WYKORZYSTANIE SKŁADU SPALIN W DIAGNOSTYCE CZTEROSUWOWYCH SILNIKÓW OKRĘTOWYCH

Jerzy KOWALSKI

WYKORZYSTANIE SKŁADU SPALIN W DIAGNOSTYCE CZTEROSUWOWYCH SILNIKÓW OKRĘTOWYCH

Jerzy KOWALSKI

WYKORZYSTANIE SKŁADU SPALIN W DIAGNOSTYCE CZTEROSUWOWYCH SILNIKÓW OKRĘTOWYCH

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Wojciech BATKO dr hab. inż. Mirosław KOZAK

Monograficzna seria wydawnicza Biblioteka Problemów Eksploatacji – Studia i Rozprawy Redaktor naukowy: **prof. dr hab. inż. Adam MAZURKIEWICZ**

© Copyright by Jerzy Kowalski; Instytut Technologii Eksploatacji – Państwowy Instytut Badawczy w Radomiu, 2015

ISBN 978-83-7789-384-7

Opracowanie wydawnicze: Michał Bogdański, Joanna Iwanowska



Chciałbym serdecznie podziękować osobom, bez których niniejsza praca nie mogłaby być zrealizowana. Są to członkowie zespołu naukowego prof. dra hab. inż. Andrzeja Teodorczyka z Instytutu Techniki Cieplnej Politechniki Warszawskiej w osobach mgra inż. Piotra Jaworskiego i dra inż. Łukasza Jana Kapusty, którzy w znacznym stopniu pomogli mi w budowie ruchomych siatek przestrzennych trójwymiarowego modelu procesów spalania oraz uczestniczyli w przygotowaniu jednowymiarowego modelu przepływu w obiekcie badawczym.

Przede wszystkim jednak dziękuję mojemu mentorowi, prof. dr hab. inż. Wiesławowi Tarełce, który z niemałym trudem w żmudnym i powolnym procesie przekształcił mnie w ciągu tych kilkunastu lat ze studenta w naukowca. Dziękuję Panie Profesorze.

Należy również podkreślić, że praca została sfinansowana przez Narodowe Centrum Nauki na podstawie decyzji Nr DEC-2011/01/D/ST8/07142 oraz była wspierana przez firmę AVL, producenta oprogramowania Fire i Boost, zgodnie z programem partnerskim "University Partnership".

Spis treści

Waż	zniejs	ze skróty i oznaczenia	9
1.	Wpr	owadzenie1	1
2.	Prob	olem badawczy1	7
	2.1.	Istota problemu	7
	2.2.	Cel i zakres pracy 1	9
3.	Prze	bieg i wyniki badań eksperymentalnych2	23
	3.1.	Metodyka badań eksperymentalnych2	24
	3.2.	Analiza wyników pomiarów2	26
		3.2.1. Niesprawności umiejscowione w cylindrach silnika2	28
		3.2.2. Niesprawności umiejscowione w pompie wtryskowej paliwa	35
		3.2.3. Niesprawności umiejscowione we wtryskiwaczu paliwa	-3
		5.2.4. Niespiawności uniejscowione w obiębie układu wymiany czymnka roboczego silnika	52
	3.3.	Podsumowanie wyników badań eksperymentalnych	30
4.	Mod	elowanie procesu spalania w cylindrach silnika6	63
	4.1.	Opis modelu spalania6	33
		4.1.1. Przygotowanie siatki przestrzennej cylindra obiektu badawczego6	54
		4.1.2. Model dostarczania paliwa do cylindra7	′1
		4.1.3. Model spalania	30
		4.1.4. Model emisji	33
		4.1.5. Model wymiany ciepła	35
		4.1.6. Warunki początkowe i brzegowe	37
	4.2.	Model przepływów w układzie wymiany ładunku silnika	38
	4.3.	Walidacja wynikow modelowania	39

5.	Wyniki modelowania zjawisk w cylindrze silnika	97
	5.1. Zmiana kąta wyprzedzenia wtrysku	
	5.2. Zmiana dawki paliwa	100
	5.3. Zmiana geometrii strugi wtryskiwanego paliwa	102
	5.3.1. Średnica otworków wtryskiwacza paliwa	103
	5.3.2. Liczba otworków we wtryskiwaczu paliwa	107
	5.3.3. Kąt stożka wtrysku paliwa	110
	5.4. Zmiana temperatury i ciśnienia początkowego w cylindrze silnika	114
	5.4.1. Zmiana ciśnienia powietrza doładowującego	115
	5.4.2. Zmiana temperatury powietrza doładowującego	118
	5.5. Podsumowanie wyników modelowania	120
6.	Proponowana metoda diagnozowania	123
	6.1. Wybór nośników sygnałów diagnostycznych	123
	6.2. Przebieg eksperymentu biernego	125
	6.3. Opis proponowanej metody	128
	6.4. Zastosowanie proponowanej metody diagnozowania	130
7.	Podsumowanie	133
Lite	ratura	135

Ważniejsze skróty i oznaczenia

θ	kąt rozwarcia strugi wtryskiwanego paliwa
φ	kąt stożka wtrysku
ρ	gęstość mieszaniny palnej
α	współczynnik przejmowania ciepła
ε	emisyjność
$ ho_{ m g}$	gęstość powietrza otoczenia
$ ho_p$	gęstość paliwa
'n	strumień masy paliwa
$[O_2]$	stężenie molowe tlenu
[Pal]	stężenie molowe paliwa
a	rozpatrywany parametr silnika
CA	Combustion angle – kąt spalania
CFD	Computational Fluid Dynamics – komputerowa mechanika płynów
CFM	Coherent Flame Models – model koherentny spalania
CO	tlenek węgla
CO_2	dwutlenek węgla
D	średnica rozpylacza paliwa
d	średnica wtrysku
EEOI	Energy Efficiency Operational Indicator – wskaźnik efektywności
	wykorzystania energii
F	wzorzec niesprawności
GHG	Greenhuse gas – gazy cieplarniane
HC	związki węglowodorowe
IMO	International Maritime Organisation - Międzynarodowa Organiza-
	cja Morska
L	głębokość otworka wtryskiwacza paliwa
LHR	Low Heat Rejection – obniżony strumień ciepła chłodzenia
LPG	<i>Liquid Petroleum Gas</i> – gaz skroplony
MEPC	Marine Environment Protection Committee – Komitet Ochrony
	Środowiska Morskiego
n	prędkość obrotowa silnika
NO	tlenek azotu
NO ₂	dwutlenek azotu

NO _x	tlenki azotu
Ø	średnica otworków wtryskiwacza paliwa
$O_{1}O_{10}$	obserwacje podczas eksperymentu biernego
OWK	obrót wału korbowego
Р	moc silnika
p_c	ciśnienie w cylindrze
p_w	ciśnienie wtrysku
R	współczynnik oporu termicznego
SEEMP	Ship Energy Efficiency Management Plan - plan efektywnego zarządza-
	nia energią na statkach
SIMPLE	metoda korekcji ciśnienia - Semi-Implicit Method for Pressure Lin-
	ked Equations
SO_x	tlenki siarki
SVDD	metoda diagnostyczna Support Vector Data Description
Т	temperatura
TS	stan techniczny
Indeksy:	
1b	numer cylindra
1 i	numer wzorca niesprawności
1n	numer wymiaru przestrzeni – numer sygnału

1. Wprowadzenie

Najpowszechniej stosowanymi w światowej flocie handlowej źródłami energii mechanicznej sa silniki spalinowe. W silnikach tych spalane sa różnorodne paliwa, a uzyskana w ten sposób energia cieplna zamieniana jest na energie mechaniczna w postaci momentu obrotowego na wale silnika. Efektem ubocznym tego procesu jest emisja do atmosfery produktów procesu spalania. Generowanie energii cieplnej w komorach spalania silników spalinowych i kotłów jest podstawowym źródłem antropogenicznym zanieczyszczenia powietrza na świecie. Ilość i skład gazów wylotowych sa uwarunkowane generowana moca silników i ich czasem działania, ale również składem mieszaniny palnej. Najpowszechniej stosowanym paliwem w żegludze morskiej sa paliwa kopalne w postaci ciekłej lub gazowej. Są to mieszaniny węglowodorowe o zróżnicowanej budowie chemicznej i składzie [1]. W składzie gazów wylotowych dominuja azot i tlen pochodzące z nadmiaru powietrza w komorze spalania oraz dwutlenek wegla (CO₂) i para wodna bedace produktami spalania wegla i wodoru. Z opublikowanego w 2014 roku raportu Międzynarodowej Organizacji Morskiej (International Maritime Organisation - IMO) zatytułowanego "Reduction of GHG emissions from ships - Third IMO GHG Study 2014 -Final Report" wynika, że od 2007 do 2012 roku miedzynarodowa żegluga morska była źródłem około 800 milionów ton CO2 rocznie, co stanowi średnio 2,6% emisji globalnej tego związku. Ten związek chemiczny, choć nieszkodliwy dla organizmów żywych, jest jednym z gazów cieplarnianych, który jest uznawany za główna przyczynę wzrostu temperatury atmosfery ziemskiej i obserwowanych zmian klimatycznych [2].

Spośród gazów emitowanych z okrętowego silnika spalinowego, poza powietrzem, parą wodną i CO₂, należy wyróżnić również związki szkodliwe, do których zaliczamy tlenek węgla (CO), tlenki siarki (SOx), tlenki azotu (NOx), a także w niewielkiej ilości niespalone związki węglowodorowe (HC). NOx stanowią grupę związków azotu z tlenem o różnym składzie atomowym (NO, NO₂, N₂O, N₂O₄, N₂O₅, N₂O₃), przy czym w emitowanych przez silnik gazach wylotowych są obecne głównie dwa związki: tlenek azotu (NO) oraz w mniejszej ilości dwutlenek azotu (NO₂) [3]. Te dwa związki należą do najbardziej toksycznych substancji lotnych, emitowanych podczas pracy silnika i to zarówno dla organizmów żywych, jak i atmosfery. Badania przedstawione w [4] wykazały, że udział molowy NO₂ w powietrzu równy ok. 25 ppm (ang. *parts per milion*) po długim czasie ekspozycji powoduje nieodwracalne zmiany w układzie oddechowym człowieka, a nawet dziesięciokrotnie mniejsze stężenie jest już szkodliwe dla zdrowia ludzi. Te same stężenia NO₂ powodują również znaczne ograniczenia w rozwoju roślin. Emitowany przez silniki spalinowe NO utlenia się w wyższych partiach atmosfery do NO₂. Niezbędny do tego procesu tlen ma swoje pochodzenie z warstwy ozonowej atmosfery ziemskiej, a więc proces ten sprzyja degradacji tej naturalnej warstwy ochronnej ziemi. Tak wielokierunkowe, destrukcyjne działanie związków z grupy tlenków azotu na środowisko naturalne stwarza konieczność ograniczania emisji tych substancji w możliwie szerokim zakresie. NOx oraz SOx sprzyjają również powstawaniu kwaśnych deszczów. Poprzez reakcje z parą wodną tworzą one kwas azotowy i siarkowy, który wraz z opadami przedostaje się do środowiska naturalnego.

Należy zwrócić uwage, że silniki okretowe sa praktycznie eksploatowane przez 24 godziny na dobe. W wyniku prostej kalkulacji z zastosowaniem równań stechiometrycznych można stwierdzić, że spalenie jednej tony paliwa powoduje emisję od 2,75 (dla paliwa LPG) do ponad 3,2 tony CO₂ dla oleju napędowego. W zwiazku z tvm silnik okretowy o mocy 10 MW może emitować do atmosfery nawet 190 ton CO₂ oraz ponad 4 tony NOx na dobe [5]. Choć większość uprzemysłowionych krajów świata posiada własne regulacje odnośnie do poziomu emisji z silników spalinowych, to ze względu na wspomniane fakty wysokiej emisji z silników okrętowych stało się konieczne wprowadzenie międzynarodowych regulacji prawnych w tym zakresie. Z tego powodu IMO w 1997 roku wprowadziła do konwencji MARPOL 73/78 Załącznik VI: "Prawidła zapobiegania zanieczyszczeniu powietrza przez statki" [6]. Regulacje prawne zawarte w tym dokumencie określają głównie dopuszczalne zawartości SOx i NOx w emitowanych gazach wylotowych silników okrętowych i zostały ratyfikowane w 2005 roku. IMO w 2011 roku rezolucją Komitetu Ochrony Środowiska Morskiego MEPC.203(62) rozszerzyła Załącznik VI do konwencji MARPOL 73/78 o rozdział 4. Przepisy zamieszczone w tym rozdziale nakładaja na armatorów i producentów statków konieczność ograniczania emisji CO₂ przez statki w oparciu o wskaźnik efektywności wykorzystania energii EEOI (ang. Energy Efficiency Operational Indicator) [7]. Przepisy te weszły w życie w 2013 roku i dotyczą statków dotychczas eksploatowanych oraz nowo wybudowanych. Wspomniany wskaźnik EEOI określa ilość emitowanego do atmosfery CO₂ w stosunku do masy ładunku przewożonego przez statek i długości trasy rejsu, a jego dopuszczalne wartości sa określone we wzmiankowanych przepisach. Oznacza to, że armator musi tak zarządzać eksploatacją statku, aby praca silników zainstalowanych na statku była możliwie efektywna.

Efektywność przekładająca się na ograniczenie zużycia paliwa możliwa jest do uzyskania różnorodnymi działaniami, które na podstawie rezolucji MEPC IMO o numerze 213(63) powinny być zawarte w planie efektywnego zarządzania energią na statkach SEEMP (ang. *Ship Energy Efficiency Management Plan*) [7]. Działania te to między innymi:

- optymalizacja trasy statku,
- optymalizacja planu podróży statku ze względu na warunki atmosferyczne,
- komunikacja z lądem w celu minimalizacji przestojów statku,
- optymalizacja prędkości statku i obciążenia silnika dla obniżenia zużycia paliwa,
- analiza zanurzenia i balastowania statku,
- optymalna stateczność kursowa,
- konserwacja kadłuba w celu zmniejszenia oporów ruchu,
- przeglądy i konserwacja wszystkich elementów układu napędowego statku,
- odzysk ciepła,
- optymalizacja zarządzania flotą statków i operacji przeładunkowych.

Głównym celem stawianym przed załogą maszynową statku jest zapewnienie zdatności maszyn i urządzeń okrętowych przy minimalnych kosztach obsługi i napraw [8], [9], [10]. Przedstawione przepisy IMO nakładają na mechanika okrętowego dodatkowe zadania do zrealizowania podczas eksploatacji silników i urządzeń okrętowych. Ich celem jest konieczność uzyskania możliwie wysokiej efektywności działania silników okretowych przy jednoczesnym ograniczeniu emisji NOx do wartości emisji dopuszczalnej przepisami prawa. Oznacza to konieczność monitorowania pracy silnika okretowego ze wzgledu na zużycie paliwa i skład gazów wylotowych. Należy zaznaczyć, że przedstawione przepisy nakładają na armatora konieczność bezpośredniego pomiaru składu gazów wylotowych tylko w szczególnych warunkach. Zgodnie z przepisami Załącznika VI do Konwencji MARPOL 73/78 poziom emisji NOx z silnika okrętowego jest dopuszczalny w przypadku zachowania parametrów i elementów silnika, wykazanych we wspomnianym dokumencie, na poziomie określonym podczas jego certyfikacji okresowej. Ich wykaz jest wyszczególniony w kartotece technicznej silnika. Efektywność eksploatacji statku jest natomiast wyznaczana w oparciu o średnie dobowe zużycie paliwa oraz wspomniany wskaźnik EEOI.

W związku z koniecznością kontroli emisji i efektywności działania silników okrętowych wymagane jest zatem możliwie szybkie wykrywanie i usuwanie również tych niesprawności silników okrętowych, które wpływają na zwiększenie zużycia paliwa i wzrost emisji NOx do atmosfery. Istnieje więc konieczność wyznaczenia zależności między ogólnie rozumianymi parametrami pracy silnika okrętowego a emisją NOx i zużyciem paliwa.

Problem istotności wpływu parametrów pracy silnika okrętowego na poziom emisji związków toksycznych jest znany od lat. Już Zeldowicz, pierwszy twórca termicznego mechanizmu powstawania NOx w latach czterdziestych XX wieku [11], zauważył, że ilość emitowanych do atmosfery NOx zależna jest od temperatury, ciśnienia i czasu procesu spalania oraz składu mieszaniny palnej. Zgodnie z mechanizmem powstawania NOx opracowanym przez Zeldowicza, a rozszerzonym w latach 70. przez Lavoye'a i Fenimore'a wzrost temperatury i ciśnienia procesu spalania prowadzi do wzrostu szybkości reakcji chemicz-

nych utleniania azotu. Azot ma swoje pochodzenie z powietrza, choć jest on również składnikiem paliwa. Wspomniany mechanizm jest powszechnie znany i został szczegółowo opisany między innymi w pracach [12] i [13]. Wzmiankowane parametry procesu spalania ulegaja znacznym zmianom podczas pracy silnika tłokowego. Wraz z ruchem tłoka w cylindrze silnika o zapłonie samoczynnym paliwo dostarczone do cylindra w postaci ciekłej ulega rozpyleniu, odparowaniu i zapłonowi. Skład i parametry termodynamiczne panujace w cylindrze determinują przebieg reakcji chemicznych, a więc i w konsekwencji determinują przebieg wywiązywania się ciepła z procesu spalania i skład gazów wylotowych. Należy przy tym zaznaczyć, że ogólnie rozumiana jakość procesu spalania wpływa na ilość wytworzonych NOx, ale również CO. Zwiazek ten jest produktem niezupełnego spalania. Jednym z miejsc jego powstawania, zgodnie z [14], sa obszary przestrzeni cylindrowej o obniżonej temperaturze. Sa to przede wszystkim obszary usytuowane w bezpośrednim sasiedztwie ścianek cylindra. Niewłaściwe parametry procesu rozpylania paliwa w cylindrze moga doprowadzić do sytuacji, w której paliwo w stanie ciekłym znajdzie się we wspomnianych obszarach. Efektem tego stanu rzeczy jest znaczne spowolnienie procesu spalania powodujące wzrost zawartości CO w gazach wylotowych. a nawet czystego węgla w postaci sadzy. Pogorszenie warunków spalania wpływa również na zmniejszenie efektywności konwersji ciepła na ruch tłoka. W wyniku przedstawionych uwarunkowań następuje wzrost zużycia paliwa przez silnik. A więc przebieg procesu spalania determinuje również wielkość zużycia paliwa. Zgodnie z [15] wzrost zużycia paliwa jest główna przyczyna wzrostu emisji CO₂ do atmosfery, gdyż przeważająca część węgla zawartego w paliwie węglowodorowym ulega utlenieniu do postaci CO₂ i CO.

Przedstawione mechanizmy, choć prawdziwe, nie pozwalają na proste przeniesienie ich na grunt eksploatacji silników okrętowych. Trzeba pamiętać, że złożoność zjawisk zachodzących w cylindrach silnika oraz brak technicznej możliwości ich pomiarów utrudnia podjęcie właściwej decyzji diagnostycznej przez operatora silnika okrętowego. Z tego powodu przedstawiony model musi być rozwinięty, uszczegółowiony i dopasowany do warunków umożliwiających wykorzystanie podczas morskiej eksploatacji silników okrętowych.

Przedstawione uwarunkowania stały się więc przesłanką do przeanalizowania wpływu parametrów pracy silnika okrętowego na skład gazów wylotowych. Postacie konstrukcyjne silników z zapłonem samoczynnym z mechanicznie sterowanym wtryskiem paliwa były przedmiotem wielu prac badawczych w XX wieku. Niestety większość z tych publikacji dotyczy aspektów związanych z ograniczeniem zużycia paliwa. Mniejszą wagę przykładano do ograniczenia emisji związków toksycznych do atmosfery. Należy również zaznaczyć, że wspomniane prace badawcze dotyczą przeważnie konstrukcji silników o relatywnie małych gabarytach, stosowanych głównie w przemyśle samochodowym [16], [17]. Postać konstrukcyjna silników okrętowych jest odmienna w stosunku do wspomnianych silników o małych gabarytach. Najważniejsze różnice to:

- duże wymiary cylindrów silników okrętowych o typowej objętości skokowej między 10 a 30 dm³,
- mała prędkość obrotowa silników okrętowych, zazwyczaj nieprzekraczająca 1000 obr./min,
- wydłużony skok tłoka, często przekraczający wymiarem średnicę cylindra,
- wysokie ciśnienie doładowania, większe od ciśnienia gazów wylotowych zmierzonego przed turbosprężarką dla całego zakresu obciążeń silnika,
- początek zapłonu paliwa przed górnym martwym położeniem tłoka,
- regulacja procesu spalania dla zapewnienia najmniejszego jednostkowego zużycia paliwa podczas pracy silnika z obciążeniem zbliżonym do nominalnego,
- brak recyrkulacji spalin,
- praca silnika ze stałą prędkością obrotową lub według charakterystyki śrubowej [18], [19].

Wspomniane różnice między silnikami o relatywnie małych gabarytach a silnikami stosowanymi w okrętownictwie powodują znaczne zmiany mierzonych parametrów termodynamicznych i składu emitowanych gazów wylotowych. Sarvi i in. [20] zaprezentowali obszerną pracę badawczą, w której wyznaczono charakterystykę emisji gazów wylotowych z dużego, średnioobrotowego silnika o zapłonie samoczynnym, o budowie zbliżonej do stosowanej w okrętownictwie. Zgodnie z prezentowanymi wynikami wzrost obciążenia silnika przy pracy ze stałą prędkością obrotową skutkuje obniżeniem emisji NOx. Trend ten jest odwrotny do charakterystyki emisji prezentowanej dla silnika o stosunkowo małych gabarytach [21]. Należy przy tym zwrócić uwagę, że w obu wymienionych przypadkach obniżanie prędkości obrotowej silnika powodowało wzrost emisji NOx [22], [23]. Istnieje duże prawdopodobieństwo, że charakterystyka emisji pozostałych składników gazowych z silnika okrętowego może być również odmienna w stosunku do silników o relatywnie małych gabarytach.

Z tego powodu w 2009 roku przeprowadzone zostały wstępne badania laboratoryjne mające na celu wykazanie zasadności podjęcia problemu badawczego. Badania zostały przeprowadzone na 4-suwowym silniku laboratoryjnym o zapłonie samoczynnym, wyposażonym w klasyczny, sterowany mechanicznie rozrząd zaworów i mechaniczne sterowanie pomp paliwowych typu Boscha [11]. Wyniki badań wskazały, że istnieją niesprawności silnika okrętowego, które mają istotny wpływ na skład gazów wylotowych. Są to przede wszystkim takie niesprawności silnika, które mają istotny wpływ na przebieg procesu spalania w przestrzeniach cylindrowych silnika. Zgodnie z wynikami badań opublikowanymi w [24] i w [25] uszkodzenia wtryskiwacza na jednym z trzech cylindrów silnika laboratoryjnego powodują zmiany charakterystyk udziałów NOx oraz CO w gazach wylotowych dla całego zakresu obciążeń silnika. Należy zaznaczyć, że wspomniane charakterystyki udziałów NOx i CO ulegają zmianom wraz ze zmianą rodzaju symulowanej niesprawności wtryskiwacza. Przeprowadzono również pomiary składu gazów wylotowych podczas pracy silnika ze zdławionym kanałem dolotowym powietrza i zdławionym kanałem wylotowym spalin. Również w tych przypadkach stwierdzono zmiany charakterystyk udziałów NOx i CO w gazach wylotowych oraz zmiany charakterystyk zawartości O₂ i CO₂. Dokonano przy tym pewnej ogólnej klasyfikacji niesprawności silnika ze względu na umiejscowienie możliwych uszkodzeń w silniku i ich wpływ na skład gazów wylotowych [26]. Zgodnie z wynikami badań laboratoryjnych najistotniejsze ze względu na zmiany składu gazów wylotowych są niesprawności umiejscowione:

- w cylindrach silnika,
- w pompie wtryskowej paliwa,
- we wtryskiwaczu paliwa,
- w obrębie układu wymiany czynnika roboczego silnika.

Należy zaznaczyć, że przedstawione grupy nieprawności silnika okrętowego są stosunkowo trudne do diagnozowania. Związane jest to między innymi z kosztem urządzeń pomiarowych. Jedną z ogólnie przyjętych metod diagnozowania jest analiza ciśnienia w cylindrze silnika [27]. Wspomniana analiza wymaga jednak zastosowania relatywnie drogich torów pomiarowych, a jej trafność jest uzależniona od wiedzy i doświadczenia operatora silnika okrętowego oraz warunków przeprowadzonego pomiaru [28]. Z drugiej strony wyniki badań wstępnych pozwalają na stwierdzenie, że skład gazów wylotowych może być nośnikiem istotnych informacji diagnostycznych, zwłaszcza na temat stanu technicznego wspomnianych układów funkcjonalnych silnika okrętowego. A więc, jeżeli parametry pracy oraz stan techniczny silnika okrętowego mają wpływ na skład emitowanych z silnika gazów wylotowych, to zachodzi pytanie: czy istnieje możliwość uzyskania symptomów niesprawności silnika okrętowego we wspomnianym składzie gazów wylotowych?

2. Problem badawczy

2.1. Istota problemu

Eksploatacja i diagnozowanie silników okrętowych należy do obowiązków załogi maszynowej statku. Przebieg działań diagnostycznych jest determinowany doświadczeniem i wiedzą mechanika okrętowego. Każdy błąd w diagnozie silnika okrętowego jest jednak bardzo kosztowny i może mieć negatywny wpływ na środowisko morskie. Należy pamiętać, że niewłaściwa lub błędna diagnoza stanu technicznego silnika może spowodować zatrzymanie statku, które w niesprzyjających warunkach pogodowych może być przyczyną utraty statku i śmierci załogi. Z tego powodu prawidłowa diagnoza techniczna oraz prawidłowa eksploatacja urządzeń okrętowych, w tym silników okrętowych jest ważnym i odpowiedzialnym zadaniem.

Prezentowane uwarunkowania skłaniają do budowy i wdrażania systemów automatycznego diagnozowania technicznego, które w założeniu mają wspomagać wykrywanie niesprawności silników okrętowych. Wspomaganie takie jest tym bardziej istotne, że zatrzymanie i naprawa silnika napędu głównego statku nie może być przeprowadzona w każdym momencie jego eksploatacji.

Najprostszym rozwiązaniem wspomnianego systemu wspomagania diagnozy technicznej są układy sygnalizujące przekroczenie progowych wartości wybranych parametrów diagnostycznych silnika. Rozwiązanie takie, powszechnie stosowane na statkach morskich, ma za zadanie zabezpieczenie układów funkcjonalnych silnika przed zniszczeniem spowodowanym przekroczeniem dopuszczalnych wartości cech krytycznych silnika. Wada takich systemów jest brak możliwości wykrywania niesprawności w przypadku pracy silnika z obciążeniem częściowym. W takim przypadku układy funkcjonalne silnika nie są na tyle obciążone, aby pomimo zaistniałej niesprawności wygenerować wartość sygnału diagnostycznego, przekraczająca ustawiona wartość progowa. Pewnym rozwinięciem prezentowanych systemów automatyki są systemy diagnostyczne proponowane przez producentów silników okrętowych. Przykładami takich rozwiązań są CoCoS Engine Diagnostic System firmy MAN lub DICARE firmy Caterpillar. Oba wzmiankowane systemy pozwalają na monitorowanie i rejestrowanie wybranych sygnałów diagnostycznych silników oraz prostą ich analize w postaci trendów czasowych. Tego typu rozwiazania ułatwiaja diagnozowanie techniczne silników okrętowych, ale im nie zapobiegają. W takich systemach nie ma również możliwości monitorowania poziomu emisji związków toksycznych do atmosfery i ograniczania zużycia paliwa. Innym rozwiązaniem zmierzającym do zwiększenia efektywności diagnozowania technicznego jest instalacja dodatkowych torów pomiarowych w układach funkcjonalnych silników. Przykładem takiego podejścia do diagnostyki technicznej jest propozycja systemu, opartego o analizę nierównomierności prędkości obrotowej wału silnika [29], [30], analizę ciśnienia doładowania [31] lub analizę emisji akustycznej [32]. Tego typu rozwiązania zwiększają trafność diagnozy, ale podnoszą również koszt eksploatacji silników.

Alternatywnym rozwiązaniem jest poszukiwanie metod analizy rejestrowanych sygnałów diagnostycznych. W pracy [31] zastosowano sztuczną sieć neuronową, która po poprawnym nauczeniu pozwala na diagnozowanie techniczne silnika. Podobną metodę zastosowano do wykrywania niesprawności wirników i ich ułożyskowania [33], jak również diagnozowania turbin gazowych [34]. Należy nadmienić, że zastosowanie sztucznych sieci neuronowych wymaga zebrania znacznych ilości obserwacji systemu diagnozowanego (zazwyczaj więcej niż 100), służących do uczenia sieci. Istnieje również ryzyko niewłaściwego nauczenia sieci lub jej przetrenowania. W przypadku przetrenowania sieć neuronowa poprawnie wykrywa stan techniczny systemu i jego niesprawności, które były zobrazowane danymi uczącymi. Jeżeli wystąpi obraz diagnostyczny odmienny od reprezentowanego w danych uczących przetrenowana sieć neuronowa nie jest w stanie wykryć niesprawności.

Odmienną grupę metod wykrywania stanów złożonych obiektów technicznych stanowia metody oparte o logike rozmyta [35], [36], [37]. Metody te umożliwiają zastosowanie zmiennych lingwistycznych zebranych od ekspertów lub za pomocą narzędzi statystycznych. W literaturze prezentowane są również metody diagnozowania złożonych obiektów technicznych oparte o teorię zbiorów przybliżonych [38], teorii Dempstera-Shafera [39], kombinację algorytmów pseudointeligentnych [40], porównania wartości sygnałów diagnostycznych z wzorcami modelowymi [41], teorii wiązania grafów [42], [43] i wiele innych. W 2004, Tax i Duin [44] zaproponowali metodę diagnostyczna oparta o zasady geometrii wielowymiarowej. Metoda ta, nazwana Support Vector Data Description (SVDD), opiera się na zasadzie wyszukiwania odległości między środkiem hipersfery, determinującej stan techniczny złożonego obiektu technicznego i punktem w n-wymiarowej przestrzeni, reprezentującym aktualny stan techniczny. Prezentowaną metodę wykorzystano do wykrywania niesprawności agregatów chłodniczych w pracy [45]. Należy jednak zaznaczyć, że zastosowanie wspomnianej metody zostało ograniczone do stwierdzenia poprawności działania agregatu chłodniczego bez wskazania rodzaju i umiejscowienia niesprawności. Klasyfikacja metod diagnozowania systemów technicznych jest zaprezentowana w pracy [46].

Prezentowane metody diagnozowania, oparte o różnorodne algorytmy analizy sygnałów diagnostycznych, nie są jak dotychczas wykorzystywane podczas morskiej eksploatacji silników spalinowych. Przyczyn tego stanu rzeczy należy upatrywać w konieczności wykorzystania złożonych algorytmów obliczeniowych i/lub zebrania znacznej ilości wzorców niesprawności silnika.

Rozwiązaniem tego problemu może być wykorzystanie składu gazów wylotowych do diagnozowania stanu technicznego silnika z wykorzystaniem prostego algorytmu opartego o zasady geometrii n-wymiarowej. Należy zaznaczyć, że rozszerzenie załącznika VI do Konwencji MARPOL 73/78 może przyczynić się do zwiększenia popularności bezpośrednich pomiarów emisji NOx oraz CO i CO₂. A więc analiza chemiczna gazów wylotowych może być nie tylko elementem procedury, niezbędnej do certyfikacji silników okrętowych ze względu na ochronę środowiska, ale może być źródłem sygnałów diagnostycznych.

2.2. Cel i zakres pracy

Prezentowana praca poświęcona jest problemowi identyfikacji symptomów niesprawności silnika okretowego w składzie gazów wylotowych. Przedstawione w poprzednim rozdziale uwarunkowania prawne upoważniaja do wykorzystania informacji na temat składu gazów wylotowych jako źródła sygnałów diagnostycznych podczas morskiej eksploatacji silników okrętowych. Ze względu na obszerność zagadnienia ograniczono się do badań nad czterosuwowymi silnikami okrętowymi o zapłonie samoczynnym. Specyficzna konstrukcja oraz odmienne w stosunku do aplikacji ladowych parametry eksploatacyjne tych silników uniemożliwiaja bezpośrednia adaptacje do postawionego problemu znanych prac badawczych związanych z prezentowaną tematyką. Tak więc głównym przedmiotem badań w niniejszej pracy jest znalezienie relacji między parametrami wybranych niesprawności silnika okretowego a składem gazów wylotowych. Skupiono się przy tym na niesprawnościach usytuowanych w cylindrach silnika, aparaturze paliwowej i w obrębie układu wymiany czynnika roboczego silnika. Zgodnie z badaniami wstępnymi są to układy funkcjonalne silnika, których niesprawność jest stosunkowo kłopotliwa do diagnozowania w warunkach morskiej eksploatacji. Z drugiej strony niesprawności silnika usytuowane w wymienionych układach funkcjonalnych silnika najsilniej oddziałuja na przebieg procesu spalania w cylindrach silnika, a więc mają również wpływ na skład gazów wylotowych. Niezbędne badania zarówno teoretyczne, jak i doświadczalne, przeprowadzono dla obiektu będącego 3-cylindrowym silnikiem czterosuwowym o zapłonie samoczynnym, zainstalowanym w Laboratorium Silników Okrętowych Akademii Morskiej w Gdyni. Wybór tego obiektu badań podyktowany był podobnymi własnościami pod względem konstrukcji i zasady działania do silników okrętowych stosowanych w żegludze morskiej. Wyniki oraz płynące z nich wnioski zostały również zweryfikowane podczas morskiej eksploatacji silnika o zbliżonej konstrukcji. W tym przypadku był to

czterosuwowy silnik o zapłonie samoczynnym zastosowany do napędu głównego statku badawczego "Horyzont II".

W zasadniczej mierze niniejsza praca jest podsumowaniem i uogólnieniem wyników badań autora przedstawionym na tle aktualnych osiagnieć nauki w tym zakresie. Podstawowym celem pracy jest, niezależnie od prezentacji wyników szczegółowych, identyfikacja symptomów wybranych niesprawności czterosuwowego silnika okrętowego o zapłonie samoczynnym pozwalających na diagnozowanie niesprawności silnika w warunkach morskiej eksploatacji w oparciu o pomiar bezpośredni udziałów emitowanych związków w gazach wylotowych. W związku z tym praca porusza szeroką gamę zagadnień związanych z metodologia pomiarów, modelowaniem ziawisk fizykochemicznych i diagnostyką techniczną złożonych obiektów technicznych. Przegląd obecnego stanu wiedzy na temat wspomnianych zagadnień jest obszerny i różnorodny, dlatego też został dokonany w poszczególnych rozdziałach monografii. W toku pracy zaproponowano również metode diagnozowania silnika okretowego w oparciu o geometrię wielowymiarową. Jest to stosunkowo prosta, a jednocześnie nowatorska metoda, która w przyszłości może być szeroko stosowana do diagnozowania innych złożonych obiektów technicznych.

Realizacja celu w postaci identyfikacji sygnałów diagnostycznych w składzie gazów wylotowych silnika okretowego wymaga rozwiazania wielu zagadnień, które zaprezentowano w kolejnych rozdziałach niniejszej pracy. W rozdziale 3 przedstawiono syntetyczny opis wyników eksperymentu czynnego, którego celem było określenie wpływu wybranych niesprawności obiektu badawczego na skład gazów wylotowych. Zgodnie z wzmiankowanymi zależnościami istnieje ścisły związek miedzy składem gazów wylotowych a rodzajem i intensywnością niesprawności silnika okrętowego. Wyniki prezentowanego eksperymentu czynnego posłużyły do wyznaczenia jakościowych zależności między składem gazów wylotowych a symulowanymi niesprawnościami obiektu badawczego. Wspomniane zależności są prawdziwe tylko dla wybranego obiektu badawczego, dlatego uogólnienie uzyskanych wyników wymagało wyznaczenia wpływu parametrów procesu spalania i przepływu przez układ wymiany ładunku silnika na skład gazów wylotowych. Dlatego w rozdziale 4 przedstawiono model zjawisk zachodzących w obiekcie badawczym. Składa się on z jednowymiarowego modelu przepływu przez układ wymiany ładunku silnika obejmującego turbosprężarkę oraz kanały dolotowe i wylotowe wraz z chłodnicą powietrza doładowującego i wymiennikami impulsów. Zjawiska zachodzace w cylindrze obiektu badawczego podczas procesu roboczego zamodelowano z zastosowaniem trójwymiarowego modelu procesu spalania, opartego na pełnej ruchomej siatce przestrzennej przestrzeni cylindrowej wraz z zaworami cylindrowymi i odcinkami kanałów dolotowego i wylotowego. Model ten po pozytywnej walidacji posłużył do analizy wpływu parametrów procesu spalania na skład gazów wylotowych. Analizę tę zaprezentowano w rozdziale 5. Wyniki analizy pozwoliły na wytypowanie sygnałów diagnostycznych silnika w składzie gazów wylotowych. W rozdziale 6 opisano propozycje autorskiego systemu diagnostycznego silnika okrętowego. System ten, oparty o zasady geometrii n-wymiarowej, pozwala również na diagnozowanie innych złożonych obiektów technicznych z wykorzystaniem innych symptomów diagnostycznych niż proponowane w pracy. Pracę zakończono podsumowaniem zaprezentowanym w rozdziale 7. Uzyskane wyniki pracy pozwalają na diagnozowanie rozpatrywanych niesprawności silnika okrętowego w oparciu o analizę gazów wylotowych. Zmiany składu gazów wylotowych w stosunku do składu gazów emitowanych podczas pracy silnika uznanego za sprawny umożliwiają ocenę stanu technicznego wymienionych układów funkcjonalnych silnika.

3. Przebieg i wyniki badań eksperymentalnych

Realizacja celu podstawowego pracy, jakim jest identyfikacja sygnałów diagnostycznych w składzie gazów wylotowych emitowanych z silnika okrętowego, wymaga w pierwszej kolejności wyznaczenia zależności jakościowych. W tym celu przeprowadzono badania laboratoryjne na 3-cylindrowym, turbodoładowanym, czterosuwowym silniku o zapłonie samoczynnym i wtrysku bezpośrednim typu AL25/30 firmy Cegielski-Sulzer zainstalowanym w Laboratorium Silników Okrętowych Akademii Morskiej w Gdyni. Schemat stanowiska badawczego zaprezentowano na rys. 1, a podstawowe parametry silnika w tabeli 1.

Parametr	Jednostka	Wielkość
Moc maksymalna	kW	250
Prędkość obrotowa	obr/min	750
Liczba cylindrów	-	3
Średnica cylindrów	mm	250
Skok tłoka	mm	300
Objętość skokowa	dm ³	14,7
Stopień sprężania	-	12,7
Wtryskiwacz		
Liczba otworków	-	9
Średnica otworków	mm	0,325
Ciśnienie otwarcia	MPa	25

Tabela 1. Parametry silnika badawczego Al25/30



Rys. 1. Schemat stanowiska pomiarowego

3.1. Metodyka badań eksperymentalnych

Podczas badań silnik był obciażany za pomoca pradnicy połaczonej elektrycznie z rezystorem wodnym. Silnik był doładowany pulsacyjnie turbospreżarką VTR 160 Brown-Boveri z zastosowaniem chłodnicy powietrza doładowującego. Podczas pomiarów silnik był zasilany olejem napędowym o znanej specyfikacji przedstawionej w tabeli 2 i pracował ze stała prędkością obrotową równa 750 obr./min. Aparatura paliwowa silnika składała się z mechanicznie sterowanych pomp typu Boscha połączonych z wtryskiwaczami typu wielootworkowego. Prezentowana postać konstrukcyjna silnika jest powszechnie stosowana na statkach jako napęd generatorów prądotwórczych lub napęd główny statku współpracujący ze śrubą nastawną [19]. Podczas badań mierzonych było 56 parametrów stanowiska laboratoryjnego, w tym prędkość obrotowa i obciążenie silnika, parametry turbosprężarki, wody chłodzącej, oleju smarującego, powietrza doładowującego i gazów wylotowych oraz paliwa. Podczas badań dokonywano również analizy gazów wylotowych za pomocą analizatora elektrochemicznego TESTO 350XL z czujnikiem podczerwieni do pomiaru udziałów CO₂ w gazach wylotowych. W celu określenia emisji składników gazów wylotowych dokonywano również pomiarów wilgotności, temperatury i ciśnienia powietrza oraz natężenia przepływu powietrza za pomocą zwężki Venturiego. Wszystkie wspomniane parametry były mierzone z czasem próbkowania równym 1 sekundzie. Podczas pomiarów dokonywano również rejestracji ciśnienia indykowanego w cylindrach silnika oraz ciśnienia paliwa w przewodach paliwowych przed wtryskiwaczami z rozdzielczościa równa 0,5 stopnia obrotu wału korbowego. Mierzono także zużycie paliwa metodą objętościową [48]. Zakres i dokładność zastosowanych czujników pomiarowych podano w tabeli 3.

