



POLITECHNIKA POZNAŃSKA



WYDZIAŁ
INŻYNIERII LĄDOWEJ
I TRANSPORTU

Filip Szwajca

**Ocena efektywności zastosowania dwustopniowego systemu spalania
ubogich mieszanek gazowych w szybkoobrotowym silniku o ZI**

Rozprawa doktorska

Promotor: prof. dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki
Promotor pomocniczy: dr inż. Wojciech Bueschke

Poznań, 2024

Spis treści

Streszczenie	5
Abstract	6
Wykaz ważniejszych skrótów i symboli	7
1. Wprowadzenie	11
2. Spalanie ubogich mieszanek gazowych w silnikach tłokowych o zapłonie iskrowym. 13	
2.1. Uwarunkowania i kierunki rozwoju współczesnych silników spalinowych.....	13
2.2. Charakterystyka gazowych paliw silnikowych	17
2.2.1. Paliwa gazowe stosowane w silnikach spalinowych	17
2.2.2. Eter dimetylowy	18
2.2.3. Amoniak	19
2.2.4. Wodór	20
2.2.5. Gaz płynny.....	20
2.2.6. Metan.....	21
2.3. Charakterystyka porównawcza paliw gazowych.....	22
2.4. Sposoby definiowania składu gazowych mieszanin palnych.....	24
2.5. Korzyści i wymagania związane ze spalania mieszanek ubogich.....	26
2.6. Charakterystyka metanu w aspekcie zastosowania do badań porównawczych systemów spalania	30
3. Dwustopniowe systemy spalania silników o ZI.....	31
3.1. Charakterystyka mechanizmu spalania	31
3.2. Geneza i rozwój konstrukcji systemów z dzieloną komorą spalania – przegląd literatury	35
3.3. Wpływ cech konstrukcyjnych i parametrów sterujących na funkcjonowanie systemu spalania dwustopniowego.....	38
4. Problem badawczy, główny cel pracy i zadania szczegółowe	42
5. Wstępne badania modelowe nad konstrukcją dwustopniowego systemu spalania.....	45
5.1. Koncepcja badań modelowych.....	45
5.2. Elementy konstrukcyjne systemu spalania poddane identyfikacji eksperymentalnej.....	45
5.2.1. Pierwotne źródło zapłonu	45
5.2.2. Komora wstępnego spalania.....	47
5.3. Identyfikacja wyładowania iskrowego ze źródeł zapłonu o różnej geometrii	50
5.3.1. Metodologia badań nad wyładowaniem iskrowym	50
5.3.2. Wyniki badań oraz ich analiza.....	53
5.4. Analiza wpływu przewężenia komory wstępnej na proces spalania dwustopniowego.....	57
5.4.1. Konfiguracja Maszyny Pojedynczego Cyklu do dwustopniowego spalania mieszanek gazowych	57
5.4.2. Analiza wskaźników optycznych i termodynamicznych rozwoju płomienia w głównej komorze spalania	60
5.5. Podsumowanie badań modelowych – konfiguracja systemu spalania dwustopniowego przeznaczona do badań zasadniczych	69
6. Metodyka badań silnikowych	70
6.1. Koncepcja badań	70
6.2. Stanowisko badawcze.....	71

6.3. Obiekt badawczy	73
6.4. Zakres zasadniczych badań eksperymentalnych	74
6.5. Procedura przetwarzania wyników.....	74
7. Dobór parametrów sterujących pracą silnika	79
7.1. Strategia sterowania układem zapłonowym	79
7.2. Sposób podziału dawki paliwa w dwustopniowym systemie spalania	80
7.3. Warunki sterowania procesem spalania w badaniach zasadniczych	82
8. Ocena porównawcza parametrów pracy silnika.....	85
8.1. Sposób uzyskania wyników badan zasadniczych.....	85
8.2. Powtarzalność pracy silnika	87
8.3. Analiza termodynamiczna procesu spalania	89
8.4. Energetyczne wskaźniki pracy silnika.....	95
8.5. Emisja jednostkowa wybranych składników spalin	98
8.6. Ocena efektywności systemów spalania z uwzględnieniem synchronizacji podstawy współczynnika λ	103
9. Podsumowanie i wnioski	107
9.1. Charakterystyka uzyskanych wyników	107
9.2. Wnioski końcowe	107
Bibliografia	112
Spis rysunków.....	126
Spis tabel	130

Streszczenie

Niniejsza praca doktorska została zrealizowana w obszarze szybkoobrotowych silników gazowych zasilanych sprężonym gazem ziemnym o zapłonie iskrowym. Celem badawczym pracy była ocena efektywności zastosowania dwustopniowego systemu spalania o zaproponowanej konstrukcji, względem rozwiązania konwencjonalnego w aspekcie spalania mieszanek ubogich. Podjęcie takiego problemu wynikało z braku rozwiązania systemu spalania o analizowanej konstrukcji będącego w fazie badań lub wdrożonego w produkcji.

Metodologia pracy obejmuje badania eksperymentalne – modelowe, które zmierzały do ustalenia cech konstrukcyjnych dwustopniowego systemu spalania oraz badania prowadzone z użyciem jednocylindrowego silnika badawczego, pozwalające ocenić zmianę wskaźników pracy silnika z różnymi systemami spalania konwencjonalnego oraz dwustopniowego.

Z użyciem technik szybkiego filmowania oraz pomiarów elektrycznych wykazano przewagę świecy zapłonowej z płaską elektrodą masową względem szeroko stosowanej świecy z boczną elektrodą masową typu „J”. Uzyskano większy obszar objęty łukiem elektrycznym bez znacznej redukcji intensywności świecenia. Wskazano na zwiększenie koncentracji energii w łuku elektrycznym spowodowane krótszym czasem trwania wyładowania. Badania przeprowadzono w komorze stałej objętości regulując przeciwcisnienie w zakresie 0–0,8 MPa. Wykorzystując maszynę pojedynczego cyklu porównano efekty zastosowania dwóch różnych sześciotworowych komór zapłonowych o objętości 1,4 cm³ i 2,1 cm³. Do porównania użyto również technikę optycznej rejestracji rozwoju płomienia w cylindrze oraz pomiarów indykatorowych. Badania realizowano dla różnej dawki paliwa dostarczanego do cylindra oraz chwili wyprzedzenia zapłonu. W efekcie stwierdzono, że dwustopniowy system spalania, którego efektywność zastosowania oceniano, składał się ze świecy bez bocznej elektrody masowej oraz komory zapłonowej o objętości 2,1 cm³, co w literaturze przedmiotu do tej pory nie było opisywane.

Ostatni etap prac badawczych został zrealizowany z użyciem jednocylindrowego silnika badawczego AVL 5804 w konfiguracji początkowo z jednostopniowym systemem spalania, który następnie przebudowano do spalania dwustopniowego. Określono wartość centrum spalania jako parametr sterujący 9°OWK według której prowadzone były badania oraz w przypadku systemu dwustopniowego strategię podziału dawki pomiędzy główną i wstępną komorę spalania. Badania główne służące do porównania wyników procesu spalania przeprowadzono w zakresie trzech prędkości obrotowych wału korbowego, trzech różnych wielkości całkowitej dawki paliwa oraz współczynnika nadmiaru powietrza zwiększanego od wartości $\lambda = 1,0$ do osiągnięcia granicy stabilnej pracy silnika.

Wykazano, że zastosowanie dwustopniowego systemu spalania w sposób znaczny rozszerza zakres palności mieszanek ubogich oraz zwiększa dynamikę spalania. Wraz z rozszerzeniem granic palności osiągnięta jest znaczna redukcja emisji jednostkowej ISNO_x, w zakresie którym system spalania jednostopniowego jest niewystarczający. W zakresie spalania mieszanek o $\lambda = 1$ do 1,4 zaobserwowano znaczne pogorszenie sprawności indykowanej względem systemu konwencjonalnego. Dla analizowanego najmniejszego i średniego obciążenia silnika maksymalna wartość sprawności indykowanej była porównywalna.

Ostatecznie wyniki badań i analiz pozwalają ocenić efektywność zastosowania dwustopniowego systemu spalania względem wielu zmiennych. Wskazano zakresy pracy silnika, w których efektywność ulega polepszeniu oraz takie, w których uzyskano gorsze wskaźniki względem konwencjonalnego systemu spalania. Dla obciążeń częściowych oraz współczynnika nadmiaru powietrza λ powyżej 1,5 lepsze wskaźniki pracy uzyskano dla silnika z dwustopniowym systemem spalania natomiast przy spalaniu ładunków okołostechiometrycznych szczególnie z dużym obciążeniem silnika polepszenia wskaźników pracy silnika należy poszukiwać w zoptymalizowanej konfiguracji jednostopniowego systemu spalania.

Abstract

Evaluation of the effectiveness of using a two-stage lean gas mixture combustion system in a high-speed SI engine

This doctoral thesis was carried out in the area of high-speed gas engines fuelled with compressed natural gas with spark ignition. The research objective of the work was to assess the effectiveness of using a two-stage combustion system with the proposed design compared to a conventional solution in terms of burning lean mixtures. Taking up such a problem resulted from the lack of a solution for a combustion system with the analyzed design that is in the research phase or implemented in production.

The methodology of the work includes experimental – model studies, which aimed to determine the design features of the two-stage combustion system and studies conducted using a single-cylinder research engine, allowing for the assessment of the change in engine performance indicators with various conventional and two-stage combustion systems.

Using high-speed filming techniques and electrical measurements, the advantage of a spark plug with a flat ground electrode was demonstrated over the widely used spark plug with a lateral ground electrode. A larger area covered by the electric arc was obtained without a significant reduction in the intensity of light due to the increased energy concentration caused by the shorter duration of the discharge. The tests were carried out in a constant volume chamber by regulating the back pressure of 0–10 bar. Using a single cycle machine, the effects of using two six-hole ignition chambers with a volume of 1.4 cm³ and 2.1 cm³ were compared. The technique of optical recording of flame development in the cylinder and indicator measurements were also used for the comparison. The tests were carried out for different fuel doses supplied to the cylinder and the moment of ignition advance. As a result, it was found that the two-stage combustion system, the efficiency of which was assessed, consisted of a spark plug without a side ground electrode and an ignition chamber with a volume of 2.1 cm³, which has not been described in the literature so far.

The last stage of the research work was carried out using a single-cylinder AVL 5804 research engine in a configuration initially with a single-stage combustion system, which was then rebuilt to two-stage combustion. The combustion centre value was determined as a control parameter of 9°CA, according to which the research was conducted, and in the case of a two-stage system, the strategy of dividing the dose between the main preliminary combustion chamber. The main research leading to the comparative results of the combustion process was carried out in the range of three engine speeds, three different values of the total fuel dose and the excess air coefficient increased from $\lambda = 1$ to the limit of stable engine operation.

It was shown that the use of a two-stage combustion system significantly extends the range of flammability of lean mixtures and increases the combustion dynamics. Along with the extension of the flammability limits, a significant reduction in ISNO_x emissions is achieved in the range in which the single-stage combustion system is insufficient. In the range of combustion of mixtures with $\lambda = 1.0$ to 1.4, a significant deterioration of the indicated efficiency was observed in relation to the conventional system. For the analyzed lowest and average engine loads, the maximum value of the indicated efficiency was comparable.

Finally, the results of the tests and analysis make it possible to assess the effectiveness of using a two-stage combustion system relative to a wide range of variables. The ranges of engine operation in which efficiency is improved and those in which inferior indicators are obtained relative to the conventional combustion system are indicated. For part loads and excess air ratio λ above 1.5, better performance indicators are obtained by the engine with a two-stage combustion system, while for the combustion of peri stoichiometric loads, especially in high load operation, the improvement of engine performance indicators should be searched for in the optimized configuration of a conventional open chamber combustion system.

Wykaz ważniejszych skrótów i symboli

A	udział obszaru objętego płomieniem
A _{mx}	maksymalny udział obszaru objętego płomieniem
ASTM	<i>ASTM International</i> – organizacja tworząca standardy techniczne
CFR	<i>Cooperative Fuel Research</i> – nazwa firmy produkującej silniki badawcze
CIS	<i>Continuous Injection System</i> – system ciągłego wtrysku paliwa
CMOS	<i>Complementary Metal-Oxide-Semiconductor</i> – rodzaj matrycy używanej w kamerach do szybkiego filmowania
CNG	<i>Compressed Natural Gas</i> – sprężony gaz ziemny
CoC	<i>Center of Combustion</i> – centrum spalania
COP	<i>Coil on plug</i> – rodzaj cewki zapłonowej
COV _{IMEP}	<i>Coefficient of Variation of Indicated Mean Effective Pressure</i> – współczynnik zmienności średniego użytecznego ciśnienia indykowanego
C _p	ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu
C _v	ciepło właściwe przy stałej objętości
CVC	<i>Constant Volume Chamber</i> – komora izochoryczna
CVCC	<i>Compound Vortex Controlled Combustion</i> – system spalania wdrożony przez firmę Honda
D	średnica
DBD	<i>Dielectric Barrier Discharge</i> – rodzaj wyładowania z co najmniej jedną elektrodą pokrytą izolatorem
DI	<i>Direct Injection</i> – bezpośredni wtrysk paliwa
DME	<i>Dimethyl Ether</i> – eter dimetylowy
DM-TJI	<i>Dual-mode, turbulent jet ignition system</i> – system spalania dwustopniowego z przepłukaniem
EGR	<i>Exhaust Gas Recirculation</i> – recyrkulacja spalin
FEV	<i>Forschungsgesellschaft für Energietechnik und Verbrennungsmotoren</i> – niemieckie przedsiębiorstwo badawczo-rozwojowe
FAR	<i>Fuel-Air Ratio</i> – stosunek paliwo-powietrze
FTC	<i>Flame Traverse Charge</i> – płomień przechodzący przez ładunek
FPS	<i>Frame Per Second</i> – klatek filmu na sekundę
GM EFI	<i>General Motors Electronic Fuel Injection</i> – elektroniczny wtrysk paliwa GM
GMP	górne martwe położenie tłoka
HAI	<i>Hydrogen Assisted Jet Ignition</i> – zapłon strumieniowy wspomagany wodorem
HD	<i>Heavy-Duty</i> – wysilony silnik pojazdu ciężarowego
HDEV	<i>High-Pressure Direct Injection</i> – bezpośredni wtrysk wysokociśnieniowy
HFJI	<i>Hydrogen Fueled Jet Ignition</i> – zapłon strumieniowy zasilanym wodorem
HHCI	<i>Homogeneous-Hybrid Combustion Ignition</i> – homogeniczne hybrydowe inicjowanie spalania
I	średnia intensywność chemiluminescencji
I _{mx}	maksymalna wartość średniej intensywność chemiluminescencji
IAV	<i>Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr</i> – niemiecka firma technologiczna
IDW	<i>Inverse Distance Weighting</i> – metoda interpolacyjna wagowa odwróconej odległości
IMEP	<i>Indicated Mean Effective Pressure</i> – indykowane średnie ciśnienie użyteczne
ISFC	<i>Indicated Specific Fuel Consumption</i> – indykowane jednostkowe zużycie paliwa
ITE	<i>Indicated Thermal Efficiency</i> – indykowana sprawność cieplna
JPIC	<i>Jet Plume Injection and Combustion</i> – technika spalania
L	długość

LAG	<i>Lavinia Aktyvatsia Gorenia</i> – strategia spalania ubogich mieszanek
LI	<i>Laser Ignition</i> – zapłon laserowy
LIS	<i>Laser Ignition System</i> – laserowy system zapłonowy
LNG	<i>Liquefied Natural Gas</i> – skroplony gaz ziemny
LNT	<i>Lean NO_x Trap</i> – układ pochłaniania NO _x
LPG	<i>Liquefied Petroleum Gas</i> – gaz płynny
L _t	stechiometryczne zapotrzebowanie powietrza
LTC	<i>Low-Temperature Combustion</i> – spalanie niskotemperaturowe
LTP	<i>Low-Temperature Plasma</i> – plazma niskotemperaturowa
MASI	<i>Magnetically Assisted Spark Ignition</i> – zapłon wspomagany magnetycznie
MBF10-90	<i>Mass Burned Fraction 10-90%</i> – frakcja masowa spalonego paliwa w zakresie 10–90%
MBT	<i>Maximum Brake Torque</i> – punkt uzyskania maksymalnego momentu obrotowego
MC	<i>Main chamber</i> – główna komora spalania
MJI	<i>Mahle Jet Ignition</i> – iskrowo-strumieniowy układ zapłonowy Mahle
MPC	Maszyna Pojedynczego Cyklu
NRPD	<i>Nanosecond Repetitively Pulsed Discharges</i> – nanosekundowe powtarzające się wyładowania impulsowe
PC	<i>Pre-chamber</i> – wstępna komora spalania
PCI	<i>Pre-chamber Injection</i> – aktywna komora wstępna z wtryskiwaczem
PCLI	<i>Pre-chamber Laser Ignition</i> – system komory wstępnej z zapłonem laserowym
PCSI	<i>Pre-chamber Spark Ignition</i> – system komory wstępnej z zapłonem iskrowym
PCV	<i>Pre-chamber Valve</i> – aktywna komora wstępna z zaworem
PFI	<i>Port Fuel Injection</i> – pośredni wtrysk paliwa
PJC	<i>Pulse Jet Combustion</i> – spalanie inicjowane wtryskiem pulsacyjnym
PMEP	<i>Pumping Mean Effective Pressure</i> – średnie użyteczne ciśnienie pompowania
P _{ot}	ciśnienie otoczenia
PPCI	<i>Partially Premixed Compression Ignition</i> – zapłon samoczynny mieszanki częściowo uwarstwionej
RCCI	<i>Reactivity Controlled Compression Ignition</i> – zapłon samoczynny sterowany reaktywności ładunku
RGF	<i>Residual Gas Fraction</i> – udział reszty spalin
RON	<i>Research Octane Number</i> – badawcza liczba oktanowa
S _D	dwustopniowy system spalania
S _K	konwencjonalny system spalania
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i> – Stowarzyszenie Inżynierów Motoryzacyjnych
SCR	<i>Selective Catalytic Reduction</i> – selektywna redukcja katalityczna
S _L	<i>Speed of Laminar Flame</i> – prędkość laminarnego płomienia
SOIgn	<i>Start of Ignition</i> – początek zapłonu
TJI	<i>Turbulent Jet Ignition</i> – iskrowo-strumieniowy układ zapłonowy
TSI	<i>Turbocharged Stratified Injection</i> – nazwa własna silnika dotycząca uwarstwowionego spalania w silniku doładowanym
TTW	<i>Tank-to-Wheel</i> – część cyklu życia pojazdu
V	<i>Volume</i> – objętość
V _{MC}	<i>Volume of main chamber</i> – objętość głównej komory spalania
V _{PC}	<i>Volume of pre-chamber</i> – objętość wstępnej komory spalania
VVD	<i>Variable Valve Duration</i> – system zmiennego czasu otwarcia zaworów
VVL	<i>Variable Valve Lift</i> – system zmiennego wzniosu zaworów

VVT	<i>Variable Valve Timing</i> – system zmiennych faz rozrządu
W_{op}	wartość opałowa
ZI	zapłon iskrowy
ZS	zapłon samoczynny
ε	stopień sprężania
γ	wykładnik politropy
λ	współczynnik nadmiaru powietrza
φ	odwrotność współczynnika nadmiaru powietrza

1. Wprowadzenie

Silnik spalinowy jest najpowszechniejszym źródłem energii mechanicznej stosowanym w wielu sektorach gospodarki na całym świecie. Popularność silników spalinowych powoduje znaczne zróżnicowanie konstrukcji determinowane przeznaczeniem oraz typem paliwa używanego do ich zasilania. Ciągła potrzeba polepszenia osiągnięć oraz zmniejszania negatywnego wpływu na środowisko motywuje do prowadzenia intensywnych prac badawczo-rozwojowych.

Jednym z obiecujących kierunków rozwoju w silnikach spalinowych o zapłonie iskrowym jest wykorzystanie ubogich mieszanek gazowych w procesie spalania. Ubogie mieszanki gazowe pozwalają na zmniejszenie zużycia paliwa (w następstwie zwiększenia sprawności cieplnej) i jednostkowej emisji wybranych składników spalin (szczególnie tlenków azotu NO_x), co jest kluczowe dla ochrony środowiska. Jednak spalanie takich mieszanek niesie ze sobą trudności związane utrzymaniem poprawnej pracy silnika oraz pełnym wykorzystaniem energii chemicznej zawartej w paliwie. Motywuje to do podjęcia badań nad oceną możliwości poprawy efektywności spalania gazowych mieszanek ubogich poprzez zastosowanie dwustopniowego systemu spalania, dostosowanego do szybkoobrotowych spalinowych silników tłokowych.

Technika spalania dwustopniowego polegająca na mechanicznym podziale objętości komory spalania rozwijana jest od początku XX w. Materiały źródłowe użyte w pracy istotne z punktu widzenia realizowanej tematyki dzielą się względem następujących obszarów:

- spalania ubogich mieszanek paliw gazowych (*monografie naukowe, podręczniki akademickie, artykuły naukowe, publikacje konferencyjne*),
- istniejących koncepcji spalania dwustopniowego (*patenty, publikacje techniczne, prace dyplomowe, materiały firmowe*),
- efektów modyfikacji systemów spalania dwustopniowego i parametrów sterujących (*publikacje naukowe, raporty, prace dyplomowe*),
- oceny porównawczej systemu konwencjonalnego oraz dwustopniowego (*artykuły naukowe, prace dyplomowe*).

Istotą realizowanego zagadnienia była ocena efektów zastosowania dwustopniowego systemu spalania mieszanek gazowych w szybkoobrotowym silniku spalinowym. Rozpatrywany system spalania przystosowano do zabudowy w gazowym silniku tłokowym o objętości skokowej cylindra $\sim 500 \text{ cm}^3$. Wyróżnić należy elementy konstrukcyjne takiego systemu, na które składały się: główna komora spalania oznaczona jako **MC** (ang. *Main Chamber*), komora zapłonowa zwana również komorą wstępną oznaczaną jako **PC** (ang. *Pre-Chamber*), system bezpośredniego wtrysku paliwa **DI** (ang. *Direct Fuel Injection*) do komory zapłonowej, pośredniego wtrysku paliwa do kanału dolotowego **PFI** (ang. *Port Fuel Injection*) oraz niezbędne oprzyrządowanie (w tym pierwotne źródło zapłonu). Zasadniczym celem rozprawy było określenie ilościowych i jakościowych zmian wybranych wskaźników pracy silnika z zaimplementowanym systemem spalania dwustopniowego względem rozwiązania konwencjonalnego, stanowiącego system z otwartą komorą spalania oraz pośrednim wtryskiem paliwa gazowego. Podstawą rozważań eksperymentalnych była identyfikacja wybranych cech konstrukcyjnych dwustopniowego systemu spalania oraz opracowanie metodyki pozwalającej na porównanie dwóch tak odmiennych systemów spalania.

Zakres prac wykonanych w ramach dysertacji obejmował analizę aktualnego stanu wiedzy, wykonanie badań eksperymentalnych na stanowiskach modelowych, wykonanie badań z użyciem jednocylindrowego silnika badawczego, analizę wyników oraz sformułowanie wniosków.

Na podstawie wykonanych badań modelowych wykonano komorę zapłonową o określonej geometrii oraz wybrano pierwotne źródło zapłonu. Efektem pośrednim badań silnikowych było określenie strategii sterowania silnikiem oraz uzyskanie wyników pozwalających na określenie efektów zastosowania dwustopniowego systemu spalania mieszanek gazowych w szybkoobrotowym silniku spalinowym.

W pracy zastosowano angielskie nazwy parametrów, np. ITE (sprawność cieplna), IMEP (indykowane średnie ciśnienie użyteczne), SOIgn (kąt wyprzedzenia zapłonu) itp., ze względu na ich powszechne użycie i standaryzację w międzynarodowej literaturze naukowej. Angielska terminologia jest preferowana w kontekście badań inżynierskich, aby zapewnić precyzję oraz ułatwić komunikację w środowisku międzynarodowym.

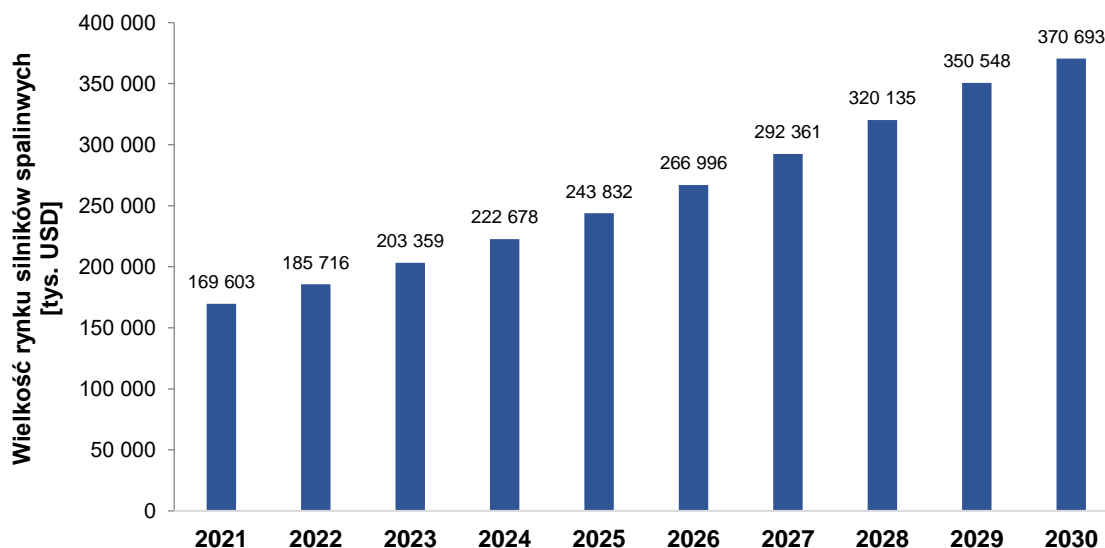
Struktura pracy obejmuje 9 rozdziałów z czego niniejszy rozdział stanowi wprowadzenie, w rozdziale 2 omówiono znaczenie współczesnych silników spalinowych i ich wpływ na środowisko. Przedstawiono charakterystykę paliw gazowych stosowanych w silnikach tłokowych, szczegółowo analizując ich właściwości fizykochemiczne oraz korzyści i wyzwania związane z wykorzystaniem mieszanek ubogich. Rozdział 3 wprowadza w tematykę dwustopniowych systemów spalania, opisując ich mechanizm oraz ewolucję konstrukcyjną, a także przedstawia przegląd literatury dotyczący tego zagadnienia. Następnie, w rozdziale 4, sprecyzowano problem badawczy oraz cele i zadania pracy, które koncentrują się na porównaniu efektywności dwóch odmiennych systemów spalania: konwencjonalnego i dwustopniowego. W rozdziałach 5 i 6 opisano szczegółowo metodykę badań – od wstępnych analiz modelowych aż po badania eksperymentalne przeprowadzone na jednocylindrowym silniku badawczym. Kluczowym elementem było zbadanie wpływu parametrów konstrukcyjnych oraz strategii sterowania na efektywność pracy dwustopniowego systemu spalania. Rozdział 7 opisuje dobór parametrów sterujących pracą silnika, natomiast w rozdziale 8 zaprezentowano szczegółową ocenę porównawczą osiąarów silnika dla obu rozwiązań, wskazując na wyraźne korzyści dwustopniowego systemu w zakresie rozszerzenia granic palności mieszanek ubogich. Wnioski z badań, przedstawiono w rozdziale 9, podkreślając, że efektywność tego rozwiązania jest uzależniona od specyficznych warunków pracy silnika, a optymalizacja konfiguracji pozwala na osiągnięcie znaczących korzyści w wybranych zakresach pracy.

2. Spalanie ubogich mieszanek gazowych w silnikach tłokowych o zapłonie iskrowym

2.1. Uwarunkowania i kierunki rozwoju współczesnych silników spalinowych

Dyrektywy, wydawane przez organy Unii Europejskiej nakazywały wycofanie ze sprzedaży samochodów osobowych emitujących dwutlenek węgla CO₂ do 2035 r. (aktualnie uznane za nierealne i mocno złagodzone), jednocześnie nie określając dokładnej strategii zastąpienia silników spalinowych w całym szerokim zakresie ich zastosowania [169]. Trzeba pamiętać, że silniki spalinowe jako źródła napędu charakteryzują się bardzo dobrymi wskaźnikami gęstości energii i mocy, mając przewagę nad zasilaniem akumulatorowym lub ogniwami paliwowymi [84]. Z analizy danych sprzedażowych [137], wynika wciąż dominująca pozycja pojazdów zasilanych konwencjonalnymi silnikami spalinowymi na rynku samochodowym Unii Europejskiej. W 2023 roku aż 35,7% sprzedanych w Unii Europejskiej samochodów osobowych posiada silniki o zapłonie iskrowym, 34,17 % stanowią napędy hybrydowe wyposażone w silnik spalinowy, a udział silników o zapłonie samoczynnym wynosi jedynie 16,4%, a napędów elektrycznych akumulatorowych 15,72%.

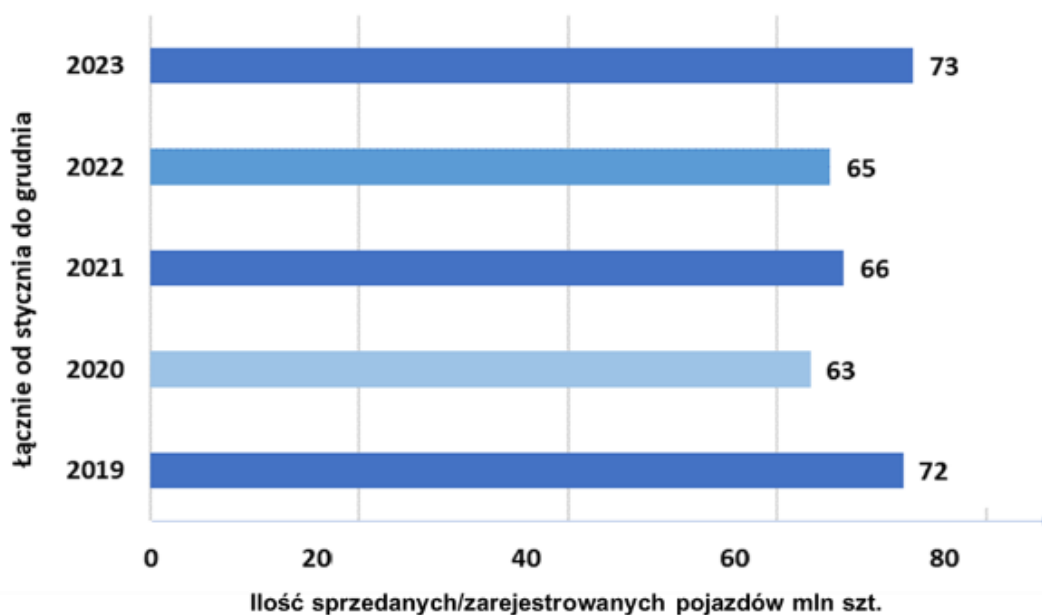
Prognozy na lata 2023-2030 (rys. 2.1) wskazują na dalszy wzrost rynku silników spalinowych w tempie 9,2% rocznie [68], co świadczy o ciągle utrzymującej się istotnej roli silników spalinowych w gospodarce globalnej.



Rys. 2.1. Wielkość rynku silników spalinowych [tys. USD] – prognozowany wzrost o 9,2% rocznie do 2030 [68, 69]

Ze względu na dużą atrakcyjność samochodu z napędem spalinowym od lat dominują na drogach. Ta długoletnia dominacja wynika z bardzo dobrze rozwiniętej infrastruktury tankowania oraz zaawansowania konstrukcji pojazdów przekładających się na komfort użytkownika. Należy jednak zwrócić uwagę na negatywny wpływ tego typu napędu na środowisko ze względu na duże zużycie paliw i lokalną emisję spalin. Dlatego też konieczne jest poszukiwanie

nowych rozwiązań, w tym udoskonalenia procesów spalania, które pozwolą sprostać coraz bardziej rygorystycznym normom emisyjnym na świecie. Na rysunku 2.2 została przedstawiona sprzedaż/rejestracja nowych pojazdów w krajach reprezentowanych przez Międzynarodową Organizację Producentów Pojazdów Samochodowych [172] w latach 2019-2023, pokazując rosnącą popularność pojazdów jako środka transportu. W 2019 roku sprzedano/zarejestrowano 72 mln sztuk nowych pojazdów, ale w 2020 roku liczba ta zmniejszyła się do 63 mln, co można przypisać pandemii COVID-19. W latach 2021 i 2022 liczba rejestracji/sprzedaży wzrosła odpowiednio do 66 i 65 mln pojazdów, jednak dopiero w 2023 roku osiągnęła rekordowy poziom 73 mln, przekraczając wynik sprzed pandemii [172].

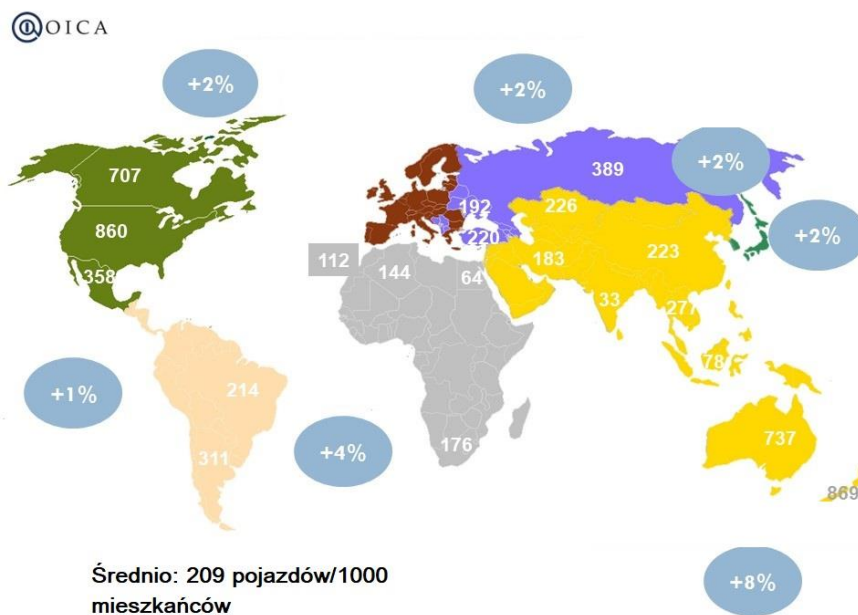


Rys. 2.2. Sprzedaż/rejestracja nowych pojazdów w krajach reprezentowanych w OICA [172]

Na rysunku 2.3 przedstawiono wskaźnik motoryzacji na świecie w 2020 roku, wyrażony jako liczba pojazdów na 1000 mieszkańców, z uwzględnieniem wzrostu w stosunku do 2015 roku. Średni globalny wskaźnik motoryzacji wynosi 209 pojazdów na 1000 mieszkańców, co wskazuje na ogólny wzrost liczby pojazdów osobowych na świecie. Te dane potwierdzają trwałą popularność samochodów jako kluczowego światowego środka transportu oraz ogromny potencjał w rozwijaniu wszelkich technologii związanych z pojazdami osobowymi. W związku z tym nie można ignorować negatywnego wpływu na środowisko spowodowanego wykorzystaniem silników spalinowych.

Współczesne tendencje w przemyśle motoryzacyjnym koncentrują się na rozwijaniu technologii, które pozwalają na osiągnięcie większej efektywności silników przy jednoczesnym zmniejszaniu emisji szkodliwych substancji do atmosfery [35]. Poprawę sprawności ogólnej silnika i ograniczenie emisji jednostkowej (bez uwzględnienia pozasilnikowych systemów oczyszczania spalin) realizuje się poprzez zmianę konstrukcji silnika, w tym systemu spalania, modyfikację parametrów operacyjnych, stosowanie paliw ekologicznych oraz stosowaniu nowoczesnych środków smarnych [5]. Jednym z podstawowych trendów pozwalających zwiększyć atrakcyjność silnika spalinowego jest konstruowanie ich w konwencji tzw. *downsizing*

zwiększając koncentrację mocy lub *rightsizing* polegającego na dopasowaniu silnika do specyfiki układu, w którym jest montowany [23].



Rys. 2.3. Procentowy wzrost liczby pojazdów na świecie według regionów w 2020 roku w stosunku do roku 2015 [172]

W najbardziej współcześnie dominujących silnikach spalinowych o zapłonie iskrowym niezmiernie istotny jest system wymiany ładunku wpływający na sprawność i osiągi silnika. Rozwój techniki w zakresie systemów sterowania pozwala na zwiększenie sprawności silnika spalinowego poprzez szeroki zakres sterowania układem wymiany ładunku obejmujący płynną regulację skoku zaworów (VVL), regulację czasu otwarcia zaworów (VVT) oraz czasu trwania tego otwarcia (VVD)¹ [89]. Możliwa jest w ten sposób realizacja cyklu Millera, hamowanie silnikiem, wewnętrzny system recyrkulacji spalin (EGR)², kontrola zawirowania ładunku, zmienny stopień sprężania, redukcja efektów dławienia przepływu czynnika. Możliwości zmniejszenia zużycia paliwa podczas pracy silnika w warunkach przejściowych z niewielkim obciążeniem upatruje się również w stosowaniu nowoczesnych układów turbodoładowania wielostopniowego lub wspomaganym elektrycznie [83]. Z procesem wymiany ładunku w celu zmniejszenia emisji wybranych składników spalin i w niektórych przypadkach zwiększenia sprawności cieplnej istotną rolę pełni system recyrkulacji spalin EGR. Proces zwiększenia udziału spalin w cylindrze realizowany może być w obiegu wewnętrznym lub zewnętrznym, a dalsza poprawa efektywności zastosowania takiego systemu realizowane jest przez dodatkowe chłodzenie recyrkulowanych spalin [108].

Jak już stwierdzono, zaawansowane systemy spalania umożliwiają poprawę sprawności cieplnej, a w konsekwencji zmniejszenie zużycia paliwa i redukcję emisji związków szkodliwych spalin. Koncepcja spalania niskotemperaturowego (LTC)³ jest jedną z obiecujących zaawansowanych technik spalania w cylindrze w celu zminimalizowania emisji z korzystnym

¹ VVL – Variable Valve Lift; -T – ...Timing, -D – ...Duration.

² EGR – Exhaust Gas Recirculation.

³ LTC - Low Temperature Combustion.

wpływem na wysoką sprawność i małe jednostkowe zużycie paliwa. Koncepcję LTC można urzeczywistnić przez stosowanie różnych rozwiązań szczegółowych systemów spalania, np.: HCCI, PPCI, RCCI oraz SACI⁴ [127]. Charakteryzuje się ona lepszym przygotowaniem mieszanki, atomizacją paliwa, obniżoną temperaturą spalania i mniejszymi lokalnymi współczynnikami równoważności, co jednocześnie zwiększa szanse na zmniejszenie emisji tlenków azotu przy zachowaniu większej sprawności cieplnej. Szczególnym przypadkiem spalania niskotemperaturowego LTC jest spalanie mieszanek ubogich (ang. *Lean Combustion*), czyli mieszanek silnie rozcieńczonych. Duże rozcieńczenie poprawia wydajność przez zmniejszenie pracy pompowania i wymiany ciepła, a także zwiększenie stosunku ciepła właściwego C_p/C_v . Wpływa jednak niekorzystnie na prędkość propagacji płomienia, zwiększa energię wymaganą do zapłonu i ogranicza szczytowe obciążenie silnika [128]. Zaproponowano kilka innowacyjnych strategii, aby przezwyciężyć te wady, w tym zaawansowane układy zapłonowe, do których należy zapłon laserowy (LIS)⁵, zapłon koronowy (CIS)⁶, systemy zwielokrotnionych cewek zapłonowych, zapłon wielokrotny oraz iskrowo-strumieniowy system zapłonowy (TJI, PCSI)⁷ [145]. Wskazuje się także na spalanie wzbogacone wodorem, którego prędkość spalania jest znacznie większa niż pozostałych paliw silnikowych [94].

Do pozostałych nowoczesnych technologii mających na celu zwiększenie sprawności ogólnej silnika i ograniczenia wpływu na środowisko należą: zmienny stopień sprężania, dzielony cykl silnika, zaawansowane systemy kontroli spalania stukowego, wysokociśnieniowy bezpośredni wtrysk paliwa, systemy zarządzania chłodzeniem i smarowaniem oraz odzysk energii gazów wylotowych [143].

Nowe systemy spalania charakteryzuje zaawansowane kontrolowanie procesu wywiązywania ciepła, daje obiecujące perspektywy efektywnego spalania paliw alternatywnych w silnikach o zapłonie iskrowym prowadząca do znacznej poprawy wskaźników ekologicznych. Niektóre paliwa alternatywne takie jak wodór H_2 , czy amoniak NH_3 pozwalają na znaczne zmniejszenie emisji CO_2 . Inne paliwa jak sprężony gaz ziemny, skroplony gaz ropopochodny czy alkohole (metanol, etanol) charakteryzujące się lepiej rozwiniętą infrastrukturą tankowania jednak w znacznie mniejszym stopniu pozwalają ograniczyć emisję CO_2 .

Ze względu na kwestie ekologiczne związane ze stosowaniem silników spalinowych oraz ich wciąż kluczową rolę, niezbędne jest prowadzenie nieustannych badań nad ich rozwojem. W ramach realizacji niniejszej rozprawy doktorskiej postanowiono rozważyć tematykę spalania uboższych mieszanek gazowo-powietrznych w dwustopniowym systemie spalania jako możliwość poprawy wskaźników emisyjnych i energetycznych silnika spalinowego. Tematyka wpisuje się w trend stosowania paliw alternatywnych do których należą wszystkie paliwa gazowe. Obszar badawczy zawężono do tłokowych silników lekkich dedykowanych głównie pojazdom samochodowym oraz innym maszynom i środkom transportu. Rodzaj silnika zdefiniowano jako silnik szybkoobrotowy, zdolny do pracy z prędkością obrotową wału korbowego większą niż 1000 obr/min, którego objętość skokowa cylindra wynosi 100–800 cm³.

Z przedstawionego krótkiego przeglądu stanu wiedzy i piśmiennictwa naukowego w zakresie kierunków rozwoju trakcyjnych silników spalinowych wynikają wyraźnie dwie istotne tendencje: po pierwsze dąży się do tworzenia różnych systemów spalania mieszanek ubogich, po

⁴ HCCI – *Homogenous Charge Compression Ignition*, PPCI – *Partially Premixed Compression Ignition*, RCCI – *Reactivity Controlled Compression Ignition*, SACI – *Spark-Assisted Compression Ignition*.

⁵ LIS – *Laser Ignition System*.

⁶ CIS – *Corona Ignition System*.

⁷ TJI – *Turbulent Jet Ignition*, PCSI – *Pre-Chamber Spark Ignition*.

drugie – preferowane jest stosowanie paliw gazowych, szczególnie tych lepiej dostępnych, a najlepiej – pochodzenia syntetycznego. Pociągają one za sobą konieczność stosowania zapłonu z obcego źródła (głównie zapłonu iskrowego) oraz źródła o dużej koncentracji energii zapłonowej dla zapewnienia pewnego zapłonu mieszanek ubogich oraz bardzo ubogich. Te konstatacje stanowiły główny motyw podjęcia badań nad zagadnieniami zapłonu iskrowego ubogich mieszanek.

2.2. Charakterystyka gazowych paliw silnikowych

2.2.1. Paliwa gazowe stosowane w silnikach spalinowych

Rozprawa koncentruje się na procesie spalania paliw gazowych, które są nośnikami energii w stanie gazowym w warunkach normalnych. Paliwa te pochodzą z różnych źródeł, takich jak naturalne złoża (gaz ziemny), procesy przemysłowe (gazy syntetyczne) oraz beztlenowa fermentacja odpadów organicznych (biogaz) [73].

Paliwa gazowe składają się głównie z węglowodorów (C_nH_m), wodoru (H_2), tlenku węgla (CO) oraz amoniaku (NH_3), które są źródłem energii w procesie spalania. W zależności od źródła paliwa, mogą one zawierać również składniki niepalne, takie jak hel (He), azot (N_2) i dwutlenek węgla (CO_2), które uważane są za zanieczyszczenia [98].

W miarę postępującej ewolucji przemysłu motoryzacyjnego i nieustannego dążenia do zrównoważonego rozwoju, paliwa gazowe stają się kluczowym obszarem badań i innowacji w kontekście napędu silników o zapłonie iskrowym. Bogactwo dostępnych paliw gazowych, takich jak gaz płynny LPG⁸, skroplony gaz ziemny LNG⁹, sprężony gaz ziemny CNG¹⁰, wodór, amoniak, metan lub biogaz, wprowadza nowe możliwości i wyzwania dla inżynierii motoryzacyjnej.

Czynnikami decydującymi o możliwości stosowania paliwa gazowego do zasilania silników spalinowych są własności fizykochemiczne, takie jak np. wartość opałowa (W_{op}), odporność na spalanie stukowe lub zdolności zapłonowe. W tabeli 2.1 przedstawiono parametry fizykochemiczne wybranych gazowych paliw istotne w aspekcie silnikowym. Nie uwzględniono w niej gazu ziemnego ani LPG.

Istotną właściwością jest również kwestia przechowywania i dystrybucji paliwa w zależności od konfiguracji układu zawierającego silnik oraz dostępność infrastruktury tankowania. Część silników oryginalnie zasilana konwencjonalnymi paliwami ciekłymi jest modyfikowana w kierunku zasilania gazowego. Istotna jest zatem również podatność silnika na modyfikację konstrukcji oraz wpływ paliwa na osiągi i wskaźniki ekologiczne [14].

Gaz ziemny w zależności od źródła charakteryzuje się zróżnicowanym składem [51] jednak bez względu na pochodzenie główny składnik stanowi metan. Skroplony gaz LPG natomiast jest mieszaniną propanu i butanu, których udział nie jest stały. Producenci zmieniają skład w zależności od pory roku czy regionu [73]. Oba gazy mają zbliżone właściwości w aspekcie spalania, a propan został wybrany do reprezentowania LPG zgodnie z kolejnością występowania w szeregu alkanów.

⁸ LPG – *Liquefied Petroleum Gas*.

⁹ LNG – *Liquefied Natural Gas*.

¹⁰ CNG – *Compressed Natural Gas*.

Tabela 2.1. Własności fizykochemiczne wybranych paliw gazowych [52, 80, 96, 120, 159, 166, 179, 195]

Gazowe paliwa silnikowe:	Metan CH ₄	Propan C ₃ H ₈	Wodór H ₂	Amoniak NH ₃	DME CH ₃ OCH ₃
W _{op} [MJ/kg]	50	49,6	120	18,8	27,6
Gęstość [kg/m ³] (25°C, 1 bar)	0,66	1,8	0,089	0,9	2,11
Granice stężeniowe zapłonu [obj. % w powietrzu]	5–15%	2,2–9,5%	4–75%	15–28%	3,4–27%
L _t [kg _{pow} /kg _{pal}]	17,1	15,7	34,2	6,04	8,96
Minimalna energia zapłonu [mJ]	0,29	0,3	0,02	8	0,29
Temperatura samozapłonu [°C]	595	434	585	651	350
Prędkość spalania laminarnego [cm/s] ($\lambda = 1$)	48	45	290 12 ($\lambda = 4$)	7,5	50
Adiabatyczna temperatura spalania [K] ($\lambda = 1$)	2226	2260	2390 1061 ($\lambda = 4$)	1800	2293
Liczba oktanowa (RON)	120	112	64 RON _{standard} > 120 RON _{mod}	> 130	< 20

2.2.2. Eter dimetylowy

Spośród wymienionych paliw eter dimetylowy (DME)¹¹ jest paliwem z grupy eterów o najmniejszej odporności na spalanie stukowe i najniższej temperaturze samozapłonu. Uznawany jest jako paliwo alternatywne do silników o zapłonie samoczynnym pozwalające poprawić wskaźniki ekologiczne silnika [7]. Ze względu na budowę cząsteczkową, głównie 35% zawartość tlenu oraz brak wiązań C-C umożliwia uzyskanie niemal zerowej emisji cząstek stałych [122]. Do silników o zapłonie iskrowym stosowanie DME jako czystego paliwa nie jest szeroko praktykowane. DME w czystej postaci zastosowano natomiast do zimnego rozruchu silnika o ZI uzyskując 30% redukcję zużycia paliwa, zwiększenie średniego ciśnienia indykowanego podczas pierwszych pięciu cykli pracy oraz 80% redukcję węglowodorów HC [74]. W zakresie spalania ubogich mieszanek współspalanie DME z benzyną, polegające na bezpośrednim wtrysku benzyny i wtrysku DME do kolektora dolotowego w stosunku 1:1 pozwoliło uzyskać większą sprawność cieplną, stabilność pracy silnika oraz obniżyć emisję węglowodorów i cząstek stałych [142].

Podobne efekty uzyskano w warunkach stechiometrycznych na biegu jałowym zwracając uwagę na skrócenie czasu spalania [75]. Bezpośredni wtrysk DME w suwie sprężania w silniku benzynowym z wtryskiem pośrednim umożliwił również stabilną pracę silnika w warunkach ultra ubogich przy współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda = 2,1$ [61]. Dodatek DME przy zasilaniu LPG nie przynosi istotnych zmian; można go traktować jako paliwo zastępcze przy udziale do 20% [50, 79, 82]. W silnikach wodorowych przy $\lambda = 1,2$ niewielki dodatek DME (do 3%) spowodował wzrost średniego ciśnienia indykowanego o 18% i zmniejszenie NO_x o 49% oraz wydłużenie spalania [41]. W badaniach trudno zapalnego amoniaku [166] z użyciem silnika CFR¹² dodatek DME skutkowało zwiększeniem sprawności cieplnej z 24,4% dla

¹¹ DME – Dimethyl Ether.

¹² CFR – Cooperative Fuel Research.

czystego amoniaku do 29,8 dla 18% dodatku DME. Nawet najmniejszy analizowany udział dodatku DME spowodował konieczność korekty kąta wyprzedzenia zapłonu z 46 do 22 stopni obrotu wału korbowego.

Eter dimetylowy (DME) jest alternatywnym paliwem do silników o zapłonie samoczynnym, charakteryzującym się niską temperaturą samozapłonu i małą odpornością na spalanie stukowe. Dzięki swojej budowie cząsteczkowej umożliwia niemal zerową emisję cząstek stałych. Choć czyste DME rzadko stosuje się w silnikach o zapłonie iskrowym, współspalanie z benzyną i LPG poprawia sprawność cieplną, stabilność pracy silnika i redukuje emisję węglowodorów. Dodatek DME w silnikach wodorowych oraz przy spalaniu trudnych paliw, jak np. amoniak, znacząco poprawia wydajność i obniża emisję szkodliwych substancji.

2.2.3. Amoniak

Amoniak w 75% zużywany jest w sektorze rolniczym, dodatkowo pełni rolę czynnika w instalacjach chłodniczych oraz dodatek w płynach czyszczących, co istotne ze względu na zastrzegające się przepisy dotyczące emisji CO₂ ze środków transportu oraz łatwość przechowywania jest uznawany za jedno z paliw przyszłości [48]. Amoniak, podobnie jak wodór, nie posiada węgla w strukturze, co umożliwia spalanie bez emisji CO₂ z wyłączeniem spalania oleju smarującego. Posiada największe wymagania energetyczne względem inicjacji spalania spośród analizowanych paliw, a minimalna energia zapłonowa jest 10-krotnie większa niż w przypadku benzyny silnikowej.

Prędkość spalania laminarnego w warunkach stechiometrycznych jest kilkukrotnie mniejsza niż pozostałych paliw, a liczba oktanowa RON¹³ przekracza 130. Wspomniane cechy (oprócz odporności na spalanie stukowe) stanowią istotne utrudnienia do efektywnego spalania czystego amoniaku w cylindrze silnika spalinowego, a przyczyniają się pozytywnie do kwestii bezpieczeństwa pożarowego, które są niezwykle istotne w przypadku pojazdów osobowych. Należy jednak zwracać uwagę na wszelkiego rodzaju wycieki i ewentualne wytrącenie paliwa do układu wylotowego ze względu na toksyczność amoniaku (pozostałe paliwa nie są toksyczne).

W przeciwieństwie do DME amoniak stanowi bazowe paliwo do zasilania silników o ZI¹⁴. W celu polepszenia procesu spalania amoniaku stosuje się domieszki np. wodoru lub nowoczesne systemy spalania wspomagane plazmowo [87, 90]. Badania nad efektami zastosowania 15% dodatku wodoru dowiodły skrócenia czasu spalania i uzyskania większej sprawności spalania w warunkach okołostechiometrycznych [86]. Optymalną wielkością dodatku wodoru do amoniaku w celu osiągnięcia jak najlepszych efektów energetycznych wynosi 12–21% w zależności od warunków pracy silnika [125]. Amoniak testowano również jako dodatek do silnika zasilanego czystym wodorem; 2,2% amoniaku spowodowało wydłużenie spalania, co z kolei zwiększyło sprawność cieplną z jednoczesnym zwiększeniem emisji NO_x [188]. Poprawę stabilności pracy silnika i zwiększenia średniego ciśnienia indykowanego przy spalaniu amoniaku uzyskano przy wykorzystaniu systemu z przepłukiwaną komorą wstępną [87].

¹³ RON – Research Octane Number.

¹⁴ ZI – Zapłon Iskrowy.

2.2.4. Wodór

Wodór podobnie jak amoniak jest pozbawiony węgla, natomiast jego charakterystyka spalania jest całkowicie odmienna. W tabeli 2.1 informację na temat liczby oktanowej wodoru podano w oparciu o standardowy test RON wykonywany dla paliw ciekłych zgodnie z normą ASTM i oznaczono jako RONstandard. Druga wartość, RONmod, wyznaczona została zgodnie z testem zmodyfikowanym w kierunku lepszego odwzorowania warunków spalania wodoru w silniku. Testy przeprowadzone przy $\lambda = 2$ wskazują na uzyskanie RON 120 a nawet większej przy dalszym zubożaniu ładunku [120].

W warunkach okołostechiometrycznych minimalna energia zapłonowa wodoru, szerokie granice palności i szybkość spalania prowadzą do nieprawidłowego spalania z przedwczesnym zapłonem i spalaniem stukowym [113]. Dlatego szczególną trudność stanowi odpowiednia strategia sterowania silnikiem w kontekście kąta wyprzedzenia zapłonu, chwili wtrysku paliwa czy udziału systemu recyrkulacji spalin, która jest odmienna względem znacznej większości paliw [31]. Łatwopalność wodoru jest niebezpieczna w aspekcie zapłonu wstecznego, dlatego też niezwykle istotna jest kwestia odpowiedniego ustawienia układu rozrządu lub stosowanie rozwiązań zapobiegających wtórnym zapłonem w układzie wylotowym [81]. Zgodnie z informacjami zawartymi w tabeli 2.1, dla wodoru przy $\lambda = 4$ znacznie zmniejsza się prędkość laminarna i temperatura adiabatyicznego płomienia, a pomimo to możliwe jest spalanie ładunków homogenicznych przy $\lambda > 4$ z zachowaniem stabilności $COV_{IMEP} < 3\%$. W badaniach silnika HD¹⁵ zasilanego wodorem COV_{IMEP} przy $\lambda = 1,5$ wynosiło około 2%, przy $\lambda = 2,4$ osiągnęło minimum poniżej 1%, a dla $\lambda \sim 4,1$ przekroczone COV_{IMEP} ¹⁶ 3% [113]. Wodór jest zatem bardzo podatny na spalanie ubogich mieszanek, co umożliwia znaczne zmniejszenie emisji tlenków azotu NO_x do wartości bliskiej zero, oraz uzyskanie większej sprawności cieplnej względem metanu [134, 144]. Przy projektowaniu silnika wodorowego istotne jest również uwzględnienie środowiska silnie korozyjnego oraz negatywnego wpływu na strukturę stali przy doborze materiałów [134].

Wodór jest bezwęglowym paliwem o unikatowych właściwościach spalania, różniących się od benzyny czy metanu. Posiada dużą liczbę oktanową (RON), co umożliwia stosowanie ubogich mieszanek paliwowo-powietrznych i redukcję emisji tlenków azotu (NO_x). Niestety, szybkie spalanie wodoru może prowadzić do przedwczesnych zapłonów i spalania stukowego, co wymaga specjalnych strategii sterowania silnikiem i rozwiązań konstrukcyjnych. Istotne jest również uwzględnienie korozyjnego wpływu wodoru na materiały konstrukcyjne silnika.

2.2.5. Gaz płynny

Gaz płynny LPG jest najpopularniejszym paliwem gazowym do zasilania silników spalinyowych w Europie ze względu na rozbudowaną sieć tankowania (ponad 32 000 stacji w 2020 r.), atrakcyjną cenę oraz korzystne warunki przechowywania w pojeździe [4, 129]. Łatwość skroplenia, wartość opałowa i zapotrzebowanie powietrza zbliżone do benzyny wraz z ciągłym rozwojem instalacji gazowych powodują uzyskanie osiągnięć praktycznie jednakowych lub lepszych względem zasilania benzynowego [162]. Wyniki badań jednocylindrowego niedoładowanego silnika w zakresie prędkości obrotowej 2300 do 3000 obr/min wskazują, że zastosowanie konwencjonalnego pośredniego wtrysku gazowego LPG pozwala na osiągnięcie od 95% do

¹⁵ HD – Heavy Duty.

¹⁶ COV_{IMEP} – Coefficient of Variation of Indicated Mean Effective Pressure.

niespełna 100% maksymalnego momentu obrotowego względem zasilania benzynowego. Pośredni wtrysk ciekłego LPG pozwala osiągnąć wartość od 101% do 104% maksymalnego momentu obrotowego, a najlepsze efekty zapewnia bezpośredni wtrysk ciekłego LPG, dla którego przyrost momentu wyniósł 110% [179]. W pojazdach samochodowych zasilanie LPG jest rozwiązaniem z reguły dodatkowym do konwencjonalnego zasilania benzynowego z uwzględnieniem częstego przełączania pomiędzy paliwami podczas pracy silnika; stąd istotne jest zwrócenie uwagi na współdzielenie systemu spalania. Obecnie na rynku dostępna jest piąta generacja instalacji oferująca wtrysk ciekłego LPG bez konieczności stosowania parownika [163].

Pozytywnym efektem stosowania LPG jest zmniejszenie emisji większości szkodliwych i toksycznych składników spalin względem zasilania benzynowego [40, 56, 77, 101]. Skład gazu płynnego opierający się na różnym udziale propanu względem butanu wywiera istotny wpływ na przebieg procesu spalania [8, 131]. Badania z użyciem gazu LPG o 5% i 25% udziale propanu prowadzone w ramach testów drogowych wskazują, że przy zachowaniu stałego algorytmu sterowania pracą silnika, zwiększenie udziału propanu powoduje zwiększenie dawki wtryskiwanego paliwa, co skutkuje zwiększoną emisją CO₂ oraz redukcją liczby cząstek stałych [186]. Dodatkowo stwierdzono wyższe ciśnienie spalania o niespełna 10% skorelowane ze zwiększoną emisją jednostkową NO_x o 48% [15].

2.2.6. Metan

Metan to związek rozpoczynający szereg homologiczny węglowodorów nasyconych, o korzystnym z punktu widzenia emisji całkowitej CO₂ udziale wodoru względem węgla. Jest on składnikiem wielu paliw gazowych pochodzenia sztucznego i naturalnego, jednak najpowszechniej występuje jako główny składnik gazu ziemnego zwanego również naturalnym. Gaz ziemny jest najpowszechniej stosowanym paliwem gazowym, wydobywanym na całym świecie, stąd w zależności od miejsca wydobycia i zastosowanej metody skład jest zróżnicowany.

Największy udział w zużyciu gazu ziemnego na świecie w 2022 roku przy produkcji 4,089 mld m³ miał sektor energetyczny (36%), kolejno: przemysł (31%), gospodarstwa domowe (15%), sektor komercyjny (10%), po 4% dystrybucja i sektor transportu [53, 102]. Dla porównania w tym samym roku światowa produkcja ropy naftowej wyniosła niespełna 4,6 mld m³ [65]. Rynek zasilania silników spalinowych paliwami gazowymi jest zdominowany przez instalację LPG oraz CNG, lecz tych drugich odnotowuje się więcej. W 2022 roku pojazdy zasilane gazem ziemnym stanowiły 78% wszystkich pojazdów na CNG i LPG [175]. Zasilanie gazem ziemnym występuje w jednostkach pływających [156], w agregatach prądotwórczych różnej wielkości [161], samochodach osobowych [111], pojazdach ciężarowych, w tym autobusach [158], czego nie można obecnie powiedzieć o innych, wcześniej omawianych paliwach, z wyjątkiem LPG. Tak szerokie zastosowanie sprawia, że infrastruktura tankowania gazu ziemnego jest największa spośród omawianych paliw gazowych.

