



**POLITECHNIKA KRAKOWSKA im. T. Kościuszki**  
Wydział Mechaniczny  
Instytut Pojazdów Samochodowych



# **PRACA DOKTORSKA**

**Szymon Leśniak**

**Oddziaływanie dodatków do paliwa, wpływających na kinetyczną i dyfuzyjną fazę spalania w silniku z zapłonem samoczynnym w aspekcie zmniejszenia emisji tlenków azotu i cząstek stałych**

The impact of fuel additives affecting the kinetic and diffusion phase of combustion in a compression-ignition engine in terms of reducing nitrogen oxides and particulate matter emissions

Promotor:  
dr hab. inż. **Jerzy Cisek**

Kraków, 2024

**Autor pracy:** mgr inż. Szymon Leśniak  
**Nr pracy:** .....

## Symbole i oznaczenia

Symbol	Jednostka	Opis
EGR	-	układ recyrkulacji spalin (ang. Exhaust Gas Recirculation)
EGT		temperatura spalin (ang. Exhaust Gas Temperature)
NCR	-	nieselektywna redukcja katalityczna (ang. Non-selective Catalytic Reduction)
SCR	-	selektywna redukcja katalityczna (ang. Selective Catalytic Reduction)
SNR	-	selektywna redukcja niekatalityczna (ang. Selective Non-catalytic Reduction)
CDC	-	konwencjonalna komora spalania silnika o zapłonie samoczynnym (ang. Conventional Diesel Combustion)
DFI	-	kanałowy wtrysk paliwa (ang. Ducted Fuel Injection)
CR	-	układ wtryskowy Common Rail
OXY CAT	-	katalizator utleniający
DFB	-	paliwo bazowe (olej napędowy)
DFDA	-	paliwo bazowe z dodatkiem dyfuzyjnym
DFKA	-	paliwo bazowe z dodatkiem kinetycznym
DFS	-	paliwo bazowe z obydwooma badanymi dodatkami (kompleksowe)
KA	-	dodatek kinetyczny (ang. Kinetic Additive)
DA	-	dodatek dyfuzyjny (ang. Diffusion Additive)
CO	-	tlenek węgla
CO <sub>2</sub>	-	dwutlenek węgla
HC	-	węglowodory
O <sub>2</sub>	-	tlen
NO <sub>x</sub>	-	tlenki azotu
PM	-	cząstki stałe
ZI	-	silnik o zapłonie iskrowym
ZS	-	silnik o zapłonie samoczynnym
LDV	-	pojazdy lekkie
HDV	-	pojazdy ciężkie
DPF	-	filtr cząstek stałych (ang. Diesel Particulate Filter)
°OWK	°	stopnie obrotu wału korbowego
GMP	-	górnym martwym punktem (położenia tłoka)
CDA	-	system odłączania cylindrów (ang. Cylinder DeActivation)
FAME	-	estry metylowe kwasów tłuszczowych (ang. Fatty Acid Methyl Esters)
RME	-	estry metylowe oleju rzepakowego (ang. Rapeseed Methyl Esters)
WCO	-	zużyty olej kuchenny (ang. Waste Cooking Oil)
LC	-	liczba cetanowa paliwa
D <sub>d</sub>	mm	zastępcza średnica kropli paliwa
S <sub>d</sub>	j <sup>2</sup>	powierzchnia kropli paliwa
S <sub>k</sub>	j <sup>2</sup>	powierzchnia pomiarowa objęta danymi izotermami
S <sub>o</sub>	j <sup>2</sup>	całkowita powierzchnia pomiarowa

2-EHN	-	azotan 2-etyloheksylowy
$G_f$	kg/h	godzinowe zużycie paliwa
$g_f$	g/kWh	jednostkowe zużycie paliwa
$T_{cmax}$	K	maksymalna temperatura spalania
$Q_k$	$\text{kJ/m}^3$	ciepło wywiązane w fazie kinetycznej
$Q_d$	$\text{kJ/m}^3$	ciepło wywiązane w fazie dyfuzyjnej
$Q_s$	$\text{kJ/m}^3$	sumaryczne ciepło spalania paliwa
$T_{ck}$	K	maksymalna temperatura spalania kinetycznego
$T_{cd}$	K	maksymalna temperatura spalania dyfuzyjnego
$M_{omax}$	Nm	maksymalny moment obrotowy silnika
$T_{exh}$	$^{\circ}\text{C}$	temperatura spalin
$p_d$	bar	ciśnienie doładowania

Symbol	Jednostka	Opis
$A_{\tau c}$	-	okres po samozapłonie paliwa
$\lambda$	-	współczynnik nadmiaru powietrza
$dQ_k/d\alpha$	$\text{kJ}/^{\circ}\text{OWK}$	prędkość wywiązania się ciepła w fazie kinetycznej
$dQ_d/d\alpha$	$\text{kJ}/^{\circ}\text{OWK}$	prędkość wywiązania się ciepła w fazie dyfuzyjnej
$(dQ_k/d\alpha)_{max}$	$\text{kJ}/^{\circ}\text{OWK}$	maksymalna prędkość wywiązania się ciepła w fazie kinetycznej
$(dQ_d/d\alpha)_{max}$	$\text{kJ}/^{\circ}\text{OWK}$	maksymalna prędkość wywiązania się ciepła w fazie dyfuzyjnej
$(dp/d\alpha)_{max}$	$\text{bar}/^{\circ}\text{OWK}$	maksymalna prędkość narastania ciśnienia
$\alpha_{si}$	$^{\circ}\text{OWK}$ wzg. GMP	kąt początku wtrysku paliwa
$\alpha_{sc}$	$^{\circ}\text{OWK}$ wzg. GMP	kąt początku samozapłonu paliwa
$\alpha_{ec}$	$^{\circ}\text{OWK}$ wzg. GMP	koniec spalania
$\alpha_{ck}$	$^{\circ}\text{OWK}$	długość fazy spalania kinetycznego
$\alpha_{cd}$	$^{\circ}\text{OWK}$	długość fazy spalania dyfuzyjnego
$\alpha_c$	$^{\circ}\text{OWK}$	długość spalania
$\tau_c$	$^{\circ}\text{OWK}$	opóźnienie samozapłonu paliwa
$q_{\tau c}$	mg	część paliwa dostarczona do cylindra silnika przed jego samozapłonem
$\alpha_{dQk}$	$^{\circ}\text{OWK}$ wzg. GMP	kąt OWK przy którym występuje maksymalna prędkość spalania kinetycznego
$\alpha_{dQd}$	$^{\circ}\text{OWK}$ wzg. GMP	kąt OWK przy którym występuje maksymalna prędkość spalania dyfuzyjnego
$p_{max}$	bar	maksymalne ciśnienie spalania
$\alpha_p$	$^{\circ}\text{OWK}$ wzg. GMP	występowanie maksymalnego ciśnienia spalania
$\alpha_{tc}$	$^{\circ}\text{OWK}$ wzg. GMP	występowanie maksymalnej temperatury spalania
$\tau_{cph1}$	ms	fizyczna pierwsza część opóźnienia samozapłonu
$\tau_{cph2}$	ms	fizyczna druga część opóźnienia samozapłonu
$\tau_{cch1}$	ms	chemiczna pierwsza część opóźnienia samozapłonu
$\tau_{cch2}$	ms	chemiczna druga część opóźnienia samozapłonu

$\tau_{\text{csum}}$	ms	sumaryczne opóźnienie samozapłonu
$WF\tau_i$	%	udział danej fazy w całkowitym opóźnieniu samozapłonu
$\eta_o$	%	sprawność ogólna
$\eta_t$	%	sprawność teoretyczna
$\alpha_{\text{pt}}$	°OWK wzg. GMP	początek tłoczenia paliwa

## SPIS TREŚCI

<b>Symbole i oznaczenia .....</b>	<b>3</b>
<b>1. Wstęp .....</b>	<b>8</b>
<b>2. Wprowadzenie .....</b>	<b>9</b>
<b>3. Analiza rozwiązań technicznych stosowanych w celu zmniejszenia emisji NOx i/lub PM w spalinach .....</b>	<b>12</b>
3.1. Wprowadzenie .....	12
3.2. Metody konstrukcyjne.....	13
3.2.1. Komora spalania.....	13
3.2.2. Układ zasilania paliwem.....	17
3.2.3. Układ zasilania powietrzem.....	19
3.2.4. Stopień sprężania.....	22
3.2.5. Recyrkulacja spalin (EGR).....	23
3.2.6. Dławienie powietrza na wlocie.....	24
3.2.7. Zmiana faz rozrządu .....	25
3.2.8. Turbulencja i zawirowanie .....	25
3.2.9. Wyłączanie cylindrów .....	27
3.3. Metody regulacyjne.....	28
3.3.1. Początek wtrysku.....	28
3.3.2. Ciśnienie wtrysku .....	30
3.3.3. Charakterystyka wtrysku .....	31
3.4. Metody paliwowe.....	33
3.4.1. Dodatki niekatalityczne .....	33
3.4.2. Dodatki katalityczne.....	36
3.5. Podsumowanie stanu wiedzy odnośnie sposobów zmniejszania emisji NOx i PM.....	38
<b>4. Cel i zakres pracy .....</b>	<b>40</b>
4.1. Wprowadzenie .....	40
4.2. Cele pracy .....	40
4.3. Plan pracy.....	41
<b>5. Metodyka badań .....</b>	<b>43</b>
5.1. Charakterystyka stosowanych paliw .....	43
5.2. Stosowane moduły badawcze .....	45
5.2.1. Pomiar zużycia paliwa.....	45
5.2.2. Pomiar stężenia gazowych składników spalin.....	45
5.2.3. Pomiar zadymienia spalin.....	47
5.2.4. Pomiar emisji cząstek stałych.....	48
5.2.5. Pomiary przebiegów szybkozmiennych .....	53
5.2.6. Przebieg prędkości wywiązywania się ciepła.....	56
5.2.7. Wizualizacja wtrysku i spalania paliwa.....	60
5.2.8. Termowizja płomienia metodą 2-kolorów .....	63
<b>6. Modelowanie składowych opóźnień samozapłonu .....</b>	<b>66</b>
6.1. Wprowadzenie .....	66
6.2. Modelowanie opóźnienia samozapłonu pojedynczej kropli paliwa.....	66
6.3. Wyniki modelowania opóźnienia samozapłonu dla paliw z różną wartością liczby cetanowej .....	70

6.4. Badania eksperymentalne weryfikujące wyniki modelowania opóźnienia samozapłonu paliwa .....	83
6.4.1. Metodyka i stanowisko pomiarowe .....	83
6.4.2. Wyniki badań silnikowych opóźnienia samozapłonu stosowanych paliw.....	86
6.5. Podsumowanie i wnioski rozdziału 6 .....	88
<b>7. Synergia jednoczesnego stosowania dwóch dodatków do paliwa .....</b>	<b>90</b>
7.1. Wprowadzenie .....	90
7.2. Wyniki badań i ich analiza .....	91
7.2.1. Parametry energetyczne .....	91
7.2.2. Skład spalin.....	93
7.2.3. Wykresy indykatorowe .....	100
7.2.4. Prędkość wywiązywania się ciepła .....	106
7.3. Podsumowanie i wnioski rozdziału 7 .....	115
<b>8. Badania optyczne i termowizja procesu spalania.....</b>	<b>117</b>
8.1. Wprowadzenie.....	117
8.2. Wyniki badań.....	119
8.2.1. Parametry energetyczne .....	119
8.2.2. Skład spalin.....	121
8.2.3. Wykresy indykatorowe .....	124
8.2.4. Prędkość wywiązywania się ciepła .....	127
8.2.5. Wizualizacja i termowizja procesu spalania .....	133
8.3. Podsumowanie i wnioski rozdziału 8 .....	141
<b>9. Podsumowanie i wnioski końcowe .....</b>	<b>144</b>
<b>Bibliografia .....</b>	<b>146</b>
<b>Spis rysunków .....</b>	<b>151</b>
<b>Spis tabel .....</b>	<b>158</b>
<b>Streszczenie .....</b>	<b>159</b>
<b>Summary .....</b>	<b>161</b>

## 1. Wstęp

Degradacja środowiska naturalnego spowodowana zanieczyszczeniami, również motoryzacyjnymi, stanowi dzisiaj najistotniejszą kwestię w zakresie ekologii. Dotyczy to toksycznych, kancerogennych i mutagennych składników spalin – tlenku węgla (CO), węglowodorów (HC), tlenków azotu (NO<sub>x</sub>) oraz cząstek stałych (PM) [11,47,48,53]. Obecnie jednym z głównych założeń polityki w tej dziedzinie jest również dekarbonizacja transportu, jak również całej gospodarki.

Dekarbonizacja to proces dążący do zmniejszenia śladu węglowego – czyli emisji gazów cieplarnianych, głównie dwutlenku węgla (CO<sub>2</sub>). W miarę jak zmiany klimatyczne stają się coraz bardziej dotkliwe, coraz większą uwagę przywiązują się do ekologicznych alternatyw dla tradycyjnych silników spalinowych – pojazdy elektryczne, ogniwa wodorowe, czy też tzw. e-paliwa stają się coraz bardziej pożądane i popularne.

W odpowiedzi na te wyzwania, Europa, będąc w czołówce walki o czystsze i bardziej zrównoważone społeczeństwo, przedstawiła ambitne plany wycofania silników spalinowych. Decyzja ta, która wywołała wiele kontrowersji i dyskusji, oznacza radykalną zmianę kierunku w rozwoju motoryzacji. Europejskie państwa postanowiły przyspieszyć proces dekarbonizacji motoryzacji, dążąc do całkowitej eliminacji pojazdów napędzanych silnikami spalinowymi w nadchodzących dekadach.

O ile wprowadzenie takich restrykcji w zakresie emisji pochodzącej z samochodów osobowych wydaje się realne, o tyle kwestia transportu ciężkiego, maszyn roboczych ciężkich czy transportu morskiego pozostaje w dalszym ciągu bez rozwiązania. W związku z tym bardzo istotne staje się znalezienie innych metod, które pozwolą na zmniejszenie negatywnych skutków dalszego eksploatowania tego typu maszyn z silnikami o zapłonie samoczynnym. Jedną z najprostszych metod zmniejszenia emisji szkodliwych składników spalin jest modyfikacja konwencjonalnego paliwa. Najtańsze i najłatwiejsze do wdrożenia wydaje się być zastosowanie dodatków do paliwa, prowadzących do takiej zmiany przebiegu procesu spalania, która skutkowałą będzie zminimalizowaną emisją najbardziej szkodliwych substancji spalin silników o zapłonie samoczynnym, tj. tlenków azotu (NO<sub>x</sub>), cząstek stałych (PM), oraz dwutlenku węgla (CO<sub>2</sub>).

W pracy przedstawiono analizę wpływu dwóch specjalnie dobranych dodatków do paliwa na przebieg procesu spalania, które jednocześnie zmniejszają emisję NO<sub>x</sub> i PM w spalinach, gdzie spodziewane jest ich synergiczne oddziaływanie. Potwierdzona badaniami wstępnymi synergia hiperaddytywna pozwala na jeszcze intensywniejsze zmniejszenie emisji NO<sub>x</sub> i PM w spalinach silnika o zapłonie samoczynnym, zasilanym paliwem z obydwoma badanymi dodatkami niż w przypadku stosowania tych dodatków oddzielnie. Stwierdzono również zmniejszenie zużycia paliwa i w związku z tym także zmniejszenie emisji CO<sub>2</sub> dla stosowania paliwa testowego (z obydwoma dodatkami) w odniesieniu do paliwa bazowego.



## 2. Wprowadzenie

Optymalizacja tłokowych silników spalinowych przez długie lata ich rozwoju skupiała się głównie na ich modyfikacji pod kątem uzyskiwania jak największej mocy z jednostki objętości skokowej [53]. Od początku ich istnienia to silniki z zapłonem iskrowym (ZI) stanowiły zdecydowaną większość w udziałach rynkowych w pojazdach klasy LDV (z ang. Light Duty Vehicle) – czyli samochodach osobowych oraz lekkich dostawczych. Spowodowane to było głównie przez takie czynniki jak: znacznie mniejsza masa silnika (a co za tym idzie mniejsza masa całego pojazdu), większa moc uzyskiwana z litra objętości skokowej czy też mniejszy koszt zakupu i serwisowania tego typu silników. Dopiero lata 70. XX wieku rozpoczęły zmiany, kiedy to w wyniku dużego kryzysu paliwowego w Europie społeczeństwo zaczęło zwracać się w stronę silników z zapłonem samoczynnym (ZS) ze względu na mniejsze zużycie paliwa, wynikające z większej sprawności cieplnej. W kolejnych latach, dzięki dalszemu rozwojowi techniki, szczególnie w zakresie układów wtryskowych oraz doładowania zaczęły zanikać ich najistotniejsze wady w odniesieniu do silników z zapłonem iskrowym (tj. mniejsza dynamika ruchu oraz mała kultura pracy). Najlepszym dowodem na zmianę postrzegania tego typu napędu było wprowadzenie (w 1978 r. [43]) do sprzedaży samochodu marki Mercedes-Benz klasy S z silnikiem o zapłonie samoczynnym, a w roku 2009 sprzedaż nowych samochodów z silnikami ZS stanowiła większość w Europie [68]. Należy dodatkowo pamiętać, że zgodnie z przepisami Unii Europejskiej (od momentu wprowadzenia EURO I) do pojazdów o masie całkowitej powyżej 3,5 t można było stosować jedynie silniki ZS (samochody ciężarowe, autobusy, lokomotywy spalinowe, transport morski). W związku z tym liczebność pojazdów z silnikami o zapłonie samoczynnym jest zdecydowanie większa niż pojazdów z silnikami o zapłonie iskrowym. W tej sytuacji istotnym momentem w historii optymalizacji silników ZS było wprowadzenie norm homologacyjnych EURO, które określają dopuszczalne wartości emisji wybranych składników spalin. W chwili obecnej (EURO VI) limitowana jest emisja jednostkowa [g/kWh]; tlenku węgla (CO), węglowodorów (HC), tlenków azotu (NO<sub>x</sub>), dwutlenku węgla (CO<sub>2</sub>), cząstek stałych (PM) oraz liczba cząstek stałych (PN – *particulate number*) [#kWh] [57]. Kolejnym etapem ma być wprowadzenie normy Euro VII (w 2025 roku), której ostateczne wytyczne jeszcze nie są znane. W roku 2035 miało nastąpić całkowite wycofanie z produkcji silników spalinowych do grupy pojazdów klasy LDV (samochodów osobowych), jednak już w chwili obecnej wiadomo, że termin ten zostanie przesunięty na późniejszy. Nie zmienia to jednak faktu, że bliżej nieokreślone czasowo wycofanie silników spalinowych (ZI i ZS) dla samochodów osobowych doprowadzi do dalszej produkcji jedynie silników ZS klasy HDV m.in. do samochodów ciężarowych, lokomotyw, statków i okrętów (gdzie formalnie nie mogą być aplikowane silniki ZI). W związku z powyższym okazuje się, że obecnie znalezienie sposobu na zmniejszenie emisji szczególnie szkodliwych substancji spalin w przypadku silników ZS staje się ważniejsze niż kiedykolwiek. Najbardziej problematyczne ze szkodliwych substancji spalin w tego typu silnikach są tlenki azotu oraz cząstki stałe. Niestety, z współzależnego mechanizmu tworzenia się NO<sub>x</sub> i PM w cylindrze silnika wynika, że zmniejszenie emisji tlenków azotu (metodą konstrukcyjną, regulacyjną lub paliwową)

proceeds to an increase in particulate emissions [10,11,47] – presented schematically in Figure 2.1.

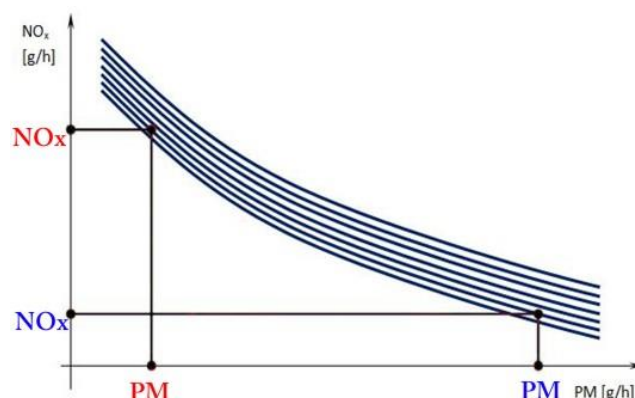


Figure 2.1. Schematic dependence of PM and NOx emissions in engine exhaust [18]

The most problematic to implement (due to time and cost of introducing a new technological process) method of reducing harmful pollutant emissions is a construction method. Moreover, this method applies exclusively to newly produced engines. The disadvantages of this method are that it does not have regulatory methods, which can be applied both to engines to be produced, as well as to engines in vehicles already in operation. Additionally, the cost of introducing a modified (better from the point of view of exhaust composition) engine regulation is incomparably lower than the reconstruction of the production line for reconstructed engine elements. Because, as mentioned earlier, engine regulation optimization with respect to exhaust composition is practically cost-free, this is the most exhausted area of actions aimed at reducing emissions of toxic exhaust components.

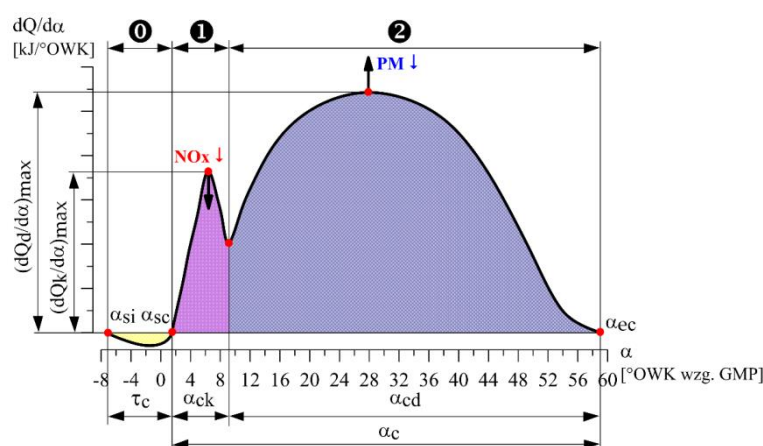
Another way to limit emissions of harmful exhaust components are post-process methods (e.g. DPF, SCR) which are widely used in vehicles meeting EURO VI. Basically, these methods are not used for modification of older vehicle types, although this is due to the fact that the ratio of purchase cost (DPF or SCR) and vehicle modification in relation to a much smaller market value of such a car is incomparably higher than in the case of factory installation in a new car.

Another way, which can influence on the reduction of limited exhaust components, through the change of the combustion process, is the modification of fuel properties. In theory, it is enough to prepare new fuel or to influence on the properties of the currently used fuel, in order to achieve the desired effect (e.g. reduction of particulate emissions or nitrogen oxides in exhaust). For this purpose, various types of additives to fuels, which have the task of acting on the combustion process in the expected way. Unfortunately, with this method, there is an exception to the rule – one specific fuel modifier, while reducing nitrogen oxide emissions in exhaust, leads to an increase in particulate emissions (e.g. the effect of an additive that increases the cetane number of fuel). In such a situation, it can be helpful to use different additives to fuel, which will act selectively on different stages of the combustion process, so that in the end, it will simultaneously reduce both NOx and PM emissions in exhaust. From the literature [10,11,47]

wynika, że zmniejszenie maksymalnej prędkości spalania w fazie kinetycznej ( $dQ_k/d\alpha$ ) prowadzi do zmniejszenia emisji NO<sub>x</sub>, natomiast zwiększenie maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego prowadzi do zmniejszenia emisji PM w spalinach. Wynika to z faktu, iż zmniejszenie  $dQ_k/d\alpha$  wiąże się ze zmniejszeniem temperatury w pierwszej fazie spalania (kiedy to dostępna jest jeszcze duża ilość tlenu) co jest główną przyczyną tworzenia się NO<sub>x</sub> w procesie spalania. Natomiast zwiększenie  $dQ_d/d\alpha$  powoduje wzrost temperatury w dyfuzyjnej fazie spalania, co pozwala na dopalenie większej ilości powstałych wcześniej cząstek stałych w cylindrze silnika, co w bilansie ogólnym zmniejsza emisję PM w spalinach.

W związku z powyższym, korzystne byłoby zastosowanie takich dwóch dodatków do paliwa, z których jeden zmniejszy prędkość spalania kinetycznego (zmniejszy selektywnie temperaturę spalania w tej fazie) oraz drugi, który zwiększy prędkość spalania dyfuzyjnego (zwiększy selektywnie temperaturę spalania w tej fazie). Powinno to skutkować równoczesnym zmniejszeniem emisji NO<sub>x</sub> i PM w spalinach. Optymalnie byłoby, gdyby zastosowanie tych dwóch dodatków do paliwa nie wpłynęło na zmniejszenie średniej prędkości spalania, aby nie spowodowało to zmniejszenia sprawności silnika (i zwiększenia emisji CO<sub>2</sub>) wskutek wydłużonego procesu spalania.

W ogólnym przypadku mechanizm działania każdej metody konstrukcyjnej, regulacyjnej czy paliwowej powinien opierać się na zmniejszeniu udziału ciepła wywiązanego w fazie kinetycznej (w celu zmniejszenia emisji NO<sub>x</sub>) oraz na zwiększeniu udziału ciepła wywiązanego w fazie dyfuzyjnej (w celu zmniejszenia emisji PM w spalinach). Taka strategia działania, w odniesieniu do prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika o zapłonie samoczynnym przedstawiona jest na rysunku 2.2. W kolejnym rozdziale pracy analizie poddano różne rozwiązania techniczne służące realizacji tej strategii.



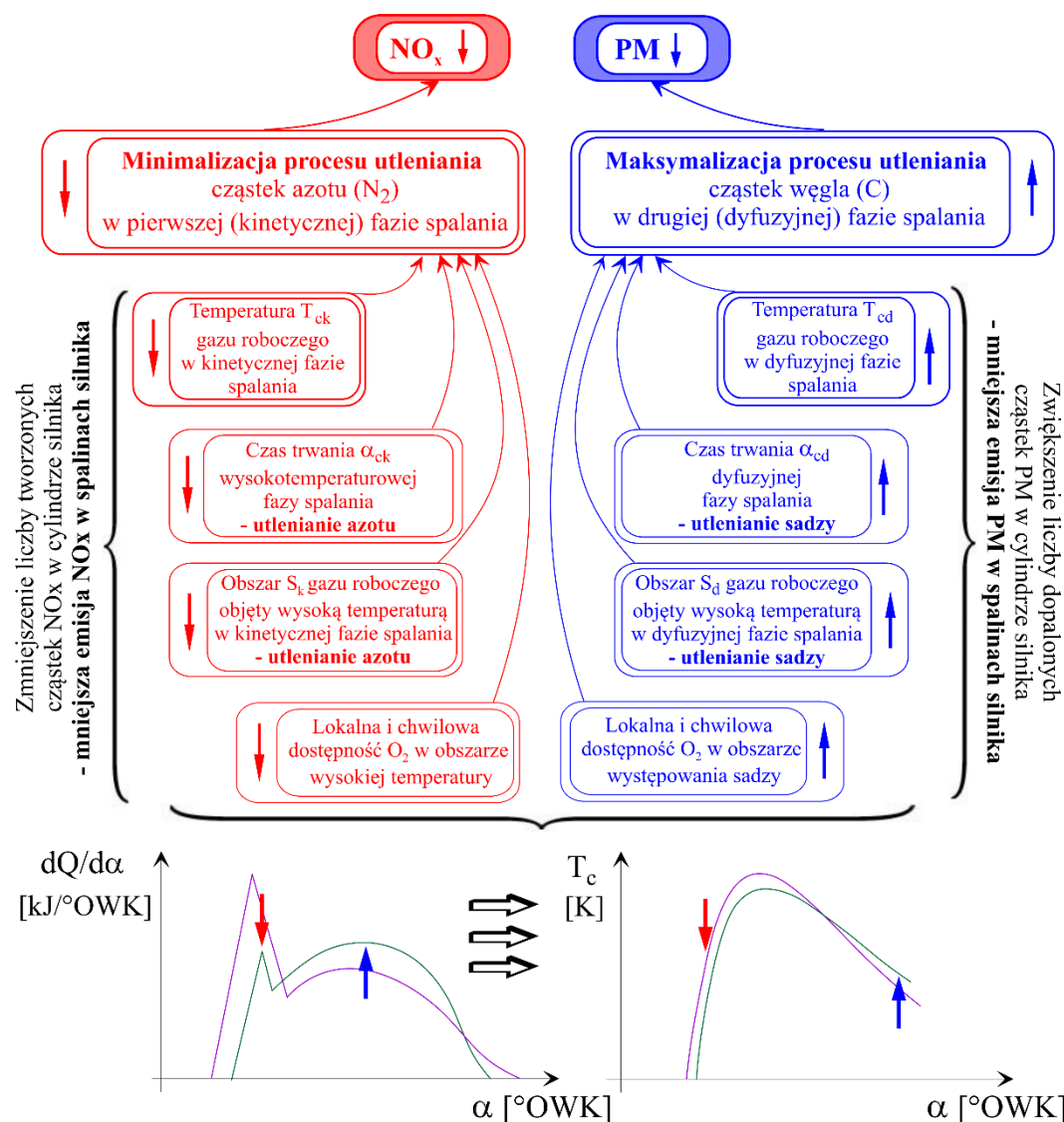
Rysunek 2.2. Schematyczny wykres prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika z zapłonem samoczynnym [18]:

- ① – faza parowania paliwa,
- ① – faza spalania kinetycznego,
- ② – faza spalania dyfuzyjnego.

### 3. Analiza rozwiązań technicznych stosowanych w celu zmniejszenia emisji NO<sub>x</sub> i/lub PM w spalinach

#### 3.1. Wprowadzenie

Rozwiązania techniczne (konstrukcyjne, regulacyjne oraz paliwowe) stosowane w silnikach o zapłonie samoczynnym, zmierzające do zmniejszenia emisji NO<sub>x</sub> i/lub PM, opierają się (zgodnie ze schematem na rys. 3.1) na minimalizacji procesu utleniania azotu w pierwszej, kinetycznej fazie spalania i/lub maksymalizacji procesu dopalania powstałych nieco wcześniej cząstek sadzy w dyfuzyjnej fazie spalania. W poniższych podrozdziałach niniejszej pracy skrótowo opisano wybrane, przykładowe rozwiązania techniczne służące tym celom.



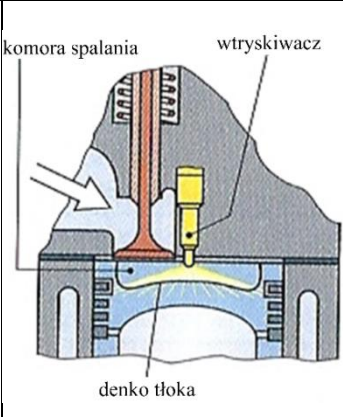
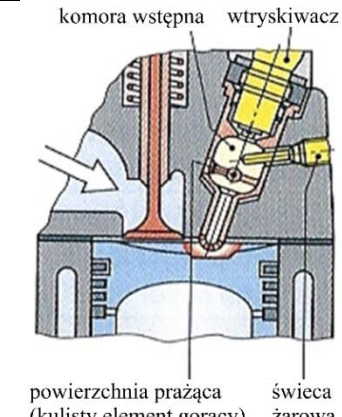
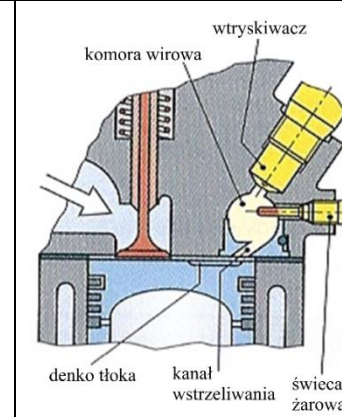
Rysunek 3.1. Schemat wpływu różnych czynników na emisję NO<sub>x</sub> oraz PM w spalinach [14]

## 3.2. Metody konstrukcyjne

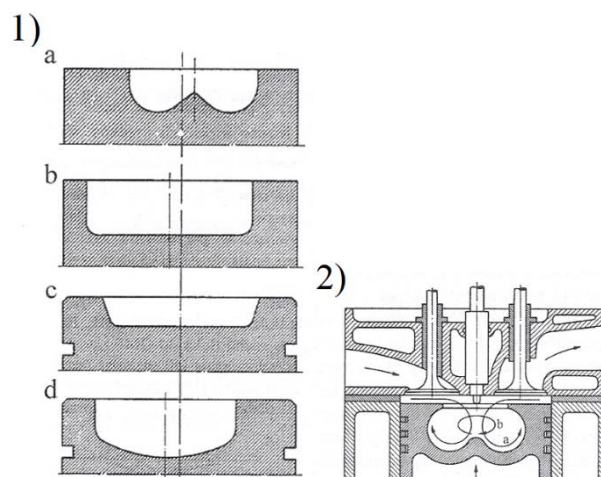
### 3.2.1. Komora spalania

Ze względu na fakt, iż w zdecydowanej większości czterosuwowych silników o zapłonie samoczynnym stosowane są głowice o płaskiej powierzchni dolnej płyty, to oczekiwany kształt komory spalania uzyskuje się głównie dzięki zmianie geometrii denka tłoka. Kształt komory spalania ma silny wpływ na przebieg ilościowy i jakościowy procesu spalania, głównie, ale nie tylko, poprzez sposób mieszania się paliwa z powietrzem. Oczywiście kształt komory spalania musi być skojarzony m.in. z konstrukcją rozpylacza oraz ciśnieniem wtrysku paliwa [53]. Porównanie różnych, podstawowych konstrukcji komór spalania silników ZS przedstawiono w tabeli 3.1.

Tabela 3.1. Konstrukcje typowych komór spalania silników o zapłonie samoczynnym [27]

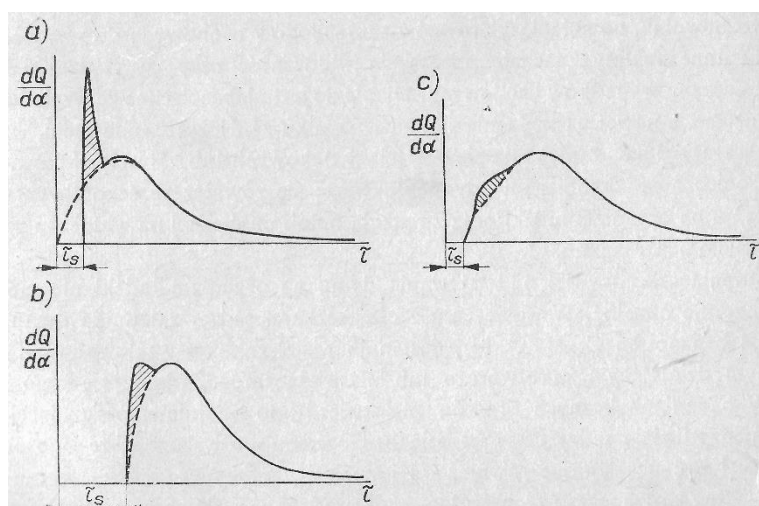
Rodzaj wtrysku paliwa	Wtrysk bezpośredni	Wtrysk pośredni	
Wtrysk	do głównej komory spalania	do dodatkowej komory spalania	
Komora spalania	nie dzielona	komora główna oraz dodatkowa	
Komora dodatkowa	-	komora wstępna	komora wirowa
Kształt komory spalania			

W obecnie produkowanych silnikach korzysta się już niemal wyłącznie z konstrukcji nie dzielonej komory spalania z wtryskiem bezpośrednim. W różnych konstrukcjach silników stosuje się jednak różne kształty komór spalania w samym denku tłoka, które to są skojarzone z innymi układami (np. układem kanałów dolotowych, wtryskiwaczy paliwa) – wybrane przykłady przedstawia rys. 3.2.



Rysunek 3.2. 1) Przykłady otwartych komór spalania: a) toroidalne, b) kubelkowe, c) spodkowe, d) filizankowe, 2) komora toroidalna Saurera z przewężeniem i zaawansowanym wirem [53]

W oparciu o rozważania [38] wyodrębnia się 3 zasadnicze rodzaje tworzenia mieszanki i odpowiadające im przebiegi wywiązywania się ciepła, co zgodnie ze schematem na rys. 3.1 ma bezpośredni wpływ na emisję NO<sub>x</sub> i PM w spalinach silnika – przedstawia to schematycznie rysunek 3.3.



Rysunek 3.3. Schematyczne przebiegi wywiązywania się ciepła w funkcji czasu  $\tau$  dla trzech rodzajów tworzenia mieszanki: a – wtrysk bezpośredni, b – system M, c – komora wirowa. Powierzchnia zaznaczona przedstawia ciepło wywiązane z paliwa wymieszanego z powietrzem w okresie opóźnienia samozapłonu [38]

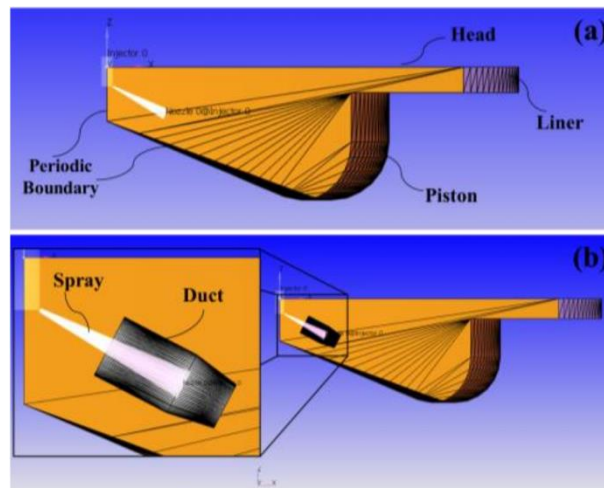
Przebiegi wywiązywania się ciepła pokazane schematycznie na rys. 3.3 odpowiadają wszystkie temu samemu przebiegowi wtrysku, a ich zróżnicowanie jest wynikiem odmiennego procesu tworzenia się mieszanki i przebiegu procesu spalania, związanego z różnymi komorami spalania:

- a) paliwo jest wtryskiwane w głąb komory spalania, przy czym większa część paliwa zostaje rozpylona w powietrzu. Tworzenie mieszanki rozpoczyna się od razu, gdy tylko paliwo trafi do komory spalania i jest prawie niezależne od wystąpienia samozapłonu,

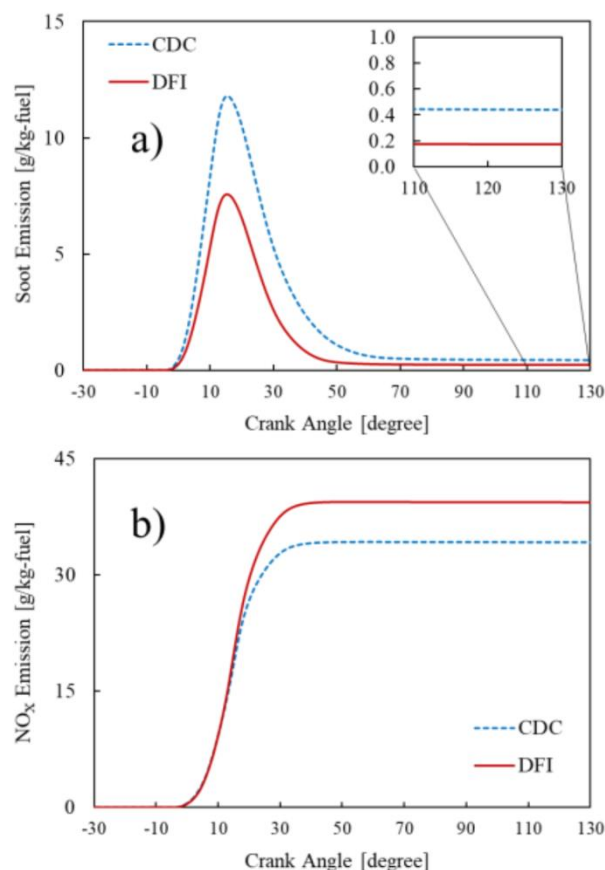
- b) paliwo wtryskiwane jest na ścianki komory, na których się odkłada. W okresie opóźnienia samozapłonu nie następuje praktycznie tworzenie się mieszanki ze względu na pomijalnie małe odparowanie paliwa. Po samozapłonie odparowanie przebiega szybko, przy czym prędkość odparowania wzrasta w wyniku działania gorących spalin na powierzchnie kropeł paliwa. Równocześnie występuje przemieszczenie paliwa z powietrzem w kierunku promieniowym w wyniku różnicy wartości sił odśrodkowych,
- c) paliwo rozpylane jest w pobliżu ścianki. Tworzenie mieszanki następuje już w okresie opóźnienia samozapłonu, jednak wolniej niż w przypadku a). Później spalanie ulega przyspieszeniu analogicznie jak w przypadku b).

Silnik z komorą wirową charakteryzuje się przy tym najmniejszym okresem opóźnienia samozapłonu, co wpływa na zmniejszenie emisji NO<sub>x</sub> w spalinach w odniesieniu do pozostałych rozwiązań.

W dobie walki o zmniejszenie emisji NO<sub>x</sub> i PM różne ośrodki badawczo-rozwojowe prowadzą w sposób ciągły badania wpływu nowych rozwiązań konstrukcji komór spalania silników ZS na skład spalin. Przykładowo, jak zauważono w badaniach podejmujących tę tematykę [69], w których zmodyfikowana komora spalania, z dodatkowym kanałem przez który prowadzona jest struga paliwa (ang. DFI – Ducted Fuel Injection, rys. 3.4) prowadzi m.in. do zmniejszenia emisji cząstek stałych nawet do 66,7%, podczas gdy emisja tlenków azotu wzrasta o ok. 15% – co przedstawiono na rys. 3.5.

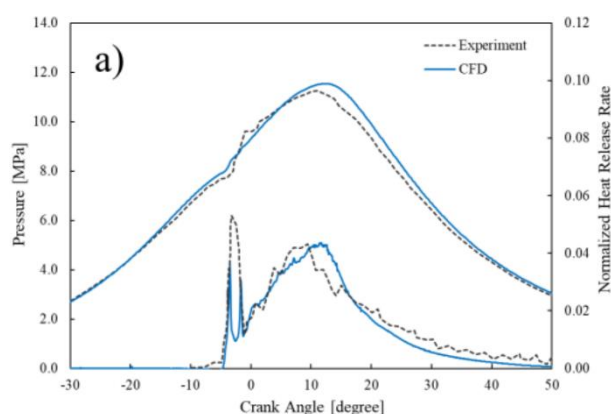


Rysunek 3.4. Projekt komory spalania a) conventional diesel combustion oraz b) ducted fuel injection [69]



Rysunek 3.5. Emisja sadzy oraz tlenków azotu dla zmodyfikowanej komory spalania (CDC – Conventional Diesel Combustion, DFI – Ducted Fuel Injection) [69]

Zmniejszona emisja PM i jednocześnie zwiększona emisja NO<sub>x</sub> wynika z wpływu zastosowania komory spalania DFI (w porównaniu z konwencjonalną komorą spalania) na zmianę przebiegu prędkości wywiązywania się ciepła, co prowadzi, zgodnie ze schematem na rysunku 1 do spodziewanej zmiany składu spalin. Przebiegi tych funkcji dla tego rozwiązania przedstawione są na rysunku 3.6.

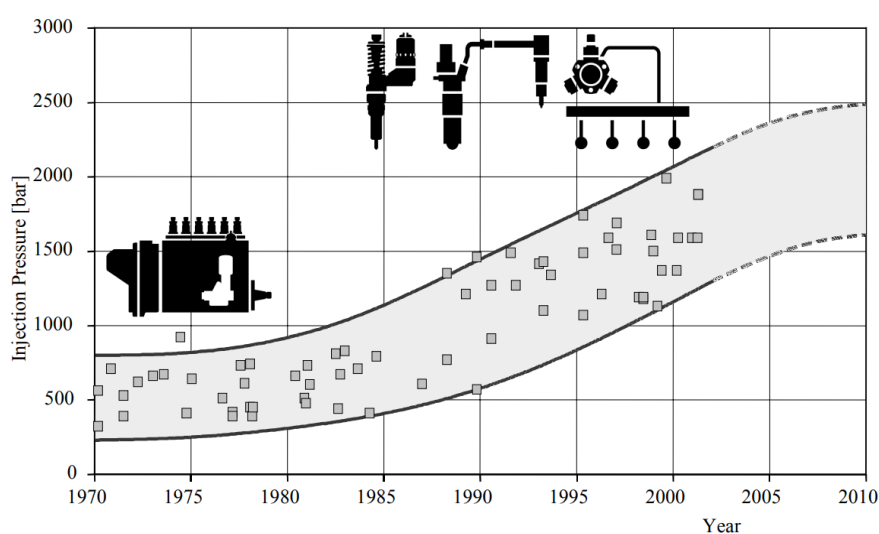


Rysunek 3.6. Przebieg ciśnienia oraz prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika dla konwencjonalnej komory spalania i komory spalania typu DFI [69]



### 3.2.2. Układ zasilania paliwem

Głównymi czynnikami wymuszającymi rozwój układów wtryskowych są oczekiwania użytkowników odnośnie zmniejszenia zużycia paliwa oraz zaostrzające się limity dotyczące składu spalin, którym sprostać można jedynie dzięki optymalizacji procesu spalania. Na kształt procesu spalania wpływ mają takie parametry wtrysku paliwa jak; ciśnienie wtrysku, szybkość wtrysku, widmo rozpylenia i średnica kropeł paliwa, czy też możliwość podziału wtryskiwanej dawki paliwa na części. Niezwykle istotne jest ciśnienie wtrysku paliwa, które to sukcesywnie wzrasta w co raz to nowocześniejszych rozwiązaniach tych systemów. Spotykanymi obecnie układami zasilania paliwem w silnikach o zapłonie samoczynnym są: rządowe i rozdzielaczowe pompy wtryskowe, indywidualne pompy wtryskowe, pompowtryskiwacze oraz system Common Rail – których rozwój w ostatnich kilkudziesięciu latach został przedstawiony na rys. 3.7.



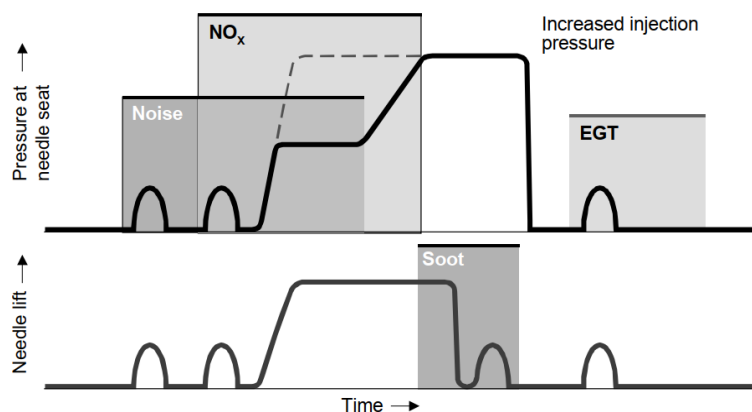
Rysunek 3.7. Tendencja wzrostu ciśnienia wtrysku paliwa dla różnych układów wtryskowych w silnikach o zapłonie samoczynnym w kolejnych latach [39]

Bardziej szczegółowy, chronologiczny przegląd konstrukcji układów wtryskowych silników o zapłonie samoczynnym przedstawia tabela 3.2.

Tabela 3.2. Rodzaje układów wtryskowych silników o zapłonie samoczynnym [27]

Typ konstrukcji	Zdjęcie pogładowe	Najważniejsze cechy
Rzędowe pompy wtryskowe		<ul style="list-style-type: none"> <li>- ciśnienie wtrysku do 100 MPa</li> <li>- oddzielna sekcja tłocząca na każdy cylinder</li> <li>- wtryskiwana dawka paliwa może być różna dla różnych cylindrów</li> <li>- początek wtrysku paliwa może być różny dla różnych cylindrów</li> </ul>
Rozdzielaczowe pompy wtryskowe		<ul style="list-style-type: none"> <li>- ciśnienie wtrysku do 150 MPa</li> <li>- większa równomierność oraz powtarzalność dawkowania pomiędzy wtryskiwaczami (cylindrami)</li> <li>- utrzymanie wysokiego ciśnienia w pompie (w przeciwieństwie do pomp rzędowych)</li> <li>- relatywnie małe gabaryty</li> </ul>
Pompowtryskiwacze		<ul style="list-style-type: none"> <li>- ciśnienie wtrysku do 200 MPa</li> <li>- osobny pompowtryskiwacz dla każdego cylindra</li> <li>- brak przewodu pomiędzy sekcją tłoczącą a wtryskiwaczem</li> <li>- napędzany bezpośrednio od wałka rozrządu</li> <li>- możliwość wtrysku wstępnego</li> </ul>
Indywidualne pompy wtryskowe		<ul style="list-style-type: none"> <li>- ciśnienie wtrysku do 200 MPa</li> <li>- nie wymagają specjalnej konstrukcji głowicy (w porównaniu z pompowtryskiwaczami)</li> <li>- łatwość obsługi w ramach przeglądu</li> </ul>
Układ Common Rail		<ul style="list-style-type: none"> <li>- ciśnienie wtrysku do 180 MPa</li> <li>- zasobnik paliwa o wysokim ciśnieniu dostępnego stale dla wszystkich wtryskiwaczy</li> <li>- dostosowanie ciśnienia wtrysku do bieżących warunków pracy silnika                         <ul style="list-style-type: none"> <li>- zmienny początek wtrysku</li> </ul> </li> <li>- możliwość wielokrotnego wtrysku wstępnego oraz dotrysku</li> </ul>
Wtryskiwacze z hydraulicznym wzmacniaczem ciśnienia (w układzie CR)		<ul style="list-style-type: none"> <li>- ciśnienie wtrysku do 250 MPa</li> <li>- wszystkie zalety systemu Common Rail</li> </ul>

W nowoczesnych układach wtryskowych pojazdów klasy LDV najczęściej spotykanym rozwiązaniem jest system Common Rail wyposażony we wtryskiwacze z hydraulicznym wzmacniaczem ciśnienia. Układ ten posiada obecnie najszersze możliwości regulacji w czasie rzeczywistym takich parametrów jak; początek wtrysku, ciśnienie wtrysku, podział dawki na (wiele) części, a także charakterystyka wtrysku paliwa – wszystko to, dzięki czemu możliwe staje się sprostanie co raz to ostrzejszym normom emisji spalin. Rysunek 3.8 przedstawia wielostopniowy przebieg wtrysku paliwa w obecnie stosowanych systemach CR z wyszczególnieniem funkcji poszczególnych etapów.



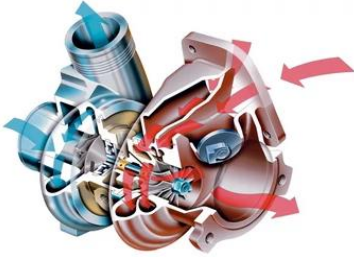
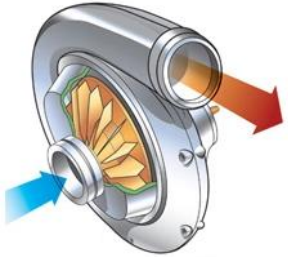
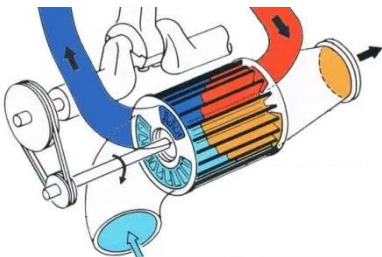
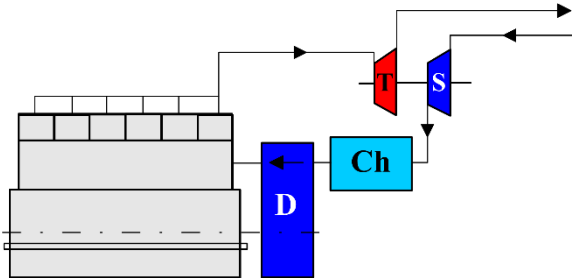
Rysunek 3.8. Przebieg procesu wtrysku paliwa w nowoczesnym silniku z układem wtryskowym Common Rail [39]

### 3.2.3. Układ zasilania powietrzem

Zasadniczym celem doładowania silnika spalinowego jest zwiększenie masy powietrza dostarczanej do cylindrów (a przy tym również zwiększenie masy paliwa), co umożliwia uzyskanie większej mocy przy zachowaniu tej samej objętości skokowej i przy tej samej prędkości obrotowej [53].

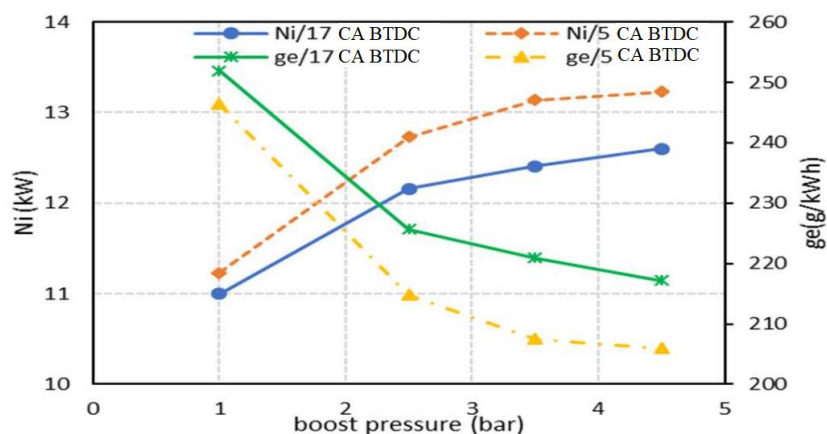
Najczęściej spotykanymi rozwiązaniami technicznymi doładowania silników ZS są; turbosprężarkowe, mechaniczne, Complex czy też kombinowane. Krótkie zestawienie tych rozwiązań przedstawia tabela 3.3.

Tabela 3.3. Wybrane układy doładowania silnika [51]

Typ konstrukcji	Zdjęcie poglądowe	Najważniejsze cechy
Turbosprężarka		<ul style="list-style-type: none"> <li>- napędzana energią spalin</li> <li>- niska wydajność przy niskich obrotach silnika</li> <li>- zwłoka reakcji, tzw. „turbodziura”</li> <li>- kontrolowana wydajność (zmienna geometria łopatek)</li> </ul>
Kompresor (mechaniczne)		<ul style="list-style-type: none"> <li>- napęd od wału korbowego (pobór mocy użytecznej silnika)</li> <li>- wysoka wydajność przy małej prędkości obrotowej</li> <li>- natychmiastowa reakcja</li> </ul>
Comprex		<ul style="list-style-type: none"> <li>- napęd wirnika z wału korbowego</li> <li>- wykorzystanie doładowania dynamicznego</li> <li>- natychmiastowa reakcja</li> <li>- częściowa realizacja recyrkulacji spalin</li> </ul>
Kombinowane		<ul style="list-style-type: none"> <li>- łączy cechy kilku rozwiązań</li> </ul> <p>Ch – chłodnica, D – doładowanie (mechaniczne), S – sprężarka, T – turbina</p>

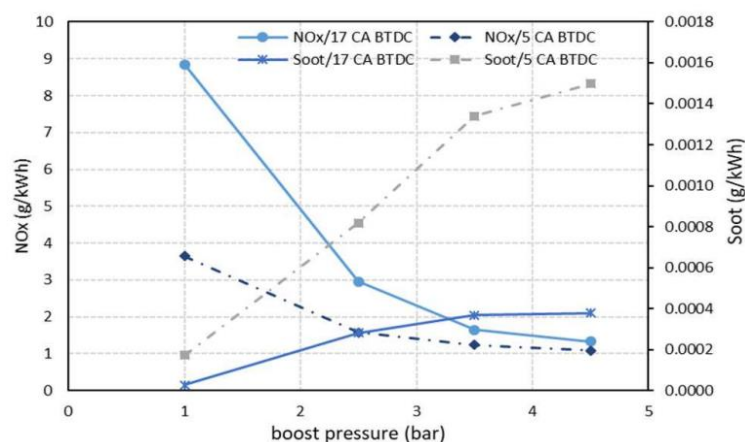
Stosowanie doładowania powoduje zwiększenie koncentracji tlenu w cylindrze, a tym samym tendencji do tworzenia się tlenków azotu. Jednak zastosowanie chłodzenia powietrza doładowującego i/lub systemu recyrkulacji spalin umożliwiają zmniejszenie emisji NO<sub>x</sub> do poziomu uzyskiwanego w silniku wolnossącym. Ponadto w silnikach doładowanych stosuje się z reguły zmniejszenie stopnia sprężania w stosunku do wersji bez doładowania oraz zwiększenie dawki paliwa w mniejszym stopniu niż ładunku powietrza w cylindrze [79]. Przedsięwzięcia te mają na celu zmniejszenie szczytowych ciśnień spalania (ze względu na trwałość silnika) oraz temperatury spalin (ze względu na wytrzymałość turbiny). Powodują one równocześnie obniżenie maksymalnej temperatury spalania, a tym samym są korzystne ze względu na emisję tlenków azotu. W sumie wpływ doładowania można porównać do równoważnego mu pod względem składu mieszaniny paliwowo-powietrznej zmniejszenia nominalnej dawki paliwa, ale bez niekorzystnego spadku mocy silnika.

Kwestia wpływu ciśnienia doładowania na parametry robocze silnika o zapłonie samoczynnym oraz emisję szkodliwych substancji spalin analizowane są indywidualnie dla każdego obecnie konstruowanego silnika. Przykładowo, prace takie zawarte zostały w badaniach [70]. Co istotne, we wspomnianej pracy stosowane było wysokie ciśnienie wtrysku paliwa (do 3000 bar), dzięki czemu wyniki te mogą być porównywane z obecnie stosowanymi rozwiązaniami stosowanymi powszechnie. Wykres przedstawiony na rys. 3.9 pokazuje wpływ wybranych wartości ciśnienia doładowania na zmianę wartości mocy indykowanej oraz jednostkowego zużycia paliwa dla początku wtrysku paliwa równego 17 °OWK oraz 5 °OWK przed GMP tłoka.



Rysunek 3.9. Zmierzone wartości mocy indykowanej oraz jednostkowego zużycia paliwa w funkcji ciśnienia doładowania [70]

Na zamieszczonym wykresie wyraźnie widać, że największy przyrost mocy indykowanej występuje przy małych wartościach ciśnienia doładowania (przy stałym początku wtrysku paliwa). Istotny wpływ na wartości mocy indykowanej i jednostkowego zużycia paliwa, dla wszystkich stosowanych wartości ciśnienia doładowania ma również początek wtrysku paliwa. Wszystko to nie pozostaje bez wpływu na skład spalin – zmierzone wartości emisji tlenków azotu oraz cząstek stałych w funkcji ciśnienia doładowania przedstawione są na rysunku 3.10.



Rysunek 3.10. Emisja NOx oraz PM w funkcji ciśnienia doładowania dla zmierzonych punktów pracy silnika [70]

Niestety, pomimo istotnego zmniejszenia emisji tlenków azotu dla pomiarów w przypadku skrajnych wartości ciśnienia doładowania (aż o 85% dla początku wtrysku równego 17 °OWK przed GMP) równocześnie następuje istotne zwiększenie emisji cząstek stałych. W przypadku początku wtrysku paliwa równemu 5 °OWK przed GMP tłoka występuje analogiczna sytuacja, choć wówczas spadek emisji NOx pomiędzy skrajnymi punktami pomiarowymi wynosi jedynie ok. 70%, podczas gdy emisja PM wzrasta o aż 93%.

#### **3.2.4. Stopień sprężania**

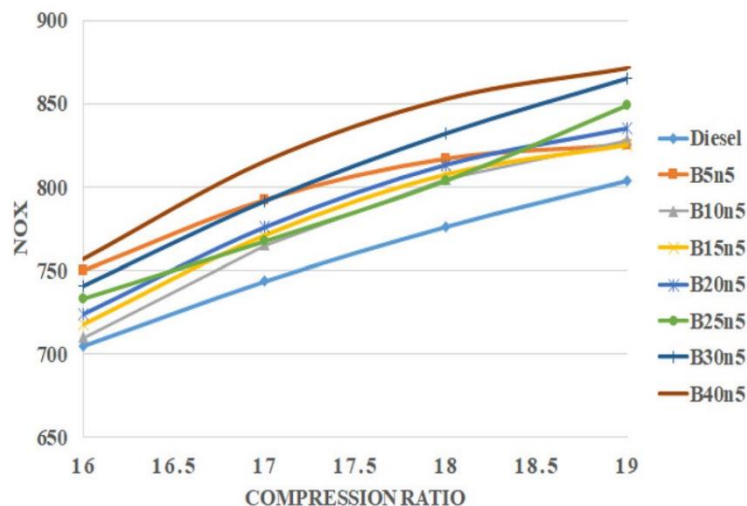
Stopień sprężania wpływa na przebieg temperatury procesu spalania na dwa sposoby:

- w sposób bezpośredni, na temperaturę końca sprężania, a tym samym temperaturę wszystkich pozostałych punktów obiegu pracy silnika,
- w sposób pośredni, oddziałując na zwłokę zapłonu, a tym samym na przebieg spalania i wywiązywania się ciepła.

Skutki oddziaływania bezpośredniego i pośredniego są w pewnym stopniu przeciwstawne, ponieważ np. zmniejszenie stopnia sprężania powoduje obniżenie temperatury końca sprężania, ale równocześnie wydłuża się okres opóźnienia samozapłonu, wskutek czego wzrasta prędkość wywiązywania się ciepła w pierwszym okresie spalania, co prowadzi do wyższej maksymalnej temperatury spalania [9].

W prawidłowo skonstruowanym silniku w obszarze niewielkich, realnie możliwych zmian, dominujący jest wpływ bezpośredni. Zmniejszenie stopnia sprężania do wartości nie wpływającej jeszcze na widoczne pogorszenie rozruchowych własności silnika powoduje wyraźne zmniejszenie stężenia i emisji tlenków azotu. W badaniach [9] przeprowadzonych na silniku 1Cz13/14 stwierdzono, że zmniejszenie stopnia sprężania z 15,7 do 13,7 spowodowało zmniejszenie emisji tlenków azotu o około 15 do 20% przy średnim obciążeniu i 60% w obszarze dużego obciążenia. Równocześnie efektem tych zmian było niewielkie zwiększenie emisji tlenków węgla i węglowodorów.

Również inne badania [54] wykazują istotny wpływ stopnia sprężania na skład spalin – szczególnie na tlenki azotu. Emisja NOx ze wspomnianych badań przedstawiona została na rys. 3.11.



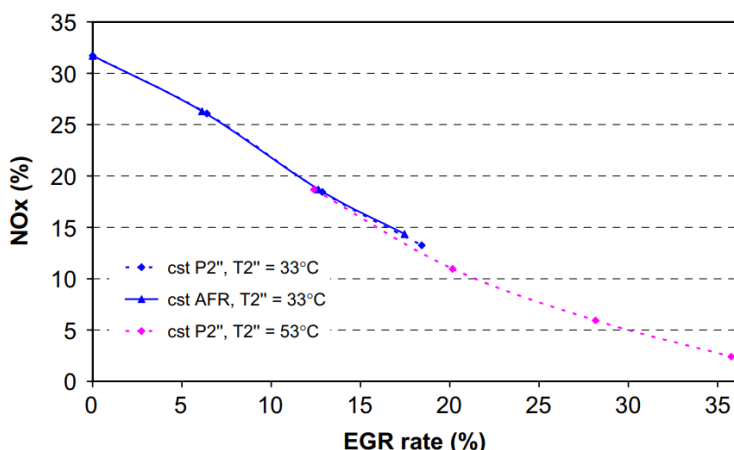
Rysunek 3.11. Wpływ stopnia sprężania na emisję NOx dla testowanych paliw [54]

Na przedstawionym wykresie wyraźnie widać tendencje do zwiększonej emisji tlenków azotu wraz ze zwiększeniem stopnia sprężania dla wszystkich testowanych paliw.

### 3.2.5. Recyrkulacja spalin (EGR)

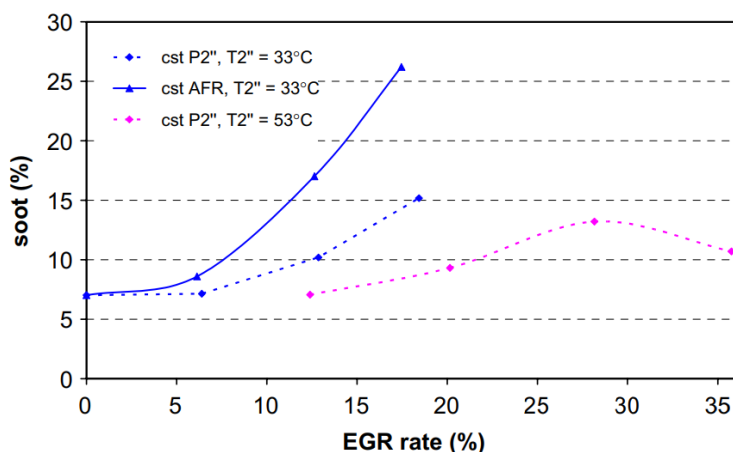
Recyrkulacja spalin jest jednym z korzystniejszych rozwiązań konstrukcyjnych prowadzących do zmniejszenia emisji tlenków azotu w silnikach o zapłonie samoczynnym, z tym zastrzeżeniem, że zmniejsza moc silnika oraz zwiększa emisję cząstek stałych w spalinach silnika. Spaliny dopływające wraz z powietrzem, w wyniku stosowania recyrkulacji, spełniają rolę balastu termodynamicznego, tzn. gazu nie biorącego udziału w procesie spalania [46]. Recyrkulacja spalin wykazuje pewną analogię do dławienia dopływu powietrza. W obu przypadkach następuje zmniejszenie ilości tlenu w cylindrze, a w wyniku tego zmniejszenie emisji tlenków azotu. W odróżnieniu od dławienia powietrza na dolocie recyrkulacja nie zmienia jednak gęstości ładunku a więc i warunków rozpylenia i odparowania paliwa. Dzięki temu w zakresie umiarkowanych stopni recyrkulacji (10-20%) nie tylko nie występuje zmniejszenie emisji CO - tak jak w przypadku dławienia powietrza - ale nawet możliwy jest niewielki jej zmniejszenie. Stosowanie większych stopni recyrkulacji spalin powoduje wydłużenie czasu spalania i skutkiem tego zwiększenie emisji tlenku węgla, nie spalonych węglowodorów oraz cząstek stałych [52]. Recyrkulacja spalin obniżając ilość tlenu zawartego w cylindrze wymaga proporcjonalnego zmniejszenia ilości dawki paliwa, a tym samym przyczynia się do zmniejszenia momentu obrotowego i mocy silnika. Niezależnie od rodzaju rozwiązania konstrukcyjnego konieczne jest zastosowanie chłodzenia doprowadzonych spalin. Bez tego zabiegu recyrkulacja spalin prowadziłyby do znacznego pogorszenia sprawności napełnienia cylindrów powietrzem.

Jak wskazują badania [40] podejmujące tę tematykę, układ EGR prowadzi do istotnego zmniejszenia emisji tlenków azotu w spalinach silnika – wybrane wyniki tych badań przedstawione zostały na rys. 3.12.



Rysunek 3.12. Emisja NOx w funkcji otwarcia zaworu EGR dla wybranej temperatury powietrza w kolektorze dolotowym [40]

W przewidywalny sposób zwiększenie stopnia otwarcia zaworu EGR powoduje istotne zmniejszenie emisji tlenków azotu w spalinach silnika. Ponownie jednak, wraz ze zwiększeniem stopnia otwarcia zaworu recyrkulacji spalin proporcjonalnie rośnie również emisja cząstek stałych – co przedstawiono na rys. 3.13.



Rysunek 3.13. Emisja PM w funkcji otwarcia zaworu EGR dla wybranej temperatury powietrza w kolektorze dolotowym [40]

### 3.2.6. Dławienie powietrza na wlocie

Dławienie powietrza na wlocie do układu dolotowego przy małych i średnich obciążeniach silnika zmniejsza w tych warunkach ładunek w cylindrze, a zarazem ilość spalin. Zmniejszenie nadmiaru powietrza w procesie spalania powoduje wzrost temperatury spalania wynikający ze zmniejszenia pojemności cieplnej ładunku. Wzrost temperatury spalania i zmniejszenie ilości tlenu w ładunku dają efekty przeciwne. Na ogół przeważa wpływ zmniejszonej ilości tlenu i w sumie zabieg ten prowadzi do zmniejszenia emisji NOx. Metoda ta przynosi znaczące efekty dopiero przy znacznym dławieniu przepływu powietrza, może więc być praktycznie wykorzystana przy małych i średnich obciążeniach, w szczególności w przypadku dużych silników (np. lokomotywy spalinowe). W przypadku stosowania go w całym zakresie obciążeń silnika,



przedsięwzięcie to pociągałoby za sobą również spadek jego mocy. Wadą tej metody jest występujący równocześnie zwiększenie stężenia tlenu węgla i emisji cząstek stałych [74].

### **3.2.7. Zmiana faz rozrządu**

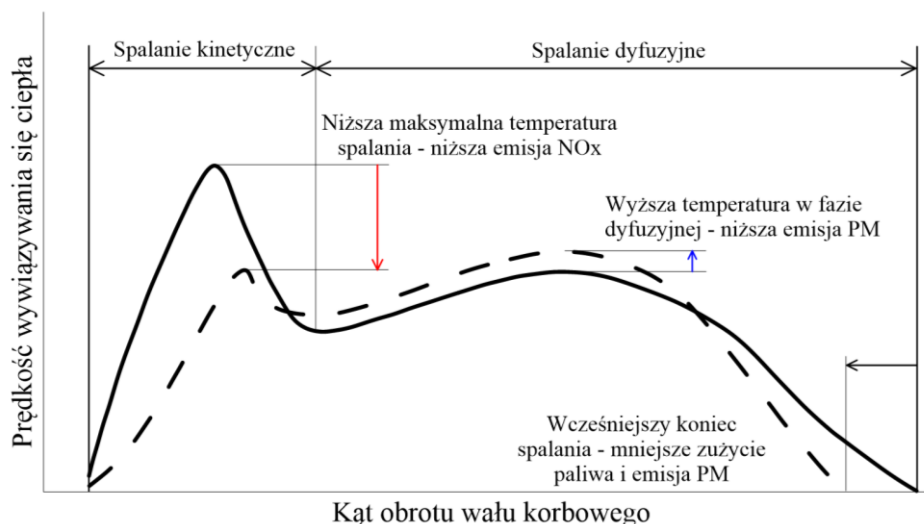
Zamiast wprowadzać do cylindrów spaliny, które zostały z nich usunięte, można przez prosty zabieg konstrukcyjny pogorszyć opróżnianie cylindrów ze spalin i pozostawić większą ich ilość jako balast dla świeżego ładunku, uzyskując podobne efekty jak w przypadku recyrkulacji. Zabieg ten polega na zmianie faz rozrządu - zmniejsza kąt opóźnienia zamknięcia zaworu wydechowego po przejściu tłoka przez punkt GMP.

