



**Politechnika Krakowska**  
im. Tadeusza Kościuszki

**Instytut Pojazdów  
Samochodowych  
i Silników Spalinowych  
Zakład Silników Spalinowych**

---

TEMAT PRACY:

**„Analiza wpływu nowego typu katalizatora do paliwa na parametry pracy  
silnika z zapłonem samoczynnym”**

ZLECENIODAWCA:

DAGAS Sp. z o.o.  
ul. Gośniewska 46  
05-660 Warka

NR UMOWY:

**M-04/105/2019/P**

Autor opracowania: **dr hab. inż. Jerzy Cisek**

KIEROWNIK TEMATU:

dr hab. inż. Jerzy Cisek

DYREKTOR INSTYTUTU:

dr hab. inż. Marek Brzeżański, prof. PK

KRAKÓW, kwiecień 2019 r.

## Spis treści

1. PODSTAWA REALIZACJI PRACY .....	3
2. CEL I ZAKRES PRACY .....	3
3. OPIS METODYKI PROWADZONYCH BADAŃ .....	5
3.1. Charakterystyka techniczna silnika .....	5
3.2. Schemat stanowiska pomiarowego.....	6
3.3. Wykresy indykatorowe.....	8
3.4. Metodyka określania parametrów przeliczanych .....	9
3.4.1. Parametry energetyczne silnika .....	9
3.4.2. Współczynnik nadmiaru powietrza .....	10
3.4.3. Prędkość wywiązywania się ciepła .....	11
4. WYNIKI BADAŃ.....	17
4.1. Parametry energetyczne.....	18
4.2. Skład spalin .....	34
4.3. Otwarte wykresy indykatorowe.....	46
4.4. Prędkość wywiązywania się ciepła .....	59
5. WNIOSKI.....	75
Stosowane symbole i oznaczenia .....	77
Załączniki .....	78

## 1. PODSTAWA REALIZACJI PRACY

Podstawę wykonanej pracy stanowiła umowa nr M-04/105/2019/P z dnia 14.03.2019r. o realizację projektu badawczego pt. „Analiza wpływu nowego typu katalizatora do paliwa na parametry pracy silnika z zapłonem samoczynnym”, zawarta między DAGAS Sp. z o.o. ul. Gośniewska 46, 05-660 Warka, a Politechniką Krakowską im. Tadeusza Kościuszki w Krakowie.

## 2. CEL I ZAKRES PRACY

Celem projektu była analiza wpływu nowego typu katalizatora do oleju napędowego na parametry energetyczne, skład i zadymienie spalin oraz parametry wykresów indykatorowych i prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika ZS.

Do pomiarów wykorzystano silnik 1.9 TDI VW wersji AJM (wyposażony w pompowtryskiwacze). Badania prowadzone były przy stałej prędkości obrotowej  $n = 2000$  [obr/min] (prędkość obrotowa maksymalnego momentu obrotowego silnika) i zmiennym obciążeniu w zakresie  $25 \div 275$  [Nm]. Pomiary przeprowadzono dla trzech paliw w dwóch trybach pracy silnika:

- **B/0 i D/0**, gdzie paliwo B/0 to porównawczy olej napędowy, D/0 to paliwo z dodatkiem katalizatora w stężeniu 0,01% - badania prowadzone przy fabrycznych ustawieniach silnika.
- **B/2 i D/2**, gdzie paliwo B/2 to porównawczy olej napędowy, D/2 to paliwo z dodatkiem katalizatora w stężeniu 0,02% - badania przy wcześniejszym początku wtrysku paliwa o 2°OWK (w odniesieniu do nastaw fabrycznych).

Porównanie wyników otrzymanych dla dwóch grup pomiarów w wybranych warunkach pracy silnika z zapłonem samoczynnym pozwoliło na analizę zjawisk przyczynowo-skutkowych procesów roboczych zachodzących wewnątrz cylindra silnika. W tym celu sporządzono otwarte wykresy indykatorowe oraz wykresy prędkości wywiązywania się ciepła w funkcji kąta obrotu wału korbowego oraz wykresy wybranych parametrów obliczonych i zmierzonych. W oparciu o wartości tak przygotowanych parametrów przeprowadzono analizę zależności pomiędzy stosowanymi w badaniach paliwami, a odmiennym przebiegiem zjawisk związanych z zasilaniem silnika tymi paliwami.

Harmonogram badań zawarty jest w tab.2.1.

Tab.2.1. Harmonogram badań

l.p.	Temat zadania	Czas realizacji	Koszt jedn.
1.	<p>Pomiar i analiza charakterystyk obciążeniowych silnika VW 1.9 TDI (przy prędkości obrotowej maksymalnego momentu obrotowego <math>n = 2000</math> [1/min]) w 4 wariantach:</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Silnik zasilany standardowym (porównawczym) paliwem,</li> <li>2. Silnik zasilany paliwem porównawczym z dodatkiem badanego katalizatora (w stężeniu 0,01%),</li> <li>3. Silnik zasilany paliwem porównawczym ze zmianą początku wtrysku paliwa na wcześniejszy o 2 °OWK (w odniesieniu do nastaw fabrycznych silnika),</li> <li>4. Silnik zasilany paliwem porównawczym z dodatkiem badanego katalizatora (w stężeniu 0,02%) i zmianą początku wtrysku paliwa na wcześniejszy o 2 °OWK (w odniesieniu do nastaw fabrycznych silnika).</li> </ol> <p>Określenie i analiza porównawcza w ww. 4 wariantach:</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Parametrów energetycznych silnika (zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika),</li> <li>2. Parametrów pracy silnika (współczynnik nadmiaru powietrza, ciśnienie doładowania, temperatura spalin, początek wtrysku paliwa),</li> <li>3. Składu i zadymienia spalin (stężenie: O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, CO, NO<sub>x</sub>, D)</li> <li>4. Parametrów przebiegu szybkozmiennego ciśnienia czynnika roboczego (początek samozapłonu paliwa, opóźnienie samozapłonu paliwa, max. prędkości narastania ciśnienia spalania, max. ciśnienia spalania),</li> <li>5. Parametrów przebiegu prędkości wywiązywania się ciepła (max. prędkość spalania kinetycznego, max. prędkość spalania dyfuzyjnego, koniec spalania)</li> </ol>	3 tygodnie	35.000 zł
2.	Opracowanie wyników badań i sporządzenie sprawozdania	2 tygodnie	
	<b>Pełny program badań</b>	<b>5 tygodni</b>	<b>35.000 zł + VAT</b>

### 3. OPIS METODYKI PROWADZONYCH BADAŃ

Badania doświadczalne przeprowadzono na hamowni silnikowej Zakładu Silników Spalinowych Laboratorium Silników z Zapłonem Samoczynnym na Wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej.

Doświadczenie polegało na rejestrowaniu wybranych parametrów pracy silnika w trakcie wykonywania charakterystyki obciążeniowej przy stałej prędkości obrotowej  $n = 2000$  [1/min] i zmiennym obciążeniu od 25 do 275 [Nm] ( $M_{o_{max}} = 290$  [Nm]).

W trakcie badań zarejestrowano podstawowe parametry pracy silnika (m.in. godzinowe zużycie paliwa, początek wtrysku paliwa, czas wtrysku, ciśnienie doładowania) oraz przebiegi szybkozmiennego ciśnienia czynnika roboczego w funkcji kąta OWK, z których następnie obliczono prędkość wywiązywania się ciepła w funkcji kąta obrotu wału korbowego.

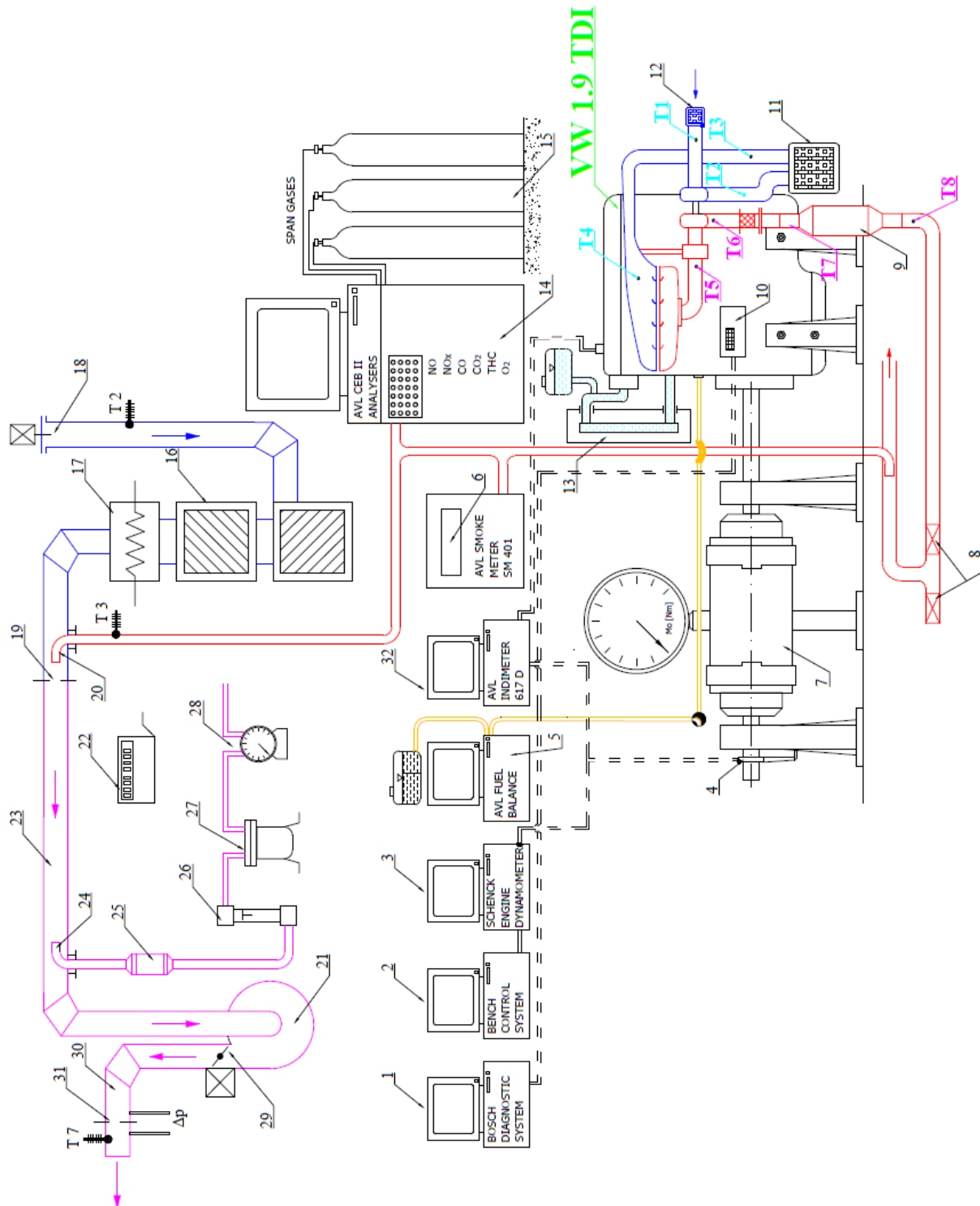
#### 3.1. Charakterystyka techniczna silnika

W tabeli poniżej przedstawiono dane techniczne silnika wykorzystanego w niniejszych badaniach.

Tab.3.1. Dane techniczne silnika VW 1.9 TDI

Rodzaj zapłonu	Samoczynny
Układ cylindrów	Rzędowy
Ilość cylindrów	4
Średnica tłoka	79,5 [mm]
Skok tłoka	95,5 [mm]
Objętość skokowa	1896 [cm <sup>3</sup> ]
Geometryczny stopień sprężania	18
Kolejność pracy cylindrów	1-3-4-2
Znamionowa moc brutto	85 [kW]
Znamionowa prędkość obrotowa	4000 [1/min]
Maksymalna prędkość obrotowa (bez obciążenia)	4450 [1/min]
Maksymalny moment obrotowy brutto	285 [Nm]
Prędkość obrotowa maksymalnego momentu	1900 [1/min]
Objętość układu wodnego silnika	6,1 [dm <sup>3</sup> ]
Objętość układu olejowego silnika	4,4 [dm <sup>3</sup> ]
Ciśnienie oleju smarującego	0,11-0,41 [MPa]

### 3.2. Schemat stanowiska pomiarowego

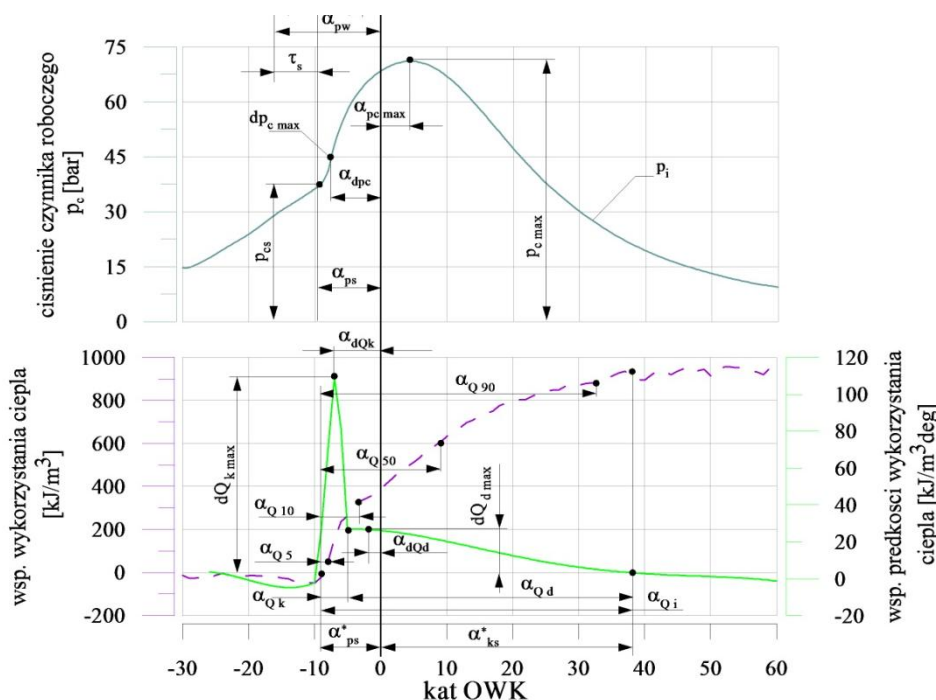


Rys.3.1. Schemat stanowiska pomiarowego z silnikiem VW 1.9 TDI

1. Bosch Diagnostic System
2. Bench System Control
3. Schenck Engine Dynamometer
4. Przetwornik kąta OWK
5. Masowa dynamiczna, komputerowa miernica zużycia paliwa
6. AVL Smoke Meter – dymomierz spalin
7. Prądnicowa hamownia silnikowa
8. Zawory spalin
9. Konwerter katalityczny
10. Sterownik silnika
11. Wymiennik ciepła powietrza (intercooler)
12. Filtr powietrza układu wlotowego do silnika
13. Wymiennik ciepła płynu chłodzącego silnika
14. AVL Bench Emission System CEB II – zestaw analizatorów gazowych
15. Zestaw gazów kalibrujących i roboczych
16. Mechaniczny i chemiczny filtr oczyszczania powietrza
17. Wymiennik ciepła stabilizacji temperatury powietrza
18. Czerpnia powietrza rozcieńczającego spalin
19. Kryza mieszająca spalin z powietrzem
20. Sonda dostarczająca spalin do tunelu pomiarowego
21. Wentylator zasysający gazy
22. Analizatory tunelu rozcieńczającego
23. Tunel rozcieńczający spalin do pomiaru PM (DT)
24. Sonda poboru próbki spalin rozcieńczonych powietrzem
25. Pakiet filtrów do pomiaru PM
26. Przepływomierz do określania przepływu gazów
27. Filtry zabezpieczające gazomierz
28. Gazomierz do określania przepływu gazów
29. Przepustnica regulująca przepływ w DT
30. Wylot tunelu rozcieńczającego
31. Kryza pomiarowa przepływu gazów w tunelu rozcieńczającym
32. AVL Indimeter 617D
- T1 – Temperatura powietrza na wlocie do silnika
- T2 – Temperatura powietrza za turbosprężarką
- T3 – Temperatura powietrza za intercooler'em
- T4 – Temperatura powietrza za EGR
- T5 – Temperatura spalin przed turbiną
- T6 – Temperatura spalin za turbiną
- T7 – Temperatura spalin przed reaktorem katalitycznym
- T8 – Temperatura spalin za reaktorem katalitycznym

Ze względu na przyjęty w umowie harmonogram badań w czasie pomiarów nie mierzono szeregu parametrów niezbędnych do wyliczenia emisji cząstek stałych PM. Z tego powodu nie wykorzystywano stanowiska pomiarowego z tunelem rozcieńczającym narysowanym schematycznie na rys.3.1 (nr 16 – nr 31).