Tabela 2	2. Parametry	/ oleju	napędowego
----------	--------------	---------	------------

Parametr	Jednostka	Wartość
Gęstość w 15°C	kg/m ³	827,3
Lepkość kinematyczna w 40°C	mm²/s	2,636
Liczba cetanowa	-	53,2
Zawartość siarki	mg/kg	3,8

Badania eksperymentalne składały się z pomiarów wspomnianych parametrów pracy silnika laboratoryjnego uznanego za sprawny (bez zdiagnozowanych uszkodzeń) oraz pomiarów z zasymulowanymi niesprawnościami umiejscowionymi w środkowym cylindrze silnika (nr 2), w aparaturze paliwowej środkowego cylindra lub w obrębie układu wymiany czynnika roboczego silnika. Dokonano symulacji następujących niesprawności:

- nieszczelność zaworu dolotowego powietrza,
- nieszczelność zaworu gazów wylotowych,
- przemieszczenie krzywki paliwowej na wale rozrządu opóźniające wtrysk paliwa na cylindrze nr 2,

- nieszczelność pary precyzyjnej pompy wtryskowej paliwa,
- zatkane otworki wtryskiwacza paliwa,
- rozkalibrowane otworki wtryskiwacza paliwa,
- zmniejszenie ciśnienia otwarcia wtryskiwacza paliwa,
- zwiększenie ciśnienia otwarcia wtryskiwacza paliwa,
- dławienie kanału gazów wylotowych,
- dławienie kanału dolotowego powietrza doładowującego.

Parametr	Zakres	Dokładność
Temperatura powietrza	0–60°C	±0,5°C
Wilgotność powietrza	0–90%	±2,0%
Temperatura spalin	0–650°C	±1,35%
Udział CO w spalinach	0–10 000 ppm	±5,0%
Udział NO w spalinach	0–3000 ppm	±5,0%
Udział NO ₂ w spalinach	0–500 ppm	±5,0%
Udział CO ₂ w spalinach	0–50%	±0,3%
Udział O2 w spalinach	0–25%	±0,2%
Temperatura oleju, paliwa i powietrza	0–120°C	±0,35%
Prędkość obrotowa	0–50 000 obr./min	±1 obr./min
Ciśnienie oleju, paliwa i powietrza	0–4 barów	±0,3%
Ciśnienie wtrysku paliwa	0–2000 barów	±1,0%
Ciśnienie indykowane	0–200 barów	±0,5%
Moc [kW]	-	±0,5%
Zużycie paliwa [kg/h]	-	±(0,16-0,5)%

Tabela 3. Zakres i dokładność zastosowanych torów pomiarowych

Każdy z etapów badań, odpowiadający jednemu z wymienionych symulowanych stanów eksploatacyjnych silnika, składał się z minimum 3 obserwacji. Podczas każdej obserwacji silnik był obciążany do wartości 250 kW mocy elektrycznej zmierzonej na rezystorze wodnym. Następnie silnik pracował do czasu stwierdzenia ustalonych parametrów pracy. Jako wykładnik ustalonych parametrów pracy silnika przyjeto temperature gazów wylotowych zmierzona w kanale wylotowym za turbiną doładowującą. Zgodnie z przeprowadzonymi obserwacjami był to parametr, którego wartość ulegała najwolniejszym zmianom wraz ze zmianą obciążenia silnika spośród wszystkich mierzonych parametrów stanowiska laboratoryjnego. Następnie dokonywano rejestracji parametrów stanowiska laboratoryjnego przez okres od 3 do 7 minut. Wartości średnie wspomnianej rejestracji stanowią wartości parametrów podczas tej obserwacji. Czas rejestracji był określony przez czas zużycia objętości paliwa zbiornika pomiarowego. Po dokonaniu rejestracji obciążenie silnika było redukowane o 10 kW i po ponownej stabilizacji wartości temperatury gazów wylotowych dokonywano powtórnej rejestracji danych. Przedstawiona procedura była powtarzana do chwili uzyskania obciążenia silnika równego 50 kW.

3.2. Analiza wyników pomiarów

Zaprezentowana procedura pozwoliła na zebranie danych pomiarowych, które w niniejszym opracowaniu przedstawiono w postaci średnich arytmetycznych wartości z wszystkich rozpatrywanych obserwacji.

Na rys. 2 ukazano charakterystykę temperatury gazów wylotowych zmierzonej za cylindrami obiektu badawczego uznanego za sprawny, charakterystykę jednostkowego zużycia paliwa oraz charakterystyki ciśnienia i temperatury powietrza doładowującego przed cylindrami silnika dla całego rozpatrywanego zakresu jego obciążeń. Zgodnie z prezentowanymi wynikami wzrost obciążenia silnika powoduje wzrost temperatury gazów wylotowych zmierzonej za cylindrami silnika. Wzrost wspomnianej temperatury powoduje dostarczenie większej ilości energii do turbiny doładowującej. Powoduje to wzrost ciśnienia powietrza doładowującego przy nieznacznych zmianach jego temperatury.



Rys. 2. Wybrane charakterystyki silnika Al25/30: a) temperatury zmierzone za cylindrami silnika oraz jednostkowe zużycie paliwa, b) ciśnienie i temperatura powietrza doładowującego, c) współczynnik nadmiaru powietrza, d) natężenie przepływu gazów wylotowych

Na rys. 2 przedstawiono również charakterystyki współczynnika nadmiaru powietrza oraz natężenia przepływu spalin. Zgodnie z prezentowanymi charakterystykami wzrost obciążenia silnika powoduje oczywisty wzrost natężenia przepływu spalin przy malejącej wartości współczynnika nadmiaru powietrza. Trend malejącej wartości współczynnika nadmiaru powietrza ze wzrostem obciażenia jest identyczny z wynikami dostępnymi w literaturze [11]. Należy jednak zwrócić uwage, że nawet podczas pracy silnika z maksymalnym rozpatrywanym obciażeniem wartość współczynnika nadmiaru powietrza wynosiła ponad 2,3. Jest to wartość znacznie wieksza niż obserwowana podczas pracy silników o stosunkowo małych gabarytach. Na rys. 3 zilustrowano charakterystyki udziałów i emisji mierzonych składników gazów wylotowych podczas pracy silnika uznanego za sprawny. Emisję jednostkową wyznaczono na podstawie normy ISO 8178 oraz zmierzonej sumy udziałów NO i NO₂ w gazach wylotowych. Należy przy tym zwrócić uwagę, że emisja jednostkowa NOx zależy nie tylko od parametrów procesu spalania w cylindrach silnika, ale również od parametrów otoczenia. Wspomniane parametry otoczenia to temperatura, ciśnienie i wilgotność powietrza. Zgodnie z przytoczona norma ISO 8178 standardowe parametry powietrza atmosferycznego to ciśnienie równe 101,3 kPa, temperatura równa 25°C i wilgotność bezwzględna powietrza równa 10,71 grama wody na kilogram powietrza, co odpowiada wilgotności względnej równej 54%. Z tego powodu wszystkie prezentowane w niniejszej pracy wartości emisji jednostkowej NOx skorygowano do standardowych warunków atmosferycznych zgodnie z zależnościami korekcyjnymi zawartymi w normie ISO 8178.



Rys. 3. Charakterystyki udziałów: a) NOx, NO, NO₂ i CO, b) CO₂ i O₂ w gazach wylotowych i emisji: c) NOx i CO, d) CO₂ z silnika Al25/30

Zgodnie z prezentowanymi na rys. 3 wynikami zmiana obciążenia silnika powoduje zmiany w charakterystykach emisji i charakterystykach udziałów wszystkich mierzonych składników gazów wylotowych silnika. Przyczyną tego stanu rzeczy są przede wszystkim zmiany parametrów procesu spalania w cylindrach silnika. Są one spowodowane zmianą sprawności turbosprężarki i zmianą stężenia mieszaniny palnej w cylindrach. Wzrost obciążenia wymaga dostarczenia większej ilości paliwa do cylindra, co skutkuje zwiększeniem czasu wtrysku paliwa do cylindra i zmianami w parametrach procesu spalania.

Należy przy tym pamiętać, że sprawność turbosprężarki uzależniona jest od ilości przepływających gazów i jej charakterystyki przełykowej [49]. Charakterystyka składu gazów wylotowych uzależniona jest więc od regulacji współpracy silnika z turbosprężarką i regulacji wtrysku paliwa. W silnikach okretowych z rozrzadem mechanicznym parametry procesu spalania sa tak dobierane, aby sprawność silnika była najwieksza podczas pracy z obciażeniem zbliżonym do nominalnego. Z tego powodu wzrost obciażenia obiektu badawczego powoduje spadek jednostkowego zużycia paliwa. Efekt ten przedstawiono na rys. 2. Zgodnie z prezentowanymi wynikami wzrost obciążenia silnika powoduje obniżenie jednostkowej emisji NOx i CO₂ przy jednoczesnym wzroście udziałów wspomnianych składników gazowych. Powodem tego stanu rzeczy jest zmniejszenie wzglednej ilości gazów wylotowych. Pomimo wzrostu sprawności silnika wraz ze wzrostem jego obciążenia, wyrażonego poprzez spadek jednostkowego zużycia paliwa, następuje wzrost emisji jednostkowej i udziałów CO w gazach wylotowych. Sugerowałoby to pogorszenie warunków spalania, jednak przedstawione wyniki, opublikowane również w [50], są jakościowo zbieżne z wynikami badań prezentowanymi w [22]. W obu przypadkach emisja CO osiąga swoje minimum dla średniego obciążenia silnika.

3.2.1. Niesprawności umiejscowione w cylindrach silnika

Nieszczelność zaworów cylindrowych silnika tłokowego w istotny sposób wpływa na organizację procesów spalania w cylindrach silnika [51]. W efekcie zmian wspomnianych parametrów może nastąpić zmiana składu emitowanych gazów wylotowych. Z tego powodu podczas badań eksperymentalnych dokonano symulacji nieszczelności zaworu dolotowego powietrza oraz nieszczelności zaworu gazów wylotowych w celu określenia wpływu wspomnianych niesprawności silnika na skład gazów wylotowych. Obie niesprawności były usytuowane na środkowym cylindrze obiektu badawczego. Symulacja wspomnianych niesprawności polegała na nawierceniu otworów w grzybkach zaworów. Otwory te umiejscowione były w pewnej odległości od przylgni zaworów w celu wyeliminowania możliwości uszkodzeń gniazd zaworowych. Schemat rozmieszczenia i wielkości otworów zaprezentowano na rys. 4.



Rys. 4. Rozmieszczenie i wielkość otworów w grzybkach zaworów dolotowego i wylotowego

Dokonano pomiarów podczas pracy silnika z następującymi nieszczelnościami zaworów cylindrowych:

- zaworu dolotowego w postaci nawierconego jednego otworu o średnicy 1 mm,
- zaworu wylotowego w postaci nawierconego jednego otworu o średnicy 1 mm (nieszczelność mała),
- zaworu wylotowego w postaci nawierconych czterech otworów o średnicy 2 mm (nieszczelność duża).

Na rysunkach 5–8 przedstawiono wyniki pomiarów w postaci zmian wartości parametrów, uśrednionych z wszystkich obserwacji, w stosunku do parametrów zarejestrowanych podczas pracy obiektu badawczego uznanego za sprawny.

Nieszczelność zaworu dolotowego powietrza w drugim cylindrze silnika powoduje przecieki do kanału powietrza doładowującego. Mieszanina gazów w cylindrze ma wysoką temperaturę. Z tego powodu, zgodnie z rys. 5a i 5b, wspomniana nieszczelność powoduje wzrost temperatury i ciśnienia powietrza doładowującego zmierzonego za chłodnicą powietrza. Należy zaznaczyć, że zjawisko to jest wyraźne tylko podczas pracy silnika z obciążeniami częściowymi. Wzrost temperatury i ciśnienia powietrza doładowującego przekłada się na zmiany parametrów pracy pozostałych cylindrów. Należy jednak zwrócić uwagę, że wspomniany wzrost parametrów termodynamicznych powietrza doładowującego nie przekłada się na masę dostarczanego powietrza do cylindrów. Z tego powodu stosunek ilości powietrza do ilości zużytego paliwa nie ulega większym zmianom.



Rys. 5. Zmiany parametrów układu wymiany czynnika roboczego spowodowane nieszczelnością zaworów cylindrowych: a) ciśnienie powietrza doładowującego, b) temperatura powietrza doładowującego, c) predkość obrotowa turbosprężarki, d) natężenie przepływu spalin

Należy jednak zauważyć, że przeciek powietrza na zaworze dolotowym jednego z cylindrów silnika ma istotny wpływ na proces spalania w pozostałych cylindrach silnika. Zgodnie z rys. 6c praca silnika z nieszczelnym zaworem dolotowym na jednym z cylindrów powoduje wzrost jednostkowego zużycia paliwa od 10 do 27%. Największe zmiany zużycia paliwa są widoczne podczas pracy silnika z obciążeniami częściowymi. Efektem wzrostu zużycia paliwa jest wzrost emisji CO₂ przedstawiony na rys. 7d. Zaobserwowano również pogorszenie warunków spalania w cylindrach silnika. Wskaźnikiem tego stanu rzeczy jest nawet 60% wzrost emisji CO w stosunku do pracy silnika uznanego za sprawny. Efekt ten zilustrowano na rys. 7c. Wskaźnikiem pogorszenia parametrów procesu spalania jest też wzrost temperatury gazów wylotowych. Zgodnie z wynikami z rys. 6a i 6b nieszczelność zaworu dolotowego na jednym z cylindrów silnika powoduje wzrost temperatury gazów wylotowych zmierzonej za poszczególnymi cylindrami. Należy zwrócić uwagę, że przebieg zmian tego parametru jest bardzo zbliżony, przez co analiza temperatur za cylindrami silnika nie pozwala na poprawne diagnozowanie wspomnianej niesprawności silnika.



Rys. 6. Zmiany: a) temperatury gazów wylotowych za cylindrem z symulowaną niesprawnością,
 b) temperatury gazów wylotowych za cylindrami uznanymi za sprawne, c) jednostkowego zużycia paliwa i d) temperatury gazów wylotowych za turbosprężarką spowodowane nieszczelnością zaworów cylindrowych

Na rys. 6d zaprezentowano zmiany temperatury gazów wylotowych zmierzone w kolektorze za turbiną doładowującą. Zgodnie ze wzmiankowanymi wynikami symulowana nieszczelność zaworu dolotowego nie powoduje wyraźnych zmian tego parametru. Podobną sytuację można zaobserwować w przypadku analizy zmian prędkości obrotowej turbosprężarki pokazanej na rys. 5c. Zmiany prędkości obrotowej turbosprężarki są na tyle małe, że mogą być niezauważone podczas morskiej eksploatacji silnika. Należy jednak zwrócić uwagę, że symulowana nieszczelność zaworu dolotowego spowodowała znaczącą zmianę współpracy silnika z turbosprężarką. Zgodnie z wynikami, zaprezentowanymi na rys. 5d odnotowano od 10 do 28% wzrost natężenia przepływu gazów wylotowych. Największe zmiany tego parametru zaobserwowano podczas pracy silnika z obciążeniami częściowymi.

Na rys. 7a i 7b zobrazowano zmiany udziałów objętościowych oraz zmiany emisji jednostkowej NOx w stosunku do pomiarów przeprowadzonych podczas pracy silnika uznanego za sprawny. Zgodnie ze wzmiankowanymi wynikami nieszczelność zaworu dolotowego na jednym z cylindrów silnika powoduje spadek udziałów NOx w gazach wylotowych silnika sięgający 17%. Może to oznaczać, że proces spalania przebiegał w niższej temperaturze i ciśnieniu w porównaniu z pracą silnika uznanego za sprawny. Należy jednak pamiętać, że przypuszczenie to nie może być zweryfikowane pomiarami przeprowadzonymi poza przestrzeniami cylindrowymi silnika. Potwierdzeniem faktu obniżenia ciśnienia indykowanego są wyniki zaprezentowane na rys. 8. Zgodnie z tymi wynikami nieszczelność zaworu dolotowego na jednym cylindrze powoduje nieznaczne obniżenie maksymalnego ciśnienia indykowanego w cylindrze z uszkodzeniem i nieznaczny wzrost w pozostałych cylindrach silnika.



Rys. 7. Zmiany udziałów: a) NOx w gazach wylotowych oraz emisji jednostkowej b) NOx, c) CO, d) CO₂ spowodowane nieszczelnością zaworów cylindrowych

Interesujący jest natomiast fakt równoczesnego wzrostu emisji jednostkowej NOx dochodzący do 26% podczas pracy silnika z minimalnym obciążeniem. Jest to spodziewany efekt. Mając na uwadze 28% wzrost natężenia przepływu gazów wylotowych zaprezentowany na rys. 5d, można stwierdzić, że pomimo mniejszego udziału NOx w gazach wylotowych silnika ilość emitowanych związków rośnie.

Reasumując przedstawione wyniki pomiarów, można stwierdzić, że nieszczelność zaworu dolotowego jednego z cylindrów silnika ma istotny wpływ na skład emitowanych gazów wylotowych z silnika okrętowego oraz powoduje wzrost zużycia paliwa. Należy również zauważyć, że największe zmiany wartości wyników pomiarów zaobserwowano podczas pracy obiektu badawczego z najmniejszym rozpatrywanym obciążeniem. Praca obiektu badawczego z niższymi obciążeniami powoduje zmniejszenie natężenia przepływu mieszanin gazów przez układy funkcjonalne silnika, przy niezmiennej wielkości przekroju nieszczelności. Z tego powodu przepływ gazów przez nieszczelność zaworu dolotowego jest relatywnie większa w stosunku do ilości mieszaniny palnej w cylindrach.

Nieszczelności zaworów wylotowych są stosunkowo często spotykaną niesprawnością silników okrętowych. Najczęstszym powodem powstawania nieszczelności jest wypalanie się gniazd zaworów i przylgni grzybków zaworowych w wyniku oddziaływania termicznego i chemicznego gazów wylotowych. Niesprawność ta powoduje przedostawanie się gazów z cylindra do kolektora wylotowego przez cały okres pracy silnika. W wyniku tego następuje obniżenie ciśnienia procesu spalania. Powoduje to opóźnienie samozapłonu paliwa w cylindrze i przesuniecie spalania na suw rozpreżania. Dodatkowym efektem jest wzrost temperatury gazów wylotowych za cylindrem z nieszczelnym zaworem wylotowym. Zgodnie z wynikami pomiarów prezentowanymi na rvs. 6a i 6b wzrost nieszczelności zaworu wylotowego powoduje podobny wzrost temperatury gazów wylotowych za wszystkimi cylindrami silnika. Wspomniane zmiany temperatury sa relatywnie małe i widoczne tylko podczas pracy silnika z obciażeniami częściowymi. Symulowana niesprawność spowodowała znaczne zwiększenie zużycia paliwa, które zgodnie z rys. 6c sięgało ponad 30% podczas pracy silnika z relatywnie małym obciażeniem. Małe obciążenie obiektu badawczego jest rozumiane w niniejszej pracy jako obciążenie silnika nieprzekraczające 40% maksymalnego rozpatrywanego obcjażenia. Podobnie jak w przypadku nieszczelności zaworu dolotowego równolegle ze wzrostem zużycia paliwa zaobserwowano wzrost natężenia przepływu gazów wylotowych (rys. 5d). Przedostawanie się mieszaniny gazów do kolektora wylotowego sprzyja wzrostowi natężenia przepływu gazów wylotowych prezentowanego na rys. 5d i wzrostowi predkości obrotowej turbospreżarki. Zgodnie z rys. 5c prędkość obrotowa turbosprężarki rośnie od 3 do 13% wraz ze wzrostem nieszczelności i spadkiem obciążenia silnika. Wzrost prędkości obrotowej turbosprężarki powoduje zwiększenie ilości powietrza dostającego się do cylindrów dzięki zwiększeniu wydajności sprężarki doładowującej. Efekt ten może zrekompensować ubytek gazów w cylindrze, spowodowany przeciekami przez zawór wylotowy, ale tylko w przypadku relatywnie małych nieszczelności. Zmiany ciśnienia i temperatury powietrza doładowujacego przedstawione na rys. 5a i 5b mają przebieg jakościowo zbieżny ze zmianami wynikłymi z nieszczelności zaworu dolotowego. Należy jednak zaznaczyć, że choć efekt obu rozpatrywanych niesprawności silnika w tym wypadku jest podobny, to geneza zjawiska może być odmienna. W przypadku nieszczelności zaworu gazów wylotowych zwiększenie temperatury i ciśnienia zmierzone przed cylindrami silnika jest efektem wzrostu wydajności sprężarki doładowującej. Nieszczelność zaworu dolotowego dodatkowo zwieksza temperature i ciśnienie powietrza doładowującego z powodu przedostawania się mieszaniny gazów z nieszczelnego cylindra do kolektora dolotowego powietrza. W wyniku tego ta sama wielkość nieszczelności na zaworze dolotowym i wylotowym powoduje zbliżony wzrost ciśnienia powietrza doładowującego (rys. 5a). Zgodnie z danymi zaprezentowanymi na rys. 5b wzrost temperatury powietrza doładowującego zmierzony przed cylindrami silnika jest wyraźnie większy w przypadku pracy silnika z nieszczelnym zaworem dolotowym powietrza.

Zgodnie z wynikami zilustrowanymi na rys. 7d wzrost nieszczelności zaworu wylotowego powoduje wzrost emisji jednostkowej CO₂. Wspomniana zmiana jest wyraźnie widoczna podczas pracy silnika z relatywnie małym obciążeniem. Można również domniemywać zaburzenia procesu spalania, którego indykatorem jest znaczny wzrost emisji CO. Zmiany emisji CO zaprezentowane na rys. 7c były widoczne dla całego rozpatrywanego zakresu obciążeń silnika. Należy wspomnieć, że wzrost emisji CO może być również spowodowany przedostawaniem się niespalonego paliwa przez nieszczelność zaworu do kolektora dolotowego.

Emisja CO rośnie wraz ze wzrostem nieszczelności zaworu wylotowego gazów. Podobnie jak w przypadku nieszczelności zaworu dolotowego, opisywana niesprawność silnika powoduje zmniejszenie udziałów NOx w gazach wylotowych silnika. Na rys. 7a zaprezentowano zmiany udziałów NOx w gazach wylotowych. Zgodnie z tymi wynikami wzrost nieszczelności zaworu wylotowego powoduje obniżenie udziałów NOx w gazach wylotowych od 12% do 20%. Maksymalne zmniejszenie udziałów NOx zaobserwowano podczas pracy silnika z częściowym obciążeniem.



Rys. 8. Zmiany maksymalnego ciśnienia indykowanego: a) w cylindrze z symulowaną niesprawnością,, b) w cylindrach uznanych za sprawne spowodowane nieszczelnością zaworów cylindrowych

Emisja NOx zobrazowana na rys. 7b ulega zwiększeniu nawet do 27% w przypadku pracy silnika z obciążeniem minimalnym. Wzrost obciążenia silnika nie powoduje znacznych zmian emisji NOx. Przyczynę tego stanu rzeczy można znaleźć podczas analizy wyników zaprezentowanych na rys. 5c, 5d i 8. Jak już wcześniej wspomniano, wzrost nieszczelności zaworu wylotowego

gazów powoduje wzrost natężenia przepływu gazów wylotowych i wzrost wydajności turbosprężarki. Wynikiem tego jest dostarczenie większej ilości powietrza do wszystkich cylindrów silnika. Zgodnie z wynikami prezentowanymi na rys. 8 mała nieszczelność zaworu wylotowego nie powoduje wiekszych zmian maksymalnego ciśnienia spalania w cylindrach. Wzrost nieszczelności powoduje natomiast nieznaczny wzrost wspomnianego ciśnienia w cylindrach sprawnych. Należy jednak pamietać, że brak informacji na temat rozkładu temperatur w cylindrach silnika nie pozwala na pełny opis zjawisk odpowiadających za zmiany udziałów i emisji NOx podczas pracy silnika z nieszczelnym zaworem wylotowym gazów w jednym z cylindrów silnika. Należy pamiętać, że wzrost obciażenia silnika powoduje wzrost ilości gazów w cylindrach silnika. Stały przekrój nieszczelności zaworu wylotowego powoduje, że wraz ze wzrostem obciażenia silnika ilość przeciekających gazów w stosunku do ilości gazów w cylindrze może maleć. Oczywiście wielkość przecieku zależy również od różnicy ciśnień miedzy przestrzenia cylindrowa a kolektorem wylotowym. Zgodnie z uzyskanymi wynikami pomiarów symulowane nieszczelności zaworów wylotowych są za małe, aby wzrost obciążenia silnika i wzrost ilości mieszaniny gazów w cylindrach powodował proporcionalny wzrost przecieku gazów przez zawór wylotowy.

3.2.2. Niesprawności umiejscowione w pompie wtryskowej paliwa

Jak już wcześniej wspomniano, niesprawności silnika umiejscowione w aparaturze paliwowej silnika powodują znaczne zmiany składu gazów wylotowych. Przyczyną tego stanu rzeczy jest bezpośredni wpływ tego układu funkcjonalnego silnika na proces przygotowania paliwa. Z tego powodu dokonano symulacji niesprawności aparatury paliwowej na środkowym cylindrze silnika. Integralną częścią aparatury paliwowej jest pompa wtryskowa paliwa. W klasycznej konstrukcji silnika okrętowego pompa wtryskowa paliwa jest sterowana wałem rozrządu, determinującym czas wtrysku paliwa do cylindra oraz regulatorem prędkości obrotowej silnika, modyfikującym wielkość dawki paliwa. W obiekcie badawczym, jak i podobnych postaciach konstrukcyjnych silników okrętowych regulator determinuje wielkość dawki paliwa poprzez czas wtrysku. Czas ten jest identyczny dla wszystkich cylindrów silnika.

Podczas badań eksperymentalnych dokonano symulacji niesprawności pompy paliwowej polegające na opóźnieniu wtrysku paliwa do cylindra oraz wprowadzeniu nieszczelności pary precyzyjnej pompy wtryskowej. Obie niesprawności były usytuowane na środkowym cylindrze.

Podczas badań eksperymentalnych dokonano pomiarów podczas pracy silnika z:

- opóźnionym wtryskiem paliwa do cylindra nr 2 o 4,5° obrotu wału korbowego,
- małą nieszczelnością pary precyzyjnej pompy wtryskowej,

dużą nieszczelnością pary precyzyjnej pompy wtryskowej.

Eksploatacja silnika okrętowego powoduje zużycie się pary precyzyjnej tłoczek–cylinder pompy wtryskowej paliwa. Z tego powodu z biegiem czasu następują przecieki paliwa przez parę precyzyjną pompy do kanału przelewowego. Symulacji nieszczelności pary precyzyjnej dokonano przez rozszczelnienie kanału przelewowego paliwa za pomocą śruby odpowietrzającej. Schemat graficzny rozwiązania technicznego pompy wtryskowej paliwa wraz ze śrubą regulującą przelew paliwa zaprezentowano na rys. 9.



Rys. 9. Schemat regulacji nieszczelności pary precyzyjnej pompy wtryskowej

Wielkość nieszczelności była regulowana w oparciu o analizę ciśnienia indykowanego w cylindrze podczas jego pracy z obciążeniem maksymalnym. Wyniki pomiarów wspomnianego ciśnienia zaprezentowano na rys. 10. Zgodnie ze wspomnianymi wynikami wzrost nieszczelności pary precyzyjnej pompy wtryskowej paliwa powoduje obniżenie ciśnienia indykowanego w cylindrze. Ustawienie nieszczelności nie ulegało zmianom podczas kolejnych obserwacji. Niestety zastosowana metoda symulowania nieszczelności pary precyzyjnej pompy paliwowej nie pozwala na określenie wielkości przecieku paliwa do kanału przelewowego.

Obszerną analizę uzyskanych wyników pomiarów przedstawiono w pracy [50], niemniej jednak na potrzeby prezentowanej pracy konieczne jest przedstawienie wybranych wyników pomiarów.

Na rys. 11 zobrazowano zmiany ciśnienia wtrysku paliwa oraz ciśnienia indykowanego w cylindrze wraz z symulowanymi niesprawnościami pompy wytryskowej paliwa do cylindra. Na rys. 12, 13 i 14 przedstawiono wyniki pomiarów w postaci zmian wartości sygnałów, uśrednionych z wszystkich obserwacji, w stosunku do sygnałów zarejestrowanych podczas pracy silnika uznanego za sprawny.
Opóźnienie wtrysku paliwa do cylindra może być spowodowane zużyciem powierzchni lub przemieszczeniem się krzywki paliwowej na wale rozrządu. Efektem tego jest przesunięcie procesu spalania paliwa w kierunku suwu rozprężania. Podczas badań eksperymentalnych dokonano opóźnienia wtrysku paliwa do jednego z cylindrów silnika o 4,5° obrotu wału korbowego. Na rys. 11a przedstawiono przykładowe charakterystyki ciśnienia wtrysku paliwa w uszkodzonej aparaturze paliwowej, dla maksymalnego rozpatrywanego obciążenia silnika.



Rys. 10. Zmiany ciśnienia indykowanego w cylindrze silnika spowodowane nieszczelnością pary precyzyjnej pompy wtryskowej

W wyniku przesunięcia wtrysku paliwa nastąpiło obniżenie maksymalnego ciśnienia indykowanego oraz wzrost maksymalnego ciśnienia wtrysku w porównaniu z wynikami pomiarów przeprowadzonych podczas pracy silnika uznanego za sprawny. Obserwacja ta jest zgodna z wynikami badań prezentowanymi w literaturze [52], [53]. Wyniki pomiarów ciśnienia maksymalnego spalania oraz maksymalnego ciśnienia wtrysku przedstawiono na rys. 11b i 11c. Na rys. 11d zaprezentowano średnie ciśnienie indykowane dla wszystkich rozpatrywanych niesprawności pompy wtryskowej paliwa. Zgodnie z przedstawionymi wynikami opóźnienie wtrysku paliwa powoduje wzrost średniego ciśnienia indykowanego w cylindrze z uszkodzoną pompą wtryskową paliwa podczas pracy silnika z małym obciążeniem. Należy wspomnieć, że w obiekcie badawczym początek wtrysku paliwa do cylindra jest stały dla całego zakresu obciążeń silnika. Wielkość tego parametru jest ustawiona dla uzyskania największej sprawności silnika podczas jego pracy z obciażeniem zbliżonym do nominalnego. Oznacza to, że zmniejszenie obciążenia silnika powoduje zmniejszenie jego sprawności i wzrost jednostkowego zużycia paliwa. Właściwość te zilustrowano na rys. 2. Z tego powodu opóźnienie wtrysku paliwa do cylindra powoduje zwiększenie sprawności silnika podczas jego pracy z relatywnie małym obciążeniem. Wynikiem tego stanu rzeczy jest niewielkie zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa, ale tylko podczas pracy silnika z obciążeniem nieprzekraczającym 70 kW, co zaprezentowano na rys. 12a. Wynik ten ma potwierdzenie w literaturze przedmiotowej, np. w pracy [54] pokazano możliwość automatycznej regulacji kąta wyprzedzenia wtrysku wraz z obciążeniem silnika. Opóźnienie wtrysku paliwa podczas pracy silnika z małymi obciążeniami przyczynia się do wzrostu jego sprawności, a więc i obniżenia zużycia paliwa. Zgodnie z wynikami zobrazowanymi na rys.12b opóźnienie wtrysku paliwa do cylindra powoduje wzrost temperatury gazów wylotowych za cylindrem.



Rys. 11. Wyniki pomiarów ciśnień w cylindrze z uszkodzoną pompą wtryskową: a) charakterystyka ciśnienia wtrysku, b) maksymalne ciśnienie indykowane, c) maksymalne ciśnienie wtrysku paliwa, d) średnie ciśnienie indykowane

Wspomniany wzrost temperatury jest szczególnie wyraźny podczas pracy silnika z małym obciążeniem. W wyniku wzrostu temperatury do turbosprężarki jest dostarczana większa ilość energii. Zgodnie z wynikami zaprezentowanymi na rys. 13b opóźnienie wtrysku paliwa do jednego z cylindrów silnika powoduje zwiększenie natężenia przepływu gazów wylotowych.

Stan ten powoduje większe obciążenie turbosprężarki i dostarczenie większej ilości powietrza do wszystkich cylindrów silnika. Wpływ opóźnienia wtrysku paliwa do jednego z cylindrów silnika na zmiany temperatury i ciśnienia powietrza doładowującego zaprezentowano na rys. 12d i 12e. Wspomniana niesprawność powoduje wzrost zarówno ciśnienia, jak i temperatury powietrza doładowującego. Można zaobserwować ponad 25% zmiany tych parametrów w stosunku do wyników pomiarów przeprowadzonych podczas pracy silnika uznanego za sprawny. Zmiany parametrów pracy turbosprężarki wpływają na pracę wszystkich cylindrów silnika.



Rys. 12. Zmiana wybranych parametrów silnika AL25/30 z uszkodzoną pompą wtryskową paliwa: a) jednostkowe zużycie paliwa, b) temperatura gazów wylotowych za cylindrem z symulowaną niesprawnością, c) temperatura gazów wylotowych za turbosprężarką, d) temperatura powietrza doładowującego, e) ciśnienie powietrza doładowującego, f) uśrednione wartości zmian temperatury gazów wylotowych za cylindrami uznanymi za sprawne

Powodem tego stanu rzeczy jest nieznaczny wzrost temperatury gazów wylotowych za pozostałymi cylindrami. Wzrost wspomnianej temperatury zaprezentowano na rys. 12f. Efektem symulowanej niesprawności jest również wzrost zużycia paliwa. Zgodnie z zależnością zilustrowaną na rys. 12a wzrost jednostkowego zużycia paliwa jest największy podczas pracy silnika z dużymi obciążeniami.



Rys. 13. Charakterystyki zmian parametrów silnika AL25/30 z uszkodzoną pompą wtryskową paliwa:
a) emisja jednostkowa CO, b) natężenie przepływu spalin, c) współczynnik nadmiaru powietrza,
d) emisja jednostkowa NOx

Opóźnienie wtrysku paliwa do jednego z cylindrów silnika powoduje obniżenie jednostkowej emisji CO podczas pracy silnika z częściowymi obciążeniami. Efekt ten zaprezentowano na rys. 13a. Należy zaznaczyć, że przyczyną powstawania CO w cylindrze silnika może być niezupełne spalanie paliwa. Z tego powodu zmniejszenie zużycia paliwa, a więc i zwiększenie sprawności ogólnej silnika powoduje obniżenie emisji jednostkowej CO pomimo zwiększenia natężenia przepływu gazów wylotowych. Wzrost obciążenia silnika powoduje wzrost jednostkowego zużycia paliwa w stosunku do pracy silnika uznanego za sprawny. Można więc przypuszczać, że podczas dużych obciążeń silnika następuje pogorszenie warunków spalania paliwa, co przekłada się na wzrost emisji jednostkowej CO. Zależność zmian emisji jednostkowej CO₂ od obciążenia silnika zaprezentowano na rys. 14. Porównanie wyników z rys. 12a i 14 pokazuje, że 9% wzrost jednostkowego zużycia paliwa przekłada się na 12% wzrost emisji CO₂.

Na rys. 13c pokazano zmiany wartości współczynnika nadmiaru powietrza obliczone na podstawie pomiarów składu gazów wylotowych według zależności przedstawionej między innymi w [55]. Zgodnie z prezentowaną zależnością opóźnienie wtrysku paliwa do jednego z cylindrów powoduje wzrost współczynnika nadmiaru powietrza dla całego rozpatrywanego zakresu obciążeń silnika, choć obserwowane zmiany są niewielkie i mieszczą się w granicach niepewności pomiarowej. Identyczny efekt zaprezentowano w pracy [56] dla relatywnie małych silników spalinowych.

Przesunięcie procesu spalania w cylindrze z symulowaną niesprawnością w kierunku suwu rozprężania i zwiększona ilość powietrza dostarczanego do cylindra mogą powodować obniżenie temperatury tego procesu. Co prawda wyniki pomiarów uniemożliwiają potwierdzenia tego stanu rzeczy, ale istnieje możliwość pośredniej weryfikacji poprzez analizę zmian emisji NOx. Zgodnie z danymi zamieszczonymi na rys. 13d opóźnienie procesu wtrysku paliwa do cylindra powoduje zmniejszenie jednostkowej emisji NOx dla całego rozpatrywanego zakresu obciążeń silnika. Uzyskany wynik był spodziewany i jakościowo podobny do wyników publikowanych między innymi w [57], [58] i [59]. Należy zaznaczyć, że opóźnienie wtrysku paliwa do cylindra silnika powoduje obniżenie emisji NOx zarówno dla silników relatywnie małych, jak i silników okrętowych. Podobną zależność uzyskano również dla silników LHR (o zmniejszonym strumieniu ciepła chłodzenia) [60]. Obniżenie emisji jednostkowej NOx i wzrost temperatury gazów wylotowych wskazują na przesunięcie procesu spalania w kierunku suwu rozprężania.

Nieszczelność pary precyzyjnej pompy wtryskowej paliwa stanowi druga grupe niesprawności silnika rozpatrywanych w obrebie pompy wtryskowej paliwa. Jak już wcześniej wspomniano, nieszczelność pary precyzyjnej w pompie wtryskowej typu Boscha powoduje przecieki paliwa do kanału przelewowego podczas procesu wtrysku paliwa do cylindra. Wynikiem tego jest wtrysk mniejszej dawki paliwa do cylindra uszkodzonego. W związku z tym następuje spadek ilości energii mechanicznej wytworzonej przez silnik. Spadek ten musi być zrekompensowany przez regulator poprzez zwiększenie dawki paliwa dostarczanej do wszystkich cylindrów. Obrazem tego stanu rzeczy jest wydłużenie procesu wtrysku paliwa. Na rys. 11a przedstawiono charakterystykę ciśnienia wtrysku paliwa do cylindra uszkodzonego. Zgodnie ze wspomniana charakterystyką symulowanie małej i dużej nieszczelności pompy wtryskowej spowodowało wydłużenie procesu wtrysku odpowiednio o 4 i 5 stopni obrotu wału korbowego podczas pracy silnika z obciążeniem maksymalnym. Wspomniane uwarunkowania powodują również zmiany w przebiegu procesu spalania, których efektem jest zmniejszenie maksymalnego ciśnienia indykowanego.



Rys. 14. Charakterystyki zmian emisji CO₂ silnika AL25/30 z uszkodzoną pompą wtryskową paliwa

Na rys. 11b i 11d zaprezentowano wpływ przecieków paliwa w pompie wtryskowej na ciśnienie maksymalne spalania oraz średnie ciśnienie indykowane. Wzrost przecieku paliwa w pompie wtryskowej powoduje nieznaczne zwiekszenie średniego ciśnienia indykowanego i zmniejszenie ciśnienia maksymalnego. Obniżenie ciśnienia maksymalnego może być spowodowane wydłużeniem w czasie procesu spalania. Zgodnie z danymi zilustrowanymi na rys. 12b i 12f przecieki paliwa w pompie wtryskowej powodują zmniejszenie temperatury gazów wylotowych za cylindrem z symulowaną niesprawnością i zwiększenie temperatury gazów wylotowych za pozostałymi cylindrami. Obserwowane zmiany są proporcjonalne do wielkości nieszczelności pary precyzyjnej pompy wtryskowej paliwa. Przedstawione uwarunkowania, a więc wzrost średniego ciśnienia indykowanego w cylindrze z symulowaną niesprawnościa przy równoczesnym spadku temperatury gazów wylotowych oraz wzrost temperatury gazów wylotowych za pozostałymi cylindrami silnika moga być efektem zmiany położenia listwy paliwowej przez regulator. Dodatkowym obserwowanym efektem jest wzrost maksymalnego ciśnienia wtrysku, który jest wyraźny, zwłaszcza podczas pracy silnika z dużym obciążeniem i małym przeciekiem paliwa. Zmiana maksymalnego ciśnienia wtrysku paliwa do cylindra zaprezentowano na rys. 11c. Zgodnie z danymi z rys. 12a nieszczelność pary precyzyjnej pompy wtryskowej paliwa powoduje wzrost jednostkowego zużycia paliwa, a wiec i pogorszenie sprawności ogólnej silnika. W wyniku wspomnianych uwarunkowań następuje kilkuprocentowy wzrost temperatury gazów wylotowych za turbiną. Zależność zmian temperatury gazów wylotowych w funkcji obciążenia silnika pokazano na rys. 12c. Wzrost wspomnianej temperatury może być wskaźnikiem zwiększonej ilości energii dostarczanej do turbosprężarki. Zgodnie z danymi z rys. 12d i 12e zmiana parametrów pracy turbospreżarki powoduje znaczący wzrost ciśnienia i temperatury powietrza doładowującego. Wzrost wspomnianej temperatury zaobserwowano jednak tylko podczas pracy silnika z obciążeniem większym niż 90-100 kW. Przedstawione

wyniki w korelacji ze zwiększonym zużyciem paliwa wskazują, że wzrost wydajności turbosprężarki jest proporcjonalny do wzrostu zużycia paliwa. W wyniku tego stanu rzeczy, zgodnie z wynikami z rys. 13c, wartość współczynnika nadmiaru powietrza jest mniejsza w stosunku do pracy silnika uznanego za sprawny w całym rozpatrywanym zakresie obciążeń. W konsekwencji wzrost zużycia paliwa oraz ilości powietrza dostarczanego do silnika powodują wzrost ilości emitowanych gazów wylotowych do atmosfery. Zmiany ilości emitowanych gazów obliczono w oparciu o przeprowadzone pomiary i zaprezentowane na rys. 13b.

