



**POLITECHNIKA
GDAŃSKA**

Wydział Inżynierii
Mechanicznej i
Okrętownictwa



WYDZIAŁ INŻYNIERII
MECHANICZNEJ
I OKRĘTOWNICTWA

Imię i nazwisko autorki rozprawy: Patrycja Puzdrowska
Dyscyplina naukowa: Inżynieria mechaniczna

ROZPRAWA DOKTORSKA

Tytuł rozprawy w języku polskim: Analiza informacyjności diagnostycznej temperatury spalin wylotowych okrętowego tłokowego silnika spalinowego

Tytuł rozprawy w języku angielskim: The analysis of the diagnostic informativeness of the exhaust gas temperature of a marine Diesel engine

Promotor

Podpis

Prof. dr hab. inż. Zbigniew KORCZEWSKI

Gdańsk, 2023



**GDAŃSK UNIVERSITY
OF TECHNOLOGY**

Faculty of Mechanical Engineering
and Ship Technology



FACULTY OF
MECHANICAL ENGINEERING
AND SHIP TECHNOLOGY

The author of the PhD dissertation: Patrycja Puzdrowska
Scientific discipline: Mechanical Engineering

DOCTORAL DISSERTATION

Title of PhD dissertation:: The analysis of the diagnostic informativeness of the exhaust gas temperature of a marine Diesel engine

Title of PhD dissertation (in Polish): Analiza informacyjności diagnostycznej temperatury spalin wylotowych okrętowego tłokowego silnika spalinowego

Supervisor

signature

Prof. dr hab. inż. Zbigniew KORCZEWSKI

Gdańsk, 2023



**POLITECHNIKA
GDAŃSKA**

Wydział Inżynierii
Mechanicznej i
Okrętownictwa



WYDZIAŁ INŻYNIERII
MECHANICZNEJ
I OKRĘTOWNICTWA

OŚWIADCZENIE

Autor rozprawy doktorskiej: Patrycja Puzdrowska

Ja, niżej podpisana, wyrażam zgodę na bezpłatne korzystanie z mojej rozprawy doktorskiej zatytułowanej:

Analiza informacyjności diagnostycznej temperatury spalin wylotowych okrętowego tłokowego silnika spalinowego

do celów naukowych lub dydaktycznych¹.

Gdańsk, dnia

.....
podpis doktoranta

Świadoma odpowiedzialności karnej z tytułu naruszenia przepisów ustawy z dnia 4 lutego 1994 r. o prawie autorskim i prawach pokrewnych (Dz. U. z 2006 r., nr 90, poz. 631) i konsekwencji dyscyplinarnych określonych w ustawie Prawo o szkolnictwie wyższym (Dz. U. z 2012 r., poz. 572 z późn. zm.)², a także odpowiedzialności cywilno-prawnej oświadczam, że przedkładana rozprawa doktorska została napisana przeze mnie samodzielnie.

Oświadczam, że treść rozprawy opracowana została na podstawie wyników badań prowadzonych pod kierunkiem i w ścisłej współpracy z promotorem Prof. dr hab. inż. Zbigniewem Korczewskim.

Niniejsza rozprawa doktorska nie była wcześniej podstawą żadnej innej urzędowej procedury związanej z nadaniem stopnia doktora.

Wszystkie informacje umieszczone w ww. rozprawie uzyskane ze źródeł pisanych i elektronicznych, zostały udokumentowane w wykazie literatury odpowiednimi odnośnikami zgodnie z art. 34 ustawy o prawie autorskim i prawach pokrewnych.

Potwierdzam zgodność niniejszej wersji pracy doktorskiej z załączoną wersją elektroniczną.

Gdańsk, dnia

.....
podpis doktoranta

Ja, niżej podpisana, wyrażam zgodę na umieszczenie ww. rozprawy doktorskiej w wersji elektronicznej w otwartym, cyfrowym repozytorium instytucjonalnym Politechniki Gdańskiej, Pomorskiej Bibliotece Cyfrowej oraz poddawania jej procesom weryfikacji i ochrony przed przywłaszczeniem jej autorstwa.

Gdańsk, dnia

.....
podpis doktoranta

¹ Zarządzenie Rektora Politechniki Gdańskiej nr 34/2009 z 9 listopada 2009 r., załącznik nr 8 do instrukcji archiwalnej PG.

² Ustawa z dnia 27 lipca 2005 r. Prawo o szkolnictwie wyższym: Rozdział 7 Odpowiedzialność dyscyplinarna doktorantów, Art. 226.



STATEMENT

The author of the PhD dissertation: Patrycja Puzdrowska

I, the undersigned, agree that my PhD dissertation entitled:
The analysis of the diagnostic informativeness of the exhaust gas temperature of a marine Diesel engine
may be used for scientific or didactic purposes¹.

Gdańsk.....

.....
signature of the PhD student

Aware of criminal liability for violations of the Act of 4th February 1994 on Copyright and Related Rights (Journal of Laws 2006, No. 90, item 631) and disciplinary actions set out in the Law on Higher Education (Journal of Laws 2012, item 572 with later amendments)², as well as civil liability, I declare, that the submitted PhD dissertation is my own work.

I declare, that the submitted PhD dissertation is my own work performed under and in cooperation with the supervision of Prof. dr hab. inż. Zbigniew Korczewski.

This submitted PhD dissertation has never before been the basis of an official procedure associated with the awarding of a PhD degree.

All the information contained in the above thesis which is derived from written and electronic sources is documented in a list of relevant literature in accordance with art. 34 of the Copyright and Related Rights Act.

I confirm that this PhD dissertation is identical to the attached electronic version.

Gdańsk.....

.....
signature of the PhD student

I, the undersigned, agree/do not agree* to include an electronic version of the above PhD dissertation in the open, institutional, digital repository of Gdańsk University of Technology, Pomeranian Digital Library, and for it to be submitted to the processes of verification and protection against misappropriation of authorship.

Gdańsk.....

.....
signature of the PhD student

¹ Decree of Rector of Gdansk University of Technology No. 34/2009 of 9th November 2009, TUG archive instruction addendum No. 8.

² Act of 27th July 2005, Law on Higher Education: Chapter 7, Criminal responsibility of PhD students, Article 226.



**POLITECHNIKA
GDAŃSKA**

Wydział Inżynierii
Mechanicznej i
Okrętownictwa



WYDZIAŁ INŻYNIERII
MECHANICZNEJ
I OKRĘTOWNICTWA

OPIS ROZPRAWY DOKTORSKIEJ

Autor rozprawy doktorskiej: Patrycja Puzdrowska

Tytuł rozprawy doktorskiej w języku polskim: Analiza informacyjności diagnostycznej temperatury spalin wylotowych okrętowego tłokowego silnika spalinowego do celów naukowych lub dydaktycznych

Tytuł rozprawy w języku angielskim: The analysis of the diagnostic informativeness of the exhaust gas temperature of a marine Diesel engine

Język rozprawy doktorskiej: język polski

Promotor rozprawy doktorskiej: Prof. dr hab. inż. Zbigniew Korczewski

Data obrony:

Słowa kluczowe rozprawy doktorskiej w języku polski: okrętowy silnik tłokowy, temperatura spalin wylotowych, informacyjność diagnostyczna, testowanie hipotez statystycznych

Słowa kluczowe rozprawy doktorskiej w języku angielskim: marine Diesel engine, exhaust gas temperature, diagnostic informativeness, statistical hypothesis testing

Streszczenie rozprawy w języku polskim: W rozprawie doktorskiej zaproponowano metodykę oceny stanu technicznego silnika okrętowego w eksploatacji na podstawie pomiarów szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych w miejscu pomiaru standardowego. Metoda ta pozwoliłaby identyfikować znane i rozpoznawalne stany niezdatności eksploatacyjnej elementów konstrukcyjnych silnika okrętowego o ograniczonej podatności kontrolnej. Rozpatrywano następujące układy funkcjonalne silnika: układ zasilania paliwem, kanał powietrza dolotowego oraz elementy konstrukcyjne ograniczające komorę spalania. Zdefiniowano trzy miary sygnału diagnostycznego: entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych, średnią wartość międzyszczytową oraz intensywność zmian szybkozmiennej temperatury spalin. Zastosowano statystykę F rozkładu Fishera-Snedecora jako narzędzie do oceny istotności wpływu parametrów wejściowych na zdefiniowane miary diagnostyczne. Wyznaczono wartości stałej czasowej termopary metodą obliczeniową i empiryczną. Przeprowadzono eksperyment wstępny, podczas którego określono wpływ obciążenia silnika na rozpatrywane miary diagnostyczne, przy niezmiennych wartościach struktury konstrukcyjnej silnika oraz eksperyment główny, podczas którego sprawdzano wpływ zmian parametrów struktury na te same miary diagnostyczne. Zmiany parametrów struktury, które faktycznie wprowadzono do silnika badawczego odpowiadały (symulowały) stanom niesprawności technicznej najczęściej występującym w silnikach pracujących na statkach: utrata drożności kanału dolotowego powietrza (obniżone ciśnienie powietrza dolotowego), relaksacja sprężyny wtryskiwacza (obniżone ciśnienie otwarcia wtryskiwacza), nieszczelność komory spalania (obniżony stopień kompresji). Przeprowadzono analizę merytoryczną wyników badań i uznano, że teza rozprawy doktorskiej została udowodniona a założone cele poznawcze i użytkarne - osiągnięte.

Streszczenie rozprawy w języku angielskim: The dissertation proposes a methodology for assessing the operational condition of a marine engine based on measurements of quickly changing exhaust gas temperature at the standard measurement point. This method would identify known and recognizable states of operational inoperability of structural elements of a marine engine with limited controllability. The following functional systems of the engine were considered: the fuel supply system, the inlet air channel and the structural elements limiting the combustion chamber. Three measures of

the diagnostic signal were defined: the specific enthalpy of the exhaust gas stream, the average peak-to-peak value, and the intensity of changes in the quickly changing exhaust gas temperature. The F statistic of the Fisher-Snedecor distribution was used as a tool to assess the significance of the effect of input parameters on the defined diagnostic measures. The values of the time constant of the thermocouple were determined by calculated and empirical methods. A preliminary experiment was carried out, during which the effect of engine load on the considered diagnostic measures was determined, with unchanged values of the engine's construction structure. A main experiment was performed, during which the effect of changes in structure parameters on the same diagnostic measures was checked. The changes in structure parameters that were actually introduced into the test engine corresponded to (simulated) the technical failure states most commonly found in engines operating on ships. These were: loss of air intake duct clearance (reduced intake air pressure), injector spring relaxation (reduced injector opening pressure), and combustion chamber leakage (reduced compression ratio). A merits analysis of the research results was carried out and it was concluded that the thesis of the doctoral dissertation had been proven and the established research and utilitarian aims had been achieved.



DESCRIPTION OF DOCTORAL DISSERTATION

The Author of the PhD dissertation: Patrycja Puzdrowska

Title of PhD dissertation: The analysis of the diagnostic informativeness of the exhaust gas temperature of a marine Diesel engine

Title of PhD dissertation in Polish: Analiza informacyjności diagnostycznej temperatury spalin wylotowych okrętowego tłokowego silnika spalinowego do celów naukowych lub dydaktycznych

Language of PhD dissertation: polish

Supervision: Prof. dr hab. inż. Zbigniew Korczewski

Date of doctoral defense:

Keywords of PhD dissertation in Polish: okrętowy silnik tłokowy, temperatura spalin wylotowych, informacyjność diagnostyczna, testowanie hipotez statystycznych

Keywords of PhD dissertation in English: marine Diesel engine, exhaust gas temperature, diagnostic informativeness, statistical hypothesis testing

Summary of PhD dissertation in Polish: W rozprawie doktorskiej zaproponowano metodykę oceny stanu technicznego silnika okrętowego w eksploatacji na podstawie pomiarów szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych w miejscu pomiaru standardowego. Metoda ta pozwoliłaby identyfikować znane i rozpoznawalne stany niezdatności eksploatacyjnej elementów konstrukcyjnych silnika okrętowego o ograniczonej podatności kontrolnej. Rozpatrywano następujące układy funkcjonalne silnika: układ zasilania paliwem, kanał powietrza dolotowego oraz elementy konstrukcyjne ograniczające komorę spalania. Zdefiniowano trzy miary sygnału diagnostycznego: entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych, średnią wartość międzyszczytową oraz intensywność zmian szybkozmiennej temperatury spalin. Zastosowano statystykę F rozkładu Fishera-Snedecora jako narzędzie do oceny istotności wpływu parametrów wejściowych na zdefiniowane miary diagnostyczne. Wyznaczono wartości stałej czasowej termopary metodą obliczeniową i empiryczną. Przeprowadzono eksperyment wstępny, podczas którego określono wpływ obciążenia silnika na rozpatrywane miary diagnostyczne, przy niezmiennych wartościach struktury konstrukcyjnej silnika oraz eksperyment główny, podczas którego sprawdzano wpływ zmian parametrów struktury na te same miary diagnostyczne. Zmiany parametrów struktury, które faktycznie wprowadzono do silnika badawczego odpowiadały (symulowały) stanom niesprawności technicznej najczęściej występującym w silnikach pracujących na statkach: utrata drożności kanału dolotowego powietrza (obniżone ciśnienie powietrza dolotowego), relaksacja sprężyny wtryskiwacza (obniżone ciśnienie otwarcia wtryskiwacza), nieszczelność komory spalania (obniżony stopień kompresji). Przeprowadzono analizę merytoryczną wyników badań i uznano, że teza rozprawy doktorskiej została udowodniona a założone cele poznawcze i użytkarne - osiągnięte.

Summary of PhD dissertation in English: The dissertation proposes a methodology for assessing the operational condition of a marine engine based on measurements of quickly changing exhaust gas temperature at the standard measurement point. This method would identify known and recognizable states of operational inoperability of structural elements of a marine engine with limited controllability. The following functional systems of the engine were considered: the fuel supply system, the inlet air channel and the structural elements limiting the combustion chamber. Three measures of the

diagnostic signal were defined: the specific enthalpy of the exhaust gas stream, the average peak-to-peak value, and the intensity of changes in the quickly changing exhaust gas temperature. The F statistic of the Fisher-Snedecor distribution was used as a tool to assess the significance of the effect of input parameters on the defined diagnostic measures. The values of the time constant of the thermocouple were determined by calculated and empirical methods. A preliminary experiment was carried out, during which the effect of engine load on the considered diagnostic measures was determined, with unchanged values of the engine's construction structure. A main experiment was performed, during which the effect of changes in structure parameters on the same diagnostic measures was checked. The changes in structure parameters that were actually introduced into the test engine corresponded to (simulated) the technical failure states most commonly found in engines operating on ships. These were: loss of air intake duct clearance (reduced intake air pressure), injector spring relaxation (reduced injector opening pressure), and combustion chamber leakage (reduced compression ratio). A merits analysis of the research results was carried out and it was concluded that the thesis of the doctoral dissertation had been proven and the established research and utilitarian aims had been achieved.

Spis treści:

WSTĘP.....	5
1. DIAGNOZOWANIE OKRĘTOWYCH TŁOKOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH W EKSPLOATACJI.....	15
1.1. Zagadnienie podatności kontrolnej	15
1.2. Stany niezdatności eksploatacyjnej - znane i rozpoznawalne.....	16
1.3. Metody i środki diagnostycznego działania.....	21
1.4. Podsumowanie.....	23
2. IDENTYFIKACJA OBIEKTU BADAŃ.....	25
2.1. Formy konstrukcyjne i aspekty eksploatacyjne kanału spalin wylotowych tłokowych silników okrętowych.....	25
2.2. Model relacyjny silnika badawczego o ZS.....	29
2.3. Przebiegi zmienności parametrów stanu czynnika termodynamicznego w przestrzeni cylindrowej i kanale spalin wylotowych silnika badawczego o ZS.....	30
2.4. Technologia standardowego pomiaru temperatury spalin wylotowych silników okrętowych w eksploatacji.....	41
2.5. Symulacja numeryczna procesu roboczego.....	44
2.6. Podsumowanie.....	49
3. SZYBKOSMIENNA TEMPERATURA SPALIN WYLOTOWYCH JAKO PARAMETR DIAGNOSTYCZNY SILNIKA O ZS.....	50
3.1. Stanowisko laboratoryjne oraz obserwowane parametry kontrolne silnika badawczego o ZS.....	50
3.2. Wyznaczenie miar sygnału diagnostycznego.....	54
3.2.1. Średnia wartość międzyszczytowa szybkozmiennnej temperatury spalin wylotowych.....	55
3.2.2. Entalpia właściwa strumienia spalin wylotowych.....	55
3.2.3. Intensywność zmian temperatury spalin wylotowych.....	56
3.3. Statystyka F rozkładu Fishera-Snedecora, jako narzędzie do oceny istotności wpływu parametrów wejściowych silnika na zdefiniowane miary diagnostyczne.....	57
3.4. Podsumowanie.....	66
4. ORGANIZACJA BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH NA SILNIKU LABORATORYJNYM O ZS.....	67
4.1. Zastosowana aparatura do pomiaru temperatury gazu.....	67

4.2. Technologia pomiaru szybkozmiennnej temperatury spalin wylotowych.....	67
4.3. Wyznaczanie stałej czasowej termopar.....	69
4.3.1. Charakterystyka termopar użytych do wyznaczenia stałej czasowej.....	74
4.3.2. Model matematyczny procesu wymiany ciepła w termoparze podczas pulsacyjnego przepływu spalin wylotowych – wyznaczenie stałej czasowej metodą obliczeniową.....	77
4.3.3. Wyznaczanie stałej czasowej termopar metodą empiryczną.....	83
4.3.4. Porównanie wyznaczonych wartości stałej czasowej termopar.....	90
4.3.5. Metoda określania odpowiedzi termopary.....	94
4.4. Plan eksperymentu czynnego i jego przebieg.....	95
4.5. Podsumowanie.....	98
5. BADANIA EKSPERYMENTALNE SILNIKA LABORATORYJNEGO O ZS Z WPROWADZANYMI ZMIANAMI W JEGO STRUKTURZE KONSTRUKCYJNEJ.....	100
5.1. Przebieg i warunki realizacji badań	100
5.2. Metoda obróbki matematycznej uzyskanych sygnałów diagnostycznych.....	101
5.3. Analiza merytoryczna uzyskanych wyników – ilość wnoszonej informacji diagnostycznej.....	106
5.4. Podsumowanie.....	126
6. GŁÓWNE ZAŁOŻENIA METODYKI OCENY STANU TECHNICZNEGO SILNIKA OKRĘTOWEGO NA PODSTAWIE POMIARÓW TEMPERATURY SPALIN WYLOTOWYCH.....	128
6.1. Technologia pomiarów.....	128
6.2. Analiza matematyczna i statystyczna wyników pomiarów oraz ich niepewności....	130
ZAKOŃCZENIE.....	134
BIBLIOGRAFIA.....	135
ZAŁĄCZNIKI.....	145
Załącznik 1. Wartości stałej czasowej wyznaczone na drodze obliczeniowej procesu wymiany ciepła między termoparą a omywającymi ją gazami.....	146
Załącznik 2. Stanowisko laboratoryjne do badania własności dynamicznych termopar..	150
Załącznik 3. Stanowisko laboratoryjne tłokowej sprężarki powietrza Espholin H3S.....	154
Załącznik 4. Zestawienie wartości wyznaczonych miar diagnostycznych.....	156

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

PARAMETRY:

- A – pole powierzchni
- C – pojemność cieplna
- c – prędkość
- c_p – średnie ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu
- c_v – średnie ciepło właściwe przy stałej objętości
- D – parametr diagnostyczny
- d – średnica
- E – energia
- e – energia jednostkowa (odniesiona do 1 kg czynnika termodynamicznego)
- f – liczba stopni swobody dla testu statystycznego
- F – wartość statystyki rozkładu Fishera-Snedecora
- H – entalpia
- h – entalpia właściwa
- I – natężenie prądu elektrycznego
- l – długość
- L_0 – teoretyczne zapotrzebowanie powietrza do spalenia 1 kg paliwa
- M – moment obrotowy, moc testu statystycznego
- m – masa
- n – prędkość obrotowa
- Nu – liczba Nusselta
- p – ciśnienie
- P – moc (obciążenie)
- Pr – liczba Prandtla
- Q – ciepło
- q – ciepło jednostkowe (odniesione do 1 kg czynnika termodynamicznego)
- R – indywidualna stała gazowa
- r – promień wykorbienia, współczynnik odzyskania temperatury
- Re – liczba Reynoldsa
- S – entropia, parametr stanu, parametr struktury, suma kwadratów odchyłeń
- s – entropia właściwa, grubość
- T – temperatura, K
- t – temperatura, °C
- U – energia wewnętrzna, napięcie prądu elektrycznego, zbiór wymuszeń
- V – objętość, pojemność
- W – wrażliwość parametru
- X – zbiór parametrów wejściowych
- Y – zbiór parametrów diagnostycznych
- Z – zbiór wielkości zakłócających
- α – błąd pierwszego rodzaju, kąt, stopień izochorycznego wzrostu ciśnienia, współczynnik wnikania ciepła
- β – błąd drugiego rodzaju
- Δ – różnica pomiędzy wartościami
- ε – stopień kompresji
- η – lepkość dynamiczna, sprawność
- κ – wykładnik izentropy
- λ – współczynnik nadmiaru powietrza, współczynnik przewodzenia ciepła
- μ – wartość średnia rozkładu
- ρ – gęstość
- τ – czas
- τ' – stała czasowa

φ – przesunięcie fazowe zmian temperatury czujnika, stopień obciążenia
 ω – prędkość kątowna, pulsacja zmian temperatury

SKRÓTY:

DMP – dolne martwe położenie tłoka w cylindrze

GMP – górne martwe położenie tłoka w cylindrze

NR – nastawa regulatora

OWK – obroty wału korbowego

ZS – zapłon samoczynny

INDEKSY:

0 – początkowe

atm – parametrów atmosferycznych

c – czynnika roboczego, cylindra

chł – chłodzące, chłodzenia

cyl – na wyjściu z cylindra

cz – czujnika

d – powietrza doładowującego

dol – dolotowe

e – efektywne

f – płomienia

g – gazu

i – indykowane, interakcyjne

imp – impulsów

k – końca

kr – krytyczne

ks – kanału spalin wylotowych

m – strat mechanicznych

nom – nominalne

o – ogólne, ośrodka, parametrów odnoszących się do normalnych warunków atmosferycznych

ol – oleju

obc – obciążenia

obl – obliczeniowe

ot – otoczenia

oz – opóźnienia zapłonu

pal – paliwa

pł – płaszcz

pom – pomiarowe

pow – powietrza

rz – rzeczywiste

s – spoiny

sil – silnika

sp – spalin

spal – spalania

stech – stechiometryczne

sw – spalin wylotowych

śr – dotyczy wartości średniej

te – termoelektrod

ts – turbosprężarki

tw – twornika

w – wody

wtr – wtryskiwacza, wtrysku

ww – wyprzedzenia wtrysku

zew – zewnętrzne

WSTĘP

Na większości statków morskich eksploatowane są tłokowe silniki spalinowe o zapłonie samoczynnym¹, zarówno jako element okrętowego układu napędowego (silniki główne) jak również element zespołów prądotwórczych elektrowni okrętowej (silniki pomocnicze), i innych zespołów maszynowych². Rozwiązania siłowni i elektrowni okrętowych pozwalają na zastosowanie zarówno silników wolnossących, jak i doładowanych. Ze względu na zróżnicowane cechy dynamiczne silników doładowanych, w kanałach zasilania turbin napędzających sprężarki powietrza doładowującego, stosuje się zarówno układy pulsacyjne, jak i stałociśnieniowe [Kordziński, 1970; Woodyard, 2004]. Niezależnie od rozwiązania okrętowego tłokowego silnika spalinowego³, można mieć do czynienia z mniejszym lub większym problemem jego ograniczonej podatności kontrolnej (diagnostycznej) w warunkach eksploatacji. Dotyczy to zwłaszcza silników średnio- i szybkoobrotowych [Piętak, 1999; Kluj, 2000; Korczewski i Zacharewicz, 2012; Korczewski, 2017; Witkowski, 2017].

Temperatura spalin wylotowych jest podstawowym symptomem diagnostycznym silnika okrętowego, zarówno głównego, jak i pomocniczego. Jest to intensywny parametr stanu czynnika termodynamicznego (roboczego) charakteryzujący przede wszystkim jakość procesu przemiany energii chemicznej paliwa w energię mechaniczną na sposób pracy i ciepła w wyniku realizacji złożonych procesów fizykochemicznych w jego układach cylindrowych. Temperatura spalin wylotowych określa także jakość procesów ciepło-przepływowych zachodzących w wydzielonych przestrzeniach gazowych kanałów transportu czynnika roboczego z cylindrów bezpośrednio do otoczenia lub pośrednio – przez turbinę (turbiny) układu turbodoładowania. Reakcje ciepło-chemiczne, które zachodzą podczas spalania paliwa w cylindrach są niezbędne dla realizacji procesu roboczego, jednak równocześnie mogą być przyczyną wielu procesów destrukcyjnych, które negatywnie wpływają na stan techniczny elementów konstrukcyjnych ograniczających przestrzenie robocze silnika. Należą do nich głównie oddziaływania korozyjne i erozyjne przepływających (gorących) spalin. Konsekwencją kolejnych przemian obiegu termodynamicznego silnika o ZS są cyklicznie zmienne naprężenia cieplne i mechaniczne, skutkujące z kolei zmęczeniem materiału.

Procesy zużyciowe: tribologiczne, erozyjne i korozyjne prowadzą do postępującej degradacji struktury konstrukcyjnej silnika, przyczyniając się w następstwie do powstawania stanów jego niezdatności eksploatacyjnej [Korczewski, 2008 i 2017].

Z powyższych względów obiektem diagnostycznym rozpatrywanym w niniejszej rozprawie doktorskiej są elementy konstrukcyjne ograniczające przestrzenie robocze silnika okrętowego: komora spalania, a także kanał powietrza dolotowego i układ wtryskowy.

Innym, równie newralgicznym zespołem silnika okrętowego mającym wpływ na przebieg procesu spalania jest układ wtryskowy. Zakłócenia jego funkcjonowania mają także swoje odzwierciedlenie w temperaturze spalin wylotowych. Wynikają one najczęściej z niskiej jakości zastosowanego paliwa zasilającego, jak również z niewłaściwej regulacji dawki paliwa, w sensie ilościowym i jakościowym, np. kąta wyprzedzenia wtrysku. Można to zaobserwować na wykresie indykatorowym silnika (zmian ciśnienia w cylindrach jako funkcji kąta OWK), a więc również na przebiegu zmienności temperatury spalin wylotowych. Niektóre okrętowe silniki tłokowe charakteryzują się ograniczoną podatnością kontrolną, przejawiająca się m.in. brakiem ich standardowego wyposażenia w zawory indykatorowe [Korczewski i Zacharewicz, 2009]. Wówczas alternatywnym, oprócz endoskopii, rozwiązaniem problemu oceny stanu technicznego silnika może być diagnostyka

¹ Dalej nazywane również krócej silnikami o ZS.

² Na przykład jako napęd sprężarek i pomp awaryjnych, jak również silników napędu łodzi ratunkowych i transportowych.

³ Dalej nazywany również krócej silnikiem okrętowym.

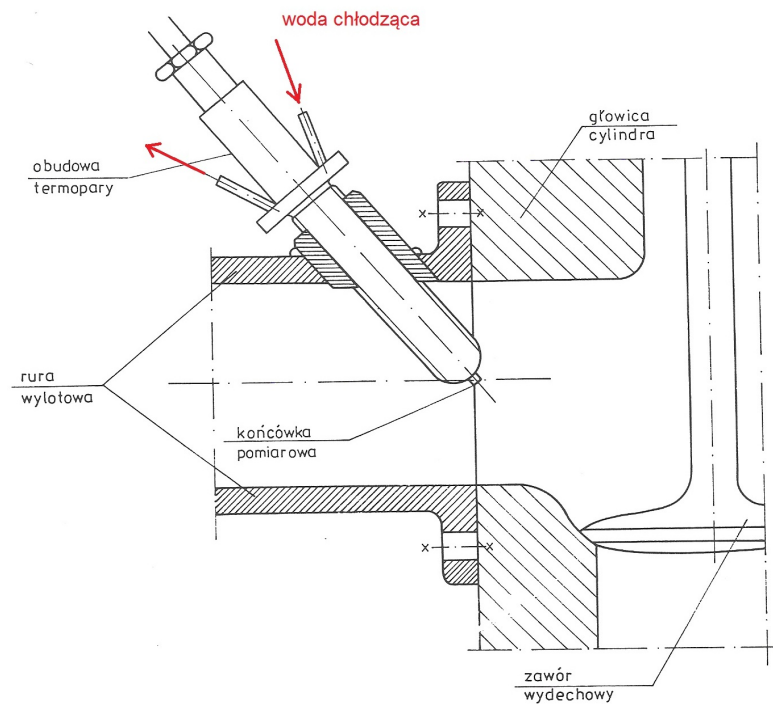
parametryczna z wykorzystaniem pomiarów dynamicznych temperatury spalin w miejscach przewidzianych dla jej pomiaru standardowego (statycznego) w układach wylotowych. Dotyczy to wszystkich silników okrętowych, ze względu na wymagania towarzystw klasyfikacyjnych [Polski Rejestr Statków, 2016 i 2019; IACS, 2016].

Zgodnie z definicją, jeżeli mierzona wartość liczbowa wielkości fizycznej nie zmienia się w czasie pomiaru lub zmienia się w granicach mniejszych niż niepewność pomiaru, wówczas mówi się o pomiarze statycznym [Hagel i Zakrzewski, 1984; Turzeniecka, 1997; Arendarski, 2006]. Jeśli natomiast wartość wielkości mierzonej zmienia się w czasie pomiaru, jest to pomiar dynamiczny. Powszechnie w układach pomiarowych na statkach stosuje się do pomiaru statycznego tradycyjne termopary o znacznej inercyjności pomiarowej (stałe czasowe rzędu dziesiątych części sekundy i więcej), z których uzyskuje się wartość uśrednioną okresowo zmiennego przebiegu temperatury strumienia spalin wylotowych silnika [Korczewski, 2017]. Spełnione zostają w ten sposób konieczne warunki jego bezpiecznego użytkowania. Dokonując oceny informacyjności diagnostycznej tego parametru, w aspekcie dogłębności i wiarygodności stawianej diagnozy o stanie technicznym silnika, można się spodziewać, że będzie ona zdecydowanie wyższa w przypadku realizacji pomiarów dynamicznych. Temperatura uśredniona, rejestrowana standardowymi termoparami oraz jej odchylenia o dopuszczalną, ustaloną przez producenta wartość, może nie wносить tak wielu informacji o przebiegu procesu spalania i stanie technicznym układu wtryskowego oraz przestrzeni ograniczających komorę spalania, jak temperatura szybkozmienna i wyznaczone na jej podstawie parametry diagnostyczne, nawet jeżeli została wyznaczona w technologii analogowej [Rutkowski, 1976]. Współcześnie, w dobie pomiarów cyfrowych, obserwacja procesów mikrodynamicznych (szybkozmiennych w obrębie pojedynczego cyklu pracy silnika) nie stanowi problemu technologicznego. Producenci oferują termopary o stałej czasowej rzędu kilkudziesięciu, a nawet kilku milisekund, dostosowane do pomiarów temperatur gazów przepływających z dużą szybkością, czy o wysokiej temperaturze [termoprecyzja.com.pl]. Musi być jednak zapewniona możliwość jednoczesnej obserwacji uśrednionej wartości temperatury spalin wylotowych w czasie pracy silnika. Możliwe jest bowiem wskazanie temperatury średniej, uzyskanej także z pomiaru szybkozmiennego, jako wartość uzyskaną z kilkudziesięciu czy kilkuset cykli roboczych po sobie następujących. Problem może stanowić transfer i akwizycja danych uzyskanych z dodatkowej termopary do istniejącego (standardowego) systemu pomiarowego w siłowni bez zakłócania jego pracy. Przeszkodę stanowi także fakt, że termopary przeznaczone do pomiarów dynamicznych nie są konstrukcyjnie przystosowane do bezpośredniego montażu w kanale spalin wylotowych silnika okrętowego, w miejscu pomiaru standardowego. Należy w taki sposób zamontować termoparę dynamiczną aby nie zaburzać procesów cieplno-przepływowych zachodzących w silniku, nie tracąc jednocześnie wnoszonej przez nią informacji diagnostycznej.

Realizując niniejszą rozprawę doktorską konieczne było dokonanie dogłębnej analizy stanu wiedzy związanej z rozpatrywaną tematyką. Przede wszystkim należało przeanalizować zagadnienie technologii pomiarów szybkozmiennych temperatur gazów za pomocą termopar. Szczególnie ważna była rejestracja temperatury spalin wylotowych jako parametru diagnostycznego układów funkcjonalnych maszyn tłokowych, przede wszystkim silników spalinowych o ZS, ale także o ZI. Okazuje się, że problematyką tą zajmuje się obecnie, bądź zajmowało się w przeszłości, zarówno w kraju jak i za granicą niewiele zespołów badawczych. Niemniej dostępnych jest kilka publikacji naukowych, w których zaprezentowane wyniki badań mogą być bardzo pomocne na drodze do osiągnięcia głównego celu niniejszej rozprawy doktorskiej:

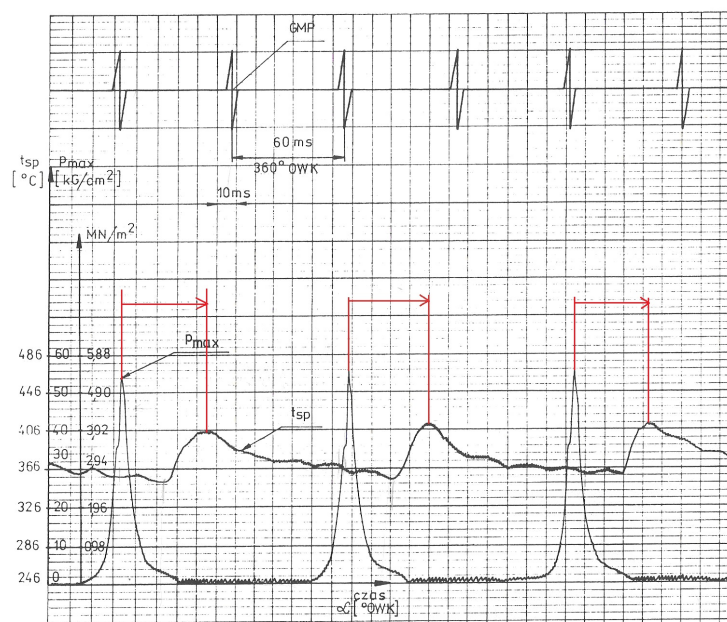
- Doc. dr inż. S. Rutkowskiego z Wyższej Szkoły Marynarki Wojennej w Gdyni (obecnie Akademii Marynarki Wojennej), przez którego podejmowane były pierwsze w naszym kraju testy diagnostyczne silnika okrętowego w zakresie pomiarów szybkozmiennych

temperatury spalin wylotowych [Rutkowski, 1976]. Dysponując bardzo zaawansowanym, jak na lata siedemdziesiąte ubiegłego wieku, układem pomiarowym zarejestrował on przebiegi zmienności temperatury spalin wylotowych jednocylindrowego, czterosuwowego silnika badawczego o ZS, mierzonej bezpośrednio za zaworem wylotowym – rys. W1, na tle rozwiniętego wykresu indykatorowego – rys. W2. Starał się on rozwiązać największy problem technologiczny przy projektowaniu efektywnego systemu diagnozującego silnika okrętowego bazującego na pomiarach szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych w rzeczywistych warunkach eksploatacji, mianowicie dobór i miejsce montażu termopar w kanale przepływowym zasilającym turbosprężarkę. Głównym celem realizacji badań, było określenie relacji diagnostycznych pomiędzy spadkiem ciśnienia sprężania czynnika w cylindrze a dynamiką zmian obserwowanej temperatury spalin wylotowych.



Rys. W1. Miejsce montażu termopary w kanale spalin wylotowych silnika o ZS [Rutkowski, 1976]

a)



b)



Rys. W2. Przebiegi zmian temperatury spalin wylotowych, ciśnienia w cylindrze oraz położenia GMP tłoka jako funkcji kąta obrotu wału korbowego jednocylindrowego, czterosuwowego silnika o ZS, w dwóch różnych stanach technicznych: a) stan odniesieniowy - pełnej zdatości technicznej, z zaznaczonymi kolorem czerwonym przesunięciami maksymalnych wartości ciśnienia i temperatury spalin, b) stan zdatości częściowej – po faktycznym wprowadzenie do silnika nieszczelności komory spalania wskutek czego ciśnienie sprężania obniżyło się od wartości 3,53 do 3,13 MPa [Rutkowski, 1976]

- Naukowców z Kanady F. Morey'a oraz prof. P. Seers'a prowadzących badania eksperymentalne laboratoryjnego silnika o ZI, podczas których rejestrowano temperaturę spalin wylotowych za pomocą termopar o średnicach 0,025 mm oraz 0,05 mm [Morey i Seers, 2010]. Głównym celem badań była identyfikacja procesu spalania cykl po cyklu, na drodze jednoczesnych pomiarów temperatury spalin wylotowych oraz ciśnienia wewnątrz cylindrowego. Na tej podstawie możliwe było obniżenie kosztów eksploatacji wynikających ze zużycia paliwa oraz na zmniejszenie emisji szkodliwych, w tym toksycznych składników gazowych w spalinach. Przeprowadzony został przez autorów m.in. eksperyment czynny, podczas którego wprowadzono zakłócenia w pracy silnika w postaci: zwiększonego współczynnika nadmiaru powietrza, zmian chwili zapłonu (przez iskrę) mieszanki oraz chwili wtrysku paliwa do komory spalania. Zarejestrowane dla tych stanów przebiegi temperatury spalin wylotowych zostały zestawione z przebiegiem ciśnienia wewnątrz cylindrowych oraz porównano współczynniki zmienności obu parametrów.
- Dr inż. A. Olczyka, który zaproponował w swojej publikacji naukowej skojarzenie metody korekcji dwutorowej oraz metody wyznaczania współczynnika odzysku, w celu umożliwienia dokonywania pomiaru temperatury czynnika gazowego w bardzo szerokim przedziale częstotliwości wymuszenia oraz uzyskiwania sygnału temperatury pozbawionego błędów dynamicznych [Olczyk, 2007]. Autor zaproponował metodę, której istotą jest zastosowanie dwóch przetworników temperatury. W „słabszym” torze pomiarowym umieszczono odsłoniętą miniaturową termoparę typu „E” (nikielchrom-konstantan NiCr-CuNi) wykonaną z drutu o średnicy 0,05 mm, w „silniejszym” - termometr typu CCT (ang. *Constant Current Thermometer*) wykonany z drutu wolframowego o średnicy 5 μm . Były to przetworniki o różnej, nieznannej z góry

inercyjności, rejestrujące ten sam sygnał wejściowy. Autor zaproponował zastosowanie do pomiarów odpowiednio zaadaptowanej sondy Prandtla, w której oprócz klasycznego pomiaru ciśnienia całkowitego i statycznego istnieje dodatkowo możliwość jednoczesnego pomiaru temperatury statycznej gazu (składowa dynamiczna temperatury nie ma wpływu na wskazanie termopary, co wynika z konstrukcji sondy - wektor prędkości jest równoległy do osi walcowej części końcówki pomiarowej). Pomiar temperatury był realizowany za pomocą miniaturowej termopary, umieszczonej w miejscu odpowiadającym pomiarowi ciśnienia statycznego (na obwodzie końcówki pomiarowej sondy Prandtla) i odizolowanej cieplnie od sondy.

- Dr inż. M. Jaremkiewicz, która w swojej rozprawie doktorskiej zaproponowała odznaczające się bardzo wysoką dokładnością metody pomiaru nieustalonej temperatury przepływającego czynnika gazowego o wysokim ciśnieniu, bazujące na odwrotnym zagadnieniu przewodzenia ciepła [Jaremkiewicz, 2011]. Autorka analizowała dwie grupy metod pomiarowych, z których pierwsza obejmowała metody odpowiednie do pomiaru nieustalonej temperatury powietrza lub innego czynnika przepływającego z małą prędkością, np. do pomiaru temperatury spalin w kotłach, gdzie termometr był modelowany jako człon inercyjny I rzędu. Druga grupa metod dotyczyła pomiarów temperatury czynnika o dużym ciśnieniu, np. pary wodnej, przepływającego z dużą prędkością, gdzie masywna osłona termometru wymagała zamodelowania go jako człon inercyjny II rzędu. Opracowano algorytmy i programy komputerowe do obróbki matematycznej nieustalonych przebiegów temperatury czynnika, odpowiednie do zastosowań w trybie on-line oraz przeprowadzono badania eksperymentalne, potwierdzające wysoką efektywność i dokładność opracowanych metod w warunkach laboratoryjnych i przemysłowych. Zaproponowane metody pomiaru były następnie rozwijane i opisywane przez autorkę w późniejszych publikacjach naukowych [Jaremkiewicz i Taler, 2016].
- Dr C. Browna wraz z zespołem, który zaproponował urządzenie umożliwiające pomiar szybkozmienną temperatury czynnika gazowego, pozbawiony błędów wynikających z gwałtownie zmieniającej się prędkości przepływającego czynnika [Brown i in., 2008]. Rozwiązanie metody pomiarowej opartej na rejestracji temperatury gazu za pomocą dwóch termopar o różnych średnicach, wykonanych z materiału o dobrej przewodności i małej bezwładności cieplnej, bazowało na dużo wcześniejszej propozycji H. Pfriema z 1936 roku. Różnica w stosunku do metody Pfriema i metody zaproponowanej przez doktora A. Olczyka polega głównie na konfiguracji stanowiska badawczego, w którym zastosowano specjalnie przygotowany dysk pomiarowy. Umieszczono w nim dwie termopary o różnych średnicach oraz anemometr, którymi rejestrowano parametry gazu w jednakowych warunkach chwilowych.
- Japońskich naukowców dr M. Tagawa i dr Y. Ohta, którzy w latach 90-tych przedstawili wyniki badań laboratoryjnych wysokotemperaturowych przepływów turbulentnych, gdzie temperatura czynnika gazowego była rejestrowana dwoma termoparami o różnych średnicach spoin pomiarowych [Tagawa i Ohta, 1997]. Dzięki rejestracji przebiegu temperatury z dwóch termopar oraz zastosowaniu metody najmniejszych kwadratów, możliwe było wyznaczenie stałych czasowych bez znajomości wymiarów geometrycznych termopar. Celem badań było wyznaczenie stałej czasowej termopary zarówno uśrednionej, jak i zmiennej w czasie, oraz stosunku wartości stałych czasowych dla obu termopar. Dodatkowo opracowano prostą i niezawodną metodę korekcji strat ciepła na skutek promieniowania cieplnego z termopar.
- Naukowców z Uniwersytetu w Oxfordzie prof. S. J. Roberts'a i prof. R. Stone'a, którzy chcąc opracować metodę pomiaru temperatury spalin silnikowych pozbawionego zakłóceń, również zastosowali technikę kompensacji dla dwóch termopar o różnych

średnicach [Roberts i Stone, 2004]. Autorzy również w oparciu o wcześniejszą wiedzę [Pfriem, 1936] przeprowadzili badania eksperymentalne, podczas których rejestrowali temperaturę spalin silnika o ZI, a także wyznaczyli stałe czasowe obu termopar. Autorzy uznali zastosowaną metodę jako odpowiednią do rejestracji szybkozmienną temperatury spalin wylotowych, przy zastosowaniu odpowiednich filtrów pozbawiających zakłóceń zarejestrowany sygnał pomiarowy.

- Również inne zespoły badawcze zajmowały się wyznaczaniem stałej czasowej termopary do rejestracji szybkozmiennych temperatur gazów:
 - Benson i Brundrett [Benson i Brundrett, 1962],
 - P. Cambray [Cambray, 1986],
 - Forney i Fralick [Forney i Fralick, 1994],
 - Bauer i Heywood z zespołem [Bauer i in., 1997],
 - O'Reilly, Kee i in. [Kee i in., 1998].

Kolejnym zagadnieniem wymagającym dogłębnej analizy literaturowej w ramach pracy nad rozprawą doktorską była szeroko rozumiana diagnostyka tłokowych silników okrętowych. Zawężając dalsze rozważania tylko do problematyki parametrycznej oceny stanu technicznego silników okrętowych i ich układów funkcjonalnych, dostępnych jest niewiele prac badawczych, których wyniki można znaleźć w uznanych periodykach naukowych. I tak:

- Dr hab. inż. K. Witkowski w swoich badaniach zajmuje się możliwościami komputerowego wspomaganie diagnozowania okrętowych silników tłokowych w oparciu o algorytm zbudowany z wykorzystaniem teorii rozpoznawania obrazów [Witkowski, 2011]. Skuteczność zastosowanej metody wykazał na przykładzie czterosuwowego, średnioobrotowego silnika okrętowego. W jednej ze swoich publikacji autor przedstawił okrętowy silnik tłokowy jako złożony obiekt diagnostyki [Witkowski, 2005]. Przeanalizował możliwości diagnozowania silników okrętowych w warunkach eksploatacyjnych oraz przedstawił szereg przykładów wdrożonych do eksploatacji systemów diagnostycznych.
- Prof. dr hab. inż. L. Piaseczny oraz dr inż. I. Kafar opracowali model matematyczny procesów realizowanych w cylindrze czterosuwowego silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym dla potrzeb identyfikacji procesu chemicznej emisji spalin wylotowych [Kafar i Piaseczny, 1999]. Model opracowano z zamysłem budowy komputerowego programu symulującego następujące procesy: sprężania-rozprężania czynnika roboczego, spalania paliwa, wymianę ciepła między czynnikiem roboczym a ściankami cylindra oraz wymianę ładunku w cylindrze, w warunkach testowania różnych metod do obniżenia emisji szkodliwych, w tym toksycznych składników gazów w spalinach. W eksperymentach symulacji numerycznej procesów określono przebiegi parametrów stanu czynnika roboczego, stężenia jego składników, przebiegi ciepła spalania oraz ciepła wymienianego między czynnikiem a ściankami cylindra, a także średnie ciśnienie indykowane i pracę wykonaną w jednym cyklu roboczym. Program uruchomiony został z danymi silnika okrętowego Sulzer typu 6AL 20/24, a adekwatność modelu oceniono na drodze porównania wyników z symulacji z wynikami badań eksperymentalnych przedmiotowego silnika laboratoryjnego.
- Dr hab. inż. M. Zacharewicz w swojej rozprawie doktorskiej [Zacharewicz, 2009], a także w wielu wspólnych publikacjach z prof. dr hab. inż. Z. Korczewskim przedstawił metodę diagnozowania przestrzeni roboczych okrętowych tłokowych silników spalinowych o ograniczonej podatności kontrolnej, niewyposażonych standardowo w zawory indykatorowe [Korczewski i Zacharewicz, 2007 i 2012]. Autorzy przybliżyli możliwości modelowania matematycznego procesów gazodynamicznych w kanałach spalin wylotowych dla potrzeb wyznaczania parametrów diagnostycznych silnika w eksploatacji.

Przedstawili wyniki badań symulujących wytypowane stany niezdatności eksploatacyjnej silnika zrealizowanych na bazie opracowanego modelu matematycznego. Umożliwiły one wyznaczenie zbioru relacji diagnostycznych defekt-symptom, przechowywanych w komputerowej bazie danych [Korczewski i Zacharewicz, 2001; Korczewski, 2002].

- Dr inż. T. Lus w swoich licznych publikacjach przedstawiał metody diagnozowania zaworowego rozrządu silników okrętowych w eksploatacji [Lus, 2006 i 2013]. Metody te opierają się na pomiarach: ciśnień wewnątrzcyldrowych, ciśnień w instalacji wtryskowej oraz przebiegów drgań generowanych z głowic cylindrowych. W pracach autora przedstawiono m.in. wyniki badań diagnostycznych tłokowych silników spalinowych stosowanych głównie na okrętach Marynarki Wojennej RP z wykorzystaniem metody bazującej na kątowej analizie obwiedni przyspieszeń drgań głowic cylindrowych. Istotą badań było wyznaczenie tzw. dynamicznych faz rozrządu, wykorzystywanych przez diagnostów przy ocenie stanu technicznego i regulacji faz rozrządu poszczególnych układów cylindrowych silnika.
- Dr inż. M. Łutowicz, w swojej rozprawie doktorskiej przedstawił innowacyjny sposób wnioskowania diagnostycznego o stanie technicznym przestrzeni roboczych silnika okrętowego na podstawie wyników indykowania jego cylindrów [Łutowicz, 2006]. Podejście zaproponowane przez Autora polega na odpowiedniej analizie aproksymowanego przebiegu ciśnienia sprężania od chwili zamknięcia zaworów dolotowych do chwili samozapłonu paliwa. Metoda ta może znaleźć szerokie zastosowanie w sytuacji, gdy nie ma możliwości bezpośredniego wyznaczania położenia GMP, a co za tym idzie precyzyjnego zapisu ciśnienia początkowego procesu sprężania. Autor rozprawy udowodnił postawioną tezę naukową metodą symulacji numerycznej procesu sprężania czynnika roboczego w przestrzeniach cylindrowych silnika, wykorzystując metody iteracyjne.
- Dr hab. inż. S. Polanowski, od wielu lat zajmuje się pozyskiwaniem nowych informacji diagnostycznych o przestrzeniach roboczych silników na podstawie analizy rozwiniętych wykresów indykatorowych wyznaczanych z pomiarów ciśnień wewnątrzcyldrowych [Polanowski, 2005 i 2007]. Autor opracował m.in. model procesu sprężania bazujący na modelu politropowym, w którym zastosowano zmienny wykładnik w postaci wielomianu potęgowego, gdzie argumentem jest bezwymiarowa droga tłoka. Do modelu wprowadzono parametry konstrukcyjne, regulacyjne i eksploatacyjne silnika, wielkości wynikające ze zużycia cylindra oraz błąd położenia GMP tłoka i błędy transformacji osi czasu do osi kąta obrotu wału korbowego. Dzięki zastosowaniu wielokrotnej ruchomej aproksymacji wykresów indykatorowych oraz ich aproksymacji średniokwadratowej wielomianami trygonometrycznymi, można było uzyskać pożądany stopień wygładzenia przebiegów zmian ciśnienia w cylindrach silnika, bez utraty istotnych cech diagnostycznych.

Dostępne są także w literaturze specjalistycznej wyniki prac badawczych, w których autorzy wyznaczają w sposób analityczny temperaturę gazu roboczego w cylindrze, na podstawie optoelektronicznych pomiarów temperatury płomienia w komorze spalania silnika o ZS, wykazując przy tym liniową zależność pomiędzy nimi [Hötger i in., 1992; Kowalczyk, 2000]. Wyniki badań przeprowadzonych przez prof. M. Kowalczyka na jednocyldrowym silniku badawczym SB3.1 pozwoliły na określenie następującej zależności empirycznej:

$$\frac{T_g}{T_f} = 3,12 \cdot 10^{-4} \cdot T_g + 0,13 \quad \rightarrow \quad T_g = \frac{0,13 \cdot T_f}{1 - 3,12 \cdot 10^{-4} \cdot T_f} \quad (W1)$$

gdzie: T_g – temperatura gazu w cylindrze, T_f – temperatura płomienia.

Jednakże pomiar temperatury płomienia jest zdecydowanie trudniejszy do zrealizowania w diagnostyce silników pracujących na statku niż pomiar temperatury spalin w jego kanale wylotowym.

W związku z powyższym sformułowano następujący problem badawczy:

„Jak diagnozować w warunkach eksploatacji znane i rozpoznawalne uszkodzenia silnika okrętowego o ograniczonej podatności kontrolnej (bez możliwości indykowania cylindrów) na podstawie szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych, dokonywanych w miejscach pomiaru standardowego (statycznego) poprzez ich adaptację do pomiarów dynamicznych.”

Sformułowano również tezę rozprawy doktorskiej:

„Trwałość i niezawodność okrętowego tłokowego silnika spalinowego jest zdeterminowana głównie jakością procesu spalania paliwa. Istnieje wiele możliwych przyczyn zakłóceń tego procesu, których obserwowalnym skutkiem są deformacje przebiegu zmienności temperatury spalin mierzonej na wylocie z cylindrów, a także w charakterystycznych przekrojach kontrolnych kanału spalin wylotowych. Pomijając wpływ własności fizykochemicznych paliwa deformacje te stanowią zazwyczaj konsekwencje zużycia (lub tylko zanieczyszczenia) elementów układu wtryskowego, a także elementów konstrukcyjnych ograniczających przestrzeń roboczą silnika, w tym kanał powietrza dolotowego i układ wtryskowy. Są to procesy ciągłe, zawsze towarzyszące eksploatacji silników w warunkach okrętowych.

Możliwe jest zatem potraktowanie zarejestrowanego sygnału temperatury spalin wylotowych jako okresowo zmiennego sygnału diagnostycznego (okres jest równy czasowi trwania pojedynczego cyklu pracy silnika), dla którego można wyznaczyć estymatory (cechy dynamiczne) stanu technicznego układów funkcjonalnych silnika.”

Udowodnienie tezy umożliwiło osiągnięcie następujących celów poznawczych i użytkowych:

1. Opracowanie metody odtworzenia rzeczywistego przebiegu szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych silnika o ZS na drodze modelowania matematycznego procesu wymiany ciepła w termoparze.
2. Identyfikacja znanych i rozpoznawalnych uszkodzeń silnika o ZS, które mają bezpośredni lub pośredni wpływ na przebieg procesu spalania i przebieg zmienności temperatury spalin wylotowych, na drodze eksperymentu czynnego na silniku badawczym.
3. Zaproponowanie metodyki badań diagnostycznych jednocylindrowych silników okrętowych i nie tylko, o strukturze konstrukcyjnej analogicznej do silnika rozpatrywanego w rozprawie, na podstawie pomiarów szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych.

Metoda realizacji badań

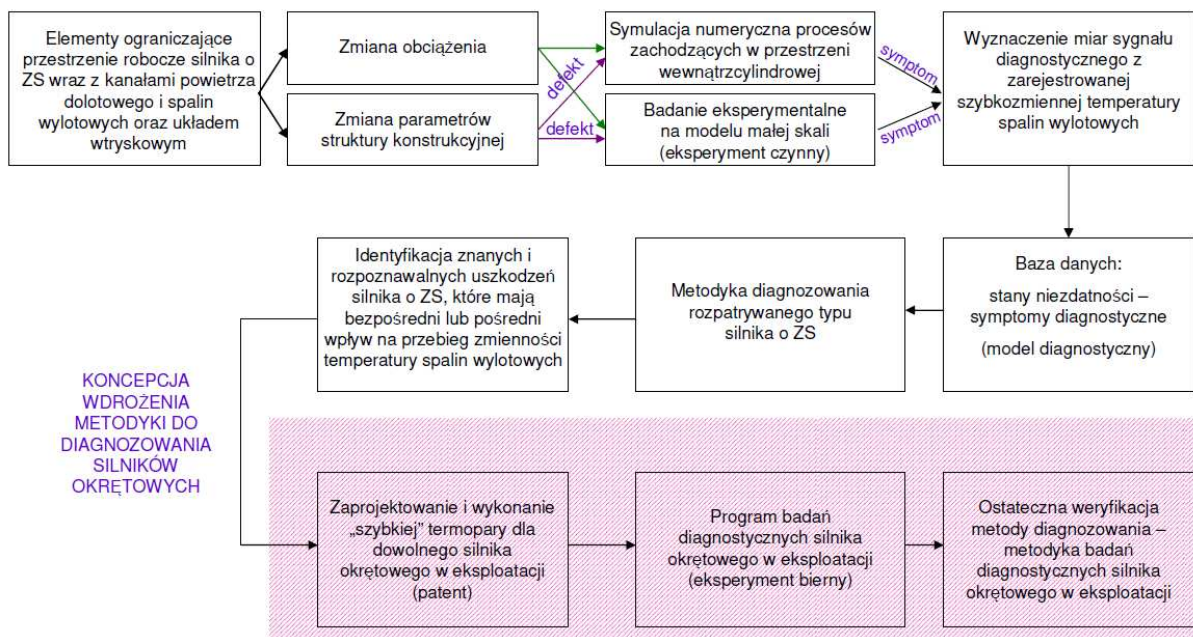
Analiza procesów cieplno-przepływowych zachodzących w kanale spalin wylotowych okrętowego tłokowego silnika spalinowego dla celów diagnostycznych wymaga opracowania schematu realizacji badań. Musi on być adekwatny do założonych celów rozprawy doktorskiej oraz zawierać w swej treści klasyczne ujęcie badań procesów fizycznych w kanale spalin wylotowych, jak: model fizyczny i matematyczny oraz eksperymenty symulacji numerycznej procesów [Cannon, 1973]. Dodatkowo należy uwzględnić w nim takie elementy, jak: zmiana obciążenia silnika i zmiana wartości parametrów struktury konstrukcyjnej układów funkcjonalnych silnika, jako źródła wymuszeń procesów cieplno-przepływowych badanych dla potrzeb diagnostycznych – rys. W3. Zgodnie z opracowanym schematem rozpatrywane stany niezdatności przestrzeni roboczych i układu wtryskowego są faktycznie wprowadzane do badanego silnika laboratoryjnego o ZS i dla każdego z nich wyznacza się relacje typu "defekt-symptom", które stanowią diagnostyczną "bazę danych".

W badaniach realizowanych przez autorkę niniejszej rozprawy, analizowane są procesy termodynamiczne zachodzące w przestrzeniach roboczych silnika o ZS, który traktowany jest jako generator szybkozmiennego sygnału temperatury spalin wylotowych. Badania eksperymentalne przeprowadzono na jednocylindrowym, czterosuwowym silniku laboratoryjnym o ZS, będącym modelem małej skali pełnowymiarowego silnika okrętowego. Obserwowane parametry podstawowe i kontrolne różnią się znacząco, co do wartości (efekt małej skali), jednak występuje znacząca analogia realizowanych procesów termodynamicznych pod względem jakościowym. Jak pokazano na rys. W3 podczas realizacji badań procesów ciepło-przepływowych w kanale wylotu spalin rozpatrywano elementy ograniczające przestrzeń cylindrową silnika okrętowego, a także kanał powietrza dolotowego i układ wtryskowy. Przeprowadzono symulację numeryczną procesów zachodzących w przestrzeni wewnątrz cylindrowej, dla różnych wartości obciążeń i zmienionych wartości parametrów struktury. Metoda modelowania stanów niezdatności elementów wchodzących w skład układów funkcjonalnych silnika z wykorzystaniem techniki symulacji komputerowej pozwoliła na osiągnięcie czterech celów [Korczewski, 2017]. Po pierwsze możliwe było określenie przebiegów zmian parametrów kontrolnych i pracy silnika, uwzględniających ich deformacje w wyniku oddziaływania wprowadzanych zmian w strukturze konstrukcyjnej zamodelowanego silnika badawczego. Drugim celem było określenie zbioru możliwych stanów niezdatności wybranych układów funkcjonalnych, które można również wprowadzić do struktury silnika laboratoryjnego. Jako trzeci cel określono wyznaczenie minimalnego zbioru parametrów diagnostycznych identyfikujących w jednoznaczny sposób zamodelowane stany niezdatności, których pomiar byłby również możliwy podczas eksperymentu na silniku o ZS. Ostatnim celem, wynikającym niejako z poprzednich, było rozszerzenie przez autorkę niniejszej rozprawy wiedzy w dziedzinie diagnostyki parametrycznej, obejmującej relacje „stan niezdatności – symptom”.

W kolejnym kroku, po wyborze adekwatnych parametrów diagnostycznych przeprowadzono eksperyment bierny (dokonywano zmiany obciążenia silnika) oraz czynny (zmieniano wartości parametrów struktury konstrukcyjnej). Zatem dla obu zmienianych parametrów wejściowych modelu relacyjnego silnika przeprowadzono symulację numeryczną procesów zachodzących w przestrzeni cylindrowej oraz badanie eksperymentalne na silniku laboratoryjnym o ZS Farymann Diesel typu D10. W obu przypadkach uzyskano przebiegi zmienności rozpatrywanego parametru stanu czynnika roboczego – szybkozmienną temperaturę spalin wylotowych. Z zarejestrowanych sygnałów temperatury spalin wyznaczono miary diagnostyczne, dla których określono wrażliwość diagnostyczną metodą testowania hipotez statystycznych. Pozwoliło to na wyznaczenie bazy danych „obciążenie/stany niezdatności – symptomy diagnostyczne” oraz opracowanie metodyki diagnozowania rozpatrywanego silnika o ZS. Zaproponowana metodyka pozwala na identyfikację wybranych stanów niezdatności dla każdego silnika o ZS, którego rozwiązanie konstrukcyjne jest podobne do silnika badawczego⁴.

W koncepcję wdrożenia zaproponowanej metodyki diagnozowania do każdego okrętowego silnika o ZS w eksploatacji wpisują się trzy etapy. Do „nowego” silnika jako obiektu diagnozowania, wraz z istniejącym układem kontrolno-pomiarowym konieczne jest zaprojektowanie termopary przeznaczonej do pomiarów szybkozmiennych, z jednoczesną akwizycją temperatury średniej. Następnie należy przedstawić propozycję badań diagnostycznych silnika w eksploatacji, uwzględniającą eksperyment bierny (zmienne obciążenie silnika). Pozwoliłoby to na weryfikację metody diagnozowania i opracowanie metodyki badań diagnostycznych dla rozpatrywanego („nowego”) silnika w eksploatacji.

⁴ Za silnik podobny do silnika laboratoryjnego Farymann Diesel typu D10 można uznać np. silnik badawczy typu CFR F-5, stosowany do wyznaczania liczby cetanowej paliw destylacyjnych [Korczewski, 2022]



Rys. W3. Schemat realizacji badań procesów cieplno-przepływowych w kanale wylotu spalin dla celów diagnostyki wytypowanych elementów układów funkcjonalnych silnika okrętowego

Autorka w swojej rozprawie doktorskiej proponuje istotną modyfikację metody diagnostycznej przedstawionej w rozprawie doktorskiej dr hab. inż. M. Zacharewicz z 2009 roku. Jej autor zaproponował pomiar ciśnienia spalin wylotowych, jako główne źródło parametrycznej informacji diagnostycznej o stanie technicznym przestrzeni roboczych silnika okrętowego w sytuacji braku możliwości indykowania cylindrów. Jednak, aby zrealizować swój cel (pomiar ciśnienia spalin wylotowych), konieczna była odpowiednia adaptacja kanału spalin wylotowych silnika Sulzer typu 6AL20/24 oraz Detroit Diesel typu DDA149TI. Nie byłoby możliwe wykonanie takich badań na silniku produkowanym seryjnie, zabudowanym w siłowni statku morskiego. Możliwe jest natomiast wykorzystanie istniejącego standardowo miejsca pomiaru temperatury spalin wylotowych (wymagania PRS) i umieszczenie w nim na czas badań diagnostycznych specjalnie przygotowanej termopary rejestrującej szybkozmienną temperaturę spalin z możliwością ciągłego obserwowania jej wartości średniej. Nie ingeruje się wówczas w strukturę silnika i istniejący układ pomiarowy. Sygnał temperatury spalin wylotowych silnika po odpowiedniej obróbce matematycznej i analizie statystycznej, wnosi istotne informacje diagnostyczne, analogiczne do pozyskiwanych na podstawie zarejestrowanego przebiegu ciśnienia spalin [Zacharewicz, 2009].

1. DIAGNOZOWANIE OKRĘTOWYCH TŁOKOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH W EKSPLOATACJI

Znajomość wymagań towarzystw klasyfikacyjnych dotyczących parametrów pracy silnika okrętowego oraz zagadnienia jego podatności kontrolnej są niezbędne do opracowania planu badań eksperymentalnych oraz metodyki diagnozowania jego przestrzeni roboczych wraz z kanałem powietrza dolotowego oraz układu wtryskowego. Analiza danych statystycznych dotyczących najczęściej występujących uszkodzeń w układach funkcjonalnych silników okrętowych jest konieczna do opracowania owej metodyki diagnozowania parametrycznego, opartej na szybkozmiennej temperaturze spalin wylotowych. Podczas jej opracowywania należy uwzględnić już istniejące, standardowe systemy pomiarowo-diagnostyczne tak, aby stanowiła ona ich istotne uzupełnienie bez ingerencji w ich funkcjonowanie oraz w proces roboczy silnika.

1.1. Zagadnienie podatności kontrolnej

Wszystkie eksploatowane na statkach silniki tłokowe są wyposażone w urządzenia kontrolno-pomiarowe pozwalające na rejestrację zestawu parametrów kontrolnych, niezbędnych do ich bezpiecznego użytkowania. Cyklicznie przeprowadza się dodatkowo indykowanie cylindrów, jako podstawową metodę oceny stanu technicznego silnika. Jednak nie wszystkie obecnie produkowane i eksploatowane silniki okrętowe średnio- i szybkoobrotowe są standardowo wyposażane w zawory indykatorowe, których podstawowym zadaniem jest odprężanie (dekompresja) cylindrów podczas obracania wału korbowego [Korczewski, 2017]. Istotnym problemem metrologicznym związanym z indykowaniem silników okrętowych jest wymóg zapewnienia w czasie badania nominalnego (lub jak największego), ustalonego obciążenia⁵. Indykowanie silników wiąże się także ze znaczną niepewnością pomiarową wynikającą głównie z nierównomiernej prędkości obrotowej wału korbowego czy z błędów podczas określania GMP [Łutowicz, 2006; Polanowski, 2007]. Zanieczyszczenie czy zużycie kanału indykatorowego może również negatywnie wpływać na wiarygodność zarejestrowanego przebiegu zmienności ciśnienia wewnątrzcyldrowego. Zatem diagnostyka oparta na indykowaniu cylindrów silnika, jeżeli jest w ogóle możliwa, wymaga bardzo dokładnej aparatury pomiarowej, ale także dogłębnej wiedzy i doświadczenia diagnosty.

W przypadku silników niewyposażonych standardowo w zawory indykatorowe alternatywą jest diagnostyka parametryczna na podstawie pomiarów parametrów stanu czynnika termodynamicznego w kanale spalin wylotowych. Większość tłokowych silników okrętowych ze względu na wymagania towarzystw klasyfikacyjnych posiada ściśle określone miejsca standardowego pomiaru temperatury spalin wylotowych, jako wolnozmiennego parametru kontrolnego [Polski Rejestr Statków, 2016 i 2019; IACS, 2016]. Nie ma takiego wymagania co do ciśnienia spalin i rzadko się go stosuje. Konieczny jest jedynie pomiar ciśnienia powietrza doładowującego [Piaseczny, 1992; Chłopek i Piaseczny, 2004]. W przypadku silników głównych statku wymagany jest pomiar średniej temperatury spalin wylotowych za każdym cylindrem, w celu wyznaczenia ich odchylenia od wartości uśrednionej dla całego silnika (lub bloku cylindrowego) [IACS, 2016: M35]. W przypadku silników okrętowych napędzających prądnice, o mocy powyżej 500 kW przypadającej na każdy cylinder, również wymagany jest pomiar temperatury spalin za każdym z nich [IACS, 2016: M36]. Gdy silnik jest wyposażony w impulsowy układ turbodoładowania, a dotyczy to głównie silników szybko- i średnioobrotowych, wówczas miejsca pomiaru średniej

⁵ Dla silników napędzających prądnice jest to możliwe i stosunkowo proste do realizacji, natomiast dla silników napędu głównego statku wymagane jest utrzymanie ustalonych warunków pływania (obciążenia) w trakcie indykowania, które trwać może nawet kilkadziesiąt minut.

temperatury spalin znajdują się dodatkowo przed i za turbiną turbosprężarki [IACS, 2016: M73]. Istnienie miejsca pomiaru temperatury spalin wylotowych w przypadku silników okrętowych daje możliwość zaadaptowania go do dodatkowych zadań, np. do pomiaru sygnału szybkozmiennego.

Jak wspomniano powyżej okrętowe silniki spalinowe standardowo wyposażone są w pomiar temperatury spalin wylotowych, co wynika z kilku czynników:

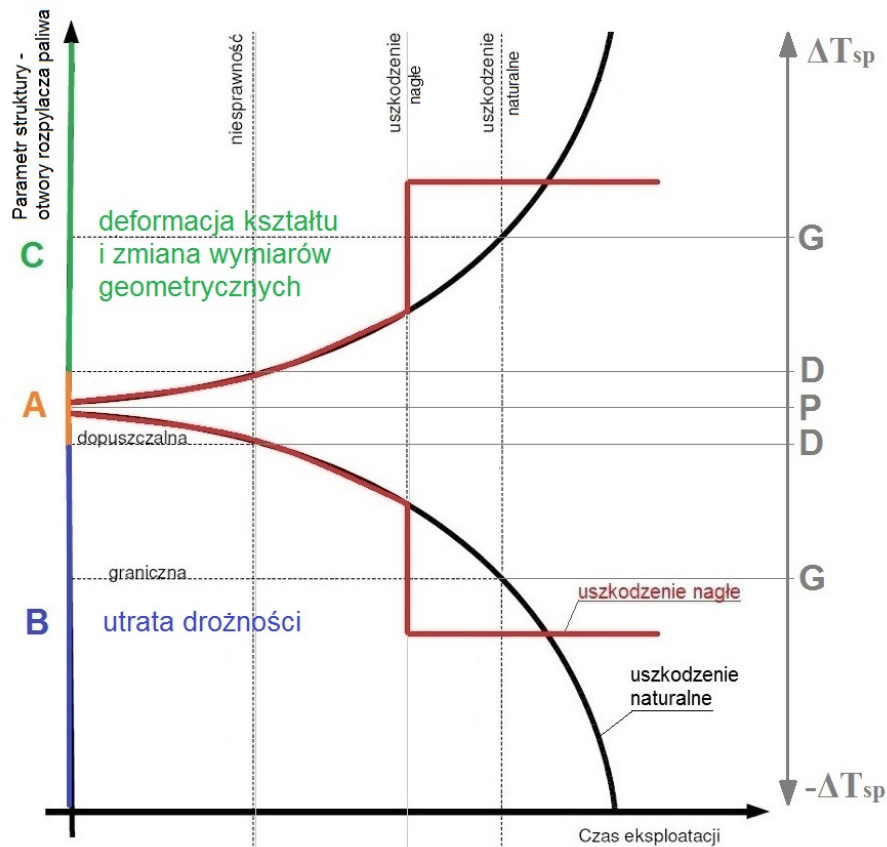
1. Jest ona podstawowym wskaźnikiem eksploatacyjnym dla oceny obciążenia cieplnego elementów konstrukcyjnych ograniczających komorę spalania, które ma decydujący wpływ na trwałość i niezawodność silnika.
2. Jest ona również podstawowym parametrem pracy turbosprężarki zasilanej spalinami opuszczającymi cylindry silnika, co pozwala na kontrolę jej sprawności i trwałości.
3. Pomiar temperatury spalin wylotowych pozwala na ocenę równomierności obciążeń cieplnych poszczególnych cylindrów.
4. Istnieje związek pomiędzy temperaturą spalin wylotowych a prawidłowym działaniem systemu oczyszczania spalin ze szkodliwych, w tym toksycznych składników. Kontrola jej wartości pozwala na uzyskanie jak największej efektywności tego procesu [Chybowski, 2010].

1.2. Stany niezdatności eksploatacyjnej – znane i rozpoznawalne

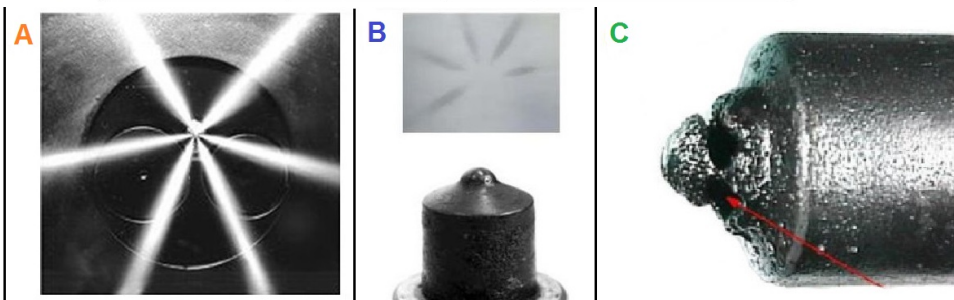
W rozważaniach dotyczących stanu technicznego silnika okrętowego jako przedmiotu diagnozowania konieczna jest odpowiednia interpretacja kilku związanych z tą tematyką pojęć z zakresu diagnostyki technicznej [Piętak, 1999; Korczewski, 2017]. Diagnozowanie silnika, będące badaniem symptomów i syndromów (zespołów symptomów) ma na celu określenie fizykalnego charakteru ich uszkodzeń i niesprawności [ISO 13372:2012]. Istotna jest znajomość cech stanu technicznego rozumianych jako wielkości fizycznych charakteryzujących stan struktury konstrukcyjnej silnika lub stan procesów fizykochemicznych w nim realizowanych. Symptom obserwowany na drodze pomiarów (np. szybkozmienną temperaturę spalin wylotowych) może stanowić cechę charakterystyczną zaistnienia jednego, bądź więcej stanów niezdatności. Cecha stanu technicznego silnika staje się symptomem uszkodzenia, gdy jej wartość przekracza granice tolerancji eksploatacyjnych ustalone przez producenta. Wzajemne powiązania cech stanu silnika okrętowego oraz symptomów i syndromów stanów niezdatności mogą być: jednoznaczne, gdy jeden symptom lub syndrom, charakteryzuje określony stan niezdatności lub niejednoznaczne, wówczas jeden symptom lub syndrom charakteryzuje więcej niż jeden stan niezdatności.

O stanie pełnej zdatności można powiedzieć tylko wtedy, gdy silnik może być obciążany w całym zakresie, dla którego został zaprojektowany i wykonany. O uszkodzeniu mówi się w wypadku zdarzenia polegającego na utracie zdatności elementu konstrukcyjnego silnika do realizacji wymaganej funkcji celu działania. Natomiast stan niezdatności to taki stan silnika, który ujawnia się kiedy jeden z jego elementów lub zespołów konstrukcyjnych ulega degradacji lub wykazuje zakłócenia funkcjonowania, co doprowadzić może do uszkodzenia silnika jako całości. Pojęcie awarii technicznej rozumie się natomiast jako organizacyjną konsekwencję gwałtownego, nieprzewidzianego uszkodzenia lub zniszczenia obiektu (systemu) technicznego, która powoduje przerwę w jego użytkowaniu, skutkującą utratą zdolności do realizacji funkcji celu działania systemów nadrzędnych. Stwierdzenie tego stanu na ogół nie wymaga zastosowania aparatury badawczej [Korczewski, 2017].

Istnieją także pozostałe klasy stanu technicznego – rys. 1.1, charakterystyczne dla zmieniających się wartości wielkości fizycznych (parametrów) determinujących jej strukturę konstrukcyjną: stan częściowej zdatności oraz stan niesprawności technicznej, zarówno dla uszkodzenia naturalnego, jak i nagłego [Hebda i in., 1984; Kluj, 2000; Korczewski, 2017].

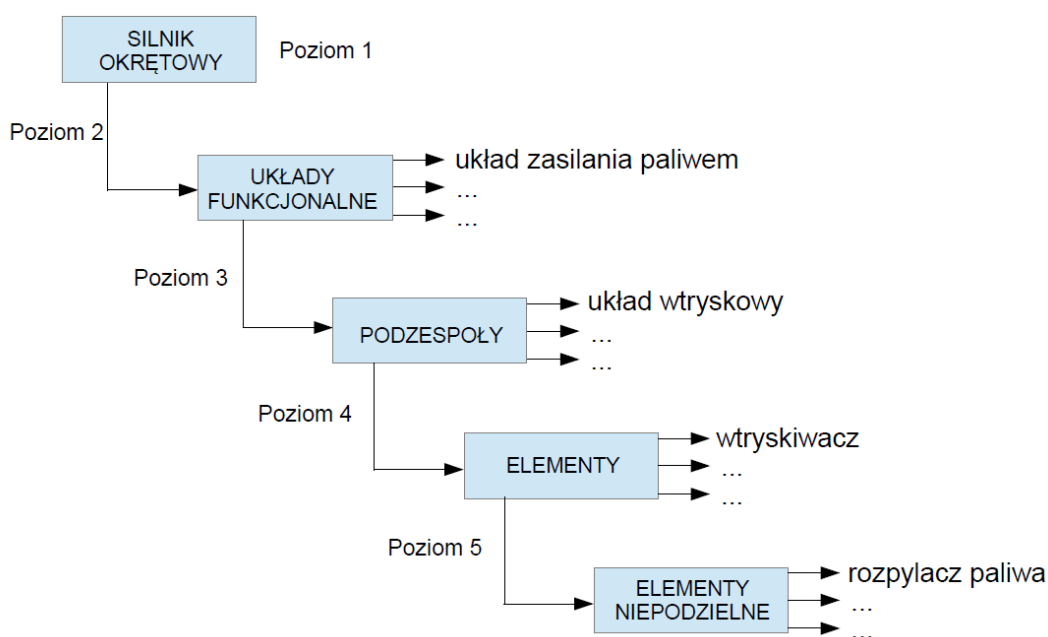


Uszkodzenie naturalne	Stan sprawności technicznej	Stan niesprawności technicznej	
	Stan pełnej zdatności	Stan częściowej zdatności	Stan niezdatności
Uszkodzenie nagłe	Stan sprawności technicznej	Stan niesprawności technicznej	
	Stan pełnej zdatności	Stan częściowej zdatności	Stan niezdatności



Rys. 1.1. Zależność między charakterystycznymi klasami stanu technicznego i stanami granicznymi tłokowego silnika okrętowego, dla stanu technicznego rozpylacza paliwa oraz zależność wartości ΔT_{sp} (rozumianej jako różnica pomiędzy zmierzoną wartością temperatury spalin wylotowych w danym stanie a wartością początkową – w punkcie P) od stanu technicznego rozpylacza paliwa: A - ukształtowanie strugi paliwa dla sześciootworowego wtryskiwacza w stanie referencyjnym (stan pełnej zdatności – czynne pole przepływu otworów rozpylacza jest w zakresie referencyjnym), B - końcówka rozpylacza zanieczyszczona nagarem w rejonie otworów rozpylających oraz obraz rozpylania paliwa na bibule (stan niesprawności powstały w wyniku uszkodzenia naturalnego np. zanieczyszczenia nagarem – czynne pole przepływu otworów rozpylacza jest obniżone), C - deformacja kształtu otworu rozpylacza w wyniku zużycia cieplnego i erozyjnego (stan niezdatności powstały w wyniku uszkodzenia naturalnego lub nagłego – czynne pole przepływu otworów rozpylacza jest nadmiernie powiększone); wartości na osi różnicy temperatur ΔT_{sp} : P – odniesieniowa wartość początkowa ΔT_{sp} wyznaczona na początku eksploatacji lub po naprawie, D – wartość dopuszczalna ΔT_{sp} ustalona przez diagnostę, G – wartość graniczna ΔT_{sp} określona przez producenta [Korczewski, 2017]

Silniki tłokowe stanowiące napęd główny statków, jak i ich elektrowni, generują koszty eksploatacji stanowiące ponad 70% kosztów utrzymania całej siłowni na statku, głównie ze względu na wysokie ceny paliw i olejów smarowych [Witkowski, 2005]. Istnieje silny związek pomiędzy niezawodnością silników a bezpieczeństwem statku. Uwzględniając te dwa aspekty - bezpieczeństwo żeglugi i koszty eksploatacji statku - opracowywane są metody i urządzenia diagnostyczne głównie z myślą o niezawodności silników okrętowych. Pamiętając jednak, że ma on bardzo złożoną strukturę konstrukcyjną⁶, konieczne jest przeprowadzenie jego logicznej dekompozycji na układy funkcjonalne, podzespoły i elementy, aby ustalić dogłębność stawianej diagnozy. W sposób schematyczny przedstawiono podział struktury konstrukcyjnej silnika okrętowego na odpowiednie poziomy, zgodnie z rosnącą szczegółowością (dogłębnością) dokonywanej klasyfikacji stanu technicznego – rys. 1.2. Ostatni element przedmiotu diagnozowania uważa się za niepodzielny [Korczewski, 2017].



Rys. 1.2. Schemat dekompozycji silnika okrętowego

Z danych statystycznych wynika, że silniki okrętowe są najbardziej zawodnymi maszynami na statku [Witkowski, 2014 i 2017]. Wśród najczęściej występujących uszkodzeń, te dotyczące silników wolnoobrotowych stanowią 38% całkowitej liczby uszkodzeń, zaś średnioobrotowych 15,7% wszystkich rozważanych wypadków. Analizując uszkadzalność silników okrętowych, bez względu na ich przeznaczenie za najbardziej newralgiczne układy funkcjonalne należy uznać: układ zasilania paliwem (blisko 50% wszystkich uszkodzeń) oraz wymiany czynnika roboczego (24,7%). W wypadku układu zasilania paliwem to wtryskiwacze (41%) oraz pompy wtryskowe (38%) stanowią elementy najczęściej ulegające uszkodzeniom [Witkowski, 2016]. W układzie wymiany czynnika roboczego autor wskazuje za najczęstsze przyczyny uszkodzeń zanieczyszczenie elementów tego układu i dotyczy przede wszystkim filtrów powietrza dolotowego, ale również elementów układu turbodoładowania (jeżeli występuje) oraz organów rozrządu zaworowego (zaworów cylindrowych).

Również inni autorzy potwierdzają w swoich badaniach statystycznych, że wtryskiwacze są najbardziej zawodnym elementem we wszystkich podzespołach układu zasilania paliwem silników okrętowych. Dr inż. S. Bruski w swojej rozprawie doktorskiej przedstawił wyniki

⁶ Liczba elementów konstrukcyjnych silnika okrętowego może wynosić nawet 5-7 tysięcy [Korczewski, 2017].

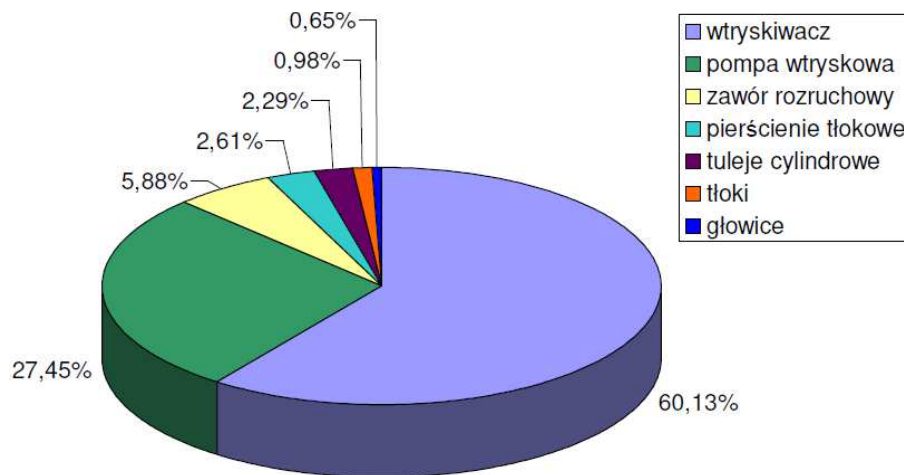
badania statystycznych zgromadzonych w Instytucie Konstrukcji i Eksploatacji Okrętów AMW dla silników średnioobrotowych eksploatowanych na okrętach Marynarki Wojennej [Bruski, 2005]. Autor wskazuje, że do najczęstszych uszkodzeń dochodziło w następujących układach funkcjonalnych: zasilania paliwem (72%), rozrządu (19%) oraz zasilania powietrzem (9%). Przy 54% udziale uszkodzeń wtryskiwaczy w układzie zasilania paliwem, stanowiły one 38,9% wszystkich uszkodzeń silnika okrętowego w eksploatacji.

Zagadnieniem niezawodności elementów konstrukcyjnych wchodzących w skład układów funkcjonalnych okrętowego silnika tłokowego zajmował się również zespół badawczy z Wietnamu w składzie: T. V. Ta, D. M. Thien oraz V. T. Cang [Ta i in., 2017]. Autorzy publikacji wskazują silniki główne oraz pomocnicze, jako elementy siłowni i elektrowni statku morskiego ulegające najczęściej uszkodzeniom, jednocześnie generując największe koszty z tytułu ubezpieczenia i napraw. Spośród analizowanych przez autorów 558 uszkodzeń głównych podzespołów napędu okrętowego (silniki główne i pomocnicze, przekładnie redukcyjne, kotły utylizacyjne, wały napędowe i inne) 41,6% dotyczyło silników głównych, a 21,5% pomocniczych silników o ZS. Autorzy wskazali układ wtryskowy, jako ten spośród wszystkich podzespołów silnika okrętowego, który zużywa się w najszybszym tempie – każde kolejne 500 godzin pracy silnika powoduje podwojenie prawdopodobieństwa uszkodzenia elementów tego układu.

Zagadnieniem niezawodności okrętowych tłokowych silników spalinowych zajmował się także prof. Z. Czajgucki [Czajgucki, 1984]. Na podstawie zebranych danych statystycznych o ich uszkodzeniach wykazał, że wtryskiwacze są elementem badanych silników, który ulega najczęściej uszkodzeniu (ponad 60% wszystkich analizowanych przez autora elementów), przede wszystkim z powodu niskiej jakości stosowanego paliwa żeglugowego. Udziały uszkodzeń poszczególnych elementów wchodzących w skład podzespołów silników CEGIELSKI-SULZER typu 6RD68 o mocy 5,5 MW przedstawiono na rys. 1.3. Wykres powstał na podstawie przebiegów funkcji niezawodności wtryskiwaczy, pomp wtryskowych, zaworów rozruchowych, pierścieni tłokowych, tulej cylindrowych, tłoków i głowic silników 6RD68 zasilanych pozostałościowym paliwem żeglugowym, które przepracowały 1500 godzin. Funkcje te zostały określone na podstawie podstawowego równania, służącego do oceny niezawodności za pomocą metod nieparametrycznych [Czajgucki, 1984; Niewczas, 1998 i 2003; Szopa, 2016]:

$$R(\tau) = 1 - \frac{n(\tau)}{m} \quad (1.1)$$

gdzie: $R(\tau)$ – niezawodność elementu jako funkcji czasu τ , $n(\tau)$ – liczba uszkodzonych elementów w przedziale czasu $(0, \tau)$, m – liczebność próbki.



Rys. 1.3. Procentowe udziały uszkodzeń poszczególnych elementów konstrukcyjnych silników CEGIELSKI-SULZER typu 6RD68 o mocy 5,5 MW

Powyższe dane statystyczne można wykorzystać przede wszystkim do oceny niezawodności podzespołów oraz wchodzących w ich skład elementów konstrukcyjnych silnika i przydatności do realizacji stawianych im zadań, analizy niezawodności układów funkcjonalnych, w skład których wchodzi analizowane podzespoły, wyznaczania liczb części wymiennych, a także do sporządzania racjonalnych planów obsługi technicznych.

