

Diagnostyka skośnego łożyska tocznego za pomocą analizy rekurencyjnej

Arkadiusz Smagała
Krzysztof Kęcik



Diagnostyka skośnego łożyska tocznego za pomocą analizy rekurencyjnej



Wyrazy podziękowania kierujemy do pracowników Fabryki Łożysk Tocznych w Kraśniku, którzy przyczynili się do powstania niniejszej monografii.

Rada Naukowa Wydawnictwa Politechniki Lubelskiej

Przewodnicząca:

Agnieszka RZEPKA

Dyrektor CIN-T:

Katarzyna WEINPER

Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej:

Magdalena CHOŁOJCZYK

Karolina FAMULSKA-CIESIELSKA

Jarosław GAJDA

Anna KOŁTUNOWSKA

Katarzyna PEŁKA-SMĘTEK

Anna STROJEK

Przedstawiciele Dyscyplin Naukowych Politechniki Lubelskiej:

Marzenna DUDZIŃSKA

Małgorzata FRANUS

Arkadiusz GOLA

Paweł KARCZMAREK

Beata KOWALSKA

Anna KUCZMASZEWSKA

Jarosław LATALSKI

Tomasz LIPECKI

Zbigniew ŁAGODOWSKI

Joanna PAWŁAT

Lucjan PAWŁOWSKI

Natalia PRZESMYCKA

Magdalena RZEMIENIAK

Mariusz ŚNIADKOWSKI

Przedstawiciele honorowi:

Zhihong CAO, Chiny

Miroslav GEJDOŠ, Słowacja

Karol HENSEL, Słowacja

Hrvoje KOZMAR, Chorwacja

Frantisek KRCMA, Czechy

Sergio Lujan MORA, Hiszpania

Dilbar MUKHAMEDOVA, Uzbekistan

Sirgii PAWŁOW, Ukraina

Natalia SAVINA, Ukraina

Natia SHENGELIA, Gruzja

Daniele ZULLI, Włochy

Diagnostyka skośnego łożyska tocznego za pomocą analizy rekurencyjnej

Arkadiusz Smagała
Krzysztof Kęcik



Lublin 2024

RECENZENT:

prof. dr hab. inż. **Wojciech Sumelka**, Politechnika Poznańska

AUTORZY:

dr inż. **Arkadiusz Smagała**, Fabryka Łożysk Toczących w Kraśniku,  0000-0002-8654-3342

dr hab. inż. **Krzysztof Kęcik**, prof. uczelni, Politechnika Lubelska,  0000-0001-8293-6977

Monografia powstała na podstawie rozprawy doktorskiej dr. inż. Arkadiusza Smagały pt. *Diagnostyka skośnego łożyska tocznego za pomocą analizy rekurencyjnej*, napisanej pod kierunkiem dr. hab. inż. Krzysztofa Kęcika, prof. uczelni, obronionej w 2023 r. na Politechnice Lubelskiej.

Publikacja została sfinansowana z funduszu dyscypliny nr FD-20/IM-5/053.

Zdjęcie na okładce i stronie przedtytułowej zostało wykonane przez dr. hab. inż. Krzysztofa Kęcika, prof. uczelni. Oile nie wskazano inaczej, rysunki stanowią opracowanie własne autorów monografii.

Publikacja wydana za zgodą **Rektora Politechniki Lubelskiej**

ISBN: 978-83-7947-589-6 (wersja drukowana)
ISBN: 978-83-7947-590-2 (wersja elektroniczna)
DOI: 10.35784/9788379475902
Wydawca: Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej
www.wpl.pollub.pl
ul. Nadbystrzycka 36C, 20-618 Lublin
tel. (81) 538-46-59



Elektroniczna wersja książki dostępna w Bibliotece Cyfrowej PL www.bc.pollub.pl

Książka udostępniona jest na licencji Creative Commons Uznanie autorstwa – na tych samych warunkach 4.0 Międzynarodowe (CC BY-SA 4.0)

Nakład: 50 egz.

Spis treści

Wykaz ważniejszych oznaczeń i skrótów	9
1. Wstęp	13
1.1. Wprowadzenie	13
1.2. Diagnostyka łożysk	16
2. Charakterystyka łożysk tocznych	19
2.1. Budowa łożysk tocznych	19
2.2. Rodzaje łożysk tocznych	22
2.3. Defekty i uszkodzenia łożysk	23
3. Przegląd wybranych metod diagnostyki łożysk	29
3.1. Diagnostyka łożysk	29
3.2. Metody wibroakustyczne	35
3.3. Metody prądowe	49
3.4. Diagnostyka metodami rekurencyjnymi	50
3.5. Inne metody	52
4. Analiza rekurencyjna	55
4.1. Metodyka tworzenia diagramu rekurencyjnego	55
4.2. Wskaźniki (kwantyfikatory) rekurencyjne	61
4.3. Metody badań wskaźnikami rekurencyjnymi	65
5. Metodyka badań	69
5.1. Obiekt i zakres badań	69
5.2. Wybór łożyska do badań i jego charakterystyka	71
5.3. Metodyka wykonania defektów na komponentach łożyska	74
5.4. Stanowisko badawcze	81
6. Wyniki badań eksperymentalnych	85
6.1. Badania wstępne	85
6.2. Wyniki badań za pomocą wartości skutecznej drgań	89
6.3. Wyniki badań metodą obwiedni	99
6.4. Podsumowanie badań	104

7. Wyniki analizy rekurencyjnej	107
7.1. Standaryzacja sygnału drgań	107
7.2. Dobór parametrów opóźnienia oraz wartości referencyjnych	109
7.3. Wada na pierścieniu zewnętrznym łożyska	111
7.4. Wada na pierścieniu wewnętrznym łożyska	116
7.5. Wada na elemencie tocznym łożyska	120
7.6. Zestawienie wskaźników rekurencyjnych na komponentach łożyska	125
7.7. Analiza lokalnych wskaźników rekurencyjnych	128
7.8. Wpływ innych paramentów na badania rekurencyjne	136
7.9. Podsumowanie analizy rekurencyjnej	147
8. Podsumowanie i wnioski	149
8.1. Podsumowanie	149
8.2. Wnioski końcowe	151
Wykaz literatury	153

Diagnostyka skośnego łożyska tocznego za pomocą analizy rekurencyjnej

W monografii przedstawiono wyniki badań diagnostycznych skośnego łożyska tocznego o oznaczeniu B7208CTAP4, szeroko stosowanego w przemyśle ze względu na jego uniwersalność. Na poszczególnych komponentach łożyska, tj. na pierścieniu zewnętrznym i wewnętrznym oraz elemencie tocznym, wykonano wady o różnych rozmiarach. Wady wykonano na elektrodrążarce wgłębnej za pomocą specjalnie zaprojektowanych elektrod. Jako pozycję wad na pierścieniach wybrano łuk bieżni w położeniu najbardziej prawdopodobnego styku z elementem tocznym, odpowiadający nominalnemu kątowi działania łożyska. Następnie dokonano pomiaru prędkości drgań. Badania przeprowadzono dla łożyska bez wad oraz z wadami w różnej konfiguracji. Badania łożysk bez wad pozwoliły na wyznaczenie wartości referencyjnych wskaźników rekurencyjnych, na podstawie których dokonywano oceny stanu łożyska. Do diagnostyki zaproponowano metodę wykresów i kwantyfikatorów rekurencyjnych. Wyniki porównano z klasycznymi metodami diagnostycznymi stosowanymi w przemyśle.

Słowa kluczowe: łożysko, diagnostyka, drgania, wady, wykresy rekurencyjne, wskaźniki rekurencyjne

Diagnosis of an angular ball bearing using recurrence analysis

The book presents the results of diagnostic tests conducted on the angular contact ball bearing no. B7208CTAP4, widely used in the industry. Various defects of different sizes were intentionally introduced to the outer ring, inner ring and balls using an EDM machine equipped with specially designed electrodes. The arc was strategically positioned to simulate the most probable contact point with the rolling element, correspond to the nominal contact angle of the bearing. Vibration measurements were subsequently taken by recording the vibration velocity signal using a purpose-built laboratory stand. The tests included bearings in various configurations, both with and without defects. The bearing's condition was assessed by comparing the obtained results to the reference values derived from tests on defect-free bearings. In diagnostics, both recurrence plots and recurrence quantification methods were applied. The results were compared to those obtained through traditional methods of bearing diagnosis.

Keywords: bearing, diagnosis, vibration, defect, recurrence diagram, recurrence quantifications

Wykaz ważniejszych oznaczeń i skrótów

\hat{a}	- wartość szczytowa amplitudy przyspieszeń drgań,
\tilde{a}	- wartość skuteczna amplitudy przyspieszeń drgań,
c	- współczynnik szczytu,
d	- czas opóźnienia,
k	- indeks składowej harmoniczej,
m	- wymiar zanurzenia,
p	- częstotliwości składowe funkcji obwiedni sygnału,
s	- rozmiar przesuwu okna ruchomego,
s_w	- poślizg wirnika,
x	- wartości amplitud zmierzonego sygnału drgań,
w	- rozmiar okna ruchomego,
z	- liczba elementów tocznych w łożysku,
d_{bw}	- średnica bieżni pierścienia wewnętrznego,
d_m	- średnica podziałowa łożyska,
f_c	- częstotliwość środkowa,
f_e	- częstotliwość dodatkowej składowej harmoniczej prądu stojana,
f_g	- częstotliwość harmoniczej prądu stojana,
f_{od}	- częstotliwość odcięcia filtra dolnoprzepustowego,
f_z	- częstotliwość napięcia prądu z sieci zasilającej,
f_H	- częstotliwość charakterystyczna dla uszkodzenia elementów łożyska,
f_{PZ}	- częstotliwość charakterystyczna wystąpienia uszkodzenia na pierścieniu zewnętrznym,
f_{PW}	- częstotliwość charakterystyczna wystąpienia uszkodzenia na pierścieniu wewnętrznym,
f_E	- częstotliwość charakterystyczna obracania się elementu tocznego,

f_{DET}	- częstotliwość charakterystyczna wystąpienia uszkodzenia na elemencie tocznym,
f_K	- częstotliwość charakterystyczna obracania się koszyka,
n_w	- częstotliwość obracania się pierścienia wewnętrznego,
q_{RMS}	- wartość skuteczna przyspieszenia, prędkości lub przemieszczenia drgań,
$w_{1...5}$	- współczynniki wagowe,
x_i	- i -ty wektor w przestrzeni fazowej,
x_j	- j -ty wektor w przestrzeni fazowej,
D	- dokładność obrotu łożyska,
G	- poziom emitowanego hałasu przez łożysko,
H	- funkcja skokowa Heaviside'a,
K	- kurtoza,
L	- średnia długość przekątnej,
N	- liczba analizowanych punktów w przestrzeni fazowej,
Q	- jakość łożyska,
R	- moment tarcia w łożysku (opory ruchu) w łożysku,
T	- trwałość łożyska,
V	- poziom drgań,
X	- zrekonstruowany wektor w przestrzeni fazowej,
A_k	- współczynniki zespolone szeregu Fouriera,
D_k	- średnica elementu tocznego,
S_x^2	- wariancja zmiennej na podstawie wyników pomiarów próby wstępnej,
CC	- wskaźnik skupienia,
DET	- wskaźnik rekurencyjny: determinizm,
DIV	- wskaźnik rekurencyjny: dywergencja,
ENT	- wskaźnik rekurencyjny: entropia,
LAM	- wskaźnik rekurencyjny: laminarność,
RP	- wykres (diagram) rekurencyjny,
$RPDE$	- znormalizowana entropia rozkładu rekurencji,
RR	- wskaźnik rekurencyjny: stopień rekurencji
RQA	- kwantyfikatory (wskaźniki) rekurencyjne,
SPM	- parametr wynikowy metody SPM,
SV	- wielkość impulsu uderzeniowego obliczona na podstawie sygnału prędkości drgań,

T_1	- czas rekurencji typu 1,
T_2	- czas rekurencji typu 2,
TT	- średnia długość linii pionowych,
$TRANS$	- wskaźnik tranzytowości,
L_{MAX}	- najdłuższa długość linii przekątnej,
V_{MAX}	- najdłuższa długość linii pionowej,
x_{pz}	- długość wykonanej wady sztucznej na pierścieniu zewnętrznym,
x_{pw}	- długość wykonanej wady sztucznej na pierścieniu wewnętrznym,
x_k	- długość wykonanej wady sztucznej na elemencie tocznym,
$p(l)$	- prawdopodobieństwo rozkładu długości linii diagonalnych,
$q(t)$	- sygnał przyspieszenia, prędkości lub przemieszczenia drgań,
$r(t)$	- obwiednia zespolona sygnału,
$y(t)$	- sygnał drgań łożyska uzyskany z czujnika drgań,
$y_c(t)$	- sygnał analityczny,
$y_r(t)$	- część rzeczywista sygnału analitycznego,
$y_i(t)$	- część urojona sygnału analitycznego,
$E(t)$	- obwiednia sygnału,
$H_v(v)$	- rozkład linii pionowych,
$P(l)$	- histogram długości linii przekątnych,
$P(x)$	- funkcja gęstości prawdopodobieństwa,
$P(v)$	- histogram długości linii pionowych,
α	- nominalny kąt działania łożyska,
ε	- parametr (próg) odcięcia,
σ	- odchylenie standardowe,
ω_w	- częstotliwość odpowiadająca prędkości obrotowej łożyska,
\bar{x}	- średnia wartość zmierzonego sygnału drgań.

Wstęp

1.1. Wprowadzenie

Łożyska, w tym łożyska toczne, znajdują szerokie zastosowanie praktycznie w każdej dziedzinie techniki, w maszynach i urządzeniach wykorzystywanych zarówno w przemyśle, jak i gospodarstwach domowych. Co prawda udział łożysk w koszcie ogólnym maszyny jest zwykle niewielki, jednak pełni ono bardzo ważną i odpowiedzialną funkcję.

Łożyska jako elementy maszyn zapewniają stałość położenia osi obrotu względem nieruchomej podstawy lub względem innych ruchomych elementów maszyn. Na wałach lub osiach osadzonych w łożyskach instaluje się z kolei inne elementy wirujące. Łożyska przeciwstawiają się siłom wywieranym zarówno przez ciężar elementów osadzonych na wale, jak również pochodzącym od elementów współpracujących z elementami osadzonymi na wale oraz siłom wynikającym z niewyważenia. Podstawową rolą łożysk jest więc umożliwienie obrotu jednej części maszyny względem drugiej, jednocześnie przejmując obciążenia promieniowe i/lub osiowe [42, 84]. Drugą, równie ważną przyczyną stosowania łożysk jest znaczne zmniejszenie efektu tarcia w węzłach łożyskowych, a tym samym strat energii potrzebnej do działania maszyny. Dzięki łożyskom zmniejsza się zużycie elementów, obniża się prawdopodobieństwo wystąpienia awarii i zwiększa żywotność maszyn [13]. Łożyska produkowane są seryjnie od końca dziewiętnastego wieku, kiedy to powstała większość światowych wytwórni łożysk.

Początkowo konstrukcje podstawowych rodzajów łożysk bazowały na doświadczeniu i intuicji konstruktorów. Ciągły rozwój łożysk tocznych sprawił, że nastąpiła ich międzynarodowa normalizacja [58]. Postęp ten został ukierunkowany na doskonalenie konstrukcji we-

wewnętrznej, co pozostaje procesem ciągłym, rozwijanym w miarę postępu wiedzy, technologii, materiałów, metod produkcji oraz metod diagnostycznych.

Łożyska są jednymi z kluczowych części maszyn i urządzeń oraz bardzo często determinują ich jakość, trwałość i osiągi (np. wyższe prędkości, większą precyzję). Według statystyk około 30% awarii maszyn wirujących spowodowana jest uszkodzeniem łożyska [67], a około 80% maszyn i urządzeń zawiera w swojej konstrukcji łożyska [19]. Prawidłowa praca maszyny zależy w znacznym stopniu od doboru, jakości i stanu technicznego zastosowanego łożyska. Dlatego w przypadku krytycznych maszyn i urządzeń zasadne jest monitorowanie stanu łożysk w celu dokonania ich wymiany tuż przed zużyciem. Uszkodzone łożysko dyskwalifikuje maszynę z dalszej pracy, więc czas jej pracy do kolejnej wymiany łożyska określony jest przez jego trwałość.

Trwałość zależy od wielu czynników i może być drastycznie obniżona w wyniku pojawienia się różnych defektów na powierzchniach elementów łożysk. W zastosowaniach przemysłowych łożyska uznawane są za jedne z krytycznych części mechanicznych, a wszelkie powstałe w nich wady mogą powodować nieprawidłową pracę maszyny, a nawet prowadzić do katastrofalnych w skutkach awarii, obniżenia poziomu bezpieczeństwa oraz znacznych strat finansowych przedsiębiorstwa. W pewnym stopniu można zapobiec awarii maszyny poprzez wczesne wykrycie wady w łożysku i zaplanowanie jego wymiany. Również na etapie wytwarzania łożyska lub jego montażu może dojść do powstania wad, które są bardzo trudne do zdiagnozowania. Koszty nieplanowanych przestojów maszyn spowodowanych awariami sięgają milionów euro [34, 80]. Ponadto rozwój maszyn oraz ich eksploatacja wymagają zastosowania łożysk, które spełniają stawiane im wymagania pod względem trwałości, niezawodności, a także stwarzają konieczność monitorowania poziomu drgań. Monitorując drgania węzła łożyskowego, można wykryć, z prawdopodobieństwem sięgającym około 70%, uszkodzenie maszyny [21].

Dla zredukowania kosztów niezbędne są skuteczne narzędzia diagnostyczne, które wciąż są udoskonalane. Bardzo ważnym aspektem jest więc szybka i jednoznaczna diagnoza stanu łożyska. Najpopularniejszymi metodami diagnostyki łożysk są: diagnostyka wibroakustyczna, diagnostyka temperaturowa i diagnostyka oparta na parametrach elektrycznych.

Łożysko toczne jest samo w sobie generatorem drgań. Powstające w pracującym łożysku drgania związane są w znacznym stopniu z niedoskonałościami wytwórczymi, czyli uzyskaną nieidealną geometrią bieżni. Drugą przyczyną generowania drgań w łożysku tocznym związana jest z chwilową zmianą liczby elementów tocznych przenoszących obciążenie, tj. zmianą sztywności (są to tzw. drgania parametryczne [21]). Ruch obrotowy elementów tocznych powoduje cykliczną zmianę sztywności podparcia wału w zależności od chwilowego ich położenia na obwodzie łożyska [59]. Tak więc nawet „idealne” łożysko toczne pracujące pod obciążeniem promieniowym będzie generowało drgania. Innym bardzo istotnym źródłem drgań łożysk tocznych są różnego rodzaju defekty na bieżniach, powstałe w czasie pracy łożysk (zużycie ścierne lub zmęczeniowe) bądź na etapie ich montażu lub wytwarzania. Kontakt i tarcie pomiędzy komponentami łożyska powodują zmiany jakościowe w materiale. Objawem zmęczenia powierzchni jest wykruszanie się fragmentów łożyska. Szacuje się, że można zapobiec ponad 60% przedwczesnych uszkodzeń łożysk. Wymienione przyczyny powodują konieczność poszukiwania metod diagnostycznych, które w bardzo szybki sposób oraz z dużą dokładnością umożliwią zdiagnozowanie uszkodzonego łożyska.

Komponenty łożysk wytwarzane są według ściśle określonego procesu technologicznego z wykorzystaniem specjalistycznych maszyn i urządzeń. Pomimo wysokiej dokładności wykonania nieuniknione błędy wykonawcze powodują, że pełnej oceny jakościowej łożyska można dokonać dopiero po jego zmontowaniu. Jakość łożyska Q można opisać za pomocą ogólnego równania [19, 34, 120]:

$$Q = w_1 T + w_2 D + w_3 R^{-1} + w_4 G^{-1} + w_5 V^{-1}, \quad (1.1)$$

gdzie:

T – trwałość, definiowana jako czas pracy w danych warunkach (godz.),

D – dokładność obrotu łożyska (μm),

R – moment tarcia w łożysku (Nmm),

G – poziom emitowanego hałasu przez łożysko (dB),

V – poziom drgań ($\mu\text{m/s}$),

$w_1 \dots w_5$ – współczynniki wagowe (mają takie jednostki, które sprowadzają całe również do postaci bezwymiarowej).

Z zależności (1.1) wynika, że moment tarcia i poziom hałasu są proporcjonalne do poziomu drgań, natomiast odwrotnie proporcjonalne są trwałość i dokładność obrotu. Trudno określić dokładne wartości współczynników wagowych, gdyż zależą one od obszarów zastosowań łożyska. Producentów skrzyń biegów dla przemysłu motoryzacyjnego oraz służb utrzymania ruchu w znacznej mierze interesuje trwałość łożysk. Dla producentów silników elektrycznych czy obrabiarek istotne znaczenie ma niski poziom drgań. Wytwórcy urządzeń AGD zwracają szczególną uwagę na hałas emitowany przez łożyska, natomiast dokładność obrotu jest ważna w przypadku precyzyjnych urządzeń elektrycznych [120]. Ze względu na wzajemną proporcjonalność równanie (1.1) można uprościć [19, 34, 118]:

$$Q \cong V^{-1} \quad (1.2)$$

Z równania (1.2) wynika, że za sprawą pomiaru samego poziomu drgań łożyska można określić jego jakość, dlatego bardzo często przeprowadza się na tej podstawie diagnostykę. Pomiar poziomu drgań jest podstawowym zabiegiem diagnostycznym mającym na celu przeprowadzenie oceny dokładności wykonania nowych łożysk. Wykorzystywany jest również do oceny stopnia zużycia łożyska [4]. Diagnostyka łożysk i obiektów technicznych jest stale rozwijana, powstają coraz nowsze modele numeryczne, wykorzystujące nowoczesne oprogramowania i procedury [73].

1.2. Diagnostyka łożysk

Łożyska toczne należą do najczęściej wymienianych elementów w maszynach, dlatego ich diagnostyka jest ważną i wciąż rozwijającą się dziedziną badań teoretycznych i praktycznej implementacji ich wyników. Charakterystycznymi cechami poprawności działania łożyska tocznego są: szum, drgania, moment oporowy, temperatura i stan smaru. Diagnostyka łożysk tocznych jest często ściśle związana z diagnostyką wibroakustyczną, która zajmuje się rozpoznaniem stanu technicznego danej maszyny lub urządzenia. Rozwój metod diagnostyki łożysk ma na celu wykrycie defektu na bieżniach pierścieni lub elementach tocznych na wczesnym etapie powstania wady w celu uniknięcia szybszego

zużycia łożyska, nieplanowanych przestojów, remontów itp. Defekt łożyska zwykle wiąże się z ubytkiem jego masy lub zniekształceniem komponentów, co prowadzi do jego zniszczenia. Typowymi objawami uszkodzenia bieżni lub elementów tocznych łożyska są:

- wzrost generowanych amplitud drgań,
- wzrost emitowanego poziomego hałasu,
- wzrost oporów ruchu, wzrost temperatury,
- wzrost poziomu zanieczyszczeń oleju lub smaru.

Na podstawie obserwacji procesu zużycia eksploatowanych łożysk – od momentu pojawienia się pierwszych symptomów do całkowitego zniszczenia – wyróżnia się trzy fazy degradacji łożyska [21, 32, 34]:

- **faza szumowa** – zaczyna się w momencie rozpoczęcia pracy łożyska i trwa do momentu pojawienia się pierwszych makroszkodzeń. Występuje szerokopasmowy szum o amplitudzie przyspieszeń drgań nieprzekraczającej $0,1 \div 0,2g$. W miarę postępowania uszkodzenia zawęża się pasmo drgań w okolicy częstotliwości drgań oprawy łożyska lub jego elementów składowych. Na tle szumu pasmowego obserwuje się wysokie impulsy, których częstotliwość pojawiania się zależy od liczby makroszkodzeń. W końcowej fazie szumowej amplituda przyspieszeń drgań może osiągać wartości rzędu $4g$. Pod koniec fazy szumowej łożysko powinno zostać wymienione,
- **faza drganiowa** – występuje bezpośrednio po fazie szumowej, gdy łożysko nie zostało wymienione. Pojawiają się w łożysku ubytki masowe skutkujące znacznym wzrostem wartości szczytowej przyspieszeń do $50g$ i obniżeniem średniej częstotliwości drgań. W przypadku dalszej eksploatacji łożyska zwiększa się jego luz wewnętrzny, co w konsekwencji prowadzi do dalszego spadku średniej częstotliwości drgań oraz obniżenia wartości przyspieszenia drgań,
- **faza termiczna** – w fazie tej ubytki masy oraz deformacje elementów łożyska są na tyle duże, że następuje znaczny wzrost oporów toczenia. Powstałe tarcie zostaje zamienione na ciepło, podwyższając znacznie temperaturę całego łożyska. Dochodzi do całkowitego zniszczenia łożyska i awarii maszyny. W żadnym wypadku nie wolno dopuścić do powstania fazy termicznej, gdyż może to prowadzić do groźnych z punktu widzenia bezpieczeństwa awarii i strat finansowych.

Na przestrzeni dekad opracowano i rozwijano metody oraz urządzenia pomiarowe wykorzystujące powyższe objawy towarzyszące uszkodzeniu do oceny stanu łożysk. W diagnostyce łożysk, do wykrywania wad wytwórczych lub eksploatacyjnych, stosuje się różne metody oparte na pomiarach drgań mechanicznych elementów łożyska, pomiarach hałasu wytwarzanego przez pracujące łożysko, pomiarach temperatury, momentu oporowego oraz produktów zużycia. W przemyśle maszynowym najczęściej do oceny stanu łożysk tocznych wykorzystuje się metody i techniki diagnostyki wibroakustycznej ze względu na ich nieniszczący charakter oraz możliwość stosunkowo szybkiej diagnostyki [12].

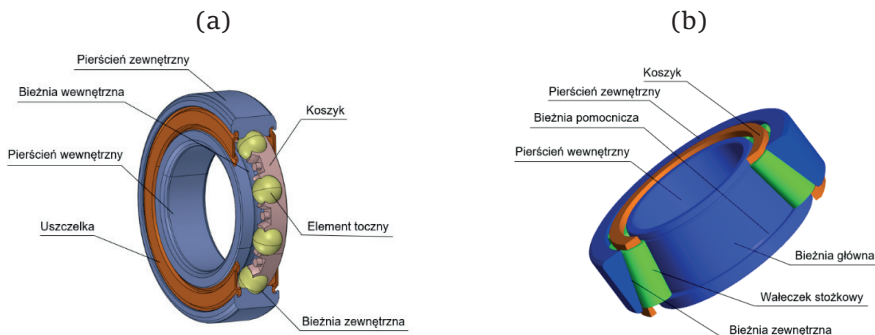
Monitorowanie stanu łożysk (*condition monitoring*) i wykrycie wady na wczesnym etapie jej powstawania to kluczowe elementy nadzorowania maszyn oraz urządzeń technicznych [129]. Monitorowanie pozwala na określenie optymalnego momentu wymiany łożyska oraz pozwala na ocenę stanu całego zespołu lub nawet całej maszyny.

Diagnostyka łożysk tocznych należy do problemów badawczych o znacznym stopniu skomplikowania. Stosowane obecnie metody diagnostyczne prowadzą często do niejednoznacznych wyników i wniosków. Celem powstania niniejszej monografii jest opracowanie szybkiej metody do diagnostyki skośnego łożyska, która będzie pozwalała na wykrywanie uszkodzonego łożyska już na bardzo wczesnym etapie jego pracy. Proponowana metoda bazuje na stosunkowo krótkim sygnale prędkości drgań, umożliwiającym diagnostykę w szybkim czasie, co ma kluczowe znaczenie w zastosowaniach przemysłowych.

Charakterystyka łożysk tocznych

2.1. Budowa łożysk tocznych

Typowe łożysko toczne składa się z dwóch pierścieni z bieżniami, elementów tocznych oraz koszyka. Występują również odmiany łożysk zakrytych, w których stosuje się uszczelnienia zintegrowane w postaci uszczelki lub blaszki ochronnej osadzonej w specjalnie wyprofilowanych kanałkach w pierścieniu zewnętrznym lub wewnętrznym. Łożysko zakryte napełniane jest odpowiednią ilością smaru na etapie produkcji i generalnie nie wymaga zapewniania środka smarowego podczas jego użytkowania. Elementy toczne znajdują się w gniazdach koszyka, który nie przenosi obciążeń, a jedynie zapewnia równomierne rozmieszczenie elementów tocznych na obwodzie łożyska oraz uniemożliwia ich wzajemny styk. W niektórych odmianach łożyska koszyk może zapewnić prowadzenie elementów tocznych. Od kształtu, liczby i sposobu ułożenia elementów tocznych w łożysku w dużym stopniu zależą jego właściwości. Na rysunku 2.1a przedstawiono schemat budowy łożyska kulkowego zwykłego w odmianie zakrytej, natomiast na rysunku 2.1b przedstawiono schemat budowy łożyska stożkowego.



Rys. 2.1. Budowa typowego łożyska tocznego: kulkowe zwykłe (a), stożkowe (b)

Na łożysko działają siły pochodzące od obciążeń zewnętrznych, które przenoszone są przez bieżnie pierścieni i elementy toczne na korpus maszyny. Obciążenie to rozkłada się, w zależności od kierunku działania wektora obciążenia i konstrukcji łożyska, na poszczególne styki skoncentrowane między elementami tocznymi a bieżniami pierścieni. W zależności od kształtu elementu tocznego teoretycznie styk ten może być punktowy w przypadku łożysk kulkowych i baryłkowych lub liniowy dla łożysk walcowych, stożkowych oraz igiełkowych. Ze względu na to, że w miejscach styku materiał ulega odkształceniom sprężystym lub sprężysto-plastycznym, styk rozszerza się na pewien obszar. Obszar ten może być elipsą, prostokątem lub trapezem, w którym działają naprężenia o rozkładzie eliptycznym. W wyniku obracania się łożyska dochodzą dodatkowe siły bezwładności (odśrodkowa i giroskopowa) działające na elementy toczne, które sumują się z siłami od obciążeń zewnętrznych. Siły odśrodkowe działające na elementy toczne dociskają je do bieżni pierścienia zewnętrznego, powodując zwiększenie nacisków na bieżnię, a tym samym naprężeń kontaktowych [31]. Wzrost tych ostatnich przyspiesza pojawienie się pierwszych oznak pittingu, a tym samym zapoczątkowuje proces zużycia zmęczeniowego, który może przebiegać lawinowo. Ważne jest więc wykrycie wady we wczesnej fazie jej powstawania, aby zapobiec poważnej w skutkach awarii i nieplanowanemu przestojowi maszyny.

Typ i rodzaj zastosowanego łożyska determinują jego warunki pracy, takie jak temperatura, prędkość obrotowa, sposób smarowania oraz rodzaj i wielkości przenoszonych obciążeń. W zależności od warunków pracy dobierane łożyska toczne mogą być wykonywane w różnych klasach dokładności, z różnym luzem wewnętrznym, z obniżonym poziomem drgań, podwyższoną sprawnością lub z odpowiednią odpornością na wysoką temperaturę. Na prawidłową pracę łożyska mają wpływ nie tylko parametry wytwórcze, ale również odpowiedni montaż, smarowanie i zabezpieczenie przed zanieczyszczeniami. Nawet jeśli łożysko toczne zostanie prawidłowo zamontowane w urządzeniu i będzie miało zapewnione właściwe smarowanie oraz wystarczającą ochronę przed zanieczyszczeniami i wilgocią, to i tak ulegnie powierzchniowemu zużyciu zmęczeniowemu na skutek cyklicznie zmiennych obciążeń w strefie kontaktu elementów tocznych z bieżniami pierścieni [42, 115].

Zużycie zmęczeniowe determinuje trwałość łożysk, która zależy od wielu wzajemnie działających czynników, takich jak jakość materiału, technika jego wytapiania, parametry procesu technologicznego, rodzaj i sposób smarowania, grubość filmu smarnego, poziom naprężeń kontaktowych, rodzaj obciążeń oraz inne czynniki środowiskowe [90]. Zużycie zmęczeniowe najczęściej występuje na powierzchniach bieżni lub elementów tocznych i objawia się w formie wykruszenia – defektów zwanych pittingiem. Wymiary wykruszeń są różne, poczynając od części milimetra do nawet całej powierzchni elementu składowego łożyska. Wystąpienie tego typu defektów w łożysku tocznym powoduje gwałtowny wzrost poziomu jego drgań oraz wzrost hałasu [115].

Pierścienie łożyskowe i elementy toczne wykonuje się ze stali łożyskowej z zawartością chromu, najczęściej z gatunku 100Cr6, hartowanej na wskroś i odpuszczanej do twardości 59–65 HRC. Występują również łożyska, których pierścienie i elementy toczne wykonywane są ze stali do nawęglania i poddawane hartowaniu powierzchniowemu. W niektórych zastosowaniach, gdy wymaga się od łożyska zwiększonej wytrzymałości zmęczeniowej i odporności na ścieranie, pierścienie i elementy toczne poddawane są obróbce węgloazotowania. Można dzięki niej kilkukrotnie zwiększyć trwałość łożyska [90].

W pewnych zastosowaniach łożyska mogą być narażone na przepływ przez nie prądu elektrycznego, np. w silnikach trakcyjnych czy napędach samochodów elektrycznych, co w znacznym stopniu przyspiesza ich zużycie. Aby przeciwdziałać temu zjawisku, stosuje się specjalne powłoki ceramiczne z tlenku aluminium, nanoszone techniką natryskiwania plazmowego. W łożyskach izolowanych powleka się pierścień zewnętrzny lub wewnętrzny powłoką o grubości około 100 μm [130], która pełni funkcję izolacyjną, zapobiegając przepływowi prądu przez łożysko.

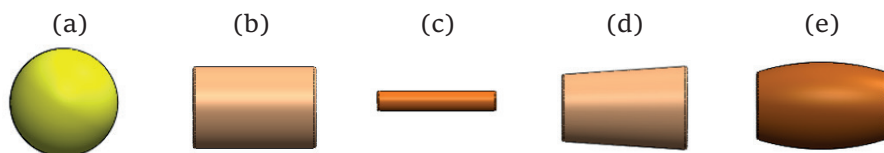
Innym sposobem na odizolowanie łożysk od przepływu prądu jest zastosowanie ceramicznych elementów tocznych wykonanych z azotku krzemu (Si_3N_4). Łożyska hybrydowe, poza funkcją izolacyjną, wykazują większą trwałość za sprawą mniejszej gęstości kulek, co wpływa na obniżenie sił odśrodkowych oraz zredukowanie poślizgów powstających przy wysokich prędkościach obrotowych [39].

2.2. Rodzaje łożysk tocznych

Ze względu na kinematykę pracy łożyska dzieli się na dwa podstawowe rodzaje, tj. łożyska toczne i łożyska ślizgowe. Natomiast ze względu na sposób przenoszonych obciążeń roboczych dzielimy je na poprzeczne, wzdłużne oraz skośne. W łożyskach tocznych ruch względny odbywa się za pośrednictwem elementów tocznych toczących się pomiędzy bieżnią pierścienia wewnętrznego osadzonego na czopie i bieżnią pierścienia zewnętrznego osadzonego w oprawie. W przypadku łożysk ślizgowych powierzchnia czopa ślizga się po powierzchni panwi obejmującej czop. Nie występują elementy pośredniczące, a do ich prawidłowej pracy niezbędne są odpowiednio dobrany środek smarny i technika smarowania. W obu rodzajach łożysk występuje tarcie – energia mechaniczna jest rozpraszana i zamieniana na ciepło [58].

Powstało wiele odmian łożysk ślizgowych: gazowe, hydrostatyczne, hydrodynamiczne, magnetyczne i porowate. Każda z nich ma specjalne zastosowanie. Łożysko gazowe można zastosować w aplikacjach o małych obciążeniach, lecz o dużych prędkościach obrotowych. Łożysko hydrostatyczne można zastosować, gdy nie ma ograniczeń co do jego wymiarów zewnętrznych oraz możliwe jest dostarczenie środka smarnego pod ciśnieniem. Łożyska toczne są bardziej uniwersalne i można porównywać je z łożyskami hydrodynamicznymi. W stosunku do nich są mniej wrażliwe na rodzaj i technikę smarowania, zaś do ich prawidłowej pracy wystarczy mała ilość środka smarnego. Mogą więc pracować bez specjalnego systemu smarowania. Łożyska toczne mają mniejszy współczynnik tarcia, a ich statyczny współczynnik tarcia jest nieznacznie większy od kinematycznego, co powoduje, że mała prędkość przy rozruchu nie wpływa na pracę łożyska. Według głównego podziału łożysk tocznych wyróżnia się łożyska kulkowe i łożyska wałeczkowe.

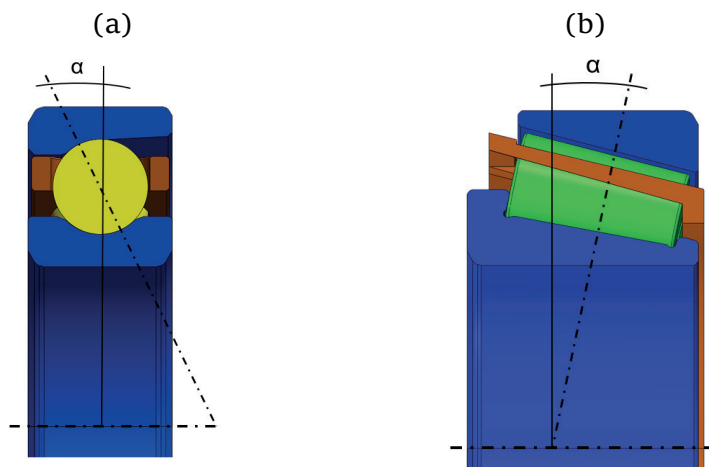
Podział ten związany jest z kształtem elementu tocznego, przy czym łożyska wałeczkowe dzieli się na łożyska: walcowe, stożkowe, igielkowe i baryłkowe (Rys. 2.2) [20, 58].



Rys. 2.2. Elementy toczne łożysk kulkowych i wałeczkowych: kulka (a), wałeczek cylindryczny (b), igielka (c), wałeczek stożkowy (d) oraz baryłka (e) [20, 58]

Innego podziału łożysk tocznych dokonuje się ze względu na nominalny kąt działania, tj. poprzeczny i wzdłużny. Nominalny kąt działania w łożyskach kulkowych zawiera się pomiędzy prostą łączącą punkty styku kulki z bieżniami a płaszczyzną prostopadłą do osi nieobciążonego łożyska (Rys. 2.3a). W łożyskach wałeczkowych nominalny kąt działania zawiera się pomiędzy prostą prostopadłą do tworzącej się bieźni pierścienia zewnętrznego i płaszczyzną prostopadłą do osi łożyska (Rys. 2.3b). łożyska poprzeczne mają nominalny kąt działania $\alpha < 45^\circ$, natomiast dla łożysk wzdłużnych wynosi on $45^\circ < \alpha < 90^\circ$.

Kolejnym kryterium podziału łożysk tocznych jest możliwość wzajemnego wychylania się pierścieni, według którego łożyska dzieli się na: zwykłe (bez tej możliwości), wahliwe i samonastawne.



Rys. 2.3. łożyska poprzeczne: łożysko kulkowe skośne (a) oraz łożysko wałeczkowe (stożkowe) (b) [20, 58]

Dodatkową klasyfikację łożysk tocznych przeprowadza się w oparciu o uzupełniające cechy konstrukcyjne, takie jak zastosowanie uszczelk, blaszek ochronnych, a także liczby rzędów elementów tocznych, rozmieszczenia bieźni pomocniczych, kształtu powierzchni osadczych itp. [58].

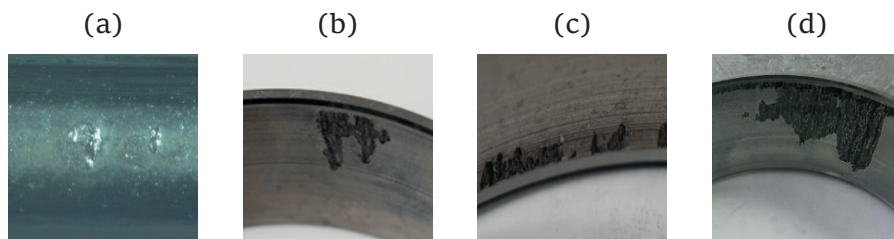
2.3. Defekty i uszkodzenia łożysk

łożyska toczne podczas pracy ulegają naturalnemu zjawisku zużycia, co może prowadzić do uszkodzeń w wyniku zmęczenia materiału. Podstawową formą uszkodzenia łożyska tocznego podczas jego pracy w węźle łożyskowym jest występowanie na powierzchniach tocznych

pierścieni i elementów tocznych wykruszeń zmęczeniowych (pitting). Pitting powstaje na skutek cyklicznie występujących naprężeń kontaktowych w toczących się po sobie elementach łożysk tocznych.

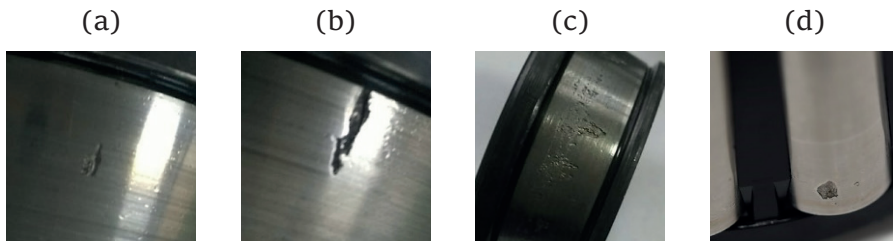
Innymi częstymi defektami łożysk spotykanymi w praktyce są: korozja bieżni pierścieni, korozja elementów tocznych, zatarcia, złuszczenia, wyrwania, nierówności powierzchni tocznej bądź wgłębienia na bieżniach pierścieni. Wymiary powstałych wykruszeń i wyrwań mogą być różnej wielkości, od części milimetra, aż do ubytku materiału całej powierzchni tocznej elementu łożyska. Wykruszenie materiału zapoczątkowane jest zwykle pęknięciem, które może powstać pod powierzchnią materiału, po czym propagować w kierunku powierzchni [41, 87, 107]; lub powstaje w warstwie wierzchniej bieżni poddanej cyklicznym zmianom naprężeń kontaktowych w trakcie przetaczania się po niej elementów tocznych [65, 115]. Kształt uszkodzeń zmęczeniowych jest bardzo różny.

Na rysunku 2.4a pokazano początkowe wykruszenie łożyska kulowego. Rysunek 2.4b oraz 2.4c przedstawiają rozwój zużycia zmęczeniowego skutkujący odrywaniem się materiału od powierzchni bieżni. Na rysunku 2.4d obserwujemy obszerne złuszczenie bieżni pierścienia zewnętrznego.



Rys. 2.4. Uszkodzenie zmęczeniowe bieżni pierścienia zewnętrznego: początkowe wykruszenie (a), oderwanie się materiału (b), rozległe oderwanie się materiału (c) oraz złuszczenie bieżni (d)

Na rysunkach 2.5 przedstawiono przykładowe uszkodzenia na pierścieniu wewnętrznym i wałeczku stożkowym. Początkowo małe wykruszenie (Rys. 2.5a) przekształca się w pęknięcie (Rys. 2.5b). Na rysunku 2.5c pokazano zużycie zmęczeniowe w postaci niewielkich wykruszeń na bieżni pierścienia wewnętrznego.



Rys. 2.5. Przykładowe uszkodzenie zmęczeniowe elementów łożysk: małe wykruszenie (a), pęknięcie (b), wykruszenie na znacznej części pierścienia (c) oraz wykruszenie na wałeczku (d)

Rysunek 2.5d przedstawia wykruszenie materiału na elemencie tocznym (wałeczku stożkowym). Wgłębienia na bieżniach pierścieni łożyska są zwykle wynikiem różnych wymuszeń dynamicznych, którym poddawane jest łożysko. Łożysko zamontowane na wale doznaje drgań pochodzących od różnych elementów maszyny.

Poza uszkodzeniem zmęczeniowym występują jeszcze uszkodzenia spowodowane błędami konstrukcyjnymi, błędami montażu oraz błędami eksploatacji łożyska. Do błędów konstrukcyjnych powodujących uszkodzenia można zaliczyć nieprawidłowe dopasowanie elementów tocznych wewnątrz łożyska oraz nieprawidłowe dopasowanie pierścienia zewnętrznego do obudowy lub pierścienia wewnętrznego do czopa wału poprzez źle dobrane pasowanie. W efekcie dochodzi do obracania się pierścienia względem obudowy lub wałka. Może również dojść do pęknięcia pierścienia na skutek wysokich naprężeń przy zbyt ciasnym pasowaniu (Rys. 2.6a i 2.6b).



Rys. 2.6. Pęknięcie pierścienia zewnętrznego łożyska stożkowego: widok od strony zewnętrznej (a) oraz widok od strony bieżni (b)

Obracanie się pierścienia względem oprawy lub wałka przyspiesza proces zużycia ściernego i skutkuje powiększaniem się luzów. Wystą-

pienie tego typu uszkodzeń w łożyskach tocznych powoduje powstawanie hałasu i gwałtowny wzrost poziomu drgań.

Zjawiska te są wykorzystywane do wykrywania momentu wystąpienia pittingu. Niewłaściwy montaż łożyska może powodować odkształcenie komponentów łożyska, przekoszenie pierścienia zewnętrznego w stosunku do pierścienia wewnętrznego lub ślady, rysy, wgłębienia na bieżniach pierścieni. Korozja komponentów łożyska bardzo często jest wynikiem złego przechowywania, nieodpowiedniego uszczelnienia łożyska lub słabej jakości środków smarnych. Inną przyczyną powstających defektów w łożyskach może być jego przegrzanie, co powoduje podwyższoną temperaturę pracy łożyska.

Uszkodzenia bieżni łożysk i elementów tocznych można podzielić na trzy główne grupy:

- punktowe (*localised defects*),
- defekty rozszerzone (*extended defect*),
- defekty rozłożone (*distributed defect*).

Defekty punktowe występują na powierzchniach tocznych jako pęknięcia (Rys. 2.6a, 2.6b), zakaleczenia, odgnioty, zarysowania, wżery (pitting), miejscowe złuszczenia (Rys. 2.4a, 2.5a, 2.5b, 2.5d) i wykruszenia (Rys. 2.4b). Defekty te mogą powstać w wyniku nieprawidłowego montażu, twardych cząstek zanieczyszczeń zawartych w środku smarnym lub cieczach myjących i konserwujących [61, 75]. Pęknięcia spowodowane są zwykle obciążeniem udarowym lub nieodpowiednim pasowaniem. Kiedy wada punktowa wchodzi w kontakt ze współpracującym elementem, dochodzi do nagłych zmian naprężeń kontaktowych, co skutkuje powstawaniem impulsów o bardzo krótkim czasie trwania. Impulsy te generują drgania i hałas, co z kolei może być użyteczną informacją wykorzystywaną w monitorowaniu stanu technicznego węzła łożyskowego [107]. Ponadto impulsy te są charakterystyczną cechą uszkodzonego łożyska i często wykorzystuje się je do jego diagnostyki. Defekty punktowe mogą być bardzo małe i trudne do wykrycia, ale mają istotny wpływ na dynamikę łożyska lub mogą w znacznym stopniu przyczynić się do jego przedwczesnego zużycia. Defekty te mogą również generować impulsy, które bardzo trudno zauważyć w zarejestrowanym sygnale wibracji. Producenci łożysk stosują różne metody pomiarów drgań łożyska w celu wykrycia takich defektów, ale zazwyczaj są one ograniczone przez rozmiar i typ łożyska.

Defekty rozszerzone są tego samego typu co defekty punktowe, z tym że ich rozmiar jest większy niż odległość sąsiednich elementów tocznych w łożysku. Powstają w wyniku dalszego rozwoju defektów punktowych.

Do defektów rozłożonych należą niedoskonałości wytwórcze, takie jak nadmierna chropowatość i odchyłki falistości bieżni pierścieni i elementów tocznych.

Przegląd wybranych metod diagnostyki łożysk

3.1. Diagnostyka łożysk

Łożysko toczne najczęściej pełni funkcję podpory osi lub wału, przenosząc obciążenie i jednocześnie zapewniając ruch obrotowy. W konstrukcjach ponad 90% maszyn wykorzystuje się łożyska toczne [42], stąd można je traktować jako elementy krytyczne. Pogorszenie stanu dynamicznego łożyska lub jego uszkodzenie wpływa na stan techniczny całej maszyny. Uszkodzone łożysko bardzo często prowadzi do awarii urządzenia, a niewymienione na czas może prowadzić nawet do jego zniszczenia. W związku z tym zachodzi potrzeba monitorowania stanu łożysk w celu ich oceny i przydatności do dalszej pracy. Wykorzystuje się do tego różne metody i techniki analizy sygnałów diagnostycznych. Monitorowanie stanu łożysk to skuteczny sposób wykrywania wad i zapobiegania awariom. Na przestrzeni lat powstało wiele metod diagnostyki maszyn w oparciu o towarzyszące im zjawiska fizyczne. Łożyska toczne wytwarzają hałas i wibracje z powodu zmiennej podatności [59, 102] (drgania parametryczne) lub z powodu ich uszkodzenia. Pojawienie się uszkodzenia w postaci defektu punktowego na bieżniach elementów składowych łożyska powoduje znaczny wzrost poziomu drgań.

Ogólnie metody diagnostyki łożysk tocznych dzieli się na: pomiary drgań, pomiary akustyczne, pomiary temperatury oraz pomiary zanieczyszczeń środka smarnego [20, 41, 109]. Spośród tych metod najbardziej rozpowszechnione są pomiary drgań. Do diagnostyki łożysk tocznych w oparciu o pomiary drgań stosuje się wiele technik, takich jak: pomiar drgań w dziedzinie czasu, w dziedzinie częstotliwości, w dziedzinie czasowo-częstotliwościowej, metodę impulsów uderzeniowych oraz technikę emisji akustycznej.

W literaturze można znaleźć szereg opracowań dotyczących technik analizy sygnałów drgań oraz kilka przeglądów diagnostyki łożysk tocznych. Mathew i Alfredson [76] przedstawili krótki przegląd technik monitorowania drgań w dziedzinie czasu i częstotliwości oraz zaprezentowali uzyskane wyniki dla łożysk tocznych. Przeglądów niektórych specjalnych technik monitorowania stanu łożysk tocznych, opartych na analizie wysokoczęstotliwościowych rezonansów (*high-frequency resonance technique*), dokonali McFadden oraz Smith [78]. Tandon i Nakra przedstawili szczegółowy przegląd różnych metod analizy drgań i emisji akustycznej zarówno w dziedzinie czasu, jak i częstotliwości, metodę pomiaru impulsów uderowych oraz metody pomiaru dźwięku [109]. Tandon i Choudhury [107] zaktualizowali ten przegląd o zaawansowane techniki oraz prace w zakresie wykrywania defektów w łożyskach tocznych. Obejmowały one metody analizy drgań w dziedzinie czasu, w dziedzinie częstotliwości, technikę rezonansu wysokiej częstotliwości, techniki związane z pomiarem ciśnienia akustycznego oraz pomiary natężenia dźwięku i emisji akustycznej. W przeglądzie metod przedstawiono również metodę transformacji falkowej, techniki zautomatyzowanego przetwarzania danych opartych na rozpoznawaniu wzorców oraz techniki oparte na sztucznych sieciach neuronowych [106, 125].

Kim i Lowe [52] przedstawili analizę drgań oraz analizę powstałych cząsteczek podczas zużywania się łożysk przeznaczonych do wagonów towarowych. W analizie cząstek zużycia, za pomocą czułych instrumentów, wykrywana jest obecność cząstek metalicznych w środku smarnym. Ponadto wykonywana była analiza spektrograficzna różnych pierwiastków metalicznych [60]. Poprzez monitorowanie środka smarnego pod kątem ilości, rozmiaru i wyglądu zawartych w nim cząstek w pracy [81] dokonano kontroli procesu zużywania się łożysk, kół zębatach i innych krytycznych elementów maszyn.