Jak już wcześniej wzmiankowano, przecieki paliwa w pompie wtryskowej powodują jakościowe pogorszenie procesu spalania w cylindrze, czego efektem jest wzrost zużycia paliwa zilustrowany na rys. 12a. Pogorszenie warunków procesu spalania powoduje również bardzo duży wzrost emisji CO do atmosfery. Zgodnie z wynikami zobrazowanymi na rys. 13a duży przeciek paliwa na pompie wtryskowej powodował nawet 60% wzrost emisji CO podczas pracy silnika z obciążeniami częściowymi. Pogorszenie procesu spalania jest natomiast bezpośrednią przyczyną obniżenia emisji NOx [14] w całym zakresie obciążeń silnika. Zgodnie z wynikami pomiarów prezentowanymi na rys. 13d wzrost obciążenia silnika i przecieku paliwa w pompie wtryskowej powoduje spadek emisji NOx.

3.2.3. Niesprawności umiejscowione we wtryskiwaczu paliwa

Drugą umownie przyjętą kategorią niesprawności umiejscowionych w aparaturze paliwowej silnika, a mających istotny wpływ na skład gazów wylotowych, są nieprawności usytuowane we wtryskiwaczu paliwa. W celu przeanalizowania wpływu wspomnianych niesprawności na skład gazów wylotowych dokonano pomiarów podczas pracy obiektu badawczego z zasymulowanymi niesprawnościami wtryskiwacza paliwa.

Dokonano następujących symulacji niesprawności wtryskiwacza paliwa:

- zmniejszenie ciśnienia otwarcia wtryskiwacza paliwa o 10 MPa,
- zwiększenie ciśnienia otwarcia wtryskiwacza paliwa o 10 MPa,
- rozkalibrowanie otworków wtryskiwacza paliwa,
- zatkanie 2 sąsiadujących z 9 otworków wtryskiwacza paliwa.

Wszystkie symulacje były przeprowadzone na wtryskiwaczu paliwa zainstalowanym w środkowym cylindrze silnika. Parametry zastosowanych wtryskiwaczy przedstawiono w tab. 4.

Wybrane wyniki pomiarów laboratoryjnych w formie średnich wartości z wszystkich obserwacji przedstawiono na rys. 15, 16 i 17. Litery w legendach rysunków odpowiadają niesprawnościom wtryskiwacza paliwa zaprezentowanym w tabeli 4.

Symulowana niesprawność	Liczba otworków	Średnica otworków	Ciśnienie otwarcia	
	-	mm	MPa	
Silnik uznany za sprawny (A)	9	0,325	25	
Zmniejszenie ciśnienia otwarcia (B)	9	0,325	15	
Zwiększenie ciśnienia otwarcia (C)	9	0,325	35	
Rozkalibrowane otworki (D)	8	0,375	25	
Zatkane otworki (E)	9-2=7	0,325	25	

Tabela. 4. Parametry wtryskiwaczy paliw

Wszystkie charakterystyki emisji obliczono na podstawie pomiarów składu gazów wylotowych w oparciu o normę ISO8178.

Zmniejszenie ciśnienia otwarcia wtryskiwacza paliwa może być spowodowane uszkodzeniem sprężyny napinającej iglicę wtryskiwacza. Symulacji tego uszkodzenia dokonano poprzez obniżenie ciśnienia otwarcia wtryskiwacza paliwa z wartości 25 MPa do wartości 15 MPa. Parametry tak przygotowanego wtryskiwacza zaprezentowano w tabeli 4 z oznaczeniem litera B. Wyniki pomiarów dla tej niesprawności zilustrowano na rys. 15, 16 i 17 kolorem czarnym. Na rys. 15a i 15b przedstawiono charakterystyki ciśnienia wtrysku paliwa do cylindra silnika z uszkodzonym wtryskiwaczem dla skrajnych obciążeń silnika. Charakterystyki te przedstawiają wartości średnie z 48 pełnych obrotów wału korbowego, uzyskane podczas trzech obserwacji. Należy zauważyć, że w przypadku pracy silnika uznanego za sprawny z małym obciążeniem maksymalne ciśnienie paliwa jest obserwowane w poczatkowej fazie wtrysku paliwa. Charakterystyki dla silnika uznanego za sprawny sa oznaczone na rys. 15 kolorem fioletowym. Wzrost obciążenia powoduje przesunięcie maksymalnego ciśnienia wtrysku paliwa w kierunku końca procesu wtrysku. Uzyskane wyniki są zgodne z przewidywaniami i identyczne z charakterystykami dostępnymi w literaturze [27]. Zmniejszenie ciśnienia otwarcia wtryskiwacza powoduje, że maksymalne ciśnienie wtrysku występuje w końcowej fazie procesu wtrysku w całym rozpatrywanym zakresie obciążeń silnika. Zauważono również wzrost maksymalnego ciśnienia wtrysku podczas pracy silnika z dużym obciążeniem oraz nieznaczne wydłużenie procesu wtrysku.

Wzrost ciśnienia otwarcia wtryskiwacza przyczynia się do zmiany zasięgu wtrysku paliwa w cylindrze, ale i wzrostu intensywności procesu rozpylania paliwa [61], [62], [63].

Na rys. 15c zaprezentowano uśrednione wartości ciśnienia wtrysku paliwa do cylindra z symulowanym uszkodzeniem wyznaczone dla okresu wtrysku paliwa do cylindra. Zgodnie z przedstawionymi wynikami zmniejszenie ciśnienia otwarcia wtryskiwacza powoduje obniżenie ciśnienia wtrysku podczas pracy silnika z małymi obciążeniami. Wynik ten pozwala na założenie, że zmniejszenie ciśnienia wtrysku w jednym z cylindrów silnika podczas pracy z małym obciążeniem przyczynia się do spowolnienia procesu rozpylania i parowania paliwa. Zmniejszenie ciśnienia otwarcia wtryskiwacza spowoduje również nieznaczne przyspieszenie otwarcia wtryskiwacza.



Rys. 15. Charakterystyki: a) i b) ciśnienia paliwa w przewodzie paliwowym, c) zmian średniego ciśnienia wtrysku paliwa, d) i e) zmian ciśnienia indykowanego w cylindrze z symulowaną niesprawnością i w cylindrach uznanych za sprawne, f) i g) zmian temperatury gazów wylotowych za cylindrem z symulowaną niesprawnością i uznanymi za sprawne oraz h) ciśnienia indykowanego w cylindrze z symulowaną niesprawnością dla obciążenia 250 kW

Wielkość wspomnianego przyspieszenia jest jednak na tyle mała, że nie została zaobserwowana podczas pomiarów. Należy się również spodziewać dodatkowego efektu tego stanu rzeczy w postaci wydłużenia opóźnienia samozapłonu i zwiększenia szybkości spalania po zapłonie paliwa.

Zgodnie z wynikami z rys. 15d i 15e zmniejszenie ciśnienia otwarcia wtryskiwacza nie powoduje znaczacych zmian ciśnienia maksymalnego. Zauważalny jest natomiast wzrost średniego ciśnienia indykowanego. Najwiekszy wzrost średniego ciśnienia indykowanego jest widoczny podczas pracy silnika z małymi obciążeniami. Na rys.15f i 15g zaprezentowano temperaturę gazów wylotowych za cylindrami silnika. Zgodnie ze wspomnianymi wynikami zmniejszenie ciśnienia otwarcja wtryskiwacza nie powoduje znaczących zmian temperatury gazów wylotowych za cylindrem z symulowaną niesprawnością, jednakże powoduje wzrost temperatury gazów wylotowych za pozostałymi cylindrami. Z tego powodu widoczny jest nieznaczny wzrost temperatury gazów wylotowych zmierzonej przed turbospreżarka (rys. 16b). Skutkuje to dostarczeniem wiekszej ilości energii do turbiny i zwiększenie ilości powietrza dostarczanego do wszystkich cylindrów. Spadek temperatury powietrza doładowującego podczas pracy silnika z relatywnie małym obciążeniem, zaprezentowany na rys. 16a, sprzyja dostarczaniu większej ilości powietrza do cylindrów. Zaobserwowano również wzrost średniej średnicy kropel paliwa wtryskiwanego do cylindra, który ma wpływ na pogorszenie warunków spalania paliwa. Wynikiem tego jest nawet 18% wzrost jednostkowego zużycia paliwa, zauważalny podczas pracy silnika z najmniejszym rozpatrywanym obciażeniem. Zmiany jednostkowego zużycia paliwa zobrazowano na rys. 17a. Wzrost ilości spalanego paliwa oraz wzrost ilości powietrza dostarczanego do cylindrów silnika powoduje zwiększenie ilości emitowanych gazów wylotowych. Na rys. 17 przedstawiono zmiany charakterystyk emisji w stosunku do emisji z silnika uznanego za sprawny.



Rys. 16. Wpływ niesprawności wtryskiwaczy na zmiany temperatury: a) powietrza doładowującego i b) gazów wylotowych dla silnika AL25/30

Zgodnie z prezentowanymi wynikami wzrost jednostkowego zużycia paliwa przyczynia się do 20% wzrostu emisji jednostkowej CO₂ podczas pracy silnika

z minimalnym rozpatrywanym obciążeniem. Zauważono również ponad 30% wzrost emisii jednostkowej NOx. Przyczyna tak znacznego wzrostu emisji NOx jest wydłużenie opóźnienia samozapłonu podczas pracy silnika z małym obciażeniem i w efekcie gwałtownym przebiegiem procesu spalania. Maksymalne obciażenie silnika pracujacego z wtryskiwaczem paliwa o zmniejszonym ciśnieniu otwarcia powoduje niewielkie zmiany parametrów termodynamicznych w stosunku do pomiarów przeprowadzonych na silniku uznanym za sprawny. Na rys. 15h zilustrowano charakterystyki ciśnienia indykowanego zaobserwowane podczas pracy silnika z obciążeniem 250 kW. Zgodnie z prezentowanymi wynikami przebieg zmian ciśnienia w cylindrze z symulowana niesprawnościa nie ulega znacznym zmianom w stosunku do silnika uznanego za sprawny. Analiza wyników z rys. 15 i 16 pokazuje, że prezentowane parametry pracy silnika pracujacego z obciażeniem maksymalnym sa zbliżone do wartości pomiarów przeprowadzonych na silniku uznanym za sprawny. Zmiana charakterystyki wtrysku paliwa do cylindra z uszkodzonym wtryskiwaczem, zobrazowana na rys. 15b, powoduje jednak zmiany w przebiegu procesu spalania, które skutkują wzrostem zużycia paliwa. Na rys. 17a można zaobserwować 7% wzrost jednostkowego zużycia paliwa podczas pracy silnika z obciażeniem maksymalnym z obniżonym ciśnieniem otwarcia wtryskiwacza na środkowym cylindrze.

Reasumując, zmniejszenie ciśnienia wtrysku paliwa do jednego z cylindrów silnika powoduje wzrost emisji CO₂ i NOx oraz wzrost zużycia paliwa podczas jego pracy z relatywnie małymi obciążeniami.

Zwiększenie ciśnienia otwarcia wtryskiwacza paliwa może być spowodowane niewłaściwą regulacją sprężyny napinającej iglicę. Podczas badań eksperymentalnych dokonano symulacji zwiększenia ciśnienia otwarcia wtryskiwacza o 10 MPa na środkowym cylindrze obiektu badawczego. Parametry tak przygotowanego wtryskiwacza zaprezentowano w tab. 4 z oznaczeniem literą C. Tego typu niesprawność może być efektem niewłaściwej regulacji wtryskiwacza. Zmiany zmierzonych parametrów pracy obiektu badawczego w stosunku do pomiarów uzyskanych podczas pracy silnika uznanego za sprawny zaznaczono na rys. 15, 16 i 17 kolorem niebieskim.

Zgodnie z charakterystykami przedstawionymi na rys. 15a i 15b zwiększenie ciśnienia otwarcia wtryskiwacza powoduje wzrost ciśnienia wtrysku paliwa do cylindra w całym rozpatrywanym zakresie obciążeń obiektu badawczego. Można się spodziewać, że zwiększenie ciśnienia otwarcia wtryskiwacza spowoduje nieznaczne opóźnienie początku wtrysku paliwa do cylindra. Zbyt duży czas próbkowania pomiaru ciśnienia paliwa w przewodzie wtryskowym wynoszący 0,5° obrotu wału korbowego nie pozwolił jednak na obserwację tego zjawiska. Wzrost ciśnienia otwarcia wtryskiwacza. Zauważono jednak sytuację odwrotną, czyli nieznaczne wydłużenie czasu wtrysku. Wynik ten jest zgodny z wynikami prezentowanymi w [57], [58] i jest spowodowany wzrostem zużycia paliwa przez obiekt badawczy (rys. 17a). Jak wiadomo, wzrost dawki paliwa dostarczanej do cylindrów jest sterowany odpowiedzią regulatora prędkości obrotowej silnika poprzez wydłużenie czasu wtrysku paliwa. Należy zauważyć, że wzrost zużycia paliwa w przypadku zwiększenia ciśnienia otwarcia wtryskiwacza z jednego z cylindrów silnika jest największy spośród wszystkich symulowanych niesprawności wtryskiwacza. Wzrost jednostkowego zużycia paliwa wraz ze wzrostem ciśnienia otwarcia wtryskiwacza jest również prezentowany w pracy [64]. Pomimo wzrostu zużycia paliwa przez obiekt badawczy zaobserwowano również wzrost średniego ciśnienia wtrysku (rys. 15c), wzrost średniego ciśnienia indykowanego o 10–15% (rys. 15d) i nieznaczne zmniejszenie temperatury gazów wylotowych za cylindrem z symulowaną niesprawnością (rys. 15f).



Rys. 17. Wpływ niesprawności wtryskiwaczy na zmiany: a) jednostkowego zużycia paliwa i emisji jednostkowej b) CO₂, c) CO i d) NOx dla silnika AL25/30

Uzyskane wyniki mogą sugerować poprawę warunków pracy cylindra silnika, jednak tak nie jest. Wzrost ciśnienia paliwa wtryskiwanego do cylindra powoduje zwiększenie zasięgu strugi paliwa [65]. Należy jednak podkreślić, że niezmienna średnica otworów wtryskiwacza może powodować, że wspomniany zasięg strugi paliwa jest zbyt duży i zapłon paliwa następuje zbyt blisko ścianek cylindra. Z tego powodu proces spalania może przebiegać niewłaściwie. Trafność tej hipotezy może być potwierdzona przez analizę temperatury gazów wylotowych. Zaobserwowano bowiem wzrost temperatury gazów wylotowych za pozostałymi cylindrami silnika, wyraźny zwłaszcza podczas pracy silnika z relatywnie małym obciążeniem. Jest to bezpośredni efekt większego zużycia paliwa. Z tego powodu, zgodnie z danymi z rys. 16b, podnosi się temperatura gazów wylotowych zmierzona przed turbiną. W wyniku symulowanej niesprawności następuje znaczący wzrost emisji jednostkowej CO w stosunku do pracy silnika uznanego za sprawny, sięgający 40% podczas pracy silnika z obciążeniami częściowymi.

Zgodnie z wynikami pomiarów zwiększenie ciśnienia otwarcia wtryskiwacza paliwa na jednym z trzech cylindrów powoduje 10–25% większe zużycie paliwa prezentowane na rys. 17a oraz 5–30% wzrost emisji jednostkowej CO₂. Pogorszenie ogólnie rozumianych warunków procesu spalania w cylindrze obiektu badawczego ze wspomnianą niesprawnością wtryskiwacza paliwa oraz zmiany parametrów pracy pozostałych cylindrów powodują zwiększenie jednostkowej emisji NOx. Zgodnie z wynikami pomiarów przedstawionymi na rys. 17d większe ciśnienie otwarcia wtryskiwacza powoduje 5–35% wzrost emisji NOx. Należy zaznaczyć, że największy wzrost emisji zanotowano podczas pracy silnika z najmniejszym rozpatrywanym obciążeniem. Interesujący jest fakt, że charakterystyki zmian emisji wszystkich przedstawionych na rys. 17 składników gazów wylotowych są jakościowo zbliżone w przypadku zwiększenia i zmniejszenia ciśnienia otwarcia wtryskiwacza paliwa.

Rozkalibrowanie otworków wtryskiwacza paliwa podczas eksploatacja silnika okrętowego może być spowodowane zużyciem rozpylacza paliwa. Są to elementy wykonane z duża precyzja i narażone na znaczne obcjażenia termiczne i mechaniczne. Należy zaznaczyć, że szybkość strugi paliwa do cylindra często przekracza 300 m/s. Dlatego też stosunkowo często spotykaną niesprawnością wtryskiwaczy paliwa jest rozkalibrowanie otworków wtryskiwacza. Z tego powodu podczas badań eksperymentalnych dokonano pomiarów parametrów pracy obiektu badawczego z zainstalowanym na środkowym cylindrze wtryskiwaczem o zwiększonej średnicy otworków. Wtryskiwacz ten oznaczono w tab. 4 litera D. Należy zaznaczyć, że w zastosowanym wtryskiwaczu nawiercono tylko 8 otworków, to jest o jeden otworek mniej w porównaniu z wtryskiwaczem oznaczonym literą A. Niemniej jednak, pomimo zredukowanej liczby otworków we wtryskiwaczu, przekrój poprzeczny wszystkich otworków został zwiększony o 18,3% w stosunku do wtryskiwacza z oznaczeniem A. Uśrednione wyniki pomiarów z wszystkich obserwacji dokonanych podczas pracy obiektu badawczego z symulacją rozkalibrowania otworków wtryskiwacza paliwa zaprezentowano na rys. 15, 16 i 17 linia czerwoną.

Zwiększenie średnicy otworków wtryskiwanego paliwa, a więc i przekroju przepływu powoduje zmniejszenie oporów przepływu paliwa przez wtryskiwacz, co skutkuje obniżeniem ciśnienia wtrysku paliwa. Efekt ten zilustrowano na rys. 15c, na którym widoczne jest 5–15% obniżenie średniego ciśnienia wtrysku paliwa. Zgodnie z wynikami badań przedstawionymi w [64] rozkali-

browanie wtryskiwacza powoduje skrócenie czasu wtrysku paliwa. Wyniki charakterystyki ciśnienia wtrysku dla skrajnych wartości obciążenia obiektu badawczego przedstawione na rys. 15a i 15b nie potwierdzają tej obserwacji. Należy jednak zauważyć, że zgodnie z wynikami pomiarów, prezentowanymi na rys. 17a, rozkalibrowanie otworków wtryskiwacza paliwa powoduje 3–13% wzrost zużycia paliwa. Oznacza to, że silnik pracujący z rozkalibrowanym wtryskiwaczem jest mniej sprawny i wymaga zwiększenia dawki paliwa. Jak już wcześniej wspomniano, zwiększenie dawki paliwa w klasycznej konstrukcji aparatury wtryskowej jest możliwe poprzez wydłużenie czasu wtrysku paliwa do cylindra. W związku z tym wobec braku wzrostu czasu wtrysku ilustrowanego na rys. 15a i 15b i jednoczesnego wzrostu jednostkowego zużycia paliwa należy uznać, że czas wtrysku tej samej dawki paliwa do cylindra przez wtryskiwacz z rozkalibrowanymi otworkami jest skrócony. Dodatkowym efektem zwiększenia średnicy otworków wtryskiwacza paliwa jest zwiększenie początkowei średnicy kropel paliwa w cylindrze i zwiększony zasięg wtryskiwanej strugi paliwa. Należy więc przypuszczać, że czas przygotowania paliwa do spalania (rozpylanie i parowanie) ulega wydłużeniu. Oznacza to, że opóźnienie samozapłonu paliwa oraz przebieg spalania powinien ulec wydłużeniu. Należy jednak zauważyć, że przeprowadzone pomiary eksperymentalne na obiekcie badawczym nie pozwalaja na jednoznaczne wnioskowanie w tym zakresie.

Zwiększenie zużycia paliwa pociąga za sobą 14–23% wzrost średniego ciśnienia indykowanego przy niewielkich zmianach maksymalnego ciśnienia indykowanego. Wspomniane charakterystyki ciśnień zilustrowano na rys. 15d i 15e. Wzrost średniej średnicy kropel wtryskiwanego do cylindra paliwa powoduje wzrost temperatury procesu spalania. Efekt ten jest widoczny na rys. 15f. Zgodnie z prezentowaną charakterystyką temperatura gazów wylotowych zmierzona za cylindrem z symulowaną niesprawnością obiektu badawczego jest większa w stosunku do temperatury uzyskanej podczas pracy silnika uznanego za sprawny. Temperatura gazów wylotowych za pozostałymi cylindrami przedstawiona na rys. 15g jest również większa w stosunku do silnika uznanego za sprawny. Obserwowany wzrost nie jest jednak tak duży, jak w przypadku cylindra uszkodzonego. Dodatkową przesłanką przemawiającą za wzrostem temperatury procesu spalania jest wzrost emisji jednostkowej NOx [66].

Rozkalibrowanie otworków wtryskiwacza powoduje wzrost emisji jednostkowej CO₂. Zarówno wzrost emisji CO₂, jak i wzrost jednostkowego zużycia paliwa są wyraźne zwłaszcza podczas pracy silnika z minimalnym rozpatrywanym obciążeniem. Zaobserwowano również nieznaczny wzrost emisji jednostkowej CO. Zgodnie z wynikami prezentowanymi na rys. 17c obserwowany wzrost emisji CO nie przekracza 10%, co jest najmniejszą wartością zmian emisji CO spośród wszystkich symulowanych niesprawności wtryskiwacza paliwa.

Z punktu widzenia diagnozowania wspomnianej niesprawności wtryskiwacza paliwa można stwierdzić, że rozkalibrowanie otworków wtryskiwacza powoduje wyraźny wzrost temperatury gazów wylotowych za cylindrem z symulowaną niesprawnością, wzrost emisji NOx i CO₂ oraz wzrost jednostkowego zużycia paliwa. Wspomniane wyniki są widoczne zwłaszcza podczas pracy obiektu badawczego z minimalnym rozpatrywanym obciążeniem.

Zatkanie 2 sąsiadujących otworków wtryskiwacza paliwa zainstalowanego w środkowym cylindrze obiektu badawczego było symulacją "zakoksowania" rozpylacza paliwa. Mała średnica otworków we wtryskiwaczu paliwa oraz wysoka temperatura panująca w cylindrze silnika sprzyjają możliwości ich zatkania przez produkty niezupełnego spalania i pirolizy. Niesprawność ta, nazywana popularnie "zakoksowaniem" rozpylacza paliwa jest często spotykana podczas eksploatacji silników okrętowych. Parametry wtryskiwacza, zastosowanego do symulacji wspomnianej niesprawności oznaczono w tabeli 4 literą E. Średnie wartości zmian parametrów mierzonych podczas eksperymentu w stosunku do parametrów uzyskanych z obiektu badawczego uznanego za sprawny zaprezentowano na rys. 15, 16 i 17 liniami w kolorze zielonym.

Symulowana niesprawność powoduje zmniejszenie sumarycznego przekroju poprzecznego otworków, co wpływa na zwiększenie oporów przepływu przez wysokociśnieniowa cześć aparatury wtryskowej cylindra. W efekcie następuje wzrost ciśnienia wtrysku paliwa do cylindra. Zgodnie z danymi, zaprezentowanymi na rys. 15c, wzrost obciażenia sprzyja wzrostowi średniego ciśnienia wtrysku paliwa do uszkodzonego cylindra. Wspomniany wzrost ciśnienia wtrysku paliwa do cylindra powoduje obniżenie wartości średniej średnicy kropel paliwa [56], [58] i zwiększenie zasiegu strugi wtryskiwanego paliwa [11]. Należy jednak pamiętać, że zatkanie otworków wtryskiwacza powoduje nierównomierne rozpylenie paliwa w cylindrze. Istnieja wiec obszary w cylindrze ze zmniejszonym udziałem paliwa w mieszaninie. W wyniku tego stanu rzeczy następują zaburzenia w procesie spalania, które powodują pogorszenie sprawności działania silnika. Zgodnie z danymi z rys. 17a zakoksowanie wtryskiwacza w środkowym cylindrze obiektu badawczego spowodowało10-25% wzrost jednostkowego zużycia paliwa. W związku z tym czas podawania paliwa został wydłużony, co zobrazowano na rys. 15b. Pogorszenie warunków spalania w cylindrze z zainstalowanym uszkodzonym wtryskiwaczem jest widoczne na charakterystyce ciśnienia. Zgodnie z danymi, zilustrowanymi na rys. 15d i 15e, w wyniku nierównomiernego rozpylania paliwa w cylindrze następuje 10% obniżenie średniego ciśnienia indykowanego i 8% zmniejszenie ciśnienia maksymalnego pomimo znacznego wzrostu ilości wtryskiwanego do cylindrów paliwa. O znacznym pogorszeniu procesu spalania w cylindrze środkowym obiektu badawczego świadczy również spadek temperatury gazów wylotowych za cylindrem (rys. 15f). Nierównomierny rozkład udziałów powietrza i paliwa w różnych obszarach cylindra z symulowaną niesprawnością jest bezpośrednią przyczyną niezupełnego spalania. Zgodnie z wynikami pomiarów prezentowanymi na rys. 17c efektem tego jest nawet 70% wzrost emisji jednostkowej CO. Dodatkowym efektem tego stanu rzeczy jest deficyt momentu obrotowego uzyskiwanego z cylindra z symulowana niesprawnościa, który musi być rekompensowany wzrostem momentu z pozostałych cylindrów obiektu badawczego, co z kolei wywołuje ich dodatkowe obciążenie. Z tego powodu można zaobserwować wzrost temperatury gazów wylotowych zmierzonej za pozostałymi cylindrami silnika (rys. 15g) oraz wzrost temperatury gazów wylotowych zmierzonej przed turbiną (rys. 16b). Zgodnie z wynikami prezentowanymi na rys. 17b zakoksowanie otworków wtryskiwacza paliwa spowodowało wzrost emisji CO₂ od 7 do 30%. Wspomniana niesprawność wtryskiwacza paliwa powoduje również wzrost emisji jednostkowej NOx, widoczny zwłaszcza podczas pracy silnika z relatywnie małymi obciążeniami. Należy jednak zauważyć, że wzrost obciążenia obiektu badawczego do wartości maksymalnego rozpatrywanego obciążenia spowodował obniżenie emisji jednostkowej NOx o około 5% w stosunku do pracy silnika uznanego za sprawny.

Prezentowana niesprawność powoduje wzrost jednostkowego zużycia paliwa i obniżenie maksymalnego i średniego ciśnienia indykowanego w całym zakresie obciążeń silnika. Pomiary emisji ujawniły 70% wzrost emisji CO podczas pracy silnika ze średnim obciążeniem i 30% wzrost emisji CO₂ i NOx podczas pracy silnika z najmniejszym rozpatrywanym obciążeniem.

3.2.4. Niesprawności umiejscowione w obrębie układu wymiany czynnika roboczego silnika

Proces spalania w cylindrach silnika ulga zmianom pod wpływem zmian prędkości obrotowej i obciążenia silnika oraz zmian stanu technicznego elementów i systemów funkcjonalnych silnika. Cząstki stałe, obecne w powietrzu w wyniku zapylenia, jak również niespalone składniki sadzy z gazów wylotowych mogą spowodować niesprawności turbosprężarki [67], kanału dolotowego powietrza, kanału wylotowego i innych elementów układu wymiany ładunku silnika [68]. Osadzanie się wspomnianych elementów na ściankach przewodów gazowych i w filtrze powietrza powoduje dławienie układu wymiany ładunku i zmiany parametrów procesu spalania w cylindrach silnika. W wyniku tego stanu rzeczy następuje zmiana składu emitowanych gazów wylotowych.



Rys. 18. Kanał gazów wylotowych: a) schemat dławienia i b) model powłokowy kanału wylotowego [69]

Należy zaznaczyć, że charakter i wielkość przepływu powietrza i gazów wylotowych przez elementy układu wymiany ładunku silnika mogą w znaczący sposób wpłynąć na przebieg procesu spalania i skład emitowanych gazów wylotowych [70]. Ponadto w przypadku eksploatacji silników okretowych kanał wylotowy jest zazwyczaj dławiony przez elementy konstrukcyjne siłowni okrętowej, takie jak kotły utylizacyjne i filtry czastek stałych [71], [72]. Wykrycie wspomnianych niesprawności kanału dolotowego i wylotowego może być bardzo trudne. W związku z tym trwają prace nad diagnozowaniem układu wymiany ładunku w silnikach. Wu i in. [31] zastosowali sztuczną sieć neuronową do diagnostyki m.in. przecieków kanału dolotowego powietrza silnika tłokowego. Barelli i in. [73] zastosowali system ekspertowy do diagnozowania układu doładowania dużego silnika tłokowego. Oba zespoły badawcze zastosowały, jako źródło sygnału diagnostycznego, ciśnienie w dławionym kanale. System diagnostyczny opary o sztuczna sieć neuronowa z użyciem pomiaru przepływu powietrza zaprezentowano również w pracy [74]. Należy pamietać, że w standardowych rozwiazaniach konstrukcyjnych siłowni okrętowych nie instaluje się aparatury pomiarowej umożliwiającej detekcję dławienia gazów wylotowych i powietrza.

Przedstawione uwarunkowania skłoniły Autora do podjęcia badań eksperymentalnych mających określić wpływ niesprawności układu wymiany ładunku silnika okrętowego na skład emitowanych gazów wylotowych. Podczas eksperymentu dokonano symulacji niesprawności tego układu funkcjonalnego silnika poprzez dławienie kanału dolotowego i kanału wylotowego. Przeprowadzono przy tym następujące symulacje:

- dławienie kanału dolotowego polegające na założeniu przegrody dławiącej, powodującej ograniczenie przekroju poprzecznego o 60%,
- dławienie kanału wylotowego przez obrót płyty dławiącej o kąt 21 stopni,
- dławienie kanału wylotowego przez obrót płyty dławiącej o kąt 71 stopni.



Rys. 19. Schemat dławienia kanału dolotowego i jego model powłokowy [75]

Symulacja dławienia kanału wylotowego polegała na zmianie kątowego położenia płyty dławiącej usytuowanej wewnątrz kanału wylotowego za turbiną. Schemat dławienia kanału wylotowego wraz z modelem zaprezentowano na rys. 18. Na rys. 19 przedstawiono model kanału dolotowego powietrza wraz z miejscem montażu płyty dławiącej i zwężką Venturiego wykorzystaną do pomiaru natężenia przepływu powietrza doładowującego.

Na rys. 20a zaprezentowano zależność między kątowym położeniem płyty dławiącej kanału wylotowego a natężeniem przepływu gazów wylotowych. Przedstawione wyniki uzyskano na podstawie modelowania przepływu w oparciu o komputerową mechanikę płynów (ang. *Computational Fluid Dynamics – CFD*). Wspomniany model CFD opisano w pracy [69].



Rys. 20. Charakterystyki przepływu dla dławienia: a) kanału dolotowego i b) kanału wylotowego silnika AL25/30

Zgodnie z prezentowanymi wynikami dławienie kanału wylotowego obiektu badawczego przez zmianę kątowego położenia płyty dławiącej o 21 i 71 stopni powoduje zmniejszenie natężenia przepływu gazów wylotowych odpowiednio o 27% i 86%. Na rys. 20b zaprezentowano wyniki dławienia kanału dolotowego powietrza. Wyniki te uzyskano przez bezpośredni pomiar natężenia przepływu z zastosowaniem kryzy dławiącej typu Venturiego. Zgodnie z przedstawionymi wynikami montaż płyty dławiącej pole przekroju kanału dolotowego o 60% powoduje ograniczenie natężenia przepływu powietrza średnio o 7,5%.

Dławienie kanału dolotowego powietrza może być spowodowane zanieczyszczeniem pyłem przewodów powietrznych silnika okrętowego.

Zastosowana symulacja powodowała zdławienie natężenia przepływu powietrza średnio o 7,5% dla całego zakresu obciążeń silnika. Średnie wartości zmian parametrów mierzonych podczas eksperymentu w stosunku do parametrów uzyskanych z obiektu badawczego uznanego za sprawny zaprezentowano na rys. 21, 22 i 23 liniami w kolorze niebieskim.

Oczywisty jest fakt, że dławienie kanału dolotowego powietrza powoduje ograniczenie przepływu powietrza do wszystkich cylindrów silnika. Efekt ten

zilustrowano na rys. 21. Zgodnie z przedstawionymi wynikami dławienie kanału dolotowego powoduje obniżenie temperatury i ciśnienia powietrza w kanale dolotowym zmierzonych za chłodnicą powietrza. Zilustrowane na rys. 21 zmiany parametrów są szczególnie widoczne podczas pracy silnika z najmniejszym rozpatrywanym obciążeniem.

Należy zaznaczyć, że wspomniane zmiany parametrów powietrza doładowującego są największe spośród wszystkich rozpatrywanych symulacji niesprawności silnika. Można zaobserwować 20–40% obniżenie temperatury powietrza doładowującego w stosunku do pracy obiektu badawczego uznanego za sprawny. Z tego powodu obniżenie temperatury powietrza doładowującego jest najlepszym wskaźnikiem dławienia kanału dolotowego spośród wszystkich mierzonych parametrów termodynamicznych. Na rys. 22b zaprezentowano wartości zmian współczynnika nadmiaru powietrza. Zgodnie z tymi wynikami wartości wspomnianego współczynnika są mniejsze w stosunku do silnika uznanego za sprawny dla całego rozpatrywanego zakresu obciążeń silnika.



Rys. 21. Charakterystyki zmian: a) ciśnienia i b) temperatury powietrza doładowującego silnika AL25/30 spowodowanych dławieniem kanałów dolotowego i wylotowego

Wynik ten powinien być jednak rozpatrywany wraz z analizą zużycia paliwa. Z tego powodu na rys. 22a zobrazowano charakterystyki zmian jednostkowego zużycia paliwa. Interesujący jest fakt, że dławienie kanału dolotowego spowodowało zwiększenie sprawności działania obiektu badawczego podczas jego pracy z relatywnie małymi obciążeniami. Oczywiście należy pamiętać, że silniki stosowane do napędu statków z rozrządem mechanicznym są regulowane w ten sposób, aby ich sprawność była największa podczas pracy z obciążeniami zbliżonymi do obciążenia nominalnego. Pomiary przeprowadzone na silniku stosowanym w aplikacjach lądowych wykazują zazwyczaj efekt odwrotny, ponieważ w tego typu silnikach regulacja rozrządu jest dokonywana dla uzyskania największej sprawności podczas obciążeniami następuje korelacja zmniejszonej ilości powietrza dostarczanego do cylindrów silnika oraz zmniejszona ilość wtryskiwanego paliwa. Z tego powodu najmniejsze zmiany współczynnika nadmiaru powietrza są obserwowane podczas pracy silnika z minimalnym rozpatrywanym obciążeniem. Wzrost obciążenia powoduje wzrost zużycia paliwa, przy czym wzrost ten jest relatywnie mniejszy w stosunku do wzrostu zatężenia przepływu powietrza. Dlatego też można zaobserwować zmniejszenie wartości współczynnika nadmiaru powietrza podczas pracy silnika z maksymalnym rozpatrywanym obciążeniem. Efektem spadku ilości powietrza dostarczanego do cylindrów jest obniżone ciśnienie procesu spalania. Na rys. 22c zaprezentowano zmiany wartości średniego ciśnienia indykowanego wraz z dławieniem kanału dolotowego powietrza. Zgodnie z przedstawionymi danymi zmniejszenie ilości powietrza dostarczanego do cylindrów skutkuje zmniejszeniem średniego ciśnienia indykowanego o około 4% w całym rozpatrywanym zakresie obciążeń obiektu badawczego.



Rys. 22. Zmiany: a) jednostkowego zużycia paliwa, b) współczynnika nadmiaru powietrza, c) średniego i d) maksymalnego ciśnienia indykowanego w silniku AL25/30 spowodowane dławieniem kanałów dolotowego i wylotowego

Zgodnie z wynikami pomiarów prezentowanymi na rys. 22d wzrost sprawności działania obiektu badawczego podczas jego pracy z relatywnie małymi obciążeniami powoduje niewielki wzrost maksymalnego ciśnienia indykowanego, który mieści się w granicach niepewności pomiarowej. Przedstawione na rys. 22b obniżenie wartości współczynnika nadmiaru powietrza pozwala na wniosek, że dławienie kanału dolotowego powietrza przyczynia się do spalania mieszaniny bogatszej w paliwo w stosunku do pracy silnika uznanego za sprawny. Efektem tego może być wzrost temperatury gazów wylotowych zmierzonej za cylindrami. Na rys. 23a zaprezentowano wpływ dławienia kanału dolotowego powietrza na zmiany temperatury gazów wylotowych. Przedstawione wyniki są średnią arytmetyczną temperatury zmierzonej za wszystkimi cylindrami obiektu badawczego. Zgodnie z przedstawionymi wynikami dławienie kanału dolotowego powietrza powoduje wzrost temperatury gazów wylotowych, wyraźny zwłaszcza podczas pracy silnika z największym rozpatrywanym obciążeniem.



Rys. 23. Zmiany: a) temperatury gazów wylotowych i emisji b) Co, c) CO₂ i d) NOx z silnika AL25/30 spowodowane dławieniem kanałów dolotowego i wylotowego

Jak już wcześniej wspomniano, dławienie kanału dolotowego powietrza powoduje ograniczenie ilości powietrza dostarczanego do cylindrów silnika i sprzyja spalaniu mieszanki bogatszej w paliwo. Efektem tego może być zwiększona emisja CO. Na rys. 23b zaprezentowano zmiany jednostkowej emisji CO w stosunku do pracy obiektu badawczego uznanego za sprawny. Zgodnie z przedstawionymi wynikami można zaobserwować wzrost emisji jednostkowej CO wraz z dławieniem kanału dolotowego powietrza. Obserwowany wzrost emisji CO jest największy podczas pracy silnika z obciążeniem minimalnym. Wzrost emisji CO podczas pracy silnika z małym obciążeniem i zdławionym kanałem dolotowym nie jest spodziewany ze względu na zilustrowany na rys. 22a spadek jednostkowego zużycia paliwa silnika. Z drugiej strony, zgodnie z [76], wzrost emisji CO jest efektem spalania mieszanin bogatych w paliwo. Istnieje również możliwość niejednorodnego mieszania paliwa z powietrzem, spowodowanego zmniejszonym ciśnieniem doładowania. Z tego powodu może nastąpić lokalne wzbogacenie mieszaniny palnej w cylindrach silnika. Na rys. 23c zaprezentowano natomiast zmiany jednostkowej emisji CO₂. Obniżenie emisji jednostkowej CO₂ w stosunku do emisji z silnika uznanego za sprawny potwierdza przypuszczenie o wzroście sprawności pracy silnika z relatywnie małym obciążeniem i dławieniem kanału dolotowego.

Na rys. 23d przedstawiono zmiany jednostkowej emisji NOx spowodowane dławieniem kanału dolotowego. Zgodnie z prezentowanymi wynikami zmniejszenie ilości powietrza dostarczanego do cylindrów silnika powoduje zmniejszenie średniego ciśnienia indykowanego w cylindrach obiektu badawczego. Efektem tego jest obniżenie jednostkowej emisji NOx w całym rozpatrywanym zakresie obciążeń.

Dławienie kanału gazów wylotowych jest spowodowane osadzaniem sadzy i innych produktów niezupełnego spalania na ściankach kanałów wylotowych. Podczas badań eksperymentalnych dokonano pomiarów parametrów pracy obiektu badawczego pracującego ze zdławionym kanałem gazów wylotowych. Dokonano przy tym dwóch symulacji, które zgodnie z rys. 20 ograniczały przepływ gazów wylotowych o 27% i 86%.

Średnie wartości zmian parametrów mierzonych podczas eksperymentu w stosunku do parametrów uzyskanych z obiektu badawczego uznanego za sprawny zilustrowano na rys. 21, 22 i 23 liniami w kolorze czerwonym i zielonym.

