Uniwersytet Morski w Gdyni

Wydział Mechaniczny

Katedra Siłowni Okrętowych

ROZPRAWA DOKTORSKA

mgr inż. Sebastian Drewing

ANALIZA PORÓWNAWCZA SKŁADOWYCH HARMONICZNYCH DRGAŃ SKRĘTNYCH OKRĘTOWEGO UKŁADU NAPĘDOWEGO Z TŁOKOWYM SILNIKIEM SPALINOWYM

Promotor:

dr hab. inż. Kazimierz Witkowski, prof. UMG

Promotor pomocniczy:

dr inż. Mirosław Dereszewski

Gdynia 2022

Spis treści

Wykaz wybranych oznaczeń i skrótów……...…….4

1. **Wprowadzenie, tendencje rozwojowe napędów okrętowych** 6

2. Drgania skrętne, metody pomiaru drgań skrętnych 18

2.1. Wprowadzenie 18

2.2. Pomiary drgań skrętnych, rys historyczny 21

2.3. Metody pomiarów drgań skrętnych 24

3. Metody wykorzystania dynamicznego sygnału skręcenia wału do celów diagnostycznych 35

4. Cel, teza i hipotezy dysertacji 44

5. Stanowisko badawcze 46

5.1. Obiekt badań i użyta aparatura pomiarowa 46

5.2. Badawczy system pomiarowy drgań skrętnych wału 48

6. Badania stanowiskowe 52

6.1. Założenia eksperymentu i plan eksperymentu 52

6.2. Pomiar ciśnień w cylindrach, w układzie wtrysku paliwa i drgań skrętnych wału ZSE w stanie pełnej zdatności 54

6.3. Pomiar ciśnień w cylindrach i w układzie wtrysku paliwa oraz drgań skrętnych wału ZSE w stanie częściowej zdatności – z wprowadzonym zanieczyszczeniem filtra powietrza 56

6.4. Pomiar ciśnień w cylindrach i w układzie wtrysku paliwa oraz drgań skrętnych wału ZSE w stanie częściowej zdatności – z wprowadzoną nieszczelnością w układzie ładowania powietrzem 58

6.5. Pomiar ciśnień w cylindrach i w układzie wtrysku paliwa oraz drgań skrętnych wału ZSE w stanie częściowej zdatności – z wprowadzonym rozpylaczem w stanie częściowej zdatności 60

6.6. Pomiar ciśnień w cylindrach i w układzie wtrysku paliwa oraz drgań skrętnych wału ZSE w stanie częściowej zdatności – z wprowadzonym na pompie wtryskowej przeciekiem paliwa 65

7. Analiza porównawcza składowych harmonicznych drgań skrętnych wału ZSE w stanach pełnej i częściowej zdatności 70

7.1. Sporządzenie widm 70

7.2. Określenie liczności próby oraz analiza statystyczna na podstawie klasycznego współczynnika zmienności 77
7.3. Wnioski 98

8. Analizy statystyczne otrzymanych wyników 99

8.1. Statystyki nieparametryczne ANOVA Kruskala-Wallisa dla stanu wzorcowego ZSE dla składowej harmonicznej 6,25 Hz 117

8.2. Statystyki parametryczne ANOVA dla składowej harmonicznej 6,25 Hz po transformacji pierwiastkiem 119

8.3. Statystyki nieparametryczne ANOVA Kruskala-Wallisa dla wszystkich stanów zdatności ZSE dla składowej harmonicznej 6,25 Hz 120

8.4. Określenie wykonalności statystyk parametrycznych ANOVA widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu 123

8.5. Statystyki parametryczne ANOVA widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu dla ZSE w stanie pełnej zdatności 124

8.6. Statystyki parametryczne ANOVA widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu dla wszystkich stanów zdatności ZSE 126

8.7. Statystyki nieparametryczne ANOVA Kruskala-Wallisa widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu dla wszystkich stanów zdatności ZSE 129

8.8. Statystyki nieparametryczne Wilcoxona widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu dla wszystkich stanów zdatności ZSE 131

8.9. Statystyki nieparametryczne Wilcoxona dla wszystkich stanów zdatności ZSE dla składowej harmonicznej 6,25 Hz 135

8.10. Wnioski 137

9. Podsumowanie 141

9.1. Ogólna charakterystyka osiągniętych wyników 141

9.2. Poznawcze wyniki badań 141

9.3. Utylitarne wyniki badań 143

9.4. Proponowane kierunki dalszych prac 144

Bibliografia 145

Załącznik ……...…….……156

Spis rysunków……...…….…… 174

Spis tabel……... ….178

Streszczenie……...…… … 181

Abstrakt ……...….…….185

Wykaz wybranych oznaczeń i skrótów

d – obliczony na podstawie klasycznego współczynnika zmienności V_s parametr diagnostyczny dla ZSE w stanie pełnej zdatności lub maksymalny dopuszczalny błąd pomiaru,

d_n – obliczony na podstawie klasycznego współczynnika zmienności V_s parametr diagnostyczny dla ZSE w stanie częściowej zdatności,

f – częstotliwość emitowania wiązki laserowej przez głowicę pomiarową [Hz],

F – wartość statystyki jednoczynnikowej analizy wariancji,

H_0 – hipoteza zerowa (którą poddajemy weryfikacji/falsyfikacji mówi o tym, że czegoś nie ma),

H_1 – hipoteza alternatywna (zaprzeczenie hipotezy zerowej),

k – rząd składowej harmonicznej,

n – prędkość obrotowa [obr/min],

liczność próby (od podrozdziału 7.2),

N – liczba sygnałów kątowych przypadająca na jeden obrót (w podrozdziale 5.2),

liczba punktów transformaty (w podrozdziale 7.1),

liczba prób (od podrozdziału 7.2),

p – obliczona wartość prawdopodobieństwa testowego,

p_v – założone prawdopodobieństwo testowe (graniczny poziom istotności, najmniejszy przy którym zaobserwowana wartość statystyki testowej prowadzi do odrzucenia hipotezy zerowej),

p_{cyl} – ciśnienie w przestrzeni roboczej cylindra [MPa],

p_{inj} – ciśnienie wtrysku paliwa [MPa],

V_Q – pozycyjny współczynnik zmienności,

V_s – klasyczny współczynnik zmienności,

Z – jednostka wartości dla testów Wilcoxona o liczności próby >25,

α – kąt obrotu wału korbowego [°],

poziom istotności (od podrozdziału 7.2)

ζ – amplituda składowej harmonicznej [°],

σ – odchylenie standardowe,

τ_1 i τ_2 – poziomy dozwolonych naprężeń [MPa],

φ – kąt skręcenia [^{o}],

$\bar{x}$ – średnia arytmetyczna wartości zmiennej,

ω – prędkość kątowa wału wału [s^{-1}],

ANOVA – (z j. ang *ANalysis Of VAriance*) – jednoczynnikowa analiza wariancji,

BSR – (z j. ang. *Barred Speed Range*) – zakres obrotów zabronionych [obr/min],

D-E – (z j.ang. *Diesel-Electric*) – napęd spalinowo elektryczny,

DFT – (z j. ang. *Discrete Fourier Transform*) – dyskretna postać transformacji Fouriera,

FFT – z (j. ang. *Fast Fourier Transform*) – szybka transformata Fourier'a (jeden z rodzajów DFT),

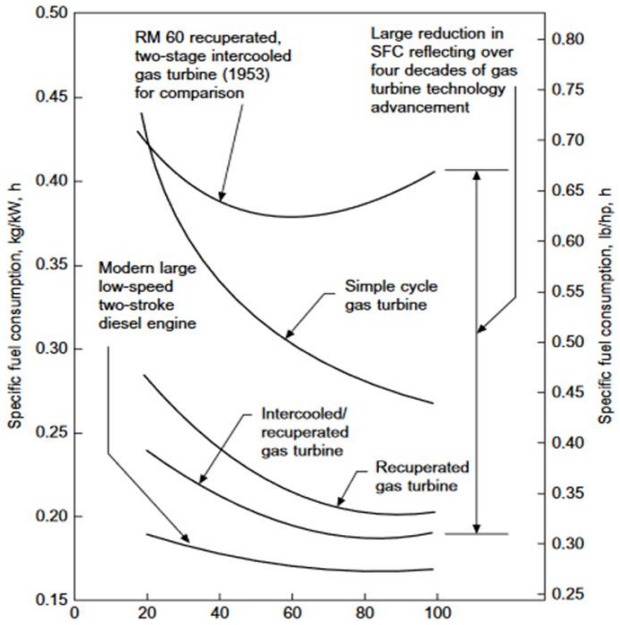
DP – (z j. ang. *Dynamic Positioning*) – system dokładnego pozycjonowania,

OWK – liczba obrotów wału korbowego,

ZSE – zespół spalinowo elektryczny.

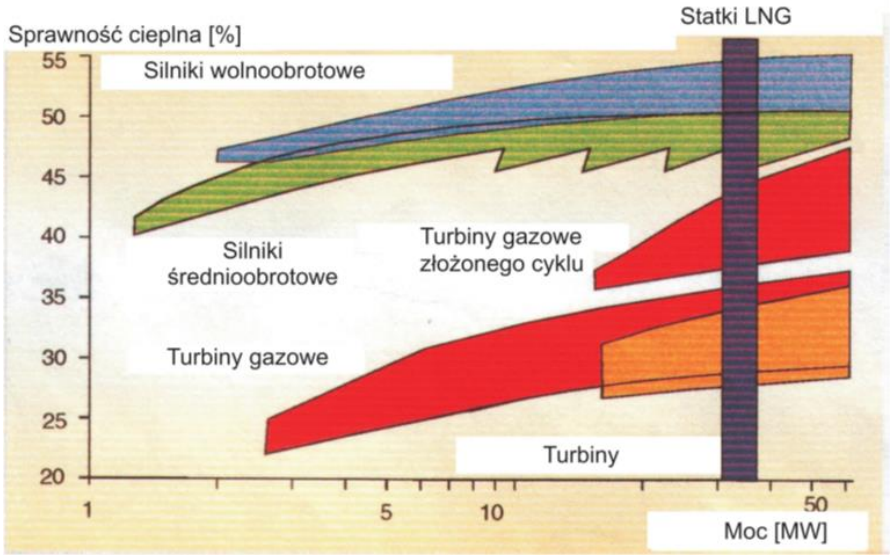
1. Wprowadzenie, tendencje rozwojowe napędów okrętowych

Silnik spalinowy stanowi główne źródło napędu różnego rodzaju środków transportu, jak również maszyn roboczych. Dotyczy to również morskich oraz rzecznych statków towarowych i pasażerskich, a także okrętów wojennych. Globalny obszar zastosowania silników spalinowych w różnych obszarach gospodarki narodowej każdego z krajów, należy tłumaczyć licznymi zaletami, jakie silniki te posiadają. Do najważniejszych z nich możemy zaliczyć wysoką sprawność ogólną, łatwość uruchomienia, szybką gotowość do pracy, niezależność od obcych źródeł napędu, a także możliwość wszechstronnego wykorzystania ich do napędu różnych urządzeń [1]. Od czasu wielkiego kryzysu naftowego, z końca lat siedemdziesiątych, nastąpiła radykalna zmiana w podejściu do wyboru rodzaju napędu głównego jednostek morskich. Na statkach handlowych zaczęto stosować niemal wyłącznie wolnoobrotowe, dwusuwowe silniki spalinowe napędzające bezpośrednio śrubę napędową. Podstawową przyczyną stosowania takiego typu silników jest ich wysoka sprawność ogólna osiągająca 55%, co przekłada się na jednostkowe zużycie paliwa wynoszące nawet 0,16 kg/kWh), (Rysunek 1.1) [2].



Rysunek 1.1. Porównanie krzywych jednostkowego zużycia paliwa wyznaczonych dla różnych obciążeń cykli turbiny gazowej i dwusuwowego silnika o zapłonie samoczynnym [2]
gdzie: Specific fuel consumption – jednostkowe zużycie paliwa, Recuperated, two-stage intercooled gas turbine – dwustopniowa turbina z rekuperacją ciepła,
Modern large low-speed two-stroke diesel engine – nowoczesny duży wolnoobrotowy wysokoprężny silnik dwusuwowy, Simple cycle gas turbine – turbina gazowa obiegu Brayton-Joule; Recuperated gas turbine – turbina gazowa z rekuperacją

Alternatywą dla okrętowych silników tłokowych w napędach głównych morskich jednostek pływających mogą być turbiny spalinowe lub turbiny parowe. Pomimo niższej sprawności silników turbinowych w stosunku do okrętowych silników tłokowych (Rysunek 1.2) są one stosowane na jednostkach pływających specjalnego przeznaczenia. Turbiny parowe jako główny silnik napędu w układzie z przekładnią mechaniczną stosowany jest głównie na zbiornikowcach służących do transportu skroplonego gazu ziemnego. Natomiast w układzie z przekładnią elektryczną turbiny parowe stanowią wyłączny typ silnika napędowego na jednostkach militarnych oraz lodołamaczach wykorzystujących paliwo jądrowe [3]. Turbinowe silniki spalinowe, z uwagi na mniejszą masę i gabaryty w porównaniu do silników tłokowych, instalowane są na okrętach wojennych w kombinowanych układach napędowych, jako silniki mocy szczytowej. Ich podstawowym zadaniem jest zapewnienie jednostce maksymalnych prędkości w krótkim okresie. Pływanie z mniejszymi, ekonomicznymi prędkościami, zapewniają w tych układach tłokowe silniki spalinowe o zapłonie samoczynnym, turbiny parowe jak również mniejsze turbinowe silniki spalinowe, stanowiące około 30% mocy silników mocy szczytowej. Postęp w budowie okrętowych siłowni turbinowych przełożył się na osiągnięcie jednostkowego zużycia paliwa w okolicach 0,22 kg/kWh. Nadal jednak to wartości dużo wyższe od uzyskiwanych przez okrętowe silniki tłokowe. Na rysunku 1.2 pokazano zależności sprawności cieplnej od mocy danego typu silnika.



Rysunek 1.2. Wykresy obszarów sprawności cieplnych silników spalinowych [4]

W zależności od przeznaczenia funkcjonalnego, w okrętowych układach energetycznych znalazły zastosowanie spalinowe silniki turbinowe zarówno typu lekkiego (lotniczego – silniki turboodrzutowe lub silniki turbośmigłowe) jak i ciężkiego

(przemysłowego) [5]. Należy zauważyć, że turbinowe okrętowe silniki spalinowe typu lekkiego dużych mocy, np. LM 6000 firmy General Electric, osiągają sprawność cieplną 42% [6] (Tabela 1.1), zaś sprawność najnowszej generacji morskich, turbinowych zespołów spalinowych typu ciężkiego z regeneracją, Super Marine Gas Turbine japońskiej produkcji, przekracza 39% [7].

Tabela 1.1. Sprawności cieplne turbin gazowych firmy GE Marine Engines [2]

Model turbiny	Moc znamionowa [kW]	Sprawnośc cieplna [%]
LM500	4470	32
LM1600	14920	36,7
LM2500	25060	37,1
LM2500+	30200	39
LM2500+G4	35300	41,3
LM6000	42750	42

Dążenie do zbudowania układu łączącego zalety silników tłokowych i turbinowych oraz eliminującego częściowo ich wady doprowadziło do koncepcji zasilania turbiny gazowej spalinami o podwyższonym ciśnieniu i temperaturze, wytwarzanymi nie w komorze spalania, ale w cylindrze silnika tłokowego. Układ z tzw. bezkorbową silniko-sprężarką, znany jest pod nazwą układu Pescara [8].

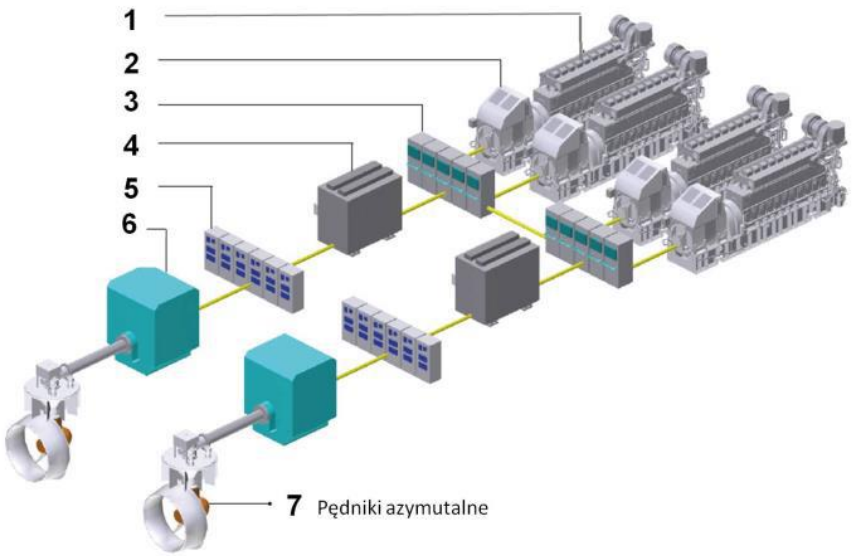
Powszechnie w napędach okrętowych wykorzystuje się połączenie elementów spalinowego silnika turbinowego (sprężarki i turbiny gazowej) z silnikiem tłokowym. Najpopularniejszym przykładem jest tu układ doładowania silnika tłokowego, w którym do napędu turbosprężarki wykorzystuje się energię zawartą w spalinach [9].

Okrętowe silniki tłokowe są najczęściej wykorzystywanym rodzajem silników napędów okrętowych. Silniki spalinowe średnioobrotowe znajdują zastosowanie, jako napęd główny w przypadku niskiego przedziału siłowni np. na statkach typu RO-RO, promach, trawlerach itp. Zwiększenie mocy silnika uzyskiwanej z jednego cylindra pozwala na stosowanie mniejszej liczby cylindrów, co wpływa na skrócenie przedziału siłowni i zwiększenie przestrzeni ładunkowej [10]. Do napędu statków o małym zanurzeniu, wymagających dużej manewrowości i zmiennego obciążenia napędu głównego stosuje się napęd spalinowo – elektryczny (z j. ang. *Diesel-electric,* akr. D-E).

Szybko - i średnioobrotowe silniki tłokowe napędzają generatory prądu, którymi zasilane są silniki elektryczne napędzające śruby o skoku stałym (Rysunek 1.3).

Rysunek 1.3. Napęd spalinowo elektryczny ze śrubą konwencjonalną [11]

Do napędu statków lub innych jednostek pływających (np. jednostki wydobywcze, kablowce), które wymagają dokładnego pozycjonowania (z j. ang. *Dynamic Positioning,* akr. DP) stosuje się pędniki azymutalne (Rysunek 1.4) [11].



Rysunek 1.4. Napęd spalinowo elektryczny z pędnikami azymutalnymi [11]
gdzie: 1,2. Zespół spalinowo elektryczny, 3. Głowna tablica rozdzielcza (GTR), 4. Transformator zasilający (opcjonalnie, zależy od typu falownika), 5. Falownik, 6. Silnik elektryczny, 7. Pędnik (azymutalny)

Istnieje wiele rodzajów napędów D-E, co wynika z zapotrzebowania eksploatacyjnego. Pomimo, że każde przetwarzanie energii teoretycznie powoduje straty i obniżenie sprawności napędu, to w praktyce dla jednostek pływających o dużym

zróżnicowaniu zapotrzebowania energii (np. przybrzeżny statek/holownik dostawczy, który dzieli czas pracy między tranzytem a utrzymaniem pozycji) jednostkowe zużycie paliwa jest niższe niż przy napędzie klasycznym, dlatego też konstruktorzy decydują się na stosowanie układów spalinowo – elektrycznych [12].

Z uwagi na duży udział we flocie statków wsparcia jednostek wydobywczych gazu i ropy naftowej, armatorzy i stocznie zwrócili uwagę na koszty eksploatacyjne tych jednostek [13]. W samych tylko latach 2016 i 2017 wybudowano 574 jednostki tego typu [14]. Ponieważ pracują one w określonym miejscu lub przemieszczają się w bardzo ograniczonym sektorze (np. dozorowce, statki zaopatrzenia - wahadłowe zaopatrzenie wież wiertniczych) ich napęd jest wykorzystywany z różnym obciążeniem. Napęd musi być elastyczny pod kątem zarządzania energią [15]. Dlatego też to na tych jednostkach najczęściej stosuje się napęd D-E.

Rozwój ogólnie pojętego transportu wymusił zastosowanie logistyki do optymalizacji systemów transportowych. Wśród wielu istotnych zadań, do celów logistyki należy także utrzymanie środków transportu w ruchu. Wiąże się z tym diagnostyka stanu technicznego środków transportu. Głównymi elementami wymagającymi diagnozowania są układy napędowe, których stan jest zależny między innymi od stopnia zużycia, co w niektórych przypadkach (np. statki, kolej oraz duże ciężarówki), wymaga ciągłego nadzoru.

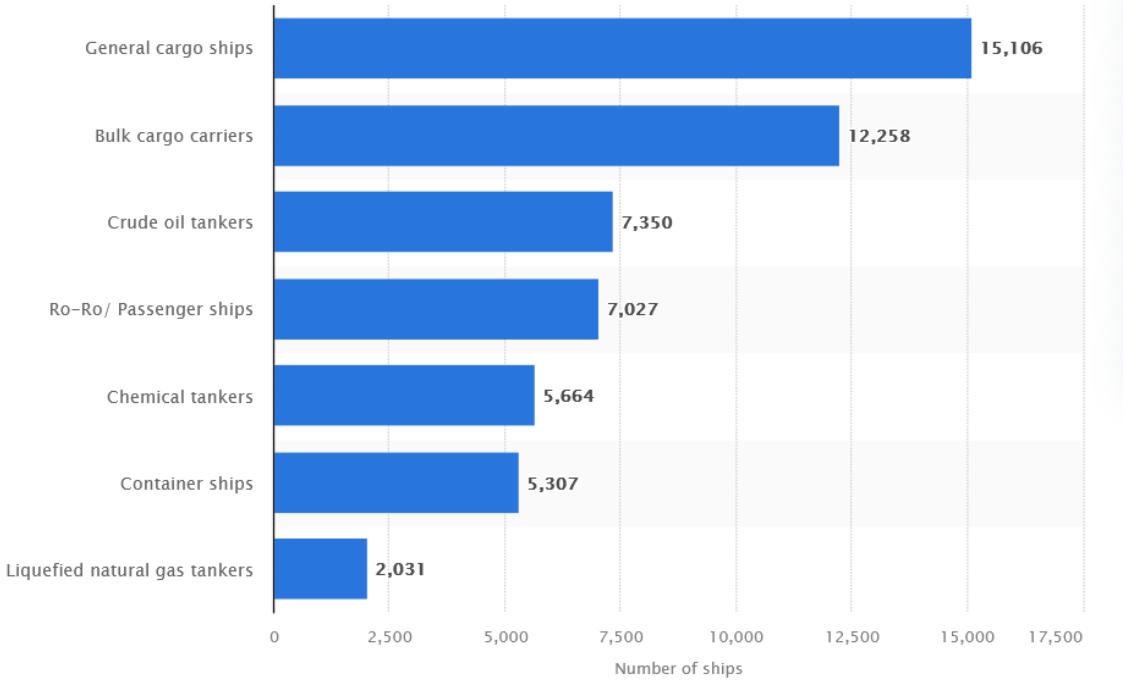
Pomimo wielu zalet, jakie posiada tłokowy silnik spalinowy, należy jednak zwrócić szczególną uwagę na fakt, że jest on również źródłem niekorzystnego wpływu na środowisko. Związane jest to głównie z emisją związków szkodliwych zawartych w spalinach [16]. Aktualny rozwój tego rodzaju silników spalinowych przede wszystkim zdominowany jest ograniczeniem uciążliwości dla środowiska naturalnego [17]. Najważniejszymi celami w obecnym rozwoju konstrukcji silników spalinowych, jest minimalizacja emisji związków szkodliwych zawartych w spalinach, zmniejszenie hałasu, jak również wysoka sprawność przekładająca się na mniejsze jednostkowe zużycie paliwa [18]. Wszelkie działania, które zmierzają do poprawy parametrów ekologicznych i eksploatacyjnych silników spalinowych uwarunkowane są obecnie obowiązującymi i planowanymi normami toksyczności spalin [19]. Niejednokrotnie w morskich napędach D-E wykorzystuje się silniki służące do napędu pojazdów poruszających się głównie poza drogami utwardzanymi (maszyny budowlane, maszyny rolnicze), które muszą spełniać wymagania amerykańskich i europejskich norm „Tier-4”

„Stage IV”. Nowoczesne silniki tłokowe są projektowane w celu uzyskania większej mocy przy mniejszej pojemności skokowej (mniejsze gabaryty i masa). Aby uzyskać wyższy średni moment obrotowy bez zwiększania objętości skokowej, pracują z wyższym stopniem sprężania, co zapewnia wyższe wartości szczytowego momentu obrotowego. Wyższe ciśnienie powoduje pulsacje momentu o wyższej amplitudzie, co skutkuje powstawaniem drgań skrętnych o większych amplitudach. Kolejna różnica polega na tym, że te silniki są wyposażone w elektroniczne systemy sterowania. Starsze systemy sterowane mechaniczne nie reagowały dostatecznie szybko na zapotrzebowanie na paliwo przy zmieniających się prędkościach obrotowych silnika. Elektroniczne elementy sterujące monitorują obciążenie i prędkość obrotową silnika, a prędkość i czas spalania paliwa są ciągle zmienne i szybko regulowane. W zależności od algorytmu elektroniczna jednostka sterująca (z j. ang. *Electronic Control Unit*, akr. ECU) może również być powodem generowania się w silniku podwyższonych drgań skrętnych. Na przykład ECU może mieć różny algorytm podawania paliwa dla niskich prędkości obrotowych (800 do 1200 obr/min) i inny algorytm dla dużych prędkości obrotowych (1200 do 1800 obr/min). Szybkie przełączanie między trybami niskiej i wysokiej prędkości może spowodować, że układ paliwowy zainicjuje dodatkowe problemy związane ze wzrostem drgań skrętnych. Aby zapewnić akceptowalny poziom drgań skrętnych całego układu, producenci silników mogą wymagać od producenta maszyn i urządzeń współpracujących z silnikiem dostarczenia analizy ich drgań skrętnych (z j. ang. *Torsional Vibration Analyses*, akr. TVA). Zapewnia to, że silnik nie będzie narażony na ryzyko awarii w wypadku sprzęgnięcia go ze źle zaprojektowaną maszyną (np. sprężarką, pompą itp.) [20].

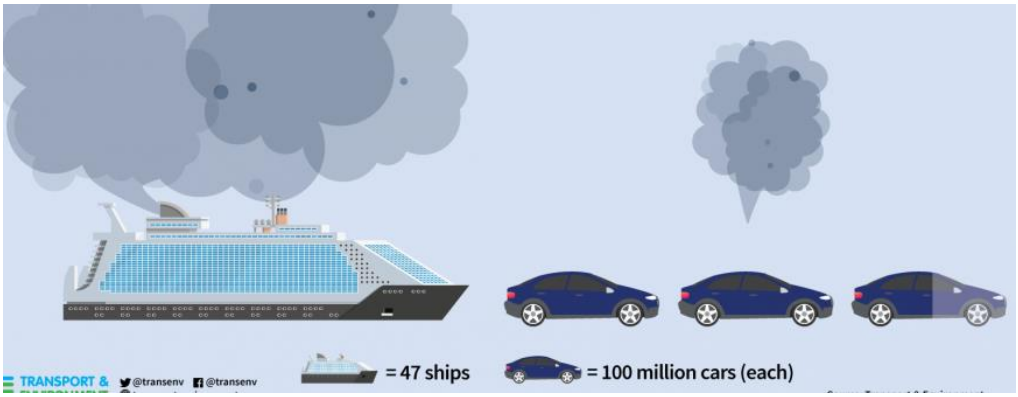
Analiza, którą przeprowadził brytyjski naukowiec Pearce F., dowodzi, że na morzach znajduje się obecnie około 100 tys. statków w tym samych jednostek handlowych i pasażerskich około 55 tys. (Rysunek 1.5), i ich liczba stale rośnie [21]. Ponadto według Międzynarodowej Organizacji Morskiej liczba jednostek rybackich to około 4,6 mln w tym 64 tys. jednostek o długości powyżej 24 m [22].

Badania Europejskiej Federacji Transportu i Środowiska (z j. ang. *Transport & Enviroment*, akr. T&E) oparte w głównej mierze o różnicę w zawartości siarki w paliwach „okrętowych” i „samochodowych” dowodzą, że tylko brytyjsko-amerykańsko-panamskie przedsiębiorstwo Carnival Corporation & plc, będące największym na świecie armatorem statków wycieczkowych odpowiada za przeważającą

część zanieczyszczeń powietrza tlenkami siarki (SO_x) i azotu (NO_x). Jego luksusowe statki w 2017 roku wyemitowały 10 razy więcej tlenków siarki (SO_x), niż 260 mln samochodów zarejestrowanych w Unii Europejskiej. Emisje ze 100 mln samochodów są równe emisjom z 47 statków wycieczkowych (Rysunek 1.6) [23].



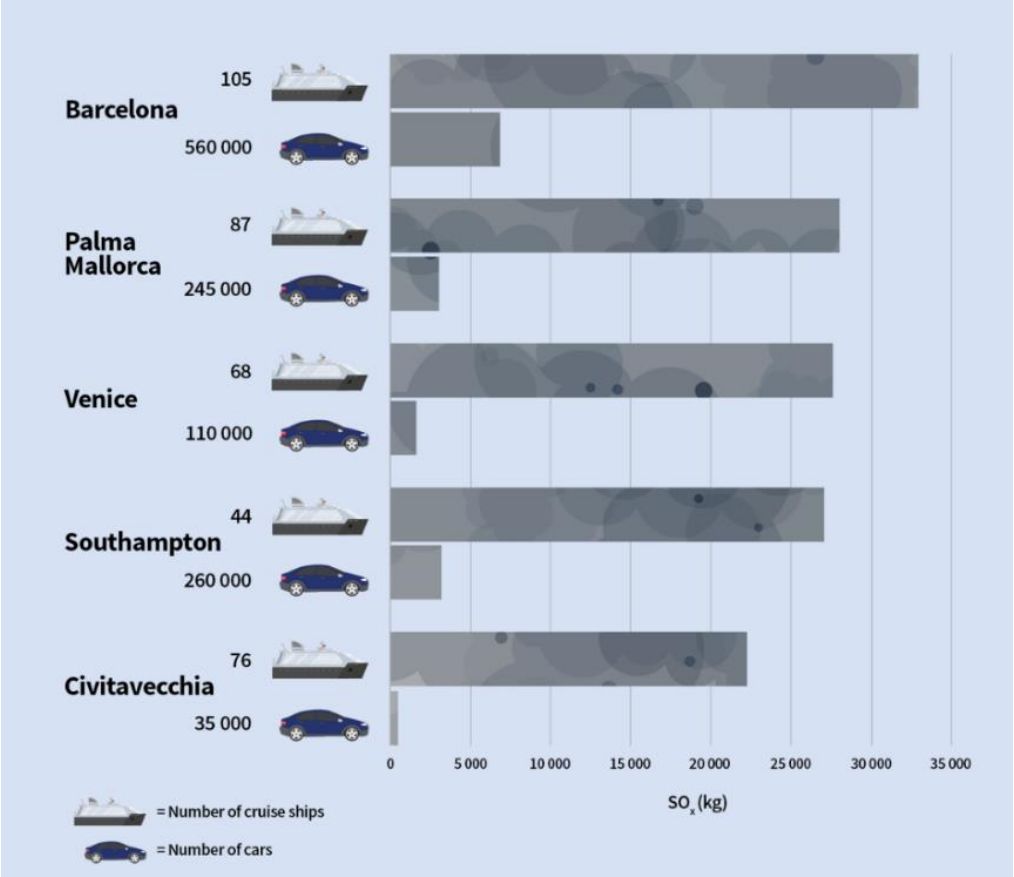
Rysunek 1.5. Liczba statków handlowych (stan na 01.01.2021) [24]
gdzie: General cargo ships – drobnicowce, Bulk cargo carriers – masowce, Crude oil tankers – tankowce, Chemical tankers – chemikaliowce, Container ships – kontenerowce, Ro-Ro/Passanger ships – statki ro-ro/pasażerskie, Liquefied natural gas tanker – gazowce LNG



Rysunek 1.6 Porównanie zanieczyszczenia atmosfery tlenkami siarki (SO_x) przez największego operatora statków wycieczkowych Carnival Corporation & plc z zanieczyszczeniami spowodowanymi ruchem samochodowym [25]
gdzie: ships – statki, cars – samochody

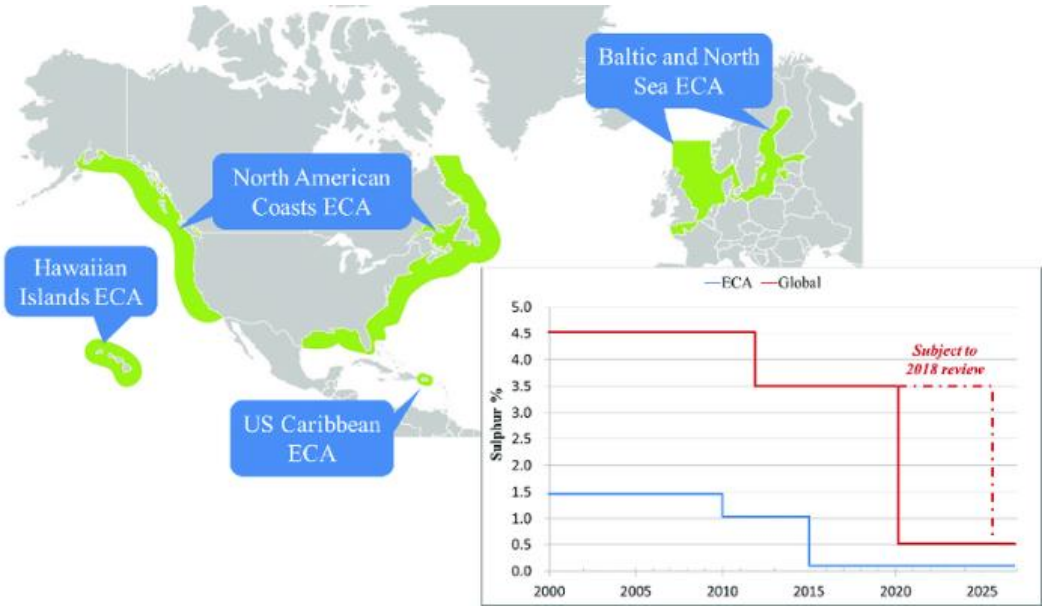
Te emisje są szczególnie dotkliwe dla tych państw, do których te statki najczęściej zawijają tj. Norwegii, Włoch, Grecji, Hiszpanii oraz Francji. Zaś do najbardziej zanieczyszczonych przez statki miast należą Barcelona i Wenecja. T&E ocenia, że armatorzy nie są zainteresowani obniżeniem tych emisji i że istnieje potrzeba

wprowadzenia regulacji europejskich (Rysunek 1.7). Rekomenduje, aby wprowadzić możliwie szybko standard zerowych emisji w portach (co można też rozszerzyć na inne typy statków).



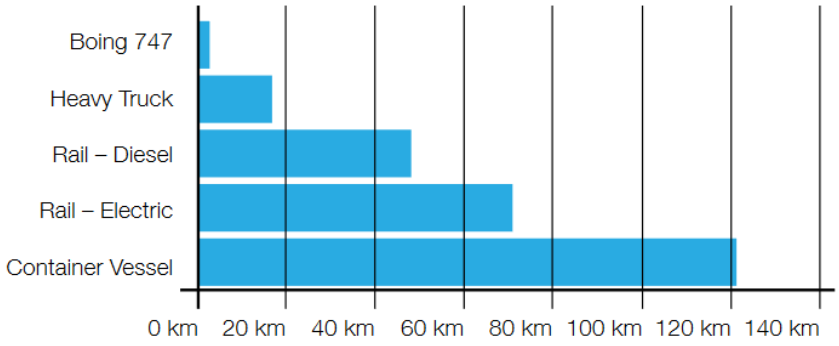
Rysunek 1.7. Porównanie zanieczyszczenia atmosfery europejskich portów tlenkami azotu (NO_x) przez największego operatora statków wycieczkowych Carnival Corporation & PLC z zanieczyszczeniami spowodowanymi ruchem samochodowym [25]
gdzie: Number of cruise ships – liczba statków wycieczkowych, Number of cars – liczba samochodów

Wraz z początkiem 2020 roku weszły w życie nowe przepisy międzynarodowej konwencji MARPOL dot. zanieczyszczeń ze statków (m.in. Dyrektywy Rady 1999/32/WE oraz 2012/33/UE odnoszące się do redukcji zawartości siarki w niektórych paliwach). Zgodnie z nimi limit siarki w paliwach żeglugowych został zmniejszony 7-krotnie, z 3,5 do 0,5%. Ponadto już teraz na niektórych obszarach zgodnie z dyrektywą siarkową obowiązującą od 1 stycznia 2015 r. – m.in. na morzach Bałtyckim oraz Północnym i w kanale La Manche - obowiązuje tzw. europejska strefa kontroli emisji stref SECAs (z j. ang. *Sulphur Emission Control Areas*), w której ten limit wynosi 0,1% (Rysunek 1.8) [26].



Rysunek 1.8. Mapa obszarów o zaostrzonych wymaganiach kontroli emisji [26]
gdzie: Sulphur – siarka

Zdaniem specjalistów „The Guardian" transport morski odpowiada za 18 do 30% światowego zanieczyszczenia tlenkami azotu (NO_x) oraz za 9% zanieczyszczenia tlenkami siarki (SO_x). Jest to tym bardziej niebezpieczne, że statki głównie pływają wzdłuż brzegów, a 70% emisji zanieczyszczeń odbywa się nie dalej niż 400 kilometrów od lądu. Szacuje się, że około 85% tego zanieczyszczenia dotyczy tylko półkuli północnej. Udział transportu morskiego w globalnym ociepleniu wynosi 4% [27]. Należy natomiast jednoznacznie stwierdzić, że transport morski jest jednak najmniej szkodliwym pod względem emisji CO_2 rodzajem transportu w przeliczeniu na jedną tonę transportowanego towaru (Rysunek 1.9).



Rysunek 1.9. Droga transportu 1 tony ładunku w przeliczeniu na 1 kg CO_2 uwalnianego do atmosfery [28] gdzie: Heavy Truck – ciężarówka, Rail-Diesel – kolej spalinowa, Rail-Electric – kolej elektryczna, Container Vessel – kontenerowiec

Wszystkie te wymagania w ramach ograniczania emisji gazów cieplarnianych zmierzają do optymalnego, ze względu na to kryterium, projektowania i budowy statków, a następnie ich eksploatowania. Na poprawę efektywności energetycznej siłowni

okrętowej ma wpływ nie tylko minimalne zużycie paliwa, ale także dbałość o dobry stan techniczny siłowni. Tu zaś istotne znaczenie ma prawidłowo prowadzony proces diagnostyczny [29]. Z przeprowadzonych na Wydziale Mechanicznym Uniwersytetu Morskiego w Gdyni badań jednoznacznie wynika, że już niewielkie niesprawności układów funkcjonalnych silnika o zapłonie samoczynnym znacząco wpływają na emisję gazów cieplarnianych [30]. W tabeli 1.2 zaprezentowano wpływ symulowanych niesprawności obiektu badawczego (zespół spalinowo elektryczny napędzany średniobrotowym morskim silnikiem tłokowym Sulzer AL25/30) na zmiany udziałów NO_x, CO i CO_2 oraz zmiany temperatury gazów wylotowych zmierzone za cylindrami silnika. Zgodnie z prezentowanymi wynikami wszystkie symulowane niesprawności wpływały na skład gazów wylotowych.

*Tabela 1.2. Wpływ symulowanych niesprawności na udziały NOx, CO i CO_2 w gazach wylotowych. * – małe obciążenie, ** – duże obciążenie, ↑ – wzrost, ↓ – zmniejszenie, – bez zmian [30]*

Pozorowana niesprawność	**CO_2 [%]**	**CO [ppm]**	**NOx [ppm]**	**Temp. spalin za cylindrem nr 2**	**Temp. spalin za cylindrami nr 1 i 3**
Dławienie kanału gazów wylotowych	–	↑*	–	↑	↑
Dławienie kanału dolotowego powietrza	↑	↑	↑	↑**	↑**
Opóźnienie wtrysku paliwa do cylindra	↓	↓	↓	↑*	–
Nieszczelność zaworu dolotowego powietrza	↓**	↑	–	↑*	–
Nieszczelność zaworu wylotowego	↑*↓**	↑	↓	↑**	–
Zmniejszenie ciśnienia otwarcia wtryskiwacza paliwa	↑*	↑*↓**	↑	–	↑
Zwiększenie ciśnienia otwarcia wtryskiwacza paliwa	–	↑*	↑	–	↑*
Zakoksowanie otworków wtryskiwacza paliwa	↑*	↑	↑*↓**	↓*	↑*
Rozkalibrowanie otworków wtryskiwacza paliwa	↑*	–	↑*	↑	–
Nieszczelność pary precyzyjnej pompy wtryskowej paliwa	↓**	↑*	↓	↓	↑

Zgodnie z Rozporządzeniem Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2015/757 z dnia 29 kwietnia 2015 r. „w sprawie monitorowania, raportowania i weryfikacji emisji dwutlenku węgla z transportu morskiego" oraz zmiany dyrektywy 2009/16/WE można dokonywać bezpośrednich pomiarów emisji CO_2 w odniesieniu do rejsów oraz emisji CO_2 mających miejsce w portach podlegających jurysdykcji państwa członkowskiego. Wyemitowany CO_2 obejmuje: CO_2 wyemitowany przez silniki główne, silniki pomocnicze, turbiny gazowe, kotły i generatory gazu obojętnego. Rodzaj paliwa wykorzystanego w danym okresie oraz zawartość siarki w tym paliwie należy obowiązkowo monitorować. Dodatkowo w Polsce art. 37 ustawy o zapobieganiu zanieczyszczaniu morza przez statki (Dz.U. 1995 nr 47 poz. 243) stwierdza że:

„Jeżeli kapitan lub inny członek załogi statku nie wykonując, ciążących na nim z mocy prawa, obowiązków:

ust 1. nie dba o zdatność statku do żeglugi lub innej działalności na morzu w zakresie zapobiegania zanieczyszczaniu morza,

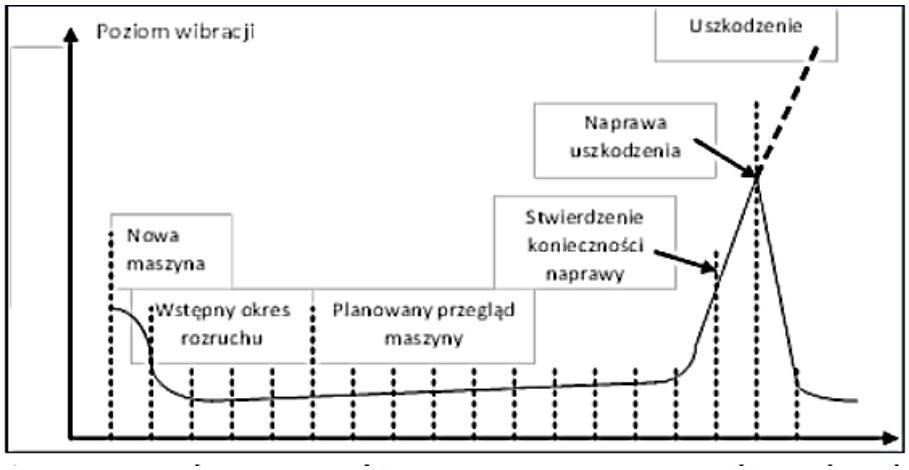
ust. 9. nie zgłasza organom inspekcyjnym zdarzeń wpływających poważnie na stan techniczny statku, jego urządzeń lub wyposażenia, powodujących zagrożenie dla środowiska morskiego,

ust. 16. stosuje na statku metody redukcji emisji w sposób, który nie zapewnia redukcji emisji,

podlega karze pieniężnej do wysokości nieprzekraczającej dwudziestokrotnego przeciętnego miesięcznego wynagrodzenia w gospodarce narodowej za rok poprzedzający, ogłaszanego przez Prezesa Głównego Urzędu Statystycznego". Przytoczone przepisy jednoznacznie wskazują, że głównym aspektem dbania o należyty stan techniczny maszyn nie jest już czynnik ekonomiczny, a minimalizacja jego wpływu na środowisko naturalne.

Z problemem rozpoznawania stanu maszyn wiąże się diagnostyka techniczna. Wykorzystywana w systemach transportowych prowadzi do zwiększenia niezawodności i bezpieczeństwa eksploatacji, a w konsekwencji do zmniejszenia kosztów i zanieczyszczenia środowiska. Jedną z najpopularniejszych metod wykorzystywanych w diagnostyce technicznej jest wibrodiagnostyka, gdzie źródłem informacji są drgania o częstotliwości od kilku herców do kilku kiloherców. Wibrodiagnostyka umożliwia ocenę stanu dynamicznego maszyn za pomocą generowanych przez nie procesów drganiowych, poprzez jednoznaczne skojarzenie parametrów funkcjonalnych (cech

stanu) ocenianego obiektu ze zbiorem miar i ocen generowanych procesów drganiowych (parametrów diagnostycznych). Obserwacja stanu maszyny za pomocą pomiarów procesu drganiowego pozwala na przewidzenie jej żywotności oraz zapobiegnięcie awarii przez wykonanie właściwej naprawy. Analiza składu widmowego drgań pozwala na określenie elementu, który należy poddać odnowie. Analizując amplitudy i rozkład poszczególnych składowych harmonicznych będących symptomami drganiowymi elementów można oceniać ich stan eksploatacyjny (Rysunek 1.10) [31].



Rysunek 1.10. Krzywa życia maszyny obserwowana za pomocą pomiarów drganiowych [31]

Popularność tej metody w diagnozowaniu układów napędowych potwierdzają liczne publikacje, także polskich autorów, dotyczące jednostek pływających [32 ÷ 37] oraz pojazdów drogowych [38 ÷ 41].

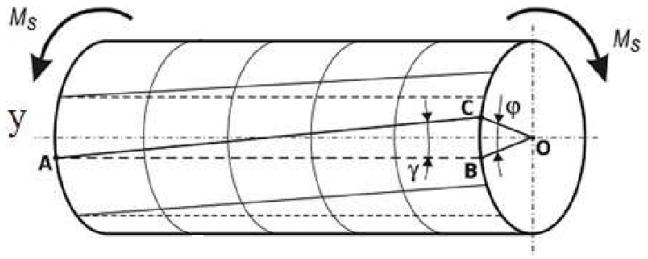
Ważnymi elementami układów napędowych są dominujące w transporcie silniki spalinowe o zapłonie samoczynnym, stąd też dużo publikacji dotyczy diagnozowania ich uszkodzeń [42]. Tym bardziej jest to istotne, że rozwijane obecnie pokładowe systemy diagnostyczne nie są ukierunkowane na bezpośrednie określenie stanu technicznego elementów mechanicznych. Dla praktyki eksploatacyjnej ważne jest, aby za pomocą dostępnych na jednostce pływającej mierników w sposób ciągły kontrolować zgodność parametrów pracy urządzenia z wartościami wzorcowymi podanymi przez producenta, a co więcej, aby za ich pomocą identyfikować i lokalizować uszkodzenia na potrzeby podejmowania właściwych decyzji eksploatacyjnych.

Intencją autora jest zbadanie możliwości wykorzystania składu widmowego drgań skrętnych wału ZSE (zespół spalinowo elektryczny akr. ZSE) do kontroli zdatności podzespołów podstawowych układów funkcjonalnych okrętowego silnika tłokowego o zapłonie samoczynnym [39,43,44].

2. Drgania skrętne, metody pomiaru drgań skrętnych

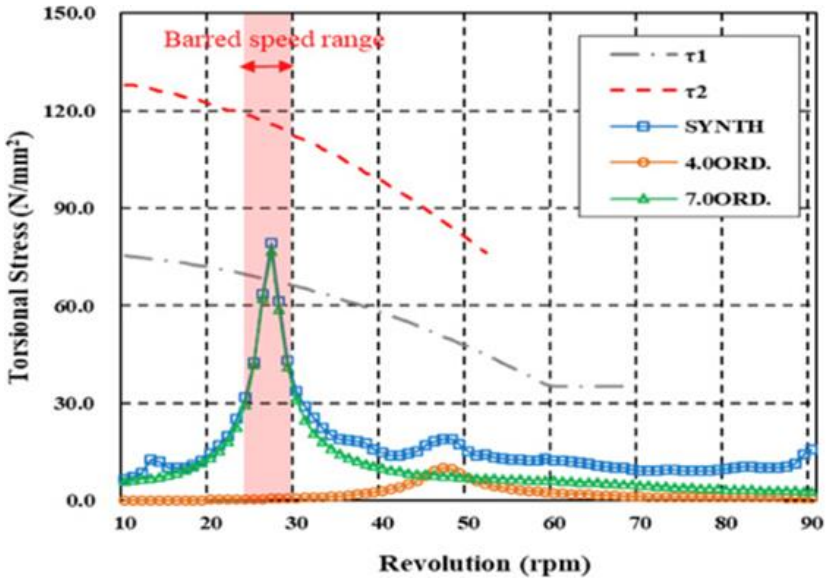
2.1. Wprowadzenie

W dostępnej literaturze takiej jak materiały „Torsional Vibration Symposium” 2014 oraz 2017, Salzburg Congress, Austria [45] oraz materiały Siemens PLM Software, drgania skrętne są definiowane jako wzajemne oscylacje położenia kątowego, prędkości lub przyspieszenia sekcji wirnika wzdłuż jej osi obrotu (Rysunek 2.1).

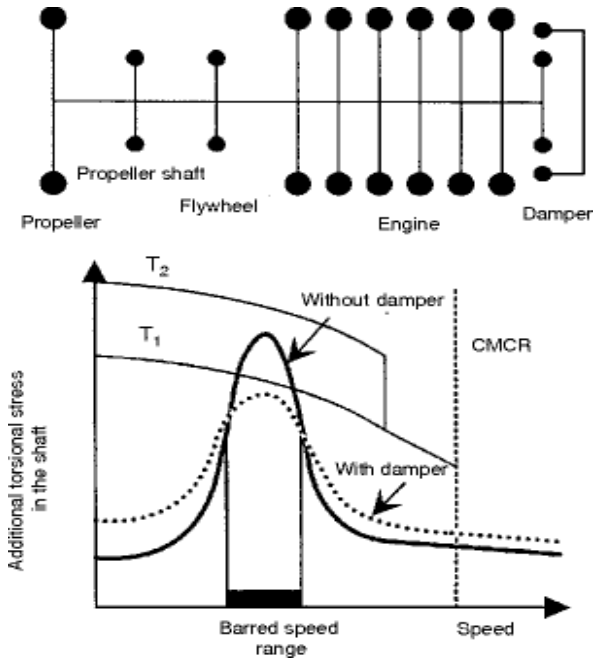


Rysunek 2.1. Wał skręcany momentem M_s [46]
gdzie: OB – promień wału, AB – tworząca wału przed skręceniem, AC – tworząca wału po skręceniu, y – oś pręta, γ – kąt odkształcenia postaciowego, φ – kąt skręcenia

Drgania takie noszą znamiona ściśle związane z rozpatrywanym typem maszyny wirującej i zawierają znaczną ilość użytecznych informacji z punktu widzenia konstrukcji maszyny i jej działania [47]. Bardzo podobnie drgania te są definiowane w literaturze okrętowej jaką jest „Wärtsilä Encyclopedia of Ship Technology”. W tej encyklopedii drgania skrętne to: „Skręcanie wału lub dowolnej innej konstrukcji wokół osi w sposób cykliczny ze względu na zmienny przyłożony moment obrotowy”. Jeżeli częstotliwość przyłożonego momentu obrotowego jest taka sama jak częstotliwość własna drgającego ciała, nastąpi rezonans. Prędkość obrotowa przy której występuje rezonans nazwana jest „prędkością krytyczną”. Definicja ta jest związana w odniesieniu do okrętowych dwusuwowych silników spalinowych z zakresem obrotów zabronionych (z j. ang. *Barred Speed Range,* akr. BSR) występującym w okolicy prędkości krytycznej [48]. Aby uchronić w tych warunkach wał korbowy przed uszkodzeniem, towarzystwa klasyfikacyjne wyznaczyły dwa poziomy dozwolonych naprężeń [49], które są zwykle oznaczone jako τ_1 *i* τ_2 (Rysunek 2.2). Układ napędowy może pracować bez żadnych ograniczeń poniżej poziomu naprężeń τ_1. W przypadku potrzeby zmiany prędkości obrotowej silnika powodującej przekroczenie poziomu naprężeń τ_1 silnik można eksploatować, ale przez bardzo krótki czas niezbędny do przejścia powyżej lub poniżej zakresu obrotów zabronionych [50]. Zastosowanie kosztownych tłumików drgań skrętnych ogranicza zjawisko natomiast nie likwiduje go w całości (Rysunek 2.3).