Goncalves i Padovese [40] zaprezentowali wyniki eksperymentalne wpływu zanieczyszczenia oleju wodą na poziom drgań łożyska. Badania przeprowadzono dla trzech typów olejów o różnej lepkości i z różną zawartością wody. Okazało się, że wpływ stopnia zanieczyszczenia oleju wodą jest zauważalny jedynie przy wyższych prędkościach obrotowych. W przypadku niższych prędkości wskazane zostało prowadzenie analizy sygnału drgań innymi technikami.

Patidar oraz Soni [87] dokonali przeglądu diagnostyki łożysk tocznych technikami analizy w dziedzinie czasowo-częstotliwościowej, ponadto uzupełnili przegląd o metody wykrywania defektów w oparciu o techniki sztucznej inteligencji. Zaletą metod w dziedzinie czasowo-częstotliwościowej jest możliwość analizy sygnałów niestacjonarnych. Można więc prowadzić detekcję uszkodzeń łożysk przy zmieniających się warunkach pracy węzła łożyskowego w czasie pomiaru, tj. prędkości obrotowej wału z łożyskiem lub obciążenia [34].

Analiza drgań w dziedzinie czasu jest najpowszechniejszą i najprostszą techniką analizy sygnału i ogranicza się do pomiaru oraz oceny ilościowej wybranych parametrów z przebiegu czasowego [107]. Parametry oceny ilościowej drgań dla łożysk tocznych można podzielić na cztery podstawowe grupy [120]:

- parametry amplitudowe, do których zalicza się wartość międzyszczytową (*peak-to-peak*) oraz wartość szczytową (*peak level*),
- parametry statystyczne, które estymują poziom drgań w danym przedziale czasu i obejmują takie parametry, jak: wartość skuteczna drgań RMS (*Root Mean Square*), amplituda pierwiastkowa (*root amplitude*), skośność (*skewness*) oraz kurtoza (*kurtosis*),
- parametry mieszane określające stosunek dwóch innych parametrów, tj. amplitudowych i statystycznych: współczynnik szczytu (*crest factor*), współczynnik impulsywności (*impulse factor*), współczynnik luzu (*margin factor*) oraz współczynnik kształtu (*shape factor*),
- parametry specjalne, do których należą: SPM (*Shock Pulse Method*), który ściśle powiązany jest z metodą diagnostyki łożysk tocznych o tej samej nazwie, parametr BCU (*Bearing Condition Unit*), parametr VL (*Velocity Level*) oraz parametr Anderon, który ściśle powiązany jest z prędkością obrotową wynoszącą 1800 obr/min.

Najprostszym podejściem w dziedzinie czasu jest pomiar ogólnego poziomu drgań wyrażonego w wartości skutecznej prędkości lub przyspieszenia oraz współczynnika szczytu (*crest factor*), tj. stosunku wartości szczytowej (*peak*) do wartości RMS. Otrzymane wartości RMS porównuje się z zalecanymi wartościami progowymi w celu określenia stanu łożyska.

Tandom [105] porównał całkowitą wartość RMS, wartość szczytową, współczynnik szczytu, moc i analizę cepstralną (wykrywanie okresowości w widmie częstotliwości) sygnału przyspieszenia dla

sygnałów drgań łożysk z wadami o różnej wielkości oraz dla łożyska bez wad. Analiza wyników pomiarów wykazała, że wszystkie parametry, z wyjątkiem współczynnika szczytu, wykazały uszkodzenie łożyska.

Wibracje łożysk tocznych są bardzo złożonym procesem dynamicznym. W związku z tym zarówno w diagnostyce, jak i kontroli jakości łożysk wykorzystuje się estymatory uwzględniające ich złożony charakter, bazujące na kilku wielkościach charakteryzujących drgania. Paliwal i inni [85] zaproponowali wskaźnik CRIS oparty na analizie sygnału drgań w dziedzinie czasu do ilościowego określenia wpływu stanu uszkodzenia pierścienia zewnętrznego, wewnętrznego oraz elementu tocznego na stan techniczny łożyska kulkowego. Wskaźnik ten jest w efekcie połączeniem takich parametrów jak współczynnik szczytu, wartość skuteczna, współczynnik impulsywności oraz odchylenie standardowe. Autorzy potwierdzili skuteczność wskaźnika CRIS w ocenie intensywności uszkodzenia łożysk na podstawie zmierzonego sygnału drgań pochodzącego z łożyska kulkowego obracającego się z prędkością 1710 obr/min. Przed obliczeniem wskaźnika CRIS sygnał został odfiltrowany przy pomocy metody zaproponowanej przez autorów, opartej na ciągłej transformacji falkowej z wykorzystaniem falki w postaci tzw. funkcji sklejaney.

Bastami i Vahid w swej pracy [11] przeprowadzili badania symulacyjne sygnałów dla różnych wymiarów wad na bieżni zewnętrznej i wewnętrznej łożyska kulkowego. Wymiary wad przyjęto na podstawie odległości między sąsiednimi kulkami. Analizowano wpływ wielkości wady na parametry statystyczne, takie jak: wartość skuteczna RMS, wartość szczytowa, współczynnik szczytu, kurtoza oraz parametr LCR (*Level Crossing Rate*). Następnie przeprowadzono badania eksperymentalne dla naturalnie powstałej wady na bieżni pierścienia wewnętrznego w celu weryfikacji wyników symulacji. Na podstawie wyników eksperymentalnych stwierdzono, że parametr statystyczny LCR jest istotnym wskaźnikiem przy monitorowaniu stanu łożyska tocznego. Ponadto zaobserwowane tendencje zmian analizowanych parametrów statystycznych dostarczają wiele przydatnych informacji o stanie monitorowanego węzła łożyskowego.

W literaturze dotyczącej diagnostyki łożysk opartej o analizę zebranych sygnałów wyróżnić można trzy główne etapy: oddzielenie użytecznego sygnału zawierającego informację o uszkodzeniach od szumu, wzmocnienie przetworzonego sygnału oraz identyfikację uszkodzenia.

Pierwszy z wymienionych etapów skupił największą uwagę badaczy [121]. Najczęściej są w nim wykorzystywane metody i techniki dekompozycji sygnału, takie jak filtracja pasmowo-przepustowa (*band pass filtering*), transformacja falkowa (*wavelet transform*) i pakiet transformat falkowych (*wavelet packed transform*) oraz dekompozycja sygnału (*empirical mode decomposition, singular value decomposition*). Metody oparte na filtrowaniu pasmowo-przepustowym wymagają określenia dwóch parametrów, tj. częstotliwości środkowej oraz szerokości pasma filtrowanego. Odpowiedni dobór obu parametrów determinuje efektywność metody. Autorzy pracy [116] zaprezentowali wykorzystanie kurtozy spektralnej do wyznaczenia optymalnego pasma częstotliwości oraz zlokalizowania częstotliwości środkowej. Wyznaczone w ten sposób pasmo częstotliwości oraz częstotliwość środkowa przyczyniły się do poprawy rezultatów demodulacji amplitudowej, wykorzystywanej np. w analizie obwiedni.

Barszcz i inni [10] zaproponowali metodę wykrywania uszkodzeń w łożysku zwaną „protrugramem”, bazującą na filtrowaniu pasmowo-przepustowym oraz kurtozie amplitud widma obwiedni zdemodulowanego sygnału. Zaletą tej metody jest możliwość wykrywania stanów przejściowych o mniejszym stosunku sygnału do szumu w porównaniu do metody szybkiego kurtogramu opartego na kurtozie spektralnej.

W pracy [65] zaproponowano procedurę diagnozowania wad w łożysku w oparciu o transformatę falkową. Procedurę tę poddano weryfikacji w badaniach eksperymentalnych z zadowalającym wynikiem. Metody wykrywania defektów bazujące na transformacjach falkowych były stale rozwijane i łączone z innymi technikami przetwarzania sygnałów w celu poprawy ich skuteczności. Autorzy pracy [2] zaproponowali metody detekcji uszkodzeń w łożyskach tocznych, wykorzystując ciągłą oraz dyskretną transformatę falkową w połączeniu z analizą obwiedni sygnału. Transformaty falkowe wykorzystali do odszumienia sygnału, po czym odfiltrowany sygnał poddano analizie obwiedni. Qiu i inni [93] wykorzystali wielopoziomową transformatę falkową, aby odszumić sygnał używany do wykrycia uszkodzenia łożyska. Pomyślne zastosowanie metody analizy falkowej okazało się ściśle powiązane z wyborem falki podstawowej. Jing i Qu [49] zaprezentowali efektywność transformacji falkowej z falką podstawową typu Morlet w diagnostyce łożysk oraz przekładni zębatej. Transformacja z falką typu Morlet pozwoliła wydobyć z sygnału przebieg okresowych impul-

sów udarowych charakterystycznych dla wady na elemencie łożyska oraz okazała się skuteczna w wykrywaniu wady na bieżni pierścienia wewnętrznego.

Prabhakar i inni [89] zastosowali dyskretną transformatę falkową DWT (*Discrete Wavelet Transform*) do wykrywania sztucznie wprowadzonych wad w łożyskach kulkowych. Wady w kształcie rys o długości 2 mm, szerokości 0,5 mm oraz głębokości 0,3 mm naniesiono na bieżnię wewnętrzną i zewnętrzną metodą elektroiskrową. Przeprowadzona analiza DWT wykazała, że metoda ta umożliwia wykrywanie wad występujących tylko na bieżni zewnętrznej lub wewnętrznej oraz na obu bieżniach jednocześnie.

Wciąż rozwijająca się i udoskonalana metoda EMD (*Empirical Mode Decomposition*) znalazła szerokie zastosowanie w diagnostyce maszyn wirnikowych [63]. Dybała i Zimroz [33] wykorzystali metodę diagnozowania EMD łożysk tocznych do rozkładu sygnału drgań na szereg funkcji IMF (*Intrinsic Mode Functions*). Następnie zastosowano metodę agregacji CMF (*Combined Mode Functions*), w której sygnał wibracyjny podzielony został na trzy części: część szumową, część sygnałową i część trendową. Analiza widmowa empirycznie określonej amplitudy lokalnej sygnałów wynikowych pozwoliła na uwidocznienie cech związanych z uszkodzeniami łożysk. Uzyskane wyniki analizy dla sygnałów drgań łożysk jednostek napędowych przENOŚNIKÓW TAŚMOWYCH wskazały, że zaproponowana metoda może identyfikować uszkodzenia łożysk na wczesnych etapach ich rozwoju. W pracy [30] zaprezentowano algorytm AEMD (*Adaptive Empirical Mode Decomposition*), na bazie którego wykrywanie uszkodzeń w łożyskach tocznych sprawdziło się lepiej niż w przypadku metody EMD dla sygnałów z większym poziomem szumu.

Jedną z najbardziej popularnych metod stosowanych w przemyśle do monitorowania stanu dynamicznego łożysk jest opatentowana pod koniec lat 60. XX wieku przez firmę SPM Instrument metoda impulsów udarowych SPM (*Shock Pulse Method*). Dostarcza ona znormalizowaną wartość impulsów udarowych, która może być wykorzystana jako ilościowa miara stanu łożyska, i pozwala zakwalifikować łożysko do jednej z trzech kategorii: normalne, drobne uszkodzenia i poważne uszkodzenia. Autorzy pracy [122] zaprezentowali studium przypadku monitorowania stanu łożysk z wykorzystaniem czujnika pomiarowego SPM na stanowisku badawczym składającym się z silnika elektrycznego i turbiny wiatrowej. Pomiar impulsów udarowych w połączeniu

z analizą widmową precyzyjnie zlokalizował wadliwe łożysko, potwierdzając skuteczność metody.

Yang i Kang [123] zaprezentowali skuteczność wykrywania wadliwych łożysk za pomocą metody SPM oraz specjalnego czujnika z osadzonym modułem analizy widmowej. Walidację przeprowadzono na stanowisku składającym się z silnika elektrycznego, przekładni mechanicznej oraz turbiny wiatrowej. Wał silnika osadzony był na łożyskach ślizgowych, natomiast wał turbiny na łożyskach baryłkowych. Pomiary drgań prowadzono przy prędkości obrotowej 992 obr/min. Badanie miało na celu sprawdzenie efektywności metody SPM w warunkach przemysłowych, gdzie na pomiar drgań nakłada się wiele dodatkowych czynników, jak choćby zakłócenia pochodzące od innych źródeł drgań. Okazało się, że za pomocą metody SPM ze specjalnym czujnikiem drgań można z wystarczającą dokładnością zlokalizować uszkodzone łożysko.

Autorzy pracy [127] wykazali, że zmierzona wartość impulsów uderowych może być błędnie oszacowana przez bezpośrednią demodulację w metodzie SPM i zaproponowali podejście oparte na wykorzystaniu techniki IRLS (*Improved Redundant Lifting Scheme*). Technikę IRLS zastosowano do dekompozycji sygnałów [47]. Oceny stanu technicznego łożyska przeprowadzono w oparciu o maksymalną znormalizowaną wartość impulsów uderowych dla sygnałów otrzymanych w wynikach dekompozycji. Skuteczność zaproponowanej metody potwierdzono zarówno na sygnałach symulowanych, jak również dla sygnałów z eksperymentu.

3.2. Metody wibroakustyczne

W warunkach przemysłowych najbardziej popularne są metody wibroakustycznej diagnostyki kontrolnej łożysk tocznych i odnoszą się one do oceny poziomu drgań związanych z kinematyką łożyska [19]. Pomiary drgań są stosunkowo szybkie i proste do przeprowadzenia, ograniczają się natomiast do rozmiaru i konstrukcji łożyska. W pracującym łożysku tocznym dochodzi praktycznie cały czas do kontaktu pomiędzy jego komponentami, tj. pierścieniem zewnętrznym, pierścieniem wewnętrznym, elementem tocznym oraz koszykiem, które oddziałują na siebie poprzez styk, tarcie toczne i ślizgowe, generując wibracje o złożonych przebiegach. Poziom drgań łożysk tocznych zależy

od wielu czynników, takich jak rozmiar i rodzaj konstrukcji łożyska, energia impulsów uderowych oraz miejsce przyłożenia czujnika pomiarowego [41]. Wśród źródeł drgań łożysk tocznych można wyróżnić zmienną podatność, niedoskonałości geometryczne, falistość oraz chropowatość powierzchni bieżni pierścieni i elementów tocznych, wady na bieżniach, wady na elementach tocznych oraz wady koszyka [41, 61].

Wibroakustyczne metody detekcji i diagnostyki wad w łożyskach tocznych w oparciu o analizę sygnału drgań można podzielić na analizy [41, 61, 109]:

- w dziedzinie czasu,
- w dziedzinie częstotliwości,
- w dziedzinie czasowo-częstotliwościowej.

W przypadku diagnostyki eksploatacyjnej łożysk istotne jest kontrolowanie stanu dynamicznego maszyny w węzłach łożyskowych, co ma na celu określenie rodzaju uszkodzenia oraz stopnia jego zaawansowania. W trakcie diagnostyki kontrolnej łożysk sprawdza się stan łożyska niezabudowanego na specjalnie zaprojektowanych do tego celu stanowiskach badawczych. Wśród metod wibroakustycznej diagnostyki łożysk tocznych można wyróżnić metody oparte na [12, 20, 107]:

- pomiarach drgań,
- pomiarach szumu,
- pomiarach impulsów uderowych,
- metodach obwiedni,
- innych metodach.

3.2.1. Metoda pomiaru ogólnego poziomu drgań

Najprostszą metodą kontroli jakości łożysk tocznych są pomiary ogólnych poziomów drgań wyrażonych w wartości skutecznej prędkości lub przyspieszeń w szerokich pasmach częstotliwości (10 Hz ÷ 10 kHz), obliczonych z zależności

$$q_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{t} \int_0^t q^2(t) dt} \cong \sqrt{\frac{1}{k} \sum_{i=1}^k q_i^2}, \quad (3.1)$$

gdzie:

$q(t)$ – sygnał przyspieszenia ($\mu\text{m/s}^2$), prędkości ($\mu\text{m/s}$) lub przemieszczenia drgań (μm),

- t – czas pomiaru (s),
 k – liczba punktów w sygnale.

Zaletą metody pomiaru ogólnego poziomu drgań jest prosta obsługa, szybki pomiar oraz stosunkowo tanie urządzenia pomiarowe. Wadą jest brak możliwości oceny symptomów o niskiej amplitudzie, np. wady w początkowej fazie ich powstawania. Kolejną wadą jest to, że uzyskane dane z pomiarów charakteryzuje duża niejednoznaczność spowodowana zakłóceniami pochodzącymi od innych źródeł drgań oraz szumów. Ze względu na trudności ze zlokalizowaniem przyczyn nadmiernego poziomu drgań metoda ta stosowana jest w zakładach produkcyjnych jako podstawowa metoda diagnostyki kontrolnej, pozwalająca jedynie na zakwalifikowanie łożyska jako spełniające wymagania co do poziomu drgań lub niespełniające. Nie można za pomocą tej metody określić, który komponent łożyska jest odpowiedzialny za nadmierny poziom drgań. Informacja o wadliwym elemencie łożyska sprawiałaby, że tylko on mógłby zostać wymieniony. Wpłynęłoby to na znaczne obniżenie kosztów, gdyż kontrola poziomu drgań jest jedną z ostatnich operacji procesu produkcyjnego łożysk.

3.2.2. Metoda pomiaru szumu

Metoda pomiaru szumu polega na pomiarze hałasu emitowanego przez pracujące łożysko lub węzeł łożyskowy. Pomiaru są zwykle przeprowadzane w dwóch wariantach: pomiar ciśnienia akustycznego i pomiar natężenia dźwięku [108]. W metodzie tej wykorzystuje się mikrofony pomiarowe ukierunkowane na węzeł łożyskowy. Pomiaru ciśnienia akustycznego generowanego przez dobre łożyska przedstawiono w pracy [19]. Igarashi i Yabe [45] wykazali przydatność pomiaru ciśnienia akustycznego do wykrywania defektów łożysk kulkowych obciążonych osiowo. Anantapadmanaban i Radhakrishnan [7] zbadali za pomocą pomiaru ciśnienia akustycznego wpływ nieregularności powierzchni łożyska na wytwarzanie hałasu. W metodzie pomiaru szumu często wykorzystuje się stetoskop lub słuchawki jako wyposażenie dodatkowe. Łożysko niemające wad i pracujące poprawnie wywołuje „miękki, czysty” szum. Dźwięki o charakterze gwizdania, mielenia, „turkotu” i inne wskazują przeważnie na pogorszenie stanu technicznego łożyska [32]. W warunkach przemysłowych pomiar szumu jest

utrudniony, ponieważ mikrofon rejestruje hałas, który jest wypadkową fal akustycznych emitowanych przez różne źródła. Metoda ta może być alternatywą w przypadkach utrudnionego dostępu do diagnozowanego węzła łożyskowego [12]. Niemniej ocena tą metodą jest subiektywna i wymaga dużego doświadczenia oceniającego.

3.2.3 Metoda analizy widmowej

Pomiary ogólnego poziomu drgań dostarczają jedynie informacji o ogólnym stanie technicznym łożyska lub węzła łożyskowego. Nie dostarczają danych o stanie elementów łożyska (tj. o uszkodzeniu bieżni, elementu tocznego, kosza) czy też węzła łożyskowego (np. niewyważenie wirnika, niewspółosiowość wałów itp.). W celu określenia przyczyny pogorszenia się stanu dynamicznego łożyska przeprowadza się analizę amplitudowo-częstotliwościową (widmową). Sygnał drganiowy poddawany jest dekompozycji, np. za pomocą szybkiej transformaty Fouriera (FFT), na składowe harmoniczne o różnych częstotliwościach [66, 81, 128]. Uszkodzenie łożyska odzwierciedlone jest w postaci częstotliwości zależnych od parametrów geometrycznych i konstrukcyjnych łożyska oraz od jego prędkości obrotowej. Częstotliwości te określa się mianem częstotliwości charakterystycznych uszkodzeń łożyska. Metoda zakłada, że dyskretne (punktowe) defekty powodują drgania o charakterystycznych częstotliwościach uszkodzenia, które można wyznaczyć, znając parametry konstrukcyjne łożyska oraz prędkość obrotową [61, 88, 107]:

- Częstotliwość charakterystyczna wystąpienia uszkodzenia na pierścieniu zewnętrznym BPFO (*Ball Pass Frequency of Outer Ring*)

$$f_{PZ} = \frac{z}{2} \omega_w \left(1 - \frac{D_k}{d_m} \cos \alpha \right). \quad (3.2)$$

- Częstotliwość charakterystyczna wystąpienia uszkodzenia na pierścieniu wewnętrznym BPFİ (*Ball Pass Frequency of Inner Ring*)

$$f_{PW} = \frac{z}{2} \omega_w \left(1 + \frac{D_k}{d_m} \cos \alpha \right). \quad (3.3)$$

- Częstotliwość charakterystyczna obracania się elementu tocznego BSF (*Ball Spin Frequency*)

$$f_{ET} = \frac{d_m}{2D_k} \omega_w \left(1 - \left(\frac{D_k}{d_m} \cos \alpha \right)^2 \right). \quad (3.4)$$

- Częstotliwość charakterystyczna wystąpienia uszkodzenia na elemencie tocznym BDF (*Ball Defect Frequency*)

$$f_{DET} = \frac{d_m}{D_k} \omega_w \left(1 - \left(\frac{D_k}{d_m} \cos \alpha \right)^2 \right). \quad (3.5)$$

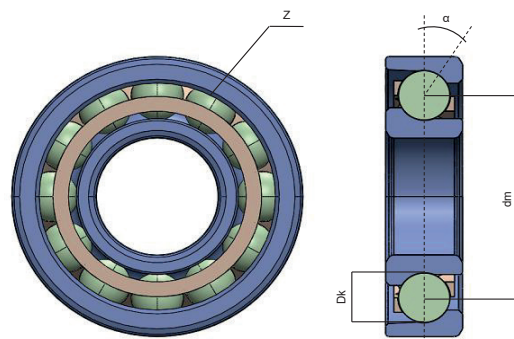
- Częstotliwość charakterystyczna obracania się koszyka FTF (*Fundamental Train Frequency*)

$$f_K = \frac{1}{2} \omega_w \left(1 - \frac{D_k}{d_m} \cos \alpha \right), \quad (3.6)$$

gdzie:

- D_k – średnica elementu tocznego (mm),
- d_m – średnica podziałowa łożyska (mm),
- z – liczba elementów tocznych w łożysku,
- α – nominalny kąt działania łożyska ($^\circ$),
- ω_w – częstotliwość odpowiadająca prędkości obrotowej łożyska (Hz).

Parametry łożyska występujące we wzorach (3.2)–(3.6) zostały schematycznie przedstawione na rysunku 3.1. Powyższe równania wyprowadzono przy założeniu, że elementy toczne przetaczają się po bieżniach bez poślizgu. W praktyce taka sytuacja raczej nie ma miejsca. W wyniku oddziaływania wielu czynników w pracującym łożysku występuje zarówno tarcie toczne, jak i ślizgowe. Dlatego częstotliwości charakterystyczne defektów w badanym łożysku mogą różnić się od obliczonych z powyższych wzorów w zależności od typu łożyska oraz warunków roboczych. Wyznaczenie wspomnianych częstotliwości jest pierwszym etapem diagnozowania łożysk. Znając częstotliwości odpowiadające defektom badanego łożyska, wykonujemy pomiary i analizę drgań.



Rys. 3.1. Parametry łożyska do obliczenia charakterystycznych częstotliwości

Sygnaly drgań powinny zostać zarejestrowane przy stałej prędkości obrotowej. Dla uzyskania lepszych rezultatów łożysko powinno być obciążone, gdyż uszkodzenie wywołuje istotne zmiany w rejestrowanych sygnałach. W przypadku standardowych prędkości częstotliwości charakterystyczne defektów łożyska leżą w zakresie niskich częstotliwości i zwykle są mniejsze niż 500 Hz [110].

Częstotliwości charakterystyczne uszkodzeń generowane są w wyniku odkształceń sprężystych materiału bieżni spowodowanych zmienną podatnością lub wskutek kontaktu defektu ze współpracującymi powierzchniami. Niedoskonałości powierzchni bieżni i elementów mogą generować również drgania w innych zakresach częstotliwości [61]. W zarejestrowanym sygnale drgań mogą występować zakłócenia związane z niedokładnością wykonania elementów układu pomiarowego (np. bicie trzpienia pomiarowego, na którym osadzone jest łożysko), drganiami z otoczenia oraz zakłóceniami pochodzącymi od samego czujnika pomiarowego [120]. Monitorowanie składowych harmonicznego sygnału drganiowego, odpowiadających częstotliwościom charakterystycznym, umożliwia identyfikację oraz kontrolę uszkodzenia [32]. W pracy [88] zaproponowano metodę diagnozowania wad w łożysku tocznym z wykorzystaniem szybkiej transformaty FFT. Metoda ta polegała na przeprowadzeniu wielu pomiarów i wyznaczaniu za każdym razem widma amplitudowo-częstotliwościowego. Poszczególne składowe harmoniczne uśredniano i porównywano z częstotliwościami charakterystycznymi. Metodę zweryfikowano doświadczalnie na łożyskach kulkowych zwykłych – z wadami i bez wad.

3.2.4. Metoda analizy obwiedni

Metoda analizy obwiedni sygnału, zwana również w literaturze HFRT (*High-Frequency Resonance Technique*), jest jedną z najbardziej rozpowszechnionych metod w diagnostyce łożysk [41, 44, 63]. Pozwala określić z dużą dokładnością lokalizację wady w łożysku [20]. Wady punktowe na elementach łożyska tocznego powodują generowanie serii okresowych krótkotrwałych impulsów uderzeniowych (tzw. udarów), widocznych w przebiegu czasowym zmierzonego sygnału drgań (Rys. 3.2a). Udary te są spowodowane przez przejście elementu tocznego przez punktowe defekty bieżni lub samego elementu tocznego [32, 50, 57, 114]. Pojawiające się impulsy uderzeniowe wzbudzają drgania rezonansowe elementów łożyska, powodując wzrost amplitudy składowych wokół częstotliwości rezonansowych w przedziale od kilku do kilkudziesięciu kHz [34, 50, 61], w zależności od konstrukcji łożyska. Zmierzony sygnał drgań zawiera okresowe impulsy uderzeniowe modulowane przez sygnał nośny o wysokiej częstotliwości (odpowiadającej częstotliwości drgań własnych danego łożyska), natomiast częstotliwość występowania udarów jest silnie skorelowana z częstotliwościami łożyska opisanymi w podrozdziale 3.2.3 [50].

Sygnały zmodulowane w wyżej opisany sposób są charakterystyczne nie tylko dla uszkodzonego łożyska, lecz obserwuje się je na przykład w zębatych przekładniach mechanicznych [57], turbinach [64] i różnego rodzaju zaworach przepływowych [3].

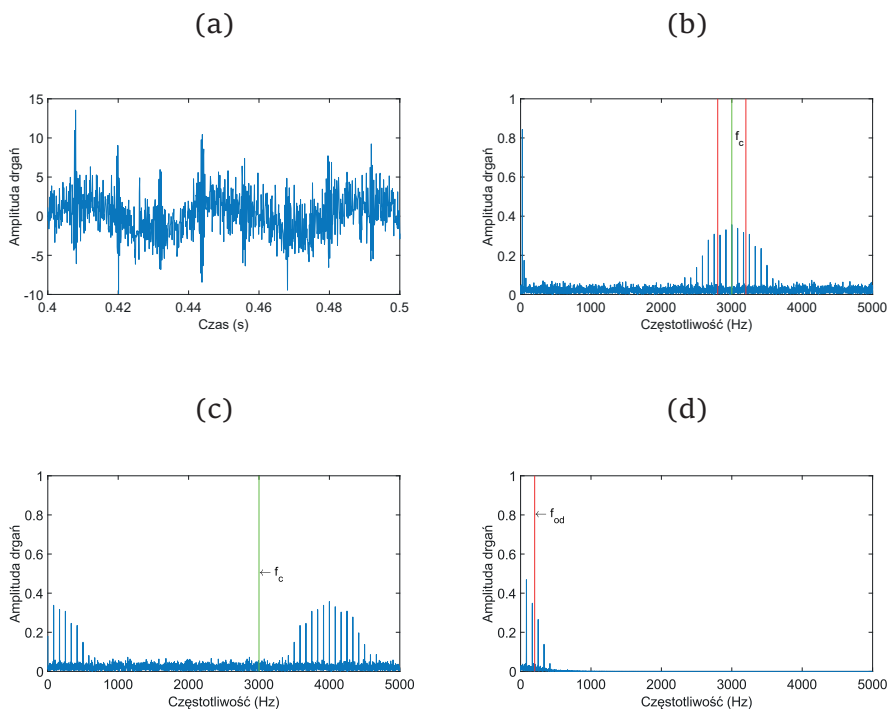
Metoda obwiedni składa się z trzech etapów: filtracji pasmowo-przepustowej, wykrywania obwiedni oraz obliczania widma obwiedni za pomocą szybkiej transformaty Fouriera (FFT). Filtracja pasmowo-przepustowa wykorzystywana jest w celu zwiększania stosunku sygnału do szumu poprzez odrzucanie sygnałów o wysokiej amplitudzie i niskiej częstotliwości spowodowanych niewyważeniem lub niewspółosiowością układu. Filtracja powoduje również eliminację przypadkowych szumów poza pasmem przepustowym [36, 114]. Obwiednia sygnału zawiera niskoczęstotliwościowe modulacje, które odpowiadają pojawiającym się cyklicznie impulsom udarowym generowanym przez uszkodzone łożysko [113]. Wykrywanie obwiedni wyodrębnia sygnał modulujący i przenosi problem analizy w inny zakres częstotliwości, tj. z wysokich do niskich częstotliwości.

Wyznaczone widmo sygnału obwiedni przedstawia jego składowe częstotliwości. Analizę obwiedni sygnału można przeprowadzić za pomocą jednej z dwóch technik implementacyjnych przetwarzania sygnałów cyfrowych, tj. demodulacji zespolonej (*complex demodulation*) [43, 132] lub za pomocą transformaty Hilberta [44, 132]. W analizie techniką *complex demodulation* sygnał drgań łożyska uzyskany z czujnika drgań $y(t)$ może być reprezentowany przez współczynniki zespolone A_k szeregu Fouriera (3.7)

$$y(t) = \sum_k A_k e^{j2\pi kt}, \quad (3.7)$$

gdzie:

k – indeks składowej harmonicznnej, $k = 1, 2, \dots$



Rys. 3.2. Przykładowy sygnał drgań łożyska z wadą pierścienia zewnętrznego: przebieg czasowy (a), widmo amplitudowo-częstotliwościowe sygnału (b), widmo amplitudowo-częstotliwościowe po przeprowadzonej demodulacji (c), widmo amplitudowo-częstotliwościowe otrzymane po filtracji sygnału z częstotliwością odcięcia f_{od} (d)

Na rysunku 3.2a przedstawiono przykładowy przebieg czasowy sygnału drgań łożyska z symulowaną wadą na pierścieniu zewnętrznym, natomiast rysunek 3.2b przedstawia jego widmo w dziedzinie częstotliwości obliczone za pomocą FFT. Na podstawie widma (Rys. 3.2b) określa się częstotliwość środkową f_c , która zwykle znajduje się w pobliżu częstotliwości rezonansowych.

Następnie na sygnale czasowym $y(t)$ przeprowadza się operację zespolonej konwersji częstotliwości w dół [71] w celu przesunięcia pasma częstotliwości z wartości wysokich do niskich (Rys. 2c). Operacja ta polega na pomnożeniu sygnału czasowego $y(t)$ przez eksponentę zespoloną $e^{-j2\pi f_c t}$. Wskutek tego działania otrzymuje się sygnał analityczny $s(t)$, którego widmo nie jest już symetryczne względem punktu zero na osi częstotliwości, tylko zbliżone do symetrycznego względem częstotliwości środkowej f_c [71] (Rys. 3.2c)

$$s(t) = y(t)e^{-j2\pi f_c t} = \sum_k A_k e^{j2\pi k t} e^{-j2\pi f_c t} = \sum_k A_k e^{j2\pi(k-f_c)t}, \quad (3.8)$$

gdzie:

- f_c – częstotliwość środkowa (Hz),
- k – indeks składowej harmonicznej ($k = 1, 2, \dots$).

W wyniku operacji (3.8) następuje przesunięcie pasma częstotliwości z wartości wysokich do niskich (Rys. 3.2c). W kolejnym etapie przeprowadza się filtrację dolno-przepustową sygnału $s(t)$ z częstotliwością odcięcia f_{od} (Rys. 3.2d). Otrzymuje się w ten sposób sygnał analityczny $r(t)$, którego składowe harmoniczne p stanowią podzbiór składowych sygnału $s(t)$ opisany zależnością [43, 44]

$$p \in k : |p - f_c| < f_{od}, \quad (3.9)$$

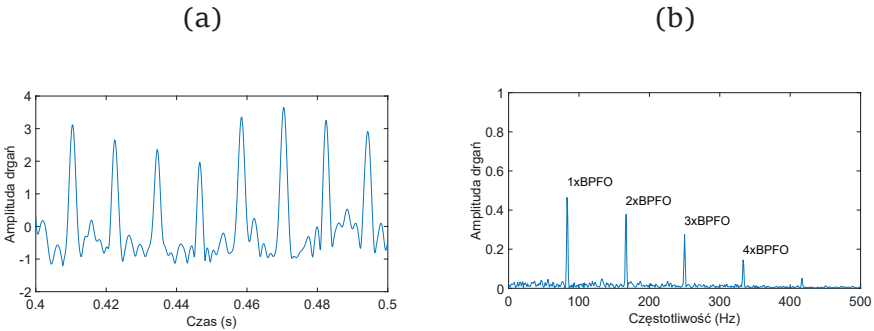
gdzie:

- f_{od} – częstotliwość odcięcia filtru dolno-przepustowego (Hz),
- p – częstotliwości składowe funkcji obwiedni sygnału (Hz).

Sygnal $r(t)$ jest obwiednią zespoloną opisującą niskoczęstotliwościowe przebiegi oryginalnego sygnału $y(t)$ [44]

$$r(t) = 2 \sum_p A_p e^{j2\pi(p-f_c)t}. \quad (3.10)$$

W wyniku konwersji częstotliwości w dół zachowano tylko połowę energii sygnału, więc należy sygnał $r(t)$ przemnożyć przez 2, aby dopasować energię końcową do energii pierwotnej [71, 132]. Moduł wyznaczonej obwiedni zespolonej podawany jest transformacji FFT, po czym przeprowadza się analizę widma, zazwyczaj w zakresie do 500 Hz.



Rys. 3.3. Wyniki analizy obwiedni sygnału: obwiednia sygnału (a), widmo obwiedni sygnału (b)

Na rysunku 3.3a przedstawiono wyznaczoną obwiednię sygnału z rysunku 3.2a, natomiast rysunek 3.3b przedstawia widmo amplitudowo-częstotliwościowe wyznaczonej obwiedni. Obserwując widmo obwiedni, można łatwo zweryfikować istnienie uszkodzeń łożyska oraz określić jego typ. W przypadku wady pierścienia zewnętrznego dominujące składowe harmoniczne będą pokrywać się z częstotliwościami charakterystycznymi danego typu uszkodzenia – BPFO dla pierścienia zewnętrznego.

Drugą techniką implementacyjną analizy obwiedni sygnału bazuje na transformacji Hilberta. W technice tej wyznacza się najpierw pasmo częstotliwości sygnału drgań łożyska zawierające obszar rezonansowy. Zazwyczaj dokonuje się tego na podstawie analizy widma amplitudowo-częstotliwościowego obliczonego za pomocą FFT.

Po wyznaczeniu pasma przeprowadza się na nim filtrację pasmo-wo-przepustową. Odfiltrowany sygnał poddaje się transformacie Hilberta, otrzymując sygnał analityczny $y_c(t)$ opisany zależnością [62]

$$y_c(t) = y_r(t) + jy_i(t), \quad (3.11)$$

gdzie:

$y_c(t)$ – sygnał analityczny ($\mu\text{m/s}$),

$y_r(t)$ – część rzeczywista sygnału analitycznego $y_c(t)$,

$y_i(t)$ – część urojona sygnału analitycznego $y_c(t)$.

Obwiednię analizowanego sygnału $E(t)$ wyznacza się z zależności [62,71]

$$E(t) = |y_c(t)| = \sqrt{y_r^2(t) + y_i^2(t)}. \quad (3.12)$$

Wyznaczona obwiednia $E(t)$ poddawana jest transformacji FFT, po czym przeprowadza się analizę widma, zazwyczaj w zakresie do 500 Hz.

3.2.5. Metoda impulsów udarowych

Impulsy udarowe widoczne na przebiegach czasowych powstają, gdy dochodzi w łożysku do styków współpracujących powierzchni (kulka – bieżnia pierścienia). Szerokość tych impulsów zależy od charakteru uszkodzenia i warunków pracy łożyska. Okresowy charakter impulsów wzbudza łożysko w obszar jego drgań własnych (*ringing*). Dla uszkodzonego łożyska amplitudy impulsów udarowych mogą różnić się nawet 100 razy od amplitud impulsów udarowych generowanych przez prawidłowe (nowe) łożysko [20]. Impulsy udarowe dostarczają informacji o różnych przyczynach niepoprawnej pracy łożyska, np. niedostateczne smarowanie, zanieczyszczenia stałe, oraz identyfikują niektóre typy wad na powierzchniach tocznych [19]. Do metod diagnostyki łożysk wykorzystujących pomiary impulsów udarowych można zaliczyć: SPM, pomiar współczynnika szczytu oraz pomiar kurtozy [20].

Metoda SPM

Metoda impulsów uderowych (*Shock Pulse Method*, SPM) została opatentowana już w 1969 roku [101] przez firmę SPM Instrument. Zyskała duże uznanie w monitorowaniu stanu łożysk tocznych w przemyśle [59]. Impulsy uderowe generowane w łożysku mają różne źródła, a ich amplituda i częstotliwość występowania dostarczają wiele informacji na temat stanu łożyska. Metoda ta bazuje na pomiarze impulsów uderowych w obszarze rezonansowym przetwornika drgań, leżącym dokładnie w zakresie częstotliwości od 32 do 36 kHz. Informacje o fali ciśnieniowej są zbierane i przetwarzane na sygnał analogowy impulsów elektrycznych. W metodzie SPM przyjęto doświadczalnie ustanowioną skalę oceny jakości i klasyfikacji łożyska przy uwzględnieniu prędkości obrotowej i średnicy otworu pierścienia wewnętrznego łożyska. Wartość parametru uzyskanego w wyniku pomiaru metodą SPM stanowi klasyfikator łożyska, który można obliczyć ze wzoru [115]

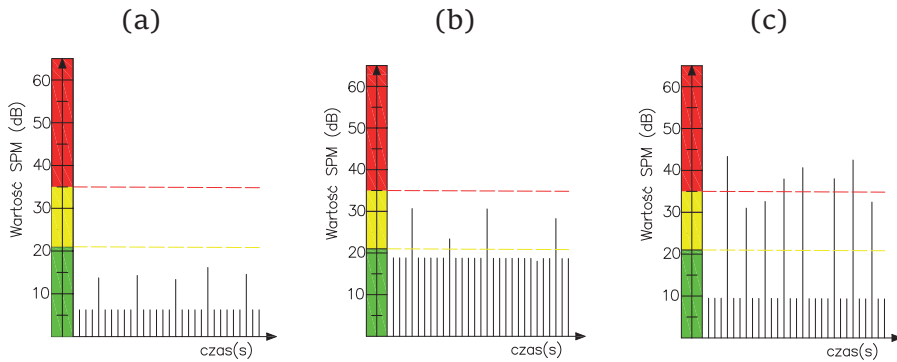
$$SPM = 20 \log \frac{2000SV}{n_w d_{bw}^{0.6}}, \quad (3.13)$$

gdzie:

- SV – wielkość impulsu uderzeniowego obliczona z sygnału prędkości drgań (mm/s),
- n_w – częstotliwość obracania się pierścienia wewnętrznego (1/s),
- d_{bw} – średnica bieżni pierścienia wewnętrznego (mm).

Wartość parametru SPM dostarcza informacji o uszkodzeniu łożyska oraz warunkach smarowania. Gdy jest mniejsza od 21 dB łożysko klasyfikuje się jako dobre, gdyż jego praca jest poprawna (Rys. 3.4a). Dla wartości SPM z przedziału od 21 dB do 35 dB stan łożyska wskazuje na niewielkie uszkodzenie (Rys. 3.4b). Natomiast wartości SPM większe niż 35 dB sugerują, że łożysko jest znacznie uszkodzone (Rys. 3.4c) i powinno zostać niezwłocznie wymienione [15].

Do zalet metody SPM należy zaliczyć możliwość wczesnego wykrycia uszkodzenia łożyska tocznego lub złego smarowania oraz szybkie i łatwe pomiary. Ponadto firma SPM Instrument opracowała, na podstawie pomiarów empirycznych, zestandaryzowane poziomy (progi) referencyjne dla klasyfikacji stanu łożyska.



Rys. 3.4. Ocena stanu łożyska na podstawie stosunku amplitud impulsów uderowych do szumu: łożysko pracujące poprawnie (a), łożysko z niedostatecznym smarowaniem (b), łożysko uszkodzone (c) [19]

Dzięki standaryzacji można ocenić stan łożyska tocznego po wprowadzeniu do systemu pomiarowego dwóch wielkości: prędkości obrotowej i średnicy wewnętrznej badanego łożyska. Metoda SPM przeznaczona była głównie dla serwisantów, więc ocena stanu łożyska była oceną zgrubną i nie wskazywała, który element łożyska (bieżnie, element toczny, koszyk) jest uszkodzony. Ponadto wadą tej metody jest silna zależność wyniku pomiaru od sposobu mocowania czujnika drgań oraz jego lokalizacji [98]. Silne zakłócenia wywołane przez impulsy uderowe pochodzące z innych źródeł mogą również prowadzić do złej interpretacji wyników.

Pomiar współczynnika szczytu

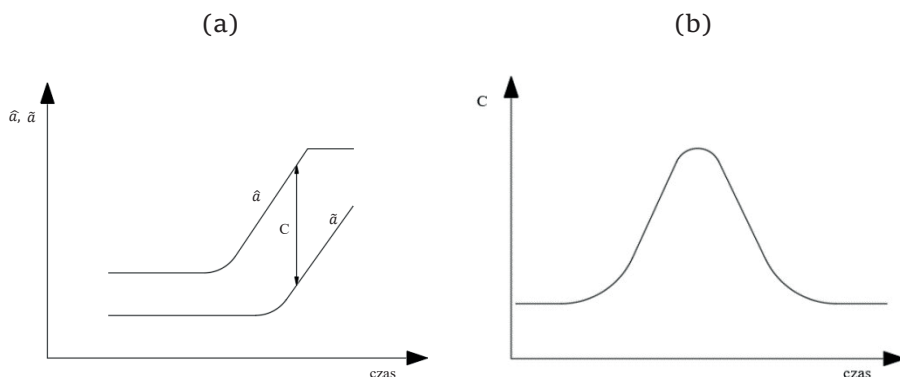
Metoda oceny stanu łożyska oparta na pomiarze współczynnika szczytu polega na wyznaczeniu stosunku wartości szczytowej sygnału drgań do jego wartości skutecznej w danym zakresie częstotliwości [20]. Najczęściej mierzone jest przyspieszenie drgań

$$c = \frac{\hat{a}}{\tilde{a}}, \quad (3.14)$$

gdzie:

- \hat{a} – wartość szczytowa amplitudy przyspieszeń drgań (m/s^2),
- \tilde{a} – wartość skuteczna amplitudy przyspieszeń drgań (m/s^2).

W metodzie tej bardziej istotna jest obserwacja trendu zmian współczynnika szczytu niż sama jego wartość. Wartość skuteczna drgań rośnie wraz ze wzrostem liczby uszkodzeń, natomiast wartość szczytowa wzrasta, gdy rośnie wielkość uszkodzenia (Rys. 3.5a). Im większa wartość współczynnika szczytu, tym gorszy stan techniczny łożyska. Niemniej jego wartość maleje w ostatniej fazie uszkodzenia (Rys. 3.5b).



Rys. 3.5. Tendencja zmian współczynnika szczytu w miarę rozwijania się uszkodzeń na bieżniach łożyska: krzywe trendu zmian wartości szczytowej i skutecznej (a), krzywa tendencji zmian współczynnika szczytu (b) [20]

Jeżeli zaobserwowana wartość współczynnika szczytu c dla sygnału drgań z przedziału częstotliwości do 10 kHz wynosi 8–16, wskazuje to na uszkodzone łożysko. Zaletą tej metody jest prosta i łatwa obsługa oraz szybki pomiar. Do wad można zaliczyć między innymi konieczność doboru w sposób doświadczalny optymalnego pasma częstotliwości dla sygnału pomiarowego. Kolejną wadą jest wrażliwość na obecność innych źródeł sygnałów impulsowych w pobliżu badanego łożyska, co w znacznym stopniu obniża jej skuteczność. Ponadto rozpoczęcie pomiarów w zaawansowanej fazie uszkodzenia może doprowadzić do błędnej diagnostyki [20].

Pomiar kurtozy

Współczynnik kurtozy jest miarą impulsywności drgań łożysk tocznych. Do oceny stanu technicznego łożyska na ogół wystarczy pojedynczy pomiar [107]

$$K = \frac{\int_{-\infty}^{+\infty} (x - \bar{x})^4 P(x) dx}{\sigma^4}, \quad (3.15)$$

gdzie:

- x – wartości amplitud zmierzonego sygnału drgań (μm),
- \bar{x} – średnia wartość zmierzonego sygnału drgań (μm),
- $P(x)$ – funkcja gęstości prawdopodobieństwa zmierzonego sygnału,
- σ – odchylenie standardowe zmierzonego sygnału (μm).

Współczynnik K jest bezwymiarowy i dla sygnału o gaussowskim rozkładzie wartości amplitud jest równy 3, co może świadczyć o braku uszkodzeń łożyska. Wzrost wartości kurtozy wskazuje na pogarszający się stan łożyska. Wartość kurtozy zależy od zakresu częstotliwości analizowanego sygnału, natomiast nie zależy od obciążenia i prędkości obrotowej badanego łożyska [20, 120]. Zaletami pomiaru kurtozy są szybki pomiar, możliwość wykrywania uszkodzenia we wczesnej fazie jego powstawania oraz to, że nie jest konieczna znajomość wymiarów i warunków pracy badanego łożyska. Wadami są konieczność doświadczalnego określenia pasma częstotliwości analizowanego sygnału oraz niska skuteczność metody w przypadku występowania innych źródeł sygnałów impulsowych.

3.3. Metody prądowe

Metody prądowe wykorzystywane są do diagnostyki łożysk w maszynach i urządzeniach napędzanych silnikiem elektrycznym [14, 38]. Stanowią one alternatywę dla metod wibracyjnych i opierają się na pomiarach natężenia prądu zasilającego silnik elektryczny. Metody te mogą być stosowane tam, gdzie bezpośredni dostęp do miejsc osadzenia łożyska jest niemożliwy lub zbliżenie się do tych miejsc może stanowić niebezpieczeństwo dla obsługi.

Metody prądowe diagnostyki łożysk polegają na obserwacji składowych harmonicznych w widmie natężenia prądu stojana. Składowe te zależą od rozkładu pola magnetycznego w szczelinie powietrznej

między stojanem a wirnikiem. Jeżeli w łożyskach ustalających wał rotora pojawi się wada punktowa, to generowane impulsy uderzeniowe powodują przemieszczanie się łożyska wraz z wałem rotora w kierunku promieniowym. Zjawisko to skutkuje odchyleniem się rzeczywistej osi obrotu wału od położenia nominalnego. W wyniku odchylenia się osi obrotu wału wirnika dochodzi do zmiany wielkości szczeliny powietrznej, co w konsekwencji prowadzi do nierównomiernego rozkładu indukcji magnetycznej, a to powoduje zmianę indukcyjności uzwojeń silnika i pojawienie się dodatkowych składowych harmonicznych w widmie prądu stojana [34, 103]. W literaturze można znaleźć różne metody prądowe wykorzystywane do diagnostyki łożysk tocznych:

- metoda analizy widma prądu stojana w stanie pracy ustalonej,
- statystyczna metoda adaptacyjna czasowo-częstotliwościowa,
- metoda detekcji uszkodzeń łożysk z wykorzystaniem wektora Parka.

3.4. Diagnostyka metodami rekurencyjnymi

Zaawansowane metody analizy wizualnej coraz częściej są wykorzystywane do badań ukrytych zmian w różnych szeregach czasowych. Często dają one lepsze rezultaty niż podstawowa analiza szeregów czasowych. W metodach wizualnych można zaobserwować ukryte struktury (np. deterministyczne), które nie są bezpośrednio widoczne na wykresie szeregu czasowego. Często metody te są wykorzystywane do odróżniania analizowanego przebiegu czasowego od szumu. Pozwalają również na wykrycie zakłóconych procesów deterministycznych i nagłych zmian dynamicznych, a także na określenie stacjonarności oraz rekurencji (powtarzalności) [82].

Działanie tych metod można porównać do efektu przepuszczenia oryginalnego sygnału przez pewien pryzmat [83], gdzie sygnał po przejściu przez niego ujawnia swoje pewne ukryte własności (podobnie jak światło po przejściu przez pryzmat ujawnia skalę barw). Najistotniejszym elementem metod wizualnych jest dokładna analiza ich wyników. Bardzo często wymaga to dodatkowej zaawansowanej analizy, stworzenia dodatkowych wykresów, wskaźników, które pozwalają na ilościowe oszacowanie pewnych istotnych informacji.

Metody rekurencyjne bazują na diagramach powtarzalności stanów procesu bądź układu (rekurencji) oraz ich statystycznej analizie (rekurencyjne wskaźniki zwane również kwantyfikatorami). Z powodzeniem wykorzystuje się je w analizie nieliniowych sygnałów. Bardzo ważne jest to, że metoda rekurencyjna może być stosowana zarówno dla krótkiego, jak i długiego zbioru danych. Ponadto wymaga tylko jednego sygnału (np. sygnału przemieszczenia). Dokładny opis metodyki tworzenia diagramów rekurencyjnych (*recurrence plot*) oraz wskaźników (kwantyfikatorów) rekurencyjnych (*recurrence quantification analysis*) został przedstawiony w dalszej części monografii.

Badania uszkodzeń łożysk tocznych za pomocą metod rekurencyjnych pojawiły się już w literaturze, jednak zwykle skupiały się na wąskim zakresie i ograniczały do stwierdzenia, czy łożysko jest uszkodzone. Nie analizowano wielkości wady czy też miejsca jej występowania. Analizę rekurencyjną w połączeniu z metodą pomiaru hałasu do diagnostyki uszkodzenia łożyska opisano w pracy [47]. Do dokładnej analizy ilościowej wybrano dwa wskaźniki rekurencyjne (determinizm i entropię). Wyniki pokazały, że metoda rekurencyjna miała wyższy wskaźnik diagnostyki niż metoda oparta na pomiarze szumu. Podobne wnioski zaobserwowano w pracy Sharma [97], gdzie porównywano łożysko z wadą oraz bez wady. Wyniki metod rekurencyjnych porównano z innymi metodami analizy sygnału w dziedzinie czasu oraz z technikami sztucznej inteligencji. Uzyskane wyniki potwierdziły efektywność analizy rekurencyjnej do identyfikacji stanu łożyska na wczesnym etapie. Praca [56] przedstawia analizę za pomocą wykresów rekurencyjnych oraz wskaźników rekurencyjnych łożyska z defektami na zewnętrznej bieżni. W badaniach skupiono się na zmienności wskaźników rekurencyjnych. Wykazano, że ich odpowiednia klasyfikacja może posłużyć do wykrycia defektu. W pracy [55] autor rozprawy doktorskiej przedstawił diagnostykę uszkodzeń łożysk tocznych w oparciu o drgania sygnału prędkości za pomocą analizy rekurencyjnej.