### 3.3. Wykresy indykatorowe



Rys.3.2. Definicja parametrów procesów roboczych silnika w funkcji kąta obrotu wału korbowego

Rys.3.2. przedstawia wszystkie parametry pracy silnika, które można odczytać z wykresów w funkcji kąta OWK. Do dalszej analizy wybrano następujące parametry:

- maksymalne ciśnienie spalania  $p_{c,max}$ ,
- maksymalna prędkość narastania ciśnienia  $d_{p_{c,max}}$ ,
- kąt OWK, przy którym występuje maksymalna prędkość narastania ciśnienia  $\alpha_{dpc}$ ,
- kąt OWK, przy którym następuje początek wtrysku paliwa  $\alpha_{pw}$ ,
- kąt OWK, przy którym następuje początek samozapłonu paliwa  $\alpha_{ps}$ ,
- opóźnienie samozapłonu  $\tau_{sp}$ ,
- maksymalna prędkość spalania dyfuzyjnego  $dQ_{d,max}$ ,
- maksymalna prędkość spalania kinetycznego  $dQ_{k,max}$ ,
- kąt OWK, przy którym występuje maksymalna prędkość spalania kinetycznego  $\alpha_{dQk,max}$ ,
- kąt OWK, przy którym występuje maksymalna prędkość spalania dyfuzyjnego  $\alpha_{dQd,max}$ ,



### 3.4. Metodyka określania parametrów przeliczanych

Aby umożliwić pełną analizę wpływu katalizatora do oleju napędowego na parametry pracy silnika z zapłonem samoczynnym, należało wyliczyć wartości niektórych parametrów, których nie uzyskuje się bezpośrednio ze sterownika silnika. W dalszej części raportu przedstawiono zależności występujące między wybranymi parametrami pracy silnika.

#### 3.4.1. Parametry energetyczne silnika

Moc efektywną silnika spalinowego można wyznaczyć z momentu obrotowego zmierzonego na hamulcu prądnicowym przy danej prędkości obrotowej wału korbowego:

$$N_e = \frac{M \cdot n}{9550} , \quad (3.1)$$

gdzie:

- $N_e$  – moc efektywna, [kW],
- $M$  – moment obrotowy silnika, [Nm],
- $n$  – prędkość obrotowa wału korbowego, [1/min].

Wyliczona moc efektywna oraz zmierzone godzinowe zużycie paliwa pozwalają na wyznaczenie jednostkowego zużycia paliwa:

$$g_e = \frac{1000 \cdot G_{pal}}{N_e} , \quad (3.2)$$

gdzie:

- $g_e$  – jednostkowe zużycie paliwa, [g/kWh],
- $G_{pal}$  – godzinowe zużycie paliwa, [kg/h],
- $N_e$  – moc efektywna, [kW].

Kolejnym parametrem, który można obliczyć jest sprawność ogólna silnika. Jest ona wyznaczana ze znanej dolnej wartości opałowej paliwa i obliczonego jednostkowego zużycia paliwa:

$$\eta_o = \frac{3600}{g_e \cdot W_d} , \quad (3.3)$$

gdzie:

- $\eta_o$  – sprawność ogólna, [-],  
 $g_e$  – jednostkowe zużycie paliwa, [g/kWh],  
 $W_d$  – dolna wartość opałowa paliwa, [MJ/kg].

### 3.4.2. Współczynnik nadmiaru powietrza

Stosunek rzeczywistej masy powietrza potrzebnej do spalania 1kg paliwa ( $L_{rz}$ ) do teoretycznej masy powietrza, która jest niezbędna do całkowitego i zupełnego spalania 1kg paliwa ( $L_t$ ) definiuje współczynnik nadmiaru powietrza  $\lambda$ :

$$\lambda = \frac{L_{rz}}{L_t} \quad (3.4)$$

Aby wyznaczyć rzeczywistą masę powietrza ( $L_{rz}$ ) należy znać rzeczywiste masowe natężenie przepływu powietrza wilgotnego oraz godzinowe zużycie paliwa:

$$L_{rz} = \frac{\dot{m}}{G_{pal}} \left[ \frac{kg_{pow}}{kg_{pal}} \right], \quad (3.5)$$

gdzie:

- $\dot{m}$  – rzeczywiste masowe natężenie przepływu powietrza wilgotnego, [kg/h],  
 $G_{pal}$  – godzinowe zużycie paliwa, [kg/h].

Do wyznaczenia teoretycznej masy powietrza ( $L_t$ ) należy znać skład spalanego paliwa, w tym udziały masowe węgla, wodoru oraz tlenu:

$$L_t = 28,95 \cdot \frac{1}{0,21} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \quad (3.6)$$

W praktyce  $\lambda$  można wyznaczyć dwoma metodami:

- analizując skład spalin (bilans stechiometryczny),
- stosując przepływomierz do zmierzenia masowego natężenia przepływu powietrza.

W niniejszych badaniach zastosowano drugą metodę, dlatego nie przedstawiono sposobu obliczania rzeczywistego masowego natężenia przepływu powietrza wilgotnego.

### 3.4.3. Prędkość wywiązywania się ciepła

Z sumarycznej ilości wywiązanego ciepła z cylindra silnika w trakcie obiegu rzeczywistego, nie całe ciepło zostanie zamienione na energię mechaniczną ( $Q_i$ ). Oprócz ciepła zamienionego na energię mechaniczną pojawiają się straty ciepła związane z niezupełnym i niecałkowitym spalaniem paliwa określane jako  $Q_n$ , straty związane z dysocjacją produktów spalania ( $Q_d$ ), oraz ciepło, które jest wymieniane pomiędzy czynnikiem roboczym a ściankami cylindra ( $Q_{ch}$ ).

Bilans wywiązywanego ciepła z cylindra silnika można zapisać jako sumę wszystkich wymienionych rodzajów ciepła:

$$Q = Q_i + Q_n + Q_d + Q_{ch} \quad (3.7)$$

Ponieważ straty ciepła  $Q_d$  dla przeciętnych temperatur pracy silnika spalinowego są niewielkie, wynoszą około 0,5% dla temperatury powyżej 2000K, dlatego w bilansie ciepła można je pominąć. Również ciepło  $Q_n$  na potrzeby obliczeń można pominąć, ponieważ stanowi ono do 2% ciepła  $Q$ . W rezultacie uproszczony bilans ciepła można przedstawić jako:

$$Q = Q_i + Q_{ch} \quad (3.8)$$

Ponieważ ciepło  $Q_i$  wykorzystywane jest na zwiększenie energii wewnętrznej czynnika roboczego i do wykonania pracy, to przy założeniu, że proces spalania w cylindrze silnika jest przemianą zamkniętą, która zachodzi od stanu początkowego (1) do stanu rozpatrywanego (2), to zgodnie z I zasadą dynamiki ciepło  $Q_i$  można zapisać jako:

$$Q_{i_{1-2}} = \int_1^2 dU + A \cdot \int_1^2 p \cdot dV, \quad (3.9)$$

gdzie:

- dU – elementarna zmiana energii wewnętrznej czynnika,
- pdV – elementarna praca zmiany objętości,
- A – cieplny równoważnik pracy.

Ponieważ w trakcie spalania przyrost ilości gazu jest niewielki (między 3 a 4%), a przedmuchy czynnika roboczego pomiędzy tłokiem i cylindrem, a także inne nieszczelności są znikomo małe, to część obiegu rzeczywistego (od początku suwu sprężania do końca suwu rozprężania) można traktować jak przemianę zamkniętą.

Przy stałej objętości gazów w komorze spalania ( $V$ ) i stałej ich temperaturze ( $T$ ), a także przy średnim cieple właściwym ( $c_v$ ) można przedstawić elementarną zmianę energii wewnętrznej mieszaniny gazów za pomocą różniczki:

$$dU = d(V \cdot c_V \cdot T), \quad (3.10)$$

natomiast skończony przyrost energii wewnętrznej pomiędzy stronami 1 i 2 wyraża równanie:

$$U_2 - U_1 = \int_1^2 d(V \cdot c_V \cdot T) = V_2 \cdot c_{V_2} \cdot T_2 - V_1 \cdot c_{V_1} \cdot T_1, \quad (3.11)$$

zatem równanie (3.9) można zapisać jako:

$$Q_{e_{1-2}} = V_2 \cdot c_{V_2} \cdot T_2 - V_1 \cdot c_{V_1} \cdot T_1 + A \cdot L_{1-2}, \quad (3.12)$$

Równanie ogólne ciepła odprowadzonego do ścianek komory spalania wyraża się równaniem:

$$Q_{ch} = \int_1^2 \int \alpha_g (T - T_s) dF d\tau, \quad (3.13)$$

gdzie:

- $\alpha_g$  – współczynnik przejmowania ciepła od gazów dla ścianek cylindra,
- $T$  – chwilowa wartość temperatury gazów,
- $T_s$  – chwilowa wartość temperatury ścianek cylindra,
- $F$  – powierzchnia omywana przez gazy,
- $\tau$  – czas wymiany ciepła.

Ponieważ w trakcie obiegu amplituda wahań temperatury wewnętrznej powierzchni ścianki jest mała, to w celu uproszczenia obliczeń można ją pominąć, natomiast do równania (3.13) wprowadzić można średnią temperaturę, której wartość określa się na podstawie wyników pomiarów otrzymanych podczas analizy konstrukcji lub rozwiązań podobnych. W takim przypadku przyjmuje się tę wartość jako stałą.

Jeżeli równanie (3.7) podzieli się obustronnie przez ilość ciepła doprowadzonego do przestrzeni roboczej silnika wraz z paliwem w ciągu jednego obiegu ( $Q_0$ ), przy czym:

$$Q_0 = q_0 \cdot W, \quad (3.14)$$

gdzie:

- $q_0$  – dawka paliwa przypadająca na jeden obieg,
- $W$  – wartość opałowa paliwa,

to otrzyma się wewnętrzny bilans energii w cylindrze, który w jednostkach względnych wygląda następująco:

$$x = x_i + x_{ch} + x_d + x_n \quad (3.15)$$

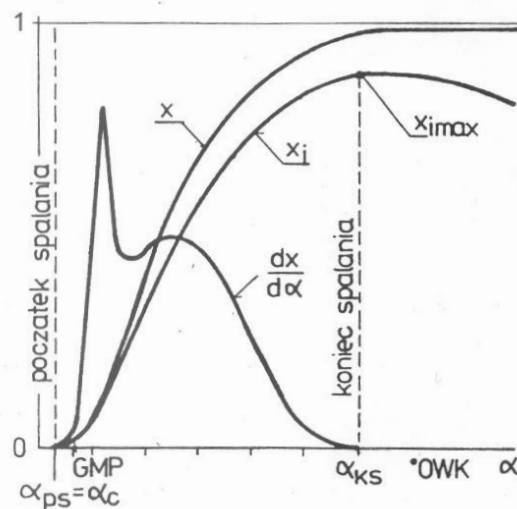
Po uproszczeniu równania otrzymuje się:

$$x = x_i + x_{ch} \quad (3.16)$$

W równaniu (3.16) przedstawiono zależności, które w funkcji czasu lub w funkcji kąta obrotu wału korbowego nazywane są odpowiednio:

- $x(\alpha)$  – przebieg funkcji wywiązywania się ciepła,
- $x_i(\alpha)$  – przebieg funkcji wykorzystania ciepła,
- $x_{ch}(\alpha)$  – przebieg funkcji strat chłodzenia.

Pochodne powyższych funkcji względem czasu lub kąta OWK (przy założeniu ich ciągłości) określają odpowiednio prędkość wywiązywania się ciepła, prędkość wykorzystania ciepła oraz prędkość strat chłodzenia.



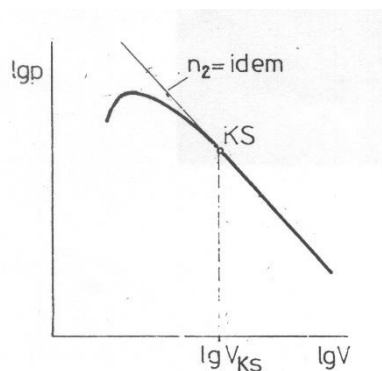
Rys. 3.3. Schemat przebiegu funkcji  $x$ ,  $x_i$  oraz  $dx/da$  w funkcji kąta  $\alpha$

### Sposób wyliczenia funkcji wykorzystania ciepła $x_i(\alpha)$

#### Ustalenie początku i końca spalania

Kąt, przy którym obserwuje się nagły wzrost ciśnienia na linii sprężania, odpowiada kątowi początku spalania ( $\alpha_{ps}$ ). Kąt ten określa się na podstawie otwartego wykresu indykatorowego.

Koniec spalania  $\alpha_{ks}$  określany jest na podstawie wykładnika politropy rozprężania. Korzystając z otwartego wykresu indykatorowego oraz danych geometrycznych silnika można wyznaczyć zależność  $\log p = f(\log V)$ . Położenie wału korbowego w momencie końca spalania wyznaczane jest przez punkt, w którym krzywa współczynnika rozprężania przechodzi w linię prostą.



Rys.3.4. Sposób wyznaczania współrzędnej końca spalania z warunku ustalenia się wartości wykładnika politropy

### Obliczenie przebiegu zmiany objętości

Objętość przestrzeni roboczej silnika nad tłokiem można wyznaczyć z zależności:

$$V(\alpha) = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} + F \cdot s, \quad (3.17)$$

gdzie:

- $V_s$  – objętość skokowa silnika
- $\varepsilon$  – stopień sprężania
- $F$  – powierzchnia denka tłoka
- $r$  – promień wykorbienia wału korbowego
- $l$  – długość korbowodu

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

$$\lambda_d = \frac{r}{l}$$

### Obliczenie przebiegu zmian temperatury

Wartość temperatury w trakcie procesu spalania wyznacza się ze wzoru:

$$T(\alpha) = \frac{(p \cdot V)(\alpha)}{(p \cdot V)(\alpha_{ps})} \cdot \frac{T(\alpha_{ps})}{\mu(\alpha)} \quad (3.18)$$

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

$$\mu(\alpha) = 1 + \frac{\mu_0 - 1}{1 + \gamma} \cdot \hat{x}(\alpha), \quad (3.19)$$

gdzie:

$\mu_0 = 1 + \frac{0,0634}{\lambda}$  - teoretyczny współczynnik przemiany molekularnej.

Zakładając, że w czasie spalania współczynnik  $\mu(\alpha)$  zmienia się według paraboli sześcienniej, to do obliczeń wstępnie przyjmuje się przebieg spalania zgodnie z zależnością:

$$\hat{x}(\alpha) = 1 - \left( \frac{\alpha_{ks} - \alpha}{\alpha_{ks} - \alpha_{ps}} \right)^3 \quad (3.20)$$

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

$$T(\alpha_{ps}) = \frac{(p \cdot V)(\alpha_{ps})}{848 \cdot M(\alpha_{ps})}, \quad (3.21)$$

gdzie  $M(\alpha_{ps})$  oznacza ilość kilomoli ładunku cylindra w chwili zapłonu, wyznaczaną z następującej zależności:

$$M(\alpha_{ps}) = \lambda \cdot L_t \cdot (1 + \gamma) \cdot q_0, \quad (3.22)$$

gdzie:

- $L_t$  – stała stechiometryczna paliwa (dla oleju napędowego  $L_t = 0,495 \frac{kmol}{kg}$ )
- $\gamma$  – współczynnik resztek spalin
- $\lambda$  – współczynnik nadmiaru powietrza

### Obliczenie funkcji wykorzystania ciepła $x_i(\alpha)$

Korzystając z zależności:

$$c_v(\alpha) = A \frac{848}{k(\alpha) - 1}, \quad (3.23)$$

gdzie  $k(\alpha)$  to wykładnik adiabaty, z zależności (3.22), oraz zmiany energii wewnętrznej określonej przez ciśnienie i objętość gazów, równanie funkcji wykorzystania ciepła można zapisać w postaci:

$$x_i = \frac{A}{q_0 \cdot W} \left( \frac{p_2 \cdot V_2}{k_2 - 1} - \frac{p_1 \cdot V_1}{k_1 - 1} + \sum L_{12} \right) \quad (3.24)$$

Wartość pracy  $L_{1-2}$  określana jest drogą sumowania przyrostów:

$$L_{1-2} = p_{sr}(V_2 - V_1) \quad (3.25)$$

Korzystając z własności energii wewnętrznej można zapisać, że:

$$\frac{p_1 \cdot V_1}{k_1 - 1} = \frac{p_{\alpha ps} \cdot V_{\alpha ps}}{k_{\alpha ps} - 1} = idem \quad (3.26)$$

W związku z tym równanie (3.24) można przedstawić następująco:

$$x_i(\alpha) = \frac{A}{q_0 \cdot W} \left( \frac{p_{\alpha} \cdot V_{\alpha}}{k_{\alpha} - 1} - \frac{p_{\alpha ps} \cdot V_{\alpha ps}}{k_{\alpha ps} - 1} + \sum_{\alpha ps}^{\alpha} \Delta L \right), \quad (3.27)$$

gdzie  $\Delta L$  określa przyrost pracy zmiany objętości w danym kroku obliczeniowym.

Wiadomo, że:

$$k = \frac{c_{pm}}{c_{vm}} = 1 + \frac{1,986}{c_{vm}} \quad (3.28)$$

gdzie  $c_{pm}$  i  $c_{vm}$  określają ciepło właściwe ładunku cylindra w dowolnym punkcie obiegu odpowiednio przy stałym ciśnieniu i stałej objętości.