W aspekcie spalania w silniku zaletą gazu ziemnego jest odporność na spalanie stukowe, a wadą – mała gęstość energii, co w przypadku wtrysku pośredniego pogarsza napełnienie cylindra świeżym powietrzem. W aspekcie innych cech charakterystycznych gaz ziemny nie odbiega istotnie od LPG lub benzyny, dlatego znaczna część silników gazowych jest silnikami modyfikowanymi – oryginalnie zasilanymi paliwami ciekłymi. W pracy przeglądowej dotyczącej silników gazowych o zapłonie iskrowym [36], podkreślono korzyści płynące ze spalania ubogich mieszanek gazu ziemnego. Pozwala ono na redukcję emisji całkowitej NO_x i cząstek stałych oraz stwarza możliwość zwiększenia sprawności cieplnej spowodowanej obniżeniem

temperatury spalania. Efekt ten można polepszyć stosując powłoki katalityczne na powierzchni komory spalania, zwiększyć ruch ładunku pod koniec suwu sprężania, zastosować duży stopień sprężania lub wysokoenergetyczny układ zapłonowy.

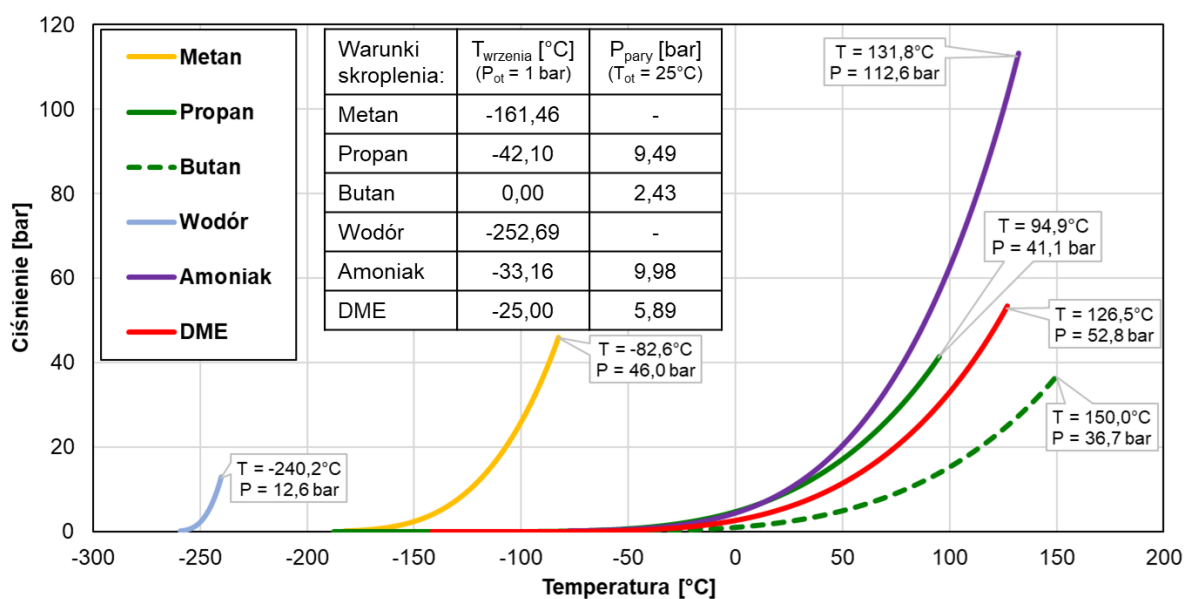
2.3. Charakterystyka porównawcza paliw gazowych

Wspólną cechą paliw ujętych w tabeli 2.1 jest ich wielokrotnie mniejsza gęstość przy porównywalnej lub dwukrotnie większej wartości energetycznej w przeliczeniu na jednostkę masy (w stosunku do ciekłych paliw ropopochodnych). Znacząco mniejsza gęstość energetyczna w przeliczeniu na jednostkę objętości w warunkach normalnych wymusza przechowywanie tych paliw w postaci sprężonej lub skroplonej, aby zwiększyć koncentrację energii.

Na rysunku 2.4 przedstawiono zależność ciśnienia pary nasyconej od temperatury dla omawianych paliw gazowych. Wykres zawiera również punkty krytyczne, które określają graniczne warunki przemiany fazowej gaz-ciecz.

Dodatkowo, tabela przytoczona na wykresie podaje:

- wymaganą temperaturę przy ciśnieniu 1 bar: poniżej tej temperatury zachodzi przemiana fazy gazowej w ciekłą,
- wymagane ciśnienie w temperaturze 25°C: powyżej tego ciśnienia następuje skroplenie paliwa.



Rys. 2.4. Charakterystyka przemiany fazowej analizowanych paliw gazowych [2]

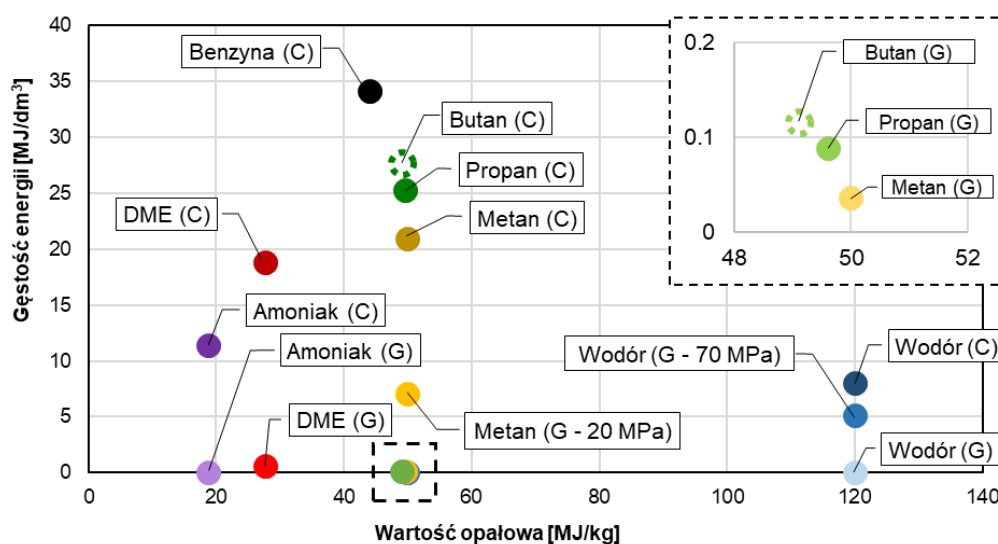
Wskazana charakterystyka determinuje warunki przechowywania paliwa bezpośrednio zasilającego silnik spalinowy. Przechowywanie gazu ziemnego, którego zawartość metanu wynosi powyżej 95% i pozbawiony jest on składników mogących utworzyć formę stałą podczas ochładzania odbywa się w temperaturze poniżej 161°C. Umożliwia to uzyskanie objętościowej gęstości energii wynoszącej 66% względem benzyny. Gaz ziemny niespełniający wspomnianych wymagań lub możliwości ochłodzenia do podanej temperatury przechowywany jest w butlach (stalowych lub kompozytowych) pod maksymalnym ciśnieniem 200–270 bar. Wodór, podobnie jak gaz ziemny, może być przechowywany w formie skroplonej poniżej – 53°C lub formie sprężonej najczęściej do ciśnienia maksymalnego 350, 700 bar oraz wyższego w zależności od konstrukcji zbiorników [174]. Oprócz wspomnianych zbiorników, wodór przechowuje

się również w zbiornikach kriogenicznych w postaci sprężonej, związany w absorbentach o dużej powierzchni oraz związany chemiczne, np. w roztworze amoniaku w metanolu lub cykloheksanie metylu [4].

Pozostała grupa paliw gazowych, w skład której wchodzi propan, amoniak i eter dimetylowi, względem warunków przemiany fazowej jest zbliżona, a zwiększenie koncentracji energii poprzez skroplenie nie jest tak wymagające, jak we wcześniej omawianych. Dlatego gazy te przechowywane są w zbiornikach stalowych w temperaturze otoczenia pod podwyższonym ciśnieniem.

Stosowany do zasilania silników gaz LPG jest mieszaniną propanu (C_3H_8) i butanu (C_4H_{10}), które poprzez kroplenie zwiększają koncentrację energii 260-krotnie. W temperaturze $25^\circ C$ minimalne ciśnienie skroplenia propanu wynosi 9,5 bar, natomiast butanu 2,4 bar. Dzięki temu zwiększenie udziału butanu w mieszaninie umożliwia utrzymanie fazy ciekłej przy niższym ciśnieniu. W pojazdach mieszanina przechowywana jest pod maksymalnym ciśnieniem 10 bar, a ze względu na różne udziały składników w mieszaninie palnej zbiorniki posiadają zawory bezpieczeństwa na wypadek zwiększenia ciśnienia związanego ze zmianą temperatury przechowywania [2]. Na wykresie przemiany fazowej (rys. 2.4) krzywa ilustrująca przemianę DME przebiega pomiędzy krzywami propanu i butanu, co wskazuje na zbliżone warunki przechowywania tych paliw w układach z silnikami spalinowymi.

Na rysunku 2.5 zestawiono omawiane paliwa gazowe w aspekcie gęstości energii względem wartości opałowej. Literami C oznaczono stan skroplony, G natomiast gazowy stan skupienia. W niektórych przypadkach oprócz oznaczenia G dodano wartość ciśnienia, dla której podana jest gęstość energii. Celowo umieszczono również benzynę jako paliwo odniesienia. Z punktu widzenia zastosowania paliwa w środkach transportu najkorzystniejsze jest uzyskanie jak największej gęstości energii z uwagi na ograniczoną objętość cylindra silnika oraz zbiorników tankowania.



Rys. 2.5. Charakterystyka gęstości energii względem wartości opałowej analizowanych paliw gazowych [25, 47, 93, 123, 166, 174]

Wszystkie prezentowane paliwa w postaci skroplonej są paliwami o największej gęstości energetycznej zbliżonej do benzyny, co znacznie zwiększa zasięg pojazdu. Niestety przy wtrysku paliwa do układu dolotowego w postaci sprężonej znacznie pogarsza się współczynnik napełnienia. Przechowywanie paliw w formie gazowej i warunkach normalnych z punktu widzenia

zasięgu pojazdu jest nieakceptowalne. Pozytywne efekty przynosi sprężanie gazu powodujące 200-krotne zwiększenie gęstości energii metanu i 470-krotne zwiększenie gęstości energii wodoru.

Paliwa gazowe, ze względu na mniejszą gęstość energii niż benzyna, wymagają przechowywania w postaci skroplonej lub sprężonej. Warunki te zależą od takich właściwości paliwa jak temperatura krytyczna i ciśnienie pary nasyconej. Skroplenie zapewnia największą gęstość energii, ale pogarsza współczynnik napełnienia cylindrów silnika. Sprężanie gazu znacząco zwiększa jego gęstość, ale wymaga dodatkowej energii.

Paliwa gazowe pomimo, że stanowią osobną grupę paliw silnikowych posiadają bardzo zróżnicowane właściwości istotne z punktu widzenia planowania procesu spalania oraz wizji dalszego stosowania lub wdrożenia typu paliwa.

2.4. Sposoby definiowania składu gazowych mieszanin palnych

W silnikach o zapłonie iskrowym regulacja odbywa się poprzez ilościowe sterowanie składem mieszanki palnej, czyli odpowiednim stosunkiem paliwa do powietrza. W zależności od tego rozróżnia się:

- mieszanki stechiometryczne: zawierają dokładnie taką ilość powietrza, jaka jest potrzebna do całkowitego i zupełnego spalania paliwa zgodnie ze stechiometrią reakcji,
- mieszanki ubogie: charakteryzują się niedoborem paliwa w stosunku do powietrza,
- mieszanki bogate: zawierają nadmiar paliwa w stosunku do powietrza.

Dobór właściwego składu mieszanki jest kluczowy dla zapewnienia pożądanej pracy silnika. Mieszanki stechiometryczne pozwalają uzyskać maksymalną moc, ale mogą powodować zwiększoną emisję całkowitą szkodliwych substancji. Mieszanki ubogie są korzystniejsze z punktu widzenia ograniczenia zużycia paliwa, ale mogą powodować spadek mocy i pogorszyć ogólne osiągi silnika. Mieszanki bogate są stosowane w niektórych sytuacjach, np. podczas rozruchu silnika, przy małych prędkościach obrotowych, aby zapewnić jego stabilną pracę oraz podczas dużego obciążenia.

Ważne jest, aby system regulacji silnika precyzyjnie dobierał skład mieszanki w zależności od warunków pracy. W nowoczesnych silnikach stosuje się zaawansowane systemy sterowania, które wykorzystują czujniki stężenia tlenu, czujniki NO_x i inne do monitorowania składu spalin.

Stosunek paliwo/powietrze może być rozpatrywany w aspekcie globalnym na podstawie ilości dostarczonych produktów reakcji utleniania do silnika lub na podstawie analizy gazów wylotowych. Identyfikacja mieszanki może odnosić się również do warunków lokalnych, głównie objętości cylindra lub fragmentu układu dolotowego, w którym następuje wtrysk paliwa. Aspekt globalny składu ładunku rozpatrywany jest głównie przy pracach eksperymentalnych i eksploatacji silników spalinowych, lokalny natomiast głównie przy badaniach symulacyjnych oraz modelowych.

Metody identyfikacji ilości i rodzaju ładunku palnego, jakie można wyróżnić to:

- pomiar zużycia powietrza i paliwa przez silnik podczas pracy [76],
- analiza składu spalin z użyciem bilansu masy,
- bilans produktów i reagentów procesu spalania [192],
- zawartość tlenu w gazach wylotowych [130],
- ocena lokalnej koncentracji paliwa przy użyciu czujnika optycznego z dostępem do wnętrza cylindra [184].

Parametry określające typ mieszanki palnej podzielić można na dwie grupy: pierwsza stanowiąca bezpośredni stosunek produktów reakcji, druga natomiast uwzględniająca teoretyczne zapotrzebowanie powietrza do zupełnego i całkowitego spalania paliwa.

Pierwsza grupa reprezentowana jest przez:

- stosunek powietrze-paliwo oznaczany jako AFR¹⁷:

$$AFR = \frac{\dot{m}_{pow}}{\dot{m}_{pal}} \quad (2.1)$$

gdzie: \dot{m}_{pow} oznacza zużycie powietrza, \dot{m}_{pal} – zużycie paliwa;

- stosunek paliwo-powietrze jako FAR¹⁸:

$$FAR = \frac{\dot{m}_{pal}}{\dot{m}_{pow}} = \frac{1}{AFR} \quad (2.2)$$

gdzie: \dot{m}_{pow} oznacza zużycie powietrza, \dot{m}_{pal} – zużycie paliwa.

Do drugiej grupy należy:

- współczynnik nadmiaru powietrza λ :

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{pow}}{\dot{m}_{pal} \cdot L_t} \quad (2.3)$$

gdzie: L_t – stechiometryczne zapotrzebowanie powietrza;

- współczynnik równoważności ϕ :

$$\phi = \frac{AFR_{stech}}{AFR_{akt}} = \frac{FAR_{akt}}{FAR_{stech}} = \frac{1}{\lambda} \quad (2.4)$$

gdzie: AFR_{stech} stechiometryczny stosunek powietrze-paliwo, AFR_{akt} aktualny wyznaczony stosunek powietrze-paliwo, FAR_{stech} stechiometryczny stosunek paliwo-powietrze, FAR_{akt} aktualny wyznaczony stosunek paliwo-powietrze.

Wyniki identyfikacji typu mieszanki na podstawie wartości strumienia masy reagentów dostarczanych do silnika, a ilości produktów reakcji spalania mogą się różnić. Autor opracowania [78] wskazuje, że różnice te mogą wynikać m.in. z nieszczelności w układzie tłok-cylinder, sposobie zapisu danych lub dodatkowego spalania oleju smarującego. Z tego powodu podczas prowadzenia badań eksperymentalnych zmiana metody identyfikacji składu mieszanki nie jest wskazana.

Wskaźniki AFR i FAR odnoszą się do masy zużytego powietrza i paliwa bez uwzględnienia specyfiki paliwa, a szczególnie relacji do składu stechiometrycznego L_t . W zasilaniu silnika różnymi paliwami takie same wartości AFR i FAR mogą więc oznaczać zupełnie inny typ ładunku, co może stać się mylące. Znacznie częściej używa się zatem wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ lub współczynnika równoważności ϕ . Uwzględniają one bowiem stechiometryczne zapotrzebowanie powietrza. Dla paliw gazowych dane odnośnie stechiometrycznego zapotrzebowania powietrza do spalania paliwa przedstawiono w tabeli 2.1. Ocena

¹⁷ AFR – Air-Fuel Ratio.

¹⁸ FAR – Fuel-Air Ratio.

typu ładunku powinna zatem następować zgodnie z rysunkiem 2.6. Ładunek stechiometryczny przejmuje wartość 1 bez względu na współczynnik, λ czy ϕ .

Rozpatrując współczynnik nadmiaru powietrza λ wraz ze wzrostem wartości powyżej jeden ładunek jest uboższy, wartości poniżej 1 oznaczają mieszankę z nadmiarem paliwa. Dla współczynnika równowagowego ϕ zależność jest odwrotna.



Rys. 2.6. Wskaźniki typu ładunku palnego [2]

Znajomość rodzaju mieszanki jest kluczowa dla właściwego spalania ubogich mieszanek gazowych w dwustopniowym procesie, co pozwala na zwiększenie sprawności silnika i zmniejszenie emisji szkodliwych substancji. Precyzyjna kontrola składu mieszanki, możliwa dzięki metodom identyfikacji jej składu i parametrom opisanym w tekście, jest niezbędna dla osiągnięcia maksymalnej wydajności silnika przy minimalnej emisji spalin w dwustopniowym spalaniu ubogich mieszanek gazowych.

2.5. Korzyści i wymagania związane ze spalaniem mieszanek ubogich

Spalanie mieszanek ubogich, dla których współczynnik nadmiaru powietrza λ jest większy od 1 jest korzystne z punktu widzenia energetycznych i emisyjnych wskaźników pracy silnika spalinowego. Teoretyczna sprawność silnika tłokowego o zapłonie iskrowym pracującego zgodnie z obiegiem teoretycznym Otto dana jest wzorem:

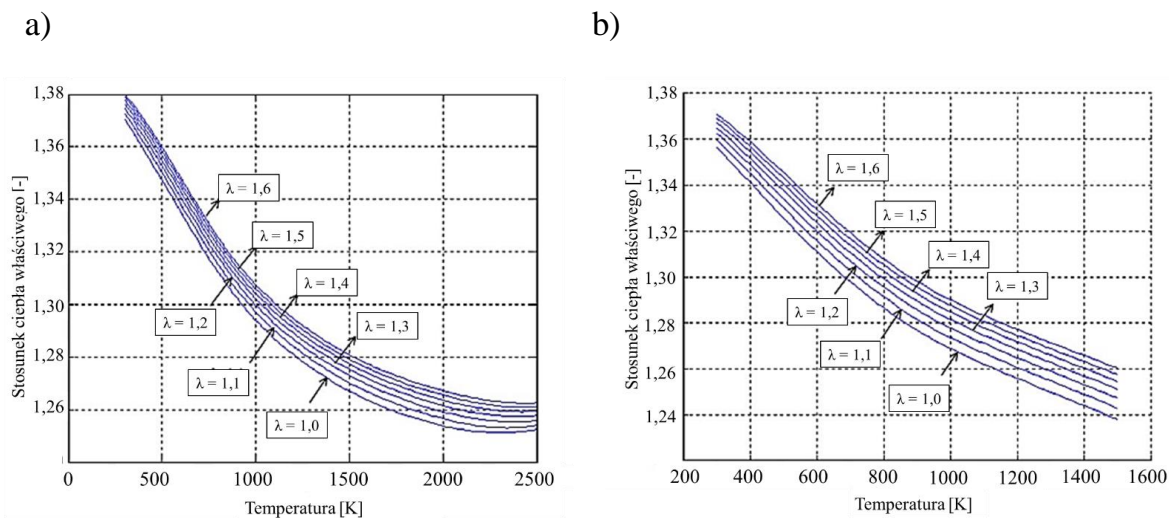
$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (2.5)$$

gdzie: ε – geometryczny stopień sprężania, κ – wykładnik adiabaty ($\frac{c_p}{c_v}$).

Z powyższego wzoru wynika możliwość zwiększenia sprawności teoretycznej przez zwiększenie stopnia sprężania do wartości powyżej, której zachodzi niebezpieczeństwo wystąpienie zjawiska spalania stukowego lub zwiększenie wykładnika adiabaty κ czynnika roboczego. Wyznaczone na podstawie równowagowego modelu spalania dla spalanej i niespalanej mieszanki zależności wykładnika adiabaty od temperatury (rys. 2.7) wskazują na możliwość zwiększenia sprawności cieplnej silnika poprzez obniżenie temperatury spalania lub powiązane z temperaturą stosowania ładunków z większym nadmiarem tlenu. Znaczenie ma również zastosowane paliwo. W tabeli 2.2 przedstawiono wartości wykładnika adiabaty dla podstawowych paliw w gazowym stanie skupienia przy ciśnieniu atmosferycznym. Wynika z tego, że pod tym względem najlepsze parametry mają wodór, metan oraz amoniak. Należy jednak pamiętać, że w mieszance palnej paliwo ma niewielki udział masowy.

Stosunek masy paliwa do powietrza w mieszance palnej ma kluczowy wpływ na formowanie toksycznych i szkodliwych składników gazów wylotowych. Ogólna zależność emisyjnych

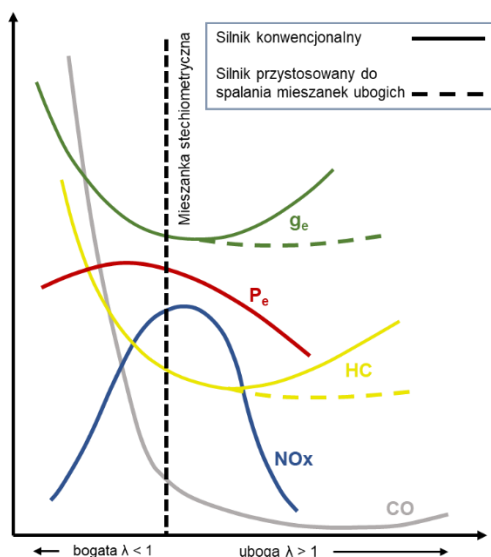
i energetycznych wskaźników pracy silnika względem współczynnika nadmiaru powietrza została przedstawiona na rysunku 2.8.



Rys. 2.7. Zależność wykładnika adiabaty (stosunek ciepła właściwego C_p/C_v) od temperatury i współczynnika nadmiaru powietrza λ dla spalonego (a) i nie spalonego (b) ładunku [32]

Tabela 2.2. Wartość wykładnika adiabaty dla wybranych paliw gazowych przy ciśnieniu 1013 hPa i temperaturze w zakresie 0°C do 25°C [2]

Temperatura	Wodór	Metan	Propan	Amoniak	DME
T = 0°C	1,410	1,316	1,150	1,327	1,174
T = 15°C	1,407	1,310	1,142	1,320	1,164
T = 25°C	1,405	1,306	1,136	1,316	1,158



Rys. 2.8. Zależność stężenia wybranych składników spalin i osiągow silnika od współczynnika nadmiaru powietrza [95]

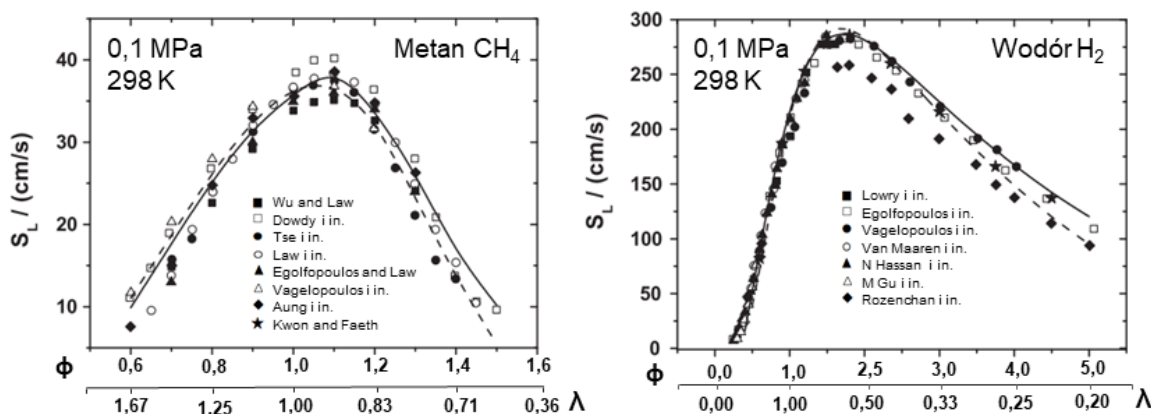
Wspomniana tutaj zależność i proces formowania wybranych składników spalin jest dość dobrze znana i opisywana w literaturze [118, 141, 179]. Do najkorzystniejszych efektów stosowania mieszanek ubogich należy znaczna redukcja stężenia NO_x przy zachowaniu ciągłości spalania. Należy jednak zwrócić uwagę na efekty zbytniego zubożenia ładunku, które prowadzą do zwiększenia stężenia CO i HC świadczącym o utracie ciągłości lub zaniku procesu spalania. Równoległe dalsza redukcja stężenia NO_x wynika z ustania spalania, a nie z korzystnych efektów spalania mieszanek ubogich. Uzyskanie lepszych efektów spalania mieszanek uboższych możliwe jest poprzez stosowanie silników do tego przeznaczonych (tendencja oznaczona linią przerywaną rys. 2.8).

W aspekcie spalania mieszanek ubogich problem stanowi zastosowanie konwencjonalnego trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego, którego sprawność redukcji stężenia NO_x drastycznie maleje wraz ze wzrostem udziału tlenu w spalinach [138]. Rozwiązaniem tej niedogodności jest możliwość zastosowania różnych systemów redukcji stężenia NO_x :

- zmodyfikowanych trójfunkcyjnych reaktorów katalitycznych [91],
- absorber NO_x Trap (LNT¹⁹) [110],
- selektywna redukcja katalityczna SCR²⁰ [121].

Największą przeszkodą w uzyskaniu korzystnych efektów energetycznych spalania ubogich mieszanek gazowo-powietrznych w silnikach o ZI istotną rolę pełni szybkość spalania, ściśle korelująca z laminarną prędkością propagacji płomienia S_L . Zwiększenie ciśnienia spalania powoduje redukcję szybkości laminarnego płomienia, natomiast zwiększenie temperatury pozwala zwiększyć S_L [38].

Charakterystyki S_L z reguły przedstawiane są w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza λ lub równowagowego ϕ , a ich wartości różnią się w zależności od metody pomiarowej [6, 109]. Na rysunku 2.9 przedstawiano charakterystyki laminarnej prędkości propagacji płomienia dla paliw o skrajnie różnych właściwościach, czyli metanu i wodoru [46].



Rys. 2.9. Laminarna prędkość propagacji płomienia dla metanu i wodoru [46]

Spalanie w silniku tłokowym jest procesem wysoce turbulentnym, którego prędkości płomienia są o rząd wielkości większe niż prędkość spalania laminarnego [173]. Zgodnie z tym zubażanie ładunku prowadzi do redukcji prędkości propagacji płomienia, czego efektem jest wydłużający się okres spalania. Spowolnianie spalania poniżej pewnej wartości prowadzi do

¹⁹ LNT – *Lean NO_x Trap*.

²⁰ SCR – *Selective Catalytic Reduction*.

problemów związanych z niekompletnością procesu oraz zwiększonym transferem ciepła do ścianek cylindra, co prowadzi do zmniejszenia sprawności cieplnej.

Przestawione dane są pochodną wielu użytych metod identyfikacji SL, stąd wiele zbiorów punktowych. Charakterystyka SL w funkcji współczynnika równoważności ϕ dla większości paliw silnikowych maksymalną wartość osiąga dla mieszanek paliwowo-powietrznych nieco bogatszych względem składu stechiometrycznego. Wraz ze wzrostem zubożenia ładunku laminarna prędkość spalania drastycznie maleje. Dla metanu różnica redukcji SL pomiędzy wartością maksymalną a minimalną dla najuboższej analizowanej mieszanki wynosi około 3,5. Przy wodorze redukcja jest znacznie większa, bo około 12-krotna.

Aby zwiększyć dynamikę spalania mieszanek gazowych, w efekcie istotnie przynosząc stabilną i efektywną pracę silnika w obszary spalania mieszanek coraz uboższych, należy dostosować system spalania dla uzyskania dużej energii zapłonowej. W literaturze zostały przedstawione następujące postępowania badawczo-wdrożeniowe w zakresie zastosowania wysokoenergetycznych układów zapłonowych [146, 170]:

- zapłon laserowy LI,
- zapłon laserowo-strumieniowy PCLI²¹,
- zapłon plazmowy LTP (NRPD, RFCD, DBD, MASI)²²,
- zapłon iskrowo-strumieniowy (TJI, PJC, LAG, PCSI)²³.

Układy zapłonowe bazujące na energii skupionej w wiązce lasera (LI, PCLI) z otwartą i dzieloną komorą spalania zapewniają dużą koncentrację energii przekazywanej do ładunku oraz możliwość zapłonu ładunku w różnych lokalizacjach komory spalania. Rozwiązanie to jednak nie jest wdrażane z uwagi na dużą wrażliwość na drgania, co jest nieuniknione w silniku spalinowym, oraz na wysokie koszty. Zapłon plazmowy LTP w różnych odmianach jest zapłonem wysokoenergetycznym i bazuje na wyładowaniu elektrycznym przewodzącym do wytworzenia zjonizowanej materii zwanej plazmą. Zapłon mieszanki następuje od zjonizowanej objętości a nie wyładowania iskrowego, jak w przypadku konwencjonalnych systemów zapłonowych, zatem jest to zapłon objętościowy. System ten jednak obecnie jest przedmiotem wielu badań podstawowych, z pominięciem eksperymentów w rzeczywistych silnikach [37].

Ostatnią grupę stanowią systemy spalania wykorzystujące fizyczny podział komory spalania w celu uzyskania niewielkiej objętości w okolicy elektrod świecy zapłonowej zwanej potocznie PC²⁴, połączonej w objętością nad tłokiem MC²⁵ kanałami wypływowymi. Uzyskany w ten sposób efekt dławienia międzykomorowego pozwala na zróżnicowanie składu ładunku pomiędzy komorami. Początki podziału komory spalania w silnikach o ZI szacowane są na 1918 rok za sprawą rozwiązania Ricardo Dolphine, a samo uwarstwienie ładunku rozwijane praktycznie od początku istnienia silnika spalinowego o zapłonie iskrowym [136]. Prace nad wspomnianym systemem są prowadzone po dziś dzień, a samo rozwiązanie co jakiś czas w różnej formie trafia do produkcji seryjnej [160].

²¹ PCLI - *Pre-chamber Laser Ignition*.

²² LTP – *Low Temperature Plasma*, NRPD - *Nanosecond Repetitively Pulsed Discharges*, RFCD - *Radio Frequency Capacitive Discharge*, DBD - *Dielectric Barrier Discharge*, MASI - *Microwave-Assisted Spark Ignition*, MASI - *Magnetically Assisted Spark Ignition*.

²³ PJC – *Pulsed Jet Combustion*, LAG - *Lavinia Aktyvatsia Gorenia*.

²⁴ PC – *Pre-chamber*.

²⁵ MC – *Main chamber*.

2.6. Charakterystyka metanu w aspekcie zastosowania do badań porównawczych systemów spalania

Własności fizykochemiczne paliw gazowych oraz ich pochodzenie jest mocno zróżnicowane, co przedstawiono w tym rozdziale pracy. Zgodnie z tytułem rozprawy systemem spalania poddanym analizie eksperymentalnej był dwustopniowy system spalania dedykowany do silników szybkoobrotowych. Na tym etapie prac istotne było dokładne określenie typu paliwa, względem którego prowadzone będzie postępowanie eksperymentalne. Jest to istotne z uwagi na konieczność dopasowania cech konstrukcyjnych systemu do charakterystyki paliwa gazowego.

Jako paliwo referencyjne, względem którego zostało przeprowadzone postępowanie eksperymentalne wybrano metan o oznaczeniu N35 charakteryzujący się czystością powyżej 99,95% magazynowany w postaci sprężonej. Ze względu na rozległy charakter prac eksperymentalnych zrezygnowano z zastosowania handlowego CNG charakteryzującego się zróżnicowanym składem zależnym od źródła i czasu dostawy.

Podczas wyboru paliwa gazowego kierowano się następującymi kryteriami:

- dostępnością infrastruktury tankowania na terenie Europy,
- popularnością zastosowania paliwa w innych gałęziach gospodarki,
- względami bezpieczeństwa przechowywania,
- stanem zaawansowania techniki w zakresie układów zasilania.

Wśród gazowych paliw węglowodorowych metan charakteryzuje się najmniejszym teoretycznym wskaźnikiem emisji CO₂ (m_{CO_2}/m_{paliwa}) w rozliczeniu TTW dla środków transportu, a stopień zaawansowania układów wtryskowych CNG i udział pojazdów CNG w rynku napędów gazowych jest znaczny. Z uwagi na wskazane aspekty i charakter pracy ukierunkowany na dostosowanie systemu spalania do paliwa zrezygnowano z zastosowania paliw bezwęglowych (wodór, amoniak) oraz DME, które są na etapie badań w zakresie zasilania silników spalinowych, a dostępna infrastruktura tankowania bardzo słabo rozwinięta.

3. Dwustopniowe systemy spalania silników o ZI

3.1. Charakterystyka mechanizmu spalania

Niezawodny wysokoenergetyczny układ zapłonowy silnika o ZI jest kluczem do osiągnięcia stabilnego spalania mieszanki ubogiej. Głównym wyzwaniem podczas zasilania silnika taką mieszanką są problemy z częściowym wypaleniem ładunku lub wypadaniem zapłonów, które prowadzą do większej zmienności między cyklami roboczymi w efekcie zwiększonego stężenia toksycznych składników spalin i zmniejszenia sprawności [128, 160]. Wykorzystanie dwustopniowego systemu spalania to skuteczna strategia spalania ubogich mieszanek paliw gazowych, gdyż uwarstwienie ładunku jest znacznie trudniejsze niż w przypadku paliw ciekłych.

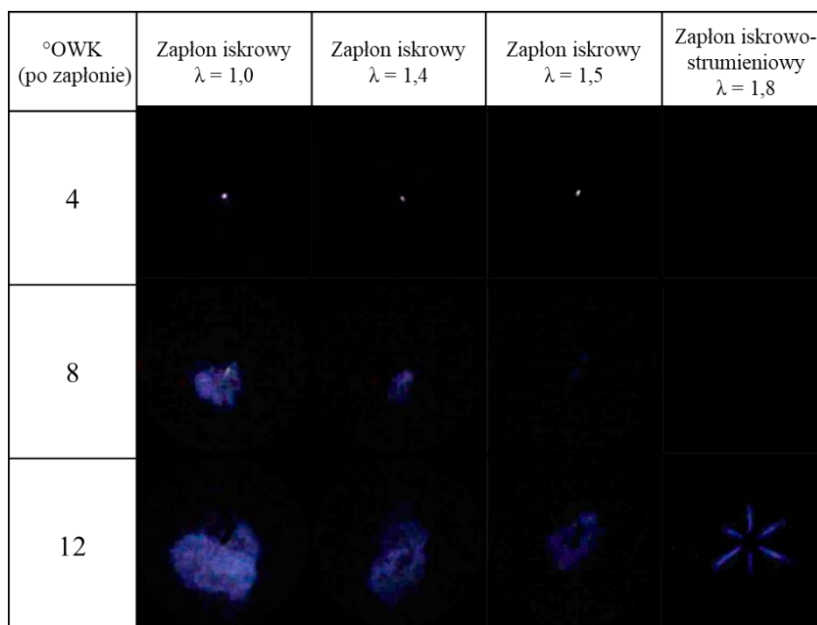
Do zapłonu mieszanki ubogiej w cylindrze poprzez zastosowanie dwustopniowego spalania wykorzystuje się wysokoenergetyczne strumienie gazów. Generowane są one w wyniku spalania stechiometrycznych lub lekko wzbogaconych mieszanek w małej oddzielnej komorze z otworami/dyszami na końcu, zwanej komorą wstępną. Typowa objętość komory wstępnej nie przekracza 5% objętości głównej komory spalania [3]. W porównaniu do konwencjonalnego zapłonu iskrowego o charakterze punktowym, dwustopniowy system spalania zwany również iskrowo-strumieniowym systemem zapłonowym generuje jednocześnie wiele miejsc zapłonu w objętości roboczej, zwiększając prawdopodobieństwo zapłonu oraz intensyfikując proces narastania ciśnienia. Na rysunku 3.1 przedstawiono obrazy procesów wewnątrz cylindrowych przy użyciu konwencjonalnego i dwustopniowego systemu spalania dla różnych wartości λ w zakresie od 4 do 12°OWK po zapłonie ze źródła pierwotnego [13].

Procesy fizyczne zachodzące w komorach systemu spalania są niezwykle skomplikowane ze względu na złożone powiązania między zjawiskami turbulentnymi a reakcjami chemicznymi. Zapłon ładunku głównego zależy od wielu przestrzennie i czasowo zmiennych parametrów termodynamicznych i geometrycznych, takich jak ciśnienie w objętościach roboczych, temperatura, dyfuzyjność cieplna i masowa reagentów, stężenie rodników i substancji czynnych oraz geometria systemu spalania [196].

Konstrukcja systemu spalania opartego na zastosowaniu komory wstępnej (dwustopniowy system spalania) różni się w zależności od typu silnika, zastosowanego paliwa oraz warunków pracy. Dlatego prace badawcze podzielić można na dwie grupy:

- badania podstawowe dotyczące mechanizmów zapłonu i procesów im towarzyszących (opracowanie podstawowego wariantu systemu spalania),
- optymalizacja konstrukcji oraz strategii sterowania względem zmiennych warunków pracy silnika.

System dwustopniowy zaproponowany i zoptymalizowany dla określonego stanu lub punktu pracy silnika może być daleki od optymalnej konfiguracji w innym punkcie. Dlatego z eksploatacyjnego punktu widzenia kluczowe znaczenie ma eksperymentalne testowanie wybranych wariantów na silnikach rzeczywistych. Zrozumienie fundamentalnych mechanizmów zapłonu i powiązanych procesów stanowi natomiast podstawę opracowania systemu zgodnie z ich przeznaczeniem. Badania te prowadzone są z reguły na stanowiskach modelowych przy użyciu najbardziej zaawansowanej aparatury pomiarowej. Jest to istotne dla takich czynników operacyjnych jak rodzaj paliwa czy zakres pracy silnika.



Rys. 3.1. Zdjęcia przedstawiające proces propagacji płomienia w komorze spalania dla zapłonu iskrowego przy $\lambda = 1,0$ do $1,5$ oraz spalania dwustopniowego ($\lambda = 1,8$) podczas pracy silnika z 1500 obr/min i IMEPn = 3,3 bar [13]

Na podstawie badań podstawowych, w oparciu o obecność aktywnych rodników w strumieniu masy wydostających się z komory wstępnej, wyodrębniono dwa różne mechanizmy zapłonu [21, 22]:

- (a) zapłon płomieniowy (*reacting jet/flame ignition*),
- (b) zapłon strumieniowy (*reacted jet/jet ignition*).

Największy wpływ na mechanizm zapłonu mają średnice dysz wypływowych, a do identyfikacji występujących procesów najczęściej wykorzystuje się jednoczesne szybkie obrazowanie za pomocą kamery i chemiluminescencji OH*. Szybkie obrazowanie OH* identyfikuje obecność rodników w turbulentnym strumieniu. Gdy palący się ładunek komory wstępnej przechodzi przez dyszę o zbyt małej średnicy, aktywne rodniki, takie jak O, OH*, CH*, gasną z powodu powierzchniowego wygaszania reakcji rozgałęziania łańcucha i strat ciepła na ściankach. Pozbawiony aktywnych rodników turbulentny strumień z komory wstępnej zawiera tylko gorące produkty spalania. W związku z tym zapłon w komorze głównej zależy od dynamiki mieszania i charakterystyki wymiany ciepła gorącego strumienia turbulentnego z mieszanką paliwowo-powietrzną w objętości cylindra. Prędkość strumienia turbulentnego jest ważnym parametrem w mechanizmie zapłonu strumieniowego. Większa prędkość strumienia zapewnia mieszanie, ale daje zbyt mało czasu na zajście procesów chemicznych w komorze głównej [18, 20, 22].

Zapłon strumieniowy wywodzi się z koncepcji silnika spalinowego z dzieloną komorą spalania i zastosowaniem uwarstwienia ładunku, charakteryzującej się znacznie mniejszymi otworami łączącymi komorę główną i komorę wstępną [43]. Mniejszy rozmiar otworu powoduje szybkie przepływanie palącej się mieszanki przez otwór, co gasi płomień i wprowadza do komory głównej reagujące, aktywne cząsteczki rodników, które ponownie inicjują zapłon w pewnej odległości od komory wstępnej. Dodatkowo, mniejszy otwór tworzy strumień płomienia, który wnika głębiej w ładunek główny, jednak aby uniknąć uderzenia w ścianę komory spalania, objętość komory wstępnej musi być stosunkowo mała.

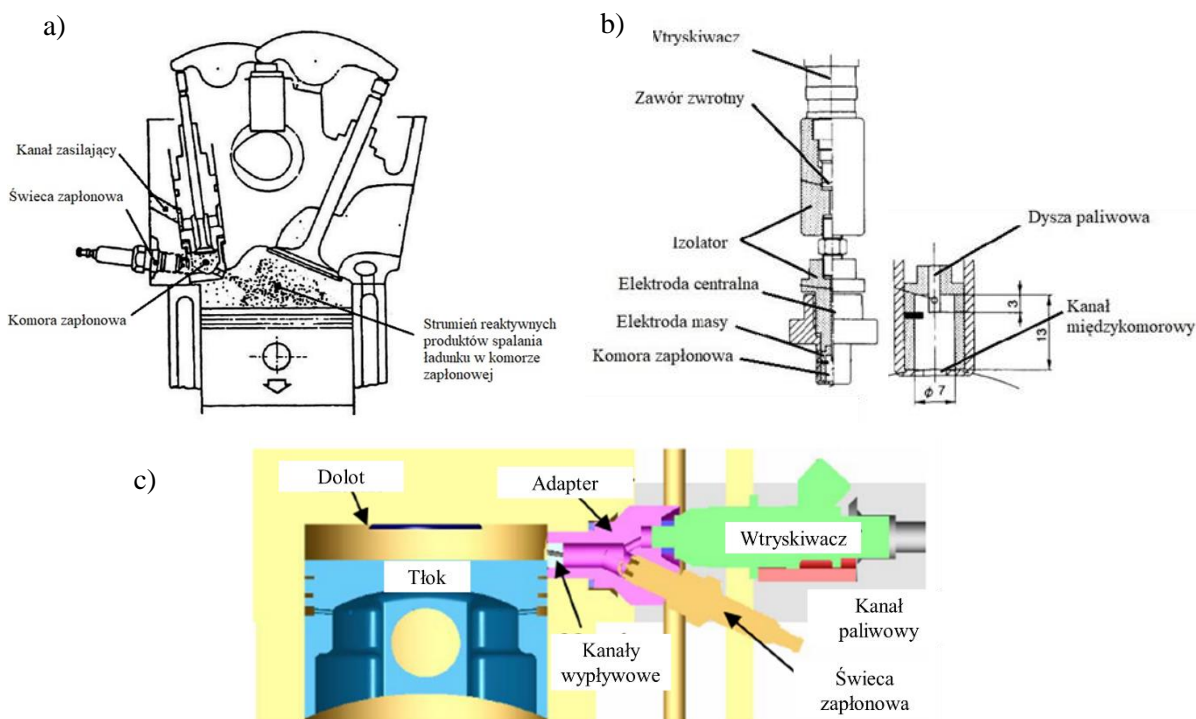
W przeciwieństwie do zapłonu strumieniowego, zapłon płomieniowy (*flame jet, flamelets*) następuje, gdy aktywne rodniki palącego ładunku komory wstępnej przetrwały wygaszanie na ściankach i obciążenia aerodynamiczne. Fronty płomienia reakcyjnego wystawione na działanie silnie turbulentnego pola przepływu doświadczają aerodynamicznego rozciągania narzuconego przez zmienne niejednorodne wektory prędkości lokalnych. Powierzchnia płomienia zostaje pomarszczona i zwinięta z powodu zastosowanego rozciągnięcia i może zgasnąć, jeśli rozciągnięcie jest większe niż krytyczne rozciągnięcie gaszące. Turbulentny reaktywny strumień składa się z rodników i wąskich stref reakcyjnych zwanych płomykami. Koncepcja płomyków (*flamelets*) zakłada, że strefa reakcji jest wyjątkowo cienka i może być osadzona w wirach turbulentnych, tak że każdy flamelet doświadcza przepływu laminarnego. Źródłem zapłonu płomieniowego jest zatem strumień turbulentny wypełniony płomykami zawierającymi rodniki w reżimie reakcji lub po reakcji. Dlatego zapłon płomieniowy jest przede wszystkim zjawiskiem zapłonu napędzanego rodnikami [18, 20, 22].

Na podstawie analizy optycznej [21] wskazano różnice wynikające z zastosowania opisanych uprzednio mechanizmów spalania. Czas opóźnienia zapłonu w przypadku zapłonu płomieniowego jest raczej krótki w porównaniu do zapłonu strumieniowego. Wynika to z faktu, że strumień płomienia zawiera kluczowe rodniki i gatunki pośrednie (chemiczne związki, powstające w trakcie reakcji spalania nie stanowiąc produktów końcowych), które promują reakcje rozgałęziania łańcucha. Z drugiej strony, zapłon strumieniowy trwa dłużej, ponieważ zgaszone płomienie potrzebują czasu, aby zmieszać się z zimnymi niespalonymi gazami otaczającymi je w komorze głównej. Zapłon płomieniowy jest zwykle inicjowany z całej powierzchni strumienia, podczas gdy zapłon strumieniowy obserwowany jest od boków strumienia poza bezpośrednim sąsiedztwem otworków wypływowych.

Na początku lat 60-tych XX wieku Gussak na podstawie chemicznej teorii łańcuchowej Semenowa zaproponował strategię spalania ubogich mieszanek o nazwie *Lavinia Aktyvatsia Gorenova* w skrócie L.A.G [107]. Strategia ta opiera się na chemicznej teorii kinetycznej rozgałęziania łańcuchów i wymaga spalania bogatego w paliwo ładunku w komorze wstępnej w celu wytworzenia częściowych produktów spalania i aktywnych rodników, które po dostaniu się do komory głównej są uważane za zdolne do zapłonu bardzo ubogiego w paliwo ładunku [58, 60]. Rozwiązanie konstrukcyjne zaproponowane przez Gussaka (rys. 3.2a) ma ściśle określone wytyczne. Objętość komory musi wynosić od 2 do 3% objętości całkowitej komory spalania, pole powierzchni przepływowej kanałów łączących komory powinno wynosić od 0,03 do 0,04 cm, a stosunek długości kanału do średnicy powinien wynosić 1 do 2 [41]. Kluczową cechą tego rozwiązania jest uzyskanie odpowiedniego zróżnicowania mieszanki paliwowej w obu komorach. Główna komora jest napełniona ubogą mieszanką, której współczynnik nadmiaru powietrza wynosi 0,95–2,0, natomiast w komorze wstępnej w chwili zapłonu wartość ta jest mniejsza i wynosi 0,4–0,7 [59, 107]. Zapalenie bogatej mieszanki w komorze wstępnej powoduje gwałtowny wzrost ciśnienia, co prowadzi do wyrzucenia mocno turbulentnego strumienia gazów do głównej komory spalania. Strumień zawierający wysoce reaktywne chemicznie produkty pośrednie utleniania nie tworzy płomienia w klasycznym znaczeniu. Zamiast tego jest to żagiew składająca się z produktów nieukończonych reakcji łańcuchowych, co wpływa na efektywne inicjowanie spalania w głównej komorze.

Kilka innych prac [62, 100] również omawia wpływ wielkości komory wstępnej i długości kanałów przepływowych na spalanie. Stwierdzono, że jeśli średnica otworu jest zbyt mała, strumień wnika z tak dużą prędkością, że nie jest w stanie zapalić ubogiej mieszanki ze względu na zbyt duży gradient prędkości. Efekt ten obserwowany jest również w przypadku zapłonu

strumieniem plazmowym w bardzo ubogich mieszankach [100]. Mniejsze otwory mają również większe straty ciepła, co prowadzi do nieco mniejszego wzrostu ciśnienia w porównaniu do większych otworków.



Rys. 3.2. Konceptcje spalania dwustopniowego a) L.A.G. [107], b) PJC [100], c) HAJI [176]

Strategią zapłonu strumieniowego, którą należy wyróżnić, jest koncepcja PJC [100] oraz JPIC²⁶ [62], nad którymi prowadzono prace pod przewodnictwem Oppenheima na Uniwersytecie Berkeley w USA, kontynuowano na Uniwersytecie Kyushu (Japonia). Istotny wpływ na rozwój wspomnianej strategii zapłonu miały badania realizowane na Politechnice Warszawskiej pod przewodnictwem T. Leżańskiego, z udziałem A. Teodorczyka i P. Wolańskiego, w efekcie których uruchomiono silnik badawczy z systemem PJC [85]. Istotą rozwiązania jest zastosowanie generatora pulsacji umieszczonego w miejscu świecy zapłonowej. Generator (rys. 3.2b) zbudowany jest z wtryskiwacza, zaworu zwrotnego zapobiegającego cofaniu ładunku, izolatora, wydrążonej elektrody centralnej odpowiedzialnej za dostarczenie paliwa, elektrody uziemiającej oraz niewielkich rozmiarów (ok. 0,5 cm³ objętości) komory zapłonowej [99].

Bez względu na koncepcję systemu typu PJC stosuje się generator tej samej konstrukcji, różnica polega natomiast na strategii sterowania. W systemie JPIC paliwo jest wtryskiwane pod wysokim ciśnieniem, co powoduje wypływ mieszanki paliwowo-powietrznej z komory zapłonowej. Zapłon ostatniej części tej dawki odbywa się poprzez iskrę. Natomiast w przypadku systemu PJC, wyprowadzenie ładunku z komory zapłonowej następuje wskutek wzrostu ciśnienia, który jest efektem wcześniejszego zapłonu oraz spalania początkowej porcji paliwa. Paliwo lub mieszanka paliwowo-powietrzna jest wprowadzana przez wtryskiwacz za pomocą wydrążonej centralnej elektrody, która prowadzi do komory zapłonowej znajdującej się w dolnej części generatora. W przypadku systemu JPIC, bogata mieszanka w komorze zapłonowej zapala

²⁶ JPIC – Jet Plume Injection and Combustion.

się pod koniec wtrysku paliwa, natomiast w systemie PJC proces ten zachodzi na jego początku. Powstały zapłon generuje turbulentne strugi, które inicjują zapłon ubogiej mieszanki w komorze głównej [92].

W zbliżony sposób poprawy procesu spalania na etapie zapłonu mieszanki głównej dokonywano również przez użycie koncepcji HAJI²⁷ rozwijanej na uniwersytecie w Melbourn [176] oraz HFJI²⁸ badanego w Japonii [176], polegającej na dostarczeniu w okolice wystąpienia iskry zapłonowej niewielkiej dawki wodoru. W przypadku systemu HAJI wodór stanowił paliwo dodatkowe. Koncepcje systemu przedstawiono na rysunku 3.2c.

Oprócz mechanizmu zapłonu istotna jest również organizacja tworzenia mieszanki i spalanie. Obecnie system spalania rozwijany jest głównie pod nazwą TJI, a zasada działania została przedstawiona rysunku 3.3. W suwie dolotu oprócz tworzenia ubogiej mieszanki w cylindrze, niewielka objętość paliwa wtryskiwana jest do komory wstępnej w celu usunięcia resztek spalin i wzbogacenia ładunku w okolicach elektrod świecy zapłonowej. Podczas suwu sprężania do komory wstępnej wypełnionej paliwem wtłaczana jest uboga mieszanka z cylindra, tworząc łatwopalny ładunek zapłonowy. W wyniku wyładowania iskrowego prowadzącego do inicjacji spalania w komorze wstępnej następuje nagły przyrost ciśnienia oraz wypływ strug do objętości cylindra.



Rys. 3.3. Wybrane procesy cyklu pracy czterosuwowego silnika gazowego z aktywnym systemem spalania dwustopniowego

3.2. Geneza i rozwój konstrukcji systemów z dzieloną komorą spalania – przegląd literatury

Zainteresowanie uwarstwieniem ładunku jako metodzie poprawy procesu spalania zaproponowane w 1877 roku przez Nicolousa Otto [66] oraz brak możliwości bezpośredniego wtrysku paliwa w okolice pierwotnego źródła zapłonu spowodował początek rozwoju systemów z dzieloną komorą spalania trwający od pierwszej połowy XX wieku po dzień dzisiejszy.

Prace nad inicjacją spalania ładunku głównego w komorach wstępnych silników o zapłonie iskrowym (wymuszonym) rozpoczęły się wraz z opracowaniem dwusuwowego silnika Ricardo Dolphin na podstawie patentu z 1918 roku [70, 164]. Koncepcja ta opierała się na zastosowaniu

²⁷ HAJI – Hydrogen Assisted Jet Ignition.

²⁸ HFJI – Hydrogen Flame Jet Ignition.

dodatkowego zaworu wraz dodatkowym systemem tworzenia mieszanki pozwalającego na dostarczenie do komory wstępnej bogatszej mieszanki niż ta dostarczana do cylindra (rys. 3.4a). Rozwiązanie to było początkiem rozwoju aktywnych (z dodatkowym źródłem paliwa) systemów spalania dwustopniowego silników szybkoobrotowych. Z czasem zaczęto prowadzić również prace nad konfiguracją systemu bez dodatkowego źródła paliwa (system pasywny), jednak uznano, że rozwiązanie to nie przynosi znaczących korzyści w przypadku paliw gazowych [45].

Spośród istniejących rozwiązań dwustopniowych systemów spalania w konfiguracji aktywnej wyróżnić można następujące grupy ze względu na sposób tworzenia mieszanki w komorze zapłonowej:

- koncepcja wykorzystania dodatkowego zaworu,
- bezpośredni wtrysk do komory zapłonowej (końcówka wtryskiwacza z dostępem do wnętrza komory),
- niezależny podwójny wtrysk do komory zapłonowej (końcówki wtryskiwaczy z dostępem do wnętrza komory),
- bezpośredni wtrysk paliwa z wykorzystaniem zaworu zwrotnego.

Najstarsza rozwijana koncepcja polegała na wykorzystaniu dodatkowego, trzeciego zaworu, którym dostarczany był niezależnie ładunek palny do wstępnej komory spalania. Z uwagi na dodatkowy układ dostarczania mieszanki systemy te charakteryzowały się znacznie większą objętością komory wstępnej sięgającą 65% objętości całkowitej komory spalania. Oprócz silnika Ricardo zaproponowano kolejno rozwiązania: Smitha (1924), Summersa (1926), Mallory'ego (1938), Bagnulo'a (1947), Barnes'a (1949), Nilova (1958), Heintz'a (1959), Gussaka (1963), Bernarda and Brewera (1964), Von Seggera i in. (1967), Suzuki i in. (1970), Doss'a (1974) [151, 165]. Były to jednak głównie patenty, rozwiązania w fazie badawczej lub jednostkowe wdrożenia. Dopiero firma Honda zgodnie z patentem Data i Sato (1973) wprowadziła w 1975 roku do seryjnej produkcji grupę benzynowych silników ED wyposażonych w dwustopniowy system spalania CVCC²⁹, którego koncepcję przedstawiono na rysunku 3.4b [44].

Rozwiązanie z trzecim zaworem opierało się na gaźnikowym systemie tworzenia mieszanki oraz mechanicznym sterowaniu dodatkowym zaworem. Ograniczało to w znacznym stopniu precyzję i zakres sterowania procesem spalania, lecz stwarzało bardzo dobre warunki do przepłukania komory wstępnej. Wraz z postępem technologicznym podjęto prace nad wprowadzeniem wtrysku paliwa, początkowo mechanicznego, który z czasem zastępowano układami sterowanymi elektrycznie. Powstały również koncepcje połączenia tych metod obejmujące wtrysk bezpośredni do komory wstępnej oraz dodatkowy zawór zaproponowane przez Brodersona [42], Heintza [54] i są rozwijane do dzisiaj [103].

Technologia obejmująca wtrysk paliwa do komory zapłonowej rozwijana była m.in. przez firmę Volkswagen równolegle do wprowadzenia systemu CVCC w latach 70-tych. Podczas badań na stanowiskach modelowych i silnikach badawczych jednocylindrowych testowano oba wspomniane rozwiązania nazwane PCV³⁰ i PCI³¹ [27]. Badania systemu PCI kontynuowano na silnikach produkcyjnych o objętości skokowej 1500 i 1600 cm³, gdzie wtrysk paliwa realizowany był poprzez pompę tłoczkową [26]. Podobne rozwiązanie było rozwijane pod nazwą Porsche SKS³² (rys. 3.4c) [55]. General Motors natomiast opracowało rozwiązanie oparte na

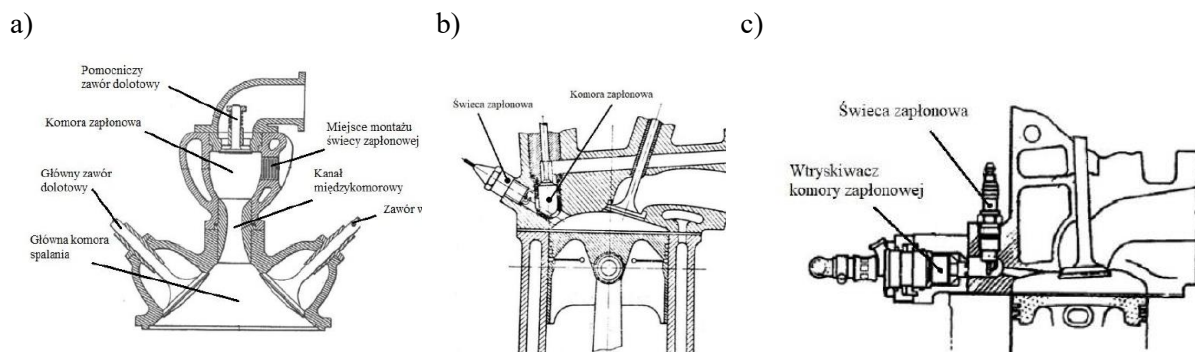
²⁹ CVCC – *Compound Vortex Controlled Combustion*.

³⁰ PCV – *Pre-chamber Valve*.

³¹ PCI – *Pre-chamber Injection*.

³² SKS – *Schichtlade-Kammer System = stratified-charge-chamber system*.

elektronicznie sterowanym wtrysku paliwa do komory zapłonowej zwane GM EFI³³. Zastosowany elektromagnetyczny wtryskiwacz stanowił konwencjonalne rozwiązanie zmodyfikowane do zastosowania w komorze wstępnej poprzez zmianę konstrukcji rozpylacza oraz redukcję średnicy przepływowej z 1,3 do 0,5 mm [187].



Rys. 3.4. Zrealizowane koncepcje spalania dwustopniowego: a) system z trzecim zaworem silnika Ricardo Dolphin [164], b) system spalania CVCC (Honda) [44], c) system spalania z bezpośrednim wtryskiem paliwa do komory zapłonowej Porsche SKS [55]

Obecnie przy aktywnych dwustopniowych systemach spalania korzysta się z układów opartych wyłącznie na zasobnikowych (akumulatorowych) systemach wtryskowych sterowanych elektrycznie. Konstrukcje systemu dwustopniowego, w przypadku których końcówka wtryskiwacza umieszczona jest we wnętrzu komory wstępnej ograniczają ryzyko uszkodzenia (zminimalizowana liczba elementów mogących ulec awarii), wymagają jednak sporej ilości miejsca (z uwagi na wtryskiwacz). Przykładem takiej konstrukcji jest system opracowany przez Mahle MJI³⁴ (rys. 3.5a) dedykowany do 3-cylindrowego silnika 1,5 dm³ [10–12, 115] lub rozwijany przez firmę IAV system z podgrzewaną komorą wstępną (rys. 3.5b) [135].