Na komponentach łożyska zostały celowo wprowadzone małe rysy o stałej wielkości. Szczegółowa analiza sygnału prędkości za pomocą metod rekurencyjnych wykazała, że kilka wskaźników rekurencyjnych może być wykorzystanych do wykrywania wad w łożyskach. W pracy [73] autor celowo wprowadził uszkodzenie na elementach tocznych łożyska za pomocą metody elektroerozyjnej. Dla tak przygotowanych łożysk dokonano pomiarów doświadczalnych, umieszczając je w wę-

złach łożyskowych. W podsumowaniu stwierdzono, że metoda rekurencyjna jest uniwersalna i obiecująca. Ponadto zauważono, że trudność metod rekurencyjnych jest zależna od prawidłowego odtworzenia przebiegu fazowej. Badania elementu tocznego łożyska za pomocą analizy rekurencyjnej przedstawiono w pracy [91], gdzie stwierdzono, że zmienna wartość determinizmu jest wrażliwa na uszkodzenia łożyska i może posłużyć jako wskaźnik jego uszkodzenia. Autorzy sugerują również, że metoda wskaźników rekurencyjnych może być z powodzeniem stosowana w przypadku sygnałów zaszumionych. Diagnostykę stanu łożysk opartą na entropii obliczanej z wykresów rekurencyjnych przedstawiono w pracy [92]. Wykazano, że wraz z pogarszaniem się stanu pracy łożyska z powodu postępu uszkodzenia dochodzi do wzrostu poziomu entropii.

Metody rekurencyjne są wykorzystywane również do wykrywania wad i uszkodzeń w wielu innych układach. Przykładowo wady mogą być wykrywane z przebiegu sił skrawania. Badania takie przedstawiono w pracach [24, 25], dowiodły one, że wada może być wykryta, jeżeli stanowi ok. 10% przekroju warstwy skrawanej. Co więcej, wyniki badań zostały potwierdzone badaniami ultradźwiękowymi za pomocą C-Scan.

3.5. Inne metody

Do diagnozowania uszkodzeń łożysk tocznych stosowano wiele innych technik, m.in. sztuczne sieci neuronowe (SSN) czy układy z logiką rozmytą. Uwagę wielu badaczy zwracają metody sztucznej inteligencji oparte na rozpoznawaniu wzorców i klasyfikacji. Baillie i Mathew [9] zaproponowali zastosowanie SSN do diagnostyki uszkodzeń łożysk tocznych, dzięki której można wykrywać wady łożysk przy użyciu krótkich przebiegów czasowych. Liu i inni [70] opracowali oparty na logice rozmytej system do diagnozowania wadliwych łożysk tocznych. Autorzy pracy [46] wykorzystali sieci o radialnych funkcjach bazowych (*Radial Basic Function*) do wykrywania uszkodzeń łożysk tocznych. Zastosowana przez nich sieć nie była w stanie poprawnie sklasyfikować wad bieżni pierścienia zewnętrznego i koszyka.

Wśród struktur sieci neuronowych w diagnostyce maszyn do wykrywania wad łożysk najczęściej stosowana jest sieć neuronowa

o strukturze typu *feedforward* [35]. W pracy [100] zaprezentowano porównania pomiędzy wielowarstwową siecią neuronową z nadzorowanym algorytmem treningowym a siecią opartą na adaptacyjnej teorii rezonansu z nienadzorowanym algorytmem treningowym. Samanta i Al-Balushi [94] wykazali, że sztuczna sieć neuronowa ze sprzężeniem i dwiema warstwami ukrytymi potrafi prawidłowo klasyfikować stan łożysk wału napędowego pompy głębinowej. Sieć bazowała na wstępnie przetworzonych sygnałach drgań w dziedzinie czasu, przyjmując w warstwie wejściowej znormalizowane wartości parametrów statystycznych. Ograniczeniem sieci okazał się brak jej przenośności. Samanta i Nataraj [95] zaproponowali zoptymalizowany algorytm PSO (*Particle Swarm Optimization*) do klasyfikowania różnych typów uszkodzeń m.in łożysk w maszynach wirnikowych. Algorytm bazował na połączeniu technik SNN i SVM (*Support Vector Machine*). Metoda oparta na PSO została zweryfikowana doświadczalnie, dając trafność predykcji uszkodzenia na poziomie 99%. Metodę wykorzystującą SVM do wykrywania uszkodzeń łożyska w połączeniu z innymi technikami sztucznej inteligencji przedstawiono w pracy [68]. Caesarendra i Vidodo [17] zaprezentowali wykorzystanie techniki *Relevance Vector Machine* w połączeniu z regresją logistyczną do oceny stanu technicznego łożyska. W pracy [121] zaproponowano metodę diagnostyki łożysk opartą na technikach SVD (*Singular Value Decomposition*) i SES (*Squared Envelope Spectrum*). Przeglądu metod diagnostycznych wykorzystujących techniki sztucznej inteligencji dokonano w pracy [69].

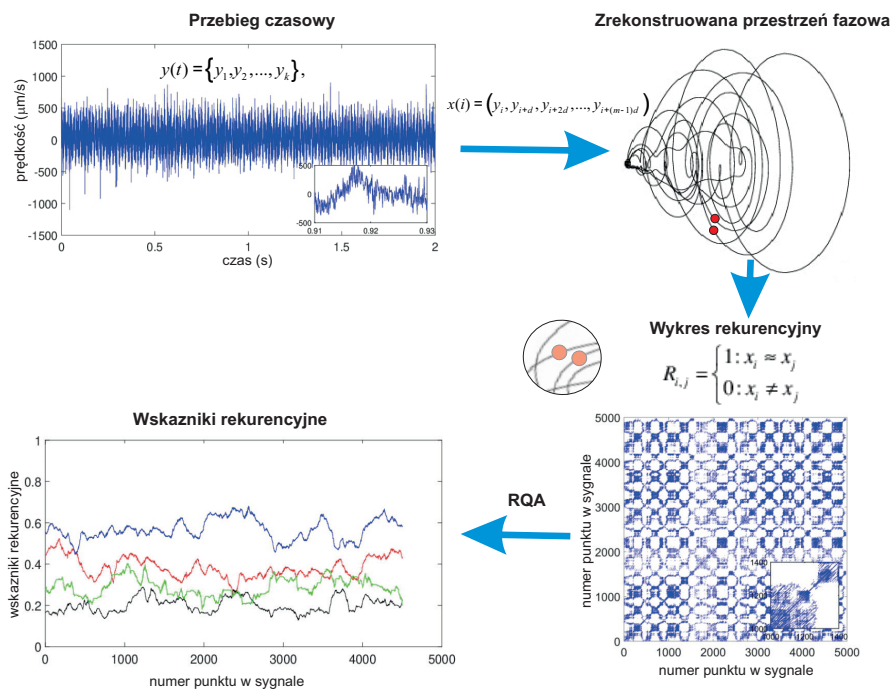
Inne podejście do badań łożysk tocznych to symulacje oparte na metodach numerycznych. Powstało wiele prac prezentujących wyniki symulacji drgań łożysk tocznych w oparciu o modele o różnej liczbie stopni swobody, w których modelowano zachowanie się łożyska w zależności od liczby elementów tocznych, luzu wewnętrznego, obciążenia, niewyważenia [8, 51, 99, 126] czy też falistości bieżni [22]. Modele te są analizowane jako układy mechaniczne sprężysto-tłumiące z uwzględnieniem kontaktu opisanego teorią Hertza. Modele te zwykle pomijają lub upraszczają problem poślizgu elementu tocznego w bieżni pierścienia oraz efekt zużycia bieżni. W wielu badaniach numerycznych proponowane są modele łożysk z symulowanymi wadami na bieżniach pierścieni [6, 18, 23]. Zaproponowane modele zwykle służą do badania dynamiki łożysk z wadami dla szerokiego zakresu geometrii wady oraz do testowania nowych metod diagnostycznych.

Analiza rekurencyjna

4.1. Metodyka tworzenia diagramu rekurencyjnego

W niniejszym rozdziale wyjaśniono pojęcie diagramów rekurencyjnych oraz zdefiniowano wskaźniki rekurencyjne. Opisano procedurę tworzenia wykresu rekurencyjnego z sygnału doświadczalnego oraz zaprezentowano metody analiz za pomocą wskaźników rekurencyjnych.

Klasycznymi sygnałami wykorzystywanymi w badaniach układów fizycznych są sygnały przyspieszenia, prędkości i przemieszczania. Rejestracja szeregu czasowego zwykle odbywa się za pomocą akcelerometru rejestrującego przyspieszenie drgań, a następnie całkując sygnał, możemy otrzymać wartości prędkości i przemieszczenia dla tych samych chwil czasu. Możemy w ten sposób zaprezentować trajektorię fazową badanego procesu. Większość zjawisk fizycznych ma charakter wielowymiarowy, więc badany układ wymaga znajomości przebiegu wielu zmiennych. W układzie dynamicznym bardzo często mierzona jest tylko jedna ze zmiennych (np. prędkość). Istnieje wiele metod, którymi można odtworzyć trajektorię fazową na podstawie tylko jednego szeregu czasowego. Metody te pozwalają również na ocenę stacjonarności, determinizmu lub rekurencyjności. Jedną z nich jest analiza rekurencyjna, której schemat przedstawiono na rysunku 4.1. W metodzie rekurencyjnej zarejestrowany sygnał doświadczalny poddaje się rekonstrukcji za pomocą metody opóźnień, a następnie bada się odległość pomiędzy punktami, tworząc diagram rekurencyjny.



Rys. 4.1. Schemat analizy rekurencyjnej

Na podstawie diagramu rekurencyjnego można przeprowadzić ilościową analizę rekurencyjną. W tym celu obliczane są pewne wskaźniki zwane kwantyfikatory rekurencyjnymi, które zostaną opisane w dalszej części monografii.

4.1.1. Rekonstrukcja przestrzeni fazowej z szeregu czasowego

Jednym ze sposobów konstruowania trajektorii fazowej jest **metoda opóźnień**, znana głównie z badania nieliniowych układów dynamicznych i teorii chaosu [1]. Rekonstrukcja ta wymaga tylko jednego szeregu czasowego (jednej zmiennej) i polega na stworzeniu dodatkowych zmiennych, tzw. opóźnionych (stąd nazwa metoda opóźnień). W celu otrzymania nowych zmiennych stosuje się metodę Florisa Takensa [105]. Nieco później metoda ta została uogólniona w pracy Saurera [96].

Mając szereg czasowy składający się z punktów jednej zmiennej

$$y(t) = \{y_1, y_2, \dots, y_k\}, \quad (4.1)$$

na podstawie metody opóźnień można odtworzyć każdy punkt w przestrzeni fazowej, który jest reprezentowany przez ciąg następujących po sobie wartości szeregu czasowego

$$x(i) = (y_i, y_{i+d}, y_{i+2d}, \dots, y_{i+(m-1)d}), \quad i = 1, 2, \dots, k \quad (4.2)$$

gdzie:

y_i – oznacza współrzędną w szeregu czasowym,

d – jest czasem opóźnienia (*delay* lub *lag*),

m – jest wymiarem zanurzenia (wymiar przestrzeni fazowej).

Współrzędne wektora $x(i)$ nazywa się współrzędnymi opóźnionymi. Rekonstrukcja za pomocą metody opóźnień wymaga przyjęcia parametrów a priori: wymiaru zanurzenia i czasu opóźnienia. Poprawne przyjęcie obu parametrów jest kluczowe i ma duży wpływ na postać zrekonstruowanego sygnału. W literaturze wymiar zanurzenia oraz opóźnienie czasowe mogą być określane na kilka sposobów. Jedną z formuł dla oszacowania wymiaru zanurzenia jest zastosowanie tzw. warunku Takensa: $m \geq 2D + 1$, gdzie D jest wymiarem atraktora. Dla dostatecznie długich serii czasowych jako wymiar zanurzenia można przyjąć wymiar korelacyjny, tak aby wymiar przestrzeni fazowej był większy od wymiaru atraktora [29].

Jedną z najczęstszych metod określania wymiaru zanurzenia jest metoda fałszywych najbliższych sąsiadów (*False Nearest Neighbours*, FNN) [1, 16]. Metoda ta bazuje na znalezieniu optymalnej wartości m , przy której minimalizowana jest liczba fałszywych punktów w zrekonstruowanej trajektorii. Oblicza się odległość pomiędzy dwiema trajektoriami przy zmianie wymiaru przestrzeni z m na $m + 1$. Dla wystarczająco dużego m fałszywe punkty zanikają i wymiar, przy którym obserwowany jest gwałtowny spadek liczby fałszywych punktów, przyjmuje się jako wymiar zanurzenia. W praktyce jako m przyjmuje się pierwsze lokalne minimum funkcji FNN (lub punkt, w którym ta funkcja dąży do pewnej ustalonej wartości). Wybór wielkości

opóźnienia d jest również kluczowy i w znaczący sposób wpływa na rekonstrukcję trajektorii. Jeśli wymiar ten jest zbyt mały, to punkty w oryginalnym i rekonstruowanym szeregu czasowym będą blisko siebie i nie będzie możliwe prawidłowe dostarczenie informacji o dynamice układu. Gdy wymiar jest zbyt duży, obie trajektorie przestają być skorelowane. W literaturze można znaleźć kilka metod do prawidłowego określania wymiaru opóźnienia. Wielkość opóźnienia d może być wyznaczona w wyniku obliczenia funkcji autokorelacji.

Za wymiar opóźnienia przyjmuje się wartość, dla której funkcja autokorelacji po raz pierwszy przyjmuje wartość zerową. Jednak metoda ta opiera się na liniowym założeniu obserwacji i jest raczej stosowana w przypadku układów liniowych [73].

Dla układów nieliniowych bardziej odpowiednią metodą do określenia wymiaru opóźnienia jest metoda AMI (*Average Mutual Information*) oparta na tzw. średniej informacji wzajemnej. Metoda ta bazuje na prawdopodobieństwie, że sąsiednie punkty nie są zależne statystycznie od siebie. Metodę AMI można traktować jako nieliniowe uogólnienie funkcji autokorelacji, która określa, ile jedna zmienna losowa mówi nam o innej zmiennej

$$AMI(d) = \sum_{i,j} p_{ij} \log \left(\frac{p_{i,j}}{p_i p_j} \right), \quad (4.3)$$

gdzie:

- p_i i p_j – oznaczają prawdopodobieństwo wystąpienia wartości i, j -tej w zbiorze danych
- p_{ij} – oznacza prawdopodobieństwo, że obie wartości wystąpią jednocześnie.

Za optymalną wartość d Fraser i Swinney [37] zaproponowali przyjęcie wartości funkcji AMI dla pierwszego lokalnego minimum.

4.1.2. Diagram rekurencyjny

Diagram rekurencyjny (*recurrence plot*), zwany również mapą powrotów, jest definiowany jako graficzne przedstawienie stanów rekurencji układu. Wykres rekurencyjny z matematycznego punktu widzenia może zostać opisany następującą zależnością

$$R_{i,j} = H\left(\varepsilon - \|x_i - x_j\|\right), \quad i = 1, 2, 3, \dots, N \quad (4.4)$$

gdzie:

- x_i i x_j – oznaczają wektory w przestrzeni fazowej,
- i i j – oznaczają numery stanów w zrekonstruowanej przestrzeni, symbol H oznacza funkcję Heaviside'a, która przyjmuje wartości 0 (dla wartości ujemnych) lub 1 (dla wartości dodatnich lub równych zero),
- ε – oznacza wartość progową zwaną tolerancją lub parametrem odcięcia (nieujemna liczba rzeczywista),
- N – definiuje liczbę stanów.

Wyrażenie $\|\cdot\|$ określa normę wektora w zrekonstruowanej przestrzeni fazowej (najczęściej euklidesową lub maksymalną). Funkcja normy określa wielkość (i kształt) sąsiedztwa otaczającego każdy punkt odniesienia. Na obu osiach wykresów rekurencyjnych oznaczony jest czas.

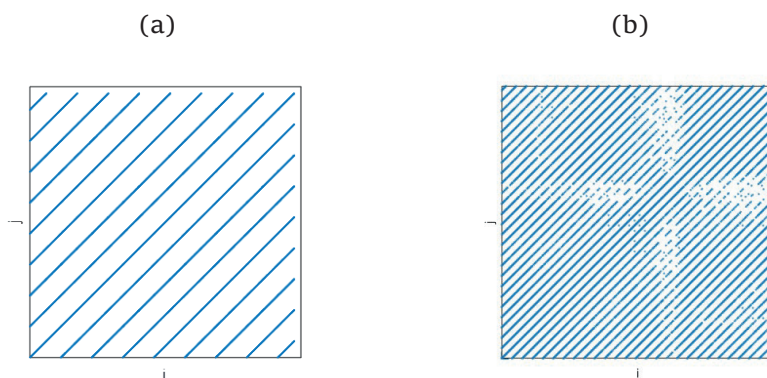
Graficznie wykres rekurencyjny można opisać jako zbiór czarnych i białych punktów, których współrzędne (i,j) odpowiadają stanom zajmowanym w chwilach t_i i t_j . Jeżeli punkty te są blisko siebie, wtedy stan oznaczany jest przez czarny punkt.

Można zatem stwierdzić, że diagram rekurencyjny stanowi powtarzalność (rekurencję) stanów procesu, zjawiska czy układu. Wykresy rekurencyjne zwykle są symetryczne względem głównej przekątnej. Diagramy rekurencyjne przedstawiają pewne struktury mogące składać się z pojedynczych punktów i tekstur (fragmentów linii, zaciemnionych obszarów) utworzonych przez pionowe oraz poziome linie.

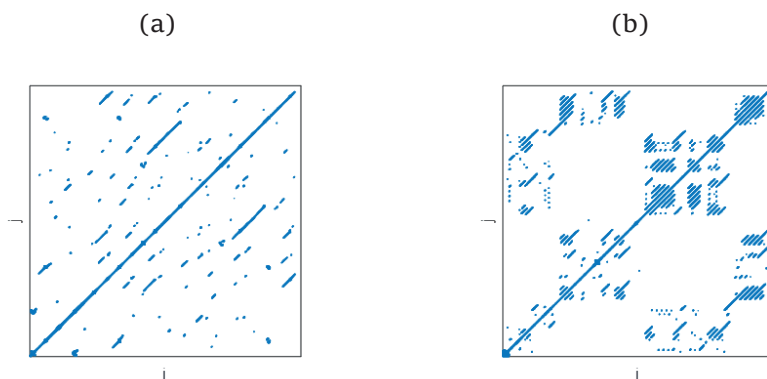
Interpretacja diagramów rekurencyjnych może być kłopotliwa, jednak istnieje kilka wytycznych, na podstawie których możemy uzyskać pewne informacje o analizowanym układzie [26]:

- linie równoległe (Rys. 4.2a), linie powtarzające się co pewien okres lub struktury zbliżone do szachownicy są charakterystyczne dla stanów okresowych i quasi-okresowych,
- linie poziome lub pionowe odpowiadają stanom, w których stan systemu się nie zmienia lub zmienia się bardzo powoli,
- chaotyczne: struktury składające się z punktów oraz linii o różnej długości ułożonych w dowolny sposób (Rys. 4.3a),

- pojedyncze punkty mogą oznaczać stany rzadko występujące i mogą świadczyć o występowaniu procesów losowych lub szumów,
- zaniki koloru w rogach wykresu oznaczają niestacjonarność procesu związaną z dryfem,
- duże lokalne zagęszczenie punktów lub białe obszary (brak punktów) informują o nagłych zmianach dynamiki (Rys. 4.2b, Rys. 4.3b),
- poszarpane obszary struktury, odróżniające się od całego wykresu, powstają na skutek wystąpienia nieregularnych zmian (brak powtarzalności) w układzie (Rys. 4.3b).



Rys. 4.2. Diagram rekurencyjny o strukturze: okresowej (a) oraz okresowej z nagłą dynamiczną zmianą (b) [53, 54]



Rys. 4.3. Przykładowe wykresy rekurencyjne. Diagram rekurencyjny otrzymany dla ruchu chaotycznego wahadła (a) oraz dla ruchu wahadła rotacje – kołysanie (b) [53]

W literaturze możemy spotkać dwa główne typy wykresów rekurencyjnych – z wartością progową i bez niej. Na wykresie rekurencyjnym z wartością progową punkt rekurencyjny jest oznaczany na

czarno, gdy wektor x_i i x_j znajdują się nie dalej niż wielkość ε . Wykresy rekurencyjne z wartością progową są symetryczne względem głównej przekątnej (ponieważ jeśli punkt i jest blisko j , to również punkt j jest blisko punktu i). Na wykresach bez wartości progowej otoczenie punktu rekurencyjnego jest kolorowane zgodnie z wartością odległości od sąsiedniego punktu. Wykresy rekurencyjne dostarczają jedynie jakościowej informacji o analizowanym sygnale, co może być niewystarczające w precyzyjnej ocenie.

4.2. Wskaźniki (kwantyfikatory) rekurencyjne

Analiza wykresów rekurencyjnych jest dość kłopotliwa i może prowadzić do błędnych wniosków, ponieważ jest to ocena jakościowa. Dodatkowo przy dużej liczbie punktów rekurencyjnych wykres RP staje się nieczytelny. Zbiluta i Webber [117, 118, 124] wprowadzili nowe rekurencyjne miary numeryczne w postaci metody RQA (*Recurrence Quantification Analysis*). W metodzie tej zaproponowano nowe miary złożoności rekurencyjnej oparte na analizie struktur rekurencyjnych, m.in. na analizie ukośnych linii, ich długości, liczby i rozkładów. Następnie wskaźniki te zostały rozszerzone o nowe miary przez Marwana [77]. Wskaźniki rekurencyjne nazywamy kwantifikatorami [26].

Do najważniejszych wskaźników rekurencyjnych należą:

- **Wskaźnik rekurencji RR** (*recurrence rate*), określa stosunek punktów rekurencyjnych do wszystkich punktów wykresu

$$RR = \frac{1}{N^2} \sum_{i,j=1}^N R_{i,j}, \quad (4.5)$$

gdzie:

N – liczba punktów w przestrzeni fazowej (bez punktów na głównej przekątnej),

i, j – numery stanów.

- **Wskaźnik determinizmu DET** (*determinism*), oznacza liczbę punktów w segmentach diagonalnych do liczby wszystkich punktów

$$DET = \frac{\sum_{l=l_{\min}}^N lP(l)}{\sum_{i,j=1}^N R_{i,j}}, \quad (4.6)$$

gdzie:

l – długość linii przekątnej,

$P(l)$ – histogram długości linii przekątnych.

- **Średnia długość przekątnej L (average diagonal length)**

$$L = \frac{\sum_{l=l_{\min}}^N lP(l)}{\sum_{l=l_{\min}}^N P(l)}, \quad (4.7)$$

- **Najdłuższa długość linii przekątnej L_{MAX} oraz dywergencja DIV (length of longest diagonal line, divergence).** Jest to długość największego odcinka równoległego do głównej przekątnej. Według [111, 112] wartość ta jest proporcjonalna do odwrotności największego dodatniego wykładnika Lapunowa i może być użyta do określania wykładników Lapunowa. Dywergencja jest definiowana jako odwrotność L_{MAX} :

$$L_{MAX} = \max(l_i, i = 1 \dots N_l), \quad DIV = \frac{1}{L_{MAX}}, \quad (4.8)$$

gdzie:

N_l – liczba linii przekątnych,

l_i – długość i -tej linii przekątnej.

- **Wskaźnik entropii Shannona $ENTR$ (entropy),** określa prawdopodobieństwo rozkładu długości segmentów linii diagonalnych. Stopień entropii charakteryzuje złożoność (w tym chaotyczność) wykresu rekurencyjnego ze względu na różnorodność linii diagonalnych. Wysoki stopień entropii jest typowy dla zachowania periodycznego, natomiast niski stopień entropii odpowiada układom chaotycznym (wartość zbliżona do zera odpowiada nieskorelowanemu szumowi)

$$ENT = - \sum_{l=l_{\min}}^N p(l) \ln p(l), \quad (4.9)$$

gdzie:

$p(l)$ – prawdopodobieństwo rozkładu długości linii diagonalnych.

- **Wskaźnik laminarności LAM (laminarity)**, określa stosunek pomiędzy punktami rekurencyjnymi tworzącymi pionowe linie, a całym zbiorem punktów rekurencyjnych. Charakteryzuje intermitencje analizowanego układu

$$LAM = \frac{\sum_{v=v_{\min}}^N vP(v)}{\sum_{v=1}^N vP(v)}, \quad (4.10)$$

gdzie:

v – długość linii pionowych,

$P(v)$ – histogram długości linii pionowych.

- **Średnia długość linii pionowych TT (Trapping Time)**, określa średnią długość linii pionowych, co pozwala oszacować średni czas, w którym układ znajduje się w jednym stanie, lub średni czas, w którym stan zmienia się bardzo powoli

$$TT = \frac{\sum_{v=v_{\min}}^N vP(v)}{\sum_{v=1}^N P(v)}. \quad (4.11)$$

- **Długość największego odcinka linii pionowych V_{MAX} (Length of Longest Vertical Line)**

$$V_{MAX} = \max(\{v_i; i = 1 \dots N_v\}), \quad (4.12)$$

gdzie:

N_v – liczba pionowych linii na wykresie rekurencyjnym,

i – numer stanu w zadanej przestrzeni,

v_i – długość i -tej linii pionowej.

- **Wskaźnik czasu rekurencji T1** oraz **T2** (*recurrence time of first and second type*):

$$T1 = \left| \left\{ i, j : \bar{x}_i, \bar{x}_j \in R_i \right\} \right|, \quad (4.13)$$

$$T2 = \left| \left\{ i, j : \bar{x}_i, \bar{x}_j \in R_i; \bar{x}_{j-1} \notin R_i \right\} \right|, \quad (4.14)$$

gdzie:

x_i – i -ty wektor,

x_j – j -ty wektor,

$\{\bar{x}_i, \bar{x}_j\} \in R_i$ – punkty rekurencji należące do wektora x_i i x_j ,

$\bar{x}_j \notin R_i$ – punkty rekurencji nie należące do wektora x_j .

- **Wskaźnik znormalizowanej entropii rozkładu rekurencji RPDE** (*recurrence period density entropy*), charakteryzuje okresowość sygnału w kontekście układów dynamicznych. Wskaźnik jest odpowiedni do wykrywania powtórzeń tych samych sekwencji w szeregach czasowych

$$RPDE = -(\ln v_{\max})^{-1} \sum_{v=1}^{v_{\max}} H_v(v) \ln H_v(v), \quad (4.15)$$

gdzie:

$H_v(v)$ – rozkład linii pionowych.

- **Wskaźnik skupienia CC** (*clustering coefficient*), wskaźnik ten jest związany z teorią sieci złożonych i opisuje prawdopodobieństwo, że dwa losowe punkty są blisko siebie

$$CC = \sum_{i=1}^N \frac{\sum_{j,k=1}^N R_{i,j} R_{j,k} R_{k,i}}{\sum_{j=1}^N R_{i,j}}, \quad (4.16)$$

gdzie:

$\sum_{j=1}^N R_{i,j}$ – lokalny współczynnik rekurencji,

- k – parametr, który określa się jako liczbę sąsiadów,
- $R_{j,k}$ – liczba sąsiadów wokół j -tego punktu na wykresie rekurencyjnym,
- $R_{k,i}$ – liczba sąsiadów wokół i -tego punktu na wykresie rekurencyjnym.

- **Wskaźnik tranzytowości *TRANS* (*transitivity*)**, określa ilościowo właściwości geometryczne trajektorii przestrzeni fazowej

$$TRANS = \frac{\sum_{i,j,k=1}^N R_{i,j} R_{j,k} R_{k,i}}{\sum_{i,j,k=1}^N R_{i,j} R_{k,i}} . \quad (4.17)$$

Wartości wskaźników rekurencyjnych zależą od struktury wykresów rekurencyjnych. Powyższe kwantyfikatory rekurencyjne opisują w sposób ilościowy wykres rekurencyjny. Można je wyznaczyć dla całego zarejestrowanego sygnału (doświadczalnego bądź numerycznego) lub jedynie dla części tego przebiegu.

4.3. Metody badań wskaźnikami rekurencyjnymi

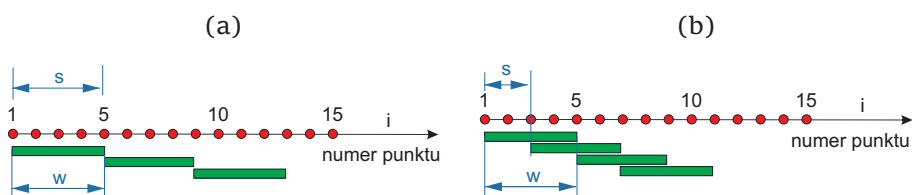
Analizę wskaźnikami rekurencyjnymi można przeprowadzać za pomocą dwóch podstawowych metod. W pierwszej zakłada się, że parametr odcięcia (ε) ma stałą wartość dla każdej analizy. Wartość parametru odcięcia ustala się na podstawie trzech głównych zaleceń:

- wartość progu przyjmuje się jako procent wymiaru przestrzeni fazowej (zwykle około 10%) [79],
- wartość progu przyjmuje się jako wielokrotność odchylenia standardowego (zwykle przyjmuje się wartość na poziomie do 5σ) [111],
- wartość progu przyjmuje się jako procent stopnia rekurencji RR (zwykle przyjmuje się wartość $1 \div 5\%$ RR) [27, 118].

W drugiej metodzie przyjmuje się jako stały stopień rekurencji RR , natomiast zmienia się parametr odcięcia ε w taki sposób, aby zapewnić stałą wartość stopnia rekurencji. Metoda ta pozwala uniknąć problemu z doбором odpowiedniej wartości tolerancji.

Według pracy [86] druga metoda działa bardziej niezawodnie, gdyż zachowanie deterministyczne można wykryć na większą skalę, uzyskując przy tym solidniejsze wartości wskaźników rekurencyjnych. Ponadto eliminowany jest problem w przypadku, w którym występują różne poziomy parametru odcięcia.

Wskaźniki rekurencyjne można wykorzystać nie tylko do ilościowego określenia dynamiki całego szeregu czasowego, ale także do zbadania zmian dynamicznych w obrębie szeregu czasowego. Jest to bardzo interesujące, szczególnie gdy chcemy zidentyfikować pewne zjawisko/zjawiska ukryte w szeregu czasowym. Wskaźniki rekurencyjne można obliczać na podstawie całego zarejestrowanego sygnału lub podzielić cały sygnał na mniejsze segmenty (tzw. metoda okna ruchomego – *recurrence sliding windows technique*). Metoda okien ruchomych służy do oszacowania lokalnych wskaźników rekurencyjnych i jest potencjalnie ważną metodą do wykrywania wad i uszkodzeń ukrytych w sygnałach [24–26, 54, 55]. Podzielone segmenty można analizować jako oddzielne, nienakładające się (Rys. 4.4a) lub jako segmenty nakładające się na siebie z pewnym procentowym udziałem (Rys. 4.4b). Ogólnie przyjmuje się, że ze względu na większą liczbę punktów, które „nachodzą” na siebie, metoda okna ruchomego z nakładającymi się segmentami charakteryzuje się wyższą efektywnością. Jest ona mniej podatna na przeoczenie istotnych zjawisk dynamicznych [28, 48].



Rys. 4.4. Metoda okna ruchomego: za pomocą okna o rozmiarze $w = 4$, nienakładające się (a) oraz okna o rozmiarze $w = 4$ przesuwanych o wartość kroku $s = 2$ (nakładające się z udziałem 50%)

Obliczanie wskaźników metodą okna ruchomego polega na wyznaczeniu wskaźników rekurencyjnych w zależności od rozmiaru okna w i przesunięcia tego okna o wartość s (tzw. przesuw okna). Otrzymujemy w ten sposób zestaw lokalnych wskaźników rekurencyjnych wyznaczonych dla różnych zbiorów określonych przez rozmiar okna w i krok jego przesuwania.

Wybór rozmiaru okna w pokazuje wartości i trend wskaźników rekurencyjnych w zależności od czasu (*time-dependent recurrence*

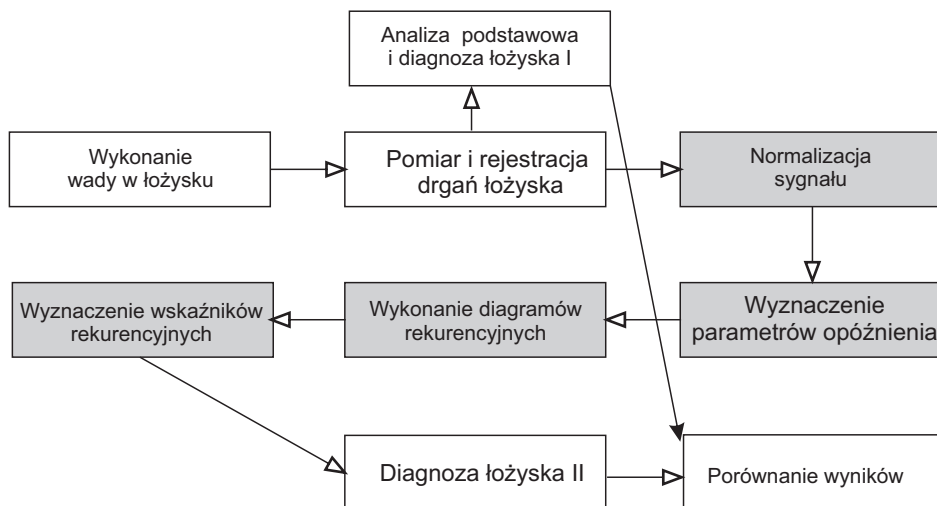
quantifications). Rozmiar okna może silnie wpłynąć na trend wskaźników, dlatego metoda ta wymaga sporego doświadczenia w analizie rekurencyjnej. Jeśli rozmiar okna jest zbyt duży, obliczone wskaźniki rekurencyjne są bliższe wartościom wskaźników wyznaczonych dla całego zbioru danych. Metoda ta pozwala na obserwowanie wskaźników w funkcji czasu, co jest pomocne przy lokalizacji (identyfikowaniu czasu) zmiany dynamicznej. Ponadto metoda ta jest mniej wrażliwa na zawartość szumu w analizowanym sygnale [119].

Metodyka badań

5.1. Obiekt i zakres badań

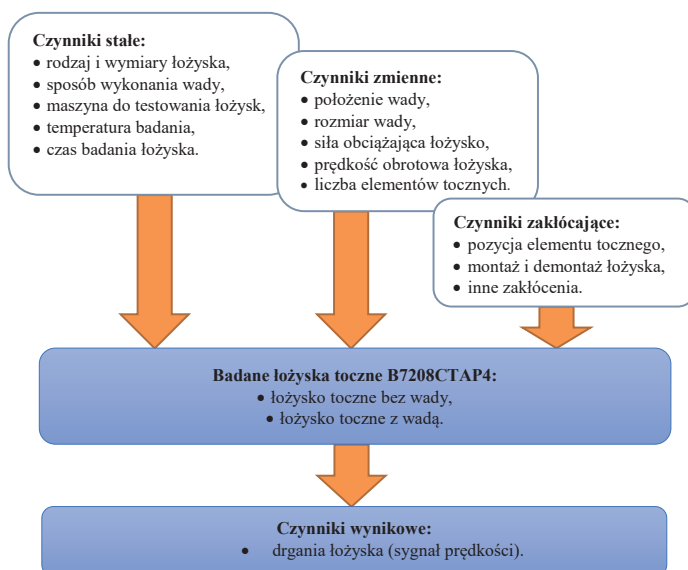
W rozdziale tym przedstawiono opis przyjętej metodyki badań, uzasadniono wybór łożyska tocznego do badań oraz wyznaczono jego charakterystyczne częstotliwości. Przedstawiono sposób wprowadzenia wad na poszczególnych komponentach łożyska oraz opisano metodykę przyjętych rozmiarów wad. Scharakteryzowano również stanowisko badawcze do diagnostyki łożysk tocznych. Badania łożysk przeprowadzono w celu określenia przydatności metod rekurencyjnych do wykrywania celowo wprowadzonych wad na bieżniach pierścieni łożysk tocznych oraz na powierzchni elementów tocznych. Ponadto badania miały na celu wyselekcjonowanie i zaproponowanie wskaźników, które można będzie wykorzystać do identyfikacji uszkodzonych łożysk. Zbadano wpływ liczby kulek, osiowej siły obciążającej łożysko oraz prędkości obrotowej na strukturę wykresów rekurencyjnych oraz wartości wskaźników rekurencyjnych.

Metodologię badań przedstawiono na rysunku 5.1, na którym zestawiono poszczególne etapy diagnostyki łożyska. Bloki oznaczone jasnym kolorem określają badania nazwane podstawowymi. Badania te polegały na wykonaniu wad na poszczególnych komponentach łożyska, wykonaniu pomiarów drgań oraz analizie zarejestrowanych sygnałów za pomocą klasycznych metod stosowanych w przemyśle. Zaciemnione panele określają metodę rekurencyjną, która składa się z czterech głównych etapów: standaryzacji zarejestrowanego sygnału, wyznaczenia parametrów opóźnienia, wykonania diagramów rekurencyjnych oraz ich analizy za pomocą kwantyfikatorów rekurencyjnych. Ostatnim etapem badań było porównanie wyników z obu podejść.



Rys. 5.1. Schemat procesu diagnostyki łożyska

Badania dynamiki łożysk tocznych oraz ich diagnostyka jest dość skomplikowanym zagadnieniem, na który wpływ ma wiele różnych czynników. W badaniach eksperymentalnych operowano na stałych, zmiennych i zakłócających czynnikach (Rys. 5.2).

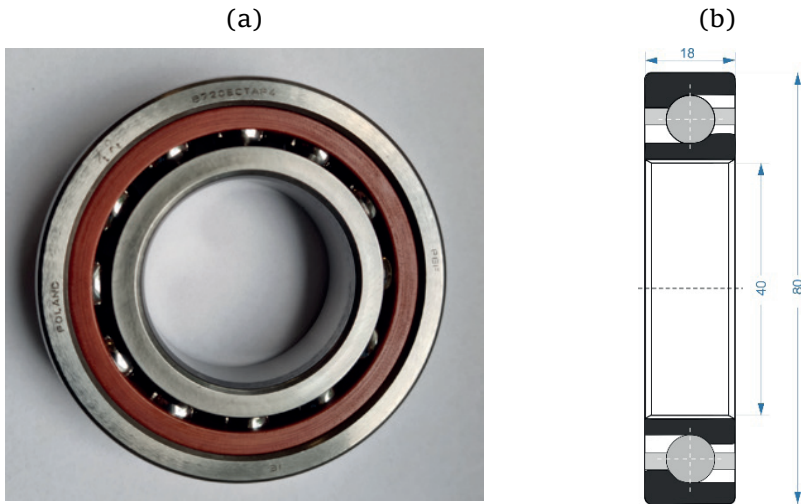


Rys. 5.2. Czynniki stałe, zmienne i zakłócające

Do czynników stałych można zaliczyć parametry i geometrię łożyska, sposób wykonania wady oraz warunki przeprowadzenia pomiarów (czas badań, sposób montażu/demontażu łożyska itp.). Do czynników zmiennych zaliczono przede wszystkim rozmiar i miejsce usytuowania wady, liczbę elementów tocznych, wartość siły obciążającej łożysko oraz prędkość obrotową. Jako czynniki zakłócające i wpływające na wynik badań należy zaliczyć montaż i demontaż łożyska, pozycję elementu tocznego (losowe położenie kulki) oraz inne zakłócenia (takie jak wpływ otoczenia, wilgotność, nierównomierność nasmarowania łożyska). Czynnikiemami wynikowymi były sygnały prędkości drgań łożyska bez wady oraz sygnały prędkości drgań łożyska z uszkodzonymi komponentami.

5.2. Wybór łożyska do badań i jego charakterystyka

Badania łożysk wykonano na stanowisku znajdującym się w Fabryce Łożysk Tocznych – Kraśnik S.A. (FŁT). Wszystkie operacje prowadzące do wytworzenia próbek oraz celowego wykonania defektów wykonano w FŁT. Na podstawie badań wstępnych wyselekcjonowano łożyska kulkowe skośne o oznaczeniu B7208CTAP4 (Rys. 5.3a), stosowane w przemyśle maszynowym, o wymiarach zewnętrznych $40 \times 80 \times 18$ mm (Rys. 5.3b). Łożysko to ma wyprofilowaną bieżnię, dzięki której może przenosić obciążenia złożone – zarówno poprzeczne, jak i wzdłużne. Nominalny kąt działania łożyska wynosi $\alpha = 15^\circ$. Łożysko to wybrano ze względu na konstrukcję wewnętrzną, która zapewnia stosunkowo łatwy jego montaż i demontaż, niewymagający specjalnego oprzyrządowania. Ponadto zastosowanie kosza wykonanego z tekstolitu nie wymagało stosowania drogiej formy wtryskowej, jak ma to miejsce w przypadku kosza poliamidowego (lub kosza stalowego, gdzie jest wymagane drogie oprzyrządowanie do jego wykonania). Miało to szczególne znaczenie w przypadku wykonania koszy o różnej liczbie gniazd. Łożysko toczne wykorzystane w badaniach oraz jego wymiary zewnętrzne przedstawiono na rysunku 5.3a oraz 5.3b. Łożyska zostały wykonane w podwyższonej klasie dokładności P4, w celu zminimalizowania wpływu niedoskonałości wytwórczych. Pierścienie i kulki wykonano ze stali łożyskowej 100Cr6. Twardość pierścieni mieściła się w przedziale $59 \div 64$ HRC, twardość kulek wynosiła $60 \div 65$ HRC.



Rys. 5.3. Łożysko kulkowe skośne B7208CTAP4: fotografia łożyska (a), przekrój poprzeczny łożyska (b)

Badania łożysk przeprowadzono na stacji badań łożysk tocznych w FŁT na stanowisku badawczym MDL-54 opisanym w podrozdziale 5.4. Do badań wykorzystano nowe łożysko oraz cztery dodatkowe pierścienie zewnętrzne, cztery pierścienie wewnętrzne wraz z naniesionymi na ich bieżniach sztucznymi wadami opisanymi w podrozdziale 5.3. Do badań wykorzystano również pięć dodatkowych kulek z wadami na ich powierzchniach. Łożysko konfigurowano według założonego planu badań z odpowiednimi pierścieniami oraz kulkami. W każdej konfiguracji wad wykonanych na pierścieniu zewnętrznym wymieniano w łożysku tylko pierścień zewnętrzny, a inne komponenty łożyska pozostawały te same (pierścień wewnętrzny oraz zestaw kulek z koszkiem pozostawał niezmieniony). Miało to na celu zachowanie jak najbardziej zbliżonych i powtarzalnych warunków badań. Analogicznie postępowano dla konfiguracji z wadami wykonanymi na pierścieniu wewnętrznym. W przypadku konfiguracji łożyska z wadą wykonaną na elemencie tocznym wykorzystano te same pierścienie (bez wad), wymieniano natomiast jedną kulkę z określoną wadą. Gdy konfiguracja wymagała zmiany liczby kulek w łożysku, dodawano lub odejmowano odpowiednią ich liczbę oraz zmieniano kosz o odpowiedniej liczbie gniazd na elementy toczne.

Każde łożysko toczne ma pewne częstotliwości zwane charakterystycznymi, zależne od prędkości obrotowej, liczby elementów oraz

wymiarów. Obserwacja tych częstotliwości jest wykorzystywana do określenia stanu łożyska. Obliczone na podstawie równań (3.2)–(3.6) częstotliwości charakterystyczne dla badanego łożyska w zależności od częstotliwości obracania się pierścienia wewnętrznego i liczby kulek 13, 11, 12 i 14 zestawiono odpowiednio w Tabelach 5.1, 5.2, 5.3 oraz 5.4.

Tabela 5.1. Częstotliwości charakterystyczne łożyska B7208CTAP4 z 13 kulkami

Częstotliwości charakterystyczne (Hz)				
	$n_w = 1000$ (obr/min)	$n_w = 1400$ (obr/min)	$n_w = 1800$ (obr/min)	$n_w = 2200$ (obr/min)
	$\omega = 16,667$ (Hz)	$\omega = 23,333$ (Hz)	$\omega = 30$ (Hz)	$\omega = 36,667$ (Hz)
<i>BPFO</i>	87,5689	122,5964	157,6240	192,6515
<i>BPFI</i>	129,0978	180,7369	232,3760	284,0151
<i>FTF</i>	9,9306	13,9028	17,8751	21,8473
<i>BDF</i>	80,9056	113,2678	145,6301	177,9923

Tabela 5.2. Częstotliwości charakterystyczne łożyska B7208CTAP4 z 11 kulkami

Częstotliwości charakterystyczne (Hz)				
	$n_w = 1000$ (obr/min)	$n_w = 1400$ (obr/min)	$n_w = 1800$ (obr/min)	$n_w = 2200$ (obr/min)
	$\omega = 16,667$ (Hz)	$\omega = 23,333$ (Hz)	$\omega = 30$ (Hz)	$\omega = 36,667$ (Hz)
<i>BPFO</i>	74,0967	103,7354	133,3741	163,0128
<i>BPFI</i>	109,2366	152,9312	196,6259	240,3205
<i>FTF</i>	9,9306	13,9028	17,8751	21,8473
<i>BDF</i>	80,9056	113,2678	145,6301	177,9923

Tabela 5.3. Częstotliwości charakterystyczne łożyska B7208CTAP4 z 12 kulkami

Częstotliwości charakterystyczne (Hz)				
	$n_w = 1000$ (obr/min)	$n_w = 1400$ (obr/min)	$n_w = 1800$ (obr/min)	$n_w = 2200$ (obr/min)
	$\omega = 16,667$ (Hz)	$\omega = 23,333$ (Hz)	$\omega = 30$ (Hz)	$\omega = 36,667$ (Hz)
<i>BPFO</i>	80,8328	113,1659	145,4991	177,8322
<i>BPFI</i>	119,1672	166,8341	214,5009	262,1678
<i>FTF</i>	9,9306	13,9028	17,8751	21,8473
<i>BDF</i>	80,9056	113,2678	145,6301	177,9923

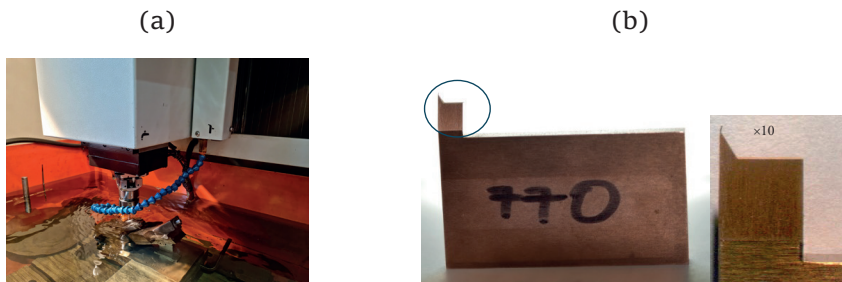
Tabela 5.4. Częstotliwości charakterystyczne łożyska B7208CTAP4 z 14 kulkami

Częstotliwości charakterystyczne (Hz)				
	$n_w = 1000$ (obr/min)	$n_w = 1400$ (obr/min)	$n_w = 1800$ (obr/min)	$n_w = 2200$ (obr/min)
	$\omega = 16,667$ (Hz)	$\omega = 23,333$ (Hz)	$\omega = 30$ (Hz)	$\omega = 36,667$ (Hz)
<i>BPFO</i>	94,3049	132,0269	169,7489	207,4709
<i>BPMF</i>	139,0284	194,6397	250,2511	305,8624
<i>FTF</i>	9,9306	13,9028	17,8751	21,8473
<i>BDF</i>	80,9056	113,2678	145,6301	177,9923

Częstotliwość defektu pierścienia zewnętrznego została oznaczona przez BPFO, częstotliwość defektu pierścienia wewnętrznego oznaczono przez BPMF, częstotliwość defektu koszyka przez FTF oraz częstotliwość defektu kulki przez BDF. Najwyższe częstotliwości uzyskano dla łożyska z największą liczbą kulek. Częstotliwości koszyka oraz kulek były takie same dla analizowanych liczb elementów tocznych.

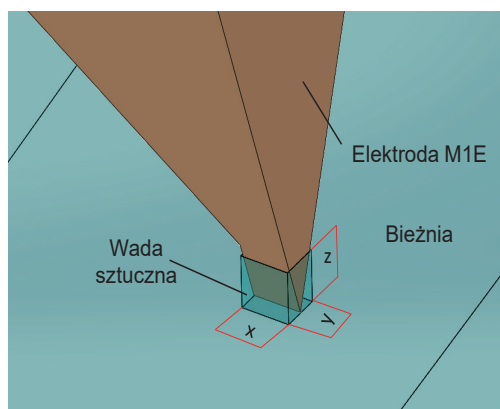
5.3. Metodyka wykonania defektów na komponentach łożyska

Na bieżniach pierścieni łożyskowych oraz elementach tocznych zostały wprowadzone wady w celu sprawdzenia ich wykrywalności metodami rekurencyjnymi. Defekty wykonano metodą elektrodrażenia elektrodą miedzianą M1E (miedź elektrolityczna o wysokiej czystości) na elektrodrażarce wgłębnej Roboform 30 Charmilles (Rys. 5.4a). Każdy defekt wykonano inną elektrodą ze specjalnie zaprojektowaną końcówką o wymiarach odpowiadających zdefiniowanej wadzie.



Rys. 5.4. Proces wykonywania defektu na elektrodrażarce wgłębnej Roboform 30 Charmilles (a) oraz zdjęcie elektrody miedzianej M1E (b)

Na rysunku 5.4b przedstawiono fotografię poglądową jednej z przygotowanych elektrod do wprowadzenia defektu na elementach łożyska. W przypadku pierścieni wady wykonano na łuku bieżni w położeniu najbardziej prawdopodobnego styku z elementem tocznym odpowiadającym nominalnemu kątowi działania łożyska. Wybór położenia wady wynikał z tego, że skośne łożysko kulkowe przenosi siły z jednego pierścienia na drugi pod kątem α . Założono wykonanie wad na powierzchni bieżni pierścienia zewnętrznego, wewnętrznego i kulki w postaci ubytku materiału (defektu) w kształcie prostopadłościanu o wymiarach: długości x , szerokości y i głębokości z (Rys. 5.5). Głębokość wykonanej wady (wymiar z) jest najmniej istotna, gdyż do kontaktu między elementami łożyska dochodzi na ich powierzchni.

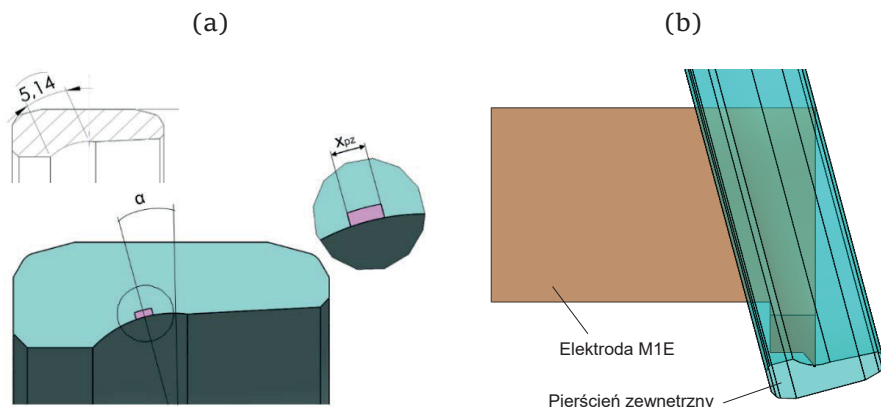


Rys. 5.5. Orientacja wymiarów wad wprowadzonych na komponentach łożyska

W badaniach zaplanowano zmianę tylko jednego wymiaru defektu x (dwa pozostałe wymiary y i z pozostawały stałe. W tym celu zaplanowano wykonanie defektów jako procent długość łuku bieżni pierścienia zewnętrznego lub wewnętrznego. Długość wady była zmieniana wzdłuż łuku bieżni pierścienia (Rys. 5.5). Natomiast dla kulki rozmiar wady zdefiniowano jako pole powierzchni wady do pola powierzchni całkowitej elementu tocznego. Defekty te są traktowane jako defekty punktowe, co oznacza, że charakteryzują się powstawaniem „impulsów udarowych”.