Aby obliczyć  $c_{vm}(\alpha)$  należy przyjąć następujące założenia:

- zawartość cylindra to mieszanina czystego powietrza i końcowych produktów spalania mieszanki stechiometrycznej,
- skład mieszanki określa się w procesie spalania uwzględniając przebieg wypalania się paliwa (przyjmując wstępnie przybliżony przebieg funkcji  $\hat{x}(\alpha)$ ).

W trakcie procesu spalania spełniona jest zależność:

$$c_{vm}(\alpha) = \frac{[1,064 \cdot \hat{x}(\alpha) + \gamma] \cdot c_v''(\alpha) + \{\lambda \cdot [1 + \gamma] - [\hat{x}(\alpha) + \gamma]\} \cdot c_v'(\alpha)}{\lambda \cdot (1 + \gamma) + 0,064 \cdot \hat{x}(\alpha)}, \quad (3.29)$$

gdzie:

- $c_v'(\alpha)$  – izochoryczne ciepło właściwe suchego powietrza,  
 $c_v''(\alpha)$  – izochoryczne ciepło właściwe czystych produktów spalania.

Ciepła właściwe oblicza się przyjmując liniową zależność od temperatury:

$$c_v'(\alpha) = 4,60 + 0,00060 \cdot T(\alpha) \quad (3.30)$$

$$c_v''(\alpha) = 4,89 + 0,00086 \cdot T(\alpha) \quad (3.31)$$

W uproszczonym modelu obliczeniowym, stosowanym w tym przypadku za Instytutem AVL, założono dodatkowo, że izochoryczne ciepło właściwe nie jest funkcją temperatury, a wykładnik adiabaty  $k$  ma stałą wartość (1,37) dla silnika ZS zasilanego konwencjonalnym paliwem.



#### 4. WYNIKI BADAŃ

Zgodnie z harmonogramem badań (tab.1, rozdz.2), który jest integralną częścią umowy, badaniom i analizie podlegały cztery podstawowe grupy parametrów pracy silnika zasilanego kolejno czterema paliwami (B/0, D/0, B/2 i D/2):

1. parametry energetyczne silnika,
2. skład i zadymienie spalin,
3. parametry wykresów indykatorowych,
4. parametry wykresów prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika.

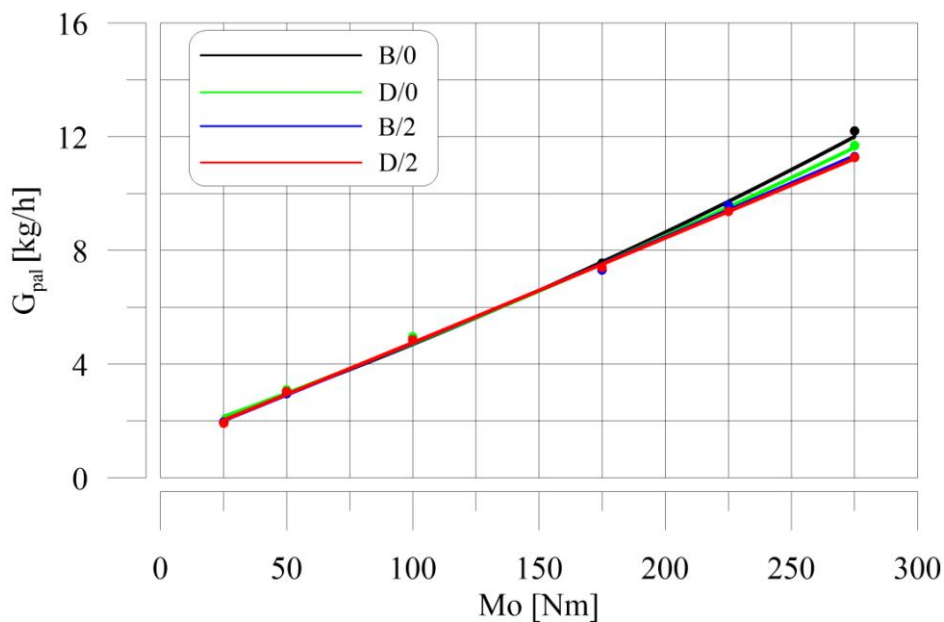
Pomiary laboratoryjne, zrealizowane z wykorzystaniem silnika VW 1.9 TDI, którego specyfikacja techniczna zamieszczona jest w rozdziale 3, przeprowadzone zostały w taki sam sposób dla analizowanych paliw, tzn. przy stałej prędkości obrotowej maksymalnego momentu obrotowego (2000 [1/min]) i zmiennych obciążeniach w zakresie 25 do 275 [Nm] ( $M_{o_{max}} = 290$  [Nm]).

Ponieważ wpływ obciążenia silnika na większość analizowanych parametrów jest zdecydowanie większy niż wpływ badanych paliw, to w celu dokładniejszej analizy sporządzono wykresy słupkowe wszystkich parametrów dla małego, średniego i dużego obciążenia silnika (50, 175 i 275 Nm). Wówczas, przy zmienianych zakresach wartości danego parametru (dla różnych obciążeń), ułatwiona była analiza wpływu badanych paliw na omawiany parametr.

#### 4.1. Parametry energetyczne

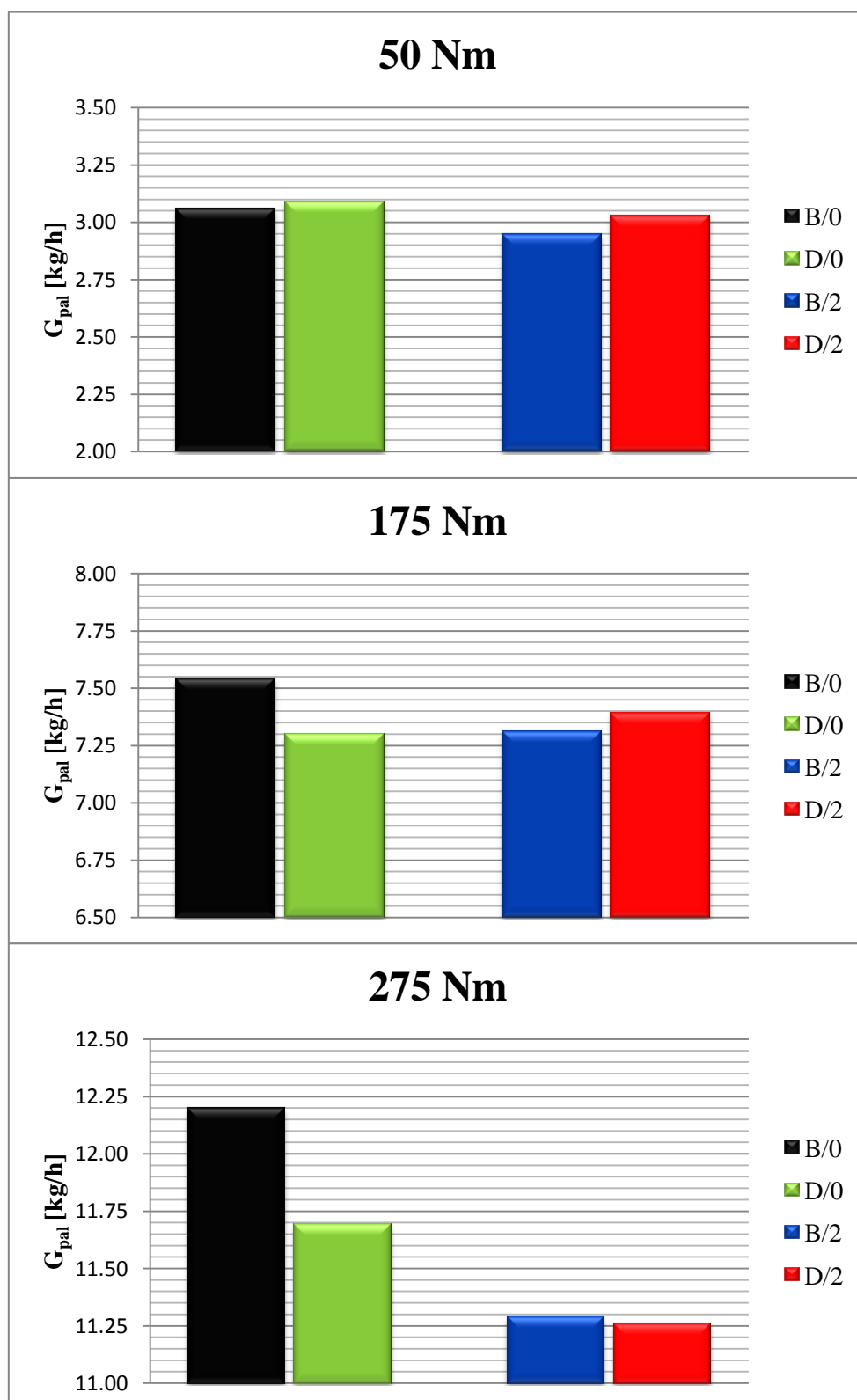
Podstawowymi parametrami energetycznymi są godzinowe ( $G_{\text{pal}}$ ) i jednostkowe ( $g_e$ ) zużycie paliwa oraz sprawność ogólna ( $\eta_o$ ).

Wpływ obciążenia silnika na **godzinowe zużycie paliwa ( $G_{\text{pal}}$ )** dla badanych paliw i trybów pracy silnika przedstawia rys.4.1.



Rys.4.1. Przebieg godzinowego zużycia paliwa w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika

Z rysunku tego trudno jest określić wpływ analizowanych paliw na godzinowe zużycie paliwa, ponieważ, jak wyjaśniono w pkt.4 wpływ obciążenia silnika na zmianę  $G_{\text{pal}}$  jest wielokrotnie większy niż wpływ stosowanych paliw. Z tego powodu, dla trzech wybranych obciążeń silnika, na rys.4.2 przedstawiono wartości godzinowego zużycia paliwa dla badanych paliw i trybów pracy silnika w postaci słupków.



Rys.4.2. Godzinowe zużycie paliwa w wybranych punktach pracy silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika

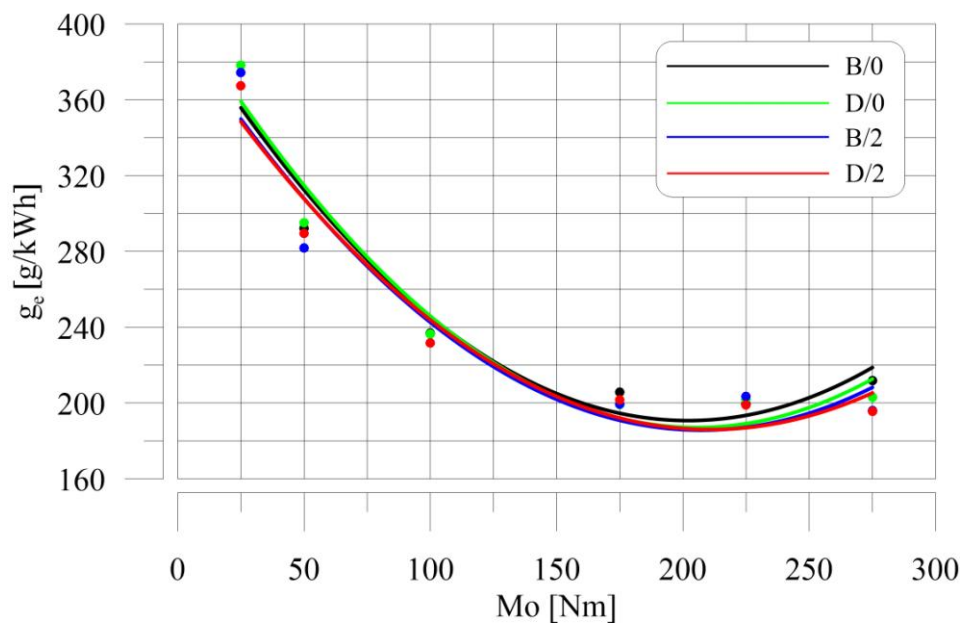
Z danych przedstawionych na rys.4.2 wynikają dwa zasadnicze wnioski:

- przy fabrycznych ustawieniach silnika paliwo z katalizatorem D/0 (w stężeniu 0,01%) charakteryzuje się mniejszym godzinowym zużyciem paliwa w porównaniu do paliwa bazowego (B/0) przy średnich i dużych obciążeniach silnika (przy 275Nm różnica wynosi ponad 4%).
- Dla wcześniejszego początku wtrysku paliwa o 2°OWK zastosowanie paliwa z katalizatorem D/2 (w stężeniu 0,02%) skutkuje niewielkim zwiększeniem godzinowego zużycia paliwa przy małych i średnich obciążeniach (do 1,1%).

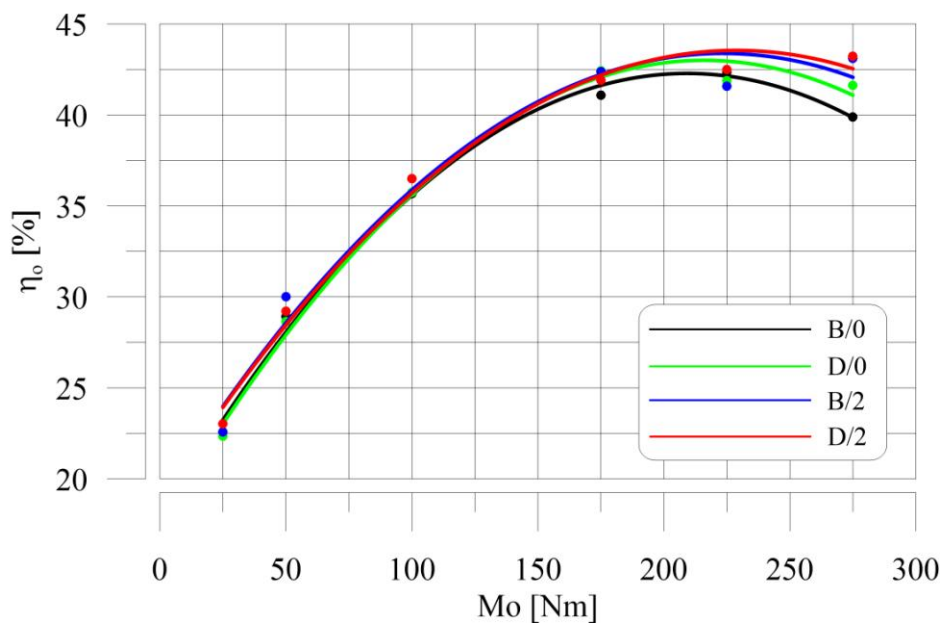
Ponieważ niewielkie ilości katalizatora stosowanego w paliwie nie wpływają na zmianę lepkości tego paliwa, w związku z tym nie wpływa on na wartość sprawności mechanicznej  $\eta_m$ . Ponieważ jednocześnie stosowanie katalizatora nie wpływa na wartość opałową paliwa, to procentowe zmiany godzinowego i jednostkowego zużycia paliwa odpowiadają procentowym zmianom sprawności ogólnej silnika. Przedstawiają to rys.4.3 – 4.6.

Stosowany katalizator z założenia wpływać ma na przebieg procesu spalania, w tym na prędkość spalania kinetycznego i dyfuzyjnego w cylindrze silnika, zatem jego oddziaływanie widoczne będzie przede wszystkim w składzie spalin, omówionym w kolejnym rozdziale sprawozdania.