Dławienie kanału wylotowego powoduje wzrost oporów przepływu, które w konsekwencji powodują wzrost ciśnienia gazów wylotowych za wszystkimi cylindrami obiektu badawczego. Stan ten powoduje pogorszenie ogólnie rozumianych warunków wymiany ładunku w cylindrach silnika oraz warunków procesu spalania. Wykonane pomiary eksperymentalne nie pozwalaja na analize zjawisk zachodzących w cylindrach silnika. Jest to spowodowane brakiem możliwości technicznych pomiarów szybkozmiennych parametrów procesu spalania. Można jednak zauważyć, że zgodnie z danymi prezentowanymi na rys. 22a dławienie kanału wylotowego powoduje wzrost zużycia paliwa. Zużycie paliwa w obiekcie badawczym rosło wraz z wielkością dławienia oraz spadkiem obciążenia silnika. Dławienie kanału wylotowego poprzez obrót płyty dławiącej o 21° powodowało średni wzrost jednostkowego zużycia paliwa o 3,7%. Zwiększenie dławienia kanału wylotowego powodowało dalszy wzrost zużycia paliwa do średniej wartości 8,2% dla całego rozpatrywanego zakresu obciążeń silnika. Efektem wzrostu zużycia paliwa jest ilustrowany na rys. 22c wzrost średniego ciśnienia indykowanego. Należy zaznaczyć, że pogorszenie warunków wymiany ładunku w cylindrach powoduje, że pomimo wzrostu zużycia paliwa i średniego ciśnienia indykowanego nie zaobserwowano znaczących zmian ciśnienia maksymalnego. Zgodnie z wynikami prezentowanymi na rys.

22d wzrost dławienia kanału wylotowego powoduje zmiany maksymalnego ciśnienia indykowanego w stosunku do pracy obiektu badawczego uznanego za sprawny nieprzekraczające 2%. Efektem wzrostu zużycja paliwa jest wzrost temperatury gazów wylotowych za wszystkimi cylindrami. Na rys. 23a można zaobserwować wzrost temperatury gazów wylotowych, który jest proporcjonalny do wielkości dławienia kanału wylotowego. Równocześnie ze wzrostem zużycia paliwa następuje wzrost nateżenia przepływu powietrza doładowujacego. Trzeba jednak zaznaczyć, że wspomniany wzrost ilości przepływającego powietrza nie jest proporcionalny do wzrostu zużycia paliwa. Dławienie kanału wylotowego wymusza pracę turbiny w warunkach zwiększonego ciśnienia. Powoduje to zwiekszenie jej wydajności i wzrost ciśnienia powietrza doładowującego zgodnie z wynikami zaprezentowanymi na rys. 21. Największy wzrost ciśnienia powietrza zaobserwowano podczas pracy obiektu badawczego z najmniejszym rozpatrywanym obciażeniem. Maksymalne dławienie kanału wylotowego powodowało w tym punkcie pracy silnika wzrost ciśnienia o 14%. Zaobserwowano również wzrost temperatury powietrza doładowującego, ale tylko w przypadku dużego dławienia kanału wylotowego. Konsekwencją wspomnianych uwarunkowań było zmniejszenie wartości współczynnika nadmiaru powietrza. Które zgodnie z rys. 22b jest proporcjonalne do wielkości dławienia kanału wylotowego. Efektem tego stanu rzeczy jest spalanie mieszaniny bogatszej w paliwo w stosunku do pracy silnika uznanego za sprawny. Zjawisko to jest wyraźne szczególnie podczas pracy silnika z relatywnie małym obciążeniem.

Z tego powodu można zaobserwować wzrost jednostkowej emisji CO podczas pracy silnika z relatywnie małymi obciażeniami. Wzrost obciażenia powoduje, że ilość powietrza dostarczanego do cylindra wzrasta, przez co wartości współczynnika nadmiaru powietrza są bliższe zaobserwowanym podczas pracy obiektu badawczego uznanego za sprawny. Dlatego też, zgodnie z danymi z rys. 23b, emisja jednostkowa CO zaobserwowana podczas pracy silnika z dużym obciażeniem jest zbliżona do wartości obserwowanych dla silnika uznanego za sprawny. Mniejsze dławienie kanału wylotowego skutkuje nawet obniżeniem emisji jednostkowej CO o ponad 25%. Zgodnie z rys. 23c spadek obciążenia silnika i wzrost wielkości dławienia kanału wylotowego powoduja wzrost emisji CO₂. Na rys. 23d zaprezentowano charakterystykę zmian emisji jednostkowej NOx wraz z dławieniem kanału wylotowego. Zgodnie z przedstawionymi danymi dławienie kanału wylotowego powoduje wzrost emisji jednostkowej NOx w całym rozpatrywanym zakresie obciażeń obiektu badawczego. Wzrost wielkości dławienia powoduje również zwiększenie emisji NOx. Dla mniejszej wielkości dławienia kanału wylotowego zaobserwowano średni wzrost emisji NOx o 2,7%. Wzrost wielkości dławienia spowodował zwiększenie emisji NOx średnio o 6,7% w stosunku do emisji z silnika uznanego za sprawny. Można przypuszczać, że wzrost emisji NOx jest spowodowany zwiększoną dawka paliwa, jednak wyniki pomiarów eksperymentalnych nie pozwalają na uzyskanie pewności co do przyczyny wzrostu emisji NOx.

3.3. Podsumowanie wyników badań eksperymentalnych

Przeprowadzone badania eksperymentalne polegały na pomiarach parametrów pracy obiektu badawczego wraz analizą gazów wylotowych. Podczas badań dokonano symulacji niesprawności układu wymiany ładunku i aparatury wtryskowej paliwa w celu przeanalizowania wpływu wspomnianych niesprawności na skład gazów wylotowych. Wyniki badań eksperymentalnych pozwoliły na określenie jakościowych zależności między symulowanymi niesprawnościami obiektu badawczego a składem gazów wylotowych.

W tabeli 5 zaprezentowano wpływ symulowanych niesprawności obiektu badawczego na zmiany udziałów NOx, CO i CO₂ oraz zmiany temperatury gazów wylotowych zmierzone za cylindrami silnika. Zgodnie z prezentowanymi wynikami wszystkie symulowane niesprawności wpływały na skład gazów wylotowych. Również zmiany temperatury gazów wylotowych pozwalają na identyfikację cylindra, w którym nastąpiły zmiany procesu spalania spowodowane symulowaną niesprawnością. Uzyskane wyniki pomiarów pozwalają na klasyfikację niesprawności silnika z zastosowaniem np. drzew klasyfikacyjnych [77]. Należy również zaznaczyć, że prezentowane w tabeli 5 jakościowe zmiany są charakterystyczne i unikalne dla symulowanych niesprawności. Oznacza to, że umożliwiają identyfikację niesprawności.

Niestety, zgodnie z przedstawionymi wynikami, nie we wszystkich przypadkach rozpatrywanych niesprawności udało się jednoznacznie określić mechanizm zmian wartości rozpatrywanych parametrów z symulowanymi niesprawnościami. Przyczyna tego stanu rzeczy jest brak możliwości analizy procesu spalania w cylindrach silnika umożliwiającej określenie warunków rozpylania i parowania paliwa, samozapłonu i rozprzestrzeniania się płomienia w przestrzeni cylindrowej. Należy również podkreślić, że symulowane niesprawności układów funkcjonalnych obiektu badawczego powodują zmiany w organizacji procesu roboczego, których efektem jest zmiana sprawności silnika. Zmiana ta jest kompensowana przez regulator obrotów zmienioną dawką paliwa w stosunku do pracy silnika uznanego za sprawny. A wiec podczas badań eksperymentalnych obserwowano skumulowany efekt, wynikający ze zmiany dawki paliwa podawanej do cylindrów silnika i zmian parametrów pracy silnika, będących skutkiem samej niesprawności. Zdaniem Autora jest to główna przyczyna niejednoznaczności w interpretacji wyników eksperymentu. Możliwe jest natomiast dokonanie pewnych uogólnień. Zgodnie z uzyskanymi wynikami pomiarów poziomu emisji jednostkowej CO₂ jest zależny od zużycia paliwa przez silnik. Wspomniana korelacja nie jest jednak liniowa, ponieważ węgiel pochodzący z paliwa ulega utlenianiu do CO₂, ale jest zawarty również w innych składnikach gazów wylotowych. Są to głównie CO, niespalone węglowodory oraz sadza. Niestety zastosowany analizator nie był wyposażony w czujnik do pomiaru węglowodorów. Podczas eksperymentu nie dokonywano również pomiarów sadzy.

Symulowana niesprawność	CO2 [%]	CO [ppm]	NOx [ppm]	Temp. spalin za cylindrem nr 2	Temp. spalin za cylindrami nr 1 i 3
Dławienie kanału gazów wylotowych	-	^*	-	↑	↑
Dławienie kanału dolotowego powietrza	Î	Î	↑	↑**	↑**
Opóźnienie wtrysku paliwa do cylindra	\downarrow	\downarrow	\downarrow	^*	_
Nieszczelność zaworu dolotowego powietrza	↓**	Ŷ	-	^*	_
Nieszczelność zaworu wylotowego	↑ *↓**	↑	↓	↑**	-
Zmniejszenie ciśnienia otwarcia wtryskiwacza paliwa	↑*	↑ *↓**	Ŷ	-	Ŷ
Zwiększenie ciśnienia otwarcia wtryskiwacza paliwa	-	^*	Ŷ	_	↑*
Zakoksowanie otworków wtryskiwacza paliwa	↑*	Ŷ	↑*↓* *	\downarrow^*	↑*
Rozkalibrowanie otworków wtryskiwacza paliwa	^*	-	^*	 ↑	_
Nieszczelność pary precyzyjnej pompy wtryskowej paliwa	↓**	^*	Ļ	Ļ	↑

Tabela 5. Wpływ symulowa	nych niesprawności na	udziały NOx, CO i CO2 w	gazach wylotow	ych [77	1
--------------------------	-----------------------	-------------------------	----------------	---------	---

* - małe obciążenie, ** - duże obciążenie, ↑ - wzrost, ↓ - zmniejszenie, - bez zmian

Ilość emitowanych do atmosfery CO może być uzależniona od wielu czynników. Głównym czynnikiem sprzyjającym powstawaniu tych związków jest oczywiście spalanie mieszanin bogatych w paliwo. Należy jednak zaznaczyć, że mieszanina w cylindrze silnika jest niejednorodna, a stopień niejednorodności, zmienny w czasie i przestrzeni, nie może być sprecyzowany bez analizy procesu spalania. Pochodną wzmiankowanych uwarunkowań jest wpływ procesu przygotowania paliwa na ilość powstających CO. Czas i ilość podawania paliwa do cylindra po zaistnieniu samozapłonu ma istotny wpływ na ilość powstających CO. Ponadto należy zwrócić uwage, że emisji CO sprzyja spalanie w obszarach o obniżonej temperaturze, zazwyczaj usytuowanych w pobliżu ścianek cylindra. Analiza przyczyn zmian emisji jednostkowej NOx również nie we wszystkich przypadkach była pewna i jednoznaczna. Oczywisty jest fakt, że w oparciu o powszechnie znane mechanizmy powstawania NOx [78], [79], [80] można stwierdzić, że ilość emitowanych NOx zależna jest od stężeń molowych tlenu i azotu w mieszaninie palnej, temperatury, ciśnienia i czasu procesu spalania. Wszystkie wymienione czynniki są zmienne w czasie i przestrzeni, dlatego sumaryczna ilość emitowanych NOx jest trudna do przeanalizowania. Należy też pamietać, że reakcje powstawania NOx sa odwracalne. Autor w swoich pracach [81], [82] wykazał, że istnieje możliwość wyznaczenia poziomu emisji NOx dla silnika okrętowego, ale tylko w przypadku jego niezmiennego stanu technicznego i konstrukcji. Wniosek ten został również potwierdzony w pracy [83]. Należy jednak zwrócić uwagę, że zmiana parametrów pracy silnika wyni-

kająca z niesprawności układów funkcjonalnych może przyczynić się do przeciwstawnych zmian parametrów procesu spalania, których efektem może być nieprzewidywalna zmiana emisji jednostkowej NOx. Przykładowo można wykazać, że zwiekszenie ilości powietrza dostarczanego do cylindrów silnika przyczynia się do zwiększonego udziału molowego tlenu i azotu, co powoduje wzrost ilości powstajacych NOx. Z drugiej strony dostarczenie wiekszej ilości powietrza powoduje spalanie mieszaniny ubogiej w paliwo, co skutkuje obniżeniem temperatury procesu. Ponadto wspomniane obniżenie temperatury, które nie może być utożsamiane z temperaturą gazów wylotowych, może powodować obniżenie zawartości NOx w gazach wylotowych. Należy jednak zaznaczyć, że temperatura procesu spalania ma istotny wpływ na poziom emisji NOx. Istnieja przesłanki [76] mówiące, że wielkość temperatury spalania jest uwarunkowana ilościa wtryskiwanego paliwa w korelacji z czasem zapłonu. Można przyjać, że im więcej paliwa zostanie wprowadzone do przestrzeni cylindrowej przed samozapłonem mieszaniny palnej, tym wyższa jest temperatura procesu spalania i większa ilość emitowanych NOx. A więc wczesny wtrysk paliwa i opóźniony samozapłon, spowodowany obniżeniem ilości powietrza w cylindrze i/lub pogorszeniem rozpylania i parowania paliwa, powoduja wzrost emisji NOx.

4. Modelowanie procesu spalania w cylindrach silnika

Przedstawione w rozdziale 3 wyniki badań eksperymentalnych pozwoliły na uzyskanie informacji o wpływie niesprawności wybranych układów funkcjonalnych silnika na skład gazów wylotowych. Możliwe jest zatem wyznaczenie zależności korelacyjnych między parametrami pracy silnika laboratoryjnego a składem gazów wylotowych. Uzyskane wyniki badań nie pozwalają na pełne zrozumienie zjawisk zachodzacych w cylindrach silnika podczas procesu spalania. Przyczyna tego jest brak technicznych możliwości obserwacji parametrów wzmiankowanego procesu. Dostepne sa, co prawda, czujniki, dzieki którym możliwe jest dokonanie pomiarów ciśnienia indykowanego. Należy jednak zaznaczyć, że pomiar ten może być obarczony znacznymi błędami [28], a uzyskany wynik jest średnim ciśnieniem dla całej objętości cylindra. Należy zauważyć, że dostępne metody wizualizacji procesów spalania moga być stosowane tylko w ograniczonym zakresie i wiążą się z ingerencjami w konstrukcję silnika [84]. Z tego powodu zdecydowano się na przeprowadzenie badań opartych na modelowaniu matematycznym zjawisk zachodzących w cylindrach obiektu badawczego oraz układzie wymiany ładunku.

4.1. Opis modelu spalania

Jednym ze sposobów ograniczenia kosztów prac badawczych, rozwojowych i eksploatacyjnych jest zastosowanie CFD, która może być efektywnym narzędziem służącym do analizy i weryfikacji zjawisk zachodzących w przestrzeni cylindrowej silnika i jego innych elementach konstrukcyjnych. Według Drake'a [85] dynamiczny rozwój metod CFD do modelowania procesów zachodzących w silnikach tłokowych rozpoczął się wraz z rozwojem silników o pośrednim wtrysku paliwa. Jak już wzmiankowano, proces uzyskania energii mechanicznej ze spalania paliwa w silniku tłokowym jest złożony. Symulowanie tego procesu wymaga opracowania modeli cząstkowych w tym modelu wtrysku paliwa, rozpadu jego strugi w cylindrze silnika, turbulentnego mieszania z powietrzem, parowania, samozapłonu i spalania. Należy przy tym uwzględnić zmienny rozkład ciśnień, temperatury i prędkości mieszaniny palnej wymuszony wymianą ciepła z elementami konstrukcyjnymi silnika, ruchem tłoka i zaworów cylindrowych oraz samymi zjawiskami procesu spalania. Z tego powodu modele cząstkowe składające się na model całego procesu są stale doskonalone. Najnowsze wersje stosowanych modeli z dużą dokładnością oddają charakterystykę procesów wtrysku i spalania paliwa [86]. Dlatego obecnie każda konstrukcja silnika o zapłonie samoczynnym jest optymalizowana z użyciem komputerowych metod symulacyjnych [87].

Stopień złożoności modelu zawsze uzależniony jest od celu modelowania. Modele 0-wymiarowe, jednostrefowe stosowane są zazwyczaj do analizy energetycznej procesu spalania [14], [88], [89] w całej objętości cylindra. Modele tego typu pozwalają na bilansową ocenę energetyczną silnika. Możliwa jest również analiza związana z emisją związków toksycznych [90], ale tylko dla niezmiennego stanu technicznego. Analiza wpływu zmian konstrukcyjnych silnika lub zmian organizacji procesu roboczego na parametry procesu spalania wymaga zastosowania modeli wielowymiarowych i wielostrefowych [91], [92]. Należy jednak pamiętać, że zastosowanie modeli zjawisk zachodzących w przestrzeni cylindrowej silnika (93], [94], [95].

Poprawne wykonanie analizy numerycznej za pomocą CFD wymaga szczegółowego odwzorowania geometrii przestrzeni cylindrowej obiektu badawczego. Należy przy tym uwzględnić ruch tłoka i zaworów cylindrowych. Model geometryczny musi być ponadto przygotowany z uwzględnieniem parametrów zjawisk zachodzących w modelowanej siatce przestrzennej.

4.1.1. Przygotowanie siatki przestrzennej cylindra obiektu badawczego

Budowa ruchomej siatki przestrzennej przestrzeni cylindrowej silnika wymaga kompromisowego rozwiazania ze względu na dokładność odwzorowania zjawisk zachodzących w cylindrze silnika i czasu obliczeń. Wzrost wielkości zastosowanych objętości skończonych w siatce przestrzennej sprzyja zmniejszeniu wymaganej mocy obliczeniowej, ale powoduje również zmniejszenie dokładności modelowania zjawisk. Problem ten jest szczególnie istotny w przypadku modelowania procesów spalania w relatywnie dużych silnikach okretowych. Zakładając, że średnia średnica kropel paliwa wtryskiwanego do cylindra jest rzędu 10–50 µm, a średnica cylindra rzędu 250 mm, to niezbędne jest stworzenie siatki przestrzennej, która składa się z około 10¹⁵ objetości skończonych. rozumianych w kategoriach metody elementów skończonych. Prezentowana liczba jest oceną szacunkową. W rzeczywistości wielkość i liczba objętości skończonych uzależniona jest od położenia wału korbowego i zaworów cylindrowych. Wielkość ta w połaczeniu ze złożonościa zjawisk zachodzacych w cylindrach silnika powodowałaby zwiększenie czasu obliczeń mierzone w latach, nawet z zastosowaniem najnowszych serwerów obliczeniowych. Czas ten zależy w głównej mierze od mocy obliczeniowej zastosowanego komputera, liczby i złożoności rozwiązywanych równań składających się na modele procesów zachodzących w przestrzeni cylindrowej oraz wielkości i budowy siatki przestrzennej. Jest on o tyle istotny, że obliczenia jednego cyklu w silniku czterosuwowym (720° obrotu wału korbowego) z zastosowaniem czteroprocesorowego serwera obliczeniowego (procesory 8-rdzeniowe, 192 Gb pamięci operacyjnej z 64-bitowym systemem operacyjnym) trwają ponad 500 godzin. Prezentowane dane są prawdziwe dla obliczeń na ruchomej siatce przestrzennej z ograniczoną liczbą objętości skończonych do 10^6 . Z tego powodu konieczne jest ograniczenie liczby zastosowanych objętości skończonych w siatce przestrzennej cylindra silnika.

Realizacja celu pracy wymaga uzyskania dokładnych wymiarów konstrukcji przestrzeni cylindrowej obiektu badawczego, a także uzyskania danych, dotyczących rozrządu zaworów cylindrowych, charakterystyki wtrysku paliwa oraz funkcji ruchu tłoka w cylindrze.

W celu przeprowadzenia analizy czasu obliczeń zdefiniowano trzy przestrzenne siatki ruchome [96]:

- A pełna przestrzenna siatka ruchoma zaprezentowana na rys. 24,
- B przestrzenna siatka ruchoma odpowiadająca wycinkowi cylindra dla jednego otworu wtryskiwacza z uwzględnieniem kształtu tłoka, – rys. 25a,
- C przestrzenna siatka ruchoma jak w przypadku B, ale z uwzględnieniem kształtu wtryskiwacza i otworu montażowego w tłoku – rys. 25b.

Siatkę A przedstawioną na rys. 24 zbudowano dla pełnego cyklu pracy silnika. Wykonano ją w module "Fame Engine Plus" programu AVL Fire w Instytucie Techniki Cieplnej Politechniki Warszawskiej. Dla uzyskania siatki ruchomej przygotowano siatki geometryczne, będące modelami CAD, dla każdego suwu pracy silnika. Modele te zaprezentowano na rys. 24. Podejście takie pozwala na ograniczenie wymaganej mocy obliczeniowej komputera do obliczania zjawisk w kanałach dolotowym i wylotowym podczas suwów pracy silnika, w których wspomniane przestrzenie są odcięte zaworami od przestrzeni cylindrowej.



Rys. 24. Pełna siatka przestrzenna A [96]



Rys. 25. Siatki przestrzenne B i C obejmujące wycinek cylindra silnika [96]



Rys. 26. Modele krawędziowe dla siatki A [96]

Do przygotowania siatek wymagane jest również utworzenie modeli krawędziowych, które wyznaczają poszczególne powierzchnie brzegowe. Modele te zaprezentowano na rys. 26 kolorem zielonym. Wspomniane modele krawędziowe są niezbędne do prawidłowego odwzorowania kształtów przez budowaną siatkę przestrzenną. Ruch tłoka wyznaczono na podstawie geometrii układu korbowo-tłokowego, według zależności opisanej między innymi w [12], natomiast charakterystyka ruchu zaworów na podstawie analizy wymiarów geometrycznych i kształtu układu kinematycznego składającego się z krzywki, rolki, popychacza i konika zaworu cylindrowego. Opis siatki przestrzennej wymaga również zdefiniowania ścian i objętości ruchomych siatki oraz objętości siatki, które zmieniają swój kształt podczas ruchu tłoka i zaworów. Na rys. 27 przedstawiono sposób podziału elementów tłoka, tulei cylindrowej i głowicy cylindra oraz zaworów w celu uzyskania poprawnej siatki ruchomej.

Zgodnie z prezentowanym na rys. 27 modelem geometrycznym elementy w kolorze zielonym zmieniają swoje położenie podczas modelowania procesu spalania. W celu zachowania ciągłości siatki przestrzennej podczas ruchu tłoka i zaworów określa się również elementy ruchomej siatki przestrzennej, które nie poruszają się podczas modelowania, a ulegają deformacjom. Elementy te zilustrowano na rys. 27 kolorem niebieskim. Należy pamiętać, że w rzeczywistości tuleja cylindrowa i trzony zaworów nie deformują się, jednak siatka przestrzenna w tym przypadku opisuje samą przestrzeń cylindrową obiektu badawczego, bez elementów konstrukcyjnych cylindra.



Rys. 27. Odwzorowanie graficzne elementów ruchomych i zmieniających kształt podczas ruchu w siatce A [96]

Budowa ruchomej siatki przestrzennej do modelowania procesów spalania w cylindrze silnika wymaga również zdefiniowania powierzchni i objętości przestrzeni cylindrowej, które w procesie modelowania wykorzystane są do określenia warunków początkowych, warunków brzegowych i średnich wyników modelowania dla wybranych objętości.

Opisane wcześniej uwarunkowania skłoniły do zastosowania przestrzennej siatki ruchomej składającej się z 500 tysięcy objętości skończonych dla suwu pracy obiektu badawczego i 1,5 miliona objętości skończonych w przypadku otwarcia kanałów dolotowego i wylotowego podczas modelowania wymiany czynnika roboczego. Zastosowano przy tym maksymalny rozmiar objętości skończonych równy 8 mm. Należy zaznaczyć, że wielkość objętości skończonych siatki przestrzennej powinna być dobrana z uwzględnieniem zjawisk zachodzących w przestrzeni cylindrowej silnika [97].

Wzrost prędkości przepływu oraz szybkości przebiegu zjawisk zachodzących w przestrzeni cylindrowej silnika, a także ich skala wymusza konieczność znacznego zmniejszenia wymiarów objętości skończonych siatki przestrzennej. Z tego powodu siatkę przestrzenną znacznie zagęszczono w czasie i miejscu wtrysku oraz spalania paliwa. Podobnie postąpiono w przypadku początku otwarcia zaworów cylindrowych w bezpośrednim sąsiedztwie przylgni zaworowych. W obszarach, w których następuje wtrysk i spalanie paliwa siatka została zagęszczona. Rozmiar objętości skończonych w tych obszarach ograniczono do 1–2 mm. W okolicach przylgni zaworów w chwili ich otwierania i zamykania rozmiar objętości skończonych siatki przestrzennej również wymagał zagęszczenia do wymiaru równego 0,125 mm. Na rys. 28 przedstawiono zestawione przekroje osiowe przez siatkę przestrzenną A w chwili początku przepłukania. W wybranym obiekcie badawczym otwarte zawory cylindrowe są usytuowane w podcięciach w tłoku i tulei cylindrowej. Zgodnie z odwzorowaniem geometrycznym zilustrowanym na rys. 29 odległość między powierzchnią zaworu a powierzchnią podcięcia wynosi 1 mm, a odległość między powierzchnią zaworu a powierzchnią tłoka w górnym martwym położeniu 2 mm. Powoduje to znaczny wzrost prędkości przepływu gazów między ściankami zaworów i tłoka. Z tego powodu objętości skończone siatki przestrzennej musiały być w tym miejscu również zagęszczone.



Rys. 28. Przekroje osiowe w siatce A obrazujące zagęszczenie objętości skończonych [96]



Rys. 29. Przekroje prostopadłe w siatce A dla górnego martwego położenia tłoka [96]

Należy również zaznaczyć, że niektóre powierzchnie zaworów cylindrowych i tłoka poruszają się równolegle względem powierzchni tulei cylindrowej. Stosunkowo niewielka odległość między wspomnianymi powierzchniami powoduje "ścinanie" znajdujących się tam objętości skończonych siatki przestrzennej. Aby uniknąć nadmiernej zmiany kształtu objętości skończonych, która może spowodować różnego rodzaju błędy obliczeń, minimalny rozmiar objętości skończonych w tym miejscu zmniejszono do wartości równej 0,25 mm.

Siatki przestrzenne B i C utworzono za pomocą oprogramowania ESE Diesel z pakietu AVL Fire przy założeniu symetrii osiowej przestrzeni cylindrowej. Ponadto przyjęto, że wszystkie zjawiska zachodzące w przestrzeni cylindrowej są ograniczone do wycinka odpowiadającego jednemu otworkowi we wtryskiwaczu. Zgodnie z tabelą 3 wybrany obiekt badawczy jest wyposażony

we wtryskiwacz 9-otworkowy, dlatego siatki B i C stanowia 1/9 całej przestrzeni cvlindrowej. Siatke tego tvpu uzyskuje się poprzez zbudowanie podziału na płaszczyźnie symetrii i obrót tej płaszczyzny w osi cylindra, w tym wypadku o kat równy 40° (360°/9 otworków wtryskiwacza). Zgodnie z rys. 25 siatki B i C podzielono na dwa obszary: obszar przestrzeni cylindrowej o przyjętej średniej wielkości objętości skończonej równej 1 mm oraz zageszczony obszar wtrysku paliwa o średniej wielkości objętości skończonej równej 0.5 mm. Ponadto obie siatki są osiowosymetryczne z podziałem 25 objętości skończonych na obwodzie wycinka przestrzeni cylindrowej. Oznacza to, że objętości skończone znajdujące się bliżej osi symetrii mają rozmiar mniejszy od objętości skończonych znajdujących się w pobliżu tulej cylindrowej. Należy przy tym pamiętać, że geometria siatek przestrzennych B i C pomija ruch zaworów cylindrowych, podciecia pod zawory w tłoku i tulei cylindrowej oraz luz miedzy tłokiem a tuleją cylindrową przed pierwszym pierścieniem tłokowym. Geometria siatki przestrzennej B pomija ponadto kształt rozpylacza paliwa oraz otworu montażowego w centralnej części tłoka. Wymienione uproszczenia geometrii siatek przestrzennych oraz podział jedynie wycinka przestrzeni cylindrowej na objetości skończone pozwalaja na zageszczenie sjatki przestrzennej, co może przyczynić się do zwiększenia dokładności obliczeń. Należy jednak zaznaczyć, że geometria siatek przestrzennych B i C nie pozwala na modelowanie pełnego cyklu pracy silnika. Powodem tego stanu rzeczy jest fakt, że pominiecie geometrii zaworów cylindrowych wraz z kanałami dolotowym i wylotowym nie pozwala na modelowanie wymiany czynnika roboczego.

W tabeli 6 przedstawiono zestawienie parametrów zbudowanych siatek przestrzennych oraz średnie wyniki czasu obliczeń dla tych samych danych wejściowych. Obliczenia były przeprowadzone dla sprężania i spalania w cylindrze, poczynając od 140° przed górnym martwym położeniem tłoka do 130° za górnym martwym położeniem tłoka.

Siatka	A	В	С
Liczba elementów [tysiące]	500-1500	317–396	257–360
Suma iteracji	25110	46458	47604
Średni czas procesora na jedną iterację [s]	11,59	10,67	16,05
Spalanie	3,12	1,29	3,54
Emisja	0,17	0,09	0,23
Równania energii	0,33	0,17	0,47
Równania momentów	0,49	0,24	0,64
Równania ciśnień	3,34	1,01	2,09
Rozpylanie	0,14	5,78	3,63
Chemia spalania	2,83	1,52	4,14
Równania turbulencji	0,69	0,40	0,97

Tabela 6	. Czas	obliczeń	równań	iteracyjnych
----------	--------	----------	--------	--------------

Prezentowane obliczenia były przeprowadzone na tym samym komputerze i z zastosowaniem tych samych równań i danych wejściowych. Czas obliczeń był mierzony za pomocą wewnętrznego modułu oprogramowania AVL Fire.Zgodnie z prezentowanymi wynikami średni czas obliczeń dla jednej iteracji był najdłuższy dla siatki C, a najkrótszy dla siatki B. Oznacza to, że jest on w dużej mierze uzależniony od kształtu poszczególnych objętości skończonych oraz struktury ruchomej siatki przestrzennej. Należy zwrócić uwagę, że na ogólny czas obliczeń ma wpływ również liczba obliczonych iteracji. Zgodnie z przedstawionymi wynikami średnio najlepszą zbieżność obliczeń iteracyjnych uzyskano dla siatki A.

Jak już wcześniej wspomniano, prezentowany średni czas obliczeń wynika również z liczby zaimplementowanych do modelu równań. W tabeli 6 przedstawiono średni czas obliczeń dla poszczególnych modeli składających się na model procesu spalania w silniku, w przeliczeniu na jedną iterację. Prezentowane wyniki pokazują, że rozpatrywane siatki są rozwiązaniami optymalnymi dla wybranych modeli obliczeniowych. Siatka A jest najlepszym rozwiązaniem dla obliczeń wtrysku paliwa, a siatka B dla obliczeń emisji, energii i turbulencji. Zwiększenie dokładności odwzorowania kształtu przestrzeni cylindrowej o kształt rozpylacza paliwa w siatce C spowodowało znaczący wzrost czasu obliczeń dla wszystkich rozpatrywanych równań modelu spalania. Dodatkowym niekorzystnym efektem był wzrost liczby iteracji dla każdego kroku obliczeń.

W tabeli 7 przedstawiono wielkość kroków obliczeniowych dla charakterystycznych etapów pracy silnika wyrażonych w jednostkach odpowiadających kątowemu położeniu wału korbowego (OWK). Przedstawiono również średnią liczbę iteracji potrzebnych do uzyskania wyniku z założoną dokładnością, przypadających na jeden krok obliczeniowy.

Siatka		Α	В	С
Start obliczeń – pierwszy stopień	vszy stopień Liczba kroków obliczeń		10	10
OWK	Liczba iteracji na krok	19,9	74,3	75,2
Sprotonia postonno 110°OWK	Liczba kroków obliczeń	151	119	119
Spręzanie – następne ma Owk	Liczba iteracji na krok	73,6	94,5	50,8
Wtruck notice neatonno 28°O/W/K	Liczba kroków obliczeń	240	240	240
wirysk paliwa – nasiępne zo Owk	Liczba iteracji na krok	22,5	98,0	94,9
Spalania pastanna 106 5°OWK	Liczba kroków obliczeń	213	221	221
Spalarile – naslępne 100,5 Owk	Liczba iteracji na krok	16,3	64,5	66,0
Otwarcie zaworu wylotowego –	Liczba kroków obliczeń	62	41	41
następne 20,5°OWK	Liczba iteracji na krok	50,7	55,9	84,1

Tabela 7. Liczba iteracji dla charakterystycznych etapów obliczeń [96]

Zgodnie z prezentowanymi wynikami zwiększenie kroku obliczeniowego może spowodować skrócenie czasu obliczeń, ale prowadzi do zwiększenia liczby iteracji. Trzeba pamiętać, że stosowanie nadmiernej wielkości kroku obliczeniowego powoduje zmniejszenie zbieżności obliczeń, prowadząc do wzrostu liczby iteracji. Takie postępowanie może spowodować znaczący wzrost czasu obliczeń, a więc efekt odwrotny do zamierzonego. Przykładem tego jest średnia liczba iteracji dla otwarcia zaworu wylotowego silnika. Brak implementacji

71

geometrii zaworów w siatce B i C pozwolił na zmniejszenie liczby kroków obliczeniowych. Pomimo tego nastąpił wzrost średniej liczby iteracji dla jednego kroku. W efekcie czas obliczeń nie uległ znacznemu skróceniu.

Należy pamiętać, że analiza wyboru adekwatnej struktury siatki przestrzennej powinna być przeprowadzona również w oparciu o walidację uzyskanych wyników obliczeniowych z danymi pomiarowymi. Dla siatek B i C nie jest możliwe prowadzenie obliczeń kolejnych cykli procesu roboczego. Zaletą tych siatek jest możliwość szybkiego dostrojenia warunków brzegowych i parametrów modeli cząstkowych procesu spalania. Można więc stwierdzić, że siatki ruchome B i C, oparte na założeniu osiowej symetrii cylindra silnika, nie odwzorowują pełnego kształtu przestrzeni cylindrowej, ale mogą dać szybkie rozwiązanie tylko w przypadku regularnej struktury. Siatki tego typu mogą stanowić wstęp do obliczeń na siatce A. Należy również zwrócić uwagę, że zaletą siatki A jest możliwość obliczenia pełnego pola prędkości, ciśnienia i temperatury przed suwem sprężania z uwzględnieniem przepływu w kierunku prostopadłym do osi cylindra.

Uzyskane wyniki pozwoliły na wysunięcie wniosku, że implementacja kształtu wtryskiwacza i otworu montażowego w tłoku powoduje znaczny wzrost czasu obliczeń. Ponadto modele częściowe pozwalają na szybszą walidację uzyskanych wyników obliczeń. Należy jednak pamiętać, że tylko siatka o pełnej geometrii może być wykorzystana do modelowania procesu wymiany ładunku w cylindrze silnika. Z tego powodu siatki o częściowej geometrii mogą być stosowane tylko w przypadkach, gdy są dostępne parametry początkowe i brzegowe dla procesu spalania w chwili uszczelnienia przestrzeni cylindrowej przez zawory cylindrowe.

Przedstawione uwarunkowania pozwoliły na wybór geometrii i parametrów przestrzennej siatki ruchomej do modelowania procesu spalania w cylindrze obiektu badawczego. Ze względu na konieczność modelowania spalania dla różnej liczby otworków wtryskiwacza (patrz tab. 4) oraz wielkości parametrów warunków początkowych zdecydowano się na zastosowanie siatki A.

4.1.2. Model dostarczania paliwa do cylindra

Układ dostarczania paliwa do cylindra silnika o wtrysku bezpośrednim ma za zadanie przygotowanie ilościowe i jakościowe mieszaniny palnej w czasie odpowiadającym obrotowi wału korbowego silnika o kąt kilkunastu – kilkudziesięciu stopni. W tym czasie paliwo jest dostarczane do cylindra w określonej charakterystyce ilościowej za pomocą wtryskiwacza. Jednocześnie wraz z wtryskiem paliwa zachodzi jego rozpylanie w przestrzeni cylindrowej, parowanie oraz mieszanie z powietrzem. Efektem końcowym tych złożonych procesów jest samozapłon paliwa, który powinien zaistnieć w ściśle określonej chwili pracy silnika. Prawidłowy dobór modelu wtrysku, rozpylania i parowania paliwa wraz z walidacją uzyskanych wyników obliczeń jest warunkiem sukcesu w modelowaniu procesów spalania w cylindrze silnika o zapłonie samoczynnym.



Rys. 30. Schemat budowy zastosowanych wtryskiwaczy paliwa [98]

Model dostarczania paliwa do cylindra wymaga określenia parametrów wtrysku paliwa, które w istotny sposób wpływają na proces spalania, a w konsekwencji na skład gazów wylotowych. Wspomniane parametry wtryskiwanego paliwa to:

- kształt strugi,
- charakterystyka ilościowa,
- temperatura,
- wybór modelu rozpylania i parowania.

Kształt strugi wtryskiwanego paliwa może mieć istotny wpływ na skład gazów wylotowych. Wybór i walidacja modeli cząstkowych rozpylania i parowania paliwa dostarczanego do cylindra silnika okrętowego wymagają danych, które mogą być uzyskane na drodze pomiarów bezpośrednich. W celu zebrania wspomnianych danych dokonano eksperymentu, który polegał na pomiarach wtrysku paliwa w warunkach ciśnienia atmosferycznego. Obiektami badawczymi były wtryskiwacze paliwa z symulowanymi niesprawnościami, których parametry zaprezentowano w tabeli 4. Na rys. 30 zilustrowano schemat rozpylacza paliwa. Wszystkie wtryskiwacze mają średnicę rozpylacza paliwa D = 31 mm oraz średnicę położenia otworków wtryskiwacza d = 7 mm. Celem pomiarów było określenie kąta stożka wtrysku oraz kąta strugi paliwa wydobywającego się z wtryskiwacza. Kąt stożka wtrysku oznaczono na rys. 30 symbolem " ϕ ", natomiast kąt strugi paliwa symbolem " θ ".

Badania polegały na instalacji wtryskiwacza na stanowisku prób oraz wtrysku paliwa w warunkach ciśnienia otoczenia równego 101,6 kPa i temperatury 18°C za pomocą pompy ręcznej. Przebieg wtrysku był rejestrowany za pomocą aparatu cyfrowego o rozdzielczości 3,1 Mpx i częstotliwości 60 klatek/s. Należy pamiętać, że pomiar wspomnianą metodą nie pozwala na określenie pola prędkości i stężenia strugi paliwa, m.in. ze względu na niedostateczną często-
tliwość próbkowania. W celu dokładnej analizy zjawisk zachodzących podczas wtrysku paliwa należałoby dokonać pomiarów w komorze stałociśnieniowej z zastosowaniem anemometrii obrazowej (PIV), laserowo indukowanej fluorescencji (PLIF) lub innych technik wizualizacyjnych [99], [100], [101], [102].

W przypadku braku możliwości wykorzystania tych metod kąt rozwarcia strugi wtryskiwanego paliwa " θ " może być określony półempiryczną zależnością funkcyjną. Jedną z takich zależności zaprezentowano w [11]:

$$tg\frac{\theta}{2} = \frac{4\pi}{18 + 1,68\frac{L}{\varphi}} \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot \rho_g}{\rho_p}}$$
(1)

gdzie:

L – głębokość otworka wtryskiwacza [m],

 ρ_p – gęstość paliwa [kg/m³],

 $\rho_{\rm g}$ – gęstość powietrza otoczenia [kg/m³].

Należy zauważyć, że głębokość otworków wtryskiwacza "L" jest trudna do zmierzenia, a uzyskane wyniki pomiarów mogą być niedokładne.

Z tego powodu dokonano analizy uzyskanego podczas eksperymentu materiału fotograficznego, która pozwoliła na określenie kąta rozwarcia strugi wtryskiwanego paliwa " θ " w warunkach ciśnienia atmosferycznego. Uzyskana w ten sposób wartość może być wykorzystana do obliczenia kąta rozwarcia strugi wtryskiwanego paliwa " θ " w warunkach termodynamicznych panujących w cylindrze pracującego silnika. Należy pamiętać, że obraz fotograficzny jest rzutem zmierzonych wartości, a uzyskane wyniki muszą być skalowane do wartości rzeczywistych. Wyniki pomiarów wyskalowano na podstawie średnicy rozpylacza paliwa "D", zaś kąt położenia strugi paliwa w stosunku do obiektywu określono na podstawie położenia śladu wtryskiwanego paliwa na powierzchni prostopadłej do osi wtryskiwacza. Położenie wspomnianego śladu zmierzono z dokładnością ± 5 mm. Na rys. 31 przedstawiono schemat budowy wtryskiwacza oraz przykładowy materiał fotograficzny dla wtryskiwaczy prezentowanych w tab. 4 i oznaczonych literami A oraz D.