5.3.1. Wada na pierścieniu zewnętrznym

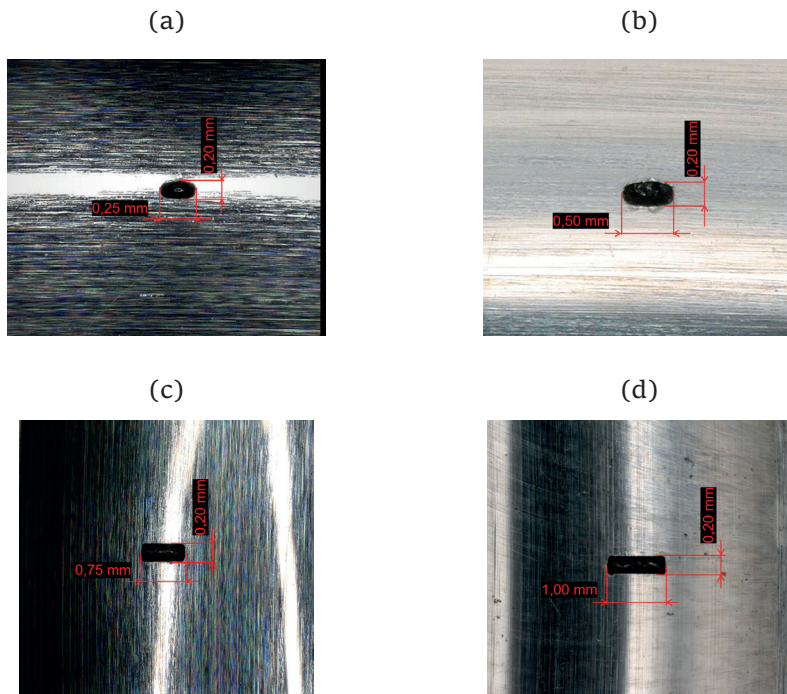
Na bieżniach pierścieni zewnętrznych w kącie pracy łożyska wydrążono defekty w kształcie prostopadłościanu o zadanych wymiarach. Długość defektów wyniosła: $x_{pz1} = 0,25$ mm, $x_{pz2} = 0,50$ mm, $x_{pz3} = 0,75$ mm oraz $x_{pz4} = 1,00$ mm. W tym celu wykonano elektrody miedziane M1E ze specjalnie zaprojektowaną końcówką o długości boków odpowiadających poszczególnym rozmiarom defektów. Schemat miejsca wprowadzenia wady na bieżni pierścienia zewnętrznego przedstawiono na rysunku 5.6a. Wadę wykonano w położeniu nominalnego kąta działania łożyska $\alpha = 15^\circ$ poprzez odpowiednie odchylenie pierścienia zewnętrznego względem elektrody (Rys. 5.6b).



Rys. 5.6. Szcik przedstawiający miejsce położenia defektu na bieżni pierścienia zewnętrznego (a) oraz metodyka wydrążenia defektu (b)

Wymiary wykonanego defektu na bieżniach elementów łożyska ściśle zależały od dokładności wykonania końcówki elektrody. Zdjęcia wraz z wymiarami poszczególnych defektów pokazano na rysunkach 5.7a–d. Szerokość oraz głębokość każdego defektu była stała i wynosiła 0,2 mm. Wydrążone wady na pierścieniu zewnętrznym stanowiły w przybliżeniu 5%, 10%, 15% oraz 20% długości łuku bieżni od obrzeża do osi symetrii pierścienia zewnętrznego (Rys. 5.6a), co zostało przedstawione w Tabeli 5.5.

W Tabeli 5.5 przedstawiono wymiary, na podstawie których wyznaczano długości wad wykonanych na bieżni zewnętrznej łożyska. Długość łuku bieżni, do której odniesiono długości wad, wynosiła 5,14 mm (Rys. 5.6a).



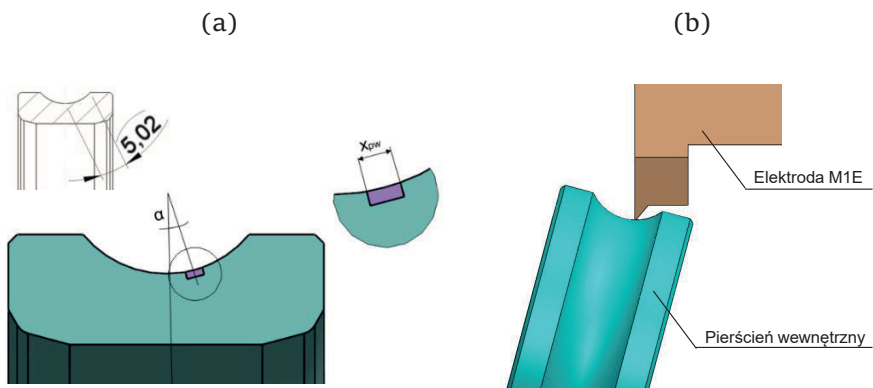
Rys. 5.7. Wydrążone defekty na bieźni pierścienia zewnętrznego o rozmiarach: 0,25 mm (a), 0,50 mm (b), 0,70 mm (c), 1,00 mm (d). Powiększenie 50x

Tabela 5.5. Procentowy udział defektów na bieźni pierścienia zewnętrznego

Wada oznaczenie	Promień bieźni (mm)	Długość łuku bieźni (mm)	Długość wady (mm)	Długości wady/długości łuku bieźni (%)
x_{pz1}	6,37	5,14	0,25	4,86
x_{pz2}			0,50	9,73
x_{pz3}			0,75	14,59
x_{pz4}			1,00	19,46

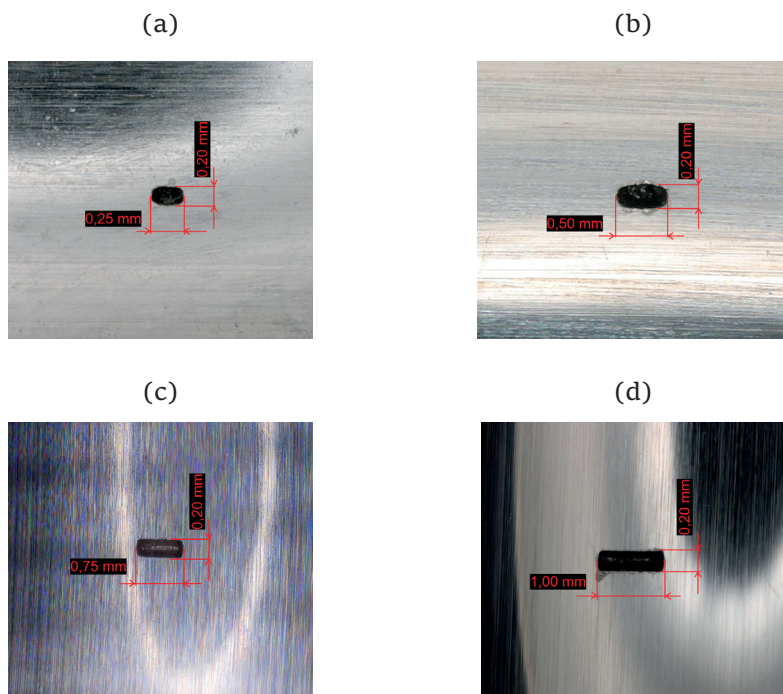
5.3.2. Wada na pierścieniu wewnętrznym

Na bieźniach pierścieni wewnętrznych wydrążono defekty w kształcie prostopadłościanu o wymiarach $x_{pw1} = 0,25$ mm, $x_{pw2} = 0,50$ mm, $x_{pw3} = 0,75$ mm oraz $x_{pw4} = 1$ mm. Pozostałe wymiary defektu miały stałą wartość, tj. głębokość i szerokość wynosiła 0,2 mm. Defekty wykonano w położeniu nominalnego kąta działania łożyska $\alpha = 15^\circ$ (Rys. 5.8a) poprzez odpowiednie odchylenie elektrody (Rys. 5.8b).



Rys. 5.8. Defekt na bieźni pierścienia wewnętrznego: położenie defektu na bieźni (a), sposób wykonania wady (b)

Zdjęcia oraz wymiary wprowadzonych defektów na bieźni pierścienia wewnętrznego pokazano na rysunku 5.9. Defekty na bieźni pierścienia wewnętrznego, podobnie jak na bieźni pierścienia zewnętrznego stanowiły w przybliżeniu 5%, 10%, 15% oraz 20% czynnej długości bieźni wewnętrznej (Tabela 5.6).



Rys. 5.9. Zdjęcia defektów na bieźni pierścienia wewnętrznego: 0,25 mm (a), 0,50 mm (b), 0,75 mm (c) oraz 1,00 mm (d). Powiększenie 50x

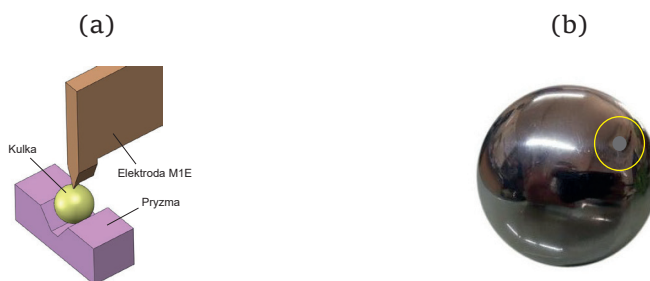
Tabela 5.6. Procentowy udział wad na bieźni pierścienia wewnętrznego

Wada oznaczenie	Promień bieźni (mm)	Długość łuku bieźni (mm)	Długość wady (mm)	Długości wady/długości łuku bieźni (%)
X_{pw1}	6,13	5,02	0,25	4,98
X_{pw2}			0,50	9,96
X_{pw3}			0,75	14,94
X_{pw4}			1,00	19,92

W Tabeli 5.6 przedstawiono wymiary, na podstawie których określono długości wad wykonanych na bieźniach wewnętrznych łożyska tocznego. Długość łuku bieźni, do której odniesiono długości wad, wynosiła 5,02 mm (Rys. 5.8a).

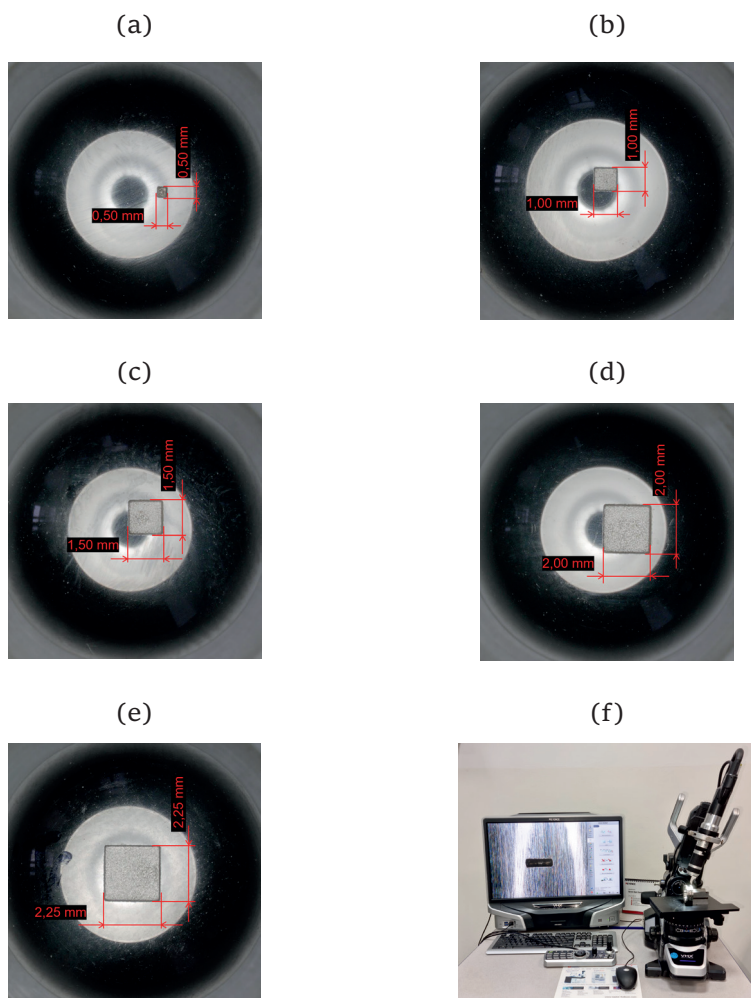
5.3.3. Wada na elemencie tocznym

W badanych łożyskach zastosowano kulki o średnicy 11,906 mm wyprodukowane w 10. klasie dokładności wykonania. Na powierzchniach kulek wydrążono defekty w kształcie prostopadłościanu o wymiarach $0,5 \times 0,5 \times 0,2$ mm, $1,0 \times 1,0 \times 0,2$ mm, $1,5 \times 1,5 \times 0,2$ mm, $2 \times 2 \times 0,5$ mm oraz $2,25 \times 2,25 \times 0,5$ mm. Defekty wykonano za pomocą elektrody ze specjalnie zaprojektowaną końcówką. Wady wydrążone na kulkach miały zmienną szerokość i długość (prostokąt). Głębokość wszystkich wad była stała i wynosiła 0,2 mm. Schemat mechanizmu wprowadzenia wady na kulce przedstawiono na rysunku 5.10a i 5.10b. W celu wydrążenia wady element toczny był zamocowany w specjalnej pryzmie. Elektrodrażenia wad dokonywano za pomocą odpowiednio napisanego programu zaimplementowanego na elektrodźrązarce Roboform 30 Charmilles.



Rys. 5.10. Schemat wykonania defektu na elemencie tocznym łożyska (a) oraz widok kulki z wadą (b)

Po wykonaniu wad dokonywano ich pomiaru za pomocą cyfrowego mikroskopu obserwacyjno-pomiarowego Keyence VHX-5000. Zdjęcia wad kulek wraz z naniesionymi wymiarami poszczególnych wad przedstawiono na rysunku 5.11.



Rys. 5.11. Wydrążone defekty na kulkach: 0,5 mm (a) 1 mm (b), 1,5 mm (c), 2 mm (d), 2,25 mm (e). Powiększenie 20x. Mikroskop Keyence VHX-5000 do pomiaru defektów na kulce (f)

Pomiarów wad dokonano na mikroskopie pomiarowym po ich wykonaniu (Rys. 5.11f). Jako długość wady przyjmowano największy zmierzony wymiar. W przypadku elementów toczonej wad stanowiło pewien procent pola całkowitej powierzchni kulki. Na podstawie wstępnych badań własnych wytypowano stosunek, który był analizowany w zakresie $0,05 \div 1,15\%$. Dokładne wymiary, na

podstawie których wyznaczano rozmiary wad wykonanych na elementach tocznych, przedstawiono w Tabeli 5.7.

Tabela 5.7. Procentowy udział wad na powierzchni elementu tocznego

Wada oznaczenie	Średnica kulki (mm)	Pole powierzchni kulki (mm ²)	Długość wady (mm)	Pole pow. wady (mm ²)	Pola wady/pola powierzchni kulki (%)
x_{k1}	11,906	445,33	0,50	0,25	0,06
x_{k2}			1,00	1,00	0,22
x_{k3}			1,50	2,25	0,51
x_{k4}			2,00	4,00	0,90
x_{k5}			2,25	5,06	1,14

5.4. Stanowisko badawcze

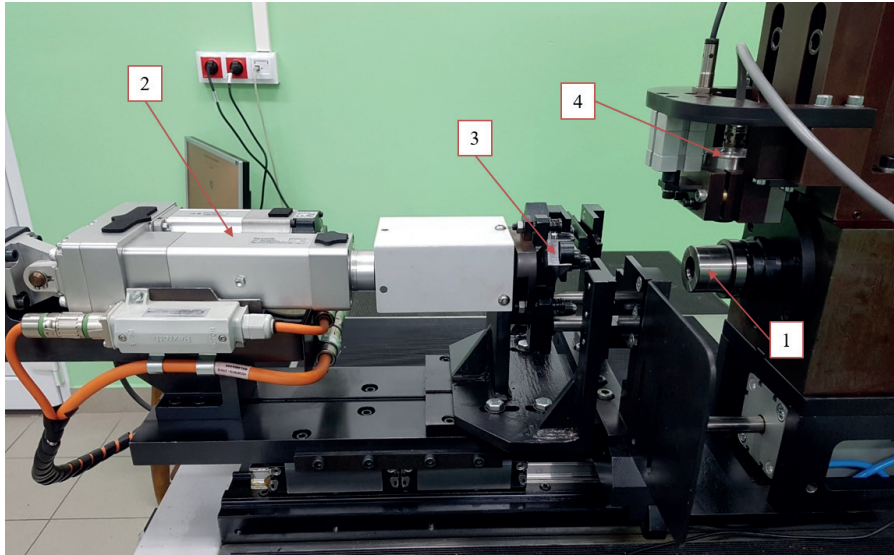
Stanowisko badawcze MDL-54 zostało zaprojektowane i zbudowane wspólnie z Politechniką Świętokrzyską w ramach projektu utworzenia Centrum Badawczo-Rozwojowego w FŁT Kraśnik. Umożliwia ono analizowanie drgań i szumów łożysk w trzech pasmach częstotliwości. Stanowisko przystosowane jest do pomiarów drgań łożysk kulkowych w zakresie średnicy wewnętrznej od 25 mm, średnicy zewnętrznej w zakresie 47÷160 mm i szerokości łożyska 8÷40 mm. Stanowisko badawcze spełnia założenia norm [N1, N2] odnośnie do pomiaru poziomu drgań łożysk tocznych. Zdjęcia stanowiska MDL-54 przedstawiono na rysunkach 5.12 i 5.13. Pomiary drgań przeprowadza się po umieszczeniu badanego łożyska na trzpieniu obrotowym (1) mocowanym w uchwycie wrzeciona. W trakcie pomiaru pierścień wewnętrzny łożyska obraca się razem ze trzpieniem. Pierścień zewnętrzny łożyska jest unieruchomiony wskutek docisku osiowego siłą zależną od konstrukcji i rozmiaru badanego łożyska. Docisk osiowy realizowany jest przez siłownik elektryczny (2). Siła docisku osiowego przenoszona jest na badane łożysko poprzez trójramienną głowiczkę (3) zawieszoną na przegubie kulowym. Głowiczka zapewnia równomierny docisk na całym obwodzie za sprawą trójpunktowego styku z czołem pierścienia oraz kompensuje błędy niewspółosiowości wrzeciona i docisku.



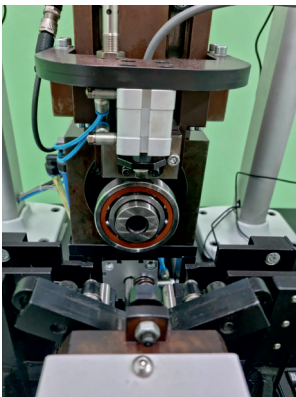
Rys. 5.12. Widok ogólny stanowiska badawczego MDL-54

Drgania mierzono w kierunku promieniowym łożyska za pomocą głowicy pomiarowej, w której umieszczono elektrodynamiczny czujnik prędkości drgań PSV3-M2 (4) zaprojektowany przez Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn Politechniki Świętokrzyskiej. Czujnik spełnia wymagania normy badań łożysk ISO15242-1. Zasada działania czujnika polega na zbieraniu sygnału napięcia elektrycznego indukowanego w cewce, która przemieszcza się w polu magnetycznym pod wpływem drgań łożyska. Czujnik mierzy drgania w zakresie częstotliwości $50 \div 10$ kHz, przy prędkości 1800 obr/min.

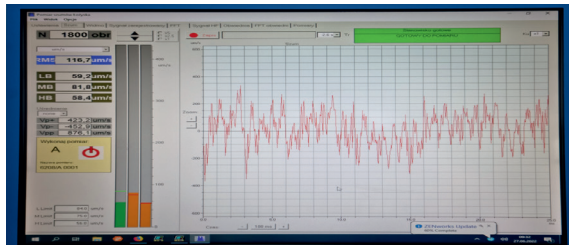
(a)



(b)



(c)



Rys. 5.13. Układ pomiarowy w stanowisku badawczym MDL-54 (a), zamontowane łożysko (b) oraz panel kontrolny (c)

Zastosowano czujnik drgań mierzący prędkość, ponieważ w zakresie analizowanych częstotliwości relacja pomiędzy amplitudą a częstotliwością drgań jest praktycznie stała, w przeciwieństwie do czujnika mierzącego przyspieszenie. Czujnik PSV3 był sprawdzany i kalibrowany przy pomocy systemu kalibracyjnego BRUEL & KJAER 3629 składającego się ze wzбудnika typu 4809, modułu generatora 3160-A-022, wzmacniacza typu 2718 oraz czujników referencyjnych. Zapisywany sygnał prędkości drgań próbkowany był z częstotliwością 25 600 próbek na sekundę.

Wyniki badań eksperymentalnych

6.1. Badania wstępne

W niniejszym rozdziale przedstawiono wyniki badań zarejestrowanych sygnałów drgań skośnego łożyska tocznego ze sztucznie naniesionymi wadami oraz łożyska bez wad za pomocą metody analizy ogólnego poziomu drgań oraz metodą analizy obwiedni. Badania ogólnego poziomu drgań przeprowadzono wg normy ISO-15242 [N1, N2] dotyczącej pomiaru drgań generowanych przez łożyska toczne. Według zaleceń normy pomiar drgań może być analizowany poprzez przemieszczenie, prędkość lub przyspieszenie. Jednak najbardziej zalecaną wielkością jest pomiar prędkości drgań, ponieważ zapewnia najlepszą rozdzielczość sygnału w szerokim paśmie częstotliwości.

Badania wstępne przeprowadzono dla łożyska tocznego B7208CTAP4 bez wad i z wadami oraz z 10, 12 i 13 kulkami. Pomiary drgań łożyska wykonano przy nieruchomym pierścieniu zewnętrznym i obracającym się pierścieniu wewnętrznym. W badaniach poziomu drgań łożysk zaleca się stałą prędkość obrotową, przyjętą dla badanego łożyska na poziomie 1800 obr/min oraz stałe obciążenie osiowe 230 N. Obciążenie osiowe wynika z parametrów łożyska i ma za zadanie zapewnić odpowiednią kinematykę i ustalone warunki pracy. Ponadto zadane obciążenie eliminuje poślizg elementów tocznych w łożysku. Czas pomiaru prędkości drgań łożyska wynosił 2,6 s.

Określenie odpowiedniej liczebności próby jest ważną kwestią, ponieważ na podstawie uzyskanych wyników możemy odnieść je do całej populacji. Błędne oszacowanie liczebności (zwiększenie liczebności próby) prowadzi do zwiększenia kosztów oraz czasu badań. Natomiast mała liczebność próby nie zapewnia wiarygodności badań i może być podstawą do zakwestionowania wyników, a nawet ich odrzucenia.

W celu określenia minimalnej liczebności prób przyjmuje się poziom ufności oraz dokładności oceny. W pierwszym etapie badań przeprowadzono badania wstępne w celu określenia liczby powtórzeń pomiaru drgań przy jednym zamocowaniu łożyska. Liczebność próby określono przy założonym poziomie istotności $\alpha^* = 0,05$

$$n = \frac{t_{\alpha^*, f}^2 S_x^2}{\varepsilon_0^2}, \quad (6.1)$$

gdzie:

- t – wartość krytyczna rozkładu t -Studenta,
- α^* – poziom istotności,
- f – liczba stopni swobody,
- S_x^2 – wariancja analizowanej zmiennej,
- ε_0 – dokładność oceny.

Wykonano 20 pomiarów drgań dla każdego łożyska przy jednym jego zamocowaniu, nie zwalniając docisku pierścienia zewnętrznego. Dokładność oceny ε_0 przyjęto na poziomie 5% wartości średniej dla każdego pasma częstotliwości. Z tablic wartości krytycznych rozkładu t -Studenta dla przyjętej liczby stopni swobody wynoszącej 19 oraz poziomu istotności $\alpha^* = 0,05$, dobrano współczynnik $t = 2,093$. Badania podstawowe bazują na trzech pasmach częstotliwości, podobnie jak zarejestrowany sygnał pomiarowy, który również jest filtrowany na trzy pasma częstotliwości. Dlatego na podstawie przeprowadzonych pomiarów prędkości drgań dla różnej liczby kulek w łożysku oszacowano liczebność prób dla każdego pasma częstotliwości (Tabela 6.1). Największe wartości zaobserwowano dla pasma średnich częstotliwości (MB), niezależnie od liczby kulek w łożysku. Wartości te wynosiły 3,6; 9,16 oraz 7,73 odpowiednio dla łożyska z 10, 12 i 13 kulkami. Dlatego przyjęto liczebność próby na poziomie 10.

Do analizy ogólnego poziomu drgań przyjęto wartość skuteczną prędkości drgań (RMS). W rejestrowanym sygnale pomiarowym znajdują się różne składowe harmoniczne związane z częstościami charakterystycznymi dla uszkodzonych komponentów łożyska. Dlatego analizę przeprowadza się dla trzech pasm pomiarowych częstotliwości: pasmo niskie (LB) w zakresie 50÷300 Hz, pasmo średnie (MB) w zakresie 300÷1800 Hz oraz wysokie (HB) w zakresie 1800÷10 000 Hz.

Tabela 6.1. Wyniki wartości skutecznej prędkości drgań łożysk bez uszkodzeń z 10, 12 i 13 kulkami dla różnych zakresów częstotliwości

Skośne łożysko toczne B7208CTAP4									
Liczba kulek	10			12			13		
RMS									
Pasma drgań									
Lp.	LB ($\mu\text{m/s}$)	MB ($\mu\text{m/s}$)	HB ($\mu\text{m/s}$)	LB ($\mu\text{m/s}$)	MB ($\mu\text{m/s}$)	HB ($\mu\text{m/s}$)	LB ($\mu\text{m/s}$)	MB ($\mu\text{m/s}$)	HB ($\mu\text{m/s}$)
1	78,5	46,0	63,9	52,4	40,2	98,0	63,6	52,6	60,7
2	77,5	46,0	69,0	52,5	39,4	96,6	62,9	57,9	58,4
3	77,1	45,2	74,5	52,6	37,9	98,2	62,7	59,7	56,6
4	77,3	44,0	69,5	52,5	37,3	102,6	59,3	56,9	54,8
5	77,1	41,8	64,5	52,5	37,4	102,5	62,5	54,1	58,3
6	76,5	39,6	66,0	52,4	38,5	104,4	60,0	50,4	56,9
7	76,8	40,3	65,5	52,6	39,8	105,4	60,2	48,2	56,0
8	76,5	42,4	68,8	53,2	41,0	104,9	62,5	49,3	58,7
9	76,3	42,4	67,7	53,5	39,3	107,1	59,5	47,5	58,2
10	76,1	40,4	66,1	53,7	40,7	104,2	59,8	45,6	57,6
11	76,6	39,9	66,1	53,4	41,9	99,5	62,4	49,4	57,9
12	76,6	40,2	64,6	53,9	43,6	98,7	59,4	51,1	57,9
13	76,5	40,9	64,4	54,4	45,6	96,3	62,0	50,5	59,4
14	76,5	41,2	62,7	55,4	45,6	97,1	60,8	50,8	58,3
15	76,1	41,1	62,7	56,3	44,9	97,5	63,0	52,8	59,8
16	77,1	41,2	64,6	56,7	44,7	95,0	58,3	53,0	60,3
17	76,9	41,9	64,7	56,8	43,9	96,3	63,2	52,8	60,8
18	77,0	42,3	64,3	56,9	42,2	103,5	58,0	53,5	58,1
19	76,9	42,2	64,3	49,2	35,8	99,3	63,5	53,0	58,0
20	76,8	41,7	64,1	49,1	40,0	89,4	57,1	50,8	61,8
Wartość średnia									
	76,84	42,04	65,90	53,50	40,99	99,83	61,04	52,00	58,43
Odchylenie standardowe									
	0,54	1,91	2,81	2,18	2,96	4,39	2,03	3,45	1,70
Wariancja									
	0,30	3,63	7,91	4,74	8,78	19,26	4,11	11,93	2,89
Dokładność oceny									
	3,84	2,10	3,30	2,68	2,05	4,99	3,05	2,60	2,92
Poziom istotności									
	0,05								
t-Studenta									
	2,093								
Liczebność próby									
	0,09	3,60	3,19	2,90	9,16	3,39	1,93	7,73	1,48

Często dokonuje się również analizy w pełnym paśmie częstotliwości (FB) $50 \div 10\,000$ Hz. Rozdzielenie sygnału na trzy pasma zwiększa szansę wykrycia nieprawidłowości w łożysku. Jest pomocne również przy wskazaniu przyczyny zwiększonego poziomu drgań, ponieważ do każdego pasma przyporządkowane są inne potencjalne wady.

W paśmie niskim LB można wykryć odchyłki okrągłości pierścieni, wadę na bieżni zewnętrznej oraz różnicę średnic kulek w jednym łożysku. Pasmu średniemu MB przypisuje się wadę bieżni wewnętrznej, wadę na kulce i błędy falistości współpracujących powierzchni. Pasma wysokie HB odpowiada za zanieczyszczenia, zbyt wysoką chropowatość powierzchni bieżni i kulek oraz błędy smarowania [118]. Jeżeli jedno pasmo jest przekroczone, to łożysko kwalifikuje się jako gorszej jakości. Wymaga ono wówczas ponownego sprawdzenia np. poprzez analizę widma częstotliwości. Gdy więcej niż jedno pasmo jest przekroczone, łożysko traktuje się jako złe (z defektem) i trafia do demontażu lub do wyrobów wadliwych.

Badania łożysk tocznych są przeprowadzane w oparciu o normy [N1, N2, N3], które określają jedynie ogólne warunki pomiaru, takie jak prędkość obrotowa pierścienia wewnętrznego, siła docisku (obciążenie) pierścienia zewnętrznego czy sposób filtrowania sygnału [5]. W normach nie ma wartości referencyjnych określających limity dopuszczalnych poziomów drgań. Wartości te bardzo często są wewnętrzną sprawą (normy zakładowe) firm specjalizujących się w branży łożyskowej lub są wynikiem ustaleń z odbiorcą. Normy nie definiują również technicznych warunków pomiarowych dla badań łożysk.

Na podstawie szeregu badań doświadczalnych [134] wykonanych w FŁT dla dużej serii produkcyjnej skośnego łożyska tocznego o oznaczeniu B7208CTAP4 przyjęto dopuszczalne poziomy drgań przedstawione w Tabeli 6.2. Poziomy te zostały wyznaczone jako wartość skuteczna prędkości drgań dla trzech pasm: LB, MB, HB oraz całkowitego pasma FB.

Tabela 6.2. Wartości referencyjne poziomu prędkości drgań dla skośnego łożyska tocznego o oznaczeniu B7208CTAP4

Pasmo	LB	MB	HB	FB
Zakres	50÷300 (Hz)	300÷1800 (Hz)	1800÷10 000 (Hz)	50÷10 000 (Hz)
Wartości referencyjne prędkości drgań RMS ($\mu\text{m/s}$)				
Przyjęte	75	65	160	170

Analizując wartości referencyjne, można zauważyć, że poziom RMS dla pasma LB jest wyższy niż dla pasma MB. Wynika to z faktu, że w paśmie LB dostrzegalne są zwykle błędy związane z odchyłką kształtu otworu pierścienia wewnętrznego, bicia promieniowego pierścienia wewnętrznego czy też bicia samego trzpienia. Błędów tych nie da się wyeliminować całkowicie. Podobne tendencje w wartościach referencyjnych są obserwowane dla innych typów łożysk produkowanych w FŁT-Kraśnik S.A. [133].

Na podstawie Tabeli 6.2 przyjęto, że jeśli poziom drgań RMS przekracza wartości referencyjne w dwóch pasmach, to łożysko zostaje uznane za wadliwe. Badania ogólnego poziomu drgań przeprowadzono w oprogramowaniu PBF Noise, natomiast metoda obwiedni została przeprowadzona za pomocą własnych procedur napisanych w oprogramowaniu Matlab.

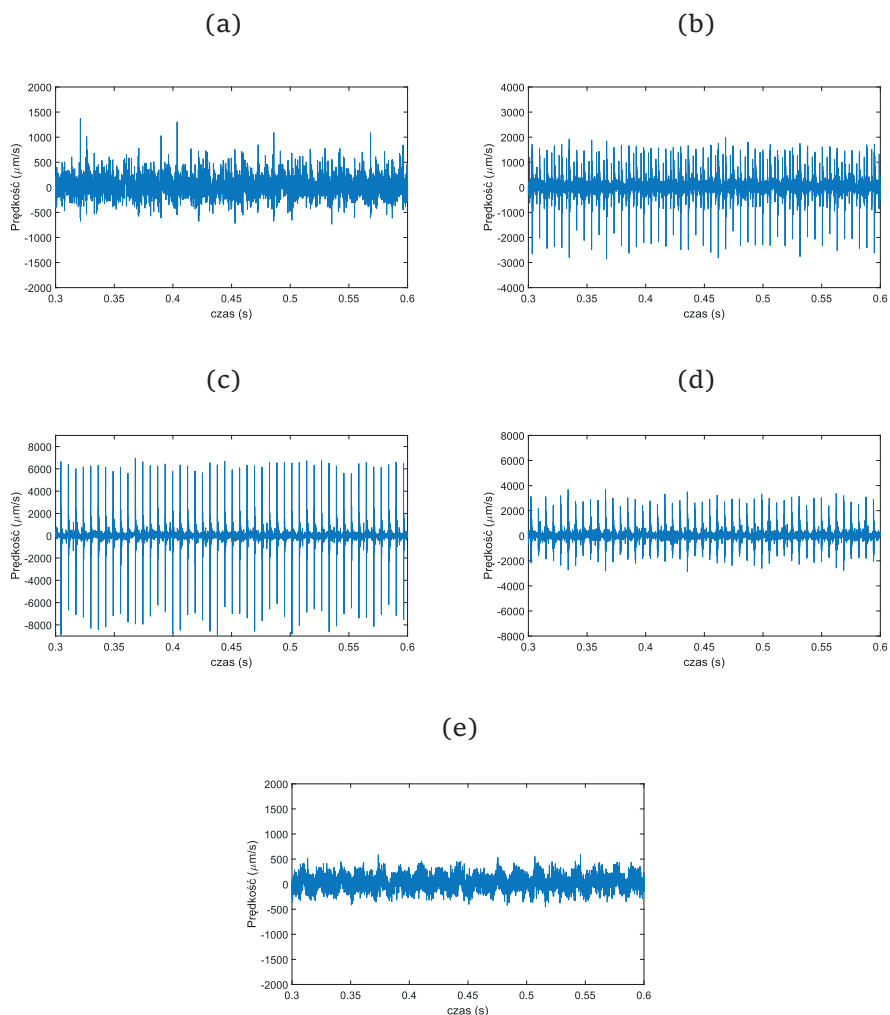
6.2. Wyniki badań za pomocą wartości skutecznej drgań

6.2.1. Wada na pierścieniu zewnętrznym

Badania wpływu rozmiaru wady na pierścieniu zewnętrznym przeprowadzono na łożysku zawierającym 13 kulek, obracającym się z prędkością obrotową 1800 obr/min, pod obciążeniem osiowym 230 N. Łożysko kompletowano z pierścieniami zewnętrznymi, na których naniesiono defekty o następujących rozmiarach: 0,25 mm, 0,5 mm, 0,75 mm oraz 1 mm.

Na rysunku 6.1 przedstawiono przebiegi prędkości drgań otrzymane podczas badań skośnego łożyska tocznego ze sztucznie wprowadzonymi wadami oraz dla łożyska bez wady. Analizując przebiegi czasowe, można zauważyć, że dla większych rozmiarów wprowadzonej wady (0,5 mm, 0,75 mm oraz 1 mm, Rys. 6.1b–d) obserwujemy charakterystyczne powtarzające się prążki (piki), które oznaczają defekt punktowy.

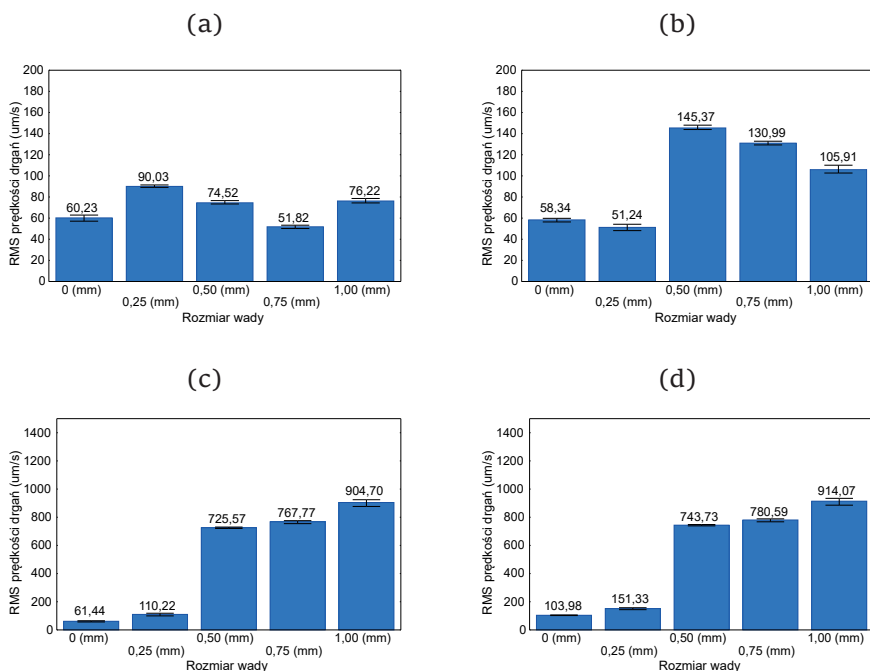
Ponadto osiągnięte wartości prędkości drgań są kilkukrotnie wyższe. Natomiast dla najmniejszej wady o rozmiarze 0,25 mm (Rys. 6.1a) piki te nie są obserwowane, lecz amplituda drgań jest wyższa niż dla łożyska bez wady (Rys. 6.1e).



Rys. 6.1. Przebieg prędkości drgań skośnego łożyska tocznego z 13 kulkami oraz ze sztuczną wadą wydrążoną na bieżni pierścienia zewnętrznego: 0,25 mm (a), 0,5 mm (b), 0,75 mm (c), 1 mm (d) oraz bez wady (e)

Na rysunku 6.2 przedstawiono wartości skuteczne prędkości drgań dla niskiego pasma częstotliwości, średniego, wysokiego oraz całego pasma w zależności od rozmiaru wady. Dodatkowo zaprezentowano różnicę między największą i najmniejszą wartością cechy statystycznej w zbiorze (tzw. rozstęp). Wyniki te są uśrednieniem z dziesięciu testów pomiarowych. Na rysunku 6.2a przedstawiono wpływ rozmiaru wady dla niskiego pasma częstotliwości LB. Generalnie uśrednione wartości skuteczne prędkości drgań są na porównywalnym poziomie i mieszczą się w dopuszczalnych granicach przyjętego poziomu drgań, tj. wartość

skuteczna $RMS < 75 \mu\text{m/s}$ (wyjątkiem jest rozmiar wady 0,25 mm oraz 1 mm, gdzie te wartości są nieznacznie przekroczone). Rysunek 6.2b przedstawia wpływ rozmiaru wady na wartość skuteczną prędkości drgań łożyska dla pasma MB. Wartość skuteczna w tym paśmie jest największa dla wady o rozmiarze 0,5 mm i wyniosła $145,37 \mu\text{m/s}$. Kolejną najwyższą wartość RMS zaobserwowano dla wady o rozmiarze 1 mm ($130,99 \mu\text{m/s}$).



Rys. 6.2. Wpływ rozmiaru wady na pierścieniu zewnętrznym na ogólny poziom drgań łożyska: w paśmie LB (a), MB (b), HB (c) oraz pełnym paśmie FB (d)

Wartość skuteczna dla wady 0,25 mm jest praktycznie na tym samym poziomie jak w przypadku łożyska bez wady. Ustalony poziom drgań dla tego łożyska i pasma wynosi $RMS < 65 \mu\text{m/s}$. Można z tego wnioskować, że wada na zewnętrznym pierścieniu o rozmiarze 0,25 mm wykonana na pierścieniu zewnętrznym nie została wykryta.

Kolejny wykres (6.2c) przedstawia wpływ wielkości wady bieżni pierścienia zewnętrznego na wartość skuteczną prędkości drgań łożyska w paśmie wysokich częstotliwości $1800 \div 10\ 000 \text{ Hz}$. Wartość skuteczna prędkości drgań w paśmie częstotliwości HB jest największa dla wady o rozmiarze 1 mm i wynosi $904,70 \mu\text{m/s}$. Kolejną najwyższą

wartość RMS zaobserwowano dla wady o rozmiarze 0,75 mm, równą 767,77 $\mu\text{m/s}$. Wartość skuteczna prędkości drgań dla wady 0,25 mm wyniosła 110,22 $\mu\text{m/s}$ i jest prawie dwukrotnie większa niż w przypadku łożyska bez wady. Jednakże wartość RMS mieści się w dopuszczalnych granicznych poziomie drgań ($\text{RMS} < 160 \mu\text{m/s}$). Wada o rozmiarze 0,25 mm nie została wykryta podczas analizy samego pasma HB. Podobne wyniki zaobserwowano dla całego pasma (Rys. 6.2d), gdzie wartość RMS dla trzech największych wad znacznie odbiega od pozostałych wartości. Analizując całe pasmo, obserwujemy, że dało one bardzo podobne wyniki jak analiza pasma HB.

Bazując na metodzie ogólnego pomiaru drgań, nie można ocenić łożyska z najmniejszą wadą na pierścieniu zewnętrznym (0,25 mm) jako wadliwe. Łożyska z pozostałymi wadami (0,5 mm, 0,75 mm, 1 mm) można zdiagnozować za pomocą analizy RMS jako łożyska z defektami.

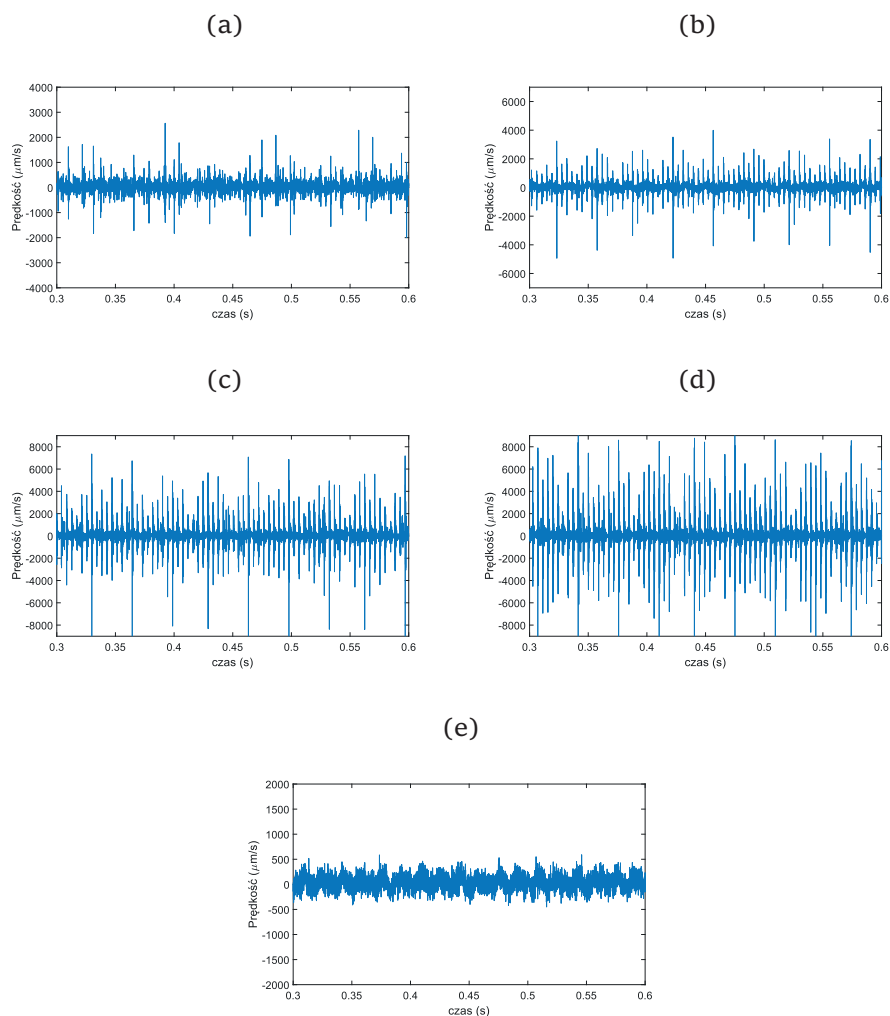
6.2.2. Wada na pierścieniu wewnętrznym

Badania wpływu rozmiarów wad wykonanych na pierścieniu wewnętrznym przeprowadzono dla łożyska z 13 kulkami, którego pierścień wewnętrzny obracał się z prędkością 1800 obr/min oraz obciążonego siłą osiową 230 N. Na pierścieniach wewnętrznych naniesiono wady o rozmiarach takich samych jak w przypadku pierścienia zewnętrznego 0,25 mm, 0,5 mm, 0,75 mm oraz 1 mm.

Na rysunkach 6.3a–d przedstawiono przebiegi prędkości drgań łożyska z punktowymi wadami na pierścieniach wewnętrznych oraz dla łożyska bez wady (Rys. 6.3e). Wprowadzenie wad spowodowało pojawienie się okresowo powtarzających się pików, co jest szczególnie widoczne na rysunkach 6.3c–d. Generalnie wzrost rozmiaru wady spowodował wzrost amplitudy drgań łożyska. Co ciekawe, dla rozmiaru wady 0,75 mm (Rys. 6.3c) oraz 1 mm (Rys. 6.3d) amplitudy drgań mają zbliżone wartości.

Wykres 6.4a przedstawia wpływ rozmiaru wady bieżni pierścienia wewnętrznego na uśrednioną wartość skuteczną prędkości drgań łożyska w paśmie częstotliwości 50÷300 Hz. Wartości skuteczne prędkości drgań przekraczają wartość referencyjną ($\text{RMS} = 75 \mu\text{m/s}$) tylko dla wady 0,5 mm. Wszystkie inne rozmiary wad mieszczą się w dopuszczalnym poziomie drgań. Rysunek 6.4b przedstawia wpływ rozmiaru wady na wartość skuteczną drgań łożyska w paśmie częstotliwości

300÷1800 Hz. Wartości skuteczne okazały się największe dla wad o największych rozmiarach. Wartość skuteczna dla wady 0,25 mm jest praktycznie na tym samym poziomie jak dla łożyska bez wady.

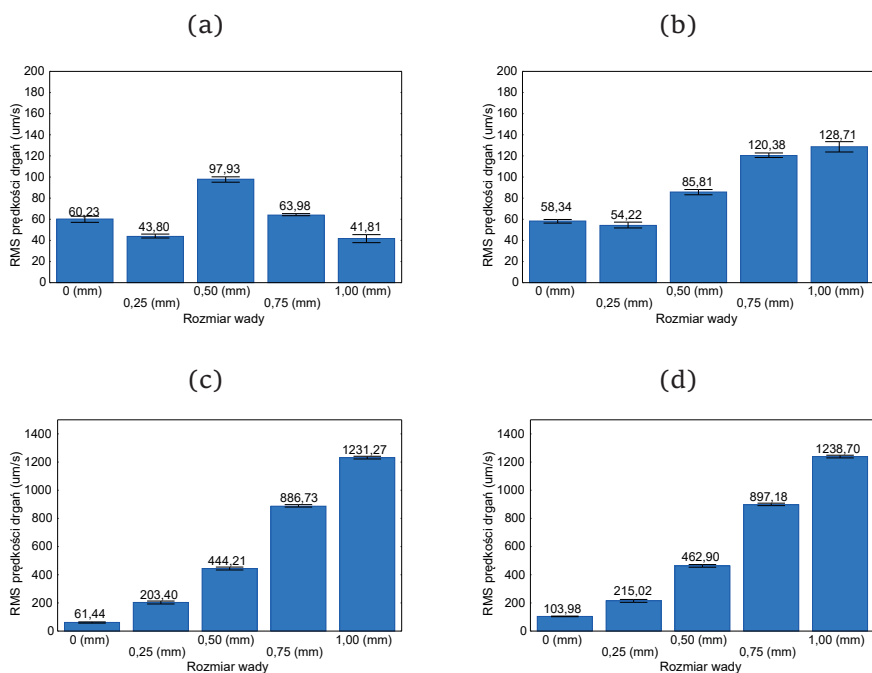


Rys. 6.3. Przebieg prędkości drgań skośnego łożyska tocznego z 13 kulkami oraz ze sztuczną wadą wydrążoną na bieżni pierścienia wewnętrznego: 0,25 mm (a), 0,5 mm (b), 0,75 mm (c), 1 mm(d) oraz bez wady (e)

Wartość ta mieści się w dopuszczalnych wartościach poziomu drgań przewidzianego dla tego pasma i łożyska ($RMS < 60 \mu\text{m/s}$), co oznacza, że łożysko z wadą 0,25 mm zostałoby uznane za prawidłowe na podstawie analizy tylko tego pasma. Wykres 6.4c przedstawia

wpływ rozmiaru wady na wartość skuteczną prędkości drgań dla pasma 1800÷10 000 Hz.

RMS prędkości drgań w paśmie wysokich częstotliwości jest największa dla wad o rozmiarach 0,75 mm oraz 1 mm i wynosi odpowiednio 886,73 $\mu\text{m/s}$ oraz 1231,27 $\mu\text{m/s}$. Wada o rozmiarze 0,5 mm osiąga RMS = 444,21 $\mu\text{m/s}$. Poziom dopuszczalny w tym paśmie wynosi 160 $\mu\text{m/s}$. Analizując wadę o najmniejszym rozmiarze, możemy stwierdzić, że jest ona nieznacznie powyżej wielkości granicznej i łożysko z tą wadą zostałyby poprawnie zdiagnozowane na podstawie pasma HB. Analiza RMS całego pasma (Rys. 6.4d) daje podobne wyniki jak analiza pasma HB. RMS dla łożyska bez wady oraz z najmniejszą wadą jest znacznie niższy w porównaniu do pozostałych wad. Obserwowane rozstępy dla wszystkich zakresów pasm częstotliwości są na zbliżonym poziomie i trudno na ich podstawie wyciągnąć konstruktywne wnioski. Największe rozstępy zaobserwowano w paśmie LB.