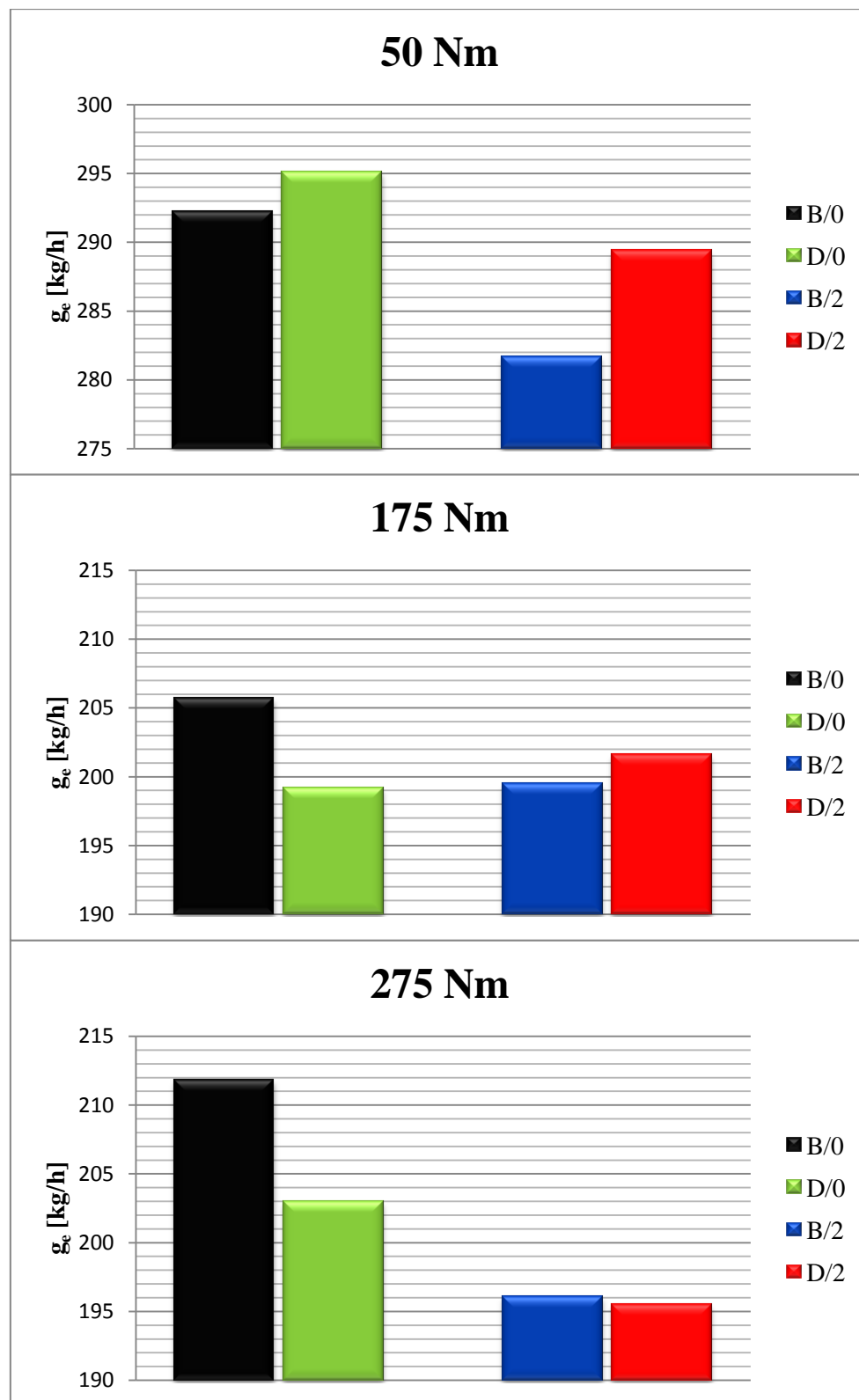
Parametrami, które nie są stricte parametrami energetycznymi, ale są związane z wartościami tych parametrów jest: współczynnik nadmiaru powietrza ( $\lambda$ ), masa powietrza pobieranego przez cylinder silnika w trakcie jednego cyklu pracy ( $m_{pow}$ ), ciśnienie doładowania ( $p_d$ ), temperatura powietrza za sprężarką i za intercooler'em ( $t_{pow. za spr.}$ ,  $t_{pow. za interk.}$ ) oraz temperatura spalin przed turbiną turbosprężarki ( $t_{sp.p.turb.}$ ). Parametry te, zarówno w wersji liniowej jak i słupkowej przedstawione zostały na rys.4.7 – rys.4.18.



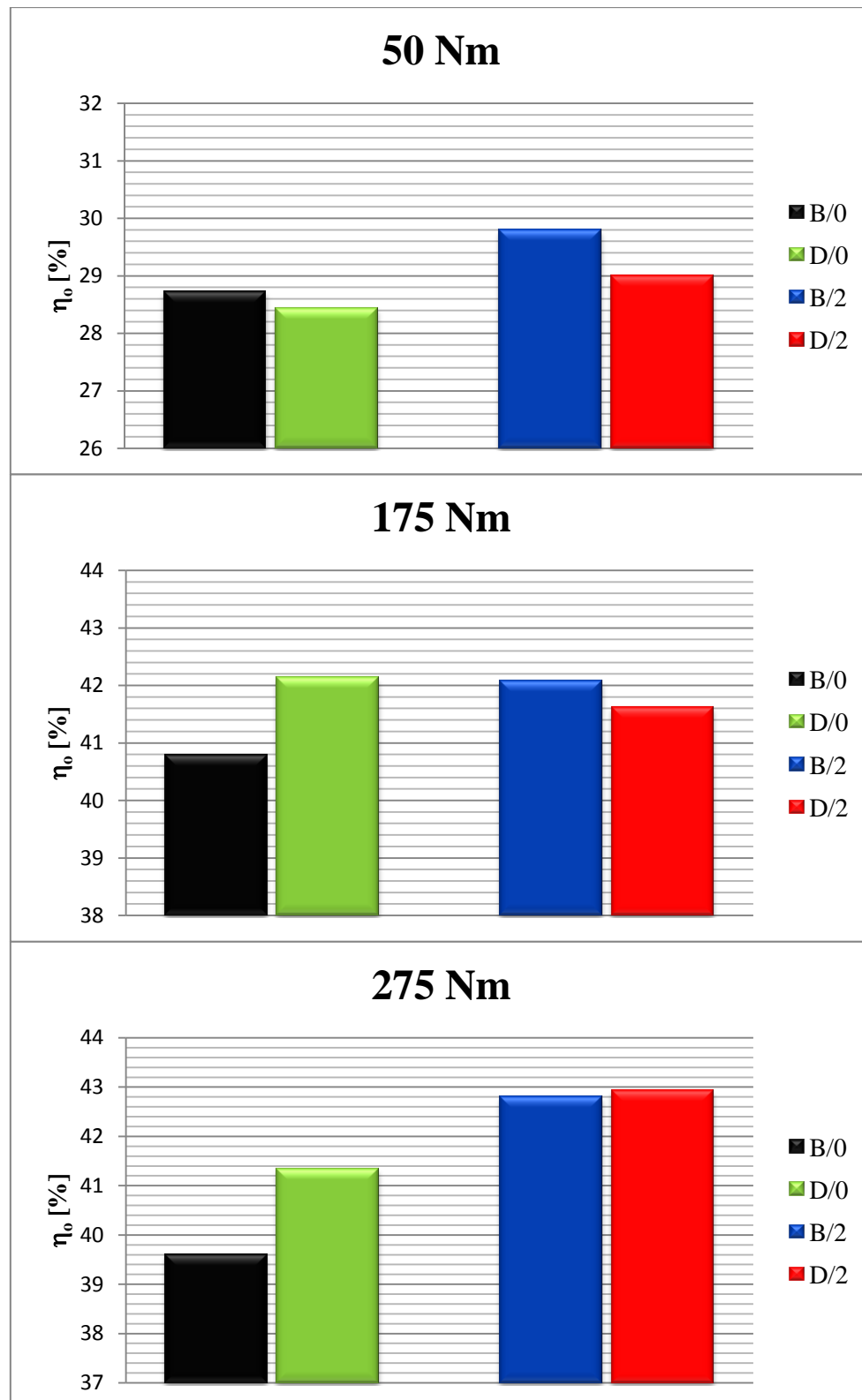
Rys.4.3. Przebieg jednostkowego zużycia paliwa w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika



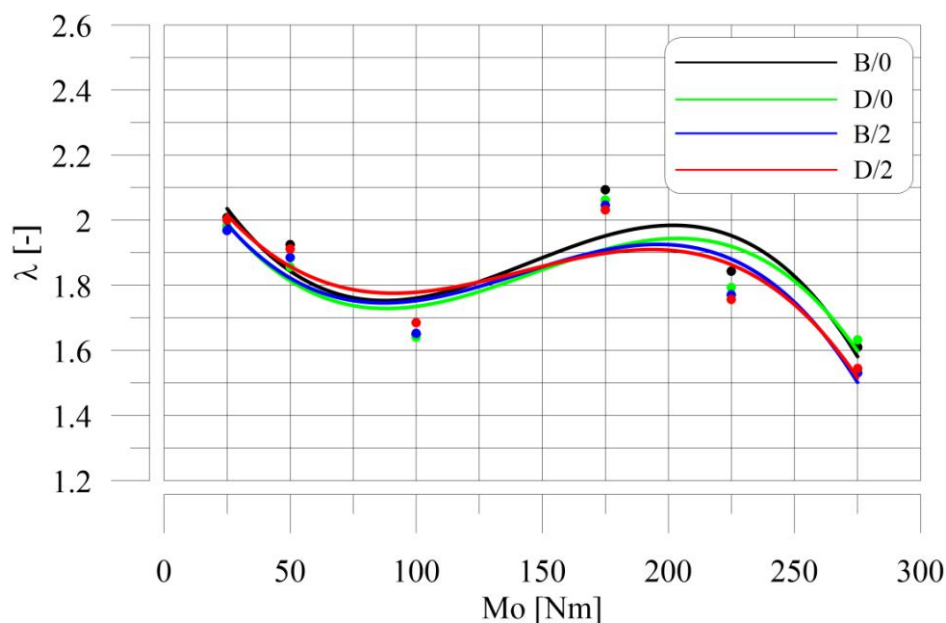
Rys.4.4. Przebieg sprawności ogólnej w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika



Rys.4.5. Jednostkowe zużycie paliwa w wybranych punktach pracy silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika



Rys.4.6. Sprawność ogólna w wybranych punktach pracy silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika

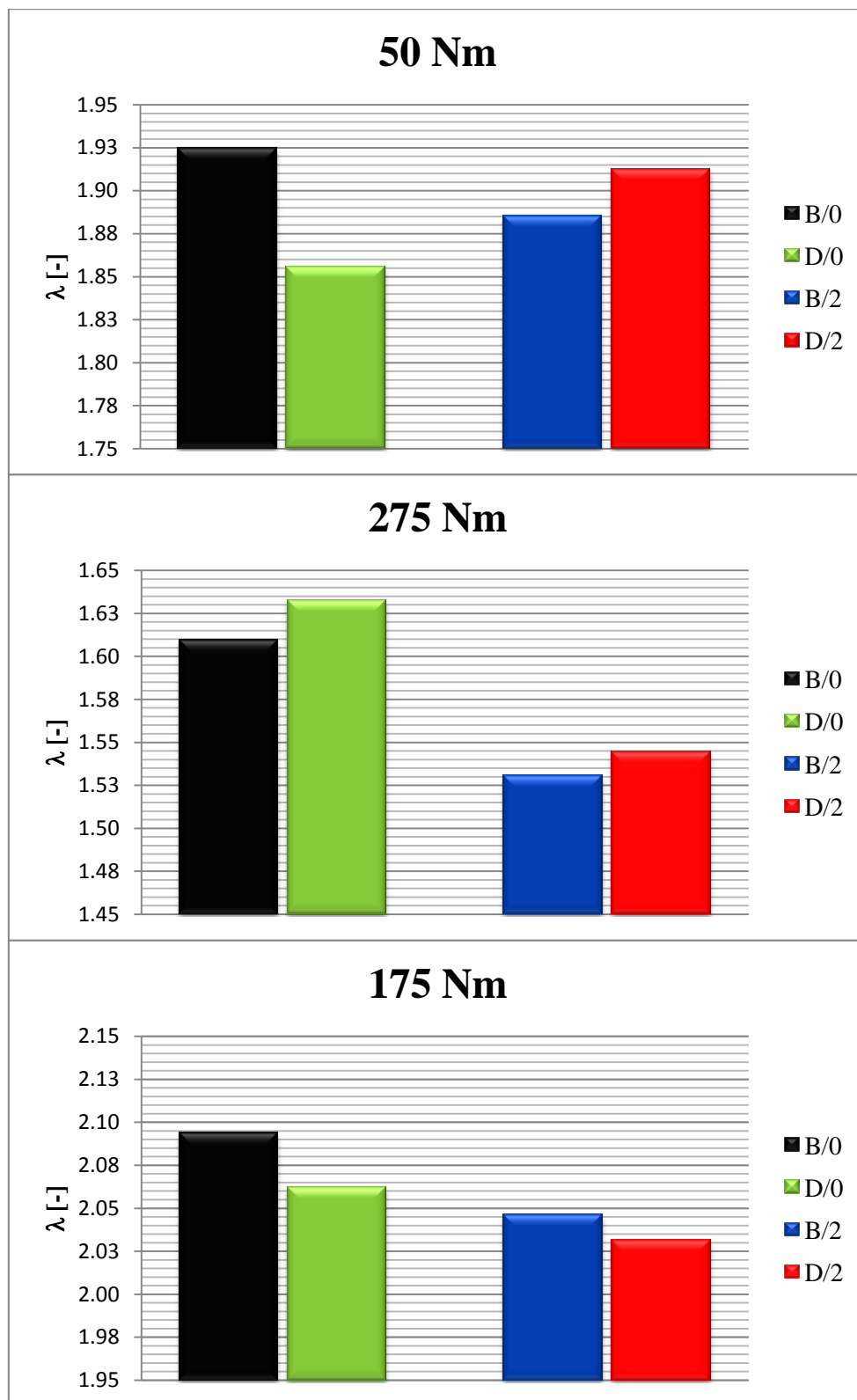


Rys.4.7. Przebieg współczynnika nadmiaru powietrza w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika

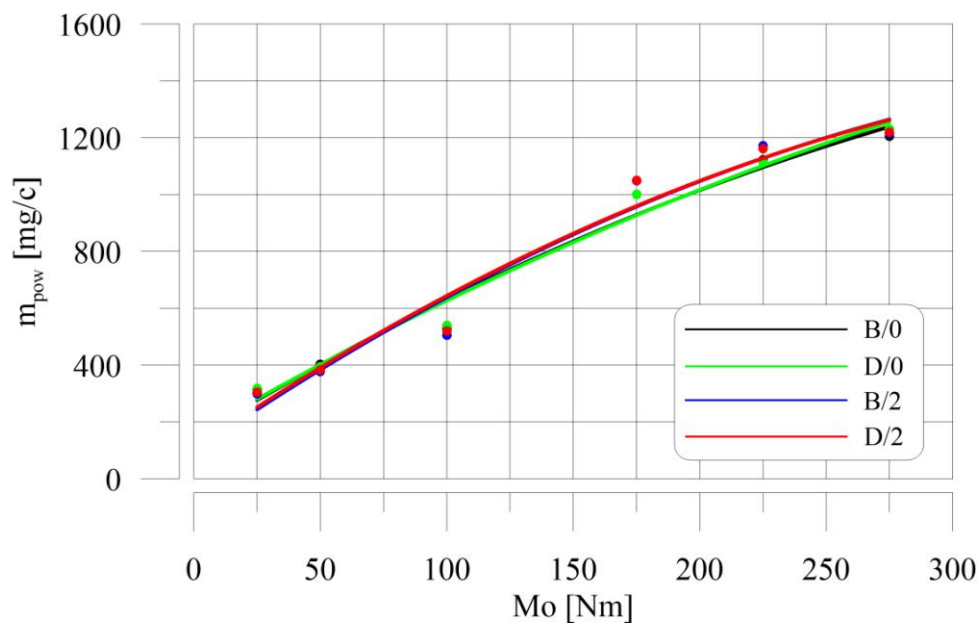
Zakładając, że stosowany katalizator do paliwa (w ilościach ppm) nie wpływa na skład elementarny paliwa, to nie wpływa również na wartość stałej stechiometrycznej  $L_t$ . Zatem wartości **współczynnika nadmiaru powietrza ( $\lambda$ )** przedstawione na rys.4.7 i rys.4.8 zależą wyłącznie od **jednostkowej dawki paliwa** (masy wtrysniętego paliwa do jednego cylindra w jednym cyklu pracy silnika -  $m_{pal}$ ), wprost proporcjonalnej do godzinowego zużycia paliwa ( $G_{pal}$ ) i analogicznie **jednostkowej masy powietrza ( $m_{pow}$ )** przedstawionej na rys.4.9 i rys.4.11. Różnice w wartościach współczynnika nadmiaru powietrza dla stosowanych w badaniach paliw są na tyle małe, że nie mają wpływu na parametry energetyczne silnika, natomiast mogą mieć niewielki wpływ na skład spalin, pomimo, że wartości  $\lambda$ , dla badanego oleju napędowego różnią się nieznacznie i nawet dla bardzo dużych obciążeń silnika dalekie są od granicy dymienia.

W silniku spalinowym niedoładowanym jednostkowa masa powietrza byłaby taka sama dla wszystkich stosowanych w badaniach paliw. W silniku turbodoładowanym  $m_{pow}$  zależna jest od ciśnienia doładowania ( $p_d$ ), które może być różne dla paliwa z katalizatorem, który wpływa m.in. na prędkość i długość spalania, stąd na temperaturę i energię spalin trafiających na łopatki turbiny turbosprężarki. Temperatura spalin trafiających na łopatki turbiny turbosprężarki przedstawiona została na rys.4.17 - 4.18. Wartości ciśnienia doładowania dla stosowanych w badaniach paliw przedstawione zostały na rys.4.10 i rys.4.12. Należy pamiętać, że w badaniach, zgodnie z harmonogramem prac, zmianom podlegał początek wtrysku paliwa, dlatego też zarówno wartości  $\lambda$  jak i ciśnienia doładowania różnią się pomiędzy dwoma trybami pracy silnika (B/0, D/0 oraz B/2 i D/2). Oprócz ciśnienia doładowania na masę powietrza dostarczoną do cylindra silnika wpływ ma również temperatura powietrza za intercooler'em. Wartości tej temperatury przedstawiono na rys.4.14 i rys.4.16.