Najczęstsze uszkodzenia wtryskiwaczy wynikają przede wszystkim ze skrajnie niekorzystnych warunków oddziaływania wysokich ciśnień paliwa, a w przypadku samego rozpylacza dodatkowo wysokich i zmiennych temperatur czynnika roboczego w komorze spalania [Bruski, 2005; Raunmiagi, 2008; Monieta, 2012; Serdecki, 2017; Stoech, 2017]. W konsekwencji dochodzi do nieszczelności wtryskiwacza, spadku ciśnienia otwarcia względem referencyjnego oraz nadmiernego zużycia pary precyzyjnej [Piotrowski i Witkowski, 2002a i b]. Do najczęstszych uszkodzeń rozpylacza (będącego w przypadku silników średnioobrotowych najbardziej newralgicznym elementem układu wtryskowego) należą: całkowita lub częściowa utrata drożności otworów rozpylacza, deformacja kształtu i zmiana wymiarów geometrycznych ("rozkalibrowanie") tychże otworów w wyniku zużycia erozyjnego i cieplnego, nieszczelność gniazda iglicy czy zakleszczenie iglicy w prowadnicy.

Wpływ na stan techniczny wtryskiwacza mają następujące czynniki:

- erozyjne i korozyjne oddziaływanie różnego rodzaju zanieczyszczeń znajdujących się w paliwie, np. cząstki stałe, woda, wanad, siarka – w przypadku paliw nieodsiarczonych lub tzw. „cat fines” – dla niskosiarkowych paliw pozostałościowych,
- skłonność paliwa niskiej jakości do tworzenia nagarów i laków,
- przegrzanie wtryskiwacza wskutek zakłócenia procesu jego chłodzenia.

W nowo produkowanych niskosiarkowych paliwach pozostałościowych, często występują zanieczyszczenia w postaci twardych, lekkich i trudno usuwalnych cząstek tlenków aluminium i krzemu – tzw. „cat fines” (ang. *catalytic fines*). Mogą one prowadzić do poważnych uszkodzeń podzespołów układów funkcjonalnych silnika, wskutek oddziaływania ściernego występującego w nieoczyszczonym paliwie w postaci miazgi katalitycznej. Stanowi on produkt uboczny procesu hydrokrakingu katalitycznego [Korczewski, 2022]. Również sam rozpylacz paliwa może ulec tego typu uszkodzeniom mechanicznym, co jest widoczne na rys. 1.4. [Aabo i in., 2005].



Rys. 1.4. Zużyty rozpylacz paliwa silnika okrętowego wskutek destrukcyjnego oddziaływania miazgi katalitycznej (ang. *cat fines*) [Aabo i in., 2005]

W przypadku sprężyny wtryskiwacza wskutek pracy w wysokich temperaturach i ciśnieniach dochodzi z czasem do zużycia wynikającego z utraty jej sprężystości własnej. Skutkiem może być wówczas obniżone ciśnienie otwarcia wtryskiwacza, powodujące zakłócenia procesu spalania [Korczewski, 2017].

Inna newralgiczna grupa uszkodzeń, które dotyczą przestrzeni roboczych silnika okrętowego, a mająca wpływ na przebieg procesu spalania to uszkodzenia mechaniczne układu tłokowo-korbowego. Mają one bezpośredni wpływ na pojemność komory spalania, a co za tym idzie na wartość stopnia kompresji silnika. Często dochodzi do zużycia łożysk układu korbowego albo łożysk sworzni tłokowych, które sprawia, że skraca się droga tłoka podczas suwu sprężania na skutek sumowania się zwiększonych luzów w łożyskach [Włodarski, 1995; Woś i in. 2016]. Inną przyczyną spadku stopnia kompresji może być także uszkodzenie korbowodu w postaci zgięcia (wyboczenia) trzonu korbowodu [Mijas, Reiter i Kukielka, 2013].

Występowanie zbyt dużej ilości sadzy w przestrzeni wewnątrzcyldrowej, która powstaje w wyniku niecałkowitego spalania paliwa, powoduje zmniejszenie pojemności komory spalania, a zatem wzrost stopnia kompresji. Zatem spadek lub wzrost stopnia kompresji silnika występuje zazwyczaj w wyniku uszkodzeń mechanicznych układu tłokowo-korbowego lub nieprawidłowości w procesie spalania, skutkującej intensywnym gromadzeniem się nagaru w komorze spalania.

Należy także mieć na uwadze fakt, że gdy dochodzi do zakłóceń procesu roboczego silnika wzrastają jego obciążenia cieplne, a zatem wszelkie niesprawności pogarszające stan techniczny silnika i/lub instalacji z nim współpracujących mogą prowadzić do przeciążenia cieplnego. Za układy silnika wpływające na wzrost obciążeń cieplnych uznaje się w kolejności: układ zasilania paliwem, układ powietrza zasilającego, zespół tłok-pierścienie-tuleja cylindrowa, układ smarowania tulei cylindrowych oraz chłodzenia [Piotrowski i Witkowski, 2002a i b].

Analizując wyniki badań niezawodności dotyczących układów funkcjonalnych silników okrętowych zdecydowano się poddać eksperymentowi oraz analizie statystycznej i merytorycznej te uszkodzenia, które występują najczęściej. Przy wyborze wprowadzanych zmian struktury konstrukcyjnej, mających stanowić odzwierciedlenie stanów niezdatności eksploatacyjnej możliwych do wystąpienia w silniku użytkowanym w warunkach rzeczywistych, tj. na statku, brano pod uwagę także możliwości techniczne silnika badawczego o ZS. Do zastosowanego planu eksperymentu wzięto zatem pod uwagę następujące uszkodzenia:

- utrata drożności kanału dolotowego powietrza (obniżone ciśnienie powietrza dolotowego),
- relaksacja sprężyny wtryskiwacza (obniżone ciśnienie otwarcia wtryskiwacza),
- nieszczelność komory spalania (obniżony stopień kompresji).

1.3. Metody i środki diagnostycznego działania

Za najważniejsze czynniki mające wpływ na prawidłową eksploatację statku należy uznać [Łosiewicz, 2010]:

- a) prawidłową nawigację, czyli utrzymanie zalecanej trasy żeglugi, dostosowanie prędkości i kursu statku do warunków atmosferycznych oraz zagrożeń, zagwarantowanie stateczności i pływalności statku;
- b) niezawodność urządzeń i systemów, przede wszystkim napędu głównego oraz systemów pomocniczych i awaryjnych statku;
- c) bezpieczeństwo ładunku, rozumiane jako utrzymanie warunków zgodnych z normami przewozowymi.

Prawidłowe zarządzanie siłownią okrętową jest niezbędne do tego, aby powyższe czynniki były utrzymywane na odpowiednim poziomie. Należy zaplanować proces eksploatacji silnika okrętowego w sposób racjonalny, dzięki zastosowaniu odpowiedniej strategii [Rudnicki, 2018; Girtler, 2020]. Strategia eksploatacji polega głównie na ustaleniu intensywności użytkowania, a także zakresu, częstości i pracochłonności obsługi technicznych. Ma to na celu zapobiec uszkodzeniom i wydłużyć do maksimum czas pracy silnika w stanie zdatności

eksploatacyjnej. Aby przyjąć odpowiednią strategię eksploatacji dla wybranego typu silnika, należy znać rozkłady trwałości jego układów funkcjonalnych. Jest to zagadnienie złożone, a wieloletnie badania pokazały, że inaczej wyglądają przebiegi gęstości prawdopodobieństwa czasu pracy do uszkodzenia dla układów: mechanicznego, cieplno-przepływowego czy automatycznego sterowania silnika [Korczewski, 2017]. Z tego względu przyjęto się stosowanie różnych strategii eksploatacji dla różnych układów funkcjonalnych silnika. W praktyce obecnie stosuje się trzy strategie eksploatacji układów funkcjonalnych silników okrętowych, w zależności od warunków pracy analizowanego układu. Strategia eksploatacji wg tzw. rezerwu (PPM – ang. *Planned Preventive Maintenance*) może być zastosowana np. do układu mechanicznego, gdzie dominującym rodzajem zużycia jest zmęczenie wysokocyklowe lub w przypadku układu komory spalania - zmęczenie niskocyklowe. Inna strategia eksploatacji to ta według stanu technicznego (CBM – ang. *Condition Based Maintenance*) stosowana np. gdy analizuje się przestrzeń roboczą silnika narażoną na zanieczyszczenia czy korozję. Skuteczna np. w przypadku układów automatycznego sterowania pracą silnika jest natomiast strategia eksploatacji według poziomu niezawodności (FFF – ang. *For the First Failure*) [Korczewski, 2017].

W zależności od stanu wyposażenia silnika okrętowego w standardowe urządzenia kontrolno-pomiarowe eksploatacja wybiera odpowiednią metodę badania diagnostycznego. W oparciu o te urządzenia ma on dostęp do parametrów kontrolnych silnika, nazywanych "zestawem parametrów mierzonych rutynowo" [Witkowski, 2005]. Część z nich stanowi zbiór minimalny, istotny ze względu na bezpieczeństwo statku i jest określona przepisami towarzystw klasyfikacyjnych. Jednak uważa się, że zestaw tychże parametrów jest niewystarczający na drodze wiarygodnej diagnostyki układów funkcjonalnych silnika okrętowego objętych strategią eksploatacji CBM. Pełniejsze dane można uzyskać podczas badań okresowych, podczas których możliwe jest uzupełnienie posiadanych danych o parametry dodatkowo rejestrowane np. podczas indykowania silnika. Są one jednak zależne od podatności kontrolnej silnika i możliwości diagnostycznych dostępnych narzędzi pomiarowych. Bez względu na liczbę analizowanych parametrów pracy silnika, wiarygodność diagnozy z lokalizacją i określeniem przyczyny uszkodzenia (niesprawności) zależy głównie od wiedzy i doświadczenia badacza (diagnosty).

Uszkodzenia silników okrętowych mogą wynikać z zużycia naturalnego (jego wystąpienie można przewidzieć w wyniku diagnozowania i prognozowania stanu technicznego układów funkcjonalnych) lub w wyniku zużycia przyspieszonego, a nawet przypadkowego (są nagle i najczęściej nieodwracalne, nie da się ich przewidzieć na drodze diagnozowania). Uszkodzenia silników okrętowych można sklasyfikować w zależności od prawdopodobnej przyczyny ich wystąpienia do jednej z następujących grup:

- uszkodzenia konstrukcyjne (powstałe wskutek błędów projektowania),
- produkcyjne (powstałe w wyniku błędów procesów technologicznych lub wad materiałowych),
- eksploatacyjne (powstałe jako skutek nieprawidłowej eksploatacji lub wskutek oddziaływania nieprzewidzianych czynników zewnętrznych),
- zachowawcze (powstałe jako konsekwencja długotrwałego postoju lub pracy przy obciążeniach minimalnych, przez co silnik traci zdolność do zachowania stanu zdatowności).

Ich wczesne wykrycie może być zagwarantowane na drodze powszechnego stosowania na statkach urządzeń i systemów diagnozujących [Witkowski, 2005; Łosiewicz, 2013; Wang i in., 2017]:

1. CoCoS (ang. *Computer Controlled Surveillance*) - oprogramowanie aplikacyjne stosowane w silnikach firmy MAN B&W, szczególnie moduł CoCoS EDS (ang. *Engine Diagnostics System*) - służy do monitorowania, zapisywania i archiwizowania parametrów pracy silnika oraz do prowadzenia analizy trendów zmian wartości tych parametrów;

2. CDS (ang. *Complex Diagnostic System*) - program do diagnostyki silników okrętowych, podzielony na trzy poziomy – rys. 1.2:
 - Poziom pierwszy - silnik - generalny nadzór nad jego stanem technicznym;
 - Poziom drugi - układy funkcjonalne i podzespoły silnika - analiza ciśnień w układzie wtryskowym IPA (ang. *Injection Pressure Analysis*) oraz analiza przebiegu ciśnień w cylindrach CPA (ang. *Combustion Pressure Analysis*);
 - Poziom trzeci - elementy podzespołów silnika - analiza stanu pierścieni tłokowych PRA (ang. *Piston Ring Analysis*), ochrona przed zacieraniem tulei cylindrowych SAS (ang. *Scuffing Alarm System*) oraz informacja o fazach rozrządu zaworów dolotowych i wylotowych LMS (ang. *Leakage Measurement System*);
3. Data Trend firmy Norcontrol - program pozwalający ocenić stan techniczny elementów układu tłokowo-cylindrowego, układu doładowania, układu wtryskowego, a także kotła utylizacyjnego, na podstawie parametrycznej metody diagnozowania. Oprócz parametrów standardowych rejestrowane są także: temperatura tulei cylindrowych, ciśnienie czynnika roboczego w cylindrach, ciśnienie paliwa w przewodach wtryskowych, a także stan porostania kadłuba statku.
4. SEDS firmy Sulzer - system pozwalający na kontrolę pracy i diagnostykę parametryczną silników okrętowych napędu głównego statku.
5. Comos i DMTAS firmy Mitsubishi to systemy pozwalające na dozоровanie pracy silników głównych i pomocniczych na statku. Rejestrowane parametry na bieżąco są porównywane z wartościami wzorcowymi oraz tworzona jest analiza trendu zmian wartości tych parametrów.

Nie mniej istotnym jest również wdrażanie nowych technik diagnozowania, pozwalających na uzyskanie dogłębszych informacji o stanie technicznym na podstawie dodatkowo rejestrowanych parametrów. Pomiar szybkozmiennnej temperatury spalin wylotowych jest dobrym przykładem w przypadku silników okrętowych nie wyposażonych w wymienione powyżej systemy diagnozujące.

1.4. Podsumowanie

Mimo tego, że silniki tłokowe są powszechnie stosowane na statkach morskich, możliwości ich diagnostyki parametrycznej w warunkach eksploatacji są ograniczone. Wynika to zarówno z ich niskiej podatności kontrolnej, jak również z faktu braku szerokiej dostępności nowoczesnych, zaawansowanych technologicznie systemów i urządzeń diagnozujących.

W ciągu ostatnich kilkudziesięciu lat nastąpiła znaczny postęp technologiczny w zakresie możliwości obserwowania parametrów pracy silnika. Przebieg zmienności parametru diagnostycznego dawniej był rejestrowany w technologii analogowej, co znacznie ograniczało jego dalszą analizę jakościową i ilościową. Dziś ten sam sygnał uzyskuje się w postaci cyfrowej, pozbawionej większości zakłóceń. Dostępne są także liczne programy komputerowe wspomagające diagnostów w obróbce matematycznej sygnału i analizie merytorycznej uzyskanych wyników badań. Odrębnym problemem jest umiejętność ich obsługi i wnioskowania o stanie technicznym silnika na podstawie zarejestrowanych wyników pomiarowych. Nawet najnowocześniejszy system pomiarowy nie jest przydatny w przypadku mało dogłębnej wiedzy i doświadczenia diagnosty. Należy pamiętać, że tłokowy silnik okrętowy składa się z licznych, sprzężonych ze sobą układów funkcjonalnych, które mogą ulegać niesprawnościom, a nawet uszkodzeniom według różnych przebiegów gęstości prawdopodobieństwa czasu poprawnej pracy. Z tego względu należy odpowiednio (indywidualnie) dostosowywać strategię ich eksploatacji. W związku z tym istotnym jest:

1. Dokonanie dekompozycji silnika na układy funkcjonalne, podzespoły i elementy konstrukcyjne oraz zidentyfikowanie "słabych ogniw"⁷, w których niesprawności i uszkodzenia występują najczęściej;
2. Dokonanie wyboru i wdrożenie strategii eksploatacji poszczególnych układów funkcjonalnych silnika najbardziej efektywnych dla każdego z nich;
3. Umiejętne zastosowanie nowo projektowanych systemów diagnozujących, we współpracy z producentami silników tak, aby maksymalnie wykorzystana została podatność kontrolna silnika;
4. Systematyczne wdrażanie do eksploatacji nowo produkowanych, specjalistycznych urządzeń przeznaczonych do badania wybranych układów funkcjonalnych silnika i ich elementów, a zwłaszcza do badania przebiegu procesu roboczego, ale także rozwijanie nowych metod diagnostycznych opartych na parametrach rutynowo mierzonych lub wykorzystujących istniejące miejsca pomiaru standardowego.

Dzięki uwzględnieniu powyższych aspektów diagnostyki silników okrętowych ich eksploatacja może być znacznie bardziej efektywna i bezpieczna. Wiąże się to także z korzyściami ekonomicznymi, mimo konieczności poniesienia pewnych kosztów celem poprawy skuteczności diagnostycznej, m.in. zakupu urządzeń i systemów diagnozujących czy szkolenia diagnostów.

⁷ Jako "słabe ogniwa" w silniku tłokowym można uznać: układ zasilania paliwem (w tym pompy wtryskowe i wtryskiwacze), układ tłokowo-korbowy (tłoki z pierścieniami, tuleje cylindrowe, łożyska korbowe i główne, wał korbowy), układ wymiany czynnika roboczego (w tym filtry powietrza, sprężarki doładowujące, chłodnice i turbiny) [Witkowski, 2005].

2. IDENTYFIKACJA OBIEKTU BADAŃ

W przypadku badań diagnostycznych silnika okrętowego istotny jest wybór parametrów kontrolnych i odpowiednich do tego celu przyrządów pomiarowych. Należy także dokonać wyboru miejsca montażu czujnika tak, aby uzyskać jak najwięcej informacji diagnostycznej o strukturze silnika, przy jednoczesnym braku zakłóceń procesu roboczego oraz istniejącego systemu diagnozującego (toru pomiarowego). Konieczna jest także znajomość specyfiki procesów i przemian termodynamicznych zachodzących w silniku oraz w kanale spalin wylotowych, aby właściwie interpretować uzyskane wyniki pomiarów.

2.1. Formy konstrukcyjne i aspekty eksploatacyjne kanału spalin wylotowych tłokowych silników okrętowych

Układy wylotowe spalin w silnikach okrętowych mają trzy podstawowe funkcje: odprowadzanie spalin, tłumienie hałasu generowanego przy ich wypływie oraz pozytywne oddziaływanie na wskaźniki robocze silnika, przede wszystkim na charakter kształtowania się krzywej momentu obrotowego jako funkcji prędkości obrotowej [Kordziński, 1964; Mitianiec i Jaroszewski, 1993]. Jednakże należy mieć na uwadze także zjawiska i procesy destrukcyjne, jak naprężenia cieplne (oraz możliwości ich kompensowania), czy zachodzące reakcje chemiczne, które wywołują korozję kanałów spalinowych. Istotnymi są także dodatkowe funkcje układu spalin wylotowych, takie jak wyłapywanie iskier czy tłumienie drgań i hałasu, natomiast w mniejszych silnikach – katalityczne oczyszczanie spalin z tlenków azotu NO_x [Wajand, 2005]. Rozpatrując układ spalin wylotowych w aspekcie charakteru zmienności ich temperatury nie można nie brać pod uwagę innych podzespołów silnika i siłowni okrętowej, które mogą z nim współpracować, jak np. turbosprężarka, kocioł utylizacyjny czy urządzenia oczyszczania i ochładzania spalin. W zależności od zastosowanego urządzenia (lub jego braku) kanał spalinowy będzie posiadał odpowiednie wymiary (długość i średnicę), ale także, w zależności od dalszego wykorzystania spalin wylotowych, może być zewnętrznie chłodzony lub izolowany cieplnie. Schemat formy konstrukcyjnej układu spalin wylotowych z silnika okrętowego może być zatem zróżnicowany w zależności od jego przeznaczenia oraz ewentualnego, dalszego wykorzystania spalin.

Kanały spalin wylotowych powinny być możliwie proste i jak najkrótsze, z uwagi na konieczność zmniejszania oporów przepływu. Sumaryczne opory nie powinny przekraczać wartości określonych przez producenta silnika, z uwagi na ryzyko nie osiągnięcia gwarantowanych parametrów pracy [Urbański, 1989].

Kanały spalinowe powinny być wyposażone w kompensatory rozszerzalności liniowej, których zadaniem jest ograniczenie dopuszczalnych naprężeń cieplnych. Z tego samego powodu, a także celem wyeliminowania hałasu oraz drgań układów spalin wylotowych i ich destrukcyjne oddziaływanie na konstrukcję kadłuba statku, powinny być mocowane elastycznie [Urbański, 1989].

Gdy mowa o silnikach okrętowych, kanały spalin wylotowych są izolowane, czasem stosuje się ozebrowanie kanałów, a także chłodzenie wodą [Wajand, 2005]. W przypadku zastosowania turbosprężarki kanały spalin wylotowych izoluje się cieplnie, aby lepiej wykorzystać energię spalin. Należy mieć na uwadze także fakt, że większe pojemności kanału spalinowego powodują lepsze tłumienie pulsacji przepływu, ale z drugiej strony zwiększają starty cieplne [Wisłocki, 1991].

Kanał spalin wylotowych w przypadku silników wielocylindrowych jest zazwyczaj zbiorczym rurociągiem o średnicy określonej zależnością empiryczną [Kordziński, 1964]:

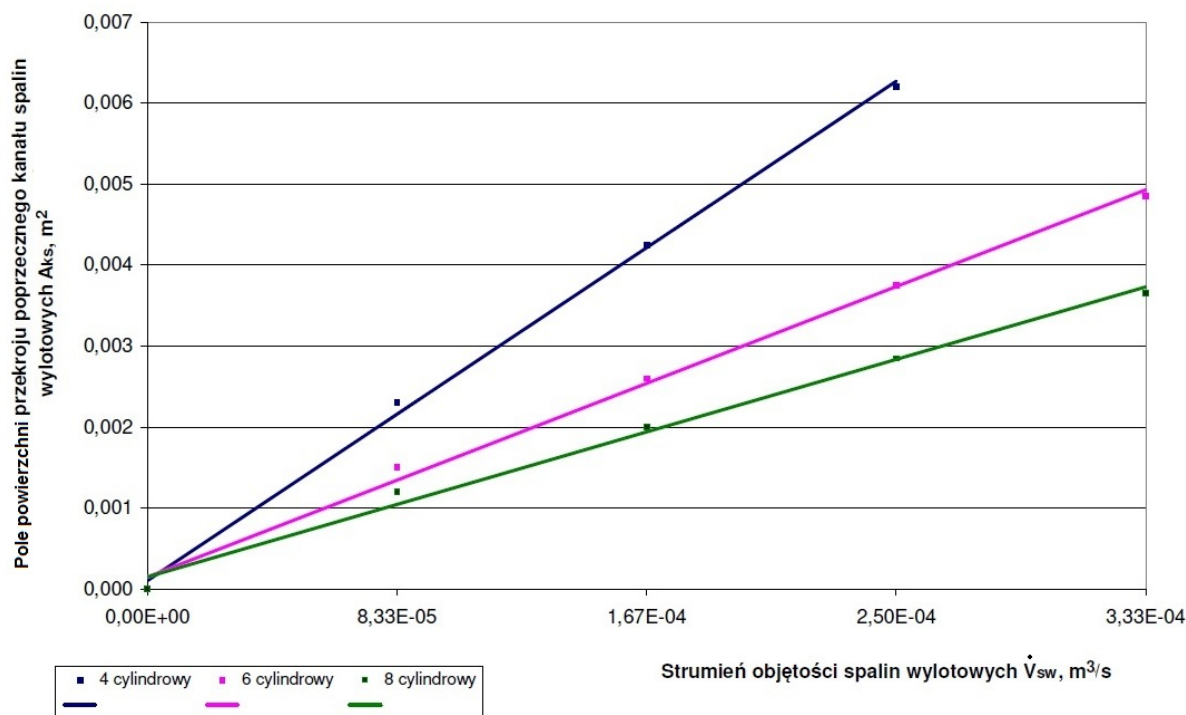
$$d_k = A \cdot \sqrt{i_k \cdot N_{ei}} \quad (2.1)$$

gdzie: A – stała wyznaczona w sposób doświadczalny wynosząca $0,6^8$, i_k – liczba kanałów spalin wylotowych z cylindrów doprowadzanych do kanału zbiorczego, N_{ei} – moc użyteczna jednego cylindra.

Wykres przedstawiony na rys. 2.1 pozwala w sposób przybliżony określić pole powierzchni przekroju poprzecznego kanału spalin wylotowych dla silników czterosuwowych wolnossących jako funkcji strumienia objętości spalin wylotowych [Wajand, 2000]:

$$\dot{V}_{sw} = \frac{V_{ss} \cdot n}{1000} \quad \text{oraz} \quad A_{ks} = f(\dot{V}_{sw}) \quad (2.2)$$

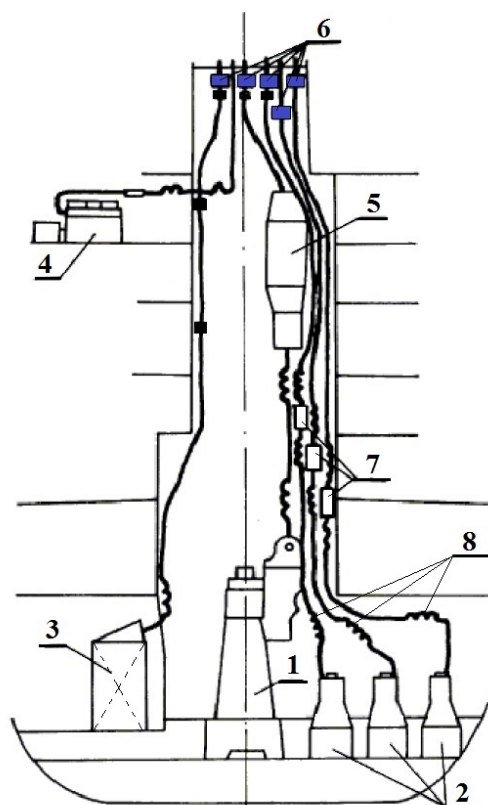
gdzie: \dot{V}_{sw} – strumień objętości spalin wylotowych, m^3/s , V_{ss} – pojemność skokowa silnika, m^3 , n – prędkość obrotowa, s^{-1} , A_{ks} – pole powierzchni przekroju poprzecznego kanału spalin wylotowych, m^2 .



Rys. 2.1. Wykres umożliwiający orientacyjne określenie pola przekroju poprzecznego kanału spalin wylotowych dla czterosuwowego silnika wolnossącego [Wajand, 2005]

Za kanałem spalin wylotowych silnika znajduje się zazwyczaj komora rozprężna i tłumik (w przypadku silników pomocniczych) lub kocioł utylizacyjny (silniki główne) – rys. 2.2 [Urbański, 1989]. Zwykle długość odcinka kanału wylotowego spalin między silnikiem a tłumikiem dobiera się tak, aby jego pojemność wynosiła $2-4 \cdot V_{ss}$ (V_{ss} – pojemność skokowa jednego cylindra).

⁸ Stała A wynika z maksymalnego dopuszczalnego przeciwcisnienia w kanale spalin wylotowych, wymaganego ze względu na straty mocy silnika. Sposób jej określania został szerzej opisany w publikacji [Anderson, 1936].



Rys. 2.2. Schemat formy konstrukcyjnej kanału spalin wylotowych siłowni okrętowej: 1 – silnik główny, 2 – silniki pomocnicze, 3 – kocioł opalany paliwem płynnym, 4 – zapasowy (awaryjny) zespół prądotwórczy, 5 – kocioł utylizacyjny, 6 – łapacze iskiei, 7 – tłumiki drgań i hałasu, 8 – kompensatory naprężeń

Wypływ spalin z cylindra do układu wylotowego w silniku czterosuwowym trwa przez okres 230-270 °OWK. Kąt otwarcia zaworu wylotowego wpływa istotnie na kształt (charakter) pierwotnego impulsu ciśnienia spalin wchodzącego do układu wylotowego, a więc także na ich temperaturę. W okresie swobodnego wypływu spalin z cylindra do kanału wylotowego, który rozpoczyna się w chwili oderwania się grzybka zaworu od jego gniazda, spaliny mają prędkość krytyczną określoną następującym wzorem:

$$c_{kr} = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T} \cong 20 \cdot \sqrt{T}, \frac{m}{s} \quad (2.3)$$

gdzie: κ - wykładnik izentropii dla spalin wylotowych, R - indywidualna stała gazowa spalin wylotowych, T - temperatura spalin wylotowych.

Ruch spalin wylotowych z prędkością dźwięku w okresie ich swobodnego wypływu z cylindrów jest główną przyczyną występowania hałasu w kanale spalin wylotowych, który wygłusza się za pomocą tłumików. Hałas jest wyraźnie mniejszy przy częściowym obciążeniu silnika i zmniejszonym ciśnieniu gazu w cylindrze w chwili otwarcia zaworu wylotowego. Konieczność stosowania tłumików wymuszają przepisy towarzystw klasyfikacyjnych [Resolution MSC, 2012; PRS 2022, cz. VI].

Tłumienie hałasu, jakie uzyskuje się w filtrach akustycznych może być niezadowolające z uwagi na dwie zasadnicze przyczyny: pobudzenie do drgań akustycznych materiału tłumików (zwykle blachy stalowej), na które działają wysokie ciśnienia, a także na niewłaściwe miejsce montażu tłumika w kanale spalin wylotowych. Aby temu zapobiec należy zastosować bezpośrednio za zaworem wylotowym lub kanałem zbiorczym wstępną komorę rozprężną, za którą montuje się właściwy tłumik [Kordziński, 1964; marineinsight.com]. Kluczowe jest natomiast zastosowanie układu tłumiącego hałas, który skutecznie wycisza, a jednocześnie nie stwarza dużych oporów przepływu spalin wylotowych (nie stanowi przeszkody w

odpowiednim przepłukaniu cylindra). Tłumienie hałasu w tłumikach osiąga się przez zastosowanie następujących metod [Wajand, 2000]:

- częsta zmiana kierunku przepływu spalin wylotowych,
- silne dławienie spalin wylotowych,
- rozprężanie spalin wylotowych,
- rozdzielanie strumienia spalin wylotowych na mniejsze strugi,
- chłodzenie spalin wylotowych,
- wykorzystanie efektu wielokrotnego odbicia fal ciśnienia spalin wylotowych w celu rozproszenia ich energii kinetycznej.

W układach spalin wylotowych silników głównych statku, gdzie zazwyczaj zainstalowany jest kocioł utylizacyjny nie stosuje się tłumików, ponieważ jego rolę pełni w dużym stopniu sam kocioł [Urbański, 1989].

Urządzenia wyłapujące iskry mają za zadanie zapobiegać wydostawaniu się z układu spalin wylotowych żarzących się cząsteczek sadzy. Zasada ich działania opiera się na wprowadzaniu spalin wylotowych w ruch rotacyjny po torze śrubowym, po czym w wyniku oddziaływania siły odśrodkowej cząstki sadzy oraz skondensowana para wodna opadają do osadnika. Łapacze iskier również wpływają na tłumienie hałasu oraz wytracanie energii kinetycznej przez spaliny, z uwagi na ich kształt [Kordziński, 1964]. W rozwiązaniach okrętowych stosuje się zarówno łapacze iskier typu mokrego, montowane na kominie, jak i łapacze suche [Urbański, 1989].

Projektując układ wylotu spalin należy mieć na uwadze materiał z jakiego wykonany jest kanał, w którym przepływają spaliny. Poza odpornością na wysokie ciśnienia i temperatury, a także na zmęczenie cieplne i mechaniczne materiału wynikające z pulsacyjnego przepływu spalin wylotowych, należy uwzględnić także procesy i zjawiska chemiczne zachodzące w warstwie wierzchniej materiału, z którego wykonany jest kanał. Spaliny wylotowe są mieszaniną gazów, w której mogą występować stałe produkty spalania, które tworzą osady zanieczyszczające zarówno przestrzeń robocze silnika, jak i kanał spalin wylotowych. Twarde cząsteczki stałe występujące w spalinach wylotowych wnoszone z zanieczyszczeniami powietrza zasilającego silnik lub sadza powstającą w wyniku niecałkowitego spalania paliwa mogą być przyczyną erozji powierzchniowej. Dodatkowo, paliwo zawierające siarkę jest przyczyną powstawania w procesie jego spalania tlenków siarki, które wraz z parą wodną tworzą kwas siarkowy, powodujący z kolei korozję chemiczną [Korczewski i Zacharewicz, 2009; Korczewski, 2017].

Zgodnie z obowiązującymi przepisami dotyczącymi ograniczenia zanieczyszczenia powietrza przez statki (*Konwencja o zapobieganiu zanieczyszczenia morza przez statki - MARPOL 73/78*), należy m.in. ograniczać w spalinach tlenki siarki SO_x i tlenki azotu NO_x [Guo i in., 2015; Lechu i in., 2018; Guan i in., 2019; Qu i in., 2022]. Emisja tlenków siarki jest ograniczana na drodze zmniejszenia dopuszczalnej zawartości siarki w paliwach spalanych w silnikach okrętowych. Redukcję NO_x w spalinach wylotowych można uzyskać przez ingerencję w proces energetyczny silnika, która ma na celu obniżenie temperatury spalin (metody pierwotne) oraz przez oczyszczanie spalin wylotowych z tlenków azotu w katalizatorze (metody wtórne) [Chybowski, 2010; Myśków i in., 2011]. We wdrażanej obecnie na szeroką skalę w siłowniach okrętowych metodzie Selekttywnej Redukcji Katalitycznej SCR (ang. *Selective, Catalytic Reduction*), mieszanina spalin z amoniakiem lub mocznikiem przepuszczana jest przez katalizator.

Bardzo ważnym jest, z punktu widzenia projektowania układu spalin wylotowych z takim urządzeniem, że pożądane reakcje chemiczne zachodzące w nim zachodzą w zakresie 300-400 °C. Zatem projektując układ wylotu spalin lub dostosowując istniejącą instalację siłownianą wraz z kanałami spalin wylotowych do takiego rozwiązania, należy uwzględnić

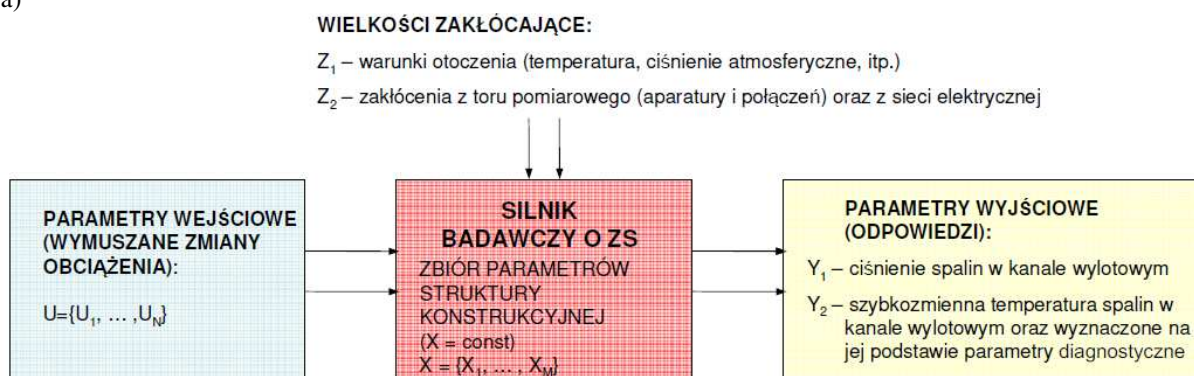
dotychczasowe układy współpracujące np. chłodzenia spalin lub odzysku ciepła odpadowego [Thakar i in., 2018]. Pozwoli to na zachowanie wartości temperatur spalin wylotowych wymaganych w procesie ich oczyszczania, również w sytuacji zmieniającego się obciążenia silnika, wpływającego bezpośrednio na temperaturę spalin wylotowych.

W realizowanej pracy doktorskiej analizowano procesy zachodzące w jednocyldrowym, wolnossącym silniku czterosuwowym o ZS, z bezpośrednim odprowadzeniem spalin wylotowych do atmosfery przez cylindryczny kanał przepływowy (nie posiada tłumików drgań i hałasu, kompensatorów, nie jest ani chłodzony ani izolowany). Jako, że analizowane są procesy ciepło-przepływowe bezpośrednio za zaworem wylotowym, możliwe jest odniesienie przebiegów rejestrowanych przez zamontowane tam czujniki temperatury spalin wylotowych i wyznaczanych na ich podstawie miar diagnostycznych do analogicznych przebiegów charakterystyk dla silników okrętowych z turbodoładowaniem, gdyż w jednym i drugim przypadku silnik traktowany jest jako generator impulsowego sygnału diagnostycznego - temperatury spalin wylotowych.

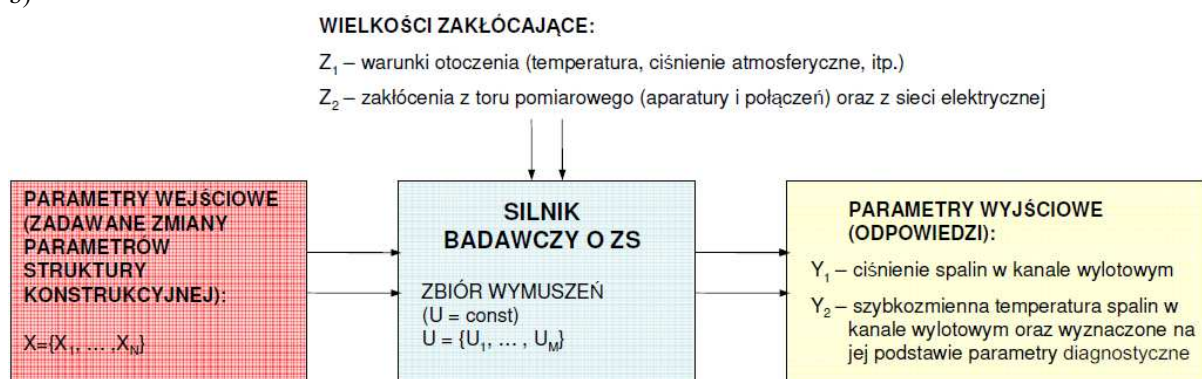
2.2. Model relacyjny silnika badawczego o ZS

Badania eksperymentalne przeprowadzono na jednocyldrowym silniku o zapłonie samoczynnym Farymann Diesel typu D10. Obiektem badań diagnostycznych były elementy konstrukcyjne ograniczające przestrzeń roboczą cylindra oraz kanał powietrza dolotowego, a także elementy konstrukcyjne układu wtryskowego. Silnik został dla potrzeb uproszczenia modelu relacyjnego potraktowany jako generator wymuszeń impulsowych temperatury spalin wylotowych. W prowadzonych badaniach i analizach nie zajmowano się procesami roboczymi zachodzącymi w przestrzeni wewnątrzcyldrowej, rozpatrywane były jedynie sygnały szybkozmiennej temperatury i ciśnienia spalin rejestrowane w kanale spalin wylotowych. Parametry wejściowe, wyjściowe, czynniki zakłócające i stałe przedstawiono na rysunkach 2.3a i b.

a)



b)



Rys. 2.3. Uproszczony model relacyjny silnika badawczego o ZS dla potrzeb diagnozowania dla pierwszego (a) i drugiego (b) etapu badań eksperymentalnych

Badania eksperymentalne na obiekcie rzeczywistym przeprowadzono z podziałem na dwa etapy. Podczas pierwszego etapu badań – rys. 2.3a parametrami wejściowymi (wymuszającymi) U były parametry charakteryzujące obciążenie silnika: moment obrotowy i prędkość obrotowa wału korbowego. Jednocześnie niezmienione pozostawały parametry struktury konstrukcyjnej silnika X . W czasie badań dla etapu drugiego – rys. 2.3b niezmienny pozostawał zbiór wymuszeń U (taki sam, jak w pierwszym etapie), zmieniano natomiast parametry stanu technicznego silnika X . W obu przypadkach wyznaczono taki sam zbiór parametrów wyjściowych Y , na podstawie których możliwe było wnioskowanie diagnostyczne. Wielkości zakłócające Z również dla obu etapów pozostawały takie same. Zarówno parametry pracy silnika, jak i parametry struktury konstrukcyjnej były zmieniane w zakresach wynikających z możliwości konstrukcyjnych i regulacyjnych silnika badawczego o ZS.

2.3. Przebiegi zmienności parametrów stanu czynnika termodynamicznego w przestrzeni cylindrowej i kanale spalin wylotowych silnika badawczego o ZS

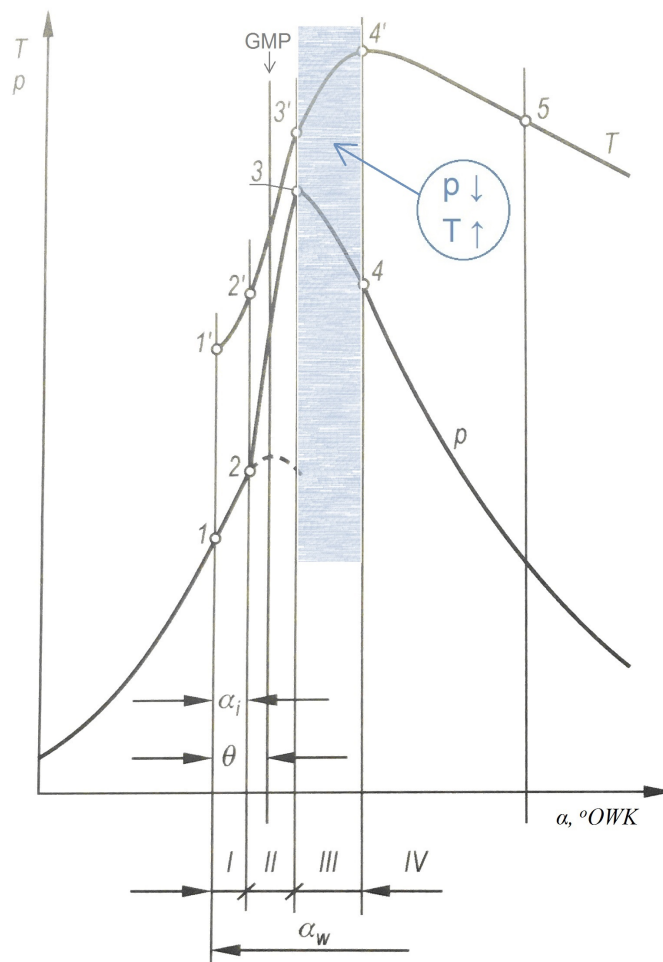
Podstawą badań przebiegu procesu spalania jest analiza wykresu zmian ciśnienia i temperatury w cylindrze jako funkcji kąta obrotu wału korbowego. Taki wykres przedstawiono na rysunku 2.4, zaznaczając punkty charakterystyczne, dzielące cały przebieg na cztery reprezentatywne okresy⁹. Na zjawiska zachodzące w poszczególnych okresach spalania ma wpływ wiele czynników. Należą do nich, przede wszystkim: sekwencja wtrysku paliwa, kształt komory spalania i związane z nim zawirowanie powietrza, a także zmieniający się skład mieszaniny palnej i palących się gazów [Wajand, 2005].

Pierwszy okres procesu spalania, nazywany okresem opóźnienia zapłonu, trwa od chwili pojawienia się pierwszych kropli paliwa w otworach wylotowych rozpylacza do chwili powstania pierwszych ognisk samozapłonu w komorze spalania. Okres ten jest związany z koniecznością przygotowania paliwa do samozapłonu, poprzez: nagrzanie kropli paliwa do chwili całkowitego lub częściowego odparowania, podgrzanie par paliwa do temperatury samozapłonu, reakcje wstępnego utleniania paliwa, które prowadzą do wytwarzania lokalnych ognisk samozapłonu.

Drugi okres procesu spalania trwa do chwili, gdy paliwo zapala się bezpośrednio przy wylocie z rozpylacza. Na wykresie indykatorowym – rys. 2.4, ten okres charakteryzuje się szybkim wzrostem ciśnienia. Charakterystyczne dla tego okresu procesu spalania są: rozprzestrzenianie się lokalnych ognisk samozapłonu w całej przestrzeni komory spalania, stosunkowo wysoka wartość współczynnika nadmiaru powietrza (1,3-1,5), szybki wzrost nasycenia ładunku powietrza paliwem, a także bardzo intensywny wzrost temperatury gazów w komorze spalania (2'-3') [Wajand, 2005].

Trzeci okres procesu spalania zaczyna się, gdy ciśnienie w cylindrze osiągnie swoje maksimum i trwa do chwili zaniku płomienia w komorze spalania, co odpowiada około 25-40 % całego czasu przeznaczanego na wytworzenie i spalenie mieszaniny palnej. W tym okresie paliwo zapala się bezpośrednio po opuszczeniu rozpylacza i ma charakter spalania dyfuzyjnego. W pierwszej części tego okresu widoczny jest nieznaczny spadek ciśnienia oraz wzrost temperatury, która przez pewien czas zachowuje stałą wartość. W silnikach szybkoobrotowych temperatura osiąga maksymalną wartość około 20-35 °OWK po GMP [Wajand, 2005]. Uważa się, że okres ten trwa od chwili osiągnięcia ciśnienia maksymalnego do chwili wystąpienia najwyższej temperatury gazu w cylindrze.

⁹ Na rysunkach 2.4–2.6 strzałkami zaznaczono kierunki zmian ciśnienia i temperatury czynnika roboczego dla trzeciego okresu: strzałka w górę oznacza wzrost parametru, strzałka w dół jego spadek.



Rys. 2.4. Przebieg zmian ciśnienia i temperatury czynnika roboczego w cylindrze silnika o ZS jako funkcji kąta obrotu wału korbowego, z zaznaczonym przesunięciem maksymalnej temperatury gazu roboczego (punkt 4') względem maksymalnej wartości ciśnienia gazu w cylindrze (punkt 3): 1 - początek wtrysku paliwa, 2 - samozapłon mieszaniny paliwowo-powietrznej, 3 - koniec drugiego okresu spalania, 4 - umowny koniec spalania; okresy: I - opóźnienie samozapłonu, II - spalanie eksplozyjne, III - spalanie dyfuzyjne, IV - ewentualne dopalanie paliwa; α_w - kąt wtrysku paliwa, θ - kąt wyprzedzenia wtrysku, α_i - kąt opóźnienia samozapłonu [Wajand, 2005]

W niektórych publikacjach można spotkać się z czwartym okresem procesu spalania - dopalaniem paliwa [Wajand, 2005; Stopnicki, 2013; Osipowicz i Stoeck, 2016]. W miarę przebiegu spalania ilość tlenu w cylindrze maleje, również szybkość spalania maleje, a co za tym idzie, występuje dopalanie paliwa przeciągnięte poza punkt 4 okresu rozprężania czynnika roboczego. Dopalenie paliwa jest źródłem znacznych strat energii w silniku i z tego względu dąży się do jego eliminacji [Wajand, 2005].

Należy zauważyć, że maksymalna temperatura czynnika roboczego w cylindrze - punkt 4' na rys. 2.4, występuje nieco później niż jego maksymalne ciśnienie (punkt 3), co wynika m.in. z tego, że okres spalania przeciąga się na suw rozprężania. Z jednej strony zwiększająca się pojemność nad tłokiem powoduje spadek ciśnienia czynnika roboczego, ale z drugiej strony komora nadal jest objęta płomieniem i wciąż wywiązywane jest ciepło.

W pierwszej kolejności należy rozważyć analityczne (obliczeniowe) przebiegi zmian ciśnienia i temperatury w cylindrze silnika okrętowego. Przebieg procesu spalania odzwierciedla wykres indykatorowy, określając tym samym wartości parametrów podstawowych silnika takich, jak moc indykowana czy sprawność cieplna. Z drugiej strony dane z wykresu indykatorowego można wykorzystać do sprawdzenia poprawności przebiegu spalania. Stanowi zatem cenne źródło informacji diagnostycznej o stanie technicznym

przestrzeni roboczych i układu wtryskowego silnika [Łutowicz, 2004; Teodorczyk i Rychter, 2006].

Analityczną metodę wyznaczania przebiegu zmienności temperatury czynnika roboczego w cylindrze silnika na podstawie zarejestrowanego wykresu indykatorowego można wykorzystać do analizy procesów termodynamicznych zachodzących w komorze spalania. Wyznaczenie przebiegu zmienności temperatury czynnika roboczego pozwala z kolei na analizę procesu wywiązywania się ciepła w komorze spalania oraz przenikania ciepła przez ścianki ograniczające tę przestrzeń.

Podczas obliczeń przebiegu zmian temperatury czynnika roboczego, ze znanego przebiegu ciśnienia, otrzymanego eksperymentalnie na drodze indykowania cylindra, należy przyjąć pewne założenia upraszczające [Wiśniewski, 1972]. Rozpatrując przebiegi w komorze spalania przy zamkniętych zaworach cylindrowych: dolotowych i wylotowych zakłada się, że czynnik roboczy spełnia następujące warunki:

1. Znajduje się w każdej chwili w równowadze termodynamicznej. Jest to konieczne, aby można było przyjąć do obliczeń jednakowe wartości intensywnych parametrów stanu (ciśnienia i temperatury) dla całej komory spalania raz stosować równania termodynamiki klasycznej.
2. Jest gazem doskonałym lub półdoskonałym. To założenie pozwala na stosowanie prostych zależności termodynamicznych, w szczególności termicznego i kalorycznego równania stanu.
3. Znajduje się pod względem termodynamicznym w układzie zamkniętym (zamknięte zawory cylindrowe).

Znajomość zmian temperatury czynnika roboczego w zależności od kąta obrotu wału korbowego jest konieczna do określania gradientów temperatury w elementach konstrukcyjnych ograniczających komorę spalania na podstawie tzw. warunków brzegowych trzeciego rodzaju [Wisłocki, 2004; Pudlik, 2011]. Polegają one na podaniu granicznych wartości temperatury czynnika roboczego oraz współczynnika przejmowania ciepła, który jest funkcją tej temperatury. Możliwe jest wówczas przybliżone wyznaczenie średniej temperatury czynnika w cylindrze silnika z termicznego równania stanu gazu doskonałego i półdoskonałego, przy następujących założeniach [Wisłocki, 2004]:

- masa czynnika w cylindrze jest stała (lub znane jest prawo ubytku masy w wyniku przedmuchów do skrzyni korbowej),
- własności termodynamiczne czynnika roboczego nie zmieniają się w sposób istotny,
- zmiana objętości czynnika w przestrzeni roboczej jest opisana znaną funkcją zależną od kąta obrotu wału korbowego.

Zależność (2.4) określa średnią temperaturę czynnika w cylindrze silnika od chwili zamknięcia zaworu dolotowego do chwili otwarcia zaworu wylotowego, dlatego wynika z niej, że wraz ze wzrostem ciśnienia czynnika roboczego wzrośnie także jego temperatura. Nie uwzględnia się zatem wywiązywania i wymiany ciepła pomiędzy czynnikiem roboczym a elementami konstrukcyjnymi wchodzącymi w skład komory spalania.

$$T(\alpha) = \frac{p_c(\alpha) \cdot V_c(\alpha)}{m_c \cdot R_c}, \text{ K} \quad (2.4)$$

gdzie: p_c - ciśnienie w cylindrze silnika, V_c - objętość czynnika w cylindrze, m_c - masa ładunku w cylindrze, R_c - indywidualna stała gazowa czynnika roboczego.

Chcąc uzyskać miarodajne wyniki obliczeń temperatury czynnika roboczego w cylindrze, należy dokładnie określić zmienność ciśnienia z wykresu indykatorowego. Nawet w ustalonych warunkach pracy silnika wykresy indykatorowe dla kolejnych cykli różnią się od siebie. Spowodowane jest to głównie niepowtarzalnością w kolejnych cyklach pracy

parametrów strugi wtryskiwanego paliwa, napełniania cylindra świeżym ładunkiem i ilości resztek spalin pozostałych w cylindrze z poprzedniego cyklu pracy, a stąd – niepowtarzalnością procesu spalania. Zatem do wyznaczenia temperatury gazu roboczego powinien zostać wykorzystany przebieg uśredniony nawet z kilkudziesięciu cykli [Wisłocki, 2004].

Obok zjawiska dopalania paliwa na początku suwu rozprężania równie istotny w wyjaśnieniu przyczyn przesunięcia maksymalnej wartości temperatury gazów roboczych w stosunku do ich ciśnienia jest przebieg procesu wywiązywania ciepła podczas spalania [Dahlström, 2016]. Jest on uzależniony głównie od przebiegu wtrysku paliwa do komory spalania. Przebieg zmienności wywiązywania ciepła określa się ilością spalonego paliwa przypadającą na 1°OWK. Obliczenie takiego przebiegu, tzn. $\frac{dQ_s}{d\alpha} = f(\alpha)$, przeprowadza się na podstawie następującego równania [Wajand, 1980]:

$$\frac{dQ_s}{d\alpha} = \frac{1}{\kappa - 1} \cdot \left(V_x \cdot \frac{dp}{d\alpha} + \kappa \cdot p \cdot \frac{dV_x}{d\alpha} \right) \quad (2.5)$$

gdzie:

$\kappa = \frac{c_p}{c_v}$ - stosunek ciepł właściwych czynnika roboczego przy stałym ciśnieniu i przy stałej

objętości,

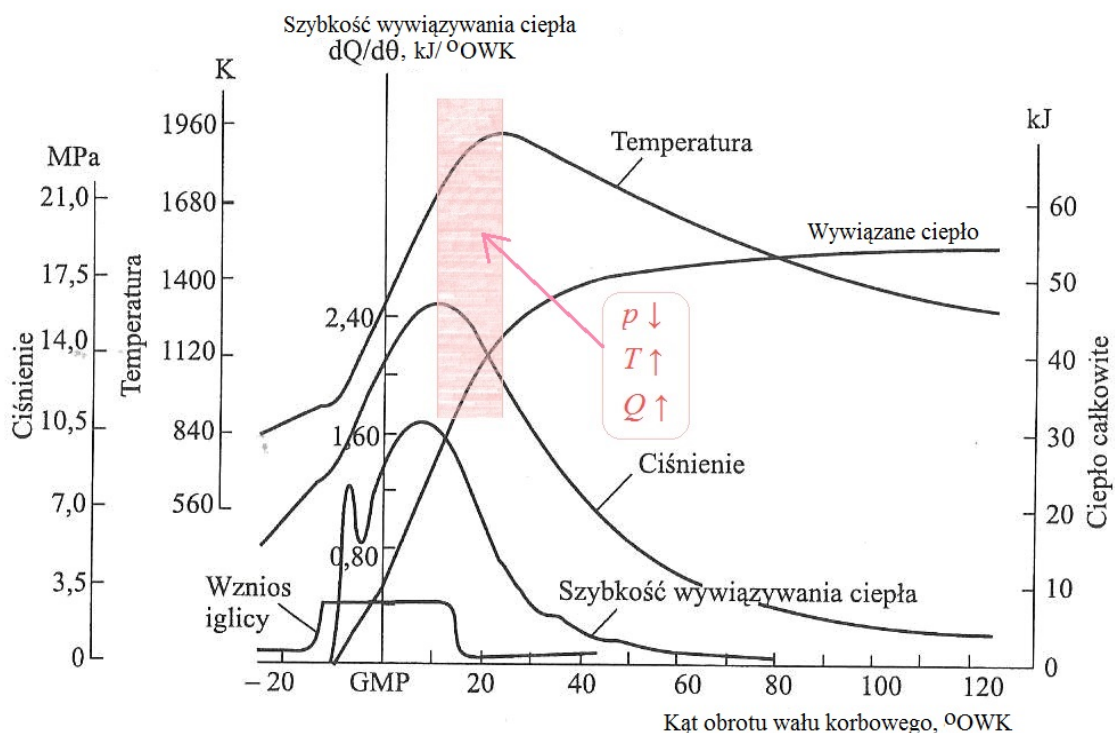
$V_x = V_k + V'_x$ - chwilowa pojemność cylindra, będąca sumą pojemności komory spalania V_k oraz pojemności bieżącej V'_x , obliczanej z zależności:

$$V'_x = A_t \cdot r \cdot \left(1 + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin^2 \alpha - \cos \alpha \right) \quad (2.6)$$

gdzie: A_t - pole powierzchni denka tłoka, r - promień wykorbienia, λ - stosunek r/l (l - długość korbowodu).

Większość wskaźników pracy silnika zależy bezpośrednio od przebiegu wymiany ciepła, zatem prowadzone badania teoretyczne (symulacja numeryczna procesów) oraz eksperymentalne (na silnikach laboratoryjnych) dążą do wyjaśnienia tych zależności. Do parametrów pracy, które najwięcej mówią o przydatności silnika do użytkowania, ale także mają istotny wpływ na jego niezawodność i trwałość, poza ciśnieniem użytecznym i sprawnością cieplną, zalicza się: średnią i chwilową wartość narastania ciśnienia, maksymalne ciśnienie spalania, maksymalną temperaturę spalania, hałaśliwość pracy silnika, zadymienie i zawartość szkodliwych, w tym toksycznych składników w spalinach wylotowych [Wajand, 2000].

Na rysunku 2.5 przedstawiono wynik analizy wywiązywania się ciepła dla silnika okrętowego dokonanej na podstawie zarejestrowanego wykresu indykatorowego, wykorzystując pierwszą zasadę termodynamiki. Widoczne jest znaczne przesunięcie maksymalnej wartości temperatury względem najwyższej wartości ciśnienia w obrębie jednego cyklu pracy silnika okrętowego. Jako podstawowe przyczyny tego przesunięcia autorzy wskazują wymianę ciepła pomiędzy czynnikiem roboczym a ściankami cylindra oraz zjawisko dopalania paliwa w suwie rozprężania (pracy) [Teodorczyk i Rychter, 2006]. Należy także zwrócić uwagę na jednoczesne występowanie przemian egzotermicznych i endotermicznych w procesie spalania jak i na to, że czynnik roboczy nie jest gazem doskonałym, więc równanie stanu gazu nie jest w pełni spełnione [Pudlik, 2021].

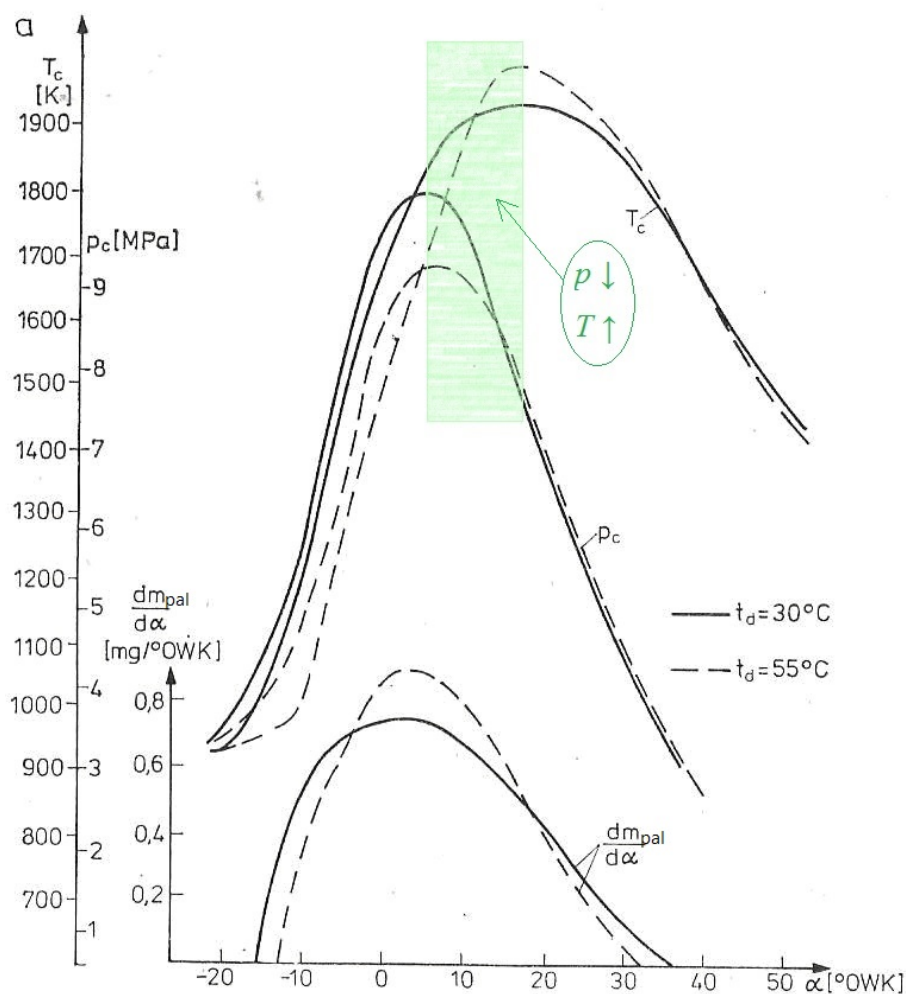


Rys. 2.5. Wynik analizy komputerowej wywiązywania ciepła w silniku o ZS na podstawie wykresu indykatorowego¹⁰, z zaznaczonym przesunięciem maksymalnej temperatury gazu roboczego względem maksymalnej wartości ciśnienia gazu w cylindrze [Teodorczyk i Rychter, 2006]

Na rysunku 2.6 przedstawiono wpływ temperatury powietrza doładowującego na przebieg zmienności temperatury i ciśnienia czynnika roboczego w cylindrze silnika okrętowego [Wisłocki, 1991]. Przebiegi wyznaczone analitycznie na podstawie zarejestrowanego wykresu indykatorowego. Jednak to, na co należy zwrócić uwagę, to przesunięcie maksymalnej wartości temperatury gazów roboczych względem ich ciśnienia maksymalnego. Dzieje się tak niezależnie od wartości temperatury powietrza doładowującego.

Porównując przebiegi zmienności temperatur czynnika roboczego w cylindrze wyznaczone drogą analityczną na podstawie wykresu indykatorowego zarejestrowanego w trakcie badań eksperymentalnych na obiekcie rzeczywistym – silniku o ZS – rys. 2.4, 2.5 i 2.6, można zaobserwować pewną analogię. Co prawda kształt krzywych temperatury i ciśnienia gazów roboczych wewnątrz cylindra mogą się różnić dla wyników badań różnych silników, albo tego samego silnika w różnych warunkach eksploatacji. Wynika to ze złożoności procesu spalania i wpływu wielu czynników na omawiane przebiegi. Jednak wspólną prawidłowością dla dokonywanych analiz porównawczych jest istnienie przesunięcia fazowego maksymalnej wartości temperatury gazów roboczych względem ich ciśnienia maksymalnego. Jest to tym bardziej istotne, że wartość owego przesunięcia może wynosić nawet kilka lub kilkanaście stopni OWK, w zależności od zastosowanych metod pomiarowych oraz uproszczeń dokonywanych podczas obliczeń cyklu roboczego silnika.

¹⁰ Wyniki liczbowe: maksymalna szybkość wywiązywania ciepła 1,76 kJ/°OWK, maksymalna temperatura 1906 K, maksymalne ciśnienie w cylindrze 16,08 MPa, ciepło całkowite 57,1 kJ, 100% spalonego paliwa, 6,7% strat ciepła do ścianek, współczynnik strat ciepła 0,84, globalny współczynnik nadmiaru powietrza 1,79, jednostkowe zużycie energii 7908 kJ/kW·h (dla założonej wartości opałowej paliwa 40 MJ/kg, jednostkowe zużycie paliwa wynosi 0,198 kg/kW·h), moc indykowana 227,7 kW [Teodorczyk i Rychter, 2006].



Rys. 2.6. Wpływ temperatury powietrza doładowującego t_d na przebieg chwilowego zużycia paliwa $dm_{pal}/d\alpha$, temperatury T_c i ciśnienia p_c czynnika roboczego w cylindrze¹¹, z zaznaczonym przesunięciem maksymalnej temperatury względem maksymalnej wartości ciśnienia gazu w cylindrze [Wisłocki, 1991]

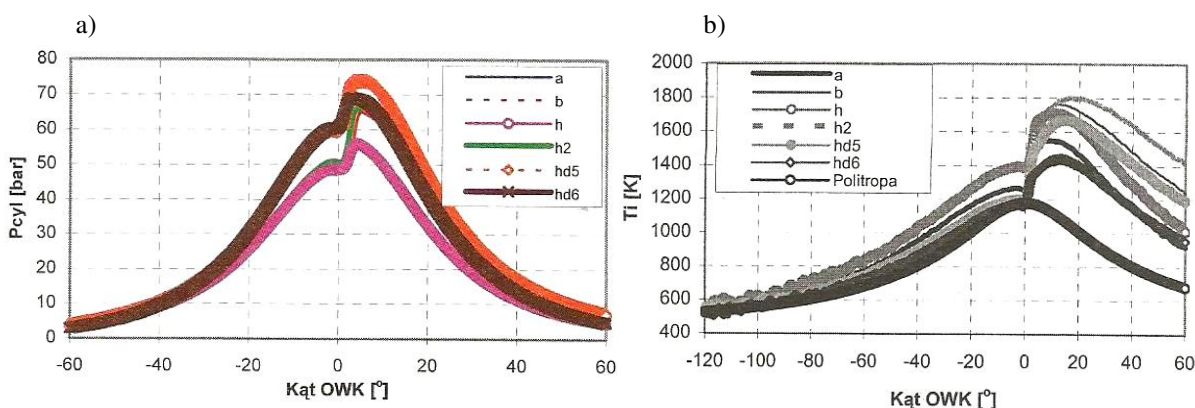
Należy rozpatrzyć także rzeczywiste (pomiarowe) przebiegi zmian ciśnienia i temperatury w cylindrze i w kanale spalin wylotowych silnika okrętowego. Wśród publikacji dotyczących silników spalinowych o ZS trudno znaleźć te, które przedstawiają wyniki badań eksperymentalnych, podczas których rejestrowana jest bezpośrednio temperatura czynnika roboczego w cylindrach. Dokładniejszy oraz łatwiejszy do zrealizowania jest pomiar ciśnienia, którego rozkład przestrzenny w obrębie komory spalania traktuje się jako równomierny (lokalne różnice są pomijalnie małe) [Linschoten, 2018]. Kolejnym aspektem przemawiającym na korzyść pomiaru ciśnienia w cylindrach silnika jest bardziej opanowana technika pomiarów tego parametru oraz znacznie mniejsza bezwładność czujników ciśnienia, niż czujników temperatury. Uzyskany podczas indykowania przebieg szybkozmiennego ciśnienia czynnika w cylindrze jako funkcji czasu lub kąta obrotu wału korbowego (wykres indykatorowy) pozwala na dogłębną analizę realizowanego obiegu termodynamicznego, a także na ocenę parametrów diagnostycznych: średniego ciśnienia indykowanego, maksymalnego ciśnienia spalania, szybkości narastania ciśnienia w cylindrze, nierównomierności obciążenia cylindrów itd. [Wisłocki, 2004]. Oczywiście pod warunkiem, że silnik wyposażony jest w zawory indykatorowe.

¹¹ Silnik o ZS: $p_d=40$ kPa, $n=1200$ obr/min, $q_0=21,6$ g/obieg, $dm_{pal}/d\alpha$, mg/°OWK - chwilowe zużycie paliwa [Wisłocki, 1991]

Przestrzeń cylindrowa

Podczas badań silnikowych wykonywanych na potrzeby rozprawy habilitacyjnej prof. K. Wisłocki zarejestrował szybkozmienne ciśnienie i wyznaczył analitycznie, na podstawie wykresu indykatorowego temperaturę czynnika roboczego w komorze spalania [Wisłocki, 2004]. W ramach pomiarów związanych z badaniem silników o ZS autor określał zależności pomiędzy szybkością rozprzestrzeniania się płomienia w komorze spalania a wybranymi parametrami termodynamicznymi cyklu roboczego silnika. Na rysunku 2.7a przedstawiono przebiegi zmian ciśnienia w cylindrze silnika o ZS AVL 5804, umożliwiające dokonanie interpretacji termodynamicznej oraz określenie na drodze analitycznej przebiegów funkcji wywiązywania i przejmowania (wykorzystania) ciepła, a następnie szybkości zmian tych funkcji. Badanemu procesowi rozprzestrzeniania się płomienia w czasie spalania towarzyszy wzrost temperatury gazu roboczego, przedstawiony na rys. 2.7b, obliczony z równania stanu, przy znanych chwilowych pojemnościach komory spalania oraz stałej wartości masy ładunku zamkniętego w cylindrze.

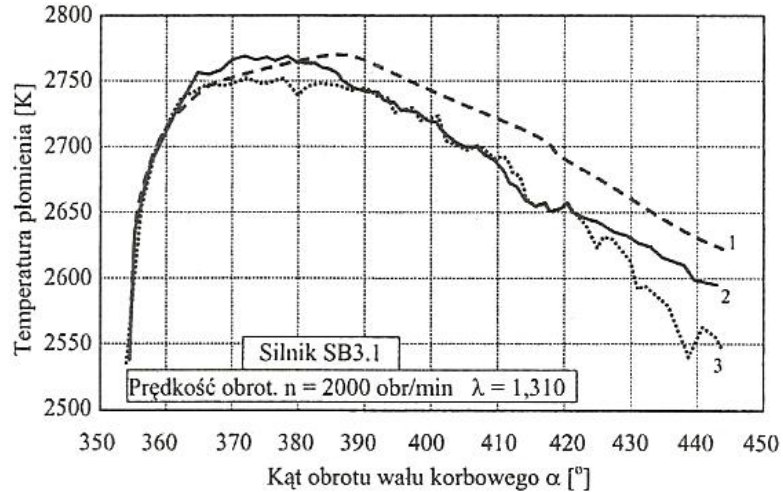
Porównując dane liczbowe na rysunkach 2.7 a i b można zaobserwować przesunięcie maksymalnej wartości temperatury czynnika roboczego względem maksymalnej wartości ciśnienia w komorze spalania rzędu kilku °OWK, co jest zgodnie z analizami innych autorów realizujących podobne pomiary [Aepler i Baturin, 1975; Kowalczyk, 1995].



Rys. 2.7. Zmiany zarejestrowanego ciśnienia (a) i obliczonej ze wzoru 2.4 temperatury (b) w cylindrze silnika badawczego AVL 5804 w różnych warunkach pracy¹² [Wisłocki, 2004]

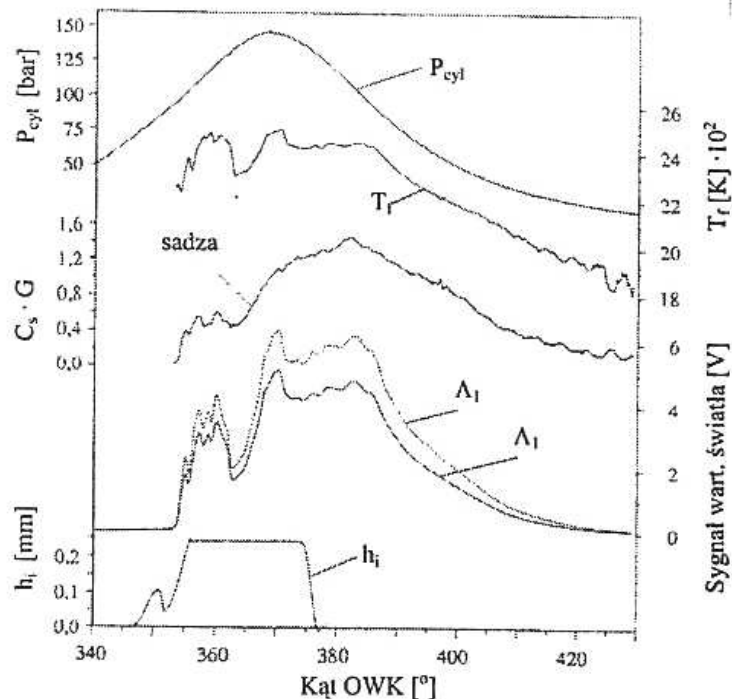
Autor w swojej rozprawie powołuje się również na wyniki pomiarów temperatury płomienia przeprowadzonych przez innych autorów [Hötger i in., 1992; Kowalczyk, 1995]. Przykładowo, przebiegi zmienności temperatury płomienia w komorze spalania przedstawione na rysunku 2.8 wskazują na ich znaczną zbieżność jakościową i ilościową [Kowalczyk, 1995 i 2000]. Widoczne jest również podobieństwo jakościowe pomiędzy zmierzonym przebiegiem temperatury płomienia – linia 3 na rys. 2.8 i wyznaczonymi analitycznie na podstawie wykresu indykatorowego przebiegami temperatur czynnika roboczego – rys. 2.5 i 2.6.

¹² Przebiegi określone jako: a, b, h, h2, hd5, hd6 i Politropa wyznaczono dla różnych warunków pracy silnika badawczego, scharakteryzowanych w pracy [Wisłocki, 2004]



Rys. 2.8. Przebiegi zmian temperatury płomienia jako funkcji kąta obrotu wału korbowego: 1- obliczona na podstawie relacji między rzeczywistą temperaturą płomienia i temperaturą rozkładu przy izentropowym charakterze promieniowania, według równań przedstawionych w pracy [Wisłocki, 2004], 2 - obliczona według modelu aproksymacyjnego przedstawionego w pracy [Kowalczyk, 1995], 3 - zmierzona przez M. Kowalczyka w silniku o ZS SB 3.1 (2000 min^{-1} , $\lambda=1,31$) [Kowalczyk, 1995]

Z kolei przebieg temperatury płomienia T_f przedstawiony na rysunku 2.9 powstał z zastosowaniem metody wielobarwowej w czasie badań M. Hötgera w latach 90 ubiegłego wieku [Hötger i in., 1992; Wisłocki, 2004]. Przedstawione wyniki pomiarów temperatury płomienia, a więc pośrednio i czynnika roboczego w komorze spalania, zarejestrowane bezpośrednio wewnątrz komory spalania są rzadko dostępne w literaturze specjalistycznej.



Rys. 2.9. Wyniki badań temperatury płomienia i jednostkowego stężenia sadzy, gdzie: P_{cyl} , bar - ciśnienie w cylindrze, T_f , K - temperatura płomienia, Λ_i , V - sygnał wartości światła (intensywność promieniowania), h_i , mm - wznos iglicy wtryskiwacza, $C_s \cdot G$, g/m^2 - jednostkowe stężenie sadzy (C_s , g/m^3 - stężenie sadzy, G , m - grubość warstwy optycznej) [Hötger i in., 1992]

Kanał spalin wylotowych

Ze względu na wprowadzanie do eksploatacji silników, które charakteryzuje ograniczona podatność diagnostyczna, nie jest możliwa bezpośrednia ocena przebiegu procesu roboczego, realizowanego w poszczególnych cylindrach [Korczewski, 2017]. Wówczas alternatywnym rozwiązaniem jest diagnostyka parametryczna oparta na rejestracji ciśnienia w charakterystycznych przekrojach kontrolnych kanału wylotu spalin, pod warunkiem, że badany silnik jest do takich pomiarów odpowiednio przysposobiony [Zacharewicz, 2009; Korczewski i Zacharewicz, 2012]. Na tej podstawie można również wyznaczyć (obliczyć) przebiegi zmian temperatury spalin w kanale, a także wartość strumienia entalpii spalin wylotowych (lub zasilających turbinę turbosprężarki).

Na rysunku W2a widoczne są przebiegi ciśnienia i temperatury zarejestrowane jednocześnie w kanale spalin, bezpośrednio za zaworem wylotowym [Rutkowski, 1976]. Głównym celem realizacji badań było określenie relacji diagnostycznych pomiędzy spadkiem ciśnienia sprężania czynnika roboczego w cylindrze i dynamiką zmian obserwowanej temperatury spalin wylotowych. Pomiar temperatury spalin wylotowych przeprowadzono za pomocą termopary CrNiTi chłodzonej wodą, ze spoiną odkrytą o średnicy drutów termoelektrod 0,15 mm, umieszczonych w płaszczu o średnicy 6 mm. Z kolei do wzmocnienia i rejestracji sygnału uzyskiwanego z termopary zastosowano rejestrator pętlicowy. Zastosowanie termopary chłodzonej wodą tuż za zaworem wylotowym wiązało się m.in. z ryzykiem utraty szczelności jej płaszczu i przedostania się wody do przestrzeni cylindrowej. Z kolei odkryta spoina termopary narażona była na oddziaływanie gazów spalinowych o wysokiej temperaturze, co powodowało utlenianie i dyfuzję materiału spoiny termopary oraz termoelektrod ze wszystkimi dalszymi konsekwencjami dla dokładności dokonywanych pomiarów. Zastosowanie rejestratora pętlicowego wiązało się natomiast z bezwładnością mechaniczną pętlicy, co nie pozwalało na wierne odwzorowanie przebiegu zmian temperatury w czasie. Pomimo zastosowanej metody, obarczonej pewnym błędem pomiarowym, widoczne jest wyraźne przesunięcie maksymalnych wartości ciśnienia i temperatury.

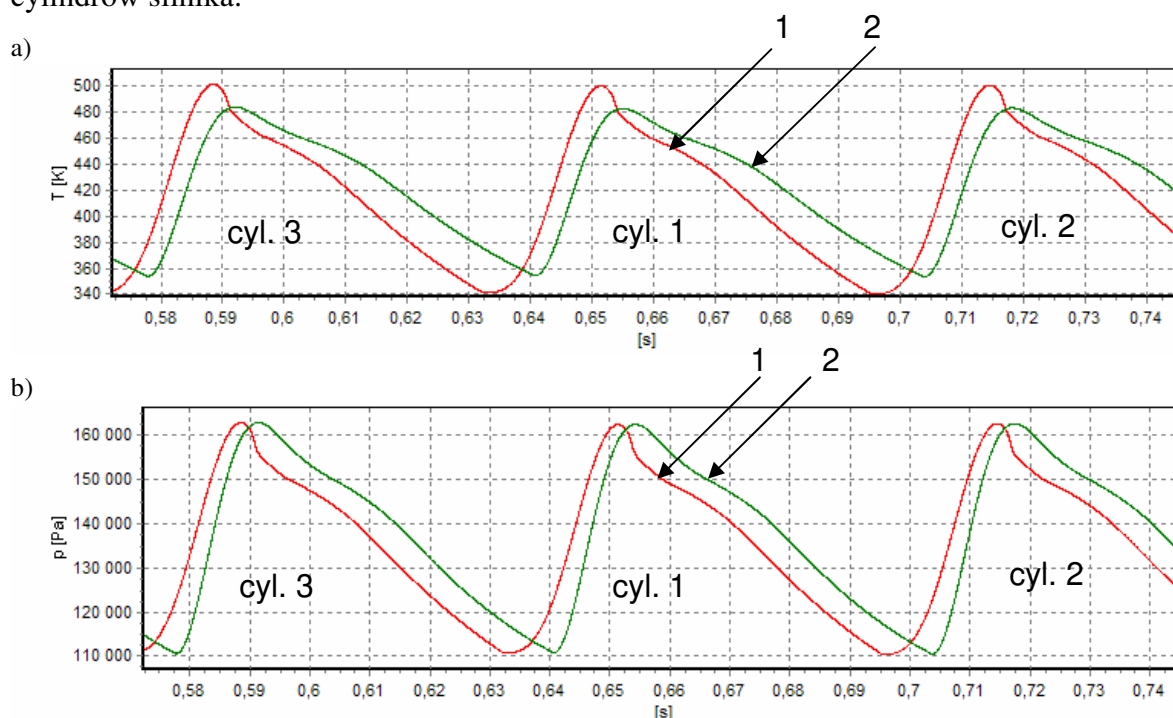
Na rysunku 2.10 widoczne są przebiegi zmian ciśnienia spalin w kanale wylotowym silnika okrętowego, będącego parametrem wejściowym do wyznaczenia na drodze analitycznej przebiegu zmian ich temperatury [Korczewski i in., 2008]. Zauważalny jest brak przesunięcia fazowego maksymalnej wartości ciśnienia względem maksymalnej wartości temperatury w obrębie jednego cyklu pracy silnika okrętowego. Wynika to ze sposobu wyznaczania przebiegu temperatury spalin wylotowych. Posługując się równaniem stanu gazu dla przepływu spalin w kanale wylotowym silnika, maksymalne wartości ciśnienia i temperatury będą występowały w tej samej chwili. W przypadku pomiarów w kanale spalin wylotowych tych samych parametrów, termopara (nawet przeznaczona do pomiarów szybkozmiennych) odznacza się większą inercyjnością niż stosowane czujniki ciśnienia gazu.

Jeżeli nie ma możliwości pomiaru ciśnienia szybkozmiennego w kanale spalin wylotowych, a niestety zazwyczaj nie ma na nim dodatkowych króćców pomiarowych¹³, można podjąć próbę bezpośredniej rejestracji dynamicznej temperatury spalin w miejscach standardowego pomiaru ich temperatury statycznej i na tej podstawie prowadzić diagnostykę silnika. W układach pomiarowych silników okrętowych dużej mocy¹⁴ wyposażonych w układ turbodoładowania temperaturę spalin mierzy się na wylocie z poszczególnych cylindrów oraz przed i za turbiną turbosprężarki, stosując do tego celu tradycyjne termopary. Pomiar w tych miejscach szybkozmienną temperaturę spalin wylotowych może być najkorzystniejszym rozwiązaniem, ponieważ diagnosta nie ingeruje wówczas w jego strukturę konstrukcyjną. Jest

¹³ W średnio- i szybkoobrotowych silnikach okrętowych kanały spalin wylotowych są często chłodzone wodą.

¹⁴ Powyżej 500 kW.

to jednak możliwe tylko wówczas, gdy zastosowana technologia pomiaru zapewni jednocześnie ciągłą obserwację statycznej (uśrednionej) temperatury spalin wylotowych z cylindrów silnika.

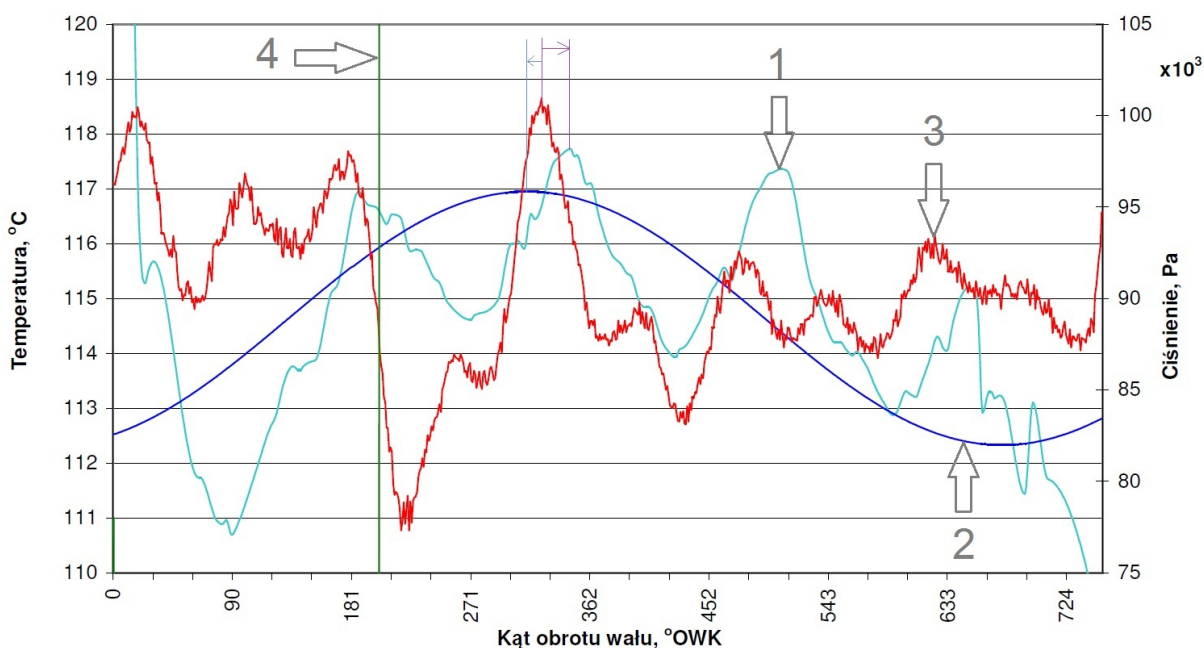


Rys. 2.10. Przebiegi zmian temperatury (a) i ciśnienia (b) spalin jako funkcji czasu w kanale spalin wylotowych, dla przekrojów kontrolnych k1 i k2, dla silnika Sulzer typu 6AL20/24 [Korczewski i in., 2008]

Zarejestrowane w kanale spalin opuszczających cylinder silnika okrętowego sygnały temperatury i ciśnienia będą odbiegały od sygnałów zarejestrowanych w tym cylindrze. Przy ich analizie należy uwzględnić, oprócz wywiązywania się ciepła w cylindrze w procesie rozprężania, również inne czynniki:

- opóźnienie i deformacje rejestrowanych sygnałów,
- opory przepływu w kanale spalin wylotowych w zależności od jego formy konstrukcyjnej, stanu technicznego powierzchni wewnętrznej itp.,
- zjawiska falowe zachodzące w kanale (interferencja i odbicia fal ciśnienia pochodzących od pozostałych cylindrów współpracujących z danym kanałem) [Korczewski, 2017],
- sprężanie adiabatyczne słupa gazu znajdującego się przed kolejnymi impulsami spalin opuszczających cylindry silnika [Korczewski, 2017].

Biorąc pod uwagę nowe możliwości, jakie wnoszą dynamicznie rozwijające się systemy pomiarowe oraz narzędzia komputerowej obróbki matematycznej rejestrowanych sygnałów, możliwa jest ocena stanu technicznego silników o ZS z ich wykorzystaniem. Na rysunku 2.11 przedstawiono wyniki badań własnych autorki niniejszej rozprawy. Zarejestrowany sygnał temperatury spalin wylotowych silnika poddano wstępnej obróbce matematycznej w środowisku Matlab, umożliwiającej usunięcie zakłóceń z kanału pomiarowego (filtr obwodniowy) – przebieg nr 1 na rys. 2.11. Dodatkowo uzyskano przebieg zmian wartości rzeczywistej temperatury spalin wylotowych w czasie poprzez określenie odpowiedzi termopary na wymuszenie sinusoidalne temperatury spalin – przebieg nr 2 na rys. 2.11 [Puzdrowska, 2016].