Rys. 6.4. Wpływ rozmiaru wady na pierścieniu wewnętrznym na ogólny poziom drgań łożyska: w paśmie LB (a), w paśmie MB (b), w paśmie HB (c) oraz pełnym pasmie FB 50÷10 000 Hz (d)

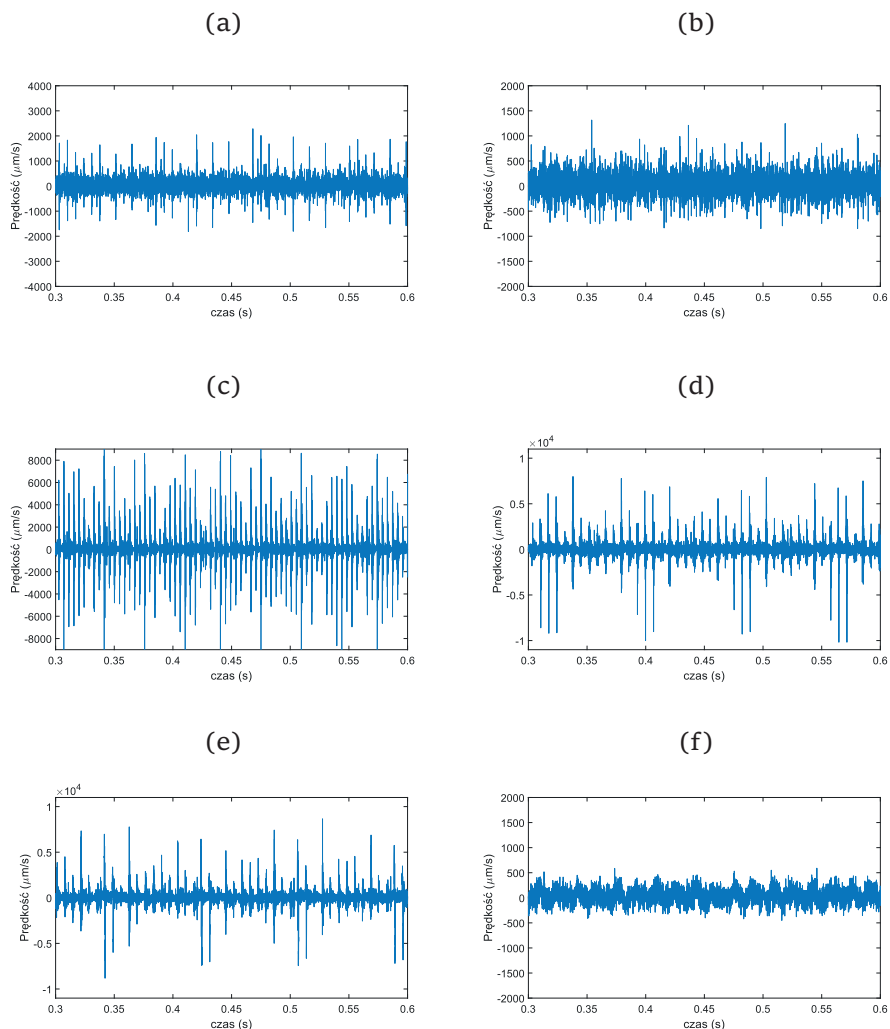
Podsumowując, łożysko z wadą na pierścieniu wewnętrznym o rozmiarze 0,25 mm raczej nie zostanie zakwalifikowane jako uszkodzone. Jedynie analiza pasma HB może pozwalać na prawidłową diagnozę łożyska. Jednakże to pasmo zwykle sugeruje, że łożysko może być zanieczyszczone.

6.2.3 Wada na elemencie tocznym

Badania wpływu wady wykonanej na elemencie tocznym na wartości RMS prędkości drgań przeprowadzono na skośnym łożysku tocznym zawierającym 13 kulek, obracającym się z prędkością obrotową 1800 obr/min pod obciążeniem osiowym 230 N. Wadę wprowadzono na jednym elemencie tocznym (tylko na jednej kulce), który przy zmianie rozmiaru wady był wymieniany (12 kulek było w każdej próbie takich samych). Łożysko kompletowano z pierścieniami wolnymi od wad oraz wprowadzono kulki z naniesionymi na ich powierzchni wadami punktowymi o wymiarach 0,5 mm, 1 mm, 1,5 mm, 2 mm oraz 2,25 mm. Elementy toczne były umieszczone w koszyku, co zapewniało brak kontaktu pomiędzy kulkami. Kontakt wady wykonanej na elemencie tocznym z bieżnią pierścieni zachodzi w sposób losowy, dlatego defekty na kulkach zwykle stwarzają duże problemy podczas diagnostyki.

Na rysunku 6.5 przedstawiono przebiegi drgań uzyskane na podstawie zarejestrowanego sygnału z łożyska bez wady (Rys. 6.5f) oraz z łożyska, w którym jedna z kulek była uszkodzona (Rys. 6.5a-e). Porównując przebiegi, zauważono, że dla większych rozmiarów wad 1,5 mm (Rys. 6.5c), 2 mm (Rys. 6.5d) oraz 2,25 mm (Rys. 6.5e) występują charakterystyczne piki o bardzo dużych amplitudach, które są objawem występującego defektu punktowego w łożysku.

W przypadku łożyska w wadą na kulce o rozmiarze 1 mm (Rys. 6.5b) amplituda drgań jest niższa niż przy wadzie o rozmiarze 0,5 mm (Rys. 6.5a). Co więcej, przebieg drgań w przypadku wady na kulce o rozmiarze 1 mm zawiera mniej charakterystycznych pików. Dlatego na podstawie samych przebiegów drgań bardzo trudno dokonać wstępnej diagnozy łożyska.

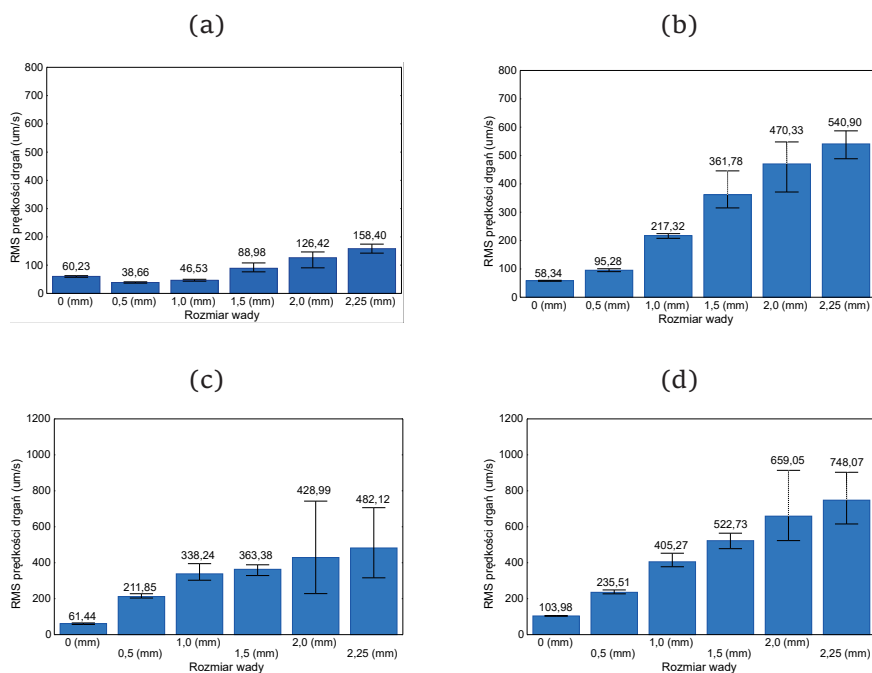


Rys. 6.5. Przebieg prędkości drgań łożyska z wadą na kulce o rozmiarze: 0,5 mm (a), 1 mm (b), 1,5 mm (c), 2 mm (d) oraz 2,25 mm (e). Przebieg drgań dla łożyska bez defektu na kulce przedstawiono na panelu (f)

Analiza prędkości drgań za pomocą wartości RMS oraz rozstępów została przedstawiona na rysunku 6.6. Analizując pasmo LB (Rys. 6.6a), zaobserwowano, że dla wady o rozmiarze 0,5 mm oraz 1 mm wartość RMS jest mniejsza niż dla łożyska bez wady. Dopiero przy większym rozmiarze defektu zauważalna jest znaczna różnica w poziomie drgań.

Łożyska z defektami na kulkach o rozmiarach 0,5 mm i 1 mm zostałyby uznane za prawidłowe przy wykorzystaniu jedynie pasma LB. Analizując pasmo MB (Rys. 6.6b), obserwujemy wzrost poziomu RMS

wraz ze wzrostem rozmiaru wady na kulce. Podobny efekt jest zauważalny dla pasma HB (Rys. 6.6c) oraz dla całego pasma (Rys. 6.6d).



Rys. 6.6. Wpływ rozmiaru wady na kulce na ogólny poziom drgań łożyska, w paśmie LB (a), MB (b), HB (c) oraz FB (d)

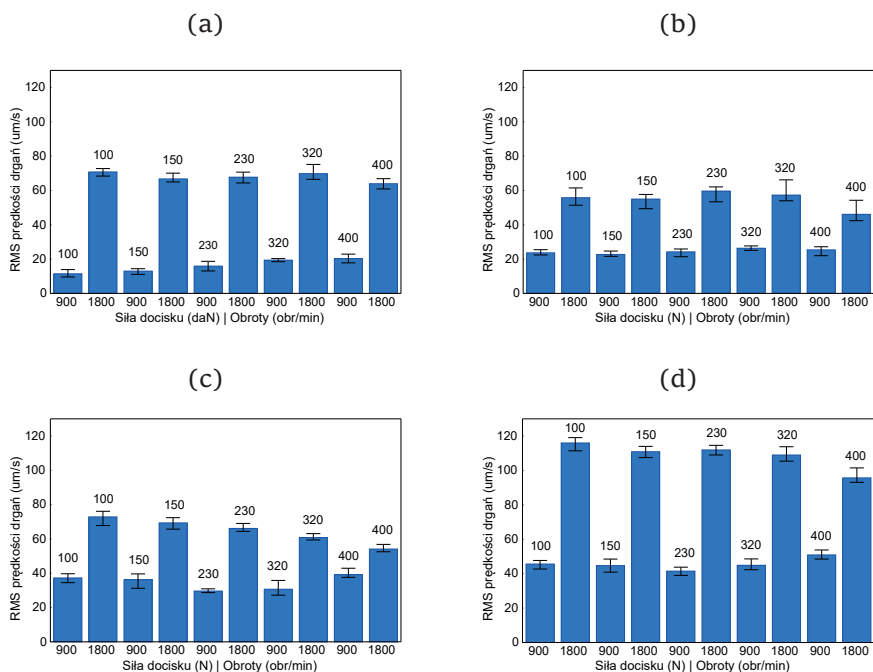
Warto podkreślić, że przy analizie wad na kulce rozstępy znacznie wzrastają wraz z rozmiarem defektu, co potwierdza przypuszczenie, że kontakt wady na kulce jest losowy, a powtarzalność wyników jest o wiele trudniejsza do uzyskania.

Na podstawie wartości skutecznych wyznaczonych z sygnałów drgań w poszczególnych pasmach częstotliwości można stwierdzić, że wszystkie łożyska z wadą na kulce zostałyby odrzucone ze względu na przekroczone wartości graniczne w pasmach MB oraz HB. W paśmie MB wartość skuteczna nie powinna przekraczać $\text{RMS} < 65 \mu\text{m/s}$ drgań, w paśmie HB wartość skuteczna nie powinna przekraczać $\text{RMS} < 160 \mu\text{m/s}$. Natomiast w paśmie najniższym $\text{RMS} < 75 \mu\text{m/s}$ wady o najmniejszych rozmiarach nie zostały wykryte.

6.2.4. Wpływ obciążenia oraz prędkości obrotowej łożyska

W celach poznawczych oraz dla stwierdzenia, jak obciążenie łożyska i jego prędkość obrotowa wpływają na poziom drgań, wykonano badania łożysk bez wad dla dwóch prędkości obrotowych. Pozwala to ocenić, czy przyjęte zakresy dopuszczalne RMS zależą od sposobu pracy łożyska. W badaniach analizowano wpływ siły docisku osiowego na ogólny poziom drgań skośnego łożyska tocznego B7208CTAP4 z liczbą elementów tocznych 13.

Badania przeprowadzono przy dwóch prędkościach obrotowych pierścienia wewnętrznego – 900 obr/min oraz 1800 obr/min, przewidzianych dla stanowiska badawczego. Pierścień zewnętrzny został unieruchomiony siłą docisku osiowego o następujących wartościach: 100 N, 150 N, 230 N, 320 N oraz 400 N. Wyniki badań przedstawiające wpływ obciążenia osiowego oraz prędkości obrotowej skośnego łożyska tocznego dla czterech pasm częstotliwości przedstawiono na rysunkach 6.7a–d.



Rys. 6.7. Wpływ siły docisku osiowego na poziom drgań RMS dla różnych obciążeń oraz dla dwóch prędkości obrotowych. Wyniki przedstawiono dla pasma niskich częstotliwości LB (a), pasmo średnich częstotliwości MB (b), pasma wysokich częstotliwości HB (c), oraz pełnego pasma częstotliwości FB (d)

Można zauważyć, że przy niższej prędkości pierścienia wewnętrznego uzyskano istotnie mniejsze wartości skuteczne prędkości drgań w każdym analizowanym paśmie częstotliwości. Analizując wyniki wartości RMS prędkości drgań w poszczególnych pasmach częstotliwości, dla prędkości obrotowej 900 obr/min, można zauważyć, że dla pasma niskich częstotliwości (Rys. 6.7a) wraz ze wzrostem siły docisku wzrasta RMS prędkości drgań łożyska. Poziom drgań dla wartości docisku w zakresie 100÷150 N jest istotnie niższy niż w zakresie 320÷400 N. Dla prędkości 1800 obr/min zmiana siły docisku nie wpływa na wartość skuteczną drgań. Dla pasma średnich częstotliwości MB (Rys. 6.7b) zmiana siły docisku osiowego nie wpłynęła w istotny sposób na poziom drgań łożyska, przy zadanych prędkościach obrotowych pierścienia wewnętrznego. Analizując wpływ siły docisku na drgania w wysokim paśmie częstotliwości HB (Rys. 6.7c), można zauważyć dwie tendencje: dla prędkości obrotowej łożyska 900 obr/min występuje spadek prędkości drgań w zakresie 100÷230 N, a następnie jej wzrost w zakresie 300÷400 N; dla prędkości obrotowej łożyska 1800 obr/min występuje tendencja spadkowa wartości RMS prędkości drgań w całym zakresie siły docisku. Analizując całe pasmo częstotliwości (Rys. 6.7d), można zauważyć podobne tendencje jak w przypadku pasma wysokich częstotliwości.

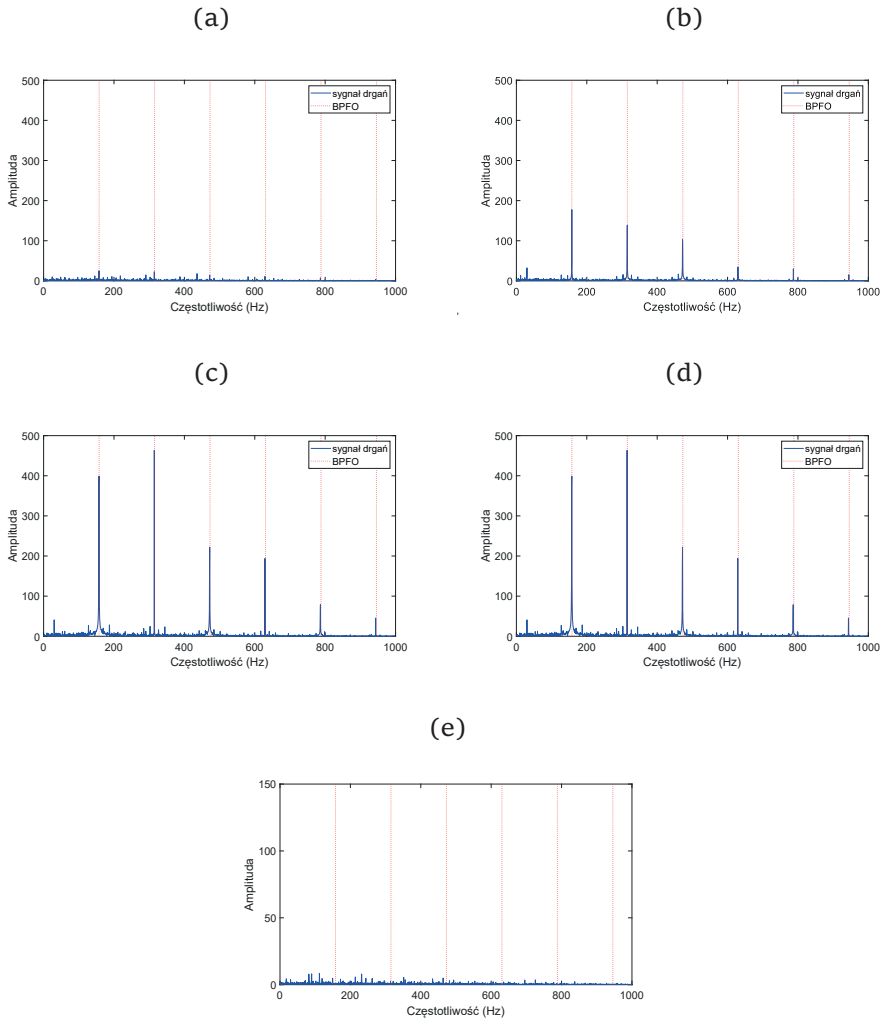
Uzyskane wyniki wskazują, że najmniej wrażliwym pasmem na zmianę obciążenia łożyska i zmianę prędkości obrotowej jest pasmo średnich częstotliwości.

6.3. Wyniki badań metodą obwiedni

Analizę sygnałów drgań łożyska w dziedzinie częstotliwości przy różnych konfiguracjach wad punktowych dla stałej prędkości obrotowej pierścienia wewnętrznego oraz stałej siły obciążenia łożyska 230 N przeprowadzono również w oparciu o metodę analizy obwiedni sygnału. Jest to metoda powszechnie stosowana w przemyśle i została opisana w poprzednich rozdziałach monografii. W celu wykrycia wady wykorzystano częstotliwości charakterystyczne dla skośnego łożyska tocznego z 13 kulkami przedstawione w Tabeli 6.1.

6.3.1. Detekcja wady na pierścieniu zewnętrznym

Na rysunku 6.8 przedstawiono widma amplitudowe (FFT) obwiedni otrzymane z sygnałów łożyska ze sztucznymi wadami na pierścieniu zewnętrznym o wymiarach 0,25 mm (Rys. 6.8a), 0,50 mm (Rys. 6.8b), 0,75 mm (Rys. 6.8c), 1 mm (Rys. 6.8d) oraz dla łożyska bez sztucznie wprowadzonej wady (Rys. 6.8e).



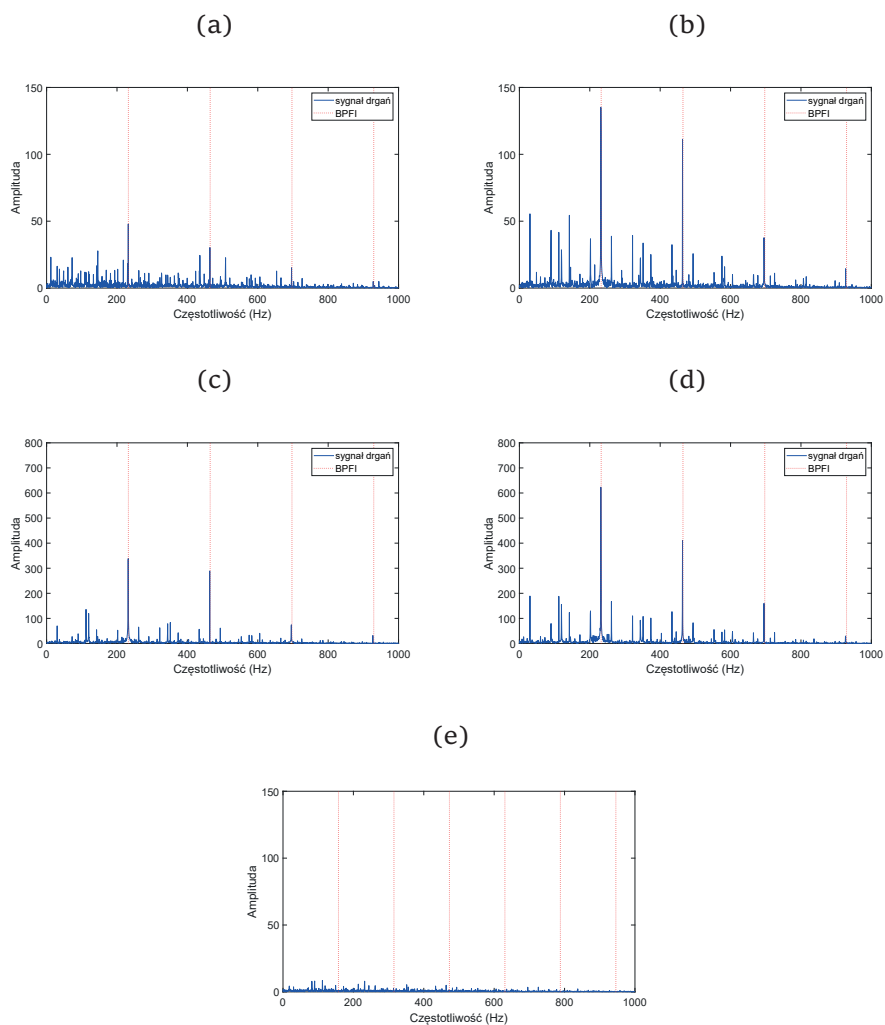
Rys. 6.8. Wyniki analizy FFT obwiedni sygnałów drgań łożyska z wadą na pierścieniu zewnętrznym o rozmiarze: 0,25 mm (a), 0,5 mm (b), 0,75 mm (c), 1 mm (d) oraz bez wady (e)

Widma obwiedni uzyskano techniką *complex demodulation*. Uzyskana w ten sposób obwiednia sygnału została poddana szybkiej transformacji Fouriera (FFT) w celu wyznaczenia jej widma amplitudowo-częstotliwościowego. Na obliczone widma obwiedni sygnałów drgań łożyska naniesiono pionowe linie odpowiadające charakterystycznym częstotliwościom wady pierścienia zewnętrznego $BPF0 = 157,6240$ Hz. Dominujące prążki widma pokrywają się z naniesionymi częstotliwościami charakterystycznymi BPF0 oraz ich wielokrotnościami $2 \times BPF0$, $3 \times BPF0$ itd., w przypadku każdej analizowanej wady. Szczególnie wyraźnie można to zaobserwować dla wad o rozmiarach 0,5 mm (Rys. 6.8b), 0,75 mm (Rys. 6.8c) oraz 1,00 mm (Rys. 6.8d). Ponadto amplitudy pików w miejscach charakterystycznych częstotliwości osiągają znacznie wyższe wartości niż dla wyników łożyska bez wady.

W przypadku najmniejszej wprowadzonej wady punktowej na bieżni pierścienia zewnętrznego 0,25 mm (Rys. 6.8a) trudno stwierdzić jej istnienie. Dla wady o tym rozmiarze amplitudy poszczególnych prążków odpowiadających charakterystycznym częstotliwościom i ich wielokrotnościom są stosunkowo niskie. Z przeprowadzonej analizy sygnałów metodą obwiedni łożyska z wadami na pierścieniu zewnętrznym wynika, że można wykryć wady o rozmiarze nie mniejszym niż 0,50 mm.

6.3.2. Detekcja wady na pierścieniu wewnętrznym

Na rysunku 6.9 przedstawiono widma amplitudowe obwiedni sygnałów łożyska z wadami o rozmiarach 0,25 mm (Rys. 6.9a), 0,50 mm (Rys. 6.9b), 0,75 mm (Rys. 6.9c), 1 mm (Rys. 6.9d) wykonanymi na pierścieniu wewnętrznym oraz dla łożyska bez wady (Rys. 6.9e). Podobnie jak poprzednio, widma obwiedni uzyskano techniką *complex demodulation*. Uzyskane w ten sposób obwiednie sygnału zostały poddane szybkiej transformacji Fouriera (FFT) w celu wyznaczenia widm amplitudowo-częstotliwościowych. Na widma obwiedni sygnałów drgań łożyska nałożono linie odpowiadające charakterystycznym częstotliwościom wad pierścienia wewnętrznego $BPFI = 232,3760$ Hz. Dominujące prążki widma pokrywają się z naniesionymi częstotliwościami charakterystycznymi BPFI oraz ich wielokrotnościami ($2 \times BPFI$, $3 \times BPFI$ itd.). Podobnie postąpiono w przypadku każdej analizowanej wady. Wyraźne dominujące prążki są obserwowane dla wady 0,5 mm (Rys. 6.9b), 0,75 mm (Rys. 6.9c) oraz 1 mm (Rys. 6.9d).



Rys. 6.9. Wyniki analizy FFT obwiedni sygnałów drgań łożyska z wadą na pierścieniu wewnętrznym o rozmiarze: 0,25 mm (a), 0,5 mm (b), 0,75 mm (c), 1 mm (d) oraz bez wady (e)

W przypadku najmniejszej wady, o rozmiarze 0,25 mm, częstotliwości również się pokrywają, ale wartości amplitud są dużo mniejsze (poniżej 50 $\mu\text{m/s}$) i dodatkowo widmo jest bardziej rozmyte. Amplitudy dla częstotliwości charakterystycznych są tylko nieznacznie większe w porównaniu do pozostałych (sąsiednich) wartości amplitud. Dlatego łożysko z wadą o rozmiarze 0,25 mm raczej zostałoby zakwalifikowane jako prawidłowe. Rozmycie widma, które dla wyników analizy wad na pierścieniu zewnętrznym nie było obserwowane, może wynikać z tego,

że nastąpiło przesunięcie śladu pracy kulek w łożysku względem naniesionej wady. Dla łożyska bez wady (Rys. 6.9e) charakterystyczne prążki nie są obserwowalne.

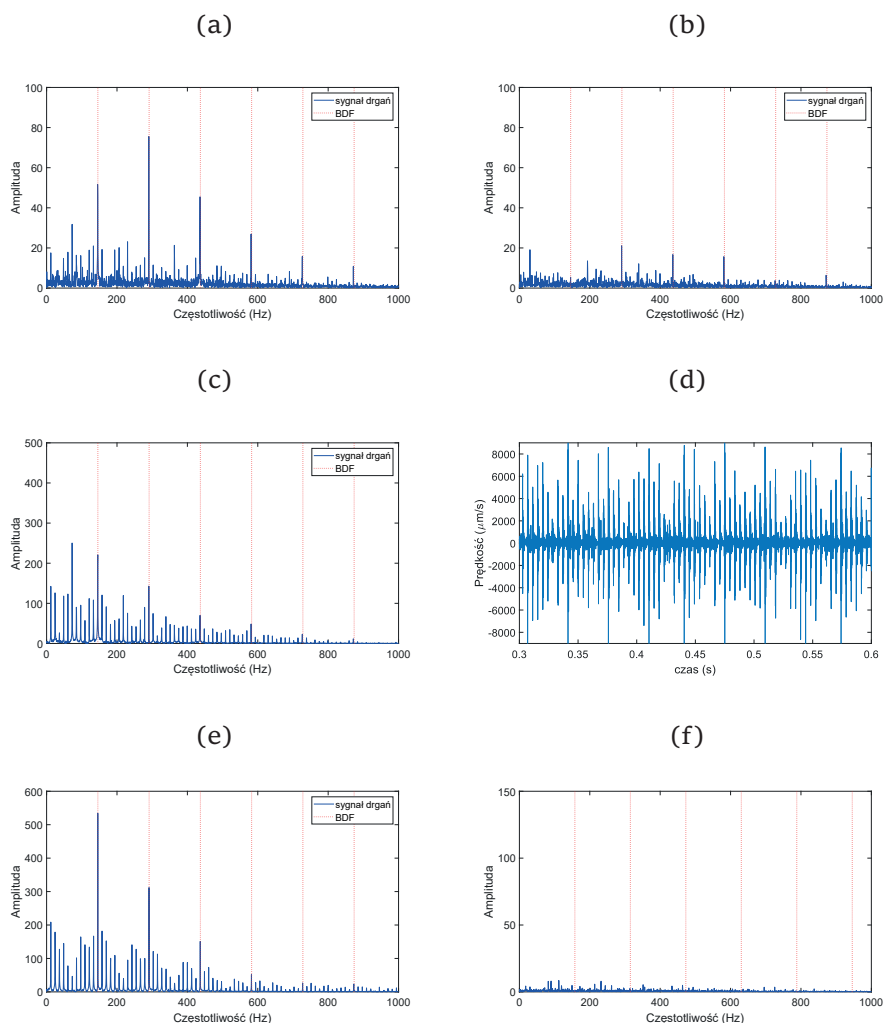
Z przeprowadzonej analizy sygnałów drgań łożysk z wadami punktowymi na pierścieniu wewnętrznym wynika, że metodą analizy obwiedni wykryto wadę o rozmiarze 0,5 mm i większą. Natomiast wada o rozmiarze 0,25 mm nie została wykryta.

6.3.3. Detekcja wady na elemencie tocznym

Rysunek 6.10 przedstawia FFT obwiedni sygnałów zarejestrowanych z badań łożyska z wadami znajdującymi się na elemencie tocznym. Wprowadzone wady miały rozmiar 0,5 mm (Rys. 6.10a), 1 mm (Rys. 6.10b), 1,5 mm (Rys. 6.10c), 2 mm (Rys. 6.10d) oraz 2,25 mm (Rys. 6.10e). Wynik FFT obwiedni dla łożyska bez wady przedstawiono na rysunku 6.10f. Widma obwiedni otrzymano, stosując taką samą procedurę jak w przypadku analizy pierścieni.

Na wykresach widm częstotliwości naniesiono linie odpowiadające częstotliwościom charakterystycznym wady elementu tocznego $BDF = 145,6301$ Hz. Analizując otrzymane wyniki, zaobserwowano, że amplitudy drgań są stosunkowo wysokie i prążki pokrywają się z częstotliwościami charakterystycznymi. Jest to obserwowane dla wad o rozmiarach 0,5 mm (Rys. 6.10a), 1,5 mm (Rys. 6.10c), 2 mm (Rys. 6.10d) oraz 2,25 mm (Rys. 6.10e). Wartości amplitud oraz pokrywanie się prążków widma z częstotliwościami charakterystycznym potwierdzają istnienie wady na elemencie tocznym łożyska. Natomiast w przypadku wady o rozmiarze 1 mm (Rys. 6.10b) amplitudy składowych częstotliwości charakterystycznych dla wady kulki są na tyle małe, że nie można jednoznacznie stwierdzić, iż łożysko ma wadę.

Należy zwrócić uwagę, że w przypadku defektu na kulkach widmo jest bardziej rozmyte i zawiera wiele dodatkowych składowych, co znacznie utrudnia wykrycie wady. Defekt na elemencie tocznym jest trudny do wykrycia, gdyż w trakcie pracy łożyska powierzchnia defektu może być zorientowana w kierunku osi łożyska i wówczas nie dochodzi do kontaktu z defektem. Ponadto gdy wynik jest niejednoznaczny i dochodzi do powtórzenia badania, można otrzymać całkiem inne rezultaty.



Rys. 6.10. Wyniki analizy FFT obwiedni sygnałów drgań łożyska z wadą na elemencie tocznym o rozmiarze: 0,5 mm (a), 1 mm (b), 1,5 mm (c), 2 mm (d), 2,25 mm (e) oraz bez wady (f)

6.4. Podsumowanie badań

Ze względu na to, że łożyska toczne generują złożone drgania o szerokim paśmie częstotliwości, nie ma jednej skutecznej metody wykrywania w nich wad. Zazwyczaj w diagnostyce łożysk wykorzystuje się różne metody, które mogą się uzupełniać. W Tabeli 6.3 przedstawiono porównanie wykrytych wad metodami RMS oraz analizą obwiedni sygnałów dla łożyska z celowo wprowadzonymi defektami punktowymi.

Tabela 6.3. Zestawienie wad i ich wykrywalność metodami wartości skutecznej RMS oraz obwiedni sygnału

Rozmiar wady (mm)	Metoda badań łożyska	
	RMS	Obwiedni
Wada na pierścieniu zewnętrznym		
	Łożysko (dobre/złe)	Wada (TAK/NIE)
0,25	dobre	NIE
0,50	złe	TAK
0,75	złe	TAK
1,00	złe	TAK
Wada na pierścieniu wewnętrznym		
0,25	dobre	NIE
0,50	złe	TAK
0,75	złe	TAK
1,00	złe	TAK
Wada na elemencie tocznym		
0,50	złe	TAK
1,00	złe	NIE
1,50	złe	TAK
2,00	złe	TAK
2,25	złe	TAK

Wykorzystując metodę oceny wartości skutecznych RMS, nie można wykryć wad na komponencie łożyska, a jedynie ocenić łożysko w sposób jakościowy i zakwalifikować jako dobre lub złe. W metodzie ogólnego poziomu drgań wady najmniejsze na pierścieniach nie zostały zauważone i łożysko zostało uznane za prawidłowe. Natomiast wszystkie wady wykonane na kulce wpłynęły na poziom drgań i łożyska z tymi wadami uznano za wadliwe.

Metoda obwiedni zazwyczaj jest uważana za najpewniejszą, pozwala bowiem wskazać, na którym komponencie znajduje się wada (pierścień, elementy toczne lub koszyk). Badania eksperymentalne wykazały, że najmniejsze wady na pierścieniach zewnętrznym i wewnętrznym nie zostaną wykryte. Również w przypadku wad na elemencie tocznym wada o rozmiarze 1 mm nie została wykryta. Co ciekawe, wada mniejsza, o rozmiarze 0,5 mm, została wykryta.

Wyniki analizy rekurencyjnej

7.1. Standaryzacja sygnału drgań

W rozdziale przedstawiono wyniki badań za pomocą diagramów i kwantyfikatorów rekurencyjnych dla łożyska bez wady oraz dla łożysk z celowo wprowadzonymi wadami na jego komponentach o różnych rozmiarach. Ponadto zaprezentowano wpływ liczby kulek oraz obciążenia łożyska na wartości poszczególnych wskaźników rekurencyjnych. Badania rekurencyjne przeprowadzono za pomocą oprogramowania *Cross Recurrence Plot Toolbox for Matlab* [131] oraz z pomocą własnych procedur napisanych w Matlabie do wyznaczenia poziomów referencyjnych wskaźników rekurencyjnych.

Zarejestrowane rzeczywiste sygnały często charakteryzują się tym, że zbiór danych ma rozkład wyraźnie odbiegający od normalnego, co znacznie utrudnia przeprowadzenie badań i analiz. W przypadku doświadczalnych danych zarejestrowanych bezpośrednio z pomiaru zakresy liczbowe mogą się wyraźnie różnić, co w przypadku wykresów rekurencyjnych utrudnia porównywanie serii czasowych, a także komplikuje dobór parametrów w metodzie opóźnień.

Dlatego w celu uzyskania rozkładu zbliżonego do normalnego oraz pozbycia się skoków amplitud (tzw. dane odstające) pomiary doświadczalne powinny się poddać pewnej formie przeskalowania. W literaturze można spotkać różne metody normalizacji doświadczalnych przebiegów czasowych. Najwygodniejszą metodą normalizacji w przypadku analizy rekurencyjnej jest standaryzacja do średniej zerowej i odchylenia standardowego:

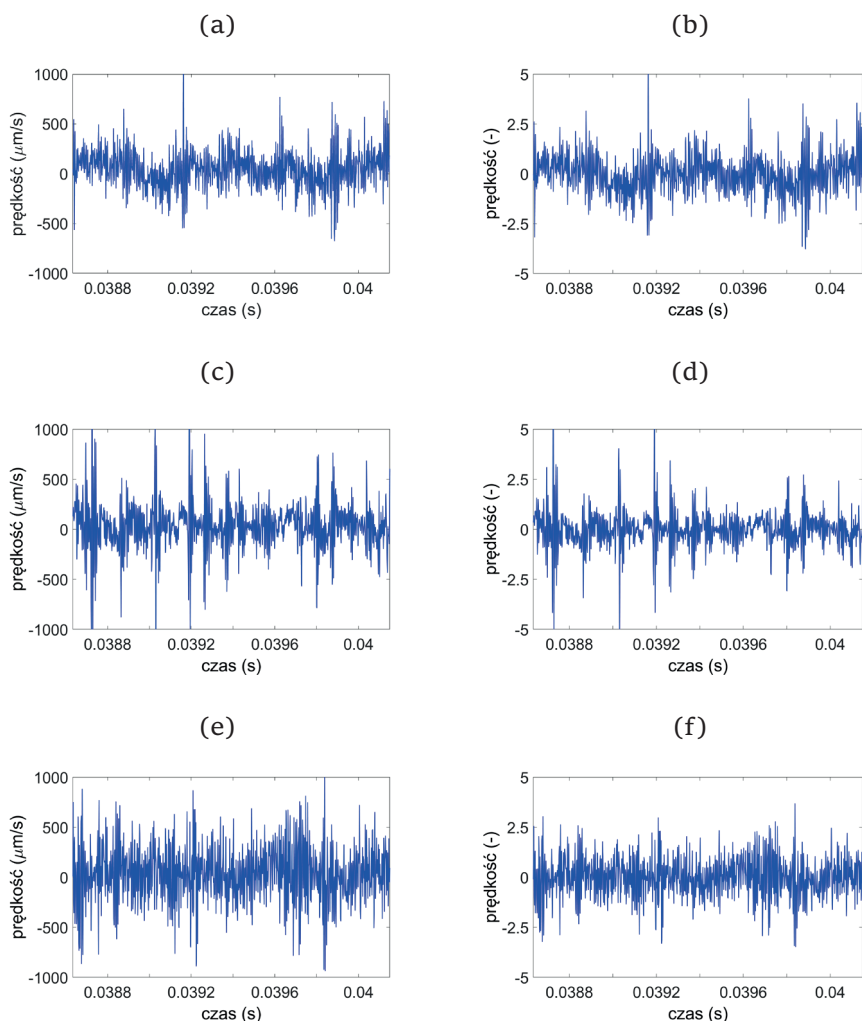
$$\bar{y} = \frac{y - \langle y \rangle}{\sigma_y}, \quad (7.1)$$

gdzie:

y – jest zarejestrowaną zmienną,

$\langle y \rangle$ – jest wartością średnią,

σ_y – oznacza odchylenie standardowe analizowanej zmiennej.



Rys. 7.1 Przykładowe sygnały prędkości drgań (lewa kolumna) oraz ich standaryzacja (prawa kolumna) dla łożyska z wadą na pierścieniu zewnętrznym o rozmiarze 0,25 mm (a, b), wadą na pierścieniu wewnętrznym o rozmiarze 0,25 mm (c, d) oraz wadą wykonaną na kulce o rozmiarze 0,5 mm (e, f)

Standaryzacja określa różnicę między daną wartością a wartością średnią w stosunku do odchylenia standardowego. Po standaryzacji średnie wartości przyjmą wartości bliskie zeru, a odchylenie standardowe jest bliskie jedności. Często zakłada się, że jako tzw. dane odstające są traktowane te wartości, które przekraczają $\pm 3\sigma_y$. Na podstawie znaku standaryzowanej zmiennej można określić, czy jest ona większa, czy mniejsza od wartości średniej. Dzięki procesowi standaryzacji otrzymane sygnały z różnych prób mogą być łatwo porównywane.

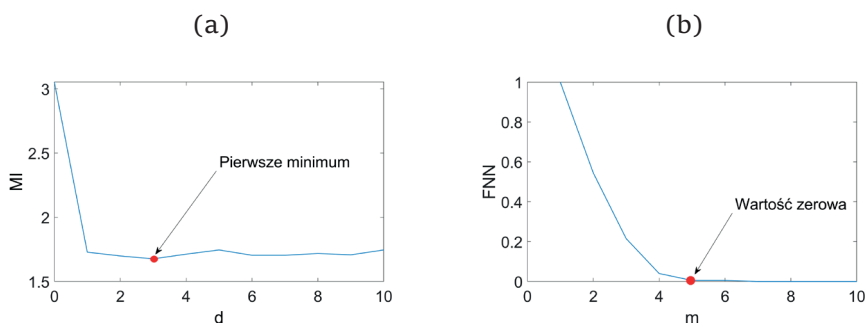
Na rysunku 7.1 przedstawiono przykładowe zarejestrowane sygnały drgań oraz sygnały po procesie standaryzacji dla łożyska z wadą na pierścieniu zewnętrznym (Rys. 7.1a i 7.1b), pierścieniu wewnętrznym (Rys. 7.1c i 7.1d) oraz na elemencie tocznym (Rys. 7.1e i 7.1f).

Obserwujemy, że dla wszystkich przypadków sygnały są takie same jakościowo, a różnią się jedynie ilościowo. Prawidłowa standaryzacja nie wpływa na uzyskiwane wyniki rekurencyjne, a jedynie ułatwia dobór parametrów opóźnienia oraz może skrócić czas obliczeń. Na podstawie badań wstępnych do analiz zawartych w tym rozdziale zastosowano metodę ze stałą liczbą punktów rekurencyjnych $RR = 2\%$. Do analizy rekurencyjnej przyjęto 1000 punktów pomiarowych, co odpowiadało 0,04 s.

7.2. Dobór parametrów opóźnienia oraz wartości referencyjnych

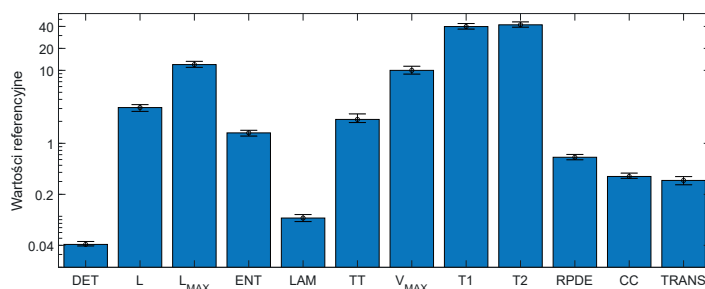
Pierwszym etapem tworzenia diagramów rekurencyjnych jest oszacowanie wymiaru zanurzenia m oraz czasu opóźnienia d . W tym celu wykorzystano metodę fałszywych sąsiadów (FNN) oraz metodę informacji wzajemnych (MI). Przykładowe wyniki z obu metod przedstawiono na rysunku 7.2a oraz 7.2b, gdzie czerwony punkt oznacza przyjęte wartości d i m . Parametr d został wyznaczony jako argument, dla którego funkcja MI osiąga pierwsze lokalne minimum, natomiast parametr m wyznaczono jako argument, przy którym funkcja FNN osiąga wartość zerową. Dla wszystkich analizowanych serii czasowych (pomiarów) wyniki metod MI oraz FNN okazały się identyczne: $m = 5$ oraz $d = 3$. Takie same wartości m i d dla wszystkich serii czasowych znacznie ułatwiają analizę rekurencyjną. Analizując wykres przedstawiony na rysunku 7.2b obserwujemy, że wysoka frakcja fałszywych sąsiadów

zachodzi dla wymiaru zanurzenia $m < 3$ (powyżej 20%). Natomiast, funkcja MI stabilizuje się po przekroczeniu $d = 1$ i osiąga pierwsze lokalne minimum dla $d = 3$ (Rys. 7.2a).



Rys. 7.2. Przykładowy dobór wymiaru opóźnienia d (a) oraz wymiaru zanurzenia m (b) dla sygnału drgań łożyska z wadą o rozmiarze 0,5 mm wykonaną na pierścieniu wewnętrznym

W celu wyznaczenia wartości referencyjnych wskaźników rekurencyjnych badania łożyska bez wady powtórzono dziesięciokrotnie i wyznaczono ich rozrzut. Wartości wskaźników rekurencyjnych otrzymane z różnych prób okazały się bardzo zbliżone, nie różniły się więcej niż o 10% (Rys. 7.3).



Rys. 7.3. Wartości referencyjne wskaźników rekurencyjnych oraz ich rozrzut otrzymany z uśrednienia dziesięciu pomiarów prędkości drgań łożyska bez wady

Uzyskane wyniki oraz ich rozrzut świadczą o powtarzalności wykonanych pomiarów. Wartości wskaźników dla łożyska bez wady zostały wykorzystane jako progi referencyjne do diagnostyki łożyska. Na podstawie poziomów rozrzutu dla łożysk bez wad przyjęto, że różnica powyżej 10% w stosunku do wartości referencyjnych oznacza, iż analizowane łożysko ma wadę.

7.3. Wada na pierścieniu zewnętrznym łożyska

7.3.1. Diagramy rekurencyjne

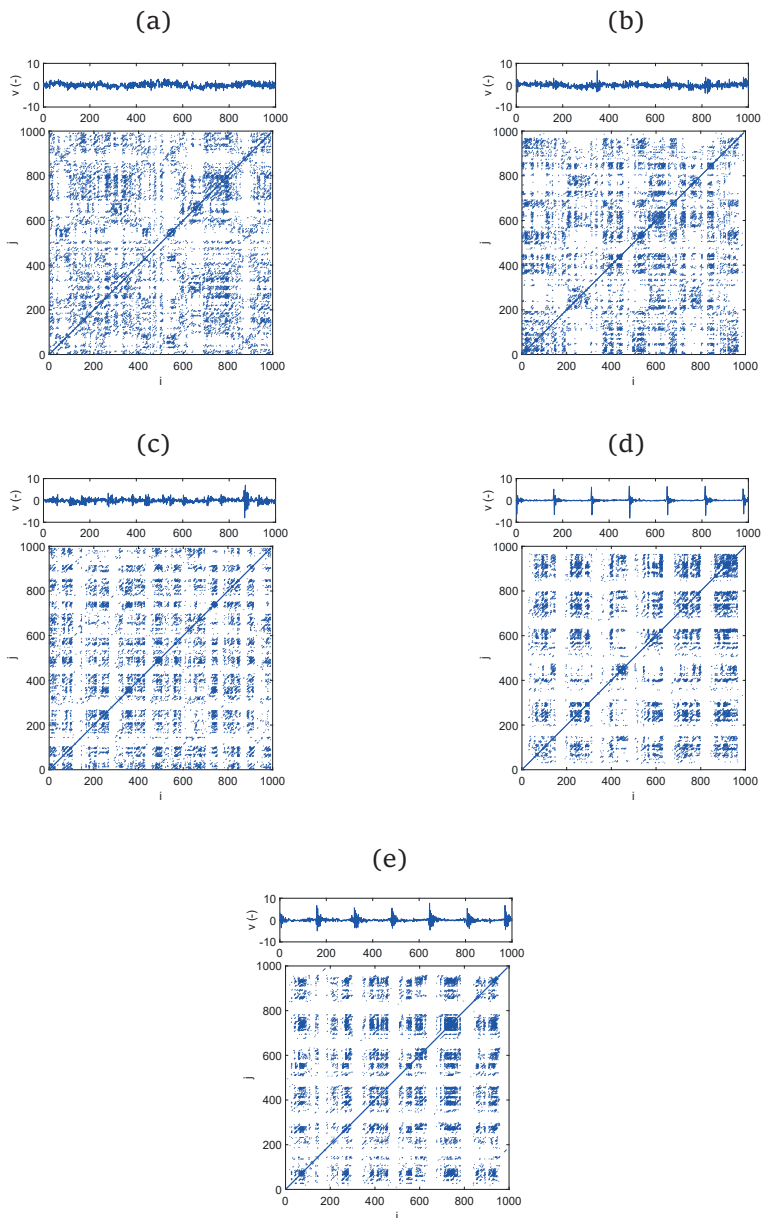
Diagramy rekurencyjne wraz ze standaryzowanymi sygnałami prędkości drgań, otrzymane z analiz łożyska bez wady oraz z badań łożyska z wadami o różnych rozmiarach wykonanymi na pierścieniu zewnętrznym, zostały przedstawione na rysunkach 7.4a–e. Wykresy rekurencyjne opracowano przy założeniu stałej liczby punktów rekurencji $RR = 2\%$.

Diagramy rekurencyjne przedstawiają wyniki analiz łożyska: bez wady (Rys. 7.4a), z wadą o rozmiarze 0,25 mm (Rys. 7.4b), 0,5 mm (Rys. 7.4c), 0,75 mm (Rys. 7.4d) oraz 1 mm (Rys. 7.4e). Otrzymane wykresy rekurencyjne składają się z zaciemnionych obszarów oraz miejsc, w których obserwuje się małą liczbę punktów rekurencyjnych (lub nie ma ich wcale). Diagramy rekurencyjne otrzymane dla łożyska bez wady (Rys. 7.4a) oraz łożyska z wadą o rozmiarze 0,25 mm (Rys. 7.4b) mają podobną strukturę. Porównując oba diagramy rekurencyjne (oraz przebiegi czasowe), trudno jednoznacznie stwierdzić, czy łożysko zawiera wadę. Natomiast diagramy rekurencyjne dla większych wad ujawniają pewne charakterystyczne objawy występowania uszkodzenia. Zaobserwowano, że dla większych rozmiarów wad (0,5 mm, 0,75 mm oraz 1 mm, Rys. 7.4c–e) występują pasma bez punktów (pasma przypominające białą kratę).

Obszary te powtarzają się okresowo i są wynikiem kontaktu elementu tocznego z wadą na pierścieniu zewnętrznym. Innymi słowy białe obszary wskazują nagłą zmianę dynamiczną oznaczającą istnienie wady. Szerokość białego pasma koresponduje z rozmiarem wprowadzonej wady: czym wada ma większy rozmiar, tym pasmo jest szersze. Identyfikacja wad o większych rozmiarach (0,75 mm oraz 1 mm) jest możliwa również bezpośrednio z przebiegów czasowych, na których są widoczne charakterystyczne piki o znacznej amplitudzie. Pozycja pików odpowiada pozycji białych pasm na wykresie rekurencyjnym.

Obszary te powtarzają się okresowo i są wynikiem kontaktu elementu tocznego z wadą na pierścieniu zewnętrznym. Innymi słowy białe obszary wskazują nagłą zmianę dynamiczną oznaczającą istnienie wady. Szerokość białego pasma koresponduje z rozmiarem wprowadzonej wady: czym wada ma większy rozmiar, tym pasmo jest szersze.

Identyfikacja wad o większych rozmiarach (0,75 mm oraz 1 mm) jest możliwa również bezpośrednio z przebiegów czasowych, na których są widoczne charakterystyczne piki o znacznej amplitudzie. Pozycja pików odpowiada pozycji białych pasm na wykresie rekurencyjnym.



Rys. 7.4. Diagramy rekurencyjne otrzymane z analizy łożyska bez wady (a) oraz z wadą wykonaną na pierścieniu zewnętrznym o rozmiarze 0,25 mm (b), 0,5 mm (c), 0,75 mm (d) oraz 1 mm (e).