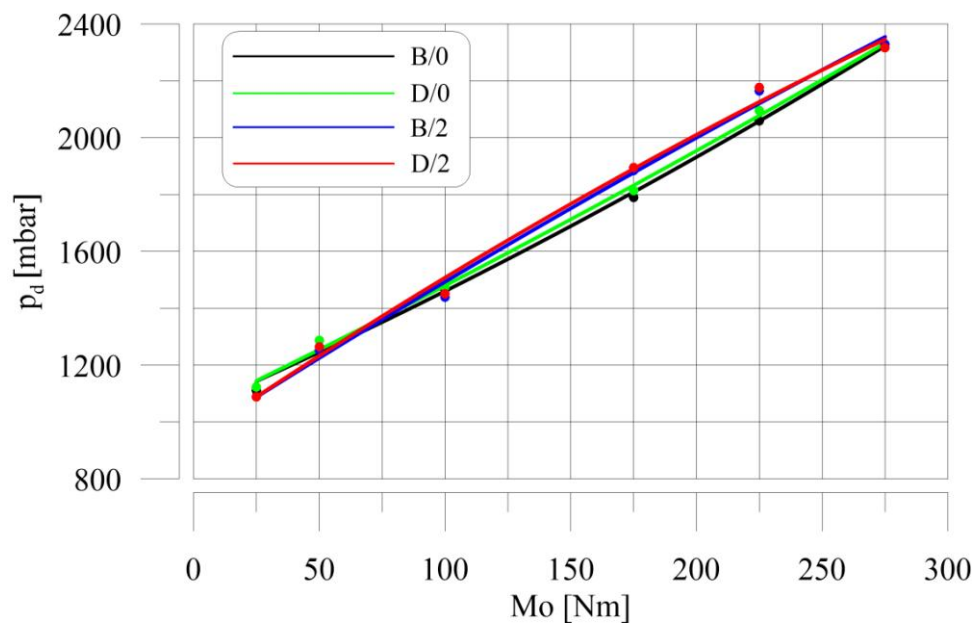




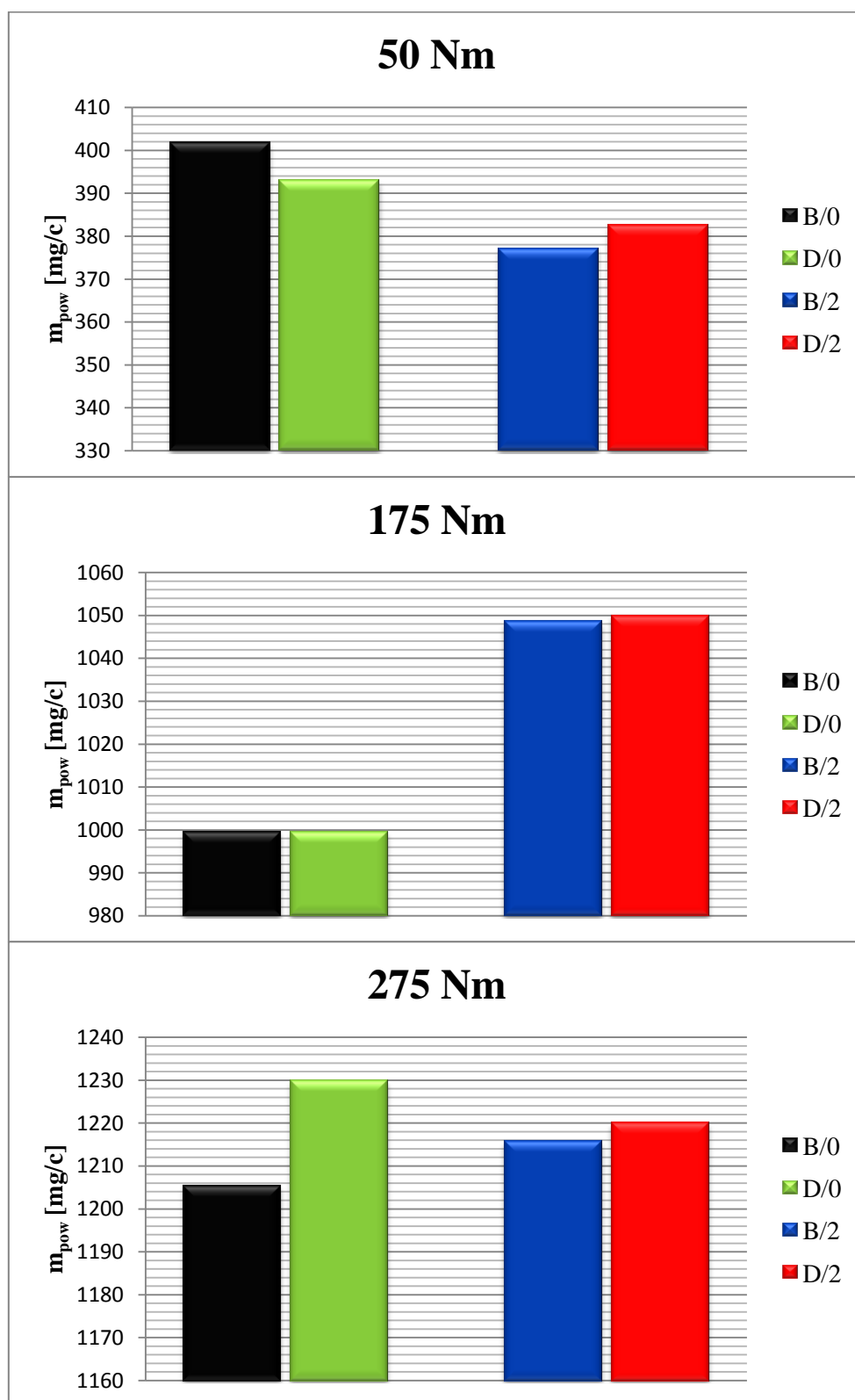
Rys.4.8. Współczynnik nadmiaru powietrza w wybranych punktach pracy silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika



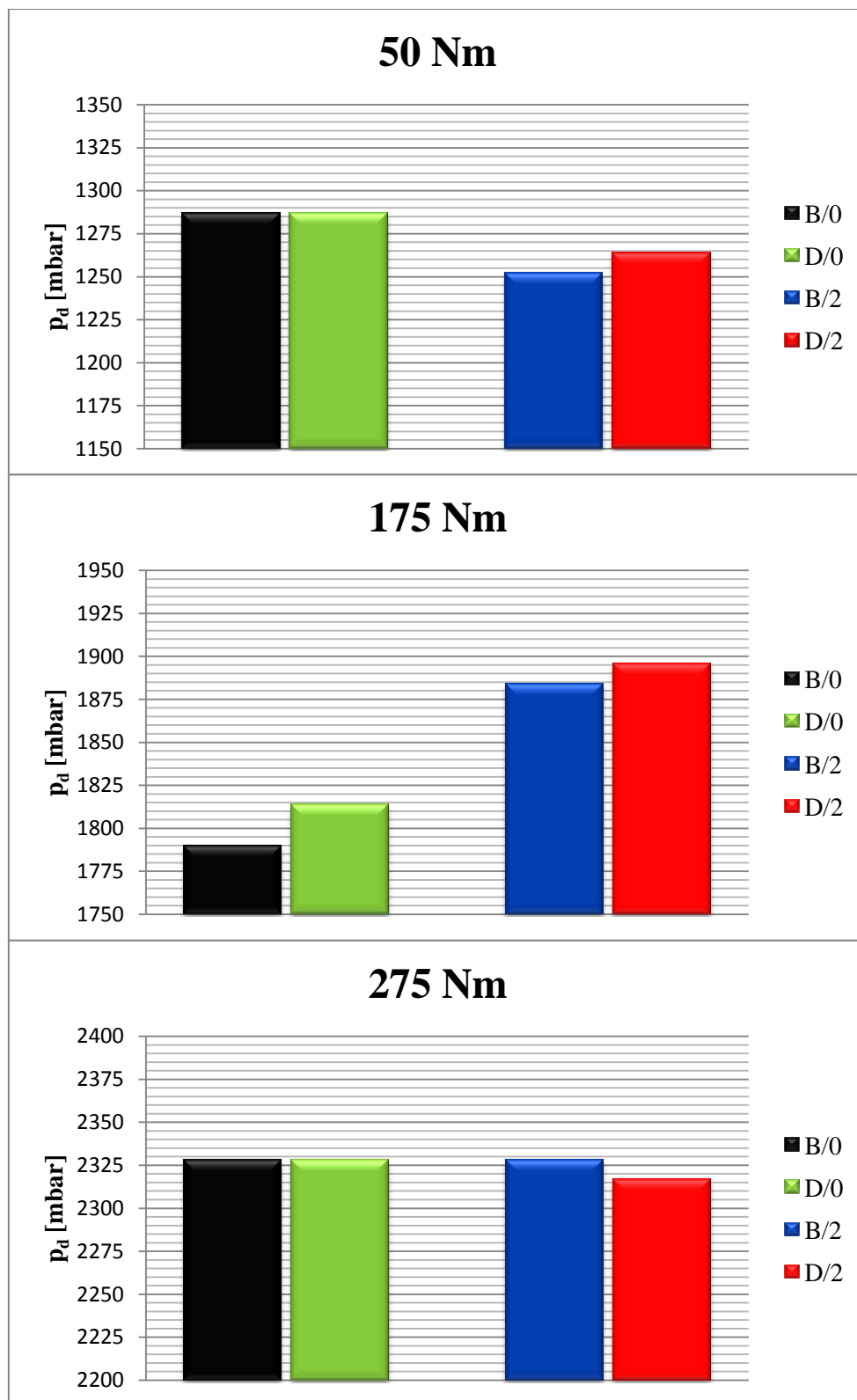
Rys.4.9. Przebieg ilości powietrza w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika



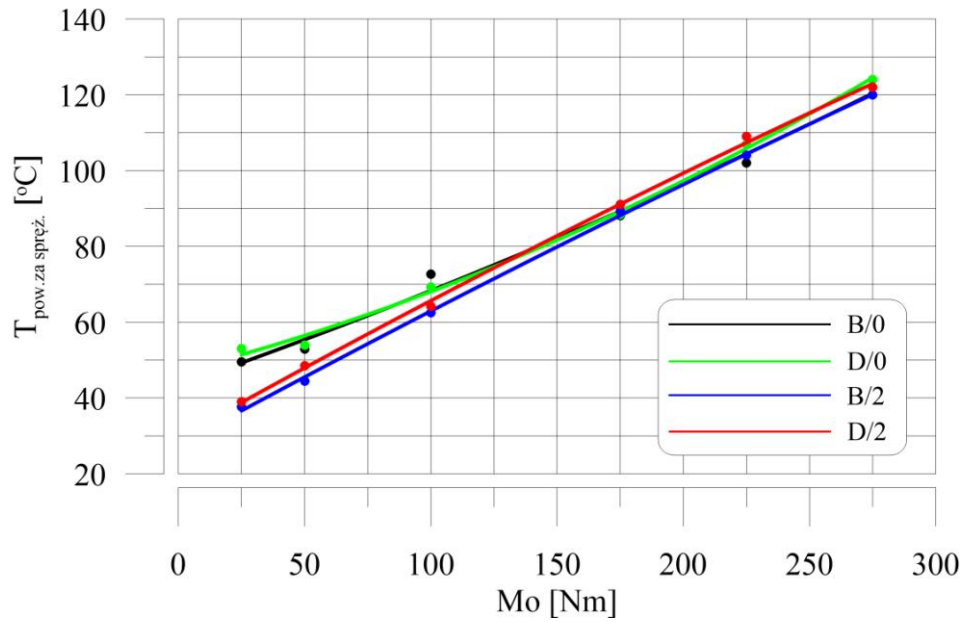
Rys.4.10. Przebieg ciśnienia doładowania w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika



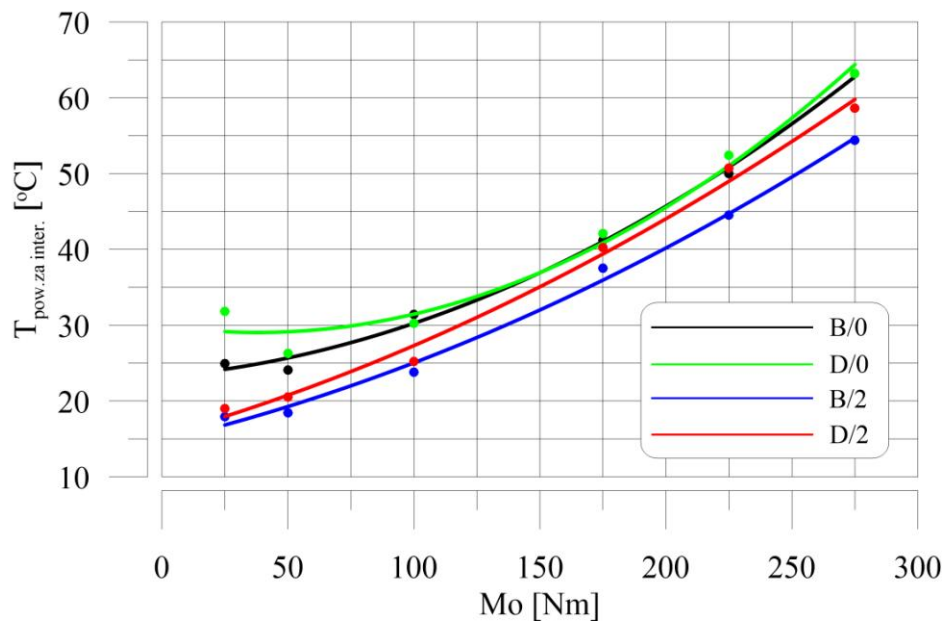
Rys.4.11. Masa powietrza w wybranych punktach pracy silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika



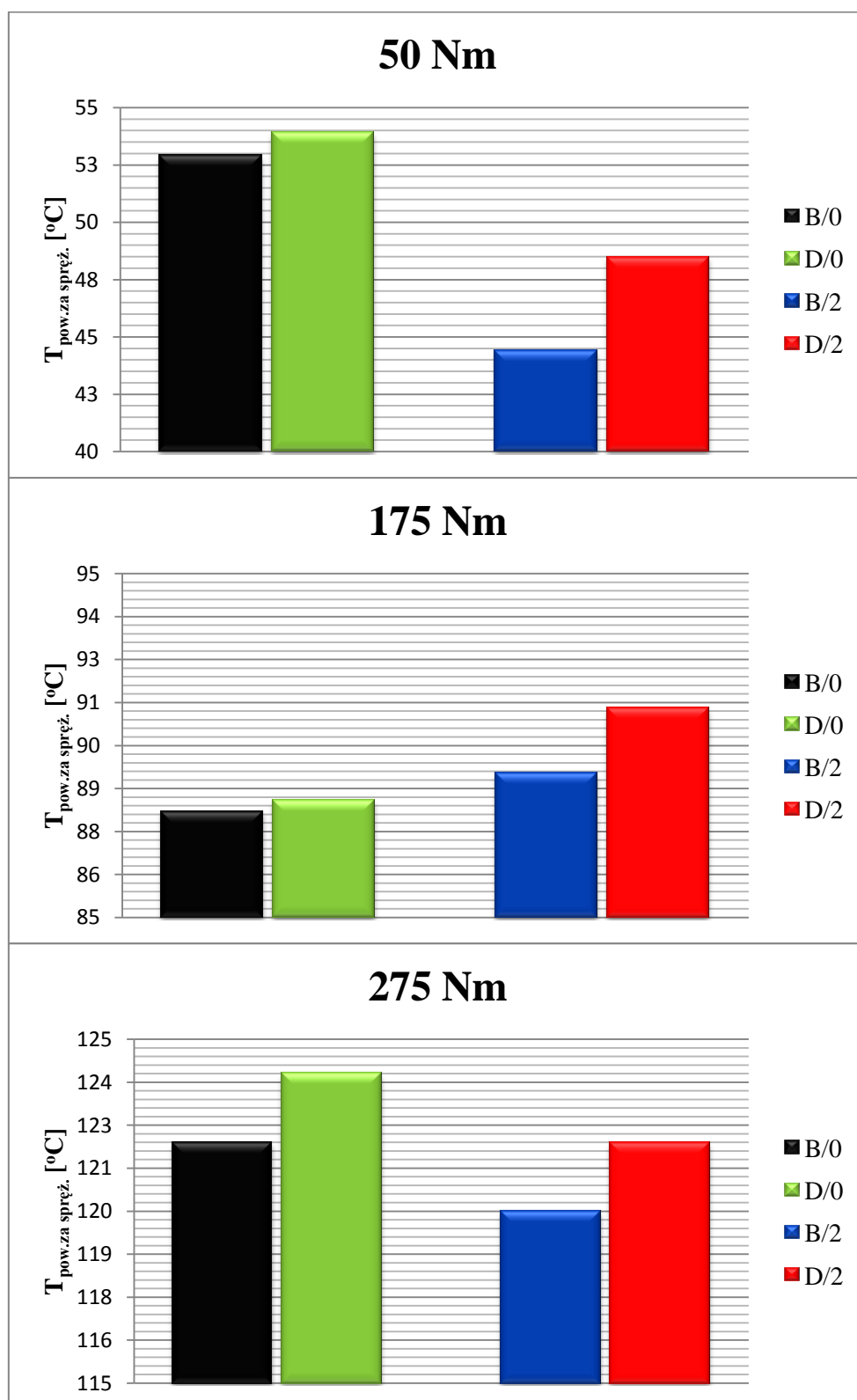
Rys.4.12. Ciśnienie doładowania w wybranych punktach pracy silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika



