



Imię i nazwisko autora rozprawy: Denys Stepanenko
Dyscyplina naukowa: Inżynieria Mechaniczna

ROZPRAWA DOKTORSKA

Tytuł rozprawy w języku polskim:

Ocena wpływu dawki DME na wybrane wskaźniki procesu spalania w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym

Tytuł rozprawy w języku angielskim:

Assessment of the DME dose on selected combustion metrics in a dual-fuel compression ignition engine

Promotor	Drugi promotor
<i>podpis</i>	<i>podpis</i>
dr hab. inż. Zbigniew Kneba	<Tytuł, stopień, imię i nazwisko>
Promotor pomocniczy	Kopromotor
<i>podpis</i>	<i>podpis</i>
<Tytuł, imię i nazwisko>	<Tytuł, stopień, imię i nazwisko>



OŚWIADCZENIE

Autor rozprawy doktorskiej: Denys Stepanenko

Ja, niżej podpisany(a), oświadczam, iż jestem świadomy(a), że zgodnie z przepisem art. 27 ust. 1 i 2 ustawy z dnia 4 lutego 1994 r. o prawie autorskim i prawach pokrewnych (t.j. Dz.U. z 2021 poz. 1062), uczelnia może korzystać z mojej rozprawy doktorskiej zatytułowanej:
Ocena wpływu dawki DME na wybrane wskaźniki procesu spalania w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym
do prowadzenia badań naukowych lub w celach dydaktycznych.¹

Świadomy(a) odpowiedzialności karnej z tytułu naruszenia przepisów ustawy z dnia 4 lutego 1994 r. o prawie autorskim i prawach pokrewnych i konsekwencji dyscyplinarnych określonych w ustawie Prawo o szkolnictwie wyższym i nauce (Dz.U.2021.478 t.j.), a także odpowiedzialności cywilno-prawnej oświadczam, że przedkładana rozprawa doktorska została napisana przeze mnie samodzielnie.

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

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

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

Potwierdzam zgodność niniejszej wersji pracy doktorskiej z załączoną wersją elektroniczną.

Gdańsk, dnia

.....
podpis doktoranta

Ja, niżej podpisany(a), wyrażam zgodę na umieszczenie ww. rozprawy doktorskiej w wersji elektronicznej w otwartym, cyfrowym repozytorium instytucjonalnym Politechniki Gdańskiej.

Gdańsk, dnia

.....
podpis doktoranta

**niepotrzebne usunąć*

¹ Art. 27. 1. Instytucje oświatowe oraz podmioty, o których mowa w art. 7 ust. 1 pkt 1, 2 i 4–8 ustawy z dnia 20 lipca 2018 r. – Prawo o szkolnictwie wyższym i nauce, mogą na potrzeby zilustrowania treści przekazywanych w celach dydaktycznych lub w celu prowadzenia działalności naukowej korzystać z rozpowszechnionych utworów w oryginale i w tłumaczeniu oraz zwielokrotnić w tym celu rozpowszechnione drobne utwory lub fragmenty większych utworów.

2. W przypadku publicznego udostępniania utworów w taki sposób, aby każdy mógł mieć do nich dostęp w miejscu i czasie przez siebie wybranym korzystanie, o którym mowa w ust. 1, jest dozwolone wyłącznie dla ograniczonego kręgu osób uczących się, nauczających lub prowadzących badania naukowe, zidentyfikowanych przez podmioty wymienione w ust. 1.

OPIS ROZPRAWY DOKTORSKIEJ

Autor rozprawy doktorskiej: Denys Stepanenko

Tytuł rozprawy doktorskiej w języku polskim:

Ocena wpływu dawki DME na wybrane wskaźniki procesu spalania w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym

Tytuł rozprawy w języku angielskim:

Assessment of the DME dose on selected combustion metrics in a dual-fuel compression ignition engine

Język rozprawy doktorskiej: Polski

Promotor rozprawy doktorskiej: Zbigniew Kneba

~~**Drugi promotor rozprawy doktorskiej*:**~~

~~**Promotor pomocniczy rozprawy doktorskiej*:**~~

~~**Kopromotor rozprawy doktorskiej*:**~~

Data obrony:

Słowa kluczowe rozprawy doktorskiej w języku polskim: dimetyloeter (DME, eter dimetylowy), paliwa alternatywne, wstępne mieszanie DME, charakterystyka silnika, dwupaliwowy silnik spalinowy, punkty pracy silnika, WLTP, zerowymiarowy model spalania, proces kalibracji modelu numerycznego

Słowa kluczowe rozprawy doktorskiej w języku angielskim: dimethyl ether (DME), alternative fuels, port DME pre-mixing, engine characteristics, dual fuel combustion engine, engine operating points, WLTP, zero-dimensional combustion model, numerical model calibration process

Streszczenie rozprawy w języku polskim:

Przedmiotem rozprawy jest analiza wpływu różnej ilości odparowanego DME wprowadzonego do kolektora dolotowego na wybrane wskaźniki spalania DME/ON dla wielu punktów pracy, turbodoładowanego silnika o zapłonie samoczynnym. Jako punkty pracy silnika, wybrano punkty najbardziej reprezentujące cykl jazdy WLTP dla samochodu Volkswagen Golf IV. Analizę procesu współspalania przeprowadzono z wykorzystaniem danych pomiarowych, uzyskanych podczas badań silnika spalinowego na hydraulicznej hamowni silnikowej.

W pierwszej części pracy omówione zostały wiadomości wstępne i pojęcia podstawowe o silnikach spalinowych oraz sposoby stosowania DME jako paliwa alternatywnego. Następnie omówiono metodę kalibracji dwupaliwowej jednostki sterującej do możliwości zasilania i pracy konwencjonalnego silnika ZS w trybie dwupaliwowym. Kolejna część pracy przedstawia metodę przeprowadzenia badań eksperymentalnych wraz z opisem dokonanych zmian w konstrukcji silnika do możliwości zasilania dwupaliwowego. Do wyznaczenia punktów pracy silnika na podstawie przebiegu prędkości pojazdu w funkcji czasu, została zaproponowana metoda tzw. 'wstecznego



obliczenia' realizowana za pomocą wzdluznej dynamiki pojazdu i grupowania metoda gęstości czasowej. Jako pomocne narzędzie analizy procesów zachodzących wewnątrz cylindra podczas spalania opracowano zerowymiarowy numeryczny model w komercyjnym programie Wave firmy Ricardo. Kalibracja modelu numerycznego została omówiona w odpowiedniej części pracy. W ostatnim rozdziale zaprezentowano wyniki obszernych badań poświęconych ocenie wpływu różnych współczynników substytucji od 0% DME do ~30% DME w mieszance paliwowej na charakter procesu spalania i emisyjność dwupaliwowego silnika ZS. Ostatnim etapem niniejszej rozprawy jest statystyczna analiza zmienności (ANOVA) poprzez ocenę poziomu istotności wpływu różnych stosunków substytucji (czynnika) na wybrane wskaźniki spalania. Następnie, zastosowano analizę przebiegu funkcji regresji w celu określenia wpływu czynnika na obserwowane parametry.

Streszczenie rozprawy w języku angielskim:

In the thesis, investigates the effect of various amounts of evaporated port injected DME on the selected DME/ON combustion metrics, in many operating points of a turbocharged, compression ignition engine. The experiments were conducted in the most representative points of the WLTP driving cycle for a light duty diesel vehicle Volkswagen Golf IV. The analysis of the combustion process was carried out with the data obtained during tests of the internal combustion engine on the hydraulic dynamometer test bed.

In the first part of a thesis, the basic concepts of the DI internal combustion engines as well as the methods for using DME as an alternative fuel, are discussed. Then, calibrating method of a dual-fuel control unit in order to operate a conventional diesel engine in dual-fuel mode is discussed. The next part of the work presents a method of conducting experiments, along with a description of the DI engine changes in the construction during dual-fuel adaptation, was described. In order to estimate required engine operation points in this thesis, the vehicle velocity versus time profile was back calculated by the longitudinal vehicle dynamics approach in association with a density-based grid clustering method. As a helpful tool for analyzing the processes that are occurring inside the cylinder during combustion, a zero-dimensional numerical model has been developed in the commercial Wave program made by Ricardo. Calibration of the numerical model is discussed in the appropriate part of the thesis. The last part of the tethis, collates the outcomes of a wide research devoted to evaluating the effect of various substitution ratios from 0% DME to ~ 30% DME in fuel mixture on combustion and emissions characteristics of a dual-fuel DI diesel engine. On completion of the work, a statistical analysis using ANOVA was performed to determine the influence of various substitution ratios (factor) on selected combustion metrics. Then, regression analysis was performed to determine the effect of the factor on the observed parameters.

~~Streszczenie rozprawy w języku, w którym została napisana:~~**

~~Słowa kluczowe rozprawy doktorskiej w języku, w którym została napisana:~~**

* *niepotrzebne skreślić*

** *dotyczy rozpraw doktorskich napisanych w innych językach, niż polski lub angielski*





DOTYCHCZASOWY DOROBEK NAUKOWY

Publikacje naukowe (Tytuł oryginalny, zgodnie z językiem wydania)

1. Stepanenko D., Kneba Z., Rudnicki J. „Numerical methodology for evaluation the combustion and emissions characteristics on WLTP in the light duty dual-fuel diesel vehicle”, *Combustion Engines* 2022, 189(2), 94–102 [ISSN: 2300-9896, lista: Lista ministerialna 2019, punktacja: 70], doi: 10.19206/CE-143334/

2. Stepanenko D., Kneba Z., „ECU calibration for gaseous dual fuel supply system in compression ignition engines”, *Combustion Engines* 2020, 182(3), 33–37 [ISSN: 2300-9896, lista: Lista ministerialna 2019: 70], doi: 10.19206/CE-2020-306/

3. Stepanenko D., Kneba Z., „Thermodynamic modeling of combustion process of the internal combustion engines – an overview”, *Combustion Engines* 2019, 178(3), 27–37 [ISSN: 2300-9896, lista: Lista ministerialna 2019, punktacja: 70], doi: 10.19206/CE-2019-306.

4. Stepanenko D., Kneba Z., „DME as alternative fuel for compression ignition engines – a review”, *Combustion Engines* 2019, 177(2), 172–179 [ISSN: 2300-9896, lista: Lista ministerialna 2019, punktacja: 70], doi: 10.19206/CE-2019-230.

Konferencje naukowe (Tytuł oryginalny, zgodnie z językiem wystąpienia)

1. Polska, Kraków 20-21.06.2020. Nazwa konferencji naukowej: Nowe trendy w badaniach naukowych, wystąpienie młodego naukowca, edycja I. Temat wystąpienia: „Kalibracja jednostki sterującej dwupaliwowego układu zasilania silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego olejem napędowym oraz paliwami gazowymi”.

2. Polska, Warszawa 7.12.2019. Nazwa konferencji naukowej: Konferencja Młodych Naukowców nt.: Nowe wyzwania dla polskiej nauki, VI edycja. Temat wystąpienia: „DME – Alternatywne paliwo do silników o zapłonie samoczynnym”.

3. Niemcy, Bremen, 23-24.11.2017. Nazwa konferencji naukowej: Efficient and pro ecological energy conversion and management, II edition PhD Seminar. Temat wystąpienia: „Portable chamber for treatment diabetic foot ulcers”.



PODZIĘKOWANIA

Przede wszystkim pragnę podziękować mojemu promotorowi dr hab. inż. Zbigniewowi Knebie. Jego ogromna wiedza, wsparcie i pomoc przyczyniły się do powstania tej rozprawy doktorskiej.

Specjalnie chciałbym wyróżnić śp. Pana Dominika Piaścika, który chociaż nie należał do zespołu nadzorującego moją pracę naukową, był kimś, kogo podziwiałem i od którego wiele się nauczyłem podczas badań laboratoryjnych. Dzięki jego bezinteresownej pracy powstało moje stanowisko badawcze. Pan Dominik był nie tylko świetnym fachowcem, ale także wspaniałym przyjacielem.

Chciałbym również podziękować firmie SKA-TECH (Polska, 80-297 Miszewo, ul. Franciszka Okroya 22). A w szczególności jej właścicieli Panu Bogusławu Skarpetowskiemu i Panu Łukaszowi Płotce za założenie instalacji gazowej i specjalistycznego oprogramowania oraz ścisłą współpracę wraz z natychmiastową pomocą techniczną jak również i pomocą w zakresie kalibracji dwupaliwowej jednostki sterującej.

Firmie Scalmax (Polska, 15-624 Białystok, ul. Polska 2) za udostępnienie instalacji gazowej wraz ze specjalistycznym oprogramowaniem pozwalającym na kalibrację parametrów pracy tej jednostki.

Firmie Nouryon, (Holandia, 1101 BZ, Amsterdam, ul. Haaksbergweg 88) za dostarczenie dimetyloeteru (DME). W szczególności Panu Amin Ameri, który odpowiadał za współpracę moją z firmą Nouryon oraz był odpowiedzialny za sprawy logistyczne związane z dostawą DME.

Firmie Ricardo (Czechy, 186-00 Praha, ul. Thámova 11-13) za udostępnienie licencji akademickiej na specjalistyczny pakiet programów Wave opracowany przez Ricardo. Ten program był głównym narzędziem do przeprowadzenia symulacji numerycznych i bez tej licencji praca nad rozprawą doktorską nie byłaby możliwa.

Panu Jackowi Rudnickiemu za wsparcie i pomoc podczas przeprowadzenia badań eksperymentalnych.

Pani Monice Klein-Kapusta za wsparcie i natychmiastową pomoc w czasochłonnych pracach redakcyjnych rozprawy doktorskiej.

Chciałbym podziękować kolegom z Instytutu Technologii Maszyn i Materiałów Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej. Kierownikowi Laboratoriów Metrologicznych dr inż. Michałowi Dobrzyńskiemu oraz mgr inż. Karolinie Miętce, za pomoc w wykonaniu niezbędnych pomiarów oraz możliwość skorzystania z aparatury badawczej.

Wielkie podziękowania dla wszystkich moich kolegów z Instytutu Energii na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej. Dziękuję, za udzielenie mi pomocy i przyjemną współpracę.



**POLITECHNIKA
GDAŃSKA**



Chciałbym również podziękować osobom, które są mi najdroższe i które wspierały mnie przez całe życie, a nie tylko w czasie moich prac badawczych lub zawodowych. Dziękuję każdemu członkowi mojej rodziny i moim przyjaciołom.

SPIS TREŚCI

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ I SKRÓTÓW	11
1. WIADOMOŚCI WSTĘPNE I POJĘCIA PODSTAWOWE	17
1.1. Parametry pracy silnika	17
1.2. Warunki pracy silnika	17
1.3. Stan pracy silnika	17
1.4. Pole pracy a punkty pracy silnika	17
1.5. Statyczne a dynamiczne stany pracy silnika	18
1.6. Istotność numerycznego modelowania procesu spalania	18
1.6.1. Model zerowymiarowy (0D)	19
1.6.2. Model wielowymiarowy (CFD)	20
1.7. Testowy cykl jazdy	20
2. DME JAKO PALIWO SILNIKOWE	23
2.1. Produkcja DME	24
2.1.1. Wytwarzanie DME metodą pośrednią	26
2.1.2. Wytwarzanie DME metodą bezpośrednią	26
2.2. Infrastruktura	27
2.3. Zalety i wady DME jako paliwa silnikowego	28
2.4. Sposoby zasilania silników ZS dimetyloeterem	28
2.4.1. Tryb spalania mieszanin paliw	28
2.4.2. Tryb spalania pojedynczego paliwa	29
2.4.3. Tryb dwupaliwowy	29
2.5. Podstawowe założenia konstrukcyjne instalacji dwupaliwowej	30
2.6. Praca dwupaliwowego układu zasilania	31
2.7. Kalibracja jednostki sterującej dwupaliwowej (JSD)	33
3. ZARYS HISTORYCZNY STOSOWANIA DME JAKO PALIWA SILNIKOWEGO	34
3.1. Parametry użytkowe i emisyjność silników ZS zasilanych ON i odparowanym DME	34
4. CEL I TEZY PRACY	45
4.1. Uzasadnienie celowości podjęcia tematu pracy	45
5. METODYKA BADAŃ I STANOWISKO BADAWCZE	47
5.1. Stanowisko badawcze	48
5.1.1. Współpraca hamulca wodnego z silnikiem	49
5.1.2. Charakterystyka statyczna hamulca	50
5.1.3. Pomiar momentu obrotowego na hamulcu	51
5.2. Przeprowadzenie badań eksperymentalnych	51
5.3. Analiza niepewności pomiarowych i obliczeniowych	55
6. WYZNACZENIE PUNKTÓW PRACY SILNIKA	57
6.1. Metodologia	57

6.1.1.	Charakterystyka obiektu badawczego.....	57
6.1.2.	Wzdłużna dynamika pojazdu.....	59
6.2.	Model matematyczny	60
6.2.1.	Model dynamiki pojazdu.....	60
6.2.2.	Siła oporu toczenia	60
6.2.3.	Siła oporu powietrza	61
6.2.4.	Siła oporu wzniesienia.....	61
6.2.5.	Siły bezwładności	62
6.2.6.	Model parametrów pracy silnika.....	62
6.2.7.	Model zmiany biegów	63
6.3.	Określenie momentu obrotowego za pomocą kalkulatora	64
6.4.	Wyniki obliczeń.....	66
6.5.	Wybór punktów pracy.....	67
6.5.1.	Zmniejszenie liczby punktów pomiarowych	68
7.	MODEL TERMODYNAMICZNY	70
7.1.	Dwustrefowy model procesu spalania.....	72
7.2.	Właściwości termodynamiczne	74
7.3.	Podmodel geometrii cylindra.....	75
7.3.1.	Objętość cylindra	75
7.3.2.	Obszar wymiany ciepła	76
7.4.	Podmodel wymiany ciepła (konwekcja i promieniowanie)	76
7.4.1.	Podstawowa korelacja Woschniego.....	78
7.4.2.	Korelacja Woschniego z kompensacją obciążenia	79
7.4.3.	Korelacja Hohenberga.....	79
7.4.4.	Korelacja Annanda	79
7.5.	Podmodel przewodności cieplnej (kondukcyjność).....	79
7.6.	Podmodel spalania.....	81
7.7.	Podmodel zwłoki zapłonu.....	84
7.7.1.	Eksperymentalne metody określenia zwłoki zapłonu.....	85
7.7.2.	Określenie zwłoki zapłonu na podstawie zarejestrowanego przebiegu ciśnienia w cylindrze	85
7.7.3.	Określenie zwłoki zapłonu na podstawie szybkości wzrostu ciśnienia (pochodna ciśnienia).....	86
7.7.4.	Określenie zwłoki zapłonu na podstawie analizy uwalniania ciepła.....	87
7.8.	Podmodel wymiany gazowej.....	88
7.9.	Profil dostarczania paliwa	90
7.10.	Obliczanie parametrów procesu roboczego.....	90
8.	KALIBRACJA MODELU	92
8.1.	Wyznaczenie podstawowych parametrów geometrycznych modelu	94
8.2.	Wyznaczenie parametrów kanałów i zaworów	95
8.2.1.	Wyznaczenie współczynników przepływu przez kanały.....	96

8.3.	Właściwości paliw.....	102
8.4.	Kalibracja podmodelu spalania	103
8.4.1.	Wyznaczenie wymaganej liczby funkcji Wiebego	104
8.4.2.	Wyznaczanie parametrów funkcji Wiebego	106
8.5.	Kalibracja podmodelu wymiany ciepła	107
8.6.	Wyniki symulacji	110
9.	ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ	112
9.1.	Charakterystyka spalania.....	112
9.1.1.	Wskaźniki spalania	116
9.2.	Emisyjność silnika	121
9.3.	Analiza zmienności wskaźników spalania (ANOVA).....	124
10.	UWAGI KOŃCOWE I WNIOSKI.....	126
11.	KIERUNKI DALSZYCH BADAŃ.....	128
	WYKAZ LITERATURY	129
	WYKAZ RYSUNKÓW	138
	WYKAZ TABEL	142
A.	ZAŁĄCZNIK – JAKOŚĆ DOPASOWANIA PODMODELU SPALANIA.....	143
B.	ZAŁĄCZNIK – WYNIKI SYMULACJI.....	155

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ I SKRÓTÓW

- 0D – zerowymiarowy model (tylko funkcja czasu),
- 1D – jednowymiarowy model (tylko jedna zmienna przestrzenna i czas),
- a – promień korby, [m]
- A, A_c, A_p i A_{lin} – obszar wymiany ciepła: całkowity, głowicy cylindra, powierzchni tłoka i bocznej ścianki cylindra, [m²]
- A_f – powierzchnia przekroju pojazdu, [m²]
- AHRR – pozorna szybkość uwalniania ciepła, $\left[\frac{J}{s \cdot K}\right]$
- AM – minimalna masa własna pojazdu (bez obciążenia), [kg]
- APP – accelerator pedal position sensor (czujnik położenia pedału przyspieszenia)
- b – parametr charakteryzujący dynamikę przebiegu wywiązywania ciepła
- B – średnica cylindra, [m]
- BDC (DMP) – bottom dead center (dolne martwe położenie tłoka)
- C_1 i C_2 – współczynniki Woschniego, [-] i $\left[\frac{m}{s \cdot K}\right]$
- CCCI – compound charge compression ignition combustion (zapłon ze złożonym ładunkiem sprężonym)
- CD – combustion duration (czas spalania)
- C_d – współczynnik rozładowania
- C_f – współczynnik przepływu
- CFD – computational fluid dynamics (obliczeniowa mechanika płynów)
- CNG – compressed natural gas (sprężony gaz ziemny)
- CO – carbon monoxide (tlenek węgla)
- CO₂ – carbon dioxide (dwutlenek węgla)
- c_p – ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu, $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$
- c_v – ciepło właściwe przy stałej objętości, $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$
- c_x – współczynnik oporu powietrza
- D – średnica referencyjna zawora, [m]
- d_1 – współczynnik masy koła
- d_2 – współczynnik masy silnika
- d_f – średnica felgi, [m]
- DICI – direct injection compression ignition (spalanie z zapłonem samoczynnym i bezpośrednim wtryskiem)
- DME – dimetyloeter
- EGR – exhaust gas recirculation (układ recyrkulacji spalin)
- EOI – end of injection (koniec wtrysku paliwa)
- EVO – exhaust valve opening point (moment otwarcia zaworu wylotowego)
- F_0 – współczynnik reprezentujący opory toczenia pojazdu
- f_1 i f_2 – nieliniowe współczynniki oporu toczenia

- F_1 – współczynnik reprezentujący częściowo opory toczenia, częściowo straty w układzie napędowym pojazdu
- F_2 – współczynnik reprezentujący opory powietrza
- F_a – siła oporu powietrza, [N]
- F_{grade} – siła oporu wzniesienia, [N]
- $F_{hamulca}$ – siła na hamulcu, [N]
- F_i – siła bezwładności, [N]
- F_r – siła oporu toczenia, [N]
- F_t – siła trakcyjna, [N]
- f_t – współczynnik oporu toczenia
- F_{tr} – całkowita siła oporu ruchu, [N]
- g – przyspieszenie ziemskie, $\left[\frac{m}{s^2}\right]$
- g_e – jednostkowe zużycie paliwa, $\left[\frac{g}{kW \cdot h}\right]$
- G_e – sekundowe zużycie paliwa, $\left[\frac{g}{s}\right]$
- GMEP – gross mean effective pressure (średnie ciśnienie efektywne brutto), [MPa]
- h – współczynnik przenikania ciepła, $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$
- HC – hydrocarbons (węglowodory)
- h_c – współczynnik przenikania ciepła konwekcyjnego, $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$
- HCCI – homogeneous charge compression ignition (zapłon z jednorodnym ładunkiem sprężonym)
- h_p – entalpia, $\left[\frac{kJ}{mol}\right]$
- h_p – wysokość pojazdu, [m]
- h_r – współczynnik przenikania ciepła radiacyjnego, $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4}\right]$
- HRR – heat release rate (szybkość uwalniania ciepła), $\left[\frac{J}{s \cdot OWK}\right]$
- HTR – high temperature reactions (wysokotemperaturowe reakcje/spalanie)
- h_w – wysokość opony, [m]
- i – liczba pomiarów w zbiorze danych
- i_0 – przełożenie przekładni głównej
- I_f – moment bezwładności felgi, $[kg \cdot m^2]$
- i_g – przełożenie skrzyni biegów dla wybranego biegu
- IMEP – indicated mean effective pressure (wskazane średnie ciśnienie efektywne), [MPa]
- I_o – moment bezwładności opony, $[kg \cdot m^2]$
- IVC – intake valve closing point (moment zamknięcia zaworu dolotowego)
- J_p – moment bezwładności elementów wirujących związanych z jednostką napędową, $[kg \cdot m^2]$
- JSD – jednostka sterująca dwupaliwowa silnika
- JSK – jednostka sterująca konwencjonalna silnika

- J_w – biegunowy moment bezwładności koła, $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$
 k – przewodność cieplna elementów konstrukcyjnych silnika, $\left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right]$
 k_c – współczynnik uwzględniający niepłaskość głowicy cylindra
 k_p – stała przepływomierza laminarnego, $\left[\frac{\text{min} \cdot \text{s}}{\text{m}^4}\right]$
 k_p – współczynnik uwzględniający niepłaskość powierzchni tłoka
 l – długość korbowa, $[\text{m}]$
 L – skok zaworu, $[\text{m}]$
 LHV_D i LHV_G – wartości opałowe gazu i oleju napędowego, $\left[\frac{\text{MJ}}{\text{kg}}\right]$
 LHV_{Fr} – wartość opałowa paliwa, $\left[\frac{\text{MJ}}{\text{kg}}\right]$
LPG – liquefied petroleum gas (skroplony gaz petrochemiczny)
 L_s – pole pracy silnika
LTR – low temperature reactions (niskotemperaturowe reakcje/spalanie)
MAF – mass air flow sensor (czujnik przepływu powietrza)
 m_{air} – masa powietrza, $[\text{kg}]$
MAP – manifold absolute pressure sensor (czujnik ciśnienia bezwzględnego w kolektorze dolotowym)
 m_{egr} – masa spalin, $[\text{kg}]$
 m_f – masa felgi, $[\text{kg}]$
MFB – mass fraction burned of the fuel (ułamek masowy spalonego ładunku)
 m_{Fuel} – masa paliwa, $[\text{kg}]$
 m_i – masa bezwładności, $[\text{kg}]$
 m_{in} – masa ładunku wpływającego do cylindra, $[\text{kg}]$
 m_o – masa opony
 M_o – moment obrotowy, $[\text{Nm}]$
 m_{out} – masa ładunku wypływającego z cylindra, $[\text{kg}]$
 M_p – masa własna pojazdu, $[\text{kg}]$
 m_{total} – masa ładunku w cylindrze wyrażona w kilogramach, $[\text{kg}]$
 m_v – całkowita masa pojazdu, $[\text{kg}]$
MVL – maksymalna masa całkowita pojazdu (przy pełnym obciążeniu), $[\text{kg}]$
 n – prędkość obrotowa silnika, $\left[\frac{\text{obr}}{\text{min}}\right]$
 n_{cyl} – liczba cylindrów silnika
 N_e – moc znamionowa silnika, $[\text{W}]$
 NO_x – nitrogen oxides (tlenek azotu)
NRMSE – normalized root mean square error (znormalizowany pierwiastek błędu średniokwadratowego)
 n_{total} – masa ładunku w cylindrze wyrażona w molach, $[\text{mol}]$
 n_w – prędkość pojazdu, $\left[\frac{\text{km}}{\text{h}}\right]$
 O_2 – ilość tlenu w spalinach, $[\%]$

- ON – olej napędowy
- OWK – obroty wału korbowego
- p – ciśnienie wewnątrz cylindra, [Pa]
- PCCI – premixed charge compression ignition (zapłon samoczynny z częściowo wymieszanym ładunkiem)
- p_e – średnie ciśnienie efektywne, [Pa]
- p_i – średnie ciśnienie indykowane, [Pa]
- PM – particulate matter (cząstki stałe)
- p_m – średnie ciśnienie strat mechanicznych, [Pa]
- PMR – vehicle power-to-mass ratio (stosunek mocy do masy pojazdu), $\left[\frac{W}{kg}\right]$
- PP – punkt pracy silnika
- p_r – referencyjne ciśnienie, [Pa]
- P_{req} – wymaganą moc silnika, [kW]
- p_{sp} – ciśnienie sprężania, [Pa]
- Q – ciepło dostarczone do układu, [J]
- Q_{sk} – skumulowana szybkość wydzielenia ciepła, [J]
- Q_t – całkowite ciepło wydzielane podczas spalania na jednostkę masy paliwa, [J]
- Q_v – natężenia przepływu powietrza przez przepływomierz, $\left[\frac{m^3}{min}\right]$
- Q_w – ilości energii utraconej wskutek przenoszenia ciepła przez ścianki, [J]
- Q_x – ilości energii wyzwolonej wskutek spalania ładunku, [J]
- R – uniwersalna stała gazowa zależna od rodzaju gazu, $\left[\frac{J}{kg\cdot K}\right]$
- R^2 – współczynnik determinacji
- r_a i r_b – zewnętrzny i wewnętrzny promień opony, [m]
- r_d – promień dynamiczny opony, [m]
- r_f – promień felgi, [m]
- $R_{hamulca}$ – długość ramienia hamulca, [m]
- RMSE – root mean square error (pierwiastek błędu średniokwadratowego)
- S – entropia, $\left[\frac{J}{K\cdot mol}\right]$
- s – skok tłoka, [m]
- SOC – start of combustion (początek spalania)
- SOI – start of injection (początek wtrysku paliwa)
- SR – substitution ratio (stosunek zastąpienia/substytucji)
- T – temperatura gazu w cylindrze, [K]
- TDC (GMP) – top dead center (górne martwe położenie tłoka)
- TM – masa testowa pojazdu, [kg]
- T_r – referencyjna temperatura, [K]
- T_w – temperatura ścianki, [K]
- U – energia wewnętrzna układu, [J]

- U_{dyn} – dynamiczny obwód toczy opon osi napędowej, [m]
- UNECE – United Nations Economic Commission for Europe (Europejska Komisja Gospodarcza Organizacji Narodów Zjednoczonych)
- V – objętość cylindra, [m³]
- v – prędkość pojazdu, $\left[\frac{\text{km}}{\text{h}}\right]$
- v_c – charakterystyczna prędkość gazu w cylindrze, $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
- V_c – objętości komory spalania cylindra, [m³]
- V_{is} – prędkość izentropowa, $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
- v_m – średnia prędkość tłoka, $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
- V_r – referencyjna objętość komory spalania, [m³]
- V_s – objętość skokowa cylindra, [m³]
- W – praca wytworzona przez układ, [J]
- WLTC – the worldwide harmonised light vehicles test cycles (światowe zharmonizowane cykły testowe pojazdów lekkich)
- WLTP – the worldwide harmonised light vehicles test procedure (światowa zharmonizowana procedura badania pojazdów lekkich)
- w_p – szerokość pojazdu, [m]
- w_{un} – stopień obciążenia pojazdu, [%]
- w_w – szerokość opony, [m]
- x_b – względna prędkość spalania paliwa
- y – wartość eksperymentalna parametru
- y_{max} i y_{min} – maksymalna i minimalna wartość mierzonego parametru
- z – wskaźnik obiegu silnika (czterosuwowy, dwusuwowy)
- ZS – zapłon samoczynny
- α – parametr charakteryzujący jakość spalania
- β – proporcją każdego etapu spalania
- δ – współczynnik mas wirujących
- Δp – spadek ciśnienia na przepływomierzu laminarnym, $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2}\right]$
- ϵ_s – stopień sprężania silnika
- \dot{m}_D i \dot{m}_G – masowe natężenia przepływu gazu i oleju napędowego, $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$
- $\dot{m}_{F.inst}$ – chwilowa wartość przepływu paliwa dla jednego cyklu, $\left[\frac{\text{mg}}{\text{ms}}\right]$
- \dot{m}_{real} – masowe natężenie przepływu gazu (rzeczywiste), $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right]$
- \dot{m}_{ref} – masowe natężenie przepływu gazu (teoretyczne), $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right]$
- η_a – lepkość kinematyczna powietrza, $\left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right]$
- η_c – sprawność cieplna
- $\eta_{comb.F}$ – efektywność spalania paliwa

- η_e – sprawność ogólna
- η_m – sprawność mechaniczna
- η_t – ogólna sprawność układu napędowego
- μ – lepkość dynamiczna, $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}\right]$
- ρ_a – gęstość powietrza, $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$
- \tilde{R} – uniwersalna stała gazowa niezależna od rodzaju gazu, $\left[\frac{\text{J}}{\text{mol}\cdot\text{K}}\right]$
- ω – prędkość kątowna, $\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]$
- $\Delta\phi$ – kąt obrotu wału korbowego odpowiadający długości spalania, [°OWK]
- ϕ_0 – kąt obrotu wału korbowego odpowiadający początkowi spalania, [°OWK]
- ϕ – kąt obrotu wału korbowego, [°OWK]
- \hat{y} – przewidywana wartość parametru
- \bar{y} – średnia wartość mierzonego parametru
- γ – stosunek ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu i stałej objętości
- θ – kąt pochylenia drogi, [°]
- λ – stosunek powietrza do paliwa

INDEKSY GÓRNE:

- n_p – wykładnik politropowy

INDEKSY DOLNE:

- b – strefa spalonych gazów
- u – strefa świeżych gazów

1. WIADOMOŚCI WSTĘPNE I POJĘCIA PODSTAWOWE

Obiektem badawczym niniejszej pracy jest czterosuwowy, czterocyldrowy turbodoładowany silnik o zapłonie samoczynnym AJM 1.9 TDI firmy Volkswagen, wyposażony w pompowtryskiwacze.

W celu ułatwienia zrozumienia zagadnień poruszanych w pracy, na jej początku ważne jest przedstawienie wiadomości wstępnych oraz zdefiniowanie podstawowych pojęć.

1.1. Parametry pracy silnika

Praca silnika tłokowego, jest opisywana poprzez przebiegające w nim różne zjawiska fizyczne. Te zjawiska mogą być reprezentowane przez odpowiednią wielkość fizyczną lub ewentualnie przez kilka wielkości. Te wielkości są traktowane jako parametry pracy silnika. Na podstawie zbioru tych parametrów można kompleksowo opisać jego pracę. Ogólnie rzecz biorąc, pracę silnika opisują zbiory warunków pracy oraz stanu pracy [1].

1.2. Warunki pracy silnika

Warunki pracy silnika, jest to ogół parametrów wejściowych, które nie są wynikiem pracy silnika, jednakże, mają wpływ na jego pracę. Tymi parametrami są m.in.: warunki otoczenia, warunki atmosferyczne, sterowanie silnikiem przez operatora lub jednostkę sterującą oraz moment obciążający [1].

1.3. Stan pracy silnika

Stan pracy silnika jest to ogół zjawisk zachodzących wewnątrz silnika, charakteryzujących jego pracę. Stan ten może być opisany za pomocą m.in. następujących parametrów: średniego ciśnienia indykowanego, kąta wyprzedzenia zapłonu, ciśnienia doładowania, ciśnienia wtrysku paliwa, temperatury powietrza doładowującego, momentu obrotowego, prędkości obrotowej, temperatury czynnika roboczego w cylindrze, składu mieszanki palnej, szybkości spalania mieszanki paliwowo powietrznej itp.[1]

1.4. Pole pracy a punkty pracy silnika

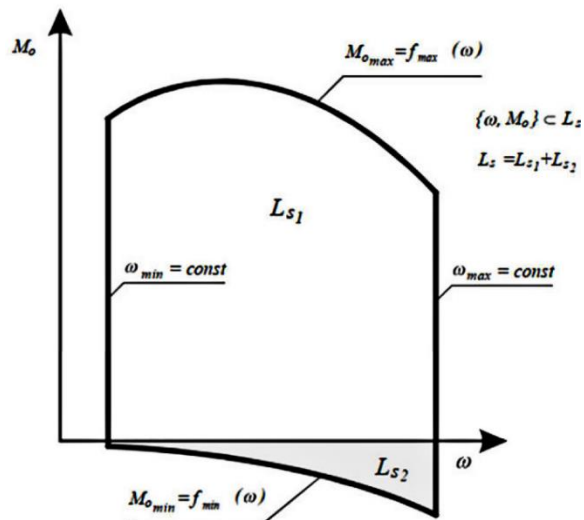
Punkt pracy silnika $\{\omega, M_o\}$ jest to dowolnie wybrany punkt o współrzędnych X (prędkość kątowna lub obrotowa) i Y (moment obrotowy) w całym polu pracy silnika. Z kolei pole pracy silnika (rys. 1.1) jest to zbiór wszystkich możliwych punktów pracy uzyskanych podczas eksploatacji silnika. Zbiór ten jest ograniczony warunkami brzegowymi (charakterystycznymi wartościami prędkości kątownej i momentu obrotowego wybranego silnika):

$$\omega \in \langle \omega_{min}; \omega_{max} \rangle \quad (1.1) [2]$$

$$M_o \in \langle M_{o_{min}}; M_{o_{max}} \rangle \quad (1.2) [2]$$

Pole pracy silnika (L_s) składa się z dwóch części:

$$L_s = L_{s1} + L_{s2} \quad (1.3) [2]$$



Rys. 1.1. Przykładowe pole pracy silnika [2]
 gdzie: L_{s1} – pole pracy leżące nad osią prędkości kątowej, L_{s2} – pole pracy leżące pod osią prędkości kątowej (część pola pracy silnika, gdzie jest on wykorzystywany jako hamulec)

1.5. Statyczne a dynamiczne stany pracy silnika

Stacyjny stan pracy silnika (tzw. ustalony stan pracy silnika) jest to taki stan, przy którym wszystkie parametry pracy silnika, w tym stan cieplny silnika, jego obciążenie, prędkość obrotowa, parametry regulacyjne itd., są stałe w czasie i nie ulegają jakiegokolwiek zmianie. Jeżeli choć jeden parametr zmienia się w czasie, stan pracy silnika jest traktowany jako dynamiczny. Powyższe kryterium kwalifikacji pracy silnika odnosi się jedynie do przypadków teoretycznych, bowiem w rzeczywistości podczas dokonywania pomiarów na hamowniach silnikowych nie jest możliwe wyeliminowanie wahań wszystkich wielkości fizycznych i utrzymanie wartości stałych w nieskończenie długim przedziale czasu. Dlatego w praktyce inżynierskiej stosuje się bardziej elastyczne koncepcje kwalifikacji stanów pracy silnika. Podobna koncepcja była zaproponowana przez autora [1]. W swojej pracy autor [1] uszczegółowił kryterium kwalifikacji pracy silnika na stany statyczne i dynamiczne poprzez wprowadzenie granicznej wartości pochodnej danego parametru pracy silnika ε_p . Zbiór granicznych wartości ε dla wszystkich parametrów pracy może być zdefiniowany jako:

$$\varepsilon = \{\varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, \varepsilon_{ip}\} \quad (1.4) [1]$$

W zależności od potrzeb badawczych (wymaganej dokładności badań) wybiera się odpowiednie wartości elementów zbioru ε . Jeżeli wszystkie pochodne parametrów pracy silnika mają odpowiednio małe wartości poniżej założonych wartości granicznych ε (nie zmieniają się o więcej niż odpowiadające im założone graniczne wartości ε), to wtedy stan pracy silnika jest uznawany za statyczny. We wszystkich innych przypadkach stan pracy silnika jest uważany za stan dynamiczny.

1.6. Istotność numerycznego modelowania procesu spalania

Ze względu na wysoką trwałość i sprawność silniki tłokowe są szeroko stosowane w różnych sektorach m.in.: w motoryzacji, rolnictwie, przemyśle. Obecnie głównym źródłem energii

dla silników tłokowych są paliwa produkowane z surowców energii pierwotnej (ropa naftowa, gaz ziemny, węgiel), których zapasy są znaczące, ale nie są nieograniczone. Ze względu na dużą liczbę czynników (w tym liczba konsumentów, procent zastąpienia paliw konwencjonalnych paliwami produkowanymi nie z surowców energii pierwotnej, ciągle kryzysy ekonomiczne podobne do spowodowanych przez COVID-19 i inne) trudno jest prognozować dalszy rozwój paliw do silników spalinowych. W przybliżeniu, surowców energii pierwotnej w wystarczającym stopniu dla zaspokojenia światowego zapotrzebowania wystarczy na kolejne 39–50 lat dla ropy naftowej, 48–61 lat dla gazu ziemnego i 140–216 lat dla węgla [3 – 6]. Rosnące zapotrzebowanie na energię [6, 7] prowadzi do kryzysu energetycznego i politycznego związanego z szybkim wyczerpywaniem surowców energii pierwotnej.

Sektor transportu jest jednym z głównych źródeł zanieczyszczeń powietrza. Według różnych źródeł, szacuje się je na poziomie 23,5%–29% [8, 9] wszystkich toksycznych emisji na świecie. Prowadzi to do wprowadzenia rygorystycznych norm jakości spalin (tj. EURO-1...EURO-6) mających na celu zmniejszenie zanieczyszczeń powstałych w wyniku spalania paliw w silnikach tłokowych.[10]

Wyczerpywanie się surowców energii pierwotnej oraz względy środowiskowe, są bardzo istotnym i aktualnymi zagadnieniami stojącymi przed ludzkością. Te zagadnienia są obecnie jednymi z najważniejszych czynników wpływających na kierunki rozwoju w konstrukcji silników spalinowych. Liczne badania skierowane na optymalizację procesu spalania, mające na celu zmniejszenie emisji związków toksycznych w spalinach a jednocześnie utrzymanie dużej skuteczności i ekonomiczności pracy silników są prowadzone przez wiele ośrodków badawczych.

Proces spalania w silnikach tłokowych jest reakcją chemiczną przebiegająca między paliwem a utleniaczem, z wydzieleniem ciepła i światła. Matematyczny opis procesu spalania w tłokowych silnikach spalinowych ze względu na różnorodność zjawisk zachodzących w przestrzeni roboczej silnika od momentu zapłonu mieszaniny paliwowo-powietrznej, aż do momentu otwarcia zaworu wylotowego jest bardzo złożonym zadaniem. Poprawne modelowanie procesu spalania odgrywa kluczową rolę w matematycznej symulacji pracy silnika, pozwalającej przewidywać zarówno parametry eksploatacyjne jak i uciążliwość silnika dla środowiska.[11]

Modelowanie i symulacje komputerowe są ważnymi narzędziami do uzyskania optymalnych konstrukcji silników, pozwalające znacznie zaoszczędzić czas i koszty na rozwój istniejących i/lub tworzenie nowych rozwiązań konstrukcyjnych silników tłokowych.[11] Metody obliczeniowe przeznaczone do modelowania procesów zachodzących w silnikach tłokowych można podzielić na dwie podstawowe grupy, które zostały omówione poniżej.

1.6.1. Model zerowymiarowy (0D)

Model zerowymiarowy (tylko jedna zmienna przestrzenna i czas) jest to termodynamiczny model opisujący proces spalania. W tym modelu cały cylinder jest rozpatrywany jako jedna komórka, dla której rozwiązują się równania bilansu masy, energii oraz stanu (szczegółowo ten model został omówiony w rozdziale 7 i 8). Modele te są w stanie przewidzieć przebieg procesu



spalania w różnych warunkach pracy silnika z wymaganym poziomem dokładności. Na podstawie liczby stref, na które podzielona jest objętość cylindra, termodynamiczne modele można podzielić na trzy rodzaje: model jednostrefowy, model dwustrefowy i model wielostrefowy.[11]

Model zerowymiarowy jest atrakcyjnym pod względem mniejszej złożoności obliczeniowej i małej czasochłonności przy obliczeniu procesu spalania w porównaniu do modeli CFD [11]. Model ten może być stosowany do oceny procesu spalania w czasie rzeczywistym, z wykorzystaniem informacji zwrotnej z odpowiednich czujników. Takie podejście do modelowania zostało zrealizowane w komercyjnych programach komputerowych np. Ricardo Wave RT, AVL Boost RT.

1.6.2. Model wielowymiarowy (CFD)

W modelu wielowymiarowym elementy silnika są podzielone na dużą liczbę (setki tysięcy) trójwymiarowych komórek, na każdym kroku obliczeniowym dla każdej z komórek rozwiązują się zbiory równań zachowania energii, masy, pędu i stanu. Model ten zapewnia trójwymiarowe modelowanie przepływu gazu, turbulentnego mieszania paliwa z powietrzem, parowania mieszanki paliwo-powietrznej, procesów zapłonu i spalania. Na ogół te modele są wykorzystywane, gdy wymagana jest szczegółowa analiza i ocena zjawisk zachodzących w przestrzeni roboczej silnika.[11] Jednak takie podejście przekłada się na dużą czasochłonność i złożoność obliczeń oraz wymaga komputerów o dużej mocy obliczeniowej i tym samym nie nadaje się do potrzeb niniejszej pracy.

1.7. Testowy cykl jazdy

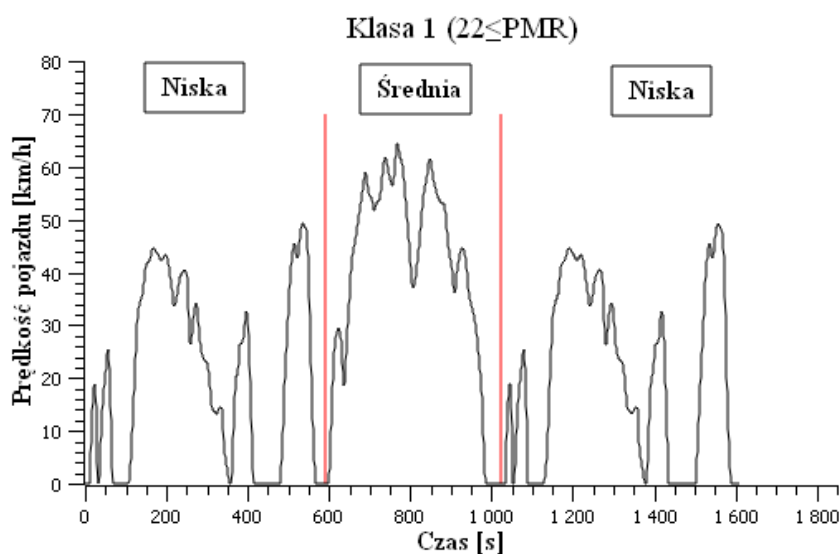
Jak wspomniano wcześniej ograniczenia zużycia paliwa a także duże poziomy emisji związków toksycznych powstałe w wyniku spalania paliw w silnikach tłokowych pojazdów samochodowych spowodowały zastosowanie i wprowadzenie rygorystycznych norm jakości spalin tj. EURO-1...EURO-6. W celu ujednoczenia i uzyskania porównywalnych wyników pomiarów emisji związków toksycznych oraz zużycia paliwa dla różnych pojazdów zostały wprowadzone odpowiednie procedury testowe.

W 2017 r. jako nową procedurę testową dla samochodów osobowych w europejskim systemie homologacji przyjęto WLTP. Zastąpiła ona dotychczas stosowany NEDC (stosowany bez znaczących zmian od lat 90-tych). Powszechnie wiadomo, że metodologia NEDC była aktywnie krytykowana, a wyniki licznych badań wykazywały niezgodność wyników emisji związków toksycznych i zużycia paliwa z wynikami uzyskanymi w czasie rzeczywistej eksploatacji [12, 13]. Podczas gdy NEDC opierał się na teoretycznych scenariuszach jazdy, WLTP został opracowany przy użyciu danych statystycznych jak również i analizie rzeczywistych sposobów użytkowania samochodów z całego świata. Zatem, zadaniem WLTP jest reprezentacja realnych warunków użytkowania pojazdów podczas badań przy jednoczesnym uzyskaniu miarodajnych wyników pomiarów emisyjności i zużycia paliwa.

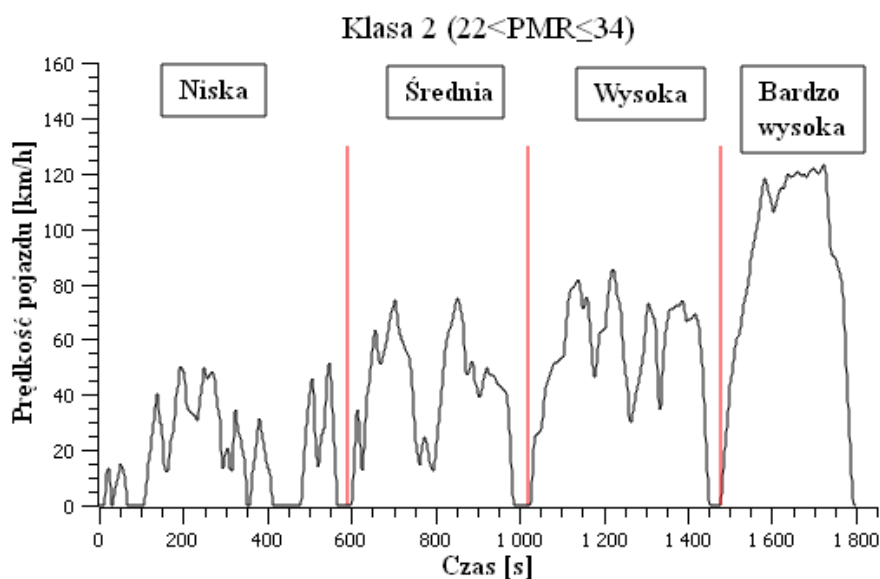
WLTP obejmuje kilka cykli testowych (zwane WLTC) stosowanych w zależności od klasy pojazdu i jego maksymalnej prędkości. Klasa pojazdu jest stosunkiem mocy znamionowej silnika (N_e) do masy własnej (M_p), może być określona z poniższego równania:

$$PMR = \frac{N_e}{M_p} \left[\frac{W}{kg} \right] \quad (1.5)$$

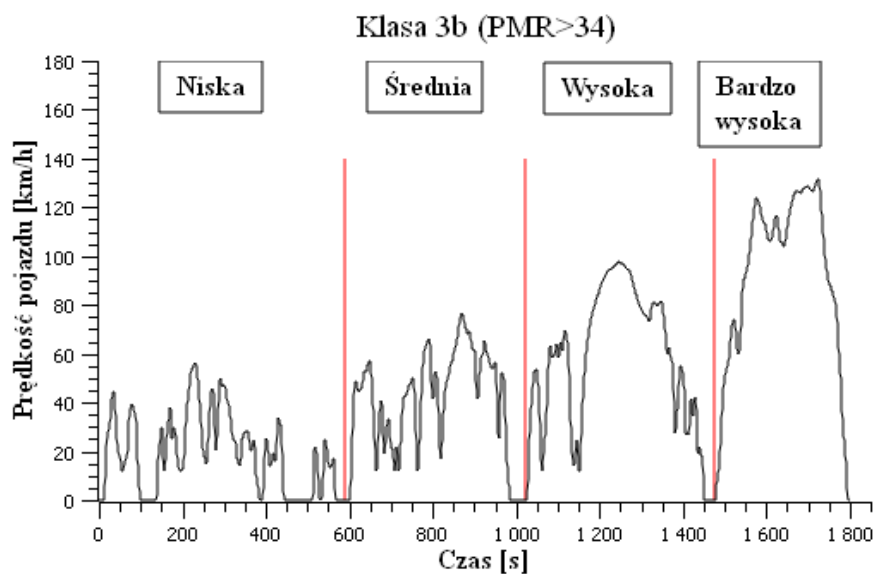
Ogólnie rzecz biorąc cykle testowe lub cykle jazdy zawierają trzy albo cztery etapy symulujące najczęstsze profile jazdy o różnych zakresach prędkości: jazda po mieście (niska), jazda podmiejska (średnia), jazda poza miastem (wysoka) i strefa autostradowa (bardzo wysoka) (Tabela 1.1) [14]. Każda faza cyklu zawiera różne profile prędkości – zmienną prędkość pojazdu w funkcji czasu (rys. 1.2 – rys. 1.4).



Rys. 1.2. Wybrane przebiegi cykli jazdy WLTP dla 1 klasy pojazdów [15]



Rys. 1.3. Wybrane przebiegi cykli jazdy WLTP dla 2 klasy pojazdów [15]



Rys. 1.4. Wybrane przebiegi cykli jazdy WLTC dla 3b klasy pojazdów [15]

Tabela 1.1. Cykli testowe WLTC [16]

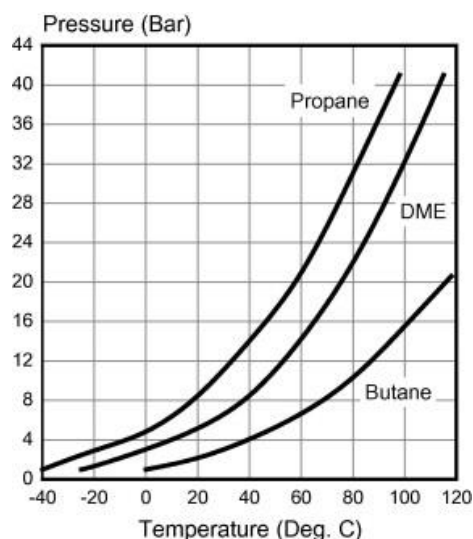
Klasa	PMR [W/kg]	V_{max} [km/h]	Sekwencja zmian etapów prędkości
1	$22 \leq PMR$	-	Niska + Średnia + Niska
2	$22 < PMR \leq 34$	-	Niska + Średnia + Wysoka + Bardzo wysoka
3a	PMR > 34	< 120	Niska + Średnia + Wysoka + Bardzo wysoka
3b		≥ 120	Niska + Średnia + Wysoka + Bardzo wysoka

2. DME JAKO PALIWO SILNIKOWE

Dimetyloeter (DME) – jest prostym organicznym związkiem chemicznym zaliczanym do grupy eterów. Od wielu lat DME jest stosowany w wielu różnych sektorach np. jako paliwo: do silników ZS, do zastosowań komunalnych, do turbin gazowych, do pieców przemysłowych, kotłów grzewczych, jako surowiec chemiczny lub jako propelent do aerozoli.

W temperaturze pokojowej DME występuje w postaci bezbarwnego gazu, ale łatwo ulega skropleniu pod ciśnieniem ~ 530 [kPa] w temperaturze ~ 298 [K]. Skroplony DME ma podobne właściwości fizyczne co i skroplony gaz ropopochodny (LPG). W silnikach ZS DME jest używany jako paliwo gazowe, którego korzystnymi właściwościami są (Tabela 2.1): wysoka liczba cetanowa (ponad 55), stosunkowo niska temperatura samozapłonu, natychmiastowe odparowanie, wysoka zawartość tlenu w jego strukturze (około 35% masy), brak bezpośrednich wiązań C-C (carbon to carbon) i inne. Szczegółowy opis zalet i wad dimetyloeteru jako paliwa alternatywnego w silnikach ZS przedstawiono w podrozdziale 2.3. DME spala się niebieskim płomieniem. DME nie wymaga dodawania substancji zapachowej (potrzebnej do wykrycia wycieków), ponieważ ma on słodki zapach eterowy. Ponadto DME jest nietoksyczny dla ludzi, nie jest rakotwórczy, nie mutagenny, niekorozyjny.[17 – 24]

Analiza i porównanie wykresów ciśnień przedstawionych na rys. 2.1, pokazuje, że krzywa ciśnienia pary DME mieści się pomiędzy krzywymi dla butanu i propanu. Oznacza to, że wymagania stosowane do systemów dystrybucji i magazynowania DME mogą być takie same jak dla LPG.[23, 25]



Rys. 2.1. Charakterystyki ciśnienia pary różnych paliw gazowych [23, 25]

W przypadku uwalniania DME do atmosfery, w ciągu jednego dnia rozkłada się on na CO_2 i wodę. Czas przebywania (życia) w atmosferze DME wynosi 5,1 dnia w związku z czym, DME nie wpływa na powiększanie tzw. „dziury ozonowej”. Potencjał ocieplenia globalnego wynosi 1,2 (20 lat), 0,3 (100 lat), 0,1 (500 lat). W oparciu o analizę i porównanie parametrów przedstawionych w Tabeli 2.2 można wysnuć wniosek, że dimetyloeter ma minimalny negatywny



wpływ na środowisko.[19, 20, 23] Charakterystyka wybuchu i zagrożenia DME w porównaniu do innych paliw są wymienione w Tabeli 2.3.

Tabela 2.1. Właściwości paliw [3, 17 – 21, 23, 24]

Parametr	ON	DME	Butan	Propan	Metan
Wzór chemiczny	C_nH_{2n}	CH_3OCH_3	C_4H_{10}	C_3H_8	CH_4
Masa cząsteczkowa [g/mol]	170	46	58,13	44,11	16,04
Gęstość cieczy przy 293,15 K [kg/m ³]	831	667	610	501	0,72
Lepkość cieczy przy 298,15 K [cSt]	2–4	0,12–0,15	0,2	0,2	1,12
Prężność pary przy 293,15 K [bar]	<0,01	5,1	8,4	2,1	200–250
Temperatura wrzenia [K]	450-643	248,1	272,65	231,15	-162
Temperatura samozapłonu [K]	523	508	638	743	470
Liczba cetanowa	40-50	>55	-	5	0
Niższa wartość opałowa [MJ/kg]	42,5	27,6	45,74	46,36	44,4
Stechiometryczny stosunek A/F [kg/kg]	14,6	9,0	14,8	15,7	10,42
Utajone ciepło parowania [kJ/kg]	250	410	390	426	511
Zawartość węgla, tlenu i wodoru [% by mass]	86/0/14	52,2/34,8/13	82.8/0/17.2	75/0/25	74/0/26
Zawartość siarki [ppm]	~250	0	0,01	0,01	0

Tabela 2.2. Żywotność i potencjał globalnego ocieplenia [19, 23]

Związki chemiczne	Czas		
	20 lat	100 lat	500 lat
DME (CH_3OCH_3)	1,2	0,3	0,1
Dwutlenek węgla (CO_2)	1	1	1
Metan (CH_4)	56	21	6,5
Podtlenek Azotu (N_2O)	280	310	170

Tabela 2.3. Charakterystyka wybuchu i zagrożenia [23]

Parametry	DME	ON	Propan	Butan
Temperatura samozapłonu [K]	508	523	743	638
Dolna granica wybuchowości [vol.%]	3,0–3,4	0,6	2,1	1,9
Górna granica wybuchu [vol.%]	17–18,6	6,5–7,5	9,4	8,4
Minimalna energia zapłonu [mJ]	0,29	-	0,26	0,305

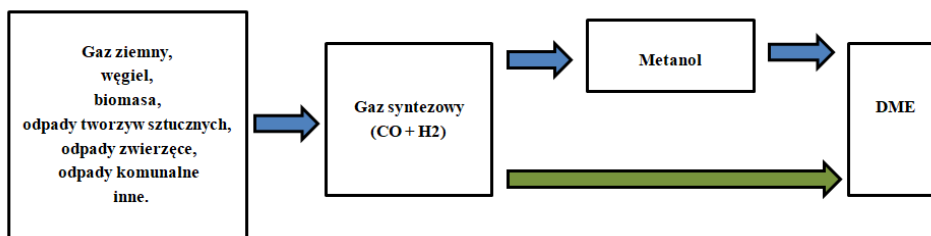
2.1. Produkcja DME

W przeciwieństwie do konwencjonalnego oleju napędowego, który jest wytwarzany z nieodnawialnej ropy naftowej, DME tradycyjnie jest wytwarzany w wyniku konwersji różnych surowców, takich jak: gaz ziemny, węgiel, biomasa, odpady tworzyw sztucznych, odpady zwierzęce, odpady komunalne. Pierwszym etapem produkcji DME jest wytworzenie gazu syntezowego – jest to mieszanina wodoru oraz tlenków węgla. Następnie wytwarza się DME, przy użyciu reaktorów katalitycznych, dwiema metodami (rys. 2.2):

- a. syntezą pośrednią przez metanol,

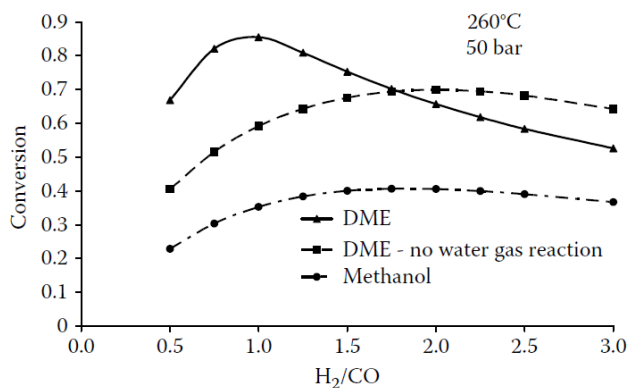
b. syntezą bezpośrednią (bezpośrednio z gazu syntezowego).

Niezależnie od wybranej metody, skuteczność konwersji gazu syntezowego do DME zależy od wielu różnych czynników (np. składu gazu syntezowego oraz stosunku wodoru do tlenu węgla w reaktorze DME).



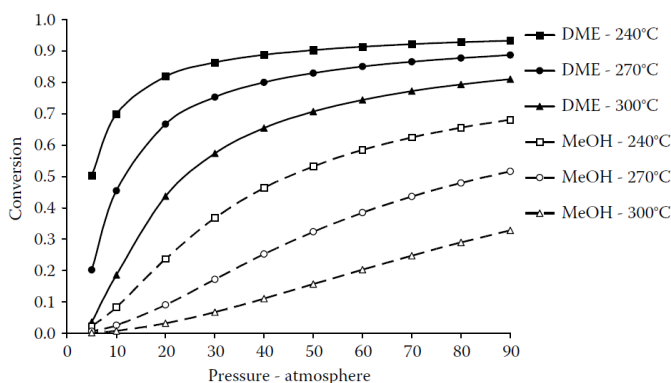
Rys. 2.2. Drogi otrzymywania DME

Rys. 2.3 prezentuje wpływ stosunku H_2/CO (wodoru do tlenu węgla) na skuteczność konwersji, w wyniku reakcji chemicznych zachodzących w temperaturze $260\text{ }^\circ\text{C}$ i pod ciśnieniem 50 [bar] . Na tym rysunku przedstawione są trzy krzywe. Pierwsza krzywa odpowiada syntezie bezpośredniej, druga krzywa przedstawia konwersję metodą bezpośrednią dla przypadku, gdy reakcja gazu wodnego przebiega powoli i nie jest w równowadze oraz trzecia krzywa przedstawia konwersję do metanolu syntezą pośrednią.[20]



Rys. 2.3. Wpływ stosunku wodoru do tlenu węgla na skuteczność konwersji DME [20]

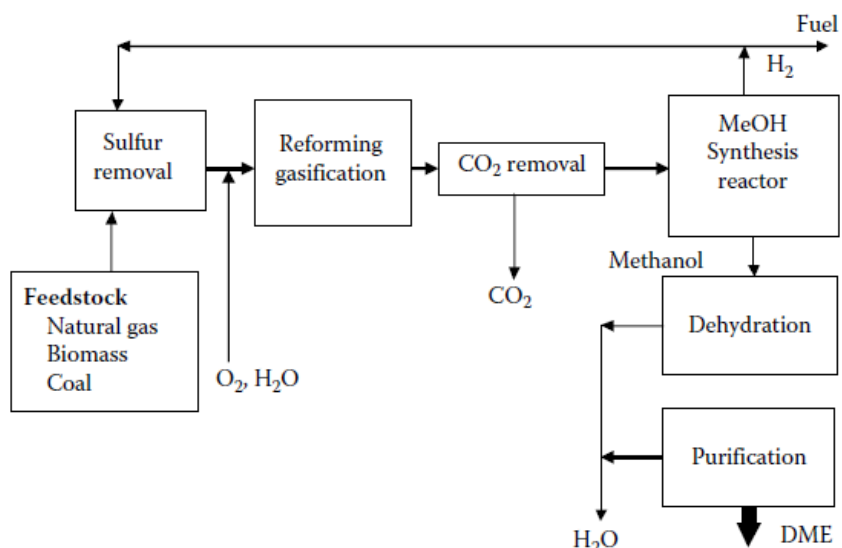
Skuteczność konwersji przy użyciu syntezy bezpośredniej i syntezy pośredniej w zależności od temperatury i ciśnienia panujących w reaktorze zaprezentowano na rys. 2.4.



Rys. 2.4. Skuteczność konwersji gazu syntezowego do DME ($H_2/CO=1$) i metanolu ($H_2/CO=2$) [20]

2.1.1. Wytwarzanie DME metodą pośrednią

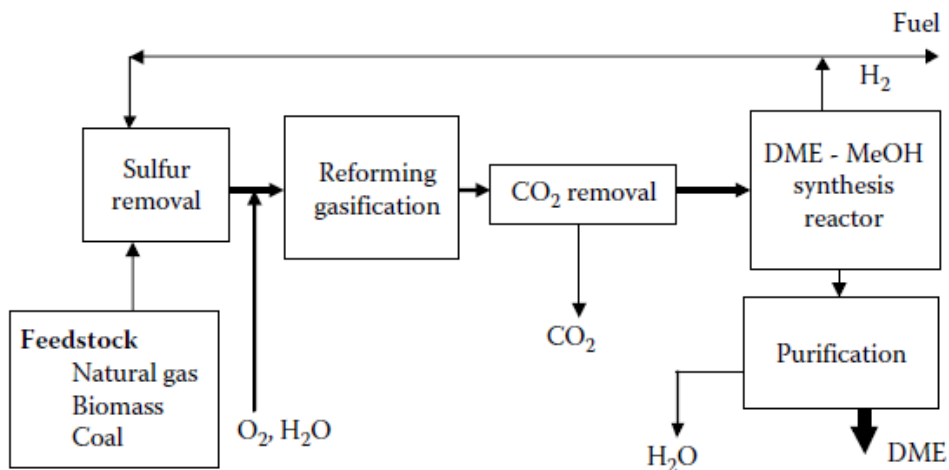
W tej metodzie DME jest wytwarzany z gazu syntezowego w dwustopniowym procesie przy użyciu dwóch reaktorów katalitycznych. W pierwszym etapie z surowca pierwotnego wytwarzany jest gaz syntezowy, zanim powstanie DME wytwarza się metanol, który jest produktem przejściowym. W drugim etapie metanol jest poddawany procesom oczyszczenia i odwodnienia a następnie przekształcany w DME. Schemat tego procesu przedstawiono na rys. 2.5.



Rys. 2.5. Proces wytwarzania DME metodą pośrednią [20]

2.1.2. Wytwarzanie DME metodą bezpośrednią

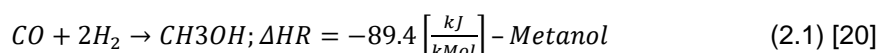
Według metody jednostopniowej DME jest wytwarzany bezpośrednio z gazu syntezowego w reaktorze z dwufunkcyjnymi katalizatorami. Choć nazywa się ten proces metodą bezpośrednią, w reaktorze zachodzą podobne reakcje chemiczne co i w metodzie pośredniej, po prostu odbywają się to w jednym reaktorze zamiast dwóch. Droga otrzymania DME tą metodą jest zaprezentowana na rys. 2.6.



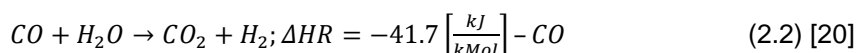
Rys. 2.6. Proces wytwarzania DME metodą bezpośrednią [20]

Cały proces wytwarzania DME z gazu syntezowego jest opisywany za pomocą następujących reakcji chemicznych.