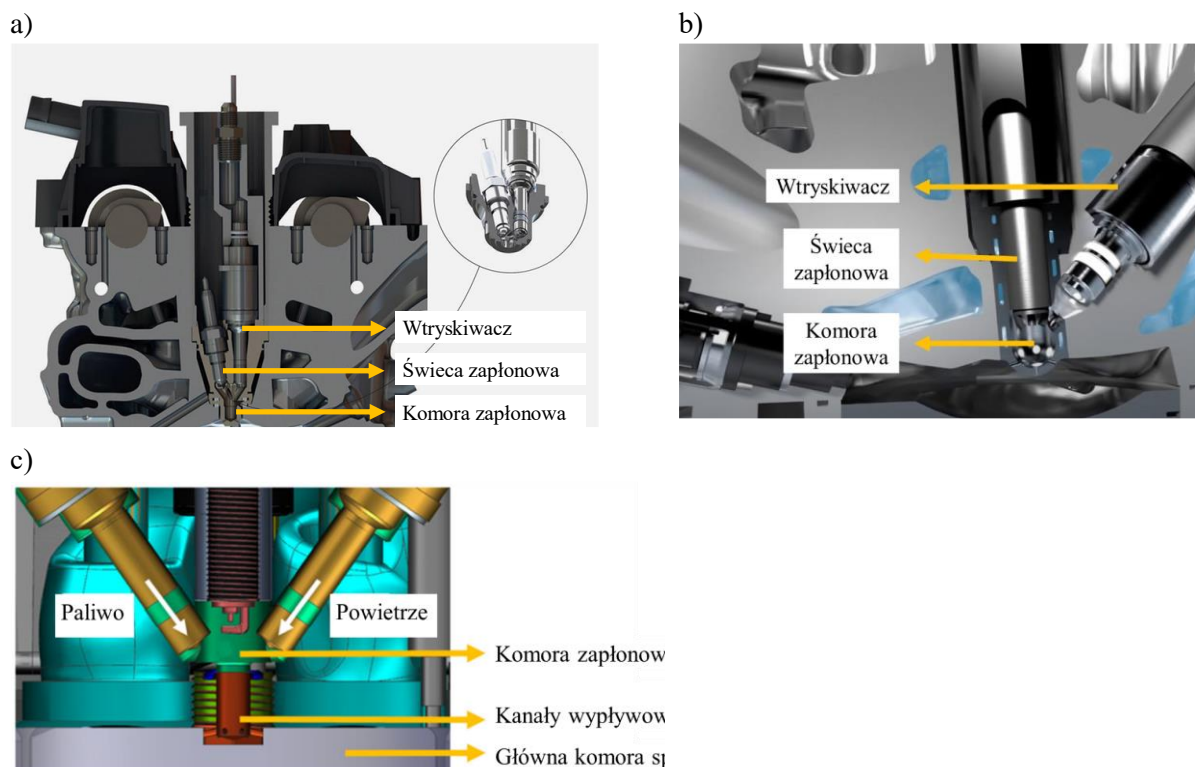
Badaniom eksperymentalnym poddaje się także konstrukcje wyposażone w chłodzenie komory wstępnej [63], konstrukcje opracowane na podstawie silnika o ZS [157]; badane są one także systemy w silnikach optycznych [126, 133]. Prace z użyciem podobnych systemów prowadzone są również w przedsiębiorstwie FEV (Niemcy) [97] i w Japonii [139, 149, 194].

Aby poprawić przepłukanie wstępnej komory zapłonowej opracowano system wykorzystujący dwa wtryskiwacze, z bezpośrednim dostępem do komory wstępnej zwane (rys. 3.5c) DM-TJI³⁵ [171]. Pierwszy - dostarcza paliwo, drugi natomiast - powietrze w celu usunięcia reszty spalin. Strategia sterowania obejmuje pracę naprzemienną. Z nietypowych rozwiązań opracowano również koncepcję komór wstępnych z wypełnieniem katalitycznym [72].

³³ GM EFI – *Electronic Fuel Injection*.

³⁴ MJI – *Mahle Jet Ignition*.

³⁵ DM-TJI - *Dual mode Turbulent Jet Ignition*.



Rys. 3.5. Nowoczesne rozwiązania dwustopniowych systemów spalania: a) dwustopniowy system spalania Mahle MJI [115], b) dwustopniowy system spalania IAV z podgrzewaną komorą [135], c) system spalania dwustopniowego z dodatkowym przepłukaniem [171]

Konfiguracje z użyciem wtryskiwaczy mających bezpośredni dostęp do komory zapłonowej stosowane są zwykle do paliw ciekłych, z uwagi na wysokorozwiniętą technologię wtrysku bezpośredniego. Pomimo prac nad systemami bezpośredniego wtrysku paliw gazowych (silniki szybkoobrotowe), żadne rozwiązanie nie zostało skomercjalizowane, dlatego stosowany jest pośredni sposób dostarczania paliwa. Aby uniknąć negatywnego wpływu warunków panujących w komorach spalania na trwałość wtryskiwacza stosuje się pomiędzy wtryskiwaczem a objętością komory zapłonowej zawór zwrotny [132]. Z uwagi na miniaturyzację rozwiązań w silnikach średnio- i szybkoobrotowych oraz dużą częstotliwość pracy w trudnych warunkach największe wyzwanie stanowi zawór zwrotny. Możliwa jest adaptacja gotowego rozwiązania (np. z oferty firmy Lee [150] lub opracowanie konstrukcji dedykowanej [183]).

3.3. Wpływ cech konstrukcyjnych i parametrów sterujących na funkcjonowanie systemu spalania dwustopniowego

Dwustopniowy aktywny system spalania zgodny z koncepcją TJI wymaga dostosowania do warunków pracy, aby uzyskać możliwie najlepsze efekty. Koncepcja TJI opiera się na zastosowaniu komory wstępnej PC o objętości nieprzekraczającej 5% całkowitej objętości komory spalania, w której umieszczone są kanały wypływowe, układu dostarczającego paliwo bezpośrednio do PC oraz pierwotnego źródła zapłonu (świeca zapłonowa). Względem konwencjonalnego systemu spalania silnika o ZI, system dwustopniowy charakteryzuje się znacznie większą liczbą zmiennych wpływających na ostateczną efektywność silnika.

Przebieg zapłonu iskrowo-strumieniowego zależy od wielu czynników, m.in.: ciśnienia, temperatury i rodzaju mieszanki paliwowo-powietrznej, turbulencji, gazów resztkowych, geometrii kanałów wypływowych i wnętrza komory wstępnej. Tabela 3.1 przedstawia różne parametry i ich wpływ na procesy zachodzące w TJI. Optymalizacja tych parametrów jest skomplikowana i czasochłonna, lecz konieczna do uzyskania wydajnego i stabilnego spalania.

Tabela 3.1. Podstawowe wskaźniki systemu dwustopniowego i ich ważniejsze uwarunkowania

λ_{PC} w objętości komory zapłonowej krótko przed wyładowaniem [155]	<ul style="list-style-type: none"> – uzyskanie warunków okołostechiometrycznych (największa wartość adiabatycznej temperatury płomienia) sprzyja uzyskaniu zapłonu płomieniowego (<i>Flame Ignition</i>) – wartość λ_{PC} częściowo kontroluje płomienia i mechanizm zapłonowe
λ_{MC} w objętości cylindra [155]	<ul style="list-style-type: none"> – zwiększenie λ_{MC} zmniejsza prawdopodobieństwo zapłonu ładunku w komorze głównej – λ_{MC} nie wpływa na mechanizm zapłonu
Intensywność turbulencji [24]	<ul style="list-style-type: none"> – zwiększona intensywność turbulencji zwiększa mieszanie, co jest korzystne dla systemu z komorą wstępną – nadmierna turbulencja może również hamować reakcje i zwiększać niepożądane efekty, takie jak rozciąganie płomienia.
Udział spalin z poprzedniego cyklu RGF [16, 17]:	<ul style="list-style-type: none"> – zwiększony udział spalin prowadzi do zwiększenia temperatury ładunku – reszta spalin powoduje uzyskanie uboższej trudno zapalnej mieszanki w PC
Średnica kanałów przepływowych d [177, 178]	<ul style="list-style-type: none"> – redukcja średnicy powoduje zwiększenie szybkości rozciągania płomienia, nadmierne straty ciepła w efekcie możliwe jest wygaszenie płomienia. – redukcja średnicy prowadzi do uzyskanie zapłonu strumieniowego (<i>Jet Ignition</i>) – zwiększanie średnicy do zapłonu płomieniowego (<i>Flame Ignition</i>).
Lokalizacja wyładowania iskrowego [178, 190]	<ul style="list-style-type: none"> – lokalizacja iskry w komorze wstępnej wpływa na zachowanie płomienia – lokalizacja iskry wywiera wpływ na kształt i opóźnienie zapłonu
Geometria komory wstępnej [19]: objętość V_{PC} stosunek L/D kanałów stosunek V_{PC}/S	<ul style="list-style-type: none"> – parametry te decydują o ilości wydzielonego ciepła, stratach do ścianek i kształcie płomienia – Stosunek ciepła wydzielonego do strat cieplnych jest mniejszy dla komór o mniejszych objętościach – stosunek L/D kontroluje kształt płomienia opuszczającego kanał wypływowy
Stosunek objętości komory zapłonowej względem objętości cylindra V_{PC}/V_{MC} [2, 104]	<ul style="list-style-type: none"> – przyjmuje się, że stosunek V_{PC}/V_{MC} powinien mieścić się w zakresie 0,1 do 5,0% – zbyt małą objętość PC ogranicza funkcjonalność systemu – zbyt duża jest niepraktyczna z powodów konstrukcyjnych

Niewłaściwy dobór cech konstrukcyjnych i strategii sterowania może prowadzić do znacznych strat w osiągnięciach oraz pogorszenia wskaźników ekologicznych silnika wyposażonego w nowo opracowany dwustopniowy system spalania w konwencji TJI. Z uwagi liczebność czynników wpływających na funkcjonowanie systemu spalania istotna jest ocena efektywności względem stosowanego uprzednio lub powszechnie stosowanego systemu spalania.

W zakresie oceny efektów spalania dwustopniowego względem systemu konwencjonalnego silnika o ZI Chen i in. [34] przeprowadzili badania porównawcze. Wykorzystali do tego celu jednocylindrowy silnik optyczny o objętości skokowej 650 cm³, stopniem sprężania 13:1, wyposażony w pasywny dwustopniowy system spalania, zasilany metanem. W pierwszym etapie badań, dla współczynnika $\lambda = 1$ i prędkości obrotowej $n = 1000$ obr/min, porównano efekty zastosowania dwóch różnych komór zapłonowych: pierwszej o objętości 0,885 cm³ oraz drugiej o objętości 1,805 cm³, przy jednakowej geometrii kanałów wypływowych ($6 \times 1,5$ mm). Większa komora zapewniała intensyfikację procesu spalania w początkowym etapie, jednakże uzyskano mniejszą wartość IMEP³⁶ w porównaniu z mniejszą komorą. W drugim etapie przeprowadzono badania porównawcze systemu dwustopniowego oraz konwencjonalnego z otwartą komorą spalania, przy $\lambda = 1,2$, zmieniając kąt wyprzedzenia zapłonu SOIgn³⁷ w zakresie od 12 do 18°OWK. Zbliżoną wartość IMEP uzyskano przy SOIgn wynoszącym 18°OWK, natomiast dalsze opóźnianie zapłonu dawało lepsze rezultaty dla systemu dwustopniowego (przy 12°OWK różnica wyniosła 0,5 bar IMEP).

Liu i in. [88] porównali zaproponowany system spalania z dodatkowym przepłukaniem powietrzem i komorą zapłonową o objętości 3,6 cm³ względem systemu konwencjonalnego, wykorzystując jednocylindrowy silnik badawczy o objętości skokowej 500 cm³. Silnik ten miał wtrysk pośredni do cylindra oraz bezpośredni do komory spalania, ze stopniem sprężania 14:1, zasilany amoniakiem. Badania polegały na ocenie wrażliwości systemu spalania na rodzaj paliwa podawanego do komory wstępnej (PC), takich jak wodór (H₂), metan (CH₄) oraz benzyna, w zakresie współczynnika λ od 1,0 do 1,5 oraz kąta wyprzedzenia zapłonu (SOIgn) od 12° do 18°, przy prędkości obrotowej $n = 800$ obr/min. Odnotowano rozszerzenie granic palności przy zastosowaniu systemu dwustopniowego do $\lambda \approx 1,45$ w porównaniu do $\lambda \approx 1,2$ dla systemu konwencjonalnego. Zaobserwowano również zmniejszone indykowane jednostkowe zużycie paliwa oraz większą stabilność pracy. Dodatkowo wodór został wskazany jako najlepsze paliwo do zastosowania w komorze wstępnej.

Sementa i in. [133], dysponując dwoma jednocylindrowymi silnikami o objętości skokowej 250 cm³ (optycznym ze stopniem sprężania $\varepsilon = 9$ oraz termodynamicznym ze stopniem sprężania $\varepsilon = 11,5$), zasilanymi benzyną, porównali system dwustopniowy (komora wstępna o objętości 2,2 cm³, z czterema otworami o średnicy 1 mm) z konwencjonalnym systemem zapłonu iskrowego (ZI). Zastosowano system dwustopniowy w konfiguracji aktywnej z zasilaniem komory wstępnej metanem. Badania przeprowadzono przy $\lambda = 1,0$ oraz 1,3 (dla silnika optycznego) oraz $\lambda = 1,0$ i 1,4 (dla silnika termodynamicznego). Ocena wskaźników termodynamicznych wykazała, że zastosowanie systemu dwustopniowego prowadzi do uzyskania większej wartości IMEP średniego ciśnienia efektywnego, większej stabilności pracy, wyższej maksymalnej wartości ciśnienia oraz większej szybkości uwalniania ciepła w porównaniu do konwencjonalnego systemu ZI.

Attard i in. [9], wykorzystując jednocylindrowy silnik badawczy o objętości skokowej 600 cm³, z wtryskiem pośrednim do cylindra oraz bezpośrednim do komory zapłonowej, ze stopniem sprężania 10,4:1, zasilany benzyną, przeprowadzili porównanie systemu spalania dwustopniowego z systemem konwencjonalnym. Komora zapłonowa była zasilana propanem lub benzyną. Testy przeprowadzono przy stałej prędkości obrotowej $n = 1500$ obr/min oraz przy pełnym otwarciu przepustnicy, zmieniając współczynnik λ od 0,6 do chwili utraty stabilności

³⁶ IMEP – Indicated Mean Effective Pressure.

³⁷ SOIgn – Start of Ignition.

pracy silnika. Wyniki badań wykazały rozszerzenie granic palności do wartości $\lambda = 2,12$ przy zasilaniu komory zapłonowej benzyną oraz do $\lambda = 2,06$ przy zastosowaniu propanu, w porównaniu do $\lambda = 1,55$ dla konwencjonalnego systemu spalania (ZI). Maksymalna wartość sprawności została osiągnięta przy $\lambda = 1,6$ dla systemu dwustopniowego i wyniosła 41,9%, natomiast dla systemu konwencjonalnego maksymalna sprawność została osiągnięta w punkcie $\lambda = 1,33$, przy czym była ona o 11% mniejsza niż dla systemu dwustopniowego. Dodatkowo zanotowano mniejsze stężenie węglowodorów oraz tlenków azotu dla $\lambda > 1,33$.

Jamrozik [71] prowadził badania na jednocylindrowym silniku o objętości skokowej 1801 cm³, ze stopniem sprężania 8,6, wyposażonym w dwustopniowy system spalania, którego objętość komory zapłonowej stanowiła 4,5% objętości komory spalania. Podczas pracy silnika przy prędkości $n = 1000$ obr/min i pełnym obciążeniu testowano zarówno system konwencjonalny (dla wartości współczynnika λ od 0,8 do utraty stabilności), jak i system dwustopniowy (dla λ od 1,4 do utraty stabilności). Zastosowanie systemu dwustopniowego pozwoliło na rozszerzenie granic palności do $\lambda \sim 2,0$, w zależności od udziału dawki paliwa do komory zapłonowej (rozważano udziały 2,5%, 5% oraz 8%), w porównaniu do $\lambda = 1,6$ dla systemu konwencjonalnego. Maksymalna sprawność cieplna dla systemu dwustopniowego wyniosła około 34% przy $\lambda = 1,7$, natomiast dla systemu konwencjonalnego była nieco niższa i osiągnięto ją przy $\lambda = 1,47$.

Hua i in. [64] przeprowadzili eksperymentalną analizę wpływu zmian geometrii komory zapłonowej oraz strategii sterowania, używając jednocylindrowego silnika badawczego o geometrii 80 mm średnicy cylindra i 100 mm skoku tłoka (D/S) oraz stopniu sprężania 10:1. Testy prowadzono przy stałej prędkości $n = 1500$ obr/min oraz przy pełnym otwarciu przepustnicy. Porównano konwencjonalny system spalania oraz pasywny system dwustopniowy z podstawową wersją komory zapłonowej przy współczynniku $\lambda = 1,0$. Zastosowanie podstawowej wersji systemu dwustopniowego pogorszyło osiągi silnika w zakresie średniego ciśnienia efektywnego (IMEP) oraz jednostkowego zużycia paliwa (ISFC). Przedstawiono również różnice w przebiegu wykresu indykatorowego dla wybranego punktu badawczego. W efekcie dalszych prac z innymi geometriami komór zapłonowych oraz strategiami wtrysku paliwa do komory zapłonowej doprowadzono do uzyskania lepszych wskaźników energetycznych w zakresie najmniejszego i średniego obciążenia silnika niż występujących dla systemu spalania konwencjonalnego. Polepszenia wskaźników nie udało się jednak otrzymać dla warunków dużego i największego analizowanego obciążenia.

Badania porównawcze różnych systemów spalania przy wykorzystaniu silników rzeczywistych wskazują, że zastosowanie dwustopniowego systemu spalania, w szczególności w technologii TJI, może prowadzić do lepszych wyników w zakresie stabilności pracy, efektywności spalania oraz rozszerzenia granic palności, w porównaniu z konwencjonalnymi systemami spalania. System dwustopniowy umożliwia osiągnięcie wyższych wartości IMEP i lepszej sprawności cieplnej przy odpowiednim doborze parametrów, takich jak geometria komory zapłonowej, skład mieszanki paliwowej oraz strategia sterowania zapłonem. W literaturze naukowej brakuje jednak kompleksowych danych z badań porównawczych systemu spalania dwustopniowego i konwencjonalnego we wspólnym, szerokim zakresie warunków pracy, szczególnie z wykorzystaniem aktywnej komory spalania oraz zasilania gazem ziemnym w silniku szybkoobrotowym.

4. Problem badawczy, główny cel pracy i zadania szczegółowe

Prace rozwojowe nad zwiększeniem roli silnika spalinowego jako źródła napędu mogą być prowadzone w wielu obszarach takich jak: systemy spalania i tworzenia mieszanki, układy silnikowe (redukcja strat mechanicznych), pozasilnikowe systemy oczyszczania gazów wylotowych czy przystosowanie do spalania ekologicznych paliw alternatywnych.

Jak wynika z konkluzji przedstawionej na końcu rozdziału 2.1, we współczesnym rozwoju silników spalinowych można zaobserwować dwie główne tendencje: do tworzenia różnych systemów spalania mieszanek ubogich oraz do wykorzystywania paliw gazowych, szczególnie tych lepiej dostępnych i tańszych. Konsekwencją tych tendencji jest konieczność stosowania zapłonu z obcego źródła (głównie zapłonu iskrowego) o dużej koncentracji energii dla zapewnienia pewnego zapłonu mieszanek ubogich oraz bardzo ubogich.

W ramach niniejszej rozprawy autor skoncentrował się na analizie możliwości modyfikacji systemu spalania tłokowego silnika spalinowego o ZI w kierunku wydajniejszego spalania homogenicznych ubogich mieszanek paliwowo-powietrznych. Zgodnie z rozważaniami teoretycznymi oraz uprzednio prowadzonymi badaniami empirycznymi jest to metoda pozwalająca na zwiększenie sprawności cieplnej silnika bezpośrednio związanej ze zużyciem paliwa oraz zmniejszenie stężenia wybranych toksycznych i szkodliwych składników gazów wylotowych. Wspomniane zagadnienie realizowane jest dla spalania paliw gazowych. Jako paliwo reprezentatywne wybrano metan, stanowiący główny składnik gazu ziemnego. Zastosowanie metanu jako paliwa silnikowego pozwala zmniejszyć emisję jednostkową dwutlenku węgla CO₂ oraz cząstek stałych PM, względem stosowania benzyny silnikowej. Dodatkowo metan charakteryzuje się większą odpornością na spalanie stukowe, co zwiększa możliwości sterowania procesem spalania.

Oprócz zalet, spalanie ubogich mieszanek metanu w silniku tłokowym wiąże się z wieloma trudnościami. Pierwsza z nich to mniejsza prędkość propagacji płomienia względem benzyny silnikowej zmniejszająca się wraz ze wzrostem zubożenia ładunku. Wraz ze wzrostem zubożenia homogenicznych mieszanek metanowych istotnie zwiększa się także minimalna ilość energii wymaganej do zapłonu, a uwarstwienie ładunku jest utrudnione ze względu na gazowy stan skupienia paliwa. Dodatkowy problem stanowi gęstość energii odniesiona do objętości w warunkach normalnych, która jest znacznie mniejsza niż benzyny silnikowej.

Analizując fizykochemiczne właściwości metanu względem ciekłego paliwa silnikowego oraz wymagania związane ze spalaniem ubogich mieszanek homogenicznych autor wskazał na możliwości poprawy wskaźników energetycznych i ekologicznych silnika przez zastosowanie fizycznego podziału objętości roboczej cylindra tj. zastosowanie dwustopniowego systemu spalania. System z dzieloną komorą spalania zwany jest również iskrowo-strumieniowym układem zapłonowym TJI. Jest to modyfikacja prowadząca do zmiany mechanizmu zapłonu ładunku głównego dostarczonego do cylindra z punktowego (iskrowego) na powierzchniowy (strumieniowy, strumień iskier). W efekcie w zależności od konfiguracji systemu (aktywny/pasywny) można uzyskać zwiększenie energii zapłonowej ładunku głównego.

Zastosowanie systemu z dzieloną komorą spalania w szybkoobrotowym gazowym silniku o ZI jest rozwiązaniem niekonwencjonalnym stanowiącym obiekt badań do tej pory nie wdrożony do zastosowań komercyjnych. W związku z tym pojawia się pytanie dotyczące efektów zastosowania systemu niekonwencjonalnego względem rozwiązania stosowanego

komercyjnie. Za rozwiązanie komercyjne uznano system spalania z otwartą komorą spalania (system jednostopniowy), w którym źródłem zapłonu ładunku głównego jest łuk elektryczny generowany przez świecę z boczną elektrodą ujemną. W nawiązaniu do wskazanych tutaj zagadnień sformułowano następujący główny cel pracy:

Ocena porównawcza efektywności zastosowania dwustopniowego systemu spalania o zidentyfikowanych cechach konstrukcyjnych względem systemu konwencjonalnego w szybkoobrotowym silniku spalinowym

Aby zrealizować główny cel pracy należy udzielić odpowiedzi na pytania pomocnicze:

Jaką metodę badawczą należy przyjąć dla zrealizowania tak sformułowanego celu pracy?

Pytanie to odnosi się do metod badawczych jakich należy użyć, aby zrealizować główny cel pracy. Mogą być to badania symulacyjne, eksperymentalne (modelowe), lub wykonywane z użyciem stanowisk wyposażonych w silnik spalinowy pracujący w trybie ciągłym. Podejmując badania należy odpowiedzieć na kolejne pytania pomocnicze:

1. Jakimi cechami konstrukcyjnymi powinien charakteryzować się system spalania dwustopniowego? Jest to istotne z uwagi na skomplikowaną budowę dwustopniowego systemu spalania, szczególnie z dodatkowym systemem dostarczania paliwa do komory zapłonowej (system aktywny). Bardzo istotna jest geometria systemu oraz rodzaj pierwotnego źródła zapłonu.
2. Jakich parametrów nastawczych należy użyć podczas prowadzenia badań z różnymi systemami spalania?
3. W jakim zakresie operacyjnym należy prowadzić badania?
4. Jakie wskaźniki pracy silnika należy brać pod uwagę podczas oceny efektywności zastosowania niekonwencjonalnego systemu spalania?

Odpowiedź na powyższe pytania przyczyniła się do uzyskania porównawczych wskaźników pracy silnika, uwzględniających zarówno konwencjonalny, jak i niekonwencjonalny system spalania. Wskaźniki te posłużyły jako podstawa oceny obu systemów oraz pozwoliły na analizę i potwierdzenie zgodności z tezą główną, sugerującą, że:

zastosowanie dwustopniowego systemu spalania przyczynia się do poprawy wskaźników energetycznych i ekologicznych pracy szybkoobrotowego silnika gazowego.

Ważnym aspektem jest również odpowiedź na pytanie, czy możliwe jest jednoznaczne określenie, który z analizowanych systemów stanowi najlepsze rozwiązanie, niezależnie od warunków pracy silnika? Ta kwestia będzie miała kluczowe znaczenie dla ostatecznych wniosków i rekomendacji zawartych w rozprawie doktorskiej.

Realizacja głównego celu pracy zawartego w prezentowanej dysertacji oraz odniesienie do postawionej tezy wymagały użycia złożonej aparatury badawczej. Zdecydowano o wykorzystaniu badań eksperymentalnych jako źródła danych niezbędnych do przeprowadzenia analizy porównawczej systemów spalania.

Realizacja badań została podzielona na trzy etapy; były to:

1. Modyfikacja dwustopniowego systemu spalania obejmująca dobór pierwotnego źródła zapłonu oraz opracowanie geometrii komory zapłonowej. W ramach badań nad pierwotnym źródłem zapłonu użyto komory izochorycznej, natomiast do postępowania w zakresie doboru geometrii wstępnej komory spalania Maszyny Pojedynczego Cyklu.

2. Badania z użyciem jednocylindrowego silnika badawczego obejmujące wyznaczenie odpowiednich parametrów sterujących pracą silnika oraz uzyskanie wskaźników pracy dla obu systemów spalania.
3. Prace analityczne polegające na obróbce danych uzyskanych bezpośrednio z aparatury pomiarowej i ich ocenie porównawczej.

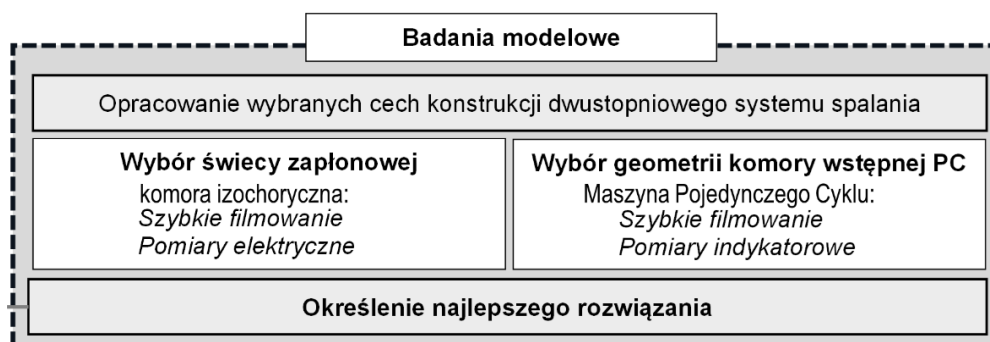
Podsumowując, celem pracy była ocena dwustopniowego systemu spalania w szybkoobrotowym silniku gazowym o zapłonie iskrowym. Hipoteza zakładała, że taki system poprawi wskaźniki energetyczne i ekologiczne silnika. Badania objęły eksperymenty w komorze izochorycznej i Maszynie Pojedynczego Cyklu oraz testy z użyciem silnika badawczego. Analizie poddano termodynamiczne wskaźniki pracy silnika, wskaźniki energetyczne oraz ekologiczne. Dążono do uzyskania porównawczych wskaźników dla obu systemów spalania, oceny efektywności dwustopniowego systemu spalania, sformułowania ostatecznych wniosków i rekomendacji. Oczekiwano także, że przeprowadzone badania i analizy mogą przyczynić się do rozwoju bardziej wydajnych i ekologicznych silników gazowych.

5. Wstępne badania modelowe nad konstrukcją dwustopniowego systemu spalania

5.1. Koncepcja badań modelowych

Osiągnięcie celów pracy sformułowanych w rozdziale 4 wymagało doboru odpowiedniej metody badawczej oraz opracowania toku postępowania. Do ich realizacji wykorzystano badania eksperymentalne prowadzone na stanowiskach dedykowanych do badań procesów silnikowych. Stanowiska te zostały przystosowane do identyfikacji zagadnień objętych tą pracą. W badaniach eksperymentalnych użyto techniki szybkiego filmowania, pomiarów elektrycznych, indykatorowych oraz pomiaru stężenia wybranych składników spalin.

Pierwszy etap prac (rys. 5.1) stanowiły badania modelowe prowadzone z zachowaniem warunków możliwie zbliżonych do występujących w rzeczywistym silniku spalinowym. Rozpoczęto od analizy wyładowania elektrycznego pomiędzy elektrodami dwóch różnych świec zapłonowych. Świecę zapłonową, którą uznano za skuteczniejszą użyto w kolejnym etapie polegającym na wyborze geometrii komory zapłonowej. W obu przypadkach użyto techniki szybkiego filmowania do wizualizacji łuku elektrycznego oraz rozwoju płomienia w cylindrze MPC. Różnicę stanowi sposób realizacji pomiarów elektrycznych w aspekcie wyboru świecy zapłonowej oraz pomiarów indykatorowych stosowanej przy analizie geometrii komory zapłonowej. Na podstawie danych literaturowych wybrano do badań modelowych po dwa warianty świecy zapłonowej oraz geometrii komory wstępnej. Ograniczona liczba analizowanych wariantów elementów systemu spalania wynika z rozszerzenia badań w kierunku zróżnicowania warunków pracy. Efektem badań modelowych było opracowanie układu spalania dwustopniowego, którego efektywność została następnie oceniona względem układu konwencjonalnego.



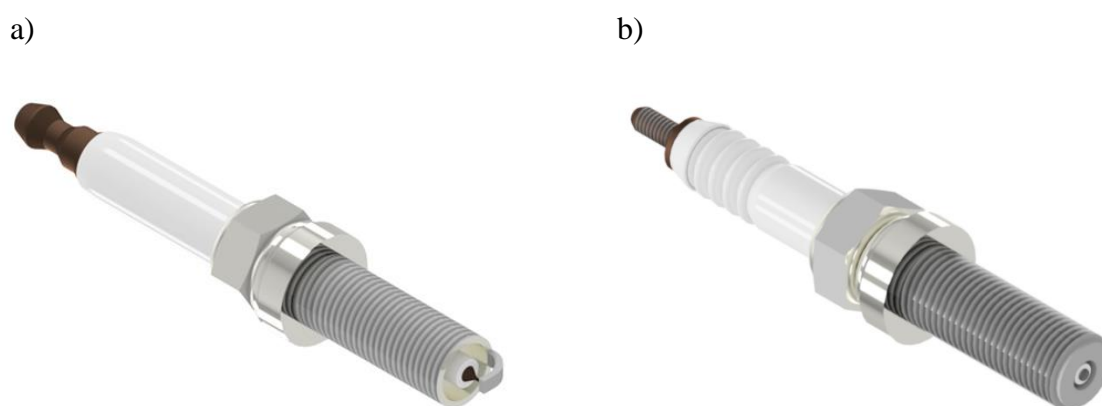
Rys. 5.1. Struktura badań modelowych stanowiących początek badań eksperymentalnych

5.2. Elementy konstrukcyjne systemu spalania poddane identyfikacji eksperymentalnej

5.2.1. Pierwotne źródło zapłonu

W dwustopniowym systemie spalania, którego konfiguracja jest przedmiotem dysertacji, pierwotne źródło zapłonu stanowi łuk elektryczny generowany pomiędzy elektrodami świecy zapłonowej. Badania nad rozwojem świec zapłonowych prowadzone są w dwóch głównych obszarach: zdolności zapłonowych oraz trwałości [104].

Podstawowym typem świecy zapłonowej stosowanej w nowoczesnych szybkoobrotowych silnikach o ZI jest świeca z boczną elektrodą masową typu „J” (rys. 5.2a). Taka budowa charakteryzuje się przeskokiem łuku elektrycznego głównie w płaszczyźnie równoległej do osi świecy. Rozwiązaniem alternatywnym jest świeca z płaską elektrodą masową (brak elektrody bocznej) (rys. 5.2b), której łuk elektryczny generowany jest w płaszczyźnie prostopadłej do osi świecy. Zgodnie z literaturą [148] generowane wyładowanie określono jako półpowierzchniowe, a sama świeca charakteryzuje się powierzchnią przerwą między elektrodami. Konstrukcja ta stosowana jest w silnikach wyczynowych oraz silnikach z tłokami wirującymi, w których stosowane są komory spalania o niewielkich rozmiarach oraz występują duże obciążenia cieplne.



Rys. 5.2. Modele świecy zapłonowej z: a) boczną elektrodą masową; b) płaską elektrodą masową użyte podczas badań modelowych

Badania podstawowe prowadzone nad wyładowaniem iskrowym wskazały na istotny wpływ geometrii elektrod świecy zapłonowej, szczeliny między nimi, ciśnienia otoczenia oraz prędkości przepływu na wyładowanie [193]. Zaobserwowanym niekorzystnym zjawiskiem towarzyszącym procesom zachodzącym podczas wyładowania iskrowego jest odprowadzenie ciepła do jednej bądź wielu elektrod masowych z obszaru wyładowania [119], dlatego w pracy nie podjęto analizy świec wieloelektrodowych. Redukcja liczby elektrod masowych przynosi korzystne efekty w zakresie zwiększenia sprawności procesu zamiany energii elektrycznej na cieplną [154]. W badaniach silnikowych nad zastosowaniem świecy bez bocznej elektrody masowej uzyskano szybszy początek spalania o 7,3%, większą wartość IMEP o 4,4% oraz o 23,8% mniejszą wartość COV_{IMEP} względem konwencjonalnej świecy z pojedynczą elektrodą boczną [1]. Pozytywne efekty zwiększenia zdolności zapłonowych ubogich mieszanek metan-powietrze w warunkach statycznych uzyskano stosując wspomnianą świecę oraz strategię sterowania polegającą na powtarzalnych impulsowych wyładowaniach w odstępach nanosekundowych [168].

Na podstawie informacji literaturowych, wskazujących na możliwości poprawy procesu spalania, zdecydowano przeanalizować proces wyładowania elektrycznego generowanego przez obie świece (rys. 5.2) i w dalszej części badań stosować wariant uznany za lepszy. W dalszym omówieniu literą Z oznaczono świecę z elektrodą boczną typu „J” natomiast literą R – z elektrodą płaską.

Podstawowym kryterium doboru świec do analizy była długość oraz rozmiar gwintu, istotne z uwagi na niewielką dostępną przestrzeń w docelowym systemie spalania dwustopniowego. Obie świece są produktem seryjnym o ustandaryzowanym rozmiarze gwintu M10×1 i długości

26,5 mm. Dane techniczne świec przedstawiono w tabeli 5.1. Różnią się one materiałami użytymi na elektrody oraz odstępem między nimi. Obie świece badano w konfiguracji fabrycznej, bez zmiany odstępów między elektrodami w przypadku świecy typu Z. Świeca typu Z charakteryzuje się wartością cieplną równą 8, natomiast świeca R – 10, w skali od 2 (niewielkie odprowadzenie ciepła) do 11 (najlepsze odprowadzenie ciepła). Zbyt duża wartość cieplna dla silników nisko i średnio obciążanych oznacza dużą tendencję do tworzenia osadów. Problem ten może zostać pominięty z uwagi na przeznaczenie do silnika gazowego pracującego z mieszankami ubogimi.

Tabela 5.1. Dane techniczne świec zapłonowych typu Z oraz R

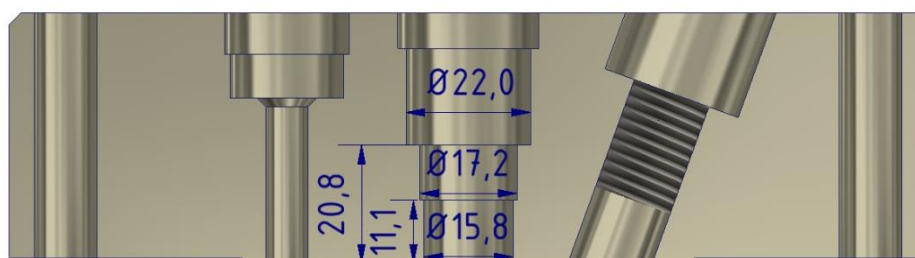
Parametr	Świeca zapłonowa typu Z	Świeca zapłonowa typu R
Producent/model	NGK LMAR8BI-9	NGK R0465B-10
Materiał elektrody centralnej	iryd	nikiel
Materiał elektrody masowej	platyna	–
Odstęp pomiędzy elektrodami	0,9	1,3

5.2.2. Komora wstępnego spalania

W ramach przygotowania dwustopniowego systemu spalania do oceny jego efektywności postanowiono przeanalizować wpływ dwóch różnych geometrii komór wstępnych na proces spalania mieszanek metanowych. Do dalszych badań przewidziano wybrać tę, która uzyska lepsze wskaźniki termodynamiczne oraz wskaźniki optyczne rozwoju płomienia w głównej komorze spalania.

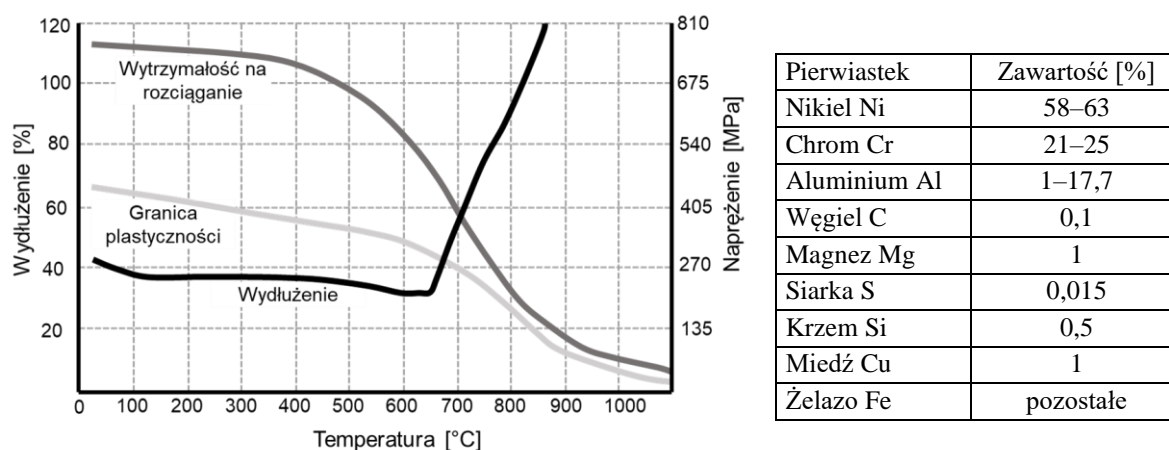
Zewnętrzne wymiary komory zostały narzucone przez uprzednio prowadzone prace nad modyfikacją maszyny pojedynczego cyklu mające na celu przystosowanie głowicy do implementacji systemu spalania z komorą wstępną (rys. 5.3) [153]. Zatem opracowaniu poddane zostało wnętrze komory, kanały wypływowe oraz ścianki zewnętrzne. Na podstawie przeprowadzonego przeglądu literatury stwierdzono znaczną liczbę publikacji dotyczących geometrii otworków wypływowych, głównie ich liczby oraz średnicy. Mniej natomiast informacji opublikowano na temat wpływu kształtu wewnętrznego. Dlatego geometrię otworków wypływowych przyjęto jako stałą, a za zmienną uznano geometrię wnętrza komory.

Do obu proponowanych geometrii komór wstępnych wybrano konfigurację otworków $6 \times \phi 1,7$ mm przyjęta na podstawie przeglądu literatury [57, 116, 117, 140, 167, 180, 189]. Kolejnym założeniem konstrukcyjnym było takie zaprojektowanie komory, aby uzyskać jednakową grubość ścianki bez względu na kształt wewnętrzny. Pozwoliło to wyeliminować ewentualne różnice wynikające z intensywności przepływu ciepła przez ścianki komory.



Rys. 5.3. Widok geometrii przekroju poprzecznego głowicy Maszyny Pojedynczego Cyklu wraz z wymiarami drążenia pod zapłonnik dwustopniowego systemu spalania

Materiał jaki został wybrany do produkcji komór to stop niklowo-chromowy z dodatkiem aluminium o nazwie handlowej Inconel 601. Jest to stop o podwyższonej wytrzymałości mechanicznej w podwyższonych temperaturach. Zmianę parametrów wytrzymałościowych względem temperatury przedstawiono na rysunku 5.4. Zgodnie z krzywą wydłużenia utrzymanie dobrych wskaźników wytrzymałościowych możliwe jest nawet po przekroczeniu 600°C. Dodatkowo jest on odporny na utlenianie oraz inne formy korozji występujące w podwyższonej temperaturze. Należy zauważyć, że ponad 58% stopu stanowi nikiel oraz ponad 21% chrom. Pełny skład pierwiastkowy użytego materiału przedstawiono w tabeli rysunku 5.4. Dobór materiału wynikał z bardzo dużych obciążeń cieplnych oraz mechanicznych jakim, poddawana jest komora podczas pracy silnika. Należało również uwzględnić brak bezpośredniego chłodzenia oraz kontaktu cieczy chłodzącej z zewnętrznymi ściankami komory.



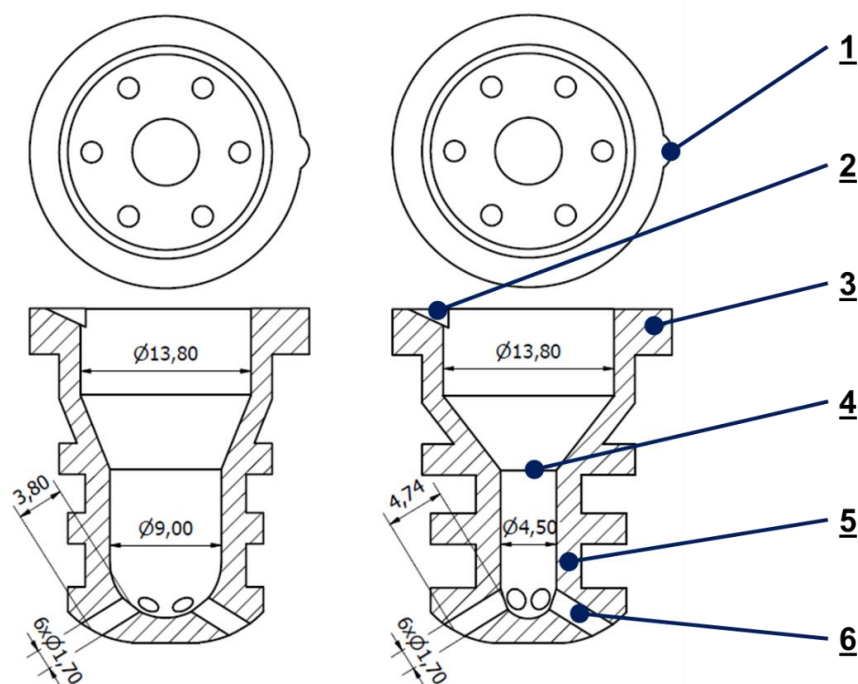
Rys. 5.4. Zmiana parametrów wytrzymałościowych materiału komory zapłonowej względem temperatury oraz jego skład chemiczny [67]

Opracowane modele komór przedstawiono na rysunku 5.5, a w tabeli 5.2 zawarto ich najważniejsze cechy geometryczne. Po lewej stronie rysunku (rys. 5.5) pokazano komorę charakteryzującą się większą objętością o średnicy przewężenia 9 mm; na potrzeby pracy określono ją jako K1. Po prawej stronie (rys. 5.5) widoczna jest natomiast komora o mniejszej średnicy przewężenia wynoszącej 4,5 mm – oznaczona jako K2. Komora z obsadą systemu zapłonowego łączy się poprzez kołnierz o grubości 3,7 mm (3); połączenie nie posiada dodatkowego uszczelnienia, dlatego podczas obróbki wymagane jest uzyskanie równoległości pomiędzy dolną a górną powierzchnią kołnierza. Wspomniana średnica przewężenia d (4) jest jedyną istotną różnicą pomiędzy komorami, dzięki której uzyskano różne objętości oraz długość (1) kanałów wpływowych (6). Stosunek l/d dla komory K1 wynosi 2,24; dla komory K2 jest większy i wynosi 2,79. Istotnymi elementami konstrukcyjnymi komór są podcięcia pod kanał dostarczający paliwo (2) oraz naddatek powalający na ustalenie położenia komory względem głowicy (1) – niezwykle ważny dla prawidłowego umieszczenia podcięcia względem kanału paliwowego. W obu wariantach komór grubości ścianek są jednakowe i wynoszą 2 mm (5). Uwzględniając zastosowanie komór w jednocyndrowym silniku badawczym (badania zasadnicze) o stopniu sprężania $\varepsilon = 13$, objętości komór K1 i K2 stanowią odpowiednio 4,95% i 3,29% objętości całkowitej komory spalania (tłok w GMP).

Na rysunku 5.6 przedstawiono komory wykonane ze wspomnianego wcześniej stopu, które kolejno zamontowano w głowicy Maszyny Pojedynczego Cyklu. Komory zostały wykonane metodami ubytkowymi.

Tabela 5.2. Parametry charakterystyczne zaproponowanych komór wstępnych

Parametr	Komora K1	Komora K2
Liczba otworków wypływowych / średnica [mm]	6 × ϕ 1,7	
Objętość komory [cm ³]	2,1	1,4
Objętość kanałów wypływowych [cm ³]	0,052	0,064
Średnica przewężenia [mm]	9	4,5
Długość kanału wypływowego [mm]	3,80	4,74



Rys. 5.5. Rysunki komór wraz z wymiarami charakterystycznymi



Rys. 5.6. Widok wykonanych komór przed montażem

5.3. Identyfikacja wyładowania iskrowego ze źródeł zapłonu o różnej geometrii

5.3.1. Metodologia badań nad wyładowaniem iskrowym

Na przebieg wyładowania iskrowego pomiędzy elektrodami świecy zapłonowej w cylindrze silnika spalinowego najistotniejszy wpływ wywierają warunki otoczenia (ciśnienie, prędkość ładunku) oraz parametry sterujące układem zapłonowym (czas ładowania cewki). Na potrzeby wykonania analizy porównawczej efektów zastosowania świec o różnej geometrii elektrod zdecydowano prowadzić badania przy braku wymuszenia ruchu ładunku wokół obszaru wyładowania iskrowego ($V = 0$ m/s), dla stałej wartości czasu ładowania cewki zapłonowej ($t_{dw} = 4$ ms) oraz zmiennym ciśnieniu względnym ($P_{ot} = 0-8$ bar). Efekt ruchu ładunku pomiędzy elektrodami świecy oraz zmiana energii dostarczonej do świecy z uwagi na porównawczy charakter badań zostały pominięte.

Zależność wyładowania względem wpływu prędkości powietrza między elektrodami świecy zapłonowej oraz energii dostarczonej do świecy była przedmiotem innych realizowanych prac do tej pory [30, 124, 191]. Z uwagi na warunki prowadzenia badań zdecydowano się na przeprowadzenie testów w zmodyfikowanej do tego celu komorze izochorycznej CVC³⁸, umożliwiającej symulację różnej wartości przeciwcisnienia z pominięciem ruchu ładunku w jej wnętrzu. Dla oceny wpływu geometrii świecy zapłonowej na charakter wyładowania zastosowano stanowisko badawcze (rys. 5.7) wyposażone w komorę izochoryczną CVC, układ dostarczania sprężonego powietrza, oprzyrządowanie do szybkiego filmowania (kamera z przetwornikiem obrazu CMOS³⁹), tester cewek zapłonowych wraz z cewką typu COP⁴⁰ stosowaną do nowoczesnych silników TSI z bezpośrednim wtryskiem paliwa oraz aparaturę do pomiarów elektrycznych.

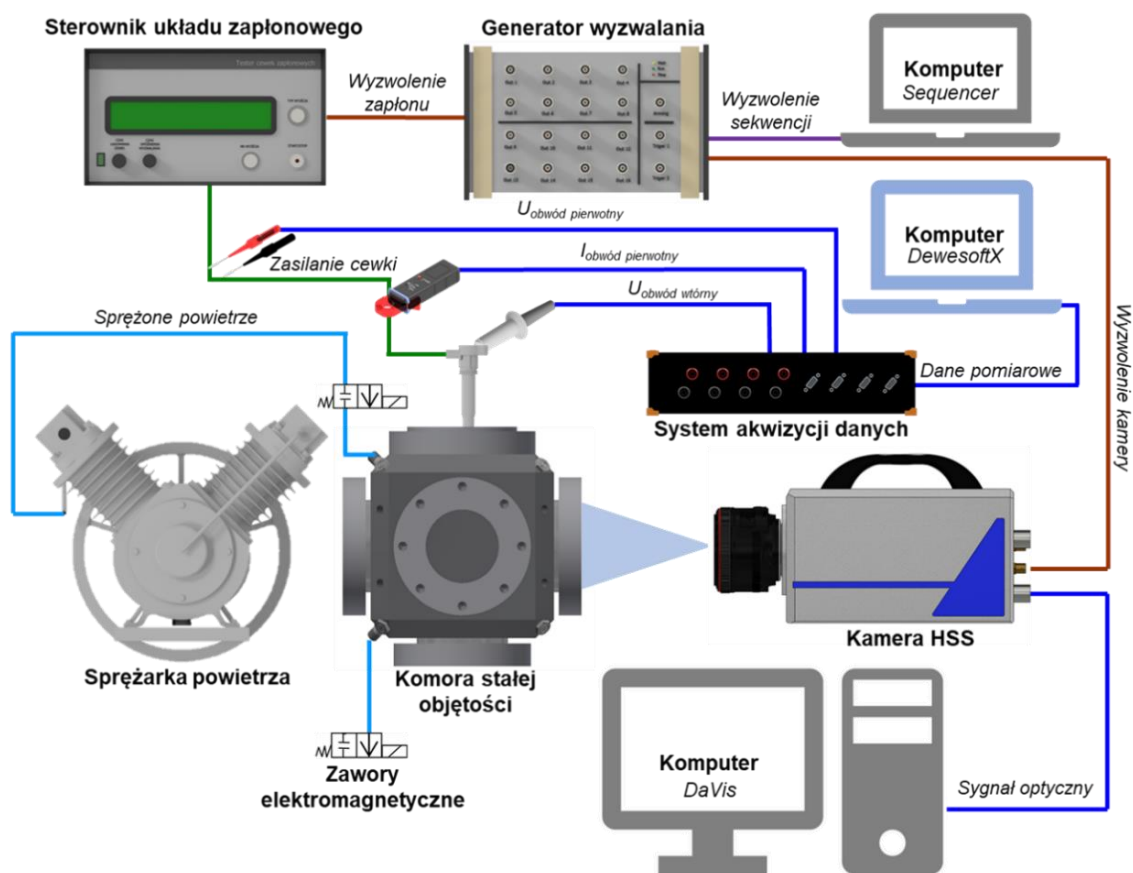
Zastosowana komora stałej objętości, w której zamontowano świece zapłonowe, ma pojemność $2,2$ dm³ oraz dostęp optyczny poprzez maksymalnie 5 okien wykonanych ze szkła kwarcowego o grubości 30 mm. Do regulacji ciśnienia w komorze użyty został system składający się ze sprężarki AK 150 SM, zbiornika na sprężone powietrze oraz dwóch elektrozaworów (regulacja przepływu wlot/wylot). Spośród dostępnych metod badań procesów silnikowych [185] do analizy wyładowania zastosowano metodę wizyjną ciągłego szybkiego filmowania dedykowaną m.in. do rejestracji ognisk zapłonu. W celu rejestrowania sygnału optycznego użyto kamery do szybkiego filmowania model HSS5 firmy LaVision wraz z obiektywem stałogniskowym AF Nikkor 50 mm 1:1.4 z nastawą maksymalnie przymkniętą przysłoną oraz filtra 700FS80-50. Użyta kamera jest kamerą monochromatyczną wyposażoną w przetwornik CMOS składający się z matrycy pikseli, z których każdy ma zdolność do rejestrowania ilości światła wpadającego na piksel. Piksele składają się z elementów półprzewodnikowych, które reagują na światło i generują sygnały elektryczne proporcjonalne do natężenia tego światła w 1023 odcieniach skali szarości. Sygnały są następnie wzmacniane, konwertowane na cyfrowe wartości i przekształcane w obraz widoczny na ekranie lub zapisywany w formie pliku cyfrowego. Każdy piksel matrycy CMOS działa niezależnie, posiada własne tranzystory i kondensatory do konwersji i przechowywania sygnałów świetlnych. Każdy piksel jest połączony ze

³⁸ CVC – Constant Volume Chamber.

³⁹ CMOS – Complementary Metal-Oxide-Semiconductor.

⁴⁰ COP – Coil On Plug.

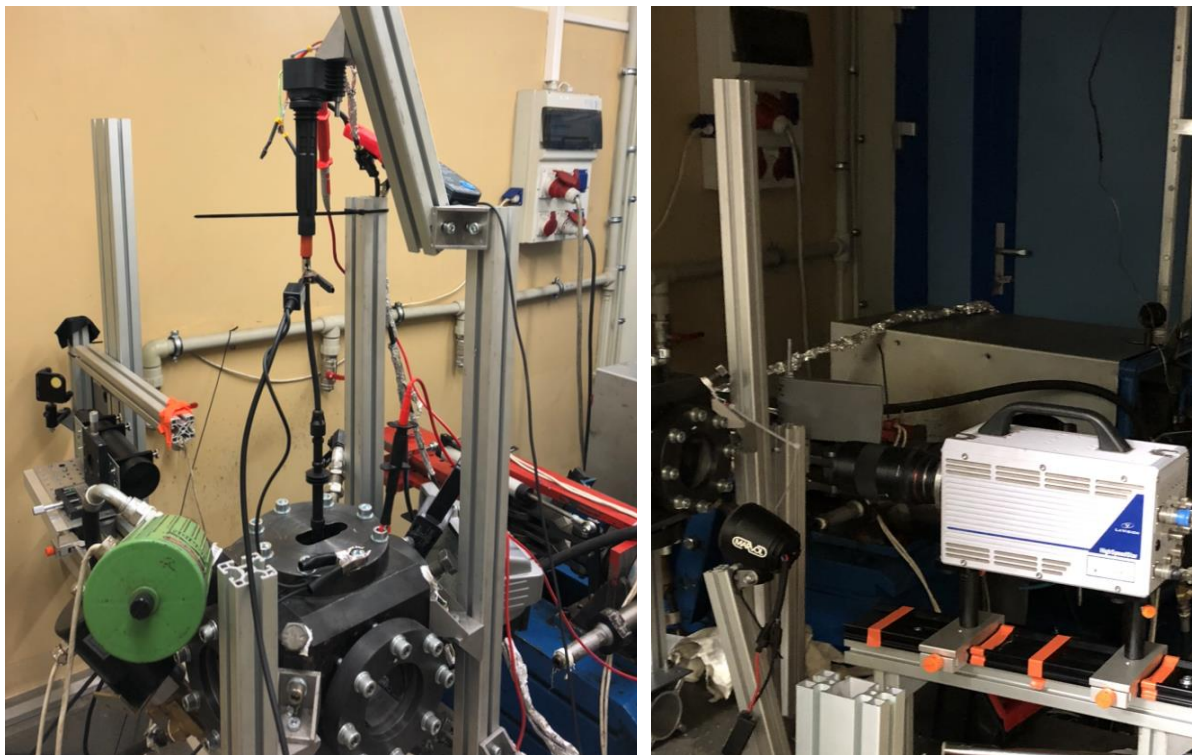
swoim własnym układem elektronicznym, co daje większą elastyczność w przetwarzaniu i odczycie danych.



Rys. 5.7. Schemat stanowiska badawczego wyposażonego w komorę izochoryczną

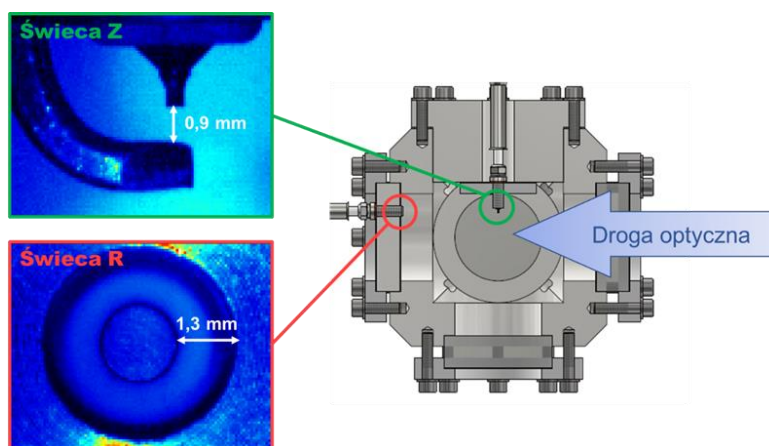
Parametry elektryczne rejestrowano za pomocą ośmiokanałowego systemu akwizycji danych Sirius firmy Dewesoft o maksymalnej częstotliwości próbkowania 200 kHz dostępnej indywidualnie na każdy kanał oraz maksymalnym napięciu 200 V i 1200 V (po cztery kanały każde). Do pomiaru natężenia prądu w pierwotnym obwodzie cewki zapłonowej użyto cęg prądowych PP218, a do pomiaru napięcia w obwodzie wtórnym cewki sondy pojemnościowej PP178. Napięcie w obwodzie pierwotnym rejestrowano w sposób bezpośredni.

Do zasilania cewki zapłonowej z możliwością sterowania czasem wyzwolenia zapłonu i czasem ładowania cewki (do 5 ms) użyto kontrolera wyprodukowanego przez firmę Mechatronika. Generator wyzwalania HSD Sequencer C711 wykorzystywano do uruchamiania kamery i kontrolera zapłonu, umożliwiając precyzyjne sterowanie uruchomieniem urządzeń z dokładnością do 1 ns. Rzeczywisty widok stanowiska przedstawiono na rysunku 5.8.



Rys. 5.8. Widok stanowiska badawczego

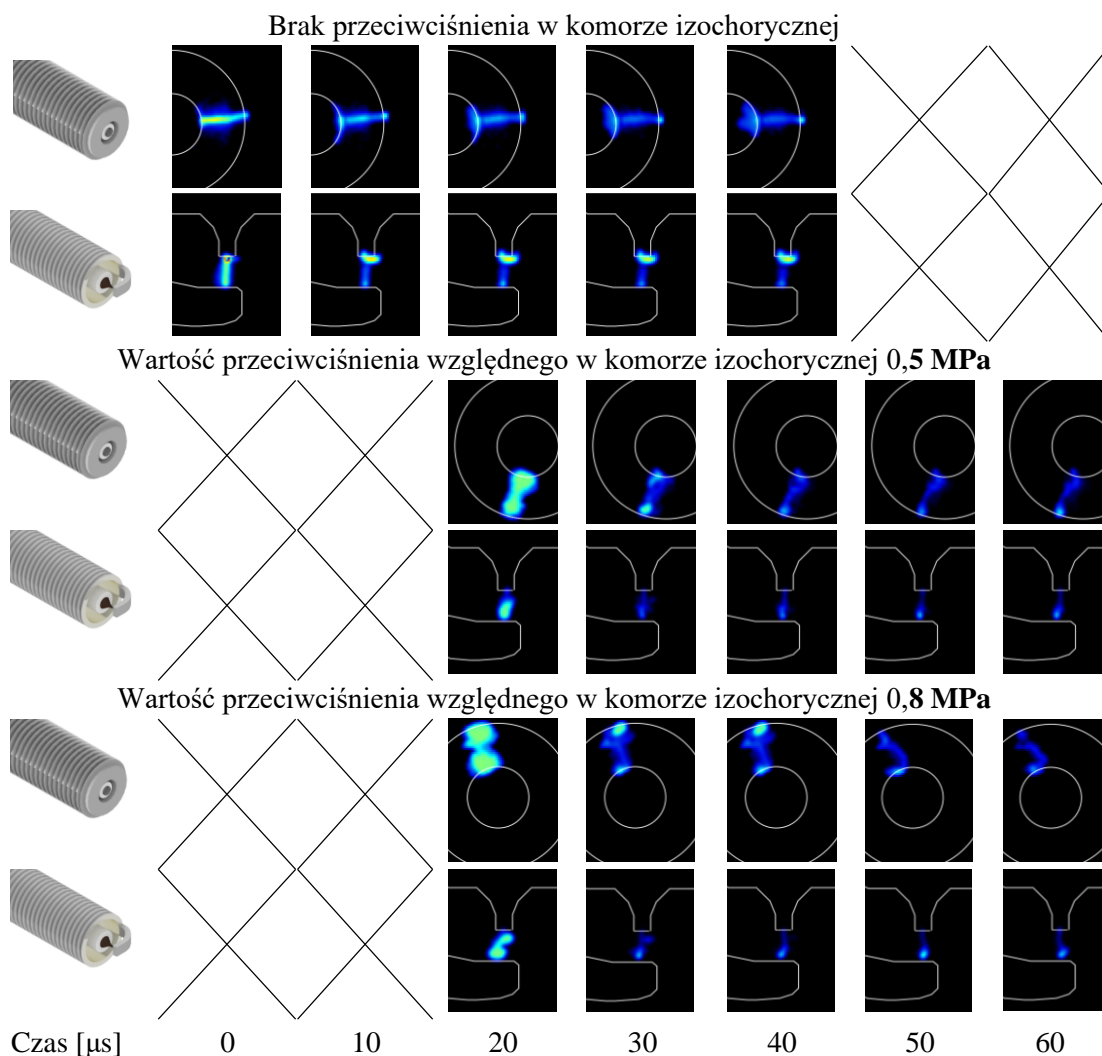
Z uwagi na zróżnicowaną geometrię elektrod i wynikającą z tego różnicę w miejscach występowania wyładowań, procesy na obu świecach należało rejestrować w różnych pozycjach względem obiektywu kamery. Zdecydowano, że końcówka świecy typu Z posiadająca boczną elektrodą masową zostanie nagrana w płaszczyźnie równoległej do osi świecy, natomiast typu R od czoła, czyli w płaszczyźnie prostopadłej. Obie świece umieszczono w różnych lokalizacjach komory (rys. 5.9). W zależności od etapu badań zmieniano położenie kamery w osi świecy typu R o odległość pomiędzy elektrodami obu świec. W ten sposób minimalizowano możliwość zmiany geometrii układu optycznego podczas badań oraz uzyskano jednakową wielkość nagrywanych detali. Na rysunku 5.9 oprócz przekroju komory stałej objętości widnieje rzeczywisty widok elektrod obu świec wykonanych monochromatyczną kamerą HSS5.