Stopień zanieczyszczenia świeżego ładunku spalinami decyduje o maksymalnej temperaturze podczas procesu spalania. Ponieważ im więcej znajduje się gorących spalin w cylindrze tym wcześniej nastąpi samozapłon paliwa, co przy niezmiennym momencie wtrysku paliwa doprowadzi do skrócenia okresu opóźnienia samozapłonu i w wyniku tego do zmniejszenia emisji NOx.

Należy zwrócić uwagę, że wobec wysokiej temperatury spalin pozostawionych w cylindrze, mają one ok. dwukrotnie mniejszą masę niż w przypadku recyrkulacji przy tym samym zmniejszeniu napełnienia cylindra świeżym ładunkiem. Przy jednakowej skuteczności działania (ze względu na stopień zmniejszenia emisji NOx) uzyskuje się tu około dwukrotnie większe zmniejszenie mocy silnika niż przy recyrkulacji [21].

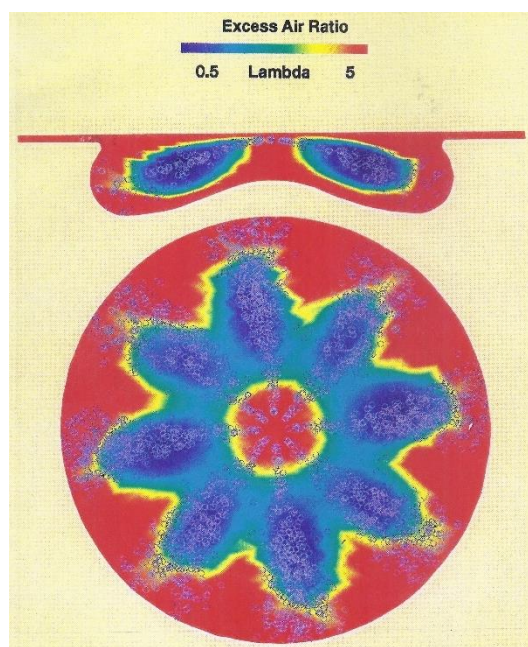
### **3.2.8. Turbulencja i zawirowanie**

Wysoki poziom turbulencji sprzyja procesom mieszania paliwa i powietrza oraz szybkości rozprzestrzeniania się płomienia tuż po samozapłonie, co zwykle zmniejsza zużycie paliwa. Podobnie zawirowanie obwodowe (indukowane np. kształtem kanałów dolotowych) oraz inne postacie zawirowań (np. wzbudzanych wyciskaniem przez tłok poruszający się w kierunku GMP) sprzyjają procesom mieszania i spalania, zwiększając w ten sposób maksymalną prędkość przejmowania ciepła przez czynnik roboczy w okresie spalania kinetycznego. Z jednej strony prowadzi to do zwiększenia sprawności cieplnej silnika, ale równocześnie, poprzez wzrost temperatury spalania zwiększa emisję tlenków azotu w spalinach. Wszelkie zatem sposoby zmniejszające turbulencję oraz ruch makroskopowy ładunku i prowadzące w związku z tym do zmniejszenia dynamiki spalania powodują, zgodnie ze schematem przedstawionym na rysunku 3.14 istotne zmniejszenie emisji tlenków azotu oraz nieznaczne zmniejszenie emisji cząstek stałych [23].



Rysunek 3.14. Wpływ kształtowania przebiegu prędkości wywiązywania się ciepła na emisję tlenków azotu oraz cząstek stałych [23]

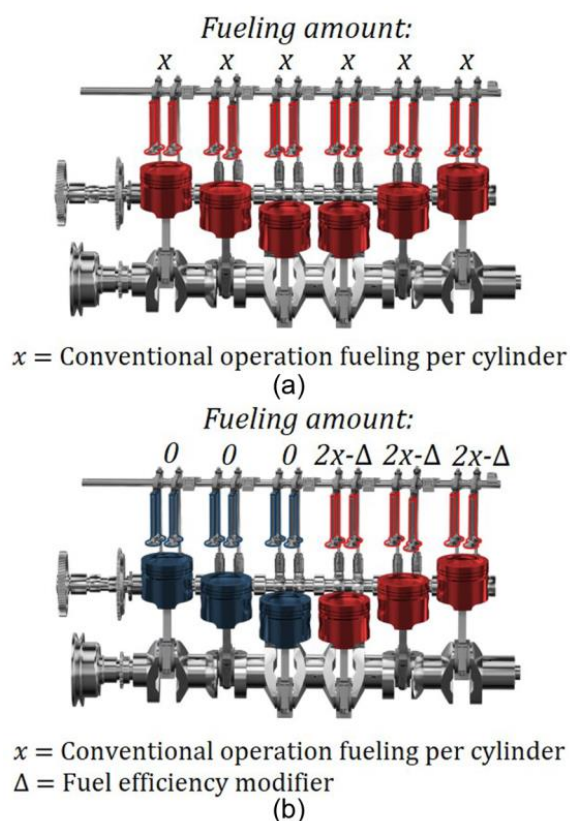
Istotnym problemem jest fakt, że w przypadku konwencjonalnej komory spalania, wraz ze zmniejszeniem turbulencji i zawirowania, prowadzących do zmniejszenia emisji NOx w spalinach zmniejsza się również wartość sprawności cieplnej silnika. Ponadto, turbulencja i zawirowanie w silniku ZS są silnie związane z prędkością obrotową silnika i trudno je kontrolować. Jednym ze sposobów uniknięcia problemów z wpływem obciążenia i prędkości obrotowej na stopień turbulencji i zawirowania jest stosowanie tzw. zerowirowych komór spalania – rys. 3.15, w których homogenizację mieszaniny paliwowo-powietrznej uzyskuje się poprzez wykorzystywanie wielootworowych rozpylaczy i wysokociśnieniowego wtrysku paliwa.



Rysunek 3.15. Rozkład zmian współczynnika nadmiaru powietrza w komorze zerowirowej [32]

### 3.2.9. Wyłączanie cylindrów

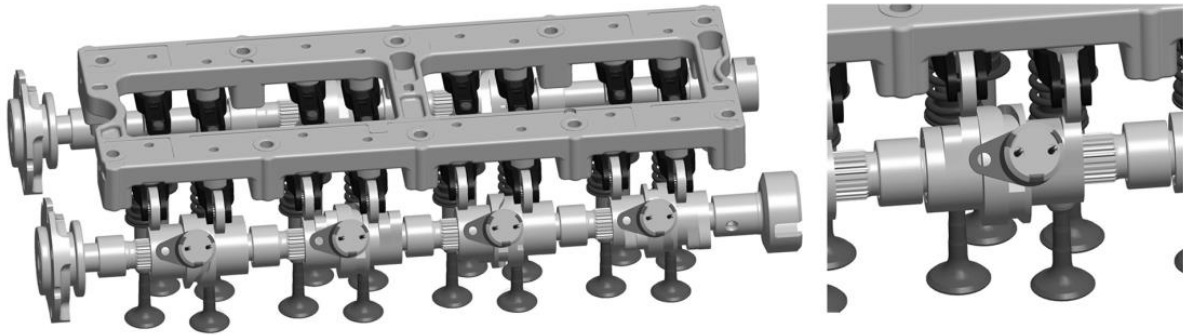
System odłączania cylindrów (CDA – z ang. cylinder deactivation) służy głównie do zmniejszenia zużycia paliwa w obszarze małego obciążenia silnika (np. jazdy autostradowej), ale także do zredukowania emisji szkodliwych substancji spalin. Dezaktywacja części cylindrów pozwala na zwiększenie ciśnienia wtrysku w pracujących cylindrach, co prowadzi do zmniejszenia emisji zarówno tlenków azotu jak i cząstek stałych [81]. Jednocześnie aktywne cylindry zbliżają się do optymalnych warunków pracy (większe obciążenie), co poprzez mniejszy współczynnik nadmiaru powietrza powoduje zmniejszenie strat ciepłych – w efekcie prowadząc do zmniejszenia zużycia paliwa. Ogólną ideę takiego rozwiązania ukazuje rys. 3.16.



Rysunek 3.16. Schematy przedstawiające konfiguracje cylindrów dla:

- (a) konwencjonalna praca,
- (b) działanie systemu CDA [3]

System ten realizowany jest najczęściej poprzez zmianę wzniosu zaworów (dolotowych oraz wydechowych), co jednak prowadzi do pewnych komplikacji: wałki rozrządu muszą mieć dwa zestawy krzywek, musi zostać użyty system umożliwiający „przełączanie” pomiędzy normalnymi krzywkami a krzywkami „zerowymi” oraz wymaga to układu regulacyjnego, który będzie nadzorował pracę całego systemu – przykład takiego rozwiązania znajduje się na rys. 3.17.



Rysunek 3.17. Zespół mechanizmu rozrządu Schaeffler [81]

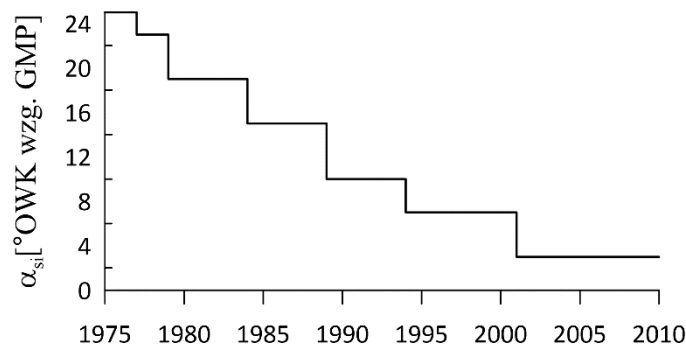
Jest to stosunkowo mało popularne rozwiązanie w silnikach klasy LDV ze względu na istotną komplikację układu rozrządu, wysoki koszt wdrożenia, obsługi i ewentualnej diagnostyki takiego układu. Natomiast metodę wyłączania części cylindrów stosuje się dość często w silnikach klasy HDV, które stosunkowo długi czas pracują na biegu jałowym (np. silniki lokomotyw manewrowych).

### 3.3. Metody regulacyjne

Parametry wtrysku paliwa mają bardzo istotny wpływ na przebieg odparowania, samozapłonu oraz procesu spalania, a tym samym na parametry robocze oraz skład spalin (w szczególności tlenki azotu oraz cząstki stałe) silników o zapłonie samoczynnym. Dobór optymalnych parametrów wtrysku (jak np.: początku wtrysku, ciśnienia wtrysku, charakterystyki wtrysku) wspólnie z odpowiednio dobranymi elementami konstrukcyjnymi silnika (np. komorze spalania) umożliwiają efektywne kształtowanie przebiegu procesu spalania.

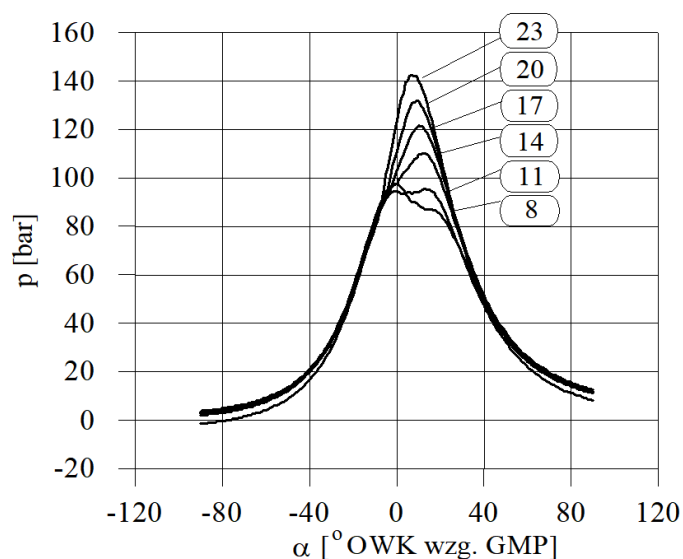
#### 3.3.1. Początek wtrysku

Jednym ze sposobów wpływania na przebieg procesu spalania jest regulacyjne przesunięcie początku wtrysku paliwa względem optymalnego z punktu widzenia sprawności silnika. Opóźnienie początku wtrysku paliwa jest jedną z najprostszycy metod zmniejszenia emisji tlenków azotu, ponieważ w komorze spalania w późniejszym etapie sprężania panują warunki sprzyjające skróceniu opóźnienia samozapłonu (wyższe ciśnienie, wyższa temperatura), w związku z czym od kilkudziesięciu lat istnieje na świecie tendencja do opóźniania początku wtrysku paliwa [23], co przedstawia rys. 3.18.

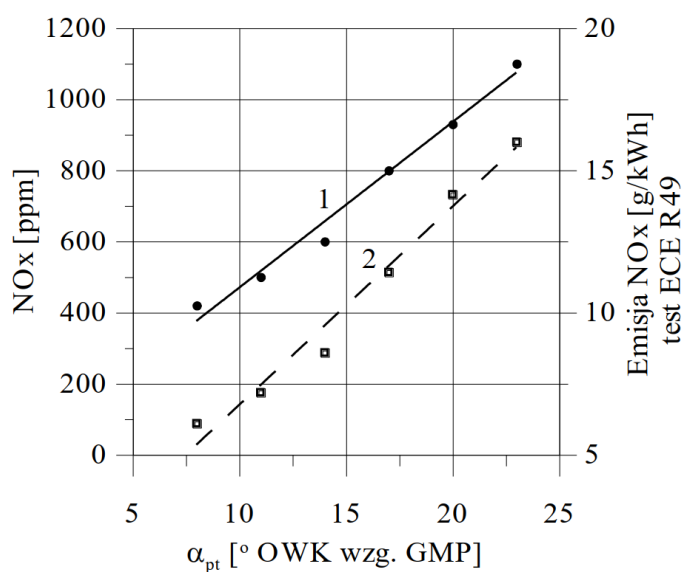


Rysunek 3.18. Tendencje zmian początku wtrysku paliwa w kolejnych latach [23]

W takich warunkach czas potrzebny od momentu początku wtrysku do samozapłonu paliwa również będzie krótszy. W krótszym okresie opóźnienia samozapłonu w komorze spalania znajdzie się mniejsza część całej dawki paliwa, co prowadzi do mniejszego maksymalnego ciśnienia spalania (rys. 3.19), mniejszej prędkości i temperatury spalania w pierwszej, kinetycznej fazie, co prowadzi do znacznego zmniejszenia emisji NO<sub>x</sub> w spalinach. Duża skuteczność tej metody w zmniejszaniu emisji NO<sub>x</sub> (rys. 3.20) okupiona jest niestety kilkoma istotnymi wadami – opóźnienie początku wtrysku powoduje zmniejszenie sprawności ogólnej silnika oraz zwiększenie emisji węglowodorów, cząstek stałych i zadymienia spalin.



Rysunek 3.19. Wykresy indykatorowe silnika o zapłonie samoczynnym dla różnych wartości geometrycznego początku tłoczenia paliwa  $\alpha_{pt} = 8, 11, 14, 17, 20, 23$  °OWK wzg. GMP i nominalnych warunków pracy silnika [21]



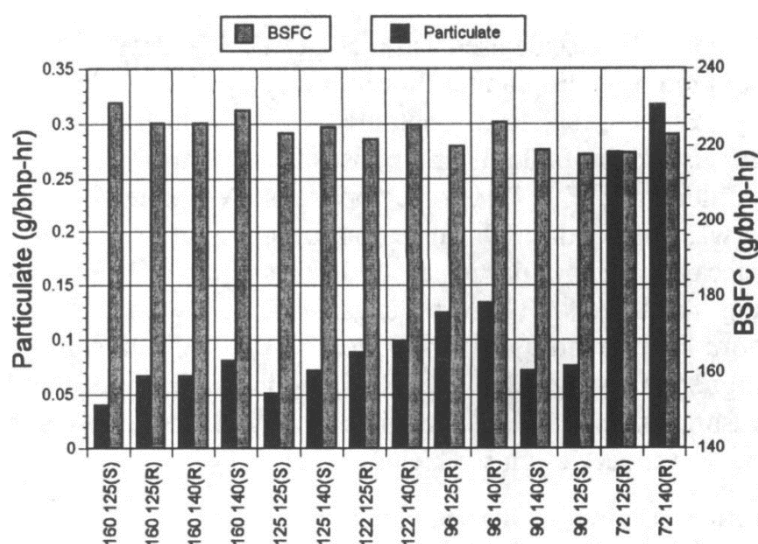
Rysunek 3.20. Wpływ geometrycznego początku tłoczenia paliwa  $\alpha_{pt}$  na stężenie NO<sub>x</sub> dla nominalnych warunków pracy silnika - 1 oraz na emisję NO<sub>x</sub> w teście ECE R49-2 [21]

W nowoczesnych silnikach o zapłonie samoczynnym, optymalizowany zazwyczaj elektronicznie w sposób ciągły, kąt początku wtrysku jest kompromisem pomiędzy ekonomicznością pracy, składem spalin oraz mocą silnika.

### 3.3.2. Ciśnienie wtrysku

Innym sposobem kształtowania przebiegu procesu spalania jest optymalny dobór ciśnienia, a tym samym pośrednio szybkości wtrysku paliwa. Wyższe ciśnienie wtrysku prowadzi do poprawy rozpylenia paliwa (mniejsze krople), co powoduje szybsze jego odparowanie, poprawę procesu mieszania paliwa z powietrzem i w związku z tym zwiększenia szybkości i efektywności procesu spalania. W tym samym celu w nowoczesnych silnikach o zapłonie samoczynnym stosuje się rozpylacze paliwa o mniejszej średnicy otworów wylotowych. Należy jednak pamiętać, że polepszenie jakości rozpylenia paliwa powoduje jednocześnie zwiększenie szybkości i temperatury spalania w fazie kinetycznej, co przy dużej jeszcze dostępności tlenu prowadzi do zwiększenia emisji tlenków azotu w spalinach (przy jednoczesnym zmniejszeniu emisji cząstek stałych w spalinach). W przypadku pomp wtryskowych stanowiło to dużą niedogodność, ponieważ zwiększenie ciśnienia wtrysku prowadziło do zwiększenia wtryskiwanej części dawki paliwa w okresie opóźnienia samozapłonu, co również prowadziło do opisywanego wcześniej zwiększenia emisji tlenków azotu w spalinach. Jeżeli jednak zwiększeniu ciśnienia wtrysku paliwa towarzyszy równocześnie możliwość kontroli przebiegu charakterystyki wtrysku paliwa (co ma miejsce np. w systemie Common Rail) to działanie takie prowadzi zarówno do poprawy procesu spalania jak i do zmniejszenia emisji NO<sub>x</sub> w spalinach.

Jak pokazują wyniki badań [59] wyższe ciśnienie wtrysku paliwa może prowadzić do istotnego zmniejszenia emisji cząstek stałych przy niezmienionej emisji tlenków azotu w spalinach i niewielkiemu zwiększeniu jednostkowego zużycia paliwa – rys. 3.21.

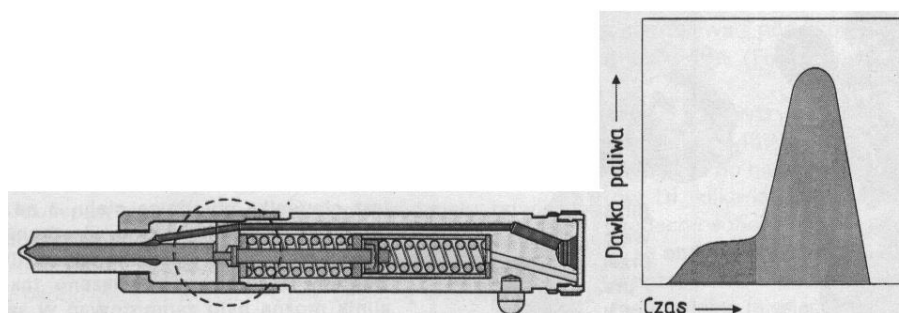


Rysunek 3.21. Emisja cząstek stałych oraz jednostkowe zużycie paliwa przy stałej emisji NO<sub>x</sub> dla różnych wartości ciśnienia wtrysku paliwa oraz konfiguracji rozpylaczy [59]

### 3.3.3. Charakterystyka wtrysku

Kształtowanie charakterystyki wtrysku paliwa w celu zmniejszenia emisji tlenków azotu funkcjonalnie podzielić można na trzy różne metody: wtrysk stopniowany, podwójne zasilanie oraz wielofazowy wtrysk paliwa.

**Wtrysk stopniowany** – jest metodą, która opiera się na fakcie, iż wielkość emisji tlenków azotu zależna jest bezpośrednio od ilości paliwa wtrysniętej do cylindra silnika w okresie opóźnienia samozapłonu. Dla danej długości opóźnienia samozapłonu  $\tau_c$  należy tak ukształtować charakterystykę wtrysku paliwa, aby do momentu samozapłonu wtrysnięta została jak najmniejsza dawka paliwa. Dzięki temu zmniejszona zostanie maksymalna prędkość wywiązywania się ciepła w okresie spalania kinetycznego (niekontrolowanego) i w konsekwencji maksymalne temperatury w tej fazie spalania, co jest bezpośrednią przyczyną zmniejszenia emisji tlenków azotu w spalinach silnika. W chwili rozpoczęcia spalania prędkość wtryskiwania paliwa wzrasta ze względu na konieczność zakończenia procesu spalania w odpowiednio krótkim czasie (ze względu na sprawność cieplną oraz emisję cząstek stałych). Należy jednak pamiętać, iż prędkość wtrysku paliwa w tej fazie spalania jest ograniczona szybkością wytwarzania mieszaniny paliwa z powietrzem. Skuteczność tej metody ze względu na zmniejszenie emisji NOx stwierdzono już dawno na wielu konstrukcjach silników (np. Cummins, Paxman, Atlas-Diesel), jednak dopiero w chwili wprowadzenia wtryskiwaczy w pełni sterowanych (elektromagnetycznie lub piezoelektrycznie) możliwości tej metody mogą być w pełni wykorzystane. Powszechnie stosowaną odmianą praktycznej realizacji tej metody do czasu stosowania systemu Common Rail były rozpylacze czopikowe. Dzięki wyprofilowaniu końcówki igły rozpylacza, podczas jej unoszenia następuje okres dławienia wypływu paliwa, co zmniejsza dawkę wtrysniętą do cylindra w okresie opóźnienia samozapłonu. Jednak ze względu na krótkotrwałość unoszenia igły, wpływ tak sterowanego wtrysku na spalanie jest często zbyt słaby, szczególnie jeśli weźmie się pod uwagę działanie w różnych obciążeniach i prędkościach obrotowych oraz ograniczenia możliwości stosowania wtryskiwaczy czopikowych w silnikach z bezpośrednim wtryskiem paliwa. Nowszą realizacją tego sposobu są wtryskiwacze dwusprężynowe. Przykład konstrukcyjny oraz realizowaną charakterystykę stopniowanego wtrysku paliwa przedstawia rys. 3.22.



Rysunek 3.22. Wtryskiwacz dwusprężynowy i stopniowana charakterystyka wtrysku [7]

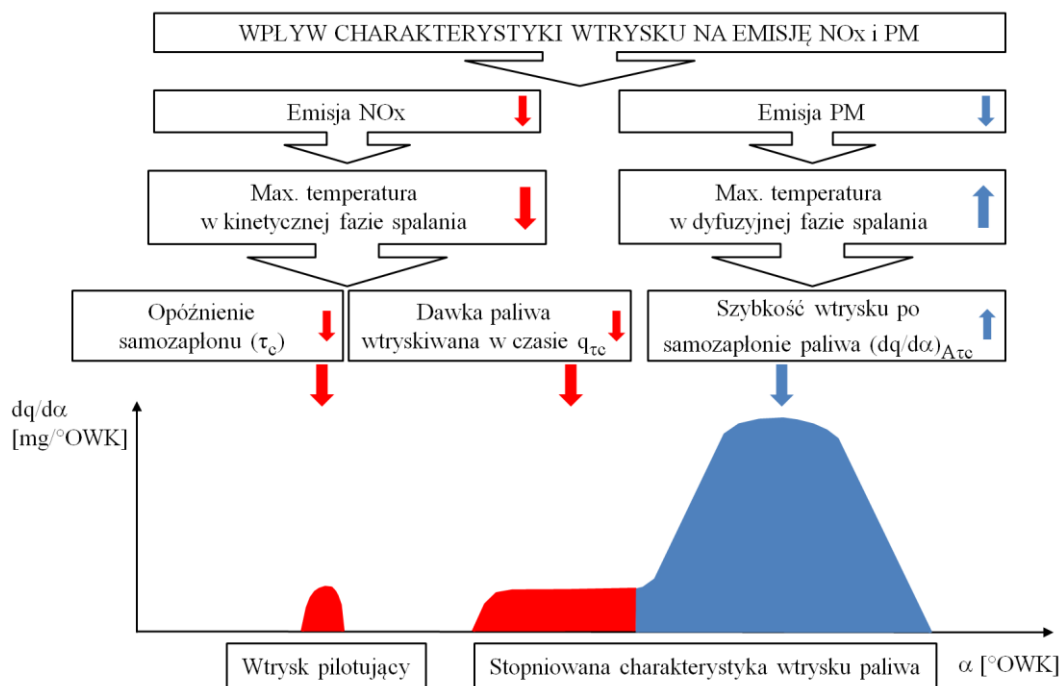
**Podwójne zasilanie** – metoda ta, w odróżnieniu od poprzedniej, polega na skróceniu okresu opóźnienia samozapłonu  $\tau_c$ . Dzięki temu, nawet przy nie zmienionym przebiegu

wtrysku, ulega zmniejszeniu ilość paliwa wtrysnięta w tym okresie, a zatem i prędkość spalania w pierwszej fazie i w konsekwencji stężenie tlenków azotu w spalinach silnika.

Metoda ta realizowana jest poprzez doprowadzenie niewielkiej części dawki paliwa w postaci pary wraz z zasysanym powietrzem. Prowadzi to do występowania produktów częściowego utleniania i rozpadu drobin węglowodorów (nadtlenki i aldehydy) w ładunku cylindra przed samozapłonem i jest przyczyną łagodniejszego spalania i zmniejszenia emisji tlenków azotu poprzez skrócenie głównie chemicznej części opóźnienia samozapłonu. Optymalną skuteczność podwójnego zasilania uzyskuje się przeciętnie wówczas, gdy ilość paliwa doprowadzonego z zasysanym powietrzem mieści się w granicach 5-15% całkowitej dawki paliwa. [62]

**Wielofazowy wtrysk paliwa** – pozwala uniknąć w pewnym stopniu niedogodności podwójnego zasilania przez podział dawki paliwa na kilka części, z których wstępna, odpowiednio wcześniej wtryskiwana, spełniałaby rolę źródła aktywnych chemicznie cząstek, pochodzących z rozpadu i wstępnego utleniania węglowodorów. Ze względu na różny skład chemiczny produktów wytwarzanych w różnych okresach wtrysku dawki wstępnej oraz ze względu na różną ich skuteczność oddziaływania na skrócenie opóźnienia samozapłonu istnieje pewne optimum odległości kątowej pomiędzy wtryskami obu dawek paliwa [49]. Ze względu na sterowanie spalaniem optymalna odległość kątowa pomiędzy wtryskami obu dawek wynosi 30-70 °OWK, a wielkość dawki wstępnej zawarta jest przeciętnie w granicach 5-15% dawki całkowitej. Przy odpowiednio dobranych parametrach wielofazowego wtrysku paliwa można uzyskać samozapłon dawki głównej prawie bezpośrednio po rozpoczęciu jej wtryskiwania, dzięki temu prędkość spalania może być sterowana głównie prędkością wtryskiwania dawki głównej paliwa, co wyraża się w znacznym zmniejszeniu prędkości spalania i emisji tlenków azotu [62]. Jakościowy wpływ charakterystyki wtrysku paliwa na emisję NOx i PM przedstawiony został schematycznie na rys. 3.23.





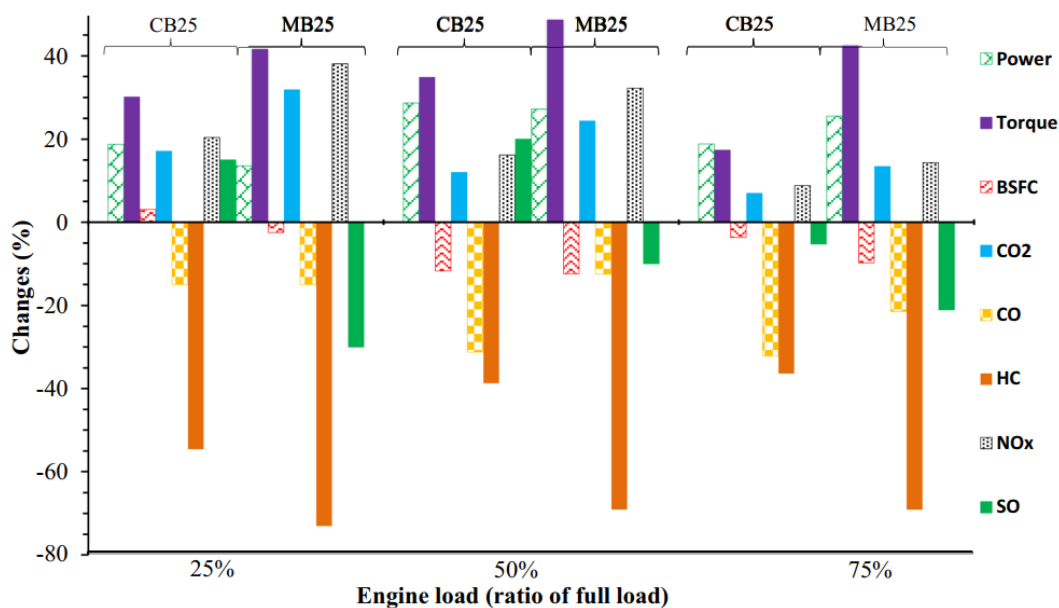
Rysunek 3.23. Schemat wpływu charakterystyki wtrysku paliwa na emisję tlenków azotu oraz cząstek stałych w spalinach silnika

### 3.4. Metody paliwowe

#### 3.4.1. Dodatki niekatalityczne

Powszechnie stosowanymi biododatkami do oleju napędowego są m.in. estry metylowe kwasów tłuszczowych (ang. FAME – Fatty Acid Methyl Esters), które mogą być zarówno pochodzenia roślinnego (najczęściej) jak i zwierzęcego. Uzyskiwane są dzięki reakcji katalitycznej, tzw. estryfikacji (transestryfikacji) metanolem tłuszczów znajdujących się w np. olejach roślinnych. Pozyskanie takiego rodzaju biokomponentu, stosowanego jako zastępstwa lub (częściej) dodatku do oleju napędowego ma przynajmniej kilka przyczyn, takich jak; uniezależnienie od dostaw tradycyjnego paliwa pochodzenia kopalnego, dywersyfikacja źródeł dostaw paliwa, pobudzenie lokalnej gospodarki energetycznej czy też ponowne użycie wykorzystanych wcześniej olejów kuchennych (ang. WCO – Waste Cooking Oil).

Ponieważ jednak biopaliwa charakteryzują się nieco innymi właściwościami fizykochemicznymi niż „standardowy” olej napędowy, to wpływają one istotnie na przebieg procesu wtrysku, samozapłonu oraz proces spalania w cylindrze silnika o zapłonie samoczynnym – a tym samym na parametry robocze silnika oraz skład spalin. Jak pokazują badania [np. 2,26,60] wpływ stosowanych dodatków do paliwa zależy m.in. od: punktu pracy silnika, procentowego udziału biokomponentów czy nawet sposobie produkcji biopaliwa [2]. Wyniki pomiarów dokonanych w zakresie różnych obciążeń oraz różnych sposobów uzyskania biokomponentu przedstawiono na rys. 3.24.

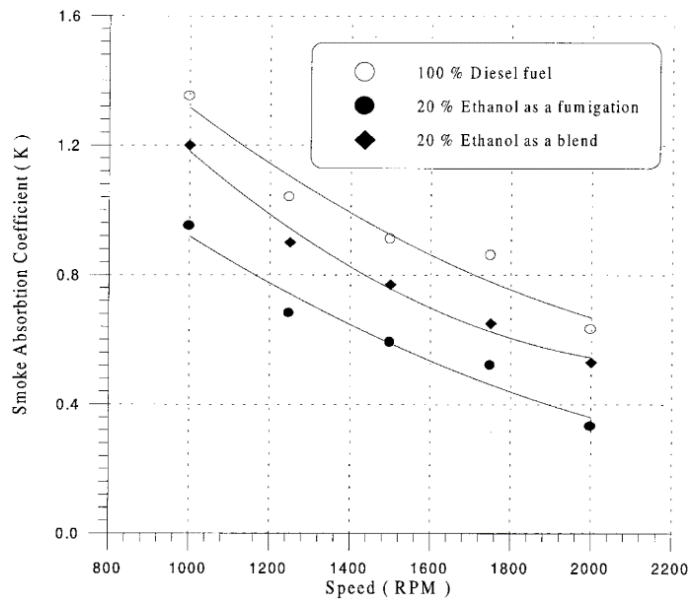


Rysunek 3.24. Zmiany parametrów wyjściowych silnika (osiągów i emisji) podczas stosowania paliw z dodatkiem FAME [2]

Pomimo pozytywnego wpływu – jakim niewątpliwie są – istotne zmniejszenie emisji: niespalonych węglowodorów do ok. 70%, tlenku węgla do ok. 30% w spalinach, to jednak mają one niestety negatywny wpływ na istotne zwiększenie emisji tlenków azotu (do niemal 40%) czy też dwutlenku węgla do ponad 30% [2].

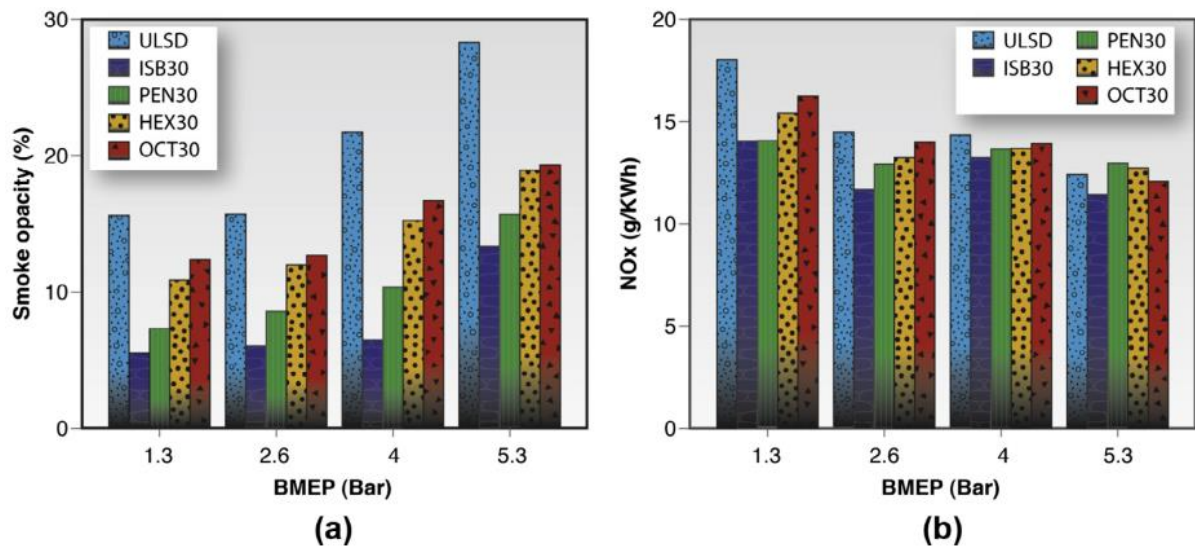
Inną grupą powszechnie stosowanych biododatków do oleju napędowego są alkohole. Dodatki te (poza wpływem na kształtowanie przebiegu procesu spalania) mogą być stosowane z tych samych powodów co wcześniej wspomniane estry metylowe – zastępują one paliwa kopalne oraz są relatywnie łatwe w produkcji ze źródeł odnawialnych (można je pozyskiwać z produktów zawierających cukier, skrobię, itd.) co umożliwia rozwój ich lokalnych dostawców oraz częściowe uniezależnienie od dostaw tradycyjnych paliw.

Ich wpływ na jakość procesu spalania oraz skład spalin istotnie zależy od sposobu dostarczenia do cylindra – np. poprzez wtrysk alkoholu do kolektora dolotowego lub wtrysk bezpośredni do cylindra mieszaniny alkoholu i oleju napędowego [1] – zadymienie spalin dla takiego zestawienia przedstawia rys. 3.25.

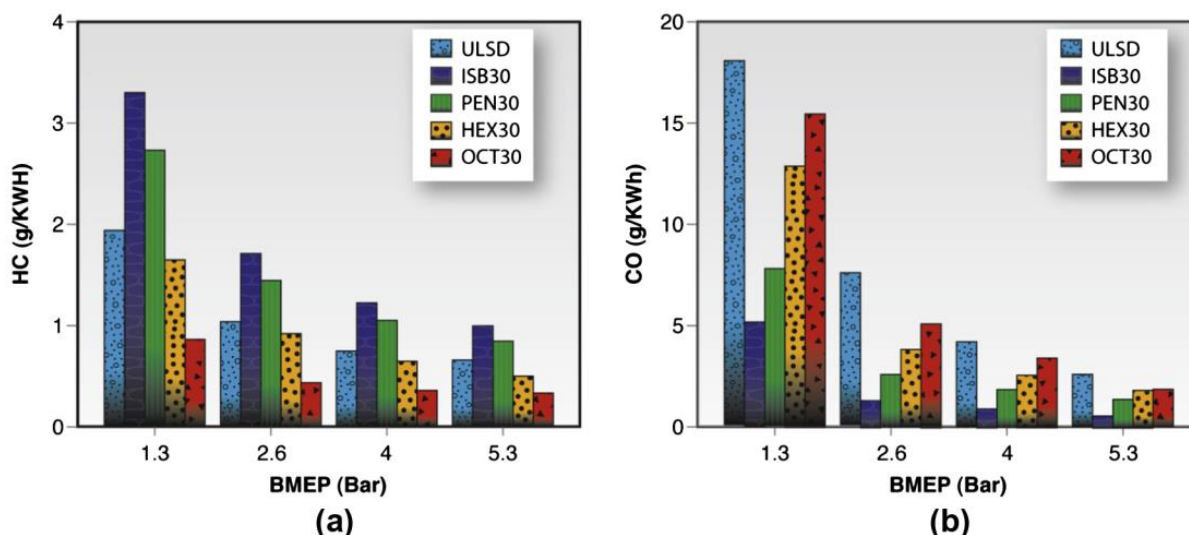


Rysunek 3.25. Zadymienie spalin w funkcji prędkości obrotowej przy stosowaniu dodatku etanolu dostarczonego pośrednio lub bezpośrednio do cylindra w porównaniu z olejem napędowym [1]

Jak wskazują badania obejmujące pomiary dla czterech różnych alkoholi (jako mieszanin z olejem napędowym) [61] niestety i w tym wypadku będzie to kompromis pomiędzy emisją różnych składników spalin, jak przedstawiono na rys. 3.26 oraz 3.27.



Rysunek 3.26. Zmiany a) zadymienia spalin oraz b) emisji NOx dla wybranych paliw w funkcji obciążenia silnika [61]



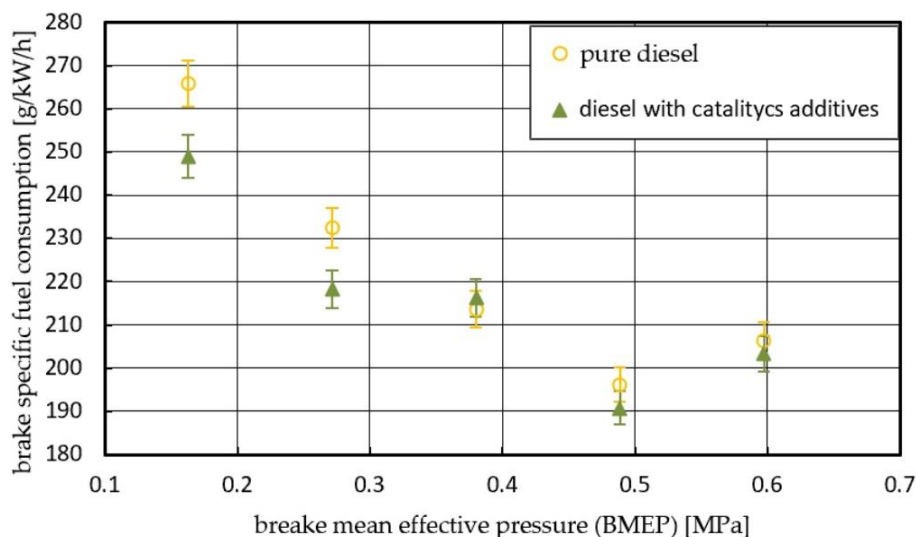
Rysunek 3.27. Zmiany emisji a) niespalonych węglowodorów oraz b) tlenku węgla dla wybranych paliw w funkcji obciążenia silnika [61]

### 3.4.2. Dodatki katalityczne

Zupełnie inną grupą dodatków do oleju napędowego są dodatki katalityczne – czyli takie, które nie biorą bezpośredniego udziału w procesie spalania paliwa, ale wpływają na niego w istotny sposób. Ich istotnymi zaletami są m.in.: jednorodne rozpuszczanie się w oleju napędowym, niewytrącanie się podczas przechowywania oraz samej pracy silnika, ale w szczególności wykazują wysoką aktywność katalityczną wspomagającą spalanie węglowodorów [76]. Duża liczba badań tego typu dodatków wskazuje na ich wpływ na skrócenie opóźnienia samozapłonu (stąd na zmniejszenie stężenia emisji NO<sub>x</sub> w spalinach)

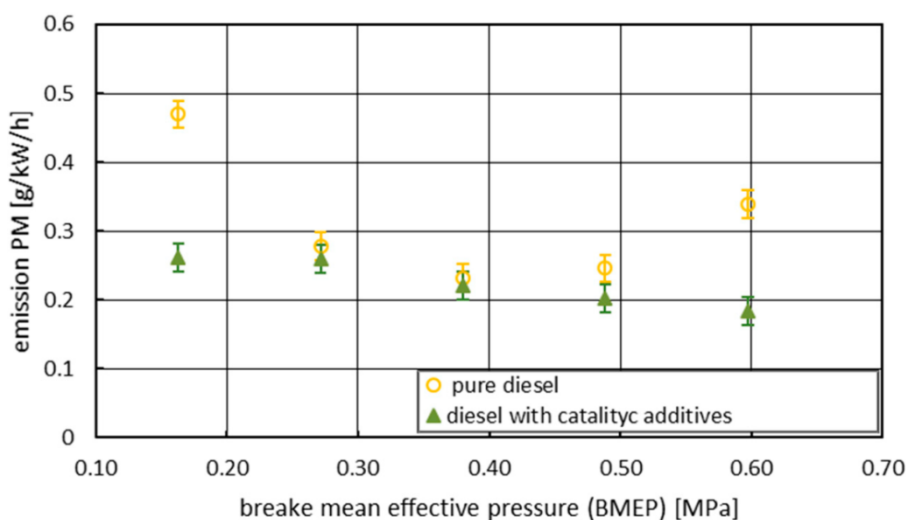
i/lub na poprawę wartości sprawności cieplnej silnika (poprzez odmienny przebieg procesu spalania) w przypadku uszlachetnionych paliw [8,34,44,71]. Te właściwości powodują, że dodatki katalityczne znakomicie nadają się do stosowania wraz z biopaliwami, które często prowadzą do pogorszenia tych oraz innych parametrów w porównaniu do tradycyjnego, oleju napędowego [54].

Poprzez mechanizm działania (m.in. skrócenie opóźnienia samozapłonu), katalityczne nano-dodatki (jak np. metale, m.in. Al, Mg, Zr, Ti czy Ni, lub ich tlenki) najczęściej prowadzą do poprawy jakości przebiegu procesu spalania (korzystnego zmniejszenia prędkości spalania w fazie kinetycznej – zmniejszenie emisji NO<sub>x</sub>, oraz oczekiwanej intensyfikacji w części dyfuzyjnej – zmniejszenie emisji PM). Ponadto, ponieważ zwiększenie prędkości spalania w długotrwałej fazie dyfuzyjnej wpływa na wcześniejsze występowanie końca spalania i zbliżenie w związku z tym procesu spalania w okolice GMP tłoka, to przy stosowaniu większości z tego typu dodatków następuje zauważalna poprawa sprawności cieplnej silnika – od kilku do aż 28% [6,44,45,65,66,71]. Przykładowe wyniki takich pomiarów przedstawiono na rys. 3.28.



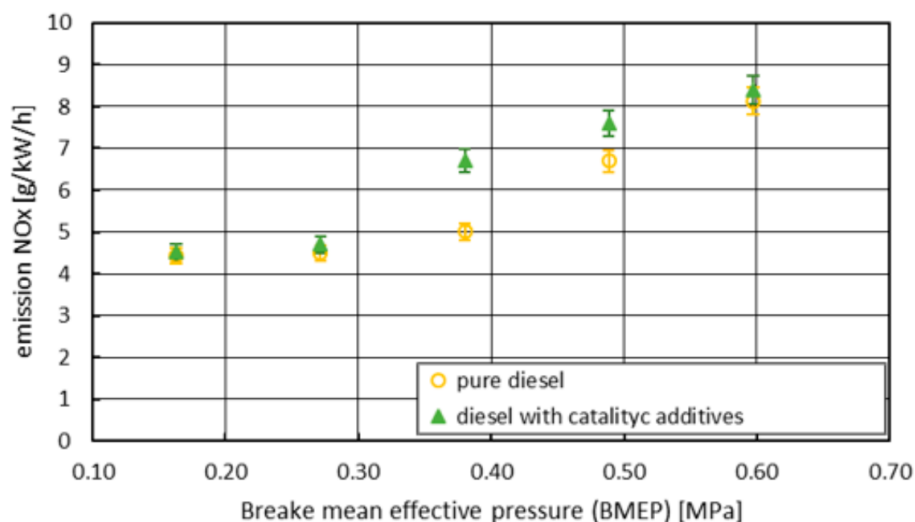
Rysunek 3.28. Jednostkowe zużycie paliwa w funkcji średniego efektywnego ciśnienia indykowanego dla czystego oleju napędowego i paliwa z dodatkiem katalitycznym [76]

Najczęściej w przypadku stosowania dodatków katalitycznych emisja niespalonych węglowodorów czy tlenku węgla (które są efektem niecałkowitego oraz niezupełnego spalania) jest istotnie zmniejszona – odpowiednio do aż 75% (węglowodory) oraz do 29% (tlenek węgla) [54]. Również zmniejszona emisja cząstek stałych jest obserwowana w większości przypadków – obrazuje to rys. 3.29.



Rysunek 3.29. Emisja cząstek stałych w funkcji średniego efektywnego ciśnienia indykowanego dla czystego oleju napędowego i paliwa z dodatkiem katalitycznym [76]

Może się zdarzyć w przypadku niektórych dodatków katalitycznych, że zwiększają one nie tylko dyfuzyjną prędkość spalania ale również średnią prędkość, w tym prędkość spalania w pierwszej, kinetycznej fazie procesu. Tym samym jednak zauważalna jest tendencja do zwiększonej emisji tlenków azotu (do aż 28% [82]) dla większości tego typu dodatków – co jest spodziewanym, lecz negatywnym efektem oddziaływania dodatków katalitycznych (przedstawia to rys. 3.30). Jest to zgodnie ze schematem na rys. 2.1.

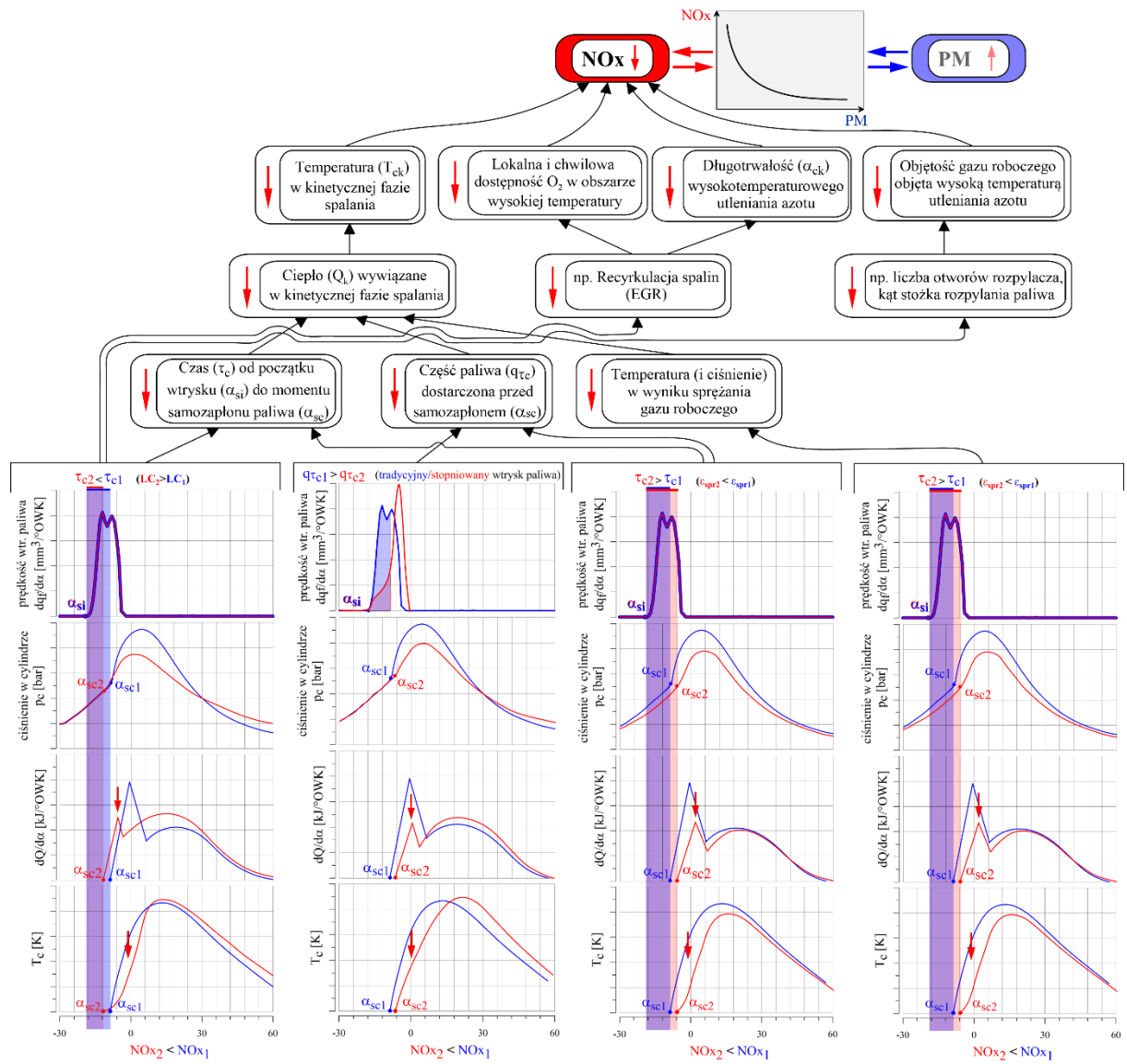


Rysunek 3.30. Emisja NOx w funkcji średniego efektywnego ciśnienia indykowanego dla czystego oleju napędowego i paliwa z dodatkiem katalitycznym [76]

### 3.5. Podsumowanie stanu wiedzy odnośnie sposobów zmniejszania emisji NOx i PM

W oparciu o analizę stanu wiedzy dotyczącej metod stosowanych w celu zmniejszenia emisji tlenków azotu i/lub cząstek stałych oraz przegląd wyników badań z kilkudziesięciu publikacji naukowych potwierdza się przytoczone już stwierdzenie, że jedną metodą (konstrukcyjną, regulacyjną bądź paliwową), dotychczas przebadaną, trudno jest zmniejszyć równocześnie emisję NOx i PM w spalinach silnika o zapłonie samoczynnym. Wynika to głównie z zależności przedstawionych na rysunku 3.31.

W związku z powyższym we współczesnych konstrukcjach silników łączy się jednocześnie stosowanie różnych metod, z których niektóre służą zmniejszeniu emisji tlenków azotu, a inne zmniejszeniu emisji cząstek stałych. Zamysłem tej pracy jest równoczesne zastosowanie dwóch dodatków do paliwa, których działanie ma wpływać zarówno na zmniejszenie emisji NOx jak i zmniejszenie emisji PM w spalinach silnika o zapłonie samoczynnym.



Rysunek 3.31. Wybrane czynniki procesu spalania istotnie wpływające na emisję  $\text{NO}_x$  [14]

## 4. Cel i zakres pracy

### 4.1. Wprowadzenie

W pracach badawczych prowadzonych w ramach mojej pracy magisterskiej (część projektu badawczego dla przemysłu pod kierownictwem dra hab. inż. Jerzego Ciska – umowa PK nr M-04/187/2020/P) okazało się, że stosowanie dodatku *Reduxco* do paliwa, który zwiększa prędkość spalania dyfuzyjnego w silniku z zapłonem samoczynnym, prowadzi do znaczącego zmniejszenia emisji cząstek stałych (PM) i zużycia paliwa. We wcześniejszych badaniach prowadzonych przez mojego promotora w Instytucie M4 PK (umowa PK nr M-04/277/2018/P) stwierdzono, że inny dodatek do paliwa – *Innocet*, który zmniejsza prędkość spalania kinetycznego poprzez skrócenie opóźnienia samozapłonu, powoduje zmniejszenie emisji tlenków azotu (NOx) w spalinach.

Po przeanalizowaniu wyników wyżej wymienionych projektów badawczych stwierdzono, że wspólne stosowanie obu dodatków do paliwa może prowadzić do jednoczesnego zmniejszenia emisji NOx i PM w spalinach silnika o zapłonie samoczynnym. Wynika to z faktu, że *Innocet* oddziałuje selektywnie na zmniejszenie prędkości wywiązywania się ciepła w kinetycznej fazie spalania, natomiast *Reduxco* selektywnie zwiększa prędkość spalania dyfuzyjnego, co zgodnie ze schematem na rys. 2.2 powinno umożliwić równoczesne zmniejszenie emisji NOx i PM w spalinach.

Ponadto, po nałożeniu na siebie przebiegów prędkości wywiązywania się ciepła uzyskanych dla paliwa tylko z dodatkiem *Innocet* oraz dla paliwa jedynie z dodatkiem *Reduxco* stwierdzono, że teoretycznie wynikowy przebieg  $dQ/d\alpha$  dla paliwa z obydwoma tymi dodatkami stosowanymi jednocześnie charakteryzuje się jeszcze mniejszą wartością  $(dQ_k/d\alpha)_{\max}$  oraz jeszcze większą wartością  $(dQ_d/d\alpha)_{\max}$  niż dla paliw z tymi dodatkami stosowanymi oddzielnie. Powinno to skutkować jeszcze silniejszym niż w przypadku stosowania tych dodatków do paliwa oddzielnie, jednoczesnym zmniejszeniem emisji NOx oraz PM w spalinach. Zjawisko takie nazywane jest synergią hiperaddytywną. Wykazanie w badaniach laboratoryjnych występowania takiego zjawiska, oraz analiza mechanizmu jego działania jest celem niniejszej pracy.

### 4.2. Cele pracy

W oparciu o informacje zawarte we wprowadzeniu niniejszej pracy sformułowano następujące cele naukowe i uytylitarne:

Naukowym celem pracy jest:

1. Jednoczesne stosowanie specjalnie dobranych dodatków do paliwa – z których jeden zmniejszając prędkość spalania w fazie kinetycznej prowadzi do zmniejszenia emisji NOx oraz drugi, który poprzez zwiększenie dyfuzyjnej prędkości spalania powoduje zmniejszenie emisji PM w spalinach – prowadzi do synerгии hiperaddytywnej. Skutkuje to jeszcze intensywniejszym zmniejszeniem emisji NOx oraz jeszcze silniejszym zmniejszeniem emisji PM w spalinach niż w przypadku użycia tych dodatków do paliwa oddzielnie,



2. Zastosowanie specjalnie dobranych dodatków do paliwa zmniejszających synergicznie emisję NO<sub>x</sub> i PM w spalinach, poprzez wpływ na przebieg prędkości wywiązywania się ciepła doprowadzi do zwiększenia wartości sprawności cieplnej silnika.

Utylitarny cel pracy:

1. Dzięki jednoczesnemu zastosowaniu dwóch specjalnie dobranych, badanych w pracy dodatków do paliwa istnieje możliwość zmniejszenia emisji zarówno tlenków azotu i cząstek stałych oraz zwiększenie sprawności ogólnej silnika.

### 4.3. Plan pracy

Do osiągnięcia zamierzonego celunaukowego i utylitarnego celu przyjęto następujący, ogólny plan realizacji pracy:

1. analiza stanu wiedzy oraz przeprowadzonych na świecie badań dotyczących możliwości zmniejszenia emisji NO<sub>x</sub> i/lub PM dla silników o zapłonie samoczynnym,
2. modelowanie matematyczno-fizyczne składowych opóźnień samozapłonu ( $\tau_c$ ), które jest odpowiedzialne za dynamikę i temperaturę spalania i w związku z tym za emisję NO<sub>x</sub>, dla paliw z różnymi dodatkami,
3. laboratoryjne badania z wykorzystaniem jednocylindrowego silnika badawczego o zapłonie samoczynnym przeprowadzone dla czterech paliw:
  - DFB – paliwo bazowe – niemodyfikowany, handlowy olej napędowy,
  - DFKA – olej napędowy z dodatkiem zmniejszającym prędkość spalania kinetycznego – zmniejszający emisję NO<sub>x</sub> w spalinach silnika,
  - DFDA – olej napędowy z dodatkiem zwiększającym prędkość spalania dyfuzyjnego – zmniejszający emisję PM w spalinach silnika,
  - DFS – olej napędowy z obydwoma wyżej wymienionymi dodatkami – paliwo testowe, którego zadaniem jest równoczesne zmniejszenie emisji NO<sub>x</sub> i PM w spalinach silnika.

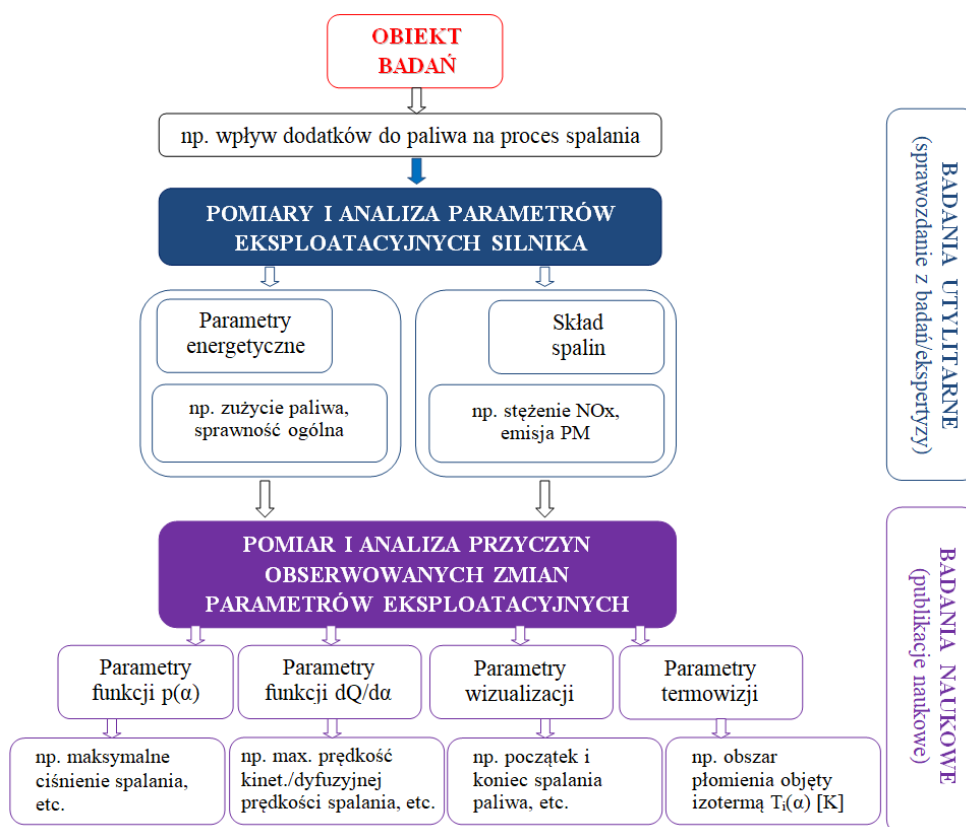
Badania z wykorzystaniem silnika badawczego przeprowadzone zostały w celu:

- pomiarowej weryfikacji zastosowanego modelu obliczeniowego opóźnienia samozapłonu, w odniesieniu do paliwa bazowego,
  - określenia wpływu badanych paliw z dodatkami (DFKA, DFDA i DFS) w odniesieniu do paliwa bazowego DFB na zmianę parametrów:
    - energetycznych (np. zużycie paliwa, sprawność ogólna silnika),
    - składu spalin (np. stężenie NO<sub>x</sub> w spalinach, emisja PM w spalinach),
    - otwartych wykresów indykatorowych,
    - prędkości wywiązywania się ciepła,
    - wizualizacji wtrysku i spalania paliwa,
    - termowizji płomienia w cylindrze,
- } parametry służące analizie przyczynowo-skutkowej
4. laboratoryjne badania z wykorzystaniem czterocylindrowego silnika o zapłonie samoczynnym z nowoczesnym układem zasilania dla czterech badanych paliw:

Badania z wykorzystaniem pełnogabarytowego, seryjnego silnika przeprowadzone zostały w celu:

- porównania wpływu badanych dodatków do paliwa w dwóch silnikach (badawczym, jednocylindrowym i seryjnym, pełnogabarytowym) o różnych układach zasilania (wolnossący/turbodoładowany, rzędowa pompa wtryskowa/pompowtryskiwacze),
- określenia wpływu badanych paliw z dodatkami (DFKA, DFDA i DFS) w odniesieniu do paliwa bazowego DFB na zmianę parametrów:
  - energetycznych (np. zużycie paliwa, sprawność ogólna silnika),
  - składu spalin (np. stężenie NO<sub>x</sub> w spalinach, emisja PM w spalinach),
  - otwartych wykresów indykatorowych, ) parametry służące analizie
  - prędkości wywiązywania się ciepła, ) przyczynowo-skutkowej

5. analiza wyników badań, podsumowanie i wnioski końcowe.



Rysunek 4.1. Schemat badawczej części pracy [17]

Na rysunku 4.1 przedstawiono schematycznie zakres pracy badawczej niniejszej pracy doktorskiej, zrealizowany w celu analizy wpływu badanych dodatków do paliwa na zmianę przebiegu procesu spalania i wykazania słuszności przedstawionych wcześniej celów pracy.

## 5. Metodyka badań

### 5.1. Charakterystyka stosowanych paliw

Unia Europejska zamierza wprowadzić obligatoryjne stosowanie 10 % (zamiast 7 % jak dotychczas) biododatku do oleju napędowego w postaci estrów metylowych oleju rzepakowego (RME), w związku z tym w prezentowanych badaniach paliwem bazowym (DFB) był olej napędowy zawierający 10 % (v/v) RME. Parametry fizyko-chemiczne tego paliwa przedstawiono w tabeli 4.

Tabela 5.1. Charakterystyka stosowanego paliwa bazowego [78]

Parametr	Jednostka	Paliwo B7	Paliwo B10
Liczba cetanowa	-	51,7	52,3
Indeks cetanowy	-	52,5	55,0
Gęstość w temperaturze 15°C	kg/m <sup>3</sup>	825	830,4
Zawartość PAH	%(m/m)	2,3	1,1
Zawartość siarki	mg/kg	9,4	4,9
Zawartość manganu	mg/l	-	< 0,5
Temperatura zapłonu	°C	62	60,5
Pozostałość po koksowaniu (z 10% pozostałości po destylacji)	%(m/m)	0,01	0,016
Zawartość wody	mg/kg	80	60
Całkowita zawartość zanieczyszczeń	mg/kg	12	20,5
Korozja taśmy Coopera (szybkość korozji) (3h, 50°C)	stopień korozji	1	1
Stabilność oksydacyjna (g/m <sup>3</sup> )	g/m <sup>3</sup>	4	8
Stabilność oksydacyjna [110 °C] (Rancimat)	h	55,4	23,1
Smarność, średnica wgłębienia, [60°C]	µm	436	165
Lepkość kinematyczna [40 °C]	mm <sup>2</sup> /s	2,78	2,73
Skład frakcyjny			
%(v/v) odzyskano w 250 °C	%(v/v)	39,0	36,8
%(v/v) odzyskano w 350 °C	%(v/v)	93,8	93
95% (v/v) odzyskano w	°C	354,7	355,9
Zawartość FAME	%(v/v)	7	9,9
Pozostałość popiołu	%(m/m)	0,001	< 0,001

Paliwo bazowe B10 uszlachetniano trzema grupami dodatków:

1. *Innocet*<sup>®</sup> – pakiet detergentowo-dyspergujący z udziałem dodatku Nitrocet 50<sup>®</sup>, biorącym udział w tworzeniu wolnych rodników w regionie niskotemperaturowego i pośredniego utleniania oleju napędowego B10. Głównym zadaniem tego składnika, z punktu widzenia prowadzonych badań, było zwiększenie liczby cetanowej paliwa (od wartości LC=52,3 dla paliwa B10 do wartości LC=58 po uszlachetnieniu paliwa). Dzięki

temu zastosowanie tego pakietu dodatków do paliwa pozwoliło na zmniejszenie prędkości spalania w fazie kinetycznej. *Nitrocet 50* jest w sensie chemicznym azotanem 2-etyloheksylovym (2-EHN, ang. 2-ethylhexyl nitrate) o sumarycznym wzorze chemicznym:  $C_8H_{17}ONO_2$ . Stężenie pakietu *Innocet* w uszlachetnionym paliwie (paliwie z dodatkiem zmniejszającym prędkość spalania kinetycznego – oznaczenie paliwa: DFKA) wynosiło 1500 ppm, w tym 50 ppm dodatków detergentowo-dyspergujących. Szczegółowy opis składu chemicznego i mechanizmu działania dodatku *Nitrocet 50* zamieszczony jest w opisie patentowym o numerze PL 238204 B1, udzielonego 26.07.2021 WUP 17/21 [73],

2. *Reduxco*<sup>®</sup> – katalizator o handlowej nazwie *Reduxco* jest produktem reakcji kwasu octowego, żelaza, n-butanolu, n-propanolu i izopropanolu. Śladowe ilości związków żelaza, które brały udział w technologii wytwarzania katalizatora *Reduxco* zostają usunięte z produktu końcowego w taki sposób, że skład chemiczny *Reduxco* jest zgodny z Ogólnoświatową Kartą Paliw [56]. Katalizator *Reduxco* w paliwie, wg. danych producenta powoduje: spadek energii aktywacji reakcji utleniania paliwa węglowodorowego, tworzenie dodatkowych grup OH, które pozwalają na zwiększenie szybkości spalania oraz ułatwienie dopalania w cylindrze silnika powstałych już cząstek stałych (PM). W prowadzonych badaniach stężenie katalizatora *Reduxco* w oleju napędowym (paliwie z dodatkiem zwiększającym prędkość spalania dyfuzyjnego – oznaczenie paliwa: DFDA) wynosiło 1500 ppm. Szczegółowy opis składu chemicznego i mechanizmu działania dodatku *Reduxco* zamieszczony jest w opisie patentowym o numerze WO 2010/104407 A1, udzielonego 16.09.2010 [42]

3. Suma pakietu *Innocet* (1500 ppm) i katalizatora *Reduxco* (1500 ppm) – paliwo testowe oznaczane w dalszej części tekstu jako DFS.



Rysunek 5.1. Zdjęcie zbiorników z testowanymi paliwami

## 5.2. Stosowane moduły badawcze

### 5.2.1. Pomiar zużycia paliwa

Do pomiarów zużycia paliwa wykorzystywana była masowa miernica AVL Fuel Balance 733, której widok ogólny przedstawiono na rys. 5.2. Pozwala ona na obróbkę statystyczną wyników pomiaru. Zakres pomiarowy stosowanej miernicy wynosi 0-150 kg/h, pomiar ciągły, dokładność do 0,1 % FS (zakresu pomiarowego) [31].



