łożysko nr 4		Łożysko nr 5		Łożysko nr 6		Łożysko nr 7	
		kier. X	kier. Y	kier. X	kier. Y	kier. X	kier. Y	kier. X	kier. Y	kier. X	kier. Y	kier. X	kier. Y	kier. X	kier. Y
Drgania bezwzględne	Am														
	A	3,81	2,10	3,81	2,10	7,60	4,26	6,79	6,04	7,60	6,79	8,41	6,79	3,03	4,80
	A 1/3X	3,06	1,91	3,44	1,91	26,76	6,12	5,45	3,44	15,29	6,12	9,65	6,12	4,30	3,06
	A 1/2X	2,04	0,00	0,00	0,00	17,84	0,00	3,63	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	A 1X	5,73	2,55	5,73	2,55	9,97	7,20	9,97	9,97	11,24	11,40	11,40	7,20	4,52	8,92
	A 2X	0,72	0,37	1,43	0,51	2,87	2,26	2,87	2,26	3,60	2,55	4,46	4,46	1,27	1,27
Drgania względne	Am														
	A														
	A 1/3X														
	A 1/2X														
	A 1X														
	A 2X														
Drgania bezwzględne	Vm														
	V	1,27	0,70	1,27	0,70	2,53	1,42	2,26	2,01	2,53	2,26	2,80	2,26	1,01	1,60
	V 1/3X	0,23	0,14	0,25	0,14	1,98	0,45	0,40	0,25	1,13	0,45	0,71	0,45	0,32	0,23
	V 1/2X	0,23	0,00	0,00	0,00	1,98	0,00	0,40	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	V 1X	1,27	0,57	1,27	0,57	2,21	1,60	2,21	2,21	2,50	2,53	2,53	1,60	1,00	1,98
	V 2X	0,32	0,16	0,64	0,23	1,27	1,00	1,27	1,00	1,60	1,13	1,98	1,98	0,57	0,57
Drgania względne	V 3X	0,23	0,14	0,25	0,14	1,98	0,45	0,40	0,25	1,13	0,45	0,71	0,45	0,32	0,23
	Ap-p m														
	Ap-p	80,00	80,00	80,00	80,00	80,00	80,00	80,00	80,00	80,00	80,00	80,00	80,00	80,00	80,00
	Ap-p 1/3X	0,00	40,00	100,00	0,00	80,00	0,00	60,00	60,00	80,00	100,00	70,00	90,00	20,00	20,00
	Ap-p 1/2X	40,00	0,00	0,00	0,00	0,00	80,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	Ap-p 1X	40,00	40,00	110,00	60,00	80,00	80,00	60,00	40,00	100,00	100,00	70,00	90,00	20,00	20,00
przemieszczenia u-v [um]	Ap-p 2X	40,00	20,00	100,00	80,00	80,00	40,00	60,00	20,00	100,00	60,00	80,00	90,00	20,00	20,00
	Ap-p 3X	20,00	40,00	30,00	40,00	80,00	80,00	60,00	60,00	100,00	80,00	90,00	90,00	20,00	20,00

można z nimi porównywać nie mogą być pomierzone bezpośrednio. Mogą one natomiast stanowić wielkości kryterialne dla obliczeń symulacyjnych wirnika i łożysk lub w przypadku znajomości statycznego położenia środka czopa w kole luzów łożyska pochodzącego z wiarygodnych pomiarów. Z tego powodu dopuszczalne obciążenia łożysk dołączono również do zestawienia (dotyczy turbozespołu 13K215). Są to wielkości obliczone przy założeniu dopuszczalnego ciśnienia na powierzchni panwi 2 MPa.

Przedstawimy też stosowane w praktyce eksploatacyjnej wybrane wartości takie jak: kryterium stabilności łożysk, dopuszczalną temperaturę oleju na wlocie do łożysk, dopuszczalne drgania fundamentów oraz kryteria oceny części przepływowej turbin na podstawie drgań korpusów, generowanych przez łopatki kierownicze i wirnikowe.

Tabela nr 11. Parametry stanu alarmowego systemu DT-200

Turbina 13K215 blok 7 Elektrownia Kozienice. Wartości dopuszczalne w systemie diagnostycznym DT200-1 - stan alarmowy															
Rodzaj drgań	Oznaczenie	łożysko nr 1		łożysko nr 2		łożysko nr 3		łożysko nr 4		łożysko nr 5		łożysko nr 6		łożysko nr 7	
		kier. X	kier. Y	kier. X	kier. Y	kier. X	kier. Y	kier. X	kier. Y	kier. X	kier. Y	kier. X	kier. Y	kier. X	kier. Y
Drgania bezwzględne	Am														
	A	9,40	5,41	9,40	5,41	19,10	10,75	17,03	15,17	19,10	17,03	21,32	17,03	7,60	12,04
	A 1/3X	4,87	3,06	5,45	3,06	43,00	9,65	8,60	5,45	24,18	9,65	15,29	9,65	6,78	4,87
	A 1/2X	2,04	0,00	0,00	0,00	28,67	0,00	5,73	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	A 1X	8,92	4,05	8,92	4,05	16,09	11,40	16,09	16,09	18,06	18,06	18,06	11,40	7,20	14,33
	A 2X	1,13	0,57	2,26	0,81	4,46	3,60	4,46	3,60	5,70	4,03	7,17	7,17	2,02	2,02
	A 3X	0,54	0,34	0,61	0,34	4,78	1,07	0,96	0,61	2,74	1,07	1,70	1,07	0,75	0,54
Drgania względne	Am														
	A														
	A 1/3X														
	A 1/2X														
	A 1X														
	A 2X														
	A 3X														
Drgania bezwzględne	Vm														
	V	3,13	1,80	3,13	1,80	6,36	3,58	5,67	5,05	6,36	5,67	7,10	5,67	2,53	4,01
	V 1/3X	0,36	0,23	0,40	0,23	3,18	0,71	0,64	0,40	1,79	0,71	1,13	0,71	0,50	0,36
	V 1/2X	0,23	0,00	0,00	0,00	3,18	0,00	0,64	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	V 1X	1,98	0,90	1,98	0,90	3,57	2,53	3,57	3,57	4,01	4,01	4,01	2,53	1,60	3,18
	V 2X	0,50	0,25	1,00	0,36	1,98	1,60	1,98	1,60	2,53	1,79	3,18	3,18	0,90	0,90
	V 3X	0,36	0,23	0,40	0,23	3,18	0,71	0,64	0,40	1,82	0,71	1,13	0,71	0,50	0,36
Drgania względne	Ap-p m														
	Ap-p	165,00	165,00	165,00	165,00	165,00	165,00	165,00	165,00	165,00	165,00	165,00	165,00	165,00	165,00
	Ap-p 1/3X	0,00	70,00	130,00	0,00	124,00	0,00	100,00	100,00	120,00	134,00	118,00	130,00	40,00	80,00
	Ap-p 1/2X	100,00	0,00	0,00	0,00	0,00	124,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	Ap-p 1X	60,00	60,00	130,00	120,00	124,00	124,00	100,00	100,00	120,00	120,00	118,00	140,00	40,00	30,00
	Ap-p 2X	80,00	80,00	136,00	130,00	124,00	124,00	100,00	80,00	136,00	120,00	118,00	118,00	40,00	40,00
	Ap-p 3X	60,00	80,00	70,00	110,00	124,00	136,00	80,00	100,00	128,00	120,00	118,00	130,00	40,00	40,00

Możliwa jest bowiem ocena części przepływowej turbiny na podstawie nagłych lub ewolucyjnych zmian sygnałów drganiowych z zakresu wysokich częstotliwości. Częstotliwości rzędu od kilkuset Hz do kilkunastu kHz, zwykle $1 \div 10$ kHz zwane są też łopatkowymi, gdyż generowane są przez elementy układów łopatkowych: wirnikowego lub kierowniczego. Dopuszczalne wartości drgań o tych częstotliwościach nie są znormalizowane. W przypadku sprawnego układu przepływowego amplitudy drgań łopatkowych są wielokrotnie niższe niż drgania w zakresie częstotliwości obrotowych. Amplitudy te są często na poziomie szumów.

Pomiar częstotliwości tych drgań w możliwie wąskim paśmie analizy i lokalizacja maksimum drgań może mieć znaczenie diagnostyczne. Diagnostyka tego rodzaju jest o tyle ważna i wskazana, że awarie układu przepływowego, szczególnie części wirujących są bardzo niebezpieczne gdyż prowadzą do dużych zniszczeń. Częstotliwości drgań, jakie mogą być generowane przez poszczególne stopnie układu przepływowego mogą być obliczone na podstawie ilości łopatek w tych stopniach [4.21, 4.22].

Podamy teraz kilka uwag w odnoszących się do turbozespołu 13K215.

Dopuszczalne zmiany wielkości mechanicznych podczas wzrostu obrotów lub w ruchu ustalonym

- Przed podaniem pary do turbiny ugięcie wirnika (mierzone czujnikami zegarowymi) nie może być większe niż $30 \mu\text{m}$.

- Wzrost mimośrodowości wirnika w stosunku do mimośrodowości przy 100 obr/min nie może być większy niż $50 \mu\text{m}$.
- Przy przechodzeniu przez obroty krytyczne dopuszczalny jest wzrost mimośrodowości o $50 \mu\text{m}$.
- Amplituda drgań łożysk nie może przekroczyć $20 \mu\text{m}$.
- Przesuw osiowy wirnika (pomiar w stojaku WP – SP) w kierunku generatora – max. $+0,5 \text{ mm}$, a w kierunku bloku przedniego – $0,9 \text{ mm}$.
- Wydłużenie względne wirnika (względem korpusu) musi być w granicach:
 - blok przedni: $+4 \dots -1 \text{ mm}$,
 - stojak przedni NP: $+3,5 \dots -2 \text{ mm}$
 - stojak tylny NP: $+4,5 \dots -2,5 \text{ mm}$.
- Temperatura oleju na spływie z łożysk (wszystkich): $70 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Temperatura białego metalu łożysk (wszystkich): $75 \text{ }^\circ\text{C}$.

Graniczne obciążenia łożysk

Naciski jednostkowe na czynną powierzchnię panwi:

- maksymalne: $p_{max} = 2 \text{ MPa}$,
- minimalne: $p_{min} = 0,5 \text{ MPa}$.

Wynikają stąd następujące dopuszczalne obciążenia łożysk: Dopuszczalne reakcje

	Dopuszczalna reakcja łożyskowa pionowa W_y [kN]	Dopuszczalna reakcja łożyskowa pozioma W_x [kN]
Łożysko nr 1	126	82
Łożysko nr 2	178	111
Łożysko nr 3	209	131
Łożysko nr 4	322	209
Łożysko nr 5	322	209
Łożysko nr 6	400	236
Łożysko nr 7	320	192

łożyskowe obliczono jako iloczyn maksymalnych ciśnień $p_{max} = 2 \text{ MPa}$ i rzutu powierzchni czynnej poszczególnych łożysk na płaszczyznę pionową i poziomą.

Kryterium stabilności łożysk

Przyjmuje się w praktyce, że rozwinięta niestabilność łożysk ma miejsce, gdy w widmie drgań są dominujące podharmoniczne:

- $1/2 X \Rightarrow \text{ok. } 1400 \text{ obr/min}$
- $2/3 X \Rightarrow \text{ok. } 1900 \text{ obr/min}$

Dopuszczalna maksymalna temperatura na wlocie do łożysk

$$t_{wl} = 45^{\circ}\text{C}$$

Dopuszczalne drgania fundamentów turbin przy $n = 3000$ obr/min

turbogeneratory o mocy > 100 MW: $20 \mu\text{m}$

turbogeneratory o mocy < 100 MW: $30 \mu\text{m}$

Ocena części przepływowej turbiny na podstawie drgań korpusów w zakresie częstotliwości łopatkowych

Częstotliwości drgań, jakie mogą być generowane przez poszczególne stopnie układu przepływowego są związane z ilością łopatek kierowniczych i wirnikowych w stopniu zależnościami:

$$\begin{aligned} f_i^{(1)} &= k_i f_n, & f_i^{(2)} &= w_i f_n, \\ f_i^{(3)} &= (w_i - k_i) f_n / 2, & f_i^{(4)} &= (w_i + k_i) f_n / 2, \\ f_i^{(5)} &= (w_i - k_{i+1}) f_n / 2, & f_i^{(6)} &= (w_i + k_{i+1}) f_n / 2, \end{aligned}$$

gdzie:

- f_i [Hz] – częstotliwość drgań wymuszonych w stopniu i ,
- f_n [obr/s] – prędkość obrotowa wirnika,
- i – numer stopnia turbiny,
- k – ilość łopatek kierowniczych w stopniu i turbiny,
- w – ilość łopatek wirnikowych w stopniu i turbiny.

Na ogół najsilniejsze są drgania przy częstotliwościach $f_i^{(1)}$ i $f_i^{(2)}$.

Znając ilość łopatek kierowniczych i wirnikowych poszczególnych stopni turbiny można obliczyć częstotliwości generowanych przez nie drgań [4.11, 4.12]. Stwierdzenie wzrostu drgań o częstotliwości f_i w obrazie drgań turbiny może świadczyć o awarii i -tego stopnia układu przepływowego turbiny (awarii ułopatkowania tego stopnia).

W załączonej tabeli 4.12 zestawiono częstotliwości drgań wymuszonych, generowanych przez wszystkie stopnie części WP turbiny 13K215. Podobne tabele można utworzyć dla części SP i NP tej turbiny gdy znane są ilości łopatek w poszczególnych stopniach tych części.