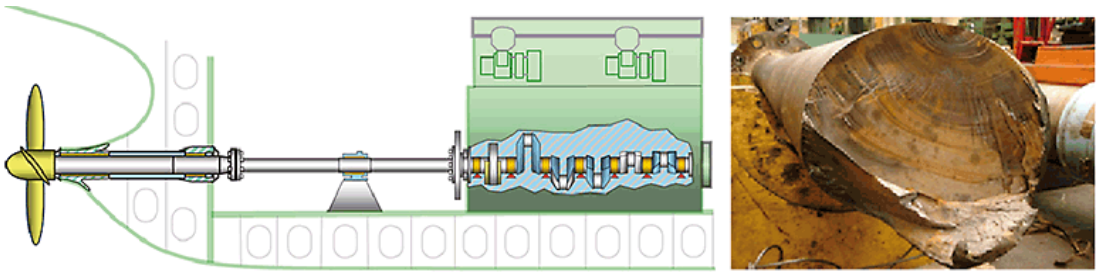


Rysunek 2.2. Naprężenia w wale pośrednim wraz z zakresem prędkości zabronionych (praca silnika w stanie ustalonym) [51]
gdzie: Torsional Stres – naprężenie skrętne, Barred speed range – obszar obrotów zabronionych, Revolution (rpm) – prędkość obrotowa (obr/min), τ_1 i τ_2 – dozwolone naprężenia



Rysunek 2.3. Porównanie naprężeń spowodowanych drganiami skrętnymi dla silnika bez jak i wyposażonego w tłumik drgań skrętnych [52]
gdzie: Additional torsional stres in the shaft – dodatkowe naprężenia skręcające w wale, Speed – prędkość, Propeller – śruba napędowa, Propeller shaft – wał śrubowy, Flywheel – koło zamachowe, engine – silnik, Damper – tłumik drgań, With damper – z tłumikiem drgań, Without damper – bez tłumika drgań, CMCR – moc znamionowa, Barred speed range – obszar obrotów zabronionych

Nie stosowanie się do tych nakazów skutkuje zazwyczaj poważnymi awariami okrętowych układów napędowych (Rysunki 2.4 i 2.5)

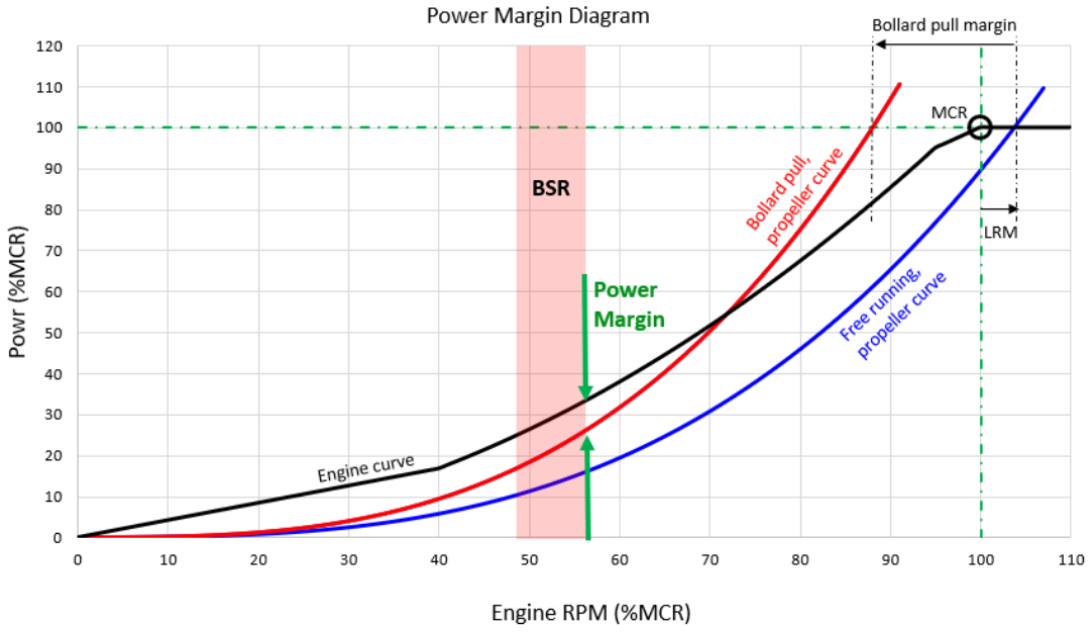


Rysunek 2.4. Typowe złamanie wału na skutek pracy w BSR [53]

Rysunek 2.5. Typowe zgięcia i pęknięcia korbowodów na skutek pracy w BSR [54]

Norweskie towarzystwo klasyfikacyjne Det Norske Veritas (akr. DNV GL) opublikowało w lipcu 2019 r. uaktualnioną normę „Rules for classification: Ships – DNVGL-RU-SHIP Pt.4 Ch.2. Edition July 2019, Rotating machinery, general" [55], w której po raz pierwszy przedstawiono dwa główne wymagania dotyczące: maksymalnego czasu przejścia BSR oraz marginesu mocy na górnej jego granicy (Rysunek 2.6).

Drgania skrętne elementów maszyn wirujących nie są tak łatwe do pomierzenia, z powodu wirowania wału, jak drgania poprzeczne w konstrukcjach stacjonarnych. Typowe szkody spowodowane nadmiernymi drganiami skrętnymi obejmują pęknięcia wałów, sprzęgieł, zużycie przekładni, awarie zębów przekładni, poślizgi pasowania skurczowego itp. Ponadto sprzężenia między drganiami skrętnymi i wzdłużnymi mogą powodować również dodatkowe uszkodzenia konstrukcji [56].



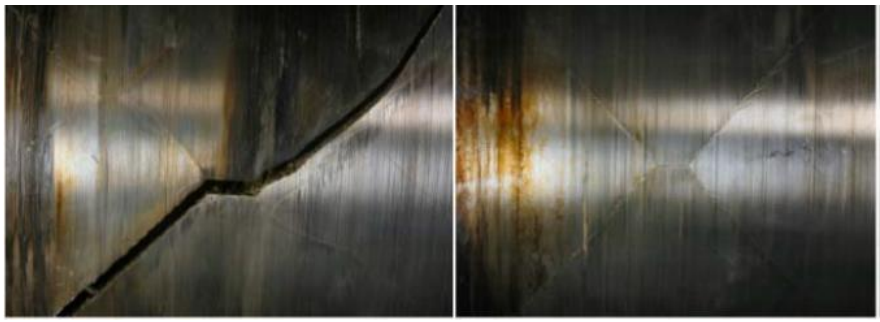
Rysunek 2.6. Wykres marginesu mocy [57]
gdzie: Power (%MCR) – moc, Power Margin Diagram – wykres marginesu mocy, Engine RPM – prędkość obrotowa (obr/min), Engine curve – krzywa silnikowa, Power margin – margines mocy, Free runing propeller curve – krzywa śrubowa dla śruby swobodnej, Bollard pull propeller curve – krzywa śrubowa uciągu na palu

2.2. Pomiary drgań skrętnych, rys historyczny

Pionierami pomiarów drgań skrętnych byli:

a) Melville G.,W. (1841-1912) – amerykański inżynier, odkrywca Arktyki, pisarz oraz szef Biura Inżynierii Parowej Amerykańskiej Marynarki Wojennej [58].
b) Holzer H. – twórca metody reszt (częściowe wykorzystanie MES) - obliczanie częstości własnych drgań skrętnych (autor niniejszej dysertacji nie dotarł do życiorysu tego wybitnego naukowca).
c) Timoshenko S.,P. (1878-1972) – urodzony na Ukrainie amerykański inżynier i naukowiec [59].
d) Frahm H. (1867-1939) – niemiecki naukowiec, twórca pierwszego tłumika drgań skrętnych [60] oraz wykorzystywanej do dziś metody obliczania tłumienia drgań skrętnych przez śrubę napędową.

Przekazy historyczne podają, że Hermann Frahm około 1900 roku rozpoczął badania nad przyczynami powtarzających się uszkodzeń wałów maszyn parowych (Rysunek 2.7). Do pomiarów drgań skrętnych wałów napędzających dwa z ówczesnych statków towarowych: „Besocki" i „Radames" wykorzystał torsjograf mechaniczny.

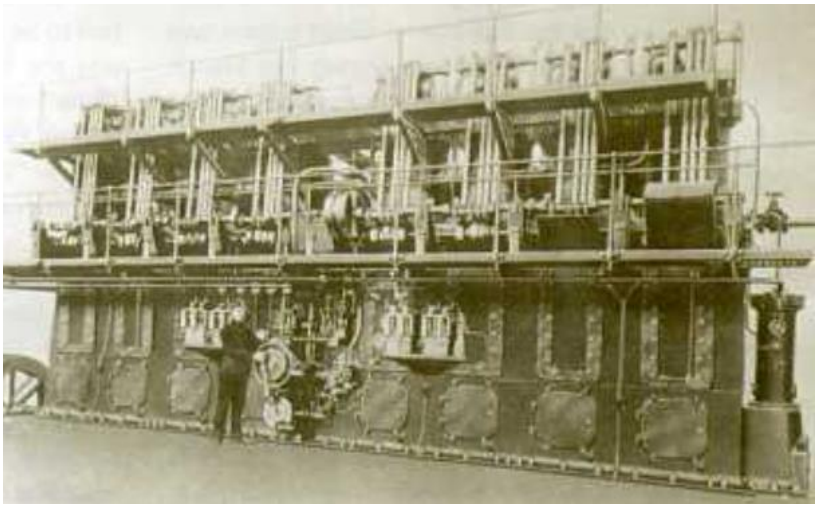


Rysunek 2.7. Widoki powierzchni wału pośredniego z widocznymi pęknięciami na skutek pracy w BSR [61]

Problem był tak poważny i głośny, że informacje o tym były regularnie podawane w ówczesnych gazetach. Według statystyk z lat 1882–1885 linie wałów zostały uszkodzone 228 razy. Taki historyczny przykład stanowi również awaria która wydarzyła się na ss „Poland" przedstawianym na rysunku 2.8.

Rysunek 2.8. Należący do White Star Line parowiec ss „Poland" [62]

Zwiększenie ilości awarii zostało spotęgowane po wyposażeniu około roku 1903 układów napędowych statków w tłokowe silniki wysokoprężne (Rysunek 2.9).



Rysunek 2.9. Jeden z dwóch silników głównych Burmeister & Wain, serii DM8150X (1050 KM) zamontowanych na ms „Selendia [63]

Prekursorami zastosowania tego nowego rodzaju napędu były okręty podwodne marynarek wojennych Francji, Anglii, Rosji i Niemiec. Natomiast pierwszymi statkami w nie wyposażonymi były: statek towarowo-pasażerski „Selandia" oraz tankowiec „Vulcanus" [63]. W 1927 roku bardzo głośnym wydarzeniem było zatonięcie, u wybrzeży Brazylii wraz z 309 pasażerami i 9 członkami załogi (spośród 1252 łącznie zaokrętowanych), włoskiego transatlantyku „Principessa Mafalda", spowodowane urwanym wałem śrubowym [64]. W rezultacie swoich badań Frahm odkrył, że przyczyną pękania wałów są drgania skrętne. Od tego momentu już nie wystarczyło jedynie podać obliczenia wytrzymałości na skręcanie wału. Każdy układ napędowy statku, wyposażony w tłokowy silnik główny, musiał zostać sprawdzony pod kątem rezonansów drgań skrętnych. Zaczęły powstawać specjalistyczne publikacje z których najważniejsze to m.in.:

a) Frith J., Lamb E.H.: The Breaking of Shafts in Direct Coupled Units,. Due to Oscillations Set up at Critical Speeds. Journal Inst. of Elect. Engs., Vol. 31, 1901.
b) Frahm H.: Neue Untersuchungen über die dynamischen Vorgänge in den. Wellenleitungen von Schiffsmaschinen, Berlin 1902.
c) Holzer H.: Die Berechnung der Drehschwingung, Torsional Vibration Calculation, Springer, Berlin 1921.
d) Holzer H.: Calculation of Torsional Vibrations (Die Berechnung der Drehschwingungen), Springer, Berlin 1922.
e) Lewis L.,M.: Torsional Vibration in the Diesel Engine, Society of Naval Architects and Marine Engineers, New. York 1925.
f) Holzer H.: Die Berechnung der Drehschwingungen, Verlag yon Julius Springer Berlin 1921.
g) Gombel: Torsional Vibrations of Elastic Shafts of any Cross Section and Mass Distribution and Their Application to the Vibration of Ships. Inst. of Naval Architects, 1912.
h) Timosheko S.: Torsion of Crankshafts. Am. Soc. of Mech. Engs., Vol.44, 1922. The Bending and Torsion of Multi-Throw Cranks, Am. Soc. of Mech. Engs, 1923.
i) Blondel A.: Danger of Resonance in Crankshafts of Internal-Combustion Engines Driving Electric Generators, Comptes Rendus, French 1924.

Historycznie obliczanie częstotliwości własnych drgań skrętnych było pierwszym krokiem do rozwiązania problemu pękania wałów napędowych. Obecnie konwencjonalne analizy drgań skrętnych TVA (z j. ang. *Torsional Vibration Analyses*) obejmują obliczenia drgań swobodnych i obliczenia drgań wymuszonych wywołanych wzbudzeniem harmonicznym [65].

2.3. Metody pomiarów drgań skrętnych

Obecnie w przemyśle są wykorzystywane dwie metody pomiaru drgań skrętnych tj. pomiary bezpośrednie i pośrednie, które mogą być oparte na metodach kontaktowych i bezkontaktowych.

Niektórzy badacze proponują pomiary pośrednie w których wykorzystane są sprzężenia które mogą wystąpić między drganiami skrętnymi i giętymi wału oraz poprzecznymi korpusu silnika. Wówczas poprzez pomiar drgań poprzecznych (np. przy zastosowaniu przetworników piezoelektrycznych) i zastosowanie modelu układu mechanicznego możliwe jest wnioskowanie na temat drgań skrętnych [66,67].

Bardziej powszechnie wykorzystywane są bezpośrednie metody pomiary oparte o:

1. Pomiary przyspieszenia za pomocą dwóch piezoelektrycznych przetworników przyśpieszenia drgań. Schemat ideowy (budowy wewnętrznej) takiego rozwiązania przedstawiono na rysunku 2.10. Przyspieszeniomierze mocowane są równolegle lecz po przeciwnych stronach na wale, mierząc przyspieszenia styczne podczas obrotu wału. Gdy przyspieszeniomierze się poruszają w przeciwnym kierunku w stałym układzie osi obrotu, wszelkie przyspieszenia translacyjne wału są anulowane biorąc średnią z obu przyspieszeniomierzy (przyp. wł. autora, w przypadku pojawienia się drgań skrętnych pozostanie różnica).

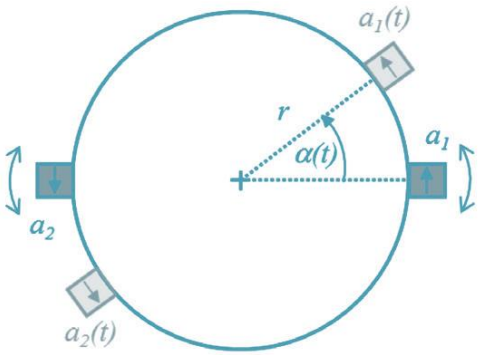
   Główne zalety stosowania tej metody to:

   a) szeroki zakres częstotliwości i amplitud mierzonych drgań,
   b) niska wrażliwość na drgania poprzeczne wału.

   Główne wady obejmują:

   a) trudności w oprzyrządowaniu, ponieważ wymagane jest bardzo dokładne względne ustawienie przyspieszeniomierzy;

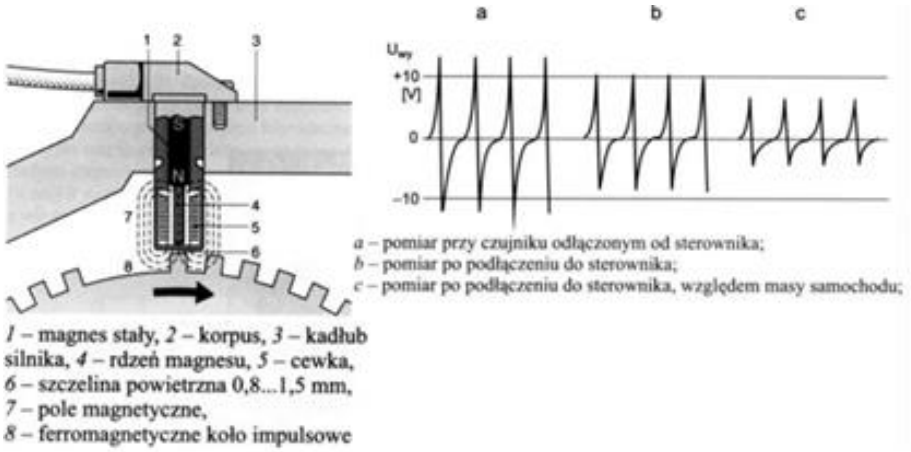
b) znaczne obciążenie masowe dla stosunkowo małych wałów, wpływające na zachowanie konstrukcyjne wału, powodując np. zmianę częstotliwości rezonansów skrętnych lub niewyważenie wału;
c) ryzyko odłączenia od wału z powodu zbyt dużych odśrodkowych sił bezwładności;
d) wysoki koszt systemu telemetrycznego do przesyłanie sygnałów z przyspieszeniomierzy;
e) niedostępność absolutnej pozycji odniesienia (mierzone jest przyspieszenie, kąt skręcenia jest uzyskiwany przez całkowanie), co utrudnia przetwarzanie sygnału w dziedzinie kątów [47].



$$r.\alpha = \iint \frac{a_1 + a_2}{2} dt^2$$
$$\Rightarrow \alpha = \iint \frac{a_1 + a_2}{2r} dt^2$$
$$\Rightarrow \dot{\alpha} = \omega = \int \frac{a_1 + a_2}{2r} dt$$
$$\Rightarrow \ddot{\alpha} = \frac{a_1 + a_2}{2r}$$

Rysunek 2.10. Konfiguracja przyspieszeniomierzy liniowych na wale [68]

2. Pomiary chwilowej prędkości kątowej za pomocą:
   a) Pasywnych czujników magneto-rezystancyjnych lub magneto-indukcyjnych, oraz aktywnych czujników indukcyjnych wykorzystujących efekt Halla. Ten rodzaj czujników wykrywa zmiany w polu magnetycznym lub elektromagnetycznym, zwykle wynikające z zastosowania metalowych elementów przechodzących w pobliżu czujnika (Rysunek 2.11).



Rysunek 2.11. Reluktacyjny (indukcyjny) czujnik prędkości obrotowej [69]

Czujniki pasywne nie wymagają zasilania, jednak jakość sygnału pogarsza się przy niskiej prędkości obrotowej. Obecnie czujniki hallotronowe wykorzystuje się powszechnie jako czujniki położenia i prędkości obrotowej wału korbowego oraz wałka rozrządu. W odróżnieniu od czujników indukcyjnych pozwalają na pomiar prędkości obrotowej niemal od zera. Poza tym są mało wrażliwe na wielkość szczeliny powietrznej między czujnikiem, a wirnikiem. Czujniki Halla umożliwiają również rozpoznawanie kierunku wirowania.

Główne zalety stosowania tej metody to:

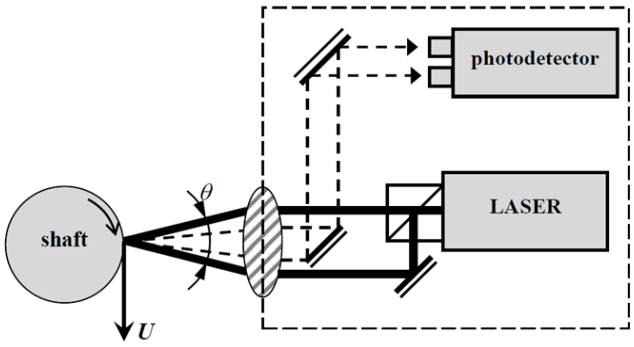
— niska cena, dzięki masowej produkcji (szeroko wykorzystywane w przemyśle samochodowym jako czujniki ABS, położenia wałka rozrządu itp.);
— prostota oprzyrządowania, ponieważ czujnik nie jest montowany na wale (w przeciwieństwie np. do wspomnianych wcześniej piezoelektrycznych przetworników przyśpieszenia drgań);
— wytrzymałość temperaturowa od 1,5 K do 448 K;
— szeroki zakres pomiarowy od 10^{-5} do 0,03 T;
— niska wrażliwość na zapylenie środowiska.

Główne wady to:

— ograniczona liczba impulsów na obrót wynikająca z ilości zębów na ferromagnetycznym wirniku impulsowym,
— niskie składowe harmoniczne,
— konieczność umieszczenia czujników blisko wirnika (poniżej ~ 5 mm) i wrażliwość na drgania poprzeczne oraz giętne [68].

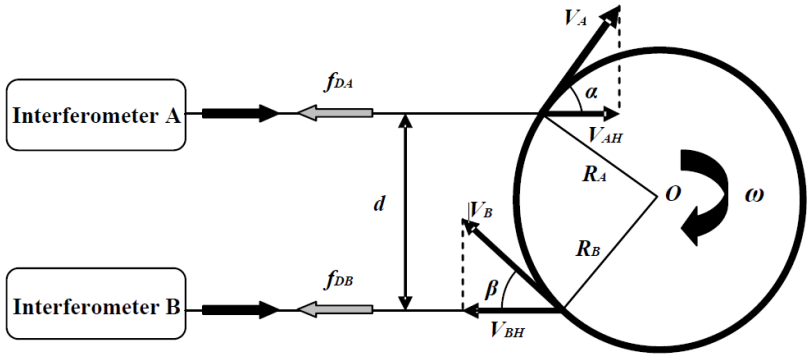
b) Interferometrów laserowych:

— Z wiązką krzyżową (rozwiązanie wykorzystywane od 1983 r. przez Institute of Sound and Vibration Research, University of Southampton) – przyrząd składa się z lasera, systemu soczewek i luster, przez które wiązka światła jest dzielona na dwie, padające na punkt na powierzchni wału, którego prędkość kątową mierzymy, tworząc między nimi określony kąt, „θ". Dwie odbite wiązki światła są kierowane przez zwierciadła do podwójnego fotodetektora (Rysunek 2.12), gdzie przetwarzane są na sygnał. Ponieważ kąt między kierunkiem padania każdej wiązki a wektorem prędkości rzeczywistej jest inny, częstotliwości Dopplera odbitych wiązek również będą inne, pozwalając na uzyskanie pomiaru prędkości stycznej do powierzchni wału. Nawet nie znając kątów padania, wystarczy znać kąt między nimi, który jest określony przez optykę przyrządu.



Rysunek 2.12. Zasada działania interferometru laserowego z wiązką krzyżową [70]
gdzie: shaft – wał, photodetector – fotodetektor

— Z wiązką równoległą – rozwiązanie o dekadę nowocześniejsze od poprzedniego (właściwie je wyparło z rynku). Podobnie jak w poprzednim przypadku, wiązka lasera jest podzielona na dwie o równej intensywności. Są one oddalone o odległość *d*. Obie te wiązki światła padają równolegle na powierzchnię wału (Rysunek 2.13). Gdy płaszczyzna określona przez dwie wiązki laserowe jest prostopadła do kierunku osiowego, możliwe jest określenie prędkości kątowej wału, przez pomiar składowych dwóch prędkości (V_{AH} i V_{BH}) [70] .



Rysunek 2.13. Zasada działania dwuwiązkowego interferometru laserowego [70]

Główne zalety stosowania tej metody to:

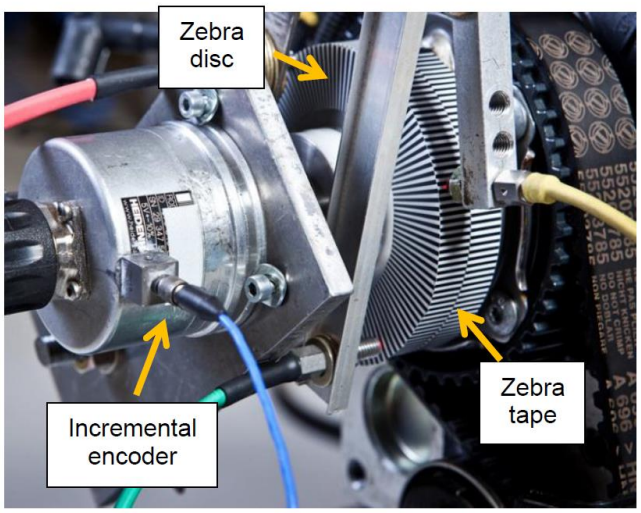
- bezdotykowy pomiar (który umożliwia również łatwe oprzyrządowanie) i niska wrażliwość na drgania poprzeczne.

Główne wady to:

- bardzo wysoki koszt przyrządu (z tego powodu właściwie nie wykorzystywany poza laboratoriami akademickimi);
- niedostępność absolutnej pozycji odniesienia, co uniemożliwia przetwarzanie sygnału w dziedzinie kątów (podobnie jak dla metody opartej o przyspieszeniomierze).

c) Czujników optycznych:

Na rynku występuje wiele rodzajów czujników optycznych. Większość z nich jest przeznaczona do wykrywania obiektów. Czujniki optyczne generują sygnał elektryczny proporcjonalny do odbieranego natężenia światła (można ich używać z wieloma różnymi typami enkoderów, o ile jest wystarczający widoczny kontrast między paskami). Najczęściej stosowane są dwie rodziny taśm w zależności od tego, czy należy je przykleić wokół wału (taśma „zebra"), czy są zamocowane na wale (dysk/tarcza „zebra"). Taśmy i dyski „zebra" występują w wielu wymiarach szerokości pasków, aby dostosować liczbę impulsów na obrót wału w zależności od jego średnicy (Rysunek 2.14).



Rysunek 2.14. Typowe rozwiązania stosowne do pomiaru drgań skrętnych za pomocą czujników optycznych [71] gdzie: Zebra disc – dysk/tarcza „zebra", Incremental encoder – enkoder inkrementalny, Zebra tape – taśma „zebra"

Główne zalety stosowania tej metody to:

— łatwość oprzyrządowania, możliwość wyboru taśmy o liczbie i szerokości pasków generujących wymaganą liczbę impulsów na obrót.

Główne wady to:

— trudności z centrowaniem koderów,

— wrażliwość na kurz, olej i światło otoczenia,

— wrażliwość na drgania poprzeczne,

— brak ciągłości odczytu kątowego w miejscu połączenia doczołowego taśmy [47] (przyp. wł. autora. – obecnie problem został rozwiązany przez przedsiębiorstwo Siemens LMS Test Lab, które opracowało algorytm automatycznej korekcji).

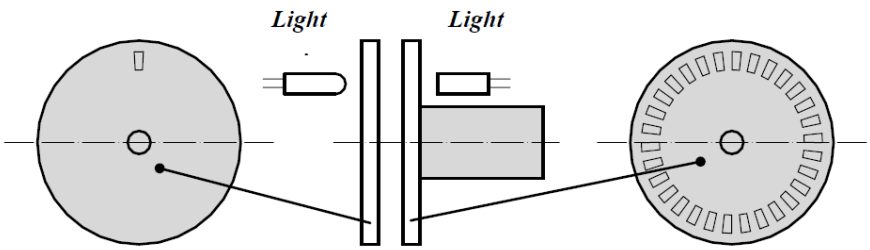
Większość wspomnianych wyżej wad czujników optycznych opartych na taśmach wyeliminowano wraz z pojawieniem się enkoderów inkrementalnych, które są urządzeniami zwykle stosowanymi w aplikacjach automatycznych lub robotach przemysłowych. Umożliwiają one określanie precyzyjnej pozycji elementów maszyny, kąta obrotu, prędkości, przyspieszenia, kierunku ruchu, jak również pomiar odległości. Ich wysoka dokładność czyni je bardzo atrakcyjnymi również do zastosowań w analizie drgań skrętnych. Bez względu na to, na jakie typy, czy rodzaje podzielimy czujniki kontroli ruchu i do czego będą wykorzystywane, to zawsze enkodery służą do konwersji ruchu mechanicznego

na sygnał elektryczny (który to następnie zostaje odczytany w układzie sterowania, na przykład za pomocą licznika lub sterownika PLC maszyny).

Do pomiaru drgań skrętnych zazwyczaj wykorzystuje się enkodery oparte na technologii optycznej. Zastosowano je m.in. w pracach badawczych pt.:

— „Crankshaft Speed Measurements and Analysis for Control and Diagnostics of Diesel Engines 2011" (wspólna praca Departmentu of Human Work Sciences Luleå University of Technology i koncernu Skania),
— Comparison of methods to measure torsional vibration 2014" (wspólna praca Novia University Electrical Engineering Vaasa 2014 oraz koncernu Wärtsilä).

W optycznym enkoderze przyrostowym (inkrementalnym) główny element stanowi tarcza kodowa przymocowana do wału, na której znajdują się przezroczyste i nieprzezroczyste pola. Światło generowane przez diodę LED oświetla tarczę i przechodzi przez jej pola przezroczyste lub jest zatrzymywane – w przypadku pól nieprzezroczystych (Rysunek 2.15).



Rysunek 2.15. Zasada działania optycznego enkodera przyrostowego [70]
light – światło

Odbiornik (element optoelektroniczny) zamontowany z tyłu tarczy przekształca odbierane światło w sygnał elektryczny. Rodzaj sygnału wyjściowego enkodera zależy od przyjętego standardu sygnału, najczęściej jest to sygnał cyfrowy (prostokątny).

Główne zalety to:

— duża dokładność pomiarowa do 10000 impulsów na obrót,
— możliwość wykrywania kierunku obrotu wału,
— dostępność absolutnej pozycji odniesienia, co w konsekwencji umożliwia przetwarzania sygnału w dziedzinie kątów.

Główne wady to:

— konieczność wykonania modyfikacji w celu montażu na wale,

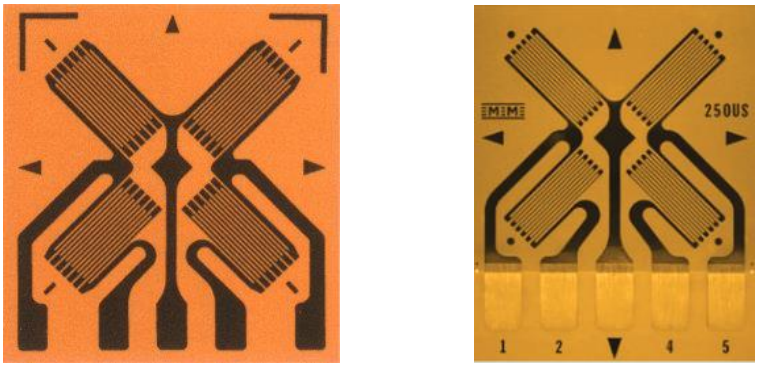
— wrażliwość na drgania giętne.

3. Pomiar skręcenia za pomocą tensometrów.

Tensometry są używane do pomiaru odkształcenia. Istnieje wiele różnych rodzajów tensometrów do różnych zadań pomiarowych. Przyrządy te możemy podzielić na: mechaniczne, optyczne, elektryczne, pneumatyczne, hydrauliczne i strunowe. Obecnie stosuje się zwykle tensometry elektryczne (najczęściej elektryczne oporowe). Współcześnie elektryczne tensometry metalowe wykonywane są z odpowiednio ukształtowanego drutu oporowego (tensometry drucikowe) lub z trawionej w odpowiednie kształty folii metalowej (tensometry foliowe). Stopami stosowanymi do produkcji tensometrów metalowych są: Konstantan, Nichrom, Chromel C oraz Elinwar. Tensometry półprzewodnikowe wykonywane są z odpowiednio wyciętego paska kryształu krzemu lub innego półprzewodnika oraz jako element struktury MEMS (z j. ang. *Micro Electro-Mechanical Systems*, akr. MEMS).

Najczęściej do pomiarów drgań skrętnych wykorzystywany jest gotowy zestaw tensometrów metalowych ustawionych wzajemnie pod kątem 90° zwanych rozetą tensometryczną. Ten typ tensometru jest zbudowany z różnych warstw. Siatka (elementy czujnikowe) jest wykonana z bardzo cienkiej folii metalowej (3-6 μm), zwykle z folii ze stopu miedziowo-niklowego (Konstantanu) o określonej oporności, zwykle 120 Ω lub 350 Ω w temperaturze 293 K (Rysunek 2.16).

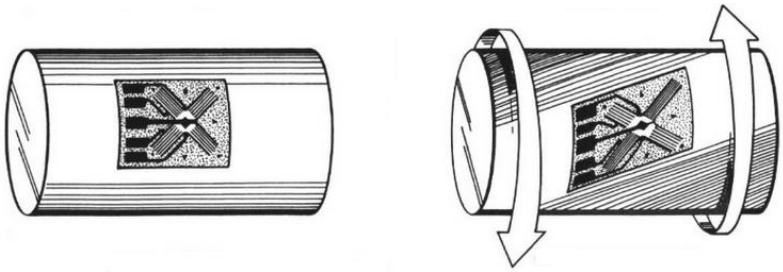
a) b)



Rysunek 2.16. Przykłady rozet tensometrycznych do pomiaru skręceń:
a) rozeta tensometryczna TFrx-6 produkcji polskiej firmy TENMEX s.c, [72],
b) rozeta tensometryczna CEA-06-250US produkcji amerykańskiej firmy Vishay Precision Group, Inc [73]

Aby zmierzyć naprężenie na wale, tensometr jest połączony z powierzchnią wału klejem i pokryty warstwami zabezpieczającymi. Kiedyś stosowano wosk lub silikon. Obecnie dla ochrony przeciwwilgociowej używa się powłok poliuretanowych natomiast ochronę mechaniczną całego tensometru stanowi guma butylowa. Dla ekranowania elektrycznego stosuje się taśmę aluminiową [74]. Gdy wał jest poddawany działaniom sił zewnętrznych (wytwarzających moment obrotowy) i odkształca się, długość siatki tensometru zmienia się, co powoduje wzrost oporu w ramieniu wydłużonym i „odchudzonym" oraz jego spadek w ramieniu które uległo skróceniu i „pogrubieniu" (Rysunek 2.17).

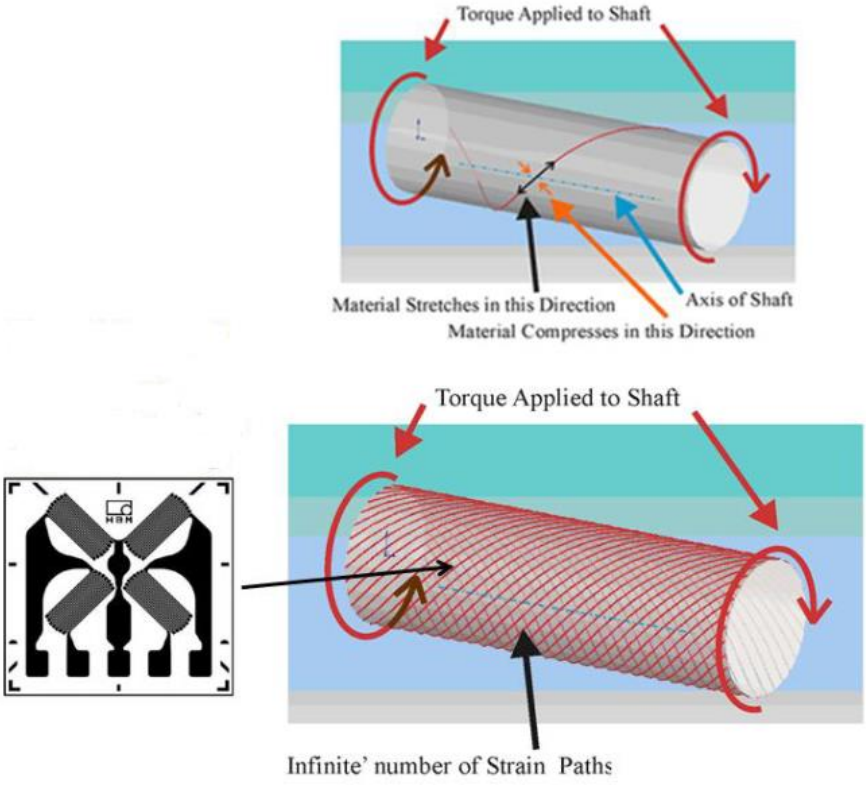
a) b)



Rysunek 2.17. Zasada działania tensometru na wale [75]:
a) tensometr zamocowany na nieruchomym wale,
b) tensometr ze zniekształconymi ramionami w wyniku działania sił wytwarzających moment obrotowy

Współczynnik zmiany oporu foli jest proporcjonalny do odkształcenia. Stała proporcjonalności nazywana jest stałą tensometru lub współczynnikiem czułości na odkształcenie i zależy od rodzaju materiału (przyjmuje wartości z zakresu od 2 do 3 dla najczęściej wykorzystywanego stopu miedzi z niklem wynosi około 2). Ze względu na niewielką zmianę rezystancji w tensometrze (na poziomie znacznie niższym od 1 Ω) bardzo trudno jest dokładnie ją zmierzyć bez wzmacniacza. Jako wzmacniacz wykorzystywany jest mostek pomiarowy prądu stałego służący do dokładnych pomiarów rezystancji w zakresie od ok. 1 Ω do 1 MΩ zwany mostkiem Wheatstone'a. W każdym przypadku mierzona wielkość nieelektryczna powoduje małą zmianę oporności odpowiedniego czujnika powodująca utratę pierwotnej równowagi mostka, zaś napięcie nierównowagi między ramionami mostka jest miarą badanej wielkości nieelektrycznej. Głównym celem pomiaru obciążonego momentem obrotowym wału jest najpierw określenie odkształcenia a następnie zgodnie z prawem Hooke'a naprężenia ścinającego. Na podstawie naprężenia, które powoduje określone odkształcenie obliczany jest moment obrotowy na wale. Podczas skręcania, główne naprężenia w wale występują pod kątem ± 45° do płaszczyzn cylindrycznych.

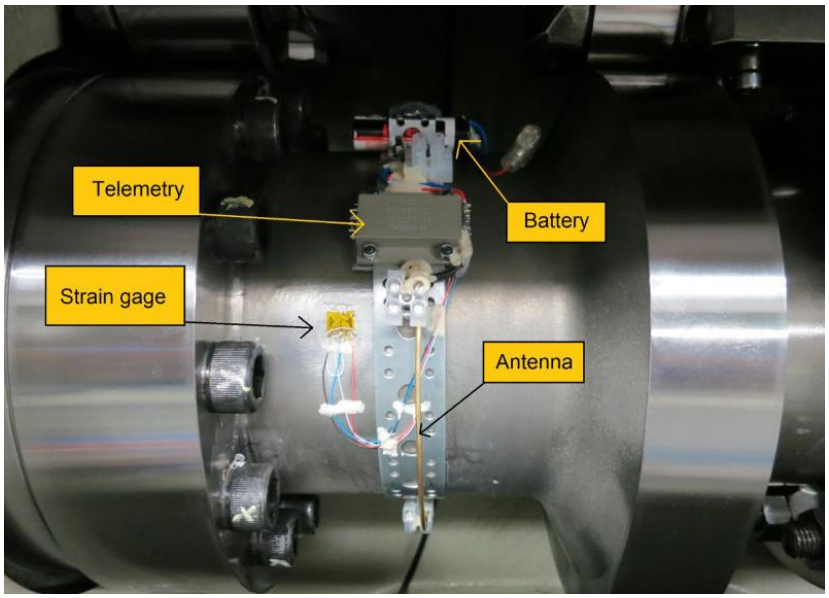
Na rysunku 2.18 pokazano „ścieżki" odkształceń, które powstają, gdy wał jest poddany oddziaływaniu momentu obrotowego.



Rysunek 2.18. Przykład wału poddanego skręcaniu [76]
gdzie :Torque appiled to the shaft – moment obrotowy przyłożony do wału, Material stretches in tchis direction – kierunek rozciągania materiału, Axis of shaft – oś obrotu, Material compresses in this direction – kierunek ściskania materiału, Infinite'number of strain paths – nieskończona liczba ścieżek odkształceń

Zazwyczaj zestaw do pomiaru drgań skrętnych na wale składa się z (Rysunek 2.19):

a) rozety tensometrycznej,
b) systemu telemetrycznego (nadajnika i odbiornika),
c) baterii zasilającej nadajnik (systemu telemetrycznego),
d) dwóch anten:
   — pierwszej która przesyła sygnały z wału,
   — drugiej zainstalowanej w silniku w pobliżu wału, której zadaniem jest odbiór sygnału z pierwszej anteny i przesłanie go przewodem z silnika do odbiornika telemetrycznego, odbiornik podłączony jest napięciowo do systemu akwizycji danych.



Rysunek 2.19. Przykład zestawu do pomiaru drgań skrętnych na wale [46]
gdzie: Telemetry – nadajnik telemetryczny, Strain gage – tensometr, Battery – bateria, Antenna – antena (przesyłająca sygnał z wału)

Główne zalety stosowania tej metody to:

a) bezpośredni pomiar odkształcenia skrętnego,
b) niska wrażliwość na odkształcenia inne niż skrętne.

Główne wady to:

a) drogi system telemetryczny,
b) generowanie wielkich odśrodkowych siły bezwładności na powierzchni wałów o dużych średnicach i przy wysokich prędkościach obrotowych, co może prowadzić do utraty sprzętu pomiarowego gdy nie jest on wystarczająco dobrze przyklejony;
c) brak możliwości zastosowania na wałach wykonanych z materiałów niejednorodnych i nie izotropowych jakimi są np. coraz częściej stosowane włókna węglowe;
d) brak znajomości dokładnej prędkości kątowej i położenia (dlatego dodatkowo prędkość kątowa i położenie pozyskiwane jest z innego rodzaju czujników np. aktywnych czujników indukcyjnych wykorzystujących efekt Halla);
e) niedostępność absolutnej pozycji odniesienia co bez dodatkowych czujników uniemożliwia przetwarzanie sygnału w dziedzinie kątów [46].

3. Metody wykorzystania sygnału dynamicznego skręcenia wału do celów diagnostycznych

Najbardziej rozpowszechnionym źródłem pozyskiwania informacji diagnostycznej o poprawności pracy silnika wysokoprężnego i podstawą wykrywania uszkodzeń związanych z procesem spalania są wykresy indykatorowe [77]. Bezpośredni pomiar ciśnienia w cylindrze dostarcza informacji dotyczących procesu spalania. Analizując wartości ciśnienia maksymalnego oraz średniego ciśnienia indykowanego można ocenić parametry energetyczne procesu spalania oraz parametry dynamiczne ruchu układu korbowego [78]. Analiza kształtu wykresu indykatorowego pozwala na wstępną identyfikację niektórych uszkodzeń związanych z układem wtryskowym oraz szczelnością komory spalania. Jednakże zastosowanie powyższej metody związane jest z kilkoma ograniczeniami. Po pierwsze, ze względu na bezpośredniość pomiaru, niezbędnym jest, aby każdy cylinder silnika był wyposażony w specjalny zawór indykatorowy umożliwiający montaż czujnika. Po drugie w celu jednoczesnego pomiaru należy zamontować liczbę czujników równą liczbie cylindrów [79]. Ponadto czas pomiaru ciśnienia w cylindrze jest ograniczony odpornością termiczną czujnika oraz jego wrażliwością na zanieczyszczenie produktami spalania. Jednymi z nielicznych, które spełniają wymagania pomiarowe są obecnie czujniki ciśnienia firmy Kistler [80].

Niesprzyjające warunki pracy czujnika ciśnienia w przestrzeni cylindrowej powodują ograniczenie jego trwałości, co z kolei z uwagi na duży jednostkowy koszt powoduje, że zastosowanie czujników wbudowanych na stałe w okrętowych silnikach tłokowych jest rzadko stosowane. Natomiast w motoryzacji europejscy producenci samochodów (Volkswagen AG, Opel Automobile GmbH, Daimler AG, Bayerische Motoren Werke) stosują w silnikach o zapłonie samoczynnym dla lekkich samochodów osobowych i użytkowych spełniających standard emisji spalin Euro 5 (wprowadzony Dyrektywą Europejską nr 715/2007 Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 20 czerwca 2007 r.) świece żarowe zintegrowane z czujnikiem ciśnienia lecz ich trwałość wynosi około 150 tyś. km przebiegu samochodu czyli około 3 tyś. godzin pracy czyli około 125 dób. Należy tu jednak zauważyć, że czterosuwowy silnik samochodowy wykonuje w tej samej jednostce czasu co najmniej 10 razy więcej cykli niż dwusuwowy silnik okrętowy. Najczęściej stosowane dwusuwowe silniki okrętowe charakteryzują się maksymalnym ciśnieniem w cylindrze na poziomie ponad 100 barów (dla niektórych konstrukcji np. Sulzer RTX-2 do 180 barów), oraz temperaturą gazów wylotowych około 400 ^{o}C.

Parametry te są podobne jak dla współczesnych konstrukcji samochodowych [4]. Miejsce posadowienia czujnika ciśnienia ma wpływ na błędy pomiarów przebiegu ciśnienia. Głównym źródłem błędów pomiaru ciśnienia jest kanał z zaworem indykatorowym pośredniczący w przeniesieniu sygnału z wnętrza cylindra do czoła czujnika. Z badań przeprowadzonych w Akademii Marynarki Wojennej [81] wynika, że kanał z zaworem wnosi, zależnie od warunków obciążenia, do 17% błędu pomiaru ciśnienia maksymalnego w stosunku do ciśnienia mierzonego wewnątrz cylindra silnika Sulzer AL20/24. Diagnostyka wykorzystująca ten rodzaj pomiarów pozwala właściwie na badania porównawcze poszczególnych cylindrów jednego silnika, zakładając, że w czasie pomiaru warunki nie ulegną zmianie i identyczne błędy zostaną popełnione dla wszystkich cylindrów. Niezmienność warunków pomiaru jest bardzo trudna do zachowania w warunkach morskich, gdzie warunki środowiskowe powodują chwilowe zmiany obciążenia silnika (co również nie pozostaje bez wpływu na drgania skrętne) [82]. Z powodu wspomnianych błędów trudno ocenić ilościowo zachodzące zjawiska i wyznaczać ich trendy świadczące o degradacji silnika. Dlatego trwają poszukiwania bardziej ekonomicznego sposobu diagnozowania pracy poszczególnych cylindrów silnika. Od ponad 30 lat próbuje się znaleźć niezawodną metodę odtworzenia przebiegu ciśnienia na podstawie pomiarów pośrednich, w tym również z wykorzystaniem informacji zawartych w drganiach poprzecznych korpusów silników [83].

Wykorzystaniem pomiarów pośrednich w diagnostyce tłumika drgań skrętnych tłokowego silnika spalinowego za pomocą pomiarów drgań poprzecznych korpusu zajmowali się naukowcy z Zakładu Podstaw Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Warszawskiej. Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzili, że można wykorzystać informację zawartą w sygnale drgań korpusu do analizy stanu tłumika drgań skrętnych wału korbowego silnika. Na tej podstawie można wnioskować, że istnieje silne sprzężenie giętno-skrętne drgań, co świadczy o nieliniowości układu [67].

Podobną problematyką tj. znalezieniem związku niepowtarzalności pracy indykowanej silnika z fluktuacją prędkości obrotowej wału korbowego (co wprost wpływa na drgania skrętne) i z fluktuacją natężenia prądu wytwarzanego w zespole prądotwórczym oraz oceną możliwości wykorzystania pomiaru fluktuacji natężenia prądu wytwarzanego w generatorze elektrycznym do diagnostyki poszczególnych cylindrów silnika i ich sterowania, zajmowano się w Wydziale Inżynierii Mechanicznej

i Informatyki oraz Instytucie Maszyn Tłokowych i Technik Sterowania Politechniki Częstochowskiej. Zespół badaczy doszedł do wniosków, że:

a) Dla zespołu prądotwórczego napędzanego jednocylindrowym spalinowym silnikiem tłokowym istnieją bardzo wyraźne związki korelacyjne między zmiennością pracy indykowanej silnika spalinowego a zmiennością parametrów generowanego prądu elektrycznego oraz zmiennością chwilowej prędkości obrotowej wału korbowego co ma wpływ na drgania skrętne [84].
b) Niskoczęstotliwościowa część widma drgań kadłuba silnika wystarcza do oceny zmienności pracy poszczególnych cylindrów agregatowego silnika wielocylindrowego. Istnieje ścisły związek między pracą poszczególnych cylindrów i drganiami kadłuba silnika. Obliczone współczynniki korelacji pomiędzy oscylacją chwilowej prędkości kątowej kadłuba a maksymalnymi ciśnieniami w poszczególnych cylindrach wykazują bardzo wysokie wartości (powyżej 0,98). Równie wyraźna korelacja występuje między amplitudą oscylacji chwilowej prędkości obrotowej koła zamachowego a ciśnieniami maksymalnymi w poszczególnych cylindrach (współczynnik korelacji powyżej 0,99) [85].

Badania dotyczące możliwości wykorzystania sygnałów drganiowych prowadzone są w dwóch kierunkach: jeden oparty na pomiarach chwilowej prędkości kątowej wału korbowego [86 ÷ 89], drugi oparty na pomiarach drgań korpusu silnika [90 ÷ 94]. Badania te dowodzą, że zarówno drgania jak i prędkość kątowa zawierają informacje o ciśnieniu w cylindrach silnika, ale w różnych zakresach częstotliwości. Fluktuacje prędkości obrotowej wynikają przede wszystkim z niskoczęstotliwościowej części przebiegu ciśnienia i dlatego prędkość kątowa wykazuje znacznie mniejszą wrażliwość na nagłe zmiany ciśnienia w porównaniu z drganiami silnika. Z kolei pomiary drgań w tym zakresie częstotliwości obarczone są niskim stosunkiem sygnału do szumu, co pozwala na odtworzenie przebiegu ciśnienia w fazach sprężania i rozprężania jedynie z niewielką dokładnością. Najczęściej stosowane sposoby diagnozowania pracy silnika oparte są na ocenie fluktuacji prędkości kątowej koła zamachowego. W określonych warunkach pracy silnika zmiany chwilowej prędkości kątowej są źródłem informacji o niewłaściwej pracy poszczególnych cylindrów [85].

W Polsce nad wykorzystaniem chwilowej prędkości kątowej wału tłokowego silnika spalinowego z zapłonem samoczynnym jako nośnika informacji diagnostycznej pracował zespół badaczy z Zakładu Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Lubelskiej

[95,96]. Zajmowano się również modelowaniem drgań własnych wału korbowego czterocylindrowego silnika z zapłonem iskrowym R4 OHV FSO Polonez za pomocą metody elementów skończonych. Opracowano kilka modeli wału korbowego i wyznaczono po 10 pierwszych składowych harmonicznych [96].

Kolejny krajowy zespół, który zajmował się wykorzystaniem informacji zawartych w charakterystykach dynamicznych do oceny stanu technicznego układów cylindrowych pochodził z Zakładu Eksploatacji Instytutu Pojazdów Mechanicznych Wojskowej Akademii Technicznej [97]. Finalnym produktem prac zespołu był zestaw diagnozujący silniki:

— samochodowe S-359 (Star 266),

— czołgowe typu S-1000 (czołg PT-91),

wykorzystujący przebieg wartości przyspieszenia kątowego wału korbowego oraz natężenia prądu rozrusznika podczas próby rozruchu.

Jedną z metod pozyskiwania informacji o procesach przebiegających w przestrzeni cylindrowej silnika okrętowego jest pomiar chwilowego skręcenia wału korbowego. Badania takie były prowadzone w Królewskiej Akademii Marynarki Wojennej Holandii Wyniki badań zostały zaprezentowane podczas konferencji CIMAC 1998 r. Badania dotyczyły zastosowania analizy drgań skrętnych wału korbowego silnika okrętowego do określenia jakości procesów gazodynamicznych przebiegających w przestrzeni cylindrowej.

W macierzystej uczelni (ówczesna Wyższa Szkoła Morska) również zajmowano się problemem diagnostyki w oparciu o zmianę momentu obrotowego. [98]. W trakcie eksperymentu czynnego badacze zaburzali proces wywiązywania ciepła w cylindrze silnika Sulzer 5 RND68 przez stopniowe otwieranie zaworu odpowietrzającego wtryskiwacz. We wnioskach końcowych badacze stwierdzili m.in., że są w stanie:

a) wyróżnić trzy z pięciu składowych harmonicznych w widmie momentu obrotowego,
b) uzyskać jednoznaczną informację diagnostyczną o niesprawności układu wtryskowego pomimo zgrubnego oszacowania dokładności pomiarowej wynoszącej od 20 do 60%.

W Akademii Marynarki Wojennej również podjęto próby wykorzystania metody analizy drgań skrętnych, mierzonych za pomocą mostka tensometrycznego, do

identyfikacji stanu technicznego wtryskiwaczy paliwa [99]. Na podstawie przeprowadzonych badań potwierdzono przydatność metody widmowej (FFT) do diagnozowania stanu technicznego rozpylaczy i sformułowano następujące wnioski:

a) Zastosowanie Szybkiej Transformaty Fouriera oraz opracowanego algorytmu działania umożliwiło przeprowadzenie diagnostyki w czasie praktycznie realnym.
b) Prowadzenie stałej kontroli stanu technicznego rozpylaczy jako najbardziej zagrożonych degradacją elementów aparatury wtryskowej silnika, pozwoliłoby w sposób istotny zwiększyć możliwość ich wykrywania, w stosunku do istniejącej aparatury kontrolno-pomiarowej silnika.
c) Zaproponowana metoda, w stosunku do tradycyjnych metod diagnozowania, umożliwia ocenę stanu technicznego rozpylacza w trakcie pracy silnika.
d) Zmiany obciążenia i zmiany prędkości obrotowej wału korbowego silnika mają znikomy wpływ na dokładność metody.
e) Dokładność zastosowanej metody, po uwzględnieniu cech charakterystycznych poszczególnych zespołów napędowych, jest porównywalna.
f) Przyjęty do badań czas dyskredytacji wartości momentu obrotowego równy 50 μs, czas rejestracji nie krótszy niż 30 s oraz związane z nim pasmo przenoszenia od 3 Hz do 10 kHz pozwalają na precyzyjne wyodrębnienie składowych harmonicznych drgań skrętnych wału napędowego.
g) Zastosowanie wielokrotnego synchronicznego uśrednienia sygnału pozwala na jego wystarczającą separację od ogólnego poziomu szumów.
h) Uzyskane wyniki kwalifikują opracowaną metodę analizy widmowej drgań skrętnych linii wałów do prowadzenia diagnostyki wtryskiwaczy okrętowego średnioobrotowego silnika tłokowego w eksploatacji.

W Akademii Morskiej w Gdyni zajmowano się wykorzystaniem zmian chwilowej prędkości kątowej do celów diagnostycznych [100]. Otrzymane wyniki badań i ich analiza pozwoliły na sformułowanie następujących wniosków:

a) Na podstawie badań eksperymentalnych i analiz modelowych ustalono trzy parametry diagnostyczne: δ_f - odchylenie prędkości kątowej względnej od wzorca, F_δ – pole powierzchni pod krzywą δ_f w określonych przedziałach kątowych OWK i $\Delta\delta$ – różnica wartości δ_f na początku i końcu określonego przedziału kątowego OWK.

b) Analiza porównawcza przebiegów prędkości kątowej pozwala na wykrywanie nieprawidłowej pracy układu wtryskowego silnika o zapłonie samoczynnym, w zakresie obciążeń większych od 60%, obciążenia nominalnego. Poniżej obciążenia 60%, wartości odchyleń spowodowanych nieprawidłową pracą układu wtryskowego nie odbiegają zasadniczo od różnic spowodowanych zmiennymi warunkami zewnętrznymi.
c) Dla obciążenia powyżej 60% mocy nominalnej możliwe jest wykrycie uszkodzeń układu wtryskowego oraz identyfikacja cylindra, w którym proces spalania jest zakłócony uszkodzeniem. Dotyczy to uszkodzeń pompy wtryskowej powodujących zmniejszenie dawki paliwa wtryskiwanego do cylindra skutkujących obniżeniem maksymalnego ciśnienia spalania o wartość nie mniejszą niż 10% oraz dotyczy znacznych uszkodzeń otworków rozpylaczy wtryskiwaczy.
d) Metoda nie pozwala na jednoznaczną identyfikację uszkodzonego elementu w przypadku uszkodzenia pompy wtryskowej i zakoksowanego rozpylacza wtryskiwacza ze względu na to, że występuje duże podobieństwo zmian przebiegu prędkości kątowej.
e) Rezultaty opracowania danych pomiarowych chwilowej prędkości kątowej pochodzących z dwusuwowych wolnoobrotowych silników z zapłonem samoczynnym oraz danych z sześciocylindrowego silnika czterosuwowego z hamowni z hamulcem wodnym potwierdziły możliwość wykrywania uszkodzeń i wskazania uszkodzonego cylindra w przypadku odcięcia dopływu paliwa do wtryskiwacza.
f) Stwierdzono, że model dynamiczny układu korbowego z założeniem sztywnego wału odpowiada przebiegom rzeczywistym dla obciążeń powyżej 70% mocy nominalnej i pozwala na symulowanie odpowiedzi układu na wymuszenia spowodowane konkretnymi uszkodzeniami.
g) Dla niskich obciążeń przebiegi modelowe odbiegają od rzeczywistych w stopniu uniemożliwiającym ich wykorzystanie do prognozowania zmian prędkości kątowej pod wpływem zadawanych uszkodzeń.