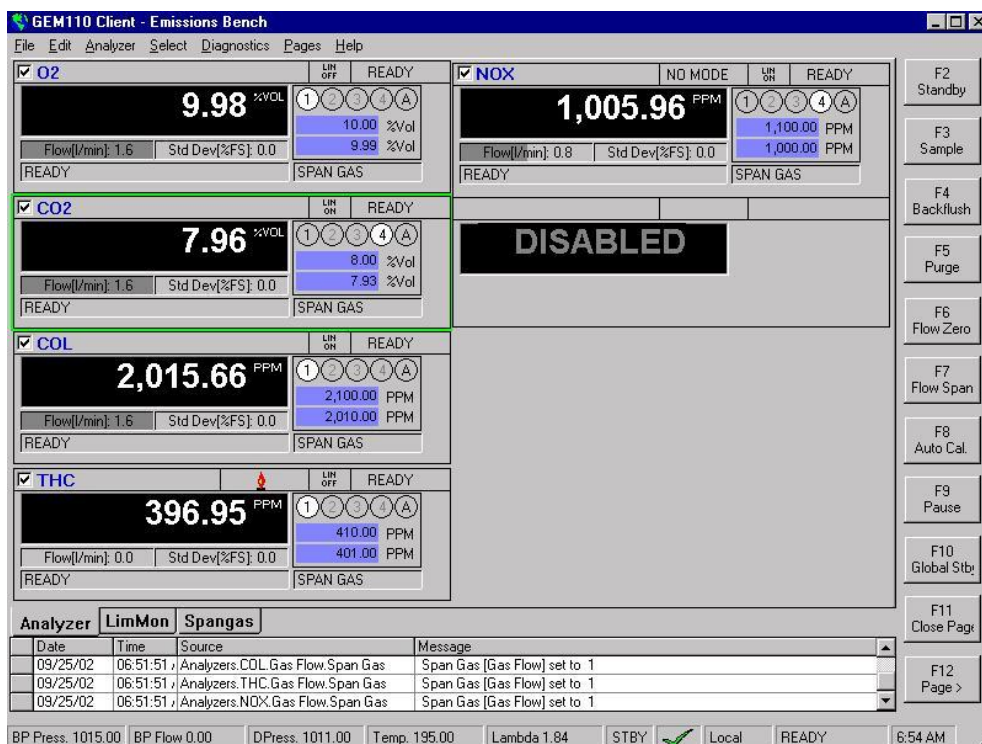
Rysunek 5.2. Widok ogólny masowej, dynamicznej miernicy zużycia paliwa AVL Fuel Balance

### 5.2.2. Pomiar stężenia gazowych składników spalin

W badaniach przeprowadzonych w ramach niniejszej pracy doktorskiej, do pomiaru stężenia gazowych składników spalin wykorzystywano system pomiarowy Austriackiej firmy AVL typu Bench Emission System CEB II. Zgodnie z normami homologacyjnymi silników spalinowych [64] próbkowanie gazów z układu wylotowego silnika odbywało się poprzez grzany, wstępny filtr sadzy, połączony grzaną drogą próbkowania spalin z modułem SCU (Sampling Condition Unit), który rozdzielał przepływ gazów na grupę grzanych analizatorów (190°C – THC, NO<sub>x</sub>) oraz analizatorów chłodzonych (4°C – O<sub>2</sub>, CO, CO<sub>2</sub>). Specyfikacja modułów systemu CEB II przedstawia się następująco [30]:

- o analizator absorpcji w podczerwieni NDIR, do pomiaru stężenia tlenku węgla CO:

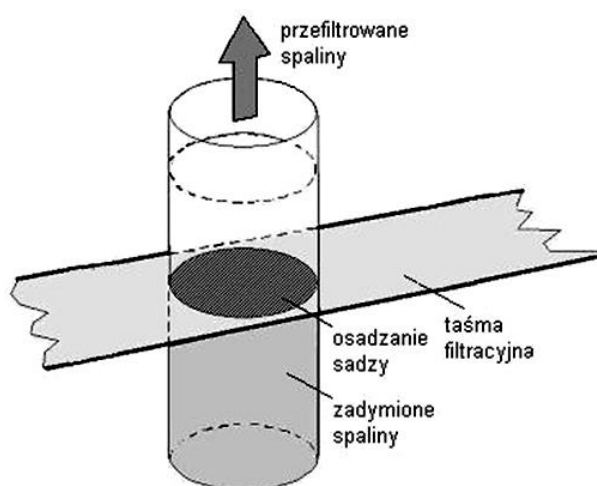
- 4 zakresy pomiarowe
- dolny zakres pomiarowy: 0..50 ppm
- górny zakres pomiarowy: 0..2500 ppm
- dokładność pomiaru: 1% FS (zakresu pomiarowego)
- grzany analizator chemiluminescencyjny CLD, do pomiaru koncentracji tlenku/tlenków azotu NO/NOx:
  - 4 zakresy pomiarowe
  - dolny zakres pomiarowy: 0..100 ppm
  - górny zakres pomiarowy: 0..10 000 ppm
  - dokładność pomiaru: 1% FS (zakresu pomiarowego)
- grzany detektor płomieniowo-jonizacyjnym FID, do pomiaru ilości nie spalonych węglowodorów THC:
  - 4 zakresy pomiarowe
  - dolny zakres pomiarowy: 0..100 ppm
  - górny zakres pomiarowy: 0..50 000 ppm
  - dokładność pomiaru: 1% FS (zakresu pomiarowego)
- analizator magnetoptyczny PMD, do pomiaru stężenia tlenu O<sub>2</sub>:
  - 4 zakresy pomiarowe
  - dolny zakres pomiarowy: 0..2%
  - górny zakres pomiarowy: 0..25%
  - dokładność pomiaru: 1% FS (zakresu pomiarowego)
- analizator absorpcji w podczerwieni NDIR, do pomiaru stężenia dwutlenku węgla CO<sub>2</sub>:
  - 4 zakresy pomiarowe
  - dolny zakres pomiarowy: 0..1% ppm
  - górny zakres pomiarowy: 0..20%
- dokładność pomiaru: 1% FS (zakresu pomiarowego)
- grzaną drogę próbkowania spalin z grzanym filtrem wstępnym,
- moduł określania sprawności konwersji NO<sub>2</sub>/NO,
- dzielnik stężenia gazów kalibrujących do określania funkcji linearyzującej dla stosowanych analizatorów (16 gazów linearyzujących o stężeniach od 0 do stężenia max. tj. stężenia gazu kalibrującego),
- tester interferencji dla analizatorów CO i CO<sub>2</sub>.



Rysunek 5.3. Widok ekranu systemu CEB II

### 5.2.3. Pomiar zadymienia spalin

Pomiar zadymienia spalin dokonywany był przy użyciu dymomierza filtracyjnego AVL Smoke Meter 401. Jest on przystosowany do pomiaru zawartości sadzy w spalinach silników z zapłonem samoczynnym. Próbkę gazów spalinowych opuszczających cylinder pobierana jest z przewodu wylotowego, a następnie przepuszczana jest przez taśmę filtracyjną (rys. 5.4). Osadzająca się na powierzchni taśmy sadza zawarta w spalinach, powoduje jej zaciemnienie. Określenie stopnia zadymienia spalin sprowadza się do oceny zaciemnienia taśmy filtracyjnej [33].



Rysunek 5.4. Schemat pomiaru zadymienia spalin z zastosowaniem dymomierza filtracyjnego AVL Smoke Meter 401 [33]

#### 5.2.4. Pomiar emisji cząstek stałych

Przedstawione poniżej procedury obliczeniowe emisji cząstek stałych PM w spalinach silnika są zgodne z obowiązującymi aktualnie normami ISO/CD 8178-1 (RIC Engines – exhaust emissions measurement, edycja 11.XI.1992) oraz ECE - R49/2 (Uniform provisions concerning the approval of compression ignition (C.I.) engines and vehicles equipped with C.I. engines with regard to the emissions of pollutants by the engine). Warunki pomiaru i test badawczy do EURO III zdefiniowane zostały przez dyrektywę Dir 88/77/EC, natomiast późniejsze zmiany opisane zostały w dyrektywie Dir 2001/27/EC.

Pomiary emisji cząstek stałych zrealizowano z wykorzystaniem stanowiska pomiarowego, którego widok ogólny przedstawiono na rysunku 5.5.



Rysunek 5.5. Widok ogólny stanowiska pomiarowego z tunelem rozcieńczającym spaliny do określania emisji cząstek stałych PM

Tok obliczeniowy emisji jednostkowej cząstek stałych PM przytoczono w oparciu o normy ISO [64] zgodne z normami ECE w zakresie pomiaru emisji limitowanych składników spalin.

Gęstość powietrza wilgotnego:

$$\rho_{pow} = 0,00441041 \cdot t_{pow} + 1,2567 \left[ \frac{kg}{m^3} \right] \quad (5.1)$$

gdzie:

$t_{pow}$  – temperatura powietrza zasilającego [ $^{\circ}C$ ]

Współczynnik napełnienia cylindrów silnika (sprawność napełnienia) określona jest stosunkiem rzeczywistej masy ładunku w cylindrach silnika do masy, która mogłaby się tam znaleźć gdyby nie było zakłóceń w napełnianiu cylindrów:

$$\eta = \frac{m_{rz}}{m_t} \quad (5.2)$$

gdzie:



$m_{rz}$  – masa ładunku rzeczywiście napełniającego do cylindrów silnika,  
 $m_t$  – masa teoretyczna, odpowiadająca ładunkowi o ciśnieniu i temperaturze powietrza otoczenia i objętości równej skokowej silnika.

Pomiar pojedynczego ładunku cylindra  $m_{rz}$  jest trudny do zrealizowania. Podczas wyznaczania współczynnika napełnienia cylindra korzysta się ze stosunku masowego natężenia przepływu powietrza zasysanego przez silnik do teoretycznego masowego natężenia przepływu, wynikającego z pojemności skokowej silnika i jego prędkości obrotowej. Powyższy stosunek ma identyczną wartość, co stosunek mas ładunków rzeczywistych do teoretycznych napełniających silnik. Praktycznie wyznacza się natężenie przepływu powietrza napełniającego silnik ( $G_{pow}$ ) i odnosi się do natężenia teoretycznego.

Stąd:

$$\eta_v = \frac{G_{pow}}{G_t} \quad (5.3)$$

gdzie:

$G_{pow}$  – rzeczywiste masowe natężenie przepływu powietrza wilgotnego napełniającego silnik [kg/h],

$G_t$  – teoretyczne masowe natężenie przepływu powietrza [kg/h]:

$$G_t = \frac{V_{ss} \cdot n \cdot \rho_{pow}}{\tau_{1,2}} \quad \left[ \frac{kg}{h} \right] \quad (5.4)$$

$V_{ss}$  – objętość skokowa silnika [m<sup>3</sup>],

$n$  – prędkość obrotowa silnika [obr/min],

$\rho_{pow}$  – gęstość powietrza wilgotnego [kg/m<sup>3</sup>],

$\tau_{1,2}$  – współczynnik zależny od obiegu silnika, dla czterosuwów  $\tau_{1,2} = 2$ .

Ostatecznie do obliczeń:

$$\eta_v = \frac{\frac{G_{pow}}{60}}{\frac{V_{ss}}{1000} \cdot n \cdot \rho_{pow} \cdot \frac{1}{2}} \quad [ / ] \quad (5.5)$$

gdzie:

$G_{pow}$  – rzeczywiste masowe natężenie przepływu powietrza wilgotnego [kg/h],

$V_{ss}$  – objętość skokowa silnika [dm<sup>3</sup>],

$n$  – prędkość obrotowa silnika [obr/min],

$\rho_{pow}$  – gęstość powietrza wilgotnego [kg/m<sup>3</sup>].

Współczynnik nadmiaru powietrza  $\lambda$  jest to stosunek ilości powietrza rzeczywiście użytego do spalania 1 kg paliwa  $L_{rz}$  do ilości teoretycznej koniecznej do całkowitego i zupełnego spalania 1 kg paliwa  $L_t$ .

$$\lambda = \frac{L_{rz}}{L_t} \quad (5.6)$$

Teoretyczną ilość powietrza  $L_t$  potrzebną do spalenia dawki paliwa można wyznaczyć znając elementarny skład paliwa (udziały masowe węgla  $c$ , wodoru  $h$  i tlenu  $o$ ) z zależności:

$$L_t = 28,95 \cdot \frac{I}{0,21} \cdot \left( \frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{o}{33} \right) \left[ \frac{\text{kg}_{\text{pow}}}{\text{kg}_{\text{paliwa}}} \right] \quad (5.7)$$

Dla oleju napędowego (o elementarnym składzie  $c = 0,870$ ;  $h = 0,125$ ;  $o = 0,005$ )

$L_t = 14,5$  kg powietrza/kg paliwa.

Rzeczywista ilość powietrza doprowadzona do cylindra służąca do spalenia określonej dawki paliwa  $L_{rz}$  jest stosunkiem rzeczywistego masowego natężenia przepływu powietrza wilgotnego  $G_{pow}$  do godzinowego zużycia paliwa  $G_{pal}$ :

$$L_{rz} = \frac{G_{pow}}{G_{pal}} \left[ \frac{\text{kg}_{\text{pow}}}{\text{kg}_{\text{paliwa}}} \right] \quad (5.8)$$

Stąd:

$$\lambda = \frac{\eta_v \cdot \frac{V_{ss}}{1000} \cdot \rho_{pow} \cdot \frac{\eta}{60}}{2 \cdot G_{pal} \cdot L_t} \quad [/] \quad (5.9)$$

gdzie:

$L_t$  – teoretyczne zapotrzebowanie powietrza [kg powietrza/kg paliwa]

$V_{ss}$  – objętość skokowa silnika [ $\text{dm}^3$ ],

$G_{pal}$  – godzinowe zużycie paliwa [kg paliwa/h],

$n$  – prędkość obrotowa silnika [obr/min],

$\rho_{pow}$  – gęstość powietrza wilgotnego [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ],

$\eta_v$  – współczynnik napełnienia cylindra,

Obliczanie udziału objętości spalin w danej fazie:

$$E_{pm} = SR \cdot V_{sp} \cdot U \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \quad (5.10)$$

gdzie:

$SR$  – stopień rozcieńczenia spalin w tunelu,

$U$  – współczynnik udziału pracy,

$V_{sp}$  – objętościowe natężenie przepływu spalin [ $\text{m}^3/\text{h}$ ],

$$V_{sp} = V_{pow} + (0,749 \cdot G_{pal}) \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \quad (5.11)$$

gdzie:

$G_{pal}$  – godzinowe zużycie paliwa [kg paliwa/h],

$V_{pow}$  – objętościowe natężenie przepływu powietrza [ $\text{m}^3/\text{h}$ ], wyraża się wzorem:

$$V_{pow} = \frac{G_{pow}}{\rho_{pow}} \left[ \frac{m^3}{h} \right] \quad (5.12)$$

$G_{pow}$  – masowe natężenie przepływu powietrza wilgotnego [kg/h],  
 $\rho_{pow}$  – gęstość powietrza wilgotnego [kg/m<sup>3</sup>].

Obliczenie rzeczywistego stopnia rozcieńczenia SR:

Stopnia rozcieńczenia nie można przedstawić wprost jako stosunek wskazań analizatorów mierzących stężenie CO<sub>2</sub> w spalinach z silnika i w spalinach rozcieńczonych powietrzem, ponieważ analizatory wskazują zawartość CO<sub>2</sub> po skropleniu wody z próbki pobranej (na bazie suchej). Z tej też przyczyny należy przeliczyć wartości uzyskane z odczytu analizatorów na wartości rzeczywiste tj. gazów wilgotnych.

Tak więc stopień rozcieńczenia definiuje się następującą zależnością:

$$SR = \frac{CO_{2s} - CO_{2pow}}{CO_{2spow} - CO_{2pow}} \quad (5.13)$$

w którym:

CO<sub>2s</sub> – rzeczywiste stężenie CO<sub>2</sub> w spalinach,

CO<sub>2pow</sub> – rzeczywiste stężenie CO<sub>2</sub> w powietrzu rozcieńczającym,

CO<sub>2spow</sub> – rzeczywiste stężenie CO<sub>2</sub> w mieszaninie spalin z powietrzem rozcieńczającym.

Stężenie CO<sub>2</sub> w spalinach wilgotnych:

$$CO_{2s} = CO_{2sS} \cdot KW_r \quad [\%] \quad (5.14)$$

gdzie:

CO<sub>2sS</sub> – stężenie CO<sub>2</sub> w spalinach suchych wskazane przez analizator,

KW<sub>r</sub> – współczynnik korekcyjny dla spalin silnika wyrażający się zależnością:

$$KW_r = \left( 1 - F_{FH} \cdot \frac{G_{pal}}{G_{pp}} \right) - KW_2 \quad (5.15)$$

G<sub>pal</sub> – godzinowe zużycie paliwa [kg paliwa/h],

G<sub>pp</sub> – masowe natężenie powietrza suchego w [kg/h],

F<sub>FH</sub> – współczynnik przeliczeniowy będący funkcją λ dla spalnego paliwa (tutaj ON), wg normy ISO:

wartość współczynnika λ	odpowiadająca wartość współczynnika F <sub>FH</sub> dla ON
dla λ ≤ 1	1,783
dla λ < 1 – 1,3	1,865
λ > 1,3	1,920

$KW_2$  – współczynnik przeliczeniowy dany zależnością:

$$KW_2 = \frac{1,608 \cdot H}{1000 + H} \quad (5.16)$$

gdzie:

$H$  – wilgotność powietrza zasysanego [g wody/kg suchego powietrza].

Stężenie  $CO_2$  w powietrzu rozcieńczającym wilgotnym:

$$CO_{2pow} = CO_{2pows} \cdot KW_d \quad (5.17)$$

gdzie:

$CO_{2pows}$  – stężenie  $CO_2$  w powietrzu suchym (tło),

$KW_d$  – współczynnik korekcyjny dla powietrza rozcieńczającego dany zależnością:

$$KW_d = 1 - KW_l \quad (5.18)$$

w którym współczynnik  $KW_l$  wg norm:

$$KW_l = \frac{1,608 \cdot H_T}{1000 + H_T} \quad (5.19)$$

We wzorze  $H_T$  to zawartość wody przypadająca na masę suchego powietrza [g/kg]:

$$H_T = \frac{1000 \cdot 0,622 \cdot \frac{\varphi}{100} \cdot p_{spow}}{p_p \cdot p_c - \frac{\varphi}{100} \cdot p_{spow}} \quad (5.20)$$

gdzie:

$\varphi$  – wilgotność względna [%],

$p_p$  – ciśnienie otoczenia [mmHg],

$p_c$  – współczynnik przeliczeniowy jednostek ciśnienia,

$$p_c = 1,3369 \frac{mbar}{mmHg} \quad (5.21)$$

$p_{spow}$  – ciśnienie pary wodnej nasyconej powietrza rozcieńczającego w [mmHg]

dane jest zależnością funkcyjną od temperatury powietrza  $t_{spow}$ :

$$p_{spow} = BB0 + BB1 \cdot t_{spow} + BB2 \cdot (t_{spow})^2 + BB3 \cdot (t_{spow})^3 \quad (5.22)$$

przy czym współczynniki  $BB0$ ,  $BB1$ ,  $BB2$ ,  $BB3$  są współczynnikami wielomianu aproksymującego ciśnienie nasycenia pary wodnej  $p_s$  w zależności od temperatury powietrza.

Funkcją tą jest wielomian 3-go stopnia wyznaczony metodą najmniejszych kwadratów na podstawie danych  $p_s = f(t_{pow})$ ,

$$BB0 = 3,02106,$$

$$BB1 = 0,959243,$$

$$BB2 = -0,0140785,$$

$$BB3 = 0,000858722.$$

Stężenie  $CO_2$  w mieszaninie spalin z powietrzem rozcieńczającym wilgotnym  $CO_{2spow}$ :

$$CO_{2spow} = CO_{2spows} \cdot KW_e \quad (5.23)$$

gdzie:

$CO_{2spowS}$  – stężenie  $CO_2$  suche mieszaniny spalin z powietrzem w tunelu rozcieńczającym wskazane przez analizator,

$KW_e$  – współczynnik przeliczający stężenie  $CO_2$  w spalinach rozcieńczonych z wartości suchych na mokre:

$$KW_e = \frac{1 - KW_l}{1 + \frac{F_{FH} \cdot CO_{2spowS}}{200}} \quad (5.24)$$

w którym:

$KW_l$  – współczynnik przeliczeniowy,

$F_{FH}$  – współczynnik przeliczeniowy będący funkcją  $\lambda$ ,

$CO_{2spowS}$  – stężenie  $CO_2$  suche mieszaniny spalin z powietrzem w tunelu rozcieńczającym wskazane przez analizator.

Jednostkowa emisja cząstek stałych wyraża się następującą zależnością:

$$mE_{PM} = \frac{PM}{N_e \cdot U} \left[ \frac{g}{kWh} \right] \quad (5.25)$$

gdzie:

$N_e$  – moc rozwijana przez silnik [kW],

$U$  – współczynnik udziału mocy, zależny od momentu obrotowego i prędkości obrotowej silnika,

$PM$  – godzinowa emisja cząstek stałych [g/h]:

$$PM = \frac{MF \cdot E_{pm}}{VF} \quad [g \text{ cząstek/h}] \quad (5.26)$$

w którym:

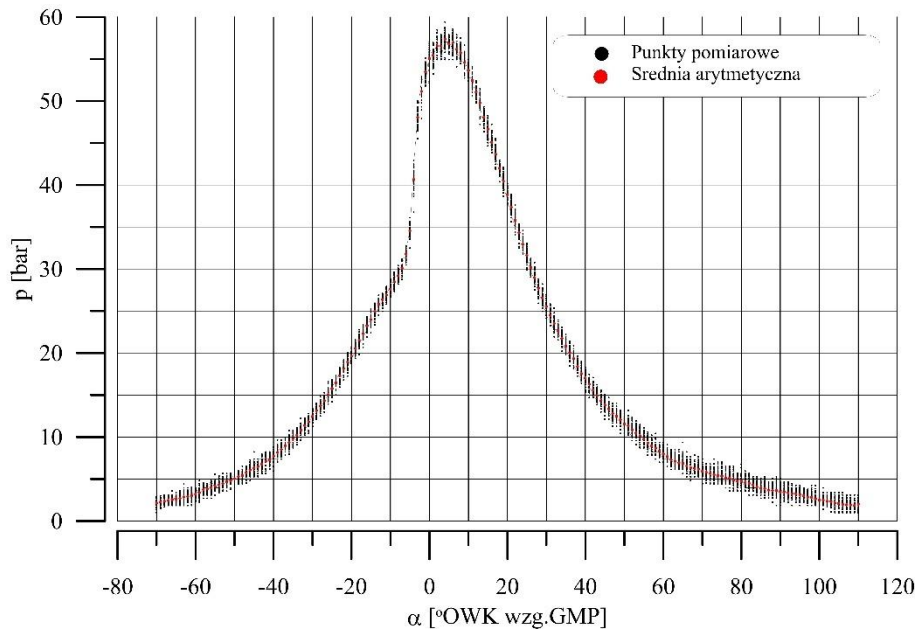
$MF$  – masa cząstek stałych na filtrach po teście [g],

$VF$  – objętość mieszaniny spalin z powietrzem przepływająca przez filtry [dm<sup>3</sup>],

$E_{pm}$  – objętość spalin [dm<sup>3</sup>/h].

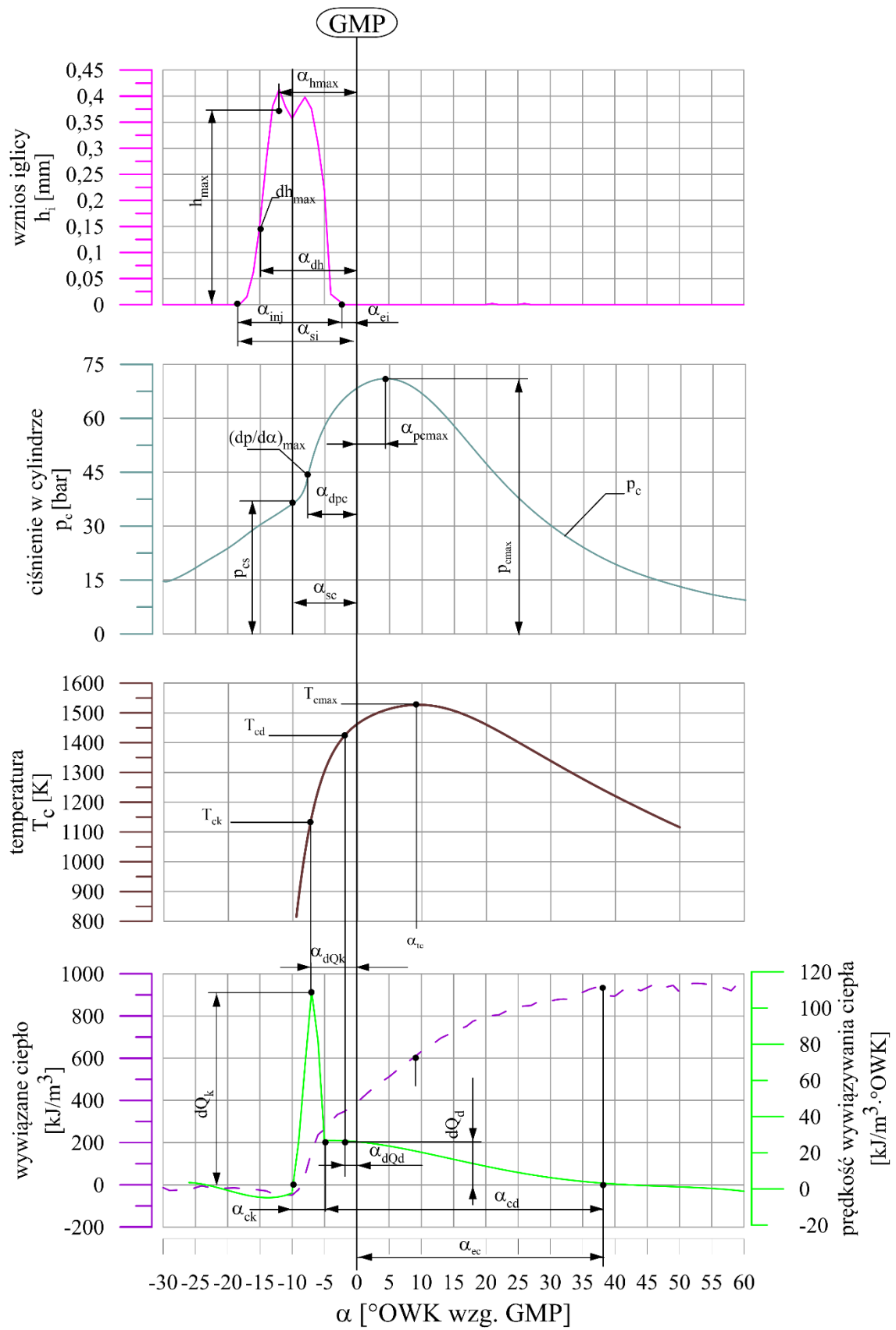
### 5.2.5. Pomiary przebiegów szybkozmiennych

Ze względu na naturalne fluktuacje kolejnych cykli pracy silnika (przy stałej prędkości obrotowej i obciążeniu) analizie nie może zostać poddany przypadkowy wykres indykatorowy. Dlatego też przed odczytaniem parametrów charakterystycznych dla indykowania, pomiary zrealizowano dla kilkudziesięciu kolejnych cykli pracy silnika, które uśredniono [29]. Tak powstały reprezentatywny wykres indykatorowy stosowany był w dalszej analizie (rys. 5.6).



Rysunek 5.6. Schemat realizacji reprezentatywnego wykresu indykatorowego [14]

W oparciu o wykresy indykatorowe przygotowane tak jak na rys. 5.6 wyliczono prędkość wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika w funkcji kąta OWK oraz zdefiniowano szereg parametrów (rys. 5.7), pozwalających na pogłębienie zjawisk przyczynowo-skutkowych związanych z różnicą w przebiegu procesu spalania stosowanych w badaniach paliw.



Rysunek 5.7. Przykład określanych parametrów w oparciu o pomiary systemem Indimeter 617 D [19]

Rysunek 5.7. przedstawia wszystkie parametry pracy silnika, które można odczytać z wykresów w funkcji kąta OWK. Do dalszej analizy, w celu realizacji założonego programu badań, wybrano następujące parametry:

- maksymalne ciśnienie spalania  $p_{\max}$ ,
- występowanie maksymalnego ciśnienia spalania  $\alpha_p$ ,
- maksymalna temperatura spalania  $T_{c\max}$ ,
- występowanie maksymalnej temperatury spalania  $\alpha_{tc}$ ,
- maksymalna prędkość narastania ciśnienia  $(dp/d\alpha)_{\max}$ ,
- kąt OWK, przy którym następuje początek wtrysku paliwa  $\alpha_{si}$ ,
- kąt OWK, przy którym następuje początek samozapłonu paliwa  $\alpha_{sc}$ ,
- opóźnienie samozapłonu  $\tau_c$ ,
- ciepło spalania paliwa w fazie kinetycznej  $Q_k$ ,
- ciepło spalania paliwa w fazie dyfuzyjnej  $Q_d$ ,
- sumaryczne ciepło spalania paliwa  $Q_s$ ,
- maksymalna prędkość spalania kinetycznego  $dQ_k$ ,
- maksymalna prędkość spalania dyfuzyjnego  $dQ_d$ ,
- występowanie maksymalnej prędkości spalania kinetycznego  $\alpha_{dQk}$ ,
- występowanie maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego  $\alpha_{dQd}$ ,
- długość fazy spalania kinetycznego  $\alpha_{ck}$ ,
- długość fazy spalania dyfuzyjnego  $\alpha_{cd}$ ,
- koniec spalania  $\alpha_{ec}$ ,
- długość spalania  $\alpha_c$ ,
- kąt OWK, przy którym występuje maksymalna prędkość spalania kinetycznego  $\alpha_{dQk}$ ,
- kąt OWK, przy którym występuje maksymalna prędkość spalania dyfuzyjnego  $\alpha_{dQd}$ .

### 5.2.6. Przebieg prędkości wywiązywania się ciepła

Z ilości  $Q$  ciepła wywiązanego w cylindrze w ciągu obiegu wykorzystana zostaje jedynie część  $Q_i$ . Pozostałą resztę stanowią straty: ciepło  $Q_{ch}$  wymiany między czynnikiem roboczym i ściankami cylindra roboczego oraz ciepło  $Q_d$  związane z dysocjacją produktów spalania i ciepło  $Q_n$  stracone w wyniku niezupełnego i niecałkowitego spalania. Bilans ten ma postać [37]:

$$Q = Q_i + Q_{ch} + Q_d + Q_n \quad (5.27)$$

Straty ciepła  $Q_d$  z powodu dysocjacji cząsteczek dla przeciętnych temperatur panujących w czasie pracy silnika są pomijalne (nawet w temperaturach powyżej 2000°K pochłaniają one około 0,5% ciepła dostarczonego w paliwie). Straty ciepła (niezupełnego i niecałkowitego spalania)  $Q_n$  są także niewielkie i wynoszą zaledwie 1÷2% ciepła  $Q$ .

Zatem uproszczony bilans można zapisać:

$$Q = Q_i + Q_{ch} \quad (5.28)$$



Ciepło  $Q_i$  wykorzystane zostaje w cylindrze na podniesienie energii wewnętrznej czynnika i wykonanie pracy, a rozpatrywane w czasie od przyjętego stanu początkowego 1 do rozpatrywanego stanu 2 może być - przy założeniu, że przemiana jest zamknięta – zapisane wg I zasady termodynamiki:

$$Q_{i12} = \int_1^2 dU + \int_1^2 p \cdot dV \quad (5.29)$$

gdzie:

$dU$  – elementarna zmiana energii wewnętrznej czynnika,

$pdV$  – elementarna praca zmiany objętości.

Część obiegu silnika od początku sprężania do końca rozprężania można potraktować jako przemianę zamkniętą, ponieważ przyrost ilości gazu w czasie spalania jest niewielki – około 3÷4%, a przedmuchy czynnika roboczego pomiędzy tłokiem i cylindrem oraz przez inne nieszczelności są także znikomo małe.

Elementarna zmiana energii wewnętrznej mieszaniny gazów w cylindrze przy niezmiennych ich masie  $M$  i temperaturze  $T$  oraz przy średnim cieple właściwym  $c_v$  (będącym funkcją składu chemicznego gazów i ich temperatury) wyraża się różniczką:

$$dU = d(M \cdot c_v \cdot T) \quad (5.30)$$

zaś skończony przyrost energii wewnętrznej pomiędzy stanami 1 i 2:

$$U_2 - U_1 = \int_1^2 d(M \cdot c_v \cdot T) = M_2 \cdot c_{v_2} \cdot T_2 - M_1 \cdot c_{v_1} \cdot T_1 \quad (5.31)$$

Równanie (5.3) można zatem przedstawić w postaci:

$$Q_{i12} = M_2 \cdot c_{v_2} \cdot T_2 - M_1 \cdot c_{v_1} \cdot T_1 + A \cdot L_{12} \quad (5.32)$$

Ogólne równanie dla ciepła odprowadzonego od gazów do ścianek cylindra roboczego ma postać:

$$Q_{ch} = \int_1^2 \int \alpha_g (T - T_{śc}) dF d\tau \quad (5.33)$$

gdzie:

$\alpha_g$  – współczynnik przejmowania ciepła od gazów do ścianek cylindra roboczego,

$T$  – chwilowa wartość temperatury gazów,

$T_{śc}$  – chwilowa wartość temperatury ścianek,

$F$  – powierzchnia omywana przez gazy,

$\tau$  – czas wymiany ciepła.

Amplituda wahań temperatury wewnętrznej powierzchni ścianki w czasie obiegu jest nieduża, zatem można ją pominąć i do równania (5.33) wprowadzić średnią temperaturę (której wartość szacuje się na podstawie wyników pomiarów konstrukcji analizowanej lub rozwiązań podobnych) i przyjmując do obliczeń jako stałą.

Jeżeli równanie (5.27) obustronnie podzieli się przez ilość ciepła  $Q_0$  doprowadzonego do cylindra wraz z paliwem w ciągu jednego obiegu – przy czym  $Q_0 = q_0 \cdot W$ , gdzie

$q_0$  – oznacza dawkę paliwa przypadającą na jeden obieg, zaś  $W$  – wartość opałową paliwa – to otrzymuje się wewnętrzny bilans energii w cylindrze wyrażony w jednostkach względnych:

$$x = x_i + x_{ch} + x_d + x_n \quad (5.34)$$

zaś po wyeliminowaniu składowych nieistotnych:

$$x = x_i + x_{ch} \quad (5.35)$$

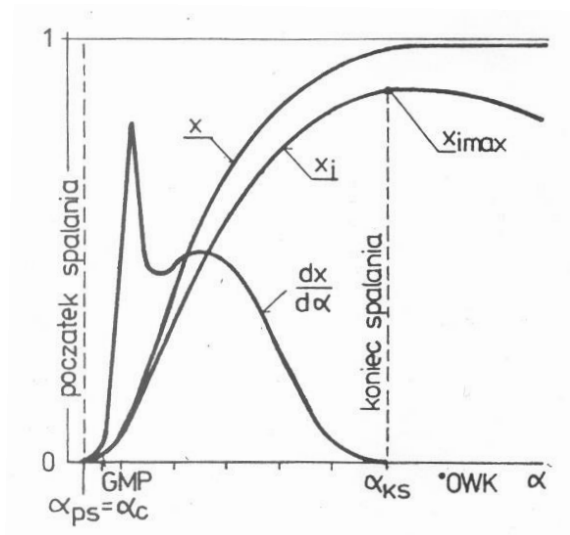
Przebieg zmian tych wielkości w funkcji kąta  $\alpha$  obrotu wału korbowego (wzg. czasu) nosi nazwę odpowiednio:

$x(\alpha)$  – przebieg funkcji wywiązywania się ciepła,

$x_i(\alpha)$  – przebieg funkcji wykorzystania ciepła,

$x_{ch}(\alpha)$  – przebieg funkcji strat chłodzenia.

Natomiast przy założeniu ciągłości tych funkcji, ich pochodne względem kąta  $\alpha$  (lub czasu) określają prędkość wywiązywania się ciepła itd.

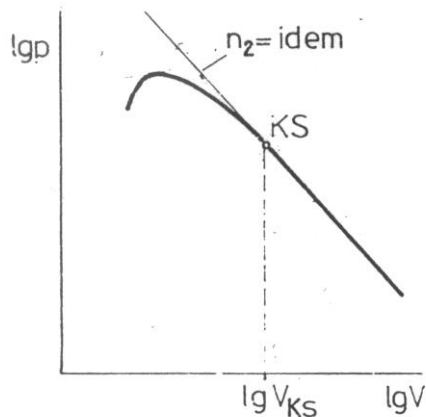


Rysunek 5.8. Orientacyjny przebieg funkcji  $x(\alpha)$ ,  $x_i(\alpha)$  i  $\frac{dx}{d\alpha}(\alpha)$  [80]

### Ustalenie początku i końca spalania

Początek spalania może być określany jest na podstawie wykresu indykatorowego i odpowiada nagłemu zwiększeniu ciśnienia na linii sprężania.

Natomiast koniec spalania może być wyznaczany na podstawie wykładnika politropy rozprężania. Korzystając ze zmierzonego wykresu indykatorowego i danych geometrycznych silnika sporządza się wykres zależności . Punkt, w którym krzywa współczynnika rozprężania zaczyna przechodzić w prostą wyznacza położenie wału korbowego dla końca spalania.



Rysunek 5.9. Rysunek pomocniczy do wyznaczania współrzędnej końca spalania z warunku ustalenia się wartości wykładnika politropy [80]

W przypadku wizualizacji procesów wtrysku i spalania paliwa zarówno początek samozapłonu jak i koniec spalania mogą być określone na podstawie obrazów rejestrujących przebieg analizowanych procesów wewnątrz cylindra silnika. Szczególnie w przypadku wyznaczania końca spalania daje to większą dokładność niż analiza zmian wykładnika politropy. Wykładnik politropy rozprężania w okresie końca spalania charakteryzuje się znacznymi rozrzutami wielkości mierzonych i określany w ten sposób koniec spalania obarczony jest błędami wynoszącymi nawet 10 stopni kąta obrotu wału korbowego. Natomiast w przypadku analizy końca spalania w oparciu o rejestrację obrazów wewnątrz cylindra silnika można posługiwać się prawdopodobieństwem występowania płomienia, określonym w wyniku wielokrotnych powtórzeń pomiarów, co zwiększa dokładność określania nawet do 1° obrotu wału korbowego silnika.

### Obliczenie przebiegu zmiany objętości czynnika

Objętość przestrzeni nad tłokiem dla poszczególnych położeń wału korbowego oblicza się z zależności:

$$V(\alpha) = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} + F \cdot s \quad (5.36)$$

gdzie:

$V_s$  - objętość skokowa cylindra,

$\varepsilon$  - stopień sprężania,

$F$  - powierzchnia denka tłoka,

$$s = r \left( 1 - \cos \alpha + \frac{\lambda_d}{2} \cdot \sin^2 \alpha \right),$$

$r$  - promień wykorbienia wału korbowego,

$\lambda_d = \frac{r}{l}$  - stosunek korbowy,

$l$  - długość korbowodu.

## Obliczenie przebiegu zmian temperatury

Wartości temperatury w okresie spalania oblicza się ze wzoru:

$$T(\alpha) = \frac{(p \cdot V)(\alpha)}{(p \cdot V)(\alpha_{ps})} \cdot \frac{T(\alpha_{ps})}{\mu(\alpha)} \quad (5.37)$$

Współczynnik przemiany molekularnej  $\mu(\alpha)$  jest funkcją rozwoju procesu spalania [80]:

$$\mu(\alpha) = 1 + \frac{\mu_0 - 1}{1 + \gamma} \cdot \hat{x}(\alpha) \quad (5.38)$$

gdzie  $\mu_0 = 1 + \frac{0,0634}{\lambda}$  - jest teoretycznym współczynnikiem przemiany molekularnej [80].

Korzystając z założenia [80], że w okresie spalania współczynnik  $\mu(\alpha)$  zmienia się wg paraboli sześcienniej, przyjmuje się wstępnie niezbędny do obliczeń przebieg spalania wg zależności:

$$\hat{x}(\alpha) = 1 - \left( \frac{\alpha_{ks} - \alpha}{\alpha_{ks} - \alpha_{ps}} \right)^3 \quad (5.39)$$

Temperaturę początku spalania  $T(\alpha_{ps})$  oblicza się z równania stanu:

$$T(\alpha_{ps}) = \frac{(p \cdot V)(\alpha_{ps})}{M(\alpha_{ps})} \quad (5.40)$$

gdzie  $M(\alpha_{ps})$  oznacza ilość kilomoli ładunku cylindra w chwili zapłonu:

$$M(\alpha_{ps}) = \lambda \cdot L_t \cdot (1 + \gamma) \cdot q_0 \quad (5.41)$$

gdzie:

$L_t$  – jest ilością powietrza teoretycznie potrzebną do spalania 1kg paliwa, (dla oleju

$$\text{napędowego } L_t = 0,495 \frac{\text{kmol}}{\text{kg}}).$$

$\gamma$  – współczynnik reszty spalin,

$\lambda$  – współczynnik nadmiaru powietrza.

### 5.2.7. Wizualizacja wtrysku i spalania paliwa

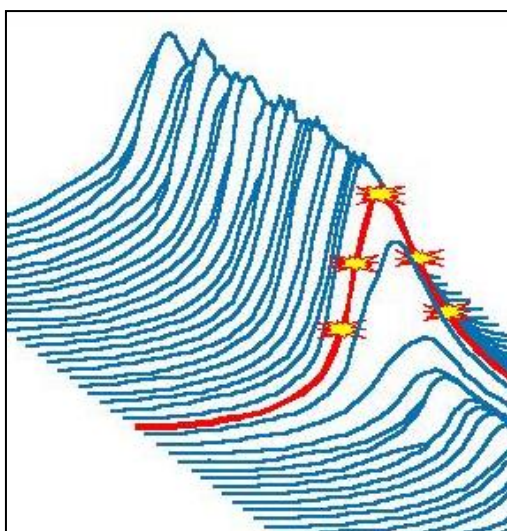
Możliwości poprawy parametrów energetycznych oraz zmniejszenia emisji toksycznych składników spalin silników spalinowych wymagają coraz precyzyjniejszej organizacji przebiegu procesu wtrysku i spalania paliwa. W celu optymalizacji procesów zachodzących wewnątrz cylindra silnika przestaje zatem wystarczać wyłącznie analiza zmian podstawowych parametrów wyjściowych silnika. Do bezpośredniej oceny przebiegu wtrysku paliwa, sposobu tworzenia mieszaniny paliwowo-powietrznej oraz jej spalania coraz bardziej niezbędna staje się możliwość wizualnej oceny tych zjawisk. Istnieje szereg istotnych problemów związanych z rejestracją obrazów wewnątrz cylindra silnika spalinowego. Do najistotniejszych należą: wysoka temperatura i ciśnienie

czynnika roboczego oddziałującego na element optyczny aparatury pomiarowej, brak wystarczającej ilości miejsca w głowicach nowoczesnych silników do optycznego dostępu do wnętrza cylindra oraz bardzo duża szybkozmienność rejestrowanych zjawisk.

Warunki pomiarów wizualizacji przebiegu procesów wtrysku i spalania paliwa w cylindrze silnika ZS odróżnia nieco aparaturę pomiarową tego typu od systemów szybkiego filmowania stosowanych w innych dziedzinach nauki. Do specyfiki pomiarów silnikowych należy zaliczyć konieczność zabezpieczenia elementów optycznych przed wysoką temperaturą, minimalizację gabarytów sondy (endoskopu) zapewniającej optyczny dostęp do komory spalania oraz pomiary wykonywane w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika (a nie w funkcji czasu).

Klasyczne systemy szybkiego filmowania pozwalają, na filmowanie z maksymalną prędkością do 4500 klatek/s. Przy prędkości obrotowej silnika wynoszącej 2500 obr/min daje to możliwość rejestracji obserwowanych zjawisk co  $3^\circ$  OWK (odległość pomiędzy kolejnymi ekspozycjami). Z doświadczenia wiadomo, że analiza zjawisk związanych z przebiegiem wtrysku, rozpylenia paliwa, przygotowania mieszaniny palnej i spalania z rozdzielczością mniejszą niż  $0,5^\circ$  OWK nie daje wystarczającej ilości informacji do próby interpretacji przyczynowo skutkowej badanych zjawisk.

Ponadto, jak obrazuje to rys. 5.10, ujemną cechą rejestracji procesów w cylindrze silnika konwencjonalnym systemem szybkiego filmowania jest przypadkowość wyboru cyklu pracy silnika poddawanego analizie. W tego typu systemach pomiarowych nie ma możliwości wyboru reprezentatywnego cyklu pracy silnika do rejestracji i dalszej analizy. Ze względu na naturalne fluktuacje kolejnych obiegów silnika uzyskiwane wyniki oparte mogą być na przypadkowo bardzo dobrych lub przypadkowo bardzo złych cyklach pracy silnika, co z kolei prowadzić może do formułowania fałszywych wniosków.

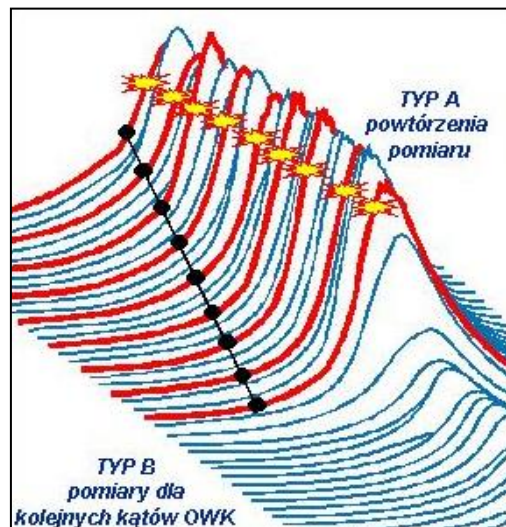


Rysunek 5.10. Schemat rejestracji procesów w cylindrze silnika konwencjonalnym systemem szybkiego filmowania [28]

Należy mieć na uwadze również fakt, że pomiary wykonywane w funkcji czasu nie są adekwatne do pomiarów wykonywanych w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika. Wynika to oczywiście z zasady pracy tłokowego silnika spalinowego, dla którego prędkość kątowa jest funkcją kąta obrotu wału korbowego również w warunkach

ustalonych pracy silnika. Zatem w różnych etapach realizacji obiegu termodynamicznego, tym samym interwałom czasu odpowiadały będą inne interwały kąta obrotu wału korbowego. Gdyby założyć, że prędkość obrotowa silnika wynosi 4500 obr/min, a stopień nierównomierności biegu silnika samochodowego  $\delta=1/200$ , to w czasie 1 ms w końcowym okresie procesu sprężania (tuż przed samym samozapłonem) wał korbowy obróciłby się o  $27,5^\circ$  OWK, natomiast w suwie rozprężania w ciągu 1 ms wał korbowy zdążyłby wykonać obrót o  $28^\circ$  OWK. Stopień nierównomierności biegu silnika zależy nie tylko od prędkości obrotowej i od obciążenia silnika, ale również od zastosowania tego silnika i tak np. dla silników ciągnikowych stopień nierównomierności biegu silnika mieści się w zakresie  $\delta=1/60-1/65$ .

Z przedstawionych powodów korzystniejsze wydaje się stosowanie do wizualizacji przebiegu wtrysku i spalania paliwa w silniku z zapłonem samoczynnym cyfrowych systemów pomiarowych archiwizujących obrazy w funkcji kąta obrotu wału korbowego nie z jednego, ale z wielu cykli pracy silnika, tak jak przedstawiono schematycznie na rys. 5.11.



Rysunek 5.11. Schemat filmowania procesów w cylindrze silnika systemem AVL 513D Engine Videoscope [28]

Taki sposób postępowania pozwala na filmowanie i analizę według dwóch metod:

- typ A (rys. 5.11) – rejestracja obrazów z różnych cykli pracy silnika dla tego samego kąta obrotu wału korbowego,
- typ B (rys. 5.11) – rejestracja obrazów z różnych cykli pracy silnika dla kolejnych kątów obrotu wału korbowego przesuniętych o deklarowany interwał (maksymalna „rozdzielczość” próbkowania wynosi  $0,1^\circ$  OWK).

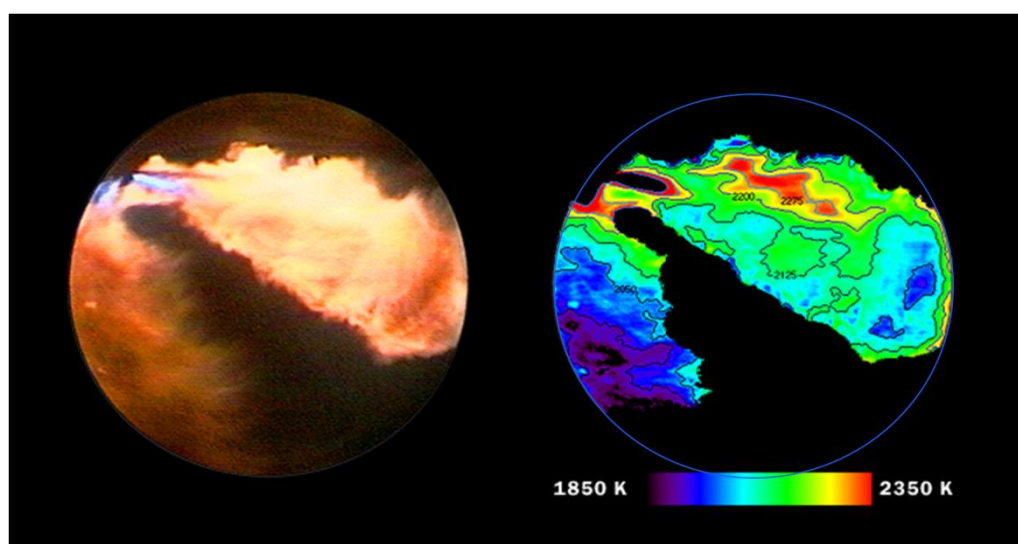
Przy analizie obrazów odpowiadających temu samemu kątowi wału korbowego (pochodzących z różnych cykli pracy silnika) możliwa jest obróbka statystyczna wyników badań dająca pogląd na niepowtarzalność badanych zjawisk oraz możliwość określenia uśrednionego lub reprezentatywnego cyklu pracy silnika.

Po pomiarze dla kolejnych kątów obrotu wału korbowego silnika można stworzyć swoisty film pozwalający na wizualną analizę przebiegu procesu wtrysku i spalania paliwa w cylindrze silnika o zapłonie samoczynnym.

Dla obu opcji (pomiar według metody A i pomiar według metody B) możliwe jest dodatkowo określenie rozkładu temperatur w cylindrze silnika podczas spalania paliwa. Izoterm obliczane są w oparciu o metodę 2-kolorów.

### 5.2.8. Termowizja płomienia metodą 2-kolorów

Zasadniczo do pomiaru temperatury można użyć dowolnej wielkości fizycznej, która zmienia się wraz z temperaturą. Opracowano różne metody pomiarowe dla różnych zadań pomiarowych, mierzonych obiektów i zakresów temperatur. W badaniach przedstawionych przez autorów w niniejszej publikacji rozkład temperatury w ośrodku gazowym (z wykorzystaniem techniki endoskopii optycznej) wyznaczono na podstawie modelu obliczeniowego zwanego metodą 2-kolorową. Przykładowy wynik rozkładu izoterm w płomieniu w cylindrze silnika o zapłonie samoczynnym otrzymany tą metodą przedstawiono na rysunku 5.12.



Rysunek 5.12. Schemat metody wyznaczania temperatury spalania [28]

W metodzie 2-kolorów temperaturę płomienia sadzy wyznacza się na podstawie dwóch równań: natężenia promieniowania czerwonego  $R_{th}(T, k_{ks})$  (wartości zmierzone podczas badań) oraz względnego natężenia promieniowania czerwonego odniesionego do natężenia promieniowania zielonego  $\frac{R_{th}(T, k_{ks})}{G_{th}(T, k_{ks})}$  (wartości uzyskane przez kalibrację).

$$R_{th}(T, k_{ks}) = k_{opt} \cdot c_1 \cdot \int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \left(1 - e^{-\frac{k_{ks}}{\lambda}}\right) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \cdot e^{-\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} \cdot \tau_s(\lambda) \cdot \tau_R(\lambda) \cdot d\lambda \quad (5.42)$$

$$\frac{R_{th}(T, k_{ks})}{G_{th}(T, k_{ks})} = k_{opt} \cdot \frac{\int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \left(1 - e^{-\frac{k_{ks}}{\lambda}}\right) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \cdot e^{-\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} \cdot \tau_s(\lambda) \cdot \tau_R(\lambda) \cdot d\lambda}{\int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \left(1 - e^{-\frac{k_{ks}}{\lambda}}\right) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \cdot e^{-\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} \cdot \tau_s(\lambda) \cdot \tau_G(\lambda) \cdot d\lambda} \quad (5.43)$$

gdzie:

$k_{opt}$  – stała zależna od własności optycznych stosowanego układu pomiarowego,

$k_{ks}$  – parametr zależny od koncentracji sadzy w płomieniu,

$c_1, c_2$  – stałe,

$\lambda$  – długość fali świetlnej,

$\tau_R$  – przepuszczalność właściwa filtra dla światła czerwonego,

$\tau_G$  – przepuszczalność właściwa filtra dla światła zielonego.

Rozważono dwa skrajne przypadki, bazując na określonym współczynniku emisji, kiedy  $k_{ks} \gg \lambda$  oraz kiedy  $k_{ks} \ll \lambda$ :

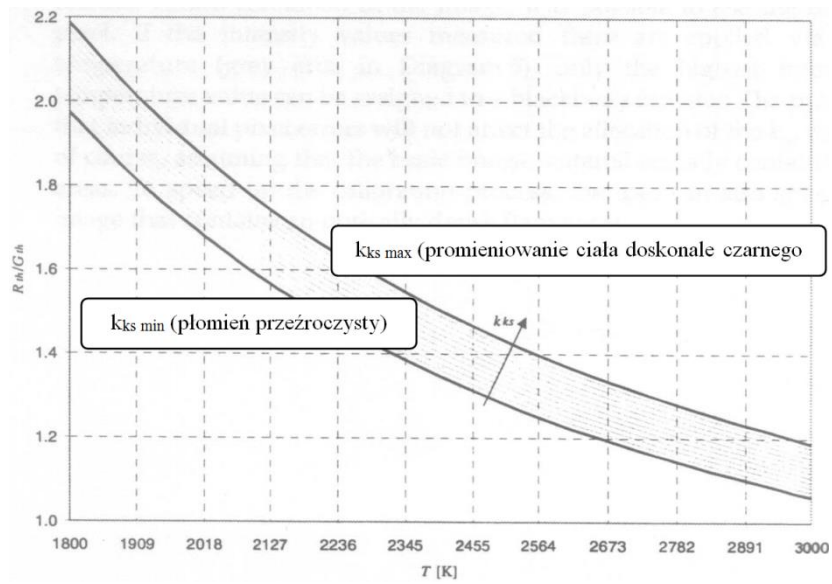
- 1)  $k_{ks} \gg \lambda$  wówczas współczynnik emisji  $\varepsilon$  w zmierzonym widmowym zakresie jest taki sam jak promieniowanie ciała doskonale czarnego, tj. płomień jest "optycznie gęsty",
- 2)  $k_{ks} \ll \lambda$  ma zastosowanie gdy płomień jest całkowicie przezroczysty w widzialnym zasięgu.

Oba przykładowe przypadki (które rzeczywiście występują) w pomiarze temperatury reprezentują zewnętrzną obwiednię wszystkich względnych wartości dla przypadku spalania sadzy w płomieniu dyfuzyjnym. Obrazuje to rys. 5.13. W przejściowym zakresie (pomiędzy intensywnością względną dla ciała absolutnie czarnego i ciała przezroczystego) rozwiązaniem równania (z użyciem parametru  $k_{ks}$ ) jest zbiór krzywych które są równoległe względem siebie w całym zakresie temperatur. W ten sam sposób jak ze zbiorem krzywych dla względnych wartości pokazanych na rys. 5.13, można także uzyskać zbiór krzywych dla intensywności czerwonego punktu jak zostało pokazane na rys. 5.14.

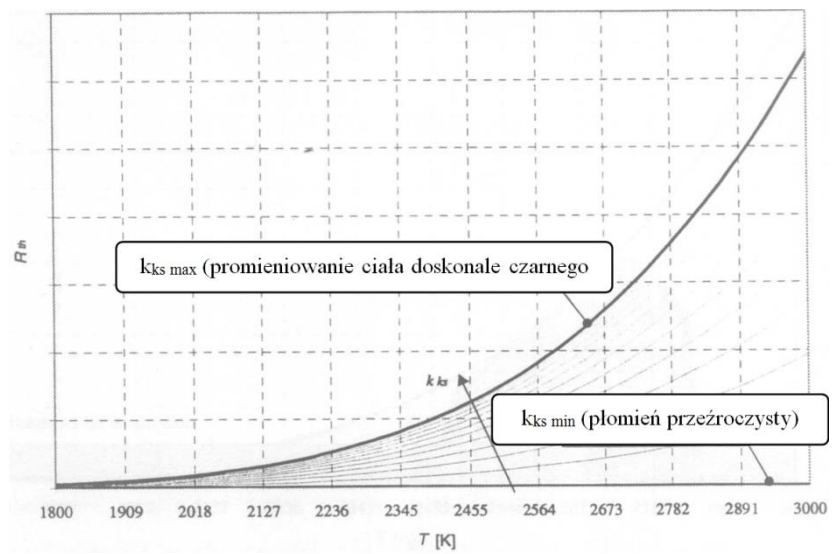
Kiedy oba zbiory krzywych (funkcji) są znane, wynik temperatury jest wskazany przez znalezienie parametru  $k_{ks0}$ , dla którego zmierzona intensywność  $R_{th}$  i względna wartość

$\frac{R_{th}(T, k_{ks})}{G_{th}(T, k_{ks})}$  dają tę samą wartość temperatury.





Rysunek 5.13. Względne wartości intensywności promieniowania czerwonego odniesione do intensywności promieniowania zielonego  $\frac{R_{th}(T, k_{ks})}{G_{th}(T, k_{ks})}$  [28,32]



Rysunek 5.14. Intensywność promieniowania czerwonego ze zbioru krzywych i parametrem  $k_{ks}$  [28,32]

## 6. Modelowanie składowych opóźnień samozapłonu

### 6.1. Wprowadzenie

Skrócenie opóźnienia samozapłonu paliwa (czasu pomiędzy początkiem wtrysku paliwa ( $\alpha_{si}$ ) a jego samozapłonem ( $\alpha_{sc}$ )) może być uzyskiwane poprzez zmianę konstrukcji i/lub regulacji silnika i/lub zmianę własności paliwa. Z punktu widzenia producentów silników o zapłonie samoczynnym najmniej kłopotliwe jest zastosowanie paliwa, które poprzez np. większą liczbę cetanową (LC) umożliwi skrócenie zwłoki samozapłonu. W krótszym czasie ( $\tau_c$ ) pomiędzy początkiem wtrysku i samozapłonu paliwa o większej liczbie cetanowej w komorze spalania gromadzi się (do chwili samozapłonu) mniejsza część całej, wtryskiwanej dawki paliwa w porównaniu z przypadkiem dla dłuższego opóźnienia samozapłonu. Samozapłon mniejszej masy paliwa (dla krótszego  $\tau_c$  charakterystycznego dla paliwa o większej liczbie cetanowej) prowadzi do mniej dynamicznego samozapłonu takiego paliwa, z mniejszą prędkością narastania ciśnienia i mniejszą temperaturą w kinetycznej (początkowej) fazie spalania, co mimo dużego jeszcze stężenia tlenu skutkuje mniejszą wówczas ilością wytworzonych cząstek NOx w cylindrze silnika, niż dla paliwa o mniejszej liczbie cetanowej.

W tym rozdziale przeanalizowano na ile matematyczno-fizyczne modelowanie opóźnienia samozapłonu jest zgodne z realnymi wynikami pomiarów opóźnienia samozapłonu uzyskanymi w laboratoryjnych badaniach silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego paliwami o różnej liczbie cetanowej. Bardzo trudne modelowanie opóźnienia samozapłonu paliwa dla silników ZS wynika z faktu, że zarówno każdy typ silnika jak i układ zasilania w paliwo charakteryzuje się zarówno innym ciśnieniem wtrysku paliwa, czasową charakterystyką wtrysku paliwa jak i różną konstrukcją wtryskiwaczy (rozpylaczy paliwa), etc., co skutkuje różnym widmem rozpylenia paliwa, które ponadto zależne jest od punktu pracy silnika. Dlatego też w literaturze przedmiotu można spotkać wiele różnych modeli obliczeniowych opóźnienia samozapłonu paliwa [4,5,24,25,35,55,67,72,75]. Z tego powodu, w przypadku modelowania procesu spalania w silniku ZS przy zmianie rodzaju paliwa, dość często wykorzystuje się wyłącznie jakościowe porównanie procesu spalania pojedynczej, reprezentatywnej kropli paliwa (a nie rzeczywistej strugi paliwa) w nowych warunkach. Celem badań autorów była weryfikacja procentowej różnicy opóźnienia samozapłonu uzyskanej poprzez modelowanie  $\tau_{csum}$  i wartości  $\tau_c$  uzyskanej w badaniach laboratoryjnych rzeczywistych silników o zapłonie samoczynnym. Weryfikację tą przeprowadzono dla dwóch paliw różniących się liczbą cetanową oraz dwóch typów silników ZS różnych generacji (silnik SB 3.1 wyposażony w pompę wtryskową oraz silnik VW 1.9 TDI wyposażony w nowoczesny układ wtryskowy) w celu stwierdzenia, czy wyniki takiego modelowania są wystarczająco zgodne z wynikami pomiarów w rzeczywistych silnikach.

### 6.2. Modelowanie opóźnienia samozapłonu pojedynczej kropli paliwa

Do modelowania opóźnienia samozapłonu ( $\tau_{csum}$ ) pojedynczej kropli paliwa zaaplikowano model obliczeniowy [4], który wykorzystywany był z sukcesem do

modelowania  $\tau_c$  dla olejów roślinnych i zwierzęcych, które były spalane w piecach energetycznych (średnica kropeł paliwa  $d = 1-3$  mm, temperatura  $t = 500-650$  °C). W związku z powyższym dodatkowym zadaniem pracy doktorskiej było sprawdzenie czy model ten może być stosowany w warunkach występujących w silnikach o zapłonie samoczynnym, różniących się od opisanych w artykule [4] zarówno zakresem średnic kropeł paliwa ( $d = 0.01-0.02$  mm), zakresem temperatury występującej pod koniec procesu sprężania w cylindrze silnika ( $t = 477-977$  °C) jak i właściwościami fizykochemicznymi badanych paliw.

Zgodnie z publikacją [4] opóźnienie samozapłonu ( $\tau_c$ ) kropli paliwa, określone jako czas od wprowadzenia kropli do analizowanego środowiska gazowego do momentu jej samozapłonu, można analizować jako suma czterech faz (okresów):

$$\tau_{csum} = \tau_{cph1} + \tau_{cph2} + \tau_{cch1} + \tau_{cch2} \quad (6.1)$$

gdzie:

$\tau_{cph1}$  = czas nagrzewania kropli paliwa (wzrost temperatury kropli od temperatury początkowej ( $t_f$ ) do temperatury wrzenia ( $t_v$ )) [s],

$\tau_{cph2}$  = czas od punktu wrzenia do pojawienia się niskotemperaturowego płomienia (zwykle jest to czas krótszy niż czas odparowania całej masy kropeł) [s],

$\tau_{cch1}$  = czas powstania płomienia niskotemperaturowego [s],

$\tau_{cch2}$  = czas powstania płomienia wybuchowego [s].

Dwie pierwsze fazy (składowe) opóźnienia samozapłonu –  $\tau_{cph1}$  i  $\tau_{cph2}$  – składają się na tzw. fizyczną część opóźnienia samozapłonu (czyli czas potrzebny na zajście procesów fizycznych związanych z przygotowaniem paliwa do samozapłonu). Suma  $\tau_c$  dwóch ostatnich wyrazów –  $\tau_{cch1}$  i  $\tau_{cch2}$  – jest częścią chemiczną opóźnienia samozapłonu (tj. czasu potrzebnego do zajścia reakcji chemicznych prowadzących do samozapłonu kropli paliwa).

Analizując część fizyczną opóźnienia samozapłonu należy wziąć pod uwagę ilość ciepła ( $Q_1$ ) dostarczoną na powierzchnię kropli paliwa:

$$Q_1 = Q_{tk} + Q_p [J] \quad (6.2)$$

gdzie:

$Q_{tk}$  - ciepło użyte do podniesienia temperatury kropli [J],

$Q_p$  - ciepło potrzebne do odparowania paliwa [J].

Stąd:

$$\pi d^2 \alpha (t_\infty - t) d\tau = \frac{\pi}{6} d^3 \rho_f c_f dt + L \dot{m}_f d\tau [J] \quad (6.3)$$

gdzie:

$\tau$  = czas [s],

$t$  = temperatura kropli [°C],

$t_\infty$  = temperatura otoczenia kropli [°C],

$\alpha$  = przewodność cieplna kropli [ $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ],

$L$  = utajone ciepło parowania [J/kg],

$\dot{m}_f$  = szybkość parowania [kg/s],

$\rho_f$  = gęstość paliwa [ $kg/m^3$ ],

$c_f$  = ciepło właściwe paliwa [J/kg $^{\circ}$ C],  
 $d$  = średnica kropli [m].

Przekształcając to równanie i całkując je w zakresie od pierwotnej temperatury kropli ( $t_f$ ) do temperatury wrzenia paliwa ( $t_v$ ) otrzymujemy:

$$\int_0^{\tau_{cphl}} \frac{d\pi}{\pi d^3 \rho_f c_f} = \int_{t_f}^{t_v} \frac{dt}{6\pi d^2 \alpha (t_{\infty} - t) - 6L \dot{m}_f} \quad (6.4)$$

$$\tau_{cphl} = \frac{d\rho_f c_f}{6\alpha} \cdot \ln \left[ \frac{\pi d^2 \alpha (t_{\infty} - t_f) - L \dot{m}_f}{\pi d^2 \alpha (t_{\infty} - t_v) - L \dot{m}_f} \right] \quad (6.5)$$

Przewodność cieplna ( $\lambda_m$ ), przy założeniu naturalnej konwekcji, jest określona następującym równaniem, zgodnie z publikacją [35]:

$$\alpha = \frac{\lambda_m}{2} \cdot \left[ 2 + 0.43 \cdot (Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{4}} \right] \quad (1 < Gr < 10^5) \quad (6.6)$$

gdzie:

$\lambda_m$  = przewodność cieplna mieszaniny [W/m $^{\circ}$ C],

$$Gr = \text{liczba Grashoffa} = \frac{d^3 g \beta_m \left[ t_{\infty} - \frac{(t_f + t_v)}{2} \right]}{v_m^2} \quad (6.7)$$

$t_v$  = temperatura wrzenia paliwa [ $^{\circ}$ C],

$g$  = przyspieszenie ziemskie [m/s $^2$ ],

$\beta_m$  = współczynnik rozszerzalności objętościowej mieszaniny [1/ $^{\circ}$ C],

$v_m$  = współczynnik rozszerzalności kinematycznej mieszanki [m $^2$ /s],

$Pr$  = liczba Prandtla =  $\frac{c_m \mu_m}{\lambda_m}$ ,

(6.8)

$\mu_m$  = współczynnik lepkości mieszaniny [Pa·s],

Szybkość parowania ( $\dot{m}_f$ ), przy założeniu naturalnej konwekcji, zgodnie z publikacją [24] wyraża się następującym równaniem:

$$\dot{m}_f = \pi d \rho_m D \cdot (\omega_w - \omega_{\infty}) \cdot \left[ 2 + 0.43 \cdot (Gr \cdot Sc)^{\frac{1}{4}} \right] \quad (6.9)$$

gdzie:

$\rho_m$  = gęstość mieszanki [kg/m $^3$ ],

$D$  = współczynnik dyfuzji [m $^2$ /s],

$\omega_w$  = stężenie pary na powierzchni kropli [kg/kg],

$\omega_{\infty}$  = stężenie pary wokół kropli [kg/kg],

$Sc$  = liczba Schmidta =  $v_m/D$ .

(6.10)

Zatem czas odparowania ( $\tau_{cph2}$ ) to czas potrzebny do osiągnięcia przez mieszaninę temperatury samozapłonu ( $t_b$ ). Biorąc pod uwagę ciepło odebrane i dostarczone do mieszaniny:

$$Q_2 = Q_{tm} + Q_p + Q_d \text{ [J]} \quad (6.11)$$

gdzie:

$Q_2$  = ciepło pochłaniane przez mieszaninę powietrza i paliwa [J],

$Q_{tm}$  = ciepło potrzebne do podniesienia temperatury mieszaniny [J],

$Q_p$  = ciepło potrzebne do odparowania paliwa [J],

$Q_d$  = ciepło otrzymane z mieszaniny w wyniku wymiany masy (dyfuzji) [J].

Stąd:

$$\pi d_m^2 \alpha_m (t_\infty - t) d\tau = \frac{\pi}{6} d_m^3 \rho_m c_m dt - L \dot{m}_f d\tau + \dot{m}_f c_m (t - t_v) d\tau \quad (6.12)$$

gdzie:

$d_m$  = średnica obszaru mieszania [m],

$\alpha_m$  = współczynnik przewodzenia ciepła mieszanki [ $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ],

$\rho_m$  = gęstość mieszanki [ $kg/m^3$ ],

$c_m$  = ciepło właściwe mieszaniny przy stałym ciśnieniu [ $J/kg \cdot ^\circ C$ ].