Wyniki pomiarów i obliczeń przedstawiono w tab. 8. Przeprowadzono również analizę błędów, z której wynika, że zastosowana metoda pomiarowa pozwoliła na określenie kąta stożka wtrysku paliwa " φ " z dokładnością równą $\pm 2^{\circ}$ oraz kąta rozwarcia strugi wtryskiwanego paliwa " θ " z dokładnością równą $\pm 0.46^{\circ}$.

Wtryskiwacz	Α	В	С	D	E
Kąt φ [°]	144	148	147	161	146
Kąt θ[°]	6,0	5,8	5,2	8	6,0

Tabela 8. Wyniki pomiarów wtryskiwaczy

Analiza zależności (1) pokazuje, że kąt rozwarcia strugi wtryskiwanego do cylindra paliwa jest funkcją głębokości otworka "*L*". Należy zaznaczyć, że wszystkie wtryskiwacze zastosowane w symulacjach niesprawności silnika mają zbliżoną konstrukcję. Jedynie wtryskiwacz D ma większą średnicę otworków. W związku z tym wyniki kątów, zmierzone dla pozostałych wtryskiwaczy i przedstawione w tab. 8 są do siebie zbliżone. Zgodnie z zależnością (1) wartość kąta " θ " uwarunkowana jest również stosunkiem gęstości paliwa do gęstości ośrodka, do którego paliwo jest wtryskiwane. Zmiana ciśnienia ośrodka, do którego następuje wtrysk paliwa, również ma wpływ na kształt strugi paliwa [103].



Rys. 31. Schemat pomiaru wtryskiwacza oraz przykładowy zapis fotograficzny wtryskiwacza A i D zgodnie z oznaczeniami z tabeli 8

Zgodnie z wynikami badań, prezentowanymi w [104] i [105] wzrost ciśnienia ośrodka od 1 do 4 MPa może spowodować nawet 50% wzrost kąta " θ " przy jednoczesnym skróceniu zasięgu wtryskiwanej strugi paliwa [106]. Wynika stąd wniosek, że zmierzone wartości kątów, przedstawione w tab. 8 są wartościami jedynie orientacyjnymi. Ponadto prace nad przebiegiem wtrysku paliwa do cylindra silnika wykazują, że kształt strugi paliwa zależy również od kształtu [107], [108] i położenia otworków wtryskiwacza [109], [110], [111], kształtu krawędzi otworków [112], [113], [114], własności paliwa [115], [116], [117], ruchu mas w ośrodku [118], [119] i przebiegu procesu parowania paliwa [120], [121]. Należy jednak zaznaczyć, że kąt wtrysku " θ " nie ulega znacznym zmianom wraz z przebiegiem wtrysku [100].

Charakterystyka ilościowa wtrysku paliwa do cylindrów ma istotny wpływ na przebieg procesu spalania i skład gazów wylotowych. Z tego powodu

konieczne jest określenie i zaimplementowanie do modelu następujących parametrów procesu wtrysku paliwa:

- początku wtrysku paliwa,
- czasu wtrysku paliwa,
- charakterystyki wtrysku paliwa,
- temperatury wtryskiwanego paliwa.

Jak już wcześniej wspomniano, w klasycznej konstrukcji aparatury paliwowej silnika o zapłonie samoczynnym poczatek wtrysku paliwa do cylindrów jest stały i zależy od katowego położenia wału rozrządu. Koniec wtrysku jest determinowany położeniem listwy paliwowej, powodującej obrót tłoczków pomp wtryskowych typu Boscha. Nie ulega wątpliwości, że określenie początku wtrysku paliwa do cylindra jest niezbędne do prawidłowego modelowania procesu spalania. W celu określenia katowego położenia wału korbowego obiektu badawczego, dla którego następuje poczatek wtrysku paliwa do cylindra przeprowadzono prosty eksperyment, polegający na instalacji pionowej rurki szklanej na króciec tłoczny pompy wtryskowej. Średnica rurki wynosiła około 7 mm, a sama rurkę wypełniono paliwem. Po takich przygotowaniach dokonano ręcznego obrotu wału korbowego silnika. Kątowe położenie wału korbowego dla początku wtrysku paliwa odczytano dla chwili, w której rozpoczał się wzrost poziomu paliwa w rurce szklanej. Odczytu dokonano z dokładnościa 0,5°OWK, zgodnie z cechami naniesionymi na koło zamachowe obiektu badawczego. W wyniku dokonanych obserwacji ustalono kat poczatku wtrysku paliwa do cylindrów obiektu badawczego równy 18° przed górnym martwym położeniem tłoka.



Rys. 32. Metoda wyznaczania masowej charakterystyki wtrysku paliwa: a) przykładowa charakterystyka ciśnienia wtrysku paliwa, b) uzyskana masowa charakterystyka wtrysku paliwa

Czas oraz charakterystyka wtrysku paliwa do cylindrów obiektu badawczego obliczono na podstawie analizy charakterystyki ciśnienia paliwa zmierzonej na przewodach paliwowych przed wtryskiwaczami obiektu badawczego. Na rys. 32a zaprezentowano przykładową charakterystykę ciśnienia wtrysku paliwa zarejestrowaną podczas pracy obiektu badawczego uznanego za sprawny z obciążeniem równym 250 kW. Na przedstawionej charakterystyce wyznaczono linię poziomą określającą ciśnienie otwarcia wtryskiwacza. Założono więc, że charakterystyka ciśnienia paliwa znajdująca się powyżej linii poziomej, określającej ciśnienie otwarcia wtryskiwacza, jest proporcjonalna do charakterystyki wtrysku paliwa. Należy pamiętać, że założenie to jest słuszne w przypadku pominięcia bezwładności elementów ruchomych wtryskiwacza oraz opóźnienia wtrysku paliwa wynikającej z długości i kształtu przewodu hydraulicznego między czujnikiem pomiarowym a wtryskiwaczem. Istotny jest tu fakt, że ciśnienie otwarcia wtryskiwaczy podczas pomiarów eksperymentalnych nie przekraczało 35 MPa. Z tego powodu przyjęto, że wpływ zjawisk falowych w paliwie przepływającym przez wysokociśnieniowy przewód paliwowy jest pomijalnie mały dla charakterystyki ilościowej wtryskiwanego do cylindra paliwa.

Masa wtryskiwanego paliwa przypadająca na jedną dawkę paliwa w cylindrze obliczono na podstawie pomiaru zużycia paliwa, natomiast charakterystykę wtrysku paliwa wyznaczono na podstawie charakterystyki ciśnienia wtrysku wyznaczonej zgodnie z rys. 32a. Przyjęto przy tym, że zgodnie z równaniem Bernoulliego strumień masy wtryskiwanego do cylindra paliwa jest proporcjonalny do pierwiastka z różnicy ciśnień wg zależności:

$$\dot{m} = f\left(\sqrt{\left(p_w - p_c\right)}\right) \tag{2}$$

gdzie:

 \dot{m} – strumień masy paliwa w [g/s], p_w – ciśnienie wtrysku w [Pa],

 p_c – ciśnienie w cylindrze w [Pa].

Wyniki obliczeń przykładowej charakterystyki dawki paliwa wyznaczonej dla obiektu badawczego uznanego za sprawny i pracującego z obciążeniem równym 250 kW zaprezentowano na rys. 32b.

W rozpatrywanym obiekcie badawczym wtryskiwacze paliwa są chłodzone wodą pochodzącą z wysokotemperaturowego obiegu chłodzenia. Z tego powodu **temperaturę paliwa wtryskiwanego do cylindra** przyjęto równą temperaturze wody chłodzącej zmierzonej za silnikiem.

Wybór modelu rozpylania i parowania paliwa został w prezentowanej pracy dokonany na podstawie analizy wyników obliczeń opartych na siatce przestrzennej o uproszczonej budowie. Przedstawione badania eksperymentalne pozwoliły na uzyskanie podstawowych danych wejściowych pozwalających na określenie parametrów wtrysku paliwa do cylindrów silnika. Dane te umożliwiają modelowanie procesu rozpylania i parowania paliwa w cylindrach obiektu badawczego. Dostępne w literaturze modele rozpylania paliwa opierają się zazwyczaj na analizie rozpadu i parowania pojedynczych kropel paliwa [122], [123]. Szerszą klasyfikację i opis modeli można znaleźć między innymi w [99] i [124].

W prezentowanej pracy rozpatrywano cztery modele rozpylania paliwa:

- model TAB [125],
- model Chu [126],
- model FIPA [127],
- model WAVE [128].

Warunki rozpadu strugi paliwa w modelu TAB (ang. *Taylor Analogy Breakup*) są opisane za pomocą bezwymiarowego współczynnika. Jego wartość zależy od gęstości paliwa i ośrodka, lepkości paliwa, prędkości kropli względem ośrodka oraz początkowej średnicy kropli. Jeżeli wartość wspomnianego współczynnika jest większa od jedności, kropla rozpada się, a powstające w wyniku rozpadu krople oddalają się od siebie w kierunku prostopadłym do kierunku wtrysku paliwa z prędkością równą prędkości oscylacji kropli sprzed rozpadu. Rozkład średnich średnic kropel, określanych według metody Sautera [11], w tym modelu przyjęto jako χ^2 , choć metodyka modelu TAB zezwala na zastosowanie innych funkcji rozkładu.

Model Chu określa wielkość kropel wtryskiwanego paliwa w oparciu o funkcję wykładniczą zależną od wartości liczby Webera, prędkości paliwa względem ośrodka oraz jego gęstości. W modelu tym krople paliwa ulegają rozpadowi, jeżeli liczba Webera ma wartość mniejszą niż 12.

Model FIPA (fr. *Fractionnement Induit Par Acceleration*) składa się z dwóch modeli: modelu początkowego rozpadu kropel (ang. *primary brake-up*) oraz rozpadu wtórnego (ang. *secondary brake-up*). Z założenia modelu FIPA początkowy rozpad kropel paliwa opiera się na modelu WAVE, przedstawionym dalej. Należy zaznaczyć, że wpływ tego modelu na parametry rozpylania paliwa maleje ze wzrostem ciśnienia wtrysku paliwa. Rozpad wtórny kropel paliwa opisany jest wartością funkcji podanej w pracy [130]. Wartość wspomnianej funkcji zależna jest od wartości liczby Webera i określa bezwymiarowy czas rozpadu kropel paliwa w płynie nielepkim. Przejście między modelami jest arbitralnie ustalone dla liczby Webera równej 1000.

W modelu WAVE początkowa średnica kropel paliwa wtryskiwanego do cylindra równa jest średnicy otworka wtryskiwacza. Na powierzchnię kropli zaczynają oddziaływać siły pochodzące od otoczenia i powierzchni otworka wtryskiwacza, które powodują zaburzenie powierzchni kropli. W wyniku tego stanu rzeczy kropla paliwa rozpada się na mniejsze. Promień wynikowy kropel jest określony w modelu WAVE poprzez iloczyn długości fali oddziaływań i stałej C₁, której wartość została ustalona przez autorów modelu na 0,61 [128]. Czas rozpadu kropel jest również funkcją długości fali oraz wartości promienia początkowego kropli, współczynnika wzrostu fali i stałej wartości C₂ [129] wyznaczonej przez autora modelu na drodze badań doświadczalnych. Długość fali i współczynnik wzrostu fali określono zależnością funkcyjną, w oparciu o temperaturę paliwa, promień początkowy kropli, gęstość gazu i wartości liczb podobieństwa Webera i Reynoldsa.

W prezentowanej pracy zastosowano modyfikację Wakisaki [131] modelu WAVE. Wakisaka zauważył, że wartości współczynników C_1 i C_2 uzależnione są od panującego ciśnienia w cylindrze silnika. Z tego powodu wartości obu współczynników ulegały zmianom wraz ze zmianami ciśnienia w cylindrze silnika.

Parametry termodynamiczne ładunku w cylindrze silnika powodują parowanie paliwa, które odbywa się równocześnie z jego rozpylaniem. W prezentowanej pracy zastosowano model parowania paliwa Dukowicza [132]. Model ten opiera się na standardowych równaniach przepływu masy i energii. Definiuje on strumień par paliwa z wtryskiwanych kropel w oparciu o współczynniki przewodzenia ciepła i dyfuzji masy parującego paliwa do otaczającego kroplę powietrza. Model Dukowicza opisuje wspomniane zjawiska przy założeniu kulistego kształtu kropli oraz nieściśliwego otoczenia. Przyjęta jest w nim stała temperatura i warunki przejmowania ciepła na powierzchni kropli.

W celu określenia wpływu rozpatrywanych modeli na wyniki modelowania rozpylania i parowania paliwa dokonano wstępnego modelowania na uproszczonej siatce przestrzennej. Takie podejście umożliwia analizę wpływu zastosowanych modeli rozpylania i parowania paliwa na parametry strugi paliwa bez konieczności przeprowadzania długotrwałych obliczeń pełnego procesu spalania.

Zebrane dane eksperymentalne pozwoliły na sporządzenie trójwymiarowego modelu rozpylania i parowania paliwa. W tym celu sporządzono siatkę przestrzenną w postaci walca o średnicy 200 mm składającą się z 512 000 objętości skończonych. W osi walca umieszczony został wtryskiwacz. Dokonano obliczeń dla prezentowanych modeli rozpylania i parowania paliwa z krokiem obliczeń równym $2 \cdot 10^4$ sekundy. Przyjęto ciśnienie i temperaturę ośrodka zgodnie z parametrami otoczenia, zarejestrowanymi podczas pomiarów wtrysku paliwa w warunkach atmosferycznych. Początkową wartość średnicy kropel wtryskiwanego paliwa przyjęto równą 0,325 mm, co odpowiada średnicy otworka wtryskiwacza typu A, zgodnie z parametrami prezentowanymi w tab. 4. Dalszy rozpad kropel paliwa opisano metodą Lagrange'a [133] zgodnie z przedstawionymi modelami wtrysku i parowania paliwa. Do obliczeń zastosowano pakiet oprogramowania Fire firmy AVL.

Na rys. 33 przedstawiono przykładowy rozkład kropel strugi paliwa dla parametrów odpowiadających warunkom eksperymentu oraz modeli TAB i Dukowicza po czasie 0,4 ms, 0,6 ms, 0,8 ms i 1 ms mierzonym od początku wtrysku paliwa.

Zgodnie z przedstawionymi wynikami wzrost odległości strugi paliwa od rozpylacza powoduje rozdrobnienie strugi paliwa. Należy zauważyć, że czas wtrysku ma istotny wpływ na średnią średnicę kropel paliwa, w tym przypadku określoną metodą Sautera. Dla prezentowanych modeli TAB i Dukowicza średnia średnica kropel paliwa oscyluje między 24 µm dla początku wtrysku do 13 µm po czasie 1,4 ms. Zwiększenie propagacji strugi paliwa w czasie powoduje rozpad kropel na coraz drobniejsze frakcje oraz parowanie kropel. Należy zazna-czyć, że wzrost ciśnienia i temperatury w cylindrze silnika spowoduje intensyfi-

kację wspomnianych zjawisk. Z tego powodu należy przypuszczać, że spadek średniej średnicy kropel paliwa wraz z czasem wtrysku będzie wyraźniejszy w warunkach odpowiadających panującym w cylindrze pracującego silnika.



Rys. 33. Rozkład wtrysku paliwa dla modelu rozpylania TAB i modelu parowania Dukowicza

Na rys. 34a przedstawiono wartości średniej średnicy kropel paliwa dla wszystkich rozpatrywanych modeli rozpylania paliwa i wtryskiwacza o parametrach odpowiadających wtryskiwaczowi A z tabeli 4. Zgodnie z prezentowanymi wynikami wartość średniej średnicy kropel maleje wraz z czasem wtrysku. Taki trend można również zaobserwować między innymi w pracy [134], prezentującej wyniki pomiarów i modelowania. Zgodnie z prezentowanymi wynikami największe różnice między wynikami uzyskanymi z różnych modeli występują w początkowej fazie wtrysku paliwa. Opis procesu rozpylania modelem FIPA daje największe rozdrobnienie kropel paliwa. Zbliżone wyniki uzyskano również dla modelu TAB. Wyniki średniej średnicy kropel paliwa z zastosowaniem modelu Chu są kilkukrotnie większe w początkowej fazie wtrysku paliwa.



Rys. 34. Wyniki modelowania rozpylania i parowania paliwa: a) średnia średnica kropel oraz b) masa parującego paliwa

Na uwage zasługują wyniki modelowania wtrysku paliwa z zastosowaniem modelu WAVE. Zgodnie z przedstawionymi wynikami średnia średnica kropel paliwa jest największa dla całego rozpatrywanego okresu wtrysku. Oznacza to, że wyniki obliczeń z zastosowaniem modelu WAVE dają spowolnione rozpylanie paliwa w stosunku do pozostałych prezentowanych modeli. Należy również zwrócić uwagę, że zgodnie z wynikami prezentowanymi w [135] zastosowanie modelu WAVE powoduje uzyskanie wyników wolniejszego parowania paliwa. Na rys. 34b zilustrowano mase parującego paliwa obliczoną z zastosowaniem rozpatrywanych modeli rozpylania paliwa. Obliczenia przeprowadzono dla niezmiennej masowej charakterystyki wtrysku paliwa oraz standardowych wartości współczynników walidacyjnych modeli. Jak już wcześniej wspominano, we wszystkich przypadkach zastosowano model parowania Dukowicza. Zgodnie z przedstawionymi wynikami wielkość i rozkład kropel paliwa w strudze ma istotny wpływ na ilość parującego paliwa. Analiza opisu matematycznego parowania w modelu Dukowicza wykazała, że ilość parujacego paliwa jest proporcjonalna między innymi do powierzchni kropel paliwa. Z tego powodu malejąca w czasie wtrysku średnia średnica kropel paliwa przyczynia się do wzrostu ilości parującego paliwa.

4.1.3. Model spalania

Matematyczny opis wtrysku, rozpylania i parowania paliwa pozwala na modelowanie procesu spalania w przestrzeni cylindrowej silnika. W literaturze przedmiotu opisanych jest wiele modeli tych procesów, jednak w ostatnich 10 latach najbardziej rozpowszechnione modele opierają się na modelach koherentnych (ang. *Coherent Flame Models* – CFM) [136]. Modele te opisują proces spalania przy założeniu, że skala przebiegu reakcji chemicznych jest wielokrotnie mniejsza od zjawisk związanych z turbulentnym przepływem mas mieszaniny gazów w cylindrze silnika. Założenie to pozwala na oddzielny opis obu wspomnianych zjawisk. W związku z tym w modelach CFM zakłada się, że

reakcje chemiczne zachodza tylko w stosunkowo cienkiej warstwie płomienia, którego kształt i położenie w przestrzeni cylindrowej zależą od turbulentnego rozprzestrzeniania się mas mieszaniny gazów. Prezentowane podejście zostało wykorzystane przez Colina i Benkenide [87]. Zmodyfikowany przez wspomnianych autorów model, nazwany Tree Zone Extended Coherent Flame Model (ECFM-3Z lub 3Z-ECFM), pozwala na uzyskanie poprawnych wyników modelowania procesu spalania również dla silników z zapłonem samoczynnym. Model ten zakłada, że zapłon i spalanie przebiegają w pewnej objętości, która zawiera homogeniczną mieszaninę paliwa i powietrza. Proporcje mieszaniny ustalane sa na podstawie wyników obliczeń opartych na równaniach turbulentnego mieszania odparowanego paliwa z powietrzem oraz powstałej mieszaniny z powietrzem i produktami procesu spalania. Schemat modelu 3Z-ECFM, sporządzony na podstawie [87], zaprezentowano na rys. 35. Samozapłon mieszaniny następuje po czasie określonym opóźnieniem samozapłonu. Wspomniane opóźnienie samozapłonu " τ " jest określona przez temperaturę "T" rozpatrywanej objetości skończonej, gestość mieszaniny palnej " ρ " oraz stężenie molowe tlenu $[O_2]$ i paliwa [Pal] dla objętości skończonych ruchomej siatki przestrzennej, obejmujących warstwę palną. Czas opóźnienia samozapłonu jest określony następującą zależnością [137]:

$$\tau = 4,804 \cdot 10^{-8} \cdot [O_2]^{-0,53} \cdot [Pal]^{0,05} \cdot [\rho]^{0,13} \cdot e^{\frac{5914}{T}}$$
(3)

Po osiągnięciu czasu liczonego od początku wtrysku i obliczonego zgodnie z równaniem (3) następuje samozapłon paliwa. Rozprzestrzenianie się płomienia w przestrzeni cylindrowej opisane jest modelem 3Z-ECFM, przy czym obszary przestrzeni cylindrowej objęte płomieniem są definiowane modelem emisji opartym o reakcje utleniania paliwa.

Wyniki modelowania procesu spalania w silnikach o zapłonie samoczynnym z zastosowaniem modelu 3Z-ECFM zostały zweryfikowane w wielu pracach badawczych. Mobasheri i in. [138], [139] zastosowali model 3Z-ECFM do badania strategii wtrysku paliwa do silników z zapłonem samoczynnym w celu zredukowania emisji NOx i sadzy. Wspomniani autorzy dokonali modelowania procesu spalania dla silnika o pojemności skokowej jednego cylindra równej 2,5 dm³ i zaproponowali tzw. Homogeneity Factor. Współczynnik ten pozwala na ocenę mieszania paliwa z powietrzem i spalania w przestrzeni cylindrowej silnika o zapłonie samoczynnym. Taghavifar i in. [140] zastosowali model 3Z-ECFM do badania możliwości modyfikacji kształtu komory spalania stosunkowo małego silnika spalinowego. Modyfikacje, opierające się na zmianie kształtu denka tłoka, pozwoliły na optymalizację przygotowania mieszaniny palnej, samozapłonu i charakterystyki emisji. Model 3Z-ECFM był również przydatny do analizy egzergetycznej stosunkowo małego, szybkoobrotowego silnika dwupaliwowego [141] oraz oceny emisji NOx z silnika tłokowego w czasie rzeczywistym [142]. Model 3Z-ECFM wraz z modelem rozpylania opartym na hybrydowym opisie

Eulera–Lagrange, z powodzeniem zastosowano również do modelowania procesu wtrysku i rozpylania paliwa [143]. Prezentowane prace pokazują szerokie możliwości zastosowania modelu 3Z-ECFM do modelowania procesów spalania w przestrzeniach cylindrowych silników z zapłonem samoczynnym.



Rys. 35. Schemat spalania w modelu 3Z-ECFM

W prezentowanym modelu zastosowano opis Eulera [133]. W uproszczeniu polega on na tym, że w opisie matematycznym układ współrzędnych przypisany jest do przestrzeni cylindrowej. Paliwo parujące zgodnie z modelem Dukowicza miesza się z powietrzem w przestrzeni cylindrowej. Ilość i skład mieszaniny w każdej objętości skończonej ruchomej siatki przestrzennej są obliczane na podstawie uśrednionych równań Naviera-Stokesa i ciągłości przepływu. Do uśrednienia przepływu turbulentnego w objętościach skończonych zastosowano model k-zeta-f zaproponowany przez Hanjalica, Popovaca

i Hadziabdica w 2004 roku [144]. Posłużono się przy tym iteracyjnym algorytmem obliczeniowym SIMPLE (ang. Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) [145], [146] do korekcji ciśnień w objętościach skończonych. Dokonano przy tym doboru współczynników podrelaksacji (ang. under relaxation factors) dla każdego z rozpatrywanych równań bilansowych i każdego położenia wału korbowego. Dobór wspomnianych współczynników pozwolił na uzyskanie poprawnych wyników w nie wiecej niż 100 iteracji dla każdego równania, przy założonej dokładności obliczeń na poziomie 1%. Do obliczeń wartości parametrów z równań bilansowych zastosowano metody rozwiązywania równań hiperbolicznych pierwszego rzedu w postaci schematu różnicowego "upwind" [147] do obliczania bilansów energii i przepływów turbulentnych oraz schematu różnicowego centralnego [148] do obliczania równań ciągłości przepływu. Zdefiniowano również zmienny krok obliczeń. Podczas suwu spreżania krok obliczeń był równy 1° kątowego położenia wału korbowego. Krok ten ulegał zmniejszeniu do wartości 0,02° położenia wału korbowego w chwili rozpylania paliwa, zapłonu i początku otwarcia zaworu wylotowego. Średnia liczba kroków obliczeń w zależności od symulowanej niesprawności obiektu badawczego wynosiła od 688 do 782 w przypadku obliczeń rozpoczynających się od początku wtrysku paliwa do chwili otwarcia zaworu gazów wylotowych i około 2830 dla pełnego obrotu wału korbowego.

4.1.4. Model emisji

Jak już wcześniej wzmiankowano, w modelu 3Z-ECFM reakcje chemiczne procesu spalania zachodzą w stosunkowo niewielkiej objętości przestrzeni cylindrowej na mieszaninie homogenicznej paliwa i powietrza. Do modelowania przyjęto zastępczy skład paliwa w postaci mieszaniny węglowodorów o równaniu sumarycznym C₁₃H₂₃. Zastosowano również równania stechiometryczne do wyznaczenia stężeń molowych związków chemicznych biorących udział w powstawanu NOx.

Dostępne w literaturze mechanizmy powstawania NOx zostały opracowane w wyniku badań nad spalaniem mieszanin palnych o różnym składzie chemicznym. Badania te prowadzone są przeważnie dla warunków ustalonych spalania mieszanin homogenicznych. Ze względu na fakt, że wpływ poszczególnych mechanizmów na poziom emisji NOx oraz interakcje między tymi mechanizmami nie są do końca jednoznaczne, w dalszym ciągu prowadzone są badania nad tym zagadnieniem. Romero [149], badając spalanie mieszanki CH₄/powietrze w laminarnym płomieniu homogenicznym, zaproponował uogólniony model powstawania NOx. Model ten jest zredukowanym modelem kinetycznym, obejmującym 42 reakcje chemiczne spalania metanu i utleniania azotu, wykazującym dużą zgodność z wynikami eksperymentalnymi przy ciśnieniu ok. 1 MPa. Egolfopoulos [150] w oparciu o wyniki badań przy zmiennym ciśnieniu spalania stwierdził wyraźny spadek emisji NO, NO₂ oraz N₂O ze wzrostem ciśnienia, spowodowany między innymi spadkiem szybkości spalania. Marro i in. [151], bazując na badaniach teoretycznych nad spalaniem mieszanki CH₄/powietrze w laminarnym płomieniu dyfuzyjnym zaproponował własny model, obejmujący 108 reakcji chemicznych, natomiast Meunier i in. [79], badając spalanie propanu w burzliwym płomieniu dyfuzyjnym w warunkach ciśnienia atmosferycznego, przedstawił model składający się z 27 reakcji dla mechanizmu *prompt* i paliwowego powstawania NO oraz 13 reakcji uzupełniających, opisujących proces spalania propanu. Niezależne badania Lyle'a i in. [152] oraz Caldeiry-Pireza i in. [153] nad turbulentnym spalaniem paliw węglowodorowych dowodzą dominującego znaczenia mechanizmu *prompt* dla powstawania NO wewnątrz płomienia, w warunkach małej zawartości O₂ w mieszaninie palnej. W przypadku spalania paliw pozbawionych związków węglowodorowych oraz w obszarach popłomieniowych dominującym mechanizmem jest mechanizm Zeldowicza.

W niniejszej pracy zastosowano łącznie termiczny mechanizm Zeldowicza oraz mechanizm szybkich tlenków azotu Fenimore'a. Pozostałe mechanizmy powstawania NOx, w tym mechanizm powstawania NOx z azotu będącego składnikiem paliwa, zostały pominięte. Należy zaznaczyć, że zastosowane w badaniach paliwo w postaci oleju napędowego ma w swoim składzie znikomą zawartość azotu.

Wymienione mechanizmy szczegółowo opisano w [154]. Model termiczny zaproponowany przez Zeldowicza na poczatku lat 40. zeszłego stulecia zakłada powstawanie NO w wyniku utleniania azotu pochodzącego z powietrza w warunkach wysokiej temperatury bez interakcji ze składnikami procesu spalania paliwa. Zaproponowany przez niego model sprowadza się do dwóch równań odwracalnych reakcji chemicznych [12]. Równania te sporządzono przy założeniu powstawania NO poza obszarem spalania w tzw. obszarze popłomieniowym. Na początku lat 70. Lavoie, prowadząc badania nad powstawaniem NO w płomieniach wodorowych odnotował wpływ składników mieszaniny palnej na poziom emisji NO. Z tego powodu zaproponował on rozszerzenie modelu Zeldowicza o trzecią reakcję chemiczną N+OH \Leftrightarrow NO+H, [14], [155], która ma szczególne znaczenie dla powstawania NOx podczas spalania mieszanek bogatych w paliwo. Wyniki modelowania z użyciem przedstawionego rozszerzonego modelu termicznego są zazwyczaj niższe w porównaniu z wielkościami mierzonymi podczas eksploatacji silnika. Wiąże się to z koniecznością zastosowania założeń upraszczajacych (zakłada się m.in. przyrost stężenia azotu atomowego równy zero). Kowalewicz twierdzi [12], [155], że wyniki modelowania moga być poprawne przy założeniu stężeń poszczególnych pierwiastków bioracych udział w reakcjach, przekraczających stężenia równowagowe. Założenie to może być prawdziwe, zważywszy na duża szybkość reakcji spalania. W roku 1971 Fenimore zauważył duży wzrost emisji NOx w płomieniach powstałych z zastosowaniem bogatszych mieszanek palnych powietrza z węglowodorami. Nadwyżke powstajacego NO ponad steżenie określone mechanizmem Zeldowicza określił on jako prompt NO, czyli tak zwane szybkie NO [79], [80]. Mechanizm Fenimore'a uwzględnia wiązanie azotu pochodzącego z powietrza z węglowodorami pochodzącymi z paliwa. Produktem tych reakcji jest cyjanowodór, który w obszarze występowania płomienia, w wyniku szybkich reakcji łańcuchowych, utlenia się do NO.

4.1.5. Model wymiany ciepła

Przebieg zjawisk zachodzących w cylindrach silnika podczas procesu spalania uzależniony jest od panujących warunków termodynamicznych. Te z kolei wynikają z samego procesu spalania oraz wymiany ciepła z elementami konstrukcyjnymi cylindrów [156]. Oczywisty jest fakt, że ilość ciepła odprowadzana do układu chłodzenia silnika determinuje sprawność silnika. Szacuje się, że od 25% do 50% energii wytworzonej dzięki procesowi spalania paliwa jest tracone na rzecz systemu chłodzenia [11], [157]. Należy pamiętać, że znajomość parametrów procesu wymiany ciepła przez elementy konstrukcyjne cylindrów silnika pozwala na określenie naprężeń termicznych. Proces przekazywania ciepła z komory spalania silnika do jego systemu chłodzącego jest procesem bardzo złożonym i uzależnionym od wielu czynników. Do najważniejszych można zaliczyć m.in. [158]:

- własności czynników biorących udział w procesie spalania oraz materiałów elementów komory spalania (gęstość, ciepło właściwe, emisyjność),
- parametry procesu spalania (temperatura, ciśnienie, prędkość przepływu mas),
- rozkład prędkości gazów w przestrzeni cylindrowej zależny od przebiegu procesu spalania.

Zdając sobie sprawę ze złożoności zjawiska wymiany ciepła w cylindrze silnika, do połowy lat 70. ubiegłego stulecia wiele zespołów badawczych skupiało się na opracowaniu empirycznych zależności zmierzających do wyznaczenia kompleksowego współczynnika przenikania ciepła, stosowanego następnie do opisu ilości ciepła chłodzenia według prawa Newtona [159]. Proponowana przez Wiebe zależność przedstawiona w pracy [160] uzależnia wartość współczynnika przenikania ciepła od wymiarów geometrycznych przestrzeni cylindrowej, średniej predkości tłoka oraz parametrów stanu mieszany gazów uśrednionych dla całej objętości przestrzeni cylindrowej. Wartość tego współczynnika zmienia się wraz z kątowym położeniem wału korbowego. Podobną zależność proponuje Woshni w pracy [161], rozbudowujac ja o współczynniki zmienne dla różnych faz cyklu silnika. Odmienne podejście proponuje Annand cytowany przez [15] i innych, który ilość ciepła oddawanego do ścianek cylindra określił przez algebraiczne dodanie ciepła przekazywanego przez zjawiska konwekcji i promieniowania. Prawidłowość uzyskiwanych tą metodą wyników uzależnia on jednak od prawidłowego określenia trzech stałych kalibracyjnych, uzyskiwanych zazwyczaj droga badań laboratoryjnych. Wszystkie przedstawione oraz im podobne zależności korelacyjne są bardzo pomocne przy sporządzaniu ogólnego bilansu energetycznego silnika. Zależności te wymagaja bardzo

niewielkiej liczby danych wejściowych, co jest powodem ich dużej popularności, jednakże poprawność uzyskiwanych tą drogą wyników uzależniona jest od każdorazowej kalibracji dla konkretnych obiektów badawczych. Porównanie wartości współczynników przenikania ciepła obliczonych dla silnika laboratoryjnego przeprowadzono w pracy [158]. Uzyskane wyniki wskazują na bardzo duże rozbieżności między wspomnianymi metodami, sięgające nawet około 80% dla parametrów w okolicy początku i w czasie procesu spalania. Podobne wyniki uzyskano również w pracy [162].

Nie ulega watpliwości, że obszar procesu spalania jest jednym z najbardziej interesujących etapów pracy silnika pod względem jego diagnostyki. Należy zwrócić też uwage na fakt, że wspomniane wcześniej zależności korelacyjne opisują całkowitą wielkość ciepła chłodzenia z cylindra lub całego silnika i nie sa one w stanie opisać lokalnych i nieustalonych przepływów ciepła [163]. Z tego powodu zależności te nie są wystarczające do opisu stanu cieplnego poszczególnych elementów konstrukcyjnych cylindra silnika. W miare rozwoju badań w dziedzinie turbulentnego spalania paliw w przestrzeni cylindrowej silnika niezbędne stały się modele opisujące wielowymiarowy przepływ ciepła przez ścianki cylindra z uwzglednieniem zmiennych warunków spalania w różnych obszarach przestrzeni cylindrowej. Dlatego też w ostatnich latach coraz większą popularność zyskują wielowymiarowe modele wymiany ciepła. Należy zaznaczyć, że opis matematyczny przepływu ciepła przez ścianki cylindra może być znacznie uproszczony [164]. Przyczyną tego stanu rzeczy są izotropowe własności materiałów konstrukcyjnych oraz niewielki wpływ zjawisk rozszerzalności termicznej materiałów na ich własności termodynamiczne. Przykładem takiego opisu jest kalkulacyjna metoda KM3R opracowana w Politechnice Warszawskiej [165]. Umożliwia ona szybki i wydajny opis zjawisk przepływu ciepła równaniami różnicowymi i ich iteracyjne rozwiązanie z zastosowaniem arkusza kalkulacyjnego. Metoda ta została przez autora z powodzeniem zastosowana do opisu wymiany ciepła w elementach konstrukcyjnych dwusuwowego silnika wodzikowego [166], [167].

W prezentowanym modelu procesu spalania model wymiany ciepła zaimplementowany jest do każdej objętości skończonej usytuowanej na zewnętrznych powierzchniach ruchomej siatki przestrzennej. Zastosowano przy tym warunki brzegowe trzeciego rodzaju [159] w postaci określenia natężenia przepływu ciepła przez elementy konstrukcyjne cylindra silnika do układu chłodzenia dzięki promieniowaniu i przewodzeniu ciepła. Przyjęto przy tym stałe wartości współczynnika przejmowania ciepła α , oporu termicznego R i emisyjności ε . Wartości zastosowanych współczynników zaprezentowano w tabeli 9.

Parametr	Oznaczenie	Jednostka	Wartość	
Współczynnik przejmowania ciepła	α	W/(m ² ·K)	3,5·10 ⁻⁴	
Współczynnik oporu termicznego	R	(m ² ·K)/W	37	
Emisyjność	ε	-	0,79	

Tabela 9. Wartości współczynników wymiany ciepła

Należy pamiętać, że wartości wspomnianych współczynników uzależnione są między innymi od temperatury procesu spalania, ciepła właściwego i lepkości mieszaniny w cylindrze, a także prędkości przepływów. Wprowadzenie tych zależności wymagałoby jednak wprowadzenia do algorytmu obliczeniowego dodatkowej pętli iteracyjnej służącej do wyznaczenia temperatury ścianek cylindra. Efektem tego byłoby znaczne wydłużenie czasu obliczeń.

4.1.6. Warunki początkowe i brzegowe

Prezentowany model procesu spalania należy do grupy modeli wielowymiarowych, dla którego wyniki obliczeń uzyskiwane są metodą iteracyjną. Oznacza to, że obliczenia wszystkich zjawisk zachodzących w przestrzeni cylindrowej silnika dokonywane są dla każdej objętości skończonej ruchomej siatki przestrzennej w oparciu o dane wejściowe określane warunkami początkowymi. Wszystkie przedstawione wyniki obliczeń uzyskano dla zakresu kątowego położenia wału korbowego od początku suwu sprężania do chwili otwarcia zaworu wylotowego. Dla wspomnianego obiektu badawczego stanowi to 255° obrotu wału korbowego. Ograniczenie obliczeń do prezentowanego zakresu kątowego położenia wału korbowego było spowodowane chęcią skrócenia czasu obliczeń. Przy tak wprowadzonym ograniczeniu czas obliczeń jednego przypadku na 32-rdzeniowym serwerze, wyposażonym w 192 Gb pamięci RAM został skrócony do około 12 godzin. Przy zastosowaniu 4 rdzeni czas wydłużał się do około 80 godzin. Warunki początkowe wyznaczono na podstawie prezentowanych badań laboratoryjnych. Są to w szczególności:

- ciśnienie i temperatura powietrza doładowującego,
- ciśnienie i temperatura gazów wylotowych,
- temperatura paliwa we wtryskiwaczu przyjęta jako temperatura wody chłodzącej zmierzonej za silnikiem,

Ustalono również warunki brzegowe dla powierzchni wszystkich elementów konstrukcyjnych cylindra silnika. Są to pola powierzchni:

- gniazda zaworu, zaworu i kanału wylotowego o temperaturze równej temperaturze gazów wylotowych,
- gniazda zaworu, zaworu i kanału dolotowego o temperaturze równej temperaturze powietrza doładowującego,
- tłoka, głowicy, tulei cylindrowej i pierścieni tłokowych będące warunkami brzegowymi trzeciego rodzaju o parametrach prezentowanych w tabeli 9.

Warunki początkowe i warunki brzegowe posłużyły do obliczenia rozkładu prędkości mas powietrza po chwili zamknięcia zaworu dolotowego w całej objętości przestrzeni cylindrowej.

4.2. Model przepływów w układzie wymiany ładunku silnika

Jak już wcześniej wspomniano, podczas badań eksperymentalnych dokonano symulacji niesprawności układu wymiany ładunku. Symulacje te polegały na dławieniu kanału dolotowego i kanału wylotowego spalin, co w efekcie powodowało zmiany w organizacji procesu roboczego obiektu badawczego. Należy zauważyć, że przedstawiony model procesu spalania nie pozwala na modelowanie zjawisk zachodzących w obrębie układu wymiany ładunku obiektu badawczego. Z tego powodu zdecydowano się na dokonanie modelowania przepływów w układzie wymiany ładunku z zastosowaniem jednowymiarowego modelu. W tym celu wykorzystano narzędzie AVL Boost w wersji 2013.2.



Rys. 36. Schemat budowy silnika Al25/30 w modelu jednowymiarowym AVL Boost

Wzmiankowane oprogramowanie AVL Boost jest powszechnie stosowane do modelowania pracy silników tłokowych [168]. Istnieją również wersje tego oprogramowania, umożliwiające sterowanie i regulację silników tłokowych podczas ich eksploatacji. Na rys. 36 zaprezentowano schemat budowy silnika Al25/30 w modelu jednowymiarowym AVL Boost. Na rys. 36 symbole "C" oznaczają cylindry silniką, "TC1" turbosprężarkę, "CO1" chłodnicę powietrza doładowującego, "J1" i "J2" wymienniki impulsów, a "MP" stanowią punkty usytuowania czujników pomiarowych. Zgodnie z przedstawionym rysunkiem w objekcie badawczym kolektor dolotowy jest zintegrowany z chłodnica miedzystopniowa. Silnik ma jeden kolektor wylotowy z wbudowanymi wymiennikami impulsów w postaci kierunkowego ułożenia kanałów od cylindrów silnika. Danymi wejściowymi do modelu przepływów w układzie wymiany ładunku sa wymiary geometryczne przewodów gazowych, chłodnicy międzystopniowej, cylindrów silnika i punktów położenia czujników pomiarowych. Warunki poczatkowe stanowia parametry powietrza doładowującego oraz parametry termodynamiczne gazów w cylindrach silnika zmierzone w chwili otwarcja zaworu dolotowego. Opory przepływów wyznaczono według równania Darcy-Weisbacha [169] dla kołowo symetrycznych przewodów (bezwymiarowy współczynnik oporu równy 64) ze współczynnikiem oporu lokalnego równym 0.02. Wymiana ciepła we wszystkich przewodach gazowych zamodelowano równaniem Nusselta z zastosowaniem analogii Reynoldsa [170]. W tym przypadku warunkiem brzegowym była temperatura ścianki przewodu równa temperaturze otoczenia.