Rys. 5.9. Lokalizacja świec typu R i Z w komorze oraz rzeczywisty widok elektrod obu świec

5.3.2. Wyniki badań oraz ich analiza

Efekty rejestracji sygnału optycznego w postaci sekwencji zdjęć w czasie pierwszych 60 μs wyładowania zostały przedstawione na rysunku 5.10. Zdjęcia zostały wykonane w rozdzielczości 128×80 pikseli z częstotliwością 100 000 kl./s. Następnie uzyskane obrazy poddano obróbce z użyciem oprogramowania DaVis polegającej na usunięciu szumu oraz nałożeniu konturów świecy zapłonowej. Sekwencje zdjęć dla ciśnienia względnego w komorze wynoszącego 0,5 MPa oraz 0,8 MPa nie zawierają pierwszych dwóch zdjęć z uwagi na zbyt dużą intensywność procesu powodującą prześwietlenie matrycy kamery. Dla każdej analizowanej wartości przeciwności górna sekwencja zdjęć przedstawia wyniki dla świecy zapłonowej typu R filmowanej od czoła, natomiast dolna – dla świecy typu Z filmowanej od „boku”.

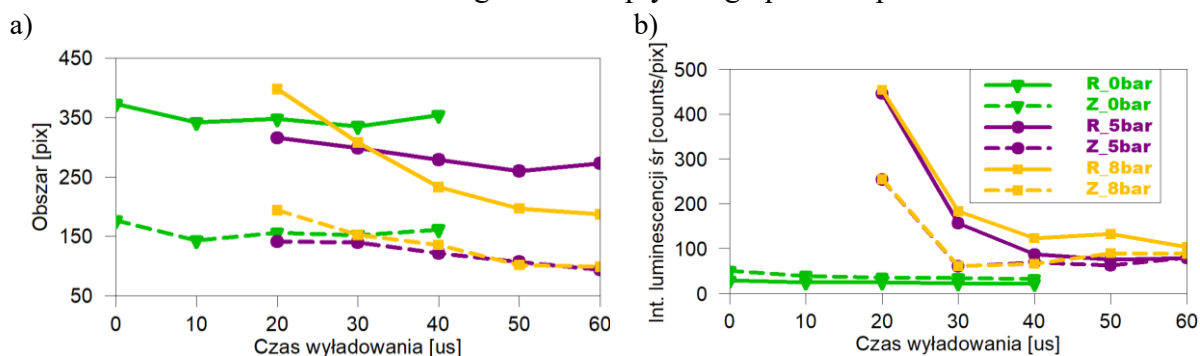


Rys. 5.10. Sekwencja zdjęć początku wyładowania iskrowego dla świec typu R i Z dla różnych wartości przeciwności

Geometria elektrod istotnie wpływa na lokalizację wystąpienia łuku elektrycznego. Dla świecy Z bez względu na kolejność wyładowania, parametry sterujące oraz wartość przeciwności, łuk elektryczny powstaje w jednakowej lokalizacji – pomiędzy elektrodą centralną a masową. W przypadku zastosowania świecy typu R wyładowanie każdorazowo zachodzi w odmiennej lokalizacji wokół elektrody centralnej, zależnie od aktualnie lokalnie panujących

warunków termodynamicznych, wilgotności oraz stanu powierzchni elektrody. Największa intensywność wyładowania bez względu na warunki testów przypada podczas pierwszych 30 μs , czyli od razu po fazie przebicia. Zwiększenie gęstości ładunku wynikające ze zwiększenia ciśnienia polepsza warunki jonizacji, co powoduje zwiększenie intensywności wyładowania. Wraz ze zwiększaniem przeciwcisnienia łuk przyjmuje barwę od jasno żółtej dla braku przeciwcisnienia do czerwonej/białej przy ciśnieniu względnym 0,8 MPa), co wynika ze wzrostu temperatury. Zwiększanie ciśnienia otoczenia powoduje postawanie pól większej koncentracji energii w okolicach elektrody centralnej oraz masowej w każdym z analizowanych przypadków. Wraz z upływem czasu wyładowania pole o zwiększonej koncentracji energii utrzymuje się w okolicach elektrod masowych. Lokalizacja energii w okolicach elektrod zależy od materiału z jakiego zostały wykonane oraz masy elektrod.

Na podstawie uzyskanych obrazów wyznaczono obszar rzutu płaskiego objęty łukiem elektrycznym (rys. 5.11a) wyrażony w liczbie pikseli oraz średnią intensywność świecenia (rys. 5.11b) wyrażoną w jednostce counts/piksel. Przez pojęcie „counts” należy rozumieć wartość piksela odpowiadającą intensywności świecenia rejestrowanego zjawiska w skali 1023 odcieni szarości z zachowaniem niezmiennego układu optycznego podczas prowadzenia badań.



Rys. 5.11. Przebieg zmian: a) pola powierzchni płaskiej ekspozycji łuku elektrycznego, b) średniej intensywności luminescencji

Liniami przerywanymi oznaczono wyniki dla świecy typu Z, linią ciągłą natomiast dla konstrukcji typu R. W wyniku parametryzacji płaskiego rzutu obrazu łuku elektrycznego otrzymano wyniki wskazujące na znacznie większy obszar pokryty łukiem elektrycznym przy zastosowaniu świecy typu R w całym analizowanym zakresie. Różnice wynoszą od 71,3% dla 10 μs przy ciśnieniu względnym 0,8 MPa do 190,4% dla 60 μs przy 0,5 MPa przeciwcisnienia. W analizowanym początkowym czasie wyładowania obszar objęty łukiem elektrycznym jest większy dla świecy typu R średnio o:

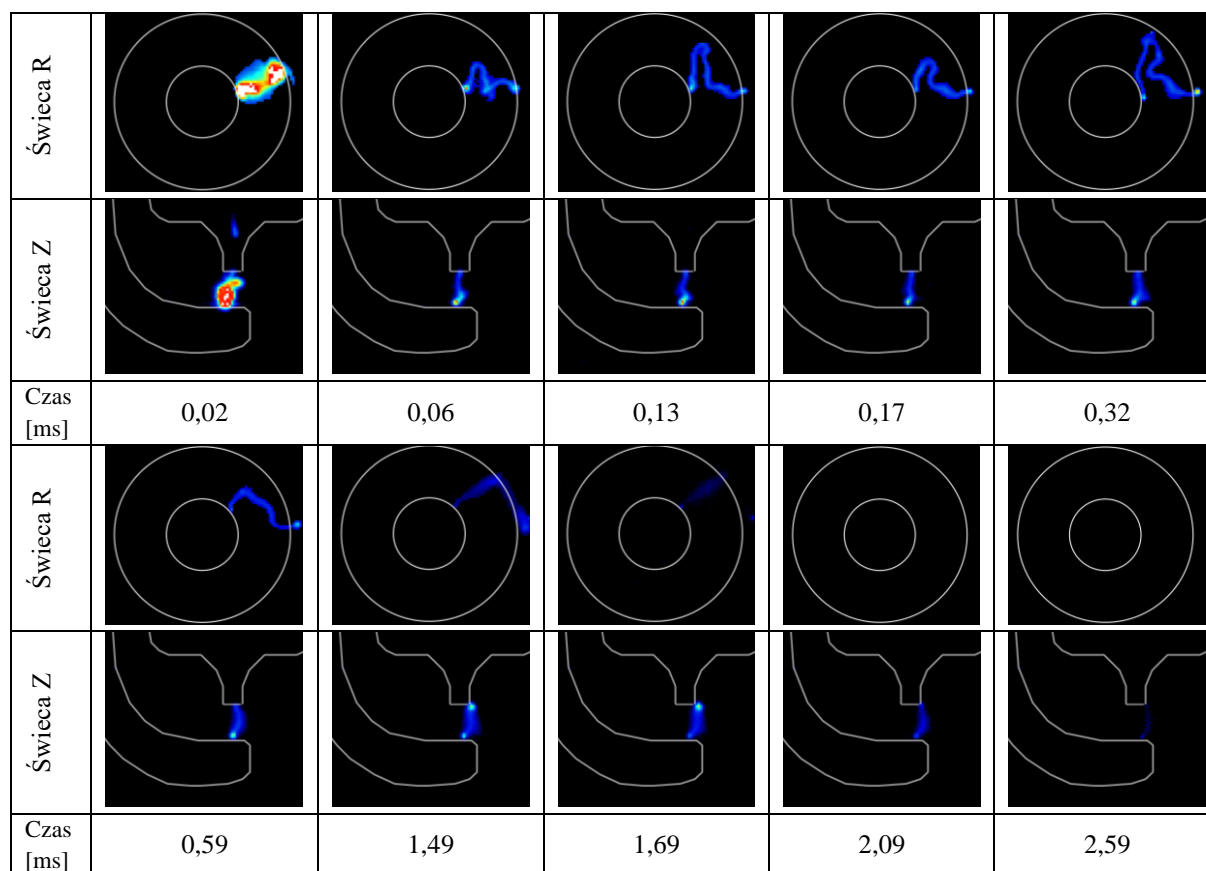
- 122,4% dla pierwszych 40 μs wyładowania przy braku przeciwcisnienia w CVC;
- 140,0% dla zakresu 20–60 μs wyładowania przy 0,5 MPa nadciśnienia w CVC;
- 119,6% dla zakresu 20–60 μs wyładowania przy 0,8 MPa nadciśnienia w CVC.

Uzyskanie znacznie lepszych wskaźników geometrycznych rozwoju łuku elektrycznego w rzucie płaskim stanowiącego pierwotne źródło zapłonu mieszanki paliwowo-powietrznej uzyskano bez istotnej redukcji średniej intensywności świecenia łuku elektrycznego (rys. 5.11b). Dla braku przeciwcisnienia większą średnią intensywnością świecenia charakteryzuje się łuk elektryczny generowany przez świecę typu Z i jest ona mniej więcej stała dla pierwszych 40 μs wyładowania. Analiza dla zwiększonego przeciwcisnienia wskazuje na różnice dla obrazów w zakresie 20–40 μs na korzyść świecy typu R: kolejno zróżnicowanie wartości średniej

luminescencji zanika bez względu na geometrię świecy czy wartość przeciwności. Brak znacznej redukcji średniej luminescencji łuku elektrycznego przy użyciu świecy typu R oznacza, że znaczne zwiększenie pola powierzchni ekspozycji płaskiej łuku elektrycznego odbywa się bez pogorszenia intensywności procesu wyładowania.

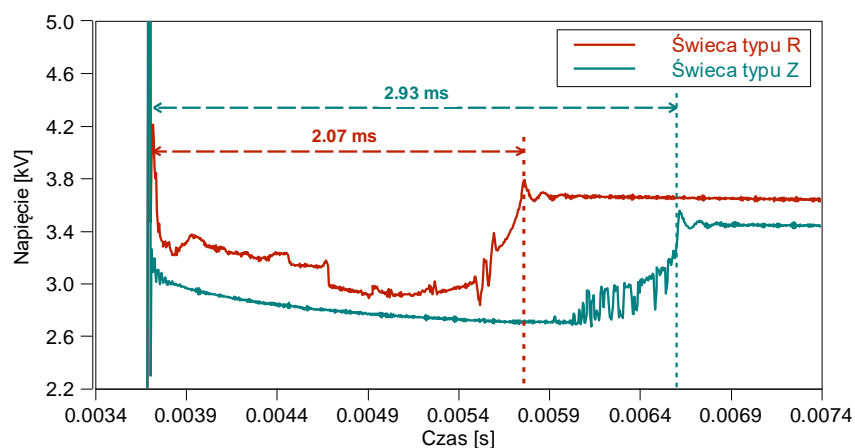
Analiza optyczna całego wyładowania w czasie 0–2,59 ms dla przeciwności wynoszącego 0,8 MPa została przedstawiona na rysunku 5.12. Dla sekwencji zdjęć samego początku wyładowania (0–0,06 ms) zauważono nieregularność lokalizacji wystąpienia łuku elektrycznego dla świecy typu R. Analiza całego wyładowania wskazuje również na istotną zmianę geometrii łuku elektrycznego podczas trwania procesu. O ile punkty zaczepienia łuku elektrycznego o elektrody nie ulegają zmianie, to odcinek środkowy ulega znacznemu wydłużeniu i odchyleniu od najkrótszego odcinka łączącego punkty zaczepienia. Takie odchylenia łuku elektrycznego pomiędzy elektrodami są zjawiskiem częstym w przypadku konwencjonalnych świec typu „J” z elektrodą boczną i nasilają się wraz ze zwiększaniem prędkości ładunku pomiędzy elektrodami [105].

Prezentowane obrazy rejestrowano przy braku ruchu ładunku wokół elektrod świecy zapłonowej. Pomimo warunków statycznych wokół wyładowania wystąpiły istotne zniekształcenia łuku elektrycznego z użyciem świecy R. Przy zastosowaniu świecy Z podczas całego wyładowania łuk w istotny sposób nie zmieniał geometrii, jedynie zauważono przemieszczenie punktu zaczepienia łuku wokół elektrody centralnej. Wyładowanie z użyciem świecy typu R uległo zanikowi po upływie około 1,7 ms, podczas gdy łuk generowany przez świecę typu Z żarzył się nawet po upływie niespełna 2,6 ms.



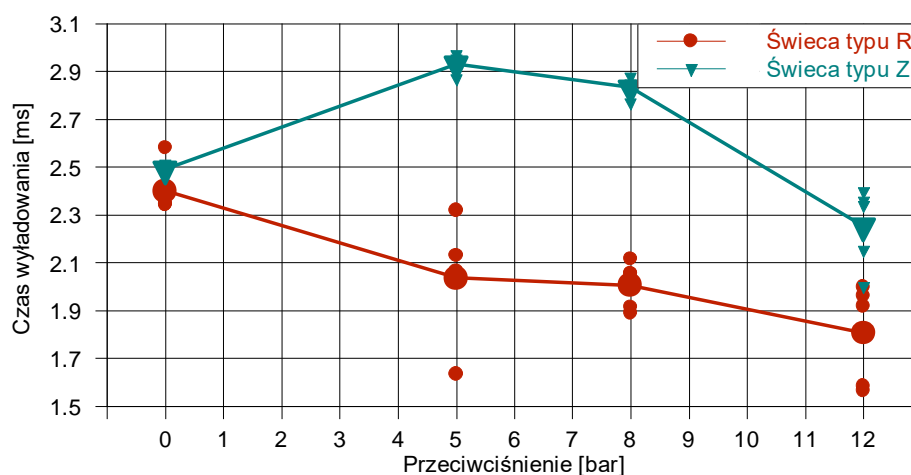
Rys. 5.12. Sekwencja zdjęć wyładowania iskrowego dla przeciwności wynoszącego 0,8 MPa

Uzupełnieniem optycznej analizy rozwoju łuku elektrycznego była rejestracja parametrów elektrycznych po stronie wtórnej cewki zapłonowej. Wysokie napięcie w obwodzie wtórnym dostarcza informacji na temat charakteru i czasu trwania wyładowania. Na rysunku 5.13 przedstawiono przebieg napięcia w obwodzie wtórnym cewki zapłonowej dla przeciwcisnienia 0,8 MPa i czasu ładowania cewki zapłonowej 4 ms. Czas żarzenia łuku elektrycznego dla świecy typu R jest o 29,4% krótszy niż generowany przez świecę typu Z. Z badań optycznych wynika, że łuk generowany przez świecę typu R zmienia kształt podczas trwania wyładowania, co odzwierciedla nieregularny przebieg napięcia podczas trwania wyładowania. Inaczej jest w przypadku zastosowania świecy typu Z, gdzie nie widać istotnych odchyłek podczas trwania wyładowania. Jedyna nieregularność występuje po upływie około 2,3 ms i związana jest z zanikaniem łuku.



Rys. 5.13. Przebieg napięcia we wtórnym obwodzie cewki zapłonowej dla świecy typu R (kolor czerwony) oraz typu Z (kolor zielony) przy przeciwcisnieniu w komorze izochorycznej 0,8 MPa

Czas wyładowania wyznaczony na podstawie przebiegu napięcia we wtórnym obwodzie cewki zapłonowej dla pięciu kolejno występujących po sobie wyładowań i przeciwcisnieniu w zakresie 0–1,2 MPa został przedstawiony na rysunku 5.14. Liniami prostymi połączone zostały punkty średniego czasu wyładowania, mniejsze natomiast oznaczają wartość dla kolejnych wyładowań.



Rys. 5.14. Zmiana czasu trwania wyładowania względem przeciwcisnienia w komorze izochorycznej

Dla warunków otoczenia (brak przeciwcisnienia) czas wyładowania jest w przybliżeniu jednakowy bez względu na zastosowany typ świecy zapłonowej, a kowariancja czasu wyładowania dla świec typu Z i R wynosi odpowiednio 0,53% i 3,80%. Zwiększenie względnego ciśnienia otoczenia do 0,5 MPa spowodowało uzyskanie odmiennych tendencji w czasie wyładowania, który dla świecy typu Z uległ wydłużeniu, natomiast dla typu R skróceniu. Zanotowano również dużą nieregularność czasu trwania wyładowania wynoszącą 11,02% kowariancji czasu wyładowania (dla świecy typu Z 1,17% w tożsamym punkcie badawczym). Dalsze zwiększenie ciśnienia w komorze CVC przynosiło jednakowe tendencje polegające na redukcji czasu wyładowania wraz ze wzrostem ciśnienia do średniej wartości 1,81 ms dla świecy typu R i 2,25 dla świecy typu Z.

Przedstawiona analiza sygnału optycznego oraz elektrycznego wykonana została w zakresie pozwalającym na ocenę porównawczą wyładowania elektrycznego generowanego przez świece o różnej geometrii elektrod i materiału użytego do ich produkcji. Ograniczony zakres badań wynikał z potrzeby doboru korzystniejszego rozwiązania z punktu widzenia zastosowania w silniku rzeczywistym. Pominięto szeroką analizę z włączeniem identyfikacji fundamentalnych procesów towarzyszących wyładowania i wpływających na nie czynników. Zastosowanie świecy typu R z płaską elektrodą masową zapewnia większą koncentrację energii w łuku elektrycznym oraz uzyskanie większej powierzchni wyładowania względem geometrii świecy typu Z. Zmiana wskaźników geometrycznych (pole powierzchni) i energetycznych (średnia intensywność luminescencji) w znacznej części spowodowana jest skróceniem czasu wyładowania.

5.4. Analiza wpływu przewężenia komory wstępnej na proces spalania dwustopniowego

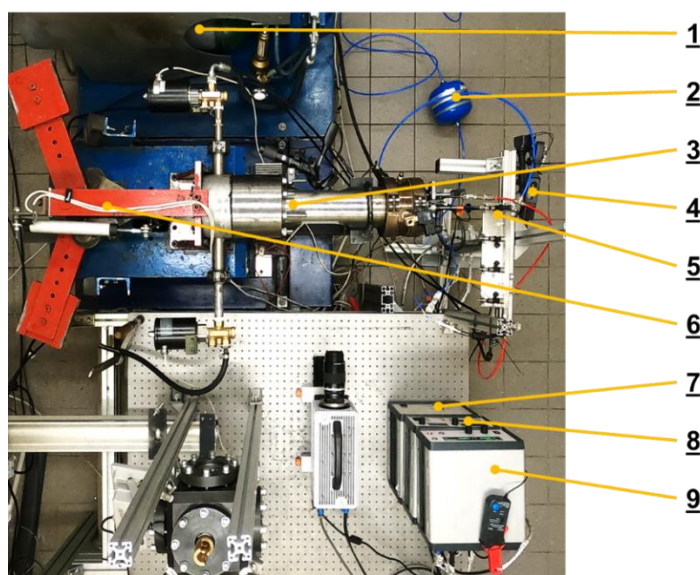
5.4.1. Konfiguracja Maszyny Pojedynczego Cyklu do dwustopniowego spalania mieszanek gazowych

Stanowiskiem, z użyciem którego postanowiono przeprowadzić badania mające na celu wybór wariantu wstępnej komory spalania jest pneumatycznie sterowana Maszyna Pojedynczego Cyklu. Jest to urządzenie modelowe pozwalające zrealizować pojedynczy cykl pracy tłokowego silnika spalinowego. Podstawową różnicą względem cyklicznie pracującego silnika jest brak klasycznej wymiany ładunku; realizowany jest jedynie suw sprężania oraz suw pracy. Na stanowisku możliwe jest prowadzenie badań indykatorowych oraz optyczna rejestracja rozwoju płomienia w głównej komorze spalania od strony denka tłoka.

Maszyna Pojedynczego Cyklu przystosowana do spalania paliw gazowych charakteryzuje się objętością skokową cylindra 437 cm^3 . Głównym elementem maszyny jest cylinder o średnicy 80 mm, stanowiący prowadzenie dla wydłużonego tłoka zakończonego transparentną koroną. W cylindrze oraz tłoku (wzdłuż osi) wykonane jest eliptyczne drażenie tak, aby zapewnić dostęp optyczny kamerze do szybkiego filmowania poprzez regulowane ramię, na którym znajduje się lustro. Cylinder przykręcony jest do podstawy, w której znajdują się kanały doprowadzające sprężone powietrze pod tłok. Tak jak wspomniano, MPC sterowane jest pneumatycznie poprzez zawory elektromagnetyczne montowane od strony podstawy cylindra oraz w głowicy. Zawory znajdujące się w głowicy odpowiedzialne są za odprowadzenie spalin oraz dopuszczanie powietrza nad tłok, dolne natomiast za wymuszenie ruchu tłoka. Do cylindra przykręcona jest głowica wraz z uszczelką, w której umieszczony został układ zapłonowy z komorą wstępną, wtryskiwacz paliwa gazowego oraz czujnik ciśnienia spalania. Aby zbliżyć się do

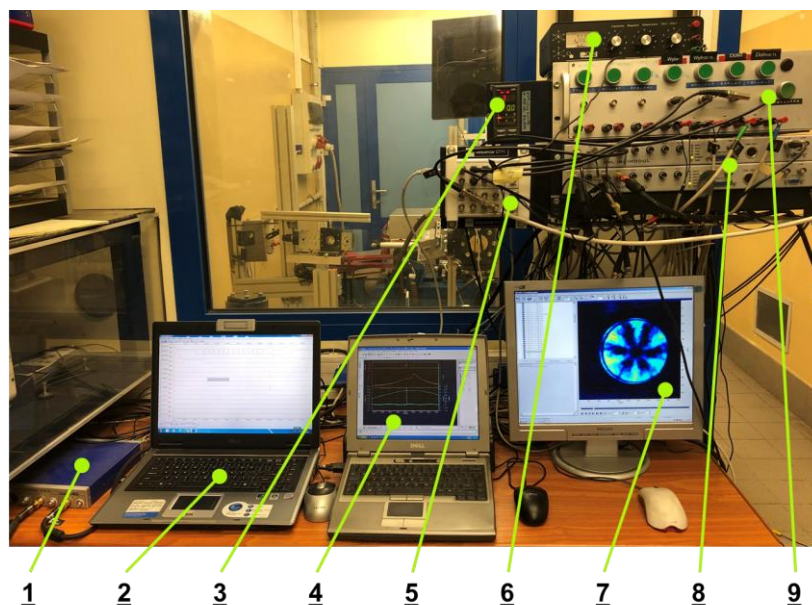
warunków panujących w silniku spalinowym na cylindrze zamontowane są grzałki umożliwiające zwiększenie temperatury głowicy i górnej części cylindra do 150°C.

Na rysunku 5.15 przedstawiono MPC wraz z wyposażeniem niezbędnym do prowadzenia badań. Sprężone powietrze generowane jest przez ten sam układ (1), który przedstawiano w poprzednim rozdziale przy omawianiu stanowiska wyposażonego w komorę izochoryczną. Centralną część stanowiska zajmuje MPC (3) oraz modelowy układ korbowy (6) z czujnikiem przemieszczenia liniowego Megatron LSR 150 ST R5k, dzięki któremu możliwe jest wyznaczenie drogi tłoka (więc także aktualnej objętości cylindra). Układ zasilania paliwem składa się ze stalowej butli z reduktorem ciśnienia, kolejno przez przewody elastyczne o średnicy 6 mm gaz dostarczany jest do zbiornika kompensującego o pojemności 1 dm³ (2). Dalej z użyciem trójnika węże prowadzone są do głównego wtryskiwacza gazu oraz do wtryskiwacza dostarczającego paliwo do komory wstępnej (5). Do sterowania pracą wtryskiwaczy użyte zostały sterowniki wyprodukowane przez firmę Mechatronika (8) pozwalające na regulację czasu wtrysku od 0 do 20 ms z podziałką co 0,1 ms. Ze względu na użycie wtryskiwacza elektromagnetycznego do wtrysku bezpośredniego konieczne było użycie generatora mocy (7). Do sterowania układem zapłonowym użyto sterownika firmy Mechatronika (9) oraz mierników cęgowych tożsamy z użytymi podczas badań nad wyładowaniem iskrowym.



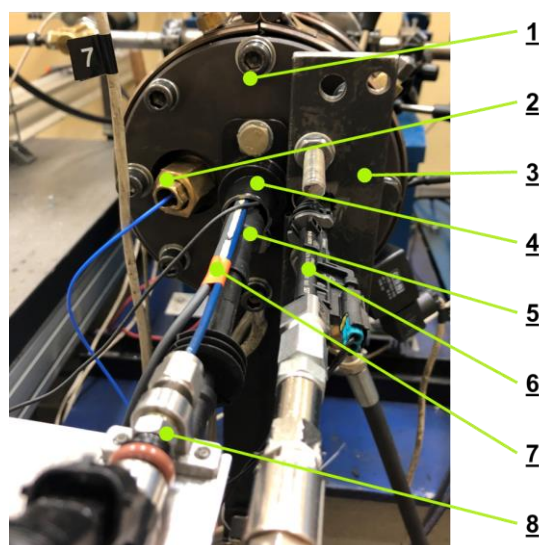
Rys. 5.15. Widok stanowiska badawczego wyposażonego w Maszynę Pojedynczego Cyklu (opis w tekście)

Pracą stanowiska oraz systemem akwizycji danych optycznych oraz indykatorowych sterowano za pomocą zestawu urządzeń i komputerów przedstawionych na rysunku 5.16. Do akwizycji danych optycznych użyto komputera wyposażonego w oprogramowanie DaVis 7.2 oraz kontrolera StrainMaster (7). Do akwizycji danych indykatorowych użyto komputera z oprogramowaniem AVL IndiCom (4), wzmacniacza ładunku AVL Micro IFEM do piezoelektrycznych czujników ciśnienia (1) oraz modułów pomiarowych AVL 621. Do sterowania zaworami elektromagnetycznymi użyto urządzenia wyposażonego w przekaźniki Omron G3NA (9) oraz urządzenia wyzwalającego sygnały HSD Sequencer C711 (5) wraz z komputerem (2), w którym wprowadzono sekwencje wyzwolenia elementów wykonawczych. Wartość ciśnienia wymuszającego ruch tłoka odczytywano z regulatora RE82 (3), a temperaturą grzałek umieszczonych na głowicy sterowano regulatorem impulsowym (6).

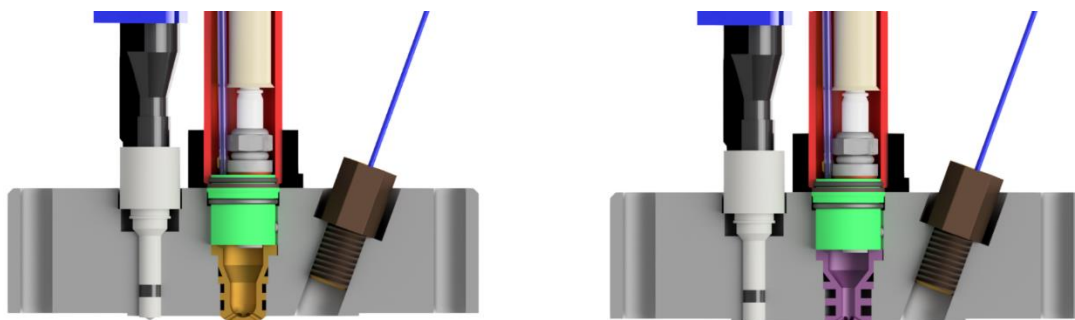


Rys. 5.16. Widok na panel sterowania stanowiska badawczego MPC (opis w tekście)

W celu oceny procesu spalania metanu z użyciem komór wstępnych o różnej geometrii głowicy MPC (rys. 5.17) (1) wyposażono we wtryskiwacz paliwa (6) wraz z płytą dociskową (3), piezoelektryczny czujnik ciśnienia GM11D wraz z obsadą (2) oraz iskrowo-strumieniowy układ zapłonowy wraz z elementami mocującymi (4). W skład układu zapłonowego wchodzi rurka dostarczająca metan (7), wtryskiwacz Bosch N2GI (8), przewód wysokiego napięcia do świecy zapłonowej (5) oraz czujnik ciśnienia Kistler 6081 AQ22 (rys. 5.17). Przygotowanie mieszanki palnej odbywało się poprzez wtrysk paliwa gazowego elektromagnetycznym wtryskiwaczem wielootworkowym Bosch HDEV 5.2 dedykowanym do zasilania układu bezpośredniego wtrysku benzyny. Wspomniany wtryskiwacz został zastosowany z uwagi na brak pracy ciągłej – wykazał szczelność przy zasilaniu gazowym oraz powtarzalność charakterystyk przepływowych.



Rys. 5.17. Widok głowicy Maszyny Pojedynczego Cyklu wraz z osprzętem (opis w tekście)



Rys. 5.18. Przekrój modelu głowicy Maszyny Pojedynczego Cyklu w konfiguracji: a) z komorą K1, b) z komorą K2

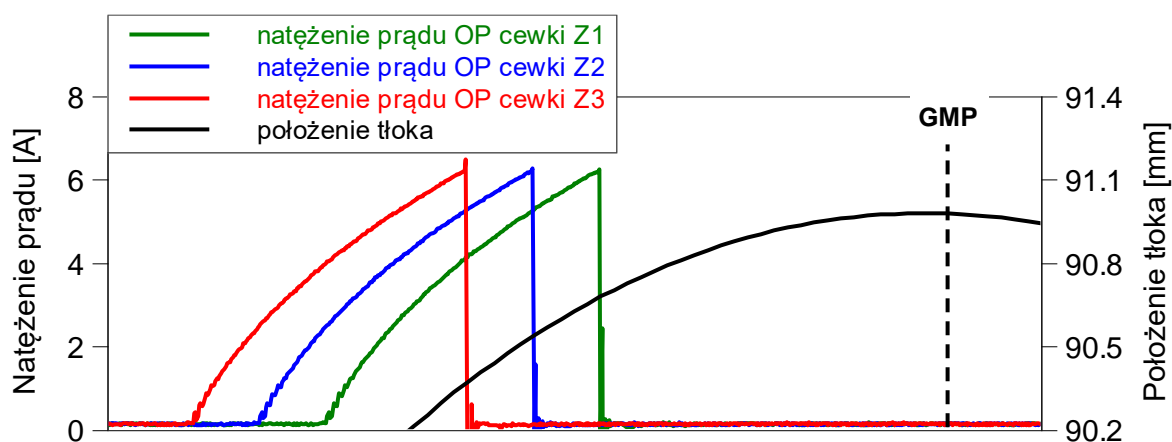
W zależności od konfiguracji iskrowo-strumieniowy układ zapłonowy był wyposażony w komorę K1 (rys. 5.18a) lub w komorę K2 (rys. 5.18b). Taki sposób montażu pozwalał na badanie komór o zróżnicowanym kształcie wewnętrznym. W badaniach zastosowano uprzednio omówioną świecę typu R, uznaną za rozwiązanie korzystniejsze.

5.4.2. Analiza wskaźników optycznych i termodynamicznych rozwoju płomienia w głównej komorze spalania

W celu określenia docelowej geometrii wnętrza wstępnej komory spalania postanowiono wykonać dwie jednakowe serie badań na stanowisku modelowym MPC dla każdej z komór zapłonowych. Plan badań obejmował następujące zmienne:

- czas wyprzedzenia zapłonu – trzy punkty pracy MPC,
- współczynnik nadmiaru powietrza λ – dwa punkty pracy MPC.

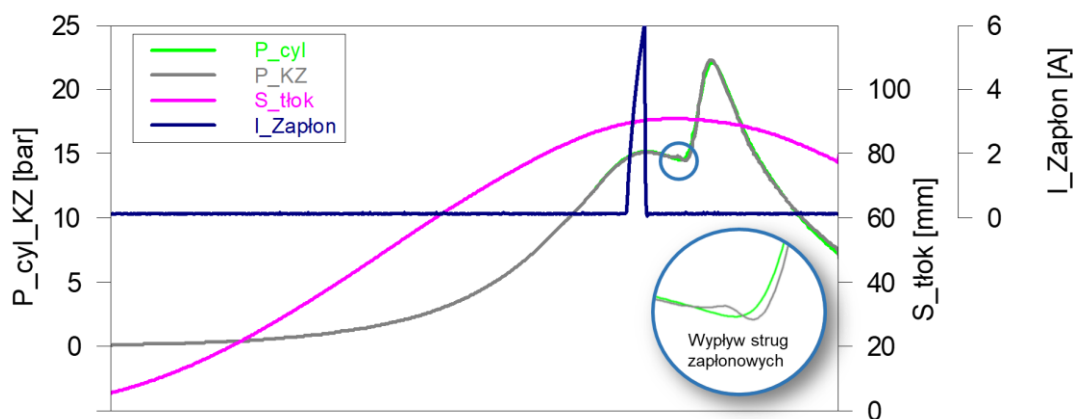
Regulacja czasu wyprzedzenia zapłonu odbywała się w kroku czasowym co 0,5 ms. Ustalono referencyjny czas wyprzedzenia zapłonu Z1 (kolor zielony) reprezentowany przez przebieg natężenia prądu w obwodzie pierwotnym cewki zapłonowej (Rys. 5.19), który kolejno wyprzedzano ze wspomnianym krokiem czasowym uzyskując czas wyprzedzenia zapłonu Z2 i Z3.



Rys. 5.19. Przebieg natężenia prądu w obwodzie pierwotnym cewki zapłonowej dla trzech wartości czasu wyprzedzenia zapłonu

Jako że napęd maszyny (wymuszenie ruchu tłoka) realizowany jest pneumatycznie, ustalono stałą wartość ciśnienia rozpędzającego tłok wynoszącą 36 MPa. Ustalono również stałą wartość czasu ładowania cewki 4 ms. Wartość współczynnika nadmiaru powietrza regulowano wielkością dawki paliwa przy stałej masie powietrza w cylindrze maszyny w chwili poprzedzającej ruch tłoka ($\lambda = 1,3$ i $\lambda = 1,6$). Z uwagi na znacznie mniejszą gęstość paliwa gazowego względem benzyny silnikowej całkowity wtrysk paliwa w przypadku użycia wtryskiwacza HDEV 5.2 dedykowanego do bezpośredniego wtrysku benzyny dostarczającego paliwo do cylindra został podzielony na krótkie serie o czasie otwarcia wtryskiwacza 0,5 ms, a wielkość dawki regulowano liczbą wtrysków. Paliwo do komory zapłonowej dostarczane było dedykowanym wtryskiwaczem do zastosowań gazowych z czasową regulacją otwarcia wtryskiwacza. Parametry sterowania wtryskiwaczem w celu uzyskania określonej dawki paliwa dobierano na podstawie uprzednio wykonanych charakterystyk przepływowych wtryskiwaczy z użyciem termicznego masowego przepływomierza Bronkhorst EL-FLOW Select F-111B (kalibrowanego do masowego natężenia przepływu metanu CH₄). Ciśnienie wtrysku paliwa ustalono na 8 bar dla obu systemów paliwowych. Czas wtrysku paliwa do komory zapłonowej ustalono na 3 ms, co odpowiada dawce 0,9 mg paliwa.

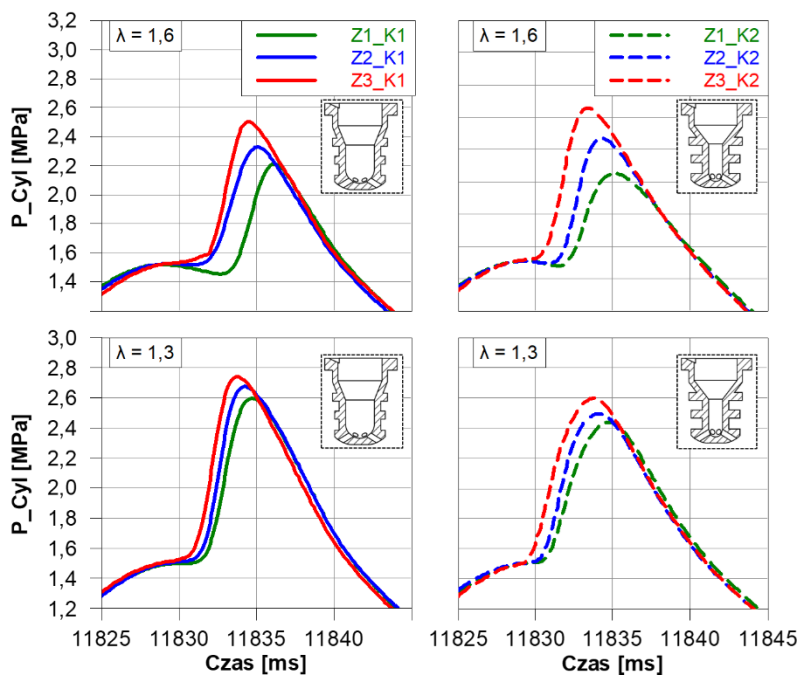
Przykładowy przebieg parametrów rejestrowanych podczas pracy MPC przedstawiono na rysunku 5.20. Rejestrowano położenie tłoka wraz z ciśnieniem w komorach roboczych systemu spalania w celu wyznaczenia termodynamicznych wskaźników spalania oraz natężenie prądu w obwodzie pierwotnym cewki zapłonowej tak, aby kontrolować powtarzalność pracy MPC. Na wykresie wyszczególniono proces zapłonu głównego ładunku palnego w cylindrze, któremu towarzyszy przyrost ciśnienia we wstępnej komorze spalania i wypływ strug zapłonowych przez otworki komory. Ze względu na modelowy charakter badań przedstawione wyniki odbiegają od wyników uzyskiwanych na silnikach badawczych z uwagi chociażby na znacznie mniejszą dynamikę procesów wewnątrzcyldrowych i uszczelnienie komory spalania.



Rys. 5.20. Przykładowy przebieg rejestrowanych parametrów podczas pracy MPC z komorą K1, dla $\lambda = 1,6$ i czasu wyprzedzenia zapłonu Z1

Przebieg ciśnienia spalania w cylindrze dla analizowanych punktów pracy został przedstawiony na rysunku 5.21. Linia ciągłą oznaczono wyniki dla komory K1 (większa objętość), linią przerywaną natomiast wyniki dla komory K2 (mniejsza objętość). Przedstawione przebiegi stanowią mediany pochodzące ze zbioru trzech powtórzeń każdego punktu. Przebieg ciśnienia we wstępnej komorze spalania został pominięty, gdyż nie ma on bezpośredniego wpływu na energetyczne wskaźniki pracy MPC.

Analizując wyniki pracy MPC ze współczynnikiem nadmiaru powietrza $\lambda = 1,6$ i $1,3$ należy zwrócić uwagę na szybszą inicjację spalania przy zastosowaniu mniejszej komory K1 w odniesieniu do bezwzględnego kroku czasowego sekwencji cyklu pracy MPC o wartości 11830 ms. Redukcja prędkości spalania wraz ze zwiększeniem współczynnika nadmiaru powietrza λ powoduje uzyskanie mniejszego ciśnienia maksymalnego P_{\max} dla mieszanki o $\lambda = 1,6$. Dodatkowo użycie komory K2 powoduje dalszą redukcję wartości ciśnienia maksymalnego, którego wartości są niewielkie (P_{\max} wynosi 2,0–2,8 MPa) ze względu na specyfikę pracy MPC.



Rys. 5.21. Przebieg ciśnienia spalania w cylindrze MPC dla analizowanego pola pracy

Na podstawie przebiegu ciśnienia oraz aktualnej objętości cylindra wyznaczono następujące wskaźniki termodynamiczne procesu spalania:

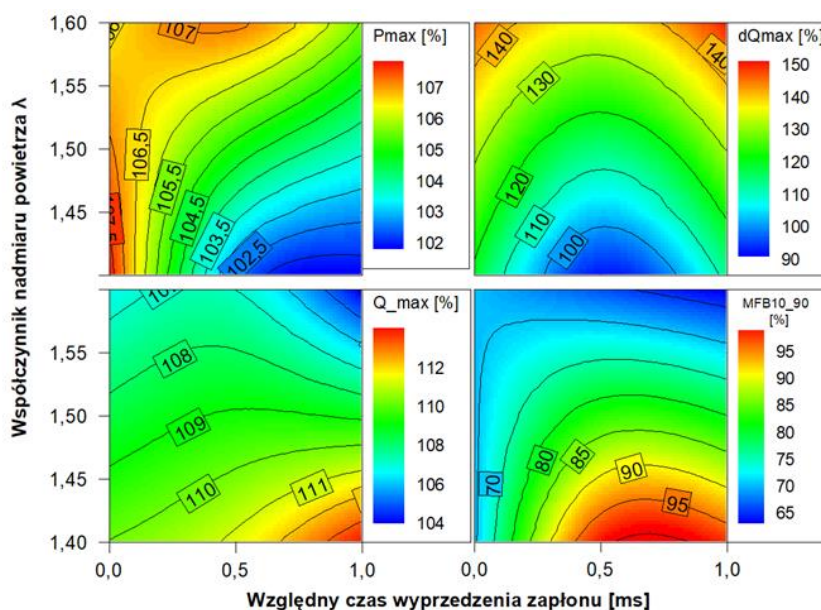
- maksymalne ciśnienie spalania P_{\max} ,
- maksymalną szybkość wywiązywania ciepła dQ_{\max} ,
- maksymalną ilość wywiązanego ciepła Q_{\max} ,
- czas trwania spalania MBF10-90.

Dobór wskaźników został dokonany na podstawie wyników pracy eksperymentalnej poświęconej ocenie powtarzalności pracy użytej MPC [39]. Wyznaczone parametry posłużyły do opracowania map konturowych przedstawiających procentową różnicę wyników uzyskanych z użyciem komory K1 oraz K2 (rys. 5.22). Przedstawione wartości procentowe dodatkowo oznaczają większą wartość parametru dla konfiguracji z komorą K1, ujemnie natomiast z komorą K2. W analizowanym polu pracy MPC interpolacji dokonano metodą średniej ważonej odległości. Wyniki, na podstawie których opracowano mapy konturowe stanowią uśrednienie z trzech wykonanych prób.

Różnica w uzyskanej wartości maksymalnego ciśnienia spalania w cylindrze MPC zawiera się w przedziale od 0,5 do 4,25% (rys. 5.22). Każdorazowo na mapie konturowej kolorem czerwonym oznaczono największą różnicę, a niebieskim najmniejszą. Różnica na korzyść komory K1 zwiększa się wraz z zubożeniem ładunku ($\lambda = 1,6$) oraz zwiększaniem czasu wyprzedzenia zapłonu (punkt Z3). Zastosowanie komory wstępnej K2 o mniejszej objętości powoduje

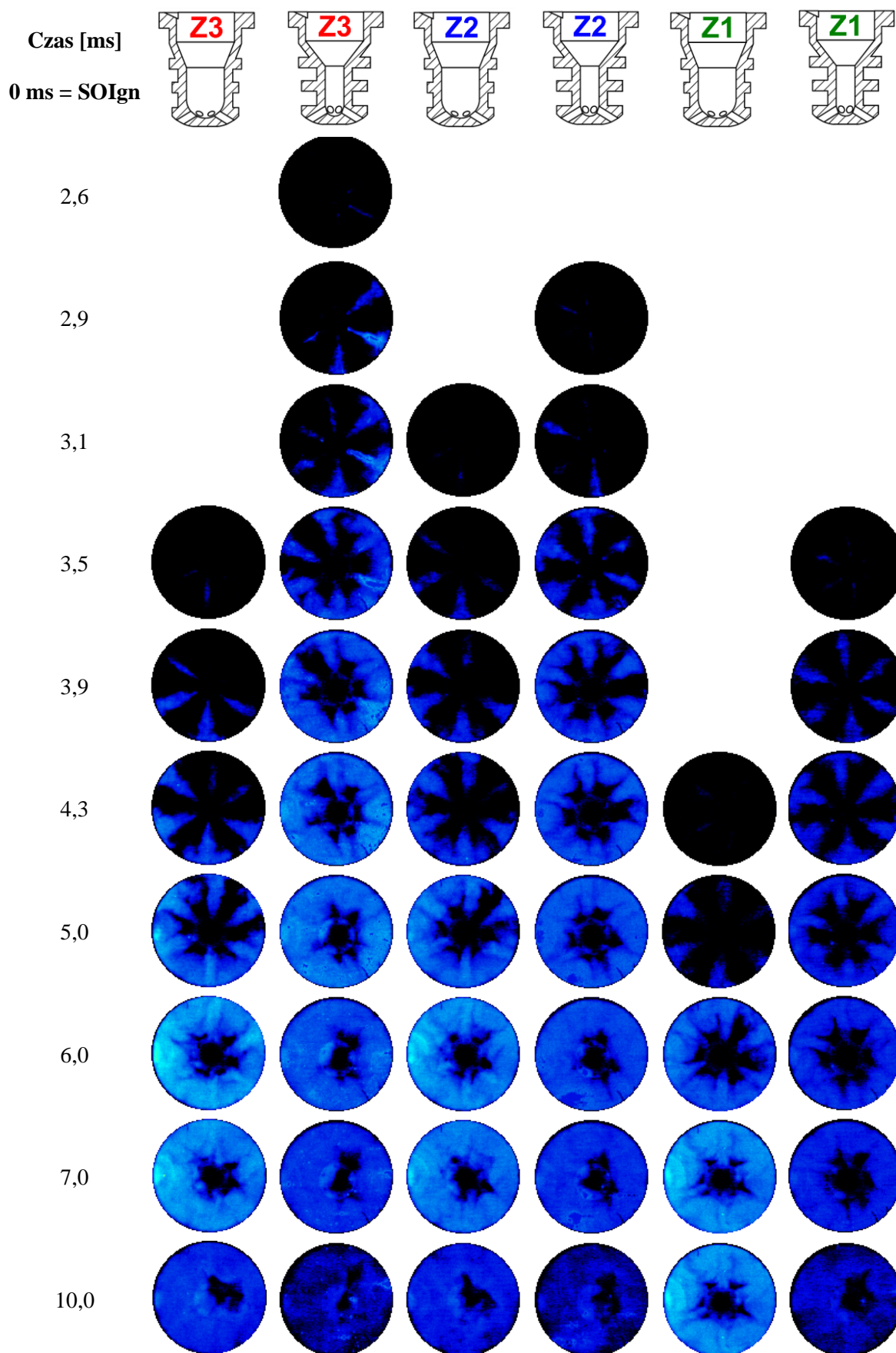
szybszą inicjację spalania w cylindrze. W przypadku bazowego (najpóźniejszego) punktu wyprzedzenia zapłonu uzyskuje się zbliżone średnie wartości ciśnienia maksymalnego. Dalsze zwiększanie czasu wyprzedzenia zapłonu powoduje zwiększanie przewagi konfiguracji z komorą K1, co wskazuje na istotny wpływ czasu wyprzedzenia zapłonu w przypadku komory o większej objętości.

Większa objętość wstępnej komory spalania sprzyja transferowi większej energii zapłonowej do objętości ubogiej mieszanki paliwowo-powietrznej, czego efektem jest uzyskanie większej maksymalnej szybkości wywiązywania ciepła (dQ_{\max}) od 13% do 31%. Większa kumulacja energii zapłonowej i intensyfikacja procesu spalania w cylindrze powoduje uzyskanie większej ilości wywiązanego ciepła Q_{\max} sięgającej 7% dla komory K1 liczonego na podstawie szybkości wywiązywania ciepła dQ/dt . Intensyfikacja procesu spalania skutkuje zróżnicowaniem wartości czasu trwania spalania MBF10-90 dla analizowanych geometrii komór. Czas spalania definiowany jest jako różnica czasu pomiędzy chwilami, w których 10% (MBF10) i 90% (MBF90) dawki paliwa zostało wypalone. Zastosowanie komory K1 poskutkowało redukcją czasu spalania, jednak różnica ta jest mniejsza niż w przypadku maksymalnej szybkości spalania dQ_{\max} . Podobne efekty zwiększenie koncentracji energii zapłonowej uzyskano z użyciem trójstopniowego systemu spalania spowodowało zwiększenie szybkości wywiązywania ciepła i skrócenie czasu spalania [29].

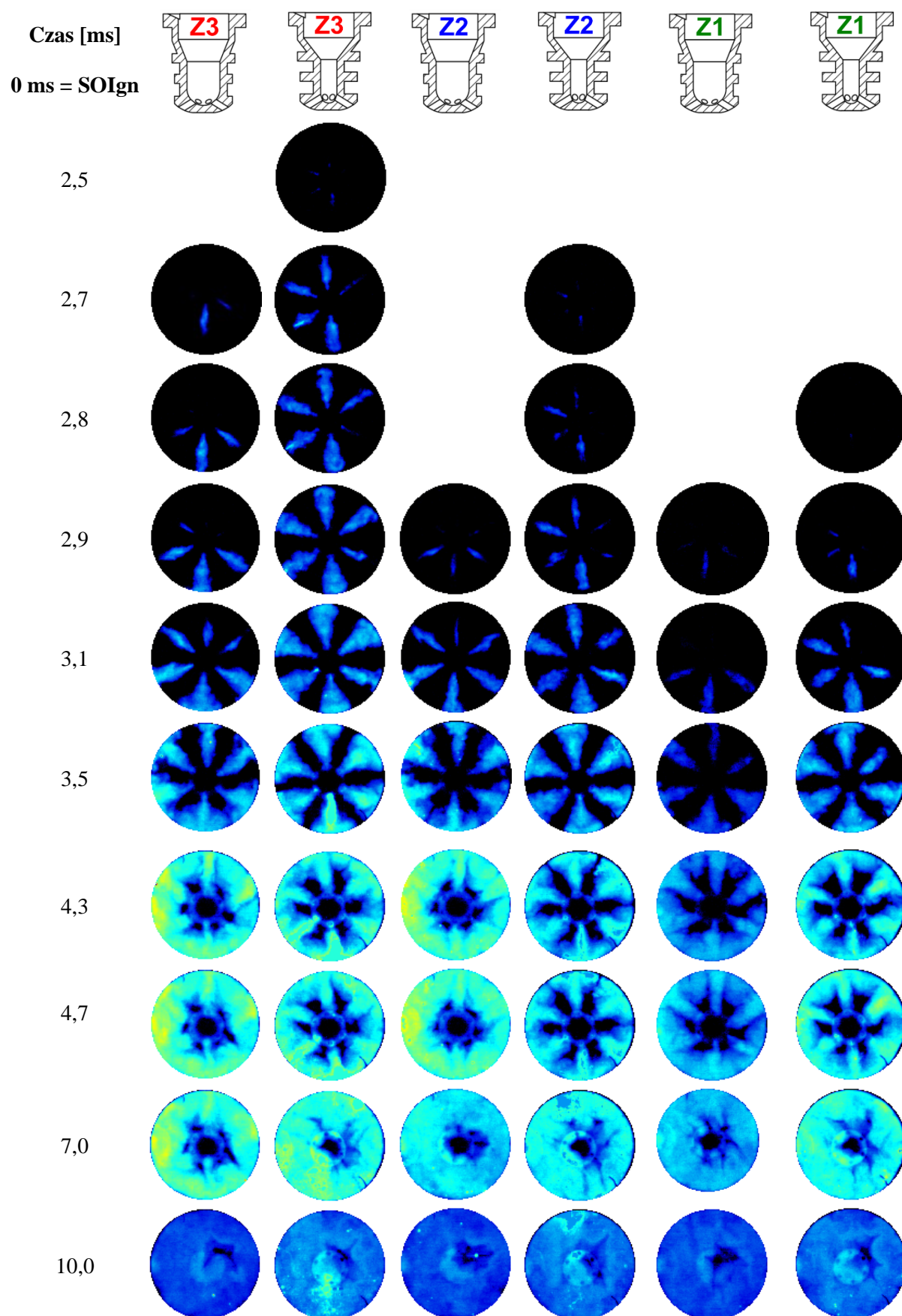


Rys. 5.22. Różnicowa mapa konturowa termodynamicznych wskaźników pracy MPC: od lewej ciśnienie maksymalne w cylindrze P_{\max} , maksymalna ilość wywiązanego ciepła Q_{\max} , maksymalna szybkość wywiązywania ciepła dQ_{\max} , czas trwania spalania MBF10-90

Uzupełnieniem analizy termodynamicznych wskaźników pracy dwustopniowego systemu spalania ubogich mieszanek gazowych są wyniki optycznej rejestracji rozwoju płomienia w cylindrze MPC (rys. 5.23 oraz 5.24), których przebieg ciśnienia uprzednio przedstawiono na rysunku 5.21. Podobny tok badawczy zastosowano do oceny efektu zmiany geometrii otworków wpływowych polegających na ich skręceniu [28].



Rys. 5.23. Sekwencja zdjęć rozwoju płomienia w cylindrze MPC przy $\lambda = 1,6$ dla trzech czasów wyprzedzenia zapłonu (Z3–Z1) oraz dwóch geometrii komór zapłonowych (K1, K2)



Rys. 5.24. Sekwencja zdjęć rozwoju płomienia w cylindrze MPC przy $\lambda = 1,3$ dla trzech czasów wyprzedzenia zapłonu (Z3–Z1) oraz dwóch geometrii komór zapłonowych (K1, K2)

Na rysunku 5.23 przedstawiono sekwencję zdjęć rozwoju płomienia w cylindrze MPC filmowanego od strony denka tłoka z częstotliwością 10 000 kl./s dla współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 1,6$ i trzech wartości czasu wyprzedzenia zapłonu ($Z1$, $Z2$, $Z3$). Na rysunku 5.24 zestawiono tożsame wyniki dla punktów badawczych o $\lambda = 1,3$. Inicjacja procesów zapłonowych głównego ładunku palnego w systemie spalania dwustopniowego zgodnie z przedstawioną dokumentacją optyczną (rys. 5.23 i 5.24) rozpoczyna się od strug palącego się ładunku widocznych na pierwszych zdjęciach każdej sekwencji. Jest to mechanizm przeciwny do konwencjonalnego systemu spalania z otwartą przestrzenią roboczą, w którym spalanie przebiega w przybliżeniu zgodnie z modelem FTC⁴². Polegającym na propagacji spalania promieniowo we wnętrzu komory rozpoczynając od wspólnego punktu stanowiącego łuk elektryczny.

Przedstawione na rysunkach 5.23 i 5.24 sekwencje zdjęć rozwoju płomienia w głównej komorze spalania ułożono tak aby każdorazowo uchwycić początek wypływu strug zapłonowych z komory wstępnej (zróżnicowany krok czasowy początku każdej sekwencji). Analizując wszystkie przypadki bez względu na wartość λ i czas wyprzedzenia zapłonu dla mniejszej komory o oznaczeniu K2 strugi wypływające z otworków widoczne są wcześniej, a różnica wynosi od 0,4 ms do 0,9 ms dla $\lambda = 1,6$ oraz mniejsza od 0,1 do 0,2 ms dla $\lambda = 1,3$. Należy zwrócić uwagę, że pomimo zastosowania świecy zapłonowej z płaską elektrodą masową wypływ strug nie jest równomierny, a efekt ten wynika przede wszystkim z lokalnych różnic składu ładunku: dodatkowo uwzględnić należy poziome usytuowanie osi cylindra MPC oraz ewentualne odchyłki wymiarowe geometrii otworków wypływowych.

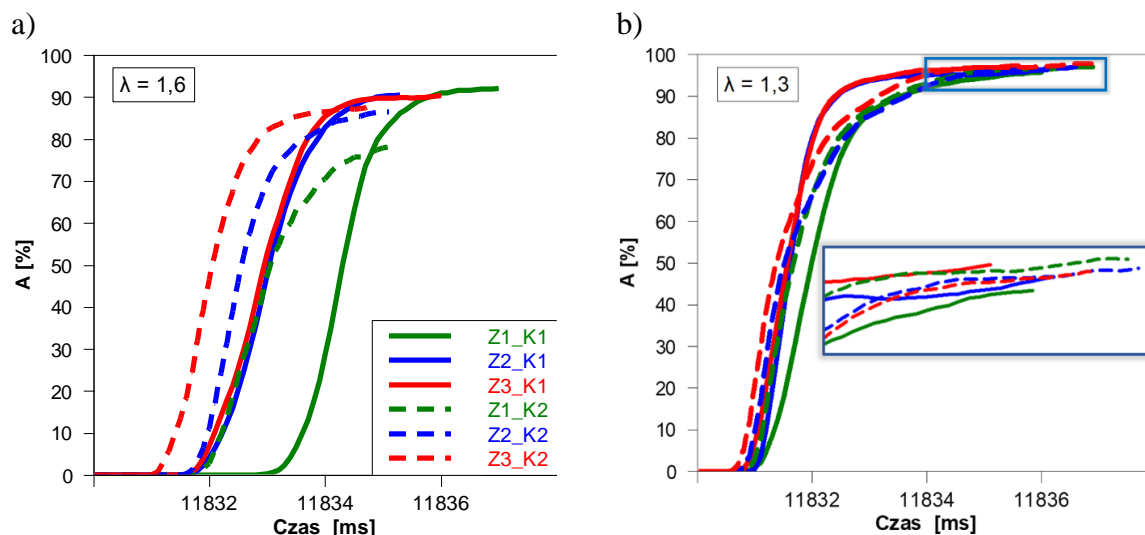
Porównując wyniki przy $\lambda = 1,6$ oraz $\lambda = 1,3$, zaobserwowano znaczną różnicę w intensywności chemiluminescencji procesu spalania, przy zachowaniu jednakowych ustawień układu optycznego. Strugi formowane przy $\lambda = 1,3$ są bardziej jednorodne i regularne w porównaniu do tych zaobserwowanych przy $\lambda = 1,6$. Po upływie 10 ms od chwili wyładowania iskrowego, płomień jest nadal widoczny, jednak jest to moment końcowy suwu pracy/rozprężania, który nie ma istotnego znaczenia z energetycznego punktu widzenia, dlatego dalszy etap procesu spalania nie został zwizualizowany.

Na podstawie zarejestrowanych obrazów wyznaczono zmianę udziału pola powierzchni płaskiej ekspozycji obszaru płomienia rzutowanego na płaszczyznę okna optycznego oznaczony jako A, względem czasu (koniec krzywych oznacza osiągnięcie maksymalnej wartości A). Linia ciągłą oznaczono wyniki dla większej komory oznaczonej K1, przerywaną natomiast dla mniejszej K2.