Przekształcając równanie (6.12) i całkując je od temperatury wrzenia ( $t_v$ ) do temperatury samozapłonu ( $t_b$ ) otrzymujemy:

$$\int_0^{\tau_{cph2}} \frac{d\tau}{\pi d_m^2 \rho_m c_m} = \int_{t_v}^{t_b} \frac{dt}{6\pi d_m^2 \alpha_m (t_\infty - t) - 6L \dot{m}_f - 6\dot{m}_f c_m (t - t_v)} \quad (6.13)$$

$$\tau_{cph2} = \frac{\pi d_m^2 \rho_m c_m}{6\pi d_m^2 \alpha_m + 6\dot{m}_f c_m} \cdot \ln \left[ \frac{\pi d_m^2 \alpha_m (t_\infty - t_v) - L \dot{m}_f}{\pi d_m^2 \alpha_m (t_\infty - t_b) - L \dot{m}_f - \dot{m}_f c_m (t_b - t_v)} \right] \quad (6.14)$$

Zakłada się, że mieszanina i otaczające powietrze są nieruchome. Przewodność cieplna mieszaniny ( $\alpha_m$ ) jest określona następującym równaniem, zgodnie z publikacją [35]:

$$\alpha_m = \frac{2\lambda_m}{d_m} \quad (6.15)$$

Czas rzeczywistego odparowania następuje po okresie ogrzewania, a strefa mieszaniny tworzy się stopniowo w miarę podgrzewania mieszaniny. Przyjmuje się jednak, że fizyczne opóźnienie samozapłonu ( $\tau_{cph}$ ) jest w przybliżeniu sumą równań (6.5) i (6.14):

$$\tau_{cph} = \tau_{cph1} + \tau_{cph2} \quad (6.16)$$

Opóźnienie chemiczne samozapłonu można obliczyć korzystając z publikacji [72] i publikacji [55] na podstawie zależności:

$$\tau_{cch1} = 4.05 \times 10^{-7} \cdot \frac{e^{\frac{E}{RT}}}{p^{0.7}} \quad (6.17)$$

$$\tau_{cch2} = 4.8 \times 10^{-2} \cdot \frac{e^{\frac{E}{RT}}}{p^{0.7}} \quad (6.18)$$

gdzie:

$p$  = ciśnienie [Pa],

$E$  = energia aktywacji (minimalna energia wymagana do reakcji chemicznej) [J/kmol],

$R$  = stała gazowa = 6.28 [J/kmol],

$T$  = temperatura otoczenia kropli [ $^{\circ}\text{C}$ , K].

W oparciu o przedstawiony powyżej model czterech składowych opóźnień samozapłonu przeprowadzono obliczenia sumarycznej wartości  $\tau_c$  dla warunków pracy silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego konwencjonalnym paliwem i paliwem o zwiększonej liczbie cetanowej aż o 6 jednostek. Następnie zweryfikowano uzyskane wartości  $\tau_c$  w oparciu o laboratoryjne badania dwóch silników ZS zasilanych obydwoma badanymi paliwami. Pozwoliło to na określenie poprawności uzyskanych wyników opóźnienia samozapłonu w trakcie fizyczno-matematycznego modelowania z rzeczywistymi warunkami występującymi w procesie spalania w silnikach o zapłonie samoczynnym.

### **6.3. Wyniki modelowania opóźnienia samozapłonu dla paliw z różną wartością liczby cetanowej**

W celu przeprowadzenia obliczeń opóźnienia samozapłonu dla paliwa konwencjonalnego DFB (LC = 52) i paliwa zmodyfikowanego DFKA (LC = 58) w tabeli 6 zebrano wartości niezbędnych parametrów fizyko-chemicznych. W oparciu o przyjęte zakresy temperatury i średnicy kropli paliwa, charakterystyczne dla pracy silnika o zapłonie samoczynnym (inne niż w publikacji [4] dla pieców energetycznych) wykonano obliczenia i narysowano funkcje poszczególnych składowych i sumarycznego opóźnienia samozapłonu dla badanych paliw, co przedstawiają wykresy na rysunkach 6-6.17.

Rysunek 6 przedstawia wynik modelowania wpływu temperatury ( $T$ ) gazu roboczego oraz zastępczej średnicy ( $D_d$ ) kropli paliwa na wartość pierwszej fizycznej części opóźnienia samozapłonu ( $\tau_{cph1}$ ) dla bazowego paliwa (DFB). Zgodnie z opisem modelu obliczeniowego zawartym w rozdziale 6.1  $\tau_{cph1}$  określa czas potrzebny na ogrzanie kropli paliwa od przyjętej temperatury początkowej do temperatury wrzenia. Ponieważ dodatek do paliwa (azotan 2-etyloheksylowy – 2EHN) stosowany w celu zwiększenia liczby cetanowej paliwa DFKA nie wpłynął na temperaturę wrzenia tego paliwa (w odniesieniu do paliwa DFB) to wartości  $\tau_{cph1}$  uzyskane w wyniku modelowania są takie same dla obydwu testowanych paliw, zarówno w funkcji temperatury jak i zastępczej średnicy kropli paliwa, co przedstawiają rysunki 6 oraz 6.2.

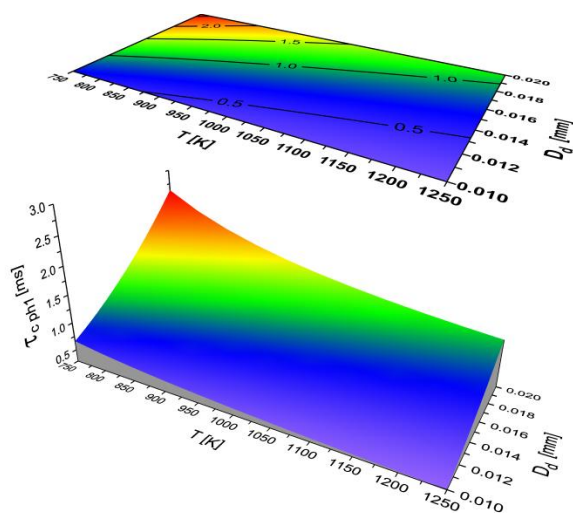
Proces parowania kropli paliwa, w warunkach ciśnienia i temperatury występujących w cylindrze silnika spalinowego przed samozapłonem, zachodzi wyłącznie na powierzchni kropli (a nie w całej objętości cieczy) [36]. Dlatego też czas na ogrzanie kropli paliwa do temperatury wrzenia, określający wartość pierwszej fizycznej części opóźnienia samozapłonu ( $\tau_{cph1}$ ), zależy m.in. od powierzchni ( $S_d$ ) kropli (w uproszczeniu: kuli paliwa), a więc jest odwrotnie proporcjonalny do kwadratu średnicy ( $D_d$ ) kropli. Z rysunków 6 oraz 6.2 widać, że wartość pierwszej fizycznej części opóźnienia samozapłonu ( $\tau_{cph1}$ ) jest właśnie funkcją kwadratową w odniesieniu do

zastępczej średnicy kropli dla obu paliw. Ponieważ lepkość kinematyczna obu paliw (DFB i DFKA) jest taka sama, to zastępcza średnica kropli rozpylonego paliwa DFB jest taka sama jak dla paliwa DFKA, w odniesieniu do konkretnego silnika, w danym punkcie pracy. Dotyczy to zarówno rozpadu pierwotnego jak i wtórnego kropli paliwa [22].

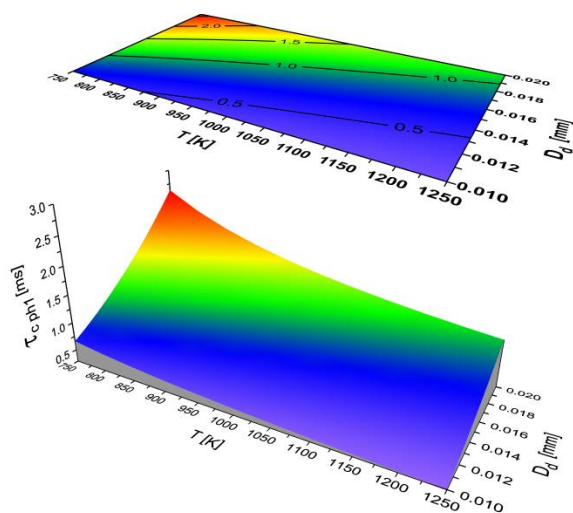
Tabela 6.1. Charakterystyka paliw stosowanych w modelowaniu  $\tau_c$  [4,19,22]

Parametr \ Paliwo	DFB	DFKA	Olej rzepakowy	Etanol
	Paliwa konwencjonalne		Paliwa alternatywne	
liczba cetanowa [-]	52	58	50	25
temperatura wrzenia paliwa [°C]	150	150	200	78
temperatura samozapłonu [°C]	330	300	357	425
pierwotna temperatura kropli [°C]	20	20	20	20
gęstość paliwa [kg/m <sup>3</sup> ]	833	833	930	798
gęstość mieszanki (powietrze, 250°C) [kg/m <sup>3</sup> ]	0.462	0.462	0.462	0.462
ciepło właściwe paliwa [J/kg·°C]	1930	1930	2390	1125
ciepło właściwe mieszanki (powietrze, 250°C) [J/kg·°C]	1030	1030	1030	1030
współczynnik przewodzenia ciepła w paliwie (powietrze, 250°C) [W/m·C]	0.116	0.116	0.110	0.167
współczynnik przewodzenia ciepła w mieszance [W/m·°C]	0.0416	0.0416	0.400	0.0416
ciepło parowania [J/kg]	$2.51 \cdot 10^5$	$2.51 \cdot 10^5$	$8.37 \cdot 10^5$	$8.54 \cdot 10^5$
współczynnik dyfuzji [m <sup>2</sup> /s]	$2.14 \cdot 10^{-5}$	$2.14 \cdot 10^{-5}$	$2.14 \cdot 10^{-5}$	$2.14 \cdot 10^{-5}$
współczynnik rozszerzalności objętościowej mieszanki (powietrze, 250°C) [1/°C]	$3.66 \cdot 10^{-3}$	$3.66 \cdot 10^{-3}$	$3.66 \cdot 10^{-3}$	$3.66 \cdot 10^{-3}$
współczynnik rozszerzalności kinematycznej mieszanki (powietrze, 250°C) [m <sup>2</sup> /s]	$4.26 \cdot 10^{-5}$	$4.26 \cdot 10^{-5}$	$4.26 \cdot 10^{-5}$	$4.26 \cdot 10^{-5}$
liczba Prandtla mieszanki [-]	0.688	0.688	0.688	0.688
energia aktywacji [J/mol]	$2.09 \cdot 10^4$	$1.95 \cdot 10^4$	$2.26 \cdot 10^4$	$5.76 \cdot 10^4$





Rysunek 6.1. Fizyczne pierwsze opóźnienie samozapłonu ( $\tau_{cph1}$ ) dla paliwa DFB



Rysunek 6.2. Fizyczne pierwsze opóźnienie samozapłonu ( $\tau_{cph1}$ ) dla paliwa DFKA

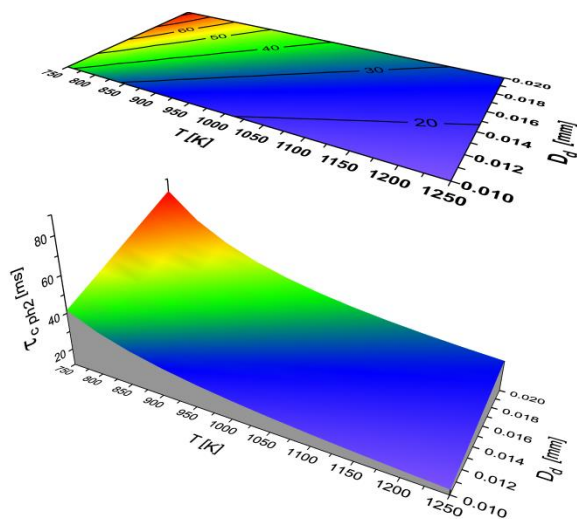
Zupełnie inaczej przedstawiałyby się sytuacja w przypadku modelowania pierwszej fizycznej części opóźnienia samozapłonu dla, na przykład nieprzetworzonego oleju roślinnego, stosowanego jako dodatek do oleju napędowego, np. w ciągnikach rolniczych [12]. Ponieważ temperatura wrzenia olejów roślinnych wynosi ok. 200-240 °C, wobec temperatury wrzenia oleju napędowego wynoszącej 150 °C, to pierwsza fizyczna część opóźnienia samozapłonu ( $\tau_{cph1}$ ) byłaby znacznie większa dla tego paliwa roślinnego niż dla oleju napędowego.

Odwrotnie przedstawia się sytuacja dla oleju napędowego mieszanego z alkoholem etylowym (Oxydiesel) ponieważ temperatura wrzenia dla  $C_2H_5OH$  jest znacząco mniejsza niż dla oleju napędowego i wynosi tylko 78 °C (tabela 6). W związku z tym modelowanie wartości  $\tau_{cph1}$  wykazałoby, jak wynika z równań zawartych w rozdziale 6.1, że czas potrzebny do osiągnięcia temperatury wrzenia ( $\tau_{cph1}$ ) alkoholu etylowego byłby znacznie krótszy niż wartość  $\tau_{cph1}$  dla oleju napędowego.

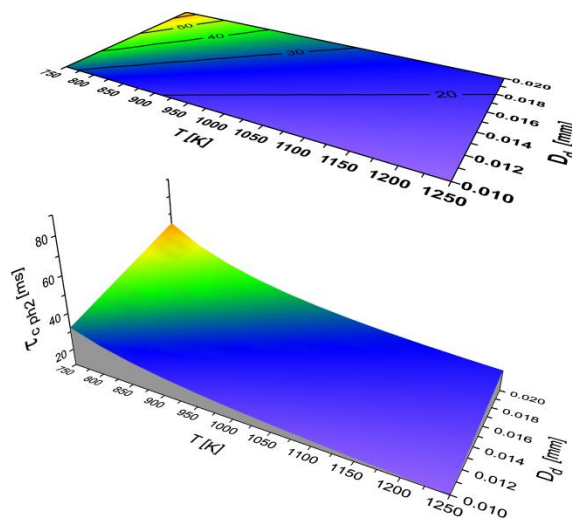
W celach poznawczych wykonano modelowanie opóźnienia samozapłonu dla różnych paliw ciekłych, które mogą być stosowane jako samodzielne paliwa lub jako dodatki do oleju napędowego i z rozważań tych wynika, że udział pierwszej fizycznej fazy opóźnienia samozapłonu jest relatywnie mały względem sumarycznego opóźnienia samozapłonu  $\tau_{csum}$ . W związku z tym niezależnie od tego czy analizie poddawane są paliwa o takiej samej, większej lub mniejszej temperaturze wrzenia, nie ma to znaczącego wpływu na sumaryczną (całkowitą) wartość opóźnienia samozapłonu ( $\tau_{csum}$ ).

Z obliczeń przeprowadzonych dla różnych paliw wynika, że druga fizyczna część opóźnienia samozapłonu ( $\tau_{cph2}$ ) stanowi bardzo duży udział w całkowitym (sumarycznym) czasie opóźnienia samozapłonu, szczególnie dla paliw przeznaczonych dla silników o zapłonie samoczynnym. Nieco inaczej przedstawia się sytuacja dla paliw „łżejszych”, typowych dla silników z zapłonem iskrowym (np. benzyna, alkohol etylowy). Ta część opóźnienia samozapłonu ( $\tau_{cph2}$ ) określa czas potrzebny na odparowanie kropli paliwa, ponieważ z założenia samozapłonowi ulegać mogą wyłącznie pary paliwa (wymieszane z powietrzem), a nie paliwo ciekłe. W związku z tym na

wartość  $\tau_{\text{cph2}}$  mają wpływ zarówno temperatura paliwa, temperatura gazu roboczego, średnica oraz masa kropli, przewodność cieplna i utajone ciepło parowania paliwa. Z tego rozumowania wynikałoby, że ponieważ wartości wszystkich tych parametrów są takie same dla paliwa DFB i DFKA, to czas trwania  $\tau_{\text{cph2}}$  byłby taki sam. Tymczasem jednak  $\tau_{\text{cph2}}$  nie określa wyłącznie czasu potrzebnego na pełne odparowanie ciekłej kropli paliwa, tylko określa czas, po którym nastąpi początek samozapłonu częściowo odparowanego paliwa. Ponieważ energia aktywacji (stąd również temperatura samozapłonu) jest znacznie mniejsza dla paliwa DFKA, o większej wartości liczby cetanowej niż dla paliwa DFB (tabela 6), to samozapłon paliwa DFKA nastąpi wcześniej i w związku z tym czas określający  $\tau_{\text{cph2}}$  będzie krótszy dla tego paliwa. Przedstawiają to rysunki 6.3 i 6.4. Widać wyraźnie, że paliwo DFKA charakteryzuje się znacznie krótszym czasem  $\tau_{\text{cph2}}$  niż paliwo DFB, zarówno w funkcji temperatury gazu otaczającego kroplę paliwa jak i w funkcji zastępczej średnicy kropli.

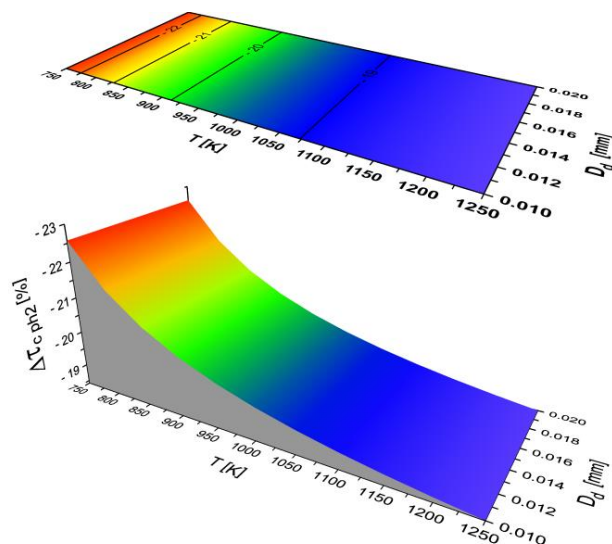


Rysunek 6.3. Fizyczne drugie opóźnienie samozapłonu ( $\tau_{\text{cph2}}$ ) dla paliwa DFB



Rysunek 6.4. Fizyczne drugie opóźnienie samozapłonu ( $\tau_{\text{cph2}}$ ) dla paliwa DFKA

Należy jednak zwrócić uwagę, że względna różnica w wartościach drugiej fizycznej części opóźnienia samozapłonu wyliczona dla paliwa DFB i DFKA (rysunek 6.5) zależy wyłącznie od temperatury gazu otaczającego kroplę (nie zależy od średnicy kropli).



Rysunek 6.5. Różnica w fizycznym drugim opóźnieniu samozapłonu ( $\Delta\tau_{cph2}$ ) pomiędzy paliwami DFB i DFKA

Wynika to z faktu, że  $\tau_{cph2}$  określa czas od początku procesu odparowywania paliwa do chwili pojawienia się pierwszych ognisk niskotemperaturowego płomienia. Rozpoczęcie się procesu odparowania kropli (które jest początkiem okresu  $\tau_{cph2}$ ) jest takie samo dla obu analizowanych paliw. Natomiast koniec okresu  $\tau_{cph2}$  – niskotemperaturowy samozapłon (który jest jednocześnie początkiem okresu  $\tau_{cch1}$ ) następuje wcześniej dla paliwa DFKA (niż dla paliwa DFB), ponieważ charakteryzuje się ono mniejszą energią aktywacji. Wcześniejsze zakończenie procesu  $\tau_{cph2}$  dla paliwa DFKA prowadzi do krótszego czasu trwania tej części opóźnienia samozapłonu ( $\tau_{cph2}$ ) niż dla paliwa DFB.

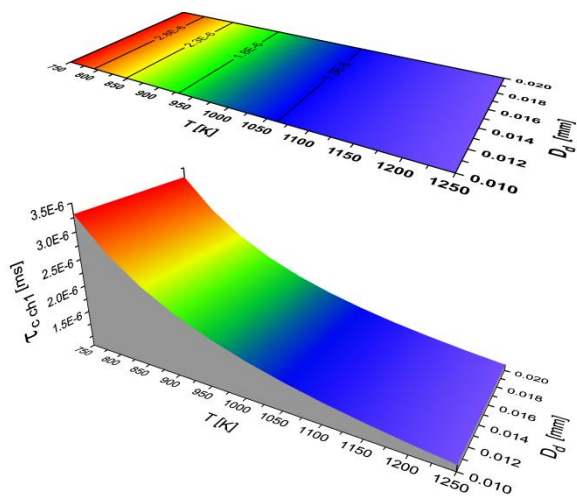
Podobnie jak dla pierwszej fizycznej części opóźnienia samozapłonu tak i dla drugiej części ( $\tau_{cph2}$ ) dokonano jakościowej analizy wpływu parametrów mających istotne znaczenie na  $\tau_{cph2}$  dla przypadku paliw alternatywnych, skrajnie różniących się właściwościami w odniesieniu do paliwa bazowego DFB. Surowy olej roślinny, podobnie jak etanol może być stosowany wyłącznie jako dodatek do oleju napędowego ze względu na bardzo duże różnice w procesach rozpylenia, odparowania, samozapłonu i spalania tych paliw, w odniesieniu do konwencjonalnego oleju napędowego. Wynika to z diametralnie różnych wartości parametrów fizycznych i chemicznych tych paliw.

Surowy olej rzepakowy jest paliwem znacznie „cięższym” od oleju napędowego, co wynika z bardzo dużej cząsteczki tej cieczy i w związku z tym dużej masy cząsteczkowej (ok. 280 dla DFB i ok. 850 dla oleju roślinnego) [4,22]. Wiąże się to m.in. z dużą wartością gęstości, lepkości kinematycznej, napięcia powierzchniowego, temperatury wrzenia, ciepła parowania i energii aktywacji w porównaniu z olejem napędowym. Z jednej strony wpływa to na zwiększenie długotrwałości procesu odparowania takiego paliwa roślinnego (w porównaniu z DFB) m.in. ze względu na większą wówczas zastępczą średnicę kropli oleju roślinnego (duża lepkość) i wyższą temperaturę wrzenia takiego paliwa (skład chemiczny). Z drugiej strony, ponieważ koniec fazy  $\tau_{cph2}$  jest jednocześnie początkiem pojawienia się niskotemperaturowego płomienia ( $\tau_{cch1}$ ) to olej roślinny (o większej wartości energii aktywacji niż paliwo konwencjonalne) będzie

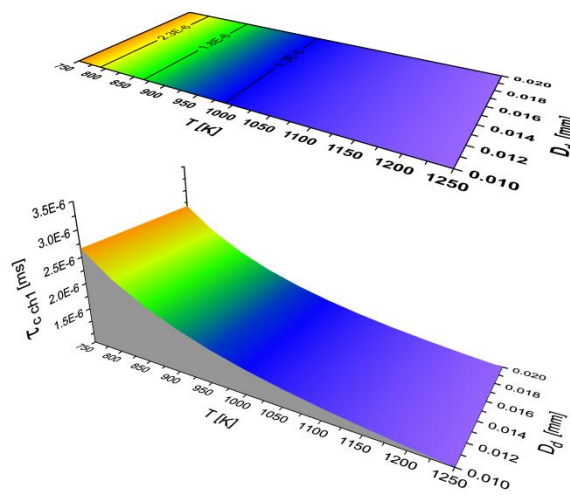
charakteryzował się późniejszym początkiem  $\tau_{cch1}$ , co jest tożsamy z późniejszym końcem fizycznego drugiego opóźnienia samozapłonu. Opisane zjawiska wskazują, że długość drugiej fizycznej części opóźnienia samozapłonu dla oleju rzepakowego może być większa niż dla oleju napędowego (zależy to od przyjętych warunków: średnicy i temperatury otoczenia kropli).

Etanol, podobnie jak surowy olej roślinny, również będzie charakteryzował się dłuższym czasem tej fazy opóźnienia samozapłonu ( $\tau_{cph2}$ ) niż paliwo bazowe DFB, ale z zupełnie innych przyczyn niż olej roślinny. Z punktu widzenia równań opisujących drugie fizyczne opóźnienie samozapłonu początek tego okresu ( $\tau_{cph2}$ ) dla etanolu byłby wcześniejszy niż dla konwencjonalnego oleju napędowego (m.in. ze względu na znacznie niższą temperaturę wrzenia tego paliwa w odniesieniu do temperatury wrzenia dla DFB). Natomiast koniec okresu  $\tau_{cph2}$  jest tożsamy z pojawieniem się zimnego płomienia (w związku z samozapłonem) i w wyniku tego dla etanolu jest znacznie późniejszy (niż dla paliwa DFB) ze względu na bardzo dużą energię aktywacji tego paliwa (prawie trzykrotnie większą niż dla paliwa DFB). W związku z tym druga faza fizycznego opóźnienia samozapłonu, wyliczona stosowanym modelem dla etanolu jest nieporównywalnie dłuższa w odniesieniu do wcześniej analizowanych paliw.

Wpływ zastępczej średnicy i temperatury otoczenia kropli paliwa DFB i DFKA na wyliczone chemiczne pierwsze opóźnienie samozapłonu ( $\tau_{cch1}$ ) przedstawiono na rysunkach 6.6 oraz 6.7.



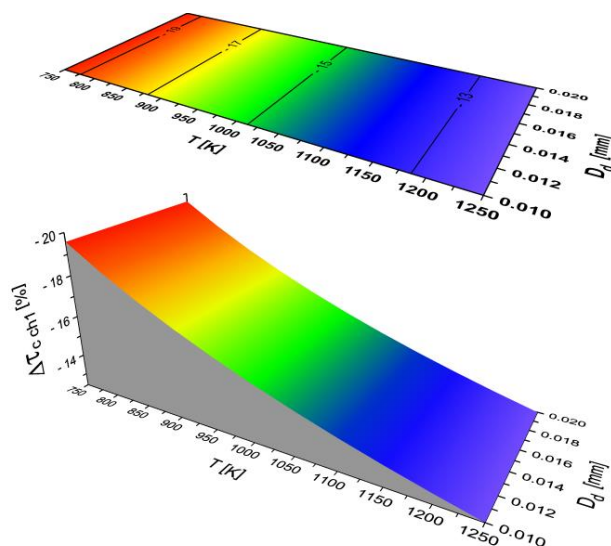
Rysunek 6.6. Chemiczne pierwsze opóźnienie samozapłonu ( $\tau_{cch1}$ ) dla paliwa DFB



Rysunek 6.7. Chemiczne pierwsze opóźnienie samozapłonu ( $\tau_{cch1}$ ) dla paliwa DFKA

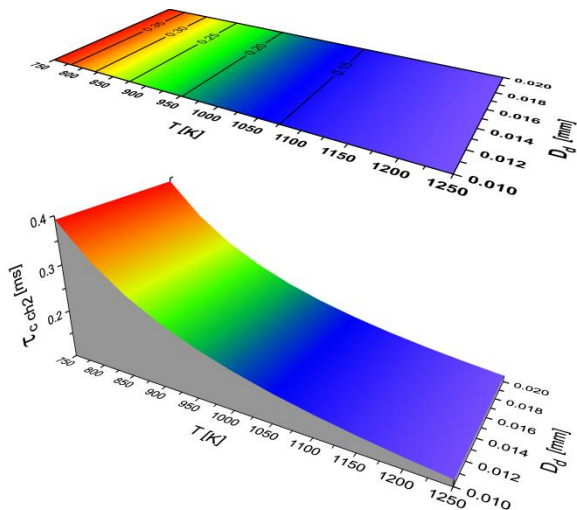
Z wykresów tych widać wyraźnie, że w przypadku obydwu stosowanych paliw  $\tau_{cch1}$  zależy wyłącznie od temperatury gazu, w którym znajduje się kropla paliwa (w odróżnieniu od obu fizycznych części opóźnienia samozapłonu,  $\tau_{cch1}$  nie zależy od zastępczej średnicy kropli). Wynika to z faktu, że  $\tau_{cch1}$  określa czas potrzebny na pojawienie się i trwanie płomienia o niskiej temperaturze, a to z kolei związane jest wyłącznie z chemicznymi właściwościami paliwa, a nie z zastępczą średnicą kropli, wynikającą z fizycznych parametrów paliwa. Natomiast istotne jest, że w wyniku modelowania uzyskano znacząco różne (w funkcji temperatury otoczenia kropli) wartości

$\tau_{cch1}$  dla porównywanych paliw. Paliwo DFKA, o mniejszej wartości energii aktywacji, cechowało się krótszym czasem określającym pierwszą chemiczną fazę opóźnienia samozapłonu w porównaniu z paliwem bazowym DFB. Jak pokazano na rysunku 6.8 opisywana względna różnica wartości  $\Delta\tau_{cch1}$  dla analizowanych paliw jest największa dla niskich temperatur otoczenia kropli (powyżej 19%) i maleje wraz ze wzrostem temperatury gazu otaczającego kroplę paliwa. Wynika to oczywiście z faktu, iż wraz ze wzrostem temperatury otoczenia kropli ułatwiony jest proces powstawania płomienia wybuchowego, który jest zakończeniem okresu  $\tau_{cch1}$ .

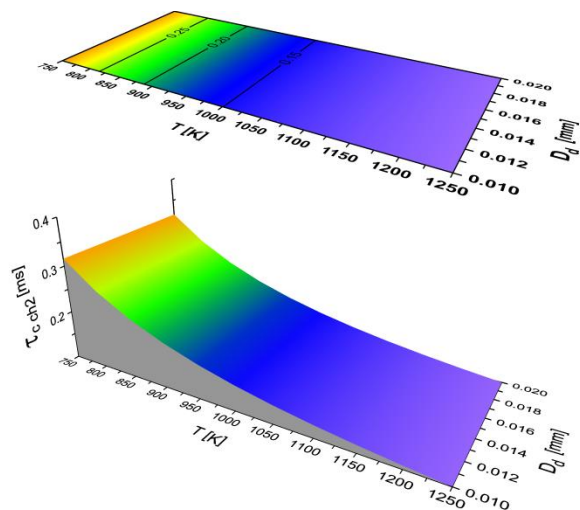


Rysunek 6.8. Różnica w chemicznym pierwszym opóźnieniu samozapłonu ( $\Delta\tau_{cch1}$ ) pomiędzy paliwem DFB i DFKA

Druga faza chemicznego opóźnienia samozapłonu ( $\tau_{cch2}$ ) określa czas do powstania płomienia wybuchowego. Podobnie jak  $\tau_{cch1}$  ta część opóźnienia samozapłonu kropli paliwa jest okresem potrzebnym wyłącznie na chemiczne reakcje i dla tego również nie zależy od średnicy zastępczej kropli paliwa. Z równań (6.17 i 6.18 zamieszczonych w rozdziale 6.1) wynika, że chemiczna druga faza opóźnienia samozapłonu kropli paliwa jest wielokrotnie większa niż chemiczna pierwsza. Przedstawiają to dane zawarte na rysunkach 6.9 i 6.10.



Rysunek 6.9. Chemiczne drugie opóźnienie samozapłonu ( $\tau_{cch2}$ ) dla paliwa DFB



Rysunek 6.10. Chemiczne drugie opóźnienie samozapłonu ( $\tau_{cch2}$ ) dla paliwa DFKA

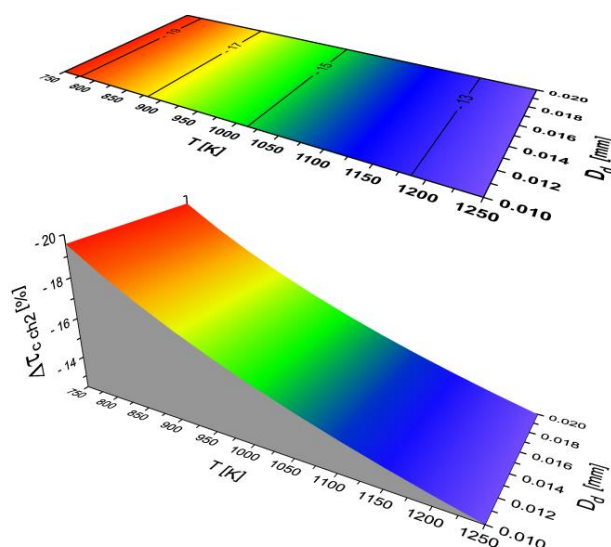
Z przedstawionych powyżej rysunków widać wyraźnie, że chemiczna druga faza opóźnienia samozapłonu dla bazowego paliwa (DFB) jest kilkanaście procent dłuższa niż dla zmodyfikowanego paliwa DFKA (rysunek 6.11). Długość zarówno pierwszej jak i drugiej części chemicznego opóźnienia samozapłonu (w odniesieniu do jednego punktu pracy konkretnego silnika o zapłonie samoczynnym) zależna jest od energii aktywacji paliwa. Ponieważ zmodyfikowane paliwo (DFKA) ma mniejszą wartość energii aktywacji (skutkiem dodatku azotanu 2-etyloheksylowego) to w wyniku modelowania uzyskano znacznie mniejsze wartości opóźnienia tej części samozapłonu niż dla paliwa bazowego DFB.

W przypadku wspomnianego wcześniej surowego oleju roślinnego zarówno pierwsza jak i druga część chemicznego opóźnienia samozapłonu kropli tego paliwa, wyliczona równaniami zawartymi w omawianym modelu, byłyby nieznacznie dłuższe niż dla konwencjonalnego oleju napędowego. Wynika to z faktu, iż surowy olej roślinny charakteryzuje się nieco większą energią aktywacji. Natomiast wartości  $\tau_{cch1}$  i  $\tau_{cch2}$  w przypadku alkoholu etylowego są wielokrotnie większe (w odniesieniu do oleju napędowego), ponieważ energia aktywacji dla tego paliwa jest ponad dwukrotnie wyższa. W rzeczywistym silniku o zapłonie samoczynnym zasilanym tylko etanolem najprawdopodobniej nie zaistniałby samozapłon tego paliwa (ze względu na zbyt długie opóźnienie samozapłonu). W silnikach ZS zasilanych mieszaniną oleju napędowego z etanolem (emulsja) zachodzi inny model procesu samozapłonu – w pierwszym etapie, po okresie samozapłonu charakterystycznym dla oleju napędowego ( $\tau_{c,DF}$ ) zapalają się krople oleju napędowego i dopiero powstałe w ten sposób ogniska płomienia zapalają (po kolejnym okresie opóźnienia zapłonu, charakterystycznym dla etanolu) to paliwo. Istnieje również inny sposób wykorzystania alkoholu etylowego w silniku ZS [13] – do powietrza w kolektorze dolotowym (w suwie napełniania) doprowadzany jest rozpylony alkohol etylowy, który w końcowym etapie procesu sprężania zapalany jest żagwią płomienia powstałą po samozapłonie głównej dawki oleju napędowego. W przypadku opisywanego sposobu spalania etanolu w silniku o zapłonie samoczynnym główną (w sensie energetycznym) dawką paliwa ciągle pozostaje olej napędowy, który dodatkowo spełnia

również funkcje dawki zapalającej, natomiast alkohol etylowy, wtryskiwany do powietrza w kolektorze dolotowym, w znacząco mniejszej dawce niż olej napędowy, doprowadzany jest celem zmiany przebiegu procesu spalania (np. obniżenia temperatury spalania i zmniejszenia w związku z tym emisji NOx w spalinach).

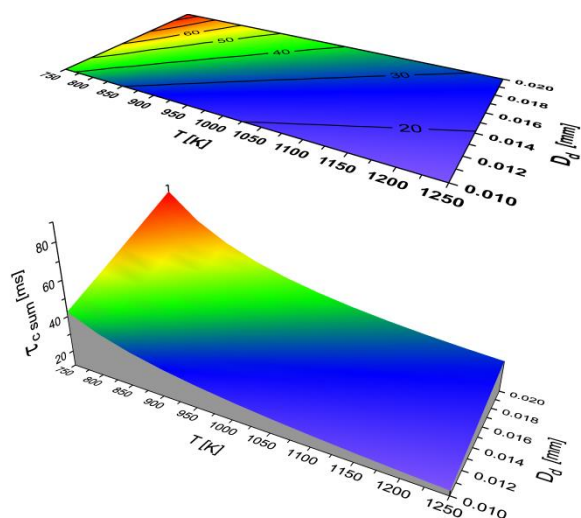
Nie jest to jednak typowy silnik dwupaliwowy, ponieważ w takim silniku (dwupaliwowym) niewielka dawka oleju napędowego jest tylko dawką zapalającą dużej, głównej dawki paliwa alternatywnego (którego spalanie zapewnia uzyskanie potrzebnej energii i mocy).

W obydwu opisanych przykładach możliwości wykorzystania alkoholu etylowego (jako paliwa dla silnika ZS) krople etanolu zapalane są dopiero po samozapłonie kropel oleju napędowego, co wynika z nieporównywalnie dłuższego opóźnienia samozapłonu etanolu (na co wskazuje również modelowanie  $\tau_{\text{csum}}$ ) w porównaniu z olejem napędowym. Dlatego też opóźnienie samozapłonu dla mieszaniny dwóch paliw nie musi być średnią arytmetyczną opóźnienia każdego z tych paliw.

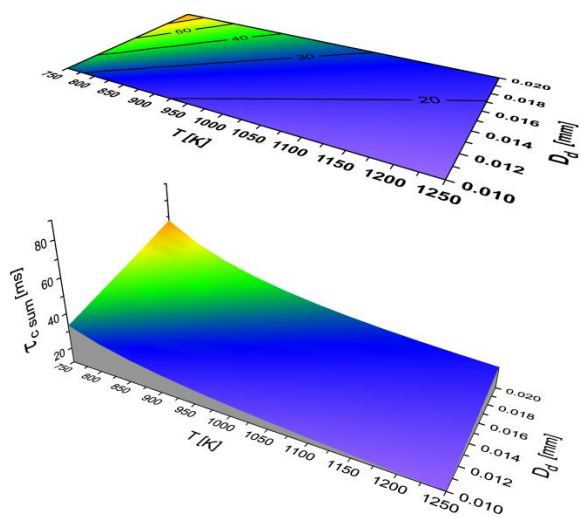


Rysunek 6.11. Różnica w chemicznym drugim opóźnieniu samozapłonu ( $\Delta\tau_{\text{ch2}}$ ) pomiędzy paliwami DFB i DFKA

W myśl przedstawionego w rozdziale 6.1 modelowania, całkowite opóźnienie samozapłonu ( $\tau_{\text{csum}}$ ) kropli paliwa jest sumą wartości przedstawionych dwóch fizycznych oraz dwóch chemicznych składowych tego procesu. Wartości  $\tau_{\text{csum}}$  w funkcji temperatury gazu i zastępczej średnicy kropli dla paliwa DFB i DFKA przedstawiają rysunki 6.12 oraz 6.13.

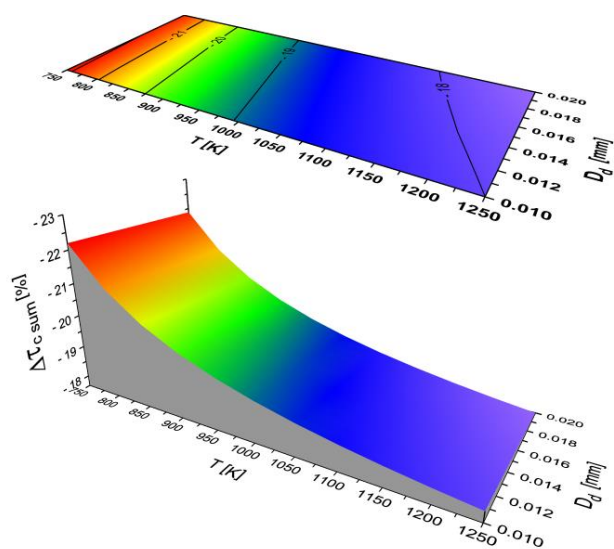


Rysunek 6.12. Całkowite opóźnienie samozapłonu ( $\tau_{csum}$ ) dla paliwa DFB



Rysunek 6.13. Całkowite opóźnienie samozapłonu ( $\tau_{csum}$ ) dla paliwa DFKA

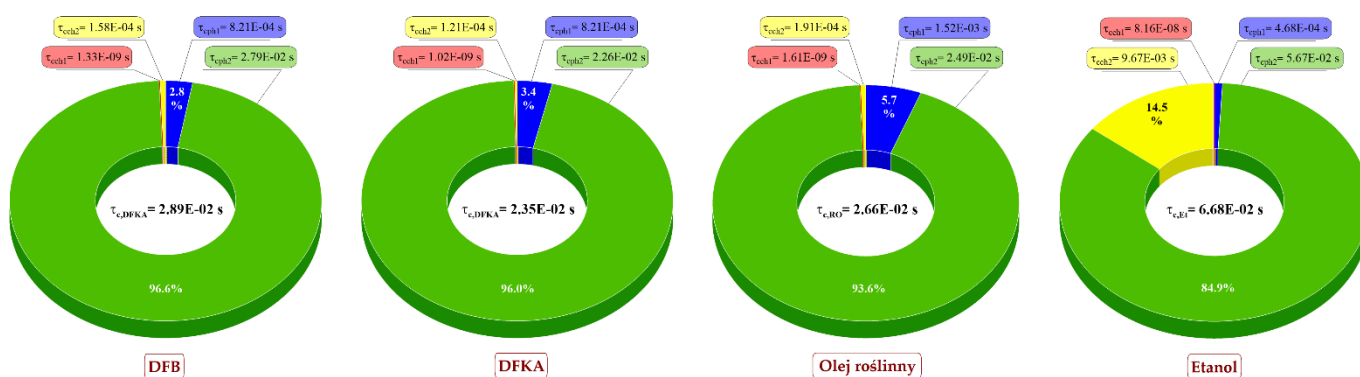
Z rysunków tych wynika, że sumaryczne opóźnienie samozapłonu ( $\tau_{csum}$ ) dla modyfikowanego paliwa DFKA jest krótsze o 18 ÷ 20 % (w zależności od temperatury gazu oraz zastępczej średnicy kropli) od paliwa bazowego DFB – rysunek 6.14.



Rysunek 6.14. Różnica w całkowitym opóźnieniu samozapłonu ( $\Delta\tau_{csum}$ ) pomiędzy paliwami DFB i DFKA

Należy jednak pamiętać, że poszczególne fazy opóźnienia samozapłonu kropli paliwa (dwie fizyczne i dwie chemiczne) nie wpływają w taki sam sposób na długość sumarycznego (całkowitego) opóźnienia samozapłonu. Dla dwóch paliw węglowodorowych (DFB i DFKA) oraz dwóch paliw alternatywnych (które mogą być stosowane jako dodatki do oleju napędowego) przedstawia to rysunek 6.15.





Rysunek 6.15. Obliczone fazy opóźnienia samozapłonu analizowanych paliw

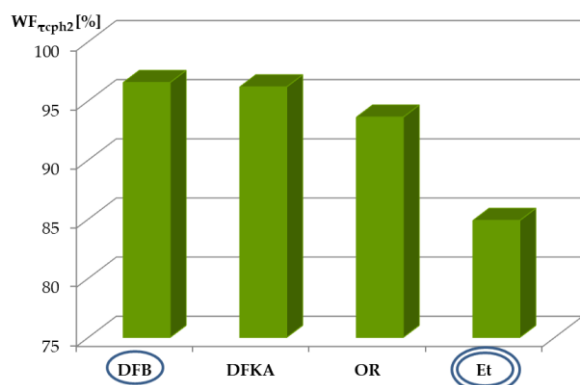
Widać wyraźnie, że największy udział w całkowitym opóźnieniu samozapłonu dla przypadku oleju napędowego (DFB i DFKA) ma fizyczna druga część ( $\tau_{cph2}$ ), odpowiedzialna za odparowanie paliwa (do czasu pojawienia się niskotemperaturowego płomienia) – około 96 % całego czasu  $\tau_{csum}$ . W zestawieniu z czasem  $\tau_{cph2}$ , czas potrzebny w tym przypadku na doprowadzenie kropli paliwa do temperatury wrzenia jest znacznie krótszy (ok. 2,8 % całego udziału dla paliwa DFB). Natomiast chemiczna druga faza opóźnienia samozapłonu dla tego paliwa zajmuje czas ok. 0,5 % całego  $\tau_{csum}$ , wobec udziału czasu trwania  $\tau_{cch1}$  poniżej 0,1 %.

Inaczej przedstawia się sytuacja udziałów poszczególnych faz opóźnienia samozapłonu w przypadku analizy innych paliw, np. wspomnianych wcześniej paliw alternatywnych: surowego oleju roślinnego i/lub alkoholu etylowego. Przykładowo, dla surowego oleju roślinnego udział pierwszej fizycznej fazy opóźnienia samozapłonu ( $\tau_{cph1}$ ) uległby wydłużeniu, ze względu na większą temperaturę wrzenia tego paliwa w porównaniu z olejem napędowym. Druga fizyczna faza opóźnienia samozapłonu ( $\tau_{cph2}$ ), która rozpoczyna się od chwili uzyskania przez kroplę paliwa temperatury wrzenia, a kończy się w momencie pojawienia się pierwszych ognisk zimnego płomienia może być dla surowego oleju roślinnego dłuższa bądź krótsza w porównaniu z konwencjonalnym olejem napędowym w zależności od przyjętej średnicy i temperatury otoczenia kropli tych paliw. Zarówno pierwsza oraz druga chemiczna część opóźnienia samozapłonu ( $\tau_{cch1}$  i  $\tau_{cch2}$ ) dla oleju rzepakowego, słonecznikowego, etc. będą także dłuższe niż dla paliwa DFB ze względu na wartość energii aktywacji i utajonego ciepła parowania tych paliw. W przypadku etanolu, paliwa o małej wartości LC, udział 4 analizowanych składowych opóźnienia samozapłonu będzie jeszcze inny niż dla paliw przeznaczonych z założenia dla silników o zapłonie samoczynnym – przedstawia to rysunek 6.15.

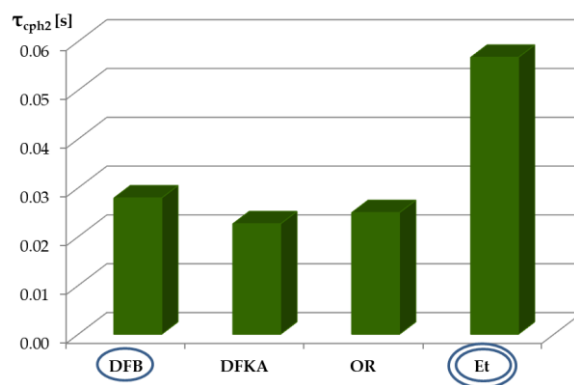
Pierwsza fizyczna część opóźnienia samozapłonu byłaby nieco krótsza niż w przypadku oleju napędowego ze względu na znacznie niższą temperaturę wrzenia tego paliwa, co prowadziłoby również do mniejszego udziału tej fazy w całkowitym opóźnieniu samozapłonu (w zestawieniu z olejem napędowym). Druga fizyczna część opóźnienia samozapłonu dla przypadku alkoholu etylowego byłaby już znacząco dłuższa (ponad dwukrotnie) w porównaniu z  $\tau_{cph2}$  dla oleju napędowego, co wynika z większego ciepła parowania, wyższej temperatury samozapłonu oraz większej energii aktywacji dla tego paliwa. Jednak pomimo, iż długość tej fazy ( $\tau_{cph2}$ ) w przypadku etanolu byłaby większa, to jednak jej udział w całkowitym opóźnieniu samozapłonu byłby

mniejszy niż dla porównywanych paliw (tylko ok. 85 %). Chemiczna pierwsza faza opóźnienia samozapłonu dla alkoholu etylowego także byłaby istotnie dłuższa niż w przypadku oleju napędowego, co można tłumaczyć także znacznie większą energią aktywacji dla tego paliwa, niemniej jej udział w całkowitym czasie opóźnienia samozapłonu pozostaje marginalny. Chemiczna druga część opóźnienia samozapłonu natomiast byłaby już wielokrotnie dłuższa w przypadku etanolu (w porównaniu do paliw typowych dla silników z zapłonem samoczynnym) również ze względu na znacznie większą energię aktywacji tego paliwa, co powoduje, że jej udział w całkowitym opóźnieniu samozapłonu (tego paliwa) byłby już znaczący – ok. 14,5 %.

Należy jednak wyraźnie podkreślić, że zmniejszenie się udziału którejś fazy opóźnienia samozapłonu ( $WF\tau_i$ ), np. drugiej fizycznej części  $\tau_{csum}$ , przy porównaniu oleju napędowego i etanolu, nie świadczy o skróceniu czasu trwania tej fazy. Potwierdzenie tego przypadku przedstawiono na rysunkach 6.16 i 6.17.



Rysunek 6.16. Współczynnik wagi dla drugiej fizycznej fazy opóźnienia samozapłonu dla analizowanych paliw



Rysunek 6.17. Obliczony czas trwania drugiej fizycznej fazy opóźnienia samozapłonu dla analizowanych paliw

## 6.4. Badania eksperymentalne weryfikujące wyniki modelowania opóźnienia samozapłonu paliwa

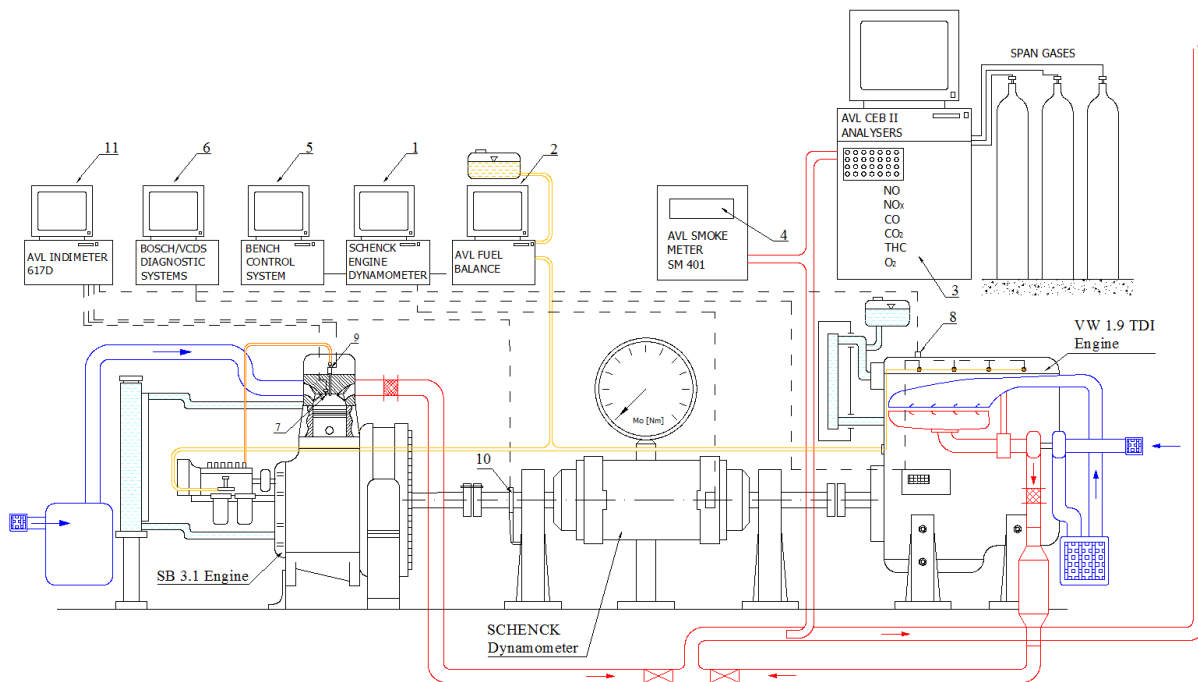
### 6.4.1. Metodyka i stanowisko pomiarowe

Eksperymentalną część badań przeprowadzono w jednym z laboratoriów silników spalinowych Politechniki Krakowskiej. Schemat tego stanowiska przedstawiony został na rysunku 6.18. Szczegółowy opis modułów pomiarowych zamieszczony został w podrozdziale 5.2. Zasadniczymi elementami tego stanowiska są oczywiście stosowane w badaniach dwa silniki o zapłonie samoczynnym: badawczy, jednocylindrowy, niedoładowany silnik typu SB 3.1, wyposażony w pompę wtryskową (celowo silnik starszej generacji) oraz seryjny, czterocylindrowy, turbodoładowany silnik VW 1.9 TDI z wysokociśnieniowym wtryskiem paliwa i podziałem dawki paliwa na części. Charakterystyki techniczne tych silników zamieszczone są w tabeli 6.2.

Tabela 6.2. Parametry techniczne stosowanych silników

Parametr \ Silnik	SB 3.1 (Silnik badawczy)	VW 1.9 TDI (Silnik seryjny)
układ spalania	bezpośredni wtrysk paliwa do otwartej komory spalania w tłoku	bezpośredni wtrysk paliwa do otwartej komory spalania w tłoku
układ zasilania paliwem	tłokowa pompa wtryskowa	pompowtryskiwacze
wtryskiwacz	hydrauliczny	elektromagnetyczny
rozpylacz	4-otworowy, $\varphi=0.35$ mm	5-otworowy, $\varphi=0.20$ mm
maks. ciśnienie wtrysku paliwa	95 MPa	200 MPa
układ zasilania powietrzem	N/A	turbodoładowany z intercoolerem
objętość skokowa	1850 cm <sup>3</sup>	1896 cm <sup>3</sup>
liczba cylindrów	1	4
średnica tłoka	127,0 mm	79,5 mm
skok tłoka	146,0 mm	95,5 mm
stopień sprężania	15,75	18,00
moc znamionowa	23 kW	85 kW
prędkość obrotowa silnika maksymalnej mocy	2200 obr/min	4000 obr/min
maks. moment obrotowy silnika	110 Nm	285 Nm
prędkość obrotowa silnika maks. momentu obrotowego	1600 obr/min	1900 obr/min

Oba te silniki zamiennie połączone były mechanicznie z elektrowirową hamownią silnikową firmy Schenck, sterowaną kontrolerem (1), z masową, dynamiczną miernicą zużycia paliwa AVL Fuel Balance (2). Wylot spalin obydwu silników połączony był z homologacyjnym układem pomiarowym gazowych składników spalin AVL Bench Emission System (3) oraz dymomierzem spalin AVL Smoke Meter SM 401 (4). Pomiar parametrów kontrolnych obu silników (temperatury powietrza przed/za: sprężarką, intercoolerem, EGR, temperatury spalin przed/za: turbiną, OXY CAT, DPF, etc.) odbywał się z użyciem Bench Control System (5). Pomiar parametrów diagnostycznych silnika VW 1.9 TDI realizowany był z wykorzystaniem systemów Bosch/VCDS (6). Obydwa silniki wyposażone były w osprzęt firmy AVL pozwalający na pomiary i analizę szybkozmiennych przebiegów ciśnienia w cylindrze w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Ten system pomiarowy składał się m.in. z piezoelektrycznych czujników (7,8) ciśnienia czynnika roboczego, indukcyjnego czujnika (9) przemieszczenia iglicy wtryskiwacza (badawczy silnik SB 3.1), enkodera kąta obrotu wału korbowego (10), oraz systemu pomiarowego AVL Indimeter 617D (11). Ten tor pomiarowy pozwalał na analizę otwartych wykresów indykatorowych (przebieg ciśnienia czynnika roboczego w cylindrze silnika w funkcji kąta obrotu wału korbowego) wzbogaconych o wykres przemieszczenia iglicy wtryskiwacza.



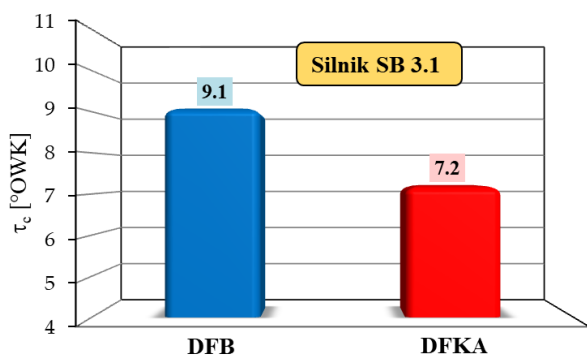
Rysunek 6.18. Schemat stanowiska pomiarowego dla silników: SB 3.1 oraz VW 1.9 TDI

W przypadku badawczego silnika SB 3.1 przyjęto, że początek wtrysku paliwa ( $\alpha_{si}$ ) tożsamy jest z początkiem wzniosu iglicy wtryskiwacza (dla danego punktu pracy tego silnika). Jest to tym bardziej uzasadnione, że obydwa testowane paliwa (DFB i DFKA) miały taką samą lepkość kinematyczną i w związku z tym tak przyjęty sposób określania początku wtrysku obu paliw obarczony jest takim samym błędem. Początek samozapłonu paliwa ( $\alpha_{sc}$ ) określono w oparciu o otwarty wykres indykatorowy jako kątowne położenie wału korbowego silnika względem GMP tłoka, przy którym następuje gwałtowny przyrost ciśnienia czynnika roboczego (efekt samozapłonu paliwa). Ponieważ każdy tłokowy silnik spalinowy charakteryzuje się pewną naturalną niepowtarzalnością kolejnych cykli pracy (przy tej samej prędkości obrotowej i obciążeniu silnika) to w celu uzyskania i analizy reprezentatywnego statystycznie przebiegu  $p_c(\alpha)$  uśredniano sto kolejnych cykli pracy silnika i dopiero taki otwarty wykres indykatorowy służył do wyznaczenia początku samozapłonu dla każdego z badanych paliw. Pomiarowe opóźnienie samozapłonu ( $\tau_c$ ) określano jako kątową odległość pomiędzy początkiem wtrysku i początkiem samozapłonu badanego paliwa. W przypadku seryjnego silnika VW 1.9 TDI nie można było zastosować dokładnie takiej samej metodyki pomiaru opóźnienia samozapłonu, ponieważ w tym silniku nie można w prosty sposób zamontować indukcyjnego przetwornika przemieszczenia iglicy rozpylacza paliwa (m.in. ze względu na konstrukcję pompowtryskiwaczy). Z tego powodu przyjęto, że początek wtrysku paliwa jest tożsamy z początkiem narastania wartości sygnału sterującego tym pompowtryskiwaczem. Ponieważ głównym celem autorów nie było określenie bezwzględnej wartości początku wtrysku paliwa (i opóźnienia samozapłonu) tylko wyznaczenie względnej (procentowej) różnicy pomiędzy opóźnieniem samozapłonu badanych paliw, to błąd popełniany przy zastosowanej metodzie określania  $\alpha_{si}$  nie ma wpływu na określoną w ten sposób względną procentową różnicę  $\tau_c$  dla obu badanych paliw. Początek narastania sygnału sterującego otwarciem pompowtryskiwacza

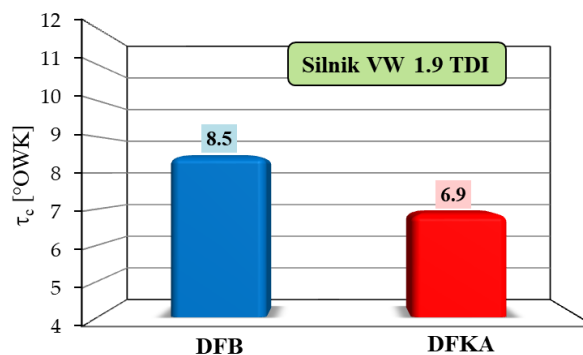
(przyjmowany jako początek wtrysku paliwa) mierzono i odczytywano z wykorzystaniem diagnostycznego systemu pomiarowego VCDS (6) połączonego z gniazdem diagnostycznym OBD silnika VW 1.9 TDI.

#### 6.4.2. Wyniki badań silnikowych opóźnienia samozapłonu stosowanych paliw

Zgodnie z opisaną w rozdziale 6.3.1 metodą wyznaczono pomiarowo opóźnienie samozapłonu ( $\tau_c$ ) dla paliwa bazowego (DFB) i paliwa o zwiększonej wartości liczby cetanowej (DFKA) z wykorzystaniem dwóch silników: badawczego silnika jednocylindrowego SB 3.1 oraz seryjnego silnika VW 1.9 TDI. W przypadku obydwu silników  $\tau_c$  określano przy prędkości obrotowej maksymalnego momentu obrotowego (1600 obr/min dla silnika SB 3.1 i 2000 obr/min dla silnika VW 1.9 TDI) oraz obciążeniu wynoszącym 60 % maksymalnego momentu obrotowego. Wyniki tych badań dla paliw DFB i DFKA dla jednocylindrowego silnika SB 3.1 (starszej generacji) przedstawione zostały na rysunku 6.19, natomiast opóźnienie samozapłonu dla tych paliw zasilających silnik VW 1.9 TDI zamieszczono na rysunku 6.20.



Rysunek 6.19. Pomiarowe opóźnienie samozapłonu dla paliw DFB i DFKA (silnik SB 3.1)

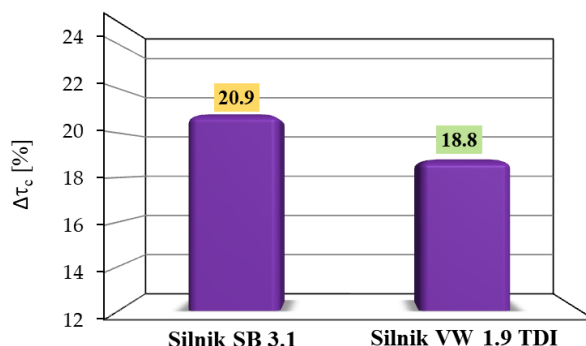


Rysunek 6.20. Pomiarowe opóźnienie samozapłonu dla paliw DFB i DFKA (silnik VW 1.9 TDI)

Z danych zamieszczonych na rysunku 6.19 i 6.20 wynika, że paliwo DFKA (o zwiększonej wartości liczby cetanowej) charakteryzowało się oczywiście krótszym opóźnieniem samozapłonu niż paliwo bazowe (DFB) dla obydwu wykorzystywanych silników. Widać ponadto, że opóźnienie samozapłonu, określone dla obydwu paliw jest znacząco krótsze w przypadku silnika nowocześniejszej konstrukcji. Wynika to z tendencji występującej na świecie od kilkadziesiąt lat, aby silniki o zapłonie samoczynnym nowszej generacji charakteryzowały się coraz krótszym opóźnieniem samozapłonu paliwa, ponieważ prowadzi to do zmniejszenia emisji tlenków azotu w spalinach. Osiąga się to metodami konstrukcyjnymi, regulacyjnymi silnika i oczywiście paliwowymi.

Jak wspomniano wcześniej opóźnienie samozapłonu  $\tau_{csum}$  wynikające z obliczeń w ramach modelowania wyrażone jest w jednostce czasu, tzn. w milisekundach, natomiast opóźnienie samozapłonu określone w badaniach silnikowych wyrażone jest oczywiście w stopniach obrotu wału korbowego silnika. Ze względu na zmienność prędkości kątowej ( $\omega$ ) wału korbowego silnika w funkcji kąta obrotu ( $\alpha$ ) tego wału (np. inna wartość chwilowa  $\omega$  dla procesu sprężania i inna wartość chwilowa  $\omega$  dla procesu rozprężania), to

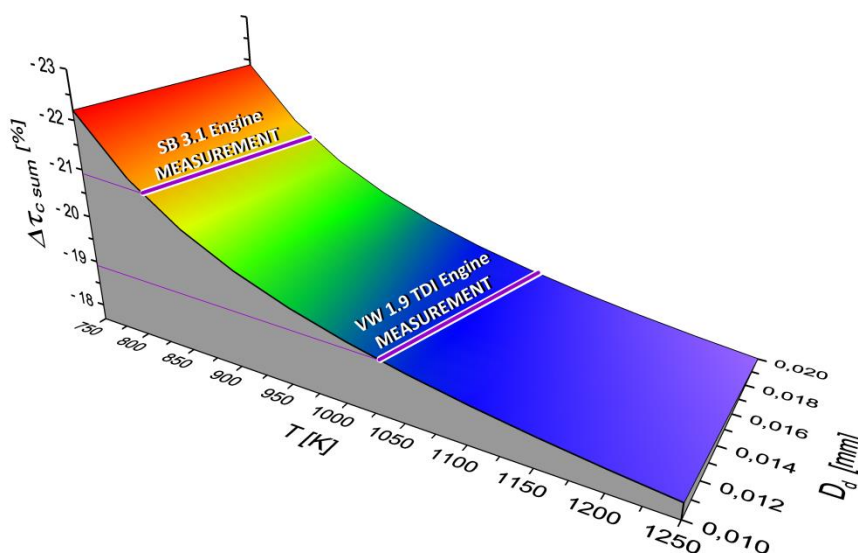
nie ma możliwości dokładnego przeliczenia  $\tau_c$  [ $^{\circ}$ OWK] z pomiarów silnikowych na  $\tau_{csum}$  [ms] z modelowania. Z tego powodu z wartości  $\tau_c$  z pomiarów silnikowych dla paliw DFB i DFKA wyliczono procentową różnicę  $\Delta\tau_c$  w opóźnieniu samozapłonu dla tych paliw i dla obu stosowanych w badaniach silników – przedstawia to rysunek 6.21.



Rysunek 6.21. Procentowa różnica  $\tau_c$  pomiędzy badanymi paliwami dla silników VW 1.9 TDI i SB 3.1

Z danych zawartych na powyższym rysunku wynika, że różnice w wartościach opóźnienia samozapłonu paliwa DFB i DFKA (uzyskane z pomiarów) dla obydwu stosowanych silników są podobne i wynoszą: 20.9 % dla silnika SB 3.1 (starszej generacji) oraz 18.8 % dla silnika VW 1.9 TDI.

Aby określić zgodność obliczeń z pomiarami silnikowymi wykorzystano obliczoną z modelu procentową różnicę  $\Delta\tau_{csum}$  pomiędzy paliwami DFB i DFKA oraz procentową różnicę  $\Delta\tau_c$  pomiędzy tymi paliwami z pomiarów silnikowych, co przedstawia rysunek 6.22.



Rysunek 6.22. Procentowa różnica opóźnienia samozapłonu pomiędzy paliwami DFB i DFKA dla obliczeń ( $\Delta\tau_{csum}$ ) z naniesionymi wartościami  $\Delta\tau_c$  dla pomiarów silnikowych (fioletowe linie)

Można przyjąć, że w przypadku wykorzystania tak uproszczonego modelu obliczeniowego, dotyczącego modelowania opóźnienia samozapłonu pojedynczej, reprezentatywnej kropli paliwa (a nie widma rozpylenia) uzyskane porównanie z

badaniami silnikowymi (doświadczalnymi) jest zadowalające. W związku z powyższym, stwierdzeniem końcowym tej części badań jest wniosek, że przyjęty sposób modelowania opóźnienia samozapłonu może być stosowany we wstępnych rozważaniach doboru nowego typu paliwa lub dodatków paliwowych, w celu określenia ich wpływu na zmianę opóźnienia samozapłonu w rzeczywistych warunkach panujących w cylindrze silnika o zapłonie samoczynnym.

## 6.5. Podsumowanie i wnioski rozdziału 6

Przeprowadzone modelowanie opóźnienia samozapłonu pojedynczych kropeł różnych paliw oraz wykonane laboratoryjne badania doświadczalne pozwalają na sformułowanie następujących wniosków:

- modelowanie różnicy opóźnienia samozapłonu ( $\Delta\tau_{\text{csum}}$ ) pojedynczych kropeł dwóch paliw węglowodorowych (różniących się wartością liczby cetanowej) jest zbliżone z rzeczywistymi pomiarami silnikowymi, w sposób wystarczający do praktycznej analizy  $\tau_c$  tych paliw,
- paliwo DFKA o zwiększonej liczbie cetanowej poprzez skrócenie faz: fizycznej drugiej, chemicznej pierwszej i chemicznej drugiej (względem paliwa DFB) prowadzi do istotnego, korzystnego skrócenia całkowitego opóźnienia samozapłonu,
- charakter przebiegu funkcji  $\tau_{\text{csum}}$  ( $T$ ,  $D_d$ ) jest taki sam dla wszystkich analizowanych paliw,
- sumaryczne opóźnienie samozapłonu ( $\tau_{\text{csum}}$ ) maleje dla wszystkich analizowanych paliw ciekłych wraz ze wzrostem temperatury otoczenia kropli oraz ze zmniejszaniem się średnicy zastępczej kropli paliwa,
- największy udział w całkowitym opóźnieniu samozapłonu ( $\tau_{\text{csum}}$ ) dla wszystkich modelowanych paliw ciekłych zajmuje druga fizyczna faza ( $\tau_{\text{cph2}}$ ) – proces odparowania paliwa,
- obydwie fizyczne części opóźnienia samozapłonu ( $\tau_{\text{cphi}}$ ) są zależne zarówno od średnicy jak i temperatury otoczenia kropli paliwa. Wraz ze wzrostem temperatury oraz zmniejszaniem się średnicy kropli paliwa czas  $\tau_{\text{cphi}}$  maleje,
- obydwie chemiczne części opóźnienia samozapłonu ( $\tau_{\text{cchi}}$ ) są zależne wyłącznie od temperatury otoczenia kropli paliwa (nie zależą od średnicy kropli). Wraz ze wzrostem temperatury czas  $\tau_{\text{cchi}}$  również maleje,
- w przypadku stosowania dwóch różnych paliw zmniejszenie się procentowego udziału którejś fazy opóźnienia samozapłonu ( $WF_{\tau_i}$ ) niekoniecznie musi świadczyć o skróceniu czasu ( $\tau_{\tau_i}$ ) tej fazy. Przykładem mogą być wartości  $WF_{\tau_{\text{cph2}}}$  i  $\tau_{\text{cph2}}$  dla oleju napędowego i etanolu,
- opóźnienie samozapłonu dla mieszaniny dwóch paliw nie musi być średnią arytmetyczną opóźnienia każdego z tych paliw (przykładem jest mieszanina oleju napędowego i etanolu),
- różnica w opóźnieniu samozapłonu ( $\tau_{\text{csum}}$ ) dla dwóch różnych paliw nie musi być wartością stałą w całym polu pracy silnika. W niektórych warunkach temperatury i średnicy kropeł tych paliw  $\tau_{\text{csum}}$  może być dłuższe dla paliwa



bazowego, a w innych warunkach  $\tau_{\text{csum}}$  będzie krótsze dla tego paliwa w porównaniu z drugim analizowanym paliwem. Typowym tego przykładem jest porównanie sumarycznego opóźnienia samozapłonu dla oleju napędowego i surowego oleju roślinnego: w obszarze niskiej temperatury otoczenia oraz dużych kropeł surowy olej rzepakowy wykazuje większe opóźnienie samozapłonu niż olej napędowy, natomiast w obszarze wyższej temperatury otoczenia (występujących podczas średniej i dużej prędkości obrotowej i obciążeń silnika) krople oleju rzepakowego mają mniejsze opóźnienie samozapłonu w porównaniu z olejem napędowym.