Jak już wcześniej wspomniano, wszystkie parametry obiektu badawczego były mierzone i modelowane w warunkach quasi-ustalonych. Z tego powodu możliwe było zastosowanie uproszczonego modelu przepływu gazów przez turbosprężarkę. Model opiera się na charakterystykach przepływu przez turbinę i sprężarkę, w których masowe natężenie przepływu jest funkcją różnicy entalpii przepływającego gazu. Oprogramowanie AVL Boost pozwala na wyznaczenie sprawności hydraulicznej turbiny i sprężarki w oparciu o równanie bilansu energii w wyniku obliczeń iteracyjnych.

4.3. Walidacja wyników modelowania

Przedstawione modele obliczeniowe z zastosowaniem trójwymiarowego modelu zjawisk zachodzących w cylindrze silnika oraz jednowymiarowego modelu przepływu w układzie wymiany ładunku pozwoliły na wyznaczenie parametrów zjawisk występujących w cylindrach obiektu badawczego podczas jego pracy. Analiza i wnioskowanie na podstawie otrzymanych wyników jest możliwa tylko w przypadku pozytywnej walidacji uzyskanych wyników. W związku z postawionym celem modelowania oraz dostępnymi wynikami pomiarów laboratoryjnych dokonano walidacji wyników modelowania na podstawie następujących parametrów:

- charakterystyki ciśnienia spalania,
- składu gazów wylotowych.



Rys. 37. Obliczone ciśnienie spalania i zmierzone ciśnienie indykowane w cylindrach silnika Al25/30 uznanego za sprawny

Jak już wcześniej wzmiankowano, charakterystykę ciśnienia indykowanego zmierzono za pomocą czujników ciśnienia zainstalowanych na kurkach indykatorowych cylindrów obiektu badawczego. Uzyskane wartości ciśnienia były rejestrowane z częstotliwością próbkowania równą 720 pomiarów na jeden obrót wału korbowego. Mając na uwadze możliwe błędy pomiaru [28], [171], należy pamiętać, że uzyskane wartości ciśnienia są wartościami średnimi dla całej objętości cylindra. Z tego powodu do weryfikacji wyników obliczeń wykorzystano średnie wartości ciśnień w całej objętości siatki przestrzennej odwzorowującej przestrzeń cylindrową silnika. Porównywano również obliczony skład gazów wylotowych silnika z wartościami zmierzonymi podczas prezentowanych badań laboratoryjnych. Podobnie jak w przypadku ciśnienia spalania, wzięto pod uwagę średnią wartość udziałów masowych składników gazowych z całej objętości kanału wylotowego w chwili otwarcia zaworu gazów wylotowych.

Podczas prezentowanych badań nie dokonano porównania parametrów termodynamicznych gazów wylotowych i powietrza doładowującego. Przyczyną tego stanu rzeczy jest wykorzystanie wspomnianych parametrów jako parametrów początkowych i brzegowych modelu.

Na rys. 37 zilustrowano charakterystyki ciśnienia spalania w cylindrze obiektu badawczego uznanego za sprawny, uzyskane na drodze modelowania i pomiarów bezpośrednich dla wybranych obciążeń obiektu badawczego. Linią ciągłą zaznaczono wyniki uzyskane na drodze obliczeń. Taka prezentacja wyników jest konsekwencją liczby kroków obliczeń, która w prezentowanych wypadkach wynosiła 657. Zgodnie z przedstawionymi wynikami największe rozbieżności między wartościami zmierzonymi i obliczonymi uzyskano dla obciążenia silnika równego 70 kW. Rozbieżność ta wynosiła 6,8% w przypadku ciśnienia maksymalnego.



Rys. 38. Obliczone i zmierzone: a) maksymalne i b) średnie ciśnienie spalania w cylindrach silnika Al25/30 uznanego za sprawny

Na rys. 38 zaprezentowano zbiorcze wyniki obliczeń i pomiarów ciśnienia spalania w cylindrach silnika uznanego za sprawny. Dokonano porównania wartości obliczonych i zmierzonych średniego oraz maksymalnego ciśnienia

spalania. Zgodnie ze wzmiankowanymi wynikami największy błąd względny dla średniego ciśnienia indykowanego uzyskano dla obciążenia obiektu badawczego równego 50 kW. Dla wspomnianego obciążenia, uznanego podczas badań laboratoryjnych jako obciążenie minimalne, błąd obliczeń średniego ciśnienia indykowanego wynosił 4,3%. Największy błąd bezwzględny uzyskano dla obciążenia 250 kW i wynosił on 77 kPa. Średni błąd wartości obliczonych w stosunku do wartości zmierzonych dla całego rozpatrywanego zakresu obciążeń obiektu badawczego wynosił odpowiednio 1,42% dla maksymalnego ciśnienia indykowanego i 1,13% dla średniego ciśnienia indykowanego. Zgodnie z wynikami pomiarów przeprowadzonych na tym samym obiekcie badawczym, prezentowanymi w [28], błąd pomiaru maksymalnego ciśnienia indykowanego spowodowany przez kanał kurka indykatorowego może wynosić nawet 18%, a średniego ciśnienia indykowanego 2%. Mając na uwadze wspomniane dane, można uznać, że uzyskane wyniki obliczeń zilustrowane na rys. 37 i 38 są akceptowalne.

Dokonano również walidacji uzyskanych wyników obliczeń na podstawie składu emitowanych gazów wylotowych. Na rys. 39 zaprezentowano wyniki obliczeń i pomiarów udziałów NOx i O₂ w gazach wylotowych obiektu badawczego uznanego za sprawny. Zgodnie z przedstawionymi wynikami średni błąd wartości obliczonych w stosunku do wartości zmierzonych dla całego rozpatrywanego zakresu obciążeń silnika wynosił 1,2% dla udziałów NOx w gazach wylotowych i 0,4% dla udziałów O₂. Należy zaznaczyć, że również w tym wypadku największe błędy obliczeń uzyskano dla minimalnego rozpatrywanego obciążenia obiektu badawczego.



Rys. 39. Obliczone i zmierzone udziały: a) NOx i b) O₂ w gazach wylotowych silnika Al25/30 uznanego za sprawny

Za kryterium akceptacji walidacji wyników udziałów NOx i O_2 przyjęto dokładność torów pomiarowych zastosowanego podczas badań eksperymentalnych analizatora spalin. Dokładność ta, prezentowana w tabeli 3, wynosi 5% wskazania dla czujnika NOx i 0,2% zawartości O_2 w gazach wylotowych, co odpowiada dokładności wskazania równej 1,6% dla udziału tlenu 15,5% w gazach wylotowych. Zgodnie z prezentowanymi rozważaniami wyniki modelowania na rys. 39 mieszczą się w założonym kryterium walidacji.



Rys. 40. Obliczone i zmierzone udziały: a) CO₂ i b) CO w gazach wylotowych silnika Al25/30 uznanego za sprawny

Nie udało się natomiast uzyskać pozytywnej walidacji ilościowej prezentowanego modelu dla udziałów CO i CO_2 w gazach wylotowych obiektu badawczego. Na rys. 40 zaprezentowano wartości obliczonych i zmierzonych udziałów CO i CO_2 w gazach wylotowych. Zgodnie z przedstawionymi wynikami zarówno w przypadku udziałów CO, jak i CO_2 wyniki obliczeń są tylko jakościowo zbliżone do wartości uzyskanych na drodze pomiarów bezpośrednich. Oznacza to, że uzyskano wzrost udziałów CO i CO_2 w gazach wylotowych silnika wraz ze wzrostem jego obciążenia na drodze obliczeń.

Średni błąd wartości obliczonych w stosunku do wartości zmierzonych dla całego rozpatrywanego zakresu obciążeń silnika wynosił 50,0% dla udziałów CO₂ w gazach wylotowych. Błąd maksymalny uzyskano w tym wypadku dla obciążenia silnika równego 120 kW i wynosił on 55%. Obliczone wartości udziałów CO były średnio 10-krotnie większe od wartości zmierzonych. Należy zaznaczyć, że trend ten uzyskano dla wszystkich rozpatrywanych niesprawności obiektu badawczego. Podobne wyniki walidacji prezentowanego modelu procesu spalania uzyskano dla rozpatrywanych niesprawności silnika.

Na rys. 41 zaprezentowano wartości średniego i maksymalnego ciśnienia spalania w cylindrach obiektu badawczego, w których występowało uszkodzenie oraz wyniki dla udziałów NOx i O₂ dla przykładowej niesprawności obiektu badawczego. Niesprawnością tą było zmniejszenie ciśnienia otwarcia wtryskiwacza paliwa opisane w rozdziale 3. Zgodnie z przedstawionymi wynikami maksymalny błąd obliczonego ciśnienia spalania uzyskano dla obciążenia obiektu badawczego, równego 50 kW. Błąd ten wynosił 8,8% dla sprawnego cylindra silnika i -3,8% dla cylindra z symulowanym uszkodzeniem. Udziały NOx obliczono z błędem nie większym niż 10%, a udziały O₂ z błędem nieprzekraczającym 2,7%. Największe błędy wartości obliczonych udziałów składników gazowych w stosunku do wartości mierzonych uzyskano dla maksymalnego rozpatrywanego obciążenia silnika. W tabeli 10 zaprezentowano względne, średnie wartości błędów obliczeń dla całego rozpatrywanego zakresu obciążeń obiektu badawczego. Przedstawione udziały składników gazów wylotowych stanowią średnią ważoną wyników obliczeń z wszystkich cylindrów silnika. Za wagę wspomnianej średniej przyjęto masowe natężenie gazów wylotowych wypływających z poszczególnych cylindrów obiektu badawczego.

	Względny błąd wartości [%]				
Niesprawność	maksymalne ciśnienie spalania	średnie ciśnienia spalania	udział NOx	udział O ₂	Udział CO ₂
Silnik uznany za sprawny	1,4	1,1	1,2	0,4	50,0
Opóźnienie wtrysku paliwa	6,2	2,8	3,2	9,2	49,0
Zmniejszenie ciśnienia otwarcia wtryskiwacza paliw	1,4	2,3	7,5	1,6	54,7
Zwiększenie ciśnienia otwarcia wtryskiwacza paliwa	5,5	0,4	1,8	3,2	57,0
Rozkalibrowanie otworków wtryskiwacza paliwa	2,0	2,6	8,9	0,7	49,3
Zatkanie 2 sąsiadujących z 9 otworków wtryskiwacza paliwa	2,7	2,6	2,0	4,8	52,1
Dławienie kanału dolotowego powietrza	1,8	0,9	4,9	1,7	49,4
Dławienie kanału wylotowego przez obrót płyty dławiącej o kąt 21 stopni	5,0	0,8	0,6	2,0	54,7
Dławienie kanału wylotowego przez obrót płyty dławiącej o kąt 71 stopni	7,3	4,3	1,6	2,9	56,6

Tabela 10. Średnie błędy obliczeń w stosunku do wartości zmierzonych

Jak już wcześniej wspomniano, podczas badań eksperymentalnych dokonano również symulacji nieszczelności pary precyzyjnej pompy wtryskowej paliwa. Niestety opisany w rozdziale 3 sposób symulacji uniemożliwiał ilościowe określenie przecieku paliwa do kanału przelewowego. W wyniku tego nie można było również określić ilości paliwa wtryskiwanego do cylindra. W związku z tym w toku pracy nie było również możliwe dokonanie obliczeń dla wspomnianej niesprawności obiektu badawczego.

W rozdziale 3 zaprezentowano również wyniki eksperymentu czynnego, polegającego między innymi na określeniu wpływu nieszczelności zaworów dolotowego i wylotowego na skład gazów wylotowych. Modelowanie tego rodzaju niesprawności silnika wymaga zbudowania odmiennych siatek przestrzennych uwzględniających otwory w zaworach cylindrowych. Siatki takie przygotowano, jednak w ramach prezentowanej pracy nie udało się uzyskać adekwatnego modelu procesu spalania na bazie ruchomej siatki przestrzennej opisującej nieszczelne zawory cylindrowe. Przyczyną tego stanu rzeczy jest konieczność znacznego zagęszczenia objętości skończonych w miejscach nieszczelności. Fakt ten oraz konieczność obliczeń CFD w kanałach dolotowym lub wylotowym podczas procesu spalania w znacznym stopniu zwiększają czas obliczeń. Czas obliczeń dla pełnego obrotu wału korbowego z wykorzystaniem komputera, przedstawionego w rozdziale 4, wynosił ponad 30 dni. Z tego powodu w niniejszej pracy zaniechano analizy ilościowej wpływu nieszczelności zaworów cylindrowych na skład gazów wylotowych, ograniczając się do analizy wyników pochodzących z pomiarów laboratoryjnych.



Rys. 41. Wyniki obliczeń i pomiarów dla silnika Al25/30 ze zmniejszonym ciśnieniem otwarcia wtryskiwacza o 10MPa na jednym z cylindrów: a) i b) maksymalne ciśnienie spalania w cylindrze z symulowaną niesprawnością i uznanymi za sprawne, c) i d) średnie ciśnienie spalania w cylindrze z symulowaną niesprawnością i uznanymi za sprawne oraz udziały e) NOx i f) O₂ w gazach wylotowych

Prezentowane wyniki walidacji pozwalają na zastosowanie zbudowanego modelu do poszukiwania relacji między niesprawnościami czterosuwowego silnika okrętowego a składem gazów wylotowych. Model ten umożliwia obliczenie udziałów NOx i O_2 z dokładnością umożliwiającą analizę ilościową. Nie udało się natomiast uzyskać prawidłowych wyników modelowania udziałów związków węgla w gazach wylotowych obiektu badawczego. Uzyskane wyniki obliczeń udziałów tych związków pozwalają jedynie na ocenę jakościową.

5. Wyniki modelowania zjawisk w cylindrze silnika

W ramach realizacji prezentowanej pracy dokonano pomiarów w warunkach laboratoryjnych oraz modelowania zjawisk przyczyniających się do zmian składu emitowanych gazów wylotowych. Uzyskane modele procesów zachodzacych w cylindrach silnika oraz w układzie wymiany ładunku pozwalaja na analize wpływu parametrów pracy silnika na skład chemiczny gazów wylotowych. Powstanie niesprawności w obrębie układów funkcjonalnych silnika powoduje zmiany parametrów pracy a w konsekwencji składu emitowanych gazów wylotowych. Należy jednak pamietać, że symulacja niesprawności silnika często powoduje jednoczesne zmiany kilku parametrów pracy silnika, wpływających na skład emitowanych gazów wylotowych. Przykładowy wzrost ciśnienia otwarcia wtryskiwacza w jednym z cylindrów silnika powoduje opóźnienie początku wtrysku paliwa do cylindra przy jednoczesnym wzroście strumienia paliwa do cylindra. W efekcie można zaobserwować zmiany w organizacji procesu spalania, które powoduja również przesterowanie regulatora prędkości obrotowej i zmiane ilości paliwa dostarczanego do pozostałych cylindrów silnika. Z tego powodu w dalszej części pracy wyniki modelowania przeanalizowano pod względem zmian parametrów pracy silnika wpływających na skład gazów wylotowych.

Analizie poddano zmiany następujących parametrów procesu spalania w silniku:

- początku wtrysku paliwa do cylindra (kąta wyprzedzenia wtrysku),
- dawki paliwa,
- średnicy otworków wtryskiwacza paliwa,
- liczby otworków wtryskiwacza paliwa,
- kąta stożka wtrysku paliwa,
- ciśnienia powietrza doładowującego,
- temperatury powietrza doładowującego.

5.1. Zmiana kąta wyprzedzenia wtrysku

W wyniku niesprawności układu wtryskowego paliwa może nastąpić przesunięcie początku wtrysku paliwa do cylindra. Dzieje się tak w przypadku przemieszczenia lub zużycia krzywki paliwowej na wale rozrządu. Zmiana ciśnienia otwarcia wtryskiwacza paliwa również powoduje niewielkie przesunięcie początku i końca wtrysku paliwa do cylindra.

Podczas modelowania dokonano obliczeń procesu spalania w cylindrze silnika z symulowaną zmianą początku wtrysku paliwa do cylindra, dla parametrów pracy silnika, odpowiadających maksymalnemu rozpatrywanemu obciążeniu. Przeprowadzono obliczenia dla kąta wyprzedzenia wtrysku odpowiadającego wartości z silnika uznanego za sprawny oraz dla dwóch kątów mniejszych i dwóch większych odpowiednio o 2 i 4 stopnie obrotu wału korbowego. Obliczenia dokonano więc dla kąta wyprzedzenia wtrysku równego -22, -20, -18, -16 i -14 stopni przed górnym martwym położeniem tłoka. Pozostałe parametry brzegowe i wejściowe modelu nie zostały zmienione w stosunku do pracy z maksymalnym rozpatrywanym obciążeniem obiektu badawczego uznanego za sprawny.



Rys. 42. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na: a) szybkość spalania i b) średnią temperaturę w cylindrze silnika

Opóźnienie wtrysku paliwa do cylindra silnika powoduje równoczesne opóźnienie samozapłonu i spalania paliwa. Należy pamiętać, że określenie punktu samozapłonu jest stosunkowo kłopotliwe. Sama definicja samozapłonu może być różnie sprecyzowana, biorąc chociażby pod uwagę fakt termicznej dysocjacji paliwa. Z tego powodu generalnie w literaturze przedmiotu [172] proces spalania w cylindrze silnika o zapłonie samoczynnym dzielony jest na przynajmniej dwie charakterystyczne fazy. W chwili wtrysku paliwa do cylindra następuje jego rozpylanie i parowanie, a później samozapłon. Po zapłonie następuje bardzo szybkie spalanie, przy czym jego szybkość jest kontrolowana przez szybkość przemian chemicznych. Okres ten jest nazywany okresem spalania kinetycznego. Po spaleniu paliwa odparowanego w cylindrze silnika szybkość wywiązywania się ciepła maleje, ponieważ kontrolowana jest przez zjawiska dyfuzji par paliwa z wtryskiwanych kropel paliwa. Intensywność spalania kinetycznego zdeterminowana jest chwilą zapłonu oraz ilością odparowanego do tej chwili paliwa. Im więcej paliwa odparuje do chwili zapłonu, tym intensywniejszy początek procesu spalania. Należy przy tym nadmienić, że miejsce i czas samozapłonu nie zależą tylko od składu mieszaniny, ale również od jej parametrów termodynamicznych. Z tego powodu opóźnienie wtrysku paliwa do cylindra powoduje opóźnienie samozapłonu, ale opóźnienie to nie jest liniowo proporcjonalne do zmiany kąta wyprzedzenia wtrysku. Oczywiście na szybkość zapłonu ma wpływ również skład paliwa. W pracy [173] udowodniono, że wzrost liczby cetanowej paliwa (szybszy zapłon paliwa) powoduje obniżenie emisji NOx.

Na rys. 42 zaprezentowano wpływ wartości kąta wyprzedzenia wtrysku na szybkość procesu spalania oraz średnią temperaturę w cylindrze. Zgodnie z przedstawionymi wynikami charakterystyczny wzrost szybkości spalania odpowiada fazie spalania kinetycznego [174]. Porównując wykresy szybkości spalania z temperaturą w cylindrze silnika, należy stwierdzić, że faza dyfuzyjnego spalania odpowiada maksymalnej temperaturze w cylindrze silnika. Opóźnienie wtrysku paliwa do cylindra powoduje znaczne skrócenie okresu kinetycznego spalania paliwa. Na rys. 43 zaprezentowano wartości kątowego położenia wału korbowego silnika odpowiednio po CA5%, CA10%, CA50% i CA90% procesu spalania (ang. CA – *Combustion Angle*) [175], [176]. Przedstawione wartości ułatwiają analizę procesu spalania ze względu na nieścisłości w ocenie początku i końca wspomnianego procesu [177]. Na rysunku przedstawiono również wycinek charakterystyki ciśnienia w cylindrze silnika.



Rys. 43. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na: a) przebieg spalania i b) średnie ciśnienie w cylindrze silnika

Przesunięcie początku wtrysku paliwa o 8°OWK powoduje przesunięcie punktu maksymalnej szybkości spalania o 5°OWK. Uzyskane wyniki są zbieżne z wynikami dostępnymi w literaturze [178], [179]. Zauważalny jest również znaczący wzrost maksymalnego ciśnienia spalania. Istotny jest fakt, że zmniejszenie kąta wyprzedzenia wtrysku w stosunku do wartości nominalnej (-18°OWK) powoduje zmniejszenie szybkości kinetycznej fazy procesu spalania poniżej szybkości spalania dyfuzyjnego. Oznacza to, że dalsze opóźnienie procesu nie powoduje znaczącego obniżenia zawartości NOx w gazach wylotowych.



Rys. 44. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na udziały: a) NOx i b) CO w cylindrze silnika

Na rys. 44 zaprezentowano wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na udziały NOx i CO w gazach wylotowych silnika. Zgodnie z przedstawioną analizą wzrost ciśnienia i temperatury procesu spalania powoduje wzrost udziałów NOx w gazach wylotowych. Zaobserwowano również wzrost udziałów CO w gazach wylotowych silnika wraz z opóźnieniem początku wtrysku paliwa do cylindra. Jest to spowodowane wydłużeniem procesu spalania w kierunku suwu rozprężania.

5.2. Zmiana dawki paliwa

Niesprawność aparatury wtryskowej paliwa w postaci nieszczelności pary precyzyjnej pompy wtryskowej powoduje zmniejszenie dawki paliwa wtryskiwanej do cylindra silnika przy zachowaniu zbliżonej charakterystyki czasowej wtrysku paliwa. Efekt zmiany dawki paliwa obserwowany jest również w przypadku zmiany ciśnienia otwarcia wtryskiwacza. Oczywiście wspomniane niesprawności powodują również zmiany innych parametrów procesu wtrysku paliwa oraz zmianę organizacji procesu roboczego w pozostałych cylindrach silnika.

W celu analizy wpływu dawki paliwa na proces spalania w cylindrze silnika dokonano symulacji zmiany dawki paliwa w stosunku do dawki paliwa dla pracy obiektu badawczego uznanego za sprawny z maksymalnym rozpatrywanym obciążeniem. Pozostałe warunki początkowe i dane wejściowe nie uległy zmianie. Podczas symulacji dokonano obliczeń dla zwiększonej i zmniejszonej dawki paliwa do 20% w stosunku do wartości nominalnej. Wartości zmian dawki paliwa zaprezentowano w tabeli 11.

Wartość dawki paliwa [g]	0,652	0,734	0,815	0,896	0,978
Zmiana względna [%]	-20	-10	0	+10	+20

Tabela 11. Zmiana dawki paliwa



Rys. 45. Wpływ wielkości dawki paliwa na ciśnienie i temperaturę procesu spalania. Charakterystyki: a) ciśnienia i b) temperatury spalania, c) średnie i maksymalne ciśnienie spalania i d) temperatura i ciśnienie w chwili otwarcia zaworu wylotowego

Na rys. 45 przedstawiono wpływ wielkości dawki paliwa na ciśnienie i temperaturę procesu spalania. Zmniejszenie dawki paliwa powoduje zmniejszenie zarówno ciśnienia, jak i temperatury wzmiankowanego procesu. Należy jednak zaznaczyć, że zmniejszenie dawki paliwa o 20% powoduje tylko 6% obniżenie średniego ciśnienia indykowanego i 8% zmniejszenie ciśnienia maksymalnego. Efektem tego jest również obniżenie temperatury i ciśnienia gazów wylotowych w kolektorze wylotowym. Na rys. 46 zilustrowano wpływ wielkości dawki paliwa na szybkość spalania oraz udziały składników w gazach wylotowych silnika. Zgodnie ze wspomnianymi wynikami zmniejszenie dawki paliwa przy niezmiennej charakterystyce wtrysku powoduje nieznaczne wydłużenie kinetycznej fazy procesu spalania. Zaobserwować można również spadek szybkości spalania. W wyniku tego stanu rzeczy następuje wydłużenie całego procesu spalania, co w efekcie powoduje wzrost udziałów CO. Zmniejszenie dawki paliwa przy niezmienionym ciśnieniu i temperaturze powietrza doładowującego powoduje zwiększenie udziałów powietrza w mieszaninie palnej. Obrazuje to wzrost udziałów O2. Na rys. 46 przedstawiono również wpływ wielkości dawki paliwa na charakterystyki udziałów NOx w cylindrze silnika podczas procesu spalania. Uwarunkowania w postaci zmniejszenia temperatury i ciśnienia wraz ze zmniejszeniem dawki paliwa przekładają się na zmniejszenie udziałów NOx w cylindrze silnika. Wartości udziałów zilustrowane z prawej strony rysunków odpowiadają udziałom w gazach wylotowych silnika. Należy zaznaczyć, że zmiany udziałów CO, O₂ i NOx odpowiadające udziałom w gazach wylotowych silnika są jakościowo zgodne z wynikami pomiarów. Należy jednak zaznaczyć, że wyniki pomiarów odzwierciedlają zmiany parametrów pracy we wszystkich cylindrach pomimo symulacji niesprawności tylko na jednym z cylindrów.



Rys. 46. Wpływ wielkości dawki paliwa na: a) szybkość spalania i udziały b) NOx, c) CO i d) O₂ w cylindrze silnika

5.3. Zmiana geometrii strugi wtryskiwanego paliwa

Geometria strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika ma decydujące znaczenie w przebiegu procesu spalania i wywiązywania się ciepła [180], [181], [182]. Te z kolei mają wpływ na skład gazów wylotowych. Optymalny kształt strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra uzależniony jest od kształtu komory spalania (denka tłoka) oraz położenia i faz rozrządu zaworów cylindrowych. Z tego powodu wyniki analizy geometrii strugi paliwa mogą być użyteczne tylko w odniesieniu do postaci konstrukcyjnej silników podobnych [183].

W toku pracy dokonano teoretycznej analizy następujących parametrów geometrycznych strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra:

- średnicy otworków wtryskiwacza "Ø",
- liczby otworków we wtryskiwaczu,
- kąta stożka wtrysku " ϕ ". Prezentowane oznaczenia sa zgodne z nomenklatura przedstawiona na rys. 30.

5.3.1. Średnica otworków wtryskiwacza paliwa

Podczas badań laboratoryjnych dokonano pomiarów parametrów pracy oraz składu gazów wylotowych z obiektu badawczego podczas pracy z wymienionymi rozpylaczami paliwa. Dla danych prezentowanych w tab. 4 dokonano pomiarów podczas pracy obiektu badawczego z różną liczbą i różnymi wymiarami otworków wtryskiwacza paliwa. Dla każdej kombinacji tych zmian następowały zmiany geometrii strugi wtryskiwanego paliwa, co skutkowało widocznymi zmianami składu gazów wylotowych. Z tego powodu po pozytywnej walidacji modelu dokonano obliczeń dla wybranych średnic otworków wtryskiwacza.

Obliczenia przeprowadzono dla wartości parametrów brzegowych i początkowych odpowiadających pracy obiektu badawczego z maksymalnym rozpatrywanym obciążeniem i uznanego za sprawny. Podczas symulacji dokonano obliczeń dla zwiększonych i zmniejszonych średnic otworków wtryskiwacza paliwa w stosunku do wartości nominalnej o odpowiednio 50 µm i 100 µm. Wartości zmian średnic otworków wtryskiwacza paliwa zaprezentowano w tabeli 12.

Średnica otworka Ø [mm]	0,225	0,275	0,325	0,375	0,425
Zmiana w [µm]	-100	-50	0	+50	+100

Tabela 12. Zmiana średnic otworków wtryskiwacza paliwa

Zmniejszenie średnicy otworków wtryskiwacza ułatwia rozpylanie i parowanie paliwa [184]. Na rys. 47 przedstawiono wpływ wielkości otworków wtryskiwacza paliwa na wartości średniej średnicy kropel w strudze wtryskiwanego paliwa obliczone wg metody Sautera oraz na ilość odparowanego paliwa w czasie przy tej samej charakterystyce ilościowej wtrysku paliwa.

Zgodnie z przedstawionymi wynikami wzrost średnicy otworków wtryskiwacza powoduje znaczne zwiększenie średniej średnicy kropel w początkowej fazie wtrysku paliwa. Prowadzi to do utrudnionego parowania i zapłonu paliwa. W przypadku największej średnicy otworków zapłon paliwa następował po 5,1°OWK od chwili wtrysku paliwa. Przy minimalnej rozpatrywanej średnicy otworków zapłon nastąpił o 1,3°OWK wcześniej.



Rys. 47. Wpływ wielkości otworków wtryskiwacza paliwa na przebieg parowania i spalania paliwa: a) wartości średniej średnicy wg Sautera, b) przebieg parowania paliwa, c) szybkość spalania i d) zasięg strugi paliwa



Rys. 48. Wpływ wielkości otworków wtryskiwacza paliwa na: a) charakterystykę ciśnienia spalania, b) wartości maksymalnego i średniego ciśnienia spalania, c) temperaturę spalania i d) udziały NOx w cylindrze silnika



Rys. 49. Wizualizacja wpływu wielkości otworków wtryskiwacza paliwa na rozkład udziałów CO w cylindrze dla wybranych położeń wału korbowego silnika

Zgodnie z wynikiem, prezentującym ilościową charakterystykę masy odparowanego paliwa, w przypadku średnic otworków równych 0,225 mm do chwili zapłonu odparowało około 9,6% paliwa, a w przypadku średnic równych 0,425 mm do chwili zapłonu odparowało tylko 3,2% całej dawki paliwa.

W wyniku tego stanu rzeczy przebieg poczatkowego okresu spalania jest gwałtowniejszy dla mniejszych średnic otworków. Na rys. 47 przedstawiono również wpływ wielkości otworków wtryskiwacza na przebieg szybkości spalania i zasiegu strugi wtryskiwanego paliwa. Zgodnie z prezentowanymi wynikami zmniejszenie średniej średnicy kropel sprzyja skróceniu zasięgu nieodparowanego paliwa. W przypadku dużej średnicy otworków wtryskiwacza zasieg największych kropel wtryskiwanego paliwa jest dwukrotnie większy od strumienia paliwa z najmniejszych rozpatrywanych otworków wtryskiwacza. Z drugiej strony szybkość rozprzestrzeniania paliwa w przypadku otworków o mniejszej średnicy jest większy. Jest to spowodowane wzrostem ciśnienia i predkości wypływu paliwa przez otworki. Należy pamiętać, że zmniejszona średnica otworków przy tej samej ich liczbie daje w efekcie mniejszy przekrój wypływu paliwa, co przy niezmienionej charakterystyce masowej wtrysku paliwa powoduje zwiększenie ciśnienia wtrysku paliwa. W związku z tym prezentowane skrócenie zasięgu strugi paliwa ze zmniejszeniem otworków wtryskiwacza odpowiada jakościowo wynikom badań przedstawionym w [185]. Zgodnie z wynikami badań opisanymi w [186] wzrost ciśnienia wtrysku paliwa prowadzi do wzrostu maksymalnego ciśnienia spalania.

Na rys. 48 zaprezentowano wpływ wielkości otworków wtryskiwacza paliwa na wyniki obliczeń ciśnienia i temperatury spalania oraz udziałów NOx w cylindrze silnika. Zmniejszenie otworków wtryskiwacza paliwa powoduje nie tylko wzrost temperatury i maksymalnego ciśnienia spalania. Zaobserwowano również 12% wzrost średniego ciśnienia indykowanego w stosunku do średnicy otworków równej 0,425 mm. Należy jednak pamiętać, że wzrost parametrów termodynamicznych procesu powoduje wzrost udziałów NOx w cylindrze i gazach wylotowych. Wartości udziałów NOx obliczone dla chwili otwarcia zaworu wylotowego są prawie 8-krotnie większe dla średnicy otworków równej 0,225 mm w stosunku do średnicy równej 0,425 mm.

Na rys. 49 zaprezentowano wizualizacje rozkładu masowego udziału CO podczas procesu spalania dla wybranych położeń wału korbowego silnika i skrajnych rozpatrywanych wartości średnic otworków wtryskiwacza paliwa. Zgodnie z przedstawionymi wynikami, uzyskanymi z wykorzystaniem oprogramowania AVL Fire, mniejsza średnica otworków wtryskiwacza sprzyja przyspieszeniu procesu spalania, dzięki czemu już 40° za GMP ilość CO w mieszaninie palnej jest stosunkowo niewielka. Wzrost średnicy otworków wtryskiwacza powoduje, że proces spalania jest znacznie wydłużony. Analiza rozkładu udziałów CO w mieszaninie palnej może być przeprowadzona wraz z analizą udziałów produktów zupełnego spalania węgla. Na rys. 50 pokazano wizualizacje masowych udziałów CO₂ w przestrzeni cylindrowej silnika. Udziały te zaprezentowano dla tych samych położeń wału korbowego i tych samych wymiarów otworków wtryskiwacza co na rys. 49. Zgodnie z przedstawionymi wynikami, w przypadku wtrysku paliwa przez otworki o średnicy 0,225 mm w okolicy 20° za GMP CO₂ znajduje się w obrębie strugi palącego się paliwa, by po następnych 20°OWK rozprzestrzenić się na całą objętość przestrzeni cylindrowej. Wzrost średnicy otworków wtryskiwacza powoduje wydłużenie procesu spalania poza kąt 40° za GMP.

5.3.2. Liczba otworków we wtryskiwaczu paliwa

Liczba otworków wtryskiwacza paliwa może mieć istotny wpływ na skład gazów wylotowych. Potwierdzeniem tego stanu rzeczy są prezentowane wyniki badań laboratoryjnych. W trakcie wspomnianych badań dokonano pomiarów podczas pracy obiektu badawczego z zakoksowanym rozpylaczem paliwa. Dokonano również pomiarów na obiekcie badawczym pracującym z wtryskiwaczem o mniejszej liczbie otworków. W obu przypadkach zaobserwowano zmiany w składzie gazów wylotowych. Z tego powodu po pozytywnej walidacji modelu dokonano symulacji wpływu liczby otworków wtryskiwacza na skład gazów wylotowych. Symulacja polegała na zmianie liczby otworków wtryskiwacza paliwa w zakresie od 7 do 10 otworków. Pozostałe parametry brzegowe i początkowe modelu nie zostały zmienione w stosunku do pracy obiektu badawczego uznanego za sprawny z maksymalnym rozpatrywanym obciążeniem.

Wzrost liczby otworków wtryskiwacza paliwa bez zmian pozostałych parametrów geometrycznych powoduje zmniejszenie ciśnienia wtrysku, nie powoduje natomiast zmiany w czasie samozapłonu. We wszystkich rozpatrywanych przypadkach zaobserwowano ten sam czas opóźnienia samozapłonu wynoszący około 3°OWK po rozpoczęciu wtrysku paliwa do cylindra. Chwilę samozapłonu określono przez obserwację przebiegu wartości wywiązywania się ciepła z masy paliwa w przestrzeni cylindrowej. Obserwacja pierwszej dodatniej wartości ciepła wywiązującego się z procesu spalania oznacza zapłon paliwa. Czas próbkowania na tym etapie obliczeń, a więc i czułość oznaczenia chwili samozapłonu był ustawiony na 0,1°OWK.

Zmiana ciśnienia wtrysku paliwa wpływa na szybkość wypływu paliwa z wtryskiwacza. Na rys. 51 zaprezentowano parametry procesu spalania, czyli zasięg strugi paliwa, szybkość spalania, charakterystyczne kąty przebiegu spalania oraz ciśnienia spalania. Zgodnie z przedstawionymi wynikami większa liczba otworków przyczynia się do spadku prędkości wypływu paliwa przy nieznacznych zmianach zasięgu wtryskiwanej strugi paliwa. Nie stwierdzono przy tym zmiany ilości parującego paliwa w czasie. W efekcie można zaobserwować niewielkie spowolnienie kinetycznej fazy spalania, które jest spowodowane wolniejszym podawaniem paliwa do cylindra. Na rys. 51 widoczne jest również spowolnienie dyfuzyjnej fazy procesu spalania. W wyniku tego kąt CA90% ulega wydłużeniu dla wtryskiwacza 10-otworkowego o 18°OWK w porównaniu z wtryskiwaczem 7-otworkowym.



108 Jerzy Kowalski Wykorzystanie składu spalin w diagnostyce czterosuwowych silników okrętowych

Rys. 50. Wizualizacja wpływu wielkości otworków wtryskiwacza paliwa na rozkład udziałów CO₂ w cylindrze dla wybranych położeń wału korbowego silnika


Rys. 51. Wpływ liczby otworków wtryskiwacza paliwa na parametry procesu spalania w cylindrze silnika: a) zasięg strugi wtryskiwanego paliwa, b) szybkość, c) charakterystyczne kąty przebiegu spalania oraz d) maksymalne i średnie ciśnienie spalania

Spowolnienie procesu spalania powoduje obniżenie temperatury oraz maksymalnego i średniego ciśnienia. W efekcie następuje spadek udziałów NOx. Spadek średniego ciśnienia wiąże się z pogorszeniem jego sprawności. Obrazem tego stanu rzeczy jest wzrost udziałów CO w cylindrze silnika. Na rys. 52 zaprezentowano wpływ liczby otworków wtryskiwacza na temperaturę procesu spalania oraz udziały NOx, CO i CO_2 w cylindrze silnika.

Analiza prezentowanych na rys. 52 wyników pokazuje, że istnieje pewna maksymalna liczba otworków wtryskiwacza, która w danych warunkach nie powoduje znaczącego ograniczenia szybkości procesu spalania przy ograniczonym udziale NOx w składzie gazów wylotowych. W opisanym modelu wzrost liczby otworków do 10 powoduje na tyle duże obniżenie ciśnienia wtryskiwanego paliwa, że efektem tego jest spowolnienie procesu spalania i ponaddwukrotny wzrost udziałów CO w stosunku do procesu spalania z wtryskiwaczem 7-otworkowym. Oczywiście należy pamiętać, że wniosek ten jest słuszny tylko dla prezentowanych warunków. Istnieje przecież możliwość opóźnienia otwarcia zaworu wylotowego pozwalająca na dopalenie mieszaniny w cylindrze. Dzięki takiemu zabiegowi możliwe jest dalsze ograniczenie udziałów NOx przy zachowaniu szybkości procesu spalania.



Rys. 52. Wpływ liczby otworków wtryskiwacza paliwa na: a) temperaturę procesu spalania i udziały b) NOx, c) CO₂ i d) CO w cylindrze silnika

5.3.3. Kąt stożka wtrysku paliwa

Analiza literatury [187] pozwala na przypuszczenie, że kątowe położenie otworków wtryskiwacza paliwa ma wpływ na skład gazów wylotowych. Należy jednak pamiętać, że zgodnie z [188] kąt stożka wtrysku paliwa musi być dobierany w oparciu o analizę geometryczną komory spalania, a zwłaszcza kształtu i położenia denka tłoka w chwili wtrysku paliwa.

W celu zbadania wpływu kąta stożka wtrysku paliwa na skład gazów wylotowych dokonano obliczeń na modelu spalania w cylindrze silnika. Obliczeń dokonano dla warunków brzegowych i początkowych odpowiadających pracy obiektu badawczego z maksymalnym rozpatrywanym obciążeniem i uznanego za sprawny. Dokonano obliczeń dla wartości kąta stożka wtrysku paliwa φ , zgodnie z nomenklaturą z rys. 30, zwiększonego i zmniejszonego o 6° i 12° w stosunku do nominalnej wartości kąta stożka wtrysku równej 144°.

Na rys. 53 przedstawiono przekroje poprzeczne cylindra silnika z wizualizacją strugi wtryskiwanego paliwa do komory spalania w postaci rozkładu prędkości mas dla kątów stożka wtrysku paliwa φ wynoszących odpowiednio 132°, 138°, 144°, 150° i 156°. Wyniki obliczeń zaprezentowano dla kątowego położenia wału korbowego wynoszącego 5° przed GMP.



Rys. 53. Wizualizacja rozkładu prędkości strugi paliwa 5° przed GMP dla wybranych wartości kątów stożka wtrysku φ w m/s

Na rys. 54 zaprezentowano wpływ wartości kąta stożka wtrysku paliwa na wyniki obliczonego strumienia ciepła wywiązującego się ze spalanego paliwa.



Rys. 54. Wpływ kąta stożka wtrysku paliwa na: a) skumulowane ciepło, b) szybkość spalania oraz chwile wystąpienia maksymalnej szybkości spalania dla fazy c) kinetycznej i d) dyfuzyjnej procesu spalania

Wartość kąta stożka wtrysku paliwa nie wpływa na proces parowania i zapłonu paliwa. Dla wszystkich rozpatrywanych kątów uzyskano tę samą chwilę samozapłonu. Strumień masy par paliwa również nie ulegał zmianie. Należy pamiętać, że parametry geometryczne strugi paliwa wynikające między innymi z ciśnienia wtrysku również nie uległy zmianie. Przedstawione na rys. 54 wyniki potwierdzają natomiast tezę, że wartość kąta stożka wtrysku paliwa ma wpływ na przebieg procesu spalania. Zwiększenie stożka wtrysku paliwa w rozpatrywanym zakresie powoduje wydłużenie kinetycznej fazy procesu spalania przy niezmiennej szybkości wywiązywania ciepła. Analiza dyfuzyjnej fazy procesu spalania wykazuje tendencję odwrotną. Wzrost kąta stożka wtrysku powoduje skrócenie tej fazy spalania. Bilans ogólny jest taki, że wzrost kąta stożka wtrysku powoduje przyspieszenie procesu spalania. Efektem tego jest również wzrost temperatury i ciśnienia. Na rys. 55 zaprezentowano zależność temperatury i ciśnienia procesu spalania od wartości kąta stożka wtrysku w zakresie wartości maksymalnych.