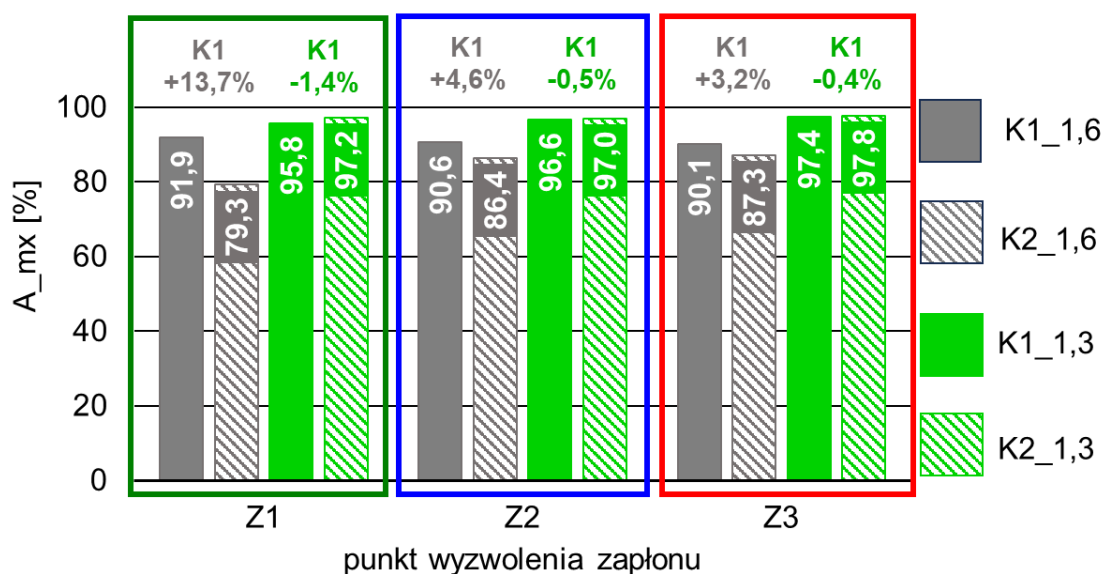
Zgodnie z charakterystykami zmiany udziału pola powierzchni A, wyznaczono maksymalne wartości parametru oznaczone A_{mx} (rys. 5.26) oraz powyżej słupków podano różnice uzyskane dla poszczególnych typów komór spalania. W analizowanym zakresie punktów badawczych i geometrii komór zapłonowych nie uzyskano całkowitego objęcia komory spalania przez płomień (A_{mx} 97,8% dla K1 $\lambda = 1,3$). Zgodnie z uprzednio przedstawionymi obrazami (rys. 5.23 i 5.24) obszar nie objęty frontem płomienia zlokalizowany jest w okolicy osi cylindra/komorzy zapłonowej. Główną przyczynę stanowi brak kanałów wypływowych umieszczonych osiowo oraz znacznie mniejsza dynamika procesów wewnątrzcyldrowych występujących w MPC względem silników rzeczywistych. Tendencja polegająca na zwiększaniu intensywności zachodzących procesów przez wzbogacanie mieszanki palnej lub zwiększenie wyprzedzenia czasu zapłonu pozwalają uzyskać zwiększający się udział objęcia komory spalania płomieniem. Stąd wnioskuje się, że w przypadku silnika rzeczywistego brak osiowego kanału

⁴² FTC – Flame Traverse Charge.

wpływowego nie wpłynie istotnie na obszary objęcia płomieniem, lecz na miejsca inicjacji procesu spalania. Inicjacja procesu spalania z użyciem zaproponowanych komór (o konfiguracji otworków $6 \times \phi 1,7$ mm – promieniowo) odbywa się głównie od strony ścianek cylindra, gdzie istnieje największe ryzyko powstania lokalnych źródeł niepożądanych składników spalin.



Rys. 5.25. Zmiana udziału pola powierzchni okna optycznego objętego płomieniem A względem czasu trwania sekwencji dla a) $\lambda = 1,6$ oraz b) $\lambda = 1,3$



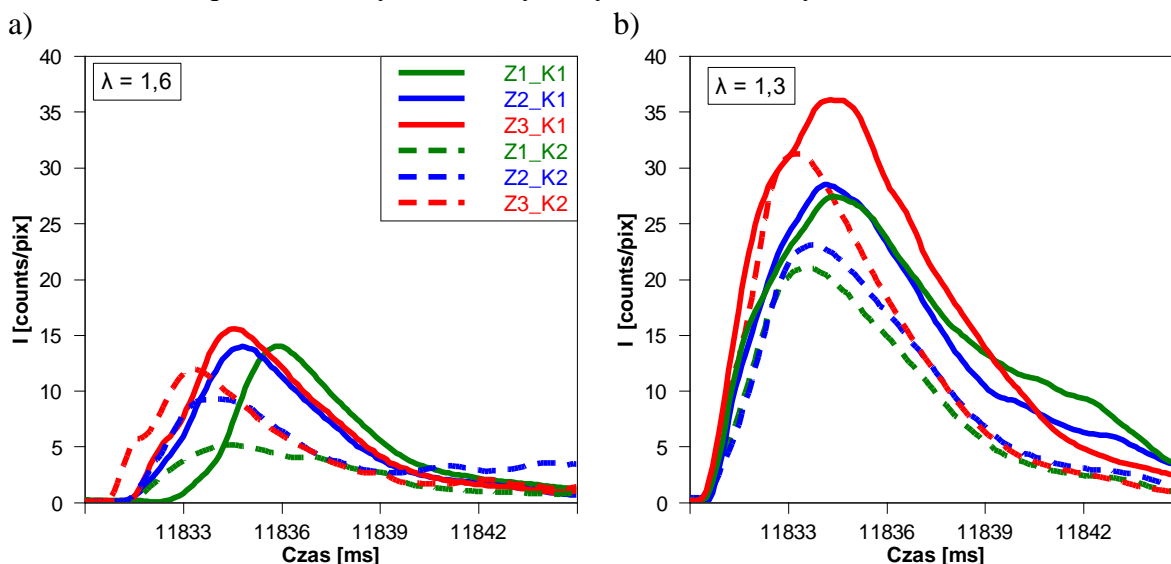
Rys. 5.26. Zestawienie maksymalnych wartości udziału pola powierzchni A_{mx} objętego płomieniem stanowiącego rzut przekroju poprzecznego cylindra na płaszczyznę

W warunkach spalania uboższej mieszanki ($\lambda = 1,6$) większy obszar objęty płomieniem uzyskano stosując komorę K1 w zakresie od 3,2% do 13,7%. Efekt odwrotny zauważono podczas wzbogacenia mieszanki ($\lambda = 1,3$), w przypadku którego odnotowano redukcję A_{mx} od 0,4% do 1,4%. Wynika z tego kluczowe znaczenie energii zgromadzonej we wstępnej komorze spalania w aspekcie spalania mieszanek coraz to uboższych. Należy pamiętać, że w obu przypadkach (K1 i K2) zastosowano jednakowy czas wtrysku paliwa bezpośrednio do wnętrza komory

3 ms. W przypadku mniejszej komory wystąpiło większe prawdopodobieństwo wypływu paliwa do wnętrza cylindra niż w przypadku większej objętości.

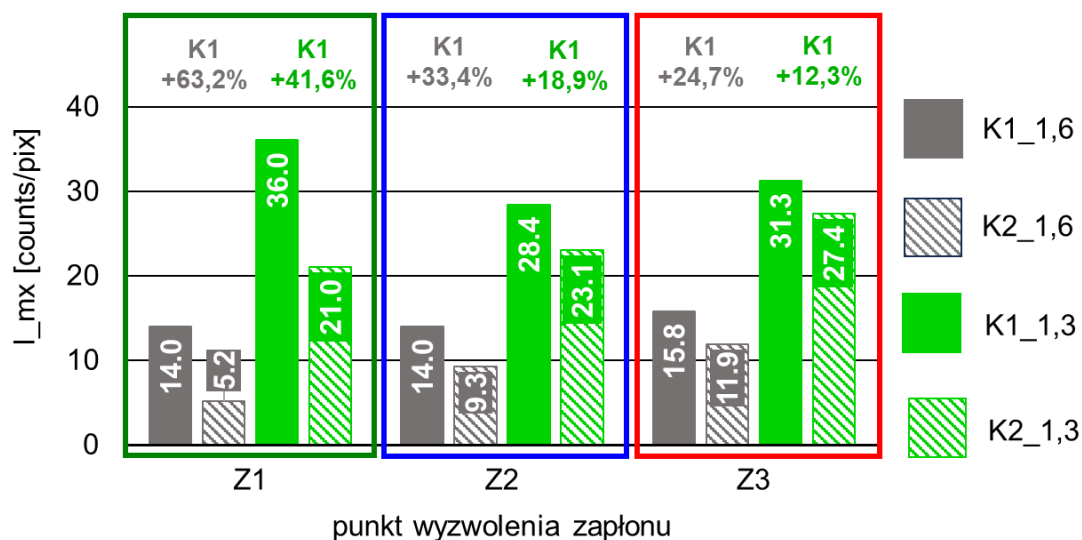
Podczas rejestracji obrazu intensywność chemiluminescencji zapisywano jako wartość danego piksela, w efekcie wyznaczono zmianę średniej intensywności chemiluminescencji procesu spalania w cylindrze MPC dla współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 1,6$ (lewy wykres) oraz $\lambda = 1,3$ (prawy wykres) (rys. 5.27). Tak jak uprzednio porównano efekty zastosowania dwóch różnych PC: większą K1 (linia ciągła) oraz mniejszą K2 (linia przerywana). Dla mieszanki uboższej ($\lambda = 1,6$) intensywność chemiluminescencji była znacznie mniejsza (maksymalnie 15,8 counts/pix dla K1 i 11,9 counts/pix dla K2). W przypadku bogatszej mieszanki ($\lambda = 1,3$) intensywność chemiluminescencji była wyraźnie większa, a komora K1 osiągała wartości maksymalne 36,0 counts/pix, natomiast komora K2 uzyskiwała intensywność 31,3 counts/pix.

Dla $\lambda = 1,6$ zastosowania komory K1 pozwoliło na uzyskanie większej równomierności rozwoju płomienia, względem zastosowania komory K2. W przypadku, której (K2) na krzywych średniej intensywności chemiluminescencji widoczne są liczne pofalowania. Tendencja zmienia się dla ładunków bogatszych w paliwo ($\lambda = 1,3$), w przypadku których większą jednorodność w obszarze płomienia uzyskano z wykorzystaniem komory K2.



Rys. 5.27. Zmiana średniej intensywności chemiluminescencji kompozycji płaskiej płomienia I względem czasu trwania sekwencji dla a) $\lambda = 1,6$ oraz b) $\lambda = 1,3$

Uzyskane maksymalne wartości średniej chemiluminescencji I_{mx} zebrano na rysunku 5.28 wraz z udziałem wyników dla komory K1 względem K2 (wartości powyżej kolumn). W całym obszarze badawczym uzyskano większą I_{mx} pomimo mniejszego udziału obszaru objętego płomieniem analizowanego powyżej. Rezultaty dla badań komory K1 są większe w zakresie od 12,3% do 63,2%. Istotnie lepsze efekty zanotowano dla mieszanki o $\lambda = 1,6$, co z punktu widzenia zakresu pracy jaki przewidziano w badaniach zasadniczych jest kluczowe. Zmiana czasu wyprzedzenia zapłonu ma najmniejszy wpływ dla komory K1, a największy dla komory K2 szczególnie przy $\lambda = 1,6$.



Rys. 5.28. Zestawienie maksymalnych wartości średniej chemiluminescencji płomienia I_{mx} uzyskanych w całym obszarze badawczym

5.5. Podsumowanie badań modelowych – konfiguracja systemu spalania dwustopniowego przeznaczona do badań zasadniczych

Przeprowadzone badania modelowe pozwalają wybrać cechy konstrukcyjne dwustopniowego systemu spalania spośród zaproponowanych rozwiązań. Liczba zaproponowanych wariantów (dwie świece zapłonowe Z/R; dwa rodzaje geometrii wnętrza komory wstępnej K1/K2) została ograniczona do takich, względem których jest najmniej opublikowanych materiałów oraz mogą przyczynić się do poprawy efektywności systemu spalania.

Jako pierwotne źródło zapłonu wybrano świecę zapłonową oznaczoną literą R charakteryzującą się elektrodą ujemną (brak elektrody bocznej). Wyboru dokonano z uwagi na możliwość zwiększenia koncentracji łuku elektrycznego oraz z punktu widzenia eksploatacyjnego brak ryzyka oderwania elektrody bocznej w wyniku znacznych obciążeń cieplnych. Dodatkowo konstrukcja świcy powoduje, że łuk elektryczny generowany jest w warstwie przyściennej, co może ograniczyć prędkość przepływu, a tym samym ryzyko przerwania wyładowania.

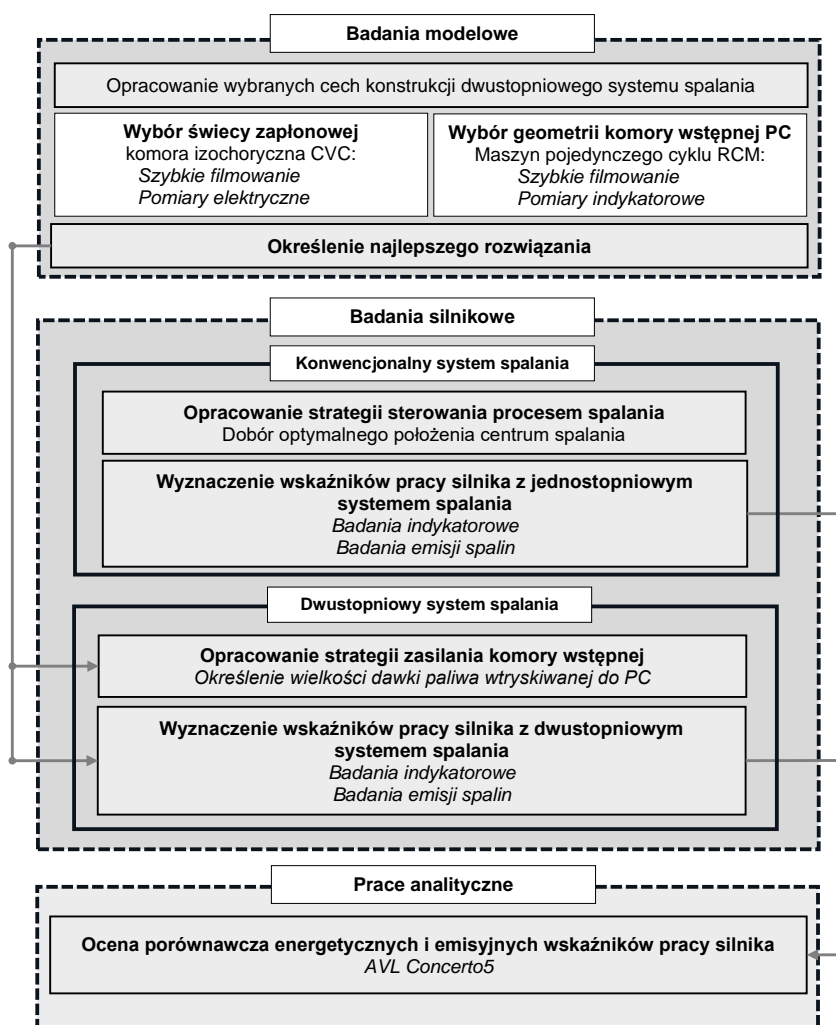
W ramach doboru geometrii komory zapłonowej postanowiono zaprojektować dwie komory K1 o średnicy przewężenia 9 mm oraz K2 z widocznym przewężeniem (średnica przewężenia 4,5 mm). Obie komory posiadają ścianki o grubości 2 mm, różnią się jednak objętością ($2,1 \text{ cm}^3$ i $1,4 \text{ cm}^3$). Obie komory wyposażone zostały w jednakowy zestaw sześciu otworków wpływowych o średnicy $\phi = 1,7 \text{ mm}$ rozmieszczonych promieniowo (szeroko stosowana konfiguracja). Tym samym analizie eksperymentalnej poddano wpływ przewężenia komory zapłonowej na przebieg procesu spalania. Analiza termodynamicznych wskaźników pracy MPC oraz zarejestrowany sygnał optyczny propagacji płomienia w cylindrze pozwolił na wybór komory: K1 jako korzystniejszej z punktu widzenia spalania mieszanek ubogich.

Ostatecznie dwustopniowy system spalania użyty w badaniach zasadniczy zyskał unikalne zidentyfikowane cechy konstrukcyjne. Wyposażono go w niekonwencjonalną świecę zapłonową oraz komorę wstępnego spalania bez przewężenia (redukcja efektu dławiącego).

6. Metodyka badań silnikowych

6.1. Koncepcja badań

Badania silnikowe (zasadnicze) stanowiące drugi etap postępowania badawczego wykonano z użyciem jednocylindrowego silnika badawczego. Rozpoczęto od konfiguracji, w której silnik przystosowano do pracy z jednostopniowym systemem spalania. Określono wartość parametru sterującego procesem spalania, za który uznano położenie centrum spalania MBF50% (50% wywiązanego ciepła) względem kąta obrotu wału korbowego. Następnie przeprowadzono główną serię badań w celu uzyskania wyników do analizy porównawczej. Po wykonaniu wszystkich badań, w których konieczna była praca silnika z jednostopniowym systemem spalania przebudowano układ do dwustopniowego systemu spalania. Zachowując określone wcześniej położenie centrum spalania (system jednostopniowy) w sposób eksperymentalny opracowano strategię podziału dawki paliwa pomiędzy główną a wstępną komorą spalania. Stosując uprzednio wyznaczone parametry sterujące wykonano kolejną główną serię badań. Całkowity tok postępowania studium badawczego w sposób schematyczny przedstawiono na rysunku 6.1.



Rys. 6.1. Schemat studium badawczego

Wykonanie analizy porównawczej wskaźników pracy silnika z konwencjonalnym i niekonwencjonalnym systemem spalania wymagało przetworzenia i analizy danych uzyskanych bezpośrednio z aparatury badawczej. Stąd ostatni etap stanowiły prace analityczne prowadzone z użyciem specjalistycznego oprogramowania.

6.2. Stanowisko badawcze

Do oceny porównawczej systemów spalania wykorzystano badawczy silnik jednocylindrowy AVL 5804, którego parametry konstrukcyjne przedstawiono w tabeli 6.1. Oryginalnie był to silnik o zapłonie samoczynnym, kolejno został zmodernizowany do układu dwupaliwowego z dawką pilotującą, a obecnie pracuje jako silnik gazowy o zapłonie iskrowym. Silnik sprzężony jest poprzez koło zamachowe oraz wał z hamulcem elektrowirowym AVL AMK DW13-170 umożliwiającym oprócz obciążania silnika spalinowego również jego napęd w celu utrzymania zadanej prędkości obrotowej wału korbowego.

Tabela 6.1. Dane techniczne jednocylindrowego silnika badawczego AVL 5804

Parametr	Wartość
Skok tłoka	90 mm
Średnica cylindra	85 mm
Objętość skokowa	0,5107 dm ³
Stopień sprężania	13
Układ rozrządu	4-zaworowy, napęd pasowy z wałem pośrednim
Główna komora spalania	hemisferyczna w tłoku
Chłodzenie	cieczowe – układ dwuobwodowy z wymiennikiem
Układ dolotowy	przepustnica 28 mm sterowania elektronicznie

Schemat stanowiska przedstawiono na rysunku 6.2. Silnik posiada zewnętrzny układ smarowania oraz chłodzenia AVL 577 działający niezależnie od pracy silnika. Dzięki temu utrzymano możliwe stałe warunki chłodzenia i smarowania podczas wykonywania wszystkich badań. użytą aparaturę pomiarową przedstawiono zbiorczo w tabeli 6.2.

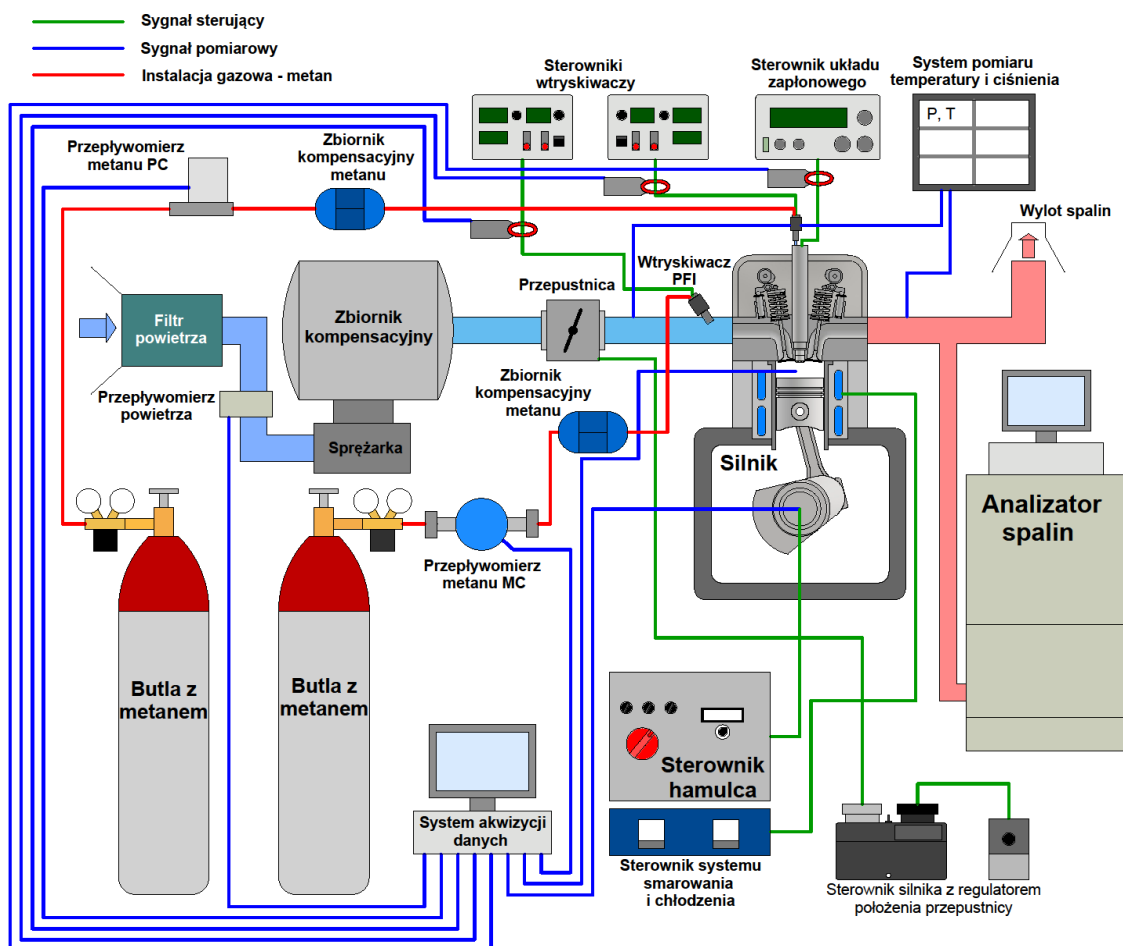
Tabela 6.2. Dane techniczne użytej aparatury pomiarowej

Mierzony parametr	Typ	Zakres pomiarowy	Dokładność pomiarowa
Zużycie powietrza	ABB SensyFlow	0–720 kg/h	±1% RD
Zużycie paliwa PFI (MC)	Micro Motion ELITE CMFS010M	0,1–2 kg/h	±0.25% RD
Zużycie paliwa DI (PC)	Bronkhorst F-111B-2K0-ABD	0,1–100 g/h	± 0,5 % RD ± 0,1% FS
Aktualne położenie wału korbowego	AVL 365C	-	-
Ciśnienie w cylindrze (MC)	AVL GH14D	0–250 bar	±0,3% FS
Ciśnienie w komorze wstępnej (PC)	Kistler 6081 AQ22	0–250 bar	±0,1% FS

Układ dolotowy składał się z filtra powietrza, przepływomierza masowego ABB SensyFlow, zbiornika kompensującego zjawiska falowe w układzie dolotowym wraz z osiowo-promieniową waporową sprężarką mechaniczną typu Eaton. Zastosowano elektronicznie sterowaną

przepustnicę przepływu powietrza dolotowego o średnicy 28 mm regulowaną za pomocą otwartego sterownika EMU Black firmy ECUMASTER.

Do badań silnika w konfiguracji z dwustopniowym systemem spalania zastosowano podwójny układ zasilania paliwem. Główny układ, odpowiedzialny za dostarczanie paliwa do cylindra, składał się z butli ze sprężonym metanem, reduktora, masowego przepływomierza Coriolisa Micro Motion ELITE CMFS010M, zbiornika kompensacyjnego, wtryskiwacza Bosch NGI2 zlokalizowanego w kanale dolotowym przed zaworem oraz sterownika, który wspomniano wcześniej. Drugi układ zasilania paliwem odpowiadał za precyzyjne podawanie niewielkiej dawki paliwa bezpośrednio do komory zapłonowej. Z uwagi na konieczność zastosowania innego ciśnienia skorzystano z drugiej butli wraz z reduktorem, paliwo dostarczano kolejno do masowego przepływomierza termicznego Bronkhorst EL-FLOW Select F-111B, następnie zastosowano zbiornik kompensacyjny, również wtryskiwacz NGI2 podłączony do systemu dławiącego przepływ, rurki oraz miniaturowego kulkowego zaworka zwrotnego. Układem tym sterowano drugim takim samym sterownikiem, jak w głównym układzie paliwowym.



Rys. 6.2. Schemat stanowiska badawczego

Zastosowany na stanowisku system pomiarowy bazuje na urządzeniu do akwizycji danych AVL IndiSmart z wbudowanym dwukanałowym wzmacniaczem ładunku, umożliwiającym bezpośrednie podłączenie piezoelektrycznych czujników ciśnienia. W celu rejestracji parametrów funkcji kąta obrotu wału korbowego użyto optycznego czujnika położenia wału korbowego AVL 365C. Do pomiaru ciśnienia spalania w cylindrze użyto czujnika

piezoelektrycznego AVL GH14D, a do pomiaru ciśnienia we komorze wstępnej - Kistler 6081 AQ22 również piezoelektrycznego. Natężenie prądu w pierwotnym obwodzie cewki zapłonowej, wtryskiwaczu PFI i wtryskiwaczu do komory zapłonowej mierzono cęgową sondą prądową TA018. Ciśnienie w układzie dolotowym za przepustnicą, w układzie wylotowym oraz w instalacji gazowej mierzono czujnikami Wika A-10. Temperaturę spalin mierzono termoparą typu K, temperaturę powietrza dolotowego – czujnikiem rezystancyjnym PT100. Czujniki ciśnienia Wika oraz czujniki temperatury podłączono do ekranowego rejestratora Lumel KD7 skąd odczytywano dane.

Do oceny wskaźników ekologicznych postanowiono analizować emisję jednostkową tlenków azotu, tlenku węgla oraz węglowodorów (z uwzględnieniem węglowodorów metanowych). W tym celu użyto stacjonarnego analizatora spalin Horiba Mexa 7100D. Jest to analizator wykorzystujący różne techniki pomiarowe, które zestawiono w tabeli 6.2.

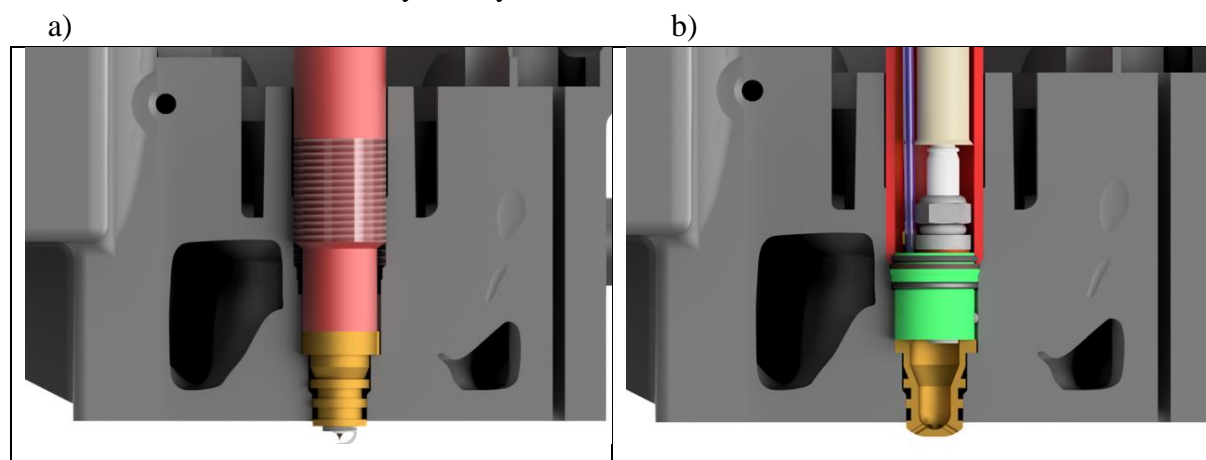
Tabela 6.3. Metody pomiarowe analizatora spalin Horiba Mexa 7100D

Składnik spalin	Metoda pomiarowa
NO _x	HCLD – <i>Heated Chemiluminescent Detector</i>
CO (L)	NDIR – <i>Nondispersive Infrared</i>
THC	HFID – <i>Heated Flame Ionisation Detector</i>

6.3. Obiekt badawczy

W pracy autor postanowił ocenić efektywność dwustopniowego systemu spalania względem systemu uznanego za konwencjonalny. Na rysunku 6.3 przedstawiono fragment trójwymiarowego modelu głowicy silnika badawczego, z użyciem, którego prowadzone były badania silnikowe. Za rozwiązanie konwencjonalne uznano układ z otwartą komorą spalania oraz świecą zapłonową z boczną elektrodą masową (wspomnianą w rozdziale 5).

Konstrukcja głowicy cylindrów stosowana w systemie spalania dwustopniowego została zmodyfikowana tak, aby umożliwić zamienne stosowanie obu systemów. Z tego powodu zaprojektowano obsadę o kształcie zewnętrznym, takim, jak wstępna komora spalania wyposażoną w gwintowany otwór pod świecę zapłonową o rozmiarze gwintu M10×1. Obsadę wykonano z tego samego materiału co komory wstępne (Inconel 601). Obsadę wraz ze świecą dociska element o kształcie tulei wykonany z aluminium.



Rys. 6.3. Przekrój modelu trójwymiarowego głowicy silnika badawczego AVL 5804 w konfiguracji z:
a) konwencjonalnym systemem spalania (otwarta komora spalania), b) dwustopniowym systemem spalania (dzielona komora spalania)

Drugą konfigurację systemu stanowi układ niekonwencjonalny z dzieloną komorą spalania i dodatkowym zasilaniem wstępnej komory spalania (aktywny dwustopniowy system spalania). Układ ten przedstawiono na rysunku 5.17. Jest to rozwiązanie częściowo omawiane w rozdziale 5.4 dotyczącym doboru geometrii komory zapłonowej. Po zakończeniu badań z użyciem Maszyny Pojedynczego Cyklu układ zapłonowy z komorą wstępną K1 (o większej pojemności) oraz świecą z płaską elektrodą masową (oznaczoną literą R) został zaimplementowany w głowicy cylindrów silnika badawczego. Różnicę względem rozwiązania stosowanego na MPC stanowi tuleja dociskająca obsadę, w której zamontowano świecę zapłonową, zawór zwrotny wraz z rurką paliwową i czujnikiem ciśnienia spalania. Zastosowana tuleja musiała być znacznie dłuższa z uwagi na wysokość głowicy.

6.4. Zakres zasadniczych badań eksperymentalnych

Badania silnikowe podzielone zostały na cztery etapy z uwagi na konieczność określenia wybranych parametrów sterujących użytych kolejno do badań głównych systemów spalania.

A) Pierwszy krok to wyznaczenie najkorzystniejszego położenia centrum spalania, tak aby możliwe było poprawne sterowanie kątem wyprzedzenia zapłonu zmieniającym się w sposób istotny w zależności od warunków pracy silnika. Badania prowadzono zgodnie z planem zawierającym trzy prędkości obrotowe 1200, 1500 i 1800 obr/min oraz przy obciążeniu determinowanym przez średnie indykowane ciśnienie użyteczne IMEP o wartościach kolejno 0,2, 0,4 i 0,6 MPa. Założono prowadzenie badań przy mieszance stechiometrycznej $\lambda = 1$. Pracą układu zapłonowego sterowano, tak aby uzyskać centrum spalania kolejno 4, 6, 8, 10, 12°OWK po GMP.

B) Po wyznaczeniu najkorzystniejszego położenia centrum spalania podjęto badania główne w konfiguracji z jednostopniowym systemem spalania. Zakres pracy silnika obejmował również trzy prędkości obrotowe wału korbowego 1200, 1500 i 1800 obr/min oraz trzy obciążenia 2, 4 i 6 bar IMEP. W tym przypadku zamiast wariantowania CoC regulowano wartość współczynnika nadmiaru powietrza λ w zakresie od mieszanki stechiometrycznej do uznania pracy silnika za niestabilną. Badania prowadzono przy stałej dawce paliwa, a współczynnika nadmiaru powietrza regulowano uchyleniem przepustnicy powietrza dolotowego.

C) Rozpoczynając badania przy konfiguracji silnika z dwustopniowym systemem spalania wyznaczano sposób podziału dawki paliwa pomiędzy główną, a wstępną komorą spalania. Badania te obejmowały pracę silnika z prędkością obrotową wału korbowego 1200 obr/min oraz obciążeniem $\sim 0,4$ MPa IMEP. Punkty badawcze obejmowały szeroki zakres zmian współczynnika nadmiaru powietrza λ od 1 do 1,8 co 0,1. Udział dawki paliwa do komory zapłonowej regulowano w zakresie od 0 do 10% co 1%. Badania te były ważne z uwagi na istotny wpływ wielkości zapłonowej dawki paliwa na proces spalania ładunku głównego.

D) Znajac wielkość wymaganej dawki paliwa do komory wstępnej dla uzyskania najlepszych efektów oraz położenie centrum spalania powtórzono ten sam tok badawczy, jak w przypadku systemu jednostopniowego (podpunkt B). Silnik pracował z trzema równymi prędkościami obrotowymi wału korbowego, trzema obciążeniami i współczynnikiem nadmiaru powietrza od 1 do wartości uznanej za taką, przy której silnik pracuje niepoprawnie.

6.5. Procedura przetwarzania wyników

Wyznaczenie wskaźników pracy silnika wymaga przeprowadzenia szeregu obliczeń, które były prowadzone bezpośrednio z wykorzystaniem nakładki CalGraf zaimplementowanej

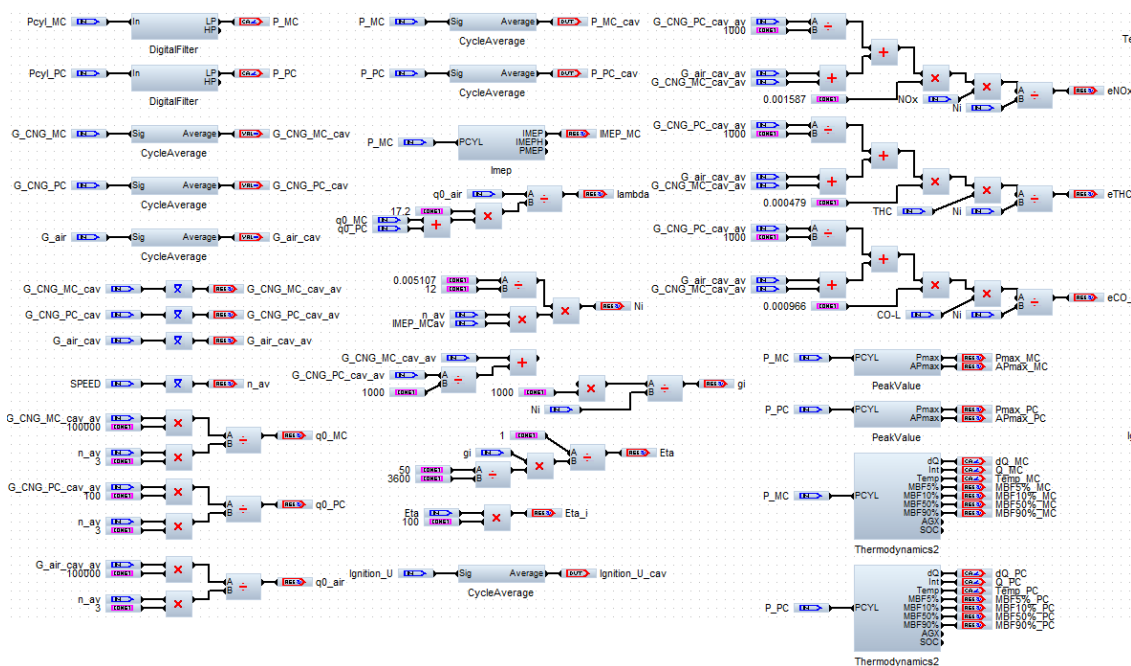
w programie AVL Concerto5. Korzystając z funkcjonalności tego narzędzia opracowana została struktura obliczeniowa, której fragment przedstawiono na rysunku 6.4. Podczas realizacji badań mierzono zbiór parametrów stanowiących wartości kontrolne oraz dane wejściowe do obliczeń. Poniżej przedstawiono mierzone parametry:

A) W odniesieniu do kąta obrotu wału korbowego:

- ciśnienie w cylindrze P_{cyl_MC},
- ciśnienie w komorze zapłonowej P_{cyl_PC} (system dwustopniowy),
- zużycie metanu (PFI) G_{CNG_MC},
- zużycie metanu (DI) (system dwustopniowy) G_{CNG_PC},
- zużycie powietrza G_{air},
- natężenie prądu w obwodzie pierwotnym cewki zapłonowej Ignition,
- natężenie prądu w obwodzie zasilania wtryskiwacza (PFI) Injection_{MC},
- natężenie prądu w obwodzie zasilania wtryskiwacza (DI) (system dwustopniowy) *Injection_PC*.

B) W odniesieniu do punktu badawczego:

- temperatura powietrza dolotowego T_{AIR_PORT},
- temperatura spalin T_{EXHAUST},
- temperatura paliwa T_{CNG_PORT},
- ciśnienie w układzie dolotowym P_{AIR_PORT},
- ciśnienie spalin w układzie wylotowym P_{EXHAUST},
- ciśnienie metanu w układach paliwowych P_{CNG_PORT},
- stężenie tlenków azotu NO_x w gazach wylotowych,
- stężenie tlenku węgla CO w gazach wylotowych,
- stężenie węglowodorów THC w gazach wylotowych.



Rys. 6.4. Fragment algorytmu (AVL Concerto5) wykorzystanego do obróbki danych pomiarowych

Wyznaczenie wskaźników porównawczych systemów spalania opartych na pomiarze parametrów w funkcji kąta obrotu wału korbowego poprzedzono odpowiednimi procedurami. Dla przebiegu ciśnienia w cylindrze oraz komorze zapłonowej zastosowano cyfrowy filtr dolno-przepustowy odcinający sygnał o częstotliwości powyżej 4 kHz, co pozwoliło zlikwidować zarejestrowane szумы. Wielkość przepływu powietrza, paliwa oraz prędkość obrotową wału korbowego uśredniono, tak aby uzyskać wartość reprezentatywną dla każdego cyklu pracy silnika. Parametry porównawcze prezentowane w funkcji kąta obrotu wału korbowego takie jak ciśnienie, szybkość wywiązywania ciepła oraz ilość ciepła wywiązanego zostały poddane procesowi uśrednienia względem kolejnych cykli tak, aby uzyskać przebieg reprezentatywny dla każdego punktu pracy silnika.

Wskaźniki użyte do porównania pracy silnika z konwencjonalnym systemem spalania oraz układem dwustopniowym zostały wyznaczone na podstawie przytoczonych tutaj równań:

A) Powtarzalność pracy silnika [%]:

$$\text{CoV}_{\text{IMEP}} = \frac{\sigma_{\text{IMEP}}}{\mu_{\text{IMEP}}} \quad (6.1)$$

gdzie: σ_{IMEP} – odchylenie standardowe IMEP, μ_{IMEP} – średnia wartość IMEP.

B) Energetyczne wskaźniki pracy:

– Sprawność indykowana ITE [-]:

$$\text{ITE} = \frac{1}{\text{ISFC} \cdot W_{\text{op_CH}_4}} \quad (6.2)$$

– Jednostkowe zużycie paliwa ISFC [g/kWh]:

$$\text{ISFC} = \frac{\dot{m}_{\text{CH}_4}}{P_i} \quad (6.3)$$

– Moc indykowana P_i [kW]:

$$P_i = \frac{\text{IMEP} \cdot V_s \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (6.4)$$

– Średnie ciśnienie indykowane IMEP [MPa]:

$$\text{IMEP} = \frac{1}{V_s} \int_{-180}^{180} P \cdot dV \quad (6.5)$$

gdzie: – $W_{\text{op_CH}_4}$ – wartość opałowa metanu (50 MJ/kg), \dot{m}_{CH_4} – całkowite zużycie metanu, V_s – objętość skokowa cylindrów, τ – współczynnik cykliczności pracy silnika, V – objętość chwilowa.

C) Emisja jednostkowa ISNO_x, ISCO, ISTHC [g/kWh]:

$$\text{ISNO}_x = \frac{(\dot{m}_{\text{CH}_4} + \dot{m}_{\text{pow}}) \cdot \text{NO}_x \cdot 0,001587}{P_i} \quad (6.6)$$

$$ISTHC = \frac{(\dot{m}_{CH_4} + \dot{m}_{pow}) \cdot THC \cdot 0,000479}{P_i} \quad (6.7)$$

$$ISNO_x = \frac{(\dot{m}_{CH_4} + \dot{m}_{pow}) \cdot CO \cdot 0,000966}{P_i} \quad (6.8)$$

gdzie: \dot{m}_{CH_4} – strumień masy paliwa, \dot{m}_{pow} – strumień masy powietrza; NO_x , THC , CO – stężenie poszczególnych składników spalin, P_i – moc indykowana.

D) Parametry termodynamiczne cyklu roboczego silnika:

– Szybkość wywiązywania ciepła $dQ/d\alpha$ [$\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{OWK})$]:

$$\frac{dQ}{d\alpha} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{d\alpha} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{d\alpha} \quad (6.9)$$

gdzie przyjęto $\gamma = 1,35$ dla suwu sprężania i $1,30$ dla rozprężania; p – ciśnienie, α – kąt obrotu wału korbowego.

– Ilość wywiązanego ciepła Q [kJ/m^3]:

$$Q = \int_{SOC}^{EOC} \frac{dQ}{d\alpha} d\alpha, \quad (6.10)$$

gdzie: SOC – początek spalania, EOC – koniec spalania.

– Frakcje wypalonego paliwa [$^\circ\text{OWK}$]:

$$MBF_{10} = \alpha_{10} \text{ dla } MBF(\alpha_{10}) = \frac{Q(\alpha_{10})}{Q_{tot}} = 0,10 \quad (6.11)$$

$$MBF_{50} = \alpha_{50} \text{ dla } MBF(\alpha_{50}) = \frac{Q(\alpha_{50})}{Q_{tot}} = 0,50 \quad (6.12)$$

$$MBF_{90} = \alpha_{90} \text{ dla } MBF(\alpha_{90}) = \frac{Q(\alpha_{90})}{Q_{tot}} = 0,90 \quad (6.13)$$

gdzie: $\alpha_{10} \dots 90$ – kąt wypalenia określonego udziału paliwa, $Q(\alpha_{10} \dots 90)$ – ilość wywiązanego ciepła dla kąta przy którym określony udział paliwa został wypalony, Q_{tot} – całkowita ilość wywiązanego ciepła

E) Parametry operacyjne:

– Współczynnik nadmiaru powietrza

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{pow}}{\dot{m}_{CNG} \cdot L_t} \quad (6.14)$$

– Centrum spalania (MBF_{50}) [$^\circ\text{OWK}$]:

$$CoC = MBF_{50} = \alpha_{50} \text{ dla } MBF(\alpha_{50}) = \frac{Q(\alpha_{50})}{Q_{tot}} = 0,50 \quad (6.15)$$

Przyjęta metoda wyznaczania współczynnika nadmiaru powietrza na podstawie strumieni masy gazów trafiających do cylindra w znacznym stopniu utrudnia uzyskanie założonych

punktów pomiarowych. Niewielkie odchyłki spowodowane ręczną regulacją oraz wysoką częstotliwością próbkowania przepływomierzy, uniemożliwiają bezpośrednie porównanie otrzymanych wyników. Problem ten rozwiązano poprzez ujednoczenie podstawy współczynnika nadmiaru polegającą na wykorzystaniu interpolacji funkcjami sklejanymi.

Użyta technika aproksymacji funkcji, polegała na konstruowaniu funkcji sklepanych, które są wielomianami o odpowiednim stopniu, definiowanymi na poszczególnych przedziałach zbioru danych [33].

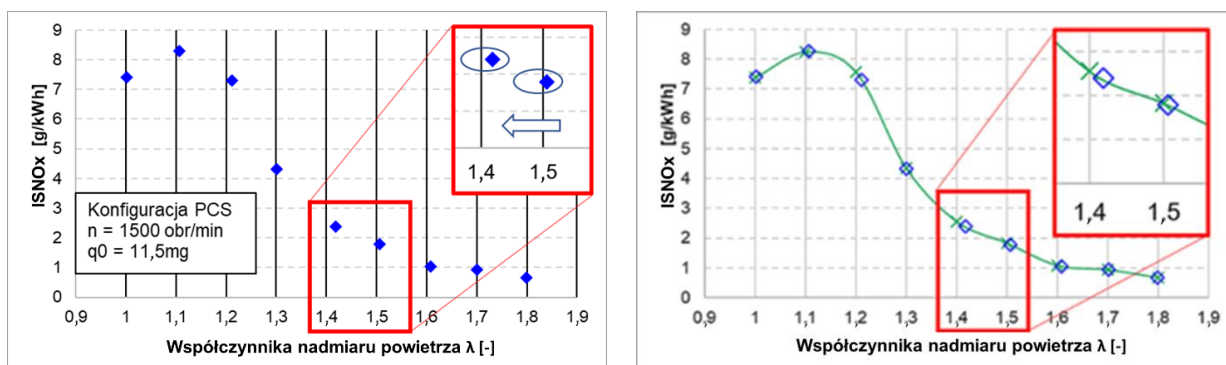
Matematycznie, krzywa sklejana wielomianami trzeciego stopnia dla funkcji definiowanej na zbiorze punktów x_1, x_2, \dots, x_n jest określana przez zestaw wielomianów trzeciego stopnia $S_i(x)$ na każdym przedziale $[x_i, x_{i+1}]$. Funkcje te spełniają następujące warunki:

1. $S_i(x_i) = f(x_i)$ i $S_i(x_{i+1})$, co zapewnia zgodność z danymi wejściowymi.
2. Pochodne pierwszego i drugiego stopnia są ciągłe w każdym węźle, czyli:

$$S'_i(x_{i+1}) = S'_{i+1}(x_{i+1}),$$

$$S''_i(x_{i+1}) = S''_{i+1}(x_{i+1}),$$

Dodatkowe warunki brzegowe, takie jak tzw. warunki naturalne (zerowa druga pochodna na końcach przedziału), zostały zastosowane w celu uzupełnienia układu równań i jednoznacznego wyznaczenia parametrów krzywych sklejaną metodą wielomianową. Na podstawie powyższych założeń przy pomocy dedykowanego modułu w arkuszu kalkulacyjnym znormalizowano wyniki względem żądanej wartości λ . Efekt interpolacji na przykładzie emisji jednostkowej ISNOx przedstawiono na rysunku 6.5.



Rys. 6.5. Przykład interpolacji danych

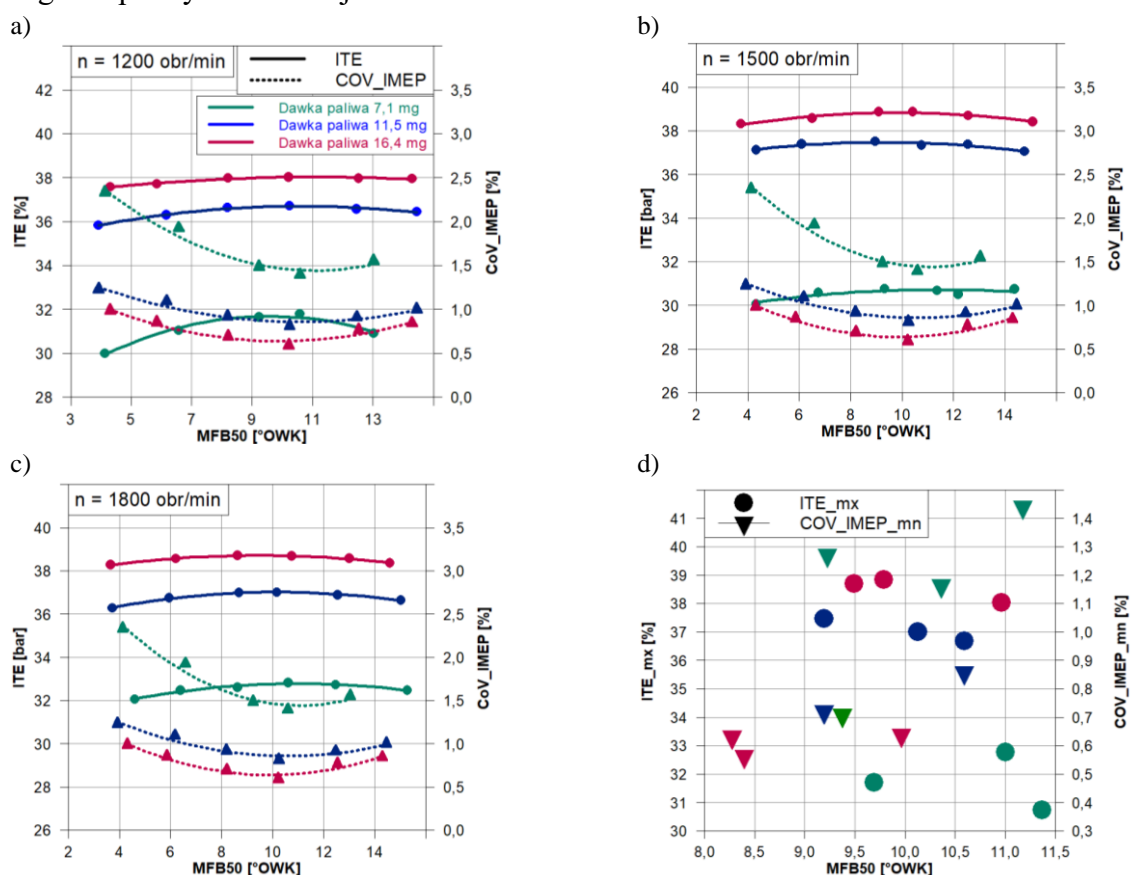
Po lewej stronie przedstawiono wyniki rzeczywiste (kolor niebieski) po prawej natomiast wyniki po ujednoczeniu podstawy współczynnika nadmiaru (kolor zielony). Metodę zastosowano z uwagą na niewielkie odchylenia wartości λ .

7. Dobór parametrów sterujących pracą silnika

7.1. Strategia sterowania układem zapłonowym

W silnikach o zapłonie iskrowym (wymuszonym) kluczowym parametrem sterującym procesem spalania, wpływającym na osiągi silnika, jest kąt wyprzedzenia zapłonu. Zwykle w silnikach produkcyjnych kąt wyprzedzenia zapłonu ustala się w drodze osiągnięcia maksymalnego momentu obrotowego MBT⁴³ niepowodującego spalania stukowego bądź innych zjawisk niepożądanych. W badaniach realizowanych w ramach rozprawy postanowiono regulować kąt wyprzedzenia zapłonu w sposób indywidualny dla każdego punktu pracy, z zachowaniem stałej wartości centrum spalania MBF50 definiowanej jako kąt obrotu wału korbowego dla którego zostało wypalone 50% ładunku. W tym rozdziale omówiono eksperymentalne badania nad wyznaczeniem najlepszej wartości MBF50, która została użyta podczas następujących po sobie badań silnikowych.

Jako parametr decydujący o wyborze wartości MBF50 wybrano sprawność indykowaną ITE oraz stabilność pracy silnika determinowaną przez kowariancję średniego ciśnienia indykowanego COV_{IMEP} (rys. 7.1). Parametry te uznano za kluczowe i wystarczające do osiągnięcia celu głównego rozprawy doktorskiej.



Rys. 7.1. Charakterystyka wpływu zmiany wartości MBF50 na ITE oraz COVIMEP (a-c), wraz ze wskazaniem lokalizacji ekstremów ITE_{mx} oraz COV_{IMEP}_{mn} (d)

⁴³ MBT – Maximum Break Torque.

Badania zostały przeprowadzone z użyciem konwencjonalnego systemu spalania oraz mieszanki stechiometrycznej ($\lambda = 1$). Konfiguracja ta została wybrana z uwagi na fakt, że konwencjonalny system spalania, jak i użycie mieszanki stechiometrycznej stanowi podstawę dalszych badań porównawczych.

Na rysunku 7.1a do 7.1c przedstawiono zmianę sprawności indykowanej ITE (linia ciągła) oraz zmianę stabilności pracy silnika (linia przerywana) COV_{IMEP} dla trzech prędkości obrotowych wału korbowego i trzech wielkości dawek paliwa na cykl (kolor zielony, niebieski, czerwony) przy spalaniu mieszanki stechiometrycznej. Na rysunku 7.1d przedstawiono wartości maksymalne ITE (punkty) oraz minimalne COV_{IMEP} (trójkąty). Największą wrażliwość zmiany położenia MBF50 na ITE i COV_{IMEP} odnotowano dla najmniejszej dawki paliwa i najmniejszej prędkości obrotowej, dla której procesy silnikowe charakteryzuje najmniejsza dynamika. Wraz ze zwiększeniem obciążenia i prędkości wału korbowego dynamika procesów zwiększa się, a zmiana MBF50 ma coraz mniejszy wpływ na osiągi.

Punkty interpolowano funkcją wielomianową drugiego stopnia w celu wyznaczenia ekstremum ITE oraz COV_{IMEP} . W większości analizowanych przypadków ekstrema występują dla zbliżonej wartości kąta obrotu wału korbowego w zakresie od 8,3 do 11,4°OWK. W tabeli 7.1 zestawiono kąt obrotu wału korbowego, dla którego osiągnięto maksymalną wartość ITE i minimalną COV_{IMEP} . Analizując zakres wartości otrzymanych wyników ustalono wartość MBF50 wynoszącą 9,8°OWK jako stały parametr sterujący procesem spalania.

Tabela 7.1. Wartości MBF50, dla których uzyskano największą sprawność ITE i najmniejszą wartość COV_{IMEP}

n [obr/min]	Dawka paliwa [mg/cykl]	MBF50 dla ITE_mx [°OWK]	MBF50 dla COV_{IMEP_mn} [°OWK]
1200	7,1	9,7	11,2
	11,5	10,6	10,6
	16,4	10,9	9,9
1500	7,1	11,4	10,3
	11,5	9,2	9,2
	16,4	9,8	8,3
1800	7,1	11,0	9,2
	11,5	10,1	9,4
	16,4	9,5	8,4

7.2. Sposób podziału dawki paliwa w dwustopniowym systemie spalania

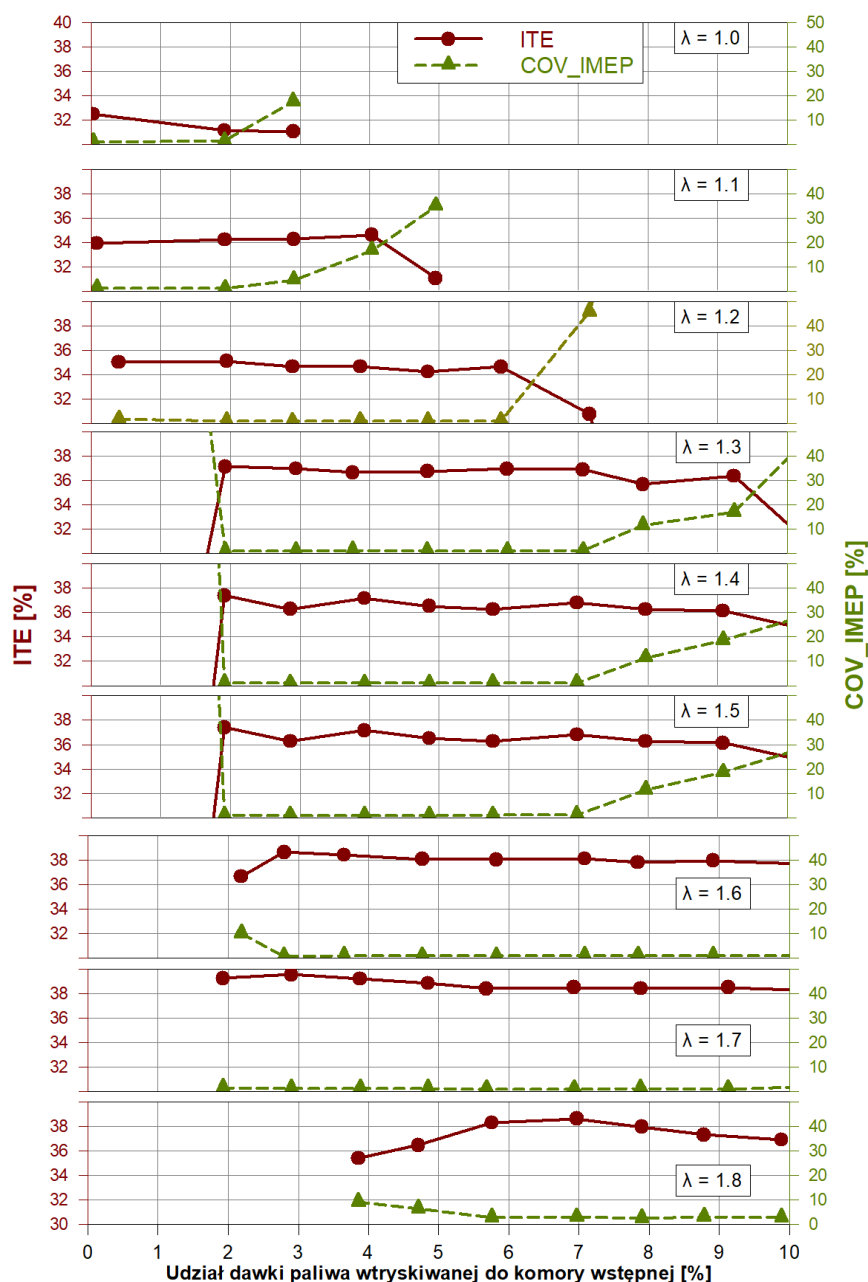
Dwustopniowy system spalania może pracować jako aktywny, gdy dodatkowe paliwo wtryskuje się bezpośrednio w okolice świecy zapłonowej albo pasywny bez dodatkowego wtrysku gazu. Skład mieszanki w okolicach świecy zapłonowej ma kluczowy wpływ na przebieg procesów zapłonowych ubogich ładunków palnych doprowadzonych do cylindra.

Na tym etapie wyznaczono strategię podziału dawki paliwa pomiędzy wstępną komorę spalania a objętość cylindra z założeniem stałej wartości MBF50 dla wszystkich punktów pracy silnika.

Badania nad wyznaczeniem najkorzystniejszego podziału dawki prowadzono dla stałej prędkości obrotowej wału korbowego 1200 obr/min i stałej wielkości dawki paliwa 11,5 mg/cykl

stanowiącej średnie obciążenie. Parametrem zmiennym ustanowiono współczynnik nadmiaru powietrza (λ w zakresie 1,0 do 1,8) regulowany uchylem przepustnicy powietrza dolotowego. Do wyznaczenia strategii sterowania posłużono się również sprawnością indykowaną ITE oraz COV_{IMEP} . Na zdolności zapłonowe kluczowy wpływ wywiera skład mieszanki palnej, z uwagi na wstępny charakter tej części rozprawy pominięto wpływ prędkości obrotowej i obciążenia.

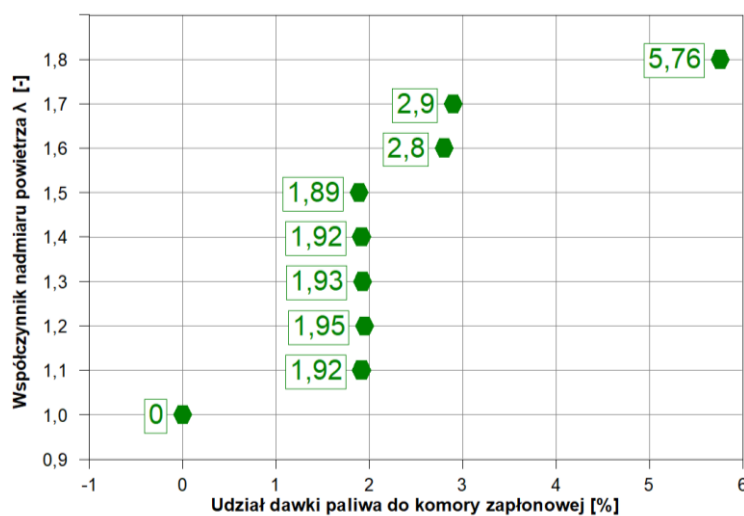
Na rysunku 7.2 przedstawiono zmianę wartości ITE i COV_{IMEP} w funkcji zwiększania udziału paliwa dostarczanego do komory zapłonowej. Brak krzywej oznacza, że w danym zakresie silnik nie pracował, pracował niestabilnie lub dalsze zwiększanie dawki do komory zapłonowej nie przynosiło rezultatów.