## 7. Synergia jednoczesnego stosowania dwóch dodatków do paliwa

### 7.1. Wprowadzenie

Głównym celem niniejszej pracy doktorskiej, jak wynika z celów pracy zawartych w podrozdziale 4.2, jest wykazanie, że jednoczesne stosowanie specjalnie dobranych dodatków do paliwa, z których jeden zmniejszając prędkość spalania kinetycznego prowadzi do zmniejszenia emisji NO<sub>x</sub> oraz drugi, który poprzez zwiększenie dyfuzyjnej prędkości spalania powoduje zmniejszenie emisji PM w spalinach. Teoretycznie powinno to prowadzić do wystąpienia zjawiska synergii hiperaddytywnej, która jeszcze intensywniej zmniejsza emisję NO<sub>x</sub> oraz jeszcze silniej zmniejsza emisję PM w spalinach, niż w przypadku użycia tych dodatków do paliwa oddzielnie. Ponadto, równoczesne zastosowanie dodatków *Innocet* i *Reduxco* powinno wpływać na przebieg prędkości wywiązywania się ciepła w taki sposób, że zmniejszy się kinetyczna prędkość spalania i zwiększy się prędkość spalania dyfuzyjnego w stopniu jeszcze większym, niż dla stosowania tych dodatków oddzielnie. W tym celu przeprowadzono laboratoryjne badania hamowniane z wykorzystaniem silnika VW 1.9 TDI (rysunek 7.1), o charakterystyce podanej w podrozdziale 6.3.1, w tabeli 6.2, zasilanego czterema paliwami (o właściwościach opisanych w podrozdziale 5.1) w ramach charakterystyki obciążeniowej silnika (stała prędkość obrotowa odpowiadająca maksymalnemu momentowi obrotowemu i zmienne obciążenie). Paliwem bazowym (referencyjnym) był olej napędowy B10 (oznaczony symbolem DF i kolorem niebieskim), jednym z paliw testowych był olej napędowy B10 z dodatkiem *Innocet*, zmniejszającym prędkość spalania w fazie kinetycznej (oznaczony symbolem DFKA i kolorem zielonym), kolejnym z paliw testowych był olej napędowy B10 z dodatkiem *Reduxco*, zwiększającym prędkość spalania w fazie dyfuzyjnej (oznaczony symbolem DFDA i kolorem brązowym), zasadniczym, kompleksowym paliwem testowym był olej napędowy B10 z dodatkiem zarówno *Innocet* oraz *Reduxco*, dla którego prezentowane badania laboratoryjne mają wykazać istnienie zjawiska synergii pomiędzy oddziaływaniem obu stosowanych dodatków a zmniejszeniem stężenia NO<sub>x</sub> w spalinach (intensywniej niż wynikałoby to z sumy oddziaływania dodatków KA i DA) przy jednoczesnym zmniejszeniu emisji PM w spalinach. Paliwo to, zarówno w tekście jak i na wykresach oznaczone jest symbolem DFS i kolorem czerwonym.

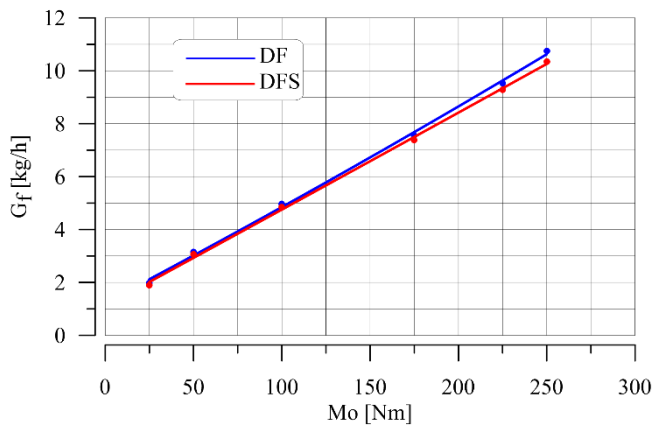


Rysunek 7.1. Widok ogólny hamownianego stanowiska badawczego z elektrowirowym hamulcem Schenck i silnikiem ZS

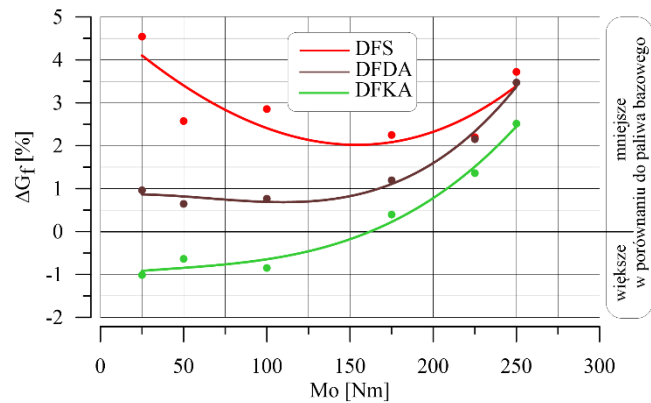
## 7.2. Wyniki badań i ich analiza

### 7.2.1. Parametry energetyczne

Podstawowymi parametrami energetycznymi danego silnika spalinowego są: godzinowe ( $G_f$ ) i jednostkowe ( $g_f$ ) zużycie paliwa oraz sprawność ogólna ( $\eta_o$ ). Wpływ obciążenia silnika na godzinowe zużycie paliwa ( $G_f$ ) dla paliwa bazowego (DF) i kompleksowego paliwa testowego (DFS) przedstawia rysunek 7.2. Ponieważ wpływ obciążenia silnika na zmianę wartości  $G_f$  jest wielokrotnie większy niż wpływ stosowanych w badaniach paliw, to na rysunku 7.3 przedstawiono wartości procentowego zmniejszenia godzinowego zużycia paliw testowych w odniesieniu do godzinowego zużycia paliwa bazowego.



Rysunek 7.2. Godzinowe zużycie paliwa ( $G_f$ ) w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)



Rysunek 7.3. Procentowa różnica w wartościach godzinowego zużycia paliwa ( $\Delta G_f$ ) w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)

Z danych przedstawionych na tym wykresie wynika, że w całym zakresie obciążenia silnika zastosowanie paliwa z dodatkiem *Reduxco* zmniejsza zużycia paliwa ( $G_f$ ) w porównaniu z konwencjonalnym olejem napędowym. Jednak dla małego obciążenia silnika różnica ta jest stosunkowo nieduża – około jednego procenta. Natomiast dla obciążenia silnika większego niż 175 Nm (60% maksymalnego obciążenia -  $M_{omax}$ ) względne zmniejszenie wartości  $G_f$  zaczyna przyjmować znacząco większe wartości. Dla największego, stosowanego w badaniach momentu obrotowego silnika ( $M_o = 250$  Nm – 86%  $M_{omax}$ ) zastosowanie paliwa testowego powoduje zmniejszenie godzinowego zużycia paliwa o 4% (w porównaniu do paliwa bazowego). Inaczej sytuacja przedstawia się dla paliwa z dodatkiem *Innocet*. Przy mniejszych obciążeniach silnika (do 150 Nm w tym przypadku – ok. 50% obciążenia maksymalnego) dodatek *Innocetu* powoduje niewielkie zwiększenie zużycia paliwa. Dopiero praktycznie po przekroczeniu obciążenia silnika, związanego z zamknięciem zaworu EGR, uwypukla się korzystne oddziaływanie *Innocetu* w paliwie na zmniejszenie zużycia tego paliwa w odniesieniu do paliwa bazowego. Przy maksymalnym stosowanym w badaniach obciążeniu silnika procentowe zmniejszenie zużycia tego paliwa wynosi prawie 3% i jest tylko niewiele mniejsze od procentowego zmniejszenia  $G_f$  dla paliwa z *Reduxco*. Najbardziej interesujące jest, że paliwo testowe (kompleksowe) z domieszką obydwu dodatków charakteryzuje się dużo mniejszym zużyciem paliwa (w odniesieniu do paliwa bazowego), w całym zakresie obciążenia silnika, niż oba badane paliwa z dodatkami stosowanymi oddzielnie.

Ponieważ pomiary przeprowadzono przy stałej prędkości obrotowej silnika, to przy stałych obciążeniach procentowe zmiany godzinowego ( $G_f$ ) i jednostkowego zużycia paliwa ( $g_f$ ) oraz sprawności ogólnej silnika ( $\eta_i$ ) muszą być takie same dla badanych paliw, zatem wnioski wynikające z analizy wpływu obciążenia silnika na jednostkowe zużycie paliwa i sprawność ogólną silnika są takie same jak wnioski z analizy godzinowego zużycia paliwa.

Jak wspomniano wcześniej oprócz pomiaru i analizy podstawowych parametrów energetycznych silnika mierzono również parametry, które pozwalały na kontrolę pracy silnika. Z danych zawartych na rysunku 7.4 wynika, że temperatura spalin silnika zasilanego kompleksowym paliwem testowym jest znacząco mniejsza (przeszło 100°C

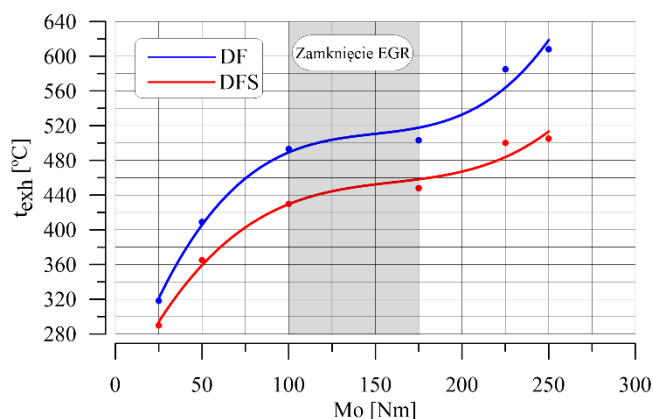
dla dużego obciążenia silnika) od temperatury spalin dla przypadku paliwa bazowego. Tak duża różnica temperatury spalin (na korzyść paliwa testowego – DFS) nie wynika z różnic w mniejszej wówczas wartości godzinowego zużycia paliwa (rysunek 7.2).

Przyczyną takiego stanu rzeczy może być kończący się wcześniej proces spalania paliwa w cylindrze silnika. Zjawisko to jest korzystne, ponieważ wcześniejszy koniec spalania i mniejsza w związku z tym temperatura spalin zmniejszają straty energii unoszonej ze spalinami. W bilansie ogólnym zjawisko to zwiększa ilość energii, która może być zamieniona w cylindrze silnika na wykonanie pracy technicznej.

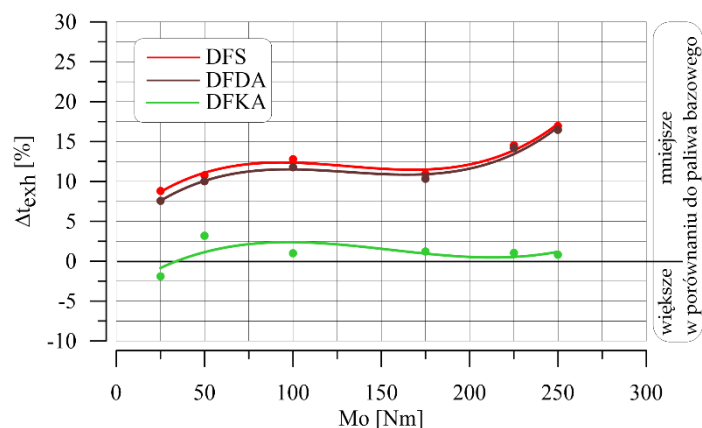
Jedną z przyczyn wcześniejszego zakończenia procesu spalania (przy takim samym początku wtrysku obu paliw) może być wcześniejszy początek samozapłonu paliwa (skrócenie opóźnienia samozapłonu). Wówczas cały proces spalania odbywa się i kończy wcześniej.

Inną przyczyną wcześniejszego końca spalania może być zwiększenie prędkości spalania, co ma wpływ na mniejszą długotrwałość spalania i w związku z tym wcześniejszy koniec spalania.

Analiza wykresów indykatorowych i prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika (podrozdziały 7.1.3 oraz 7.1.4) pozwoli na rozstrzygnięcie, która z tych hipotez jest prawdziwa. Nie zmienia to jednak faktu, że podobnie jak w przypadku analizy zużycia paliwa (rysunek 7.2) największe korzystne różnice w wartościach temperatury spalin (dla paliwa bazowego i paliwa testowego – DFS) występują przy dużym obciążeniu silnika (rysunek 7.5). Potwierdza to wcześniej przedstawiony wniosek, że pozytywne oddziaływanie katalizatora w paliwach testowych (DFDA i DFS) uwydatnia się przy większym momencie obrotowym silnika (co wiąże się z dużą wówczas temperaturą w cylindrze silnika).



Rysunek 7.4. Temperatura spalin w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)



Rysunek 7.5. Procentowa różnica w wartościach temperatury spalin w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)

### 7.2.2. Skład spalin

Z punktu widzenia szybkozmiennych procesów w tłokowym silniku spalinowym, w aspekcie składu spalin, najistotniejsze są limitowane podczas homologacji składniki spalin. W tej grupie znajduje się tlenek węgla (CO), gazowe węglowodory (HC), tlenki azotu (NO<sub>x</sub>), cząstki stałe (PM) oraz nietoksyczny dwutlenek węgla (CO<sub>2</sub>).

Tworzenie się dwutlenku węgla ( $\text{CO}_2$ ) związane jest bezpośrednio z masą spalonego danego paliwa w silniku ZS.

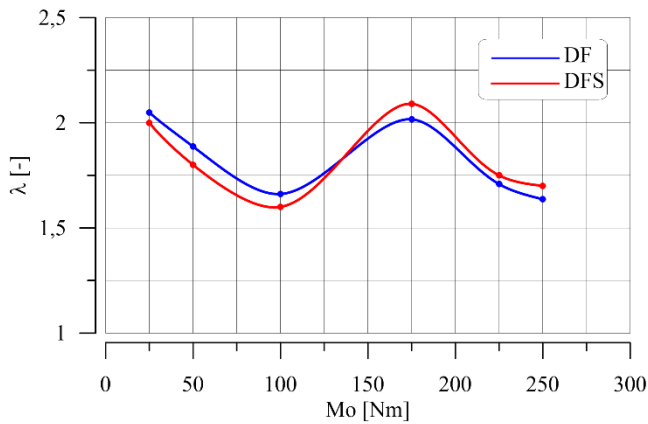
W aspekcie chemicznym tworzenie się tlenku węgla (CO) w warunkach spalania w cylindrze silnika ZI związane jest z globalnym niedoborem tlenu (mieszanina homogeniczna). Natomiast w cylindrze silnika ZS tworzenie się CO (nawet przy globalnym nadmiarze tlenu) możliwe jest wskutek lokalnego niedoboru tlenu wokół strug wtryskiwanego paliwa po jego samozapłonie i w procesie spalania (mieszanina heterogeniczna).

Gazowe węglowodory (HC) w spalinach silnika ZS są wynikiem głównie niecałkowitego spalania, a ich tworzenie się, nawet przy dostatecznej ilości tlenu, związane jest głównie ze zbyt niską temperaturą w strefie spalania paliwa. Współczesne silniki ZS, w tym silnik wykorzystany w badaniach, w wyniku stosowania różnorodnych zabiegów konstrukcyjno-regulacyjnych, charakteryzują się niezwykle małym stężeniem HC w spalinach (nawet przed utleniającym konwertorem katalitycznym) i ich stężenie wynosi zwykle kilka, kilkanaście ppm. Ponadto stosowany powszechnie utleniający konwertor katalityczny ma na tyle dużą sprawność konwersji, że tak naprawdę stężenie HC w spalinach opuszczających silnik ZS nie ma większego znaczenia. Jednak, zarówno stężenie tlenku węgla (CO) jak i węglowodorów (HC) w spalinach silnika zasilanego paliwem bazowym i kompleksowym paliwem testowym jest ważnym wskaźnikiem świadczącym o różnicach w przebiegu procesu spalania dla tych paliw.

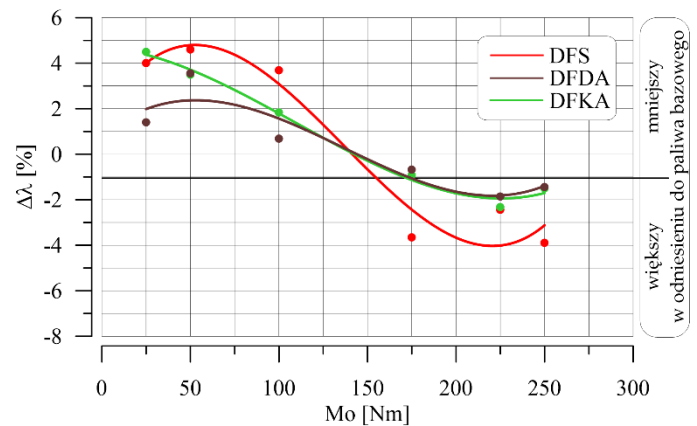
Ze względu na przyjęty harmonogram badań pomiarom podlegała zarówno emisja cząstek stałych (PM), jak i zadymienie spalin (D) metodą filtracyjną Bosch'a.

Ważnym parametrem, silnie oddziałującym na skład spalin jest współczynnik nadmiaru powietrza ( $\lambda$ ). Należy pamiętać, że parametr ten ujmuje masę powietrza wykorzystaną w rzeczywistości do spalania dostarczonej do cylindra silnika masy paliwa w odniesieniu do stałej stechiometrycznej, która zależy od składu elementarnego paliwa. Zarówno dla paliwa bazowego jak i kompleksowego paliwa testowego skład elementarny jest taki sam. Zatem określone w badaniach wartości współczynnika nadmiaru powietrza dla przypadku zasilania silnika paliwem bazowym i testowym (kompleksowym) związane są z jednostkową dawką powietrza i jednostkową dawką paliwa, której wartości wynikają bezpośrednio z godzinowego zużycia paliwa.

Z danych przedstawionych na rysunku 7.6 wynika, że wartości  $\lambda$  dla obu badanych paliw są bardzo zbliżone w całym zakresie obciążenia silnika. Niewielkie zwiększenie wartości  $\lambda$  dla kompleksowego paliwa testowego, w zakresie dużego obciążenia silnika, może być jedną z przyczyn zwiększenia wówczas sprawności ogólnej silnika.

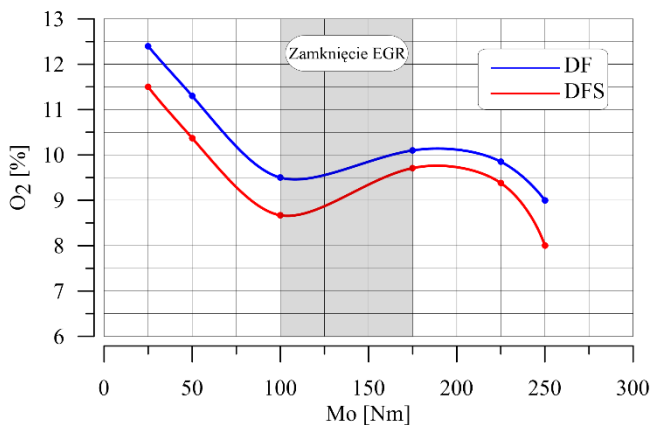


Rysunek 7.6. Współczynnik lambda w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)

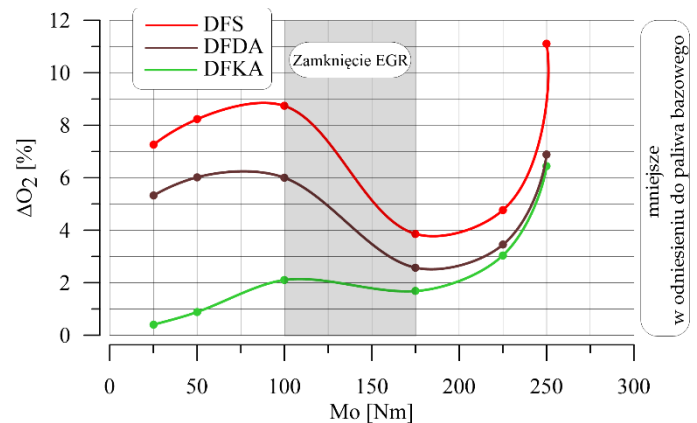


Rysunek 7.7. Procentowa różnica w wartościach współczynnika nadmiaru powietrza ( $\lambda$ ) w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)

Należy pamiętać, że wartości współczynnika nadmiaru powietrza uwzględniają pośrednio ilość powietrza i tlenu dostarczanych do cylindra silnika (w odniesieniu do dawki paliwa). Jednak w sensie jakościowym (np. w funkcji obciążenia silnika) może to być zupełnie inny przebieg niż stężenie tlenu w spalinach – rysunek 7.8. Wynika to z faktu, iż wartości  $\lambda$  definitywnie związane są z powietrzem (i tlenem), które doprowadzane są do cylindra silnika i w związku z tym są do dyspozycji w procesie utleniania paliwa. Natomiast stężenie tlenu ( $O_2$ ) w spalinach świadczy o ilości tego gazu, która pozostała po procesie spalania. Jak wynika z danych zamieszczonych na rysunku 7.9 różnica stężenia tlenu w spalinach silnika zasilanego kompleksowym paliwem testowym i paliwem bazowym zmniejsza się (przy jednoczesnym wzroście wartości  $\lambda$  dla kompleksowego paliwa testowego, w porównaniu z paliwem bazowym). Świadczy to o efektywniejszym wykorzystaniu tlenu w procesie spalania paliwa testowego (DFS) w zakresie dużego obciążenia silnika, niż ma to miejsce dla paliwa bazowego.



Rysunek 7.8. Stężenie tlenu w spalinach w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)

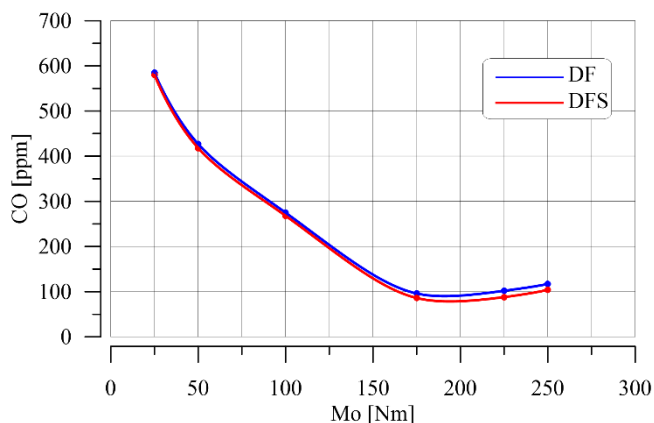


Rysunek 7.9. Procentowa różnica w wartościach stężenia tlenu w spalinach w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)

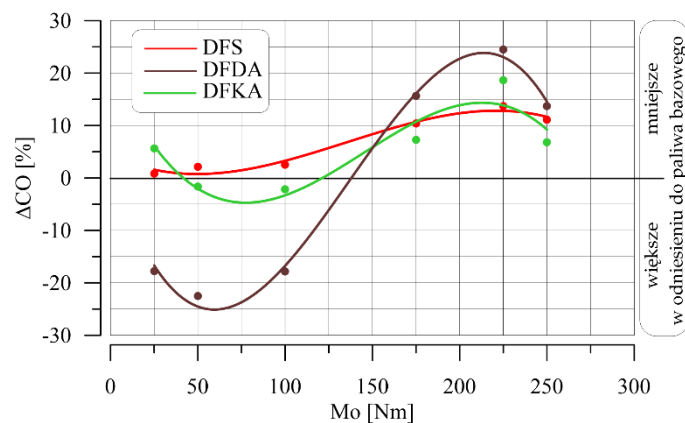
Potwierdzeniem tej tezy jest stężenie tlenku węgla (CO) w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw – rysunek 7.10. Z danych przedstawionych na tym wykresie wynika, że w zakresie dużego obciążenia silnika zasilanego kompleksowym paliwem testowym

stężenie CO w spalinach jest mniejsze, niż dla przypadku paliwa bazowego. Koreluje to z wcześniej omawianym lepszym wykorzystaniem tlenu w procesie spalania (tlenek węgla jest typowym produktem niezupełnego spalania). Jest to kolejne potwierdzenie faktu, że oddziaływanie katalizatora w paliwie testowym (DFS) jest skuteczniejsze i bardziej efektywne dla dużego obciążenia silnika.

Dla lepszego zobrazowania wpływu badanych paliw na stężenie tlenu węgla, parametr ten przedstawiono dodatkowo jako względną różnicę stężenia CO w spalinach dla badanych paliw testowych w odniesieniu do paliwa bazowego (rysunek 7.11).



Rysunek 7.10. Stężenie tlenu węgla w spalinach w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)

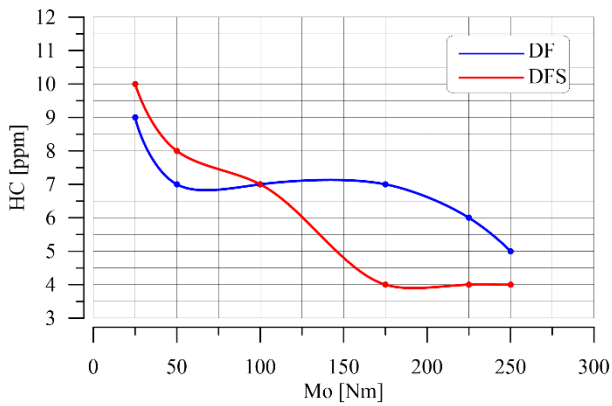


Rysunek 7.11. Procentowa różnica w stężeniu tlenu węgla w spalinach w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)

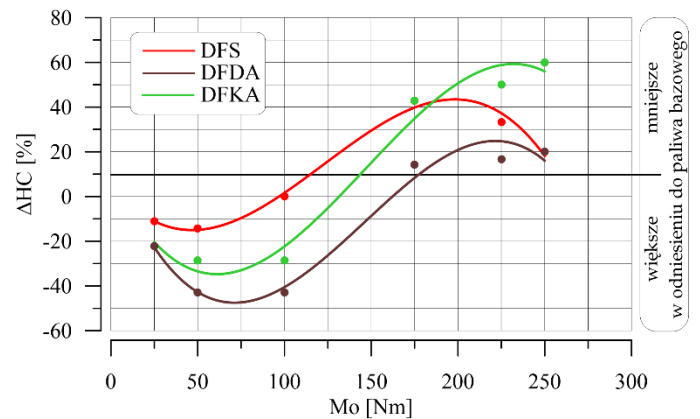
W odróżnieniu od obecności tlenu węgla (który jest wynikiem spalania z lokalnym niedoborem tlenu) występowanie węglowodorów gazowych w spalinach silnika świadczy o spalaniu niecałkowitym, które może zaistnieć nawet przy nadmiarze tlenu, ponieważ jest efektem zbyt małej temperatury spalania. Mimo różnego mechanizmu tworzenia się tlenu węgla i węglowodorów gazowych w spalinach silnika, z rysunku 7.12 można zauważyć, że również w tym przypadku (podobnie jak dla CO) duże obciążenie silnika sprzyja zmniejszeniu stężenia HC w spalinach dla silnika zasilanego kompleksowym paliwem testowym (w porównaniu z zasilaniem paliwem bazowym). Może to być wynikiem większej wówczas temperatury spalania, w której dopala się większa ilość węglowodorów z paliwa, co w bilansie ogólnym zmniejsza ich stężenie w spalinach. Zatem jest to kolejny parametr, który potwierdza skuteczniejsze katalityczne działanie utleniające dodatku do paliwa testowego (kompleksowego) dla dużego obciążenia silnika, które związane są z większą wówczas temperaturą w cylindrze.

Dla pełniejszego zobrazowania wpływu badanych paliw na stężenie węglowodorów w spalinach, parametr ten przedstawiono dodatkowo jako względną różnicę stężenia HC w spalinach dla paliwa bazowego i badanych paliw (rysunek 7.13).





Rysunek 7.12. Stężenie węglowodorów w spalinach w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)

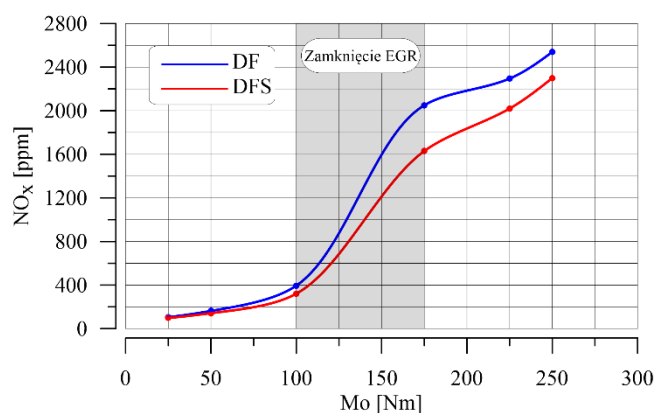


Rysunek 7.13. Procentowa różnica w stężeniu węglowodorów w spalinach w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)

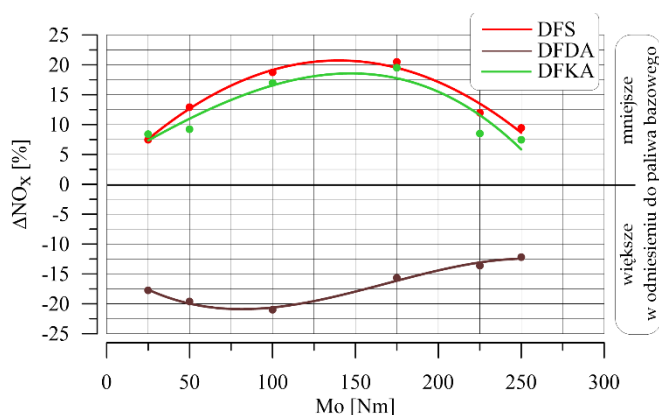
Hipotezę o wyższej temperaturze spalania paliwa z dodatkiem *Reduxco* niż paliwa bazowego (dla dużego obciążenia silnika) uwiarygadnia fakt, iż stężenie tlenków azotu (NOx) jest wówczas również większe (rysunek 7.14). Należy pamiętać, że wzrost temperatury spalania w warunkach pracy silnika spalinowego jest podstawową przyczyną zwiększenia ilości tworzących się tlenków azotu. W sensie fizyko-chemicznym na ilość powstałych cząstek NOx wpływa zarówno temperatura spalania (powyżej 1000 K), dostępność tlenu w reakcji utleniania azotu i długotrwałość tej reakcji. W odniesieniu do silnika z zapłonem samoczynnym nawet w obszarze pracy silnika z aktywną recyrkulacją spalin (EGR) i/lub dla bardzo dużego obciążenia silnika, ze względu na charakter przebiegu procesu spalania w silniku ZS (spalanie ubogich mieszanin paliwowo-powietrznych) dostępność tlenu potrzebnego do utworzenia NOx jest wystarczająca. Mimo szybkozmiennych procesów zachodzących w cylindrze silnika w czasie procesu spalania czas potrzebny na reakcję utleniania azotu jest również wystarczający. Zatem, jak wcześniej wspomniano maksymalna temperatura spalania jest czynnikiem decydującym o ilości powstających tlenków azotu. Istotna jest jednak nie tylko wartość maksymalnej temperatury spalania, ale również zarówno długotrwałość występowania tej temperatury, usytuowanie maksymalnej temperatury spalania względem górnego martwego położenia (GMP) tłoka oraz objętość czynnika roboczego objętego tą temperaturą (w silniku ZS proces spalania nie jest homogeniczny). Z tego powodu większą ilość informacji na temat przyczyn nieco mniejszego stężenia NOx w spalinach silnika zasilanego kompleksowym paliwem testowym (przy dużym obciążeniu) będzie wynikała z analizy prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika (podrozdział 7.1.4).

Należy pamiętać, że NOx jest (w warunkach charakterystycznych dla procesu spalania w silnikach diesla) składnikiem, który ulega tzw. „zamrożeniu”, co oznacza, że taka ilość NOx która powstała w cylindrze silnika jest emitowana do układu wylotowego. W tej sytuacji przyczyny, które wpływają na ilość utworzonego NOx w cylindrze silnika są jedynymi przyczynami, które wpływają na stężenie NOx w spalinach (w układzie wylotowym silnika).

Wpływ badanych paliw na stężenie tlenków azotu w spalinach przedstawiono dodatkowo jako względną, procentową różnicę stężenia NO<sub>x</sub> w spalinach dla paliwa bazowego i badanych paliw (rysunek 7.15).



Rysunek 7.14. Stężenie tlenków azotu w spalinach w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)



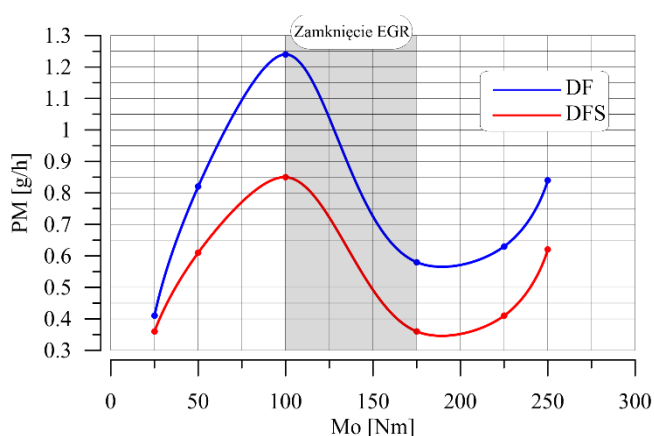
Rysunek 7.15. Procentowa różnica w stężeniu tlenków azotu w spalinach w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)

Wzrost stężenia NO<sub>x</sub> w spalinach silnika zasilanego paliwem z dodatkiem *Reduxco* był zasadniczą barierą stosowania tego dodatku do oleju napędowego. Z badań przeprowadzonych dla paliwa z dodatkiem *Innocet* wynika, że spaliny silnika zasilanego takim paliwem charakteryzują się znacząco mniejszym stężeniem NO<sub>x</sub> (rysunki 7.14 oraz 7.15). Z przeprowadzonych badań wynika wyraźnie, że zastosowanie kompleksowego paliwa testowego, które zawiera zarówno *Innocet* jak i *Reduxco*, zmniejsza stężenie NO<sub>x</sub> w spalinach nawet nieco bardziej, niż sam *Innocet* (rysunek 7.15).

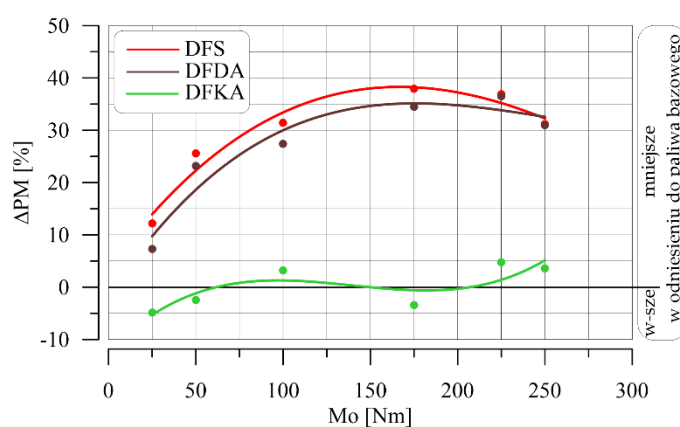
W oparciu o przedstawioną wcześniej skrótową analizę mechanizmu powstawania cząstek stałych (PM) i tlenków azotu (NO<sub>x</sub>) potwierdza się w badaniach różnych silników spalinowych o zapłonie samoczynnym, testowanych w laboratoriach na całym świecie od wielu lat, że zastosowanie jednej metody konstrukcyjnej lub regulacyjnej lub paliwowej, która zmniejsza stężenie NO<sub>x</sub> w spalinach, zwiększa jednocześnie emisję PM. Przedstawia to schematycznie rysunek 2.1.

Porównawcze badania katalizatora zawartego w paliwie z *Reduxco* i paliwa bazowego również wykazały, że niewielkiemu zwiększeniu emisji tlenków azotu (NO<sub>x</sub>), odpowiadało jednoczesne zmniejszenie emisji cząstek stałych (PM). Przedstawia to rysunek 7.16 w postaci wartości emisji PM dla kompleksowego paliwa testowego i paliwa bazowego oraz rysunek 7.17, na którym przedstawiona jest względna różnica emisji PM w spalinach silnika zasilanego paliwem bazowym i badanymi paliwami testowymi. Masa cząstek stałych (PM), która mierzona jest w układzie wylotowym silnika jest w rzeczywistości wynikiem bilansu pomiędzy cząstkami stałymi wytworzonymi pod koniec fazy spalania kinetycznego i cząstkami stałymi, które dopalone zostały w cylindrze silnika w fazie spalania dyfuzyjnego. W związku z tym dla pełniejszego zrozumienia przyczyn znacząco mniejszej emisji cząstek stałych w spalinach silnika spalającego paliwo z *Reduxco* i kompleksowe paliwo testowe – z obydwoma dodatkami (w porównaniu z emisją dla paliwa bazowego), przeprowadzona została analiza prędkości wywiązywania się ciepła, przedstawiona w podrozdziale 7.1.4,

zamieszczonym w dalszej części niniejszej publikacji. Jednak już na tym etapie rozważań należy podkreślić, że zastosowanie paliwa z *Reduxco* spowodowało zmniejszenie emisji cząstek stałych (PM) w całym zakresie obciążenia silnika, do ok. 34% (dla dużego obciążenia silnika). W przypadku kompleksowego paliwa testowego potwierdzona została jeszcze większa skuteczność działania obu stosowanych jednocześnie dodatków na zmniejszenie emisji PM w spalinach, w odniesieniu do paliwa bazowego (nawet do 38%). Ponieważ dodatek samego *Innocetu* do oleju napędowego powodował zwiększenie emisji PM, a łączne oddziaływanie obu dodatków (*Innocet* i *Reduxco*) prowadzi do zmniejszenia emisji PM większego nawet niż dla samego *Reduxco* w paliwie, to potwierdza to występowanie zjawiska synergii. Stwierdzenie tego faktu (synergii) nie wyjaśnia jeszcze przyczyny tego zjawiska, które wyjaśnione będzie w podrozdziale 7.1.4 dotyczącym prędkości wywiązywania się ciepła dla paliw zawierających badane dodatki.

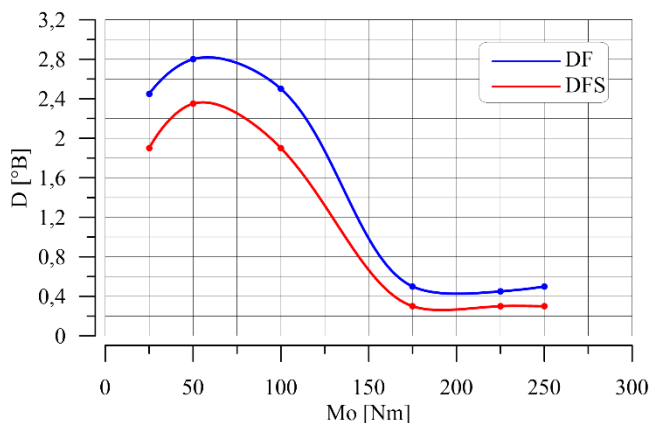


Rysunek 7.16. Emisja cząstek stałych w spalinach w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)

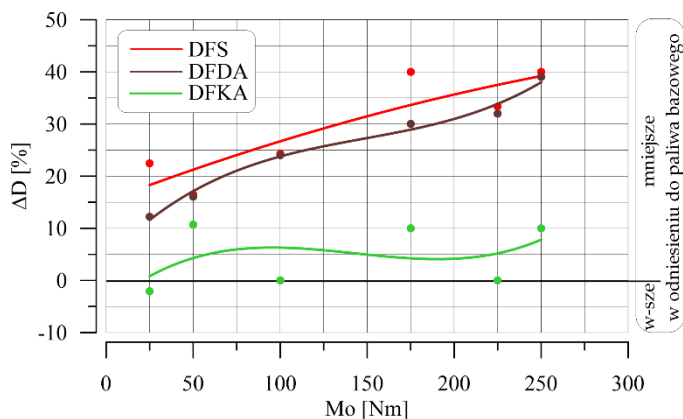


Rysunek 7.17. Procentowa różnica w emisji cząstek stałych w spalinach w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)

Ponieważ jedynym nie transparentnym składnikiem spalin silnika ZS jest sadza, która stanowi monolit cząstek stałych, to zwykle zwiększeniu emisji cząstek stałych w spalinach silnika towarzyszy zwiększenie ich zadymienia. Podobnie jest w tym przypadku. Zarówno paliwo z dodatkiem *Reduxco* jak i kompleksowe paliwo testowe, które charakteryzowały się mniejszą emisją PM, prowadzą również do znacząco mniejszego zadymienia spalin w całym zakresie obciążenia silnika (rysunek 7.18). Dla lepszego zobrazowania omawianego zjawiska, na rysunku 7.19 przedstawiono względną różnicę zadymienia spalin silnika zasilanego badanymi paliwami (w odniesieniu do paliwa bazowego).



Rysunek 7.18. Zadymienie spalin w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)



Rysunek 7.19. Procentowa różnica w zadymieniu spalin w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)

### 7.2.3. Wykresy indykatorowe

Zasadniczym celem badań laboratoryjnych jest nie tylko określenie, czy stosowane zmiany wpływają (pozytywnie lub negatywnie) na przebieg badanego procesu, ale przede wszystkim, dlaczego tak się dzieje. Jeżeli znane są zdarzenia przyczynowo-skutkowe, to prawdopodobnie możliwe jest takie oddziaływanie na obiekt, aby skutki były korzystniejsze. Historycznie rzecz biorąc najstarszą metodą analizy przyczynowo-skutkowej szybkozmiennych procesów wewnątrz cylindra silnika spalinowego jest jego indykowanie. Pomiar ciśnienia czynnika roboczego w cylindrze silnika w funkcji kąta obrotu wału korbowego stosowany jest do tej pory w celu analizy zachodzących w nim procesów.

Zmierzone wykresy indykatorowe dla badanych paliw (przy stałej prędkości obrotowej, charakterystycznej dla maksymalnego momentu obrotowego stosowanego silnika  $n = 2000$  obr/min i różnych obciążeniach – uśrednione dla kilkudziesięciu kolejnych cykli pracy silnika) wykorzystane były w połączeniu z innymi parametrami zmierzonymi komputerowym systemem diagnostycznym VCDS (m.in. początek wtrysku paliwa  $\alpha_{si}$ ) pozwoliły na analizę szeregu parametrów:

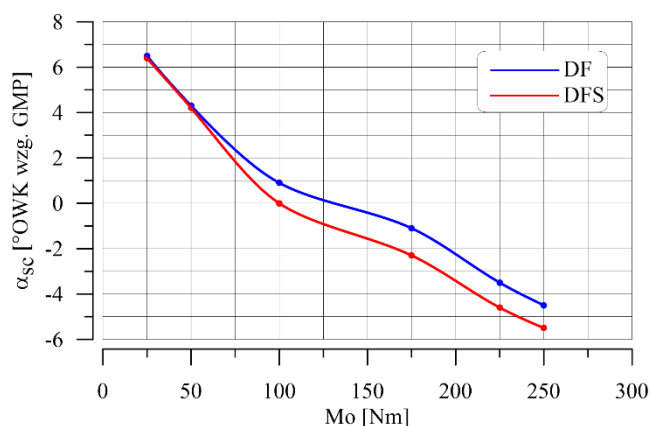
- początek wtrysku paliwa -  $\alpha_{si}$ ,
- początek samozapłonu paliwa -  $\alpha_{sc}$ ,
- opóźnienie samozapłonu paliwa -  $\tau_c$ ,
- maksymalna prędkość narastania ciśnienia spalania -  $(dp/d\alpha)_{max}$ ,
- maksymalne ciśnienie spalania -  $p_{cmax}$ ,
- kąt występowania maksymalnego ciśnienia spalania -  $\alpha_{pcmax}$ .

Ponadto wartości ciśnienia w cylindrze silnika w funkcji kąta OWK (dla badanych paliw) posłużyły do obliczenia prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika, co przedstawiono w kolejnym podrozdziale 7.1.4.

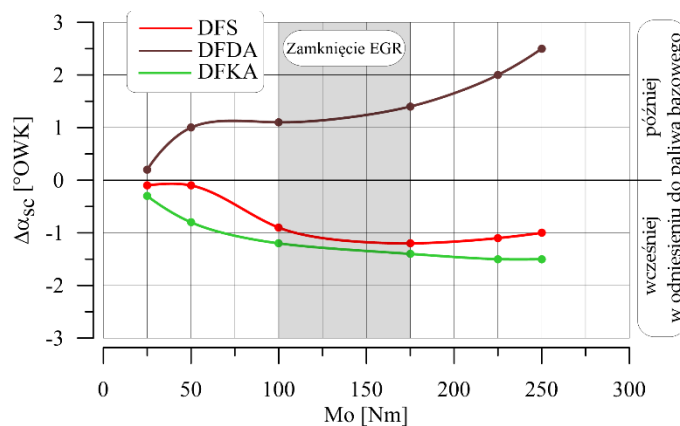
Ponieważ stosowane dodatki do paliw nie wpływały na jego lepkość, to początek wtrysku paliwa był taki sam dla stałych obciążeń silnika, bez względu na stosowane paliwo. Oczywiście wraz ze zwiększeniem obciążenia silnika optymalny początek

wtrysku paliwa jest wcześniejszy, nad czym czuwa sterownik silnika, w takim sam sposób dla wszystkich paliw.

Początek samozapłonu paliwa ( $\alpha_{sc}$ ) określony został w oparciu o otwarty wykres indykatorowy z wykorzystaniem oprogramowania systemu Indimeter 617D, jako kąt obrotu wału korbowego silnika (względem GMP tłoka) dla którego następuje gwałtowny przyrost ciśnienia w cylindrze silnika. Początek samozapłonu paliwa bazowego i kompleksowego paliwa testowego, w funkcji obciążenia silnika, przedstawiony został graficznie na rysunku 7.20 oraz 7.21 w postaci różnicy (w odniesieniu do paliwa bazowego) dla wszystkich paliw z dodatkami. Z danych zamieszczonych na tych wykresach wynika wyraźnie, że w całym zakresie obciążenia silnika początek samozapłonu paliwa z dodatkiem *Innocet* (DFKA) jest wcześniejszy, a dla paliwa z dodatkiem *Reduxco* (DFDA) – późniejszy niż dla paliwa bazowego. Dla kompleksowego paliwa testowego (DFS) początek samozapłonu paliwa jest w prawdzie nieznacznie późniejszy niż dla paliwa DFKA, ale jednocześnie jest dużo wcześniejszy niż dla paliwa DFDA.

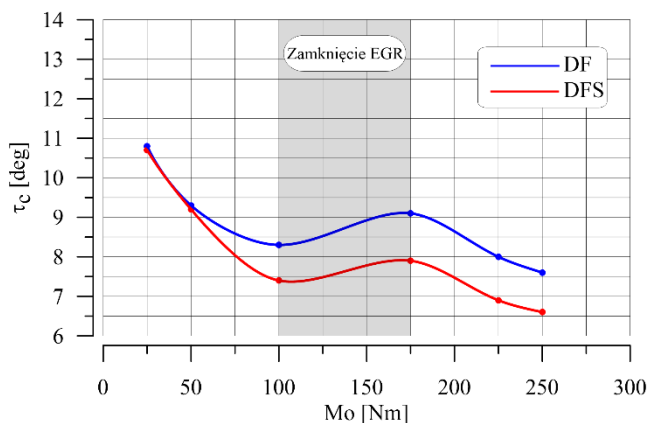


Rysunek 7.20. Początek samozapłonu paliwa w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)

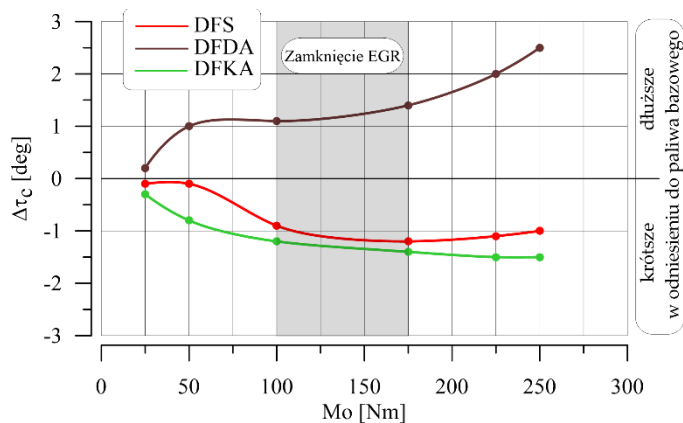


Rysunek 7.21. Różnica w początku samozapłonu paliwa w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)

Konsekwencją wcześniejszego początku samozapłonu dla paliwa z dodatkiem *Innocet* i dla kompleksowego paliwa (testowego) jest krótsze wówczas opóźnienie samozapłonu ( $\tau_c$ ), przedstawione na rysunku 7.22 i 7.23.

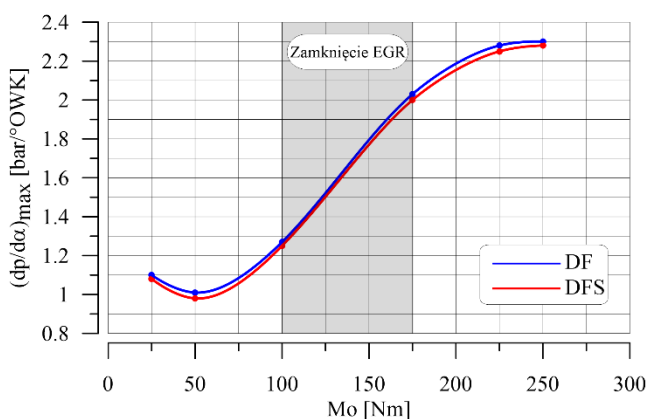


Rysunek 7.22. Opóźnienie samozapłonu paliwa w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)

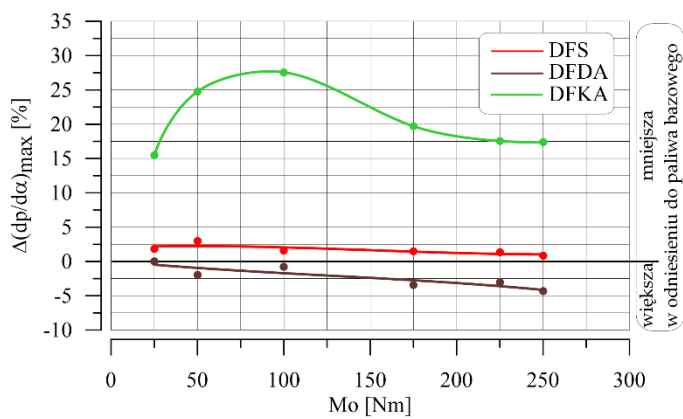


Rysunek 7.23. Różnica w opóźnieniu samozapłonu paliwa w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)

W krótszym czasie pomiędzy początkiem wtrysku i początkiem samozapłonu paliwa w komorze spalania gromadzi się mniejsza część wtryskiwanej dawki paliwa. Samozapłon mniejszej masy paliwa (przy krótszym  $\tau_c$ ) prowadzi do mniej dynamicznego samozapłonu i spalania paliwa oraz w związku z tym do mniejszej maksymalnej temperatury spalania, co z kolei skutkuje mniejszym stężeniem tlenków azotu ( $\text{NO}_x$ ) w spalinach. Taka sytuacja zaistniała zarówno dla paliwa z dodatkiem *Innocet* jak i dla paliwa kompleksowego (z obydwoma dodatkami). Jest to niezwykle istotne, ponieważ zastosowanie paliwa z dodatkiem tylko *Reduxco* prowadziło do wydłużenia opóźnieniu samozapłonu (w porównaniu z paliwem bazowym), co było zasadniczą przyczyną tworzenia się większej ilości  $\text{NO}_x$  w spalinach w odniesieniu do paliwa bazowego. Jednocześnie, jak wyjaśniono powyżej, zmniejszenie opóźnienia samozapłonu (dla paliwa z *Innocet* i paliwa kompleksowego) prowadzi do zmniejszenia maksymalnej prędkości narastania ciśnienia spalania  $(dp/d\alpha)_{\max}$  – rysunek 7.24 oraz 7.25.



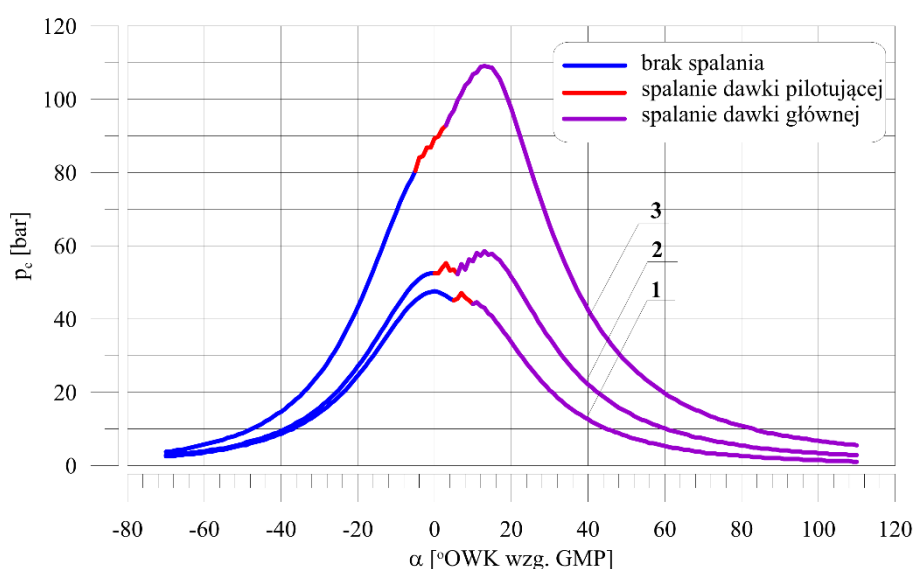
Rysunek 7.24. Maksymalna prędkość narastania ciśnienia w cylindrze w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)



Rysunek 7.25. Procentowa różnica maksymalnej prędkości narastania ciśnienia w cylindrze w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)

Dla porządku należy wyjaśnić kwestię różnic w wartościach parametru  $(dp/d\alpha)_{\max}$  dla silników starszej (do EURO 2) i nowszej generacji (powyżej EURO 3). Zasadniczo różnice te związane są z silnym obostrzeniem emisji  $\text{NO}_x$  i PM w nowoczesnych

silnikach spalinowych. Silniki klasy EURO 0 nie były wyposażone m.in. w: podział dawki paliwa na części, układ EGR, opóźniony początek wtrysku paliwa (w stosunku do optymalnego ze względu na  $\eta_o$ ), co sprawiało, że maksymalna wartość prędkości narastania ciśnienia w cylindrze silnika  $(dp/d\alpha)_{max}$  odnosiła się wówczas zawsze do procesu spalania. W nowoczesnych silnikach spalinowych ZS, szczególnie przy małej prędkości obrotowej i obciążeniu silnika, początek wtrysku dzielonej dawki paliwa jest tak późny, że początek samozapłonu występuje po górnym martwym położeniu tłoka. Ponieważ dotyczy to, w szczególności niewielkiej, pilotującej dawki paliwa, to w tej sytuacji maksymalna prędkość narastania ciśnienia w cylindrze silnika jest większa dla procesu sprężania (w okolicy GMP tłoka) niż dla samozapłonu i spalania małej dawki pilotującej (po GMP tłoka). W sytuacji takiej  $(dp/d\alpha)_{max}$  ma większą wartość dla procesu sprężania niż dla procesu spalania paliwa, co przedstawiono schematycznie dla silnika stosowanego w badaniach na rysunku 7.26 (linia 1).

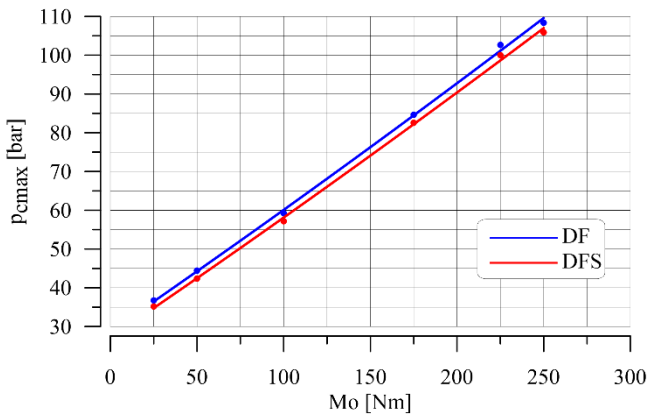


Rysunek 7.26. Schemat przebiegu ciśnienia w cylindrze silnika 1.9 TDI VW [14]

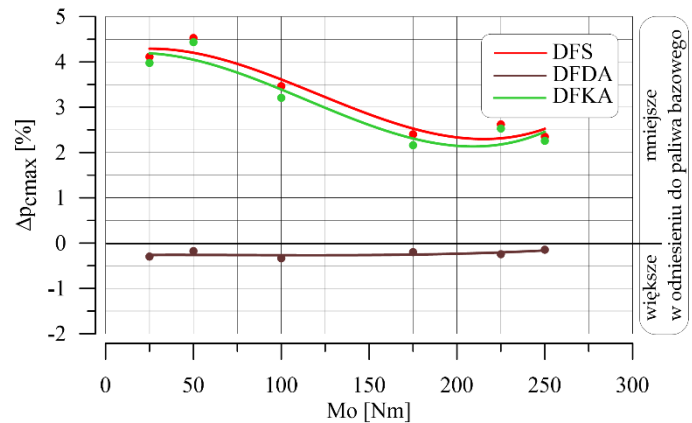
Ze schematu tego wynika, że przy małym obciążeniu silnika i późnym początku wtrysku i samozapłonu pilotującej dawki paliwa maksymalna wartość  $dp/d\alpha$  występuje dla procesu sprężania, a nie dla procesu spalania. Z tego powodu stosowanie automatyki w oprogramowaniu analizującym wykresy indykatorowe może prowadzić do błędnych wniosków, ponieważ oprogramowanie takie pokaże rzeczywistą maksymalną wartość prędkości narastania ciśnienia w cylindrze silnika (dla procesu sprężania). Tymczasem  $(dp/d\alpha)_{max}$  w etapie procesu spalania (które jest mniejsze niż  $(dp/d\alpha)_{max}$  dla procesu sprężania) odpowiada za skład spalin, w szczególności za stężenie i emisję NOx w spalinach. W związku z tym w niniejszych badaniach analizie poddano wyłącznie  $(dp/d\alpha)_{max}$  dla procesu spalania.

Zazwyczaj skrócenie opóźnienia samozapłonu ( $\tau_c$ ) wiąże się ze zmniejszeniem wartości prędkości narastania ciśnienia po samozapłonie paliwa i prowadzi do uzyskiwania mniejszego maksymalnego ciśnienia spalania ( $p_{cmax}$ ) – rysunek 7.27. Zastosowanie paliwa z dodatkiem *Innocet* oraz kompleksowego paliwa testowego - z obydwoma dodatkami - prowadzi do niewielkiego zmniejszenia wartości maksymalnego

ciśnienia spalania, co przedstawia rysunek 7.28. Z danych tych wynika jednocześnie, że zasilanie silnika paliwem tylko z dodatkiem *Reduxco* powodowało niewielkie zwiększenie  $p_{cmax}$ , co wynikało z dłuższego wówczas opóźnienia samozapłonu i było jedną z przyczyn większego w tej sytuacji stężenia NOx w spalinach. Zastosowanie obu dodatków (*Innocet* i *Reduxco*) zniwelowało ten problem, prowadząc dla paliwa testowego (kompleksowego) zarówno do: wcześniejszego początku samozapłonu, skrócenia opóźnienia samozapłonu, mniejszego  $(dp/d\alpha)_{max}$  i mniejszego maksymalnego ciśnienia spalania, spowodowało zmniejszenie stężenia NOx w spalinach.



Rysunek 7.27. Ciśnienie maksymalne w cylindrze w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)

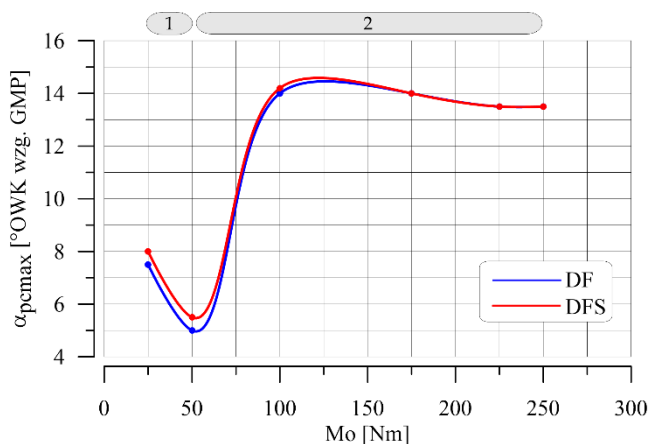


Rysunek 7.28. Procentowa różnica ciśnienia maksymalnego w cylindrze w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)

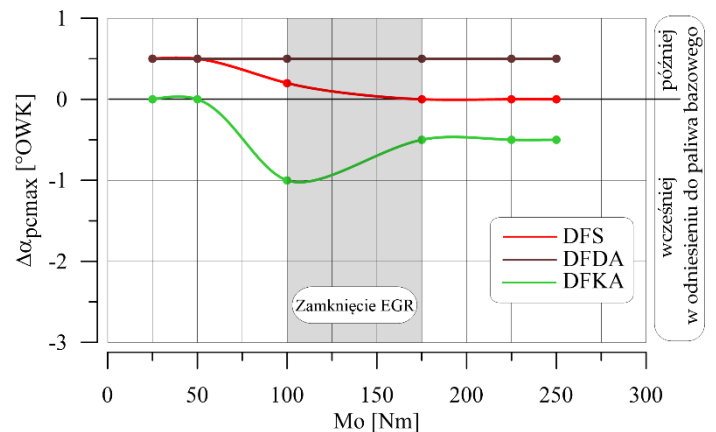
Należy wziąć pod uwagę, że zmiany czasu opóźnienia samozapłonu ( $\tau_c$ ) są jedyną przyczyną zmian wartości prędkości narastania ciśnienia  $(dp/d\alpha)_{max}$  w przypadku kiedy w badaniach stosuje się takie samo paliwo (zmienną niezależną są parametry konstrukcyjno-regulacyjne silnika). Nawet jednak w takiej sytuacji, jeżeli stosowane zmiany konstrukcyjno-regulacyjne wiążą się ze zmianą ciśnienia i/lub prędkości wtrysku paliwa, to w tym samym czasie opóźnienia samozapłonu w komorze spalania zgromadzi się inna masa paliwa, która w chwili samozapłonu wpłynie na różne wartości maksymalnej prędkości narastania ciśnienia i maksymalnego ciśnienia spalania. Zatem w ogólnym przypadku nie można powiedzieć, że czas opóźnienia samozapłonu jest jedyną przyczyną zmian wartości  $(dp/d\alpha)_{max}$  i  $p_{cmax}$ . W analizowanych badaniach (kiedy to stosowane są paliwa z różnymi dodatkami chemicznymi) sytuacja jest jeszcze bardziej skomplikowana, ponieważ na wartość  $(dp/d\alpha)_{max}$  i  $p_{cmax}$  wpływa nie tylko czas opóźnienia samozapłonu (poprzez masę paliwa w komorze spalania w chwili samozapłonu), ale również prędkość spalania (utleniania) testowanych paliw w pierwszej, kinetycznej fazie spalania. W sytuacji takiej (kiedy zmienną niezależną są paliwa z dodatkami wpływającymi na przebieg prędkości spalania) czynnikiem wiodącym, mającym wpływ na  $(dp/d\alpha)_{max}$  może być nie opóźnienie samozapłonu ( $\tau_c$ ), ale prędkość utleniania takich paliw w pierwszej fazie spalania. Sytuacja taka ma miejsce w przypadku porównania wartości  $\tau_c$  i  $(dp/d\alpha)_{max}$  dla sumarycznego paliwa testowego (DFS) i paliwa w którym zastosowano dodatek (*Innocet*) zmniejszający prędkość spalania kinetycznego (DFKA). Z rysunku 7.22 i 7.23 wynika, że wprowadzenie opóźnienia samozapłonu ( $\tau_c$ ) dla sumarycznego paliwa testowego (DFS) jest nieco większe niż wartość  $\tau_c$  dla paliwa z dodatkiem *Innocet* (DFKA), to



jednak wartości prędkości narastania ciśnienia spalania są dla tego paliwa (DFS) mniejsze niż dla paliwa DFKA. Ta sama sytuacja ma miejsce dla maksymalnego ciśnienia spalania i stężenia NOx w spalinach. Wartości  $p_{cmax}$  i stężenie NOx w spalinach są mniejsze w przypadku spalania kompleksowego paliwa testowego (DFS) nawet niż dla spalania paliwa DFKA (oczywiście mniejsze również w porównaniu z paliwem bazowym). Jest to typowy efekt synergii, gdzie uzyskany wynik zastosowania obu dodatków (*Innocet* i *Reduxco*) do paliwa (w aspekcie zmniejszenia wartości  $(dp/d\alpha)_{max}$ ,  $p_{cmax}$  i zmniejszenia stężenia NOx w spalinach) jest mocniejszy niż oddziaływanie każdego z tych dodatków w paliwie DFKA i tym bardziej w paliwie DFDA. Z punktu widzenia zarówno parametrów energetycznych silnika jak i w szczególności składu spalin istotna jest nie tylko maksymalna wartość ciśnienia spalania, ale również jego występowanie względem górnego martwego położenia (GMP) tłoka. Ponieważ początek samozapłonu paliwa z dodatkiem tylko *Reduxco* występował nieco później, niż dla paliwa bazowego (rysunek 7.20), to również maksymalne ciśnienie spalania tego paliwa miało miejsce nieco później. W przypadku kompleksowego paliwa testowego, zawierającego zarówno *Innocet* jak i *Reduxco* występowanie maksymalnego ciśnienia spalania jest wcześniejsze (rysunek 7.29). Jest to istotne z punktu widzenia sprawności cieplnej obiegu (zmniejszenie straty wylotowej) i wyjaśnia częściowo jeszcze mniejsze zużycie paliwa przez silnik zasilany paliwem kompleksowym, niż paliwem z dodatkiem tylko *Reduxco* (rysunek 7.30).



Rysunek 7.29. Występowanie ciśnienia maksymalnego w cylindrze w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe), 1 – zakres spalania bardzo małych dawek paliwa, 2 – zakres spalania większych dawek paliwa



Rysunek 7.30. Różnica występowania ciśnienia maksymalnego w cylindrze w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)

Odmienny przebieg ciśnienia w cylindrze w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika dla analizowanych paliw (i różnych obciążeń) wstępnie scharakteryzowany parametrami tych wykresów indykatorowych ( $\alpha_{pc}$ ,  $\tau_c$ ,  $(dp/d\alpha)_{max}$ ,  $p_{cmax}$ ,  $\alpha_{pemax}$ ) nie pozwala na pełne wyjaśnienie przyczyn różnic występujących w wartościach parametrów energetycznych i składzie spalin silnika zasilanego paliwem testowym (kompleksowym) w odniesieniu do wartości tych parametrów dla paliwa bazowego. Dlatego też w następnym podrozdziale przedstawiono analizę prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika zasilanego badanymi paliwami.

#### 7.2.4. Prędkość wywiązywania się ciepła

Prędkość wywiązywania się ciepła była obliczana i analizowana historycznie znacznie później niż wykresy indykatorowe (w czasie, kiedy najistotniejszym kryterium optymalizacji silników spalinowych stała się nie tylko sprawność ogólna, ale również skład spalin). Prędkość wywiązywania się ciepła jest wyliczana najczęściej w oparciu o otwarty wykres indykatorowy, różnymi modelami obliczeniowymi [50,63], z których często stosowany (w tym przez firmę AVL) opisany został w [29].

Dwumodalny przebieg prędkości wywiązywania się ciepła podzielony jest, w sensie fizycznym, na dwa etapy: kinetyczną i dyfuzyjną prędkość wywiązywania się ciepła – schemat na rysunku 2.2.

Kinetyczna prędkość wywiązywania się ciepła występuje bezpośrednio po samozapłonie paliwa. W silnikach ZS starszej generacji była ona zasadniczo niekontrolowana. W silnikach ZS nowej generacji maksymalną prędkość spalania kinetycznego  $(dQ_k/d\alpha)_{max}$  można kontrolować w dwójnasób: poprzez kształtowanie charakterystyki wtrysku paliwa (zwykle podział dawki paliwa na części) w taki sposób, aby w okresie opóźnienia samozapłonu wtryskiwana była jak najmniejsza dawka paliwa, oraz poprzez skrócenie opóźnienia samozapłonu ( $\tau_c$ ) – przedstawia to rysunek 3.23. Od przynajmniej 30 lat uwaga konstruktorów silników spalinowych zwrócona jest na konstrukcyjne, regulacyjne i paliwowe metody służące takiemu kształtowaniu przebiegu prędkości wywiązywania się ciepła w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika, aby zwiększyć sprawność procesu spalania (zmniejszyć jednostkowe zużycie paliwa) oraz zmniejszyć emisję tlenków azotu (NOx) oraz cząstek stałych (PM). Aby osiągnąć zamierzony cel należałoby:

- zmniejszyć maksymalną prędkość spalania kinetycznego  $(dQ_k/d\alpha)_{max}$  w celu zmniejszenia emisji tlenków azotu (NOx) w spalinach, i/lub
- skrócić fazę spalania kinetycznego ( $\alpha_{ck}$ ) w celu zmniejszenia emisji tlenków azotu (NOx) w spalinach,
- zwiększyć maksymalną prędkość spalania dyfuzyjnego  $(dQ_d/d\alpha)_{max}$  w celu zmniejszenia emisji cząstek stałych (PM) w spalinach, i/lub
- zwiększyć długość fazy spalania dyfuzyjnego ( $\alpha_{cd}$ ) w celu zmniejszenia emisji cząstek stałych (PM) w spalinach,
- przyspieszyć koniec spalania ( $\alpha_{ec}$ ) paliwa w cylindrze silnika w celu zwiększenia wartości sprawności spalania, i/lub
- zmniejszyć długość procesu spalania ( $\alpha_c$ ) paliwa w cylindrze silnika w celu zwiększenia wartości sprawności spalania.

Najczęściej jednoczesne spełnienie wymienionych wymagań, w odniesieniu do przebiegu prędkości wywiązywania się ciepła w funkcji kąta OWK, tylko jedną metodą jest niemożliwe, wręcz sprzeczne. Dlatego też niektórymi metodami konstrukcyjnymi lub regulacyjnymi lub paliwowymi zapewnia się kształtowanie  $dQ/d\alpha$  pozwalające na zmniejszenie emisji NOx w spalinach, innymi metodami prowadzi się do kształtowania  $dQ/d\alpha$  aby zmniejszyć emisję PM, a jeszcze innymi środkami osiąga się taki przebieg  $dQ/d\alpha$  by uzyskać zwiększenie sprawności ogólnej silnika.