Zgodnie ze wzmiankowanymi wynikami wzrost kąta stożka wtrysku powoduje wzrost temperatury i ciśnienia procesu spalania. Istotny jest przy tym fakt, że strumień wtryskiwanego paliwa powinien się zawsze znajdować w obrębie komory spalania i wtryskiwane paliwo nie powinno stykać się z powierzchniami cylindra silnika. Bezpośredni kontakt powoduje pogorszenie warunków spalania poprzez wychłodzenie mieszaniny palnej. Taką sytuację zaobserwowano w przypadku maksymalnego rozpatrywanego kąta stożka wtrysku. Zgodnie z rys. 53 strumień wtryskiwanego paliwa pod kątem 156° jest blisko ścianki głowicy cylindra. Powoduje to nieznaczne obniżenie temperatury procesu spalania w stosunku do wartości kąta wtrysku równej 150°. Oznacza to, że efekt przyspieszenia procesu spalania w przypadku największego rozpatrywanego kąta stożka wtrysku zostaje zniwelowany przez schłodzenie ściankami cylindra, znajdującymi się w sąsiedztwie procesu spalania. Należy jednak zaznaczyć, że zmiany wspomnianych parametrów są stosunkowo niewielkie.



Rys. 55. Wpływ wartości kąta stożka wtrysku paliwa na: a) temperaturę i b) ciśnienie procesu spalania



Rys. 56. Wpływ wartości kąta stożka wtrysku paliwa na: udziały a) NOx i b) CO w cylindrze silnika

Różnice dla skrajnych wartości kąta stożka wtrysku paliwa wyniosły niespełna 3% dla maksymalnego i średniego ciśnienia spalania oraz 47K dla maksymalnej temperatury. Pomimo tak niewielkich zmian parametrów termodynamicznych tego procesu zaobserwowano zmiany składu gazów wylotowych. Na rys. 56 zaprezentowano wpływ wartości kąta stożka wtrysku paliwa na obliczone wartości udziałów NOx i CO w cylindrze silnika. Wzrost temperatury i ciśnienia wraz ze wzrostem kąta stożka wtrysku paliwa do cylindra przyczynia się do wzrostu udziałów NOx w mieszaninie gazów. Oczywiście niewielkie obniżenie temperatury procesu spalania obliczone dla kąta 156° skutkuje również obniżeniem udziałów NOx w gazach wylotowych. Skrócenie procesu spalania dla tej wartości kąta stożka wtrysku powoduje zmniejszenie udziałów CO w mieszaninie. Zaobserwowano przy tym wzrost udziałów CO₂ w mieszaninie, co może być efektem dopalenia większej ilości CO. Efekt ten jest oczywisty w związku z niezmienną dawką paliwa dla wszystkich rozpatrywanych przypadków.

5.4. Zmiana temperatury i ciśnienia początkowego w cylindrze silnika

Badania eksperymentalne obejmowały pomiary przeprowadzone podczas pracy obiektu badawczego z niesprawnościami usytuowanymi w układzie wymiany ładunku. Dławienie kanału dolotowego lub wylotowego powoduje zmianę charakterystyki przełykowej układu silnik–turbosprężarka [189]. W wyniku tego stanu rzeczy następuje zmiana parametrów termodynamicznych powietrza dostarczanego do cylindrów silnika. Na rys. 57 zaprezentowano wyniki obliczeń z zastosowaniem jednowymiarowego modelu przepływów w obiekcie badawczym opisanym w rozdziale 4.2, dla parametrów początkowych i brzegowych odpowiadających pracy obiektu badawczego z maksymalnym rozpatrywanym obciążeniem.



Rys. 57. Wpływ dławienia: a) kanału dolotowego, b) kanału wylotowego na temperatury i ciśnienia powietrza i gazów wylotowych

Zgodnie z prezentowanymi wynikami obliczeń dławienie kanału dolotowego powietrza powoduje oczywiste zmniejszenie ciśnienia doładowania. Efektem tych zmian jest ograniczenie ilości powietrza dostarczanego do cylindrów silnika. Zgodnie z wynikami obliczeń zdławienie kanału dolotowego o 60% powoduje ograniczenie strumienia masy powietrza przez kanał dolotowy o 6,5%. W wyniku tego stanu rzeczy następują zmiany procesu spalania i w konsekwencji wzrost temperatury gazów wylotowych. Uzyskane wyniki są zbieżne z wynikami pomiarów na obiekcie badawczym.

Dławienie kanału wylotowego powietrza powoduje wzrost zarówno temperatury, jak i ciśnienia gazów wylotowych. Należy przy tym zaznaczyć, że wspomniane zmiany ciśnienia i temperatury są stosunkowo niewielkie w przypadku ograniczenia przekroju poprzecznego kanału wylotowego do 88%. Dławienie kanału wylotowego o 88% powoduje zmniejszenie natężenia przepływu gazów wylotowych o 3%. Dalsze ograniczenie przekroju poprzecznego kanału wylotowego do 93% początkowego przekroju poprzecznego powoduje ograniczenie przepływu gazów wylotowych o 35%.

W celu analizy wpływu zmian temperatury i ciśnienia powietrza doładowującego na skład gazów wylotowych dokonano symulacji w oparciu o pozytywnie walidowany model procesu spalania. Analizę uzyskanych wyników przeprowadzono oddzielnie dla zmian temperatury i ciśnienia powietrza doładowującego.

5.4.1. Zmiana ciśnienia powietrza doładowującego

Ciśnienie powietrza doładowującego ma istotny wpływ na skład gazów wylotowych. Zmiana ciśnienia powietrza w kanale dolotowym przy stałej wartości temperatury powoduje dostarczenie większej ilości powietrza do cylindra. Z tego powodu po pozytywnej walidacji modelu dokonano obliczeń dla wybranych wartości ciśnienia doładowania, stanowiących wartości początkowe dla całej objętości przestrzeni cylindrowej w chwili zamknięcia zaworów dolotowych.

Obliczenia przeprowadzono dla wartości parametrów brzegowych i początkowych odpowiadających pracy obiektu badawczego z maksymalnym rozpatrywanym obciążeniem i uznanego za sprawny. Podczas symulacji dokonano obliczeń dla zwiększonego i zmniejszonego początkowego ciśnienia powietrza w stosunku do wartości nominalnej o odpowiednio 10% i 20% wartości względnej. Wartości zmian ciśnienia zaprezentowano w tabeli 13.

Wartość bezwzględna ciśnienia [kPa]	166,15	174,42	182,69	190,96	199,23
Zmiana w [%]	-20	-10	0	+10	+20

Tabela 13	. Zmiana	ciśnienia	doładowania
-----------	----------	-----------	-------------

Wzrost ciśnienia doładowania powoduje proporcjonalny wzrost ciśnienia w cylindrze silnika na końcowym etapie procesu sprężania. W efekcie tego następują zmiany w procesie wtrysku paliwa do cylindra. Zmiany te polegają na zmianie średnicowego rozkładu kropel w strudze wtryskiwanego paliwa [185] oraz na zmianie szybkości i zasięgu strugi paliwa w komorze spalania [105]. Na rys. 58 zaprezentowano wpływ wartości ciśnienia doładowania na wyniki obliczeń zasięgu strugi paliwa oraz wywiązywania ciepła. Zgodnie z przedstawionymi wynikami wzrost ciśnienia w przestrzeni cylindrowej silnika powoduje spowolnienie wypływu paliwa z wtryskiwacza oraz skrócenie jego zasięgu. W wyniku tych zmian następuje skrócenie czasu kinetycznej fazy spalania. Zaobserwowano również zmniejszenie intensywności wspomnianej fazy procesu spalania. Nie zaobserwowano natomiast zmiany intensywności procesu parowania paliwa wraz ze zmianą ciśnienia doładowania. Wzrost ciśnienia powietrza w cylindrze silnika powinien spowodować szybszy zapłon. Efekt taki również zaobserwowano, jednak w bardzo niewielkim zakresie. Zmiana ciśnienia doładowania z -20% do +20% spowodowała przyspieszenie samozapłonu paliwa tylko o 0,2°OWK.

W związku z brakiem widocznych zmian procesu parowania paliwa oraz tylko nieznaczną zmianą opóźnienia samozapłonu można przypuszczać, że zmniejszenie czasu trwania i intensywności kinetycznej fazy procesu spalania jest spowodowane zmienionym rozkładem wymiarów kropel w strudze paliwa [190]. Dodatkowym efektem wzrostu ciśnienia doładowania jest wydłużenie całego procesu spalania. Wydłużenie to jest widoczne na powiększonej charakterystyce szybkości procesu spalania (rys. 58). Wzrost ciśnienia doładowania powoduje również łagodniejszy przebieg dyfuzyjnej fazy wzmiankowanego procesu.



Rys. 58. Wpływ ciśnienia doładowania na parametry procesu spalania: a) zasięg strugi wtryskiwanego paliwa, b) położenie maksymalnej szybkości spalania, c) szybkość spalania



Rys. 59. Wpływ ciśnienia doładowania na: a) i b) charakterystyki ciśnienia i temperatury w cylindrze silnika, c) maksymalne i średnie ciśnienie spalania, d) ciśnienie i temperaturę w chwili otwarcia zaworu wylotowego oraz masę e) NOx, f) CO w cylindrze silnika

Na rys. 59 zaprezentowano wpływ wartości ciśnienia doładowania na obliczone wartości ciśnienia i temperatury procesu spalania. Wydłużenie procesu spalania wraz ze wzrostem ciśnienia doładowania powoduje spadek temperatury w cylindrze silnika oraz w kanale wylotowym przy wzroście ciśnienia dla całego rozpatrywanego zakresu położeń wału korbowego. Wzrost ciśnienia doładowania przekłada się na zmniejszenie ilości CO w mieszaninie gazów. Oznacza to, że mimo zmniejszonej temperatury sam proces spalania jest dokładniejszy. Analiza udziału składników gazowych w mieszaninie palnej jest w tym wypadku niepełna ze względu na zmianę ilości powietrza w cylindrze wraz ze zmianą ciśnienia doładowania. Z tego powodu na rys. 59 zaprezentowano obliczone wartości masy NOx oraz masy CO w składzie mieszaniny w cylindrze silnika. Zgodnie z przedstawionymi wynikami wzrost ciśnienia doładowania powoduje zmniejszenie ilości powstających NOx. Przyczyną tego stanu rzeczy jest zmniejszenie temperatury procesu spalania spowodowane wydłużeniem tego procesu, ale i wychłodzeniem komory spalania większą ilością dostarczonego powietrza. Należy pamiętać, że wynik ten jest prawdziwy tylko w przypadku braku zmiany temperatury powietrza doładowującego oraz dawki paliwa.

W rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych silnika zmiana ciśnienia doładowania powoduje zmianę zarówno temperatury doładowania [191], jak i dawki paliwa [192]. Zmiana temperatury jest spowodowana zmianą bilansu energetycznego chłodnicy powietrza doładowującego, a zmiana dawki paliwa odpowiedzią regulatora prędkości obrotowej silnika.

5.4.2. Zmiana temperatury powietrza doładowującego

Zmiana ciśnienia doładowania spowodowana niesprawnościami układu wymiany ładunku związana jest zazwyczaj ze zmianą temperatury. Z tego powodu dokonano symulacji zmiany temperatury początkowej powietrza dostarczanego do cylindrów silnika. Dokonano obliczeń dla wybranych wartości temperatury powietrza doładowującego, stanowiących wartości początkowe dla całej objętości przestrzeni cylindrowej w chwili zamknięcia zaworów dolotowych. Obliczenia przeprowadzono dla wartości parametrów brzegowych i początkowych odpowiadających pracy obiektu badawczego z minimalnym rozpatrywanym obciążeniem dla zdławionego kanału dolotowego powietrza. Wartości temperatury początkowej powietrza wynosiły odpowiednio 70°C, 71°C, 72°C, 75°C i 80°C.

Wzrost początkowej temperatury powietrza w cylindrze silnika powoduje, że do cylindra silnika dostarczana jest mniejsza ilość powietrza. Symulowany wzrost temperatury powietrza o 10°C spowodował zmniejszenie masy powietrza w cylindrze o około 3% oraz wzrost temperatury powietrza obliczonej dla końca suwu sprężania o 20°C. Efektem tego jest wzrost szybkości parowania paliwa wtryskiwanego do cylindra. Na rys. 60 zaprezentowano wpływ temperatury powietrza doładowującego na parametry procesu spalania w cylindrze silnika.

Zgodnie z prezentowanymi wynikami wzrost temperatury i szybkości parowania nie powoduje skrócenia opóźnienia samozapłonu. Jest wręcz odwrotnie. Wzrost temperatury spowodował przyspieszenie samozapłonu paliwa. Analiza geometrii i obliczonego składu strugi wtryskiwanego paliwa do cylindra nie ujawniła zmian spowodowanych wzrostem temperatury powietrza w cylindrze. Nie stwierdzono również zmiany ciśnienia w cylindrze podczas procesu sprężania. Należy pamiętać, że prezentowane rozważania dotyczą minimalnej rozpatrywanej dawki paliwa. W takich warunkach decydujący wpływ na zapłon paliwa ma stężenie mieszaniny powietrza i odparowanego paliwa. Ponadto czas wtrysku w tym wypadku wynosi 12°OWK, a więc koniec wtrysku paliwa występuje w okolicy końca kinetycznej fazy procesu spalania. Zgodnie z przedstawionymi na rys. 60 wynikami obliczeń wzrost temperatury powietrza powoduje przyspieszenie początkowej fazy procesu spalania, jednak maksymalna szybkość wywiązywania ciepła przypada dla minimalnej temperatury powietrza. Przedstawione uwarunkowania powodują, że wzrost temperatury powietrza przyczynia się do wzrostu temperatury spalania, ale powoduje niewielkie obniżenie ciśnienia spalania. Na rys. 61 zaprezentowano wpływ temperatury powietrza doładowującego na temperaturę i ciśnienie procesu spalania.



Rys. 60. Wpływ temperatury początkowej powietrza doładowującego na: a) ilość powietrza w cylindrze i czas zapłonu, b) szybkość spalania, c) charakterystykę parowania paliwa i d) wartość średniej średnicy kropel paliwa wg Sautera



Rys. 61. Wpływ temperatury powietrza doładowującego na charakterystyki: a) ciśnienia i b) temperatury procesu spalania w cylindrze silnika

Zgodnie z prezentowanymi wynikami wzrost temperatury powietrza o 10°C spowodował wzrost maksymalnej temperatury spalania o 28°C i spadek maksymalnego ciśnienia o 1%. Zmiany opisywanych parametrów są na tyle małe, że mieszczą się w założonym błędzie walidacji modelu.



Rys. 62. Wpływ temperatury powietrza doładowującego na ilość: a) NOx i b) CO w mieszaninie gazów

Niemniej jednak przedstawione zmiany temperatury i ciśnienia procesu spalania oraz zmniejszona zawartość powietrza w cylindrze silnika przyczyniają się do zmiany składu gazów wylotowych. Na rys. 62 zaprezentowano wpływ wartości temperatury powietrza doładowującego na zmiany masy NOx i CO w gazach wylotowych. Wzrost temperatury powietrza powoduje wzrost ilości powstających NOx. Zaobserwowano przy tym, że zwiększenie temperatury powietrza powyżej 75°C nie powoduje dalszego wzrostu masy NOx. Jest to spowodowane opóźnieniem zapłonu paliwa. Wzrost temperatury początkowej powietrza powoduje również zmniejszenie ilości powstających CO w mieszaninie palnej. W chwili otwarcia zaworu wylotowego ilość emitowanych do atmosfery CO jednak rośnie ze wzrostem temperatury początkowej powietrza. W prezentowanych rozważaniach dawka paliwa nie ulegała zmianie. Z tego powodu zaobserwowano również spadek zawartości CO₂ w gazach wylotowych, proporcjonalny do wzrostu zawartości CO. Obniżenie ilości powietrza w cylindrze spowodowało natomiast niewielkie obniżenie zawartości O₂ w gazach wylotowych.

5.5. Podsumowanie wyników modelowania

Przedstawione wyniki modelowania pozwalają na wyodrębnienie parametrów pracy silnika, które ulegają zmianie podczas pracy silnika z wybranymi niesprawnościami. Należy zaznaczyć, że w obiekcie badawczym poszczególne niesprawności często powodują zmiany kilku parametrów. Ponadto konieczność utrzymania stałej prędkości obrotowej silnika powoduje zmianę dawki paliwa, a symulacja uszkodzenia w jednym cylindrze pociąga za sobą zmiany parametrów procesu spalania w pozostałych cylindrach. Prezentowane wyniki modelowania pozwalają na szczegółową analizę zjawisk zachodzących w cylindrze silnika. Wynikiem przedstawionych analiz jest określenie wpływu wybranych parametrów pracy silnika na skład gazów wylotowych. Takie postepowanie pozwala również na wybór sygnałów diagnostycznych w składzie gazów wylotowych.

W tab. 14 zaprezentowano w sposób syntetyczny wyniki wpływu symulowanych zmian parametrów powietrza doładowującego i geometrii wtryskiwacza paliwa na parametry procesu spalania i udziały NOx w chwili otwarcia zaworu wylotowego.

Symulacja	Szybkość spalania	Temperatura spalania	Ciśnienie spalania	Udział NOx
Wzrost kąta wyprzedzenia wtrysku	↑	1	↑ (1
Wzrost dawki paliwa	1	↑	↑	↑
Wzrost średnicy otworków wtryskiwacza	\downarrow	\downarrow	\downarrow	\downarrow
Wzrost liczby otworków wtryskiwacza	\downarrow	\downarrow	\downarrow	\downarrow
Wzrost kąta wtrysku paliwa	↑↓*	1	↑	↑
Wzrost ciśnienia doładowania	-	\downarrow	1	\downarrow
Wzrost temperatury doładowania	\downarrow	↑ (-	↑ (

Tabela 14. Wpływ symulacji na modelowane parametry procesu spalania

 \uparrow – wzrost, \downarrow – zmniejszenie, – bez zmian

* - wzrost dla fazy kinetycznej, zmniejszenie dla fazy dyfuzyjnej.

Zgodnie z prezentowanymi wynikami wzrost temperatury i ciśnienia spalania powoduje wzrost udziałów NOx w gazach wylotowych. Ze względu na brak pozytywnej walidacji obliczonych udziałów CO i CO₂ nie zaprezentowano ich w tab.14. Istotny jest również fakt, że zmiana temperatury i ciśnienia doładowania w symulowanym zakresie powoduje tylko niewielkie zmiany w składzie gazów wylotowych, które mogą się mieścić w zakresie rozbieżności między wartościami zmierzonymi a modelowanymi.

6. Proponowana metoda diagnozowania

6.1. Wybór nośników sygnałów diagnostycznych

Jak już wcześniej wspomniano, wiekszość niesprawność silnika spalinowego powoduje zmiany w organizacji procesu spalania w cylindrach silnika. Efektem tych zmian jest zmiana składu gazów wylotowych. Ogólnie rzecz ujmując, zmiana udziałów paliwa w mieszaninie palnej powoduje zmiany udziałów CO i CO₂ w gazach wylotowych silnika przy czym stosunek udziałów tych dwóch związków może być miarą sprawności procesu spalania. Niesprawności silnika usytuowane w układzie wymiany ładunku powodują zmiany ilości powietrza dostarczanego do cylindrów silnika. Efektem tego może być zmiana zawartości O_2 w gazach wylotowych silnika. Ponadto zmiana temperatury, ciśnienia i czasu spalania w cylindrze silnika przekłada się na zmianę zawartości NOx w gazach wylotowych, rozumianej w niniejszej pracy jako suma udziałów NO i NO₂. Zawartość NOx w gazach wylotowych uzależniona jest również od wilgotności, temperatury i ciśnienia powietrza doładowującego. Jest to bardzo uogólniony i uproszczony opis, niemniej jednak prezentuje celowość zastosowania wspomnianych składników gazowych gazów wylotowych jako nośników sygnałów diagnostycznych.

Należy zaznaczyć, że prezentowane nośniki sygnałów diagnostycznych nie pozwalają na wykrywanie niesprawności silnika występujących w poszczególnych jego cylindrach. Jak już wcześniej wzmiankowano, rozpatrywane w pracy niesprawności silnika okrętowego mogą być umownie skalsyfikowane w następujących kategoriach: niesprawności usytuowane w układzie wymiany ładunku, niesprawności usytuowane w cylindrach silnika oraz niesprawności usytuowane w obrębie aparatury wtryskowej paliwa. W przypadku dwóch ostatnich kategorii niesprawności silnika wykrywanie jego stanu technicznego wymaga identyfikacji cylindra, w którym niesprawność wystąpiła. Z tego powodu sygnały diagnostyczne muszą pochodzić również z poszczególnych cylindrów silnika. Dostępnym i powszechnie stosowanym tego typu sygnałem diagnostycznym jest temperatura gazów wylotowych z cylindrów silnika. W związku z tym wyselekcjonowano następujące nośniki sygnałów diagnostycznych:

- udział masowy NOx w gazach wylotowych, skorygowany do standardowych warunków atmosferycznych zgodnie z normą ISO 8178,
- udziały masowe CO, CO₂ i O₂ w gazach wylotowych silnika oraz
- temperatury gazów wylotowych zmierzone za wszystkimi cylindrami silnika.

A więc w pracy rozpatrywane były punkty w diagnostycznej przestrzeni n-wymiarowej o współrzędnych:

$$TS = (CO, CO_2, O_2, NOx, T_1 \dots T_b)$$
(4)

gdzie:

 $T_1 \dots T_b$ są temperaturami gazów wylotowych zmierzonymi za cylindrami od 1 do b.

Analiza wyników pomiarów laboratoryjnych pozwoliła na jakościową identyfikację rozpatrywanych niesprawności silnika w oparciu o wymienione nośniki informacji diagnostycznej.

Diagnozowanie stanu technicznego układów funkcjonalnych silnika okrętowego wymaga wyznaczenia wzorców niesprawności silnika oraz wzorca jego prawidłowego działania z zastosowaniem wspomnianych sygnałów diagnostycznych. Możliwe jest tu zastosowanie różnych metod. Najprostszym rozwiązaniem jest współpraca systemu z operatorem/nauczycielem, który na podstawie własnej wiedzy i wartości parametrów mierzonych jest w stanie wybrać sygnały diagnostyczne i ich dopuszczalne wartości z punktu widzenia celu diagnozowania. Należy pamiętać, że takie rozwiązanie może być długotrwałe ze względu na konieczność doboru sygnałów diagnostycznych i ich wartości dla całego zakresu obciążeń i prędkości obrotowych silnika. Rozwiązaniem jest zastosowanie funkcji aproksymujących wartości wzorcowych sygnałów diagnostycznych dla zmiennych stanowiących obciążenie i prędkość obrotową silnika zgodnie z następującą zależnością:

$$F_i(a_1 \dots a_n) = f(P, N) \tag{5}$$

gdzie P jest obciążeniem silnika a N jest jego prędkością obrotową.

Proponowane podejście znacznie skraca czas uczenia systemu diagnostycznego. Efektem negatywnym jest natomiast zmniejszenie pewności diagnozy spowodowane niedokładnością aproksymacji. W celu uzyskania wzorców niesprawności silnika wyniki z wszystkich obserwacji pochodzących z pomiarów laboratoryjnych na obiekcie badawczym Al25/30 zostały standaryzowane. Standaryzacja wyników przebiegała według następujących zależności:

Obciążenie silnika:
$$P_{stand} = P/P_{max}$$
, pozostałe parametry:
 $a_{stand} = \frac{(a_{uszk} - a_{sprawny})}{a_{sprawny}}$,

gdzie:

 a_{uszk} – rozpatrywany parametr dla silnika pracującego z uszkodzeniem, $a_{sprawny}$ – rozpatrywany parametr dla silnika uznanego za sprawny.

Następnie standaryzowane wyniki pomiarów wykorzystano do wyznaczenia wzorców niesprawności silnika za pomocą funkcji aproksymujących $F_i = f(P)$, gdzie P to obciążenie silnika.

Do tego celu wybrano funkcje wielomianowe 1, 2 lub 3 stopnia dla udziałów masowych NOx, CO, CO₂ i O₂ oraz temperatury gazów wylotowych za cylindrami silnika. Stałe wspomnianych funkcji wielomianowych dobrano dla minimalnej wartości współczynnika determinancji (\mathbb{R}^2) wynoszącej 0,748.

6.2. Przebieg eksperymentu biernego

W celu weryfikacji uzyskanych wyników przeprowadzono eksperyment bierny. Eksperyment polegał na pomiarach parametrów pracy silnika napędu głównego statku w warunkach morskiej eksploatacji. Wybranym obiektem badawczym jest statek badawczy Horyzont II Akademii Morskiej w Gdyni o sygnale wywoławczym "SPGN". Statek jest wyposażony w jeden silnik napędu głównego napędzający śrubę nastawną. Jest to 8-cylindrowy, czterosuwowy silnik doładowany o zapłonie samoczynnym. Parametry silnika zaprezentowano w tab. 15. Należy wspomnieć, że konstrukcja aparatury wtryskowej oraz metoda doładowania w opisywanym silniku są podobne co do zasady działania z postacią konstrukcyjną silnika laboratoryjnego.

Parametr i jednostka	Wartość
Moc nominalna [kW]	1280
Nominalna prędkość obrotowa [obr./min]	1000
Liczba cylindrów	8
Średnica tłoka [mm]	200
Skok tłoka [mm]	300

Tabela 15. Parametry silnika napędu głównego statku Horyzont II 8S20 Sulzer

Pomiary przeprowadzono podczas morskiej eksploatacji statku w czasie od lipca 2012 roku do października 2013 roku. Statek w tym czasie wykonał 4 rejsy na trasie Gdynia – Spitsbergen – Gdynia (łącznie ponad 18 000 mil morskich) oraz kilka krótszych rejsów po morzach Bałtyckim i Północnym. Podczas rejsu rejestrowano obciążenie i prędkość obrotową silnika, parametry turbosprężarki, układu chodzenia, smarowania, zasilania paliwem i układu wymiany ładunku z czasem próbkowania równym 1 sekundzie. Mierzony był również skład gazów wylotowych z zastosowaniem tego samego egzemplarza analizatora elektrochemicznego spalin, który zastosowano podczas badań laboratoryjnych. Analizy gazów wylotowych dokonywano raz na 24 godziny przez okres 30 minut z czasem próbkowania pomiarów równym 5 sekund. W czasie analizy gazów wylotowych mierzone były również ciśnienie, temperatura i wilgotność powietrza doładowującego. Dokładność i zakres pomiarowy czujników zaprezentowano w tab. 16. Mierzono również ciśnienie w cylindrach silnika z rozdzielczością 0,5 stopnia obrotu wału korbowego. Uzyskane wyniki pomiarów posłużyły do wyznaczenia obserwacji, na które składały się średnie arytmetyczne wyniki pomiarów z wymienionych torów pomiarowych. Wspomniane średnie arytmetyczne pochodziły z czasu pracy silnika odpowiadającego czasowi, w którym dokonywano analizy gazów wylotowych. Podczas całego okresu pomiarów udało się skompletować 111 obserwacji.

Należy zauważyć, że podczas badań laboratoryjnych silnik pracował ze stałą prędkością obrotową oraz w warunkach quasi-ustalonych. Z tego powodu do weryfikacji wyników badań zastosowano tylko te dane z pomiarów na statku, które odpowiadały pracy silnika w warunkach quasi-ustalonych ze stałą prędkością obrotową. Dlatego liczba obserwacji służących do weryfikacji wyników badań musiała być zredukowana do 27.

Zgodnie z raportem mechanika okrętowego podczas całego okresu pomiarów zaobserwowano następujące niesprawności silnika głównego:

- zanieczyszczenie kanału wylotowego po odpowiednio 35 i 120 godzinach nieprzerwanej pracy po ostatnim płukaniu turbiny doładowującej,
- zanieczyszczenie filtra powietrza doładowującego,
- uszkodzenie wtryskiwacza paliwa na jednym z cylindrów.

Parametr	Zakres	Dokładność
Temperatura powietrza	0–60°C	±0,5°C
Wilgotność powietrza	0–90%	±2,0%
Temperatura gazów wylotowych	0–650°C	±1,35%
Udział CO w spalinach	0–10 000 ppm	±5,0%
Udział NO w spalinach	0–3000 ppm	±5,0%
Udział NO ₂ w spalinach	0–500 ppm	±5,0%
Udział CO ₂ w spalinach	0–50%	±0,3%
Udział O ₂ w spalinach	0–25%	±0,2%
Temperatura wody i oleju	0–120°C	±1%
Ciśnienie wody i oleju	0–4 barów	±1%
Ciśnienie indykowane	0–200 barów	±0,5%
Moc [kW]	-	±1%

Tabela 16. Zakres i dokładność przyrządów pomiarowych na statku Horyzont II

Pozostałe obserwacje posłużyły do weryfikacji stanu technicznego silnika uznanego przez mechanika okrętowego za sprawny. Opis i oznaczenia niesprawności obserwowanych podczas eksperymentu biernego zaprezentowano w tabeli 17, przy czym spośród wszystkich obserwacji silnika uznanego za sprawny przedstawiono 5 losowo wybranych. Wartości wybranych nośników sygnałów diagnostycznych dla wymienionych obserwacji przedstawiono w tabeli 18.

Obserwacja	Stan silnika głównego
O1	Zanieczyszczenie kanału wylotowego po 35 godzinach nieprzerwanej pracy po ostatnim płukaniu turbiny doładowującej
O ₂	Zanieczyszczenie kanału wylotowego po 120 godzinach nieprzerwanej pracy po ostatnim płukaniu turbiny doładowującej
O3	Zanieczyszczenie filtra powietrza doładowującego
O4	Zanieczyszczenie filtra powietrza doładowującego
O ₅	Uszkodzenie wtryskiwacza paliwa na jednym z cylindrów
O ₆	Silnik uznany za sprawny
O7	Silnik uznany za sprawny
O8	Silnik uznany za sprawny
O ₉	Silnik uznany za sprawny
O10	Silnik uznany za sprawny

Tabela 17. Oznaczenia obserwacji i niesprawności silnika głównego statku Horyzont II

Tabela 18. Wartości nośników	v sygnałów	diagnos	tycznych	[192]
------------------------------	------------	---------	----------	-------

	P/Pmax	T ₁	T ₂	T ₃	T4	T ₅	T ₆	T 7	T ₈	O ₂	CO	CO ₂	NOx
	[%]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[%]	[ppm]	[%]	[ppm]
O1	69	388	343	377	396	381	342	359	371	13,2	103	5,90	1048
O ₂	64	352	335	378	380	383	391	352	369	13,2	243	6,20	1110
O3	64	391	346	373	390	377	338	355	368	13,2	85	5,92	983
O4	72	349	333	388	384	387	388	350	368	13,2	266	6,12	1096
O ₅	61	396	339	364	388	367	329	353	356	13,3	107	5,78	1025
O6	68	396	352	383	405	386	350	367	378	13,2	97	6,00	985
07	67	396	351	384	404	387	348	366	378	13,2	106	6,01	967
O8	69	403	354	386	408	392	357	371	382	13,1	104	6,08	968
O9	58	343	324	370	359	371	395	341	354	13,2	244	6,03	1092
O10	66	350	340	379	378	385	391	351	374	13,3	202	6,16	1121

W tabeli 17 symbole O_I do O_{I0} odpowiadają rozpatrywanym obserwacjom, które zebrano podczas eksperymentu biernego, natomiast w tabeli 18 symbole T_I do T_8 oznaczają wartości temperatury gazów wylotowych zmierzone za wszystkimi cylindrami silnika głównego statku. *P/Pmax* oznacza wartość mocy silnika w stosunku do jego obciążenia nominalnego, wyrażoną w procentach. Prezentowany zestaw danych posłużył do weryfikacji zastosowanych symptomów diagnostycznych w oparciu o zaproponowaną metodę diagnozowania.

6.3. Opis proponowanej metody

Proponowana metoda [193] jest zbliżona co do zasady działania do metody SVDD zaproponowanej w [194] i zmodyfikowanej przez Zhao Y. i in. [46] do diagnozowania agregatów chłodniczych. Modyfikacja tej metody polega na założeniu, że wspomniana metoda SVDD może posłużyć nie tylko do określenia poprawnej pracy złożonego obiektu technicznego, ale również do wskazania jego niesprawności.

Stan techniczny silnika okrętowego lub innego złożonego systemu technicznego (*TS*) może być opisany wartościami sygnałów pomiarowych $(a_1 \dots a_n)$. Wartości tych sygnałów mogą być współrzędnymi punktu *TS* w n-wymiarowej przestrzeni afinicznej:

$$TS = (a_1, a_2, ..., a_n)$$
 (6)

Zmiana stanu technicznego silnika powoduje przemieszczenie się punktu w przestrzeni, które jest efektem zmiany wartości wspomnianych parametrów. Istnieją zatem obszary we wspomnianej przestrzeni odpowiadające pracy silnika z różnymi niesprawnościami. Obszary te mogą być zdefiniowane w postaci punktów lub hiperprzestrzeni wzorcowych (F_i). Im mniejsza jest odległość między punktem TS a F_i , tym większa jest pewność, że silnik pracuje z niesprawnością wzorcowaną punktem lub hiperprzestrzenią F_i . Diagnoza silnika polega więc na określeniu odległości między punktem TS a obszarami wzorcowymi F_i . Obszar wzorcowy F_i , znajdujący się najbliżej punktu TS, stanowi diagnozę stanu technicznego silnika, zgodnie z zależnością:

$$TS \Leftrightarrow \min[\overline{F_i \, TS}] = \left(\sqrt{\sum(|a_n - a_{i,n}|)}\right) \tag{7}$$

gdzie:

TS-diagnozowany stan techniczny,

 $\overline{|F_{i}TS|}$ – odległość między punktem TS oraz wzorcem niesprawności F_{i} ,

a_n-wartość *n*-tego sygnału diagnostycznego,

a_{i,n} – wartość *n*-tego sygnału w *i*-tym wzorcu niesprawności.

Przykład interpretacji proponowanej metody dla układu dwuwymiarowego zaprezentowano na rys. 63. Zgodnie z rys. 63 obszary F_1 , F_2 , $F_3 i F_4$ oznaczają obszary wzorcowe dla wybranych niesprawności silnika, natomiast liniami zaprezentowano odległość punktu *TS* od obszarów wzorcowych. Należy zaznaczyć, że jeden z obszarów F_i reprezentuje pracę silnika ze stanem technicznym uznanym jako "silnik sprawny".



Rys. 63. Dwuwymiarowa interpretacja graficzna proponowanej metody diagnozowania [193]

Jak już wcześniej wzmiankowano, wykrycie niesprawności silnika usytuowanej w obrębie jednego cylindra wymaga wskazania właściwego cylindra. Służą do tego nośniki informacji diagnostycznych w postaci temperatury gazów wylotowych zmierzonych za każdym z cylindrów. W przypadku stwierdzenia niesprawności, która może być umiejscowiona na jednym cylindrze silnika, dokonano wskazania poprzez znalezienie największej standaryzowanej wartości modułu temperatury gazów wylotowych z wszystkich cylindrów, według zależności:

$$F_{i,b} \Leftrightarrow max | Tb_{standarized} | \tag{8}$$

gdzie:

 $F_{i,b}$ – wybrany *i*-ty stan techniczny *b*-tego cylindra silnika, $Tb_{standarized}$ – standaryzowana temperatura gazów wylotowych za *b*-tym cylindrem.

Przedstawiona metoda pozwala na diagnozowanie stanu technicznego pod warunkiem prawidłowego wyznaczenia obszarów wzorcowych.

Podczas wyznaczania obszarów wzorcowych konieczna jest analiza dokładności zastosowanych urządzeń pomiarowych oraz założonej efektywności działania silnika. Należy zaznaczyć, że liczba wymiarów przestrzeni może być ograniczona w zależności od przydatności sygnałów diagnostycznych do wykrywania wybranej niesprawności.

Oznacza to, że sygnały wzorcowe rozpatrywanych niesprawności silnika mogą stanowić rzut w rozpatrywanej przestrzeni afinicznej. Sytuacja taka może mieć miejsce w przypadkach, w których wygenerowanie sygnału diagnostycznego ze zmierzonego parametru pracy silnika jest możliwe tylko dla wybranego obciążenia lub/i prędkości obrotowej silnika. Istnieje więc możliwość wyznaczenia podprzestrzeni n-wymiarowych, na których można odwzorować położenie punktu *TS* dla całego zakresu obciążeń i prędkości obrotowych silnika, przy czym punkty F_i mogą być odwzorowane tylko dla wybranych obciążeń i prędkości obrotowych pracy silnika. Analiza przemieszczania się punktu *TS* pozwala również na prognozowanie stanu technicznego silnika okrętowego. Algorytm postępowania zaprezentowano na rys. 64.

6.4. Zastosowanie proponowanej metody diagnozowania



Rys. 64. Algorytm proponowanej metody diagnozowania [193]

Zastosowanie proponowanej metody diagnostycznej wraz z wyselekcjonowanymi sygnałami diagnostycznymi ze składu i temperatury gazów wylotowych pozwoliły na postawienie diagnozy technicznej działania silnika głównego statku Horyzont II. W tabeli 19 przedstawiono wyniki klasyfikacji dla wszystkich rozpatrywanych obserwacji.

Obserwacja	Diagnoza silnika według mechanika wachtowego	Diagnoza według proponowanego algorytmu
O1	Dławienie kanału wylotowego po 35 godzinach pracy	sprawny
O2	Dławienie kanału wylotowego po 120 godzinach pracy	Dławienie kanału dolotowego
O3	Dławienie kanału dolotowego	Dławienie kanału dolotowego
O4	Dławienie kanału dolotowego	Dławienie kanału dolotowego
O ₅	Uszkodzenie wtryskiwacza (cylinder 1)	Zakoksowany wtryskiwacz (cylinder 1)
O ₆	sprawny	sprawny
O7	sprawny	sprawny
O8	sprawny	sprawny
O9	sprawny	Dławienie kanału dolotowego
O10	sprawny	Zwiększenie ciśnienia otwarcia wtryski- wacza (cylinder 6)

 Tabela 19.
 Wyniki diagnozy z zastosowaniem proponowanej metody w stosunku do diagnozy mechanika wachtowego

Zgodnie z wynikami, prezentowanymi w tabeli 19, w przypadku 6 obserwacji uzyskano diagnozę zbieżną z diagnozą techniczną postawioną przez mechanika okrętowego. W przypadku obserwacji O_3 i O_4 oraz niesprawności wtryskiwacza (O_5) zainstalowanego na cylindrze numer 1 diagnoza przeprowadzona z zastosowaniem proponowanej metody była również zbieżna z diagnozą mechanika okrętowego. Niestety w pozostałych czterech przypadkach (O_1 , O_2 , O_9 , O_{10}) diagnoza z zastosowaniem proponowanej metody nie była zbieżna z diagnozą techniczną mechanika okrętowego. W przypadkach dławienia kanału wylotowego (O_1 , O_2) zastosowanie proponowanej metody wykazało dławienie kanału dolotowego powietrza lub uzyskano wskazanie pracy silnika bez zdiagnozowanych niesprawności.

Należy zaznaczyć, że błąd diagnozy w obserwacji O_1 mógł być spowodowany zbyt krótkim czasem pracy silnika (35 godzin) po płukaniu turbiny doładowującej. Porównanie wartości sygnałów diagnostycznych między obserwacją O_1 a wartościami wzorcowymi wykazuje około 20% zmianę udziałów CO w gazach wylotowych (tab. 18). Jest to zmiana zbliżona do udziałów CO zmierzonych w obserwacjach O_6 – O_8 . Pozostałe wartości rozpatrywanych sygnałów diagnostycznych nie odbiegały w znaczący sposób od wartości wzorcowych. Wynika stąd wniosek, że błąd diagnozy podczas obserwacji O_1 może leżeć po stronie mechanika okrętowego. Zgodnie z wynikami zamieszczonymi w tabeli 18 obserwacje O_2 i O_9 są do siebie podobne. W obu przypadkach następuje wzrost udziałów CO i NOx w gazach wylotowych, co zostało zinterpretowane przez system diagnostyczny jako dławienie kanału dolotowego powietrza. Należy zauważyć, że podczas obserwacji O_2 , O_9 i O_{10} zaobserwowano znaczny wzrost temperatury gazów wylotowych za cylindrem numer 6. W przypadku obserwacji O_{10} rozpoznano uszkodzenie wtryskiwacza na wspomnianym cylindrze. Pozostałe obserwacje zostały zinterpretowane jako dławienie kanału dolotowego powietrza. Jest to spowodowane mniejszym udziałem CO w gazach wylotowych w porównaniu z obserwacjami O_2 , i O_9 . Z tego powodu obserwacje O_2 , i O_9 zostały zinterpretowane w proponowanej metodzie diagnozowania jako dławienie kanału dolotowego.