Wykresy wykonano dla parametrów: $m = 5$, $d = 3$ oraz $RR = 2\%$

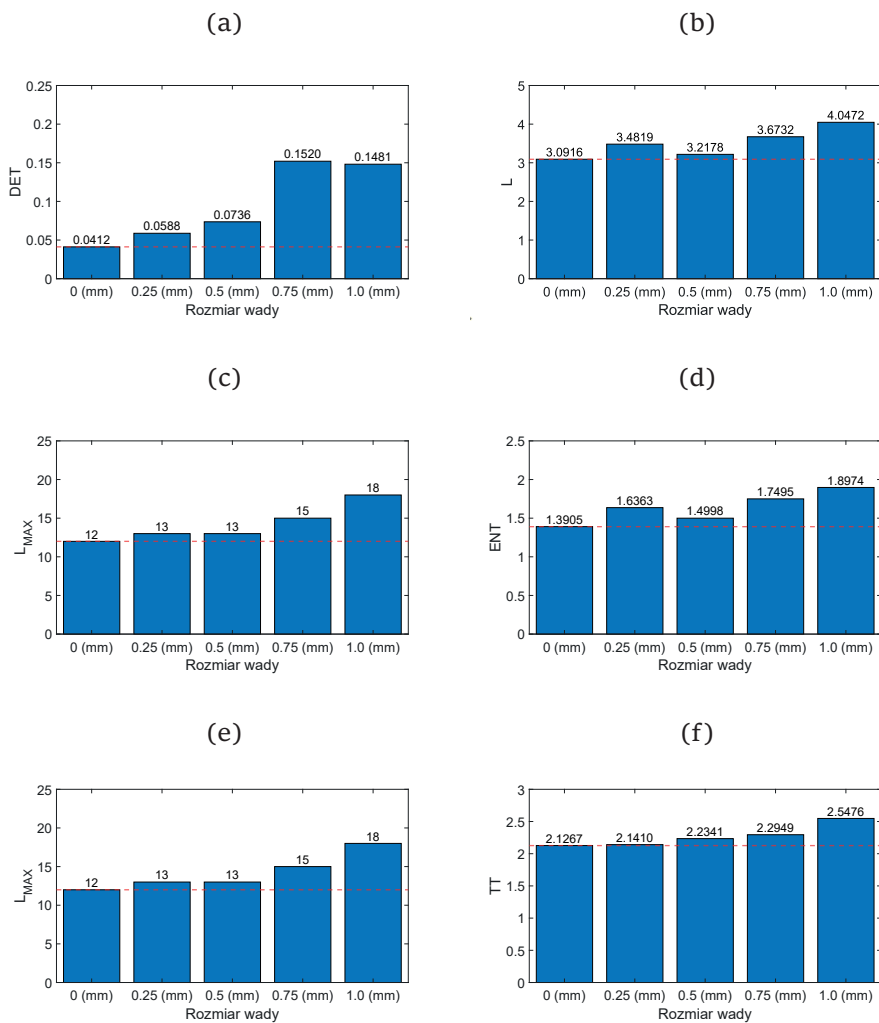
7.3.2. Wskaźniki rekurencyjne

Diagramy rekurencyjne są trudne do interpretacji, szczególnie dla podobnych serii czasowych lub w przypadku, gdy wada na komponencie łożyska jest mniejszych rozmiarów. W celu ilościowego opisu diagramów rekurencyjnych zastosowano analizę za pomocą rekurencyjnych kwantyfikatorów. Wskaźniki obliczono na podstawie wzorów zawartych w rozdziale 4.2. Jako wartości referencyjne (czerwone linie na Rys. 7.5) przyjęto poziom wskaźników otrzymanych dla łożyska bez wady (Rys. 7.3). Analizę kwantyfikatory rekurencyjnymi wykonano dla takich samych warunków jak dla wykresów rekurencyjnych: stałej liczby punktów rekurencyjnych $RR = 2\%$ oraz parametrów opóźnienia $m = 5$ oraz $d = 3$.

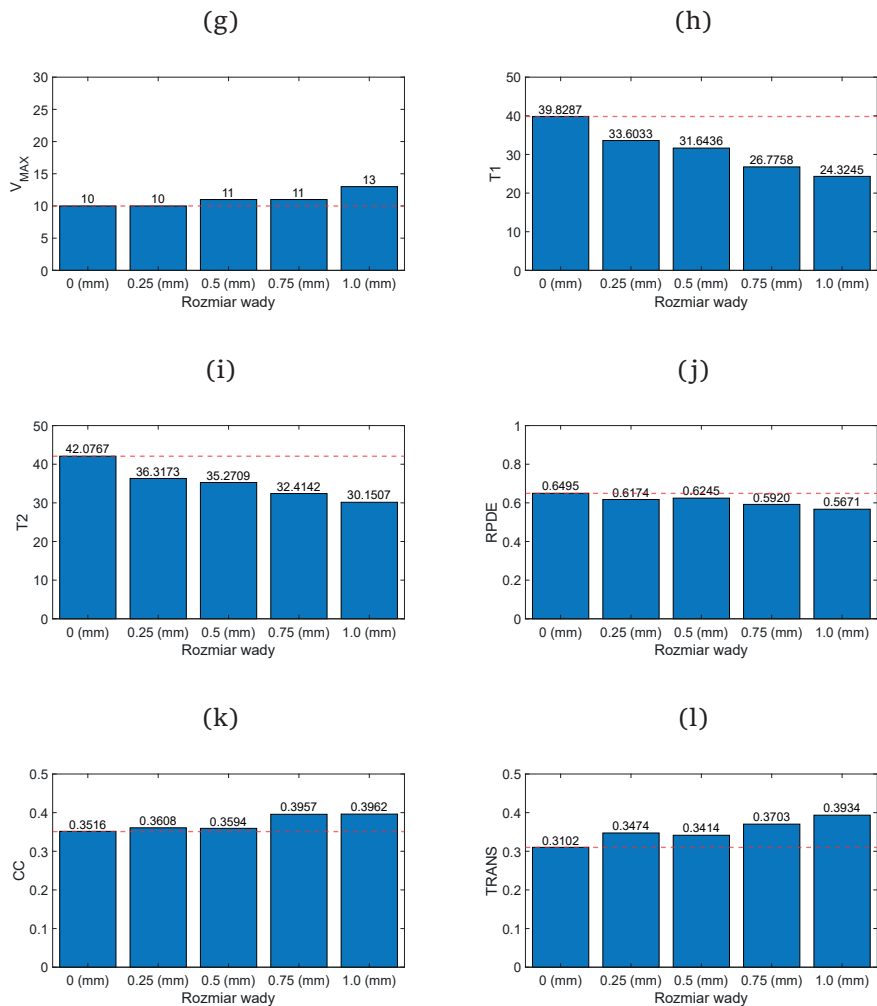
Analizując poszczególne wartości wskaźników, można zauważyć, że determinizm DET w przypadku łożyska z wadą na pierścieniu zewnętrznym jest znacznie wyższy (Rys. 7.5a). Dla łożyska bez wady $DET = 0,0412$ natomiast, dla najmniejszej wady, wskaźnik ten jest znacznie wyższy i wynosi $DET = 0,0588$. Dla łożysk z większymi wadami wartość DET jest prawie czterokrotnie wyższa. Podobna sytuacja jest ze wskaźnikiem LAM , który ma znacznie wyższą wartość w przypadku łożyska z defektem (Rys. 7.5e). Jego wartość przy najmniejszym rozmiarze wady wzrasta prawie o 50% (z 0,0947 do 0,1320).

Wskaźniki $T1$ (Rys. 7.5h) oraz $T2$ (Rys. 7.5i) mają podobny charakter i ich wartości znacznie spadają wraz ze wzrostem rozmiaru wady na pierścieniu zewnętrznym. Wskaźniki te mogą z powodzeniem zostać wykorzystane do identyfikacji stanu łożyska. ENT (Rys. 7.5d) również wydaje się dobrym wskaźnikiem do identyfikacji uszkodzonego pierścienia zewnętrznego (choć dla rozmiaru wady 0,5 mm wartość jest niewiele większa od poziomu referencyjnego). Wskaźnik $RPDE$ (Rys. 7.5j) wykazuje spadek wraz ze wzrostem rozmiaru wady, jednakże trudno go będzie potencjalnie wykorzystać do identyfikacji łożyska z wadami o mniejszym rozmiarze, gdyż wartości są zbliżone do poziomów referencyjnych. Podobna sytuacja występuje dla wskaźników L (Rys. 7.5b), L_{MAX} (Rys. 7.5c), V_{MAX} (Rys. 7.5g), TT (Rys. 7.5f), CC (Rys. 7.5k) oraz $TRANS$ (Rys. 7.5l), które zwykle nieznacznie zwiększają swoją wartość wraz ze wzrostem wady. Wskaźniki te można wykorzystać do identyfikacji wad na pierścieniu zewnętrznym pod warunkiem, że są one znacznych rozmiarów (co najmniej 0,75 mm).

Podsumowując, do wykrycia wad na pierścieniu zewnętrznym skośnego łożyska tocznego o symbolu B7208CTAP4 najbardziej obiecującymi wskaźnikami rekurencyjnymi wydają się być DET , LAM , ENT , $T1$ oraz $T2$. Inne wskaźniki rekurencyjne L , L_{MAX} , V_{MAX} , CC , TT , $RPDE$ oraz $TRANS$ mogą zostać wykorzystane do wykrywania większych wad.



Rys. 7.5. Wartości wskaźników rekurencyjnych DET (a), L (b), L_{MAX} (c), ENT (d), LAM (e), TT (f), V_{MAX} (g), $T1$ (h), $T2$ (i), $RPDE$ (j), CC (k) oraz $TRANS$ (l) wyznaczonych dla łożysk z wadami wykonanymi na pierścieniu zewnętrznym



cd. Rys. 7.5. Wartości wskaźników rekurencyjnych DET (a), L (b), L_{MAX} (c), ENT (d), LAM (e), TT (f), V_{MAX} (g), $T1$ (h), $T2$ (i), $RPDE$ (j), CC (k) oraz $TRANS$ (l) wyznaczonych dla łożysk z wadami wykonanymi na pierścieniu zewnętrznym

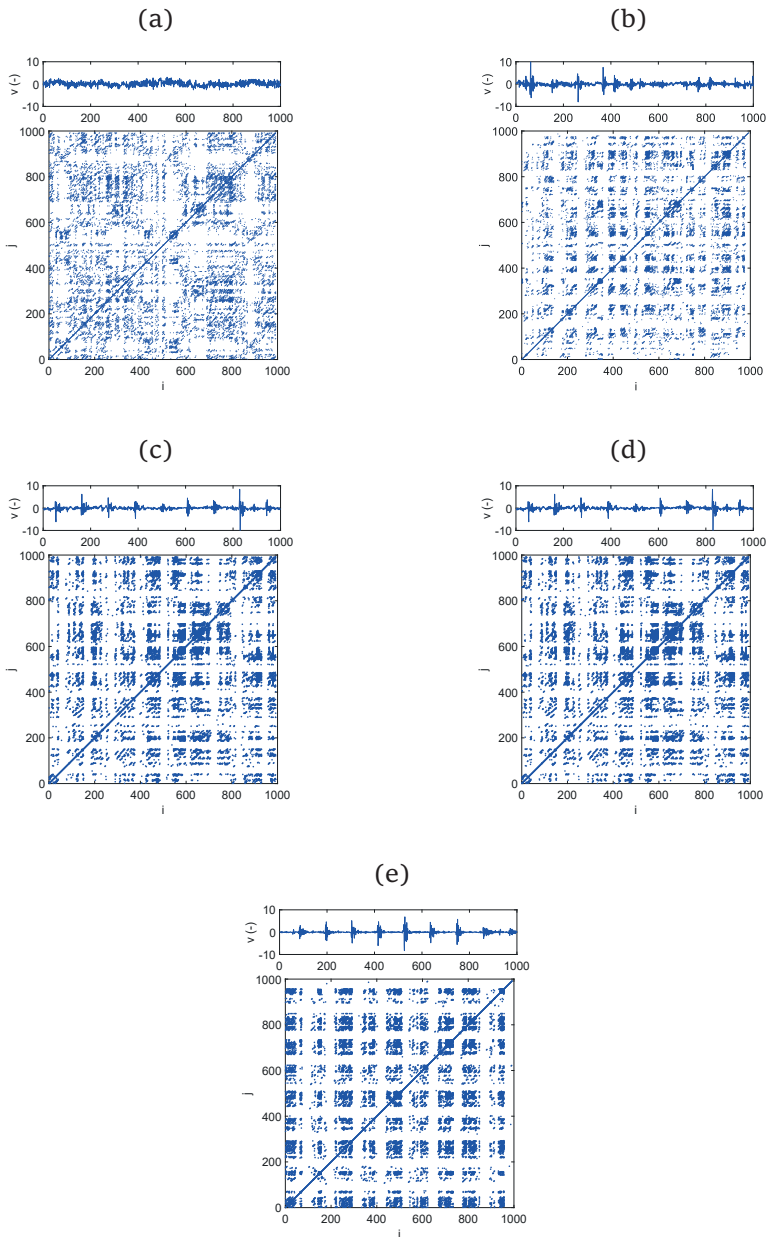
7.4. Wada na pierścieniu wewnętrznym łożyska

7.4.1. Diagramy rekurencyjne

W rozdziale tym przedstawiono wyniki analizy rekurencyjnej dla łożyska z wadami wykonanymi na pierścieniu wewnętrznym. Podobnie jak w poprzednim rozdziale, po doborze parametrów opóźnienia i zanurzenia skonstruowano diagramy rekurencyjne z przebiegów prędkości drgań.

Diagram rekurencyjny dla łożyska bez wady przedstawiono na rysunku 7.6a. Diagramy rekurencyjne wraz z przebiegami prędkości drgań otrzymane dla łożysk z uszkodzonym pierścieniem wewnętrznym przedstawiono na rysunkach: 7.6b (rozmiar wady 0,25 mm), 7.6c (rozmiar wady 0,5 mm), 7.6d (rozmiar wady 0,75 mm) oraz 7.6e (rozmiar wady 1 mm). Analizując przebiegi czasowe (panele nad wykresami rekurencyjnymi), możemy zauważyć charakterystyczne piki odpowiadające kontaktowi pierścienia z wadą. Są one obserwowane już przy najmniejszym rozmiarze wady 0,25 mm (Rys. 7.6b). Jednak piki te występują na pewnym odcinku analizowanego przebiegu czasowego (są rozmyte), co utrudnia wykrycie wady. Dla większych rozmiarów wady, 0,75 mm oraz 1 mm, piki te są wyraźniejsze (Rys. 7.6d i 7.6e) i zaczynają się powtarzać regularnie. Podobne wnioski można wyciągnąć, analizując diagramy rekurencyjne, gdzie białe pasma są również widoczne dla wszystkich rozmiarów wad. W przypadku najmniejszej wady (0,25 mm, Rys. 7.6b) pasma mają różną szerokość, co jest wynikiem nierównych pików zawartych w analizowanym sygnale. Pasma te regularnie powtarzają się na całym obszarze wykresu rekurencyjnego.

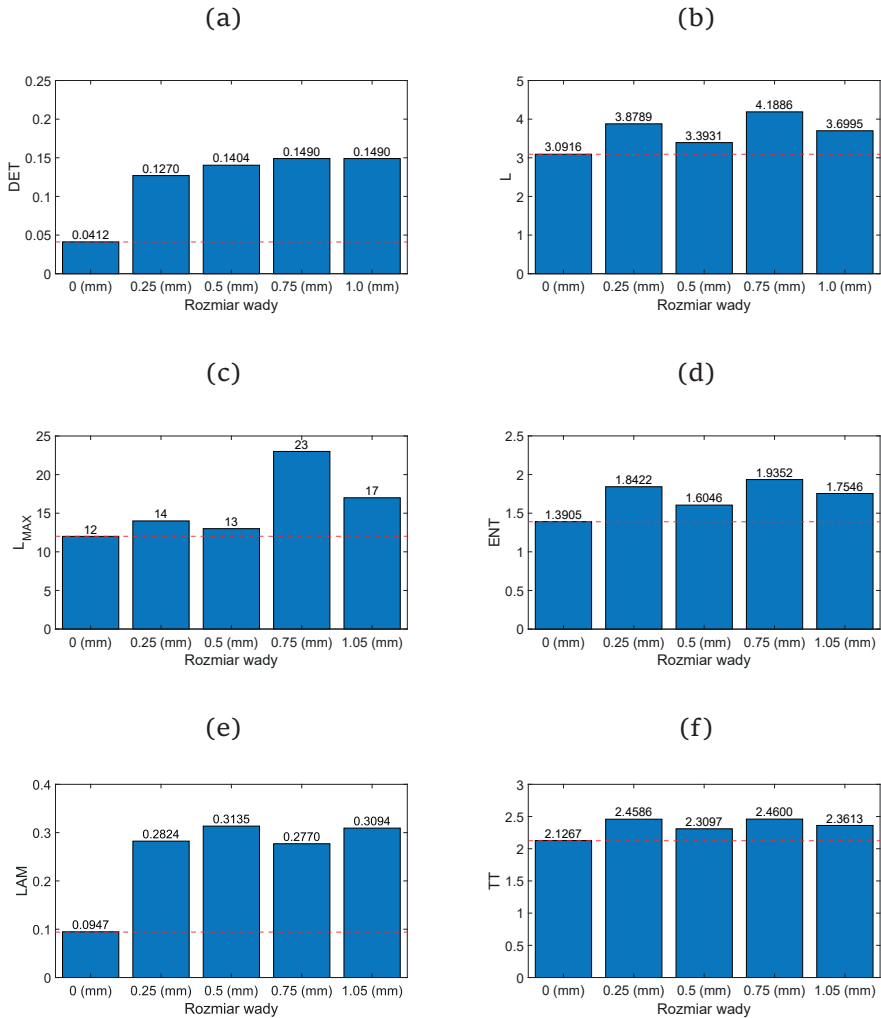
Wraz ze wzrostem rozmiaru wady białe pasma stają się bardziej wyraźne i powtarzalne. Pasma te identyfikują wadę w analizowanym sygnale. Warto zaznaczyć, że średnica pierścienia wewnętrznego jest mniejsza od zewnętrznego i kontakt pomiędzy elementem tocznym a wadą na bieżni pierścienia wewnętrznego zachodzi częściej. Analizując ten sam przedział punktów, w przypadku wady na pierścieniu zewnętrznym zaobserwowano siedem pików (Rys. 7.4d), natomiast w przypadku wady na pierścieniu wewnętrznym występuje dziewięć pików (Rys. 7.6c).



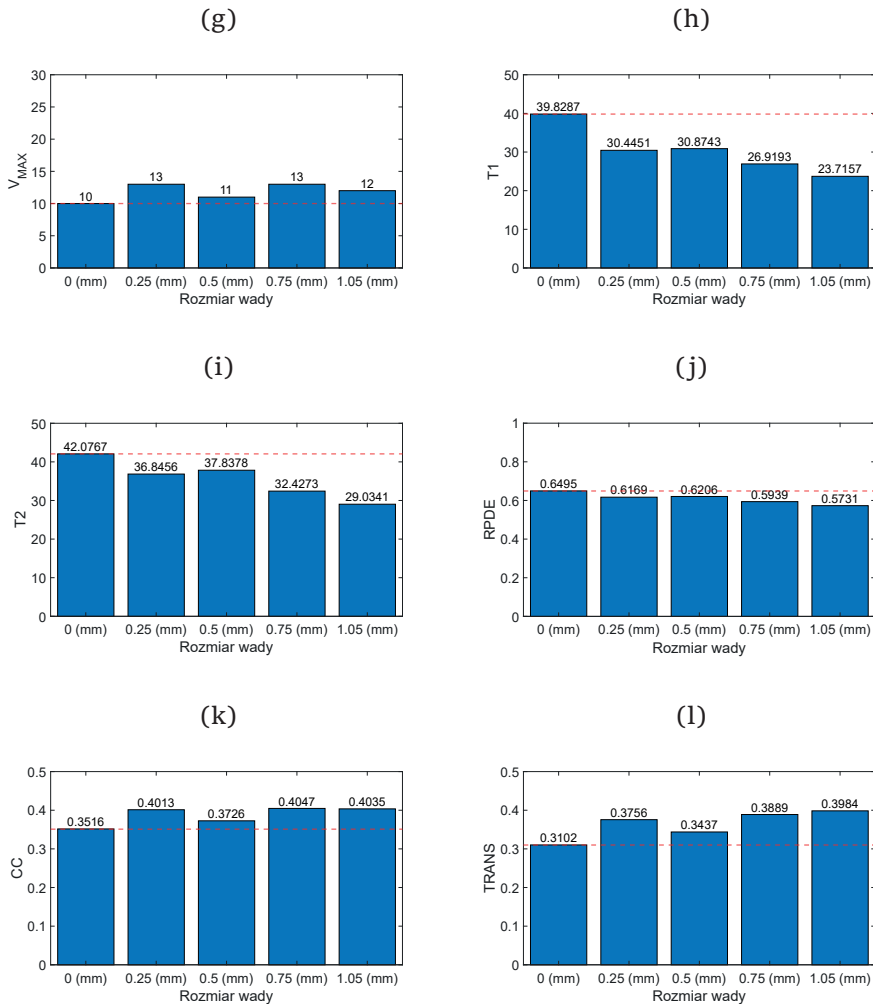
Rys. 7.6. Diagramy rekurencyjne otrzymane z analizy łożyska bez wady (a) oraz łożyska z wadą wykonaną na pierścieniu wewnętrznym o rozmiarze 0,25 mm (b), 0,5 mm (c), 0,75 mm (d) oraz 1 mm (e). Wykresy wykonano dla paramentów: $m = 5$, $d = 3$, $RR = 2\%$

7.4.2. Wskaźniki rekurencyjne

Wartości wskaźników rekurencyjnych dla łożyska z wadą na pierścieniu wewnętrznym przedstawiono na rysunku 7.7. Wartości referencyjne (czerwona linia) są identyczne jak poprzednio i zostały wyznaczone dla łożyska bez żadnych defektów.



Rys. 7.7. Wartości wskaźników rekurencyjnych DET (a), L (b), L_{MAX} (c), ENT (d), LAM (e), TT (f), V_{MAX} (g), $T1$ (h), $T2$ (i), $RPDE$ (j), CC (k) oraz $TRANS$ (l) wyznaczonych dla łożysk z wadami wykonanymi na pierścieniu wewnętrznym



cd. Rys. 7.7. Wartości wskaźników rekurencyjnych DET (a), L (b), L_{MAX} (c), ENT (d), LAM (e), TT (f), V_{MAX} (g), $T1$ (h), $T2$ (i), $RPDE$ (j), CC (k) oraz $TRANS$ (l) wyznaczonych dla łożysk z wadami wykonanymi na pierścieniu wewnętrznym

Analizując poszczególne wskaźniki, zauważono, że determinizm jest znacznie wyższy w przypadku łożyska z wadami (Rys. 7.7a). Wskaźnik ten jest ponad trzykrotnie wyższy w przypadku łożyska z wadą o najmniejszym rozmiarze 0,25 mm. Dla większych rozmiarów wady wskaźnik ten ma jeszcze większą wartość. Wartość DET gwałtownie wzrasta w przypadku wystąpienia wady, a następnie stabilizuje się na poziomie 0,14 po przekroczeniu wady o rozmiarze 0,5 mm. Podobna sytuacja jest ze wskaźnikiem LAM (Rys. 7.7e), gdzie jest on trzykrotnie większy w przypadku występowania wady. Wskaźnik LAM wzrasta wraz z rozmiarem

wady (wyjątkiem jest wada o rozmiarze 0,75 mm, gdzie wartość nieznacznie spada, ale jest wyższa od wartości referencyjnej). Wskaźniki $T1$ i $T2$ dają podobne wyniki, ich wartości maleją o ok. 25% w stosunku do wartości referencyjnej (Rys. 7.7h i 7.7i). Wykazują trend malejący wraz ze wzrostem wady. Kolejny wskaźnik $RPDE$ również nieznacznie spada o ok. 10%, gdy analizujemy łożysko z wadami (Rys. 7.7j). Wskaźnik ten ma tendencję zmniejszania wartości wraz ze wzrostem wady. Uwzględniając błąd przyjętej wartości referencyjnej (10%), wskaźnik ten raczej trudno będzie wykorzystać do wykrycia wady w łożysku.

Natomiast entropia (Rys. 7.7d) wykazuje wzrost o co najmniej 15% w przypadku występowania wady i wskaźnik ten może posłużyć do wykrywania wady. Wartość ENT dla łożyska z wadami oscyluje w granicach 1,6–1,9 w zależności od rozmiaru wady (wartość referencyjna wynosi 1,3905). Podobny charakter ma wskaźnik L (Rys. 7.7b), którego wartość również oscyluje pomiędzy wartościami 3,3931 a 4,1886. Wskaźnik L_{MAX} osiąga wartości nieznacznie wyższe od referencyjnej w przypadku mniejszych rozmiarów wad (0,25 mm oraz 0,5 mm). Dla większych rozmiarów wad wskaźnik ten znacznie wzrasta i może być wykorzystany do ich wykrycia (Rys. 7.7c). Wskaźniki V_{MAX} (Rys. 7.7g), TT (Rys. 7.7f) dla uszkodzonego łożyska wykazują wyższe wartości od poziomów referencyjnych, jednak ich wartości falują w zależności od rozmiaru wady. Co ciekawe, wskaźniki rekurencyjne, których wartości falują, osiągają najmniejszą wartość dla rozmiaru wady 0,5 mm. Wskaźniki CC (Rys. 7.7k) oraz $TRANS$ (Rys. 7.7l) nieznacznie wzrastają wraz z większym rozmiarem wady (z wyjątkiem wady o rozmiarze 0,5 mm).

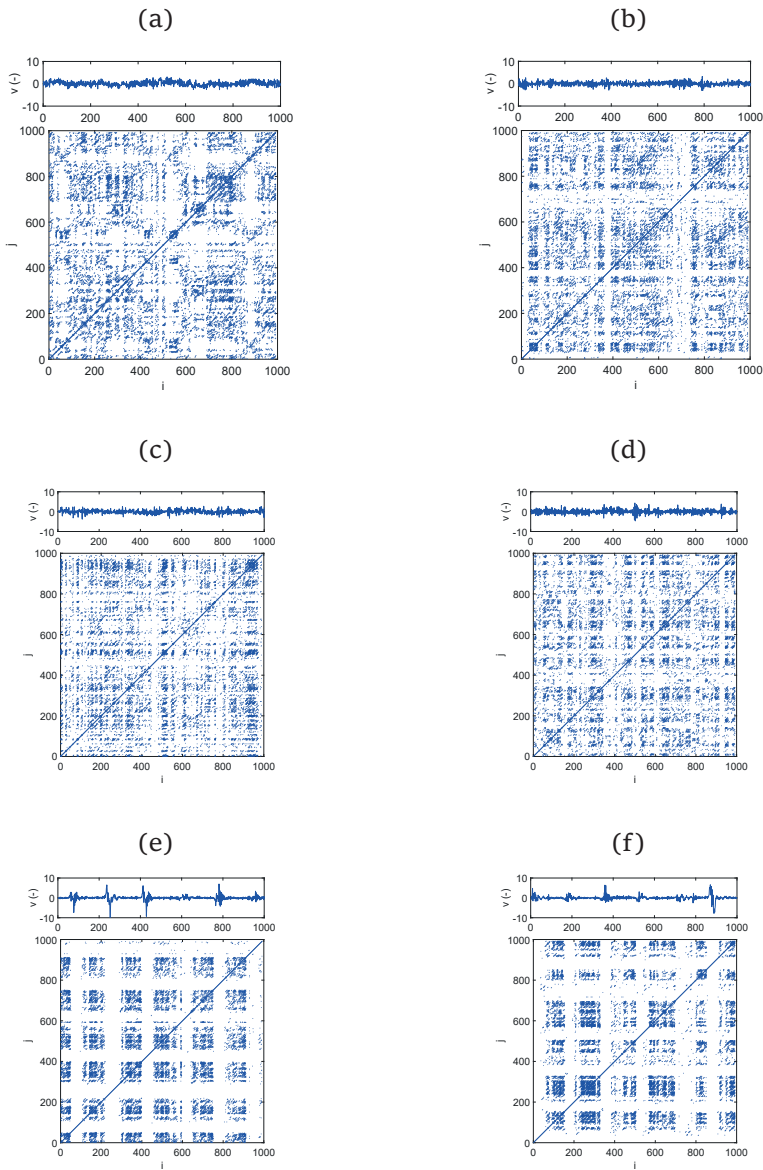
Podsumowując, najbardziej obiecującymi wskaźnikami rekurencyjnymi przeznaczonymi do wykrywania wad na bieżniach pierścienia wewnętrznego wydają się być: DET , LAM , ENT , $T1$ oraz $T2$.

7.5. Wada na elemencie tocznym łożyska

7.5.1. Diagramy rekurencyjne

Elementy toczne łożyska są bardzo istotnym komponentem, który mocno wpływa na dynamikę łożyska. Przy pracującym łożysku dochodzi do odkształcenia elementu tocznego, co może w znaczny sposób utrudnić dia-

gnostykę całego łożyska. Dodatkowo kształt kulki również może zaburzać identyfikację wady w łożysku.



Rys. 7.8. Diagramy rekurencyjne otrzymane z analizy łożyska bez wady (a) oraz łożyska z wadą wykonaną na elemencie tocznym o rozmiarze 0,5 mm (b), 1 mm (c), 1,5 mm (d), 2 mm (e) oraz 2,25 mm (f). Wykresy wykonano dla parametrów: $m = 5$, $d = 3$, $RR = 2\%$

Na rysunku 7.8 przedstawiono diagramy rekurencyjne otrzymane dla łożyska z różnymi rozmiarami wad na elementach tocznych. W zarejestrowanych pomiarach nie wiadomo, czy doszło do kontaktu wady na kulce z bieżnią pierścieni. Kontakt wady z pierścieniami zachodzi w sposób losowy, co znacznie utrudnia diagnostykę łożyska. Struktura diagramów rekurencyjnych, jak i przebiegi czasowe otrzymane z pomiarów drgań łożyska z wadami o rozmiarach 0,5 mm (Rys. 7.8b) oraz 1 mm (Rys. 7.8c), są zbliżone do struktury wykresu otrzymanego dla „dobrego” łożyska (Rys. 7.8a). Dokładna analiza wykresu 7.8b może sugerować, że doszło do kontaktu z wadą w pobliżu $i \approx 400$ oraz $i \approx 700$, gdzie są obserwowalne lokalne białe pasma. Również w przypadku wady o rozmiarze 1 mm (Rys. 7.8c) możemy zidentyfikować miejsca, w których doszło do kontaktu pierścieni z wadą ($i \approx 500$ oraz $i \approx 800$).

Pierwsze jednoznaczne symptomy występowania wady można dostrzec na diagramie rekurencyjnym przedstawionym na rysunku 7.8d (rozmiar wady 1,5 mm), gdzie są zauważalne białe poziome i pionowe pasma o różnej szerokości. Natomiast dla większego rozmiaru wady (2 mm oraz 2,25 mm) na diagramach rekurencyjnych są widoczne szerokie białe pasma (pokrywające się z pikami na przebiegach czasowych), świadczące o występowaniu wady i jej cyklicznym kontaktem z pierścieniami.

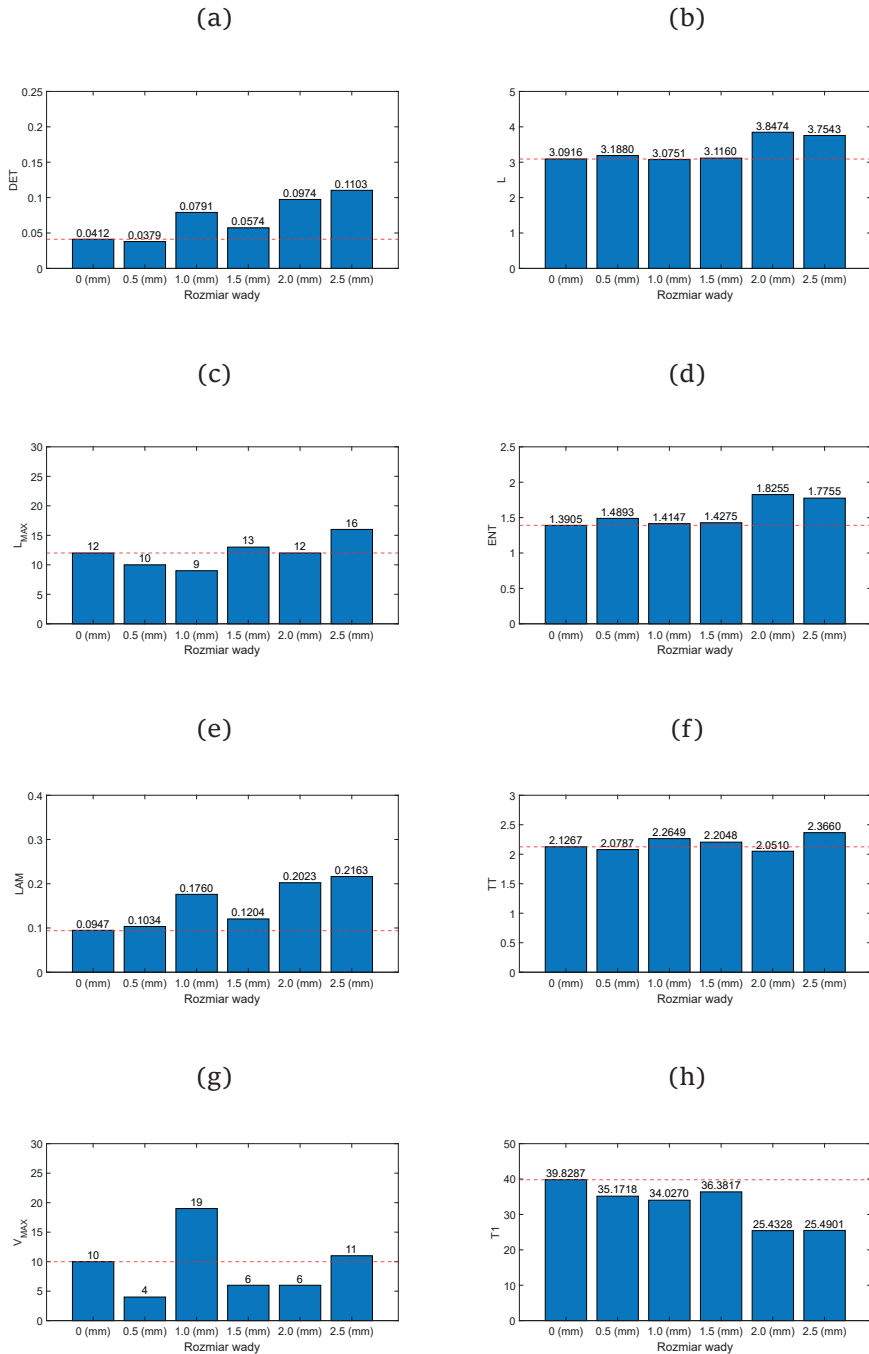
7.5.2. Wskaźniki rekurencyjne

Analiza wskaźnikami rekurencyjnymi łożyska z wadami wykonanymi na elemencie tocznym została przedstawiona na rysunku 7.9. Analizując wskaźnik *DET* (Rys. 7.9a), możemy zauważyć, że jego wartości dla łożyska bez wady i z wadą o rozmiarze 0,5 mm są praktycznie takie same. Wartość *DET* wzrasta w stosunku do wartości referencyjnej dopiero dla rozmiaru wady 1 mm o ok. 50%, a dla wady 1,5 mm wzrasta o 30%. Spadek wartości *DET* w przypadku wady o rozmiarze 1,5 mm prawdopodobnie wynika z mniejszej liczby kontaktów (lub też częściowych kontaktów) wady z pierścieniami łożyska. W przypadku dwóch największych wad wzrost determinizmu jest ponad dwukrotny. Podobny rezultat zaobserwowano w przypadku laminarności *LAM* (Rys. 7.9e), gdzie wzrost w przypadku trzech rozmiarów wad: 1 mm, 2 mm oraz 2,25 mm jest znaczący. Natomiast dla najmniejszej wady wzrost *LAM* jest praktycznie niezauważalny.

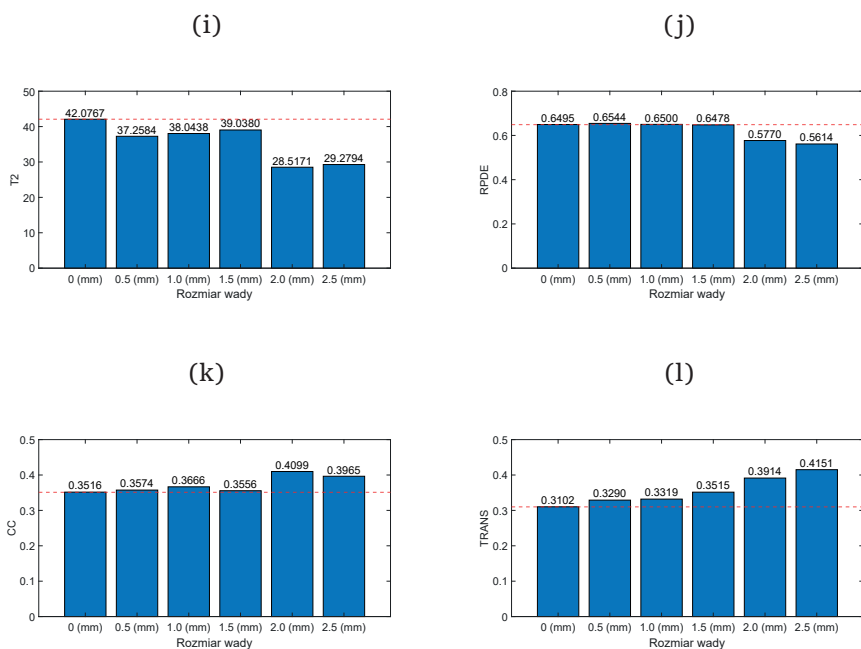
Analizując wskaźniki L (Rys. 7.9b), ENT (Rys. 7.9d), CC (Rys. 7.9k) oraz $TRANS$ (Rys. 7.9l), otrzymano znaczny wzrost tych wskaźników tylko w przypadku największych rozmiarów wad – 2 mm oraz 2,25 mm. Dla pozostałych wad wskaźniki te mają praktycznie taką samą wartość. Podobny efekt zaobserwowano dla wskaźnika $RPDE$ (Rys. 7.9j), gdzie jego wartość jest wyraźnie mniejsza dla łożyska z dwoma największymi wadami. Możemy przypuszczać, że ten wskaźnik można wykorzystać jedynie do wykrycia wady o znacznych rozmiarach.

Natomiast wskaźniki $T1$ (Rys. 7.9h) oraz $T2$ (Rys. 7.9i), które były efektywne do wykrywania wad na pierścieniu zewnętrznym i wewnętrznym, wykazują spadek poziomu wraz ze wzrostem wady. Nawet dla najmniejszego rozmiaru wady 0,5 mm spadek wynosi ok. 12% (Rys. 7.9h oraz Rys. 7.9i). Co ciekawe, dla rozmiaru wady 1,5 mm oba wskaźniki są na granicy wykrywalności, gdyż różnica pomiędzy nimi a wartościami referencyjnymi wynosi ok. 10%. Możemy z tego wnioskować, że wskaźniki $T1$ oraz $T2$ są na granicy wykrywalności wady o rozmiarze 0,5 mm. Wskaźniki L_{MAX} (Rys. 7.9c), TT (Rys. 7.9f) oraz V_{MAX} (Rys. 7.9g) dają niejednoznaczne wyniki i raczej nie można ich wykorzystać jako identyfikatory uszkodzonych kulek.

Podsumowując, wadę o rozmiarze 2 mm i większą można wykryć za pomocą wielu wskaźników: DET , L , ENT , LAM , $T1$, $T2$, $RPDE$, CC oraz $TRANS$. Łożysko z wadą na kulce o rozmiarze 1 mm i 1,5 mm wykryć można jedynie za pomocą czterech wskaźników DET , LAM , $T1$ oraz $T2$. Natomiast wada o rozmiarze 0,5 mm jest na granicy wykrywalności za pomocą wskaźników $T1$ i $T2$.



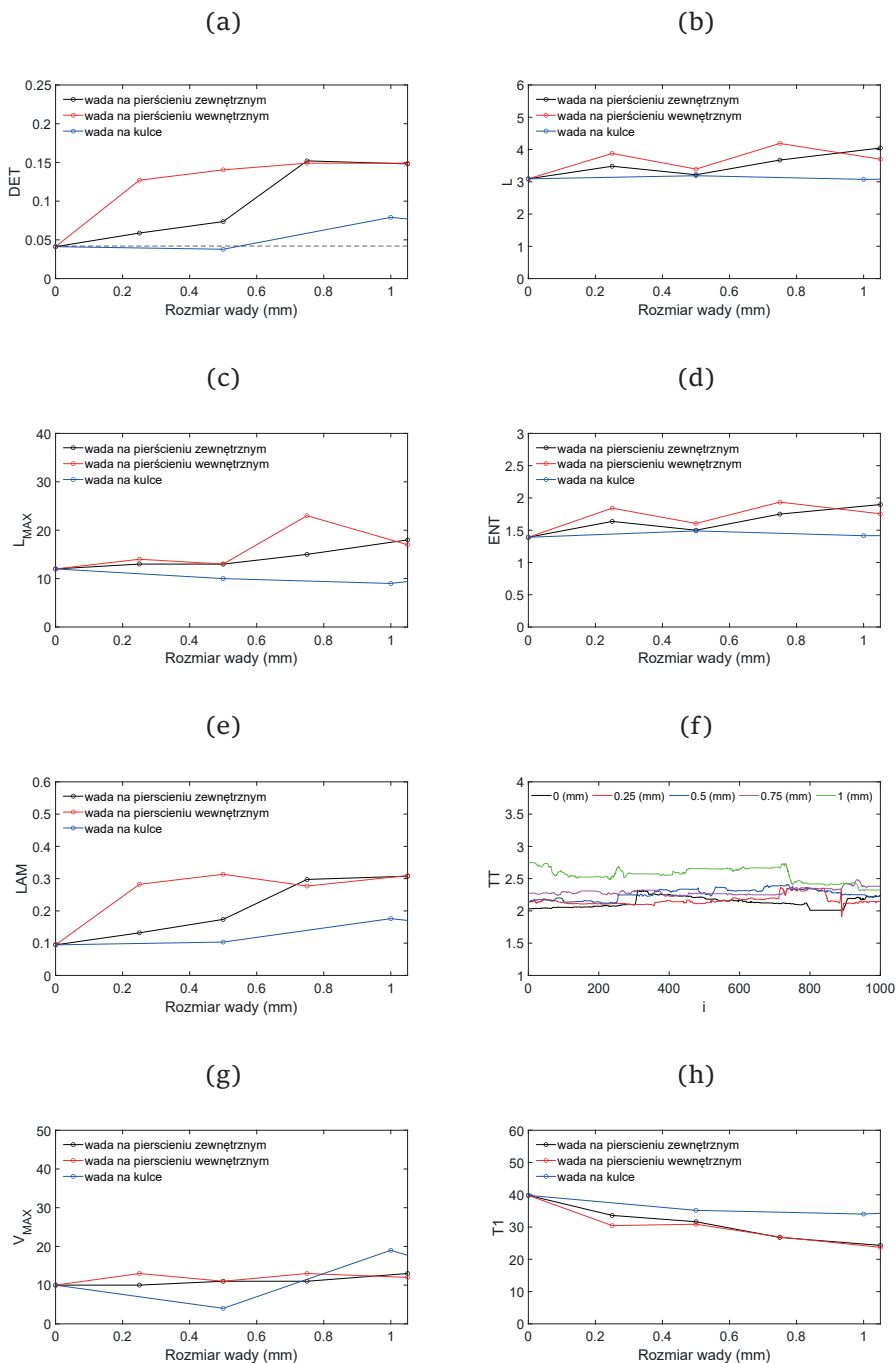
Rys. 7.9. Wartości wskaźników rekurencyjnych DET (a), L (b), L_{MAX} (c), ENT (d), LAM (e), TT (f), V_{MAX} (g), $T1$ (h), $T2$ (i), $RPDE$ (j), CC (k) oraz $TRANS$ (l) wyznaczonych dla łożysk z wadami wykonanymi na elemencie tocznym. Obliczenia wykonano dla parametrów: $m = 5$, $d = 3$, $RR = 2\%$



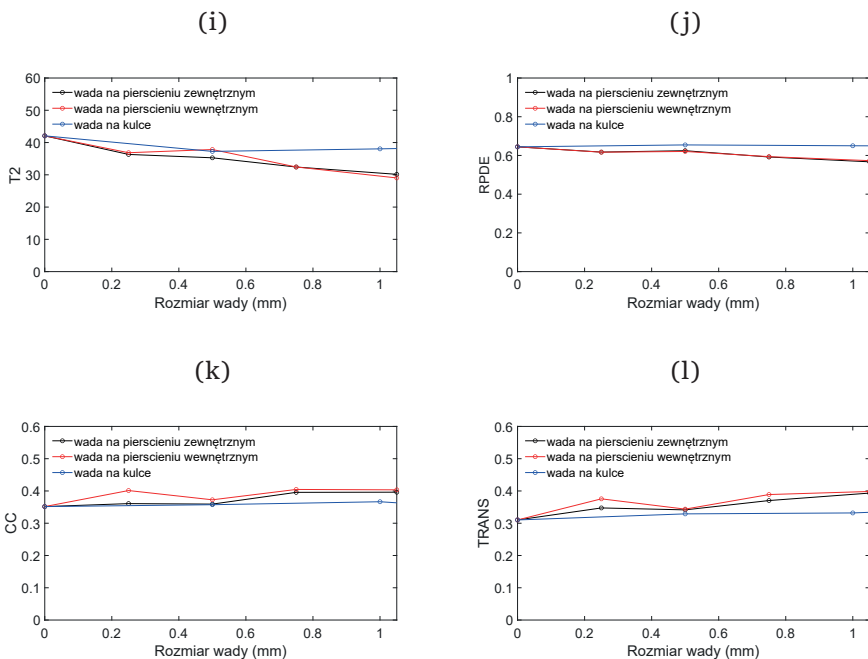
cd. Rys. 7.9. Wartości wskaźników rekurencyjnych DET (a), L (b), L_{MAX} (c), ENT (d), LAM (e), TT (f), V_{MAX} (g), $T1$ (h), $T2$ (i), $RPDE$ (j), CC (k) oraz $TRANS$ (l) wyznaczonych dla łożysk z wadami wykonanymi na elemencie tocznym. Obliczenia wykonano dla parametrów: $m = 5$, $d = 3$, $RR = 2\%$

7.6. Zestawienie wskaźników rekurencyjnych na komponentach łożyska

W celu zaobserwowania i porównania trendów na wszystkich komponentach łożyska zestawiono razem wpływ rozmiaru poszczególnych wad na wskaźniki rekurencyjne. Poziomą referencyjną zaznaczono cienką linią przerywaną. Linią czarną zaznaczono wyniki dla wad wykonanych na pierścieniu zewnętrznym, linią czerwoną dla wad na pierścieniu wewnętrznym oraz niebieską dla wad na kulce. W analizowanym zestawieniu nie uwzględniono trzech największych rozmiarów wad na elemencie tocznym (1,5 mm, 2 mm oraz 2,25 mm).



Rys. 7.10. Zestawienie wartości poszczególnych wskaźników rekurencyjnych DET (a), L (b), L_{MAX} (c), ENT (d), LAM (e), TT (f), V_{MAX} (g), $T1$ (h), $T2$ (i), $RPDE$ (j), CC (k) oraz $TRANS$ (l). Obliczenia wykonano dla parametrów: $m = 5$, $d = 3$, $RR = 2\%$



cd. Rys. 7.10. Zestawienie wartości poszczególnych wskaźników rekurencyjnych DET (a), L (b), L_{MAX} (c), ENT (d), LAM (e), TT (f), V_{MAX} (g), $T1$ (h), $T2$ (i), $RPDE$ (j), CC (k) oraz $TRANS$ (l).
Obliczenia wykonano dla parametrów: $m = 5$, $d = 3$, $RR = 2\%$

Analizując wskaźnik determinizmu, obserwujemy, że dla wad na pierścieniu zewnętrznym, wewnętrznym i na kulce wraz ze wzrostem rozmiaru defektu wartość wskaźnika DET generalnie ma trend wzrostowy (Rys. 7.10a). Zbliżony do determinizmu trend wykazał wskaźnik LAM (Rys. 7.10e), z tą różnicą, że dla wady na pierścieniu wewnętrznym, po przekroczeniu wartości 0,5 mm, wskaźnik nieznacznie zmniejszył swój poziom. Wskaźniki L (Rys. 7.10b) oraz ENT (Rys. 7.10d) wykazały niemal identyczny charakter w analizowanym zakresie rozmiarów wad.

Dla wskaźników L oraz ENT w przypadku analizy wad na kulce obserwujemy, że linia niebieska jest praktycznie pozioma. Natomiast dla wad wykonanych na pierścieniach zewnętrznym i wewnętrznym obserwujemy nieznaczne „falowanie” obu rekurencyjnych wskaźników. Co ciekawe, wartość L jest praktycznie dwukrotną wartością entropii. Podobny charakter do L i ENT wykazały wskaźniki CC (Rys. 7.10k) i $TRANS$ (Rys. 7.10l), które mają podobne wartości. Wskaźnik TT (Rys. 7.10f) wykazał zbliżony charakter do wskaźnika L , przy czym wraz ze wzrostem wady na pierścieniu zewnętrznym (czarna linia) zaobserwowano jego delikatny wzrost. Krzywe charakteryzujące wskaźniki $T1$ i $T2$

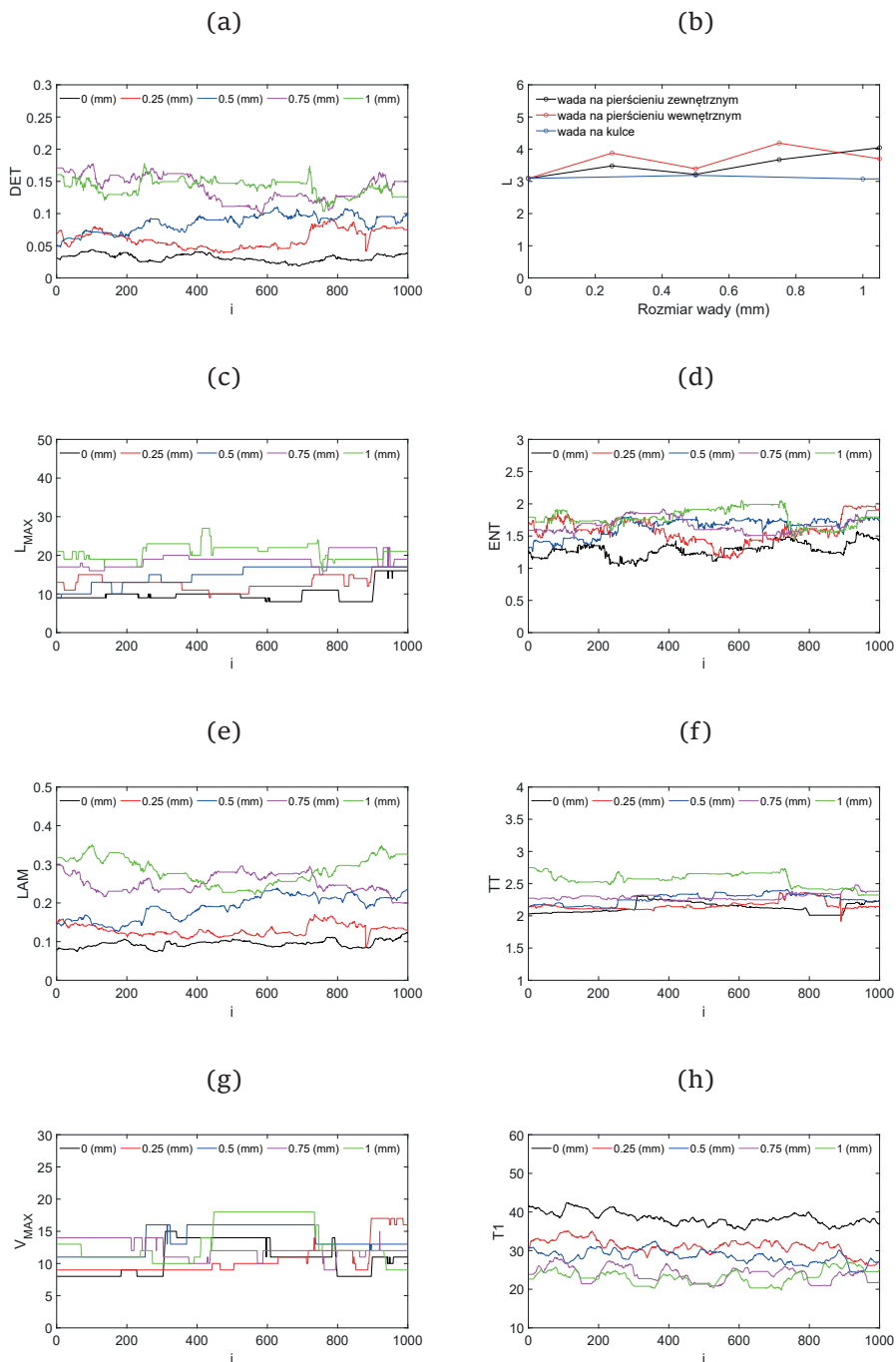
są do siebie dość podobne zarówno pod względem wartości, jak i trendu (Rys. 7.10h oraz Rys. 7.10i). Wskaźniki te dla wad wykonanych na wszystkich komponentach łożyska maleją wraz ze wzrostem rozmiaru wady. Podobny wynik do $T1$ (i $T2$) zaobserwowano dla wskaźnika $RPDE$ (Rys. 7.10j). Wraz ze wzrostem rozmiaru wad na pierścieniach dochodzi do spadku wartości $RPDE$, natomiast dla wady na kulce wskaźnik ma stałą wartość. Wartość wskaźnika V_{MAX} (Rys. 7.10g) najbardziej zmienia się przy analizie wady na kulce. Natomiast w przypadku wskaźnika L_{MAX} (Rys. 7.10c) największe zmiany zaobserwowano w przypadku wad na pierścieniu wewnętrznym.