W przypadku prowadzonych badań do dyspozycji są dwa dodatki (dwie metody) do paliw, które wykazują selektywne, ale zupełnie odmienne oddziaływanie na przebieg prędkości wywiązywania się ciepła:

1. *Innocet* – silne zmniejszenie maksymalnej prędkości spalania w fazie kinetycznej i niewielkie zmniejszenie maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego oraz nieznacznie wcześniejsze zakończenie procesu spalania (wynikające z wcześniejszego samozapłonu, a nie ze skrócenia długotrwałości spalania),

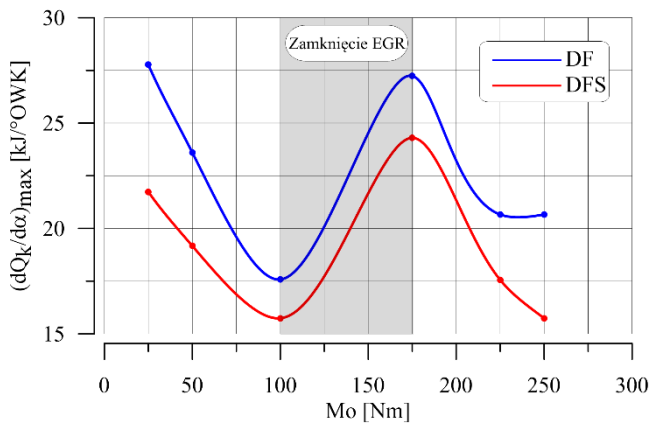
2. *Reduxco* – silne zwiększenie maksymalnej prędkości spalania w fazie dyfuzyjnej i niewielkie zwiększenie maksymalnej prędkości spalania kinetycznego oraz znaczące skrócenie długotrwałości spalania (wynikające z długotrwałego zwiększenia prędkości spalania w fazie dyfuzyjnej),

3. *Innocet + Reduxco* – synergia oddziaływania obydwu dodatków do paliwa na jednoczesne i jeszcze intensywniejsze (niż dla każdego dodatku oddzielnie): zmniejszenie maksymalnej prędkości spalania w fazie kinetycznej, zwiększenie maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego oraz skrócenie długotrwałości i wcześniejsze zakończenie procesu spalania.

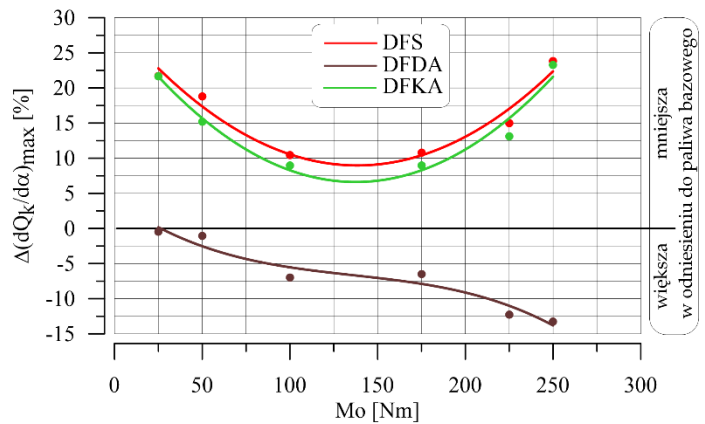
Ponieważ prędkość wywiązywania się ciepła jest funkcją, m.in. kąta OWK, obciążenia silnika i rodzaju stosowanego paliwa, to podobnie jak w przypadku otwartych wykresów indykatorem, znacznie łatwiej jest analizować zdefiniowane powszechnie parametry tych przebiegów, niż przebieg funkcji wielu zmiennych. Na potrzeby niniejszej publikacji posługiwano się następującymi parametrami, wyznaczonymi w oparciu o przebieg  $dQ/d\alpha$ :

- maksymalna prędkość wywiązywania się ciepła kinetycznego  $(dQ_k/d\alpha)_{\max}$ ,
- maksymalna prędkość wywiązywania się ciepła dyfuzyjnego  $(dQ_d/d\alpha)_{\max}$ ,
- długotrwałość spalania kinetycznego  $(\alpha_{ck})$ ,
- długotrwałość spalania dyfuzyjnego  $(\alpha_{cd})$ ,
- długotrwałość spalania  $(\alpha_c)$ ,
- początek spalania  $(\alpha_{sc})$ ,
- koniec spalania  $(\alpha_{ec})$ .

Z przedstawionych powyżej skrótowych informacji wynika, że wpływ badanych paliw na maksymalną wartość prędkości wywiązywania się ciepła w fazie spalania kinetycznego  $(dQ_k/d\alpha)_{\max}$  i w fazie spalania dyfuzyjnego  $(dQ_d/d\alpha)_{\max}$  jest istotą przedstawionych badań, z punktu widzenia parametrów energetycznych i w szczególności składu spalin silnika. Wpływ stosowanych paliw na maksymalną prędkość spalania kinetycznego  $(dQ_k/d\alpha)_{\max}$  przedstawiony został na rysunku 7.31.



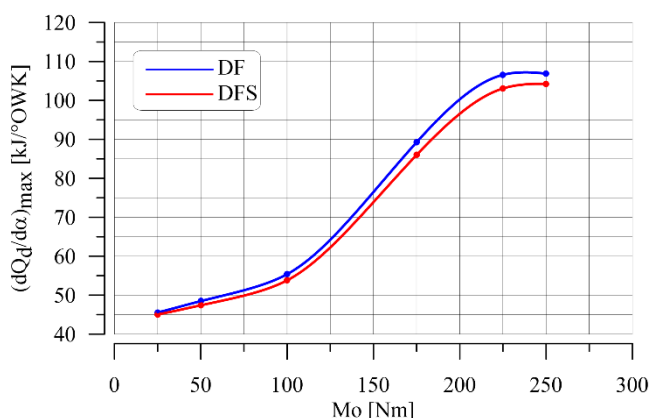
Rysunek 7.31. Maksymalna prędkość spalania kinetycznego w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)



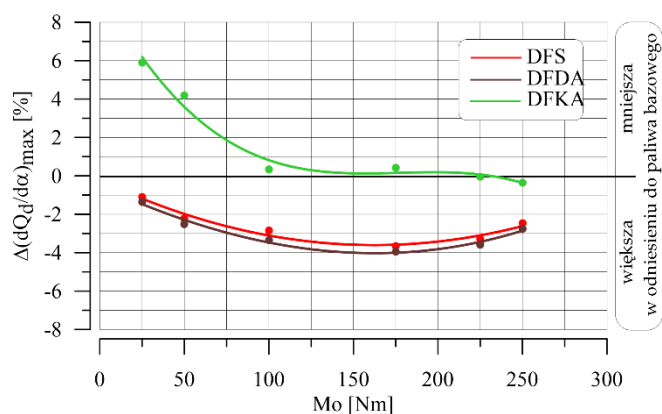
Rysunek 7.32. Różnica maksymalnej prędkości spalania kinetycznego w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)

Z danych tych wynika, że ilościowy przebieg zmian  $(dQ_k/d\alpha)_{\max}$  dla analizowanych paliw (dla wszystkich obciążeń silnika) odpowiada zarówno przebiegowi zmian opóźnienia samozapłonu ( $\tau_c$ ), maksymalnej prędkości narastania ciśnienia w cylindrze silnika  $(dp/d\alpha)_{\max}$ , maksymalnemu ciśnieniu spalania ( $p_{c\max}$ ) i w związku z tym stężeniu tlenków azotu ( $NO_x$ ) w spalinach silnika. Kolejny raz należy podkreślić, że różne parametry, mierzone różnymi metodami i w różnych etapach procesu napełniania, spalania i wylotu spalin, znakomicie korelują pomiędzy zjawiskami związanymi ze stosowaniem badanych paliw. Należy pamiętać, że parametry takie jak np. godzinowe zużycie paliwa ( $G_f$ ), temperatura spalin ( $t_{exh}$ ), czy ciśnienie doładowania ( $p_d$ ) są wynikiem pomiarów związanych z przebiegiem dużej liczby cykli pracy silnika (i są uśrednione dla wszystkich cylindrów silnika). Natomiast wykresy indykatorowe i wykresy prędkości wywiązywania się ciepła dotyczą konkretnego, pojedynczego cyklu pracy silnika (dla jednego cylindra silnika). Ponieważ kolejne cykle pracy tłokowego silnika spalinowego obarczone są, w sposób oczywisty, naturalną fluktuacją, to podczas analizy szybkozmiennych zjawisk zachodzących w cylindrze silnika nie można pozwolić sobie na analizę przypadkowo wybranego cyklu pracy silnika. Dlatego też w realizowanych badaniach: pomiarach i analizie otwartych wykresów indykatorowych oraz wyliczonej, w oparciu o te wykresy, prędkości wywiązywania się ciepła, dla każdego punktu pracy silnika, wyznaczano reprezentatywny wykres indykatorowy i przebieg prędkości wywiązywania się ciepła, które (zgodnie z najczęściej przyjmowaną na świecie metodyką badań) jest wynikiem uśrednienia stu kolejnych cykli pracy silnika. W związku z tym korelować można parametry mierzone po wielu cyklach pracy silnika (np.  $G_f$ ,  $t_{exh}$ ,  $p_d$ ) z parametrami reprezentatywnych wykresów indykatorowych i wykresów prędkości wywiązywania się ciepła. Dzięki temu po raz kolejny potwierdził się fakt, że analizowane różnice w wartościach parametrów dla paliwa bazowego i paliw testowych nie są przypadkowe, ale wynikają jednoznacznie i wprost z wpływu dodatków stosowanych w testowanych paliwach. Ponieważ dodatek katalityczny *Reduxco* do paliwa (DFDA) spowodował, jak wynika z analizy wykresów indykatorowych (rozdział 7.1.3), niewielkie opóźnienie początku samozapłonu paliwa (poprzez wydłużenie opóźnienia samozapłonu), to początkowy etap procesu spalania, w tym faza spalania kinetycznego, przesunęły się na

niedługo później. Ponieważ jednak cały etap spalania kinetycznego (tuż po samozapłonie paliwa) jest bardzo krótkotrwały (zaledwie kilka stopni OWK), to nie ma to większego wpływu na parametry pracy silnika (w odniesieniu do paliwa bazowego). Jak wynika z danych zawartych na rysunku 7.32 dodatek *Innocet* do paliwa (DFKA) powodował znaczące zmniejszenie  $(dQ_k/d\alpha)_{\max}$ , co korespondowało z mniejszym wówczas stężeniem NOx w spalinach silnika. Dodanie do paliwa jednocześnie *Innocetu* i *Reduxco* (DFS), zgodnie z oczekiwaniami i stwierdzonym wcześniej zjawiskiem synergii, powodował zmniejszenie stężenia NOx w spalinach do wartości nawet mniejszych, niż dla samego *Innocetu* – DFKA (rysunek 7.32). Podobnie jak stężenie NOx w spalinach zależne jest od maksymalnej prędkości i długotrwałości spalania paliwa w fazie kinetycznej, tak emisja PM w spalinach związana jest z maksymalną prędkością i długotrwałością spalania w fazie dyfuzyjnej. Ponieważ większa ilość wydzielonego ciepła w dyfuzyjnej fazie spalania stwarza potencjalną możliwość dopalenia większej ilości powstałych wcześniej w cylindrze silnika cząstek stałych (PM), to w efekcie końcowym zmniejsza emisję PM w spalinach silnika. Z tego punktu widzenia nawet analiza maksymalnej wartości prędkości i długotrwałości spalania w fazie dyfuzyjnej może nie być wystarczająca do zrozumienia procesów związanych z ilością emitowanych cząstek stałych. Dopiero ilość ciepła  $Q_d$  wywiązane w fazie dyfuzyjnej (wynikająca z przebiegu prędkości  $dQ_d/d\alpha$ ) daje podstawę do pełnej i jednoznacznej interpretacji zjawisk związanych z bilansem powstałych i częściowo dopalonych (w cylindrze silnika) cząstek stałych, a ilością emitowanych (w spalinach silnika) cząstek stałych. W niniejszej pracy, w celu wstępnej analizy prędkości wywiązania się ciepła dla stosowanych paliw, posługiwano się charakterystycznymi parametrami przebiegu  $dQ/d\alpha$ , zdefiniowanymi wcześniej na rysunku 2.2. Wartości maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego  $(dQ_d/d\alpha)_{\max}$  dla badanych paliw przedstawia rysunek 7.33, natomiast względne zmiany maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego  $(\Delta(dQ_d/d\alpha)_{\max})$  w odniesieniu do paliwa bazowego, obrazuje rysunek 7.34.



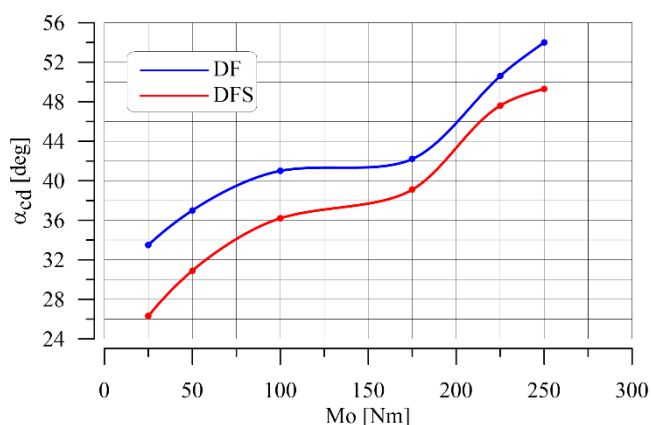
Rysunek 7.33. Maksymalna prędkość spalania dyfuzyjnego w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe) 3.19



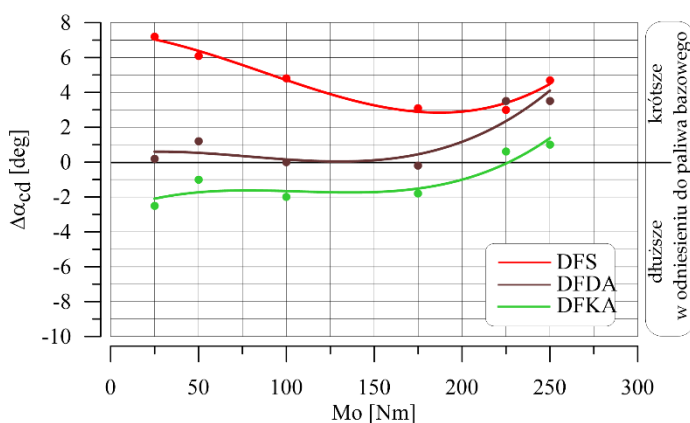
Rysunek 7.34. Różnica maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego) 3.19

Zastosowanie dodatku katalitycznego *Reduxco* (paliwo DFDA) spowodowało, szczególnie w zakresie dużego obciążenia silnika, znaczące zwiększenie wartości  $(dQ_d/d\alpha)_{\max}$  w odniesieniu do paliwa bazowego. Co więcej, wzrost maksymalnej

prędkości spalania dyfuzyjnego (w wyniku zastosowania *Reduxco*) jest dużo większy (korzystnie ze względu na mniejszą wówczas emisję PM), niż niekorzystny przyrost prędkości spalania w fazie kinetycznej (z punktu widzenia emisji NOx). Dzięki temu w badaniach zmierzono (dla dodatku *Reduxco* do paliwa) znacznie mniejszy przyrost stężenia tlenków azotu w spalinach, niż zmniejszenie emisji cząstek stałych i zmniejszenie zadymienia spalin (w odniesieniu do paliwa bazowego). Dodatek *Innocet* (paliwo DFKA) spowodował zmniejszenie wartości  $(dQ_d/d\alpha)_{\max}$  w odniesieniu do wartości uzyskiwanych dla paliwa bazowego (DF), szczególnie dla małych obciążeń silnika, co skutkowało nieznacznie większą dla tego paliwa, emisją cząstek stałych w spalinach (rysunek 7.16). Równoczesne użycie obu dodatków – *Reduxco* i *Innocet* (paliwo DFS), wbrew oczekiwaniom wynikającym z najmniejszej dla tego paliwa emisji cząstek stałych (PM) w odniesieniu do wszystkich badanych paliw, nie spowodowało zwiększenia maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego (rysunek 7.34) do wartości największej dla wszystkich badanych paliw. Dla kompleksowego paliwa testowego (DFS) nie stwierdzono również większej długości spalania w fazie dyfuzyjnej, co wyjaśniałoby mniejszą emisję PM niż dla pozostałych badanych paliw – rysunek 7.35.

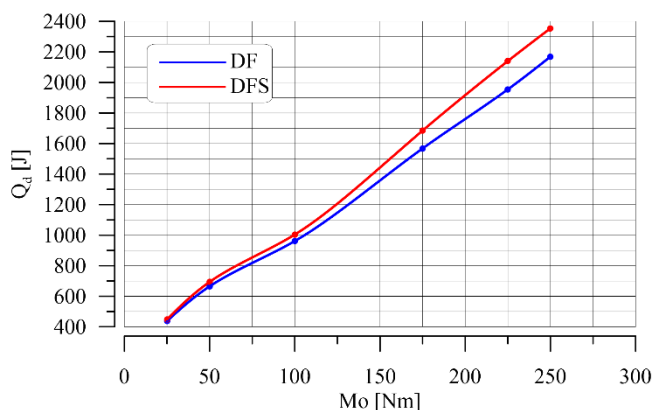


Rysunek 7.35. Długość spalania dyfuzyjnego w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)

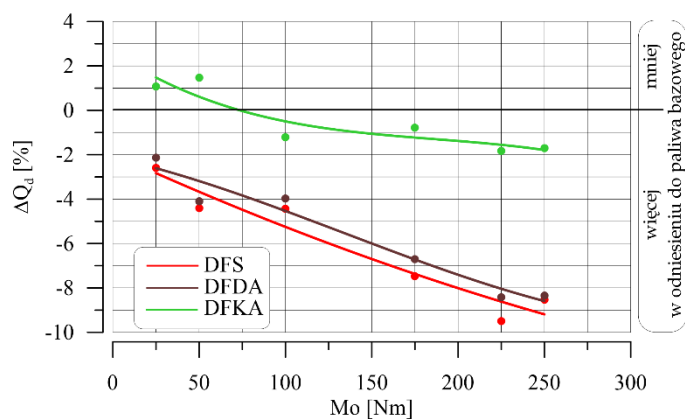


Rysunek 7.36. Różnica długości spalania dyfuzyjnego w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)

Jeżeli zatem dla kompleksowego paliwa testowego (DFS) nie stwierdzono ani większej wartości  $(dQ_d/d\alpha)_{\max}$  ani większej długości spalania w tej fazie (w odniesieniu do pozostałych paliw), to jedyny logiczny powód najmniejszej wówczas emisji cząstek stałych (PM) w spalinach związany musi być z odmiennym przebiegiem prędkości wywiązywania się ciepła (w funkcji kąta obrotu wału korbowego), podczas dyfuzyjnej fazy spalania tego paliwa. Należałoby oczekiwać w tej sytuacji, że spalanie paliwa DFS w fazie dyfuzyjnej (w porównaniu do innych badanych paliw) związane będzie z wydzieleniem wówczas większej ilości ciepła  $Q_d$  (pomimo mniejszej maksymalnej prędkości i w nieco krótszym czasie), ponieważ większa ilość wydzielonego wtedy ciepła daje możliwość dopalenia większej ilości powstałych wcześniej cząstek stałych (mniejszej emisji PM w spalinach). Potwierdzają to dane zawarte na rysunku 7.37.

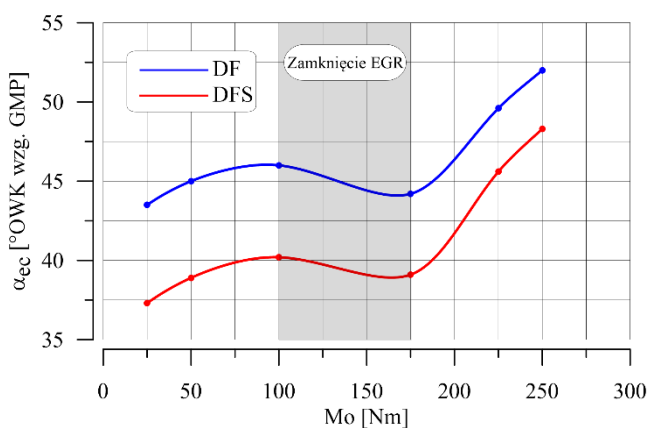


Rysunek 7.37. Ciepło spalania dyfuzyjnego w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)

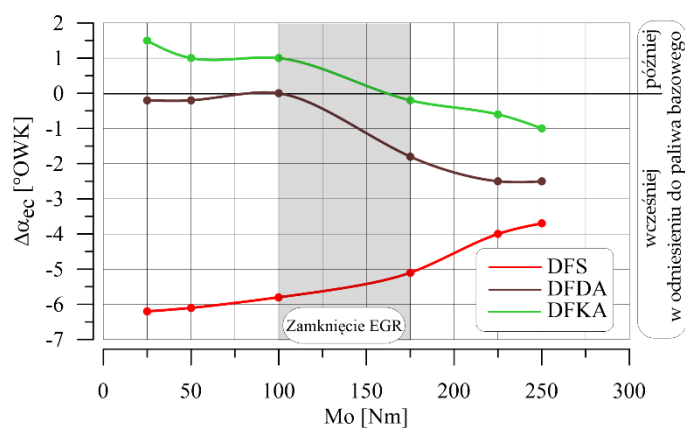


Rysunek 7.38. Różnica ciepła spalania dyfuzyjnego w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)

Z danych uzyskanych w badaniach i przedstawionych na rysunku 7.37 wynika, że rzeczywiście spalanie kompleksowego paliwa testowego (DFS) prowadziło do największej ilości wydzielonego ciepła w fazie spalania dyfuzyjnego, co doprowadziło do dopalenia największej ilości powstałych nieco wcześniej w cylindrze silnika cząstek stałych (PM) i w efekcie końcowym do najmniejszej dla tego paliwa emisji PM w spalinach silnika, w odniesieniu do wszystkich badanych paliw. Należy pamiętać, że na skutki przebiegu procesu spalania mają również wpływ koniec ( $\alpha_{ec}$ ) i długotrwałość ( $\alpha_c$ ) procesu spalania, co dla badanych paliw przedstawiają dwa kolejne wykresy. Jak wynika z danych zawartych na rysunku 7.40 zastosowanie samego dodatku *Innocet*, szczególnie dla małego obciążenia silnika powodowało niekorzystne opóźnienie końca spalania.



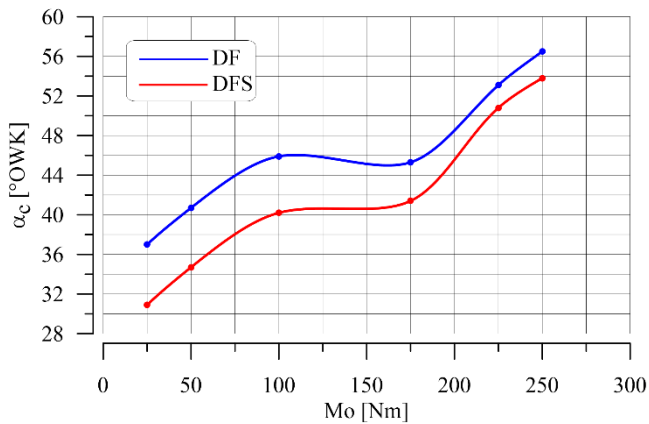
Rysunek 7.39. Występowanie końca spalania w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)



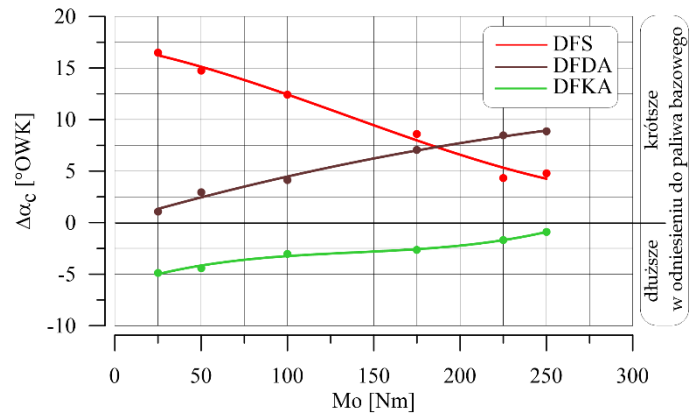
Rysunek 7.40. Różnica w występowaniu końca spalania w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)

Dodanie jedynie *Reduxco* do paliwa prowadziło w prawdzie do korzystnego, wcześniejszego zakończenia procesu spalania (w porównaniu z paliwem bazowym), to jednak zjawisko to w sposób znaczący występowało dopiero przy dużym obciążeniu silnika. W przypadku zastosowania jednocześnie *Innocetu* i *Reduxco* korzystny, wcześniejszy koniec spalania, w odniesieniu do paliwa bazowego, występował w całym zakresie obciążenia silnika (rysunek 7.39). Dzięki temu proces spalania paliwa testowego występował bliżej GMP tłoka (w procesie rozprężania), gdzie efektywność zamiany

wywiązanego ciepła na pracę techniczną jest większa, niż to występowało dla paliwa bazowego. Ponadto, wcześniejszy koniec spalania paliwa testowego (w porównaniu z paliwem bazowym) zmniejsza straty ciepłne związane z ilością ciepła unoszonego ze spalinami. Koniec spalania w cylindrze silnika wiąże się zarówno z początkiem spalania jak i długotrwałością spalania, której wartości dla badanych paliw przedstawiają dane na rysunku 7.42.



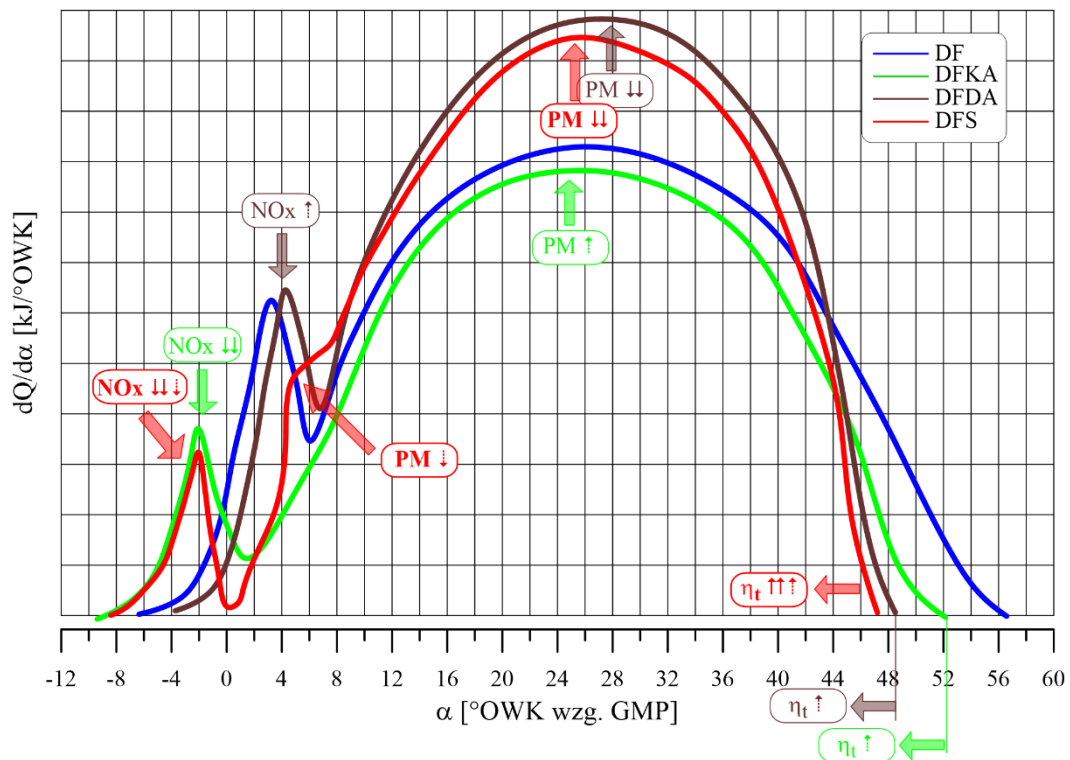
Rysunek 7.41. Długotrwałość spalania w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)



Rysunek 7.42. Różnica w długotrwałości spalania w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)

Dla paliwa z dodatkiem *Innocet* (DFKA) wprowadzie początek spalania występuje wcześniej niż dla paliwa bazowego, a koniec spalania występuje wcześniej wyłącznie przy dużym obciążeniu silnika, to w efekcie końcowym prowadzi to do zwiększenia długotrwałości spalania paliwa DFKA w całym zakresie obciążenia silnika, w odniesieniu do paliwa bazowego. Inaczej niż *Innocet* na długotrwałość spalania wpływa zarówno sam dodatek *Reduxco*, jak i *Reduxco* stosowany wraz z *Innocetem* – w obu tych przypadkach następuje zmniejszenie długotrwałości procesu spalania. Zjawiska te (długotrwałość spalania ( $\alpha_c$ ) i koniec spalania ( $\alpha_{ec}$ )) sprawiają, że dla paliwa zespolonego (testowego) zmierzono w laboratorium nieco większą wartość sprawności ogólnej ( $\eta_o$ ) niż dla paliwa bazowego. Podsumowując analizę zjawisk związanych z przebiegiem prędkości wywiązania się ciepła ( $dQ/d\alpha$ ) w cylindrze silnika (podczas spalania badanych paliw przy różnych obciążeniach silnika), bazując na rzeczywistych (zmierzonych i obliczonych) przebiegach  $dQ/d\alpha$ , opracowano schemat przedstawiający reprezentatywne przebiegi, które wskazują na najistotniejsze różnice, które powodują oraz wyjaśniają odmienny skład spalin (emisja NOx i PM) i zużycie paliwa (sprawność cieplna) dla testowanych paliw. Ponieważ przedstawiony poniżej schemat (rysunek 7.43)  $dQ/d\alpha$  w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika dla testowanych paliw jest prawdziwy w sensie jakościowym dla wszystkich obciążeń silnika, to na osi pionowej nie zamieszczono konkretnych wartości tego parametru.





Rysunek 7.43. Schemat przebiegu prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika ZS dla wszystkich testowanych paliw i różnego obciążenia silnika

Z przedstawionego schematu wynika wyraźnie, że potwierdzone zostały początkowe założenia odnośnie korzystnego oddziaływania jednoczesnego zastosowania dodatków *Innocet* i *Reduxco* na optymalne kształtowanie przebiegu prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika. Oznacza to, że spełnione zostały równocześnie cztery podstawowe kryteria optymalizowania przebiegu procesu spalania dla kompleksowego paliwa testowego (DFS) w odniesieniu do paliwa bazowego (DF):

- zmniejszenie maksymalnej prędkości spalania kinetycznego (w celu zmniejszenia stężenia NO<sub>x</sub> w spalinach),
- zwiększenie maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego (w celu zmniejszenia emisji PM i zadymienia spalin),
- przyspieszenie końca spalania (w celu zbliżenia procesu spalania do GMP tłoka – wzrost wartości  $\eta_0$  i zmniejszenie zużycia paliwa),
- skrócenie długotrwałości spalania (w celu zmniejszenia straty wylotowej – wzrost wartości  $\eta_0$  i zmniejszenie zużycia paliwa).

Należy również zwrócić uwagę na fakt, że spalanie paliwa z obydwooma dodatkami jednocześnie (paliwo DFS) prowadzi do:

1. mniejszej ilości tworzących się cząstek NO<sub>x</sub> nawet niż dla spalania paliwa z dodatkiem *Innocet* (paliwo DFKA), co wynika z najmniejszej wówczas maksymalnej prędkości spalania kinetycznego ( $dQ_k/d\alpha$ ) spośród wszystkich testowanych paliw. Związane jest to z przesunięciem fazowym przebiegów  $dQ/d\alpha$  dla paliw DFKA i DFDA. W sensie fizycznym wynika to z dużo wcześniejszego początku samozapłonu paliwa DFKA niż paliwa DFDA. Powoduje to, że maksymalna ilość ciepła spalania w fazie kinetycznej paliwa DFKA pomniejszona jest o ciepło pobrane w tym czasie na odparowanie paliwa

- DFDA, które nie uległo jeszcze samozapłonowi. Wynikiem tego jest zmniejszenie  $(dQ_k/d\alpha)_{\max}$  dla paliwa DFKA do wartości jeszcze mniejszej niż dla paliwa DFDA, co obrazuje rysunek 7.43, w odniesieniu do kinetycznej fazy spalania badanych paliw,
2. większej wartości sprawności cieplnej nawet niż dla spalania paliwa DFKA i DFDA, co wynika zarówno z wcześniejszego końca spalania (zmniejszenie straty wylotowej) jak i ze zbliżenia procesu spalania do GMP tłoka. Spowodowane jest to faktem, że spalanie paliwa DFKA kończy się wcześniej (ponieważ rozpoczęło się wcześniej niż dla paliwa bazowego), spalanie paliwa DFDA również kończy się wcześniej, ponieważ prędkość spalania tego paliwa jest większa (niż pozostałych paliw) i w efekcie przebieg  $dQ/d\alpha$  dla paliwa DFS, który jest wypadkową funkcji  $dQ/d\alpha$  dla paliw DFDA oraz DFKA charakteryzuje się najwcześniejszym końcem spalania,
  3. mniejszą emisją PM, co wprawdzie nie wynika z największej wartości  $(dQ_d/d\alpha)_{\max}$  i największej długotrwałości spalania dyfuzyjnego ( $\alpha_{cd}$ ) w odniesieniu do testowanych paliw, ale związane jest z największą dla tego paliwa (DFS) ilością ciepła wywiązanego w dyfuzyjnej fazie spalania. Na rysunku 7.43 widać, że skutkiem nakładania się wartości  $dQ/d\alpha$  dla paliwa DFKA i DFDA, w przypadku kompleksowego paliwa testowego (DFS – czerwona linia na schemacie) pojawia się dodatkowe ekstremum lokalne, które świadczy o powstaniu dodatkowej ilości ciepła, które zwiększa ilość ciepła wydzielonego w fazie dyfuzyjnej ( $Q_d$ ), co powoduje dopalenie części powstałych wcześniej cząstek stałych (PM) i w efekcie zmniejszenie emisji PM w spalinach.

W najprostszej sytuacji równoczesne zastosowanie dodatku do paliwa, który np. zmniejsza wartość parametru X i drugiego dodatku, który zwiększa wartość parametru X powinno prowadzić do takiej wartości parametru X, która wynika z sumy działania poszczególnych dodatków. Tymczasem z przedstawionych w pracy badań wynika, że jednoczesne zastosowanie dodatku *Innocet* (który zmniejsza stężenie NOx w spalinach od 8 do 18%) i dodatku *Reduxco* (który zwiększa stężenie NOx w spalinach od 12 do 20%) prowadzi dla kompleksowego paliwa testowego (DFS) do zmniejszenia stężenia NOx w spalinach w stopniu jeszcze większym (od kilkunastu do dwudziestu procent) niż dla samego dodatku *Innocet*. Jest to możliwe wyłącznie dzięki zaistniałemu wówczas zjawisku synergii, która w tym konkretnym przypadku związana jest z przesunięciem fazowym prędkości wywiązywania się ciepła ( $dQ/d\alpha$ ) dla spalania paliw z badanymi dodatkami. Zatem równoczesne zastosowanie dodatków *Innocet* i *Reduxco* w paliwie DFS doprowadziło do potwierdzonej w badaniach laboratoryjnych synergii oddziaływania obydwu dodatków do paliwa na jednoczesne i jeszcze intensywniejsze zmniejszenie zarówno stężenia NOx i emisji PM w spalinach, jak i zwiększenie wartości sprawności spalania niż dla każdego dodatku oddzielnie.

Analiza przyczynowo-skutkowa parametrów procesu roboczego silnika zasilanego paliwem bazowym (DF), paliwem testowym z dodatkiem *Innocet* (DFKA), paliwem testowym z dodatkiem *Reduxco* (DFDA) oraz kompleksowym paliwem testowym, które zawierało jednocześnie dodatek *Innocet* i *Reduxco* (DFS) pozwala na stwierdzenie, że zjawisko synergii (wynikające jak wspomniano z przesunięcia fazowego przebiegu  $dQ/d\alpha$  dla badanych paliw testowych) ma korzystny wpływ na następujące parametry:

- stężenie NO<sub>x</sub>
  - emisja PM
  - sprawność cieplna
- } parametry podstawowe (eksploatacyjne)
- maksymalne ciśnienie spalania
  - maksymalna prędkość spalania kinetycznego
  - ilość ciepła wydzielonego w fazie dyfuzyjnej
  - koniec spalania
- } parametry pierwotne (przyczynowe)

### 7.3. Podsumowanie i wnioski rozdziału 7

Przeprowadzone badania, opisane w tym podrozdziale, upoważniają do przedstawienia następujących, najważniejszych wniosków, dotyczących wpływu stosowanych dodatków do biopaliwa na parametry procesu spalania w silniku z zapłonem samoczynnym (w odniesieniu do paliwa bazowego):

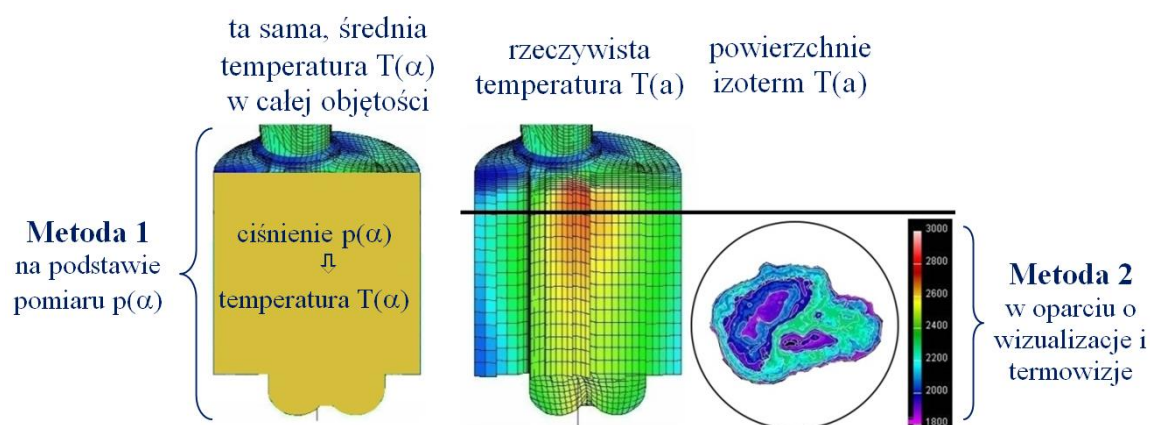
1. Dodatek *Innocet* (DFKA) do paliwa powodował głównie:
  - wcześniejszy samozapłon paliwa i w konsekwencji skrócenie opóźnienia samozapłonu,
  - silne zmniejszenie kinetycznej prędkości spalania, co prowadziło do zmniejszenia stężenia NO<sub>x</sub> w spalinach (kilkanaście procent),
  - niewielkie zmniejszenie dyfuzyjnej prędkości spalania, co prowadziło do zwiększenia emisji PM i zadymienia spalin (około jeden procent),
  - przy dużym obciążeniu silnika zbliżenie procesu spalania do GMP tłoka, co skutkowało nieco mniejszym wówczas zużyciem paliwa (do trzech procent).
2. Dodatek *Reduxco* (DFDA) do paliwa powodował głównie:
  - nieco późniejszy samozapłon paliwa i w konsekwencji niewielkie wydłużenie opóźnienia samozapłonu,
  - nieduże zwiększenie kinetycznej prędkości spalania, co prowadziło do zwiększenia stężenia NO<sub>x</sub> w spalinach (kilkanaście procent),
  - silne zwiększenie dyfuzyjnej prędkości spalania, co prowadziło do znacznego zmniejszenia emisji PM i zadymienia spalin (od kilku do przeszło trzydziestu procent),
  - skrócenie długotrwałości procesu spalania, co skutkowało mniejszym zużyciem paliwa – od jednego do prawie czterech procent (poprzez wzrost sprawności ogólnej, wynikający m.in. ze zbliżenia procesu spalania do GMP tłoka i zmniejszenia straty wylotowej).
3. Równoczesny dodatek *Innocet* i *Reduxco* (paliwo zespolone DFS) powodował głównie:
  - wcześniejszy samozapłon paliwa i w konsekwencji skrócenie opóźnienia samozapłonu w stopniu nawet większym, niż dla dodatku tylko *Innocet*,
  - silne zmniejszenie kinetycznej prędkości spalania, co prowadziło do zmniejszenia stężenia NO<sub>x</sub> w spalinach silnika nawet nieco bardziej, niż dodatek samego *Innocet* (od kilkunastu do dwudziestu procent),

- znaczące zwiększenie ilości ciepła wywiązywanego w dyfuzyjnej fazie spalania, czego konsekwencją było istotne zmniejszenie emisji PM i zadymienia spalin (od kilkunastu do niemal czterdziestu procent),
  - zbliżenie procesu spalania do GMP tłoka, co skutkowało mniejszym wówczas zużyciem paliwa (od dwóch do pięciu procent).
4. W przypadku paliwa testowego (zespolonego), zawierającego zarówno dodatek *Innocet* jak i *Reduxco*, stwierdzono skutki występowania korzystnego zjawiska synergii, które w szczególności dotyczyło zużycia paliwa (sprawności ogólnej –  $\eta_o$ ), stężenia NOx i emisji PM w spalinach silnika. Oznacza to w tym przypadku, że wspólne oddziaływanie obu tych dodatków do paliwa przyniosło korzystniejsze efekty niż zastosowanie każdego z tych dodatków oddzielnie,
  5. Przyczyną synergicznego oddziaływania obu badanych dodatków do paliwa stosowanych jednocześnie (na wartości  $\eta_o$ , NOx i PM) jest przesunięcie w fazie przebiegu prędkości wywiązywania się ciepła ( $dQ/d\alpha$ ) dla paliwa z dodatkiem *Innocet*, względem ( $dQ/d\alpha$ ) dla paliwa z dodatkiem *Reduxco*. Wynika to głównie ze znacznie wcześniejszego samozapłonu paliwa z *Innocetem* w porównaniu z późniejszym samozapłonem paliwa z *Reduxco*. W chwili, kiedy paliwo z *Innocetem* już zaczyna się palić, to paliwo z *Reduxco* dopiero ulega odparowaniu. Ciepło utajone zmniejsza ilość ciepła wywiązanego w kinetycznej fazie spalania ( $dQ_k/d\alpha$ ) paliwa z dodatkiem *Innocet*, co dodatkowo powoduje zmniejszenie ( $dQ_k/d\alpha$ ) paliwa z obydwoma dodatkami jednocześnie i prowadzi do mniejszej wówczas ilości tworzących się tlenków azotu i zmniejsza emisję NOx w spalinach silnika,
  6. Dla paliwa z obydwoma dodatkami jednocześnie (DFS), przebieg wywiązywania się ciepła  $Q(\alpha)$  charakteryzuje się mniejszą (nawet niż dla paliwa z samym *Innocetem*) ilością ciepła wydzielonego w fazie kinetycznej – najmniejsze stężenie NOx w spalinach oraz charakteryzuje się większą (nawet niż dla paliwa z samym *Reduxco*) ilością ciepła wywiązanego w fazie dyfuzyjnej, co wyjaśnia najmniejszą wówczas emisję PM w spalinach. Synergia dotyczy również wcześniejszego końca spalania paliwa z obydwoma badanymi dodatkami, dzięki czemu spalanie tego paliwa pozwala na najmniejszą emisję NOx i PM w spalinach oraz największą sprawność ogólną, w odniesieniu do wszystkich stosowanych w badaniach paliw.

## 8. Badania optyczne i termowizja procesu spalania

### 8.1. Wprowadzenie

W rozdziale 7 przedstawiono nie tylko wpływ paliw z badanymi dodatkami na parametry energetyczne i skład spalin, ale również analizę przyczyn obserwowanych zjawisk. Jednak ta część pracy, zawierająca analizę otwartych wykresów indykatorowych i prędkości wywiązywania się ciepła, nie zawierała informacji na temat wpływu badanych dodatków do paliwa na przebieg temperatury spalania ( $T_c$ ). Ponieważ funkcja  $T_c(\alpha)$  podobnie jak  $(dQ/d\alpha)$  wpływają na ilość tworzących się cząsteczek NOx oraz ilość dopalonych cząstek PM w cylindrze silnika, to z punktu widzenia analizy przyczyn wpływu badanych dodatków na wymienione emisje spalin konieczne wydaje się rozszerzenie pomiarów i obliczeń o przebieg  $T_c(\alpha)$ . Ponieważ jednak wyliczenie temperatury  $T_c(\alpha)$  w oparciu o zmierzone ciśnienie spalania  $p_c(\alpha)$ , jak pokazuje schemat na rysunku 8 jest wartością średnią w danej objętości  $V(\alpha)$ , to nie jest to wystarczająca informacja z punktu widzenia mechanizmu tworzenia się NOx. W silniku o zapłonie samoczynnym spalanie niejednorodnej mieszaniny paliwowo-powietrznej prowadzi do niejednorodnego rozkładu temperatury w objętości gazu zawartego w cylindrze dla danego kąta  $\alpha$ . Z tego powodu fizycznie bardziej poprawna w analizie tworzenia się NOx wydaje się metoda określania  $T_c(\alpha)$ , która dodatkowo pozwala na wyznaczanie obszarów objętych danymi izotermami w funkcji kąta  $\alpha$  (lokalnie i chwilowo). Metodą, która spełnia te założenia jest, przyjęta w tej pracy, optyczno-cyfrowa wizualizacja zjawisk w cylindrze silnika w połączeniu z obliczeniami (na podstawie obrazów płomienia) rozkładu temperatur.

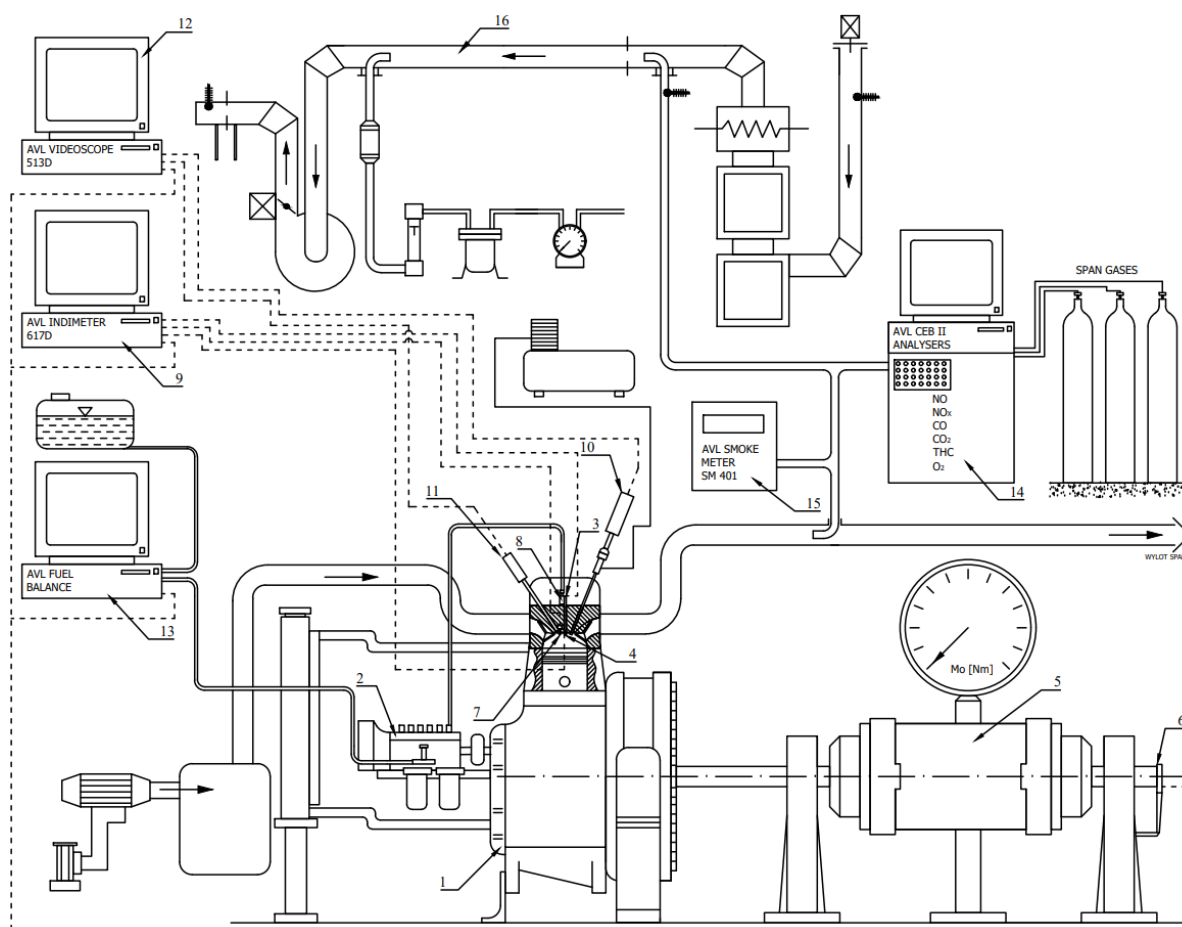


Rysunek 8.1. Schemat metod wyznaczania temperatury spalania

Optyczno-cyfrowa wizualizacja płomienia w cylindrze silnika zasilanego badanymi paliwami, która jest podstawą do wyliczenia rozkładu izoterm (rozdział 5.2.7 oraz 5.2.8) wymaga pewnej ilości miejsca w głowicy silnika w celu zamontowania endoskopu połączonego z kamerą cyfrową oraz endoskopu połączonego ze stroboskopowym źródłem światła. W nowoczesnym, 4-cylindrowym silniku o objętości skokowej  $1,9 \text{ dm}^3$ , stosowanym poprzednio w badaniach (rozdział 6) nie ma wystarczająco dużo wolnego miejsca do zamontowania optyki pomiarowej. Z tego powodu niniejsze badania zostały

przeprowadzone z wykorzystaniem specjalnego, 1-cylindrowego silnika badawczego o praktycznie takiej samej objętości skokowej, którego głowica umożliwia montaż endoskopów. Wprawdzie zastosowanie w tych badaniach innego silnika (1-cylindrowego) wymagało ponownego przeprowadzenia pomiarów zjawisk i funkcji, które już zrealizowano z wykorzystaniem silnika 4-cylindrowego, jednak było to niezbędne, ponieważ te same zjawiska mogły przebiegać odmiennie dla badanych paliw (zarówno w sensie ilościowym jak i jakościowym) ze względu na różnice w konstrukcji tych silników. Jednocześnie analiza wpływu badanych paliw na proces spalania w dwóch silnikach odmiennych generacji (1-cylindrowy, niedoładowany, bez EGR, z rzędowną pompą wtryskową i 4-cylindrowy, doładowany, z EGR oraz wysokociśnieniowym układem zasilania w paliwo – 200 MPa) pozwoliła na uogólnienie uzyskanych wniosków. Potwierdzono m.in. występowanie zjawiska synergii oddziaływania dwóch dodatków do paliwa: zmniejszającego selektywnie prędkość spalania kinetycznego oraz zwiększającego selektywnie ilość ciepła w fazie spalania dyfuzyjnego. Prowadzi to w przypadku obu generacji silników do niezwykle korzystnego, jednoczesnego zmniejszenia emisji NO<sub>x</sub> i PM w spalinach.

W badaniach wykorzystano stanowisko pomiarowe, przedstawione schematycznie na rysunku 8.2.



Rysunek 8.2. Schemat stanowiska do wizualizacji i termowizji z silnikiem SB 3.1

Przyjęta metodyka badań różni się od opisanej szczegółowo w rozdziale 7 niniejszej pracy wyłącznie stosowanym teraz systemem pomiarowym AVL VideoScope 513D (opisanym w podrozdziale 5.2.7 tej pracy) oraz silnikiem spalinowym, którego specyfikacja techniczna podana została w podrozdziale 6.3.1, w tabeli 6.2. Zgodnie z powszechnie przyjętymi zasadami (ten sam obiekt badań w czasie całego harmonogramu) stosowano zarówno to samo paliwo bazowe B10, którego własności opisano szczegółowo w tabeli 4, podrozdział 5.1 oraz te same dodatki do paliw.

## 8.2. Wyniki badań

Zgodnie z przyjętym harmonogramem badaniom i analizie podlegało kilka podstawowych grup parametrów pracy silnika:

- parametry energetyczne silnika,
- stężenie gazowych składników spalin,
- emisja cząstek stałych i zadymienie spalin,
- parametry wykresów indykatorowych,
- parametry wykresów temperatury spalania (obliczone w oparciu o  $p(\alpha)$ ),
- parametry wykresów prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika,
- parametry optycznej analizy obrazów w cylindrze silnika,
- parametry termowizji płomienia dla testowanych paliw (dla kinetycznej i dyfuzyjnej fazy spalania).

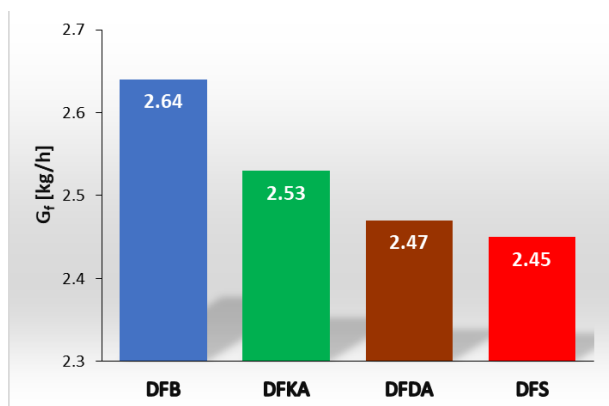
Badania przeprowadzone były przy stałej prędkości obrotowej 1600 obr/min (prędkość obrotowa występowania maksymalnego momentu obrotowego tego silnika) i takim samym obciążeniu dla wszystkich testowanych paliw ( $M_o = 60 \text{ Nm}$ , 55%  $M_{o\max}$ ).

Stosowane dodatki do oleju napędowego (paliwa: DFKA, DFDA, DFS) nie powodowały zmiany lepkości paliwa, ani też nie zmieniały wartości opałowej. Z tych powodów początek wtrysku badanych paliw do cylindra silnika był taki sam, a różnice w wartościach parametrów energetycznych i składu spalin silnika wynikały wyłącznie z wpływu badanych dodatków na zmianę przebiegu procesu spalania. Analizę przyczynowo-skutkową przebiegu procesu utleniania testowanych paliw umożliwiły wykresy temperatury spalania, prędkości wywiązywania się ciepła, obrazy płomienia oraz rozkład izoterm w płomieniu (określane w funkcji czasu spalania – kąta obrotu wału korbowego silnika).

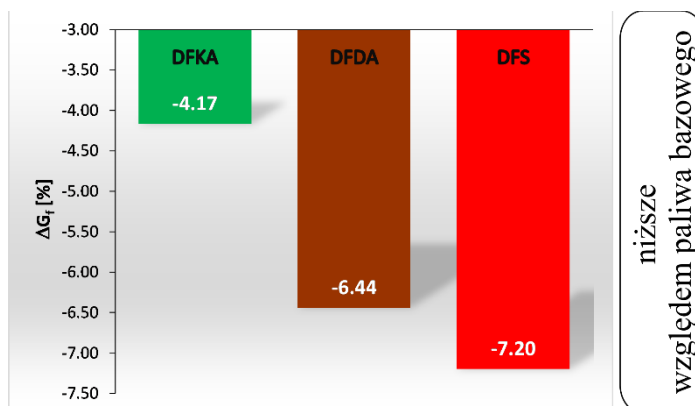
### 8.2.1. Parametry energetyczne

Wpływ badanych paliw na godzinowe zużycie paliwa przedstawiono na rysunku 8.3. Z danych zawartych na tym rysunku wynika, że stosowanie każdego z testowanych dodatków do oleju napędowego (paliwa DFB) powoduje, w różnym stopniu dla różnych paliw, poprawę przebiegu procesu spalania w cylindrze silnika, co skutkuje zmniejszeniem zużycia paliwa. Jak wspomniano nieco wcześniej, pomiary przeprowadzono przy takiej samej prędkości obrotowej i obciążeniu silnika (ponadto wartość opałowa taka sama dla wszystkich paliw), to z tego powodu procentowe zmiany godzinowego zużycia paliwa, wynikające z wpływu testowanych paliw na proces

spalania są takie same jak procentowe różnice w wartościach jednostkowego zużycia paliwa i sprawności ogólnej silnika – przedstawia to rysunek 8.4.



Rysunek 8.3. Godzinowe zużycie paliwa ( $G_f$ ) dla badanych paliw

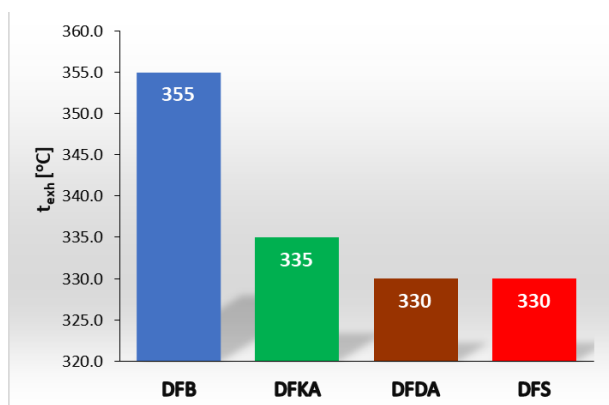


Rysunek 8.4. Procentowa zmiana godzinowego zużycia paliwa ( $\Delta G_f$ ) dla badanych paliw względem  $G_f$  dla DFB (paliwo bazowe)

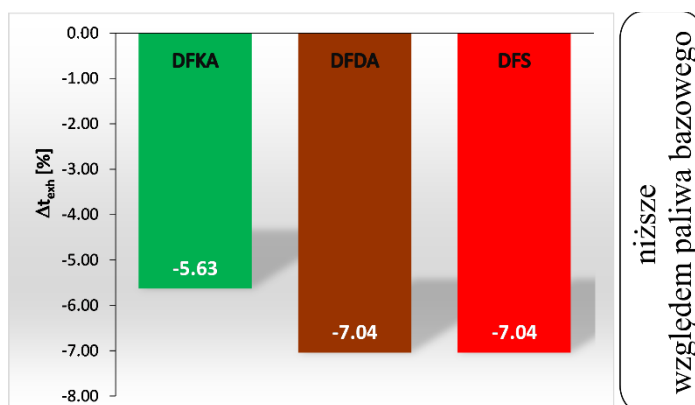
Poprawa wartości parametrów energetycznych silnika wskutek stosowania testowanych dodatków do paliwa (w odniesieniu do wartości uzyskiwanych dla paliwa bazowego) wynosi kolejno:

- około 4% dla paliwa DFKA,
- około 6% dla paliwa DFDA,
- około 7% dla paliwa DFS.

Energetyczna poprawa przebiegu procesu spalania, powodująca obserwowane efekty wzrostu wartości sprawności ogólnej silnika, może wynikać między innymi z wcześniejszego zakończenia procesu spalania w silniku zasilanym testowanymi paliwami (zmniejszenie wówczas straty wylotowej). Potwierdzeniem słuszności tej tezy jest m.in. mniejsza temperatura spalin silnika dla wszystkich testowych paliw (w porównaniu z paliwem bazowym), co obrazują dane zawarte na rysunku 8.5.



Rysunek 8.5. Temperatura spalin ( $t_{exh}$ ) dla badanych paliw



Rysunek 8.6. Procentowa zmiana temperatury spalin ( $\Delta t_{exh}$ ) dla badanych paliw względem  $t_{exh}$  dla DFB (paliwo bazowe)

Zjawisko to jest oczywiście korzystne, ponieważ wcześniejszy koniec spalania i mniejsza w związku z tym temperatura spalin ( $t_{exh}$ ) zmniejszają straty energii unoszonej ze spalinami. W bilansie ogólnym zwiększa to ilość energii, która może być zamieniona w cylindrze silnika na wykonanie pracy technicznej. Jedną z przyczyn wcześniejszego



końca spalania (dla testowanych paliw w odniesieniu do paliwa bazowego) może być większa wówczas prędkość spalania lub wcześniejszy początek samozapłonu paliwa. Dalsza analiza (prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika zasilanego badanymi paliwami) pozwoli na określenie, która z tych przyczyn jest istotniejsza dla testowanych paliw.

### 8.2.2. Skład spalin

W obecnie produkowanych tłokowych silnikach spalinowych, jak już wspomiano parametrem nie mniej istotnym niż sprawność ogólna silnika jest skład spalin. Wynika to z faktu, że aby silnik mógł być produkowany seryjnie musi spełnić wymagania homologacyjne, które określają dopuszczalną emisję CO, HC, NO<sub>x</sub>, PM oraz CO<sub>2</sub>. Ze względu na spalanie ubogich mieszanin paliwowo-powietrznych w silnikach o zapłonie samoczynnym oraz stosowanie katalizatorów utleniających (DOC) o dużej sprawności emisja CO i HC nie stanowi istotnego zagrożenia dla konstrukcji tych silników. Istotny problem stanowi natomiast emisja NO<sub>x</sub> i PM. Z tego powodu w trakcie badań określano wpływ testowanych paliw (w porównaniu do paliwa bazowego) na stężenie NO<sub>x</sub> oraz emisję cząstek stałych (PM) i zadymienie spalin.

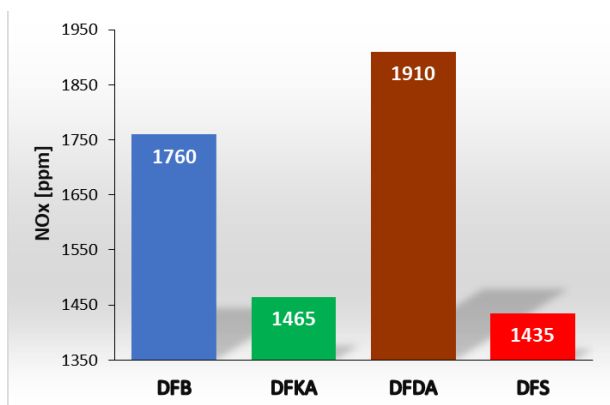
Z chemicznego punktu widzenia na ilość powstałych cząstek NO<sub>x</sub> w cylindrze silnika wpływa zarówno temperatura spalania ( $T_c > 1000$  K), dostępność O<sub>2</sub> w reakcji utleniania N<sub>2</sub> oraz długotrwałość tej reakcji [47]. W odniesieniu do silnika z zapłonem samoczynnym należy dodatkowo uwzględnić specyfikę tego procesu. Dotyczy to przede wszystkim faktu, iż:

- proces spalania obejmuje niejednorodną mieszaninę paliwowo-powietrzną, co skutkuje nierównomiernym rozkładem temperatury w objętości czynnika roboczego dla danego kąta obrotu wału korbowego silnika. Zatem temperatura spalania (główna przyczyna tworzenia się NO<sub>x</sub>) jest funkcją wielu zmiennych (nawet w jednym punkcie pracy silnika): m.in. kąta obrotu wału korbowego i miejsca w objętości czynnika roboczego. W związku z tym, z punktu widzenia tworzenia się NO<sub>x</sub> istotna jest nie tyle średnia temperatura spalania w objętości czynnika roboczego, ale istotniejsza jest wielkość obszaru czynnika roboczego objęta izotermami o wysokich temperaturach. Im większy obszar czynnika roboczego objęty izotermami o temperaturze powyżej 1000 K, tym więcej wytworzy się tlenków azotu w cylindrze silnika,
- proces spalania w silniku z zapłonem samoczynnym jest procesem dwumodalnym, tzn. składa się zasadniczo z fazy spalania kinetycznego (samozapłon i spalanie dawki paliwa zgromadzonej w komorze spalania w okresie opóźnienia samozapłonu  $\tau_c$ ) oraz fazy spalania dyfuzyjnego (prędkość spalania zależna jest praktycznie od prędkości wtrysku paliwa, ponieważ dyfuzyjne mieszanie się paliwa z powietrzem, skutkiem dużej wówczas temperatury, jest na tyle szybkim procesem, że nie ogranicza prędkości spalania wtryskiwanej dawki paliwa). Z tego powodu w danych literaturowych przyjmuje się najczęściej, że maksymalna prędkość spalania kinetycznego ( $dQ_k$ ) jest odpowiedzialna za ilość wytworzonych tlenków azotu. Tymczasem z mechanizmu tworzenia się NO<sub>x</sub> wynika, że istotna musi być również

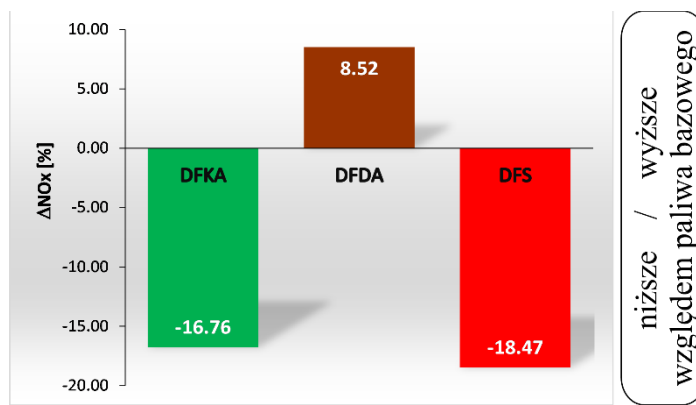
długotrwałość fazy kinetycznej ( $\alpha_{ck}$ ). Im dłużej będzie trwała kinetyczna faza spalania tym więcej utworzy się tlenków azotu. W konsekwencji tego toku myślenia istotne jest również ciepło wywiązane w kinetycznej fazie spalania ( $Q_k$ ). Zatem w efekcie końcowym, z punktu widzenia ilości wytworzonych NOx istotna jest zarówno długotrwałość występowania wysokiej temperatury spalania (rysunek 3) jak i wielkość obszaru czynnika roboczego objęta tymi izotermami (rysunek 8). Analogicznie przedstawia się sytuacja w odniesieniu do dyfuzyjnej fazy spalania. W literaturze przedmiotu przyjmuje się najczęściej, że im większa maksymalna prędkość spalania dyfuzyjnego tym mniejsza emisja cząstek stałych. Wynika to z faktu, iż duża szybkość wydzielania ciepła w tej fazie spalania powoduje dopalanie większej części powstałych wcześniej cząstek stałych, w związku z tym, w bilansie ogólnym emisja wylotowa cząstek stałych będzie w tej sytuacji mniejsza. Jednak, rozumując analogicznie jak dla fazy kinetycznej i tlenków azotu, ilość dopalonych cząstek stałych (PM) musi zależeć również od długotrwałości fazy dyfuzyjnej ( $\alpha_{IQd}$ ), ponieważ łącznie z prędkością spalania dyfuzyjnego determinuje to ilość ciepła ( $Q_d$ ) wydzielonego w tej fazie, co z kolei związane jest z temperaturą spalania odpowiedzialną za dopalanie cząstek stałych.

W celu pogłębienia analizy wpływu badanych dodatków do paliwa na uzyskiwane różnice w stężeniu NOx i emisji PM w spalinach silnika w niniejszej pracy brano pod uwagę wartości wszystkich ww. parametrów, co przedstawiono w kolejnych podrozdziałach.

Stężenie tlenków azotu (NOx) w spalinach silnika zasilanego badanymi paliwami (w przyjętym punkcie pracy silnika – prędkość obrotowa momentu maksymalnego silnika i 55% maksymalnego momentu obrotowego) przedstawione zostało na rysunku 8.7. Z danych tych wynika, że zastosowanie dodatku 2-EHN (zmniejszającego prędkość spalania kinetycznego) w paliwie DFKA powoduje znaczące zmniejszenie stężenia NOx w spalinach, w odniesieniu do paliwa bazowego DFB (przeszło 16%). Jest to zgodne z wcześniejszymi badaniami, przedstawionymi w rozdziale 7, z wykorzystaniem silnika VW 1.9 TDI, gdzie w zależności od obciążenia silnika uzyskiwano zmniejszenie stężenia NOx w spalinach (dla tego paliwa) od 10% do 20% w porównaniu z paliwem bazowym. Podobnie dla paliwa DFDA (z dodatkiem zwiększającym prędkość spalania dyfuzyjnego) zaobserwowano w obydwu przypadkach (silnik VW 1.9 TDI oraz silnik SB 3.1) wzrost stężenia NOx w odniesieniu do paliwa bazowego. Mimo, że dodatek *Reduxco* do paliwa (paliwo DFDA) spowodował ok. 8% wzrost NOx w spalinach, to łączne stosowanie tego dodatku z dodatkiem 2-EHN (paliwo DFS) prowadziło do jeszcze silniejszego zmniejszenia stężenia tlenków azotu niż w przypadku paliwa DFKA. Jak wykazano w poprzednich badaniach (rozdział 7) z silnikiem VW 1.9 TDI jest to możliwe dzięki synergicznemu oddziaływaniu obu tych dodatków do paliwa na przebieg prędkości wywiązania się ciepła zarówno w kinetycznej jak i dyfuzyjnej fazie spalania. Dla paliwa DFS zmniejszenie NOx w spalinach, w warunkach przeprowadzonych badań, wynosiło przeszło 18% (w porównaniu z paliwem bazowym DFB).