Rys. 7.2. Seria wykresów przedstawiających zależność sprawności ITE oraz COV_{IMEP} względem udziału dawki paliwa dostarczanej bezpośrednio do komory zapłonowej

Dla mieszanki stechiometrycznej maksymalny udział ilości paliwa dostarczanej do komory zapłonowej wynosił 3%. Powyżej tej wartości silnik przestawał stabilnie pracować. Świadczy to o uzyskaniu zbyt bogatego ładunku w komorze zapłonowej wybiegającym poza granice palności. Największą sprawność i najstabilniejszą pracę silnika przy $\lambda = 1$ uzyskano nie wtryskując paliwa do komory zapłonowej, czyli praca silnika w trybie pasywnym. W efekcie w obu komorach utrzymano w przybliżeniu stałą wartość λ . Sytuacja jest odwrotna powyżej $\lambda = 1,3$, gdy bez dodatkowego paliwa silnik pracuje niestabilnie. Dla silników gazowych bez komory wstępnej praca nieco powyżej $\lambda = 1,3$ jest możliwa [49, 182]. Pogorszenie w przypadku zapłonu dwustopniowego wynika z efektu dławienia komorowego, co przekłada się na duży udział spalin z poprzedniego cyklu w okolicach świecy zapłonowej. Na podstawie przebiegu ITE oraz COV_{IMEP} wnioskowano, że najlepsze efekty energetyczne przynosi minimalizacja dawki paliw. Ustalono, że do komory wstępnej każdorazowo należy dostarczyć minimalną dawkę paliwa dla której silnik będzie pracował stabilnie.

Minimalny udział dawki paliwa komory zapłonowej, z którą silnik osiągnie największą sprawność i będzie pracował stabilnie przedstawiono w postaci mapy na rysunku 7.3. Zmiana udziału dawki do komory zapłonowej zależna jest od globalnej wartości λ . W analizowanym polu pracy maksymalny udział wyniósł 5,76% dawki paliwa w komorze zapłonowej. W tych warunkach pomimo zwiększania udziału paliwa w komorze zapłonowej praca z $\lambda > 1,8$ nie była wskazana. Należy tutaj zwrócić uwagę na udział około 2%, który obejmuje znaczną część mapy stwarzając tym samym najkorzystniejsze warunki zapłonowe.



Rys. 7.3. Mapa podziału dawki paliwa dwustopniowego systemu spalania przeznaczona do sterowania silnikiem podczas badań zasadniczych

7.3. Warunki sterowania procesem spalania w badaniach zasadniczych

Ten rozdział poświęcono doborze strategii sterowania układem zapłonowym oraz podziału dawki paliwa pomiędzy komorami w przypadku sytemu spalania dwustopniowego. Charakterystyki wyznaczono kierując się uzyskaniem jak największej sprawności indykowanej oraz zachowaniem stabilności pracy silnika. Istotne było wyznaczenie parametrów w sposób eksperymentalny na stanowisku użytym w dalszej części do badań zasadniczych.

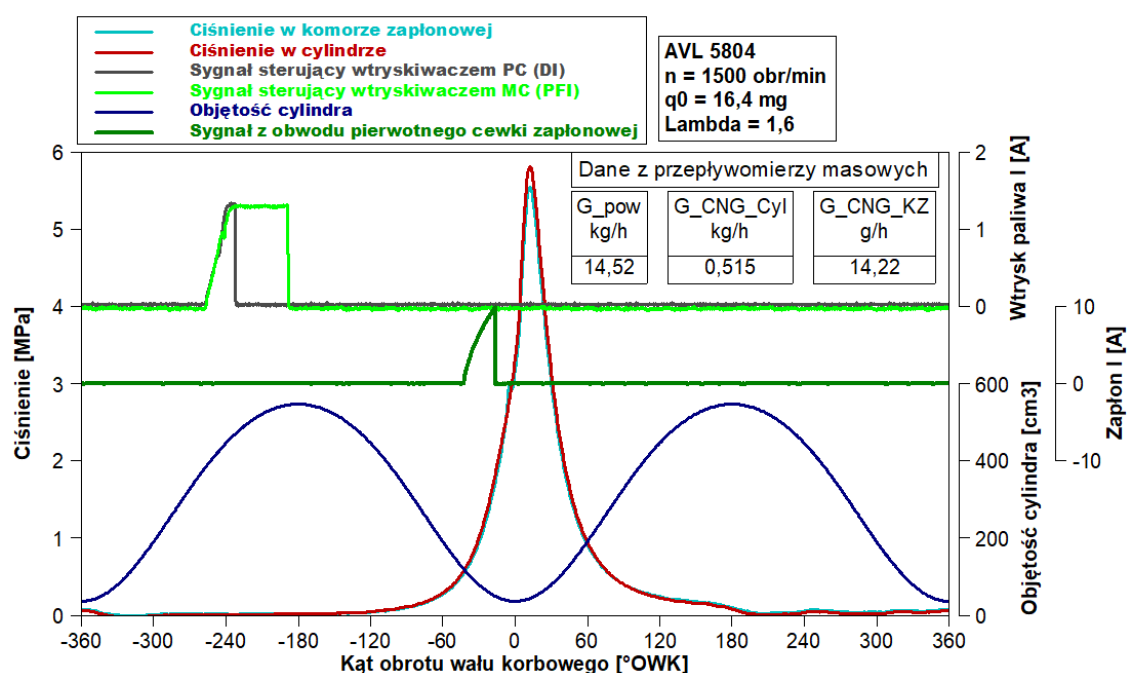
Ustalono, że kąt wyprzedzenia zapłonu zostanie regulowany, tak aby centrum spalania MBF50 zlokalizowane było $9,8^{\circ}$ OWK po GMP bez względu na punkt pracy i system spalania. Regulacja odbywała się w sposób manualny, dlatego zakłada się niewielkie odchyłki od wyznaczonej wartości.

Podział dawki paliwa pomiędzy komory jest istotny z uwagi na kształtowanie warunków zapłonowych mieszanki palnej. Prowadząc badania silnikowe w warunkach zmiany wielkości dawki paliwa dostarczonej do komory zapłonowej wyznaczono procentową mapę dawkowania paliwa pomiędzy komory.

8. Ocena porównawcza parametrów pracy silnika

8.1. Sposób uzyskania wyników badań zasadniczych

Ten rozdział poświęcono wynikom badań zasadniczych, których celem jest porównanie systemów spalania. Analizy porównawczej dokonano na podstawie danych indykatorowych cyklu roboczego silnika oraz danych z pomiaru stężenia składników spalin. Przykład surowych wyników dla losowego punktu pracy silnika przedstawiono na rysunku 8.1. Znajduje się na nim przebieg ciśnienia w obu komorach spalania (linia czerwona – cylinder, linia niebieska – komora zapłonowa), natężenie prądu wtryskiwaczy (zielony – PFI, szary – DI), chwilowa objętość cylindra (kolor niebieski) oraz natężenie prądu w obwodzie pierwotnym cewki zapłonowej (kolor ciemnozielony). Dodatkowo rejestrowano masowe zużycie paliwa i powietrza.



Rys. 8.1. Rejestrowane parametry pracy silnika w funkcji obrotu wału korbowego dla przykładowego punktu badawczego $n = 1500$ obr/min, $q_0 = 16,4$ mg, $\lambda = 1,6$

Oceny efektów zastosowania dwustopniowego systemu spalania dokonano w obszarach kolejno prezentowanych w podrozdziałach rozdziału 8. Systemy spalania porównano w aspekcie zmiany następujących nastaw:

- współczynnika nadmiaru powietrza λ ,
- prędkości obrotowej wału korbowego n ,
- całkowitej dawki paliwa przypadającej na cykl roboczy q_{0CNG} .

Wielkości całkowitej dawki paliwa dobrano tak, aby zgodnie z założeniami uzyskać wyniki dla trzech różnych obciążeń silnika wynoszących około 0,2, 0,4 i 0,6 MPa średniego ciśnienia indykowanego IMEP przy spalaniu mieszanki stechiometrycznej. Masa wtryskiwanego paliwa na cykl zgodnie z powyższymi obciążeniami wynosiła:

- 7,1 mg \rightarrow IMEP = 0,2 MPa,
- 11,5 mg \rightarrow IMEP = 0,4 MPa,
- 16,4 mg \rightarrow IMEP = 0,6 MPa.

Na rysunku 8.2 przedstawiono IMEP w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza dla prędkości 1200 obr/min. Początkowe wartości i IMEP ($\lambda = 1$) są zgodne z założonym obciążeniem. Wyniki dla pracy silnika z następującymi dawkami paliwa oznaczono następująco:

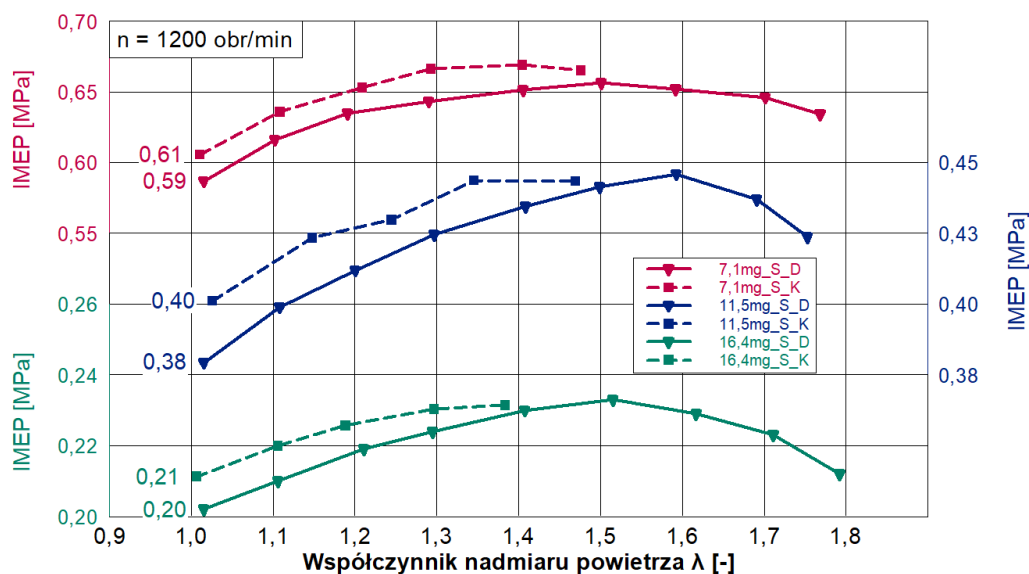
- 7,1 mg – kolor zielony,
- 11,5 mg – kolor niebieski,
- 16,4 mg – kolor czerwony

oraz dla poszczególnych systemów spalania:

- system spalania konwencjonalny S_K – linia przerywana,
- system spalania dwustopniowy S_D – linia ciągła.

Powyższy sposób prezentacji wyników został użyty w całym rozdziale 8.

Przebieg IMEP względem współczynnika nadmiaru powietrza ma charakter paraboliczny każdorazowo osiągając ekstremum. Wraz ze zwiększaniem λ wartość IMEP zwiększa się do osiągnięcia maksymalnej. Głównie powodowane jest to sposobem regulacji λ polegającej na coraz większym uchylaniu przepustnicy (brak doładowania – brak dostarczania energii), przez co zredukowane są straty pompowania PMEP. Drugim powodem jest redukcja strat cieplnych. Zwiększenie udziału związków nieaktywnych chemicznie powoduje zmniejszenie temperatury spalania, co prowadzi do zmniejszenia ilości ciepła oddawanego do ścianek. Jest to bezpośrednio związane z zależnością pomiędzy ciepłem właściwym a temperaturą ładunku. Po osiągnięciu wartości maksymalnej, średnie ciśnienia indykowanego maleje. Dalsze zubożanie mieszanki poprzez zmniejszanie prędkości propagacji płomienia prowadzi do zwiększenia przewlekłości spalania oraz utraty zdolności zapłonowych. Płomień nie obejmuje całej komory spalania, co prowadzi do pogorszenia osiągnięć oraz – przy dalszym zwiększaniu udziału powietrza – do utraty stabilności pracy silnika.



Rys. 8.2. Zależność IMEP względem współczynnika nadmiaru powietrza λ w całym zakresie obciążenia przy prędkości obrotowej 1200 obr/min

Obliczona wartość IMEP jest podstawą do wyznaczenia energetycznych wskaźników pracy silnika oraz została wybrana jako wskaźnik determinujący powtarzalności pracy, dlatego nie jest poddana szczegółowej analizie w całym polu pracy silnika.

8.2. Powtarzalność pracy silnika

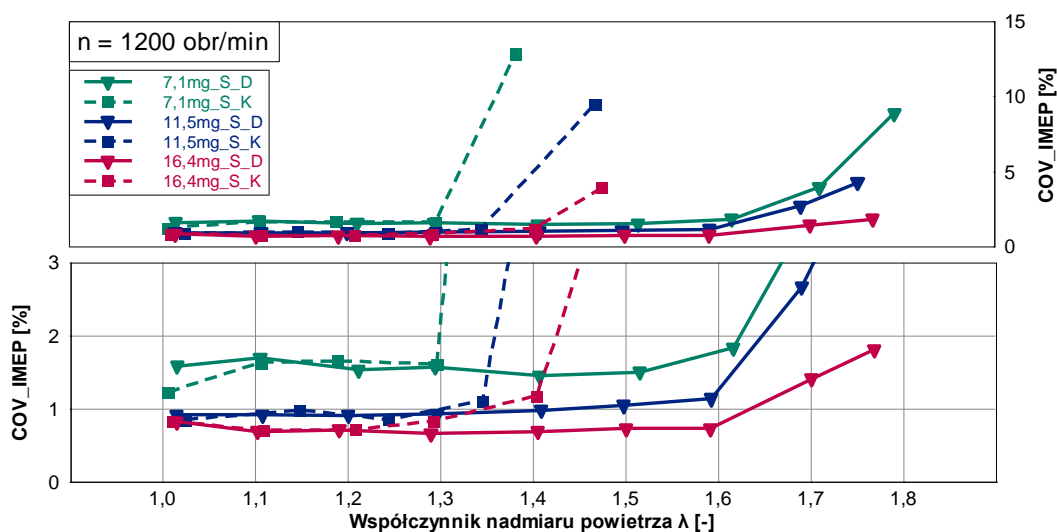
Obszar pracy silnik w badaniach zasadniczych ograniczono ze względu na prędkość obrotową oraz dostarczaną ilość paliwa dla obu systemów spalania. Zakres pracy silnika względem współczynnika nadmiaru powietrza rozpoczął się od $\lambda \sim 1$ natomiast uzyskana wartość maksymalna była indywidualna dla każdego punktu pracy i determinowana głównie utratą stabilności pracy silnika lub spadkiem mocy.

Jako że użyty silnik jest maszyną pracującą cyklicznie, niepowtarzalność pracy jest zjawiskiem normalnym, którego wyeliminowanie jest praktycznie niemożliwe. Jeżeli nierównomierność pracy silnika mieści się w określonych granicach, silnik pracuje poprawnie, jeżeli jednak nierównomierność pracy znaczenie się zwiększa to w przypadku prowadzonych badań świadczy o zbyt dużym zubożeniu ładunku. Spośród różnych wskaźników oceny powtarzalności pracy silnika [152], wybrano kowariancję średniego ciśnienia indykowanego COV_{IMEP} dla prezentowanych badań obliczana ze 100 cykli pracy silnika. Ponieważ użyty silnik jest jednostką jednocylindrową o swojej specyfice badawczej, zauważalna utrata stabilności i znaczne pogorszenie osiągnięć zachodzi przy $COV_{IMEP} > 2\%$. Powszechnie uznaje się, że silnik pracuje stabilnie, gdy $COV_{IMEP} < 5\%$ [106].

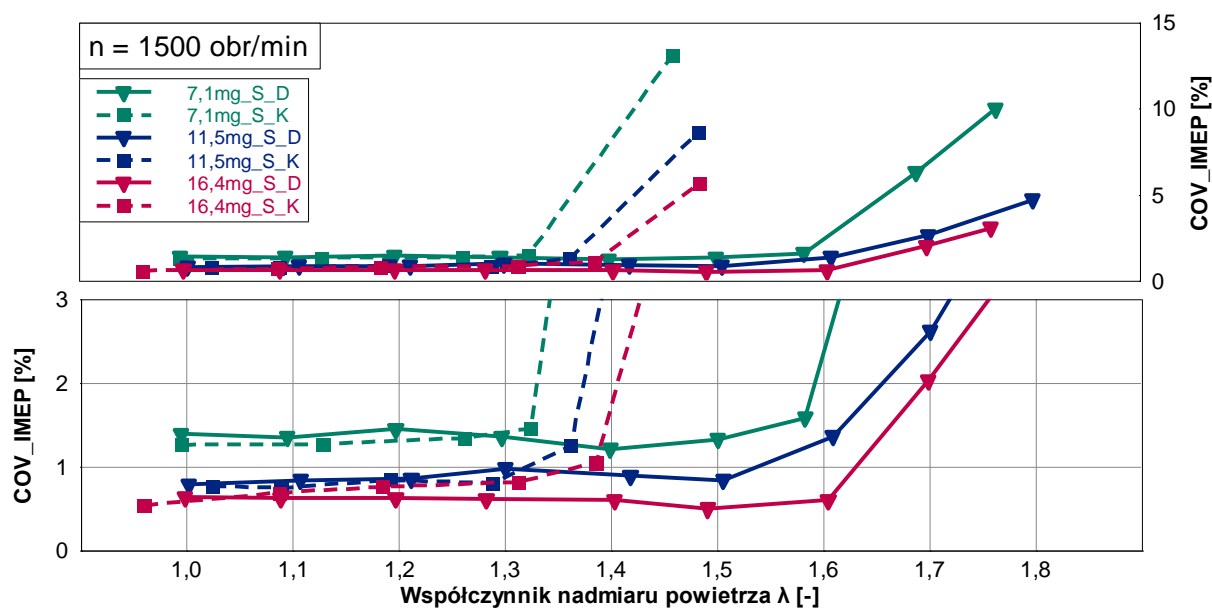
Na rysunkach 8.3–8.5 przedstawiono COV_{IMEP} względem λ dla trzech prędkości silnika. Ze względu na duży rozrzut otrzymanych wartości przebiegi przedstawiono tak, aby uwidocznili punkt utraty stabilności (górną część ilustracji) lub przeanalizować pracę w warunkach stabilnych.

Podczas stabilnej pracy silnika COV_{IMEP} wynosi w przedziale od 0,5% do 1,5%, po przekroczeniu 2% następuje gwałtowna utrata stabilności pracy z zachowaniem uruchomionego silnika. Porównując oba systemy spalania widoczna jest istotna różnica w zakresie pracy względem λ . System S_D powoduje, że utrata stabilności pracy jest łagodna w przeciwieństwie do systemu S_K dla którego w okolicach $\lambda \sim 1,4$ następuje nagłe pogorszenie warunków pracy. W przypadku systemu S_D widoczne są załamania, czyli nagła poprawa lub pogorszenie stabilności. Wynikają one z punktu zmiany wielkości dawki do PC.

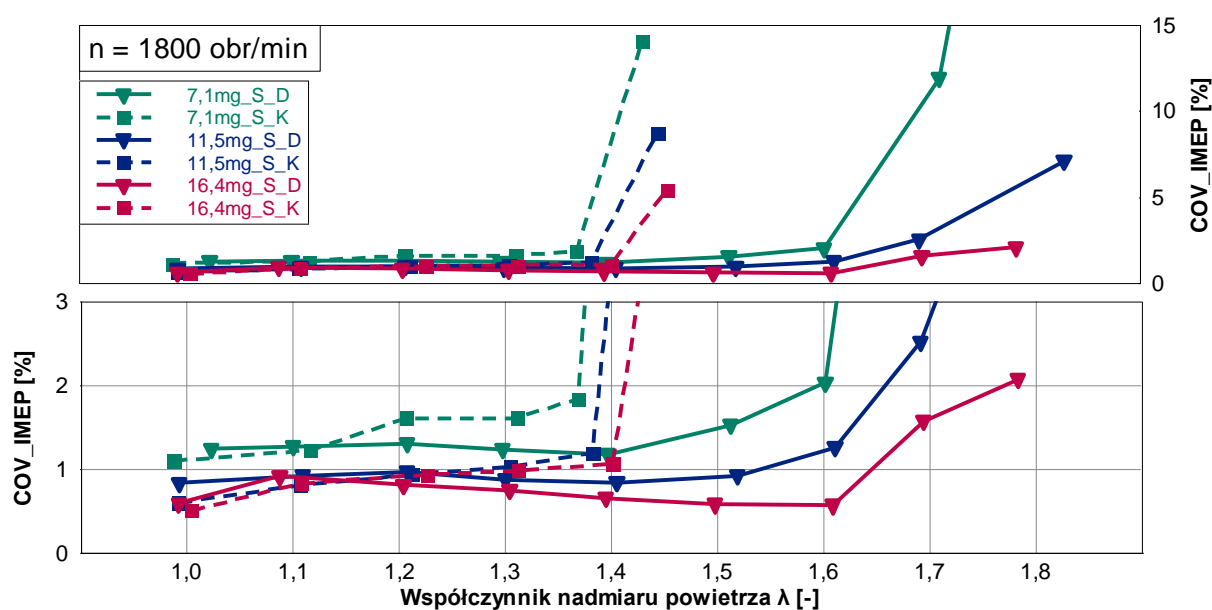
We wspólnym obszarze pracy obu systemów nie jest widoczna istotna różnica lub zauważalny trend.



Rys. 8.3. Zależność COV_{IMEP} względem współczynnika nadmiaru powietrza λ w całym zakresie obciążenia przy prędkości obrotowej 1200 obr/min



Rys. 8.4. Zależność COV_{IMEP} względem współczynnika nadmiaru powietrza λ w całym zakresie obciążenia przy prędkości obrotowej 1500 obr/min



Rys. 8.5. Zależność COV_{IMEP} względem współczynnika nadmiaru powietrza λ w całym zakresie obciążenia przy prędkości obrotowej 1800 obr/min

Najistotniejszą różnicę odnotowano w aspekcie pola pracy silnika. W obszarze, w którym system S_K nie pozwala na stabilną pracę silnika, zastosowanie systemu S_D wydłuża zakres efektywnej palności. W tabeli 8.1 przedstawiono uzyskane końcowe wartości λ . Zastosowanie systemu S_D pozwoliło na prowadzenie pomiarów przy współczynniku nadmiaru powietrza około 1,8, natomiast dla S_K graniczna okazała się wartość 1,5. Zwiększanie dawki paliwa i prędkości obrotowej prowadzi do uzyskania większej wartości λ . W omawianych badaniach dalsze zubożenie ładunku powodowało pogorszenie osiągnięć, dlatego zakończono pomiary mniej więcej dla zbliżonej wartości λ dla obu systemów.

Tabela 8.1. Maksymalna wartość λ jaką uzyskano w toku badawczym w całym analizowanym zakresie obciążenia i prędkości obrotowej wału korbowego

Dawka paliwa	Maksymalna wartość λ z jaką prowadzono badania w określonym punkcie pracy silnika badawczego		
16,4 mg			
11,5 mg			
7,1 mg			
	n = 1200 obr/min	n = 1500 obr/min	n = 1800 obr/min

8.3. Analiza termodynamiczna procesu spalania

Analiza termodynamicznych wskaźników pracy silnika stanowi podstawę dalszego rozważania efektów energetycznych i ekologicznych modyfikacji systemu spalania. Na rysunkach 8.6–8.8 zestawiono reprezentatywne przebiegi zmian:

- ciśnienia w cylindrze P_{cyl} (linia czerwona),
- szybkość wywiązywania ciepła $dQ/d\alpha$ (linia niebieska)
- ilość ciepła wywiązanego Q (linia zielona)

jako funkcji kąta obrotu wału korbowego dla:

- systemu spalania konwencjonalnego S_K (linia przerywana),
- systemu spalania dwustopniowego S_D (linia ciągła)

przy stałej prędkości obrotowej wału korbowego n 1500 obr/min.

Dodatkowo powyżej wykresów umieszczono wartość kąta wyprzedzenia zapłonu $SOIgn$ dla aktualnego punktu pracy silnika. Przytaczane parametry zostały zarejestrowane dla:

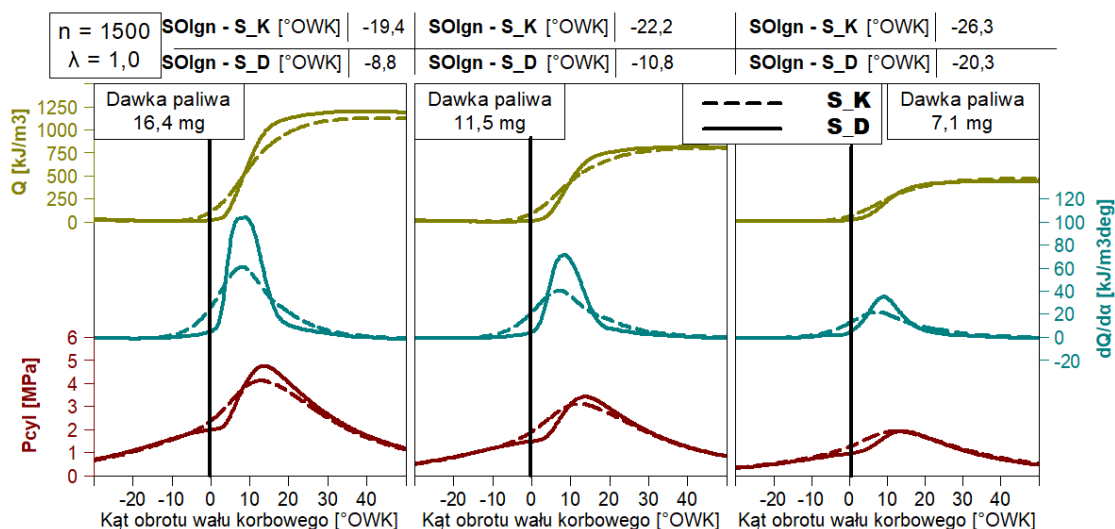
- mieszanki stechiometrycznej ($\lambda = 1$),
- warunków spalania ubogiego ($\lambda = 1,4$)

dla największej uzyskanej wartości λ , z którą pracę silnika można było uznać za stabilną.

Podczas pracy silnika na mieszance stechiometrycznej (rys. 8.6) zwiększenie dawki paliwa prowadzi do wzrostu wartości maksymalnego ciśnienia w cylindrze (P_{cyl}). W badanych punktach pracy, większe wartości maksymalnego P_{cyl} uzyskano przy zastosowaniu systemu S_D niż z systemem S_K. Co więcej, różnica ta zwiększa się wraz ze zwiększaniem dawki paliwa osiągając wartość 0,65 MPa.

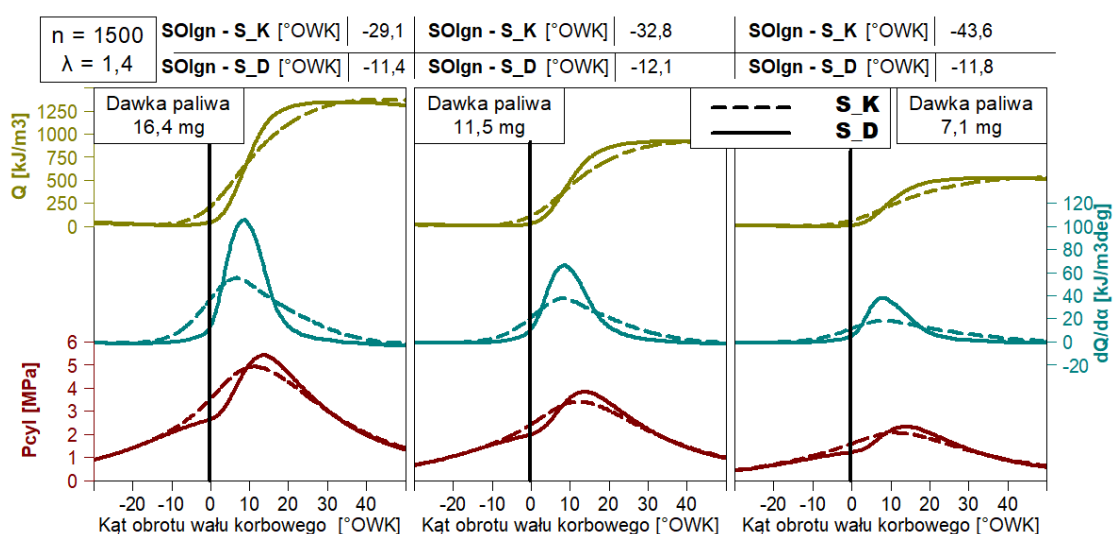
Aby utrzymać możliwie stałą wartość MBF50, zastosowanie systemu S_K wymagało znacznie większego kąta wyprzedzenia zapłonu. Różnicach pomiędzy kątami zapłonu obu systemów wynosiła od 6° do $11,4^\circ$ OWK. Duża różnica w wartościach $SOIgn$ wynikała ze znacznie większej szybkości spalania. Szybkości wywiązywania ciepła ($dQ/d\alpha$) przy użyciu systemu S_D była znacznie większa, różnice wyniosły od 14 do 43 kJ/m³deg. Dla największego obciążenia różnica była niespełna dwukrotna.

Spalanie z wykorzystaniem systemu S_D charakteryzowało się znacznie większą intensywnością, co można zaobserwować na krzywej szybkości wywiązywania ciepła oraz nachylenia stycznej krzywej opisującej ilość wywiązanego ciepła (Q). Dla dawki paliwa wynoszącej 16,4 mg uzyskano o 6,4% większą ilość w maksymalnej wartości Q z systemem S_D. Dla mniejszych dawek paliwa więcej ciepła wywiązało się przy użyciu systemu S_K.



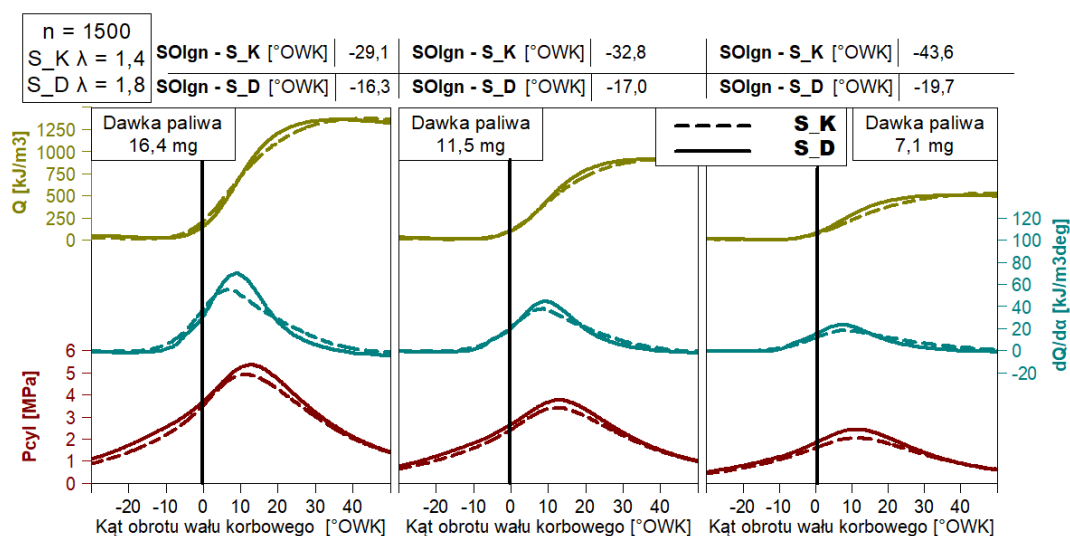
Rys. 8.6. Przebieg wybranych parametrów procesu spalania (P_{cyl} , $dQ/d\alpha$, Q , SOI_{gn}) dla warunków spalania stechiometrycznego ($\lambda = 1,0$) przy $n = 1500$ obr/min z zastosowaniem konwencjonalnego S_K oraz dwustopniowego systemu spalania S_D

Efekty pracy silnika przy $\lambda = 1,4$ przedstawiono na rysunku 8.7. Zwiększenie współczynnika nadmiaru powietrza spowodowało konieczność zwiększenia SOI_{gn} dla utrzymania stałego MBF50. Dla systemu S_K wyprzedzono zapłon w sposób znaczny maksymalnie o $17,3^\circ\text{OWK}$ dla najmniejszej dawki paliwa względem spalania stechiometrycznego. Istotna różnica wystąpiła dla systemu S_D – tam konieczność regulacji SOI_{gn} była znikoma. Maksymalnie zapłon wyprzedzono o $2,6^\circ\text{OWK}$ w punkcie największej dawki paliwa. Świadczy to o znacznie mniejszej wrażliwości systemu dwustopniowego względem konwencjonalnego. Powodem jest dodatkowe dawkowanie paliwa do PC; co znacznie polepsza warunki zapłonowe wokół elektrod świecy zapłonowej. Porównując przebiegi ciśnienia i szybkości wywiązywania ciepła zastosowanie $\lambda = 1,4$ nie spowodowało zmiany tendencji, również większe maksymalne wartości uzyskano dla S_D.



Rys. 8.7. Przebieg wybranych parametrów procesu spalania (P_{cyl} , $dQ/d\alpha$, Q , SOI_{gn}) dla warunków spalania ubogiego ($\lambda = 1,4$) przy $n = 1500$ obr/min z zastosowaniem konwencjonalnego S_K oraz dwustopniowego systemu spalania S_D

Z uwagi na różnice zakresu pracy systemów S_K i S_D na rysunku 8.8 zestawiono parametry spalania przy $\lambda = 1,4$ dla systemu S_K oraz $\lambda = 1,8$ dla systemu S_D. W obu tych przypadkach zastosowane zostały nastawy graniczne. Zwiększając λ do 1,8 przy systemie S_D zapłon został bardziej wyprzedzony względem wartości z punktu $\lambda = 1,4$. Pomimo pracy silnika z większym nadmiarem powietrza kąt wyprzedzenia zapłonu dla utrzymania stałego MBF50 w przypadku systemu S_D jest znacznie mniejszy. Przebieg ciśnienia w systemie S_D zbliżył się kształtem do przebiegu dla S_K; brak jest wyraźnego początku spalania jak w przypadku bogatszych mieszanek. Różnica w przebiegu ciśnienia wynika z większej ilości powietrza dostarczonego do cylindra. Wraz z redukcją dawki paliwa różnice pomiędzy S_D a S_D są coraz mniejsze, a krzywe pokrywają się.



Rys. 8.8. Przebieg wybranych parametrów procesu spalania (P_{cyl} , $dQ/d\alpha$, Q , $SOIgn$) dla najuboższych możliwych do osiągnięcia warunkach ($\lambda = 1,4$ dla systemu S_K i $\lambda = 1,8$ dla systemu S_D) przy $n = 1500$ obr/min z zastosowaniem konwencjonalnego S_K oraz dwustopniowego systemu spalania S_D

Na podstawie zebranych danych indykatorowych ze wszystkich punktów badawczych pracy silnika, wybrano następujące parametry charakterystyczne niezbędne do przeprowadzenia analizy porównawczej efektów badanych systemów spalania:

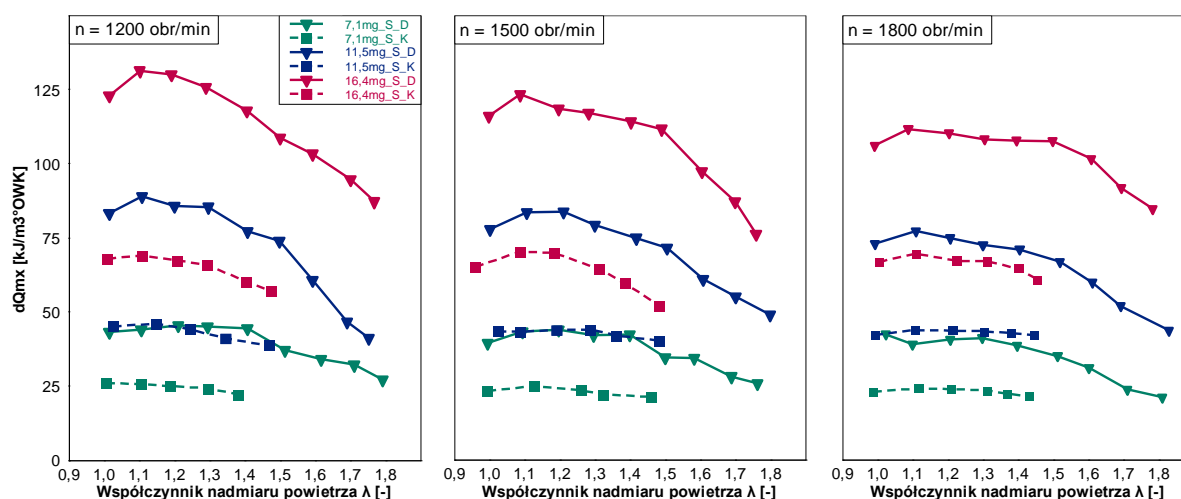
- maksymalne ciśnienie w cylindrze P_{cyl_mx} ,
- kąta wystąpienia maksymalnego ciśnienia AP_{cyl_mx} ,
- maksymalna szybkość wywiązywania ciepła dQ_{mx} ,
- czas spalania MBF10–MBF90,
- kąt wyprzedzenia zapłonu $SOIgn$.

Aby zachować ciąg przyczynowo-skutkowy procesów silnikowych analizę rozpoczęto od maksymalnej wartości szybkości wywiązywania ciepła dQ_{mx} , na którą największy wpływ wywiera zmiana systemu spalania na dwustopniowy. Na rysunku 8.9 przedstawiono zależność dQ_{mx} względem λ w zakresie przeprowadzonych badań zasadniczych.

Zgodnie z przedstawionymi przebiegami wywiązywania ciepła bez względu na konfigurację systemu spalania, lub warunki pracy, największą wartość dQ_{mx} uzyskano przy $\lambda \sim 1,1$. Świadczy to o uzyskaniu najlepszych warunków spalania z termodynamicznego punktu widzenia. Związane jest to ściśle z charakterystyką laminarnej prędkości płomienia metanu, która dla

wspominanego składu mieszanki osiąga maximum. Ponadto jest to punkt, w którym energia aktywacji spalania jest najmniejsza. W obszarze pracy oby systemów spalania redukcja dQ_{mx} wraz ze zwiększaniem zubożenia ładunku jest proporcjonalna względem siebie. Po przekroczeniu $\lambda \sim 1,4$ system S_K nie zapewniał poprawnej pracy silnika, natomiast S_D pozwalał na dalsze zwiększanie λ . Należy tutaj zaznaczyć, że dla największych wartości $\lambda \sim 1,8$ w systemie S_D każdorazowo dQ_{mx} było większe niż dQ_{mx} w systemie S_K przy $\lambda \sim 1,1$ (uznanej jako punkt największej wartości dQ_{mx}). Efekt uzyskania większej prędkości spalania uzyskano zmieniając sposób inicjacji zapłonu ładunku głównego, z punktowego na powierzchniowy.

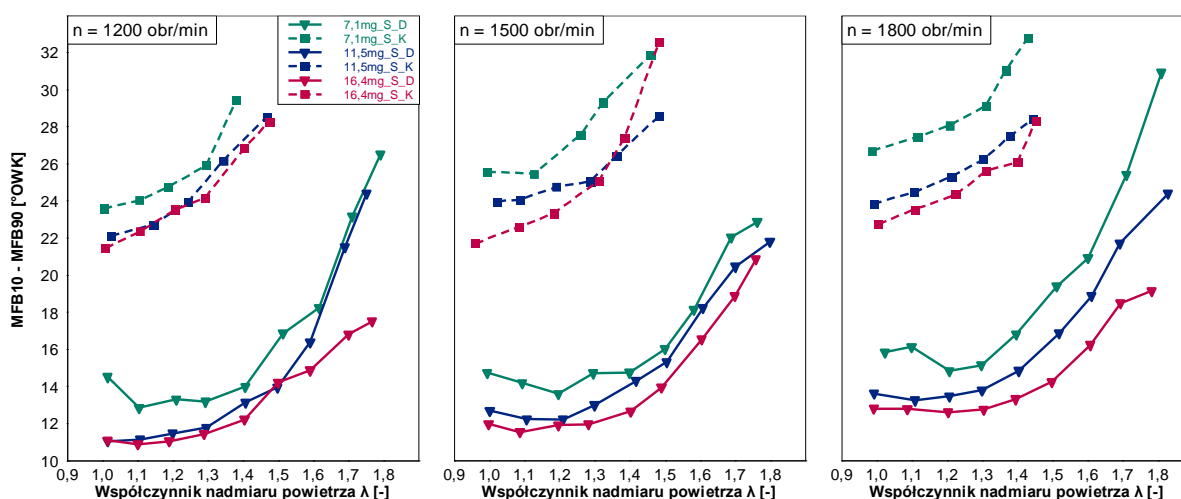
Zastosowany sposób sterowania podziałem dawki w systemie S_D spowodował widoczne załamania na krzywej dQ_{mx} (S_D) wynikające, tak jak w przypadku COV_{IMEP} , przesterowaniem układu wtryskowego do PC. Dowodzi to istotnego wpływu podziału dawki na proces spalania. Nie zawsze zwiększenie udziału paliwa dostarczanego do PC polepsza proces. Negatywny wpływ dostarczenia nawet niewielkiej dawki do PC widoczny jest dla $\lambda \sim 1,1$ w przypadku najmniejszego obciążenia silnika.



Rys. 8.9. Maksymalna szybkość wywiązywania ciepła dQ_{mx} względem współczynnika nadmiaru powietrza λ w całym polu pracy dla dwóch systemów spalania

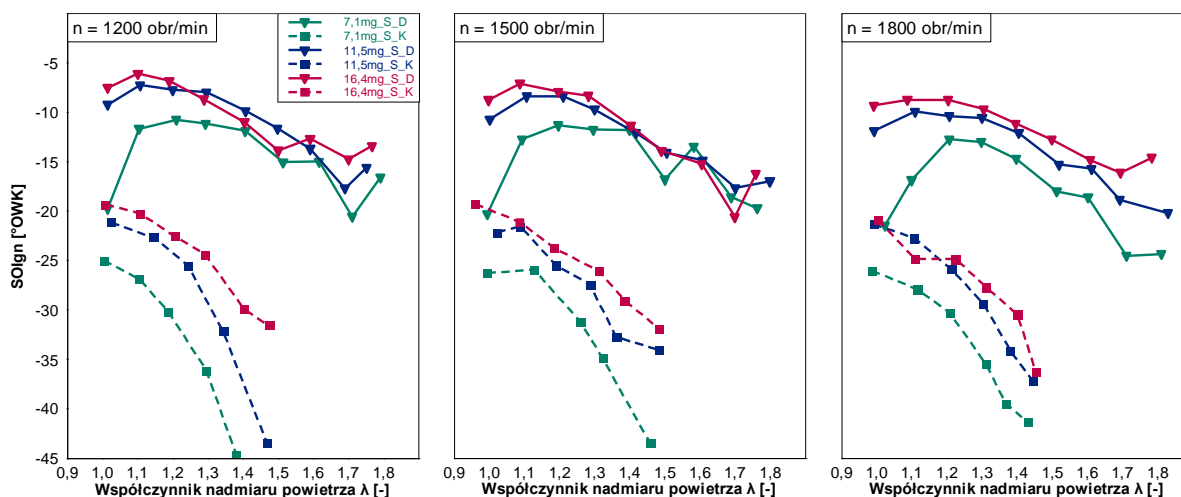
Maksymalna prędkość spalania determinuje czas spalania, niezwykle ważny przy organizacji systemów wyczynowych silników szybkoobrotowych ($n > 15\,000$ obr/min). W omawianym postępowaniu czas spalania został wyznaczony jako kąt obrotu wału pomiędzy punktem wypalenia 10% ładunku (MBF10) a punktem, w którym 90% ładunku zostało wypalone (MBF90). Na podstawie krzywych (rys. 8.10) czasu spalania odnotowano znaczne zróżnicowanie uzyskanych wyników względem użytych systemów spalania. Niewielki wpływ natomiast wywarła zmiana obciążenia w przeciwieństwie do znacznych różnic widocznych w przypadku parametru dQ_{mx} .

Z użyciem systemu S_K czas spalania wyniósł od 21,4 do 32,8°OWK, z systemem S_D od 11,1 do 30,9°OWK. Maksymalne przedstawione zakresy są zbliżone dla obu systemów, co oznacza, że czas spalania trwający powyżej 30°OWK powoduje utratę stabilności pracy z cyklu na cykl lub drastyczne pogorszenie osiągnięć. Zastosowanie systemu S_K powoduje, że w okolicach $\lambda \sim 1,4$ czas spalania wynosi od 28–32°OWK stanowiąc zakres utraty stabilności. W tym samym obszarze zastosowanie systemu S_D redukuje czas do 12–15°OWK stwarzając możliwości dalszego zwiększania współczynnika nadmiaru powietrza.



Rys. 8.10. Czas trwania spalania definiowany jako różnica pomiędzy MBF90-MBF10 względem współczynnika nadmiaru powietrza λ w całym polu pracy dla dwóch systemów spalania.

Zmiany procesu spalania zachodzące pod wpływem zmian warunków pracy oraz konfiguracji systemu spalania realizowanych na potrzeby dysertacji zgodnie z założeniem utrzymania stałej wartości MBF50 wymagały indywidualnej regulacji kąta wyprzedzenia zapłonu SOIgn (rys. 8.11).



Rys. 8.11. Wartość kąta wyprzedzenia zapłonu SOIgn względem współczynnika nadmiaru powietrza λ w całym polu pracy dla dwóch systemów spalania

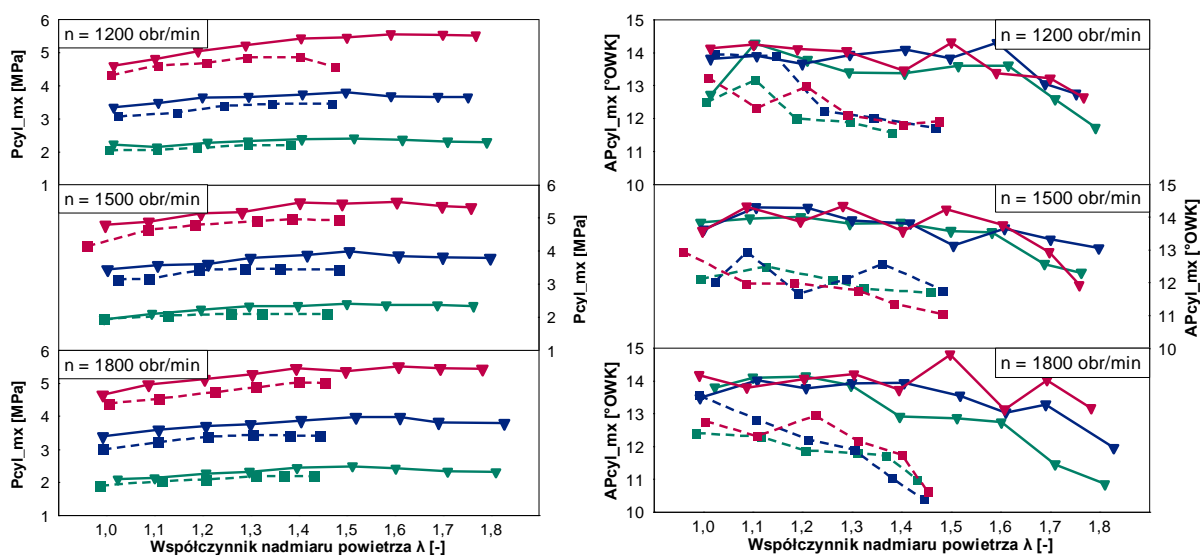
Otrzymane wyniki mieszczą się w zakresie od $-44,8$ do $19,4^{\circ}\text{OWK}$ dla systemu S_K i od $-21,4$ do $-6,2^{\circ}\text{OWK}$ dla systemu S_D. SOIgn jest nastawą, której wartość używana jest bezpośrednio w kontrolerach sterujących pracą silników spalinowych o ZI. W nawiązaniu do czasu spalania, zastosowanie systemu S_D wymagało mniejszego kąta wyprzedzenia zapłonu z uwagi na krótszy czas spalania. Istotna korekcja SOIgn widoczna jest dla systemu S_D i najmniejszej dawki paliwa w zakresie λ od 1,0 do 1,3. Nagła redukcja SOIgn wynika z wrażliwości

wielkości dawki do PC dla najmniejszego realizowanego obciążenia. Podobnie zmiana dawki paliwa do PC wpływa na SOIgn pomiędzy punktem $\lambda = 1,7$ a $\lambda = 1,8$ jest również widoczna. Dla systemu S_K, w którym jedynym parametrem sterującym jest SOIgn dla $\lambda > 1,4$ dalsze wyprzedzanie zapłonu powyżej 45°OWK nie przynosi korzystnych rezultatów.

W zależności od punktu i systemu spalania maksymalna wartość ciśnienia w cylindrze wynosiła od 1,9 MPa do 5,1 MPa, a $AP_{\text{cyl_mx}}$ od $10,4$ do $14,8^\circ\text{OWK}$ (rys. 8.12). Niewielka wartość osiąganego ciśnienia wynika z prowadzenia badań w warunkach obciążenia częściowego.

Zwiększona intensywność procesu spalania przy użyciu systemu S_D, wynikająca z uprzednio omawianych parametrów termodynamicznych, spowodowała uzyskanie większego ciśnienia maksymalnego w całym polu pracy. Wraz ze zwiększaniem dawki paliwa różnica w ciśnieniu maksymalnym jest coraz większa. Początkowo zwiększanie współczynnika nadmiaru powietrza przez dostarczanie coraz większej masy powietrza, do cylindra istotnie wpływa na uzyskiwanie coraz większej wartości $P_{\text{cyl_mx}}$. Po osiągnięciu maksimum dalsze uchylanie przepustnicy powoduje uzyskiwanie tej samej wartości $P_{\text{cyl_mx}}$ lub mniejszej przez pogorszenie procesu spalania.

Kąt wystąpienia $P_{\text{cyl_mx}}$ z uwagi na wybraną strategię sterowania układem zapłonowym nie ulega istotnym zmianom podobnie jak ciśnienie szczytowe. Przy zastosowaniu systemu S_D w zakresie λ od 1,0 do 1,5 $AP_{\text{cyl_mx}}$ ma w przybliżeniu stałą wartość a odchylenia spowodowane są regulacją układu zapłonowego i wtryskowego do PC. Powyżej $\lambda = 1,5$ gwałtowne wyprzedzenie zapłonu spowodowane pogarszającymi się warunkami spalania powoduje wyprzedzenie wystąpienia ciśnienia szczytowego. Natomiast system S_K zapewnia mniejszą stabilność wystąpienia $P_{\text{cyl_mx}}$.



Rys. 8.12. Wartość maksymalnego ciśnienia w cylindrze $P_{\text{cyl_mx}}$ oraz kąt dla którego parametr został osiągnięty $AP_{\text{cyl_mx}}$ względem współczynnika nadmiaru powietrza λ w całym polu pracy dla dwóch systemów spalania

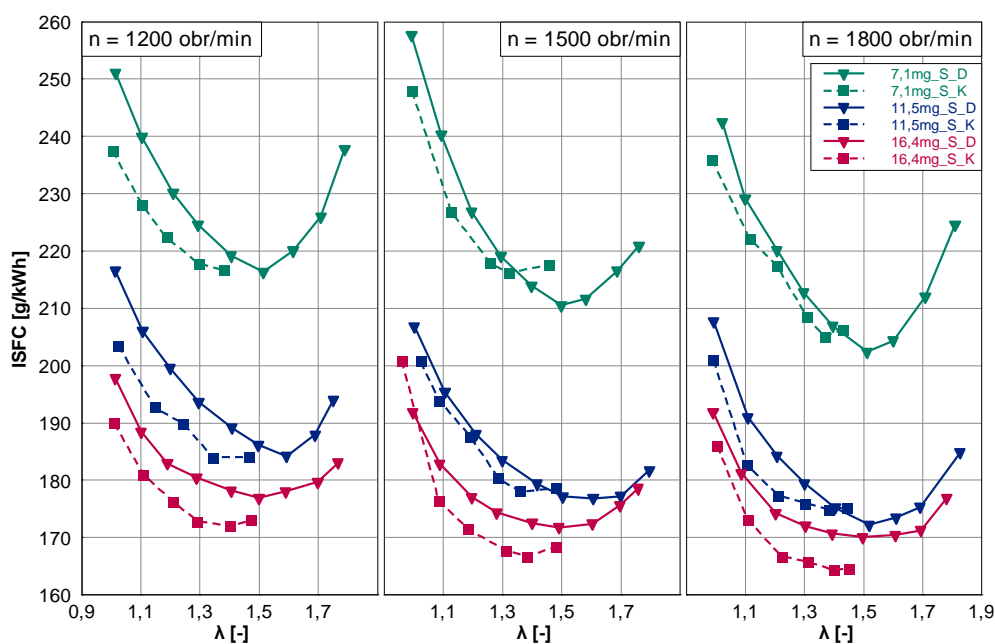
8.4. Energetyczne wskaźniki pracy silnika

Z punktu widzenia eksploatacyjnego silnika spalinowego najistotniejszą grupę parametrów pracy stanowią wskaźniki energetyczne. Do analizy porównawczej systemów spalania w zakresie osiągnięć energetycznych wybrano następujące wskaźniki:

- indykowane jednostkowe zużycie paliwa ISFC,
- sprawność indykowaną ITE.

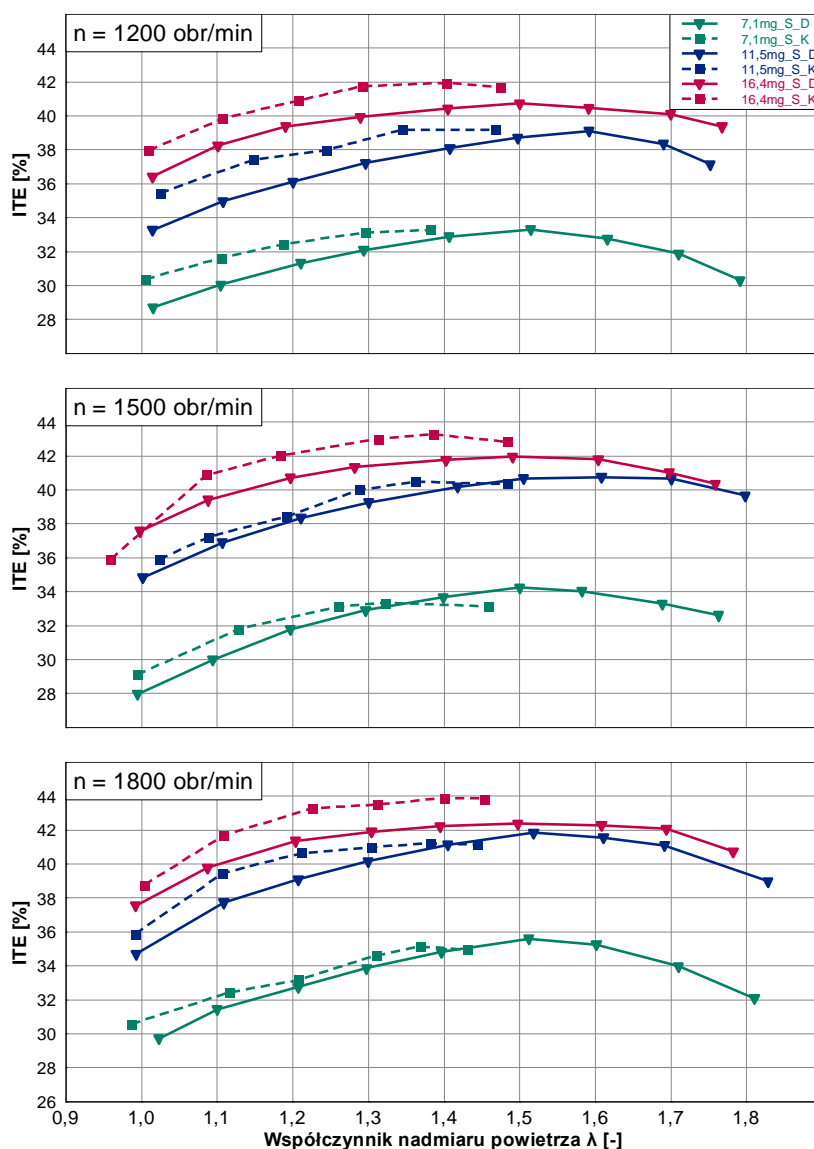
Ze względu na istotę tematu pracy, badania eksperymentalne prowadzono w kierunku efektów procesów wewnątrzcyldrowych, na które istotny wpływ wywiera zmiana systemu spalania. Dlatego pominięte zostały silnikowe parametry użytkowe oraz graniczne.

Znając wartość średniego ciśnienia indykowanego IMEP wyznaczonego na podstawie wykresu indykatorowego oraz zmierzonego chwilowego zużycia paliwa, obliczono ISFC. Na rysunku 8.13 przedstawiono zależność ISFC względem λ dla całego zakresu prędkości obrotowej silnika. Rozrzut uzyskanych wyników wynosi od 257,6 g/kWh do 164 g/kWh. W warunkach spalania stechiometrycznego osiągnięto największą wartość ISFC, która zmniejszała się wraz ze zwiększaniem nadmiaru powietrza mieszaniny. Przy stałej wielkości dawki paliwa powodem redukcji ISFC względem λ jest zwiększająca wartość IMEP. Przyczyny tej zależności opisano w podrozdziale 8.1. Redukcję ISFC uzyskano również przez zwiększanie dawki paliwa tożsamej z obciążeniem silnika, szczególnie widoczne pomiędzy dawką 7,1 mg a 11,5 mg. Znaczne zwiększenie ISFC dla najmniejszej dawki paliwa spowodowane jest największym przymknięciem przepustnicy (straty pompowania) oraz małą dynamiką procesów wewnątrzcyldrowych. Zwiększając obciążenie silnika następuje zmniejszenie strat proporcjonalna do generowanej mocy. Zwiększanie prędkości obrotowej również powoduje redukcję ISFC, lecz w tym przypadku głównym powodem jest krótszy czas spalania co przekłada się na mniejsze odprowadzenie ciepła do ścianek. Należy zaznaczyć, że czas spalania w tym przypadku odnosimy do czasu standardowego a nie czasu spalania wyrażonego w stopniach obrotu wału korbowego.



Rys. 8.13. Wartość indykowanego jednostkowego zużycia paliwa ISFC względem współczynnika nadmiaru powietrza λ w całym polu pracy dla dwóch systemów spalania

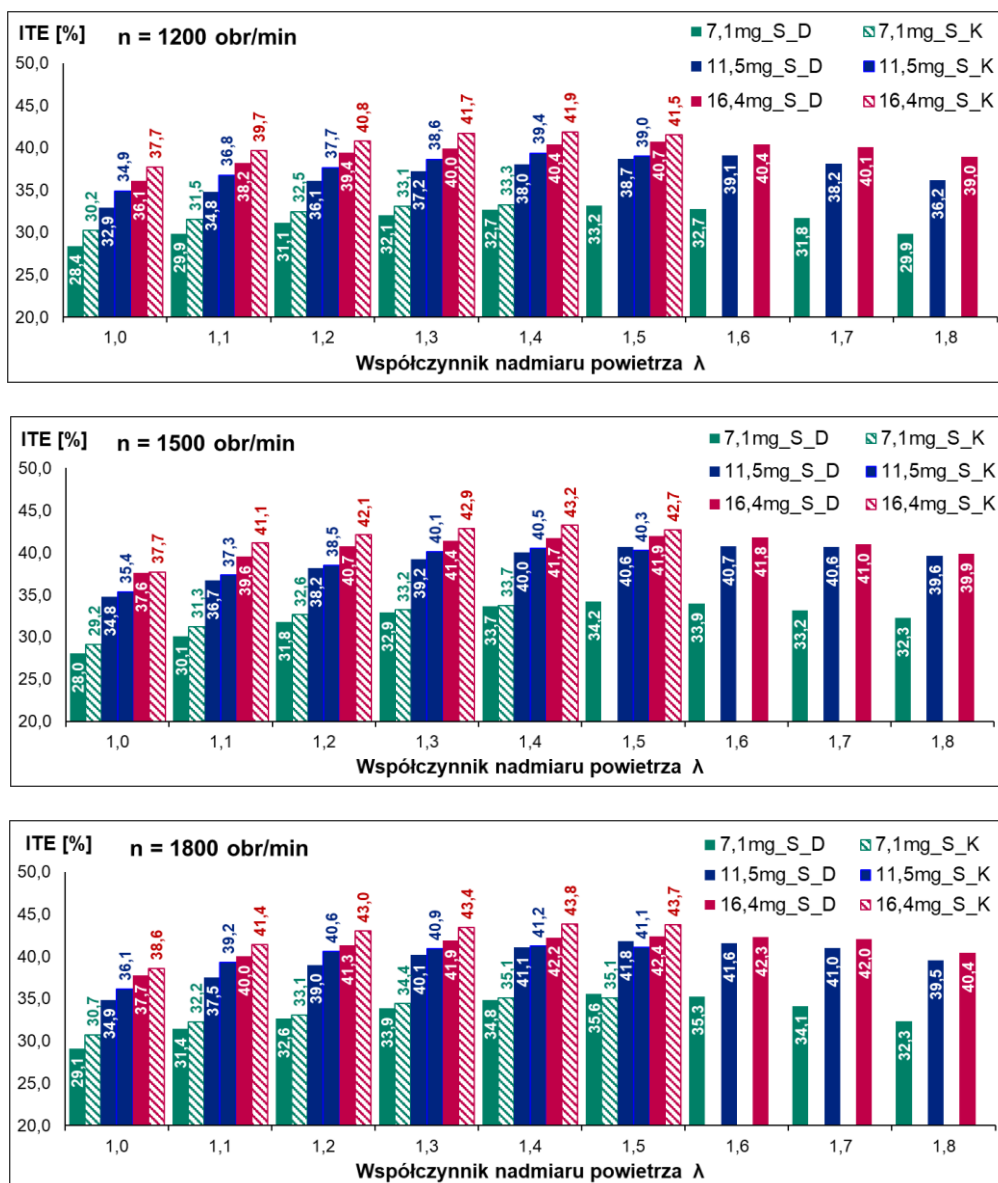
Porównując krzywe dla systemu S_K i S_D, widoczna jest różnica w wystąpieniu minimalnej wartości ISFC, która w przypadku systemu S_D występuje później. Wspomniany odstęp jest jednak niewielki i wynosi maksymalnie 13,5% współczynnika nadmiaru powietrza. W zakresie pracy obu systemów mniejsze ISFC odnotowano dla systemu S_K w całym obszarze punktów badawczych. Korzyść dla systemu S_K zwiększa się wraz z obciążeniem, tak że największe różnice występują dla największej dawki paliwa 16,4 mg. Oznacza to, że zwiększanie obciążenia na tyle poprawia warunki spalania, że konwencjonalny system spalania jest wystarczający. W tym samym obszarze efekt dławienia międzykomorowego i związany z tym transfer paliwa do PC niebiorącego udziału w generowaniu pracy, pogarsza efektywność paliwową. Pomimo pogorszenia efektywności silnika wyposażonego w system S_D w zakresie spalania mieszanek do $\lambda < 1,4$ uzyskane wartości minimalne przy dawce paliwa 7,1 i 11,5 są porównywalne lub mniejsze. Dla zastosowania dawki 16,4 mg w całym zakresie pracy mniejszą wartość minimalną, uzyskano dla systemu konwencjonalnego a różnica zwiększa się wraz z prędkością obrotową od 4,32 g/kWh do 5,74 g/kWh.