4.7 Pasma analizy widmowej

Drgania rzeczywistych obiektów są na ogół mieszaniną drgań o różnych częstotliwościach. Rozdział tych drgań na poszczególne składowe elementarne lub na pasma w pewnych zakresach częstotliwości nosi nazwę analizy widmowej. Takie podejście umożliwia powiązanie amplitudy drgań z częstotliwością i ułatwia tym samym powiązanie obserwowanych drgań z ich przyczyną, co ma duże znaczenie w diagnostyce.

Analizę widmową można prowadzić dwoma sposobami:

Tabela 4.12. Częstotliwości wymuszeń drgań przez układ przepływowy części WP turbiny 13K215

Wzór obliczeniowy	Nr stopnia części WP											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
k_i	114	124	124	124	124	124	124	124	164	164	120	120
w_i	37	92	92	30	34	34	34	36	36	36	36	36
$f_z^{(1)} = k_i f_n$	5700	6200	6200	6200	6200	6200	6200	6200	8200	8200	6000	6000
$f_z^{(2)} = w_i f_n$	1850	4600	4600	1500	1700	1700	1700	1800	1800	1800	1800	1800
$f_z^{(3)} = (w_i - k_i) f_n / 2$	1925	800	800	2350	2250	2250	2250	2200	3200	3200	2100	2100
$f_z^{(4)} = (w_i + k_i) f_n / 2$	3775	5400	5400	3850	3950	3950	3950	4000	5000	5000	3900	3900
$f_z^{(5)} = (w_i - k_{i+1}) f_n / 2$	550	800	2350	2250	2250	2250	2200	2200	3200	3200	2100	–
$f_z^{(6)} = (w_i + k_{i+1}) f_n / 2$	5150	5400	3850	3950	3950	3950	400	400	5000	5000	3900	–

Objaśnienia:

k_i – ilość łopatek stopnia i wirnika,

w_i – ilość łopatek kierownicy stopnia i ,

przyjęto $f_n = 50$ Hz

wynikowe częstotliwości wymuszeń f_i podano Hz.

- na drodze sprzętowej – wówczas sygnał przepuszcza się przez zespół filtrów pasmowo-przepustowych o nastawialnych częstotliwościach granicznych rozdzielających sygnał na żądane pasma,
- na drodze matematycznej, poddając analizie widmowej sygnał zdyskretyzowany za pomocą przetworników analogowo-cyfrowych i utrwalony w formie zbiorów liczb.

Dla celów analizy poziomu drgań definiuje się:

- szerokość pasma analizy $\Delta f = f_2 - f_1$,
- częstotliwość środkową $f_s = \sqrt{f_1 \cdot f_2}$.

Częstotliwość środkowa pasma i szerokość pasma są znormalizowane. Częstotliwości te tworzą postęp geometryczny (wartości są zaokrąglane). Znormalizowane częstotliwości środkowe wyszczególniono w tabeli 4.13.

Odległości między częstotliwościami wyraża się w wielkościach względnych zwanych oktavami. Definicja oktawy jest następująca: $N[\text{oktaw}] = \frac{\log(f/f_0)}{\log 2}$

Z definicji tej wypływają następujące wnioski:

- określenie „częstotliwość o oktawę wyższa od f_0 ” oznacza częstotliwość $2f_0$ ($N = 1$ oktawa),
- określenie „częstotliwość o oktawę niższa od f_0 ” oznacza częstotliwość $0,5f_0$ ($N = -1$ oktawa),
- ogólnie częstotliwość o N oktav wyższa/niższa od f_0 oznacza częstotliwość $f = f_0 2^N$, gdzie N jest liczbą całkowitą lub ułamkową, dodatnią lub ujemną.

Uwagi

Względna szerokość pasma (w stosunku do częstotliwości środkowej) $\Delta f/f_s$ jest stała. Bezwzględna szerokość pasma jest proporcjonalna do częstotliwości środkowej, a więc w wartościach bezwzględnych jest zmienna.

Względne odległości między częstotliwościami środkowymi analizy lub filtrów są wyrażane w oktawach. Względną szerokość wąskich pasm podaje się w procentach.

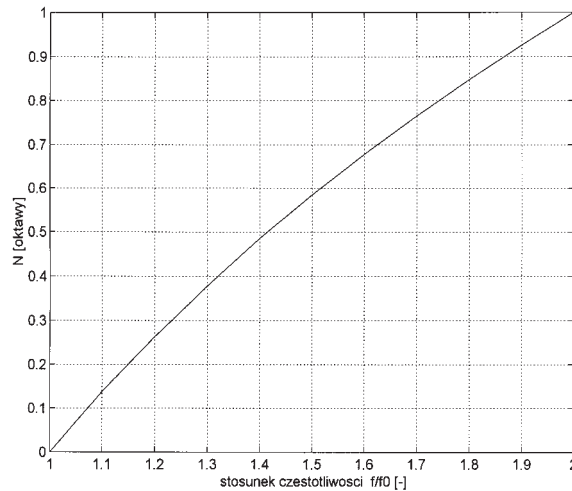
Tabela 4.13. Znormalizowane częstotliwości środkowe analizy drgań i filtrów pasmowych

f Hz	oktawy			f Hz	oktawy			f Hz	oktawy		
	1/1	1/2	1/3		1/1	1/2	1/3		1/1	1/2	1/3
16	x	x	x	<u>160</u>			x	<u>1600</u>			x
18				180		x		1800			
<u>20</u>			x	<u>200</u>			x	2000	x	x	x
22,4		x		224				2240			
25			x	250	x	x	x	<u>2500</u>			x
28				280				2800		x	
31,5	x	x	x	<u>315</u>			x	<u>3150</u>			x
35,5				355				3550			
<u>40</u>			x	<u>400</u>			x	4000	x	x	x
45		x		450				4500			
<u>50</u>			x	500	x	x	x	<u>5000</u>			x
56				560				5600		x	
63	x	x	x	<u>630</u>			x	<u>6300</u>			x
71				710		x		7100			
<u>80</u>			x	<u>800</u>			x	8000	x	x	x
90		x		900				9000			
<u>100</u>			x	1000	x	x	x	10000			x
112				1120				11200		x	
125	x	x	x	<u>1250</u>			x	<u>12500</u>			x
140				1400		x		14000			
<u>160</u>				<u>1600</u>			x	16000	x	x	x

Objaśnienia do tabeli:

1. tłustym drukiem zaznaczono częstotliwości środkowe dla filtrów oktawowych, które są zalecane,
2. częstotliwości zalecane (zwykle częstotliwości środkowe filtrów tercjowych) podkreślono,
3. częstotliwości środkowe filtrów dla danych szerokości pasma analizy oznaczono „x”.

Związek między oktawami a stosunkiem częstotliwości w zakresie jednej oktawy przedstawia wykres na rys. 4.5. Na rys. 4.6 pokazano wykresy umożliwiające zamianę stosunku częstotliwości na oktawy (i odwrotnie) w zakresach praktycznie stosowanych stosunków częstotliwości dla celów pasmowej analizy drgań. Prowadząc analizę widmowa w różnych szerokościach pasma otrzymuje się różne

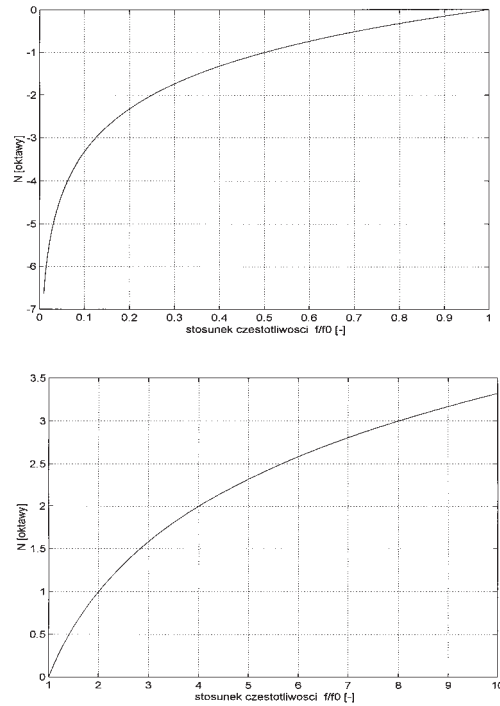


Rys. 4.5. Związek między oktawami a stosunkiem częstotliwości w zakresie jednej oktawy [4.29]

wykresy widmowe tego samego zjawiska. Wybór szerokości pasma analizy musi być dostosowany do potrzeb i charakteru analizowanych drgań. Na rys. 4.7 przedstawiono pęk wykresów widmowych wykonanych na podstawie analizy tego samego sygnału, ale w różnych szerokościach pasma analizy.

W tabeli 4.14 zamieszczono najczęściej stosowane szerokości pasm analizy wyrażone w oktawach. Podano ich nazwy, względne szerokości pasm oraz sposób obliczenia częstotliwości skrajnych gdy dana jest częstotliwość środkowa.

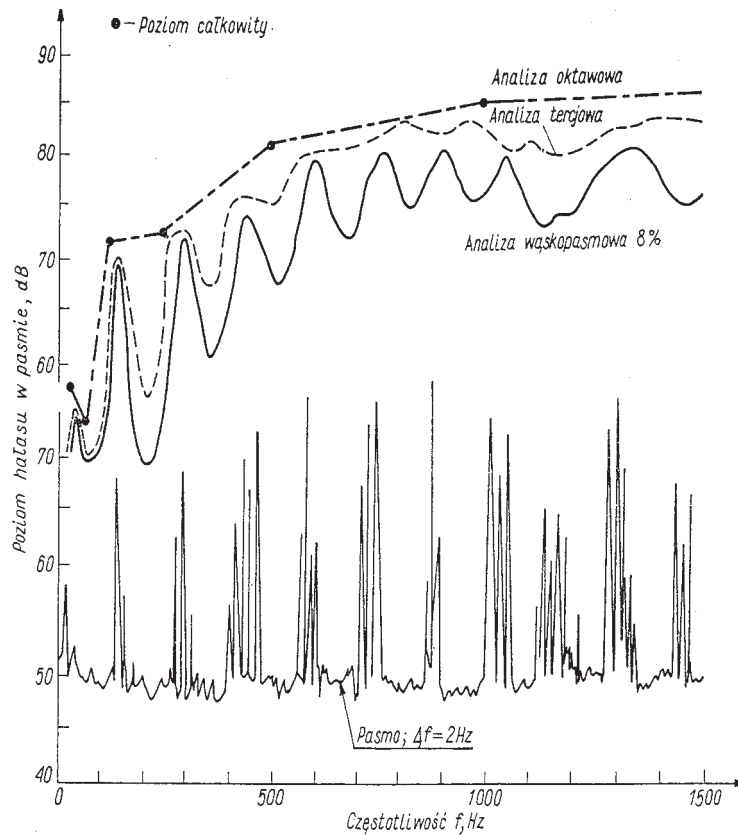
Przykład ilustrujący wygląd widma drgań (hałasu łożyska tocznego) przy zastosowaniu analizy o różnej szerokości pasma [4.29].



Rys. 4.6. Wykresy umożliwiające zamianę stosunku częstotliwości na oktawy w zakresach praktycznie stosowanych stosunków częstotliwości podczas pasmowej analizy drgań [4.29]

Tabela 4.14. Najczęściej stosowane szerokości pasm analizy i ich charakterystyka

Nazwa	N	Względna szerokość pasma (f_2/f_1)			$f_1/f_s=1/(2^{(N/2)})$	$f_2/f_s=2^{(N/2)}$
		2^N	[-]	[%]		
dekadowe	3,322	$2^{3,322}$	10	–	0,3162	3,162
dwuoktawowe	2	2^2	4	–	0,5	2
oktawowe	1	2^1	2	–	0,707	1,41
półoktawowe	1/2	$2^{1/2}$	1,41	41%	0,841	1,19
tercjowe	1/3	$2^{1/3}$	1,26	26%	0,891	1,12
$1/4$ oktawowe	1/4	$2^{1/4}$	1,19	19	0,917	1,09
$1/6$ oktawowe	1/6	$2^{1/6}$	1,12	12	0,944	1,06
$1/12$ oktawowe	1/12	$2^{1/12}$	1,06	6	0,972	1,03
$1/24$ oktawowe	1/24	$2^{1/24}$	1,03	3	0,986	1,015



Rys. 4.7. Przykład ilustrujący wygląd widma drgań (hałasu łożyska tocznego) przy zastosowaniu analizy o różnej szerokości pasma [4.29]

4.8 Logarytmiczna skala poziomu intensywności drgań

Z punktu widzenia diagnostyki drganiowej dla oceny bezpieczeństwa pracy maszyny często ważniejsza od **poziomu** intensywności drgań jest **zmiana poziomu** intensywności drgań. Dlatego bardziej właściwe jest posługiwanie się stosunkiem bieżącego poziomu drgań do ustalonego wcześniej poziomu odniesienia.

Stosunek dwóch wielkości charakteryzujących poziom drgań przyjęło się wyrażać w praktyce w skali logarytmicznej, zdefiniowanej następująco:

$$L[\text{dB}] = 10 \cdot \log_{10}\left(\frac{P}{P_0}\right) = 10 \cdot \log_{10}\left(\frac{X^2}{X_0^2}\right) = 20 \cdot \log_{10}\left(\frac{X}{X_0}\right)$$

gdzie:

L [dB] – względny poziom stosunku dwóch wielkości,
 P – moc drgań
 P_0 – moc odniesienia,
 X – amplituda drgań,
 X_0 – amplituda odniesienia.