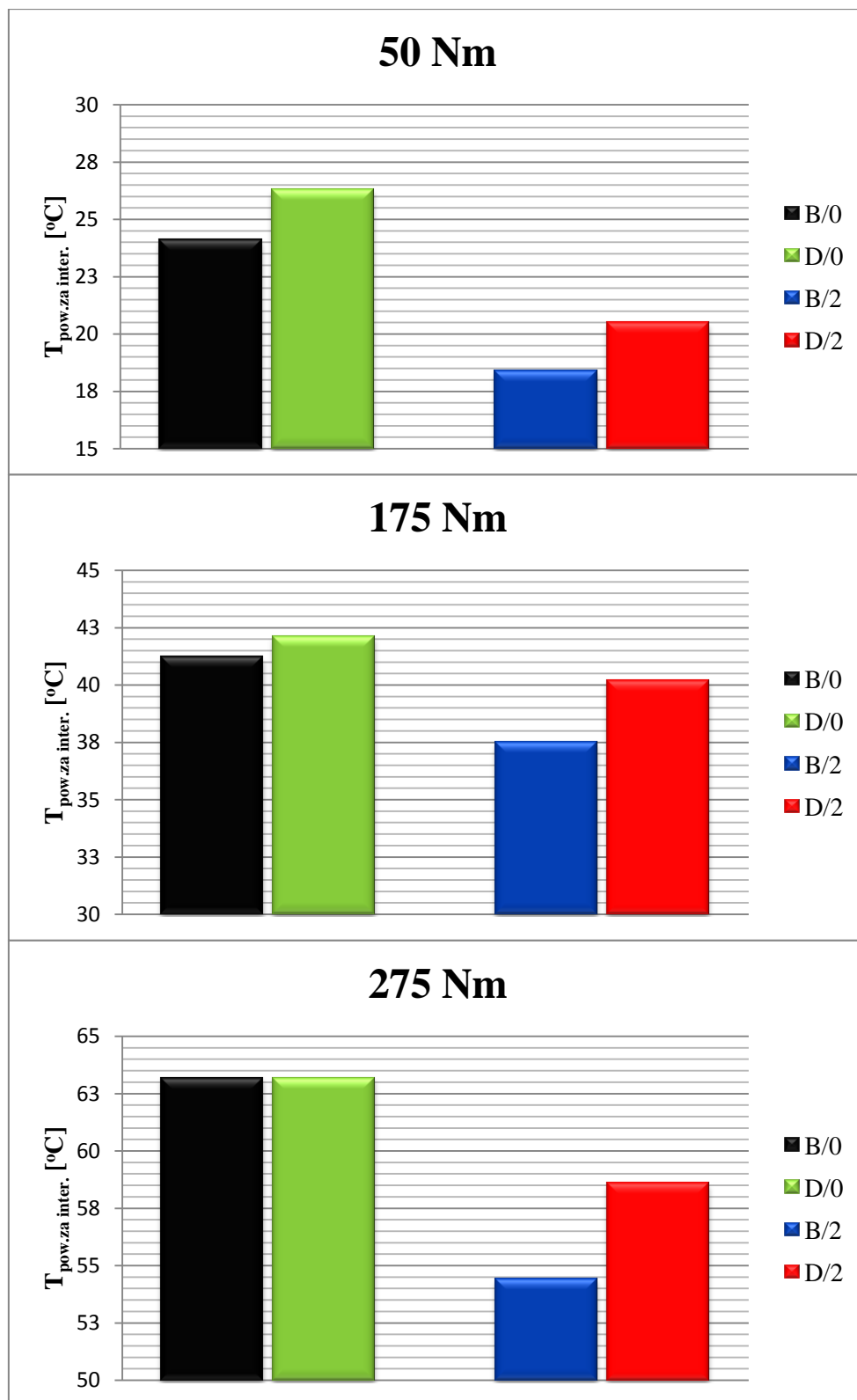
Rys.4.13. Przebieg temperatury powietrza za sprężarką w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika



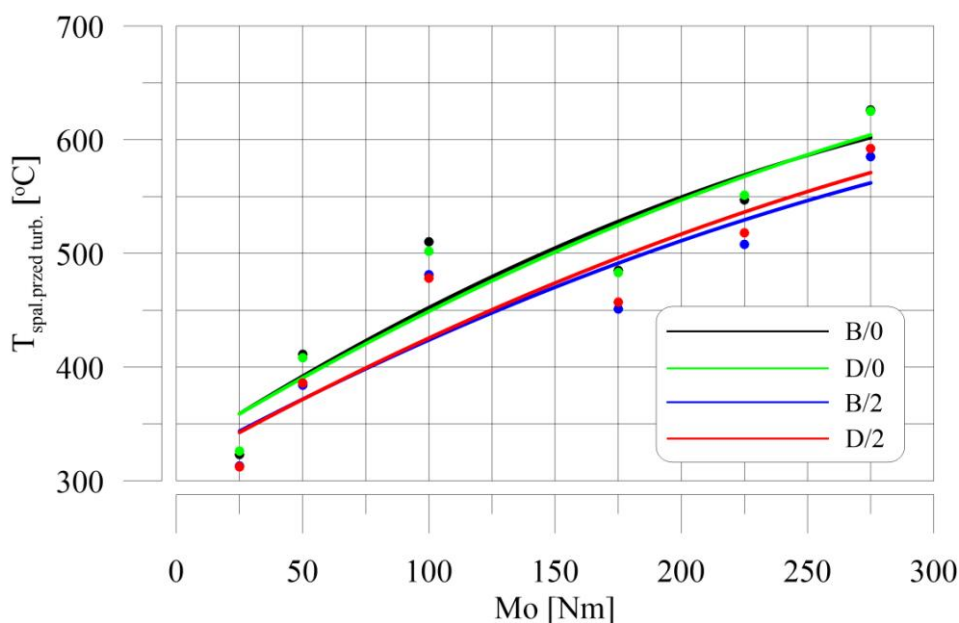
Rys.4.14. Przebieg temperatury powietrza za intercooler'em w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika



Rys.4.15. Temperatura powietrza za sprężarką w wybranych punktach pracy silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika



Rys.4.16. Temperatura powietrza za intercooler'em w wybranych punktach pracy silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika

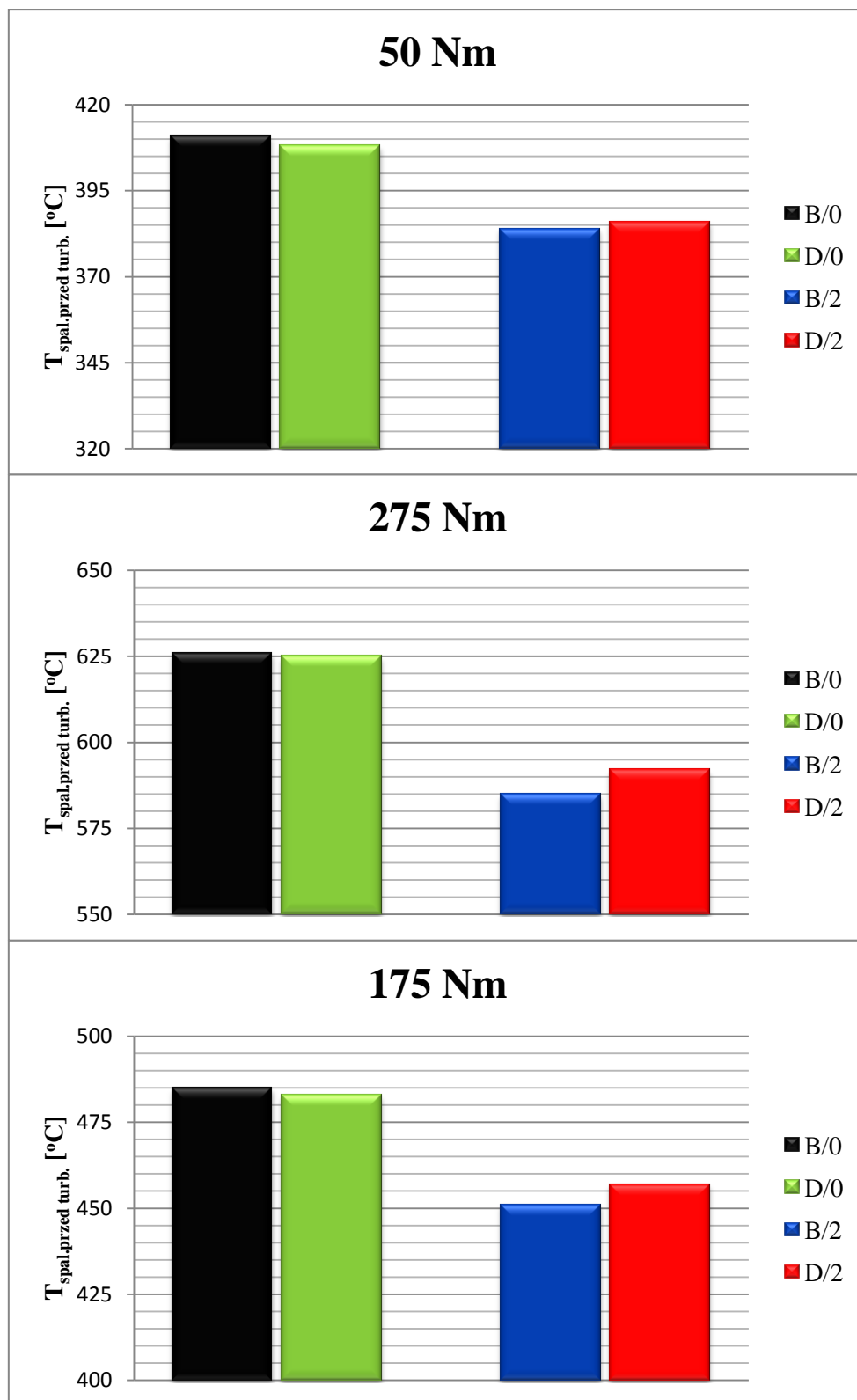


Rys.4.17. Przebieg temperatury spalin przed turbiną w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika

Zmianom wartości **ciśnienia doładowania**  $p_d$  (rys.4.10 i rys.4.12) odpowiadają, w sensie jakościowym, zmiany temperatury powietrza za sprężarką i za intercooler'em (rys.4.13 – rys.4.16) dla badanych paliw. Ponadto różnice w wartościach ciśnienia doładowania wynikają z różnej energii spalin (a więc i temperatury spalin) trafiających na turbinę turbosprężarki. Dla analizowanych paliw przedstawia to rys.4.17. Należy zwrócić uwagę, że parametry te: ciśnienie doładowania, temperatura spalin i temperatura powietrza mierzone są w różnych punktach układu zasilania i układu wylotowego silnika, różnymi przyrządami, a mimo to obserwuje się jakościową korelację tych parametrów. Świadczy to o poprawności przeprowadzonych pomiarów.

Zarówno temperatura spalin, mierzona przed turbiną turbosprężarki, wpływająca na ciśnienie doładowania, jak i temperatura powietrza mierzona za sprężarką i za intercooler'em, mające wpływ na jednostkową masę powietrza, wpływająca łącznie z jednostkową masą paliwa na wartości współczynnika nadmiaru powietrza ( $\lambda$ ) zmieniają się dla badanych paliw w tak niewielkim stopniu, że nie ma to znaczącego wpływu na skutki zmian przebiegu procesu spalania, przynajmniej w odniesieniu do parametrów energetycznych silnika. Wpływ badanych paliw na skład spalin zamieszczony został w kolejnym rozdziale sprawozdania.





Rys.4.18. Temperatura spalin przed turbiną w wybranych punktach pracy silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika

## 4.2. Skład spalin

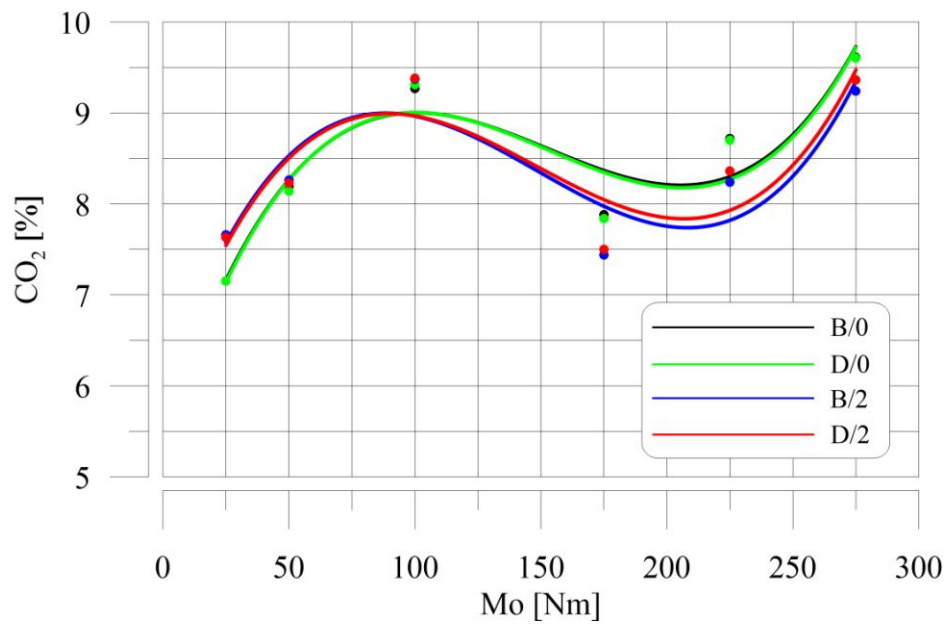
Z punktu widzenia szybkozmiennych procesów w tłokowym silniku spalinowym, w aspekcie składu spalin, najistotniejsze są limitowane podczas homologacji składniki spalin. W tej grupie znajduje się tlenek węgla (CO), gazowe węglowodory (THC), tlenki azotu ( $\text{NO}_x$ ), cząstki stałe (PM) oraz nietoksyczny dwutlenek węgla ( $\text{CO}_2$ ).

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

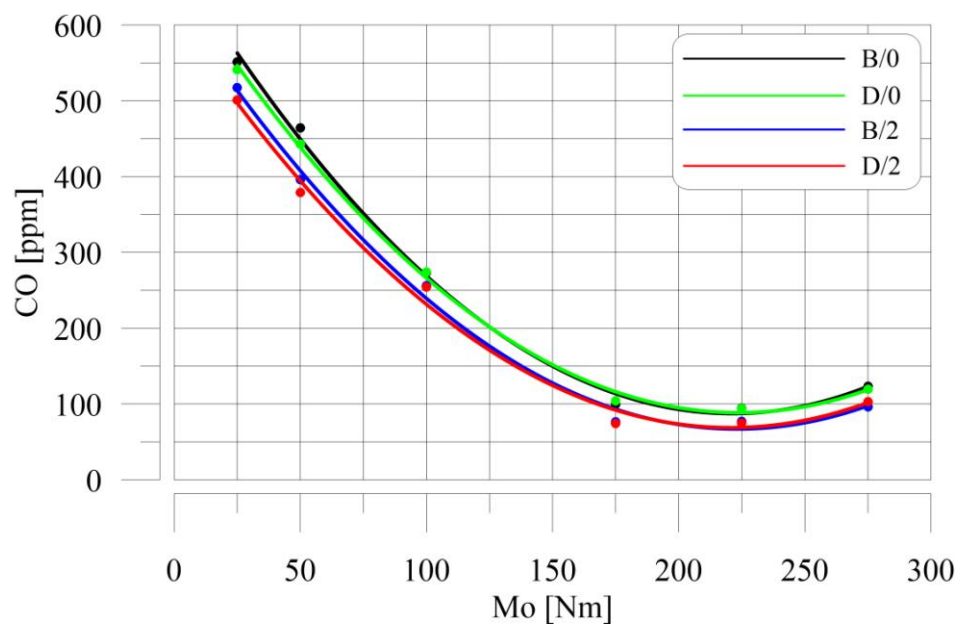
W aspekcie chemicznym tworzenie się tlenku węgla (CO) w warunkach spalania w cylindrze silnika ZI związane jest z globalnym niedoborem tlenu (mieszanina homogeniczna). Natomiast w cylindrze silnika ZS tworzenie się CO (nawet przy globalnym nadmiarze tlenu) możliwe jest wskutek lokalnego niedoboru tlenu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

Gazowe węglowodory (THC) w spalinach silnika ZS są wynikiem niecałkowitego spalania, a ich tworzenie się, nawet przy dostatecznej ilości tlenu, związane jest głównie ze zbyt niską temperaturą w strefie spalania paliwa. Ponieważ współczesne silniki ZS, w tym silnik wykorzystany w badaniach, w wyniku stosowania różnorodnych zabiegów konstrukcyjno-regulacyjnych, charakteryzują się niezwykle małym stężeniem THC w spalinach (nawet przed utleniającym konwerterem katalitycznym) i ich stężenie wynosi zwykle kilka, kilkanaście ppm, to świadomie nie mierzono tego składnika podczas badań. Ponadto stosowany powszechnie utleniający konwerter katalityczny ma na tyle dużą sprawność konwersji, że tak naprawdę stężenie THC w spalinach opuszczających silnik ZS nie ma większego znaczenia.

Ze względu na przyjęty harmonogram badań pomiarom nie podlegała emisja cząstek stałych (PM). Ponieważ jednak, w pewnej mierze, emisja cząstek stałych związana jest jakościowo z zadymieniem spalin (D), to pomiarom podlegał ten parametr, z wykorzystaniem metody filtracyjnej Bosch'a.