A. Wytwarzanie metanolu z gazu syntezowego:

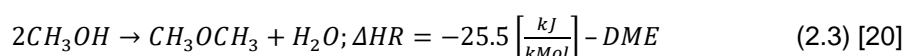


B. Reakcja gazu wodnego:

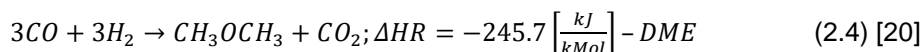


Powyższe reakcje stanowią podstawę powszechnie stosowanego komercyjnego procesu produkcji metanolu.[20]

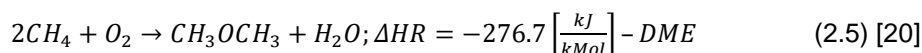
C. Ostatnim krokiem wytwarzania jest katalityczna dehydratacja metanolu do DME:



Sumaryczny przebieg procesu konwersji gazu syntezowego do DME wygląda następująco:

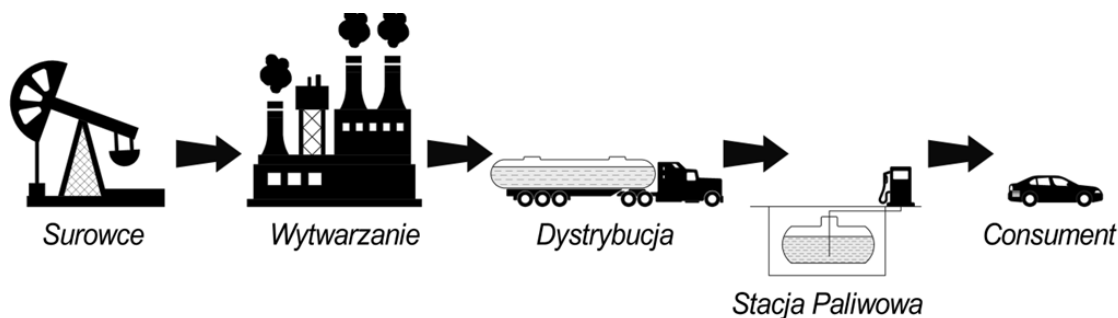


Reakcja konwersji gazu ziemnego do DME metodą bezpośrednią przebiega w następujący sposób:



2.2. Infrastruktura

Skroplony DME cechuje się podobnymi do LPG właściwościami fizycznymi i chemicznymi w związku z czym można założyć, że system dystrybucji jest analogiczny do ogólnie znanego i powszechnie stosowanego systemu LPG, z wykorzystaniem floty samochodów dostarczających paliwo na stację paliwową, z dalszym przepompowywaniem DME do zbiornika podziemnego lub nadziemnego, zainstalowanego na stacji paliwowej (rys. 2.7). Ponadto, ze względu na istniejące liczne stacje do tankowania LPG, przejście na DME może być mniej kosztowne niż budowa zupełnie nowej infrastruktury, oczywiście że w miarę wzrostu produkcji i obrotu DME będą budowane dodatkowe stacje tankowania. Chociaż, ze względu na niekorzystne właściwości fizykochemiczne DME (Omówiono w podrozdziale 2.3.), infrastruktura LPG musi być odpowiednio przeprojektowana.



Rys. 2.7. Uproszczony schemat systemu dystrybucji DME

2.3. Zalety i wady DME jako paliwa silnikowego

Zasadność stosowania DME w silnikach o zapłonie samoczynnym można wykazać poprzez szczegółowe zbadanie jego zalet (Tabela 2.4) i wad (Tabela 2.5).

Tabela 2.4. Zalety DME jako paliwa silnikowego

Np.	Opis
1	Duża różnorodność surowców, z których może być wytwarzany.
2	System dystrybucji jest porównywalny do systemu dla LPG.
3	Łatwość konwersji gaz – ciecz, technologia analogiczna do LPG.
4	Wysoka liczba cetanowa, ponad 55 (gdy dla oleju napędowego zwykle nie przekracza 55). DME ma wysoką zdolność do samozapłonu przy sprężaniu i krótszą zwłokę zapłonu.
5	Niska temperatura wrzenia prowadzi praktycznie do natychmiastowego odparowania DME od razu po wtrysku.
6	DME może mieszać się nie tylko z olejem napędowym, ale także z biodiesłem, LPG, i innymi paliwami nie wymagając przy tym stosowania dodatkowych emulgatorów (rozpuszczalników jak w przypadku paliw alkoholowych) [3, 23].
7	Wysoka zawartość tlenu w strukturze DME (około 35% masy) oraz brak bezpośrednich wiązań C–C (węgiel-węgiel), prowadzi do praktycznie bezdymnego spalania. Powstaje znacznie mniej cząstek stałych (PM) w porównaniu do konwencjonalnego ON. W związku z tym w razie potrzeby można użyć wysokiego stopnia recyrkulacji spalin pozwalającego obniżyć emisję NO _x .
8	Może być stosowany do zasilania silników o zapłonie samoczynnym, nie wymagając dużych modyfikacji w konfiguracji silnika (Omówiono w podrozdziale 2.4).
9	Wysoka wartość ciepła utajonego powoduje obniżenie emisji NO _x , ponieważ DME pochłania dużo ciepła podczas procesu odparowywania, dzięki czemu w komorze spalania jest niższa temperatura niż w przypadku oleju napędowego.
10	Obniżenie emisji tlenku węgla (CO) i węglowodorów (HC) przy odpowiednim zaprojektowaniu wtrysku, systemu spalania i systemu oczyszczania spalin [17, 26, 27].
11	Brak zawartości siarki w strukturze.

Tabela 2.5. Wady DME jako paliwa silnikowego

Np.	Opis
1	Niska lepkość powoduje to, że w konwencjonalnym układzie paliwowym występują duże przecieki paliwa, wymaga to odpowiedniego uszczelnienia elementów i wykorzystanie minimalnej liczby połączeń w układzie paliwowym.
2	Niskie własności smarne mogą powodować, zwiększone zużycie elementów ruchomych w układzie paliwowym. Według autorów prac [17, 21, 23] właściwości smarne można poprawić, wprowadzając od 500 ppm do 2000 ppm dodatku smarnościowego, (np. Lubrizol (1000 ppm), Hitec 560 (100 ppm) i Infineum R655 (500 ppm)). Innym możliwym rozwiązaniem jest dostosowanie materiałów powierzchni nośnych tłoka/cylindra do niskiej smarowności DME, jednak takie rozwiązanie technicznie jest bardzo skomplikowane i kosztowne.
3	Przechowywanie DME wymaga podwyższonego ciśnienia.
4	Ze względu na mniejszą wartość opałową i małą gęstość w celu dostarczenia tej samej ilości energii w porównaniu do konwencjonalnego oleju napędowego, ilość podawanego DME musi być odpowiednio wyższa (około 25%). Dodatkowo, przy projektowaniu zbiorników pokładowych pojazdów, dla zrównoważenia zawartości energii, zbiorniki DME powinny być odpowiednio powiększone.
5	DME nie jest aktywny korozyjnie, ale jest mocnym rozpuszczalnikiem nie jest on kompatybilny z większością elastomerów, dlatego jest niezbędny dobór odpowiednich materiałów (np. PTFE), aby zapobiec pogorszeniu jakości uszczelek po dłuższej ekspozycji przy użyciu DME [17, 21].

2.4. Sposoby zasilania silników ZS dimetyloeterem

2.4.1. Tryb spalania mieszanin paliw

Jedną z głównych cech DME jest jego rozpuszczalność w innych paliwach. Mieszanie DME z ON pozwala uniknąć wielu problemów związanych z właściwościami DME. Na przykład mieszanie DME z propanem znacznie poprawia niższą wartość opałową takich mieszanin, a mieszanie DME z biodiesłem (ze względu na wysoką smarowność i lepkość biodiesła), pozwala

na stosowanie takiej mieszaniny w konwencjonalnym silniku ZS bez dodatków smarnościowych [23, 27]. Tryb spalania wymieszanego paliwa jest najprostszym rozwiązaniem, ponieważ wymaga minimalnych modyfikacji w układzie zasilania silnika.

2.4.2. Tryb spalania pojedynczego paliwa

Ze względu na wysoką liczbę cetanową i zdolność do samozapłonu w wyniku sprężania, DME może całkowicie zastąpić olej napędowy. Jednak, technicznie to rozwiązanie jest skomplikowane, kosztowne i wymaga pewnych modyfikacji w układzie zasilania ze względu na właściwości DME (odpowiednie uszczelnienie wszystkich elementów, zastosowanie uszczelki z innych materiałów, zastosowanie wtryskiwaczy o większych średnicach otworów dysz, modyfikacje pompy paliwowej, modyfikacje algorytmów pracy jednostki sterującej i inne).

2.4.3. Tryb dwupaliwowy

W takim trybie pracy mieszanka paliwowa jest zapalana poprzez pilotażowy wtrysk ON, kiedy tłok zbliża się do górnego martwego punktu:

A. DME w postaci płynnej lub gazowej jest wprowadzany do kolektora dolotowego (rys. 2.8) i miesza się z ładunkiem świeżego powietrza a następnie taka mieszanina jest wprowadzana do cylindra silnika. Taka metoda nie jest kosztowna i jest podobna do powszechnie stosowanych rozwiązań w silnikach o zapłonie iskrowym zasilanych LPG i CNG. Konwersja silnika ZS do pracy w trybie dwupaliwowym wymaga jedynie drobnych modyfikacji poprzez dodanie oddzielnego zbiornika paliwa DME, filtra gazu, reduktora gazowego, przewodów paliwowych, elektromagnetycznych zaworów gazowych, elektronicznej jednostki sterującej oraz dodatkowych czujników.

B. Wprowadzenie DME bezpośrednio do komory spalania w postaci płynnej. Taki tryb może być realizowany dwoma metodami:

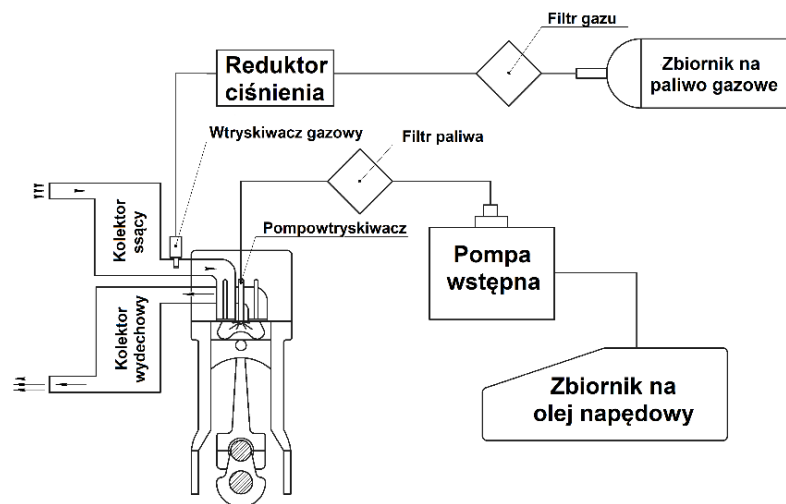
B.1. Poprzez osobny wtryskiwacz (rys. 2.9). Technicznie, to rozwiązanie jest bardzo złożone i wymaga oprócz oddzielnego układu zasilania odpowiedniej adaptacji głowicy silnika poprzez instalację dodatkowych wtryskiwaczy.

B.2. Innym sposobem jest wtrysk obydwu paliw poprzez jeden wtryskiwacz. Takie rozwiązanie wymaga opracowania nowego wtryskiwacza i wysokociśnieniowej pompy paliwowej do możliwości stosowania dwóch typów paliw (DME i ON).

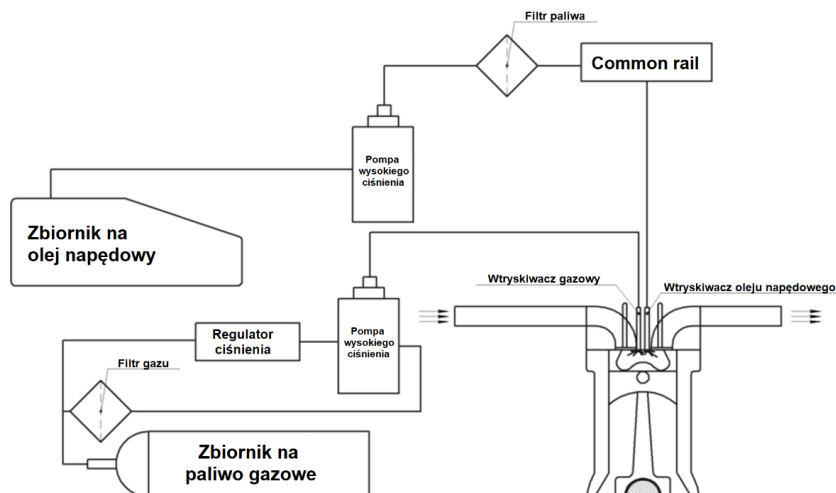
Biorąc pod uwagę właściwości fizykochemiczne DME oraz wszystkie istniejące sposoby zastosowania tego alternatywnego paliwa w silnikach ZS, w niniejszej pracy dokonano wyboru dwupaliwowego układu zasilania z pośrednim doprowadzeniem gazu, ze względu na powszechne stosowanie takiego układu zasilania w silnikach ZS zasilanych dwupaliwowo.

Koncepcja spalania dwupaliwowego jest stosunkowo prostą strategią umożliwiającą stosowanie dowolnych strategii zasilania i proporcji w zużyciu obydwu paliw. Zmiany proporcji zużycia paliw w czasie pracy silnika mogą przyczynić się do polepszenia jego parametrów

użytkowych i zmniejszenia toksyczności spalin. Dwupaliwowy tryb pozwala zmniejszyć zależność od paliw konwencjonalnych i obniżyć emisję związków toksycznych w spalinach. Proces konwersji dowolnego silnika ZS w dwupaliwowy układ zasilania nie jest kosztowny i wymaga jedynie drobnych modyfikacji. Ponadto dwupaliwowy silnik ma taką zaletę, że jeżeli skończy się alternatywne paliwo elektroniczna jednostka sterująca automatycznie przełącza silnik na zasilane olejem napędowym, co z kolei zwiększa zasięg samochodu.



Rys. 2.8. Uproszczony schemat dwupaliwowego układu zasilania



Rys. 2.9. Uproszczony schemat układu zasilania z dwoma wtryskiwaczami

2.5. Podstawowe założenia konstrukcyjne instalacji dwupaliwowej

Podstawowe założenia konstrukcyjne dwupaliwowego układu zasilania można przedstawić następująco:

- A. Układ może działać bez podawania paliwa gazowego, ze względu na brak zmian w podstawowym układzie zasilania ON.
- B. Odparowany gaz jest doprowadzany do kolektora dolotowego.
- C. Dawkowanie gazu jest sterowane zaworami elektromagnetycznymi.

D. Włączenie układu gazowego jest możliwe w stanie ciepłym silnika umożliwiającym całkowite odparowanie gazu przed wprowadzeniem go do kolektora dolotowego.

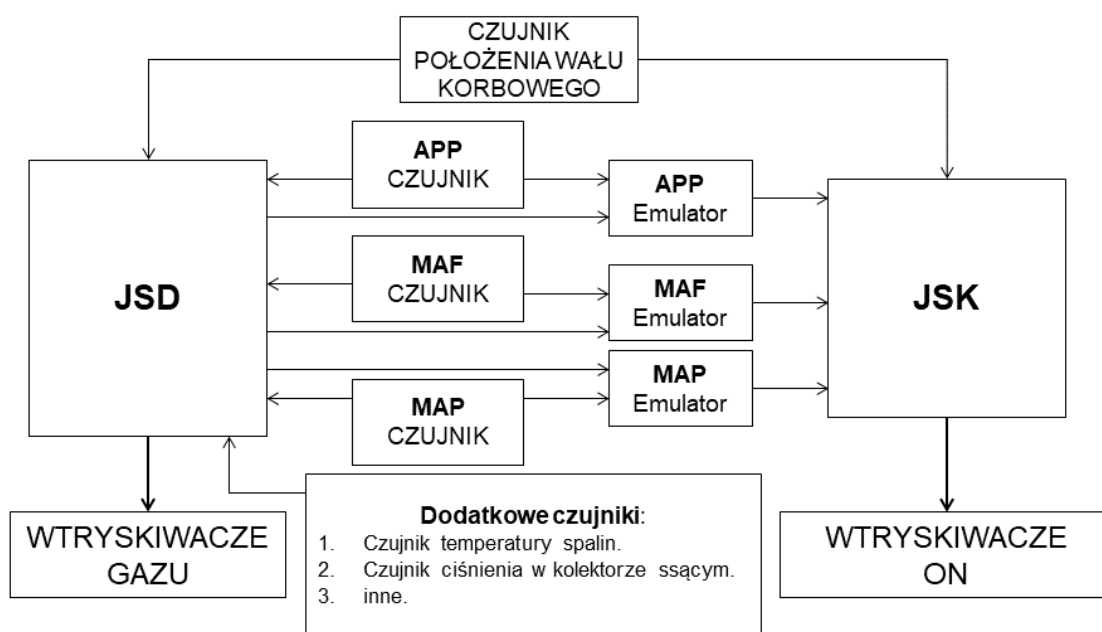
E. Automatyczne zatrzymanie dopływu gazu poprzez jednostkę sterującą dwupaliwową (JSD) przy biegu jałowym silnika i przy hamowaniu silnikiem.

F. Automatyczne zabezpieczenie silnika poprzez program w sterowniku JSD (jednostka sterująca dwupaliwowa) przed przekroczeniem zaprogramowanej maksymalnej:

- prędkości obrotowej poprzez zatrzymywanie dopływu gazu;
- temperatury spalin poprzez zmniejszenie/zatrzymanie dopływu gazu po osiągnięciu tej temperatury.

2.6. Praca dwupaliwowego układu zasilania

W dwupaliwowym trybie pracy wtryskiwacze ON są sterowane przez tradycyjny sterownik, podczas gdy wtryskiwacze gazowe są sterowane przez JSD. W tym trybie pracy, ilość ON musi być najpierw zmniejszona, a następnie zastąpiona paliwem gazowym. W tym celu JSD odczytuje informacje zawarte w zaprogramowanych tablicach zwanych „mapami” i w zależności od prędkości obrotowej i ciśnienia w kolektorze dolotowym ustawia czas otwierania elektromagnetycznych wtryskiwaczy gazowych oraz generuje emulowany/zmodyfikowany sygnał. Następnie ten sygnał jest przesyłany do konwencjonalnego sterownika ON. Na podstawie otrzymanego sygnału, konwencjonalna jednostka sterująca (JSK) obniża dawkę ON.[28] Schematycznie algorytm pracy dwupaliwowego układu zasilania jest przedstawiony na rys. 2.10.



Rys. 2.10. Algorytm sterowania dwupaliwowego układu zasilania firmy Scalmac [28]

Rys. 2.11 przedstawia „mapę emulatorów”. Na podstawie ustawionych wartości zawartych w tej mapie można zmieniać wartości sygnałów czujników APP, MAF i MAP (rys.2.10) co z kolei pozwala na sterowanie dawką oleju napędowego (można ją zmniejszać lub zwiększać),

sterować parametrami pracy turbosprężarki i inne. Poziomy pasek na mapie reprezentuje wejściowe napięcie sygnału. Mapa ta pozwala na ustawienie indywidualnego stopnia zmiany w procentach sygnału wyjściowego (można zmniejszać lub zwiększać) dla wybranego emulatora analogowego (E1, E2, E3) i/lub emulatora cyfrowego (De1, De2) zgodnie z wartością emulowanego sygnału.[28]

Var	0,00	0,40	0,80	1,20	1,60	1,80	2,20	2,60	3,00	3,40	3,80	4,20	mod.char.points	
E1	0	5	5	10	20	20	25	25	10	5	0	0	+5	-5
E2	0	5	5	10	20	20	25	25	10	5	0	0	+1	-1
E3	0	5	5	10	20	20	25	25	10	5	0	0	active	
De1	0	5	5	10	20	20	25	25	10	5	0	0		
De2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		

Rys. 2.11. Tabela przeglądowa emulatorów [28]

Rys. 2.12 przedstawia „mapę gazową”. Wartości zadane w tej mapie mają zakres liczb całkowitych od 0 do 254. Te wartości dają odpowiednio dawkę gazu od 0% do 100%. Mapa gazowa zawiera ustawione wartości odpowiadające prędkości obrotowej silnika (oś X) i ciśnieniu w kolektorze dolotowym (oś Y). W zależności od aktualnej prędkości obrotowej silnika oraz ciśnienia w kolektorze ssącym JSD wybiera odpowiednią komórkę na mapie i w zależności od zadanej wartości zmienia dawkę paliwa gazowego. Wartości zadane w „mapie gazowej” nie odzwierciedlają dokładnej ilości paliwa i nie podają bezwzględnego czasu wtrysku paliwa gazowego. Wartości te są odnośnikami pozwalającymi na obliczenie dawki paliwa gazowego biorąc pod uwagę liczbę i statyczne natężenie przepływu zainstalowanych wtryskiwaczy gazowych.[28]

bar/rpm	800	1100	1500	2000	2500	2800	3000	3500
0,9	0	10	15	12	12	12	13	10
1,05	0	10	15	20	21	20	15	10
1,1	0	15	15	22	25	22	20	10
1,15	0	20	25	35	30	24	21	10
1,2	15	25	40	45	34	28	23	10
1,25	25	38	50	45	35	30	23	10
1,3	30	45	68	70	60	45	23	10
1,35	40	50	72	85	60	45	24	10
1,4	45	75	85	99	85	60	28	10
1,5	38	49	75	80	65	50	27	10
1,6	30	44	65	70	60	40	23	10
1,7	25	40	60	65	50	45	22	10
1,8	22	33	45	56	55	34	22	10
1,9	18	22	30	33	35	32	21	10
2	15	20	22	23	21	20	20	10
2,1	10	10	10	10	10	10	10	10

mod.char.points map type: 2 vacuumrpm +5 -5
 map smooth: smooth +1 -1
 map reset: -

Rys. 2.12. Tablica przeglądowa „mapy gazowej” firmy Scalmax [28]

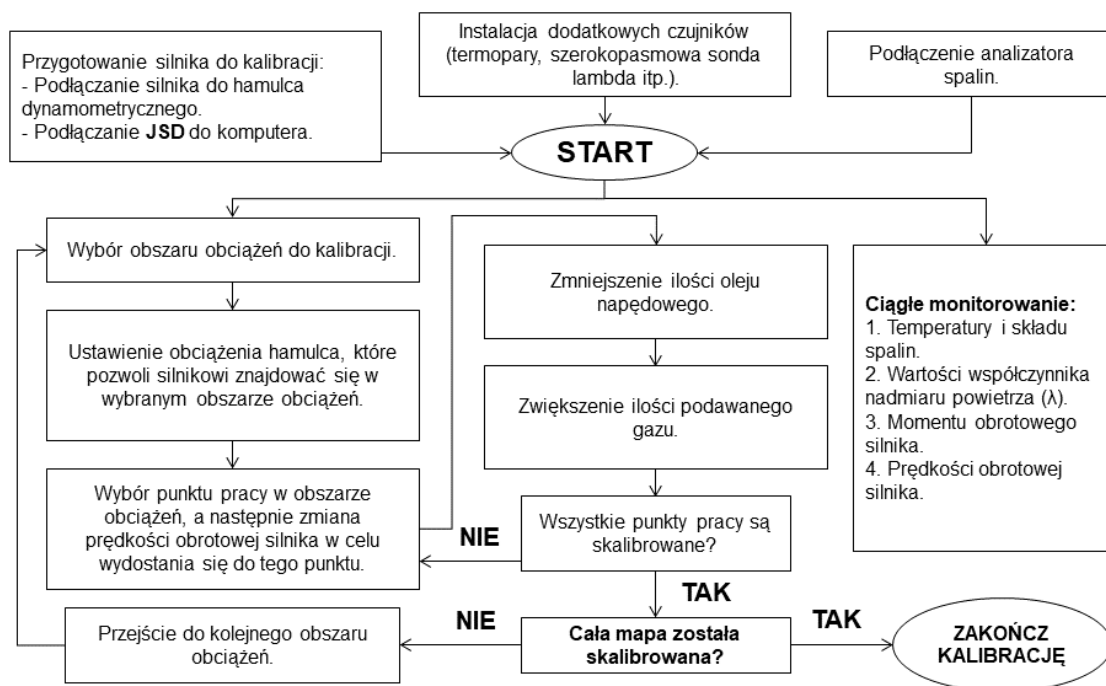
2.7. Kalibracja jednostki sterującej dwupaliwowej (JSD)

Kalibracja JSD jest to proces polegający na poszukiwaniu kompromisu pomiędzy osiąganymi silnika, emisją związków toksycznych w spalinach a zużyciem paliwa w trybie dwupaliwowego spalania. Celem tego procesu jest osiągnięcie maksymalnego wskaźnika substytucji oleju napędowego paliwem gazowym, przy jednoczesnym spełnieniu wszystkich wymagań przedstawionych w Tabeli 2.6.[28]

Tabela 2.6. Wymagania dotyczące dwupaliwowego układu zasilania [28]

Np.	Wymagania
1	Uzyskanie tego samego stosunku powietrze-paliwo (λ) dla silnika pracującego w trybie jedno- lub dwupaliwowym.
2	Brak zauważalnego wzrostu temperatury spalin podczas pracy w trybie dwupaliwowym.
3	Brak zauważalnego wzrostu/spadku mocy wyjściowej silnika podczas pracy w trybie dwupaliwowym.
4	Stoła praca silnika w trybie dwupaliwowym (bez szarpania i spalania stukowego).
5	Obniżenie emisji związków toksycznych w spalinach.

Procedura kalibracji nie jest skomplikowana (rys. 2.13). Jest to jednak pracochłonny proces prób i błędów polegający na znalezieniu optymalnej równowagi pomiędzy parametrami pracy silnika a parametrami kalibracyjnymi w pełnym zakresie pola pracy silnika.[28]



Rys. 2.13. Algorytm kalibracji JSD [28]

3. ZARYS HISTORYCZNY STOSOWANIA DME JAKO PALIWA SILNIKOWEGO

Jedną z pierwszych udokumentowanych prac badawczych polegających na dodawaniu DME do mieszanki paliwowej w silnikach ZS, były badania przeprowadzone przez autorów pracy [29] w 1990 roku. Badania polegały na poszukiwaniu optymalnych dawek DME polepszających właściwości samozapłonowe metanolu przy jednoczesnym zapewnieniu stabilnej pracy silnika ZS (Cummins L10), w wybranych punktach pola pracy silnika. W trakcie badań były monitorowane poziom emisji i ciśnienie w cylindrze dla trybu jednopaliwowego (metanol) i dwupaliwowego (Metanol + DME). Sumarycznie wyniki badań wykazały, że dodanie DME do metanolu polepsza jego właściwości samozapłonowe, pozytywnie wpływa na osiągi silnika i obniża emisję związków toksycznych w spalinach.

Kolejne prace badawcze związane z wykorzystaniem DME w silnikach ZS były przeprowadzone przez autorów [30] w 1992 i również polegały na dodawaniu DME do metanolu w celu zwiększenia jego liczby cetanowej a w konsekwencji polepszenia właściwości samozapłonowych takiej mieszanki. Mieszanka paliwowa (Metanol + DME) była rozważana jako jedna z obiecujących metod pozwalająca silnikom ZS sprostać rygorystycznym wymaganiom dotyczącym emisji cząstek stałych z silników autobusów miejskich, zaproponowanym w 1991 roku w Stanach Zjednoczonych [20, 23].

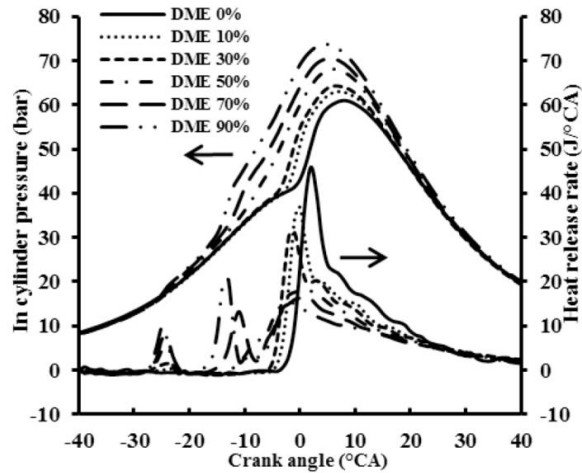
Od tego czasu przeprowadzono liczne prace badawcze o różnym stopniu złożoności. Te badania wykazały, że silniki ZS zasilane dwupaliwowo wymagają precyzyjnej strategii zasilania, kalibracji, optymalizacji parametrów pracy silnika i innych zmian. Jest to spowodowane dużą różnicą właściwości fizykochemicznych DME i oleju napędowego.

W podrozdziale 3.1 przedstawiono analizę prac badawczych w zakresie badań i rozwoju dwupaliwowych silników ZS zasilanych ON i odparowanym DME, opublikowanych w ostatnich latach. Bardziej szczegółowo wpływ DME na proces spalania i emisyjność silnika ZS omówiono w rozdziale 9 niniejszej pracy.

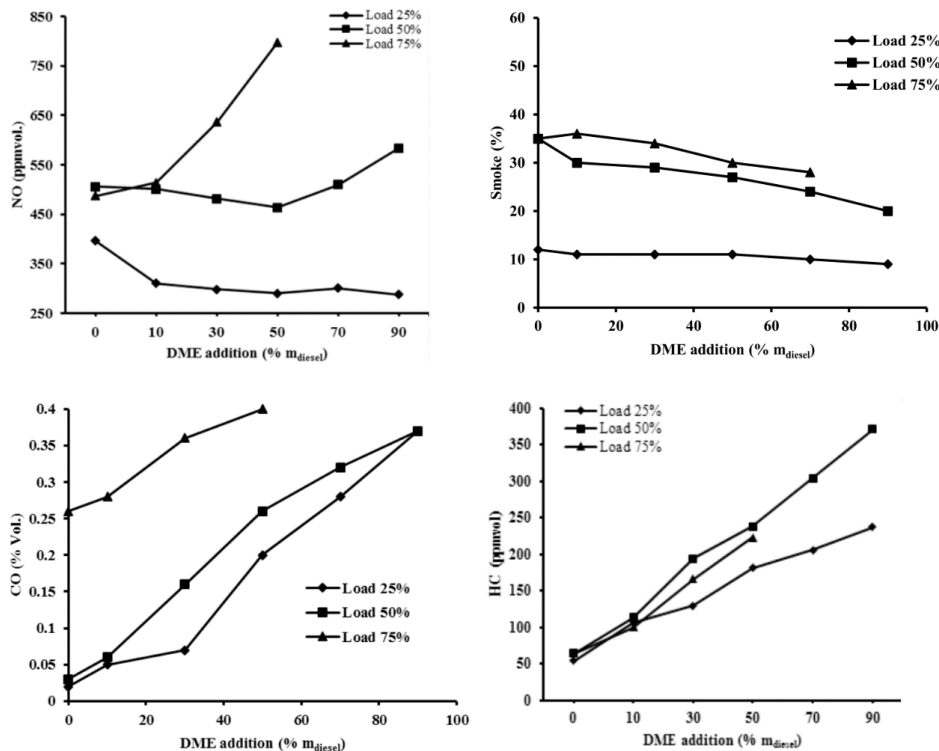
3.1. Parametry użytkowe i emisyjność silników ZS zasilanych ON i odparowanym DME

Autorzy pracy [31] zbadali wpływ różnej ilości DME (od 0% do 90%) na parametry użytkowe i emisje jednocylindrowego silnika ZS przy stałej prędkości obrotowej ($n = 1500$ [obr/min]) i różnych obciążeniach od 25% do 75%. Wyniki badań przedstawione na rys.3.1 wykazują, że zastosowanie nawet małej ilości DME zmienia przebiegi ciśnienia w cylindrze i ilości wydzielania ciepła (HRR) jako funkcji kąta obrotu wału (powody powstania dodatkowych pików na wykresie HRR, zostały omówione w podrozdziale 9.1). Również autorzy [31] zauważyli, że przy obciążeniu silnika powyżej 75% i dodawaniu DME powyżej 50% zaczyna się nierównomierna praca silnika i powstaje zjawisko spalania stukowego. W przypadku związków toksycznych autorzy pracy [31] stwierdzili, że wykorzystanie nawet małej ilości DME znacznie obniża emisję cząstek stałych (PM). Przy obciążeniu silnika i dawce DME poniżej 50% emisja

NO_x jest mniejsza, jednak emisje HC i CO są wyższe w porównaniu z ON. Emisję związków toksycznych zaprezentowano na rys.3.2.



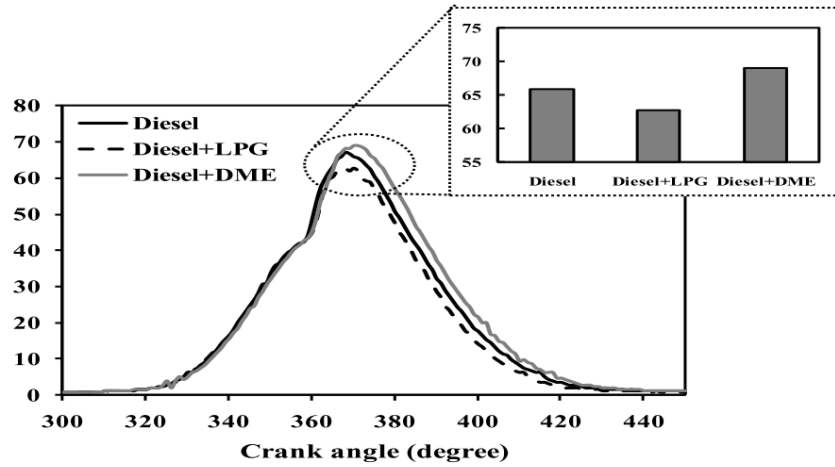
Rys. 3.1. Przebieg ciśnienia i ilość wydzielanego ciepła przy stałej prędkości ($n = 1500$ obr/min) i 50% obciążeniu silnika [31]



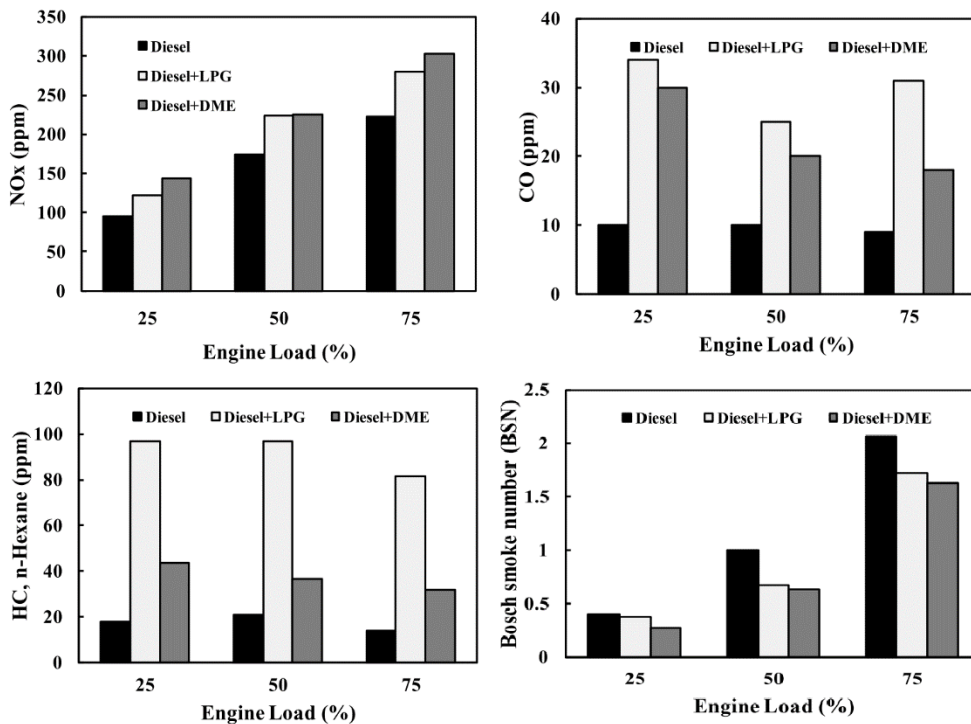
Rys. 3.2. Wpływ dawki DME i obciążenia silnika na emisję związków toksycznych [31]

Badanie przeprowadzone przez autorów pracy [32] dotyczyło oceny przebiegu ciśnienia w cylindrze i emisyjności jednocylindrowego silnika ZS Yanmar L100V przy stałej prędkości ($n = 1500$ [obr/min]) i zmiennym obciążeniu od 25% do 75%. Procent zastąpienia ON dimetyloeterem wynosił 2% (objętości zasysanego powietrza). Analiza przebiegu ciśnienia wykazała podobne wyniki do badań przeprowadzonych przez autorów pracy [31]. Natomiast, analiza emisji wykazała, że oprócz PM, emisja związków toksycznych w tym NO_x, CO, HC są wyższe dla silnika

pracującego w trybie dwupaliwowym. Wyniki badań eksperymentalnych są przedstawione na rys.3.3. i rys.3.4.



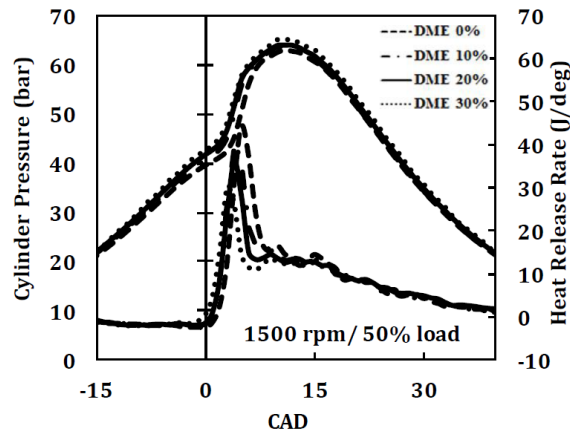
Rys. 3.3. Przebieg ciśnienia w cylindrze [32]



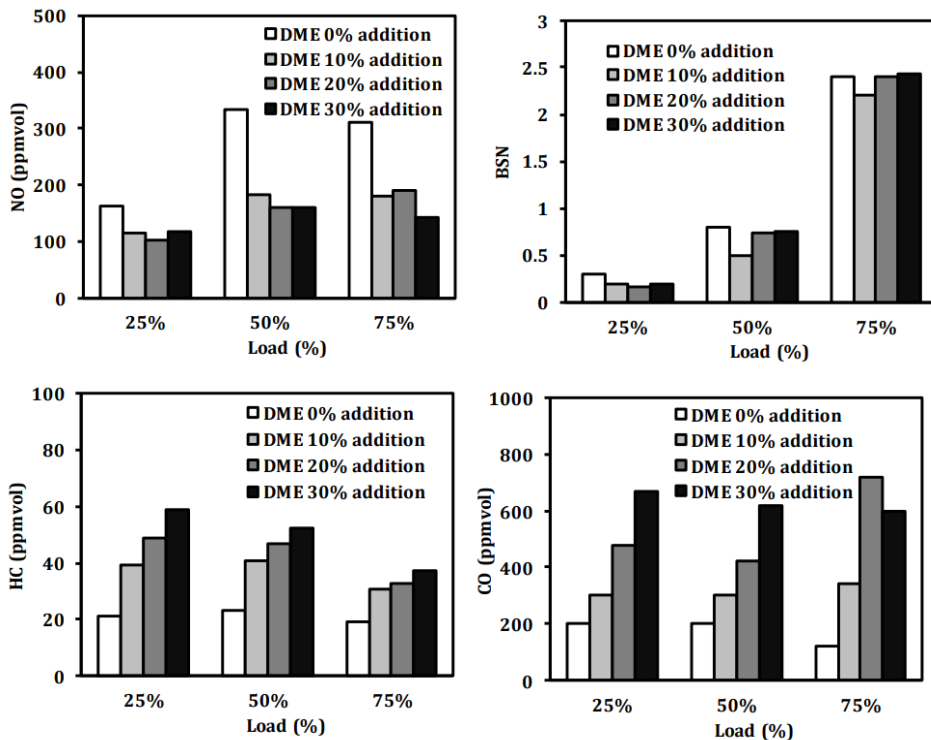
Rys. 3.4. Wpływ obciążenia silnika na emisję [32]

Podobne badanie przeprowadzili autorzy pracy [33] obiektem badań był jednocylindrowy silnik ZS Yanmar L100V pracujący przy stałej prędkości obrotowej ($n = 1500$ [obr/min]) i zmiennym obciążeniu (od 25% do 75%). Zmieniano także dawkę DME (od 0 do 30%). Rysunek 3.5 prezentuje przebieg ciśnienia i HRR przy prędkości 1500 [obr/min] i obciążeniu 50%. Analizując wykres HRR można zauważyć, że przy wzroście udziału DME piki są coraz niższe. Ponadto ze względu na wyższą liczbę cetanową DME skrócił się czas opóźnienia zapłonu, co skutkowało przesunięciem wykresów HRR w kierunku mniejszych kątów obrotu wału korbowego. Dla wszystkich dawek DME emisje NO_x były niższe a CO i HC były wyższe. Przy dawkach DME

powyżej 20% i obciążeniu silnika ponad 70% emisje PM są wyższe w porównaniu do konwencjonalnego zasilania ON (rys.3.6).



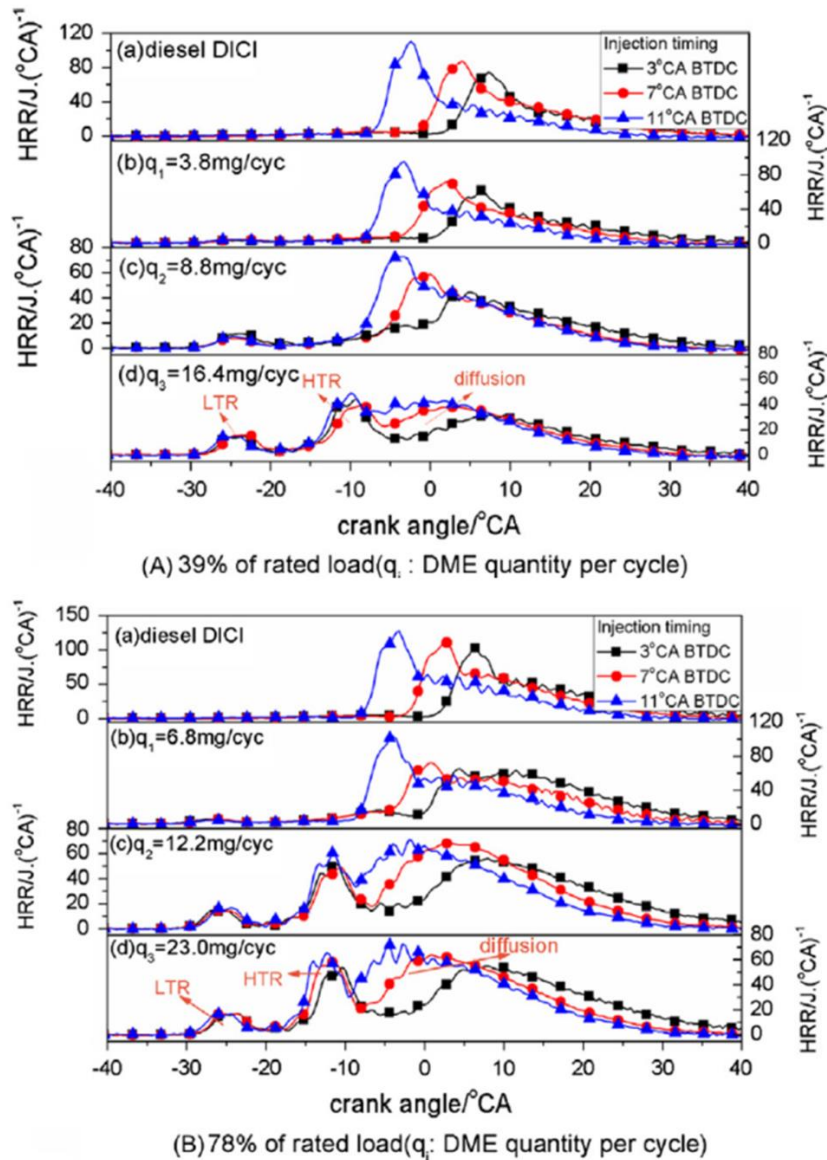
Rys. 3.5. Przebieg ciśnienia i szybkość uwalniania ciepła przy 50% obciążeniu silnika [33]



Rys. 3.6. Wpływ dawki DME i obciążenia silnika na emisyjność [33]
BNS – Bosch Smoke Number

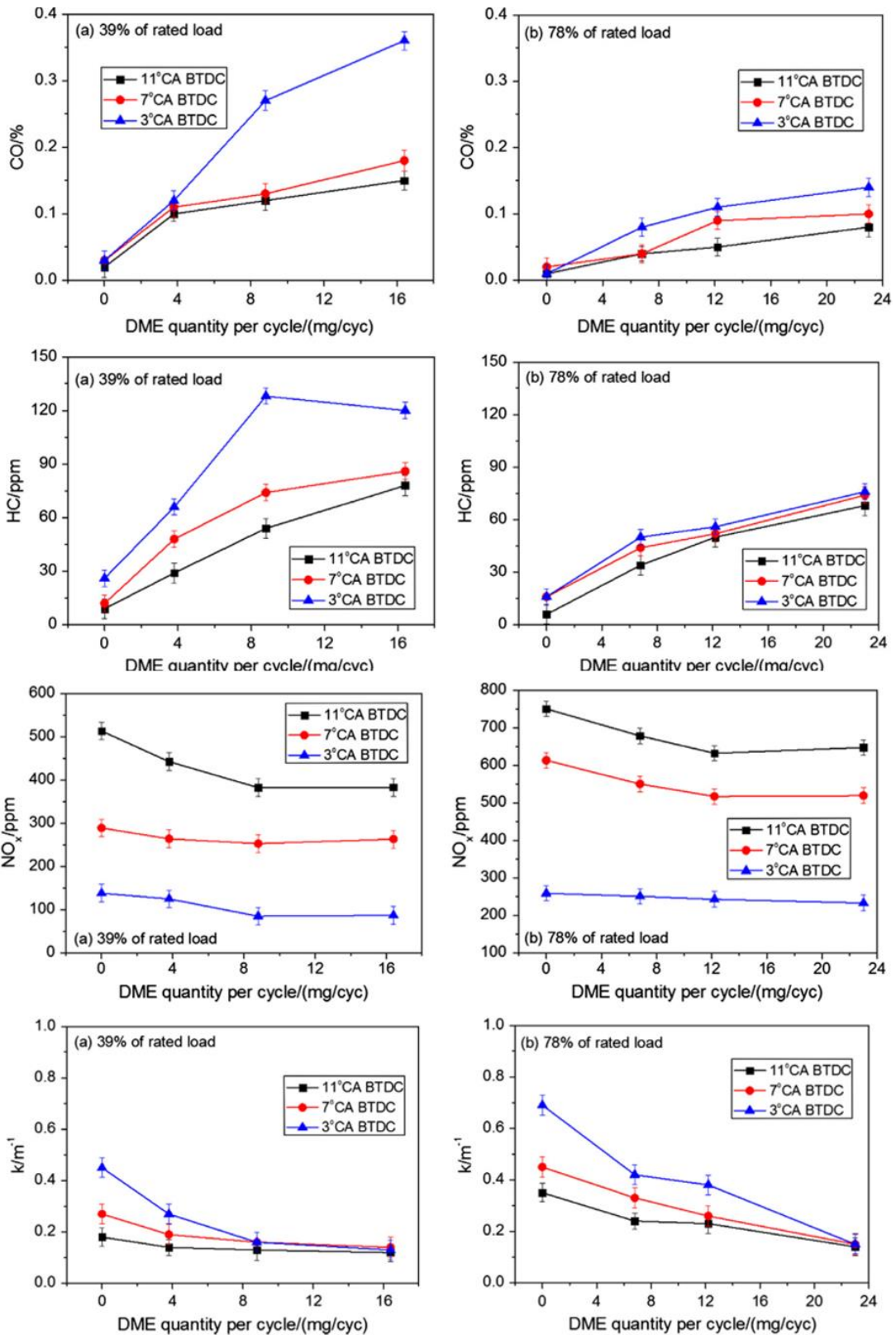
Badania przeprowadzone przez autorów pracy [34] polegały na ocenie wpływu różnych czasów początku wtrysku ON na parametry użytkowe i emisyjność dwucylindrowego silnika ZS zasilanego ON i DME. Badania były przeprowadzone przy stałej prędkości obrotowej ($n = 2100$ [obr/min]) przy zmiennej dawce DME: 3,8 [mg/cykl], 8,8 [mg/cykl], 16,4 [mg/cykl], przy 39% obciążeniu silnika i dawkach DME: 6,8 [mg/cykl], 12,2 [mg/cykl] i 23,0 [mg/cykl], przy 78% obciążeniu silnika. Wyniki badań wykazały wpływ ilości podawanego DME, jak i kąta wyprzedzenia wtrysku ON na przebieg procesu spalania i emisyjność silnika. Wraz ze wzrostem

dawki DME niezależnie od kąta wyprzedzenia wtrysku ON, emisja NO_x i PM obniża się, jednak emisje CO i HC rosną w porównaniu do silnika pracującego w trybie konwencjonalnym (silnik zasilany wyłącznie ON). Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku oleju napędowego i ilości podawanego DME na obliczoną szybkość wydzielania ciepła i emisyjność silnika zaprezentowano na rys.3.7. i rys.3.8.



Rys.3.7. Szybkość uwalniania ciepła przy różnych czasach wtrysku ON i dawkach DME [34]

W literaturze naukowej istnieje stosunkowo niewiele prac poświęconych silnikom ZS zasilanym ON i odparowanym DME. Istniejące publikacje ([31 – 34] i inne) na ogół cechują się brakiem dogłębnej analizy procesów spalania i emisyjności w szerokim zakresie pola pracy silników ZS zasilanych takimi mieszankami. Zatem, autor niniejszej pracy postanowił rozszerzyć obszar przeglądu literatury do prac badawczych, w których poruszane zagadnienia są zbliżone do tematu niniejszej pracy. Wobec takiego założenia poszukiwano informacji o silnikach ZS zasilanych DME (w dowolnym trybie spalania). Wykaz prac badawczych oraz ich wyniki są zaprezentowane w Tabeli 3.1



Rys.3.8. Wpływ różnych czasów początku wtrysku i dawki DME na emisyjność silnika ZS [34]

Tabela 3.1. Wykaz poruszanych zagnień w literaturze naukowej

Np.	Rok	Literatura	Zagadnienie	Rodzaj paliwa i sposób zasilania silnika ZS	Model numeryczny	Wyniki i uwagi
1	2007	[90]	Wpływ różnych mieszanin paliwowych (DME i olej rzepakowy) na proces spalania i emisyjność silnika	Mieszanka paliwowa (DME i olej rzepakowy) i ON.	Brak	W pracy badane są zwłoka zapłonu, procesy spalania i emisję silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego różnymi proporcjami mieszania DME/oleju rzepakowego i przeprowadzono porównanie z silnikiem ZS zasilanym ON.
				Tryb pojedynczego paliwa.		
2	2008	[27]	Wpływ różnych mieszanin paliwowych (DME i ON) na proces spalania i emisyjność silnika ZS	Mieszanka paliwowa (DME i ON) i ON.	Brak	W pracy badano rozpuszczalność DME w oleju napędowym oraz prężność par tych mieszanek. Dokonano obserwacji rozpylania paliwa w tym kąta rozpylenia i kształtu strugi w funkcji czasu. Oceniono też proces spalania i emisyjność silnika ZS.
				Tryb pojedynczego paliwa.		
3	2008	[91]	Ocena charakterystyki wtrysku DME i wpływ tego paliwa na emisyjność i parametry spalania silnika ZS	DME (płyn) i ON.	Brak.	Przeprowadzono badanie porównawcze parametrów wtrysku DME i ON polegające na ocenie szybkości wtrysku i przepływu paliwa przez wtryskiwacz. Ocena parametrów pracy (w tym ciśnienie w cylindrze, HRR i zwłoka zapłonu) i emisyjność silnika ZS zasilanego DME i ON w zależności od czasu wtrysku paliwa. Ponadto była przeprowadzona analiza wpływu czasu wtrysku DME na zwłokę zapłonu mieszanki paliwowej.
				Tryb pojedynczego paliwa.		
4	2008	[92]	Wpływ DME na rozkład wielkości cząstek stałych i proces spalania silnika ZS	DME (gaz) i DME (płyn).	Brak	Na podstawie badań eksperymentalnych przeprowadzono ocenę parametrów spalania i wpływu DME przy różnych trybach spalania z różnym składem mieszanek paliwowych na wielkość cząstek stałych w spalinach silnika ZS.
				Tryby spalania DICI, HCCI, CCCI.		
5	2008	[93]	Wpływ zmiennej dawki odparowanego DME na emisyjność i proces spalania silnika ZS	DME (gaz) i ON.	Brak	Na podstawie badań eksperymentalnych przeprowadzono ocenę wpływu zmiennej dawki odparowanego DME (procent zastąpienia ON dimetyloeterem znajdując się w szerokim zakresie 0%, 15%, 20%, 25%, 35%, 44%) na proces spalania i emisyjność silnika ZS.
				Tryb podwójnego paliwa.		
6	2009	[94]	Wpływ czasu wtrysku i dawki metanolu i DME na proces spalania i emisyjność silnika ZS	DME (gaz) i Metanol (płyn).	Tak (CFD)	Na podstawie badań eksperymentalnych i symulacji CFD przeprowadzono ocenę wpływu kąta wyprzedzenia wtrysku i dawki metanolu i DME na proces spalania i emisyjność silnika ZS.
				Tryb podwójnego spalania.		

Tabela 3.1. Wykaz poruszanych zagnień w literaturze naukowej – kontynuacja

Np.	Rok	Literatura	Zagadnienie	Rodzaj paliwa i sposób zasilania silnika ZS	Model numeryczny	Wyniki i uwagi
7	2009	[95]	Wpływ różnych typów wtryskiwaczy na parametry spalania i emisję silnika ZS	DME (gaz), Etanol (płyn) i ON.	Brak	Przeprowadzona analiza polegała na ocenie wpływu dwóch typów wtryskiwaczy (trzyotworowy i czterotworowy) na zwłokę zapłonu mieszaniny paliwowej, przebieg spalania i emisyjność silnika ZS zasilanego etanolem (główne paliwo) i DME (jako paliwo zapłonowe) i porównaniem z wynikami badań dla silnika pracującego na ON.
				Tryb podwójnego spalania		
8	2010	[96]	Wpływ dawki DME na emisyjność silnika ZS	DME (płyn) i ON.	Brak	Badania przeprowadzone przy stałej prędkości $n = 1550$ [obr/min]. Na podstawie badań eksperymentalnych była oceniana emisyjność silnika ZS zasilanego DME i przeprowadzone porównanie z ON.
				Tryb pojedynczego paliwa.		
9	2010	[87]	Ocena wpływu dawki pilotażowej DME na proces spalania i emisyjność silnika ZS	DME (gas) i DME (płyn).	Brak	Przeprowadzone badania polegały na ocenie wpływu pilotażowej dawki DME na proces spalania i emisyjność silnika.
				Tryb podwójnego spalania		
10	2010	[97]	Wpływ kąta rozpylenia i strategii wtrysku (pojedynczego i wielokrotnego) DME w silniku ZS	DME (płyn) i ON.	Brak	Przeprowadzone badania porównawcze polegające na ocenie charakterystyk spalania i emisyjności silnika ZS zasilanego DME w zależności od kąta rozpylenia paliwa, strategii wtrysku i kąta początku wtrysku.
				Tryb pojedynczego paliwa.		
11	2010	[98]	Wpływ różnych strategii wtrysku DME na proces spalania i emisyjność silnika	DME (płyn).	Brak	Badania przeprowadzone przy stałej prędkości $n = 1400$ [obr/min], zmiennym kącie rozpylenia 156° , 70° i 60° , początek wtrysku od 40° przed GMP do GMP z krokiem co 5° dla pojedynczego wtrysku i z krokiem co 10° dla wielokrotnego wtrysku dla każdego kąta rozpylenia.
				Tryb pojedynczego paliwa.		
12	2011	[26]	Ocena charakterystyki wtrysku DME i wpływ tego paliwa na emisyjność i parametry spalania silnika ZS	DME (płyn) i ULSD (Ultra Low Sulfur Diesel).	Brak	Przeprowadzone porównanie trzech rodzajów strategii wielokrotnego wtrysku, w tym wtrysk dzielony, wtrysk pilotażowy i zapłon samoczynny z częściowo wstępnie wymieszanym ładunkiem (PPCC) z wynikami uzyskanymi dla pojedynczego wtrysku DME przy optymalnych warunkach pracy (zachowany optymalny balans między emisyjnością a parametrami użytkowymi). Badania przeprowadzone przy stałej prędkości obrotowej silnika $n = 1500$ [obr/min], stałym ciśnieniu wtrysku paliwa 50 MPa, stałej dawce DME – dla wszystkich strategii 12 [mg/cykl]. Przeprowadzone ocenę charakterystyki spalania i emisji silnika ZS zasilanego DME w porównaniu z konwencjonalnym olejem napędowym. Ocena parametrów wtrysku polegała na ocenie ilości wtryskiwanego paliwa, profilu prędkości wtrysku tego paliwa. Ponadto przeprowadzone porównanie obrazów rozpylenia pomiędzy paliwami ULSD i DME w tych samych warunkach wtrysku. Warunki badawcze: kąt wyprzedzenia wtrysku od 18° przed GMP do GMP co 3° , prędkość obrotowa silnika 1000 [obr/min], 1500 [obr/min] i 2000 [obr/min] ciśnienie wtrysku 50 MPa, obciążenie silnika 20%.
				Tryb pojedynczego paliwa.		

Tabela 3.1. Wykaz poruszanych zagnień w literaturze naukowej – kontynuacja

Np.	Rok	Literatura	Zagadnienie	Rodzaj paliwa i sposób zasilania silnika ZS	Model numeryczny	Wyniki i uwagi
13	2012	[99]	Ocena wpływu dawki DME i stopnia EGR na charakterystykę spalania i emisyjność silnika ZS	DME (płyn) i ON.	Brak	Na podstawie badań eksperymentalnych oceniano zwłokę zapłonu, przebiegi procesu spalania i emisyjność silnika przy zmiennej dawce DME (6.6 mg/cykl, 9.9 mg/cykl, 13.2 mg/cykl), przy stopniu EGR (od 0% do 60% z krokiem 20%) i SOE (start of energizing) od 30° przed GMP do GMP z krokiem co 5°. Ponadto przeprowadzono porównanie charakterystyk rozpylania (w tym kąta rozpylenia i zasięgu strugi (spray tip penetration) w funkcji czasu).
			Wpływ stopnia recyrkulacji spalin (EGR) i czasu wtrysku na emisyjność i proces spalania w silniku ZS	Tryb pojedynczego paliwa.		Badania były przeprowadzone przy stałej prędkości $n = 1200$ obr/min, ciśnieniu wtrysku 50 MPa.
14	2013	[100]	Wpływ zmiennej dawki DME na emisyjność i proces spalania w silniku ZS	DME (płyn).	Brak	Na podstawie badań eksperymentalnych oceniono proces spalania i emisyjność silnika ZS.
			Wpływ zmiennej dawki DME na emisyjność i proces spalania w silniku ZS	Tryb pojedynczego paliwa.		Badano silnik przy prędkościach $n = 1200$ [obr/min] i 1500 [obr/min] i zmiennym stopniu EGR stopnia EGR (0%, 30% i 50%), czas wtrysku DME do cylindra silnika od 40° BTDC do TDC z krokiem 5°.
15	2013	[101]	Wpływ zmiennej dawki DME na emisyjność i proces spalania silnika ZS	DME (gaz) i ON.	Brak	Zbadano wpływ zmiennej dawki odparowanego DME (procent zastąpienia ON dimetyloeterem znajdował się w zakresie 0%, 14%, 25%, 40%) na proces spalania i emisyjność silnika ZS.
			Obniżenie związków toksycznych przy jednoczesnym utrzymaniu wysokiej wydajności silnika ZS poprzez dobór optymalnej strategii wtrysku DME	Tryb podwójnego paliwa.		Badania eksperymentalne były przeprowadzone przy prędkości $n = 1700$ [obr/min] i średnim ciśnieniu użytkowym (0,24 MPa i 0,6 MPa), prędkości $n = 2100$ [obr/min] i średnim ciśnieniu użytkowym (0,24 MPa i 0,6 MPa), kącie wyprzedzenia wtrysku DME to 18° przed GMP.
16	2015	[102]	Obniżenie związków toksycznych przy jednoczesnym utrzymaniu wysokiej wydajności silnika ZS poprzez dobór optymalnej strategii wtrysku DME	DME (płyn) i ON.	Brak	Badania polegały na porównaniu charakterystyk spalania i emisji oleju napędowego i DME w trybie spalania jedno- i dwu- dawkowego. Po wstępnym porównaniu przeprowadzono ocenę wpływu trzech strategii wtrysku DME (tryb 1 – pierwsza dawka niewielka ilość wtrysku DME, druga duża dawka, tryb 2 – dwie dawki są takie same i tryb 3 – pierwsza duża dawka, druga niewielka) na emisję związków toksycznych.
			Badanie optymalizacyjne (poszukiwanie optymalnych wartości wybranych parametrów)	Tryb pojedynczego paliwa.		Badania przeprowadzone przy stałej prędkości $n = 1200$ [obr/min] i stałym ciśnieniu wtrysku 60 MPa z różnym udziałem procentowym DME w mieszaninie paliwowej od 10% do 20% z krokiem 5%.
17	2016	[103]	Badanie optymalizacyjne (poszukiwanie optymalnych wartości wybranych parametrów)	DME (płyn) i ON.	Tak (CFD)	Na podstawie symulacji CFD przeprowadzono badanie polegające na określeniu parametrów pracy (w tym kąta wtrysku wtryskiwacza, ciśnienie wtrysku, początek wtrysku (SOI) i współczynnik równoważności) pozwalających zachować kompromis między obniżeniem emisji związków toksycznych w spalinach przy jednoczesnym utrzymaniu wysokich parametrów energetycznych silnika ZS zasilanego DME i ON.
			Badanie parametrów pracy silnika ZS zasilanego DME i ON	Tryb pojedynczego paliwa.		Badania przeprowadzono przy stałej prędkości obrotowej $n = 1500$ [obr/min] w dużym zakresie zmian ocenianych parametrów dla dwóch różnych paliw DME i ON.

Tabela 3.1. Wykaz poruszanych zagnień w literaturze naukowej – kontynuacja

Np.	Rok	Literatura	Zagadnienie	Rodzaj paliwa i sposób zasilania silnika ZS	Model numeryczny	Wyniki i uwagi
18	2018	[104]	Optymalizacja systemu spalania DME w silniku ZS	DME (płyn) i ON.	Tak (CFD)	Na podstawie symulacji CFD przeprowadzono badanie optymalizacyjne systemu zasilania silnika ZS. Optymalizacja polega na jednoczesnym określeniu optymalnych parametrów i cech konstrukcji silnika. Uwzględniono: ciśnienie wtrysku, początek wtrysku (SOI), stopień EGR, stopień zawrota mieszaniny palnej w cylindrze, kształt denka tłoka, konstrukcję dyszy wtryskiwacza (średnica otworu dyszy, kąt dyszy). Kryterium optymalizacji stanowiły parametry energetyczne przy ograniczeniu emisji związków toksycznych w spalinach silnika.
				Tryb pojedynczego paliwa.		
19	2018	[105]	Optymalizacja systemu spalania DME w stechiometrycznym silniku ZS	DME (płyn) i ON.	Tak (CFD)	Na podstawie symulacji CFD przeprowadzono badanie optymalizacji systemu zasilania silnika ZS. Optymalizacja polega na określeniu optymalnych parametrów systemu zasilania: w tym kształt denka tłoka, początek wtrysku, stopień EGR, stopień zawrota mieszaniny palnej w cylindrze, konstrukcji dyszy wtryskiwacza (średnica otworu dyszy, kąt dyszy) i ciśnienie wtrysku paliwa) pozwalających zachować kompromis między emisją związków toksycznych w spalinach a wysokimi parametrami energetycznymi silnika ZS zasilanego DME przy spalaniu stechiometrycznym (w celu wyposzczenia układu wydechowego w katalizator trójdrożny).
				Tryb pojedynczego paliwa.		
20	2019	[106]	Wpływ różnych parametrów na spalanie stukowe w silniku ZS	DME (gas) i ON.	Tak (CFD)	Na podstawie symulacji CFD przeprowadzono badanie wpływu parametrów systemu zasilania (w tym stosunku wstępnie zmieszanego DME, momentu początku wtrysku ON i stopnia EGR na spalanie stukowe silnika ZS zasilanego DME i ON w trybie dwupaliwowym.
				Tryb podwójnego paliwa.		
21	2019	[107]	Wpływ warunków wtrysku paliwa na emisyjność silnika ZS	DME (płyn), ON.	Brak	Na podstawie badań eksperymentalnych (przy stałej prędkości $n = 1800$ [obr/min] i obciążeniu silnika 75%) przeprowadzono analizę wpływu zmiennych, w szerokim zakresie, warunków zasilania (kąt początku wtrysku, ciśnienie zasilania, czas trwania wtrysku dawki pilotażowej, wysokość uniesienia igły wtryskiwacza w funkcji czasu wtrysku) na emisyjność silnika ZS.
				Tryb pojedynczego paliwa. Tryb podwójnego spalania.		

Tabela 3.1. Wykaz poruszanych zagnień w literaturze naukowej – kontynuacja

Np.	Rok	Literatura	Zagadnienie	Rodzaj paliwa i sposób zasilania silnika ZS	Model numeryczny	Wyniki i uwagi
22	2020	[108]	Ocena i wpływ SOI i parametrów wtryskiwaczy na proces spalania i emisyjność okrętowego silnika o zapłonie samoczynnym	DME (płyn), MDO (Marine Diesel Oil).	Tak (0D termodynamiczny model)	Na podstawie symulacji numerycznej obliczono wpływ początku wtrysku DME na proces spalania przy zmiennym obciążeniu (od 25% do 100% z krokiem 25%) i porównano wyniki obliczeń z eksperymentem przeprowadzonym dla MDO. Ponadto przeprowadzono analiza wpływu czasu początku wtrysku (1.5°, 2.5°, 3.5° przed GMP) i średnicy otworu dyszy wtryskiwacza (0,27 [mm] i 0,396 [mm]) na powstanie NO _x i PM. Badania eksperymentalne były przeprowadzone wyłącznie dla silnika pracującego na MDO przy stałej prędkości n = 900 [obr/min] i zmiennym obciążeniu silnika od 25% do 100% z krokiem 25%.
			Wpływ dawki DME jako wzmacniacza zapłonu i składu biogazu na proces spalania i emisyjność silnika ZS	Tryb pojedynczego paliwa		
23	2020	[109]	Wpływ dawki DME jako wzmacniacza zapłonu i składu biogazu na proces spalania i emisyjność silnika ZS	Biogaz+DME (gas) i ON. Tryb podwójnego spalania	Tak (CFD)	Badania numeryczne przeprowadzone dla prędkości n = 1200 [obr/min], 1800 [obr/min] i 2400 [obr/min]. Dawka DME w mieszaninie palnej zmieniła się od 0% do 40%.
24	2021	[110]	Ocena i wpływ czasu wtrysku DME na proces spalania i emisyjność silnika ZS	DME (płyn).	Tak (CFD)	Na podstawie symulacji CFD przeprowadzono analizę pozwalającą na dobór optymalnego czasu wtrysku DME, przy którym może być zachowany balans pozwalający obniżyć emisje NO _x a jednocześnie utrzymać wysokie parametry energetyczne silnika ZS. Ponadto była przeprowadzona analiza wpływu czasu wtrysku DME na zwłokę zapłonu mieszaniny paliwowej. Badania przeprowadzone dla jednej prędkości n = 1500 [obr/min] i jednej dawki DME 8 [mg/cykl].
			Wpływ różnych paliw na emisyjność i proces spalania w silniku okrętowym o zapłonie samoczynnym	Tryb pojedynczego paliwa. Metan (gaz) i ON, Etan (gaz) i ON, Propan (gaz) i ON, Butan (gaz) i ON, DME (gaz) i ON. Tryb podwójnego spalania.		
25	2021	[111]	Wpływ różnych paliw na emisyjność i proces spalania w silniku okrętowym o zapłonie samoczynnym	Tryb podwójnego spalania.	Tak (CFD)	Badania eksperymentalne były przeprowadzone wyłącznie dla silnika pracującego na ON przy stałej prędkości n = 720 [obr/min] i pełnym obciążeniu silnika.

4. CEL I TEZY PRACY

Przedmiotem rozprawy jest określenie wpływu różnej ilości odparowanego DME wprowadzonego do kolektora dolotowego, na wybrane wskaźniki procesu spalania. Szczególnie zajęto się czasem spalania (traktowanym jako czas od 10% MFB do 90% MFB) i położeniem punktu tzw. centrum spalania (50% MFB) dla wielu punktów pracy dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym.

W pracy podjęto próbę stworzenia numerycznego modelu procesu współspalania dwóch paliw (DME i ON) w silniku ZS za pomocą komercyjnego oprogramowania Ricardo Wave. Model rozpatruje dwustrefowy termodynamiczny przebieg procesu współspalania DME i ON w całej objętości cylindra. Narzędziem do wyznaczenia punktów pracy silnika był test drogowy WLTP. Na podstawie tego testu, przeprowadzono numeryczną symulację dla samochodu Volkswagen Golf IV.

Badania eksperymentalne miały na celu określenie wymaganego zbioru danych i współczynników empirycznych niezbędnych do stworzenia modelu numerycznego oraz weryfikację wyników numerycznej symulacji procesu współspalania.