Nie odnaleziono w literaturze opracowań na temat analizy porównawczej składowych harmonicznych skręcenia wału mierzonego metodą optyczną zarówno

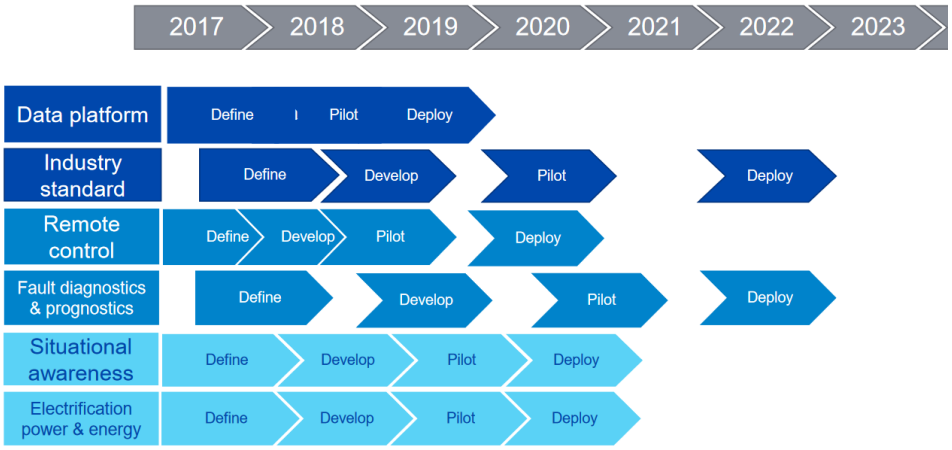
dla silnika w stanie zdatnym jak i z występującymi uszkodzeniami i jej wykorzystania w celu rozpoznawania uszkodzeń.

W pracy autor postanowił zająć się problemami diagnozowania podatnych na uszkodzenia ważnych układów funkcjonalnych silników tłokowych średniej mocy (do 150 kW/cyl., stosowanych m.in. w napędach okrętowych i kolejnictwie), jakimi są:

a) klasyczny układ wtryskowy,
b) układ doładowania.

Istniejące metody diagnozowania układu wtryskowego spalinowego silnika tłokowego bazują przede wszystkim na parametrycznych metodach pośrednich opartych o analizę zmienności wybranych parametrów indykowanych pod wpływem uszkodzeń występujących w układzie wtryskowym. Znacznie większą skutecznością cechują się metody oparte o pomiar ciśnienia w układzie wtryskowym [101]. Główną wadą tego rozwiązania jest zwykle jego niedostępność w siłowni okrętowej statku morskiego jak i śródlądowego. Spowodowane to jest między innymi, poza wysokim kosztem piezoelektrycznych czujników ciśnienia, wymogami towarzystw klasyfikacyjnych dotyczących zakazu wykonywania połączeń spawanych i lutowanych oraz koniecznością stosowania certyfikowanych osłon na tych rurociągach [102 ÷ 104].

Diagnostyka maszyn i urządzeń siłowni okrętowych w tym silników tłokowych napędów głównych i pomocniczych może mieć jeszcze większe znaczenie w odniesieniu do statków autonomicznych. Dynamiczny rozwój tej technologii przedstawia rysunek 3.1. Przykładem udanych prób zdalnego sterowania statkiem morskim w technologii opracowanej przez koncern Wärtsilä jest zbudowany w 2013 r. w Remontowa Shipbuilding SA zaopatrzeniowiec górnictwa morskiego Highland Chieftain (przystosowany jest on także do zwalczania pożarów i zbierania rozlewów olejowych). Statek został wyposażony w pakiet Wärtsilä Nacos Platinum z systemem nawigacji, automatyki i dynamicznego pozycjonowania. Układ napędowo-sterowy składał się z dwóch pędników azymutalnych napędu głównego Schottel Combi Drive po 2 MW, dwóch sterów strumieniowych Scana po 0,9 MW i czterech ZSE opartych na silnikach wysokoprężnych Caterpillar 3512 o mocy po 1,7 MW [105].



Rysunek 3.1. Plan działania na rzecz autonomicznej żeglugi handlowej [106]
gdzie: Data platform – platforma danych, Industry standard – standard przemysłowy (wymagania dla przemysłu), Remote control – zdalne sterowanie, Fault diagnostics&prognostics – diagnostyka usterek i prognozowanie, Situational awareness – świadomość sytuacyjna, Electrification power&Energy – elektryfikacja źródeł energii, Define-definiowanie, Pilot – pilotowanie, Deploy – wdrożenie

Rozwój statków autonomicznych jest silnie wspierany przez Unię Europejską. Projekt autonomicznego statku opracowywany przez norweski klaster morski otrzymał około 20,1 mln euro wsparcia z unijnego programu badawczego "Horyzont 2020". W ramach tego projektu firma Kongsberg zamierza zainstalować i przetestować systemy autonomiczne na dwóch statkach w różnych środowiskach operacyjnych. Pierwszy to statek towarowy „Eidsvaag Pioneer" który jest własnością przedsiębiorstwa żeglugowego Eidsvaag i pływa wzdłuż norweskiego wybrzeża oraz na wrażliwych obszarach fiordów, gdzie przewozi paszę dla ryb do farm rybnych. Druga jednostka to jest belgijska barka do przewozu palet, należąca do Blue Line Logistics NV. Jednostka działa na kanałach w Europie, transportując towary do i z dużych portów kontenerowych [107].

Usunięcie awarii i realizacja zapobiegawczych programów konserwacyjnych w trakcie pobytu statków konwencjonalnych (z załogą) na morzu opiera się na wykorzystaniu do tych zadań załogi. Pozwala to na korzystanie z mniej kosztownych konfiguracji maszyn, wymagających częstych działań związanych z utrzymaniem prewencyjnym i mających mniejszą niezawodność. Brak stałej załogi na pokładzie zasadniczo zmniejsza zdolność do wykonywania w trakcie rejsów morskich działań zapobiegawczych i naprawczych w zakresie konserwacji ręcznej na statkach. Oznacza to, że systemy niezbędne do pracy należy projektować tak, aby były odporne na awarie i posiadały wydłużone okresy międzyobsługowe. Brak stałej załogi wymaga również wprowadzenia skutecznej diagnostyki. Jeśli chodzi o kontrolę systemów maszyn,

powszechny trend wydaje się dotyczyć zdalnego monitorowania i kontroli z centrów usług na lądzie, prowadzonych przez producenta [108]. Odpowiednim do takich zastosowań może być optyczny układ pomiarowy chwilowej prędkości kątowej. Bezinwazyjny układ rejestracji sygnału pozwala na pomiar ciągły. Chwilowa prędkość kątowa wału korbowego jest wielkością bezpośrednio powiązaną z przebiegiem zmian ciśnienia w cylindrze [109]. Siła gazowa indykowana w cylindrze wraz z siłą masową generuje siłę styczną wymuszającą ruch obrotowy wału korbowego. Stąd też ruch obrotowy walu korbowego jest nośnikiem informacji zawartej w wykresie indykatorowym [110]. Diagnostyczne wykorzystanie parametrów ruchu obrotowego znalazło szczególne zastosowanie w systemach diagnostycznych silników samochodowych (z j.ang.*On-Board Diagnostics Systems* – akr. OBD) [111], ponadto w diagnostyce silników napędu sprężarek, silników zespołów prądotwórczych małej i dużej mocy, a nawet do monitoringu sprzęgieł i przekładni oraz maszyn wirujących [112].

Jeżeli badania autora pracy wykażą reakcję wartości amplitud poszczególnych składowych harmonicznych lub fragmentów widm drgań skrętnych mierzonych czujnikami optycznymi na wprowadzane uszkodzenia to wówczas ich diagnostyczna przydatność będzie nie do przecenienia. Finalnie może to być podstawą do wykorzystania czujników optycznych do celów diagnostycznych (silników tłokowych małych, średnich, dużych i wielkich mocy), w praktyce eksploatacyjnej zarówno na statkach konwencjonalnych jak i autonomicznych.

W pracy doktorskiej do pomiarów drgań skrętnych wału ZSE wykorzystano czujniki optyczne z uwagi na: dostępność, niezawodność, relatywnie niski koszt i niską wrażliwość na czynniki środowiskowe panujące w warunkach siłowni statku morskiego. Z obserwacji własnych autora wynika, że opracowany i produkowany przez firmę Enamor „System Wspomagający Kontrolę Napędu ETNP-10”, umożliwiający dokładny pomiar momentu obrotowego i mocy układu napędowego statku, pracuje bezawaryjnie w systemie ciągłym we flocie handlowej.

4. Cel, teza i hipotezy dysertacji

1. Cel.

Celem pracy jest zbadanie czy jest możliwa diagnostyka wybranych uszkodzeń okrętowego silnika tłokowego, w oparciu o analizę porównawczą składowych harmonicznych drgań skrętnych wału ZSE mierzonych czujnikami optycznymi.

2. Teza naukowa pracy.

Na podstawie przeprowadzonej analizy zagadnienia, w świetle aktualnego stanu wiedzy dotyczącej tej tematyki, a także w wyniku przeprowadzonych dotychczas badań własnych można postawić następującą tezę pracy:

Możliwy jest pomiar drgań skrętnych wału ZSE w oparciu o czujniki optyczne zmodyfikowanego Systemu Wspomagającego Kontrolę Napędu Statku ETNP-10.

3. Hipotezy naukowe pracy.
   a) Składowe harmoniczne drgań skrętnych wału ZSE mierzonych czujnikami optycznymi różnią się miedzy sobą w zależności od stanu zdatności silnika i zawierają informacje diagnostyczne o stanie technicznym elementów układów wtryskowego i doładowania.
   b) Analiza porównawcza składowych harmonicznych drgań skrętnych wału ZSE mierzonych czujnikami optycznymi pozwala wyłonić symptomy diagnostyczne przydatne w rozpoznawaniu wybranych niesprawności elementów układów wtryskowego i doładowania.
4. Zakres pracy obejmuje:
   a) Analizę obecnego stanu wiedzy o przedmiotowym zagadnieniu. Opracowanie metody wyznaczania drgań skrętnych w oparciu o elementy zmodyfikowanego Systemu Wspomagający Kontrolę Napędu Statku ETNP-10.
   b) Przeprowadzenie badań eksperymentalnych ZSE z okrętowym silnikiem tłokowym w różnych stanach zdatności (w pełni zdatny oraz z wprowadzonymi niesprawnościami). Równoległe prowadzenie pomiaru ciśnień w cylindrach, układzie wtrysku paliwa i drgań skrętnych wału ZSE.
   c) Przeprowadzenie analizy błędów.
   d) Wprowadzenie autorskiej metody rozpoznawania niesprawności w oparciu o analizę statystyczną rozkładów składowych harmonicznych.
   e) Sformułowanie wniosków z pracy.

f) Określenie kierunków dalszych prac naukowych związanych z przedmiotową problematyką.

5. Nowość i oryginalność pracy.

Na podstawie analizy literatury dotyczącej problematyki związanej z diagnostyką układów wtryskowego i doładowania, stwierdzono, że żaden znany ośrodek naukowo-badawczy nie prowadził badań nad wykorzystaniem pomiaru drgań skrętnych za pomocą czujników optycznych do identyfikacji uszkodzeń tych układów. Dostępne publikacje naukowe skupiają się na pomiarze chwilowej prędkości kątowej wału oraz na wyznaczeniu drgań skrętnych. Nie są znane prace które przedstawiają jako wynik finalny, pomiar wartości drgań skrętnych w dziedzinie kąta obrotu wału korbowego. Dostępne są opracowania [113,114] dotyczące analizy harmonicznej pomiarów ciśnienia w cylindrze i chwilowej prędkości kątowej wału na przykładzie sześciocylindrowego silnika o zapłonie samoczynnym w stanie bez niesprawności oraz z pozoracją niesprawności wtryskiwacza. Nie poddawano jednak otrzymywanych wyników analizie statystycznej.

5. Stanowisko badawcze

5.1. Obiekt badań i użyta aparatura pomiarowa

Pomiary zostały przeprowadzone na stanowisku laboratoryjnym Katedry Siłowni Okrętowych Uniwersytetu Morskiego w Gdyni wyposażonym w ZSE składający się z:

a) trzycylindrowego silnika tłokowego o zapłonie samoczynnym Sulzer 3AL25/30,
b) trójfazowej prądnicy synchronicznej Domel GD8 500–50/3.

ZSE był obciążany rezystorem wodnym wyposażonym w chłodnię wentylatorową (pozwalało to na utrzymywanie stałej rezystancji obciążenia). Silnik był doładowany pulsacyjnie turbosprężarką VTR 160 Brown-Boveri i był wyposażony w chłodnicę powietrza doładującego. Podczas pomiarów silnik był zasilany certyfikowanym olejem napędowym i pracował, z zadaną za pomocą wielozakresowego regulatora obrotów Woodward UG-8, prędkością obrotową 750 obr/min. Charakterystyczne dane ZSE zostały przedstawione w tabeli 5.1. „Klasyczna" aparatura paliwowa silnika składała się z mechanicznie sterowanych pomp typu Bosch oraz wtryskiwaczy wysokociśnieniowych, wielootworowych. Prezentowana postać konstrukcyjna silnika jest powszechnie stosowana jako napęd prądnic lub napęd główny statków w tym kutrów (gdzie zazwyczaj współpracuje ze śrubą nastawną).

Urządzeniem pomiarowo-rejestrującym przebiegi ciśnień był indykator elektroniczny, stacjonarny Unitest 2008. W skład systemu pomiarowego wchodził rejestrator wraz z zasilaczem, trzy piezorezystancyjne czujniki ciśnienia spalania Kistler 6353A24 (mierzące ciśnienia w zakresie 0 do 20 MPa z dokładnością $<\pm 0{,}75$ FSO), trzy piezorezystancyjne czujniki ciśnienia wtrysku Kistler 4067E (mierzące ciśnienia w zakresie od 0 do 300 MPa z dokładnością $<\pm 0{,}8$ FSO) (Rysunek 5.1) i dekoder położenia kątowego z czujnikiem zintegrowanym o rozdzielczości 720 impulsów na obrót wału korbowego. Rejestrator komunikował się z komputerem PC za pomocą złącza USB 2.0. Indykator rejestrował ciśnienie spalania i wtrysku paliwa co 0,5° OWK (liczba obrotów wału korbowego), z szesnastu pełnych cykli pracy silnika tj. 32 OWK czyli 1440 pomiarów ciśnienia na jeden cykl pracy silnika (720° OWK).

Tabela 5.1. Parametry stanowiska badawczego

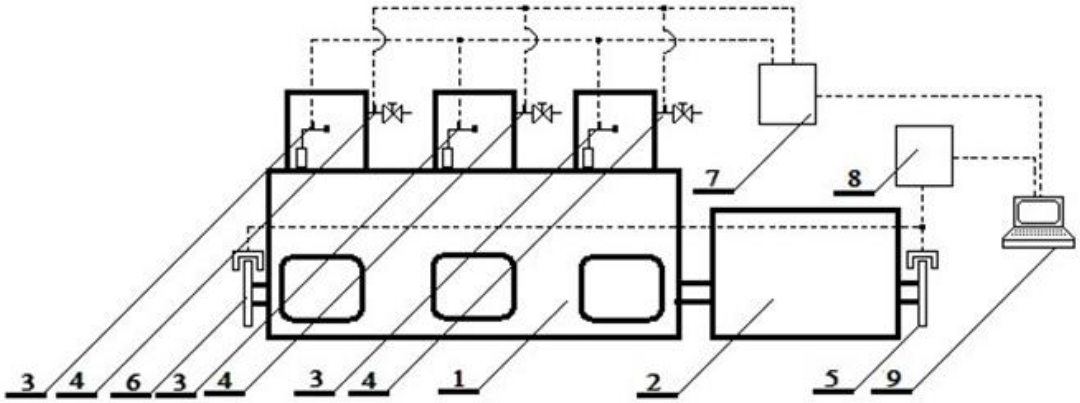
Silnik Sulzer 3AL25/30		
Średnica tłoka	250	mm
Skok tłoka	300	mm
Moc nominalna	408	kW
Maksymalne średnie ciśnienie efektywne	1,5	MPa
Ciśnienie otwarcia wtryskiwacza	25	MPa
Nominalna prędkość obrotowa	750	obr/min
Liczba cylindrów	3	
Zasilany paliwem „Eurodiesel” (WT 68/04; PN-EN 590)		
Prądnica synchroniczna GD8 500–50/3		
Moc maksymalna	500	kVA
Nominalna prędkość obrotowa	750	obr/min
Napięcie stojana	400	V
Maksymalny prąd stojana	723	A
Częstotliwość nominalna	50	Hz

Rysunek 5.1. Sposób montażu czujnika ciśnienia wtrysku Kistler 4067E (w tle widoczny wychodzący z kurka indykatorowego przewód elektryczny czujnika ciśnień indykowanych Kistler 6353A24)

5.2. Badawczy system pomiarowy drgań skrętnych wału

Do pomiaru drgań skrętnych wału ZSE wykorzystano elementy zmodyfikowanego zdublowanego układu pomiarowego ETNP-10 (Rysunek 5.2) składającego się z:

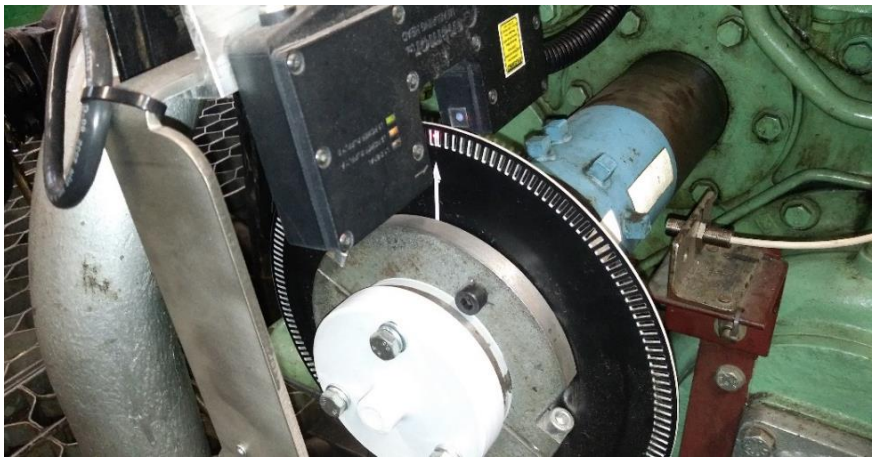
a) dwóch głowic laserowych,
b) elektronicznego bloku przetwarzania sygnału napięciowego z głowic pomiarowych na zapis cyfrowy,
c) sterownika programowalnego PLC Saia Burgess Controls rejestrującego dane.



Rysunek 5.2. Schemat blokowy stanowiska pomiarowego: 1 – SULZER 3AL25/30, 2 – Domel GD8 500-50/3, 3 – Kistler 4067E, 4 – Kistler 6353A24, 5, 6 - ETNP-10, 7 – Unitest 2008, 8- blok pomiarowo sterujący ETNP-10, 9 – komputer zapisujący dane

Głowice laserowe mierzą przemieszczenie dwóch tarcz perforowanych z 180 symetrycznymi szczelinami na obwodzie (Rysunek 5.3). Zamontowany w każdej z głowic laser impulsowy emituje w kierunku fotodiody wiązkę z częstotliwością 16 MHz. Czułość fotodiody to $\mp$ 10 impulsów lasera. Dokładność pomiaru jest więc zależna od prędkości obrotowej tarczy perforowanej i dla prędkości obrotowej 750 obr/min wynosi 0,015% [115]. Szczeliny i zęby przechodząc przez światło wiązki tworzą grupy sygnałów w postaci liczby impulsów o wartości „1" kiedy światło przechodzi przez szczelinę oraz „0" kiedy wiązka jest zatrzymywana przez ząb. Pomierzone wartości muszą być odniesione do pozycji kątowej wału. W tym celu w zębie pierwszej tarczy wykonano dodatkową szczelinę. Pozycjonowanie tarczy wykonano tak aby ta dodatkowa szczelina odpowiadała GMP pierwszego cylindra (Rysunek 5.3 a). Dodatkowa szczelina wyzwala sygnał rozpoczynający pomiar trwający 10 OWK, czyli 5 cykli pracy czterosuwowego tłokowego silnika spalinowego.

a)



b)

Rysunek 5.3. Zamontowane na dwóch wolnych końcach wału ZSE głowice laserowe ETNP-10, obserwujące ruch tarcz perforowanych z 180 symetrycznymi szczelinami na obwodzie

Wykonanie szczeliny pozycjonującej tylko w pierwszej tarczy (zamiast w dwóch) powoduje, że pomiar może się rozpoczynać dla GMP tłoka będącego zarówno pomiędzy suwami sprężania i rozprężania jak i wylotu i dolotu. Takie wykonanie w znaczący sposób utrudnia porównywanie otrzymywanych szeregów czasowych drgań skrętnych (natomiast nie wpływa na transformatę Fouriera). Układ elektroniczny rozpoznaje dwa rodzaje sygnałów, tak więc zarówno szczelina jak i ząb dostarczają informacji o chwilowej prędkości kątowej jednej z tarcz. Sygnał jest przetwarzany i rejestrowany w bloku pomiarowo sterującym.

Aby obliczyć drgania skrętne ZSE zastosowano opracowaną w Katedrze Siłowni Okrętowych unikatową metodę [116] polegającą na:

a) Zliczeniu impulsów i_{1i} wygenerowanych przez pierwszą głowicę pomiarową podczas przemieszczenia się pierwszej tarczy perforowanej o dwa zęby i dwie szczeliny (co stanowi 4° OWK). Z racji, że walidacja wyników jest prowadzona na podstawie wykresów indykatorowych przyjęto stopniową miarę kąta.

b) Zliczeniu impulsów i_{2i} wygenerowanych przez drugą głowicę pomiarową podczas przemieszczenia się drugiej tarczy perforowanej o dwa zęby i dwie szczeliny (co stanowi 4° OWK).

c) Zliczeniu czasu t_{1i} w jakim dwa zęby i dwie szczeliny pierwszej tarczy przemieściły się o 4° OWK.:

$$t_{1i} = \frac{i_{1i}}{f} \ , \tag{5.1}$$

gdzie:

f – częstotliwość emitowania wiązki laserowej przez głowicę pomiarową (16 MHz).

d) Obliczeniu czasu t_{2i} w jakim dwa zęby i dwie szczeliny drugiej tarczy przemieściły się o 4° OWK:

$$t_{2i} = \frac{i_{2i}}{f} \ . \tag{5.2}$$

e) Obliczeniu średniej prędkość kątowej ω_{1i} przemieszczenia pierwszej tarczy o 4° OWK:

$$\omega_{1i} = \frac{4^\circ}{t_{1i}} \ , \tag{5.3}$$

Rozdzielczość s pomiaru prędkości kątowej przy częstotliwości nadajnika 16 MHz, liczbie zębów i szczelin na tarczy N = 180 i prędkości obrotowej n = 750 obr/min obliczona na podstawie wzoru (5.4) wynosi 0,1 obr/min [117]:

$$s = \frac{60fn}{60f - Nn} - n \, , \tag{5.4}$$

gdzie:

n – prędkość obrotowa [obr/min],

N – liczba sygnałów kątowych przypadająca na jeden obrót.

f) Obliczeniu średniej prędkość kątowej (ω_{2i}) przemieszczenia drugiej tarczy o 4° OWK:

$$\omega_{2i} = \frac{4^\circ}{t_{2i}} \ . \tag{5.5}$$

g) Obliczeniu drogi drugiej tarczy φ_{2i}, zakładając, że droga pierwszej tarczy φ_{1i} narastała co 4° OWK (wynosiła 4; 8; 12; 16°.. OWK), droga drugiej tarczy to iloczyn prędkości drugiej tarczy i czasu w jakim dwa zęby i dwie szczeliny pierwszej tarczy przemieściły się o 4° OWK:

$$\varphi_{2i} = \omega_{2i} \cdot t_{1i} \ . \tag{5.6}$$

h) Sumowaniu wszystkich cząstkowych dróg drugiej tarczy w celu uzyskania przemieszczenia całkowitego drugiej tarczy φ_2. System wykonuje pomiar przemieszczeń o jedną sekcję składającą się z dwóch zębów i dwóch szczelin co stanowi 4° OWK czyli jeden pełny obrót jest podzielony na 90 sekcji. System wykonuje pomiar dziesięciu OWK w związku z czym w sumie ilość sekcji wynosi 900.

$$\varphi_2 = \varphi_{2i} + \sum_{i=1}^{900} \varphi_{2i} \ . \tag{5.7}$$

i) Sumowaniu wszystkich cząstkowych dróg pierwszej tarczy (φ_1)

$$\varphi_1 = \sum_{i=0}^{900} \varphi_{1i} \ . \tag{5.8}$$

j) Obliczeniu fluktuacji skręcenia φ (drgań skrętnych) odejmując sumę przemieszczeń pierwszej tarczy od sumy przemieszczeń drugiej tarczy

$$\varphi = \sum_{i=0}^{900} \varphi_{1i} - (\varphi_{2i} + \sum_{i=1}^{900} S_{2i}) = \varphi_1 - \varphi_2 \ [^o] \ . \tag{5.9}$$

Dane uzyskane w eksperymencie badawczym zostały zebrane w równych odstępach czasu określonych częstotliwością generowania impulsów przez laser. Spełniają one warunki Dirichleta tj. są okresowe i ciągłe w związku z czym powinny posiadać reprezentację w postaci szeregu Fouriera [118]. Jak dowiedziono dla drgań poprzecznych wałów pośrednich i śrubowych amplitudy częstotliwości składowych oraz ich zmiany rejestrowane w procesie eksploatacji mogą dostarczać szczegółowej informacji na temat lokalnych rezonansów. Pozwala to zidentyfikować i zlokalizować uszkodzenie konkretnego elementu np. łożyska lub wykryć nadmierną niewspółosiowość linii wałów napędowych [119].

W związku z powyższym postanowiono w eksperymencie czynnym sprawdzić czy możliwe jest wykrywanie podstawowych uszkodzeń aparatury paliwowej i układu ładowania powietrzem na podstawie analizy widmowej drgań skrętnych wału napędowego ZSE.

6. Badania stanowiskowe

Przed przystąpieniem do badań laboratoryjnych silnik został poddany regulacji statycznej. Plan badań składał się z pięciu zadań. Zadanie czwarte i piąte zostało podzielone na etapy. We wszystkich zadaniach wykonano pomiary dla jednej (∓ 5 obr/min) prędkości obrotowej wału ZSE wynoszącej 750 obr/min i takich samych (∓ 5 kW) obciążeń tj. 50, 150 oraz 250 kW (około 70% mocy nominalnej).

6.1. Założenia eksperymentu i plan eksperymentu

ZSE z silnikiem wysokoprężnym przeznaczone do pracy w trybie:

a) „samoczynnego załączania rezerwy" są zoptymalizowane do pracy w zakresie od 50 do 85% mocy nominalnej,
b) „ciągłym" są zoptymalizowane do pracy zakresie od 70 do 100% mocy nominalnej.

Założono, że górny poziom obciążenia wynosić będzie 70% obciążenia nominalnego. Założenie przyjęto z następujących powodów:

a) w przyszłości planowane jest zastosowanie opracowanej metody jako jednej ze składowych systemu diagnostyki „on-line" na statkach autonomicznych i bezzałogowych;
b) niesprawności wprowadzane w układzie wtryskowym paliwa na jednym cylindrze przy zadanym stałym obciążeniu zwiększają obciążenie pozostałych cylindrów;
c) zwiększone obciążenie sprawnych cylindrów często skutkuje przy dużych zadanych poziomach obciążeń ich przeciążeniem termicznym, co prowadzi w konsekwencji do przekroczenia progów alarmowych dopuszczalnych temperatur spalin;
d) niesprawności wprowadzane w układzie ładowania powietrzem przy dużych zadanych poziomach obciążeń skutkują przeciążeniem termicznym wszystkich cylindrów, a w konsekwencji przekroczeniem progów alarmowych dopuszczalnych temperatur spalin;
e) poddawany badaniom silnik Sulzer 3AL25/30 posiada wprowadzone zmiany konstrukcyjne w układzie ładowania powietrzem polegające na zastosowaniu kanału dolotowego do sprężarki w kształcie lemniskaty.

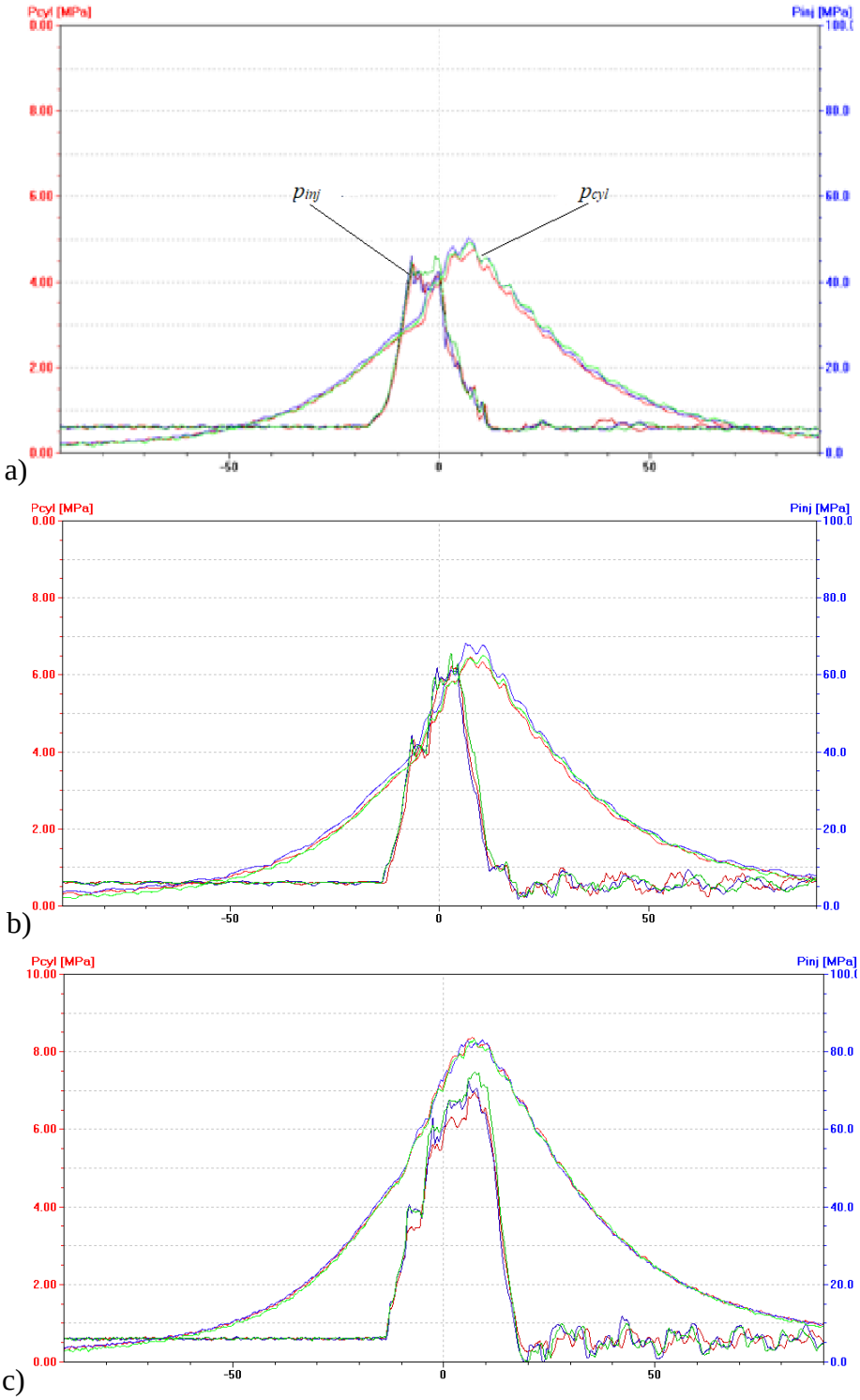
Plan badań składał się z pięciu zadań:

1. Pomiar ciśnień w cylindrach, w układzie wtrysku paliwa i drgań skrętnych wału dla ZSE w stanie pełnej zdatności – bez niesprawności.
2. Pomiar ciśnień w cylindrach, w układzie wtrysku paliwa i drgań skrętnych wału dla ZSE w stanie częściowej zdatności – z wprowadzonym zanieczyszczeniem filtra powietrza na wlocie sprężarki.
3. Pomiar ciśnień w cylindrach, w układzie wtrysku paliwa i drgań skrętnych wału dla ZSE w stanie częściowej zdatności – z wprowadzonym przeciekiem w układzie ładowania powietrzem.
4. Pomiar ciśnień w cylindrach, w układzie wtrysku paliwa i drgań skrętnych wału dla ZSE w stanie częściowej zdatności – z wprowadzonym jednym rozpylaczem z dużą ilością nagaru i utratą drożności czterech otworów wtryskowych. Zadanie to podzielono na etapy:
    a) etap 1. rozpylacz w stanie częściowej zdatności zamontowany na pierwszym cylindrze,
    b) etap 2. rozpylacz w stanie częściowej zdatności zamontowany na drugim cylindrze,
    c) etap 3. rozpylacz w stanie częściowej zdatności zamontowany na trzecim cylindrze.
5. Pomiar ciśnień w cylindrach, w układzie wtrysku paliwa i drgań skrętnych wału dla ZSE z silnikiem okrętowym w stanie częściowej zdatności – z wprowadzonym przeciekiem paliwa na jednej sekcji pompy wtryskowej. Zadanie to podzielono na etapy:
    a) etap 1. nieszczelna pompa wtryskowa pierwszego cylindra,
    b) etap 2. nieszczelna pompa wtryskowa drugiego cylindra,
    c) etap 3. nieszczelna pompa wtryskowa trzeciego cylindra.

Po przeprowadzeniu badań zaplanowano przeprowadzenie analizy porównawczej składowych harmonicznych drgań skrętnych wału dla ZSE w różnych stanach zdatności silnika.

6.2. Pomiar ciśnień w cylindrach, w układzie wtrysku paliwa i drgań skrętnych wału ZSE w stanie pełnej zdatności

Na rysunku 6.1 przedstawiono wykresy indykatorowe rozwinięte oraz charakterystyki wtrysku paliwa dla ZSE w stanie pełnej zdatności.



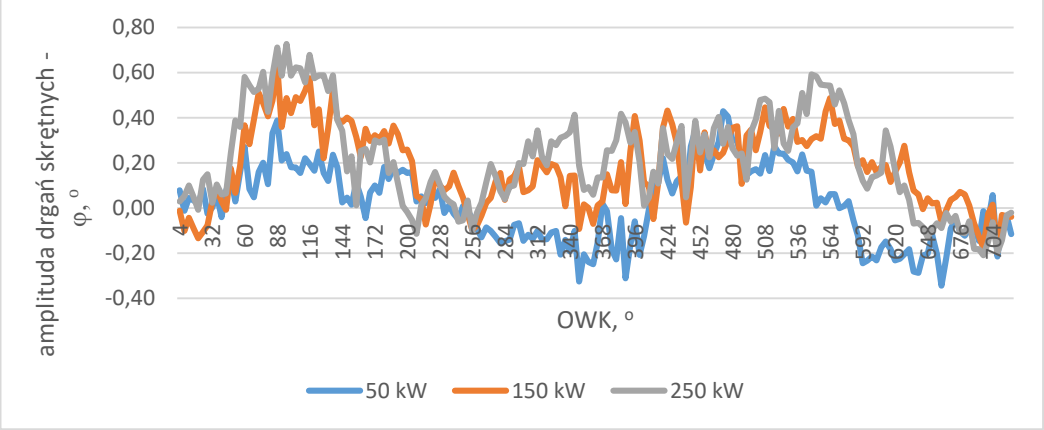
Rysunek 6.1. Wykresy $p_{cyl} = f(\alpha)$ wraz z charakterystykami wtrysku paliwa $p_{inj} = f(\alpha)$ dla ZSE w stanie pełnej zdatności, obciążony w: a) 50 kW, b) 150 kW, c) 250 kW-70 % MCR.
przebiegi dla cylindrów: —nr1, —nr 2, —nr 3

Jak wynika z poszczególnych wykresów dla ZSE w stanie pełnej zdatności (sprawnego), przebiegi charakterystyk wtrysku paliwa $p_{inj} = f(\alpha)$ (gdzie: α – kąt obrotu wału korbowego, °) jak i zmienności chwilowego ciśnienia w przestrzeni roboczej cylindra $p_{cyl} = f(\alpha)$ (wartości uśrednione dla jednego pomiaru z szesnastu cykli pracy silnika) dla wszystkich obciążeń ZSE miały zbliżony przebieg i nie różniły się istotnie co do wartości (Tabela 6.1). Nieznacznie zróżnicowane jest maksymalne ciśnienie wtrysku paliwa p_{inj}, a kąty rozpoczęcia podawania paliwa mają takie same wartości. Świadczy to o poprawnie przeprowadzonej regulacji statycznej układu wtryskowego paliwa.

Tabela 6.1. Średnie wartości maksymalnych ciśnień spalania i wtrysku paliwa dla ZSE w stanie pełnej zdatności

Obciążenie ZSE [kW] / Ciśnienie [MPa]	50	150	250
$p_{inj} = f(\alpha)$	45	60	70
$p_{cyl} = f(\alpha)$	4,75	6,50	8,25

Wraz ze wzrostem obciążenia ZSE zaobserwowano przyrost zarejestrowanych wartości międzyszczytowych (oznaczanych w literaturze [120] również jako amplituda całkowita A_{pp}, S_c *lub* $S_{p\text{-}p}$) drgań skrętnych wału (Rysunek 6.2, Tabela 6.2). Ustalenie liczności próby dla pomiarów drgań skrętnych zostało przedstawione w podrozdziale 7.2.



Rysunek 6.2. Wykresy drgań skrętnych $\varphi = f(OWK)$ wału dla różnych obciążeń ZSE w stanie pełnej zdatności

Tabela 6.2. Średnie wartości międzyszczytowe drgań skrętnych dla ZSE w stanie pełnej zdatności

Obciążenie [kW]	φ [°]
50	0,77
150	0,84
250	0,93

Przyrost wartości międzyszczytowych drgań skrętnych wału w funkcji obciążenia jest powodowany wzrostem ciśnień cylindrowych. Jest to szczególnie widoczne w badanym czterosuwowym silniku trzycylindrowym. Zapłony w poszczególnych cylindrach następują co 240° OWK, więc występują między nimi 60° przerwy.

6.3. Pomiar ciśnień w cylindrach i w układzie wtrysku paliwa oraz drgań skrętnych wału ZSE w stanie częściowej zdatności – z wprowadzonym zanieczyszczeniem filtra powietrza

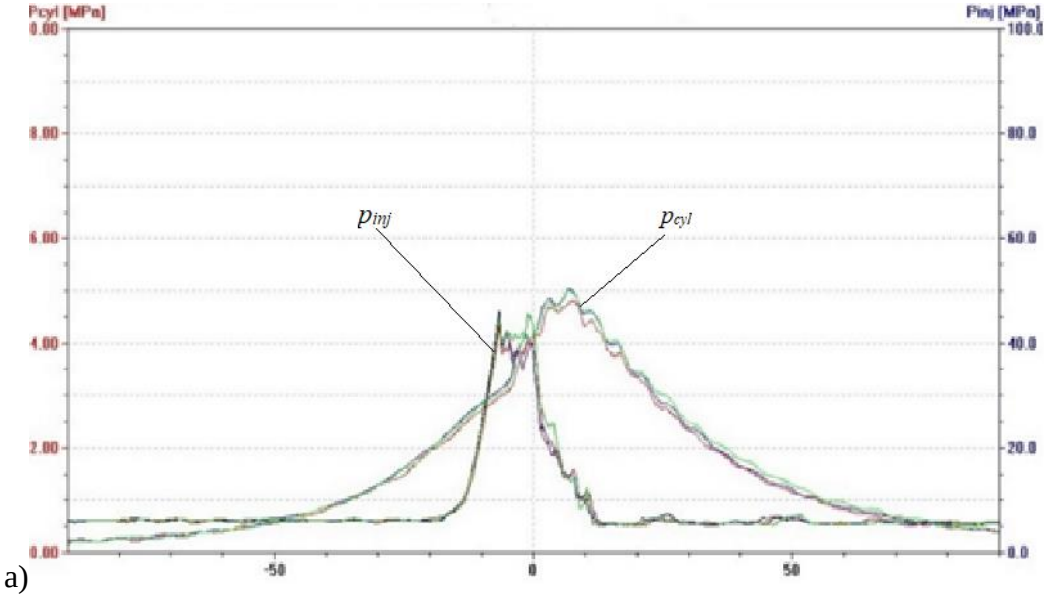
Z wyników badań dotyczących niesprawności układów ładowania powietrzem wynika, że najczęściej zanieczyszczenia występują w [121]:

a) kanałach przepływowych sprężarki doładowującej - 56%,
b) kanałach przepływowych turbiny - 22%,
c) chłodnicy powietrza – 11%,
d) filtrach powietrza – 6%,
e) organach rozrządu czynnika roboczego - 4%,
f) innych elementach – 1%.

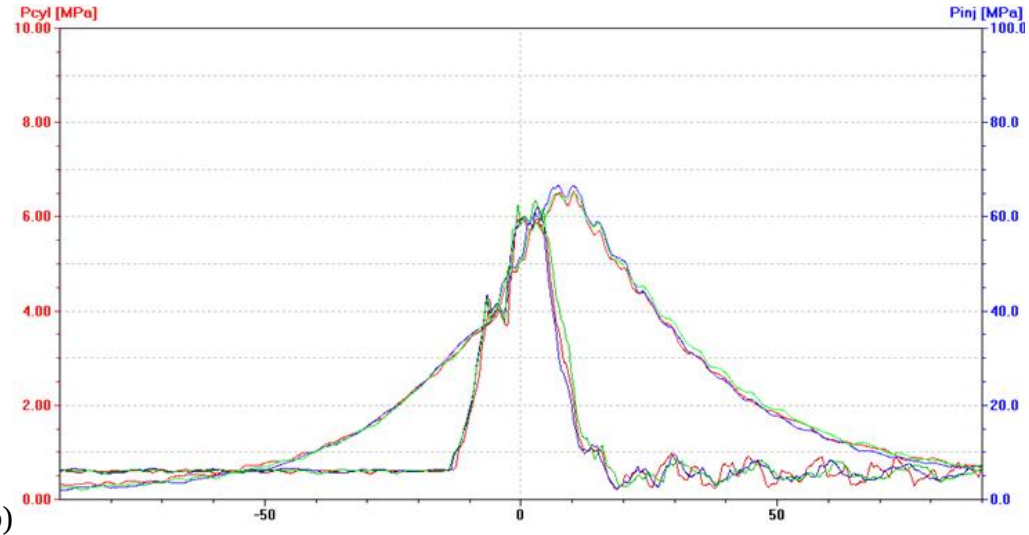
Podczas eksperymentu zanieczyszczenie filtra powietrza na wlocie do sprężarki wykonywano, jako dławienie przepływu powietrza w kanale dolotowym, polegające na założeniu przegrody dławiącej, powodującej ograniczenie przekroju poprzecznego o 50%. Jak wynika z poszczególnych wykresów (Rysunek 6.3), przebiegi charakterystyk wtrysku paliwa $p_{inj} = f(\alpha)$ jak i zmienności chwilowego ciśnienia w przestrzeni roboczej cylindra $p_{cyl} = f(\alpha)$ dla wszystkich obciążeń ZSE miały zbliżony przebieg i nie różniły się istotnie co do wartości (Tabela 6.3).

Tabela 6.3. Średnie wartości maksymalnych ciśnień spalania i wtrysku paliwa dla ZSE w stanie częściowej zdatności – z zanieczyszczonym filtrem powietrza (w nawiasach wartości dla ZSE w stanie pełnej zdatności)

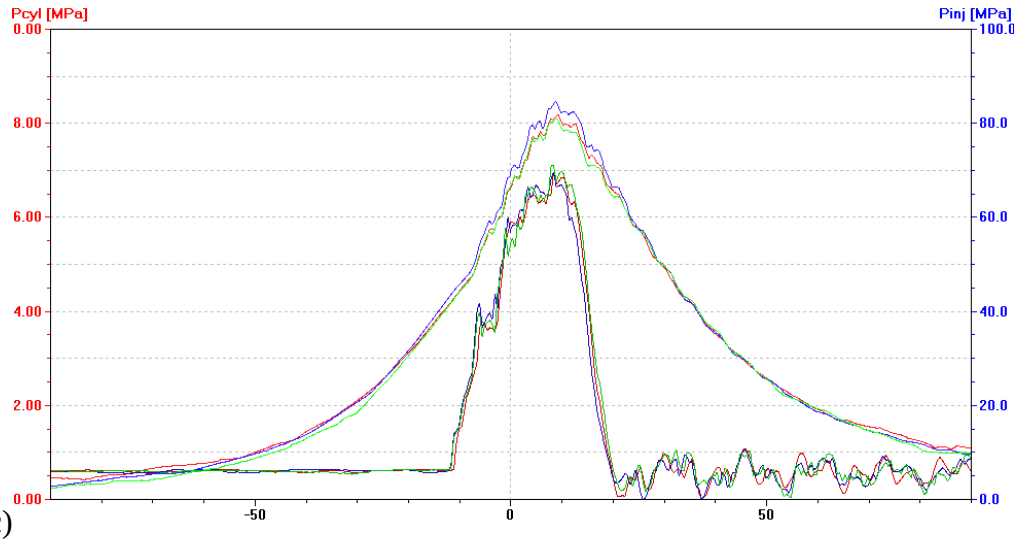
Obciążenie ZSE [kW] / Ciśnienie [MPa]	50	150	250
$p_{inj} = f(\alpha)$	45 (45)	60 (60)	70 (70)
$p_{cyl} = f(\alpha)$	4,75 (4,75)	6,25 (6,50)	8 (8,25)



a)



b)



c)

Rysunek 6.3. Wykresy $p_{cyl}= f(\alpha)$ wraz z charakterystykami wtrysku paliwa $p_{inj}= f(\alpha)$ dla ZSE w stanie częściowej zdatności – z zanieczyszczonym filtrem powietrza, obciążonym w: a) 50 kW, b) 150 kW, c) 250 kW-70 % MCR. przebiegi dla cylindrów: —nr1, —nr 2, —nr 3

Nieznacznie zróżnicowanie zaobserwowano dla maksymalnych ciśnień wtrysku paliwa p_{inj}, a kąty rozpoczęcia podawania paliwa miały takie same wartości. Średnie wartości:

a) maksymalnych ciśnień spalania,
b) maksymalnych ciśnień wtrysku paliwa,
c) międzyszczytowe drgań skrętnych,

dla tak uszkodzonego układu są bardzo zbliżone jak dla układu z silnikiem spalinowym w stanie pełnej zdatności.

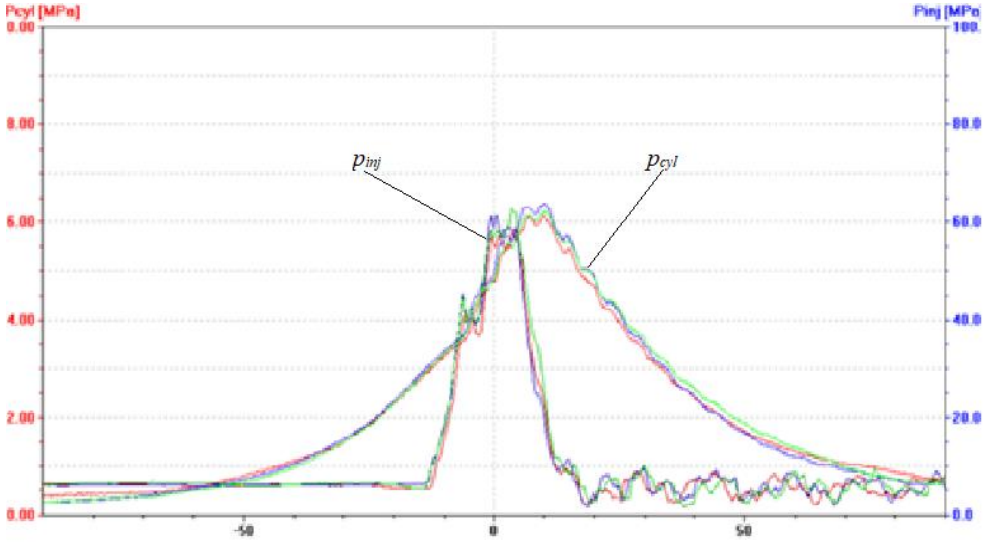
Wraz ze wzrostem obciążenia ZSE zaobserwowano przyrost wartości międzyszczytowych drgań skrętnych wału, są one zbliżone do wartości wzorcowych pomierzonych dla ZSE w stanie pełnej zdatności (Tabela 6.4).

Tabela 6.4. Średnie wartości międzyszczytowe drgań skrętnych dla ZSE w stanie częściowej zdatności – z zanieczyszczonym filtrem powietrza (w nawiasach wartości dla ZSE w stanie pełnej zdatności)

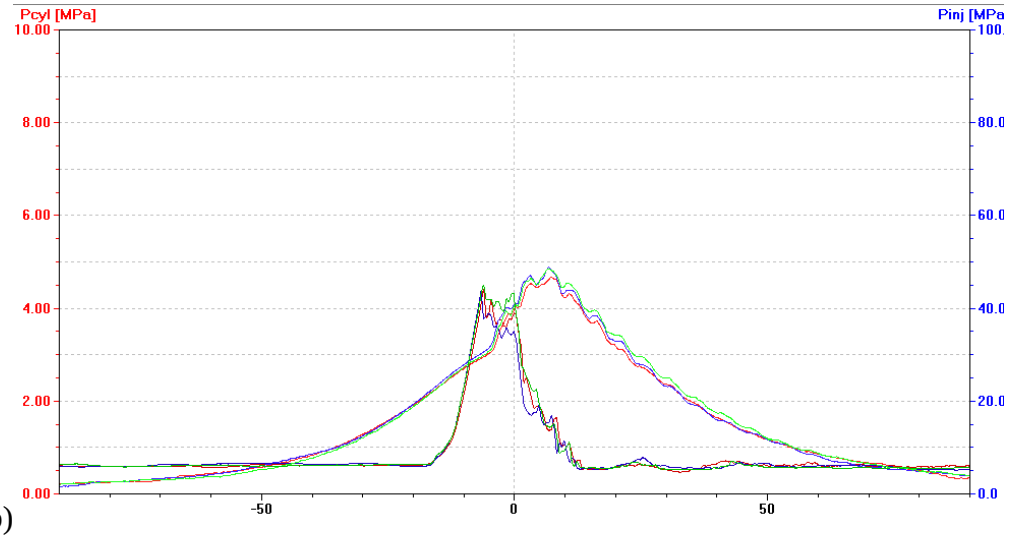
Obciążenie [kW]	φ [°]
50	0,75 (0,77)
150	0,85 (0,84)
250	0,96 (0,93)

6.4. Pomiar ciśnień w cylindrach i w układzie wtrysku paliwa oraz drgań skrętnych wału ZSE w stanie częściowej zdatności – z wprowadzoną nieszczelnością w układzie ładowania powietrzem

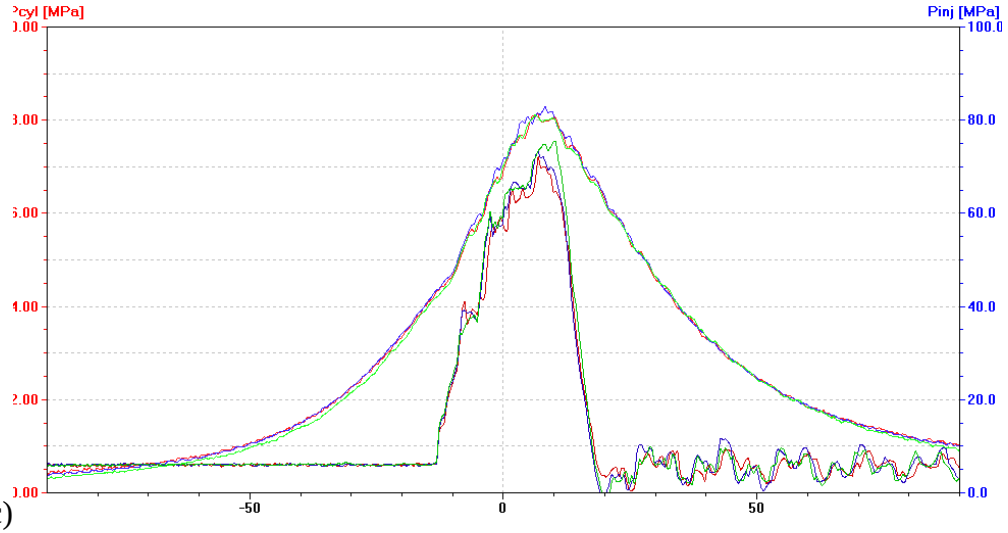
Turbosprężarka stanowi newralgiczny i jak wykazują statystyki bardzo zawodny element silnika czterosuwowego z pulsacyjnym układem doładowania [122]. Nieszczelność w układzie doładowania była realizowana za pomocą upuszczania powietrza zaworem zamontowanym na kanale pomiędzy sprężarką a chłodnicą powietrza doładującego. Jak wynika z poszczególnych wykresów (Rysunek 6.4), przebiegi charakterystyk wtrysku paliwa $p_{inj} = f(\alpha)$ jak i zmienności chwilowego ciśnienia w przestrzeni roboczej cylindra $p_{cyl} = f(\alpha)$ dla wszystkich obciążeń ZSE miały zbliżony przebieg i nie różniły się istotnie co do wartości (Tabela 6.5). Nieznaczne zróżnicowanie zaobserwowano dla maksymalnych ciśnień wtrysku paliwa p_{inj}, a kąty rozpoczęcia podawania paliwa miały takie same wartości.



a)



b)



c)

Rysunek 6.4. Wykresy $p_{cyl}= f(\alpha)$ wraz z charakterystykami wtrysku paliwa $p_{inj}= f(\alpha)$ dla ZSE w stanie częściowej zdatności – z wprowadzonym przeciekiem powietrza w układzie doładowania, obciążonym w: a) 50 kW, b) 150 kW, c) 250 kW-70 % MCR.
przebiegi dla cylindrów: —nr1, —nr 2, —nr 3

Średnie wartości:

a) maksymalnych ciśnień spalania,
b) maksymalnych ciśnień wtrysku paliwa,
c) międzyszczytowych drgań skrętnych,

dla tak uszkodzonego układu tak jak w przypadku zanieczyszczenia filtra powietrza są właściwie takie same jak dla układu z silnikiem spalinowym w stanie pełnej zdatności (Tabela 6.5), dotyczyło to również wartości międzyszczytowych drgań skrętnych (Tabela 6.6).