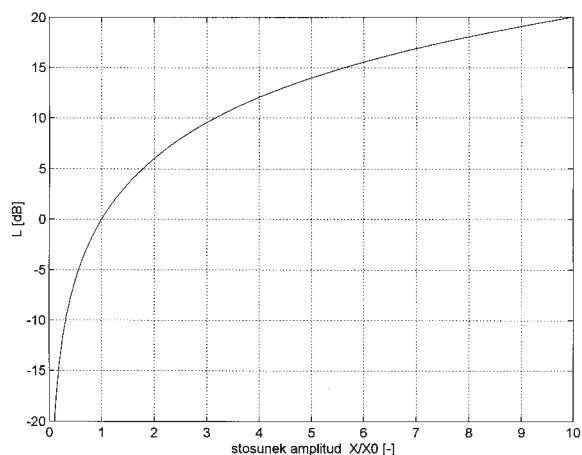
Wynika stąd, że zmiana amplitudy:

$$\begin{aligned}
 X/X_0 = 2 &\rightarrow L = 20 \log_{10} 2 = 6 \text{ dB}, \\
 X/X_0 = 4 &\rightarrow L = 20 \log_{10} 2 = 12 \text{ dB}, \\
 X/X_0 = 8 &\rightarrow L = 20 \log_{10} 2 = 18 \text{ dB}, \\
 X/X_0 = 16 &\rightarrow L = 20 \log_{10} 2 = 24 \text{ dB}.
 \end{aligned}$$

.....

Uogólniając: dwukrotna zmiana amplitudy drgań oznacza wzrost poziomu drgań o 6 dB.

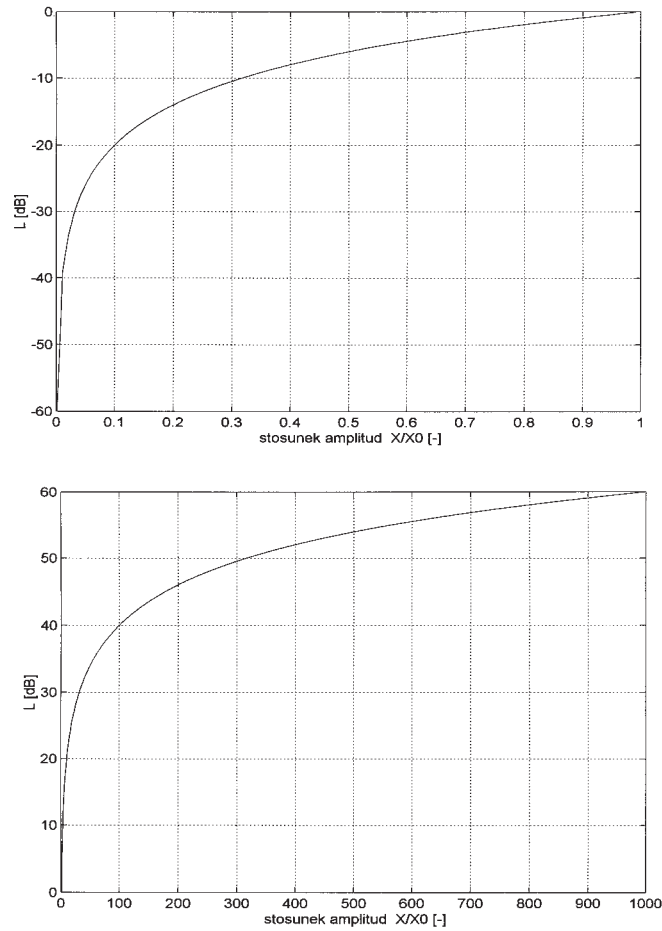
Wykresy na rysunkach 4.8 i 4.9 pozwalają na zgrubne, ale szybkie przeliczenie stosunku amplitud drgań wyrażonych w skali liniowej i logarytmicznej. Dokładnych przeliczeń można dokonać za pomocą podanych powyżej wzorów. Rys. 4.8 dotyczy stosunku amplitud odpowiadającego okolicom 0 dB, a rys. 4.9 został wykonany dla szerokiego zakresu stosunku amplitud od 0 do 1000 w dwóch podzakresach.



Rys. 4.8. Wykres do przeliczania stosunku amplitud na decybele w zakresie stosunku amplitud odpowiadającego okolicom 0 dB [4.29]

Norma ISO1683 zaleca następujące znormalizowane wartości amplitudy wielkości charakteryzujących poziom odniesienia drgań:

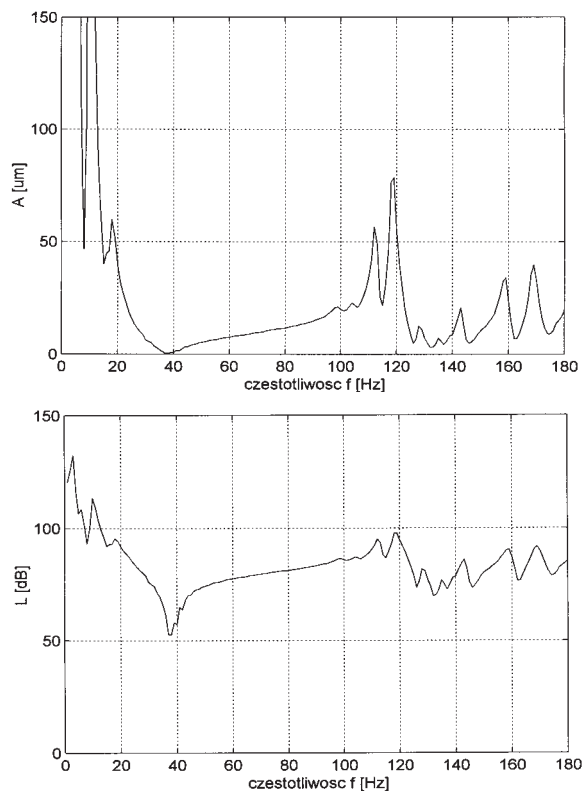
- przemieszczenia = 10^{-12} m,
- prędkości = 10^{-9} m/s,
- przyspieszenia = 10^{-6} m/s².



Rys. 4.9. Wykresy pozwalające na szybkie przeliczenie stosunku amplitud drgań wyrażonych w skali liniowej i logarymicznej dla zakresy stosunku amplitud od 0 do 1000 w dwóch podzakresach [4.29]

Dla drgań harmoniczných o częstotliwości kołowej $\omega = 1000$ rad/s, co odpowiada częstotliwości $f = 159$ Hz, amplitudy przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń są liczbowo równe.

Oprócz przypadków oczywistych, poziom odniesienia powinien być zawsze podawany, gdy poziom drgań jest wyrażany w decybelach, a potrzebna jest znajomość bezwzględnych wartości poziomu drgań. Jednakże jest prawidłowe stwierdzenie, że „poziom drgań jest o 20 dB wyższy niż poprzednio”. Wówczas poziomem odniesienia jest stan „poprzedni”, który niekoniecznie musi być podany, gdy potrzebna jest tylko informacja o zmianie poziomu drgań.



Rys. 4.10. Porównanie wykresów tego samej zależności (amplitudy drgań wymuszonych stojaka łożyskowego w funkcji częstotliwości) gdy amplituda drgań wyrażona jest w skali liniowej i w decybelach. Poziom odniesienia $A_0 = 10^{-12} \text{ m}$

Przykłady:

- Zmiana amplitudy drgań dwukrotna, $X/X_0 = 2 \rightarrow L = 20 \log_{10} 2 = 6 \text{ dB}$, nie jest istotna z punktu widzenia eksploatacji maszyny.
- Zmiana amplitudy drgań sześciokrotna, $X/X_0 = 6 \rightarrow L = 20 \log_{10} 6 = 16 \text{ dB}$, oznacza zmianę stanu maszyny z dobrego na niedopuszczalny.
- Na przykładowym rysunku 4.10 porównać można wykresy tej samej zależności (amplitudy drgań wymuszonych stojaka łożyskowego w funkcji częstotliwości), gdy amplituda drgań przedstawiona jest w skali liniowej i w decybelach. Jako poziom odniesienia przyjęto wartość znormalizowaną $X_0 = 10^{-12} \text{ m}$.

4.9 Wartości graniczne wyznaczone metodą niezawodności symptomowej

W Instytucie Energetyki w Warszawie (w zespole prof. Zenona Orłowskiego) opracowana została oryginalna metoda oceny stanu technicznego maszyn [4.5, 4.6]. Stosuje się ją w odniesieniu do maszyn będących w stanie zdolności do pracy (a więc nie w stanie awaryjnym). Oparta jest ona **na niezawodności symptomowej** bazującej na ogólnym modelu procesora energii. Na jej podstawie można określić pewien zbiór danych kryterialnych zwanych dalej **wartościami granicznymi** dla obiektu lub pewnej klasy obiektów. Oceny dokonuje się poprzez śledzenie na bieżąco i porównywanie wybranych symptomów diagnostycznych z wyznaczonymi wcześniej wartościami granicznymi.

Osiągnięcie przez symptom poziomu granicznego nie stwarza bezpośredniego zagrożenia dla eksploatacji, ale świadczy o tym, że proces pogarszania się stanu technicznego osiągnął etap, na którym konieczne jest zastosowanie pewnych dodatkowych środków, np. obniżenie parametrów pracy, rozszerzenie nadzoru, czy przyspieszenie remontu. Wartości granicznych nie należy mylić z powszechnie stosowanymi w eksploatacji, zwykle znormalizowanymi wartościami dopuszczalnymi: ostrzegawczymi lub alarmowymi, świadczącymi o stanie awarii maszyny. Te ostatnie pojawiają się na ogół nagle i wymagają szybkiej reakcji i ustalane są ze względów bezpieczeństwa.

Metoda została rozwinięta i praktycznie zastosowana w systemie diagnostycznym DT200 dla turbozespołów energetycznych [4.6]. Opracowane zostały modele amplitudowo-częstotliwościowe turbin w szerokim paśmie częstotliwości, od subharmonicznych do łopatkowych. W wyniku tych prac modelowych i pomiarowych w elektrowniach opracowano bazowe widma drgań wielu krajowych turbin, począwszy od 25 MW aż do 500 MW. Badania te umożliwiły również opracowanie relacji diagnostycznych między sygnałem a stanem technicznym turbiny.

Bazowe widma drgań oraz eksperymentalne bazy danych dla konkretnych turbozespołów były podstawą określenia parametrów modelu niezawodności symptomowej, a następnie wartości granicznych drgań w pasmach częstotliwości wynikających z modeli wibrodiagnostycznych. Punktem wyjścia dla określenia wartości granicznych w oparciu o niezawodność symptomową jest w tym przypadku model procesora energii, opracowany przez prof. Cemplę [4.2, 4.4, 4.9]. Traktuje on każdy obiekt techniczny jako przetwornik energii, której część jest akumulowana w urządzeniu. Ta część energii jest miarą zaawansowania procesu degradacji obiektu i może stanowić dane dla modelu niezawodności symptomowej. Wartości graniczne można także oszacować z analizy trendów drgań, wówczas jednak muszą być dostępne dane obejmujące długi okres obserwacji maszyny.

Niezawodność symptomową zdefiniowano jako prawdopodobieństwo, że pewien symptom dla obiektu będącego w stanie zdolności do pracy przekroczy określoną wartość. Z tej definicji wynika postać funkcji niezawodności symptomowej. Operacje matematyczne na tej funkcji, przy odwołaniu się do statystycznej teorii decyzji i przy wyborze najwłaściwszego operatora symptomowego (zwykle operatora Pe-

Tabela 4.15. Bazowe poziomy prędkości drgań bezwzględnych dla turbosopłu 13K215

Punkt pomiaru	kierunek	Bazowa prędkość drgań [mm/s] w tercji o częstotliwości środkowej						
		20 Hz	25 Hz	40 Hz	50 Hz	100 Hz	160 Hz	200 Hz
łożysko 1	pionowy	0,08	0,10	0,05	0,07	0,17	0,04	0,06
	poziomy	0,05	0,09	0,06	0,41	0,43	0,12	0,15
	osiowy	0,06	0,14	0,11	0,17	0,24	0,09	0,14
łożysko 2	pionowy	0,09	0,09	0,05	0,23	0,33	0,07	0,10
	poziomy	0,03	0,05	0,04	0,62	0,62	0,12	0,15
	osiowy	0,08	0,09	0,04	0,10	0,12	0,08	0,17
łożysko 3	pionowy	0,03	0,05	0,03	0,47	0,79	0,16	0,06
	poziomy	0,02	0,08	0,03	1,08	1,05	0,47	0,08
	osiowy	0,04	0,05	0,05	0,74	0,70	0,36	0,15
łożysko 4	pionowy	0,02	0,04	0,03	0,67	0,84	0,05	0,07
	poziomy	0,02	0,05	0,04	0,34	0,51	0,13	0,06
	osiowy	0,04	0,04	0,04	0,55	1,07	0,17	0,12
kadłub NP przód	pionowy	0,02	0,04	0,04	0,20	0,28	0,08	0,08
	poziomy	0,02	0,04	0,04	0,28	0,87	0,08	0,12
	osiowy	0,04	0,06	0,05	0,48	1,02	0,08	0,11
kadłub NP tył	pionowy	0,02	0,02	0,04	0,29	0,63	0,08	0,07
	poziomy	0,01	0,02	0,02	0,27	0,70	0,08	0,09
	osiowy	0,03	0,05	0,04	0,58	0,91	0,08	0,08
łożysko 5	pionowy	0,01	0,02	0,02	0,78	0,51	0,05	0,07
	poziomy	0,01	0,03	0,03	0,28	0,93	0,08	0,06
	osiowy	0,03	0,04	0,03	0,72	1,13	0,16	0,15
łożysko 6	pionowy	0,02	0,02	0,02	0,31	0,93	0,04	0,05
	poziomy	0,01	0,02	0,02	0,25	1,07	0,09	0,13
	osiowy	0,03	0,04	0,03	0,56	1,10	0,11	0,19
łożysko 7	pionowy	0,02	0,03	0,01	0,21	0,45	0,05	0,02
	poziomy	0,01	0,02	0,02	0,45	0,43	0,13	0,13
	osiowy	0,01	0,02	0,02	0,22	0,94	0,06	0,05