Rys. 2.11. Przebiegi temperatur i ciśnienia spalin wylotowych uzyskanych po zastosowaniu filtra obwiedniowego oraz przebieg rzeczywisty temperatury dla pomiaru termoparą typu K ze spoiną zgrzewaną, chłodzoną wodą („E” w tab. 4.1): 1- przebieg temperatury z zastosowaniem filtra obwiedniowego, 2- przebieg temperatury rzeczywistej po korekcji, 3- ciśnienie w kanale wylotowym, 4- sygnał zamknięcia zaworu wylotowego¹⁵

Pomimo zastosowania wysoko specjalistycznych metod pomiarowych i obróbki matematycznej uzyskanych wyników, przesunięcie fazowe maksymalnej wartości temperatury względem maksymalnej wartości ciśnienia – przebieg nr 3 na rys. 2.11, jest nadal widoczne. Brak natomiast takiego przesunięcia w przypadku przebiegu zmian temperatury spalin w kanale wylotowym powstałego na drodze analitycznej, z użyciem formuł obliczeniowych opartych na równaniu stanu gazu – rys. 2.10. Wynika to z faktu, że zastosowana obróbka matematyczna sygnału zmniejsza inercyjność pomiaru szybkozmienną temperatury spalin wylotowych, ale nie eliminuje zjawisk zachodzących w kanale spalin wylotowych, a nie uwzględnionych w zastosowanym równaniu. Jako przyczyny wzrostu szybkozmienną temperatury spalin wylotowych, kiedy ciśnienie już spada, należy wskazać następujące zjawiska [Korczewski, 2017]:

1. W kanale spalin wylotowych kolejne impulsy strumienia gazu opuszczających cylindry sprężają adiabatycznie znajdujący się przed nimi słup gazu. W wyniku rosnących oporów hydraulicznych przepływ spalin wylotowych jest spowolniony, a energia kinetyczna jest rozpraszana kosztem wzrostu jego energii wewnętrznej i energii ciśnienia. Widoczne jest to w spadku prędkości przepływu spalin oraz wzroście ich statycznej temperatury i ciśnienia na końcu kanału wylotowego (przed turbosprężarką).
2. W kanale spalin wylotowych, który jest wykonany ze stali, występuje reakcja utleniania katalitycznego niespalonych cząstek węglowodorowych na wewnętrznej części kanału, w obecności tlenków żelaza. Jest to zjawisko o charakterze egzotermicznym, skutkujące wydzielaniem dodatkowego ciepła. Dodatkowo wydzielane ciepło jest jednocześnie pochłaniane przez spaliny wylotowe (reakcja endotermiczna). Jest to widoczne jako wzrost temperatury na końcu kanału spalin wylotowych.
3. Jeżeli spaliny są wykorzystywane do zasilania turbosprężarki, to temperatura wskazywana przez termoparę umieszczoną bezpośrednio przed turbosprężarką będzie poddana oddziaływaniu impulsów strumienia spalin nawet z kilkukrotnie większą częstotliwością,

¹⁵ Warunki badania: $n=1280 \text{ min}^{-1}$, praca na biegu jałowym.

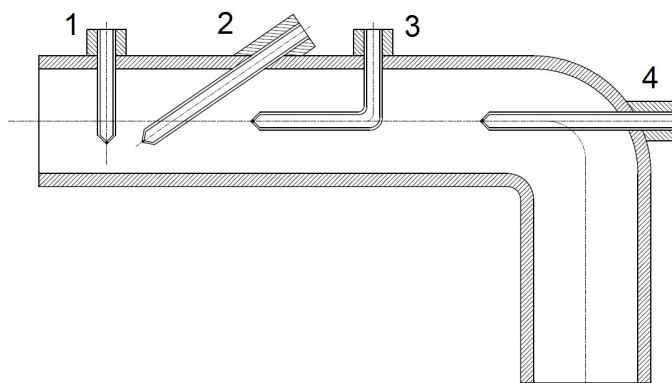
niż termopara znajdująca się bezpośrednio za zaworem wydechowym. Rezultatem jest wówczas wzrost wskazań uśrednionej temperatury spalin wylotowych.

Wszystkie powyższe czynniki mogą istotnie wpływać na kształt (amplitudę) i przesunięcie fazowe przebiegu szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych, w obrębie jednego cyklu pracy silnika okrętowego. Istotne jest zatem analityczne i eksperymentalne wyjaśnienie obecności owych deformacji: czy wynikają one z wymienionych powyżej zjawisk i procesów zdeterminowanych obciążeniem silnika, czy może ze zmian w strukturze konstrukcyjnej jego przestrzeni roboczych i układu wtryskowego. O ile przesunięcie fazowe maksymalnej wartości temperatury względem ciśnienia w cylindrze może wynikać chociażby z wymiany ciepła między gazem roboczym a ściankami cylindra czy dopalania paliwa przeciągnięte na proces rozprężania, o tyle w kanale spalin wylotowych owego przesunięcia nie powinno być, gdyż nie występuje wymiana ciepła ze ściankami kanału, zatem można przypuszczać, że przesunięcie wynika z inercyjności termopary. Natomiast większe, nie możliwe do usunięcia na drodze korekcji amplitudowo-fazowej, deformacje zarejestrowanego sygnału okresowego mogą świadczyć o zmianach w strukturze konstrukcyjnej przestrzeni roboczych silnika i układu wtryskowego paliwa.

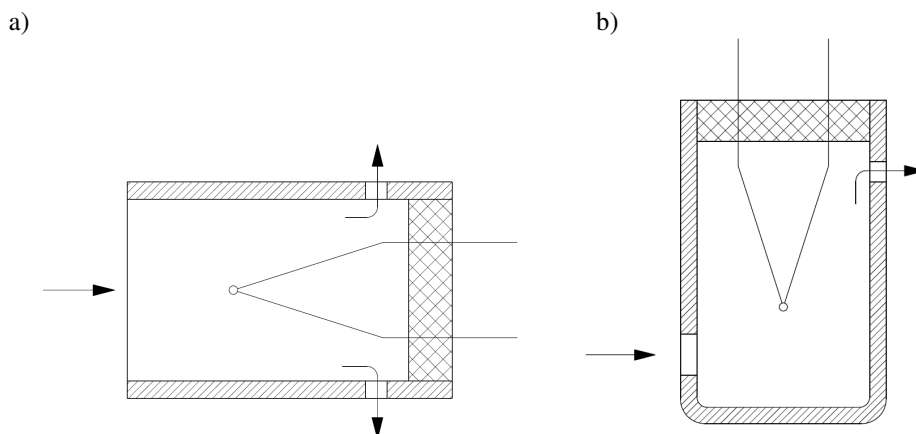
2.4. Technologia standardowego pomiaru temperatury spalin wylotowych silników okrętowych w eksploatacji

Podczas pomiarów ustalonej temperatury gazów występuje szereg problemów, wynikających np. z inercyjności termopary i układu pomiarowego czy z wpływu czynników zewnętrznych na wskazania termopary, które należy rozpatrzyć i ewentualnie częściowo lub całkowicie wyeliminować, chcąc opracować metodę diagnozowania układów cieplno-przepływowych opartą na tym parametrze [Szargut, 2013; Wiśniewski, 2022]. W przypadku kontaktowego pomiaru temperatury spalin wylotowych termoparą stosuje się płaszcze ochronne. Konieczność ta wynika, przede wszystkim, z destrukcyjnego (korozyjnego) oddziaływania gazów spalinowych na spoinę i termoelektrody termopary. Kolejnym powodem stosowania płaszcza ochronnego jest zwiększenie odporności spoiny pomiarowej na uszkodzenia mechaniczne (głównie erozyjne), wynikające z działania energii kinetycznej spalin wylotowych zawierających cząsteczki wody i sadzy (duże prędkości przepływu). Zastosowanie płaszczy ochronnych powoduje z kolei występowanie błędów pomiaru temperatury spalin wylotowych spowodowanych przepływem ciepła na całej długości osłony. Należy tu rozpatrzyć szereg złożonych zjawisk towarzyszących przepływowi ciepła w bezpośrednim sąsiedztwie termopary zamontowanej w kanale spalinowym [Wiśniewski, 1983]. Im większa część płaszcza termopary znajduje się w spalinach wylotowych o temperaturze równej temperaturze mierzonej, tym mniejsza jest niepewność pomiarowa wynikająca z wzdłużnego przepływu ciepła. Dlatego w pomiarach temperatur gazów płynących w kanałach, powszechne jest montowanie termopar w taki sposób, że spoina pomiarowa znajduje się w osi kanału – rys. 2.12.

Dodatkowym problemem pojawiającym się podczas pomiarów wysokich temperatur przepływających gazów (a takimi cechują się spaliny wylotowe) jest niepewność wynikająca z przepływu ciepła na drodze promieniowania między termoparą, gazem oraz ściankami kanału przepływowego. Można to zminimalizować przez odpowiednią izolację termopary lub chłodzenie czujnika [Rudnicki i in., 2017]. Wysoka temperatura gazów, przekraczająca dopuszczalną temperaturę pracy ciągłej termopar, może także powodować ich zniszczenie. Inną trudność można napotkać podczas pomiarów temperatur gazów przepływających z dużymi prędkościami pod- lub naddźwiękowymi. Wówczas konieczne jest umieszczenie spoiny termopary w komorze wyhamowującej tak, aby mierzyła ona temperaturę spiętrzenia – rys. 2.13 [Wiśniewski, 1983].



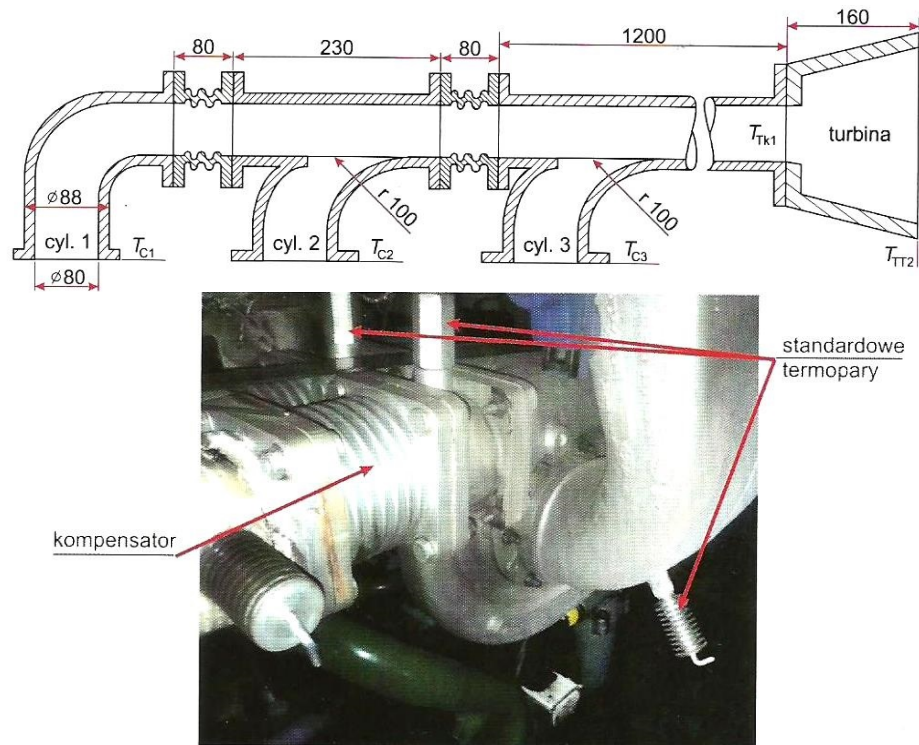
Rys. 2.12. Sposób instalowania termopar w kanale przepływowym: 1 - prostopadle, 2 - ukośnie, 3 - równoległe do kierunku przepływu, 4 - w kolanie [Wiśniewski, 1983]



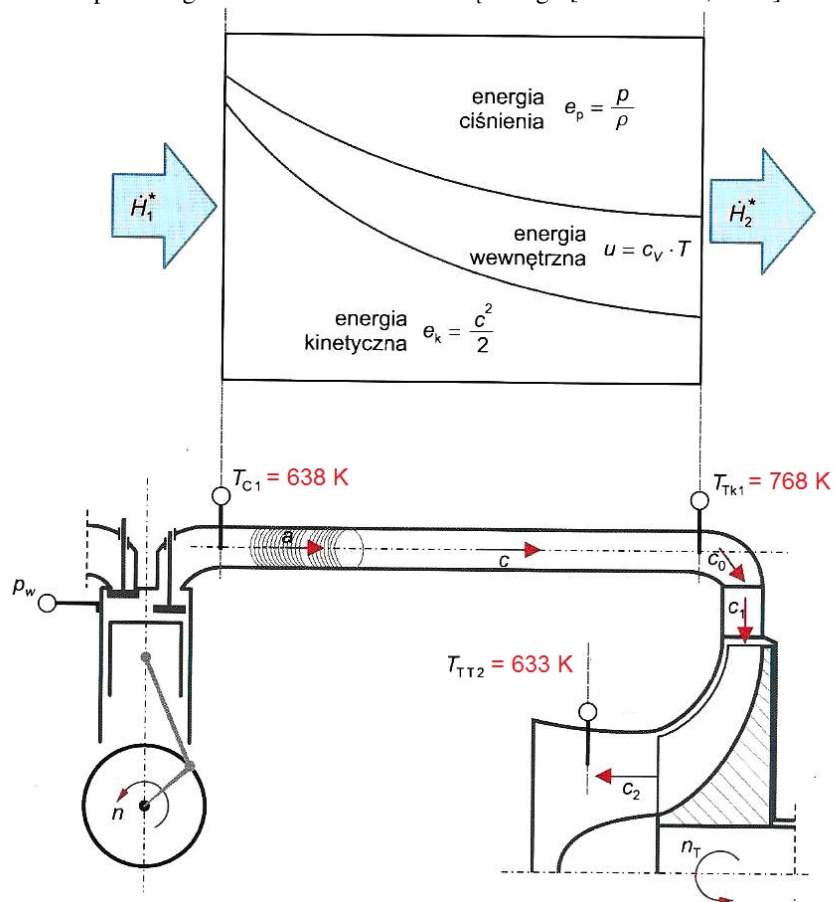
Rys. 2.13. Schematy termopar z komorą wyhamowania usytuowaną: a) równoległe, b) prostopadle do kierunku przepływu gazu [Wiśniewski, 1983]

Podczas przepłukania cylindra silnika o ZS z chwilą otwarcia zaworu wylotowego generowana jest podłużna fala akustyczna (ciśnienia) przemieszczającego się z lokalną prędkością dźwięku względem przepływającego strumienia spalin wylotowych. W silnikach okrętowych z turbodoładowaniem pulsacyjnym, gdzie spaliny opuszczają cylindry z dużymi prędkościami (znacznie powyżej 50 m/s), stosuje się standardowe termopary, montowane tak, jak zostało to pokazane na rysunku 2.14 [Korczewski, 2017].

W warunkach ustalonej pracy silnika przepływ spalin opuszczających cylindry można traktować jak okresowo zmienny (ustalony) oraz adiabatyczny (bez wykonywania pracy technicznej) [Wiśniewski, 2022]. W przypadku uwzględnienia strat tarcia (lepkość spalin wylotowych) oraz założeniu, że ilość spalin wylotowych przepływających w jednostce czasu jest niezmienna, strumień entalpii spalin wylotowych również pozostaje niezmienny w każdym przekroju kanału łączącego cylinder z turbosprężarką – rys. 2.15 [Korczewski, 2017]. Zmianie ulegają jednak udziały poszczególnych składowych strumienia entalpii spalin wylotowych, jak to przedstawiono na rysunku 2.15. Zmiana energii potencjalnej strumienia spalin wylotowych jest w bilansie energii pomijalnie mała [Korczewski, 2017]. Mierząc temperaturę spalin wylotowych w przekrojach T_{C1} i T_{TK1} oraz T_{TT2} – rys. 2.15, uzyskuje się różne wartości wskazań termopar, co wynika z wpływu szeregu istotnych czynników omówionych powyżej. Jak widać na rysunku przykładowe wartości temperatur rejestrowanych przez autora badań różnią się znacznie [Korczewski, 2017]. Temperatura zarejestrowana dla pełnego obciążenia silnika okrętowego Sulzer typ AL20/24 za cylindrem wyniosła $T_{C1}=638$ K, natomiast zmierzona na wejściu do turbosprężarki, zatem po przebyciu pewnej odległości w kanale spalin wylotowych, była już znacznie wyższa - wyniosła $T_{TK1}=768$ K, zaś na wylocie z turbiny turbosprężarki obniżyła się ponownie do poziomu $T_{TT2}=633$ K.



Rys. 2.14. Schemat kanału wylotu spalin oraz widok ogólny kanałów zasilających turbosprężarkę w systemie impulsowego doładowania silnika okrętowego [Korczewski, 2017]



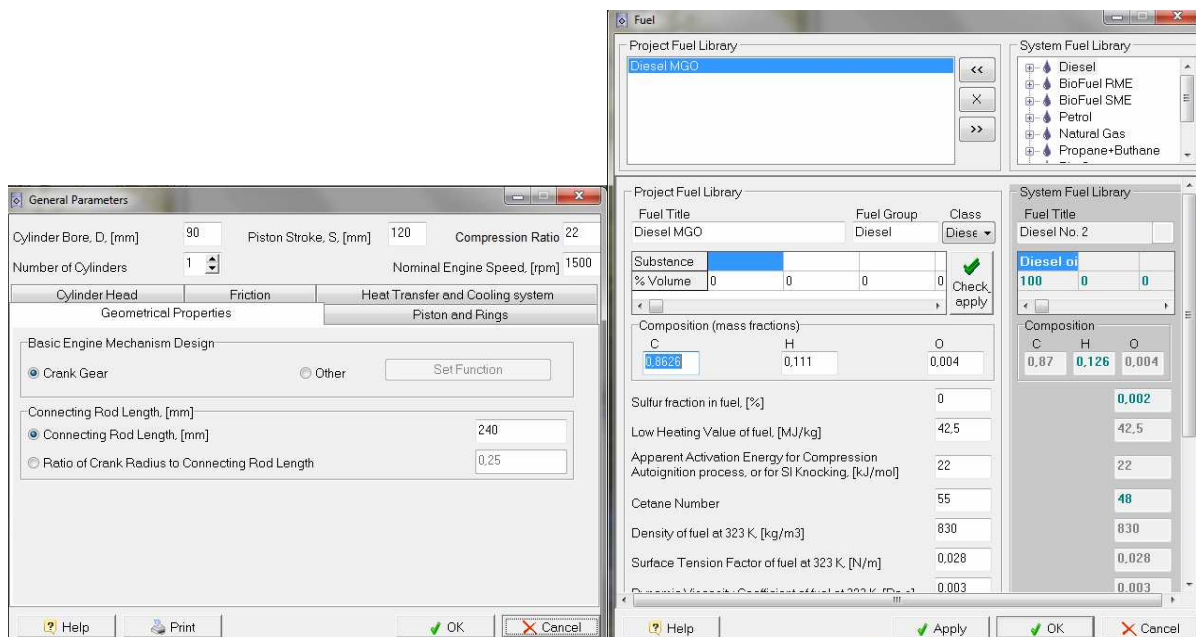
Rys. 2.15. Przebieg zmian energii w kanale spalin wylotowych silnika z turbodoładowaniem oraz przykładowe wartości temperatur strumienia spalin wylotowych w charakterystycznych przekrojach kanału układu turbodoładowania silnika okrętowego Sulzer typu 6AL20/24 (obciążenie maksymalne) [Korczewski, 2017]

2.5. Symulacja numeryczna procesu roboczego

Chcąc przystąpić do badań eksperymentalnych mających na celu określenie zbioru powiązań: zmiana wartości parametru struktury konstrukcyjnej silnika – zmiana wartości miary diagnostycznej wyznaczonej na podstawie szybkozmiennnej temperatury spalin wylotowych, przeprowadzono symulację numeryczną procesu roboczego silnika laboratoryjnego o ZS. Wykorzystano program DIESEL-RK służący do symulacji numerycznej procesów termodynamicznych zachodzących w silniku tłokowym [Kuleshov, 2004; Woś i in., 2013; Pham, 2019; www.diesel-rk.bmstu.ru]. Program komputerowy DIESEL-RK w wersji ogólnodostępnej przeznaczony jest do symulacji i optymalizacji procesów roboczych silników dwusuwowych i czteresurowych, dla wszystkich rodzajów doładowania oraz dla różnych stosowanych paliw. Możliwości oprogramowania pozwalają na wprowadzenie danych konstrukcyjnych (np. średnica tłoka, pojemność komory spalania) i eksploatacyjnych (takich, jak np. prędkość obrotowa wału korbowego czy rodzaj paliwa) silnika badawczego Farymann Diesel typu D10 – rys. 2.16. Podczas symulacji numerycznej procesów wprowadzono skład elementarny paliwa zasilającego typu MGO (ang. *Marine Gas Oil*), które zastosowano podczas badań eksperymentalnych tego silnika.

Przeprowadzono symulację cyklu roboczego silnika zarówno dla stanu referencyjnego, jak i dla obniżonych względem niego wartości stopnia kompresji (z 22:1 do 21:1), ciśnienia otwarcia wtryskiwacza (mniejsze o 20 bar) oraz dla zmniejszonego czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego (50% względem stanu referencyjnego), co miało odzwierciedlać najczęściej występujące uszkodzenia występujące w silnikach o ZS. Ze względu na tematykę prowadzonych badań w symulacji skupiono się najbardziej na następujących parametrach wyjściowych, obliczonych w programie DIESEL-RK:

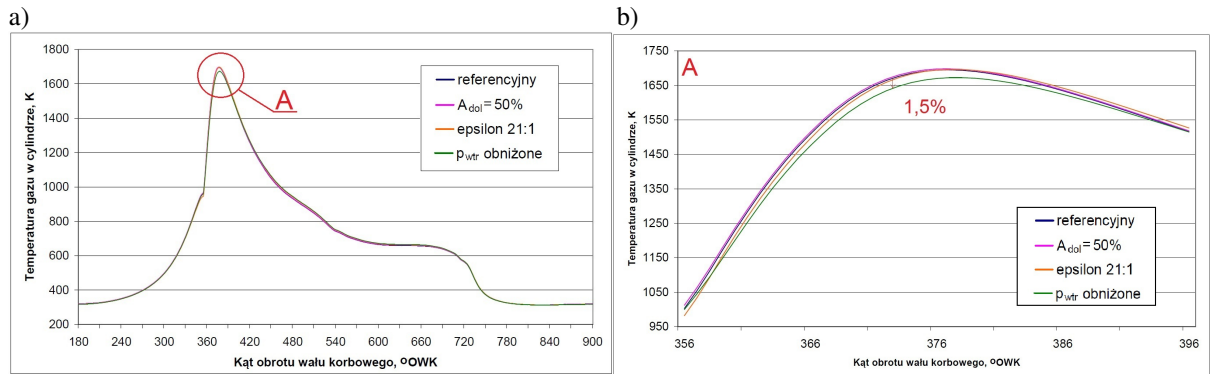
- temperatura i ciśnienie czynnika roboczego w cylindrze (T_{cyl} i p_{cyl}),
- temperatura i ciśnienie spalin w kanale wylotowym (T_{sp} i p_{sp}),
- temperatura spalania w cylindrze (T_{spal}),
- prędkość spalin wylotowych (c_{sp}),
- stężenie cząsteczek NO_x w spalinach wylotowych (ppm).



Rys. 2.16. Widok ekranu komputera po uruchomieniu programu DIESEL-RK w opcji "General parameters" i "Fuel"

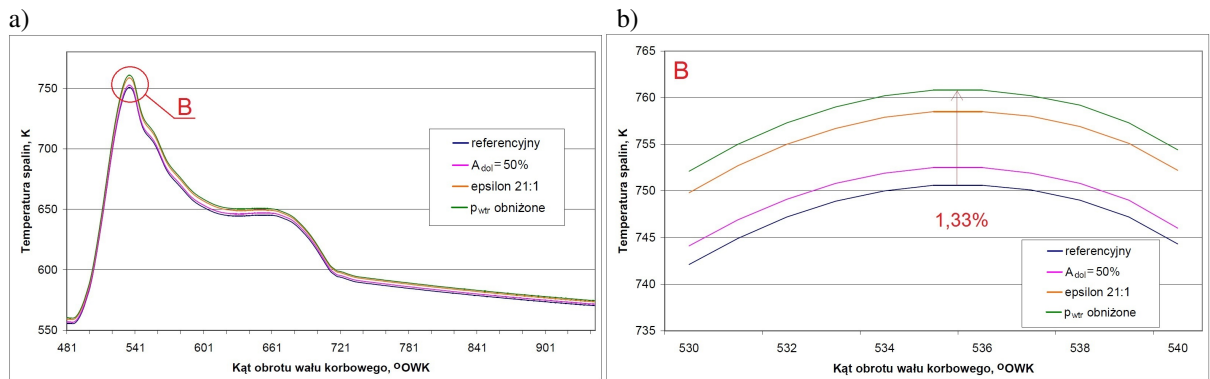
Wyniki obliczeń cyklu roboczego dla wszystkich analizowanych stanów struktury konstrukcyjnej przedstawiono w postaci graficznej na rysunkach 2.17 - 2.25. W przypadku wprowadzonych zmian w strukturze przestrzeni cylindrowej silnika i kanału powietrza dolotowego oraz układu wtryskowego paliwa, ich wpływ na temperaturę czynnika roboczego w cylindrze T_{cyl} był najbardziej widoczny w suwie pracy, w obszarze maksymalnej wartości tego parametru pracy silnika – rys. 2.17a. Największy spadek wartości T_{cyl} nastąpił w przypadku obniżonego ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} i wyniósł 1,5% względem stanu referencyjnego – rys. 2.17b. Również w przypadku przebiegu zmian temperatury spalin wylotowych T_{sp} największe różnice w wartościach tego parametru występują w rejonie maksimum – rys. 2.18a. Tu jednak obniżone ciśnienie otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} spowodowało wzrost temperatury spalin wylotowych T_{sp} względem tej dla stanu odniesieniowego o 1,33% – rys. 2.18b. Przebieg zmian temperatury spalania w cylindrze T_{spal} wskazał, że największy, bo 1,56% spadek wartości tego parametru pracy silnika wynikał z obniżonego stopnia kompresji silnika ϵ – rys. 2.19a i b. Wszystkie analizowane parametry struktury konstrukcyjnej rozpatrywanego silnika i zmiany ich wartości wpłynęły zatem na zmiany wartości temperatur T_{cyl} , T_{sp} i T_{spal} .

Program symulacyjny DIESEL-RK pozwolił także na jednoczesne wyznaczenie przebiegów temperatur i ciśnień, zarówno w cylindrze, jak i kanale spalin wylotowych. Poddano analizie ich maksymalne wartości dla wszystkich czterech stanów struktury konstrukcyjnej silnika – rys. 2.20-2.23. Symulacja w programie wykazała przesunięcie maksymalnej wartości temperatury w cylindrze T_{cyl} względem maksymalnej wartości ciśnienia w cylindrze p_{cyl} średnio o 10°OWK, dla wszystkich analizowanych stanów – rys. 2.20a, 2.21a, 2.22a, 2.23a. Nie występuje natomiast takie przesunięcie w przypadku ciśnienia p_{sp} i temperatury spalin wylotowych T_{sp} – rys. 2.20b, 2.21b, 2.22b, 2.23b. Oznacza to, że model procesów termodynamicznych zachodzących w silniku jest opracowany zgodnie z powszechną wiedzą na ten temat. Zaobserwowano także wpływ wprowadzanych w strukturze konstrukcyjnej silnika zmian na wartości prędkości spalin wylotowych c_{sp} – rys. 2.24a. Największy wzrost wartości tego parametru (o 1,15% względem stanu referencyjnego) odnotowano dla obniżonego ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} – rys. 2.24b. Również ten czynnik wejściowy wpłynął istotnie na wartość stężenia cząsteczek NO_x w spalinach wylotowych (spadek o 5,87% względem referencyjnego) – rys. 2.25a i b. Od chwili początku spalania (powstania spalin) różnica stężeń NO_x pomiędzy stanem referencyjnym, a tym dla obniżonego ciśnienia otwarcia wtryskiwacza wynosiła około 98 ppm.



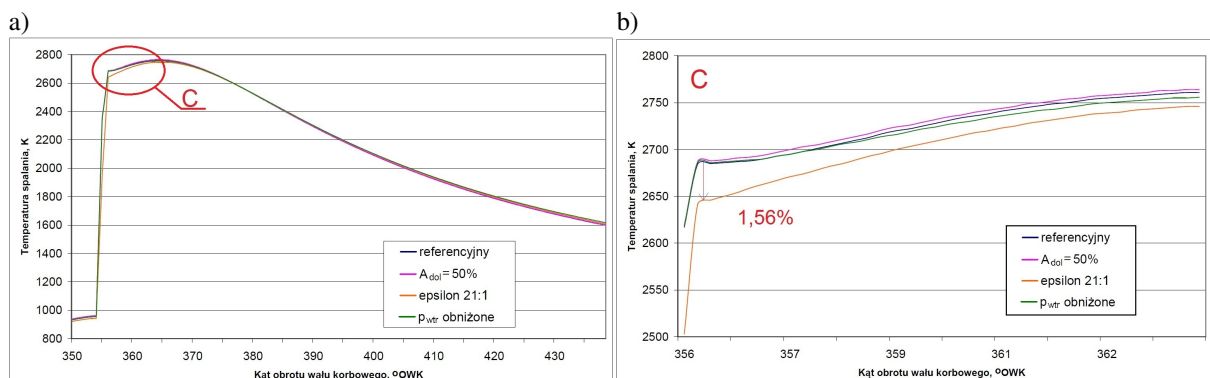
Rys. 2.17. Przebiegi zmian temperatury czynnika roboczego w cylindrze T_{cyl} jako funkcja kąta obrotu wału korbowego, dla całego cyklu pracy silnika (a) oraz dla zakresu występowania wartości maksymalnej temperatury w cylindrze (powiększenie) (b), uzyskany w wyniku symulacji numerycznej procesu roboczego silnika w programie DIESEL-RK w warunkach wprowadzanych zmian struktury

$$\frac{T_{cyl}(ref) - T_{cyl}(p_{wtr})}{T_{cyl}(ref)} \cong 1,5\%$$



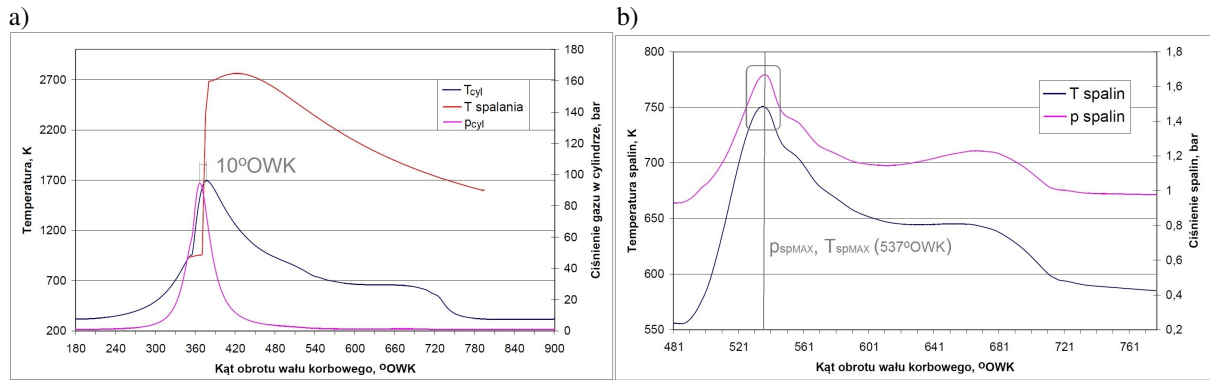
Rys. 2.18. Przebiegi zmian temperatury spalin wylotowych T_{sp} jako funkcja kąta obrotu wału korbowego, dla części cyklu pracy silnika (a) oraz dla zakresu występowania wartości maksymalnej temperatury spalin wylotowych (powiększenie) (b), uzyskany w wyniku symulacji numerycznej procesu roboczego silnika w programie DIESEL-RK w warunkach wprowadzanych zmian struktury

$$\frac{T_{sp}(ref) - T_{sp}(p_{wtr})}{T_{sp}(ref)} \cong 1,33\%$$

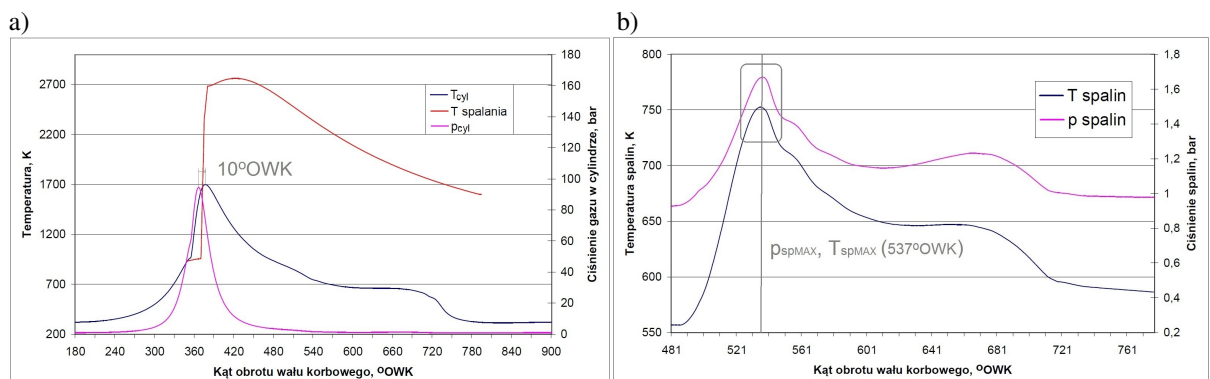


Rys. 2.19. Przebiegi zmian temperatury spalania w cylindrze T_{spal} jako funkcja kąta obrotu wału korbowego, dla początkowego etapu suwu pracy silnika (a) oraz dla zakresu występowania największych różnic temperatury spalania dla rozpatrywanych stanów (powiększenie) (b), uzyskany w wyniku symulacji numerycznej procesu roboczego silnika w programie DIESEL-RK w warunkach wprowadzanych zmian struktury

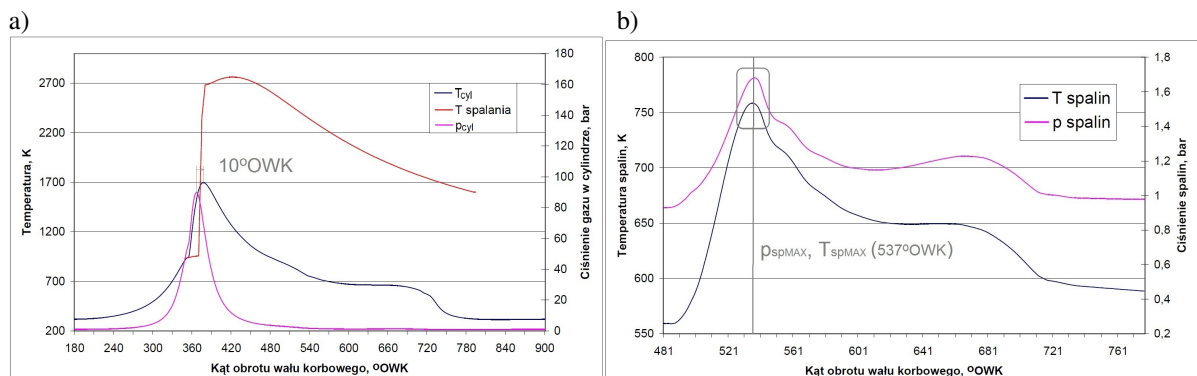
$$\frac{T_{spal}(ref) - T_{spal}(\epsilon_{obn})}{T_{spal}(ref)} \cong 1,56\%$$



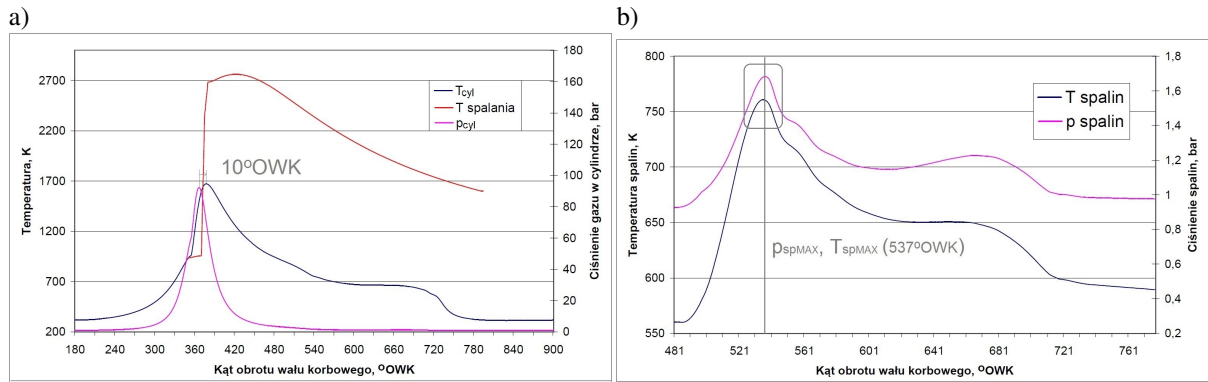
Rys. 2.20. Przebiegi zmian temperatury czynnika roboczego w cylindrze T_{cyl} , temperatury spalania T_{spal} oraz ciśnienia w cylindrze p_{cyl} (a) oraz przebieg zmian temperatury T_{sp} i ciśnienia spalin wylotowych p_{sp} (b) jako funkcje kąta obrotu wału korbowego, dla stanu referencyjnego silnika, uzyskane w wyniku symulacji numerycznej procesu roboczego silnika w programie DIESEL-RK; maksymalne wartości: $T_{spal}=2762K$, $T_{cyl}=1694,8K$ (w $377^{\circ}OWK$), $p_{cyl}=94,5$ bar (w $367^{\circ}OWK$), $T_{sp}=750,6K$ i $p_{sp}=1,668$ bar (w $537^{\circ}OWK$)



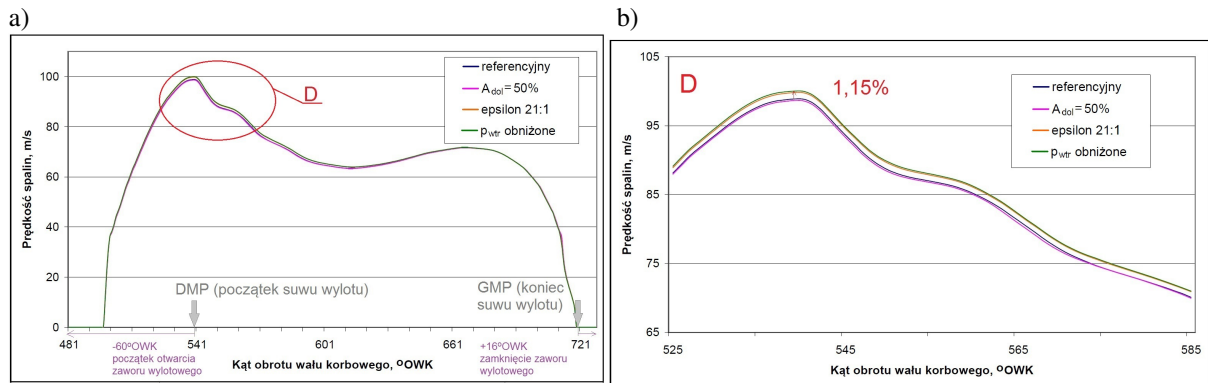
Rys. 2.21. Przebiegi zmian temperatury czynnika roboczego w cylindrze T_{cyl} , temperatury spalania T_{spal} oraz ciśnienia w cylindrze p_{cyl} (a) oraz przebieg zmian temperatury T_{sp} i ciśnienia spalin wylotowych p_{sp} (b) jako funkcje kąta obrotu wału korbowego, dla obniżonego o 50% czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego do silnika, uzyskane w wyniku symulacji numerycznej procesu roboczego silnika w programie DIESEL-RK; maksymalne wartości: $T_{spal}=2765$ K, $T_{cyl}=1697,9$ K (w $377^{\circ}OWK$), $p_{cyl}=94,56$ bar (w $367^{\circ}OWK$), $T_{sp}=752,5$ K i $p_{sp}=1,67$ bar (w $537^{\circ}OWK$)



Rys. 2.22. Przebiegi zmian temperatury czynnika roboczego w cylindrze T_{cyl} , temperatury spalania T_{spal} oraz ciśnienia w cylindrze p_{cyl} (a) oraz przebieg zmian temperatury T_{sp} i ciśnienia spalin wylotowych p_{sp} (b) jako funkcje kąta obrotu wału korbowego, dla obniżonego z 22:1 (stan referencyjny) do 21:1 stopnia kompresji silnika, uzyskane w wyniku symulacji numerycznej procesu roboczego silnika w programie DIESEL-RK; maksymalne wartości: $T_{spal}=2749$ K, $T_{cyl}=1696,2$ K (w $377^{\circ}OWK$), $p_{cyl}=89,82$ bar (w $367^{\circ}OWK$), $T_{sp}=758,5$ K i $p_{sp}=1,68$ bar (w $537^{\circ}OWK$)

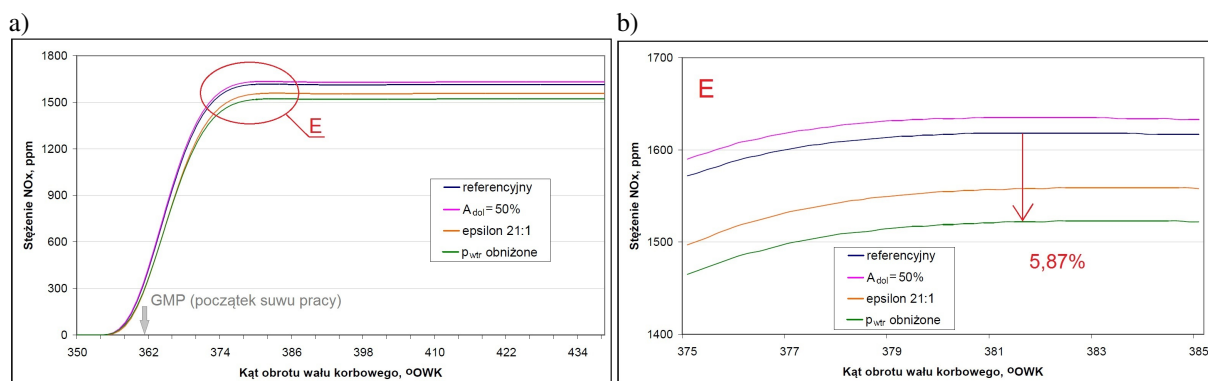


Rys. 2.23. Przebiegi zmian temperatury czynnika roboczego w cylindrze T_{cyl} , temperatury spalania T_{spal} oraz ciśnienia w cylindrze p_{cyl} (a) oraz przebieg zmian temperatury T_{sp} i ciśnienia spalin wylotowych p_{sp} (b) jako funkcje kąta obrotu wału korbowego, dla obniżonego o 20 bar ciśnienia otwarcia wtryskiwacza paliwa do silnika, uzyskane w wyniku symulacji numerycznej procesu roboczego silnika w programie DIESEL-RK; maksymalne wartości: $T_{spal}=2757$ K, $T_{cyl}=1672,3$ K (w $377^{\circ}OWK$), $p_{cyl}=92,3$ bar (w $367^{\circ}OWK$), $T_{sp}=760,8$ K i $p_{sp}=1,68$ bar (w $537^{\circ}OWK$)



Rys. 2.24. Przebiegi zmian prędkości spalin wylotowych c_{sp} jako funkcja kąta obrotu wału korbowego, dla suwu wylotu spalin z cylindra silnika (a) oraz dla zakresu występowania wartości maksymalnej prędkości spalin wylotowych (powiększenie) (b), uzyskany w wyniku symulacji numerycznej procesu roboczego silnika w programie DIESEL-RK w warunkach wprowadzanych zmian struktury

$$\left| \frac{v_{sp}(\text{ref}) - v_{sp}(p_{wtr})}{v_{sp}(\text{ref})} \right| \cong 1,15\%$$



Rys. 2.25. Przebiegi zmian stężenia cząsteczek NO_x w spalinach jako funkcja kąta obrotu wału korbowego, dla części suwu pracy silnika (a) oraz dla zakresu występowania wartości maksymalnej stężenia cząsteczek NO_x (powiększenie) (b), uzyskany w wyniku symulacji numerycznej procesu roboczego silnika w programie DIESEL-RK w warunkach wprowadzanych zmian struktury

$$\left| \frac{NO_x(\text{ref}) - NO_x(p_{wtr})}{NO_x(\text{ref})} \right| \cong 5,87\%$$

2.6. Podsumowanie

Chcąc opracować metodę diagnozowania przestrzeni roboczych i układu wtrysku paliwa silnika okrętowego opartą na szybkozmiennej temperaturze spalin wylotowych, należy kanał spalinowy potraktować jako badany obiekt diagnostyczny, natomiast sam silnik – jako generator wymuszeń przepływu spalin o charakterze impulsowym. Istotna jest jednak dogłębna wiedza nie tylko o procesach ciepłno-przepływowych zachodzących w przestrzeni wewnątrzcyldrowej, ale również w kanale spalin wylotowych. Konieczne jest prawidłowe wyjaśnienie pierwotnych przyczyn obecności przesunięcia fazowego wartości maksymalnej przebiegu szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych względem maksymalnej wartości ich ciśnienia w kanale wylotowym w obrębie jednego cyklu roboczego silnika okrętowego. Jest to tym bardziej istotne, że takie przesunięcie fazowe nie występuje w kanale spalin wylotowych, co potwierdzają wyniki przeprowadzonych symulacji numerycznych procesów. Wyjaśnienie, czy owe przesunięcie fazowe wynika z omówionych zjawisk zachodzących zarówno w komorze spalania, jak i w kanale spalin wylotowych, czy może ze zmian parametrów struktury konstrukcyjnej przestrzeni roboczych i układu wtrysku paliwa silnika o ZS, jest istotą diagnostyki parametrycznej opartej na szybkozmiennej temperaturze spalin wylotowych. Przy czym konieczne jest użyteczne podejście do tego zagadnienia. Z uwagi na fakt, że większość silników stosowanych na statkach morskich ma ograniczoną podatność kontrolną, pomiar temperatury gazów wylotowych jest dla nich obligatoryjny [Korczewski, 2005, 2015 a i b oraz 2016]. Pojawia się więc możliwość zastosowania termopary rejestrującej szybkozmienną temperaturę w miejscu pomiaru standardowego, bez ingerencji w istniejący układ pomiarowy. Nie zawsze jest to możliwe w przypadku analogicznych pomiarów ciśnienia spalin wylotowych.

Po przeprowadzonych symulacjach numerycznych procesu roboczego rozpatrywanego typu silnika o ZS w warunkach wprowadzanych zmian parametrów struktury w programie DIESEL-RK oraz analizach uzyskanych parametrów wyjściowych uznano, że badania diagnostyczne w tym samym zakresie na silniku laboratoryjnym są konieczne dla weryfikacji eksperymentalnej uzyskanych wyników. Wprowadzone zmiany w strukturze konstrukcyjnej zamodelowanego w programie silnika istotnie wpłynęły na obliczone parametry wyjściowe gdyż odnotowano nawet kilkuprocentowe zmiany wartości parametru wyjściowego. Należało się zatem spodziewać, że w przypadku badań eksperymentalnych na silniku Farymann Diesel typu D10 możliwe jest określenie wpływu wybranych zmian w strukturze konstrukcyjnej silnika i układu wtryskowego oraz kanału powietrza dolotowego na przebieg zmian szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych.

3. SZYBKOZMIENNA TEMPERATURA SPALIN WYLOTOWYCH JAKO PARAMETR DIAGNOSTYCZNY SILNIKA O ZS

Przystępując do diagnostyki parametrycznej elementów konstrukcyjnych ograniczających przestrzenie robocze silnika oraz układu wtryskowego i kanału powietrza dolotowego silnika okrętowego na podstawie szybkozmiennnej temperatury spalin wylotowych z silnika okrętowego należy zwrócić uwagę na kilka istotnych zagadnień metrologicznych. Ważne jest odpowiednie przygotowanie stanowiska badawczego poprzez wyposażenie w czujniki pozwalające na pomiar wybranych parametrów kontrolnych silnika. Należy także dokonać wyboru adekwatnych miar diagnostycznych wyznaczonych na podstawie zarejestrowanego sygnału. Równie istotna jest odpowiednio opracowana metoda obróbki matematycznej sygnału „surowego”. Jednakże na nic nie zdałyby się wyniki badań eksperymentalnych bez odpowiedniego narzędzia do ich analizy statystycznej dającego możliwość przeprowadzenia wnioskowania merytorycznego na podstawie uzyskanych wyników pomiarów i obliczeń.

3.1. Stanowisko laboratoryjne oraz obserwowane parametry kontrolne silnika badawczego o ZS

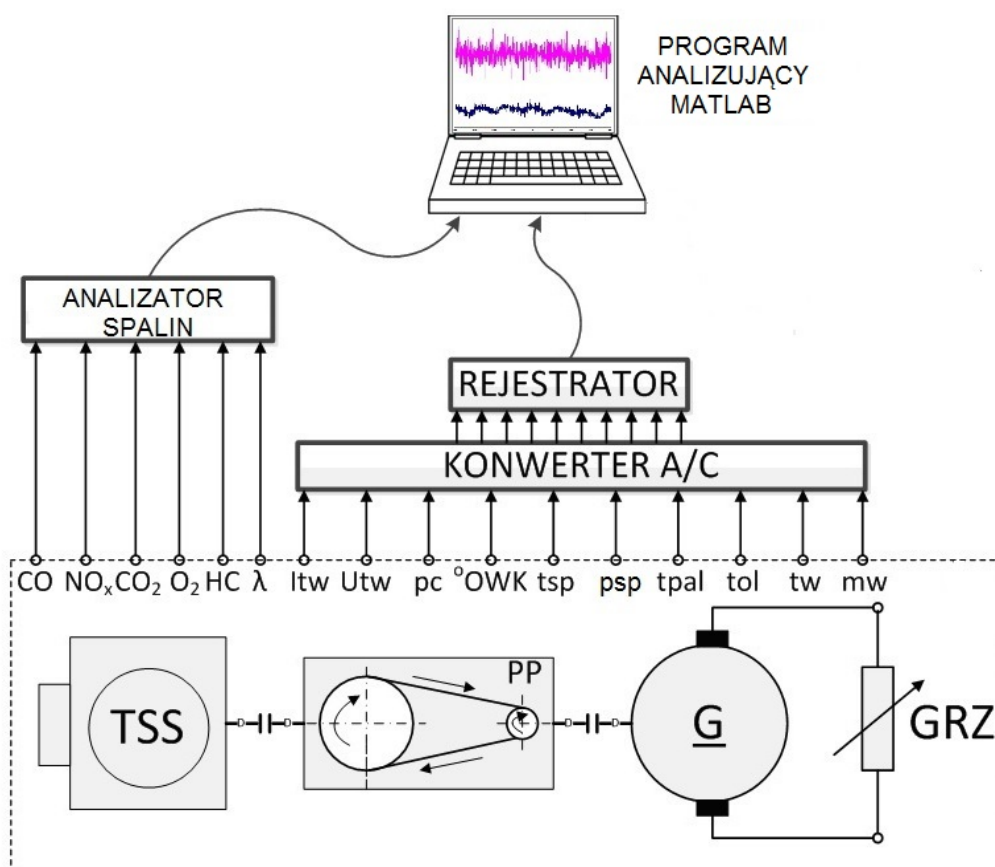
Badania eksperymentalne przeprowadzono na stanowisku laboratoryjnym jednocyldrowego, czterosuwowego silnika okrętowego Farymann Diesel typu D10, który napędza obcowzbudną prądnicę prądu stałego typu PKM0a44a/143 przez przekładnię pasową – rys. 3.1, 3.2, 3.3. Odbiornikiem generowanej energii elektrycznej jest układ grzałek elektrycznych o łącznej mocy maksymalnej 4 kW. Rozwiązanie konstrukcyjne silnika badawczego Farymann Diesel typu D10 umożliwia zminimalizowanie opóźnienia samozapłonu paliwa, przybliżając proces spalania do procesu izochorycznego doprowadzenia ciepła we wstępnej komorze spalania i procesu izobarycznego doprowadzania ciepła w przestrzeni gazowej nad tłokiem (zasadniczej komorze spalania) o znacznie większej pojemności skokowej. Obie komory są połączone wąskim kanałem przepływowym (turbulencji), co z jednej strony zapewnia idealne warunki do badania procesu spalania w komorze wstępnej (dynamiki zmian ciśnienia, wywiązywania ciepła oraz zdolności samozapłonowych paliwa zasilającego), z drugiej zaś minimalizuje obciążenia mechaniczne i cieplne w zasadniczej komorze spalania sprzężonej bezpośrednio z układem tłokowo-korbowym. Co więcej, w komorze wstępnej uzyskuje się bardzo dogodne warunki do całkowitego i zupełnego spalania paliwa pomimo zastosowania prostego (niezawodnego) wtryskiwacza czopikowego. Silnik jest także mniej wrażliwy na spalanie paliw o niskiej zdolności samozapłonowej. Niestety, odbywa się to kosztem znacznie obniżonej sprawności realizowanego procesu roboczego, głównie ze względu na straty hydrauliczne zwrotnego przepływu czynnika roboczego przez kanał połączeniowy między komorami, jak również zwiększonej straty ciepła unoszonego przez czynnik chłodzący od ścianek rozbudowanej komory spalania. Stanowisko znajduje się w Laboratorium Maszyn i Systemów Okrętowych Politechniki Gdańskiej. Podstawowe dane techniczne silnika są następujące:

- moc nominalna 5,9 kW,
- prędkość obrotowa nominalna 1500 min^{-1} ,
- moment obrotowy nominalny 38 N·m,
- średnica cylindra 90 mm,
- skok tłoka 120 mm,
- stopień kompresji 22:1,
- pojemność skokowa całkowita 765 cm^3 .

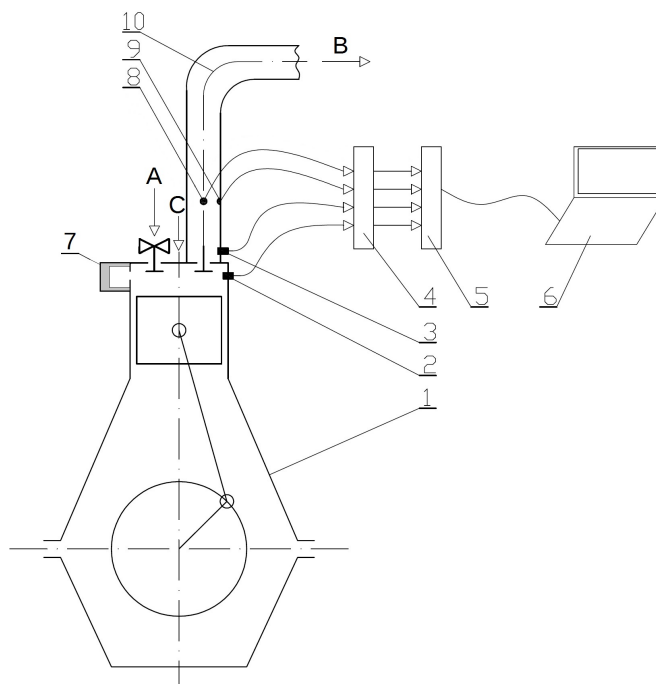
W trakcie badań rejestrowano parametry (wskaźniki) pracy silnika przedstawione w tab. 3.1. W tabeli zestawiono także urządzenia pomiarowe, które zostały zastosowane podczas

realizacji badań oraz podano miejsca realizowanego pomiaru. Do parametrów szybkozmiennych (analizowanych w obrębie 1 cyklu pracy silnika) mierzonych podczas badań eksperymentalnych należały: temperatura spalin wylotowych, ciśnienie spalin w kanale wylotowym, sygnał górnego martwego położenia tłoka oraz sygnał otwarcia zaworu wylotowego spalin. W ujęciu wolnozmiennym (uśrednionym dla jednego stanu ustalonego) rejestrowano: prędkość obrotową wału korbowego, natężenie prądu płynącego przez obciążenie (grzałkę) i napięcie na zaciskach prądnicy (w obwodzie twornika). Szybkozmienna temperatura oraz ciśnienie spalin były rejestrowane w tym samym przekroju kontrolnym kanału wylotowego, 150 mm od gniazda zaworu wylotowego. Miejsce to uznano za odpowiednie do realizacji pomiarów, ponieważ znajduje się na prostym odcinku kanału rurowego, co zmniejsza wpływ zjawisk zakłócających sygnał pomiarowy, np. odbicia fali strumienia spalin wylotowych. W tej odległości od zaworu temperatura kanału jest niższa niż tuż za nim, co wpływa korzystnie na trwałość termopary. Dodatkowo w każdym analizowanym stanie ustalonym wyznaczano uśrednione dla jednego cyklu pomiarowego wartości: temperatury oleju smarowego, temperatury i zużycia wody chłodzącej silnik oraz zużycie paliwa.

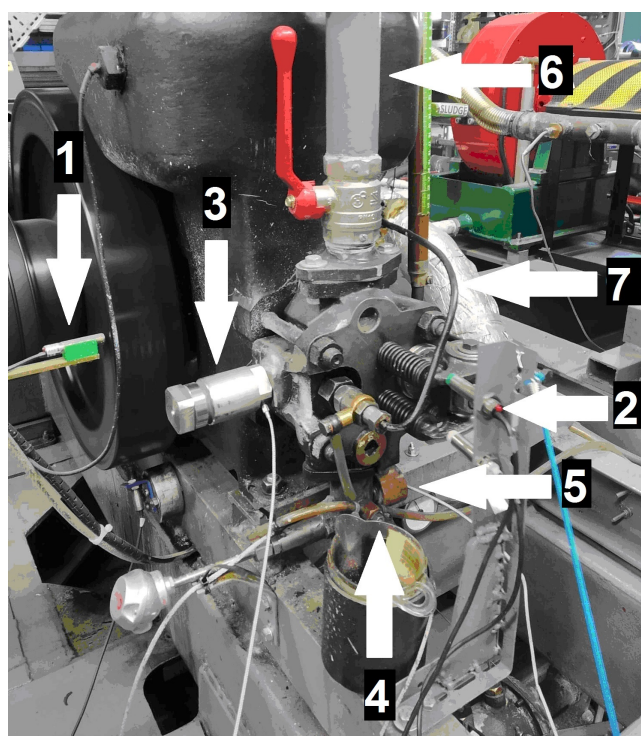
We wszystkich tabelach w rozprawie, prezentujących wyniki pomiarów i obliczeń termodynamicznych przyjęto wartości średnie uzyskane z analizy statystycznej z uwzględnieniem wartości odchylenia standardowego. W podrozdziale 6.2 przedstawiono metodę szacowania niepewności pomiarowej zastosowaną do wyników badań, uwzględniającą sposób rejestrowania parametrów diagnostycznych: cyfrowy oraz analogowy.



Rys. 3.1. Schemat ideowy stanowiska silnika badawczego o ZS z układem przetwarzania i rejestracji sygnałów pomiarowych: TSS – tłokowy silnik spalinowy Farymann Diesel typu D10; PP – przekładnia pasowa; G – prądnica prądu stałego; GRZ – układ grzałek [Korczewski, 2018b]



Rys. 3.2. Schemat ideowy stanowiska laboratoryjnego z zaznaczonymi miejscami montażu czujników pomiarowych: 1 - silnik Farymann Diesel typu D10, 2 - czujnik położenia GMP tłoka i prędkości obrotowej wału korbowego, 3 - czujnik otwarcia zaworu wylotowego, 4 - konwerter A/C, 5 - rejestrator, 6 - komputer z programem analizującym - Matlab, 7 - element konstrukcyjny regulujący pojemność komory spalania, 8 - czujnik ciśnienia spalin wylotowych, 9 - termopara chłodzona wodą, 10 - kanał wylotu spalin, A – powietrze dolotowe, B – spaliny wylotowe, C – paliwo zasilające



Rys. 3.3. Widok stanowiska laboratoryjnego z zaznaczonymi czujnikami rejestrowanych parametrów: 1 - czujnik GMP i prędkości obrotowej, 2 – czujnik otwarcia zaworu wylotu spalin, 3 - element konstrukcyjny regulujący objętość komory spalania wraz z czujnikiem ciśnienia czynnika wewnątrz komory spalania, 4 - termopara chłodzona wodą, 5 – czujnik ciśnienia w kanale, 6 – powietrze dolotowe (kanał wraz z zaworem regulacyjnym), 7 – paliwo zasilające

Tab. 3.1. Parametry rejestrowane na stanowisku laboratoryjnym jednocylindrowego silnika o ZS Farymann Diesel typu D10 wraz z zastosowanymi urządzeniami pomiarowymi oraz miejscem ich montażu

Lp.	Rejestrowany parametr	Urządzenie pomiarowe	Jednostka miary	Zakres pomiarowy	Dokładność pomiarowa	Miejsce pomiaru
1.	Temperatura spalin wylotowych, t_{sp1}	temperatura spalin wylotowych rejestrowana termoparą odkrytą typu K w osłonie ceramicznej („A” w tabeli 4.1)	°C	0-1000	±2% zakresu pomiarowego	kanał spalin wylotowych, 15 cm od gniazda zaworu wylotowego
2.	Temperatura spalin wylotowych, t_{sp2}	temperatura spalin wylotowych rejestrowana termoparą zgrzewaną do płaszczu typu K chłodzona płaszczem wodnym („E” w tabeli 4.1)	°C	0-1000	±2% zakresu pomiarowego	kanał spalin wylotowych, 15 cm od gniazda zaworu wylotowego
3.	Ciśnienie w cylindrze, p_{cyl}	optyczny czujnik ciśnienia firmy Optrand AutoPSI-TC Sensor	V	0-23·10 ⁶ Pa (0-3000 psi)	±1% zakresu pomiarowego (±230·10 ³ Pa)	przestrzeń wewnątrz cylindrowa
4.	Ciśnienie spalin w kanale wylotowym, p_{sp}	optyczny czujnik ciśnienia firmy Optrand typu C12296	V	0-689475 Pa (0-100 psi)	±1% zakresu pomiarowego (±6,9·10 ³ Pa)	kanał spalin wylotowych, 15 cm od gniazda zaworu wylotowego
5.	Zużycie paliwa, m_{pal}	waga	kg	0-20	±0,2% zakresu pomiarowego (0,04 kg)	zbiornik z paliwem umieszczony na wadze
6.	Zużycie wody chłodzącej przez odparowanie, m_w	wskaźnik pojemności wody chłodzącej w silniku	kg	0-20	±0,2% zakresu pomiarowego (0,04 kg)	otwarty układ chłodzenia przez odparowanie
7.	Temperatura paliwa, t_{pal}	czujnik temperatury paliwa	°C	od -55 °C do +125 °C	±2% zakresu pomiarowego (3,6 °C)	zbiornik z paliwem
8.	Temperatura wody chłodzącej, t_w	czujnik temperatury wody	°C	od -55 °C do +125 °C	±2% zakresu pomiarowego (3,6 °C)	zbiornik wyrównawczy wody chłodzącej
9.	Temperatura oleju smarowego, t_{ol}	czujnik temperatury oleju	°C	od -55 °C do +125 °C	±2% zakresu pomiarowego (3,6 °C)	misa olejowa
10.	Prędkość obrotowa, położenie kątowe wału korbowego silnika w °OWK, n Górne martwe położenie, GMP	indukcyjny czujnik prędkości obrotowej i GMP	min ⁻¹	0–3000	±0,1 min ⁻¹	czujnik indukcyjny w odległości 0,5 cm od znacznika na kole zamachowym
11.	Natężenie prądu obciążenia generatora (płynącego przez grzałkę), I_w	miernik natężenia prądu elektrycznego	A	0–15	±0,2 A	szeregowo w obwodzie obciążenia (grzałki)

12.	Napięcie na zaciskach prądnicy, U_{nw}	miernik napięcia prądu elektrycznego	V	0–250	$\pm 1,75$ V	zaciski prądnicy (obwód twornika)
13.	Sygnal otwarcia zaworu wylotowego	transoptor szczelinowy z komparatorem LM393	V mm	0-5 10 (szczelina)	$\pm 1,1$ V	trzonek zaworu wylotowego
14.	Współczynnik nadmiaru powietrza, λ	elektrochemiczny analizator spalin KIGAZ 300PRO	-	1-9,99	$\pm 1\%$ zakresu pomiarowego (0,09)	kanal spalin wylotowych

Podczas badań eksperymentalnych w silniku spalane było paliwo żeglugowe MGO o następującym składzie elementarnym: C=0,8626, H=0,111. Rejestrowano skład spalin wylotowych oraz współczynnik nadmiaru powietrza λ . Na podstawie wartości tych parametrów oraz średniej dla każdego pomiaru temperatury spalin wylotowych możliwe było wyznaczenie wartości ciepła właściwych. Do rejestracji pomiarów szybkozmiennych temperatur i ciśnień, a także sygnału górnego martwego położenia tłoka użyto wielofunkcyjnego modułu pomiarowo-rejestrującego typu DT-9805 firmy Data Translation, natomiast do analizy rejestrowanych wartości zastosowano oprogramowanie Matlab. W trakcie badania utrzymywana była stała prędkość obrotowa wału korbowego silnika zgodna z planem eksperymentu. Częstotliwość próbkowania wynosiła 7000 Hz. Przedstawione wyniki badań są średnią synchroniczną z 90. kolejno po sobie następujących cykli pomiarowych zarejestrowanych w tych samych warunkach pracy silnika, zdeterminowanych jego obciążeniem, prędkością obrotową wału korbowego i parametrami otoczenia.

Podczas pomiarów szybkozmienną temperatury spalin wylotowych, w ustalonych warunkach pracy silnika, w zakresie każdego obrotu wału korbowego realizowany jest ten sam proces roboczy. Odchylenia od wartości średnich w poszczególnych punktach rejestrowanego sygnału można uznać za losowe. W tej sytuacji uzasadnione jest zastosowanie jego uśredniania synchronicznego [Krzywiorzeka, 2004; Polanowski, 2006]. Zastosowanie tej metody zachowuje powtarzalność rejestrowanego procesu jednocześnie eliminując możliwość wystąpienia przypadkowego błędu diagnozy lub wyizolowanie sygnału od szumu [Cholewa i Moczulski, 1993; Komorska i Stanik, 2011]. Wartość sygnału uśrednionego synchronicznie wyznacza się z zależności [Strumiłło, 2003]:

$$\hat{x} = \frac{1}{N} \cdot \sum_{n=1}^N x_n \quad (3.1)$$

gdzie: N – liczba uśrednień, x – wielkość uśredniana.

Uśrednianie synchroniczne pozwala nie tylko wygładzić sygnał, ale także poddać go dalszej analizie matematycznej i statystycznej.

3.2. Wyznaczenie miar sygnału diagnostycznego

Analizie poddano 3 różne wzorce rozpatrywanego sygnału diagnostycznego:

- średnią wartość międzyszczytową szybkozmienną temperatury spalin wylotowych – różnica między maksimum i minimum sygnału pomiarowego, w obrębie jednego cyklu pracy silnika – $\Delta T_{sp\acute{s}r}$;
- entalpię właściwą kolejnych impulsów strumienia spalin opuszczających cylinder silnika $h_{sp\acute{s}r}$;
- intensywność zmian szybkozmienną temperatury spalin wylotowych dla pojedynczych cykli pracy silnika $(\Delta T/\Delta \tau)_{\acute{s}r}$.

W przypadku sygnału pomiarowego uzyskanego podczas badań eksperymentalnych zbrocze narastające przebiegu temperatury jest bardziej strome od zbrocza opadającego (szybkość wzrostu kolejnych wartości jest większa niż szybkość ich spadku), co wynika m.in. z własności termofizycznych termopary. W przypadku przebiegu uzyskanego w wyniku korekcji amplitudowo-fazowej jest to sygnał sinusoidalny. Wówczas szybkość wzrostu i spadku szybkozmiennej temperatury gazu są jednakowe. W prowadzonych analizach rozważano sygnał już po korekcji, zatem wartość $(\Delta T/\Delta \tau)_{\text{śr}}$ dla wzrostu oraz dla spadku temperatury była jednakowa.

3.2.1. Średnia wartość międzyszczytowa szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych

Średnią wartość międzyszczytową szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych wyznaczono jako różnicę pomiędzy maksymalną a minimalną wartością temperatury dla poszczególnych cykli pracy silnika – rysunek 3.4. Wartość tej miary diagnostycznej określono zgodnie z zależnością:

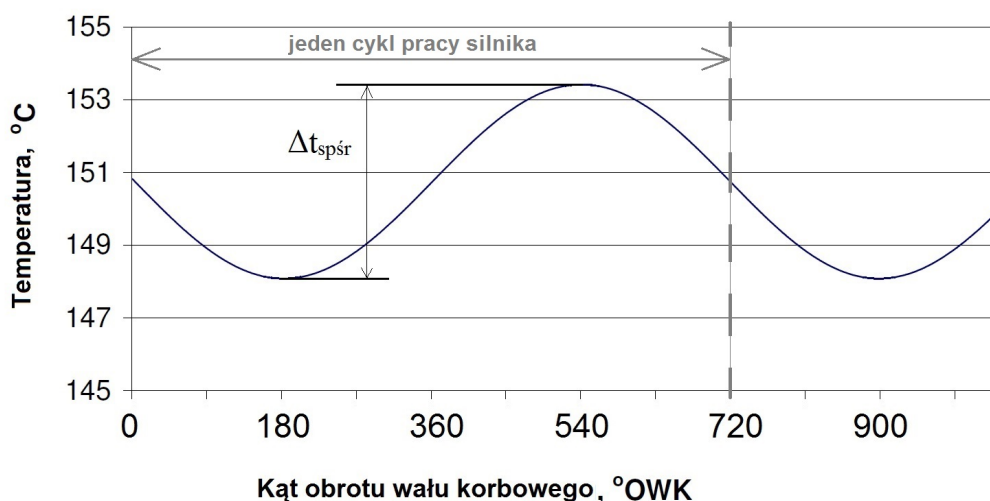
$$\Delta t_{\text{sp}\text{śr}} = t_{\text{sp}\text{max}} - t_{\text{sp}\text{min}} = \Delta T_{\text{sp}\text{śr}}, \text{ K} \quad (3.2)$$

gdzie:

$\Delta T_{\text{sp}\text{śr}}$ – średnia wartość międzyszczytowa, K,

$t_{\text{sp}\text{max}}$ – maksymalna temperatura spalin wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika, °C,

$t_{\text{sp}\text{min}}$ – minimalna temperatura spalin wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika, °C.



Rys. 3.4. Przebieg zmienności temperatury spalin wylotowych t_{sp} po korekcji amplitudowo-fazowej dla jednego cyklu pracy silnika jako funkcji kąta obrotu wału korbowego α_{OWK} oraz interpretacja graficzna wartości międzyszczytowej temperatury $\Delta t_{\text{sp}\text{śr}}$

3.2.2. Entalpia właściwa strumienia spalin wylotowych

Badanie przebiegu zmienności temperatury i ciśnienia spalin opuszczających cylindry silnika w zakresie trwania jednego cyklu pracy daje możliwość bezpośredniej jakościowej i ilościowej oceny entalpii właściwej strumienia spalin wylotowych. Wartość tego parametru obliczeniowego wyznacza się na drodze całkowania przebiegu szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych w granicach określonych wartościami kąta obrotu wału korbowego silnika dla jednego cyklu pracy – rys. 3.5, przy znanej wartości ciepła właściwego spalin przy stałym ciśnieniu, obliczanej z równań stechiometrycznych w zakresie temperatur panujących w przekroju kontrolnym kanału wylotowego spalin:

$$h_{sp\acute{s}r} = \int_{180}^{900} c_{psp}(t_{sp}) \cdot t_{sp} d\alpha_{OWK}, \text{ J/kg} \quad (3.3)$$

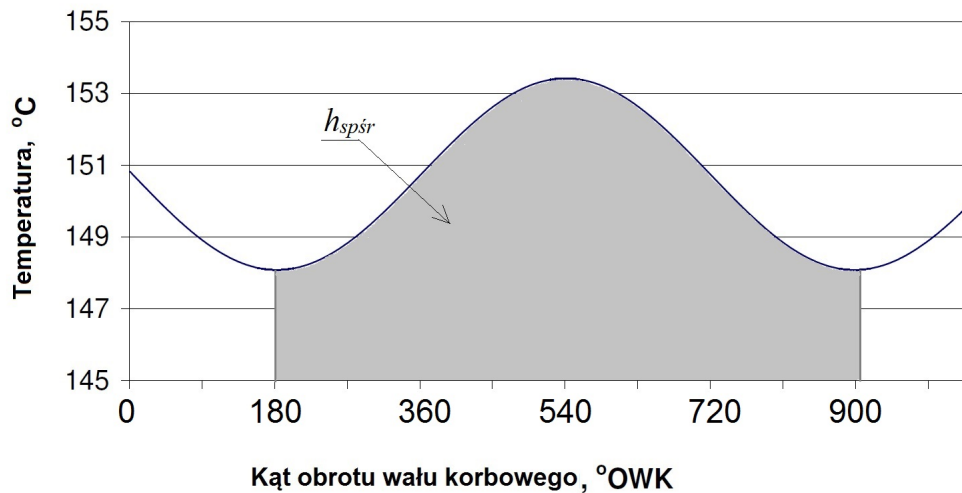
gdzie:

$h_{sp\acute{s}r}$ – entalpia właściwa strumienia spalin wylotowych, średnia w obrębie jednego cyklu pracy silnika, J/kg,

$c_{psp}(t_{sp})$ – średnie ciepło właściwe spalin wylotowych przy stałym ciśnieniu, kJ/kg·°C,

t_{sp} – temperatura spalin wylotowych rejestrowana w obrębie jednego cyklu pracy silnika, °C,

α_{OWK} – wartość kąta obrotu wału korbowego silnika, °OWK.



Rys. 3.5. Przebieg zmienności temperatury spalin wylotowych t_{sp} po korekcji amplitudowo-fazowej dla jednego cyklu pracy silnika oraz interpretacja graficzna wartości entalpii właściwej strumienia spalin wylotowych $h_{sp\acute{s}r}$

Wartość średniego ciepła właściwego spalin stechiometrycznych wyznaczono na podstawie podstawowego składu pierwiastkowego paliwa zasilającego (udziałów masowych węgla i wodoru) i pomiarów współczynnika nadmiaru powietrza rejestrowanego dla każdego stanu pracy silnika [Wiśniewski, 2022].

3.2.3. Intensywność zmian temperatury spalin wylotowych

Znajomość intensywności zmian temperatury spalin wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika pozwala na określenie niestacjonarności obserwowanego procesu ciepłno-przepływowego. Rysunek 3.6 przedstawia sposób określania tego parametru diagnostycznego, na podstawie przebiegu zarejestrowanego dla silnika badawczego o ZS.

Intensywność zmian temperatury spalin wylotowych wyznaczono zgodnie z zależnością:

$$\left(\frac{\Delta t}{\Delta \tau} \right)_{\acute{s}r} = \frac{t_{\max} - t_{\min}}{\tau(t_{\max}) - \tau(t_{\min})} = \left(\frac{\Delta T}{\Delta \tau} \right)_{\acute{s}r}, \text{ K/s} \quad (3.4)$$

gdzie:

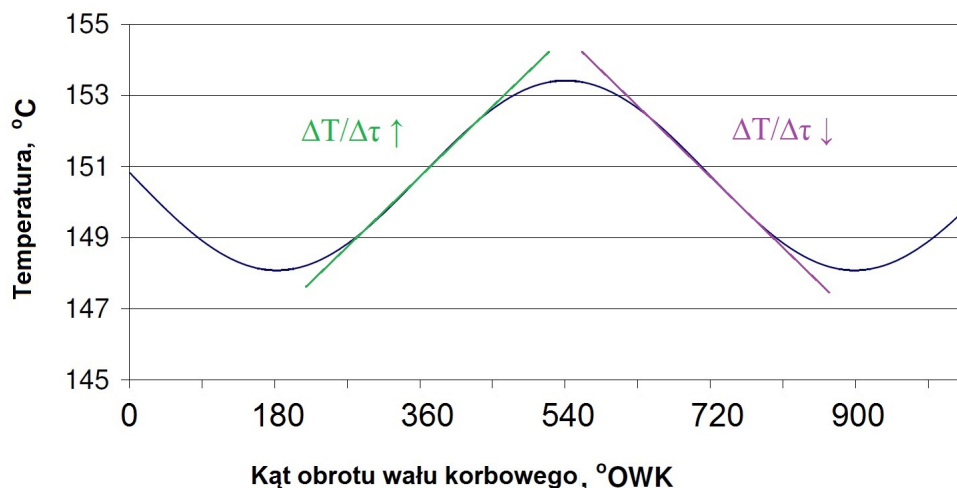
$(\Delta T/\Delta \tau)_{\acute{s}r}$ – intensywność zmian temperatury spalin wylotowych, K/s,

t_{\max} – maksymalna wartość temperatury spalin wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika, °C,

t_{\min} – minimalna wartość temperatury spalin wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika, °C,

$\tau(t_{\max})$ – czas, w którym temperatura spalin wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika osiąga wartość maksymalną, s,

$\tau(t_{\min})$ – czas, w którym temperatura spalin wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika osiąga wartość minimalną, s.



Rys. 3.6. Przebieg zmienności temperatury spalin wylotowych T_{sp} po korekcji amplitudowo-fazowej uzyskany dla pojedynczych cykli pracy silnika badawczego o ZS oraz interpretacja graficzna sposobu wyznaczania intensywności zmian temperatury $\Delta T/\Delta \tau$ przebiegu sinusoidalnego

3.3. Statystyka F rozkładu Fishera-Snedecora, jako narzędzie do oceny istotności wpływu parametrów wejściowych silnika na zdefiniowane miary diagnostyczne

Chcąc opracować metodykę diagnozowania opartą na szybkozmiennej temperaturze spalin wylotowych, należy opracować odpowiednią technologię jej pomiaru, uwzględniającą szeroko rozumiane warunki realizacji badań oraz niepewność pomiarową [Szydłowski, 2000; Trzeciak i Gieras, 2020]. W przypadku dynamicznych pomiarów temperatury spalin wylotowych istotne jest zastosowanie termopar o jak najmniejszej inercyjności [Korczewski i Puzdrowska, 2015]. Jej przebieg czasowy, uzyskany podczas badań na obiekcie rzeczywistym, jakim jest silnik okrętowy, jest obciążony licznymi zakłóceniami mierzalnymi i niemierzalnymi, które wynikają z wpływów otoczenia oraz sieci pomiarowej. Należy w pierwszej kolejności poddać go odpowiedniej obróbce matematycznej pozwalającej odtworzyć przebieg najbardziej zbliżony do rzeczywistego [Puzdrowska, 2018b]. Jednakże nie będzie on diagnoście do niczego przydatny, bez odpowiednio opracowanego programu badań diagnostycznych oraz właściwie dobranego narzędzia do analizy statystycznej i merytorycznej uzyskanych danych pomiarowych [Piotrowski, 1976; Pabis, 1985; Korzyński, 2017].

Podczas badania diagnostycznego silnika w stanie ustalonej pracy rejestruje się wartości parametrów kontrolnych: wejściowych i wyjściowych. Dla potrzeb wnioskowania diagnostycznego wybiera się te spośród parametrów wyjściowych Y , które reagują silniej na zmiany wartości parametrów struktury konstrukcyjnej S niż na zmiany wartości parametrów wejściowych X wymuszających realizowany proces roboczy. Otrzymuje się w ten sposób zbiór parametrów diagnostycznych D : niezależnych i zupełnych. O zbiorze wartości parametrów niezależnych można mówić, gdy nie istnieje funkcja opisująca parametr D_i za pomocą innych parametrów diagnostycznych. Natomiast zbiór wartości parametrów zupełnych należy rozumieć jako taki, dla którego nie istnieją inne parametry diagnostyczne, które powodują istotne zmiany wartości parametrów sygnału wyjściowego. Podstawowym warunkiem wyboru adekwatnych parametrów diagnostycznych jest znacznie większa wrażliwość parametru wyjściowego względem parametru struktury W_Y^S od jego wrażliwości względem parametru wejściowego W_X^Y [Korczewski, 2017]:

$$W_s^Y = \frac{\delta Y}{\delta S} = \frac{\frac{\Delta Y}{\Delta S} \cdot \frac{Y_0}{S_0}}{\frac{Y_{pom} - Y_0}{S_0}} \gg W_x^Y = \frac{\delta Y}{\delta X} = \frac{\frac{\Delta Y}{\Delta X} \cdot \frac{Y_0}{X_0}}{\frac{Y_{pom} - Y_0}{X_0}} \quad (3.5)$$

gdzie: Y – parametr wyjściowy, X – parametr wejściowy, D – parametr diagnostyczny, S – parametr struktury konstrukcyjnej, W_s^Y – wrażliwość parametru wyjściowego względem parametru struktury, W_x^Y – wrażliwość parametru wyjściowego względem parametru wejściowego, 0 – wartość początkowa, pom – wartość pomiarowa, δ – wartość względna parametru, Δ – wartość bezwzględna parametru

Porównywanie wrażliwości wielu parametrów kontrolnych, podawanych w różnych jednostkach miary, wymusza konieczność przyjmowania do tego celu względnych wartości parametrów wejściowych δX , wyjściowych δY i struktury δS .

Istnieje wiele metod oceny istotności wpływu zmian parametrów struktury na przebieg analizowanego procesu fizycznego i wartości parametrów wyjściowych (diagnostycznych). Należą do nich m.in. pojęcie znane z klasycznej analizy matematycznej, jakim jest odległość pomiędzy funkcjami, entropia informacyjna pochodząca z teorii informacji (sformułowana po raz pierwszy w 1945 przez Shannona), a także nieparametryczne i parametryczne testy statystyczne [Shannon, 1945; Kudrewicz, 1976; Korczewski, 2017; Korzyński, 2017].

W przypadku oceny istotności wpływu jednego parametru wejściowego silnika lub jednego parametru struktury konstrukcyjnej na jeden parametr wyjściowy, jakim jest szybkościenna temperatura spalin wylotowych, możliwe jest zastosowanie odpowiedniego programu badań statycznych. W tym celu opracowano odpowiedni program eksperymentu statycznego przy zastosowaniu do analizy statystyki F rozkładu Fishera- Snedecora¹⁶ [Mazur, 1970; Wojtatowicz, 1998; Korzyński, 2017; Korczewski i Marszałkowski, 2018 i 2020]. Koniecznym do wyznaczenia istotności wpływu obciążenia silnika na zdefiniowane, obserwowane w procesie diagnozowania, parametry wyjściowe, było zrealizowanie badań zgodnie z uproszczonym modelem relacyjnym procesu roboczego przedstawionym na rysunku 2.4 [Puzdrowska, 2019b].

Ze względu na charakter prowadzonych badań, w niniejszej pracy zastosowano program statyczny randomizowany kompletny, który pozwala na ocenę istotności wpływu jednego czynnika wejściowego na jeden czynnik wyjściowy [Korzyński, 2017]. Hipoteza zerowa, sformułowana z góry i weryfikowana w badaniach statystycznych, zakłada brak wpływu czynnika wejściowego na czynnik wynikowy. Wpływ czynnika wejściowego uważa się za istotny, gdy wartość obliczeniowa przyjętej statystyki jest równa lub większa od wartości krytycznej, podawanej w tablicach dla przyjętej wartości poziomu istotności i liczby stopni swobody. Uznano, że w prowadzonych badaniach diagnostycznych najlepiej jest przyjąć statystykę F rozkładu Fishera-Snedecora, ponieważ spełnione zostały warunki zastosowania jednego z jednostronnych testów parametrycznych [Polański, 1984]. W prowadzonych badaniach założono z góry, że wyniki pomiarów wszystkich parametrów kontrolnych można zamodelować jako zmienne losowe o rozkładzie normalnym, o określonej wartości oczekiwanej oraz wariancji będącej miarą rozrzutu ich wartości wokół wartości oczekiwanej. Przyjęto także, że wariancje zmiennych losowych są równe lub zbliżone co do wartości, a zastosowane testy parametryczne dotyczące wariancji charakteryzują się jednostronnym obszarem krytycznym. Uwzględniono także możliwość popełnienia błędu pierwszego rodzaju wiążącego się z przyjętym arbitralnie poziomem istotności, tzn. prawdopodobieństwem odrzucenia hipotezy zerowej wtedy, gdy jest ona prawdziwa. Należy pamiętać jednak także o

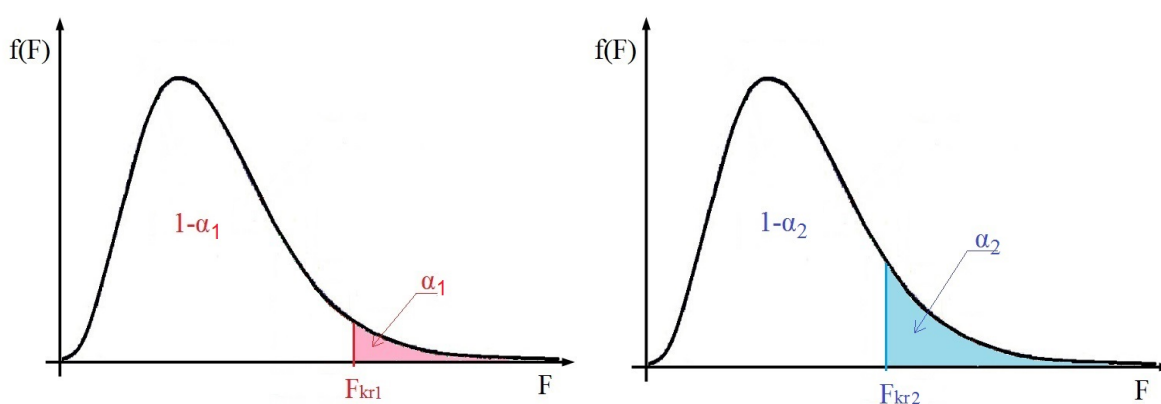
¹⁶ W dalszej części pracy jest ona nazywana również krócej „statystyką F”.

możliwości popełnienia błędu drugiego rodzaju, czyli przyjęcia hipotezy zerowej, gdy jest ona fałszywa, wynoszącego $\beta=1-\alpha$ – tab. 3.2 i rys. 3.7.

Tab. 3.2. Błędy popełniane przy ocenie hipotez statystycznych [Korzyński, 2017]

Hipoteza	Przyjęta	Odrzucona
Prawdziwa	Prawidłowa decyzja ($1-\alpha$)	Błąd pierwszego rodzaju (α)
Fałszywa	Błąd drugiego rodzaju (β)	Poprawna decyzja ($1-\beta$)

Jak widać na rysunku 3.7, gdy przyjęty zostanie poziom istotności większy ($\alpha_2 > \alpha_1$), wówczas należy się liczyć z tym, że obszar $1-\alpha$ zmniejszy się. Zatem zwiększenie wartości α (większe prawdopodobieństwo odrzucenia hipotezy zerowej, gdy jest ona prawdziwa) wiąże się z jednoczesnym zmniejszeniem możliwości popełnienia błędu II rodzaju wynoszącego $\beta=1-\alpha$ (mniejsze prawdopodobieństwo przyjęcia hipotezy zerowej, gdy jest fałszywa) i odwrotnie. Wartość krytyczna statystyki F_{kr} także rośnie wraz ze spadkiem przyjętego α ($F_{kr1} > F_{kr2}$).