Tabela 6.5. Średnie wartości maksymalnych ciśnień spalania i wtrysku paliwa dla ZSE w stanie częściowej zdatności – z zanieczyszczonym filtrem powietrza (w nawiasach wartości dla ZSE w stanie pełnej zdatności)

Obciążenie ZSE [kW] / Ciśnienie [MPa]	50	150	250
$p_{inj} = f(\alpha)$	43 (45)	60 (60)	72 (70)
$p_{cy\,l} = f(\alpha)$	4,75 (4,75)	6,25 (6,50)	8,00 (8,25)

Tabela 6.6. Średnie wartości międzyszczytowe drgań skrętnych dla ZSE w stanie częściowej zdatności – z wprowadzonym przeciekiem powietrza w układzie doładowania powietrzem (w nawiasach wartości dla ZSE w stanie pełnej zdatności)

Obciążenie [kW]	φ [°]
50	0,76 (0,77)
150	0,83 (0,84)
250	0,92 (0,93)

6.5. Pomiar ciśnień w cylindrach i w układzie wtrysku paliwa oraz drgań skrętnych wału ZSE w stanie częściowej zdatności – z wprowadzonym rozpylaczem w stanie częściowej zdatności

Eksploatacja okrętowych silników spalinowych o zapłonie samoczynnym jest związaną z częstymi uszkodzeniami aparatury paliwowej w tym rozpylaczy. Statystyki wskazują [121], że blisko 50% wszystkich uszkodzeń silników okrętowych stanowią usterki układu zasilania paliwem , a w nim 41% dotyczy uszkodzeń wtryskiwaczy, w tym 12% to zużycie i zakoksowanie otworów rozpylaczy. W ostatniej dekadzie proces się nasilił z uwagi na:

a) zmianę poddostawców części aparatury paliwowej (co skutkuje ich nieprawidłowym wykonaniem) [104],
b) stosowanie w okrętownictwie paliw niskosiarkowych zgodnych z normami ISO 8217:2012 oraz ISO 8217:2017, których obowiązek stosowania wprowadziła International Maritime Organization.

Oleje napędowe niskiej zawartości siarki (z j. ang. *Low Sulfur Fuel Oil,* akr. LSFO) mają wyższą (do 60 ppm) zawartość miału katalitycznego (składającego się między innymi z bardzo twardych związków aluminium i krzemu) niż paliwa o wysokiej zawartości siarki. Spowodowane jest to tym, że drobne cząstki trafiają do ubocznych produktów rafinacji o niskiej zawartości siarki, a te są mieszane z paliwami resztkowymi aby zmniejszyć zawartość siarki. Stanowią one nieuniknione pozostałości procesu krakingu katalitycznego, mającego na celu redukcję zawartości siarki w paliwie. Po wprowadzeniu nieoczyszczonego paliwa do silnika stają się przyczyną zwiększonego zużycia ściernego tulei cylindrowych, pierścieni tłokowych, pomp wtryskowych i wtryskiwaczy [123]. Wiodący Producenci silników okrętowych tacy jak MAN i Wärtsilä, zalecają maksymalny udział tych twardych związków do 15 ppm [124].

Użyte do badań wtryskiwacze typu 150x9x0,28 były zbudowane z:

a) korpusu wtryskiwacza,
b) rozpylacza dziewięciootworowego z iglicą stożkową,
c) popychacza,
d) sprężyny i śruby regulacyjnej z nakrętką kontrującą.

Rozpylacz był mocowany nakrętką do korpusu. Popychacz i sprężyna znajdowały się w korpusie wtryskiwacza. Za pomocą śruby regulacyjnej ustawiano odpowiednie (25 MPa) ciśnienie otwarcia wtryskiwacza. Wtryskiwacze były umiejscowione centralnie w głowicy cylindra w pozycji pionowej i chłodzone od zewnątrz olejem silnikowym z centralnego układu smarowania. Elementy robocze wtryskiwacza były smarowane za pomocą paliwa. Jako element zakłócający normalną pracę silnika użyto pozyskany z zakładu remontowego wtryskiwacz z rozpylaczem w stanie częściowej zdatności z dużą ilością nagaru skutkującą (Rysunek 6.5):

a) częściową utratą drożności 2 otworów wtryskowych,
b) całkowitą utratą drożności 2 otworów wtryskowych.

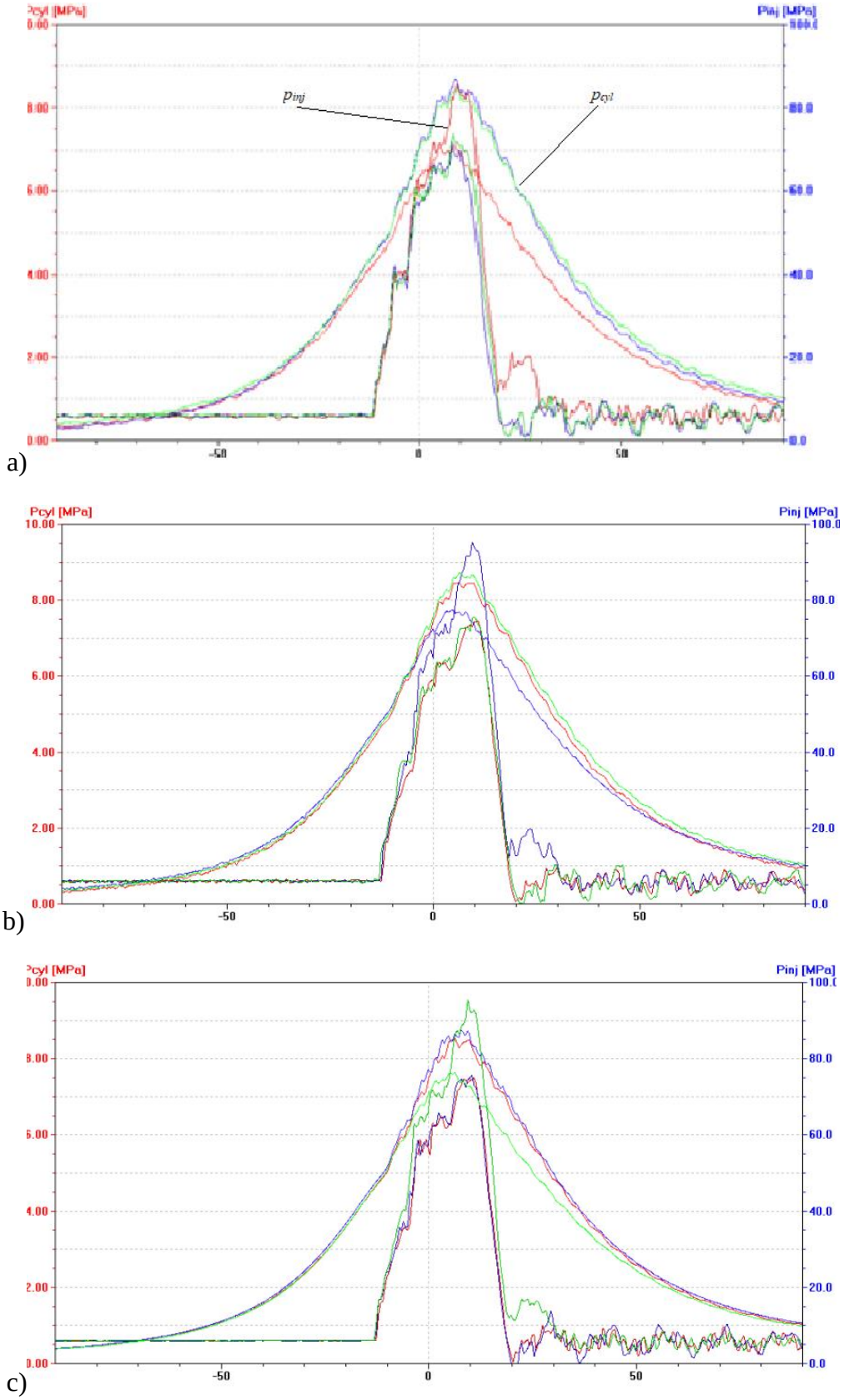
Rysunek 6.5. Widok śladów strugi paliwa rozpylonej przez częściowo zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza (utrata drożności czterech z dziewięciu otworów wtryskowych)

Po zamontowaniu (po kolei w każdym z cylindrów) w układzie paliwowym częściowo zakokosowanego rozpylacza wtryskiwacza zarejestrowano (Tabele 6.7 i 6.8 oraz Rysunek 6.6) zaobserwowano:

a) wzrost ciśnienia wtrysku paliwa rozpylanego przez zakoksowany wtryskiwacz,
b) wzrost ciśnienia wtrysku paliwa rozpylanego przez dwa pozostałe wtryskiwacze (spowodowany koniecznością przejęcia zadanego obciążenia),
c) spadek maksymalnego ciśnienia spalania w cylindrze z zakoksowanym rozpylaczem wtryskiwacza.

Tabela 6.7. Średnie wartości maksymalnych ciśnień spalania dla ZSE w stanie częściowej zdatności – z zakoksowanym rozpylaczem wtryskiwacza

Obciążenie [kW]	Średnie wartości maksymalnych ciśnień spalania [MPa]									
	Sprawny	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 1			Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 2			Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 3		
		Cyl. nr 1	Cyl. nr 2	Cyl. nr 3	Cyl. nr 1	Cyl. nr 2	Cyl. nr 3	Cyl. nr 1	Cyl. nr 2	Cyl. nr 3
50	4,75	**4,25**	5,00	5,00	5,25	**4,75**	5,25	5,00	5,00	**4,75**
150	6,50	**5,5**	7,00	7,00	6,75	**6,00**	6,75	6,75	6,75	**5,75**
250	8,25	**7,00**	8,50	8,50	8,50	**7,50**	8,50	8,75	8,75	**7,50**



Rysunek 6.6. Wykresy p_{cyl}= f(α) wraz z charakterystyką wtrysku paliwa p_{inj}= f(α) dla ZSE w stanach częściowej zdatności, obciążonego w 70 % MCR (250 kW).

a) zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza w pierwszym cylindrze, b) zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza w drugim cylindrze, c) zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza w trzecim cylindrze, przebiegi dla cylindrów: —nr1, —nr 2, —nr 3

Tabela 6.8. Średnie wartości maksymalnych ciśnień wtrysku paliwa dla ZSE w stanie częściowej zdatności – z zakoksowanym rozpylaczem wtryskiwacza

Obciążenie [kW]	Średnie wartości maksymalnych ciśnień wtrysku [MPa]									
	Sprawny	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 1			Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 2			Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 3		
		Cyl. nr 1	Cyl. nr 2	Cyl. nr 3	Cyl. nr 1	Cyl. nr 2	Cyl. nr 3	Cyl. nr 1	Cyl. nr 2	Cyl. nr 3
50	45	**50**	50	50	50	**50**	50	50	50	**50**
150	60	**65**	65	65	68	**72**	68	60	60	**67**
250	70	**85**	70	70	75	**95**	75	75	75	**95**

Wraz ze wzrostem obciążenia ZSE zaobserwowano przyrost wartości międzyszczytowych drgań skrętnych wału. Średnie wartości międzyszczytowe drgań skrętnych dla poszczególnych obciążeń, w przypadku ulokowania uszkodzenia w cylindrze nr 3, przyjmują wartości zauważalnie mniejsze od wzorca (ZSE w stanie pełnej zdatności - sprawny) (Tabela 6.9).

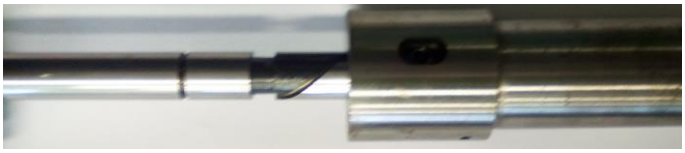
Tabela 6.9. Średnie wartości międzyszczytowe drgań skrętnych dla ZSE w stanie częściowej zdatności - z zakoksowanym rozpylaczem wtryskiwacza

Obciążenie [kW]	Średnie wartości międzyszczytowe drgań skrętnych, φ [°]			
	Sprawny	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza		
		Cyl. nr 1	Cyl. nr 2	Cyl. nr 3
50	0,77	0,72	0,77	0,68
150	0,84	0,84	0,82	0,75
250	0,93	0,96	0,95	0,89

6.6. Pomiar ciśnień w cylindrach i w układzie wtrysku paliwa oraz drgań skrętnych wału ZSE w stanie częściowej zdatności – z wprowadzonym na pompie wtryskowej przeciekiem paliwa

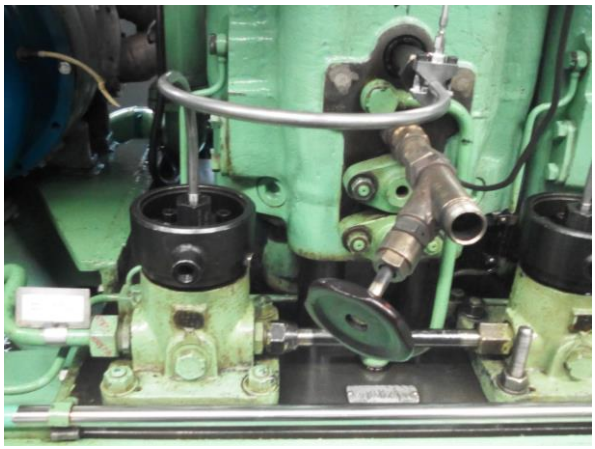
Eksploatacja okrętowych silników spalinowych o zapłonie samoczynnym jest związana z częstymi uszkodzeniami aparatury paliwowej w tym pomp wtryskowych. Statystyki wskazują [121], że blisko 50% wszystkich uszkodzeń silników okrętowych stanowią usterki układu zasilania paliwem, a w nim 38% dotyczy uszkodzeń pomp wtryskowych (akr. PW), w tym 24% to zużycie i nieszczelności par precyzyjnych. W ostatniej dekadzie proces się nasilił z tych samych powodów jak dla opisanych w podrozdziale 6.5 uszkodzeń wtryskiwaczy.

Do badań użyto zamontowanych w korpusie silnika, indywidualnych dla każdego cylindra, pomp wtryskowych z pokrętnym tłoczkiem. Chwilowa dawka paliwa była sterowana za pomocą końca wtrysku paliwa poprzez dolną śrubową krawędź tłoczka. Pompa była napędzana wałem krzywkowym za pomocą rolki. Napęd pompy był smarowany olejem smarnym z centralnego układu smarowania silnika, natomiast para precyzyjna (Rysunek 6.7) za pomocą cieczy roboczej czyli paliwa. Górna część pompy jest wyposażona w zawór zwrotny wraz z króćcem przewodu wysokiego ciśnienia.



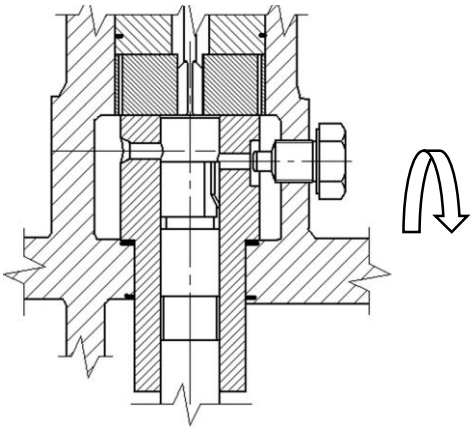
Rysunek 6.7. Jedna z par precyzyjnych pompy wtryskowej użytej do badań

Przewody paliwowe wysokiego ciśnienia (Rysunek 6.8) składały się z dwóch elementów. Pierwszym z nich jest stalowa rura odpowiednio wyprofilowana z dwiema nakrętkami. Z jednej strony przykręcona była do króćca pompy wtryskowej za pomocą nakrętki. Na stalowym przewodzie zamontowany jest przetwornik ciśnienia. Od strony głowicy przewód łączy się ze sztucerem wtryskiwacza.



Rysunek 6.8. Pompa wtryskowa wraz z przewodem wysokiego ciśnienia

W celu wprowadzenia niesprawności na pompie wtryskowej zasilającej cylinder silnika, poluzowano zawór odciążający, łącząc przestrzeń sprężania pompy wtryskowej z przelewową. W ten sposób pozorowano zużytą-nieszczelną parę precyzyjną tłok - cylinderek (Rysunek 6.9).



Rysunek 6.9. Schemat regulacji nieszczelności pary precyzyjnej pompy wtryskowej

Użyta metoda pozoracji nieszczelności pary precyzyjnej nie pozwala na określenie wielkości przecieku paliwa do kanału przelewowego, aby dokonać parametryzacji posłużono się:

a) wartością kąta otwarcia zaworu przelewowego 45° ,
b) odczytem maksymalnych ciśnień wtrysku paliwa za pomocą systemu UNITEST 2008,
c) regulacją maksymalnych ciśnień wtrysku paliwa za pomocą zaworu przelewowego w oparciu o wartości zmierzone za pomocą systemu UNITEST 2008.

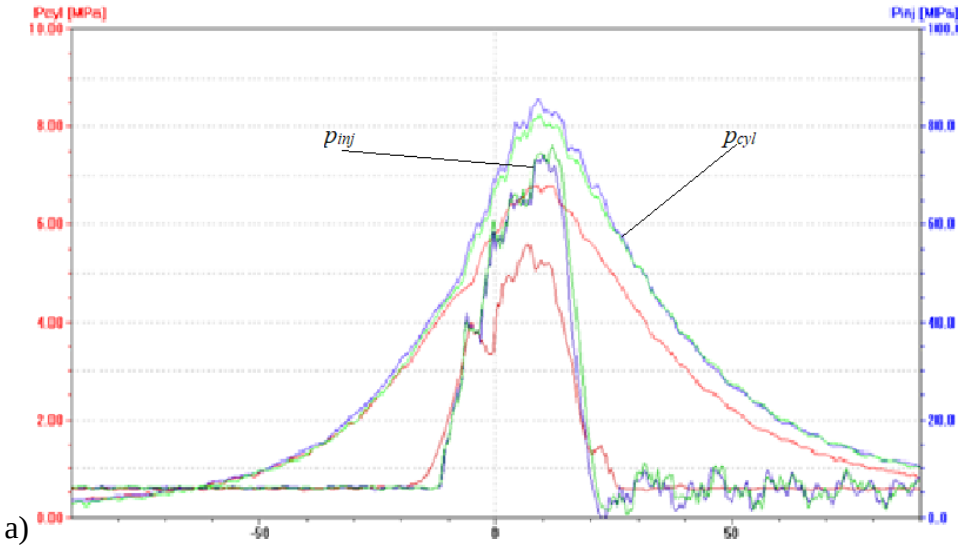
Podczas trwania badań dochodziło z powodu drgań do niezamierzonego zwiększenia kąta otwarcia zaworu przelewowego (rósł on wraz z czasem trwania eksperymentu) lecz korygowano go na bieżąco w oparciu o odczyty charakterystyk wtrysku paliwa. Po poluzowaniu zaworu odciążającego po kolei w każdej pompie wtryskowej zaobserwowano (Tabele 6.10 i 6.11):

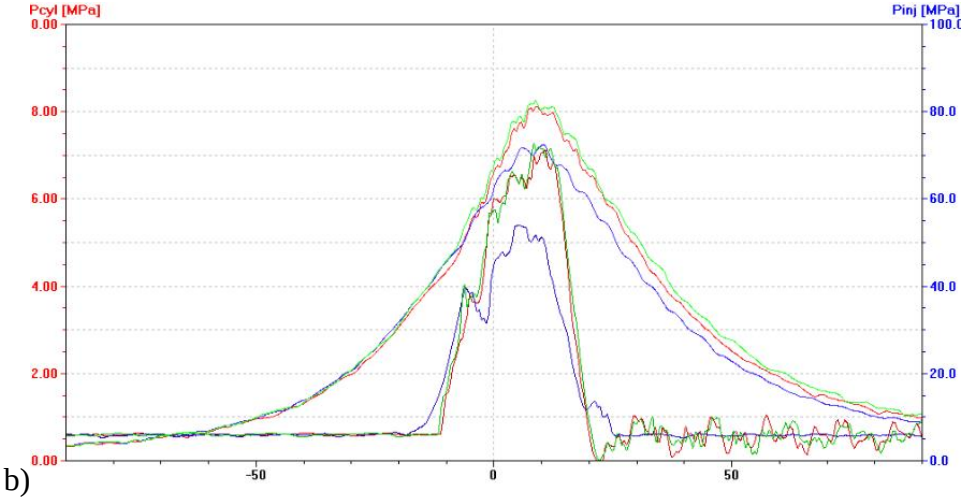
a) spadek ciśnienia wtrysku paliwa rozpylanego przez wtryskiwacz zasilany niesprawną pompą,
b) wzrost ciśnienia wtrysku paliwa rozpylanego przez dwa pozostałe wtryskiwacze,
c) spadek maksymalnego ciśnienia spalania w cylindrze zasilanym niesprawną pompą.

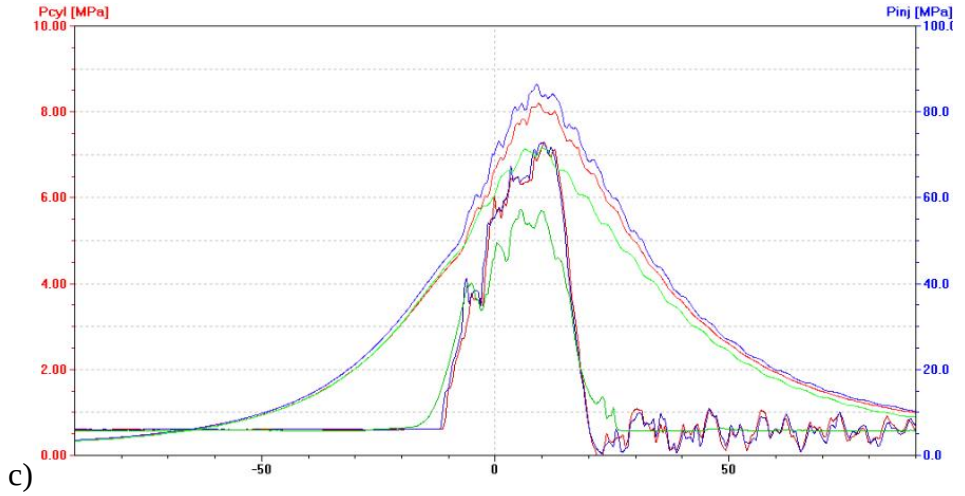
Przecieki paliwa do kanału przelewowego podczas procesu wtrysku paliwa skutkują wtryskiem mniejszej dawki paliwa do cylindra. Powoduje to spadek średniego ciśnienia indykowanego i w konsekwencji ilości energii mechanicznej wytworzonej przez niesprawny cylinder. W celu utrzymania przy zadanym obciążeniu stałej prędkości obrotowej, regulator poprzez listwę paliwową zwiększa dawki paliwa dostarczane do wszystkich cylindrów, zwiększając wytwarzane w nich ciśnienia. Obrazem tego stanu rzeczy było wydłużenie procesu wtrysku paliwa o około 5 ˚OWK dla N_e = 250 kW. Na rysunku 6.10 przedstawiono charakterystyki ciśnienia wtrysku paliwa do cylindrów dla ZSE z wprowadzoną po kolei do każdego z cylindrów niesprawnością.

Wraz ze wzrostem obciążenia ZSE zaobserwowano przyrost wartości międzyszczytowych drgań skrętnych wału. Ponadto średnie wartości międzyszczytowe drgań skrętnych (Tabela 6.12):

a) dla obciążenia 50 kW, w przypadku ulokowania niesprawności w cylindrze nr 1, przyjmują wartości zauważalnie wyższe od wzorca,
b) dla obciążenia 250 kW, w przypadku ulokowania niesprawności w cylindrze nr 2, przyjmują wartości zauważalnie wyższe od wzorca.







Rysunek 6.10. Wykresy $p_{cyl}= f(\alpha)$ wraz z charakterystyką wtrysku paliwa $p_{inj}= f(\alpha)$ dla ZSE w stanach częściowej zdatności, obciążonego w 70 % MCR.
a) niesprawna PW pierwszego cylindra, b) niesprawna PW drugiego cylindra, c) niesprawna PW trzeciego cylindra,
przebiegi dla cylindrów: —nr1, —nr 2, —nr 3

Tabela 6.10. Średnie wartości maksymalnych ciśnień spalania dla ZSE w stanie częściowej zdatności – z niesprawną PW

Obciążenie [kW]	Średnie wartości maksymalnych ciśnień spalania [MPa]									
	Sprawny	Przeciek pary precyzyjnej PW cyl. nr 1			Przeciek pary precyzyjnej PW cyl. nr 2			Przeciek pary precyzyjnej PW cyl. nr 3		
		Cyl. nr 1	Cyl. nr 2	Cyl. nr 3	Cyl. nr 1	Cyl. nr 2	Cyl. nr 3	Cyl. nr 1	Cyl. nr 2	Cyl. nr 3
50	4,75	**4,00**	5,00	5,00	5,00	**4,50**	5,00	5,00	5,00	**4,75**
150	6,50	**5,50**	6,75	6,75	6,75	**6,00**	6,75	6,75	6,75	**5,75**
250	8,25	**6,75**	8,50	8,50	8,00	**7,00**	8,00	8,00	8,50	**7,00**

Tabela 6.11. Średnie wartości maksymalnych ciśnień wtrysku paliwa dla ZSE w stanie częściowej zdatności – z niesprawną PW

Obciążenie [kW]	Średnie wartości maksymalnych ciśnień wtrysku [MPa]									
	Sprawny	Przeciek pary precyzyjnej PW cyl. nr 1			Przeciek pary precyzyjnej PW cyl. nr 2			Przeciek pary precyzyjnej PW cyl. nr 3		
		Cyl. nr 1	Cyl. nr 2	Cyl. nr 3	Cyl. nr 1	Cyl. nr 2	Cyl. nr 3	Cyl. nr 1	Cyl. nr 2	Cyl. nr 3
50	45	**40**	50	50	45	**40**	50	50	50	**40**
150	60	**50**	67	67	65	**45**	65	67	67	**45**
250	70	**55**	75	75	70	**55**	70	70	70	**55**

Tabela 6.12. Średnie wartości międzyszczytowe drgań skrętnych dla silnika ZSE w stanie częściowej zdatności – niesprawną PW

Obciążenie [kW]	Średnie wartości międzyszczytowe drgań skrętnych [°]			
	Sprawny	Przeciek pary precyzyjnej PW		
		Cyl. nr 1	Cyl. nr 2	Cyl. nr 3
50	0,77	0,85	0,76	0,77
150	0,84	0,86	0,87	0,84
250	0,93	0,95	1,01	0,96

7. Analiza porównawcza składowych harmonicznych drgań skrętnych wału ZSE w stanach pełnej i częściowej zdatności

7.1. Sporządzenie widm

Jednym z głównych źródeł drgań skrętnych linii wałów układu napędowego jest okresowa zmienność momentu obrotowego tłokowego silnika spalinowego. Moment ten pochodzi od wspólnego działania sił masowych i ciśnienia gazów spalinowych na tłok w cylindrze silnika. Moment obrotowy pochodzący od sił gazowych (M_g) jest okresowo zmienny, spełnia również pozostałe warunki Dirichleta może więc posiadać reprezentację w postaci szeregu Fouriera [125]:

$$M_g = M_o + \sum_{i=1}^{n} M_k \, sin(k\omega t + \varphi_k) \tag{7.1}$$

gdzie:

M_o – średni moment obrotowy silnka [Nm],

M_k – amplituda *k*-tej skałdowej harmonicznej silnka,

k – rząd składowej harmonicznej (*k* = *i* dla dwusuwa, $k = \frac{1}{2} i$ dla czterosuwa),

ω – prędkość kątowa wału korbowego [s^{-1}],

φ_k – kąt przesunięcia fazowgo *k*-tej składowej harmonicznej,

n – liczba uwzględnionych składowych harmonicznych.

Analizę harmoniczną momentu obrotowego pochodzącego od sił gazowych (M_g) wykonuje się metodami numerycznymi. Analizy takie wykonują firmy produkujące silniki spalinowe, które podczas badań silników na hamowniach ustalają dokładne przebiegi zmienności momentu obrotowego, a wyniki analiz przedstawiają w postaci odpowiednich wykresów i udostępniają biurom projektowym zajmującym się projektowaniem okrętowego układu napędowego.

Przebiegi wykresów M_g zależą od:

a) typu silnika (dwusuw, czterosuw),
b) rodzaju spalania paliwa,
c) wielkości dawki paliwa,
d) zastosowania doładowania.

Z uwagi na to, że w cyfrowej analizie sygnału wykorzystuje się dyskretną postać transformacji - DFT (z j. ang. *Discrete Fourier Transform*, akr. DFT) postanowiono w eksperymencie skorzystać z jej najszybszej opartej o algorytm Cooley-Tukeya (*radix-2*) wersji nazywanej FFT (z j. ang. *Fast Fourier Transform*, akr. FFT) [126]. Jako okno wygładzające zastosowano okno Hamminga (które jest zmodyfikowaną wersją okna Hanninga). Powyższe okno pozwala uzyskać dokładność amplitudową jak i rozdzielczość częstotliwościową [127]. Algorytm radix-2 wymaga aby rozmiar DFT był potęgą liczby 2, czyli liczba punktów transformaty wynosi $N = 2^k$, gdzie k jest liczbą naturalną. Według tego algorytmu N próbek sygnału dyskretnego drgań skrętnych wału zostało podzielone na dwa ciągi: $x_p(n)$, $x_n(n)$, składające się z próbek sygnału $x(n)$ o indeksach odpowiednio parzystych (0, 2, 4, ...) i nieparzystych (1, 3, 5, ...). Obliczono transformaty Fouriera tych ciągów: $X_p(n)$, $X_n(n)$, wywołując rekurencyjnie procedurę obliczania FFT. Następnie złożono transformatę całego ciągu próbek, zgodnie z zależnością:

$$\begin{aligned} X(k) &= X_p(k) + W_k^N X_n(k), \\ X(k+N/2) &= X_p(k) - W_k^N X_n(k), \\ W_k^N &= e^{-2\pi jk/N}. \end{aligned} \tag{7.2}$$

dla $0 \leq k < N/2$. Tak więc obliczanie FFT polega na kolejnym dzieleniu próbek na ciągi parzyste i nieparzyste, aż do otrzymania dwupunktowych ciągów, dla których: $X(0) = x(0) + x(1)$, $X(1) = x(0) - x(1)$. Następnie transformaty ciągów parzystych i nieparzystych zostały złożone w całość [128] .

Użyty do badań system wykonuje pomiar przemieszczeń o jedną sekcję składającą się z dwóch zębów i dwóch szczelin co stanowi 4° OWK czyli jeden pełny obrót jest podzielony na 90 sekcji. System wykonuje pomiar 10 OWK w związku z czym w sumie ilość sekcji wynosi 900. Aby poddać uzyskany sygnał transformacji FFT konieczne było wykonanie jednej z poniższych czynności:

a) Ograniczenie punktów transformacji do liczby najbliższej 900, liczby $N = 2^k$, czyli $N = 2^9 = 512$ co wiąże się z utratą dokładności głownie rozdzielczości częstotliwościowej.
b) Uzupełnienie sygnału do najbliższej liczbie 900, liczby $N = 2^k$, czyli $N = 2^{10} = 1024$ co można wykonać na dwa sposoby:
    — Uzupełniając brakujący sygnał 124 próbkami zerowymi (zero-padding), czyli sztucznie wydłużając czas obserwacji. Ponieważ uzupełnienie

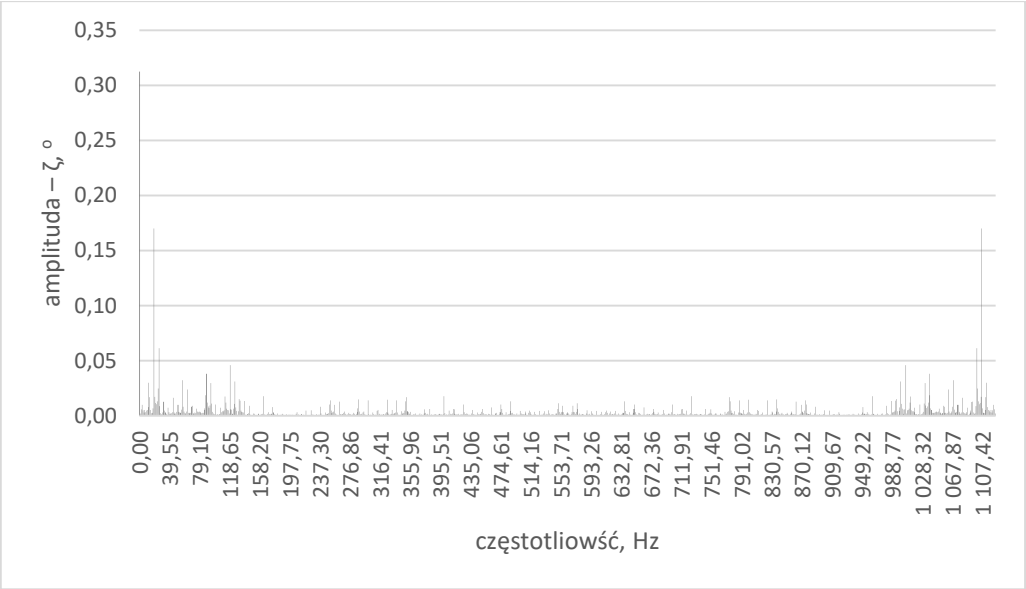
zerami nie wprowadza żadnej nowej informacji o sygnale, nowe wyrazy w DFT stanowią efekt interpolacji oryginalnych danych i nie zwiększają zdolności rozróżniania częstotliwości, ale uwypuklają szczegóły widma widoczne wcześniej [129].

— Uzupełniając brakujący sygnał 124 próbkami (sekcjami) skopiowanymi z początku pomiaru co z uwagi na to, że obejmuje tylko 1,37 OWK nie wprowadza praktycznie nowej informacji o sygnale.

W związku z tym, że przetwarzany sygnał był sygnałem pobieranym z wału napędzanego przez spalinowy silnik tłokowy, który pracował pod stałym obciążeniem w teoretycznie powtarzających się cyklach pracy, możliwa jest automatyzacja procesu „zapętlania" sygnału. Postanowiono, więc uzupełniać brakujący sygnał 124 próbkami (sekcjami) skopiowanymi z początku pomiaru [130]. Tak otrzymane szeregi składające się z 1024 próbek poddawano analizie FFT i otrzymywano wyniki w postaci zespolonej. Następnie aby możliwe było przeprowadzenie porównań wyników, szeregów próbek (serii pomiarowych) na podstawie rozkładów częstotliwości i wartości amplitud, dla ZSE w stanie pełnej zdatności i w stanach częściowej zdatności (z wprowadzonymi niesprawnościami) :

a) Obliczono moduły liczb zespolonych oraz częstotliwość próbkowania, która wynosi 1125 Hz i jest ilorazem czasu w jakim ZSE wykonuje jeden obrót i liczby sekcji pomiarowych (90).
b) Wyskalowano widmo dzieląc je przez połowę długości transformaty (512), aby wartości widmowe reprezentowały energię poszczególnych składowych (przez połowę długości, ponieważ energia sygnału rozkłada się równomiernie na dwie części widma, a obserwacji będzie poddawana tylko pierwsza z nich). Jeżeli sygnał poddawany transformacji jest rzeczywisty, wtedy otrzymuje się dwie kopie widma, druga kopia jest jej zespolonym sprzężeniem (lustrzanym odbiciem).

W efekcie otrzymano widma amplitudowo fazowe w skali liniowej jak na rysunku 7.1. Widoczna na rysunku pierwsza wartość amplitudy (ζ) transformaty (0 Hz) jest składową stałą i odpowiada sumie wartości sygnału (jest ona zawsze rzeczywista). Ostatnia wartość wyniku reprezentuje składową dla częstotliwości Nyquista (również jest rzeczywista).



Rysunek 7.1. Widmo sygnału (wraz z zespolonym sprzężeniem) drgań skrętnych dla ZSE w stanie pełnej zdatności. Obciążenie ZSE 250 kW

Siły występujące w tłokowym silniku spalinowym wywołują w wale korbowym impulsy powtarzające się l, 2, 3 itd. razy w ciągu cyklu zależnie od rzędu składowej harmonicznej. Częstości tych okresowych impulsów, oznaczane liczbą okresów na jeden obrót, wyrażają się różnie dla silnika dwusuwowego i czterosuwowego:

a) w wypadku silnika dwusuwowego harmoniczne są rzędu l, 2, 3…

b) w wypadku silnika czterosuwowego harmoniczne są rzędu $\frac{1}{2}$, $1\frac{1}{2}$, 2...

Przy jednakowych prędkościach obrotowych i średnich ciśnieniach użytecznych w silniku czterosuwowym występuje więcej harmonicznych niż w silniku dwusuwowym, lecz amplitudy impulsów są mniejsze.

Poszczególne harmoniczne różnią się wartościami amplitud oraz częstotliwościami. Stosunek częstotliwości kątowej *k* - tej harmonicznej (ω_k) do prędkości kątowej wału korbowego (ω) nazywa się rzędem harmonicznej:

$$k = \frac{\omega_k}{\omega}\,. \tag{7.3}$$

Rząd harmonicznej *k* zależy od rodzaju silnika i wynosi:

a) dla silników dwusuwowych: $k = i$,

b) dla silników czterosuwowych: $k = i/2$.

W silniku wielocylindrowym każda rodzina harmonicznych wzbudzana przez jeden cylinder nakłada się na harmoniczne pozostałych cylindrów. Harmoniczne pewnego rzędu mogą więc być w fazie. Występują wówczas harmoniczne wzmocnione

zwane głównymi. Jeżeli w silniku czterosuwowym zapłony rozłożone są równomiernie, to głównymi harmonicznymi są te, których rząd jest wielokrotnością połowy liczby cylindrów silnika czterosuwowego. Na przykład dla użytego w badaniach 3-cylindrowego czterosuwowego silnika Szuler 3AL 25/30 rzędami głównymi są: $1\frac{1}{2}$, 3, $4\frac{1}{2}$, 6. Pozostałe rzędy noszą nazwę rzędów pobocznych (Tabela 7.1).

Tabela 7.1. Rzędy analizowanych składowych harmonicznych oraz odpowiadające im częstotliwości dla prędkości obrotowej silnika n = 750 obr/min

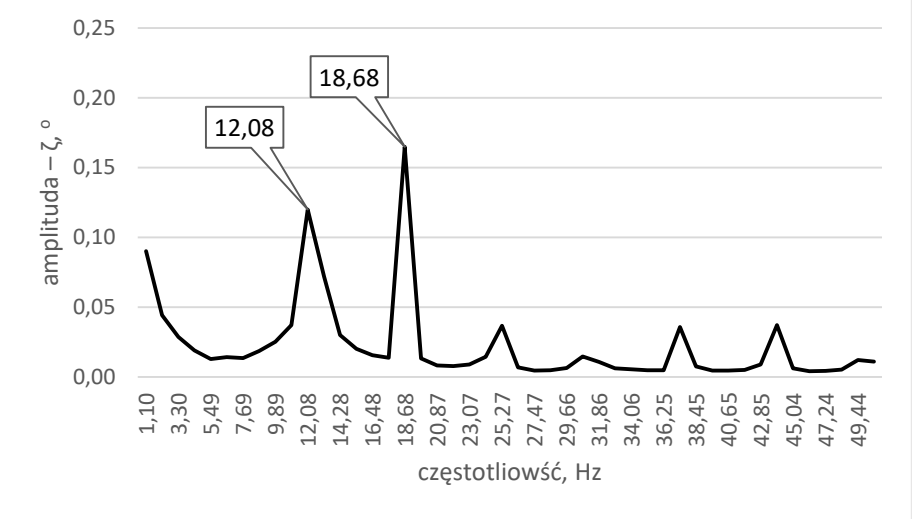
Rząd harmonicznej – k	Częstotliwość [Hz]	Częstotliwość obliczona po transformacji Fouriera [Hz]
$\frac{1}{2}$	6,25 (składowa harmoniczna cyklu roboczego, pojedynczego wtrysku paliwa)	6,59
1	12,5 (składowa harmoniczna podstawowa)	12,08
$1\frac{1}{2}$	18,75 (składowa harmoniczna spalania)	18,68
2	25	25,27
$2\frac{1}{2}$	31,25	31,86
3	37,5	37,35
$3\frac{1}{2}$	43,5	43,95
4	50 (składowa harmoniczna pulsacji biegunowej czterech par biegunów jednej fazy napięcia)	50,54
12	150 (połowa wartości pulsacji biegunowych czterech par biegunów trzech faz napięcia)	150,51

Aby wykonać dostatecznie dokładne obliczenia teoretyczne drgań skrętnych, analizę harmoniczną przeprowadza się do kilkunastu, a nawet dwudziestu kilku rzędów składowych harmonicznych. Końcowe wykresy analizy harmonicznej momentu obrotowego silnika spalinowego, aby uniezależnić je od wielkości silnika, podaje się

w postaci obliczonych współczynników harmonicznych (c_k) dla kolejnych składowych harmonicznych w funkcji średniego ciśnienia indykowanego (p_i) w cylindrze silnika. Takie wykresy mają charakter uniwersalny dla określonego typoszeregu silników, a mogą być nawet stosowane z pewnym przybliżeniem dla silników podobnych.

Dla czterech pierwszych składowych harmonicznych całkowity moment obrotowy silnika jest sumą momentu (M_g) od sił gazowych oraz momentu (M_b) od sił bezwładności mas wykonujących ruchy posuwisto-zwrotne. Dla dalszych rzędów składowe harmoniczne zależą wyłącznie od sił gazowych [131].

Dla prędkości obrotowej badanego silnika Sulzer 3AL 25/30, wynoszącej 750 obr/min, wartość składowej „harmonicznej spalania" $k = 1\frac{1}{2}$ wynosi 18,75 Hz, natomiast częstotliwość składowej harmonicznej podstawowej $k = 1$ wynosi 12,5 Hz. Po dekompozycji sygnału drgań skrętnych te dwie główne składowe harmoniczne są wyraźnie widoczne w widmie (Rysunek 7.2). Największą wartość amplitudy osiąga składowa harmoniczna spalania [113].



Rysunek 7.2. Średnie widmo sygnału drgań skrętnych (bez składowej stałej) ograniczone do składowej harmonicznej 4. rzędu. ZSE w stanie pełnej zdatności obciążony mocą elektryczną 250 kW

Na wykresie widać również pozostałe składowe harmoniczne rzędów 2 (25 Hz), $2\frac{1}{2}$ (31,25 Hz), 3 (37,5 Hz), $3\frac{1}{2}$ (43,5 Hz). Na skutek skończonej rozdzielczości DFT nie otrzymano dokładnej wartości częstotliwości prążka odpowiadającej częstotliwości składowych harmonicznych wynikających z prędkości obrotowej wału ZSE.

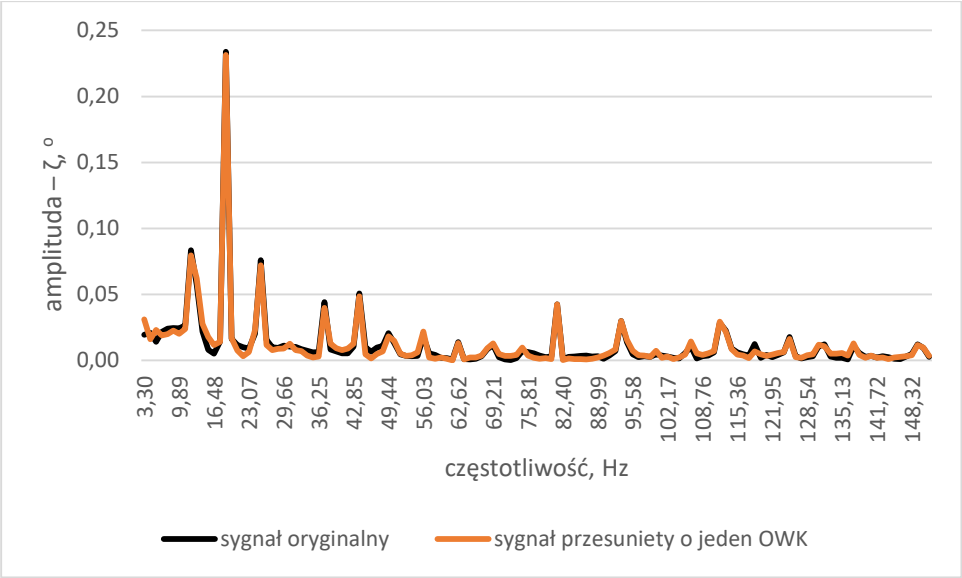
Wartości częstotliwości otrzymanych w wyniku transformacji Fouriera są zależne od ilości sekcji sygnału, w związku z czym nigdy dokładnie nie odpowiadają częstotliwościom rzędów składowych harmonicznych wału ZSE (raz są za małe raz za

duże). Jak można zauważyć, większy rozmiar transformaty to zawsze mniejszy błąd estymacji częstotliwości. W przypadku wykonanych pomiarów, potrzeba było rozmiaru co najmniej 1024 sekcji, aby błąd spadł poniżej 0,5%.

Rozdzielczość częstotliwościowa jest więc odwrotnością rozdzielczości czasowej, dlatego duże rozmiary FFT są stosowane dla sygnałów o stabilnym widmie, gdy jest wymagane dokładne rozróżnienie składowych częstotliwościowych. Z kolei małe rozmiary FFT stosujemy przy analizie szybkozmiennego widma, godząc się na mniej dokładną analizę składowych. W przypadkach pośrednich wystarczające okazują się rozmiary FFT równe 1024 lub 2048.

Należy jeszcze raz wspomnieć o szeroko stosowanym uzupełnianiu próbek zerami (z j. ang. *zero padding*). Można wziąć np. 1024 próbki sygnału, wstawić na koniec 1024 zera i policzyć transformatę z 2048 próbek. W ten sposób pozornie zwiększymy dwukrotnie rozdzielczość częstotliwościową względem transformaty o rozmiarze 1024 bez uzupełniania zerami, zachowując rozdzielczość czasową transformaty 1024. Jest to pozorny zysk, ponieważ nie otrzymujemy w ten sposób więcej danych. W uzyskanym widmie, co druga wartość będzie odpowiadała wartościom widma transformaty o rozmiarze 1024, a pozostałe wartości widma są interpolowane. Jak napisano w rozdziale 6 wykonanie szczeliny pozycjonującej tylko w jednej z tarcz perforowanych (zamiast w dwóch) powoduje, że pomiar może się rozpoczynać dla GMP będących zarówno pomiędzy suwami sprężania i pracy jak i wylotu i dolotu. Takie wykonanie w znaczący sposób utrudnia porównywanie otrzymywanych szeregów czasowych drgań skrętnych. Aby sprawdzić wpływ tego zjawiska na otrzymywane transformaty postanowiono porównać sygnały przesunięte o 90 sekcji pomiarowych tj. 360° z sygnałami niezmienionymi (przed przesunięciem). Jak pokazują wykresy otrzymano właściwie dwie takie same transformaty, w związku z powyższym przyjęto, że zjawisko nie ma wpływu na otrzymywane wyniki (Rysunek 7.3).

Zgodnie z twierdzeniem o przesunięciu w dziedzinie czasu (zwanym również twierdzeniem o splocie), przesunięcie sygnału w dziedzinie czasu o okres t_0 nie zmienia części rzeczywistej widma częstotliwościowego $F(\omega)$. W wyniku tej operacji zostaje zmieniona jedynie część urojona widma, czyli faza o wartość $-\omega t_0$. Przesunięcie sygnału w obszarze czasu (przyspieszenie lub opóźnienie) nie ma wpływu na zmianę jego składowych częstotliwościowych [132].



Rysunek 7.3. Widma sygnałów drgań skrętnych (bez składowej stałej) ograniczone do składowej harmonicznej 12. rzędu. ZSE w stanie pełnej zdatności obciążony mocą elektryczną 250 kW

W przeprowadzonym badaniu (zgodnie z twierdzeniem o splocie) amplituda DFT względem oryginalnego sygnału okresowego nie uległa zmianie chociaż sygnał może być próbkowany w innym przedziale. Jednak, faza DFT zmienia się w zależności od chwili, w której zaczęto próbkować sygnał drgań skrętnych. Badany sygnał drgań skrętnych jest okresowy, a przesuniecie pomiędzy dwoma rodzajami sygnałów wynosi dokładnie 2π rad co pozostawia fazę bez zmian.

7.2. Określenie liczności próby oraz analiza statystyczna na podstawie klasycznego współczynnika zmienności

W podobnych warunkach pracy silnik może znajdować się w różnych dynamicznych stanach pracy. Jest to efektem zjawisk przypadkowych występujących zarówno w procesie pracy silnika, jak i w procesie pomiaru. Można wyróżnić dwie podstawowe grupy przyczyn niepowtarzalności wyników pomiarów:

a) zjawiska przypadkowe,
b) niedoskonałość analizy wyników.

Pod pojęciem zjawisk przypadkowych należy rozumieć wszystkie przyczyny „niepowtarzalności”, na które nie mamy bezpośredniego wpływu i w pewnym stopniu uproszczenia przyjmujemy, że mają charakter przypadkowy. Do takich przyczyn należy na przykład niestabilność utrzymywania zadanego obciążenia silnika na skutek praktycznie stale występujących minimalnych przemieszczeń listwy paliwowej (wahań

wskaźnika obciążenia). Tego typu zjawiska są niepożądane, ale nie sposób ich całkowicie uniknąć [133].

Jak wspomniano w podrozdziale 5.2, dokładność pomiaru drgań skrętnych wynosi 0,015%. Z uwagi na ręczną nastawę wartości zmiennej niezależnej najmniej dokładnym przyrządem pomiarowym był kilowatomierz wskazówkowy którego rozdzielczość pomiaru szacuje się zwykle na równą 1/2 działki elementarnej czyli ∓ 5 kW (przy klasie dokładności 1,5). Odchyłka pomiarowa była więc uzależniona od obciążenia i przyjmowała wartości od 2% dla obciążenia 250 kW do 10% dla obciążenia 50 kW.

Znane są publikacje w których wykazano zależność pomiędzy średnim ciśnieniem indykowanym i skręceniem wału w funkcji prędkości obrotowej, uzyskane na przykładzie wolnoobrotowego silnika dwusuwowego Sulzer 8 RTA-96 przekazującego napęd na śrubę o skoku stałym [134]. Nie odnaleziono publikacji które by przedstawiały zależność matematyczną wiążąca moc lub średnie ciśnienie indykowane (dane niezależne) z wielkością drgań skrętnych (dane zależne) dla ZSE. Autor tej pracy pomierzył wartości międzyszczytowych drgań skrętnych dla zadanych obciążeń. Przyjmując wnioskowanie indukcyjne można powiązać te wielkości ze sobą. Jak wynika z wykonanej aproksymacji zachodzi tu zależność:

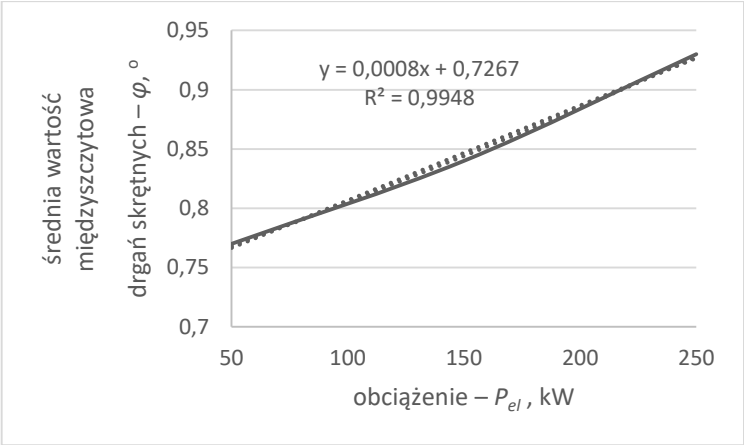
$$\varphi_{max} = f(P_{el}) = 0{,}0008P_{el} + 0{,}7267 \tag{7.4}$$

gdzie:

φ_{max} – maksymalna wartość międzyszczytowa drgań skrętnych [°],

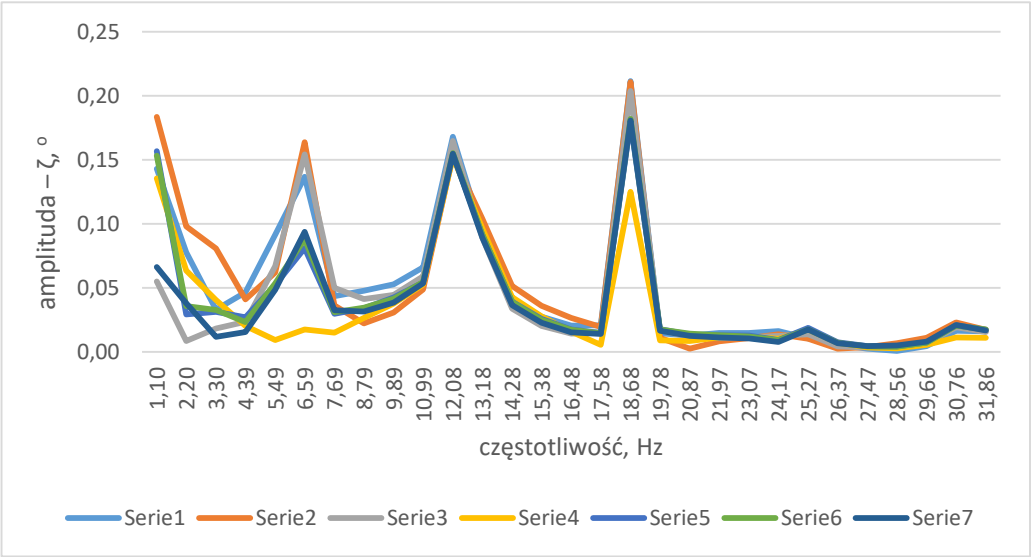
P_{el} – obciążenie mocą elektryczną [kW].

Dodatkowo aby określić jaki procent zmienności zmiennej zależnej jest uwarunkowany za pomocą zmiennej niezależnej obliczono dla modelu (7.4) współczynnik determinacji R^2 = 99,48%. W związku z powyższym wysunięto wniosek, że wartości odchyłek pomiarowych wielkości zależnych odpowiadają w około 73% wielkościom niezależnym (Rysunek 7.4). Pozostaje natomiast nieokreślona wielkość błędu systematycznego dla wyznaczenia którego sytuację komplikuje fakt, że nawet w bardzo podobnych warunkach silnik charakteryzuje się innymi stanami pracy (każdy cykl pracy silnika jest inny). Wprowadzanie niesprawności natomiast powoduje zaburzenia w pracy silnika charakteryzujące się zwiększeniem nierównomierności biegu silnika, która prawdopodobnie nie występuje w każdym cyklu pracy, co więcej prawdopodobnie nie jest cykliczna.