Tabela 4.16. Graniczne poziomy prędkości drgań bezwzględnych dla turbosopłu 13K215

Punkt pomiaru	kierunek	Graniczna prędkość drgań [mm/s] w tercji o częstotliwości środkowej						
		20 Hz	25 Hz	40 Hz	50 Hz	100 Hz	160 Hz	200 Hz
łożysko 1	pionowy	0,46	0,56	0,29	0,41	0,98	0,23	0,36
	poziomy	0,27	0,52	0,36	2,33	2,42	0,69	0,84
	osiowy	0,36	0,76	0,64	0,95	1,37	0,53	0,76
łożysko 2	pionowy	0,52	0,48	0,30	1,32	1,86	0,40	0,56
	poziomy	0,19	0,30	0,25	3,47	3,48	0,66	0,85
	osiowy	0,45	0,51	0,24	0,57	0,70	0,47	0,94
łożysko 3	pionowy	0,14	0,28	0,19	2,64	4,42	0,87	0,35
	poziomy	0,10	0,42	0,16	6,06	5,92	2,63	0,48
	osiowy	0,24	0,25	0,26	4,14	3,96	2,02	0,82
łożysko 4	pionowy	0,11	0,21	0,15	3,78	4,73	0,29	0,42
	poziomy	0,11	0,25	0,24	1,91	2,86	0,73	0,34
	osiowy	0,24	0,24	0,24	3,10	6,02	0,96	0,69
kadłub NP przód	pionowy	0,13	0,24	0,24	1,10	1,56	0,43	0,46
	poziomy	0,11	0,25	0,20	1,57	4,90	0,43	0,65
	osiowy	0,24	0,33	0,28	2,69	5,73	0,46	0,64
kadłub NP tył	pionowy	0,12	0,13	0,22	1,62	3,55	0,47	0,41
	poziomy	0,07	0,11	0,14	1,53	3,96	0,43	0,53
	osiowy	0,16	0,26	0,25	3,27	5,13	0,43	0,42
łożysko 5	pionowy	0,08	0,12	0,10	4,39	2,88	0,30	0,42
	poziomy	0,06	0,15	0,14	1,58	5,25	0,43	0,34
	osiowy	0,14	0,25	0,18	4,03	6,35	0,91	0,84
łożysko 6	pionowy	0,12	0,12	0,09	1,73	5,24	0,21	0,28
	poziomy	0,06	0,10	0,10	1,38	6,01	0,49	0,75
	osiowy	0,16	0,24	0,19	3,17	6,18	0,60	1,06
łożysko 7	pionowy	0,11	0,16	0,06	1,17	2,56	0,31	0,13
	poziomy	0,05	0,09	0,09	2,55	2,44	0,72	0,73
	osiowy	0,08	0,13	0,09	1,23	5,26	0,33	0,31

reto lub Weibulla), pozwalają wyznaczyć konkretne liczbowe wartości graniczne [4.1, 4.3, 4.7].

Wartość graniczna jest takim argumentem funkcji niezawodności symptomowej, dla którego wartość funkcji jest równa stosunkowi prawdopodobieństwa wykonania zbędnej naprawy (A) do dyspozycyjności obiektu (G), a więc A/G . W praktyce stosunek ten jest interpretowany jako dopuszczalny procent zbędnych napraw przy stosowaniu przez użytkownika powyższej metody w polityce remontowej. W pracach autorów metody sugeruje się wartości tego stosunku na poziomie 0,01... 0,03 z preferencją wartości najniższej.

Wartości drgań mierzone na bieżąco na turbozespołe powinny mieścić się w przedziale między wartościami bazowymi a granicznymi. Przekroczenie wartości granicznych sugeruje zużycie eksploatacyjne elementów maszyny i powinno spowodować podjęcie odpowiednich kroków – niekoniecznie jednak wyłączenie maszyny z eksploatacji.

Jak wynika z powyższego, nie jest możliwe podanie jednego zbioru wartości granicznych dla całej klasy urządzeń podobnych. Powinny być one obliczone dla każdego obiektu indywidualnie. W literaturze można znaleźć przykłady mocno różniących się wartości granicznych nawet dla tego samego turbozespołu przed remontem modernizacyjnym i po remoncie [4.10].

W tabelach podano przytoczone w [4.6] poziomy prędkości drgań dla jednej z turbin 13K215 opracowane przez Instytut Energetyki: w tabeli 4.15 bazowe, a w tabeli 4.16 graniczne. Między wartościami bazowymi i granicznymi powinny się mieścić prędkości drgań mierzone na turbinie. Wartości te należy traktować jako przykładowe i nie należy ich ściśle przyporządkowywać do całej populacji turbin tej klasy.

4.10 Klasyfikacja defektów możliwych do oceny na podstawie symptomów

Zagadnienie związków defektów z ich symptomami jest na tyle obszerne, że w niniejszej monografii ograniczymy się tylko do podziału defektów i odpowiadających im symptomów na pewne klasy ze względu na lokalizację defektów i charakter symptomów. Każdy z elementów tych zestawień może być dowolnie szeroko rozwijany, a najważniejsze są przedmiotem bardziej szczegółowych rozważań.

Na podstawie danych zaczerpniętych z [4.11] przedstawiono wykaz elementów elektrowni ciepłych, których wpływ na dyspozycyjność elektrowni jako całości jest największy. Wykaz jest uporządkowany hierarchicznie w ten sposób, że na początku listy są elementy o największej zawodności. Zestaw ten powstał w oparciu o badania statystyczne przeprowadzone przez ekspertów na podstawie danych pochodzących z państw UNIPEDE (Unii Producentów i Dystrybutorów Energii Elektrycznej).

Przedstawiony został też ranking symptomów, które w najlepszym stopniu są odzwierciedleniem uszkodzenia turbiny 13K215. Ranking sporządzono na podstawie [4.12]. Zaproponowana została klasyfikacja wad i niesprawności turbiny z

podziałem na poszczególne jej części. Klasyfikację oparto na pracy [4.12].

Najbardziej krytyczne elementy podstawowych urządzeń elektrowni ciepłej o najwyższym wpływie na niedyspozycyjność w państwach UNIPED

Kocioł	Turbina
1. Podgrzewacz wody	1. Łopatki kierownicze
2. Ściany rurowe, parownik	2. Łopatki wirnika
3. Przegrzewacz	3. Wirnik
4. Przegrzewacz wtórny	4. Kadłub
5. Zawory po stronie wody	5. Łożyska
6. Zawory po stronie pary	6. Uszczelnienia
7. Rurociągi	7. Układ smarowania
8. Układ młynowy z podajnikiem	8. Hydrauliczny układ smarowania
9. Palniki, ruszty, cyklony	9. Elektryczne układy pomiarowe kontrolne i zabezpieczające
10. Podgrzewacz powietrza	10. Rurociągi w rejonie turbiny i przegrzewacz
11. Odpopielanie	11. Zawory i zawory jednokierunkowe
12. Wentylatory z napędem	12. Układ filtracji pary
13. Obmurza	13. Układ kondensacji
14. Elektryczne układy pomiarowe, kontrolne i zabezpieczające	14. Inne
Generator	Inne
15. Wirnik (z łożyskami, wałem, układem uszczelnień)	Przygotowanie chemiczne wody
16. Stożan	Podgrzewacz wody zasilającej, odgazowacz, zbiornik
17. Układ chłodzenia	Pompa wody zasilającej z napędem
18. Wzbudnica	Chłodnie kominowe
19. Elektryczne układy pomiarowe, kontrolne i zabezpieczające	Główny układ wody chłodzącej
20. Inne	Główna pompa kondensatu z napędem
	Wyposażenie elektryczne
	Inne

Zestawienie najbardziej istotnych symptomów uszkodzeń oraz najczęstszych uszkodzeń dla turbin typu 13K215

Na podstawie wieloletnich badań turbin 13K215 określono ranking symptomów uszkodzeń lub odchyień od stanu normalnego dla tego typu turbin:

1. ewolucja poziomu drgań bezwzględnych,
2. lokalizacja wzrostu drgań,
3. widma drgań w stanie ustalonym pracy turbiny,
4. widma drgań w stanie nieustalonym,
5. widma drgań w funkcji: próżni, mocy czynnej i biernej oraz temperatury metalu łożysk,
6. przebiegi czasowe drgań,
7. przemieszczenia pionowe łożysk w stanie ustalonym i nieustalonym,
8. mimośrodowość,
9. wektory drgań względnych,
10. wydłużenie względne i bezwzględne części WP, SP i NP,
11. parametry oleju (smarnego, lewarowego, regulacyjnego),
12. częstości i postacie własne drgań elementów wirujących i stałych.

Klasyfikacja wad i nieprawidłowości dla podzespołów turbiny 13K215

Wirnik WP, SP i NP

1. Niewyważenia związane z:
 - (a) trwałym wygięciem wirnika
 - (b) trwałym ubytkiem materiału (np. urwaniem części jednej, kilku lub wypadnięciem kilkudziesięciu łopatek)
 - (c) z obecnością cieczy w otworze centralnym
 - (d) z przejściowym wygięciem powodowanym zmianą warunków pracy, np. przez nadmierne schładzanie dolnej części kadłuba
2. Poprzeczne, zamknięte lub otwarte pęknięcie wirnika
3. Ocieranie elementów wirnika (bandaże, uszczelnienia)
4. Poluzowanie elementów wirnika
5. Różnorodne rozosiowania wirników
6. Różnorodne uszkodzenia elementów sprzęgieł sztywnych, półsztywnych i elastycznego
7. Zaburzenia aerodynamiczne w przepływie pary
8. Rezonans wirników

Kadłuby WP, SP i NP.

1. Różnorodne zewnętrzne i wewnętrzne pęknięcia kadłubów
2. Poluzowania mocowania kadłubów

3. Uszkodzenia prowadnic ślizgowych kadłubów
4. Pionowe, poprzeczne i osiowe przemieszczenia kadłubów względem wirników powyżej wartości dopuszczalnych (powodowane np. przez niewłaściwe dylatacje rurociągów parowych itp.)
5. Rezonans kadłubów

Stojaki i fundamenty

1. Pęknięcia stojaków i fundamentów
2. Osiadanie fundamentów
3. Poluzowania mocowania stojaków
4. Uszkodzenia prowadnic ślizgowych stojaków
5. Rezonans stojaków

Łożyska nośne i oporowe

1. Spadek ciśnienia oleju poniżej dopuszczalnego we wszystkich fazach ruchu wirnika (powodujący nieraz zanik smarowania)
2. Zanieczyszczony olej
3. Niedociążenie łożyska
4. Przeciążenie łożyska
5. Luzowanie się elementów łożyska (poduszek, pokryw, białego metalu)
6. Nieosiowość ustawienia łożysk
7. Uszkodzenia łożysk powodowane przekroczeniem dopuszczalnych luzów
8. Zaburzenia olejowe (kawitacja, małe i duże drgania olejowe)

4.10.1 Możliwe do zamodelowania klasy defektów w oparciu o system MESWIR

System MESWIR a zwłaszcza blok programów serii NLDW (patrz: rozdział 3) jest złożonym systemem komputerowym umożliwiającym analizę wpływu wybranych imperfekcji konstrukcyjnych i eksploatacyjnych oraz analizę wpływu wymuszeń zewnętrznych na dynamikę maszyn wirnikowych i postać sprzężonych form drgań w zakresie nieliniowym wielopodporowych wirników ułożyskowanych ślizgowo.

Analiza nieliniowa z wykorzystaniem narzędzi badawczych jakimi są programy NLDW umożliwia zaawansowane aplikacje w diagnostyce obiektów energetycznych, takich jak turbozespoły dużej mocy. Możliwe bowiem staje się modelowanie różnego rodzaju defektów w pracy tych obiektów, co następnie umożliwia analizę ich symptomów na podstawie nieeliptycznych kształtów trajektorii i widm drgań. Nieeliptyczne i niesinusoidalne przebiegi przemieszczeń dynamicznych wybranych węzłów układu kryją w sobie różnego rodzaju defekty, a ich analiza za pomocą widm drgań umożliwia budowę katalogów relacji diagnostycznych [4.17]-[4.20], [4.23]-[4.26], [4.28]. Przypomnijmy, iż system MESWIR umożliwia modelowanie następujących klas defektów, typowych dla dużych obiektów energetycznych:

1. niewyważenie wirnika,
2. przemieszczenie termiczne i montażowe podpór,
3. spadek sztywności stojaków,
4. zmiany luzów w łożyskach (również wskutek deformacji termosprężystych i zacisku wstępnego),
5. zmiana temperatury i ciśnienia oleju zasilającego łożyska,
6. wymuszenia asynchroniczne (np. siły elektryczne w generatorze o częstotliwości $2n$),
7. pęknięcie w wirniku,
8. przekoszenie czopów łożyskowych: kątowe, promieniowe, promieniowo-kątowe,
9. błędy centrowania sprzęgieł,
10. nieprzyleganie stopy stojaków do fundamentu,
11. zmiana sztywności elementów konstrukcyjnych korpusu,
12. zmiany właściwości podłoża fundamentu.

Jako przykład możliwości systemu MESWIR przedstawimy teraz fragment analizy odnoszący się do niestabilności hydrodynamicznej łożysk ślizgowych.

4.10.2 Niestabilność hydrodynamiczna łożysk ślizgowych

Niestabilność hydrodynamiczna jest charakterystyczna dla łożysk słabo obciążonych, a do takich należą łożyska turbozespołów energetycznych. Objawia się ona w postaci wzmożonych drgań czopów łożyskowych w określonych warunkach w postaci tzw. małych drgań olejowych zwanych popularnie wirami olejowymi lub w postaci rozwiniętej niestabilności, zwanej biciem olejowym. Systematyczne badania tego zjawiska zaprezentowane zostaną w rozdziale 5.