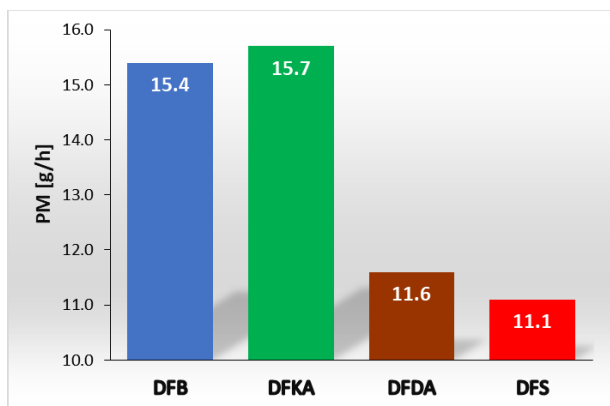


Rysunek 8.7. Stężenie tlenków azotu (NOx) w spalinach badanych paliw

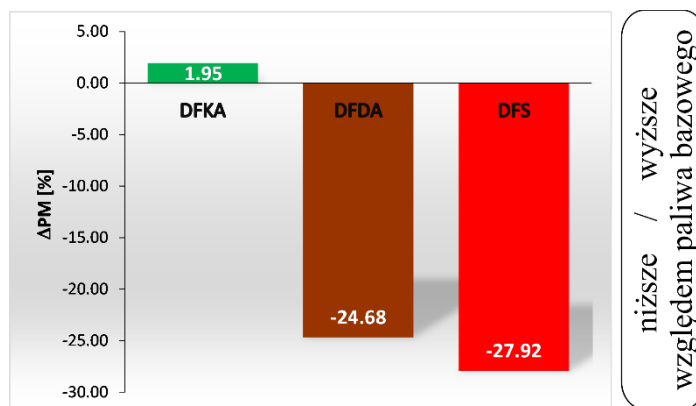


Rysunek 8.8. Procentowa zmiana stężenia tlenków azotu (ΔNOx) dla badanych paliw względem stężenia NOx dla DFB (paliwa bazowego)

Wpływ badanych paliw na emisję cząstek stałych (określoną zgodnie z obowiązującymi normami z wykorzystaniem tunelu rozcieńczającego spaliny) przedstawiono na rysunku 8.9. Również w przypadku emisji cząstek stałych (PM) zaobserwowano analogiczny wpływ testowanych dodatków do paliwa, zarówno w badaniach z silnikiem VW 1.9 TDI jak i w opisywanych badaniach z zastosowaniem 1-cylindrowego silnika badawczego (rozdział 7). Paliwo, które pozwalało na uzyskiwanie dużego zmniejszenia stężenia NOx w spalinach (DFKA) prowadziło jednocześnie do powstawania największej emisji PM. Zasilanie silnika paliwem DFDA (z dodatkiem *Reduxco* – zwiększającym prędkość spalania dyfuzyjnego) powodowało znaczące zmniejszenie emisji PM (o ok. 24%).



Rysunek 8.9. Emisja cząstek stałych (PM) w spalinach silnika dla badanych paliw

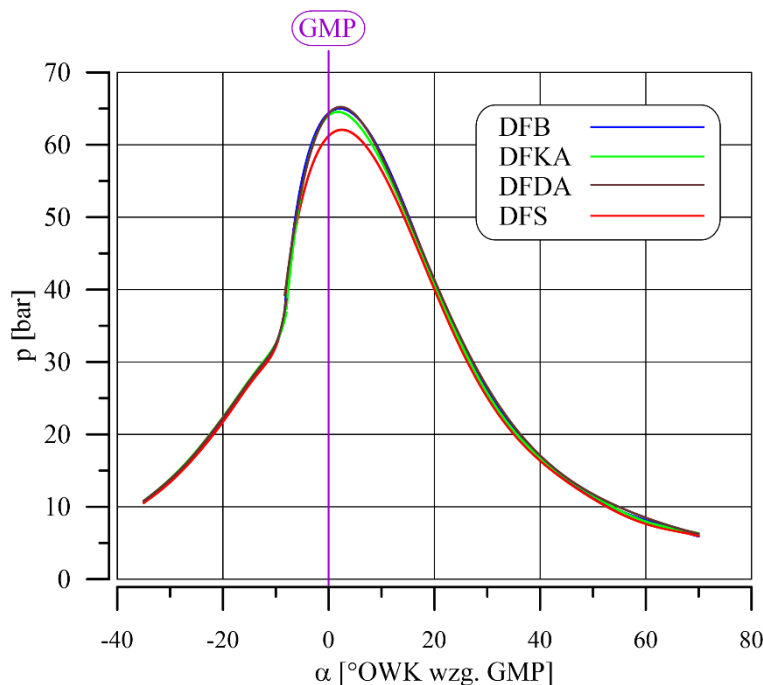


Rysunek 8.10. Procentowa zmiana (ΔPM) emisji cząstek stałych z paliw testowych względem emisji PM dla DFB (paliwo bazowe)

Dopiero jednoczesne użycie obu tych dodatków (2-EHN i *Reduxco* – paliwo DFS), skutkiem synergii oddziaływania na przebieg procesu spalania, prowadzi do zmniejszenia zarówno stężenia NOx i emisji PM w spalinach silnika. Zjawisko to zostanie jeszcze dokładniej wyjaśnione w dalszej części pracy, zarówno w odniesieniu do przebiegu temperatury spalania jak i prędkości wywiązywania się ciepła w funkcji czasu spalania (kąta obrotu wału korbowego silnika).

### 8.2.3. Wykresy indykatorowe

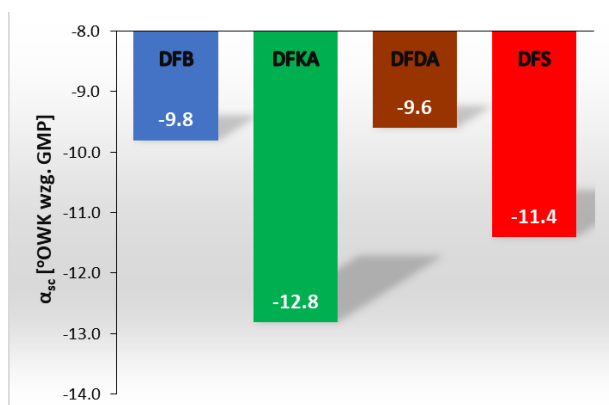
W celu pogłębienia analizy przyczynowo-skutkowej wpływu testowanych paliw na przebieg procesu spalania zrealizowano pomiary ciśnienia w cylindrze silnika w funkcji kąta OWK. Przedstawia to rysunek 8.11.



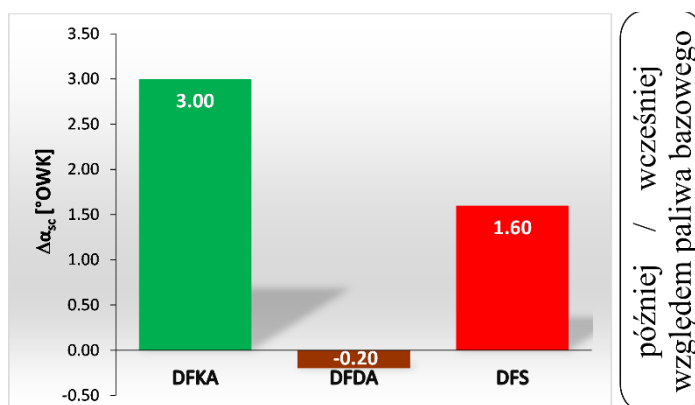
Rysunek 8.11. Przebiegi ciśnienia w cylindrze silnika zasilanego badanymi paliwami

Zmierzone wykresy indykatorowe posłużyły do określenia m.in. początku samozapłonu ( $\alpha_{sc}$ ) i opóźnienia samozapłonu ( $\tau_c$ ) oraz były podstawą do wyliczenia, analizowanych dalej, przebiegów prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika zasilanego badanymi paliwami.

Zasadniczym celem stosowania dodatku 2-EHN jest ułatwienie i w związku z tym doprowadzenie do wcześniejszego początku samozapłonu paliwa ( $\alpha_{sc}$ ). Potwierdziły to przeprowadzone badania – paliwo DFKA charakteryzuje się najwcześniejszym początkiem samozapłonu – rysunek 8.12.



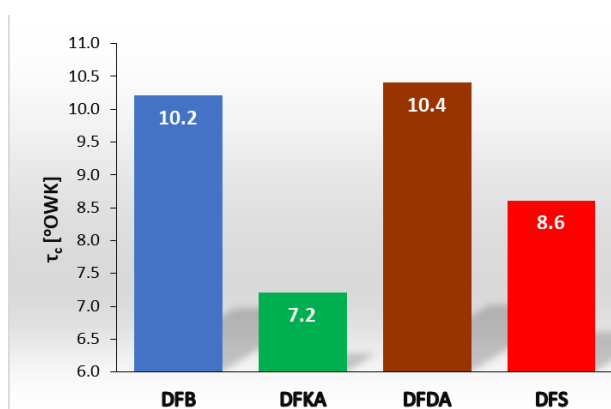
Rysunek 8.12. Początek samozapłonu paliwa ( $\alpha_{sc}$ ) dla badanych paliw



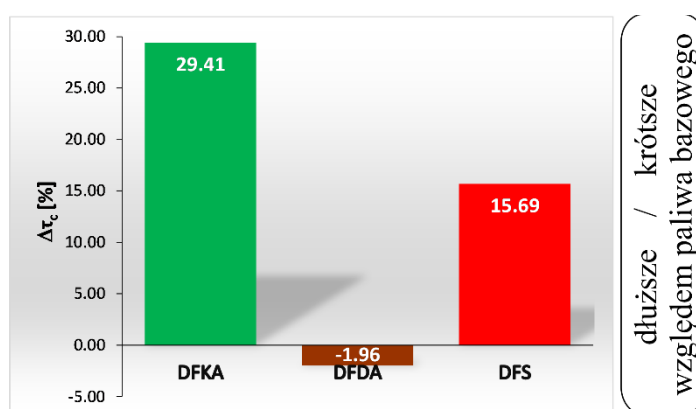
Rysunek 8.13. Procentowa zmiana początku samozapłonu paliwa ( $\Delta\alpha_{sc}$ ) dla badanych paliw względem  $\alpha_{sc}$  dla DFB

Paliwo DFDA w bardzo niewielkim stopniu, ale jednak opóźnia początek samozapłonu ( $\alpha_{sc}$ ), natomiast paliwo DFS, które zawiera oba testowane dodatki, prowadzi korzystnie do znaczącego przyspieszenia początku samozapłonu (w porównaniu z zastosowaniem paliwa bazowego), tylko minimalnie późniejszego niż przy spalaniu paliwa DFKA.

Ponieważ, jak wspomniano wcześniej początek wtrysku wszystkich badanych paliw (w stosowanym punkcie pracy silnika) był taki sam, to zmiany początku samozapłonu paliwa ( $\alpha_{sc}$ ) związane są bezpośrednio z opóźnieniem samozapłonu ( $\tau_c$ ). Paliwo DFKA dla którego zmierzono najwcześniejszy początek samozapłonu (rysunek 8.12) charakteryzuje się najkrótszą zwłoką samozapłonu (rysunek 8.14), natomiast paliwo z dodatkiem *Reduxco* (DFDA) w bardzo niewielkim stopniu wydłuża okres opóźnienia samozapłonu.



Rysunek 8.14. Opóźnienie samozapłonu ( $\tau_c$ ) dla badanych paliw

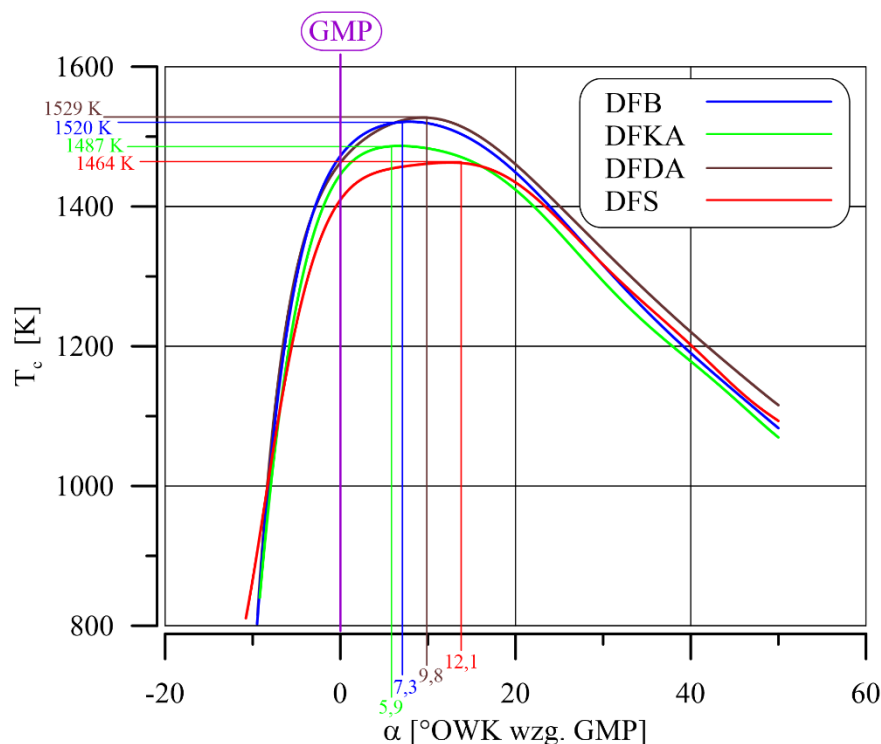


Rysunek 8.15. Procentowa zmiana opóźnienia samozapłonu ( $\Delta\tau_c$ ) dla badanych paliw względem  $\tau_c$  dla paliwa bazowego

Krótsze opóźnienie samozapłonu dla paliwa DFKA (niż dla paliwa bazowego) w pełni wyjaśnia mniejsze dla tego paliwa stężenie NOx w spalinach. Wynika to oczywiście z faktu, że w najkrótszym czasie pomiędzy początkiem wtrysku i początkiem samozapłonu paliwa, w komorze spalania silnika gromadzi się najmniejsza ilość paliwa (w zestawieniu z pozostałymi badanymi paliwami). Im mniejsza ilość paliwa podlegająca samozapłonowi, tym mniejsza dynamika początkowej (kinetycznej) fazy spalania, co prowadzi m.in. do zmniejszenia temperatury w fazie spalania związanej z tworzeniem się tlenków azotu, co w efekcie końcowym zmniejsza stężenie NOx w spalinach (w odniesieniu do paliwa bazowego) [16,20]. Natomiast powyższy tok myślenia nie tłumaczy, dlaczego dla paliwa DFS, przy nieco większej wartości  $\tau_c$  niż dla paliwa DFKA, paliwo DFS prowadzi do najmniejszego stężenia tlenków azotu w spalinach. Wyjaśnieniem jest synergiczne oddziaływanie obu stosowanych dodatków w paliwie DFS na prędkość wywiązywania się ciepła w kinetycznej fazie spalania, co zostanie szerzej opisane w dalszej części pracy.

W oparciu o zmierzone przebiegi ciśnienia w cylindrze silnika zasilanego testowanymi paliwami (rysunek 8.11) oraz model obliczeniowy [15] wyliczono przebiegi temperatury spalania w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika – rysunek 8.16. Na wykresie tym zaznaczono fazę spalania kinetycznego i dyfuzyjnego (określone w oparciu o prędkość wywiązywania się ciepła analizowaną w kolejnym podrozdziale). Obydwa testowane

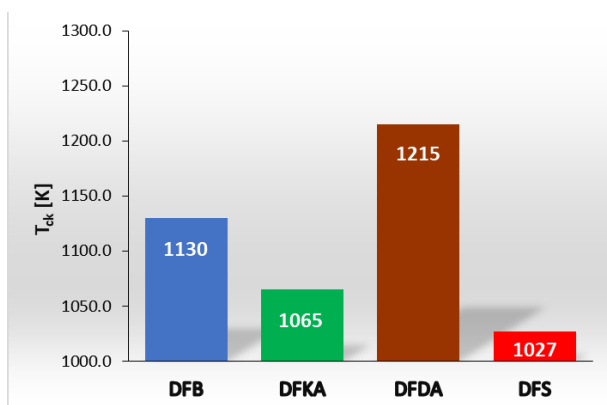
dotatki do paliwa oddziałują selektywnie na prędkość wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika. Z tego powodu, jak widać na rysunku 8.17, dodatek 2-EHN bardzo mocno (korzystnie) zmniejsza temperaturę spalania w fazie kinetycznej, nieznacznie tylko zmniejszając (niekorzystnie) temperaturę w fazie dyfuzyjnej – rysunek 8.18. Wyjaśnia to zarówno bardzo małe stężenie NOx w spalinach silnika zasilanego paliwem DFKA jak i nieco większą wówczas emisję PM w spalinach w odniesieniu do paliwa bazowego DFB.



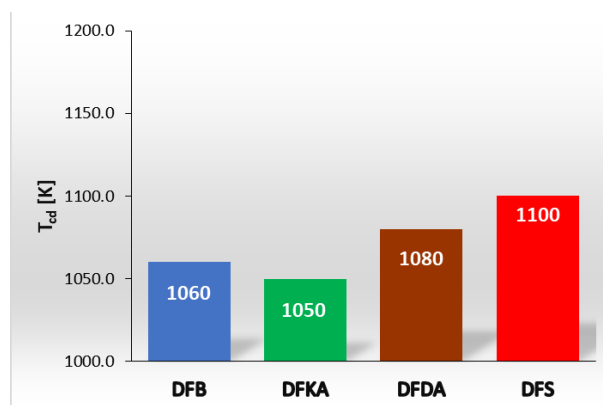
Rysunek 8.16. Przebieg temperatury spalania wyznaczony na podstawie wykresów indykatorowych dla badanych paliw

Drugi badany dodatek *Reduxco* (paliwo DFDA) powoduje podniesienie temperatury spalania zarówno w fazie kinetycznej jak i dyfuzyjnej, co prowadzi do nieco większego stężenia NOx w spalinach i dużo mniejszej wówczas emisji PM, w zestawieniu z przypadkiem spalania paliwa bazowego (DFB). Zatem, spalanie paliwa DFKA znacząco zmniejsza stężenie NOx, przy niewielkim wzroście emisji PM, natomiast spalanie paliwa DFDA bardzo mocno zmniejsza emisję PM, przy niewielkim wówczas wzroście stężenia NOx. Zgodnie z naukowym celem tego doktoratu jest wykazanie, że mieszanie obu badanych dodatków do paliwa jednocześnie prowadzi do zniwelowania niekorzystnego oddziaływania testowanych dodatków do paliwa stosowanych oddzielnie. Zasadność tego pomysłu potwierdzona jest już na poziomie analizy przebiegu temperatury spalania dla badanych paliw. Spalanie paliwa DFS (z obydwoma dodatkami jednocześnie) powoduje zarówno najmniejszą temperaturę spalania w fazie kinetycznej ( $T_{ck}$ ) spośród wszystkich testowanych paliw (najmniejsze stężenie NOx) jak i największą temperaturę spalania w fazie dyfuzyjnej ( $T_{cd}$ ) – najmniejsza emisja PM spośród badanych paliw. Co więcej zaistniało tutaj zjawisko synergii oddziaływania obu dodatków do paliwa zarówno w odniesieniu do „parametrów wyjściowych” silnika (emisja NOx i PM) jak i przede

wszystkim przyczyn wpływu testowanych paliw na ten skład spalin. Stwierdzono, że jednoczesne stosowanie tych konkretnych dodatków do paliwa, z których jeden zmniejsza stężenie NOx (-16%) a drugi zwiększa stężenie NOx (+8%) w spalinach prowadzi do wspólnego działania tych dodatków dającego nawet jeszcze większe zmniejszenie NOx w spalinach (-18%), niż dla pojedynczego dodatku. Analogicznie sytuacja przedstawia się dla cząstek stałych. Zjawisko to nazywane bywa synergią hiperaddytywną i występuje, gdy zastosowanie dwóch składników (dodatków do paliwa) wykazuje działanie większe niż suma działań poszczególnych składników (dodatków). Dokładniejsze wyjaśnienie mechanizmu działania synerгии tego typu w odniesieniu do oddziaływania testowanych dodatków do paliwa opisane zostanie w kolejnym podrozdziale, związanym z analizą prędkości wywiązywania się ciepła dla badanych paliw.



Rysunek 8.17. Temperatura spalania kinetycznego ( $T_{ek}$ ) dla badanych paliw



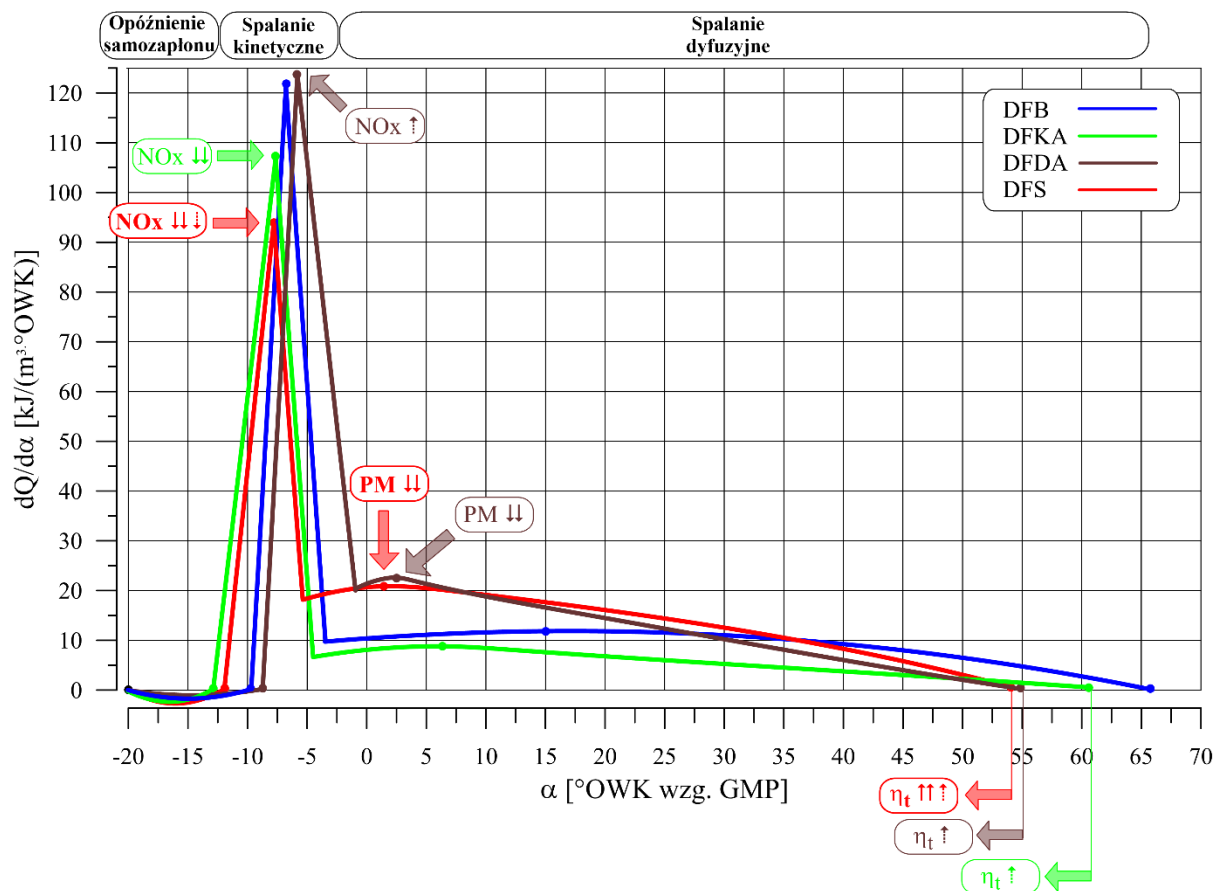
Rysunek 8.18. Temperatura spalania dyfuzyjnego ( $T_{cd}$ ) dla badanych paliw

#### 8.2.4. Prędkość wywiązywania się ciepła

W celu lepszego zrozumienia wpływu badanych paliw na parametry energetyczne i skład spalin analizie poddano przebiegi prędkości wywiązywania się ciepła ( $dQ/d\alpha$ ) w cylindrze silnika w funkcji kąta obrotu wału korbowego – rysunek 8.19. Ponieważ stosowany w tych badaniach 1-cylindrowy, 2-zaworowy silnik diesla był silnikiem bez turbosprężarki i bez układu EGR, z rzędowną pompą wtryskową (silnik poprzedniej generacji) to wyliczona funkcja  $dQ/d\alpha$  ma zupełnie inny przebieg (w sensie jakościowym) niż  $dQ/d\alpha$  dla współcześnie produkowanych, seryjnych silników o zapłonie samoczynnym (np. silnik VW 1.9 TDI, stosowany przez autora w rozdziale 7). W tym przypadku charakterystyczne jest m.in., że maksymalna prędkość spalania w fazie kinetycznej ( $dQ_k$ ) jest wielokrotnie większa niż długotrwała, mała prędkość spalania dyfuzyjnego ( $dQ_d$ ). Niezależnie od tego czy przebieg  $dQ/d\alpha$  jest charakterystyczny dla silników nowoczesnych czy też starszej generacji, obowiązuje ciągle ta sama ogólna zasada: zmniejszenie wartości  $dQ_k$  prowadzi do zmniejszenia stężenia NOx w spalinach, natomiast zwiększenie wartości  $dQ_d$  powoduje zmniejszenie emisji PM w spalinach. Rozszerzając analizę wpływu przebiegu  $dQ/d\alpha$  na ilość wytworzonych cząsteczek NOx w cylindrze silnika można powiedzieć, że nie tylko  $dQ_k$  ma istotne znaczenie, ale również na ten proces wpływają inne parametry charakteryzujące kinetyczną fazę spalania, w tym: występowanie  $dQ_k$  względem GMP tłoka, sumaryczna ilość ciepła wywiązanego w tej

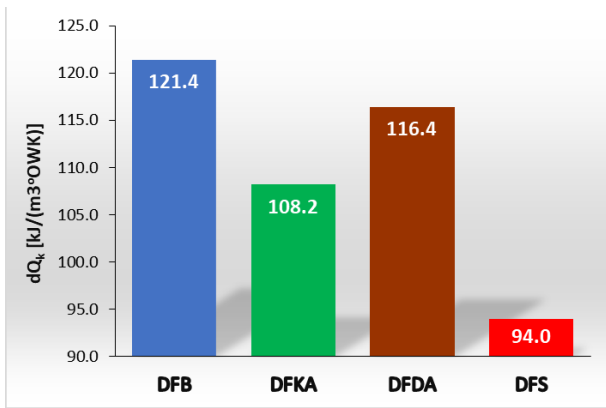
fazie oraz długotrwałość fazy kinetycznej. Maksymalna prędkość spalania kinetycznego dla testowanych paliw przedstawiona została graficznie na rysunku 8.20. Widać wyraźnie, że spalanie paliwa DFS, które charakteryzuje się najmniejszą prędkością  $dQ_k$  prowadziło do najmniejszego stężenia NOx w spalinach. Natomiast w odniesieniu do paliwa DFDA (z dodatkiem *Reduxco*), dla którego uzyskano największe stężenie NOx w spalinach silnika zasilanego badanymi paliwami sytuacja nie jest już tak oczywista, ponieważ wartość  $dQ_k$  dla tego paliwa nie jest największa. Okazuje się, że wśród wielu czynników wpływających na ilość utworzonych cząsteczek NOx w cylindrze silnika w tym przypadku wiodące znaczenie ma największa temperatura w kinetycznej fazie spalania (spośród testowanych paliw – rysunek 8.17). Największa wartość  $T_c$  w fazie kinetycznej dla paliwa DFDA (w porównaniu z pozostałymi paliwami) wynika z 3 powodów:

- występowanie maksymalnej prędkości spalania kinetycznego ( $\alpha_{dQk}$ ) ma miejsce najpóźniej (najbliżej GMP tłoka) spośród badanych paliw (rysunek 8.22). Wówczas ciepło wywiązane w małej objętości (masie) czynnika roboczego prowadzi do dużego przyrostu temperatury, co ułatwia tworzenie się NOx,
- ciepło wywiązane w cylindrze silnika w fazie spalania kinetycznego ( $Q_k$ ) jest największe dla tego paliwa (rysunek 8.24), co sprzyja tworzeniu się NOx,
- długotrwałość fazy kinetycznej ( $\alpha_{ck}$ ) dla paliwa DFDA jest największa (rysunek 8.26), co również zwiększa ilość wytworzonych NOx w cylindrze silnika.

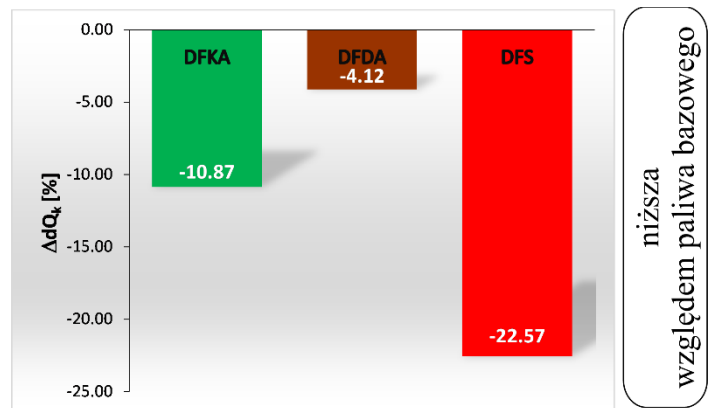


Rysunek 8.19. Prędkość wywiązania się ciepła ( $dQ/d\alpha$ ) w cylindrze badawczego silnika SB 3.1 dla czterech badanych paliw

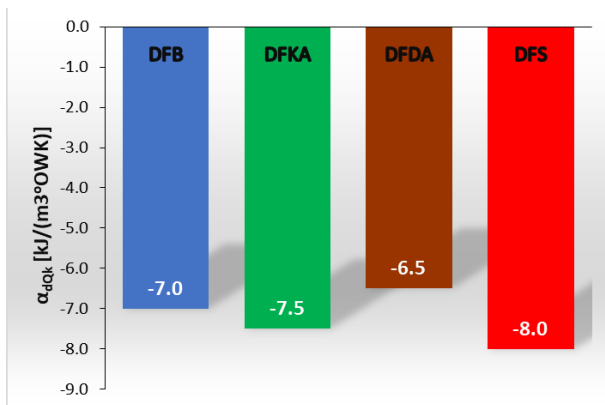




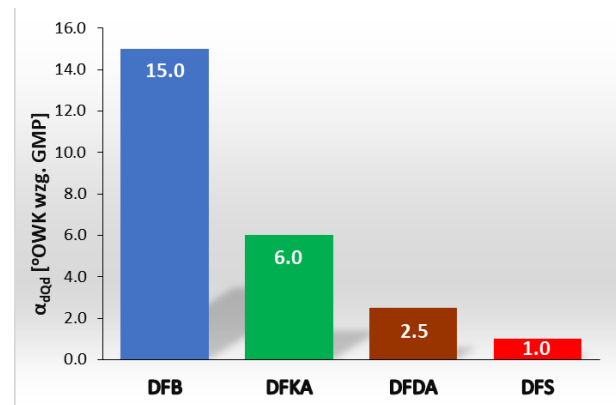
Rysunek 8.20. Maksymalna prędkość spalania kinetycznego ( $dQ_k$ ) dla badanych paliw



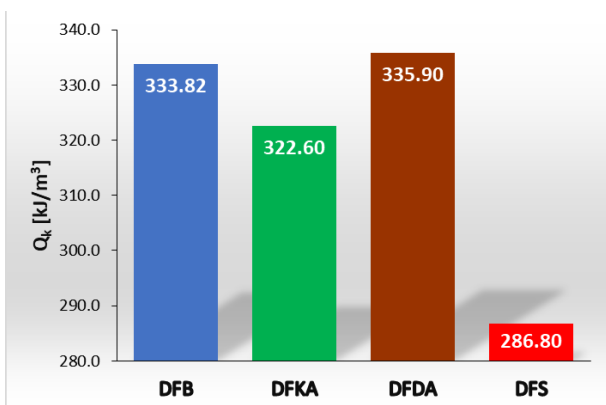
Rysunek 8.21. Procentowa zmiana maksymalnej prędkości spalania kinetycznego ( $\Delta dQ_k$ ) dla badanych paliw względem  $dQ_k$  dla DFB (paliwa bazowego)



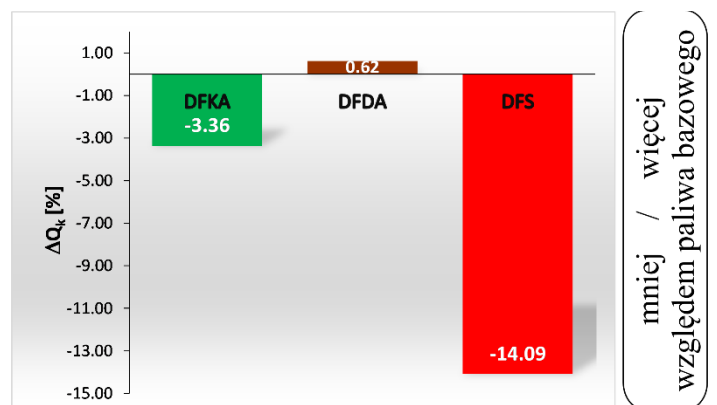
Rysunek 8.22. Występowanie maksymalnej prędkości spalania kinetycznego ( $\alpha_{dQk}$ ) dla badanych paliw



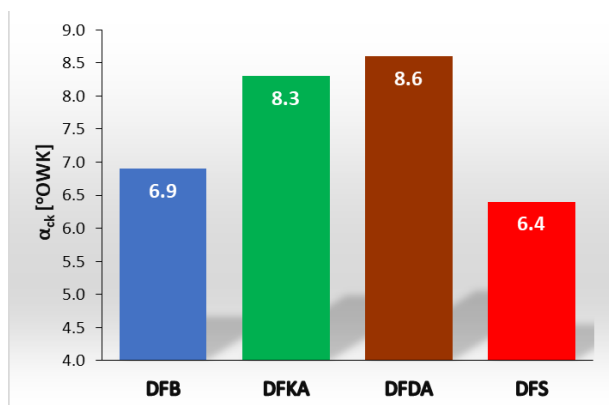
Rysunek 8.23. Występowanie maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego ( $\alpha_{dQd}$ ) dla badanych paliw



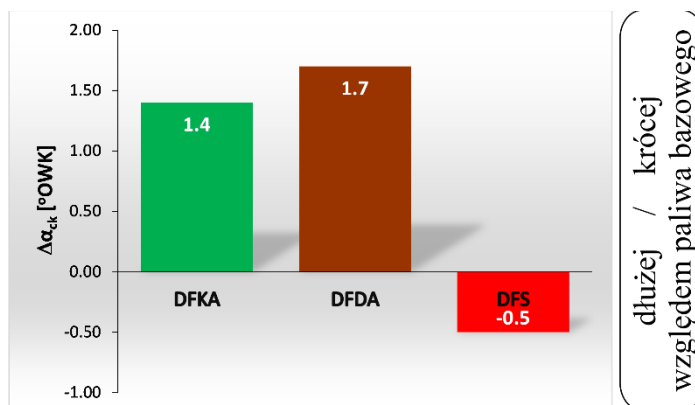
Rysunek 8.24. Ciepło fazy kinetycznej ( $Q_k$ ) badanych paliw



Rysunek 8.25. Procentowa zmiana ciepła wywiązanego w fazie kinetycznej ( $\Delta Q_k$ ) dla badanych paliw względem  $Q_k$  dla DFB (paliwa bazowego)



Rysunek 8.26. Czas trwania fazy kinetycznej ( $\alpha_{ck}$ ) dla badanych paliw

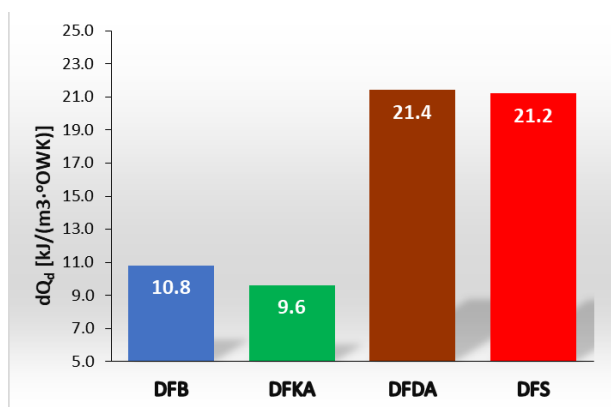


Rysunek 8.27. Zmiana procentowa czasu trwania fazy kinetycznej ( $\Delta\alpha_{ck}$ ) dla badanych paliw względem  $\alpha_{fQk}$  dla DFB (paliwa bazowego)

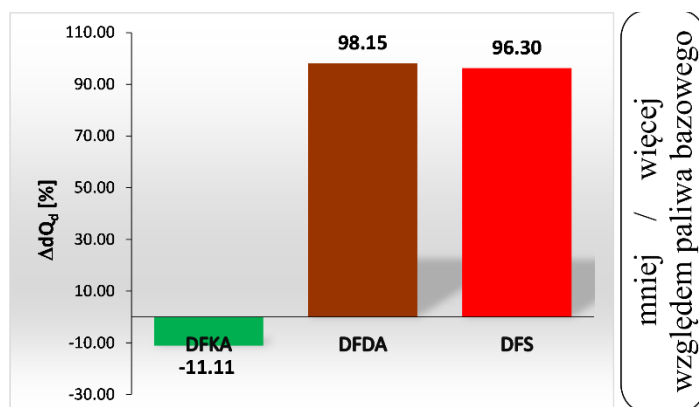
Dyfuzyjna faza spalania związana jest mocno zarówno z emisją PM w spalinach jak i ze sprawnością cieplną (i ogólną) silnika. Wpływ prędkości spalania w etapie dyfuzyjnym na emisję PM wyjaśniono w podrozdziale 8.1.2, natomiast oddziaływanie długotrwałej, dyfuzyjnej fazy spalania na sprawność silnika związane jest z końcem spalania. Korzystny, wcześniejszy koniec spalania można uzyskać na dwa sposoby: wcześniej rozpocząć proces spalania (np. poprzez skrócenie opóźnienia samozapłonu –  $\tau_c$ ) lub zwiększyć prędkość spalania. Zwiększenie kinetycznej prędkości spalania ( $dQ_k$ ) jest jednak niekorzystne ze względu na rosnącą wówczas emisję NOx. Ponadto, ze względu na dużo krótszy czas trwania tej fazy (w porównaniu do dyfuzyjnej części spalania), wpływ takiego oddziaływania byłby znikomy na długotrwałość całego procesu spalania ( $\alpha_c$ ). Natomiast nawet niewielkie procentowe zwiększenie prędkości spalania w długotrwałej dyfuzyjnej fazie ( $dQ_d$ ) skutkuje znacznym skróceniem całego procesu i w związku z tym wcześniejszym końcem spalania ( $\alpha_{ec}$ ). Wcześniej zakończony proces spalania zmniejsza stratę wylotową, powodując wzrost sprawności cieplnej, co prowadzi do mniejszego wówczas zużycia paliwa. Najlepszym tego przykładem są paliwa DFDA i DFS dla przypadku których określono największą sprawność silnika (najmniejsze wartości  $G_f$  – rysunek 8.3) przy najwcześniejszym końcu spalania  $\alpha_{ec}$  – rysunek 8.34. Jednocześnie dla tych samych paliw uzyskiwano najmniejszą temperaturę spalin (rysunek 8.5), co również jest związane z wcześniejszym końcem spalania. Te same paliwa (DFDA i DFS) charakteryzują się także największą spośród badanych paliw, maksymalną prędkością spalania dyfuzyjnego ( $dQ_d$ ). Jak wynika z danych przedstawionych na rysunku 8.28 wartość  $dQ_d$  dla tych paliw jest dwukrotnie większa niż dla paliwa DFB (również i dla DFKA). Wyjaśnia to znacznie mniejszą dla tych paliw długotrwałość dyfuzyjnej fazy spalania ( $\alpha_{cd}$ ) – rysunek 8.30, co w konsekwencji skutkuje wcześniejszym końcem spalania. Nieco inna sytuacja występuje w przypadku paliwa DFKA, które również charakteryzuje się wcześniejszym końcem spalania (niż paliwo DFB) jednak nie z powodu maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego (tak jak w przypadku paliw DFDA i DFS), która jest nawet nieco mniejsza niż dla paliwa DFB (rysunek 8.28), tylko ze względu na wcześniejszy początek samozapłonu tego paliwa ( $\alpha_{sc}$ ) – rysunek 8.12, wynikający z bardzo silnego wówczas skrócenia (prawie 30% w odniesieniu do przypadku paliwa DFB) opóźnienia samozapłonu ( $\tau_c$ ) – rysunek 8.14.

Mimo różnych przyczyn wcześniejszego końca spalania stwierdzonego dla paliw DFDA i DFS oraz DFKA skutek był taki sam – zmniejszenie zużycia paliwa poprzez wzrost sprawności procesu spalania (zmniejszenie straty wylotowej) w odniesieniu do paliwa bazowego DFB.

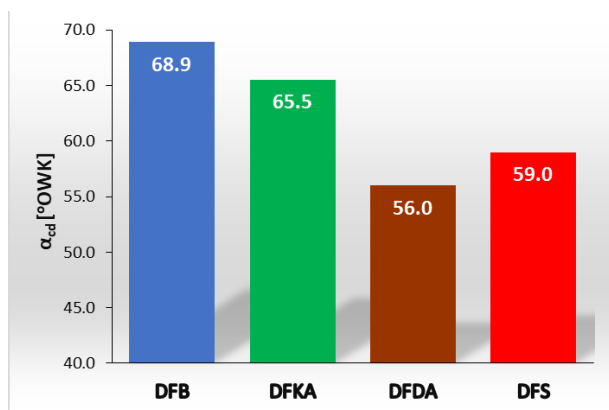
Paliwa dla których stwierdzono najwyższą sprawność spalania (najmniejsze wartości  $G_f$ ) w porównaniu z paliwem bazowym – paliwa DFDA i DFS pozwalają jednocześnie na uzyskanie najmniejszej emisji PM w spalinach silnika (rysunek 8.9). Również to zjawisko związane jest ściśle z odmiennym przebiegiem procesu spalania w fazie dyfuzyjnej dla tych paliw w odniesieniu do paliwa bazowego. Zgodnie ze schematem przedstawionym na rysunku 3 bardzo duża wartość  $dQ_d$  uzyskiwana podczas spalania paliw DFDA i DFS (rysunek 8.28) zapewnia dopalenie dużej ilości powstałych nieco wcześniej cząstek stałych w cylindrze silnika i w związku z tym zmniejszenie emisji PM w spalinach. Ponadto z rysunku 8.32 wynika, że spalanie tych paliw powoduje powstawanie największych ilości ciepła na dyfuzyjnym etapie spalania (w porównaniu z innymi badanymi paliwami). W połączeniu z bardzo wczesnym występowaniem dla tych paliw maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego  $\alpha_{dQ_d}$  (rysunek 8.23) wskazuje na duże ilości ciepła  $Q_d$  wywiązane znacznie wcześniej (bliżej GMP tłoka) niż dla pozostałych paliw. Z obu powyższych powodów spalanie paliwa DFDA i DFS prowadzi do występowania najwyższej wówczas (w fazie dyfuzyjnej) temperatury spalania (rysunek 8.18). W tych warunkach (wysokiej temperatury) utleni się w cylindrze silnika większa masa sadzy i pozostałych depozytów tworzących cząstki PM co oczywiście zmniejsza emisję PM w spalinach. Zgodnie z tą argumentacją dla paliw DFDA i DFS potwierdzono w laboratorium najmniejszą emisję PM, mniejszą niż dla przypadku paliwa bazowego odpowiednio nawet o 24% (DFDA) i 28% (DFS).



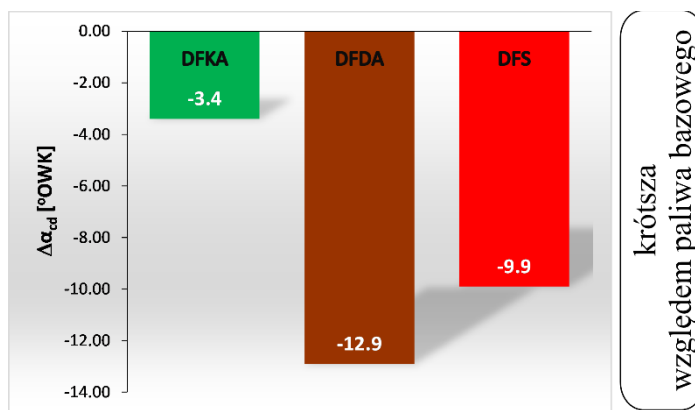
Rysunek 8.28. Maksymalna prędkość spalania dyfuzyjnego ( $dQ_d$ ) dla badanych paliw



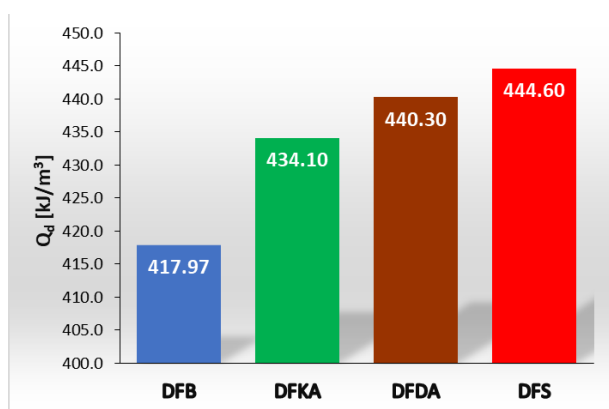
Rysunek 8.29. Procentowa zmiana maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego ( $\Delta dQ_d$ ) dla badanych paliw względem  $dQ_d$  dla DFB (paliwa bazowego)



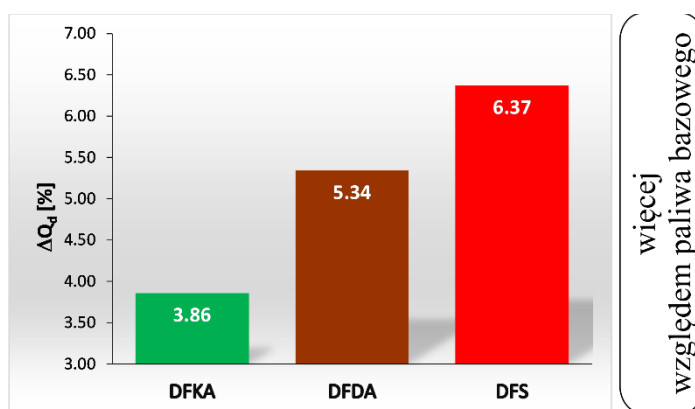
Rysunek 8.30. Czas trwania fazy dyfuzyjnej ( $\alpha_{cd}$ ) dla badanych paliw



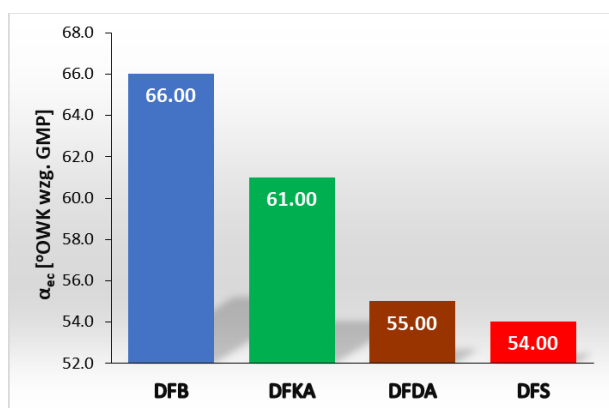
Rysunek 8.31. Zmiana procentowa długości trwania fazy dyfuzyjnej ( $\Delta\alpha_{cd}$ ) dla badanych paliw względem  $\alpha_{cd}$  dla DFB (paliwa bazowego)



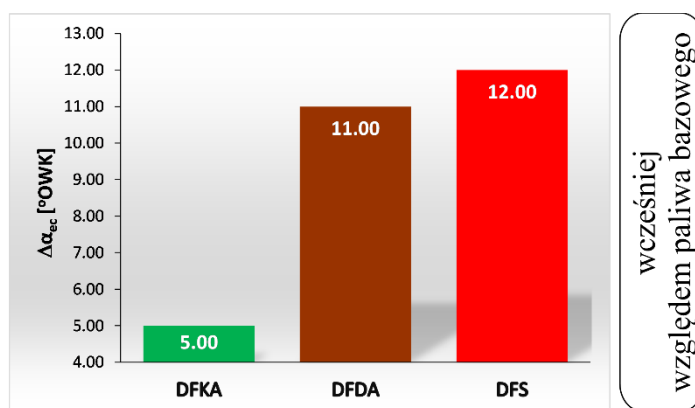
Rysunek 8.32. Ciepło wywiązane w fazie dyfuzyjnej ( $Q_d$ ) dla badanych paliw



Rysunek 8.33. Procentowa zmiana ciepła wywiązanego w fazie dyfuzyjnej ( $\Delta Q_d$ ) dla badanych paliw względem  $Q_d$  dla DFB (paliwa bazowego)



Rysunek 8.34. Koniec spalania ( $\alpha_{ec}$ ) dla badanych paliw



Rysunek 8.35. Procentowa zmiana końca spalania  $\Delta\alpha_{ec}$  dla badanych paliw względem  $\alpha_{ec}$  dla DFB (paliwa bazowego)

Z przedstawionych w tym rozdziale pracy badań wynika, że jednocześnie zastosowanie dodatku 2-EHN (który **zmniejsza stężenie NOx** w gazach wylotowych o ok. 16%) – paliwo DFKA i dodatku *Reduxco* (który **zwiększa stężenie NOx** w spalinach o ok. 8%) – paliwo DFDA powoduje w efekcie (dla paliwa DFS) zmniejszenie stężenia tlenków azotu aż o ok. 18%. Podobnie, dodatek *Reduxco* **zmniejsza emisję PM** w spalinach o ok. 24%,

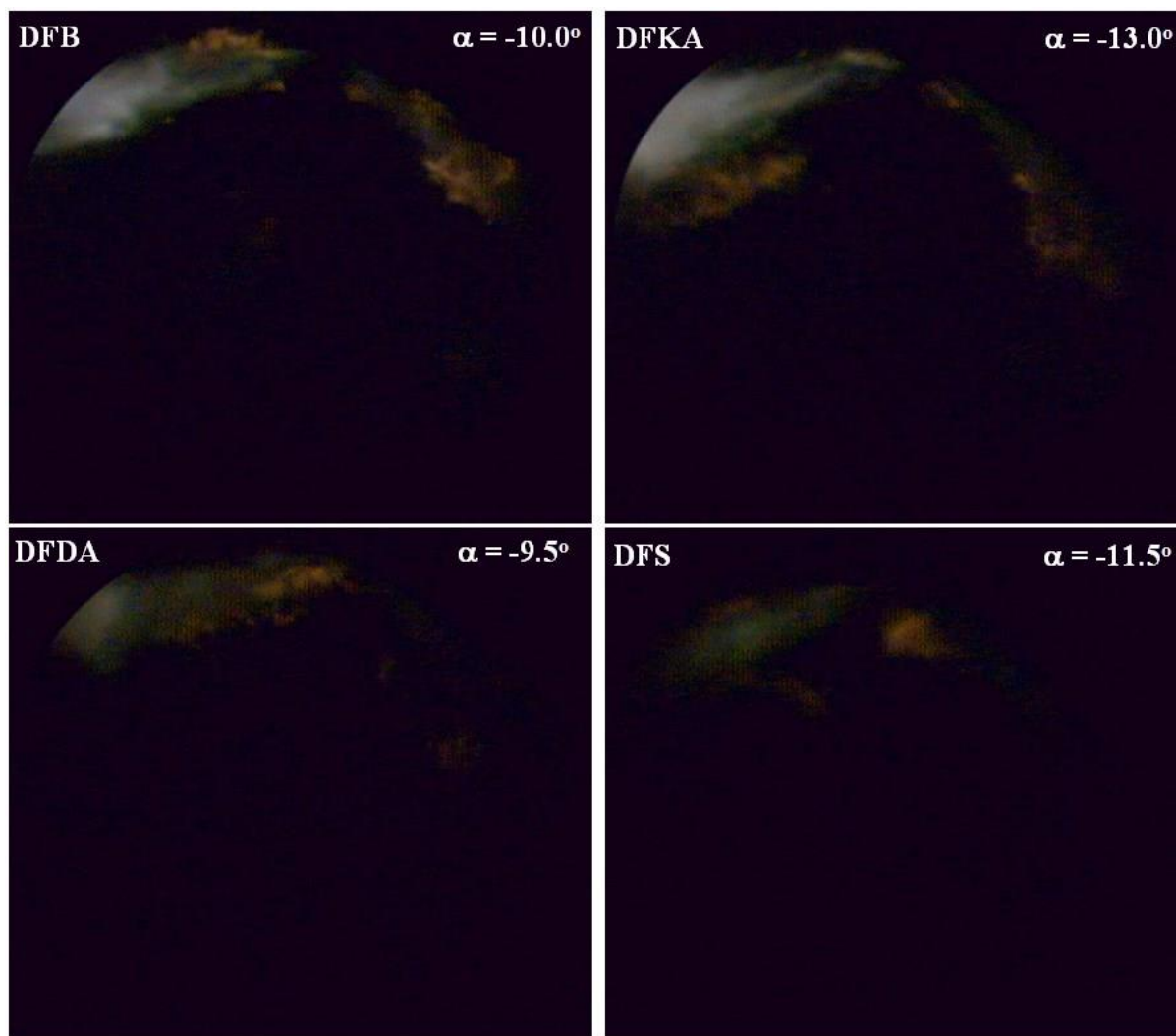
dodatek 2-EHN **zwiększa emisję PM** prawie o 2%, natomiast łączne stosowanie tych dodatków (w paliwie DFS) prowadzi do zmniejszenia emisji cząstek stałych aż o niemal 28%. Jest to potwierdzeniem **hiperaddytywnego synergicznego oddziaływania** obu tych dodatków do paliwa na przebieg procesu spalania, które w tym konkretnym przypadku wynika z przesunięcia fazowego prędkości wywiązywania się ciepła ( $dQ/d\alpha$ ) dla spalania paliw z badanymi dodatkami. Cząsteczki paliwa związane bezpośrednio z dodatkiem 2-EHN zapalają się dużo wcześniej niż molekuly paliwa powiązane z dodatkiem *Reduxco*. Po samozapłonie paliwa DFS, ciepło spalania cząsteczek paliwa związanych bezpośrednio z 2-EHN pomniejszone jest o ciepło odparowania cząsteczek paliwa związanych z dodatkiem *Reduxco*, które jeszcze się nie palą. Zmniejsza to maksymalną prędkość i długotrwałość spalania kinetycznego ( $\alpha_{ck}$ ), temperaturę spalania w tej fazie oraz prowadzi do najmniejszej ilości wytworzonych tlenków azotu w cylindrze silnika zasilanego paliwem DFS. Nieco podobnie jest dla dyfuzyjnej fazy spalania paliwa DFS: spalanie drobin paliwa połączonych bezpośrednio z dodatkiem *Reduxco* charakteryzuje się dużą prędkością spalania dyfuzyjnego ( $dQ_d$ ), na którą nakłada się wcześniej występująca prędkość spalania cząstek związanych z dodatkiem 2-EHN. Zjawisko to zwiększa zarówno długotrwałość ( $\alpha_{cd}$ ) wysokotemperaturowego spalania dyfuzyjnego jak i szczególnie ilość ciepła  $Q_d$  (rysunek 8.32) wywiązanego w tej fazie, co w następstwie zwiększa ilość dopalonych, powstałych wcześniej, cząstek stałych w cylindrze silnika i w bilansie ogólnym powoduje zmniejszenie emisji PM w spalinach silnika spalającego paliwo DFS.

Powyższe wyjaśnienie uzasadnia, poprzez występowanie zjawiska synergii, niezwykle korzystne, jednoczesne zmniejszenie emisji NOx i PM w spalinach silnika zasilanego paliwem DFS (zawierającym oba testowane dodatki jednocześnie). Co niezwykle istotne – występowanie tego zjawiska (w sensie jakościowym) potwierdzone zostało przez autorów również przy zastosowaniu innego, seryjnego silnika o zapłonie samoczynnym nowoczesnej konstrukcji – rozdział 7.

### 8.2.5. Wizualizacja i termowizja procesu spalania

Temperaturę w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika (w funkcji czasu spalania) określano dwoma sposobami: w oparciu o przebiegi ciśnienia spalania ( $p(\alpha)$ ), opisane w podrozdziale 8.1.3 i w oparciu o zarejestrowane endoskopowo obrazy płomienia (również w funkcji kąta OWK) wraz z metodą 2-kolorów (opisaną w podrozdziale 5.2.8). Temperatura spalania wyznaczona w funkcji czasu spalania (określonego kątem  $\alpha$ ) jest szczególnie istotnym parametrem, ponieważ jest przyczyną tworzenia się tlenków azotu (w kinetycznej fazie spalania) w cylindrze silnika i jednocześnie jest powodem dopalania się, powstałych nieco wcześniej cząstek stałych, co w efekcie końcowym wpływa na emisję PM w spalinach [47]. Wprawdzie obie stosowane w tych badaniach metody wyznaczania temperatury spalania pozwalają na określenie funkcji  $T(\alpha)$  to jednak ich wykorzystanie w analizie przyczynowo-skutkowej (z punktu widzenia emisji NOx i PM w spalinach silnika zasilanego testowanymi paliwami) jest znacząco inne, ponieważ rzeczywista temperatura spalania (w silniku z zapłonem samoczynnym) jest zależna od miejsca w objętości czynnika roboczego (przy tym samym kącie  $\alpha$ ), czego nie uwzględnia temperatura wyliczona z wykresu indykatorowego. Rozkład izoterm w płomieniu

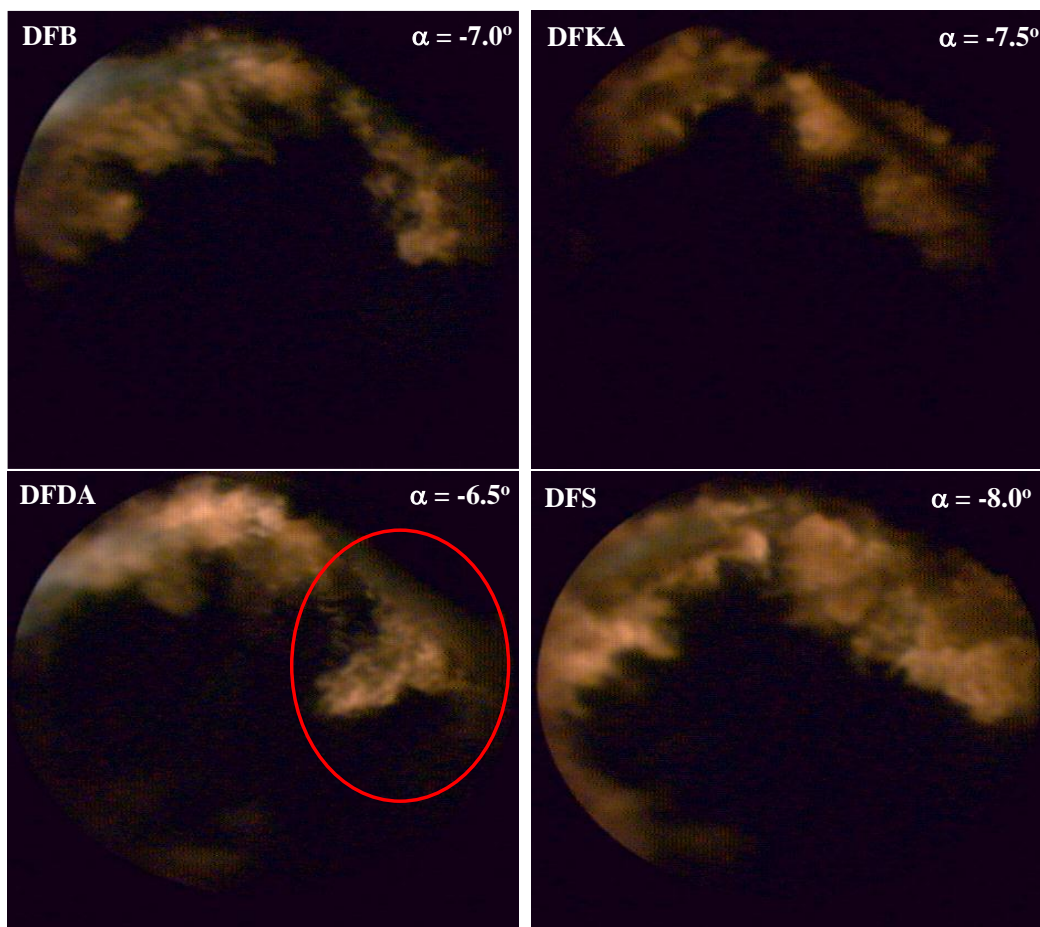
(określany w oparciu o cyfrowe filmowanie) wprawdzie pozwala na określenie wielkości obszarów czynnika roboczego objętych określoną temperaturą spalania, ale jest znacznie trudniejszy do realizacji i analizy oraz wymaga wykorzystania kosztownego sprzętu pomiarowego (np. AVL VideoScope 513D) i dostosowania głowicy silnika do pomiarów z użyciem endoskopów. Z punktu widzenia analizy mechanizmu tworzenia się NO<sub>x</sub> i dopalania powstałych cząstek PM w cylindrze silnika, ta metoda wydaje się być jednak bardziej przydatna w odniesieniu do badania testowanych paliw. Ponadto cyfrowa, endoskopowa wizualizacja wtrysku, samozapłonu i spalania badanych paliw pozwala na weryfikację niektórych parametrów określanych innymi metodami (np. początek wtrysku – określony w oparciu o wykres indykatorowy lub wizualizację, koniec spalania – określony w oparciu o wykres prędkości wywiązywania się ciepła lub wizualizację). Przykład takiej weryfikacji zamieszczony jest na rysunku 8.36, gdzie pokazano obrazy z cylindra silnika odpowiadające wizualnemu początkowi samozapłonu ( $\alpha_{sc}$ ) i na rysunku 8.12, gdzie przedstawiono graficznie wartości  $\alpha_{sc}$  określone przy użyciu wykresów indykatorowych. Widać, że wartości  $\alpha_{sc}$  w obydwu tych przypadkach są bardzo bliskie (mieszczą się w granicach dokładności pomiaru obu stosowanych metod), jakkolwiek nie takie same. Podobnie również (w sensie analizy wizualnej) odbywa się dla wszystkich testowanych paliw zjawisko samozapłonu – pierwsze ogniska płomienia pojawiają się na obrzeżach strug wtryskiwanego paliwa przy otworach wylotowych rozpylacza paliwa, gdzie prędkość wypływu paliwa jest największa, a mieszanina paliwowo-powietrzna względnie bogata. Drugim obszarem ułatwionego samozapłonu jest obwiednia strugi wtryskiwanego paliwa, szczególnie w okolicach czoła strugi, gdzie występuje najlepsze rozpylenie paliwa. Zdecydowanie natomiast różnią się testowane paliwa chwilą (kątem OWK) samego samozapłonu paliwa. Paliwo DFKA (z dodatkiem 2-EHN) ulegało najwcześniejszemu samozapłonowi, co związane było ze skróceniem wówczas opóźnienia samozapłonu  $\tau_c$  (analizowane w podrozdziale 8.1.3 – rysunek 8.14), i bardzo silne zmniejszenie w związku z tym stężenia NO<sub>x</sub> w spalinach w porównaniu z paliwem bazowym (rysunek 8.7). Najpóźniejszy samozapłon określony w oparciu o cyfrową analizę obrazu zarejestrowano dla paliwa DFDA (z dodatkiem *Reduxco*), co skutkowało zarówno najdłuższym opóźnieniem samozapłonu (ten sam początek wtrysku dla wszystkich testowanych paliw) jak i w związku z tym nieco większym stężeniem NO<sub>x</sub> w spalinach silnika zasilanego tym paliwem w odniesieniu do paliwa bazowego.



Rysunek 8.36. Obraz w cylindrze silnika dla kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego początkowi samozapłonu paliwa ( $\alpha_{sc}$ ) dla badanych paliw

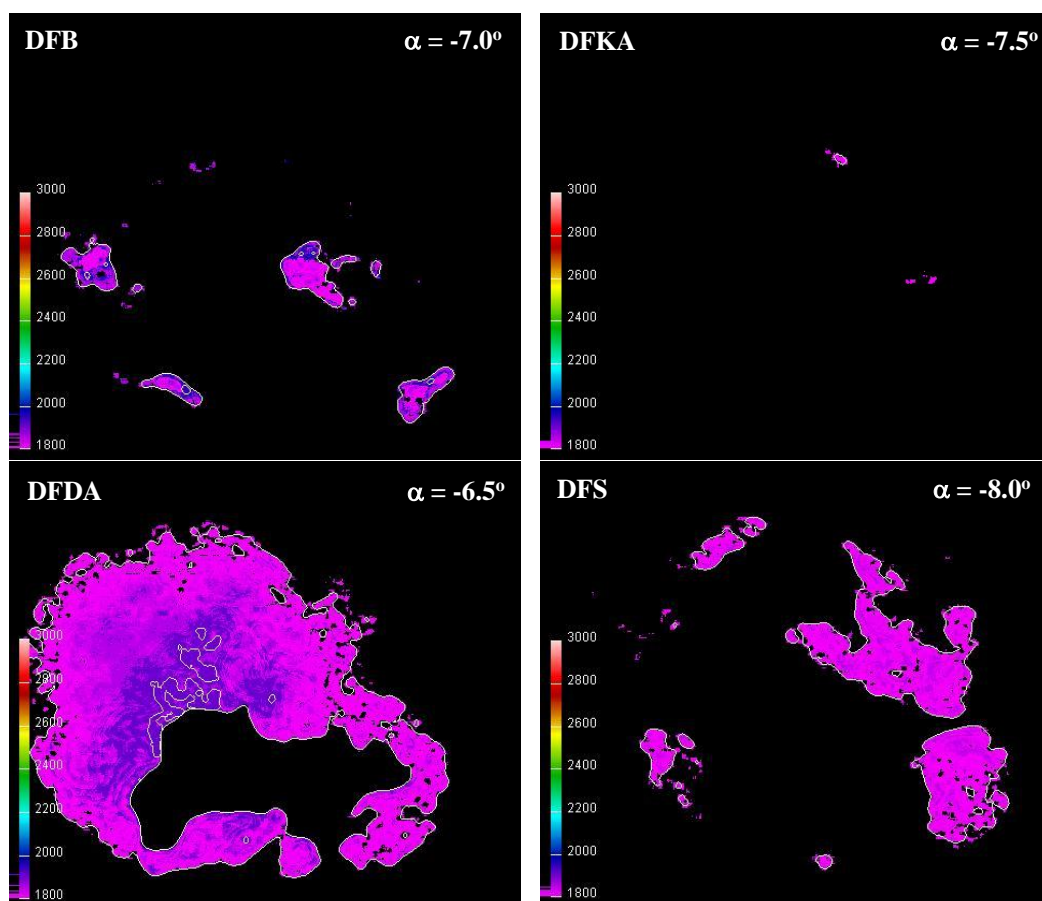
Bardziej istotna jest analiza wizualna, a w szczególności wyliczony z obrazu rozkład izoterm w płomieniu dla testowanych paliw – rysunki 8.37 i 8.38 dla kinetycznej fazy spalania. Z analizy obrazów wynika m.in., że na tym etapie spalania i w tym konkretnym punkcie pracy silnika (prędkość obrotowa i obciążenie) do płomienia w cylindrze ciągle wtryskiwane jest paliwo. Sytuacja taka występuje dla każdego ze stosowanych paliw. Również obszar objęty płomieniem w przestrzeni cylindra silnika jest podobny dla badanych paliw. Wyjątkiem jest paliwo DFDA, dla którego zaobserwować można (rysunek 8.37) obszar wzmożonej dynamiki rozprzestrzeniania się płomienia (czerwona elipsa na zdjęciu). Związane jest to z najdłuższym dla tego paliwa opóźnieniem samozapłonu i w związku z tym największą częścią wtryskiwanej dawki tego paliwa do komory spalania przed samozapłonem, która z racji dużej masy, uległa najbardziej gwałtownemu spalaniu w początkowej fazie procesu utleniania. Skutkowało to m.in. zarówno największą temperaturą spalania  $T_{ck}$  określoną w oparciu o wykres indykatorowy – rysunek 8.17, jak i największą powierzchnią ( $S_k$ ) objętą izotermą o największej wówczas temperaturze (1800 K) czynnika roboczego, która występowała w cylindrze silnika – rysunek 8.39. Czynniki te były powodem największego stężenia NOx

w spalinach silnika zasilanego tym paliwem (DFDA) w porównaniu z przypadkiem pozostałych paliw. Poprzez analogię, najmniejszy obszar objęty izotermą 1800 K dla kinetycznej fazy spalania paliwa DFKA (rysunki 8.38 i 8.39) wyjaśnia bardzo małe stężenie NO<sub>x</sub> w spalinach silnika zasilanego tym paliwem. Nieco inaczej przedstawia się analiza temperatury spalania (obliczonej z wykresów indykatorowych)  $T_{ck}$  w fazie kinetycznej (rysunek 8.17), ponieważ z danych tych wynika, że najmniejsza temperatura spalania w tym czasie związana jest z paliwem DFS, dla którego rzeczywiście zmierzono najmniejsze stężenie NO<sub>x</sub> w spalinach silnika zasilanego testowanymi paliwami. Różnica wartości  $T_{ck}$  dla paliwa DFKA i paliwa DFS jest jednak mała (38 K wobec 1065 K dla paliwa DFKA i 1027 K dla paliwa DFS). Podobnie małe różnice odnoszą się do pól powierzchni objętych izotermą 1800 K – kilka procent powierzchni pomiarowej  $S_k$  dla paliwa DFKA i ok. 10%  $S_k$  dla paliwa DFS (rysunek 8.39). Schemat na rysunku 3 wyjaśnia, że na zmniejszenie stężenia NO<sub>x</sub> w spalinach ma wpływ nie tylko zmniejszenie temperatury i obszaru czynnika roboczego objętego tą temperaturą, ale również czas trwania kinetycznej fazy spalania. Z rysunku 8.26 wynika, że paliwo DFS charakteryzuje się najkrótszą fazą kinetyczną (utleniania azotu), co przeważa nad nieco większą powierzchnią  $S_k$  objętą wysoką temperaturą 1800 K i co prowadzi do najmniejszego wówczas stężenia tlenków azotu, w porównaniu do spalania paliwa DFKA.