Rysunek 7.4. Zależność średnich wartości międzyszczytowych drgań skrętnych od obciążenia dla ZSE w stanie pełnej zdatności. Obciążenie ZSE 250 kW

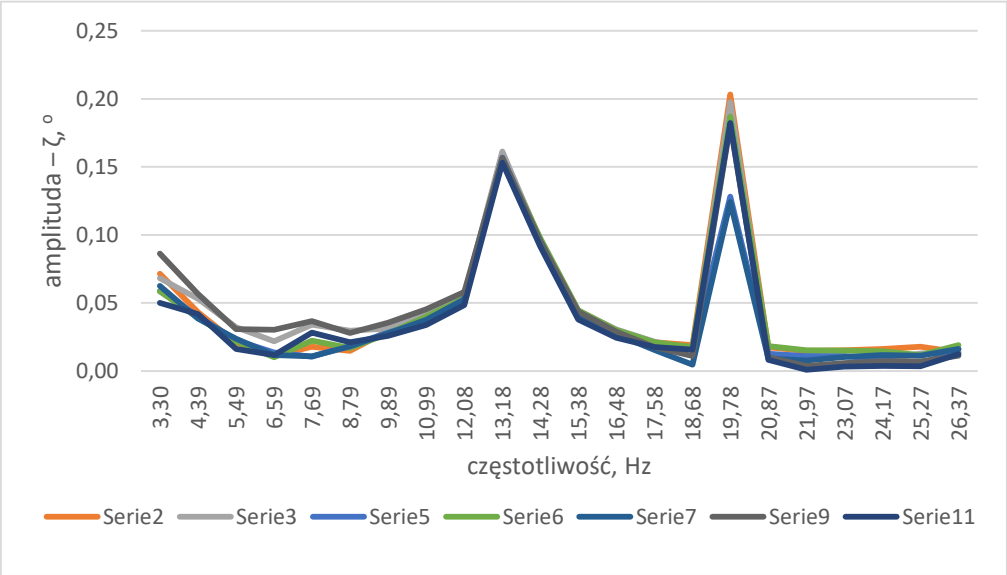
Na rysunku 7.5 przedstawiono wykonany dla serii siedmiu pomiarów rozkład składowych harmonicznych dla ZSE pracującego z niesprawną pompą wtryskową zamontowaną na cylindrze nr 2. Czas potrzebny dla wykonania pojedynczego pomiaru wynosił od 2 do 3 minut, i jest zależy od szybkości zapisu danych na kartę pamięci SD. Na przedstawionych na rysunku 7.5 wykresach można zauważyć występującą wyraźnie fluktuację wartości amplitudy dla składowej harmonicznej rzędu $\frac{1}{2}$ (6,25 Hz).



Rysunek 7.5. Widma siedmiokrotnej serii pomiarowej dla ZSE w stanie częściowej zdatności – z niesprawną PW cyl.nr 2. Obciążenie ZSE 250 kW

Te niecykliczne odstępstwa wartości amplitud poszczególnych składowych harmonicznych prawdopodobnie nie są tzw. błędami grubymi, a są właśnie parametrem charakteryzującym zjawisko danej niesprawności. Za tą interpretacją przemawia fakt, że w przypadku pracy silnika bez wprowadzonych niesprawności w układzie

wtryskowym wahania wartości składowej harmonicznej 6,25 Hz, są dużo mniej liczne (Rysunek 7.6).



Rysunek 7.6. Widma siedmiokrotnej serii pomiarowej dla ZSE w stanie pełnej zdatności. Obciążenie ZSE 250 kW

Postanowiono sprawdzić jaka jest częstość występowania tych wahań w pobranych pojedynczych pomiarach dla amplitudy składowej harmonicznej rzędu $\frac{1}{2}$ (6,25 Hz - częstotliwości pojedynczego wtrysku paliwa) dla obciążenia ZSE 250 kW. W tym celu:

a) zestawiono ze sobą wyekstrahowane z pełnych widm zbiory o liczności n = 32 pomiarów, pojedynczych wartości amplitud tej składowej harmonicznej.
b) obliczono wartość trzeciego kwartyla (Q3) amplitud dla zbioru zebranego dla ZSE w stanie pełnej zdatności ($Q3_{spr\ 6,25}$).
c) porównano tą obliczoną wartość $Q3_{spr\ 6,25}$ ze zbiorami wartości amplitud tej składowej harmonicznej zebranymi dla ZSE w 8 stanach częściowej zdatności.
d) Policzono jaka jest liczba wartości większych niż $Q3_{spr\ 6,25}$ w każdym zbiorze przypisanym do danego stanu częściowej zdatności ZSE.

W związku z tym, że 4 pierwsze składowe harmoniczne pochodzą ze złożenia sił masowych i gazowych generowanych w silniku powtórzono operacje dla składowych harmonicznych rzędów 1 (12,5 Hz), $1\frac{1}{2}$ (18,75), 2 (25 Hz). Za każdym razem jako punkt odniesienia przyjmowano wartość trzeciego kwartyla obliczoną dla poszczególnych składowych harmonicznych dla ZSE w stanie pełnej zdatności.

Otrzymane wyniki (Tabela 7.2) wykazały, że najmniejszą liczbę zdarzeń odnotowano dla ZSE w stanach zdatności:

a) dla składowej harmonicznej 6,25 Hz – upust powietrza,
b) dla składowej harmonicznej 12,5 Hz – filtr 50% oraz zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza nr 3,
c) dla składowej harmonicznej 18,75 Hz – sprawny,
d) dla składowej harmonicznej 25 Hz – zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza nr 3.

Zaobserwowano również występowanie takiej samej liczby zdarzeń dla różnych niesprawności. Najbardziej logiczną sekwencją liczby zdarzeń wydaje się być uzyskana dla składowej harmonicznej 6,25 Hz. Widoczna jest tu zależność liczby zdarzeń z numerem cylindra na którym wprowadzono niesprawność, np. liczba zdarzeń 30 dla niesprawnej pompy wtryskowej i zakoksowanego rozpylacza wtryskiwacza zamontowanych na cylindrze nr 3.

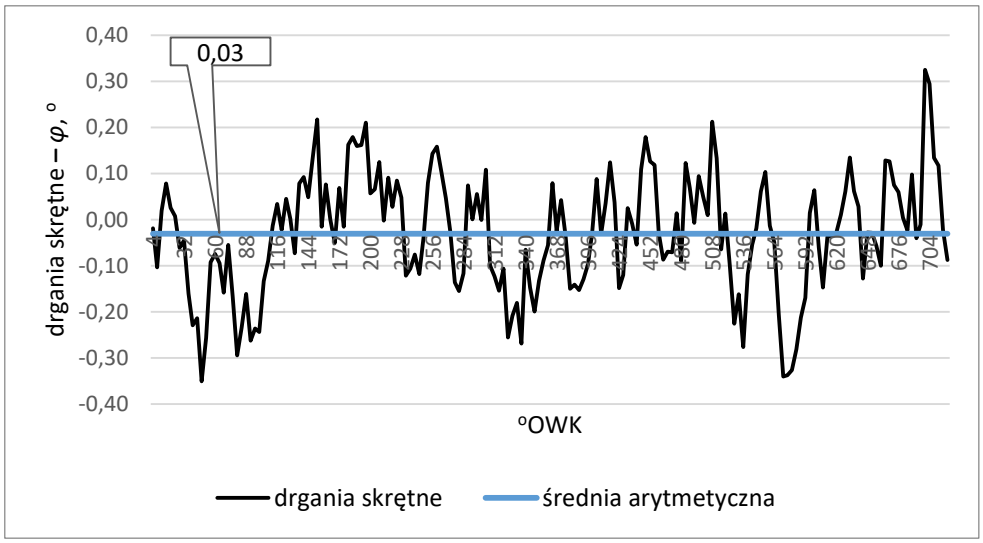
Należy jednak stwierdzić, że dokładna częstotliwość występowania zdarzeń w poszczególnych kolejnych cyklach pracy silnika ZSE, na obecnym etapie badań jest niemożliwa do wychwycenia ponieważ przy pomiarze drgań dla 10 OWK, najmniejszy odstęp czasowy pomiędzy pomiarami to koło 2 minuty czyli około 1500 OWK.

Tabela 7.2. Liczba wystąpienia zdarzeń $>Q_3$

Stan zdatności ZSE	Liczba $> Q3_{spr\ 6,25}$	Liczba $> Q3_{spr\ 12,5}$	Liczba $> Q3_{spr\ 18,75}$	Liczba $> Q3_{spr\ 25}$
Sprawny	8	8	8	8
Zanieczyszczony filtr 50%	4	0	13	6
Upust powietrza	2	10	16	13
Niesprawna PW cyl. nr 1	21	16	14	12
Niesprawna PW cyl. nr 2	28	7	17	11
Niesprawna PW cyl. nr 3	30	4	16	15
Zakoks. rozpylacz wtrysk. nr 1	16	5	11	13
Zakoks. rozpylacz wtrysk. nr 2	22	14	16	19
Zakoks. rozpylacz wtrysk. nr 3	30	0	16	0

Przeprowadzone pomiary były pobieraniem losowej próby z danego zbioru stanów silnika, co umożliwia wykorzystanie do ich analizy testów statystycznych. W opracowanej metodzie pomiarowej prawdopodobnie występował błąd systematyczny (poza tym wynikającym z klasy przyrządów) który mógł być spowodowany:

a) Obróbką sygnału za pomocą FFT która wprowadza systematyczny błąd spowodowany „okienkowaniem sygnału" (wyciek widma). Właściwość DFT, znana jako przeciek widma, powoduje, że wyniki DFT stanowią jedynie aproksymację widma sygnałów wejściowych poddanych próbkowaniu.
b) Obliczaniu drogi pokonywanej przez drugą tarczę perforowaną jako iloczynu prędkości drugiej tarczy i czasu w jakim dwa zęby i dwie szczeliny pierwszej tarczy perforowanej przemieściły się o jedną sekcję pomiarową (4º OWK). Swoistego rodzaju dowodem istnienia tego błędu jest niezerowa średnia wartość sygnału drgań skrętnych, wartość średnia sygnału okresowo zmiennego bez składowej stałej powinna wynosić 0 (Rysunek 7.7). Nie jest ona jednak tej samej wartości dla każdego cyklu pracy silnika, co prawdopodobnie oznacza pozostanie pewnego zmiennego napięcia wału (poza skręceniem początkowym) i nie może być wprost przeliczone na wartość błędu systematycznego.



Rysunek 7.7. Wykresy drgań skrętnych siedmiokrotnej serii pomiarowej dla ZSE w stanie pełnej zdatności. Obciążenie ZSE 250 kW

W związku z tym, że:

a) Błąd systematyczny zafałszowuje wyniki testów w zależności od liczności próby (Tabela 7.3). Błędów systematycznych (niepewności) nie sposób ani zmniejszyć, ani też wykryć poprzez powtarzanie pomiarów.

Tabela 7.3. Prawdopodobieństwa błędnej decyzji o odrzuceniu hipotezy zerowej w zależności od wielkości błędu systematycznego i liczności próby

Liczebność próby	Obszar krytyczny – przedział średniej z próby prowadzący do odrzucenia hipotezy zerowej	Prawdopodobieństwo błędnej decyzji odrzucenia hipotezy zerowej	
		błąd systematyczny = 0,5	błąd systematyczny = 1,0
n = 16	(−∞; 3,04) ∪ (6,96; +∞)	0,079	0,170
n = 36	(−∞; 3,69) ∪ (6,31; +∞)	0,117	0,323
n = 80	(−∞; 4,12) ∪ (5,88; +∞)	0,201	0,609
n = 100	(−∞; 4,22) ∪ (5,78; +∞)	0,240	0,705
n = 200	(−∞; 4,45) ∪ (5,55; +∞)	0,424	0,942
n = 500	(−∞; 4,65) ∪ (5,35; +∞)	0,798	≈ 1

Źródło: Webinarium: Szreder M., „Różne oblicza istotności statystycznej”, Copernicus Center for Interdisciplinary Studies

b) Błędy systematyczne powodują zawyżanie lub zaniżanie wartości zmierzonej wielkości fizycznej. Wynika z tego, że w przypadku powtarzanego pomiaru otrzymany rozrzut wyników będzie taki jak dla błędu przypadkowego, lecz wszystkie wartości będą zawyżone lub zaniżone co nie ma znaczenia dla planowanych porównań rozkładów składowych harmonicznych dla ZSE w stanie pełnej zdatności i w stanach częściowej zdatności, gdyż te zawyżenia lub zaniżenia będą takie same dla dwóch porównywanych stanów. Z reguły błędy systematyczne są trudne do uchwycenia, można by je wykryć stosując niezależne metody pomiaru, co jest niemożliwe na obecnym etapie badań. Autor dysertacji podjął w 2021 roku próby równoczesnych pomiarów drgań skrętnych dodatkowymi enkoderami Leine Linde zamontowanymi bezpośrednio na wolnych końcach wału ZSE, lecz próby te były nieudane z uwagi na zerwanie jednego z enkoderów spowodowane drganiami giętnymi wału korbowego.

c) Kryterium minimalizacyjnym były ogólne koszty badania (paliwo, resusrs itp.).

d) Wskazówką odnośnie liczności próby n może być zastosowanie modelu obliczeniowego dla średniej przy znanym odchyleniu standardowym populacji [135]:

$$n \geq (u_{1-\frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{\sigma}{d})^2 \tag{7.5}$$

gdzie:

σ – odchylenie standardowe,

d – maksymalny dopuszczalny błąd pomiaru,

α – poziom istotności,

$u_{1-\frac{\alpha}{2}}$ – wartość krytyczna odczytana z tablicy rozkładu normalnego.

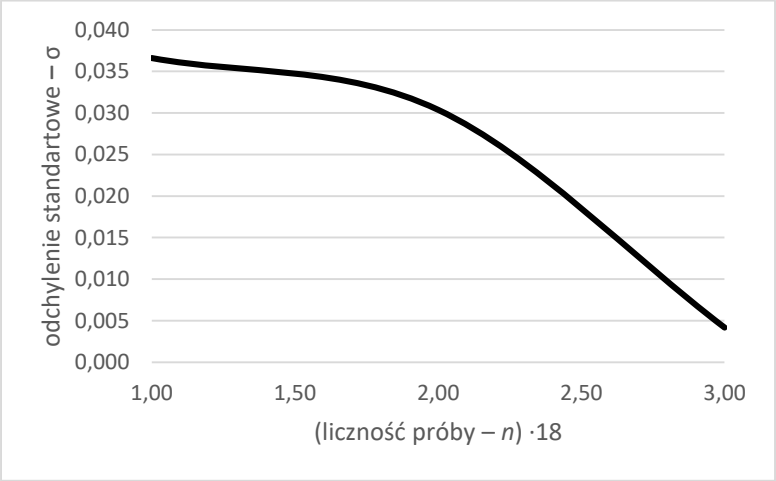
Do określenia liczności próby przyjęto dane dla ZSE w stanie pełnej zdatności obciążonego mocą elektryczną 50 kW. Dla składowej harmonicznej spalania 18,75 Hz obliczono:

— σ = 0,0273,

— α = 0,05,

— d = 0,008639405 (10% średniej arytmetycznj wartości ampitudy drgań skrętnych co stanowi odchyłkę pomiarową związana z użyciem kilowatomierza wskazówkowego),

zgodnie z wzorem 7.5 otrzymano liczność próby *n* równą 38. Liczność próby zmniejszono do liczby 30 dla obciążeń 250kW i 150 kW oraz do 20 dla obciążenia 50 kW. Dla ZSE w stanie pełnej zdatności, obciążonego mocą elektryczną 250 kW określono liczność próby na 90, dla sprawdzenia hipotezy zerowej (porównania ze sobą trzech prób (N = 3) o liczności n = 30) o pochodzeniu prób z jednej populacji. Obciążenie 250 kW potraktowano priorytetowo z uwagi na to, że jest najbardziej zbliżone do poziomu 70% nominalnego obciążenia ZSE, czyli stanu do którego należy dążyć w jego prawidłowej eksploatacji. Wykonano oblicznia odchylenia standardowego dla liczności prób od 18 do 55 i zaobserwowano spadek jego wartości wraz ze wzrostem liczności próby (Rysunek 7.8).



Rysunek 7.8. Zmiana wartości odchylenia standardowego w funkcji liczności próby. ZSE w stanie pełnej zdatności. Obciążenie ZSE 250 kW

Za zmniejszeniem liczności próby przemawiał również fakt nieznajomości wartości błedu sytematycznego oraz podstawienia do wzoru (7.5) wartości odchylenia standardowego obliczonego dla 55 prób, a nie dla całej populacji (określenie całej populacji stanów silnika przy danym obciążeniu jest niemożliwe). Przyjęcie do badań zbyt wysokiej liczności próby skutkowałoby, zgodnie z centralnym twierdzeniem granicznym, tym że rosła by również szansa, że pochodziła ona z rozkładu średnich z cechy o rozkładzie normalnym.

W celu znalezienia różnic w rozkładach składowych harmonicznych ZSE dla różnych stanów zdatności silnika postanowi43ono przeprowadzić ich analizę statystyczną na podstawie klasycznego współczynnika zmienności stanowiącego iloraz odchylenia standardowego cechy oraz jej średniej arytmetycznej

Ten współczynnik należy do kategorii względnych miar zmienności czyli takich, które zależą od przeciętnej wartości badanej cechy. Zastosowanie współczynnika zmienności spowodowało, że różnica w rozproszeniu wartości populacji danej składowej harmonicznej stała się widoczna. Wartości klasycznego współczynnika zmienności V_s wyliczano ze wzoru:

$$V_s = \frac{\sigma}{\bar{x}} \cdot 100\% \tag{7.6}$$

gdzie:

σ – odchylenie standardowe,

$\bar{x}$ – średnia arytmetyczna wartości zmiennej.

Współczynnik zmienności jest miarą niemianowaną (wyrażaną w procentach) i ta właściwość daje możliwość porównywania zróżnicowania różnych cech statystycznych. Współczynnik zmienności niesie informację o rozproszeniu wyników w odniesieniu do tego, jak duża jest średnia. To pozwoliło na:

a) określenie względnych miar rozproszenia,
b) porównanie zmienności składowej harmonicznej tego samego rzędu, dla różnych stanów zdatności ZSE,
c) porównanie dwóch populacji składowych harmonicznych tego samego rzędu pod względem wartości amplitudy dla konfiguracji: ZSE w stanie pełnej zdatności oraz w stanach częściowej zdatności.

Przyjęto następującą interpretację wielkości współczynnika V_S:

a) < 26% – mała zmienność,
b) (26% ÷ 45%) – przeciętna zmienność,
c) (46% ÷ 100%) – silna zmienność,
d) >100% – bardzo silna zmienność.

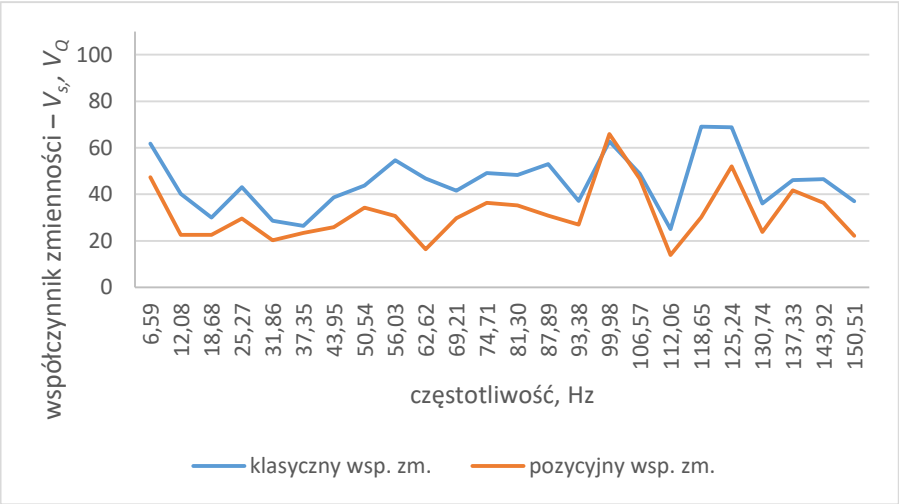
Autor dysertacji rozważał czy ze względu na prawoskośny kształt rozkładów populacji wyników dla poszczególnych składowych harmonicznych, nie zastosować do opracowania tablic diagnostycznych pozycyjnego współczynnika zmienności V_Q opartego na ilorazie odchylenia ćwiartkowego i mediany. Zważywszy jednak na nieuwzględnianie w tej metodzie obliczeniowej wyników skrajnych, miary pozycyjne nie są wrażliwe na wartości odstające (ekstremalne), które są właśnie wyróżnikiem niesprawności, tę metodę odrzucono. Przed odrzuceniem metody porównano jednak ze sobą wartości klasycznego i pozycyjnego współczynnika zmienności dla ZSE w stanie pełnej zdatności i w stanie częściowej zdatności - z wprowadzaną niesprawnością pompy wtryskowej zamontowanej na układzie wtryskowym cylindra nr 1. Na wykresach (Rysunki 7.9 i 7.10) można zaobserwować silną korelację pomiędzy badanymi współczynnikami zmienności. Dodatkowo obliczono dla nich współczynniki korelacji liniowej Pearsona, które dla tych dwóch stanów zdatności wynosiły tyle samo tj. 0,73. policzono również współczynniki korelacji nieparametrycznej Spearmana, które dla ZSE z wprowadzaną niesprawnością pompy wtryskowej zamontowanej na układzie wtryskowym cylindra nr 1, wynosił 0,66 a dla ZSE w stanie pełnej zdatności 0,77 (z p_v <0,05). Mniej korzystna wartość współczynnika Spearmana dla ZSE z silnikiem z niesprawną pompą wtryskową wynikała z luzowania się na skutek drgań zaworu odciążającego.

W celu sporządzenia tablic diagnostycznych stanów zdatności silnika dla rożnych obciążeń ZSE:

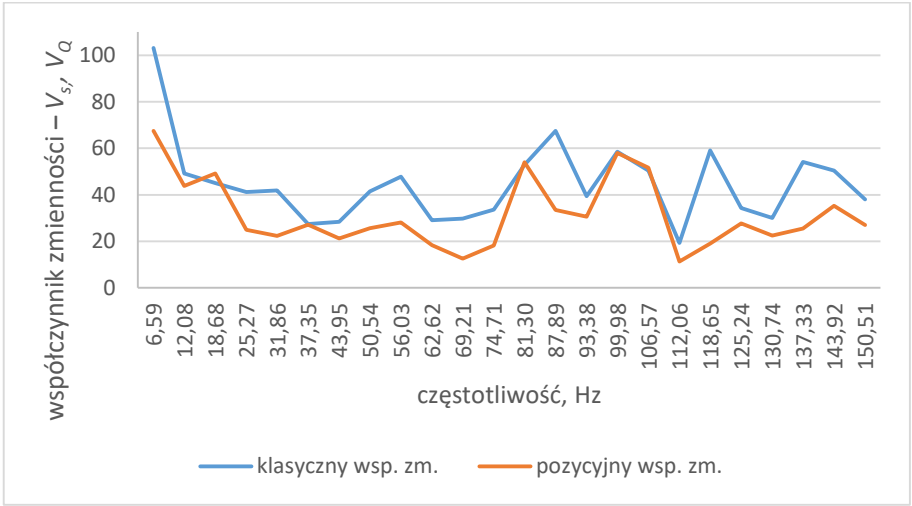
a) Ustalono zakres badanych częstotliwości do 150,51 Hz, czyli do 12. składowej harmonicznej.
b) Obliczono dla tych składowych wartości klasycznego współczynnika zmienności V_s [136].
c) Określono identyfikowalność wartości przedziału współczynnika na skali porządkowej za pomocą czterowartościowej oceny parametru (Tabela 7.4), któremu nadano oznaczenia:

— d dla ZSE w stanie pełnej zdatności,

— d_n dla ZSE w stanie częściowej zdatności, z wprowadzoną niesprawnością.



Rysunek 7.9. Porównanie wartości klasycznego i pozycyjnego współczynnika zmienności. ZSE w stanie pełnej zdatności. Obciążenie 250 kW



Rysunek 7.10. Porównanie wartości klasycznego i pozycyjnego współczynnika zmienności. ZSE w stanie częściowej zdatności – z niesprawną PW cyl.1. Obciążenie ZSE 250 kW

Tabela 7.4.. Przyjęte wartości parametru d dla rożnych wielkości współczynnika zmienności

Przedział wartości współczynnika V_s	Parametr – d lub d_n
<26% – mała zmienność,	0
(26% ÷ 45%) – przeciętna zmienność,	1
(46% ÷ 100%) – silna zmienność,	2
>100% – bardzo silna zmienność	3

Następnie na podstawie wartości parametru sporządzono tablice diagnostyczne różnych stanów zdatności silnika dla rożnych obciążeń ZSE. Sporządzenie tablic było podzielone na trzy etapy:

1. Etap 1. – przypisanie parametrom d i d_n umownych wartości: 0, 1, 2 lub 3, w zależności od przedziału wartości współczynnika V_s (Załącznik).
2. Etap 2. – porównanie wartości parametru d dla ZSE z silnikiem w stanie pełnej zdatności z wartością parametru d_n dla ZSE w stanie częściowej zdatności, z wprowadzoną niesprawnością (Załącznik).
3. Etap 3. – przypisanie wartości logicznych:
   a) jeżeli $d = d_n \Rightarrow 0$,
   b) jeżeli $d > d_n \Rightarrow -1$,
   c) jeżeli $d < d_n \Rightarrow 1$.

W wyniku przeprowadzenia czynności etapu 3 otrzymano tablice diagnostyczne stanów zdatności silnika (Tabele od 7.5 do 7.13).

Tabela 7.5. Wartości logiczne (d – d_n) dla ZSE w stanie częściowej zdatności – z wprowadzoną niesprawnością w układzie ładowania powietrzem.
Obciążenie ZSE 250 kW

Częstotliwość [Hz]	$d - d_n$	
	Upust powietrza za spr. turbospr	Zanieczyszczony filtr
6,59	-1	0
12,08	0	0
18,68	0	0
25,27	1	1
31,86	-1	0
37,35	-1	-1
43,95	-1	-1
50,54	0	0
56,03	-1	0
62,62	-1	-1
69,21	0	0
74,71	0	-1
81,30	-1	-1
87,89	0	-1
93,38	0	-1
99,98	-1	-1
106,57	0	0
112,06	-1	-1
118,65	0	-1
125,24	0	0
130,74	0	0
137,33	-1	-1
143,92	-1	-1
150,51	0	-1

Tabela 7.6. Wartości logiczne ($d - d_n$) dla ZSE w stanie częściowej zdatności – z jednym zakoksowanym rozpylaczem wtryskiwacza. ZSE.
Obciążenie ZSE 250 kW

Częstotliwość [Hz]	$d - d_n$		
	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 1	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 2	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 3
6,59	0	0	-1
12,08	0	0	-1
18,68	0	0	-1
25,27	1	1	0
31,86	-1	-1	-1
37,35	0	0	-1
43,95	0	0	0
50,54	1	1	0
56,03	0	0	0
62,62	0	-1	-1
69,21	0	0	-1
74,71	0	0	0
81,30	0	0	-1
87,89	0	0	0
93,38	0	0	-1
99,98	0	0	0
106,57	0	0	0
112,06	0	0	-1
118,65	0	0	-1
125,24	0	0	0
130,74	-1	0	0
137,33	0	-1	0
143,92	-1	-1	-1
150,51	0	1	0

Tabela 7.7. Wartości logiczne ($d - d_n$) dla ZSE w stanie częściowej zdatności – z jedną niesprawną PW. Obciążenie ZSE 250 kW

Częstotliwość [Hz]	$d - d_n$		
	Niesprawna PW cyl. nr 1	Niesprawna PW cyl. nr 2	Niesprawna PW cyl. nr 3
6,59	1	0	0
12,08	1	0	1
18,68	0	-1	0
25,27	0	1	0
31,86	0	0	0
37,35	0	0	0
43,95	0	-1	0
50,54	0	1	1
56,03	0	0	0
62,62	-1	-1	-1
69,21	0	1	-1
74,71	-1	0	0
81,30	0	-1	0
87,89	0	0	0
93,38	0	0	0
99,98	0	0	0
106,57	0	-1	-1
112,06	-1	-1	0
118,65	0	0	0
125,24	-1	0	-1
130,74	0	0	0
137,33	0	0	0
143,92	0	-1	-1
150,51	0	0	1

Tabela 7.8. Wartości logiczne ($d - d_n$) dla ZSE w stanie częściowej zdatności – z wprowadzoną niesprawnością w układzie ładowania powietrzem.
Obciążenie ZSE 150 kW

Częstotliwość [Hz]	$d - d_n$	
	Upust powietrza za spr. turbospr.	Zanieczyszczony filtr
6,59	0	0
12,08	0	0
18,68	0	0
25,27	1	1
31,86	0	0
37,35	-1	-1
43,95	-1	-1
50,54	0	0
56,03	-1	0
62,62	-1	-1
69,21	0	1
74,71	0	0
81,30	-1	-1
87,89	0	-1
93,38	0	-1
99,98	0	0
106,57	0	-1
112,06	0	0
118,65	-1	-1
125,24	0	-1
130,74	0	0
137,33	0	0
143,92	0	0
150,51	0	-1

Tabela 7.9. Wartości logiczne ($d - d_n$) dla ZSE w stanie częściowej zdatności – z jednym zakoksowanym rozpylaczem wtryskiwacza.
Obciążenie ZSE 150 kW

Częstotliwość [Hz]	$d - d_n$		
	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 1	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 2	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 3
6,59	0	0	0
12,08	0	1	0
18,68	0	1	-1
25,27	1	1	1
31,86	0	0	0
37,35	0	1	0
43,95	0	1	0
50,54	1	1	0
56,03	-1	0	0
62,62	0	0	-1
69,21	0	1	0
74,71	1	0	0
81,30	0	0	-1
87,89	0	0	0
93,38	0	1	-1
99,98	1	1	1
106,57	0	0	0
112,06	0	1	0
118,65	0	0	-1
125,24	-1	0	0
130,74	-1	-1	-1
137,33	0	1	1
143,92	-1	1	-1
150,51	0	1	1

Tabela 7.10. Wartości logiczne ($d - d_n$) dla ZSE w stanie częściowej zdatności – z jedną niesprawną PW. Obciążenie ZSE 150 kW

Częstotliwość [Hz]	$d - d_n$		
	Niesprawna PW cyl. nr 1	Niesprawna PW cyl. nr 2	Niesprawna PW cyl. nr 3
6,59	1	0	0
12,08	0	0	1
18,68	0	0	0
25,27	0	0	1
31,86	0	0	0
37,35	-1	0	0
43,95	0	0	-1
50,54	1	1	0
56,03	0	0	-1
62,62	-1	-1	-1
69,21	0	0	-1
74,71	0	0	0
81,30	0	0	0
87,89	0	0	0
93,38	0	0	0
99,98	1	1	1
106,57	0	0	-1
112,06	0	0	1
118,65	0	0	0
125,24	0	0	-1
130,74	-1	-1	0
137,33	0	1	1
143,92	1	0	-1
150,51	1	0	0

Tabela 7.11. Wartości logiczne ($d - d_n$) dla ZSE w stanie częściowej zdatności – z wprowadzoną niesprawnością w układzie ładowania powietrzem.
Obciążenie ZSE 50 kW

Częstotliwość [Hz]	$d - d_n$	
	Upust powietrza za spr. turbospr	Zanieczyszczony filtr
6,59	0	0
12,08	0	0
18,68	0	-1
25,27	0	0
31,86	0	0
37,35	-1	0
43,95	-1	0
50,54	0	0
56,03	-1	0
62,62	-1	-1
69,21	0	1
74,71	0	0
81,30	0	0
87,89	0	-1
93,38	0	0
99,98	0	1
106,57	-1	-1
112,06	0	1
118,65	-1	-1
125,24	-1	-1
130,74	0	0
137,33	0	0
143,92	0	1
150,51	0	0

Tabela 7.12. Wartości logiczne ($d - d_n$) dla ZSE w stanie częściowej zdatności – z jednym zakoksowanym rozpylaczem wtryskiwacza.
Obciążenie ZSE 50 kW

Częstotliwość [Hz]	$d - d_n$		
	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 1	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 2	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 3
6,59	0	0	0
12,08	1	1	0
18,68	0	0	0
25,27	0	1	0
31,86	0	0	1
37,35	0	1	0
43,95	1	1	1
50,54	1	0	0
56,03	-1	-1	0
62,62	-1	-1	-1
69,21	0	0	-1
74,71	1	0	0
81,30	1	1	1
87,89	0	0	0
93,38	1	1	-1
99,98	0	1	0
106,57	0	0	0
112,06	1	0	0
118,65	-1	-1	-1
125,24	-1	-1	-1
130,74	-1	0	0
137,33	0	0	0
143,92	0	-1	-1
150,51	0	0	0

Tabela 7.13. Wartości logiczne (d - d_n) dla ZSE w stanie częściowej zdatności – z jedną niesprawną PW. Obciążenie ZSE 50 kW

Częstotliwość [Hz]	d - d_n		
	Niesprawna PW cyl. nr 1	Niesprawna PW cyl. nr 2	Niesprawna PW cyl. nr 3
6,59	1	0	0
12,08	-1	1	1
18,68	1	0	0
25,27	-1	0	0
31,86	0	1	0
37,35	-1	0	0
43,95	0	1	0
50,54	0	1	0
56,03	0	0	-1
62,62	-1	-1	-1
69,21	0	1	0
74,71	-1	0	0
81,30	1	1	1
87,89	0	0	-1
93,38	0	0	-1
99,98	0	0	1
106,57	0	0	0
112,06	0	1	0
118,65	-1	0	-1
125,24	-1	0	-1
130,74	0	0	0
137,33	0	-1	0
143,92	1	1	-1
150,51	0	0	1

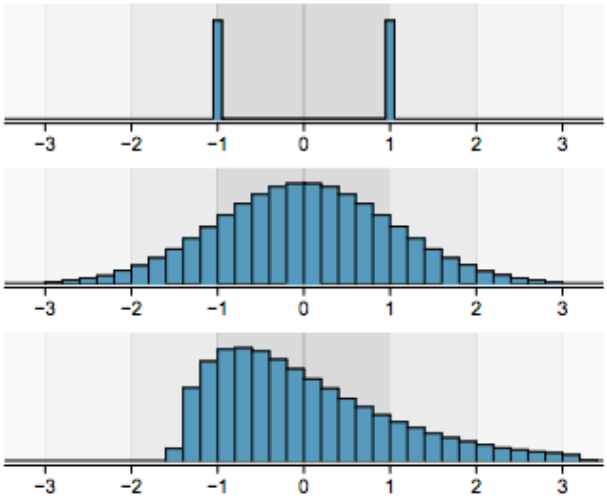
7.3. Wnioski

1. Zaobserwowano, że wraz ze wzrostem obciążenia rosną wartości międzyszczytowe drgań skrętnych.
2. Przebiegi drgań skrętnych są okresowo zmienne, spełniają również pozostałe warunki Dirichleta więc posiadają reprezentację w postaci szeregu Fouriera.
3. Po dekompozycji sygnału drgań skrętnych za pomocą DFT główne składowe harmoniczne są wyraźnie widoczne w widmie (Rysunek 7.2). Największą wartość amplitudy osiąga składowa harmoniczna spalania (18,68 Hz).
4. Po przeprowadzonej analizie otrzymanych sekwencji wartości logicznych różnic parametrów (d - d_n) dla poszczególnych składowych harmonicznych badanych stanów zdatności silnika ZSE stwierdzono, że:
   a) otrzymane sekwencje dla danego stanu zdatności silnika różnią się między sobą w zależności od obciążenia,
   b) otrzymane sekwencje dla danego obciążenia różniły się między sobą w zależności od stanu zdatności silnika,
   c) możliwe jest określenie minimalnego zakresu częstotliwościowego aby wspólnie występowały różnice określone w podpunktach a i b.

   Powyższe prowadzi do konkluzji, że możliwa jest identyfikacja stanów zdatności silnika za pomocą sekwencji zawierającej się w zakresie częstotliwościowym od składowej harmonicznej pierwszego (12,08 Hz) do piątego rzędu (62,62 Hz). W tabelach od 7.4 do 7.13 te zakresy uwidoczniono za pomocą pogrubienia fragmentu obramowania.
5. Przedziały wartości współczynnika V_s zawarte w zakresie częstotliwościowym od składowej harmonicznej pierwszego (12,08 Hz) do 5 rzędu (62,62 Hz) mogą stanowić wartości progowe do wykorzystania w pracy sztucznych sieci neuronowych.

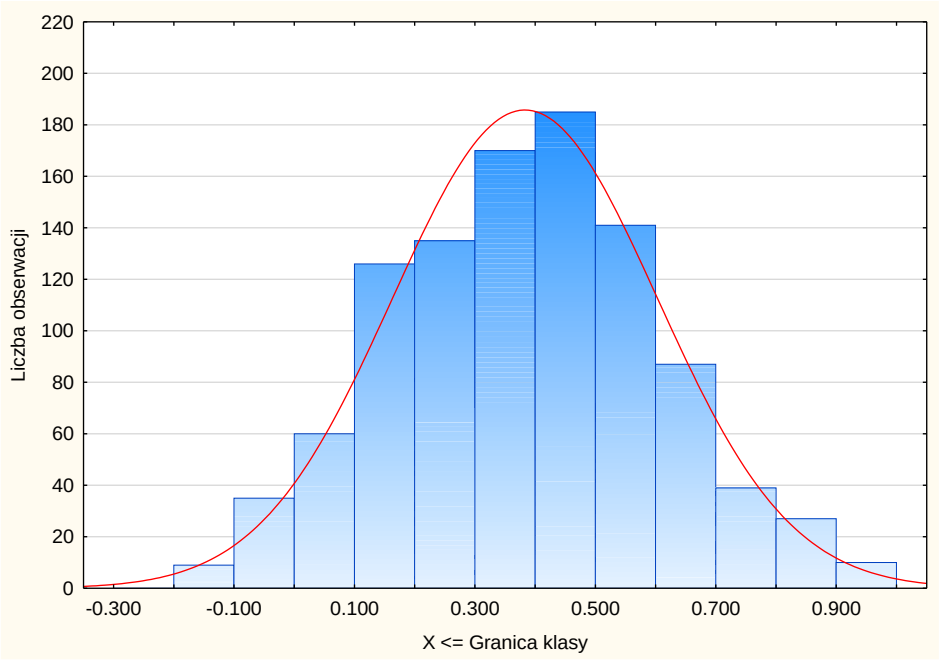
8. Analizy statystyczne otrzymanych wyników

W celu określenia rozproszenia wyników w próbach, postanowiono rozkłady empiryczne przedstawić w postaci histogramów. Wykonanie rozkładów było niezbędne dla określenia wskaźników statystycznych. Najprostszymi do wyliczenia wskaźnikami są średnia arytmetyczna i odchylenie standardowe. Nie zawsze jednak te wskaźniki przekazują pełną informację o badanej populacji. Histogramy umożliwiają zaobserwowanie jak dokładnie wygląda rozkład badanej cechy. Różne populacje (Rysunek 8.1) mogą posiadać takie same wspomniane wcześniej podstawowe klasyczne miary położenia i rozkładu [137] .



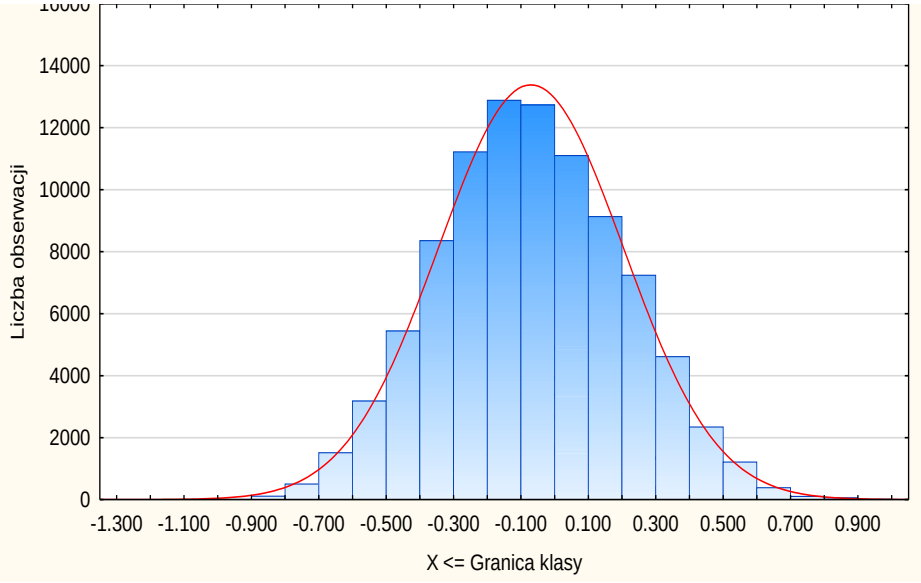
Rysunek 8.1. Histogramy trzech różnych rozkładów populacji z średnimi arytmetycznymi i odchyleniami standardowymi równymi zero [132]

Wykonany dla ZSE w stanie pełnej zdatności, histogram drgań skrętnych dla pojedynczego pomiaru o liczności zmiennych n = 1024, wskazuje że posiadają one rozkład zbliżony do normalnego (Rysunek 8.2).



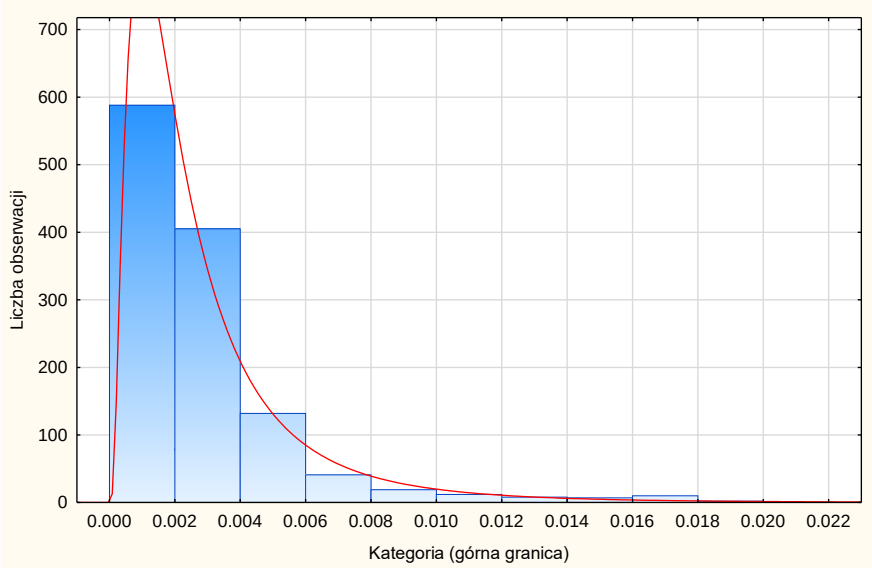
Rysunek 8.2. Histogram rozkładu drgań skrętnych dla ZSE w stanie pełnej zdatności, obciążoego mocą elektryczną 250 kW. Czerwona linia określa przebieg oczekiwanego rozkładu normalnego

Rozkład normalny jest „regeneratywny" tzn. suma niezależnych zmiennych losowych jemu podlegających ma ten sam rozkład [138]. Wykonany dla ZSE w stanie pełnej zdatności histogram obrazujący splot 90 pomiarów o liczności zmiennych $n = 1024$ również wskazuje, że są one w rozkładzie normalnym (Rysunek 8.3).

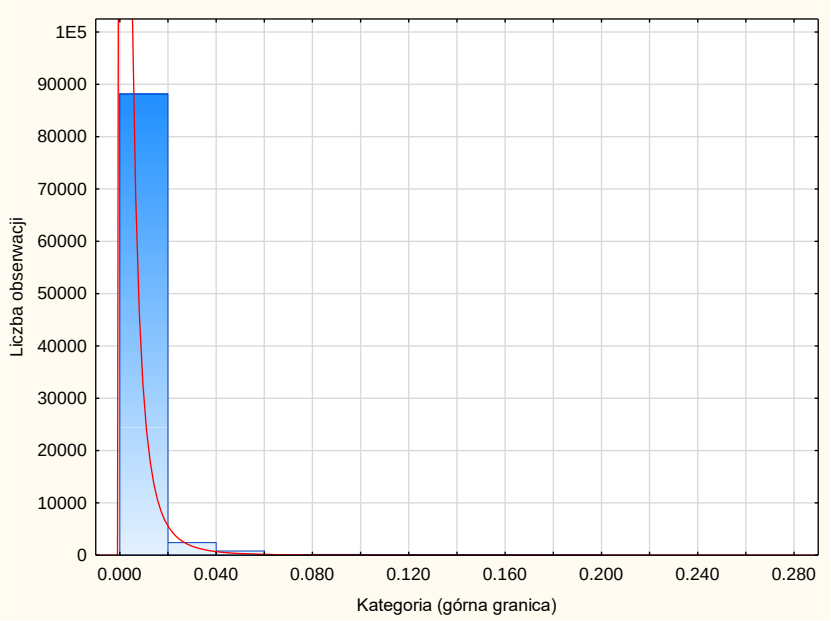


Rysunek 8.3. Histogram splotu rozkładów drgań skrętnych dla ZSE w stanie pełnej zdatności, obciążonego mocą elektryczną 250 kW. Czerwona linia określa przebieg oczekiwanego rozkładu normalnego

Natomiast histogramy otrzymanych w wyniku transformacji Fouriera pojedynczych jak i 90 krotnych splotów widm amplitudowo częstotliwościowych dla ZSE z silnikiem w stanie pełnej zdatności nie posiadają rozkładu normalnego. Spowodowane jest to tym, że jako wartość zmiennej losowej brany był tu moduł liczby zespolonej. Czyli otrzymane histogramy posiadają kształty sumy wartości bezwzględnych prawej i lewej strony rozkładu normalnego (Rysunki 8.4 i 8.5).



Rysunek 8.4. Histogram rozkładu widma amplitudowo fazowego dla pojedynczej próby, ZSE w stanie pełnej zdatności, obciążony mocą elektryczną 250 kW. Czerwona linia określa przebieg oczekiwanego rozkładu lognormalnego



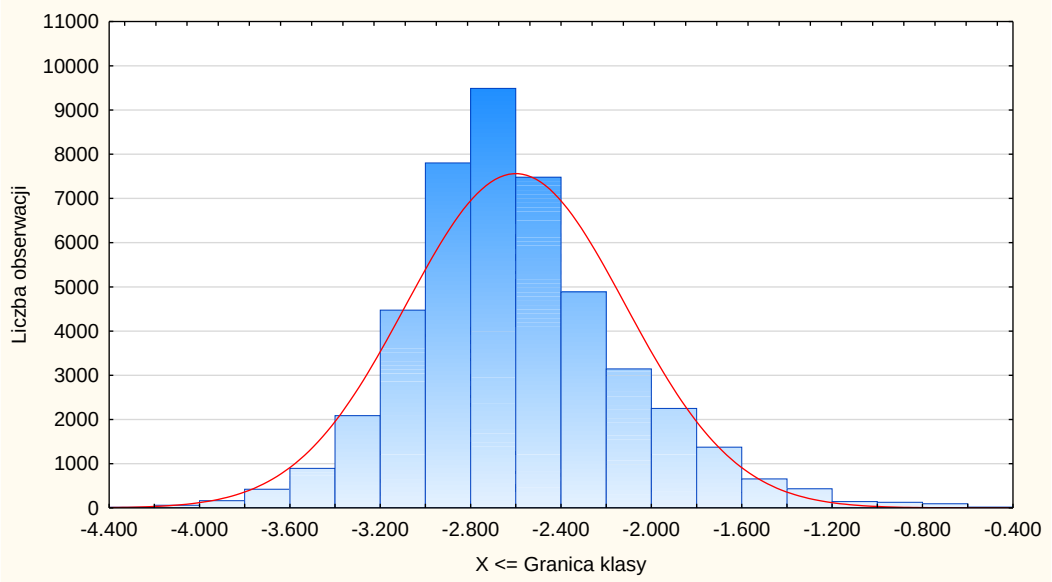
Rysunek 8.5. Histogram splotu rozkładów widm amplitudowo fazowych dla ZSE w stanie pełnej zdatności, obciążonego mocą elektryczną 250 kW. Czerwona linia określa przebieg oczekiwanego rozkładu lognormalnego

W dostępnej autorowi literaturze nie jest wprost opisany rozkład będący wynikiem tego przekształcenia matematycznego lecz wydaje się on być najbardziej zbliżony do rozkładu logarytmicznie-normalnego (lognormalnego). Tak jak rozkład normalny jest rozkładem sum wielu czynników losowych (model sum), tak rozkład logarytmiczno-normalny jest określany mianem modelu iloczynów. Z uwagi na to, że wiele zmiennych jest naturalnymi liczbami nieujemnymi (rozmiar organizmu, wielkość opadów deszczu w meteorologii, przychód w ekonomii), rozkład logarytmicznie normalny znajduje zastosowanie w statystyce. Andriej Kołmogorow wyznaczył rozkład logarytmicznie normalny jako granicę procesu podziału cząsteczki na dwie kolejne o losowych wielkościach.

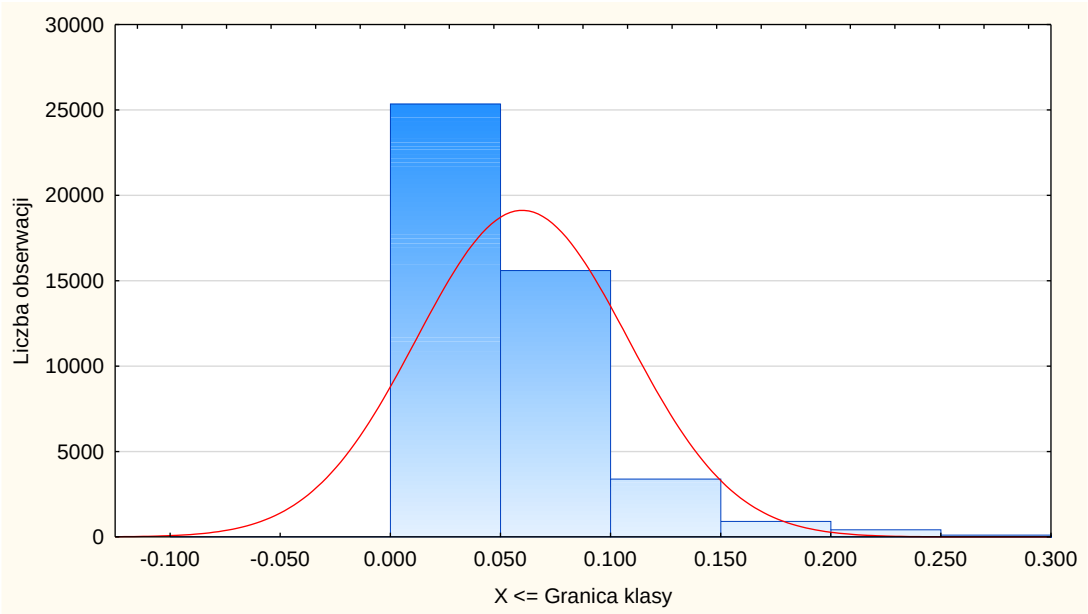
Zmienne otrzymywane z pomiarów drgań skrętnych są w skali ilorazowej tj. takiej gdy stosunki między dwiema jej wartościami mają interpretację w świecie rzeczywistym. Istnieje „naturalne", absolutne zero. Skala ilorazowa, w odróżnieniu od uboższych skal (np. nominalnej, porządkowej, przedziałowej), nie nakłada ograniczeń w stosowaniu operacji matematycznych i metod statystycznych. [139]. W związku z tym, że metody statystyczne na zmiennych w rozkładzie normalnym posiadają wyższe moce testów oraz, że przeprowadzenie niektórych z nich bez tego warunku jest nie możliwe, postanowiono przeprowadzić transformację otrzymanych rozkładów o asymetrii prawostronnej za pomocą operacji matematycznej „pierwiastek" oraz „logarytm dziesiętny". Kształty otrzymanych histogramów wskazują (Rysunki 8.6 i 8.7), że logarytm dziesiętny jest najlepszą jednak nie wystarczająco dobrą transformacją przekształcającą splot widm drgań skrętnych do rozkładu normalnego. Wartości graniczne poziomów istotności p_v dla testów Lillieforsa (testy dla dużej liczności próby) były mniejsze niż 0,05 w związku z powyższym odrzucono hipotezę o normalności tych rozkładów. Powodem tego jest prawdopodobnie właściwość DFT, znana jako przeciek widma, powodująca, że wyniki DFT stanowią jedynie aproksymację widma sygnałów wejściowych poddanych próbkowaniu. Zastosowanie okna wygładzającego powoduje, że wartości zmiennych nazbyt skupiają się wokół średniej.

W związku z tym, że do porównań statystycznych postanowiono wykorzystać 31 krotne (dla obciążeń 250 kW i 150 kW) lub 15 krotne (dla obciążenia 50 kW) sploty jednostkowych widm poszczególnych wyekstrahowanych składowych harmonicznych uzyskiwanych dla rożnych stanów zdatności silnika, postanowiono sprawdzić dla

każdego z nich normalności rozkładów, po transformacjach zarówno logarytmem dziesiętnym jak i pierwiastkiem.



Rysunek 8.6. Histogram splotu rozkładów widm amplitudowo fazowych po transformacji logarytmem dziesiętnym dla ZSE w stanie pełnej zdatności, obciążonego mocą elektryczną 250 kW. Czerwona linia określa przebieg oczekiwanego rozkładu normalnego



Rysunek 8.7. Histogram splotu rozkładów widm amplitudowo fazowych po transformacji pierwiastkiem dla ZSE w stanie pełnej zdatności, obciążonego mocą elektryczną 250 kW. Czerwona linia określa przebieg oczekiwanego rozkładu normalnego

Testom statystycznym poddano 4 pierwsze składowe harmoniczne pochodzące ze złożenia sił masowych i gazowych generowanych w silniku. W celu polepszenia czytelności tabel wyniki zaokrąglono do drugiego miejsca po przecinku. Otrzymane

wartości prawdopodobieństw *p* testów normalności Shapiro-Wilka (testy o największej mocy dla prób o małej liczności do *n* = 2000) dla poszczególnych trzech obciążeń ZSE mocą elektryczną wykazały, że:

1. Dla składowej harmonicznej 6,25 Hz i obciążenia ZSE mocą elektryczną 250 kW, najlepszą transformacją przekształcającą poszczególne widma drgań skrętnych do rozkładu normalnego jest transformacja pierwiastkiem a nie logarytmem dziesiętnym. (Tabela 8.1).

Tabela 8.1. Wartości p testów normalności rozkładów Shapiro-Wilka składowej harmonicznej 6,25 Hz. Obciążenie ZSE 250 kW

Stan zdatności silnika	Wartość *p*		
	Dane oryginalne	Dane po transformacji „log10”	Dane po transformacji „pierwiastkiem”
Sprawny	0,04	0,04	0,09
Zanieczyszczony filtr 50%	0,06	0,07	0,66
Upust powietrza	0,01	0,02	0,01
Niesprawna PW cyl. nr 1	0,00	0,07	0,01
Niesprawna PW cyl. nr 2	0,07	0,21	0,30
Niesprawna PW cyl. nr 3	0,00	0,00	0,11
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 1	0,00	0,00	0,00
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 2	0,03	0,01	0,09
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 3	0,03	0,13	0,08
Liczba p >0,05	2	4	6

Wniosek: transformacja pierwiastkiem pozwala na przeprowadzenie analiz ANOVA dla 6 z 9 stanów zdatności silnika.