7.7. Analiza lokalnych wskaźników rekurencyjnych

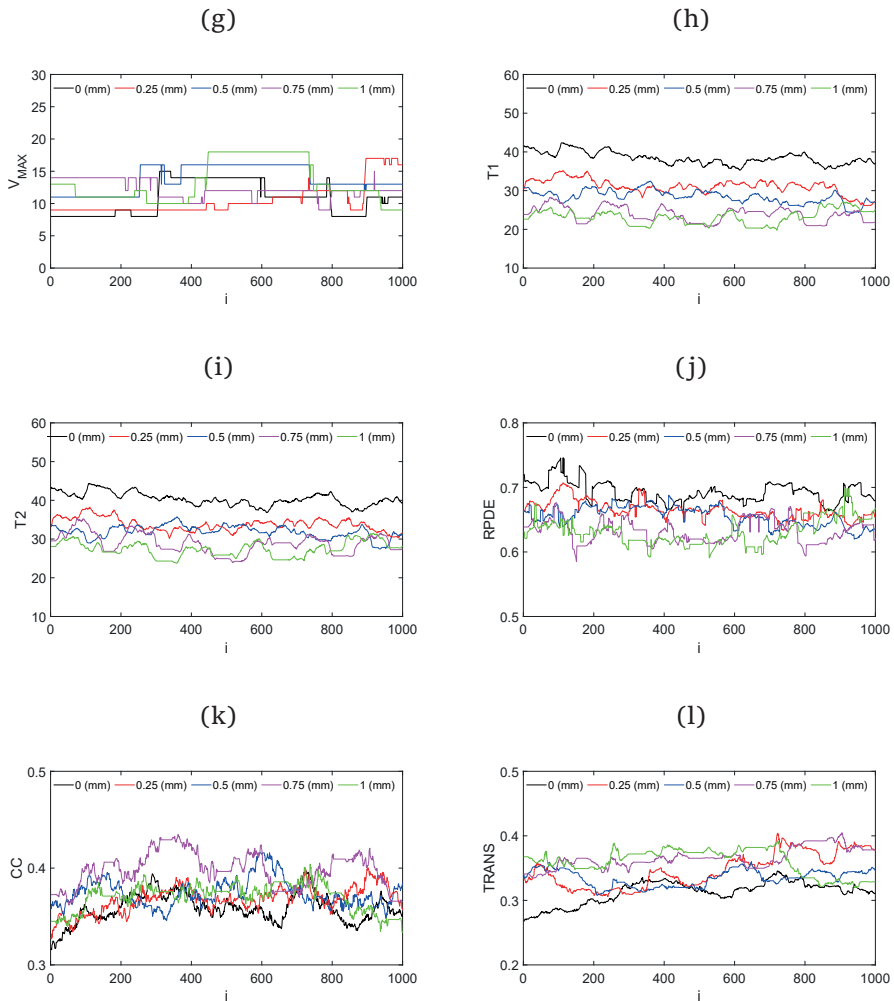
W poprzednich rozdziałach przedstawione wskaźniki bazowały na analizie rekurencyjnej otrzymanej z obszaru całego diagramu rekurencyjnego. Wyniki te pozwalały oszacować i porównać wartości wskaźników, lecz nie pokazywały, jak zmienia się ich wartość w danej chwili (wartości lokalne). Wskaźniki rekurencyjne można obliczać z określonej części wykresu rekurencyjnego (metoda okna ruchomego). Takie podejście stwarza możliwość badania lokalnych zmian wskaźników, co może ujawnić różne zachowania dynamiczne, przejścia z jednego stanu dynamicznego w drugi.

7.7.1. Wady na pierścieniu zewnętrznym

Analizę za pomocą metody okna ruchomego rozpoczęto od wyboru długości okna czasowego w oraz wielkości przesuwu okna s . Na podstawie badań wstępnych do analizy przyjęto 1500 punktów pomiarowych (tak aby otrzymać podobny przedział wykresu wskaźników RQA), rozmiar okna ruchomego $w = 500$ oraz step $s = 1$. Jako punkt startowy przyjęto początek diagramu rekurencyjnego. Następnie okno czasowe o rozmiarze w było przesuwane o wartość $s = 1$ wzdłuż głównej diagonalnej linii, aż do osiągnięcia końcowego punktu.



Rys. 7.11. Lokalne wskaźniki rekurencyjne: DET (a), L (b), L_{MAX} (c), ENT (d), LAM (e), TT (f), V_{MAX} (g), $T1$ (h), $T2$ (i), $RPDE$ (j), CC (k) oraz $TRANS$ (l). Przyjęte parametry do analizy: $w = 500$, $s = 1$, $m = 5$, $d = 3$, $RR = 2\%$



cd. Rys. 7.11. Lokalne wskaźniki rekurencyjne: DET (a), L (b), L_{MAX} (c), ENT (d), LAM (e), TT (f), V_{MAX} (g), $T1$ (h), $T2$ (i), $RPDE$ (j), CC (k) oraz $TRANS$ (l). Przyjęte parametry do analizy: $w = 500$, $s = 1$, $m = 5$, $d = 3$, $RR = 2\%$

Wyniki analiz za pomocą metody okna ruchomego przedstawiono na rysunku 7.11 (dla pierścienia zewnętrznego), rysunku 7.12 (dla pierścienia wewnętrznego) oraz rysunku 7.13 (dla kulki). Linia czarna oznacza wynik dla łożyska bez wady, linia czerwona określa wadę na pierścieniach o rozmiarze 0,25 mm, linia niebieska charakteryzuje wadę o rozmiarze 0,5 mm, linia różowa oznacza wadę o rozmiarze 0,75 mm, a linia zielona wynik dla wady o rozmiarze 1 mm.

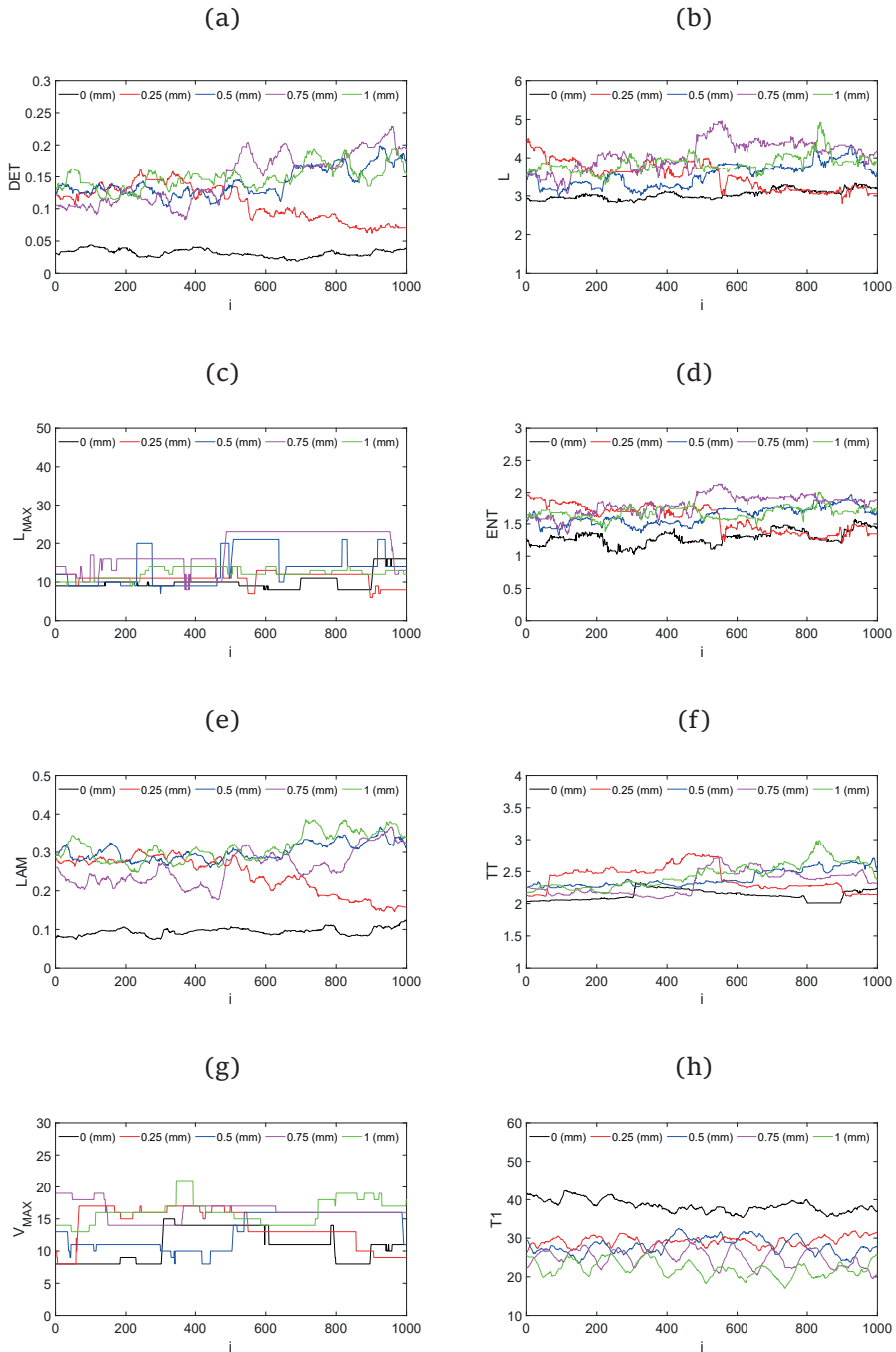
Analizując lokalną zmianę wartości poszczególnych wskaźników dla łożyska z uszkodzonym pierścieniem zewnętrznym, możemy jednoznacznie stwierdzić, że w przypadku *DET* (Rys. 7.11a) oraz *LAM* (Rys. 7.11e) wada powoduje wzrost wartości obu wskaźników w całym analizowanym przedziale. Potwierdza to wcześniejszy wynik i dowodzi, że *DET* oraz *LAM* są obiecującymi wskaźnikami do identyfikacji uszkodzonego pierścienia zewnętrznego. Podobnie jest ze wskaźnikami *T1* (Rys. 7.11h) oraz *T2* (Rys. 7.11i), które osiągają lokalne wartości znacznie mniejsze w przypadku uszkodzonego łożyska. Inne wskaźniki *L* (Rys. 7.11b), L_{MAX} (Rys. 7.11c), *ENT* (Rys. 7.11d), *TT* (Rys. 7.11f), *RPDE* (Rys. 7.11j), *CC* (Rys. 7.11k) oraz *TRANS* (Rys. 7.11l) wykazują różnice w większości analizowanego przedziału w stosunku do wartości wskaźnika dla łożyska bez wady (czarna linia).

Jednak dla różnych rozmiarów wad na pierścieniu zewnętrznym krzywe charakteryzujące lokalne wartości wskaźników zaczynają się przecinać ze sobą, co utrudnia jednoznaczną interpretację otrzymanych wykresów.

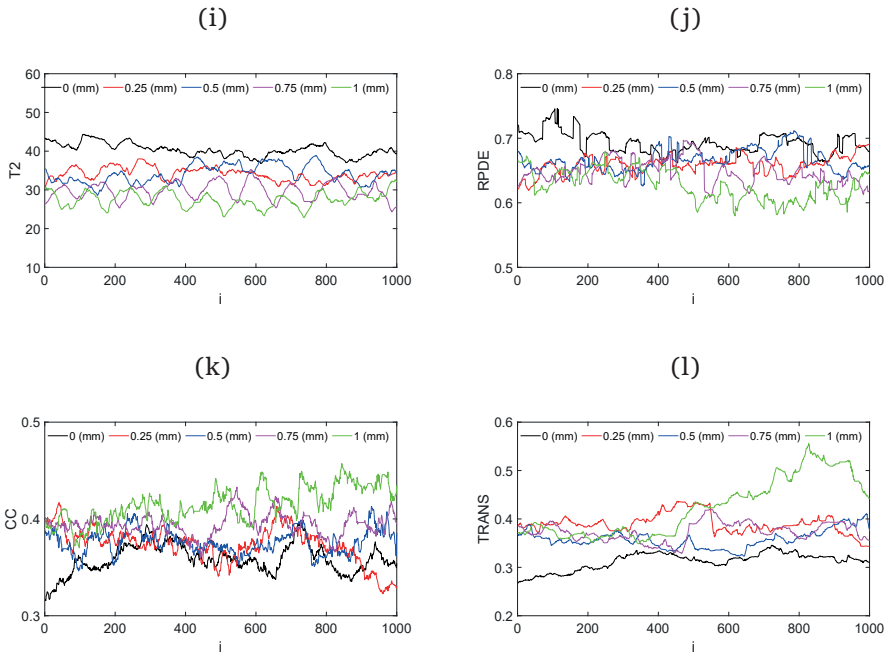
7.7.2. Wady na pierścieniu wewnętrznym

Analizując lokalne wskaźniki rekurencyjne w przypadku łożyska z uszkodzonym pierścieniem wewnętrznym, możemy wyselekcjonować kilka miar, które mogą być wykorzystane do diagnozy uszkodzonego łożyska: *DET* (Rys. 7.12a), *ENT* (Rys. 7.12d), *LAM* (Rys. 7.12e), *T1* (Rys. 7.12h), *T2* (Rys. 7.12i), *TT* (Rys. 7.12f) oraz *TRANS* (Rys. 7.12l). Są to w większości te same kwantyfikatory jak w rozdziale 7.4. Należy zwrócić uwagę, że w przypadku wad na pierścieniu wewnętrznym lokalne wskaźniki rekurencyjne generalnie wykazują znacznie większą fluktuację w wartościach, szczególnie dotyczy to większych rozmiarów wad.

Lokalne wartości wskaźników dla łożyska bez wady (czarna linia) wykazują największą stabilność. Szczególnie dotyczy to wskaźników wyselekcjonowanych do identyfikacji wad w poprzednich rozdziałach. Mocno zmienne wartości niektórych wskaźników (np. *L* – Rys. 7.12b, *RPDE* – Rys. 7.12j, *CC* – Rys. 7.12k) powodują, że wartości lokalne mogą odbiegać od wartości referencyjnych.



Rys. 7.12. Wartości lokalne wskaźników rekurencyjnych w funkcji czasu: *DET* (a), *L* (b), L_{MAX} (c), *ENT* (d), *LAM* (e), *TT* (f), V_{MAX} (g), *T1* (h), *T2* (i), *RPDE* (j), *CC* (k) oraz *TRANS* (l). Wskaźniki otrzymano dla łożyska z wadą wykonaną na pierścieniu wewnętrznym dla parametrów: $w = 500$, $s = 1$, $m = 5$, $d = 3$, $RR = 2\%$



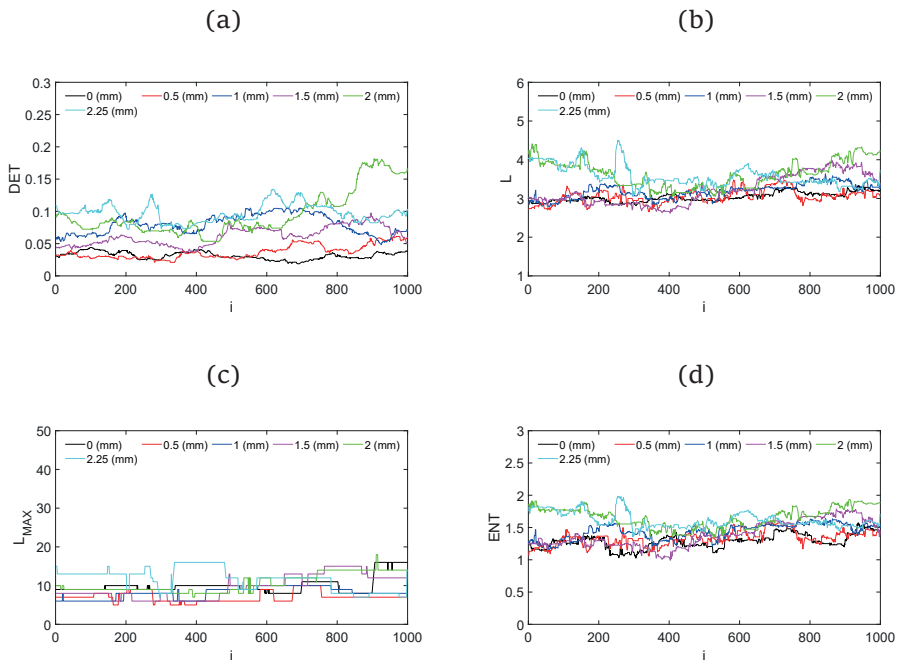
cd. Rys. 7.12. Wartości lokalne wskaźników rekurencyjnych w funkcji czasu: *DET* (a), *L* (b), L_{MAX} (c), *ENT* (d), *LAM* (e), *TT* (f), V_{MAX} (g), *T1* (h), *T2* (i), *RPDE* (j), *CC* (k) oraz *TRANS* (l). Wskaźniki otrzymano dla łożyska z wadą wykonaną na pierścieniu wewnętrznym dla parametrów: $w = 500$, $s = 1$, $m = 5$, $d = 3$, $RR = 2\%$

7.7.3. Wady na elemencie tocznym

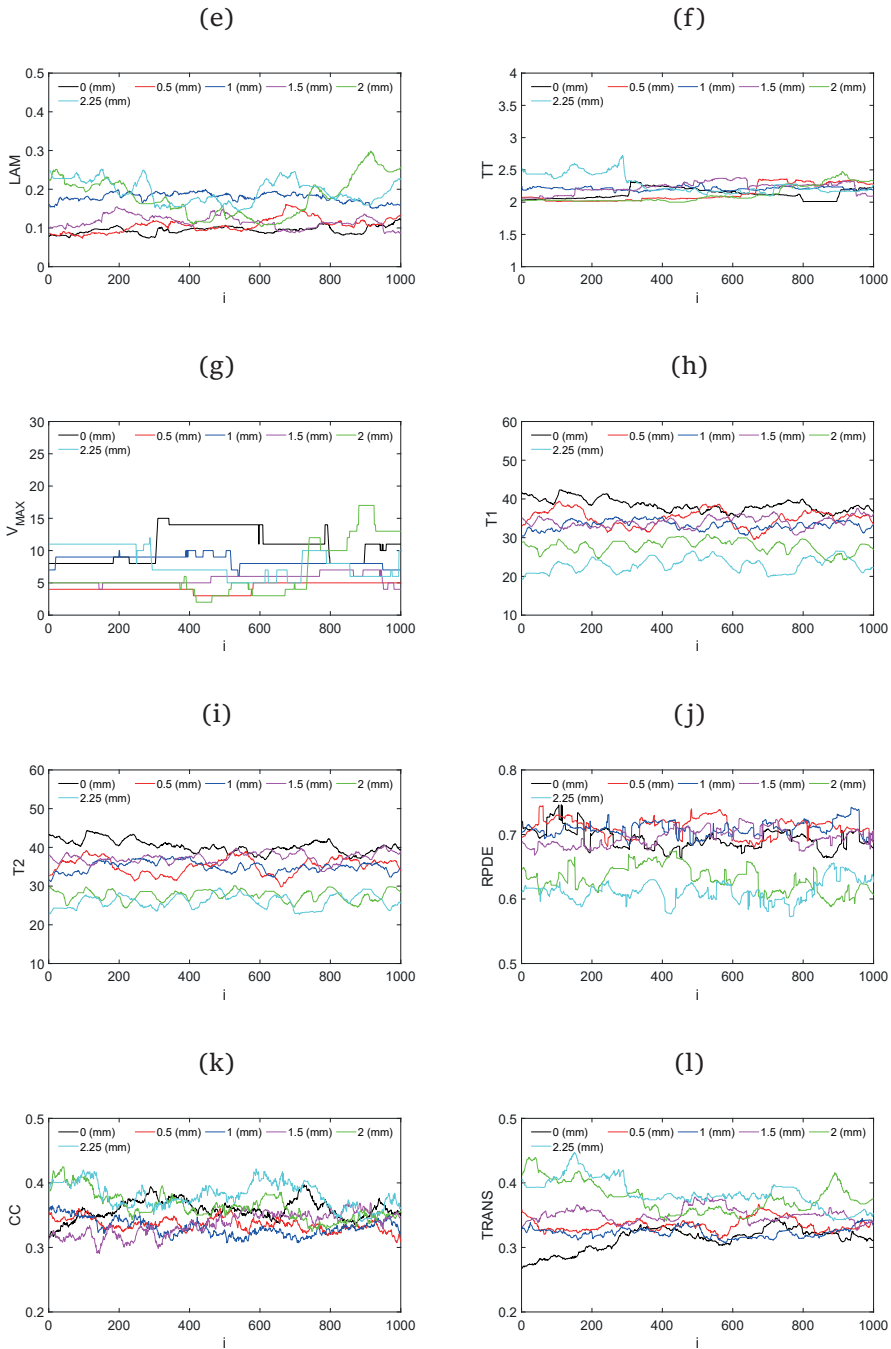
Przebiegi lokalnych wskaźników rekurencyjnych w przypadku wady na kulce przedstawiono na rysunku 7.13. Analiza wykazała, że *DET* (Rys. 7.13a) dla łożyska bez wady (czarna linia) oraz z wadą na kulce o rozmiarze 0,5 mm (czerwona linia) jest zbliżony. Potwierdza to wcześniejszy wniosek o braku wykrycia najmniejszej wady za pomocą tego wskaźnika. Wraz z większym rozmiarem wady determinizm wzrasta, krzywe się przesuwają w stronę większych wartości, ale jego zmiany stają się bardziej gwałtowne (szczególnie dotyczy to wad o rozmiarach 2 mm i 2,25 mm). Otrzymane charakterystyki *DET* potwierdzają, że wskaźnik ten może być wykorzystany do diagnozy łożyska. Podobne wnioski można wyciągnąć, analizując lokalne wartości wskaźnika *LAM* (Rys. 7.13e). Analiza czasu rekurencji *T1* (Rys. 7.13h) oraz *T2* (Rys. 7.13i) dowodzi, że wskaźnik ten jest obiecujący do wykrywania wad. Charakterystyki obu czasów rekurencji są zbliżone i przesuwają się ku niższym wartościom wraz ze wzrostem rozmiaru wady.

Wskaźniki $T1$ oraz $T2$ wydają się być najlepsze do identyfikacji wad na elemencie tocznym łożyska. Wskaźniki L (Rys. 7.13b), ENT (Rys. 7.13d), $RPDE$ (Rys. 7.13j) oraz $TRANS$ (Rys. 7.13l) wykazują zauważalne różnice tylko dla największych rozmiarów wad (tj. 2 mm oraz 2,5 mm). Wady o rozmiarze 0,5 mm i 1 mm są trudne do rozróżnienia na podstawie lokalnych wartości wskaźników rekurencyjnych.

Podsumowując, na podstawie lokalnych wartości wskaźników wyciągnięto zbliżone wnioski do konkluzji otrzymanych z analizy globalnych wskaźników rekurencyjnych. Należy zaznaczyć, że obie metody istotnie się różnią. W metodzie okna ruchomego te same punkty rekurencyjne wykorzystywane są wielokrotnie.



Rys. 7.13. Wartości lokalne wskaźników rekurencyjnych w funkcji czasu: DET (a), L (b), L_{MAX} (c), ENT (d), LAM (e), TT (f), V_{MAX} (g), $T1$ (h), $T2$ (i), $RPDE$ (j), CC (k) oraz $TRANS$ (l). Analizę wykonano dla parametrów: $w = 500$, $s = 1$, $m = 5$, $d = 3$, $RR = 2\%$



cd. Rys. 7.13. Wartości lokalne wskaźników rekurencyjnych w funkcji czasu: DET (a), L (b), L_{MAX} (c), ENT (d), LAM (e), TT (f), V_{MAX} (g), $T1$ (h), $T2$ (i), $RPDE$ (j), CC (k) oraz $TRANS$ (l).

Analizę wykonano dla parametrów: $w = 500$, $s = 1$, $m = 5$, $d = 3$, $RR = 2\%$

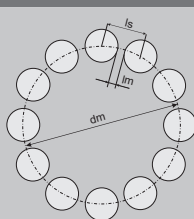
7.8. Wpływ innych paramentów na badania rekurencyjne

Badania wpływu liczby elementów tocznych oraz siły osiowej obciążającej łożysko przeprowadzono dla liczby kulek 11, 12, 13 i 14 oraz siły 150 N, 230 N, 320 N oraz 400 N. Badania przeprowadzono dla łożyska bez wad oraz dla wady o rozmiarze 0,5 mm w przypadku obu pierścieni oraz 1 mm w przypadku elementu tocznego.

7.8.1. Liczba elementów tocznych

Liczba elementów tocznych w łożysku jest bardzo istotna. Liczba kulek bezpośrednio wpływa na rozkład obciążenia każdego łożyska, a tym samym na żywotność łożyska. Więcej elementów tocznych oznacza większą nośność łożyska. Z drugiej strony więcej elementów tocznych to większa powierzchnia styku, a więc większe tarcie. Zwiększone tarcie przekłada się na większy moment obrotowy przy tej samej prędkości, co łożysko z mniejszą liczbą elementów tocznych. Zmiana liczby kulek wpływa na zmianę odległości pomiędzy środkami kulek.

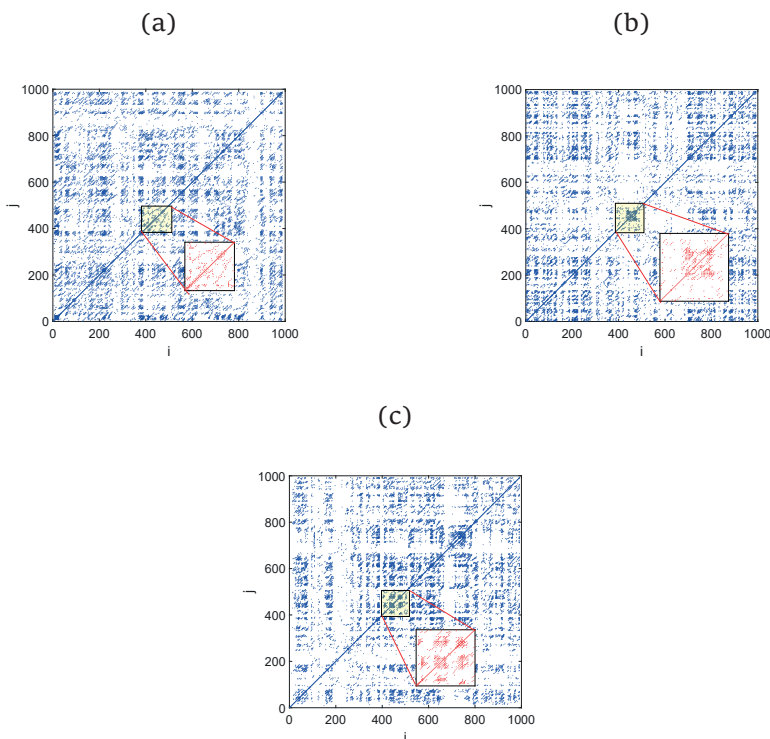
Tabela 7.1. Wpływ liczby kulek na odległość pomiędzy nimi

Liczba kulek	Układ kulek	Odległość środków kulek na średnicy podziałowej l_s (mm)	Odległość kulek na średnicy podziałowej l_m (mm)
10		18,534	6,108
11		16,898	4,402
12		15,523	2,977
13		14,354	1,770
14		13,346	0,735

W Tabeli 7.1 przedstawiono odległości pomiędzy środkami kulek oraz odległości pomiędzy powierzchniami kulek na średnicy podziałowej dla łożyska z różną liczbą elementów tocznych. We wcześniejszych analizach badano łożysko z 13 kulkami, co oznacza, że elementy toczne były oddalone od siebie na wymiar 1,77 mm. Dla liczby kulek 11 odległość pomiędzy kulkami na średnicy podziałowej wynosi aż 6,108 mm, natomiast dla łożyska z 14 kulkami odległość pomiędzy nimi wynosi już tylko 0,735 mm. W celu sprawdzenia, jak liczba kulek wpływa na strukturę diagramu rekurencyjnego oraz wartości poszczególnych

kwantyfikatorów rekurencyjnych, badaniu poddano to samo łożysko toczne z różną liczbą elementów tocznych. W łożysku wymieniano jedynie koszyk oraz dokładano/odejmowano elementy toczne, pozostawiając te same pierścienie.

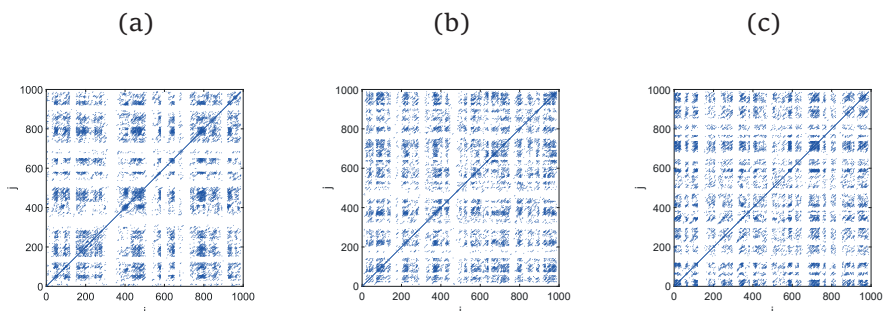
Rysunek 7.14 przedstawia diagramy rekurencyjne otrzymane dla łożyska bez defektu oraz dla liczby kulek: 11 (Rys. 7.14a), 12 (Rys. 7.14b) oraz 14 (Rys. 7.14c). Porównując wszystkie trzy diagramy, obserwujemy bardzo zbliżone struktury, bez charakterystycznych powtarzających się białych pasm odpowiadających za istnienie wady, co było obserwowane w przypadku łożyska z wadami w poprzednich rozdziałach.



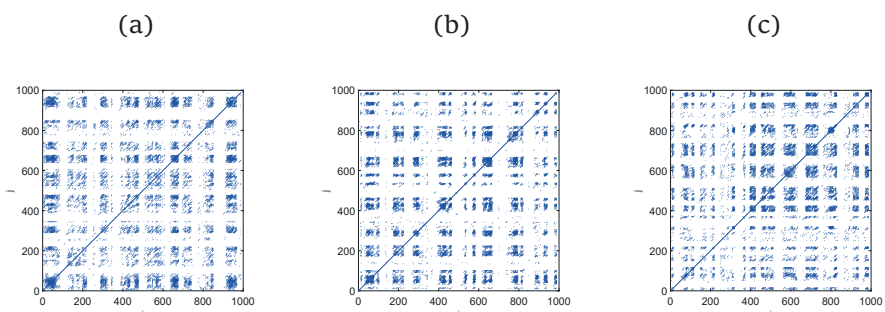
Rys. 7.14. Diagramy rekurencyjne dla łożyska bez wprowadzonych wad dla liczby kulek: 11(a), 12(b) oraz 14 (c). Sygnały drgań rejestrowano dla prędkości obrotowej łożyska 1800 obr/min, siła obciążająca łożysko 230 N

Dla łożyska z najmniejszą liczbą kulek punkty rekurencyjne są w miarę równo rozłożone, przy zwiększaniu się liczby elementów tocznych punkty zaczynają się gromadzić, tworząc zaciemnione obszary (zoom na Rys. 7.14c), kosztem mniejszej liczby punktów rekurencyjnych w innych obszarach diagramu. Może to wynikać z tego, że

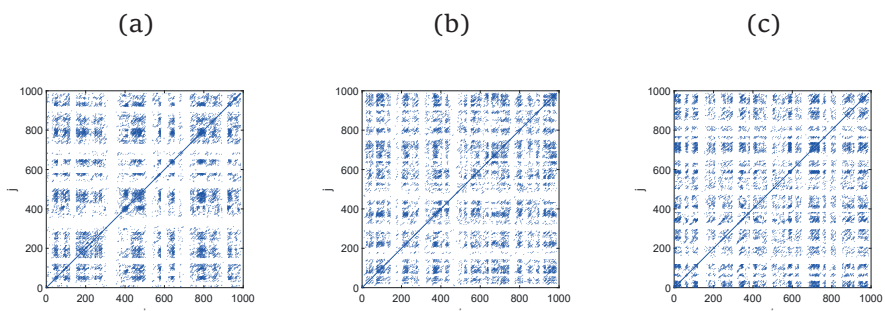
drgania pomiędzy jednym elementem tocznym a drugim mocniej oddziałują na siebie (jest więcej miejsc styku, w których kulki stykają się z pierścieniami).



Rys. 7.15. Diagramy rekurencyjne otrzymane dla łożyska z wprowadzonym defektem na pierścieniu zewnętrznym o rozmiarze 0,5 mm oraz dla liczby kulek: 11(a), 12(b) oraz 14 (c).
Warunki badań: 1800 obr/min, siła obciążająca łożysko 230 N



Rys. 7.16. Diagramy rekurencyjne otrzymane dla łożyska z wprowadzonym defektem na pierścieniu wewnętrznym o rozmiarze 0,5 mm oraz dla liczby kulek: 11(a), 12(b) oraz 14 (c).
Warunki badań: 1800 obr/min, siła obciążająca łożysko 230 N



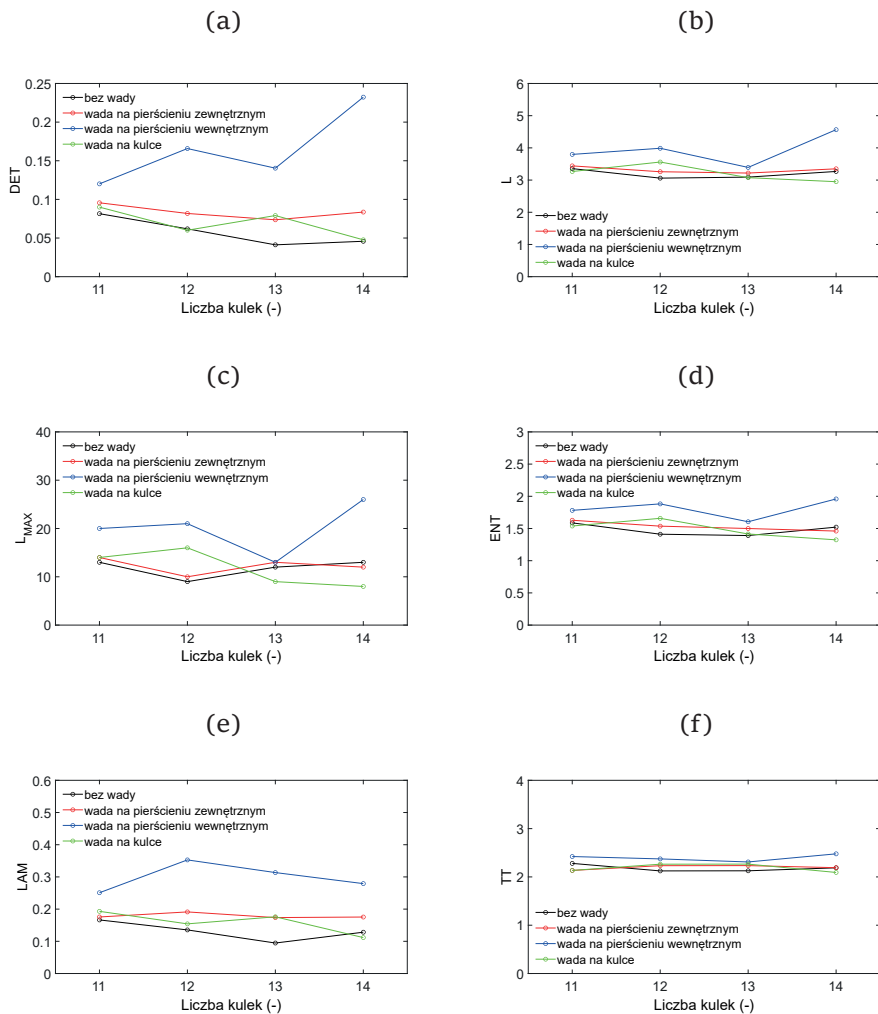
Rys. 7.17. Diagramy rekurencyjne dla łożyska z wprowadzonym defektem na kulce o wielkości 1 mm dla liczby kulek: 11(a), 12(b) oraz 14(c). Sygnały drgań rejestrowano dla prędkości obrotowej łożyska 1800 obr/min, siła obciążająca łożysko 230 N

W przypadku analizy łożyska z wadą o rozmiarze 0,5 mm na pierścieniu zewnętrznym (Rys. 7.15a–c) na każdym z trzech wykresów rekurencyjnych obserwujemy widoczne białe pasma. Dla najmniejszej liczby elementów tocznych (11) białe pasma mają różną szerokość i powtarzają się nieregularnie. W przypadku 12 kulek zaobserwowano również wyraźne pasma identyfikujące wadę, z tym że są one cieńsze i występują częściej w porównaniu do wyniku z 11 kulkami. W przypadku 14 kulek białych pasm jest najwięcej (Rys. 7.15b). Wpływ liczby kulek na widoczność defektu o rozmiarze 0,5 mm wykonanego na powierzchni pierścienia wewnętrznego przedstawiono na rysunkach 7.16a–c. Białe pasma identyfikujące wadę są obserwowalne na wszystkich trzech wykresach rekurencyjnych. Dla liczby kulek 11 białych pasm jest najmniej, ale są one najszersze. Zwiększając liczbę kulek do 12, liczba białych pasm również się zwiększa, ale mają one różną szerokość. W przypadku 14 kulek liczba białych pasm jest największa, ale są one najcieńsze. Ponadto dochodzi do ich zacierania, szczególnie w zakresie punktów $i = 0 \div 400$ (Rys. 7.16c). Analizując wpływ liczby kulek (Rys. 7.17a–c), w przypadku gdy defekt znajduje się na powierzchni elementu tocznego, otrzymano podobne wyniki jak we wcześniejszych analizach. Im większa liczba kulek, tym więcej obserwuje się białych, cieńszych pasm.

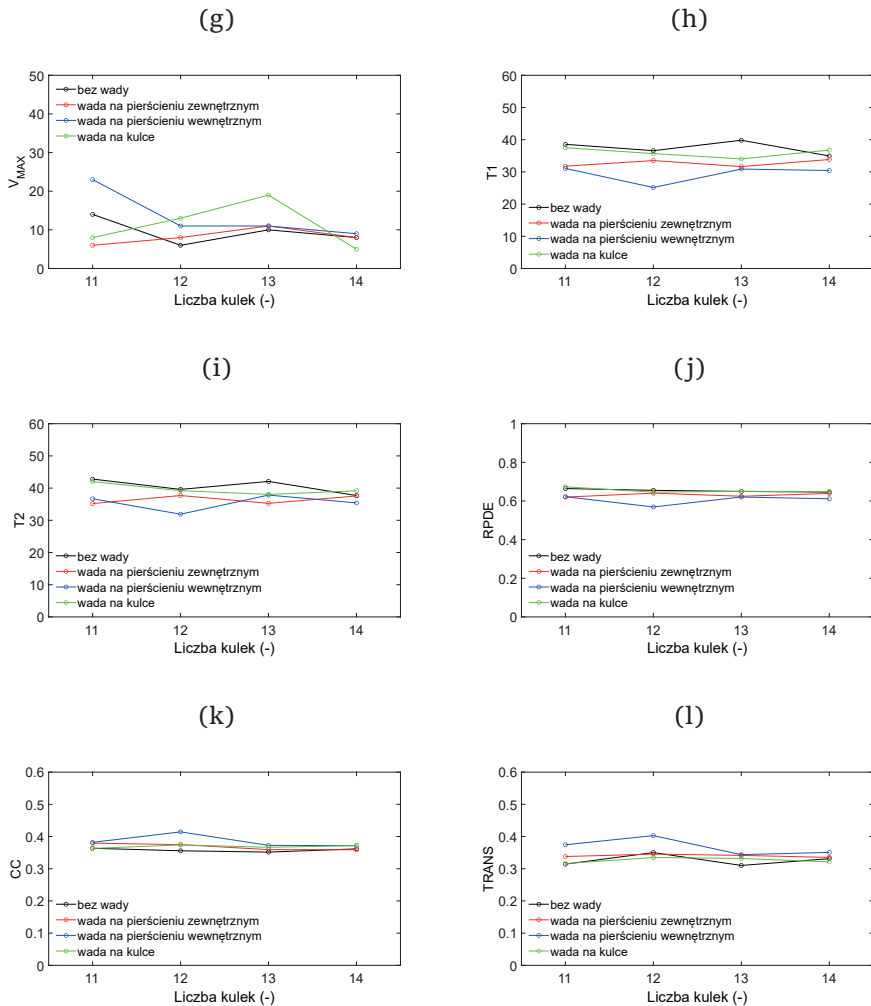
Podsumowując otrzymane wykresy rekurencyjne, stwierdzono, że większa liczba kulek w przypadku łożyska z defektem ma odzwierciedlenie w większej liczbie białych pasm. Wynika to z tego, że dochodzi do częstszego kontaktu z wadą. Większa liczba kulek wpływa na zwiększenie sztywności łożyska, co wpływa na sygnał wibroakustyczny. Zmiana sztywności łożyska powoduje zaburzenie w sygnale prędkości drgań i może powodować łączenie się białych obszarów na diagramach rekurencyjnych. Może to prowadzić do błędnej diagnozy łożyska. Podobne wyniki zaobserwowano przy diagnostyce łożyska klasycznymi metodami, gdzie zmiana sztywności wpływała na pojawienie się w widmie dodatkowych prążków dla częstotliwości występowania defektu [72].

Analiza wskaźników rekurencyjnych dla różnej liczby kulek została przedstawiona na rysunku 7.18. Analizując wpływ liczby kulek na łożysko bez wady (czarna linia), obserwujemy, że *DET* maleje wraz ze wzrostem liczby kulek, a następnie się stabilizuje (Rys. 7.18a). Podobna sytuacja dotyczy wskaźników *L* (Rys. 7.18b), *ENT* (Rys. 7.18d), *TT* (Rys. 7.18f), *RPDE* (Rys. 7.18j) oraz *CC* (Rys. 7.18k). Zbliżone wnioski można wyciągnąć dla łożyska z wadą wykonaną na pierścieniu zewnętr-

nym (linia czerwona). Natomiast najbardziej wrażliwymi na zmianę liczby kulek, uszkodzonymi elementami łożyska okazały się pierścien wewnętrzny (linia niebieska) oraz kulka (linia zielona). Prawdopodobnie wynika to z tego, że oba elementy poruszają się.



Rys. 7.18. Wpływ liczby kulek na wskaźniki: DET (a), L (b), L_{MAX} (c), ENT (d), LAM (e), TT (f), V_{MAX} (g), T1 (h), T2 (i), RPDE (j), CC (k) oraz TRANS (l). Łożysko bez wady (czarna linia), wada na pierścieniu zewnętrznym 0,5 mm (czerwona linia), wada na pierścieniu wewnętrznym 0,5 mm (niebieska linia), wada na kulce 1 mm (zielona linia)

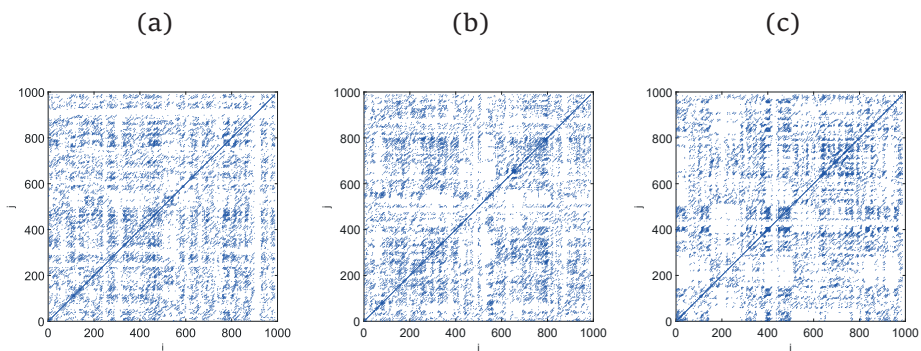


cd. Rys. 7.18. Wpływ liczby kulek na wskaźniki: DET (a), L (b), L_{MAX} (c), ENT (d), LAM (e), TT (f), V_{MAX} (g), $T1$ (h), $T2$ (i), $RPDE$ (j), CC (k) oraz $TRANS$ (l). Łożysko bez wady (czarna linia), wada na pierścieniu zewnętrznym 0,5 mm (czerwona linia), wada na pierścieniu wewnętrznym 0,5 mm (niebieska linia), wada na kulce 1 mm (zielona linia)

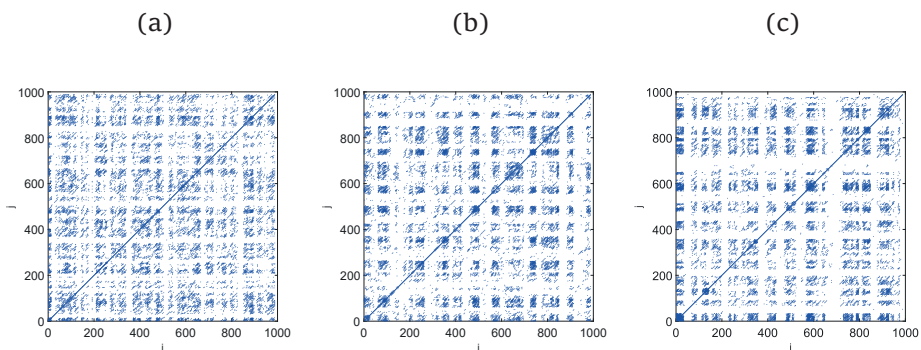
Analizując wszystkie wskaźniki rekurencyjne, możemy zauważyć, że najbardziej wrażliwym wskaźnikiem na liczbę kulek w łożysku jest L_{MAX} oraz V_{MAX} . Natomiast najmniej wrażliwymi wskaźnikami są CC , $TRANS$, $RPDE$, TT oraz LAM .

7.8.2. Obciążenie łożyska

Kolejnym ważnym parametrem w badaniu łożysk jest osiowa siła obciążająca łożysko. Jeżeli jest zbyt duża, istnieje ryzyko, że kulki mogą ulec deformacji, co grozi uszkodzeniem całego łożyska. Łożyska kulkowe skośne są przeznaczone do przenoszenia obciążeń mieszanych, tzn. są zdolne do przenoszenia obciążenia osiowego i promieniowego. Siły w łożysku skośnym są przenoszone z jednej bieżni na drugą pod pewnym kątem. W badaniach literaturowych można znaleźć wnioski, że diagnostyka łożysk staje się łatwiejsza w przypadku, gdy łożysko jest bardziej obciążone [104]. Dlatego postanowiono sprawdzić, jak obciążenie łożyska wpływa na wyniki analizy rekurencyjnej. Badania wykonano dla łożyska z 13 kulkami i stałą prędkości obrotowej 1800 obr/min.



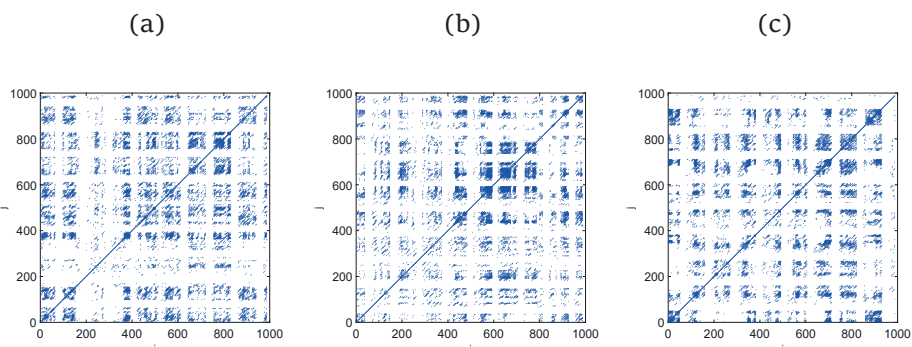
Rys. 7.19. Diagramy rekurencyjne dla łożyska bez wprowadzonego defektu dla różnej siły docisku łożyska 150 N (a), 230 N (b) oraz 320 N obr/min (c)



Rys. 7.20. Diagramy rekurencyjne dla łożyska z wadą na pierścieniu zewnętrznym łożyska o rozmiarze 0,5 mm dla różnej siły docisku łożyska 150 N (a), 230 N (b) oraz 320 N obr/min (c)

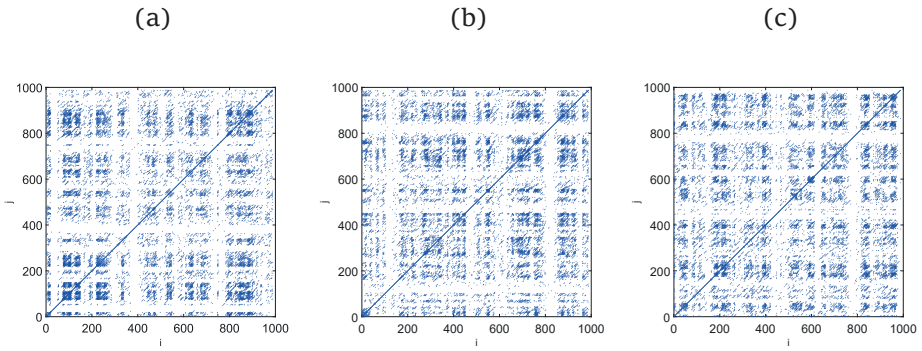
Analizując wykresy rekurencyjne dla różnych wartości obciążenia „dobrego” łożyska (Rys. 7.19a–c), możemy zauważyć, że wszystkie diagramy mają podobną strukturę, brak jest charakterystycznych białych pasm identyfikujących istnienie wady. Jedyną różnicą jest to, że dla największego obciążenia (Rys. 7.19c) zaczynają pojawiać się obszary z mniejszą liczbą punktów rekurencyjnych. Prawdopodobnie wynika to ze wzrostu sztywności łożyska.

Analizując wpływ obciążenia łożyska z wadą na pierścieniu zewnętrznym o rozmiarze 0,5 mm (Rys. 7.20a–c), możemy stwierdzić, że większe obciążenie uwidacznia efekt istnienia wady. Przy najmniejszym obciążeniu łożyska białe pasma identyfikujące wadę są powtarzalne i mają najmniejszą szerokość (Rys. 7.20a). Zwiększając obciążenie łożyska, powodujemy, że pasma stają się wyraźniejsze i szersze (Rys. 7.20b) oraz dochodzi do ich łączenia (Rys. 7.20c). Dlatego możemy przypuszczać, że odpowiednie obciążenie łożyska może poprawić efekt występowania wady na wykresie rekurencyjnym i polepszyć jego diagnostykę.