Teza rozprawy doktorskiej:

Ilość wprowadzonego DME wpływa na zwłokę zapłonu pilotażowej dawki ON, prowadząc do zmian przebiegu procesu spalania w stosunku do spalania oleju napędowego w konwencjonalnym silniku ZS. Różnice te przejawiają się między innymi w przesunięciu względem GMP wskaźników spalania, mających istotny wpływ na parametry użytkowe i właściwości ekologiczne silnika.

4.1. Uzasadnienie celowości podjęcia tematu pracy

Ze względu na właściwości DME, takie jak wysoka liczba cetanowa oraz zdolność do rozpuszczania się w innych paliwach. Liczne publikacje naukowe skierowane na analizę zjawisk zachodzących w przestrzeni roboczej silnika ZS od momentu zapłonu mieszaniny paliwowo-powietrznej, aż do momentu otwarcia zaworu wylotowego, są poświęcone silnikom ZS zasilanym DME w trybie jednopaliwowym lub w trybie zasilania mieszaniną paliw.

Z przeprowadzonej analizy dostępnych informacji na temat współspalania DME i ON w silniku ZS wynika, że w dotychczasowo opublikowanych wynikach badań, brak jest informacji dotyczących dogłębnej analizy wpływu różnej ilości podawanego DME na współczynniki kalibracyjne termodynamicznego modelu procesu współspalania DME i ON, dla wielu punktów pracy dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym. Autor niniejszej pracy zdaje sobie sprawę z faktu, że takie badania były przeprowadzone. Prawdopodobnie jednak, z uwagi na wagę takich badań, ich wyniki nie są ogólnie dostępne.

Niniejsza praca jest skierowana na rozszerzenie i pogłębienie wiedzy w zakresie parametrów pracy i procesu współspalania DME i ON w dwupaliwowym silniku ZS. Wyniki badań oraz opracowany model numeryczny powinny być pomocne w:

- A. przewidywaniu parametrów użytkowych, jak i uciążliwości silników dla środowiska;
- B. pracach adaptacyjnych silników ZS do zasilania dwupaliwowego;
- C. w budowie i optymalizacji systemów elektronicznego sterowania dwupaliwowych silników.

5. METODYKA BADAŃ I STANOWISKO BADAWCZE

Dla osiągnięcia głównego celu pracy w pierwszej kolejności wymagane jest wyznaczenie wykresów indykatorowych. W tym celu przeprowadzono badania na 4-cylindrowym, turbodoładowanym silniku o zapłonie samoczynnym wyposażonym w pompowtryskiwacze. Do badań eksperymentalnych zostały wybrane najbardziej reprezentatywne punkty testu drogowego WLTP (Szczegółowy opis sposobu wyboru punktów pracy silnika został opisany w rozdziale 6 niniejszej pracy.). Wyniki symulacji numerycznej, opisującej procesy zachodzące w cylindrze silnika (proces spalania jak również i procesy przed płomienne) przedstawiono w rozdziale 8. Natomiast, analiza badań doświadczalnych polegająca na ocenie wpływu wielkości dawki DME na proces spalania i emisję związków toksycznych w spalinach omówiono w rozdziale 9. Stanowisko badawcze (rys. 5.1, rys. 5.2 i rys. 5.5) znajduje się w laboratorium Instytutu Energii na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej. Podstawowe parametry badanego silnika zaprezentowano w Tabeli 5.1 a matryce badań przedstawiono w Tabeli 5.2.

Tabela 5.1. Dane techniczne silnika

Parametr	Wielkość	Jednostka
Typ	AJM 1,9 TDI	-
Producent	Volkswagen	-
Podstawowe paliwo	Olej napędowy	-
Liczba cylindrów	4	-
Układ cylindrów	Rzędowy	-
Liczba zaworów na cylinder	2	-
Typ wtrysku	Bezpośredni	-
Układ wtryskowy	Pompowtryskiwacze	-
Typ wtryskiwaczy paliwa gazowego	listwa wtryskowa Firmy BARRACUDA	-
Srednica cylindra	79,5	[mm]
Skok tłoka	95,5	[mm]
Długość korbowodu	144	[mm]
Objętość skokowa	1896	[cm ³]
Stopień sprężania	18:1	-
Moc znamionowa	85	[kW]
Prędkość obrotowa mocy znamionowej	4000	[obr/min]
Maksymalny moment obrotowy	285	[N*m]
Prędkość obrotowa maksymalnego momentu	1900	[obr/min]



Rys. 5.1. Zdjęcie stanowiska badawczego wyposażonego w silnik AJM 1.9 TDI

Tabela 5.2. Matryca badań

Np.	Pomiar	Prędkość obrotowa silnika	Moment obrotowy	Stosunek substytucji	Dawka DME	Dawka ON	Temperatura wody chłodzącej
		[obr/min]	[N*m]	[%]	[mg/cykl]	[mg/cykl]	[K]
1	1	1315	22	0	0	6,84	358,15
	2			8,47	0,99	6,54	
	3			17	1,9	5,7	
	4			27,61*	3,11	5	
2	5	1350	56	0	0	12,56	361,15
	6			9,66	1,94	11,1	
	7			18,75	3,68	9,77	
	8			31,88	6,53	8,54	
3	9	1375	92	0	0	18,65	364,15
	10			10,29	3,05	16,3	
	11			18,99	5,52	14,42	
	12			26,86*	7,64	12,72	
4	13	1690	71	0	0	15,09	362,15
	14			10,07	2,4	13,14	
	15			19,77	4,7	11,68	
	16			22,27*	5,55	11,86	
5	17	1726	91	0	0	18,92	364,15
	18			9,77	2,85	16,14	
	19			20,83	6,14	14,3	
	20			23,34*	7,07	14,22	
6	21	2280	145	0	0	27,19	366,15
	22			12,31	5,57	24,3	
	23			19,03	8,64	22,51	
	24			26,17*	12,05	20,82	

*- ze względu na powstanie spalania stukowego dawka DME została zmniejszona w celu uzyskania stabilniejszej pracy silnika.

5.1. Stanowisko badawcze

W celu przeprowadzenia badań silnik został wyposażony w:

- A. dodatkowy układ zasilania dimetyloeterem;
- B. czujniki do monitorowania temperatur, ciśnień, przepływów (DME, ON i powietrza);
- C. niezbędne układy pomiarowe do rejestracji monitorowanych parametrów.

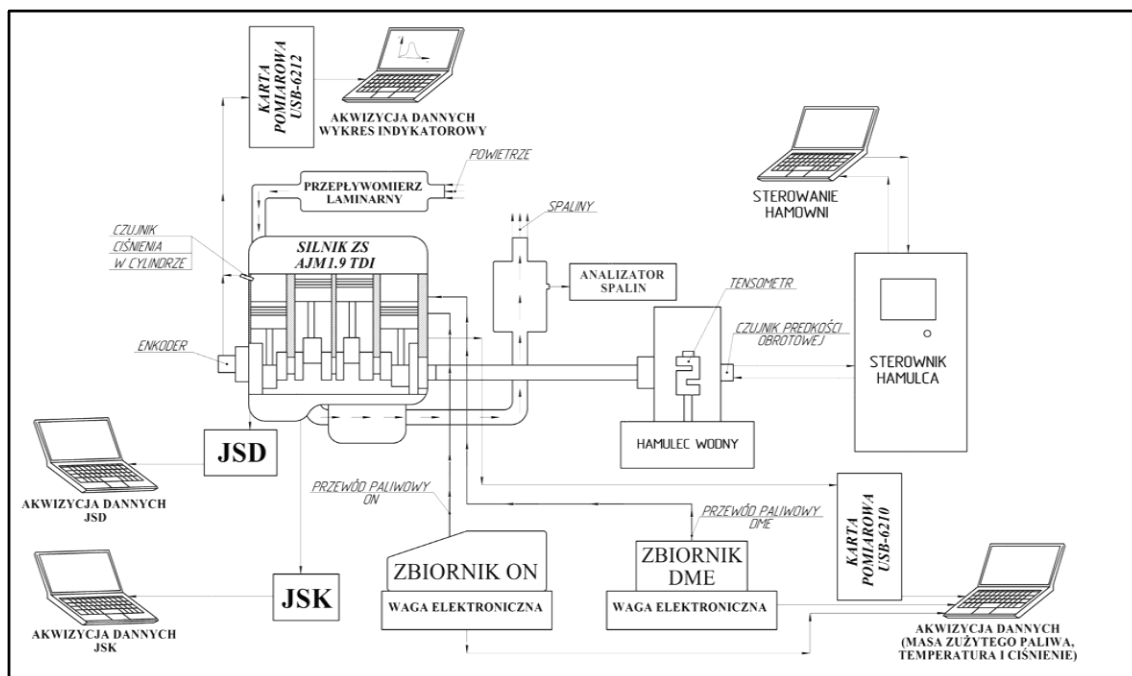
Ponadto w silniku dokonano następujących zmian:

- A. zastąpiono oryginalny filtr powietrza przepływomierzem laminarnym;
- B. wykonano otwory w kolektorze dolotowym dla wtryskiwaczy DME;
- C. w układach dolotowych i wylotowych silnika wykonano otwory do montażu czujników temperatury;
- D. w celu lepszej kontroli temperatury za turbosprężarką, zastąpiono wentylatorową chłodnicę powietrza doładowującego, wodną.

Warto nadmienić, że wszystkie przeprowadzone zmiany w żaden sposób nie wpływają i nie powodują żadnych zakłóceń w konwencjonalnym trybie pracy silnika.

Rozmieszczenie czujników było tak dobrane, aby zapewnić wymaganą jakość i dokładność pomiarów w czasie rzeczywistym. Pełna lista czujników wraz z ich parametrami przedstawiona w Tabeli 5.3. Schemat stanowiska badawczego przedstawiono na rys. 5.2. Podstawowymi elementami stanowiska są:

- A. silnik ZS AJM 1.9 TDI;
- B. hamulec wodny firmy Schenck typu D450-1;
- C. układy zasilania silnika paliwami DME i ON;
- D. wodne układy chłodzenia wody z obiegu wody obiegowej silnika, oleju smarującego oraz oleju napędowego;
- E. wodny układ chłodzenia powietrza doładowującego;
- F. układy dołotu powietrza i wylotu spalin.

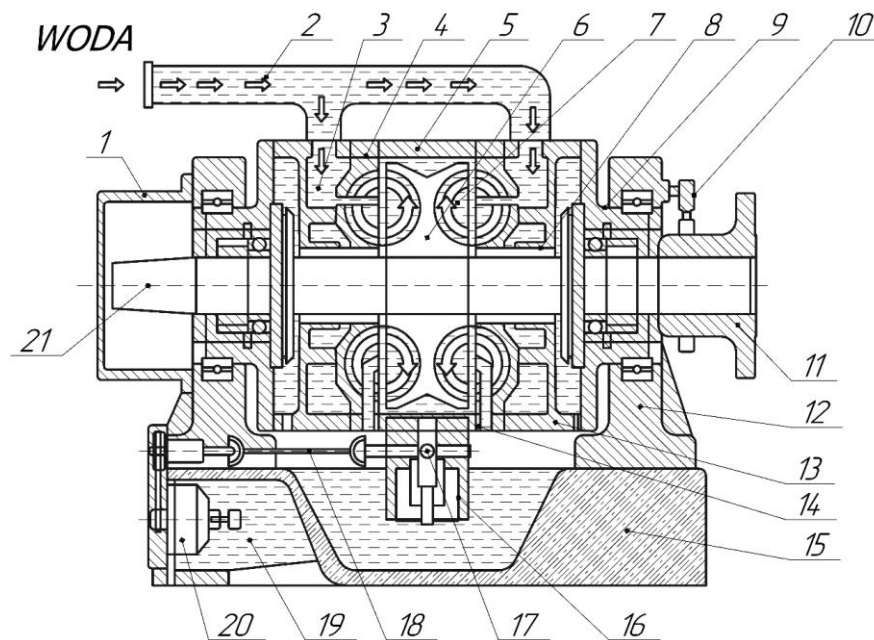


Rys. 5.2. Schemat stanowiska badawczego
gdzie: JSK – jednostka sterująca konwencjonalna, JSD – jednostka sterująca dwupaliwowa

5.1.1. Współpraca hamulca wodnego z silnikiem

Wał korbowy badanego silnika jest połączony wałem z hamulcem. Wewnątrz hamulca obraca się wirnik z łopatkami (rys. 5.3). Dzięki dużej prędkości obrotowej wirnika następuje zawirowanie wody przez łopatki oraz odrzucenie jej na łopatki stojana. W wyniku tego tworzy się w hamulcu wirujący pierścień wody usiłujący wprawić w ruch obrotowy łożyskowy stojan. Zewnętrznym efektem tego jest moment obrotowy. Obciążenie reguluje się poprzez zmianę ilości wody odpływającej z komory hamulca za pomocą przepustnicy z napędem elektrycznym. W zależności od ilości wody w hamulcu (w komorze wirowej) zmniejsza się lub zwiększa się powierzchnia łopatek wirnika omywana wodą. Woda przepływająca przez hamulec powoduje jednocześnie jego chłodzenie, które jest konieczne ze względu na to, że energia mechaniczna

zostaje zamieniona w hamulcu na energię ciepłą, powodując wzrost temperatury przepływającej wody.[35]

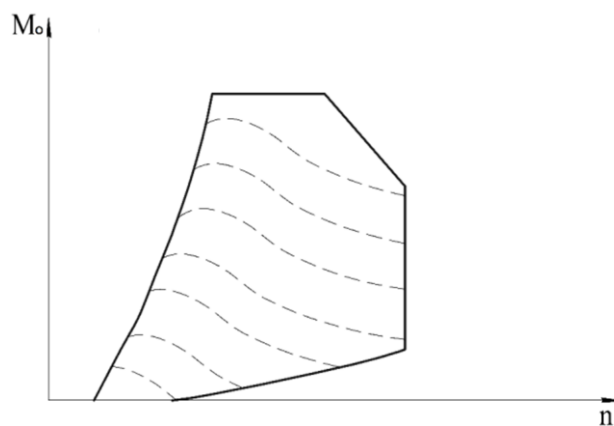


Rys. 5.3. Przekrój hamulca wodnego Schenck D450-1 [35]

gdzie: 1 – pokrywa, 2 – dopływ wody, 3 – komora pierścieniowa, 4 – stojan, 5 – obudowa komory wirnikowej, 6 – wirnik z podwójnymi łopatkami, 7 – komora wirnikowa, 8 – uszczelnienie labiryntowe, 9 – osadzenie łożyska pośredniego, 10 – przetwornik pomiarowy prędkości obrotowej, 11 – złącze kołnierzowe, 12 – podpora, 13 – kanał odprowadzający wodę z nieszczelności, 14 – kanał odpowietrzający, 15 – korpus hamulca, 16 – elektroniczny zawór, 17 – przepustnica, 18 – wałek pośredni, 19 – potencjometr sterowania ręcznego, 20 – napęd elektronicznego zaworu, 21 – czop wału

5.1.2. Charakterystyka statyczna hamulca

Ze względu na swoją zasadę działania i konstrukcję hamulec wodny typu D450-1 firmy Schenck posiada pewne wady. Pierwsza z nich jest to, że hamulec musi być zawsze wypełniony wodą w związku z czym znajduje się zawsze pod obciążeniem. Druga jest widoczna na charakterystykach statycznych hamulca (rys. 5.4). Jej kształt wskazuje na to, że nawet przy pełnym otwarciu zaworu wylotowego (pozycja 16 rys. 5.3), jest brak możliwości uzyskania wartości momentu obrotowego poniżej wartości minimalnych pokazanych na rys. 5.4.



Rys. 5.4. Charakterystyka statyczna hamulca wodnego Schenck D450-1 przy pełnym otwarciu zaworu wylotowego [35]

5.1.3. Pomiar momentu obrotowego na hamulcu

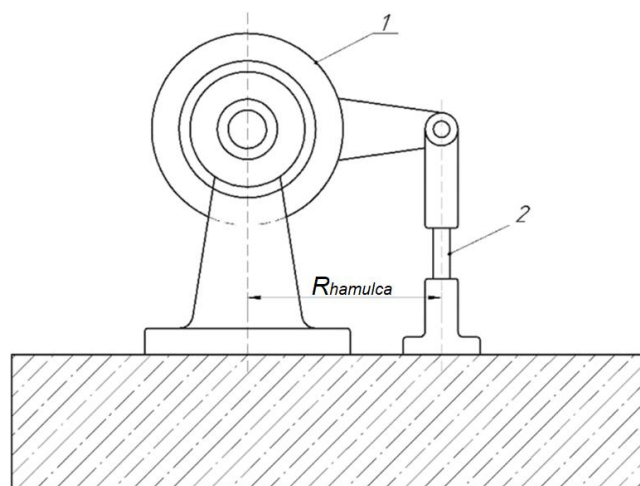
Obudowa hamulca tzw. stojan jest umieszczona wahliwie na podporach. Tworzący się w hamulcu pierścień wodny stara się obrócić stojan, który nieznacznie się obracając, powoduje zmianę siły nacisku na układ tensometryczny (rys. 5.5). Zmiana siły dociskowej powoduje zmianę oporności czujników tensometrycznych co przekłada się na zmianę napięcia wyjściowego z układu tensometrycznego. Ten sygnał jest przetwarzany w bloku pomiarowym momentu obrotowego hamowni silnikowej w celu obliczenia momentu hamującego. Program sterowania hamownią poprzez proste równanie 5.1 przelicza siłę na moment.

Wartość momentu jest obliczana z poniższego wzoru:

$$M_o = F_{hamulca} \cdot R_{hamulca} [N \cdot m] \quad (5.1)$$

gdzie: $R_{hamulca} = 0,955 [m]$ – długość ramienia, $F_{hamulca}$ – siła na hamulcu

Schemat pomiaru siły na hamulcu został przedstawiony na rys.5.5.



Rys. 5.5. Pomiar siły na hamulcu wodnym Schenck D450-1 [35]
gdzie: 1 – obudowa hamulca/stojan, 2 – układ tensometryczny

5.2. Przeprowadzenie badań eksperymentalnych

Badania eksperymentalne przeprowadzono dla 6 punktów pracy silnika. Dla każdego punktu pracy głównym zmiennym parametrem jest zwiększenie dawki DME od 0% do ~30% przy jednoczesnym obniżeniu dawki ON. Prędkość obrotową silnika jak i moment obrotowy utrzymywano na stałym poziomie poprzez wybór odpowiedniego trybu pracy hamowni silnikowej. Inne parametry w tym stopień otwarcia zaworu EGR i kąt początku wtrysku były zmieniane automatycznie według ustawień wewnętrznych map kalibracyjnych JSK silnika, tak aby niezależnie od składu ładunku silnik pozostawał w wybranym punkcie pracy.

Dawkowanie odparowanego DME kontrolowano przez zawory elektryczne Barracuda firmy Alex. Sterowanie pracą JSD odbywa się za pomocą dedykowanego przez producenta instalacji gazowej firmę Scalmax oprogramowanie Blue-Energy Diesel Prime v7.84. Stosunek zastąpienia (substytucji) SR oleju napędowego dimetyloeterem określa się ilościowo na podstawie zawartości energii w mieszance paliwowej:

$$SR = \frac{\dot{m}_G \cdot LHV_G}{\dot{m}_D \cdot LHV_D + \dot{m}_G \cdot LHV_G} \cdot 100 [\%] \quad (5.2) [36]$$

gdzie: \dot{m}_D i \dot{m}_G – masowe natężenia przepływu gazu i oleju napędowego, LHV_D i LHV_G – wartości opałowe gazu i oleju napędowego

Zwiększenie ilości paliwa gazowego oznacza zmianę proporcji powietrza do paliwa. Do zapewnienia równoważnych osiągnięć silnika w trybie jedno- i dwu- paliwowym, stosunek powietrza do paliwa podczas eksperymentu utrzymywano na tym samym poziomie (rys. 9.19) Uzyskanie podobnej wartości stosunku powietrza do paliwa dla różnych trybów spalania wymaga zmian w nastawie parametrów pracy turbosprężarki. Te zmiany zostały dokonane poprzez odpowiednią nastawę algorytmów pracy JSD (zmiana wartości zawartych w Tabeli przeglądowej emulatorów, rys. 2.11).

Stosunek powietrza do paliwa w spalinach, obliczono według, następującego równania:

$$\lambda = \frac{21}{21 + O_2} \quad (5.3) [37]$$

gdzie: O_2 – ilość tlenu w spalinach

W celu nastawienia wybranego punktu pracy sygnał czujnika pedału przyspieszenia emulowano elektronicznie (zmiana prędkości obrotowej silnika) a zmiana obciążenia następowała z powodu nastawy odpowiednich momentów obrotowych na hamowni. Następnie silnik pracował do czasu stwierdzenia ustalonych parametrów pracy. Jako wykładnik ustalonych parametrów pracy silnika przyjęto temperaturę gazów wylotowych za turbosprężarką i wody obiegowej silnika zmierzoną na wypływie z głowicy. Aby zapewnić powtarzalność i porównywalność pomiarów, temperaturę wody chłodzącej w obiegu silnika utrzymywano na takim samym poziomie dla jedno- i dwu- paliwowego trybu. Aby wyeliminować negatywny wpływ temperatury na gęstość powietrza doładowującego, utrzymywano stałą temperaturę powietrza doładowującego za turbosprężarką za pomocą chłodnicy wodnej. Po ustabilizowaniu pracy silnika mierzono i rejestrowano następujące parametry w jedno- i dwu- paliwowym trybie:

A. Podstawowe parametry pracy silnika. Rejestrowano je za pomocą oprogramowania VAG-COM poprzez gniazdo diagnostyczne (rejestrowano dane z grup 001 (prędkość obrotowa, ilość wtryskiwanego ON, czas wtrysku ON, temperatura chłodziwa), 003 (prędkość obrotowa, MAF (wymagany), MAF (rzeczywisty), stopień EGR), 004 (prędkość obrotowa, początek wtrysku ON, czas wtrysku ON, kąt synchronizacji wałka rozrządu), 011 (prędkość obrotowa, wymagane ciśnienie w kolektorze dolotowym, rzeczywiste ciśnienie w kolektorze dolotowym, ciśnienie bezwzględne w kolektorze dolotowym), 015 (prędkość obrotowa, dawka ON (rzeczywista), dawka ON (wymagana)).

B. Zużycie oleju napędowego i dimetyloeteru. Pomiar zużycia paliw odbywał się metodą wagową. Przebieg pomiaru jest następujący zbiorniki z ON i DME są umieszczone na wypoziomowanych wagach elektronicznych, w chwili rozpoczęcia i zakończenia pomiaru automatycznie rejestruje się początkowa i końcowa masa oraz czas pomiaru. Wagi są podłączone do komputera poprzez interfejs USB.

C. Zużycie powietrza. Do pomiaru natężenia przepływu powietrza zasysanego przez turbosprężarkę zastosowano przepływomierz laminarny zaprojektowany i skonstruowany na Politechnice Gdańskiej. Spadek ciśnienia (Δp) na przepływomierzu był mierzony za pomocą mikrometru kompensacyjnego typu Ascania MK-1 i elektronicznego manometru różnicowego typu PDA 10L firmy PCE. Obliczenie natężenia przepływu dokonuje się z zależności:

$$Q_v = \frac{\Delta p}{k_p \cdot \rho_a \cdot \eta_a} [m^3/min] \quad (5.4)$$

gdzie: Δp – spadek ciśnienia, k_p – stała przepływomierza laminarnego, ρ_a – gęstość powietrza, η_a – lepkość kinematyczna powietrza

D. Wykresy indykatorowe. Pomiar ciśnienia w cylindrze silnika za pomocą dedykowanego optycznego czujnika Auto PSI firmy Optrand Inc. Pomiar położenia wału korbowego za pomocą programowalnego enkodera inkrementalnego typu CKQ-58 firmy LIKA. Analizę zjawisk zachodzących w cylindrze silnika od momentu otwarcia zaworu dolotowego aż do momentu otwarcia zaworu wylotowego, przeprowadzono na podstawie średniego wykresu indykatorowego z zarejestrowanych minimum 300 kolejno następujących jeden po drugim cykli dla każdego punktu pomiarowego. Jeden cykl pomiarowy (24 punktów pracy) zawiera minimum 7200 cykli pracy silnika. Akwizycję danych przeprowadzono za pomocą karty pomiarowej USB-6212 firmy National Instruments, podłączonej do komputera poprzez interfejs USB. Częstotliwość próbkowania modułu akwizycji danych dla punktów pomiarowych oblicza się zgodnie z twierdzeniem o próbkowaniu Nyquista–Shannona (próbki pobierano z częstotliwością w 2,5 razy większą niż częstotliwość sygnału). Twierdzenie to mówi, że w celu dokładnego odtworzenia sygnału, częstotliwość próbkowania musi być ponad dwukrotnie większa od częstotliwości rejestrowanego sygnału.

E. Temperatura w różnych punktach pomiarowych za pomocą termopar typu-k. Ze względu na małą zmienność temperatury przy ustabilizowanym reżimie pracy silnika temperatura była rejestrowana z częstotliwością 1 kHz za pomocą karty pomiarowej National Instruments typu USB-6210, podłączonej do komputera poprzez interfejs USB.

F. Moment obrotowy i prędkość obrotowa silnika (Pomiar prędkości dokonuje się za pomocą czujnika indukcyjnego.) są odczytywane ze wskazań bloku pomiarowego hamowni silnikowej podłączonej do komputera poprzez interfejs RJ45.

G. Pomiar emisji związków toksycznych przeprowadzono za pomocą analizatora Kigaz 310. Ten detektor gazów służy do pomiaru stężenia tlenków azotu (NO_x), tlenku węgla (CO), dwutlenku węgla (CO_2) i tlenu (O_2) w spalinach.

Obliczenie ilości NO_x w spalinach poprzez analizator emisji związków toksycznych, dokonuje się z zależności:

a. na podstawie ilości NO:

$$NO_x = \frac{NO}{0,97} [ppm] \quad (5.5) [37]$$

b. lub na podstawie pomiaru NO i NO_2 :

$$NO_x = NO + NO_2 \text{ [ppm]} \quad (5.6) \text{ [37]}$$

Po dokonaniu rejestracji, ilość podawanego DME i obciążenie silnika było redukowane do 0% oraz silnik był wprowadzany w tryb biegu jałowego. Po ponownym ustabilizowaniu wartości temperatury gazów wylotowych i wody obiegowej silnika, nastawiano kolejny punkt pomiarowy i kontynuowano badania. Przedstawiona procedura była powtarzana do chwili pomiaru badanych parametrów we wszystkich punktach pracy (Tabela 5.2). Ponadto aparaturę pomiarową przed badaniami i po zakończeniu serii pomiarów starannie cechowano. Cykl pomiarowy powtarzano dwukrotnie, a badania wykonywano bardzo starannie, w związku z czym niepewności pomiarowe wynikające z mylnego odczytu lub niewłaściwego zapisu wyniku tzw. niepewności grube i niepewności systematyczne zostały pominięte w analizie. W przypadku wystąpienia dużych różnic wyników, pomiary kilkakrotnie powtarzano, a niepewne wyniki pomijano. Schematycznie całkowity przebieg badań eksperymentalnych jest przedstawiony na rys. 5.7.

Tabela 5.3. Parametry aparatury pomiarowej

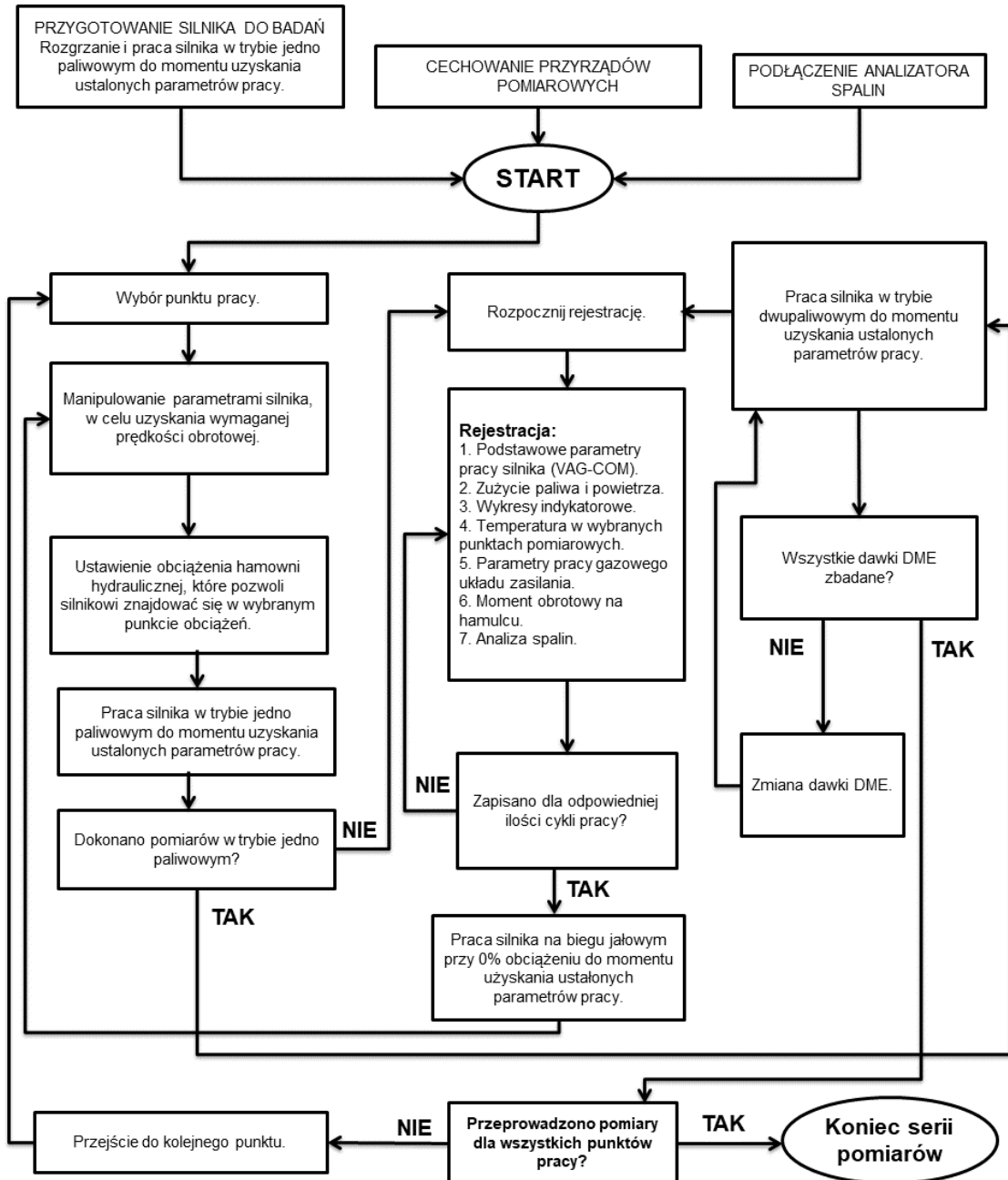
Oznaczenie na rys. 5.6	Opis	Zakres pomiarowy	Dokładność
T ₀ -T ₁₄	Termopary typu-k	od 223,15 do 1373,15 [K]	± 1,47 [K]
P ₀	Przetwornik ciśnienia typu PX3AG1BS002BAAAX firmy HONEYWELL	od 0 do 0.2 [Mpa]	± 2 [%]
P ₁	Przetwornik ciśnienia typu PX3AG1BS008BAAAX firmy HONEYWELL	od 0 do 0,8 [Mpa]	± 2 [%]
P ₂	Optyczny czujnik AutoPSI-S firmy Optrand Inc	od 0 do 20 [Mpa]	± 1 [%]
ΔP	Mikrometr kompensacyjny typu Ascania MK-1	od 0 do 1,471 [kPa]	± 0,49 [Pa]
	Manometr różnicowy PDA 10L firmy PCE	od -20 do 20 kPa	± 0,5 [%] wartości końcowej
E	Enkoder inkrementalny typu CKQ-58 firmy LIKA	Impulsy na obrót od 1 do 16384. Maksymalna częstotliwość wyjściowa 500 [kHz]	± 0,15 [°OWK]
M _{ON}	Waga platformowa firmy AWO (klasa wagi III)	60 [kg]	± 0,2 [g]
M _{DME}	Waga platformowa firmy AWO (klasa wagi III)	150 [kg]	± 0,5 [g]
Pomiar emisji Kigaz 310	CO	od 0 do 8000 ppm	±10 [%]
	CO ₂ (obliczany przez analizator) *	od 0 do 99%	-
	O ₂	od 0% do 21%	+/- 0.2 [%]
	NO	od 0 do 5000 ppm	±5 [%]
	NO ₂	od 0 do 1000 ppm	±5 [%]
	NO _x (obliczany przez analizator, równanie 5.5 lub 5.6)	od 0 do 5155 ppm	-
	Nadmiar powietrza (λ) (obliczany przez analizator równanie 5.3)	od 1 do 9,99	-

* – współczynniki kalibracyjne użyte do wyznaczenia CO₂ przez analizator nie są ogólnie dostępne

R^2 , tym lepiej model jest dopasowany do zbioru danych. R^2 jest wyrażony w formie bezwymiarowej:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum(y-\hat{y})^2}{\sum(y-\bar{y})^2} \quad (5.9)$$

gdzie \bar{y} – średnia wartość mierzonego parametru



Rys. 5.7. Przebieg badań w postaci blokowej

6. WYZNACZENIE PUNKTÓW PRACY SILNIKA

Do badań eksperymentalnych zostały wybrane punkty pracy silnika, najbardziej odzwierciedlające cykl jazdy WLTP dla samochodu Volkswagen Golf IV (klasa pojazdu 3b według podziału WLTP (podrozdział 1.7)). Cykle jazdy zawierają specyficzne przebiegi prędkości pojazdu w funkcji czasu (rys. 1.2 – rys. 1.4), które nie mogą być stosowane bezpośrednio w badaniach eksperymentalnych na hamowniach silnikowych. W tym celu cykl jazdy musi być przeliczony na przebiegi momentu obrotowego w funkcji prędkości obrotowej silnika poprzez tzw. sposób „obliczenia wstecznego”. Obliczenia wsteczne można przeprowadzić kilkoma różnymi sposobami:

A. Badania drogowe – metoda wybiegu. Celem tych badań jest wyznaczenie współczynników obciążenia drogowego (F_0 – reprezentującego opory toczenia, F_1 – reprezentującego częściowo opory toczenia, częściowo straty w układzie napędowym, F_2 – reprezentującego opory powietrza [38, 39]). W uproszczony sposób metoda wybiegu polega na rejestrowaniu prędkości rozpędzonego pojazdu po wyłączeniu napędu w ściśle określonych warunkach testowych (w tym parametrów drogowych i otoczenia). Od momentu rozłączenia napędu rozpoczyna się pomiar przebytej drogi i zmiany prędkości pojazdu w funkcji czasu oraz parametrów otoczenia (w tym prędkości wiatru oraz temperatury i ciśnienia powietrza) do momentu całkowitego zatrzymania pojazdu. Warunki testowe oraz możliwe sposoby określenia współczynników obciążenia drogowego są zaprezentowane w [15, 40, 41].

B. Matematyczne modelowanie układu przeniesienia napędu pojazdu – wzdłużna dynamika pojazdu. Opis tej metody jest przedstawiony w podrozdziale 6.1.2.

W niniejszej pracy konwersję przebiegu cyklu jazdy WLTP dla pojazdu klasy 3b wykonano za pomocą metody wzdłużnej dynamiki pojazdu przy użyciu arkusza kalkulacyjnego Microsoft Excel. Algorytm obliczeniowy przedstawia schemat blokowy na rys. 6.5. W celu wyznaczenia najbardziej reprezentatywnych (ważonych) punktów pracy silnika dla wybranego cyklu jazdy użyto metodę grupowania siatkowego opisaną w podrozdziale 6.7. Wyniki uzyskane za pomocą tej metody są przedstawione na rys. 6.9. Ponadto, jeden ze sposobów przeliczenia prędkości pojazdu w funkcji czasu na moment obrotowy silnika w funkcji jego prędkości obrotowej przy użyciu kalkulatora opracowanego przez UNECE omówiono w podrozdziale 6.5. Natomiast w podrozdziale 6.6 zostały przedstawione wyniki uzyskane wyżej podanymi metodami.

6.1. Metodologia

6.1.1. Charakterystyka obiektu badawczego

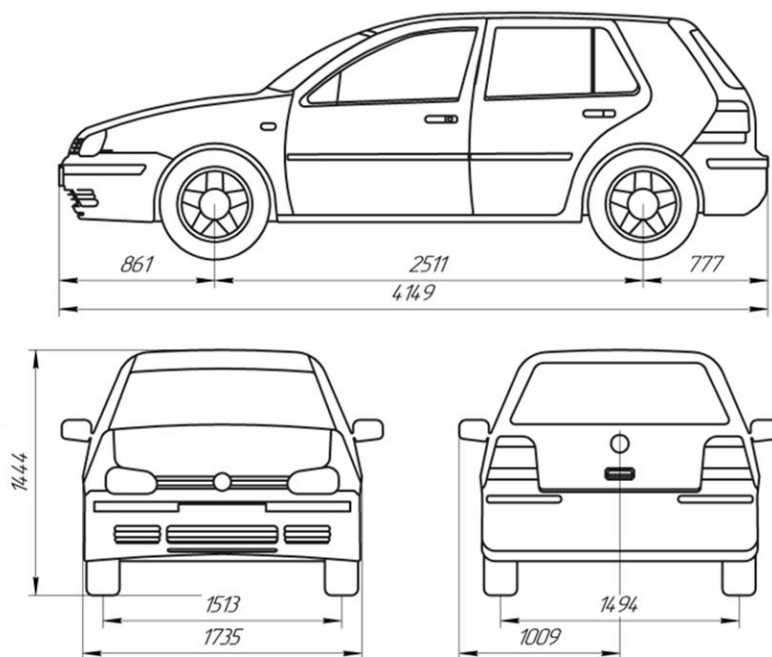
Modelowanym obiektem jest samochód osobowy Volkswagen Golf, IV generacji. Jest on wyposażony w silnik ZS typu AJM 1.9 TDI (parametry techniczne silnika są przedstawione w Tabeli 5.1). Podstawowe wymiary samochodu są pokazane na rys. 6.1. Parametry techniczne są umieszczone w Tabeli 6.1. Natomiast w Tabeli 6.2 przedstawiono wartości wybranych parametrów użytych do obliczeń numerycznych.

Tabela 6.1. Dane techniczne

Parametr	Jednostka	Parametr
Marka, model i generacja	-	Volkswagen Golf IV
Rok produkcji	[rok]	2000
Prędkość maksymalna	[km/h]	195
Masa własna pojazdu	[kg]	1237
Masa całkowita pojazdu	[kg]	1312
Dopuszczalna masa całkowita pojazdu	[kg]	1770
Opony	-	195/65 R15
Skrzynia biegów	-	manualna, 6-biegów typ DRW 02M

Tabela 6.2. Zestawienie wybranych parametrów modelu

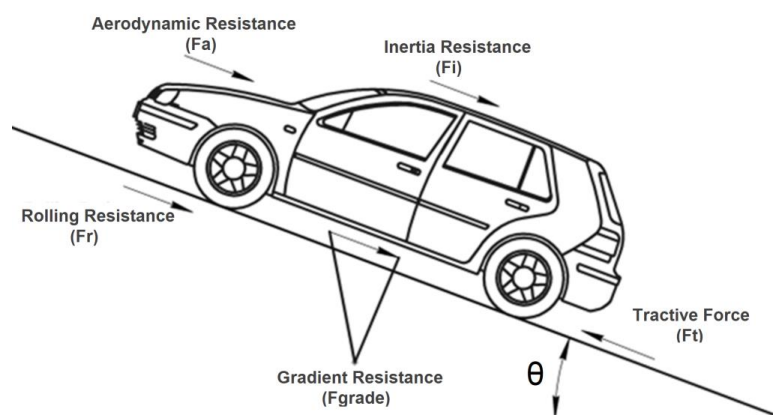
Oznaczenie	Wartość	Jednostka	Źródło
F	2,1	[m ²]	[42]
c _x	0,31	-	[42]
f ₁	0,015	-	[43]
f ₂	0,000007	-	[43]
d ₁	1,03	-	z obliczeń (równanie 6.11)
d ₂	0,024	-	[2]
ρ _a	1,2	[kg/m ³]	[15]
m _o	9,4	[kg]	z pomiarów
m _f	8	[kg]	z pomiarów
r _a	0,1905	[m]	z pomiarów
r _b	0,3175	[m]	z pomiarów
r _d	0,308	[m]	[44]
i ₀ dla biegów z 1 po 4	3,238	-	[45]
i ₀ dla biegów 5 i 6 (inny wariant przekładni)	2,615	-	[45]
i _{g1} i _{g2} i _{g3} i _{g4} i _{g5} i _{g6}	1 = 3,818 2 = 2,105 3 = 1,345 4 = 0,972 5 = 0,970 6 = 0,806	-	[45]
i _{c1} i _{c2} i _{c3} i _{c4} i _{c5} i _{c6} gdzie: i _c = i _g * i ₀	1 = 12,362684 2 = 6,81599 3 = 4,35511 4 = 3,147336 5 = 2,53655 6 = 2,10769	-	z obliczeń



Rys. 6.1. Wymiary samochodu Volkswagen Golf IV [14]

6.1.2. Wzdłużna dynamika pojazdu

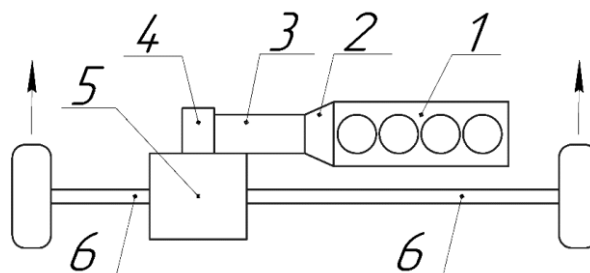
Wzdłużna dynamika pojazdu jest to jedno wymiarowa (1D) metoda rozpatrująca dynamikę samochodu, który podlega ruchowi wzdłużnemu (do przodu) o jednym stopniu swobody i stałej masie. Na samochód oddziałują siły zewnętrzne zwane oporami ruchu (rys. 6.2). Działają one na pojazd wzdłuż względem osi kierunku ruchu oraz w pionie. Ta metoda nie jest czasochłonna. Do obliczeń wymaga ona ograniczonej i ścisłej informacji. Odwołując się głównie do ogólnie dostępnych źródeł w połączeniu z modelami empirycznymi. Jednak, ta metoda pozwala na uzyskanie niezbędnych wyników obliczeń z wymaganą dokładnością.



Rys. 6.2. Rozkład sił działających na pojazd w ruchu [14]

W celu zapewnienia ruchu pojazdu, do jego kół napędowych musi być doprowadzony poprzez układ przenoszenia napędu, taki moment obrotowy z wału silnika, który pozwoli na uzyskanie siły napędowej równej albo większej niż opory ruchu.[14] Uproszczony schemat układu

napędowego opisujący przenoszenie energii mechanicznej wytwarzanej przez silnik na koła jezdne pojazdu, przedstawiono na rys. 6.3.



Rys. 6.3. Układ przeniesienia napędu Volkswagen Golf IV (strzałki wskazują kierunek ruchu pojazdu) gdzie: 1 – silnik, 2 – sprzęgło, 3 – skrzynia biegów, 4 – przekładnia główna, 5 – mechanizm różnicowy 6 – półosie napędowe

6.2. Model matematyczny

W celu dokładnego opisu układu przenoszenia napędu i przeprowadzenia „obliczeń wstecznych” model obliczeniowy musi zawierać i opisywać matematycznie różne podmodele w tym tzw. model dynamiki pojazdu, model parametrów pracy silnika oraz strategię zmiany biegów.[14]

W opisywanym modelu matematycznym autor zakłada, że samochód porusza się po płaskiej prostej drodze, przy czym będzie się on zachowywał zgodnie z drugą zasadą Newtona. Podstawowe równanie można wyrazić jako:

$$\sum F_t = \sum F_{tr} [N] \quad (6.1)$$

gdzie: F_t – siła trakcyjna, F_{tr} – całkowita siła oporu ruchu

6.2.1. Model dynamiki pojazdu

Pierwszym elementem modelu jest wyznaczenie wszystkich sił oporów ruchu (całkowity opór ruchu) działających na pojazd będący w ruchu. Do sił oporów ruchu należą: opór toczenia, opór powietrza, opór wzniesienia i opór bezwładności. Całkowity opór ruchu działający na pojazd można obliczyć z następującego wzoru:

$$\sum F_{tr} = F_r + F_a + F_i + F_{grade} [N] \quad (6.2)$$

gdzie: F_r – siła oporu toczenia, F_a – siła oporu powietrza, F_i – siła bezwładności, F_{grade} – siła oporu wzniesienia

Równanie 6.2 jest często nazywane równaniem ruchu pojazdu. Przy wykorzystaniu prostych modeli obliczeniowych umożliwia ono, wyznaczenie przebiegu momentu obrotowego oraz prędkości obrotowej/kątowej wału korbowego silnika, dla dowolnego przebiegu prędkości pojazdu.[2]

6.2.2. Siła oporu toczenia

Jest to fikcyjna siła występująca przy toczeniu się ogumionego koła. Opór toczenia jest przyłożony do każdego koła o promieniu dynamicznym i skierowany w kierunku przeciwnym do ruchu samochodu.[14, 46] Siła oporu toczenia jest opisana wzorem:

$$F_r = m_v \cdot g \cdot f_t \cdot \cos(\theta) [N] \quad (6.3) [2, 43, 46]$$

$$f_t = f_1 + f_2 \cdot v^2 \quad (6.4) [43]$$

gdzie: m_v – całkowita masa pojazdu, g – przyspieszenie ziemskie, f_t – współczynnik oporu toczenia, f_1 i f_2 – nieliniowe współczynniki oporu toczenia, v – prędkość pojazdu, θ – kąt pochylenia drogi

Ogólnie stosowane wartości współczynnika oporu f_t dla typowych nawierzchni są przedstawione w Tabeli 6.3.

Tabela 6.3. Wartości współczynnika oporu toczenia na różnych nawierzchniach [44, 47]

Rodzaj nawierzchni	Wartość
Bardzo dobry beton	0,008 – 0,01
Bardzo dobry asfalt	0,01 – 0,0125
Szorstki beton	0,01 – 0,015
Asfalt średni	0,018
Beton w złym stanie	0,02

6.2.3. Siła oporu powietrza

Jest to siła aerodynamiczna oddziałująca na poruszający się samochód i skierowana w kierunku przeciwnym do kierunku ruchu pojazdu. [14] Siła oporu może być określona następująco:

$$F_a = 0,5 \cdot \rho_a \cdot c_x \cdot A_f \cdot v^2 [N] \quad (6.5) [2, 46, 48, 49]$$

gdzie: ρ_a – gęstość powietrza, c_x – współczynnik oporu powietrza, A_f – powierzchnia przekroju pojazdu

Kształt nadwozia ma duży wpływ na współczynnik oporu powietrza. Typowe wartości c_x dla różnych typów samochodów przedstawiono w Tabeli 6.4.

Tabela 6.4. Wartości współczynnika oporu powietrza [44]

Typ samochodu	c_x
Motocykl z jeźdźcem	0,5–0,7
Samochody osobowe	0,29–0,53
Limuzyna/SUV	0,25–0,39
Van (minibus)	0,35–0,40
Autobus	0,4–0,8
Lekkie ciężarówki	0,40–0,60
Ciężarówka (solo)	0,45–0,80
Ciężarówka z przyczepą	0,55–0,85
Pojazd przegubowy	0,45–0,75

6.2.4. Siła oporu wzniesienia

Jeżeli samochód porusza się pod górę, powstaje składowa siły ciężenia zwana siłą oporu wzniesienia, która działa na środek ciężkości pojazdu i zawsze jest skierowana równolegle do nawierzchni drogi oraz zwrócona przeciwnie do kierunku ruchu [14, 46]. Siła oporu wzniesienia może być obliczona ze wzoru:

$$F_{grade} = m_v \cdot g \cdot \sin(\theta) [N] \quad (6.6) [2, 43, 44, 46, 48]$$

Podczas modelowania ruchu pojazdu według cyklu jazdy na ogół zakłada się, że pojazd porusza się po płaskiej drodze bez zakrętów:

$$F_{grade} = 0 [N] \quad (6.7) [2, 46]$$

6.2.5. Siły bezwładności

Jeżeli samochód porusza się ruchem przyspieszonym, to na środek masy samochodu zaczyna działać siła oporu bezwładności, skierowana przeciwnie do kierunku ruchu.[14, 46] Ta siła może być obliczona z następującego równania:

$$F_i = m_i \cdot \frac{dv}{dt} [N] \quad (6.8) [43, 44, 46]$$

W równaniu 6.8 występuje tzw. masa bezwładności (m_i). Masa bezwładności stanowi masę całkowitą pojazdu powiększoną o współczynnik mas wirujących:

$$m_i = m_v \cdot \delta [kg] \quad (6.9) [2, 46]$$

Współczynnik mas wirujących (δ) w sposób przybliżony może być określony na podstawie następującego równania:

$$\delta = d_1 + d_2 \cdot i_g^2 \quad (6.10) [2, 46]$$

gdzie: d_1 – współczynnik masy koła, d_2 – współczynnik masy silnika, i_g – przełożenie skrzyni biegów dla wybranego biegu

$$d_1 = \frac{1 + \sum J_w}{r_d^2 \cdot m_v} \quad (6.11) [2, 46]$$

gdzie: J_w – biegunowy moment bezwładności koła, r_d – promień dynamiczny opony

$$d_2 = \frac{J_p \cdot \eta_t \cdot i_0^2}{r_d^2 \cdot m_v} \quad (6.12) [46]$$

gdzie: J_p – moment bezwładności elementów wirujących związanych z jednostką napędową, η_t – ogólna sprawność układu napędowego, i_0 – przełożenie przekładni głównej

Biegunowy moment bezwładności koła (J_w) samochodowego może być określony z poniższych równań:

$$J_w = I_f + I_o [kg \cdot m^2] \quad (6.13)$$

gdzie: I_f – moment bezwładności felgi, I_o – moment bezwładności opony

$$I_f = \frac{1}{2} \cdot (m_f \cdot r_f^2) [kg \cdot m^2] \quad (6.14)$$

gdzie: m_f – masa felgi, r_f – promień felgi

$$I_o = \frac{1}{2} \cdot m_o \cdot (r_a^2 + r_b^2) [kg \cdot m^2] \quad (6.15)$$

gdzie: m_o – masa opony, r_a i r_b – zewnętrzny i wewnętrzny promień opony

Jeżeli momenty bezwładności mas wirujących układu napędowego nie są znane. W przybliżeniu współczynnik mas wirujących dla samochodu osobowego można określić za pomocą równania [14]:

$$\delta = 1,04 + 0,024 \cdot i_g^2 \quad (6.16) [2, 46]$$

6.2.6. Model parametrów pracy silnika

Model parametrów pracy silnika jest stosowany do:

A. Określenia prędkości obrotowej wału korbowego silnika, na podstawie przebiegu prędkości pojazdu:

$$n = \frac{25 \cdot i_g \cdot i_0 \cdot v}{3 \cdot \pi \cdot r_d} \left[\frac{obr}{min} \right] \quad (6.17)$$

$$r_d = 0,98 \cdot (h_w + r_f) [m] \quad (6.18) [43, 47]$$

gdzie: h_w – wysokość opony

B. Dysponując wartością siły napędowej (równanie 6.1) możliwe jest obliczenie momentu obrotowego silnika:

$$M_o = \frac{F_t \cdot r_d}{i_g \cdot i_o \cdot \eta_t} [N \cdot m] \quad (6.19) [43, 47]$$

6.2.7. Model zmiany biegów

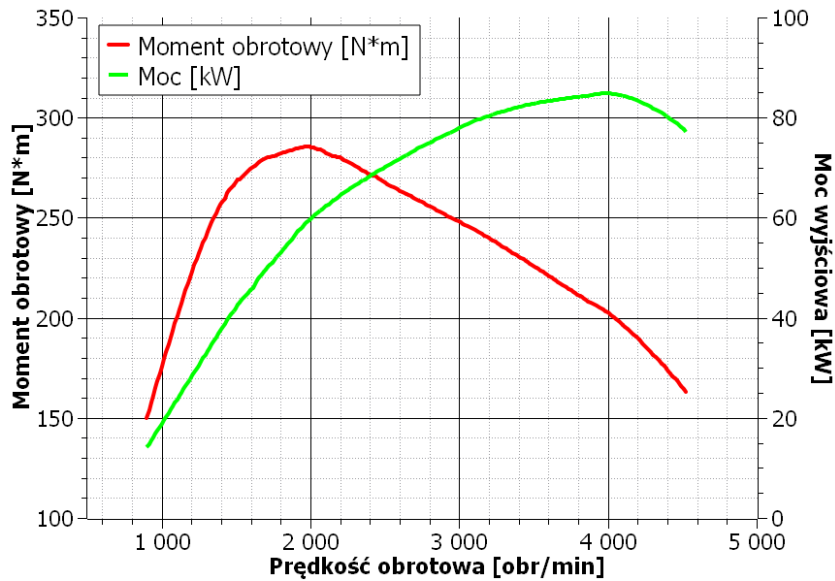
Wielkość doprowadzonego momentu obrotowego od wału silnika do kół napędzających samochód zależy od wielkości przełożeń istniejących pomiędzy silnikiem a kołami (przełożenia w skrzyni biegów i przełożenia w przekładni głównej). Wybór biegów i określenie punktów ich zmiany ma istotny wpływ na końcową wartość momentu obrotowego uzyskanego metodą „obliczania wstecznego”. Strategia zmiany biegów mocno wpływa na przyspieszenie pojazdu i zużycie paliwa. W celu przedstawienia cyklu jazdy WLTP dla pojazdu klasy 3b, prawidłowe obliczenie sekwencji zmiany przełożeń jest ważnym etapem podczas fazy „obliczania wstecznego”. Użyty w niniejszej pracy model zmiany biegów jest oparty na procedurze dla pojazdów z ręcznie przełączaną skrzynią biegów przedstawionej w pracy [15]. Opracowana przez UNECE procedura uwzględnia różne konfiguracje układów napędowych i została opracowana w taki sposób, aby naśladować strategię zmiany biegów występującą podczas rzeczywistej jazdy. W celu wyznaczenia wymaganych biegów oraz punktów zmiany tych biegów opracowany model zawiera:

A. Warunki brzegowe w tym prędkość obrotową silnika na biegu jałowym, minimalną i maksymalną prędkość obrotową silnika, maksymalną moc znamionową silnika i odpowiadającą jej znamionową prędkość obrotową silnika, maksymalną prędkość pojazdu, liczbę biegów do przodu, wielkości przełożeń (przełożenia w skrzyni biegów i przełożenia w przekładni głównej).[14]

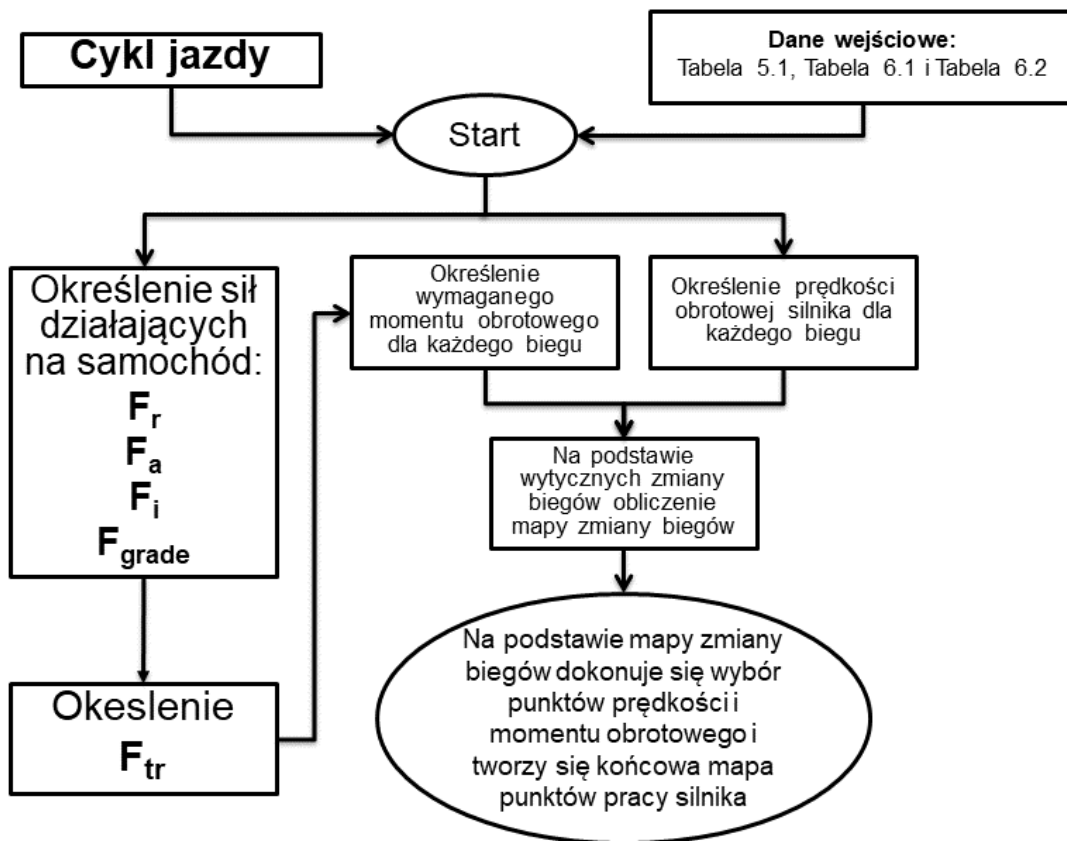
B. Krzywą mocy silnika przy pełnym obciążeniu w funkcji prędkości obrotowej (rys. 6.4). Zapotrzebowanie na moc silnika przy wynikowej prędkości silnika nie może przekroczyć krzywej mocy wyjściowej przy pełnym obciążeniu silnika.[14]

C. Dodatkowe wymagania: unikanie dużej niestabilności podczas zmiany biegów (uniknięcie zbyt częstych zmian biegów) w celu zapewnienia większej praktyczności i lepszych właściwości jezdnych pojazdu.[15]

Podsumowując, bieg określony za pomocą procedury opisanej w [15], jest to bieg zapewniający, że prędkość obrotowa silnika mieści się między określoną wartością minimalną, a maksymalną (mocą silnika), zapewniając jednocześnie niezbędną moc trakcyjną przy jednoczesnym spełnieniu dodatkowych wymagań.[14]



Rys. 6.4. Charakterystyka silnika AJM 1.9 TDI

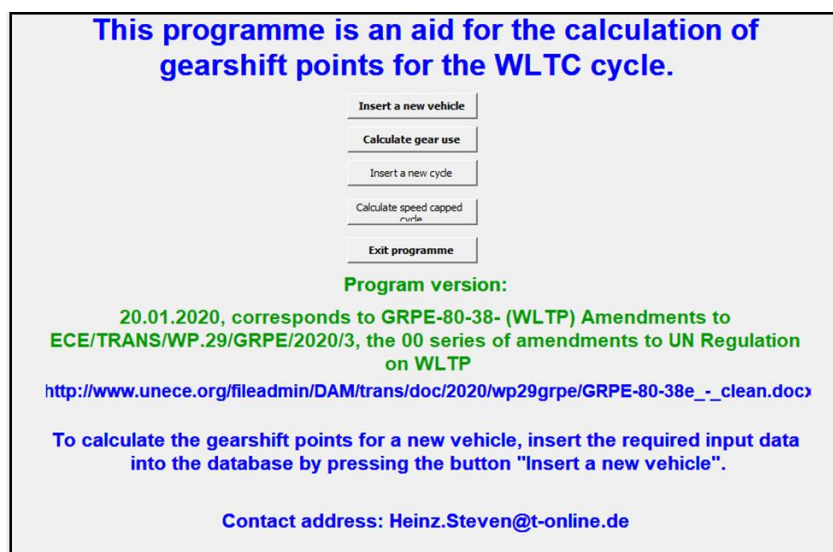


Rys. 6.5. Algorytm obliczeniowy

6.3. Określenie momentu obrotowego za pomocą kalkulatora

Innym sposobem na przeliczenie profilu prędkości pojazdu jest określenie momentu obrotowego przy użyciu kalkulatora WLTP (rys. 6.6) który jest dostępny na stronie UNECE. Uwzględnia on model zmiany biegów opracowany w pracy [15]. Przeprowadzenie obliczeń za pomocą kalkulatora oprócz warunków brzegowych opisanych w podrozdziale 6.4 i krzywej mocy

silnika przy pełnym obciążeniu (rys. 6.4) wymaga dodatkowych danych wejściowych w tym wymiary opon, masy testowej pojazdu i współczynników obciążenia drogowego (F_0 , F_1 , F_2) oraz innych. Wartości użyte w obliczeniach przedstawiono w Tabeli 6.5.



Rys.6.6. Ekran główny kalkulatora UNECE (Microsoft Access)

Proces obliczenia wartości momentu obrotowego zastosowany w kalkulatorze WLTP wygląda następująco:

A. Wymaganą moc (P_{req}), oblicza się za pomocą następującego równania:

$$P_{req} = \frac{(F_0 \cdot v) + (F_1 \cdot v^2) + (F_2 \cdot v^3)}{3600} [kW] \quad (6.20) [15]$$

Występujące we wzorze współczynniki F_0 (reprezentuje opory toczenia), F_1 (reprezentuje częściowo opory toczenia, częściowo straty w układzie napędowym), F_2 (reprezentuje opory powietrza), są określane na podstawie badań drogowych. Jednak w pracy [15] został opisany sposób tzw. „Obliczanie domyślnego obciążenia drogowego na podstawie parametrów pojazdu”, gdzie:

$$F_0 = 0,140 \cdot TM [N] \quad (6.21) [15]$$

$$F_1 = 0 \left[\frac{N}{(km/h)} \right] \quad (6.22) [15]$$

$$F_2 = (2,8 \cdot 10^{-6} \cdot TM) + (0,0170 \cdot h_p \cdot w_p) \left[\frac{N}{(km/h)^2} \right] \quad (6.23) [15]$$

gdzie: h_p – wysokość pojazdu, w_p – szerokość pojazdu

Masa testowa (TM) pojazdu opisuje równanie:

$$TM = AM + 25 + w_{un} \cdot MVL [kg] \quad (6.24) [15]$$

gdzie: AM – masa własna pojazdu, MVL – maksymalne obciążenie pojazdu, w_{un} – stopień obciążenia pojazdu ($w_{un} = 0,15$ dla samochodów osobowych i $w_{un} = 0,28$ dla lekkich samochodów dostawczych [15, 39])

B. Prędkość obrotowa silnika (n) według [15] określana według poniższej zależności:

$$n = (n / v)_i \cdot v_i [obr/min] \quad (6.25) [15]$$

Współczynnik (n/v) dla każdego biegu oblicza się za pomocą poniższego równania:

$$(n/v)_i = \frac{i_g \cdot i_o \cdot 60000}{U_{dyn} \cdot 3,6} \left[\frac{(\text{obr}/\text{min})}{(\text{km}/\text{h})} \right] \quad (6.26) [15]$$

Dynamiczny obwód toczy opony osi napędowej (U_{dyn}). opisuje równanie:

$$U_{dyn} = 3,05 \cdot \left(2 \cdot \left(\frac{h_w/w_w}{100} \right) \cdot w_w + (d_f \cdot 25,4) \right) [m] \quad (6.27) [15]$$

gdzie: w_w – szerokość opony

C. Moment obrotowy silnika, może być obliczony za pomocą poniższego równania:

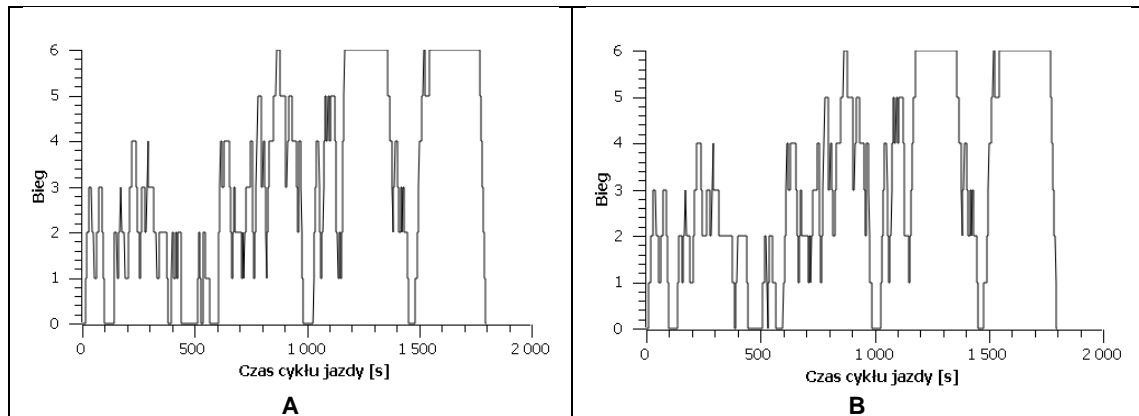
$$M_o = 9,549 \cdot \frac{P_{req}}{n} [Nm] \quad (6.28)$$

Tabela 6.5. Zestawienie wybranych parametrów użytych w kalkulatorze UNECE

Parametr	Jednostka	Wartość
F_0	[N]	187,88
F_1	[N/(km/h)]	0
F_2	[N/(km/h) ²]	0,046348
$(n/v)_1; (n/v)_2; (n/v)_3; (n/v)_4; (n/v)_5; (n/v)_6$	[(obr/min)/(km/h)]	106,48; 58,71; 37,51; 27,1; 21,85; 18,15
TM	[kg]	1342
W_{un}	-	0,15 [15, 39]

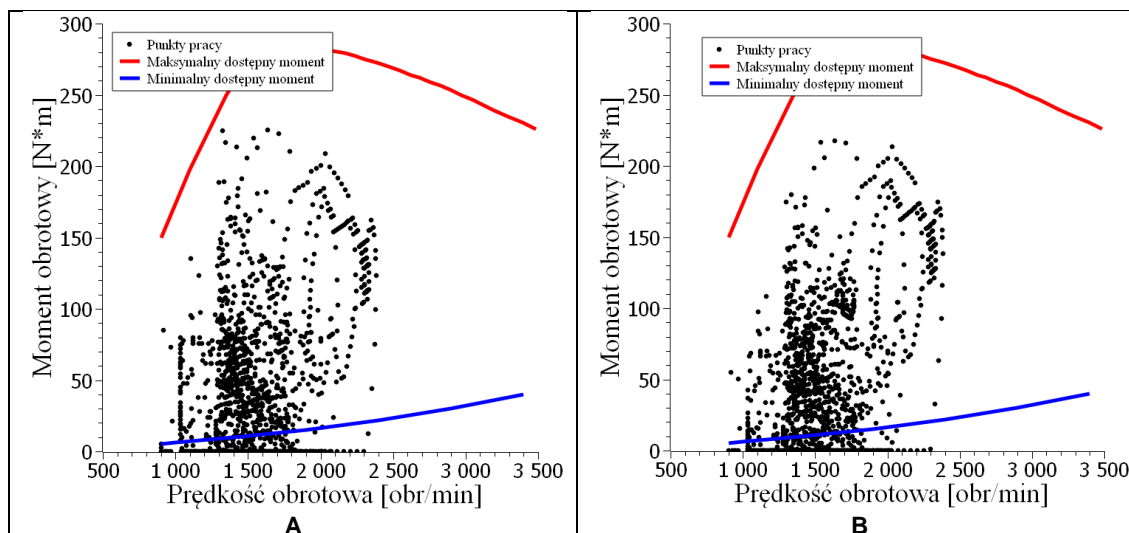
6.4. Wyniki obliczeń

Sekwencja zmiany biegów uzyskana z modelu Microsoft Excel oraz kalkulatora UNECE, są przedstawione na rys. 6.7. Punkty pracy uzyskane tymi metodami są przedstawione na rys. 6.8.



Rys. 6.7. Sekwencja zmiany biegów dla modelu Microsoft Excel
gdzie: A – dla modelu Microsoft Excel, B – dla kalkulatora UNECE

Analizując sekwencje zmiany biegów (rys. 6.7) i wyniki modelowania (rys. 6.8) można zauważyć, że uzyskane za pomocą dwóch różnych metod wyniki są zbliżone do siebie. Jednak, do dalszych obliczeń, ze względu na wyższą uniwersalność i wysoką dokładność modelu dynamiki wzdłużnej pojazdu (potwierdzoną licznymi badaniami przez wielu naukowców), zostały wykorzystane wyniki uzyskane za pomocą modelu opracowanego przez autora niniejszej pracy w środowisku Microsoft Excel.