Rys. 3.7. Interpretacja graficzna błędów pierwszego i drugiego rodzaju oraz wartości krytycznej F_{kr} statystyki F rozkładu Fishera-Snedecora, gdzie: α - prawdopodobieństwo popełnienia błędu I rodzaju, $f(F)$ - funkcja gęstości prawdopodobieństwa rozkładu Fishera-Snedecora

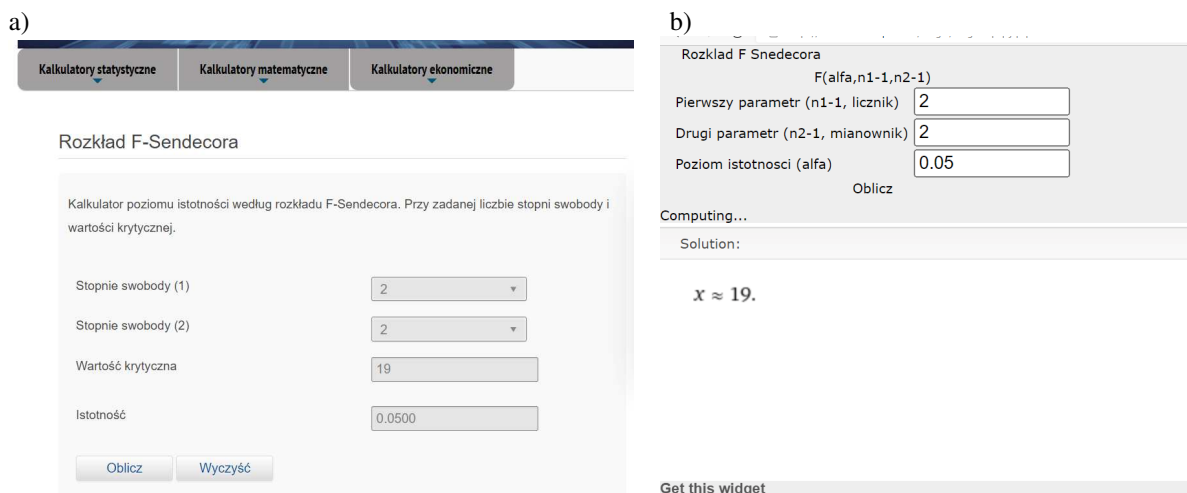
Po wyznaczeniu wartości krytycznej statystyki F_{kr} możliwe jest dalsze postępowanie zgodnie z jednym z dwóch sposobów weryfikacji istotności wpływu czynnika wejściowego na wynikowy:

- weryfikacja dzięki porównaniu wartości statystyki: obliczeniowej F_{obl} i krytycznej F_{kr} ,
- weryfikacja na drodze porównania poziomu istotności $\alpha(F_{obl})$ z dopuszczalną (krytyczną) wartością α_{kr} .

W przypadku drugiej metody weryfikacji hipotezy zerowej dąży się do porównania poziomów istotności α , powyżej których odpowiednie wielkości wejściowe mają istotny wpływ na wielkość wyjściową. Wyznacza się wówczas poziom istotności $\alpha(F_{obl})$ dla znanych wartości F_{obl} i stopni swobody f_1 i f_2 . Wyznaczona wartość $\alpha(F_{obl})$ upoważnia do stwierdzenia, że istotność wpływu czynnika wejściowego na wyjściowy dla każdej wartości przyjmowanego poziomu istotności $\alpha = \alpha_{kr}$ jest większa lub równa od $\alpha(F_{obl})$ [Polański, 1984]:

$$\alpha = \alpha_{kr} \geq \alpha(F_{kr}) \quad (3.6)$$

Wyznaczenie poziomu istotności $\alpha(F_{obl})$ możliwe jest dzięki zastosowaniu tablic statystycznych lub przy użyciu dostępnych kalkulatorów statystycznych – rys. 3.8a [www.policzto.com.pl].



Rys. 3.8. Widok ekranu komputera po uruchomieniu kalkulatora statystycznego w opcji wyznaczania poziomu istotności α_{kr} dla znanych wartości stopni swobody f_1 i f_2 i wartości F_{kr} (a) oraz obliczania wartości F_{kr} dla znanych wartości stopni swobody f_1 i f_2 i założonego poziomu istotności α (b)

Dla znanych wartości stopni swobody f_1 i f_2 oraz przyjętego poziomu istotności α możliwe jest wyznaczenie wartości krytycznej statystyki F_{kr} rozkładu Fishera-Snedecora – rys. 3.8b [www.wolframalpha.com] albo posługując się odpowiednią zależnością (3.7) [Zieliński, 1972]. Zmienna losowa F_{f_1, f_2} ma rozkład Fishera-Snedecora, gdy jej dystrybuanta rozkładu ciągłego wyraża się poniższym wzorem:

$$P(F_{f_1, f_2} < x) = \frac{\Gamma\left(\frac{f_1 + f_2}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{f_1}{2}\right) \cdot \Gamma\left(\frac{f_2}{2}\right)} \cdot f_1\left(\frac{f_1}{2}\right) \cdot f_2\left(\frac{f_2}{2}\right) \cdot \int_0^x t^{\left(\frac{f_1-1}{2}\right)} \cdot (f_2 - f_1 t)^{\left(\frac{f_1+f_2}{2}\right)} dt \quad x \geq 0 \quad (3.7)$$

gdzie: F_{f_1, f_2} – rozkład zmiennej losowej, Γ – rozkład gamma, f_1 i f_2 – stopnie swobody odpowiednio dla licznika i mianownika, x – wartość zmiennej losowej, t – realizacja zmiennej losowej

Wartością krytyczną rozkładu Fishera-Snedecora nazywa się liczbę $F_{kr(\alpha, f_1, f_2)}$ spełniającą następujący warunek:

$$P(F_{f_1, f_2} \geq F_{kr(\alpha, f_1, f_2)}) = \alpha_{kr} \quad (3.8)$$

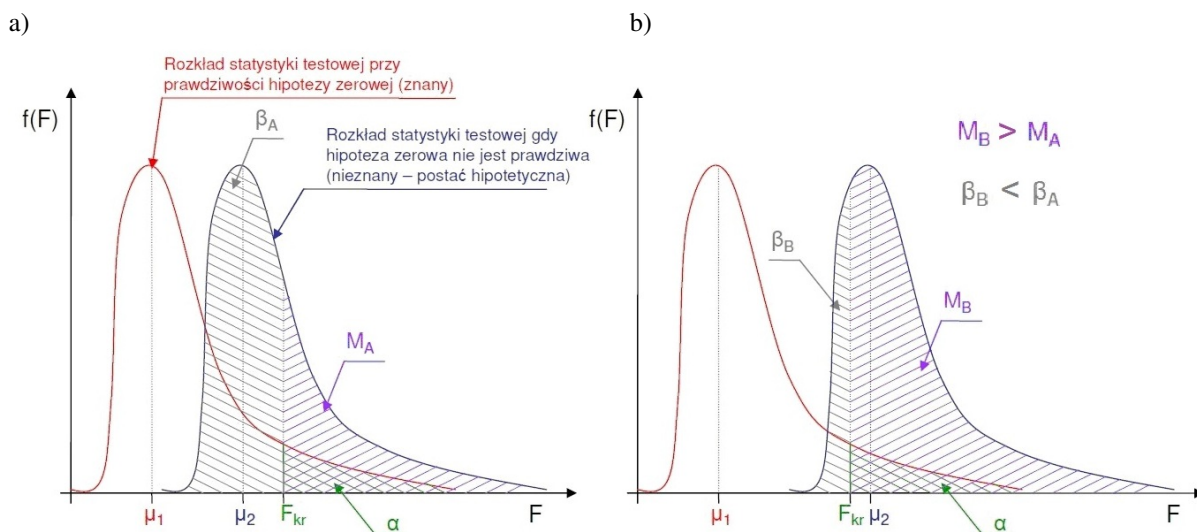
Istotnym zagadnieniem statystycznej weryfikacji hipotez jest moc testu [Smirnow i Dunin-Barkowski, 1969; Jarmakowska-Kostrzanowska, 2021]. Jest on prawdopodobieństwem odrzucenia fałszywej hipotezy zerowej (niepopelnienia błędu drugiego rodzaju) [Wasilewska, 2015]. Moc testu M statystycznego wyraża się zależnością:

$$M = 1 - \beta \quad (3.9)$$

gdzie β jest prawdopodobieństwem popełnienia błędu II rodzaju.

Moc testu jest zatem miarą skuteczności testu do wykrywania fałszywej hipotezy zerowej. Im większa jest moc testu, tym skuteczniejszy (mocniejszy) jest zastosowany test. Większa moc oznacza, że test z większą skutecznością wykrywa fałszywą hipotezę zerową. Gdy test jest słaby istnieje duże prawdopodobieństwo przyjęcia hipotezy zerowej, gdy jest ona fałszywa. Moc testu zależy przede wszystkim od poziomu istotności α , odchylenia standardowego w populacji σ , liczebności próby n , różnicy wartości średnich μ_1 i μ_2 (będących miarą położenia badanej cechy populacji). Wybierając odpowiedni obszar krytyczny należy to wykonać w taki sposób, aby weryfikacja sprawdzanej hipotezy miała jak

największą czułość, czyli aby wartość M była jak największa. Oznacza to, że istnieje największe prawdopodobieństwo, że zmienna z próby przyjmie wartość z obszaru krytycznego, gdy prawdziwa jest hipoteza konkurencyjna do tej sprawdzanej – rys. 3.9.



Rys. 3.9. Interpretacja graficzna mocy testu statystycznego: a) dla niskiej mocy statystycznej testu – wartości z indeksem A, b) dla wysokiej mocy statystycznej testu – wartości z indeksem B; α - poziom istotności, β - prawdopodobieństwo popełnienia błędu II rodzaju, M - moc testu, μ_1 - wartość średnia rozkładu statystyki testowej przy prawdziwości hipotezy zerowej, μ_2 - hipotetyczna wartość średnia rozkładu statystyki testowej przy nieprawdziwości hipotezy zerowej

Metoda badań eksperymentalnych zaproponowana przez Ronalda A. Fishera opiera się na analizie wariancji. Pozwala ona uwzględnić efekt łącznego oddziaływania dwóch lub więcej zmiennych niezależnych na zmienną zależną. Możliwe jest przeprowadzenie klasyfikacji jednoczynnikowej lub dotyczącej dwóch lub więcej kryteriów – wieloczynnikową [Smirnow i Dunin-Barkowski, 1969].

W przypadku analizy jednoczynnikowej możliwa jest ocena wpływu jednego czynnika wejściowego na jeden czynnik wynikowy. W tabeli 3.3 zaprezentowano przykładową macierz programu badań eksperymentalnych zrealizowanych w ramach doktoratu, w tym wypadku planu statycznego randomizowanego. Pozwala on na ocenę istotności wpływu czynnika wejściowego rozpatrywanego w badaniach diagnostycznych silnika – jego obciążenia P_{obc} zadawanego w określonym przedziale zmienności według charakterystyki regulatorowej na wyznaczany w tych badaniach parametr diagnostyczny (czynnik wyjściowy). Jest nim w tym przypadku entalpia właściwa strumienia spalin wylotowych w zakresie jednego cyklu roboczego – $h_{sp\acute{s}r}$. Wartość testową (obliczeniową) statystyki F_{obl} rozkładu Fishera-Snedecora wyznaczono z następującej zależności:

$$F_{obl} = \frac{\sum_{i=1}^p n_i \cdot (\bar{h}_i - \bar{h})^2 \cdot (n - p)}{\left[\sum_{i=1}^p \sum_{j=1}^q (h_{ij} - \bar{h})^2 - \sum_{i=1}^p n_i \cdot (\bar{h}_i - \bar{h})^2 \right] \cdot (p - 1)} \quad (3.10)$$

gdzie: n_i – liczba realizacji entalpii właściwej na danym poziomie, n – całkowita liczba pomiarów, \bar{h}_i - średnia entalpia właściwa z wyników pomiarów w i -tym wierszu, \bar{h} - średnia entalpia właściwa wyników ze wszystkich pomiarów, h_{ij} – wartość j -tej entalpii właściwej na poziomie i , p – liczba poziomów zmienności czynnika wejściowego (obciążenia silnika).

Tab. 3.3. Macierz programu badań eksperymentalnych - plan statyczny randomizowany kompletny z jednym czynnikiem wejściowym P_{obc} i jednym czynnikiem wyjściowym h_{sp}

Poziom czynnika wejściowego	Numer doświadczenia		
	1	...	6
P_{obc1}	h_{sp11}	...	h_{sp61}
P_{obc2}	⋮	⋮	⋮
P_{obc3}	h_{sp13}	...	h_{sp63}

Sformułowano następującą hipotezę zerową H_0 :

H_0 : Brak jest wpływu czynnika wejściowego na czynnik wyjściowy

oraz hipotezę alternatywną H_A :

H_A : Czynnik wejściowy istotnie wpływa na czynnik wyjściowy

Obliczoną zgodnie z zależnością (3.10) wartość testową statystyki F_{obl} porównano z jej wartością krytyczną F_{kr} . Określono ją z odpowiedniej tablicy statystycznej, dla przyjętego poziomu istotności α oraz dla wyznaczonych liczb stopni swobody rozkładu Fishera-Snedecora dla licznika i mianownika, odpowiednio: f_1 i f_2 . Jeżeli wartość F_{obl} była większa lub równa wartości krytycznej F_{kr} , wówczas wpływ badanego czynnika wejściowego na wyjściowy uznano za istotny (odrzucono hipotezę zerową i przyjęto alternatywną). W przeciwnym przypadku uznano, że w badanym zakresie zmienności oraz przy przyjętym poziomie istotności analizowany czynnik wejściowy nie ma istotnego wpływu na czynnik wyjściowy (przyjęta została hipoteza zerowa).

Wartość obliczeniowa statystyki F_{obl} jest definiowana jako stosunek wariancji wielkości wejściowej do wariancji charakteryzującej niedokładność pomiarów. Zatem im większe jest odchylenie od wartości średniej czynnika wejściowego, tym większa jest wartość F_{obl} . W tym wypadku, przy określonej wartości krytycznej F_{kr} , współczynnik pewności $\Delta F = F_{obl} - F_{kr}$ rośnie wraz ze wzrostem F_{obl} . Konkludując, im większe wartość przyjmuje ΔF , tym większy jest wpływ czynnika wejściowego na wyjściowy, zatem wartość współczynnika pewności ΔF pozwala na ocenę jak bardzo istotny jest ten wpływ [Smirnow i Dunin-Barkowski, 1969].

W przypadku drugiej metody weryfikacji hipotezy zerowej, gdzie porównuje się wartości poziomu istotności α_{kr} , powyżej których wielkość wejściowa ma istotny wpływ na wyjściową, analiza współczynnika pewności ΔF jest również możliwa. Wyznaczając $\alpha(F_{obl})$, dla której zachodzi istotność wpływu zakłada się, że współczynnik pewności $\Delta F = F_{obl} - F_{kr} = 0$, ponieważ $F_{kr} = F_{obl}$ dla zmiennych wartości $\alpha(F_{obl})$. Wówczas coraz większe wartości F_{obl} (coraz większy wpływ czynnika wejściowego na wyjściowy) skutkują coraz mniejszymi wartościami poziomu istotności $\alpha(F_{obl})$. Istnieje wówczas coraz mniejsze prawdopodobieństwo odrzucenia prawdziwej H_0 . Jednakże należy pamiętać, że zmniejszanie wartości α jednocześnie zwiększa prawdopodobieństwo popełnienia błędu II rodzaju, wynoszące $1 - \alpha$ [Jarmakowska-Kostrzanowska, 2021].

Kolejnym krokiem analizy statystycznej było zbadanie istotności wpływu dwóch czynników wejściowych zmieniających się w określonym stopniu, zdeterminowanym możliwościami konstrukcyjnymi i eksploatacyjnymi silnika. Pozwoliło to na ocenę, który z analizowanych czynników wejściowych ma silniejszy wpływ na parametr wyjściowy. Macierz tego etapu badań eksperymentalnych przedstawiono w tab. 3.4.

Tab. 3.4. Macierz programu badań eksperymentalnych - plan statyczny randomizowany blokowy - dwa czynniki wejściowe: obciążenie silnika P_{obc} i czynne pole przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego do silnika A_{dol}

Poziom zmienności czynnika I: obciążenie silnika	Poziom zmienności czynnika II: parametr struktury			\bar{h}_i
	A_{dol1}	A_{dol2}	A_{dol3}	
P_{obc1}	h_{11}	...	h_{13}	\bar{h}_{1w}
P_{obc2}	\vdots	\vdots	\vdots	\vdots
P_{obc3}	h_{31}	...	h_{33}	\bar{h}_{3w}
\bar{h}_j	\bar{h}_{1k}	...	\bar{h}_{3k}	\bar{h}

W przypadku, gdy liczba czynników jest większa niż jeden, mówi się o klasyfikacji wielokrotnej, w której istota metody pozostaje taka sama jak przy jednokrotnej, jest jednak bardziej złożona. Idea analizy wariancji dla tego przypadku opiera się na rozłożeniu sumy kwadratów odchyłeń od ogólnej średniej na składniki odpowiadające poszczególnym czynnikom, których wpływ jest badany [Smirnow i Dunin-Barkowski, 1969]. Schemat obliczeń dwukrotnej analizy wariancji można przedstawić w postaci tabelarycznej – tab. 3.5. Wnioskowanie statystyczne przeprowadza się analitycznie, tak jak w przypadku analizy jednoczynnikowej.

Tab. 3.5. Schemat obliczeń dwukrotnej analizy wariancji

Wariancja	Suma kwadratów	Liczba stopni swobody	Wariancja empiryczna
względem wierszy	$S_I = q \sum_{i=1}^p \bar{h}_i^2 - p \cdot q \cdot \bar{h}^2$	$p-1$	S_I^2
względem kolumn	$S_{II} = p \sum_{j=1}^q \bar{h}_j^2 - p \cdot q \cdot \bar{h}^2$	$q-1$	S_{II}^2
reszkowa (błądu)	$S_R = \sum_{i=1}^p \sum_{j=1}^q h_{ij}^2 - q \sum_{i=1}^p \bar{h}_i^2 - p \sum_{j=1}^q \bar{h}_j^2 + p \cdot q \cdot \bar{h}^2$	$(p-1) \cdot (q-1)$	S_R^2

gdzie: \bar{h}_i – średnia entalpia właściwa z wyników pomiarów w i-tym wierszu, \bar{h}_j – średnia entalpia właściwa z wyników pomiarów w j-tej kolumnie, \bar{h} – średnia entalpia właściwa wyników ze wszystkich pomiarów, h_{ij} – wartość j-tej entalpii właściwej na poziomie i, p i q – liczby poziomów zmienności odpowiednio czynnika wejściowego I (obciążenia silnika) i czynnika wejściowego II (czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego do silnika).

Na poziomie zmienności pierwszego czynnika musi być wykonana taka sama liczba doświadczeń jak dla poziomu zmienności drugiego czynnika, a poszczególne doświadczenia powinny być realizowane w kolejności losowej. Matematyczne opracowanie wyników badań przeprowadzonych dla omówionego programu polegało na obliczeniu wartości współczynnika F_{obl} dla obu analizowanych czynników wejściowych zgodnie z zależnościami [Korzyński, 2017]:

$$F_{obl_I} = \frac{S_I}{S_R} \cdot \frac{(p-1) \cdot (q-1)}{(p-1)}$$

$$F_{obl_II} = \frac{S_{II}}{S_R} \cdot \frac{(p-1) \cdot (q-1)}{(p-1)}$$
(3.11)

Po wykonaniu obliczeń zgodnie z zależnościami (3.11) porównano otrzymane wartości współczynników z wartością krytyczną statystyki określoną na podstawie tablic rozkładu F Fishera-Snedecora, przy przyjętym poziomie istotności α oraz liczbie stopni swobody wynoszącej dla mianownika:

$$f_2 = f_m = (p - 1) \cdot (q - 1) \quad (3.12)$$

oraz dla licznika, odpowiednio dla I i II czynnika (np. P_{obc} i A_{dol}):

$$\begin{aligned} f_{II} &= p - 1 \\ f_{III} &= q - 1 \end{aligned} \quad (3.13)$$

gdzie: p i q to liczby poziomów zmienności odpowiednio czynnika I i II.

Wpływ rozpatrywanego czynnika wejściowego na czynnik wynikowy uznano za istotny, gdy wartość empiryczna dla danego współczynnika obliczona ze wzorów (3.11) F_{obl} była większa lub równa wartości krytycznej F_{kr} [Korzyński, 2017].

Jako dopełnienie analizy statystycznej określono wartości współczynnika pewności istotności wpływu¹⁷ ΔF jako miary mocy testu statystycznego, będące różnicą pomiędzy wartością statystyki F_{obl} , obliczoną dla badanego czynnika wejściowego, z wartością krytyczną dla założonych wartości stopni swobody licznika i mianownika oraz poziomu istotności:

$$\begin{aligned} \Delta F_I &= F_{obl_I} - F_{krI} \\ \Delta F_{II} &= F_{obl_II} - F_{krII} \end{aligned} \quad (3.14)$$

Porównanie wartości współczynników pewności ΔF_I i ΔF_{II} pozwoliło na ocenę, który z 2 czynników wejściowych ma większy wpływ na parametry wyjściowe, przy wcześniej udowodnionej istotności wpływu obu czynników wejściowych.

Podczas analizy merytorycznej uzyskanych danych autonomiczny wpływ poszczególnych czynników na zmienną zależną (tzw. efekty główne) mógł okazać się nieistotny statystycznie. Oznaczałoby to, że nie istnieje selektywny wpływ poszczególnych czynników wejściowych, ale zachodzić może efekt interakcji, czyli jednoczesny wpływ kilku czynników wejściowych łącznie na zmienną zależną. Można również efekt interakcji rozumieć jako sytuację, gdy wpływ jednego czynnika wejściowego na zmienną zależną jest zdeterminowany występowaniem drugiego czynnika wejściowego, bądź różnych jego wartości [Łomnicki, 2003]. Wartość statystyki dla interakcji pomiędzy zmiennymi wejściowymi rozpatrywanymi w analizie statystycznej dwuczynnikowej $F_{obl_interakcji}$ ¹⁸, obliczono jako stosunek wariancji zachodzących interakcji do wariancji wewnątrzgrupowej (składnik błędu), zgodnie z zależnością:

$$F_{obl_interakcji} = F_{obl} = \frac{S_{IN} \cdot (p - 1) \cdot (q - 1)}{S_R \cdot p \cdot q \cdot (r - 1)} \quad (3.15)$$

gdzie r – liczba grup

Wariancję interakcyjną wyznaczono na podstawie interakcyjnej liczby stopni swobody równej $(p - 1) \cdot (q - 1)$ oraz obliczonych sum kwadratów odchyłeń: interakcyjnej S_{IN} oraz wewnątrzgrupowej (resztkowej) S_R (zgodnie ze wzorem w tab. 3.5). W przypadku, gdy dysponuje się kilkoma pomiarami w każdej grupie (na każdym przecięciu wiersza i kolumny) wyznacza się międzygrupową sumę kwadratów odchyłeń z następującej zależności:

$$S_M = \sum_{i=1}^p \sum_{j=1}^q \sum_{k=1}^r h_{ijk}^2 - p \cdot q \cdot \bar{h}^2 \quad (3.16)$$

¹⁷ Dalej nazywanego również krócej współczynnikiem pewności.

¹⁸ W dalszej części pracy wartość statystyki obliczeniowej dla interakcji $F_{obl_interakcji}$ oznaczano krócej jako F_{obl} .

gdzie k – numer pomiaru w grupie

Wówczas interakcyjna suma kwadratów odchyleń w analizie wariancji klasyfikacji podwójnej jest rozumiana jako zależność:

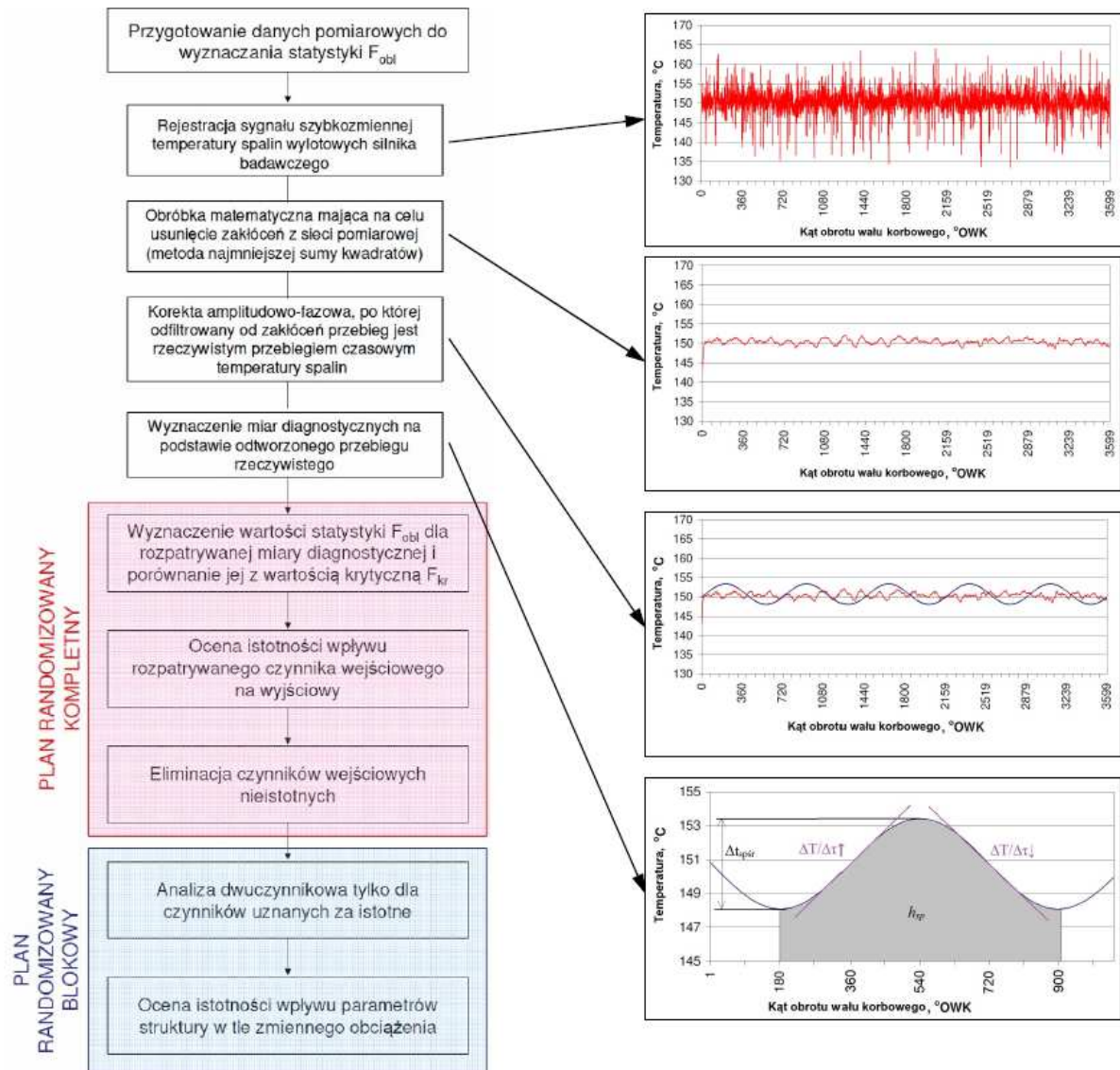
$$S_{IN} = S_M - S_I - S_{II} \quad (3.17)$$

Jeżeli wartość statystyki dla interakcji F_{obli} była mniejsza od jedności, to należało przyjąć hipotezę zerową, mówiącą o braku interakcji pomiędzy czynnikami wejściowymi. W pozostałych przypadkach należało porównać wartość obliczonej statystyki F_{obli} z wartością krytyczną F_{kri} , odczytaną z tablic statystycznych dla przyjętego poziomu istotności i interakcyjnej liczby stopni swobody. W przypadku, gdy $F_{obli} > F_{kri}$ zachodziła interakcja między czynnikami. Interakcja zachodziła, gdy efekt uzyskany przy danym poziomie jednego czynnika wejściowego zależy od poziomu drugiego i nie miałyby miejsca bez połączenia tych dwóch czynników na danym poziomie. Jeżeli interakcja nie zachodziła ($F_{obli} < F_{kri}$), czynniki są addytywne, to znaczy miały wpływ na średnie wartości w grupach, jednak nie miały wpływu na wariancję [Łomnicki, 2003]. Taka sytuacja zachodzi w przypadku wpływu zwiększonego obciążenia silnika i zmniejszonego czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego na entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych uśrednioną w obrębie jednego cyklu pracy silnika. Obie wielkości wejściowe mają wpływ na średnią wartość entalpii właściwej (powodują jej zwiększenie), jednak występowanie tych dwóch czynników wejściowych jednocześnie skutkuje interakcją między nimi, objawiającą się istotnym wpływem na wariancję interakcyjną ($F_{obli} > F_{kri}$).

Dodatkowo określono wartość interakcyjnego współczynnika pewności ΔF_i jako różnicę między wartością obliczeniową statystyki dla interakcji F_{obli} i wartością krytyczną odczytaną z tablic F_{kri} , zgodnie z zależnością:

$$\Delta F_i = F_{obli} - F_{kri} \quad (3.18)$$

Chcąc uzyskać wartość statystyki F_{obli} oraz współczynnika pewności ΔF , a co za tym idzie odpowiedź na kluczowe pytanie dotyczące istotności wpływu wybranych czynników wejściowych – parametrów struktury silnika, na zdefiniowane miary diagnostyczne należało postępować zgodnie z opracowanym schematem realizacji badań statystycznych – rys. 3.10 [Puzdrowska, 2021a i b]. Zarejestrowany sygnał temperatury spalin wylotowych w pierwszym kroku poddano obróbce matematycznej, której celem było usunięcie zakłóceń z sieci pomiarowej przy zastosowaniu metody najmniejszej sumy kwadratów. Istotnym elementem podczas oceny własności dynamicznych termopary jest określenie jej odpowiedzi na wymuszenie sinusoidalne temperatury spalin wylotowych silnika badawczego o ZS – przesunięcie fazowe oraz amplitudę zmian temperatury rejestrowanej przez termoparę w stosunku do wymuszanych, rzeczywistych zmian temperatury spalin wylotowych [Puzdrowska, 2016 i 2018b]. Z tak uzyskanego przebiegu rzeczywistej i pozbawionej zakłóceń szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych wyznaczono miary diagnostyczne. Dzięki zastosowaniu planu randomizowanego kompletnego wyodrębniono wielkości wejściowe nieistotne i wyeliminowano je z dalszych analiz diagnostycznych [Polański, 1984]. Ostatnim etapem badań było zrealizowanie planu randomizowanego blokowego oraz analiza statystyczna i merytoryczna istotności wpływu parametrów struktury na zdefiniowane miary diagnostyczne w tle zmienianego stanu obciążenia.



Rys. 3.10. Etapy wyznaczenia statystyki F rozkładu Fishera-Snedecora dla potrzeb diagnozowania silnika badawczego o ZS

3.4. Podsumowanie

Dobór odpowiednich narzędzi obróbki matematycznej rejestrowanego sygnału szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych silnika o ZS umożliwia wyznaczenie miar diagnostycznych dla oceny stanu technicznego jego przestrzeni roboczych oraz układu wtryskowego: średniej wartości międzyszczytowej, entalpii właściwej strumienia spalin wylotowych oraz intensywności zmian szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych.

Weryfikacji ich adekwatności dokonuje się na drodze testowania hipotez statystycznych istotności wpływu wielkości wejściowych opracowanego modelu relacyjnego: obciążenia silnika oraz wytypowanych parametrów jego struktury. Przy czym istotność wpływu analizuje się w klasyfikacji jednokrotnej i wielokrotnej przy zastosowaniu statystyki F rozkładu Fishera-Snedecora.

4. ORGANIZACJA BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH NA SILNIKU LABORATORYJNYM O ZS

Większość producentów proponuje trzy wersje wykonania termopary płaszczowej, które różnicuje czas opóźnienia odpowiedzi na zadawane wymuszenie temperatury płynu: ze spoiną izolowaną od płaszcza, ze spoiną zgrzewaną do płaszcza i ze spoiną odkrytą. Jednak w specyfikacji technicznej termopary nie podaje się dla jakich warunków przepływu zdeterminowanych rodzajem i prędkością omywającego czynnika czas ten się odnosi. Z tego względu własności dynamiczne termopary zastosowanej do pomiarów szybkozmiennnej temperatury spalin wylotowych silnika powinny zostać wcześniej określone na drodze analitycznej. Wyznaczenie wartości stałych czasowych zarówno poprzez modelowanie matematyczne procesy wymiany ciepła między termoparą a omywającym ją gazem, a także na drodze eksperymentu, pozwala na wybór najwłaściwszej termopary przeznaczonej do pomiaru szybkozmiennnej temperatury spalin wylotowych w celach diagnostycznych.

4.1. Zastosowana aparatura do pomiaru temperatury gazu

Zanim dokonano wyboru termopary w realizowanych badaniach eksperymentalnych silnika o ZS, konieczna była analiza istniejących na rynku rozwiązań konstrukcyjnych tego rodzaju czujników pomiarowych [Baerts i Gerwen, 2001; Childs, 2001; Nicholas i in., 2001; Mcmillan, 2010; Seo i in., 2018]. Przeanalizowano pod względem cech dynamicznych termopary scharakteryzowane w paragrafie 4.3.1 niniejszej rozprawy. Przeprowadzono obliczenia procesu wymiany ciepła w termoparze podczas ustalonego przepływu spalin wylotowych, w wyniku których uzyskano wartości stałych czasowych, dla różnych rozwiązań konstrukcyjnych termopary – „A”, „B” i „C” w tabeli 4.1 Te z termopar, które zostały wstępnie wytypowane do pomiarów szybkozmiennnej temperatury spalin wylotowych silnika, przede wszystkim pod względem inercyjności odpowiedzi na zadany sygnał wymuszający oraz odporności konstrukcyjnej na destrukcyjne działanie spalin wylotowych o wysokich temperaturach, poddano dalszym badaniom eksperymentalnym – „A”, „D” i „E” w tabeli 4.1 Wyznaczone w sposób empiryczny stałe czasowe pozwoliły na ostateczną weryfikację przydatności termopar scharakteryzowanych w paragrafie 4.3.1, do realizowanego programu badań diagnostycznych silnika o ZS.

4.2. Technologia pomiaru szybkozmiennnej temperatury spalin wylotowych

W celu opisanie cech dynamicznych termopary należy w pierwszej kolejności wyjaśnić zasadę jej działania w kontekście prowadzonych badań diagnostycznych silnika. W obwodzie elektrycznym składającym się z co najmniej dwóch termoelektrod wykonanych z różnych, pod względem termoelektrycznym, przewodników – niklu i chromu, różnica temperatur ich spoin powoduje powstanie napięcia termoelektrycznego, a w konsekwencji przepływ prądu w zamkniętym obwodzie elektrycznym. Warunkiem przepływu prądu elektrycznego jest umieszczenie spoiny pomiarowej (tzw. gorącej) i spoiny odniesienia w ośrodkach o różnych temperaturach, odpowiednio: w spalinach wylotowych silnika i otaczającym silnik powietrzu. Materiały stosowane w termoparach powinny charakteryzować się następującymi własnościami:

- wysoką temperaturą topnienia,
- wysoką dopuszczalną temperaturą pracy ciągłej,
- dużą trwałością,
- dużą odpornością na wilgotność czy zanieczyszczenia,
- dużą powtarzalnością produkcyjną,

- możliwie małymi: rezystywnością¹⁹ i współczynnikiem temperaturowym rezystancji²⁰,
- ciągłą i liniową zależnością napięcia termoelektrycznego od temperatury.

Cechy dynamiczne termopary mogą być wyznaczone w sposób doświadczalny lub analityczny. W podejściu analitycznym należy opracować jej matematyczny model wykorzystując równania przepływu ciepła pomiędzy spoiną pomiarową a omywającym ją ośrodkiem, przy wstępnie przyjętych założeniach upraszczających [Cierniak, 2009; Wawszczak, 2013]:

- nieskończenie duża przewodność cieplna λ materiału spoiny pomiarowej oraz termoelektrod,
- stałość warunków przejmowania ciepła przez konwekcję ($\alpha = \text{const}$),
- czujnik zanurzony jest całkowicie w badanym ośrodku i nie zachodzi wymiana ciepła z innym ośrodkiem,
- brak oddziaływania czujnika na badany ośrodek, co oznacza, że pojemność cieplna ośrodka jest znacznie większa od pojemności cieplnej czujnika i obecność czujnika nie wpływa na deformację pola temperatury rozpatrywanego ośrodka.

Rozwiązując równania modelu matematycznego najczęściej korzysta się z realizacji funkcji skoku jednostkowego. Na podstawie zarejestrowanej w trakcie pomiarów odpowiedzi czasowej układu na skok jednostkowy można określić ogólną postać przewidywanej transmitancji elementu, a także wyznaczyć wartości współczynników tej transmitancji: opóźnienie, wzmocnienie i stałe czasowe.

Jednak wartości wielu wielkości fizycznych zakładanych w modelu matematycznym mogą odbiegać od rzeczywistych, dlatego szeroko rozpowszechniona jest metoda identyfikacji cech dynamicznych termopary wraz z całym torem pomiarowym w sposób doświadczalny. Przystępując do wyboru termopary w aspekcie materiału konstrukcyjnego termoelektrod należy dążyć do uzyskania jak największej czułości pomiarowej. Jest to możliwe dzięki zastosowaniu materiałów o minimalnej rezystancji, co determinuje wysokie napięcie termoelektryczne. Jednym z podstawowych zakłóceń mających istotny wpływ na dokładność otrzymanych wyników pomiaru temperatury spalin silnikowych jest inercyjność zastosowanej termopary. Najczęściej stosowanymi do tego rodzaju pomiarów są termopary typu K (chromel-alumel), które wykonywane są z osłoną elementu pomiarowego lub bez niej. Aby inercyjność pomiaru była jak najmniejsza należy dążyć do zastosowania jak najcieńszego elementu pomiarowego, pamiętając jednak o spadku jego odporności na uszkodzenia i trwałości (będących kolejnymi problemami w tej metodzie pomiarowej) wraz ze zmniejszaniem średnicy. Czujnik bez osłony elementu pomiarowego ma także dużą mniejszą trwałość, jednak zarazem mniejszą inercyjność. Wielkością determinującą inercyjność termopary jest stała czasowa zależna od jej rozmiarów i mechanicznej, właściwości termofizycznych zastosowanego materiału oraz właściwości termodynamicznych i charakteru przepływu gazu [Jaremkiewicz, 2015 i 2017; Majdak i Jaremkiewicz 2016; Taler i in., 2020]. Pomimo określania przez producentów elementów pomiarowych wartości stałej czasowej zachodzi konieczność kalibracji czujnika. Ważnym czynnikiem mającym wpływ na dokładność pomiarów temperatur szybkozmiennych jest również sposób montażu termopary w kanale spalinowym. Główną przeszkodą jest nagrzewanie się termopary od materiału kanału przepływowego (lub innego elementu podtrzymującego), w który jest ona podczas pomiaru wkręcona lub wlutowana. Ma to decydujący wpływ na dokładność pomiarów. Jedyną metodą zapobiegającą lub znacznie zmniejszającą tego typu zakłócenie jest skuteczna

¹⁹ Rezystywność (opór elektryczny właściwy), $\Omega \cdot m$ – wielkość fizyczna charakteryzująca materiały termoelektrod pod względem przewodnictwa elektrycznego.

²⁰ Współczynnik temperaturowy rezystancji, K^{-1} – względna zmiana rezystancji danego materiału przy zmianie temperatury o 1K.

izolacja termopary, np. na drodze zastosowania dodatkowej osłony chłodzonej wodą lub izolowanej materiałem ceramicznym. Pierwsze rozwiązanie wiąże się jednak z ryzykiem wystąpienia nieszczelności i przedostania się wody do kanału przepływowego i dalej do cylindra silnika. Drugie rozwiązanie jest bezpieczniejsze, ale mniej efektywne.

4.3. Wyznaczanie stałej czasowej termopar

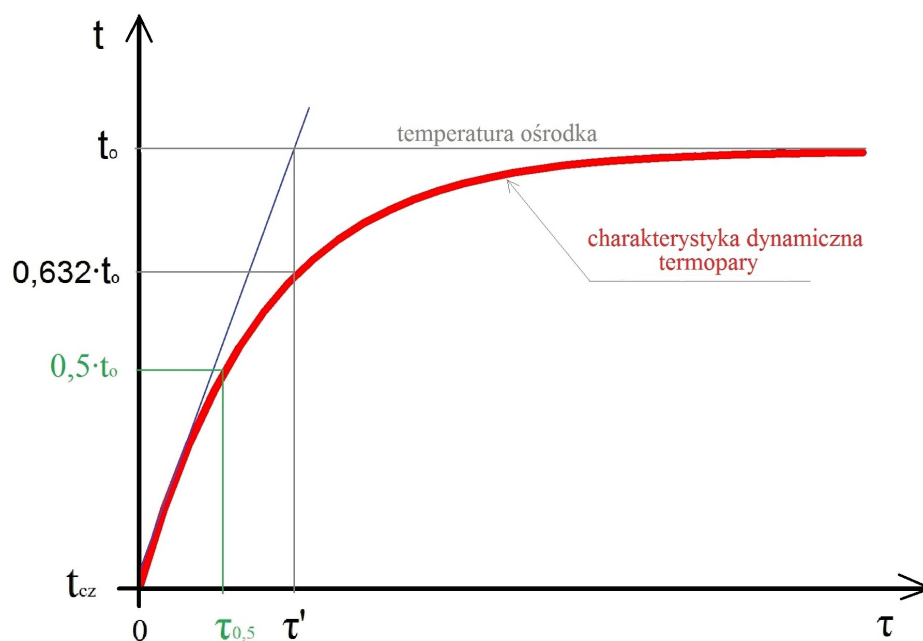
Wyznaczenie wartości stałej czasowej na drodze obliczeń termodynamicznych jest pierwszym krokiem doboru termopar ze względu na czas odpowiedzi na wymuszenie sinusoidalne temperatury spalin wylotowych. W kolejnym kroku należy przeprowadzić badania eksperymentalne, pozwalające na wyznaczenie wartości stałej czasowej drogą empiryczną, w warunkach zbliżonych do tych podczas właściwego eksperymentu diagnostycznego [Puzdrowska, 2018 a]. Dopiero po tej dwustopniowej selekcji należy dokonać wyboru termopary najodpowiedniejszej do realizacji badań w ramach eksperymentu zasadniczego tak, aby uzyskać jak największą ilość informacji diagnostycznej z zarejestrowanego przebiegu szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych silnika o ZS.

Stała czasowa zgodnie ze znaną definicją charakteryzuje czas, po którym nadwyżka temperatury czujnika t_{cz} nad temperaturą początkową t_0 osiągnie 0,632 początkowej nadwyżki temperatury ośrodka t_0 nad temperaturą czujnika, zgodnie z zależnością (rys. 4.1):

$$\frac{t_{cz} - t_0}{t_0 - t_0} = 1 - \frac{1}{e} = 0,632 \quad (4.1)$$

Chcąc przedstawić stałą czasową termopary na rysunku, wykorzystuje się jej charakterystykę dynamiczną $t=f(\tau)$. Można z niej wyznaczyć stałą czasową τ' , jako styczną do charakterystyki w punkcie $\tau=0$ – rys. 4.1. Stałą czasową τ' można też wyznaczyć na podstawie pomiaru tzw. czasu wartości połowicznej $\tau_{0,5}$ tj. czasu, po którym termopara wskazuje połowę wartości temperatury ośrodka badanego $t=0,5 \cdot t_0$ – rys. 4.1, Wówczas otrzymuje się następującą zależność [Michalski i Eckersdorf, 1986]:

$$\tau' = \frac{\tau_{0,5}}{\ln 2} = \frac{\tau_{0,5}}{0,693} \quad (4.2)$$



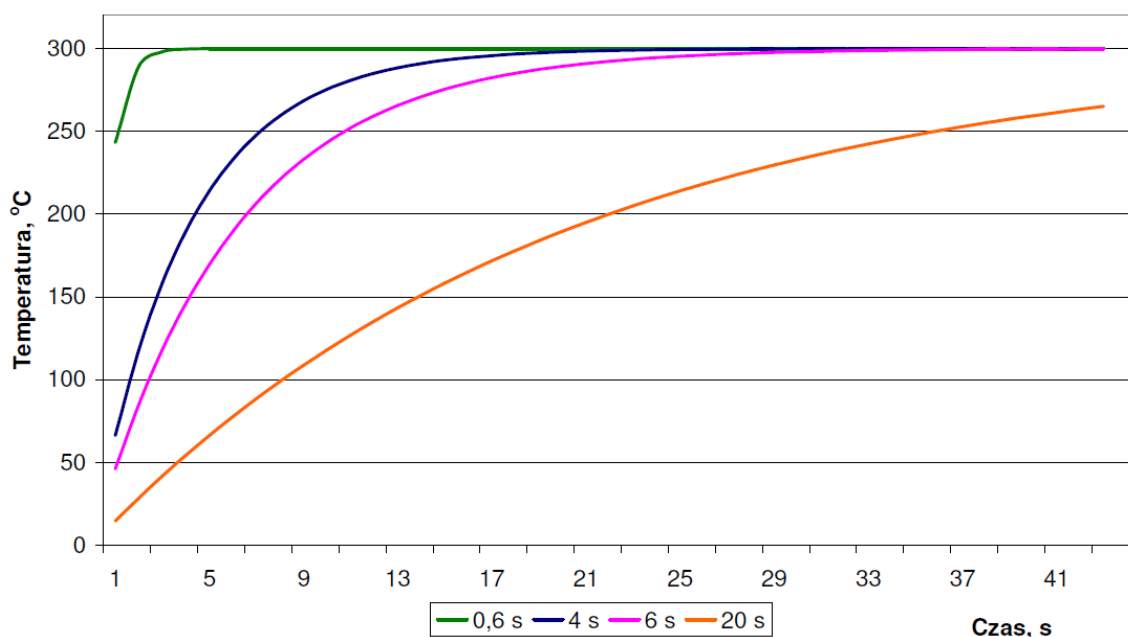
Rys. 4.1. Odpowiedź termopary traktowanej jako człon dynamiczny o parametrach skupionych na wymuszenie skokowe oraz interpretacja stałej czasowej

Należy zwrócić uwagę, że powyższy wzór ma charakter przybliżony, ponieważ rozpatrywany jest termopara idealna bez osłony. Dla rzeczywistej termopary należy uwzględnić zależność współczynnika α od temperatury badanego ośrodka, jego rodzaju, wartość skoku temperatury, wpływ osłony, zjawisko rozchodzenia się ciepła wewnątrz czujnika i wiele innych czynników. Dlatego dokładniejszą metodą określania cech dynamicznych termopar jest eksperymentalne ich badanie w warunkach zbliżonych do tych, w których będą stosowane. Wyznaczając model matematyczny reakcji termopary na skokową zmianę temperatury przyjmuje się, że termopara jest członem dynamicznym o parametrach skupionych, inercyjnym, pierwszego rzędu, opisanym następującym równaniem [Michalski i Eckersdorf, 1986]:

$$t_{cz} = t_o \cdot \left(1 - e^{-\frac{\tau}{\tau'}} \right) \quad (4.3)$$

gdzie: t_o – temperatura ośrodka, t_{cz} – temperatura termopary, τ – czas, τ' – stała czasowa.

Przebiegi zmienności temperatury idealnej termopary jako funkcji czasu, dla temperatury ośrodka 300°C wyznaczone z zależności (4.3) przedstawiono na rysunku 4.2. Widoczna jest na nim zależność czasu osiągnięcia wartości temperatury ośrodka przez termoparę od wartości stałej czasowej τ' , a zatem kształt charakterystyki dynamicznej czujnika również różni się w zależności od wartości τ' .



Rys. 4.2. Odpowiedź idealnej termopary na wymuszenie skokowe w zależności od wartości stałej czasowej termopary dla temperatury ośrodka 300°C

Większość producentów proponuje stosowanie do pomiarów temperatur gazów wylotowych silnika termopar płaszczowych, które różnicuje trwałość oraz czas opóźnienia odpowiedzi na zadawane wymuszenie temperatury. Jednak w specyfikacji technicznej termopary nie podaje się, dla jakich warunków przepływu zdeterminowanych rodzajem i prędkością omywającego czynnika czas ten się odnosi. Z tego względu własności dynamiczne termopary zastosowanej do pomiarów szybkozmiennnej temperatury spalin wylotowych silnika powinny zostać wcześniej określone na drodze analitycznej. Najczęściej proponuje się trzy wersje wykonania termopary płaszczowej, które różnicuje czas opóźnienia odpowiedzi na zadawane wymuszenie temperatury gazu: ze spoiną izolowaną od płaszczka, ze spoiną zgrzewaną do płaszczka i ze spoiną odkrytą.

W niniejszej rozprawie wyznaczono stałe czasowe dla kilku wybranych konstrukcji termopar (opisanych w paragrafie 4.3.1), na dwa sposoby oraz dla dwóch różnych procesów. Pierwsza metoda wyznaczania stałej czasowej polega na określeniu wartości τ' na drodze obliczeń wymiany ciepła między termoparą a omywającym ją gazem dla przyjętych parametrów gazu oraz dla znanej struktury konstrukcyjnej termopary [Korczewski i Puzdrowska, 2015]. Drugi sposób polega na doświadczalnym wyznaczeniu wartości tego parametru na podstawie zarejestrowanego przebiegu temperatury gazu.

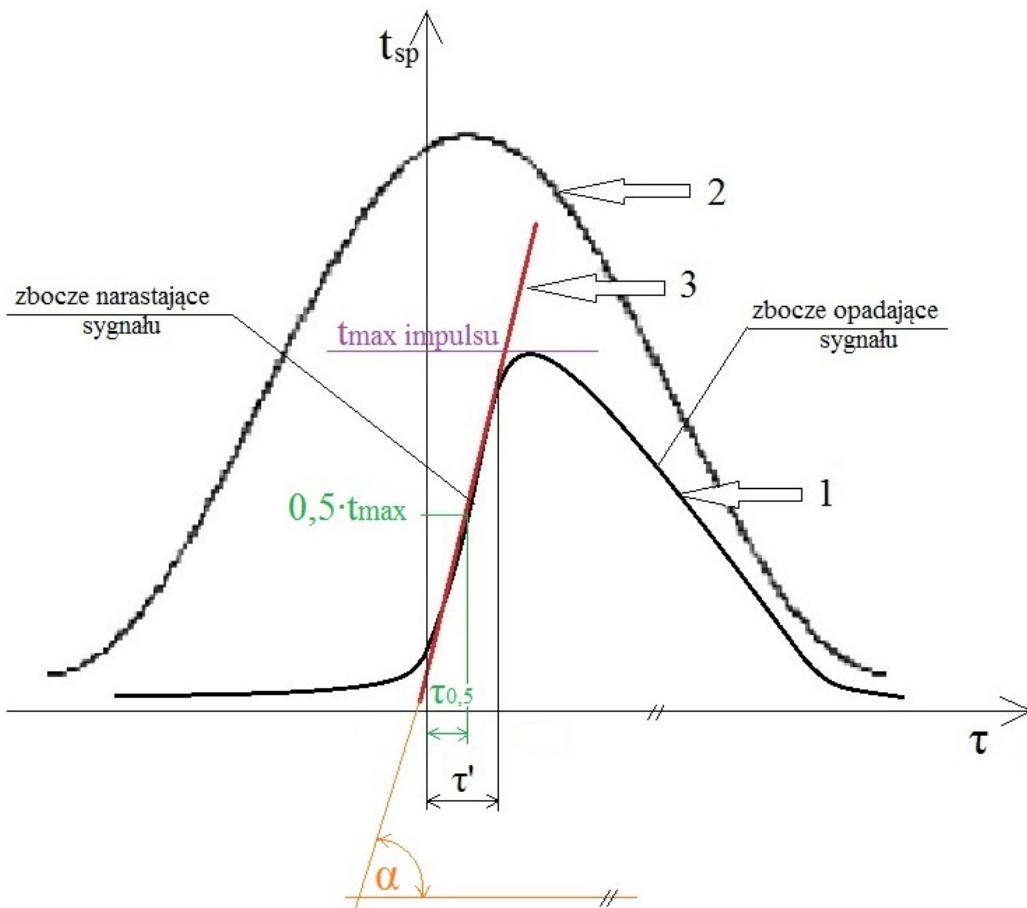
Równie istotnym jak sposób wyznaczania stałej czasowej termopary (analitycznie czy doświadczalnie) jest wybór odpowiedniego sygnału wymuszającego. Stałą czasową temperatury spalin w kanale wylotowym silnika okrętowego można wyznaczyć dla sygnału wolnozmiennego rejestrowanego podczas przejścia z jednego stanu ustalonego do drugiego. Drugą możliwością jest określenie stałej czasowej na podstawie sygnału szybkozmiennego, quasiokresowego ograniczonego do jednego cyklu pracy silnika. Zatem dla tego samego ośrodka (spaliny wylotowe) określonego parametrami stanu (temperatura, ciśnienie), a także dla tego samego rozwiązania konstrukcyjnego termopary, możliwe jest wyznaczenie dwóch różnych wartości stałych czasowych. Jest to jednak konieczne na wstępnym etapie badań eksperymentalnych, ponieważ nie jest wiadome jaką metodą, dla jakiego gazu i w jakim zakresie temperatur parametr ten został wyznaczony przez producenta termopary. Chcąc zatem wyznaczyć stałą czasową dla spalin silnikowych należało wykonać badania dla parametrów cieplno-przepływowych, jakie panowały podczas badań eksperymentalnych silnika laboratoryjnego o ZS dla potrzeb diagnostycznych.

Wartość stałej czasowej termopary określono dla warunków chwilowych z sygnału temperatury zarejestrowanego podczas badań silnika dla reprezentatywnego stanu ustalonego obciążenia – rys. 4.3. Dla zbocza narastającego wyznaczono styczną i określono czas wartości połowicznej $t_{0,5}$ oraz obliczono stałą czasową dla warunków chwilowych zgodnie z zależnością (4.2). Wskutek oddziaływania czynników zewnętrznych i wewnętrznych sygnał jest zniekształcony, quasiokresowy z wyraźnym przesunięciem amplitudowym i fazowym – rys. 5.3 - 5.5.

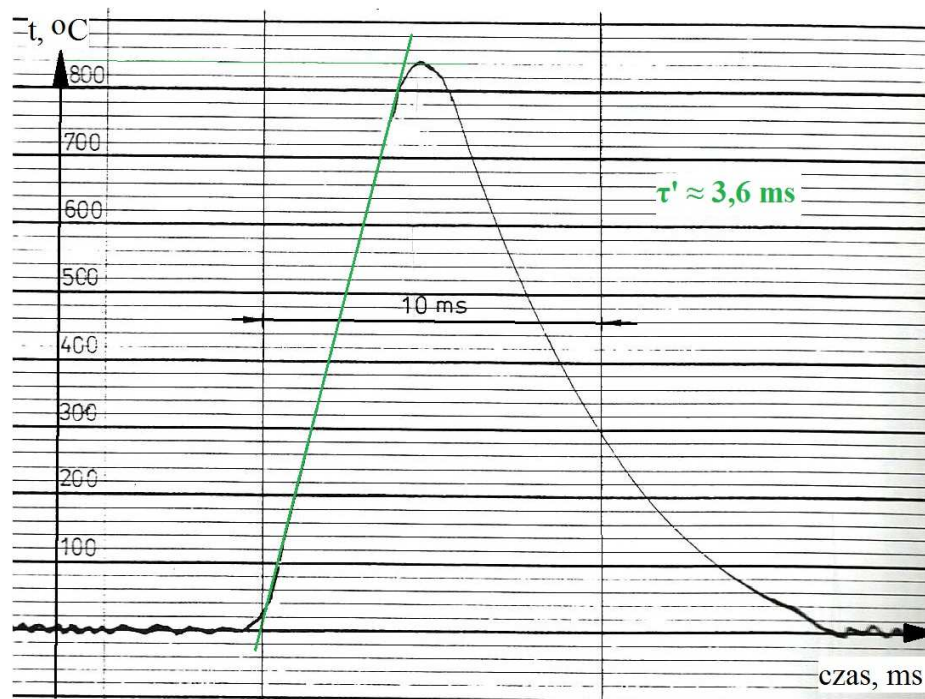
Jak wynika z charakteru przebiegów na rysunku 4.3, oraz interpretacji graficznej stałej czasowej dla warunków chwilowych, kąt α pomiędzy styczną do rejestrowanego sygnału a osią czasu jest dużo mniejszy niż dla przebiegu wolnozmiennego – rys. 4.5. W związku z tym stała czasowa termopary otrzymana dla warunków chwilowych powinna być również o mniejszej wartości.

Jak widać na rys. 4.3 sygnał zarejestrowanej temperatury (krzywa 1) charakteryzuje się stromym zboczem narastającym oraz łagodnym zboczem opadającym. Poprowadzenie stycznej do zbocza narastającego (prosta 3) pozwala na graficzne określenie wartości stałej czasowej τ' oraz czasu wartości połowicznej $\tau_{0,5}$. Wyznaczona w ten sposób wartość τ' dla warunków chwilowych (dla jednego impulsu temperatury uzyskiwanego z maszyny tłokowej) pozwala na wyznaczenie przebiegu temperatury rzeczywistej, na drodze korekcji amplitudowo-fazowej rejestrowanego sygnału (krzywa 2).

Podczas cechowania termopary CrNiTi ze spoiną odkrytą, o średnicy zewnętrznej płaszczu $d_{zew}=6$ mm oraz średnicy termoelektrod 0,15 mm przeprowadzonego przez doc. S. Rutkowskiego uzyskano przebieg temperatury przedstawiony na rysunku 4.4. Jak widać autor badania zarejestrował sygnał temperatury o wartości maksymalnej ponad 800°C w ciągu kilku milisekund, co oznacza, że cechowana termopara charakteryzowała się stałą czasową rzędu 3,6 ms.

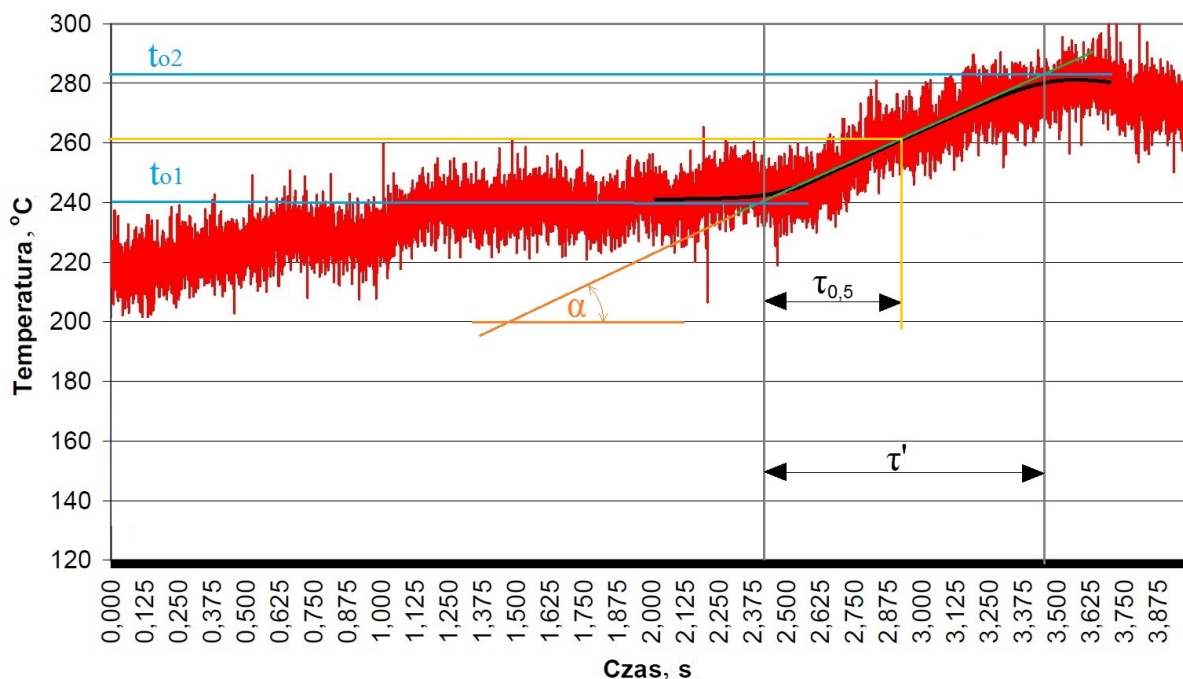


Rys. 4.3. Sposób wyznaczania stałej czasowej dla warunków chwilowych z zarejestrowanego sygnału temperatury spalin wylotowych silnika o ZS; 1 - temperatura rejestrowana, 2 - temperatura rzeczywista (po korekcji), 3 - styczna do rejestrowanego sygnału, $\tau_{0,5}$ - czas wartości połowicznej, τ' - stała czasowa dla warunków chwilowych, τ - czas, t_{sp} - temperatura spalin wylotowych.



Rys. 4.4. Przebieg szybkozmiennnej temperatury podczas cechowania termopary CrNiTi wraz z wartością stałej czasowej wyznaczonej na jego podstawie [Rutkowski, 1976]

Możliwe jest także wyznaczenie wartości stałej czasowej τ' dla sygnału wolnozmiennego, jak to pokazano na rysunku 4.5. Należy wykonać badanie, podczas którego rejestruje się temperaturę spalin wylotowych silnika laboratoryjnego o ZS podczas przejścia z jednego stanu ustalonego (temperatura ośrodka t_{o1}) do drugiego (t_{o2}). Prowadzi się wówczas styczną do uzyskanego przebiegu i wartość stałej czasowej τ' dla tego procesu oblicza się zgodnie z zależnością (4.2).



Rys. 4.5. Przebieg temperatury spalin wylotowych oraz sposób wyznaczania stałej czasowej termopary podczas przejścia z jednego stanu ustalonego silnika do drugiego (od temperatury spalin t_{o1} do t_{o2})

Termopary scharakteryzowane w paragrafie 4.3.1 rozprawy poddano procedurze wyznaczania stałej czasowej na kilka sposobów:

- 1) Metodą obliczeniową – zastosowano model matematyczny wymiany ciepła między spoiną pomiarową a omywającym ją gazem – metoda opisana szczegółowo w paragrafie 4.3.2 oraz w załączniku 1.
- 2) Eksperymentalnie na modelu fizycznym impulsowego układu przepływowego – specjalnie zaprojektowanym i zbudowanym na podstawie przebiegu szybkozmiennnej temperatury gazu uzyskanego na stanowisku laboratoryjnym do badania cech dynamicznych termopar – załącznik 2.
- 3) Eksperymentalnie na stanowisku laboratoryjnym tłokowej sprężarki powietrza – przebiegi zmienności temperatury powietrza uzyskane dzięki pomiarom na wylocie ze sprężarki – załącznik 3.
- 4) Eksperymentalnie na silniku badawczym o ZS, Farymann Diesel typu D10 – przebiegi zmienności temperatury spalin wylotowych uzyskane dla dwóch procesów – paragraf 4.3.3:
 - a. szybkozmiennego – jednego cyklu pracy silnika,
 - b. wolnozmiennego – przejścia od jednego stanu ustalonego silnika do drugiego.

Badania przeprowadzone według powyższego planu pozwoliły na wyznaczenie wartości stałych czasowych dla wybranych termopar oraz wybór najbardziej odpowiedniej do dalszych badań diagnostycznych silnika – paragraf 4.3.4.

4.3.1. Charakterystyka termopar użytych do wyznaczenia stałej czasowej

Przedstawione w tabeli 4.1, wybrane do badań eksperymentalnych, termopary charakteryzują się następującymi właściwościami:

1) **Termopara „A”** – jest to termopara typu K (NiCr-Ni) ze spoiną pomiarową zgrzewaną do płaszczka. Materiał termoelektrod składa się z 90 % Ni i 10 % Cr. Średnica zewnętrzna płaszczka wynosi 0,5 mm, długość – 20 mm, natomiast średnica termoelektrod 90 μm – rys. 4.6a. Izolację stanowi proszek ceramiczny tlenku magnezu MgO o udziale masowym Mg 97 %, natomiast materiał konstrukcyjny płaszczka wykonanego ze stopu niklowo-chromowego Inconel 600, o wysokiej odporności na korozję (zwłaszcza na korozję naprężeniową), gwarantuje długotrwałą pracę termopary do temperatury 1100 K, bez katalitycznego oddziaływania na spaliny²¹. Charakterystyka termometryczna (napięciowa) termopary NiCr-Ni jest liniowa i wystarczająco stroma w stosowanym zakresie pomiarowym [Wiśniewski, 1983]. Wyznaczając stałą czasową termopary przeprowadzono zarówno obliczenia termodynamiczne, jak i badania eksperymentalne na wykonanym do tego celu modelu fizycznym. Dodatkowo przeprowadzono modelowanie matematyczne dla takiej samej pod względem materiałów i konstrukcji termopary, jednak o średnicy zewnętrznej płaszczka 0,25 mm i średnicy termoelektrod 25 μm .

2) **Termopara „B”** – termopara typu K ze spoiną odkrytą²². Wymiary oraz materiały, z którego jest wykonana są takie same, jak dla termopary „A” opisanej powyżej oraz w tab. 4.1 Dla tej termopary wykonano obliczenia termodynamiczne dla średnic zewnętrznych płaszczka 0,5 mm i 0,25 mm mające na celu wyznaczenie stałych czasowych.

3) **Termopara „C”** – termopara typu K ze spoiną izolowaną od płaszczka, również jest o wymiarach i z materiałów takich samych, jak termopara „A” opisana powyżej oraz w tab. 4.1. Przeprowadzono obliczenia termodynamiczne dla średnic zewnętrznych płaszczka 0,5 mm i 0,25 mm, aby wyznaczyć stałe czasowych tych termopar.

4) **Termopara „D”** – termopara typu K (NiCr-Ni), ze spoiną odsłoniętą (odkrytą), bez płaszczka, wyprowadzoną z osłony wykonanej z ceramiki C799 (Al_2O_3 99,7%), pełniącego funkcję izolatora²³. Średnica zewnętrzna osłony ceramicznej to 3 mm, natomiast średnica drutów termoelektrod to 0,2 mm, zaś długość płaszczka - 30 mm – rys. 4.6b. Termopara została wykonana na specjalne zamówienie przez firmę Termo-Precyzja jako rozwiązanie prototypowe, aby zminimalizować wpływ nagrzewania się obudowy termopary od kanału z gorącymi spalinami wylotowymi, w którym w czasie badań eksperymentalnych miała być zamontowana [www.termo-precyzja.com.pl]. Termoparę wykorzystano do wyznaczenia stałej czasowej w badaniach modelu fizycznego, sprężarki powietrza oraz silnika laboratoryjnego o ZS. Część badań eksperymentu głównego również została wykonana z użyciem tej termopary.

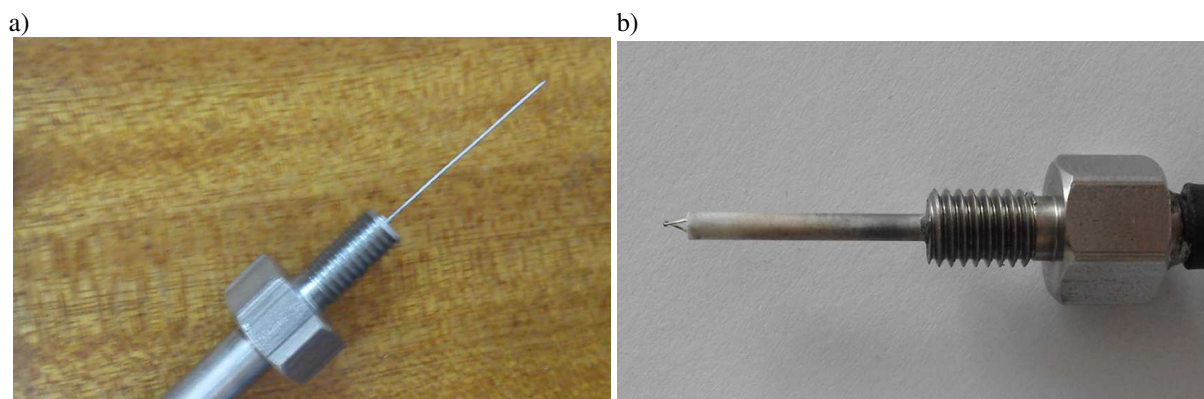
5) **Termopara „E”** – jest to termopara typu K, taka sama jak opisana powyżej i w tab. 4.1 termopara „A”, jednak w wykonaniu specjalnym – w płaszczu wodnym, chłodzącym odcinek płaszczka samej termopary, z fragmentem części pomiarowej termopary wysuniętym 2 mm z płaszczka wodnego – rys. 4.7 [Marszałkowski i Puzdrowska, 2015]. Podczas badań mających na celu wyznaczenie wartości stałej czasowej termopary zastosowano pompę wirnikową o maksymalnym wydatku 120 dm^3/h i ciśnieniu tłoczenia 0,15 MPa. Poprzez regulację napięcia

²¹ Zdecydowanie słabiej na tym tle kształtuje się odporność korozyjna stopu Inconel, przy obecności CO_2 i SO_2 w spalinach o temperaturze powyżej 800 K.

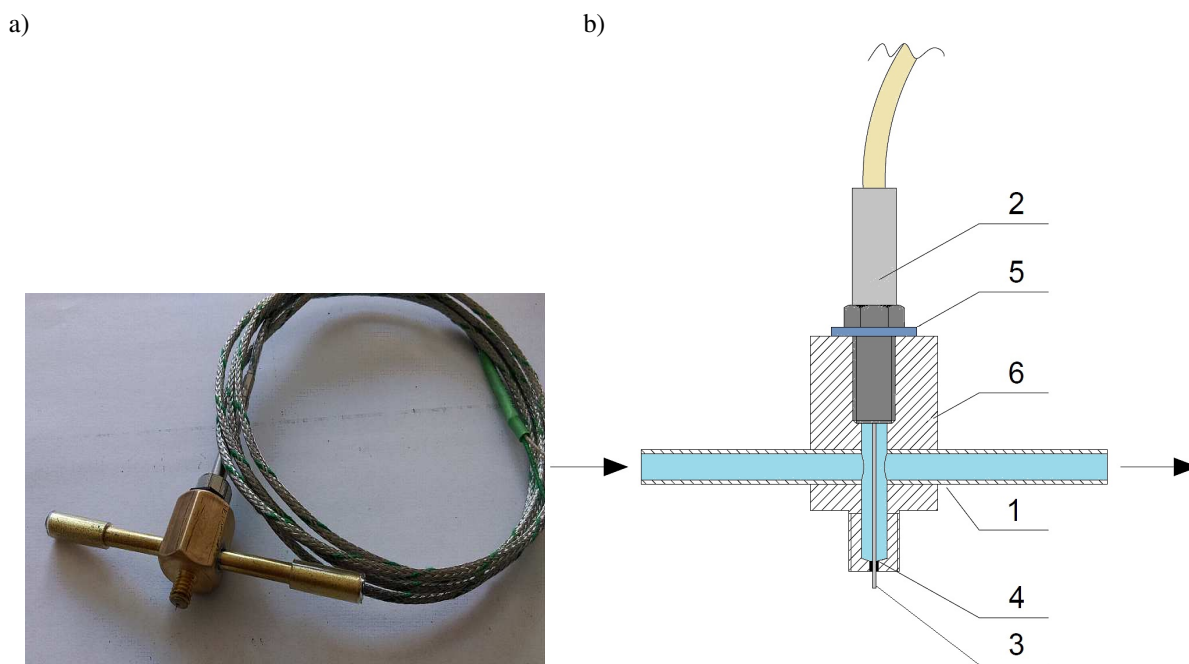
²² Termoparę płaszczową z odkrytą spoiną charakteryzują najlepsze cechy dynamiczne, jednak przy zdecydowanie najniższej trwałości, zwłaszcza przy pracy w strumieniu przepływających spalin (liczonej w minutach). Z tego względu nie znajduje ona praktycznego zastosowania diagnostycznego.

²³ Temperatura pracy tego materiału deklarowana przez producenta to maksymalnie 600°C. Do zalet materiału ceramicznego w aspekcie izolacji termopary zalicza się gazoszczelność, odporność na działanie kwasów i gorącej pary oraz bardzo dobra ogniotrwałość. Niestety cechuje go mała odporność na obciążenia mechaniczne oraz na gwałtowne zmiany temperatury ośrodka pracy.

zasilania silnika napędowego pompy ustalono stały przepływ wody przez osłonę termopary wynoszący $90 \text{ dm}^3/\text{h}$. Podczas eksperymentu głównego termopara była chłodzona wodą bezpośrednio z instalacji wodociągowej, co gwarantowało stałą wartość temperatury wody na dolocie do termopary, a wydajność regulowana zaworem wody wynosiła około $72 \text{ dm}^3/\text{h}$ – rys. 4.8. Wyznaczono wartości stałych czasowych tej termopary podczas badań na silniku laboratoryjnym o ZS. Wszystkie badania w eksperymencie głównym również zostały wykonane z użyciem tej termopary.



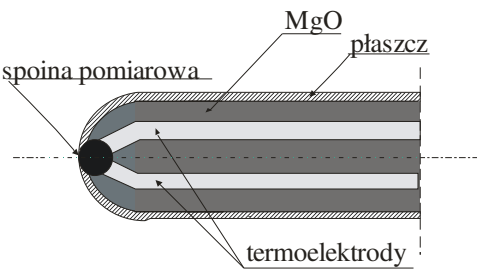
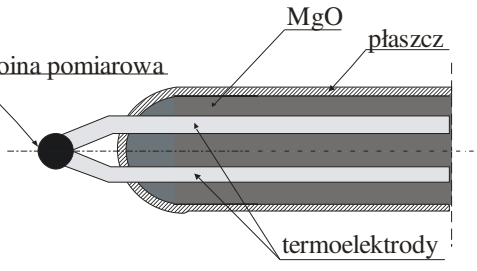
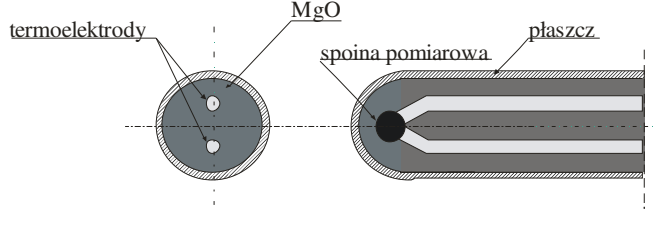
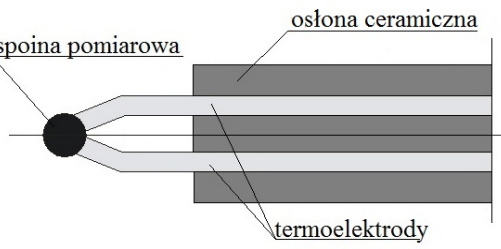
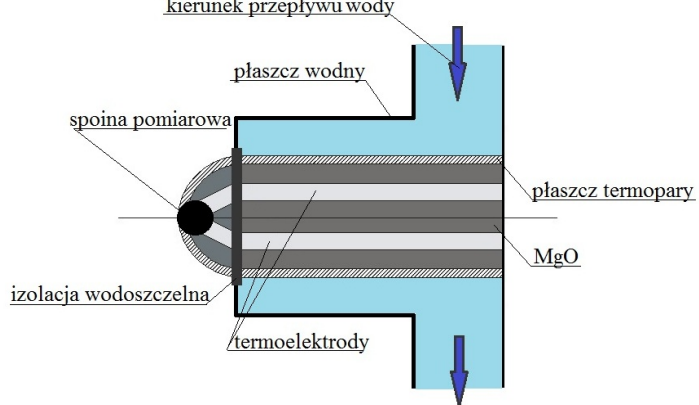
Rys. 4.6. Widok termopary ze spoiną zgrzewaną do płaszcza wykonanego z Inconelu („A”) (rysunek a) oraz termopary ze spoiną odkrytą w osłonie ceramicznej („D”) (rysunek b)

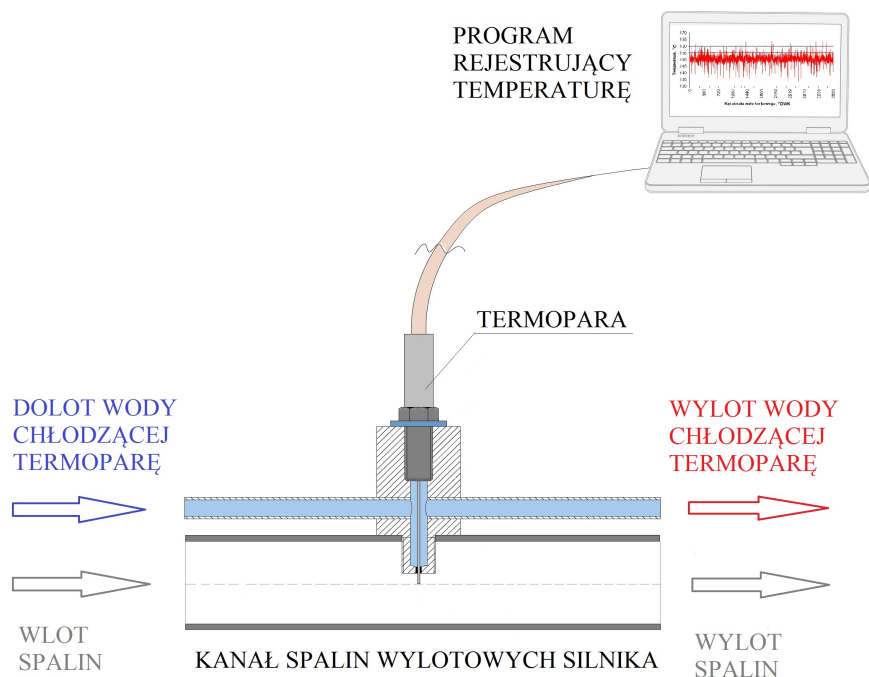


Rys. 4.7. Widok ogólny termopary zgrzewanej do płaszcza umieszczonej w osłonie z płaszczem wodnym („E”) (rysunek a) oraz przekrój poprzeczny termopary typu K umieszczonej w płaszczu wodnym (rysunek b):

1 – króćce zasilające i odprowadzające wodę chłodzącą, 2 – chłodzona termopara ze spoiną zgrzewaną do płaszcza, 3 – spoina pomiarowa, 4 – izolacja termiczna płaszcza termopary, 5 – uszczelka, 6 – osłona termopary

Tab. 4.1. Zestawienie rozwiązań konstrukcyjnych termopar zastosowanych w modelu obliczeniowym oraz w badaniach eksperymentalnych

Oznaczenie termopary	Przekrój wzdłużny końcowego odcinka termopary	Dane techniczne	Zastosowanie
A		zgrzewana do płaszczka osłona z MgO płaszcz z Inconelu $d_{pt}=0,5$ mm $d_{te}=90$ μ m	1. model matematyczny 2. model fizyczny
B		odkryta osłona z MgO płaszcz z Inconelu $d_{pt}=0,5$ mm $d_{te}=90$ μ m	1. model matematyczny
C		izolowana osłona z MgO płaszcz z Inconelu $d_{pt}=0,5$ mm $d_{te}=90$ μ m	1. model matematyczny
D		odkryta brak płaszczka osłona z ceramiki C799 $d_{pt}=3$ mm $d_{te}=200$ μ m	1. model fizyczny 2. sprężarka 3. silnik - proces wolnozmienny 4. silnik - proces szybkozmienny
E		zgrzewana osłona z MgO chłodzona wodą płaszcz z Inconelu $d_{pt}=0,5$ mm $d_{te}=90$ μ m	1. silnik - proces wolnozmienny 2. silnik - proces szybkozmienny 3. eksperyment główny



Rys. 4.8. Schemat ideowy układu chłodzenia termopary wraz z kanałem spalin wylotowych silnika badawczego o ZS oraz aparaturą rejestrującą

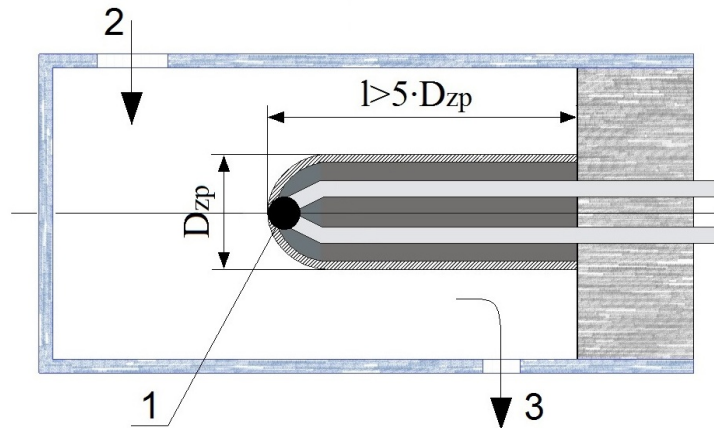
4.3.2. Model matematyczny procesu wymiany ciepła w termoparze podczas pulsacyjnego przepływu spalin - wyznaczenie stałej czasowej metodą obliczeniową

W celu maksymalnego ograniczenia zakłóceń realizowanych pomiarów dynamicznych temperatury spalin wylotowych silnika wynikających z wymiany ciepła przez promieniowanie pomiędzy termoparą, spalinami i ściankami kanału przepływowego należałoby ją zabudować w cylindrycznym ekranie izolacyjnym (o średnicy co najmniej 10 mm) spiętrzającym również strumień przepływających spalin wylotowych. Najkorzystniejszym rozwiązaniem byłoby zaadaptowanie do tego celu standardowej termopary jego układu pomiarowego. Natomiast w celu minimalizacji błędu pomiaru temperatury spalin wylotowych wynikającego z przepływu ciepła wzdłuż płaszcza termopary pomiarowa długość odcinka omywanego przez spaliny l powinna być przynajmniej pięciokrotnie większa od zewnętrznej średnicy płaszcza D_{zp} ²⁴, z takim wyliczeniem aby wlot do komory spiętrzającej ekranu znajdował się w osi kanału przepływowego – rys. 4.9. W przypadku badań eksperymentalnych przeprowadzonych w ramach niniejszej rozprawy konstrukcja kanału spalin wylotowych silnika laboratoryjnego o ZS nie pozwoliła na zastosowanie takiego rozwiązania. Jednakże w przypadku metody diagnozowania silników okrętowych opartej na pomiarach szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych zalecane byłoby wykorzystanie tego sposobu montażu termopary. Szczególnie, że konstrukcja kanału (przede wszystkim odpowiednio duża średnica wewnętrzna) oraz istniejące miejsce pomiaru standardowego termoparą z pewnością pozwoliłyby na to.

Wyznaczono stałe czasowe metodą obliczeniową dla termopar „A”, „B” i „C”, scharakteryzowanych w punkcie 4.3.1 oraz tabeli 4.1. Nie wykonano natomiast obliczeń dla termopary „D”, która jest szczególnym przypadkiem termopary „B” (inny materiał wykonania osłony i brak płaszcza) ze względu na podobieństwo tych dwóch termopar, a zatem i ten sam rząd wielkości wartości stałej czasowej (co zostało potwierdzone podczas badań

²⁴ Im dłuższy będzie odcinek pomiarowy termopary omywany spalinami o temperaturze równej temperaturze mierzonej, tym większy będzie wokół niej obszar izotermiczny i mniejszy będzie wpływ przepływu ciepła wzdłuż płaszcza na wynik pomiaru.

eksperymentalnych). Zamodelowanie procesu wymiany ciepła w przestrzeni chłodzenia wodnego termopary „E”, w warunkach bardzo bliskich kawitacji wykracza poza zakres rozprawy, zatem je również pominięto.



Rys. 4.9. Sposób montażu termopary ze spoiną zgrzewaną do płaszcza w komorze spiętrzającej: 1 – spoina pomiarowa, 2 – otwór wlotowy spalin w cylindrycznym ekranie izolacyjnym, 3 – otwór wylotowy spalin w cylindrycznym ekranie izolacyjnym

W opracowanym schemacie obliczeniowym termopary przyjęto najprostszy model zerowymiarowy, płaski rozkład temperatur w płaszczu i termoelektrodach oraz pominięto procesy wymiany ciepła przez promieniowanie²⁵ pomiędzy termoparą, spalinami wylotowymi i ekranem izolacyjnym. Przy tych założeniach wyznaczono równania nieustalonego bilansu energii dla końcowego odcinka termopary omywanego spalinami wylotowymi silnika:

- zmiana energii wewnętrznej akumulowanej w płaszczu i materiale izolacyjnym wykonanym z ceramiki (MgO) równa jest strumieniowi ciepła przekazywanemu przez spaliny do ścianek i izolacji:

$$\frac{dU_{pt}}{d\tau} = A_{zp} \cdot \alpha_{wpt} \cdot \left(T_{sp} + r \cdot \frac{c^2}{2 \cdot c_{psp}} - T_{pt} \right) \quad (4.4)$$

- zmiana energii wewnętrznej akumulowanej w termoelektrodach jest równa strumieniowi ciepła przewodzonego przez płaszcz i ceramiczny materiał izolacyjny:

$$\frac{dU_{te}}{d\tau} = A_{te} \cdot \frac{1}{R_{\lambda pt}} \cdot (T_{pt} - T_{te}) \quad (4.5)$$

gdzie: A_{zp} – zewnętrzna powierzchnia płaszcza omywanego spalinami wylotowymi, A_{te} – sumaryczna powierzchnia termoelektrod pomiarowego odcinka termopary, T_{sp} – temperatura spalin wylotowymi, T_{pt} – temperatura płaszcza, T_{te} – temperatura termoelektrod, c – uśredniona na promieniu prędkość przepływu spalin wylotowych w kanale, r – współczynnik odzyskania temperatury (dla komory spiętrzającej usytuowanej prostopadle do kierunku przepływu spalin wylotowych - przyjmuję się wartości od 0,90 do 0,96²⁶ [Wiśniewski, 1983]), c_{psp} – średnie ciepło właściwe spalin wylotowych przy stałym ciśnieniu, α_{wpt} – współczynnik wnikania ciepła od spalin do płaszcza, $R_{\lambda pt}$ – uśredniony opór właściwy przewodzenia ciepła przez płaszcz termopary i jej materiał izolacyjny, wyznaczany z zależności:

²⁵ Założono, że spaliny nie pochłaniają i nie emitują promieniowania, natomiast emisyjność cieplna wypolerowanego płaszcza termopary wykonanego ze stopu Inconel 600 i ekranu izolacyjnego pokrytego srebrem jest pomijalnie mała ($\epsilon_{Inconel}=0,11-0,16$, $\epsilon_{Ag}=0,03-0,05$).

²⁶ Współczynnik odzyskania temperatury dla przepływu burzliwego wyznacza się z zależności uwzględniającej liczbę Prandtla $r = \sqrt[3]{Pr}$, dla $r=1$ mierzona temperatura spalin odpowiada temperaturze spiętrzenia.

$$R_{\lambda_{pl}} = \frac{s}{\lambda_{pl}} \quad (4.6)$$

gdzie: λ_{pl} – średni współczynnik przewodzenia ciepła dla materiału płaszczka i izolacji, s – grubość płaszczka.