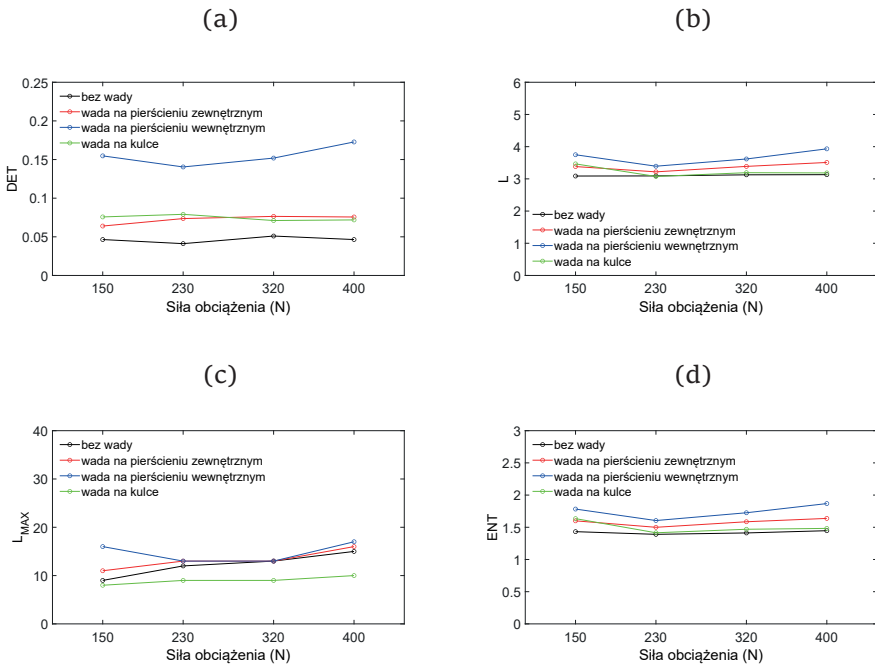


Rys. 7.21. Diagramy rekurencyjne dla łożyska z wadą na pierścieniu wewnętrznym łożyska o rozmiarze 0,5 mm dla różnej siły docisku łożyska 150 N (a), 230 N (b) oraz 320 N (c)

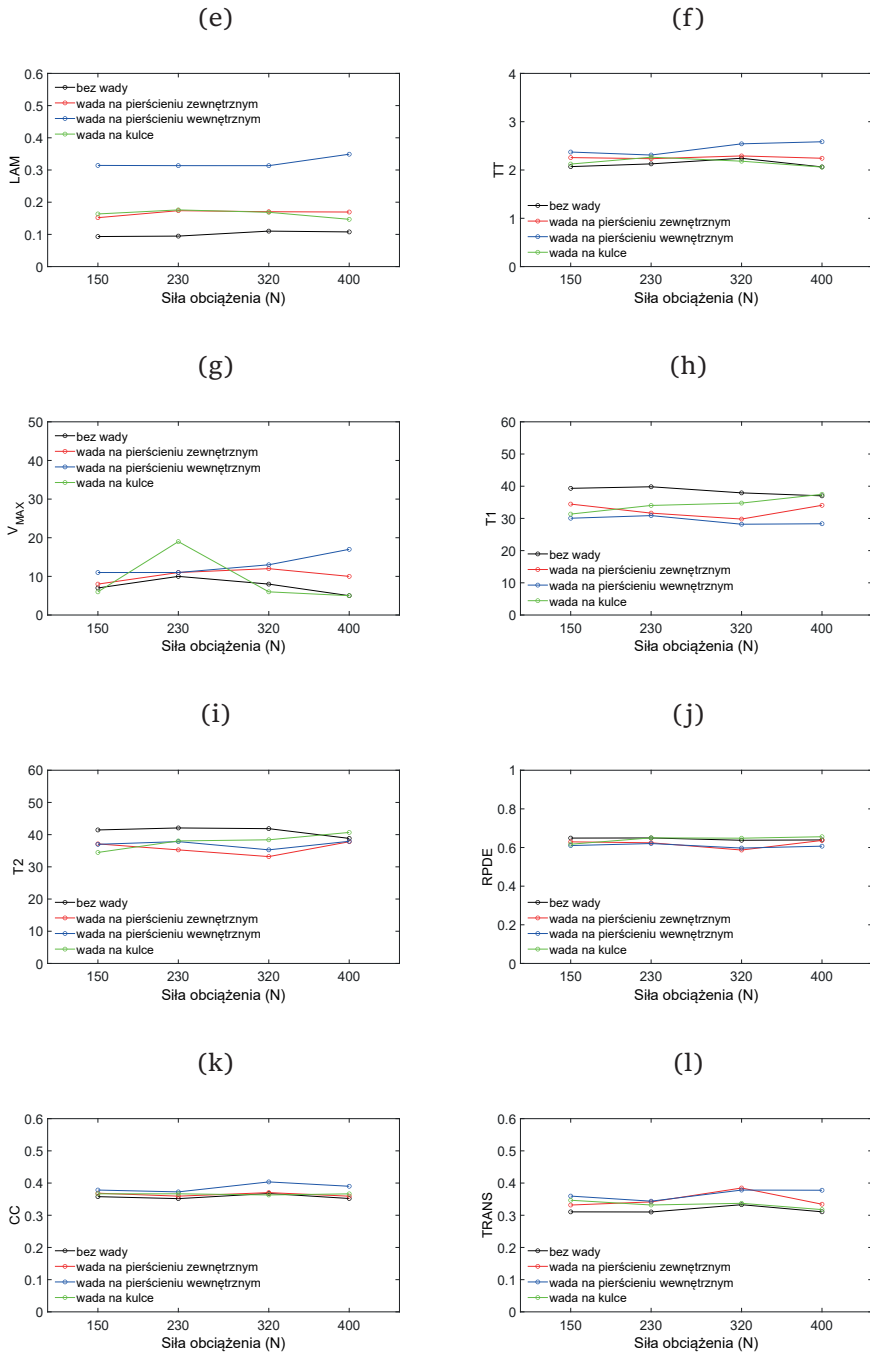
Rysunek 7.21a–c przedstawia diagramy rekurencyjne dla łożyska z wadą o rozmiarze 0,5 mm, wykonaną na pierścieniu wewnętrznym, dla różnych wartości obciążenia łożyska. Na każdym z trzech diagramów wada jest obserwowana. Dla większej siły obciążającej zauważono, że pojawiają się skupiska punktów rekurencyjnych oraz białe pasma stają się bardziej widoczne (Rys. 7.21b).



Rys. 7.22. Diagramy rekurencyjne dla łożyska z wadą na elemencie tocznym łożyska o rozmiarze 0,5 mm dla różnej siły docisku łożyska 150 N (a), 230 N (b) oraz 320 N (c)



Rys. 7.23. Wartości wskaźników rekurencyjnych DET (a), L (b), L_{MAX} (c), ENT (d), LAM (e), TT (f), V_{MAX} (g), $T1$ (h), $T2$ (i), $RPDE$ (j), CC (k) oraz $TRANS$ (l) w stosunku do siły obciążającej łożysko. Obliczenia wykonano dla parametrów: $m = 5$, $d = 3$, $RR = 2\%$



cd. Rys. 7.23. Wartości wskaźników rekurencyjnych DET (a), L (b), L_{MAX} (c), ENT (d), LAM (e), TT (f), V_{MAX} (g), $T1$ (h), $T2$ (i), $RPDE$ (j), CC (k) oraz $TRANS$ (l) w stosunku do siły obciążającej łożysko. Obliczenia wykonano dla parametrów: $m = 5$, $d = 3$, $RR = 2\%$

Rysunek 7.22a–c przedstawia diagramy rekurencyjne pokazujące wpływ obciążenia łożyska z uszkodzonym elementem tocznym. Analizując otrzymane struktury rekurencyjne, obserwujemy, że wartość zastosowanego obciążenia ma w tym przypadku znikomą wpływ. Otrzymane struktury są bardzo podobne i trudno na ich podstawie wyciągnąć konstruktywne wnioski. Podsumowując, wpływ obciążenia jest najbardziej widoczny na diagramach rekurencyjnych w przypadku łożyska z wadą na pierścieniu zewnętrznym i wewnętrznym.

Analiza kwantyfikatoremami rekurencyjnymi daje więcej informacji ilościowych o wpływie obciążenia łożyska (Rys. 7.23a–l). Analizując otrzymane wyniki, obserwujemy, że wartość większości wskaźników zmienia się bardzo wolno, w zależności od przyłożonego obciążenia łożyska. Najmniej zmienne wskaźniki obserwujemy dla łożyska bez żadnych wad (czarna linia). Wskaźniki L (Rys. 7.23b), ENT (Rys. 7.23d), LAM (Rys. 7.23e) i $RPDE$ (Rys. 7.23j) mają praktycznie taką samą wartość dla wszystkich analizowanych obciążeń łożyska. Wskaźniki DET (Rys. 7.23a), TT (Rys. 7.23f), CC (Rys. 7.23k) oraz $TRANS$ (Rys. 7.23l) również pozostają praktycznie na niezmiennym poziomie. Niewielka tendencja spadkowa jest zauważalna dla wskaźników $T1$ oraz $T2$ (Rys. 7.23h i 7.23i). Wskaźnik L_{MAX} (Rys. 7.23c) charakteryzuje się wzrostową tendencją, wskaźnik V_{MAX} (Rys. 7.23g) początkowo wzrasta, potem następuje jego powolne obniżanie w przypadku łożyska bez wady.

Analizując wadę na pierścieniu zewnętrznym (czerwona linia), obserwujemy, że DET nieznacznie wzrasta wraz z obciążeniem łożyska, a potem się stabilizuje. Podobną tendencję wykazuje wskaźnik L_{MAX} . Najbardziej wrażliwymi wskaźnikami dla łożyska z wadą na pierścieniu zewnętrznym wydają się być: $T1$, $T2$, V_{MAX} oraz $TRANS$. Natomiast wskaźniki L , ENT , LAM , TT , $RPDE$ oraz CC mają zbliżony poziom dla większości obciążeń. Wpływ obciążenia łożyska z wadą na pierścieniu wewnętrznym (niebieska linia) jest najbardziej widoczny we wskaźnikach: DET , L , L_{MAX} , ENT , TT , V_{MAX} oraz $TRANS$. Natomiast w przypadku wpływu obciążenia na łożysko z wadą na kulce (zielona linia) znaczący wpływ jest obserwowalny jedynie na wskaźniku V_{MAX} .

Podsumowując wpływ obciążenia łożyska, możemy stwierdzić, że tylko dwa wskaźniki DET (Rys. 7.23a) i LAM (Rys. 7.23e) mają znaczące różnice w wartościach dla poszczególnych komponentów łożyska. Można to wykorzystać do określenia komponentu łożyska, na którym występuje wada. Zmiana obciążenia łożyska z wadami może spowo-

dować nieznaczną zmianę wskaźników, która jednak nie wpłynie znacząco na diagnostykę łożyska za pomocą wskaźników rekurencyjnych.

7.9. Podsumowanie analizy rekurencyjnej

Podsumowanie i wykaz wskaźników rekurencyjnych służących do wykrywania wad zestawiono w Tabeli 7.2. Są to wyselekcjonowane wskaźniki, które różnią się od wartości referencyjnej o co najmniej 10%. W przypadku diagnostyki wady na pierścieniu zewnętrznym najkorzystniejszymi wskaźnikami są: *DET*, *LAM*, *T1* oraz *T2*. Wszystkie wymienione wskaźniki są w stanie wykryć wady o rozmiarze 0,25 mm i większym. Co ciekawe, otrzymane wyniki sugerują, że najtrudniej wykryć wadę o rozmiarze 0,5 mm (tylko cztery wskaźniki rekurencyjne). Wady o większych rozmiarach można wykryć za pomocą większości wskaźników. Analizując wykrywanie wady na pierścieniu wewnętrznym, również otrzymano podobny wynik, co oznacza, że wada o rozmiarze 0,5 mm jest najtrudniejsza do wykrycia (sześć wskaźników). Natomiast wady o rozmiarze 0,25 mm, 0,75 mm i 1 mm można wykryć większością wskaźników. Najmniejsza wada wykonana na elemencie tocznym o rozmiarze 0,5 mm jest najtrudniejsza do wykrycia. Tylko dwa wskaźniki rekurencyjne *T1* i *T2* są na granicy jej wykrywalności. Pozostałe wady można wykryć za pomocą wskaźników *DET*, *LAM*. Większe wady można wykryć za pomocą większości wskaźników.

Podsumowując, wszystkie wady na pierścieniach możemy wykryć za pomocą czterech wskaźników: *DET*, *LAM*, *T1* oraz *T2* (Tabela 7.2). Natomiast wadę na elemencie tocznym o rozmiarze 0,5 mm będzie trudno wykryć. Dwa wskaźniki, które mogłyby posłużyć do diagnostyki uszkodzonej kulki, są na granicy poziomu referencyjnego. Natomiast wszystkie wady na kulce o rozmiarze 1 mm i większe można wykryć za pomocą *DET* i *LAM*. Wynika z tego, że *DET* i *LAM* wydają się być najlepszymi wskaźnikami do diagnostyki wad na wszystkich komponentach łożyska. Wskaźniki *T1* i *T2* również są dobrymi miarami do wykrywania wad, z zastrzeżeniem, że w przypadku wad na kulce o analizowanych rozmiarach (0,5 mm, 1 mm i 1,5 mm) są na granicy wykrywalności. Wskaźniki *DET* i *LAM* mogą posłużyć do diagnozy uszkodzonego komponentu łożyska, gdyż ich wartości różnią się w znaczny sposób w zależności od położenia wady.

Tabela 7.2. Zestawienie optymalnych wskaźników

Rozmiar wady (mm)	Optymalne wskaźniki RQA
Wada na pierścieniu zewnętrznym	
0,25	DET, LAM, ENT, T1, T2, L, CC
0,50	DET, LAM, T1, T2
0,75	DET, LAM, ENT, T1, T2, L, L_{MAX} , TRANS, CC, RPDE
1,00	DET, LAM, ENT, T1, T2, L, L_{MAX} , V_{MAX} , TT, TRANS, CC, RPDE
Wada na pierścieniu wewnętrznym	
0,25	DET, LAM, ENT, T1, T2, L, L_{MAX} , V_{MAX} , TT, TRANS, CC
0,50	DET, LAM, ENT, T1, T2, CC
0,75	DET, LAM, ENT, T1, T2, L, L_{MAX} , V_{MAX} , TT, TRANS, CC
1,00	DET, LAM, ENT, T1, T2, L, L_{MAX} , V_{MAX} , TT, TRANS, CC, RPDE
Wada na elemencie tocznym	
0,50	T1, T2
1,00	DET, LAM, T1, V_{MAX} , TT, CC
1,50	DET, LAM, TRANS
2,00	DET, LAM, ENT, T1, T2, L, TRANS, CC, RPDE
2,25	DET, LAM, ENT, T1, T2, L, L_{MAX} , TT, TRANS, CC, RPDE
Rekomendowane wskaźniki RQA	
DET, LAM, T1, T2	

Obciążenie łożyska wpływa na strukturę diagramu rekurencyjnego, powodując, że staje się ona bardziej wyraźna. Natomiast nie wpływa w znaczącym stopniu na wartości wskaźników rekurencyjnych. Oznacza to, że obciążenie „polepsza jakość” obrazu rekurencyjnego. Liczba kulek wpływa na obraz diagramu rekurencyjnego, ale również na wartości niektórych wskaźników rekurencyjnych.

Podsumowanie i wnioski

8.1. Podsumowanie

Przedstawiona monografia dotyczy problematyki związanej z diagnostyką łożysk tocznych. Podjęta tematyka jest ważnym i aktualnym zagadnieniem w przemyśle, z dużym potencjałem aplikacyjnym. Monografia powstała w odpowiedzi na potrzebę opracowania szybkich, skutecznych i jednoznacznych metod diagnostyki łożysk tocznych. Autor monografii jest kierownikiem oddziału konstrukcji i badań łożysk w Fabryce Łożysk Tocznych, gdzie na co dzień spotyka się z problemami diagnostyki łożysk. Często wyniki diagnostyki podstawowymi metodami są niejednoznaczne lub znajdują się na granicy pomiędzy łożyskiem prawidłowym a łożyskiem z defektem.

W monografii przedstawiono wyniki badań literaturowych dotyczących charakterystyki łożysk tocznych, najczęstszych wad występujących w łożyskach oraz dokonano przeglądu najczęstszych metod stosowanych do diagnostyki łożysk tocznych z podkreśleniem ich zalet i wad. Ze względu na wciąż istniejące problemy z diagnostyką łożysk zaproponowano nową metodę opartą na analizie rekurencyjnej. Dokładny opis analizy rekurencyjnej przedstawiono w rozdziale 4.

Dużą zaletą tej metody jest bardzo „szybka diagnostyka” oparta na krótkim sygnale prędkości drgań. Do analizy rekurencyjnej wykorzystano sygnał pomiarowy trwający jedynie 0,04 s (1000 punktów pomiarowych). Wyniki tej metody zostały porównane z dwoma podstawowymi metodami, tj. z analizą ogólnego poziomu drgań oraz metodą analizy obwiedni.

W monografii przeprowadzono badania komercyjnego kulkowego skośnego łożyska tocznego oznaczonego symbolem B7208CTAP4, pod kątem wykrywania uszkodzeń występujących na jego komponentach.

Wybór łożyska do badań wynikał z dotyczących go problemów diagnostycznych oraz z łatwości modyfikacji jego komponentów. Badania łożyska przeprowadzono na profesjonalnym stanowisku badawczym MDL-54, przeznaczonym do łożysk kulkowych. Stanowisko to jest aktualnie stosowane w przemyśle w diagnostyce łożysk.

Opracowano metodykę przeprowadzania badań diagnostycznych opartą na analizie rekurencyjnej. W tym celu za pomocą elektrodrażenia wykonano wady o różnych rozmiarach zlokalizowane na poszczególnych komponentach łożyska. Następnie łożyska bez wad oraz łożyska z komponentami zawierającymi defekty zostały poddane badaniom diagnostycznym, podczas których zarejestrowano sygnały prędkości drgań. Badania ogólnego poziomu drgań za pomocą parametru RMS prędkości drgań oraz metodą obwiedni, która bazuje na częstotliwościach charakterystycznych, potwierdziły trudności z jednoznaczną diagnozą łożysk z „mniejszymi” wadami.

Pierwszym etapem analizy rekurencyjnej była standaryzacja sygnału pomiarowego w celu uniknięcia gwałtownych skoków amplitud oraz możliwości porównywania sygnałów z różnych prób. Następnie obliczono i narysowano wykresy rekurencyjne, które ujawniły charakterystyczne pasma (brak punktów) w miejscu kontaktu wady z bieżniami łożyska. Szczególnie było to widoczne w przypadku większych wad. W celu jednoznacznej diagnostyki badanych łożysk wykonano analizę za pomocą wskaźników rekurencyjnych. Na początku wyznaczano wartości referencyjnych wskaźników rekurencyjnych, bazując na pomiarach łożysk bez wad. Następnie wyznaczono wskaźniki rekurencyjne dla łożyska z wadami umiejscowionymi na różnych komponentach łożyska. W celu uniknięcia problemów z odpowiednim doborem parametru odcięcia zastosowano metodę bazującą na stałej ilości punktów rekurencyjnych.

Następnie wyselekcjonowano wskaźniki rekurencyjne, które jednoznacznie i efektywnie pozwalają zdiagnozować badane łożysko. Obliczono lokalne wskaźniki rekurencyjne za pomocą metody okna ruchomego, która pomaga w identyfikacji położenia wady w przebiegu czasowym. Ostatnim analizowanym zagadnieniem był wpływ liczby kulek na wskaźniki rekurencyjne, który okazał się istotny, oraz analiza wpływu siły obciążającej łożysko – w tym przypadku wpływ okazał się mało istotny.

8.2. Wnioski końcowe

- Metody powszechnie stosowane w przemyśle nie zawsze dają jednoznaczne wyniki w diagnostyce łożysk. Przyjęte poziomy drgań RMS są kluczowe z punktu prawidłowej diagnostyki łożysk.
- Metoda obwiedni wskazuje lokalizację uszkodzonego komponentu, jednak wymaga dużego doświadczenia od diagnosty, w przypadku gdy uszkodzenie jest widoczne na jednym paśmie lub otrzymane widmo jest rozmyte.
- Uszkodzenie (defekt) na komponentcie łożyska powoduje powstawanie prążków w widmie częstotliwości rezonansowej oraz powoduje zwiększenie ogólnego poziomu drgań.
- Występowanie wady na diagramie rekurencyjnym objawia się w postaci białych pasm, których szerokość jest zależna od wprowadzonego rozmiaru wady.
- Szerokość białych pasm identyfikujących wadę może wynikać ze zmiany parametrów badań łożyska.
- Wskaźniki rekurencyjne mogą wzrastać lub maleć ($T1$, $T2$, $RPDE$) w zależności od rodzaju wskaźnika wraz z narastaniem wady.
- Metoda rekurencyjna może być stosowana do szybkiej i jednoznacznej diagnozy łożysk tocznych. Zarówno na wykresach rekurencyjnych, jak i w wartościach wskaźników rekurencyjnych jest widoczny wpływ wady.
- Możliwy jest dobór wartości referencyjnych wskaźników rekurencyjnych na podstawie badań łożysk bez wad. Wyniki te są powtarzalne i mogą zostać użyte jako wzorcowe.
- Najbardziej obiecującymi wskaźnikami do wykrywania wad wykonanych na pierścieniu zewnętrznym okazały się: determinizm, laminarność oraz czas rekurencji $T1$ i $T2$.
- Najbardziej obiecującymi wskaźnikami do wykrycia wad wykonanych na pierścieniu wewnętrznym okazały się: determinizm, laminarność, entropia, czas rekurencji $T1$ i $T2$ oraz CC .
- Najbardziej obiecującymi wskaźnikami do wykrycia wad wykonanych na elemencie tocznym okazały się: determinizm, laminarność oraz czas rekurencji $T1$ i $T2$.
- Wskaźniki DET oraz LAM mogą zostać wykorzystane do diagnozy uszkodzonego komponentu w łożysku.

- Lokalne wskaźniki rekurencyjne mogą zostać wykorzystane do identyfikacji położenia wady w sygnale pomiarowym.
- Liczba kulek wpływa na sztywność łożyska, co jest widoczne na wykresach i wskaźnikach rekurencyjnych. Dlatego wartości referencyjne wskaźników rekurencyjnych są przypisane określonym parametrom łożyska. Liczba kulek najbardziej wpływa na wskaźniki rekurencyjne otrzymane przy wadzie na pierścieniu wewnętrznym.
- Siła obciążająca łożysko ma nieznaczny wpływ na wskaźniki rekurencyjne. Oznacza to, że diagnoza łożyska przy zmienionej sile obciążenia łożyska może być przeprowadzona przy podobnym poziomie referencyjnym wskaźników rekurencyjnych.

Wykaz literatury

1. Abarbanel H.D.I. Analysis of observed chaotic data. *Springer*, 1996.
2. Abdelrhman A.M., Kein Y.S., Leong M.S., Hee L.M., Al-Obaidi S.M.A. Bearing faults identification and resonant band demodulation based on wavelet de-noising methods and envelope analysis, *Materials Science and Engineering*, 012031, 2017, <http://dx.doi.org/10.1088/1757-899X/217/1/012031>.
3. Ahmed M., Gu F., Ball A.D. Fault detection of reciprocating compressors using a model from principles component analysis of vibrations. *Journal of Physics Conference Series*, 364(1), 12133, 2012, <https://doi.org/10.1088/1742-6596/364/1/012133>.
4. Adamczak S., Zmarzły P. Analiza wpływu kąta pracy kulkowych łożysk tocznych na poziom generowanych przez nie drgań. *Mechanik*, 11, 2006, 1000–1001. <http://dx.doi.org/10.17814/mechanik.2016.11.454>.
5. Adamczak S., Wrzochal M. Badania porównawcze wybranych systemów pomiarowych drgań łożysk tocznych. *Mechanik*, 7, 2018, 498–500, <http://dx.doi.org/doi.org/10.17814/mechanik.2018.7.64>.
6. Ahmadi A.M., Petersen D., Howard C. A nonlinear dynamic vibration model of defective bearings – The importance of modelling the finite size of rolling elements. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 52–53, 2015, 309–326, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2014.06.006>.
7. Anantapadmanaban T., Radhakrishnan V. An investigation of the role of surface irregularities in the noise spectrum of rolling and sliding contacts. *Wear*, 83, 1982, 399–409.
8. Aram A., Hosseinzadeh A., Foumani M. S. Analytical approach to dynamic and vibration analysis of a spherical ball under contact stress. *Scientia Iranica B*, 18 (6), 2011, 1306–1312, <https://doi.org/10.1016/j.scient.2011.11.022>.
9. Baillie D.C., Mathew J. A comparison of autoregressive modelling techniques for fault diagnosis of roller element bearings. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 10(1), 1996, 1–17, https://ui.adsabs.harvard.edu/link_gateway/1996MSSP...10....1B/doi:10.1006/mssp.1996.0001.

10. Barszcz T., Jabłonski A. A novel method for the optimal band selection for vibration signal demodulation and comparison with the Kurtogram, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 25(1), 2011, 431–451, <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2010.05.018>.
11. Bastami A.R., Vahid S. A comprehensive evaluation of the effect of defect size in rolling element bearings on the statistical features of the vibration signal. *Mechanical Systems and Signal Processing* 151, 2021, 107334, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.107334>.
12. Batko W., Majkut L. Zastosowanie diagramów rekurencyjnych do oceny stanu technicznego obiektu. *Wydawnictwo PAK*, 2011, 57(7), 2011.
13. Barwell F.T. Łożyskowanie. *WNT*, Warszawa 1984. Bearing Systems. Oxford University Press 1979.
14. Bellini A., Immovilli F., Rubini R., Tassoni C. Diagnosis of bearing faults of induction machines by vibration or current signals: A critical comparison, *IEEE Industry Applications Society Annual Meeting*, 5–9 Oct. 2008, 1–8, <http://dx.doi.org/10.1109/TIA.2010.2049623>.
15. Butler D.E. The shock pulse method for the detection of damaged rolling bearings. *NDT International* 6 (2), 1973, 92–95.
16. Brown R. Using near neighbors to determine embedding dimensions for phase space reconstruction. In *Proceedings of the 1st Experimental Chaos Conference*, 1992, eds. Vohra S., Spano M., Pecora L., Ditto W., World Scientific, Singapore, 24–30.
17. Caesarendra W., Widodo A., Yang B. Application of relevance vector machine and logistic regression for machine degradation assessment. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 24 (4), 2010, 1161–1171, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2009.10.011>.
18. Cao H., Niu L., He Z., Yamin L. A systematic study of ball passing frequencies based on dynamic modeling of rolling ball bearings with localized surface defects. *Journal of Sound and Vibration*, 357 2015, 207–232.
19. Cempel C., Stepaniak Z. Noise and vibration of the new ball bearings. In: *Proceedings of 4th International Tribology Conference*, Paisley–Glasgow, UK, 1979, 425–433.
20. Cempel C., Tomaszewski F. Diagnostyka maszyn: zasady ogólne, przykłady zastosowań. *Międzyresortowe Centrum Naukowe Eksploatacji Majątku Trwałego Radom*, 1992, 147–150, 159–165.
21. Cempel C., Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. *WNT*, Warszawa 1982, 145, 156–157, 168–169.
22. Changqing B., Qingyu X. Dynamic model of ball bearings with internal clearance and waviness. *Journal of Sound and Vibration*, 294, 2006, 23–48, <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2005.10.005>.

23. Cheng H., Zhang Y., Lu W., Yang Z. Research on time-varying stiffness of bearing based on local defect and varying compliance coupling. *Measurement*, 143, 2019, 155–179. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2019.04.079>.
24. Ciecieląg K., Kecik K., Skoczylas A., Matuszak J., Korzec I., Zaleski R. Non-destructive detection of real defects in polymer composites by ultrasonic testing and recurrence analysis. *Materials*, 15, 7335, 2022, <https://doi.org/10.3390/ma15207335>.
25. Ciecieląg K., Skoczylas A., Matuszak J., Zaleski K., Kęcik K. Defect detection and localization in polymer composites based on drilling force signal by recurrence analysis, *Measurement*, 186, 2021, 110126, <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2021.110126>.
26. Ciecieląg K., Zaleski K., Kęcik K. Struktura geometryczna powierzchni po obróbce frezowaniem kompozytów polimerowych. *Monografie – Politechnika Lubelska*. Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, Lublin 2020, 37–44.
27. Coco M.I., Dale R. Cross-recurrence quantification analysis of categorical and continuous time series: an R package. *Frontiers in Psychology*, 5(510), 2014, 1–14. <https://doi.org/10.3389/fpsyg.2014.00510>.
28. Coggshall, S. Wu, G. Asset Allocation and Long-Term Returns: An Empirical Approach. 2005. <https://ssrn.com/abstract=873184>.
29. Ding M., Greborgi C., Ott E., Sauer T., Yorke J.A. Estimating correlation dimension from a chaotic time series: when does plateau onset occur? *Physica D: Nonlinear Phenomena*, 69, 1993, 404–424, [https://doi.org/10.1016/0167-2789\(93\)90103-8](https://doi.org/10.1016/0167-2789(93)90103-8).
30. Do V.T., Nguyen L.C., Adaptive Empirical Mode Decomposition for Bearing Fault Detection, *Strojniški vestnik – Journal of Mechanical Engineering* 62 (5), 2016, 281–290. <http://dx.doi.org/10.5545/sv-jme.2015.3079>.
31. Druet K., Kochanowski M., Romanowski P. Łożyska Toczne. Wykład z Podstaw Konstrukcji Maszyn z Ćwiczeniami Rachunkowymi. Gdańsk 2002, 9–13.
32. Dwojak J., Rzepiela M. Diagnostyka i obsługa techniczna łożysk tocznych. *Poradnik. Biuro Gamma*, Warszawa 2003, 57–58, 77–81, 90–93.
33. Dybała J., Zimroz R. Rolling bearing diagnosing method based on Empirical Mode Decomposition of machine vibration signal. *Applied Acoustics* 77, 2014, 195–203. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2013.09.001>.
34. Dzwonkowski A. Metoda diagnostyki łożysk na podstawie analizy przebiegów prądu i napięcia zasilającego silnik indukcyjny. *Rozprawa doktorska*, Gdańsk, 2011, 22–23; 31–39.
35. Fan Y., Li C.J. Diagnostic rule extraction from trained feedforward neural networks, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 16, 2002, 1073–1081. <https://doi.org/10.1006/mssp.2001.1396>.

36. Feng G., Zhao H., Gu F, Needham P., Ball, A D. Efficient implementation of envelope analysis on resources limited wireless sensor nodes for accurate bearing fault diagnosis, *Measurement* 110, 2017, 307–318. ISSN 0263-2241.
37. Fraser A.M., Swinney H.L. Independent Coordinates for Strange Attractors from Mutual Information, *Physical Review A*, 33, 1134, 1986, <https://doi.org/10.1103/PhysRevA.33.1134>.
38. Frosini L., Bassi E. Stator current and motor efficiency as indicators for different types of bearing faults in induction motors, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 57(1), 2010. <http://dx.doi.org/10.1109/TIE.2009.2026770>.
39. Ghezzi I., Komba E.W.H., Tonazzi D., Bouscharain N., Jeune G., Coudert J.B., Massi F. Damage evolution and contact surfaces analysis of high-loaded oscillating hybrid bearings, *Wear*, Volumes 406–407, 2018, 1–12, <http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2018.03.016>.
40. Goncalves A.C., Padovese L.R. Vibration and oil analysis for monitoring problems related to water contamination in rolling. *Technical Contribution to 1st International Brazilian Conference on Tribology*, November 24–26th 2010, Rio de Janeiro.
41. Gupta P., Pradhan M.K. Fault detection analysis in rolling element bearing: A review, *5th International Conference of Materials Processing and Characterization, Materials Today: Proceedings* 4, 2017, 2085–2094, <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.02.054>.
42. Harris T.A., Kotzalas M.N. Rolling Bearing Analysis Essential Concepts of Bearing Technology, 5th Edition. *CRC Press Boca Raton (Floryda)*, 2006, 20.
43. Hasan T. Complex demodulation: Some theory and applications. *Handbook of Statistics*, Vol. 3, 1983, 125–156.
44. Hochmann D., Bechhoefer E. Envelope bearing analysis: Theory and practice. *Conference Paper in IEEE Aerospace Conference Proceedings Aprill 2005*, <https://doi.org/10.1109/AERO.2005.1559671>.
45. Igarashi T, Yabe S. Studies on the vibration and sound of defective rolling bearings (second report: sound of ball bearings with one defect). *Bull JSME*, 26 (220), 1983, 1791–1800.
46. Jack L.B., Nandi A.K., McCormick A.C. Diagnosis of rolling element bearing faults using radial basis function networks, *Applied Signal Processing*, 6, 1999, 25–32.
47. Jiang W., Li Z., Jiang A., Lei Y., Wang H. Recurrence plot quantitative analysis-based fault recognition method of rolling bearing, *Prognostics and System Health Management Conference (PHM-Qingdao)*, 2019, 1–8, <https://doi.org/10.1109/PHM-Qingdao46334.2019.8942985>.

48. Janidarmian M., Radeck, K., Zilic Z. Automated diagnosis of knee pathology using sensory data. *In Proceedings of the 2014 4th International Conference on Wireless Mobile Communication and Healthcare-Transforming Healthcare Through Innovations in Mobile and Wireless Technologies (MOBIHEALTH)*, Athens, Greece, 3–5 November 2014, 95–98, <http://dx.doi.org/10.4108/icst.mobihealth.2014.257526>.
49. Jing L., Qu L. Feature extraction based on morlet wavelet and its application for mechanical fault diagnosis, *Journal of Sound and Vibration*, 234 (1), 2000, 135–148. <http://dx.doi.org/10.1006/jsvi.2000.2864>.
50. Kang M., Kim J., Wills L.M., Kim J. Time-Varying and Multiresolution Envelope Analysis and Discriminative Feature Analysis for Bearing Fault Diagnosis, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 62(12), 2015, 7749–7761, <http://dx.doi.org/10.1109/TIE.2015.2460242>.
51. Kappaganthu K., Nataraj C. Nonlinear modeling and analysis of a rolling element bearing with a clearance. *Commun Nonlinear Sci Numer Simulat*, 16, 2011, 4134–4145. <http://dx.doi.org/10.1016/j.cnsns.2011.02.001>.
52. Kim P.Y., Lowe I.R.G. A review of rolling element bearing health monitoring. *NRC, Aeronautical & Mechanical Engineering Library*, 1983.
53. Kecik K., Warminski J. Analysis of chaotic and regular motions of an autoparametric system by recurrence plots applications. *Vibrations in Physical Systems*, 24, 2010, 221–226.
54. Kecik K., Ciecieląg K., Zaleski K. Damage detection by recurrence and entropy methods on the basis of time series measured during composite milling. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 111, 2020, 549–563, <https://doi.org/10.1007/s00170-020-06036-9>.
55. Kecik K., Smagala A., Lyubitska K. Ball Bearing Fault Diagnosis Using Recurrence Analysis. *Materials*, 15, 2022, 5940, <https://doi.org/10.3390/ma15175940>.
56. Kitio Kwuimy C.A., Samadani M., Kankar P.K., Nataraj C. Recurrence analysis of experimental time series of a rotor response with bearing outer race faults. *ASME 2015 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, Paper No: DETC2015-48106, V008T13A078, 1–10, <https://doi.org/10.1115/DETC2015-48106>.
57. Konstantin-Hansen H. Envelope analysis for diagnostics of local faults in rolling element bearings, *Brüel Kjør and Denmark*, 2003.
58. Krzemiński-Freda H. Łożyska toczne. *PWN*, Warszawa 1989, 11, 17–19, 20–23.
59. Kucharski T. System pomiaru drgań mechanicznych. *PWN*, Warszawa 2018, 14.

60. Kuhnell B.T., Stecki J. S. Correlation of vibration, wear debris analysis and oil analysis in rolling element bearing condition monitoring. *Maintenance Management Int.*, 5, 105–15, 1985.
61. Lacey S.J. An overview of Bearing Vibration Analysis. *Maintenance & Asset Management*, 23 (6) 2008, 32–42.
62. Laila D. S., Larsson M., Pal B. C., Korba P. Nonlinear damping computation and envelope detection using Hilbert transform and its application to power systems wide area monitoring. *Proceedings of 78th The IIER International Conference*, Zurich, Switzerland, 7th August 2016, ISBN: 978-93-86083-74-6.
63. Lei Y., Lin J., He Z., Zuo M.J. A review on empirical mode decomposition in fault diagnosis of rotating machinery. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 35, 2013, 108–126. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2012.09.015>.
64. Li H., Zhang X., Xu F. Experimental investigation on centrifugal compressor blade crack classification using the squared envelope spectrum. *Sensors*, 13 (9), 2013, 12548–12563. <https://doi.org/10.3390/s130912548>.
65. Li C.J., Ma J. Wavelet decomposition of vibration for detection of bearing-localized defects. *JDT&E International*, 30 (3), 1997, 143–149, [https://doi.org/10.1016/S0963-8695\(96\)00052-7](https://doi.org/10.1016/S0963-8695(96)00052-7).
66. Lin H., Ye Y.C. Huang B.J, Su J.L. Bearing vibration detection and analysis using enhanced fast Fourier transform algorithm. *Advances in Mechanical Engineering*, 8, 2016, 1–14. <http://dx.doi.org/10.1177/1687814016675080>.
67. Liu Q., Gua Y. Dynamic model of faulty rolling element bearing on double impact phenomenon. *Proceedings of 2015 IEEE International Conference on Information and Automation*, Lijiang, China, 2015, 2017–2021, <https://doi.org/10.1109/ICInfA.2015.7279620>.
68. Liu R., Yang B., Zhang X., Wang S. Time-frequency atoms-driven support vector machine method for bearings incipient fault diagnosis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 75 (15), 2016, 345–370, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2015.12.020>.
69. Liu R., Yang B., Zio E., Chen X. Artificial intelligence for fault diagnosis of rotating machinery: A review. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 108, 2018, 33–47. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2018.02.016>.
70. Liu T.I., Singonahalli J.H., Iyer N.R. Detection of Roller bearing defects using expert system and fuzzy logic. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 10(5), 1996, 595–614. https://ui.adsabs.harvard.edu/link_gateway/1996MSSP...10..595L/doi:10.1006/mssp.1996.0041.
71. Lyon R.G. Wprowadzenie do cyfrowego przetwarzania sygnałów. *Wydawnictwo Komunikacji i Łączności*, Wydanie 2, Warszawa 2010.
72. Łazarz B., Wojanar G., Peruń G. Wpływ sztywności łożysk tocznych na wibroaktywność przekładni zębatych. *Diagnostyka*, 1 (45), 2008, 135–142.

73. Łuczak B., Firlik B., Staškiewicz T., Sumelka W. Numerical algorithm for predicting wheel flange wear in trams – Validation in a curved track. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 234(10), 2020, 1156–1169. <https://doi.org/10.1177/0954409719882807>.
74. Majkut L. Diagnostyka łożysk z zastosowaniem diagramów rekurencyjnych. *Eksplatacja i testy. Autobusy*, 12, 2016, 1178–1182.
75. Malla, C., Panigrahi, I. Review of Condition Monitoring of Rolling Element Bearing Using Vibration Analysis and Other Techniques. *Journal of Vibration Engineering Technologies*, 7, 2019, 407–414, <https://doi.org/10.1007/s42417-019-00119-y>.
76. Mathew J., Alfredson R.J. The condition monitoring of rolling element bearings using vibration analysis. *Journal of Vibration and Acoustics*, 106 (3), 1984, 447–453. <https://doi.org/10.1115/1.3269216>.
77. Marwan N., Carmen Romano M., Thiel M., Kurths J. Recurrence plots for the analysis of complex systems, *Physics Reports*, 438, 2007, 237–329, <https://doi.org/10.1016/j.physrep.2006.11.001>.
78. McFadden P. D., Smith J.D. Vibration monitoring of rolling element bearings by the high frequency resonance technique – a review. *Tribology International*, 17 (1), 1984, 3–10. [https://doi.org/10.1016/0301-679X\(84\)90076-8](https://doi.org/10.1016/0301-679X(84)90076-8).
79. Mindlin G.M. Gilmore R., Topological analysis and synthesis of chaotic time series. *Physica D Nonlinear Phenom*, 58, 1992, 229–242. [https://doi.org/10.1016/0167-2789\(92\)90111-Y](https://doi.org/10.1016/0167-2789(92)90111-Y).
80. Nabhan A., Nouby M., Sami A.M., Mousa M.O. Bearing Fault Detection Techniques – A Review. *Turkish Journal of Engineering, Sciences and Technology*, 3, 2015.
81. Nadabaică D.C., Nedeff V., Radkowski S., Mączak J. The importance of FFT and BCS spectrums analysis for diagnosis and prediction of rolling bearing failure. *Diagnostyka*, 14/4 2013, 3–12.
82. Nowiński M. Nieliniowa dynamika szeregów czasowych. *Wydawnictwo AE*, Wrocław, 2007.
83. Nowinski M. Nowoczesna analiza wizualna ekonomicznych szeregów czasowych. *Studia Ekonomiczne*, 237, 2015, 79–91.
84. Osiński Z., Bajon W., Szucki T. Podstawy konstrukcji maszyn. *PWN*, Warszawa 1978, 246.
85. Paliwal D., Choudhury A., Tingarikar G. Wavelet and scalar indicator based fault assessment approach for rolling element bearings. *Procedia Materials Science*, 5, 2014, 2347–2355. <http://dx.doi.org/10.1016/j.mspro.2014.07.478>.
86. Panis R., Adamek K., Marwan N. Averaged Recurrence Quantification Analysis. *The European Physical Journal Special Topics*, 232, 2022, 47–56, <https://doi.org/10.1140/epjs/s11734-022-00686-4>.

87. Patidar S., Soni P.K., An Overview on vibration analysis techniques for the diagnosis of rolling element bearing faults. *International Journal of Engineering Trends and Technology*, 4 (5), 2013, 1804-1809. ISSN: 2231-5381.
88. Pornchai N., Dutsadee J. Bearing Fault Monitoring by Comparison with Main Bearing Frequency Components Using Vibration Signal. *5th International Conference Business and Industrial Research (ICBIR)*, Bangkok 2018.
89. Prabhakar S., Mohanty A.R., Sekhar A.S. Application of discrete wavelet transform for detection of ball bearing race faults. *Tribology International*, 35, 2002, 793-800. [http://dx.doi.org/10.1016/S0301-679X\(02\)00063-4](http://dx.doi.org/10.1016/S0301-679X(02)00063-4).
90. Rajan K., Joshi V., Ghosh A. Effect of Carbonitriding on Endurance Life of Ball Bearing Produced from SAE 52100 Bearing Steels. *Journal of Surface Engineered Materials and Advanced Technology*, 3, 2013, 172-177, <http://dx.doi.org/10.4236/jseamat.2013.33023>.
91. Rajesh V.G., Rajesh M.V. Bearing fault feature extraction by recurrence quantification analysis. *Proceedings of World Academy of Science, Engineering and Technology*, 35, 2008, 449-453.
92. Ruqiang Y., Yuning Q., Zhou H., Gao R. Recurrence plot entropy for machine defect severity assessment. *Smart Structures and Systems*, 11(3), 2013, 299-314, <https://doi.org/10.12989/sss.2013.11.3.299>.
93. Qiu H., Lee J., Lin J., Yu G. Wavelet filter-based weak signature detection method and its application on rolling element bearing prognostics. *Journal of Sound and Vibration*, 289, 2006, 1066-1090. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2005.03.007>.
94. Samanta B., Al-Balushi K.R. Artificial neural network based fault diagnostics of rolling element bearings using time domain features, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 17(2), 2003, 317-328.
95. Samanta B., Nataraj C. Use of particle swarm optimization for machinery fault detection, *Engineering Applications of Artificial Intelligence* 22(2), 2009, 308-316. <https://doi:10.1016/j.engappai.2008.07.006>.
96. Sauer T., Yorke J., Casdagli M. Embedology. *Journal of Statistical Physics*, 65, 1991, 579-616. <https://doi.org/10.1007/BF01053745>.
97. Sharma A. Fault diagnosis of bearings using recurrences and artificial intelligence techniques. *ASME J Nondestructive Evaluation*, 5(3), 031004, 2022, <https://doi.org/10.1115/1.4053773>.
98. Skrzypkowski A. Pełna diagnostyka łożysk tocznych – pomiary drgań skazane na porażkę. *Napędy i sterowanie*, 5/2014, 2014.
99. Smagała A., Kęćik K. Nonlinear model and simulation of a rolling bearing. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2019, 710, 1, 1-8, <https://doi:10.1088/1757-899X/710/1/012006>.

100. Subrahmanyam M., Sujatha C. Using neural networks for the diagnosis of localized defects in ball bearings. *Tribology International*, 30(10), 1997, 739–752.
101. Sundström T. An Introduction to the SPM HD Method. *R&D, SPM Instrument AB*, 2010.
102. Sunnersjö C.S. Varying compliance vibrations of rolling bearings. *Journal of sound and vibration*, 58(3), 1978, 363–373, [https://doi.org/10.1016/S0022-460X\(78\)80044-3](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(78)80044-3).
103. Swędrowski L. Nowa metoda diagnostyki łożysk silnika indukcyjnego, oparta na pomiarze i analizie widmowej prądu zasilającego, *Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej*, Gdańsk 2005, 14–24, ISBN 83-7348-111-7.
104. Swędrowski L. Metodyka diagnostyki łożysk silnika indukcyjnego poprzez pomiar i analizę widmową prądu zasilającego. *Diagnostyka*, 30, 2004, 113–116.
105. Takens F. Detecting Strange Attractors in Turbulence. In: Rand D.A. and Young L.S., Eds., *Dynamical Systems and Turbulence*, Lecture Notes in Mathematics, 898, 1981, 366–381. <https://doi.org/10.1007/BFb0091924>.
106. Tandon N. A comparison of some vibration parameters for the condition monitoring of rolling element bearings. *Measurement*, 12(3), 1994, 285–289, [https://doi.org/10.1016/0263-2241\(94\)90033-7](https://doi.org/10.1016/0263-2241(94)90033-7).
107. Tandon N., Choudhury A. A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings. *Tribology International*, 1999, 32, 469–480, [https://doi.org/10.1016/S0301-679X\(99\)00077-8](https://doi.org/10.1016/S0301-679X(99)00077-8).
108. Tandon N, Nakra B.C. The application of the sound-intensity technique to defect detection in rolling-element bearings. *Applied Acoustics*, 29 (3), 1990, 207–217, [https://doi.org/10.1016/0003-682X\(90\)90019-Q](https://doi.org/10.1016/0003-682X(90)90019-Q).
109. Tandon N, Nakra B.C. Vibration and acoustic monitoring techniques for the detection of defects in rolling element bearings – a review. *The shock Vibration Digest*, 1992, 24 (3), 3–11.
110. Tandon N., Yadava G.S., Ramakrishna K.M. A comparison of some condition monitoring techniques for the detection of defect in induction motor ball bearings. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 21, 2007, 244–256, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymsp.2005.08.005>.
111. Thiel, M., Romano M.C., Kurths, J., Meucci, R., Allaria, E., Arcchi, F.T. Influence of observational noise on the recurrence quantification analysis. *Physica D Nonlinear Phenom*, 171, 2002, 138–152, [https://doi.org/10.1016/S0167-2789\(02\)00586-9](https://doi.org/10.1016/S0167-2789(02)00586-9).
112. Trulla L., Giulian A., Zbilut J., Webber C. Recurrence quantification analysis of the logistic equation with transient, *Physics Letters A*, 223, 1996, 255–260, [https://doi.org/10.1016/S0375-9601\(96\)00741-4](https://doi.org/10.1016/S0375-9601(96)00741-4).

113. Tsao W.C., Li Y.F., Du Le D., Pan M.C. An insight concept to select appropriate IMFs for envelope analysis of bearing fault diagnosis. *Measurement*, 45(6), 2012, 1489–1498. <http://dx.doi.org/10.1016/j.measurement.2012.02.030>.
114. Tyagi, S. Wavelet analysis and envelope detection for rolling element bearing fault diagnosis. A comparative study. *In Proceedings of the 11th National Conference on Machines and Mechanisms*, 2003.
115. Waligóra W. Rozrzut powierzchniowej trwałości zmęczeniowej łożysk tocznych. *Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej*, Poznań 2002, 17–20.
116. Wang Y., Liang M. An adaptive SK technique and its application for fault detection of rolling element bearings. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 25, 2011, 1750–1764. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2010.12.008>.
117. Webber C.L. Jr., Zbilut J.P. Recurrence quantification analysis of nonlinear dynamical systems. *Tutorial Contemporary Nonlinear Methods for the Behavior Sciences*, 94, 2005, 26–94.
118. Webber C.L. Jr., Zbilut J.P., Dynamical assessment of physiological systems and states using recurrence plot strategies. *Journal of Applied Physiology*, 76(2), 1994, 965–973. <https://doi.org/10.1152/jappl.1994.76.2.965>.
119. Wendi D., Marwan N., Extended recurrence plot and quantification for noisy continuous dynamical systems. *Chaos*, 28(8), 085722, 2018. <http://doi.org/10.1063/1.5025485>.
120. Wrzochal M. Ocena właściwości metrologicznych przemysłowych systemów pomiarowych drgań łożysk tocznych. *Praca doktorska*, Politechnika Świętokrzyska. Kielce 2020.
121. Xu L., Chatterton S., Pennacchi P. Rolling element bearing diagnosis based on singular value decomposition and composite squared envelope spectrum. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 148, 2021, 170174, <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.107174>.
122. Yang R., Kang J., Zhao J., Li J., Li H. A case study of bearing condition monitoring using SPM, *2014 Prognostics and System Health Management Conference*, 2014, 695–698. <https://doi.org/10.1109/PHM.2014.6988262>.
123. Yang R., Kang J., Bearing fault detection of wind turbine using vibration and SPM, *Vibroengineering Procedia*, 10, 2016, 173-178. ISSN 2345–0533.
124. Zbilut J.P., Webber C.L. Embeddings and delays as derived from quantification of recurrence plots. *Physics Letters A*, 171, 1992, 199–203, [https://doi.org/10.1016/0375-9601\(92\)90426-M](https://doi.org/10.1016/0375-9601(92)90426-M).
125. Zhao Z., Li J., Deng B., Ying Y. Bearing fault diagnosis based on fixed threshold wavelet transform and ELM, *9th International Conference on Dependable Systems and Their Applications (DSA)*, Wulumuqi, China, 2022, 472–479, <https://doi.org/10.1109/DSA56465.2022.00068>.
126. Zhang X., Han Q., Peng Z., Chu F. Stability analysis of a rotor-bearing system with time-varying bearing stiffness due to finite number of balls and unbalanced force. *Journal of Sound and Vibration*, 332, 2013, 6768–6784, <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2013.08.002>.

127. Zhen L., Zhengjia H., Yanyang Z., Xuefeng Ch. Bearing condition monitoring based on shock pulse method and improved redundant lifting scheme. *Mathematics and Computers in Simulation (MATCOM)*, Elsevier, 2008, 79(3), 318–338. <http://dx.doi.org/10.1016/j.matcom.2007.12.004>.
128. Zhou J., Qin Y., Kou L., Yuwono M., SU S., Fault detection of rolling bearing based on FFT and classification. *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, 9, 2015, 1–12, <http://dx.doi.org/10.1299/jamdsm.2015jamdsm0056>.
129. Żabicki D. Diagnostyka drganiowa stanu łożysk. Utrzymanie ruchu. <https://utrzymanieruchu.pl/>.
130. A solution to increase reliability and machine uptime. INSOCOAT electrically insulated rolling bearings. SKF Group 2017. PUB BU/P2 17344 EN · May 2017. https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d19680632986/pdf_preview_medium/0901d19680632986_pdf_preview_medium.pdf#cid-295525.
131. <https://tocsy.pik-potsdam.de/CRPtoolbox/>.
132. https://www.mathworks.com/help/dsp/ug/envelope-detection.html#responsive_offcanvas.
133. ITŁ-20 – Instrukcja pomiaru poziomu drgań łożysk dla odbiorcy „Leroy Somer” na urządzeniach MGG-11, GPW-8/M i MDL-53. Wewnętrzne dokumenty FŁT-Kraśnik S.A.
134. Raport TT/48/21 – Określenie limitów poziomu drgań łożysk B7208CTAP4 dla szumomierza MDL-54. Wewnętrzne dokumenty FŁT-Kraśnik S.A.