Przyczyny

Podstawy teoretyczne zjawiska i bliższe wyjaśnienia dotyczące niestabilności łożysk ślizgowych, jak również metod opisu filmu smarnego zostały zawarte w [4.14]. Tutaj ograniczamy się do wiadomości, jakie mogą być wykorzystane w praktyce.

Niestabilność hydrodynamiczna łożysk ślizgowych wynika bezpośrednio z fizycznych własności filmu smarnego. Film olejowy charakteryzuje się między innymi sztywnością, którą opisują cztery współczynniki:

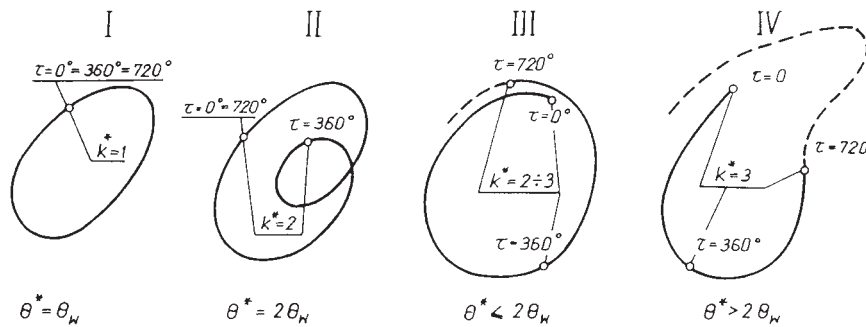
- **dwa główne** c_{11} i c_{22} – gdy kierunki działania składowej wypadkowej siły i przemieszczenia środka czopa pokrywają się i leżą odpowiednio w płaszczyźnie poziomej i pionowej;
- **dwa tzw. „skośne”** c_{12} i c_{21} – gdy kierunki działania składowej wypadkowej siły i przemieszczenia są do siebie prostopadłe.

Cechą charakterystyczną łożysk ślizgowych jest nierówność nie tylko głównych współczynników sztywności $c_{11} \neq c_{22}$, ale przede wszystkim nierówność (anizotropia) „skośnych” współczynników sztywności $c_{12} \neq c_{21}$, co oznacza, że łożyska ślizgowe nie zachowują się jak typowy układ mechaniczny. Bezpośrednią przyczyną niestabilności hydrodynamicznej jest właśnie anizotropia „skośnych” współczynników sztywności.

Niestabilność hydrodynamiczna może się objawiać dwojako: jako tzw. małe drgania olejowe lub duże drgania olejowe. Mogą one wystąpić w sprzyjających warunkach (omówionych poniżej) przy określonej prędkości obrotowej wirnika [4.17, 4.18].

Z rodzajem niestabilności związany jest kształt trajektorii środka czopa w łożysku oraz ilość i rozmieszczenie charakterystycznych punktów na trajektorii – tzw. znaczników fazy. Są to punkty określające początki kolejnych obrotów, a więc usytuowane w miejscach odpowiadających kątowni obrotu wirnika $\Phi_w = 0^\circ, 360^\circ, 720^\circ, \dots$

Kształt trajektorii i rozmieszczenie na niej znaczników fazy przedstawiono na rysunku 4.11.



Rys. 4.11. Wyróżniki diagnostyczne niestabilności hydrodynamicznej; liczby I, II, III, IV oznaczają stany dynamiczne wirnika

Można wyróżnić 4 charakterystyczne kształty trajektorii w okresie dwóch obrotów wału odpowiadające różnym stanom dynamicznym wirnika (oznaczone na rysunku jako I, II, III, IV):

- I. **Obszar stabilnej pracy** układu w zakresie prędkości obrotowej $0 < n < n_{gr}$. Obszarowi temu odpowiadają trajektorie podobne do przedstawionych na rys. 4.11 – I. Punkty określające położenie na trajektorii dowolnego węzła układu dla $\tau = 0^\circ, 360^\circ$ i 720° dokładnie się pokrywają. Orbity mają zatem tylko jeden znacznik obrotów $k^* = 1$. Okres trajektorii θ^* dokładnie odpowiada okresowi siły wymuszającej θ_w .

Mamy więc:

$$\Phi_w = \Phi_w^0 = \Phi_w^{360} = \Phi_w^{720} \quad k^* = 1 \quad \theta^* = \theta_w.$$

II. Obszar małych drgań olejowych (wirów olejowych) w zakresie prędkości obrotowej $n_{gr} < n < n_b$. Trajektorie posiadają charakterystyczną „pętlę połówkową” podobną do przedstawionej na rys. 4.11 – II. Układ przekroczył wprawdzie granicę stabilności n_{gr} , jednakże trajektorie, chociaż o innym kształcie i okresie θ^* , pozostają nadal stabilne. Następuje wyraźne rozdzielanie kątów fazowych dla $\tau = 0^\circ$ i 360° , co powoduje, że orbita wykazuje istnienie dwóch znaczników k^* .

Mamy więc:

$$\Phi_w^0 = \Phi_w^{720} \quad \text{oraz} \quad \Phi_w^{360} \quad k^* = 2 \quad \theta^* = 2\theta_w.$$

III. Obszar przejściowy w zakresie prędkości obrotowej $n_b < n < 2n_{K1}$. Układ przekroczył prędkość „bicia olejowego” n_b . Trajektorie stają się niestabilne (rys. 4.11 – III), obserwuje się bardzo duże skoki amplitudy i gwałtowny wzrost wartości kątów fazowych. Zaczyna się proces rozdziału i ponownego łączenia również kątów Φ_w^0 i Φ_w^{720} przy możliwym nawet „skurczeniu się” okresu θ^* co oznacza istnienie dwóch lub trzech znaczników k^* w okresie dwóch obrotów wirnika.

Mamy więc:

$$\Phi_w^0 = \Phi_w^{720} \quad \text{oraz} \quad \Phi_w^{360} \quad k^* = 2 \quad \theta^* = 2\theta_w$$

lub

$$\Phi_w^0, \Phi_w^{360}, \Phi_w^{720}, \quad k^* = 3 \quad \theta^* < \theta_w.$$

IV. Obszar dużych drgań olejowych (rozwinętego „bicia olejowego”) w zakresie prędkości obrotowej $n > 2n_{K1}$. Trajektorie przyjmują formę przebiegów chaotycznych (rys. 4.11 – IV), punkty dla $\tau = 0^\circ$ i 720° wyraźnie się rozdzielają, co oznacza istnienie na orbitach trzech znaczników k^* w okresie dwóch obrotów wirnika.

Mamy więc:

$$\Phi_w^0, \Phi_w^{360}, \Phi_w^{720}, \quad k^* = 3 \quad \theta^* > 2\theta_w.$$

Małe drgania olejowe

Małe drgania olejowe powstają w sytuacji, gdy tłumienie filmu olejowego obniży się np. w wyniku wzrostu prędkości kątowej wału ω lub wskutek odciążenia łożyska. Przy pewnej wartości tłumienia siły dynamiczne działające na obracający się czop spowodują wychylenie go z położenia równowagi i oscylacyjny ruch (z prędkością kątową Ω) po ustalonej orbicie, albo po spirali rozbiegającej się do granic luzu łożyskowego (zależnie od tego, czy wytworzą się specyficzne warunki równowagi pomiędzy siłami hydrodynamicznymi a oporami ruchu). Mówimy wtedy, że układ utracił stabilność.

Tego rodzaju ruch powoduje dodatkowy przepływ oleju w obrębie szczeliny smarnej (tzw. efekt pompowania). Jego prędkość kątowna, jak wynika z analizy teoretycznej wynosi $\Omega = \omega/2$. Pomiar eksperymentalne wykazują jednak, że prędkość ta zawiera się zazwyczaj w przedziale $\Omega = (0,3 \div 0,5)\omega$.

Zjawisko to określane bywa również jako wir olejowy (z ang. *oil whirl*), wir połówkowy, lub drgania połówkowe.

Duże drgania olejowe

Duże drgania olejowe wystąpią, jeżeli prędkość wirów połówkowych osiągnie wartość prędkości krytycznej samego wirnika (bez łożysk) ω_k – innymi słowy – **gdy prędkość kątowna wirnika będzie równa podwojonej prędkości krytycznej** $\omega = 2\omega_k$. Wystąpi wówczas bardzo niebezpieczny rezonans całego układu wirnikowego o dużych amplitudach. Środek czopa będzie poruszał się po najbardziej zewnętrznej orbicie, ograniczonej jedynie wartością luzu łożyskowego, co grozi zatarciem łożysk i awarią maszyny.

Tego rodzaju drgania noszą nazwę drgań rezonansowych lub wirów rezonansowych. Używa się też określenia „bicie olejowe” (ang. *oil whip*), lub „precesja asynchroniczna”, ponieważ ich prędkość kątowna nie ulega zmianie przy dalszym wzroście prędkości obrotowej wirnika.

Przyczyny mogące powodować niestabilność hydrodynamiczną

Turbozespoły energetyczne pracują zwykle (z wyjątkiem przypadków rozruchu i wybiegu) przy ustalonej prędkości kątownej wału (prędkości synchronicznej), zdeterminowanej częstotliwością prądu elektrycznego w sieci. Ich układy dynamiczne są tak dostrajane, aby amplitudy drgań przy prędkości synchronicznej były możliwie najmniejsze (możliwie „daleko” od rezonansów), a charakter drgań stabilny (aby w widmie nie ujawniały się prążki podharmoniczne). Wzrost drgań, a w szczególności pojawienie się symptomów niestabilności hydrodynamicznej łożysk świadczą zazwyczaj o wystąpieniu defektu (defektów) w maszynie [4.15].

Przyczyny wywołujące niestabilność łożysk mogą być bardzo różne. Najczęściej występujące opiszemy poniżej:

- **Odciążenie łożyska**

Przy odciążeniu łożyska czop zajmuje położenie o mniejszej mimośrodowości ε względem środka panwi, a więc w obszarze o mniejszym tłumieniu, co sprzyja powstawaniu niestabilności hydrodynamicznej

- **Wzrost lepkości oleju smarującego**

Wzrost ten najczęściej jest spowodowany spadkiem temperatury oleju, jego nadzwyczajnym zapowietrzeniem, lub rozpuszczeniem innych substancji, itp. Nośność hydrodynamiczna wzrasta, film smarny ma większą grubość, a więc jest bardziej podatny i zmniejsza swoje właściwości tłumiące.

- **Przemieszczenie łożyska względem bazowej linii kinetostatycznej wirnika.**

Zmiany bazowej linii kinetostatycznej są zazwyczaj skutkiem dylatacji termicznych podpór lub nierównomiernego osiadania fundamentu. Powodują one, że niektóre łożyska zostaną dociążone (przeciążone), a inne odciążone. Niestabilność ujawni się najpierw w łożyskach odciążonych. Przy dużych amplitudach drgania niestabilne mogłyby się przenosić na łożyska dociążone. Byłoby to zjawisko bardzo niebezpieczne, powodowałoby przycieranie łożysk i mogłoby doprowadzić do bardzo groźnej awarii. Trzeba tu dodać, że wspomniane dylatacje termiczne mogą powodować przemieszczenia podpór zarówno w płaszczyźnie pionowej jak i poziomej.

- **Zmiana sztywności podparcia łożyska (łożysk)**

Najczęściej mamy do czynienia ze spadkiem sztywności podparcia będącym skutkiem np. spadku jakości połączeń śrubowych lub spawanych podpór łożyskowych lub korpusu maszyny (rzadziej zmianą własności gruntu). Drgania zachodzą głównie w tym kierunku, w którym nastąpił spadek sztywności. Może się zdarzyć, że przy stopniowym spadku sztywności podparcia obraz drgań maszyny będzie się bądź pogarszał (wzrost amplitudy i niestabilności), bądź polepszał (obniżanie się sztywności podpory będzie powodowało odstrajanie całego układu dynamicznego maszyny od rezonansu).

- **Zmiana zacisku łożyska (łożysk)**

Łożyska współczesnych turbozespołów (i nie tylko) wykonywane są jako łożyska z luzem „soczewkowym”. W porównaniu do łożysk z luzem kołowo-cylindrycznym mają one lepsze właściwości antywibracyjne (zwiększają tłumienie filmu olejowego). Zmniejszenie ich zacisku (poprzez np. poluzowanie się śrub łączących części obudowy) powoduje zmianę soczewkowatości łożyska, co może powodować nieoptymalny przepływ oleju w obrębie szczeliny smarnej, zwiększenie grubości filmu smarnego i spadek jego temperatury i przyczynić się powstawania niestabilności hydrodynamicznej. W skrajnym przypadku może powodować przemieszczanie się panwi względem obudowy i zniszczenie mechaniczne łożyska.

- **Zmiana rozkładu obciążenia zewnętrznego**

Zmiana rozkładu obciążenia zewnętrznego może być spowodowana defektami układu przepływowego turbiny, układu elektrycznego generatora, lub innymi defektami maszyny. Może to spowodować zmianę obciążeń poszczególnych łożysk, lub generowanie dodatkowych sił wymuszających o częstościach rezonansowych.

- **Zmiany konfiguracji wirnika**

Przez zmiany konfiguracji wirnika należy rozumieć takie defekty, jak niewyważenie wirnika (spowodowane np. urwaniem łopatki/łopatek), rozcentrowanie sprzęgieł, zmiana sztywności sprzęgieł (zmiana napięcia śrub łączących odcinki wału, zmiana sztywności elementów podatnych), pęknięcia wirnika itp.