Rys. 8.14. Zależność sprawności indykowanej ITE względem współczynnika nadmiaru powietrza λ w całym polu pracy dla dwóch systemów spalania

Znając wartości ISFC wyrażone w g/kWh oraz wartość opałową metanu (50 MJ/kg) wyznaczono sprawność indykowaną. Przebieg krzywych jest tożsamy (stała W_{op} metanu) jednak, w ujęciu silnikowym znacznie łatwiej jest analizować efektywność pod kątem sprawności niż konkretnych wartości ISFC. Maksymalna sprawność silnika z systemem spalania S_K wyniosła 43,84%, zaś z systemem S_D była mniejsza i wyniosła 42,36% (dawka paliwa 16,4 mg; n 1800 obr/min). Najmniejsze wartości 33,24% i 33,29% wystąpiły kolejno dla systemu S_K i S_D (dawka paliwa 7,1 mg; n = 1200 obr/min).

Sprawność ITE jest kluczowym parametrem porównawczym z punktu widzenia modyfikacji systemu spalania, dlatego oprócz porównania wyników w rzeczywistych punktach pomiarowych w postaci wykresów słupkowych (rys. 8.15) przedstawiono wyniki po ujednoczeniu podstawy współczynnika nadmiaru. Ujednoczenie zostało przeprowadzone za pomocą interpolacji funkcjami sklejanymi od wartości $\lambda = 1$, co 0,1.



Rys. 8.15. Seria wykresów słupkowych ITE opracowanych na podstawie wyników po ujednoczeniu względem określonych wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ w całym polu pracy dla dwóch systemów spalania

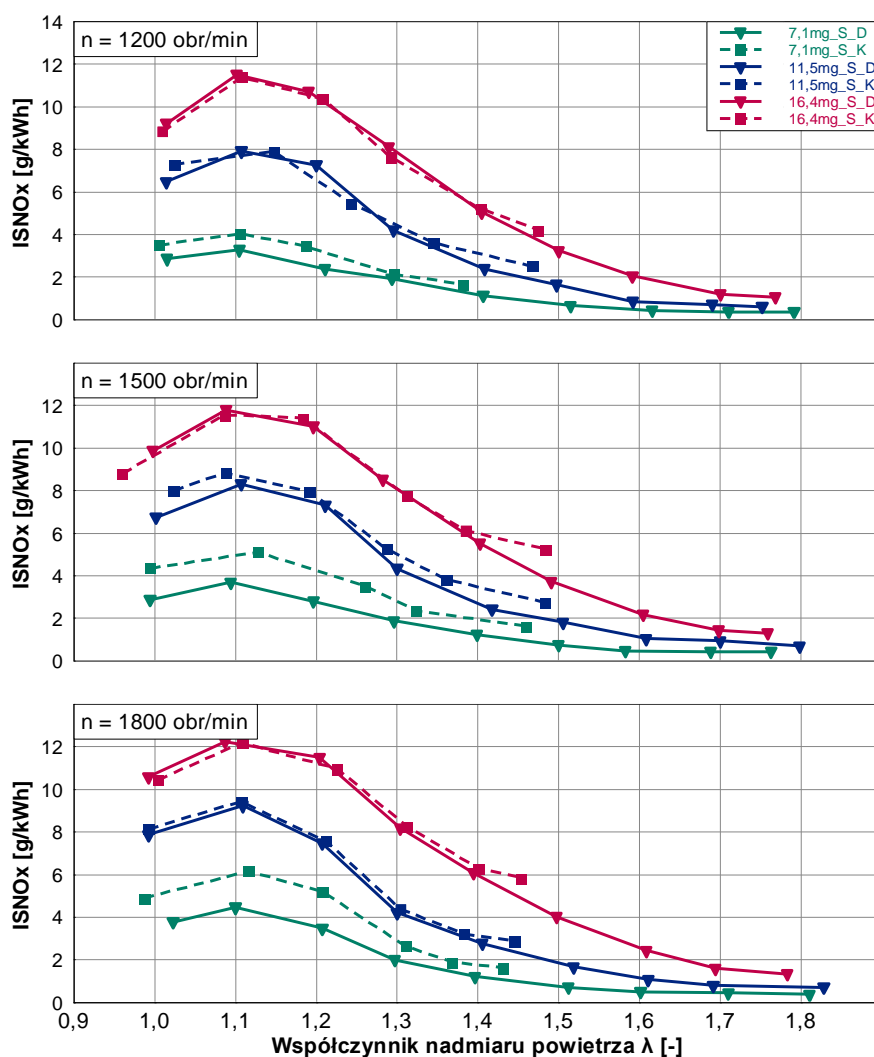
8.5. Emisja jednostkowa wybranych składników spalin

Parametry ekologiczne obecnie stały się kluczowe w aspekcie rozwoju silników spalinyowych, dlatego porównania dokonano również w aspekcie emisji jednostkowej związków szkodliwych spalin. Do analizy wybrano następujące składniki spalin:

- tlenki azotu – NO_x,
- tlenek węgla – CO,
- węglowodory – THC (włącznie z metanem).

Mierzone podczas badań stężenie związków przeliczono na emisję jednostkową korzystając z uprzednio obliczonej mocy indykowanej stąd litera IS przed nazwą składnika.

Wartości jednostkowej emisji tlenków azotu ISNO_x względem współczynnika nadmiaru powietrza dla różnego obciążenia oraz prędkości obrotowej wału korbowego przedstawiono na rysunku 8.16. Tendencja ta pokazuje zwiększenie jednostkowej emisji ISNO_x w zakresie $\lambda = 1$ do $\lambda = 1,1$, po czym zmniejsza się wraz z dalszym zubażaniem ładunku palnego. Na tworzenie tlenków azotu główny wpływ wywiera temperatura spalania, która silnie zależy od współczynnika nadmiaru powietrza oraz obciążenia [118].



Rys. 8.16. Zależność jednostkowej emisji NO_x względem współczynnika nadmiaru powietrza λ w całym polu pracy dla dwóch systemów spalania

W zakresie funkcjonalności obu systemów spalania przy minimalnym i średnim zakresie obciążenia (dawka paliwa 7,1 i 11,5 mg) mniejszą emisję jednostkową ISNOx osiągnięto dla systemu dwustopniowego bez względu na wartość prędkości obrotowej silnika. Najmniejsze różnice występują przy najmniejszej analizowanej prędkości obrotowej 1200 obr/min przy której czas trwania cyklu pracy silnika jest największy. Stosując dawkę paliwa 16,4 mg nie odnotowano istotnych różnic.

Stosując system S_K przy osiągnięciu granicznej wartości λ widoczny jest delikatny zwiększenie emisji jednostkowej podyktowane zanikaniem procesu spalania, czego nie odnotowano dla granicznej w wartości systemie S_D.

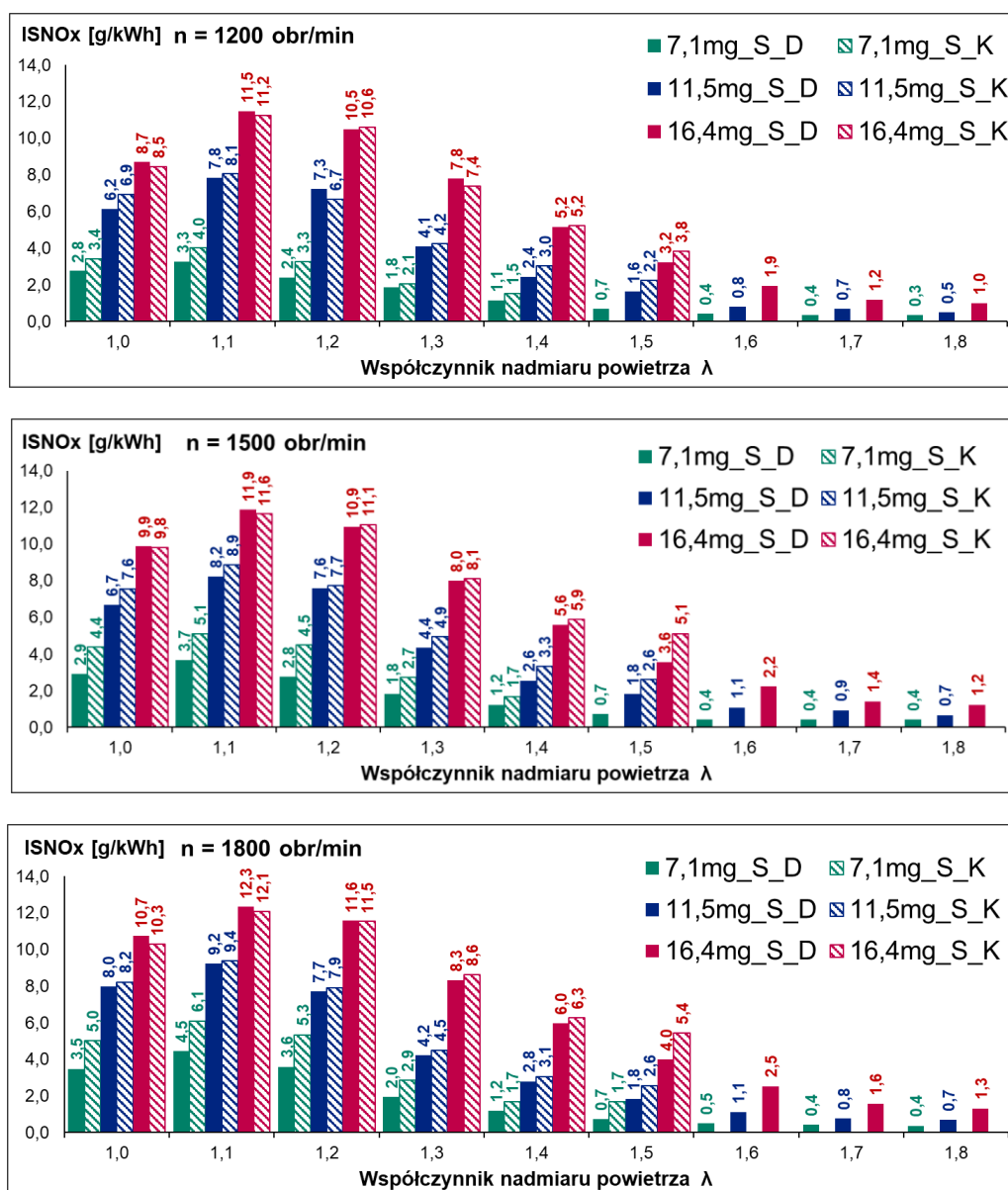
Przy pracy silnika systemem S_D po przekroczeniu zakresu pracy systemu S_K dalsze uchylanie przepustnicy skutkujące zwiększeniem wartości współczynnika nadmiaru powietrza prowadzi do dalszego zmniejszania emisji tlenków azotu.

Celem stosowania mieszanek ubogich jest m.in. osiągnięcie najmniejszej możliwej emisji jednostkowej ISNOx, dlatego w tabeli 8.2 przedstawiono minimalne uzyskane wartości. Ze względu na rozszerzenia zakresu pracy silnika z systemem S_D przedstawione wartości końcowe są nawet kilkukrotnie mniejsze.

Tabela 8.2. Minimalne zanotowane wartości ISNOx dla konwencjonalnego i dwustopniowego systemu spalania

n [obr/min]	Dawka paliwa [mg/cykl]	ISNOx S_K [g/kWh]	ISNOx S_D [g/kWh]
1200	7,1	1,61	0,35
	11,5	2,48	0,58
	16,4	4,16	1,04
1500	7,1	1,58	0,41
	11,5	2,7	0,67
	16,4	5,2	1,28
1800	7,1	1,29	0,35
	11,5	2,84	0,69
	16,4	5,79	1,33

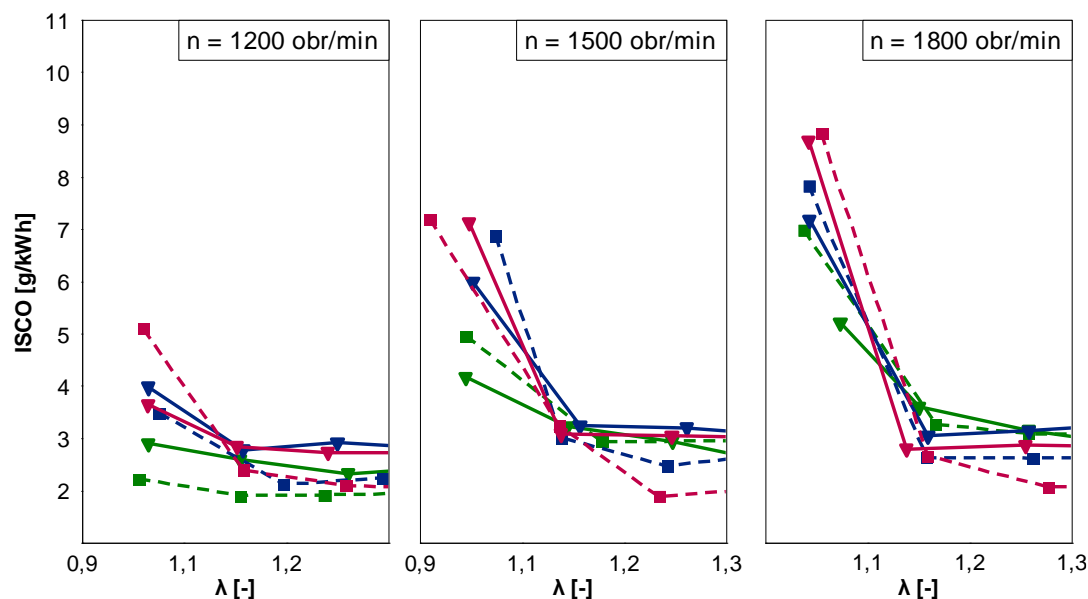
Emisja jednostkowa tlenków azotów jest drugim kluczowym parametrem po sprawności cieplnej, dla którego stosuje się systemy spalania z dzieloną komorą. Dlatego również w tym przypadku zestawiono wyniki po normalizacji (rys. 8.17). W zakresie najmniejszego obciążenia wskaźnik emisji jednostkowej ISNOx traktować można jako emisję szczytkową. Wraz ze zwiększaniem prędkości obrotowej emisja jednostkowa zwiększa się w efekcie polepszenia jakości spalania i wzrostu temperatury procesu. Mówiąc o jakości procesu spalania oraz emisji jednostkowej ISNOx, należy zwrócić uwagę na jej powiązanie ze sprawnością ITE, omówioną w poprzednim podrozdziale. W zakresie pracy obu systemów oraz dawki paliwa wynoszącej 7,1 mg oraz 11,5 mg większą emisję jednostkową ISNOx zanotowano dla systemu S_K dla którego to osiągnięta została większa sprawność. Zwiększając dawkę paliwa do 16,4 mg różnica zmniejsza się, a wręcz w wybranych punktach emisja jednostkowa ISNOx jest mniejsza dla systemu S_D. Wynika to prawdopodobnie z efektu wypływu strug zapłonowych do cylindra, w którym ładunek ubogi osiąga wyższą temperaturę względem tych panujących przy mniejszych obciążeniach silnika.



Rys. 8.17. Seria wykresów słupkowych ISNOx opracowanych na podstawie wyników po normalizacji względem określonych wartości λ w całym polu pracy dla dwóch systemów spalania

Kolejnym składnikiem spalin, który mierzono jest tlenek węgla. Zależność emisji jednostkowej ISCO względem λ przedstawiono w postaci dwóch grafik ze względu na duży rozrzut analizowanych wartości. Na rysunku 8.18 zaprezentowano warunki okołostechiometryczne, natomiast na rysunku 8.19 – warunki spalania mieszanki ubogiej.

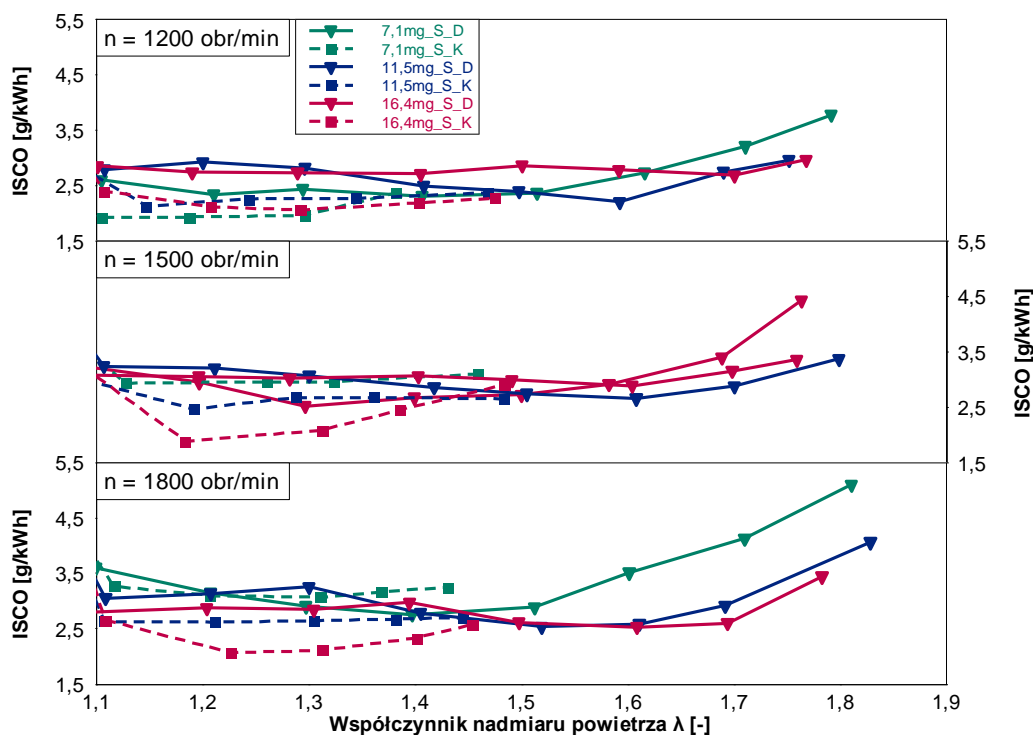
W warunkach okołostechiometrycznych zanotowano znaczny wzrost emisji jednostkowej ISCO. W tych warunkach emisja jednostkowa CO wynika z lokalnych i globalnych niedoborów tlenu prowadzących do niepoprawnego spalania. Zastosowanie systemu S_D, w którym mechanizm zapłonu powoduje dodatkowy ruch ładunku i obejmuje większą część komory spalania, wspomaga zmniejszenie emisji jednostkowej ISCO. Wyjątek stanowi zastosowanie dawki 7,1 mg i najmniejszej prędkości obrotowej, przy których zastosowanie systemu S_D zwiększyło emisję CO. Jednym z czynników był prawdopodobnie brak dodatkowej dawki paliwa oraz bardzo słaba dynamika spalania (negatywny wpływ dławienia międzykomorowego).



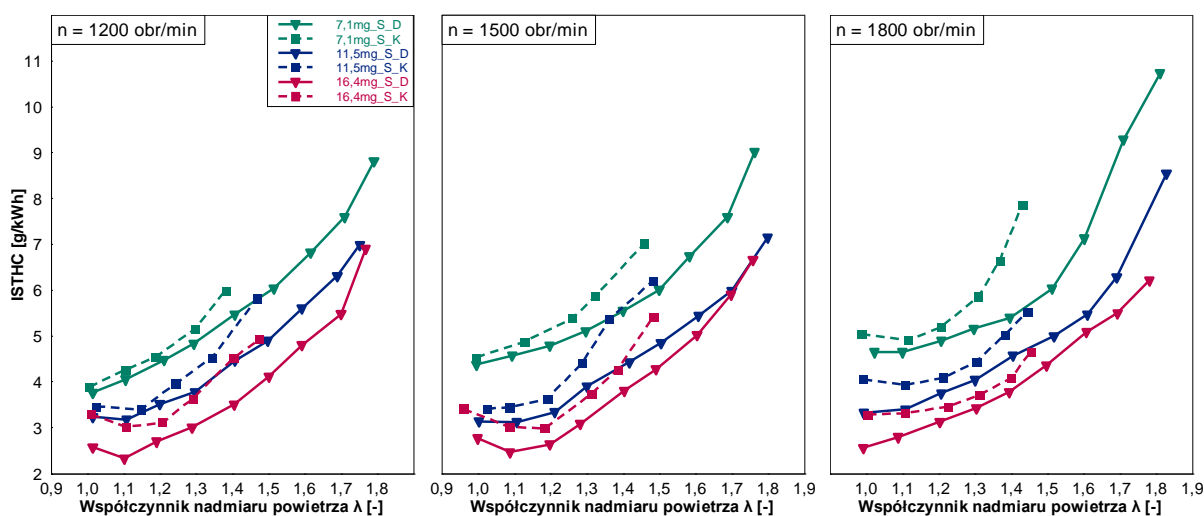
Rys. 8.18. Zależność emisji jednostkowej ISCO względem współczynnika nadmiaru powietrza λ w zakresie 1,0–1,3 w całym polu pracy dla dwóch systemów spalania

Emisja jednostkowa ISCO, podobnie jak ISNO_x, zmniejsza się podczas zwiększania udziału w mieszance palnej powyżej $\lambda = 1$ z tym, że w przypadku emisji ISCO zmiany te są bardzo gwałtowne i zachodzą nawet przy znikomym nadmiarze tlenu. Na rysunku 8.19 przedstawiono obszar spalania uboższego z przeskalowaną osią rzędnych. Zwiększenie λ zmniejsza emisję jednostkową ISCO do zakresu 1,7–3,5 g/kWh o obszarze wspólnej pracy systemów oraz do 5,6 g/kWh podczas spalania z największą wartością λ z zastosowaniem S_D. Przy zastosowaniu najmniejszej dawki paliwa system S_K zapewnia niższą emisję, a dla kolejnych prędkości wyniki pozostają porównywalne. W przypadku dawki paliwa 11,5 oraz 16,4 mg mniejszą emisję uzyskano dla systemu S_K. Uzyskana tendencja jest odwrotna do tej spodziewanej, z uwagi na mechanizm zapłonu ładunku głównego. Dzieje się tak prawdopodobnie dlatego ponieważ wpływające strugi palącego się ładunku opuszczają komorę z różną intensywnością oraz rozłożone są promieniowo (brak otworu wzdłuż osi cylindra). Gwałtowny proces spalania przebiega szybko pozostawiając obszary nieobjęte dokładnie przez płomień o znacznie mniejszej temperaturze. Przy zastosowaniu systemu S_D powyżej $\lambda = 1,6$ spalanie charakteryzuje się coraz mniejszą jakością i zwiększoną przewlekłością, sprzyjając tym samym powstawaniu CO.

Źródłem emisji niespalonych węglowodorów z silnika tłokowego jest wiele, należą do nich między innymi przedostający się do cylindra olej smarujący, gaszenie płomienia na ściankach komory spalania, zanieczyszczenia stałe w komorze spalania, skomplikowana geometria komory spalania z licznymi miejscami, do których nie dociera płomień. Z uwagi na prowadzenie badań w sposób możliwie ciągły na tym samym silniku, z jednakową geometrią komory spalania (wykluczając zmiany wynikające z zastosowania komory wstępnej) różnice w emisji jednostkowej węglowodorów THC wynikają jedynie ze zmiany systemu spalania. Na rysunku 8.20 przedstawiono zależność emisji węglowodorów od λ dla trzech prędkości obrotowych. Należy tutaj zaznaczyć, że jest to emisja całkowita obejmująca niespalony metan.



Rys. 8.19. Zależność emisji jednostkowej ISCO względem współczynnika nadmiaru powietrza λ w całym polu pracy dla dwóch systemów spalania



Rys. 8.20. Zależność emisji jednostkowej ISTHC względem współczynnika nadmiaru powietrza λ w całym polu pracy dla dwóch systemów spalania

We wspólnym zakresie pracy systemów spalania mniejszą emisję jednostkową uzyskano przez zastosowanie systemu S_D. W przeciwieństwie do emisji jednostkowej CO, efekt wielopunktowego zapłonu pozwolił na wypalenie większej ilości paliwa. Spalanie z użyciem systemu S_D na podstawie wyników analizy optycznej rozpoczyna się w okolicy ścianek cylindra penetrując wewnątrz komory spalania. To oznacza wielopunktową inicjację procesu spalania w miejscach najbardziej narażonych na pozostanie niespalonego paliwa. Odwrotnie do system S_K, w którym proces rozpoczyna się w osi cylindra, a penetrując komorę spalania w kierunku

ścianek może ulec wygaszeniu. Pomimo zmiany mechanizmu spalania przez zastosowanie systemu S_D w zakresie spalania mieszanek najbardziej ubogich emisja jednostkowa THC znacznie zwiększa się z uwagi na znaczny spadek dynamiki procesów wewnątrzcyldrowych.

8.6. Ocena efektywności systemów spalania z uwzględnieniem synchronizacji podstawy współczynnika λ

Zawarta w tytule niniejszej rozprawy ocena efektywności dwustopniowego systemu spalania, została wykonana na podstawie przeprowadzenia szczegółowej oceny porównawczej względem konwencjonalnego jednostopniowego systemu spalania. Do oceny efektywności przyjęto następujące kryteria:

- efektywność termodynamiczna,
- efektywność energetyczna,
- efektywność środowiskowa.

Proces oceny efektywności wymagał przeprowadzenia interpolacji wyników w celu harmonizacji porównania rozwiązań.

W poprzednich podrozdziałach wyniki prezentowano w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza λ , który liczony był po stronie dolotowej w czasie rzeczywistym. Wrażliwość aparatury pomiarowej oraz ręczne sterowanie przepustnicą spowodowały odchylenia uzyskanej wartości λ od wartości objętych planem badań. Analizując parametry pod kątem charakteru zmian w poprzednich podrozdziałach, wyniki nie wymagały przeprowadzenia ujednoczenia podstawy współczynnika nadmiaru powietrza (przedstawiono tylko najważniejsze wskaźniki ITE i NOx). Z tego powodu nie podawano również procentowej różnicy, a skupiono się na zakresach wartości otrzymanych parametrów.

Aby możliwa była prawidłowa mierzalna ocena efektywności zastosowania różnych systemów spalania uprzednio omawiane wskaźniki poddano procesowi ujednoczeniu względem określonych wartości podstawy współczynnika λ w całym polu pracy dla dwóch systemów spalania (z pominięciem ISFC oraz SOIgn). Następnie wyznaczono procentowe różnice uzyskanych wartości w każdym punkcie badawczym (zgodnie z planem badawczym).

Wyniki umieszczone zostały na rysunkach 8.21–8.31, gdzie na osi odciętych umieszczono λ , na osi rzędnych punkt pracy silnika w postaci prędkość obrotowa_dawka paliwa. Pogrubioną linią w środkowej części tabel zaznaczono granicę, do której prowadzono badania z użyciem systemu S_K. Wyniki za wspomnianą granicą dla systemu S_D odniesiono do ostatniej wartości uzyskanej dla system S_K. Wyjątek stanowią parametry ITE oraz dQmx w przypadku których wyniki odniesiono do największej uzyskanej sprawności z systemem S_K.

Pierwsza mapa zgodnie z kolejnością prezentowania parametrów w poprzednich podrozdziałach dotyczy maksymalnej szybkości wywiązywania ciepła dQmx (rys. 8.21). Pogrubienie wartości dodatnich oznacza uzyskanie większej wartości parametru dla systemu S_D. Brak pogrubienia i wartość ujemna oznacza redukcję parametru względem systemu S_K.

Szybkość maksymalna wywiązywania ciepła w całym obszarze z wyjątkiem dwóch skrajnych punktów ($\lambda = 1,8$) była większa dla systemu S_D. Zastosowanie systemu S_D w warunkach spalania $\lambda \sim 1,4$ oraz prędkości wału korbowego 1200–1500 obr/min spowodowało ponad dwukrotne zwiększenie wskaźnika dQmx (maksymalnie 120%). W obszarze pracy wspólnym dla obu systemów spalania minimalna różnica wynosi 60,6% co stanowi dużą zmianę. Dla obszaru pracy tylko systemu S_D wartość dQmx odniesiono do największej uzyskanej dla systemu S_K stąd odnotowano spadek różnicy wraz ze zwiększaniem λ .

Na rysunku 8.22 pokazano mapę różnicy dla czasu spalania MBF10-MBF90. W tym przypadku efekty systemu S_D odniesione zostały do ostatniej uzyskanej wartości czasu spalania. W tym przypadku pogrubionymi wartościami oznaczono wartości ujemne wskazujące na skrócenie czasu spalania, co oznacza pozytywny efekt implementacji systemu S_D. W całym obszarze średnio czas spalania został zredukowany o 42,7%. Dla warunków granicznych obu systemów, pomimo znacznej różnicy λ , uzyskano skrócenie czasu spalania w całym zakresie wynoszące od 5,3% do 38,1%.

Punkt pracy silnika	Udział dQmx [%]	Współczynnika nadmiaru powietrza λ									
		1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	
1200_7,1mg	65,9	72,1	82,2	87,4	106,6	74,8	58,3	49,6	21,0		
1200_11,5mg	83,3	94,1	90,1	101,6	95,5	92,9	55,6	19,8	-2,9		
1200_16,4mg	78,9	90,8	93,0	90,8	96,3	95,0	84,2	69,7	50,1		
1500_7,1mg	71,0	76,1	79,0	87,6	101,6	64,6	60,8	31,2	19,2		
1500_11,5mg	78,7	93,1	92,2	81,9	83,9	80,3	55,2	38,1	22,6		
1500_16,4mg	73,6	75,4	70,8	79,9	95,2	120,0	94,3	72,6	35,8		
1800_7,1mg	89,3	62,1	69,4	75,2	76,8	62,9	43,6	11,7	-2,3		
1800_11,5mg	73,5	77,0	72,2	67,7	67,5	63,3	46,4	23,4	8,4		
1800_16,4mg	60,6	61,1	63,2	61,7	66,9	87,7	78,8	59,3	45,8		

Rys. 8.21. Procentowa różnica maksymalnej szybkości wywiązywania ciepła dQmx pomiędzy konwencjonalnym a dwustopniowym systemem spalania (jeżeli udział [%] > 0, to dQmx > dla S_D)

Punkt pracy silnika	Udział MFB10 - MFB90 [%]	Współczynnika nadmiaru powietrza λ									
		1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	
1200_7,1mg	-37,1	-46,4	-46,6	-49,4	-54,0	-44,8	-40,8	-24,1	-10,5		
1200_11,5mg	-49,8	-50,4	-50,7	-53,1	-52,3	-52,0	-42,6	-24,4	-8,6		
1200_16,4mg	-47,9	-51,1	-52,8	-52,8	-54,7	-50,5	-47,9	-41,5	-38,1		
1500_7,1mg	-42,5	-44,3	-48,2	-48,6	-52,4	-48,2	-39,4	-28,0	-25,3		
1500_11,5mg	-47,0	-49,2	-51,0	-48,5	-48,1	-47,2	-37,7	-29,1	-24,3		
1500_16,4mg	-45,6	-49,2	-49,3	-51,7	-54,9	-58,0	-51,1	-43,5	-33,7		
1800_7,1mg	-41,4	-41,0	-46,9	-47,5	-47,3	-40,1	-34,7	-22,2	-5,3		
1800_11,5mg	-43,2	-45,7	-46,7	-47,4	-46,9	-43,5	-36,5	-24,8	-17,8		
1800_16,4mg	-43,6	-45,7	-47,5	-50,1	-48,8	-52,9	-47,2	-38,7	-36,8		

Rys. 8.22. Procentowa różnica czasu spalania MBF10-MBF90 pomiędzy konwencjonalnym a dwustopniowym systemem spalania (jeżeli udział [%] < 0, to MBF10-MBF90 < dla S_D)

Pochodne przytoczonych wcześniej parametrów, czyli maksymalne ciśnienie w cylindrze P_{cyl_mx} oraz położenie wartości maksymalnej AP_{cyl_mx} przedstawiono na rysunku 8.23 i 8.24. W zakresie pracy tylko systemu S_D oba parametry odniesiono do ostatniej uzyskanej wielkości dla systemu S_K. Zastosowanie systemu S_D powoduje zwiększenie P_{cyl_mx} dla całego pola pracy w zakresie od 0,9 do 22,4% oraz opóźnienie wystąpienia ciśnienia szczytowego AP_{cyl_mx} w zakresie od 0,1 do 54,2. Wyjątek dotyczy ładunku okołostechiometrycznego w punkcie 1200_11,5mg, w którym odnotowano nieznaczne przyspieszenie AP_{cyl_mx} oraz punktu 1800_7,1mg przy $\lambda = 1,8$, w którym różnica była większa i wynosiła 4,6%.

Najistotniejsze z punktu widzenia celu modyfikacji systemu spalania różnice w ITE oraz emisji jednostkowej ISNO_x przedstawiono na rysunku 8.25 oraz 8.26. Obszary pracy tylko systemu S_D odniesiono do najmniejszych wartości ISNO_x oraz największych uzyskanych wartości ITE.

Mapa różnicy sprawności indykowanej (rys. 8.25) wskazuje na pogorszenie parametru w znacznym obszarze badawczym z wyjątkiem zastosowania mieszanki λ od 1,5 do 1,7 w punktach:

- 1500_7,1 mg,
- 1500_11,5 mg,
- 1800_7,1 mg,
- 1800_11,5 mg,

w których uzyskano poprawę od 0,4% do 1,8% co stanowi znaczne polepszenie w połączeniu z redukcją ISNO_x od 29,1% do 75,1% (rys. 8.26).

Największe straty ITE w zakresie pracy obu systemów spalania zostały stwierdzone spalając ładunki okołostechiometryczne. Redukcja wartości ITE we wspomnianym obszarze wyniosła od 1,6 do 6,1%. Analizując tabelę w zakresie pracy tylko systemu S_D straty sięgają 10,2%, w odniesieniu do maksymalnej możliwej wartości ITE dla systemu S_K.

Punkt pracy silnika	Udział	Współczynnika nadmiaru powietrza λ								
	Pcyl_mx [%]	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
1200_7,1mg	9,7	4,4	6,3	5,4	9,2	10,3	8,7	5,9	5,2	
1200_11,5mg	9,0	11,5	10,6	6,7	8,3	10,1	6,4	6,1	5,8	
1200_16,4mg	7,0	4,6	8,1	6,8	22,4	19,9	22,0	21,6	20,8	
1500_7,1mg	0,9	4,6	7,2	10,8	12,1	15,2	13,0	13,1	11,4	
1500_11,5mg	10,3	12,3	5,1	9,8	12,0	16,8	13,0	11,6	10,9	
1500_16,4mg	10,7	5,4	7,6	6,8	10,2	10,6	12,0	9,3	8,3	
1800_7,1mg	9,1	5,5	8,8	7,2	11,1	13,3	10,6	6,4	5,3	
1800_11,5mg	13,0	12,2	10,0	9,5	13,7	17,3	17,9	12,7	12,0	
1800_16,4mg	6,9	10,7	9,4	8,4	9,0	8,2	10,8	10,0	9,6	

Rys. 8.23. Procentowa różnica maksymalnego ciśnienia w cylindrze Pcyl_mx między konwencjonalnym a dwustopniowym systemem spalania (jeżeli udział [%] > 0, to Pcyl_mx > dla S_D)

Punkt pracy silnika	Udział	Współczynnika nadmiaru powietrza λ								
	APcyl_mx [%]	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
1200_7,1mg	0,2	8,1	16,4	12,5	16,6	18,4	19,2	10,2	0,9	
1200_11,5mg	-0,2	-2,0	5,4	16,8	18,3	19,4	23,3	11,9	8,6	
1200_16,4mg	5,2	15,8	9,0	16,3	13,9	19,8	11,5	10,7	3,1	
1500_7,1mg	14,1	12,0	13,5	16,0	18,3	16,2	14,9	7,0	4,6	
1500_11,5mg	17,8	10,5	23,5	13,9	11,1	13,4	17,5	14,9	12,6	
1500_16,4mg	8,2	19,8	15,7	21,0	20,4	30,0	25,6	17,6	2,2	
1800_7,1mg	10,4	14,2	18,9	17,6	12,9	12,4	11,7	1,4	-4,6	
1800_11,5mg	0,1	8,9	12,5	16,8	28,8	38,6	32,4	34,6	25,5	
1800_16,4mg	10,4	12,2	8,7	16,0	17,0	54,2	37,2	46,4	34,3	

Rys. 8.24. Procentowa różnica odległości pomiędzy GMP a lokalizacją Pcyl_mx między konwencjonalnym a dwustopniowym systemem spalania (jeżeli udział [%] > 0, to APcyl_mx > dla S_D)

Przechodząc do tabeli przedstawiającej wyniki różnicowe dla emisji jednostkowej ISNOx wartości ujemne oznaczają redukcję emisji stanowiącą pozytywny efekt. We wspólnym obszarze funkcjonalnym systemów spalania odnotowano redukcję emisji ISNOx od 1,3 do 38,6% szczególnie znaczącą dla dawki paliwa 7,1 mg oraz 11,5 mg. W tym samym obszarze również odnotowano zwiększenie emisji jednostkowej ISNOx od 0,8 do 8,6% przy zastosowaniu dawki paliwa wynoszącej 16,4 mg. Przechodząc do trybu indywidualnej pracy systemu S_D, redukcja w porównaniu z ostatnią uzyskaną wartością dla systemu S_K jest największa i wynosi od 49,5% do 78,5%. Należy zaznaczyć że punkty największej redukcji ISNOx stanowią jednocześnie punkty największego pogorszenia sprawności ITE.

Punkt pracy silnika	Udział ITE [%]	Współczynnika nadmiaru powietrza λ								
		1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
1200_7,1mg	-6,1	-5,2	-4,1	-3,0	-1,6	-0,2	-1,5	-4,5	-10,2	
1200_11,5mg	-5,6	-5,3	-4,2	-3,6	-3,4	-0,8	-0,7	-3,0	-8,1	
1200_16,4mg	-4,3	-3,7	-3,3	-4,3	-3,6	-2,0	-3,5	-4,3	-7,0	
1500_7,1mg	-3,8	-3,8	-2,6	-1,0	-0,2	1,4	0,6	-1,6	-4,3	
1500_11,5mg	-1,7	-1,6	-0,9	-2,1	-1,2	0,9	0,6	0,4	-2,2	
1500_16,4mg	-0,3	-3,8	-3,3	-3,4	-3,4	-1,8	-3,2	-5,1	-7,7	
1800_7,1mg	-5,3	-2,5	-1,3	-1,5	-0,8	1,3	0,5	-2,8	-8,0	
1800_11,5mg	-3,4	-4,4	-3,8	-2,0	-0,3	1,8	1,0	-0,4	-4,1	
1800_16,4mg	-2,2	-3,4	-4,0	-3,6	-3,7	-3,2	-3,6	-4,2	-7,8	

Rys. 8.25. Procentowa różnica wartości sprawności ITE pomiędzy konwencjonalnym a dwustopniowym systemem spalania (jeżeli udział [%] > 0, to ITE > dla S_D)

Punkt pracy silnika	Udział	Współczynnika nadmiaru powietrza λ								
	ISNOx [%]	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
1200_7,1mg	-19,5	-18,8	-26,0	-10,9	-25,9	-56,1	-71,9	-76,9	-77,4	
1200_11,5mg	-11,0	-2,7	8,6	-4,0	-19,3	-27,9	-64,6	-69,4	-78,3	
1200_16,4mg	2,8	2,1	-1,0	5,9	-1,3	-16,3	-49,5	-68,8	-74,2	
1500_7,1mg	-33,4	-27,9	-38,6	-32,8	-27,1	-56,6	-75,1	-75,7	-75,1	
1500_11,5mg	-11,7	-7,2	-1,8	-11,9	-23,1	-29,8	-58,6	-64,1	-74,3	
1500_16,4mg	0,8	2,0	-1,2	-1,3	-5,4	-30,4	-56,6	-72,3	-76,0	
1800_7,1mg	-30,8	-27,0	-32,7	-31,6	-29,2	-56,3	-70,7	-74,6	-78,5	
1800_11,5mg	-3,2	-1,7	-2,5	-6,3	-8,6	-29,1	-56,6	-70,1	-73,0	
1800_16,4mg	4,2	2,1	0,3	-3,6	-4,9	-26,6	-53,4	-71,4	-75,8	

Rys. 8.26. Procentowa różnica jednostkowej emisji ISNOx pomiędzy konwencjonalnym a dwustopniowym systemem spalania (jeżeli udział [%] < 0, to ISNOx < dla S_D)

Efekty zmiany systemu spalania pod względem emisji jednostkowej ISTHC oraz ISCO przedstawiono na rysunku 8.27 oraz 8.28. Obszar indywidualnej pracy systemu S_D odniesiono do ostatniej uzyskanej wartości przy systemie S_K w przypadku obu wskaźników emisyjnych.

Emisja jednostkowa ISCO w znacznej części obszaru badawczego (rys. 8.27) uległa zwiększeniu (wartości dodatnie) w zakresie od 0,2% do 68,7%. Wskazując na zmniejszenie ISCO można wyróżnić jedynie kilka obszarów oznaczonych pogrubieniem. W przeciwieństwie do ISCO gdzie brak jest możliwości wskazania konkretnej tendencji zmian, w przypadku emisji jednostkowej ISTHC w całym obszarze wspólnej pracy systemów oraz do $\lambda = 1,6$ odnotowano zmniejszenie ISTHC wynoszącą od 2,7% do 24,9%. Dla obszaru $\lambda \geq 1,7$ odnotowano istotny wzrost jednostkowej ISTHC wprost proporcjonalny do zmiany λ .

	Udział ISCO [%]	Współczynnika nadmiaru powietrza λ								
		1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
Punkt pracy silnika	1200_7,1mg	31,0	36,2	22,2	24,5	-6,2	-4,5	8,8	29,3	57,9
	1200_11,5mg	9,6	14,4	37,9	23,0	9,4	-0,7	-7,9	15,8	28,7
	1200_16,4mg	29,9	13,4	31,2	33,1	24,7	25,0	20,7	17,1	36,3
	1500_7,1mg	-15,4	0,2	4,2	-15,0	-10,9	-9,3	-1,4	17,1	65,9
	1500_11,5mg	29,0	26,2	26,0	14,8	7,9	3,9	0,2	8,5	27,5
	1500_16,4mg	21,5	-3,0	68,7	49,6	21,6	0,4	-2,7	6,7	17,8
	1800_7,1mg	-11,3	2,1	2,5	-5,3	-14,0	-11,7	9,1	26,6	55,5
	1800_11,5mg	-7,5	14,3	21,6	22,9	5,1	-6,3	-5,8	8,9	39,2
	1800_16,4mg	-12,0	-16,5	48,4	35,2	28,3	-5,9	-8,7	-5,3	31,0

Rys. 8.27. Procentowa różnica emisji jednostkowej ISCO pomiędzy konwencjonalnym a dwustopniowym systemem spalania (jeżeli udział [%] > 0 to ISCO > dla S_D)

	Udział ISTHC [%]	Współczynnika nadmiaru powietrza λ								
		1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
Punkt pracy silnika	1200_7,1mg	-3,5	-4,0	-2,7	-5,5	-11,6	-2,5	9,5	22,3	47,1
	1200_11,5mg	-7,1	-4,7	-4,2	-10,8	-12,0	-20,6	-8,5	3,6	21,9
	1200_16,4mg	-20,5	-23,1	-10,9	-17,6	-22,6	-18,6	-4,1	8,3	51,6
	1500_7,1mg	-3,3	-4,3	-5,6	-9,7	-14,7	-7,7	5,4	19,3	50,3
	1500_11,5mg	-6,9	-9,7	-10,0	-14,2	-23,7	-23,4	-14,2	-4,9	14,0
	1500_16,4mg	-15,6	-17,7	-12,4	-12,5	-13,7	-22,8	-11,1	5,6	28,4
	1800_7,1mg	-7,2	-4,8	-5,6	-10,0	-24,9	-17,7	-1,5	26,2	47,2
	1800_11,5mg	-17,6	-13,9	-8,1	-8,2	-11,7	-17,2	-9,5	7,3	34,5
	1800_16,4mg	-21,4	-14,6	-8,3	-7,0	-6,3	-15,4	-2,5	6,9	23,2

Rys. 8.28. Procentowa różnica emisji jednostkowej ISTHC pomiędzy konwencjonalnym a dwustopniowym systemem spalania (jeżeli udział [%] > 0 to ITE > dla S_D)

Podsumowując wyniki tej części badań i analiz można zauważyć, że ostatecznie zaproponowany system spalania dwustopniowego pozwala osiągnąć:

- zwiększenie sprawności cieplnej ITE o ok. 1,8%,
- zmniejszenie emisji jednostkowej tlenków azotu ISNO_x o ok. 75%,
- zmniejszenie emisji jednostkowej węglowodorów ISTHC o ok. 23,4%,
- zmniejszenie emisji jednostkowej tlenku węgla ISCO o ok. 11,7%.

Maksymalne polepszenie wymienionych wskaźników można jednak uzyskać w różnych punktach operacyjnych silnika określonych prędkością obrotową i całkowitą dawką paliwa. Znalezienie najkorzystniejszego rozwiązania dla szerokiego obszaru operacyjnego silnika wymaga przeprowadzenia rachunku optymalizacyjnego dla wcześniej zdefiniowanych kryteriów optymalizacyjnych. Zagadnienie takie nie stanowiło jednak przedmiotu tej pracy.

9. Podsumowanie i wnioski

9.1. Charakterystyka uzyskanych wyników

Konstrukcja systemu spalania tłokowego silnika spalinowego i organizacja procesu spalania jest istotnym aspektem, w którym upatruje się uzyskania coraz lepszych wskaźników eksploatacyjnych i ekologicznych. Rozwój systemów spalania silników spalinowych jest konieczny z uwagi na zaostrzające się przepisy dotyczące ich efektywności i norm emisyjności. Jedną z technik pozwalających polepszyć wspomniane wskaźniki jest efektywne spalanie mieszanek ubogich, przy których występuje znacznie mniejsza temperatura procesu, a własności zapłonowe są znacznie pogorszone.

Dla polepszenia własności zapłonowych ubogich mieszanek gazowych w silnikach średniej i dużej mocy stosuje się komorę wstępnego spalania, zmieniając tym samym mechanizm zapłonu ładunku głównego. W niniejszej dysertacji podjęto się oceny zastosowania takiego rozwiązania, ale w odniesieniu do gazowych silników szybkoobrotowych o objętość cylindra około 500 cm³.

System spalania dwustopniowego w gazowych silnikach szybkoobrotowych nie był do tej pory wdrożony seryjnie, powstawały jedynie pojedyncze rozwiązania prototypowe do celów badawczych. Z tego powodu opracowano wybrane elementy systemu spalania o indywidualnych cechach konstrukcyjnych, którego efekty zastosowania oceniono względem rozwiązania konwencjonalnego. Wyniki postępowania zaprezentowane w pracy uzyskano na podstawie badań eksperymentalnych. Wyróżniono dwie podstawowe grupy uzyskanych rezultatów. Pierwszą stanowi efekty badań modelowych (wstępnych), drugą natomiast wyniki badań silnikowych (zasadniczych). Badania modelowe pozwoliły na dobór odpowiednich cech konstrukcyjnych proponowanego systemu spalania w efekcie czego zamontowano system spalania dwustopniowego w gazowym silniku badawczym. W toku badań zasadniczych uzyskano wyniki pozwalające ocenić efektywność dwustopniowego systemu spalania zgodnie z opracowaną strategią sterowania.

Wskazanie efektów zmiany systemu spalania wymagało użycia metodologii obejmującej identyfikację wyładowań elektrycznych, rejestracji procesów wewnątrzcyldrowych oraz energetyczno-emisyjnych efektów pracy silnika. Tak złożona metodologia pozwoliła na kompleksowe podejście i rozwiązanie problemu badawczego.

9.2. Wnioski końcowe

Prowadzone postępowanie eksperymentalne realizowane było w trzech obszarach procesów silnikowych o charakterze szybkozmiennym. Zastosowanie różnych technik pomiarowych, w skład których wchodzi pomiar wielkości elektrycznych, techniki szybkiego filmowania, pomiary indykatorowe oraz analiza składu gazów wylotowych, pozwoliło na globalne i lokalne określenie wskaźników zachodzących procesów.

Na podstawie zrealizowanych prac w ramach dysertacji opracowano wnioski, które przedstawiono z podziałem na ogólne, szczegółowe, użytkowe, metodyczne oraz prognostyczne.

Wnioski ogólne

W wyniku przeprowadzonego postępowania sformułowano następujące wnioski ogólne:

1. Zgodnie z opracowaną metodyką badań eksperymentalnych zrealizowano prace, których analiza pozwoliła stwierdzić, że założony cele dysertacji zostały osiągnięte.
2. Pierwszy etap realizacji toku postępowania doprowadził do wskazania cech konstrukcyjnych dwustopniowego systemu spalania, które to zostały nadane systemowi spalania użytemu podczas badań zasadniczych. W wyniku badań modelowych wykazano przewagę zastosowania świecy z płaską elektrodą masową jako źródła zapłonu pierwotnego oraz komorę zapłonową bez przewężenia. W efekcie zaimplementowano w silniku badawczym układ spalania dwustopniowego o indywidualnych cechach konstrukcyjnych (dotychczas nie był badany).
3. Badania zasadnicze zostały przeprowadzone zgodnie z autorskim planem badawczym. Wykazano wpływ sposobu sterowania układem zapłonowym oraz podziałem dawki paliwa (system dwustopniowy) na osiągi silnika gazowego. Na tej podstawie opracowano strategię sterowania procesem spalania pozwalającą na przeprowadzenie silnikowych badań porównawczych.
4. Zrealizowanie silnikowych badań porównawczych oraz zaprezentowana analiza wyników pozwalają stwierdzić **osiągnięcie głównego celu pracy**, którym była: Ocena porównawcza efektywności zastosowania dwustopniowego systemu spalania o zidentyfikowanych cechach konstrukcyjnych względem systemu konwencjonalnego w szybkoobrotowym silniku spalinowym. W odpowiedzi na postawioną tezę stwierdzono, że zastosowanie dwustopniowego systemu spalania przyczynia się do poprawy wskaźników energetycznych i ekologicznych pracy szybkoobrotowego silnika gazowego, ale tylko w wybranych warunkach pracy silnika.
5. Porównanie systemów spalania w szerokim zakresie regulacji współczynnika nadmiaru powietrza pozwoliło na wskazanie obszarów polepszenia lub pogorszenia wskaźników pracy silnika przez zastosowanie dwustopniowego systemu spalania. Stwierdzono, że w przypadku silników szybkoobrotowych korzystne jest równoczesne stosowanie systemu z otwartą i dzieloną (aktywną) komorą spalania. W zależności od warunków pracy należy aktywować odpowiednią konfigurację.
6. Rezultaty uzyskane w wyniku postępowania prezentowanego w dysertacji są unikatowe, ze względu na opracowany obiekt badań i wybrane aspekty sterowania pracą silnika. W sposób kompleksowy oceniono dwustopniowy system spalania w warunkach spalania stechiometrycznego oraz spalania mieszanek ubogich.

Wnioski poznawcze

Badania przeprowadzone w celu oceny przydatności wybranych typów świec zapłonowych jako pierwotnego źródła zapłonu dostarczyły następujących wniosków:

1. Wykazano, że geometria elektrod świecy zapłonowej wywiera duży wpływ na proces wyładowania elektrycznego. W warunkach statycznych świeca konwencjonalna Z generuje stabilny łuk pomiędzy elektrodami. Świeca zapłonowa z płaską elektrodą boczną R generuje łuk niestabilny, zmieniający punkty zaczepienia łuku oraz jego kształt.
2. Stwierdzono, że świeca typu R generuje wyładowanie trwające krócej niż wyładowanie ze świecy Z przy tych samych nastawach.
3. Analiza sygnału optycznego wykazała, że zastosowanie świecy typu R pozwala na uzyskanie większego obszaru objętego łukiem o 119,6% do 140,0% przy zachowaniu zbliżonej

średniej intensywności chemiluminescencji w analizowanym zakresie, co wskazuje na większą energię wyładowania.

4. Na podstawie powyższych uwag uznano świecę typu R za rozwiązanie charakteryzujące się większą koncentracją mocy wyładowania, w efekcie czego stwarzającą możliwość poprawy efektywności zapłonu mieszanek ubogich i ich spalania.

Badania przeprowadzone nad wpływem geometrii wewnętrznej części komory wstępnej na spalania proces spalania przeprowadzone z użyciem Maszyny Pojedynczego Cyklu dostarczyły następujących wniosków:

1. Wykazano, że zastosowanie komory K2 (4,5 mm) o mniejszej objętości powoduje szybszy wypływ strug zapłonowych oraz wcześniejszą inicjację spalania ładunku w cylindrze/
2. Pomimo wolniejszej interakcji strug zapłonowych z ładunkiem głównym zastosowanie komory K1 zwiększyło dynamikę procesów wewnątrzcyldrowych przy $\lambda = 1,6$ pozwalając na:
 - a) zwiększenie ciśnienia maksymalnego w cylindrze P_{max} o 7%,
 - b) zwiększenie dQ_{max} o 40%,
 - c) redukcję MBF10_90 o 35%,
 - d) zwiększenie Q_{max} o 7%.

Wraz ze zmniejszaniem λ powyższe wskaźniki ulegały pogorszeniu.

3. Analiza sygnału optycznego dowiodła pogorszenia maksymalnego procentowego udziału pola powierzchni objętego płomieniem od 0,4 do 1,4%. Polepszeniu natomiast uległa średnia intensywność chemiluminescencji płomienia.

Badania porównawcze systemów spalania prowadzono z użyciem jednocylindrowego silnika badawczego zasilanego metanem. Efekty pracy silnika zgodnie z opracowaną strategią sterowania w polu pracy ograniczonym prędkością obrotową i wielkością dawki paliwa przypadającej na cykl roboczy dowiodły następujących prawidłowości:

1. Zaimplementowanie dwustopniowego systemu spalania z możliwością bezpośredniego dostarczania paliwa do komory zapłonowej w szybkoobrotowym silniku gazowym o objętości około 500 cm³ zostało zrealizowane.
2. Zmiana mechanizmu zapłonu ładunku głównego z punktowego na powierzchniowy pozwala na zwiększenie zakresu stabilnej pracy silnika względem współczynnika nadmiaru powietrza średnio o 17,6%. Tendencja wskazuje na możliwość dalszego zwiększania współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda > 1,75$ przy zwiększaniu wielkości dawki paliwa powyżej analizowanego zakresu.
3. Stosując system S_D uzyskano znaczące zwiększenie maksymalnej szybkości wywiązywania ciepła dQ_{mx} we wspólnym obszarze pracy systemów o 60,6% do 120%; w obszarze indywidualnego spalania osiągnane wartości również były większe (do 94,3%) lub równe w granicznych warunkach pracy systemu S_K. W efekcie zredukowany został czas spalania w całym obszarze średnio o 42,7%. Dla zwiększanej wielkości dawki paliwa różnice uzyskane pomiędzy systemem S_D a S_K są coraz większe, stwarzając coraz lepsze warunki do spalania coraz uboższych mieszanek.
4. Zwiększenie prędkości spalania przez zastosowanie systemu S_D przyczynia się do uzyskania większej wartości maksymalnego ciśnienia w cylindrze od 0,9% do 22,4%.
5. Zastosowanie komory zapłonowej w obszarze stabilnej pracy obu systemów spalania ($\lambda = 1$ do 1,4) spowodowało pogorszenie sprawności indykowanej ITE od 0,3% do 6,1%, natomiast

- jej poprawę w zakresie od 0,4% do 1,8% przy λ od 1,5 do 1,7 (obszar braku stabilnej pracy z systemem S_K) w warunkach najmniejszej i średniej wielkości dawki paliwa przy $n > 1200$ obr/min. Warunki te należy uznać za sprzyjające stosowaniu systemu S_D.
6. W obszarze pracy silnika z systemem S_D, dla którego odnotowane zostało polepszenie sprawności ITE redukcja emisji jednostkowej ISNO_x wyniosła od 29,1 do 75,1%. Ponadto w obszarze indywidualnej pracy jednego systemu wyniosła ona powyżej 49,5%. W polu wspólnej pracy obu systemów odnotowano wahania od redukcji emisji o 33,4% do jej zwiększenia o 8,6%.
 7. Użycie strug palącego się ładunku do zapłonu mieszanki w cylindrze doprowadziło do zwiększenia emisji jednostkowej ISCO średnio o 23,4% w całym obszarze z wyjątkiem wybranych punktów spalania stechiometrycznego i ubogiego ($\lambda \sim 1$). Redukcji uległa natomiast ISTHC w obszarze wspólnej pracy obu systemów spalania od 3,5% do 24,9%.
 8. Implementacja systemu dwustopniowego wymaga znacznej korekty kąta wyprzedzenia zapłonu względem rozwiązania konwencjonalnego. Konieczna jest redukcja kąta wyprzedzenia w analizowanym obszarze redukcja SOIgn wyniosła od 44,8°OWK do 19,4°OWK dla systemu S_K, do 21,4 do 6,2 dla systemu S_D.

Wnioski metodyczne

W odniesieniu do zastosowanych metod i procedur badawczych stwierdzono co następuje:

1. Dokonanie pełnej oceny skutków zmiany systemu spalania wymaga użycia silnika rzeczywistego. Badania modelowe pomimo uzyskania cennych informacji na temat morfologii procesów silnikowych nie umożliwiają określenie efektów zastosowania rozwiązania w silniku rzeczywistym.
2. Zakres badań modelowych z uwagi na poboczny cel, ograniczono względem warunków pracy, jak i wariantów obiektów badawczych. Istotne było przedstawienie toku postępowania obejmującego opracowanie konstrukcji obiektu badawczego oraz późniejszą jego ocenę. Przedstawiona metodologia ma charakter uniwersalny o dużej przydatności do kolejnych badań systemów spalania.
3. Ocenę porównawczą wykonano z użyciem autorskiej procedury. Zaproponowany zakres wariantowania wielkości dawki paliwa oraz współczynnika nadmiaru powietrza podczas badań silnikowych pozwolił na jasne i jednoznaczne określenie występujących zależności i tendencji. Niewystarczający okazał się natomiast zakres prędkości obrotowej 1200–1800 obr/min, którego ograniczenie spowodowało brak uzyskania istotnych różnic. Z tego powodu postanowiono nie prezentować na tym etapie wyników względem prędkości obrotowej.
4. Badania wstępne w zakresie podziału dawki paliwa wykazały duży wpływ na pracę silnika masy paliwa dostarczanego do komory zapłonowej na pracę silnika. Mapę podziału dawki paliwa opracowano dla punktu pracy 1200 obr/min i $q_o = 11,5$ mg wariantując λ , kolejno przeliczono na udział procentowy i zaaplikowano względem pozostałych punktów badawczych. Zaaplikowana metodyka spowodowała wystąpienie widocznych załamania w punktach zmiany dawki. Należy zatem opracowywać indywidualne mapy podziału dawki paliwa dla każdego punktu badawczego.
5. Użyta w badaniach silnikowych aparatura o dużej dokładności pozwoliła na zgromadzenie danych wystarczających do pełnej analizy wskaźników pracy silnika. W celu uzyskania

wyników opracowano proces obróbki danych oraz wyodrębniono najistotniejsze wskaźniki porównawcze.