2. Dla składowej harmonicznej 12,5 Hz i obciążenia silnika ZSE mocą elektryczną 250 kW, transformacje przekształcające poszczególne widma drgań skrętnych do rozkładu normalnego są nieskuteczne (Tabela 8.2).

Tabela 8.2. Wartości p testów normalności rozkładów Shapiro-Wilka składowej harmonicznej 12,5 Hz. Obciążenie ZSE 250 kW

Stan zdatności silnika	Wartość *p*		
	Dane oryginalne	Dane po transformacji „log10”	Dane po transformacji „pierwiastkiem”
Sprawny	0,00	0,00	0,00
Zanieczyszczony filtr 50%	0,00	0,00	0,00
Upust powietrza	0,00	0,00	0,00
Niesprawna PW cyl. nr 1	0,00	0,00	0,00
Niesprawna PW cyl. nr 2	0,00	0,00	0,00
Niesprawna PW cyl. nr 3	0,00	0,01	0,04
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 1	0,00	0,00	0,00
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 2	0,00	0,00	0,00
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 3	0,00	0,00	0,00
Liczba p >0,05	0	0	0

Wniosek: transformacje nie pozwalają na przeprowadzenie analiz ANOVA

3. Dla składowej harmonicznej 18,75 Hz i obciążenia silnika ZSE mocą elektryczną 250 kW, transformacje przekształcające poszczególne widma drgań skrętnych do rozkładu normalnego są mało skuteczne (Tabela 8.3).

Tabela 8.3. Wartości p testów normalności rozkładów Shapiro-Wilka składowej harmonicznej 18,75 Hz. Obciążenie ZSE 250 kW

Stan zdatności silnika	Wartość *p*		
	Dane oryginalne	Dane po transformacji „log10”	Dane po transformacji „pierwiastkiem”
Sprawny	0,09	0,02	0,05
Zanieczyszczony filtr 50%	0,14	0,19	0,20
Upust powietrza	0,00	0,00	0,00
Niesprawna PW cyl. nr 1	0,01	0,00	0,01
Niesprawna PW cyl. nr 2	0,05	0,46	0,51
Niesprawna PW cyl. nr 3	0,02	0,03	0,03
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 1	0,03	0,01	0,02
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 2	0,01	0,00	0,00
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 3	0,01	0,00	0,00
Liczba p >0,05	2	2	2

Wniosek: transformacje nie pozwalają na przeprowadzenie analiz ANOVA

4. Dla składowej harmonicznej 25 Hz i obciążenia silnika ZSE mocą elektryczną 250 kW, transformacje przekształcające poszczególne widma drgań skrętnych do rozkładu normalnego są mało skuteczne (Tabela 8.4)

Tabela 8.4. Wartości p testów normalności rozkładów Shapiro-Wilka składowej harmonicznej 25 Hz. Obciążenie ZSE 250 kW

Stan zdatności silnika	Wartość *p*		
	Dane oryginalne	Dane po transformacji „log10”	Dane po transformacji „pierwiastkiem”
Sprawny	0,03	0,00	0,01
Zanieczyszczony filtr 50%	0,06	0,00	0,07
Upust powietrza	0,00	0,00	0,00
Niesprawna PW cyl. nr 1	0,03	0,74	0,03
Niesprawna PW cyl. nr 2	0,10	0,02	0,06
Niesprawna PW cyl. nr 3	0,01	0,00	0,00
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 1	0,00	0,00	0,00
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 2	0,00	0,00	0,00
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 3	0,01	0,00	0,01
Liczba p >0,05	2	1	2

Wniosek: transformacje nie pozwalają na przeprowadzenie analiz ANOVA

5. Dla składowej harmonicznej 6,25 Hz i obciążenia silnika ZSE mocą elektryczną 150 kW, najlepszą transformacją przekształcającą poszczególne widma drgań skrętnych do rozkładu normalnego jest transformacja logarytmem dziesiętnym (Tabela 8.5).

Tabela 8.5. Wartości p testów normalności rozkładów Shapiro-Wilka składowej harmonicznej 6,25 Hz. Obciążenie ZSE 150 kW

Stan zdatności silnika	Wartość *p*		
	Dane oryginalne	Dane po transformacji „log10”	Dane po transformacji „pierwiastkiem”
Sprawny	0,00	0,11	0,01
Zanieczyszczony filtr 50%	0,00	0,17	0,06
Upust powietrza	0,00	0,69	0,05
Niesprawna PW cyl. nr 1	0,00	0,83	0,00
Niesprawna PW cyl. nr 2	0,00	0,14	0,00
Niesprawna PW cyl. nr 3	0,03	0,00	0,02
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 1	0,00	0,01	0,00
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 2	0,00	0,00	0,00
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 3	0,01	0,01	0,01
Liczba p >0,05	0	5	1

Wniosek: transformacja logarytmem dziesiętnym pozwala na przeprowadzenie analiz ANOVA dla 5 z 9 stanów zdatności silnika.

6. Dla składowej harmonicznej 12,5 Hz i obciążenia silnika ZSE mocą elektryczną 150 kW, transformacje przekształcające poszczególne widma drgań skrętnych do rozkładu normalnego są nieskuteczne (Tabela 8.6).

Tabela 8.6. Wartości p testów normalności rozkładów Shapiro-Wilka składowej harmonicznej 12,5 Hz. Obciążenie ZSE 150 kW

Stan zdatności silnika	Wartość *p*		
	Dane oryginalne	Dane po transformacji „log10”	Dane po transformacji „pierwiastkiem”
Sprawny	0,00	0,00	0,00
Zanieczyszczony filtr 50%	0,00	0,00	0,00
Upust powietrza	0,00	0,00	0,00
Niesprawna PW cyl. nr 1	0,00	0,00	0,00
Niesprawna PW cyl. nr 2	0,00	0,00	0,00
Niesprawna PW cyl. nr 3	0,00	0,00	0,00
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 1	0,00	0,00	0,00
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 2	0,00	0,00	0,00
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 3	0,00	0,00	0,00
Liczba p >0,05	0	0	0

Wniosek: transformacje nie pozwalają na przeprowadzenie analiz ANOVA

7. Dla składowej harmonicznej 18,75 Hz i obciążenia silnika ZSE mocą elektryczną 150 kW, transformacje przekształcające poszczególne widma drgań skrętnych do rozkładu normalnego są mało skuteczne (Tabela 8.7).

Tabela 8.7. Wartości p testów normalności rozkładów Shapiro-Wilka składowej harmonicznej 18,75 Hz. Obciążenie ZSE 150 kW

Stan zdatności silnika	Wartość *p*		
	Dane oryginalne	Dane po transformacji „log10”	Dane po transformacji „pierwiastkiem”
Sprawny	0,26	0,83	0,07
Zanieczyszczony filtr 50%	0,01	0,00	0,01
Upust powietrza	0,04	0,02	0,00
Niesprawna PW cyl. nr 1	0,10	0,00	0,06
Niesprawna PW cyl. nr 2	0,67	0,50	0,76
Niesprawna PW cyl. nr 3	0,02	0,01	0,02
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 1	0,01	0,00	0,01
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 2	0,00	0,00	0,00
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 3	0,00	0,00	0,00
Liczba p >0,05	3	2	3

Wniosek: transformacje nie pozwalają na przeprowadzenie analiz ANOVA

8. Dla składowej harmonicznej 25 Hz i obciążenia silnika ZSE mocą elektryczną 150 kW, transformacje przekształcające poszczególne widma drgań skrętnych do rozkładu normalnego są mało skuteczne (Tabela 8.8).

Tabela 8.8. Wartości p testów normalności rozkładów Shapiro-Wilka składowej harmonicznej 25 Hz. Obciążenie ZSE 150 kW

Stan zdatności silnika	Wartość *p*		
	Dane oryginalne	Dane po transformacji „log10”	Dane po transformacji „pierwiastkiem”
Sprawny	0,07	0,01	0,00
Zanieczyszczony filtr 50%	0,00	0,02	0,01
Upust powietrza	0,00	0,00	0,00
Niesprawna PW cyl. nr 1	0,15	0,02	0,06
Niesprawna PW cyl. nr 2	0,00	0,00	0,00
Niesprawna PW cyl. nr 3	0,00	0,00	0,01
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 1	0,00	0,00	0,00
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 2	0,00	0,00	0,00
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 3	0,01	0,04	0,02
Liczba p >0,05	2	0	1

Wniosek: transformacje nie pozwalają na przeprowadzenie analiz ANOVA

9. Dla składowej harmonicznej 6,25 Hz i obciążenia silnika ZSE mocą elektryczną 50 kW, najlepszą transformacją przekształcającą poszczególne widma drgań skrętnych do rozkładu normalnego jest transformacja pierwiastkiem (Tabela 8.9).

Tabela 8.9. Wartości p testów normalności rozkładów Shapiro-Wilka składowej harmonicznej 6,25 Hz. Obciążenie ZSE 50 kW

Stan zdatności silnika	Wartość *p*		
	Dane oryginalne	Dane po transformacji „log10”	Dane po transformacji „pierwiastkiem”
Sprawny	0,41	0,04	0,26
Zanieczyszczony filtr 50%	0,17	0,00	0,08
Upust powietrza	0,74	0,03	0,53
Niesprawna PW cyl. nr 1	0,00	0,04	0,00
Niesprawna PW cyl. nr 2	0,06	0,45	0,34
Niesprawna PW cyl. nr 3	0,61	0,09	0,48
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 1	0,06	0,02	0,04
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 2	0,03	0,00	0,00
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 3	0,30	0,01	0,13
Liczba p >0,05	7	2	6

Wniosek: transformacja pierwiastkiem pozwala na przeprowadzenie analiz ANOVA dla 6 z 9 stanów zdatności silnika.

10. Dla składowej harmonicznej 12,5 Hz i obciążenia silnika ZSE mocą elektryczną 50 kW, transformacje przekształcające poszczególne widma drgań skrętnych do rozkładu normalnego są mało skuteczne (Tabela 8.10).

Tabela 8.10. Wartości p testów normalności rozkładów Shapiro-Wilka składowej harmonicznej 12,5 Hz. Obciążenie ZSE 50 kW

Stan zdatności silnika	Wartość *p*		
	Dane oryginalne	Dane po transformacji „log10”	Dane po transformacji „pierwiastkiem”
Sprawny	0,00	0,00	0,00
Zanieczyszczony filtr 50%	0,01	0,01	0,01
Upust powietrza	0,06	0,03	0,06
Niesprawna PW cyl. nr 1	0,00	0,00	0,00
Niesprawna PW cyl. nr 2	0,10	0,01	0,18
Niesprawna PW cyl. nr 3	0,02	0,00	0,02
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 1	0,00	0,01	0,01
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 2	0,00	0,00	0,00
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 3	0,00	0,00	0,00
Liczba p >0,05	2	0	2

Wniosek: transformacje nie pozwalają na przeprowadzenie analiz ANOVA

11. Dla składowej harmonicznej 18,75 Hz i obciążenia silnika ZSE mocą elektryczną 50 kW, najlepszą transformacją przekształcającą poszczególne widma drgań skrętnych do rozkładu normalnego jest transformacja pierwiastkiem (Tabela 8.11).

Tabela 8.11. Wartości p testów normalności rozkładów Shapiro-Wilka składowej harmonicznej 18,75 Hz. Obciążenie ZSE 50 kW

Stan zdatności silnika	Wartość *p*		
	Dane oryginalne	Dane po transformacji „log10”	Dane po transformacji „pierwiastkiem”
Sprawny	0,60	0,12	0,33
Zanieczyszczony filtr 50%	0,04	0,02	0,03
Upust powietrza	0,01	0,01	0,01
Niesprawna PW cyl. nr 1	0,02	0,01	0,02
Niesprawna PW cyl. nr 2	0,49	0,49	0,56
Niesprawna PW cyl. nr 3	0,13	0,16	0,15
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 1	0,05	0,06	0,07
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 2	0,06	0,03	0,05
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 3	0,03	0,00	0,01
Liczba p >0,05	3	3	4

Wniosek: transformacja pierwiastkiem pozwala na przeprowadzenie analiz ANOVA dla 4 z 9 stanów zdatności silnika.

12. Dla składowej harmonicznej 25 Hz i obciążenia silnika ZSE mocą elektryczną 50 kW, najlepszą transformacją przekształcającą poszczególne widma drgań skrętnych do rozkładu normalnego jest transformacja logarytmem dziesiętnym (Tabela 8.12).

Tabela 8.12. Wartości p testów normalności rozkładów Shapiro-Wilka składowej harmonicznej 25 Hz. Obciążenie ZSE 50 kW

Stan zdatności silnika	Wartość *p*		
	Dane oryginalne	Dane po transformacji „$\log_{10}$”	Dane po transformacji „pierwiastkiem”
Sprawny	0,02	0,15	0,06
Zanieczyszczony filtr 50%	0,03	0,07	0,05
Upust powietrza	0,02	0,02	0,02
Niesprawna PW cyl. nr 1	0,23	0,56	0,40
Niesprawna PW cyl. nr 2	0,17	0,01	0,05
Niesprawna PW nr 3	0,01	0,03	0,02
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 1	0,09	0,15	0,15
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 2	0,00	0,00	0,00
Zakoks. rozpylacz wtrysk. cyl. nr 3	0,07	0,08	0,08
Liczba p >0,05	4	5	3

Wniosek: transformacja logarytmem dziesiętnym pozwala na przeprowadzenie analiz ANOVA dla 5 z 9 stanów zdatności silnika.

Wnioski:

Z analizy rozkładu kanonicznego (opisującego częstość, z jaką konkretne mikrostany badanego układu pojawiają się zespole kanonicznym) wynika, że odchylenia od średniej dla układu pozostającego w stanie równowagi są gaussowskimi zmiennymi losowymi. Zmienne które są w rozkładzie normalnym po transformacji Fouriera także pozostają w rozkładzie normalnym. Zastosowanie w badaniach do transformacji zmiennych drgań skrętnych DFT spowodowało przekształcenie oryginalnych zmiennych do rozkładu bliskiego lognormalnemu. Spowodowane jest to tym, że wówczas zmienna losowa jest modułem liczby zespolonej. Kształty otrzymanych histogramów są konsekwencją sumy wartości bezwzględnych prawej i lewej strony rozkładu normalnego. Wynika z tego że:

a) Sploty widm poszczególnych składowych harmonicznych, które mogą być wyróżnikiem niestabilności pracy silnika powinny być w rozkładach innych niż lognormalny, ale powinny wraz ze zwiększaniem liczności próby asymptotycznie do niego zmierzać.
b) W przypadku stabilnej pracy silnika ZSE widma poszczególnych składowych harmonicznych uzyskane z DFT drgań skrętnych, będące w prawoskośnym rozkładzie lognormalnym, po ich transformacji logarytmem dziesiętnym lub pierwiastkiem powinny się zbliżyć kształtem do rozkładu normalnego.
c) Jak wynika z testów normalności splotów widm czterech pierwszych składowych harmonicznych drgań skrętnych, po ich transformacji logarytmem dziesiętnym lub pierwiastkiem, nie zawsze osiągały one kształt rozkładu normalnego, co może wskazywać o niestabilności pracy silnika ZSE.
d) Prawdopodobnym jest, że przy znacznym zwiększeniu liczności próby poddawanych transformacji DFT sygnałów drgań skrętnych, ich splot w końcu doprowadziłby do lognormalności rozkładu i przestały by one być estymatorem rodzaju niesprawności wpływającej na stan zdatności ZSE.
e) W celu obliczenia koncentracji energii i jej zobrazowania w postaci prążków ulokowanych w odpowiednim momencie czasu, w eksperymencie zastosowano spektrogram DFT oparty o algorytm Cooley-Tukeya stosujący wygładzające okno Hamminga. Zastosowanie okna polega, na podzieleniu za jego pomocą badanego sygnału na odpowiednio krótsze, nakładające się na siebie odcinki, w których sygnał pozostaje stacjonarny. W tych oknach liczone są lokalne transformaty Fouriera, a po podniesieniu ich do kwadratu „składane”

są tak uzyskane widma zgodnie z upływem czasu. Okienkowanie po transformacji DFT powoduje redundancyjny wzrost wartości średnich i znajdujących się w ich pobliżu.

Wyniki prób normalizacji rozkładów czterech pierwszych składowych harmonicznych za pomocą transformacji zarówno logarytmem dziesiętnym jak i pierwiastkiem prowadzą do konkluzji, że najbardziej predystynowaną składową harmoniczną do przeprowadzenia analiz statystycznych ANOVA jest składowa harmoniczna rzędu $\frac{1}{2}$ o częstotliwości 6,25 Hz dla której:

a) dla obciążenia 250 kW po transformacji pierwiastkiem uzyskano 6 prób udanych na 9 (Tabela 8.1),
b) dla obciążenia 150 kW po transformacji logarytmem dziesiętnym uzyskano 5 prób udanych na 9 (Tabela 8.5),
c) dla obciążenia 50 kW po transformacji pierwiastkiem uzyskano 6 prób udanych na 9 (Tabela 8.9).

Ponadto z uwagi na to, że:

a) obciążenie 250 kW (około 70% MCR), jest najczęściej wykorzystywane w eksploatacji ZSE,
b) rozkład zmiennych składowej harmonicznej 6,25 Hz (jak i dla pozostałych) wydaje się zawierać sztuczne ograniczania (wynikające z aproksymacji transformacją DFT), wiele przypadków znajduje się na końcach skali,

postanowiono wykonać statystyki parametryczne „ANOVA" dla składowej harmonicznej 6,25 Hz po transformacji pierwiastkiem oraz statystyki nieparametryczne „ANOVA test Kruskala-Wallisa i test mediany" dla wszystkich stanów silnika dla obciążenia 250 kW.

8.1. Statystyki nieparametryczne ANOVA Kruskala-Wallisa dla stanu wzorcowego ZSE dla składowej harmonicznej 6,25 Hz

Postanowiono sprawdzić czy wykonane pomiary dla stanu wzorcowego, tj. silnika w stanie pełnej zdatności są do siebie podobne czyli czy pochodzą z tej samej populacji. Dla ZSE w stanie pełnej zdatności obciążonego mocą elektryczną 250 kW wykonano 90 pomiarów drgań skrętnych, które następnie losowo połączono w trzy sploty (N = 3, próby) o liczności próby n = 30. Następnie te trzy próby porównano między sobą, aby

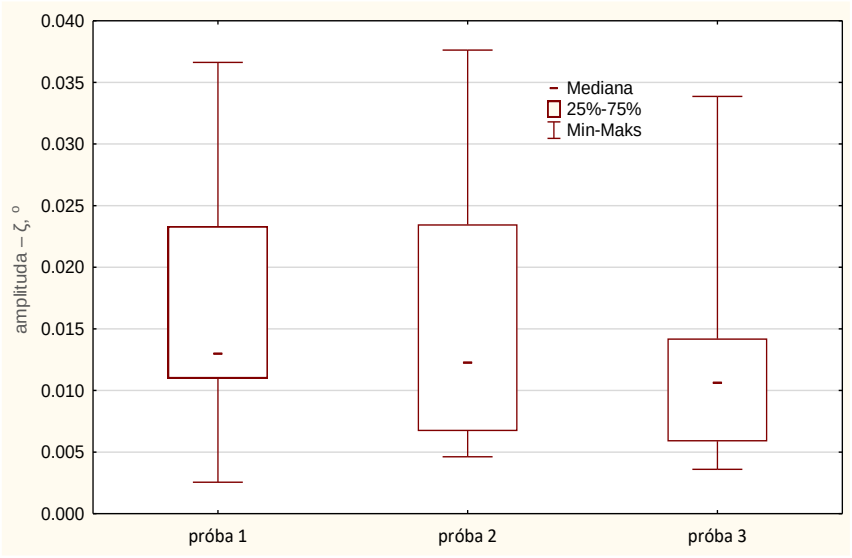
sprawdzić czy istnieją pomiędzy nimi istotne różnice statystyczne. Badane zmienne w próbach nie posiadały rozkładu normalnego, więc do wykonania testów wykorzystano statystyki nieparametryczne „ANOVA test Kruskala-Wallisa i test mediany". Jednoczynnikowa analiza wariancji dla rang Kruskala-Walisa, czyli ANOVA Kruskala-Wallisa jest rozszerzeniem testu U-Manna-Whitneya na więcej niż dwie populacje. Test ten służy do weryfikacji hipotezy o nieistotności różnic pomiędzy medianami badanej zmiennej w kilku grupach populacjach (przy czym zakładamy, że rozkłady zmiennej są sobie bliskie). Przyjęto hipotezę zerową, że badane miary położenia (rozkładu) cechy we wszystkich porównywanych grupach są takie same:

a) H_0: $F_1 = F_2 = F_3$, wszystkie próby pochodzą z jednej populacji,
b) H_1: $F_1 \neq F_2 \neq F_3$, nie wszystkie próby pochodzą z tych samych populacji.

Otrzymane wyniki (Tabela 8.13, Rysunek 8.8) testu ANOVA Kruskala-Wallisa jak i test mediany chi-kwadrat wykazały, że pomiędzy próbami nie występują istotne różnice statystyczne, obliczone p = 0,07 jest większe od założonego minimalnego progu istotności p_v = 0,05. Świadczy to o powtarzalności wykonywanych serii pomiarowych, wszystkie próby (serie pomiarowe) pochodzą z jednej populacji i jest to podstawą do wykonywania dalszych porównań w konfiguracjach ZSE w stanie pełnej zdatności oraz w stanach częściowej zdatności (z wprowadzoną niesprawnością).

Tabela 8.13. Wartości p testów ANOVA Kruskala-Wallisa dla składowej harmonicznej 6,25 Hz. ZSE w stanie pełnej zdatności. Obciążenie ZSE 250 kW

Zależna: składowa harmoniczna 6,25 Hz	Wartość *p* dla porównań wielokrotnych (dwustronnych); składowa harmoniczna 6,25 Hz. Zmienna niezależna (grupująca): Test Kruskala-Wallisa: n = 90, p = 0,07		
	próba 1	próba 2	próba 3
próba 1	-	1,00	0,07
próba 2	1,00	-	0,55
próba 3	0,07	0,55	-



Rysunek 8.8. Wykres ramka – wąsy, test mediany chi-kwadrat, dla trzech splotów o liczności próby n = 30 dla składowej harmonicznej 6,25 Hz. ZSE w stanie pełnej zdatności, obciążony mocą elektryczną 250 kW

8.2. Statystyki parametryczne ANOVA dla składowej harmonicznej 6,25 Hz po transformacji pierwiastkiem

W związku z „normalnością" uzyskanych dla ZSE obciążonego mocą elektryczną 250 kW, w różnych stanach zdatności, 6 z 9 transformacji pierwiastkiem rozkładów wartości amplitud składowej harmonicznej 6,25 Hz (Tabela 8.1), postanowiono wykonać dla nich testy parametryczne ANOVA. Do porównań przyjęto ZSE w stanie pełnej zdatności, oraz w 5 stanach częściowej zdatności, z wprowadzonymi niesprawnościami tj.:

1. zanieczyszczony w 50% filtr powietrza,
2. niesprawna PW cyl. nr 2,
3. niesprawna PW cyl. nr 3,
4. zakoksowane otwory rozpylacza wtryskiwacza cyl. nr 2,
5. zakoksowane otwory rozpylacza wtryskiwacza cyl. nr 3.

Przyjęto hipotezę zerową o braku różnic między średnimi populacyjnymi:

a) $H_0 : \mu1 = \mu2 = \mu2 = \mu3 = \mu4 = \mu5 = \mu6$,

b) H_1 : nie wszystkie średnie populacyjne μi (i = 1,..., 6) różnią się.

Warunkiem koniecznym do wykonania statystyk ANOVA jest przetestowanie równości wariancji. Do sprawdzenia równości wariancji wykorzystano test Browna-Forsythe'a, służący do weryfikacji hipotezy o równości wariancji badanej zmiennej w kilku ($k \geq 2$) populacjach. Otrzymana wartość p = 0,00 pozwala odrzucić hipotezę

zerową o równości wariancji. Wynika z tego, że do oceny istotności przeciętnego zróżnicowania amplitud składowej harmonicznej 6,25 Hz w grupach stanów zdatności silnika, nie można użyć testu analizy wariancji ANOVA (Tabela 8.14).

Tabela 8.14. Wartość p testu Browna-Forsythe'a jednorodności wariancji. Obciążenie ZSE 250 kW

Zmienna	Test jednorodności wariancji Browna-Forsythe'a. Zaznaczone efekty są istotne z p_v <0,05	
	F	*p*
$\sqrt{\text{składowa harmoniczna 6,25}}$	6,07	0,00

W związku z powyższym postanowiono wykonać statystyki nieparametryczne „ANOVA test Kruskala-Wallisa i test mediany" dla wszystkich stanów silnika dla obciążenia 250 kW.

8.3. Statystyki nieparametryczne ANOVA Kruskala-Wallisa dla wszystkich stanów zdatności ZSE dla składowej harmonicznej 6,25 Hz

W związku z barkiem „normalności" rozkładów i nierównością wariancji, wartości amplitud składowej harmonicznej 6,25 Hz uzyskanych dla ZSE obciążonego mocą elektryczną 250 kW, postanowiono wykonać dla nich testy nieparametryczne „ANOVA test Kruskala -Wallisa i test mediany". Do porównań przyjęto silnik ZSE w stanie pełnej zdatności (spr) oraz w 8 stanach częściowej zdatności, z wprowadzonymi niesprawnościami tj.:

1. zanieczyszczony w 50% filtr powietrza (f 50%),
2. upust powietrza (up),
3. niesprawna PW cyl. nr 1 (p1),
4. niesprawna PW cyl. nr 2 (p2),
5. niesprawna PW cyl. nr 3 (p3),

6. zakoksowane otwory rozpylacza wtryskiwacza cyl. nr 1 (k1),
7. zakoksowane otwory rozpylacza wtryskiwacza cyl. nr 2 (k2),
8. zakoksowane otwory rozpylacza wtryskiwacza cyl. nr 3 (k3).

Przyjęto hipotezę zerową, że badane miary położenia (rozkładu) cechy we wszystkich porównywanych grupach są takie same:

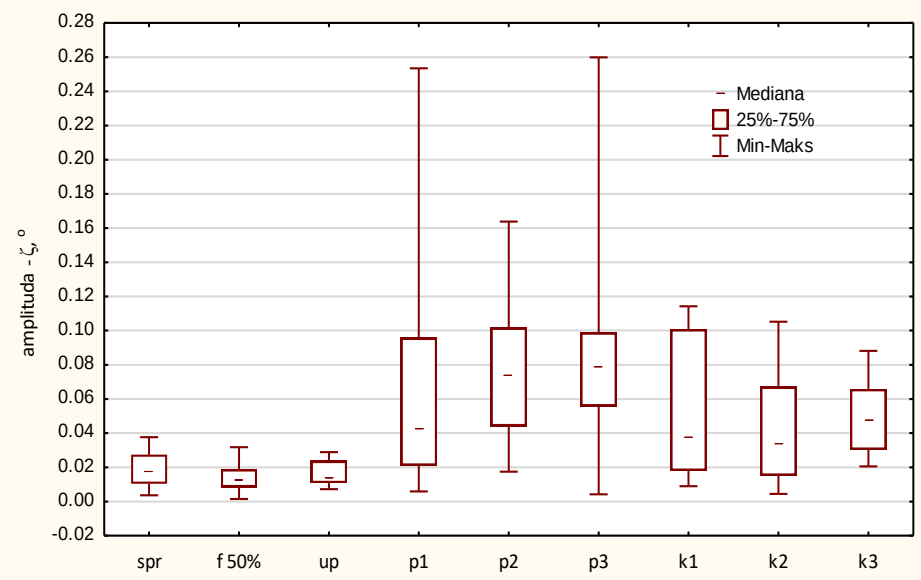
a) $H_0 : F_1 = F_2 = \ldots = F_9$, wszystkie próby pochodzą z jednej populacji,

b) $H_1 : F_1 \neq F_2 \neq \ldots \neq F_9$, nie wszystkie próby pochodzą z tych samych populacji.

Otrzymane wyniki (Tabela 8.15) testu ANOVA Kruskala-Wallisa jak i test mediany chi-kwadrat (Rysunek 8.9) wykazały, że:

a) Istniały próby (36 porównań) pomiędzy którymi występowały istotne różnice statystyczne np. w konfiguracjach: ZSE w stanie pełnej zdatności (spr) – ZSE w stanie częściowej zdatności z uszkodzoną pompą wtryskową nr 1 (p1). Obliczone wartości p były mniejsze od założonego minimalnego progu istotności $p_v = 0{,}05$).

b) Istniały próby (36 porównań) pomiędzy którymi nie występowały istotne różnice statystyczne np. w konfiguracjach: ZSE z niesprawną pompą wtryskową nr 1 (p1) – ZSE z zakoksowanymi otworami rozpylacza wtryskiwacza cyl. nr 1 (k1). Obliczone wartości *p* były większe od założonego minimalnego progu istotności $p_v = 0{,}05$.



Rysunek 8.9. Wykres ramka – wąsy, test mediany chi-kwadrat, dla wszystkich stanówzdatności silnika, dla składowej harmonicznej 6,25 Hz. ZSE obciążony mocą elektryczną 250 kW

Tabela 8.15. Wartości p testu ANOVA Kruskala-Wallisa dla wszystkich stanów zdatności silnika, dla składowej harmonicznej 6,25 Hz. Obciążenie ZSE 250 kW

Zależna	Wartość *p* dla porównań wielokrotnych (dwustronnych); Zmienna niezależna (grupująca). Test Kruskala-Wallisa								
	spr	f 50%	up	p1	p2	p3	k1	k2	k3
spr		1,00	1,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,07	0,00
f 50%	1,00		1,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
up	1,00	1,00		0,00	0,00	0,00	0,00	0,05	0,00
p1	0,00	0,00	0,00		1,00	0,93	1,00	1,00	1,00
p2	0,00	0,00	0,00	1,00		1,00	0,89	0,09	1,00
p3	0,00	0,00	0,00	0,93	1,00		0,50	0,04	1,00
k1	0,00	0,00	0,00	1,00	0,89	0,50		1,00	1,00
k2	0,07	0,00	0,05	1,00	0,09	0,04	1,00		1,00
k3	0,00	0,00	0,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	

Wnioski:

Łącznie dla wszystkich stanów zdatności ZSE wykonano 72 porównania. Otrzymano taką sama ilość wyników świadczących o występowaniu i niewystępowaniu istotnych różnic statystycznych dla złożonego progu istotności statystycznej $p_v = 0,05$ Natomiast dla porównań w konfiguracjach: ZSE w stanie pełnej zdatności (spr) oraz w 8 stanach częściowej zdatności otrzymano:

a) 3 wyniki świadczące o braku występowania istotnych różnic statystycznych pomiędzy badanymi próbami. Obliczone wartości *p* były większe od założonego progu istotności statystycznej $p_v = 0,05$, w związku z powyższym nie było podstaw do odrzucenia hipotezy zerowej, że badane próby pochodzą z jednej populacji. Dotyczyło to porównań dla ZSE w stanach częściowej zdatności: (f 50%), (up) i (k2).
b) 5 wyników świadczących o występowania istotnych różnic statystycznych pomiędzy badanymi próbami. Obliczone wartości *p* były mniejsze od złożonego progu istotności statystycznej $p_v = 0,05$, w związku z powyższym odrzucono hipotezę zerową, że badane próby pochodzą z jednej populacji na rzecz hipotezy

alternatywnej. Dotyczyło to porównań dla ZSE w stanach częściowej zdatności (p1), (p2), (p3), (k1) i (k3).

8.4. Określenie wykonalności statystyk parametrycznych ANOVA widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu

Po zbadaniu wpływu wybranych uszkodzeń na rozkład wyodrębnionej składowej harmonicznej rzędu $\frac{1}{2}$ (6,25 Hz) drgań skrętnych wału ZSE postanowiono zbadać czy istnieją istotne różnice statystyczne między ich „pełnymi widmami" ograniczonymi do składowej harmonicznej 12. rzędu (150,51 Hz). W tym celu wykorzystano transformaty zmiennych pierwszych 12 składowych harmonicznych wraz z częstotliwościami pobocznymi (stanowiącymi wyciek widma) związanych z pracą silnika spalinowego. Wartości amplitud poszczególnych składowych harmonicznych rzędu wyższego niż 12 nie są związane z pracą użytego w badaniach ZSE, a stanowią jedynie „sztuczne" wypełnienie widma (szum) związany z algorytmem uzyskiwania DFT. Testom statystycznym postanowiono poddać widma bez składowej stałej uzyskane dla wszystkich stanów zdatności ZSE dla obciążenia 250 kW. Kształty otrzymanych po transformacji logarytmem dziesiętnym histogramów wprawdzie były podobne do kształtu rozkładu normalnego, ale obliczone wartości *p* testów Shapiro-Wilka i Lillieforsa (testy dla dużej liczności próby) były mniejsze niż 0,05. Statystyka parametryczna ANOVA jest testem odpornym na złamanie założenia o normalności ale muszą być spełnione warunki:

a) Dużej liczności próby – do porównań statystycznych wykorzystywano 10-krotne sploty widm o liczności pojedynczej próby 137 (sumarycznie n = 1370 zmiennych dla każdego stanu zdatności ZSE).
b) Równoliczności zmiennych w próbie – badane próby posiadały taką samą liczbę n = 1370 zmiennych.
c) Małego zróżnicowaniem wyników – wariancje wewnątrzgrupowe obliczone dla 10-krotnych splotów widm miały podobne wartości (Tabela 8.16).

Tabela 8.16. Wartości miar rozproszenia widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12 rzędu (150,51 Hz). Obciążenie ZSE 250 kW

$\log_{10}$ (zmienna - stan zdatności)	Statystyki opisowe, miary rozproszenia						
	n (ważnych)	średnia	mediana	minimum	maksimum	wariancja	odch.std
$\log_{10}$ (spr)	1370	-2,18	-2,24	-3,90	-0,12	**0,26**	0,51
$\log_{10}$ (f 50%)	1370	-2,18	-2,24	-3,83	-0,13	**0,24**	0,49
$\log_{10}$ (up)	1370	-2,16	-2,24	-3,89	-0,23	**0,25**	0,50
$\log_{10}$ (p1)	1370	-2,16	-2,21	-4,58	-0,00	**0,25**	0,50
$\log_{10}$ (p2)	1370	-2,17	-2,24	-4,37	-0,03	**0,29**	0,53
$\log_{10}$ (p3)	1370	-2,21	-2,29	-3,88	-0,35	**0,25**	0,50
$\log_{10}$ (k1)	1370	-2,21	-2,27	-4,51	-0,06	**0,30**	0,55
$\log_{10}$ (k2)	1370	-2,27	-2,31	-4,10	-0,27	**0,29**	0,54
$\log_{10}$ (k3)	1370	-2,25	-2,30	-4,30	-0,34	**0,22**	0,47

Postanowiono więc wykonać statystyki parametryczne ANOVA dla wszystkich stanów zdatności ZSE dla obciążenia 250 kW, po transformacji logarytmem dziesiętnym. Jako pierwsze wykonano statystyki widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu (150,51 Hz) dla ZSE w stanie pełnej zdatności.

8.5. Statystyki parametryczne ANOVA widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu dla ZSE w stanie pełnej zdatności

Dla ZSE w stanie pełnej zdatności obciążonego mocą elektryczną 250 kW wyodrębniono losowo 10 prób o liczności n = 137. Następnie poddano je transformacji „logarytmem dziesiętnym” w celu zbliżenia kształtu rozkładu zmiennych do rozkładu normalnego. Następnie te 10 prób porównano między sobą, aby sprawdzić czy istnieją

pomiędzy nimi istotne różnice statystyczne. Przyjęto hipotezę zerową o braku różnic między średnimi populacyjnymi:

a) $H_0 : \mu 1 = \mu 2 = \mu 3 = ... = \mu 10$,

b) H_1 : nie wszystkie μi (i = 1,..., 10) średnie populacyjne różnią się.

Warunkiem koniecznym do wykonania testów ANOVA jest przetestowanie równości wariancji. Do sprawdzenia równości wariancji wykorzystano test Browna-Forsythe'a. gdyż jest on mniej wrażliwy niż test Levene'a na niespełnienie założenia dotyczącego normalności rozkładu**.** Otrzymana wartość p = 0,84 (Tabela 8.17) była większa od złożonego minimalnego progu istotności p_v = 0,05, więc założenie o równości wariancji było spełnione.

Tabela 8.17. Wartości p i F testu Browna-Forsythe'a jednorodności wariancji dla widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu (150,51 Hz). ZSE w stanie pełnej zdatności, obciążony mocą elektryczną 250 kW

Zmienna	Test jednorod. wariancji Browna-Forsythe'a Zaznaczone efekty są istotne z p <0,05	
	F	*p*
$\log_{10}$(spr)	0,55	0,84

Zatem do oceny istotności przeciętnego zróżnicowania amplitud składowych harmonicznych dla silnika sprawnego, wykonano testy analizy wariancji ANOVA.

Wartość otrzymanego prawdopodobieństwa testowego p = 0,54 (Tabela 8.18) nie pozwalała na odrzucenie hipotezy zerowej zakładającej brak zróżnicowania wartości przeciętnych.

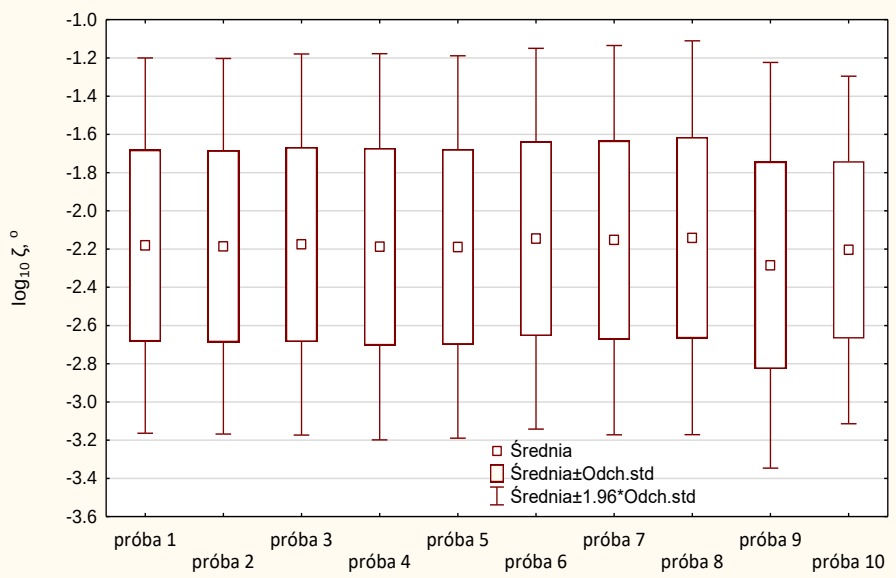
Tabela 8.18. Wartość p testu analizy jednorodności wariancji ANOVA dla widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu (150,51 Hz). ZSE w stanie pełnej zdatności, obciążony mocą elektryczną 250 kW

Zmienna	Analiza wariancji. Zaznaczone efekty są istotne z p <0,05	
	F	*p*
$\log_{10}$(spr)	0,89	0,54

Świadczyło to o powtarzalności wykonywanych serii pomiarowych, wszystkie próby (serie pomiarowe) pochodziły z tej samej populacji. Jest to podstawą do

wykonywania dalszych porównań w konfiguracjach zmiennych: ZSE w stanie pełnej zdatności oraz ZE w stanach częściowej zdatności (Rysunek 8.10).

Zatem do oceny istotności przeciętnego zróżnicowania amplitud składowych harmonicznych w grupach stanów zdatności ZSE, które odzwierciedlałyby stan niesprawności można używać testu analizy wariancji ANOVA.



Rysunek 8.10. Wykres ramka – wąsy, dla widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12 rzędu (150,51 Hz). ZSE w stanie pełnej zdatności, obciążony mocą elektryczną 250 kW

8.6. Statystyki parametryczne ANOVA widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu dla wszystkich stanów zdatności ZSE

Jak wykazano w podrozdziale 8.4 jest możliwe wykonanie statystyk parametrycznych ANOVA, po transformacji logarytmem dziesiętnym wszystkich zmiennych do składowej harmonicznej 12. rzędu (150,51 Hz), dla wszystkich stanów zdatności ZSE obciążonego mocą elektryczną 250 kW. Dla każdego z dziewięciu stanów zdatności silnika wyodrębniono losowo 10 prób o liczności 137 następnie złożono je w grupy o liczności n = 1370. Grupy zmiennych poddano transformacji logarytmem dziesiętnym w celu zbliżenia kształtu rozkładu zmiennych do rozkładu normalnego. Następnie te 9 grup (odpowiadających stanom zdatności ZSE) o liczności próby n = 1370 porównano między sobą, aby sprawdzić czy istnieją między nimi istotne różnice statystyczne. Przyjęto hipotezę zerową o braku różnic między średnimi populacyjnymi:

a) $H_0 : \mu 1 = \mu 2 = \mu 3 = \ldots = \mu 9$,

b) H_1: nie wszystkie średnie μ_i (i = 1,..., 9) populacyjne różnią się.

Podczas wykonywania testu użyto korekty Welcha uwzględniającej nierówne wariancje. Wartość obliczonego prawdopodobieństwa testowego $p = 0$ pozwalała na odrzucenie hipotezy zerowej zakładającej brak zróżnicowania wartości przeciętnych.

Tabela 8.19. Wartość p testu z korektą Welcha widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu (150,51 Hz) dla wszystkich stanów zdatności ZSE obciążonego mocą elektryczną 250 kW

Zmienna	Analiza wariancji. Zaznaczone efekty są istotne z p <0,05			
	F	*p*	*F* Welcha	*p* Welcha
$\log_{10}$(stan zdatności)	8,10	0,00	8,09	0,00

Wynika z tego, że nie wszystkie grupy prób pochodziły z jednej populacji i było to podstawą do wykonywania dalszych porównań „a posterori" (post-hoc). Z uwagi na brak homogeniczności wariancji do porównań wykorzystano test C Dunnetta [140].

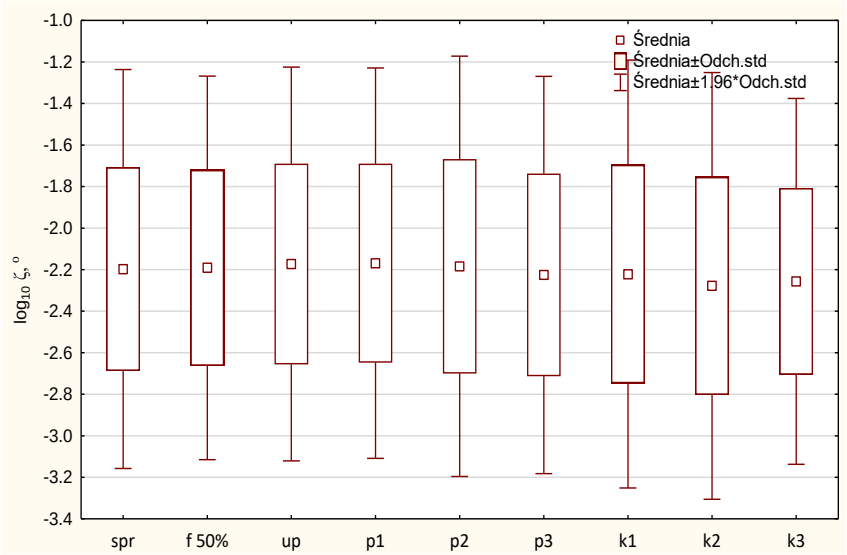
Łącznie wykonano 72 porównania dla wszystkich konfiguracji stanów zdatności silnika. Otrzymane wyniki (Tabela 8.20, Rysunek 8.11) testu C Dunnetta jak i testu mediany chi-kwadrat (wykres ramka wąsy) wykazały, że:

a) Otrzymane wyniki prawdopodobieństw *p* zarówno dla zmiennych oryginalnych jak i po transformacji logarytmem dziesiętnym się nie różniły.
b) Istniało 30 porównań odpowiadających stanom zdatności ZSE pomiędzy którymi występowały istotne różnice statystyczne np. w konfiguracjach: ZSE z niesprawną pompą wtryskową nr 1 (p1) - ZSE z zakoksowanym rozpylaczem wtryskiwacza cyl. nr 1 (k1), nr 2 (k2) i nr 3 (k3).
c) Porównania w konfiguracjach: ZSE w stanie pełnej zdatności– ZSE w stanie częściowej zdatności (z wprowadzoną niesprawnością) wykazały, że istniały tylko 2 stany zdatności tj. zakoksowany rozpylacz cyl. nr 2 (k2) i nr 3 (k3) dla których występowały istotne różnice statystyczne. Obliczone wartości p były mniejsze od założonego minimalnego progu istotności $p_v = 0,05$
d) Istniały 42 porównania pomiędzy którymi nie występowały istotne różnice statystyczne np. w konfiguracjach: ZSE w stanie częściowej zdatności z niesprawną pompą wtryskową nr 1 (p1) – ZSE w stanie częściowej zdatności

z niesprawnym kładem doładowującym powietrze (up). Obliczone wartości *p* były większe od założonego minimalnego progu istotności $p_v = 0,05$).

Tabela 8.20. Wartości p testu post-hoc C Dunnetta widm (po transformacji logarytmem dziesiętnym) ograniczonych do składowej harmonicznej12 rzędu (150,51 Hz) dla wszystkich stanów zdatności ZSE obciążonego mocą elektryczną 250 kW

Zmienna	Test C Dunnetta; zmienna $\log_{10}$(stan zdatności). Prawdopodobieństwa *p* dla testów post-hoc (2-stron.).								
Stan zdatności	$\log_{10}$ (spr)	$\log_{10}$ (f 50%)	$\log_{10}$ (up)	$\log_{10}$ (p1)	$\log_{10}$ (p2)	$\log_{10}$ (p3)	$\log_{10}$ (k1)	$\log_{10}$ (k2)	$\log_{10}$ (k3)
$\log_{10}$ (spr)		1,00	0,70	0,54	0,98	0,53	0,70	0,00	0,01
$\log_{10}$ (f 50%)	1,00		0,90	0,77	1,00	0,32	0,47	0,00	0,00
$\log_{10}$ (up)	0,70	0,90		1,00	0,99	0,03	0,06	0,00	0,00
$\log_{10}$ (p1)	0,54	0,77	1,00		0,96	0,02	0,03	0,00	0,00
$\log_{10}$ (p2)	0,98	1,00	0,99	0,96		0,14	0,24	0,00	0,00
$\log_{10}$ (p3)	0,53	0,32	0,03	0,02	0,14		1,00	0,03	0,44
$\log_{10}$ (k1)	0,70	0,47	0,06	0,03	0,24	1,00		0,02	0,29
$\log_{10}$ (k2)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,03	0,02		0,80
$\log_{10}$ (k3)	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,44	0,29	0,80	



Rysunek 8.11. Wykres ramka – wąsy, dla transformacji logarytmem dziesiętnym widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12 rzędu (150,51 Hz) dla wszystkich stanów zdatności. ZSE obciążonego mocą elektryczną 250 kW

8.7. Statystyki nieparametryczne ANOVA Kruskala-Wallisa widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu dla wszystkich stanów zdatności ZSE

W związku z tym, że wykonywanie testów parametrycznych dla grup zmiennych nie posiadających rozkładów normalnych oraz nie posiadających homogenicznych wariancji może być uważane za dyskusyjne, postanowiono wykonać testy nieparametryczne nie wymagające spełnienia tych założeń. Do przeprowadzenia porównań użyto testu ANOVA Kruskala-Wallisa. Testy przeprowadzono dla zmiennych oryginalnych oraz poddanych transformacji logarytmem dziesiętnym. Przyjęto hipotezę zerową, że badane miary położenia (rozkładu) cechy we wszystkich porównywanych grupach są takie same:

a) $H_0 : F_1 = F_2 = F_3 = \ldots = F_9$, wszystkie próby pochodzą z jednej populacji,

b) $H_1 : F_1 \neq F_2 \neq F_3 \neq \ldots \neq F_9$, nie wszystkie próby pochodzą z tych samych populacji.

Łącznie wykonano 72 porównania dla wszystkich stanów zdatności silnika (stan pełnej zdatności (spr) – stan częściowej zdatności). W celu polepszenia czytelności tabel wyniki zaokrąglono do drugiego miejsca po przecinku oraz nie podawano wartości statystyk testowych *Z*. Otrzymane wyniki (tabela 8.21) testu ANOVA Kruskala-Wallisa jak i testu mediany chi-kwadrat (Rysunek 8.12) wykazały, że:

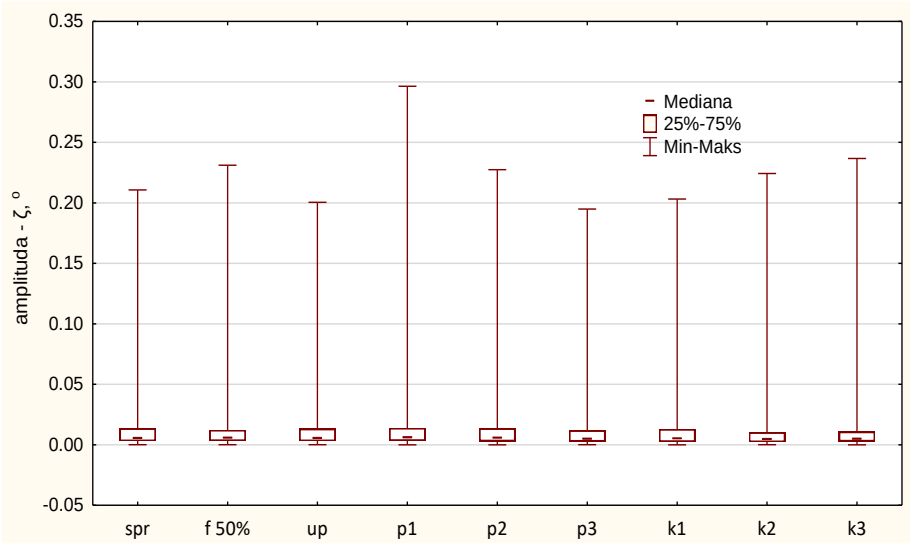
a) Wyniki prawdopodobieństw zarówno dla zmiennych oryginalnych jak i po transformacji logarytmem dziesiętnym się nie różniły (Tabele 8.21 i 8.22).

b) Istniały 22 porównania odpowiadające stanom częściowej zdatności silnika pomiędzy którymi występowały istotne różnice statystyczne np. w konfiguracjach: ZSE z uszkodzoną pompą wtryskową cyl. nr 1 (p1) - ZSE z zakoksowanym rozpylaczem wtryskiwacza cyl. nr 1 (k1), nr 2 (k2) i nr 3 (k3).

c) Porównania w układach zmiennych ZSE w stanie pełnej zdatności (spr) – ZSE w stanie częściowej zdatności, wykazały, że istniał tylko 1 stan zdatności tj. zakoksowany rozpylacz nr cyl. 2 (k2) dla którego występowała istotna różnica statystyczna. Obliczona wartości *p* była mniejsza od założonego minimalnego progu istotności $p_v = 0{,}05$.

d) Istniało 50 porównań pomiędzy którymi nie występowały istotne różnice statystyczne np. w konfiguracjach: ZSE z uszkodzoną pompą wtryskową nr 1 (p1) – ZSE z niesprawnym kanałem doładowującym powietrze (up)

Obliczone wartości *p* były większe od założonego minimalnego progu istotności $p_v = 0{,}05$).



Rysunek 8.12. Wykres ramka – wąsy, dla widm (oryginalne dane) ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu (150,51 Hz)) dla wszystkich stanów zdatności ZSE obciążonego mocą elektryczną 250 kW

Tabela 8.21. Wartości p testu dla porównań wielokrotnych (oryginalne dane) widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu (150,51 Hz) dla wszystkich stanów zdatności ZSE obciążonego mocą elektryczną 250 kW

Zmienna	Test Kruskala-Wallisa. Wartość *p* dla porównań wielokrotnych (dwustronnych)								
Stan zdatności	spr	f 50%	up	p1	p2	p3	k1	k2	k3
spr		1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,00	0,08
f 50%	1,00		1,00	1,00	1,00	0,70	1,00	0,00	0,02
up	1,00	1,00		1,00	1,00	0,16	0,35	0,00	0,00
p1	1,00	1,00	1,00		1,00	0,01	0,03	0,00	0,00
p2	1,00	1,00	1,00	1,00		0,79	1,00	0,00	0,02
p3	1,00	0,70	0,16	0,01	0,79		1,00	0,27	1,00
k1	1,00	1,00	0,35	0,03	1,00	1,00		0,12	1,00
k2	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,27	0,12		1,00
k3	0,08	0,02	0,00	0,00	0,02	1,00	1,00	1,00	

Tabela 8.22. Wartości p testu dla porównań wielokrotnych widm (dane po transformacji logarytmem dziesiętnym) ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu (150,51 Hz) dla wszystkich stanów zdatności ZSE obciążonego mocą elektryczną 250 kW

Zmienna	Test Kruskala-Wallisa. Wartość *p* dla porównań wielokrotnych (dwustronych)								
Stan zdatności	log10 (spr)	log10 (f 50%)	log10 (up)	log10 (p1)	log10 (p2)	log10 (p3)	log10 (k1)	log10 (k2)	log10 (k3)
$\log_{10}$ (spr)		1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,00	0,08
$\log_{10}$ (f 50%)	1,00		1,00	1,00	1,00	0,70	1,00	0,00	0,02
$\log_{10}$ (up)	1,00	1,00		1,00	1,00	0,16	0,35	0,00	0,00
$\log_{10}$ (p1)	1,00	1,00	1,00		1,00	0,01	0,03	0,00	0,00
$\log_{10}$ (p2)	1,00	1,00	1,00	1,00		0,79	1,00	0,00	0,02
$\log_{10}$ (p3)	1,00	0,70	0,16	0,01	0,79		1,00	0,27	1,00
$\log_{10}$ (k1)	1,00	1,00	0,35	0,03	1,00	1,00		0,12	1,00
$\log_{10}$ (k2)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,27	0,12		1,00
$\log_{10}$ (k3)	0,08	0,02	0,00	0,00	0,02	1,00	1,00	1,00	

8.8. Statystyki nieparametryczne Wilcoxona widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu dla wszystkich stanów zdatności ZSE

W poprzednich podrozdziałach wykonywano porównania splotów widm dla określonych stanów zdatności ZSE traktując je niezależne. Takie podejście pozwalało na szybkie określenie, za pomocą jednego testu statystycznego dla wszystkich grup, czy pochodziły one z tej samej populacji wyników. Istnieją jednak testy statystyczne pozwalające sprawdzić czy istnieją istotne różnice statystyczne pomiędzy grupami zmiennych zależnych. Do tych porównań przyjęto założenie, że ZSE w stanie pełnej zdatności to stan przed ingerencją, a ZSE w stanie częściowej zdatności z wprowadzoną niesprawnością to stan po ingerencji. Próba zależna polega na badaniu tej samej grupy w różnych warunkach, po ingerencji. W praktyce średnie wartości w dwóch grupach zawsze będą różne. Istotną rolą testu jest jednak wskazanie czy te różnice są statystycznie istotne czy mają one charakter przypadkowy, tj. „różnią się przez przypadek”. Jeżeli rozkład cechy populacji jest rozkładem normalnym, Test

t Studenta jest najmocniejszy (prawdopodobieństwo popełnienia błędu II rodzaju przy ustalonej hipotezie alternatywnej jest najmniejsze). Jeżeli rozkład cechy populacji nie jest rozkładem normalnym, test Wilcoxona jest najmocniejszy. Test znaków jest słabszym i najczęściej używa się go do testowania mediany. Ogólna zasadą jest, że jeżeli mamy do wyboru kilka testów do weryfikacji tej samej hipotezy, zawsze wybieramy test najmocniejszy. Do testowania różnic wytypowano test kolejności par Wilcoxona, w związku z tym, że:

a) Planowano porównywać są ze sobą dwie próby zależne. Każda składająca się z 10-krotnych wybranych losowo splotów widm, ograniczonych do 12. składowej harmonicznej tj.: ZSE z w stanie pełniej zdatności oraz w stanie częściowej zdatności z wprowadzoną niesprawnością (tzw. po ingerencji).
b) Kształt rozkładów wartości amplitud składowych harmonicznych znacznie odbiega od kształtu rozkładu normalnego.