- **Uszkodzenia mechaniczne łożysk**

Np. wytarcia, ubytki i pęknięcia warstwy ślizgowej, które mogą powodować zmianę geometrii łożyska i ułatwiać powstawanie wirów olejowych a nawet nieciągłości filmu olejowego.

Możliwości przeciwdziałania niestabilności łożysk

Stwierdzenie niestabilności hydrodynamicznej łożysk, zwłaszcza jeżeli parametry drgań przekraczają określone wartości graniczne, powinno powodować zwiększenie uwagi obsługi maszyny i podjęcie odpowiednich środków [16]. Najprostsze z nich to:

- **obniżenie lepkości oleju;**
- **zwiększenie obciążenia łożyska poprzez tzw. prekompensację linii wałów** (podniesienie łożyska odciążonego na wyższy poziom, lub obniżenie któregoś z łożysk sąsiednich, gdyż mogą być zanadto obciążone lub wręcz przeciążone); wymagać to może także kontroli zmian położenia łożysk podczas nagrzewania maszyny (pomiaru takie są możliwe do zrealizowania jedynie w płaszczyźnie pionowej, pomiary w płaszczyźnie poziomej byłyby również pożądane);
- **zwiększenie obciążenia łożyska poprzez zmniejszenie szerokości panwi;**
- **zwiększenie zacisku łożyska**, co pociąga za sobą zwiększenie soczewkowatości łożysk i poprawę obrazu drgań względnych czopa, ale może spowodować zwiększenie drgań bezwzględnych panwi.

4.11 objaśnienie najważniejszych pojęć i terminów związanych z analizą dynamiki maszyn wirnikowych

Przedstawimy teraz zestaw objaśnień dotyczących najważniejszych pojęć i terminów w dynamice wirników. Być może ułatwią one Czytelnikowi pewne uporządkowanie materiału

4.11.1 Drgania, pomiary – pojęcia związane

układ drgający – układ zdolny do wykonywania drgań

układ odniesienia – układ współrzędnych związany z ciałem, względem którego rozpatruje się ruchy innych ciał

miara (w metrologii) – wielkość stanowiąca wynik pomiaru wielkości fizycznej (wartość wielkości mierzonej), czyli iloczyn jednostki miary i wartości liczbowej

miara diagnostyczna – miara (estymata) wartości wyselekcjonowanego sygnału

uzytecznego diagnostycznie

estymator – miara parametru lub procesu lub relacja miedzy parametrami/procesami

kryterium oceny (stanu maszyny) – cecha lub miernik sluzacy za podstawe oceny (nie nalezy mylic z wartoscia charakterystyczna cechy, na przyklad wartoscia kryterialna, graniczna, dopuszczalna)

wirnik – ciało zdolne do wykonywania ruchu obrotowego i majace czopy podpierrane przez lozyska

wirnik sztywny – wirnik uwaza sie za sztywny, jezeli mozliwa jest korekcja jego niewyważenia w dwóch dowolnych płaszczynach wyważania oraz jezeli po przeprowadzeniu tej korekcji niewyważenie resztkowe wirnika nie przekracza w znacznym stopniu tolerancji niewyważenia dla wszystkich prędkosci aż do maksymalnej prędkosci roboczej, w warunkach posadowienia zbliżonych do warunków w miejscu eksploatacji

wirnik quasi-sztywny – wirnik giętki, który można wyważyć w sposób zadowalający przy prędkosci niższej niż ta, przy której powstaje znaczące ugięcie wirnika

wirnik giętki – wirnik nie odpowiadający definicji wirnika sztywnego ze względu na odkształcenia giętne

wirnik obustronnie podparty – wirnik o dwóch czopach, którego środek masy znajduje się miedzy czopami i który nie ma znaczącej masy na zewnątrz czopów

wirnik przewieszony – wirnik o dwóch czopach ze znaczącą masą umieszczona na zewnątrz czopów

wirnik doskonale wyważony – wirnik idealny, którego niewyważenie jest równe zeru

czop – część wirnika, która styka się z lozyskiem, w którym obraca się lub przez które jest podpierrana

oś czopa – prosta średnia łącząca środki ciężkości skrajnych przekrojów poprzecznych czopa

środek czopa – przecięcie osi czopa z płaszczyną promieniową czopa, gdzie oddziałuje wypadkowa poprzeczna siła nacisku

oś wału – prosta łącząca środki wału

podpora lozyska – część lub zespół części przenoszących obciążenie lozyska na główny korpus układu

prędkość obrotowa nominalna – prędkość obrotowa wirnika, przy której przewiduje się eksploataowanie maszyny z jej mocą nominalną

prędkość krytyczna – prędkość charakterystyczna, przy której układ jest w rezonansie

4.11.2 Rodzaje drgań

drżania mechaniczne – drżania, w których zmiana wartości jakiegokolwiek wielkości kinematycznej lub dynamicznej charakteryzującej stan układu mechanicznego jest funkcją czasu; stosowane są także równoważne określenia: oscylacje, wibracje

drżania okresowe (periodyczne) – drżania, w których wszystkie wielkości zmienne charakteryzujące drżania, są okresowymi funkcjami czasu o takim samym okresie; w przypadku powtarzalności wartości zmiennych wielkości w pewnych stałych przedziałach czasu używa się terminu: drżania prawie okresowe (quasi periodyczne)

drżania synchroniczne – drżania okresowe (dwa lub więcej) o takiej samej częstotliwości i tej samej fazie

drżania harmoniczne (sinusoidalne) – drżania, w których wartość określonej wielkości, charakteryzującej drżania, zmienia się w czasie zgodnie z funkcją sinusoidalną $A \sin(\omega t + \varphi)$, gdzie: A – amplituda wielkości zmiennej, t – czas, φ – faza początkowa, ω – częstotliwość kołowa

drżania subharmoniczne – drżania wymuszone układu nieliniowego, których częstotliwość jest mniejsza całkowitą ilości razy od częstotliwości odniesienia (częstotliwości podstawowej)

drżania superharmoniczne – harmoniczne składowe drgań wymuszonych układu nieliniowego, których częstotliwość jest krotnością częstotliwości odniesienia (częstotliwości podstawowej)

postać drgań układu – odpowiada ona konfiguracji fali stojącej; jest to konfiguracja zbioru charakterystycznych punktów układu wykonującego drżania okresowe; określone jest to dla momentu czasu, kiedy nie wszystkie wychylenia tych punktów ze średnich położeń są równe zeru

drżania swobodne – drżania układu odbywające się bez zewnętrznego oddziaływania i wydatkowania energii na zewnątrz układu

drżania wymuszone – drżania układu, odbywające się pod działaniem dynamicznych lub kinematycznych czynników zewnętrznych będących okresowymi funkcjami czasu, niezależnie od drgań układu

drżania parametryczne – drżania układu wywołane okresowymi zmianami w czasie niektórych parametrów układu, pod wpływem czynników zewnętrznych, od których zależy częstotliwość drgań swobodnych (masa, sztywność itp.); drżania parametryczne opisane za pomocą równań różniczkowych są okresowymi funkcjami czasu

drżania samowzbudne – okresowe drżania układu wywołane siłami sterowanymi przez sam ruch drgający

drżania ustalone – okresowe, lub prawie okresowe drżania układu które ustalają się po upływie pewnego czasu od początku drgań

drżania rezonansowe – wymuszone drżania układu odpowiadające jednemu z

maksimow charakterystyki amplitudowo-czestotliwosciowej drgan

drzania antyrezonansowe – wymuszone drzania ukladu o dwuch lub wiecej stopniach swobody odpowiadajace jednemu z minimow charakterystyki amplitudowo-czestotliwosciowej drgan

drzania absolutne – suma drgan wzglednych i bezwzgleдных

4.11.3 Wielkosci charakteryzujace drzania

intensywnosc drgan – kazda wielkosc charakteryzujaca stan drzaniowy maszyny

przemieszczenie drgan – wielkosc wektorowa okreslajaca chwilowe polozenie ciela lub czastki wykonujacych drzania mechaniczne wzgledem ukladu odniesienia, przy czym koniec wektora znajduje sie w polozeniu ciela lub czastki w danej chwili, a poczatek wektora w polozeniu ktore zajmowaloby cielo, gdyby w srodowisku nie bylo drgan

prędkosc drgan – wielkosc wektorowa – pierwsza pochodna przemieszczenia drgan wzgledem czasu (chwilowa prędkosc elementu wykonujacego drzania mechaniczne) okreslana zazwyczaj w mm/s

przyspieszenie drgan – wielkosc wektorowa – pierwsza pochodna prędkosci drgan wzgledem czasu (chwilowe przyspieszenie elementu wykonujacego drzania mechaniczne) okreslana zazwyczaj w m/s²

amplituda calkowita drgan („podwójna amplituda” w przypadku drgan harmonicznch) – (przemieszczenia, prędkosci lub przyspieszenia) – różnica pomiedzy najwieksza i najmniejsza wartoscia wielkosci okresowej, charakteryzujacej drzania w ciagu jednego okresu, rowna podwojonej amplitudzie drgan, potocznie nazywana wielkoscia międzyszczytową

amplituda zespolona drgan harmonicznch – wielkosc zespolona $Ae^{i\varphi}$, ktorej modul jest rowny amplitudzie, a argument – fazie poczatkowej drgan harmonicznch

faza drgan harmonicznch – argument sinusoidalnej funkcji opisujacej drzania harmoniczne

wartosc szczytowa wielkosci zmiennej („amplituda drgan” w przypadku drgan harmonicznch) – najwyzsza bezwzgleдна wartosc wielkosci zmiennej, charakteryzujacej drzania, w okreslonym (rozpatrywanym) przedziale czasu

wartosc skuteczna wielkosci okresowej („wartosc RMS” drgan) – wartosc pierwiastka kwadratowego ze sredniej kwadratow wartosci przybieranych przez wielkosc okresowa w ciagu calogo okresu

okres drgan – najmniejszy przedzial czasu, po ktorym przy drzaniach okresowych powtarza sie kazda wartosc wielkosci zmiennej, charakteryzujacej drzania, okreslany w sekundach

czestotliwosc drgan okresowych – wielkosc rowna odwrotnosci okresu drgan,

określana w Hz lub s^{-1}

częstotliwość kątowna drgań harmoniczných – liczba okresów drgań harmoniczných w przedziale czasu równym 2π sekund, równa częstotliwości pomnożonej przez 2π

częstotliwość rezonansowa – częstotliwość przy której zachodzi rezonans drgań układu

częstotliwość środkowa pasma – średnia geometryczna częstotliwości górnej i dolnej pasma

częstotliwość własna (drgań układu liniowego) – jedna z częstotliwości drgań swobodnych układu liniowego: „częstotliwość własna układu zachowawczego”, „częstotliwość własna układu o tłumieniu liniowym” itp.

współczynnik dynamiczny – wielkość wyrażająca stosunek amplitudy drgań wymuszonych elementu do ugięcia tegoż elementu od statycznego działania amplitudy siły wzbudzającej

logarytmiczny poziom drgań – wielkość charakteryzująca drgania poprzez porównanie dwóch jednowymiarowych wielkości fizycznych,

a) dla wielkości energetycznych (energii, mocy, itp.) poziom mierzony w decybelach wynosi

$$L = 10 \cdot \log \frac{a}{a_0}$$

b) dla prędkości, przyspieszenia, siły, itp. poziom mierzony w decybelach wynosi

$$L = 20 \cdot \log \frac{b}{b_0}$$

gdzie:

a, b – oceniana wartość wielkości,

a_0, b_0 – wartość odniesienia wielkości

logarytmiczny dekrement tłumienia – logarytm naturalny ze stosunku dwóch kolejnych maksymalnych lub minimalnych wartości wielkości zmiennej, charakteryzującej drgania, przy swobodnych drganiach tłumionych

4.11.4 Analiza drgań

analiza harmoniczna drgań – przedstawienie analizowanych drgań w postaci sumy drgań harmoniczných przy czym sumowane drgania harmoniczne są to składowe harmoniczne; drgania okresowe przedstawia się w postaci szeregu Fouriera, prawie okresowe w postaci sumy drgań harmoniczných o niewspółmiernych częstotliwościach, a drgania nieokresowe – w postaci całki Fouriera

harmoniczna – składowa harmoniczna drgań okresowych, której częstotliwość jest równa krotności częstotliwości podstawowej analizowanych drgań

numer harmoniczných – liczba całkowita równa stosunkowi częstotliwości składowej harmonicznej do częstotliwości analizowanych drgań okresowych

analiza widmowa drgań – określenie widma drgań lub częstotliwości dla danego procesu drganiowego

widmo drgań – zbiór wartości zmiennej charakteryzującej drgania, odpowiadający składowym harmonicznym, przy czym wymienione wartości rozłożone są w rosnący szereg częstotliwości składowych harmonicznym; drganiom okresowym i prawie okresowym odpowiada widmo dyskretne, nieokresowym – widmo ciągłe

widmo amplitudowe – widmo drgań w którym wielkościami charakteryzującymi harmoniczne składowe są ich amplitudy

widmo fazowe – widmo drgań, w którym wielkościami charakteryzującymi harmoniczne składowe drgań są ich fazy początkowe

widmo energii lub mocy – widmo drgań w którym wielkościami charakteryzującymi harmoniczne składowe drgań są średnie kwadraty amplitud określające energię własną lub moc własną wymienionych składowych

widmo częstotliwości – zbiór amplitud harmonicznym składowych drgań w funkcji częstotliwości

widmo częstotliwości własnym układu – zbiór częstotliwości własnym układu liniowego rozłożonym w szereg rosnący, częstotliwości własne numeruje się w kierunku rosnącym

widmo dyskretne – widmo drgań lub częstotliwości w którym częstotliwości harmonicznym składowych drgań tworzą zbiór dyskretne

widmo ciągłe – widmo drgań lub częstotliwości w którym częstotliwości harmonicznym składowych drgań tworzą zbiór ciągły

pasmo częstotliwości – przedział częstotliwości – komplet częstotliwości w określonym przedziale rozłożonym w szereg rosnący

dekadowe pasmo częstotliwości – (dekada) pasmo częstotliwości dla którego stosunek granicznych częstotliwości pasma (górnym i dolnym) jest równy 10

oktawowe pasmo częstotliwości – (oktawa) pasmo częstotliwości dla którego stosunek granicznych częstotliwości pasma górnym i dolnym jest równy 2

półoktawowe pasmo częstotliwości (półoktawa) – pasmo częstotliwości dla którego stosunek granicznych częstotliwości pasma górnym i dolnym jest równy $\sqrt{2}$

tercjowe pasmo częstotliwości (tercja) – pasmo częstotliwości dla którego stosunek częstotliwości granicznych pasma górnym i dolnym jest równy $\sqrt[3]{2}$