Po przekształceniu powyższych równań otrzymano układ równań różniczkowych zwyczajnych I rzędu, opisujących proces wymiany ciepła w termoparze w czasie nieustalonego przepływu spalin wylotowych:

$$\frac{dT_{pl}}{d\tau} = \frac{A_{zp} \cdot \alpha_{wpl} \cdot \left(T_{sp} + r \cdot \frac{c^2}{2 \cdot c_{psp}} - T_{pl} \right)}{C_{pi}} \quad (4.7)$$

$$\frac{dT_{te}}{d\tau} = \frac{A_{te} \cdot \frac{1}{R_{\lambda_{pl}}} \cdot (T_{pl} - T_{te})}{C_{te}} \quad (4.8)$$

gdzie: C_{ipl} – całkowita pojemność cieplna materiału płaszczka i izolacji:

$$C_{ipl} = m_{Inconel} \cdot c_{Inconel} + m_{MgO} \cdot c_{MgO} \quad (4.9)$$

C_{te} – całkowita pojemność cieplna materiału termoelektrod:

$$C_{te} = m_{NiCr} \cdot c_{NiCr} + m_{Ni} \cdot c_{Ni} \quad (4.10)$$

Wyznaczając z równania 4.8 średnią temperaturę materiału izolacyjnego i płaszczka otrzymano:

$$T_{pl} = \frac{C_{te} \cdot \frac{dT_{te}}{d\tau}}{A_{te} \cdot \frac{1}{R_{\lambda_{pl}}}} + T_{te} \quad (4.11)$$

Następnie obustronnie zróżniczkowano równanie (4.11) i otrzymano następującą zależność:

$$\frac{dT_{pl}}{d\tau} = \frac{C_{te}}{A_{te} \cdot \frac{1}{R_{\lambda_{pl}}}} \cdot \frac{d^2T_{te}}{d\tau^2} + \frac{dT_{te}}{d\tau} \quad (4.12)$$

Podstawiając wyrażenia (4.11) i (4.12) do równania (4.7) otrzymuje się równanie opisujące dynamikę analizowanego typu termopary²⁷:

$$T_{sp} = -r \cdot \frac{c^2}{2 \cdot c_{psp}} + T_{te} + \left(\frac{C_{pi}}{A_{zp} \cdot \alpha_{wpl}} + \frac{C_{te}}{A_{te} \cdot \frac{1}{R_{\lambda_{pl}}}} \right) \cdot \frac{dT_{te}}{d\tau} + \frac{C_{pi}}{A_{zp} \cdot \alpha_{wpl}} \cdot \frac{C_{te}}{A_{te} \cdot \frac{1}{R_{\lambda_{pl}}}} \cdot \frac{d^2T_{te}}{d\tau^2} \quad (4.13)$$

²⁷ Wartości stałe w równaniu, charakteryzujące strukturę konstrukcyjną analizowanej termopary można wyznaczyć na podstawie wymiarów charakterystycznych płaszczka i termoelektrod, a także gęstości, ciepła właściwego i przewodności cieplnej zastosowanych materiałów. Natomiast w obliczeniach inżynierskich wartość współczynnika wnikania ciepła przyjmuje się jako stałą, zależną tylko od prędkości i temperatury omywających ją spalin.

Z równania (4.13) wynika, że termopara ze spoiną izolowaną od płaszcza stanowi człon inercyjny drugiego rzędu. Wówczas stałą czasową termopary można przedstawić za pomocą poniższego równania:

$$\tau_{cz} = \sqrt{\frac{C_{pi}}{A_{zp} \cdot \alpha_{wpl}} \cdot \frac{C_{te}}{A_{te} \cdot \frac{1}{R_{\lambda pl}}}} \quad (4.14)$$

Biorąc pod uwagę cechy dynamiczne termopary ze spoiną zgrzewaną do płaszcza należy założyć, że spoina mierzy temperaturę końca płaszcza T_k .

Zakładając także, że wymiana ciepła pomiędzy płaszczem i spalinami wylotowymi odbywa się tylko na drodze konwekcji oraz że występuje jednakowa temperatura w każdym punkcie odcinka pomiarowego płaszcza (element dynamiczny o parametrach skupionych), równą temperaturze spoiny co do wartości, można zamodelować tego typu termoparę, jako człon dynamiczny pierwszego rzędu i opisać ją następującym równaniem bilansowym:

$$\frac{dU_k}{d\tau} = A_{zp} \cdot \alpha_{wpl} \cdot \left(T_{sp} + r \cdot \frac{c^2}{2 \cdot c_{psp}} - T_k \right) \quad (4.15)$$

Po przekształceniu otrzymuje się następującą formę równania dynamiki termopary:

$$T_{sp} = \frac{C_p}{A_{zp} \cdot \alpha_{wpl}} \cdot \frac{dT_k}{d\tau} + T_k \quad (4.16)$$

W tym przypadku stałą czasową opisuje zależność:

$$\tau_{cz} = \frac{C_p}{A_{zp} \cdot \alpha_{wpl}} \quad (4.17)$$

gdzie: C_{pt} – pojemność cieplna materiału konstrukcyjnego płaszcza:

$$C_{pt} = m_{Inconel} \cdot c_{Inconel} \quad (4.18)$$

Porównując wyrażenia (4.14) i (4.17) można wywnioskować, że stała czasowa termopary ze spoiną zgrzewaną do płaszcza jest mniejsza od stałej czasowej ze spoiną izolowaną od płaszcza. Wartość tej różnicy wynika ze stosunku sumarycznej wartości pojemności cieplnych termoelektrod i materiału izolacyjnego do odpowiednich powierzchni przejmowania ciepła. Jest to jednak znaczne uproszczenie, gdyż pożądanym byłoby doliczenie termoelektrod do spoiny, co nieznacznie zwiększyłoby wartość stałej czasowej termopary. W rzeczywistości występuje także zwiększenie stałej czasowej termopary w wyniku odprowadzania ciepła ze spoiny pomiarowej przez termoelektrody do materiału izolacyjnego, pamiętając, że do termoelektrod jest jednocześnie doprowadzane ciepło (przez płaszczyz i materiał izolacyjny).

Najmniejszą wartość stałej czasowej termopary można uzyskać stosując konstrukcję płaszczyzową ze spoiną odkrytą. Podczas modelowania procesów nieustalonych spoinę pomiarową traktuje się w tym przypadku jako element dynamiczny o parametrach skupionych. Zakłada się, że spoina ma kształt kuli i cała jej powierzchnia przejmuje ciepło konwekcyjne (tylko) od omywających ją spalin wylotowych²⁸. Wówczas opisuje się jej cechy dynamiczne równaniem bilansowym przedstawionym poniżej:

$$\frac{dU_s}{d\tau} = A_s \cdot \alpha_{ws} \cdot \left(T_{sp} + r \cdot \frac{c^2}{2 \cdot c_{psp}} - T_s \right) \quad (4.19)$$

²⁸ Należy także uwzględnić cieplne konsekwencje dla stałej czasowej przylegających do spoiny elektrod (tak jak dla termopary ze spoiną zgrzewaną do płaszcza).

Po przekształceniu równanie to można zapisać w postaci:

$$T_{sp} = \frac{C_s}{A_s \cdot \alpha_{ws}} \cdot \frac{dT_s}{dt} + T_{sk} \quad (4.20)$$

gdzie: A_s –powierzchnia spoiny pomiarowej, T_{sp} – temperatura spalin wylotowych, T_s – temperatura spoiny pomiarowej, α_{ws} – współczynnik wnikania ciepła ze spalin wylotowych do spoiny pomiarowej.

Stałą czasową termopary opisuje formuła:

$$\tau_{cz} = \frac{C_s}{A_s \cdot \alpha_{ws}} \quad (4.21)$$

Podczas obliczania pojemności cieplnej spoiny pomiarowej C_s należy uwzględnić, że z przyczyn technologicznych jej średnica jest trochę²⁹ większa od średnicy spawanych termoelektrod:

$$C_s = m_s \cdot c_s \quad (4.22)$$

Znaczną trudnością obliczeniową stanowi wyznaczenie wartości współczynnika wnikania ciepła występujących we wzorach (4.14), (4.17) i (4.21). Jest on funkcją wielu zmiennych: prędkości i charakteru przepływu spalin wylotowych, która z kolei determinuje grubość termicznej warstwy przyściennej, a także własności termofizycznych spalin wylotowych o określonym składzie chemicznym (lepkości, gęstości, ciepła właściwego i przewodności cieplnej) jako funkcji temperatury.

Wartość współczynnika wnikania ciepła oblicza się na podstawie podobieństwa procesów przejmowania (wnikania) ciepła, analizę wymiarową (twierdzenie „ π ” sformułowane w 1924 roku przez Buckinghama) oraz eksperymentów. Najczęściej stosowane w obliczeniach inżynierskich empiryczne formuły obliczeniowe, które pozwalają na wyznaczenie wartości współczynnika przejmowania ciepła przez płaszczyznę lub (tylko) spoinę pomiarową termopary od spalin wylotowych (lub odwrotnie), dla burzliwego charakteru przepływu w kanale. Wówczas przedstawia się tę zależność w następującej postaci:

$$\alpha = Nu \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_{char}} \quad (4.23)$$

gdzie: λ_{sp} – przewodność cieplna spalin wylotowych dla określonej temperatury, d_{char} – charakterystyczny wymiar liniowy, np. średnica spoiny pomiarowej, Nu – liczba Nusselta, charakteryzująca zależność intensywności przejmowania ciepła od pola temperatury w warstwie przyściennej strumienia spalin wylotowych:

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (4.24)$$

gdzie: $Re = \frac{d \cdot c \cdot \rho_{sp}}{\eta_{sp}}$ – liczba Reynoldsa, $Pr = \frac{\eta_{sp} \cdot c_{psp}}{\lambda_{sp}}$ – Liczba Prandtla, c – prędkość przepływu spalin wylotowych, ρ_{sp} – gęstość spalin wylotowych, η_{sp} – lepkość dynamiczna spalin wylotowych.

Postać wzoru na liczbę Nusselta musi być określona na drodze badań empirycznych przeprowadzonych dla konkretnego przypadku przepływu burzliwego. Przykładowo, liczbę Nusselta dla opływu kulistej spoiny pomiarowej termopary można wyznaczyć z formuły opracowanej przez Ranz–Marshalla [Furmański i Domański, 2004]:

$$Nu = 2 + 0,6 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad (4.25)$$

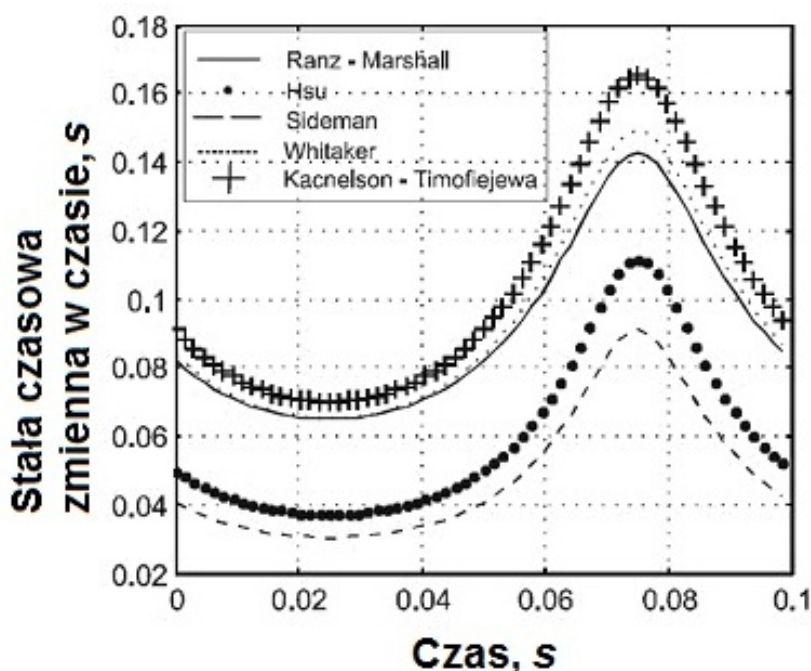
²⁹ Zwykle przyjmuje się do obliczeń wartość średnicy spoiny pomiarowej w zakresie od 1,25 do 1,75 średnicy termoelektrod.

Zatem metodyka określania współczynnika wnikania ciepła ogranicza się przede wszystkim do obliczenia wartości liczb Reynoldsa i Prandtla, następnie wyznaczenia wartości liczby Nusselta z równania kryterialnego (4.25) i na tej podstawie obliczenia wartości α z odpowiednio przekształconej funkcji określającej wartość liczby Nu (4.23).

Należy zwrócić uwagę, że wartość współczynnika wnikania ciepła, a co za tym idzie, stałej czasowej w znaczącym stopniu zależy od wyboru metody wyznaczania liczby Nusselta [Jamróz i Nabielec, 2007]. Zastosowano w obliczeniach zależność zaproponowaną przez Ranz–Marshalla – tab. 4.12 jednak jak wynika z danych na rys. 4.10 w dla postaci liczby Nu zaproponowanej przez różnych autorów wartości wyznaczonych stałych czasowych mogą znacznie odbiegać od siebie.

Tab. 4.2. Modele liczby Nusselta dla opływu kuli [Jamróz i Nabielec, 2007]

Autor równania	Przedział stosowalności	Postać liczby Nu
Ranz – Marshall	$Re \leq 2 \cdot 10^5$	$2+0.6 \cdot Re^{0.5} \cdot Pr^{0.33}$
Hsu	$Re \leq 2 \cdot 10^5$	$0.921 \cdot (Re \cdot Pr)^{0.5}$
Sideman	$Re \leq 2 \cdot 10^5$	$1.13 \cdot (Re \cdot Pr)^{0.5}$
Whitaker	$Re \leq 8 \cdot 10^4$	$2+(0.4 \cdot Re^{0.5} + 0.06 \cdot Re^{0.67}) \cdot Pr^{0.4}$
Kacnelson i Timofiejewa	$1 \leq Re \leq 3 \cdot 10^5$	$2+0,03 \cdot Re^{0.54} \cdot Pr^{0.33} + 0,35 \cdot Re^{0.58} \cdot Pr^{0.356}$



Rys. 4.10. Przykładowy przebieg stałej czasowej dla różnych modeli liczby Nusselta dla opływu kuli jako funkcji czasu pomiaru (zmienna w czasie prędkość chwilowa gazu) [Jamróz i Nabielec, 2007]

W przypadku obliczeń stałej czasowej na podstawie modelu matematycznego dynamiki wymiany ciepła między spoiną pomiarową a omywającymi ją spalinami wylotowymi rozpatrywano dodatkowo przejście od jednego stanu ustalonego do drugiego. Założono zatem, że procesy ciepło-przepływowe w kanale wylotu spalin silnika o ZS są wolnozmiennymi procesami przejściowymi. Obliczenia wykonano dla uśrednionych wartości parametrów stanu procesu w czasie dłuższym, niż czas trwania jednego cyklu pracy silnika okrętowego.

Wyniki obliczeń procesu wymiany ciepła pomiędzy spoiną pomiarową termopary a omywającym ją gazem, dla wybranych zmiennych wraz z wnioskami, przedstawiono w załączniku 1 do niniejszej rozprawy.

W celu określenia wartości stałej czasowej dla rozpatrywanych typów termopar przyjęto następujące dane wejściowe:

- płyn omywający termoparę – spaliny stechiometryczne o składzie chemicznym: 13% CO₂, 11% H₂O, 76% N₂, dla ciśnienia $p=101,3$ kPa lub powietrze atmosferyczne o tym samym ciśnieniu – dane z tablic termodynamicznych [Pudlik, 2011];
- prędkość spalin wylotowych (powietrza) c , m/s – stała (uśredniona);
- temperatura spalin wylotowych t , °C - stała lub zmienna w zależności od obliczeń;
- dane zastosowanych w obliczeniach termopar, takie jak średnice płaszcza i termoelektrod oraz skład materiału płaszcza, osłony i drutów przedstawione zostały w tabeli 4.1 (paragraf 4.3.1).

Producenci termopar zalecają trzy sposoby ich montażu w kanale z gazem, którego temperatura ma być rejestrowana [www.acse.pl]. Spośród przedstawionych na rysunku 2.12 metod montażu w obliczeniach procesu wymiany ciepła pomiędzy spoiną pomiarową a omywającym ją gazem zastosowaną tę pierwszą ("1" na rys. 2.12) [Wiśniewski, 1983]. Termopara jest wówczas usytuowana w kanale przepływowym w taki sposób, aby jej oś była prostopadła do kierunku omywającego ją gazu. W załączniku 1 do niniejszej rozprawy przedstawiono przykład obliczeniowy wyznaczania stałej czasowej dla termopary ze spoiną zgrzewaną do płaszcza o średnicy zewnętrznej 0,5mm („A” w tabeli 4.1) dla opływu przez spaliny. Pozostałe obliczenia wykonano analogicznie.

Wyznaczone stałe czasowe termopary są wynikiem rozważań teoretycznych. Na tym etapie wyeliminowano z dalszych rozważań termoparę ze spoiną izolowaną od płaszcza ze względu na jej niezadowalające cechy dynamiczne dla pomiarów szybkozmiennnej temperatury spalin wylotowych – poz. 5 i 6 w tabeli 4.3. Chcąc rozszerzyć analizę tego zagadnienia, wyznaczono stałe czasowe zróżnicowanych konstrukcyjnie termopar drogą empiryczną. Następnie porównano wartości określone tymi dwoma metodami oraz oceniono je pod względem specyfiki badań diagnostycznych silnika.

4.3.3. Wyznaczanie stałej czasowej termopar metodą empiryczną

Po wstępnej eliminacji termopary ze spoiną izolowaną od płaszcza, na drodze obliczeń termodynamicznych procesu wymiany ciepła między spoiną a omywającym ją gazem, przystąpiono do empirycznego wyznaczenia wartości stałych czasowych τ' dla pozostałych termopar.

Konieczne było odpowiednie przystosowanie wykorzystywanych stanowisk laboratoryjnych do pomiarów temperatur szybkozmiennych za pomocą termopar (patrz str. 73) poprzez zapewnienie porównywalnych warunków cieplno-przepływowych jak dla układu spalin wylotowych silnika o ZS – zbliżony zakres temperatur.

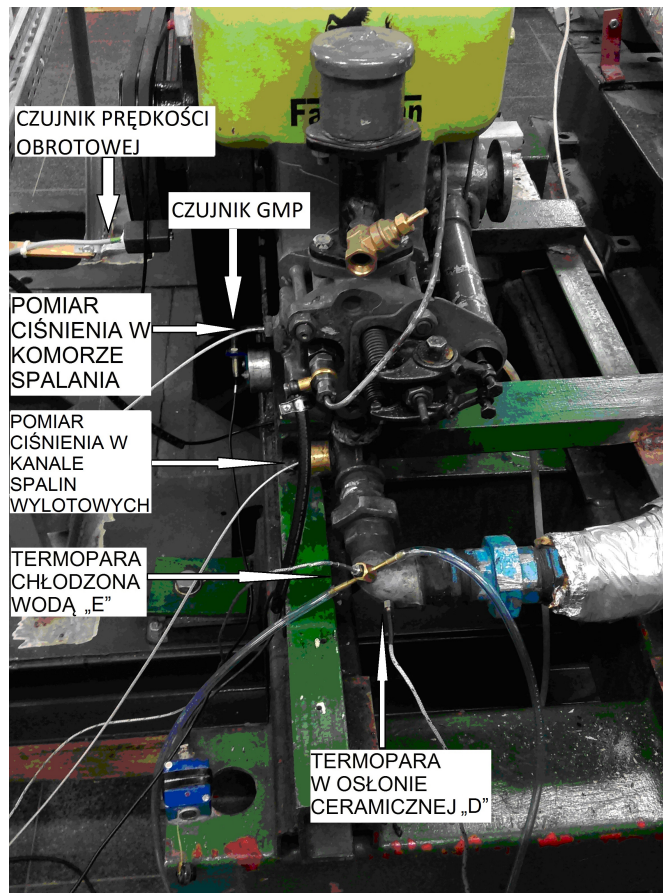
Poniżej przedstawiono wyniki badań silnikowych mających na celu wyznaczenie wartości stałych czasowych τ' . Opis stanowiska laboratoryjnego do badania własności dynamicznych termopar i wyniki badań przeprowadzonych na nim przedstawiono w załączniku 2. Stanowisko tłokowej sprężarki badawczej oraz wyniki przeprowadzonych na nim badań opisano natomiast w załączniku 3. Wartości stałych czasowych τ' uzyskane podczas tych badań zestawiono z pozostałymi w tabeli 4.3.

Wyznaczanie stałej czasowej na podstawie wyników badań silnikowych

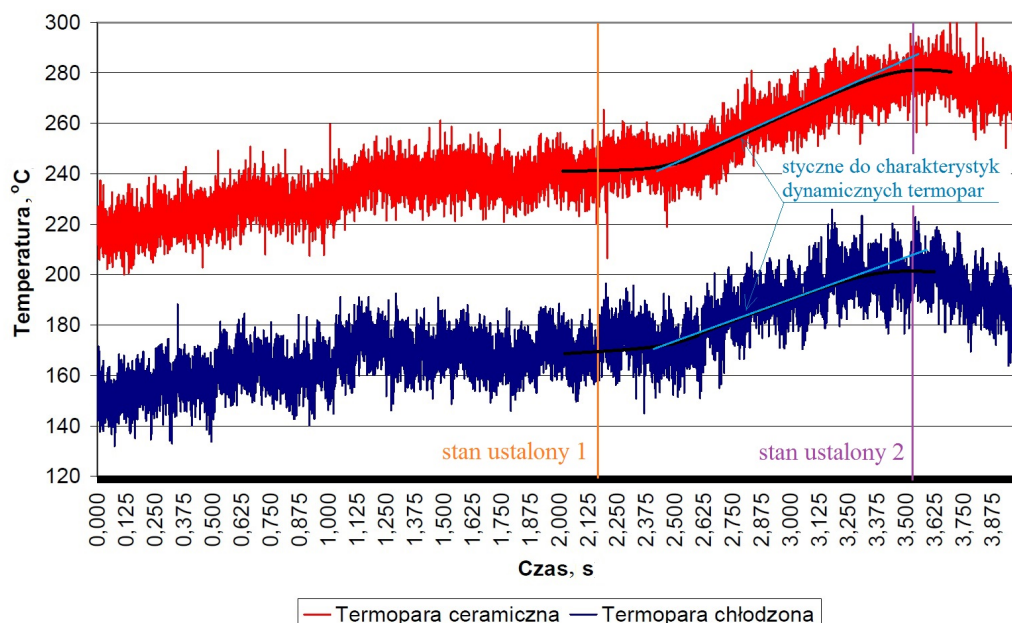
Wyznaczanie stałej czasowej na podstawie wyników badań eksperymentalnych dla procesu wolnozmiennego (przejściowego)

Po przeprowadzeniu badań empirycznych na stanowiskach laboratoryjnych opisanych w załącznikach 2 i 3 niniejszej rozprawy, dla termopar „A” i „D”, które potwierdziły zadowalającą przydatność termopary „D” do dalszych testów silnikowych, przeprowadzono jej weryfikację na stanowisku laboratoryjnym silnika badawczego o ZS Farymann Diesel typu D10, scharakteryzowanego w podrozdziale 3.1. Eksperymentalnie wyznaczono stałe czasowe termopar w celu weryfikacji ich cech dynamicznych, dla dwóch różnych rozwiązań konstrukcyjnych – termopary „D” (w osłonie ceramicznej) i termopary „E” (chłodzonej wodą) – tab. 4.1. Zamontowano je w kanale spalin wylotowych silnika (w tym samym elemencie konstrukcyjnym) – rysunek 4.11. W wyniku przeprowadzonych badań wyznaczono przebiegi temperatury spalin wylotowych jako funkcji czasu podczas przejścia z jednego stanu ustalonego silnika do drugiego, dla obu termopar – rys. 4.12, następnie na ich podstawie wyznaczono stałe czasowe.

Na rysunku 4.12 widoczny jest wzrost temperatury spalin w kanale wylotowym o około 50°C w czasie kilku sekund, jest to zatem proces wolnozmienny w obrębie więcej niż jednego cyklu roboczego silnika (14 cykli). Wyznaczono stałe czasowe obu termopar poprzez określenie czasu wartości połowicznej $\tau_{0,5}$, po którym temperatura czujnika (równa temperaturze ośrodka w stanie ustalonym 1) osiągnie połowę wartości przyrostu temperatury ośrodka do stanu ustalonego 2 – poz. 10 i 11 w tab. 4.3.



Rys. 4.11. Widok stanowiska laboratoryjnego z zaznaczonymi miejscami pomiaru rejestrowanych podczas badań realizowanych na potrzeby wyznaczania stałej czasowej termopar

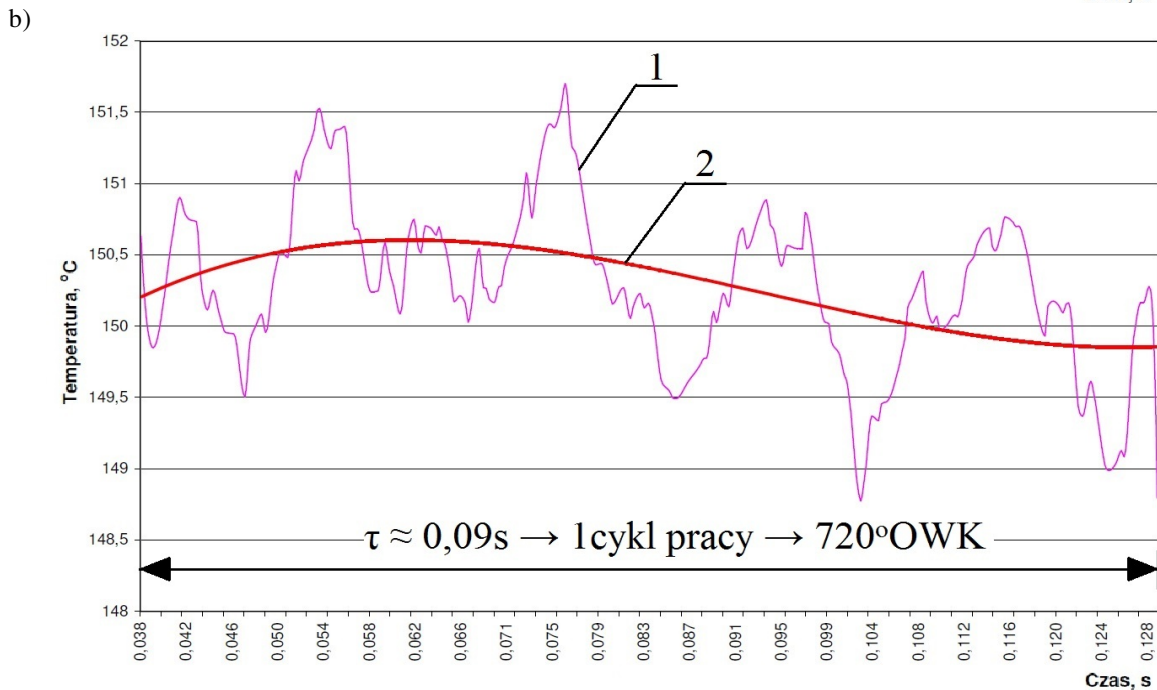
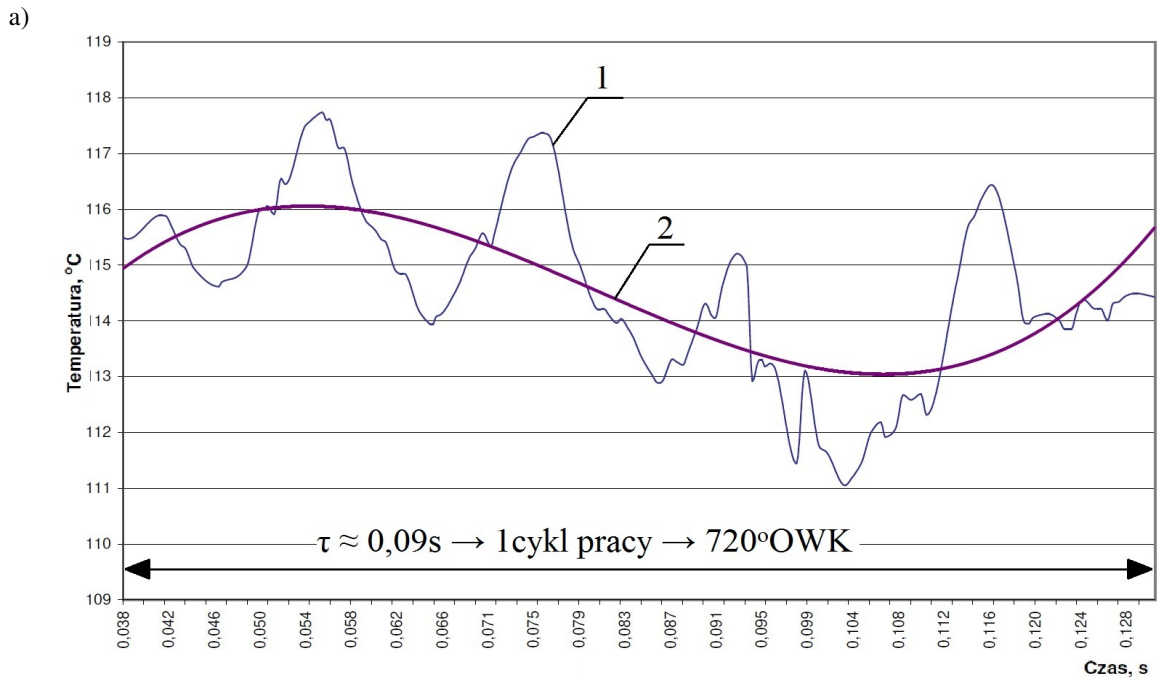


Rys. 4.12. Przebiegi zmienności temperatur spalin wylotowych rejestrowane dwoma różnymi termoparami – „D” i „E”, na podstawie których wyznaczono stałe czasowe podczas przejścia z jednego stanu ustalonego do drugiego

Wyznaczanie stałej czasowej na podstawie wyników badań eksperymentalnych dla procesu szybkozmiennego

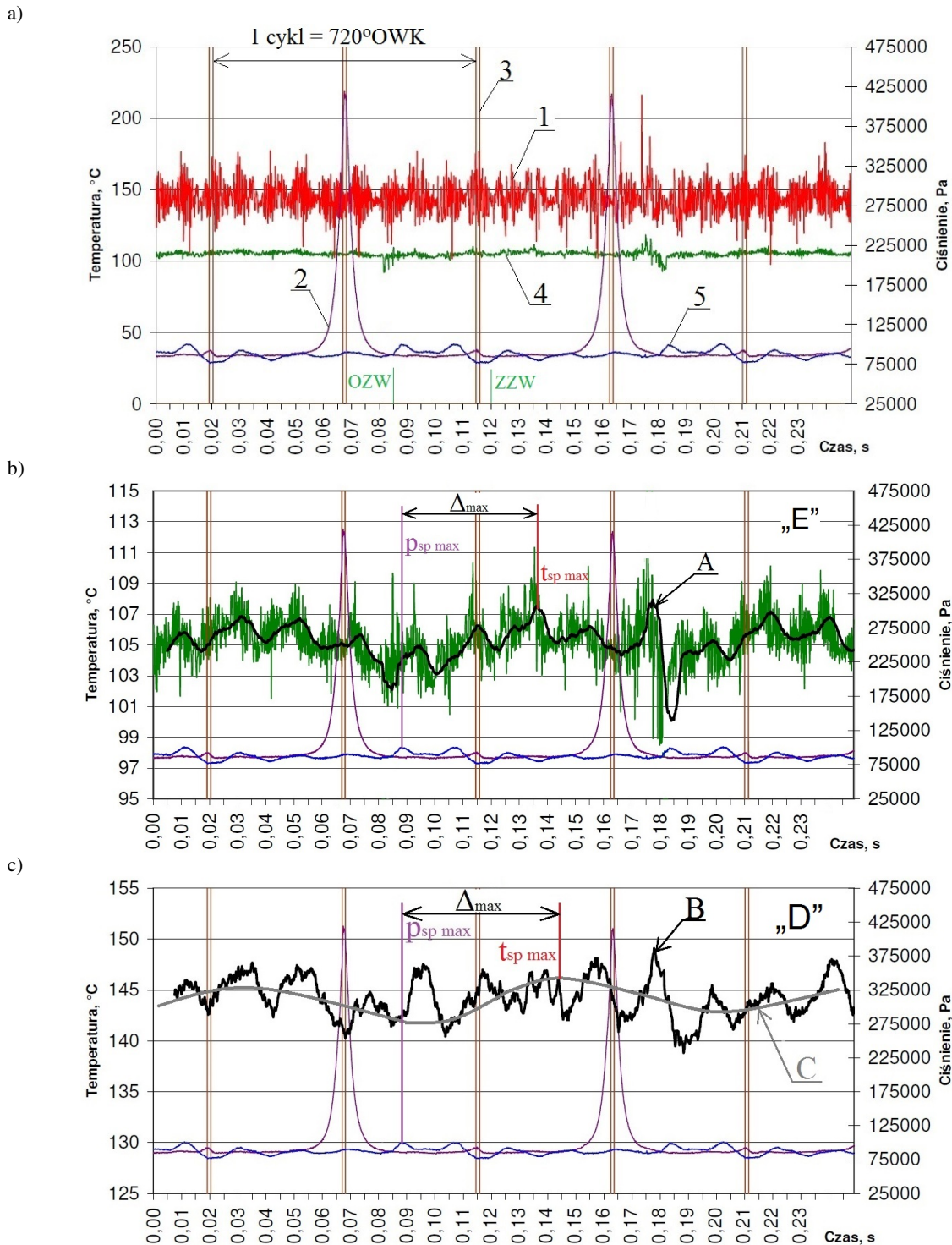
Drugim sposobem wyznaczania stałej czasowej termopary jest określenie jej wartości dla warunków chwilowych, to znaczy dla jednego impulsu temperatury. Na rysunku 4.13 a i b przedstawiono przebiegi szybkozmiennych temperatur spalin wylotowych w czasie krótszym, niż czas trwania jednego cyklu pracy silnika okrętowego, dla dwóch rozpatrywanych rozwiązań konstrukcyjnych termopar. Zastosowano następujące termopary: w osłonie ceramicznej – „D” zgodnie w tab. 4.1: przebieg z niej uzyskany przedstawiono na rysunku 4.13b oraz ze spoiną zgrzewaną do płaszcza i chłodzoną wodą „E” – tab. 4.1: przebieg zmienności temperatury na rys. 4.13a. Uzyskane przebiegi nie są pozbawione zakłóceń, stąd ich sinusoidalny, ale zniekształcony charakter, co wynika m.in. z niestacjonarności procesów ciepłno-przepływowych zachodzących w kanale spalin wylotowych. Na podstawie przebiegu temperatury spalin wylotowych uśrednionego w obrębie jednego cyklu pracy silnika badawczego o ZS Farymann Diesel typu D10 wyznaczono stałe czasowe dla obu termopar. Podobnie, jak w poprzednich przypadkach do zbocza narastającego sygnału temperatury poprowadzono styczną i określono wartość stałej czasowej termopary dla warunków chwilowych.

Na rys. 4.14 i 4.15 przedstawiono reprezentatywne przebiegi parametrów rejestrowanych podczas badań mających na celu wyznaczenie wartości stałych czasowych obu testowanych termopar: w osłonie ceramicznej – „D”, oraz chłodzonej wodą – „E”. Widoczne jest przesunięcie fazowe sygnału temperatury szybkozmiennych względem sygnału ciśnienia rejestrowanego w kanale wylotu spalin, co świadczy m.in. o inercyjności termopary. W przypadku badania silnika nieobciążonego ($t_{sp\dot{s}r} \approx 140^{\circ}\text{C}$) widoczne jest przesunięcie maksymalnej wartości temperatury spalin wylotowych $t_{sp\dot{s}r\max}$ względem maksymalnej wartości ciśnienia spalin w kanale wylotowym $p_{sp\dot{s}r\max}$ o około 0,0475 s (360°OWK) dla termopary „E” – rys. 4.14b oraz o około 0,0575 s (436°OWK) dla termopary „D” – rys. 4.14c. Dla silnika był obciążonego ($P=38,2\%P_{\text{NOM}}$, $t_{sr} \approx 340^{\circ}\text{C}$), przesunięcie $t_{sp\dot{s}r\max}$ względem $p_{sp\dot{s}r\max}$ wyniosło około 0,04 s (303°OWK) dla termopary „E” – rys. 4.15b oraz o około 0,04 s (303°OWK) dla termopary „D” – rys. 4.15c.



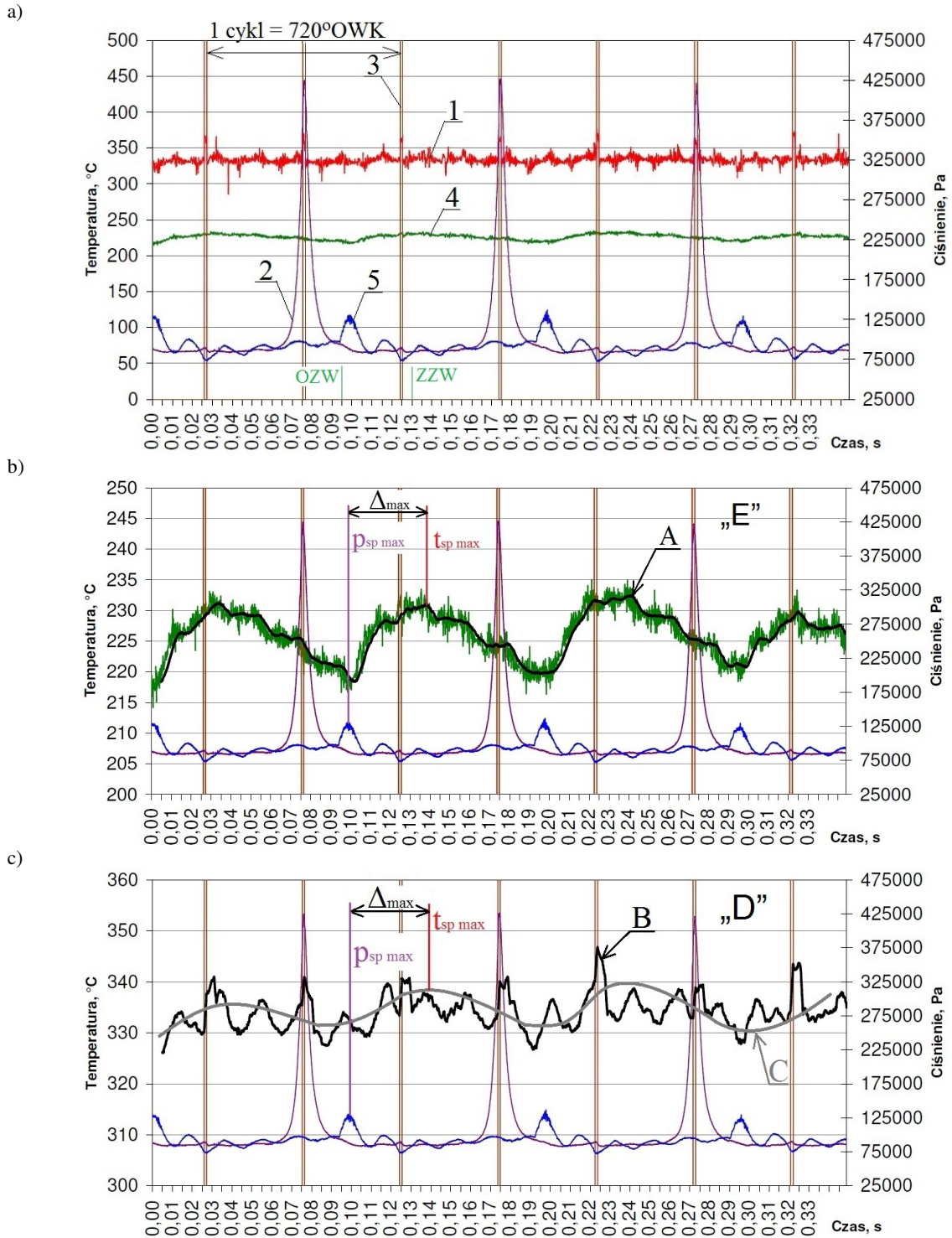
Rys. 4.13. Przebiegi temperatury spalin wylotowych rejestrowane dwoma termoparami – „D” i „E”, na podstawie których wyznaczono stałe czasowe dla warunków chwilowych: a) temperatura rejestrowana termoparą chłodzoną wodą „E”, b) temperatura rejestrowana termoparą w osłonie ceramicznej „D”; 1 – zarejestrowany sygnał temperatury, obciążony zakłóceniami, 2 – uśredniony sygnał temperatury spalin wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika 4-suwowego³⁰

³⁰ Warunki badania: częstotliwość próbkowania 8333,33 Hz, $n=1260 \text{ min}^{-1}$, praca silnika na biegu jałowym



Rys. 4.14. Przebiegi czasowe parametrów kontrolnych zarejestrowane podczas badania silnika Farymann Diesel typu D10 na biegu jałowym³¹: a) przebiegi bez obróbki matematycznej, b) przebieg temperatury uzyskany z termopary „E” po usunięciu zakłóceń na drodze aproksymacji, w przybliżonej skali temperatur, c) przebieg temperatury uzyskany z termopary „D” po usunięciu zakłóceń na drodze aproksymacji, w przybliżonej skali temperatur; 1 - temperatura rejestrowana termoparą w osłonie ceramicznej („D”), 2- ciśnienie wewnątrzcyldrowe, 3 - sygnał GMP, 4- temperatura rejestrowana termoparą chłodzoną („E”), 5 - ciśnienie w kanale spalin wylotowych, A - sygnał uzyskany z termopary „D” po aproksymacji, B - sygnał uzyskany z termopary „E” po aproksymacji, C - wartość uśredniona przebiegu B, OZW - chwila otwarcia zaworu wylotowego spalin, ZZW - chwila zamknięcia zaworu wylotowego spalin, $p_{sp\ max}$ - maksymalna wartość ciśnienia spalin wylotowych w wybranym cyklu, $t_{sp\ max}$ - maksymalna wartość temperatury spalin wylotowych w wybranym cyklu, Δ_{max} - przesunięcie maksymalnej wartości temperatury względem maksymalnej wartości ciśnienia spalin wylotowych w tym samym cyklu pracy silnika

³¹ Podczas badania częstotliwość próbkowania wynosiła 8333Hz, $n=1260\ min^{-1}$, $t_{sr}=140^{\circ}C$, praca na biegu jałowym.



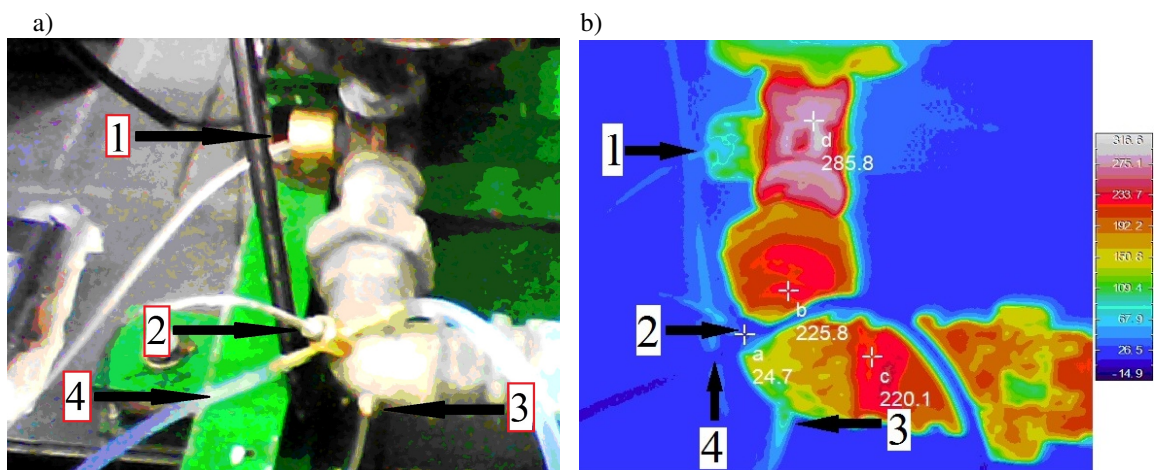
Rys. 4.15. Przebiegi czasowe parametrów kontrolnych zarejestrowane podczas badania silnika Farymann Diesel typu D10 z obciążeniem³² a) przebiegi bez obróbki matematycznej, b) przebieg temperatury uzyskany z termopary „E” po usunięciu zakłóceń na drodze aproksymacji, w przybliżonej skali temperatur, c) przebieg temperatury uzyskany z termopary „D” po usunięciu zakłóceń na drodze aproksymacji, w przybliżonej skali temperatur; 1 - temperatura rejestrowana termoparą w osłonie ceramicznej („D”), 2- ciśnienie wewnątrzcyldrowe, 3 - sygnał GMP, 4- temperatura rejestrowana termoparą chłodzoną („E”), 5 - ciśnienie w kanale spalin wylotowych, A - sygnał uzyskany z termopary „D” po aproksymacji, B - sygnał uzyskany z termopary „E” po aproksymacji, C - wartość uśredniona przebiegu B, OZW - chwila otwarcia zaworu wylotowego spalin, ZZW - chwila zamknięcia zaworu wylotowego spalin, $p_{sp\ max}$ - maksymalna wartość ciśnienia spalin wylotowych w wybranym cyklu, $t_{sp\ max}$ - maksymalna wartość temperatury spalin wylotowych w wybranym cyklu, Δ_{max} - przesunięcie maksymalnej wartości temperatury względem maksymalnej wartości ciśnienia spalin wylotowych w tym samym cyklu pracy silnika

³² Podczas badania częstotliwość próbkowania wynosiła 8333Hz, $n=1260\ min^{-1}$, $t_{sr}=340^{\circ}C$, $P=38,2\% P_{NOM}$

Analiza uzyskanych wyników pomiarów uwidacznia istotną różnicę wskazań termopar w osłonie ceramicznej i chłodzonej wodą. W przypadku badania silnika dla warunków biegu jałowego różnica wskazań wynosiła około 40K (rys. 4.14a), natomiast podczas jego pracy z obciążeniem z obciążeniem około 110K (rys. 4.15a). Zatem można wnioskować, że wzrost obciążenia silnika skutkuje wzrostem różnicy wskazań testowanych termopar. Zauważalne jest zmniejszenie wpływu zakłóceń na rejestrowany sygnał temperatury spalin wylotowych podczas pracy silnika z obciążeniem w stosunku do biegu jałowego. Jest to szczególnie widoczne dla termopary chłodzonej wodą („E”). Dla przebiegu już po aproksymacji (częściowego usunięcia zakłóceń sygnału) poszczególne impulsy temperatury spalin wylotowych są wyraźniejsze podczas badania silnika obciążonego. Przebieg A na rysunku 4.15b oraz przebieg C na rysunku 4.15c uwidaczniają wyraźniejsze impulsy t_{sp} niż przebieg A na rys. 4.14b i przebieg C na 4.14c. Widoczne jest także, że sygnał uzyskany z termopary „E”, poddany aproksymacji – przebiegi A na rysunkach 4.14b i 4.15b, odznacza się jednoznacznymi impulsami temperatury spalin wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika, czego tak dokładnie nie można zaobserwować dla termopary „D” wg tab. 4.1 – przebiegi B na rysunkach 4.14c i 4.15c.

Obserwacja spoin pomiarowych obu termopar po ich demontażu z kanału wylotowego bezpośrednio po zakończeniu badań pilotażowych okazała się bardzo interesująca. Termopara chłodzona wodą pokrywa się relatywnie grubszą warstwą sadzy, niż termopara niechłodzona. Wynika to z niecałkowitego spalania paliwa, a także z obniżonej temperatury płaszcza termopary chłodzonego wodą, co sprzyja powstawaniu osadów na jego powierzchni, wskutek zjawiska termodyfuzji [Wójcicki, 1969; Pudlik, 2011].

Dodatkowo, w celu oceny skuteczności działania układu chłodzenia wodnego termopary, rejestrowano termogramy powierzchni roboczych silnika oraz kanału spalin wylotowych jednocześnie z pozostałymi wskaźnikami pracy silnika badawczego. Na rys. 4.16 przedstawiono termogram powierzchni kanału otaczających obie termopary zamontowane w nim.



Rys. 4.16. Obraz rzeczywisty (rysunek a) oraz termogram (rysunek b) odcinka pomiarowego kanału spalin wylotowych silnika Farymann Diesel typu D10 z zamontowanymi termoparami: 1- czujnik ciśnienia wewnątrzcyldrowego Optrand, 2 - termopara chłodzona wodą („E”), 3 - termopara w osłonie ceramicznej („D”), 4 - przewód elastyczny doprowadzający wodę chłodzącą do termopary

Przeprowadzona analiza uzyskanych termogramów oraz zarejestrowanych temperatur z obu termopar pozwala stwierdzić, że zastosowana metoda chłodzenia końcowego odcinka termopary wodą pozwala na skuteczne obniżenie temperatury płaszcza termopary oraz jej izolacji. Temperatura zewnętrznej powierzchni kanału spalin wylotowych bezpośrednio na wyjściu z silnika wynosiła 285,8 °C – rys. 4.16. Natomiast odcinek kanału spalinowego, w którym zamontowane były obie termopary użyte w czasie badania (około 20 cm od gniazda

zaworu wylotowego spalin) miał temperaturę około 220 °C. Wystający na zewnątrz, poza kanał, element termopary w osłonie ceramicznej – „D”, miał w czasie badania temperaturę około 120 °C, natomiast analogiczny element termopary chłodzonej w płaszczu wodnym – „E” – około 25 °C, pomimo temperatury materiału kanału, w którym go zamontowano wyższej o około 200 °C – rys. 4.16.

4.3.4. Porównanie wyznaczonych wartości stałej czasowej termopar

W wyniku obliczeń termodynamicznych procesu wymiany ciepła między spoiną pomiarową a omywającym ją gazem dowiedziono, że stała czasowa termopary ze spoiną odkrytą („B”) ma mniejszą wartość od stałej czasowej dla termopary ze spoiną zgrzewaną do płaszcza („A”) – wiersze 1-4 w tabeli 4.3. Jest to prawidłowość zgodna z istniejącą wiedzą [Wiśniewski, 1983; Puzdrowska, 2016]. W przypadku stałej czasowej termopar o najmniejszej średnicy płaszcza i termoelektrod dla warunków chwilowych otrzymano wartość rzędu kilku milisekund, co umożliwia obserwację i analizę procesu ciepło-przepływowego w kanale wylotu spalin, którego parametry rejestrowano. Największe wartości stałych czasowych (rzędu kilkuset milisekund) otrzymano dla obliczeń termodynamicznych termopary ze spoiną izolowaną od płaszcza („C”), co eliminuje jej przydatność do dalszych badań silnikowych – wiersze 5-6 w tabeli 4.3. Obliczenia potwierdziły także, że zastosowanie termopary o mniejszej średnicy zewnętrznej płaszcza d_{pt} znacznie poprawia dynamikę odpowiedzi na zadany sygnał: stałe czasowe rzędu kilku milisekund uzyskano dla termopar o $d_{pt}=0,25$ mm „A” i B oraz około 200 ms dla termopary „C” wg tab. 4.1 – wiersze 2, 4 i 6 w tabeli 4.3.

W przypadku eksperymentu na modelu fizycznym kanału spalinowego do badania własności dynamicznych termopar sprawdzono odpowiedzi termopar „A” i „D” dla przepływu spalin wylotowych powstałych w wyniku spalania propan-butanu. Stałe czasowe dla przepływu szybkozmiennego miały wartości 47 ms dla termopary „A” i 36 ms dla termopary „D” – wiersze 7 i 8 w tabeli 4.3. Porównując wartość obliczoną (67 ms) dla termopary „A” oraz uzyskaną dla tej termopary na podstawie pomiarów na tymże stanowisku (47 ms) należy pamiętać o innym składzie spalin wylotowych oraz różnicy w wartościach c_p i t_{sr} – wiersze 1 i 7 w tabeli 4.3.

Termoparę „D” według tab. 4.1 użyto także podczas badań na stanowisku tłokowej sprężarki powietrza i wówczas uzyskano wartość stałej czasowej τ' równą 19,24 ms – wiersz 9 w tab. 4.3. Porównując wartości τ' dla tego typu termopary – wiersze 8 i 9 w tab. 4.3, należy mieć na uwadze, że spaliny miały 3-krotnie wyższą t_{sr} (ale 4-5 krotnie mniejszą prędkość przepływu) oraz, że skład chemiczny obu gazów różnił się znacznie.

Tab. 4.3. Wartości stałej czasowej τ' wyznaczone metodą obliczeniową i eksperymentalną dla rozpatrywanych rozwiązań konstrukcyjnych termopary oraz dla różnego składu i prędkości przepływu czynnika termodynamicznego

L. p.	Metoda wyznaczania stałej czasowej τ'	Rozwiązanie konstrukcyjne termopary ³³	Parametry wejściowe użyte do wyznaczenia τ'	Wartość stałej czasowej τ' dla przepływu spalin wylotowych	Wartość stałej czasowej τ' dla przepływu powietrza
1	model obliczeniowy	A	$d_{pt}=0,5$ mm, $d_t=90$ μ m, $c=50$ m/s, $t_{sr}=500$ °C, $d_{char}=0,75$ mm ³⁴ proces szybkozmienny spaliny o składzie ³⁵ : 13% CO ₂ , 76% N ₂ , 11% H ₂ O	67,02 ms	75,83 ms

³³ Oznaczenia rodzaju termopary (jej rozwiązania konstrukcyjnego) zgodnie z danymi w tabeli 4.1

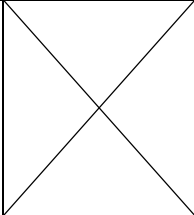
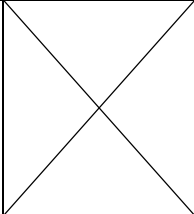
³⁴ d_{char} - wymiar charakterystyczny

³⁵ Skład spalin stechiometrycznych przyjęty z tablic termodynamicznych [Pudlik, 2011]

2	model obliczeniowy	A	$d_{pi}=0,25$ mm, $d_t=25$ μ m, $c=50$ m/s, $t_{sr}=500$ °C, $d_{char}=0,375$ mm proces szybkozmienny spaliny o składzie: 13% CO ₂ , 76% N ₂ , 11% H ₂ O	5,58 ms	6,32 ms
3	model obliczeniowy	B	$d_{pi}=0,5$ mm, $d_t=90$ μ m, $c=50$ m/s, $t_{sr}=500$ °C, $d_{char}=0,135$ mm proces szybkozmienny spaliny o składzie: 13% CO ₂ , 76% N ₂ , 11% H ₂ O	26,09 ms	81,81 ms
4	model obliczeniowy	B	$d_{pi}=0,25$ mm, $d_t=25$ μ m, $c=50$ m/s, $t_{sr}=500$ °C, $d_{char}=0,0375$ mm proces szybkozmienny spaliny o składzie: 13% CO ₂ , 76% N ₂ , 11% H ₂ O	3,03 ms	3,03 ms
5	model obliczeniowy	C	$d_{pi}=0,5$ mm, $d_t=90$ μ m, $c=50$ m/s, $t_{sr}=500$ °C, $d_{char}=0,75$ mm proces szybkozmienny spaliny o składzie: 13% CO ₂ , 76% N ₂ , 11% H ₂ O	987,25 ms	1051,13 ms
6	model obliczeniowy	C	$d_{pi}=0,25$ mm, $d_t=25$ μ m, $c=50$ m/s, $t_{sr}=500$ °C, $d_{char}=0,0375$ mm proces szybkozmienny spaliny o składzie: 13% CO ₂ , 76% N ₂ , 11% H ₂ O	208,55 ms	222,22 ms
7	model fizyczny	A	$d_{pi}=0,5$ mm, $d_t=90$ μ m, $c=1$ m/s, $t_{sr}=325$ °C, $d_{char}=0,75$ mm proces szybkozmienny spaliny o składzie ³⁶ : 11,19% CO ₂ , 72,61% N ₂ , 16,2% H ₂ O	47 ms	
8	model fizyczny	D	$d_{pi}=3$ mm, $d_t=200$ μ m, $c=1$ m/s, $t_{sr}=150$ °C, $d_{char}=0,135$ mm proces szybkozmienny spaliny o składzie: 11,19% CO ₂ , 72,61% N ₂ , 16,2% H ₂ O	36 ms	
9	sprężarka badawcza	D	$d_{pi}=3$ mm, $d_t=200$ μ m, $c=4,5$ m/s, $t_{sr}=54$ °C, $d_{char}=0,135$ mm proces szybkozmienny powietrze o składzie: 78% N ₂ , 21% O ₂ , 0,9% Ar, 0,1% inne gazy		19,24 ms
10	silnik badawczy	D	$d_{pi}=3$ mm, $d_t=200$ μ m, $c=26$ m/s, $t_{sr}=220-275$ °C, $d_{char}=0,135$ mm proces wolnozmienny obciążenie 9,2-23,7%·P _{NOM} $n=1260$ obr/min spaliny o składzie ³⁷ : 21,45% CO ₂ , 71,78% N ₂ , 6,77% H ₂ O	447 ms	
11	silnik badawczy	E	$d_{pi}=0,5$ mm, $d_t=90$ μ m, $c=26$ m/s, $t_{sr}=150-200$ °C, $d_{char}=0,75$ mm proces wolnozmienny obciążenie 9,2-23,7%·P _{NOM} $n=1260$ obr/min spaliny o składzie: 21,45% CO ₂ , 71,78% N ₂ , 6,77% H ₂ O	532 ms	

³⁶ Skład spalin stechiometrycznych (wilgotnych) obliczony na podstawie danych wejściowych wynikających z warunków eksperymentu dla spalania gazu składającego się z 80% propanu C₃H₈ i 20% butanu C₄H₁₀

³⁷ Skład spalin stechiometrycznych obliczony na podstawie składu chemicznego spalonego w silniku laboratoryjnym paliwa oraz zmierzonej w czasie badania wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ .

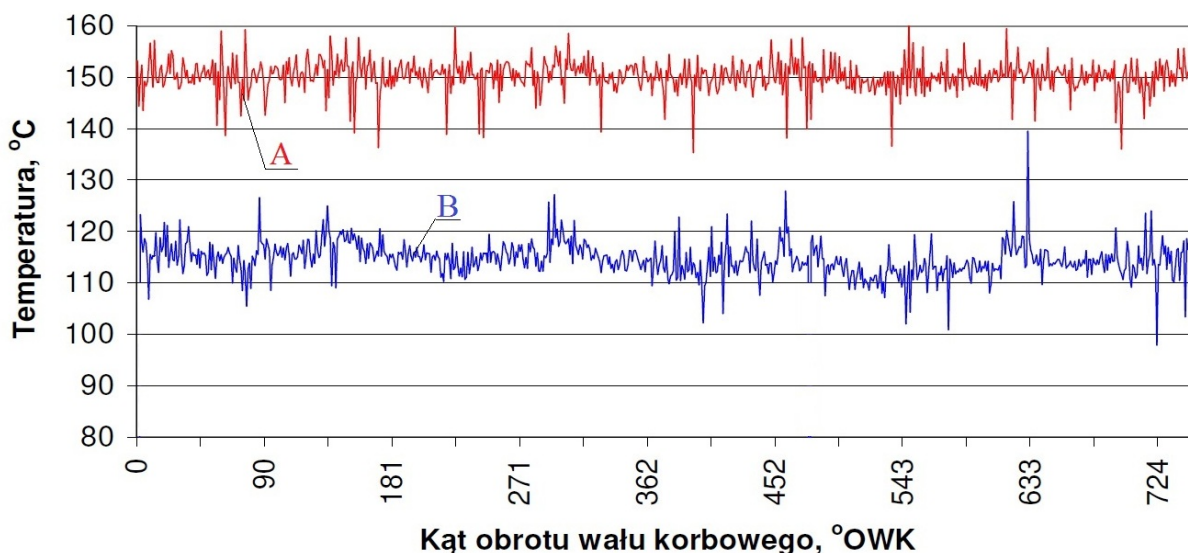
12	silnik badawczy	D	$d_{pi}=3$ mm, $d_t=200$ μ m, $c=26$ m/s, $t_{sr}=150$ °C, $d_{char}=0,135$ mm proces szybkozmienny brak obciążenia $n=1260$ obr/min spaliny o składzie: 21,45% CO ₂ , 71,78% N ₂ , 6,77% H ₂ O	45 ms	
13	silnik badawczy	E	$d_{pi}=0,5$ mm, $d_t=90$ μ m, $c=26$ m/s, $t_{sr}=115$ °C, $d_{char}=0,75$ mm proces szybkozmienny brak obciążenia $n=1260$ obr/min spaliny o składzie: 21,45% CO ₂ , 71,78% N ₂ , 6,77% H ₂ O	65 ms	

Podczas badań mających na celu wyznaczenie wartości stałej czasowej τ' dla spalin wylotowych, realizowanych na silniku laboratoryjnym analizowano dwa procesy: szybkozmienny w obrębie jednego cyklu pracy silnika – wiersze 12 i 13 w tablicy 4.3 i wolnozmienny dla przejścia z jednego stanu ustalonego silnika do drugiego – wiersze 10 i 11 w tab. 4.3. W obu badaniach wyznaczono wartości stałych czasowych dla termopar „D” i „E” – zgodnie z danymi w tab. 4.3. Dla procesu szybkozmiennego (zatem tego, który był analizowany we wcześniejszych obliczeniach i badaniach eksperymentalnych) uzyskano stałe czasowe τ' o wartości 45 ms dla termopary „D” – wiersz 12 w tab. 4.3 oraz 65 ms dla „E” – wiersz 13 w tab. 4.3. Podczas eksperymentu dla procesu wolnozmiennego ustalono, że stała czasowa τ' dla termopary „D” wynosi 447 ms – wiersz 10 w tab. 4.3, a dla „E” to 532 ms – wiersz 11 w tab. 4.3. Zatem są to różnice o rząd wielkości większe niż dla procesu szybkozmiennego. Różnice te wynikają z wolnozmiennego charakteru badanego procesu przepływu spalin wylotowych w kanale.

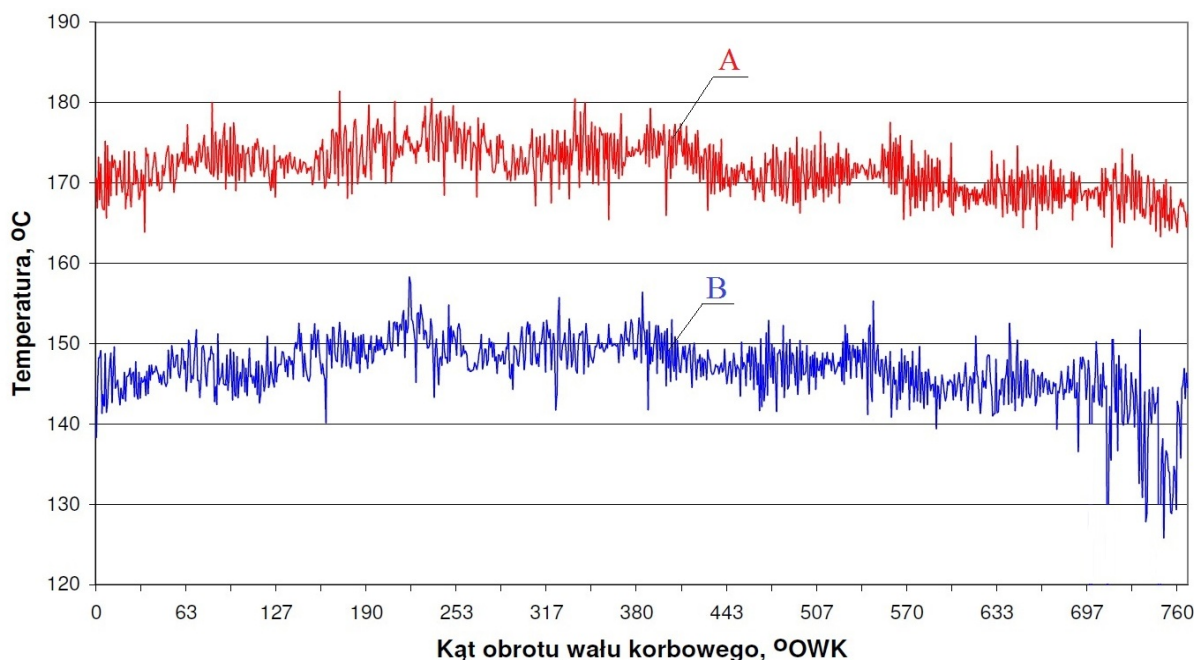
Dodatkowym, niejako równoległym do głównych, celem badań eksperymentalnych pozwalających wyznaczyć wartość stałej czasowej τ' dla różnych rozwiązań konstrukcyjnych termopar było porównanie przebiegów zmienności temperatury uzyskanych dzięki zastosowaniu zarówno termopar o konstrukcji stosowanej powszechnie w diagnostyce, jak i dla rozwiązań innowacyjnych w pomiarach szybkozmienną temperatury spalin wylotowych. Zdecydowano się zatem na ocenę czy zastosowanie termopary w osłonie ceramicznej – „D” oraz chłodzonej wodą – „E”, będzie korzystniejsze od termopar stosowanych tradycyjnie w tego rodzaju pomiarach – rys. 4.17 i 4.18. Analizowane były przede wszystkim dwa czynniki: wpływ zastosowanego rozwiązania na usunięcie lub zminimalizowanie wpływu nagrzewania się termopary na rejestrowany przebieg temperatury spalin wylotowych, a także wpływ zastosowanego materiału ceramicznego oraz chłodzenia wodnego na trwałość termopary w trudnych warunkach realizacji pomiaru – w kanale spalin wylotowych. Na rysunku 4.17 porównano przebiegi szybkozmienną temperatury spalin wylotowych dla termopar „D” i „E” w tych samych warunkach pracy (obciążenia) silnika. Natomiast rysunek 4.18 przedstawia przebiegi temperatury zarejestrowane termoparami „A” i „E”, a zatem dla termopary ze spoiną zgrzewaną do płaszcza, w wersji z chłodzeniem lub bez.

Podstawowym celem wyznaczania wartości stałych czasowych w wyniku obliczeń termodynamicznych procesu wymiany ciepła między spoiną pomiarową a omywającym ją gazem, a także na drodze badań eksperymentalnych, był wybór najodpowiedniejszej termopary do eksperymentu głównego realizowanego w ramach niniejszej rozprawy doktorskiej. Głównymi kryteriami tego wyboru były dynamika oraz wytrzymałość na warunki panujące podczas badań zastosowanej termopary. Zdecydowano się na wybór termopary ze spoiną zgrzewaną do płaszcza, o średnicy $d_{pi}=0,5$ mm, chłodzonej dodatkowo w płaszczu wodnym, „E”. Uznano, że wartość stałej czasowej τ' dla tej termopary jest zadowalająca w

przypadku badania procesów szybkozmiennych w obrębie jednego cyklu pracy tłokowego silnika laboratoryjnego o ZS. Pod względem konstrukcji termopara ta posiada płaszcz wykonany z Inconelu, który jest materiałem bardziej odpornym na warunki panujące w kanale spalin wylotowych (wysokie temperatury, zanieczyszczenie, cykliczne zmiany temperatury, pulsacyjny przepływ spalin z dużą prędkością itp.) niż termopara „D” z odkrytą spoiną i osłoną ceramiczną. Dodatkowo chłodzenie wodą części płaszcza termopary zwiększyło jej odporność na panujące warunki, jak chociażby na nagrzewanie się termopary od kanału, w którym jest zamontowana. Jest to kluczowy warunek wiarygodności pomiaru temperatury spalin silnikowych.



Rys. 4.17. Przebiegi zmienności temperatury spalin wylotowych jako funkcji kąta obrotu wału korbowego, uzyskane z dwóch termopar: A – przebieg z termopary „D”, B - przebieg z termopary „E” (warunki badania: $n=1280 \text{ min}^{-1}$, $t_{sr}=150 \text{ }^{\circ}\text{C}$, praca silnika na biegu jałowym)



Rys. 4.18. Przebiegi zmienności temperatury spalin wylotowych jako funkcji kąta obrotu wału korbowego, uzyskane z dwóch termopar: A – przebieg z termopary „A”, B - przebieg z termopary „E” (warunki badania: $n=1260 \text{ min}^{-1}$, $t_{sr}=170 \text{ }^{\circ}\text{C}$, praca silnika na biegu jałowym)

Drugim celem wyznaczania stałej czasowej termopar była ocena innowacyjnych dla pomiarów szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych silnika zwłaszcza okrętowego, rozwiązań konstrukcyjnych termopar: w osłonie ceramicznej oraz chłodzonej wodą. Porównując przebiegi temperatury spalin wylotowych uzyskane przy zastosowaniu termopar „D” i „E”, dla badań na biegu jałowym silnika – rys. 4.14 i 4.17, poza różnicą we wskazaniach około 30-40 K przebiegi są obarczone podobnymi zakłóceniami, a zastosowanie filtrów czy aproksymacji uzyskanych sygnałów nie przynosi znaczących rezultatów – rys. 4.14 b i c. Analizując wyniki badań realizowanych dla silnika obciążonego ($P=0,382 \cdot P_{\text{NOM}}$, $t_{\text{sr}}=330 \text{ }^{\circ}\text{C}$) wskazują, że stosowanie termopary chłodzonej wodą („E”) jest korzystniejsze z punktu widzenia zakłóceń sygnału – rys. 4.15 b i c. Porównując tę samą termoparę ze spoiną zgrzewaną do płaszcza wykonanego z Inconelu, jednak dla dwóch rozwiązań: bez chłodzenia („A”) i z chłodzeniem („E”) widoczna jest także (jak dla termopar „D” i „E” na rys. 4.14 i 4.15) różnica we wskazaniach obu termopar, rzędu 20-25 K – rys. 4.18. Oba przebiegi przedstawione na rysunku 4.18 obarczone są podobnymi zakłóceniami, jednakże są to przebiegi dla badania przy braku obciążenia silnika. Podczas długotrwałych badań w ramach eksperymentu głównego chłodzenie termopary jest wskazane ze względów wytrzymałościowych – obniżona temperatura płaszcza zwiększa trwałość termopary. Pozytywny wpływ chłodzenia na przebieg temperatury spalin wylotowych dowiedziono dla silnika obciążonego – rys. 4.15 b, gdzie zakłócenia są mniejsze, natomiast impulsy t_{sp} wyraźniejsze. Konkludując ustalono, że najkorzystniejszym rozwiązaniem jest zastosowanie termopary chłodzonej wodą („E”) dla badań silnika obciążonego, gdy tylko jest to możliwe. W sytuacji, gdy nie ma możliwości chłodzenia termopary, korzystniejsze jest zastosowanie termopary bez chłodzenia („A”) od stosowania termopary w osłonie ceramicznej („D”), przede wszystkim ze względu na skrajnie niekorzystne warunki panujące w kanale spalin wylotowych silnika.

Ostatnim, bardzo ważnym celem wyznaczania wartości stałej czasowej termopary τ' było wykorzystanie jej w obliczeniach pozwalających wyznaczyć rzeczywisty przebieg szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych, na drodze odpowiedniej korekty amplitudowo-fazowej zarejestrowanego sygnału. Zdecydowano się na zastosowanie w dalszych obliczeniach i analizach wartości $\tau'=65 \text{ ms}$, uzyskanej podczas badania procesów szybkozmiennych w kanale spalin wylotowych silnika laboratoryjnego o ZS, dla termopary „E” – chłodzonej wodą – wiersz 13 w tabeli 4.3, a zatem dla warunków zbliżonych do tych, które panowały podczas głównego eksperymentu diagnostycznego realizowanego w ramach niniejszej rozprawy doktorskiej.

4.3.5. Metoda określania odpowiedzi termopary

Rozpatrując dynamikę pomiaru szybkozmiennej temperatury gazu, należy uwzględnić inercyjność całego układu transmisji danych przetwornika, toru pomiarowego, karty pomiarowej itd. [Wiśniewski, 1983; Miłek, 2006]. Stosując odpowiednie formuły obliczeniowe można wyznaczyć przesunięcie fazowe ϕ zmian temperatury zarejestrowanej przez termoparę w stosunku do rzeczywistych zmian temperatury spalin wylotowych – rys. 4.19.

Istotnym elementem podczas oceny własności dynamicznych termopary traktowanej jako człon dynamiczny o parametrach skupionych jest określenie odpowiedzi termopary na wymuszenie sinusoidalne temperatury spalin wylotowych – przesunięcie fazowe oraz amplitudę zmian temperatury rejestrowanej przez termoparę w stosunku do wymuszanych, rzeczywistych zmian temperatury spalin wylotowych – rys. 4.19.

Przesunięcie fazowe zmian temperatury rejestrowanej przez termoparę w stosunku do zmian temperatury spalin wylotowych wynosi [Wiśniewski, 1983]:

$$\varphi = -\arctg(\omega \cdot \tau') \quad (4.26)$$

gdzie: τ – czas, t – temperatura rzeczywista, t_a – amplituda zmian temperatury rejestrowanej przez termoparę, t_{asp} – amplituda zmian temperatury spalin wylotowych, t_{0sp} – temperatura początkowa spalin wylotowych, τ' – stała czasowa, ω – częstotliwość pulsacji zmian temperatury.

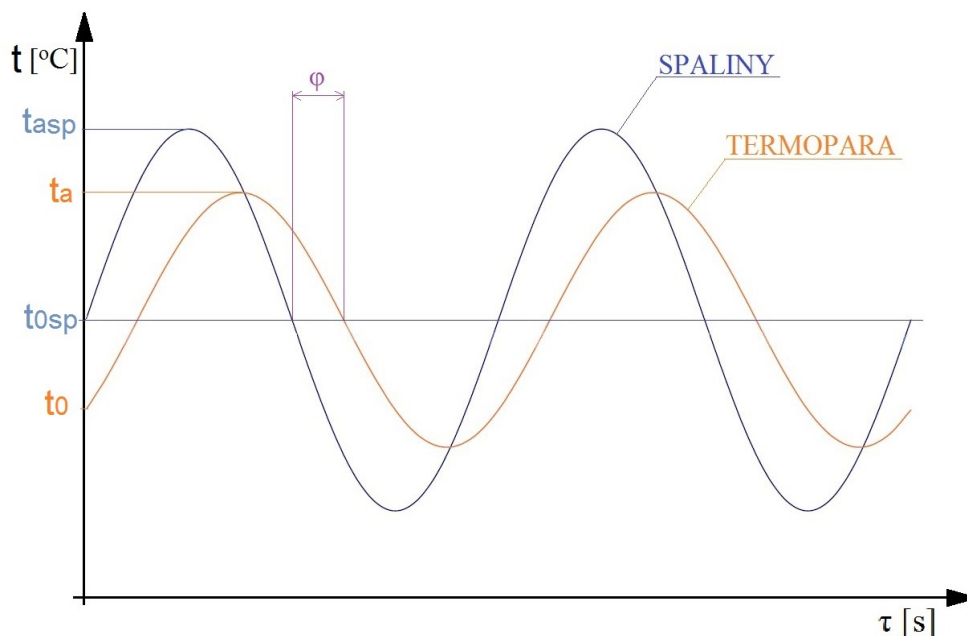
Natomiast amplituda zmian temperatury rejestrowanej przez termoparę wynosi:

$$t_{asp} = t_a \cdot \sqrt{1 + \omega^2 \cdot \tau'^2} \quad (4.27)$$

Zgodnie z powyższym rzeczywista temperatura spalin wylotowych wynosi:

$$t = t_{0sp} + t_a \cdot \sin(\omega \cdot \tau + \varphi) \quad (4.28)$$

Powyższe zależności pozwalają na odtworzenie rzeczywistego przebiegu temperatury spalin wylotowych. Tak przygotowany sygnał jest gotowy do tego, aby na jego podstawie wyznaczyć wybrane miary diagnostyczne, a następnie na przeprowadzenie analizy statystycznej uzyskanych wyników pomiarowych.



Rys. 4.19. Odpowiedź termopary (człon dynamiczny o parametrach skupionych) na wymuszenie sinusoidalne temperatury spalin wylotowych (t_0 – temperatura początkowa rejestrowana przez termoparę, t_a – amplituda zmian temperatury rejestrowanej przez termoparę, t_{asp} – amplituda zmian temperatury spalin wylotowych, t_{0sp} – temperatura początkowa spalin wylotowych (dla $t_{0sp}=\text{const}$ – temperatura średnia), τ – czas, φ – przesunięcie fazowe zmian temperatury rejestrowanej przez termoparę w stosunku do zmian temperatury spalin wylotowych)

4.4. Plan eksperymentu czynnego i jego przebieg

W prowadzonych badaniach eksperymentalnych celem było ustalenie informacyjności diagnostycznej parametru, jakim jest szybkozmienna temperatura spalin wylotowych, w warunkach wprowadzonych zmian parametrów struktury konstrukcyjnej silnika o ZS. W związku z tym zdecydowano o zastosowaniu planu statycznego randomizowanego kompletnego. Pomiary zrealizowano dla dwóch etapów, zgodnie z modelami przedstawionymi w punkcie 2.2 niniejszej pracy.

W pierwszym etapie badań statystycznych dokonano oceny istotności wpływu obciążenia silnika na wybrane miary diagnostyczne uzyskane z odtworzonego, rzeczywistego przebiegu szybkozmienną temperatury spalin wylotowych - wszystkie w zakresie jednego cyklu pracy

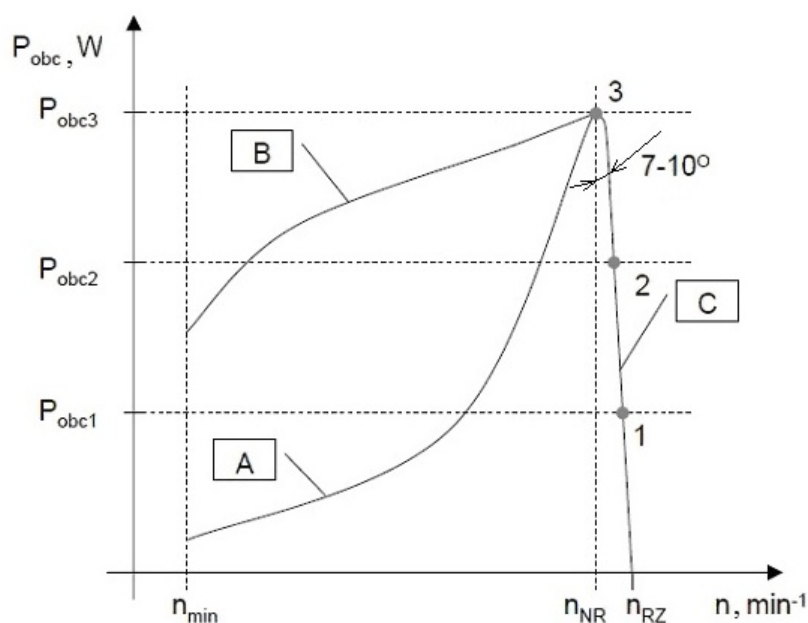
silnika. Parametry struktury silnika pozostały niezmiennione, natomiast zmienną wejściową było obciążenie silnika P_{obc} wyznaczone z pomiaru napięcia i natężenia prądu twornika prądnicy, U oraz I . Eksperyment przeprowadzono zgodnie z planem przedstawionym w tab. 4.4, dla stałej prędkości obrotowej wału korbowego $n=1444 \text{ min}^{-1}$. Natężenie oraz napięcie prądu na zaciskach prądnicy zmieniały się w zakresie 20-25% w stosunku do wartości nominalnej według charakterystyki regulatorowej wyznaczonej dla realizowanego programu badań. Ze względów konstrukcyjnych i regulacyjnych nie było możliwe uzyskanie równocześnie 25% zmian od wartości nominalnej dla wszystkich 3 parametrów pracy (P , I , U). Niewielkie odchylenia od tych wartości w przypadku obciążenia silnika nie wpływają istotnie na analizowane parametry diagnostyczne, ponieważ silnik pracował na niewielkim zakresie obciążeń. Badanie realizowano dla trzech punktów pracy silnika, zgodnie z charakterystyką regulatorową – rys. 4.20.

Tab. 4.4. Plan badań eksperymentalnych silnika mających na celu określenie istotności wpływu jego obciążenia P_{obc} na wybrane miary diagnostyczne

Parametr Obciążenie	Punkty charakterystyki regulatorowej wg realizowanego planu badań			
	P_{obc}, W	I, A	U, V	Liczba powtórzeń
1 – P_{obc1}	432	5,1	72	6
2 – P_{obc2}	768	6,8	96	6
3 – P_{obc3}	1200	8,5	120	6

W stanach pracy ustalonej tłokowego silnika okrętowego rozróżnia się trzy charakterystyki jego pracy – rys. 4.20. Pierwsza to charakterystyka śrubowa (A), odzwierciedlająca pracę silnika głównego statku napędzającego śrubę o ustalonym skoku. Zmiana obciążenia silnika realizowana jest według zależności mocy zapotrzebowanej od prędkości obrotowej wału korbowego reprezentowaną parabolą trzeciego stopnia:

$$P_{obc} = P_{nom} \cdot \left(\frac{n}{n_{nom}} \right)^3 \quad (4.29)$$



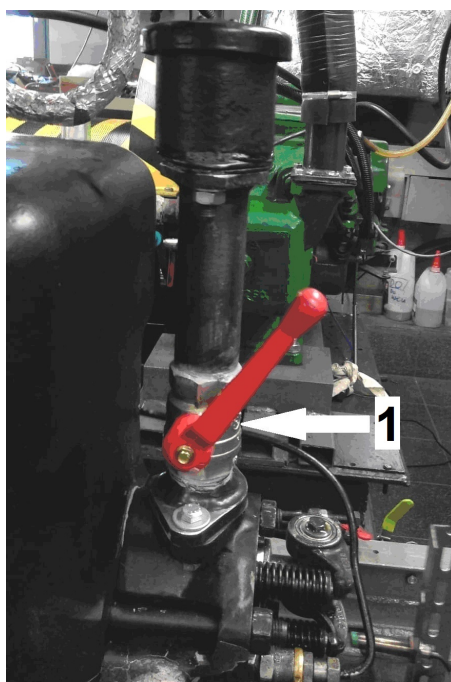
Rys. 4.20. Charakterystyki zmienności obciążenia silnika okrętowego jako funkcji prędkości obrotowej wału korbowego: A - charakterystyka prędkościowa śrubowa (zmienna dawka paliwa na cykl pracy silnika); B - charakterystyka prędkościowa zewnętrzna (stała dawka paliwa na cykl pracy silnika), C - charakterystyka regulatorowa (zmienna dawka paliwa na cykl pracy silnika), n_{NR} – nastawa regulatora prędkości obrotowej, n_{RZ} – rzeczywista prędkość obrotowa

Kolejna, to charakterystyka prądnicowa (C) – reprezentująca pracę silnika głównego statku napędzającego śrubę o skoku nastawnym lub dla pracy silnika pomocniczego napędzającego prądnicę w zespole prądotwórczym elektrowni okrętowej. Wówczas zmiana obciążenia silnika realizowana jest według charakterystyki regulatorowej, na drodze zwiększania lub zmniejszania dawki paliwa na cykl pracy, przy ustalonej wartości prędkości obrotowej wału korbowego.

Wyróżnia się także charakterystykę prędkościową (B) – typową dla pracy silnika głównego napędzającego śrubę o skoku ustalonym, gdy nie posiada on regulatora prędkości obrotowej. Obciążanie silnika realizowane jest według tzw. charakterystyki prędkościowej zewnętrznej. Utrzymywana jest stała dawka paliwa na cykl pracy silnika, natomiast zakres zmian prędkości obrotowej wynika z samoregulacji prędkości obrotowej silnika podczas pływania statku na fali [Balcerski, 1990].

Podczas badań eksperymentalnych pomiary realizowano dla 3 punktów pracy na charakterystyce regulatorowej (stanów obciążenia 1, 2 i 3), wybranych ze względu na możliwości układu regulacji obciążenia i sterowania dawką paliwa zasilającego.

Badania przeprowadzono dla różnych stanów technicznych obiektu badań. Pierwszy określany jako stan 1 (referencyjny, wzorcowy, odniesieniowy). W kolejnym stanie (2) zmieniano wartość czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} względem stanu referencyjnego, rozumianego jako pełne otwarcie zaworu regulacyjnego powietrza, co symulowało utratę drożności przegrody filtracyjnej. Wartość A_{dol} zmieniano w 3 zakresach: 100% - 804 mm², 75% - 603 mm², 50% - 401 mm² – rys. 4.21 [Puzdrowska, 2019 a i 2020].



Rys. 4.21. Widok kanału powietrza dolotowego zasilającego silnik; 1 – zawór regulacyjny

W stanie 3 zmieniano napięcie sprężyny wtryskiwacza poprzez odpowiedni dobór podkładek regulacyjnych. Symulowano w ten sposób jej relaksację obniżając ciśnienie otwarcia wtryskiwacza. W badanym silniku zamontowany jest wtryskiwacz z podkładkami o łącznej grubości δ_{wtr} równej 2,3 mm, co daje wartość ciśnienia otwarcia wtryskiwacza paliwa około 12 MPa (wartość dla stanu referencyjnego). Podczas badania dla stanu 3 we wtryskiwaczu zamontowano podkładki o łącznej grubości 1,8 mm, co powodowało obniżenie ciśnienia otwarcia wtryskiwacza do 10 MPa, co symulowało uszkodzenie układu wtrysku paliwa polegające na zbyt wczesnym wtrysku paliwa do komory spalania – rys. 4.22.



Rys. 4.22. Widok elementów konstrukcyjnych zastosowanego podczas badań wtryskiwacza wraz z wymiennymi (regulacyjnymi) podkładkami pod sprężyną wtryskiwacza

W 4 stanie technicznym silnika dokonano zmian kolejnego parametru struktury, jakim jest pojemność komory spalania. Miało to swoje odzwierciedlenie w obniżonych wartościach stopnia kompresji silnika, co jest dość często występującym stanem jego niezdatności eksploatacyjnej [Korczewski, 2017]. Wartość referencyjna stopnia kompresji dla badanego silnika wynosi $\varepsilon_{REF} = \varepsilon_1 = 22:1$, natomiast wartość obniżona wynosiła $\varepsilon_2 = 21:1$. Niewielki zakres wprowadzanych zmian ε wynika z dużej wrażliwości silnika badawczego na nawet najmniejsze zmiany wartości tego parametru struktury. Obniżenie stopnia kompresji zrealizowano dzięki zastosowaniu dodatkowego elementu konstrukcyjnego, zwiększającego pojemność komory spalania o $\Delta V_k = 0,125 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$, przy początkowej (referencyjnej) pojemności komory spalania $V_{k1} = 3,787 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$ oraz pojemności skokowej $V_s = 76,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$.