Rys.4.19. Przebieg stężenia dwutlenku węgla w spalinach w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika



Rys.4.20. Przebieg stężenia tlenku węgla w spalinach w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika

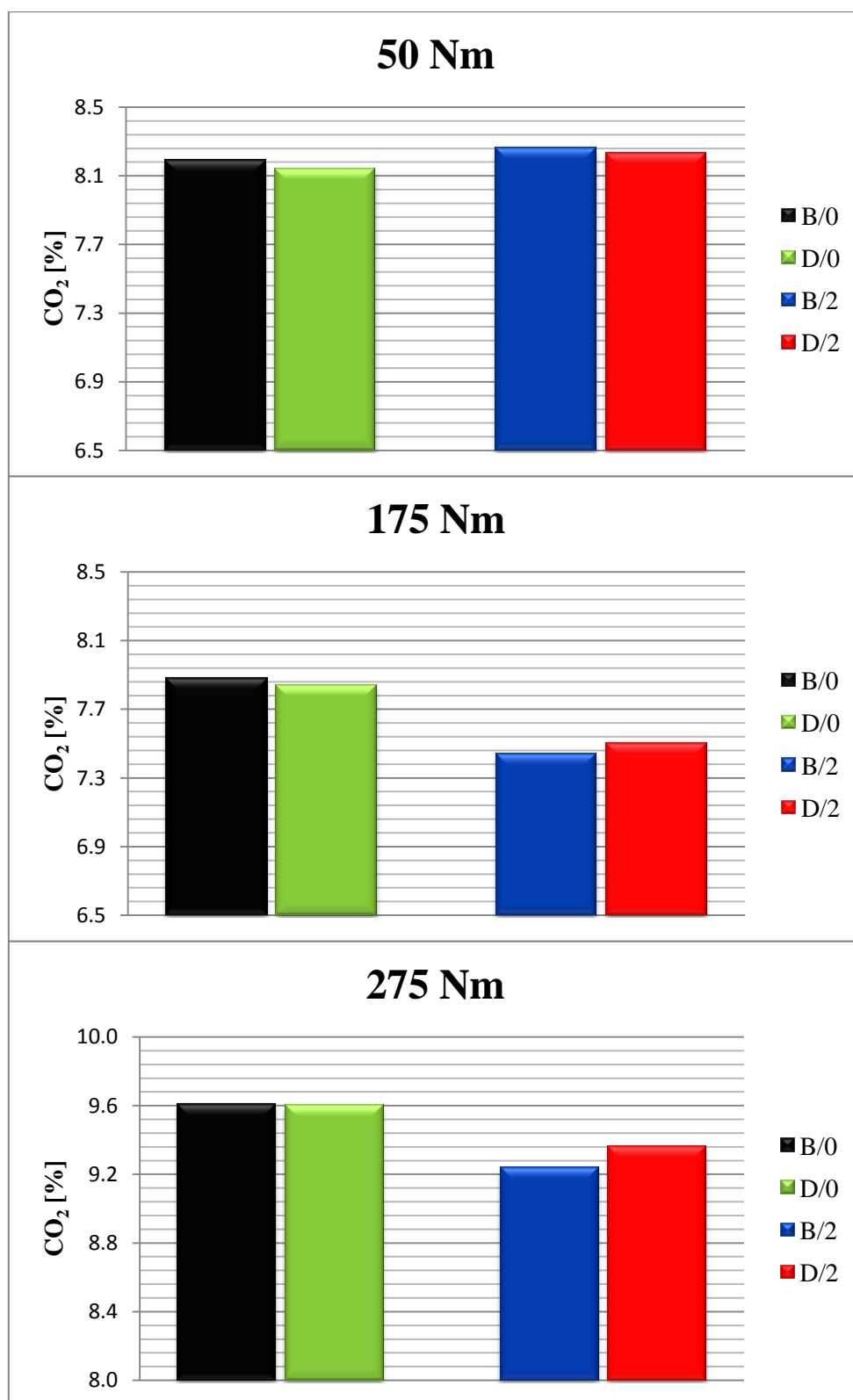
Jak wspomniano we wstępie tego rozdziału stężenie CO<sub>2</sub> w spalaniach skorelowane jest z ilością spalanego paliwa. Ponieważ jednak stosowany katalizator wpływa na godzinowe zużycie paliwa w sposób minimalny (w granicach powtarzalności pracy silnika), to również **stężenie dwutlenku węgla CO<sub>2</sub>** w spalinach silnika, dla analizowanych paliw, niezależnie od obciążenia silnika nie różni się znacząco, co przedstawiają wykresy na rys.4.19 i rys.4.21.

**Stężenie tlenku węgla (CO)** przedstawione dla badanych paliw na rys.4.20 i rys.4.22 w całym zakresie obciążenia silnika ZS (mierzone w ppm) jest zdecydowanie mniejsze niż dla silników ZI, co wynika z zakresu wartości współczynnika nadmiaru powietrza stosowanego w silnikach z zapłonem samoczynnym.

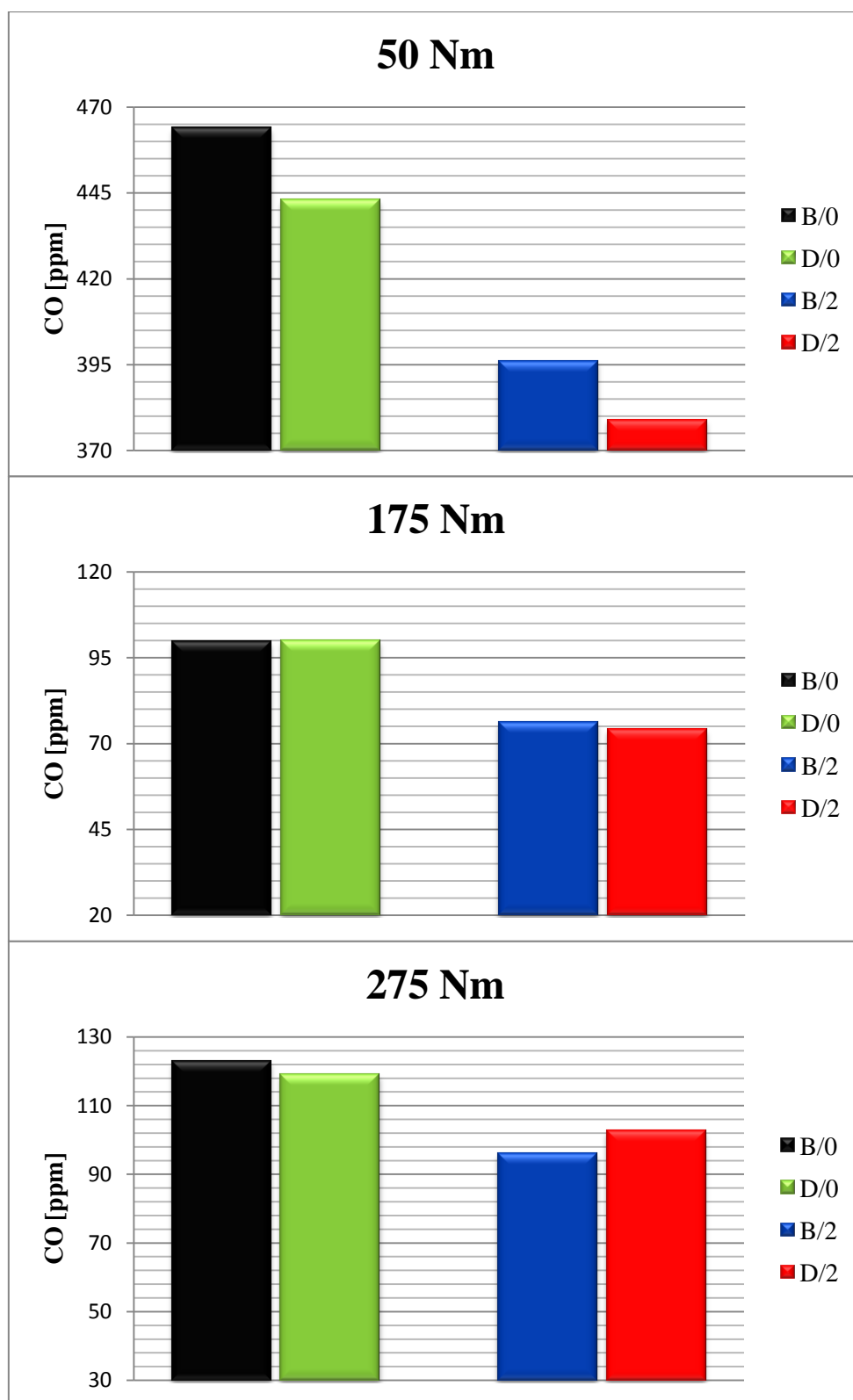
**Wprawdzie stężenie CO nie ma większego znaczenia w silnikach ZS (ze względu na dużą sprawność konwertora katalitycznego), to w tym przypadku ma znaczenie jako parametr, który najczęściej mocno wiąże się z emisją PM. Pomimo, że tlenek węgla CO jest efektem niepełnego spalania, a emisja PM efektem niecałkowitego spalania, to z doświadczenia wiadomo, że zmniejszenie emisji CO wiąże się ze zmniejszeniem emisji PM.**

Z przeprowadzonych badań można wysnuć, w odniesieniu do wpływu katalizatora na stężenie CO w spalinach silnika, dwa istotne spostrzeżenia:

- Przy fabrycznych ustawieniach silnika paliwo z katalizatorem D/0 (w stężeniu 0,01%) redukuje stężenie tlenku węgla w spalinach silnika przy małym obciążeniu silnika o ponad 4,5% w porównaniu do paliwa B/0. W zakresie średniego i dużego obciążenia różnice pomiędzy paliwami są niewielkie.
- Dla wcześniejszego początku wtrysku paliwa o 2°OWK zastosowanie paliwa z katalizatorem D/2 (w stężeniu 0,02%) skutkuje zmniejszeniem stężenia tlenku węgla w spalinach przy małych i średnich obciążeniach silnika w porównaniu do paliwa B/2 (do 4,3%).



Rys.4.21. Stężenie dwutlenku węgla w spalinach w wybranych punktach pracy silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika



Rys.4.22. Stężenie tlenku węgla w spalinach w wybranych punktach pracy silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika

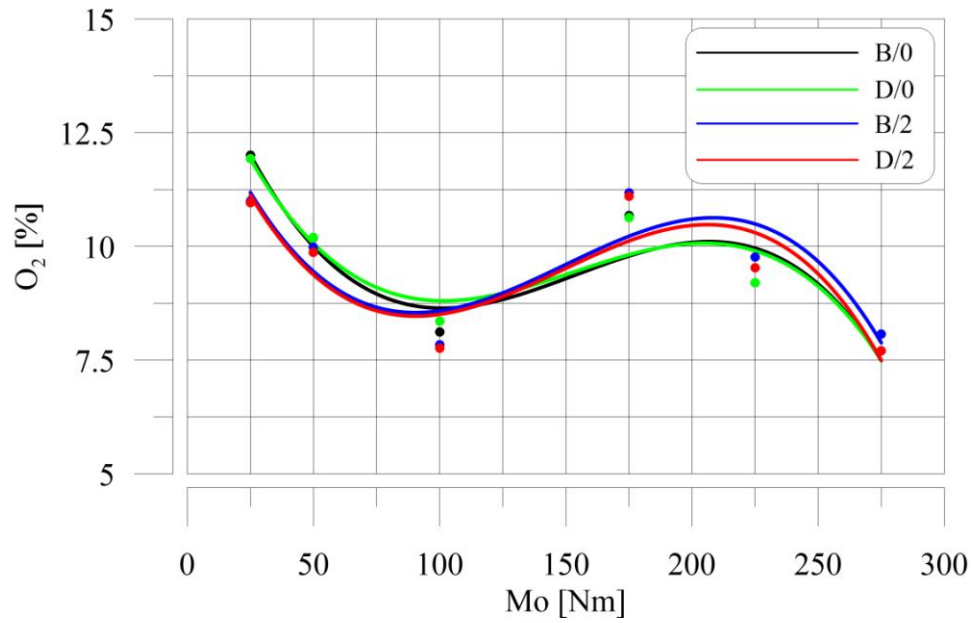
**Stężenie tlenu ( $O_2$ )** w spalinach (rys.4.23 i rys.4.25) zależne jest od jednostkowej masy powietrza (rys.4.9) i jednostkowej masy paliwa doprowadzonej do cylindra silnika oraz ilości tlenu wykorzystanego w cylindrze silnika do procesu spalania dawki paliwa. Ponieważ różnica w dawce powietrza i paliwa dostarczonej do cylindra silnika jest znikoma, a żadne ze stosowanych paliw nie zawierają tlenu, to również stężenie tlenu w spalinach silnika jest bardzo podobne dla wszystkich stosowanych paliw i nie można stąd wnioskować o odmiennym przebiegu procesu spalania dla tych paliw. Należy pamiętać, że stężenie tlenu w spalinach mierzone jest po procesie spalania (uśrednione zarówno względem cylindrów jak i wielu cykli pracy silnika), zatem nie daje informacji o lokalnym niedoborze tlenu (w okolicach strug wtryskiwanego paliwa), które jest przyczyną tworzenia się związków niepełnego spalania ( $CO$ ), emisji cząstek stałych ( $PM$ ) i zadymienia spalin ( $D$ ) – związków niecałkowitego spalania.

**Zadymienie spalin ( $D$ )** dla różnych obciążeń i analizowanych paliw przedstawione zostało na rys.4.24 i rys.4.26. Dokładność pomiaru zadymienia spalin ( $D$ ) filtracyjną metodą Bosch'a wynosi  $0,05^\circ B$ .

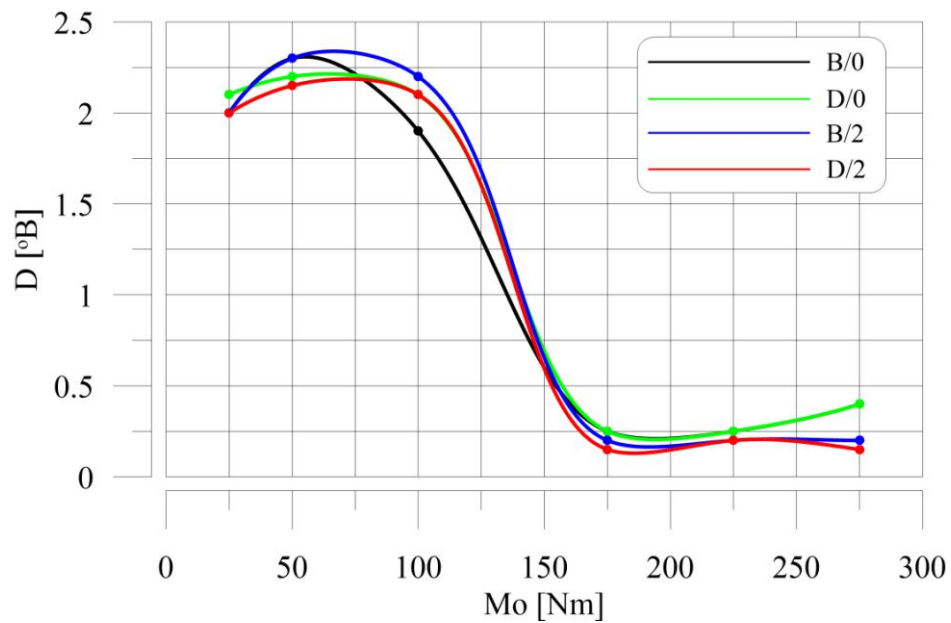
Z punktu widzenia ekologii oraz homologacji silników spalinowych (zgodnie z wymogami UE) zastosowanie paliwa D/2 (z katalizatorem w stężeniu  $0,02\%$  i przy wcześniejszym początku wtrysku paliwa) jest korzystne w całym zakresie pracy silnika z zapłonem samoczynnym, jednakże obserwowane zmiany zadymienia spalin, wynikające z działania katalizatora, są nieduże. Ponieważ nie ma zależności liniowej pomiędzy zadymieniem spalin i emisją cząstek stałych  $PM$ , to może okazać się, że zmierzone zmniejszenie zadymienia spalin przełoży się na większe różnice w emisji cząstek stałych. Jest to szczególnie istotne w przypadku badania silnika zasilanego paliwem z/bez katalizatora w ramach testu UE (13-to punktowy test ESC), ponieważ różne punkty tego testu charakteryzują się różnymi wartościami współczynnika udziałowego (od 5 do 15%). Ten fakt dodatkowo może uwypuklić korzystny wpływ działania stosowanego katalizatora na zmniejszenie emisji  $PM$ , ponieważ emisja cząstek stałych liczona jest wówczas po całym teście, z uwzględnieniem współczynnika udziałowego.

Przeprowadzone badania upoważniają do przedstawienia dwóch najistotniejszych wniosków:

- Przy fabrycznych ustawieniach silnika paliwo z katalizatorem D/0 (w stężeniu  $0,01\%$ ) zmniejsza zadymienie spalin (oraz najprawdopodobniej emisję cząstek stałych) przy małym obciążeniu silnika o prawie  $4,5\%$  w porównaniu do paliwa B/0.
- Dla wcześniejszego początku wtrysku paliwa o  $2^\circ OWK$  zastosowanie paliwa z katalizatorem D/2 (w stężeniu  $0,02\%$ ) skutkuje zmniejszeniem zadymienia spalin (w całym zakresie obciążenia silnika) w porównaniu do paliwa B/2 nawet do  $6,5\%$  przy małym obciążeniu silnika.