4.11.5 Pojęcia związane z układem drgającym

charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa – zależność amplitudy drgań wymuszonym od częstotliwości harmonicznym siły wymuszającej o stałej amplitudzie

charakterystyka fazowo-częstotliwościowa – zależność przesunięcia fazy po-

między wymuszonymi drganiami układu i harmoniczną siłą wymuszającą o stałej amplitudzie od częstotliwości wzbudzenia

częstotliwościowa charakterystyka amplitudowo fazowa – zależność zespolonej amplitudy wymuszonych drgań układu od częstotliwości harmonicznego wzbudzenia o stałej amplitudzie

współczynnik sztywności – pochodna siły (momentu) reakcji układu (na wychylenie ze stanu równowagi) względem uogólnionej współrzędnej (liczonej od położenia równowagi) wzięta ze znakiem przeciwnym; określenie to dotyczy układu o jednym stopniu swobody

sztywność zespolona – stosunek amplitudy harmonicznego wymuszającego do zespolonej amplitudy przemieszczenia dla wymuszonych drgań układu liniowego

współczynnik podatności – wielkość równa odwrotności współczynnika sztywności

podatność zespolona – wielkość równa odwrotności sztywności zespolonej

współczynnik tłumienia – stosunek współczynnika oporu do podwójnej masy lub podwójnego momentu bezwładności układu o jednym stopniu swobody

tłumienie drgań – obniżenie wartości jakiegokolwiek wielkości zmiennej charakteryzującej drgania w następstwie rozproszenia energii mechanicznej

krytyczny współczynnik tłumienia – współczynnik tłumienia które powoduje całkowity zanik drgań w układzie o jednym stopniu swobody

stopień tłumienia – stosunek współczynnika tłumienia do krytycznego współczynnika tłumienia dla układu o jednym stopniu swobody; podwójna wartość stopnia tłumienia nosi nazwę współczynnika strat

niewyważenie – stan, w jakim znajduje się wirnik, kiedy wskutek sił odśrodkowych, siła lub ruch drgający jest przenoszony na łożyska

wektor niewyważenia – wektor, którego moduł określa wartość niewyważenia, a kierunek – kąt niewyważenia

wartość niewyważenia – miara ilościowa niewyważenia wirnika (w odniesieniu do płaszczyzny), bez odniesienia do jego położenia kąтового; otrzymywana jest jako iloczyn masy niewyważonej i odległości jej środka ciężkości od osi wału

kąt niewyważenia – w danym układzie współrzędnych biegunowych umieszczonych w płaszczyźnie prostopadłej do osi wału i obracających się z wirnikiem kąt, pod którym umieszczona jest masa niewyważona względem tego układu współrzędnych

masa niewyważona – taka masa umowna umieszczona w określonym miejscu, przy której iloczyn masy niewyważonej i przyspieszenia dośrodkowego jest równy sile niewyważenia

niewyważenie statyczne – taki stan niewyważenia, w którym centralna główna oś bezwładności jest przesunięta tylko równoległe do osi wału

niewyważenie momentowe – moment obrotowy występujący w takim stanie niewyważenia, w którym centralna główna oś bezwładności przecina oś wału w punkcie ciężkości

niewyważenie dynamiczne – taki stan, w którym centralna główna oś bezwładności ani nie jest równoległa, ani nie przecina osi wału

prędkość wyważania – prędkość obrotowa, przy której wirnik jest wyważony

krytyczna prędkość ugięcia (wirnika) – prędkość przy której wirnik osiąga maksymalne ugięcie i przy której ugięcie wirnika jest bardziej znaczące niż ugięcie łożysk

główna postać ugięcia (wirnika) – dla nie tłumionych układów wirnik/łożyska – postać określona przez odkształcenie sprężyste wirnika, przy jednej z jego krytycznej prędkości ugięcia

obciążenie dynamiczne (siły wzbudzające) – obciążenie zmienne w zakresie miejsca lub czasu, powstające podczas pracy maszyny, pochodzące od nierównoważonych sił bezwładności poruszających się elementów maszyny

dynamiczna sztywność podłoża $K_z, K_x, K_\varphi, K_\psi$ – wielkość wyrażająca wartość sił lub momentów potrzebnych do odpowiedniego odkształcenia podłoża pod całym fundamentem o jednostkę przy obciążeniem dynamicznym

postać własna drgań – postać drgań układu liniowego wykonującego drganie z jedną z częstotliwości własnych

rezonans drgań – zjawisko zachodzące w układach drgających, polegające na szybkim wzroście amplitudy drgań układu, gdy częstotliwość zewnętrznych drgań wymuszających jest równa lub bliska częstotliwości drgań własnych układu

impedancja mechaniczna – wielkość zespolona, której miarą jest stosunek siły wymuszającej drgania linearnego układu mechanicznego, do prędkości zgodnej z kierunkiem siły w punkcie jej przyłożenia

kinematyczne wzbudzanie drgań – wzbudzanie drgań układu przez przekazanie dowolnym jego punktom ruchów, niezależnych od stanu układu

parametryczne wzbudzanie drgań – wzbudzanie drgań układu przez zmianę w czasie, niezależni od stanu układu, jednego lub kilku parametrów układu: masy, momentu bezwładności, sztywności itp.

samowzbudzanie drgań – wzbudzanie drgań układu przez przekazanie energii z nie drgającego źródła, regulowane ruchem samego układu

4.12 Wykaz norm

Celem niniejszego podrozdziału jest ułatwienie czytelnikom orientacji w objętych normami zagadnieniach z zakresu dynamiki maszyn wirnikowych. Uwzględnione zostały 53 normy dotyczące wymienionej tematyki, w tym 9 norm międzynarodowo-

wych (ISO), które nie mają jeszcze odpowiedników w Polskich Normach.

Zbiór wybranych norm związanych z dynamiką maszyn wirnikowych podzielono na cztery grupy według kryteriów związku z zagadnieniami dynamiki dużych maszyn wirnikowych, zwłaszcza energetycznych turbin parowych [4.30].

Grupa I norm obejmuje 15 Polskich Norm uznanych za podstawowe przy rozpatrywaniu zagadnień dynamicznych maszyn wirnikowych. Normy te dotyczą terminologii drgań i pomiarów drgań, wartości granicznych drgań mechanicznych oraz pulsacji hydraulicznych i akustycznych maszyn wirujących, zwłaszcza: turbin parowych, turbin wodnych, pomp, wentylatorów, wirnikowych maszyn elektrycznych. W grupie tej znajdują się również normy dotyczące wyważania wirników sztywnych i giętkich wraz z kryteriami oceny oraz wyznaczania dopuszczalnego niewyważenia resztkowego.

Grupa II norm obejmuje 9 norm międzynarodowych (ISO) nie mających aktualnie (stan na 2000 r.) polskich odpowiedników. Normy te dotyczą pomiarów drgań na częściach wirujących i nie wirujących różnego typu maszyn, a także ustalają kryteria oceny stanu dynamicznego różnego typu maszyn wirujących. Normy te przewidziane są do opracowania przez odpowiednie komisje problemowe PKN w nieodległym czasie.

Grupa III norm obejmuje 11 Polskich Norm, uznanych za pomocnicze przy rozpatrywaniu zagadnień dynamicznych maszyn wirnikowych. Normy te dotyczą drgań fundamentów, pomiarów drgań maszyn na statkach, oddziaływania drgań na organizm człowieka, wymagań i badań piezoelektrycznych czujników drgań, badań odbiorczych turbin parowych i zasad odbioru prac montażowych turbin parowych.

Grupa IV norm obejmuje 17 Polskich Norm, uznanych za pomocnicze, luźno związane z zagadnieniami dynamiki maszyn wirnikowych. Normy te dotyczą wymagań i badań pomocniczych urządzeń cieplnych w elektrowniach i obiektach energetycznych, wymagań dotyczących rurociągów pary, wody gorącej, oleju turbinowego, parametrów oleju turbinowego.

4.12.1 Grupa I norm. Krajowe normy podstawowe PN

PN-76/M-43121	Wentylatory. Metody pomiaru drgań.
PN-75/M-53527	Przyrządy do pomiaru drgań mechanicznych. Nazwy i określenia.
PN-82/N-01350	Drgania. Terminologia.
PN-82/N-01351	Drgania. Podstawowe symbole i jednostki.
PN-90/N-01358	Drgania. Metody pomiarów i oceny drgań maszyn.
PN-93/N-01359	Drgania mechaniczne. Wyważanie wirników sztywnych. Wyznaczanie dopuszczalnego niewyważenia resztkowego.
PN-93/N-01360	Drgania mechaniczne. Wyważanie wirników giętkich. Kryteria oceny stanu wyważenia wirnika giętkiego.
PN-93/N-01361	Drgania mechaniczne. Wyważanie. Terminologia.
PN-93/N-01362	Drgania mechaniczne. Wyważanie mechaniczne wirników giętkich.
PN-EN 60994:1997	Wytyczne pomiaru obiektowego drgań i pulsacji w maszynach hydraulicznych (turbiny, pompy zasobnikowe, turbiny odwracalne).
PN-EN 61064:1998	Badania odbiorcze układów regulacji prędkości obrotowej turbin parowych.
PN-IEC 34-14:1998	Maszyny elektryczne wirujące Drgania mechaniczne określonych maszyn o wzniosach osi wału 56 mm i większych. Pomiar, ocena i wartości graniczne drgań.
PN-IEC 45-1:1994	Turbiny parowe. Wymagania.
PN-IEC 45-1:Ap.1:1999	
PN-IEC 1063:1996	Akustyka. Pomiar hałasu powietrznego emitowanego przez turbiny i maszyny napędzane.
PN-IEC 1063:1996/Ap.1:1998	
PN-ISO 10816-1:1998	Drgania mechaniczne. Ocena drgań maszyny na podstawie pomiarów na częściach niewirujących. Arkusz 1: Wytyczne ogólne.

4.12.2 Grupa II norm. Normy międzynarodowe ISO

- | | |
|---|--|
| ISO 7919-1:1996 | Mechanical vibration of non-reciprocating machines – Measurements on rotating shafts and evaluation criteria – Part 1: General guidelines. |
| ISO 7919-2:1996 | Mechanical vibration of non-reciprocating machines – Measurements on rotating shafts and evaluation criteria – Part 2: Large land-based steam turbine generator sets. |
| ISO 7919-3:1996 | Mechanical vibration of non-reciprocating machines – Measurements on rotating shafts and evaluation criteria – Part 3: Coupled industrial machines. |
| ISO 7919-4:1996 | Mechanical vibration of non-reciprocating machines – Measurements on rotating shafts and evaluation criteria – Part 4: Gas turbine sets. |
| ISO 10816-2:1996 | Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 2: Large land-based steam turbine generator sets in excess of 50 MW. |
| ISO 10816-3:1998 | Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15 000 r/min when measured in situ. |
| ISO 11816-4:1998 | Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating-parts – Part 4. Gas turbine driven sets excluding aircraft derivatives. |
| ISO 10817-1:1998 | Rotating shaft vibration measuring systems – Part 1: Relative and absolute sensing of radial vibration for rotating shafts. |
| ISO 11342:1994;
ISO 11342:1998/Cor
1:2000 | Mechanical vibration – Methods and criteria for the mechanical balancing of flexible rotors. |

Strony tytułowe wybranych norm ISO**ISO 7919-1:1996***lipiec 1996*

Mechanical vibration of non-reciprocating machines – Measurements on rotating shafts and evaluation criteria.

Part 1: General guidelines.

Drgania mechaniczne maszyn z wyłączeniem maszyn tłokowych – Pomiaru na wałach wirujących i kryteria oceny.

Arkusz 1: Wytyczne ogólne.

Spis treści

Wprowadzenie.

1. Zakres normy.
2. Normy powołane.
3. Pomiaru.
4. Oprzyrządowanie pomiarowe.
5. Kryteria oceny.
6. Załączniki:
 - Załącznik A (normatywny): Ogólne zasady przyjmowania kryteriów oceny dla różnych typów maszyn.
 - Załącznik B (informacyjny): Wprowadzenie wielkości pomiarowych.
 - Załącznik C: (informacyjny): Zalecenia dotyczące oprzyrządowania do pomiaru względnych i bezwzględnych drgań wału.
 - Załącznik D (informacyjny): Analiza wektorowa zmiany drgań.
 - Załącznik E: (informacyjny): Bibliografia.

Zawartość

Norma podaje ogólne wytyczne dotyczące pomiarów i kryteriów oceny drgań maszyn na podstawie pomiarów wykonanych bezpośrednio na wirujących wałach. Arkusz 1 dotyczy zarówno bezwzględnych jak i względnych drgań promieniowych wału, lecz nie uwzględnia drgań skrętnych i wzdłużnych. W normie podano wytyczne dotyczące ustalania wartości progów eksploatacyjnych.