Należy zaznaczyć, że podczas eksperymentu biernego wykorzystano wzorce niesprawności silnika pochodzące z silnika laboratoryjnego. Rozwiązanie takie może być źródłem błędów w diagnozowaniu. Zwiększenie pewności diagnozy może być przeprowadzone dzięki budowie wzorców diagnostycznych w oparciu o ten sam model silnika. Źródłem błędnego diagnozowania może też być aproksymacja wzorców niesprawności silnika funkcjami wielomianowymi. W związku z tym zwiększenie pewności diagnozy technicznej silnika okrętowego z zastosowaniem proponowanej metody wymaga poszukiwania metod pozyskiwania wzorców niesprawności silnika dla całego zakresu obciążeń i prędkości obrotowej.

7. Podsumowanie

Celem pracy była identyfikacja sygnałów diagnostycznych w gazach wylotowych czterosuwowego silnika okretowego. W tym celu przeprowadzono eksperyment czynny, który polegał na pomiarach parametrów pracy i składu gazów wylotowych obiektu badawczego pracującego z symulowanymi niesprawnościami. Niesprawności te usytuowane były w obrębie cylindra silnika, aparatury wtryskowej i w układzie wymiany ładunku. Analiza uzyskanych wyników pozwala na potwierdzenie przypuszczenia, że skład gazów wylotowych może być istotnym nośnikiem informacji diagnostycznych. Wyniki pomiarów eksperymentu czynnego posłużyły do wyznaczenia jakościowych zależności między symulowanymi niesprawnościami a składem gazów wylotowych. Uzyskanie zależności jakościowych wymagało utworzenia modelu zjawisk zachodzacych w silniku okrętowym. W tym celu przygotowano dwa modele - model jednowymiarowy przepływów w układzie wymiany ładunku silnika oraz trójwymiarowy model procesów spalania w cylindrze silnika. Prezentowane modele, po pozytywnej walidacji wyników obliczeń, posłużyły do poszukiwania zależności ilościowych między składem gazów wylotowych a parametrami pracy silnika. Uzyskany model procesu spalania jest narzędziem, które pozwala na testowanie wpływu parametrów procesu na skład gazów wylotowych. Umożliwia on, poza ograniczeniem kosztów badań, dokonanie symulacji zmian poszczególnych parametrów wtrysku paliwa, rozpylania, parowania i zapłonu, a także parametrów termodynamicznych powietrza doładowującego.

W pracy zaproponowano również metodę automatycznego diagnozowania niesprawności silników okrętowych usytuowanych w cylindrach silnika, układzie wymiany ładunku i wysokociśnieniowej części układu paliwowego. Metoda opiera się na poszukiwaniu odległości między punktami pracy silnika usytuowanymi w n-wymiarowej przestrzeni diagnostycznej oraz punktami wzorcowymi dla wybranych stanów technicznych silnika okrętowego.

Zaproponowano również wybór sygnałów diagnostycznych w postaci udziałów składników w gazach wylotowych oraz temperatury gazów wylotowych zmierzonych za cylindrami silnika, identyfikujących uszkodzony cylinder silnika. Selekcja wspomnianych sygnałów pozwoliła na budowę wzorców rozpatrywanych uszkodzeń silnika, które w postaci funkcji wielomianowych zaimplementowano do diagnozowania silnika napędu głównego statku podczas jego morskiej eksploatacji. Eksperyment bierny pozwolił na częściową weryfikację poprawności diagnozowania z zastosowaniem proponowanej metody. W wyniku weryfikacji udało się zdiagnozować stan techniczny silnika w 6 na 10 przypadków zbieżnie z diagnozą postawioną przez mechanika okrętowego. W przypadku co najmniej 2 obserwacji diagnoza mechanika okrętowego może być uznana za błędną.

Najważniejsze wnioski ogólne z przeprowadzonych prac badawczych są następujące:

- istnieje możliwość wykorzystania składu gazów wylotowych jako nośnika sygnałów diagnostycznych z okrętowego silnika spalinowego,
- temperatura gazów wylotowych za poszczególnymi cylindrami oraz skład gazów wylotowych są wystarczające do zdiagnozowania niesprawności silnika usytułowanych w cylindrach silnika, aparaturze wtryskowej paliwa i układzie wymiany ładunku,
- udało się zbudować model zjawisk zachodzących w cylindrach i układzie wymiany ładunku silnika okrętowego o stosunkowo dużych gabarytach, pozytywnie zwalidowany ze względu na ciśnienie procesu spalania i udziały O₂ i NOx w gazach wylotowych,
- udało się zbudować autorską metodę diagnozowania silnika okrętowego opartą o zasady geometrii wielowymiarowej.

Uzyskane wyniki badań otwierają drogę do dalszych rozważań naukowych w kierunku:

- metodyki budowy siatek przestrzennych do modelowania CFD w stosunkowo dużych cylindrach silników okrętowych,
- analizy parametrów dostarczania i rozpylania paliwa w cylindrze silnika,
- budowy systemów diagnozowania złożonych obiektów technicznych w warunkach morskiej eksploatacji.

Utylitarnym efektem pracy jest zbudowany autorski system diagnozowania, który może być zastosowany do każdego złożonego obiektu technicznego. Należy zaznaczyć, że metoda umożliwia swobodny dobór sygnałów diagnostycznych oraz metody wyznaczania parametrów wzorcowych. Współpraca proponowanej metody z operatorem-nauczycielem pozwala również na uczenie systemu diagnostycznego poprzez modyfikowanie i dodawanie wzorców niesprawności obiektu technicznego.

Literatura

- 1. Pitz W.J., Mueller C.J., Recent progress in the development of diesel surrogate fuels. Prog Energy Combust Sci. 2011; 37(3): 330–350.
- 2. ONZ United Nations Environment Programme The Emissions Gap Report 2014.
- 3. Kowalski J., Tarełko W., Metoda oceny poziomu emisji tlenków azotu z dwusuwowego silnika okrętowego w warunkach eksploatacji morskiej, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, 2006; Z1(145) 41: 137–152.
- 4. Juda J., Chróściel S., Ochrona powietrza atmosferycznego. WNT, Warszawa 1974.
- Kowalski J., Wpływ wybranych parametrów pracy silnika dwusuwowego na emisję tlenków azotu, Zeszyty Naukowe WSM w Szczecinie 2002; 65: 249–258.
- 6. Załącznik VI do konwencji MARPOL 73/78, Przepisy o zapobieganiu zanieczyszczeniu powietrza przez statki oraz kodeks techniczny NOx, Wydawnictwa Polskiego Rejestru Statku. Gdańsk 2000.
- Jurdziński M., Planowanie efektywności energetycznej statków morskich. Prace Wydziału Nawigacyjnego Akademii Morskiej w Gdyni 2013; 28: 5–10.
- 8. Girtler J., Diagnostyka jako warunek sterowania eksploatacją okrętowych silników spalinowych, Wyd. Wyższej Szkoły Morskiej w Szczecinie, Szczecin 1997.
- 9. Batko W., Dąbrowski Z., Kiciński J., Nonlinear effects in technical diagnostics. Publishing and Printing House of the Institute for sustainable technologies, Warszawa 2008.
- 10. Żółtowski B., Podstawy diagnostyki maszyn. Wydawnictwo Uczelniane Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy, Bydgoszcz 1996.
- 11. Heywood J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill 1988.
- 12. Kowalewicz A., Podstawy procesów spalania. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne. 2000.
- 13. Bielaczyc P., Merkisz J., Pielecha J., Stan cieplny silnika spalinowego a emisja związków szkodliwych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej 2001.
- 14. Kuo K.K., Principles of combustion. Wiley. New Jersey 2005.

- 15. Heywood J.B., Sher E., The Two-Stroke Cycle Engine. Its Development, Operation, and Design. Taylor&Francis N. Y. 1999.
- 16. Eichlseder H., Wimmer A., Potential of IC-engines as minimum emission propulsion system. Atmos Environ. 2003; 37(37): 5227–5236.
- 17. Mysłowski J., Tendencje rozwojowe silników spalinowych o zapłonie samoczynnym. Wyd. Autobusy, Radom 2006.
- 18. Balcerski A., Siłownie okrętowe. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, 1990.
- 19. Carlton J., Marine Propellers and Propulsion Third Ed., Elsevier Ltd., 2012.
- 20. Sarvi A., Fogelholm C.J., Zevenhoven R., Emissions from large-scale medium-speed diesel engines: 1. Influence of engine operation mode and turbocharger, Fuel processing technology 2008; 89: 510–519.
- Agarwal D., Singh S.K., Agarwal A.K., Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on performance, emissions, deposits and durability of a constant speed compression ignition engine, Applied Energy 2011; 88: 2900–2907.
- 22. Sarvi A., Fogelholm C.J., Zevenhoven R., Emissions from large-scale medium-speed diesel engines: 2. Influence of fuel type and operating mode, Fuel processing technology 2008; 89: 520–527.
- 23. Sarvi A., Zevenhoven R., Large-scale diesel engine emission control parameters, Energy 2010; 35: 1139–1145.
- 24. Kowalski J., Wpływ wybranych niesprawności układu paliwowego na skład emitowanych spalin z czterosuwowego silnika okrętowego, Zeszyty Naukowe AMW w Gdyni 2009; 178A: 133–138.
- 25. Kowalski J., Wpływ wybranych niesprawności układu doładowania na skład emitowanych spalin z czterosuwowego silnika okrętowego, Zeszyty Naukowe AMW w Gdyni; 178A: 139–144.
- 26. Piotrowski I., Witkowski K., Okrętowe silniki spalinowe, Trademar Gdynia 1996.
- 27. Kluj S., Diagnostyka urządzeń okrętowych. SDK WSM, Gdynia 1995.
- 28. Pawletko R., Polanowski S., Influence of gas channels of medium speed marine engines on the accuracy of determination of diagnostic parameters based on the indicator diagrams, Journal of Polish CIMAC 2012; 7–2: 139–146.
- 29. Yang J., Pu L., Wang Z., Zhou Y., Yan X., Fault detection in a diesel engine by analysing the instantaneous angular speed. Mech Syst Signal Process 2001;15(3):549–64.
- 30. Renaudin L., Bonnardot F., Musy O., Doray J.B., Rémond D., Natural roller bearing fault detection by angular measurement of true instantaneous angular speed. Mech Syst Signal Process 2010;24:1998–2011.
- 31. Wu J.-D., Huang Ch.-K., An engine fault diagnosis system using intake manifold pressure signal and Wigner–Ville distribution technique. Expert Systems with Applications. 2011; 38: 536–544.

- 32. Pontoppidan N.H., Sigurdsson S., Larsen J., Condition monitoring with mean field independent components analysis. Mech Syst Signal Process 2005;19:1337–47.
- 33. Gang Xu B., Intelligent fault inference for rotating flexible rotors using Bayesian belief network. Expert Syst Appl 2012;39:816–22.
- 34. Ogaji S.O.T., Singh R., Probert S.D., Multiple-sensor fault-diagnoses for a 2-shaft stationary gas-turbine. Appl Energy 2002;71:321–39.
- 35. Wei L., Lai-bin Z., Zhao-hui W., Li-xiang D., Using fuzzy method to evaluate safety condition of big diesel engine. J Loss Prev Process Ind 2009;22:928–33.
- Suwatthikula J., McMurranb R., Jonesa R.P., In-vehicle network level fault diagnostics using fuzzy inference systems. Appl Soft Comput 2011; 11:3709–19.
- 37. Ogaji S.O.T., Gas-turbine fault diagnostics: a fuzzy-logic approach. Appl Energy 2005;82:81–9.
- 38. Taya F.E.H., Shen L., Fault diagnosis based on Rough Set Theory. Eng Appl Artif Intell 2003;16:39–43.
- 39. Basir O., Yuan X., Engine fault diagnosis based on multi-sensor information fusion using Dempster-Shafer evidence theory. Inform Fusion 2007;8:379–86.
- 40. Li Z., Yan X., Yuan C., Peng Z., Intelligent fault diagnosis method for marine diesel engines using instantaneous angular speed. J Mech Sci Technol 2012;26:2413–23.
- 41. Bonvini M., et al., Robust on-line fault detection diagnosis for HVAC components based on nonlinear state estimation techniques. Appl Energy 2014;124:156–66.
- 42. Tan M., et al., Bond-graph-based fault-diagnosis for a marine condensate– booster–feedwater system. Appl Energy 2005;81:449–58.
- 43. Zhang X., Hoo K.A., Effective fault detection and isolation using bond graphbased domain decomposition. Comput Chem Eng 2011;35:132–48.
- 44. Tax D.M.J., Duin R.P.W., Support vector domain description. Mach Learn 2004;54:45–66.
- 45. Zhao Y., Wang S., Xiao F., Pattern recognition-based chillers fault detection method using Support Vector Data Description (SVDD), Applied Energy 2013; 112: 1041–1048.
- 46. Isermann R., Model-based fault-detection and diagnosis status and applications. Annu Rev Control 2005;29:71–85.
- 47. The World Merchant Fleet in 2013, Statistics from Equasis, Portugal, Lisbon 2014.
- 48. Fodemski T.R., Pomiary cieplne. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne 2001.
- 49. Włodarski J.K., Okrętowe silniki spalinowe. Podstawy teoretyczne. Wydawnictwo WSM 1999.

- 50. Kowalski J., An experimental study of emission and combustion characteristics of marine diesel engine with fuel pump malfunctions. Appl. Therm. Eng. 2014; 65(1–2): 469–479.
- 51. Korczewski Z., Identification of service failures of cylinder valves of ship piston combustion engines. Polish Maritime Research. 2007; 14–2: 19–26.
- 52. Miles P.C., Choi D., Pickett L.M., The Influence of Charge Dilution and Injection Timing on Low-Temperature Diesel SAE Papers. 2005-01-3837.
- 53. Thurnheer T., Edenhauser D., Soltic P., Schreiber D., Kirchen P., Sankowski A., Experimental investigation on different injection strategies in a heavy-duty diesel engine: Emissions and loss analysis. Energy Convers Manag. 2011; 52(1): 457–467.
- 54. Amba Prasad Rao G., Kaleemuddin S., Development of variable timing fuel injection cam for effective abatement of diesel engine emissions. Appl. Energy. 2011; 88(8): 2653–2662.
- 55. Kowalski J., Laboratory study on influence of air duct throttling on exhaust gas composition in marine four-stroke diesel engine. Journal of Kones Powertrain and Transport Means 2012; 19: 191–198.
- 56. Bocheńska A.M., Bocheński C.I., Badania wpływu kąta wyprzedzenia wtrysku i stopnia recyrkulacji spalin na toksyczność spalin i zużycie paliwa. Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa 7/2005.
- 57. Desantes J.M., Benajes J., Molina S., Gonzalez C.A., The modification of the fuel injection rate in heavy-duty diesel engines. Part 1: Effects on engine performance and emissions. Appl. Therm. Eng. 2004; 24: 2701–2714.
- 58. Desantes J.M., Benajes J., Molina S., Gonzalez C.A., The modification of the fuel injection rate in heavy-duty diesel engines Part 2: Effects on combustion. Appl. Therm. Eng. 2004; 24: 2715–2726.
- Kook S., Park S., Bae Ch. Influence of Early Fuel Injection Timings on Premixing and Combustion in a Diesel Engine. SAE transactions. 2005; 114(4): 1575–1595.
- 60. Buyukkaya E., Cerit M., Experimental study of NOx emissions and injection timing of a low heat rejection diesel engine. Int J Therm Sci. 2008; 47(8): 1096–1106.
- 61. Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G., Speed and load effects on the availability balances and irreversibilities production in a multi-cylinder turbocharged diesel engine. Appl. Therm. Eng. 1997; 17: 299–313.
- 62. Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G., Simulation and analysis of a naturally aspirated IDI diesel engine under transient conditions comprising the effect of various dynamic and thermodynamic parameters. Energy Conversion and Management. 1998; 39: 465–484.
- 63. Sazhin S.S., Feng G., Heikal M.R., A model for fuel spray penetration. Fuel. 2001; 80(15): 2171–2180.
- 64. Celikten I., An experimental investigation of the effect of the injection pressure on engine performance and exhaust emission in indirect injection diesel engines. Appl. Therm. Eng. 2003; 23: 2051–2060.

- 65. Ryu J., Kim H., Lee K., A study on the spray structure and evaporation characteristic of common rail type high pressure injector in homogeneous charge compression ignition engine. Fuel. 2005; 84(18): 2341–2350.
- 66. Kiplimo R., Tomita E., Kawahara N., Yokobe S. Effects of spray impingement, injection parameters, and EGR on the combustion and emission characteristics of a PCCI diesel engine. Appl. Therm. Eng. 2012; 37: 165–175.
- 67. Korczewski Z., Identyfikacja uszkodzeń układów turbodoładowania w eksploatacji silników okrętowych. Zeszyty naukowe AMW. 2007; 171-4: 57–78.
- 68. Mysłowski J., Doładowanie silników. Pojazdy samochodowe. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2006.
- 69. Kowalski J., The model of the exhaust gas duct flow of the marine 4-stroke diesel engine. Journal of Polish CIMAC. 2013; 8-1: 59–66.
- 70. Chalet D., Mahe A., Migaud J, Hetet J.-F., A frequency modelling of the pressure waves in the inlet manifold of internal combustion engine, (...) Applied Energy, 2011 88: 2988–2994.
- 71. Buonoa D., Senatorea A., Pratib M.V., Particulate filter behaviour of a Diesel engine fueled with biodiesel. Appl. Therm. Eng. 2012; 49: 147–153.
- 72. Lin C.-Y., Reduction of particulate matter and gaseous emission from marine diesel engines using a catalyzed particulate filter. Ocean Engineering. 2002; 29: 1327–1341.
- Barelli L., Bidini G., Bonucci F., Diagnosis of a turbocharging system of 1 MW internal combustion engine. Energy Conversion and Management. 2013; 68: 28–39.
- 74. Kimmich F., Schwarte A., Isermann R., Fault detection for modern Diesel engines using signal and process model based methods. Control Engineering Practice. 2005; 13: 189–203.
- 75. Kowalski J., The model of the air inlet duct flow of the marine 4-stroke diesel engine. Journal of Kones Powertrain and Transport. 2013; 20-2: 193–200.
- 76. Rychter T., Teodorczyk A., Teoria silników tłokowych. Wyd. Komunikacji i Łączności. Warszawa 2006.
- 77. Kowalski J., The detection of selected marine engine malfunctions on the basis of the exhaust gas composition, Diagnostyka, 2014; 15-3: 39–44.
- 78. Niehorster C., Arends G., Schroeiber M., Catalytically supported combustion on surface burner: modeling and NOx formation analysis. Combustion and Flame 1997; 110: 140–151.
- 79. Meunier Ph., Costa M., Carvalho M.G., The formation and destruction of NO in turbulent propane diffusion flames. Fuel.1998; 77-15: 1705–1714.
- Turns S.R., Understanding NOx formation in nonpremixed flames: experiments and modeling. Prog. Energ. Combustion Scientist.1995; 21: 361–385.

- Kowalski J., Tarełko W., NOx emission from a two-stroke ship engine. Part 1: Modeling aspect. Applied Thermal Engineering. 2009; 29-11/12: 2153–2159.
- Kowalski J., Tarełko W., NOx emission from a two-stroke ship engine: Part 2 – Laboratory test. Applied Thermal Engineering. 2009; 29-11/12: 2160–2165.
- Cooper D., Ekstrom M., Applicability of the PEMS technique for simplified NO monitoring on board ships. Atmos Environ. 2005; 39(1): 127–137.
- 84. Ballester J., Garcia-Armingol T., Diagnostic techniques for the monitoring and control of practical flames. Progress in Energy and Combustion Science. 2010; 36: 375–411.
- 85. Drake M.C., Haworth D.C., Advanced gasoline engine development using optical diagnostics and numerical modeling. Proceedings of the Combustion Institute. 2007; 31: 99–124.
- Priesching P., Ramusch G., Ruetz J., Tatschl R., 3D-CFD Modeling of Conventional and Alternative Diesel Combustion and Pollutant Formation – A Validation Study. SAE Technical Paper. 2007-01-1907.
- 87. Colin O., Benkeida A., The 3-Zones Extended Coherent Flame Model (ECFM3Z) for Computing Premixed/Diffusion Combustion. Oil & Gas Science and Technology. 2004; 59-6: 593–609.
- 88. Poinsot T., Veynante D., Theoretical and numerical combustion. Edwards 2005.
- Payri F., Olmeda P., Martín J., García A., A complete 0D thermodynamic predictive model for direct injection diesel engines. Applied Energy. 2011; 88: 4632–4641.
- 90. Scappin F., Stefansson S.H., Haglind F., Andreasen A., Larsen U., Validation of a zero-dimensional model for prediction of NOx and engine performance for electronically controlled marine two-stroke diesel engines. Applied Thermal Engineering. 2012; 37: 344–352.
- Payri F., Benajes J., Margot X., Gil A., CFD modeling of the in-cylinder flow in direct-injection Diesel engines, Computers & Fluids. 2004; 33: 995–1021.
- 92. Sahin Z., Durgun O., Multi-zone combustion modeling for the prediction of diesel engine cycles and engine performance parameters. Applied Thermal Engineering. 2008; 28: 2245–2256.
- 93. Reitz R.D., Rutland C.J., Development and testing of diesel engine CFD models. Progress in Energy and Combustion Science. 1995; 21-2: 173–196.
- 94. Costa M., Sorge U., Allocca L., CFD optimization for GDI spray model tuning and enhancement of engine performance. Advances in Engineering Software. 2012; 49: 43–53.
- 95. Ismail H.M., Ng H.K., Gan S., Evaluation of non-premixed combustion and fuel spray models for in-cylinder diesel engine simulation. Applied Energy. 2012; 90: 271–279.

- 96. Kowalski J., Jaworski P., 3D mesh model for RANS numerical research on marine 4-stroke engine. Journal of Polish CIMAC. 2014; 9-1: 87–94.
- 97. Kolakaluri R., Li Y., Kong S-Ch., A unified spray model for engine spray simulation using dynamic mesh refinement. International Journal of Multiphase Flow. 2010; 36: 858–869.
- Kowalski J., Analiza parametrów rozpylania i parowania paliwa z wtryskiwacza 4-suwowego silnika okrętowego. Zeszyty Naukowe AM. 2014; 83: 98–109.
- 99. Soid S.N., Zainal Z.A., Spray and combustion characterization for internal combustion engines using optical measuring techniques A review. Energy. 2011; 36(2): 724–741.
- 100. Delacourt E., Desmet B., Besson B., Characterisation of very high pressure diesel sprays using digital imaging techniques. Fuel. 2005; 84(7–8): 859–867.
- 101. Coghe A., Cossali G.E., Quantitative optical techniques for dense sprays investigation: A survey. Opt Lasers Eng. 2012; 50(1): 46–56.
- 102. Kim T., Ghandhi J.B., Investigation of light load HCCI combustion using formaldehyde planar laser-induced fluorescence. Proc Combust Inst. 2005; 30(2): 2675–2682.
- 103. Desantes J.M., Payri R., Salvador F.J., Gil A., Development and validation of a theoretical model for diesel spray penetration. Fuel. 2006; 85(7–8): 910–917.
- 104. Martinez L., Benkenida A., Cuenot B., A model for the injection boundary conditions in the context of 3D simulation of Diesel Spray: Methodology and validation. Fuel. 2010; 89(1): 219–228.
- 105. Roisman I.V., Araneo L., Tropea C., Effect of ambient pressure on penetration of a diesel spray. Int J Multiph Flow. 2007; 33(8): 904–920.
- 106. Som S., Aggarwal S.K., Effects of primary breakup modeling on spray and combustion characteristics of compression ignition engines. Combust Flame. 2010; 157(6): 1179–1193.
- 107. Payri R., Salvador F.J., Gimeno J., Zapata L.D., Diesel nozzle geometry influence on spray liquid-phase fuel penetration in evaporative conditions. Fuel. 2008; 87(7): 1165–1176.
- 108. Brusiani F., Falfari S., Pelloni P., Influence of the Diesel Injector Hole Geometry on the Flow Conditions Emerging from the Nozzle. Energy Procedia. 2014; 45: 749–758.
- 109. Park S.W., Reitz R.D., A gas jet superposition model for CFD modeling of group-hole nozzle sprays. Int J Heat Fluid Flow. 2009; 30(6): 1193–1201.
- 110. Nishida K., Tian J., Sumoto Y., Long W., Sato K., Yamakawa M., An experimental and numerical study on sprays injected from two-hole nozzles for DISI engines. Fuel. 2009; 88(9): 1634–1642.
- 111. Park S.W., Reitz R.D., Optimization of fuel/air mixture formation for stoichiometric diesel combustion using a 2-spray-angle group-hole nozzle. Fuel. 2009; 88(5): 843–852.

- 112. Sou A., Hosokawa S., Tomiyama A., Effects of cavitation in a nozzle on liquid jet atomization. Int J Heat Mass Transf. 2007; 50(17–18): 3575–3582.
- 113. Suh H.K., Lee C.S., Effect of cavitation in nozzle orifice on the diesel fuel atomization characteristics. Int. J Heat Fluid Flow. 2008; 29(4): 1001–1009.
- 114. Payri F., Bermúdez V., Payri R., Salvador F.J., The influence of cavitation on the internal flow and the spray characteristics in diesel injection nozzles. Fuel. 2004; 83(4–5): 419–431.
- 115. Soma S., Longman D.E., Ramírez A.I., Aggarwal S.K., A comparison of injector flow and spray characteristics of biodiesel with petrodiesel. Fuel 2010; 89: 4014–4024.
- 116. Samimi Abianeh O., Chen C.P., A discrete multicomponent fuel evaporation model with liquid turbulence effects. Int J Heat Mass Transf. 2012; 55(23–24): 6897–6907.
- 117. Ejim C.E., Fleck B., Amirfazli A., Analytical study for atomization of biodiesels and their blends in a typical injector: Surface tension and viscosity effects. Fuel. 2007; 86(10–11): 1534–1544.
- 118. Moon S., Abo-Serie E., Bae C., Air flow and pressure inside a pressureswirl spray and their effects on spray development. Exp. Therm. Fluid Sci. 2009; 33(2): 222–231.
- 119. Moon S., Bae C., Choi J., Abo-Serie E., The influence of airflow on fuel spray characteristics from a slit injector. Fuel. 2007; 86(3): 400–409.
- 120. Desantes J.M., Pastor J.V., García-Oliver J.M., Pastor J.M., A 1D model for the description of mixing-controlled reacting diesel sprays. Combust Flame. 2009; 156(1): 234–249.
- 121. Pastor J., Javierlopez J., Garcia J., A 1D model for the description of mixing-controlled inert diesel sprays. Fuel. 2008; 87(13–14): 2871–2885.
- 122. Basha S.A., Raja Gopal K., In-cylinder fluid flow, turbulence and spray models A review. Renew Sustain Energy Rev. 2009; 13(6–7): 1620–1627.
- 123. Sazhin S.S., Advanced models of fuel droplet heating and evaporation. Progress in Energy and Combustion Science. 2006; 32: 162–214.
- 124. Wojdas O., Fluid Mechanics Numerical simulations for Diesel engine development. Doctors thesis. Institut national des sciences appliquees de Lyon ecole doctorale mega. 2010.
- 125. O'Rourke P., Amsden A., The Tab Method for Numerical Calculation of Spray Droplet Breakup. SAE Technical Paper. 1987; 872089.
- 126. Chu C.C., Corradini M.L., One-Dimensional Transient Fluid Model for Fuel/Coolant Interaction Analysis. Nuclear Science and Engineering. 1989; 101: 48–71.
- 127. Habchi C., Verhoeven D. et al., Modeling Atomization and Break Up in High-Pressure Diesel Sprays. SAE Technical Paper. 1997; 970881.
- 128. Liu A.B., Reitz R.D., Modeling the Effects of Drop Drag and Break-up on Fuel Sprays. SAE Technical Paper. 1993; 930072.

- 129. Fu-shui L., Lei Z., Bai-gang S., Zhi-jie L., Schock H.J., Validation and modification of WAVE spray model for diesel combustion simulation. Fuel. 2008; 87(15–16): 3420–3427.
- 130. Pilch M., Erdman C.A., Use of Break-up Time Data and Velocity History Data to Predict the Maximum Size of Stable Fragments for Accelerationinduced Break-up of a Liquid Drop. International Journal Multiphase Flow. 1987; 13: pp.741–757.
- 131. Wakisaka T. et al., Numerical Prediction of Mixture Formation and Combustion Processes in Premixed Compression Ignition Engines. COMODIA. 2001; 426.
- 132. Dukowicz J.K., Quasi-steady droplet change in the presence of convection. Informal Report Los Alamos Scientific Laboratory. LA7997-MS.
- 133. Zienkiewicz O. C., Taylor R. L., Finite Element Method, Vol. 3 Fluid Dynamics. Fifth Edition. Butterworth-Heinemann. Oxford 2000.
- 134. Irannejad A., Jaberi F., Large eddy simulation of turbulent spray breakup and evaporation. International Journal of Multiphase Flow. 2014; 61: 108–128.
- 135. Hossainpour S., Binesh A. R., Investigation of fuel spray atomization in a DI heavy-duty diesel engine and comparison of various spray breakup models. Fuel. 2009; 88(5): 799–805.
- 136. Marble F.E., Broadwell J.E., The Coherent Flame Model for Turbulent Chemical Reactions. Technical Report TRW-29314-6001-RU-00. USA 1977.
- 137. AVL fire Combustion Module manual. AVL List Gmbh. Gratz Austria 2009.
- 138. Mobasheri R., Peng Z., Mirsalim S.M., Analysis the effect of advanced injection strategies on engine performance and pollutant emissions in a heavy duty DI-diesel engine by CFD modeling. International Journal of Heat and Fluid Flow. 2012; 33: 59–69.
- 139. Mobasheri R., Peng Z., CFD investigation into diesel fuel injection schemes with aid of Homogeneity Factor. Computers & Fluids. 2013; 77: 12–23.
- 140. Taghavifar H., Khalilarya S., Jafarmadar S., Engine structure modifications effect on the flow behavior, combustion, and performance characteristics of DI diesel engine. Energy Conversion and Management. 2014; 85: 20–32.
- 141. Jafarmadar S., Exergy analysis of hydrogen/diesel combustion in a dual fuel engine using three-dimensional model. International Journal Of Hydrogen Energy. 2014; 39: 9505–9514.
- 142. Park W., Lee J., Min K., Yu J., Park S., Cho S., Prediction of real-time NO based on the in-cylinder pressure in Diesel engines. Proceedings of the Combustion Institute. 2013; 34: 3075–3082.
- 143. Lebas R., Menard T., Beau P.A., Berlemont A., Demoulin F.X., Numerical simulation of primary break-up and atomization: DNS and modelling study. International Journal of Multiphase Flow. 2009; 35: 247–260.

- 144. Hanjalić K., Popovac M., Hadžiabdić M, A robust near-wall ellipticrelaxation eddy-viscosity turbulence model for CFD. International Journal of Heat and Fluid Flow. 2004; 25–6: 1047–1051.
- 145. Podgórski J., Flaga A., Aerodynamika smukłych budowli i konstrukcji Prętowo-Cięgnowych. Wydaw. Politechniki Lubelskiej. 2004.
- 146. Kaludercic B., Parallelisation of the Lagrangian model in a mixed Eulerian–Lagrangian CFD algorithm. J Parallel Distrib Comput. 2004; 64(2): 277–284.
- 147. Donea J., Huerta A., Finite Element Methods for Flow Problems. John Wiley & Sons, Ltd 2003.
- 148. Lewis R.W., Nithiarasu P., Seetharamu K.N., Fundamentals of the Finite Element Method for Heat and Fluid Flow. John Wiley & Sons, Ltd. 2004
- 149. Romero C.E., Reduced kinetic mechanism for NOx formation. I laminar premixed CH₄/air flames. Fuel 1998; 77-7: 669–675.
- 150. Egolfopoulos F. N., Validation of nitrogen kinetics in high pressure fames. Energy Conversion and Management. 2001; 42: 21–34.
- 151. Marro M.A.T., Pivovarov M.A., Houston Miller J., Strategy of Simplification of nitric oxide chemistry in a laminar methane / air diffusion flamelet. Combustion and Flame. 1997; 111: 208–221.
- 152. Lyle K.H., Tseng K.L., Gore J.P., Laurendeau N.M., A study of pollutant emission characteristics of partially premixed turbulent jet flames. Combustion and Flame. 1999; 116: 627–639.
- 153. Caldeira-Pires A., Heitor M.V., Carvalho J.A., Characteristics of nitric oxide formation rates in turbulent nonpremixed jet flames. Combustion and Flame. 2000; 120: 383–391.
- 154. Kowalski J., Metoda oceny poziomu emisji tlenków azotu na podstawie pomiaru parametrów pracy dwusuwowego silnika okrętowego. Rozprawa doktorska. Akademia Morska w Gdyni, 2006.
- 155. Kowalewicz A., Systemy spalania szybkoobrotowych tłokowych silników spalinowych. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności. Warszawa 1980.
- 156. Goldstein R.J., Ibele W.E., Patankar S.V., et al., Heat transfer A review of 2003 literature. Int J Heat Mass Transf. 2006; 49(3–4): 451–534.
- 157. Carvajal-Trujillo E., Jiménez-Espadafor F.J., Becerra Villanueva J.A., Torres García M., Methodology for the estimation of head inner surface temperature in an air-cooled engine. Appl Therm Eng. 2011; 35: 202–211.
- 158. Ghojel J., Honnery D., Heat release model for combustion of diesel oil emulsions in DI diesel engines. Applied Thermal Engineering. 2005; 25: 2072–2085.
- 159. Incropera F.P., DeWitt D.P., Fundamentals of Heat and Mass Transfer. Willey, 2001.
- 160. Nguien H.A simulation model of heat exchange in the ship diesel engine cylinder environment system. Polish Maritime Research. 2002; 31-9: 9–14.
- 161. Woschni G., A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. SAE paper No. 670931.
- 162. Said M.A., Stanley M.B., Karim Z.A., Aziz A.R.A., Modelling of in-cylinder convective heat transfer losses to the combustion chamber wall of compression-ignition engine. Proc. of MAPT 2014: 74–77.
- 163. Rychter T., Teodorczyk A., Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika tłokowego. PWN, Warszawa 1990.
- 164. Galindo J., Luján J.M., Serrano J.R., Dolz V., Guilain S., Description of a heat transfer model suitable to calculate transient processes of turbocharged diesel engines with one-dimensional gas-dynamic codes. Appl. Therm. Eng. 2006; 26(1): 66–76.
- 165. Nagórski Z., Modelowanie przewodzenia ciepła za pomocą arkusza kalkulacyjnego. Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej. Warszawa 2001.
- 166. Kowalski J., Tarełko W., The thermal state modelling of cylinder liner of marine two-stroke combustion engine. Polish Maritime Research. 2006; 48: 15–20.
- 167. Kowalski J., Tarelko W., Simulation of cylinder thermal state for marine two-stroke engines. Proceedings of 6th Asia Conference on Marine Simulator and Simulation Research. 2006: 205–212.
- 168. Barelli L., Barluzzi E., Bidini G., Modeling of a 1MW cogenerative internal combustion engine for diagnostic scopes. Appl Energy. 2011; 88(8): 2702–2712.
- 169. El-Mahallawy F., Habik S.E., Fundamentals and technology of combustion. Elsevier 2002.
- 170. Kreith F., Boehm R.F. et. al., Heat and Mass Transfer. Mechanical Engineering Handbook. CRC Press LLC, 1999.
- 171. Payri F., Molina S., Martín J., Armas O., Influence of measurement errors and estimated parameters on combustion diagnosis. Appl. Therm. Eng. 2006; 26(2–3): 226–236.
- 172. Arrègle J., López J.J., García J.M., Fenollosa C., Development of a zerodimensional Diesel combustion model. Part 1: Analysis of the quasi-steady diffusion combustion phase. Appl Therm Eng. 2003; 23(11): 1301–1317.
- 173. İçıngür Y., Altiparmak D., Effect of fuel cetane number and injection pressure on a DI Diesel engine performance and emissions. Energy Convers. Manag. 2003; 44(3): 389–397.
- 174. Arrègle J., López J.J., García J.M., Fenollosa C., Development of a zerodimensional Diesel combustion model. Appl Therm Eng. 2003; 23(11): 1319–1331.
- 175. Shi Y., Reitz R.D., Optimization of a heavy-duty compression-ignition engine fueled with diesel and gasoline-like fuels. Fuel. 2010; 89(11): 3416-3430.

- 176. Chung J., Oh S., Min K., Sunwoo M., Real-time combustion parameter estimation algorithm for light-duty diesel engines using in-cylinder pressure measurement. Appl Therm Eng. 2013; 60(1–2): 33–43.
- 177. Baratta M., Misul D., Development and assessment of a new methodology for end of combustion detection and its application to cycle resolved heat release analysis in IC engines. Appl Energy. 2012; 98: 174–189.
- 178. Verbiezen K., Donkerbroek A.J., Klein-Douwel R.J.H. et al., Diesel combustion: In-cylinder NO concentrations in relation to injection timing. Combust Flame. 2007; 151(1–2): 333–346.
- 179. Jia M., Xie M., Wang T., Peng Z., The effect of injection timing and intake valve close timing on performance and emissions of diesel PCCI engine with a full engine cycle CFD simulation. Appl Energy. 2011; 88(9): 2967– -2975.
- 180. Park S.W., Kim J.W., Lee C.S., Effect of Injector Type on Fuel-Air Mixture Formation of High-Speed Diesel Sprays. Proc Inst Mech Eng Part D J Automob. Eng. 2006; 220(5): 647–659.
- 181. Park S.W., Reitz R.D., Optimization of fuel/air mixture formation for stoichiometric diesel combustion using a 2-spray-angle group-hole nozzle. Fuel. 2009; 88(5): 843–852.
- 182. Reitz R.D., Directions in internal combustion engine research. Combust Flame. 2013; 160(1): 1–8.
- 183. Kim M.Y., Lee C.S., Effect of a narrow fuel spray angle and a dual injection configuration on the improvement of exhaust emissions in a HCCI diesel engine. Fuel. 2007; 86(17–18): 2871–2880.
- 184. Aleiferis P.G., Serras-Pereira J., Augoye A., Davies T.J., Cracknell R.F., Richardson D., Effect of fuel temperature on in-nozzle cavitation and spray formation of liquid hydrocarbons and alcohols from a real-size optical injector for direct-injection spark-ignition engines. Int. J. Heat. Mass. Transf. 2010; 53(21–22): 4588–4606.
- 185. Ghasemi A., Barron R.M., Balachandar R., Spray-induced air motion in single and twin ultra-high injection diesel sprays. Fuel. 2014; 121: 284–297.
- 186. Fang T., Coverdill R.E., Lee C-F.F., White R. A., Influence of injection parameters on the transition from PCCI combustion to diffusion combustion in a small-bore HSDI diesel engine. Int. J. Automot. Technol. 2009; 10(3): 285–295.
- 187. Wei S., Ji K., Leng X., Wang F., Liu X., Numerical simulation on effects of spray angle in a swirl chamber combustion system of DI (direct injection) diesel engines. Energy. 2014; 75: 289–294.
- 188. Genzale C.L., Reitz R.D., Musculus M.P.B., Effects of spray targeting on mixture development and emissions formation in late-injection lowtemperature heavy-duty diesel combustion. Proc Combust Inst. 2009; 32(2): 2767–2774.

- 189. Mysłowski J., Studium wpływu parametrów geometrycznych układu dolotowego tłokowego silnika spalinowego na jego napełnienie i elastyczność. Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej nr 307, Szczecin 1986.
- 190. Kannaiyan K., Sadr R., Experimental investigation of spray characteristics of alternative aviation fuels. Energy Convers Manag. 2014; 88: 1060–1069.
- 191. Canakci M., An experimental study for the effects of boost pressure on the performance and exhaust emissions of a DI-HCCI gasoline engine. Fuel. 2008; 87(8–9): 1503–1514.
- 192. Al-Hinti I., Samhouri M., Al-Ghandoor A., Sakhrieh A., The effect of boost pressure on the performance characteristics of a diesel engine: A neuro-fuzzy approach. Appl Energy. 2009; 86(1): 113–121.
- 193. Kowalski J., Concept of the multidimensional diagnostic tool based on exhaust gas composition for marine engines. Appl Energy. 2015; 150: 1–8.
- 194. Tax D. M. J., Duin R. P. W., Support vector domain description. Mach Learn 2004; 54: 45–66.