Test ten daje szybką metodę znalezienia istotnej różnicy między parami danych, choć nie daje ilościowego oszacowania różnicy. Szereguje on różnice miedzy parami, bez uwzględniania znaku różnicy. Jeśli para ma różnicę zerową jest wyłączana z testu. Węzły zaszeregowań traktuje się bez uwzględniania znaku, tak że różnice dwóch przeciwnych liczb uważa się za węzeł i nadaje się im zaszeregowanie odpowiadające średniej zaszeregowań. Po wykonaniu zaszeregowań nadaje się im znaki odpowiadające różnicom. Do testu brana jest mniejsza suma zaszeregowań tego samego znaku. Gdy nie ma istotnej różnicy miedzy parami to suma zaszeregowań ze znakami ujemnymi i dodatnimi jest sobie bliska i równa połowie sumy n zaszeregowań [141]. Test Wilcoxona jako najmniejszą liczbę zaszeregowań na poziomie prawdopodobieństwa p_v = 0,05, zakłada co najmniej n = 6 powtórzeń. Największa liczba n to 25. Dla większej liczby powtórzeń n statystyka Wilcoxona ma rozkład normalny i po przeliczeniu wartości średniej: $(n(n\text{-}1))/4$ oraz wariancji: $((n(n+1))(2n+1))/24$ jest przeliczana na jednostki wartości Z [142].

Nie testowano czy dla silnika w stanie pełnej zdatności próby pochodzą z jednej populacji. Dowiedziono tego w podrozdziale 8.5 wykonując test o większej mocy, test parametryczny ANNOVA. W eksperymencie hipotezy dla testów Wilcoxona sformułowano następująco:

a) $H_0 : F_1 = F_2$, nie ma istotnej różnicy w rozkładach zmiennych składowych harmonicznych, (gdzie: F = suma rang dla testów Wilcoxona),

b) H_1: $F_1 \neq F_2$, rozkłady zmiennych składowych harmonicznych różnią się istotnie,

Wyznaczoną na podstawie statystyki testowej wartość *p* porównywano z poziomem istotności α (α = 5% ⇒ p_v = 0,05) jeżeli:

a) $p > p_v \Rightarrow$ przyjmowano H_0,

b) $p \leq p_v \Rightarrow$ odrzucano H_0 przyjmując H_1.

Łącznie wykonano 16 porównań po 8 dla grup zmiennych oryginalnych i poddanych transformacji „logarytmem dziesiętnym" dla wszystkich stanów zdatności silnika. Porównań dokonywano w konfiguracjach: ZSE w stanie pełnej zdatności (spr) – ZSE w stanie częściowej zdatności (po ingerencji - z wprowadzoną niesprawnością). Otrzymane wyniki (Tabele 8.23 i 8.24, Rysunek 8.13) testu Wilcoxona wykazały, że:

a) Nie było prób nieważnych o czym świadczy ta sama liczba *n* (ważnych).

b) Otrzymane wyniki prawdopodobieństw zarówno dla zmiennych oryginalnych jak i po transformacji logarytmem dziesiętnym się nieznacznie różniły.

c) Dla grup zmiennych oryginalnych otrzymano 3 wyniki świadczące o braku istotnych różnic statystycznych, tj.:
   - ZSE ze zanieczyszczonym filtrem powietrza (f 50%),
   - ZSE z niesprawną pompą wtryskową cyl. nr 1 (p1),
   - ZSE z niesprawną pompą wtryskową cyl. nr 2 (p2), wynik na granicy istotności statystycznej (obliczona wartość *p* była równa p_v).

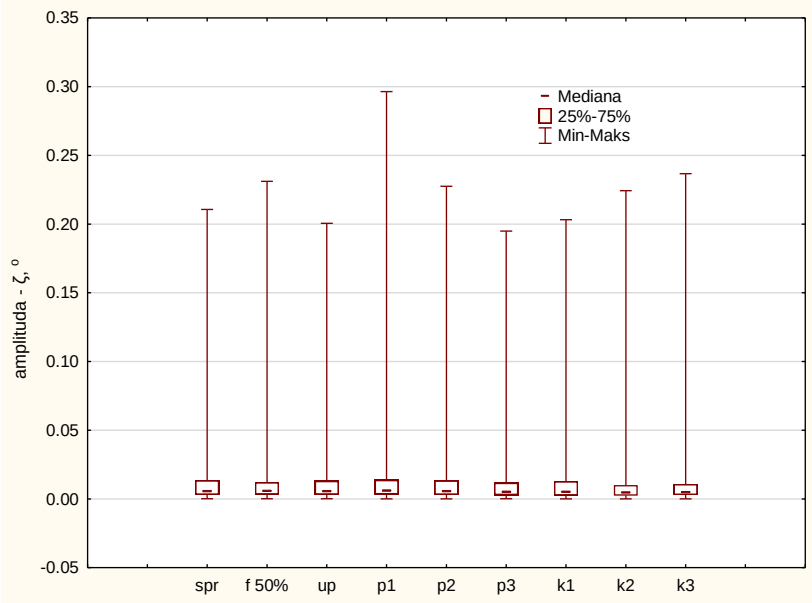
d) Dla grup zmiennych poddanych transformacji „logarytmem dziesiętnym" otrzymano 2 wyniki świadczące o braku istotnych różnic statystycznych tj.:
   - ZSE ze zanieczyszczonym filtrem powietrza (f 50%)
   - ZSE z niesprawną pompą wtryskową cyl. nr 2 (p2).

Tabela 8.23. Wartości p i Z testów kolejności par Wilcoxona widm (dane oryginalne) ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu (150,51 Hz) dla wszystkich stanów zdatności ZSE obciążonego mocą elektryczną 250 kW

Para zmiennych	Test kolejności par Wilcoxona. Zaznaczone wyniki są istotne z p <0,05		
	n (ważnych)	Z	p
spr – f 50%	1370	0,86	0,39
spr – up	1370	4,14	0,00
spr – p1	1370	1,72	0,08
spr – p2	1370	1,94	0,05
spr – p3	1370	5,05	0,00
spr – k1	1370	2,33	0,02
spr – k2	1370	8,97	0,00
spr – k3	1370	7,54	0,00

Tabela 8.24. Wartości p i Z testów kolejności par Wilcoxona widm (dane po transformacji logarytmem dziesiętnym) ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu (150,51 Hz) dla wszystkich stanów zdatności ZSE obciążonego mocą elektryczną 250 kW

Para zmiennych	Test kolejności par Wilcoxona. Zaznaczone wyniki są istotne z p <0,05		
	n (ważnych)	Z	p
$\log_{10}$(spr) – $\log_{10}$(f 50%)	1370	0,99	0,32
$\log_{10}$(spr) – $\log_{10}$(up)	1370	2,55	0,01
$\log_{10}$(spr) – $\log_{10}$(p1)	1370	2,53	0,01
$\log_{10}$(spr) – $\log_{10}$(p2)	1370	1,41	0,16
$\log_{10}$(spr) – $\log_{10}$(p3)	1370	4,13	0,00
$\log_{10}$(spr) – $\log_{10}$(k1)	1370	3,08	0,00
$\log_{10}$(spr) – $\log_{10}$(k2)	1370	10,4	0,00
$\log_{10}$(spr) – $\log_{10}$(k3)	1370	6,90	0,00



Rysunek 8.13. Wykres ramka – wąsy widm (dane oryginalne) ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu (150,51 Hz) dla wszystkich stanów zdatności ZSE obciążonego mocą elektryczną 250 kW

8.9. Statystyki nieparametryczne Wilcoxona dla wszystkich stanów zdatności ZSE dla składowej harmonicznej 6,25 Hz

W podrozdziałach 8.1 oraz 8.2 dla obciążenia ZSE 250 kW i składowej harmonicznej 6,25 Hz wykonano dla:

a) ZSE w stanie pełnej zdatności, testy nieparametryczne ANOVA test Kruskala-Wallisa i test mediany,

b) ZSE w stanie pełnej zdatności, oraz w pięciu stanach częściowej zdatności, testy parametryczne „ANOVA" po transformacji zmiennych pierwiastkiem,

przyjmując, że są to grupy zmiennych niezależnych.

Postanowiono jednak sprawdzić czy istnieją istotne różnice statystyczne pomiędzy grupami traktując je jako grupy zmiennych zależnych. Nie testowano, czy dla silnika sprawnego próby pochodzą z jednej populacji gdyż dowiedziono tego w podrozdziale 8.1 wykonując test o większej mocy, test nieparametryczny ANNOVA Kruskala-Wallisa, który jest odpowiednikiem testu U Manna-Whitneya dla wielu N >2, prób niezależnych. W związku z tym, że:

a) Porównywane są ze sobą dwie próby zależne, N = 2, każda o liczności n = 31. Składały się one z wartości wyekstrahowanych z pełnych widm amplitud składowej harmonicznej rzędu $\frac{1}{2}$ (6,25 Hz) tj. ZSE w stanie pełnej zdatności oraz

ZSE w stanach częściowej zdatności z wprowadzoną niesprawnością (tzw. po ingerencji).

b) Kształt rozkładów wartości amplitud składowych harmonicznych znacznie odbiega od kształtu rozkładu normalnego, a próby ich transformacji pierwiastkiem i logarytmem dziesiętnym nie przyniosły wymaganych efektów.

do testowania różnic wytypowano nieparametryczny test o największej mocy, kolejności par Wilcoxona.

Z uwagi na małą liczność próby testy przeprowadzono tylko dla oryginalnych zmiennych. W eksperymencie hipotezy jak i poziom istotności sformułowano dla testów Wilcoxona tak samo jak w podrozdziale 8.8.

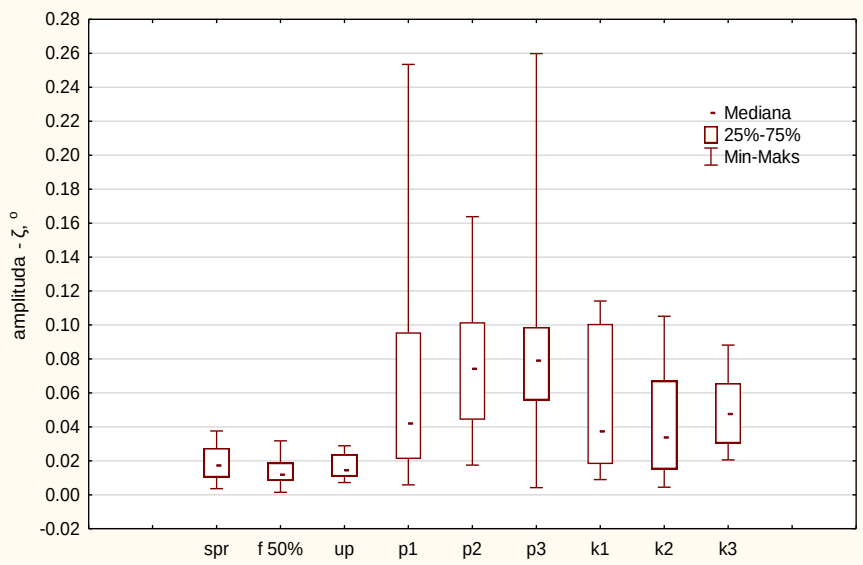
Otrzymane wyniki osmiu porównań (Tabela 8.25, Rysunek 8.14) wykazały, że:

a) nie było prób nieważnych o czym świadczy ta sama liczba *n* (ważnych).

b) dla grup zmiennych otrzymano 2 wyniki świadczące o braku istotnych różnic statystycznych pomiędzy badanymi zmiennymi. Dotyczyło to porównań dla ZSE w stanach częściowej zdatności: z zanieczyszczonym filtrem powietrza (f 50%) oraz z niesprawnością w kanale doładowującym powietrze (up).

Tabela 8.25. Wartości p i Z testów kolejności par Wilcoxona dla składowej harmonicznej 6,25 Hz dla wszystkich stanów zdatności ZSE obciążonego mocą elektryczną 250 kW

Para zmiennych	Test kolejności par Wilcoxona. Zaznaczone wyniki są istotne z p <0,05		
	n (ważnych)	*Z*	*p*
spr – f 50%	31	1,76	0,08
spr – up	31	0,31	0,75
spr – p1	31	3,51	0,00
spr – p2	31	4,86	0,00
spr – p3	31	4,72	0,00
spr – k1	31	3,37	0,00
spr – k2	31	3,25	0,00
spr – k3	31	4,80	0,00



Rysunek 8.14. Wykres ramka – wąsy widm składowej harmonicznej 6,25 Hz dla wszystkich stanów zdatności ZSE obciążonego mocą elektryczną 250 kW

8.10. Wnioski

1. Histogramy pojedynczych jak i 90 krotnych splotów drgań skrętnych dla ZSE w stanie pełnej zdatności wskazują, że posiadają one rozkład zbliżony do normalnego (Rysunek 8.2).
2. Histogramy pojedynczych jak i 90 krotnych splotów widm dla ZSE w stanie pełnej zdatności nie posiadają rozkładu normalnego. Histogramy posiadają kształty sumy wartości bezwzględnych prawej i lewej strony rozkładu normalnego i są podobne do rozkładu lognormalnego.
3. „Test ANOVA Kruskala-Wallisa i test mediany chi-kwadrat" dla stanu wzorcowego (ZSE w stanie pełnej zdatności) dla składowej harmonicznej 6,25 Hz dla obciążenia 250 kW wykazały, że pomiędzy próbami nie występują istotne różnice statystyczne (Tabela 8.13, Rysunek 8.8). Świadczyło to o powtarzalności wykonywanych serii pomiarowych, wszystkie próby (serie pomiarowe) pochodziły z tej samej populacji i było to podstawą do wykonywania dalszych porównań w konfiguracjach: ZSE w stanie pełnej zdatności oraz w stanach częściowej zdatności (z wprowadzoną niesprawnością).
4. Statystyki nieparametryczne „ANOVA Test Kruskala-Wallisa i test mediany" dla wszystkich stanów zdatności ZSE, dla składowej harmonicznej 6,25 Hz

dla obciążenia 250 kW wykazały, że istnieje taka sama liczba 36 porównań świadczących o występowaniu i niewystępowaniu istotnych różnic statystycznych (Tabela 8.15). Natomiast porównania w konfiguracjach: ZSE w stanie pełnej zdatności oraz w 8 stanach częściowej zdatności otrzymano 5 wyników świadczących o występowania istotnych różnic statystycznych pomiędzy badanymi próbami. Dotyczyło to porównań dla ZSE w stanach częściowej zdatności: (p1),(p2), (p3), (k1) i (k3).

5. Statystyki parametryczne ANOVA widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu (150,51 Hz) dla stanu wzorcowego (ZSE w stanie pełnej zdatności) wykazały, że pomiędzy próbami nie występują istotne różnice statystyczne (Tabela 8.18). Świadczyło to o powtarzalności wykonywanych serii pomiarowych, wszystkie próby (serie pomiarowe) pochodziły z tej samej populacji i było to podstawą do wykonywania dalszych porównań

   w konfiguracjach: ZSE w stanie pełnej zdatności oraz ZE w stanach częściowej zdatności (Rysunek 8.10). Zatem do oceny istotności przeciętnego zróżnicowania amplitud składowych harmonicznych w grupach stanów zdatności ZSE, które odzwierciedlały stan niesprawności można było używać testu analizy wariancji ANOVA.
6. Statystyki parametryczne ANOVA widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu (150,51 Hz) dla wszystkich stanów zdatności ZSE dla obciążenia 250 kW, testu post hoc C Dunnetta wykazały (Tabela 8.20, Rysunek 8.11), że istniało 30 porównań odpowiadających stanom zdatności silnika pomiędzy którymi występowały istotne różnice statystyczne. Natomiast dla porównań w konfiguracjach: ZSE w stanie pełnej zdatności (spr) oraz w 8 stanach częściowej zdatności (z wprowadzoną niesprawnością) otrzymano 2 wyniki świadczące o występowaniu istotnych różnic statystycznych pomiędzy badanymi próbami. Dotyczyło to porównań dla ZSE w stanach częściowej zdatności (k2), (k3).
7. Statystyki nieparametryczne ANOVA Kruskala-Wallisa widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu (150,51 Hz) dla wszystkich stanów zdatności ZSE dla obciążenia 250 kW" wykazały (tabela 8.21, Rysunek 8.12), że istniały 22 porównania odpowiadające stanom częściowej zdatności silnika

pomiędzy którymi występowały istotne różnice statystyczne. Natomiast dla porównań w konfiguracjach: ZSE w stanie pełnej zdatności oraz w 8 stanach częściowej zdatności, otrzymano 1 wynik świadczący o występowania istotnych różnic statystycznych. Dotyczyło to ZSE w stanie częściowej zdatności (k2).

8. Statystyki nieparametryczne test Wilcoxona widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu (150,51 Hz) dla wszystkich stanów zdatności ZSE dla obciążenia 250 kW wykazały (Tabele 8.23 i 8.24, Rysunek 8.13) wykazały, że dla grup zmiennych poddanych transformacji „logarytmem dziesiętnym" otrzymano 6 wyników świadczących o występowaniu istotnych różnic statystycznych Dotyczyło to porównań z ZSE w stanie częściowej zdatności: $\log_{10}$(up), $\log_{10}$(p1), $\log_{10}$(p3), $\log_{10}$(k1), $\log_{10}$(k2), $\log_{10}$(k3).
9. Statystyki nieparametryczne test Wilcoxona dla wszystkich stanów zdatności, dla składowej harmonicznej 6,25 Hz dla obciążenia 250 kW wykazały (Tabela 8.25, Rysunek 8.14), że dla grup zmiennych otrzymano 6 wyników świadczących o występowaniu istotnych różnic statystycznych Dotyczyło to porównań z ZSE w stanie częściowej zdatności: (p1), (p2), (p3), (k1), (k2), (k3).

Przy pomocy parametrycznych i nieparametrycznych testów statystycznych dla porównań wielokrotnych wykazano, że otrzymane widma dla różnych stanów zdatności ZSE drgań skrętnych:

a) nie różnią się przez przypadek,
b) różnią się nie przez przypadek.

Dodatkowo udowodniono, że otrzymane widma dla stanu wzorcowego – ZSE w stanie pełnej zdatności, pochodzą z jednej populacji wyników.

Najlepsze reakcje na wprowadzane niesprawności wykazały nieparametryczne testy kolejności par Wilcoxona wykonane dla obciążenia 250 kW. Dotyczyło to widm:

a) składowej harmonicznej 6,25 Hz,
b) ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu.

Były one w stanie ujawnić niesprawności wprowadzone w układzie wtryskowym. Otrzymane wartości *Z* były rożne dla poszczególnych niesprawności.

Do zbadania pozostaje wpływ stopnia rozwoju poszczególnych niesprawności układu wtryskowego na wartość tej jednostki Z np.:

a) różne stopnie nieszczelności pary precyzyjnej pompy wtryskowej,
b) różna liczba zakoksowanych otworów rozpylacza wtryskiwacza.

Po określeniu tego wpływu na przedziały otrzymanych wartości statystyk należałoby je ze sobą porównać w jakim stopniu przedziały te na siebie nachodzą.

9. Podsumowanie

9.1. Ogólna charakterystyka osiągniętych wyników

Dokonując podsumowania, należy zwrócić uwagę, że głównym celem pracy było sprawdzenie czy jest możliwa diagnostyka wybranych uszkodzeń okrętowego silnika tłokowego, w oparciu o analizę porównawczą składowych harmonicznych drgań skrętnych wału ZSE mierzonych czujnikami optycznymi.

Uzyskane rezultaty badań pozwalają na stwierdzanie, że cel pracy został osiągnięty. W rozdziale 6 potwierdzono tezę, która zakładała, że możliwy jest pomiar drgań skrętnych wału ZSE w oparciu o czujniki optyczne zmodyfikowanego Systemu Wspomagającego Kontrolę Napędu Statku ETNP-10.

W rozdziałach 7 i 8 udowodniono hipotezę która zakładała, że składowe harmoniczne drgań skrętnych wału ZSE mierzonych czujnikami optycznymi różnią się miedzy sobą w zależności od stanu zdatności ZSE i zawierają informację diagnostyczną o stanie technicznym elementów układów wtryskowego i doładowania.

W podrozdziale 7.2 udowodniono, hipotezę, że analiza porównawcza składowych harmonicznych drgań skrętnych wału ZSE mierzonych czujnikami optycznymi pozwala wyłonić symptomy diagnostyczne przydatne w rozpoznawaniu wybranych uszkodzeń elementów układów wtryskowego i doładowania.

Przeprowadzone w rozdziale 8 parametryczne i nieparametryczne testy statystyczne wykazały występowanie i niewystępowanie istotnych różnic statystycznych pomiędzy badanymi próbami i odpowiadającymi im stanom zdatności.

9.2. Poznawcze wyniki badań

W rozdziale 6 potwierdzono tezę, która zakładała, że możliwy jest pomiar drgań skrętnych wału ZSE w oparciu o czujniki optyczne zmodyfikowanego Systemu Wspomagającego Kontrolę Napędu Statku ETNP-10. Zaobserwowano, że wraz ze wzrostem obciążenia ZSE rosną wartości międzyszczytowe drgań skrętnych. W rozdziale 8 potwierdzono, że możliwe jest przekształcenie, zmierzonego czujnikami optycznymi, sygnału za pomocą dyskretnej transformacji Fouriera. Przebiegi pomierzonych drgań skrętnych były okresowo zmienne, spełniały również pozostałe warunki Dirichleta więc posiadają reprezentację w postaci szeregu Fouriera. Po dekompozycji sygnału drgań skrętnych za pomocą DFT główne składowe harmoniczne są wyraźnie widoczne

w widmie (Rysunek 7.2). Największą wartość amplitudy osiągała składowa harmoniczna spalania. Na wykresie widać również pozostałe główne składowe harmoniczne rzędów 2 (25 Hz), $2\frac{1}{2}$ (31,25 Hz), 3 (37,5 Hz), $3\frac{1}{2}$ (43,5 Hz).

W podrozdziale 7.2 udowodniono hipotezę, że analiza porównawcza składowych harmonicznych drgań skrętnych wału ZSE mierzonych czujnikami optycznymi pozwala wyłonić symptomy diagnostyczne przydatne w rozpoznawaniu wybranych uszkodzeń elementów układów wtryskowego i doładowania. W celu znalezienia różnic w rozkładach składowych harmonicznych dla różnych stanów zdatności ZSE przeprowadzono ich analizę statystyczną na podstawie klasycznego współczynnika zmienności. Po przeprowadzonej analizie otrzymanych sekwencji wartości logicznych różnic parametrów (d - d_n) dla poszczególnych składowych harmonicznych badanych stanów zdatności silnika ZSE stwierdzono, że:

a) otrzymane sekwencje dla danego stanu zdatności silnika różnią się między sobą w zależności od obciążenia,
b) otrzymane sekwencje dla danego obciążenia różniły się między sobą w zależności od stanu zdatności silnika,
c) możliwe jest określenie minimalnego zakresu częstotliwościowego aby wspólnie występowały różnice określone w podpunktach a i b.

Powyższe prowadzi do konkluzji, że możliwa jest identyfikacja stanów zdatności silnika za pomocą sekwencji zawierającej się w zakresie częstotliwościowym od składowej harmonicznej pierwszego (12,5 Hz) do piątego rzędu (62,5 Hz). W tabelach od 7.5 do 7.13 te zakresy uwidoczniono za pomocą pogrubienia obramowania fragmentu tabeli.

Przeprowadzone w rozdziale 8 parametryczne i nieparametryczne testy statystyczne wykazały występowanie i niewystępowanie istotnych różnic statystycznych pomiędzy badanymi próbami odpowiadającymi stanom zdatności. Testem statystycznym dotyczącym porównań wielu grup wykazującym największą reakcję na wprowadzone niesprawności był test nieparametryczny „ANOVA Test Kruskala-Wallisa i test mediany” dla wszystkich stanów zdatności ZSE, dla składowej harmonicznej 6,25 Hz dla obciążenia 250 kW. Otrzymano 5 wyników świadczących o występowania istotnych różnic statystycznych pomiędzy badanymi próbami. Dotyczyło to porównań dla ZSE w stanach częściowej zdatności (p1),(p2), (p3), (k1) i (k2). Natomiast zastosowane testy

nieparametryczne (porównujące dwie grupy) Wilcoxona, dla wszystkich stanów zdatności ZSE dla obciążenia 250 kW:

a) widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu (150,51 Hz)
b) dla składowej harmonicznej 6,25 Hz,

wykazały taką samą reakcję dotyczącą liczby uzyskanych wyników. Uzyskano po 6 porównań świadczących o występowania istotnych różnic statystycznych pomiędzy badanymi próbami. Wyniki te jednak różniły się odnośnie wykrywanych różnic pod względem stanu zdatności ZSE. Test dla składowej 6,25 Hz nie wykrywał różnic dla uszkodzonej (p2) i (f 50%) natomiast test dla widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu nie wykrywał różnic dla (up) i (f 50%).

9.3. Utylitarne wyniki badań

Usunięcie awarii i realizacja zapobiegawczych programów konserwacyjnych w trakcie pobytu statków konwencjonalnych (z załogą) na morzu opiera się na wykorzystaniu do tych zadań załogi. Pozwala to na korzystanie z mniej kosztownych konfiguracji maszyn, wymagających częstych działań związanych z utrzymaniem prewencyjnym i mających mniejszą niezawodność. Brak stałej załogi na pokładzie zasadniczo zmniejsza zdolność do wykonywania w trakcie rejsów morskich działań zapobiegawczych i naprawczych w zakresie konserwacji „ręcznej" na statkach. Oznacza to, że systemy niezbędne do pracy należy projektować tak, aby były odporne na awarie i posiadały wydłużone okresy międzyobsługowe. Brak stałej załogi wymaga również wprowadzenia skutecznej diagnostyki. Powszechny trend wydaje się dotyczyć zdalnego monitorowania i kontroli z centrów usług na lądzie, prowadzonych przez producenta. Poznawcze wyniki badań pozwalają na stwierdzenie, że odpowiednim do takich zastosowań może być optyczny układ pomiarowy drgań skrętnych wału. Taki bezinwazyjny układ rejestracji sygnału o relatywnie prostej konstrukcji, dużej niezawodności działania i pozwalający na realizację pomiarów w sposób ciągły może być dobrą alternatywą w stosunku do złożonych systemów pomiarowych wykorzystywanych w diagnostyce silników tłokowych (np. indykatorów elektronicznych).

Tak pozyskane sygnały mogą być bez istotnych przeszkód technicznych przesyłane do centrów usług na lądzie i tam poddawane specjalistycznej analizie.

Centra te muszą być jednak wyposażone w odpowiednie algorytmy obróbki otrzymanych sygnałów aby były w stanie wyłonić wskazane w pracy symptomy

diagnostyczne. Powyższe powinno prowadzić do wykrywania wybranych niesprawności, praktycznie w sposób zautomatyzowany.

9.4. Proponowane kierunki dalszych prac

Uzyskane wyniki, nie dostarczyły jednoznacznych informacji na temat częstości występowania nierównomierności biegu silnika (Tabela 7.2). Dokładna częstość występowania tych anomalii w poszczególnych kolejnych cyklach pracy silnika ZSE, na obecnym etapie badań jest niemożliwa do wychwycenia ponieważ przy pomiarze drgań dla 10 OWK, najmniejszy odstęp czasowy pomiędzy pomiarami to 2 minuty czyli 1500 OWK. W celu zbadania częstotliwości występowania odchyleń należy zwiększyć liczbę OWK dla których pobierany jest sygnał skręcenia. Następnie ten sygnał należy podzielić na fragmenty odpowiadające 10 OWK (1024 sekcje) i dla każdego z nich wykonać transformację Fouriera celem porównania uzyskanych widm.

Należałoby również sprawdzić jaki byłby rozkład widma dla sygnału pobranego z np. 40 OWK co odpowiadałoby długości DFT 4096 sekcji. Zwiększenie liczby OWK wpłynie korzystnie na dokładne rozróżnienie składowych częstotliwościowych, ale zwiększy czas otrzymywania transformaty.

W pracy używano tylko jednego spektrogramu DFT opartego o algorytm Cooley-Tukeya stosującego wygładzające okno Hamminga, celowym jest sprawdzenie jak na rozkład widm wpłynie zastosowanie innych okien.

Na silniku ZSE wprowadzano niesprawności o zauważalnym wpływie na jego parametry pracy, wskazane jest przeprowadzenie pomiarów dla niesprawności o różnym stopniu rozwoju, celem określenia:

a) minimalnych wartości progowych dla których możliwe jest wychwycenie różnic w otrzymywanych widmach np. dla rozpylacza wtryskiwacza ze zwiększaną liczbą zakoksowanych otworów wtryskowych,
b) ich wpływu na przedziały otrzymanych wartości statystyk testowych (Z, p),
c) przedziałów wartości współczynnika zmienności V_s.
d) wyznaczenia trendów zmian.

Powyższe będzie stanowiło podstawę do opracowania modeli matematycznych opisujących powiązania między rozwojem niesprawności a wskazanymi w pracy symptomami diagnostycznymi.

Bibliografia

1. Wernecke W., Lueke W., Clarke L., Louis J., Kempsel S.: *Fuels of the Future*, 27th International Vienna Motor Symposium 2006, Vienna, 2006.
2. Woodyard D.: *Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines* - 9th Edition, 2009, p.834.
3. Wietrzyk B., Adamkiewicz A: *The efficiency of exhaust power gas turbine application in marine power plant systems*, Journal of POLISH CIMAC, Gdańsk University of Technology, vol. 4, no. 1, pp. 7-16, 2009.
4. Mańczak J., Przewoźny W., Kopczyński M.: *Evolution of two-stroke marine diesel engines design in H. Cegielski-Poznań S.A. production*, Combustion Engines, Combustion Engines,126 (3), pp. 3–37, 2006.
5. Michalski R., Adamkiewicz A.: *Zastosowanie cieplnych maszyn wirnikowych w nowych technologiach energetycznych środków transportu morskiego,* ss. 1-10, Autobusy 6/2010.
6. www.geae.com/engines/marine (data dostępu 11.10.2018).
7. Sugimoto T., Imai K., Miyaji H., Nakanishi K., Hamachi Y., Arai M.: *Research and Development of Gas Turbine for Next - Generation Marine Propulsion System (Super Marine Gas Turbine)*, in Proceedings of the International Gas Turbine Congress, pp. 1-6, Tokyo, 2003.
8. Kosowski K.: *Ship Turbine Power Plants, Fundamentals of Thermodynamical Cycles,* Foundation for the Promotion of Maritime Industry, Gdańsk 2005.
9. Witkowski K.: *Sposoby zwiększania sprawności siłowni okrętowej przez napęd prądnic od silnika głównego oraz zastosowanie turbin mocy*, Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Gdyni, nr. 46, 2002.
10. Murawski L.: *Wpływ doboru typu silnika głównego oraz jego umiejscowienia na drgania kadłuba i nadbudówki statku*, Logistyka, ss. 7687-7696, Czerwiec 2014.
11. Łukasik Z., Łosiewicz Z.: *Zespół napędowy spalinowo - elektryczny na statkach offshore – założenia projektowe w aspekcie zdatności do wykonania zadania eksploatacyjnego i bezpieczeństwa żeglugi*, Autobusy, ss. 886–889, 2017.
12. https://marine.mandieselturbo.com/docs/librariesprovider6/marine-broschures/diesel-electric-drives-guideline.pdf (data dostępu 11.10.2018).

13. Łosiewicz Z.: *Analiza przydatności innowacyjnych źródeł energii do napędów urządzeń w zastosowaniu morskim, jako rozwiązań alternatywnych do napędów zasilanych paliwami węglowodorowymi*, Logistyka, ss. 2937-2946, 2015.
14. https://www.crsl.com/samples/wsm2003.pdf (data dostępu 11.10.2018).
15. http://dieselturbo.man.eu (data dostępu 11.10.2018).
16. Suzuki T., Sakurai Y., Akasaka Y.: *Exhaust Emissions of a DI Diesel Engine Fueled with Blends of Biodiesel and Low Sulphur Diesel Fuel*, SAE Technical Paper Series, no. 972998, 1997.
17. Dibble R.W., Buchholz B.A., Cheng A.S.: *The Effect of Oxygenates on Diesel Engine Particulate Matter*, SAE Technical Paper Series , no. 1705, styczeń 2002.
18. Merkisz J.: *Emisja cząstek stałych przez silniki spalinowe o zapłonie samoczynnym*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 1997.
19. Monaghan M.L., *Future Gasoline and Diesel Engines*, World Automotive Congress FISITA, Seoul, 2000.
20. https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/hydraulic-pumps-motors/article/21884914/torsional-vibration-analysis-critical-to-tier4-engine-and-powertrainsystem-success (data dostępu 12.11.2019).
21. Pearce F.: *Confessions of an eco-sinner : Tracking down the sources of my stuff*, 5th ed. Beacon Street Boston, Massachusetts 02108-2892, 2008.
22. http://www.imo.org/en/MediaCentre/HotTopics/Pages/Fishing.aspx. (data dostępu 20.03.2022).
23. https://www.transportenvironment.org/wp-content/uploads/2021/07/One-Corporation-to-Pollute-Them-All_English.pdf (data dostępu 20.03.2022).
24. https://www.statista.com/statistics/264024/number-of-merchant-ships-worldwide-by-type (data dostępu 20.03.2022).
25. www.transportenvironment.org/press/luxury-cruise-giant-emits-10-times-more-air-pollution-sox-all-europe's-cars (data dostępu 20.03.2022).
26. Wallace S.W., Wang X., Gu Y.: *The impact of bunker risk managment on CO_2 emmision in MT under ECA regulations*, NHH (Institutt for Foretaksøkonomi Department of Business And Management Science), 2016.
27. https://www.focus.pl/artykul/kontenerowce-truja (data dostępu 14.04.2018).
28. https://marine.man-es.com/docs/librariesprovider6/technical-papers/how-to-influence-co2.pdf?sfvrsn=db635aa2_18 (data dostępu 14.04.2018).

29. Wysocki J.: *Modyfikacja układu do pomiaru przebiegu ciśnienia spalania okrętowego silnika tłokowego Sulzer AL25/30*, Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Gdyni, nr. 108, ss. 168-180, 2018.
30. Kowalski J.: *Wykorzystanie składu spalin w diagnostyce czterosuwowych silników okrętowych*, Monograficzna seria wydawnicza. Biblioteka Problemów Eksploatacji – Studia i Rozprawy, 2015.
31. Łukasiewicz M., Żółtowski B.: *Diagnostyka drganiowa maszyn*, Bydgoszcz: Wydawnictwo Naukowe Instytutu Technologii Eksploatacji - PIB, Radom, 2012.
32. Grządziela A., Charchalis A.: *Diagnosing of naval gas turbine rotors with the use of vibroacoustic parameters*, Condition Monitoring and Diagnostic Engineering. Management, Polish Maritime Research, vol. 7, no. 3, pp. 14-17, Gdańsk, 2000.
33. Randall R.B., Guillet F., El Badaoui M., Hoisnard C., Desbazeille M.: *Model-based diagnosisof large diesel engines based on angular speed variations of the crankshaft*, Mechanical Systems and Signal Processing, no. 24, pp. 1529–15, 2010.
34. Steel J.A., Reuben R.L. Fog T.L., El-Ghamry M.: *Indirect measurement of cylinder pressure from diesel engines using acoustic emission*, Mechanical Systems and Signal Processing, no. 19, pp. 751–765, 2005.
35. Kluczyk M.: Grządziela A.: *Detection of changes in the opening pressure of marine engine injectors using vibration methods*, Naše more 67(1), pp. 1-8, 2020.
36. Kluczyk M.: Grządziela A.: *Vibration diagnostics of common rail injectors*, Journal of Marine Engineering and Technology, vol. 16, issue 4, pp. 177 – 1842, 2017.
37. Dąbrowski Z., Chiliński B.: *Identification of a model of the crankshaft with a damper of torsional vibrations*, Journal of Vibroengineering, vol. 19, issue 1, pp. 539–548, 2017.
38. Wojnar G., Burdzik R., Konieczny Ł., Warczek J., Czech P.: *Application of the discrete wavelet transform and probabilistic neural networks in IC engine fault diagnostics*, Journal of Vibroengineering, vol. 16, no. 4, 2014.
39. Dąbrowski Z., Zawisza M.: *Investigations of the vibroacoustic signals sensitivity to mechanical defects not recognised by the OBD system in diesel engines*, Solid State Phenomena, no. 180, pp. 194–199, 2012.

40. Grządziela A.: Kluczyk M.: *Vibration Diagnostics of Marine Diesel Engines Malfunctions Connected with Injection Pumps Supported by Modelling*, Naše more 67(3) pp. 209-216, 2020.
41. Łazarz B., Wojnar G., Matyja T., Dąbrowski Z.: Czech P.: *Application of the discrete wavelet transform and probabilistic neural networks in SI engine valve fault diagnostics*, 20th International Congress on Sound and Vibration, ICSV vol. 1, pp. 843-848, 2013.
42. Gu F., Ball A.D., Albarbar A.: *Diesel engine fuel injection monitoring using acoustic measurements and independent component analysis*, Measurement, no. 43, pp. 1376–1386, 2010.
43. Wojnar G., Burdzik R., Konieczny Ł., Warczek J. Czech P.: *Application of the discrete wavelet transform and probabilistic neural network in IC engine fault diagnostics*, Journalof Vibroengineering, vol. 16, no. 4, pp.1619-1639, 2014.
44. Liščák Š., Figlus T.: *Assessment of the vibroactivity level of SI engines in stationary and non-stationary operating conditions*, Journal of Vibroengineering, vol. 16, no. 3, pp. 1349–1359, 2014.
45. Péton N , Cousin G , Denisot N, Grislin C: *Field measurement techniques and instrumentation for torsional vibrations determination*, Torsional Vibration Symposium, Salzburg, Austria, 2017.
46. Holm J.: *Comparison of methods to measure torsional vibration*, Electrical Engineering, Vaasa 2014.
47. Britte L., Janssens K., Mundo D., Desmet W., Palermo A.: *Various torsional vibration measurement methods for optimal trade-off between high accuracy and ease of instrumentation*, Torsional Vibration Symposium 2014.
48. Publikacja 28/P – Próby silników spalinowych, Polski Rejestr Statków S.A., 2019.
49. MAN B&W Diesel A/S, Vibration Characteristics of Two - stroke Low Speed Diesel Engines 2nd edition revised from P. 8703-165, Copenhagen 1988.
50. G., Hwangb S., K Choc K., Kim U.: Kima Y.: *Characteristics of propulsion shafting system in ships with engineacceleration problems in the barred speed range*, Ocean Engineering vol. 145, pp. 479-491, 2017.

51. Kowalak P.: *Speed irregularity characteristic of low speed, two - stroke marine diesel engine applied as vessel's main propulsion*, Journal of KONES Powertrain and Transport, , vol. 15, no. 4, 2008.
52. Bülte H., Koch F., Heim K., Kampichler G.: *Handbook of Diesel Engines*, Verlag Berlin Heidelberg, Springer, pp. 559-608, 2010.
53. https://www.dnvgl.com/news/increased-risk-of-shaft-fatigue-due-to-long-time-for-passing-barred-speed-range-bsr--126545 126545 (data dostępu 20.09.2021).
54. Juhlin N., Kalyankar D., Roeser H.: *Connecting rod failures on a large four-stroke diesel engine caused by the dynamic interaction between the crankshaft and connecting rod*, Torsional Vibration Symposium, Salzburg, 2014.
55. Rules For Classification Ship, Part 4 Chapter 2 Section 4, DNV GL, July 2019.
56. https://www.dnv.com/news/dnv-gl-rules-for-ships-july-2019-edition-151432 (data dostępu 10.09.2021)
57. Kiciński J.: *Non-linear vibrations as a new diagnostic tool - crack detection example*, Diagnostyka, vol. 30, T. 1, pp. 249-256, 2004.
58. https://www.britannica.com/biography/George-Wallace-Melville (data dostępu 10.06.2021)
59. http://www.encyclopediaofukraine.com/display.asp?linkpath=pages%5CT%5CI%5CTimoshenkoStephen.htm (data dostępu 10.06.2021).
60. Device for damping vibrations of bodies, patent nr US 989958A z dnia 18.04.1911.
61. Filcek P. F.G., Mathieson S., Stainsby J., Zhang L., Banisoleiman K., A.: *Full scale investigation of torsional vibration failure of a marine propulsion system intermediate shaft,* Torsional Vibration Symposium, Salzburg 2014.
62. http://www.norwayheritage.com/p_ship.asp?sh=polan (data dostępu 10.06.2021).
63. http://vulcanus.3me.tudelft.nl/resources/History-marine-diesel-engine-Vulcanus-versus-Selandia.pdf (data dostępu 10.06.2021).
64. https://www.dailytelegraph.com.au/news/today-in-history/sinking-of-ss-principessa-mafalda-was-italys-titanic-moment/news-story/fe2fd432b0fe6b4dca3b0207b1e5d50f, (data dostępu 09.07.2020).
65. Batrak Y.: *Torsional vibration calculation issues with propulsion systems*, Shaftdesigner c/o machine Support B.V, no. 28041063, 2020.

66. Naldi L.: *New approach to torsional vibration monitoring*, Turbomachinery Symposium, Houston, TX, USA, 2011.
67. Dziurdź J., Dąbrowski Z.: *Analiza porównawcza drgań skrętnych wału korbowego z drganiami poprzecznymi korpusu silnika*, Logistka 2014/6.
68. LMS International, Siemens Business, Academy – Technology information, Torsional vibration measurement and analysis white paper, Siemens, 2018.
69. Juda Z., Gajek A.: *Czujniki*, Warszawa, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 2008.
70. Gómez F.C., Marín F.: Meroño P.A.: *Measurement Techniques of Torsional Vibration in Rotating Shafts*, Tech Science Press CMC, vol.44, no.2, pp.85-104, 2014.
71. Britte L., Janssens K.: *Comparison of torsional vibration measurement*, Techniques, Proceedings of ISMA2012-USD, pp. 1447-1462, 2012.
72. www.tenmex.pl/index.php?action=tensometr&numer=40 (data dostępu 09.07.2020).
73. [Online]. http://www.vishaypg.com/docs/11334/250us.pdf (data dostępu 09.07.2020).
74. Binsfeld Engineering Inc., *Shaft strain gaging*, Quick reference guide, Binsfeld.com, 2020.
75. https://binsfeld.com/what-is-a-strain-gage-and-how-does-it-work/ (data dostępu 09.07.2020).
76. http://www.datum-electronics.co.uk/news/experts-in-torque-measurement.aspx (data dostępu 09.07.2020).
77. Johnsson R.: *Cylinder pressure reconstruction based on complex radial basis function network from vibration and speed signals*, Mechanical Systems and Signal Processing 20(8), 2006.
78. Korczewski Z., Bruski S.: *Metoda diagnozowania OTSS w eksploatacji*, Budownictwo Okrętowe LXV, nr 598, 2004.
79. Randall R.B., Guillet F., El Badaoui M., Hoisnard C., Desbazeille M.: *Model based diagnosis of large diesel engines based on angular speed variations of the crankshaft*, Mechanical Systems and Signal Processing 24, 2010.

80. Polanowski S.: *Studium metod analizy wykresów indykatorowych w aspekcie diagnostyki silników okrętowych,* Zeszyty Naukowe AMW nr 169A, Gdynia 2007.
81. Łutowicz M.: *Badanie błędu pomiaru średniego ciśnienia indykowanego silnika okrętowego*, Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej nr 2, Gdynia 2002.
82. Shigenghio K., Inada F., Kato M., Ishihara K., Nishihara T., Nishihara T., Mureithi N.W., Langthjem M.A., Nakamura T.: *Flow-Induced Vibrations*, Classifications and Lessons from Practical Experiences, Elsevier 2016.
83. Łutowicz M.: *Badania wstępne możliwości oceny stanu technicznego układów cylindrowych silnika na podstawie analizy procesu sprężania*, Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej rok XLV nr 2 (157), Gdynia 2004.
84. Gruca M., Grzelka J., Cupiał K.: *Korelacja fluktuacji pracy indykowanej z fluktuacjami prędkości obrotowej wału korbowego i natężenia prądu generowanego w zespole prądotwórczym*, Silniki spalinowe, nr 2/2006.
85. Gruca M.: *Analiza związku drgań kątowych kadłuba i prędkości obrotowej z pracą poszczególnych cylindrów silnika tłokowego*, Logistyka 6/2014.
86. Neill W.S., Brown T.S.: *Determination of engine cylinder pressure from crankshaft speed fluctuations,* SAE Paper 920463, pp. 771–779, 1992.
87. O'Higgens J.E., Chen L.Y., Citron S.J.: *Cylinder by cylinder engine pressure and pressure torque waveform determination utilizing speed fluctuations,* SAE Transactions, Section 3, SAE 890486, pp. 933–947, 1989.
88. Cavina N., Ponti F., Moro D.: *In-cylinder pressure reconstruction based on instantaneous engine speed signal*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 124, pp.220-225, 2002.
89. Connolly F.T., Rizzoni G.: *Estimate of IC engine torque from measurement of crankshaft angular position,* SAE Transactions, Section 3, SAE 932410, pp. 1937–1947, 1993.
90. Daniere J., Guillet F. Antoni J.: *Effective vibration analysis of ic engines using cyclostationarity. Part II - new results on thereconstruction of the cylinder pressures*, Journal of Sound and Vibration 257(5), pp. 839–856, 2002.
91. Bowe M., Stone C. R., McFadden P., Ball J.: *Torque Estimation and Misfire Detection using Block Angular Acceleration*, SAE Technical Paper Series 2000-01-0560, 2000.

92. Toşrk C., Boşhme J., Koşnig D.: *Design of optimum periodic time varying filters for applications in combustion diagnosis of car engines,* International Conference on Acoustics Speech and Signal Processing, 1995.
93. Lyon R. H.: *Vibration based diagnostics of machine transients,* Sound and Vibration, pp. 18–22, 1988.
94. DeJong R. G., Lyon R. H.: *Design of a high-level diagnostic system,* Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design vol.106, pp. 17–21, 1984
95. Wendeker M.: *Chwilowa prędkość kątowa i kąt skręcenia wału korbowego jako sygnały diagnostyczne,* III Krajowa Konferencja - Diagnostyka techniczna urządzeń i systemów, Szczyrk, 10-13 października 1995.
96. Wituszyński K.: *Prędkość kątowa i moment obrotowy jako nośnik informacji o stanie silnika spalinowego,* Studium teoretyczno-eksperymentalne, Lubelskie Towarzystwo naukowe, Lublin 1996.
97. Borkowski W., Piętak A.: *Analiza pomiarów prędkości obrotowej i obliczeń przyspieszeń kątowych wału korbowego do celów diagnostycznych,* SILWOJ'99, 1999.
98. Rosłanowski J.: *Próba zastosowania metod analizy autokorelacyjnej i widmowej do nadzoru okrętowego silnika spalinowego na przykładzie zmian momentu obrotowego wywoływanych zakłóceniami wtrysku paliwa,* Politechnika Poznańska WMRiP 1982.
99. Bruski S.: dysertacja: *Zastosowanie metod analizy częstotliwościowej drgań skrętnych wału napędowego do identyfikacji stanu technicznego wtryskiwaczy paliwa średniobrotowego silnika okrętowego w eksploatacji*, Gdańsk 2005.
100. Dereszwski M.: dysertacja: *Ocena możliwości pozyskania informacji diagnostycznej o pracy silników okrętowych i układów napędowych w oparciu o dyskretnie mierzoną prędkość kątową*, Gdynia 2013.
101. Pawletko R: *Możliwości diagnozowania wybranych uszkodzeń aparatury wtryskowej silnika z zapłonem samoczynnym w oparciu o przebieg wykresu indykatorowego,* XII Konferencja - Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów, Bydgoszcz-Borówno, 2005.
102. Polski Rejestr Statków, Przepisy klasyfikacji i budowy statków morskich: Część VII- Silniki, mechanizmy, kotły i zbiorniki ciśnieniowe, s. 25, 2019.

103. Polski Rejestr Statków, Przepisy klasyfikacji i budowy statków śródlądowych, Część VI: Urządzenia maszynowe i instalacje rurociągów 2019, s. 29, 2019.
104. Bajger A.: monografia: *Zastosowanie fal sprężystych emisji akustycznej do diagnozowania układów wtryskowych okrętowych silników spalinowych*, Fotobit, Kraków, 2012.
105. https://www.portalmorski.pl/stocznie-statki/36802-statek-zbudowany-w-remontowa-shipbuilding-sa-w-testach-zdalnego-sterowania-video (data dostępu 09.07.2020).
106. https://www.oneseaecosystem.net/wpcontent/uploads/sites/2/2017/08/onesea_roadmaps-august-2017_paivi-haikkola_rev.pdf (data dostępu 03.05.2017).
107. https://www.portalmorski.pl/zegluga/44293-unia-europejska-wspiera-autonomiczna-zegluge (data dostępu 06.06.2020).
108. https://www.rolls-royce.com/~/media/Files/R/Rolls-Royce/documents/customers/marine/ship-intel/aawa-whitepaper-210616.pdf (data dostępu 06.06.2019).
109. Castro-Linares R., Molinar-Monterrubio J.: *Sliding Mode Observer for Internal Combustion Engine Misfire Detection*, Fourth Congress of Electronic Robotics and Automotive Mechanics, IEEE Computer Society Mexico, 2007.
110. Łutowicz M.: *Unsteady angular speed of diesel engine crankshaft preliminary examination*, Journal of KONES Powertrain and Transport, vol. 19, no 4, 2012.
111. Grzeszczyk R., Boguś P., Merkisz J.: *Wykrywanie zjawiska wypadania zapłonów na podstawie chwilowej wartości przyspieszenia kątowego wału silnika dla potrzeb systemów OBD i ich homologacji*, Materiały konferencji KONES 2002.
112. Feese T.: *Coupling failures in VFD motor / fan systems due to torsional vibration*, Torsional Vibration Symposium 2017.
113. Navale L.G., Nandgaonkar M.R., Butala D.S., Kunamalla S., Gawande S. H.: *Detecting Power Imbalance in Multi-Cylinder Inline Diesel Engine Genset*, Journal of Electronic Science And Technology, vol. 8, no. 3, 2010.
114. Navale L.G., Nandgaonkar M. R., Butala S., Kunamalla S., Gawande S.H.: *Research Article Fault Detection of Inline Reciprocating Diesel Engine: A Mass and Gas-Torque Approach*, Advances in Acoustics and Vibration, Article ID 314706, Hindawi Publishing Corporation, vol. 2012.

115. Dereszewski M.: *Monitoring of torsional vibration of a crankshaft by instantaneous angular speed observations*, Journal of KONES Powertrain and Transport, vol. 23, no. 1, 2016.
116. Drewing S., Witkowski K.: *Spectral Analysis of Torsional Vibrations Measured by Optical Sensors, as a Method for Diagnosing Injector Nozzle Coking in Marine Diesel Engines*, Sensors 21, 775, 2021.
117. Johnsson R.: *Cylinder pressure reconstruction based on complex radial basis function networks from vibration and speed signals*, Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 8, no. 20, pp. 1923-1940, 2006.
118. Tromp CAJ., Klein Woud J. Bonnier JS.: *Decoding torsional vibration recordings for cylinder process monitoring*, Copenhagen, in Proceedings 22nd CIMAC international Congress On Combustion Engines, Kopenhagen, 1998.
119. Korczewski Z., Rudnicki j.: *Diagnostic testing of marine propulsion systems with internal combustion engines by means of vibration measurement and results analysis*, Combustion Engines vol. 154(3), 2013.
120. Kiciński J.: *Dynamika wirników i łożysk ślizgowych*, Wydawnictwo IMP PAN, s. 286, Gdańsk 2005.
121. Witkowski K.: *Badania wpływu wybranych uszkodzeń silników okrętowych na parametry pracy silnika i skład spalin*, Autobusy, no. 4, pp. 95-101, 2016.
122. Korczewski Z.: *Badania diagnostyczne okrętowych tłokowych silników spalinowych*, Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej, nr 2 (157) 2004.
123. http://www.polishcimeeac.pl/files/all_12_1.pdf (data dostępu06.06.2019).
124. Joint Hull Committee Report, Marine Engine Damage due to Catalytic Fines in Fuel, London, 2013.
125. Czyż W.: *Mechanika ogólna, Część IV B, Drgania mechaniczne*, AMW Gdynia 1993.
126. Lekcharoen S., Kim HJ.: *A Cooley-Tukey modified algorithm in Fast Fourier Transform*, Korean Journal of Mathematics 19(3) no. 3, pp. 243–253, 2011.
127. Harris F.J.: *Multirate FIR filters for interpolating and desampling*, Handbook of Digital Signal Processing, Academic Press, Inc, San Diego, pp. 173-287, 1987.
128. https://sound.eti.pg.gda.pl/~greg/dsp/01-AnalizaWidmowa.html (data dostępu (06.10.2021)

129. https://ioisp.el.pcz.pl/images/instrukcje/air/Cyfrowe%20Przetwarzanie%20Sygnalow/Laboratoria/Cw.1%20Dyskretne%20sygnaly%20deterministyczne%20i%20analiza%20widmowa.pdf. (data dostępu 06.10.2021).
130. Drewing S., Dereszewski M.: *Decomposition of harmonic wavelets of torsional vibrations as basis for evaluation of combustion in compression-ignition engines*, Journal of KONES, vol. 23, no. 1, pp. 99-106, 2018.
131. http://wm.umg.edu.pl/wyklady/Mechanika/Mechanika_Stosowana/Mechanika_Analityczna_6_L_Murawski_2020.pdf (data dostępu 06.10.2021)
132. http://zet10.ipee.pwr.wroc.pl/cyf/cps_w08_v9.pdf (data dostępu 06.10.2021).
133. Szczepański T., Chłopek Z.: *Metoda oceny użytkowych właściwości silnika spalinowego w stanach dynamicznych* – rozprawa doktorska, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2015.
134. Charchalis A., Murawsk L.: *Simplified method of torsional vibration calculation of marine power transmission system*, Marine Structures, vol. 39, pp. 335-349, 2014.
135. https://cyrkiel.info/statystyka/minimalna-liczebnosc-proby/ (data dostępu 08.10.2019).
136. https://mfiles.pl/pl/index.php/Wsp%C3%B3%C5%82czynnik_zmienno%C5%9Bci (data dostępu 06.10.2021).
137. Christopher D. Barr, Mine Çetinkaya-Rundel, David M. Diez: *OpenIntro Statistics*, CreateSpace 2nd ed, Lexington, KY English 2012.
138. Cornell J.,R., Benjamin C.,A.,: *Rachunek prawdopodobieństwa, statystyka matematyczna i teoria decyzji dla inżynierów*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1977.
139. https://stat.gov.pl/metainformacje/slownik-pojec/pojecia-stosowane-w-statystyce-publicznej/2922,pojecie.html (data dostępu 03.10.2021).
140. http://kgohz.sggw.pl/wp-content/uploads/2016/03/ANOVA-podsumowanie.pdf (data dostępu 03.10.2021).
141. Volk W.: *Statystyka stosowana dla inżynierów*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1973.
142. http://home.agh.edu.pl/~mmd/_media/dydaktyka/adp/testy_nieparametryczne.pdf (data dostępu 03.10.2021).