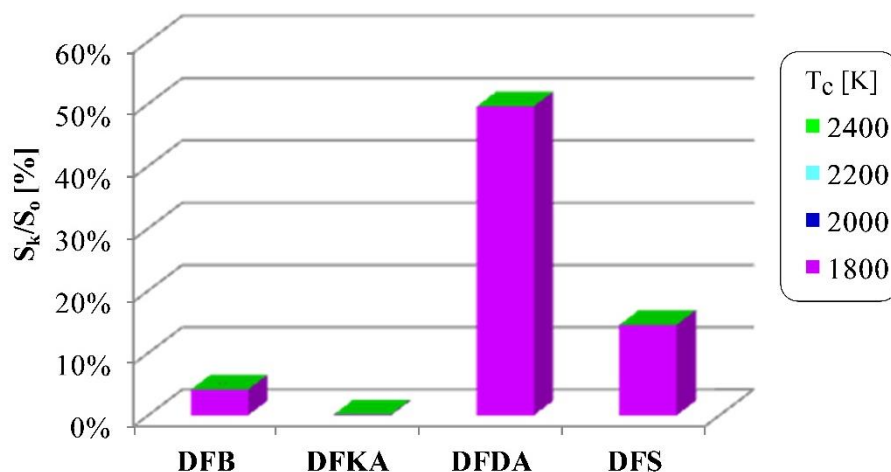


Rysunek 8.37. Obraz w cylindrze silnika kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego maksymalnej szybkości spalania kinetycznego ( $\alpha_{dQ_{kmax}}$ )





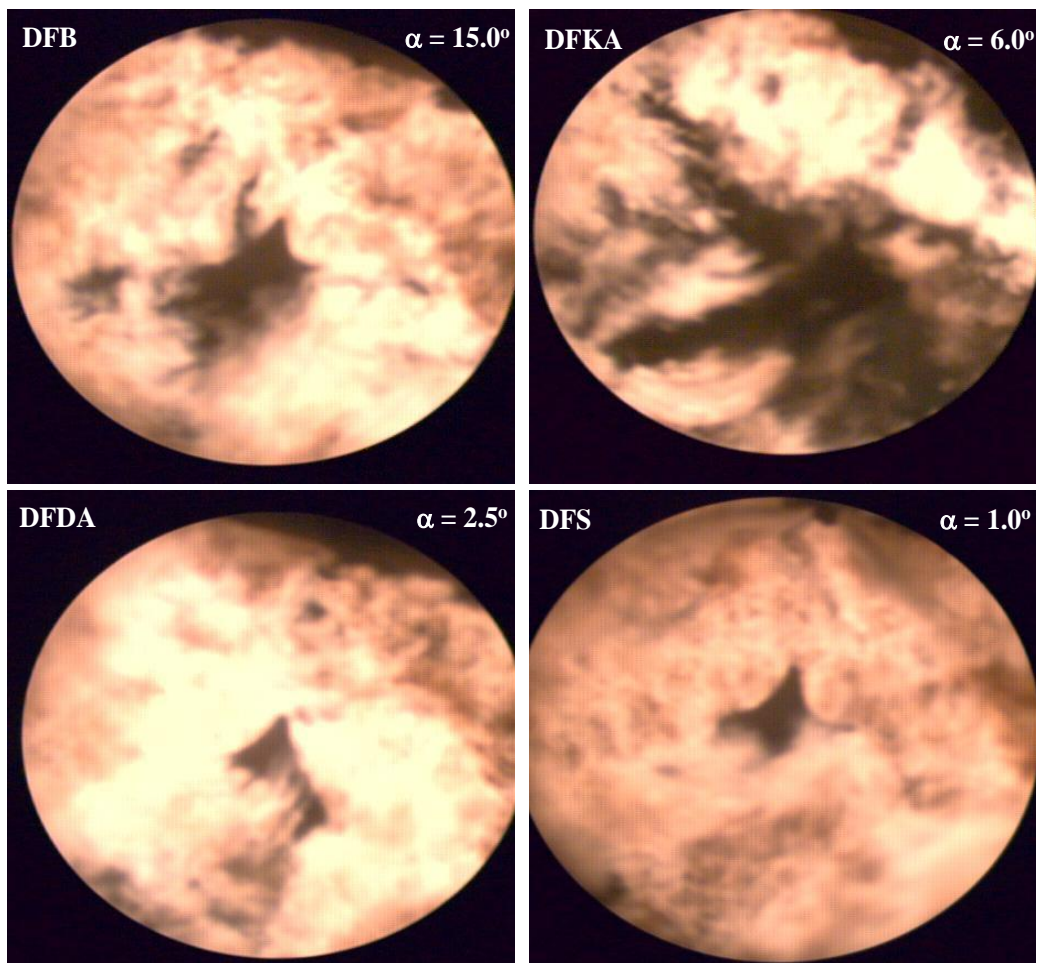
Rysunek 8.38. Rozkład izoterm płomienia w cylindrze silnika dla kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego maksymalnej szybkości spalania kinetycznego ( $\alpha_{dQ_{kmax}}$ )



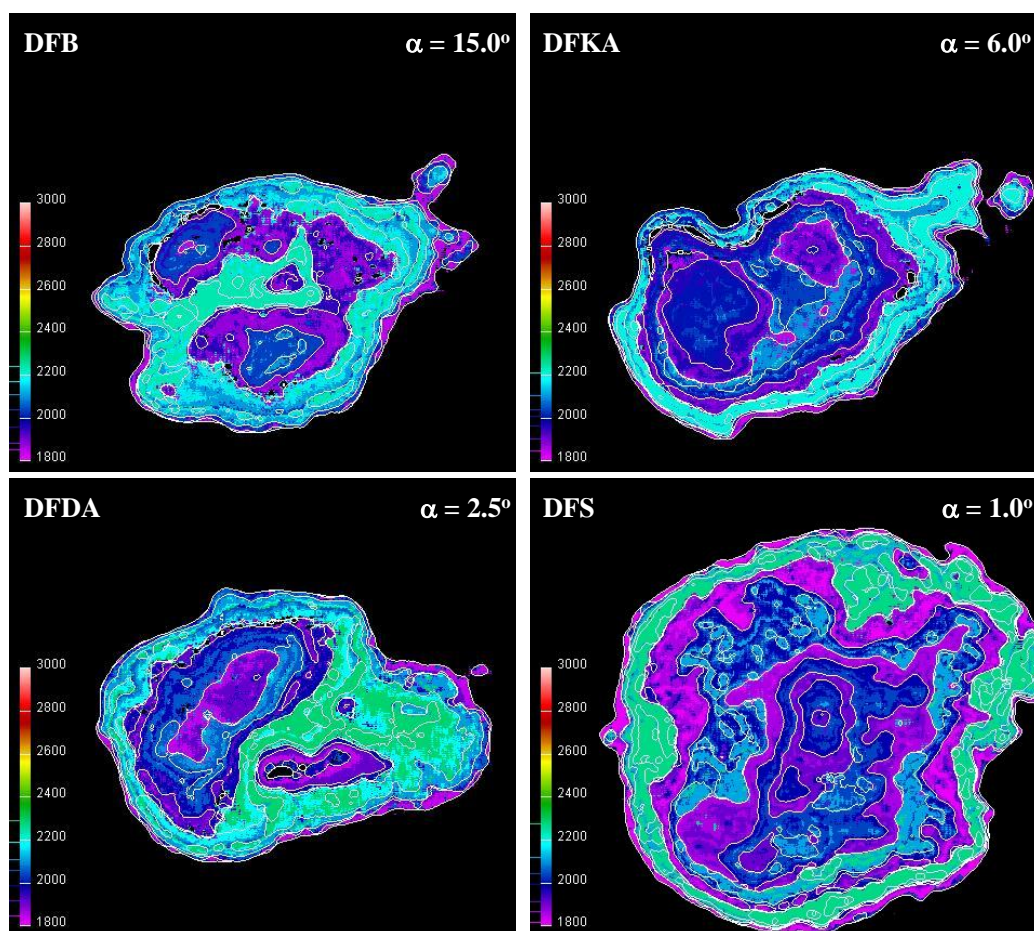
Rysunek 8.39. Pola powierzchni płomienia w fazie spalania kinetycznego ( $S_k$ ) objęte izotermami o określonych temperaturach (w odniesieniu do powierzchni pomiarowej  $S_0$ ) dla badanych paliw

Obydwa testowane dodatki do paliwa (2-EHN i *Reduxco*) oddziałują selektywnie na prędkość wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika. Wpływ badanych paliw na kinetyczną część spalania opisany został powyżej w związku z analizą wpływu tych paliw na stężenie NO<sub>x</sub> w spalinach. Faza dyfuzyjna, jak już wielokrotnie wspomniano dotyczy (w sensie przyczynowym) emisji PM w spalinach. Obrazy z cyfrowego, endoskopowego

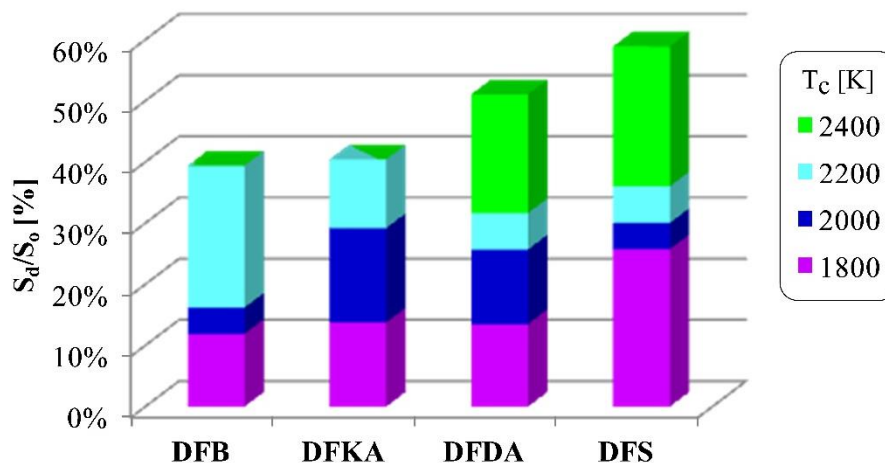
filmowania procesu spalania testowanych paliw w dyfuzyjnej fazie spalania przedstawiono na rysunku 8.40. W oparciu o te dane wyliczono rozkład izoterm w płomieniu dyfuzyjnym każdego z badanych paliw – rysunek 8.41. Z obu tych rysunków widać, że proces spalania dla kątów obrotu wału korbowego odpowiadających dyfuzyjnej fazie spalania jest dużo bardziej intensywny dla każdego paliwa niż dla fazy kinetycznej. W tej fazie spalania ciągle tworzą się cząstki stałe, ale w sprzyjających warunkach (określonych na schemacie na rysunku 3) część powstałych cząstek ulega w cylindrze silnika utlenieniu, zmniejszając w ten sposób emisję PM w spalinach. Te sprzyjające warunki to głównie zwiększenie prędkości wywiązywania się ciepła w dyfuzyjnej fazie spalania  $dQ_d$  (rysunek 8.28), temperatury spalania  $T_{cd}$  (rysunek 8.18), zwiększenie obszaru  $S_d$  gazu roboczego objętego wysoką temperaturą (rysunek 8.42) oraz wydłużenie czasu  $\alpha_{cd}$  utleniania PM w tej fazie spalania (rysunek 8.30). Oczywiście dostępność tlenu (lokalnie i chwilowo) w strefie utleniania sadzy jest również istotna, ale w przypadku analizy wpływu testowanych paliw na emisję PM czynnik ten jest praktycznie taki sam dla wszystkich badanych paliw. Widać za to wyraźnie na rysunku 8.41 określającym rozkład izoterm w płomieniu, że dla różnych testowanych paliw obszary wysokich temperatur w dyfuzyjnej fazie spalania są zupełnie inne. Najmniejszy obszar czynnika roboczego objęty wysokimi temperaturami stwierdzono dla paliwa DFKA, co oznacza najmniejszą strefę gazu w cylindrze silnika, w której utleniane są powstałe nieco wcześniej cząstki PM. Z tego też powodu spalanie paliwa DFKA charakteryzuje się największą emisją cząstek stałych (PM) w spalinach silnika. Dużo większy korzystnie obszar wysokich temperatur (2200 K i 2400 K) zaobserwowano, w ramach zrealizowanej termowizji metodą 2-kolorów, dla przypadku paliwa z dodatkiem *Reduxco*. Dzięki temu proces spalania tego paliwa pozwalał na zdecydowanie mniejszą emisję PM – prawie 25% (rysunek 8.9) przy nieco tylko większym stężeniu NOx w spalinach silnika – ok. 8% (rysunek 8.7) w odniesieniu do paliwa bazowego. Świadome, jednoczesne zastosowanie obu dodatków do paliwa (2-EHN i *Reduxco*), wskutek zjawiska synergii spowodowało zarówno zmniejszenie emisji PM jak i zmniejszenie stężenia NOx w spalinach silnika m.in. dzięki największemu, spośród badanych paliw, obszarowi objętemu wysokimi temperaturami (rysunek 8.42) w fazie spalania dyfuzyjnego, przy najkrótszym czasie oddziaływania wysokich temperatur w fazie spalania kinetycznego. Należy zauważyć również, że wnioski odnośnie emisji PM i NOx, wynikające z analizy wartości temperatury spalania określonej w oparciu o przebiegi  $p(\alpha)$ , dla kinetycznej i dyfuzyjnej fazy spalania pokrywają się z wnioskami bazującymi na wartościach i polach powierzchni izoterm określonych w oparciu o metodę 2-kolorów dla tego paliwa. **Można zatem powiedzieć, że zrealizowane pomiary temperatury spalania w kinetycznej i dyfuzyjnej fazie spalania jednocześnie potwierdzają założone cele pracy (rozdział 4) oraz wyjaśniają wpływ synergii oddziaływania obu testowanych dodatków do paliwa na zmniejszenie zarówno emisji PM i NOx w spalinach silnika zasilanego paliwem DFS w odniesieniu do paliwa bazowego.**



Rysunek 8.40. Obraz w cylindrze silnika dla kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego ( $\alpha_{dQ_{dmax}}$ )



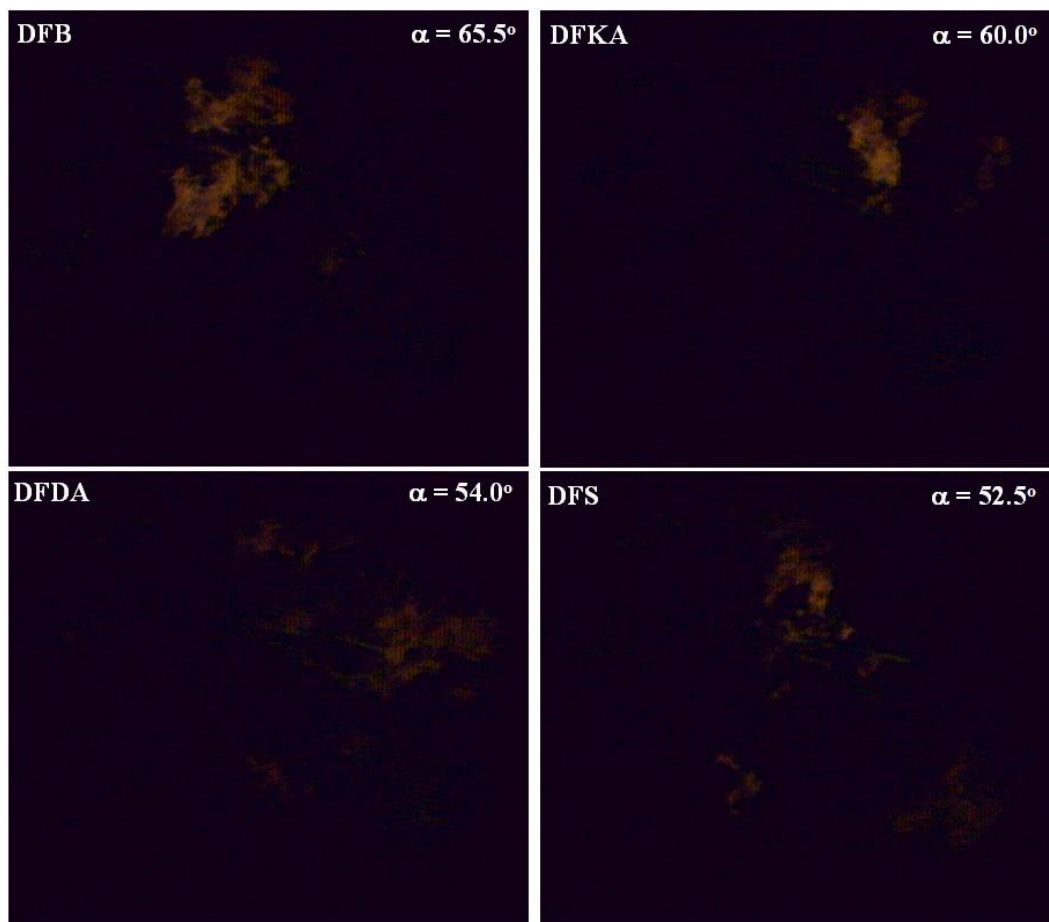
Rysunek 8.41. Rozkład izoterm płomienia w cylindrze silnika (powyżej 1800 K) dla kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego ( $\alpha_{dQ_{dmax}}$ )



Rysunek 8.42. Pola powierzchni płomienia w fazie dyfuzyjnej ( $S_d$ ) spalania objęte izotermami o określonych temperaturach (w odniesieniu do powierzchni pomiarowej  $S_o$ ) dla badanych paliw

Rejestracja obrazów wewnątrz cylindra silnika zasilanego badanymi paliwami pozwoliła również na wyznaczenie końca spalania  $\alpha_{ec}$ , co przedstawia rysunek 8.43. Można zauważyć, że wartości  $\alpha_{ec}$  określone przy pomocy ostatnich „klatek filmu” na których widać jeszcze płomień nie są identyczne jak wartości  $\alpha_{ec}$  wyznaczane w oparciu o wykresy prędkości wywiązywania się ciepła (rysunek 8.34). Wynika to z tego samego

powodu jak w przypadku opisywanego wcześniej początku samozapłonu i również w tym przypadku różnice w wartościach  $\alpha_{ec}$  dla obu metod są bardzo małe.



Rysunek 8.43. Obraz w cylindrze silnika dla kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego wizualnemu końcowi spalania ( $\alpha_{ec}$ ) dla badanych paliw

Koniec spalania ( $\alpha_{ec}$ ) określony poprzez wizualizację również potwierdza (podobnie jak  $\alpha_{ec}$  określone z  $dQ/d\alpha$ ), że paliwa DFDA i DFS kończą palić się w cylindrze silnika najwcześniej. Jak wspomniano w podrozdziale 8.1.4 jest to głównie wynikiem dużej wartości prędkości spalania tych paliw w fazie dyfuzyjnej i korzystnie wpływa na wzrost sprawności spalania poprzez zmniejszenie straty wylotowej.

Dane przedstawione w tym podrozdziale potwierdzają, że celowe było rozszerzenie pomiarów zrealizowanych wcześniej z wykorzystaniem seryjnego silnika VW 1.9 TDI (rozdział 7) o badania z wykorzystaniem badawczego silnika SB 3.1, który umożliwił wykorzystanie endoskopowego filmowania procesu spalania wraz z określeniem (metodą 2-kolorów) rozkładu izoterm w płomieniu dla obu testowanych paliw.

### 8.3. Podsumowanie i wnioski rozdziału 8

Analiza wpływu badanych paliw na proces spalania, w tym poprzez wizualizację i termowizję w cylindrze silnika o zapłonie samoczynnym pozwala na sformułowanie najważniejszych, następujących wniosków:

1. Dodatek 2-EHN (zmniejszający selektywnie kinetyczną prędkość spalania) i dodatek *Reduxco* (zwiększający selektywnie dyfuzyjną prędkość spalania), stosowane oddzielnie (paliwo DFKA i paliwo DFDA) oraz łącznie (paliwo DFS) spowodowały w sensie jakościowym takie same zmiany w przebiegu procesu spalania, zarówno dla seryjnego silnika VW 1.9 TDI (stosowanego w poprzednim rozdziale), jak i w badawczym silniku SB 3.1, wykorzystywanym w tych badaniach.
2. Godzinowe zużycie paliwa ( $G_f$ ), w odniesieniu do paliwa bazowego, zostało zmniejszone o:
  - 4% dla paliwa DFKA,
  - 6% dla paliwa DFDA,
  - 7% dla paliwa DFS.
3. Stężenie tlenków azotu ( $\text{NO}_x$ ) w spalinach, w porównaniu z zasilaniem silnika paliwem bazowym, uległo zmianie:
  - zmniejszenie o 16% dla paliwa DFKA,
  - zwiększenie o 8% dla paliwa DFDA,
  - zmniejszenie o 18% dla paliwa DFS.
4. Emisja cząstek stałych (PM) w spalinach, w porównaniu z silnikiem zasilanym paliwem bazowym, uległa zmianie:
  - zwiększenie o 2% dla paliwa DFKA,
  - zmniejszenie o 24% dla paliwa DFDA,
  - zmniejszenie o 27% dla paliwa DFS.
5. Łączne stosowanie zarówno dodatku 2-EHN jak i dodatku *Reduxco* spowodowało występowanie korzystnego zjawiska synergii, które oddziałując na przebieg procesu spalania (prędkość wywiązywania się ciepła), zmniejsza jednocześnie zużycie paliwa, stężenie  $\text{NO}_x$  i emisję PM w spalinach silnika. Stwierdzone synergiczne oddziaływanie obu testowanych dodatków do paliwa na przebieg procesu spalania wynika z przesunięcia fazowego prędkości wywiązywania się ciepła ( $dQ/d\alpha$ ) dla spalania paliw z badanymi dodatkami i potwierdza założone w rozdziale 4 cele pracy.
6. W kinetycznej fazie spalania: cząsteczki paliwa związane bezpośrednio z dodatkiem 2-EHN zapalają się dużo wcześniej niż molekuly paliwa powiązane z dodatkiem *Reduxco*. Po samozapłonie paliwa DFS ciepło spalania części paliwa (związanego z 2-EHN) pomniejszone jest o ciepło odparowania paliwa, które jeszcze się nie pali, tzn. częścią paliwa związanego bezpośrednio z dodatkiem *Reduxco*. Zmniejsza to maksymalną prędkość spalania kinetycznego ( $dQ_k$ ), temperaturę spalania w tej fazie oraz prowadzi do wytworzenia najmniejszej ilości tlenków azotu w cylindrze silnika zasilanego paliwem DFS (w porównaniu z pozostałymi testowanymi paliwami).
7. W dyfuzyjnej fazie spalania: spalanie drobin paliwa połączonych bezpośrednio z dodatkiem *Reduxco* charakteryzuje się dużą prędkością w fazie dyfuzyjnej ( $dQ_d$ ), na którą nakłada się wcześniej występująca prędkość spalania cząstek związanych z dodatkiem 2-EHN. Zjawisko to zwiększa zarówno długotrwałość ( $\alpha_{cd}$ ) wysokotemperaturowego spalania dyfuzyjnego jak i ilość ciepła  $Q_d$  wywiązanego w tej fazie, co w następstwie zwiększa ilość dopalonych, powstałych wcześniej, cząstek

stałych w cylindrze silnika i w bilansie ogólnym powoduje najsilniejsze zmniejszenie emisji PM w spalinach silnika zasilanego paliwem DFS (w odniesieniu do pozostałych testowanych paliw).

8. Przeprowadzone w tych badaniach pomiary temperatury spalania ( $T_c(\alpha)$ ), zarówno w oparciu o wykresy indykatorowe jak i bazując na wizualizacji oraz metodzie 2-kolorów, pozwalają na lepsze zrozumienie mechanizmu działania synergii (obu testowanych dodatków do paliwa) na jednoczesne zmniejszenie stężenia NOx w spalinach (poprzez skrócenie wysokotemperaturowej, kinetycznej fazy spalania) i zmniejszenie emisji PM w spalinach (poprzez zwiększenie obszaru czynnika roboczego objętego wyższymi temperaturami, co pozwoliło na dopalenie większej ilości cząstek stałych w cylindrze silnika).

## 9. Podsumowanie i wnioski końcowe

Wyniki badań i ich analiza zawarta w tej pracy potwierdzają, założone w rozdziale 4, naukowe i użytkowe cele doktoratu. Szczegółowe wnioski z poszczególnych etapów badań przedstawiono w odpowiadających tym badaniom podrozdziałach. Z wykorzystaniem dwóch silników o zapłonie samoczynnym różnych generacji wykazano, że stosowanie paliwa ze specjalnie dobranymi dwoma dodatkami (z których jeden prowadzi do selektywnego zmniejszenia kinetycznej prędkości spalania, natomiast drugi powoduje selektywne zwiększenie ilości ciepła wywiązane w dyfuzyjnej fazie spalania) skutkuje, poprzez synergiczną hiperaddytywną, jeszcze intensywniejszym zmniejszeniem emisji NO<sub>x</sub> oraz jeszcze silniejszym zmniejszeniem emisji PM w spalinach, niż w przypadku użycia tych dodatków do paliwa oddzielnie.

Ponadto wykazano, że równoczesne zastosowanie tych specjalnie dobranych dodatków do paliwa, zmniejszających synergicznie emisję NO<sub>x</sub> i PM w spalinach, poprzez wpływ na przebieg prędkości wywiązywania się ciepła (wcześniejszy koniec spalania oraz skrócenie procesu spalania, wynikające zarówno ze zwiększenia średniej prędkości spalania jak i skrócenia opóźnienia samozapłonu) prowadzi również do zwiększenia wartości sprawności ogólnej silnika, a tym samym oczywiście do zmniejszenia zużycia paliwa, w odniesieniu do paliwa bazowego. Synergiczne oddziaływanie obu testowanych dodatków do paliwa (2-EHN i *Reduxco*) wynika z przesunięcia fazowego prędkości wywiązywania się ciepła dla spalania paliw z badanymi dodatkami.

W badaniach wykazano, że w pierwszej fazie spalania molekuly paliwa powiązane z 2-EHN ulegają samozapłonowi dużo wcześniej niż cząsteczki paliwa związane bezpośrednio z dodatkiem *Reduxco*. Po samozapłonie paliwa testowego (DFS) ciepło spalania części paliwa związane bezpośrednio z 2-EHN pomniejszone jest o ciepło odparowania paliwa z dodatkiem *Reduxco*. Zmniejsza to prędkość spalania kinetycznego, temperaturę spalania w tej fazie oraz prowadzi do powstania najmniejszej ilości tlenków azotu w cylindrze silnika zasilanego testowym paliwem DFS, w porównaniu z pozostałymi testowanymi paliwami.

Wykazano także, że w drugiej, dyfuzyjnej fazie spalania drobiny paliwa połączone bezpośrednio z dodatkiem *Reduxco* charakteryzują się dużą prędkością spalania, na którą nakłada się wcześniej występująca prędkość spalania cząstek związanych z dodatkiem 2-EHN. Zjawisko to zwiększa zarówno długość trwania wysokotemperaturowego spalania dyfuzyjnego jak i ilość ciepła  $Q_d$  wywiązane w tej fazie, co zwiększa liczbę dopalonych, powstałych nieco wcześniej, cząstek stałych w cylindrze silnika i powoduje najsilniejsze zmniejszenie emisji PM w spalinach silnika zasilanego paliwem testowym (DFS), w odniesieniu do pozostałych testowanych paliw.

Na podstawie uzyskanych wyników pracy doktorskiej można stwierdzić, że istnieją uzasadnione przesłanki do jednoczesnego stosowania obu testowanych dodatków do konwencjonalnego oleju napędowego (paliwa bazowego) w celu równoczesnego zmniejszenia emisji tlenków azotu i cząstek stałych oraz zwiększenia sprawności ogólnej silnika o zapłonie samoczynnym.

Analiza stosowanych w pracy dodatków mogłaby zostać w przyszłości rozszerzona o np. badania stabilności paliwa uszlachetnionego dodatkami w skrajnie wysokiej lub



niskiej temperaturze, czy zmianę parametrów regulacyjnych silnika – takich jak początek wtrysku paliwa, co może prowadzić do jeszcze skuteczniejszego oddziaływania takiego paliwa na proces spalania i w związku z tym na jeszcze lepszą poprawę parametrów pracy silnika. Także przeprowadzenie pomiarów w zupełnie innych typach silników (np. silnikach lokomotyw czy statków) pozwoliłoby na określenie w jakich zastosowaniach to rozwiązanie prowadziłoby do największych korzyści.

## Bibliografia

1. Abu-Qudais, M.; Haddad, O.; Qudaisat, M. The Effect of Alcohol Fumigation on Diesel Engine Performance and Emissions. *Energy Convers. Manag.* 2000.
2. Allami, H. A.; Nayebzadeh, H.; Motamedi, S. The Effect of Biodiesel Production Method on Its Combustion Behavior in an Agricultural Tractor Engine. *Environ. Sci. Pollut. Res.* 2022.
3. Allen, C. M.; Gosala, D. B.; Shaver, G. M.; McCarthy, J. Comparative Study of Diesel Engine Cylinder Deactivation Transition Strategies. *Int. J. Engine Res.* 2018.
4. Araya, K.; Tsunematsu, S. Single Droplet Combustion of Sunflower Oil. W *SAE International Congress and Exposition*; SAE International: 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1987.
5. Araya, K.; Yoshida, T. Analysis of ignitability under Low Temperature of Diesel Engines Using Sunflower Oil as a Renewable Fuel (Part 2). Ignition Lag of Injected Fuel Particles. *J. Jpn. Soc. Agric. Mach.* 1985.
6. Arul Mozhi Selvan, V.; Anand, R. B.; Udayakumar, M. Effect of Cerium Oxide Nanoparticles and Carbon Nanotubes as Fuel-Borne Additives in Diesterol Blends on the Performance, Combustion and Emission Characteristics of a Variable Compression Ratio Engine. *Fuel* 2014.
7. Auto Technika Motoryzacyjna. ECOREC: teraz wysokoprężny i z wtryskiem bezpośrednim. 8/1996.
8. Babu KR, Raja RB. Theoretical and experimental validation of performance and emission characteristics of nanoadditive blended diesel engine. *Int J Res Aer Mech Eng* 2015.
9. Bernhardt M. Silniki Wielopaliwowe. WNT Warszawa 1971.
10. Bernhardt M, Dobrzyński S, Loth E. Silniki samochodowe. Kraków: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności; 1988.
11. Bernhardt M, Michałowska J, Radzimirski S. Motoryzacyjne skażenie powietrza. Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności; 1976.
12. Charlet, A.; Higelin, P.; Andrzejewski, J. Study to Compare the Emissions of a Diesel Engine Running on Diesel and Different Vegetale Oils. *Entropie* 1993.
13. Cisek, J.; Borowski, A. Sposób zmniejszania stężenia i emisji tlenków azotu w spalinach silnika o zapłonie samoczynnym,. P.443866, 2023.
14. Cisek J., Borowski A., Leśniak Sz. Factors affecting the reduction on NOx concentration in diesel engine exhaust. Modeling of fuel self-ignition delay for different fuels. Niepublikowane materiały wewnętrzne Politechniki Krakowskiej, 2023.
15. Cisek, J.; Leśniak, S.; Borowski, A. *Wizualizacja spalania i termowizja płomienia w badawczym silniku z zapłonem samoczynnym zasilanym paliwem bazowym i trzema paliwami z dodatkami*; Sprawozdanie z prac badawczych: M-04/331/2021/P; Politechnika Krakowska: Kraków, 2022.
16. Cisek, J.; Lesniak, S.; Mokretskyy, V.; Przybylski, W. The Influence of Reduxco Catalyst in the Diesel Fuel on Energy Parameters, Exhaust Gas Composition and Rate of Heat Release of a Diesel Engine. W *SAE Powertrains, Fuels & Lubricants*

- Meeting*; SAE International: 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2020.
17. Cisek, J.; Leśniak, S.; Borowski, A.; Przybylski, W.; Mokretskyy, V. Visualisation and Thermovision of Fuel Combustion Affecting Heat Release to Reduce NO<sub>x</sub> and PM Diesel Engine Emissions. *Energies* 2022.
  18. Cisek, J.; Lesniak, S.; Stanik, W.; Przybylski, W. The Synergy of Two Biofuel Additives on Combustion Process to Simultaneously Reduce NO<sub>x</sub> and PM Emissions. *Energies* 2021.
  19. Cisek, J.; Leśniak, S. The Modeling of Fuel Auto-Ignition Delay and Its Verification Using Diesel Engines Fueled with Oils with Standard or Increased Cetane Numbers. *Energies* 2023.
  20. Cisek, J.; Stanik, W. Influence of cetane-detergent additives into diesel fuel with RME content increased to 10% on the parameters of indicator diagrams and rate of heat release in a diesel engine. *Combust. Engines* 2019.
  21. Cisek, J.; Szlachta, Z.; Wcisło, G. Ograniczenie emisji NO<sub>x</sub> w spalinach silnika wysokoprężnego przez zmniejszenie ich powstawania w komorze spalania. Konferencja KONMOT. Kraków 2000.
  22. Cisek, J. Wpływ oleju rzepakowego i jego mieszanin z olejem napędowym na własności silnika wysokoprężnego. Rozprawa doktorska, Politechnika Krakowska, Kraków, 1998.
  23. Diesel Engine Seminar. Recent Diesel Engine Emission Control Technology. Materiały niepublikowane. Mielec 1996.
  24. Flössling, N. W Gerlands Beitrage zur Geophysik; 1939.
  25. Heywood, J. B. Internal combustion engine fundamentals; McGraw-Hill: New York, 1988.
  26. Hossain, F. M.; Rainey, T. J.; Ristovski, Z.; Brown, R. J. Performance and Exhaust Emissions of Diesel Engines Using Microalgae FAME and the Prospects for Microalgae HTL Biocrude. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2018.
  27. Informator techniczny firmy Bosch, 2009.
  28. Instrukcja firmy AVL do sprzętu 513D Engine VideoScope, Graz, Austria, 1999.
  29. Instrukcja firmy AVL do sprzętu 617 Indimeter, Graz, Austria, 1994.
  30. Instrukcja firmy AVL do sprzętu Emission Bench CEB II, Graz, Austria, 1999.
  31. Instrukcja firmy AVL do sprzętu Fuel Balance, Graz, Austria, 2001.
  32. Instrukcja firmy AVL do sprzętu Spectral Flame Temperature Measurement Using the Two Colour Method, Graz, Austria, 1998.
  33. Instrukcja firmy AVL do sprzętu Smoke Meter 401, Graz, Austria, 1976.
  34. Karthikeyan S, Elango A, Prathima A. Performance and emission study on zinc oxide nano particles addition with pomolion stearin wax biodiesel of CI engine. *J. Sci. Ind. Res.* 2014.
  35. Koto, Y. *Theory of Heat Transfer*; Tokyo, 1964.
  36. Kowalewicz A. Podstawy procesów spalania. Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne; 2000.
  37. Kume T., Iwamoto Y., Lida K., Murakami M., Akishino K., Ando H. Combustion control strategies for direct injection SI Engine. SAE Paper 960600, 1996.

38. Lyn, W.T. Einige Probleme der Verbrennung in Dieselmotoren. MTZ, nr 4/1966.
39. Mahr, B. Future and Potential of Diesel Injection Systems. W *Thermo- And Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines 2*; Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg, 2004.
40. Maiboom, A.; Tauzia, X.; Hétet, J.-F. Experimental Study of Various Effects of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on Combustion and Emissions of an Automotive Direct Injection Diesel Engine. *Energy*, 2008.
41. Maiboom A., Tauzia X., Hétet JF. Influence of EGR unequal distribution from cylinder to cylinder on NO<sub>x</sub>–PM trade-off of a HSDI automotive diesel engine. *Appl Therm Eng.*, 2009.
42. Majcher, M. Modifier of combustion of solid, liquid and gaseous fuels. WO 2010/104407 A1, 2010.
43. MBUSA Newsroom. Leading the Way With Diesel.  
<https://media.mbusa.com/releases/leading-the-way-with-diesel>.
44. Mehta, R. N.; Chakraborty, M.; Parikh, P. A. Impact of Hydrogen Generated by Splitting Water With Nano-Silicon and Nano-Aluminum on Diesel Engine Performance. *Int. J. Hydrogen Energy*, 2014.
45. Mehta, R. N.; Chakraborty, M.; Parikh, P. A. Nanofuels: Combustion, Engine Performance and Emissions. *Fuel*, 2014.
46. Merkisz J. Ekologiczne aspekty stosowania silników wysokoprężnych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej. Poznań 1994.
47. Merkisz J. Ekologiczne problemy silników spalinowych. T. 1. Poznań: Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej; 1998.
48. Merkisz J. Ekologiczne problemy silników spalinowych. T. 2. Poznań: Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej; 1999.
49. Minami, T.; Takeuchi, K.; Shimazaki, N. Reduction of Diesel Engine NO<sub>x</sub> Using Pilot Injection. W *International Congress & Exposition*; SAE International: 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1995.
50. Mitianiec, W.; Jaroszewski, A. *Modele Matematyczne Procesów Fizycznych w Silnikach Spalinowych Małej Mocy*; Wydawnictwo Ossolineum: Wrocław, 1993.
51. Mysłowski, J. Doładowanie silników; Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 2003.
52. Needham J.R., Doyle D.M., Nicol A.J. The Low NO<sub>x</sub> Truck Engine. SAE 1991, nr 910731
53. Niewiarowski K. Tłokowe silniki spalinowe. Wyd. 3. Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności; 1983.
54. Norhafana, M.; Noor, M. M.; Sharif, P. M.; Hagos, F. Y.; Hairuddin, A. A.; Kadirgama, K.; Ramasamy, D.; Rahman, M. M.; Alenezi, R.; Hoang, A. T. A Review of the Performance and Emissions of Nano Additives in Diesel Fuelled Compression Ignition-Engines. *IOP Conf. Ser.* 2019.
55. Obata, T. *Fuels for Internal Combustion Engines*; Yokendo Co.: Tokyo, 1966.
56. Ogólnoswiatowa Karta Paliw, wydanie szóste – benzyna i olej napędowy, 2019.
57. Parlament Europejski. Rozporządzenie parlamentu Europejskiego i Rady (WE) dotyczące homologacji typu pojazdów silnikowych i silników w odniesieniu do emisji zanieczyszczeń pochodzących z pojazdów ciężarowych o dużej ładowności (Euro VI)

- oraz w sprawie dostępu do informacji dotyczących naprawy i obsługi technicznej pojazdów; 595/2009; 2009.
58. Pawar, R.; Patil, S.; Hulwan, D. Investigating the Effect of Compression Ratio on Operating Characteristics of Compression Ignition Engine Fueled With Diesel—Ricebran Biodiesel—n-Butanol Additive Blends. *J. Inst. Eng. (India)*, 2023.
  59. Pierpont, D. A.; Reitz, R. D. Effects of Injection Pressure and Nozzle Geometry on D.I. Diesel Emissions and Performance. W *International Congress & Exposition*; SAE International: 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1995.
  60. Pisac, C. A. An Experimental Study of Combustion Characteristics of Fatty Acid Methyl Ester Biodiesel. Thesis, University of Hertfordshire, 2014.
  61. Rajesh Kumar, B.; Saravanan, S.; Rana, D.; Nagendran, A. A Comparative Analysis on Combustion and Emissions of Some Next Generation Higher-Alcohol/Diesel Blends in a Direct-Injection Diesel Engine. *Energy Convers. Manag.*, 2016.
  62. Ricardo, R. H. *The high-speed internal-combustion engine*, wyd. 5; Blackie: London, 1968.
  63. Rychter, T.; Teodorczyk, T. *Modelowanie Matematyczne Roboczego Cyklu Silnika Tłokowego*; PWN: Warszawa, 1990.
  64. *RIC engines – Exhaust emissions measurement, Test bed measurement of gaseous and particulate exhaust emissions from RIC engines*; ISO/CD 8178-1; 1992.
  65. Sadhik Basha, J.; Anand, R. B. Performance, Emission and Combustion Characteristics of a Diesel Engine Using Carbon Nanotubes Blended Jatropha Methyl Ester Emulsions. *Alex. Eng. J.*, 2014.
  66. Sajith, V.; Sobhan, C. B.; Peterson, G. P. Experimental Investigations on the Effects of Cerium Oxide Nanoparticle Fuel Additives on Biodiesel. *Adv. Mech. Eng.*, 2010.
  67. Sakai, T.; Saito, M. *The Research of Machines* 9; 1957.
  68. Schipper L, Fulton L. Dazzled by diesel? The impact on carbon dioxide emissions of the shift to diesels in Europe through 2009. *Energy Policy*.
  69. Şener R. Numerical Investigation of Ducted Fuel Injection Strategy for Soot Reduction in Compression Ignition Engine, *J. Appl. Fluid Mech.* 2022.
  70. Shatrov, M. G.; Dunin, A. Y.; Nguyen, T. Q. Effect of Pressure Boost on the Diesel Performance and Gaseous Emission With Fuel Spray Pressure Up to 3000 Bar. *IOP Conf. Ser.*, 2020.
  71. Singh, N, Bharj RS. Effect of CNT-emulsified fuel on performance, emission and combustion characteristics of four stroke diesel engine. *Int J Current Eng Tech*, 2015.
  72. Sitkei, G. Berechnung des Einspritzvorganges schnelllaufender Dieselmotoren. W *Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren*; Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg, 1964.
  73. Stanik, W.; Estienne, P.; Roberts, P.; Janeczek, M.; Konieczny, R.; Sikora, K. Kompozycja stabilizatorów do energooszczędnych olejów napędowych. *PL 238204 B1*, 2021.
  74. Stelmasiak, Z.; Larisch, J.; Gilowski, T.; Matyjasik, M. Możliwości poprawy składu mieszaniny gazowej przez dławienie powietrza przy częściowych obciążeniach silnika dwupaliwowego. *Archiwum Motoryzacji. Bielsko-Biała* 2007.
  75. Tanazawa, S. *Diesel Engines I*; Sankaido Co.: Tokyo, 1956.

76. Tkaczyk, M.; Sroka, Z. J.; Krakowian, K.; Wlostowski, R. Experimental Study of the Effect of Fuel Catalytic Additive on Specific Fuel Consumption and Exhaust Emissions in Diesel Engine. *Energies*, 2020.
77. Wajand JA, Wajand JT. *Tłokowe silniki spalinowe*. Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne; 1993.
78. Politechnika Krakowska. *Wizualizacja Spalania i Termowizja Płomienia w Badawczym Silniku z Zapłonem Samoczynnym Zasilanym Paliwem Bazowym i Trzema Paliwami z Dodatkami*; Sprawozdanie z projektu badawczego: M-04/331/2021/P; Kraków, 2022.
79. Zabłocki M. *Wtrysk i Spalanie w silnikach wysokoprężnych*. Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności; 1976.
80. Praca zbiorowa. *Laboratorium cieplnych maszyn tłokowych. Silniki spalinowe*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej. Poznań 1974.
81. Zammit, J.-P.; McGhee, M. J.; Shayler, P. J.; Pegg, I. The Influence of Cylinder Deactivation on the Emissions and Fuel Economy of a Four-Cylinder Direct-Injection Diesel Engine. *Proc. Inst. Mech. Eng.,D*, 2013.
82. Zhang, J.; Nazarenko, Y.; Zhang, L.; Calderon, L.; Lee, K.-B.; Garfunkel, E.; Schwander, S.; Tetley, T. D.; Chung, K. F.; Porter, A. E.; i in. Impacts of a Nanosized Ceria Additive on Diesel Engine Emissions of Particulate and Gaseous Pollutants. *Environ. Sci. & Technol.*, 2013.

## Spis rysunków

- 2.1. Schemat zależności emisji NO<sub>x</sub> i PM w spalinach silnika z ZS
- 2.2. Schematyczny wykres prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika z zapłonem samoczynnym: 0 – faza odparowania paliwa, 1 – faza spalania kinetycznego, 2 – faza spalania dyfuzyjnego
- 3.1. Schemat wpływu różnych czynników na emisję NO<sub>x</sub> oraz PM w spalinach
- 3.2. 1) Przykłady otwartych komór spalania: a) toroidalne, b) kubełkowe, c) spodkowe, d) filiżankowe, 2) komora toroidalna Saurera z przewężeniem i zaawansowanym wirem
- 3.3. Schematyczne przebiegi wywiązywania się ciepła w funkcji czasu  $\tau$  dla trzech rodzajów tworzenia mieszanki: a – wtrysk bezpośredni, b – system M, c – komora wirowa. Powierzchnia zaznaczona przedstawia ciepło wywiązane z paliwa wymieszanego z powietrzem w okresie opóźnienia samozapłonu
- 3.4. Projekt komory spalania a) conventional diesel combustion b) ducted fuel injection
- 3.5. Emisja sadzy oraz tlenków azotu dla zmodyfikowanej komory spalania (CDC – Conventional Diesel Combustion, DFI – Ducted Fuel Injection)
- 3.6. Przebieg ciśnienia oraz prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika dla konwencjonalnej komory spalania i komory spalania typu DFI
- 3.7. Tendencja wzrostu ciśnienia wtrysku paliwa dla różnych układów wtryskowych w silnikach o zapłonie samoczynnym w kolejnych latach
- 3.8. Przebieg procesu wtrysku paliwa w nowoczesnym silniku z układem wtryskowym Common Rail
- 3.9. Zmierzone wartości mocy indykowanej oraz jednostkowego zużycia paliwa w funkcji ciśnienia doładowania
- 3.10. Emisja NO<sub>x</sub> oraz PM w funkcji ciśnienia doładowania dla zmierzonych punktów pracy silnika
- 3.11. Wpływ stopnia sprężania na emisję NO<sub>x</sub> dla testowanych paliw
- 3.12. Emisja NO<sub>x</sub> w funkcji otwarcia zaworu EGR dla wybranych temperatur powietrza w kolektorze dolotowym
- 3.13. Emisja PM w funkcji otwarcia zaworu EGR dla wybranych temperatur powietrza w kolektorze dolotowym
- 3.14. Wpływ kształtowania przebiegu prędkości wywiązywania się ciepła na emisję tlenków azotu oraz cząstek stałych
- 3.15. Rozkład zmian współczynnika nadmiaru powietrza w komorze zerowiowej
- 3.16. Schematy przedstawiające konfigurację cylindrów dla: (a) konwencjonalna praca, (b) działanie systemu CDA
- 3.17. Zespół mechanizmu rozrządu Schaeffler
- 3.18. Tendencje zmian początku wtrysku paliwa w kolejnych latach
- 3.19. Wykresy indykatorowe silnika o zapłonie samoczynnym dla różnych wartości geometrycznego początku tłoczenia paliwa  $\alpha_{pt} = 8, 11, 14, 17, 20, 23$  °OWK wzg. GMP i nominalnych warunków pracy silnika

- 3.20. Wpływ geometrycznego początku tłoczenia paliwa  $\alpha_{pt}$  na stężenie NO<sub>x</sub> dla nominalnych warunków pracy silnika – 1 oraz na emisję NO<sub>x</sub> w teście ECE R49-2
- 3.21. Emisja cząstek stałych oraz jednostkowe zużycie paliwa przy stałej emisji NO<sub>x</sub> dla różnych wartości ciśnienia wtrysku paliwa oraz konfiguracji rozpylaczy
- 3.22. Schemat wtryskiwacza dwusprężynowego i stopniowana charakterystyka wtrysku
- 3.23. Schemat wpływu charakterystyki wtrysku paliwa na emisję tlenków azotu oraz cząstek stałych w spalinach silnika
- 3.24. Zmiany parametrów wyjściowych silnika (osiągów i emisji) podczas stosowania paliw z dodatkiem FAME
- 3.25. Zadymienie spalin w funkcji prędkości obrotowej silnika przy stosowaniu dodatku etanolu dostarczonego pośrednio lub bezpośrednio do cylindra w porównaniu z olejem napędowym
- 3.26. Zmiany a) zadymienia spalin oraz b) emisji NO<sub>x</sub> dla wybranych paliw w funkcji obciążenia silnika
- 3.27. Zmiany emisji a) niespalonych węglowodorów oraz b) tlenku węgla dla wybranych paliw w funkcji obciążenia silnika
- 3.28. Jednostkowe zużycie paliwa w funkcji średniego efektywnego ciśnienia indykowanego dla czystego oleju napędowego i paliwa z dodatkiem katalitycznym
- 3.29. Emisja cząstek stałych w funkcji średniego efektywnego ciśnienia indykowanego dla czystego oleju napędowego i paliwa z dodatkiem katalitycznym
- 3.30. Emisja NO<sub>x</sub> w funkcji średniego efektywnego ciśnienia indykowanego dla czystego oleju napędowego i paliwa z dodatkiem katalitycznym
- 3.31. Wybrane czynniki procesu spalania istotnie wpływające na emisję NO<sub>x</sub>
- 4.1. Schemat badawczej części pracy
- 5.1. Zdjęcie zbiorników z testowanymi paliwami
- 5.2. Widok ogólny masowej, dynamicznej miernicy zużycia paliwa AVL Fuel Balance
- 5.3. Widok ekranu systemu CEB II
- 5.4. Schemat pomiaru zadymienia spalin z zastosowaniem dymomierza filtracyjnego AVL Smoke Meter 401
- 5.5. Widok ogólny stanowiska pomiarowego z tunelem rozcieńczającym spaliny do określania emisji cząstek stałych PM
- 5.6. Schemat realizacji reprezentatywnego wykresu indykatorowego
- 5.7. Przykład określanych parametrów w oparciu o pomiary systemem Indimeter 617 D
- 5.8. Orientacyjny przebieg funkcji  $x(\alpha)$ ,  $x_i(\alpha)$  i  $\frac{dx}{d\alpha}(\alpha)$
- 5.9. Rysunek pomocniczy do wyznaczania współrzędnej końca spalania z warunku ustalenia się wartości wykładnika politropy
- 5.10. Schemat rejestracji procesów w cylindrze silnika konwencjonalnym systemem szybkiego filmowania



- 5.11. Schemat filmowania procesów w cylindrze silnika systemem AVL 513D Engine Videoscope
- 5.12. Schemat metody wyznaczania temperatury spalania
- 5.13. Względne wartości intensywności promieniowania czerwonego odniesione do intensywności promieniowania zielonego  $\frac{R_{ih}(T, k_{ks})}{G_{ih}(T, k_{ks})}$
- 5.14. Intensywność promieniowania czerwonego ze zbiorem krzywych i parametrem  $k_{ks}$
- 6.1. Fizyczne pierwsze opóźnienie samozapłonu ( $\tau_{cph1}$ ) dla paliwa DFB
- 6.2. Fizyczne pierwsze opóźnienie samozapłonu ( $\tau_{cph1}$ ) dla paliwa DFKA
- 6.3. Fizyczne drugie opóźnienie samozapłonu ( $\tau_{cph2}$ ) paliwa dla paliwa DFB
- 6.4. Fizyczne drugie opóźnienie samozapłonu ( $\tau_{cph2}$ ) paliwa dla paliwa DFKA
- 6.5. Różnica w fizycznym drugim opóźnieniu samozapłonu ( $\Delta\tau_{cph2}$ ) paliwa pomiędzy paliwami DFB i DFKA
- 6.6. Chemiczne pierwsze opóźnienie samozapłonu ( $\tau_{cch1}$ ) dla paliwa DFB
- 6.7. Chemiczne pierwsze opóźnienie samozapłonu ( $\tau_{cch1}$ ) dla paliwa DFKA
- 6.8. Różnica w chemicznym pierwszym opóźnieniu samozapłonu ( $\Delta\tau_{cch1}$ ) paliwa pomiędzy paliwami DFB i DFKA
- 6.9. Chemiczne drugie opóźnienie samozapłonu ( $\tau_{cch2}$ ) dla paliwa DFB
- 6.10. Chemiczne drugie opóźnienie samozapłonu ( $\tau_{cch2}$ ) dla paliwa DFKA
- 6.11. Różnica w chemicznym drugim opóźnieniu samozapłonu ( $\Delta\tau_{cch2}$ ) paliwa pomiędzy paliwami DFB i DFKA
- 6.12. Całkowite opóźnienie samozapłonu ( $\tau_{csum}$ ) dla paliwa DFB
- 6.13. Całkowite opóźnienie samozapłonu ( $\tau_{csum}$ ) dla paliwa DFKA
- 6.14. Różnica w całkowitym opóźnieniu samozapłonu ( $\Delta\tau_{csum}$ ) paliwa pomiędzy paliwami DFB i DFKA
- 6.15. Obliczone fazy opóźnienia samozapłonu analizowanych paliw
- 6.16. Współczynnik wagi dla drugiej fizycznej fazy opóźnienia samozapłonu dla analizowanych paliw
- 6.17. Obliczony czas trwania drugiej fizycznej fazy opóźnienia samozapłonu dla analizowanych paliw
- 6.18. Schemat stanowiska pomiarowego dla silników: SB 3.1 oraz VW 1.9 TDI
- 6.19. Pomiarowe opóźnienie samozapłonu dla paliw DFB i DFKA (silnik SB 3.1)
- 6.20. Pomiarowe opóźnienie samozapłonu dla paliw DFB i DFKA (silnik VW 1.9 TDI)
- 6.21. Procentowa różnica  $\tau_c$  pomiędzy badanymi paliwami dla silników SB 3.1 oraz VW 1.9 TDI
- 6.22. Procentowa różnica opóźnienia samozapłonu pomiędzy paliwami DFB i DFKA dla obliczeń ( $\Delta\tau_{csum}$ ) z naniesionymi wartościami  $\Delta\tau_c$  dla pomiarów silnikowych (fioletowe linie)
- 7.1. Widok ogólny hamownianego stanowiska badawczego z elektrowirowym hamulcem Schenck i silnikiem VW 1.9 TDI
- 7.2. Godzinowe zużycie paliwa ( $G_f$ ) w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)

- 7.3. Procentowa różnica w wartościach godzinowego zużycia paliwa ( $\Delta G_f$ ) w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)
- 7.4. Temperatura spalin w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)
- 7.5. Procentowa różnica w wartościach temperatury spalin w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)
- 7.6. Współczynnik lambda w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)
- 7.7. Procentowa różnica w wartościach współczynnika nadmiaru powietrza ( $\lambda$ ) w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)
- 7.8. Stężenie tlenu w spalinach w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)
- 7.9. Procentowa różnica w wartościach stężenia tlenu w spalinach w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)
- 7.10. Stężenie tlenku węgla w spalinach w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)
- 7.11. Procentowa różnica w stężeniu tlenku węgla w spalinach w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)
- 7.12. Stężenie węglowodorów w spalinach w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)
- 7.13. Procentowa różnica w stężeniu węglowodorów w spalinach w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)
- 7.14. Stężenie tlenków azotu w spalinach w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)
- 7.15. Procentowa różnica w stężeniu tlenków azotu w spalinach w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)
- 7.16. Emisja cząstek stałych w spalinach w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)
- 7.17. Procentowa różnica w emisji cząstek stałych w spalinach w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)
- 7.18. Zadymienie spalin w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)
- 7.19. Procentowa różnica w zadymieniu spalin w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)
- 7.20. Początek samozapłonu paliwa w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)
- 7.21. Różnica w początku samozapłonu paliwa w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)
- 7.22. Opóźnienie samozapłonu paliwa w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)
- 7.23. Różnica w opóźnieniu samozapłonu paliwa w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)

- 7.24. Maksymalna prędkość narastania ciśnienia w cylindrze w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)
- 7.25. Procentowa różnica maksymalnej prędkości narastania ciśnienia w cylindrze w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)
- 7.26. Schemat przebiegu ciśnienia w cylindrze silnika 1.9 TDI VW
- 7.27. Ciśnienie maksymalne w cylindrze w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)
- 7.28. Procentowa różnica ciśnienia maksymalnego w cylindrze w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)
- 7.29. Występowanie ciśnienia maksymalnego w cylindrze w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe), 1 – zakres spalania bardzo małych dawek paliwa, 2 – zakres spalania większych dawek paliwa
- 7.30. Różnica występowania ciśnienia maksymalnego w cylindrze w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)
- 7.31. Maksymalna prędkość spalania kinetycznego w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)
- 7.32. Różnica maksymalnej prędkości spalania kinetycznego w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)
- 7.33. Maksymalna prędkość spalania dyfuzyjnego w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)
- 7.34. Różnica maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)
- 7.35. Długość spalania dyfuzyjnego w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)
- 7.36. Różnica długości spalania dyfuzyjnego w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)
- 7.37. Ciepło spalania dyfuzyjnego w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)
- 7.38. Różnica ciepła spalania dyfuzyjnego w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)
- 7.39. Występowanie końca spalania w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)
- 7.40. Różnica ciepła spalania dyfuzyjnego w funkcji obciążenia Różnica w występowaniu końca spalania w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)
- 7.41. Długość spalania w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw (DF – paliwo bazowe, DFS – kompleksowe paliwo testowe)
- 7.42. Różnica w długości spalania w funkcji obciążenia silnika dla paliw testowych (w odniesieniu do paliwa bazowego)
- 7.43. Schemat przebiegu prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika ZS dla wszystkich testowanych paliw i różnych obciążeń silnika

- 8.1. Schemat metod wyznaczania temperatury spalania
- 8.2. Schemat stanowiska do wizualizacji i termowizji z silnikiem SB 3.1
- 8.3. Godzinowe zużycie paliwa ( $G_f$ ) dla badanych paliw
- 8.4. Procentowa zmiana godzinowego zużycia paliwa ( $\Delta G_f$ ) dla badanych paliw względem  $G_f$  dla DFB (paliwo bazowe)
- 8.5. Temperatura spalin ( $t_{exh}$ ) dla badanych paliw
- 8.6. Procentowa zmiana temperatury spalin ( $\Delta t_{exh}$ ) dla badanych paliw względem  $t_{exh}$  dla DFB (paliwo bazowe)
- 8.7. Stężenie tlenków azotu ( $NO_x$ ) w spalinach badanych paliw
- 8.8. Procentowa zmiana stężenia tlenków azotu ( $\Delta NO_x$ ) dla badanych paliw względem stężenia  $NO_x$  dla DFB (paliwo bazowego)
- 8.9. Emisja cząstek stałych (PM) w palinach silnika dla badanych paliw
- 8.10. Procentowa zmiana ( $\Delta PM$ ) emisji cząstek stałych z paliw testowych względem emisji PM dla DFB (paliwo bazowe)
- 8.11. Przebiegi ciśnienia w cylindrze silnika zasilanego badanymi paliwami
- 8.12. Początek samozapłonu paliwa ( $\alpha_{sc}$ ) dla badanych paliw
- 8.13. Procentowa zmiana początku samozapłonu paliwa ( $\Delta \alpha_{sc}$ ) dla badanych paliw względem  $\alpha_{sc}$  dla DFB
- 8.14. Opóźnienie samozapłonu ( $\tau_c$ ) dla badanych paliw
- 8.15. Procentowa zmiana opóźnienia samozapłonu ( $\Delta \tau_c$ ) dla badanych paliw względem  $\tau_c$  dla paliwa bazowego
- 8.16. Przebieg temperatury spalania wyznaczony na podstawie wykresów indykatorowych dla badanych paliw
- 8.17. Temperatura spalania kinetycznego ( $T_{ck}$ ) dla badanych paliw
- 8.18. Temperatura spalania dyfuzyjnego ( $T_{cd}$ ) dla badanych paliw
- 8.19. Prędkość wywiązywania się ciepła ( $dQ/d\alpha$ ) w cylindrze badawczego silnika SB 3.1 dla 4 badanych paliw
- 8.20. Maksymalna prędkość spalania kinetycznego ( $dQ_k$ ) dla badanych paliw
- 8.21. Procentowa zmiana maksymalnej prędkości spalania kinetycznego ( $\Delta dQ_k$ ) dla badanych paliw względem  $dQ_k$  dla DFB (paliwo bazowego)
- 8.22. Występowanie maksymalnej prędkości spalania kinetycznego ( $\alpha dQ_k$ ) dla badanych paliw
- 8.23. Występowanie maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego ( $\alpha dQ_d$ ) dla badanych paliw
- 8.24. Ciepło fazy kinetycznej ( $Q_k$ ) badanych paliw
- 8.25. Procentowa zmiana ciepła wywiązanego w fazie kinetycznej ( $\Delta Q_k$ ) dla badanych paliw względem  $Q_k$  dla DFB (paliwo bazowego)
- 8.26. Czas trwania fazy kinetycznej ( $\alpha_{fQk}$ ) dla badanych paliw
- 8.27. Zmiana procentowa czasu trwania fazy kinetycznej ( $\Delta \alpha_{fQk}$ ) dla badanych paliw względem  $\alpha_{fQk}$  dla DFB (paliwo bazowego)
- 8.28. Maksymalna prędkość spalania dyfuzyjnego ( $dQ_d$ ) dla badanych paliw
- 8.29. Procentowa zmiana maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego ( $\Delta dQ_d$ ) dla badanych paliw względem  $dQ_d$  dla DFB (paliwo bazowego)
- 8.30. Czas trwania fazy dyfuzyjnej ( $\alpha_{fQd}$ ) dla badanych paliw

- 8.31. Zmiana procentowa długości trwania fazy dyfuzyjnej ( $\Delta\alpha_{fQd}$ ) dla badanych paliw względem  $\alpha_{fQd}$  dla DFB (paliwa bazowego)
- 8.32. Ciepło wywiązane w fazie dyfuzyjnej ( $Q_d$ ) dla badanych paliw
- 8.33. Procentowa zmiana ciepła wywiązanego w fazie dyfuzyjnej ( $\Delta Q_d$ ) dla badanych paliw względem  $Q_d$  dla DFB (paliwa bazowego)
- 8.34. Koniec spalania ( $\alpha_{ec}$ ) dla badanych paliw
- 8.35. Procentowa zmiana końca spalania  $\Delta\alpha_{ec}$  dla badanych paliw względem  $\alpha_{ec}$  dla DFB (paliwa bazowego)
- 8.36. Obraz w cylindrze silnika dla kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego początkowi samozapłonu paliwa ( $\alpha_{sc}$ ) dla badanych paliw
- 8.37. Obraz w cylindrze silnika kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego maksymalnej szybkości spalania kinetycznego ( $\alpha_{dQkmax}$ )
- 8.38. Rozkład izoterm płomienia w cylindrze silnika dla kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego maksymalnej szybkości spalania kinetycznego ( $\alpha_{dQkmax}$ )
- 8.39. Pola powierzchni płomienia w fazie spalania kinetycznego ( $S_k$ ) objęte izotermami o określonych temperaturach (w odniesieniu do powierzchni pomiarowej  $S_o$ ) dla badanych paliw
- 8.40. Obraz w cylindrze silnika dla kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego ( $\alpha_{dQdmax}$ )
- 8.41. Rozkład izoterm płomienia w cylindrze silnika (powyżej 1800 K) dla kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego ( $\alpha_{dQdmax}$ )
- 8.42. Pola powierzchni płomienia w fazie dyfuzyjnej ( $S_d$ ) spalania objęte izotermami o określonych temperaturach (w odniesieniu do powierzchni pomiarowej  $S_o$ ) dla badanych paliw
- 8.43. Obraz w cylindrze silnika dla kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego wizualnemu końcowi spalania ( $\alpha_{ec}$ ) dla badanych paliw

## **Spis tabel**

- 3.1. Konstrukcje typowych komór spalania silników o zapłonie samoczynnym
- 3.2. Rodzaje układów wtryskowych silników o zapłonie samoczynnym
- 3.3. Wybrane układy doładowania silnika
- 5.1. Charakterystyka stosowanego paliwa bazowego
- 6.1. Charakterystyka paliw stosowanych w modelowaniu  $\tau_c$
- 6.2. Parametry techniczne stosowanych silników

## Streszczenie

Głównym celem niniejszej pracy doktorskiej było potwierdzenie, że możliwe jest jednoczesne zmniejszenie emisji tlenków azotu i cząstek stałych w spalinach silnika o zapłonie samoczynnym oraz zwiększenie jego sprawności ogólnej poprzez zastosowanie specjalnie dobranych dodatków do paliwa, które wpływają selektywnie na przebieg prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika. Naukowe cele tej pracy obejmowały określenie wpływu wybranych dodatków do paliwa na poszczególne etapy procesu spalania w cylindrze silnika (część kinetyczną oraz dyfuzyjną) oraz opisanie mechanizmu powstania zjawiska synergii hiperaddytywnej w wyniku ich stosowania. Realizacja tej pracy doktorskiej pozwoliła na potwierdzenie naukowych i użytecznych celów pracy.

W celu lepszego zrozumienia zjawiska opóźnienia samozapłonu i przesunięcia fazowego prędkości wywiązywania się ciepła przy zastosowaniu wszystkich badanych paliw zrealizowano modelowanie poszczególnych składowych opóźnień samozapłonu, które mają wpływ na to zjawisko. Modelowanie opóźnienia samozapłonu pojedynczej kropli paliwa przeprowadzono celem sprawdzenia stosowności użycia wybranego modelu matematycznego – co umożliwi w przyszłości szybszą, wstępną ocenę nowego rodzaju paliwa. Celem weryfikacji poprawności uzyskanych w ten sposób wyników użyto dwóch silników różnych generacji, dla których przeprowadzono pomiary opóźnienia samozapłonu, które następnie zestawiono z wynikami uzyskanymi z modelowania. Obliczenia teoretyczne oraz pomiary na rzeczywistych silnikach wykazały, że wybrany model matematyczny jest wystarczająco dobry do tych zastosowań.

Kolejnym etapem pracy było określenie wpływu dwóch wybranych dodatków do oleju napędowego stosowanych jednocześnie, które w sposób selektywny wpływają na poszczególne fazy procesu spalania. Do tego celu wykorzystano seryjny silnik VW 1.9 TDI, przy pomocy którego przeprowadzono badania doświadczalne, obejmujące pomiary parametrów: energetycznych silnika, składu spalin, indykowania oraz prędkości wywiązywania się ciepła. Pozwoliło to określić przyczyny powstania zjawiska synergii hiperaddytywnej w wyniku przesunięcia fazowego prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika pomiędzy cząstkami paliwa związanymi bezpośrednio z dodatkiem 2-EHN oraz cząstkami paliwa związanymi z dodatkiem *Reduxco*.

Badania z wykorzystaniem endoskopowej wizualizacji i termowizji spalania umożliwiły jeszcze dokładniejsze i pełniejsze wyjaśnienie wpływu stosowanych dodatków do paliwa na prędkość wywiązywania się ciepła oraz ilość ciepła wywiązaną w fazie kinetycznej oraz dyfuzyjnej spalania. Umożliwiło to szczegółowe wytłumaczenie przyczyn jednoczesnego zmniejszenia emisji tlenków azotu oraz cząstek stałych silnika zasilanego paliwem z obydwoma badanymi dodatkami przy jednoczesnym zwiększeniu sprawności ogólnej wskutek działania zjawiska synergii hiperaddytywnej.

W wyniku przeprowadzonych prac stwierdzono, że stosowanie paliwa z dwoma badanymi dodatkami (DA oraz KA), które selektywnie wpływają na prędkość wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika o zapłonie samoczynnym prowadzi do równoczesnego:

- zmniejszenia emisji NO<sub>x</sub> w spalinach silnika do 20 %,

- zmniejszenia emisji PM w spalinach silnika do 38 %,
- zmniejszenia zużycia paliwa do 7 % w porównaniu z paliwem bez testowanych dodatków.

Dodatki te ukazują nowe możliwości wpływania na redukcję emisji limitowanych składników spalin oraz zwiększenia sprawności ogólnej silnika, która poprzez swoją uniwersalność może być stosowana zarówno w nowoczesnych, dopiero produkowanych silnikach spalinowych, jak również w konstrukcjach już obecnych na rynku.



## Summary

The main goal of this doctoral dissertation was to confirm that it is possible to simultaneously reduce the emission of nitrogen oxides and particulate matter in the exhaust gases of a compression-ignition engine and increase its overall efficiency by using specially selected fuel additives which selectively influence the rate of heat release in the engine cylinder. The scientific goals of this work included determining the impact of selected fuel additives on individual (kinetic and diffusion) stages of the combustion process in the engine cylinder and describing the mechanism of creation of the phenomenon of hyperadditive synergy as a result of their use. The implementation of this doctoral thesis allowed for the confirmation of the scientific and utilitarian theses of the work.

To better understand the phenomenon of self-ignition delay and phase shift of the heat release rate using all tested fuels, modeling of individual components of self-ignition delay that influence this phenomenon was carried out. Modeling of the self-ignition delay of a single fuel droplet was carried out to check the appropriateness of using the selected mathematical model - which will enable a faster, preliminary assessment of a new type of fuel in the future. In order to verify the correctness of the results obtained this way, two engines of different generations were used, for which self-ignition delay measurements were carried out, which were then compared with the results obtained from the modeling. Theoretical calculations and measurements on real engines showed that the selected mathematical model was good enough for these applications.

The next stage of the work was to determine the impact of two selected diesel fuel additives used simultaneously, which selectively affect individual phases of the combustion process. For this purpose, a serial VW 1.9 TDI engine was used, with which experimental tests were carried out, including measurements of the following parameters: engine energy, exhaust gas composition, indication and rate of heat release. This made it possible to determine the causes of the hyperadditive synergy phenomenon as a result of the phase shift of the heat release rate in the engine cylinder between the part of the fuel associated with the 2-EHN addition and the part combined with the *Reduxco* addition.

Research using endoscopic visualization and thermal imaging of combustion allowed for an even more accurate and complete explanation of the influence of fuel additives on the rate of heat release and the amount of heat released in the kinetic and diffusion phases of combustion. This enabled a detailed explanation of the reasons for the simultaneous reduction of nitrogen oxides and particulate matter emissions in an engine fueled with fuel with both tested additives, while increasing the overall efficiency as a result of the hyperadditive synergy phenomenon.

As a result of the work carried out, it has been found that the use of fuel with two tested additives (DA and KA), which selectively influence the rate of heat release in the cylinder of a compression-ignition engine, leads to the simultaneous:

- reducing NO<sub>x</sub> emissions in engine exhaust gases by up to 20%,
- reducing PM emissions in engine exhaust gases by up to 38%,
- reducing fuel consumption by up to 7% in comparison with fuel without the tested additives.

These additives show new possibilities of reducing emissions of limited exhaust gas components and increasing the overall efficiency of the engine, which, due to its universality, can be used both in modern, newly manufactured combustion engines, as well as in designs already available on the market.