Pomiary zrealizowano dla trzech punktów pracy charakterystyki regulatorowej – rys. 4.20, w następujących stanach eksploatacji:

- Stan 1: Stan pełnej zdadności eksploatacyjnej – wyniki uzyskane w tym stanie umożliwiły ocenę porównawczą wprowadzanych stanów częściowej zdadności (symulowanych) na przebieg procesów cieplno-przepływowych w kanale wylotu spalin;
- Stan 2: Stan częściowej zdadności eksploatacyjnej, przy symulowanej utracie drożności kanału dolotowego powietrza (przymknięty zawór regulacyjny w kanale);
- Stan 3: Stan częściowej zdadności eksploatacyjnej, przy symulowanej relaksacji sprężyny wtryskiwacza (obniżone ciśnienie otwarcia wtryskiwacza);
- Stan 4: Stan częściowej zdadności eksploatacyjnej, przy symulowanym obniżonym stopniu kompresji (zwiększona pojemność komory spalania).

Przed przystąpieniem do badań zasadniczych przeprowadzono eksperyment wstępny mający na celu ocenę wpływu obciążenia silnika P na szybkozmienną temperaturę spalin wylotowych (P traktowane jako parametr wejściowy). Przeprowadzenie badań diagnostycznych w dwóch etapach pozwoliło na porównanie, który parametr wejściowy: obciążenie silnika (P) czy struktury (A_{dol} , p_{wtr} , ε) ma silniejszy wpływ na wybrane miary diagnostyczne, wyznaczone na podstawie przebiegu szybkozmienną temperatury spalin wylotowych oraz określono interakcję między nimi.

4.5. Podsumowanie

Przystępując do badań eksperymentalnych, których głównym celem było wnioskowanie diagnostyczne na podstawie szybkozmienną temperatury spalin wylotowych bardzo istotnym był wybór odpowiednich: termopary, planu eksperymentu oraz narzędzi obróbki matematycznej uzyskanych wyników. Dokonując wyboru termopary należało wziąć pod uwagę zarówno jej odporność na warunki panujące w kanale spalin wylotowych, jak i czas odpowiedzi termopary na zadany sygnał. Konieczne było zatem wyznaczenie stałej czasowej τ' . W pierwszym kroku określono wartości stałej czasowej na drodze obliczeń procesu

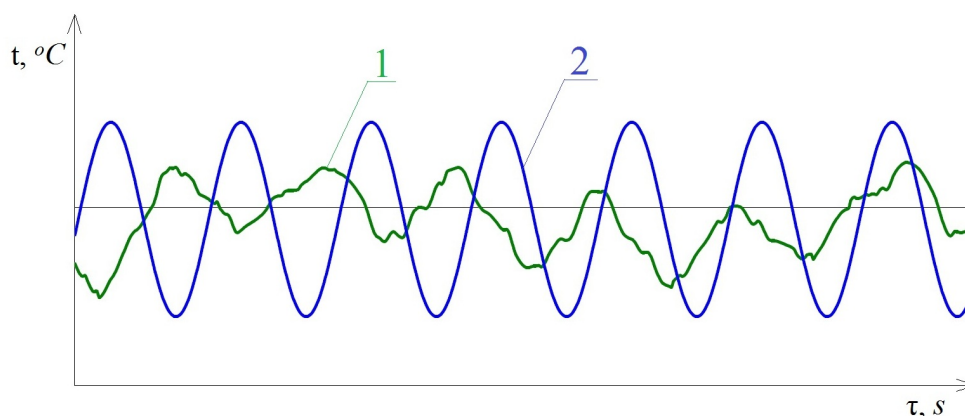
wymiany ciepła między spoiną termopary a omywającym ją gazem. W kolejnym kroku, wybrane termopary charakteryzujące się zarówno odpornością mechaniczną, jak i niską inercyjnością (małą wartością obliczonej stałej czasowej τ') poddano badaniom empirycznym. Wyznaczono stałe czasowe termopar na stanowiskach: do badania własności dynamicznych termopar, sprężarki tłokowej oraz silnika laboratoryjnego o ZS. Pozwoliło to na porównanie własności dynamicznych dla różnych rozwiązań konstrukcyjnych termopar w osłonie ceramicznej („D”) i chłodzonej wodą („E”) i wybór najodpowiedniejszej do badań w ramach eksperymentu głównego. Dodatkowo oceniono metodę chłodzenia termopary wodą oraz stosowania ceramiki jako materiału osłony termopary. Zaproponowano metodę obróbki matematycznej uzyskiwanego sygnału szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych w oparciu o korektę amplitudowo-fazową i oceniono jej skuteczność. Sporządzono plan eksperymentu głównego, uwzględniający zarówno możliwości konstrukcyjne i regulacyjne silnika badawczego Farymann Diesel typu D10 oraz cel pracy, jakim było ustalenie informacyjności diagnostycznej szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych.

5. BADANIA EKSPERYMENTALNE SILNIKA LABORATORYJNEGO O ZS Z WPROWADZANYMI ZMIANAMI W JEGO STRUKTURZE KONSTRUKCYJNEJ

Kluczowym elementem rozprawy naukowej jest zazwyczaj przeprowadzenie badań eksperymentalnych. Jednak same wyniki pomiarów nie byłyby przydatne bez odpowiedniej obróbki matematycznej sygnału oraz analizy statystycznej wyników badań. Z kolei każda analiza statystyczna jest bezużyteczna bez sformułowania wniosków merytorycznych z niej wynikających. Dopiero tak przeprowadzona procedura pozwala na opracowanie metody diagnozowania elementów konstrukcyjnych ograniczających przestrzenie robocze silnika wraz z kanałem powietrza dolotowego i jego układem wtryskowym, opartej na szybkozmiennej temperaturze spalin wylotowych silnika.

5.1. Przebieg i warunki realizacji badań

Chcąc poddać obróbce matematycznej oraz analizie statystycznej uzyskane wyniki badań diagnostycznych silnika należy je odpowiednio pogrupować. Za najbardziej miarodajną i porównywalną „porcję” danych, uzyskanych w czasie rejestracji obserwowanych wielkości szybkozmiennych, uznano wyniki w obrębie jednego cyklu ustalonej pracy silnika czterosuwowego (od 0 do 720°OWK). Aby dopuścić możliwość takiego podejścia należy założyć, że uzyskany sygnał szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych jest sygnałem okresowym. Przebiegi czasowe analizowane w niniejszym opracowaniu spełniają warunki, pozwalające na uznanie ich za quasiokresowe, co oznacza, że są one traktowane jako odkształcone przebiegi sinusoidalne wskutek oddziaływania zakłóceń i zjawisk nieliniowych w silniku [Korczewski i Zacharewicz, 2007 i 2012; Korczewski, 2018a i b]. Przebieg quasiokresowy jest zbliżony do rzeczywistej odpowiedzi termopary na wymuszenie sinusoidalne temperatury spalin wylotowych, jednak uwzględnia opóźnienie fazowe oraz zmniejszoną amplitudę zmian temperatury rejestrowanej przez termoparę w stosunku do wymuszanych, rzeczywistych zmian temperatury spalin wylotowych - rys. 5.1.



Rys. 5.1. Przebieg sygnałów szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych: 1- quasiokresowego (nieokresowego) oraz 2 - sinusoidalnego (okresowego)

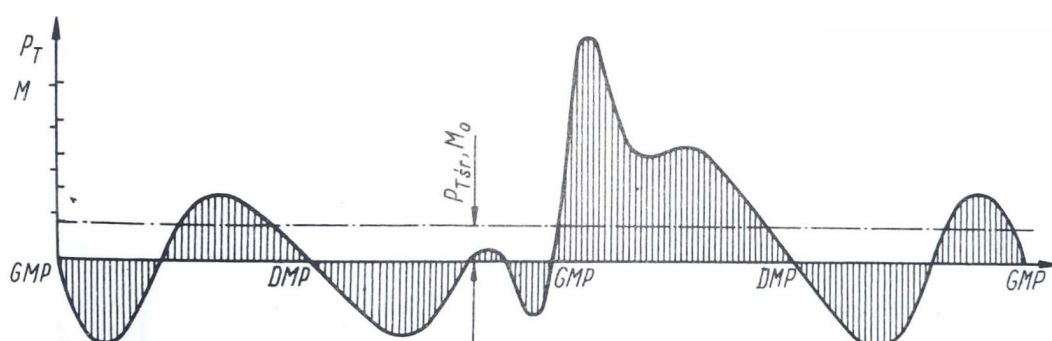
Podczas realizowanych badań diagnostycznych dokonywano zmian parametrów wejściowych, t.j. obciążenia silnika P oraz parametrów struktury: czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} , ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} oraz stopnia kompresji ϵ zgodnie z wartościami zestawionymi w tabeli 5.1.

Obciążenie silnika zmieniane było w zakresie od 432 do 1200 W, przy czym wartość nominalna dla silnika badawczego to 5,9 kW. Wprowadzanie zmian w strukturze konstrukcyjnej na obciążeniach wyższych, a nawet maksymalnych mogłoby doprowadzić do wtórnych uszkodzeń innych układów funkcjonalnych silnika. Dodatkowo taki zakres

zmienności obciążenia silnika laboratoryjnego Farymann Diesel typu D10 jest dla niego podstawowy ze względu na współpracującą z nim prądnicę zasilającą układ ogrzewania paliwa żeglugowego (pozostałościowego). Dla stałego obciążenia silnika (jednego zakresu charakterystyki regulatorowej) generowany moment obrotowy zależy przede wszystkim od dawki wtryskiwanego paliwa i oscyluje wokół wartości średniej – rys. 5.2 [Piotrowski, 1996].

Tab. 5.1. Wartości obciążenia silnika oraz jego parametrów struktury, będących czynnikami wejściowymi w realizowanych badaniach diagnostycznych

Parametr struktury (czynnik wejściowy)	Oznaczenie	Jednostka	Wartość referencyjna	Zadawane zmiany
Obciążenie silnika	P	W	1200 (0,2 · P _{NOM})	768 (0,64 · P _{REF}) 432 (0,36 · P _{REF})
Czynne pole przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego	A _{dol}	mm ² (%)	804 (100%)	603 (0,75 · A _{REF}) 401 (0,5 · A _{REF})
Ciśnienie otwarcia wtryskiwacza	p _{wtr}	MPa	12	10
Stopień kompresji	ε	-	22:1	21:1



Rys. 5.2. Wykres zmienności siły stycznej P_T^{38} oraz momentu obrotowego M_o dla jednocyldrowego silnika czterosuwowego [Piotrowski, 1996]

Zmiany wartości czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} są najczęściej skutkiem jego zanieczyszczenia czy zanieczyszczenia filtrów powietrza, ale także zanieczyszczenia grzybków zaworów dolotowych [Piotrowski i Witkowski, 2002a i b; Korczewski, 2017]. Natomiast zmiany ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} następują zazwyczaj wskutek zmiany sprężystości własnej sprężyny (regulowanej podkładkami pod sprężyną), a także w wyniku nieszczelności pompy wtryskowej [Dyląg i in., 2013; Girtler, 2009; Bielawski, 2013; Stobnicki, 2013; Witkowski, 2016]. W przypadku zmian wartości stopnia kompresji ϵ , są one najczęściej skutkiem zmian pojemności komory spalania, np. w wyniku zanieczyszczeń czy uszkodzeń mechanicznych układu tłokowo-korbowego, np. zużycia tulei sworzni tłokowego [Korczewski, 2017].

5.2. Metoda obróbki matematycznej uzyskanych sygnałów diagnostycznych

Uzyskane podczas badania eksperymentalnego przebiegi czasowe szybkozmiennnej temperatury spalin wylotowych obarczone są licznymi zakłóceniami, m.in.: ze stanowiska laboratoryjnego, z toru pomiarowego, z otoczenia czy z samego czujnika temperatury. Chcąc prawidłowo wyznaczyć wybrane miary diagnostyczne należy dokonać wstępnej obróbki matematycznej uzyskanych sygnałów. Opiera się ona na dwóch etapach. Po pierwsze uzyskiwany sygnał zostaje pozbawiony zakłóceń (szumów), co jest widoczne jako jego wygładzenie. W drugim kroku wyznacza się rzeczywisty przebieg szybkozmiennnej temperatury spalin wylotowych poprzez korekcję amplitudowo-fazową temperatury rejestrowanej przez termoparę – opisaną w paragrafie 4.3.5 niniejszej pracy.

³⁸ Siła styczna P_T działając na ramieniu wykorbienia wywołuje chwilowy moment obrotowy M_o .

Wykonanie pomiaru, a w efekcie otrzymanie pliku z danymi pomiarowymi jest wstępnym etapem prowadzenia badań diagnostycznych. Do uporządkowania i analizy uzyskanych danych konieczne jest zastosowanie odpowiedniego oprogramowania komputerowego, zwłaszcza umożliwiającego usunięcie z otrzymanych przebiegów negatywnych skutków zakłóceń. Dostępne są w tym względzie następujące programy użytkowe: Mathcad, Matlab, Microsoft Excel czy Analysis Toolpak. Po przeglądzie dostępnego oprogramowania zdecydowano się na zastosowanie środowiska Matlab ze wsparciem ze strony programu Excel [Pratap, 2015].

Do głównego zadania filtra cyfrowego należy poprawa jakości zarejestrowanego sygnału, na drodze jego wygładzania, przy jednoczesnym zachowaniu charakteru przebiegu. Po przeprowadzonej analizie dostępnych filtrów sygnałów cyfrowych zdecydowano się na zastosowanie trzech różnych metod obróbki sygnału temperatury spalin wylotowych: cyfrowego filtra wygładzającego Savitzky'ego–Golaya, nieliniowego filtra medianowego oraz filtra obwiedniowego [Pander, 2007; Li i in., 2019].

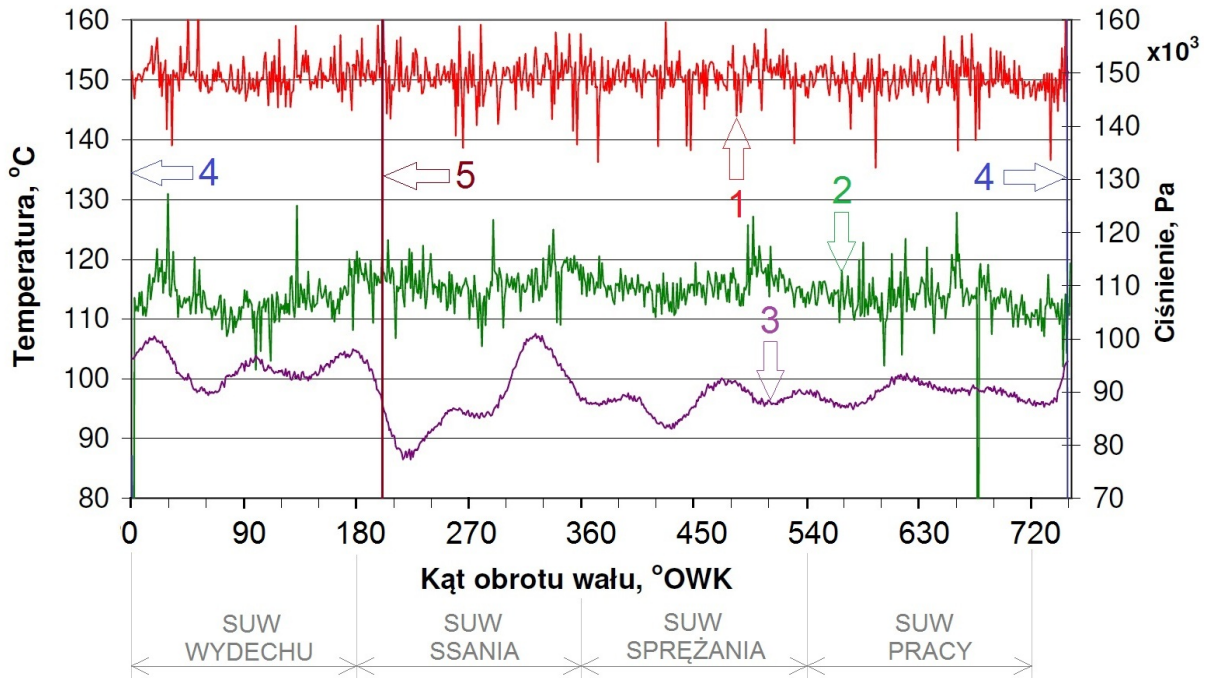
Filtr Savitzky'ego–Golaya jest filtrem cyfrowym, który ma zastosowanie dla zbioru danych pomiarowych w celu wygładzenia sygnału, czyli zwiększenia stosunku zarejestrowanych wartości do szumu bez znacznego zniekształcenia sygnału. Uzyskuje się to w procesie tzw. splotu, dopasowując kolejne podzbiory sąsiednich wartości do wielomianu niskiego stopnia metodą najmniejszej sumy kwadratów. Metoda ta, oparta na ustalonych procedurach matematycznych, została spopularyzowana przez Abrahama Savitzky'ego i Marcela J. E. Golaya w 1964 roku [Savitzky i Golay, 1964; Schafer, 2011; Niedźwiecki i in., 2021].

Filtr medianowy jest nieliniowym filtrem sygnałów cyfrowych, którego działanie polega na wyborze wartości środkowej (mediany) uporządkowanego rosnąco ciągu zarejestrowanych wartości przetwarzanego punktu i jego otoczenia. Zaletą filtra medianowego jest to, że wszystkie wartości znacznie odbiegające od średniej są zupełnie pomijane przy wyznaczaniu nowej wartości punktu [Piątek i Piątek, 2010; Mikołajczak i in., 2016]. Natomiast filtr obwiedniowy wykorzystuje obwiednię sygnału, czyli zbiór chwilowych wartości amplitudy sygnału, jako funkcji czasu, która zmienia się znacznie wolniej niż sam sygnał [Stanisławski i in., 2009].

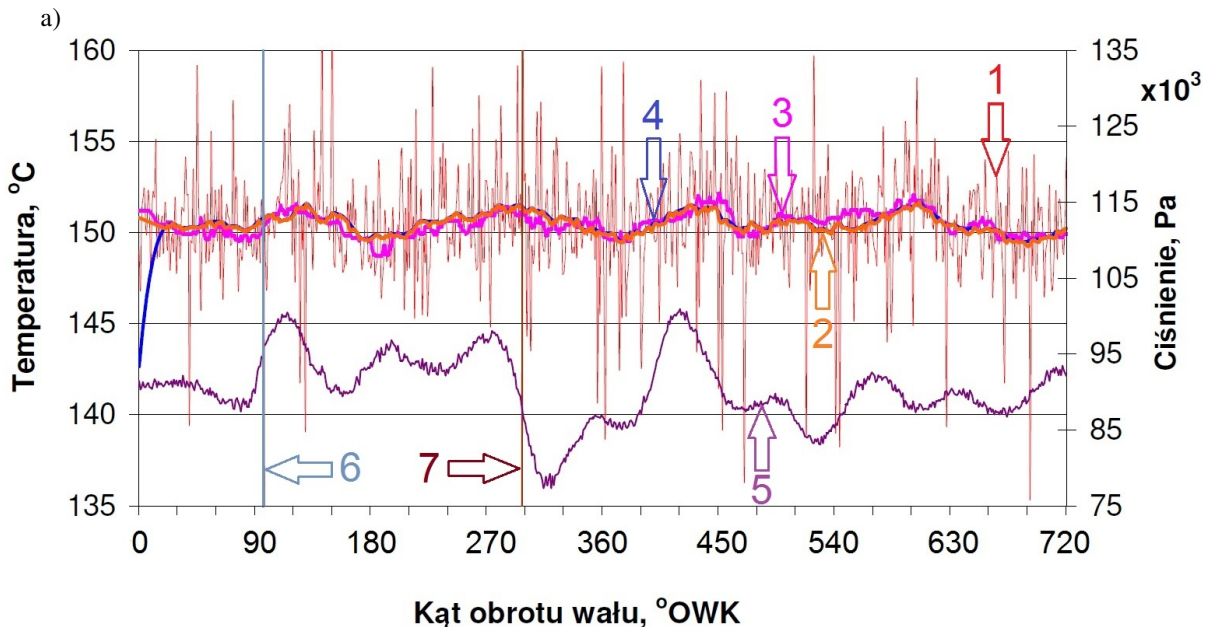
W celu porównania przebiegów szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych rejestrowanych dwoma różnymi konstrukcyjnie termoparami „D” i „E” analizie poddano parametry strumienia spalin wylotowych rejestrowane podczas jednego cyklu pracy silnika czterosuwowego. Na rysunku 5.3 można zauważyć znaczną różnicę we wskazaniach obu termopar – średnia temperatura spalin wylotowych wskazywana przez termoparę chłodzoną wodą „E” jest znacznie niższa od średniej temperatury zarejestrowanej przy zastosowaniu termopary w osłonie ceramicznej „D” (kilkadziesiąt stopni Celsjusza). Wymaga to z pewnością głębszej analizy, co do wpływu wodnego chłodzenia termopary na jej wskazania, np. przy zastosowaniu numerycznej mechaniki płynów. Nie mniej istotną zaletą takiego rozwiązania termopary jest przebieg mniej zakłócony, z wyraźniejszymi impulsami temperatur, co wynika z minimalizacji wpływu nagrzewania się obudowy termopary od ścianek kanału, w którym jest zamontowana.

Po zastosowaniu trzech sposobów filtrowania (Filtr Savitzky'ego i Golaya, filtry obwiedniowy i medianowy) dla sygnałów temperatur spalin wylotowych zarejestrowanych przy pomocy obu rodzajów termopar – rys. 5.4 a i b uzyskano wykresy bardziej czytelne, bo pozbawione wpływu zakłóceń zewnętrznych. Widoczne jest jednak znaczne opóźnienie sygnałów temperatury rejestrowanych przez obie termopary względem sygnału ciśnienia spalin wylotowych. Celem określenia rzeczywistej temperatury spalin w kanale wylotowym silnika otrzymany przez zastosowanie filtra obwiedniowego sygnał został poddany obliczeniom korekcji amplitudowo-fazowej – rys. 5.5 a i b. Widoczne jest przesunięcie

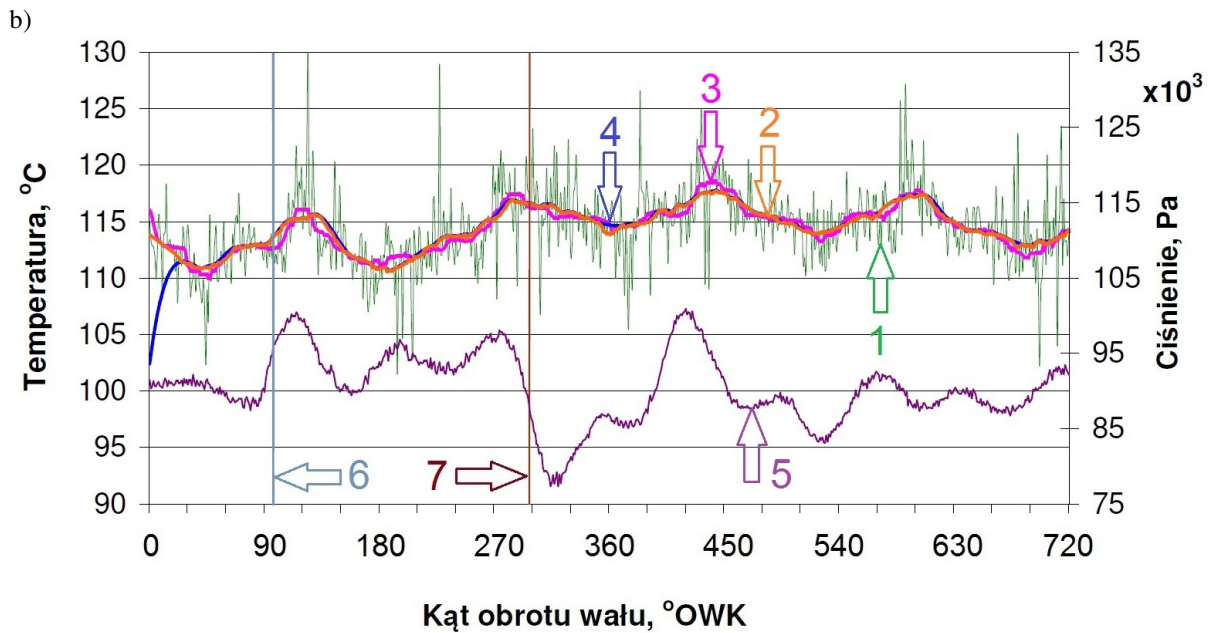
fazowe sygnału temperatury, które w przypadku termopary ze spoiną odkrytą („D”) wynosi 207°OWK (27 ms), natomiast dla termopary ze spoiną zgrzewaną, chłodzoną wodą („E”) wynosi 222°OWK (28,9 ms), są to zatem wartości zbliżone. Zastosowana metoda korekcji tylko częściowo usunęła przesunięcie fazowe sygnału temperatury, co wynika przede wszystkim z niedokładności w wyznaczaniu stałej czasowej.



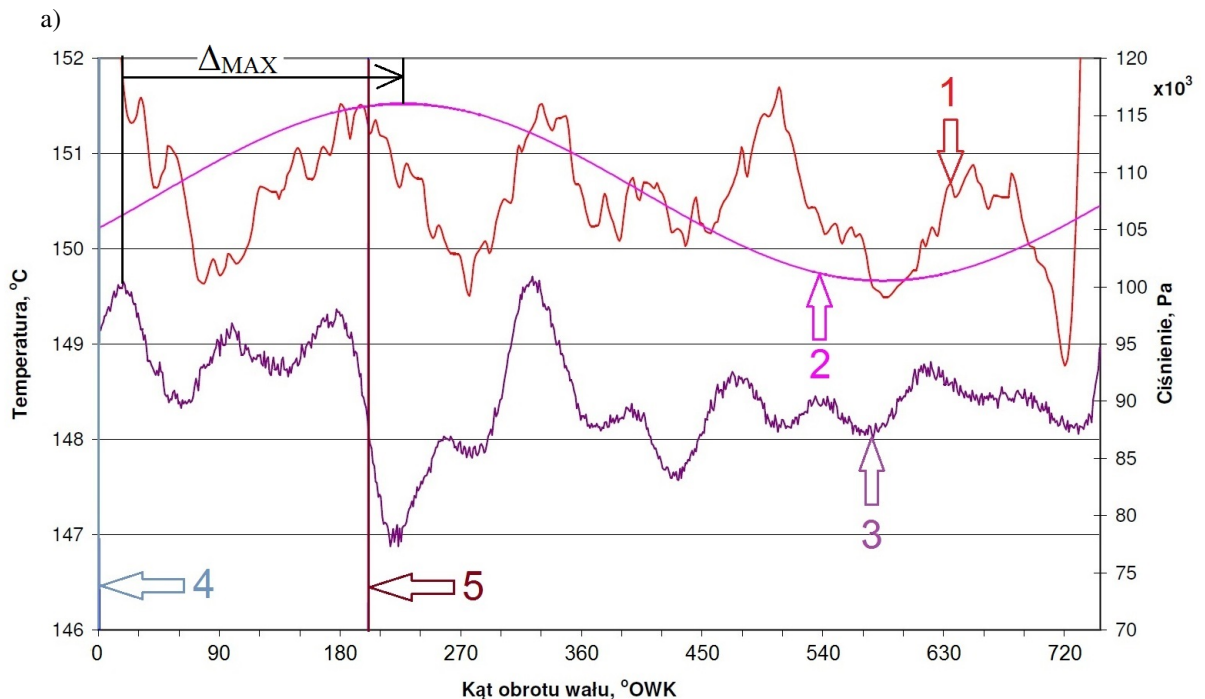
Rys. 5.3. Przebieg zmienności temperatur zarejestrowanych w kanale wylotu spalin silnika Farymann Diesel typu D10 rejestrowany dwoma termoparami typu K („D” i „E”) podczas jednego cyklu pracy³⁹; 1- temperatura rejestrowana termoparą „D”, 2- temperatura rejestrowana termoparą „E”, 3- ciśnienie w kanale wylotowym, 4- sygnał otwarcia zaworu wylotowego 5 - sygnał zamknięcia zaworu wylotowego

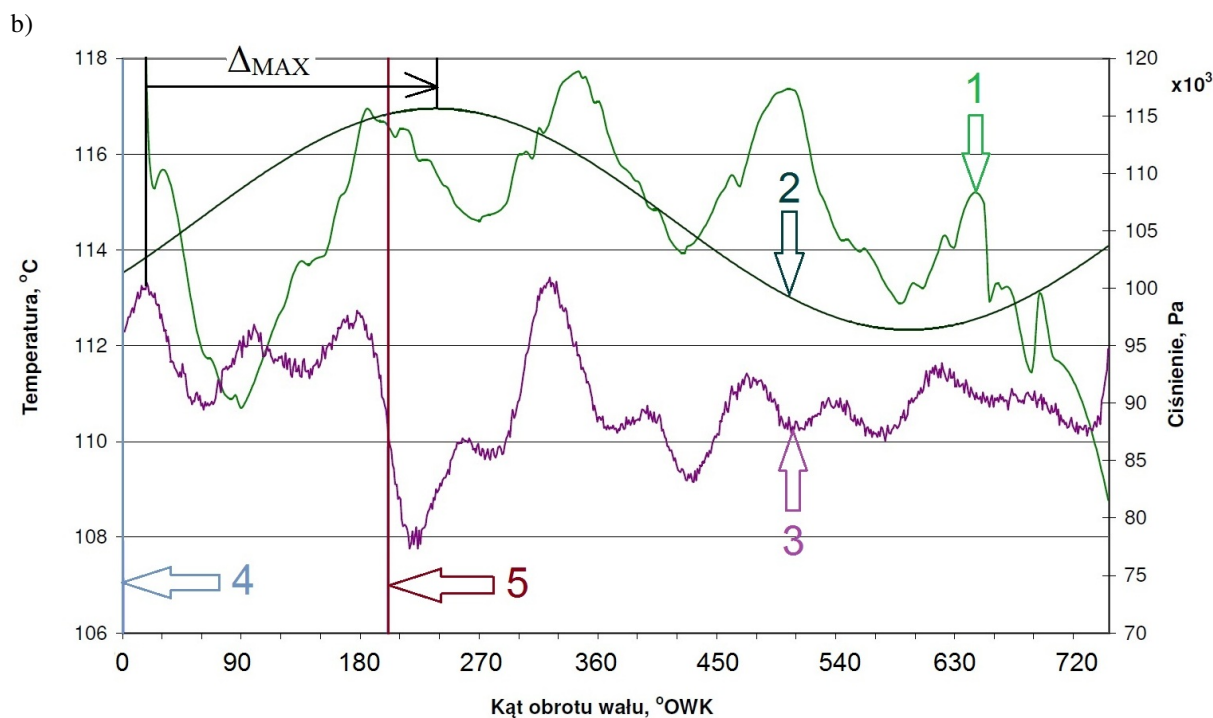


³⁹ Warunki badania dla danych przedstawionych na rysunkach 5.3 - 5.6: $n=1280 \text{ min}^{-1}$, temperatura średnia dla termopary „D”: $t_{sr}=150 \text{ }^{\circ}\text{C}$, dla termopary „E”: $t_{sr}=115 \text{ }^{\circ}\text{C}$, praca silnika na biegu jałowym, częstotliwość próbkowania 8333 Hz



Rys. 5.4. Przebieg zmienności temperatur zarejestrowanych w kanale wylotu spalin silnika Farymann Diesel typu D10 rejestrowany termoparą „D” (rysunek a) oraz „E” (rysunek b) podczas jednego cyklu pracy z sygnałami filtrowanymi w programie Matlab; 1 - temperatura rejestrowana termoparą: „D” (rysunek a) lub „E” (rysunek b), 2 - przebieg temperatury spalin wylotowych z zastosowaniem filtra Savitzkiego i Golaya, 3 - przebieg temperatury spalin wylotowych z zastosowaniem filtra medianowego, 4 - przebieg temperatury spalin wylotowych z zastosowaniem filtra obwiedniowego, 5 - ciśnienie w kanale wylotowym, 6 - sygnał otwarcia zaworu wylotowego, 7 - sygnał zamknięcia zaworu wylotowego





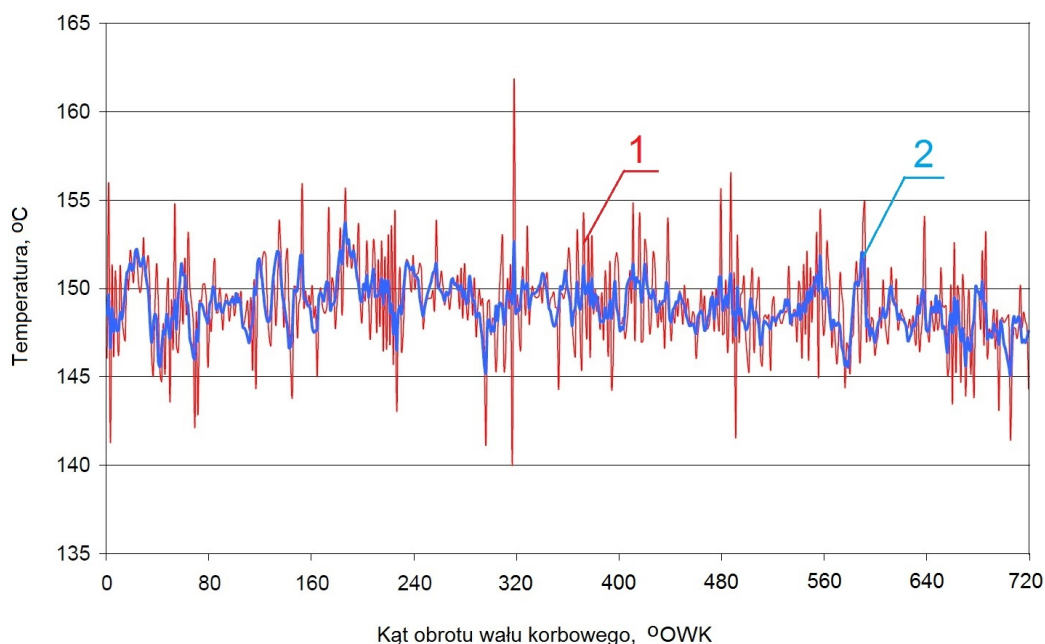
Rys. 5.5. Przebieg zmienności temperatur uzyskany po zastosowaniu filtra obwiedniowego oraz przebieg rzeczywisty dla pomiaru termoparą „D” (rysunek a) oraz „E” (rysunek b); 1 - przebieg temperatury spalin wylotowych z zastosowaniem filtra obwiedniowego, 2 - rzeczywisty przebieg temperatury spalin wylotowych, po korekcji, 3 - ciśnienie w kanale wylotowym, 4 - sygnał otwarcia zaworu wylotowego 5 - sygnał zamknięcia zaworu wylotowego

Z uwagi na fakt, że wszystkie trzy różne filtry dają zbliżony przebieg – rys. 5.4, przebieg rzeczywisty wyznaczano na podstawie sygnału uzyskanego z użyciem jednego z nich – filtra obwiedniowego – rys. 5.5.

Tak więc potwierdzono, że stosowanie filtrów do obróbki matematycznej zarejestrowanych sygnałów szybkozmienniej temperatury spalin wylotowych pozwala na usunięcie części występujących zakłóceń. Na podstawie "wygładzonego" przebiegu możliwe jest przejście do kolejnego etapu obróbki matematycznej sygnału tj. dokonania jego korekcji amplitudowo-fazowej zgodnie z metodą opisaną w paragrafie 4.3.5. W przypadku wyznaczania rzeczywistej szybkozmienniej temperatury spalin wylotowych sposób ten wydaje się być najodpowiedniejszy w przypadkach, gdzie rejestrowane temperatury nie wzrastają znacznie w czasie trwania badania (stan ustalony pracy silnika) lub gdy obliczenia ograniczają się do krótkich okresów pomiarowych (uśrednionych w obrębie jednego cyklu pracy silnika). Przebieg po korekcji tym sposobem zmienia się sinusoidalnie wokół średniej temperatury spalin wylotowych, która jest stała w analizowanym zakresie. Podobnie wyznaczona wartość amplitudy sygnału sinusoidalnego jest wartością stałą – uśrednioną dla danego przebiegu.

W ramach doktoratu sprawdzono także użyteczność znanej metody najmniejszej sumy kwadratów do filtrowania zakłóceń z przebiegu szybkozmienniej temperatury spalin wylotowych [Leszczyński, 1977; Muciek, 2012]. Jak wynika z danych liczbowych na rysunku 5.6 zastosowanie tej metody obróbki matematycznej sygnału w środowisku Excel również umożliwia skuteczne usunięcie zakłóceń z rejestrowanego sygnału szybkozmienniej temperatury spalin wylotowych. Jest to metoda łatwiejsza (nie wymaga stosowania środowiska Matlab) i wystarczająca w rutynowych badaniach silnikowych [Rao, 2009]. W związku z tym zdecydowano się na stosowanie tej metody usuwania zakłóceń do analizy wszystkich wyników pomiarów uzyskanych podczas głównego eksperymentu diagnostycznego. Filtr Savitzky’ego i Golaya, filtry obwiedniowy i medianowy zostały

natomiast zastosowane podczas badań i obróbki matematycznej przebiegów mających na celu wyznaczenie stałych czasowych termopar.



Rys. 5.6. Przebieg zmienności szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych silnika o ZS rejestrowany termoparą typu K („D”) podczas jednego cyklu pracy; 1- temperatura zarejestrowana termoparą „D”, 2- przebieg uzyskany dzięki zastosowaniu metody najmniejszej sumy kwadratów.

5.3. Analiza merytoryczna uzyskanych wyników - ilość wnoszonej informacji diagnostycznej

W przypadku zastosowanego planu randomizowanego nie można całkowicie wykluczyć, że w założeniach upraszczających został popełniony błąd polegający na tym, że w obiekcie badań nie wszystkie wielkości wejściowe ujęte w modelu, mają istotny wpływ na wielkość wyjściową. Dlatego należało w pierwszym kroku przeprowadzić badania eliminacyjne (istotności wpływu) za pomocą planu randomizowanego kompletnego i w rezultacie analizy statystycznej wyeliminować nieistotne czynniki wejściowe. Przypadek, gdy wszystkie czynniki wejściowe mają istotny wpływ na czynnik wyjściowy jest przypadkiem skrajnym, oznaczającym błędną decyzję o zastosowaniu planu randomizowanego.

Czynniki wejściowe modelu relacyjnego silnika: obciążenie silnika, czynne pole przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego, stopień kompresji i ciśnienie otwarcia wtryskiwacza paliwa uznane za istotne z punktu widzenia statystycznego poddano ocenie według planu randomizowanego blokowego na drodze analizy dwuczynnikowej. W przypadku analizy jednoczynnikowej wyznaczony zostaje iloraz wariancji wielkości wejściowej do wariancji charakteryzującej niepewność pomiarów. Natomiast w przypadku analizy dwuczynnikowej weryfikuje się istotność dwóch wielkości wejściowych i określa, która z nich ma większy wpływ na parametr wyjściowy: entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych średnią wartość międzyszczytową, czy intensywność zmian wartości temperatury spalin wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika.

Wyniki analizy jednoczynnikowej dla 1 etapu: zmiany wartości obciążenia silnika P

W tabeli 5.2 przedstawiono wartości zdefiniowanego czynnika wyjściowego, jakim jest entalpia właściwa strumienia spalin wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika $h_{sp\bar{s}r}$, dla trzech stanów ustalonego obciążenia silnika P, wymuszanego zadawanymi wartościami napięcia U i natężenia prądu twornika prądnicy I. Punkty 1, 2 i 3 określone tymi parametrami wynikają z przyjętej charakterystyki regulatorowej silnika (rys. 4.20).

W celu wyznaczenia wartości statystyki F_{obl} postawiono następującą hipotezę zerową H_0 :

H_0 : Obciążenie silnika (wynikające z napięcia i natężenia prądu twornika prądnicy) nie ma wpływu na entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych uśrednioną w obrębie jednego cyklu pracy silnika ($S_{II}^2 = S_I^2$).

Na podstawie danych liczbowych zestawionych w tabeli 5.2 oraz przyjętego poziomu istotności $\alpha=0,05$ oraz założenia prawostronnego obszaru krytycznego wyznaczono kolejno: wartości entalpii właściwej strumienia spalin wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika $h_{sp\acute{s}r}$, dla każdego obciążenia (1, 2 i 3), a także liczbę stopni swobody dla licznika i mianownika ($f_1=2$ oraz $f_2=15$). Następnie z tablic statystycznych [Korzyński, 2017] odczytano wartość krytyczną statystyki $F_{kr}=F_{(0,05;2;15)}=3,6823$ oraz wyznaczono wartość F_{obl} , która wynosiła 366,55. Ponieważ spełniony został warunek: $F_{obl}>F_{kr}$, więc należało odrzuć hipotezę zerową i przyjąć w dalszych badaniach diagnostycznych, że w rozpatrywanym zakresie zmienności obciążenia silnika ma ono istotny wpływ na entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika. Dodatkowo wyliczona wartość współczynnika pewności $\Delta F=F_{obl}-F_{kr}$ wynosiła 362,85.

Tab. 5.2. Wartości średniej w obrębie jednego cyklu entalpii właściwej strumienia spalin wylotowych $h_{sp\acute{s}r}$ wyznaczone dla zmiennych wartości napięcia U i natężenia prądu twornika I

Stan obciążenia	Wartość parametrów			Numer doświadczenia						
	P, W	I, A	U, V	1	2	3	4	5	6	$h_{sp\acute{s}r}$
1	432	5,1	72	12,1299	12,1986	12,2763	12,2176	12,2669	12,1493	12,2064
2	768	6,8	96	13,8992	13,6571	13,4404	13,3947	13,2752	13,1309	13,4663
3	1200	8,5	120	15,5371	15,4883	15,3075	15,3299	15,0444	15,0994	15,3011

Tabela 5.3 przedstawia z kolei wartości miary diagnostycznej, jaką jest średnia wartość międzyszczytowa temperatury spalin wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika $\Delta T_{sp\acute{s}r}$. Tak, jak w przypadku $h_{sp\acute{s}r}$ wyznaczono ją dla trzech stanów ustalonego obciążenia silnika P (punkty 1, 2 i 3 na charakterystyce regulatorowej silnika), wymuszanego zadawanymi wartościami napięcia U i natężenia prądu twornika prądnicy I.

Aby wyznaczyć wartość statystyki F_{obl} postawiono następującą hipotezę zerową H_0 :

H_0 : Obciążenie silnika (wynikające z napięcia i natężenia prądu twornika prądnicy) nie ma wpływu na średnią wartość międzyszczytową temperatury spalin wylotowych uśrednioną w obrębie jednego cyklu pracy silnika ($S_{II}^2 = S_I^2$).

Tab. 5.3. Średnie wartości międzyszczytowe temperatury spalin wylotowych $\Delta T_{sp\acute{s}r}$ wyznaczone dla zmiennych wartości napięcia U i natężenia prądu twornika I

Stan obciążenia	Wartość parametrów			Numer doświadczenia						
	P, W	I, A	U, V	1	2	3	4	5	6	$\Delta T_{sp\acute{s}r}$
1	432	5,1	72	7,9992	7,8516	8,9122	7,8775	8,7687	13,1981	9,1012
2	768	6,8	96	8,6029	8,0407	13,5329	9,0982	9,8476	9,5562	9,7798
3	1200	8,5	120	13,5576	10,7971	9,9460	11,5223	10,8256	8,0171	10,7776

Zgodnie z danymi liczbowymi zestawionymi w tabeli 5.3 oraz przyjętym $\alpha=0,05$, a także uznania, jak poprzednio, prawostronnego obszaru krytycznego wyznaczono: wartość międzyszczytową temperatury spalin wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika $\Delta T_{sp\acute{s}r}$ w każdym punkcie pomiarowym. Liczbę stopni swobody dla licznika i mianownika wynosiły, odpowiednio: $f_1=2$ oraz $f_2=15$. Określono wartość krytyczną statystyki $F_{kr}=F_{(0,05;2;15)}=3,6823$ oraz wyznaczono wartość F_{obl} , która wynosiła 1,13. Ponieważ $F_{kr}>F_{obl}$, zatem należało przyjąć hipotezę zerową i założyć w dalszych badaniach diagnostycznych, że w rozpatrywanym zakresie zmienności obciążenia silnika nie ma ono istotnego wpływu na

$\Delta T_{sp\acute{s}r}$. Jako uzupełnienie wyznaczono wartość współczynnika pewności $\Delta F = F_{obl} - F_{kr}$, która wynosiła -2,56.

W tabeli 5.4 przedstawiono wartości intensywności zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T / \Delta \tau)_{\acute{s}r}$ w obrębie jednego cyklu pracy silnika, będącej kolejnym czynnikiem wyjściowym. Warunki wyznaczania tej miary diagnostycznej są analogiczne jak dla wcześniejszych dwóch czynników wyjściowych.

W tym przypadku chcąc określić wartości statystyki F_{obl} postawiono następującą hipotezę zerową H_0 :

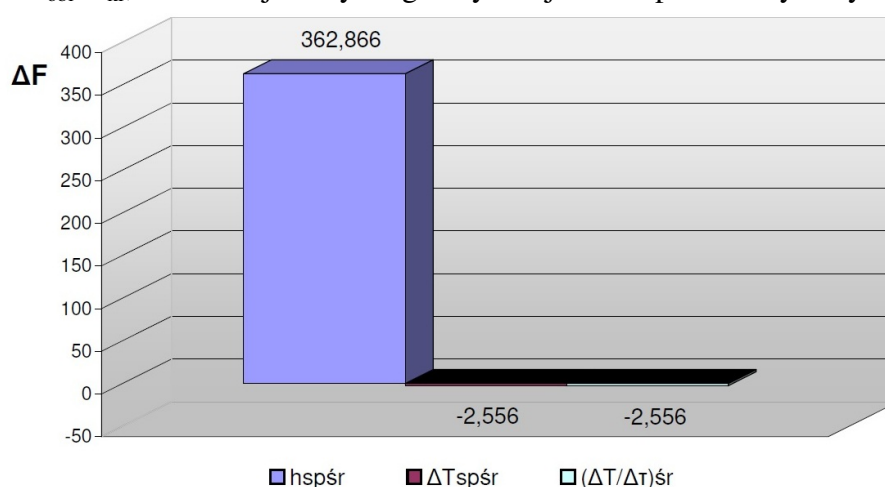
H_0 : Obciążenie silnika (wynikające z napięcia i natężenia prądu twornika prądniczy) nie ma wpływu na intensywność zmian temperatury spalin wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika ($S_{II}^2 = S_I^2$).

Opierając się na danych liczbowych zebranych w tabeli 5.4 oraz warunków analizy statystycznej, jak poprzednio, wyliczono: wartość intensywności zmian temperatury spalin wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika $(\Delta T / \Delta \tau)_{\acute{s}r}$ w ustalonych punktach charakterystyki regulatorowej silnika. Wyznaczona liczba stopni swobody dla licznika i mianownika wynosiła odpowiednio: $f_1 = 2$ oraz $f_2 = 15$. Odczytano z tablicy wartość krytyczną statystyki $F_{kr} = F_{(0,05;2;15)} = 3,6823$ oraz wyznaczono wartość F_{obl} , która wynosiła 1,126. Ponieważ $F_{kr} > F_{obl}$ więc należało przyjąć hipotezę zerową i w dalszych badaniach diagnostycznych zakładać, że w rozpatrywanym zakresie zmian obciążenia silnika nie ma ono istotnego wpływu na $(\Delta T / \Delta \tau)_{\acute{s}r}$. Dodatkowo obliczono współczynnik pewności $\Delta F = F_{obl} - F_{kr}$, którego wartość wynosiła -2,56.

Tab. 5.4. Wartości średniej intensywności zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T / \Delta \tau)_{\acute{s}r}$ wyznaczone dla zmiennych wartości napięcia U i natężenia prądu twornika I

Stan obciążenia	Wartość parametrów			Numer doświadczenia						
	P, W	I, A	U, V	1	2	3	4	5	6	$(\Delta T / \Delta \tau)_{\acute{s}r}$
1	432	5,1	72	201,1986	197,4873	224,1644	198,1390	220,5553	331,9662	228,9185
2	768	6,8	96	216,3848	202,2442	340,3860	228,8426	247,6911	240,3632	245,9853
3	1200	8,5	120	341,0067	271,5733	250,1659	289,8143	272,2917	201,6491	271,0835

Na rysunku 5.7 przedstawiono w sposób graficzny wyznaczone wartości współczynnika pewności $\Delta F = F_{obl} - F_{kr}$, dla każdej miary diagnostycznej w 1 etapie analizy statystycznej.



Rys. 5.7. Wartości współczynnika pewności ΔF dla testowanych hipotez statystycznych wpływu obciążenia silnika na zdefiniowane miary diagnostyczne, dla analizowanego zakresu zmienności obciążenia silnika

Wyniki analizy jednoczynnikowej dla 2 etapu: zmiany wartości czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol}

W tym etapie przeanalizowano wpływ zmian wartości czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} jako czynnika wejściowego. W tabelach 5.5 oraz Z4.1 a–i (w załączniku 4 do niniejszej pracy) przedstawiono wartości zdefiniowanych czynników wyjściowych, jakimi są: entalpia właściwa strumienia spalin wylotowych $h_{sp\acute{s}r}$, wartość międzyszczytowa $\Delta T_{sp\acute{s}r}$ oraz intensywność zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta \tau)_{sr}$ w obrębie jednego cyklu pracy silnika, dla trzech stanów ustalonego obciążenia silnika P, zgodnie z zadawanymi wartościami napięcia U i natężenia prądu twornika prądu I. Obciążenia 1, 2 i 3 określone tymi parametrami wynikają z charakterystyki regulatorowej silnika - rys. 4.20 i tab. 4.4.

W celu wyznaczenia wartości statystyki F_{obl} postawiono następujące hipotezy zerowe H_{0i} :

H_{01} : Czynne pole przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego nie ma wpływu na entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych uśrednioną w obrębie jednego cyklu pracy silnika ($S_{II}^2 = S_I^2$).

H_{02} : Czynne pole przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego nie ma wpływu na wartość międzyszczytową temperatury spalin wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika ($S_{II}^2 = S_I^2$).

H_{03} : Czynne pole przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego nie ma wpływu na intensywność zmian temperatury spalin wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika ($S_{II}^2 = S_I^2$).

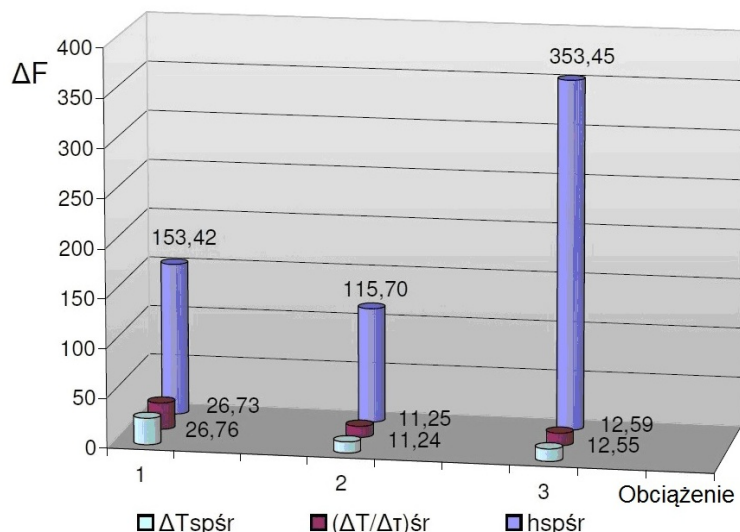
Na podstawie danych liczbowych przedstawionych w tabelach 5.5 oraz Z4.1 a–i oraz założenia prawostronnego obszaru krytycznego, a także przyjętego poziomu istotności $\alpha=0,05$ wyznaczono kolejno: wartości wszystkich trzech miar diagnostycznych dla strumienia spalin wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika, dla każdego stanu obciążenia (1, 2 i 3), a następnie liczbę stopni swobody dla licznika i mianownika ($f_1=2$ oraz $f_2=15$). Z tablic statystycznych [Korzyński, 2017] odczytana została wartość krytyczna statystyki $F_{kr}=F_{(0,05;2;15)}=3,6823$. Następnie obliczono wartości F_{obl} , które zestawiono w tabeli 5.5. Ponieważ w każdym przypadku spełniony jest warunek: $F_{obl} > F_{kr}$, więc należało odrzuć hipotezę zerową i przyjąć w dalszych badaniach diagnostycznych, że w rozpatrywanym zakresie zmienności obciążenia silnika P oraz wartości czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} ma ono (pole) istotny wpływ na miary diagnostyczne wyznaczone w obrębie jednego cyklu pracy silnika okrętowego.

Tab. 5.5. Wartości statystyki F_{obl} oraz współczynnika pewności ΔF (w nawiasach) dla zadawanych zmian wartości czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} jako czynnika wejściowego, wyznaczone dla różnych miar diagnostycznych (czynników wyjściowych)

Stan obciążenia wg charakterystyki regulatorowej	Wartości F_{obl} oraz ΔF dla zmiennych wartości A_{dol} , dla trzech miar diagnostycznych		
	$h_{sp\acute{s}r}, kJ/kg$	$\Delta T_{sp\acute{s}r}, ^\circ C$	$(\Delta T/\Delta \tau)_{sr}, K/s$
1 (432W; 5,1A; 72V)	157,1 (153,42)	30,44 (26,76)	30,42 (26,73)
2 (768W; 6,8A; 96V)	119,39 (115,7)	14,93 (11,24)	14,93 (11,25)
3 (1200W; 8,5A; 120V)	357,14 (353,45)	16,24 (12,55)	16,27 (12,59)

Kolory przyjęte w tabeli 5.5 odnoszą się do odpowiednich tabel z wynikami pomiarów i obliczeń - tab. Z4.1 a-i, np. komórka w kolorze żółtym przedstawia wartości statystyki F_{obl} oraz współczynnika pewności ΔF (w nawiasach) wyznaczonych dla danych również w "żółtej" tabeli Z4.1a. Analogiczne zależności dotyczą tabel: 5.7 i Z4.2 a-i oraz 5.9 i Z4.3 a-i.

Na rysunku 5.8 przedstawiono w sposób graficzny wartości współczynnika pewności $\Delta F = F_{obl} - F_{kr}$ dla zmiennych wartości czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} jako czynnika wejściowego. Dane są przedstawione dla trzech stanów obciążenia silnika zgodnie z jego charakterystyką regulatorową. Wszystkie wartości $F_{obl(1-9)}$ są powyżej wartości krytycznej (3,6823), co oznacza istotny wpływ A_{dol} na obliczone miary diagnostyczne. Widoczny jest jednak zdecydowanie największy wpływ A_{dol} na entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych dla wszystkich zadawanych obciążeń silnika niż na pozostałe dwie miary diagnostyczne: $\Delta T_{sp\acute{s}r}$ i $(\Delta T/\Delta \tau)_{\acute{s}r}$.



Rys. 5.8. Wartości współczynnika pewności ΔF dla testowych hipotez statystycznych wpływu czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} na zdefiniowane miary diagnostyczne

Wyniki analizy jednoczynnikowej dla 3 etapu: zmiany wartości ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr}

W kolejnym etapie analizowano wpływ zmian wartości ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} jako czynnika wejściowego. Wyznaczono wartości czynników wyjściowych, jak poprzednio: entalpii właściwej strumienia spalin wylotowych $h_{sp\acute{s}r}$, wartości międzyszczytowej $\Delta T_{sp\acute{s}r}$ oraz intensywności zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta \tau)_{\acute{s}r}$. Wszystkie parametry określono w obrębie jednego cyklu pracy silnika, dla trzech stanów ustalonego obciążenia silnika i przedstawiono ich wartości w tabelach Z4.2 a-i.

Aby określić wartości statystyki F_{obl} postawiono następujące hipotezy zerowe H_{0i} :

H_{01} : Ciśnienie otwarcia wtryskiwacza nie ma wpływu na entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych uśrednioną w obrębie jednego cyklu pracy silnika ($S_{II}^2 = S_I^2$).

H_{02} : Ciśnienie otwarcia wtryskiwacza nie ma wpływu na wartość międzyszczytową temperatury spalin wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika ($S_{II}^2 = S_I^2$).

H_{03} : Ciśnienie otwarcia wtryskiwacza nie ma wpływu na intensywność zmian temperatury spalin wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika ($S_{II}^2 = S_I^2$).

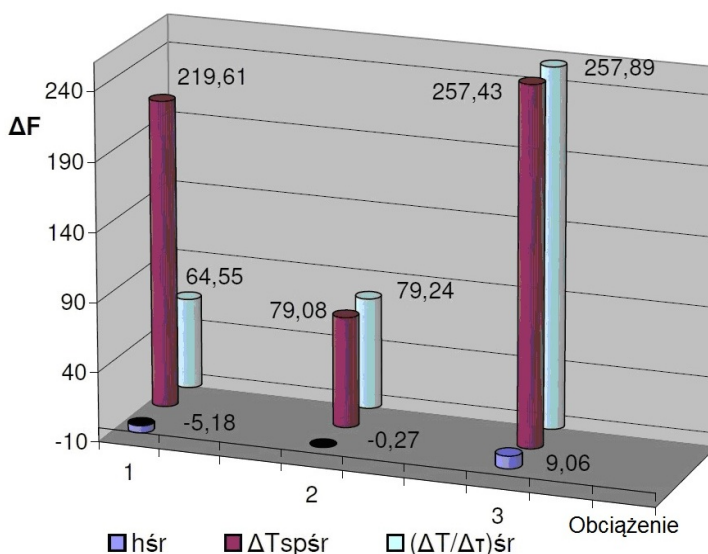
Dzięki danym liczbowym zestawionym w tabelach Z4.2 a-i oraz takich samych, jak poprzednio, warunkach analizy statystycznej wyznaczono wartości wszystkich miar diagnostycznych dla strumienia spalin wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika, w każdym punkcie pomiarowym. Następnie określono liczbę stopni swobody dla licznika i mianownika ($f_1=1$ oraz $f_2=6$). W kolejnym kroku odczytano wartość krytyczną statystyki $F_{kr}=F_{(0,05;1;6)}=5,9874$ oraz wyznaczono wartości F_{obl} , które zestawiono w tabeli 5.6. W przypadku miar diagnostycznych jakimi są: średnia wartość międzyszczytowa temperatury oraz średnia intensywność zmian temperatury spalin wylotowych spełniony został warunek: $F_{obl} > F_{kr}$ (dodatknie ΔF), zatem należało odrzuć hipotezę zerową i przyjąć w dalszych

analizach diagnostycznych, że w rozpatrywanym zakresie zmian obciążenia silnika oraz wartości ciśnienia otwarcia wtryskiwacza ma ono (ciśnienie) istotny wpływ na wyznaczone miary diagnostyczne. W przypadku oceny wpływu średniej w obrębie jednego cyklu entalpii właściwej strumienia spalin wylotowych $h_{sp\dot{s}r}$ ma ona (entalpia właściwa) istotny wpływ ($F_{obl} > F_{kr}$) jedynie w punkcie 3 charakterystyki regulatorowej silnika. Jednak i w tym przypadku współczynnik pewności ΔF jest znacznie mniejszy (9,06) niż dla pozostałych dwóch miar (257,89). Oznacza to, że wpływ wartości ciśnienia otwarcia wtryskiwacza jest większy w przypadku $\Delta T_{sp\dot{s}r}$ i $(\Delta T/\Delta \tau)_{\dot{s}r}$ niż dla $h_{sp\dot{s}r}$.

Tab. 5.6. Wartości statystyki F_{obl} oraz współczynnika pewności ΔF (w nawiasach) dla zadawanych zmian wartości ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} jako czynnika wejściowego, wyznaczone dla różnych miar diagnostycznych (czynników wyjściowych modelu relacyjnego)

Stan obciążenia wg charakterystyki regulatorowej	Wartości F_{obl} oraz ΔF dla zmiennych wartości p_{wtr} , dla trzech miar diagnostycznych		
	$h_{sp\dot{s}r}$, kJ/kg	$\Delta T_{sp\dot{s}r}$, °C	$(\Delta T/\Delta \tau)_{\dot{s}r}$, K/s
1 (432W; 5,1A; 72V)	0,81 (-5,18)	225,60 (219,61)	70,53 (64,55)
2 (768W; 6,8A; 96V)	5,72 (-0,27)	85,06 (79,08)	85,23 (79,24)
3 (1200W; 8,5A; 120V)	15,05 (9,06)	263,41 (257,43)	263,88 (257,89)

Na rysunku 5.9 pokazano w sposób graficzny wartości współczynnika pewności ΔF dla zadawanych zmian wartości ciśnienia otwarcia wtryskiwacza jako czynnika wejściowego. Dane są przedstawione dla trzech punktów obciążenia silnika. Widoczny jest większy wpływ p_{wtr} w stanie 3 charakterystyki regulatorowej (największe obciążenie silnika) niż w stanach 1 i 2. Wpływ p_{wtr} na $h_{sp\dot{s}r}$ w stanach obciążenia 1 i 2 nie jest istotny, natomiast w stanie 3 jest znacznie mniejszy niż dla pozostałych miar diagnostycznych.



Rys. 5.9. Wartości współczynnika pewności ΔF dla zadawanych zmian wartości obciążenia silnika P w punktach 1, 2 i 3 charakterystyki regulatorowej oraz ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr}

Wyniki analizy jednoczynnikowej dla 4 etapu: zmiany wartości stopnia kompresji ϵ

W kolejnym etapie analizowano wpływ czynnika wejściowego, jakim jest stopień kompresji silnika ϵ na wartości czynników wyjściowych, takich jak: entalpia właściwa, wartość międzyszczytowa oraz intensywności zmian temperatury wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika, dla trzech stanów ustalonego obciążenia silnika, przedstawiono w tabelach Z4.3 a-i (załącznik 4). Punkty 1, 2 i 3 obciążenia silnika określone tymi parametrami wynikają z przyjętej charakterystyki regulatorowej, jak poprzednio.



W celu wyznaczenia wartości statystyki F_{obl} postawiono następujące hipotezy zerowe H_{0i} :

H_{01} : Stopień kompresji nie ma wpływu na entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych uśrednioną w obrębie jednego cyklu pracy silnika ($S_{II}^2 = S_I^2$).

H_{02} : Stopień kompresji nie ma wpływu na wartość międzyszczytową temperatury spalin wylotowych uśrednioną w obrębie jednego cyklu pracy silnika ($S_{II}^2 = S_I^2$).

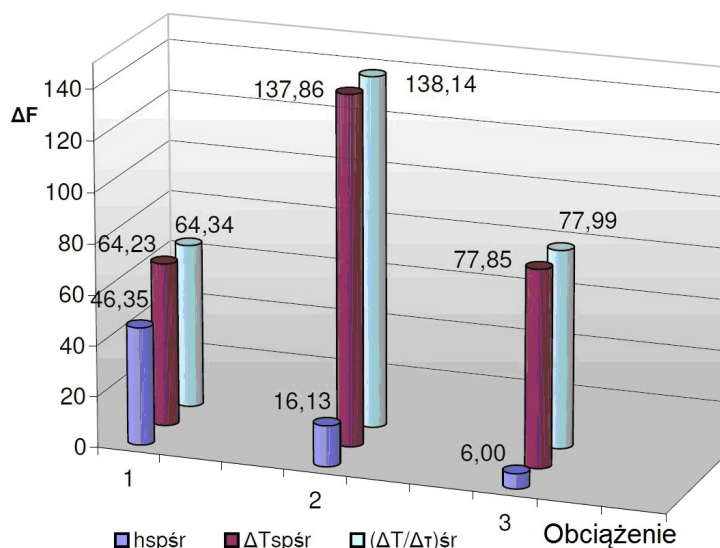
H_{03} : Stopień kompresji nie ma wpływu na intensywność zmian temperatury spalin wylotowych uśrednioną w obrębie jednego cyklu pracy silnika ($S_{II}^2 = S_I^2$).

Na podstawie danych liczbowych zestawionych w tabelach Z4.3 a–i oraz przyjętego $\alpha=0,05$ a także założonego prawostronnego obszaru krytycznego wyznaczono wartości wszystkich trzech miar diagnostycznych dla strumienia spalin wylotowych: w obrębie jednego cyklu pracy silnika oraz dla każdego stanu obciążenia. Obliczono liczbę stopni swobody dla licznika i mianownika ($f_1=1$ oraz $f_2=6$). Z tablic statystycznych [Korzyński, 2017] odczytano wartość krytyczną statystyki $F_{kr}=F_{(0,05;1;6)}=5,9874$ oraz obliczono wartości F_{obl} , które zestawiono w tabeli 5.7. W przypadku wszystkich analizowanych miar diagnostycznych spełniony został warunek: $F_{obl}>F_{kr}$ (dodatnie ΔF), więc konieczne było odrzucenie hipotezy zerowej i przyjęcie, że w rozpatrywanym zakresie zmienności obciążenia silnika oraz stopnia kompresji ma on (ϵ) istotny wpływ na wyznaczone miary diagnostyczne.

Tab. 5.7. Wartości statystyki F_{obl} oraz współczynnika pewności ΔF (w nawiasach) dla obniżonej wartości stopnia kompresji ϵ jako czynnika wejściowego, wyznaczone dla różnych miar diagnostycznych (czynniki wyjściowych modelu relacyjnego)

Stan obciążenia wg charakterystyki regulatorowej	Wartości F_{obl} oraz ΔF dla zmiennych wartości ϵ , dla trzech miar diagnostycznych		
	$h_{sp\acute{s}r}$, kJ/kg	$\Delta T_{sp\acute{s}r}$, °C	$(\Delta T/\Delta\tau)_{\acute{s}r}$, K/s
1 (432W; 5,1A; 72V)	52,34 (46,35)	70,22 (64,23)	70,32 (64,34)
2 (768W; 6,8A; 96V)	22,12 (16,13)	143,85 (137,86)	144,13 (138,14)
3 (1200W; 8,5A; 120V)	11,99 (6,00)	83,84 (77,85)	83,98 (77,99)

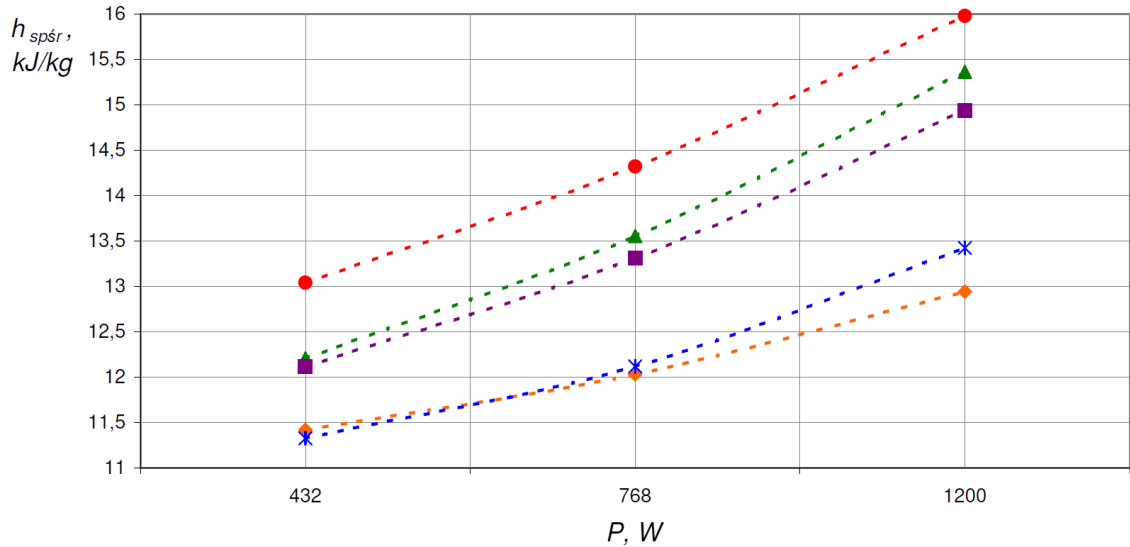
Na rysunku 5.10 przedstawiono wartości współczynnika pewności ΔF dla zadawanych zmian stopnia kompresji jako czynnika wejściowego oraz dla trzech stanów obciążenia silnika. Widoczny jest większy wpływ ϵ w przypadku średniej wartości międzyszczytowej $\Delta T_{sp\acute{s}r}$ oraz średniej intensywności zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta\tau)_{\acute{s}r}$, niż w przypadku średniej w obrębie jednego cyklu entalpii właściwej strumienia spalin wylotowych $h_{sp\acute{s}r}$.



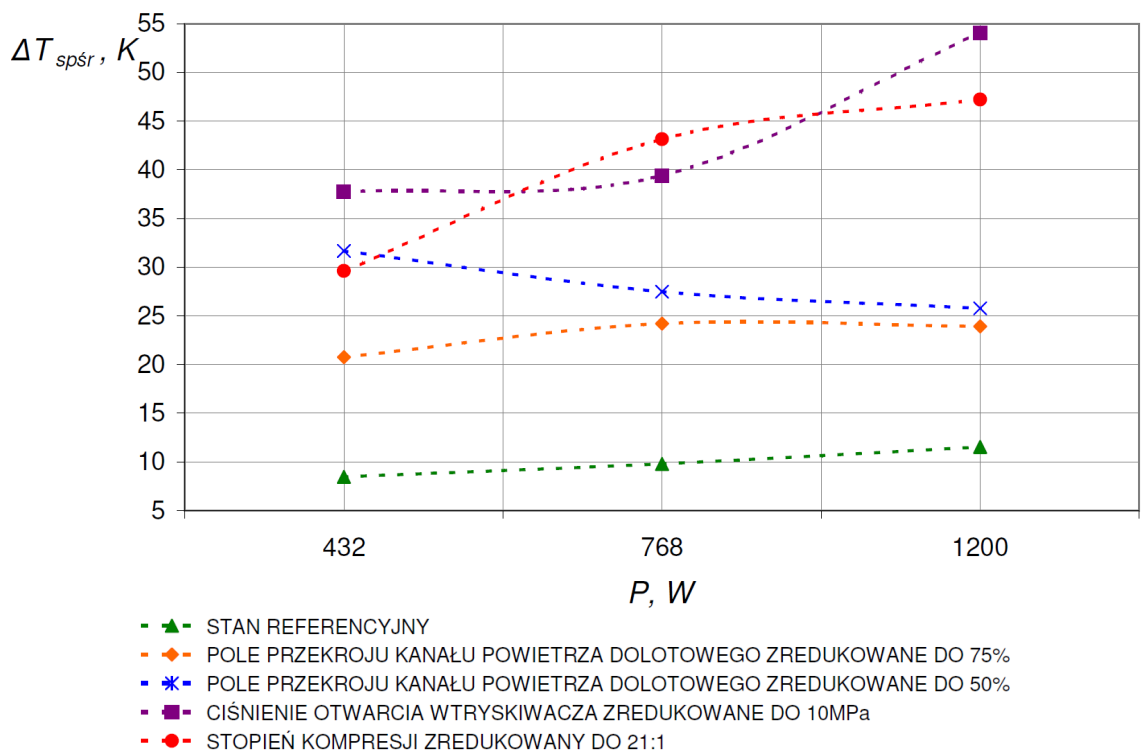
Rys. 5.10. Wartości współczynnika pewności ΔF dla zadawanych zmian wartości obciążenia silnika P w punktach 1, 2 i 3 charakterystyki regulatorowej oraz zmian wartości stopnia kompresji ϵ

Dla oceny istotności wpływu parametrów struktury w tle zmiennego obciążenia silnika wyznaczono charakterystyki obrazujące miary diagnostyczne ($h_{sp\dot{s}r}$, $\Delta T_{sp\dot{s}r}$, $(\Delta T/\Delta \tau)_{\dot{s}r}$) wyznaczone na podstawie przebiegów zmienności szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych, jako funkcji obciążenia badanego silnika – rys. 5.11. Miarą rozwarstwienia tych charakterystyk są zadawane zmiany wartości analizowanych parametrów struktury (A_{dol} , p_{wtr} , ϵ).

a)



b)



Rys. 5.11. Charakterystyki zmienności wyznaczonych miar diagnostycznych w obrębie jednego cyklu pracy jako funkcji obciążenia silnika dla stanu referencyjnego oraz dla stanów częściowej zdatości: a) entalpii właściwej strumienia spalin wylotowych, b) średniej wartości międzyszczytowej temperatury spalin wylotowych⁴⁰

⁴⁰ Stan referencyjny silnika $A_{dol}=100\%$, $p_{wtr}=12$ MPa, $\epsilon=22:1$.

Na podstawie wyników analizy statystycznej oraz sporządzonych charakterystyk zmienności wyznaczonych miar diagnostycznych w tle obciążenia silnika – rys. 5.11, w rozpatrywanym zakresie zadawanych zmian obciążenia oraz parametrów struktury konstrukcyjnej silnika, można sformułować następujące wnioski merytoryczne.

1. Zmniejszenie czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} istotnie wpływa na wszystkie trzy wyznaczone miary diagnostyczne – tab. 5.5. Najsilniejszy wpływ tego parametru struktury występuje w przypadku entalpii właściwej strumienia spalin wylotowych (największe ΔF).
2. Obniżone ciśnienie otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} wpłynęło istotnie na wartość międzyszczytową oraz intensywność zmian temperatury spalin wylotowych, dla wszystkich analizowanych obciążeń silnika. Natomiast wpływ tego parametru struktury na entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych był istotny tylko w stanie największego obciążenia silnika – tab. 5.6. Z kolei wpływ ciśnienia otwarcia wtryskiwacza na entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych był znacznie mniejszy ($\Delta F \approx 9$), niż w przypadku pozostałych dwóch miar diagnostycznych, gdzie wartość współczynnika pewności ΔF była rzędu kilkudziesięciu, a nawet kilkuset jednostek.
3. Wpływ obniżonego stopnia kompresji ε był istotny w przypadku wszystkich wyznaczonych miar diagnostycznych oraz dla całego rozpatrywanego zakresu zmienności obciążenia silnika – tab. 5.7.
4. Dla entalpii właściwej strumienia spalin wylotowych $h_{sp\acute{s}r}$ obniżony stopień kompresji spowodował wzrost wartości tej miary diagnostycznej. Natomiast pozostałe zmiany parametrów struktury (zmniejszenie czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego oraz obniżenie ciśnienia otwarcia wtryskiwacza paliwa) względem stanu referencyjnego, skutkowały spadkiem wartości tej miary diagnostycznej ($h_{sp\acute{s}r}$) – rys. 5.11a.
5. W przypadku średniej wartości międzyszczytowej i intensywności zmian temperatury spalin wylotowych wszystkie wprowadzane zmiany parametrów struktury spowodowały wzrost tych miar diagnostycznych, co należy interpretować jako wzrost fluktuacji przebiegu szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych – rys. 5.11b.

Statystyczna analiza jednoczynnikowa jednoznacznie wykazała, że ciśnienie otwarcia wtryskiwacza nie ma istotnego wpływu na entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych w stanach obciążenia 1 i 2 według charakterystyki regulatorowej silnika. Natomiast w stanie 3 wpływ tego parametru diagnostycznego był istotny, jednak znacznie mniejszy ($\Delta F=9,06$), niż jego wpływ na pozostałe dwie miary diagnostyczne, gdzie wartość współczynnika pewności ΔF była rzędu kilkudziesięciu, a nawet kilkuset jednostek. Z tego względu uznano, że w analizie dwuczynnikowej nie będzie brane pod uwagę ciśnienie otwarcia wtryskiwacza jako czynnik wpływający na entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika.

W przypadku analizy statystycznej dwuczynnikowej obok zdefiniowanych efektów głównych możliwe jest także określenie czy występuje efekt interakcji tzn. czy dwa czynniki wejściowe ze sobą współdziałają i wspólnie wpływają na czynnik wyjściowy. Jest to możliwe dzięki weryfikacji, oprócz wcześniej testowanych hipotez statystycznych, również dodatkowej interakcyjnej hipotezy zerowej:

H_{04} : Nie ma interakcji pomiędzy obciążeniem silnika a badanym parametrem struktury.

Jako efekty główne analizy dwuczynnikowej uznano odpowiedzi na pytania:

1. Czy parametr struktury (A_{dol} , p_{wtr} , ε) wpływa na wyznaczone miary diagnostyczne ($h_{\acute{s}r}$, $\Delta T_{sp\acute{s}r}$, $(\Delta T/\Delta \tau)_{\acute{s}r}$), niezależnie od obciążenia silnika?

2. Czy obciążenie silnika wpływa na wyznaczone miary diagnostyczne, niezależnie od parametrów struktury?
Natomiast efektem sprawdzenia interakcji jest odpowiedź na pytanie:
3. Czy rozpatrywany parametr struktury i obciążenie silnika wspólnie wpływają na wyznaczone miary diagnostyczne?

W przypadku odrzucenia hipotezy zerowej interakcyjnej oraz odpowiedzi negatywnej na pytanie nr 3, uznaje się, że interakcja nie zachodzi, więc dwa rozpatrywane czynniki wejściowe są addytywne, co oznacza, że nie wpływają wspólnie na wariancję, a jedynie na wartość średnią czynnika wyjściowego.

Analiza dwuczynnikowa: wpływ obciążenia silnika i czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego na zdefiniowane miary diagnostyczne

W tabelach 5.8a i 5.8b przedstawiono wyniki analizy statystycznej, w której oceniano, który z dwóch parametrów wejściowych: obciążenie silnika P czy czynne pole przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} , ma większy wpływ na entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika $h_{sp\bar{s}r}$. Obliczenia wykonano zgodnie ze schematem przedstawionym w punkcie 3.3 niniejszej rozprawy. Liczba stopni swobody dla mianownika f_2 wynosiła 4, liczba stopni swobody dla licznika pierwszego czynnika (P) f_{I1} – 2. Tyle samo wynosiła liczba stopni swobody dla licznika drugiego czynnika (A_{dol}) f_{II1} . Interakcyjna liczba stopni swobody wynosiła 4, natomiast liczba poziomów zmienności obu czynników p i q wynosiła tyle samo, czyli 3. W każdej z grup analizowano 18 pomiarów, a zatem ogólna (całkowita) liczba stopni swobody wynosiła 53, zaś wewnątrzgrupowa (błądu) – 45. Wartość krytyczna statystyki odczytana z tablic wynosiła dla wierszy i kolumn $F_{kr(0,05;2;45)}=3,20432$, dla interakcji $F_{kr(0,05;4;45)}=2,57874$ dla przyjętego poziomu istotności $\alpha=0,05$ oraz założonego prawostronnego obszaru krytycznego. Obliczono wartości współczynnika pewności ΔF_I , ΔF_{II} oraz ΔF_i , na podstawie których oceniono istotność wpływu obu czynników wejściowych na wyznaczone miary diagnostyczne oraz określono czy istnieje interakcja pomiędzy obydwooma czynnikami wejściowymi: P oraz A_{dol} .

Tab. 5.8a. Wartości entalpii właściwej strumienia spalin wylotowych $h_{sp\bar{s}r}$ dla różnych poziomów zmienności: obciążenia silnika P oraz czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol}

Obciążenie silnika P, W	Otwarcie zaworu powietrza dolotowego, %			\bar{h}_{sr}
	100	75	50	
432	12,2064	11,4169	11,3255	11,6496
768	13,4663	12,0307	12,1179	12,5383
1200	15,2901	12,9418	13,4216	13,8845
\bar{h}_j	13,6543	12,1298	12,2883	12,6908

Tab. 5.8b. Wartości statystyki obliczeniowej F_{obl} , interakcyjnej F_i oraz współczynnika pewności ΔF dla jednoczesnego wpływu obciążenie silnika P (pierwszy czynnik wejściowy - indeks "I") oraz czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} (drugi czynnik wejściowy - indeks "II") na entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych $h_{sp\bar{s}r}$

Statystyka obliczeniowa	Wartość statystyki obliczeniowej	Współczynnik pewności	Wartość współczynnika pewności
F_{oblI}	1014,76	$\Delta F_I = F_{oblI} - F_{kri}$	1011,55
F_{oblII}	563,01	$\Delta F_{II} = F_{oblII} - F_{kriII}$	559,8
F_{oblI}	41,98	$\Delta F_i = F_{oblI} - F_{kri}$	39,4

Na podstawie danych liczbowych zestawionych w tabeli 5.8b możliwe jest zaobserwowanie (w analizowanym zakresie zmienności parametrów wejściowych) bardzo istotnego wpływu obciążenia silnika P na entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych

$h_{sp\acute{s}r}$ (współczynnik pewności $\Delta F_I=1011,55$). Istotnie pod względem statystycznym wpłynęła również wartość czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} na entalpię właściwą strumienia spalin $h_{sp\acute{s}r}$ ($\Delta F_{II}=559,8$). Stwierdzono także interakcję pomiędzy obciążeniem silnika P oraz polem przekroju A_{dol} – interakcyjny współczynnik pewności ΔF_i wynosi 39,4.

W przypadku analizy statystycznej parametrów diagnostycznych, jakimi są średnia wartość międzyszczytowa oraz średnia intensywność zmian temperatury spalin wylotowych, jej wyniki przedstawiono w tabelach 5.9a i 5.9b oraz 5.10a i 5.10b. Wszystkie wartości danych wejściowych do obliczeń i danych tablicowych oraz przyjęte założenia są identyczne jak powyżej, ze względu na tę samą grupę danych poddanych analizie statystycznej.

Tab. 5.9a. Średnie wartości międzyszczytowe temperatury spalin wylotowych $\Delta T_{sp\acute{s}r}$ dla różnych poziomów zmienności: obciążenia silnika P oraz czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol}

Obciążenie silnika P, W	Otwarcie zaworu powietrza dolotowego, %			$\Delta \bar{T}_{\acute{s}r}$
	100	75	50	
432	9,1012	20,7538	31,6558	20,5036
768	9,7798	24,2079	27,4736	20,4871
1200	11,0053	23,9145	25,7771	20,2323
$\Delta \bar{T}_j$	9,9621	22,9587	28,3022	20,40767

Tab. 5.9b. Wartości statystyki obliczeniowej F_{obl} , interakcyjnej F_{oblI} oraz współczynników pewności ΔF i ΔF_i dla jednoczesnego wpływu obciążenia silnika P (pierwszy czynnik wejściowy - indeks "I") oraz czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} (drugi czynnik wejściowy - indeks "II") na średnią wartość międzyszczytową temperatury spalin wylotowych $\Delta T_{sp\acute{s}r}$

Statystyka obliczeniowa	Wartość statystyki obliczeniowej	Współczynnik pewności	Wartość współczynnika pewności
F_{oblI}	0,014	$\Delta F_I = F_{oblI} - F_{kri}$	-3,19
F_{oblII}	56,77	$\Delta F_{II} = F_{oblII} - F_{kriII}$	53,57
F_{oblI}	1,456	$\Delta F_i = F_{oblI} - F_{kri}$	-1,123

W przypadku oceny wpływu obciążenia silnika P oraz czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} na miary diagnostyczne, jakimi są średnia wartość międzyszczytowa temperatury spalin wylotowych $\Delta T_{sp\acute{s}r}$ – tab. 5.9b oraz wartość średniej intensywności zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta \tau)_{\acute{s}r}$ – tab. 5.10b, wnioski dla obu miar są analogiczne. Zaobserwowano istotny wpływ pola przekroju A_{dol} na obie miary diagnostyczne – $\Delta T_{sp\acute{s}r}$ oraz $(\Delta T/\Delta \tau)_{\acute{s}r}$, w przypadku których współczynnik pewności ΔF_{II} wynosi 53,57. Nie stwierdzono jednak wpływu obciążenia silnika P na te miary diagnostyczne ($\Delta F_I=-3,19$). Wykluczono także interakcję pomiędzy obciążeniem silnika P oraz polem przekroju A_{dol} – interakcyjny współczynnik pewności ΔF_i jest ujemny i wynosi -1,124.

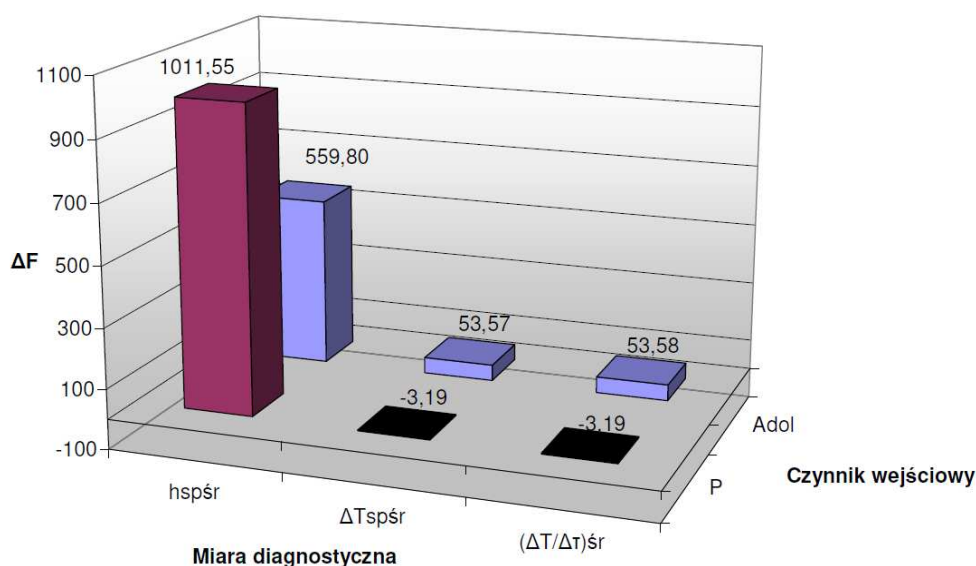
Tab. 5.10a. Wartości średniej intensywności zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta \tau)_{\acute{s}r}$ dla różnych poziomów zmienności: obciążenia silnika P oraz czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol}

Obciążenie silnika P, W	Otwarcie zaworu powietrza dolotowego, %			$\left(\frac{\Delta \bar{T}}{\Delta \tau}\right)_{\acute{s}r}$
	100	75	50	
432	228,9185	523,0296	796,2211	516,0564
768	245,9853	610,0786	691,0210	515,6980
1200	276,8104	602,6838	648,3587	509,2843
$\left(\frac{\Delta \bar{T}}{\Delta \tau}\right)_j$	250,5714	578,5973	711,8699	513,6796

Tab. 5.10b. Wartości statystyki obliczeniowej F_{obl} , interakcyjnej F_{obli} oraz współczynników pewności ΔF i ΔF_i dla jednoczesnego wpływu obciążenia silnika P (pierwszy czynnik wejściowy - indeks "I") oraz czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} (drugi czynnik wejściowy - indeks "II") na wartość średniej intensywności zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta \tau)_{sr}$,

Statystyka obliczeniowa	Wartość statystyki obliczeniowej	Współczynnik pewności	Wartość współczynnika pewności
F_{oblI}	0,014	$\Delta F_I = F_{oblI} - F_{kri}$	-3,19
F_{oblII}	56,78	$\Delta F_{II} = F_{oblII} - F_{kriII}$	53,57
F_{obli}	1,455	$\Delta F_i = F_{obli} - F_{kri}$	-1,124

Dla oceny istotności wpływu na drodze analizy statystycznej dwuczynnikowej – rys. 5.12, który z parametrów wejściowych: obciążenie P czy czynne pole przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} , ma większy wpływ na badane miary diagnostyczne, wynik nie jest tak jednoznaczny. Widoczne jest, że niektóre wartości statystyk F_{obl} są poniżej wartości krytycznej F_{kr} , co oznacza brak istotnego wpływu tychże czynników wejściowych na wyznaczone miary sygnału diagnostycznego szybkozmienniej temperatury spalin wylotowych. Należą do nich: wpływ obciążenia silnika P na średnią intensywność zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta \tau)_{sr}$ oraz na średnią wartość międzyszczytową temperatury spalin wylotowych $\Delta T_{sp\acute{s}r}$. W pozostałych przypadkach $F_{obl} > F_{kr}$, jednak widoczne są różne wartościami współczynnika pewności ΔF dla oceny wpływu A_{dol} na $\Delta T_{sp\acute{s}r}$ oraz $(\Delta T/\Delta \tau)_{sr}$, gdzie współczynnik pewności wyniósł niespełna 54. Natomiast wpływ A_{dol} na $h_{sp\acute{s}r}$ jest większy niż dla $(\Delta T/\Delta \tau)_{sr}$ oraz $\Delta T_{sp\acute{s}r}$. Interesujący jest również fakt, iż na entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych większy wpływ ma obciążenie silnika niż ilość powietrza doprowadzanego do komory spalania, jednak oba czynniki wejściowe oddziałujące jednocześnie mają wpływ istotny, gdyż wartości współczynnika pewności ΔF są bardzo wysokie (559,8 i 1011,55). Interakcja pomiędzy obciążeniem silnika P a czynnym polem przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} została udowodniona na drodze analizy statystycznej jedynie w przypadku miary diagnostycznej, jaką jest $h_{sp\acute{s}r}$. Dla pozostałych dwóch miar czynniki są addytywne, co oznacza brak jednoczesnego wpływu na zmienną zależną, jaką jest wyznaczona miara diagnostyczna $((\Delta T/\Delta \tau)_{sr}$ oraz $\Delta T_{sp\acute{s}r}$).