ZAŁĄCZNIK

Tabele wartości:

a) współczynnika zmienności $V_{s,}$

b) *parametrów d, d_n*

dla różnych obciążeń i stanów zdatności silnika ZSE.

Tabela 1. Wartości współczynnika zmienności dla ZSE z silnikiem z wprowadzoną niesprawnością w układzie ładowania powietrzem. ZSE obciążony mocą elektryczną 250 kW

Częstotliwość [Hz]	V_s		
	Sprawny	Upust powietrza za spr. turbospr	Zanieczyszczony filtr
6,59	62	41	56
12,08	40	26	26
18,68	30	40	26
25,27	43	51	59
31,86	29	21	27
37,35	26	20	18
43,95	39	12	7
50,54	44	40	30
56,03	55	33	60
62,62	47	26	14
69,21	42	39	37
74,71	49	60	41
81,30	48	31	21
87,89	53	50	43
93,38	37	30	23
99,98	63	39	40
106,57	49	54	50
112,06	25	20	10
118,65	69	48	40
125,24	69	98	56
130,74	36	43	26
137,33	46	40	33
143,92	47	26	37
150,51	37	40	25

Tabela 2. Wartości parametrów d i d_n dla ZSE z silnikiem z jednym zakoksowanym rozpylaczem wtryskiwacza. ZSE obciążony mocą elektryczną 250 kW

Częstotliwość [Hz]	*d*, d_n		
	Sprawny	Upust powietrza za spr. turbospr	Zanieczyszczony filtr
6,59	2	1	2
12,08	1	1	1
18,68	1	1	1
25,27	1	2	2
31,86	1	0	1
37,35	1	0	0
43,95	1	0	0
50,54	1	1	1
56,03	2	1	2
62,62	2	1	0
69,21	1	1	1
74,71	2	2	1
81,30	2	1	0
87,89	2	2	1
93,38	1	1	0
99,98	2	1	1
106,57	2	2	2
112,06	1	0	0
118,65	2	2	1
125,24	2	2	2
130,74	1	1	1
137,33	2	1	1
143,92	2	1	1
150,51	1	1	0

Tabela 3. Wartości współczynnika zmienności dla ZSE z silnikiem z jednym zakoksowanym rozpylaczem wtryskiwacza. ZSE obciążony mocą elektryczną 250 kW

Częstotliwość [Hz]	V_s			
	Sprawny	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 1	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 2	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 3
6,59	62	67	69	40
12,08	40	39	43	20
18,68	30	34	36	23
25,27	43	55	60	37
31,86	29	23	21	22
37,35	26	29	38	23
43,95	39	36	39	39
50,54	44	52	55	33
56,03	55	61	55	53
62,62	47	47	36	31
69,21	42	41	32	22
74,71	49	62	93	47
81,30	48	51	54	39
87,89	53	51	62	50
93,38	37	28	34	18
99,98	63	46	52	60
106,57	49	49	61	67
112,06	25	28	26	21
118,65	69	48	69	39
125,24	69	60	56	65
130,74	36	21	35	27
137,33	46	58	44	59
143,92	47	30	27	34
150,51	37	36	49	41

Tabela 4. Wartości parametru d dla ZSE z silnikiem z jednym zakoksowanym rozpylaczem wtryskiwacza. ZSE obciążony mocą elektryczną 250 kW

Częstotliwość [Hz]	d, d_n			
	Sprawny	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 1	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 2	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 3
6,59	2	2	2	1
12,08	1	1	1	0
18,68	1	1	1	0
25,27	1	2	2	1
31,86	1	0	0	0
37,35	1	1	1	0
43,95	1	1	1	1
50,54	1	2	2	1
56,03	2	2	2	2
62,62	2	2	1	1
69,21	1	1	1	0
74,71	2	2	2	2
81,30	2	2	2	1
87,89	2	2	2	2
93,38	1	1	1	0
99,98	2	2	2	2
106,57	2	2	2	2
112,06	1	1	1	0
118,65	2	2	2	1
125,24	2	2	2	2
130,74	1	0	1	1
137,33	2	2	1	2
143,92	2	1	1	1
150,51	1	1	2	1

Tabela 5. Wartości współczynnika zmienności dla ZSE z silnikiem z jedną niesprawną pompą wysokiego ciśnienia. ZSE obciążony mocą elektryczną 250 kW

Częstotliwość [Hz]	V_s			
	Sprawny	Niesprawna PW cyl. nr 1	Niesprawna PW cyl. nr 2	Niesprawna PW cyl. nr 3
6,59	62	103	49	65
12,08	40	49	30	49
18,68	30	45	24	26
25,27	43	41	48	41
31,86	29	42	38	26
37,35	26	27	35	26
43,95	39	28	25	26
50,54	44	41	48	55
56,03	55	48	51	55
62,62	47	29	32	18
69,21	42	30	47	25
74,71	49	34	50	52
81,30	48	53	37	67
87,89	53	67	66	58
93,38	37	39	35	36
99,98	63	59	53	58
106,57	49	50	41	41
112,06	25	19	24	25
118,65	69	59	55	47
125,24	69	34	72	29
130,74	36	30	40	35
137,33	46	54	62	47
143,92	47	50	44	28
150,51	37	38	39	50

Tabela 6. Wartości parametru d dla ZSE z silnikiem z jedną niesprawną pompą wysokiego ciśnienia. ZSE obciążony mocą elektryczną 250 kW

Częstotliwość [Hz]	d, d_n			
	Sprawny	Niesprawna PW cyl. nr 1	Niesprawna PW cyl. nr 2	Niesprawna PW cyl. nr 3
6,59	2	3	2	2
12,08	1	2	1	2
18,68	1	1	0	1
25,27	1	1	2	1
31,86	1	1	1	1
37,35	1	1	1	1
43,95	1	1	0	1
50,54	1	1	2	2
56,03	2	2	2	2
62,62	2	1	1	0
69,21	1	1	2	0
74,71	2	1	2	2
81,30	2	2	1	2
87,89	2	2	2	2
93,38	1	1	1	1
99,98	2	2	2	2
106,57	2	2	1	1
112,06	1	0	0	1
118,65	2	2	2	2
125,24	2	1	2	1
130,74	1	1	1	1
137,33	2	2	2	2
143,92	2	2	1	1
150,51	1	1	1	2

Tabela 7. Wartości współczynnika zmienności dla ZSE z silnikiem z wprowadzoną niesprawnością w układzie ładowania powietrzem. ZSE obciążony mocą elektryczną 150 kW

Częstotliwość [Hz]	V_s		
	Sprawny	Upust powietrza za spr. turbospr	Zanieczyszczony filtr
6,59	61	64	76
12,08	40	26	29
18,68	30	42	30
25,27	36	46	50
31,86	30	28	35
37,35	29	19	21
43,95	40	22	15
50,54	41	40	28
56,03	52	33	56
62,62	89	24	24
69,21	40	36	45
74,71	47	66	72
81,30	50	33	29
87,89	56	51	38
93,38	35	33	22
99,98	44	34	43
106,57	49	50	30
112,06	20	17	9
118,65	74	39	40
125,24	52	63	39
130,74	46	51	48
137,33	43	33	35
143,92	41	32	42
150,51	31	27	22

Tabela 8. Wartości parametru d dla ZSE z silnikiem z wprowadzoną niesprawnością w układzie ładowania powietrzem. ZSE obciążony mocą elektryczną 150 kW

Częstotliwość [Hz]	d, d_n		
	Sprawny	Upust powietrza za spr. turbospr	Zanieczyszczony filtr
6,59	2	2	2
12,08	1	1	1
18,68	1	1	1
25,27	1	2	2
31,86	1	1	1
37,35	1	0	0
43,95	1	0	0
50,54	1	1	1
56,03	2	1	2
62,62	2	0	0
69,21	1	1	2
74,71	2	2	2
81,30	2	1	1
87,89	2	2	1
93,38	1	1	0
99,98	1	1	1
106,57	2	2	1
112,06	0	0	0
118,65	2	1	1
125,24	2	2	1
130,74	2	2	2
137,33	1	1	1
143,92	1	1	1
150,51	1	1	0

Tabela 9. Wartości współczynnika zmienności dla ZSE z silnikiem z jednym zakoksowanym rozpylaczem wtryskiwacza. ZSE obciążony mocą elektryczną 150 kW

Częstotliwość [Hz]	V_s			
	Sprawny	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 1	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 2	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 3
6,59	61	84	74	47
12,08	40	39	45	31
18,68	30	42	63	24
25,27	36	49	89	49
31,86	30	30	33	38
37,35	29	29	54	25
43,95	40	37	59	38
50,54	41	48	66	36
56,03	52	42	60	61
62,62	89	64	61	38
69,21	40	32	58	27
74,71	47	104	84	56
81,30	50	55	84	39
87,89	56	56	84	78
93,38	35	27	46	23
99,98	44	46	85	50
106,57	49	57	60	74
112,06	20	20	27	23
118,65	74	51	95	43
125,24	52	43	65	54
130,74	46	36	38	37
137,33	43	41	72	45
143,92	41	23	49	20
150,51	31	33	53	57

Tabela 10. Wartości parametru d dla ZSE z silnikiem z jednym zakoksowanym rozpylaczem wtryskiwacza. ZSE obciążony mocą elektryczną 150 kW

Częstotliwość [Hz]	d, d_n			
	Sprawny	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 1	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 2	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 3
6,59	2	2	2	2
12,08	1	1	2	1
18,68	1	1	2	0
25,27	1	2	2	2
31,86	1	1	1	1
37,35	1	1	2	1
43,95	1	1	2	1
50,54	1	2	2	1
56,03	2	1	2	2
62,62	2	2	2	1
69,21	1	1	2	1
74,71	2	3	2	2
81,30	2	2	2	1
87,89	2	2	2	2
93,38	1	1	2	0
99,98	1	2	2	2
106,57	2	2	2	2
112,06	0	0	1	0
118,65	2	2	2	1
125,24	2	1	2	2
130,74	2	1	1	1
137,33	1	1	2	2
143,92	1	0	2	0
150,51	1	1	2	2

Tabela 11. Wartości współczynnika zmienności dla ZSE z silnikiem z jedną niesprawną pompą wysokiego ciśnienia. ZSE obciążony mocą elektryczną 150 kW

Częstotliwość [Hz]	V_s			
	Sprawny	Niesprawna PW cyl. nr 1	Niesprawna PW cyl. nr 2	Niesprawna PW cyl. nr 3
6,59	61	137	68	64
12,08	40	44	40	47
18,68	30	45	32	31
25,27	36	31	41	52
31,86	30	39	39	31
37,35	29	17	27	28
43,95	40	31	32	25
50,54	41	53	47	38
56,03	52	47	57	38
62,62	89	34	44	19
69,21	40	30	41	22
74,71	47	54	51	58
81,30	50	52	50	62
87,89	56	68	91	77
93,38	35	36	41	29
99,98	44	52	52	76
106,57	49	57	48	43
112,06	20	17	20	33
118,65	74	51	96	50
125,24	52	52	48	27
130,74	46	28	41	73
137,33	43	41	51	45
143,92	41	51	42	18
150,51	31	49	34	37

Tabela 12. Wartości parametru d dla ZSE z silnikiem z jedną niesprawną pompą wysokiego ciśnienia. ZSE obciążony mocą elektryczną 150 kW

Częstotliwość [Hz]	d, d_n			
	Sprawny	Niesprawna PW cyl. nr 1	Niesprawna PW cyl. nr 2	Niesprawna PW cyl. nr 3
6,59	2	3	2	2
12,08	1	1	1	2
18,68	1	1	1	1
25,27	1	1	1	2
31,86	1	1	1	1
37,35	1	0	1	1
43,95	1	1	1	0
50,54	1	2	2	1
56,03	2	2	2	1
62,62	2	1	1	0
69,21	1	1	1	0
74,71	2	2	2	2
81,30	2	2	2	2
87,89	2	2	2	2
93,38	1	1	1	1
99,98	1	2	2	2
106,57	2	2	2	1
112,06	0	0	0	1
118,65	2	2	2	2
125,24	2	2	2	1
130,74	2	1	1	2
137,33	1	1	2	2
143,92	1	2	1	0
150,51	1	2	1	1

Tabela 13. Wartości współczynnika zmienności dla ZSE z silnikiem z wprowadzoną niesprawnością w układzie ładowania powietrzem. ZSE obciążony mocą elektryczną 50 kW

Częstotliwość [Hz]	V_s		
	Sprawny	Upust powietrza za spr. turbospr	Zanieczyszczony filtr
6,59	51	58	59
12,08	36	28	39
18,68	32	42	24
25,27	35	44	38
31,86	41	28	44
37,35	29	21	33
43,95	35	21	32
50,54	39	38	27
56,03	47	35	48
62,62	127	24	53
69,21	38	39	48
74,71	53	63	63
81,30	42	32	41
87,89	53	46	42
93,38	35	34	34
99,98	35	32	52
106,57	54	44	40
112,06	24	15	25
118,65	106	58	29
125,24	47	37	35
130,74	77	60	59
137,33	45	58	77
143,92	35	33	52
150,51	40	39	27

Tabela 14. Wartości parametru d dla ZSE z silnikiem z wprowadzoną niesprawnością w układzie ładowania powietrzem. ZSE obciążony mocą elektryczną 50 kW

Częstotliwość [Hz]	d, d_n		
	Sprawny	Upust powietrza za spr. turbospr.	Zanieczyszczony filtr
6,59	2	2	2
12,08	1	1	1
18,68	1	1	0
25,27	1	1	1
31,86	1	1	1
37,35	1	0	1
43,95	1	0	1
50,54	1	1	1
56,03	2	1	2
62,62	3	0	2
69,21	1	1	2
74,71	2	2	2
81,30	1	1	1
87,89	2	2	1
93,38	1	1	1
99,98	1	1	2
106,57	2	1	1
112,06	0	0	1
118,65	3	2	1
125,24	2	1	1
130,74	2	2	2
137,33	2	2	2
143,92	1	1	2
150,51	1	1	1

Tabela 15. Wartości współczynnika zmienności dla ZSE z silnikiem z jednym zakoksowanym rozpylaczem wtryskiwacza. ZSE obciążony mocą elektryczną 50 kW

Częstotliwość [Hz]	V_s			
	Sprawny	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 1	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 2	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 3
6,59	51	65	75	70
12,08	36	51	55	30
18,68	32	45	29	27
25,27	35	38	61	37
31,86	41	40	32	46
37,35	29	34	46	30
43,95	35	58	49	47
50,54	39	59	42	35
56,03	47	36	28	50
62,62	127	68	35	45
69,21	38	34	39	23
74,71	53	110	66	70
81,30	42	82	75	58
87,89	53	61	68	89
93,38	35	45	46	22
99,98	35	36	54	44
106,57	54	46	46	68
112,06	24	33	22	22
118,65	106	86	62	66
125,24	47	43	33	24
130,74	77	31	69	51
137,33	45	57	53	52
143,92	35	26	24	23
150,51	40	38	40	38

Tabela 16. Wartości parametru d dla ZSE z silnikiem z jednym zakoksowanym rozpylaczem wtryskiwacza. ZSE obciążony mocą elektryczną 50 kW

Częstotliwość [Hz]	d, d_n			
	Sprawny	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 1	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 2	Zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza cyl. nr 3
6,59	2	2	2	2
12,08	1	2	2	1
18,68	1	1	1	1
25,27	1	1	2	1
31,86	1	1	1	2
37,35	1	1	2	1
43,95	1	2	2	2
50,54	1	2	1	1
56,03	2	1	1	2
62,62	3	2	1	1
69,21	1	1	1	0
74,71	2	3	2	2
81,30	1	2	2	2
87,89	2	2	2	2
93,38	1	2	2	0
99,98	1	1	2	1
106,57	2	2	2	2
112,06	0	1	0	0
118,65	3	2	2	2
125,24	2	1	1	0
130,74	2	1	2	2
137,33	2	2	2	2
143,92	1	1	0	0
150,51	1	1	1	1

Tabela 17. Wartości współczynnika zmienności dla ZSE z silnikiem z jedną niesprawną pompą wysokiego ciśnienia. ZSE obciążony mocą elektryczną 50 kW

Częstotliwość [Hz]	V_s			
	Sprawny	Niesprawna PW cyl. nr 1	Niesprawna PW cyl. nr 2	Niesprawna PW cyl. nr 3
6,59	51	156	75	55
12,08	36	18	46	48
18,68	32	45	34	33
25,27	35	22	44	44
31,86	41	38	47	29
37,35	29	11	26	35
43,95	35	32	47	26
50,54	39	42	49	31
56,03	47	56	59	42
62,62	127	45	69	35
69,21	38	35	45	30
74,71	53	40	68	87
81,30	42	46	57	52
87,89	53	57	84	44
93,38	35	35	44	20
99,98	35	32	39	54
106,57	54	60	61	45
112,06	24	23	33	20
118,65	106	63	115	50
125,24	47	26	47	26
130,74	77	59	58	46
137,33	45	60	44	50
143,92	35	47	49	14
150,51	40	36	38	52

Tabela 18. Wartości parametru d dla ZSE z silnikiem z jedną niesprawną pompą wysokiego ciśnienia. ZSE obciążony mocą elektryczną 50 kW

Częstotliwość [Hz]	d, d_n			
	Sprawny	Niesprawna PW cyl. nr 1	Niesprawna PW cyl. nr 2	Niesprawna PW cyl. nr 3
6,59	2	3	2	2
12,08	1	0	2	2
18,68	1	2	1	1
25,27	1	0	1	1
31,86	1	1	2	1
37,35	1	0	1	1
43,95	1	1	2	1
50,54	1	1	2	1
56,03	2	2	2	1
62,62	3	2	2	1
69,21	1	1	2	1
74,71	2	1	2	2
81,30	1	2	2	2
87,89	2	2	2	1
93,38	1	1	1	0
99,98	1	1	1	2
106,57	2	2	2	2
112,06	0	0	1	0
118,65	3	2	3	2
125,24	2	1	2	1
130,74	2	2	2	2
137,33	2	2	1	2
143,92	1	2	2	0
150,51	1	1	1	2

Spis rysunków

Lp.	Tytuł rysunku	Nr str.
1.	Rysunek 1.1 Porównanie krzywych jednostkowego zużycia paliwa wyznaczonych dla różnych obciążeń cykli turbiny gazowej i dwusuwowego silnika o zapłonie samoczynnym	6
2.	Rysunek 1.2 Wykresy obszarów sprawności cieplnych silników spalinowych	7
3.	Rysunek 1.3 Napęd spalinowo elektryczny ze śrubą konwencjonalną	9
4.	Rysunek 1.4 Napęd spalinowo elektryczny z pędnikami azymutalnymi	9
5.	Rysunek 1.5. Liczba statków handlowych (stan na 01.01.2019)	12
6.	Rysunek 1.6 Porównanie zanieczyszczenia atmosfery tlenkami siarki (SO_x) przez największego operatora statków wycieczkowych Carnival Corporation & PLC z zanieczyszczeniami spowodowanymi ruchem samochodowym	12
7.	Rysunek 1.7. Porównanie zanieczyszczenia atmosfery europejskich portów tlenkami azotu (NO_x) przez największego operatora statków wycieczkowych Carnival Corporation & PLC z zanieczyszczeniami spowodowanymi ruchem samochodowym	13
8.	Rysunek 1.8. Mapa obszarów o zaostrzonych wymaganiach kontroli emisji	14
9.	Rysunek 1.9. Droga transportu 1 tony ładunku w przeliczeniu na 1 kg CO_2 uwalnianego do atmosfery	14
10.	Rysunek 1.10 Krzywa życia maszyny obserwowana za pomocą pomiarów drganiowych	17
11.	Rysunek 2.1. Drgania skrętne	18
12.	Rysunek 2.2. Naprężenia w wale pośrednim wraz z zakresem prędkości zabronionych (praca silnika w stanie ustalonym)	19
13.	Rysunek 2.3. Porównanie naprężeń spowodowanych drganiami skrętnymi dla silnika bez jak i wyposażonego w tłumik drgań skrętnych	19
14.	Rysunek 2.4. Typowe złamanie wału na skutek pracy w BSR	20
15.	Rysunek 2.5. Typowe zgięcia i pęknięcia korbowodów na skutek pracy w BSR	20
16.	Rysunek 2.6. Wykres marginesu mocy	21
17.	Rysunek 2.7. Widoki powierzchni wału pośredniego z widocznymi pęknięciami na skutek pracy w BSR	22
18.	Rysunek 2.8. Należący do White Star Line parowiec ss „Poland”	22
19.	Rysunek 2.9. Jeden z dwóch silników głównych Burmeister & Wain, serii DM8150X (1050 KM) zamontowanych na ms „Selendia	22
20.	Rysunek 2.10. Konfiguracja przyspieszeniomierzy liniowych na wale	25
21.	Rysunek 2.11. Reluktacyjny (indukcyjny) czujnik prędkości obrotowej	26

22.	Rysunek 2.12. Zasada działania interferometru laserowego z wiązką krzyżową	28
23.	Rysunek 2.13. Zasada działania dwuwiązkowego interferometru laserowego	28
24.	Rysunek 2.14. Typowe rozwiązania stosowne do pomiaru drgań skrętnych za pomocą czujników optycznych	29
25.	Rysunek 2.15. Zasada działania optycznego enkodera przyrostowego	30
26.	Rysunek 2.16. Przykłady rozet tensometrycznych do pomiaru skręceń	31
27.	Rysunek 2.17. Zasada działania tensometru na wale	32
28.	Rysunek 2.18. Przykład wału poddanego skręcaniu	33
29.	Rysunek 2.19. Przykład zestawu do pomiaru drgań skrętnych na wale	34
30.	Rysunek 3.1. Plan działania na rzecz autonomicznej żeglugi handlowej	42
31.	Rysunek 5.1. Sposób montażu czujnika ciśnienia wtrysku Kistler 4067E (w tle widoczny wychodzący z kurka indykatorowego przewód elektryczny czujnika ciśnień indykowanych Kistler 6353A24)	47
32.	Rysunek 5.2. Schemat blokowy stanowiska pomiarowego	48
33.	Rysunek 5.3. Zamontowane na dwóch wolnych końcach wału ZSE głowice laserowe ETNP-10, obserwujące ruch tarcz perforowanych z 180 symetrycznymi szczelinami na obwodzie	49
34.	Rysunek 6.1. Wykresy $p_{cyl}= f(\alpha)$ wraz z charakterystykami wtrysku paliwa $p_{inj}= f(\alpha)$ dla ZSE w stanie pełnej zdatności,	54
35.	Rysunek 6.2. Wykresy drgań skrętnych $\varphi = f$ (OWK) wału dla różnych obciążeń ZSE w stanie pełnej zdatności	55
36.	Rysunek 6.3. Wykresy $p_{cyl}= f(\alpha)$ wraz z charakterystykami wtrysku paliwa $p_{inj}= f(\alpha)$ dla ZSE w stanie częściowej zdatności - z zanieczyszczonym filtrem powietrza	57
37.	Rysunek 6.4. Wykresy $p_{cyl}= f(\alpha)$ wraz z charakterystykami wtrysku paliwa $p_{inj}= f(\alpha)$ dla ZSE w stanie częściowej zdatności	59
38.	Rysunek 6.5. Widok śladów strugi paliwa rozpylonej przez częściowo zakoksowany rozpylacz wtryskiwacza (utrata drożności czterech z dziewięciu otworów wtryskowych)	62
39.	Rysunek 6.6. Wykresy $p_{cyl}= f(\alpha)$ wraz z charakterystyką wtrysku paliwa $p_{inj}= f(\alpha)$ dla ZSE w stanach częściowej zdatności, obciążonego w 70 % MCR	63
40.	Rysunek 6.7. Jedna z par precyzyjnych pompy wtryskowej użytej do badań	65
41.	Rysunek 6.8. Pompa wtryskowa wraz z przewodem wysokiego ciśnienia	66
42.	Rysunek 6.9. Schemat regulacji nieszczelności pary precyzyjnej pompy wtryskowej	66
43.	Rysunek 6.10. Wykresy $p_{cyl}= f(\alpha)$ wraz z charakterystyką wtrysku paliwa $p_{inj}= f(\alpha)$ dla ZSE w stanach częściowej zdatności, obciążonego w 70 % MCR	69

44.	Rysunek 7.1. Widmo sygnału (wraz z zespolonym sprzężeniem) drgań skrętnych dla ZSE w stanie pełnej zdatności	73
45.	Rysunek 7.2. Średnie widmo sygnału drgań skrętnych (bez składowej stałej) ograniczone do składowej harmonicznej	75
46.	Rysunek 7.3. Widma sygnałów drgań skrętnych (bez składowej stałej) ograniczone do składowej harmonicznej 12. rzędu, ZSE w stanie pełnej zdatności. Obciążenie ZSE 250 kW	77
47.	Rysunek 7.4. Zależność średnich wartości międzyszczytowych drgań skrętnych od obciążenia dla ZSE w stanie pełnej zdatności. Obciążenie ZSE 250 kW	79
48.	Rysunek 7.5. Widma siedmiokrotnej serii pomiarowej dla ZSE w stanie częściowej zdatności- z niesprawną PW cyl.nr 2. Obciążenie ZSE 250 kW	79
49.	Rysunek 7.6. Widma siedmiokrotnej serii pomiarowej dla ZSE w stanie pełnej zdatności. Obciążenie ZSE 250 kW	80
50.	Rysunek 7.7. Wykresy drgań skrętnych siedmiokrotnej serii pomiarowej dla ZSE w stanie pełnej zdatności. Obciążenie ZSE 250 kW	82
51.	Rysunek 7.8. Zmiana wartości odchylenia standardowego w funkcji liczności próby. ZSE w stanie pełnej zdatności. Obciążenie ZSE 250 kW	84
52.	Rysunek 7.9. Porównanie wartości klasycznego i pozycyjnego współczynnika zmienności. ZSE w stanie pełnej zdatności. Obciążenie 250 kW	87
53.	Rysunek 7.10. Porównanie wartości klasycznego i pozycyjnego współczynnika zmienności. ZSE w stanie częściowej zdatności- z niesprawną PW cyl.1. Obciążenie ZSE 250 kW	87
54.	Rysunek 8.1. Histogramy trzech różnych rozkładów populacji z średnimi arytmetycznymi i odchyleniami standardowymi równymi zero	99
55.	Rysunek 8.2. Histogram rozkładu drgań skrętnych dla ZSE w stanie pełnej zdatności obciążony mocą elektryczną 250 kW. Czerwona linia określa przebieg oczekiwanego rozkładu normalnego	100
56.	Rysunek 8.3. Histogram splotu rozkładów drgań skrętnych dla ZSE w stanie pełnej zdatności, obciążonego mocą elektryczną 250 kW. Czerwona linia określa przebieg oczekiwanego rozkładu normalnego	100
57.	Rysunek 8.4. Histogram rozkładu widma amplitudowo fazowego dla pojedynczej próby), ZSE w stanie pełnej zdatności, obciążonego mocą elektryczną 250 kW. Czerwona linia określa przebieg oczekiwanego rozkładu lognormalnego	101
58.	Rysunek 8.5. Histogram splotu rozkładów widm amplitudowo fazowych dla ZSE w stanie pełnej zdatności, obciążonego mocą elektryczną 250 kW. Czerwona linia określa przebieg oczekiwanego rozkładu lognormalnego	101

59.	Rysunek 8.6. Histogram splotu rozkładów widm amplitudowo fazowych po transformacji logarytmem dziesiętnym, dla ZSE w stanie pełnej zdatności, obciążonego mocą elektryczną 250 kW. Czerwona linia określa przebieg oczekiwanego rozkładu normalnego	103
60.	Rysunek 8.7. Histogram splotu rozkładów widm amplitudowo fazowych po transformacji pierwiastkiem dla ZSE w stanie pełnej zdatności, obciążonego mocą elektryczną 250 kW. Czerwona linia określa przebieg oczekiwanego rozkładu normalnego	103
61.	Rysunek 8.8. Wykres ramka wąsy, test mediany chi-kwadrat, dla trzech splotów o liczności próby n = 30 dla składowej harmonicznej 6,25 Hz. ZSE w stanie pełnej zdatności, obciążony mocą elektryczną 250 kW	119
62.	Rysunek 8.9. Wykres ramka wąsy, test mediany chi-kwadrat, dla wszystkich stanów silnika, dla składowej harmonicznej 6,25 Hz. ZSE obciążony mocą elektryczną 250 kW	121
63.	Rysunek 8.10. Wykres ramka wąsy, dla widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12 rzędu (150,51 Hz). ZSE w stanie pełnej zdatności, obciążony mocą elektryczną 250 kW	126
64.	Rysunek 8.11. Wykres ramka wąsy, dla transformacji logarytmem dziesiętnym widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12 rzędu (150,51 Hz) dla wszystkich stanów zdatności ZSE obciążonego mocą elektryczną 250 kW	128
65.	Rysunek 8.12.Wykres ramka wąsy, dla widm (oryginalne dane) ograniczonych do składowej harmonicznej 12 rzędu (150,51 Hz)) dla wszystkich stanów zdatności ZSE obciążonego mocą elektryczną 250 kW	130
66.	Rysunek 8.13. Wykres ramka-wąsy widm (dane oryginalne) ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu (150,51 Hz) dla wszystkich stanów zdatności ZSE obciążonego mocą elektryczną 250 kW	135
67.	Rysunek 8.14. Wykres ramka-wąsy widm składowej harmonicznej 6,25 Hz dla wszystkich stanów zdatności. ZSE obciążony mocą elektryczną 250 kW	137

Spis tabel

Lp.	Tytuł tabeli	Nr str.
1.	Tabela 1.1. Sprawności cieplne turbin gazowych firmy GE Marine Engines	8
2.	Tabela 1.2. Wpływ symulowanych niesprawności na udziały NOx, CO i CO2 w gazach wylotowych	15
3.	Tabela 5.1. Parametry stanowiska badawczego	47
4.	Tabela 6.1. Średnie wartości maksymalnych ciśnień spalania i wtrysku paliwa dla ZSE w stanie pełnej zdatności	55
5.	Tabela 6.2. Średnie wartości międzyszczytowe drgań skrętnych dla ZSE w stanie pełnej zdatności	55
6.	Tabela 6.3. Średnie wartości maksymalnych ciśnień spalania i wtrysku paliwa dla ZSE w stanie częściowej zdatności - z zanieczyszczonym filtrem powietrza (w nawiasach wartości dla ZSE w stanie pełnej zdatności)	56
7.	Tabela 6.4. Średnie wartości międzyszczytowe drgań skrętnych dla ZSE w stanie częściowej zdatności - z zanieczyszczonym filtrem powietrza (w nawiasach wartości dla ZSE w stanie pełnej zdatności)	58
8.	Tabela 6.5. Średnie wartości maksymalnych ciśnień spalania i wtrysku paliwa dla ZSE w stanie częściowej zdatności - z zanieczyszczonym filtrem powietrza (w nawiasach wartości dla ZSE w stanie pełnej zdatności)	60
9.	Tabela 6.6. Średnie wartości międzyszczytowe drgań skrętnych dla ZSE w stanie częściowej zdatności- z wprowadzonym przeciekiem powietrza w układzie doładowania powietrzem (w nawiasach wartości dla ZSE w stanie pełnej zdatności)	61
10.	Tabela 6.7. Średnie wartości maksymalnych ciśnień spalania dla ZSE w stanie częściowej zdatności - z zakoksowanym rozpylaczem wtryskiwacza	62
11.	Tabela 6.8. Średnie wartości maksymalnych ciśnień wtrysku paliwa dla ZSE w stanie częściowej zdatności - z zakoksowanym rozpylaczem wtryskiwacza	64
12.	Tabela 6.9. Średnie wartości międzyszczytowe drgań skrętnych dla ZSE w stanie częściowej zdatności - z zakoksowanym rozpylaczem wtryskiwacza	64
13.	Tabela 6.10. Średnie wartości maksymalnych ciśnień spalania dla ZSE w stanie częściowej zdatności - z niesprawną PW	69
14.	Tabela 6.11. Średnie wartości maksymalnych ciśnień wtrysku paliwa dla ZSE w stanie częściowej zdatności - z niesprawną PW	69
15.	Tabela 6.12. Średnie wartości międzyszczytowe drgań skrętnych dla silnika ZSE w stanie częściowej zdatności - niesprawną PW	69
16.	Tabela 7.1. Rzędy analizowanych składowych harmonicznych oraz odpowiadające im częstotliwości	74
17.	Tabela 7.2. Liczba wystąpienia zdarzeń $>Q_3$	81
18.	Tabela 7.3. Prawdopodobieństwa błędnej decyzji o odrzuceniu hipotezy zerowej w zależności od wielkości błędu systematycznego i liczebności próby	83

19.	Tabela 7.4.. Przyjęte wartości parametru d dla rożnych wielkości współczynnika zmienności	87
20.	Tabela 7.5. Wartości logiczne ($d - d_n$) dla ZSE w stanie częściowej zdatności - z wprowadzoną niesprawnością w układzie ładowania powietrzem. Obciążenie ZSE 250 kW	89
21.	Tabela 7.6. Wartości logiczne ($d - d_n$) dla ZSE w stanie częściowej zdatności - z jednym zakoksowanym rozpylaczem wtryskiwacza. ZSE. Obciążenie ZSE 250 kW	90
22.	Tabela 7.7. Wartości logiczne ($d - d_n$) dla ZSE w stanie częściowej zdatności - z jedną niesprawną PW. Obciążenie ZSE 250 kW	91
23.	Tabela 7.8. Wartości logiczne ($d - d_n$) dla ZSE w stanie częściowej zdatności - z wprowadzoną niesprawnością w układzie ładowania powietrzem. Obciążenie ZSE 150 kW	92
24.	Tabela 7.9. Wartości logiczne ($d - d_n$) dla ZSE w stanie częściowej zdatności - z jednym zakoksowanym rozpylaczem wtryskiwacza. Obciążenie ZSE 150 kW	93
25.	Tabela 7.10. Wartości logiczne ($d - d_n$) dla ZSE w stanie częściowej zdatności - z jedną niesprawną PW. Obciążenie ZSE 150 kW	94
26.	Tabela 7.11. Wartości logiczne ($d - d_n$) dla ZSE w stanie częściowej zdatności - z wprowadzoną niesprawnością w układzie ładowania powietrzem. Obciążenie ZSE 50 kW	95
27.	Tabela 7.12. Wartości logiczne ($d - d_n$) dla ZSE w stanie częściowej zdatności - z jednym zakoksowanym rozpylaczem wtryskiwacza. Obciążenie ZSE 50 kW	96
28.	Tabela 7.13. Wartości logiczne ($d - d_n$) dla ZSE w stanie częściowej zdatności - z jedną niesprawną PW. Obciążenie ZSE 50 kW	97
29.	Tabela 8.1. Wartości p testów normalności rozkładów Shapiro-Wilka składowej harmonicznej 6,25 Hz. Obciążenie ZSE 250 kW	104
30.	Tabela 8.2. Wartości p testów normalności rozkładów Shapiro-Wilka składowej harmonicznej 12,5 Hz. Obciążenie ZSE 250 kW	105
31.	Tabela 8.3. Wartości p testów normalności rozkładów Shapiro-Wilka składowej harmonicznej 18,75 Hz. Obciążenie ZSE 250 kW	106
32.	Tabela 8.4. Wartości p testów normalności rozkładów Shapiro-Wilka składowej harmonicznej 25 Hz. Obciążenie ZSE 250 kW	107
33.	Tabela 8.5. Wartości p testów normalności rozkładów Shapiro-Wilka składowej harmonicznej 6,25 Hz. Obciążenie ZSE 150 kW	108
34.	Tabela 8.6. Wartości p testów normalności rozkładów Shapiro-Wilka składowej harmonicznej 12,5 Hz. Obciążenie ZSE 150 kW	109
35.	Tabela 8.7. Wartości p testów normalności rozkładów Shapiro-Wilka składowej harmonicznej 18,75 Hz. Obciążenie ZSE 150 kW	110
36.	Tabela 8.8. Wartości p testów normalności rozkładów Shapiro-Wilka składowej harmonicznej 25 Hz. Obciążenie ZSE 150 kW	111
37.	Tabela 8.9. Wartości p testów normalności rozkładów Shapiro-Wilka składowej harmonicznej 6,25 Hz. Obciążenie ZSE 50 kW	112
38.	Tabela 8.10. Wartości p testów normalności rozkładów Shapiro-Wilka składowej harmonicznej 12,5 Hz. Obciążenie ZSE 50 kW	113
39.	Tabela 8.11. Wartości p testów normalności rozkładów Shapiro-Wilka składowej harmonicznej 18,75 Hz. Obciążenie ZSE 50 kW	114

40.	Tabela 8.12. Wartości *p* testów normalności rozkładów Shapiro-Wilka składowej harmonicznej 25 Hz. Obciążenie ZSE 50 kW	115
41.	Tabela 8.13. Wartości *p* testów ANOVA Kruskala-Wallisa dla składowej harmonicznej 6,25 Hz. ZSE w stanie pełnej zdatności.. Obciążenie ZSE 250 kW	118
42.	Tabela 8.14. Wartość *p* testu Browna-Forsythe'a jednorodności wariancji. Obciążenie ZSE 250 kW	120
43.	Tabela 8.15. Wartości *p* testu ANOVA Kruskala-Wallisa dla wszystkich stanów zdatności silnika, dla składowej harmonicznej 6,25 Hz. Obciążenie ZSE 250 kW	122
44.	Tabela 8.16. Wartości miar rozproszenia widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12 rzędu (150,51 Hz). Obciążenie ZSE 250 kW	124
45.	Tabela 8.17. Wartości *p* i *F* testu Browna-Forsythe'a jednorodności wariancji dla widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu (150,51 Hz). ZSE w stanie pełnej zdatności, obciążony mocą elektryczną 250 kW	125
46.	Tabela 8.18. Wartość *p* testu analizy jednorodności wariancji ANOVA dla widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu (150,51 Hz). ZSE w stanie pełnej zdatności, obciążony mocą elektryczną 250 kW	125
47.	Tabela 8.19. Wartość *p* testu z korektą Welcha widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu (150,51 Hz) dla wszystkich stanów zdatności ZSE obciążonego mocą elektryczną 250 kW	127
48.	Tabela 8.20. Wartości *p* testu post-hoc C Dunnetta widm (po transformacji logarytmem dziesiętnym) ograniczonych do składowej harmonicznej12 rzędu (150,51 Hz) dla wszystkich stanów zdatności ZSE obciążonego mocą elektryczną 250 kW	128
49.	Tabela 8.21. Wartości *p* testu dla porównań wielokrotnych (oryginalne dane) widm ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu (150,51 Hz) dla wszystkich stanów zdatności ZSE obciążonego mocą elektryczną 250 kW	130
50.	Tabela 8.22. Wartości *p* testu dla porównań wielokrotnych widm (dane po transformacji logarytmem dziesiętnym) ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu (150,51 Hz) dla wszystkich stanów zdatności ZSE obciążonego mocą elektryczną 250 kW	131
51.	Tabela 8.23. Wartości *p* i *Z* testów kolejności par Wilcoxona widm (dane oryginalne) ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu (150,51 Hz) dla wszystkich stanów zdatności ZSE obciążonego mocą elektryczną 250 kW	134
52.	Tabela 8.24. Wartości p i *Z* testów kolejności par Wilcoxona widm (dane po transformacji logarytmem dziesiętnym) ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu (150,51 Hz) dla wszystkich stanów zdatności ZSE obciążonego mocą elektryczną 250 kW	134
53.	Tabela 8.25. Wartości *p* i *Z* testów kolejności par Wilcoxona dla składowej harmonicznej 6,25 Hz dla wszystkich stanów zdatności ZSE obciążonego mocą elektryczną 250 kW	136

STRESZCZENIE

ANALIZA PORÓWNAWCZA SKŁADOWYCH HARMONICZNYCH DRGAŃ SKRĘTNYCH OKRĘTOWEGO UKŁADU NAPĘDOWEGO Z TŁOKOWYM SILNIKIEM SPALINOWYM

Celem pracy było zbadanie czy jest możliwa diagnostyka wybranych uszkodzeń okrętowego silnika tłokowego, w oparciu o analizę porównawczą składowych harmonicznych drgań skrętnych wału ZSE mierzonych czujnikami optycznymi.

Praca składała się z dziewięciu rozdziałów, zawierających 67 rysunków i 53 tabele.

W rozdziale pierwszym przedstawiono przyczyny stosowania w okrętownictwie układów napędowych z tłokowym silnikiem spalinowym. Na podstawie przeglądu literatury określono liczbę eksploatowanych napędów z tym typem silnika oraz aspekt środowiskowy związany z ich eksploatacją. Określono również tendencje rozwojowe oraz ich wpływ na drgania skrętne.

W rozdziale drugim przedstawiono definicję drań skrętnych, oraz ich powiązanie z obszarem obrotów zabronionych (BSR) występującym w eksploatacji wolnoobrotowych silników tłokowych. Przedstawiono również awarie spowodowane drganiami skrętnymi, oraz obowiązujące normy dotyczące maksymalnego czasu przejścia BSR. Podano przyczyny pomiarów drgań skrętnych oraz metody ich pomiaru wraz z ich wadami i zaletami.

W rozdziale trzecim na podstawie dostępnej literatury dokonano oceny stanu zagadnienia wykorzystania sygnału skręcenia wału do celów diagnostycznych. Autor doszedł do wniosków, że:

a) ruch obrotowy walu korbowego jest nośnikiem informacji zawartej w wykresie indykatorowym,
b) jeżeli badania autora pracy wykażą reakcję wartości amplitud poszczególnych składowych harmonicznych lub fragmentów widm drgań skrętnych mierzonych czujnikami optycznymi na wprowadzane uszkodzenia to wówczas ich diagnostyczna przydatność będzie nie do przecenienia.

Finalnie może być to podstawą do wykorzystania czujników optycznych w praktyce eksploatacyjnej do celów diagnostycznych (silników tłokowych małych, średnich, dużych i wielkich mocy), zarówno na statkach konwencjonalnych jak i autonomicznych.

W rozdziale czwartym określono tezę i hipotezy naukowe pracy oraz cel pracy:

Celem pracy jest zbadanie czy jest możliwa diagnostyka wybranych uszkodzeń okrętowego silnika tłokowego, w oparciu o analizę porównawczą składowych harmonicznych drgań skrętnych wału ZSE mierzonych czujnikami optycznymi.

W rozdziale piątym opisano skład stanowiska badawczego czyli obiekt badań i użytą aparaturę pomiarową ze szczególnym uwzględnieniem badawczego systemu pomiarowego drgań skrętnych wału opartego na czujnikach optycznych.

W rozdziale szóstym przedstawiono przebieg badań stanowiskowych oraz założenia eksperymentu i plan badań. Plan badań składał się z sześciu zadań i dotyczył pomiarów ciśnień w cylindrach, w układzie wtrysku paliwa i drgań skrętnych wału ZSE w stanie pełnej zdatności i w stanach częściowej zdatności-z wprowadzonymi niesprawnościami.

W rozdziale siódmym opisano metodę sporządzenia widm oraz określono liczności próby. Wykonano analizy porównawcze składowych harmonicznych drgań skrętnych wału ZSE w stanach pełnej i częściowej zdatności na podstawie klasycznego współczynnika zmienności.

W rozdziale ósmym sporządzono studium wykonalności statystyk parametrycznych i nieparametrycznych otrzymanych widm. Widma drgań skrętnych nie posiadły rozkładu normalnego w związku z powyższym przeprowadzono próby ich normalizacji za pomocą transformacji pierwiastkiem i logarytmem dziesiętnym. Na postawie studium wykonano statystyki parametryczne ANOVA i Dunnetta oraz nieparametryczne ANOVA Kruskala-Wallisa widm dla ZSE w stanach pełnej i częściowej zdatności.

W rozdziale dziewiątym dokonano podsumowania przedstawiając ogólną charakterystykę osiągniętych wyników, poznawcze wyniki badań, utylitarne wyniki badań, proponowane kierunki dalszych prac. Autor doszedł do wniosku, że uzyskane rezultaty badań pozwalają na stwierdzanie, że cel pracy został osiągnięty. W rozdziale 6 potwierdzono tezę, niniejszej pracy która zakładała, że możliwy jest pomiar drgań skrętnych wału ZSE w oparciu o czujniki optyczne zmodyfikowanego Systemu Wspomagającego Kontrolę Napędu Statku ETNP-10. W rozdziałach 7 i 8 udowodniono hipotezę która zakładała, że składowe harmoniczne drgań skrętnych wału ZSE mierzonych czujnikami optycznymi różnią się miedzy sobą w zależności od stanu zdatności ZSE i zawierają informację diagnostyczną o stanie technicznym elementów układów wtryskowego i doładowania. W podrozdziale 7.2 udowodniono, hipotezę, że

analiza porównawcza składowych harmonicznych drgań skrętnych wału ZSE mierzonych czujnikami optycznymi pozwala wyłonić symptomy diagnostyczne przydatne w rozpoznawaniu wybranych uszkodzeń elementów układów wtryskowego i doładowania. Po przeprowadzonej analizie otrzymanych sekwencji wartości logicznych różnic parametrów (d - d_n) dla poszczególnych składowych harmonicznych badanych stanów zdatności silnika ZSE stwierdzono, że możliwa jest identyfikacja stanów zdatności silnika za pomocą sekwencji zawierającej się w zakresie częstotliwościowym od składowej harmonicznej pierwszego (12,5 Hz) do piątego rzędu (62,5 Hz). W tabelach od 7.5 do 7.13 te zakresy uwidoczniono za pomocą pogrubienia obramowania fragmentu tabeli.

Wykonane w rozdziale 9 parametryczne i nieparametryczne testy statystyczne wykazały występowanie i niewystępowanie istotnych różnic statystycznych pomiędzy badanymi próbami i odpowiadającymi im stanom zdatności. Najlepsze reakcje na wprowadzane niesprawności wykazały nieparametryczne testy kolejności par Wilcoxona wykonane dla obciążenia 250 kW. Dotyczyło to widm:

a) składowej harmonicznej 6,25 Hz,
b) ograniczonych do składowej harmonicznej 12. rzędu.

Były one w stanie ujawnić niesprawności wprowadzone w układzie wtryskowym. Otrzymane wartości Z były rożne dla poszczególnych niesprawności.

Uzyskane wyniki, nie dostarczyły jednak jednoznacznych informacji na temat częstości występowania nierównomierności biegu silnika (Tabela7.2). Dokładna częstość występowania tych anomalii w poszczególnych kolejnych cyklach pracy silnika ZSE, na obecnym etapie badań jest niemożliwa do wychwycenia. Przedstawiono dalsze kierunki prac w celu możliwości ich wykrycia oraz w celu zwiększenia dokładności czestotliwosciowej otrzymanych widm.

W pracy używano tylko jednego spektrogramu DFT opartego o algorytm Cooley-Tukeya stosującego wygładzające okno Hamminga, celowym jest sprawdzenie jak na rozkład widm wpłynie zastosowanie innych okien.

Na silniku ZSE wprowadzano niesprawności o zauważalnym wpływie na jego parametry pracy, wskazane jest przeprowadzenie pomiarów dla niesprawności o różnym stopniu rozwoju, celem określenia:

a) minimalnych wartości progowych dla których możliwe jest wychwycenie różnic w otrzymywanych widmach np. dla rozpylacza wtryskiwacza ze zwiększaną liczbą zakoksowanych otworów wtryskowych,
b) ich wpływu na przedziały otrzymanych wartości statystyk testowych (Z, p),
c) przedziałów wartości współczynnika zmienności V_s,
d) wyznaczenia trendów zmian.

Powyższe będzie stanowiło podstawę do opracowania modeli matematycznych opisujących powiązania między rozwojem niesprawności a wskazanymi w pracy symptomami diagnostycznymi.

ABSTRACT

COMPARATIVE ANALYSIS OF HARMONIC COMPONENTS OF TORSIONAL SHIP DRIVE SYSTEM WITH A RECIPROCATING INTERNAL COMBUSTION ENGINE

The aim of the study was to investigate whether it is possible to diagnose selected damage to a marine reciprocating internal combustion engine, based on a comparative analysis of the harmonic components of the torsional vibrations of the D-E shaft measured with optical sensors.

The work consisted of nine chapters consisting of 67 figures and 53 tables.

The first chapter presents the reasons for using propulsion systems with a reciprocating internal combustion engine in shipbuilding. Based on the literature review, the number of operated drives with this type of engine and the environmental aspect related to their operation were determined. Development trends and their influence on torsional vibrations were also determined.

The second chapter presents the definition of torsional vibrations and their relationship with the barred speed range (BSR) occurring in the operation of low-speed reciprocating engines. The breakdowns caused by torsional vibrations and the applicable standards for the maximum BSR transit time are also presented. The reasons for the measurements of torsional vibrations and the methods of their measurement along with their advantages and disadvantages are given.

In the third chapter, based on the available literature, the status of the issue of using the shaft torsion signal for diagnostic purposes was assessed. The author concluded that:

a) the rotation of the crankshaft carries the information contained in the indicator diagram,
b) if the author's research shows a reaction of the amplitude values of individual harmonic components or fragments of torsional vibration spectra measured with optical sensors to the introduced damage, then their diagnostic usefulness will not be overestimated.

Ultimately, it may be the basis for the use of optical sensors in operational practice for diagnostic purposes (piston engines of small, medium, high and high power), both on conventional and autonomous ships.

Chapter four defines the thesis and scientific hypotheses of the work as well as the purpose of the work:

The aim of the work is to investigate whether it is possible to diagnose selected damage to a marine reciprocating engine, based on a comparative analysis of harmonic components of the torsional vibrations of the D-E shaft measured with optical sensors.

The fifth chapter describes the composition of the test stand, i.e. the research object and the measuring equipment used, with particular emphasis on the research system for measuring torsional vibrations of the shaft based on optical sensors.

Chapter six presents the course of the stand tests as well as the assumptions of the experiment and the research plan. The test plan consisted of six tasks and concerned the measurement of pressures in cylinders, in the fuel injection system and torsional vibrations of the D-E shaft in a fully operational condition and in a partially operational condition - with introduced malfunctions.

The seventh chapter describes the spectra preparation method and specifies the sample sizes. Comparative analyzes of harmonic components of the D-E shaft torsional vibrations in the states of full and partial serviceability were performed on the basis of the classical coefficient of variation.

In the eighth chapter, the feasibility study of parametric and non-parametric statistics of the spectra obtained was made. The spectra of torsional vibrations did not have a normal distribution, therefore, attempts were made to normalize them by means of the transformation with the square root and the decimal logarithm. On the basis of the study, the pro-parametric ANOVA and Dunnett statistics as well as the non-parametric ANOVA of Kruskal-Wallis spectra for D-E were performed in the fully operational condition and in a partially operational condition.

Chapter nine summarizes the general characteristics of the results, cognitive research results, utilitarian research results, and proposed directions for further work. The author came to the conclusion that the obtained research results allow to state that the aim of the work has been achieved. Chapter 6 confirms the thesis contained in subsection 4.2. of this work, which assumed that it is possible to measure the torsional vibrations of the DE shaft on the basis of optical sensors of the modified ETNP-10 Ship Propulsion Control System. Chapters 7 and 8 prove the hypothesis that the harmonic components of the D-E shaft torsional vibrations measured with optical sensors differ from one another depending on the serviceability of the ZSE and contain diagnostic information about the

technical condition of the injection and supercharging system components. In subsection 7.2 it was proved that the comparative analysis of the harmonic components of the D-E shaft torsional vibrations measured with optical sensors allows to identify diagnostic symptoms useful in identifying selected damages of elements of the injection and supercharging systems. After the analysis of the obtained sequences of logical parameter differences (d - d_n) values for individual harmonic components of the tested operational states of the D-E engine, it was found that it was possible to identify the engine suitability states by means of a sequence within the frequency range from the first harmonic component (12.5 Hz) up to the fifth order (62.5 Hz). In Tables 7.5 to 7.13, these ranges are shown by bolding the border of the table portion.

The parametric and non-parametric statistical tests performed in Chapter 9 showed the presence and absence of significant statistical differences between the tested samples and the corresponding conditions of state. The best reactions to the introduced inefficiencies were shown by the non-parametric Wilcoxon pair sequence tests performed for the load of 250 kW. It concerned the spectra:

a) harmonic component 6.25 Hz,
b) limited to the 12th order harmonic.

They were able to reveal malfunctions introduced in the injection system. The obtained Z values were different for individual malfunctions.

The obtained results, however, did not provide unequivocal information on the frequency of irregular running of the engine (Table 7.2). At the present stage of research, the exact frequency of these anomalies in particular subsequent cycles of the D-E engine is impossible to detect. Further directions of work are presented in order to detect them and to increase the frequency accuracy of the obtained spectra.

Only one DFT spectrogram based on the Cooley-Tukey algorithm using the Hamming smoothing window was used in the work, it is advisable to check how the spectrum distribution will be affected by the use of other windows.

On the D-E engine, malfunctions were introduced with a noticeable impact on its operating parameters, it is advisable to carry out measurements for malfunctions of various degrees of development in order to determine:

a) minimum threshold values for which it is possible to detect differences in the obtained spectra, e.g. for an injector nozzle,
a) with an increased number of coked injection holes,

b) their influence on the ranges of the obtained values of the test statistics (Z, p),

c) the ranges of the coefficient of variation V_s.

d) determining trends in changes.

The above will be the basis for the development of mathematical models describing the relationship between the development of disability and the diagnostic symptoms indicated in the study.