Rys. 6.8. Punkty pracy silnika
gdzie: A – dla modelu Microsoft Excel, B – dla kalkulatora UNECE

6.5. Wybór punktów pracy

Wybór punktów pracy silnika może być wykonany za pomocą wielowymiarowej analizy statystycznej tzw. analizy skupień. Ogólnie rzecz biorąc ta analiza polega na grupowaniu i dokonywaniu uogólnień pierwotnych danych w oparciu o wybrany algorytm grupowania w podobne do siebie względnie jednorodne klastry (skupienia). Głównym celem dokonywanego grupowania jest zredukowanie dużej liczby danych w każdym klastrze obliczeniowym do tzw. punktów skupienia poszczególnych grup. Pozwala to na uzyskanie jak największej ilości wartościowych i wiarygodnych informacji o badanym obiekcie przy małym nakładzie pracy (najmniejszej liczbie doświadczeń). Innymi słowy, celem analizy skupień jest pogrupowanie i zmniejszenie olbrzymiego zbioru obserwowanych danych do minimalnej ilości danych reprezentujących badany obiekt z dużą dokładnością przy małym nakładzie pracy i czasu potrzebnego na przeprowadzenie analiz. Algorytmy analizy skupień możemy podzielić na metody:

A. Hierarchiczne metody (budowa skupień polega na tworzeniu dla danych grup pewnego rodzaju hierarchii, na podstawie której dokonuje się klasyfikacji).

B. Metody nie hierarchiczne (na podstawie z góry założonej liczby skupień dokonuje się przyporządkowania zbioru danych do grup w taki sposób, aby osiągnąć jak najmniejszą zmienność wewnątrz tych grup, np. metoda k-średnich).

C. Metody siatkowe (grupowanie polega na podzieleniu zbioru danych na podstawie z góry założonych wymiarów siatki).

D. Metody rozmytej analizy skupień (ta metoda może przydzielić element do więcej niż jednej grupy z uwzględnieniem prawdopodobieństwa przynależności) oraz inne metody które dość szczególnie zostały omówione w pracach [50 – 55].

Wybór metody analizy skupień jest uzależniony od charakteru obserwowanych danych oraz oczekiwanej postaci rezultatów (rodzaju interpretacji uzyskanego wyniku).

W niniejszej pracy, grupowanie danych i wybór ważonych punktów pracy silnika dokonano za pomocą metody siatkowej. W literaturze naukowej zbliżona metoda jest nazywana charakterystyką gęstości czasowej [56 – 58]. Jest to bardzo prosta metoda polegająca na podziale wybranego obszaru na komórki o zadanych parametrach. Następnie, przeprowadza się grupowanie zbioru danych w tych komórkach. Głównymi zaletami tej metody są prostota, szybkie przetwarzanie danych (obliczenia nie są czasochłonne), złożoność obliczeniowa zależy jedynie od liczby i wymiarów komórek w obszarze przestrzennym. W celu implementacji tej metody do potrzeb niniejszej pracy na podstawie wiadomości zawartych w pracach [50 – 58] został opracowany przez autora algorytm obliczeniowy w środowisku Matlab. Założono, że wartości znajdujące się poniżej krzywej minimalnego momentu obrotowego (powstałego ze względu na charakterystykę hamowni wodnej (podrozdział 5.1.2)) nie są brane pod uwagę w fazie obliczeniowej.

Opracowany algorytm grupowania metodą siatkową składa się z następujących kroków obliczeniowych [14]:

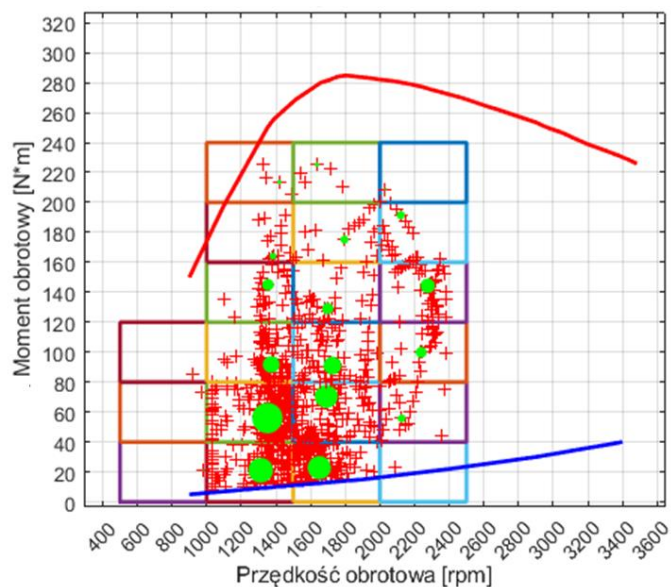
- A. Faza inicjalizacji. Na podstawie kroków po osi X i po osi Y oraz ilości rzędów i kolumn definiuje się wymiary siatki.
- B. Generacja siatki. Na podstawie wartości zdefiniowanych w kroku 1 powstaje siatka obliczeniowa z określoną ilością komórek.
- C. Obliczenie gęstości dla każdej komórki w strukturze siatki (ilościowa suma punktów w każdej z komórek) przy jednoczesnym spełnieniu warunku, że każdy punkt należy do jednej i tylko jednej komórki.
- D. Określenie średnich wartości osi X i Y ważonego punktu skupień dla każdej komórki.
- E. Dla każdej komórki wybiera się punkt o parametrach najbardziej zbliżonych wartościom średnim dla danej komórki.
- F. Dla punktów wybranych w kroku 5 ustawia się średnicę koła odpowiadającą liczbie punktów w tej komórce.

Na podstawie uzyskanych wyników dokonano wyboru siedmiu punktów pracy PP silnika najbardziej reprezentujących cykl jazdy WLTP dla pojazdu klasy 3b (Tabela 6.6). Warto nadmienić, że wybrane punkty matrycy testowej odpowiadają obszarom, w których występuje największa gęstość punktów pracy dla samochodu Volkswagen Golf IV. Na rys. 6.9 przedstawiono wyniki obliczeniowe opracowanego algorytmu w środowisku Matlab.

6.5.1. *Zmniejszenie liczby punktów pomiarowych*

Jak wspomniano wcześniej (rozdział 5.2) w przypadku wystąpienia dużych różnic w wynikach, pomiary kilkakrotnie powtarzano, a niepewne wyniki pomijano. Ze względu na wysoką niepowtarzalność wyników pomiarowych dla siódmego punktu pracy PP7, liczba analizowanych punktów pracy silnika została zmniejszona do sześciu. Niepowtarzalność wyników dla PP7 może

być spowodowana wysoką niestabilnością procesu współspalania DME i ON (omówiono w rozdziale 9) oraz warunkami testowymi.



Rys. 6.9. Wybór punktów pracy [14]

Tabela 6.6. Wybrane punkty pracy

Np.	Prędkość obrotowa	Moment obrotowy	Gęstość
[-]	[obr/min]	[N*m]	[%]
PP1	1315	22	14,54
PP2	1350	56	22,28
PP3	1375	92	6,8
PP4	1690	71	12,74
PP5	1726	91	7,74
PP6	2280	145	5,28
PP7*	1650	23	13,03

* – Pominięto w podalszej analizie

7. MODEL TERMODYNAMICZNY

Proces spalania w silnikach tłokowych jest reakcją chemiczną przebiegającą między paliwem a utleniaczem, z wydzieleniem ciepła i światła. Wybuchowe spalanie w zmiennej objętości ze względu na różnorodność zachodzących zjawisk jest jednym z najbardziej złożonych procesów opisywanych matematycznie.[59] Dlatego przy opracowaniu modelu numerycznego (dwustrefowy model termodynamiczny) przyjęto pewne założenia przedstawione w Tabeli 7.1. Taki model posiada stosunkowo małą złożoność matematyczną, przy jednoczesnym uzyskaniu wyników obliczeń modelowych bardzo zbliżonych do rzeczywistych wyników uzyskanych z badań eksperymentalnych. Warto nadmienić, że opracowany model obejmuje tylko te zjawiska, które zachodzą w przestrzeni roboczej silnika tłokowego podczas tzw. cyklu zamkniętego (od momentu zamknięcia zaworu dolotowego (IVC), aż do momentu otwarcia zaworu wylotowego (EVO)). Wykres panującego ciśnienia w cylindrze silnika jest końcowym wynikiem wszystkich zjawisk zachodzących wewnątrz cylindra. Modele termodynamiczne stosuje się do rozwiązywania dwóch zagadnień:

1. Zadanie proste. Określenie zmiany ciśnienia wewnątrz cylindra jako funkcji kąta obrotu wału korbowego $p(\phi)$, na podstawie wcześniej określonej ilości energii wyzwolonej wskutek spalania ładunku $Q_x(\phi)$ i przenoszenia ciepła przez ścianki $Q_w(\phi)$. [59] Innymi słowy, na podstawie półempirycznych wzorów odbywa się rekonstrukcja przebiegu ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Procedura obliczeniowa polega na rozwiązaniu trzech zasadniczych wzorów, które zostały przedstawione na podstawie modelu jednostrefowego.

A. Równanie zachowania energii

Podstawą do obliczenia modelu termodynamicznego jest pierwsza zasada termodynamiki dla układu zamkniętego. Dla uproszczonych modeli numerycznych, gdy nie uwzględnia się żadnych strat ładunku poprzez wycieki, równanie może być przedstawione następująco,

$$\frac{dU}{d\phi} = \frac{d(m_{total} \cdot u)}{d\phi} = \frac{dQ}{d\phi} - \frac{dW}{d\phi} \left[\frac{J}{^\circ\text{OWK}} \right] \quad (7.1)$$

gdzie: U –energia wewnętrzna układu, Q – ciepło dostarczone do układu, W – praca wytworzona przez układ, m_{total} –masa ładunku w cylindrze

Praca wykonana przez układ:

$$\frac{dW}{d\phi} = p \cdot \frac{dV}{d\phi} \left[\frac{J}{^\circ\text{OWK}} \right] \quad (7.2)$$

Ciepło dostarczone do układu:

$$\frac{dQ}{d\phi} = \frac{dQ_x}{d\phi} - \frac{dQ_w}{d\phi} \left[\frac{J}{^\circ\text{OWK}} \right] \quad (7.3)$$

Uwzględniając podstawy termodynamiki, zmianę energii wewnętrznej układu można wyrazić następująco:

$$\frac{dU}{d\phi} = m_{total} \cdot c_v(T) \cdot \frac{dT}{d\phi} \left[\frac{J}{^\circ\text{OWK}} \right] \quad (7.4)$$

$$c_v(T) = c_p(T) - R \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] \quad (7.5)$$

gdzie: c_v – ciepło właściwe przy stałej objętości i zakłada się, że jest tylko funkcją temperatury

B. Równanie stanu

Najczęściej stosowanym równaniem stanu jest równanie dla gazu doskonałego, które można zapisać następująco:

$$p \cdot V = m_{total} \cdot R \cdot T = n_{total} \cdot \tilde{R} \cdot T \quad [Pa \cdot m^3] \quad (7.6)$$

Ilość substancji w równaniu stanu dla gazu doskonałego można wyrazić w molach (n_{total}) lub kilogramach (m_{total}), przy czym wartość R w równaniu 7.6 zależy od rodzaju gazu, podczas gdy wartość \tilde{R} jest uniwersalną stałą gazową nie zależną od rodzaju gazu.

Różniczkując równanie 7.6 względem $d\phi$, otrzymujemy:

$$p \cdot \frac{dV}{d\phi} + V \cdot \frac{dp}{d\phi} = m_{total} \cdot R \frac{dT}{d\phi} + m_{total} \frac{dR}{d\phi} \cdot T + \frac{dm_{total}}{d\phi} \cdot RT \quad (7.7)$$

Po przekształceniu równania 7.6 średnia temperatura gazu w cylindrze, jest określona:

$$T = \frac{p \cdot V}{m_{total} \cdot R} = \frac{p \cdot V}{n_{total} \cdot \tilde{R}} \quad [K] \quad (7.8)$$

W postaci różniczkowej:

$$\frac{dT}{d\phi} = \frac{1}{m_{total} \cdot R} \cdot \left(V \cdot \frac{dp}{d\phi} + p \frac{dV}{d\phi} - R \cdot T \cdot \frac{dm_{total}}{d\phi} \right) \left[\frac{K}{^{\circ}OWK} \right] \quad (7.9)$$

Uwzględniając pierwszą zasadę termodynamiki, temperaturę i ciśnienie w cylindrze silnika można określić następująco:

$$\frac{dT}{d\phi} = \frac{T}{p \cdot V} (\gamma - 1) \cdot \frac{dQ}{d\phi} - \frac{T}{V} (\gamma - 1) \cdot \frac{dV}{d\phi} \left[\frac{K}{^{\circ}OWK} \right] \quad (7.10) \quad [60, 61]$$

$$\frac{dp}{d\phi} = \frac{\gamma - 1}{V} \cdot \frac{dQ}{d\phi} - \gamma \cdot \frac{p}{V} \cdot \frac{dV}{d\phi} \left[\frac{Pa}{^{\circ}OWK} \right] \quad (7.11) \quad [60, 61]$$

gdzie: γ – stosunek ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu i stałej objętości:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (7.12)$$

Po przekształceniu równania 7.11 można uzyskać wzór na szybkość wydzielenia ciepła (tzw. AHRR – pozorna szybkość wydzielenia ciepła):

$$\frac{dQ}{d\phi} = \frac{dQ_x}{d\phi} - \frac{dQ_w}{d\phi} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot p \frac{dV}{d\phi} + \frac{1}{\gamma - 1} \cdot V \frac{dp}{d\phi} \left[\frac{J}{^{\circ}OWK} \right] \quad (7.13) \quad [60, 61, 62]$$

Uzyskane równanie 7.13 zostało pierwotnie przedstawione przez Kriegera i Bormanna [60] i na ogół jest stosowane do oceny wydzielenia ciepła, w jedno- lub dwu- strefowych modelach termodynamicznych.[59]

C. Równanie zachowania masy

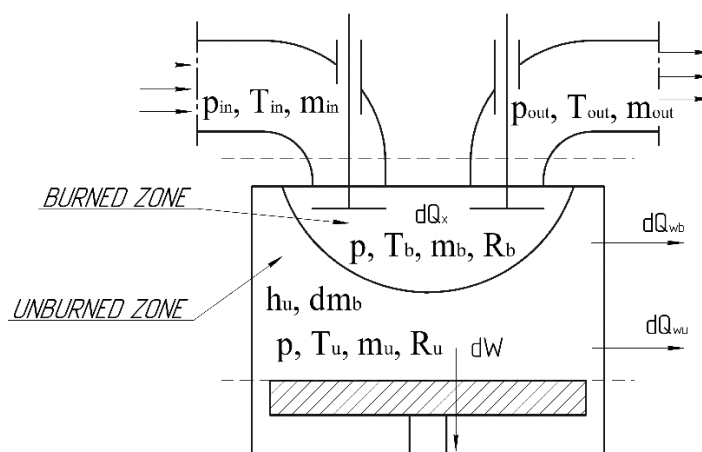
$$\frac{dm_{total}}{d\phi} = \frac{dm_{in}}{d\phi} + \frac{dm_{out}}{d\phi} \left[\frac{kg}{^{\circ}OWK} \right] \quad (7.14) \quad [60, 61, 62]$$

gdzie: m_{in} – masa ładunku wpływającego do cylindra, m_{out} – masa ładunku wypływającego z cylindra

2. Zadanie odwrotne. Określenie ilości wydzielonego ciepła w wyniku spalania ładunku $Q(\phi)$ (równanie 7.13), na podstawie wcześniej określonej zmiany ciśnienia wewnątrz cylindra $p(\phi)$, otrzymanej eksperymentalnie lub obliczeniowo.

7.1. Dwustrefowy model procesu spalania

Modele dwustrefowe są ściśle powiązane z równaniami wyprowadzonymi dla modelu jednostrefowego. Jednak podstawą dwustrefowego modelu jest podział objętości komory spalania V (równanie 20) na dwie strefy (strefa spalonych gazów V_b i strefa świeżych gazów V_u) oddzielone między sobą za pomocą nieskończenie cienkiej strefy reakcji spalania (front płomienia).[59] Dwustrefowy podział pozwala na dokładniejsze przewidywanie parametrów wymiany ciepła. Podział komory spalania dla modelu dwustrefowego przedstawiono na poniższym rys. 7.1.



Rys. 7.1. Bilans cieplny modelu dwustrefowego

gdzie: $h_u \cdot \frac{dm_b}{d\phi}$ – obejmuje przepływ entalpii od stref niespalonych gazów do strefy spalonych gazów w wyniku konwersji świeżego ładunku na produkty spalania

A. Równanie zachowania energii:

– dla strefy spalonych gazów:

$$\frac{dU_b}{d\phi} = \frac{d(m_b \cdot u_b)}{d\phi} = -p \cdot \frac{dV_b}{d\phi} + \frac{dQ_x}{d\phi} - \frac{dQ_{wb}}{d\phi} + h_u \cdot \frac{dm_b}{d\phi} \left[\frac{J}{^{\circ}OWK} \right] \quad (7.15) [63, 64]$$

– dla strefy świeżych gazów:

$$\frac{dU_u}{d\phi} = \frac{d(m_u \cdot u_u)}{d\phi} = -p \frac{dV_u}{d\phi} - \frac{dQ_{wu}}{d\phi} - h_u \cdot \frac{dm_b}{d\phi} \left[\frac{J}{^{\circ}OWK} \right] \quad (7.16) [63, 64]$$

B. Równania stanu:

– dla strefy spalonych gazów:

$$p \cdot V_b = m_b \cdot R_b \cdot T_b \quad (7.17) [63, 65]$$

– dla strefy świeżych gazów:

$$p \cdot V_u = m_u \cdot R_u \cdot T_u \quad (7.18) [63, 65]$$

– dla obu stref:

$$p = \frac{1}{V} \cdot (m_b \cdot R_b \cdot T_b + m_u \cdot R_u \cdot T_u) [Pa] \quad (7.19) [63]$$

C. Równania bilansu masy i objętości

$$V = V_u + V_b [m^3] \quad (7.20) [63, 65]$$

$$m_{total} = m_{air} + m_{Fuel} + m_{egr} = m_u + m_b [kg] \quad (7.21)$$

gdzie: m_{air} – masa powietrza, m_{Fuel} – masa paliwa, m_{egr} – masa spalin

Podział objętości cylindra na dwie strefy przeprowadzono na podstawie szybkości spalania ładunku x_b :

$$V_u = V \cdot (1 - x_b) [m^3] \quad (7.22) [65, 66]$$

$$V_b = V \cdot dx_b [m^3] \quad (7.23) [65, 66]$$

$$m_u = m_{total} \cdot (1 - x_b) [kg] \quad (7.24) [60, 65, 66]$$

$$m_b = m_{total} \cdot x_b [kg] \quad (7.25) [65, 66]$$

Podobnie do modelu opisanego przez autorów pracy [65] w fazie sprężania i rozprężania, gdy nie występuje spalanie model matematyczny jest rozpatrywany jako jednostrefowy dla którego temperatura i ciśnienie w cylindrze określone za pomocą równań 7.10 i 7.11. Natomiast w fazie spalania, gdy powstają dwie strefy:

– dla strefy spalonych gazów:

$$\frac{dT_b}{d\phi} = \frac{1}{m_b \cdot R_b} \cdot \left(p \frac{dV}{d\phi} + \frac{dp}{d\phi} - (R_b T_b - R_u T_u) \frac{dm_b}{d\phi} - \frac{R_u}{c_{p,u}} \left(V_u \frac{dp}{d\phi} - \frac{dQ_{wu}}{d\phi} \right) \right) \left[\frac{K}{^{\circ}OWK} \right] \quad (7.26) [65]$$

– dla strefy świeżych gazów:

$$\frac{dT_u}{d\phi} = \frac{1}{m_u \cdot c_{p,u}} \cdot \left(V_u \frac{dp}{d\phi} - \frac{dQ_{wu}}{d\phi} \right) \left[\frac{K}{^{\circ}OWK} \right] \quad (7.27) [65]$$

Zmiana ciśnienia podczas spalania:

$$\frac{dp}{d\phi} = \frac{A}{B} \left[\frac{Pa}{^{\circ}OWK} \right] \quad (7.28) [65]$$

gdzie:

$$A = \left(1 + \frac{c_{vb}}{R_b} \right) \cdot p \frac{dV}{d\phi} + \left[(u_b - u_u) - c_{vb} \cdot \left(T_b - \frac{T_u R_u}{R_b} \right) \right] \cdot \frac{dm_b}{d\phi} + \left[\frac{c_{vu}}{c_{p,u}} - \frac{c_{vb} R_u}{c_{p,u} R_b} \right] \cdot \frac{dQ_u}{d\phi} - \frac{dQ}{d\phi} \quad (7.29)$$

$$B = - \left(V_u \cdot \frac{c_{vu}}{c_{p,u}} - \frac{c_{vb} R_u}{c_{p,u} R_b} \cdot V_u + \frac{V c_{vb}}{R_b} \right) \quad (7.30)$$

Wyżej są wymienione równania modelu dwustrefowego w celu określenia nieznanymi wielkościami T_u , T_b , V_u , V_b , m_u , m_b i ciśnienia w cylindrze p . Są one rozwiązywane jednocześnie dla każdego kroku obliczeniowego.

W celu bardziej przejrzystej reprezentacji modelu dwustrefowego, jego elementy składowe są podzielone na tzw. podmodele obliczeniowe. Każdy z nich jest przeznaczony do rozwiązania konkretnych zagadnień w obliczeniach termodynamicznych.

Tabela 7.1. Wybrane założenia modelu dwustrefowego

Nr.	Opis
1	Model jest zerowymiarowy, w komorze spalania występuje wyrównane ciśnienie i temperatura.
2	Początkowe warunki temperatury są obliczane za pomocą równania gazu doskonałego na podstawie zmierzonego ciśnienia i masy mieszaniny dostarczonej do komory spalania oraz objętości komory spalania.
3	Czynnik roboczy jest uważany za gaz rzeczywisty. Właściwości gazu są obliczane za pomocą uogólnionych tabel korelacji Lee-Keslera [67].
4	Do momentu rozpoczęcia spalania model jest rozpatrywany jako jednostrefowy i nie podlega reakcjom przed płomiennym.
5	Podczas spalania objętość komory spalania jest podzielona na dwie strefy: na strefę spalonych gazów i strefę niespalonych gazów oddzielonych między sobą za pomocą cienkiej strefy reakcji spalania (front płomienia).
6	Brak wymiany ciepła między strefami (brak przenikania ciepła przez front płomienia.).
7	Masa ubytku gazu w wyniku wycieku jest na tyle mała w porównaniu do innych mas gazów w cylindrze silnika, że nie jest brana pod uwagę.
8	Przebieg procesu spalania jest określony przez funkcję Wiebego.
9	Ciepło wydzielone podczas spalania w trybie dwupaliwowym jest sumą ciepła wydzielonego w wyniku spalania tych paliw.
10	Do określania współczynnika wymiany ciepła w wyniku konwekcji wykorzystano podstawowe równanie Wosznego.
11	Obszar przenoszenia ciepła jest ograniczony głowicą cylindra, powierzchnią denka tłoka i ścianką boczną cylindra stykającą się z mieszaniną gazów.
12	Każda strefa ma swój współczynnik przenikania ciepła i ma osobny obszar przenoszenia ciepła, który jest obliczany na podstawie chwilowej wartości spalanej masy.
13	Do obliczenia temperatur elementów konstrukcyjnych silnika, użyto dodatkowy podmodel obliczeniowy uwzględniający przewodność cieplną (konduktywność).
14	Właściwości termodynamiczne gazu w cylindrze silnika określano na podstawie wielomianów NASA (podrozdział 7.2).

7.2. Właściwości termodynamiczne

Właściwości termodynamiczne gazu w cylindrze silnika (zmiana ciepła właściwego c_p , entalpii h_p i entropii S) są zależne od temperatury i obliczane za pomocą wielomianów NASA. Są one funkcjami ciągłymi będącymi wielomianami 6-go stopnia.

$$c_{p_i}(T) = R(a_1 + a_2T + a_3T^2 + a_4T^3 + a_5T^4) \left[\frac{J}{K \cdot mol} \right] \quad (7.31) [68]$$

$$h_{p_i}(T) = R \left(a_1 + a_2 \frac{T}{2} + a_3 \frac{T^2}{3} + a_4 \frac{T^3}{4} + a_5 \frac{T^4}{5} + \frac{a_6}{T} \right) \left[\frac{kJ}{mol} \right] \quad (7.32) [68]$$

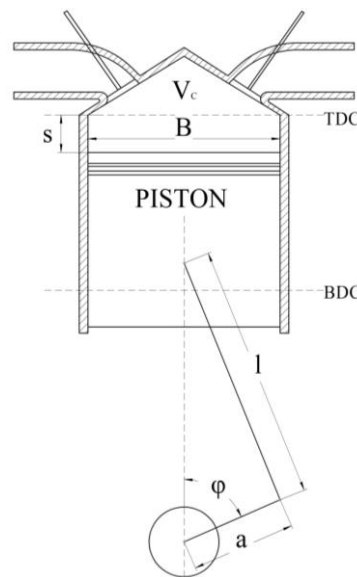
$$S(T) = R \left(a_1 \cdot \ln T + a_2T + a_3 \frac{T^2}{2} + a_4 \frac{T^3}{3} + a_5 \frac{T^4}{4} + a_7 \right) \left[\frac{J}{K \cdot mol} \right] \quad (7.33) [68]$$

Współczynniki wielomianów NASA są określone dla powszechnych związków chemicznych, dla dwóch zakresów temperaturowych od 300 do 1000 K i od 1000 do 5000 K. Pierwszy zakres jest wygodny do obliczeń dotyczących strefy niespalonych gazów, natomiast drugi zakres jest stosowany dla strefy spalonych gazów.

7.3. Podmodel geometrii cylindra

7.3.1. Objętość cylindra

Całkowita objętość cylindra V jest sumą objętości komory spalania V_c i objętości skokowej cylindra V_s , oraz zależy od chwilowego położenia tłoka w cylindrze silnika, a więc od kąta obrotu wału korbowego. Wyznaczenie objętości wynika z kinematyki układu tłokowo-korbowego przedstawionego na rys. 7.2.[59]



Rys. 7.2. Schemat układu korbowego [59]

gdzie: B – średnica cylindra, a – promień korby, l – długość korbowodu, s – skok tłoka, TDC – górne martwe położenie tłoka, BDC – dolne martwe położenie tłoka, V_c – komora spalania

Chwilowa wartość objętości cylindra:

$$V(\phi) = V_c + V_s(\phi) \text{ [m}^3\text{]} \quad (7.34) \text{ [62, 67]}$$

gdzie: chwilowa wartość objętości skokowej cylindra V_s :

$$V_s = \frac{\pi \cdot B^2}{4} \cdot l \text{ [m}^3\text{]} \quad (7.35) \text{ [62, 67]}$$

Całkowita pojemność skokowa silnika jest sumą objętości skokowej wszystkich cylindrów:

$$V_{s.engine} = n_{cyl} \cdot V_s \text{ [m}^3\text{]} \quad (7.36) \text{ [62, 67]}$$

gdzie: n_{cyl} – liczba cylindrów silnika

Znając stopień sprężania silnika ϵ_s i objętość skokową można określić objętość komory spalania z następującego wzoru:

$$V_c = \frac{V_s}{\epsilon_s - 1} \text{ [m}^3\text{]} \quad (7.37) \text{ [62, 67]}$$

Chwilowa objętość cylindra w odniesieniu do kąta obrotu wału korbowego może być określona następująco:

$$V(\phi) = V_c + \frac{\pi B^2}{4} \cdot (l + a - s(\phi)) [m^3] \quad (7.38) [62, 67]$$

Chwilowy skok tłoka w zależności od kąta obrotu wału korbowego można wyznaczyć za pomocą poniższego równania:

$$s(\phi) = a \cdot \cos(\phi) + \sqrt{(l - a \cdot \sin(\phi))^2} [m] \quad (7.39) [62, 67]$$

7.3.2. Obszar wymiany ciepła

Przy obliczeniu obszarów wymiany ciepła bierze się pod uwagę powierzchnię głowicy cylindra, powierzchnię denka tłoka i chwilową powierzchnię ścianki bocznej cylindra. Obszar wymiany ciepła jest brany pod uwagę przy obliczaniu wymiany ciepła.

Obszar wymiany ciepła:

a) głowica cylindra:

$$A_c = \frac{\pi \cdot B^2}{4} \cdot k_c [m^2] \quad (7.40)$$

gdzie: k_c – współczynnik uwzględniający niepłaskość głowicy cylindra

b) powierzchnia denka tłoka:

$$A_p = \frac{\pi \cdot B^2}{4} \cdot k_p [m^2] \quad (7.41)$$

gdzie: k_p – współczynnik uwzględniający niepłaskość powierzchni tłoka

c) chwilowa powierzchnia bocznej ścianki cylindra:

$$A_{lin} = \pi \cdot B \cdot (l + a - s(\phi)) [m^2] \quad (7.42)$$

Chwilowy obszar wymiany ciepła jest wyrażony jako:

$$A = A_c + A_p + A_{lin} [m^2] \quad (7.43)$$

Chwilowy obszar wymiany ciepła dla stref świeżych i spalonych gazów może być określony jako:

– dla strefy spalonych gazów,

$$A_b = A \cdot (x_b^{0,5}) [m^2] \quad (7.44) [63, 65]$$

– dla strefy świeżych gazów,

$$A_u = A \cdot (1 - x_b^{0,5}) [m^2] \quad (7.45) [63, 65]$$

7.4. Podmodel wymiany ciepła (konwekcja i promieniowanie)

Podmodel wymiany ciepła ma znaczący wpływ na wyniki symulacji termodynamicznego modelu procesu spalania. Dlatego dokładne wyznaczenie wszystkich części składowych tego podmodelu jest istotnym zagadnieniem. Wymiana ciepła wewnątrz silników spalinowych ma

charakter konwekcyjny i promienny. W silnikach o zapłonie iskrowym przenoszenie ciepła poprzez promieniowanie na ogół jest pomijane w obliczeniach ponieważ stanowi ono tylko od 3% do 4% całkowitej wymiany ciepła [63]. Dla konwencjonalnych silników ZS wymiana ciepła poprzez promieniowanie ma bardzo istotny wpływ i osiąga ponad 10% całkowitej wymiany ciepła [63]. Wymiana ciepła w wyniku konwekcji przewiduje przenoszenie ciepła z zamkniętej przestrzeni (cylindra) otoczonej ze wszystkich stron przez ściany reprezentujące głowicę cylindrową, tuleję cylindrową, powierzchnię tłoka i obszary grzybków zaworów. Natomiast, wymiana ciepła w wyniku promieniowania jest spowodowana powstawaniem sadzy podczas spalania. Chwilowe i średnie poziomy promieniowania cieplnego są funkcją objętości i rozkładu palącego się gazu, ilości sadzy obecnej w palącym się gazie, geometrii komory spalania, a także temperatury [67].

Obliczenie wymiany ciepła z reguły nie wymaga dużych mocy obliczeniowych. W modelach zero wymiarowych do obliczenia wymiany ciepła, stosuje się równanie Newtona-Richmana.

$$\frac{dQ_w}{dt} = h \cdot A \cdot (T - T_w) \left[\frac{J}{s} \right] \quad (7.46)$$

gdzie: h – współczynnik przenikania ciepła, T – temperatura gazu w cylindrze, T_w – temperatura ścianki

Stosując metodę Annanda która dzieli współczynnik przenikania ciepła h na współczynnik przenikania ciepła konwekcyjnego h_c i radiacyjnego h_r , równanie 7.46, gdy występuje spalanie (jest podział komory spalania na dwie strefy) można przedstawić w następujący sposób:

– dla strefy spalonych gazów:

$$\frac{dQ_{w.b}}{dt} = h_c \cdot A_b \cdot (T_b - T_w) + h_r \cdot (T_b^4 - T_w^4) \left[\frac{J}{s} \right] \quad (7.47) [62, 65, 69]$$

– dla strefy świeżych gazów:

$$\frac{dQ_{w.u}}{dt} = h_c \cdot A_u \cdot (T_u - T_w) + h_r \cdot (T_u^4 - T_w^4) \left[\frac{J}{s} \right] \quad (7.48) [62, 65, 69]$$

– dla obu stref:

$$\frac{dQ_w}{dt} = \frac{dQ_{w.b} - dQ_{w.u}}{dt} \left[\frac{J}{s} \right] \quad (7.49) [69]$$

Wymiana ciepła w fazie sprężania i rozprężania, gdy nie występuje spalanie może być opisana poprzez poniższe równanie:

$$\frac{dQ_w}{dt} = h_c \cdot A \cdot (T - T_w) + h_r \cdot (T^4 - T_w^4) \left[\frac{J}{s} \right] \quad (7.50) [69]$$

Powyższe równania są zależne od czasu, w celu uzyskania połączenia z modelem zerowymiarowym muszą być przekształcone w zależność od kąta obrotu wału korbowego. Najprostsza konwersja pomiędzy czasem t a kątem obrotu wału korbowego ϕ to:

$$dt = \frac{d\phi}{2 \cdot \pi \cdot n} [s] \quad (7.51)$$

Jako wartość współczynnika przejmowania ciepła przez promieniowanie na ogół przyjmuje się stałą Stefana-Boltzmana:



$$h_r = 5,67 \cdot 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right] \quad (7.52) [69]$$

Teoria promieniowania ciepłego opiera się na koncepcji „ciała doskonale czarnego”, tj. ciała, którego powierzchnia emituje lub pochłania równie dobrze promieniowanie o wszystkich długościach fal i nie odbija żadnego padającego na ją promieniowania. Rzeczywiste cząstki stałe nie są „doskonale czarne”. Pochłaniają i emitują promieniowanie wyłącznie w pewnych pasmach długości fal, charakterystycznych dla każdego gatunku cząstek stałych. Te odstępstwa od zachowania ciała „doskonale czarnego”, są na ogół uwzględniane przez zastosowanie dodatkowego współczynnika emisyjności.[62] Ogólnie wiadomo, że zastosowanie DME w silnikach ZS w dowolnych trybach pracy znacząco obniża emisję cząstek stałych. Wykorzystanie stałej wartości współczynnika przenikania radiacyjnego w modelu numerycznym (opisującym współspalanie DME i ON), prowadzi do niewłaściwych wyników podmodelu wymiany ciepła (h_c niedoszacowany, a h_r przeszacowany lub na odwrót). Istnieje kilka metod na wyznaczenie strumienia ciepła w wyniku promieniowania np. za pomocą fotodetektora i monochromatora podczerwieni, termopary osłoniętej szafirowym okienkiem, termicznego detektora piroelektrycznego [62]. Ze względu, na brak takich badań przeprowadzonych przez autora, w niniejszej pracy założono, że współczynnik przenikania ciepła w wyniku promieniowania $h_r = 0$. Natomiast, wpływ promieniowania został uwzględniony we współczynniku kalibracyjnym C_{enth} . Wzory Obliczenia wymiany ciepła przyjmują postać:

– dla strefy spalonych gazów:

$$\frac{dQ_{w.b}}{dt} = h_c \cdot A_b \cdot (T_b - T_w) \left[\frac{J}{s} \right] \quad (7.53)$$

– dla strefy świeżych gazów:

$$\frac{dQ_{w.u}}{dt} = h_c \cdot A_u \cdot (T_u - T_w) \left[\frac{J}{s} \right] \quad (7.54)$$

Do wyznaczenia najbardziej wiarygodnego współczynnika przejmowania ciepła w wyniku konwekcji dla potrzeb modelowania, w niniejszej pracy zostały ocenione cztery korelacje.

7.4.1. Podstawowa korelacja Woschniego

Jest bardzo rozpowszechnioną zależnością stosowaną zarówno w silnikach ZI, jak i ZS. Korelacja zaproponowana przez Woschniego zapewnia najbardziej szczegółowe podejście przy oszacowaniu konwekcyjnego przenoszenia ciepła i uwzględnia wzrost prędkości gazu w cylindrze podczas spalania.[59] Podstawowy wzór korelacji Woschniego może być przedstawiony jako:

$$h_c = 0,0128 \cdot B^{-0,2} \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,53} \cdot v_c^{0,8} \cdot C_{enth} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (7.55) [67, 70]$$

gdzie: v_c – charakterystyczna prędkość gazu w cylindrze, C_{enth} – współczynnik kalibracyjny

Charakterystyczna prędkość gazu jest określana z poniższej zależności:

$$v_c = C_1 \cdot v_m + C_2 \cdot \frac{V_s T_r}{p_r V_r} \cdot (p - p_{sp}) \left[\frac{m}{s} \right] \quad (7.56) [63, 67, 70]$$

gdzie p_{sp} – ciśnienie sprężania, v_m – średnia prędkość tłoka, V_s – pojemność cylindra, T_r , p_r , V_r – referencyjna temperatura, ciśnienie i objętość komory spalania. Jako wartości referencyjne na ogół rozważa się wartości T , p , V na początku spalania lub w momencie zamknięcia zaworu dolotowego (IVC) [60, 70].

Wartości współczynników C_1 i C_2 zależą od fazy pracy silnika i są zaprezentowane w Tabeli 7.2.

Tabela 7.2. Współczynniki C_1 i C_2 Woschniego [63, 67, 69, 70]

Faza	C_1 [-]	C_2 [m/(s*K)]
Faza dolotu	6,18	0
Faza sprężania	2,28	0
Faza pracy (spalanie/rozprężanie)	2,28	$3,14 \cdot 10^{-3}$
Faza wylotu	6,18	0

Ciśnienie sprężania (p_{sp}) w cylindrze jest modelowane jako proces politropowy:

$$p_{sp} = p_r \cdot \left(\frac{V_r}{V}\right)^{n_p} [Pa] \quad (7.57) [60, 70]$$

gdzie: n_p –wykładnik politropowy

7.4.2. Korelacja Woschniego z kompensacją obciążenia

Jest to zmodyfikowana korelacja Woschniego (równie 7.55 i 7.56), zawierająca dodatkowy człon uwzględniający kompensację obciążenia. Zmodyfikowana korelacja zawiera inną wartość prędkości charakterystycznej (v_c):

$$v_c = C_1 \cdot v_m \cdot \left(1 + 2 \cdot \left(\frac{v_s}{v(\phi)}\right)^2 \cdot p_i^{-0.2}\right) \left[\frac{m}{s}\right] \quad (7.58) [67]$$

7.4.3. Korelacja Hohenberga

Według Hohenberga, równanie Woschniego obniża wartości współczynnika przenikania ciepła podczas sprężania i podwyższa go podczas spalania [69, 70]. W oparciu o prace Woschniego, Hohenberg zaproponował poniższe równanie:

$$h_c = 0,013 \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,4} \cdot V^{-0,06} \cdot (v_m + 1,4)^{0,8} \cdot C_{enth} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right] \quad (7.59) [67]$$

Podczas przeprowadzenia badań eksperymentalnych Hohenberg zauważył, że zmienność wymiany ciepła w silnikach tłokowych (niezależnie od ich typu, ale pod warunkiem, że mają ten sam układ zasilania) wynosi około $\pm 10\%$, podczas gdy w warunkach pracy bez spalania i bez obciążenia zmienność wzrasta do $\pm 20\%$. [70]

7.4.4. Korelacja Annanda

W przeciwieństwie do Woschniego i Hohenberga, którzy opracowali zależności dla silników o zapłonie samoczynnym, a następnie dostosowali do silników ZI, korelacja Annanda została opracowana na podstawie badań silnika ZI. [69, 70]

$$h_c = \left[C_{enth} \cdot \left(\frac{\rho \cdot v_m \cdot B}{\mu}\right)^{0,7} \right] \cdot \frac{k}{B} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right] \quad (7.60) [67]$$

gdzie: μ – lepkość dynamiczna gazu, k – przewodność cieplna elementów konstrukcyjnych silnika

7.5. Podmodel przewodności cieplnej (kondukcyjność)

Z równania 7.46 widać, że ilość ciepła przenieszonego z zamkniętej przestrzeni cylindra przez elementy konstrukcyjne silnika, ściśle zależy od chwilowej temperatury tych elementów.

Natomiast, ich chwilowa temperatura jest uzależniona od strumienia ciepła przepływającego przez te elementy, ich właściwości materiałowych oraz temperatury chłodziwa. Czynniki te wpływają zarówno na średnią temperaturę, jak i gradient temperaturowy tych elementów podczas cyklu pracy silnika. Ponieważ pomiar tych wielkości nie jest trywialny, zatem zastosowano, bardziej szczegółowy opis wymiany ciepła w silniku uwzględniający wszystkie części składowe tego procesu. Są to konwekcja i promieniowanie (podrozdział 7.4) ciepła powstałego w wyniku spalania do ścian oraz przewodność cieplna opisująca cykliczne zmiany temperatury w elementach konstrukcyjnych silnika znajdujących się w bezpośrednim kontakcie z ładunkiem.

Podmodel przewodzenia ciepła umożliwia przewidywanie temperatury powierzchni w zamkniętej przestrzeni cylindra uwzględniającej głowicę cylindrową, tuleję cylindrową, powierzchnię tłokową i obszary grzybków zaworów (zakłada się, że każdy element jest jednorodny – wykonany z tego samego rodzaju materiału.) oraz wymianę ciepła między silnikiem a chłodziwem. Ponadto zastosowanie tego podmodelu pozwala na obliczenie temperatur pozostałych części składowych silnika w tym: kolektora ssącego i wydechowego, kanałów, rur oraz innych elementów konstrukcyjnych. Przy użyciu tego podmodelu wszelkie wprowadzone wartości temperatur dla wybranych elementów są interpretowane tylko jako początkowe wartości. Wartości początkowe temperatur (Tabela 7.3) są domyślne, zaproponowane przez firmę Ricardo. Przewodność cieplną przedstawiono w Tabeli 7.4. Warto nadmienić, że nieznane wartości dla podmodelu przewodzenia w cylindrze, uzyskano z bazy danych silników Ricardo (1.9L TDI VGT).

Tabela 7.3. Temperatura początkowa elementów konstrukcyjnych silnika [67]

Opis	Wartość [K]
Temperatura kolektorów ssącego i wydechowego	330
Kanał ssący	400
Kanał wydechowy	550
Tuleja cylindrowa	500
Głowica cylindrowa	550
Powierzchnia tłokowa	525
Zawór ssący	400
Zawór wydechowy	450

Równanie przewodności cieplnej ma ogólną postać:

$$\sum_n \frac{T'_{m,n} - T_{m,p}}{R_{m,n}} = \frac{\rho \cdot V_m \cdot c_p}{\Delta \tau} \cdot (T'_{m,p} - T_{m,p}) \quad (7.61) [67]$$

gdzie: ρ – gęstość obliczanego elementu, T_m – temperatura obliczanego elementu w poprzednim kroku obliczeniowym, T'_m – temperatura obliczanego elementu w bieżącym kroku obliczeniowym, V_m – objętość obliczanego elementu, indeks dolny m odnosi się do litej ściany, natomiast indeksy dolne p i n oznaczają odpowiednio wewnątrz i sąsiednie węzły.

Tabela 7.4. Przewodność cieplna elementów konstrukcyjnych silnika [67]

Materiał	Wydajność cieplna [J/m ³ /K]	Przewodność [W/m/K]
Aluminium	2,43E+06	237
Żeliwo szare	3,63E+06	58
Stal niestopowa i niskostopowa	3,87E+06	53
Stal nierdzewna	4,03E+06	14

Odporność termiczną, można przedstawić w następujący sposób:

$$R_{m.n} = \begin{cases} \frac{\Delta x_{m.n}}{k \cdot A_{m.n}} & \text{– dla kondukcji} \\ \frac{1}{h \cdot A_{m.n}} & \text{– dla konwekcji} \\ \frac{1}{c_{m.n} \cdot A_{m.n}} & \text{– dla kontaktowej przewodności termicznej} \end{cases} \quad (7.62) [67]$$

gdzie: Δx – odległość między sąsiednimi węzłami, k – przewodność cieplna (conductivity), A – poprzeczne pole przekroju obliczanego elementu, c – przewodnictwo cieplne (conductance)

7.6. Podmodel spalania

Przebieg procesu spalania w cylindrze silnika tłokowego jest opisywany na podstawie chwilowych przyrostów wyzwolonego ciepła wskutek spalania ładunku (Q_x). Te przyrosty oblicza się wzorem:

$$\frac{dQ_x}{d\phi} = Q_t \cdot \frac{dx_b}{d\phi} \left[\frac{J}{^\circ\text{OWK}} \right] \quad (7.64) [71]$$

gdzie Q_t – całkowite ciepło wydzielane podczas spalania na jednostkę masy paliwa, x_b – względna prędkość spalania paliwa

Całkowitą energię cieplną wydzielaną podczas spalania, można obliczyć ze wzoru:

$$Q_t = m_{\text{Fuel}} \cdot LHV_F \cdot \eta_{\text{comb.F}} [J] \quad (7.65) [71]$$

gdzie LHV_F – wartość opałowa paliwa, $\eta_{\text{comb.F}}$ – efektywność spalania paliwa

W przypadku spalania dwóch paliw równanie 7.65 można przedstawić następująco:

$$Q_t = \eta_{\text{comb.F}} \cdot (m_D \cdot LHV_D + m_G \cdot LHV_G) [J] \quad (7.66)$$

W termodynamicznym modelowaniu procesów spalania, względna prędkość spalania paliwa x_b jest opisywana za pomocą półempirycznego wzoru Wiebego (znanego również jako funkcja Wiebego). Został on opracowany w oparciu o teorię przebiegu reakcji łańcuchowej i znalazł zastosowanie zarówno w silnikach o zapłonie iskrowym, jak i w silnikach o zapłonie samoczynnym [72]. Funkcja Wiebego służy do określenia masy spalanej czynnika roboczego w funkcji kąta obrotu wału korbowego i w zapisie algebraicznym ma postać:

$$x_b = 1 - \exp\left(-a \cdot \left(\frac{\phi - \phi_0}{\Delta\phi}\right)^{b+1}\right) [-] \quad (7.67) [62, 65, 67]$$

gdzie: a – parametr charakteryzujący jakość spalania, b – parametr charakteryzujący dynamikę przebiegu wywiązywania ciepła, ϕ i ϕ_0 – kąt obrotu wału korbowego i kąt obrotu wału korbowego odpowiadający początkowi spalania, $\Delta\phi$ – kąt obrotu wału korbowego odpowiadający trwaniu spalania

W różniczkowej formie funkcja Wiebego przyjmuje postać:

$$\frac{dx_b}{d\phi} = a \cdot \frac{b+1}{\Delta\phi} \cdot \left(\frac{\phi - \phi_0}{\Delta\phi}\right)^b \cdot (1 - x_b) [-] \quad (7.68) [65]$$

gdzie: $(1 - x_b)$ – opisuje niespaloną masę ładunku

W rzeczywistym procesie spalania trudno jest ustalić z całą pewnością chwilę, w której całe paliwo zostało spalane (wynika to chociażby z efektu dopalenia ładunku, który w niewielkim

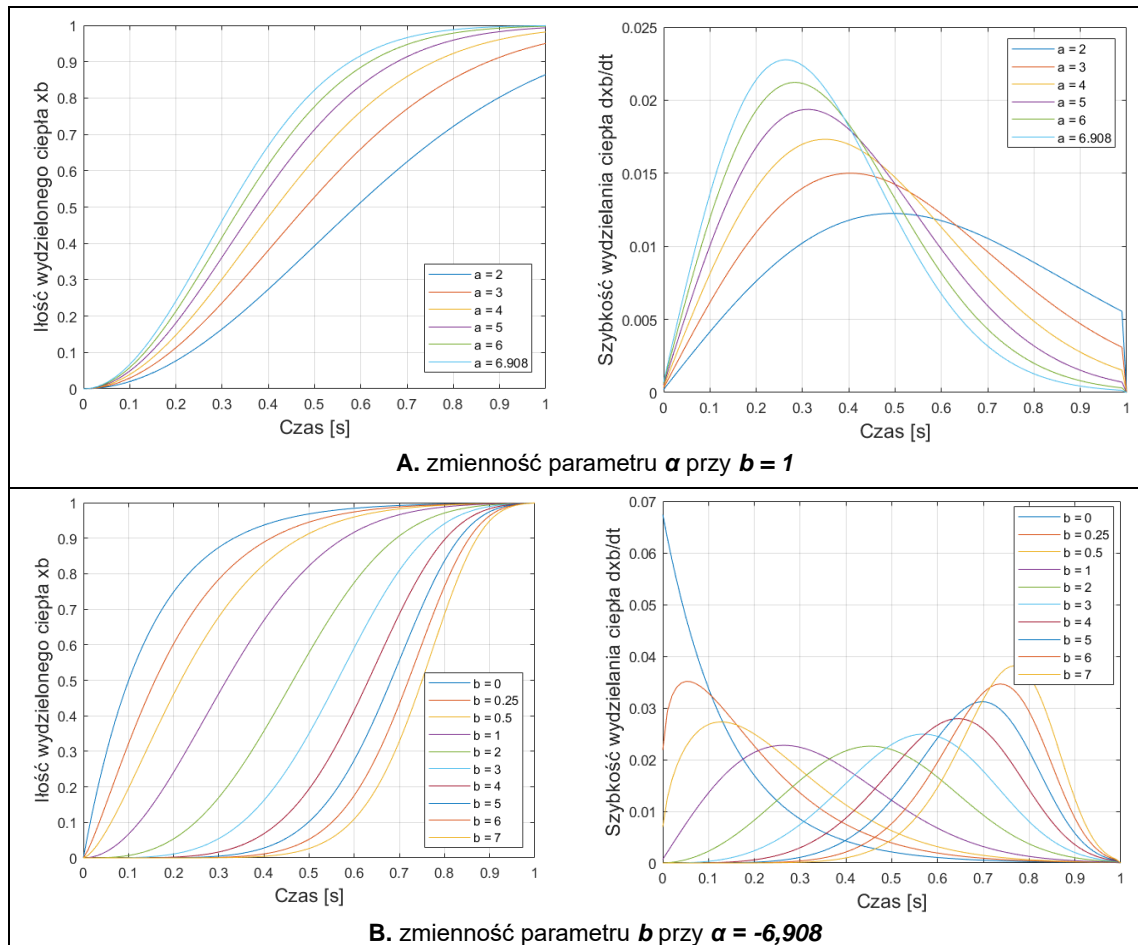
stopniu zawsze występuje). Umownie przyjmuje się zwykle, że spalanie zostało zakończone, gdy 99,9% paliwa zawartego w dawce zostało spalane.[72]

Zgodnie z powyższym założeniem wartość parametru α , wynosi:

$$\alpha = \ln(1 - x^*) = -6,908 \quad [-] \quad (7.69) \quad [16]$$

gdzie: $x^* = 0.999$ – procent spalonego paliwa pod koniec spalania

Zmieniając wartości parametrów α i b można kształtować przebieg funkcji x_b i dx_b/dt (rys. 7.3) z tym, że jej charakter pozostaje bez zmian.



Rys. 7.3. Wpływ parametrów kalibracyjnych funkcji Wiebego na przebieg funkcji x_b i dx_b/dt

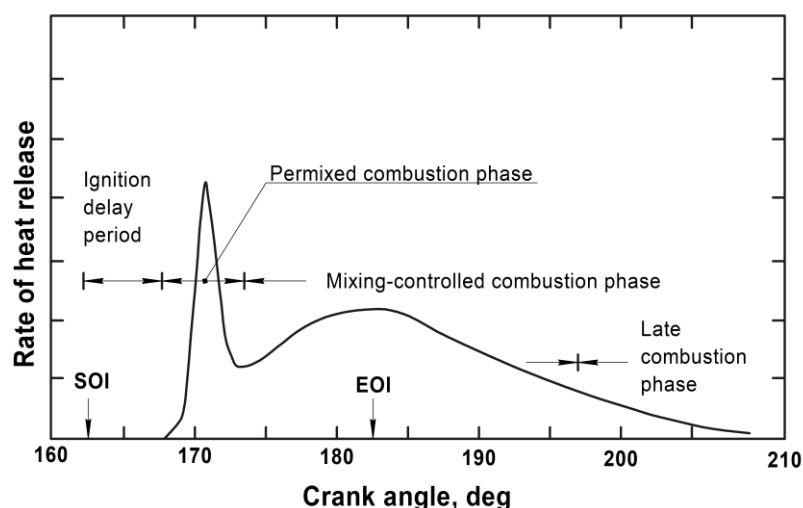
Spalanie w silnikach ZS rozpoczyna się od momentu, w którym ładunek w cylindrze silnika ulega samozapłonowi. Zachodzące w cylindrze procesy dzieli się w literaturze na następujące fazy (rys. 7.4):

A. Zwłoka zapłonu – w silnikach ZS jest zdefiniowana jako czas między początkiem wtrysku paliwa (SOI) a początkiem spalania (SOC).

B. Spalanie pierwszego stopnia (faza wstępnie zmieszanego spalania ładunku) – jest spowodowane spalaniem pilotażowej dawki oleju napędowego i części wstępnie zmieszanego paliwa gazowego podawanego z powietrzem dolotowym [62].

C. Spalanie drugiego stopnia (faza spalania dyfuzyjnego) – wynika to ze spalania zasadniczej masy ładunku. Prędkość spalania jest kontrolowana poprzez szybkość ubytku ładunku dostępnego do spalania [62].

D. Spalanie trzeciego stopnia (faza późnego spalania) – wynika to z turbulentnego rozprzestrzeniania się płomienia w pozostałej (niespalonej) części ładunku (efekt dopalania). Kolejną przyczyną może być to, że część energii cieplnej jest obecna w sadzy i produktach spalania bogatych w paliwo i nadal może być uwalniana [62].



Rys. 7.4. Różne fazy wydzielania ciepła podczas spalania ładunku w silniku ZS [62]
gdzie: SOI – początek wtrysku paliwa, EOI – koniec wtrysku paliwa

Ze względu na ograniczony zakres kształtów przebiegu spalania dostępnych dla jednej funkcji Wiebego (patrz rys. 7.3). Modelowanie na tyle złożonego procesu spalania za pomocą pojedynczej funkcji Wiebego nie pozwala dokładnie odwzorować wszystkich faz spalania. Prostota obliczenia i kształtowania przebiegu spalania za pomocą funkcji Wiebego dzięki możliwości zmiany kilku parametrów w jednym równaniu, pozwala na uzyskanie dla każdego etapu spalania wyników modelowania bardzo zbliżonych do danych eksperymentalnych. Do opisu procesu spalania w zależności od potrzeb modelowania używa się podwójnej (do reprezentacji spalania wstępnego i dyfuzyjnego) lub potrójnej (do reprezentacji trzech faz spalania) funkcji Wiebego [71, 74, 75]. Na ogół w silnikach dwupaliwowych ze względu na powstanie wyraźnych trzech faz spalania w celu bardziej dokładnego odwzorowania przebiegu procesu spalania stosuje się potrójną funkcję Wiebego [71, 74, 75].

Powszechnie wiadomo, że przebieg procesu spalania różni się w zależności od warunków pracy, rodzaju stosowanego paliwa, trybu spalania itp. W związku z tym proste założenie, że dowolny proces spalania dla silników dwupaliwowych może być dokładnie opisany za pomocą potrójnej funkcji Wiebego, nie zawsze pozwala na uzyskanie wyników symulacji o żądanym poziomie dokładności, podczas gdy podwójna funkcja Wiebego może bardziej dokładnie odwzorować przebieg modelowanego procesu spalania. W celu dokładnego odwzorowania tego procesu ilość stosowanych funkcji Wiebego dobiera się w zależności od ocenianego profilu spalania.

Niezależnie od ilości funkcji Wiebego równanie 7.67 można przedstawić następująco:

$$x_b = 1 - \sum_{i=1}^n \beta_i \cdot \exp\left(-\alpha_i \cdot \left(\frac{\phi - \phi_{0,i}}{\Delta\phi_i}\right)^{b_i+1}\right), n = 1,2,3,4 \quad (7.70) [71]$$

gdzie: n – liczba funkcji Wiebego, ϕ , $\phi_{0,i}$ – chwilowy kąt obrotu wału korbowego i kąt obrotu wału korbowego odpowiadający początkowi spalania etapu i , $\Delta\phi_i$ – kąt obrotu wału korbowego odpowiadający trwaniu spalania etapu i , α_i – współczynnik określający wydajność spalania etapu i , b_i – półempiryczny współczynnik kształtu funkcji Wiebego etapu i , β – jest proporcją każdego etapu spalania, przy czym w odniesieniu do całego spalania $\sum_{i=1}^n \beta_i = 1$

Równanie 7.70 w postaci różniczkowej przedstawia się następująco:

$$\frac{dx_b}{d\phi} = \sum_{i=1}^n \left\{ \alpha_i \cdot \frac{b_i+1}{\Delta\phi_i} \cdot \left(\frac{\phi - \phi_{0,i}}{\Delta\phi_i}\right)^{b_i} \cdot 1 - \exp\left(-\alpha_i \cdot \left(\frac{\phi - \phi_{0,i}}{\Delta\phi_i}\right)^{b_i+1}\right) \right\} \cdot \beta_i [-] \quad (7.71)$$

Każda funkcja Wiebego przewiduje określenie czasu rozpoczęcia i zakończenia procesu spalania, które określa czas trwania spalania. Ponadto każda funkcja może mieć różne wartości współczynników kalibracyjnych α i b . Na przykład, potrójna funkcja Wiebego zawiera 15 współczynników które muszą być odpowiednio dopasowane do danych eksperymentalnych.

W celu zmniejszenia liczby nieznanych współczynników wprowadza się pewne założenia upraszczające, które są pewnym kompromisem pomiędzy dokładnością a nakładem pracy. Autorzy pracy [76], przyjęli do określenia potrójnej funkcji Wiebego poniższe założenia:

- A. Początek spalania odpowiada początkowi spalania pierwszego etapu $\phi_{0,1} = SOC$.
- B. Bilans spalania $\beta_1 + \beta_2 + \beta_3 = 1$, w związku z tym, $\beta_3 = 1 - (\beta_1 + \beta_2)$.
- C. Dla każdej fazy zakłada się całkowite spalanie, $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = 6,9$.

Te założenia pozwalają zredukować liczbę współczynników kalibracyjnych z 15 do 10.

Jednak założenie o całkowitym spalaniu ładunku w każdej fazie może prowadzić do błędów obliczeniowych i mniejszej zgodności modelu numerycznego z badaniami eksperymentalnymi. Autorzy pracy [71], w celu dopasowania modelu do danych eksperymentalnych poszukiwali wartości współczynnika α w zakresie od 2,3 do 6,9 odpowiadające 90% i 99% spalonego ładunku.

Warto pamiętać, iż przy wprowadzeniu założeń „upraszczających” konieczne jest zachowanie optymalnego balansu pomiędzy obciążeniem obliczeniowym, a dokładnością modelu matematycznego. Podsumowując, obliczenia szybkości wydzielania ciepła poprzez poprawne dopasowanie i określenie wymaganej ilości funkcji Wiebego do danych eksperymentalnych jest najważniejszym krokiem przy modelowaniu spalania.

7.7. Podmodel zwłoki zapłonu

Zwłoka zapłonu jest jednym z najważniejszych parametrów bezpośrednio wpływających na parametry pracy i emisyjność silnika. Poprawne wyznaczenie tego parametru zależy od doboru właściwej metody do określania SOI i SOC. Ogólnie wszystkie metody służące

rozwiązaniu tego zagadnienia można podzielić na dwie grupy: metody polegające na eksperymentalnym wyznaczeniu zwłoki zapłonu oraz półempiryczne korelacje (w tym: korelacja Arrheniusa [77], Assanisa [77], Hardenberga i Hasea [78], Prakasha [78] inne) stosowane do przewidywania zwłoki zapłonu.

W niniejszej pracy zwłoka zapłonu została wyznaczona drogą eksperymentalną. W tym celu przeprowadzono wstępną analizę niektórych najczęściej stosowanych metod do określania początku wtrysku i początku spalania na podstawie danych eksperymentalnych, z dalszym wyborem jednej metody najbardziej odpowiadającej wymogom niniejszej pracy.

7.7.1. Eksperymentalne metody określenia zwłoki zapłonu

Metody eksperymentalne opierają się na wykonaniu pomiarów charakterystycznych parametrów, wymaganych do określenia zwłoki zapłonu. Typowym podejściem w przypadku silników ZS w celu wyznaczenia zwłoki zapłonu jest określenie rzeczywistego początku wtrysku paliwa pilotażowego oraz początku spalania. W praktyce inżynierskiej są dwie najczęściej stosowane metody pozwalające wyznaczyć moment początku wtrysku paliwa:

A. Pierwsza metoda polega na określeniu ruchu iglicy wtryskiwacza:

a. poprzez bezpośredni pomiar ruchu igły wtryskiwacza;

b. na podstawie przebiegu prądu zasilania wtryskiwaczy i uwzględnieniu opóźnienia czasowego od momentu zasilania wtryskiwaczy do momentu uniesienia igły.

Innym sposobem jest odczytanie wartości początku wtrysku z JSK, jednak taka metoda może być mało dokładna i wymaga dalszej weryfikacji.

B. Druga metoda jest stosowana do wyznaczenia SOI i SOC na podstawie analizy przebiegu ciśnienia różnymi sposobami, które zostały omówione w kolejnych podrozdziałach.

7.7.2. Określenie zwłoki zapłonu na podstawie zarejestrowanego przebiegu ciśnienia w cylindrze

Zapłon ładunku charakteryzuje się momentem pierwszego wzrostu mierzonego ciśnienia spowodowanego spalaniem ładunku. To zjawisko będziemy nazywać momentem 'widocznego spalania'. Ta metoda polega na porównaniu przebiegów ciśnienia sprężania i ciśnienia spalania między sobą (rys. 7.5).[73]

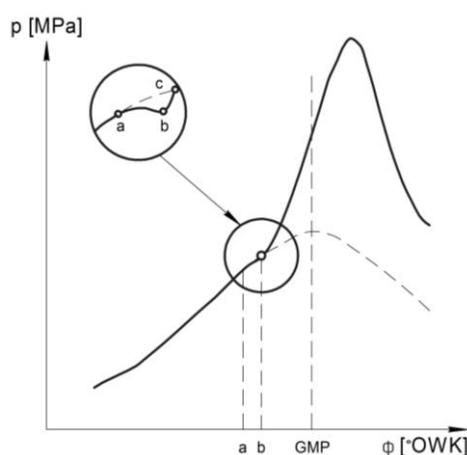
Podczas pilotażowego wtrysku paliwa zaczyna się proces odparowania tego paliwa w wyniku czego pochłaniane jest ciepło i obniża się temperatura w cylindrze silnika, co prowadzi do spadku ciśnienia. Jako początek wtrysku można przyjąć moment odpowiadający punktowi, w którym ciśnienie spalania jest mniejsze od ciśnienia sprężania (rys. 7.5 – punkt a). Ciśnienie spalania będzie obniżać się do momentu początku zapłonu i jako moment początku zapłonu można przyjąć ostatni punkt, przy którym ciśnienie spalania dąży do zera (rys. 7.5 – punkt b). Warto nadmienić, że zapłon lekkich frakcji ON odbywa się szybko, a sam proces spalania przebiega wolniej. W związku z czym jako początek spalania przyjmuje się pierwszy

zarejestrowany moment, w którym ciśnienie spalania przekracza ciśnienie sprężania (rys. 7.5 – punkt c).[73] Dana metoda jest prosta i nie ma na nią dużego wpływu szum sygnału ani liczba wtrysków [77]. Jednak posiada ona szereg wad:

A. Do przeprowadzenia analizy jest wymagany wykres ciśnienia sprężania. W zależności od stanowiska pomiarowego i sposobu przeprowadzenia pomiarów nie zawsze jest możliwe uzyskanie tego wykresu drogą eksperymentalną.

B. Obniżenie temperatury podczas spalania zależy od utajonego ciepła parowania pilotażowego paliwa. W zależności od stosowanego paliwa spadek może być słabo zauważalny.

C. W zależności od danych wejściowych, dana metoda może być mało dokładna.



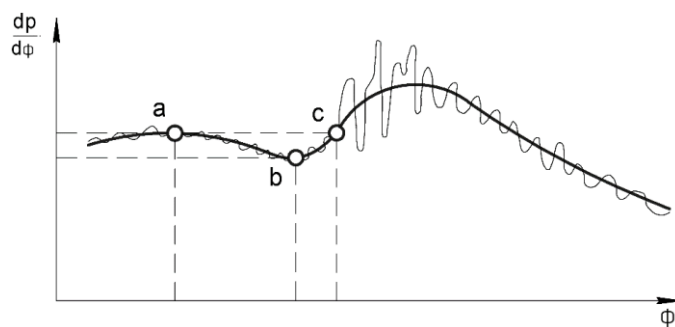
Rys. 7.5. Określenia zwłoki zapłonu na podstawie przebiegu ciśnienia w cylindrze [73] gdzie: a – początek wtrysku, b – początek zapłonu, c – początek spalania

7.7.3. Określenie zwłoki zapłonu na podstawie szybkości wzrostu ciśnienia (pochodna ciśnienia)

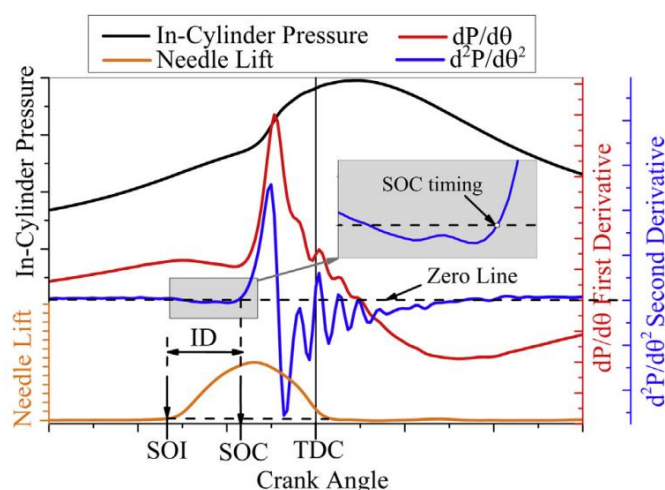
Gdy na metodę 7.7.2 nie ma dużego wpływu szum sygnału, na pochodną ciśnienia szum sygnału ma bardziej istotny wpływ (rys. 7.6). Im większa pochodna tym bardziej istotny jest wpływ tego szumu. Pomyślnie zastosowanie tych metod, w zależności od jakości sygnału wejściowego, prawdopodobnie będzie wymagało nadmiernej filtracji i odszumiania eksperymentalnych danych do tego stopnia, że sygnał zostanie zniekształcony, a jego charakterystyczne cechy ulegną całkowitemu zatarciu, przez co wiarygodność uzyskanych wyników może być dość wątpliwa.

W zależności od wybranej pochodnej ciśnienia jako początek spalania przyjmuje się punkt w którym:

- wartość pierwszej pochodnej ciśnienia przyjmuje tę samą maksymalną wartość ciśnienia która była przed początkiem wtrysku ON (rys. 7.6 – punkt c);
- wartość drugiej pochodnej ciśnienia równa się zero (rys. 7.7).



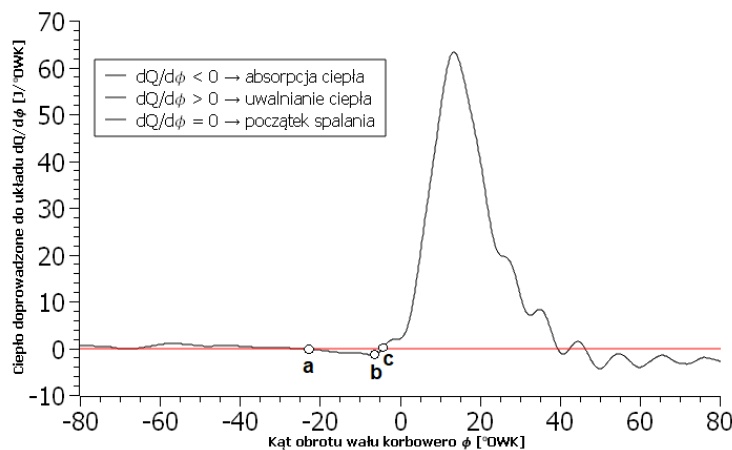
Rys. 7.6. Przykładowy schemat określenia zwłoki zapłonu na podstawie pierwszej pochodnej ciśnienia [73] gdzie: a – początek wtrysku, b – początek zapłonu, c – początek spalania



Rys. 7.7. Przykładowy schemat określenia zwłoki zapłonu na podstawie drugiej pochodnej ciśnienia [79]

7.7.4. Określenie zwłoki zapłonu na podstawie analizy uwalniania ciepła

Początek spalania można również określić, z wykresu uwalniania ciepła na podstawie zmiany wartości wyzwania ciepła uzyskanej z pierwszej zasady termodynamiki. Kiedy wtryskuje się paliwo, zaczyna się proces odparowania paliwa. W wyniku czego pochłania się ciepło $dQ < 0$ (rys. 7.8 – punkt a). Podczas zapłonu ładunku zaczyna się proces wydzielania ciepła $dQ > 0$ (rys. 7.8 – punkt b) a moment odpowiadający $dQ = 0$ (rys. 7.8 – punkt c) przyjmuje się za początek spalania.