Rys. 5.12. Wartości współczynnika istotności ΔF dla analizy dwuczynnikowej jednoczesnego wpływu obciążenia silnika P oraz czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} na wartości zdefiniowanych miar diagnostycznych

Analiza dwuczynnikowa: wpływ obciążenia silnika i ciśnienia otwarcia wtryskiwacza na zdefiniowane miary diagnostyczne

W przypadku analizy statystycznej parametrów diagnostycznych, jakimi są średnia wartość międzyszczytowa $\Delta T_{sp\bar{s}r}$ oraz średnia intensywność zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta \tau)_{sr}$, oceniano, który z dwóch parametrów wejściowych: obciążenie silnika P czy ciśnienie otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} , ma większy wpływ na rozpatrywane miary diagnostyczne, a jej wyniki przedstawiono w tabelach 5.11a i 5.11b oraz 5.12a i 5.12b. Obliczenia wykonano zgodnie z algorytmem opisanym w punkcie 3.3 niniejszej rozprawy. Liczba stopni swobody dla licznika pierwszego czynnika (P) $f_{I1} = 2$, liczba stopni swobody dla licznika drugiego czynnika (p_{wtr}) $f_{II1} = 1$, natomiast liczba stopni swobody dla mianownika f_2 wynosiła 2. Interakcyjna liczba stopni swobody wynosiła 2, natomiast liczba poziomów zmienności czynników wynosiła odpowiednio: $p=3$ i $q=2$. W każdej z grup rozpatrywano 8 pomiarów, zatem ogólna liczba stopni swobody wynosiła 23, zaś wewnątrzgrupowa – 18. Wartość krytyczna statystyki odczytana z tablic wynosiła dla wierszy $F_{kr(0,05; 2; 18)}=3,55456$ i kolumn $F_{kr(0,05; 1; 18)}=4,41387$, zaś dla interakcji $F_{kr(0,05; 2; 18)}=3,55456$ (dane tablicowe) dla przyjętego poziomu istotności $\alpha=0,05$ oraz założonego prawostronnego obszaru krytycznego. Obliczono dodatkowo wartości współczynników pewności ΔF_I , ΔF_{II} oraz ΔF_i , a także oceniono istotność wpływu obu czynników wejściowych na analizowane miary diagnostyczne. Sprawdzone również czy istnieje interakcja pomiędzy obydwojema czynnikami wejściowymi: P oraz p_{wtr} .

Na podstawie danych liczbowych zestawionych w tabeli 5.11b możliwe jest potwierdzenie (w analizowanym zakresie zmienności parametrów wejściowych) bardzo istotnego wpływu ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} na średnią wartość międzyszczytową temperatury spalin wylotowych $\Delta T_{sp\bar{s}r}$ (współczynnik pewności $\Delta F_{II}=486,66$). Istotnie pod względem statystycznym wpłynęła również zmiana obciążenia silnika P na tę samą miarę diagnostyczną ($\Delta F_I=12,81$). Wykazano także interakcję pomiędzy obciążeniem silnika P oraz ciśnieniem otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} – interakcyjny współczynnik pewności ΔF_i wynosi 4,12.

Tab. 5.11a. Średnie wartości międzyszczytowe temperatury spalin wylotowych $\Delta T_{sp\bar{s}r}$ dla różnych poziomów zmienności: obciążenia silnika P oraz ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr}

Obciążenie silnika P, W	Ciśnienie otwarcia wtryskiwacza, MPa		$\Delta \bar{T}_{sr}$
	13	10	
432	8,1601	37,7399	22,9500
768	9,8187	39,4037	24,6112
1200	11,7973	54,0548	32,9260
$\Delta \bar{T}_j$	9,9254	43,7328	26,8291

Tab. 5.11b. Wartości statystyki obliczeniowej F_{obl} , interakcyjnej F_{obli} oraz współczynników pewności ΔF i ΔF_i dla jednoczesnego wpływu obciążenia silnika P (pierwszy czynnik wejściowy - indeks "I") oraz ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} (drugi czynnik wejściowy - indeks "II") na średnią wartość międzyszczytową temperatury spalin wylotowych $\Delta T_{sp\bar{s}r}$

Statystyka obliczeniowa	Wartość statystyki obliczeniowej	Współczynnik pewności	Wartość współczynnika pewności
F_{oblI}	16,367	$\Delta F_I = F_{oblI} - F_{krI}$	12,81
F_{oblII}	491,07	$\Delta F_{II} = F_{oblII} - F_{krII}$	486,66
F_{obli}	7,67	$\Delta F_i = F_{obli} - F_{kri}$	4,12

Na podstawie danych przedstawionych w tabeli 5.12b możliwe jest również potwierdzenie bardzo istotnego wpływu ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} na średnią intensywność zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta \tau)_{sr}$ – współczynnik pewności $\Delta F_{II}=309,73$. Istotnie pod

względem statystycznym wpłynęła również zmiana obciążenia silnika P na $(\Delta T/\Delta \tau)_{\text{sr}}$, jednakże wartość współczynnika pewności była znacznie mniejsza ($\Delta F_I=1,65$). Nie wykazano natomiast interakcji pomiędzy obciążeniem silnika P oraz ciśnieniem otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} dla analizowanej miary diagnostycznej – interakcyjny współczynnik pewności ΔF_i jest ujemny i wynosi -0,08.

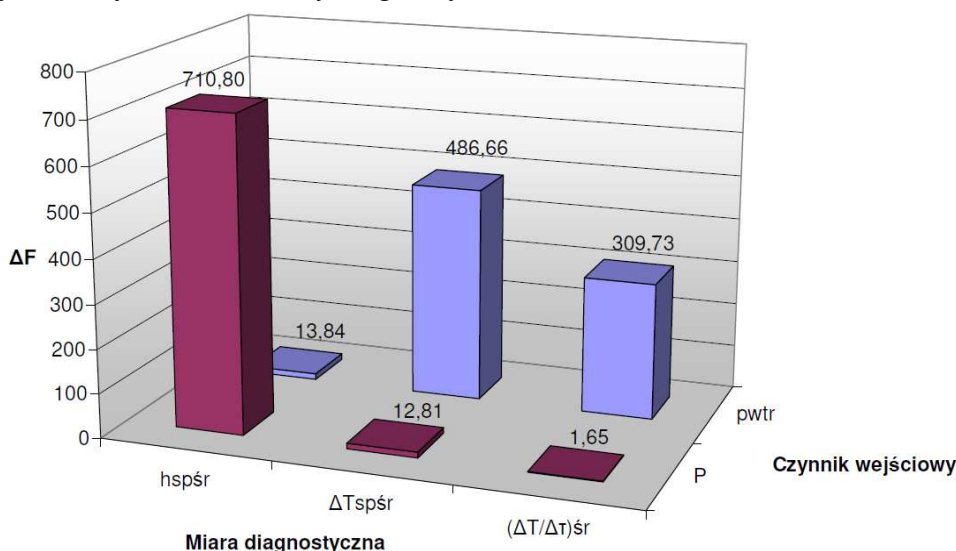
Tab. 5.12a. Wartości średniej intensywności zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta \tau)_{\text{sr}}$ dla różnych poziomów: obciążenia silnika P oraz ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr}

Obciążenie silnika P, W	Ciśnienie otwarcia wtryskiwacza, MPa		$\left(\frac{\Delta \bar{T}}{\Delta \tau}\right)_{\text{sr}}$
	13	10	
432	205,2473	1219,6035	712,4254
768	246,9644	993,0376	620,0010
1200	296,7303	1362,2685	829,4994
$\left(\frac{\Delta \bar{T}}{\Delta \tau}\right)_j$	249,6474	1191,6365	720,6419

Tab. 5.12b. Wartości statystyki obliczeniowej F_{obl} , interakcyjnej F_{obli} oraz współczynników pewności ΔF i ΔF_i dla jednoczesnego wpływu obciążenia silnika P (pierwszy czynnik wejściowy - indeks "I") oraz ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} (drugi czynnik wejściowy - indeks "II") na wartość średniej intensywności zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta \tau)_{\text{sr}}$

Statystyka obliczeniowa	Wartość statystyki obliczeniowej	Współczynnik pewności	Wartość współczynnika pewności
F_{oblI}	5,203	$\Delta F_I = F_{\text{oblI}} - F_{\text{krI}}$	1,65
F_{oblII}	314,14	$\Delta F_{II} = F_{\text{oblII}} - F_{\text{krII}}$	309,73
F_{obli}	3,47	$\Delta F_i = F_{\text{obli}} - F_{\text{krI}}$	-0,08

W przypadku oceny istotności wpływu na drodze analizy statystycznej dwuczynnikowej – rys. 5.13, który z parametrów wejściowych: obciążenie silnika P czy ciśnienie otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} , ma większy wpływ na rozpatrywane miary diagnostyczne, wynik jest bardziej jednoznaczny. Widoczne jest, że wszystkie wartości współczynnika pewności ΔF są dodatnie, więc $F_{\text{obl}} > F_{\text{kr}}$, co oznacza istotny, jednoczesny wpływ tychże parametrów wejściowych na wyznaczone miary diagnostyczne.



Rys. 5.13. Wartości współczynnika istotności ΔF dla analizy dwuczynnikowej jednoczesnego wpływu obciążenia silnika P oraz ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} na wartości zdefiniowanych miar diagnostycznych

Na rysunku 5.13 zaznaczono również wynik analizy dwuczynnikowej dla miary diagnostycznej, jaką jest $h_{\text{spśr}}$, mimo jej eliminacji po pierwszym etapie badań statystycznych (analizy jednoczynnikowej). Wynik analizy dwuczynnikowej wskazuje, że oba czynniki

wejściowe oddziałujące jednocześnie mają istotny wpływ na tę miarę diagnostyczną, jednak nie występuje interakcja między nimi. Analizując wartości współczynnika pewności ΔF widoczne jest, że p_{wtr} wpływa znacznie istotniej na $(\Delta T/\Delta \tau)_{sr}$ oraz $\Delta T_{sp\acute{s}r}$, niż na $h_{sp\acute{s}r}$, a w przypadku wpływu obciążenia występuje sytuacja odwrotna. W przypadku oceny występowania interakcji pomiędzy analizowanymi czynnikami wejściowymi P i p_{wtr} , potwierdzono interakcję między nimi tylko w przypadku $\Delta T_{sp\acute{s}r}$.

Analiza dwuczynnikowa: wpływ obciążenia silnika i stopnia kompresji na zdefiniowane miary diagnostyczne

W tabelach 5.13a i b przedstawiono wyniki analizy statystycznej dotyczącej oceny, który z dwóch parametrów wejściowych: obciążenie silnika P czy jego stopień kompresji ϵ , ma większy wpływ na entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych $h_{sp\acute{s}r}$ w obrębie jednego cyklu pracy silnika. Obliczenia wykonano zgodnie z procedurą przedstawioną w punkcie 3.3 niniejszej rozprawy. Liczba stopni swobody dla mianownika f_2 wynosiła 2, liczba stopni swobody dla licznika pierwszego czynnika (P) $f_{1I} - 2$, natomiast liczba stopni swobody dla licznika drugiego czynnika (p_{wtr}) $f_{1II} - 1$, interakcyjna liczba stopni swobody wynosiła 2, natomiast liczba poziomów zmienności czynników wejściowych wynosiła: $p=3$ i $q=2$. W każdej z grup analizowano 8 pomiarów, zatem całkowita liczba stopni swobody wynosiła 23, zaś błędu – 18. Wartość krytyczna statystyki wynosiła dla wierszy $F_{kr(0,05; 2; 18)}=3,55456$, natomiast dla kolumn $F_{kr(0,05; 1; 18)}=4,41387$, zaś dla interakcji $F_{kr(0,05; 2; 18)}=3,55456$ (dane tablicowe) dla przyjętego poziomu istotności $\alpha=0,05$ i założonego prawostronnego obszaru krytycznego. Wyznaczono wartości współczynników pewności ΔF_I , ΔF_{II} oraz ΔF_i , a także oceniono istotność wpływu obu czynników wejściowych na zdefiniowane miary diagnostyczne. Określono również czy istnieje interakcja pomiędzy obydwojema czynnikami wejściowymi: P oraz ϵ .

Tab. 5.13a. Wartości entalpii właściwej strumienia spalin wylotowych $h_{sp\acute{s}r}$ dla różnych poziomów zmienności: obciążenia silnika P oraz stopnia kompresji ϵ

Obciążenie silnika P, W	Stopień kompresji, -		$\bar{h}_{sp\acute{s}r}$
	22	21	
432	12,2056	13,0389	12,6223
768	13,5979	14,3220	13,9599
1200	15,3992	15,9796	15,6894
\bar{h}_j	13,7342	14,4469	14,0905

Tab. 5.13b. Wartości statystyki obliczeniowej F_{obl} , interakcyjnej F_{obli} oraz współczynników pewności ΔF i ΔF_i dla jednoczesnego wpływu obciążenia silnika P (pierwszy czynnik wejściowy - indeks "I") oraz stopnia kompresji ϵ (drugi czynnik wejściowy - indeks "II") na entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych $h_{sp\acute{s}r}$

Statystyka obliczeniowa	Wartość statystyki obliczeniowej	Współczynnik pewności	Wartość współczynnika pewności
F_{oblI}	436,08	$\Delta F_I = F_{oblI} - F_{kri}$	432,53
F_{oblII}	70,24	$\Delta F_{II} = F_{oblII} - F_{kriII}$	65,83
F_{obli}	0,74	$\Delta F_i = F_{obli} - F_{kri}$	-2,81

Dane przedstawione w tabeli 5.13b pozwalają na potwierdzenie (w analizowanym zakresie zmienności parametrów wejściowych) bardzo istotnego wpływu obciążenia silnika P na entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych $h_{sp\acute{s}r}$ (współczynnik pewności $\Delta F_I=432,53$). Istotnie pod względem statystycznym wpłynęła również wartość stopnia kompresji ϵ na entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych ($\Delta F_{II}=65,83$). Nie wykazano na drodze analizy statystycznej interakcji pomiędzy obciążeniem silnika P oraz stopniem kompresji ϵ na entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych $h_{sp\acute{s}r}$ – interakcyjny współczynnik pewności ΔF_i jest ujemny i wynosi -2,81.

W przypadku analizy statystycznej czynników wyjściowych, jakimi są średnia wartość międzyszczytowa $\Delta T_{sp\bar{s}r}$ oraz średnia intensywność zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta \tau)_{\bar{s}r}$, jej wyniki przedstawiono w tabelach 5.14a i b oraz 5.15a i b. Wszystkie wartości danych wejściowych do obliczeń i danych tablicowych oraz przyjęte założenia są takie same jak powyżej, ze względu na tę samą grupę danych poddanych analizie statystycznej.

Wyniki obliczeń zestawione w tabeli 5.14b pozwalają na potwierdzenie bardzo istotnego wpływu stopnia kompresji ϵ na średnią wartość międzyszczytową temperatury spalin wylotowych $\Delta T_{sp\bar{s}r}$ (współczynnik pewności $\Delta F_{II}=273,84$). Istotnie pod względem statystycznym wpłynęła również zmiana obciążenia silnika P na tę samą miarę diagnostyczną ($\Delta F_I=8,75$). Potwierdzono także na drodze analizy statystycznej interakcję pomiędzy obciążeniem silnika P oraz stopniem kompresji ϵ na średnią wartość międzyszczytową temperatury spalin wylotowych $\Delta T_{sp\bar{s}r}$ – interakcyjny współczynnik pewności ΔF_i wynosił 2,28.

Tab. 5.14a. Średnie wartości międzyszczytowe temperatury spalin wylotowych $\Delta T_{sp\bar{s}r}$ dla różnych poziomów zmienności: obciążenia silnika P i stopnia kompresji ϵ

Obciążenie silnika P, W	Stopień kompresji, -		$\Delta \bar{T}_{\bar{s}r}$
	22	21	
432	8,16012	29,5993	18,8797
768	9,8187	43,1449	26,4818
1200	11,7973	47,2180	29,5076
$\Delta \bar{T}_j$	9,9254	39,9874	24,9564

Tab. 5.14b. Wartości statystyki obliczeniowej F_{obl} , interakcyjnej F_{obli} oraz współczynników pewności ΔF i ΔF_i dla jednoczesnego wpływu obciążenia silnika P (pierwszy czynnik wejściowy - indeks "I") oraz stopnia kompresji ϵ (drugi czynnik wejściowy - indeks "II") na średnią wartość międzyszczytową temperatury spalin wylotowych $\Delta T_{sp\bar{s}r}$

Statystyka obliczeniowa	Wartość statystyki obliczeniowej	Współczynnik pewności	Wartość współczynnika pewności
F_{oblI}	12,31	$\Delta F_I = F_{oblI} - F_{kri}$	8,75
F_{oblII}	278,25	$\Delta F_{II} = F_{oblII} - F_{kriII}$	273,84
F_{obli}	5,84	$\Delta F_i = F_{obli} - F_{kri}$	2,28

Natomiast dane przedstawione w tabeli 5.15b pozwalają na potwierdzenie (w analizowanym zakresie zmienności parametrów wejściowych) bardzo istotnego wpływu stopnia kompresji ϵ na średnią intensywność zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta \tau)_{\bar{s}r}$ (współczynnik pewności $\Delta F_{II}=274,3$). Istotnie pod względem statystycznym wpłynęła również wartość obciążenia silnika P na $(\Delta T/\Delta \tau)_{\bar{s}r}$ – $\Delta F_I=8,75$. Potwierdzono także interakcję pomiędzy obciążeniem silnika P oraz stopniem kompresji ϵ na średnią intensywność zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta \tau)_{\bar{s}r}$ ($\Delta F_i=2,28$).

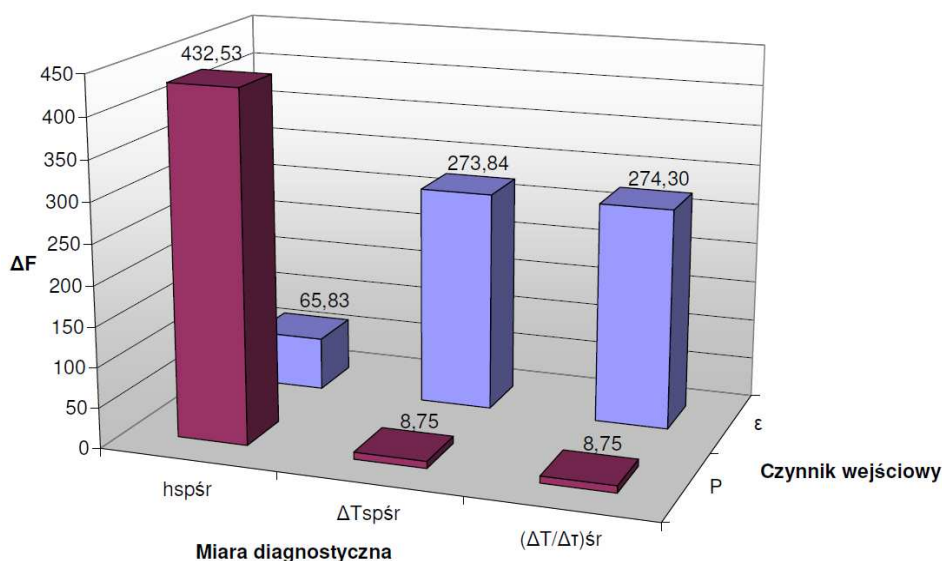
Tab. 5.15a. Wartości średniej intensywności zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta \tau)_{\bar{s}r}$ dla różnych poziomów zmienności: obciążenia silnika P i stopnia kompresji ϵ

Obciążenie silnika P, W	Stopień kompresji, -		$\left(\frac{\Delta \bar{T}}{\Delta \tau}\right)_{\bar{s}r}$
	22	21	
432	205,2473	745,9505	475,5989
768	246,9644	1087,3215	667,1430
1200	296,7303	1189,9695	743,3499
$\left(\frac{\Delta \bar{T}}{\Delta \tau}\right)_j$	249,6474	1007,7472	628,6973

Tab. 5.15b. Wartości statystyki obliczeniowej F_{obl} , interakcyjnej F_{oblI} oraz współczynników pewności ΔF i ΔF_i dla jednoczesnego wpływu obciążenia silnika P (pierwszy czynnik wejściowy - indeks "I") oraz stopnia kompresji ε (drugi czynnik wejściowy - indeks "II") na średnią intensywność zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta \tau)_{\text{sr}}$

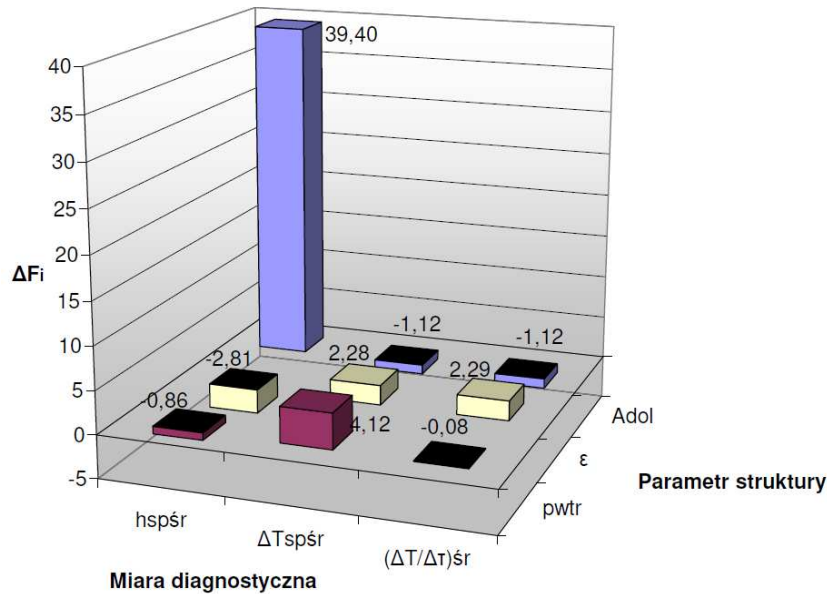
Statystyka obliczeniowa	Wartość statystyki obliczeniowej	Współczynnik pewności	Wartość współczynnika pewności
F_{oblI}	12,31	$\Delta F_i = F_{oblI} - F_{kri}$	8,75
F_{oblII}	278,71	$\Delta F_{II} = F_{oblII} - F_{kriII}$	274,3
F_{oblI}	5,84	$\Delta F_i = F_{oblI} - F_{kri}$	2,28

W przypadku oceny istotności wpływu jako, wyniku analizy statystycznej dwuczynnikowej – rys. 5.14, który z parametrów wejściowych: obciążenie silnika P czy stopień kompresji ε , ma większy wpływ na rozpatrywane miary diagnostyczne, wynik również jest dość jednoznaczny. Widoczny jest istotny wpływ obu czynników wejściowych na wszystkie miary diagnostyczne, jednakże wartości współczynnika pewności ΔF różnią się znacznie. W przypadku obciążenia silnika P największy wpływ występuje dla $h_{sp\text{sr}}$ ($\Delta F=432,53$), natomiast stopień kompresji ε wpływał najistotniej na $(\Delta T/\Delta \tau)_{\text{sr}}$ oraz $\Delta T_{sp\text{sr}}$ ($\Delta F=274,3$ oraz $\Delta F=273,84$). Udowodniono interakcję pomiędzy P i ε dla średniej wartości międzyszczytowej $\Delta T_{sp\text{sr}}$ oraz dla średniej intensywności zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta \tau)_{\text{sr}}$, mimo niewielkich wartości współczynnika pewności $\Delta F=2,28$, jednakże w przypadku entalpii właściwej strumienia spalin wylotowych oba czynniki okazały się addytywne.



Rys. 5.14. Wartości współczynnika istotności ΔF dla analizy dwuczynnikowej wpływu obciążenia silnika P oraz stopnia kompresji ε na wartości zdefiniowanych miar diagnostycznych

Analizując wartości interakcyjnego współczynnika pewności ΔF_i dla interakcji parametrów struktury (A_{dol} , p_{wtr} , ε) oraz obciążenia silnika P – rys. 5.15, widoczna jest najsilniejsza interakcja w przypadku jednoczesnego wpływu A_{dol} i P na $h_{sp\text{sr}}$ ($\Delta F_i=39,4$). Oznacza to, że oba parametry (obciążenia silnika i struktury) silnie od siebie zależą (jeden czynnik zmienia się w zależności od wartości drugiego czynnika). Interakcje wykazują także pary czynników wejściowych P i ε (dla $(\Delta T/\Delta \tau)_{\text{sr}}$ oraz $\Delta T_{sp\text{sr}}$) oraz P i p_{wtr} (dla $\Delta T_{sp\text{sr}}$), jednak w tym przypadku wartość ΔF_i zmienia się w zakresie od 2,28 do 4. Można zatem uznać, że przy jednoczesnym oddziaływaniu tych dwóch czynników ich wpływ na zmienną zależną jest istotny statystycznie. W pozostałych przypadkach nie udowodniono interakcji pomiędzy analizowanymi czynnikami wejściowymi ($\Delta F_i < 0$).



Rys. 5.15. Wartości interakcyjnego współczynnika pewności ΔF_i pozwalające na określenie jednoczesnego wpływu dwóch czynników wejściowych: parametru struktury (A_{dol} , p_{wtr} , ϵ) i obciążenia silnika P na zdefiniowane miary diagnostyczne ($h_{sp\acute{s}r}$, $\Delta T_{sp\acute{s}r}$ oraz $(\Delta T/\Delta\tau)_{\acute{s}r}$)

Dzięki zastosowaniu analizy dwuczynnikowej obok efektu głównego (niezależnego od innych czynników wpływu jednego czynnika wejściowego na badaną zmienną zależną) oceniono efekt interakcji dwóch czynników wejściowych między sobą. Interakcja występuje wtedy, gdy efekt uzyskany przy danym poziomie jednego czynnika zależy od poziomu drugiego czynnika i nie miałby miejsca bez połączenia dwóch czynników na danym poziomie. Jeżeli interakcja nie zachodzi, to czynniki są addytywne. Na podstawie wyników analizy statystycznej dwuczynnikowej w rozpatrywanym zakresie zmienności obciążenia oraz parametrów struktury konstrukcyjnej silnika, wyciągnięto przedstawione poniżej wnioski merytoryczne.

1. Na entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych $h_{sp\acute{s}r}$ istotny wpływ ma zarówno obciążenie silnika, jak i czynne pole przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego. Jest to silny wpływ, ponieważ współczynnik pewności ΔF wynosi 559,8 dla wpływu A_{dol} na $h_{sp\acute{s}r}$ oraz 1011,55 dla wpływu P na $h_{sp\acute{s}r}$. Udowodniono także interakcję między P i A_{dol} ($\Delta F_i=39,4$), co oznacza jednoczesny wpływ obciążenia silnika i czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego na entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych – tab. 5.8b.
2. Zarówno dla średniej wartości międzyszczytowej $\Delta T_{sp\acute{s}r}$, jak i dla wartości średniej intensywności zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta\tau)_{\acute{s}r}$ wykazano brak wpływu obciążenia silnika na te miary diagnostyczne oraz brak interakcji między P i A_{dol} , na drodze analizy dwuczynnikowej. W analizie tej istotny okazał się wpływ zmian A_{dol} na powyższe dwie miary diagnostyczne ($\Delta F=53,57$ oraz $\Delta F=53,58$), jednakże nie jest on tak silny, jak w przypadku entalpii właściwej – tab. 5.9b i 5.10b.
3. W przypadku oceny jednoczesnego wpływu obciążenia silnika i ciśnienia otwarcia wtryskiwacza wykazano istotny wpływ obu czynników wejściowych na wszystkie analizowane miary diagnostyczne. Wpływ parametru struktury, jakim jest p_{wtr} jest większy ($\Delta F=309,73$ i $\Delta F=486,66$), niż obciążenia silnika P ($\Delta F=1,65$ i $\Delta F=12,81$) na miary diagnostyczne, jakimi są $(\Delta T/\Delta\tau)_{\acute{s}r}$ oraz $\Delta T_{sp\acute{s}r}$. Interakcję między P i p_{wtr} udowodniono jedynie w przypadku średniej wartości międzyszczytowej temperatury spalin wylotowych, jednak była ona niewielka ($\Delta F_i=4,12$) – tab. 5.11b i 5.12b. Można zatem uznać (podobnie, jak w przypadku A_{dol}), że w analizie dwuczynnikowej parametr struktury ma większy wpływ na $(\Delta T/\Delta\tau)_{\acute{s}r}$ oraz $\Delta T_{sp\acute{s}r}$, natomiast obciążenie silnika

wpływa istotniej na entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych $h_{sp\acute{s}r}$, zarówno w przypadku A_{dol} , jak i p_{wtr} .

4. Oba czynniki wejściowe, jakimi są obciążenie silnika P i stopień kompresji ϵ wpływają istotnie na wszystkie analizowane miary diagnostyczne. Jednak wpływ parametru struktury (ϵ) jest znacznie większy w przypadku $(\Delta T/\Delta \tau)_{\acute{s}r}$ oraz $\Delta T_{sp\acute{s}r}$ ($\Delta F=274,3$ i $\Delta F=273,84$), niż w przypadku wpływu obciążenia ($\Delta F=8,75$). Odwrotną relację udowodniono dla entalpii właściwej. Interakcja, czyli jednoczesny wpływ P i ϵ występuje dla $(\Delta T/\Delta \tau)_{\acute{s}r}$ oraz $\Delta T_{sp\acute{s}r}$ – tab. 5.13b, 5.14b i 5.15b.

Podsumowując, możliwe jest sformułowanie następujących wniosków ogólnych dla analizy dwuczynnikowej, gdzie czynnikami wejściowymi są obciążenie silnika P i parametry struktury silnika (A_{dol} , p_{wtr} , ϵ):

1. Ciśnienie otwarcia wtryskiwacza i stopień kompresji wpływają istotniej na $(\Delta T/\Delta \tau)_{\acute{s}r}$ oraz $\Delta T_{sp\acute{s}r}$, niż obciążenie silnika, co należy interpretować, jako wysoką wrażliwość tych dwóch miar diagnostycznych na ich (p_{wtr} i ϵ) zmiany w badanym zakresie. Zatem zmiana p_{wtr} i ϵ powoduje widoczny wzrost fluktuacji przebiegu szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych.
2. Zarówno A_{dol} , jak i obciążenie P wpływają najsilniej na $h_{sp\acute{s}r}$ (oraz występuje największa interakcja między nimi), co wynika z bezpośredniego i jednoczesnego wpływu tych dwóch czynników wejściowych na wartość szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych. Widoczna jest silna interakcja, zatem wpływ jednego czynnika wejściowego (A_{dol} lub P) na $h_{sp\acute{s}r}$ zmienia się w zależności od wartości drugiego czynnika wejściowego).

Biorąc pod uwagę wszystkie wyniki testowania hipotez statystycznych można przyjąć, że:

1. Dla jednoczynnikowej analizy statystycznej – zachodzi najistotniejszy wpływ (rys. 5.16):

a) P i A_{dol} na $h_{sp\acute{s}r}$

b) p_{wtr} i ϵ na $(\Delta T/\Delta \tau)_{\acute{s}r}$ oraz $\Delta T_{sp\acute{s}r}$

Kolumny przedstawione na rysunku 5.16 w zielonych ramach dotyczą wpływu tych czynników wejściowych, które statystycznie w sposób istotny wpłynęły na wartość czynników wyjściowych. Są to czynniki, których wpływ uznano za najistotniejszy, dla których współczynnik pewności ΔF był dodatni i znacznie większy od pozostałych czynników (wartości rzędu kilkudziesięciu lub kilkuset jednostek). W ramach czerwonych przedstawiono wartości ΔF , które były nieistotne statystycznie (wpływ P na $(\Delta T/\Delta \tau)_{\acute{s}r}$ oraz $\Delta T_{sp\acute{s}r}$), ale także takie, dla których $F_{obl} > F_{kr}$ (wpływ istotny), jednak ich współczynnik pewności $\Delta F = F_{obl} - F_{kr}$ okazał się znacznie mniejszy od pozostałych (wpływ A_{dol} na $(\Delta T/\Delta \tau)_{\acute{s}r}$ oraz $\Delta T_{sp\acute{s}r}$ oraz wpływ p_{wtr} na $h_{sp\acute{s}r}$, a także wpływ ϵ na $h_{sp\acute{s}r}$).

2. Dla dwuczynnikowej analizy statystycznej zachodzi najistotniejszy wpływ oraz interakcje (rys. 5.17 i 5.18):

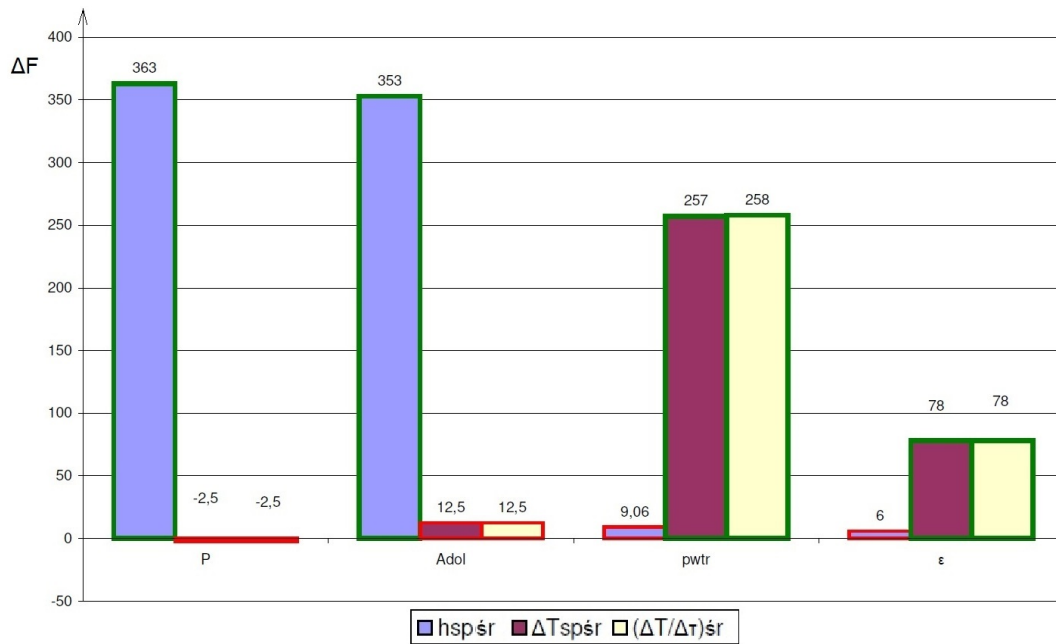
a) Wpływ P i A_{dol} na $h_{sp\acute{s}r}$ oraz interakcja P i A_{dol} dla $h_{sp\acute{s}r}$

b) Wpływ P i p_{wtr} na $(\Delta T/\Delta \tau)_{\acute{s}r}$ i $\Delta T_{sp\acute{s}r}$ oraz interakcja P i p_{wtr} dla $\Delta T_{sp\acute{s}r}$

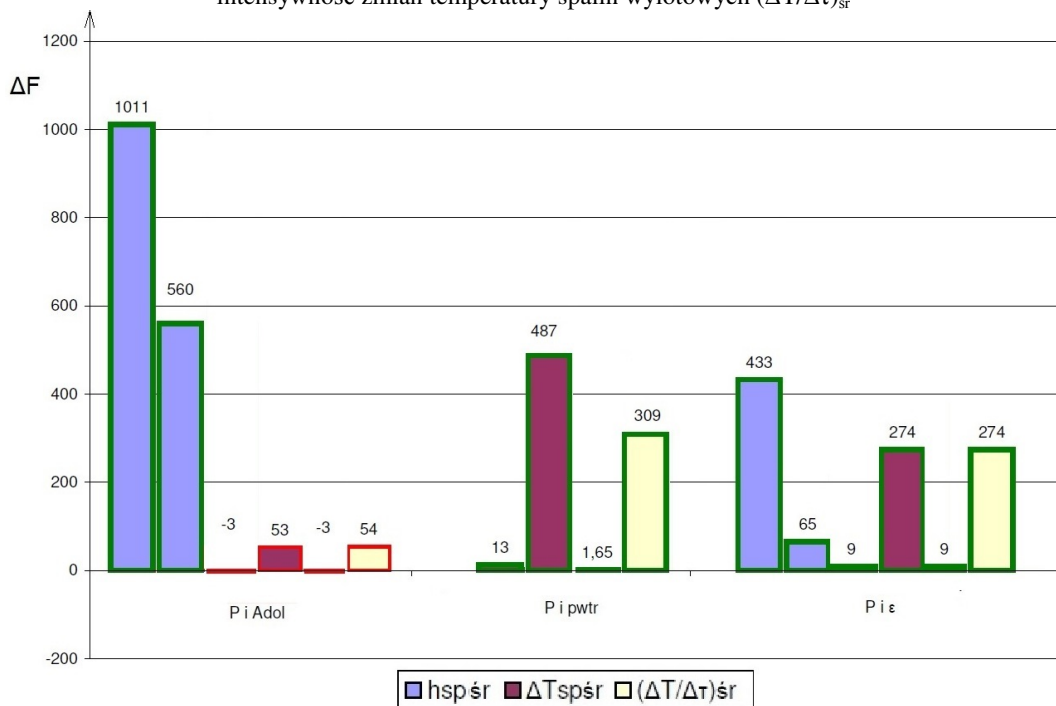
c) Wpływ P i ϵ na $h_{sp\acute{s}r}$, $(\Delta T/\Delta \tau)_{\acute{s}r}$ i $\Delta T_{sp\acute{s}r}$ oraz interakcja P i ϵ dla $(\Delta T/\Delta \tau)_{\acute{s}r}$ i $\Delta T_{sp\acute{s}r}$

Podobnie, jak na rysunku 5.16, na rysunkach 5.17 i 5.18 zastosowano kolor zielony ramek dla wartości współczynnika pewności testu statystycznego ΔF uznanych za wpływy najistotniejsze, natomiast czerwony - wpływy nieistotne (ΔF ujemne lub o znacznie mniejszej wartości niż te, które zostały uznane za istotne). Rysunek 5.17 przedstawia graficzną interpretację wartości współczynnika pewności ΔF dla analizy dwuczynnikowej, dla jednoczesnego wpływu obciążenia silnika P oraz parametrów struktury: czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} , ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} lub stopnia kompresji ϵ . Uznano za najistotniejszy jednoczesny wpływ: P i A_{dol} na $h_{sp\acute{s}r}$, P i

p_{wtr} na $(\Delta T/\Delta \tau)_{\text{sr}}$ oraz $\Delta T_{\text{sp}\text{sr}}$, P i ϵ na wszystkie 3 miary diagnostyczne. Pozostałe wartości okazały się nieistotne statystycznie - wpływ P i A_{dol} na $(\Delta T/\Delta \tau)_{\text{sr}}$ oraz $\Delta T_{\text{sp}\text{sr}}$.

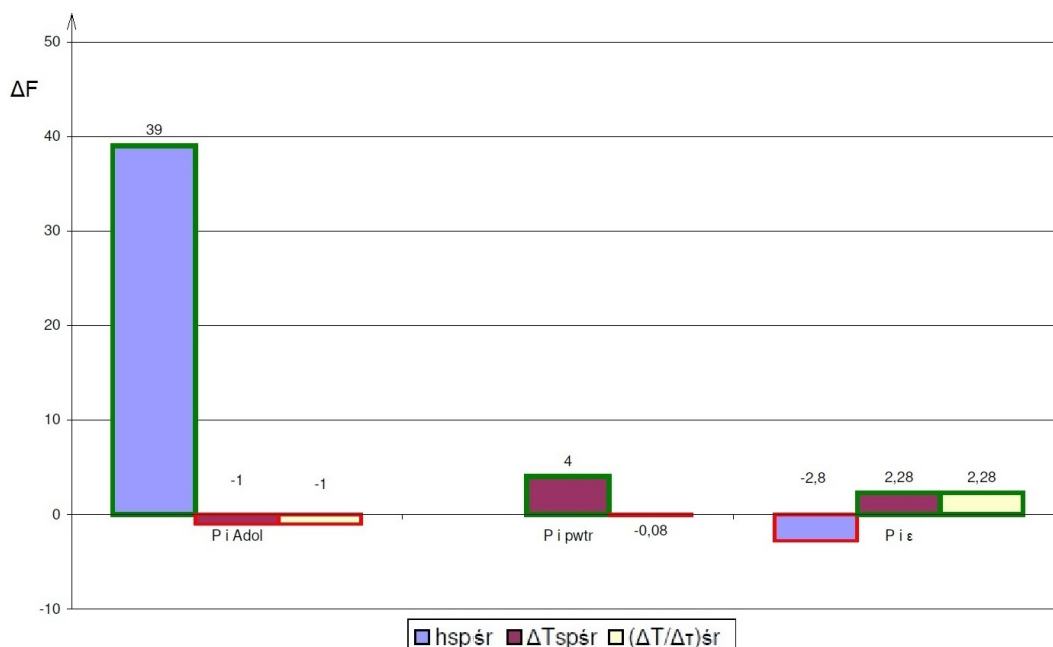


Rys. 5.16. Interpretacja graficzna zmian wartości współczynnika pewności ΔF dla jednoczynnikowej analizy statystycznej wpływu zadawanych wartości czynników wejściowych: obciążenia silnika P, czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} , ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} , stopnia kompresji ϵ , na miary diagnostyczne, będące czynnikami wyjściowymi: entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych $h_{\text{sp}\text{sr}}$, średnią wartość międzyszczytową temperatury spalin wylotowych $\Delta T_{\text{sp}\text{sr}}$ oraz na średnią intensywność zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta \tau)_{\text{sr}}$



Rys. 5.17. Interpretacja graficzna zmian wartości współczynnika pewności ΔF dla dwuczynnikowej analizy statystycznej wpływu zadawanych zmian jednocześnie dwóch wartości czynników wejściowych: obciążenia silnika P oraz czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} , ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} lub stopnia kompresji ϵ , dla ich jednoczesnego wpływu na miary diagnostyczne, będące czynnikami wyjściowymi: entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych $h_{\text{sp}\text{sr}}$, średnią wartość międzyszczytową temperatury spalin wylotowych $\Delta T_{\text{sp}\text{sr}}$ oraz na średnią intensywność zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta \tau)_{\text{sr}}$

Rysunek 5.18 przedstawia wartości interakcyjnego współczynnika pewności ΔF_i . Za czynniki wejściowe, które odznaczają się interakcją dla jednoczesnego wpływu na analizowane czynniki wyjściowe uznano te oznaczone zieloną ramką: interakcja P i A_{dol} na $h_{sp\acute{s}r}$ ($\Delta F_i=39,4$), P i p_{wtr} na $\Delta T_{sp\acute{s}r}$ ($\Delta F_i=4,12$) oraz P i ϵ na $(\Delta T/\Delta\tau)_{\acute{s}r}$ oraz $\Delta T_{sp\acute{s}r}$ ($\Delta F_i=2,29$ i $\Delta F_i=2,28$). Pozostałe "pary" czynników wejściowych okazały się addytywne, ich interakcyjny współczynnik pewności ΔF_i był ujemny (dla wpływu P i A_{dol} na $(\Delta T/\Delta\tau)_{\acute{s}r}$ oraz $\Delta T_{sp\acute{s}r}$, P i p_{wtr} na $(\Delta T/\Delta\tau)_{\acute{s}r}$, P i ϵ na $h_{sp\acute{s}r}$).



Rys. 5.18. Interpretacja graficzna zmian wartości interakcyjnego współczynnika pewności ΔF_i dla dwuczynnikowej analizy statystycznej wpływu zadawanych zmian jednocześnie dwóch wartości czynników wejściowych: obciążenia silnika P oraz czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} , ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} lub stopnia kompresji ϵ , dla ich jednoczesnego wpływu na miary diagnostyczne, będące czynnikami wyjściowymi: entalpię właściwą strumienia spalin wylotowych $h_{sp\acute{s}r}$, średnią wartość międzyszczytową temperatury spalin wylotowych $\Delta T_{sp\acute{s}r}$ oraz na średnią intensywność zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta\tau)_{\acute{s}r}$.

5.4. Podsumowanie

Przystępując do badań eksperymentalnych mających na celu wnioskowanie diagnostyczne na podstawie szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych bardzo istotny jest dobór narzędzi obróbki matematycznej zarejestrowanego sygnału. Zastosowanie: cyfrowego filtra wygładzającego Savitzky'ego–Golaya, nieliniowego filtra medianowego oraz filtra obwodniowego, a także metody najmniejszej sumy kwadratów pozwala na uzyskanie przebiegu quasiokresowego pozbawionego części zakłóceń. Dopiero tak przygotowany przebieg szybkozmiennej temperatury spalin można poddać analizie statystycznej oraz merytorycznej.

Dzięki zastosowaniu statystyki F rozkładu Fishera-Snedecora zarówno jednoczynnikowej (celem eliminacji czynników nieistotnych), jak i dwuczynnikowej (celem określenia, który z analizowanych dwóch czynników wejściowych ma większy wpływ na parametr wyjściowy oraz aby wyznaczyć interakcje między nimi) możliwe jest wyciągnięcie wniosków merytorycznych z przeprowadzonych badań. Jako uzupełnienie analizy statystycznej zaproponowano wyznaczenie współczynników pewności testu statystycznego ΔF dla rozpatrywanych parametrów struktury konstrukcyjnej i wyznaczonych miar diagnostycznych oraz interakcyjnego współczynnika pewności ΔF_i , pozwalającego ocenić czy i jak bardzo dwa czynniki wejściowe ze sobą „współdziałają” wpływając na czynnik wyjściowy.

Z testowanych hipotez statystycznych możliwe jest również wyciągnięcie następujących wniosków metodycznych, przedstawionych w sposób graficzny w tabeli 5.16:

- 1) Podczas badań diagnostycznych należy silnik obciążać w stopniu maksymalnym, wówczas najsilniej reaguje entalpia właściwa strumienia spalin wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika $h_{sp\dot{s}r}$.
- 2) Na utratę drożności kanału dolotowego np. w wyniku jego zanieczyszczenia, przejawiającą się obniżoną wartością czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} wskazuje najlepiej entalpia właściwa strumienia spalin wylotowych w obrębie jednego cyklu pracy silnika $h_{sp\dot{s}r}$.
- 3) Największą czułością diagnostyczną na obniżone ciśnienie otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} charakteryzują się średnia wartość międzyszczytowa $\Delta T_{sp\dot{s}r}$ oraz średnia intensywność zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta \tau)_{\dot{s}r}$. Przy większym obciążeniu silnika czułość tych miar diagnostycznych jest największa.
- 4) O uszkodzeniach lub zanieczyszczeniach (nagar) mogących skutkować zmniejszoną wartością stopnia kompresji ϵ najlepiej wnioskować na podstawie średniej wartości międzyszczytowej $\Delta T_{sp\dot{s}r}$ oraz średniej intensywności zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta \tau)_{\dot{s}r}$. Miary te wykazują się wysoką czułością diagnostyczną w całym zakresie zadawanych zmian obciążenia silnika.
- 5) Wnioskowanie zarówno na podstawie zaproponowanych miar diagnostycznych można przeprowadzać dla pomiarów realizowanych termoparą ze spoiną odkrytą jak i zgrzewaną do płaszcza, o odpowiednio niskich wartościach stałej czasowej rzędu od kilku do kilkudziesięciu milisekund, przeznaczonych do pomiarów szybkozmiennych temperatur spalin wylotowych. Chłodzenie termopary wodą czy stosowanie ceramiki jako materiału izolacyjnego istotnie wpływa na wartość wyznaczonych miar diagnostycznych, a zatem również analizy statystycznej istotności wpływu na nie rozpatrywanych czynników wejściowych (wymuszających). Kluczowe znaczenie ma natomiast zastosowanie zaproponowanego sposobu obróbki matematycznej i statystycznej zarejestrowanego sygnału.

Tab. 5.16. Kryterium doboru miary diagnostycznej w zależności od analizowanego parametru struktury konstrukcyjnej silnika o ZS: kolor niebieski - miara diagnostyczna szczególnie rekomendowana do wnioskowania o istotnym wpływie na nią wybranego parametru struktury, kolor różowy - miara diagnostyczna o mało istotnym wpływie

Miara diagnostyczna Obciążenie / parametr struktury	$h_{sp\dot{s}r}$	$\Delta T_{sp\dot{s}r}$	$(\Delta T/\Delta \tau)_{\dot{s}r}$
$P \uparrow$			
$A_{dol} \downarrow$			
$p_{wtr} \downarrow$			
$\epsilon \downarrow$			

6. GŁÓWNE ZAŁOŻENIA METODYKI OCENY STANU TECHNICZNEGO SILNIKA OKRĘTOWEGO NA PODSTAWIE POMIARÓW TEMPERATURY SPALIN WYLOTOWYCH

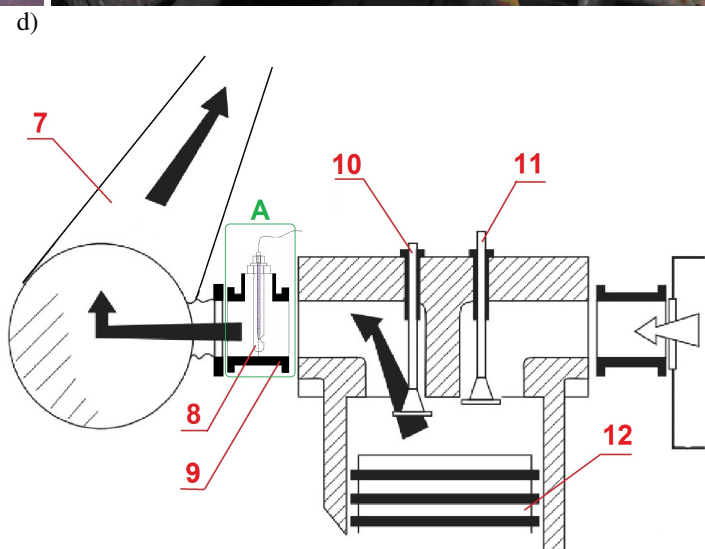
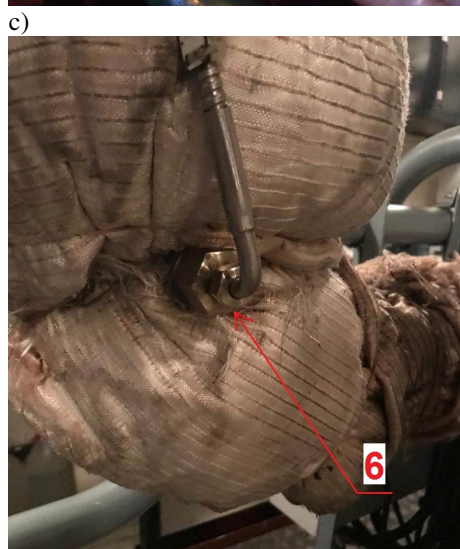
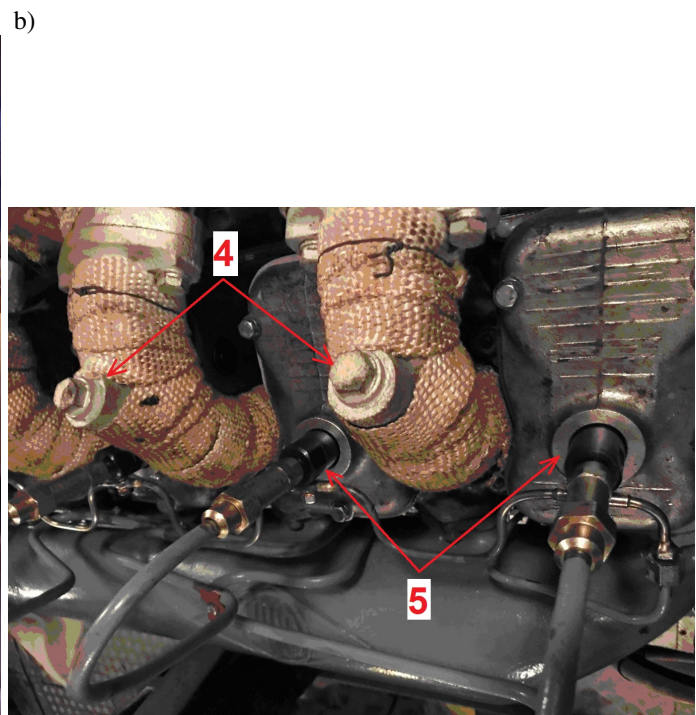
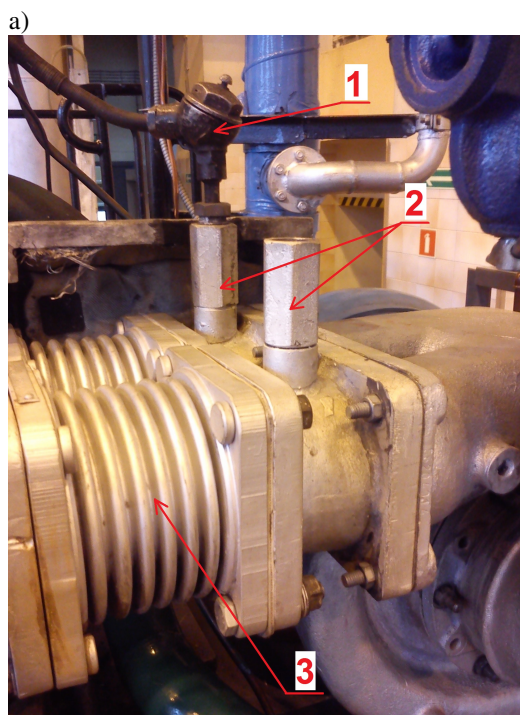
Utrzymanie okrętowego silnika tłokowego w stanie pełnej zdatości użytkowej wiąże się, między innymi, z koniecznością ciągłego pomiaru temperatury spalin wylotowych. Wykorzystując miejsce pomiaru standardowego możliwy jest także pomiar temperatury szybkozmiennnej, za pomocą specjalnie do tego celu zaadaptowanej termopary. Aby z zarejestrowanego sygnału pomiarowego uzyskać jak najwięcej informacji diagnostycznej konieczne jest postępowanie zgodnie z zaproponowaną technologią pomiarów. Kluczowe jest także przeprowadzenie odpowiedniej obróbki matematycznej uzyskanych przebiegów oraz wyciągnięcie wniosków diagnostycznych na ich podstawie.

6.1. Technologia pomiarów

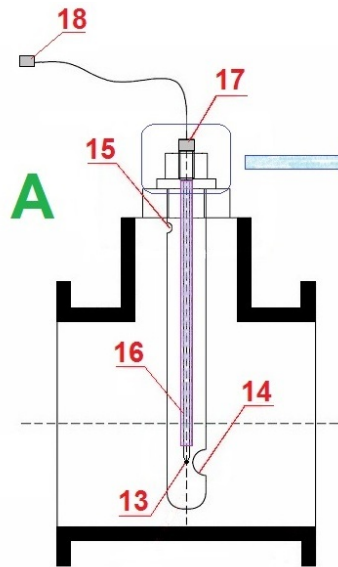
Technologia pomiarów rozpatrywanych parametrów diagnostycznych powinna uwzględniać następujące czynności:

1. Przygotowanie i montaż aparatury pomiarowej:
 - specjalnie do tego celu przygotowanej termopary w miejsce pomiaru standardowego, poprzez złącze pośrednie – rys. 6.1, w zależności od rozwiązania konstrukcyjnego silnika:
 - i. w przypadku silnika jednocylindrowego pomiar szybkozmiennnej temperatury spalin wylotowych w kanale powinien odbywać się w jak najmniejszej odległości od zaworu wylotowego;
 - ii. w przypadku silnika wielocylindrowego wolnossącego należy termopary umieścić bezpośrednio za każdym cylindrem (rys. 6.1b). Jeżeli nie ma takiej możliwości należy termoparę zamontować w kanale zbiorczym (rys. 6.1c), a także dodatkowo na pokrywie głowicy (lub na wtryskiwaczu) jednego z cylindrów umieścić akcelerometr, w celu identyfikacji kolejnych impulsów strumienia spalin wylotowych (temperatury);
 - iii. dla silnika okrętowego z turbodoładowaniem, jeżeli nie ma możliwości pomiaru temperatury za każdym cylindrem, należy termoparę umieścić przed turbosprężarką, a dodatkowo należy na głowicach wytypowanych cylindrów zamontować czujniki drgań, aby analizować sygnał temperaturowy w tle sygnału drganiowego (w celu jak powyżej);
 - rejestratora współczynnika nadmiaru powietrza λ ;
 - toru pomiarowego składającego się z modułu pomiarowo-rejestrującego (do którego można przyłączyć m.in. termoparę) wraz z komputerem z odpowiednim oprogramowaniem (Matlab i QuickDAQ).
2. Przygotowanie silnika okrętowego do badań diagnostycznych:
 - demontaż termopary standardowej i montaż w jej miejscu specjalnie zaadaptowanej do pomiaru szybkozmiennego – rys. 6.1;
 - identyfikacja miejsca pomiaru współczynnika nadmiaru powietrza λ ;
 - identyfikacja miejsc odczytu parametrów kontrolnych mierzonych standardowo: temperatury i ciśnienia oleju smarowego p_{ol} i t_{ol} , temperatury wody chłodzącej t_{cht} , zużycie paliwa \dot{m}_{pal} , prędkości obrotowej wału korbowego silnika n_{sil} i turbosprężarki n_{ts} , a także parametrów powietrza doładowującego: p_d i T_d ;
 - identyfikacja wskaźnika obciążenia silnika.
3. Pomiary diagnostyczne obejmujące wymienione powyżej parametry z zachowaniem poniższych warunków:

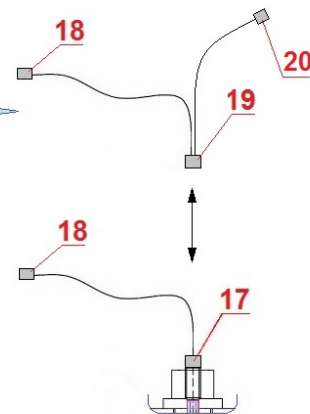
- częstotliwość próbkowania parametrów szybkozmiennych powinna być nie mniejsza niż 10 kHz, co jest wartością wystarczającą do odwzorowania charakteru zmienności obserwowanych przebiegów czasowych;
- pomiar wszystkich parametrów powinien być jednoczesny;
- pomiar powinien być wykonany dla ustalonego stanu obciążenia silnika – stałe obciążenie i zadana prędkość obrotowa wału korbowego;
- stan cieplny silnika powinien być ustalony: przed każdym pomiarem silnik powinien pracować na zadanym obciążeniu co najmniej 5 minut, natomiast średnie wartości t_{sp} , t_{ol} i t_{cht} na wyjściu z silnika nie powinny wykazywać zmian;
- należy wykonać co najmniej 3 serie pomiarowe dla każdego stanu ustalonego, podczas których parametry szybkozmiennych będą rejestrowane nie krócej niż przez 5 s;
- pomiary należy wykonać dla możliwie największego obciążenia diagnozowanego silnika okrętowego.



e)



f)



Rys. 6.1. Widok miejsca montażu standardowej termopary do pomiaru uśrednionej temperatury spalin wylotowych w łączniku kanału bezpośrednio przed turbosprężarką w silniku Sulzer typ 6AL 20/24 (rysunek a); widok miejsca montażu standardowej termopary lub czujnika ciśnienia w kanale spalin wylotowych silnika Wola Henschel 71H6 (6R 1416)⁴¹ (rysunek b); widok miejsca montażu termopary na kanale zbiorczym spalin wylotowych silnika Wola Henschel 71H6 (6R 1416) (rysunek c); schemat konstrukcyjny przedstawiający miejsce montażu termopary do pomiaru szybkozmiennnej temperatury spalin w kanale wylotowym (rysunek d); powiększony szczegół A z rysunku d (rysunek e) wraz ze szczegółowym przedstawieniem złącza pośredniego umożliwiającego jednoczesny pomiar szybkozmienny (rysunek f); 1- standardowa termopara do pomiaru średniej temperatury spalin wylotowych, 2 - króćce montażu termopar, 3 - kompensatory naprężeń w kanale spalin wylotowych, 4 - miejsce umożliwiające montaż termopary lub czujnika ciśnienia bezpośrednio za cylindrami silnika, 5 - wtryskiwacze paliwa, 6 - termopara do pomiaru średniej temperatury spalin wylotowych, 7 - kanał spalin wylotowych, 8 - termopara standardowa zaadaptowana do pomiarów szybkozmiennych, 9 - element konstrukcyjny kanału wylotu spalin do montażu termopary, 10 - zawór spalin wylotowych, 11 - zawór powietrza dolotowego, 12 - tłok silnika, 13 - spoina termopary wysunięta z osłony, 14 - wlot spalin do termopary, 15 - wylot spalin ze specjalnej termopary, 16 - osłona wykonana z krzemionki koloidalnej SiO₂ lub z krzemianu cyrkonu ZrSiO₄⁴², 17 - złącze standardowe do termopary, 18 - miejsce podłączenia standardowego układu pomiarowego, 19 - złącze pośrednie do termopar, 20 - miejsce podłączenia przenośnego systemu diagnostycznego

6.2. Analiza matematyczna i statystyczna wyników pomiarów oraz ich niepewności

Uzyskane przebiegi szybkozmiennnej temperatury spalin wylotowych z tłokowego silnika okrętowego poddawanego diagnostyce parametrycznej należy poddać obróbce matematycznej i statystycznej w celu uzyskania z nich jak największej ilości informacji diagnostycznej, wykonując kolejno następujące czynności:

- 1) usunięcie z uzyskanych przebiegów zakłóceń z sieci pomiarowej z użyciem filtrów sygnału,
- 2) wyznaczenie przebiegu rzeczywistej szybkozmiennnej temperatury spalin wylotowych za pomocą korekcji amplitudowo-fazowej,
- 3) „pocięcie” przebiegu na pojedyncze cykle pracy silnika i ich uśrednianie z kilkudziesięciu cykli,
- 4) wyznaczenie miar diagnostycznych: entalpii właściwej strumienia spalin wylotowych $h_{sp\dot{s}r}$, średniej wartości międzyszczytowej $\Delta T_{sp\dot{s}r}$ oraz średniej intensywności zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta \tau)_{\dot{s}r}$.

⁴¹ Silnik Wola (Henschel) 71H6 jest silnikiem wolnossącym, z rzędownym układem cylindrów, o mocy nominalnej 90 kW przy prędkości obrotowej 1500 min⁻¹, średnica cylindra wynosi 135 mm, skok tłoka 155 mm.

⁴² Zastosowanie wymienionych materiałów konstrukcyjnych jako izolatora została szerzej opisana w publikacji [Dziubak i Tymowicz-Grzyb, 2017]

Każdy pomiar parametru kontrolnego silnika, nawet najstaranniej przygotowany i wykonany, obarczony jest niepewnością uzyskanego wyniku, co związane jest z oddziaływaniem następujących czynników:

- niedoskonałości zastosowanej aparatury pomiarowej,
- niedoskonałości zmysłów eksperymentatora,
- nieuchwytnych wpływów otoczenia.

Z tego względu podstawowe wnioskowanie o stanie technicznym silnika przeprowadza się na podstawie średnich arytmetycznych wyników x_i serii n pomiarów wyznaczanych dla każdego z parametrów kontrolnych (diagnostycznych):

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_i \quad (6.1)$$

podając dodatkowo jaki jest ich rozrzut wokół wartości średnich, które stanowią miary wiarygodności (dokładności) wyznaczenia wartości liczbowych parametrów: $\bar{x} \pm \Delta x$. Są to zakresy, w których najprawdopodobniej mieszczą się ich rzeczywiste wartości x_r .

Wynik pomiaru jest zatem zmienną losową, a więc tylko pewnym przybliżeniem (z określonym prawdopodobieństwem) rzeczywistej wartości liczbowej parametru. Pomiar jest wówczas traktowany jako realizacja zmiennej losowej. Z tego względu wyniki pomiarów parametrów kontrolnych (diagnostycznych) silnika, modeluje się jako zmienne losowe o określonym rozkładzie prawdopodobieństwa, wartości oczekiwanej i wariancji jako miary zmienności (rozproszenia) uzyskanych wyników. Niepewność pomiarowa jest wtedy rozpatrywana jako parametr charakterystyczny rozkładu prawdopodobieństwa wyników pomiarowych.

Zgodnie z obecnie obowiązującą normą dla każdego pomiaru wielkości fizycznej x należy dokonać oceny zarówno niepewności przypadkowej typu A uzyskanych wyników, wynikającej z rozrzutu statystycznego - $u_A(x)$, jak również niepewności systematycznej typu B - $u_B(x)$, które sumarycznie ujęte są w niepewności standardowej całkowitej $u(x)$ [Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement, 1995; Arendarski, 2006; PN-EN ISO 9001:2015]:

$$u(x) = \sqrt{u_A^2(x) + u_B^2(x)} \quad (6.2)$$

W przypadku oceny typu A, która wynika z analizy statystycznej dużej serii n nieskorelowanych i równoważnych obserwacji danej wielkości fizycznej podlegającej błędowi przypadkowemu miarą jest odchylenie standardowe wartości średniej [Szydłowski, 2001; Tumański, 2007]:

$$u_A(\bar{x}) = \sigma_{\bar{x}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n \cdot (n - 1)}} \quad (6.3)$$

I tak, dla wartości średniej rejestrowanej temperatury spalin wylotowych silnika \bar{t}_{sp} , uznawanej za wynik serii $n=90$ pomiarów jako niepewność standardową $u_A(t_{sp})$ przyjmuje się odchylenie standardowe wartości średniej $\sigma_{\bar{t}_{sp}}$, dla rozkładu normalnego wyznaczone z zależności:

$$u_A(t) = \sigma_{\bar{t}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n=90} (t_i - \bar{t})^2}{90 \cdot (90 - 1)}} \quad (6.4)$$

gdzie wartość średnią temperatury \bar{t}_{sp} wyznacza się z zależności:

$$\bar{t}_{sp} = \frac{1}{90} \cdot \sum_{i=1}^{n=90} t_i \quad (6.5)$$

Podczas prowadzonych badań eksperymentalnych silnika dokonywano jednoczesnych pomiarów parametrów kontrolnych zarówno w sposób analogowy, jak i cyfrowy. Wyniki zarejestrowane w formie cyfrowej poddano obróbce matematycznej oraz analizie statystycznej. Ze względu na duże serie pomiarowe (kilkadziesiąt powtórzeń) niepewność pomiaru można uznać za tożsamą z estymatorem odchylenia standardowego wartości średniej [Wyrażanie niepewności pomiaru, 1999; Serdecki, 2017]. Możliwe byłoby w tym przypadku przeprowadzenie oceny niepewności standardowej typu A, jednakże przeprowadzone analizy statystyczne oraz uśrednianie synchroniczne zarejestrowanego sygnału już uwzględniają tę ocenę.

Ocena niepewności pomiarowej typu B wynika z naukowego osądu eksperymentatora, biorącego pod uwagę wszystkie posiadane informacje o pomiarze i źródłach jego niepewności. Opisuje nierozpoznane oddziaływania systematyczne: niepewność wzorcowania (wynikająca ze skończonej dokładności przyrządów pomiarowych) $\Delta_d x$, niepewność eksploatatora $\Delta_e x$ i niepewność wyników zaczerpniętych z literatury, tablic matematycznych, czy też kalkulatora $\Delta_t x$. Zgodnie z zaleceniami przedmiotowej normy zaleca się wyznaczać niepewność standardową typu B, przy założeniu jednostajnego (prostokątnego) rozkładu zmiennej losowej, poprzez niepewność maksymalną za pomocą następującej formuły obliczeniowej:

$$u_B(x) = \sqrt{\frac{(\Delta_d x)^2}{3} + \frac{(\Delta_e x)^2}{3} + \frac{(\Delta_t x)^2}{3}} \quad (6.6)$$

Przykładowo, w przypadku pomiarów diagnostycznych silnika przeprowadzonych za pomocą przyrządów analogowych, jak np. parametrów prądowych generatora charakteryzujących jego obciążenie P , seria pomiarów była niewielka z punktu widzenia szacowania niepewności standardowej typu A. Liczbę sekwencji pomiarowych parametrów rejestrowanych analogowo ograniczono do trzech, ponieważ spełnione zostały warunki powtarzalności pomiarów realizowanych w warunkach laboratoryjnych, takie jak: ta sama procedura pomiarowa, ten sam eksperymentator, ten sam przyrząd pomiarowy, to samo miejsce pomiaru, krótki odstęp czasu pomiędzy seriami pomiarowymi oraz jednakowe parametry otoczenia, a wstępna analiza niepewności pomiarowej, dokonana *on-line*, nie wykazała możliwości wystąpienia błędów grubych (reguła 3 sigma). W takiej sytuacji ograniczono się tylko do oszacowania niepewności standardowej typu B:

- Niepewność wzorcowania przyrządów pomiarowych $\Delta_d x$ wyznaczana z iloczynu zakresu pomiarowego Z i klasy przyrządu K (np. 0,5; 1; 1,5 lub 2,5) podawanej przez producenta:

$$\Delta_d x = \frac{Z \cdot K}{100} . \text{ Na przykład dla pomiaru natężenia prądu obciążenia generatora:}$$

$$\Delta_d I_{tw} = \frac{20 \cdot 2,5}{100} = 0,5 \text{ A ;}$$

- Niepewność eksploatatora $\Delta_e x$, będąca skutkiem oddziaływania zakłóceń, które są znane eksperymentatorowi, ale od niego niezależne (np. drgania wskazówek przyrządu analogowego, zła widoczność podziałki, inercyjność rejestracji). Określana jest arbitralnie przez osobę wykonującą pomiary, na podstawie jego umiejętności i sposobu wykonywania pomiarów. Dla przykładu, za niepewność eksploatatora podczas pomiaru natężenia prądu obciążenia generatora przyjęto jedną działkę elementarną $\Delta_e I_{tw} = 0,5 \text{ A} .$

Stąd niepewność standardowa (systematyczna) typu B dla pomiarów natężenia prądu obciążenia generatora, która stanowi miarę powtarzalności uzyskanych wyników, wynosi:

$$u_B(I_{tw}) = \sqrt{\frac{(0,5)^2}{3} + \frac{(0,5)^2}{3}} = 0,408 \text{ A}$$

Niepewność pomiarowa jest wyrażana w tych samych jednostkach miary co wynik pomiarowy. Jednak w celu porównania jej wartości dla parametrów kontrolnych silnika, które mają różne jednostki miary i różne rzędy wielkości należy przeprowadzić unormowanie wyznaczonych wartości bezwzględnych niepewności całkowitej $u(x)$ do wartości bezwymiarowych (procentowych), o przybliżonym rzędzie wielkości. Wyznacza się w ten sposób tzw. odniesieniową wartość niepewności całkowitej $u(x)\%$:

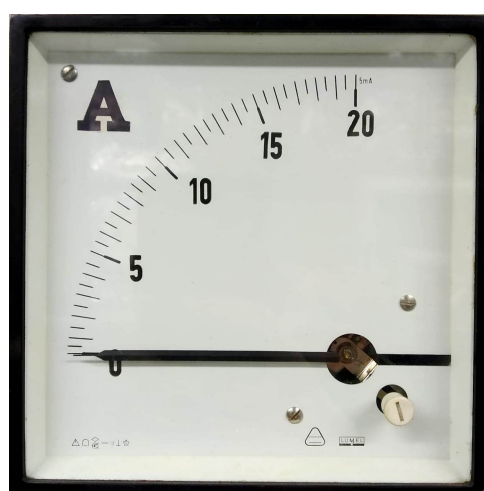
$$u(x)\% = \frac{u(x)}{\bar{x}} \quad (6.6)$$

Zatem dla średniej wartości zarejestrowanego natężenia prądu $\bar{I}_{tw} = 8,5 \text{ A}$ wartość odniesieniowa $u(I_{tw})\%$ wyniesie 4,8 %.

Zestawienie odniesieniowych wartości niepewności całkowitej $u(x)\%$ dla obserwowanych parametrów kontrolnych silnika badawczego przedstawiono w tab. 6.1, natomiast na rys. 6.2 pokazano jeden z czujników napięcia stosowanych podczas badań laboratoryjnych.

Tab. 6.1. Odniesieniowe wartości niepewności pomiarowych wyznaczone dla obserwowanych parametrów kontrolnych silnika badawczego Farymann Diesel typu D10

Parametr kontrolny silnika	Odniesieniową wartość niepewności całkowitej $u(x)\%$
Ciśnienie w cylindrze p_{cyl}	0,09 %
Ciśnienie spalin w kanale wylotowym p_{sp}	0,06 %
Natężenie prądu I_{tw}	4,8 %
Napięcie na zaciskach prądnicy U_{tw}	1,79 %
Prędkość obrotowa n	0,07 %
Zużycie paliwa m_{pal}	4,7 %
Zużycie wody chłodzącej przez odparowanie m_w	5,76 %
Temperatura paliwa t_{pal}	1,48 %
Temperatura wody chłodzącej t_w	0,04 %
Temperatura oleju smarowego t_{ol}	1,7 %
Średnia temperatura spalin wylotowych t_{sp}	2,39 %
Współczynnik nadmiaru powietrza λ	1,13 %



Rys. 6.2. Miernik natężenia prądu elektrycznego w obwodzie twornika o klasie dokładności przyrządu 2,5 i podziałce elementarnej 0,5A, stosowany podczas badań na stanowisku laboratoryjnym silnika Farymann Diesel typu D10

ZAKOŃCZENIE

Szybkozmienna temperatura spalin wylotowych mierzona w kanale wylotowym może być parametrem diagnostycznym pozwalającym zidentyfikować znane i rozpoznawalne uszkodzenia elementów konstrukcyjnych ograniczających przestrzeń roboczą silnika o ZS, zwłaszcza okrętowego, wraz kanałem powietrza dolotowego oraz układu wtryskowego, w przypadku silników o ograniczonej podatności kontrolnej, tj. nie wyposażonych w zawory indykatorowe. Zastosowanie zaproponowanych w rozprawie formuł obliczeniowych pozwala na odtworzenie rzeczywistego przebiegu szybkozmienną temperatury spalin wylotowych, ale także na identyfikację tych uszkodzeń czy zanieczyszczeń, które mają bezpośredni lub pośredni wpływ na przebieg procesu spalania, a co za tym idzie na przebieg zmienności tego parametru kontrolnego silnika. Wykazano na drodze badań numerycznych i eksperymentalnych, że wyznaczone na podstawie przebiegu szybkozmienną temperatury spalin wylotowych miary diagnostyczne oraz zastosowana metoda analizy statystycznej uzyskanych wyników można uznać za użyteczne dla oceny ich informacyjności diagnostycznej.

W dotychczas opublikowanych pracach naukowo-badawczych nie zaproponowano metodyki badań diagnostycznych silnika okrętowego opartej na tym parametrze, rejestrowanym w miejscu pomiaru standardowego, który jest wymagany przez towarzystwa klasyfikacyjne. Wielu autorów sugerowało, aby wyznaczać szybkozmienną temperaturę spalin wylotowych z silnika w sposób pośredni – poprzez obliczenia na podstawie innego parametru zmierzonego, np. ciśnienia spalin wylotowych lub temperatury płomienia w komorze spalania. Jednakże większą dokładność, a co za tym idzie wiarygodność diagnostyczną dają bezpośrednie pomiary tego parametru pod warunkiem umiejętnie przeprowadzonych przekształceń zarejestrowanego sygnału. Sformułowane założenia metodyki oceny stanu technicznego silnika okrętowego na podstawie szybkozmienną temperatury spalin wylotowych mogą stanowić punkt wyjściowy dla opracowania programu eksperymentu biernego, w którym możliwe będzie potwierdzenie zbadanych relacji diagnostycznych w eksploatacji. Co jest szczególnie istotne wykorzystana zostaje możliwość użycia miejsca pomiaru standardowego, zatem nie zakłóca to w żaden sposób procesu roboczego silnika ani istniejącego (standardowego) toru pomiarowego, co jest szczególnie istotne z punktu widzenia eksploatatora silnika, odpowiedzialnego za jego bezpieczne użytkowanie.

Zaproponowana w rozprawie metoda badań naukowych nie wyczerpuje oczywiście w pełni tematu diagnostyki parametrycznej silnika na podstawie szybkozmienną temperatury spalin wylotowych. Można ją rozwinąć np. proponując nowe miary diagnostyczne, analizując większą liczbę uszkodzeń układów funkcjonalnych silnika, czy stosując inne metody analizy statystycznej uzyskanych wyników. Kluczowym zagadnieniem metrologicznym jest zaprojektowanie i wykonanie odpowiednio zaadaptowanej termopary standardowej do pomiaru temperatur szybkozmiennych, która pozwoliłaby na przeprowadzanie badań diagnostycznych silników okrętowych w eksploatacji. Dlatego też chcąc rozwijać to zagadnienie istotne jest kontynuowanie prac naukowo-badawczych w tym zakresie, szczególnie na silnikach pracujących w rzeczywistych warunkach pracy na statku.



BIBLIOGRAFIA

Publikacje

1. Aabo K., Åström G., Daniels A. (2005), Marine diesel engines, catalytic fines and a new standard to ensure safe operation: separation performance standard. Alfa Laval, BP Marine, Tumba, Szwecja.
2. Aepler E., Baturin C. N. (1975), Optische Methode zur Untersuchung der Russkonzentration in Brennraum von Dieselmotoren. Maschinenbautechnik nr 24.
3. Anderson P. A. (1936), Air-Cooled Radial Aircraft-Engine Installation. SAE Transactions.
4. Arendarski J. (2006), Niepewność pomiarów. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej. Warszawa.
5. Baerts C., van Gerwen P. (2001), Method for Decreasing the Response Time of a Temperature Sensor. European Patent EP1069416 (A1).
6. Balcerski A. (1990), Siłownie okrętowe: podstawy termodynamiki, silniki i napędy główne, urządzenia pomocnicze, instalacje. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej. Gdańsk.
7. Bauer W., Tam C., Heywood J. B., Ziegler C. (1997), Fast Gas Temperature Measurement by Velocity of Sound for IC Engine Applications. SAE Paper. nr 972826, 1997.
8. Benson R. S., Brundrett G. W. (1962), Development of a resistance wire thermometer for measuring transient temperatures in exhaust systems of internal combustion engines. Temperature; Its Measurement and Control in Science and Industry. str. 631-653.
9. Bielawski P. (2013), Problemy diagnozowania zaworów maszyn tłokowych. Pomiary Automatyka Robotyka, nr 12/2013 str. 82-89.
10. Brown C., Kee, R.J., Irwin, G.W. et al. (2008), Identification applied to dual sensor transient temperature measurement. UKACC Int. Control Conference. Manchester.
11. Bruski S. (2005), Zastosowanie metod analizy częstotliwościowej drgań skrętnych wału napędowego do identyfikacji stanu technicznego wtryskiwaczy paliwa średnioobrotowego silnika okrętowego w eksploatacji. Praca doktorska. Politechnika Gdańska.
12. Cambray B. (1986), Measuring Thermocouple Time Constants: A New Method. Combustion Science Technology. nr 45, str. 221-224.
13. Cannon R. H. jr. (1973), Dynamika układów fizycznych. Wydawnictwo Naukowo Techniczne. Warszawa.
14. Childs P. R. N. (2001), Practical Temperature Measurement. Butterworth-Heinemann.
15. Chłopek Z., Piaseczny L. (2004), Badania procesów szybkozmiennych zachodzących w silniku spalinowym. Zeszyty naukowe Akademii Marynarki Wojennej w Gdynia, nr 2 (157).
16. Cholewa W., Moczulski W. (1993), Diagnostyka techniczna maszyn. Pomiary i analiza sygnałów. Skrypt uczelniany Politechniki Śląskiej nr 1758.
17. Chybowski L. (2010), Materiały dydaktyczne do wykładów z przedmiotu "Okrętowe układy napędowe". Akademia Morska. Szczecin.
18. Cierniak W. (2009), Dynamika pomiaru temperatury termoparą, Prace Instytutu Mechaniki Górotworu PAN, tom 11, nr 1-4, str. 139-146.
19. Czajgucki J. Z. (1984), Niezawodność spalinowych siłowni okrętowych. Wydawnictwo Morskie. Gdańsk.
20. Dahlström J. (2016), Experimental Investigations of Combustion Chamber Heat Transfer in a Light-Duty Diesel Engine. Lund University. Thesis for the degree of Doctor of Technology.

21. Debnath B.K. Sahoo N., Saha U. K. (2013), Thermodynamic analysis of variable compression ratio diesel engine running with palm oil methyl ester, *Energy Conversion and Management* vol. 65. pages 147-154.
22. Dyląg Z., Jakubowicz A., Orłoś Z. (2013), *Wytrzymałość materiałów, tom II*. Wydawnictwo Naukowo Techniczne, Warszawa.
23. Dziubak C., Tymowicz - Grzyb P. (2017), Wstępne badania wykorzystania drobnej frakcji chalcedonitowej w technologiach ceramicznych, *Szkło i ceramika*, nr 6, str. 6-10.
24. Forney L. J., Fralick G. C. (1994), Two wire thermocouple: Frequency response in constant flow. *Review and Scientific Instruments*. nr 65 (10), str. 3252-3256.
25. Girtler J. (2009), Energetic aspect of diesel engine operation. *Combustion Engines*. 37(2): 84-92. doi:10.19206/CE-117183.
26. Girtler J. (2020), Potrzeby i możliwości udoskonalenia systemów diagnozujących okrętowych silników spalinowych o zapłonie samoczynnym. *Journal of Polish CIMEEAC* Vol. 15, No 1/3.
27. Guan W, Zhao H, Ban Z, Lin T. (2019), Exploring alternative combustion control strategies for low-load exhaust gas temperature management of a heavy-duty diesel engine. *International Journal of Engine Research*, nr 20(4), str. 381-392. doi:10.1177/1468087418755586.
28. Guo M., Fu Z., Ma D., Ji N., Song C., Liu Q. (2015), A Short Review of Treatment Methods of Marine Diesel Engine Exhaust Gases, *Procedia Engineering*, Vol. 121, str. 938-943, <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.09.059>.
29. Hagel R., Zakrzewski J. (1984) *Miernictwo dynamiczne*. Wydawnictwo Naukowo Techniczne. Warszawa.
30. Hebda M., Niziński S., Pelc H. (1984), *Podstawy diagnostyki pojazdów mechanicznych*. WKiŁ Warszawa.
31. Hötger M., Mayr B., Puschmann H. (1992), *Integrale Lichtleit-Meßtechnik: Ein neuer Weg zur Untersuchung des Verbrennungsprozesses in Dieselmotoren*. MTZ.
32. Jamróz P., Nabelec J. (2007), Modele matematyczne czujników do pomiaru zmiennej temperatury gazu przy okresowo zmiennej prędkości. Wydawnictwo PAK. *Pomiary Automatyka Kontrola*, nr 9 bis, str. 232-235. Warszawa 2007.
33. Jaremkiewicz M. (2011), *Odwrotne zagadnienia wymiany ciepła, występujące w pomiarach nieustalonej temperatury płynów*. Rozprawa doktorska. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej. Kraków.
34. Jaremkiewicz M. (2015), Determining of thermometer time constants and measurement of transient fluid temperature. Rozdział w monografii *Politechnika Krakowska im. Tadeusza Kościuszki*, strony 15-31.
35. Jaremkiewicz M. (2017), Measurement of Transient Fluid Temperature in the Heat Exchangers. In *Heat Exchangers-Design, Experiment and Simulation*. Intech Open.
36. Jaremkiewicz M., Taler, J., (2016), Inverse determination of transient fluid temperature in pipelines. *Journal of Power Technologies*, 96(6). p. 385-389.
37. Jarmakowska-Kostrzanowska, L. (2021), Istotnie statystyczna moc testu – analiza mocy i jej miejsce w przyborniku badacza oraz interpretacja (nie)istotności statystycznej przy małej (dużej) mocy testu. *Przegląd Psychologiczny*, 64(4), 83-99. <https://doi.org/10.31648/pp.7359>
38. Kafar I., Piaseczny L. (1999), Model matematyczny procesów energetycznych w cylindrze silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym. *Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej*, R. 40, nr 3 (140), str. 71-99.
39. Kee R., O'Reilly P. G., Fleck R., McEntee P. T. (1998), Measurement of Exhaust Gas Temperatures in a High Performance Two - Stroke Engine. *SAE Paper*. nr 983072.
40. Kluj S. (2000), *Diagnostyka urządzeń okrętowych*. WSM. Gdynia.