Normy powołane: ISO 2041:1990, ISO 5348:1987, ISO 7919-2:1996 ISO 7919-3:1996 ISO 7919-4:1996 ISO 7919-5:1997, ISO 10816-1:1995 ISO 10816-2:1996 ISO 10816-3:1998 ISO 10816-4:1998, ISO 10816-5:2000 ISO 10816-6:1995 ISO 10817-1:1998

ISO 7919-2:1996*lipiec 1996*

Mechanical vibration of non-reciprocating machines – Measurements on rotating shafts and evaluation criteria.

Part 2: Large land-based steam turbine generator sets.

Drgania mechaniczne maszyn z wyłączeniem maszyn tłokowych – Pomiar na wałach wirujących i kryteria oceny.

Arkusze 2. Stacjonarne turbozespoły parowe dużej mocy.

Spis treści

Wprowadzenie.

1. Zakres normy.
2. Normy powołane.
3. Procedury pomiarowe.

- Załącznik A (normatywny): Kryteria oceny drgań wałów turbozespołów parowych dużej mocy przy określonych warunkach pracy.

Zawartość

Norma podaje sposoby wprowadzenia kryteriów oceny dla drgań wałów przy normalnych warunkach pracy, mierzonych na, lub w pobliżu łożysk turbiny parowej i generatora. Norma ta odnosi się do turbozespołów o prędkościach obrotowych w zakresie $1500-3600 \text{ min}^{-1}$ i mocach powyżej 50 MW.

Normy powołane: ISO 7919-1:1996, ISO 10816-1:1995 (PN-ISO 10816:1998), ISO 10816-2:1996

ISO 10816-2:1996

luty 1996

Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurement on non-rotating parts.

Part 2: Large land-based steam turbine generator sets in excess of 50 MW.

Drgania mechaniczne – Ocena drgań maszyny na podstawie pomiarów na częściach niewirujących.

Arkusze 2. Stacjonarne duże turbozespoły parowe o mocy powyżej 50 MW.

Spis treści

Wprowadzenie.

1. Zakres normy.
2. Normy powołane.
3. Procedury pomiarowe.
4. Kryteria oceny.
 - 4.1 Kryterium I: Wielkość drgań.
 - 4.2 Kryterium II: Zmiana wielkości drgań.
 - 4.3 Punkty graniczne pracy.
 - 4.5 Dodatkowe procedury/kryteria.
 - 4.6 Ocena oparta na informacji o wektorze drgań.
5. Załączniki:

- Załącznik A (normatywny): Ocena granicznych wartości.
- Załącznik B (informacyjny): Przykład nastawień wartości ALARM i TRIP.
- Załącznik C (informacyjny): Bibliografia.

Zawartość

Norma zawiera dokładne warunki i procedury dotyczące pomiaru natężenia drgań na łożyskach turbozespołów parowych o mocy powyżej 50 MW przy znamionowej prędkości obrotowej 1500 min⁻¹, 1800 min⁻¹, 3000 min⁻¹ i 3600 min⁻¹ w miejscu ich zainstalowania (*in situ*).

Normy powołane: ISO 2954:1975, ISO 7919-1:1996, ISO 7919-2:1996
ISO 10816-1:1995 (PN-ISO 10816-1:1998), ISO 10816-4:1998

4.12.3 Grupa III norm. Normy pomocnicze PN

- PN-80/B-03040 Fundamenty i konstrukcje wsporcze pod maszyny.
- PN-85/M-35521 Turbiny parowe. Zasady odbioru montażu.
- PN-91/N-01352 Drgania. Zasady wykonywania pomiarów na stanowiskach pracy.
- PN-91/N-01353 Drgania. Dopuszczalne wartości przyspieszenia drgań oddziałujących na organizm człowieka przez kończyny górne i metody oceny narażenia.
- PN-91/N-01354 Drgania. Dopuszczalne wartości przyspieszenia drgań o ogólnym oddziaływaniu na organizm człowieka i metody oceny narażenia.
- PN-91/N-01355 Drgania. Przyrządy do pomiaru drgań mechanicznych oddziałujących na organizm człowieka. Wymagania i badania.
- PN-91/N-01356 Przetworniki piezoelektryczne drgań mechanicznych oddziałujących na organizm człowieka. Wymagania i badania.
- PN-90/N-01357 Drgania. Metody pomiarów i oceny drgań maszyn pod względem bezpieczeństwa i higieny pracy.
- PN-92/W-01352 Drgania na statkach. Metodyka pomiarów i rejestracji danych.
- PN-EN 60953-1:1999 Wymagania dotyczące cieplnych badań odbiorczych turbin parowych. Arkusz 1: Metoda A – Badania o wysokiej dokładności dla kondensacyjnych turbin parowych dużej mocy.
- PN-EN 60953-2:2000 Wymagania dotyczące cieplnych badań odbiorczych turbin parowych. Arkusz 2: Metoda B – Szeroki zakres dokładności dla różnych typów i wielkości turbin parowych.

4.12.4 Grupa IV norm. Normy PN luźno związane

PN-84/C-96059	Przetwory naftowe. Oleje turbinowe TU.
PN-78/C-96098	Przetwory naftowe. Klasyfikacja olejów przemysłowych według lepkości.
PN-91/C-96099/15	Przetwory naftowe. Klasyfikacja środków smarowych olejów przemysłowych i produktów podobnych według zastosowania (klasa L). Klasyfikacja grupy T (Turbiny).
PN-88/E-08224	Elektryczne przyrządy powszechnego użytku. Drgania. Metoda pomiaru.
PN-64/M-34011	Elektrownie ciepłne. Schematy i bilanse ciepłne. Nazwy, symbole i określenia.
PN-77/M-34030	Izolacja ciepłna urządzeń energetycznych. Wymagania i badania.
PN-92/M-34031 PN-34031/A1:1996	Rurociągi pary i wody gorącej. Ogólne wymagania i badania.
PN-76/M-34034	Rurociągi. Zasady obliczeń strat ciśnienia.
PN-87/M-34801/01	Pomocnicze urządzenia ciepłne w elektrowniach, elektrociepłowniach i ciepłowniach. Ogólne wymagania i badania.
PN-87/M-34801/02	Pomocnicze urządzenia ciepłne w elektrowniach, elektrociepłowniach i ciepłowniach. Wymienniki ciepła. Wymagania i badania.
PN-87/M-34801/03	Pomocnicze urządzenia ciepłne w elektrowniach, elektrociepłowniach i ciepłowniach. Stacje redukcyjne, redukcyjno-schładzające i schładzające. Wymagania i badania.
PN-87/M-34801/04	Pomocnicze urządzenia ciepłne w elektrowniach, elektrociepłowniach i ciepłowniach. Odgazowywacze termiczne układów ciepłowniczych. Wymagania i badania.
PN-88/M-34801/05	Pomocnicze urządzenia ciepłne w elektrowniach, elektrociepłowniach i ciepłowniach. Pompy układów ciepłowniczych. Wymagania i badania.
PN-88/M-34801/06	Pomocnicze urządzenia ciepłne w elektrowniach, elektrociepłowniach i ciepłowniach. Kolektory sieci ciepłowniczej. Wymagania i badania.
PN-92/M-35200	Dopuszczalne poziomy dźwięku w pomieszczeniach obiektów energetycznych.

- PN-84/M-35525 Turbiny parowe stacjonarne do napędu prądnic. Podstawowe parametry.
- PN-85/M-35581 Rurociągi oleju turbinowego. Wymagania i badania.

Bibliografia do rozdziału 4

- [4.1] Orłowski Z., Gałka T.: *Experimental estimation of vibrational symptom limit values for large steam turbines*, Diagnostics of Rotating Machines in Power Plants, Proc. of the CISM/IFTToMM Symposium, Springer-Verlag, Wien-New York, 1994, 321-330.
- [4.2] Cempel C.: *Theory of energy transforming systems and their application in diagnostics of operating systems*, Applied Mathematics and Computer Science, 1993, Vol. 3, No.3, 533-548.
- [4.3] Orłowski Z., Gałka T.: *Statistical methods of vibrational symptom limit value determination for steam turbines*, Proc. of COMADEM'94, Tata McGraw-Hill, New Delhi 1994, 272-279.
- [4.4] Cempel C.: *Diagnostyka wibroakustyczna maszyn*, Wydawnictwa Politechniki Poznańskiej, Poznań 1985.
- [4.5] Orłowski Z.: *Diagnostyka maszyn wirnikowych w przemyśle*, Materiały IV Krajowej Konferencji „Diagnostyka Techniczna Urządzeń i Systemów DIAG'98”, Szczecin-Międzyzdroje-Ystad, 14 ÷ 18 września 1998.
- [4.6] Orłowski Z., Gałka T., Ponikiewski T.: *Opracowanie nowoczesnych systemów diagnostycznych turbozespołów krajowych bloków energetycznych dużej mocy*, sprawozdanie Instytutu Energetyki w Warszawie z PBZ-038-06.
- [4.7] Gałka T.: *Zastosowanie modelu procesora energii do określania granicznych poziomów drgań turbozespołów parowych*, Biuletyn Instytutu Energetyki nr 1/2000.
- [4.8] Cempel C., Tomaszewski F.: *Diagnostyka maszyn. Zasady ogólne. Przykłady zastosowań*, Międzynarodowe Centrum Naukowe Eksploatacji Majątku Trwałego, Radom 1992.
- [4.9] Cempel C.: *Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn*, WNT, Warszawa 1982.
- [4.10] Orłowski Z., Gałka T., Ponikiewski T.: *Określanie wartości granicznych drgań w turbinach parowych metodą niezawodności symptomowej*, Instytut Energetyki, Warszawa, praca w ramach PBZ 038-06.
- [4.11] Orłowski Z., Gałka T.: *Analiza hierarchii ważności uszkodzeń turbozespołu*, praca w ramach PBZ 038-06.

- [4.12] Orłowski Z., Gałka T., Ponikiewski T.: *Katalog możliwych uszkodzeń podzespołów turbospołu 13K215*, praca w ramach PBZ 038-06.
- [4.13] Hagel R.: *Miernictwo dynamiczne*, WNT, Warszawa 1975.
- [4.14] Kiciński J.: *Teoria i badania hydrodynamicznych poprzecznych łożysk ślizgowych*, Ossolineum, Wrocław 1994.
- [4.15] Kiciński J. i inni: *Symulacyjne katalogi relacji diagnostycznych dla turbospołu 13K215*, opr. IMP PAN nr arch. 111/98, Gdańsk 1998.
- [4.16] Orłowski Z.: *Wdrażanie nowych metod technicznych w przemyśle*, Materiały II Międzynarodowego Kongresu Diagnostyki Technicznej, Warszawa, 19÷22.09.2000.
- [4.17] Kiciński J.: *Niestabilność hydrodynamiczna wirników w łożyskach ślizgowych*, Prace Instytutu Maszyn Przepływowych PAN, zesz. 95/1993.
- [4.18] Kiciński J.: *Symptomy diagnostyczne turbospołów energetycznych określone metodą komputerowej i analogowej symulacji ich defektów*, Sprawozdanie z realizacji projektu badawczego. Opracowanie IMP PAN, Gdańsk, wrzesień 1994.
- [4.19] Kiciński J., Markiewicz-Kicińska A.: *Programy NLDW-70 i NLDW-71 do obliczeń sprzężonych form drgań giętno-wzdłużno-skrętnych z imperfekcjami typu pęknięcia wału i rozosiowania elementów*, opr. IMP PAN, nr arch. 357/2000.
- [4.20] Kiciński J., Materny P.: *Modelling of the dynamic interactions of the complex rotor – supports system*, Machine Dynamics Problems, Vol. 5, 1993.
- [4.21] Gałka T.: *Określenie granicznych poziomów drgań w turbinach parowych*, rozprawa doktorska, Politechnika Poznańska, 1994.
- [4.22] Orłowski Z.: *Wibrodiagnostyka turbin parowych*, Prace Instytutu Energetyki, zesz. 18/1989.
- [4.23] Kiciński J., Drozdowski R., Materny P.: *The non-linear analysis of the effect of support construction properties on the dynamic properties of multi-support rotor systems*, Journal of Sound & Vibration, 206, 4, 1997, 523-539.
- [4.24] Kiciński J.: *Analiza komputerowa w diagnostyce technicznej maszyn*, Materiały I Kongresu Diagnostyki Technicznej, Gdańsk 1996, t. I.
- [4.25] Cholewa W., Kiciński J.: *Diagnostyka techniczna. Odwrotne modele diagnostyczne*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997.
- [4.26] Kiciński J.: *On selected problems of dynamics of turbomachinery*, Proc. of the IMP's Conference on *Modelling and Design in Fluid-Flow Machinery*, Gdańsk, 1997.

-
- [4.27] Rybczyński J.: *Program komputerowy RMAT 55 do tworzenia kart diagnostycznych maszyn wirnikowych*, opr. IMP PAN, nr arch. 171/2000.
- [4.28] Kiciński J., Materny P., Drozdowski R.: *Non-linear vibrations in multi degree freedom systems on the example of turbine 13K215*, Proc. of Int. Conf. on *Vibration and Noise*, Venice, 1995.
- [4.29] Kiciński J., Rybczyński J., Banaszek S., Łuczak M., Pałzewicz A., Graczyk, Cegielski A., Markiewicz A., Bagińska M.: *Sposoby oceny stanu dynamicznego turbozespołów energetycznych*, opr. IMP PAN na zlecenie TURBOSE-RVICE, nr arch. 1013/2001.
- [4.30] Rybczyński J., Łuczak M., Pałzewicz A., Graczyk T., Cegielski A.: *Klasyfikacja i omówienie wybranych norm związanych z maszynami wirnikowymi*, opr. IMP PAN na zlecenie TURBOSERVICE, nr arch. 1014/2001.