Rys. 7.8. Przykładowy schemat określenia zwłoki zapłonu na podstawie wykresu uwalniania ciepła gdzie: a – początek wtrysku, b – początek zapłonu, c – początek spalania

Określenie zwłoki zapłonu poprzez analizę przebiegu ciśnienia w cylindrze (lub jego pochodnych) jest intuicyjnie proste. Jednak ta metoda jest dość skomplikowana do zrealizowania za pomocą programu komputerowego, ponieważ krzywa ciśnienia (lub jego pochodnych) jest zbyt złożona. Ponadto, ze względu na dodatkowe filtrowanie sygnału może się zdarzyć, że te metody zawyżają lub zaniżają odczytane wartości. Tak więc uzyskane wyniki będą wymagały odpowiedniej korekty, poprzez porównanie z wynikami uzyskanymi z analizy wykresu uwalniania ciepła.

Metoda wyznaczenia zwłoki zapłonu na podstawie analizy uwalniania ciepła w porównaniu do innych metod jest łatwa do zrealizowania za pomocą programu komputerowego. Dlatego ta metoda została wybrana w niniejszej pracy. Z powodu spalania PCCI (omówiono w rozdziale 9) nie da się określić początku wtrysku z wykresu uwalniania ciepła z wystarczającą dokładnością. Wartości początku wtrysku zostały odczytane z JSK.

7.8. Podmodel wymiany gazowej

Połączenie faz dolotu i wylotu nazywa się wymianą gazową. Celem wymiany gazowej jest opróżnienie komory spalania ze spalin i napełnienie jej mieszanką świeżego powietrza i paliwa. Masowe natężenie przepływu przez zawór grzybkowy jest zwykle opisywane równaniem przepływu ściśliwego. Jest to wskazane, ponieważ prędkość gazu jest wysoka.[62] Przepływ jest uzależniony od rzeczywistych efektów przepływu gazu przez wyznaczone eksperymentalnie współczynniki przepływu C_d przy różnych skokach zaworów. Podczas wymiany gazowej masowe natężenie przepływu gazu, jest obliczane za pomocą:

$$\dot{m}_{real} = C_d \cdot A_{geom} \cdot V_{is} \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (7.72) [62, 67]$$

Gdzie, prędkość izentropowa V_{is} oblicza się, w następujący sposób:

$$V_{is} = \frac{p_0}{(R \cdot T_0)^{1/2}} \cdot \left(\frac{p_t}{p_0} \right)^{1/\gamma} \cdot \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_t}{p_0} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \right\}^{1/2} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (7.73) [62, 67]$$

Gdy przepływ jest dławiony równanie 7.73 przyjmuje postać:

$$V_{is} = \frac{p_0}{(R \cdot T_0)^{1/2}} \cdot \gamma^{1/2} \cdot \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (7.74) [62, 67]$$

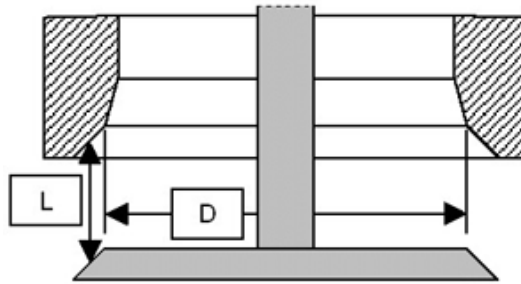
$$A_{geom} = \pi \cdot D \cdot L [m^2] \quad (7.75) [62, 67]$$

gdzie A_{geom} – powierzchnia referencyjna zaworu (rys. 7.9)

Przy obliczaniu natężenia przepływu przez zawór dolotowy p_0 – ciśnienie w kolektorze dolotowym, a p_t – ciśnienie w cylindrze. Natomiast dla zaworu wylotowego p_0 – ciśnienie w cylindrze, a p_t – ciśnienie w kolektorze wylotowym.[62]

Współczynnik przepływu C_d przedstawia stosunek rzeczywistego masowego natężenia przepływu masowego do teoretycznego. Po przekształceniu równania 7.72, można go przedstawić w następujący sposób:

$$C_d = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{ref}} = \frac{\dot{m}_{real}}{A_{geom} \cdot V_{is}} \quad (7.76) [80]$$



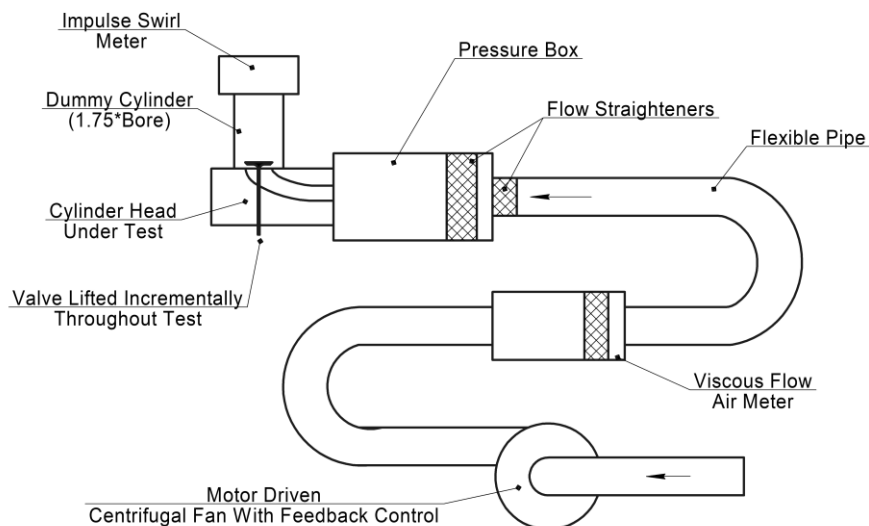
Rys. 7.9. Średnica referencyjna zaworu [67]
gdzie: L – skok zawora, D – średnica referencyjna zawora

Kolejnym parametrem używanym do określenia miary wydajności kanałów dolotowych i wylotowych, jest współczynnik przepływu C_f . Podobnie do współczynnika przepływu C_d współczynnik C_f definiuje się jako stosunek rzeczywistego natężenia przepływu masowego do teoretycznego. Różnica między dwoma współczynnikami kryje się w definicji powierzchni odniesienia, gdzie dla C_d , A_{geom} określa się ze wzoru 7.75, natomiast dla C_f .

$$A_{geom} = \pi \cdot \frac{D^2}{4} [m^2] \quad (7.77) [80]$$

Istnieją dwie podstawowe metody stosowane do analizy przepływu przez kanały dolotowy i wylotowy oraz wyznaczenia współczynników C_f i C_d dla różnych skoków zaworów:

A. Przeprowadzenie eksperymentalnych pomiarów polegających na określeniu masowego natężenia przepływu oraz innych wymaganych parametrów do wyznaczenia współczynników C_d i C_f dla stacjonarnych warunków przepływu na specjalnym stanowisku pomiarowym przy użyciu tej samej głowicy silnika i zaworów. Schematycznie - w postaci uproszczonej podobne stanowisko jest zaprezentowane na rys. 7.10.



Rys. 7.10. Uproszczony schemat stanowiska przepływowego [67]

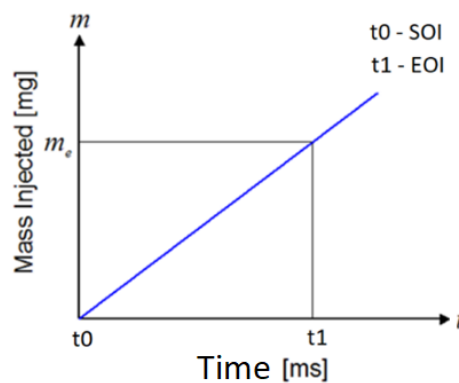
B. Druga metoda polega na CFD symulacji przepływu gazu przez zawory. W porównaniu do metody eksperymentalnej symulacja CFD pozwala na wizualizację przepływu w celu jego dalszej analizy. Większość symulacji jest wykonywana dla stanów ustalonych w celu odtworzenia

informacji, które zostałyby zebrane na stanowisku przepływu. Ponadto za pomocą CFD łatwe jest modelowanie stanów nieustalonych z dalszą ich analizą. Ocena stanów nieustalonych metodą badań rzeczywistych jest możliwa jedynie za pomocą bardzo kosztownych specjalistycznych urządzeń do dynamicznej wizualizacji przepływu lub laserowej anemometrii dopplerowskiej [67].

7.9. Profil dostarczania paliwa

Chwilowa wartość przepływu paliwa $\dot{m}_{F.inst}$ dla jednego cyklu jest obliczana na podstawie profilu tzw. „szerokości impulsu” (profil ma charakter liniowy patrz rys. 7.11). Liczy się ją w następujący sposób:

$$\dot{m}_{F.inst} = \frac{m_{Fuel.c}}{t} \left[\frac{mg}{ms} \right] \quad (7.78) [67]$$



Rys. 7.11. Profil wtrysku paliwapaliwa [67]
gdzie: t_0 – początek wtrysku paliwa (SOI) i t_1 – koniec wtrysku (EOI), $m_{Fuel.c}$ – masa paliwa na cykl

7.10. Obliczanie parametrów procesu roboczego

Do analizy procesu spalania silnika i dalszej kalibracji modelu numerycznego wykorzystano parametry spalania takie jak: p_i , p_e , p_m , η_m , η_c , η_e , g_e , Q (równanie 7.13), Q_{sk} , x_b i inne parametry omówione w rozdziale 9.

Średnie ciśnienie indykowane zostało obliczone podczas suwu sprężania i pracy, a zatem wyrażono jako:

$$p_i = \frac{\Delta W}{V_d} = \frac{\sum_{i=-180CA}^{i=180CA} \frac{(P_1+P_2)}{2} dV}{V_d} [Pa] \quad (7.79)$$

Średnie ciśnienie efektywne zostało określone poprzez następujący wzór:

$$p_e = \frac{4 \cdot \pi \cdot M_o}{V_d} [Pa] \quad (7.80)$$

Natomiast średnie ciśnienie strat mechanicznych zostało obliczono z poniższego wzoru:

$$p_m = p_i - p_e [Pa] \quad (7.81)$$

Każdy silnik tłokowy zużywa część energii mechanicznej powstałej w wyniku przemiany energii cieplnej podczas procesu spalania, na pokonanie oporów ruchu i napęd urządzeń pomocniczych, w tym wałka rozrządu, pompy oleju smarowego, pompy wody i innych. Straty te

są ogólnie nazywane stratami mechanicznymi. Sprawność mechaniczna η_m jest to stosunek ciśnienia efektywnego do ciśnienia indykowanego:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} [-] \quad (7.82)$$

Sprawność ogólna, określa wszystkie straty powstałe w silniku w ciągu jego pracy. Dlatego można ją przedstawić jako iloczyn sprawności cieplnej η_c i mechanicznej η_m .

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_c [-] \quad (7.83)$$

$$\eta_e = \frac{N_e}{G_e \cdot LHV_f} = \frac{1}{g_e \cdot LHV_f} = \frac{P_e \cdot V_d \cdot \frac{(2-n)}{z}}{G_e \cdot LHV_f} [-] \quad (7.84)$$

gdzie: N_e – moc użyteczna, G_e – sekundowe zużycie paliwa, g_e – jednostkowe zużycie paliwa, z – wskaźnik obiegu

Sekundowe zużycie paliwa (masowy strumień paliwa) jest to ilość paliwa zużywanego przez silnik w jednostce czasu:

$$G_e = \frac{m_f}{t} \left[\frac{g}{s} \right] \quad (7.85)$$

Na ogół masowe zużycie paliwa mierzy się metodą objętościową lub metodą masową.

Jednostkowe zużycie paliwa jest miarą wykorzystania doprowadzonego paliwa. Określa ono masę paliwa zużytego przez silnik na jednostkę mocy i czasu:

$$g_e = \frac{G_e}{N_e} \left[\frac{g}{kW \cdot h} \right] \quad (7.86)$$

Uwzględniając równania 7.82, 7.83 i 7.84, sprawność cieplna jest określana następująco:

$$\eta_c = \frac{P_i \cdot V_d \cdot \frac{(2-n)}{z}}{G_e \cdot LHV_f} [-] \quad (7.87)$$

Następnie zaczynając od chwilowych wartości wydzielania ciepła Q uzyskanych ze wzoru 7.13 można obliczyć wartość skumulowanej szybkości wydzielania ciepła, która jest wartością całkowitą szybkości wydzielania ciepła Q przy każdym kącie korby, korzystając z poniższego wzoru:

$$Q_{sk}(\phi) = \int_{IVC}^{EVO} \left(\frac{dQ}{d\phi} \right) d\phi [J] \quad (7.88)$$

Przy założeniu, że względna prędkość spalania paliwa x_b jest proporcjonalna do szybkości wydzielanego ciepła Q_{sk} , względna prędkość spalania paliwa może być określona za pomocą poniższego równania:

$$x_b = \frac{Q_{sk}(\phi)}{\max(Q_{sk}(\phi))} [-] \quad (7.89)$$

8. KALIBRACJA MODELU

Podstawowym narzędziem do numerycznej symulacji procesu spalania jest komercyjny program komputerowy Wave firmy Ricardo. Jest to kompleksowy pakiet programów stosowany do rozwiązywania problemów inżynierskich związanych z projektowaniem i optymalizacją silników spalinowych. Podstawowe możliwości Ricardo Wave to zerowymiarowa 0D termodynamiczna symulacja procesu spalania w silnikach tłokowych i jednowymiarowa 1D symulacja dynamiki gazów w kolektorach dolotowych i wydechowych. Mimo to, że Ricardo Wave zapewnia duże możliwości obliczeniowe dokładność wyników symulacji w dużym stopniu zależy od jakości danych wejściowych i wybranych założeń użytych podczas przygotowywania modelu numerycznego. Dlatego poprawne opracowanie modelu numerycznego jest bardzo istotną częścią niniejszej pracy. Przed budową modelu wymagany jest szeroki zakres danych wejściowych dotyczących symulowanego systemu. Opracowanie modelu numerycznego w Ricardo Wave odbywa się dwuetapowo:

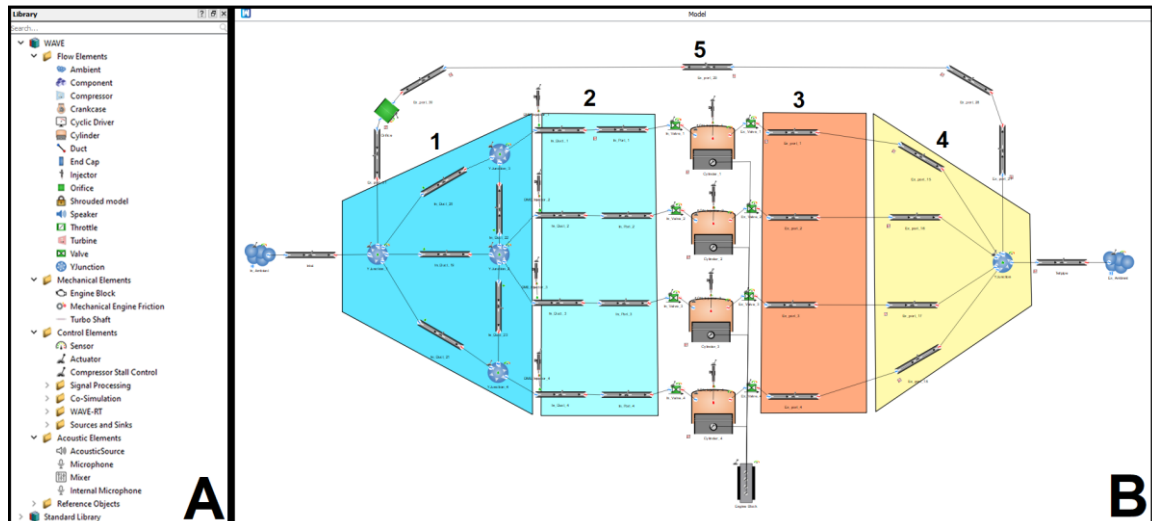
A. Pierwszy etap polega na zdefiniowaniu i umieszczeniu podstawowych bloków konstrukcyjnych reprezentujących wszystkie elementy obiektu badań (w tym: cylindry silnika, kanały, wtryskiwacze i inne elementy dostępne w bibliotece programu przedstawione na rys. 8.1 poz. A) z dalszym połączeniem ich między sobą, na głównym schemacie (płótnie roboczym) w taki sposób, aby gotowy model dokładnie odwzorował rzeczywisty obiekt (rys. 8.1 poz. B).

B. Po zdefiniowaniu wszystkich elementów modelu kolejnym krokiem jest wprowadzenie danych wejściowych (Tabela 8.1) dokładnie odwzorowujących rzeczywisty obiekt.

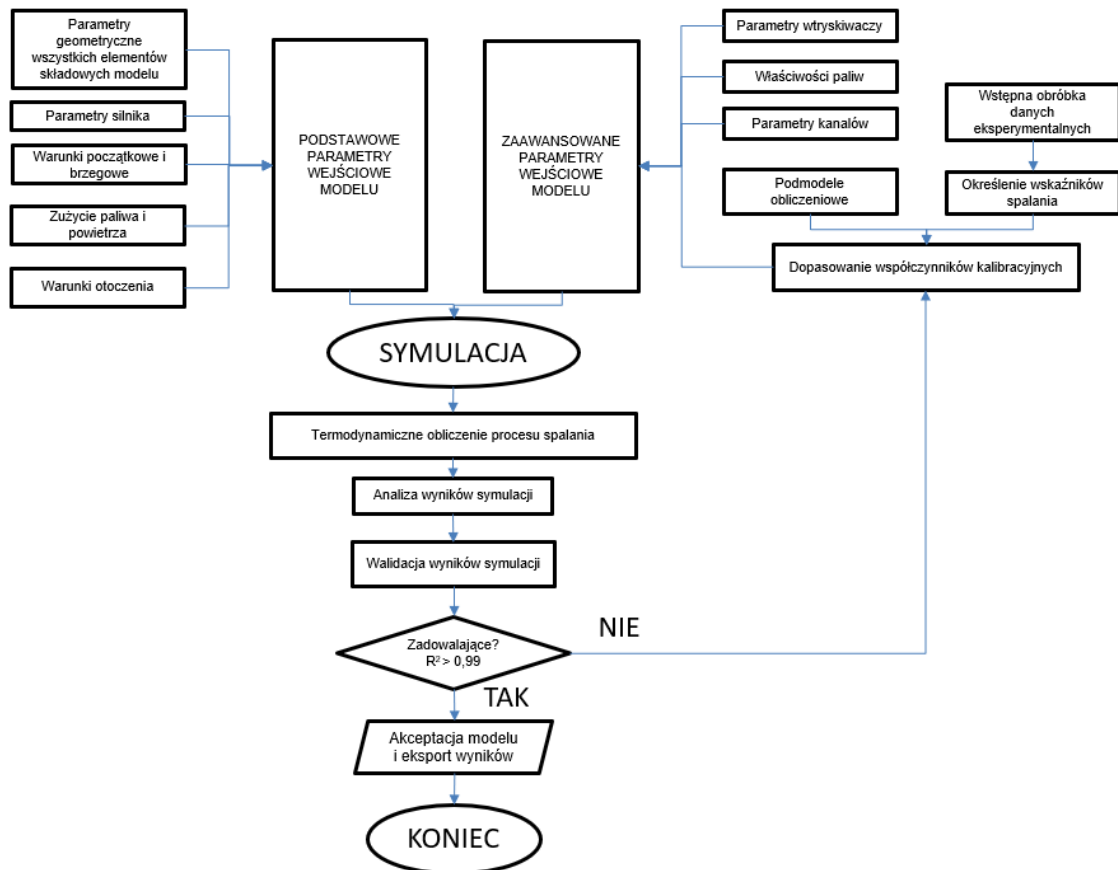
Tabela 8.1. Wymagane dane wejściowe modelu numerycznego

Parametr	Opis	Źródło
Parametry silnika	Parametry silnika obejmują wszystkie wymiary i właściwości związane z rzeczywistym obiektem badań, w tym: A. geometryczne parametry kolektorów dolotowych i wylotowych, B. średnica cylindra, skok tłoka, długość korbowodu, stopień sprężania, sekwencja zapłonu, C. parametry geometryczne kanałów i zaworów, fazy rozrządu, współczynniki przepływu przez zawory. D. średnice dysz wtryskiwaczy, czasy i profile wtrysku dla obu paliw	A. Podrozdział 8.1 B. Tabela 5.1 C. Podrozdział 8.2 D. Z pomiarów
Parametry pracy	Parametry pracy odnoszą się do stanu, w którym zostanie przeprowadzona symulacja, w tym: A. warunków początkowych i brzegowych – temperatury i ciśnienia gazów wlotowych i wylotowych, temperatury ścian kanałów kolektorów dolotowych i wylotowych, prędkości obrotowej silnika itp., B. parametrów atmosferycznych – ciśnienia i temperatury otoczenia, C. masowe zużycie paliwa i powietrza.	A. Z badań B. Z badań C. Z badań
Parametry paliwa	Właściwości fizykochemiczne stosowanych paliw.	Podrozdział 8.3
Podmodele obliczeniowe	Opisuje szereg podmodeli, które są potrzebne, aby zapewnić opis wszystkich istotnych parametrów i procesów zachodzących w silniku: A. objętości i geometrii cylindra silnika, B. spalania i wymiany ciepła.	A. Podrozdział 7.3 B. Podrozdział 8.4 i 8.5

Ogólny schemat przebiegu symulacji numerycznej został podsumowany w postaci blokowej na rys. 8.2. Wymagane dane wejściowe zostały podzielone na podstawowe (uzyskane w prosty sposób drogą eksperymentalną) i zaawansowane dane wejściowe (wymagające dodatkowych testów silnika i/lub dalszych kroków kalibracyjnych).



Rys. 8.1. Model silnika AJM 1.9 TDI w programie Ricardo Wave gdzie: A – biblioteka dostępnych elementów modelu, B – główne płótno programu, 1 – kolektor ssący, 2 – kanał ssący, 3 – kanał wydechowy, 4 – kolektor wydechowy, 5 – kanał EGR



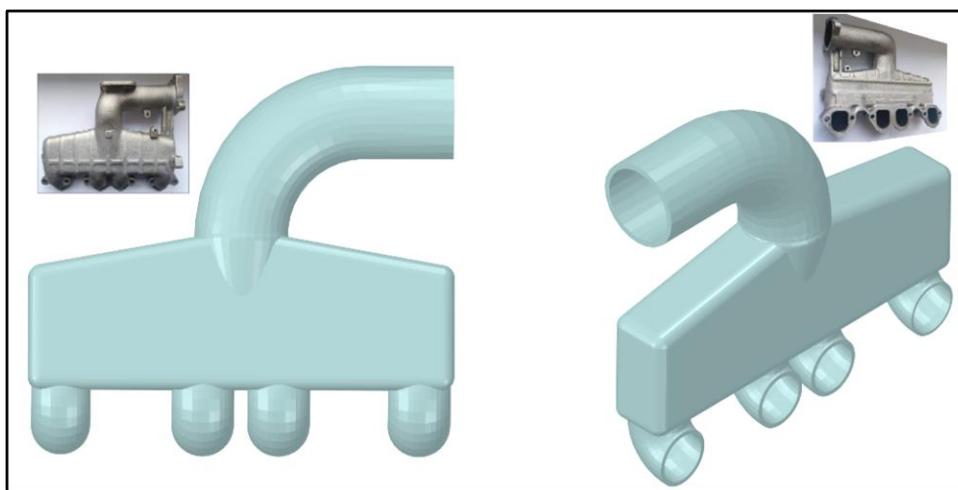
Rys. 8.2. Ogólny schemat przebiegu symulacji numerycznej

8.1. Wyznaczenie podstawowych parametrów geometrycznych modelu

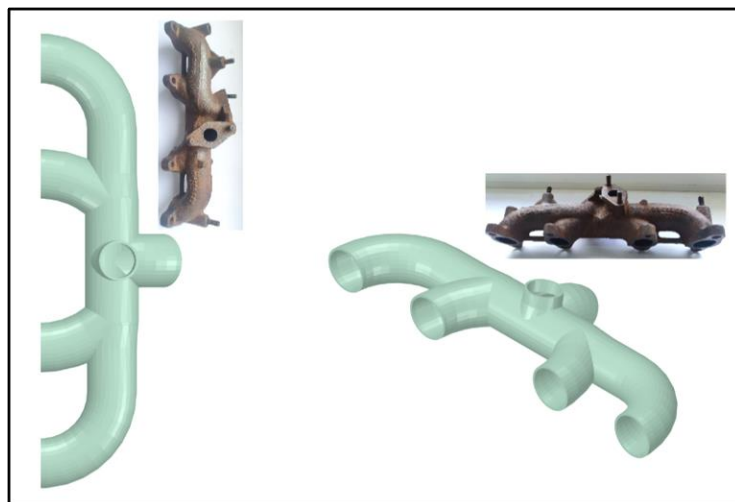
Podstawowe parametry silnika uzyskano z ogólnie dostępnych danych (Tabela 5.1). Modelowany jest czterocylindrowy silnik rzędowy z tłokami posiadającymi 3 pierścienie (rys. 8.3). Głowica cylindra jest płaska z dwoma zaworami na cylinder (rys. 8.8). Komora spalania została wykonana w denku tłoka. Kolektor ssący jest odlewem aluminiowym. Kolektor wydechowy jest wykonany z żeliwa i posiada króciec EGR. Wyznaczenie parametrów geometrycznych polega na zwykłym pomiarze wszystkich wymaganych wartości z dalszym odwzorowaniem ich w modelu numerycznym. W celu bardziej dokładnego odwzorowania kolektorów w modelu, zostały one odtworzone w postaci uproszczonej w programie CAD (rys. 8.4 i rys. 8.5).



Rys. 8.3. Tłok i korbowód modelowanego silnika AJM 1.9 TDI



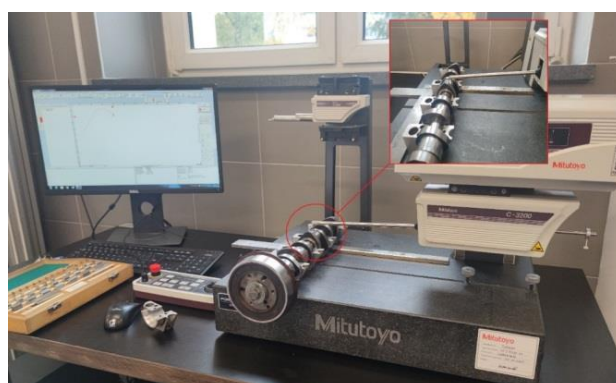
Rys. 8.4. Modelowany kolektor ssący



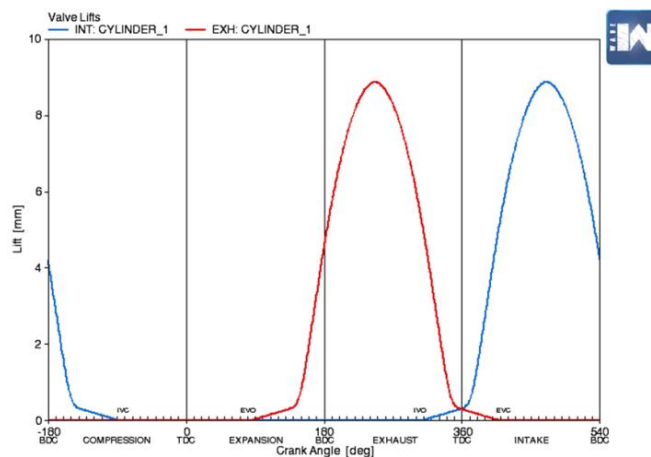
Rys. 8.5. Modelowany kolektor wylotowy

8.2. Wyznaczenie parametrów kanałów i zaworów

Modelowany silnik posiada hydrauliczne popychacze (bez luzów) oraz identyczne krzywki dla zaworu dolotowego i wylotowego. Dlatego określenie profilu wzniosu zaworów polega na pomiarze profilu krzywki wałka rozrządu. Pomiar został przeprowadzony przy użyciu przyrządu Mitutoyo C-3200 (rys.8.6). Rys. 8.7 przedstawia kompletny profil wzniosu i rozrząd dla obu zaworów w funkcji kąta obrotu wału korbowego.



Rys. 8.6. Wyznaczenie profilu wzniosu zaworów



Rys. 8.7. Profile wzniosu zaworów użyte w modelu Wave

8.2.1. Wyznaczenie współczynników przepływu przez kanały

W celu wyznaczenia bezwymiarowego współczynnika przepływu C_f charakteryzującego przepływ gazu przez kanały przy różnych otwarciach zaworów zastosowano symulacje CFD (Ansys CFX) w warunkach stałego przepływu. Metoda wyznaczenia współczynnika C_f jest podobna do opisanej w pracy [81] i polega na utrzymaniu stałej różnicy ciśnień między kanałem dolotowym a wylotowym. Jako średnica referencyjna wymagana do wyznaczenia współczynnika C_f (równanie 7.76 i 7.77) została wybrana wewnętrzna krawędź zaworów stykająca się z gniazdem zaworów. Podczas symulacji CFD wartości współczynnika C_f były wyznaczane dla dziewięciu wzniosów zaworów (od 1 do 9 mm z krokiem 1 mm) przy czym, wyznaczenie współczynników C_f dla kanału dolotowego było w tzw. trybie „pull through” (przepływ gazu z kanału do cylindra), a dla kanału wylotowego w trybie „blow through” (przepływ gazu z cylindra do kanału). Wartości współczynnika C_f dla określonej geometrii głowicy cylindrów (rys. 8.8) przy różnym skoku zaworów uzyskane z symulacji CFD zostały przedstawione na rys. 8.14. W celu uzyskania bardziej gładkiego kształtu wykresów krzywe C_f dla obu zaworów zostały poddane wygładzeniu. Wartości C_f uzyskane po wygładzeniu wykresów (rys. 8.14) zostały użyte w modelu Ricardo Wave.

Ogólny proces wyznaczenia współczynników C_f poprzez symulacje CFD można opisać kilkoma krokami:

A. Opracowanie formy i wzorców modelu CAD

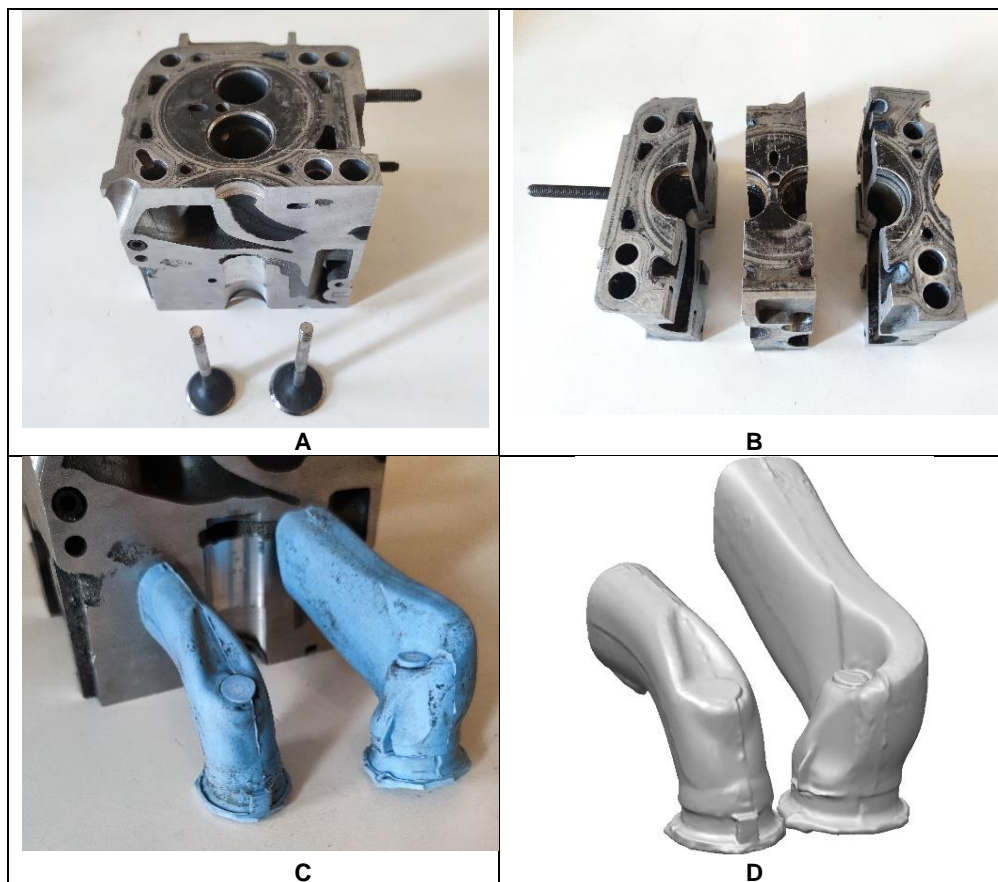
W modelowanym silniku kanał dolotowy jest tzw. „kanałem spiralnym (helical port)”, powodującym zawirowanie gazu dolotowego. Kanał wydechowy jest tzw. „kanałem stycznym (tangential port)” i ma krótkie wygięcie osi około 90° . Ze względu na ich skomplikowaną geometrię ręczne wymiarowanie z dalszym modelowaniem CAD nie byłoby dokładne. Dlatego zrobiono silikonowe wzorce kanałów, które zostały poddane skanowaniu 3D (Konica Minolta Vi-9i). Proces tworzenia form i wzorców przedstawiono na rys. 8.8.

B. Opracowanie modelu CAD

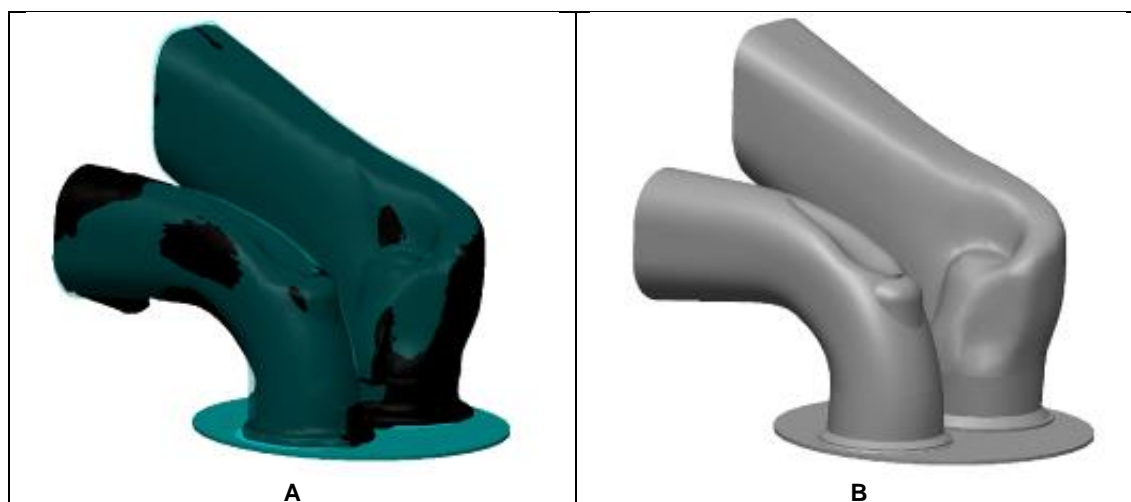
Powszechnie wiadomo, że w modelach CFD jakość siatki obliczeniowej odgrywa kluczową rolę podczas symulacji numerycznej. Zanim powstanie siatka, musi być przygotowany tzw. „czysty” model geometryczny o wymaganej jakości. Geometria wejściowa musi być wodoszczelnym (bez dziur w powierzchni) modelem bryłowym, który nie ma identycznych węzłów, ujemnych części, ujemnych objętości, zduplikowanych powierzchni, samoprzecięć itp.

Każdy skan (rys. 8.8 poz. D) miał ponad 3 miliony powierzchni i zawierał artefakty i nierówności ściśle związane z niedokładnością wzorców oraz procesem skanowania 3D. Mimo to nawet takie niedokładne skany pozwalają na wymiarowanie wszystkich kształtów geometrii i użycie ich jako modeli referencyjnych w dalszych krokach do opracowania „czystej” geometrii. Dlatego zamiast naprawy siatki skanów, na ich podstawie (modele referencyjne) za pomocą oprogramowania Solidworks została zaprojektowana nowa geometria. Na rys. 8.9 poz. A zaprezentowano dokładność nowej geometrii (niebieski kolor) ze skanem 3D (czarny kolor). Rys.

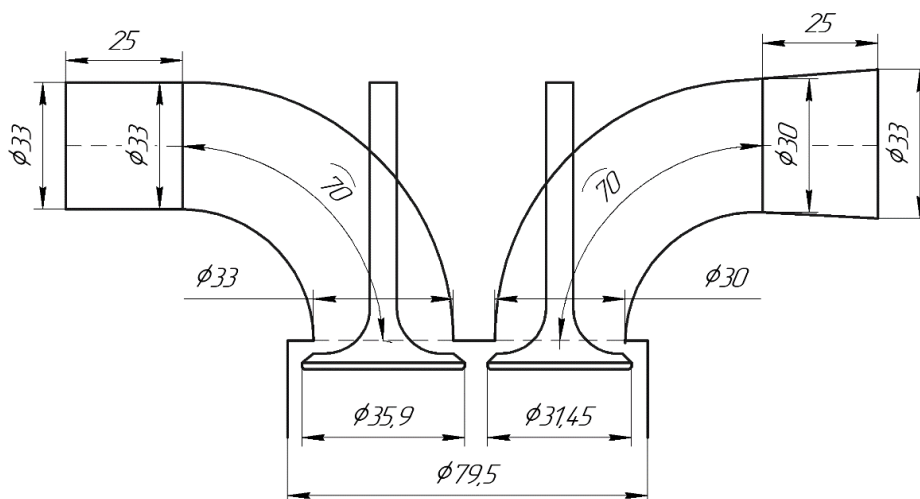
8.9 poz. B przedstawia „czystą” geometrię spełniającą wszystkie wymogi i pozwalającą na uzyskanie wysokiej jakości siatki obliczeniowej. Na podstawie tej geometrii został opracowany prosty schemat (rys. 8.10) reprezentujący geometrie kanałów użytą w modelu Ricardo Wave.



Rys. 8.8. Proces tworzenia form i wzorów kanałów
gdzie: A – głowica silnika AJM 1.9 TDI, B – przygotowanie formy, C – gotowe wzorce, D – wyniki skanowania



Rys. 8.9. Geometria kanałów opracowana w Solidworks
gdzie: A – ocena zgodności geometrii, B – „czysta” geometria



Rys. 8.10. Uproszczony schemat geometrii kanałów

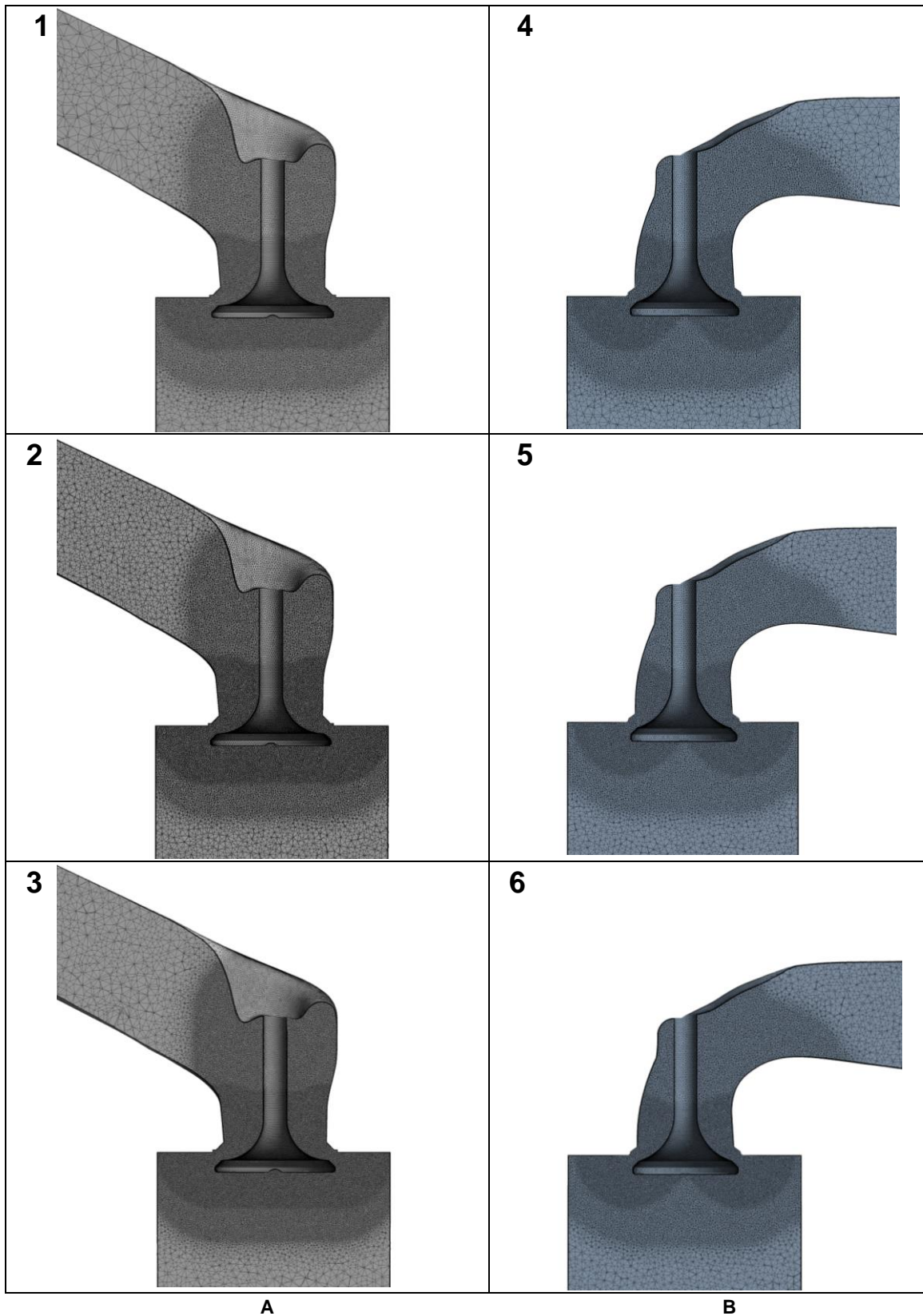
C. Opracowanie siatki obliczeniowej

Dopasowanie struktury siatki ma kluczowe znaczenie podczas symulacji CFD. Wykorzystanie siatki obliczeniowej o nadmiernie dużych wymiarach prowadzi do uzyskania wyników mało dokładnych, natomiast gdy siatka jest nadmiernie mała, wymagana moc i czasochłonność obliczeniowa są nadmiernie duże. Z tych powodów konieczne jest przeprowadzenie analizy wrażliwości siatki obliczeniowej, polegające na określeniu rozmiaru siatki pozwalającego na zachowanie kompromisu między dokładnością uzyskanych wyników, a czasochłonnością obliczeniową. W modelu CFD zastosowano siatkę czworościenną, a do analizy zjawisk zachodzących w warstwie granicznej użyto 10 warstewek przyściennych. W celu przeprowadzenia analizy wrażliwości przy użyciu modułu Ansys Meshing utworzono 3 siatki (Rys 8.11) o różnych wymiarach podstawy siatki dla stałego skoku zaworu 5 mm (połowa skoku) dla obu zaworów. Każda siatka została podzielona na różne strefy (rys. 8.13). Każda ze stref ma inny wymiar oczka. Zmienność wartości współczynnika C_f w zależności od liczby oczek siatki i czasu potrzebnego do zakończenia symulacji przedstawiono w Tabeli 8.2. Rozkład prędkości przepływu powietrza dla różnych typów siatki został przedstawiony na rys. 8.12.

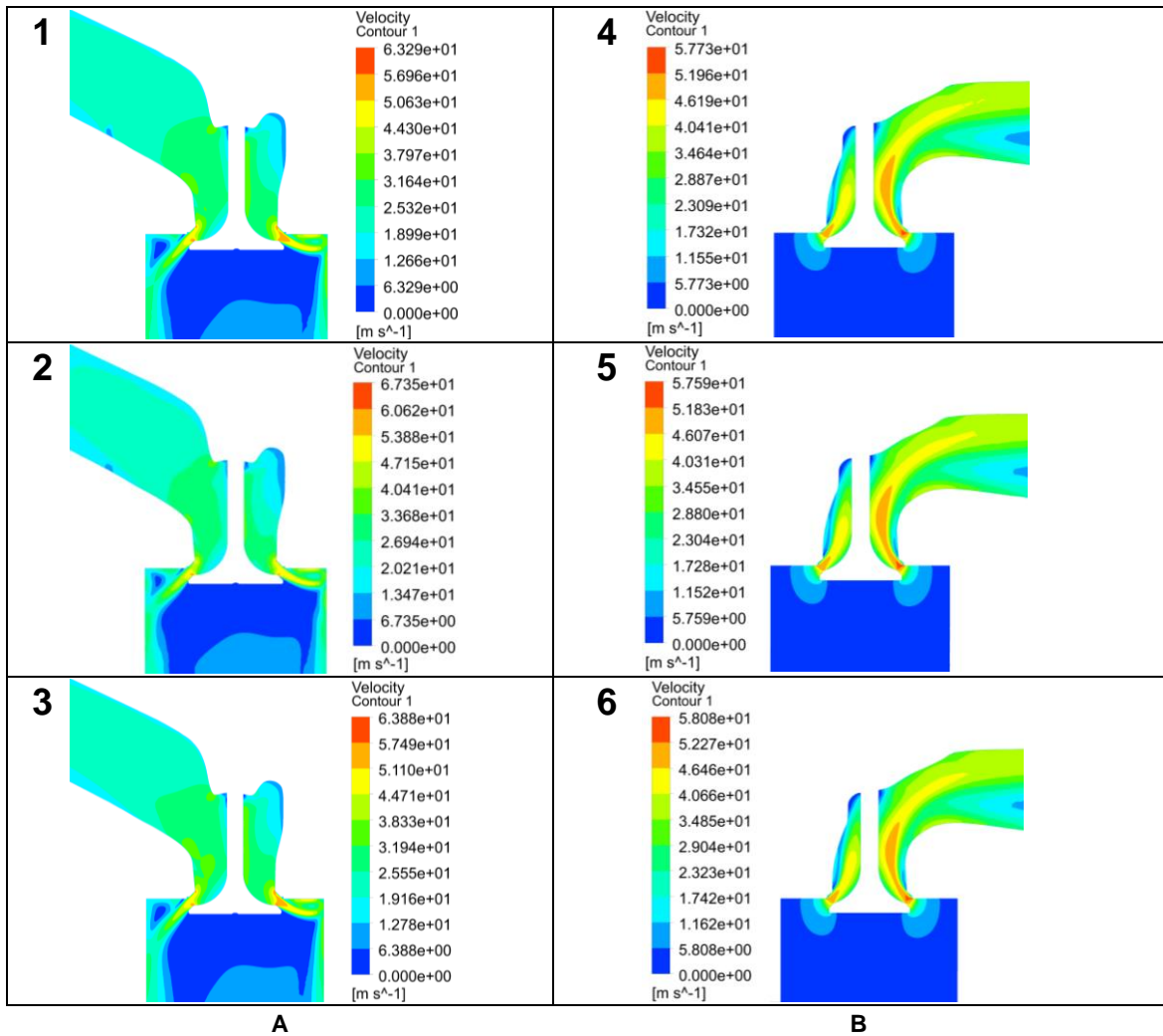
Tabela 8.2. Zmienność współczynnika C_f w zależności od liczby oczek i czasu potrzebnego do zakończenia symulacji

np.	Kanał	Skok zaworu [mm]	Liczba oczek	Wartość współczynnika C_f	Czas obliczeniowy [godz.]*
1	ssący	5	6497526	0,425	46
2	ssący	5	8335899	0,421	66
3	ssący	5	14199630	0,423	140
4	wydechowy	5	5905937	0,528	42
5	wydechowy	5	6534952	0,523	44
6	wydechowy	5	6980317	0,526	48

* – obliczenia zostały przeprowadzone na komputerze o podstawowych parametrach Procesor – Intel Core i7-8750H, Układ graficzny – Nvidia GTX 1050, Pamięć – DDR4-2400 kHz, 12 GB

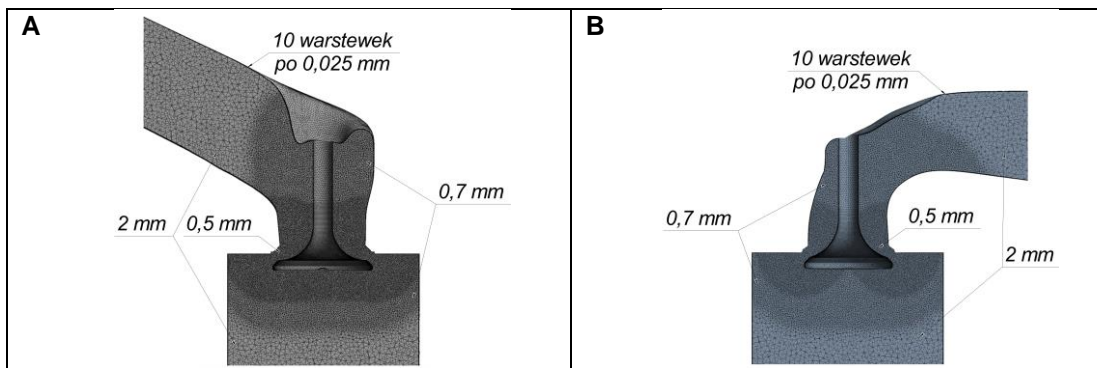


Rys.8.11. Porównanie siatek dla 5 mm skoku zaworu
gdzie: A – kanał ssący, B – kanał wydechowy



Rys.8.12. Rozkład prędkości przepływu powietrza dla 5 mm skoku zaworu
gdzie: A – kanał ssący, B – kanał wydechowy

Analizując wyniki symulacji przedstawione w Tabeli 8.2 można zauważyć, że nie ma znaczącej różnicy w wartościach C_f dla drugiego testu dla kanału dolotowego i dla piątego testu dla kanału wylotowego, przy tym parametry siatek tych testów są wartościami średnimi pod względem liczby oczek i czasu obliczeniowego. Dlatego do wyznaczenia wszystkich wartości C_f , symulacje CFD zostały przeprowadzone na podstawie ustawień siatki, przedstawionej na rys. 8.13.



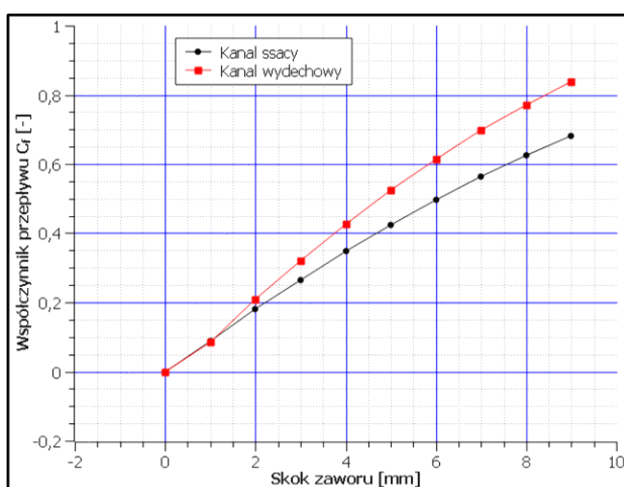
Rys. 8.13. Wybrane parametry siatki CFD
gdzie: A – kanał ssący, B – kanał wydechowy

D. Konfiguracja Ansys CFX

Na podstawie ustawień opracowanych i opublikowanych przez ANSYS [1] i AVL [2] w niniejszej pracy zostały wybrane ustawienia dla symulacji CFD przedstawione w Tabeli 8.3.

Tabela 8.3. Ustawienia ANSYS CFX

Parametr	Value
Fluid definition	Air Ideal Gas
Buoyancy Model	Non Buoyant
Domain Motion	Stationary
Reference temperature	293,15 [K]
Reference Pressure	9,8000e+4 [Pa]
Turbulence Model	k-epsilon
Turbulence Numerics	High Resolution
Advection scheme	High Resolution
CONVERGENCE CONTROL	
Minimum Number of Iterations	3000
CONVERGENCE CRITERIA:	
Residual Target	1e-5
Residual Type	RMS
Boundary – Inlet	
Flow Direction	Normal to Boundary Condition
Temperature	293,15 [K]
Mass And Momentum	Total Pressure
Relative Pressure	1e+5 [Pa]
Boundary – Outlet	
Mass And Momentum	Static Pressure
Relative Pressure	9,75e+4 [Pa]
Boundary – Wall	
Mass And Momentum	No Slip Wall
Wall Roughness	Smooth Wall

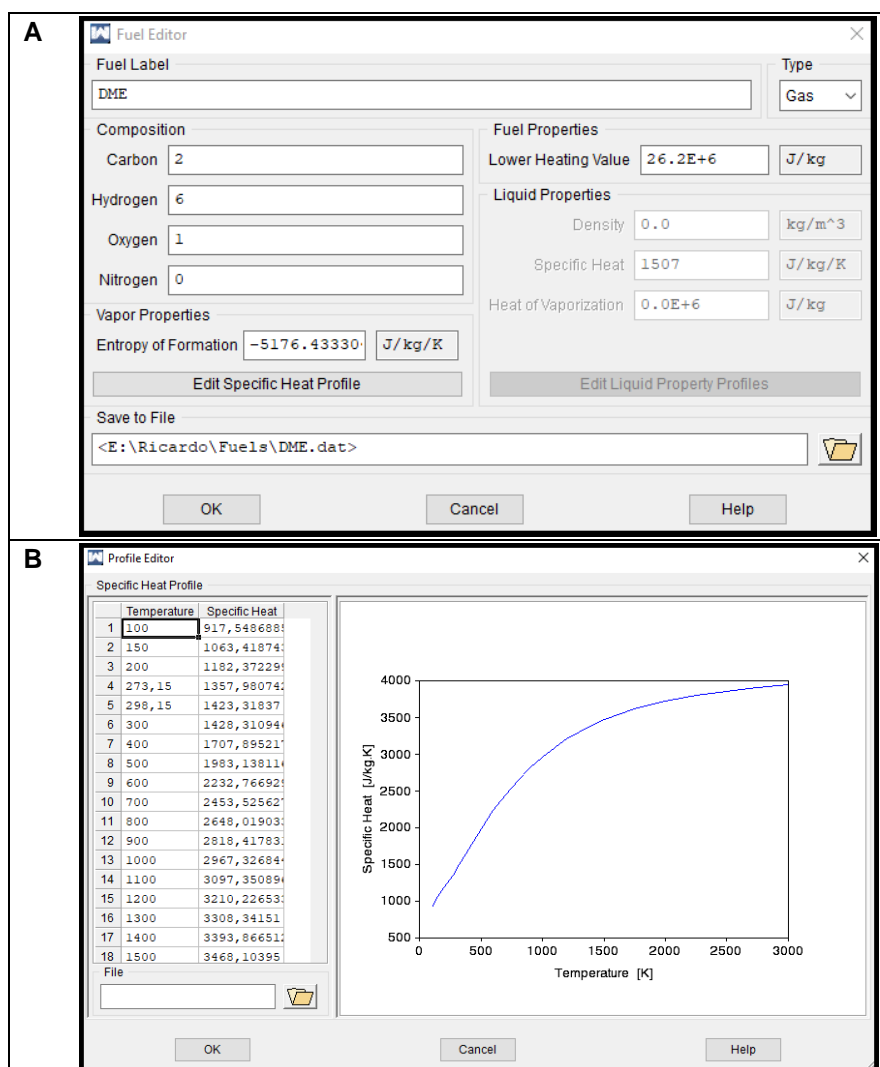


Rys. 8.14. Wartości współczynnika C_r (po wygładzeniu) uzyskane metodą CFD

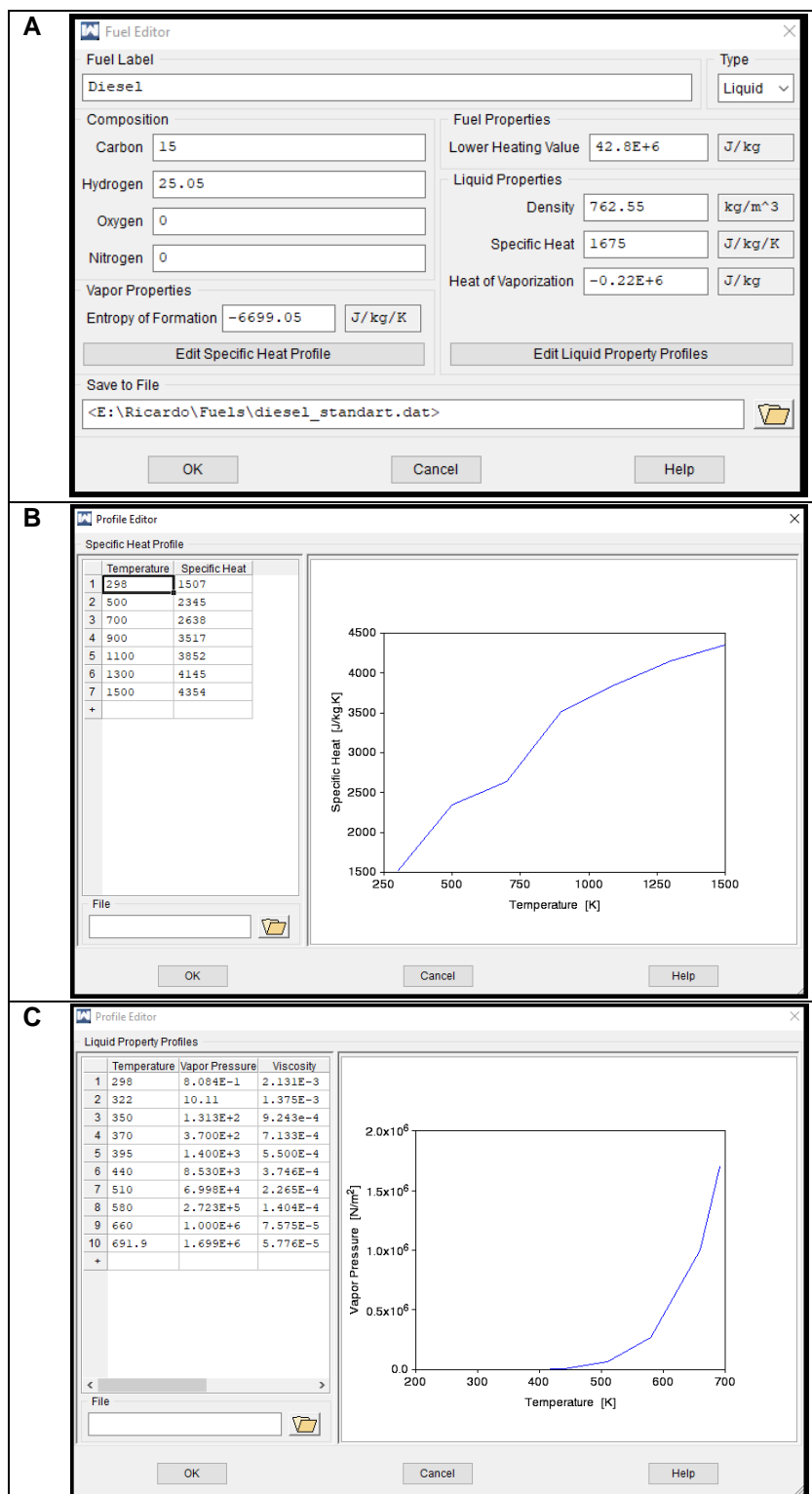
8.3. Właściwości paliw

Dimetyloeter jest stosunkowo nowym unikatowym paliwem, które nie jest powszechnie stosowane w silnikach ZS jako paliwo alternatywne i w bazie paliwowej Ricardo Wave 2021 nie jest uwzględnione. Dlatego nowe paliwo powinno być zamodelowane i wprowadzone do bazy paliwowej za pomocą edytora paliw opracowanego przez Ricardo. Rzeczywiste wartości wymaganych parametrów paliwa DME, które należy wprowadzić do edytora paliw (rys. 8.15 poz. A) zostały uzyskane od firmy Nouryon (DME uzyskany od firmy Nouryon, był używany podczas całego cyklu badań). Właściwości termodynamiczne DME (rys. 8.15 poz. B) dla różnych przedziałów temperaturowych zostały obliczone za pomocą wielomianów NASA (podrozdział 7.2) przy użyciu współczynników termodynamicznych przedstawionych w pracy [68].

Olej napędowy jest podstawowym paliwem do zasilania silników ZS. Jest on dostępny w bazie paliwowej Ricardo Wave. Rys. 8.16 przedstawia właściwości ON użyte w modelu.



Rys. 8.15. Właściwości DME użyte w modelu numerycznym gdzie: A – główny ekran Edytora Paliw, B – ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu



Rys. 8.16. Właściwości ON użyte w modelu numerycznym [67]
gdzie: A – główny ekran Edytora Paliw, B – ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu, C – prężność pary ON

8.4. Kalibracja podmodelu spalania

Danymi wejściowymi do określenia wymaganej liczby funkcji Wiebego i współczynników kalibracyjnych jest profil spalania obliczony z pomiarów ciśnienia w cylindrze. Profil spalania jest wyznaczany przez całkowanie eksperymentalnej szybkości wydzielania ciepła w zakresie kątów obrotu wału korbowego od IVC do EVO z dalszą normalizacją uzyskanych wartości (równanie

7.88 i 7.89). Taki sposób obliczenia zapewnia to, że przenoszenie ciepła z cylindra przed i po wystąpieniu spalania ma minimalny wpływ na obliczenie całkowitego ciepła uwalnianego podczas spalania paliwa [82]. Pomyślne zastosowanie ww. metody wymaga przeprowadzenia kilku kroków:

A. Interpolacja wielomianami 3-go stopnia każdego wykresu indykatorowego w zbiorze danych (w celu uzyskania tej samej liczby punktów pomiarowych dla każdego przebiegu ciśnienia).

B. Określenie punktu GMP dla każdego przebiegu ciśnienia na podstawie ciśnienia sprężania. Gdy pomiar ciśnienia odbywa się dla warunków bez spalania, maksymalne ciśnienie w cylindrze wystąpi przy GMP. Następnie wykresy zostały przesunięte o odpowiedni kąt tak aby dla każdego był spełniony poniższy warunek:

$$0^\circ(CA) = GMP \quad (8.1)$$

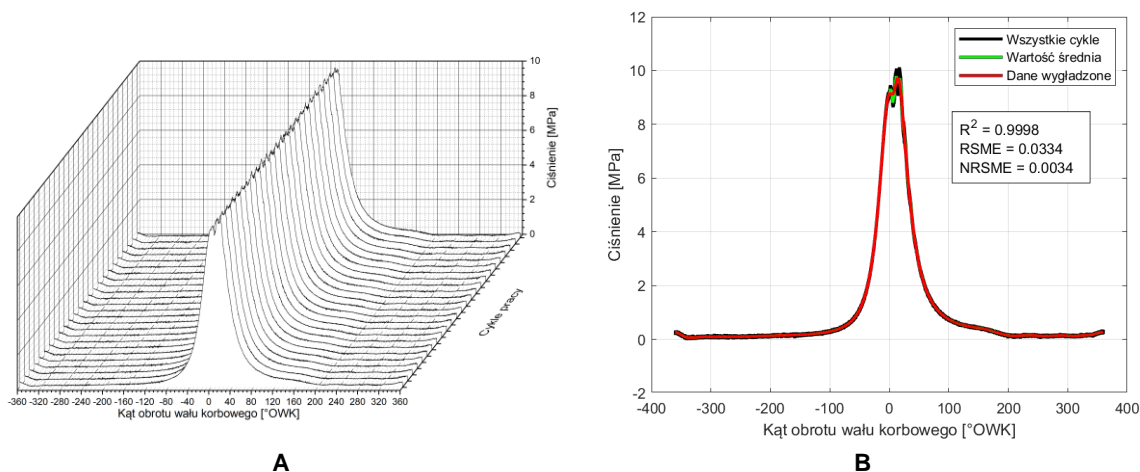
C. Wyznaczenie wykresu indykatorowego jako średniej wartości z zarejestrowanych 300 kolejno następujących jeden po drugim cykli dla każdego punktu pracy silnika (Tabela 5.2):

$$\bar{p}_i = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n p_{i,n} \quad (8.2)$$

gdzie: n – liczba próbek

D. Filtrowanie sygnału \bar{p}_i ze względu na duże szумы.

W celu większej przejrzystości pracy na rys. 8.17 przedstawiono etapy wygładzenia przebiegu ciśnienia dla jednego punktu pracy 2280-145-0 (gdzie pierwsza liczba – prędkość obrotowa 2280 [obr/min], druga – moment obrotowy 145 [Nm], a trzecia – przedstawia procent DME w paliwie).



Rys. 8.17. Etapy wyznaczenia średniego przebiegu ciśnienia dla 2280-145-0 gdzie: A – przykładowy przebieg cykli pracy, po etapach A i B, B – przebieg cykli pracy uwzględniający etapy od A do D

8.4.1. Wyznaczenie wymaganej liczby funkcji Wiebego

Pierwszym etapem do wyznaczenia wymaganej liczby funkcji Wiebego wykorzystano metodę przekształceń liniowych (linearyzacja równania 7.67). Dana metoda została

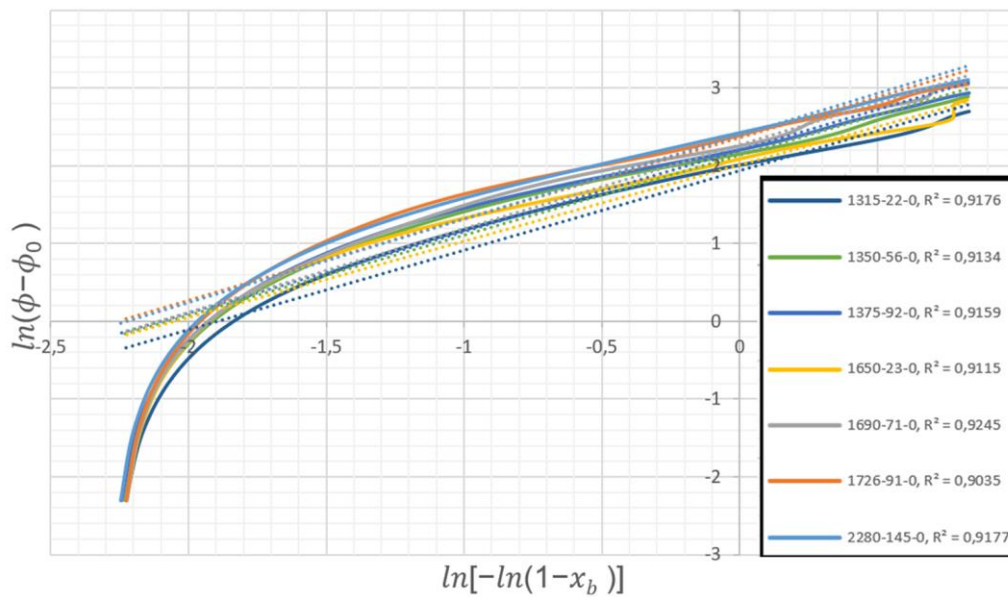
przedstawiona w pracach [83, 84]. Dwukrotnie logarytmując równanie 7.67 można uzyskać postać liniową zapisaną następująco:

$$Y = \frac{1}{b+1} \cdot X + B \quad (8.3)$$

gdzie:

$$\begin{cases} Y = \ln(\phi - \phi_0) \\ X = \ln[-\ln(1 - x_b)] - \ln(a) \\ B = \ln(\Delta\phi) \end{cases} \quad (8.4) [83, 84]$$

Równanie 8.3 pokazuje, że $\frac{1}{b+1}$ jest nachyleniem wykresu $\ln(\phi - \phi_0)$ w funkcji $\ln\left[\frac{\ln(1-x_b)}{\ln(a)}\right]$ (rys. 8.18) z odcinkiem na osi y równym $\ln(\Delta\phi)$.