41. Komorska I., Stanik Z. (2011), Diagnostowanie uszkodzenia zaworu wylotowego silnika spalinowego na podstawie analizy falkowej drgań. *Combustion Engines*, nr 164.
42. Korczewski Z. (2003), Metoda diagnostowania silników okrętowych z turbodoładowaniem na podstawie wyników badania procesów gazodynamicznych w układzie spalin wylotowych. *Diagnostyka*. Vol. 28/2003.
43. Korczewski Z. (2005), Pomiary temperatury spalin w badaniach diagnostycznych okrętowych turbinowych silników spalinowych. *Zeszyty naukowe Akademii Marynarki Wojennej* nr 2 (161).
44. Korczewski Z. (2008), *Endoskopia silników okrętowych*. Wydawnictwo Akademii Marynarki Wojennej w Gdyni.
45. Korczewski Z. (2015a), Exhaust gas temperature measurements in diagnostics of turbocharged marine internal combustion engines. Part I. Standard Measurements. *Polish Maritime Research*, **22/1**(85), p. 47-54.
46. Korczewski Z. (2015b), Exhaust gas temperature measurements in diagnostic examination of marine turbocharged engines. Part II. *Polish Maritime Research*, Volume 22, Issue 1, pages 47-54.
47. Korczewski Z. (2016), Exhaust gas temperature measurements in diagnostics of turbocharged marine internal combustion engines. Part II. Dynamic Measurements. *Polish Maritime Research*, **23/1**(89), 68-76.
48. Korczewski Z. (2017), Diagnostyka eksploatacyjna okrętowych silników spalinowych – tłokowych i turbinowych. Wybrane zagadnienia. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej.
49. Korczewski Z. (2018 a), Badania efektywności energetycznej nowo produkowanych paliw żeglugowych z zastosowaniem silnika diesla. *Journal of Polish CIMEEAC* Vol.13,1/5, s.53-64.
50. Korczewski Z. (2018 b), The method of energy-efficiency investigations of the newly produced marine fuels through the application of a diesel engine. *Materiały Konferencji MAPE, Explo-Ship 2018*. Zawiercie.
51. Korczewski Z. (2019), Thermal efficiency investigations on the self-ignition test engine fed with marine low sulfur diesel fuels. *Combustion Engines*, 178 (3), str. 15-19.
52. Korczewski Z. (2022), Metodyka testowania paliw żeglugowych w rzeczywistych warunkach pracy silnika o zapłonie samoczynnym. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej.
53. Korczewski Z., Bruski S., Łutowicz M., Zacharewicz M. (2008), Metoda diagnostowania silników okrętów wojennych o ograniczonej możliwości pomiaru ciśnień wewnątrzcyldrowych na podstawie wyników badania procesów gazodynamicznych w układzie turbodoładowania. Opracowanie w ramach projektu nr 0T00B02139.
54. Korczewski Z., Marszałkowski K. (2018), Energy analysis of propulsion shaft fatigue process in rotating mechanical system part I testing significance of influence of shaft material fatigue excitation parameters. *Polish Maritime Research*, nr 25, str. 211-217.
55. Korczewski Z., Marszałkowski K. (2020), Energy analysis of the propulsion shaft fatigue process in a rotating mechanical system part II identification studies – developing the fatigue durability model of a drive shaft. *Polish Maritime Research*, nr 27, str. 120-124. <https://doi.org/10.2478/pomr-2020-0033>.
56. Korczewski Z., Puzdrowska P. (2015), Analytical method of determining dynamic properties of thermocouples used in measurements of quick – changing temperatures of exhaust gases in marine diesel engines. *Poznań. Combustion Engines*, nr 162 (3) (2015), s. 300-306.
57. Korczewski Z., Zacharewicz M. (2001), Animacja procesów gazodynamicznych w układzie turbodoładowania okrętowego silnika czterosuwowego. XXII Sympozjum Siłowni Okrętowych. Szczecin, 15-16.11.2001. s.141-146.

58. Korczewski Z., Zacharewicz M. (2007), Diagnostyka symulacyjna układu turbodoładowania okrętowego tłokowego silnika spalinowego. Zeszyty naukowe Akademii Marynarki Wojennej nr 2 (169).
59. Korczewski Z., Zacharewicz M. (2009), Organizacja badań diagnostycznych okrętowego tłokowego silnika spalinowego o ograniczonej podatności kontrolnej. Zeszyty naukowe Akademii Marynarki Wojennej, R 50 Nr 2 (177), s. 41-56.
60. Korczewski Z., Zacharewicz M. (2012), Alternative diagnostic method applied on marine diesel engines having limited monitoring susceptibility. Transactions of the Institute of Measurement and Control, 34 (8), p. 937-946.
61. Kordziński C. (1964), Układy wylotowe szybkoobrotowych silników spalinowych, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności. Wrocław.
62. Kordziński C., Środulski T. (1970), Silniki spalinowe z turbodoładowaniem. Wydawnictwo Naukowo Techniczne. Warszawa.
63. Korzyński M. (2017), Metodyka eksperymentu. Planowanie, realizacja i statystyczne opracowanie wyników eksperymentów technologicznych. Wydawnictwo Naukowo Techniczne. Warszawa.
64. Kowalczyk M. (1995), Promienne właściwości płomieni silników wysokoprężnych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej.
65. Kowalczyk M. (2000), Wybrane zagadnienia wymiany ciepła w silnikach wysokoprężnych – wymiana przez promieniowanie. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej.
66. Krzyworzeka P. (2004), Wspomaganie synchroniczne w diagnozowaniu maszyn. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji. Radom.
67. Kudrewicz J. (1976), Analiza funkcjonalna dla automatyków i elektroników. Państwowe Wydawnictwo Naukowe. Warszawa.
68. Kuleshov A. S., (2004), DIESEL-RK Engine Simulation Software User Manual. Moscow.
69. Lechu C. I., Tarulescu S., Tarulescu R. (2018), The exhaust gas temperature control through an adequate thermal management of the engine, Conference Series: Materials Science and Engineering, Vol. 444, nr 7, doi:10.1088/1757-899X/444/7/072016.
70. Leszczyński B. (1977), Matematyka. Podręcznik dla Wydziałów Technicznych Akademii Rolniczych. Państwowe Wydawnictwo Naukowe.
71. Li X., Shen R., Chen R. (2019). Improving Time Series Reconstruction by Fixing Invalid Values and Its Fidelity Evaluation. IEEE Access, DOI: 10.1109/ACCESS.2019.2962757.
72. Linschoten P. (2018), Pressure and Temperature Measurements in a Heavy-Duty Diesel Engine. Master of Science Thesis
73. Lus T. (2006), One-cylinder marine research diesel engine. Journal of KONES, Vol. 13, No. 4 , str. 319-324.
74. Lus T. (2013), Wstępne badania diagnostyczne szybkoobrotowych silników o zapłonie samoczynnym na okręcie podwodnym z wykorzystaniem metody obwiedni drgań. Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej, R. 54, nr 1 (192), str. 79-88.
75. Łutowicz M. (2004), Badania wstępne możliwości oceny stanu technicznego układów cylindrowych silnika na podstawie analizy procesu sprężania. Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej, 2004/R. 45 nr 2 (157)/2 (157).
76. Łutowicz M. (2006), Identyfikacja procesu sprężania okrętowego tłokowego silnika spalinowego dla potrzeb diagnostyki jego przestrzeni roboczych. Rozprawa Doktorska. AMW, Gdynia.
77. Majdak M., Jaremkiwicz M. (2016), The analysis of thermocouple time constants as a function of fluid velocity, Measurement Automation Monitoring, Tom 62, Wydanie 9, Str. 284-287.

78. Marszałkowski K., Puzdrowska P. (2015), A laboratory stand for the analysis of dynamic properties of thermocouples. Gdańsk. Journal of Polish CIMEEAC – vol. 10, nr 1, s. 111-120.
79. Mazur M. (1970), Jakościowa teoria informacji. WNT. Warszawa.
80. McMillan, G. K. (2010), Advanced Temperature Measurement and Control, 2nd edition, International Society of Automation: Research Triangle Park, NC, USA.
81. Michalski L, Eckersdorf K. (1986), Pomiary temperatury. Wydawnictwo Naukowo Techniczne. Warszawa.
82. Mijas Ł. , Reiter E. , Kukielka K. (2013) Wykorzystanie systemu ANSYS Workbench do analizy statycznej korbowodów, Instytut Naukowo-Wydawniczy "SPATIUM". Autobusy: technika, eksploatacja, systemy transportowe, R. 14, nr 10 Str. 315-317, Radom.
83. Mikołajczak G., Pęksiński J., Kowalski J. (2016), Zastosowanie filtrów wygładzających do estymacji współczynnika SNR w sygnałach zakłóconych szumem o rozkładzie normalnym. Electrical Engineering. Poznan University of Technology Academic Journals nr 88 str. 101-108.
84. Miłek M. (2006), Metrologia elektryczna wielkości nieelektrycznych. Oficyna Wydawnicza Uniwersytetu Zielonogórskiego.
85. Mitianiec W., Jaroszewski A. (1993), Modele matematyczne procesów fizycznych w silnikach spalinowych małej mocy. Zakład Narodowy im. Ossolińskich – Wydawnictwo.
86. Monieta J. (2012). Badanie siły tarcia iglicy w korpusie rozpylacza wtryskiwaczy silników okrętowych przy obecności środków smarujących z uwzględnieniem zmian położenia. Tribologia, nr 2-2012 str. 41-57.
87. Morey F., Seers P. (2010), Comparison of cycle-by-cycle variation of measured exhaust - gas temperature and in - cylinder pressure measurements. Applied Thermal Engineering, nr 30, str. 487-491.
88. Muciek A. (2012), Wyznaczanie modeli matematycznych z danych eksperymentalnych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej.
89. Myśków J., Borkowski T., Bludszuweit M. , Frohlingsdorf W. (2011), Marine engine exhaust gas emission aftertreatment system concept. Journal of KONES, Vol. 18, No. 4, Str. 307-315.
90. Nicholas J. V., White D. R. (2001), Traceable temperatures. An introduction to temperature measurement and calibration. 2nd edition, New York: John Wiley and Sons.
91. Niedźwiecki M. J., Ciołek M., Gańcza A., Kaczmarek P. (2021), Application of regularized Savitzky-Golay filters to identification of time-varying systems, Automatica, Vol. 133, <https://doi.org/10.1016/j.automatica.2021.109865>.
92. Niewczas A. (1998), Modelowanie zużycia i ocena niezawodności silników spalinowych. Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Lubelskiej.
93. Niewczas A., Koszałka G. (2003), Niezawodność silników spalinowych: wybrane zagadnienia. Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Lubelskiej.
94. Olczyk A. (2007), Koncepcja pomiaru szybkozmiennej temperatury gazu z uwzględnieniem dynamicznej składowej temperatury. Pomiary Automatyka Kontrola, 53 Bis/9, s. 576-579.
95. Osipowicz T., Stoeck T. (2016), Zastosowanie paliw alternatywnych w silnikach ZS w aspekcie eksploatacyjnym. Autobusy. Eksploatacja i testy, nr 8/2016.
96. Pabis S. (1985), Metodologia i metody nauk empirycznych. Państwowe Wydawnictwo Naukowe. Warszawa.
97. Pander T. (2007), Modelowanie zakłóceń impulsowych w przetwarzaniu sygnałów biomedycznych. Pomiary Automatyka Kontrola, vol. 53 nr 9.
98. Pfiem H. (1936), Zur Messung veränderlicher Temperaturen von Gasen Und Flüssigkeiten, Gen. Ingen., vol. 7, no. 2, pp. 85–92.

99. Pham V. V. (2019), Research on the application of diesel-RK in the calculation and evaluation of technical and economic criteria of marine diesel engines using the unified ULSD and biodiesel blended fuel, *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments*.
100. Piaseczny L. (1992), *Technologia naprawy okrętowych silników spalinowych*. Wydawnictwo Morskie. Gdańsk.
101. Piątek M., Piątek P. (2010), Cyfrowa filtracja sygnału położenia kąтового w układzie sterowania robota sześcionożnego. *Elektryka* nr 213 str. 93-105.
102. Pięta A. (1999), Diagnostowanie tłokowego silnika spalinowego o ZS na podstawie parametrów procesu przejściowego. *Rozprawa Habilitacyjna*. Politechnika Poznańska.
103. Piotrowski I. (1976), *Podstawy metrologii*. Państwowe Wydawnictwo Naukowe.
104. Piotrowski I., Witkowski K. (2002a), *Eksploatacja okrętowych silników spalinowych*. Wydawnictwo monograficzne. Akademia Morska. Gdynia.
105. Piotrowski I., Witkowski K. (2002b), *Okrętowe silniki spalinowe*. Trademar. Gdynia.
106. Polanowski S. (2005), Wieloparametrowy model przebiegu ciśnienia sprężania w cylindrze silnika okrętowego. *Zeszyty naukowe akademii marynarki wojennej rok XLVI nr 1 (160)*.
107. Polanowski S. (2006), Obróbka dyskretnie pomierzonych przebiegów momentu obrotowego i prędkości kątovej w warunkach pracy ustalonej okrętowego zespołu napędowego z silnikiem tłokowym. *Zeszyty Naukowe AMW, Nr 2 (165)*, Gdynia.
108. Polanowski S. (2007), Studium metod analizy wykresów indykatorowych w aspekcie diagnostyki silników okrętowych. *Zeszyty Naukowe AMW, Nr 69 A*, Gdynia.
109. Polański Z. (1984), *Planowanie doświadczeń w technice*. Państwowe Wydawnictwo Naukowe. Warszawa.
110. Prata R. (2015), *Matlab dla naukowców i inżynierów*. Warszawa 2015. Wydawnictwo Naukowe PWN SA.
111. Pudlik W. (2011), *Wymiana i wymienniki ciepła*. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej.
112. Pudlik W. (2021), *Termodynamika*. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej.
113. Puzdrowska P. (2014), Laboratory stand for investigations of the quick – changing temperature of gas flowing in the piston compressor outlet channel. *Journal of Polish CIMAC – vol. 9, nr 1, s. 111-119*.
114. Puzdrowska P. (2016), Determining the time constant using two methods and defining the thermocouple response to sine excitation of gas temperature. *Gdańsk. Journal of Polish CIMEEAC – vol. 11, nr 1, s. 157-167*.
115. Puzdrowska P. (2018 a), Metoda wyznaczania stałej czasowej termopary na podstawie pomiaru szybkozmiennnej temperatury spalin wylotowych silnika o ZS. *Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Gdyni, Vol. 108, s. 115-133*.
116. Puzdrowska P. (2018 b), Signal filtering method of the fast-varying diesel exhaust gas temperature. *Combustion Engines, nr 175(4), s.48-52*.
117. Puzdrowska P. (2019 a), Identification on damages in the inlet air duct of a diesel engine based on exhaust gas temperature measurements. *Combustion Engines, nr 177(2), p.108-112*.
118. Puzdrowska P. (2019 b), Statystyka F rozkładu Fishera-Snedecora jako narzędzie do oceny istotności wpływu mocy silnika o ZS na wybrane miary diagnostyczne. *Journal of Polish CIMAC, Vol. 14, nr 1/18, s. 177-186*.
119. Puzdrowska P. (2020) Evaluation of the significance of the effect of the active cross-sectional area of the inlet air channel on the specific enthalpy of the exhaust gas of a diesel engine using statistics F of the Fisher-Snedecor distribution. *Combustion Engines -Vol. 182, issue 3/2020, s.10-15*.

120. Puzdrowska P. (2021a), Application of the F-statistic of the Fisher-Snedecor distribution to analyze the significance of the effect of changes in the compression ratio of a diesel engine on the value of the specific enthalpy of the exhaust gas flow. *Combustion Engines*, 186, 80-88.
121. Puzdrowska P.(2021b), Diagnostic information analysis of quickly changing temperature of exhaust gas from marine diesel engine part i single factor analysis. *Polish Maritime Research -Vol. 28, nr 4(112) (2021)*, s. 97-106.
122. Qu J., Feng Y., Xu G., Hang M., Zhu Y., Zhou S., (2022), Design and thermodynamics analysis of marine dual fuel low speed engine with methane reforming integrated high pressure exhaust gas recirculation system. *Fuel*, Vol. 319, <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.123747>.
123. Rao C. R. (2009), *Linear Statistical Inference and its Applications*. John Wiley and Sons.
124. Raunmiagi Z. (2008), Weryfikacja przed naprawą rozpylaczy paliwowych zaworów wtryskowych silników wysokoprężnych. *Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie nr 14(86) str. 38-42*.
125. Roberts S. J., Stone R. (2004), Instantaneous Exhaust Temperature Measurement Using Thermocouple Compensation Techniques. *SAE Technical Papers*.
126. Rudnicki J. (2018), Uwarunkowania diagnostyczne sterowania procesem eksploatacji okrętowych silników głównych, *Journal of Polish CIMEEAC*, vol. 13, nr 1/13.
127. Rudnicki J., Puzdrowska P., Marszałkowski K. (2017), Osłona termopary chłodzona wodą jako narzędzie zapobiegające zakłóceniom zewnętrznym podczas pomiarów temperatur szybkozmiennych spalin w kanale wylotowym silnika okrętowego. *Journal of Polish CIMAC*, Vol. 12., nr 1, p. 97-104.
128. Rutkowski S. (1976), Wykorzystanie dynamicznych pomiarów temperatur spalin wylotowych w diagnostyce okrętowych silników spalinowych. Kopia maszynopisu streszczenia artykułu z 1976 roku.
129. Savitzky A., Golay M. J. E. (1964), Smoothing and Differentiation of Data by Simplified Least Squares Procedures. *Analytical Chemistry*.
130. Schafer R.W. (2011), What Is a Savitzky-Golay Filter?, *IEEE Signal Processing Magazine*, nr 28, str. 111-117.
131. Seo B., Hwang H., Kang S., Cha Y., Choi W. (2018), Flexible-detachable dual-output sensors of fluid temperature and dynamics based on structural design of thermoelectric materials. *Nano Energy*, nr 50, str. 733-743. doi.org/10.1016/j.nanoen.2018.06.027.
132. Serdecki W. (2017), *Badania silników spalinowych i ich układów funkcjonalnych*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej.
133. Serdecki W. (2017), *Badania silników spalinowych i ich układów funkcjonalnych*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej.
134. Shannon C. E. (1945), *A mathematical theory of cryptography*. A classified memorandum for Bell Telephone Labs. USA.
135. Smirnow N.W., Dunin-Barkowski I.W. (1969), *Kurs rachunku prawdopodobieństwa i statystyki matematycznej dla zastosowań technicznych*. PWN. Warszawa.
136. Stanisławski T., Czerski T., Poźniak K., Romaniuk R. (2009), Kondycjonowanie sygnału obwiedni zespolonej z wnęk akceleratora FLASH. *Elektronika nr 50/8 str. 187-192*.
137. Stobnicki P. (2013). *Badawcza analiza wtrysku paliwa aspekcie właściwości ekologicznych silnika o zapłonie samoczynnym*. Rozprawa doktorska. Poznań 2013.
138. Stoech T. (2017), Przyczyny zewnętrznych i wewnętrznych uszkodzeń pompowtryskiwaczy. *Eksploatacja i testy*, nr 7-8/2017 str. 219-221.

139. Strumiłło P. (2003), Systemy przetwarzania sygnałów. Materiały do wykładów. Instytut Elektroniki Politechniki Łódzkiej.
140. Szargut J. (2013), Termodynamika. Wydawnictwo Naukowe PWN. Warszawa.
141. Szopa T. (2016), Niezawodność i bezpieczeństwo. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej.
142. Szydłowski H. (2000), Międzynarodowe normy oceny niepewności pomiarów, Postępy fizyki, T. 51, z. 2, str. 92-27, Warszawa.
143. Szydłowski H. (2001), Niepewności w pomiarach. Międzynarodowe standardy w praktyce. Wydawnictwo naukowe UAM. Poznań.
144. Ta T. V. , Thien D. M., Cang. V. T. (2017). Marine Propulsion System Reliability Assesment by Fault Tree Analysis. International Journal of Mechanical Engineering and Applications. Special Issue: Transportation Engineering Technology - Part III. Vol. 5, No. 4-1, str. 1-7.
145. Tagawa M., Ohta Y. (1997), Two - Thermocouple Probe for Fluctuating Temperature Measurement in Combustion - Rational Estimation of Mean and Fluctuating Time Constants. Combustion and Flame, nr 109, str. 540-560.
146. Taler D., Sobota T., Jaremkiewicz M., Taler J. (2020), Influence of the thermometer inertia on the quality of temperature control in a hot liquid tank heated with electric energy, Energies, Tom 13, Wydanie 15.
147. Teodorczyk A., Rychter T. (2006), Teoria silników tłokowych, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa.
148. Thakar R., Bhosle S., Wahane S., (2018), Design of Heat Exchanger for Waste Heat Recovery from Exhaust Gas of Diesel Engine, Procedia Manufacturing, Vol. 20, str. 372-376, ISSN 2351-9789, <https://doi.org/10.1016/j.promfg.2018.02.054>.
149. Trzeciak A. M., Gieras M., (2020), Temperature estimating method for exhaust gases in valveless pulsejet engine. Combustion Engines. 182(3):3-9. doi:10.19206/CE-2020-301.
150. Tumański S. (2007), Technika Pomiarowa. WNT, Warszawa.
151. Turzeniecka D. (1997), Ocena niepewności wyniku pomiarów. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej. Poznań.
152. Urbański P. (1989), Instalacje spalinowych siłowni okrętowych, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk.
153. Wajand J. A. (1980), Silniki o zapłonie samoczynnym, Wydawnictwo Naukowo - Techniczne, Warszawa.
154. Wajand J. A., Wajand J. T. (2000), Tłokowe silniki spalinowe średnio- i szybkoobrotowe, Wydawnictwo Naukowo - Techniczne, Warszawa.
155. Wajand J. A., Wajand J. T. (2005), Tłokowe silniki spalinowe średnio- i szybkoobrotowe, Wydawnictwo Naukowo - Techniczne, Wydanie czwarte zmienione, Warszawa.
156. Wang G., Zhou Y., Zhang Q., Wang S. (2017), The small sample failure distribution model of diesel engine component parts using FMECA approach. International Journal of Modeling and Optimalization, Vol. 7, No. 1, str. 19-23.
157. Wasilewska E. (2015), Statystyka matematyczna w praktyce. Wydawnictwo Difin. Warszawa.
158. Wawszczak A. (2013), Właściwości dynamiczne czujników temperatury - instrukcja do ćwiczenia laboratoryjnego, Politechnika Łódzka, Instytut Elektroenergetyki, Laboratorium Pomiarów i Automatyki w Elektrowniach.
159. Wiśłocki K. (1991), Systemy doładowania szybkoobrotowych silników spalinowych, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa.

160. Wisłocki K. (2004), Studium wykorzystania badań optycznych do analizy procesów wtrysku i spalania w silnikach o zapłonie samoczynnym, Rozprawa habilitacyjna, Rozprawy nr 387, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań.
161. Wiśniewski S. (1972), Obciążenia cieplne silników tłokowych, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa.
162. Wiśniewski S. (1983), Pomiary temperatury w badaniach silników i urządzeń cieplnych. WNT. Warszawa.
163. Wiśniewski S. (2022), Termodynamika techniczna. WNT. Warszawa.
164. Witkowski K. (2005), Stan diagnostyki technicznej okrętowych silników tłokowych. Diagnostyka. Vol. 34, str. 85-92.
165. Witkowski K. (2011), Możliwość komputerowego wspomagania diagnozowania okrętowych silników tłokowych. Studia i materiały Polskiego Stowarzyszenia Zarządzania Wiedzą, nr 48, s.136-147.
166. Witkowski K. (2014), Analiza możliwości diagnozowania aparatury wtryskowej okrętowych silników tłokowych. Studies & Proceedings of Polish Association for Knowledge Management, Nr 70, pp. 152-16.
167. Witkowski K. (2016), Badania wpływu wybranych uszkodzeń silników okrętowych na parametry pracy silnika i skład spalin. Autobusy : technika, eksploatacja, systemy transportowe, nr 2016/17/4, str. 95-101.
168. Witkowski K. (2017), The Increase of Operational Safety of Ships by Improving Diagnostic Methods for Marine Diesel Engine, Transnav the International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation, vol. 11, no 2.
169. Włodarski J. K. (1995), Okrętowe silniki spalinowe. Obciążenia eksploatacyjne, Wydawnictwo Wyższej Szkoły Morskiej w Gdyni, Gdynia.
170. Wojtatowicz T. W. (1998), Metody analizy danych doświadczalnych. Wybrane zagadnienia. Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej. Łódź.
171. Woodyard D. (2004), Pounder's marine diesel engine and gas turbines. 8th edition. Elsevier, United Kingdom.
172. Woś P., Balawender K., Jakubowski M., Jaworski A., Kuszewski H., Lejda K., Ustrzycki A. (2013), Analysis of in-cylinder fuel distribution in DI variable compression ratio (VCR) engine, Combustion Engines, nr 154(3), str. 654-662.
173. Woś P., Jaworski A., Kuszewski H., Lejda K., Ustrzycki A. (2016), Technical and operating problems yielded from setting up the optimum value of geometric compression ratio in piston engines, Combustion Engines, Vol. 164, 1/2016, s. 3-14.
174. Wójcicki S., (1969), Spalanie, WNT. Warszawa.
175. Zacharewicz M. (2009), Metoda diagnozowania przestrzeni roboczych silnika okrętowego na podstawie parametrów gazodynamicznych w kanale zasilającym turbosprężarkę. Rozprawa doktorska. AMW, Gdynia.

Regulacje prawne, normy

176. Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement (1995), International Organization for Standardization, Szwajcaria.
177. International Association of Classification Societies (2016), Requirements Concerning Machinery Installations. M35: Alarms, remote indications and safeguards for main reciprocating I.C. engines installed in unattended machinery spaces.
178. International Association of Classification Societies (2016), Requirements Concerning Machinery Installations. M36: Alarms and safeguards for auxiliary reciprocating I.C. engines driving generators in unattended machinery spaces.
179. International Association of Classification Societies (2016), Requirements Concerning Machinery Installations. M73: Turbochargers.

180. ISO 13372:2012 (2012) Condition monitoring and diagnostics of machines. Vocabulary.
181. PN-EN ISO 9001:2015 (2015), Systemy zarządzania jakością – Wymagania.
182. Polski Rejestr Statków (2016), Przepisy. Publikacja nr 5/P. Wymagania dla turbosprężarek. Rozdział 2. Wymagana dokumentacja. Gdańsk.
183. Polski Rejestr Statków (2019), Przepisy. Publikacja nr 28/P. Próby silników spalinowych. Rozdział 1. Próba typu silników spalinowych. Rozdział 2. Próby zdawczo-odbiorcze silników spalinowych (szczególnie podrozdział 2.2.2). Gdańsk.
184. Polski Rejestr Statków (2022), Przepisy Klasyfikacji i budowy statków morskich. Część VI: Urządzenia maszynowe i urządzenia chłodnicze. Gdańsk.
185. Resolution MSC 91/22/Add.1 (2012), Adoption of the code on noise levels on board ships.
186. Wyrażanie niepewności pomiaru: Przewodnik (1999), Główny Urząd Miar, Warszawa.

Witryny internetowe

1. www.diesel-rk.bmstu.ru/Eng/index.php (dostęp 2.04.2022)
2. www.man-es.com/marine/products/planning-tools-and-downloads/project-guides/four-stroke (dostęp 09.05.2022)
3. www.marineinsight.com/main-engine/exhaust-gas-system-of-main-engine-on-ship/ (dostęp 24.03.2022)
4. www.policzto.com.pl (dostęp 10.05.2022)
5. www.termo-precyzja.com.pl (dostęp 10.04.2017)
6. www.wolframalpha.com dostęp (10.05.2022)

ZAŁĄCZNIKI:

Załącznik 1. Wartości stałej czasowej wyznaczone na drodze obliczeniowej procesu wymiany ciepła między termoparą a omywającymi ją gazami

Załącznik 2. Stanowisko laboratoryjne do badania własności dynamicznych termopar

Załącznik 3. Stanowisko laboratoryjne tłokowej sprężarki powietrza Espholin H3S

Załącznik 4. Zestawienie wartości wyznaczonych miar diagnostycznych

Załącznik 1. Wartości stałej czasowej wyznaczone na drodze obliczeniowej procesu wymiany ciepła między termoparą a omywającymi ją gazami

Poniżej przedstawiono przykład obliczeniowy wyznaczania stałej czasowej dla termopary ze spoiną zgrzewaną do płaszczka o średnicy zewnętrznej 0,5 mm („A” w tabeli 4.1) dla opływu przez spaliny. Pozostałe obliczenia wykonano analogicznie.

1. Dane wejściowe (założone w modelu obliczeniowym):

$c=50$ m/s – prędkość spalin wylotowych

$t_{sp}=500$ °C – temperatura spalin wylotowych

$l=0,02$ m – długość termopary

$d_{zew}=0,0005$ m – średnica zewnętrzna płaszczka termopary

$d_{wew}=0,0003$ m – średnica wewnętrzna płaszczka termopary

$d_{te}=9 \cdot 10^{-5}$ m – średnica termoelektrod

2. Dane tablicowe dla warunków wejściowych: $t_{sp}=500$ °C, $p_{sp}=101,3$ kPa [Pudlik, 2011]:

$\rho_{sp}=0,457$ kg/m³ – gęstość spalin wylotowych

$\eta_{sp}=0,0000348$ kg/m·s – lepkość dynamiczna spalin wylotowych

$c_{psp}=1183$ J/kg·K – ciepło właściwe spalin wylotowych

$\lambda_{sp}=0,0655$ W/m·K – przewodność cieplna spalin wylotowych

Dane dla materiału płaszczka stopu inconel 600 (dane producenta [thermo-precyzja.com.pl]):

$c_{pin}=461$ J/kg·K – ciepło właściwe inconelu

$\rho_{in}=8510$ kg/m³ – gęstość inconelu

3. Przykład obliczeniowy:

Wymiar charakterystyczny dla termopary ze spoiną zgrzewaną do płaszczka:

$$d_{char} = \frac{6 \cdot V_{płaszczka}}{A_{zpl}} = \frac{3 \cdot d_z}{2} = 0,00075m$$

Objętość materiału płaszczka inconel:

$$V_{in} = \frac{\pi(d_{zew} - d_{wew})^2}{4} \cdot l = 6,28 \cdot 10^{-10} m^3$$

Masa materiału płaszczka inconel:

$$m_{in} = \rho_{in} \cdot V_{in} = 5,34 \cdot 10^{-6} kg$$

Pojemność cieplna materiału płaszczka inconel:

$$C_p = m_{in} \cdot c_{pin} = 2,46 \cdot 10^{-3} J / K$$

Powierzchnia zewnętrzna płaszczka:

$$A_{zp} = \pi \cdot d_{zew} \cdot l = 3,14 \cdot 10^{-5} m^2$$

Liczba Prandtla:

$$Pr = \frac{\eta_{sp} \cdot c_{psp}}{\lambda_{sp}} = 0,6285$$

Liczba Reynoldsa:

$$Re = \frac{d_{char} \cdot c \cdot \rho_{sp}}{\eta_{sp}} = 492,46 \text{ (przepływ laminarny)}$$

Liczba Nusselta:

$$Nu = 2 + 0,6 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} = 13,4$$

Współczynnik wnikania ciepła:

$$\alpha_{wp} = Nu \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_{char}} = 1170,74 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Stała czasowa:

$$\tau' = \frac{C_p}{A_{zp} \cdot \alpha_{wp}} = 67 \cdot 10^{-3} \text{ s} = 67 \text{ ms}$$

A. Porównanie stałych czasowych termopar dla różnych form konstrukcyjnych, różnych średnic zewnętrznych oraz różnych gazów

W tabeli Z1.1 przedstawiono wyniki rozwiązania modelu matematycznego procesów ciepłno-przepływowych termopary o średnicy zewnętrznej $d_{zew}=0,5$ mm i średnicy termoelektrod $d_{te}=9 \cdot 10^{-5}$ m, dla spalin wylotowych i powietrza o temperaturze $t=500$ °C i prędkości $c=50$ m/s, w zależności od jej formy konstrukcyjnej – termopary „A”, „B” i „C” zgodnie z danymi w tabeli 4.1 Wartości wymiaru charakterystycznego, liczby Reynoldsa, współczynnika wnikania ciepła oraz stałej czasowej obliczono zgodnie z algorytmem obliczeniowym przedstawionym w punkcie 4.3.2 niniejszej rozprawy. Wymiar charakterystyczny zależy przede wszystkim od rozwiązania konstrukcyjnego termopary, ale także od kierunku przepływu gazu omywającego spoinę pomiarową. W obliczeniach założono, że termopara jest usytuowana w kanale przepływowym w taki sposób, aby jej oś była prostopadła do kierunku omywających ją spalin wylotowych.

Tab. Z1.1. Wartości parametrów wyznaczonych na drodze obliczeń dla opływu spoiny pomiarowej termopar o $d_{zew}=0,5$ mm przez spaliny wylotowe i powietrze, w zależności od ich rozwiązania konstrukcyjnego

Typ termopary	d_{char} , mm	Spaliny wylotowe			Powietrze		
		Re, -	α , W/m ² K	τ' , ms	Re, -	α , W/m ² K	τ' , ms
zgrzewana („A”)	0,75	492,46	1170,74	67,02	472,38	1034,69	75,83
odkryta („B”)	0,135	59,09	4330	13,33	56,69	3820,6	15,11
izolowana („C”)	0,75	492,46	519,72	987,25	472,38	458,47	1051,13

Zauważono, że w przypadku przepływu ciepła między termoparą a spalinami wylotowymi wartości współczynnika wnikania ciepła α są wyższe, natomiast wartości stałych czasowych τ' są niższe niż dla przepływu ciepła między termoparą a powietrzem.

Na podstawie danych w tablicy Z1.1 wyciągnięto następujące wnioski:

- przyjęte w obliczeniach wartości parametrów wejściowych, przede wszystkim prędkości przepływającego gazu skutkują laminarnym charakterem przepływu ($Re < 2300$),
- termopara ze spoiną odkrytą „B” charakteryzuje się najszybszą odpowiedzią na zadany sygnał wymuszający (stała czasowa τ' rzędu kilkunastu milisekund), jednak należy mieć na uwadze jej najmniejszą trwałość spośród analizowanych rozwiązań,
- najwyższą wartością współczynnika wnikania ciepła α charakteryzuje się termopara ze spoiną odkrytą „B”, najniższą – ze spoiną izolowaną od płaszcza „C”, co wynika przede wszystkim z konstrukcji termopary (termoelektrody są zaizolowane w osłonie, zatem współczynnik α jest mniejszy), a także z parametrów gazu omywającego termoparę,
- termopary ze spoiną izolowaną od płaszcza „C” nie spełniają minimalnych wymagań pozwalających na zastosowanie ich do pomiarów temperatur szybkozmiennych, pomimo największej trwałości,

Z powyższych względów najbardziej odpowiednim rozwiązaniem wydaje się być termopara ze spoiną zgrzewaną do płaszcza („A”), która przy dobrych własnościach wytrzymałościowych i odporności na korozję w wysokich temperaturach charakteryzuje się dodatkowo zadowalającymi cechami dynamicznymi.

W tabeli Z1.2 przedstawiono wyniki rozwiązania modelu matematycznego dla parametrów gazu jak poprzednio ($t=500$ °C i $c=50$ m/s), jednak dla mniejszej średnicy zewnętrznej płaszcza termopary „A”, „B” i „C” równej $d_{zew}=0,25$ mm i średnicy termoelektrod $d_{te}=9 \cdot 10^{-5}$ m.

Widoczne jest, że w przypadku termopar o średnicy 0,25 mm zależności są analogiczne, jak w przypadku termopar o średnicy 0,5 mm. Natomiast wartości stałych czasowych w

przypadku termopar o średnicy 0,25 mm są znacznie niższe od wartości dla termopar o średnicy 0,5 mm, co oznacza, że im mniejsza jest średnica termopary, tym krótszy jest czas odpowiedzi na zadany sygnał wymuszający (mniejsza inercyjność pomiaru temperatury). W przypadku termopar: ze spoiną zgrzewaną do płaszcza i ze spoiną odkrytą zmniejszenie średnicy z 0,5 mm do 0,25 mm skutkuje rząd wielkości mniejszą wartością stałej czasowej. Należy jednak mieć na uwadze, że zmniejszanie średnicy termopary powoduje spadek jej wytrzymałości (trwałości) oraz wzrost kosztów zakupu.

Tab. Z1.2. Wartości parametrów wyznaczonych na drodze obliczeń dla opływu spoiny pomiarowej termopar o $d_{zew}=0,25$ mm przez spaliny wylotowe i powietrze, w zależności od ich rozwiązania konstrukcyjnego

Typ termopary	d_{char} , mm	Spaliny wylotowe			Powietrze		
		Re, -	α , W/m ² K	τ' , ms	Re, -	α , W/m ² K	τ' , ms
zgrzewana („A”)	0,375	246,23	1757,99	5,58	236,19	1552,94	6,32
odkryta („B”)	0,0375	16,42	10695,7	1,5	15,75	9420,87	1,702
izolowana („C”)	0,375	246,23	713,05	208,55	236,19	628,06	222,22

B. Porównanie stałych czasowych termopar dla różnych prędkości przepływającego gazu oraz dla różnych gazów

W poniżej przedstawionej tabeli Z1.3 zaprezentowano wyniki obliczeń termodynamicznych dla termopary ze spoiną zgrzewaną do płaszcza „A” o średnicy zewnętrznej $d_{zew}=0,5$ mm oraz dla średniej temperatury gazu ją omywającego $t=500$ °C. Parametrem zmiennym w modelu matematycznym była prędkość przepływającego gazu.

Tab. Z1.3. Wartości parametrów wyznaczonych na drodze obliczeń dla opływu spoiny pomiarowej termopary ze spoiną zgrzewaną do płaszcza „A” przez spaliny wylotowe i powietrze, w zależności od prędkości przepływającego gazu

Prędkość przepływu c , m/s	Spaliny wylotowe			Powietrze		
	Re, -	α , W/m ² K	τ' , ms	Re, -	α , W/m ² K	τ' , ms
0,5	4,92	274,93	286,07	4,724	241,229	325,260
5	49,25	489,65	160,24	47,238	431,861	181,684
50	492,5	1170,74	67,02	472,376	1034,693	75,831

W przypadku wymiany ciepła między termoparą a spalinami wylotowymi wartości współczynnika wnikania ciepła α są wyższe, natomiast wartości stałych czasowych τ' są niższe niż dla wymiany ciepła między spoiną termopary a powietrzem, dla wszystkich rozpatrywanych prędkości przepływającego gazu.

Zarówno dla spalin wylotowych, jak i dla powietrza omywających termoparę „A” widoczne są następujące prawidłowości:

- wartości wyznaczonych liczb Reynoldsa wskazują na laminarny charakter przepływu gazu,
- wraz ze wzrostem prędkości przepływającego gazu zmniejsza się wartość stałej czasowej, zatem krótszy jest czas reakcji termopary na zadany sygnał wymuszający,
- współczynnik wnikania ciepła jest tym większy, im szybciej przepływa gaz,
- najbardziej zbliżoną do warunków rzeczywistych panujących w kanale spalin wylotowych okrętowego silnika średnioobrotowego jest prędkość spalin wylotowych rzędu kilkudziesięciu metrów na sekundę [www.man-es.com], natomiast dla powietrza płynącego kanałem (rurociągiem) łączącym sprężarkę tłokową powietrza ze zbiornikiem ciśnieniowym rzędu kilkunastu metrów na sekundę⁴³.

⁴³ Dla sprężarki laboratoryjnej Espholin H3S średnia prędkość powietrza w rurociągu zasilającym zbiornik ciśnieniowy wynosi 11 m/s.

C. Porównanie stałych czasowych termopar dla różnych temperatur średnich przepływającego powietrza

Jako kolejny wynik obliczeń termodynamicznych procesu przepływu ciepła w termoparze omywanej powietrzem przedstawiono wartości stałych czasowych z zależności od jego temperatury – tab. Z1.4. Zastosowana w obliczeniach termopara ze spoiną zgrzewaną do płaszcza „A” miała średnicę zewnętrzną $d_{zew}=0,5$ mm, a prędkość przepływu powietrza wynosiła $c=50$ m/s.

Tab. Z1.4. Wartości parametrów wyznaczonych na drodze obliczeń termodynamicznych dla opływu spoiny pomiarowej termopary „A” zgrzewanej do płaszcza przez powietrze, w zależności od średniej temperatury powietrza

Temperatura powietrza $t, ^\circ C$	Re, -	$\alpha, W/m^2 K$	τ', ms
50	2091,199	992,995	79,016
250	922,445	1019,936	76,929
500	472,376	1034,693	75,831

Widoczny jest nieznaczny wzrost stałej czasowej wraz ze spadkiem średniej temperatury powietrza, natomiast współczynnik wnikania ciepła α wzrasta nieznacznie wraz ze wzrostem temperatury przepływu powietrza. Przepływ dla temperatur powietrza 250 °C i 500 °C ma charakter laminarny. W przypadku przepływu powietrza o temperaturze 50 °C liczba Reynoldsa jest bliska 2300, co oznacza, że prędkość przepływu powietrza zbliża się do wartości granicznej, przy której ruch laminarny przechodzi w bardziej zaburzony przejściowy.

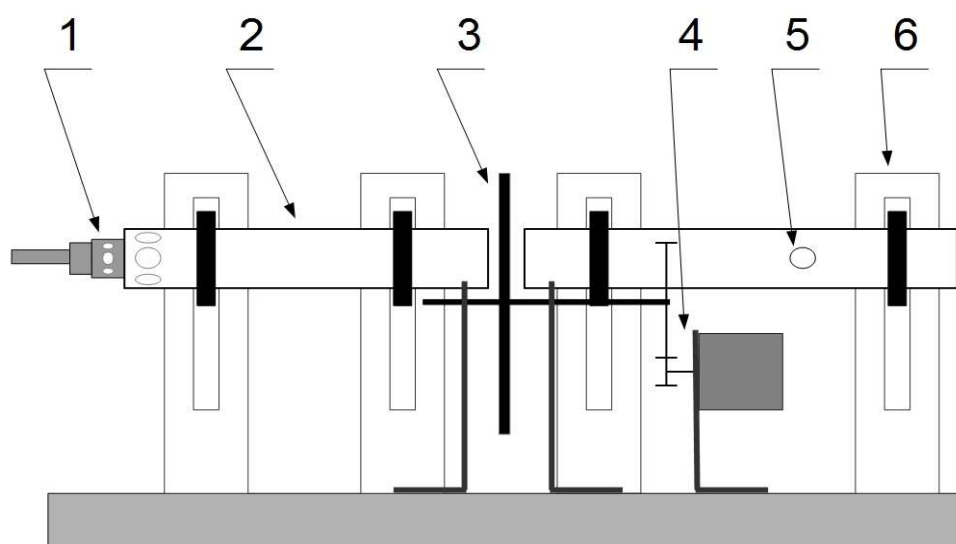
Załącznik 2. Stanowisko laboratoryjne do badania własności dynamicznych termopar

Zanim przystąpiono do eksperymentu głównego zbudowano stanowisko do badania własności dynamicznych termopar i przeprowadzono na nim eksperyment mający na celu wyznaczenie stałej czasowej rozpatrywanych termopar. Przedstawiony na rys. Z2.1 model fizyczny został posadowiony na podstawie drewnianej, do której za pomocą czterech uchwytów (6) zamontowano kanał spalinowy (2) wykonany z rury mosiężnej o średnicy wewnętrznej 18 mm i zewnętrznej 20 mm. Na jednym z jego końców umieszczono palnik Bunsena (1) przystosowany do zasilania mieszkanką propan-butan ze standardowej butli gazowej przeznaczonej do przechowywania gazu o masie 2,5 kg. W miejscu montażu palnika w kanale wykonano na jego obwodzie dodatkowo pięć otworów umożliwiających swobodny dostęp powietrza do wnętrza kanału oraz ułatwiający zapalanie palnika bez konieczności demontażu. Prędkość gazów spalinowych wynosząca około 1 m/s była regulowana stopniem otwarcia zaworu na głowicy butli, co wynika z zasady działania palnika.

Przepływ gazów spalinowych był cyklicznie dławiony za pomocą tarczy (3), która obracając się przesłania całkowicie przekroju poprzecznego kanału spalinowego, co w sposób uproszczony odzwierciedla pulsację przepływu w kanale spalin wylotowych silnika tłokowego. Przesłona napędzana była z silnika elektrycznego prądu stałego (4) poprzez jednostopniową przekładnię zębatą o przełożeniu 1:7. Prędkość obrotowa przesłony regulowana była przez zmianę napięcia zasilającego silnika napędowego w zakresie 0-12V, uzyskując przy tym jej maksymalną prędkość obrotową $n_r=240 \text{ min}^{-1}$. Zatem impuls temperatury pojawiał się co 0,28s i trwał około 0,09s. Kształt przesłony oraz umiejscowienie względem kanału spalinowego przedstawiono na rys. Z2.2c.

Kanał przepływowy można przesuwając na uchwytach montażowych (6) w górę i dół względem obrotowej przesłony, dzięki czemu można testować różne warianty dławienia przepływu spalin. Termoparę umieszczono w osi kanału w odległości 40 mm od końca kanału (5), a także na jego wylocie.

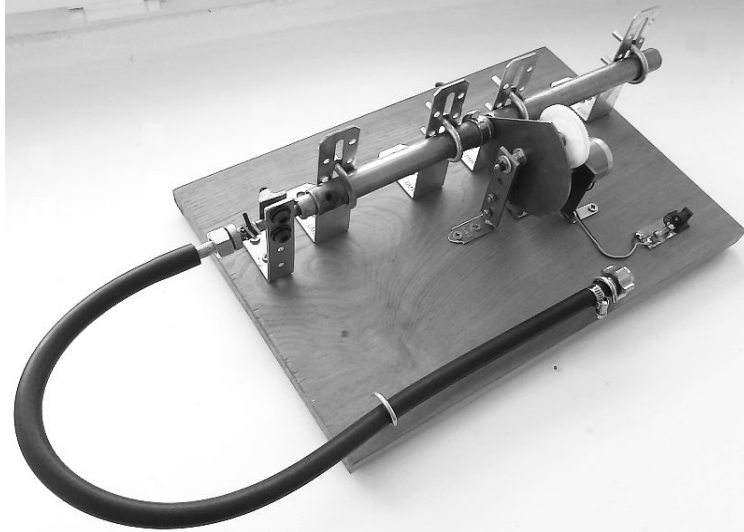
Przebiegi przedstawione graficznie na rysunkach Z2.3, Z2.4 i Z2.5 dotyczą pomiarów z użyciem termopary „A”, która przy dobrych właściwościach wytrzymałościowych charakteryzuje się również zadowalającymi cechami dynamicznymi, co zostało udowodnione podczas wyznaczania stałej czasowej metodą obliczeniową.



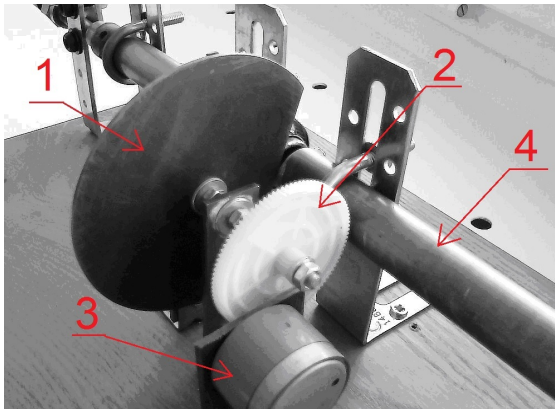
Rys. Z2.1. Schemat ideowy stanowiska laboratoryjnego do badania cech dynamicznych termopar:

- 1 - palnik gazowy, 2 - kanał spalinowy, 3 – obrotowa przesłona (tarcza), 4 – silnik elektryczny prądu stałego z przekładnią redukcyjną, 5 - miejsce zamontowania termopary 6 - uchwyty montażowe

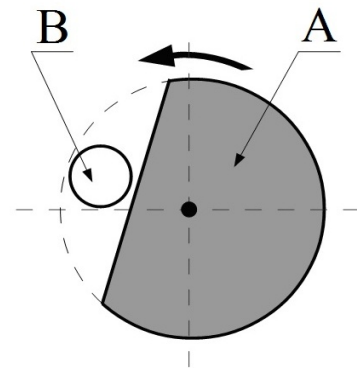
a)



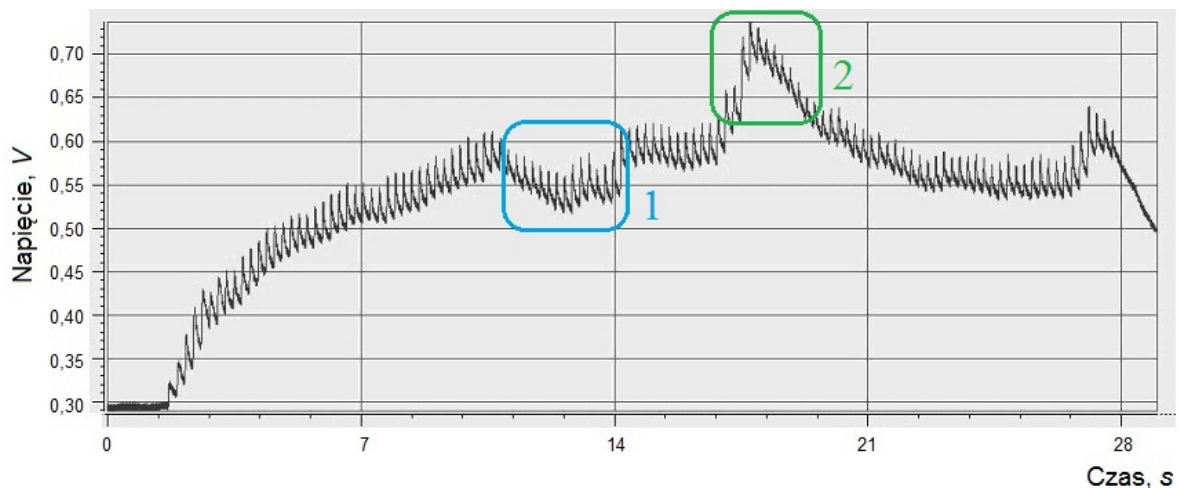
b)



c)



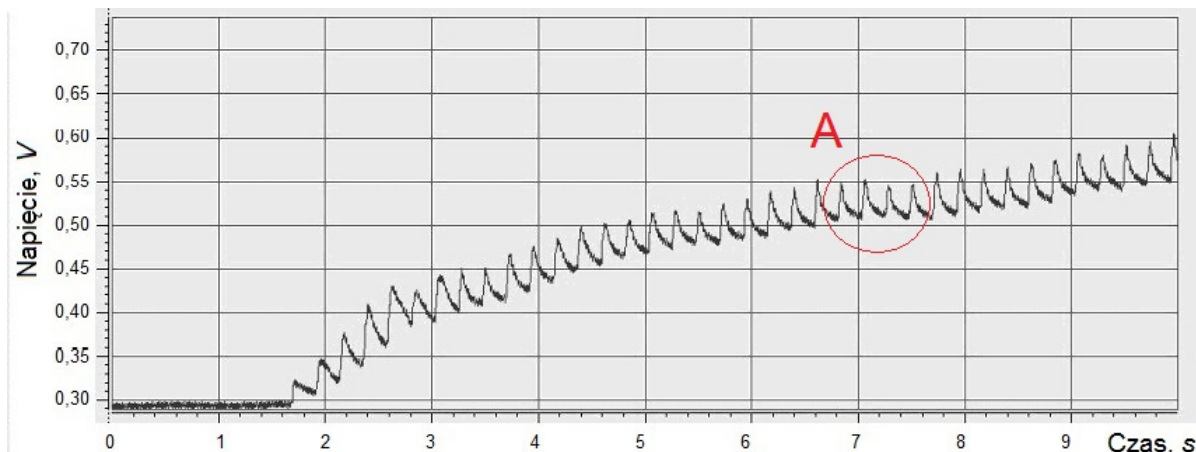
Rys. Z2.2. Widok ogólny stanowiska laboratoryjnego do badania własności dynamicznych termopar (rysunek a), napęd obrotowej przesłony (rysunek b) oraz jej kształt (rysunek c): 1 – obrotowa przesłona (tarcza), 2 - przekładnia redukcyjna, 3 – silnik elektryczny prądu stałego, 4 - kanał spalinowy, A - tarcza, B – kanał spalinowy



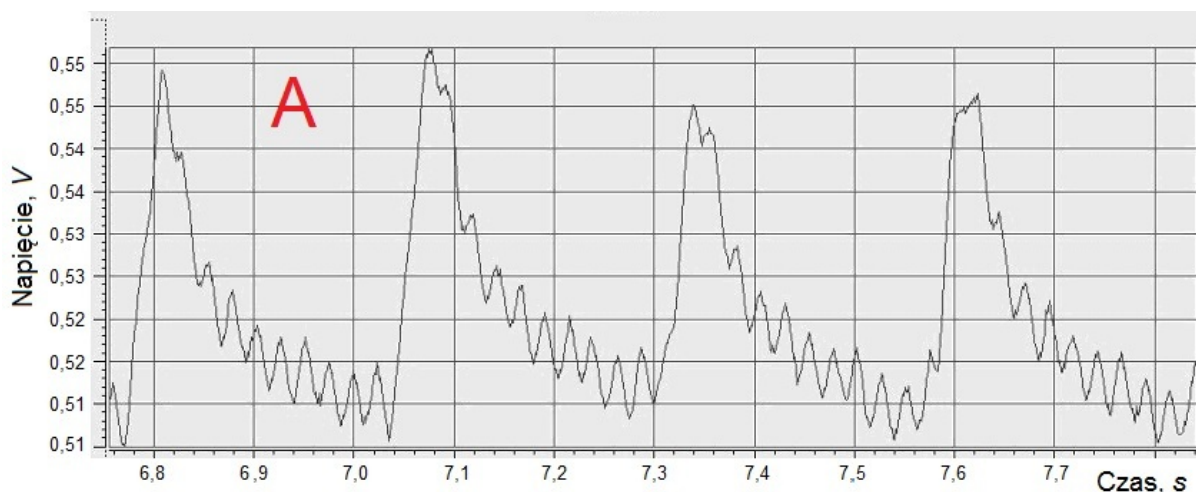
Rys. Z2.3. Przebieg sygnału napięciowego (siły termoelektrycznej) odpowiadającego temperaturze przepływających spalin podczas całego cyklu badania termopary

Na rysunku Z2.3 przedstawiono zmienność siły termoelektrycznej (odpowiadającej temperaturze spalin w kanale) w czasie trwania całego cyklu badania termopary. Podczas eksperymentu była zmieniana wielkość płomienia w palniku, co było widoczne w postaci spadku temperatury przepływających spalin – szczególnie 1 na rys. Z2.3 lub jej wzrostowi –

szczegól 2 na rys. Z2.3. Na rysunku Z2.4 widoczna jest początkowa część cyklu pomiarowego, w której temperatura spalin wzrastała, ponieważ nagrzewał się cały kanał przepływowy, a wydajność palnika, zatem również temperatura przepływającego gazu była stała. Natomiast rysunek Z2.5 ukazuje wybrane 4 impulsy strumienia spalin powstałe w wyniku odsłonięcia światła kanału przez tarczę (symulacja fazy wylotu spalin w silniku o ZS).



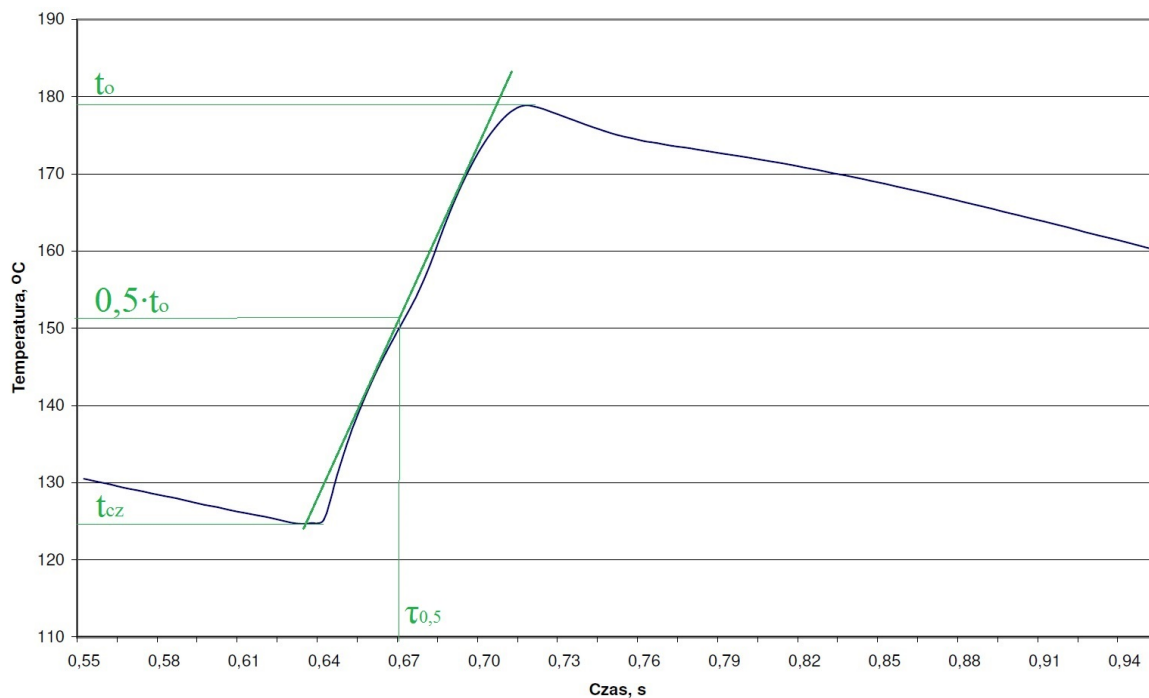
Rys. Z2.4. Przebieg sygnału napięciowego odpowiadającego temperaturze przepływających spalin podczas początkowej fazy cyklu badania termopary



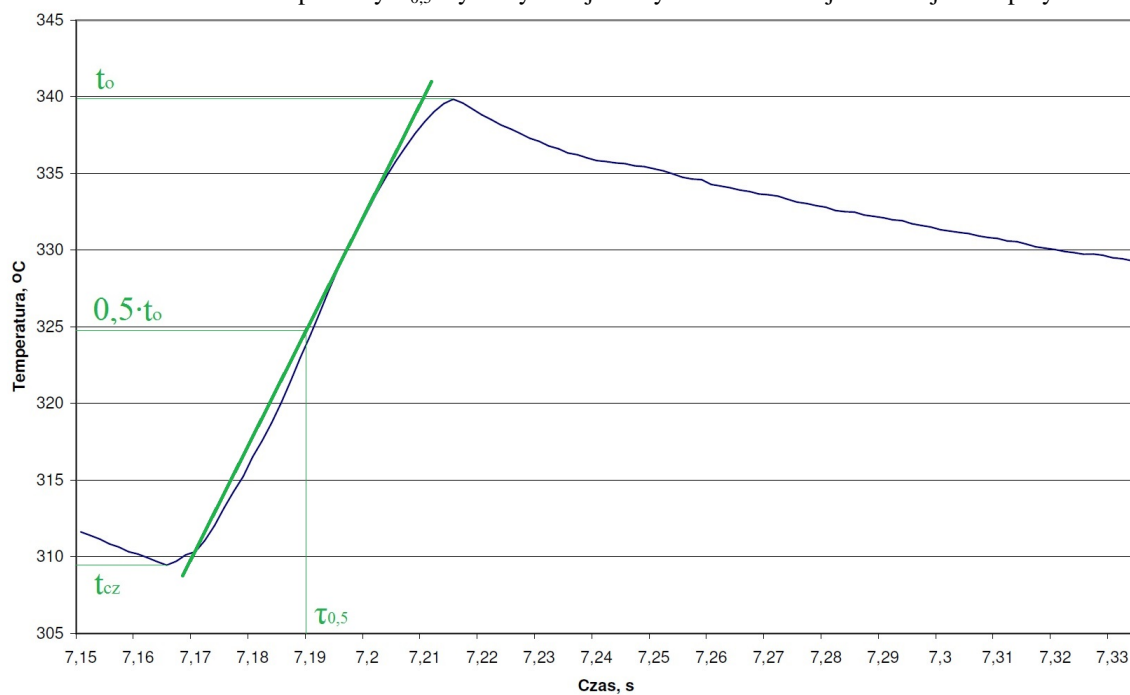
Rys. Z2.5. Przebieg sygnału napięciowego odpowiadającego temperaturze przepływających spalin z zaznaczeniem pojedynczych impulsów

Po przeprowadzeniu badań eksperymentalnych na stanowisku laboratoryjnym – rys. Z2.2, wyznaczono przebiegi temperatur szybkozmiennych jako funkcji czasu dla termopar typu „A” i „D” (tabela 4.1). Na ich podstawie wyznaczono stałe czasowe zgodnie z zależnością (4.2). Reprezentatywne impulsy zarejestrowanych przebiegów czasowych temperatury spalin wykorzystane do graficznego wyznaczenia stałych czasowych termopar przedstawiono na rysunkach Z2.6 i Z2.7.

Na rysunku Z2.6 przedstawiono jeden impuls temperatury gazu uzyskany dzięki zastosowaniu termopary „D” - widoczny jest przyrost temperatury około 54 K w ciągu 0,0075 s. W przypadku pomiaru temperatury gazów spalinowych za pomocą termopary „A” – rys. Z2.7, zarejestrowano przyrost temperatury około 30K w ciągu 0,045 s. Te dane pozwoliły uzyskać wartość stałej czasowej, będącej miarą czasu reakcji termopary na zadany sygnał wymuszający.



Rys. Z2.6. Impuls temperatury spalin uzyskany podczas pomiarów termoparą ze spoiną odkrytą („D” w tab. 4.1) z zaznaczeniem temperatury $T_{0,5}$ wykorzystanej do wyznaczenia stałej czasowej termopary



Rys. Z2.7. Impuls temperatury spalin uzyskany podczas pomiarów termoparą ze spoiną zgrzewaną do płaszczka („A” w tab. 4.1) z zaznaczeniem temperatury $T_{0,5}$ wykorzystanej do wyznaczenia stałej czasowej termopary

Załącznik 3. Stanowisko laboratoryjne tłokowej sprężarki powietrza Espholin H3S

W celu uzyskania dogłębnějších informacji na temat własności dynamicznych termopar zbudowano stanowisko laboratoryjne do badania procesów ciepłno-przepływowych w sprężarkach tłokowych [Puzdrowska, 2014]. Głównym elementem stanowiska jest tłokowa, dwustopniowa sprężarka powietrza Espholin typu H3S z chłodnicą międzystopniową. Stanowisko laboratoryjne poddano modernizacji polegającej na zmniejszeniu średnicy koła pasowego na silniku elektrycznym. Celem tej modyfikacji było przede wszystkim zmniejszenie prędkości obrotowej wału korbowego, dzięki czemu uzyskano przebiegi szybkozmiennej temperatury powietrza o impulsach występujących z mniejszą częstotliwością. Otrzymywane impulsy temperatury strumienia powietrza pozwoliły na dopracowanie technologii pomiaru za pomocą termopar oraz opracowania metody wyznaczania stałej czasowej termopary na podstawie sygnału szybkozmiennego. Główne parametry techniczne sprężarki zestawiono w tabeli Z3.1, widok stanowiska przedstawiono na rys. Z3.1, natomiast jego schemat ideowy na rys. Z3.2.

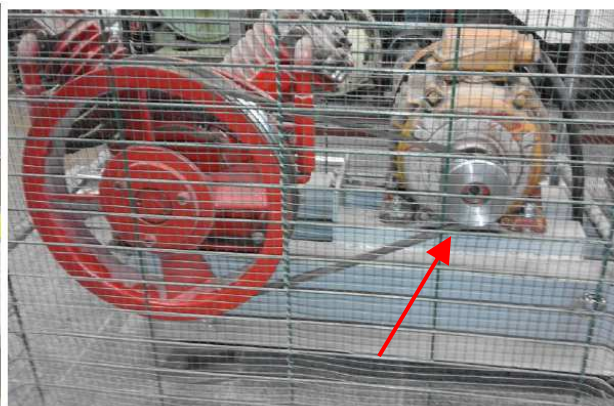
Tab. Z3.1. Parametry sprężarki powietrza Espholin H3S

PARAMETR	WARTOŚĆ przed modernizacją	WARTOŚĆ po modernizacji
Prędkość obrotowa	12,5 s ⁻¹	5 s ⁻¹
Wydajność objętościowa	0,00708 m ³ /s	0,002832 m ³ /s
Efektywna wydajność wyjściowa	0,00508 m ³ /s	0,002032 m ³ /s
Moc silnika elektrycznego	5500 W	5500 W

a)



b)

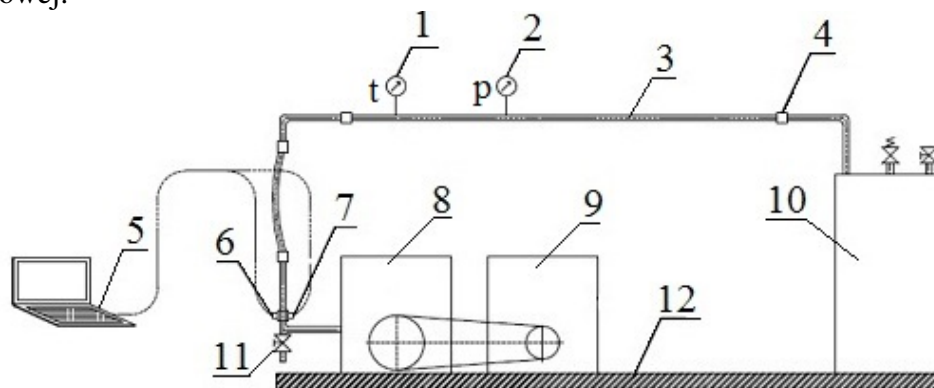


Rys. Z3.1. Widok stanowiska laboratoryjnego sprężarki tłokowej przed (a) i po modernizacji (b) – zmiana średnicy koła napędowego silnika elektrycznego

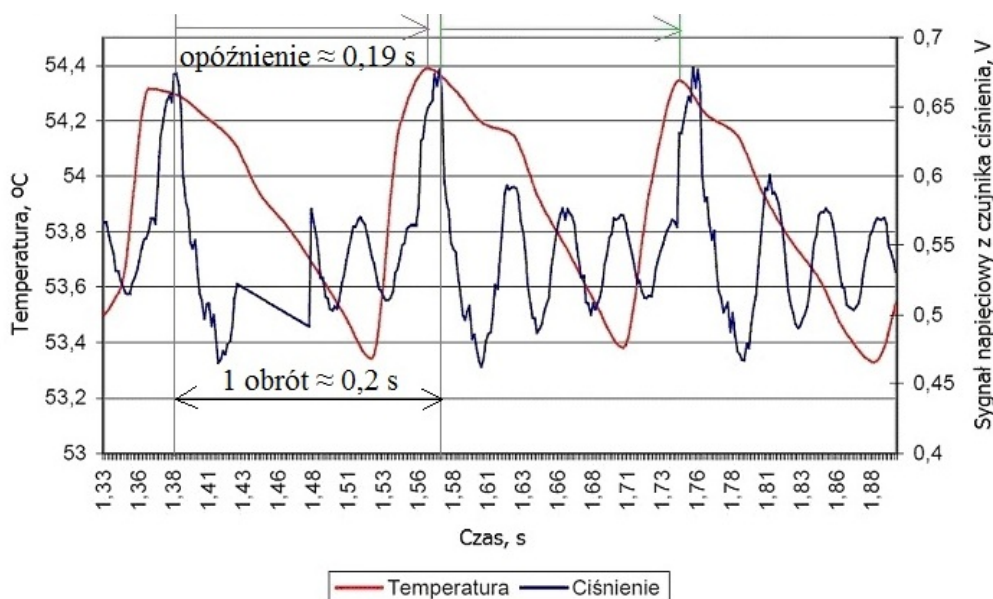
Do pomiaru temperatury zastosowano termoparę typu „D” scharakteryzowaną w tabeli 4.1, oraz czujnik ciśnienia (Optrand). Jak widać na rysunku Z3.2 pomiar ciśnienia i temperatury odbywał się w tym samym miejscu kanału pomiarowego, bezpośrednio za drugim stopniem sprężania – czujniki 6 i 7 na rys. Z3.2, w celu minimalizacji wpływu czynników zewnętrznych na wynik pomiaru. Oba czujniki połączone były z układem transmisji danych pomiarowych, pozwalającym na rejestrację i późniejszą obróbkę uzyskiwanych wyników. Dodatkowo w kanale łączącym sprężarkę ze zbiornikiem za pomocą termometru i manometru mierzono temperaturę i ciśnienie uśrednione – 1 i 2 na rys. Z3.2.

W wyniku realizacji badań uzyskano przebiegi czasowe temperatury i ciśnienia przedstawione na rysunku Z3.3. Widoczne jest znaczne opóźnienie sygnału temperatury względem sygnału ciśnienia mimo montażu obu czujników w tej samej odległości od zaworu wylotowego, co wynika z inercyjności termopary jej opóźnionej odpowiedzi na wymuszenie

temperaturowe. Na podstawie uzyskanego przebiegu temperatury szybkozmienniej powietrza wyznaczono stałą czasową termopary dla istniejących warunków pomiaru, za pomocą tej samej metody, jaką zastosowano w przypadku eksperymentu na stanowisku laboratoryjnym do badania własności dynamicznych termopar, opisanym w załączniku 2. Poprowadzono styczną do zbrocza narastającego i na podstawie czasu wartości połowicznej obliczono wartość stałej czasowej.



Rys. Z3.2. Schemat ideowy stanowiska laboratoryjnego tłokowej sprężarki powietrza Espholin H3S: 1 - termometr mierzący temperaturę w kanale połączeniowym między sprężarką a zbiornikiem, 2- manometr mierzący ciśnienie w kanale połączeniowym między sprężarką a zbiornikiem, 3 - kanał łączący sprężarkę i zbiornik powietrza, 4 - połączenie śrubowe, 5 – komputer z programem rejestrującym dane z czujników ciśnienia i temperatury, 6 - termopara typu „D” do pomiaru temperatury szybkozmienniej, 7 - czujnik ciśnienia Optrand, 8 - sprężarka powietrza Espholin H3S, 9 - silnik elektryczny napędzający sprężarkę przez przekładnię pasową, 10 - zbiornik na sprężone powietrze wraz z zaworami: bezpieczeństwa i upustowym, 11 - zawór odcinający, 12- fundament



Rys. Z3.3. Przebieg temperatury wskazywanej przez czujnik temperatury oraz ciśnienia jako funkcji czasu⁴⁴

Jak wynika z danych liczbowych na rys. Z3.3 przebieg ciśnienia zarejestrowany w kanale wylotowym sprężarki charakteryzuje się znaczną powtarzalnością kolejnych impulsów. W przypadku impulsów temperatury, poza znacznym ich opóźnieniem względem ciśnienia, widoczna jest ich istotna niepowtarzalność. Wynikać to może z niestacjonarności procesów ciepło-przepływowych zachodzących w kanale łączącym sprężarkę ze zbiornikiem sprężonego powietrza, ale także z właściwości dynamicznych zastosowanego czujnika temperatury, jakim jest termopara.

⁴⁴ Warunki badania: $n=5 \text{ s}^{-1}$, $t_{sr}=53,8^\circ\text{C}$

Załącznik 4. Zestawienie wartości wyznaczonych miar diagnostycznych

Tab. Z4.1a. Wartości średniej w obrębie jednego cyklu entalpii właściwej strumienia spalin wylotowych $h_{sp\bar{s}r}$ dla zmiennego czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} w punkcie 1

Punkt obciążenia 1 (432W; 5,1A; 72V)								
Parametr struktury	Wartość, %	Numer doświadczenia						
		1	2	3	4	5	6	h_{sr}
A_{dol1}	100	12,1299	12,1986	12,2763	12,2176	12,2669	12,1493	12,2064
A_{dol2}	75	11,4980	11,3782	11,3742	11,3126	11,3567	11,5817	11,4169
A_{dol3}	50	11,1331	11,4122	11,3092	11,3045	11,4661	11,3280	11,3255

Tab. Z4.1b. Wartości średniej w obrębie jednego cyklu entalpii właściwej strumienia spalin wylotowych $h_{sp\bar{s}r}$ dla zmiennego czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} w punkcie 2

Punkt obciążenia 2 (768W; 6,8A; 96V)								
Parametr struktury	Wartość, %	Numer doświadczenia						
		1	2	3	4	5	6	h_{sr}
A_{dol1}	100	13,8992	13,6571	13,4404	13,3947	13,2752	13,1309	13,4663
A_{dol2}	75	12,2129	12,1734	11,9982	11,8355	11,9983	11,9656	12,0306
A_{dol3}	50	12,1310	12,2085	12,1043	12,1049	12,0821	12,0763	12,1179

Tab. Z4.1c. Wartości średniej w obrębie jednego cyklu entalpii właściwej strumienia spalin wylotowych $h_{sp\bar{s}r}$ dla zmiennego czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} w punkcie 3

Punkt obciążenia 3 (1200W; 8,5A; 120V)								
Parametr struktury	Wartość, %	Numer doświadczenia						
		1	2	3	4	5	6	h_{sr}
A_{dol1}	100	15,4712	15,4883	15,3075	15,3299	15,0444	15,0994	15,2901
A_{dol2}	75	13,0105	12,8378	12,9773	13,0444	12,9890	12,7919	12,9418
A_{dol3}	50	13,6214	13,6125	13,5034	13,2633	13,3270	13,2022	13,4216

Tab. Z4.1d. Średnie wartości międzyszczytowe temperatury spalin wylotowych $\Delta T_{sp\bar{s}r}$ dla zmiennego czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} w punkcie 1

Punkt obciążenia 1 (432W; 5,1A; 72V)								
Parametr struktury	Wartość, %	Numer doświadczenia						
		1	2	3	4	5	6	$\Delta T_{sp\bar{s}r}$
A_{dol1}	100	7,9992	7,8516	8,9122	7,8775	8,7687	13,1981	9,1012
A_{dol2}	75	22,8725	18,7862	18,0396	15,8671	27,9336	21,0239	20,7538
A_{dol3}	50	28,9054	35,7986	34,7308	33,9132	38,3381	18,2484	31,6558

Tab. Z4.1e. Średnie wartości międzyszczytowe temperatury spalin wylotowych $\Delta T_{sp\bar{s}r}$ dla zmiennego czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} w punkcie 2

Punkt obciążenia 2 (768W; 6,8A; 96V)								
Parametr struktury	Wartość, %	Numer doświadczenia						
		1	2	3	4	5	6	$\Delta T_{sp\bar{s}r}$
A_{dol1}	100	8,6029	8,0407	13,5329	9,0982	9,8476	9,5562	9,7798
A_{dol2}	75	18,2426	18,6139	36,0629	25,5129	21,6963	25,1190	24,2079
A_{dol3}	50	27,4428	33,7492	39,5516	22,5305	20,9352	20,6325	27,4736

Tab. Z4.1f. Średnie wartości międzyszczytowe temperatury spalin wylotowych $\Delta T_{sp\bar{s}r}$ dla zmiennego czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} w punkcie 3

Parametr struktury	Wartość, %	Punkt obciążenia 3 (1200W; 8,5A; 120V)						
		Numer doświadczenia						
		1	2	3	4	5	6	$\Delta T_{sp\bar{s}r}$
A_{dol1}	100	14,9237	10,7971	9,9460	11,5223	10,8256	8,0171	11,0053
A_{dol2}	75	17,7637	26,7602	23,1331	25,5497	25,8056	24,4746	23,9145
A_{dol3}	50	20,5302	16,0822	25,7645	24,2655	30,8037	37,2166	25,7771

Tab. Z4.1g. Wartości średniej intensywności zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta \tau)_{\bar{s}r}$ dla zmiennego czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} w punkcie 1

Parametr struktury	Wartość, %	Punkt obciążenia 1 (432W; 5,1A; 72V)						
		Numer doświadczenia						
		1	2	3	4	5	6	$(\Delta T/\Delta \tau)_{\bar{s}r}$
A_{dol1}	100	201,1986	197,4873	224,1644	198,1390	220,5553	331,9662	228,9185
A_{dol2}	75	576,4246	473,4419	454,6278	399,8766	703,9705	529,8362	523,0296
A_{dol3}	50	727,0435	900,4236	873,5657	853,0024	964,2988	458,9929	796,2211

Tab. Z4.1h. Wartości średniej intensywności zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta \tau)_{\bar{s}r}$ dla zmiennego czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} w punkcie 2

Parametr struktury	Wartość, %	Punkt obciążenia 2 (768W; 6,8A; 96V)						
		Numer doświadczenia						
		1	2	3	4	5	6	$(\Delta T/\Delta \tau)_{\bar{s}r}$
A_{dol1}	100	216,3848	202,2442	340,3860	228,8426	247,6911	240,3632	245,9853
A_{dol2}	75	459,7427	469,0997	908,8433	642,9662	546,7805	633,0391	610,0786
A_{dol3}	50	690,2547	848,8767	994,8199	566,6983	526,5717	518,9584	691,0300

Tab. Z4.1i. Wartości średniej intensywności zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta \tau)_{\bar{s}r}$ dla zmiennego czynnego pola przekroju przepływu kanału powietrza dolotowego A_{dol} w punkcie 3

Parametr struktury	Wartość, %	Punkt obciążenia 3 (1200W; 8,5A; 120V)						
		Numer doświadczenia						
		1	2	3	4	5	6	$(\Delta T/\Delta \tau)_{\bar{s}r}$
A_{dol1}	100	375,3678	271,5733	250,1659	289,8143	272,2917	201,6491	276,8104
A_{dol2}	75	447,6741	674,4005	582,9921	643,8927	650,3433	616,8000	602,6838
A_{dol3}	50	516,3862	404,5066	648,0423	610,3384	774,7887	936,0902	648,3587

Tab. Z4.2a. Wartości średniej w obrębie jednego cyklu entalpii właściwej strumienia spalin wylotowych $h_{sp\bar{s}r}$ dla zmiennego ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} w punkcie 1

Parametr wejściowy	Wartość, MPa	Punkt obciążenia 1 (432W; 5,1A; 72V)				
		Numer doświadczenia				
		1	2	3	4	y_i
p_{wtr1}	13	12,1299	12,1986	12,2763	12,2176	12,2056
p_{wtr2}	10	12,2516	12,2652	12,0890	11,8609	12,1167

Tab. Z4.2b. Wartości średniej w obrębie jednego cyklu entalpii właściwej strumienia spalin wylotowych $h_{sp\bar{s}r}$ dla zmiennego ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} w punkcie 2

Parametr wejściowy	Wartość, MPa	Punkt obciążenia 2 (768W; 6,8A; 96V)				
		Numer doświadczenia				
		1	2	3	4	y_i
p_{wtr1}	13	13,8992	13,6571	13,4404	13,3947	13,5979
p_{wtr2}	10	13,3819	13,3464	13,2356	13,2772	13,3103

Tab. Z4.2c. Wartości średniej w obrębie jednego cyklu entalpii właściwej strumienia spalin wylotowych $h_{sp\bar{s}r}$ dla zmiennego ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} w punkcie 3

Punkt obciążenia 3 (1200W; 8,5A; 120V)						
Parametr wejściowy	Wartość, MPa	Numer doświadczenia				
		1	2	3	4	y_i
p_{wrt1}	13	15,4712	15,4883	15,3075	15,3299	15,3992
p_{wrt2}	10	15,0728	15,1370	14,8994	14,6505	14,9399

Tab. Z4.2d. Średnie wartości międzyszczytowe temperatury spalin wylotowych $\Delta T_{sp\bar{s}r}$ dla zmiennego ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} w punkcie 1

Punkt obciążenia 1 (432W; 5,1A; 72V)						
Parametr wejściowy	Wartość, MPa	Numer doświadczenia				
		1	2	3	4	y_i
p_{wrt1}	13	7,9992	7,8516	8,9122	7,8775	8,1601
p_{wrt2}	10	37,8192	40,7411	40,2006	32,1986	37,7399

Tab. Z4.2e. Średnie wartości międzyszczytowe temperatury spalin wylotowych $\Delta T_{sp\bar{s}r}$ dla zmiennego ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} w punkcie 2

Punkt obciążenia 2 (768W; 6,8A; 96V)						
Parametr wejściowy	Wartość, MPa	Numer doświadczenia				
		1	2	3	4	y_i
p_{wrt1}	13	8,6029	8,0407	13,5329	9,0982	9,8187
p_{wrt2}	10	35,5819	45,3694	33,2315	43,4321	39,4037

Tab. Z4.2f. Średnie wartości międzyszczytowe temperatury spalin wylotowych $\Delta T_{sp\bar{s}r}$ dla zmiennego ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} w punkcie 3

Punkt obciążenia 3 (1200W; 8,5A; 120V)						
Parametr wejściowy	Wartość, MPa	Numer doświadczenia				
		1	2	3	4	y_i
p_{wrt1}	13	14,9237	10,7971	9,9460	11,5223	11,7973
p_{wrt2}	10	56,5548	57,7181	47,2043	54,7421	54,0548

Tab. Z4.2g. Wartości średniej intensywności zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta \tau)_{sr}$ dla zmiennego ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} w punkcie 1

Punkt obciążenia 1 (432W; 5,1A; 72V)						
Parametr wejściowy	Wartość, MPa	Numer doświadczenia				
		1	2	3	4	y_i
p_{wrt1}	13	201,1986	197,4873	224,1644	198,1390	205,2473
p_{wrt2}	10	903,8405	1482,7800	1199,9781	1291,8155	1219,6035

Tab. Z4.2h. Wartości średniej intensywności zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta \tau)_{sr}$ dla zmiennego ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} w punkcie 2

Punkt obciążenia 2 (768W; 6,8A; 96V)						
Parametr wejściowy	Wartość, MPa	Numer doświadczenia				
		1	2	3	4	y_i
p_{wrt1}	13	216,3848	202,2442	340,3860	228,8426	246,9644
p_{wrt2}	10	896,7201	1143,3828	837,4872	1094,5602	993,0376

Tab. Z4.2i. Wartości średniej intensywności zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta \tau)_{sr}$ dla zmiennego ciśnienia otwarcia wtryskiwacza p_{wtr} w punkcie 3

Parametr wejściowy	Wartość, MPa	Punkt obciążenia 3 (1200W; 8,5A; 120V)				
		Numer doświadczenia				
		1	2	3	4	y_i
p_{wtr1}	13	375,3678	271,5733	250,1659	289,8143	296,7303
p_{wtr2}	10	1425,2712	1454,5890	1189,6248	1379,5890	1362,2685

Tab.Z4.3a. Wartości średniej w obrębie jednego cyklu entalpii właściwej strumienia spalin wylotowych $h_{sp\bar{s}r}$ dla zmiennego stopnia kompresji ϵ w punkcie 1

Parametr struktury	Wartość, -	Punkt obciążenia 1 (432W; 5,1A; 72V)				
		Numer doświadczenia				
		1	2	3	4	y_i
ϵ_1	22	12,1299	12,1986	12,2763	12,2176	12,2056
ϵ_2	21	13,3422	13,0606	12,9157	12,8373	13,0389

Tab. Z4.3b. Wartości średniej w obrębie jednego cyklu entalpii właściwej strumienia spalin wylotowych $h_{sp\bar{s}r}$ dla zmiennego stopnia kompresji ϵ w punkcie 2

Parametr struktury	Wartość, -	Punkt obciążenia 2 (768W; 6,8A; 96V)				
		Numer doświadczenia				
		1	2	3	4	y_i
ϵ_1	22	13,8992	13,6571	13,4404	13,3947	13,5979
ϵ_2	21	14,4089	14,5475	14,0739	14,2577	14,3220

Tab. Z4.3c. Wartości średniej w obrębie jednego cyklu entalpii właściwej strumienia spalin wylotowych $h_{sp\bar{s}r}$ dla zmiennego stopnia kompresji ϵ w punkcie 3

Parametr struktury	Wartość, -	Punkt obciążenia 3 (1200W; 8,5A; 120V)				
		Numer doświadczenia				
		1	2	3	4	y_i
ϵ_1	22	15,4712	15,4883	15,3075	15,3299	15,3992
ϵ_2	21	16,4605	15,8383	15,7786	15,8411	15,9796

Tab. Z4.3d. Średnie wartości międzyszczytowe temperatury spalin wylotowych $\Delta T_{sp\bar{s}r}$ dla zmiennego stopnia kompresji ϵ w punkcie 1

Parametr struktury	Wartość, -	Punkt obciążenia 1 (432W; 5,1A; 72V)				
		Numer doświadczenia				
		1	2	3	4	y_i
ϵ_1	22	7,9992	7,8516	8,9122	7,8775	8,1601
ϵ_2	21	36,8767	24,9869	28,2614	28,2723	29,5993

Tab. Z4.3e. Średnie wartości międzyszczytowe temperatury spalin wylotowych $\Delta T_{sp\bar{s}r}$ dla zmiennego stopnia kompresji ϵ w punkcie 2

Parametr struktury	Wartość, -	Punkt obciążenia 2 (768W; 6,8A; 96V)				
		Numer doświadczenia				
		1	2	3	4	y_i
ϵ_1	22	8,6029	8,0407	13,5329	9,0982	9,8187
ϵ_2	21	44,0905	41,9781	37,2799	49,2311	43,1449

Tab. Z4.3f. Średnie wartości międzyszczytowe temperatury spalin wylotowych $\Delta T_{sp\bar{s}r}$ dla zmiennego stopnia kompresji ϵ w punkcie 3

Punkt obciążenia 3 (1200W; 8,5A; 120V)						
Parametr struktury	Wartość, -	Numer doświadczenia				
		1	2	3	4	y_i
ϵ_1	22	14,9237	10,7971	9,9460	11,5223	11,7973
ϵ_2	21	55,7589	39,5552	50,8559	42,7020	47,2180

Tab. Z4.3g. Wartości średniej intensywności zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta\tau)_{sr}$ dla zmiennego stopnia kompresji ϵ w punkcie 1

Punkt obciążenia 1 (432W; 5,1A; 72V)						
Parametr struktury	Wartość, -	Numer doświadczenia				
		1	2	3	4	y_i
ϵ_1	22	201,1986	197,4873	224,1644	198,1390	205,2473
ϵ_2	21	929,3517	629,7091	712,2338	712,5072	745,9505

Tab. Z4.3h. Wartości średniej intensywności zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta\tau)_{sr}$ dla zmiennego stopnia kompresji ϵ w punkcie 2

Punkt obciążenia 2 (768W; 6,8A; 96V)						
Parametr struktury	Wartość, -	Numer doświadczenia				
		1	2	3	4	y_i
ϵ_1	22	216,3848	202,2442	340,3860	228,8426	246,9644
ϵ_2	21	1111,1523	1057,9169	939,5127	1240,7042	1087,3215

Tab. Z4.3i. Wartości średniej intensywności zmian temperatury spalin wylotowych $(\Delta T/\Delta\tau)_{sr}$ dla zmiennego stopnia kompresji ϵ w punkcie 3

Punkt obciążenia 3 (1200W; 8,5A; 120V)						
Parametr struktury	Wartość, -	Numer doświadczenia				
		1	2	3	4	y_i
ϵ_1	22	375,3678	271,5733	250,1659	289,8143	296,7303
ϵ_2	21	1405,2139	996,8546	1281,6500	1076,1596	1189,9695