Wnioski uylitarne

Praktyczne znaczenie osiągniętych wyników pracy można określić w następujących punktach:

1. Uylitarne efekty postępowania prowadzonego w ramach realizacji dysertacji mają zastosowanie przy projektowaniu i rozwijaniu konstrukcji silników spalinowych. Wyniki prowadzonych badań stanowią podstawę do opracowania i wdrożenia nowoczesnego systemu spalania mieszanek ubogich w szybkoobrotowych silnikach gazowych.
2. Przedstawiony tok postępowania wraz z uwagami może zostać wykorzystany podczas prac badawczo-rozwojowych systemów spalania. W konsekwencji zredukuje to czas poświęcony na opracowanie procedur testowych. Atrakcyjnym kierunkiem wykorzystania toku badawczego jest opracowanie cech konstrukcyjnych systemu spalania innych paliw gazowych np. wodoru czy amoniaku.
3. Na podstawie otrzymanych wyników producenci silników spalinowych posiadają podstawy do opracowania zaproponowanego systemu spalania stanowiącego połączenie dwu- i jedno-stopniowej konfiguracji.

Wnioski prognostyczne

Przeprowadzone badania i osiągnięte rezultaty nie wyczerpują w pełni poruszonych w rozprawie zagadnień. Wymagana jest kontynuacja prac badawczych, obejmująca system spalania silnika gazowego. W związku z tym wyznaczono następujące kierunki dalszych prac:

1. W celu osiągnięcia lepszych wskaźników pracy silnika konieczne jest przebadanie innych wariantów geometrii wstępnej komory spalania oraz opracowanie dokładniejszej strategii podziału dawki paliwa.
2. W toku badawczym należy ocenić wrażliwość dwustopniowego systemu spalania na dynamiczną zmianę warunków pracy.
3. Ze względu na przeznaczanie dwustopniowego systemu spalania do prac badawczych zaniechano kwestii eksploatacyjno-wytrzymałościowych. Należy zmodyfikować konstrukcję w kierunku wdrożenia do silników produkcyjnych.
4. Zgodnie z przedstawionymi wnioskami zachodzi potrzeba opracowania nowego systemu spalania zgodnie z zaproponowaną konfiguracją łączącego oba badane rozwiązania. Pozwoli to na zwiększenie atrakcyjności silnika w szerszym polu pracy.
5. Wraz z restrykcjami dotyczącymi redukcji emisji spalin (szczególnie CO₂) należy ukierunkować badania na paliwa gazowe niezawierające węgla (H₂, NH₃). Charakterystykę wspomnianych paliw zamieszczono w pracy.

Bibliografia

- [1] Abdel-Rehim AA. Impact of spark plug number of ground electrodes on engine stability. *Ain Shams Engineering Journal*. 2013;4(2):307-316. <https://doi.org/10.1016/j.asej.2012.09.006>
- [2] Air Liquide Gas Encyclopedia. (2022.02.22). <https://encyclopedia.airliquide.com/>
- [3] Akhtar MS, Sun S, Ma X i in. Effect of the pre-chamber orifice geometry on ignition and flame propagation with a natural gas spark plug. *SAE Technical Paper 2017-01-2338*, 2017. <https://doi.org/10.4271/2017-01-2338>
- [4] Alternative fuel vehicle infrastructure and fleets: State of play. [https://www.europarl.europa.eu/RegData/etudes/BRIE/2021/698794/EPRS_BRI\(2021\)698794_EN.pdf](https://www.europarl.europa.eu/RegData/etudes/BRIE/2021/698794/EPRS_BRI(2021)698794_EN.pdf)
- [5] Amaya AFD, Torres AGD, Acosta DA. Control of emissions in an internal combustion engine: first approach for sustainable design. *International Journal of Interactive Design and Manufacturing*. 2016;10(3):275-289. <https://doi.org/10.1007/s12008-016-0307-6>
- [6] Amirante R, Distaso E, Tamburrano P i in. Laminar flame speed correlations for methane, ethane, propane and their mixtures, and natural gas and gasoline for spark-ignition engine simulations. *Int J Engine Res*. 2017;18(9):951-970. <https://doi.org/10.1177/1468087417720018>
- [7] Arcoumanis C, Bae C, Crookes R i in. The potential of di-methyl ether (DME) as an alternative fuel for compression-ignition engines: a review. *Fuel*. 2008;87(7):1014-1030. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2007.06.007>
- [8] Ashok B, Denis Ashok S, Ramesh Kumar C. LPG diesel dual fuel engine – a critical review. *Alexandria Engineering Journal*. 2015;54(2):105-126. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2015.03.002>
- [9] Attard WP, Blaxill H. A gasoline fueled pre-chamber jet ignition combustion system at unthrottled conditions. *SAE Int J Engines*. 2012;5(2):315-329. <https://doi.org/10.4271/2012-01-0386>
- [10] Attard WP, Fraser N, Parsons P i in. A turbulent jet ignition pre-chamber combustion system for large fuel economy improvements in a modern vehicle powertrain. *SAE Int J Engines*. 2010;3(2):20-37. <https://doi.org/10.4271/2010-01-1457>
- [11] Attard WP, Parsons P. A normally aspirated spark initiated combustion system capable of high load, high efficiency and near zero NO_x emissions in a modern vehicle powertrain. *SAE Int J Engines*. 2010;3(2):269-287. <https://doi.org/10.4271/2010-01-2196>
- [12] Attard WP, Parsons P. Flame kernel development for a spark initiated pre-chamber combustion system capable of high load, high efficiency and near zero NO_x emissions. *SAE Int J Engines*. 2010;3(2):408-427. <https://doi.org/10.4271/2010-01-2260>
- [13] Attard WP, Toulson E, Huisjen A i in. Spark ignition and pre-chamber turbulent jet ignition combustion visualization. *SAE Technical Paper 2012-01-0823*. 2012. <https://doi.org/10.4271/2012-01-0823>
- [14] Baczewski K, Kałdoński T. Paliwa do silników o zapłonie iskrowym. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2005.

- [15] Baek S, Lee S, Shin M i in. Analysis of combustion and exhaust characteristics according to changes in the propane content of LPG. *Energy*. 2022;239:122297. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.122297>
- [16] Biswas S, Ekoto I. Detailed Investigation into the effect of ozone addition on spark assisted compression ignition engine performance and emissions characteristics. *SAE Technical Paper 2019-01-0966*, 2019. <https://doi.org/10.4271/2019-01-0966>
- [17] Biswas S, Ekoto I. Spark assisted compression ignition engine with stratified charge combustion and ozone addition. *SAE Int J Adv & Curr Prac in Mobility*. 2019;2(1):385-400. <https://doi.org/10.4271/2019-01-2253>
- [18] Biswas S, Qiao L. Combustion Instabilities of ultra-lean premixed H₂/air mixtures by prechamber Turbulent Jet Ignition. *J Propul Power*. 2018;34(5):1166-1177. <https://doi.org/10.2514/1.B36927>
- [19] Biswas S, Qiao L. Ignition of ultra-lean premixed H₂/air using multiple hot turbulent jets generated by pre-chamber combustion. *Appl Therm Eng*. 2018;132:102-114. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.11.073>
- [20] Biswas S, Qiao L. Prechamber hot jet ignition of ultra-lean H₂/air mixtures: effect of supersonic jets and combustion instability. *SAE Int J Engines*. 2016;9(3):1584-1592. <https://doi.org/10.4271/2016-01-0795>
- [21] Biswas S, Tanvir S, Wang H i in. On ignition mechanisms of premixed CH₄/air and H₂/air using a hot turbulent jet generated by pre-chamber combustion. *Appl Therm Eng*. 2016;106:925-937. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.06.070>
- [22] Biswas S. *Physics of Turbulent Jet Ignition*. Cham: Springer International Publishing; 2018. (Springer Theses). <https://doi.org/10.1007/978-3-319-76243-2>
- [23] Bogomolov S, Dolecek V, Macek J i in. Combining thermodynamics and design optimization for finding ICE downsizing limits. *SAE Technical Paper 2014-01-1098*. 2014. <https://doi.org/10.4271/2014-01-1098>
- [24] Bolla M, Shapiro E, Tiney N i in. Numerical study of turbulence and fuel-air mixing within a scavenged pre-chamber using RANS and LES. *SAE Technical Paper 2019-01-0198*. 2019. <https://doi.org/10.4271/2019-01-0198>
- [25] Bongartz D, Doré L, Eichler K i in. Comparison of light-duty transportation fuels produced from renewable hydrogen and green carbon dioxide. *Appl Energy*. 2018;231:757-767. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.09.106>
- [26] Brandstetter W. The Volkswagen lean burn pc-engine concept. *SAE Technical Paper 800456*. 1980. <https://doi.org/10.4271/800456>
- [27] Brandstetter WR, Decker G, Schafer HJ i in. The Volkswagen PCI stratified charge concept-results from the 1.6 liter air cooled engine. *SAE Technical Paper 741173*. 1974. <https://doi.org/10.4271/741173>
- [28] Bueschke W, Skowron M, Szwajca F i in. Flame propagation velocity in 2-stage gas combustion system applied in SI engine. *IOP Conf Ser: Mater Sci Eng*. 2018;421:042009. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/421/4/042009>
- [29] Bueschke W, Szwajca F, Wislocki K. Experimental study on ignitability of lean CNG/air mixture in the multi-stage cascade engine combustion system. *SAE Technical Paper 2020-01-2084*. 2020. <https://doi.org/10.4271/2020-01-2084>

- [30] Bueschke W. Experimental identification of an engine lean burn gas-air combustion system with turbulent jet ignition. Politechnika Poznańska, Poznań 2017 (Rozprawa Doktorska).
- [31] Brzeżański M, Rodak L. Investigation of a new concept of hydrogen supply for a spark ignition engine. *Combustion Engines*. 2019, 178(3), 140-143. <https://doi.org/10.19206/CE-2019-324>
- [32] Ceviz MA, Kaymaz İ. Temperature and air-fuel ratio dependent specific heat ratio functions for lean burned and unburned mixture. *Energ Convers Manage*. 2005;46(15-16):2387-2404. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2004.12.009>
- [33] Chapra SC, Canale RP. Numerical methods for engineers. Eighth ed. International student edition. New York, McGraw-Hill 2021. s. 988.
- [34] Chen L, Zhang S, Zhang R i in. Optical experiments on the effect of turbulent jet ignition on lean burning and engine knocking. *Fuel*. 2022;307:121869. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.121869>
- [35] Chen Z, Wang L, Wang X i in. Experimental study on the effect of water port injection on the combustion and emission characteristics of diesel/methane dual-fuel engines. *Fuel*. 2022;312:122950. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.122950>
- [36] Cho HM, He BQ. Spark ignition natural gas engines – a review. *Energ Convers Manage*. 2007;48(2):608-618. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2006.05.023>
- [37] Choi YH, Hwang J. Review on plasma-assisted ignition systems for internal combustion engine application. *Energies*. 2023;16(4):1604. <https://doi.org/10.3390/en16041604>
- [38] Chong CT, Ng JH. Combustion performance of biojet fuels. W: *Biojet fuel in aviation applications*. Elsevier; 2021.175-230. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-822854-8.00002-0>
- [39] Cieślik W, Pielecha I, Borowski P i in. Evaluation of repeatability of rapid compression machine under selected conditions. 7th European Combustion Meeting: ECM2015, Budapest 2015;1-5.
- [40] Çinar C, Şahin F, Can Ö i in. A comparison of performance and exhaust emissions with different valve lift profiles between gasoline and LPG fuels in a SI engine. *Appl Therm Eng*. 2016;107:1261-1268. <https://doi.org/10.1016/j.appltherm.2016.07.031>
- [41] Cong X, Ji C, Wang S. Investigation into engine performance of a hydrogen-dimethyl ether spark-ignition engine under various dimethyl ether fractions. *Fuel*. 2021;306:121429. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.121429>
- [42] Conta LD, Durbetaki P. A method of charge stratification for four-stroke-cycle spark-ignition engines. SAE Technical Paper 580127. 1958. <https://doi.org/10.4271/580127>
- [43] Dale JD, Oppenheim AK. Enhanced ignition for I. C. engines with premixed gases. SAE Technical Paper 810146. 1981. <https://doi.org/10.4271/810146>
- [44] Date T, Yagi S, Ishizuya A i in. Research and development of the Honda CVCC engine. SAE Technical Paper 740605. 1974. <https://doi.org/10.4271/740605>
- [45] De Oliveira WP, Coelho Baeta JG, Silva Mendonça M i in. A review of passive pre-chamber in turbulent jet ignition system applied on low emissions SI engines. SAE Technical Paper 2022-36-0066. 2023. <https://doi.org/10.4271/2022-36-0066>

- [46] Donohoe N, Heufer A, Metcalfe WK i in. Ignition delay times, laminar flame speeds, and mechanism validation for natural gas/hydrogen blends at elevated pressures. *Combust Flame*. 2014;161(6):1432-1443. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2013.12.005>
- [47] Elert, G. Hypertextbook. <https://hypertextbook.com/>
- [48] Erdemir D, Dincer I. A perspective on the use of ammonia as a clean fuel: challenges and solutions. *Int J Energ Res*. 2021;45(4):4827-4834. <https://doi.org/10.1002/er.6232>
- [49] Evans RL. Extending the lean limit of natural gas engines. ASME 2008 Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference. Chicago, Illinois 2008. 47-52. <https://doi.org/10.1115/ICES2008-1657>
- [50] Fabiś P, Flekiewicz B. Influence of LPG and DME composition on spark ignition engine performance. *Energies*. 2021;14(17):5583. <https://doi.org/10.3390/en14175583>
- [51] Faramawy S, Zaki T, Sakr AAE. Natural gas origin, composition, and processing: a review. *J Nat Gas Sci Eng*. 2016;34:34-54. <https://doi.org/10.1016/j.jngse.2016.06.030>
- [52] Flekiewicz M, Kubica G. The effects of blending dimethyl ether with LPG on the engine operation and its efficiency. *Combust Engines*. 2013;154(3):86-95. <https://doi.org/10.19206/CE-116991>
- [53] Global natural gas production 1998-2023. (2024, May 21). Statista. <https://www-statista.com/statistics/265344/total-global-natural-gas-production-since-1998/>
- [54] Groff EG. Automotive direct-injection stratified-charge engine development in the 1970-1980's. SAE Technical Paper 2016-01-0175. 2016. <https://doi.org/10.4271/2016-01-0175>
- [55] Gruden D. Combustion and exhaust emission of an engine using the Porsche-Stratified-Charge-Chamber-System. SAE Technical Paper 750888. 1975. <https://doi.org/10.4271/750888>
- [56] Gumus M. Effects of volumetric efficiency on the performance and emissions characteristics of a dual fueled (gasoline and LPG) spark ignition engine. *Fuel Process Technol*. 2011;92(10):1862-1867. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2011.05.001>
- [57] Guo X, Li T, Chen R i in. Effects of the nozzle design parameters on turbulent jet development of active pre-chamber. *Energy*. 2024;306:132568. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.132568>
- [58] Gussak LA, Karpov VP, Tikhonov Y. The application of lag-process in prechamber engines. SAE Technical Paper 790692. 1979. <https://doi.org/10.4271/790692>
- [59] Gussak LA, Turkish MC, Siegla DC. High chemical activity of incomplete combustion products and a method of prechamber torch ignition for avalanche activation of combustion in internal combustion engines. SAE Technical Paper 750890. 1975. <https://doi.org/10.4271/750890>
- [60] Gussak LA. The role of chemical activity and turbulence intensity in prechamber-torch organization of combustion of a stationary flow of a fuel-air mixture. SAE Technical Paper 830592. 1983. <https://doi.org/10.4271/830592>
- [61] He BQ, Xu SP, Fu XQ i in. Combustion and emission characteristics of an ultra-lean burn gasoline engine with dimethyl ether auto-ignition. *Energy*. 2020;209:118437. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118437>

- [62] Hensinger DM, Maxson JA, Hom K i in. Jet plume injection and combustion. SAE Technical Paper 920414. 1992. <https://doi.org/10.4271/920414>
- [63] Hua J, Song Y, Zhou L i in. Operation strategy optimization of lean combustion using turbulent jet ignition at different engine loads. *Applied Energy*. 2021;302:117586. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.117586>
- [64] Hua J, Zhou L, Gao Q i in. Influence of pre-chamber structure and injection parameters on engine performance and combustion characteristics in a turbulent jet ignition (TJI) engine. *Fuel*. 2021;283:119236. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.119236>
- [65] Ile ropy jest na świecie? (Statystyki). (2013.06.16). <https://www.pb.pl/ile-ropy-jest-na-swiecie-statystyki-719737>
- [66] Improvement in gas-motor engines. Patent US194047A. <https://patents.google.com/patent/US194047A/en>
- [67] Inconel® Alloy601™ UNS N0776601. <https://www.australwright.com.au/technical-data/alloys/high-performance-alloys/n06601-inconel-alloy-601/>
- [68] Internal combustion engine market size, share & trends analysis report by fuel type (petroleum, natural gas), by end-use (automotive, marine, aircraft), by region, and segment forecasts, 2023-2030. <https://www.grandviewresearch.com/industry-analysis/internal-combustion-engine-market>
- [69] Internal combustion engine market size, share | Report 2022-2030. (n.d.). <https://www.visionresearchreports.com/internal-combustion-engine-market/39666>
- [70] Internal-combustion engine. Patent US1271942A. <https://patents.google.com/patent/US1271942A/en>
- [71] Jamrozik A. Lean combustion by a pre-chamber charge stratification in a stationary spark ignited engine. *J Mech Sci Technol*. 2015;29(5):2269-2278. <https://doi.org/10.1007/s12206-015-0145-7>
- [72] Jarosinski J, Lapucha R, Mazurkiewicz J i in. Combustion system of a lean-burn piston engine with catalytic prechamber. SAE Technical Paper 2001-01-1186. 2001. <https://doi.org/10.4271/2001-01-1186>
- [73] Jasiewicz M, Nadolna M. Klasyfikacja paliw gazowych. *Zeszyty Naukowe Uniwersytetu Zielonogórskiego: Inżynieria Środowiska*. 2016;164(44):5-12.
- [74] Ji C, Liang C, Gao B i in. The cold start performance of a spark-ignited dimethyl ether engine. *Energy*. 2013;50:187-193. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.10.028>
- [75] Ji C, Shi L, Wang S i in. Investigation on performance of a spark-ignition engine fueled with dimethyl ether and gasoline mixtures under idle and stoichiometric conditions. *Energy*. 2017;126:335-342. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.03.045>
- [76] Ji C, Wang S. Experimental study on combustion and emissions performance of a hybrid hydrogen-gasoline engine at lean burn limits. *Int J Hydrogen Energ*. 2010;35(3):1453-1462. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2009.11.051>
- [77] Koay LK, Sah MJM, Bin Othman R. Comparative study of fuel consumption, acceleration and emission for road vehicle using LPG or gasoline. W: Ismail A, Abu Bakar MH, Öchsner A, (red.) *Advanced Engineering for Processes and Technologies*. Cham: Springer International Publishing; 2019. 77-87. (Advanced Structured Materials; t. 102). https://doi.org/10.1007/978-3-030-05621-6_6

- [78] Kowalewicz A. Tworzenie mieszanki i spalanie w silniku o zapłonie iskrowym. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności; Warszawa 1984.
- [79] Kubica G. Combustion of LPG / DME gas mixtures in an SI engine with correction of the ignition advance angle. *Combust Engines*. 2023;194(3):147-152. <https://doi.org/10.19206/CE-168401>
- [80] LeBlanc S, Wang L, Yu X i in. Investigation of dimethyl ether dual-fuel combustion using propane and ethanol as premixed fuel. SAE Technical Paper 2023-32-0018. 2023. <https://doi.org/10.4271/2023-32-0018>
- [81] Lee J, Lee K, Lee J i in. High power performance with zero NO_x emission in a hydrogen-fueled spark ignition engine by valve timing and lean boosting. *Fuel*. 2014;128:381-389. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2014.03.010>
- [82] Lee S, Oh S, Choi Y i in. Effect of n-butane and propane on performance and emission characteristics of an SI engine operated with DME-blended LPG fuel. *Fuel*. 2011;90(4):1674-1680. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2010.11.040>
- [83] Lee W, Schubert E, Li Y i in. Electrification of turbocharger and supercharger for downsized internal combustion engines and hybrid electric vehicles-benefits and challenges. 2016 IEEE Transportation Electrification Conference and Expo (ITEC). Dearborn, MI; 2016. 1-6. <https://doi.org/10.1109/ITEC.2016.7520254>
- [84] Lei T, Yang Z, Lin Z i in. State of art on energy management strategy for hybrid-powered unmanned aerial vehicle. *Chinese J Aeronaut*. 2019;32(6):1488-1503. <https://doi.org/10.1016/j.cja.2019.03.013>
- [85] Leżański T, Kesler M, Rychter T i in. Performance of Pulsed Jet Combustion (PJC) system in a research engine. SAE Technical Paper 932709. 1993. <https://doi.org/10.4271/932709>
- [86] Lhuillier C, Brequigny P, Contino F i in. Combustion characteristics of ammonia in a modern spark-ignition engine. SAE Technical Paper 2019-24-0237. 2019. <https://doi.org/10.4271/2019-24-0237>
- [87] Liu Z, Zhou L, Wei H. Experimental investigation on the performance of pure ammonia engine based on reactivity controlled turbulent jet ignition. *Fuel*. 2023;335:127116. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.127116>
- [88] Liu Z, Zhou L, Zhong L i in. Enhanced combustion of ammonia engine based on novel air-assisted pre-chamber turbulent jet ignition. *Energy Conversion and Management*. 2023;276:116526. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.116526>
- [89] Lou Z, Zhu G. Review of advancement in variable valve actuation of internal combustion engines. *Appl Sci*. 2020;10(4):1216. <https://doi.org/10.3390/app10041216>
- [90] Ma F, Guo L, Li Z i in. A review of current advances in ammonia combustion from the fundamentals to applications in internal combustion engines. *Energies*. 2023;16(17):6304. <https://doi.org/10.3390/en16176304>
- [91] Manivannan A, Porai PT, Chandrasekaran S i in. Lean burn natural gas spark ignition engine – an overview. SAE Technical Paper 2003-01-0638. 2003. <https://doi.org/10.4271/2003-01-0638>
- [92] Maxson JA, Oppenheim AK. Pulsed jet combustion – key to a refinement of the stratified charge concept. *Symposium (International) on Combustion*. 1991;23(1):1041-1046. [https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(06\)80362-0](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(06)80362-0)

- [93] Mazloomi K, Gomes C. Hydrogen as an energy carrier: prospects and challenges. *Renew Sust Energ Rev.* 2012;16(5):3024-3033. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.02.028>
- [94] Mehra RK, Duan H, Juknelevičius R i in. Progress in hydrogen enriched compressed natural gas (HCNG) internal combustion engines – a comprehensive review. *Renew Sust Energ Rev.* 2017;80:1458-1498. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.061>
- [95] Merksiz J. *Ekologiczne problemy silników spalinowych. T. 1.* Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej; Poznań 1999.
- [96] Mochizuki K, Shima T, Suzuki H i in. A study of supercharged HCCI combustion using blended fuels of propane and DME. *SAE Technical Paper 2014-32-0005.* 2014. <https://doi.org/10.4271/2014-32-0005>
- [97] Müller C, Pischinger S, Tews S i in. Analysis of experimental results with an active pre-chamber ultra-lean burn SI engine. *International Journal of Engine Research.* 2021;22(10):3103-3127. <https://doi.org/10.1177/1468087420974544>
- [98] Müller H. *Fuels | Gaseous.* Encyclopedia of Analytical Science. Elsevier 2005. 505-511. <https://doi.org/10.1016/B0-12-369397-7/00211-9>
- [99] Murase E, Ono S, Hanada K i in. Performance of pulsed combustion jet at high pressures and temperatures. *JSAE Review.* 1996;17(3):245-250. [https://doi.org/10.1016/0389-4304\(96\)00019-7](https://doi.org/10.1016/0389-4304(96)00019-7)
- [100] Murase E, Ono S, Hanada K i in. Pulsed combustion jet ignition in lean mixtures. *SAE Technical Paper 942048.* 1994. <https://doi.org/10.4271/942048>
- [101] Mustafa KF, Gitano-Briggs HW. Liquefied petroleum gas (LPG) as an alternative fuel in spark ignition engine: Performance and emission characteristics. 2009 3rd International Conference on Energy and Environment (ICEE). Malacca, Malaysia: IEEE; 2009. 189-194. <https://doi.org/10.1109/ICEENVIRON.2009.5398647>
- [102] *Natural Gas: from Pipelines to Portfolios – CME Group.* (n.d.). <https://www.cme-group.com/articles/2023/natural-gas-from-pipelines-to-portfolios.html>
- [103] Nicklowitz D, Stuecken T, Schock H i in. Evaluation of Jetfire® pre-chamber ignition for lean, DI homogeneous charge, heavy fueled combustion and multi-fuel capability. *SAE Technical Paper 2024-01-4134.* 2024. <https://doi.org/10.4271/2024-01-4134>.
- [104] Nishioka S, Hanashi K, Okabe S. Super ignition spark plug with wear resistive electrode. *SAE Technical Paper 2008-01-0092.* 2008. <https://doi.org/10.4271/2008-01-0092>
- [105] Nishiyama A, Le MK, Furui T i in. The relationship between in-cylinder flow-field near spark plug areas, the spark behavior, and the combustion performance inside an optical S.I. engine. *Appl Sci.* 2019;9(8):1545. <https://doi.org/10.3390/app9081545>
- [106] Nowak Ł, Tutak W. Combustion stability of dual fuel engine powered by diesel-ethanol fuels. *Combust Engines.* 2019;178(3):155-161. <https://doi.org/10.19206/CE-2019-327>
- [107] Oppenheim AK. *Combustion in piston engines : technology, evolution, diagnosis, and control.* Berlin, New York: Springer 2004.

- [108] Pardhi C, Prasad R, Jawahar CP i in. Review on performance and emission of spark ignition engine using exhaust gas recirculation. *Energ Source Part A*. 2023;45(2):3692-3707. <https://doi.org/10.1080/15567036.2023.2196947>
- [109] Pareja J, Burbano HJ, Ogami Y. Measurements of the laminar burning velocity of hydrogen–air premixed flames. *Int J Hydrogen Energ*. 2010;35(4):1812-1818. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2009.12.031>
- [110] Parks JE, Prikhodko V, Partridge W i in. Lean gasoline engine reductant chemistry during lean NO_x trap regeneration. *SAE Int J Fuels Lubr*. 2010;3(2):956-962. <https://doi.org/10.4271/2010-01-2267>
- [111] Pascoli SD, Femia A, Luzzati T. Natural gas, cars and the environment. A (relatively) ‘clean’ and cheap fuel looking for users. *Ecol Econ*. 2001;38(2):179-189. [https://doi.org/10.1016/S0921-8009\(01\)00174-4](https://doi.org/10.1016/S0921-8009(01)00174-4)
- [112] Patterson DJ, (red.). *Engine emissions: pollutant formation and measurement*. Boston, MA: Springer US; 1973. <https://doi.org/10.1007/978-1-4684-1983-2>
- [113] Peters N, Bunce M. Active pre-chamber as a technology for addressing fuel slip and its associated challenges to lambda estimation in hydrogen ICES. *SAE Technical Paper*. 2023-32-0041. 2023. <https://doi.org/10.4271/2023-32-0041>
- [114] Peters N, Bunce M. Lambda determination challenges for ultra-lean hydrogen-fueled engines and the impact on engine calibration. *SAE Technical Paper* 2023-01-0286. 2023. <https://doi.org/10.4271/2023-01-0286>
- [115] Peters N, Krishna Pothuraju Subramanyam S, Bunce M i in. Optimization of lambda across the engine map for the purpose of maximizing thermal efficiency of a jet ignition engine. *SAE Int J Adv & Curr Prac in Mobility*. 2020;2(6):3140-3150. <https://doi.org/10.4271/2020-01-0278>
- [116] Pielecha I, Bueschke W, Skowron M i in. Prechamber optimal selection for a two stage turbulent jet ignition type combustion system in CNG-fuelled engine. *Combustion Engines*. 2019;176(1):16-26. <https://doi.org/10.19206/CE-2019-103>
- [117] Pielecha I, Wislocki K, Cieslik W i in. Prechamber selection for a two stage turbulent jet ignition of lean air-gas mixtures for better economy and emission. *E3S Web Conf*. 2018;70:03010. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/20187003010>
- [118] Pielecha J. (red.) *Badania emisji zanieczyszczeń silników spalinowych*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej. Poznań 1997.
- [119] Pischinger S, Heywood JB. How heat losses to the spark plug electrodes affect flame kernel development in an SI-engine. *SAE Technical Paper* 900021. 1990. <https://doi.org/10.4271/900021>
- [120] Poursadegh F, Brear M, Hayward B i in. Autoignition, knock, detonation and the octane rating of hydrogen. *Fuel*. 2023;332:126201. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.126201>
- [121] Prikhodko VY, Parks JE, Pihl JA i in. Ammonia generation and utilization in a passive SCR (TWC+SCR) system on lean gasoline engine. *SAE Int J Engines*. 2016;9(2):1289-1295. <https://doi.org/10.4271/2016-01-0934>
- [122] Putrasari Y, Lim O. Dimethyl ether as the next generation fuel to control nitrogen oxides and particulate matter emissions from internal combustion engines: a review. *ACS Omega*. 2022;7(1):32-37. <https://doi.org/10.1021/acsomega.1c03885>

- [123] Pyrc M, Gruca M, Tutak W i in. Assessment of the co-combustion process of ammonia with hydrogen in a research VCR piston engine. *Int J Hydrogen Energ.* 2023;48(7):2821-2834. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.10.152>
- [124] Pyszczyk R, Hahn J, Priesching P i in. Numerical modeling of spark ignition in internal combustion engines. *J Energ Resour Tech.* 2020;142(2):022202. <https://doi.org/10.1115/1.4044222>
- [125] Qi Y, Liu W, Liu S i in. A review on ammonia-hydrogen fueled internal combustion engines. *eTransportation.* 2023;18:100288. <https://doi.org/10.1016/j.etrans.2023.100288>
- [126] Rajasegar R, Niki Y, García-Oliver JM i in. Fundamental insights on ignition and combustion of natural gas in an active fueled pre-chamber spark-ignition system. *Combustion and Flame.* 2021;232:111561. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2021.111561>
- [127] Rameez PV, Mohamed Ibrahim M. A comprehensive review on the utilization of hydrogen in low temperature combustion strategies: combustion, performance and emission attributes. *J Energy Inst.* 2024;113:101511. <https://doi.org/10.1016/j.joei.2023.101511>
- [128] Rapp V, Killingsworth N, Therkelsen P i in. *Lean-burn internal combustion engines. W: Lean combustion.* Elsevier 2016. 111-146. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-804557-2.00004-3>
- [129] Raslavičius L, Keršys A, Mockus S i in. Liquefied petroleum gas (LPG) as a medium-term option in the transition to sustainable fuels and transport. *Renew Sust Energ Rev.* 2014;32:513-525. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.01.052>
- [130] Riegel J. Exhaust gas sensors for automotive emission control. *Solid State Ionics.* 2002;152-153:783-800. [https://doi.org/10.1016/S0167-2738\(02\)00329-6](https://doi.org/10.1016/S0167-2738(02)00329-6)
- [131] Saleh H. Effect of variation in LPG composition on emissions and performance in a dual fuel diesel engine. *Fuel.* 2008;87(13-14):3031-3039. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2008.04.007>
- [132] Schumacher M, Russwurm T, Wensing M. Pre-chamber ignition system for homogeneous lean combustion processes with active fuelling by volatile fuel components. *Ignition Systems for Gasoline Engines* (ed. M. Günther): 4th International Conference, 6-7.12.2018, Berlin, Germany. <https://doi.org/10.5445/IR/1000088590>
- [133] Sementa P, Catapano F, Di Iorio S i in. Analysis of the combustion process of SI engines equipped with non-conventional ignition system architecture. *SAE Technical Paper 2020-37-0035.* 2020. <https://doi.org/10.4271/2020-37-0035>
- [134] Sementa P, De Vargas Antolini JB, Tornatore C i in. Exploring the potentials of lean-burn hydrogen SI engine compared to methane operation. *Int J Hydrogen Energ.* 2022;47(59):25044-25056. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.05.250>
- [135] Sens M, Binder E. Pre-chamber ignition as a key technology for future powertrain fleets. *MTZ Worldw.* 2019;80(2):44-51. <https://doi.org/10.1007/s38313-018-0150-1>
- [136] Shah A. Improving the efficiency of gas engines using pre-chamber ignition combustion engines research output: Doctoral Thesis (compilation). Lund University. 2015.

- [137] Share of fuel types of new passenger cars in Europe by country 2023. (2024.03.28). Statista. <https://www.statista.com/statistics/500546/share-of-fuel-types-of-passenger-car-fleet-in-europe-by-country>
- [138] Sharma SK, Goyal P, Tyagi RK. Conversion efficiency of catalytic converter. *International Journal of Ambient Energy*. 2016;37(5):507-512. <https://doi.org/10.1080/01430750.2015.1020567>
- [139] Shen F, Totsuka M, Kuboyama T i in. Effects of pre-chamber specifications on lean burn operation in a pre-chamber engine with fuel reformed gas. *SAE Technical Paper 2023-32-0007*. 2023. <https://doi.org/10.4271/2023-32-0007>
- [140] Shen F, Totsuka M, Kuboyama T i in. Effects of pre-chamber specifications on lean burn operation in a pre-chamber engine with fuel reformed gas. *SAE Technical Paper 2023-32-0007*. 2023. <https://doi.org/10.4271/2023-32-0007>
- [141] Sher E. *Handbook of air pollution from internal combustion engines*. Elsevier 1998. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-639855-7.X5038-8>
- [142] Shi L, Ji C, Wang S i in. Effects of second injection timing on combustion characteristics of the spark ignition direct injection gasoline engines with dimethyl ether enrichment in the intake port. *Energy*. 2019;180:10-18. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.05.056>
- [143] Shijin S, Ma X, Li Y i in. Recent progress in automotive gasoline direct injection engine technology. *Automotive Innovation*. 2018;1:95-113. <https://doi.org/10.1007/s42154-018-0020-1>
- [144] Shinde A, Karunamurthy K, Shinde BJ i in. Combustion, performance, emissions and energy analysis of hydrogen fuelled spark-ignition engine under lean burn condition. *SAE Technical Paper 2023-28-1334*. 2023. <https://doi.org/10.4271/2023-28-1334>
- [145] Shui Y, Zheng M. Future gasoline engine ignition: a review on advanced concepts. *Int J Engine Res*. 2021;22(6):1743-1775. <https://doi.org/10.1177/1468087420953085>
- [146] Shukla A, Vaghasia J, Mistry M. Effect of laser ignition on combustion and performance of internal combustion engine: a review. *Energ Convers Manage*. 2022;13:100166. <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2021.100166>
- [147] Singh AP, Kumar D, Agarwal AK, (red.). *Alternative fuels and advanced combustion techniques as sustainable solutions for internal combustion engines*. Springer Singapore 2021. (Energy, Environment, and Sustainability). <https://doi.org/10.1007/978-981-16-1513-9>
- [148] SparkPlugs. <https://www.sparkplugs.com/spark-plug-ground-electrode-designs>
- [149] Stadler A, Wessoly M, Blochum S i in. Gasoline fueled pre-chamber ignition system for a light-duty passenger car engine with extended lean limit. *SAE Int J Engines*. 2019;12(3):323-339. <https://doi.org/10.4271/03-12-03-0022>
- [150] Šťoural M. *Zapalovací komůrka pro plynový motor snepřímýmzážehem*. DP 2014-SM06. Diplomová práce. ČVUT v Praze. Praha 2014.
- [151] Summers CE. *Internal combustion engine*. United States; 1926. (No. 1568638).
- [152] Szwajca F, Wisłocki K. Thermodynamic cycles variability of TJI gas engine with different mixture preparation systems. *Combust Engines*. 2020;181(2):46-52. <https://doi.org/10.19206/CE-2020-207>

- [153] Sz wajca F. Modyfikacja konstrukcji maszyny pojedynczego cyklu dla oceny spalania mieszanek gazowo-powietrznych. Praca inżynierska. Poznań 2017.
- [154] Tambasco C, Hall M, Matthews R. Spark discharge characteristics for varying spark plug geometries and gas compositions. SAE Technical Paper 2022. 2022-01-0437. <https://doi.org/10.4271/2022-01-0437>
- [155] Tang Q, Sampath R, Marquez ME i in. Optical diagnostics on the pre-chamber jet and main chamber ignition in the active pre-chamber combustion (PCC). *Combustion and Flame*. 2021;228:218–235. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2021.02.001>
- [156] Thomson H, Corbett JJ, Winebrake JJ. Natural gas as a marine fuel. *Energ Policy*. 2015;87:153-167. <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2015.08.027>
- [157] Tomić R, Sjerić M, Krajnović J i in. Influence of pre-chamber volume, orifice diameter and orifice number on performance of pre-chamber si engine – an experimental and numerical study. *Energies*. 2023;16(6):2884. <https://doi.org/10.3390/en16062884>
- [158] Tong F, Jaramillo P, Azevedo IML. Comparison of life cycle greenhouse gases from natural gas pathways for medium and heavy-duty vehicles. *Environ Sci Technol*. 2015;49(12):7123-7133. <https://doi.org/10.1021/es5052759>
- [159] Toulson E, Huisjen A, Chen X i in. Visualization of propane and natural gas spark ignition and turbulent jet ignition combustion. *SAE Int J Engines*. 2012;5(4):1821-1835. <https://doi.org/10.4271/2012-32-0002>
- [160] Toulson E, Schock HJ, Attard WP. A review of pre-chamber initiated jet ignition combustion systems. SAE Technical Paper 2010-01-2263. 2010. <https://doi.org/10.4271/2010-01-2263>
- [161] Touretzky CR, McGuffin DL, Ziesmer JC i in. The effect of distributed electricity generation using natural gas on the electric and natural gas grids. *Appl Energ*. 2016;177:500-514. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.05.098>
- [162] Tuan NT, Dong NP. Theoretical and experimental study of an injector of LPG liquid phase injection system. *Energy Sustain Dev*. 2021;63:103-112. <https://doi.org/10.1016/j.esd.2021.06.002>
- [163] Tukiman MM, Mustaffa N, Fawzi M i in. Investigating the influences of liquid LPG injection on spark ignition (SI) engine. *MATEC Web Conf*. 2017;90:01075. <https://doi.org/10.1051/mateconf/20179001075>
- [164] Turkish MC. 3-valve stratified charge engines: evolvment, analysis and progression. SAE Technical Paper 741163. 1974. <https://doi.org/10.4271/741163>
- [165] Turkish MC. Prechamber and valve gear design for 3-valve stratified charge engines. SAE Technical Paper 751004. 1975. <https://doi.org/10.4271/751004>
- [166] Tutak W, Pyrc M, Gruca M i in. Ammonia combustion in a spark-ignition engine supported with dimethyl ether. *Energies*. 2023;16(21):7283. <https://doi.org/10.3390/en16217283>
- [167] Ugrinić S, Dilber V, Sjeric M i in. Experimental study of pre-chamber geometry influence on performance and emissions in a gasoline spark ignited engine. SAE Technical Paper 2022-01-1008. 2022. <https://doi.org/10.4271/2022-01-1008>

- [168] Umstattd RJ, Jiang C. Repetitive multi-pulses enabling lean CH₄-air combustion using surface discharges. *SAE Int J Engines*. 2023;16(8):03-16-08-0061. <https://doi.org/10.4271/03-16-08-0061>
- [169] Unijny zakaz sprzedaży nowych samochodów spalinowych od 2035 r. – co to oznacza? | Tematy | Parlament Europejski. (2022.3.11). Tematy | Parlament Europejski. <https://www.europarl.europa.eu/topics/pl/article/20221019STO44572/unijny-zakaz-sprzedazy-nowych-samochodow-spalinowych-od-2035-r-co-to-oznacza>
- [170] Vedharaj S. Advanced ignition system to extend the lean limit operation of spark-ignited (SI) engines – a review. W: Singh AP, Kumar D, Agarwal AK, (red.). *Alternative fuels and advanced combustion techniques as sustainable solutions for internal combustion engines*. Springer Singapore; 2021. 217-255. (Energy, Environment, and Sustainability). https://doi.org/10.1007/978-981-16-1513-9_10
- [171] Vedula RT, Song R, Stuecken T i in. Thermal efficiency of a dual-mode turbulent jet ignition engine under lean and near-stoichiometric operation. *International Journal of Engine Research*. 2017;18(10):1055-1066. <https://doi.org/10.1177/1468087417699979>
- [172] Vehicles in use. <https://www.oica.net/category/vehicles-in-use/>
- [173] Verhelst S, Demuynck J, Sierens R i in. Update on the progress of hydrogen-fueled internal combustion engines. W: *Renewable hydrogen technologies*. Elsevier; 2013. 381-400. <https://doi.org/10.1016/B978-0-444-56352-1.00016-7>
- [174] Verhelst S, Wallner T. Hydrogen-fueled internal combustion engines. *Prog Energ Combust*. 2009;35(6):490-527. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2009.08.001>
- [175] Wadhvani, P. (1970, January 1). CNG & LPG Vehicles Market Size – By Vehicle Type (CNG & LPG vehicles, Commercial Vehicles, Three-wheelers), Fuel Type (LPG, CNG), By Fitting (OEM, Aftermarket), Engine System (Dedicated System, Bi-fuel, Du-al-fuel) & Global Forecast, 2023-2032. Global Market Insights Inc. <https://www.gminsights.com/industry-analysis/cng-and-lpg-vehicles-market>
- [176] Wakai K, Kito S, Sumida I. Effect of small hydrogen jet flame on augmentation of lean combustion. *SAE Technical Paper 931943*. 1993. <https://doi.org/10.4271/931943>
- [177] Wakasugi T, Tsuru D, Tashima H. Influences of the pre-chamber orifices on the combustion behavior in a constant volume chamber simulating pre-chamber type medium-speed gas engines. *Combustion Engines*. 2022;191(4):66-76. <https://doi.org/10.19206/CE-148171>
- [178] Wallesten J, Chomiak J. Investigation of spark position effects in a small pre-chamber on ignition and early flame propagation. *SAE Technical Paper 2000-01-2839*. 2000. <https://doi.org/10.4271/2000-01-2839>
- [179] Wallner T, Miers SA. Internal combustion engines, alternative fuels for. Meyers RA, (ed). *Encyclopedia of Sustainability Science and Technology*. Springer New York 2012. 5461-5499. https://doi.org/10.1007/978-1-4419-0851-3_865
- [180] Wang B, Xie F, Hong W i in. The effect of structural parameters of pre-chamber with turbulent jet ignition system on combustion characteristics of methanol-air pre-mixture. *Energy Convers Manage*. 2022;274:116473. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.116473>

- [181] Wang F, Harindintwali JD, Yuan Z i in. Technologies and perspectives for achieving carbon neutrality. *The Innovation*. 2021;2(4):100180. <https://doi.org/10.1016/j.xinn.2021.100180>
- [182] Wang X, Zhang H, Yao B i in. Experimental study on factors affecting lean combustion limit of S.I. engine fueled with compressed natural gas and hydrogen blends. *Energy*. 2012;38(1):58-65. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.12.042>
- [183] Weißner M, Beger F, Schüttenhelm M i in. Lean-burn CNG engine with ignition chamber: from the idea to a running engine. *Combustion Engines*. 2019;176(1):3-9. <https://doi.org/10.19206/CE-2019-101>
- [184] Wippermann N, Thiele O, Toedter O i in. Measurement of the air-to-fuel ratio inside a passive pre-chamber of a fired spark-ignition engine. *Automotive Engine Technology*. 2020;5(3-4):147-157. <https://doi.org/10.1007/s41104-020-00067-w>
- [185] Wisłocki K. Studium wykorzystania badań optycznych do analizy procesów wtrysku i spalania w silnikach o zapłonie samoczynnym. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej; Poznań 2004.
- [186] Woo JJ, Baek S, Kim Y i in. Investigation of CO₂ and PN emission characteristics according to the propane content for a LPG engine. *Fuel*. 2024;357:129877. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2023.129877>
- [187] Wyczalek FA, Harned JL, Maksymiuk S i in. EFI prechamber torch ignition of lean mixtures. *SAE Technical Paper 750351*. 1975. <https://doi.org/10.4271/750351>
- [188] Xin G, Ji C, Wang S i in. Effect of ammonia addition on combustion and emission characteristics of hydrogen-fueled engine under lean-burn condition. *Int J Hydrogen Energ*. 2022;47(16):9762-9774. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.01.027>
- [189] Xiong Q, Moriyoshi Y, Morikawa K i in. Improvement in thermal efficiency of lean burn pre-chamber natural gas engine by optimization of combustion system. *SAE Technical Paper 2017-01-0782*. 2017. <https://doi.org/10.4271/2017-01-0782>
- [190] Yang X, Cheng Y, Zhao Q i in. Effect of spark ignition location on the turbulent jet ignition characteristics in a lean burning natural gas engine. *International Journal of Engine Research*. 2023;24(2):702-719. <https://doi.org/10.1177/14680874211064677>
- [191] Yang Z, Yu X, Zhu H i in. Effect of spark discharge energy scheduling on ignition under quiescent and flow conditions. *P I Mech Eng D-JAut*. 2020;234(12):2878-2891. <https://doi.org/10.1177/0954407020915976>
- [192] Ye Y, Jiang W, Wang H i in. A new method for calculating excess air ratio. W: Hung JC, Yen NY, Hui L, (red.). *Frontier Computing*. Springer Singapore; 2019. 767-776. (Lecture Notes in Electrical Engineering; t. 542). https://doi.org/10.1007/978-981-13-3648-5_97
- [193] Zadeh M, Schmidt H, Atkinson W i in. Spark mechanism in high speed flow. *SAE Technical Paper 2019-01-0729*. 2019. <https://doi.org/10.4271/2019-01-0729>
- [194] Zhang L, Huang Z, Wang T i in. Lean combustion and emission performance of a gasoline direct injection engine with active pre-chamber. *Advances in Mechanical Engineering*. 2022;14(7):16878132221113453. <https://doi.org/10.1177/16878132221113453>

- [195] Zhang Q, Qian X, Chen Y i in. Effect of DME addition on flame dynamics of LPG/DME blended fuel in tail space of closed pipeline. *Energy*. 2020;202:117746. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117746>
- [196] Zhu S, Akehurst S, Lewis A i in. A review of the pre-chamber ignition system applied on future low-carbon spark ignition engines. *Renew Sust Energ Rev*. 2022;154:111872. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.111872>

Spis rysunków

Rys. 2.1. Wielkość rynku silników spalinowych – prognozowany wzrost o 9,2% rocznie do 2030.....	13
Rys. 2.2. Sprzedaż/rejestracja nowych pojazdów w krajach reprezentowanych w OICA	14
Rys. 2.3. Procentowy wzrost liczby pojazdów na świecie według regionów w 2020 roku w stosunku do roku 2015	15
Rys. 2.4. Charakterystyka przemiany fazowej analizowanych paliw gazowych	22
Rys. 2.5. Charakterystyka gęstości energii względem wartości opałowej analizowanych paliw gazowych	23
Rys. 2.6. Zależność wykładnika adiabaty (stosunek ciepła właściwego) od temperatury i współczynnika nadmiaru powietrza λ dla spalonego (a) i nie spalonego (b) ładunku	26
Rys. 2.7. Sprzedaż/rejestracja nowych pojazdów w krajach reprezentowanych w OICA	27
Rys. 2.8. Zależność stężenia wybranych składników spalin i osiągow silnika od współczynnika nadmiaru po-wietrza	27
Rys. 2.9. Laminarna prędkość propagacji płomienia dla metanu i wodoru	28
Rys. 3.1. Zdjęcia przedstawiające proces propagacji płomienia w cylindrze dla zapłonu iskrowego przy $\lambda = 1,0$ do $1,5$ oraz spalania dwustopniowego ($\lambda = 1,8$) dla $n = 1500$ obr/min i $IMEP_n = 3,3$ bar	32
Rys. 3.2. Koncepcje spalania dwustopniowego a) L.A.G., b) PJC, c) HAJI	34
Rys. 3.3. Wybrane procesy cyklu pracy czterosuwowego silnika gazowego z aktywnym systemem spalania dwustopniowego	35
Rys. 3.4. Zrealizowane koncepcje spalania dwustopniowego: a) system z trzecim zaworem silnika Ricardo Dolphin, b) system spalania CVCC (Honda), c) system spalania z bezpośrednim wtryskiem paliwa do komory zapłonowej Porsche SKS	37
Rys. 3.5. Nowoczesne rozwiązania dwustopniowych systemów spalania: a) dwustopniowy system spalania Mahle MJI, b) dwustopniowy system spalania IAV z podgrzewaną komorą, c) system spalania dwustopniowego z dodatkowym przepłukaniem	38
Rys. 5.1. Struktura badań modelowych stanowiących początek badań eksperymentalnych ...	46
Rys. 5.2. Modele świecy zapłonowej z: a) boczną elektrodą masową; b) płaską elektrodą masową użyte podczas badań modelowych	47
Rys. 5.3. Widok geometrii przekroju poprzecznego głowicy Maszyny Pojedynczego Cyklu wraz z wymiarami drażenia pod zapłonnik dwustopniowego systemu spalania	48
Rys. 5.4. Charakterystyka parametrów wytrzymałościowych materiału komory zapłonowej względem temperatury oraz składu chemicznego	49
Rys. 5.5. Rysunki komór wraz z wymiarami charakterystycznymi	50
Rys. 5.6. Widok wykonanych komór przed montażem	50
Rys. 5.7. Schemat stanowiska badawczego wyposażonego w komorę izochoryczną	52
Rys. 5.8. Widok stanowiska badawczego	53
Rys. 5.9. Lokalizacje świec typu R i Z w komorze oraz rzeczywisty widok elektrod obu świec	53

Rys. 5.10. Sekwencja zdjęć początku wyładowania iskrowego dla świec typu R i Z dla różnych wartości przeciwcisnienia	54
Rys. 5.11. Przebieg zmian: a) pola powierzchni płaskiej ekspozycji łuku elektrycznego, b) średniej intensywności luminescencji	55
Rys. 5.12. Sekwencja zdjęć wyładowania iskrowego dla przeciwcisnienia wynoszącego 0,8 MPa	56
Rys. 5.13. Przebieg napięcia we wtórnym obwodzie cewki zapłonowej dla świecy typu R (kolor czerwony) oraz typu Z (kolor zielony) przy przeciwcisnieniu 0,8 MPa	57
Rys. 5.14. Charakterystyka czas trwania wyładowania względem wartości przeciwcisnienia	57
Rys. 5.15. Widok stanowiska badawczego wyposażonego w MPC	59
Rys. 5.16. Widok na panel sterowania stanowiska badawczego MPC	60
Rys. 5.17. Widok głowicy MPC wraz z osprzętem	60
Rys. 5.18. Przekrój modelu głowicy MPC w konfiguracji: a) z komorą K1, b) z komorą K2	61
Rys. 5.19. Przebieg natężenia prądu w obwodzie pierwotnym cewki zapłonowej dla trzech wartości czasu wyprzedzenia zapłonu	61
Rys. 5.20. Przykładowy przebieg rejestrowanych parametrów podczas pracy MPC z komorą K1, dla $\lambda = 1,6$ i czasu wyprzedzenia zapłonu Z1 dla $\lambda = 1,6$ i czasu wyprzedzenia zapłonu Z1	62
Rys. 5.21. Przebieg ciśnienia spalania w cylindrze MPC dla analizowanego pola pracy	63
Rys. 5.22. Różnicowa mapa konturowa termodynamicznych wskaźników pracy MPC: od lewej ciśnienie maksymalne w cylindrze P_{max} , maksymalna ilość wywiązanej ciepła Q_{max} , maksymalna szybkość wywiązania ciepła dQ_{max} , czas trwania spalania MBF10-90	64
Rys. 5.23. Sekwencja zdjęć rozwoju płomienia w cylindrze MPC przy $\lambda = 1,6$ dla trzech czasów wyprzedzenia zapłonu (Z3–Z1) oraz dwóch geometrii komór zapłonowych (K1, K2)	65
Rys. 5.24. Sekwencja zdjęć rozwoju płomienia w cylindrze MPC przy $\lambda = 1,3$ dla trzech czasów wyprzedzenia zapłonu (Z3–Z1) oraz dwóch geometrii komór zapłonowych (K1, K2)	65
Rys. 5.25. Zmiana udziału pola powierzchni okna optycznego objętego płomieniem A względem czasu trwania sekwencji dla a) $\lambda = 1,6$ oraz b) $\lambda = 1,3$	68
Rys. 5.26. Zestawienie maksymalnych wartości udziału pola powierzchni A_{mx} objętego płomieniem stanowiącego rzut przekroju poprzecznego cylindra na płaszczyznę	68
Rys. 5.27. Zmiana średniej intensywności chemiluminescencji kompozycji płaskiej płomienia I względem czasu trwania sekwencji dla a) $\lambda = 1,6$ oraz b) $\lambda = 1,3$	69
Rys. 5.28. Zestawienie maksymalnych wartości średniej chemiluminescencji płomienia I_{mx} uzyskanych w całym obszarze badawczym	70
Rys. 6.1. Schemat studium badawczego	71
Rys. 6.2. Schemat stanowiska badawczego	73

Rys. 6.3. Przekrój modelu głowicy silnika badawczego AVL 5804 w konfiguracji z: a) konwencjonalnym systemem spalania (otwarta komora spalania), b) dwustopniowym systemem spalania (dzielona komora spalania)	74
Rys. 6.4. Fragment algorytmu (AVL Concerto5) wykorzystanego do przetwarzania danych pomiarowych	76
Rys. 6.5. Przykład interpolacji danych	79
Rys. 7.1. Charakterystyka wpływu zmiany wartości MBF50 na ITE oraz COVIMEP (a-c), wraz ze wskazaniem lokalizacji ekstremów ITE _{mx} oraz COVIMEP _{mn} (d)	80
Rys. 7.2. Seria wykresów przedstawiających zależność sprawności ITE oraz COV _{IMEP} względem udziału dawki paliwa dostarczanej bezpośrednio do komory zapłonowej (d)	82
Rys. 7.3. Mapa podziału dawki paliwa dwustopniowego systemu spalania przeznaczona do sterowania silnikiem podczas badań zasadniczych	83
Rys. 8.1. Rejestrowane parametry pracy silnika w funkcji obrotu wału korbowego dla przykładowego punktu badawczego $n = 1500$ obr/min, $q_0 = 16,4$ mg, $\lambda = 1,6$	85
Rys. 8.2. Zależność IMEP względem współczynnika namiaru powietrza λ w całym zakresie obciążenia przy prędkości obrotowej 1200 obr/min	86
Rys. 8.3. Zależność COV _{IMEP} względem współczynnika namiaru powietrza λ w całym zakresie obciążenia przy prędkości obrotowej 1200 obr/min	87
Rys. 8.4. Zależność COV _{IMEP} względem współczynnika namiaru powietrza λ w całym zakresie obciążenia przy prędkości obrotowej 1500 obr/min	88
Rys. 8.5. Zależność COV _{IMEP} względem współczynnika namiaru powietrza λ w całym zakresie obciążenia przy prędkości obrotowej 1800 obr/min	88
Rys. 8.6. Przebieg wybranych parametrów procesu spalania (P_{cyl} , $dQ/d\alpha$, Q , SOI _{gn}) dla warunków spalania stechiometrycznego ($\lambda = 1,0$), przy $n = 1500$ obr/min z zastosowaniem konwencjonalnego S_K oraz dwustopniowego systemu spalania S_D	90
Rys. 8.7. Przebieg wybranych parametrów procesu spalania (P_{cyl} , $dQ/d\alpha$, Q , SOI _{gn}) dla warunków spalania uboższego ($\lambda = 1,4$) przy $n = 1500$ obr/min z zastosowaniem konwencjonalnego S_K oraz dwustopniowego systemu spalania S_D	90
Rys. 8.8. Przebieg wybranych parametrów procesu spalania (P_{cyl} , $dQ/d\alpha$, Q , SOI _{gn}) dla najuboższych możliwych do osiągnięcia warunkach ($\lambda = 1,4$ dla systemu S_K i $\lambda = 1,8$ dla systemu S_D) przy $n = 1500$ obr/min z zastosowaniem konwencjonalnego S_K oraz dwustopniowego systemu spalania S_D	91
Rys. 8.9. Maksymalna szybkość wywiązywania ciepła dQ_{mx} względem współczynnika nadmiaru powietrza λ w całym polu pracy dla dwóch systemów spalania	92
Rys. 8.10. Czas trwania spalania definiowany jako różnica pomiędzy MBF90-MBF10 względem współczynnika nadmiaru powietrza λ w całym polu pracy dla dwóch systemów spalania	93
Rys. 8.11. Wartość kąta wyprzedzenia zapłonu SOI _{gn} względem współczynnika nadmiaru powietrza λ w całym polu pracy dla dwóch systemów spalania	93
Rys. 8.12. Wartość maksymalnego ciśnienia w cylindrze P_{cyl_mx} oraz kąt dla którego parametr został osiągnięty AP _{cyl} _{mx} względem współczynnika nadmiaru powietrza λ w całym polu pracy dla dwóch systemów spalania	94
Rys. 8.13. Wartość indykowanego jednostkowego zużycia paliwa ISFC względem współczynnika nadmiaru powietrza λ w całym polu pracy dla dwóch systemów spalania	95

Rys. 8.14. Zależność sprawności indykowanej ITE względem współczynnika nadmiaru powietrza λ w całym polu pracy dla dwóch systemów spalania	96
Rys. 8.15. Seria wykresów słupkowych ITE opracowanych na podstawie wyników po ujednoczeniu podstawy współczynnika λ względem określonych wartości w całym polu pracy dla dwóch systemów spalania	97
Rys. 8.16. Zależność jednostkowej emisji NOx względem współczynnika nadmiaru powietrza λ w całym polu pracy dla dwóch systemów spalania.....	98
Rys. 8.17. Seria wykresów słupkowych ISNOx opracowanych na podstawie wyników po ujednoczeniu podstawy współczynnika λ względem określonych wartości w całym polu pracy dla dwóch systemów spalania	100
Rys. 8.18. Zależność emisji jednostkowej ISCO względem współczynnika nadmiaru powietrza λ w zakresie 1,0–1,3 w całym polu pracy dla dwóch systemów spalania	101
Rys. 8.19. Zależność emisji jednostkowej ISCO względem współczynnika nadmiaru powietrza λ w zakresie 1,1–1,9 w całym polu pracy dla dwóch systemów spalania	102
Rys. 8.20. Zależność emisji jednostkowej ISTHC względem współczynnika nadmiaru powietrza λ w całym polu pracy dla dwóch systemów spalania	102
Rys. 8.21. Procentowa różnica maksymalnej szybkości wywiązywania ciepła dQ_{mx} pomiędzy konwencjonalnym a dwustopniowym systemem spalania	104
Rys. 8.22. Procentowa różnica czasu spalania MBF10-MBF90 pomiędzy konwencjonalnym a dwustopniowym systemem spalania	104
Rys. 8.23. Procentowa różnica maksymalnego ciśnienia w cylindrze P_{cyl_mx} między konwencjonalnym a dwustopniowym systemem spalania	105
Rys. 8.24. Procentowa różnica odległości pomiędzy GMP a lokalizacją P_{cyl_mx} między konwencjonalnym a dwustopniowym systemem spalania	105
Rys. 8.25. Procentowa różnica wartości sprawności ITE pomiędzy konwencjonalnym a dwustopniowym systemem spalania	105
Rys. 8.26. Procentowa różnica jednostkowej emisji ISNOx pomiędzy konwencjonalnym a dwustopniowym systemem spalania	105
Rys. 8.27 Procentowa różnica emisji jednostkowej ISCO pomiędzy konwencjonalnym a dwustopniowym systemem spalania	106
Rys. 8.27 Procentowa różnica emisji jednostkowej ISTHC pomiędzy konwencjonalnym a dwustopniowym systemem spalania	106

Spis tabel

Tabela 2.1. Własności fizykochemiczne wybranych paliw gazowych	18
Tabela 2.2. Wartość wykładnika adiabaty dla wybranych paliw gazowych przy ciśnieniu 1013 hPa i temperaturze w zakresie 0°C do 25°C	14
Tabela 3.1. Podstawowe wskaźniki systemu dwustopniowego i ich ważniejsze uwarunkowania	39
Tabela 5.1. Dane techniczne świec zapłonowych typu Z oraz R	49
Tabela 5.2. Parametry charakterystyczne zaproponowanych komór wstępnych	51
Tabela 6.1. Dane techniczne jednocylindrowego silnika badawczego AVL 5804	74
Tabela 6.2. Dane techniczne użytej aparatury pomiarowej AVL 5804	74
Tabela 6.3. Metody pomiarowe analizatora spalin Horiba Mexa 7100D	76
Tabela 7.1. Wartości MBF50, dla których uzyskano największą sprawność ITE i najmniejszą wartość COV_{IMEP}	83
Tabela 8.1. Maksymalna wartość λ jaką uzyskano w toku badawczym w całym analizowanym zakresie obciążenia i prędkości obrotowej wału korbowego	90
Tabela 8.2. Minimalne zanotowane wartości ISNOx dla konwencjonalnego i dwustopniowego systemu spalania	100