Rys. 8.18. Dane dotyczące uwalniania ciepła przekształcone za pomocą równania 8.4 dla $\phi \in (\phi_{10}; \phi_{90})$

Rys. 8.18 przedstawia wykres $\ln[-\ln(1 - x_b)]$ w funkcji $\ln(\phi - \phi_0)$ przy użyciu danych eksperymentalnych dla szóstego punktu pracy (Tabela 5.2). Na rys. 8.18 można zauważyć regresje liniowe o różnych nachyleniach i punktach przecięcia osi rzędnych. Inne nachylenie oznacza inne tempo procesu spalania, a inny punkt przecięcia oznacza inne „centrum spalania”. Z tego wynika, że wyznaczenie liczby łamanych linii może określić wymaganą liczbę funkcji Wiebego.[83, 85]. Gdy wykres jest linią prostą, oznacza to, że zbiór danych jest odpowiednio opisany za pomocą pojedynczej funkcji Wiebego [84]. Jednak gdy wykres nie jest linią prostą, oznacza to, że potrzebna jest druga funkcja Wiebego, w celu uzyskania bardziej dokładnych wyników symulacji [84]. Dlatego wartość R^2 może być traktowana jako flaga lub znak, pokazujący czy jest możliwy dokładny opis procesu spalania za pomocą pojedynczej funkcji Wiebego, czy jest wymagana podwójna funkcja [83]. Metodę identyfikacji można przedstawić następująco:

$$\begin{aligned} N_{wiebe} &= 1, R^2 \geq \varepsilon_{R^2} \\ N_{wiebe} &= 2, R^2 < \varepsilon_{R^2} \end{aligned} \quad (8.5) [83]$$

gdzie: ε_{R^2} – wymagana dokładność dopasowania R^2

8.4.2. Wyznaczanie parametrów funkcji Wiebego

Kolejnym etapem jest dopasowanie wszystkich współczynników wymaganej funkcji Wiebego (podwójnej lub pojedynczej) i ocena zgodności modelu z danymi eksperymentalnymi. Dokładność symulacji jest oceniana na podstawie wartości niepewności pomiarowych RSME, NRSME i R^2 . Jeśli wartości niepewności pomiarowych nie są w akceptowalnych przedziałach, do opisu procesu spalania wprowadza się dodatkową funkcję Wiebego jednak nie więcej niż cztery (ze względu na powstanie przeszacowanych wyników przy użyciu większej liczby funkcji Wiebego).

Większość literatury naukowej i oprogramowania mniej lub bardziej ignorują wczesne lub ostatnie etapy procesu spalania. Należy zauważyć, że w wiodących oprogramowaniach GT-power i Ricardo Wave stosowanych do oceny procesu spalania zamiast wprowadzenia rzeczywistego czasu trwania spalania stosuje się tutaj czas spalania $\Delta\phi = \Delta\phi_{10-90}$, co znacznie poprawia dokładność kalibracji. Dzieje się to dlatego, że w początkowej i ostatniej fazie proces spalania jest niestabilny, a stosunek sygnału do szumu (SNR) jest znacznie większy niż w fazie środkowej. Ponadto nie można osiągnąć ϕ_{100} , ponieważ paliwo nie może spalić się całkowicie.[85] Dlatego współczynniki kalibracyjne α i b są obliczane w taki sposób, aby ich wartości odzwierciedlały proces spalania w zakresie od 0,1 do 0,9. Po przekształceniu równania 8.3 wartość współczynnika α dla wybranych przedziałów od 0,1 do 0,9 dla jednej funkcji Wiebego, można określić z poniższego równania:

$$\alpha = \alpha_{10-90} = \left[\left\{ \ln \left(\frac{1}{1-0,9} \right) \right\}^{1/(b+1)} - \left\{ \ln \left(\frac{1}{1-0,1} \right) \right\}^{1/(b+1)} \right]^{(b+1)} \quad (8.6) \quad [86]$$

W celu zmniejszenia liczby nieznanymi parametrów w funkcji Wiebego, zostały wprowadzone pewne założenia upraszczające:

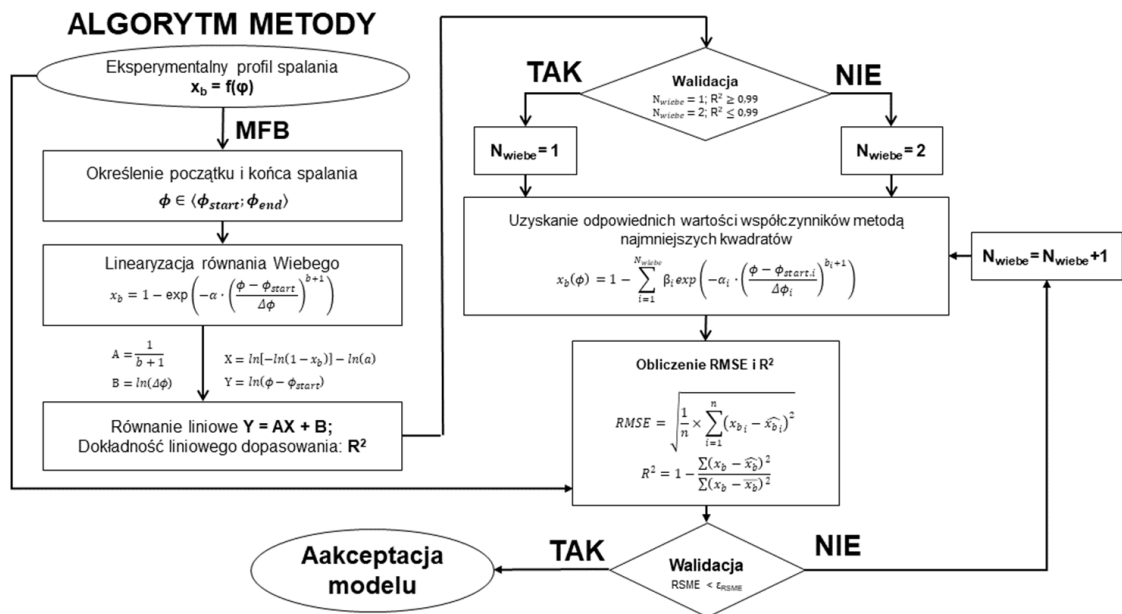
A. Początek spalania dla pierwszej fazy (wstępnie zmieszana faza spalania) odpowiada $\phi_{0.1} = SOC$.

B. Bilans spalania $\beta_1 + \dots + \beta_n = 1$, w związku z tym, $\beta_n = 1 - \sum \beta_{n-1}$.

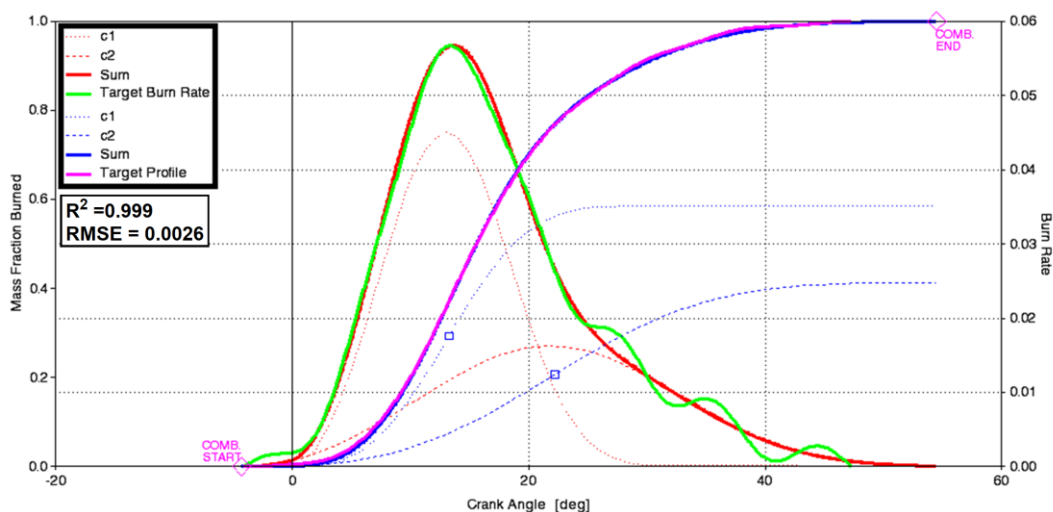
C. Współczynnik α jest funkcją współczynnika b i jest wyznaczony z równania 8.6.

Nieznane współczynniki zostały dopasowane do danych eksperymentalnych za pomocą Multi-Wiebe Fit Tool opracowanego przez RICARDO. Multi-Wiebe Fit Tool jest to narzędzie wykorzystujące wszystkie eksperymentalne punkty MFB i w zależności od wybranej liczby funkcji Wiebego, dopasowuje wartości współczynników metodą najmniejszych kwadratów do danych eksperymentalnych.

Na rys. 8.19 został przedstawiony w postaci blokowej uproszczony schemat wyznaczenia współczynników funkcji Wiebego. Wyniki dopasowania dla szóstego punktu pracy (2280-145-0), są przedstawione na rys. 8.20. Analizując rys. 8.20, wyraźnie widać, że dopasowane współczynniki pozwalają uzyskać przebieg wywiązywania z wymaganym poziomem dokładności. Wartości dopasowanych współczynników kalibracyjnych funkcji Wiebego dla wszystkich punktów pracy przedstawiono w Tabeli A.1 (Załącznik A).



Rys. 8.19. Algorytm metody wyznaczenia współczynników Funkcji Wiebego



Rys. 8.20. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego w Multi-Wiebe Fit Tool dla punktu pracy 2280-145-0 gdzie: c – funkcja Wiebego, 1 i 2 – indeks reprezentujący numer funkcji Wiebego

8.5. Kalibracja podmodelu wymiany ciepła

Jak wspomniano wcześniej głównym wynikiem symulacji procesu spalania jest uzyskanie przebiegów ciśnienia w cylindrze silnika. Przebieg ciśnienia jest punktem wejściowym służącym do obliczania parametrów pracy silnika. Gdy podmodel spalania został dopasowany z wymaganym poziomem dokładności do danych eksperymentalnych. Kolejnym krokiem niezbędnym do analizy procesów zachodzących w silniku podczas spalania jest kalibracja podmodelu wymiany ciepła. W niniejszej pracy kalibracja polega na dopasowaniu obliczonych przebiegów ciśnienia do wyników uzyskanych z badań eksperymentalnych poprzez zmianę wartości współczynnika kalibracyjnego C_{enth} .

Użyte w tej pracy półempiryczne korelacje (podrozdział 7.4) są często spotykanymi i wykorzystywanymi w literaturze naukowej do badania zarówno silników o zapłonie iskrowym, jak

i samoczynnym w różnych warunkach eksploatacyjnych. Ta sekcja rozprawy jest poświęcona opisowi zastosowanej metody kalibracji podmodelu wymiany ciepła i porównaniu wyników kalibracji między sobą. W postaci uproszczonego schematu blokowego proces kalibracji przedstawiono na rys. 8.22. Przebieg procesu kalibracji składa się z kilku kroków, które można przedstawić i opisać w następujący sposób:

A. W pierwszej kolejności (rys. 8.21 poz. A) w celu oceny, czy korelacje są w stanie dokładnie przewidzieć efekt wymiany ciepła. Wszystkie półempiryczne korelacje zostały użyte ze standardowymi współczynnikami zaproponowanymi przez ich autorów dla $C_{enth} = 1$ (równanie 7.55, 7.59 i 7.60).

B. Następnie współczynnik skalowania C_{enth} dla wszystkich korelacji został dopasowany w ten sposób, aby uzyskana krzywa ciśnienia była jak najbardziej zbliżona do danych eksperymentalnych (Rys.8.21 poz. B).

C. Zatem, skalibrowane współczynniki C_{enth} zostały użyte dla tego samego punktu pracy przy różnych składach mieszanki paliwowej. Następnie wyniki zostały przeanalizowane i porównane z danymi eksperymentalnymi i w razie potrzeby zostały ponownie skalibrowane.

D. Kolejnym krokiem jest uzyskanie odpowiednich wartości współczynnika C_{enth} dla wszystkich korelacji wymiany ciepła i wszystkich punktów pracy.

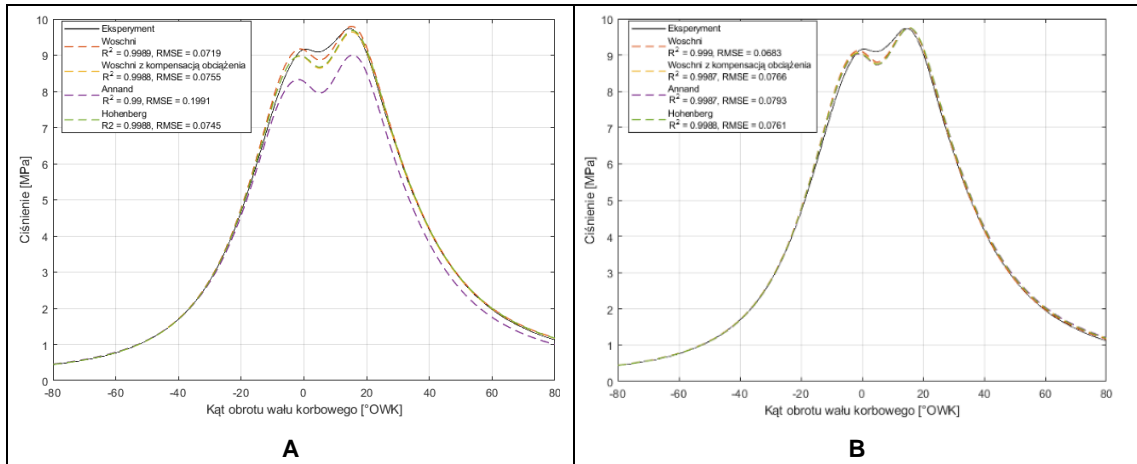
E. Ostatnim krokiem jest przeprowadzenie porównania wszystkich korelacji dla wszystkich punktów pracy między sobą, z dalszym wyborem jednej korelacji opisującej przebieg wymiany ciepła z wymaganym poziomem dokładności.

Podobnie do podrozdziału 8.4 w tej części zostały przedstawione wyniki kalibracji dla jednego punktu pracy (2280-145-0). Wartość dopasowanego współczynnika C_{enth} dla wszystkich analizowanych korelacji stosowanych do oceny wymiany ciepła dla wybranego punktu pracy przedstawiono w Tabeli 8.4.

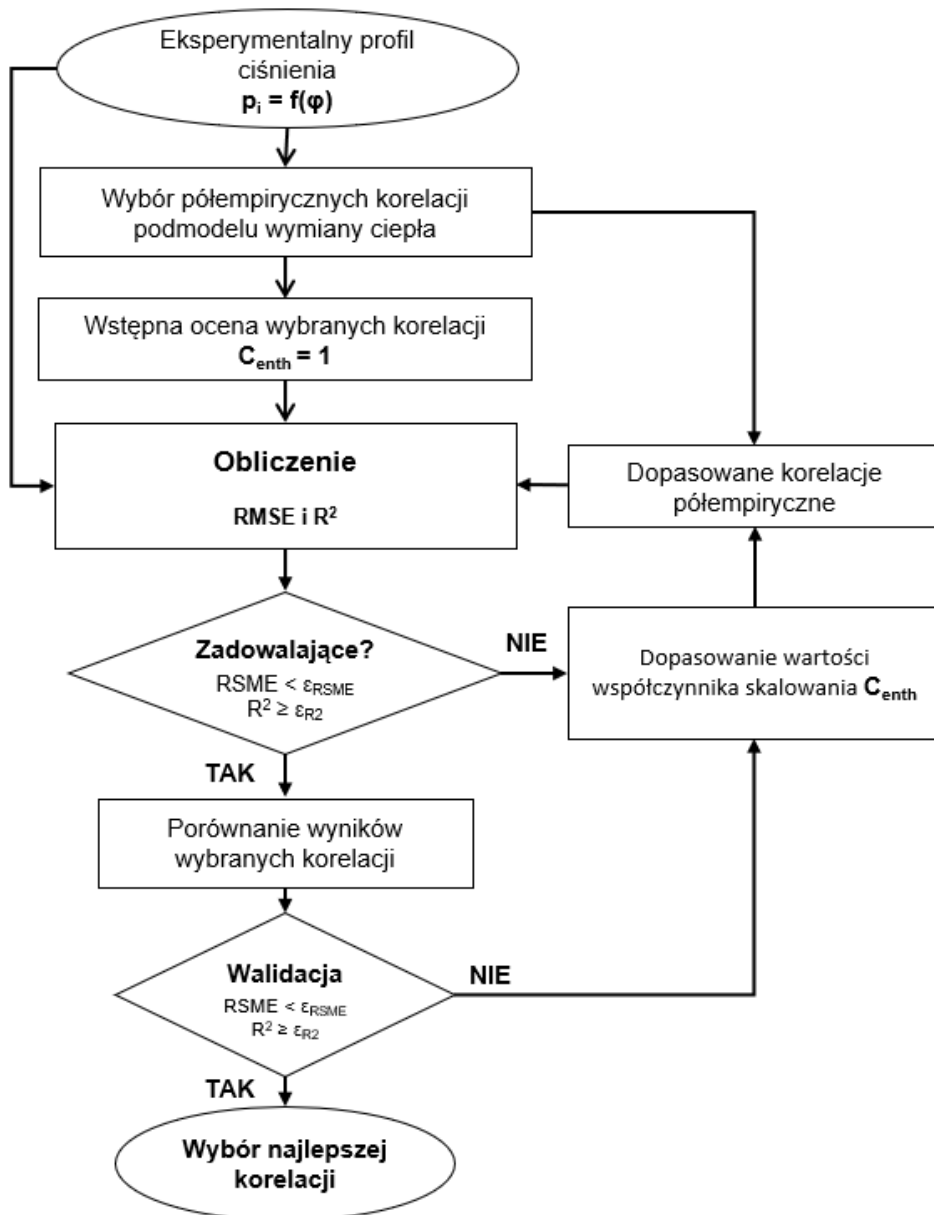
Analizując rys. 8.21 poz. A można zauważyć, że wykorzystanie podstawowej korelacji Woschniego (równanie 7.55) pozwala uzyskać wyniki symulacji bardziej zbliżone do eksperymentu. Natomiast, pozostałe korelacje znacznie zawyżają ilość ciepła odprowadzanego do elementów konstrukcyjnych silnika, co w konsekwencji prowadzi do obniżenia ciśnienia w cylindrze. W celu dopasowania tych korelacji do eksperymentu współczynnik C_{enth} musi być mniejszy niż 1 (Tabela 8.4). Taka tendencja występuje we wszystkich punktach pracy silnika. Dlatego, do dalszej analizy, ze względu na najlepsze wyniki symulacji, została wybrana podstawowa korelacja Woschniego.

Tabela 8.4. Wartość dopasowanego współczynnika C_{enth} dla punktu pracy 2280-145-0

Woschni	Woschni z kompensacją obciążenia	Annand	Hohenberg
1,1	0,7	0,22	0,8



Rys. 8.21. Kalibracji podmodelu wymiany ciepła dla wybranego punktu pracy 2280-145-0 gdzie: A – wyniki symulacji dla $C_{enth} = 1$, B – wyniki symulacji dla dopasowanego C_{enth}



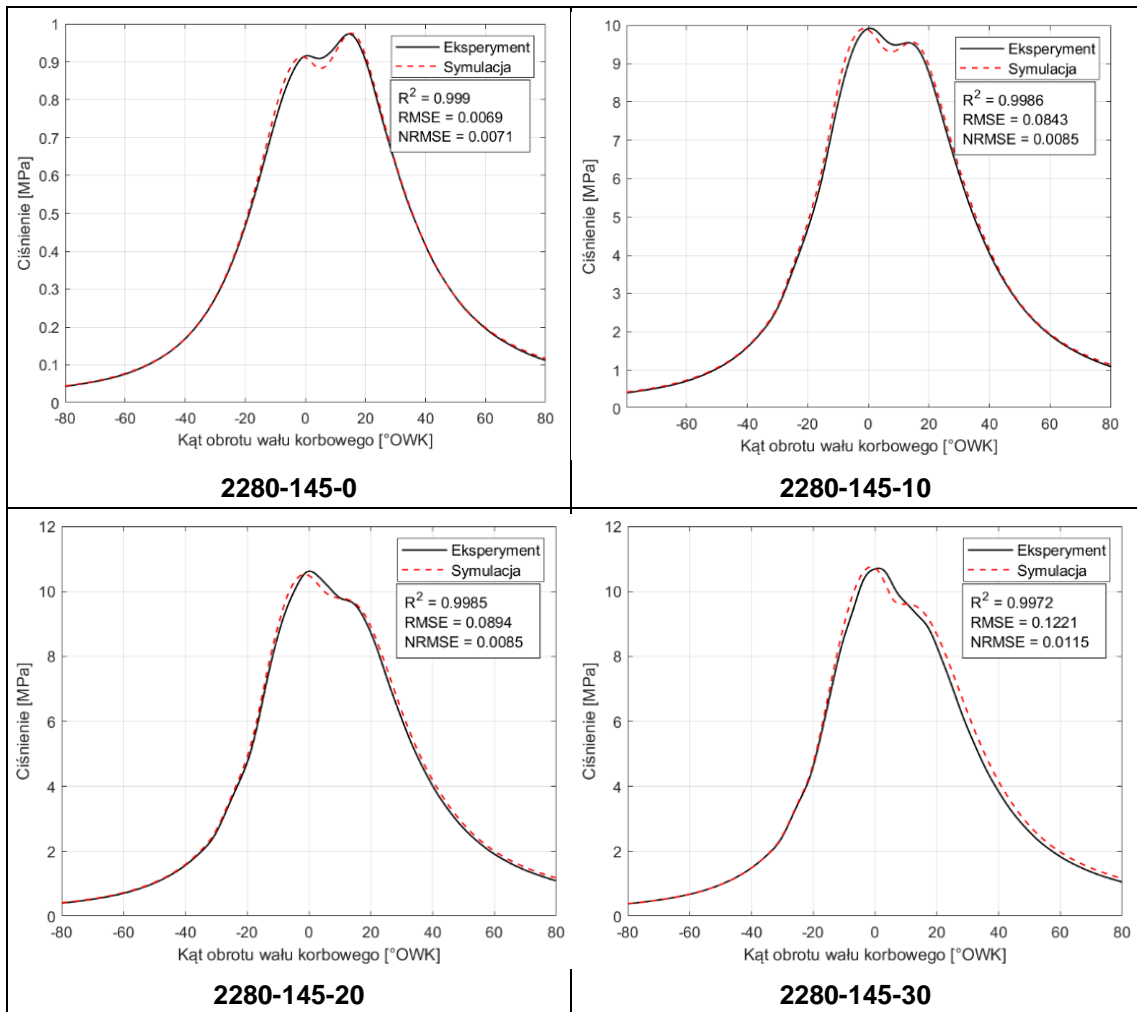
Rys. 8.22. Przebieg procesu kalibracji podmodelu wymiany ciepła gdzie: ϵ_{R2} – wymagana dokładność dopasowania R^2 , ϵ_{RSME} – wymagana dokładność dopasowania RMSE

8.6. Wyniki symulacji

Ten podrozdział przedstawia końcowy efekt kalibracji modelu numerycznego i wyniki jego symulacji. Przebieg ciśnienia w cylindrze silnika w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla szóstego punktu pracy, pokazano na Rys. 8.23. Natomiast przebiegi ciśnienia dla wszystkich 24 pomiarów przedstawiono w Załączniku B. W Tabeli 8.5 przedstawiono wybrane parametry porównawcze między eksperymentem a symulacją. Warto nadmienić, że uzyskane wyniki są pewnym kompromisem pomiędzy jakością symulacji a wartościami wybranych parametrów porównawczych (Tabela 8.5). Analizując wyniki, widać, że opracowany model pozwala na uzyskanie wyników z wymaganym poziomem dokładności. W związku z czym można wywnioskować, że opracowany model numeryczny może być wykorzystany, przy analizach procesu spalania, potrzebnych do uzyskania optymalnych parametrów silnika.

Tabela 8.5. Wyniki porównawcze wybranych parametrów pracy dla PP6

Parameter	Jednostka	Wynik	0% DME	10% DME	20% DME	30% DME
Lambda	[-]	Eksperyment	1,98	1,97	1,899	1,782
		Symulacja	1,983	1,917	1,894	1,736
IMEP	[MPa]	Eksperyment	0,111	1,097	1,097	1,056
		Symulacja	0,111	1,1	1,147	1,164
Moment obrotowy	[Nm]	Eksperyment	145	145	145	145
		Symulacja	143,696	146,55	144,79	143,25
Ciśnienie w kolektorze ssącym	[MPa]	Eksperyment	0,172	0,172	0,17	0,161
		Symulacja	0,18	0,172	0,172	0,16
Temperatura w kolektorze ssącym	[K]	Eksperyment	321,2	321,2006	322,285	321,782
		Symulacja	329,911	316,59	317,289	320,45
Temperatura w kolektorze wydechowym	[K]	Eksperyment	792,526	792,5261	814,564	853,9065
		Symulacja	791,774	784,664	820,49	865,661



Rys. 8.23. Wyniki symulacji (przebieg ciśnienia w cylindrze) dla szóstego punktu pracy

9. ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ

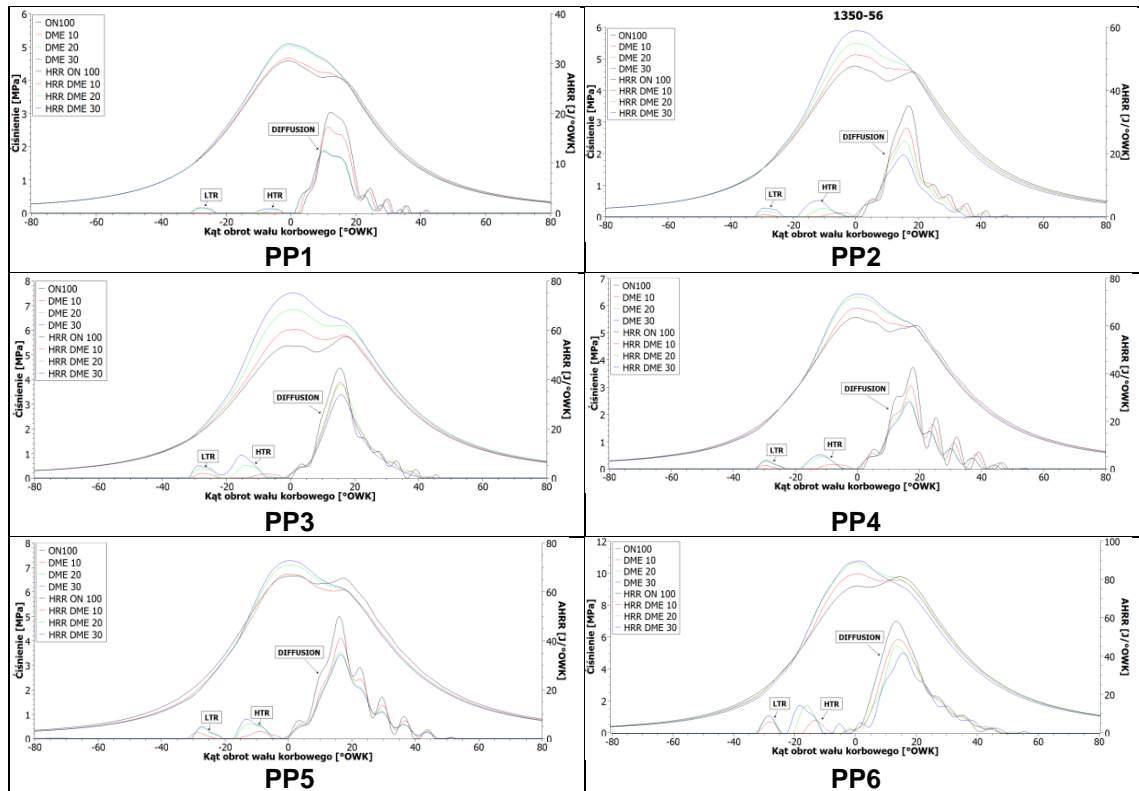
9.1. Charakterystyka spalania

Proces spalania ma bezpośredni wpływ na parametry użytkowe silnika i jego emisyjność. Analiza przebiegów ciśnienia w cylindrze jest podstawą do badania procesu spalania w silniku. Przebieg ciśnienia służy do wyznaczenia dodatkowych parametrów dogłębnie opisujących proces spalania. Do takich parametrów zalicza się szybkość wydzielania się ciepła, szybkość wzrostu ciśnienia, kąt początku spalania, etapy spalania, czas trwania spalania itd. Na rys. 9.1 przedstawiono przebiegi ciśnienia w cylindrze i szybkość wydzielania się ciepła dla różnych punktów pracy silnika przy różnym stopniu zastąpienia ON odparowanym DME (od ~10% do ~30%) podawanym do kolektora dolotowego. Analizując wykresy uwalniania ciepła można zauważyć, że nawet przy dodawaniu małej ilości odparowanego DME do kolektora dolotowego, kształt krzywej wydzielania się ciepła zmienia się nietypowo w porównaniu do konwencjonalnego spalania w silnikach ZS (DICI) i powstaje tak zwane spalanie z częściową homogenizacją ładunku (PCCI). Gdy dla oleju napędowego najczęściej powstaje tylko jeden pik na krzywej wydzielania się ciepła, przy spalaniu odparowanego DME w trybie PCCI proces wydzielania się ciepła jest stosunkowo złożony powodujący powstanie dodatkowych pików widocznych na rys. 9.1. Każdy z tych pików reprezentuje osobny etap spalania. Pierwszy pik przedstawia niskotemperaturową reakcję/spalanie (LTR) mieszaniny palnej składającej się z gazów resztkowych wprowadzanych do kolektora dolotowego poprzez zawór EGR i świeżego ładunku DME. To spalanie jest spowodowane wysoką liczbą cetanową i niską temperaturą samozapłonu DME. Drugi pik przedstawia wysokotemperaturową reakcję/spalanie (HTR). To spalanie odpowiada dopalaniu mieszaniny palnej z poprzedniego etapu (LTR) i spalaniu dyfuzyjnemu ON ze wstępnego wtrysku. Trzeci pik odpowiada spalaniu dyfuzyjnemu głównej dawki ON. Podsumowując, główną przyczyną powstania dodatkowych faz spalania jest temperatura ładunku i panująca temperatura w cylindrze silnika. Wraz ze wzrostem obciążenia wzrasta temperatura ścianek cylindra i gazów resztkowych [34]. Wyższa temperatura ścianki cylindra i wyższa koncentracja gazu resztkowego może spowodować wyższą temperaturę ładunku w następnym cyklu powodując powstawanie faz LTR i HTR [34].

Analizując rys. 9.1 można zauważyć, że w PP1 dla współczynnika substytucji odpowiadającego ~10% nie są zauważalne fazy LTR i HTR. Natomiast przy zwiększeniu stężenia DME w ładunku te fazy spalania są zauważalne. Główną przyczyną tego może być to, że w tym punkcie w wyniku spalania ładunku w fazach LTR i HTR powstaje na tyle znikoma ilość energii, że znajduje się ona w granicach błędu aparatury pomiarowej.

Wcześniejsze spalanie DME powoduje istotny wzrost ciśnienia przed GMP i średniej wartości temperatury w cylindrze (rys. 9.2), dzięki czemu wtryskiwany ON może szybko się zapalić po krótkiej zwłoce zapłonu (rys. 9.9 i rys. 9.10). Ponadto, ze względu na zmniejszenie dawki ON wraz ze wzrostem współczynnika substytucji, mniejsza ilość energii jest wyzwolana w fazie spalania dyfuzyjnego. W wyniku czego, następuje obniżenie ciśnienia za GMP i powstaje

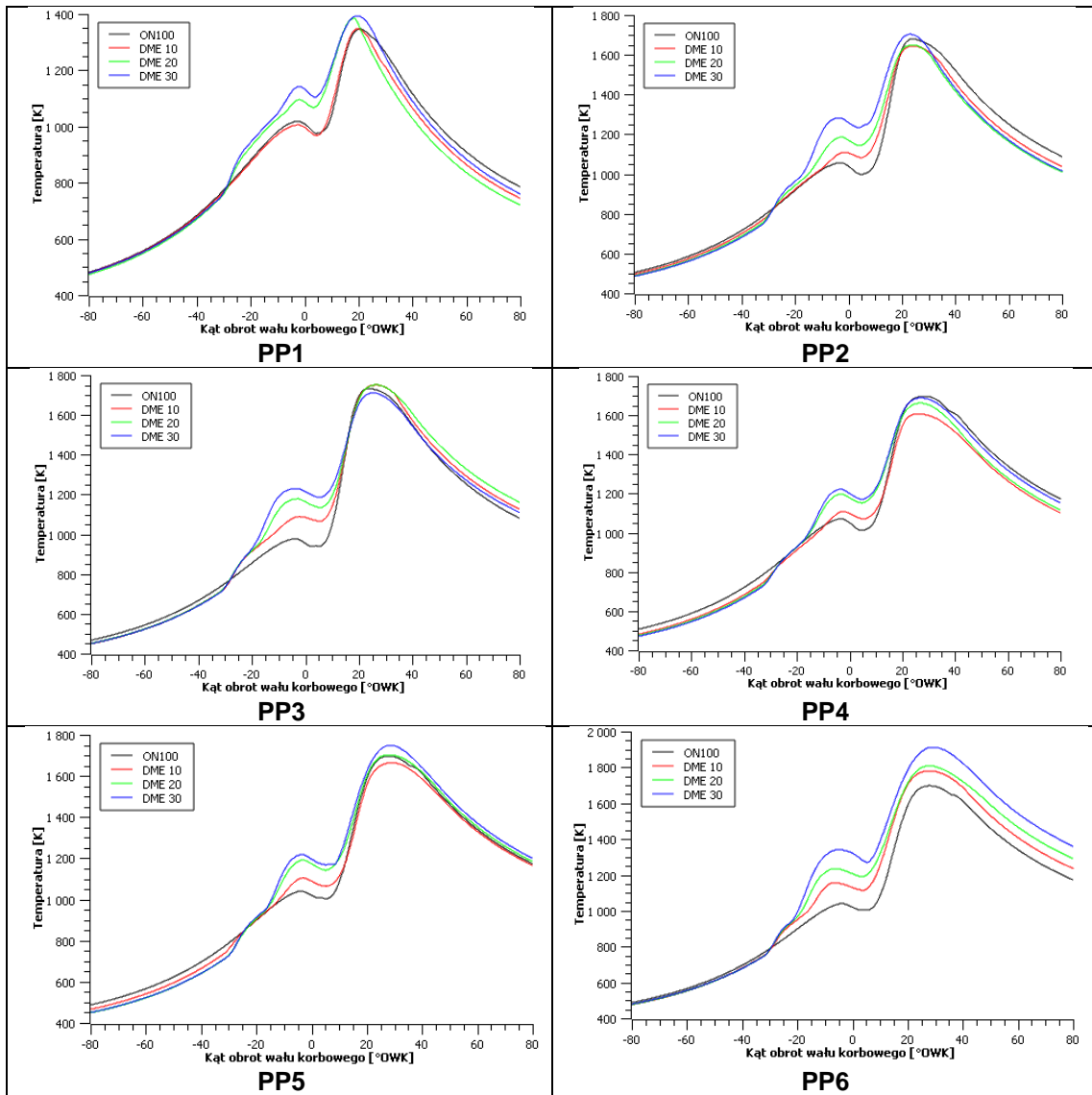
tw. 'efekt rozwarstwiania' przebiegów ciśnienia. Te zjawiska są zauważalne dla wszystkich badanych punktów pracy (rys. 9.1).



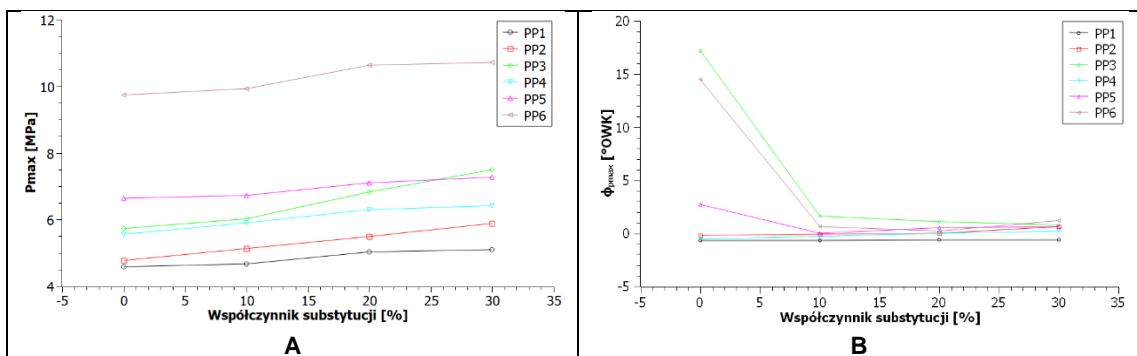
Rys. 9.1. Wpływ różnych współczynników substytucji na ciśnienie i szybkość uwalniania ciepła

Uśrednione temperatury wewnątrz cylindra dla różnych współczynników substytucji przedstawiono na rys. 9.2. W wyniku spalania DME w trybie PCCI temperatura gazów w cylindrze silnika wzrasta wraz ze wzrostem dawki DME. Charakter zmian temperatury jest podobny dla każdego badanego punktu pracy silnika.

Dla lepszego zrozumienia wpływu współczynnika substytucji na przebieg procesu spalania ważna jest analiza wybranych parametrów opisujących ten proces. Rys. 9.3 poz. A przedstawia zależność między szczytowym ciśnieniem p_{max} dla wszystkich badanych punktów pracy. Rys. 9.3 poz. B przedstawia kąt obrotu wału korbowego ϕ_{pmax} odpowiadający p_{max} . Ze względu na obniżenie dawki ON, wraz ze wzrostem współczynnika substytucji, wydzielona została większa ilość energii w fazach LTR i HTR, a obniżyła się w fazie dyfuzyjnego spalania, co skutkuje coraz wyższą wartością p_{max} oraz przesunięciem θ_{pmax} w stronę GMP. Podobny efekt zaobserwowali również autorzy prac [31, 34, 87] i innych.



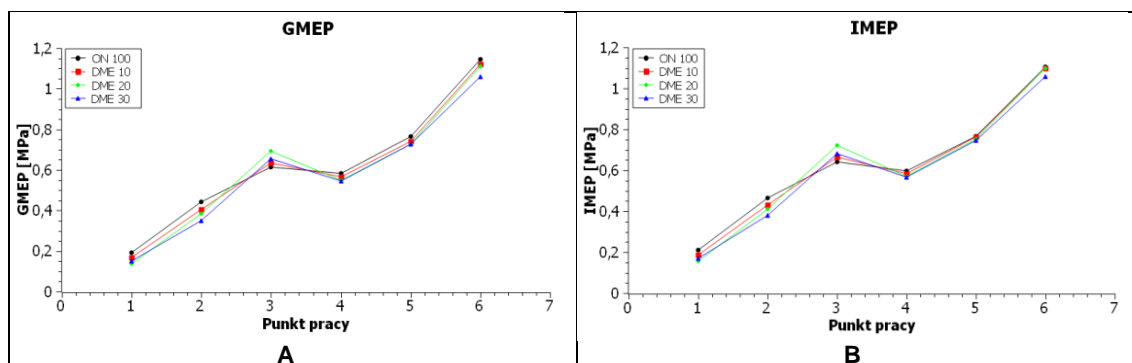
Rys. 9.2. Wpływ różnych współczynników substytucji na obliczoną temperaturę w cylindrze



Rys. 9.3. Wpływ różnych współczynników substytucji na p_{max} i ϕ_{pmax}

Rys. 9.4 przedstawia wpływ dawki DME na GMEP (od -180 [°OWK] do 180 [°OWK]) i IMEP (od -360 [°OWK] do 360 [°OWK]). Można zauważyć, że wzrost współczynnika substytucji powoduje obniżenie IMEP i GMEP. Zmiany w wartościach są spowodowane przede wszystkim zmianą kształtu przebiegu procesu spalania oraz powstawaniu zjawiska rozwarstwiania przebiegów ciśnienia za GMP, co ma istotny wpływ na obliczoną wartość średniego ciśnienia

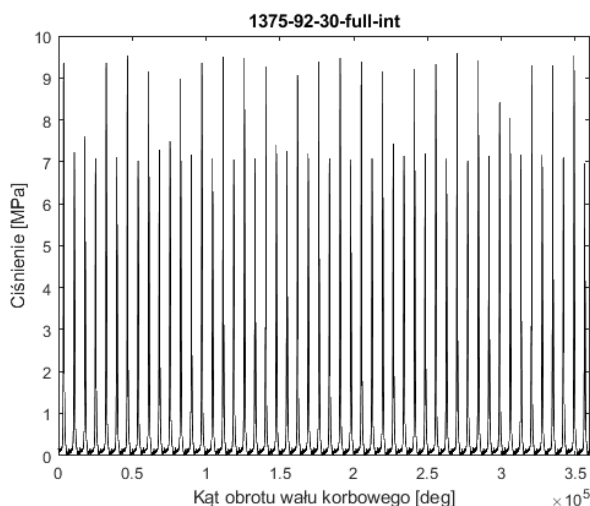
indykowanego. Wyjątkiem jest PP3, gdzie charakter przebiegu ciśnienia za GMP jest wyższy od konwencjonalnego ON, co powoduje uzyskanie większych wartości GMEP i IMEP.



Rys. 9.4. Wpływ różnych współczynników substytucji na średnie ciśnienie indykowane

Badania eksperymentalne przeprowadzono przy stałej prędkości obrotowej i stałym obciążeniu. Uzyskanie i utrzymywanie wybranych punktów pracy silnika zapewniły sterownik hamowni i fabryczny sterownik silnika. Sterownik fabryczny zmieniał takie parametry jak: kąt początku wtrysku ON, dawka ON, nastawa zaworu EGR, nastawa kierownicy turbosprężarki. Pomimo utrzymania stałej prędkości i obciążenia, spalanie DME w trybie PCCI, spowodowało niepowtarzalność cykli pracy silnika i niestabilność spalania (rys. 9.5). Przyczyną tego zjawiska jest gorsze mieszanie się paliwa z powietrzem, co prowadzi do niekompletnego spalania, a to wiąże się ze zwiększeniem emisji związków toksycznych w spalinach (Omówiono to w podrozdziale 9.2).

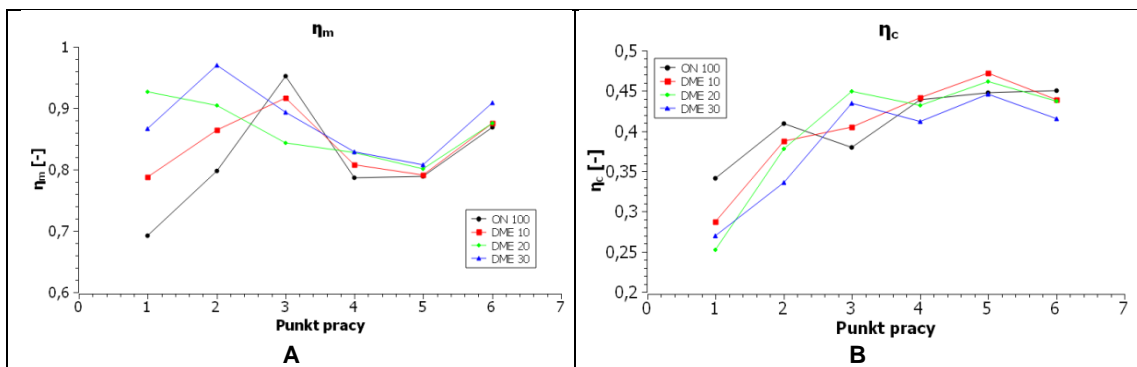
Efekt nierównomierności pracy silnika ZS pracującego w trybie dwupaliwowym rys. 9.5 przedstawia nierównomierność spalania dla wybranego przedziału pracy (50 cykli pracy silnika następujących kolejno jeden za drugim).



Rys. 9.5. Fragment przebiegu cykli pracy silnika

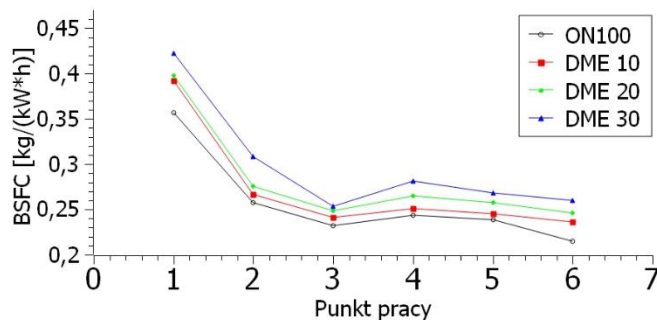
Ze względu na utrzymywanie stałego momentu obrotowego na hamulcu a w konsekwencji stałego ciśnienia użytecznego z równania 7.82 można zauważyć, że jedynym kluczowym czynnikiem wpływającym na sprawność mechaniczną jest wartość średniego

ciśnienia indykowanego. Wpływ dawki DME na sprawność mechaniczną i cieplną przedstawia rys. 9.6. Można zaobserwować, że sprawność cieplna silnika dla punktów pracy 1,2,4,6 zmniejsza się wraz ze wzrostem dawki DME. Przyczyną tego może być wypieranie z kolektora dolotowego świeżego powietrza przez wpływający tam DME [31], pogarszając proces spalania. Natomiast dla punktów pracy 3 i 5 sprawność cieplna była nieco wyższa w porównaniu do konwencjonalnego trybu pracy silnika ZS i podobnie do innych punktów pracy zmienia się ona wraz ze wzrostem współczynnika substytucji. Według autorów pracy [87] jest to prawdopodobnie spowodowane tym, że przy dużych obciążeniach zwiększona szybkość wydzielania ciepła i skrócony czas spalania w trybie PCCI prowadzą do zwiększenia sprawności cieplnej silnika.



Rys. 9.6. Wpływ różnych współczynników substytucji na sprawność mechaniczną i cieplną

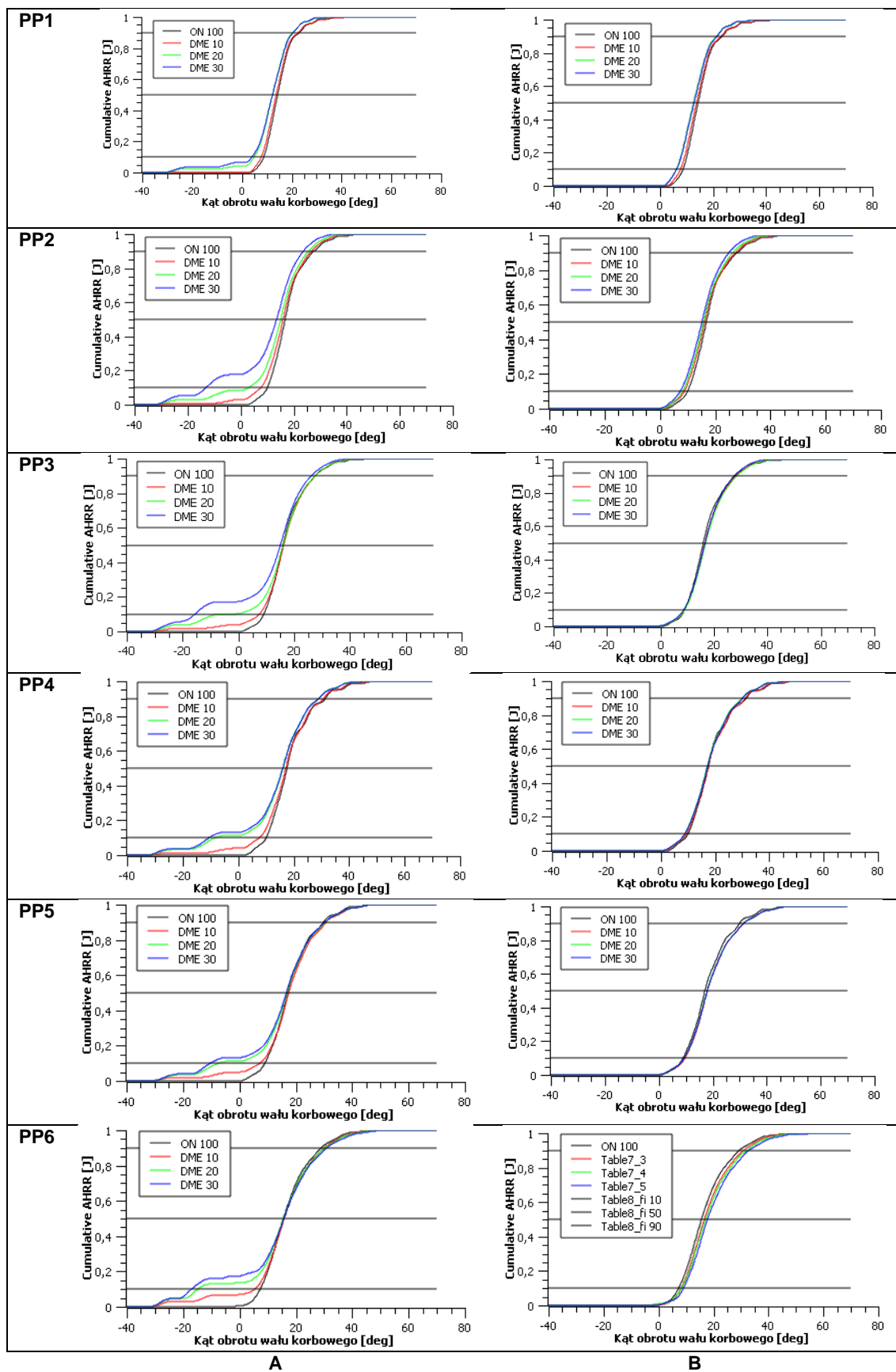
Rys. 9.7 przedstawia jednostkowe zużycie paliwa. Ze względu na mniejszą wartość opałową DME w porównaniu do ON w celu zrównoważenia ilości energii wydzielanej przy spalaniu, dawka DME musi być odpowiednio wyższa. Dlatego, wraz ze wzrostem współczynnika substytucji jednocześnie rośnie jednostkowe zużycie paliwa.



Rys. 9.7. Jednostkowe zużycie paliwa

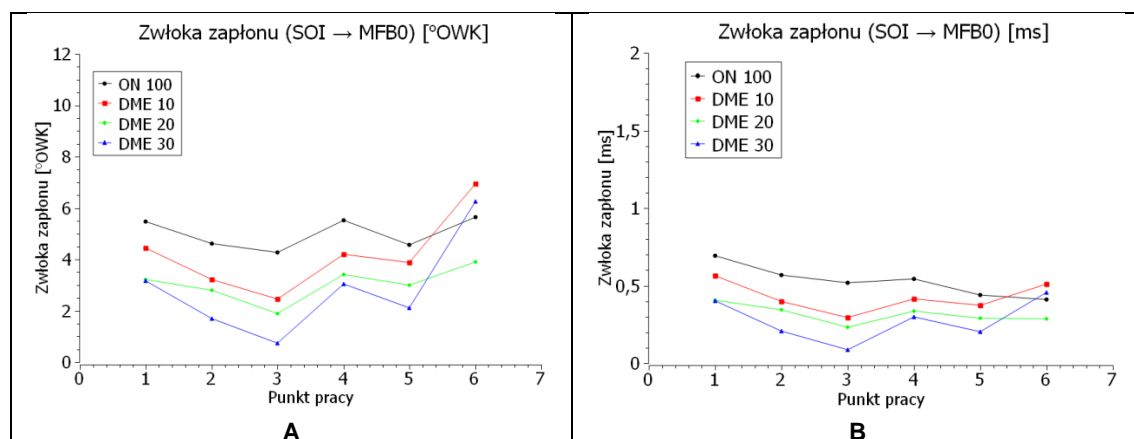
9.1.1. Wskaźniki spalania

Znormalizowaną zintegrowaną względną prędkość spalania paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla różnych punktów pracy silnika pokazano na rys. 9.8. Uzyskane w taki sposób wykresy zostały wykorzystane w celu wyznaczenia wybranych wskaźników spalania, takich jak 0%MFB, 50%MFB, CD_{10-90} oraz zwłokę zapłonu dla spalania dyfuzyjnego (rys. 9.9 i rys. 9.10). Rys. 9.8 poz. A przedstawia względną prędkość spalania paliwa dla trybu PCCI. Natomiast, rys. 9.8 poz. B przedstawia względną prędkość spalania paliwa wyłącznie dla DICl.

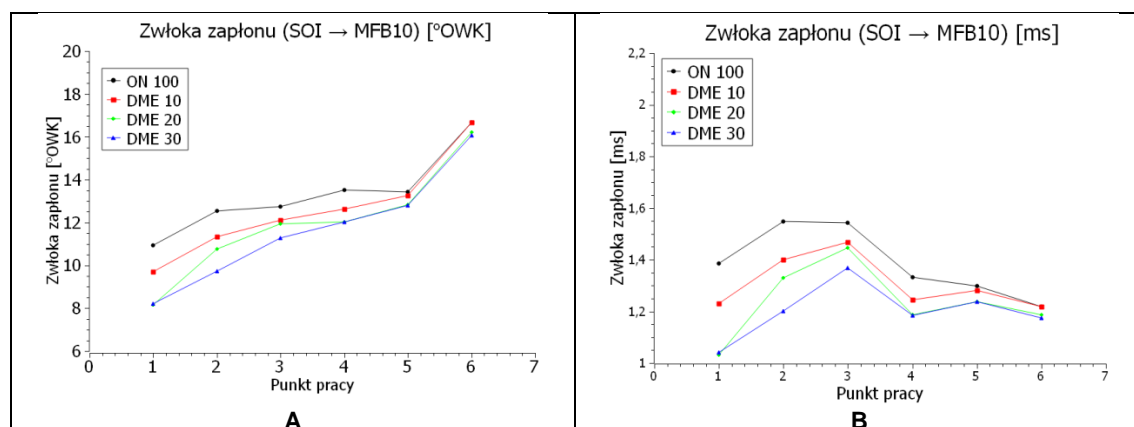


Rys. 9.8. Wpływ różnych współczynników substytucji na względną prędkość spalania paliwa
 A – z uwzględnieniem wszystkich faz spalania, B – faza dyfuzyjnego spalania

Rys. 9.9 przedstawia wpływ różnych współczynników substytucji na zwłokę zapłonu dla fazy dyfuzyjnego spalania. Wyraźnie widać tendencję zmniejszenia zwłoki zapłonu przy dodawaniu coraz większej dawki DME w porównaniu z czystym olejem napędowym. Jak wspomniano wcześniej główną przyczyną tego, jest powstanie PCCI. Dzięki wcześniejszemu spalaniu, ciśnienie i średnia temperatura panująca w komorze spalania wzrasta, co skutkuje zmniejszeniem opóźnienia zapłonu. Wyjątkiem, jest uzyskana zwłoka zapłonu dla szóstego punktu pracy, gdzie przy dodawaniu 10% i 20% DME jest ona wyższa od ON. Główną przyczyną tego zjawiska jest punkt odpowiadający początkowi spalania (rys. 9.13 poz. A). Najprawdopodobniej jest to związane z niedokładnością aparatury pomiarowej i wysokim stosunkiem sygnału do szumu ze względu na niestabilność procesu spalania w początkowej fazie. Dlatego, podobnie do autorów pracy [88], zwłoka zapłonu została zdefiniowana jako czas od początku wtrysku (SOI) do momentu spalania 10% ładunku (10%MFB). Taki wybór wyznaczenia zwłoki zapłonu pozwala wyeliminować wyżej wymienione negatywne efekty. Zwłoka zapłonu od SOI do 10%MFB została przedstawiona na Rys. 9.10.



Rys. 9.9. Zwłoka zapłonu (od SOI do 0%MFB) dla fazy spalania dyfuzyjnego



Rys. 9.10. Zwłoka zapłonu (od SOI do 10%MFB) dla fazy spalania dyfuzyjnego

W Tabeli 9.1 przedstawiono szczytowe wartości energii wyzwalanej w wyniku spalania ładunku dla każdej fazy spalania i ich położenie względem kąta obrotu wału korbowego. Analizując wyniki można zauważyć, że wraz ze wzrostem dawki DME również rośnie ilość wydzielonej energii w fazie LTR i HTR. Natomiast ilość wydzielonej energii w fazie spalania

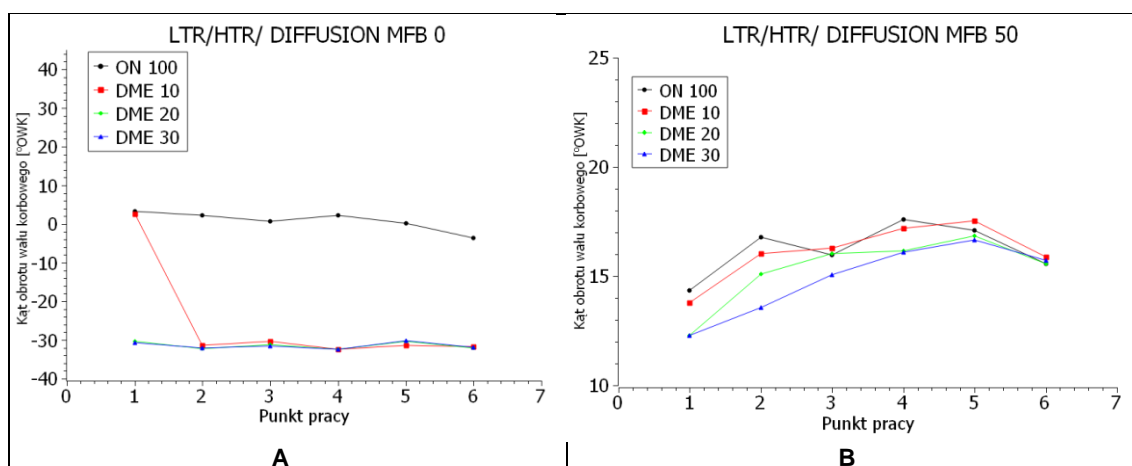
dyfuzyjnego obniża się wraz ze wzrostem dawki DME. Jak wspomniano wcześniej główną przyczyną tego jest sposób zastąpienia oleju napędowego dimetyloeterem, przy którym zwiększając dawkę DME jednocześnie obniża się dawka ON. Rys. 9.11 przedstawia położenia odpowiadające początkowi spalania (0%MFB) i spalaniu 50% ładunku (50%MFB) dla PCCI. Analizując położenia punktów przedstawionych w Tabeli 9.1 i rys. 9.11 można zauważyć, że:

1. W fazie LTR ilość podawanego DME nie ma znaczącego wpływu na położenie punktu zapłonu ładunku ϕ_{MFB0} oraz punktu odpowiadającemu wydzieleniu maksymalnej energii ze spalania $\phi_{ahrr.max}$ i dla każdego punktu pozostaje praktycznie bez zmian.

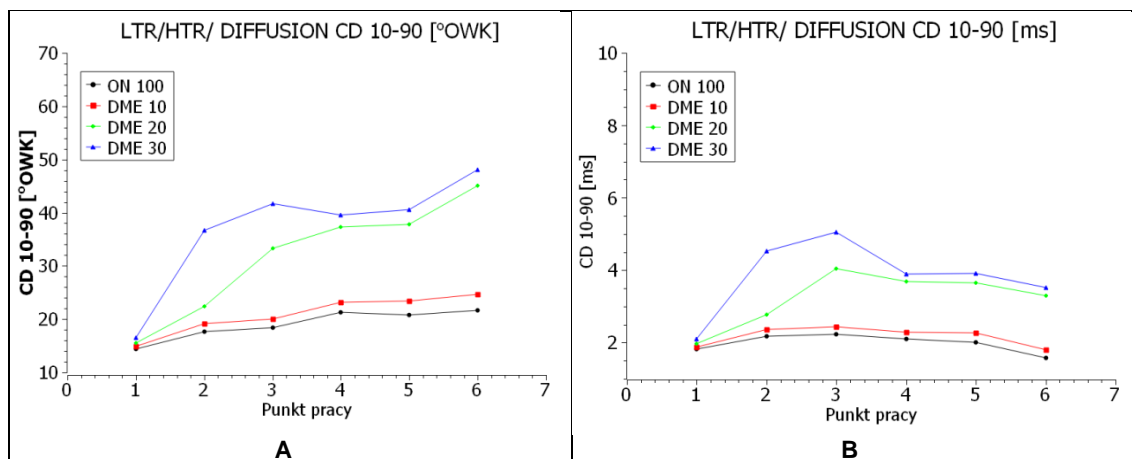
2. Wraz ze wzrostem ilości DME, w fazie LTR spala się coraz większa ilość ładunku. Jak podają autorzy pracy [34] obszar ujemnego współczynnika temperaturowego kontrolowanych chemicznie pośrednich reakcji temperaturowych skraca się wraz ze wzrostem ilości podawanego DME. W konsekwencji powoduje to wcześniejsze spalanie w fazie HTR i przesunięcie punktu $\phi_{ahrr.max}$ w stronę fazy LTR.

3. W fazie spalania dyfuzyjnego, fazy LTR i HTR powodują wzrost temperatury w komorze spalania co prowadzi do obniżenia zwłoki zapłonu ON. Ponadto niekorzystne efekty spalania omówione w dalszej części, powodują przesunięcia punktu $\phi_{ahrr.max}$.

4. Przesunięcie faz HTR i spalania dyfuzyjnego powodują przesunięcie punktu 50%MFB w kierunku GMP. Jednak na rys. 9.11 poz. B można zauważyć, że dla punktów pracy 3, 5 i 6 dawka 10%DME powoduje przesunięcie punktu 50%MFB w przeciwną stronę. Przyczyną tego może być energia kinetyczna turbulencji w cylindrze związana z rozpylaniem oleju napędowego, co może prowadzić do pogorszenia mieszania i spadku lokalnych stężeń paliwa/powietrza [34] oraz nierównomierność i niestabilność pracy silnika (rys. 9.5). W konsekwencji, te zjawiska są jednymi z dominujących przyczyn zmian kształtu dyfuzyjnego etapu spalania (rys. 9.1) i odgrywają kluczową rolę w położeniu 50%MFB. Ponadto, te niekorzystne efekty wydłużą globalny (uwzględniający trzy fazy spalania (rys. 9.12)) i lokalny (reprezentujący wyłącznie dyfuzyjną fazę spalania, przedstawiony na rys. 9.14) czas spalania ładunku.



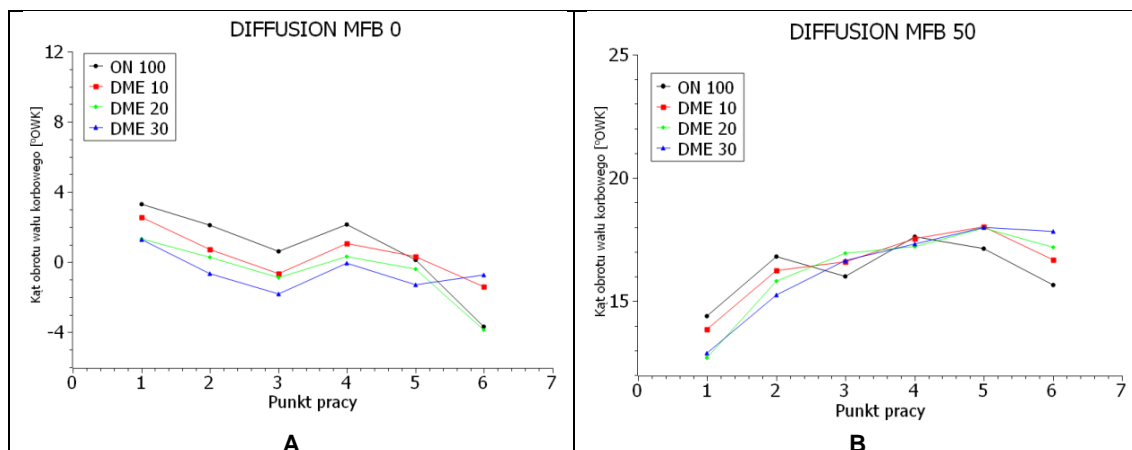
Rys. 9.11. Wpływ różnych współczynników substytucji na położenie 0%MFB i 50%MFB dla PCCI



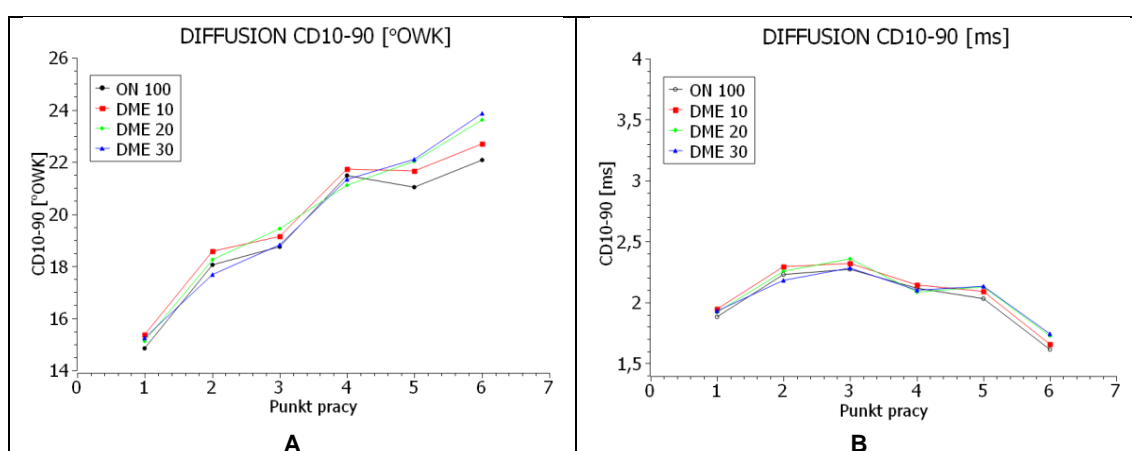
Rys. 9.12. Wpływ różnych współczynników substytucji na czas spalania dla PCCI

Tabela 9.1. Wpływ różnych współczynników substytucji na $AHRR_{max}$ i $\phi_{ahrr,max}$

Punkt pracy	DME Rate	LTR		HTR		Diffusion	
		$\phi_{ahrr,max}$	$AHRR_{max}$	$\phi_{ahrr,max}$	$AHRR_{max}$	$\phi_{ahrr,max}$	$AHRR_{max}$
	[%]	[°OWK]	[J/deg]	[°OWK]	[J/deg]	[°OWK]	[J/deg]
1	0	-	-	-	-	12,3	20,23431
	10	-	-	-	-	11,5	17,23614
	20	-27,5	0,869447	-4,5	0,657425	10,2	12,67591
	30	-27,6	1,087577	-5,8	0,907829	10,2	12,3764
2	0	-	-	-	-	17	35,12795
	10	-29,1	0,638217	-4,4	1,294774	16,3	28,1662
	20	-29,1	1,73792	-10,4	2,641505	15,7	23,94192
	30	-29	2,74161	-12	5,089834	15,3	19,50754
3	0	-	-	-	-	15,4	44,59981
	10	-27,6	1,86095	-8,2	1,585991	15,6	38,85291
	20	-28,3	3,818589	-13,9	5,063455	15,8	38,0649
	30	-28,5	4,956006	-15,2	9,296291	15,8	33,69339
4	0	-	-	-	-	17,9	42,54558
	10	-29,8	1,350047	-8,1	1,737451	17,2	34,70882
	20	-29,4	3,15643	-11,3	5,194881	16,6	29,01864
	30	-29,4	3,4673	-11,9	5,849686	16,6	27,9443
5	0	-	-	-	-	16,1	49,87247
	10	-28,5	2,420288	-9	2,932462	16,6	41,01927
	20	-27,2	4,39545	-12,4	5,85174	16,5	35,35448
	30	-27,2	4,886503	-13,2	7,921009	16,6	34,23991
6	0	-	-	-	-	13,4	58,04387
	10	-28	5,971098	-13,1	6,653185	14,1	48,66318
	20	-28,3	9,097321	-15,9	14,44739	13,6	45,39796
	30	-28,3	9,088374	-18,1	14,40099	15,6	41,67794



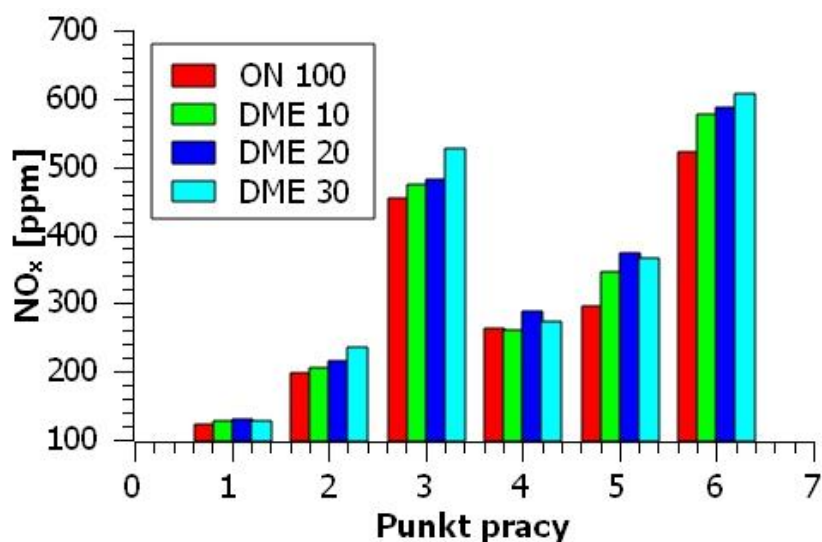
Rys. 9.13. Wpływ różnych współczynników substytucji na położenie 0%MFB i 50%MFB dla DICI



Rys. 9.14. Wpływ różnych współczynników substytucji na czas spalania dla DICI

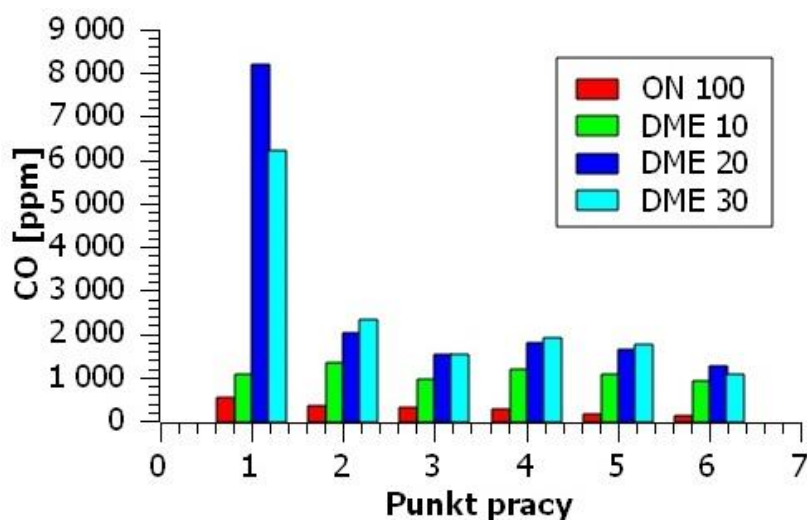
9.2. Emisyjność silnika

Kolejnym, nie mniej ważnym etapem oceny parametrów pracy i procesu spalania silnika zasilanego nowym alternatywnym paliwem jest analiza jego emisyjności. Tlenki azotu NO_x są jednym z głównych toksycznych składników spalin emitowanych przez silniki ZS i są głównym prekursorem smogu. Tlenki azotu to produkty spalania paliw węglowodorowych w warunkach wysokiego ciśnienia i temperatury. Na rys. 9.15 przedstawiono wpływ różnych współczynników substytucji na zawartość NO_x w spalinach. Można zauważyć, że emisje NO_x w dwupaliwowym trybie pracy (DME/ON) są wyższe w porównaniu do jednopaliwowego trybu (ON). Ponadto, wraz ze wzrostem dawki DME wzrastają również emisje NO_x . Główną przyczyną tego jest wyższa temperatura i ciśnienie wewnątrz cylindra spowodowane spalaniem PCCI.



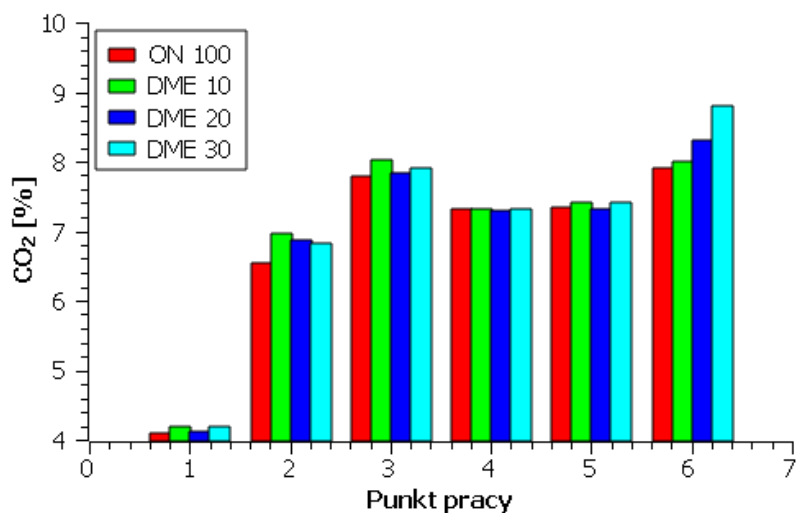
Rys. 9.15. Wpływ różnych współczynników substytucji na emisje tlenków azotu

Na rys. 9.16 i rys. 9.17 przedstawiono porównawcze wartości CO i CO₂ w spalinach. Można zauważyć, że emisje CO są wyższe w przypadku zasilania dwupaliwowego niż w przypadku zasilania jednopaliwowego i rosną wraz ze wzrostem dawki DME. Tlenek węgla CO jest produktem pośrednim niepełnego spalania paliw węglowodorowych i występuje w warunkach zbyt bogatej lub zbyt ubogiej mieszanki. Jak wspomniano wcześniej, zwiększenie dawki DME prowadzi do nierównomiernej i niestabilnej pracy silnika, w wyniku czego pogarsza się tworzenie mieszanki. Kolejną przyczyną wzrostu zawartości CO w spalinach jest utrzymywanie stałej lambdy (rys. 9.19), powodującej powstanie nie optymalnej mieszanki paliwowo powietrznej.

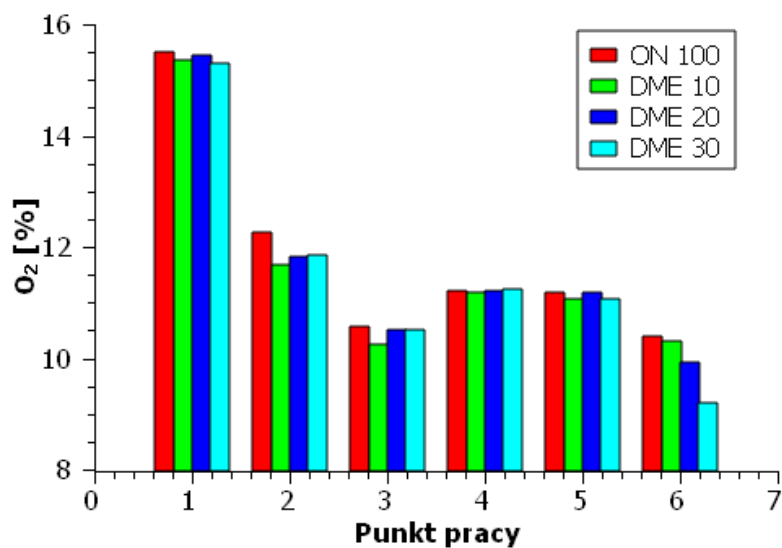


Rys. 9.16. Wpływ różnych współczynników substytucji na emisje tlenków węgla

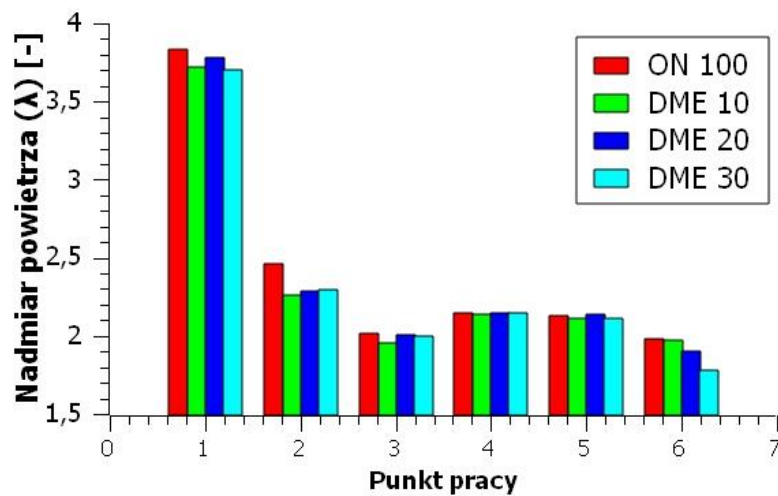
Dwutlenek węgla CO₂ jest produktem spalania węgla, składnika paliwa węglowodorowego. Dla punktów pracy silnika, w których możliwe było utrzymanie stałego poziomu tlenu w cylindrze (rys. 9.18), dawka DME nie miała znaczącego wpływu na zawartość CO₂ w spalinach. Analizując rys. 9.17 i rys. 9.18 można zauważyć, że stężenie dwutlenku węgla jest odwrotnie proporcjonalne do poziomu tlenu w spalinach.



Rys. 9.17. Wpływ różnych współczynników substytucji na procentowe stężenie dwutlenku węgla w spalinach



Rys. 9.18. Procentowe stężenie tlenu w spalinach



Rys. 9.19. Nadmiar powietrza

9.3. Analiza zmienności wskaźników spalania (ANOVA)

Ostatnim etapem oceny wpływu dawki DME na proces spalania, jest statystyczna analiza zmienności (ANOVA) wraz z dalszym opisem wybranych wskaźników spalania (w tym: jednostkowego zużycia paliwa, zwłoki zapłonu, 50%MFB, czasu spalania) ciągłymi funkcjami regresji.

Analiza ANOVA polega na ocenie poziomu istotności wpływu różnej ilości DME (czynnika) na wybrane wskaźniki spalania (odpowiedzi). W zależności od poziomu istotności (zwykle dobrze sprawdza się poziom istotności $\varepsilon = 0,05$ [89]) wartość współczynnika P-value jest determinującym parametrem określającym istotność wpływu czynników na odpowiedzi, gdy:

1. P-value $\leq \varepsilon$ – różnice są statystycznie istotne. Takie zjawisko jest traktowane jako kryterium odrzucenia hipotezy zerowej (nieistotność wpływu czynnika).

2. P-value $> \varepsilon$ – różnice nie są istotne statystycznie (istotność wpływu czynnika).

Tabela 9.2. Wyniki ANOVA

Czynnik – dawka DME [kg/h]				
Odpowiedź	Jednostka	P-value	Istotność	R ² [%]
g _e	[kg/(kW*h)]	0,409	Tak	0,8259
T _{i0-10}	[ms]	0,544	Tak	0,7859
50%MFB	[°OWK]	0,289	Tak	0,8602
10-90%CD	[ms]	0,002	Nie	0,9366

Wartości R² przedstawione w Tabeli 9.2, reprezentują nie wystarczającą zgodność między każdą z odpowiedzi a wybranym czynnikiem i pokazują, że wciąż jest miejsce na poprawę jakości modelu. Można ją osiągnąć, zwiększając liczbę obserwowanych danych w zbiorze i/lub ewentualnie dodając więcej czynników. W celu matematycznego opisu zależności między każdą z odpowiedzi a czynnikiem, została podjęta próba dopasowania modelu ciągłych funkcji regresji. W celu poprawy zgodności modelu został wprowadzony dodatkowy czynnik – prędkość obrotowa silnika. Stwierdzono, że charakter zmian wybranych parametrów najlepiej jest opisywany wielomianem drugiego stopnia. Wyniki dopasowania dla jedno- i dwu- czynnikowego modelu przedstawia Tabela 9.3. Natomiast Tabela 9.4 przedstawia współczynniki dla dwuparametrowej regresji. Warto nadmienić, że wybór czynników (dawka DME i prędkość obrotowa silnika) został uzasadniony wyznaczeniem minimalnie możliwej grupy parametrów pozwalających na przewidywanie wybranych odpowiedzi z wymaganym poziomem dokładności, przy tym nie komplikując modelu ciągłych funkcji regresji. W celu łatwiejszego zastosowania funkcji ciągłych, wybór czynników został ograniczony łatwo dostępną informacją o parametrach pracy silnika.

Podstawowe równanie dwuparametrowego modelu, można opisać:

$$y = A + B_1 \cdot x_1 + B_2 \cdot x_2 + C_1 \cdot x_1^2 + C_2 \cdot x_2^2 \quad (9.1)$$

gdzie: y – wybrana odpowiedź, x₁ i x₂ – reprezentują dwa wybrane czynniki (dawkę DME [kg/h] i prędkość obrotową silnika [obr/min])

Tabela 9.3. Wartość R^2 dla funkcji ciągłych

Odpowiedź	Czynnik	SR 10%	SR 20%	SR 30%
g_e	DME – R^2	0,8751	0,8122	0,9507
	DME i n – R^2	0,9853	0,9774	0,9551
T_{i0-10}	DME – R^2	0,2517	0,3439	0,6859
	DME i n – R^2	0,9985	0,9886	0,9348
50%MFB	DME – R^2	0,8986	0,9651	0,7746
	DME i n – R^2	0,9968	0,9848	0,9889
10-90%CD	DME – R^2	0,7982	0,8676	0,7095
	DME i n – R^2	0,9764	0,9385	0,946

Tabela 9.4. Współczynniki dwuparametrowej regresji

Odpowiedź	SR	Równanie modelu				
g_e	10	-11,482	-2,4428	0,0162	2,5309	-5,3E-06
	20	-2,455	-0,7402	0,004	0,357	-1,3E-06
	30	0,695	-0,2976	-0,0002	0,0569	8,04E-08
T_{i0-10}	10	-8,5065	-0,3204	0,0131	0,3442	-4,4E-06
	20	8,8505	1,8768	-0,0104	-0,8086	3,10E-06
	30	16,846	3,2836	-0,0208	-3,1221	6,57E-06
50%MFB	10	227,3613	44,68834	-0,29402	48,28008	9,67E-05
	20	40,29976	13,97858	-0,04187	-5,87816	1,36E-05
	30	-102,201	-4,2093	0,150751	3,299957	-4,8E-05
10-90%CD	10	49,91463	9,73927	-0,06515	-10,2438	2,1E-05
	20	21,50667	7,566525	-0,028	-3,20169	8,78E-06
	30	65,24543	11,40518	-0,08794	-3,94157	2,77E-05

Określone funkcje (równanie 9.1 i Tabela 9.3) mogą być wykorzystane w dwupaliwowych silnikach ZS zasilanych podobnie (DME i ON) jak badany w niniejszej pracy silnik. Warto nadmienić, że przedstawione funkcje nie mogą być zastosowane w silnikach posiadających inne parametry techniczne lub inny skład mieszanki palnej. Zastosowanie funkcji regresji ww. przypadkach wymaga przeprowadzenia dodatkowych badań w tym zakresie.

10. UWAGI KOŃCOWE I WNIOSKI

Rezultatem przeprowadzonych prac badawczych jest analiza zależności zachodzących pomiędzy parametrami roboczymi silnika a parametrami charakteryzującymi proces współspalania DME i ON dla wielu punktów pracy silnika o zapłonie samoczynnym.

W celu przeprowadzenia badań silnik został wyposażony w dodatkowy układ zasilania dimetyloeterem, odpowiednie czujniki i niezbędne układy pomiarowe oraz rejestracyjne. Zastąpiono filtr powietrza przepływomierzem laminarnym oraz zastąpiono wentylatorową chłodnicę powietrza doładowującego wodną. Innych zmian w konstrukcji silnika lub algorytmach pracy fabrycznej jednostki sterującej, zaworu EGR, strategii wtrysku, nie wprowadzono. Przeprowadzona analiza jest skierowana na rozszerzenie dotychczasowej wiedzy w zakresie spalania DME i ON w dwupaliwowych silnikach ZS. Wyniki badań powinny być pomocne w pracach adaptacyjnych silników ZS do zasilania dwupaliwowego i optymalizacji systemów elektronicznego sterowania pracą takich silników. Główne wyniki przeprowadzonych prac można przedstawić w następujący sposób:

A. Przy obciążeniach silnika ponad ~10% ze względu na wyższą temperaturę panującą w cylindrze (w porównaniu do pracy bez obciążenia) i niską temperaturę samozapłonu oraz wysoką liczbę cetanową nawet niewielki procent (~10%) dimetyloeteru w składzie ładunku powoduje zmianę trybu spalania silnika ZS z DICl na PCCI. Dwupaliwowe spalanie PCCI cechuje się trzy fazowym spalaniem nisko- i wysoko- temperaturowym spalaniem/reakcją (LTR i HTR) oraz fazą dyfuzyjnego spalania oleju napędowego. Dawka DME ma niewielki wpływ na początek spalania ładunku w fazie LTR powstający od ~27 do ~30 [°OWK] przed GMP. Wzrost dawki DME prowadzi do spalania większej ilości ładunku w fazie LTR, prowadząc do większej temperatury w cylindrze. Ten efekt powoduje przyspieszenie zapłonu ładunku w fazie HTR. Podobnie dla fazy LTR wyższa dawka DME powoduje wzrost ilości energii wydzielonej w fazie HTR, prowadząc do obniżenia zwłoki zapłonu w fazie spalania dyfuzyjnego. Wraz ze wzrostem dawki DME obniża się dawka ON, co wiąże się z wydzieleniem mniejszej ilości energii w fazie spalania dyfuzyjnego. Tryb spalania PCCI i mniejsza zwłoka zapłonu powodują przesunięcie wskaźników spalania w kierunku wcześniejszych kątów przed GMP. Wielkość tego przesunięcia zależna jest od składu mieszaniny paliwowo-powietrznej i przebiegu procesu spalania.

B. W czasie badań dla każdego punktu pracy była utrzymywana stała prędkość i moment obrotowy. Ogólny efekt trzyfazowego spalania przy utrzymaniu stałych wartości tych parametrów, ze względu na nietypowy kształt spalania PCCI (Rys. 9.1) dla konwencjonalnych silników ZS oraz wysoką liczbę cetanową i niską temperaturę samozapłonu DME, powodują zakłócenia pracy silnika i niestabilność spalania. Dla niektórych punktów pracy stężenie DME >20% prowadzi do powstania zjawiska spalania stukowego. Kolejną przyczyną tego zjawiska jest sterownik hamowni silnikowej i konwencjonalna jednostka sterująca silnika. Mają one za zadanie utrzymać stałą prędkość i moment obrotowy starając się odpowiednio dopasować parametry elementów sterujących silnika.

C. W przypadku dwupaliwowego (DME i ON) trybu pracy, ze względu na niekorzystny przebieg procesu spalania (nietypowy kształt przebiegu procesu spalania, niekompletne i nierównomierne spalanie) oraz wysoką temperaturę w cylindrze silnika, emisje NO_x i CO są znacznie wyższe w porównaniu do klasycznego jednopaliwowego (wyłącznie na ON) trybu pracy silnika ZS.

D. Dzięki swoim właściwościom fizykochemicznym takim jak wysoka liczba cetanowa, niska temperatura wrzenia, wysoka zawartość tlenu w strukturze, niski stosunek węgla do wodoru (C/H), brak bezpośrednich wiązań C-C itp. W wielu ośrodkach badawczych, DME jest rozpatrywany jako obiecująca alternatywa oleju napędowego dla silników ZS starszych generacji (ze względu na obniżenie emisji związków toksycznych). Jednak przeprowadzone prace badawcze i analiza wykazały, że bezpośrednie wykorzystanie DME w samochodowych dwupaliwowych silnikach ZS jest niekorzystne. W celu spełnienia wymagań ekologicznych i użytkowych konieczne jest przeprowadzenie działań optymalizacyjnych parametrów pracy silników ZS.

E. Do uzyskania optymalnych parametrów pracy silników został opracowany oryginalny numeryczny model silnika w komercyjnym oprogramowaniu Wave firmy Ricardo. Kalibrację i identyfikację parametrów wprowadzanych do modelu przeprowadzono na podstawie analizy danych uzyskanych z pomiarów obiektu rzeczywistego (silnik ZS AJM 1.9 TDI). Wykorzystanie dużej liczby parametrów uzyskanych w czasie badań silnika pozwoliło na uzyskanie wyników symulacji z zadawalającą zgodnością. Zostało to potwierdzone podczas analizy porównawczej modelu z obiektem rzeczywistym. Opracowany model numeryczny dzięki swojej prostocie w obsłudze i wysokiej zgodności z rzeczywistym obiektem badawczym, umożliwia wykorzystanie go, przy analizach potrzebnych do uzyskania optymalnych parametrów silników. Pozwala to znacznie zaoszczędzić czas i koszty na rozwój istniejących i/lub tworzenie nowych rozwiązań konstrukcyjnych silników tłokowych.

F. W pracy została zaproponowana metoda wyznaczenia punktów pracy silnika dla testu drogowego WLTP. Metoda ta polega na wyznaczeniu prędkości obrotowej i momentu obrotowego silnika dla wybranego profilu prędkości ruchu pojazdu poprzez tzw. 'wsteczne obliczenie' za pomocą metody wzdluznej dynamiki pojazdu. Uzyskane w ten sposób punkty pracy silnika zostały poddane grupowaniu metodą siatkową, w celu wyznaczenia ograniczonej liczby punktów pracy silnika reprezentujących cały cykl drogowy WLTP. Implementacja algorytmu opisywanej metody do oprogramowania Matlab zostały opracowane przez autora pracy. Opracowana metoda do wyznaczenia punktów pracy silnika jest prosta w obsłudze, nie jest obliczeniowo czasochłonna oraz nie wymaga ingerencji w konstrukcję pojazdu, ponieważ jest ona oparta na ograniczonej i ścisłej, ogólnie dostępnej informacji. Ponadto dzięki swojej uniwersalności pozwala ona na wyznaczenie punktów pracy dla dowolnego przebiegu prędkości ruchu pojazdu.

11. KIERUNKI DALSZYCH BADAŃ

Opracowany model numeryczny został ograniczony do odwzorowania wybranych elementów badanego silnika i wykorzystany wyłącznie do analizy procesu spalania. W celu kompletnego odwzorowania badanego silnika w modelu numerycznym ważnym jest rozszerzenie tego modelu o dodatkowe elementy w tym: turbosprężarkę, filtr powietrza, układ wylotu spalin wraz z układem oczyszczania spalin. Ponadto wymagane jest wprowadzenie dodatkowych podmodeli numerycznych pozwalających przewidzieć emisyjność silnika.

Dla pełnego rozpoznania zagadnień dwupaliwowego zasilania (DME i ON) silników ZS ważnym kierunkiem dalszych prac badawczych, byłoby przeprowadzenie optymalizacji procesu spalania a w szczególności optymalizacji strategii wtrysku, parametrów pracy układu EGR i doładowania. Pożądane byłoby przeprowadzenie analizy wpływu wszystkich kalibrowanych parametrów na parametry użytkowe i emisyjność silnika.

Niniejsza praca została ograniczona do silnika ZS wyposażonego w pompowtryskiwacze, przy użyciu współczynnika substytucji maks.~30% i sześciu punktów pracy. Kolejne badania powinny dotyczyć również silników ZS wyposażonych w układ common rail, wraz ze zwiększeniem wartości współczynnika substytucji. Ponadto wymagane jest zastosowanie bardziej precyzyjnej aparatury pomiarowej.

WYKAZ LITERATURY

- [1] Chłopek Z.: Some remarks on engine testing in dynamic states, *Combust. Engines*, vol. 143, no. 4, pp. 60–71, 2010, doi: 10.19206/ce-117131.
- [2] Kropiwnicki J.: Modelowanie układów napędowych pojazdów z silnikami spalinowymi, AGNI. Druk. Wydaw., pp. 1–153, 2016, [Online]. Available: <https://mostwiedzy.pl/en/publication/modelowanie-ukladow-napedowych-pojazdow-z-silnikami-spalinowymi,139011-1>
- [3] Geng P., Cao E., Tan Q., & Wei L.: Effects of alternative fuels on the combustion characteristics and emission products from diesel engines: A review, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 71, no. November 2016, pp. 523–534, 2017, doi: 10.1016/j.rser.2016.12.080.
- [4] Kessel D. G.: Global warming — facts, assessment, countermeasures, *J. Pet. Sci. Eng.*, vol. 26, no. 1, pp. 157–168, 2000, doi: 10.1016/S0920-4105(00)00030-9.
- [5] Abas N., Kalair A., & Khan N.: Review of fossil fuels and future energy technologies, *Futures*, vol. 69, pp. 31–49, 2015, doi: 10.1016/j.futures.2015.03.003.
- [6] BP Energy outlook: Statistical Review of World Energy globally consistent data on world energy markets . and authoritative publications in the field of energy, *BP Energy Outlook 2021*, vol. 70, pp. 8–20, 2021.
- [7] BP Energy: Energy Outlook 2020 edition explores the forces shaping the global energy transition out to 2050 and the surrounding that, *BP Energy Outlook 2030*, *Stat. Rev. London Br. Pet.*, p. 81, 2020, [Online]. Available: <https://www.bp.com/content/dam/bp/business-sites/en/global/corporate/pdfs/energy-economics/energy-outlook/bp-energy-outlook-2020.pdf>
- [8] United States Environmental Protection Agency: Fast Facts on Transportation Greenhouse Gas Emissions | US EPA, *United States Environ. Prot. Agency*, p. 2018, 2019, [Online]. Available: <https://www.epa.gov/greenvehicles/fast-facts-transportation-greenhouse-gas-emissions>
- [9] Chen X., Wang Z., Pan S., & Pan H.: Improvement of engine performance and emissions by biomass oil filter in diesel engine, *Fuel*, vol. 235, pp. 603–609, 2019, doi: 10.1016/j.fuel.2018.08.038.
- [10] STEPANENKO D. & KNEBA Z.: DME as alternative fuel for compression ignition engines – a review, *Combust. Engines*, vol. 177, no. 2, pp. 172–179, 2019, doi: 10.19206/ce-2019-230.
- [11] Stepanenko D. & Kneba Z.: Thermodynamic modeling of combustion process of the internal combustion engines – an overview, *Combust. Engines*, vol. 178, no. 3, pp. 27–37, 2019, doi: 10.19206/CE-2019-306.
- [12] Ramos A., Muñoz J., Andrés F., & Armas O.: NOx emissions from diesel light duty vehicle tested under NEDC and real-word driving conditions, *Transp. Res. Part D Transp. Environ.*, vol. 63, pp. 37–48, 2018, doi: 10.1016/j.trd.2018.04.018.
- [13] Pavlovic J., Marotta A., & Ciuffo B.: CO2 emissions and energy demands of vehicles

- tested under the NEDC and the new WLTP type approval test procedures, *Appl. Energy*, vol. 177, pp. 661–670, 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.05.110.
- [14] Stepanenko D., Kneba Z., & Rudnicki J.: Numerical methodology for evaluation the combustion and emissions characteristics on WLTP in the light duty dual-fuel diesel vehicle, *Combust. Engines*, 2021, doi: 10.19206/ce-143334.
- [15] E/ECE/TRANS/505/Rev.3/Add.153: Uniform provisions concerning the approval of light duty passenger and commercial vehicles with regards to criteria emissions, emissions of carbon dioxide and fuel consumption and/or the measurement of electric energy consumption and electric range (WLTP).
- [16] Dieselnet: Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure (WLTP), p. 2022, 2016, [Online]. Available: <https://www.dieselnet.com/standards/cycles/wltp.php>
- [17] Arcoumanis C., Bae C., Crookes R., & Kinoshita E.: The potential of di-methyl ether (DME) as an alternative fuel for compression-ignition engines: A review, *Fuel*, vol. 87, no. 7, pp. 1014–1030, 2008, doi: 10.1016/j.fuel.2007.06.007.
- [18] Folkson R. et al.: Alternative fuels and advanced vehicle technologies for improved environmental performance. 2014. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B978085709522050025X>
- [19] Semelsberger T. A., Borup R. L., & Greene H. L.: Dimethyl ether (DME) as an alternative fuel, *J. Power Sources*, vol. 156, no. 2, pp. 497–511, 2006, doi: 10.1016/j.jpowsour.2005.05.082.
- [20] Ramadhas A.S.: *Alternative Fuels for Transportation - Mechanical Engineering Series*. Taylor & Francis, 2016, doi: 10.1201/b16260.
- [21] Patten J.: Dimethyl ether fuel literature review, *Natl. Res. Counc. Canada*, pp. 1–118, 2015, doi: 10.4224/23000192.
- [22] Earis P.: *Alternative fuel technologies*, vol. 9, no. 21. 2007. doi: 10.1039/b706585j.
- [23] Han S. & Sik C.: Applicability of dimethyl ether (DME) in a compression ignition engine as an alternative fuel, *Energy Convers. Manag.*, vol. 86, pp. 848–863, 2014, doi: 10.1016/j.enconman.2014.06.051.
- [24] Park S. H. & Lee C. S.: Combustion performance and emission reduction characteristics of automotive DME engine system, *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 39, no. 1, pp. 147–168, 2013, doi: 10.1016/j.pecs.2012.10.002.
- [25] Gill P. S.: Validation of Dimethyl-Ether (DME) Combustion Models for use in Internal Combustion Engines by, 2019, [Online]. Available: <http://hdl.handle.net/1807/96117>.
- [26] Youn I. M., Park S. H., Roh H. G., & Lee C. S.: Investigation on the fuel spray and emission reduction characteristics for dimethyl ether (DME) fueled multi-cylinder diesel engine with common-rail injection system, *Fuel Process. Technol.*, vol. 92, no. 7, pp. 1280–1287, 2011, doi: 10.1016/j.fuproc.2011.01.018.
- [27] Ying W., Genbao L., Wei Z., & Longbao Z.: Study on the application of DME/diesel blends in a diesel engine, *Fuel Process. Technol.*, vol. 89, no. 12, pp. 1272–1280, 2008, doi: 10.1016/j.fuproc.2008.05.023.

- [28] Stepanenko D. & Kneba Z.: ECU calibration for gaseous dual fuel supply system in compression ignition engines, *Combust. Engines*, vol. 182, no. 3, pp. 33–37, 2020, doi: 10.19206/CE-2020-306.
- [29] Green C. J. & Cockshutt N. A.: Dimethyl Ether as a Methanol Ignition Improver: Substitution Requirements and Exhaust Emissions Impact, in *International Fuels & Lubricants Meeting & Exposition*, 1990. doi: 10.4271/902155.
- [30] Murayama T., Chikahisa T., & Guo J.: A Study of a Compression Ignition Methanol Engine with Converted Dimethyl Ether as an Ignition Improver. SAE International, 1992. doi: 10.4271/922212 UI - 922212.
- [31] Theinnoi K., Suksompong P., & Temwutthikun W.: Engine Performance of Dual Fuel Operation with In-cylinder Injected Diesel Fuels and In-Port Injected DME, *Energy Procedia*, vol. 142, pp. 461–467, 2017, doi: 10.1016/j.egypro.2017.12.072.
- [32] Khunaphan S., Hartley U. W., & Theinnoi K.: Characterization and Potential of Dimethyl Ether (DME) as Dual Fuel Combustion in a Compression Ignition Engine, *Int. J. Eng. Sci. Innov. Technol.* Vol. 2, Issue 3, May 2013, vol. 2, no. 3, pp. 79–85, 2013.
- [33] Sittichompoo S., Pridoung P., Sriphumma P., Songklod R., & Theinnoi K.: Effects of DME port-injection on performances of a single cylinder diesel engine in dual-fuel mode. 2016.
- [34] Wang Y., Zhao Y., Xiao F., & Li D.: Combustion and emission characteristics of a diesel engine with DME as port premixing fuel under different injection timing, *Energy Convers. Manag.*, vol. 77, pp. 52–60, 2014, doi: 10.1016/j.enconman.2013.09.011.
- [35] Grzegorz G. & Marek K.: Badania identyfikacyjne doładowanego silnika wysokoprężnego SW 680/17, Politechnika Gdańska, Praca dyplomowa, 1981.
- [36] Kneba Z., Stepanenko D., & Rudnicki J.: Numerical methodology for evaluation the combustion and emissions characteristics on WLTP in the light duty dual-fuel diesel vehicle, *Combust. Engines*, no. X, pp. 3–11, 2021, doi: 10.19206/ce-143334.
- [37] Kimo: Kigaz 310. Combustion Gas Analyzer. User Manual. [Online]. Available: https://sauermanngroup.com/sites/default/files/2017-09/NTang_Kigaz310_12-07-17.pdf
- [38] Fontaras G. et al.: The development and validation of a vehicle simulator for the introduction of Worldwide Harmonized test protocol in the European light duty vehicle CO2 certification process, *Appl. Energy*, vol. 226, pp. 784–796, 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.06.009.
- [39] Pavlovic J., Ciuffo B., Fontaras G., Valverde V., & Marotta A.: How much difference in type-approval CO2 emissions from passenger cars in Europe can be expected from changing to the new test procedure (NEDC vs. WLTP)?, *Transp. Res. Part A Policy Pract.*, vol. 111, pp. 136–147, 2018, doi: 10.1016/j.tra.2018.02.002.
- [40] Ahlawat R., Bredenbeck J., & Tatsuo Ichige M.: Estimation of Road Load Parameters via On-road Vehicle Testing g Tire Technology Expo 2013 February 5-7 Cologne Germany. pp. 1–44, 2013. [Online]. Available: www.aanddtech.com
- [41] Kim C., Lee H., Park Y., Myung C. L., & Park S.: Study on the criteria for the determination of the road load correlation for automobiles and an analysis of key factors, *Energies*, vol.

9, no. 8. 2016. doi: 10.3390/en9080575.

- [42] Aerodynamics data table, [Online]. Available: <http://tech-racingcars.wikidot.com/aerodynamics>.
- [43] Jazar R. N.: Vehicle dynamics : theory and application, Third edit. Cham, Switzerland: Springer, 2017, doi: 10.1007/978-3-319-53441-1.
- [44] Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., & Novak W.: Mediating the Power Flow BT - Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application, H. Naunheimer, B. Bertsche, J. Ryborz, and W. Novak, Eds. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2011, pp. 73–99. doi: 10.1007/978-3-642-16214-5_3.
- [45] Volkswagen Workshop Manuals. Golf Mk4 Power transmission 5 and 6-speed manual gearbox 02M. Technical data. [Online]. Available: <https://workshop-manuals.com>.
- [46] Dębicki M.: Teoria samochodu: teoria napędu. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1976.
- [47] Anghelache G. & Moisescu R.: The measurement of dynamic radii for passenger car tyre, IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng., vol. 252, p. 12014, Oct. 2017, doi: 10.1088/1757-899X/252/1/012014.
- [48] Giakoumis E. G. & Zachiotis A. T.: Investigation of a Diesel-Engined Vehicle's Performance and Emissions during the WLTC Driving Cycle—Comparison with the NEDC, Energies, vol. 10, no. 2, pp. 1–19, 2017, doi: 10.3390/en10020240.
- [49] Eckert J., Santiciolli F., Costa E., Corrêa F., Dionísio H., & Dedini F.: Vehicle gear shifting co-simulation to optimize performance and fuel consumption in the brazilian standard urban driving cycle, Blucher Eng. Proc., pp. 615–631, 2014, doi: 10.5151/engpro-simea2014-81.
- [50] Ma C. & Wu J.: Data Clustering: Theory, Algorithms, and Applications, ASASIAM Ser. Stat. Appl. Probab., vol. 20, pp. 1–448, Jan. 2007, doi: 10.1137/1.9780898718348.
- [51] MR I. & MOHAN D.: A Survey of Grid Based Clustering Algorithms, Int. J. Eng. Sci. Technol., vol. 2, pp. 3441–3446, Aug. 2010.
- [52] Schikuta E.: Grid-clustering: an efficient hierarchical clustering method for very large data sets, in Proceedings of 13th International Conference on Pattern Recognition, 1996, vol. 2, pp. 101–105 vol.2. doi: 10.1109/ICPR.1996.546732.
- [53] Rutkowski L.: Computational intelligence: Methods and techniques, Computational Intelligence: Methods and Techniques. pp. 1–514, 2008. doi: 10.1007/978-3-540-76288-1.
- [54] Longshaw S., Turner M., & Hewitt W.: Interactive Grid Based Binning for Information Visualization. 2008. doi: 10.2312/LocalChapterEvents/TPCG/TPCG08/035-042.
- [55] Wang L. & Li H.: Clustering algorithm based on grid and density for data stream, AIP Conf. Proc., vol. 1839, no. 1, p. 20202, May 2017, doi: 10.1063/1.4982567.
- [56] Kaczmarczyk K.: Charakterystyka gęstości czasowej silników spalinowych maszyn eksploatowanych w kopalniach węgla kamiennego, Masz. GÓRNICZE, vol. 2, pp. 30–34, 2015.
- [57] Koniuszy A.: Charakterystyka gęstości czasowej jako podstawowy cykl obciążeń w

- badaniach ciągników rolniczych, *Inżynieria Rol.*, vol. 99, no. 1, pp. 181–188, 2008.
- [58] Kropiwnicki J.: Koncepcja nowego testu energetycznego dla pojazdów samochodowych, *Arch. Motoryz.*, vol. 2, pp. 169–185, 2007.
- [59] Stepanenko D. & Kneba Z.: Thermodynamic modeling of combustion process of the internal combustion engines – an overview, *Combust. Engines*, vol. 178, no. 3, pp. 27–37, 2019, doi: 10.19206/ce-2019-306.
- [60] Cuddihy J. L.: A User-Friendly Two-Zone Heat Release Model for Predicting Spark-Ignition Engine Performance and Emissions, no. May 2014, p. 189, 2014.
- [61] Gautam P. S., Vishnoi P. K., & Gupta V. K.: A single zone thermodynamic simulation model for predicting the combustion and performance characteristics of a CI engine and its validation using statistical analysis, *Fuel*, vol. 315, no. January, p. 123285, 2022, doi: 10.1016/j.fuel.2022.123285.
- [62] Lheywood J. B.: Internal combustion engine gasket, *Seal. Technol.*, vol. 2010, no. 1, p. 14, 2010, doi: 10.1016/s1350-4789(10)70041-6.
- [63] Lounici M. S., Loubar K., Balistrrou M., & Tazerout M.: Investigation on heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 2, pp. 319–328, 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.09.012.
- [64] Shapiro H. N. & Van Gerpen J. H.: Two Zone Combustion Models for Second Law Analysis of Internal Combustion Engines, *SAE Trans.*, vol. 98, pp. 1408–1422, Apr. 1989, [Online]. Available: <http://www.jstor.org/stable/44581033>
- [65] Duque Amaya A. F., Díaz Torres A. G., & Acosta Maya D. A.: First and second thermodynamic law analyses applied to spark ignition engines modelling and emissions prediction, *Int. J. Interact. Des. Manuf.*, vol. 10, no. 4, pp. 401–415, 2016, doi: 10.1007/s12008-014-0247-y.
- [66] Wang Y.: A novel two-zone thermodynamic model for spark-ignition engines based on an idealized thermodynamic process, *Energies*, vol. 13, no. 15, 2020, doi: 10.3390/en13153801.
- [67] Ricardo: Ricardo Wave manual, 2020.
- [68] McBride B. J., Zehe M. J., & Gordon S.: NASA Glenn coefficients for calculating thermodynamic properties of individual species: National Aeronautics and Space Administration, John H. Glenn Res. Cent. Lewis F., no. September, p. 295, 2002, [Online]. Available: <https://ntrs.nasa.gov/search.jsp?R=20020085330>.
- [69] Fagundez J. L. S., Sari R. L., Martins M. E. S., & Salau N. P. G.: Comparative analysis of different heat transfer correlations in a two-zone combustion model applied on a SI engine fueled with wet ethanol, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 115, pp. 22–32, 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.12.121.
- [70] Dabbaghi M. F., Baharom M. B., Abdul Karim Z. A., A. Aziz A. R., Mohammed S. E., & Zainal A. E. Z.: Comparative evaluation of different heat transfer correlations on a single curved-cylinder spark ignition crank-rocker engine,” *Alexandria Eng. J.*, vol. 60, no. 3, pp.

- 2963–2978, 2021, doi: 10.1016/j.aej.2021.01.035.
- [71] Thakkar K., Kachhwaha S. S., Kodgire P., & Srinivasan S.: Combustion investigation of ternary blend mixture of biodiesel/n-butanol/diesel: CI engine performance and emission control, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 137, no. February 2020, p. 110468, 2021, doi: 10.1016/j.rser.2020.110468.
- [72] Wajand J. A. & Wajand J. T.: *Silniki o zapłonie samoczynnym*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1988.
- [73] Kavtaradze R.Z.: *IC engines theory. Book for universities*. - Moscow: MSTU them. N.E. Bauman, 2008, ISBN 978-5-7038-3086-4.
- [74] Ahmad Z., Kaario O., Qiang C., Vuorinen V., & Larmi M.: A parametric investigation of diesel/methane dual-fuel combustion progression/stages in a heavy-duty optical engine, *Appl. Energy*, vol. 251, no. January, p. 113191, 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.04.187.
- [75] Jing Q., Luo Q., Gui Y., & Liu H.: Combustion Simulation of Variable Altitude Turbocharged Diesel Engine Using SVM, *Int. J. Automot. Technol.*, vol. 22, no. 4, pp. 1087–1095, 2021, doi: 10.1007/s12239-021-0097-0.
- [76] Awad S., Varuvel E. G., Loubar K., & Tazerout M.: Single zone combustion modeling of biodiesel from wastes in diesel engine, *Fuel*, vol. 106, pp. 558–568, 2013, doi: 10.1016/j.fuel.2012.11.051.
- [77] Finesso R. & Spessa E.: Ignition delay prediction of multiple injections in diesel engines, *Fuel*, vol. 119, pp. 170–190, 2014, doi: 10.1016/j.fuel.2013.11.040.
- [78] Lata D. B. & Misra A.: Analysis of ignition delay period of a dual fuel diesel engine with hydrogen and LPG as secondary fuels, *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 36, no. 5, pp. 3746–3756, 2011, doi: 10.1016/j.ijhydene.2010.12.075.
- [79] Can Ö.: Combustion characteristics , performance and exhaust emissions of a diesel engine fueled with a waste cooking oil biodiesel mixture, vol. 87, no. 2014, pp. 676–686, 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2014.07.066.
- [80] Luigi T., Roberto A., & Fabio N.: A 1D/3D methodology for the prediction and calibration of a high performance motorcycle SI engine, *Energy Procedia*, vol. 82, pp. 936–943, 2015, doi: 10.1016/j.egypro.2015.11.842.
- [81] Wahono B., Setiawan A., & Lim O.: Effect of the intake port flow direction on the stability and characteristics of the in-cylinder flow field of a small motorcycle engine, *Appl. Energy*, vol. 288, no. April 2020, p. 116659, 2021, doi: 10.1016/j.apenergy.2021.116659.
- [82] Glewen W. J., Wagner R. M., Edwards K. D., & Daw C. S.: Analysis of cyclic variability in spark-assisted HCCI combustion using a double Wiebe function, *Proc. Combust. Inst.*, vol. 32, no. 2, pp. 2885–2892, 2009, doi: 10.1016/j.proci.2008.06.029.
- [83] Hu S., Wang H., Niu X., Li X., & Wang Y.: Automatic calibration algorithm of 0-D combustion model applied to DICI diesel engine, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 130, pp. 331–342, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.11.013.
- [84] Yeliana Y., Cooney C., Worm J., Michalek D. J., & Naber J. D.: Estimation of double-

Wiebe function parameters using least square method for burn durations of ethanol-gasoline blends in spark ignition engine over variable compression ratios and EGR levels, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 14–15, pp. 2213–2220, 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.01.040.

- [85] Hu S., Wang H., Yang C., & Wang Y.: Burnt fraction sensitivity analysis and 0-D modelling of common rail diesel engine using Wiebe function, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 115, pp. 170–177, 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.12.080.
- [86] Sun Y., Wang H., Yang C., & Wang Y.: Development and validation of a marine sequential turbocharging diesel engine combustion model based on double Wiebe function and partial least squares method, *Energy Convers. Manag.*, vol. 151, no. September, pp. 481–495, 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.08.085.
- [87] Ying W., li H., Longbao Z., & Wei L.: Effects of DME pilot quantity on the performance of a DME PCCI-DI engine, *Energy Convers. Manag.*, vol. 51, no. 4, pp. 648–654, 2010, doi: 10.1016/j.enconman.2009.10.023.
- [88] Tutak W., Gnatowska R., Winczek J., & Science C.: Analysis of Heat Release in Compression, pp. 67–74, 2017, doi: dx.doi.org/10.16926/tiib.2017.05.05.
- [89] Minitab: Interpret the key results, 2016. [Online]. Available: <https://support.minitab.com/en-us/minitab-express/1/help-and-how-to/modeling-statistics/anova/how-to/one-way-anova/interpret-the-results/key-results/>
- [90] Wang Y. & Zhou L.: Performance and emissions of a compression-ignition engine fueled with dimethyl ether and rapeseed oil blends, *Energy and Fuels*, vol. 21, no. 3, pp. 1454–1458, 2007, doi: 10.1021/ef0700230.
- [91] Kim M. Y., Yoon S. H., Ryu B. W., & Lee C. S.: Combustion and emission characteristics of DME as an alternative fuel for compression ignition engines with a high pressure injection system, *Fuel*, vol. 87, no. 12, pp. 2779–2786, 2008, doi: 10.1016/j.fuel.2008.01.032.
- [92] Liu W., Qiao X., Wang J., Wang Z., & Huang Z.: Effects of combustion mode on exhaust particle size distribution produced by an engine fueled by dimethyl ether (DME), *Energy and Fuels*, vol. 22, no. 6, pp. 3838–3843, 2008, doi: 10.1021/ef800224f.
- [93] Chapman E. M. & Boehman A. L.: Pilot ignited premixed combustion of dimethyl ether in a turbodiesel engine, *Fuel Process. Technol.*, vol. 89, no. 12, pp. 1262–1271, 2008, doi: 10.1016/j.fuproc.2008.08.010.
- [94] Chen Z., Yao M., Zheng Z., & Zhang Q.: Experimental and numerical study of methanol/dimethyl ether dual-fuel compound combustion, *Energy and Fuels*, vol. 23, no. 5, pp. 2719–2730, 2009, doi: 10.1021/ef8010542.
- [95] Cipolat D. & Bhana N.: Fuelling of a compression ignition engine on ethanol with DME as ignition promoter: Effect of injector configuration, *Fuel Process. Technol.*, vol. 90, no. 9, pp. 1107–1113, 2009, doi: 10.1016/j.fuproc.2009.05.006.
- [96] Jie L., Shenghua L., Yi L., Yanju W., Guangle L., & Zan Z.: Regulated and nonregulated emissions from a dimethyl ether powered compression ignition engine, *Energy and Fuels*,

- vol. 24, no. 4, pp. 2465–2469, 2010, doi: 10.1021/ef9016043.
- [97] Yoon S. H., Cha J. P., & Lee C. S.: An investigation of the effects of spray angle and injection strategy on dimethyl ether (DME) combustion and exhaust emission characteristics in a common-rail diesel engine, *Fuel Process. Technol.*, vol. 91, no. 11, pp. 1364–1372, 2010, doi: 10.1016/j.fuproc.2010.04.017.
- [98] Suh H. K., Yoon S. H., & Lee C. S.: Effect of multiple injection strategies on the spray atomization and reduction of exhaust emissions in a compression ignition engine fueled with dimethyl ether (DME), *Energy and Fuels*, vol. 24, no. 2, pp. 1323–1332, 2010, doi: 10.1021/ef9010143.
- [99] Park S. H., Cha J., & Lee C. S.: Reduction of the pollutant emissions from a diesel engine by the application of dimethyl ether (DME) and the control of the intake oxygen flow rate, *Energy and Fuels*, vol. 26, no. 5, pp. 3024–3033, 2012, doi: 10.1021/ef300297b.
- [100] Yoon S. H., Han S. C., & Lee C. S.: Effects of high EGR rate on dimethyl ether (DME) combustion and pollutant emission characteristics in a direct injection diesel engine, *Energies*, vol. 6, no. 10, pp. 5157–5167, 2013, doi: 10.3390/en6105157.
- [101] Wang Y., Zhao Y., & Yang Z.: Dimethyl ether energy ratio effects in a dimethyl ether-diesel dual fuel premixed charge compression ignition engine, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 54, no. 2, pp. 481–487, 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.02.005.
- [102] Park S. H. & Yoon S. H.: Injection strategy for simultaneous reduction of NO_x and soot emissions using two-stage injection in DME fueled engine, *Appl. Energy*, vol. 143, no. x, pp. 262–270, 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2015.01.049.
- [103] Kim H. J. & Park S. H.: Optimization study on exhaust emissions and fuel consumption in a dimethyl ether (DME) fueled diesel engine, *Fuel*, vol. 182, pp. 541–549, 2016, doi: 10.1016/j.fuel.2016.06.001.
- [104] Benajes J., Novella R., Pastor J. M., Hernández-López A., & Kokjohn S. L.: Computational optimization of the combustion system of a heavy duty direct injection diesel engine operating with dimethyl-ether, *Fuel*, vol. 218, no. March 2017, pp. 127–139, 2018, doi: 10.1016/j.fuel.2018.01.020.
- [105] Benajes J., Novella R., Pastor J. M., Hernández-López A., & Kokjohn S.: Computational optimization of a combustion system for a stoichiometric DME fueled compression ignition engine, *Fuel*, vol. 223, no. March, pp. 20–31, 2018, doi: 10.1016/j.fuel.2018.03.022.
- [106] Wang Y., Guo C., Wang P., & Wang D.: “Numerical investigation on knock combustion in a diesel-dimethyl ether dual-fuel engine,” *Energy and Fuels*, vol. 33, no. 6, pp. 5710–5718, 2019, doi: 10.1021/acs.energyfuels.9b00695.
- [107] Yang S. & Lee C.: Exhaust Gas Characteristics According to the Injection Conditions in Diesel and DME Engines, *Applied Sciences*, vol. 9, no. 4, 2019. doi: 10.3390/app9040647.
- [108] Park J., Choi I., Oh J., & Lee C.: Preliminary numerical study on exhaust emission characteristics of particulate matters and nitrogen oxide in a marine engine for marine diesel oil and dimethyl ether fuel, *J. Mar. Sci. Eng.*, vol. 8, no. 5, pp. 1–15, 2020, doi:

10.3390/JMSE8050316.

- [109] Ga B. Van & Thai P. Q.: Soot emission reduction in a biogas-dme hybrid dual-fuel engine, *Appl. Sci.*, vol. 10, no. 10, 2020, doi: 10.3390/app10103416.
- [110] Mittal G.: Influence of fuel injection timing in a DME based CI engine at low load, *Mater. Today Proc.*, vol. 46, pp. 10987–10990, 2021, doi: 10.1016/j.matpr.2021.02.086.
- [111] Pham V. C., Rho B.-S., Kim J.-S., Lee W.-J., & Choi J.-H.: Effects of Various Fuels on Combustion and Emission Characteristics of a Four-Stroke Dual-Fuel Marine Engine, *Journal of Marine Science and Engineering* , vol. 9, no. 10. 2021. doi: 10.3390/jmse9101072.

WYKAZ RYSUNKÓW

Rys. 1.1. Przykładowe pole pracy silnika [2]	18
Rys. 1.2. Wybrane przebiegi cykli jazdy WLTC dla 1 klasy pojazdów [15]	21
Rys. 1.3. Wybrane przebiegi cykli jazdy WLTC dla 2 klasy pojazdów [15]	21
Rys. 1.4. Wybrane przebiegi cykli jazdy WLTC dla 3b klasy pojazdów [15]	22
Rys. 2.1. Charakterystyki ciśnienia pary różnych paliw gazowych [23, 25]	23
Rys. 2.2. Drogi otrzymywania DME	25
Rys. 2.3. Wpływ stosunku wodoru do tlenku węgla na skuteczność konwersji DME [20]	25
Rys. 2.4. Skuteczność konwersji gazu syntezowego do DME ($H_2/CO=1$) i metanolu ($H_2/CO=2$)[20]	25
Rys. 2.5. Proces wytwarzania DME metodą pośrednią [20]	26
Rys. 2.6. Proces wytwarzania DME metodą bezpośrednią [20]	26
Rys. 2.7. Uproszczony schemat systemu dystrybucji DME	27
Rys. 2.8. Uproszczony schemat dwupaliwowego układu zasilania	30
Rys. 2.9. Uproszczony schemat układu zasilania z dwoma wtryskiwaczami	30
Rys. 2.10. Algorytm sterowania dwupaliwowego układu zasilania firmy Scalmax [28]	31
Rys. 2.11. Tabela przeglądowa emulatorów [28]	32
Rys. 2.12. Tablica przeglądowa „mapy gazowej” firmy Scalmax [28]	32
Rys. 2.13. Algorytm kalibracji JSD [28]	33
Rys. 3.1. Przebieg ciśnienia i ilość wydzielanego ciepła przy stałej prędkości ($n = 1500$ obr/min) i 50% obciążeniu silnika [31]	35
Rys. 3.2. Wpływ dawki DME i obciążenia silnika na emisję związków toksycznych [31]	35
Rys. 3.3. Przebieg ciśnienia w cylindrze [32]	36
Rys. 3.4. Wpływ obciążenia silnika na emisję [32]	36
Rys. 3.5. Przebieg ciśnienia i szybkość uwalniania ciepła przy 50% obciążeniu silnika [33]	37
Rys. 3.6. Wpływ dawki DME i obciążenia silnika na emisyjność [33]	37
Rys. 3.7. Szybkość uwalniania ciepła przy różnych czasach wtrysku ON i dawkach DME [34]	38
Rys. 3.8. Wpływ różnych czasów początku wtrysku i dawki DME na emisyjność silnika ZS [34]	39
Rys. 5.1. Zdjęcie stanowiska badawczego wyposażonego w silnik AJM 1.9 TDI	47
Rys. 5.2. Schemat stanowiska badawczego	49
Rys. 5.3. Przekrój hamulca wodnego Schenck D450-1 [35]	50
Rys. 5.4. Charakterystyka statyczna hamulca wodnego Schenck D450-1 przy pełnym otwarciu zaworu wylotowego [35]	50
Rys. 5.5. Pomiar siły na hamulcu wodnym Schenck D450-1 [35]	51
Rys. 5.6. Stanowisko pomiarowe	55
Rys. 5.7. Przebieg badań w postaci blokowej	56
Rys. 6.1. Wymiary samochodu Volkswagen Golf IV [14]	59
Rys. 6.2. Rozkład sił działających na pojazd w ruchu [14]	59
Rys. 6.3. Układ przeniesienia napędu Volkswagen Golf IV (strzałki wskazują kierunek ruchu pojazdu)	60

Rys. 6.4. Charakterystyka silnika AJM 1.9 TDI	64
Rys. 6.5. Algorytm obliczeniowy	64
Rys.6.6. Ekran główny kalkulatora UNECE (Microsoft Access).....	65
Rys. 6.7. Sekwencja zmiany biegów dla modelu Microsoft Excel	66
Rys. 6.8. Punkty pracy silnika	67
Rys. 6.9. Wybór punktów pracy [14]	69
Rys. 7.1. Bilans cieplny modelu dwustrefowego	72
Rys. 7.2. Schemat układu korbowego [59].....	75
Rys. 7.3. Wpływ parametrów kalibracyjnych funkcji Wiebego na przebieg funkcji x_b i dx_b/dt	82
Rys. 7.4. Różne fazy wydzielania ciepła podczas spalania ładunku w silniku ZS [62]	83
Rys. 7.5. Określenia zwłoki zapłonu na podstawie przebiegu ciśnienia w cylindrze [73]	86
Rys. 7.6. Przykładowy schemat określenia zwłoki zapłonu na podstawie pierwszej pochodnej ciśnienia [73]	87
Rys. 7.7. Przykładowy schemat określenia zwłoki zapłonu na podstawie drugiej pochodnej ciśnienia [79]	87
Rys. 7.8. Przykładowy schemat określenia zwłoki zapłonu na podstawie wykresu uwalniania ciepła	87
Rys. 7.9. Średnica referencyjna zaworu [67]	89
Rys. 7.10. Uproszczony schemat stanowiska przepływowego [67].....	89
Rys. 7.11. Profil wtrysku paliwapaliwa [67]	90
Rys. 8.1. Model silnika AJM 1.9 TDI w programie Ricardo Wave	93
Rys. 8.2. Ogólny schemat przebiegu symulacji numerycznej.....	93
Rys. 8.3. Tłok i korbówód modelowanego silnika AJM 1.9 TDI	94
Rys. 8.4. Modelowany kolektor ssący	94
Rys. 8.5. Modelowany kolektor wylotowy.....	95
Rys. 8.6. Wyznaczenie profilu wzniosu zaworów	95
Rys. 8.7. Profile wzniosu zaworów użyte w modelu Wave	95
Rys. 8.8. Proces tworzenia form i wzorów kanałów	97
Rys. 8.9. Geometria kanałów opracowana w Solidworks	97
Rys. 8.10. Uproszczony schemat geometrii kanałów	98
Rys.8.11. Porównanie siatek dla 5 mm skoku zaworu.....	99
Rys.8.12. Rozkład prędkości przepływu powietrza dla 5 mm skoku zaworu	100
Rys. 8.13. Wybrane parametry siatki CFD.....	100
Rys. 8.14. Wartości współczynnika C_f (po wygładzeniu) uzyskane metodą CFD	101
Rys. 8.15. Właściwości DME użyte w modelu numerycznym.....	102
Rys. 8.16. Właściwości ON użyte w modelu numerycznym [67]	103
Rys. 8.17. Etapy wyznaczenia średniego przebiegu ciśnienia dla 2280-145-0.....	104
Rys. 8.18. Dane dotyczące uwalniania ciepła przekształcone za pomocą równania 8.4 dla $\phi \in \langle \phi_{10}; \phi_{90} \rangle$	105
Rys. 8.19. Algorytm metody wyznaczenia współczynników Funkcji Wiebego.....	107

Rys. 8.20. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego w Multi-Wiebe Fit Tool dla punktu pracy 2280-145-0	107
Rys. 8.21. Kalibracji podmodelu wymiany ciepła dla wybranego punktu pracy 2280-145-0	109
Rys. 8.22. Przebieg procesu kalibracji podmodelu wymiany ciepła	109
Rys. 8.23. Wyniki symulacji (przebieg ciśnienia w cylindrze) dla szóstego punktu pracy	111
Rys. 9.1. Wpływ różnych współczynników substytucji na ciśnienie i szybkość uwalniania ciepła	113
Rys. 9.2. Wpływ różnych współczynników substytucji na obliczoną temperaturę w cylindrze .	114
Rys. 9.3. Wpływ różnych współczynników substytucji na p_{max} i ϕ_{pmax}	114
Rys. 9.4. Wpływ różnych współczynników substytucji na średnie ciśnienie indykowane	115
Rys. 9.5. Fragment przebiegu cykli pracy silnika	115
Rys. 9.6. Wpływ różnych współczynników substytucji na sprawność mechaniczną i cieplną ..	116
Rys. 9.7. Jednostkowe zużycie paliwa	116
Rys. 9.8. Wpływ różnych współczynników substytucji na względną prędkość spalania paliwa	117
Rys. 9.9. Zwłoka zapłonu (od SOI do 0%MFB) dla fazy spalania dyfuzyjnego	118
Rys. 9.10. Zwłoka zapłonu (od SOI do 10%MFB) dla fazy spalania dyfuzyjnego	118
Rys. 9.11. Wpływ różnych współczynników substytucji na położenie 0%MFB i 50%MFB dla PCCI	119
Rys. 9.12. Wpływ różnych współczynników substytucji na czas spalania dla PCCI	120
Rys. 9.13. Wpływ różnych współczynników substytucji na położenie 0%MFB i 50%MFB dla DICI	121
Rys. 9.14. Wpływ różnych współczynników substytucji na czas spalania dla DICI	121
Rys. 9.15. Wpływ różnych współczynników substytucji na emisje tlenków azotu	122
Rys. 9.16. Wpływ różnych współczynników substytucji na emisje tlenków węgla.....	122
Rys. 9.17. Wpływ różnych współczynników substytucji na procentowe stężenie dwutlenku węgla w spalinach.....	123
Rys. 9.18. Procentowe stężenie tlenu w spalinach	123
Rys. 9.19. Nadmiar powietrza	123
Rys. A.1. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1312-22-0.....	143
Rys. A.2. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1350-56-0.....	143
Rys. A.3. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1375-92-0.....	144
Rys. A.4. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1690-71-0.....	144
Rys. A.5. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1726-91-0.....	144
Rys. A.6. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 2280-145-0.....	145
Rys. A.7. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1312-22-10.....	145
Rys. A.8. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1350-56-10.....	145
Rys. A.9. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1375-92-10.....	146
Rys. A.10. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1690-71-10.....	146
Rys. A.11. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1726-91-10.....	146
Rys. A.12. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 2280-145-10.....	147



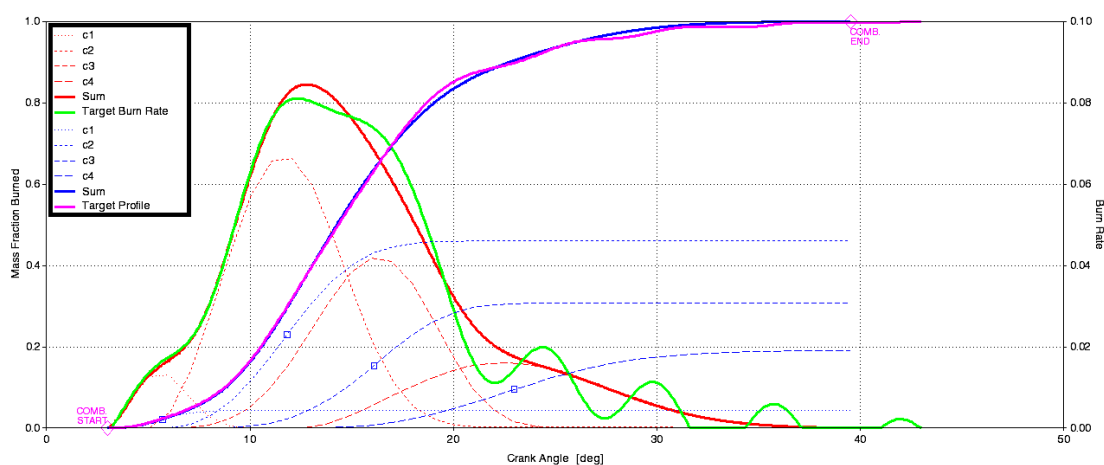
Rys. A.13. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1312-22-20.....	147
Rys. A.14. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1350-56-20.....	147
Rys. A.15. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1375-92-20.....	148
Rys. A.16. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1690-71-20.....	148
Rys. A.17. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1726-91-20.....	148
Rys. A.18. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 2280-145-20.....	149
Rys. A.19. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1312-22-30.....	149
Rys. A.20. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1350-56-30.....	149
Rys. A.21. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1375-92-30.....	150
Rys. A.22. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1690-71-20.....	150
Rys. A.23. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1726-91-30.....	150
Rys. A.24. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 2280-145-30.....	151
Rys. B.1. Wyniki symulacji dla 0% współczynnika substytucji.....	155
Rys. B.2. Wyniki symulacji dla 10% współczynnika substytucji.....	156
Rys. B.3. Wyniki symulacji dla 20% współczynnika substytucji.....	157
Rys. B.4. Wyniki symulacji dla 30% współczynnika substytucji.....	158

WYKAZ TABEL

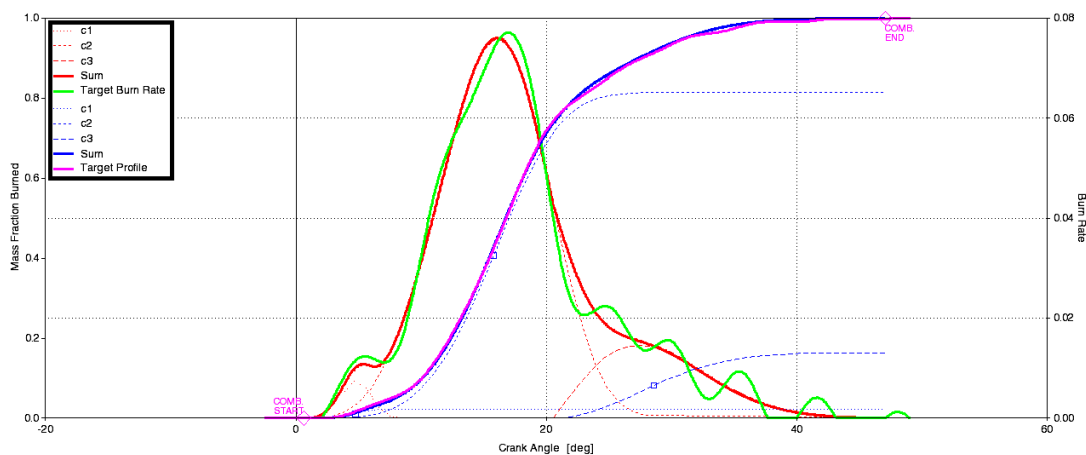
Tabela 1.1. Cykli testowe WLTC [16].....	22
Tabela 2.1. Właściwości paliw [3, 17 – 21, 23, 24]	24
Tabela 2.2. Żywotność i potencjał globalnego ocieplenia [19, 23].....	24
Tabela 2.3. Charakterystyka wybuchu i zagrożenia [23]	24
Tabela 2.4. Zalety DME jako paliwa silnikowego	28
Tabela 2.5. Wady DME jako paliwa silnikowego	28
Tabela 2.6. Wymagania dotyczące dwupaliwowego układu zasilania [28].....	33
Tabela 3.1. Wykaz poruszanych zagnień w literaturze naukowej	40
Tabela 5.1. Dane techniczne silnika	47
Tabela 5.2. Matryca badań	48
Tabela 5.3. Parametry aparatury pomiarowej.....	54
Tabela 6.1. Dane techniczne	58
Tabela 6.2. Zestawienie wybranych parametrów modelu.....	58
Tabela 6.3. Wartości współczynnika oporu toczenia na różnych nawierzchniach [44, 47]	61
Tabela 6.4. Wartości współczynnika oporu powietrza [44]	61
Tabela 6.5. Zestawienie wybranych parametrów użytych w kalkulatorze UNECE.....	66
Tabela 6.6. Wybrane punkty pracy	69
Tabela 7.1. Wybrane założenia modelu dwustrefowego	74
Tabela 7.2. Współczynniki C_1 i C_2 Woschniego [63, 67, 69, 70].....	79
Tabela 7.3. Temperatura początkowa elementów konstrukcyjnych silnika [67]	80
Tabela 7.4. Przewodność cieplna elementów konstrukcyjnych silnika [67]	80
Tabela 8.1. Wymagane dane wejściowe modelu numerycznego	92
Tabela 8.2. Zmienność współczynnika C_f w zależności od liczby oczek i czasu potrzebnego do zakończenia symulacji.....	98
Tabela 8.3. Ustawienia ANSYS CFX	101
Tabela 8.4. Wartość dopasowanego współczynnika C_{enth} dla punktu pracy 2280-145-0	108
Tabela 8.5. Wyniki porównawcze wybranych parametrów pracy dla PP6.....	110
Tabela 9.1. Wpływ różnych współczynników substytucji na $AHRR_{max}$ i $\phi_{ahrr,max}$	120
Tabela 9.2. Wyniki ANOVA	124
Tabela 9.3. Wartość R^2 dla funkcji ciągłych	125
Tabela 9.4. Współczynniki dwuparametrowej regresji	125
Tabela A.1. Współczynniki kalibracyjne funkcji Wiebego.....	152
Tabela B.1. Wyniki porównawcze wybranych parametrów dla SR 0%.....	156
Tabela B.2. Wyniki porównawcze wybranych parametrów pracy dla SR 10%.....	157
Tabela B.3. Wyniki porównawcze wybranych parametrów pracy dla SR 20%.....	158
Tabela B.4. Wyniki porównawcze wybranych parametrów pracy dla SR 30%.....	159

A. ZAŁĄCZNIK –JAKOŚĆ DOPASOWANIA PODMODELU SPALANIA

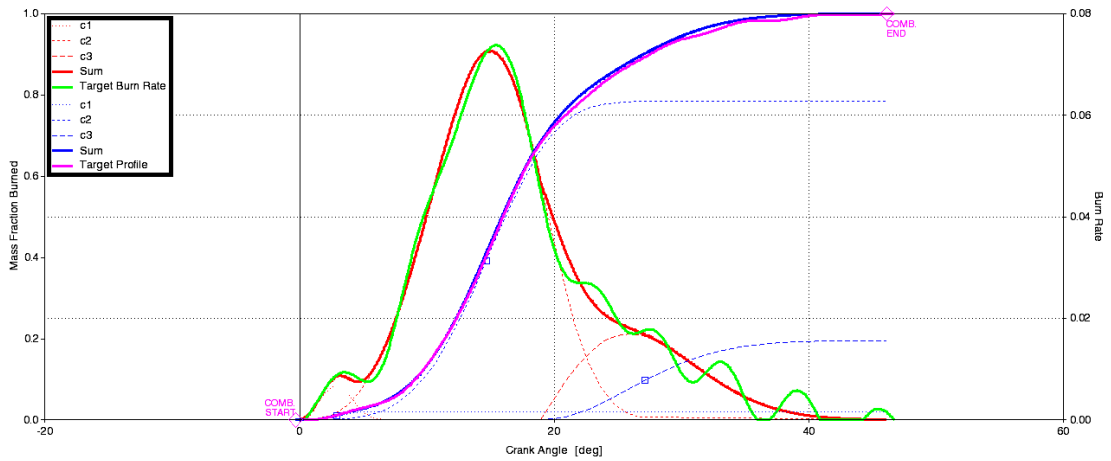
Wyniki dopasowania współczynników kalibracyjnych dla wszystkich punktów pracy uzyskane za pomocą Multi-Wiebe Fit Tool opracowanego przez firmę Ricardo są podane na rys. A.1 – rys. A.24. Analizując poniższe rysunki, wyraźnie widać, że dopasowane współczynniki (Tabela A.1) pozwalają uzyskać przebiegi wywiązywania ciepła w wyniku spalania przy zastosowaniu funkcji Wiebego z wymaganym poziomem dokładności. Warto nadmienić, iż głównym wynikiem obliczeń modelowych procesu spalania jest uzyskanie przebiegów ciśnienia w cylindrze silnika. Uzyskane przebiegi przy użyciu funkcji Wiebego są pewnym kompromisem pomiędzy jakością dopasowania do przebiegów wywiązywania ciepła uzyskanych na podstawie danych eksperymentalnych a ciśnieniem w cylindrze silnika (Załącznik B).



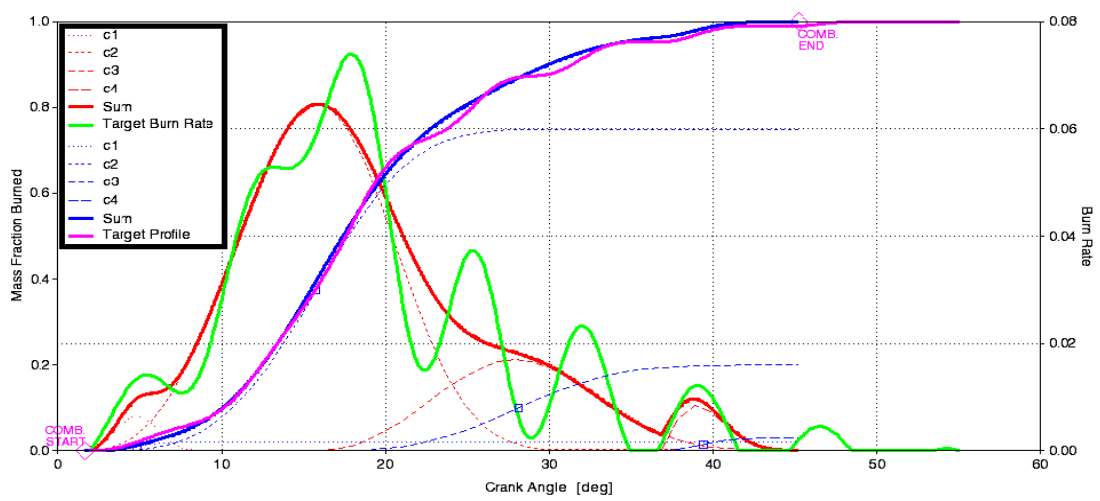
Rys. A.1. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1312-22-0



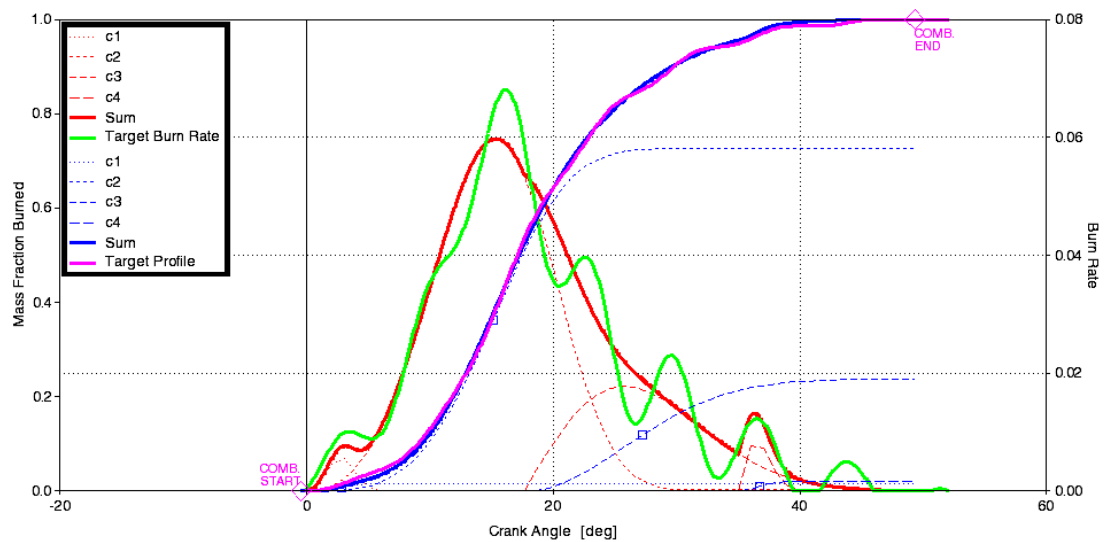
Rys. A.2. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1350-56-0



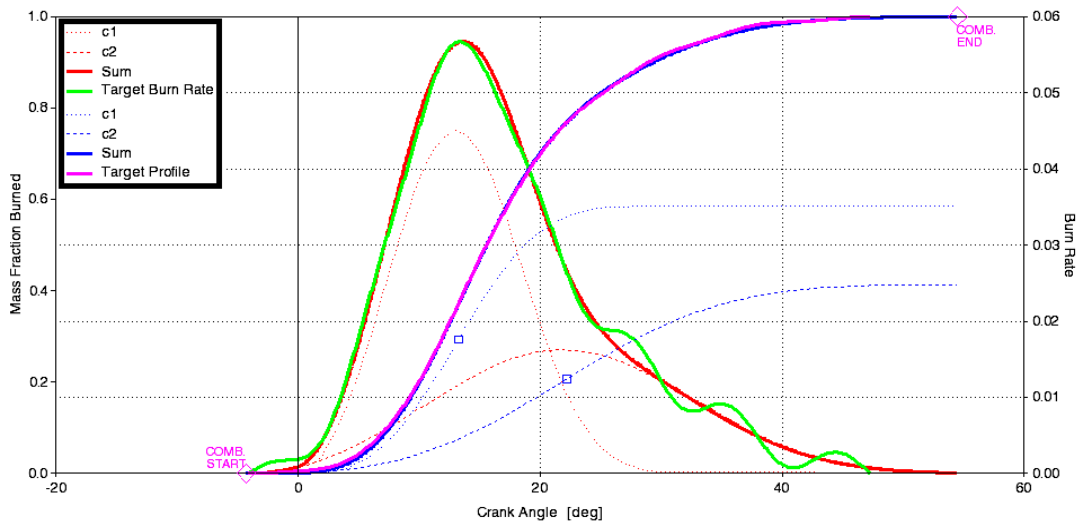
Rys. A.3. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1375-92-0



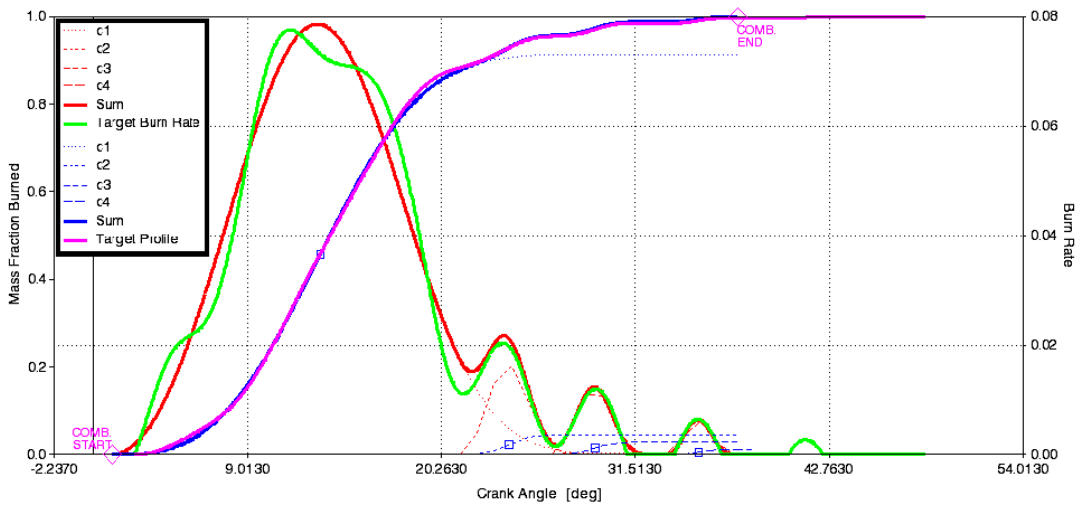
Rys. A.4. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1690-71-0



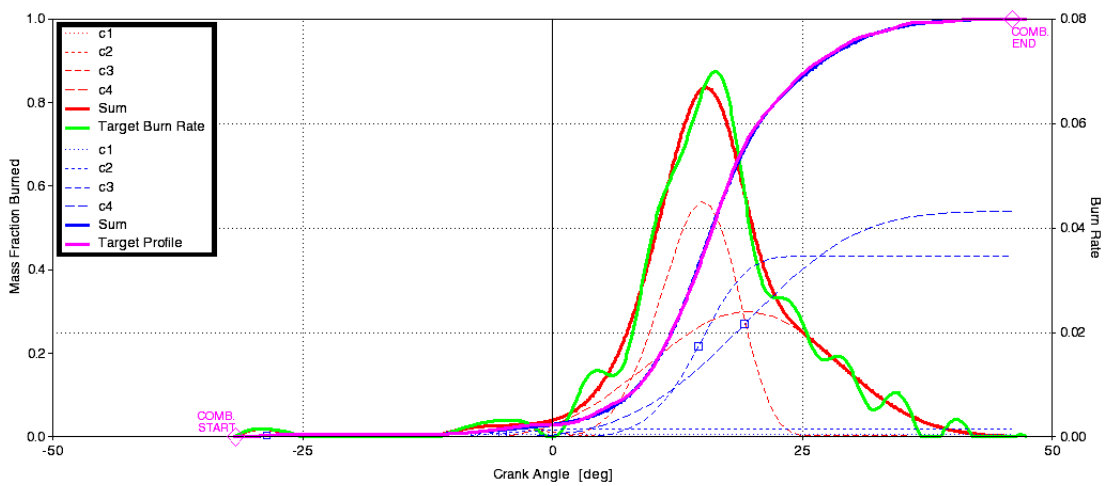
Rys. A.5. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1726-91-0



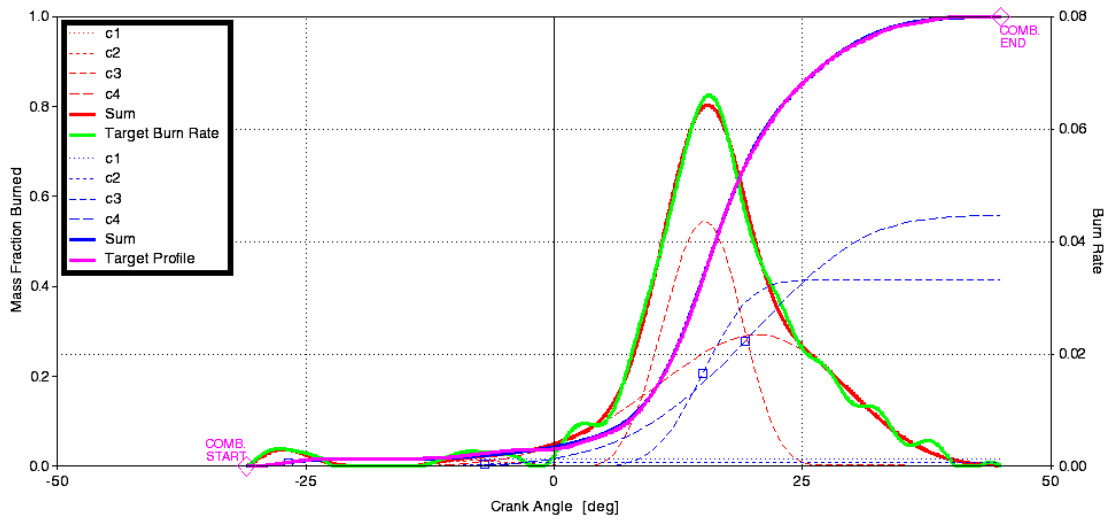
Rys. A.6. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 2280-145-0



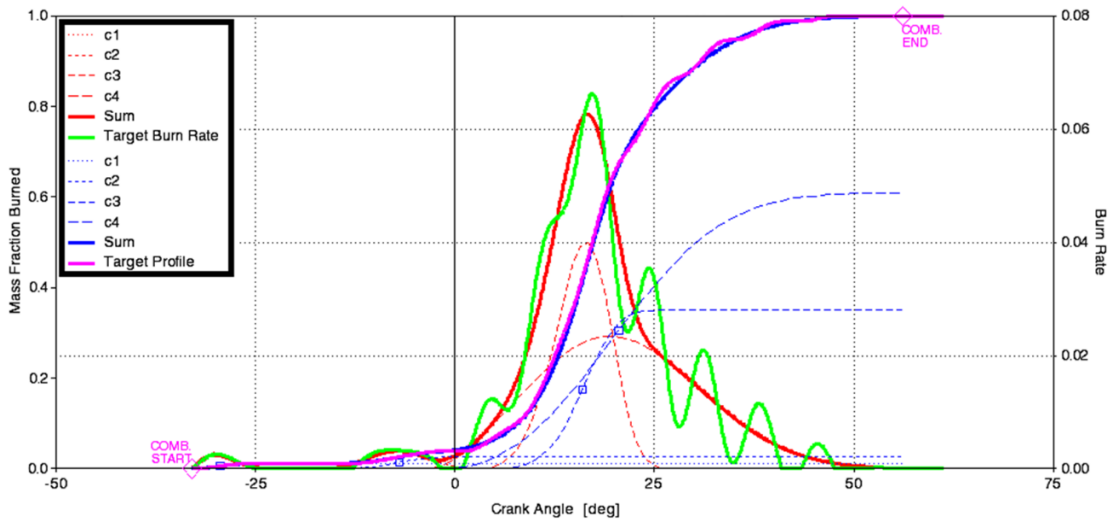
Rys. A.7. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1312-22-10



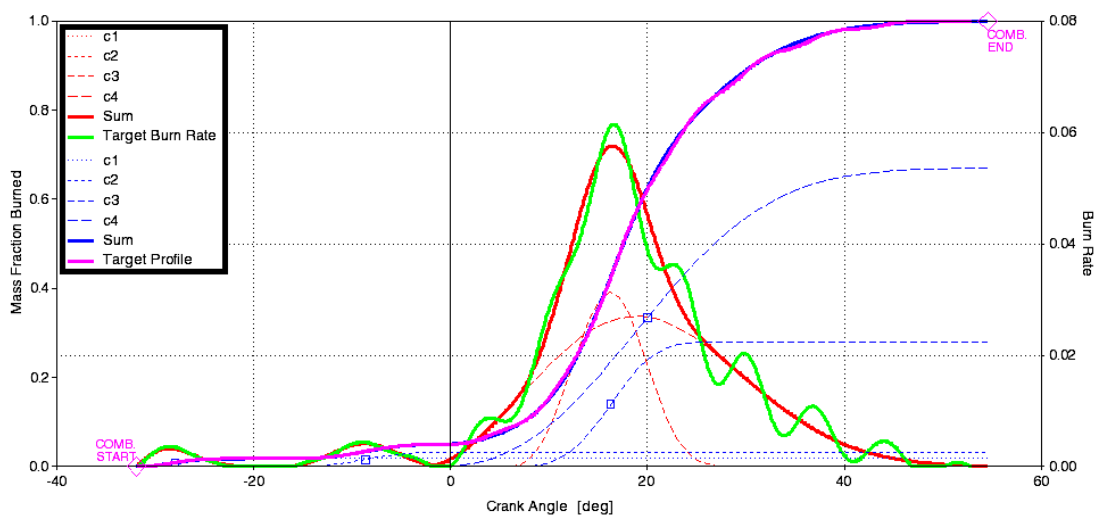
Rys. A.8. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1350-56-10



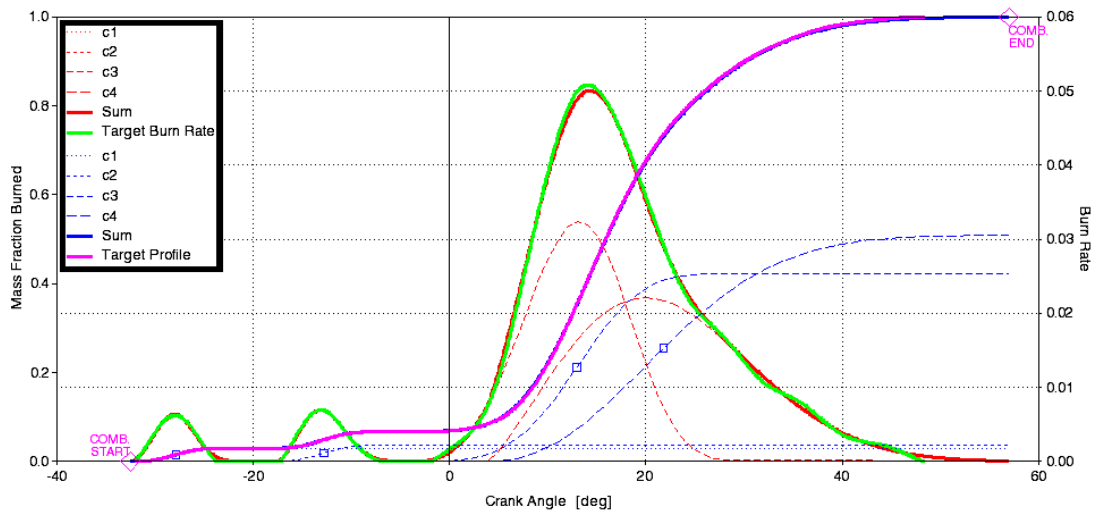
Rys. A.9. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1375-92-10



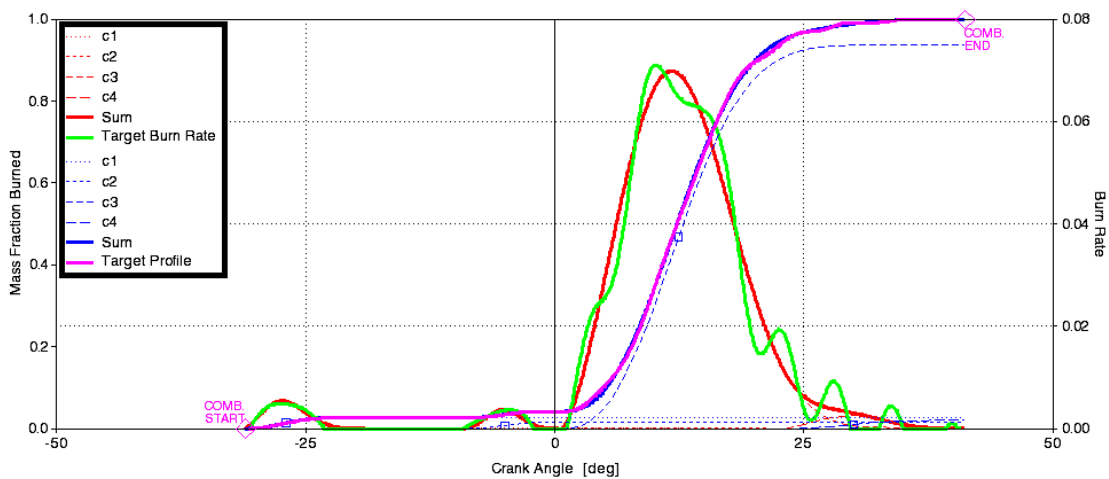
Rys. A.10. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1690-71-10



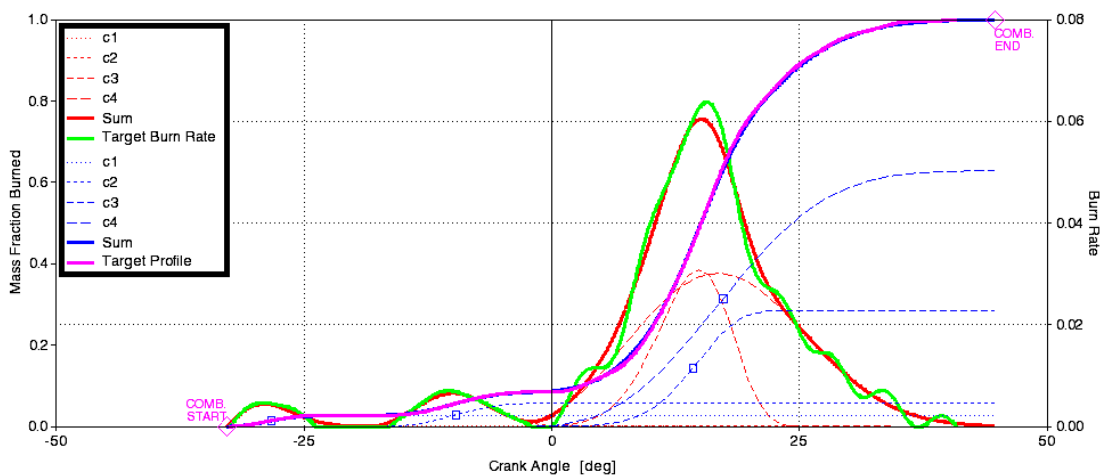
Rys. A.11. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1726-91-10



Rys. A.12. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 2280-145-10

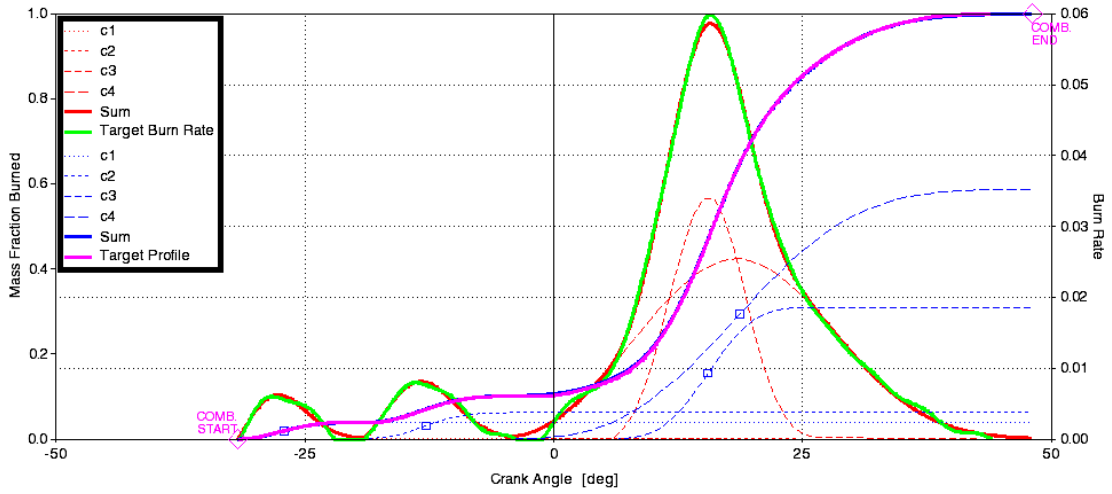


Rys. A.13. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1312-22-20

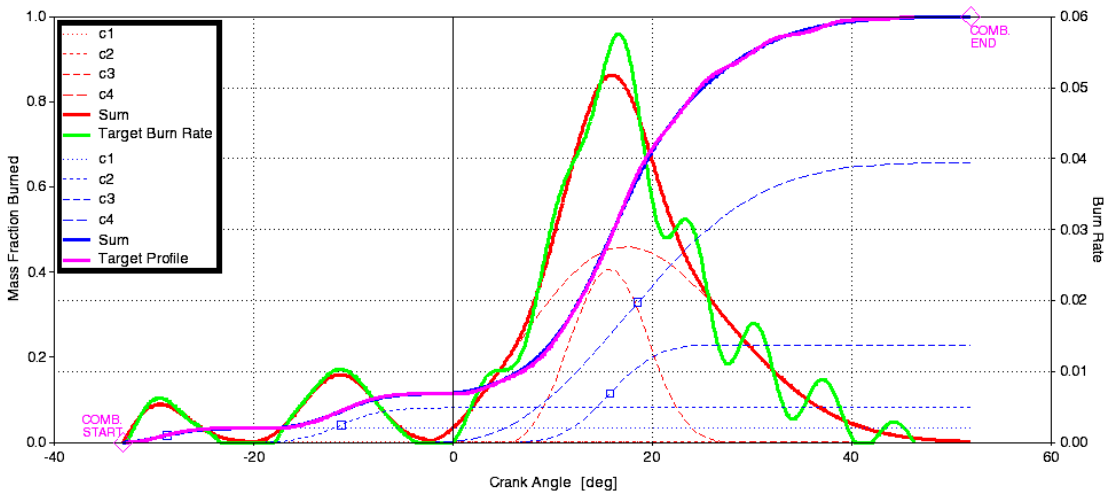


Rys. A.14. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1350-56-20

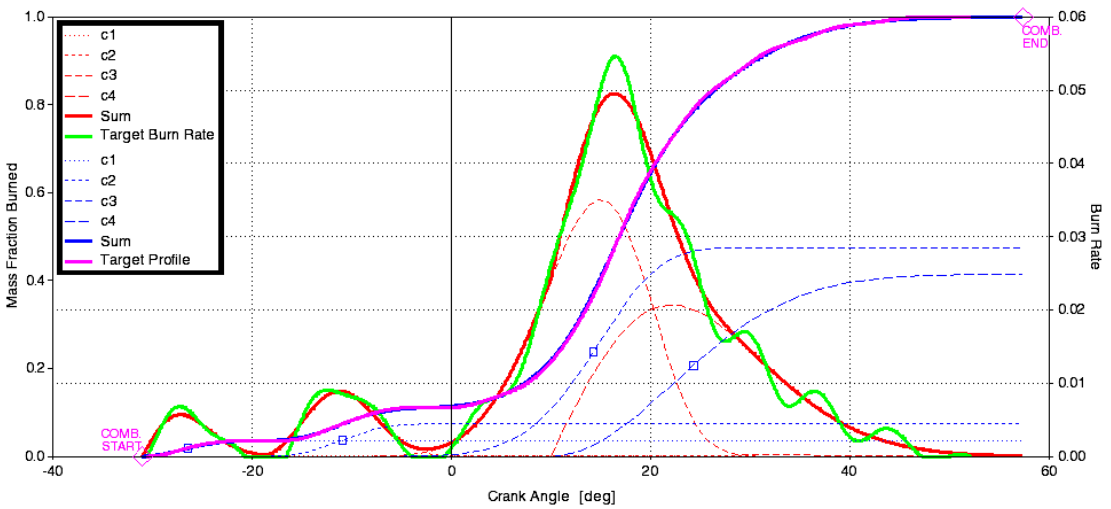




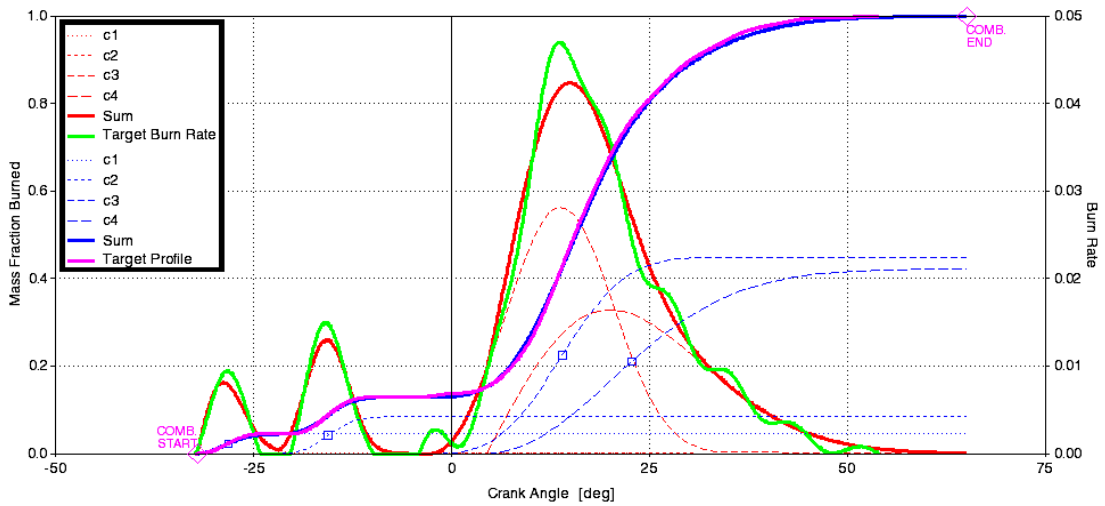
Rys. A.15. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1375-92-20



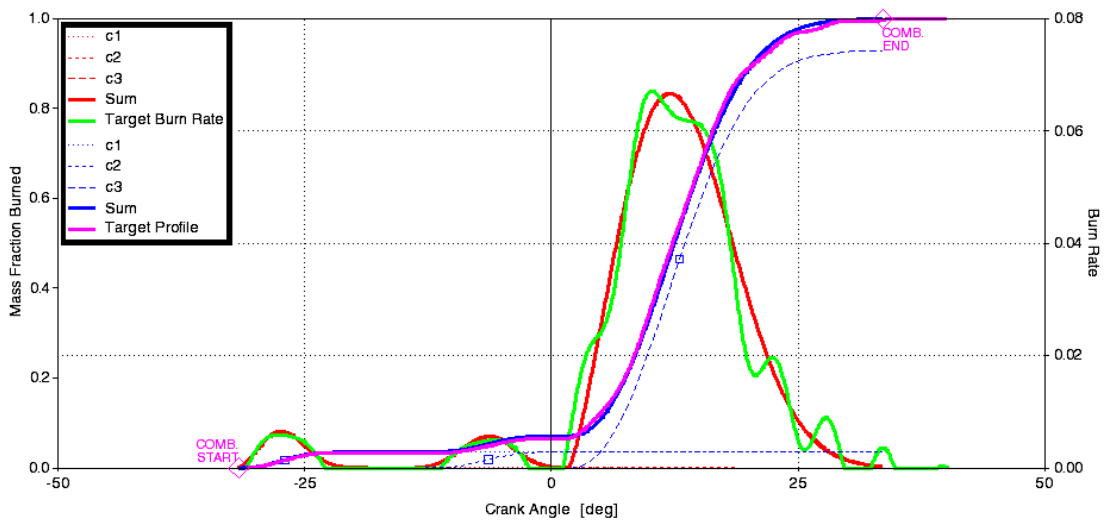
Rys. A.16. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1690-71-20



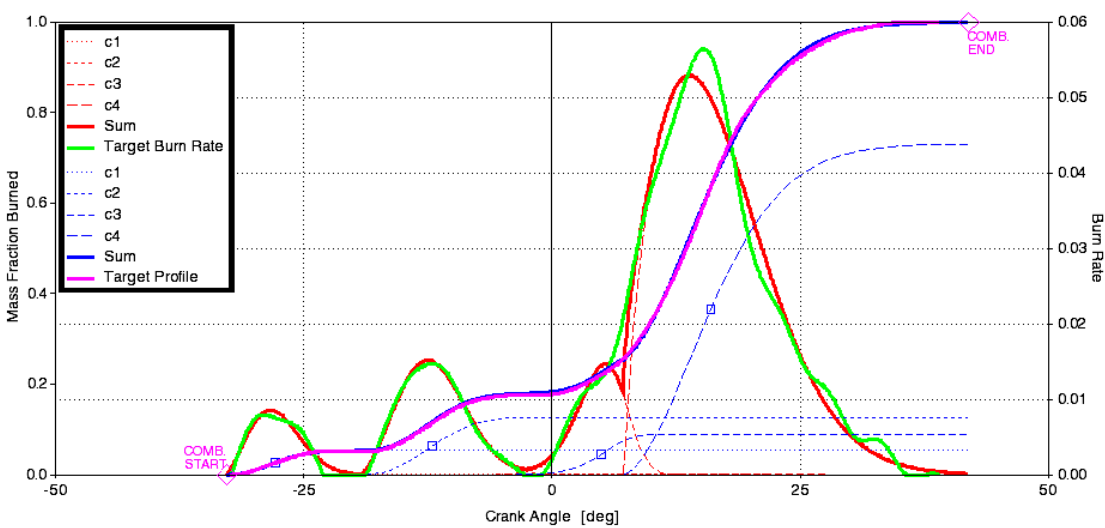
Rys. A.17. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1726-91-20



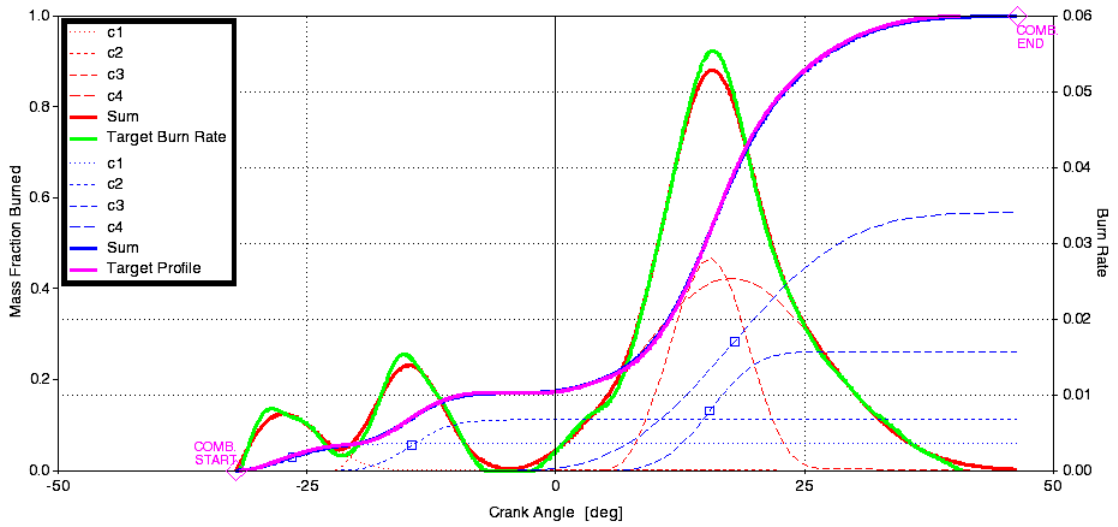
Rys. A.18. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 2280-145-20



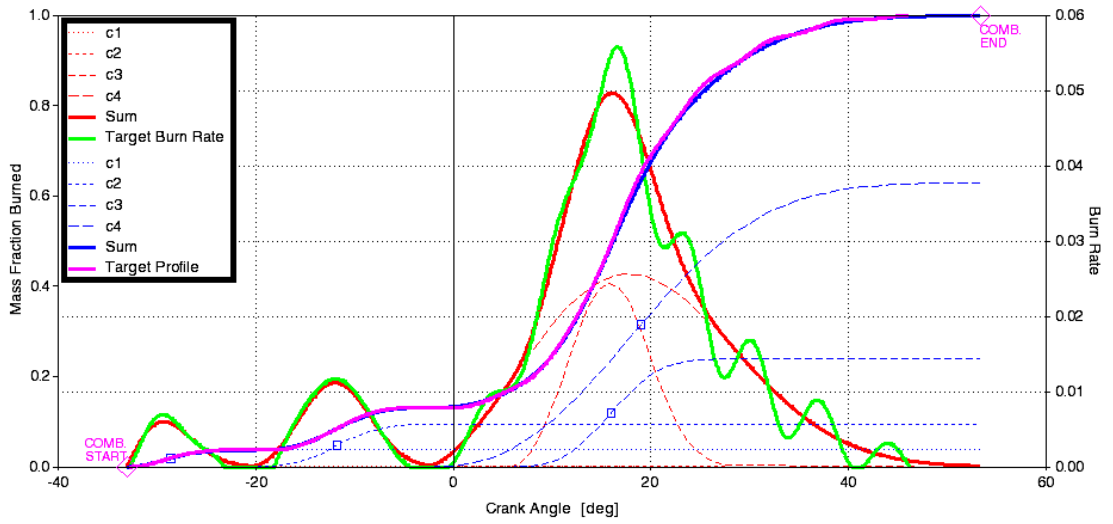
Rys. A.19. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1312-22-30



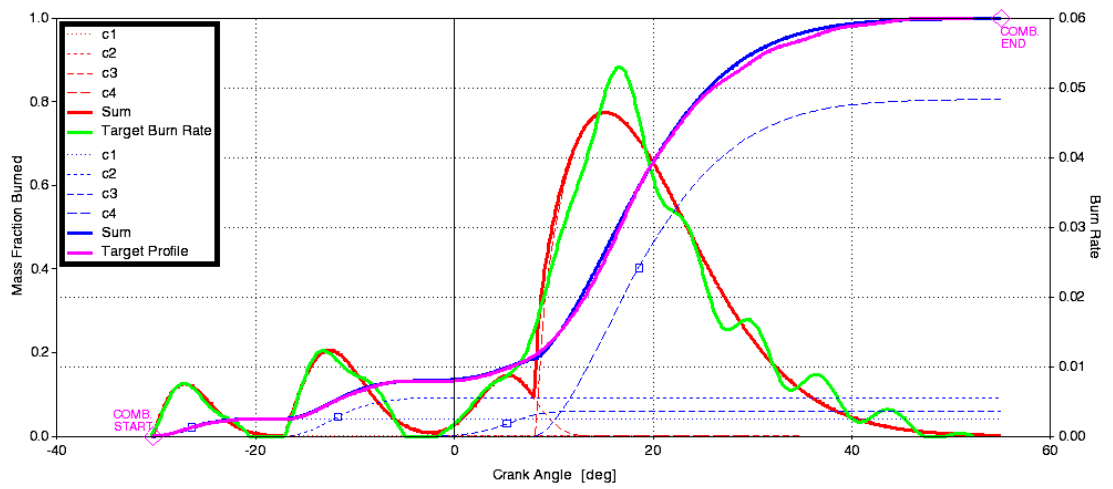
Rys. A.20. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1350-56-30



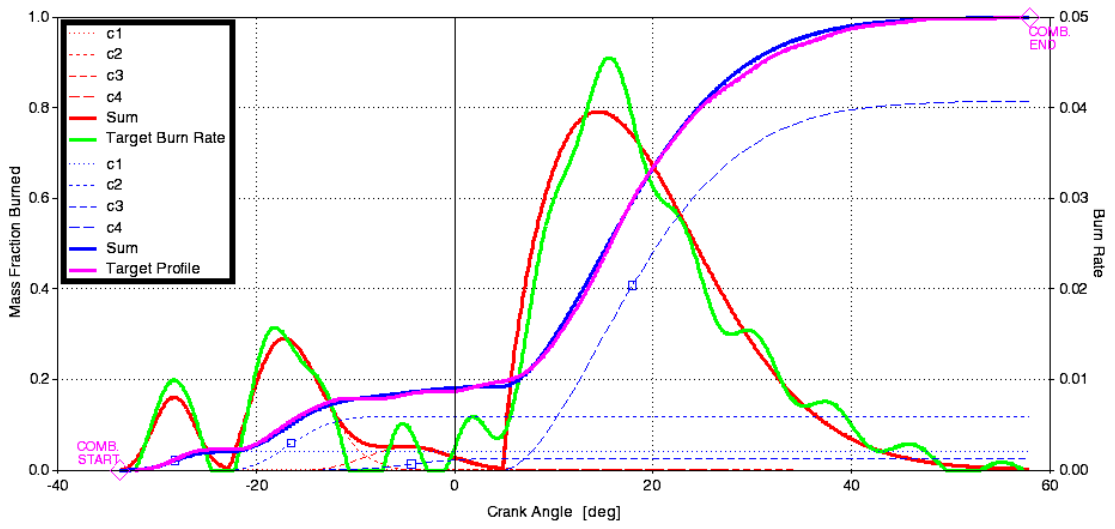
Rys. A.21. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1375-92-30



Rys. A.22. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1690-71-30



Rys. A.23. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 1726-91-30



Rys. A.24. Wyniki dopasowania funkcji Wiebego dla 2280-145-30

Tabela A.1. Współczynniki kalibracyjne funkcji Wiebego

PP.	Pomiar	α_1^*	α_2^*	α_3^*	α_4^*	b_1^*	b_2^*	b_3^*	b_4^*	β_1^*	β_2^*	β_3^*	β_4^*	$\Delta\phi_1^*$	$\Delta\phi_2^*$	$\Delta\phi_3^*$	$\Delta\phi_4^*$	$\phi 50_1^*$	$\phi 50_2^*$	$\phi 50_3^*$	$\phi 50_4^*$	R ²	RMSE
1	1	0,974	0,719	0,192	0,974	1,5	1,834	3	1,5	0,043	0,46	0,307	0,19	3,091	6,841	7,354	11,793	5,701	-12,052	4,972	16	0,9999	0,003
	2	0,61	0,61	0,61	0,61	2	2	2	2	0,914	0,045	0,029	0,012	11,593	2,715	2,403	1,791	13,213	-9,674	14,261	35,167	0,9999	0,0032
	3	1,146	0,61	0,974	0,974	1,3	2	1,5	1,5	0,027	0,015	0,938	0,02	5	4	13,412	8	-26,999	-5,023	12,423	30	0,9999	0,0030
	4	0,98	0,351	1,146	0	1,493	2,508	1,3	0	0,035	0,036	0,929	0	5,368	6,467	14	0	-27,066	-6,364	28,586	0	0,9998	0,0055
2	5	0,192	0,192	1,423	0	3	3	1	0	0,022	0,814	0,164	0	3	10,8	11,46	0	4,752	15,804	14,558	0	0,9999	0,0032
	6	1,423	1,423	0,048	0,354	1	1	4	2,5	0,007	0,02	0,433	0,54	4,454	10	9,8	22,549	-28,631	-5	14,558	19,186	0,99994	0,0026
	7	1,423	0,753	0,01	0,743	1	1,786	4,984	1,8	0,028	0,057	0,286	0,629	6,408	8,722	9,57	20,815	-28,284	-9,674	14,261	17,313	0,9999	0,0026
	8	1,196	1,001	0,009	1,656	1,245	1,467	5,065	0,75	0,053	0,127	0,09	0,73	6,265	8,363	6,338	14,6	-27,851	-12,052	4,972	16	0,9999	0,003

* – Indeks dolny przedstawia numer funkcji Wiebego,

Tabela A.1. Współczynniki kalibracyjne funkcji Wiebego – kontynuacja

PP.	Pomiar	α_1^*	α_2^*	α_3^*	α_4^*	b_1^*	b_2^*	b_3^*	b_4^*	β_1^*	β_2^*	β_3^*	β_4^*	$\Delta\phi_1^*$	$\Delta\phi_2^*$	$\Delta\phi_3^*$	$\Delta\phi_4^*$	$\phi 50_1^*$	$\phi 50_2^*$	$\phi 50_3^*$	$\phi 50_4^*$	R ²	RMSE
3	6	0,61	0,192	1,423	1,423	0	2	3	0	0,021	0,784	0,195	0	2,865	10,884	11,772	0	2,897	14,677	27,141	0	0,9998	0,0046
	10	1,284	1,423	0,296	0,051	1,149	1	2,653	3,957	0,017	0,01	0,415	0,558	5,642	10	9,5	24,392	-26,759	-7	14,991	19,274	0,9999	0,0021
	11	1,319	1,099	0,432	0,61	1,111	1,354	2,325	2	0,039	0,063	0,31	0,588	6,352	7,78	9,054	23,073	-27,08	-12,811	15,503	18,704	0,9999	0,0016
	12	1,423	0,743	0,425	0,61	1	1,8	2,34	2	0,059	0,111	0,262	0,568	8,041	8,041	9,339	22,328	-26,5	-14,486	15,461	17,948	0,9999	0,0025
	13	0,61	0,354	0,61	1,423	2	2,5	2	1	0,02	0,75	0,2	0,03	3	11,625	11,729	3,619	4,833	15,764	28,134	39,393	0,9997	0,0072
	14	1,423	0,61	0,048	0,893	1	2	4	1,6	0,012	0,028	0,35	0,61	5	9	8,932	26	-29,5	-7	15,764	16	20,5	0,0059
4	15	1,423	0,553	0,479	0,974	1	2,095	2,231	1,5	0,033	0,081	0,229	0,657	6,293	8,465	9,32	23,828	-	11,211	15,741	18,526	0,9999	0,0030
	16	1,423	0,628	0,599	0,974	1	1,971	2,019	1,5	0,037	0,094	0,239	0,63	6,334	8,405	9,745	24,559	-28,649	-11,811	15,961	19	0,9998	0,0044

* – Indeks dolny przedstawia numer funkcji Wiebego,

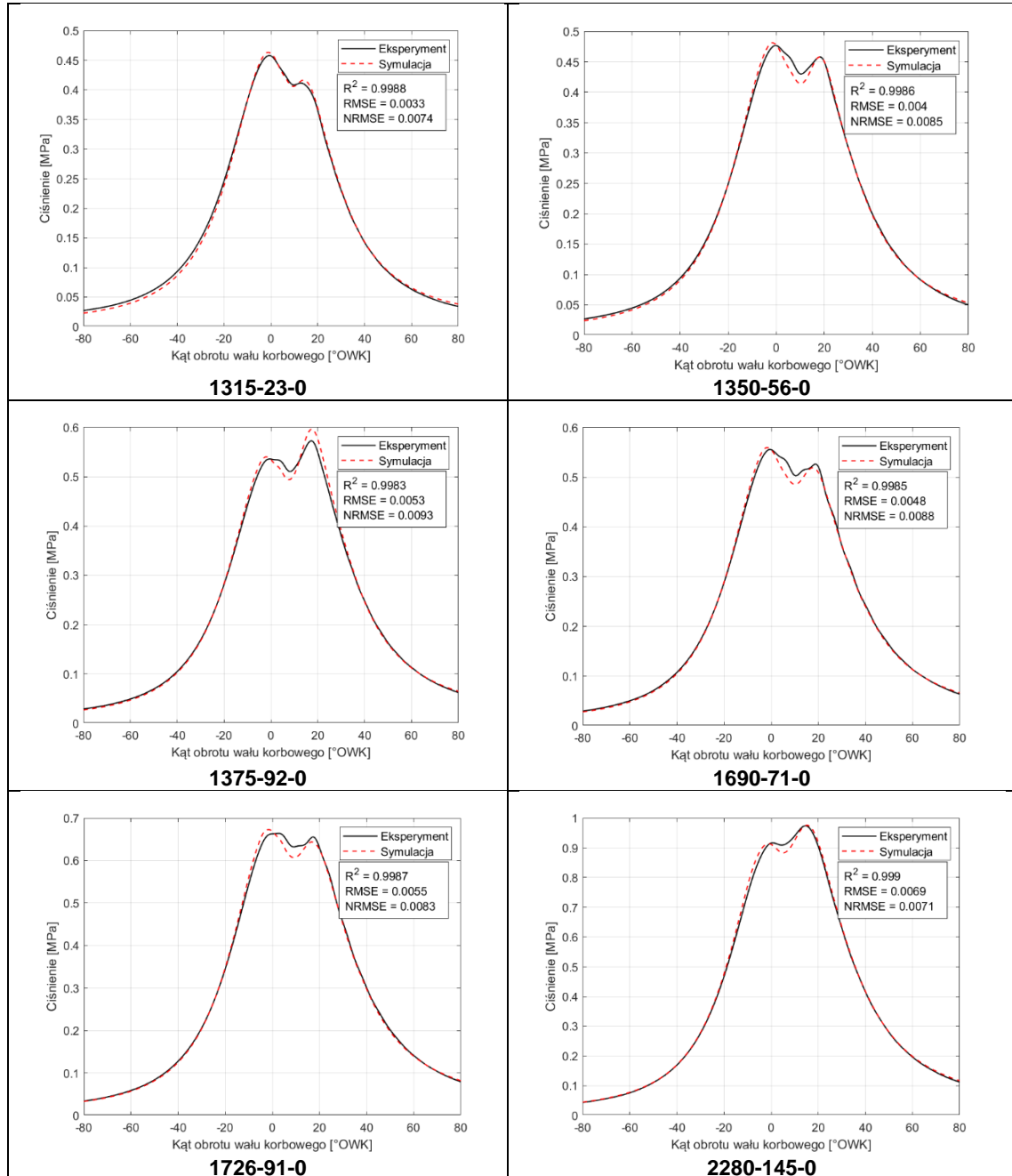
Tabela A.1. Współczynniki kalibracyjne funkcji Wiebego – kontynuacja

PP.	Pomiar	α_1^*	α_2^*	α_3^*	α_4^*	b_1^*	b_2^*	b_3^*	b_4^*	β_1^*	β_2^*	β_3^*	β_4^*	$\Delta\phi_1^*$	$\Delta\phi_2^*$	$\Delta\phi_3^*$	$\Delta\phi_4^*$	$\phi 50_1^*$	$\phi 50_2^*$	$\phi 50_3^*$	$\phi 50_4^*$	R ²	RMSE
9	17	0,61	0,279	1,423	1,423	2	2,7	1	1	0,015	0,727	0,238	0,02	2,66	12,209	13,711	2,416	2,804	15,158	27,212	36,731	0,9998	0,0048
	18	1,423	0,456	0,453	0,955	1	2,276	2,281	1,523	0,018	0,032	0,28	0,67	5,642	7,716	8,932	24,792	-28	-8,636	16,244	20,003	0,9999	0,0027
	19	1,423	0,808	0,036	1,423	1	1,71	4,176	1	0,036	0,074	0,475	0,415	6,524	8,344	13,87	20,542	-26,468	-10,918	14,26	24,286	0,9999	0,0024
	20	1,502	1,43	0,192	1,791	0,916	0,992	3	0,6	0,042	0,092	0,06	0,806	5,796	7,646	6,935	19	26,425	11,732	5,281	18,588	0,9997	0,0068
	21	0,64	0,61	0	0	1,952	2	0,992	0	0,587	0,413	0	0	12,986	25,37	0	0	13,246	22,19	0	0	0,9999	0,0026
9	22	0,743	0,98	0,267	1,237	1,8	1,493	2,737	1,2	0,03	0,038	0,423	0,509	4,78	5,407	13,123	23,259	-27,899	-12,81	12,96	21,796	0,9999	0,0019
	23	1,423	0,672	0,61	1,423	1	1,904	2	1	0,044	0,084	0,45	0,422	5,651	6,463	15,883	26,204	-28,19	-15,6	14	22,771	0,9998	0,0057
	24	0,518	1,228	0,61	1,702	2,157	1,21	2	2	0,855	0,119	0,026	0	5,05	8,231	10	22	-28,222	-16,481	-4,376	17,917	0,9996	0,0073
	25	1,423	0,743	0,61	1,237	1,8	1,493	2,737	1,2	0,03	0,038	0,423	0,509	4,78	5,407	13,123	23,259	-27,899	-12,81	12,96	21,796	0,9999	0,0019

* – Indeks dolny przedstawia numer funkcji Wiebego.

B. Załącznik – WYNIKI SYMULACJI

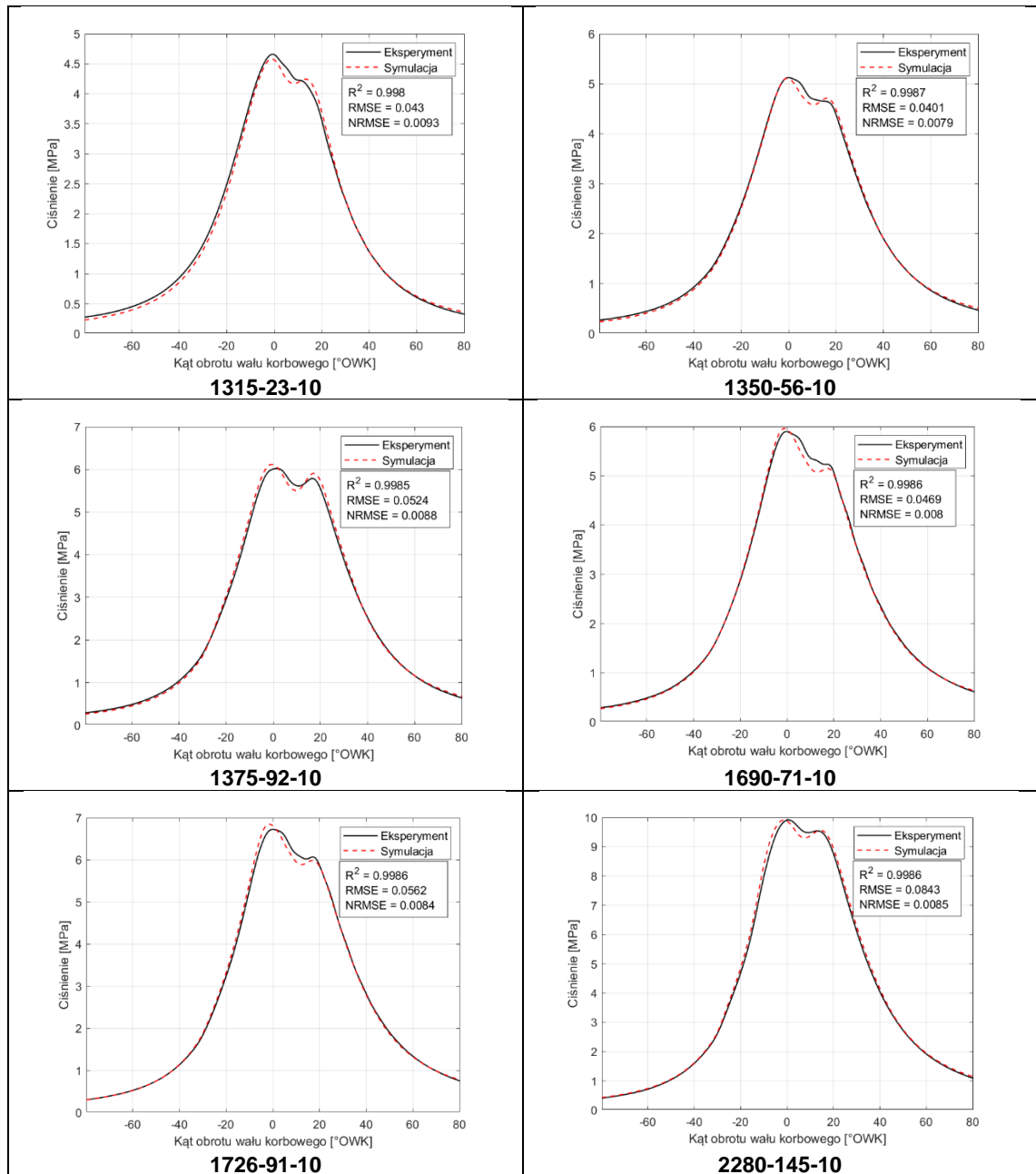
W tym rozdziale przedstawiono przebiegi ciśnienia w cylindrze silnika dla wszystkich punktów pracy silnika pracującego w trybie jedno- (ON) i dwu- (ON i DME) paliwowym. Uzyskane wyniki symulacji cechują się wysoką zgodnością z eksperymentem, co jest widoczne na rys. B.1 – B.4. Warto nadmienić, że uzyskane wyniki są pewnym kompromisem pomiędzy jakością dopasowania do eksperymentu a wartościami wybranych parametrów porównawczych (Tabela B.1 – Tabela B.4).



Rys. B.1. Wyniki symulacji dla 0% współczynnika substytucji

Tabela B.1. Wyniki porównawcze wybranych parametrów dla SR 0%

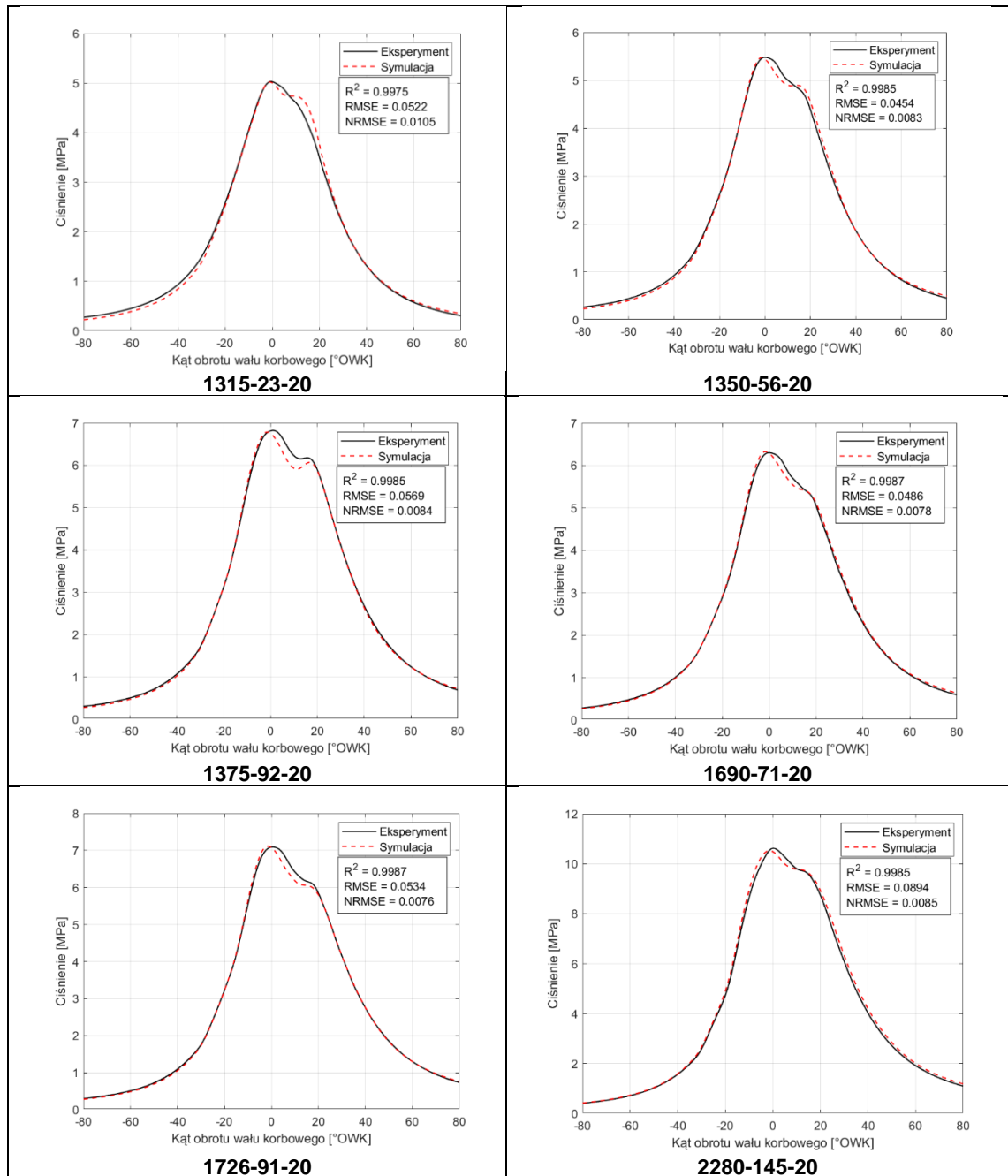
Parameter	Jednostka	Wynik	PP1	PP2	PP3	PP4	PP5	PP6
Lambda	[-]	Eksperyment	3,831	2,461	2,011	2,145	2,13	1,98
		Symulacja	3,802	2,109	1,776	2,06	2,07	1,983
IMEP	[MPa]	Eksperyment	0,245	0,464	0,64	0,59	0,764	0,111
		Symulacja	0,256	0,467	0,64	0,58	0,745	0,111
Moment obrotowy	[Nm]	Eksperyment	22	56	92	71	91	145
		Symulacja	24,235	54,831	90,638	69,916	89,013	143,696
Ciśnienie w kolektorze ssącym	[MPa]	Eksperyment	0,103	0,107	0,114	0,115	0,124	0,172
		Symulacja	0,103	0,109	0,12	0,12	0,14	0,18
Temperatura w kolektorze ssącym	[K]	Eksperyment	354,214	359,226	324,387	350,8	330,351	321,2
		Symulacja	364,337	371,731	329,526	371,768	345,924	329,911
Temperatura w kolektorze wydechowym	[K]	Eksperyment	502,937	651,834	734,447	714,941	746	792,526
		Symulacja	533,348	693,316	754,043	749,644	749,411	791,774



Rys. B.2. Wyniki symulacji dla 10% współczynnika substytucji

Tabela B.2. Wyniki porównawcze wybranych parametrów dla SR 10%

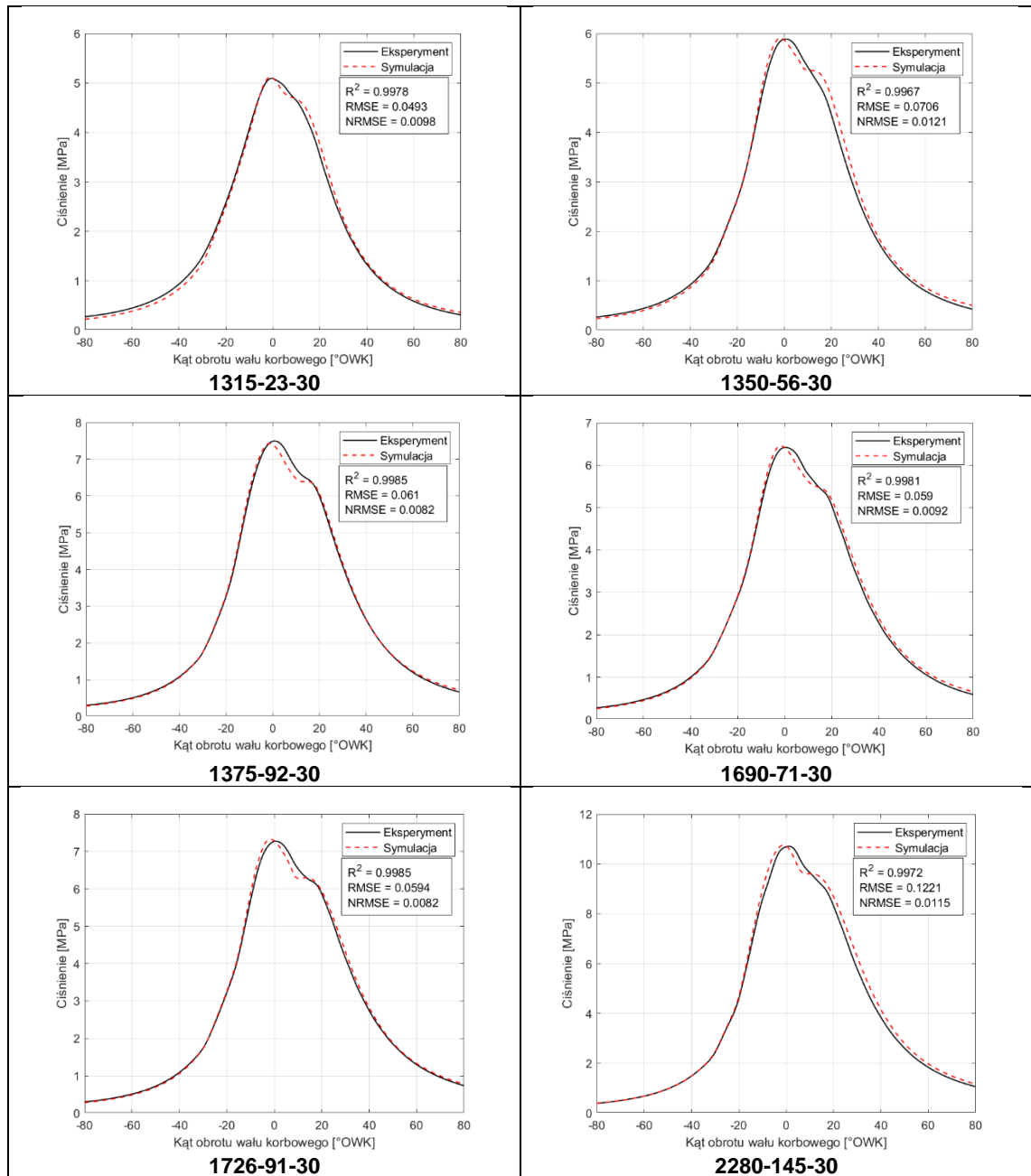
Parameter	Jednostka	Wynik	PP1	PP2	PP3	PP4	PP5	PP6
Lambda	[-]	Eksperyment	3,72	2,257	1,953	2,138	2,112	1,97
		Symulacja	3,57	2,155	1,899	2,176	2,077	1,917
IMEP	[MPa]	Eksperyment	0,185	0,429	0,665	0,582	0,762	1,097
		Symulacja	0,22	0,432	0,674	0,568	0,746	1,1
Moment obrotowy	[Nm]	Eksperyment	22	56	92	71	91	145
		Symulacja	24,111	56,245	91,388	62,296	81,478	146,55
Ciśnienie w kolektorze ssącym	[MPa]	Eksperyment	0,103	0,107	0,114	0,115	0,124	0,172
		Symulacja	0,103	0,107	0,115	0,115	0,127	0,172
Temperatura w kolektorze ssącym	[K]	Eksperyment	354,214	359,226	324,387	350,796	330,351	321,200
		Symulacja	362,724	365,89	320,654	344,479	325,354	316,59
Temperatura w kolektorze wydechowym	[K]	Eksperyment	502,937	651,833	734,446	714,940	746,000	792,526
		Symulacja	510,899	660,698	725,943	705,971	742,239	784,664



Rys. B.3. Wyniki symulacji dla 20% współczynnika substytucji

Tabela B.3. Wyniki porównawcze wybranych parametrów dla SR 20%

Parameter	Jednostka	Wynik	PP1	PP2	PP3	PP4	PP5	PP6
Lambda	[-]	Eksperyment	3,777	2,288	2,003	2,142	2,139	1,899
		Symulacja	3,641	2,207	1,991	2,142	2,041	1,894
IMEP	[MPa]	Eksperyment	0,157	0,429	0,723	0,568	0,752	1,097
		Symulacja	0,2	0,442	0,719	0,588	0,745	1,147
Moment obrotowy	[Nm]	Eksperyment	22	56	92	71	91	145
		Symulacja	24,083	57,285	90,8328	69,020	89,920	144,79
Ciśnienie w kolektorze ssącym	[MPa]	Eksperyment	0,102	0,107	0,116	0,112	0,118	0,17
		Symulacja	0,102	0,106	0,119	0,112	0,118	0,172
Temperatura w kolektorze ssącym	[K]	Eksperyment	351,17	353,616	327,741	345,475	316,898	322,285
		Symulacja	357,98	364,745	320,719	340,554	317,796	317,289
Temperatura w kolektorze wydechowym	[K]	Eksperyment	500,471	646,517	738,273	717,758	746,483	814,564
		Symulacja	499,11	646,802	738,278	710,037	747,943	820,49



Rys. B.4. Wyniki symulacji dla 30% współczynnika substytucji

Tabela B.4. Wyniki porównawcze wybranych parametrów dla SR 30%

Parameter	Jednostka	Wynik	PP1	PP2	PP3	PP4	PP5	PP6
Lambda	[-]	Eksperyment	3,704	2,294	1,995	2,145	2,110	1,782
		Symulacja	3,571	2,102	2,123	2,048	2,001	1,736
IMEP	[MPa]	Eksperyment	0,168	0,38	0,682	0,568	0,747	1,056
		Symulacja	0,252	0,43	0,704	0,61	0,772	1,164
Moment obrotowy	[Nm]	Eksperyment	22	56	92	71	91	145
		Symulacja	23,207	57,836	90,5609	70,79	89,3555	143,25
Ciśnienie w kolektorze ssącym	[MPa]	Eksperyment	0,101	0,106	0,118	0,112	0,118	0,161
		Symulacja	0,101	0,105	0,124	0,111	0,119	0,16
Temperatura w kolektorze ssącym	[K]	Eksperyment	351,767	348,071	326,283	335,442	314,981	321,782
		Symulacja	355,139	350,297	318,475	332,917	310,342	320,45
Temperatura w kolektorze wydechowym	[K]	Eksperyment	499,342	644,671	728,267	710,77	746,944	853,906
		Symulacja	505,632	643,56	719,744	720,241	750,184	865,661