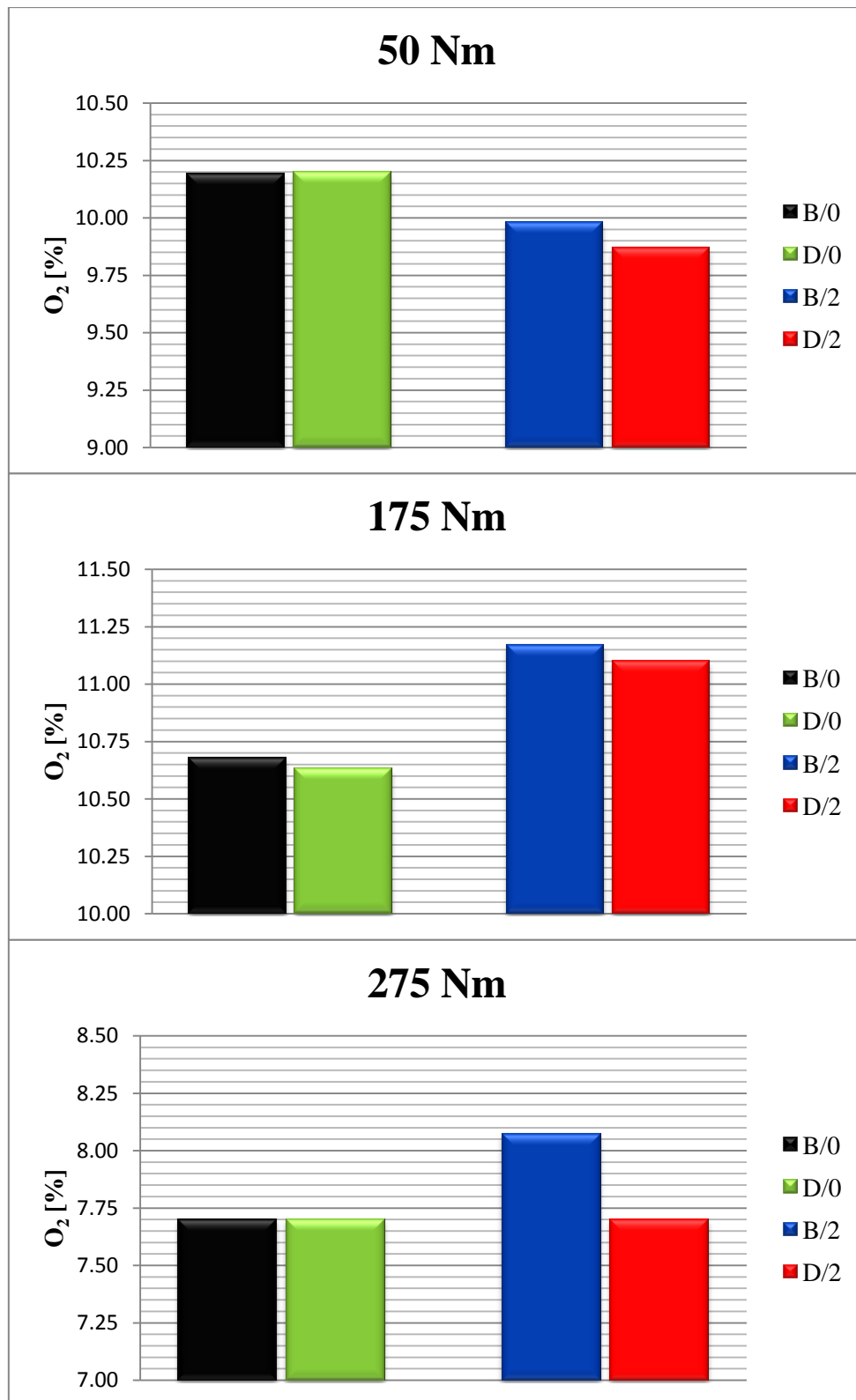


Rys.4.23. Przebieg stężenia tlenu w spalinach w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika

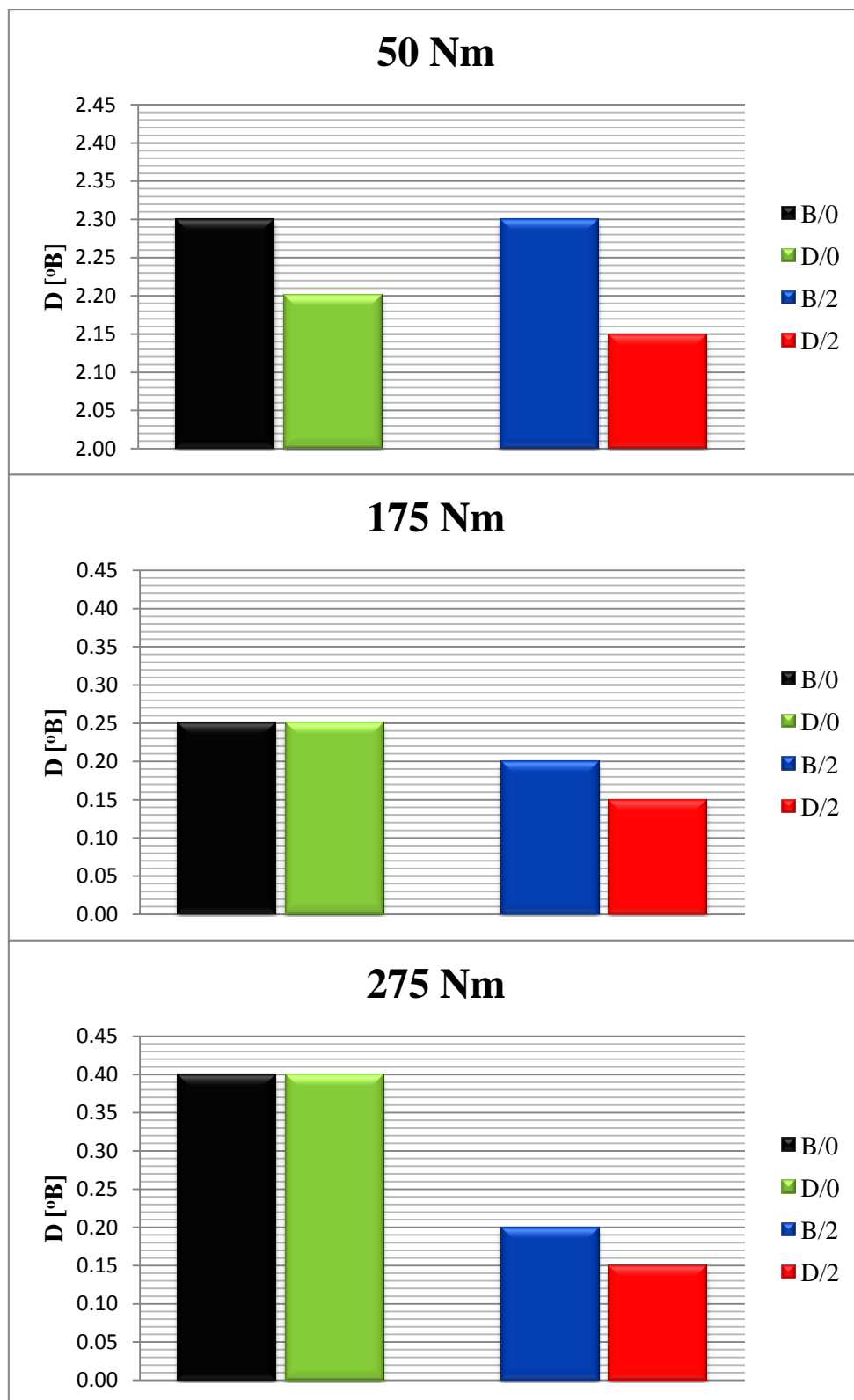


Rys.4.24. Przebieg zadymienia spalin w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika



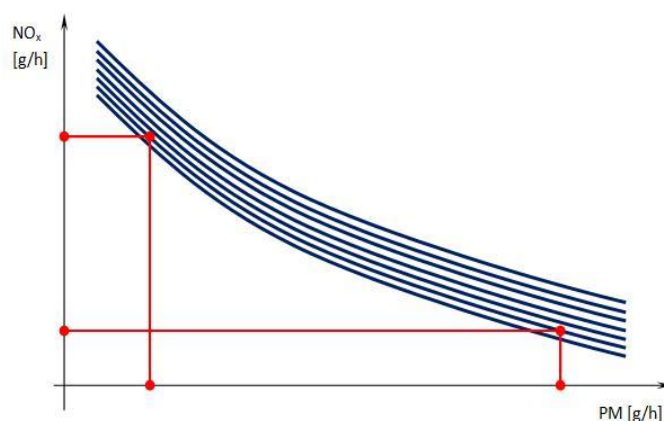


Rys.4.25. Stężenie tlenu w spalinach w wybranych punktach pracy silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika



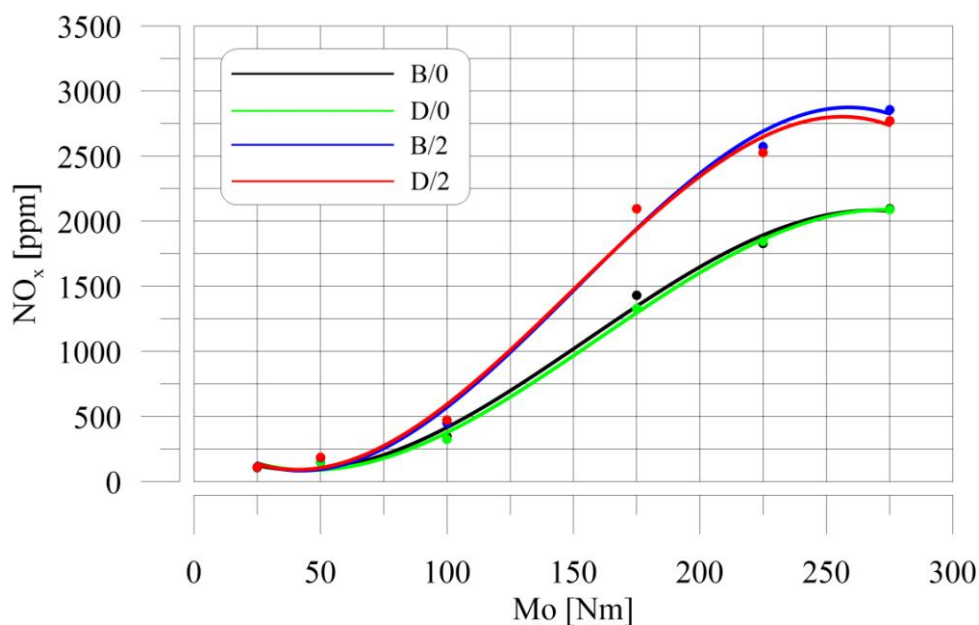
Rys.4.26. Zadymienie spalin w wybranych punktach pracy silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika

W oparciu o przedstawioną powyżej skrótową analizę mechanizmu powstawania emisji cząstek stałych (PM) i tlenków azotu ( $\text{NO}_x$ ) potwierdza się w badaniach różnych silników spalinowych ZS testowanych w laboratoriach na całym świecie od wielu lat, że zastosowanie jednej metody konstrukcyjnej lub regulacyjnej lub paliwowej, która zmniejsza emisję PM (i zadymienie spalin D), zwiększa jednocześnie emisję  $\text{NO}_x$ . Przedstawia to schematycznie rys.4.27.



Rys.4.27. Zależność pomiędzy emisją tlenków azotu i cząstek stałych w silniku ZS, dla zastosowania jednej z metod ograniczenia emisji  $\text{NO}_x$

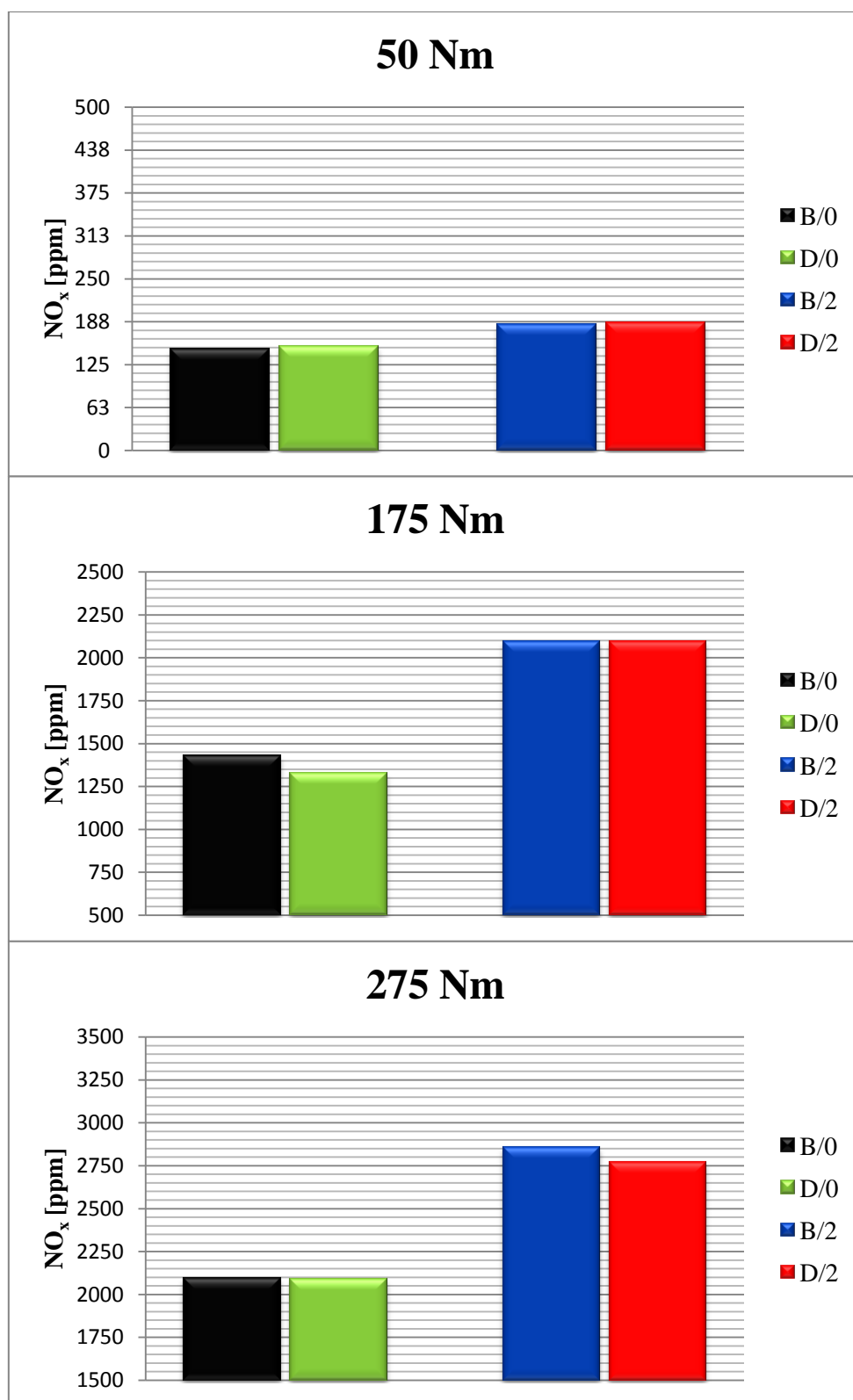
W przypadku stosowania metod konstrukcyjno-regulacyjnych silnika lub pakietu dodatków do paliwa lub katalizatora do paliwa zwykle stosuje się kilka zabiegów, które jednocześnie zmniejszają emisję  $\text{NO}_x$  i PM (również zadymienie D) w spalinach silnika z zapłonem samoczynnym.



Rys.4.28. Przebieg stężenia tlenków azotu w spalinach w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika

Na rys.4.28 i 4.29 przedstawiono wpływ obciążenia na **stężenie tlenków azotu  $\text{NO}_x$**  w spalinach silnika zasilanego kolejnymi badanymi paliwami B/0, D/0, B/2 i D/2 (B/2 i D/2 – badania prowadzone przy zmianie kąta początku wtrysku paliwa o  $2^\circ\text{OWK}$ ).

Z danych przedstawionych na rys.4.29 wynika, że w całym zakresie obciążenia silnika stosowanie paliwa z katalizatorem nie wpływa znacząco na stężenie  $\text{NO}_x$  w spalinach. Obserwowane różnice wynoszą zaledwie kilka ppm pomiędzy stężeniem  $\text{NO}_x$  dla stosowanych paliw i mieszczą się w granicy powtarzalności pracy silnika i dokładności pomiaru. Jak wspomniano we wstępie do rozdziału 4.2, na stężenie i emisję  $\text{NO}_x$  w spalinach silnika tłokowego największy wpływ ma maksymalna temperatura spalania. Zatem w celu zmniejszenia emisji tlenków azotu należy zastosować metody (konstrukcyjne i/lub regulacyjne silnika bądź dodatki do paliwa), które zmniejszają temperaturę spalania.



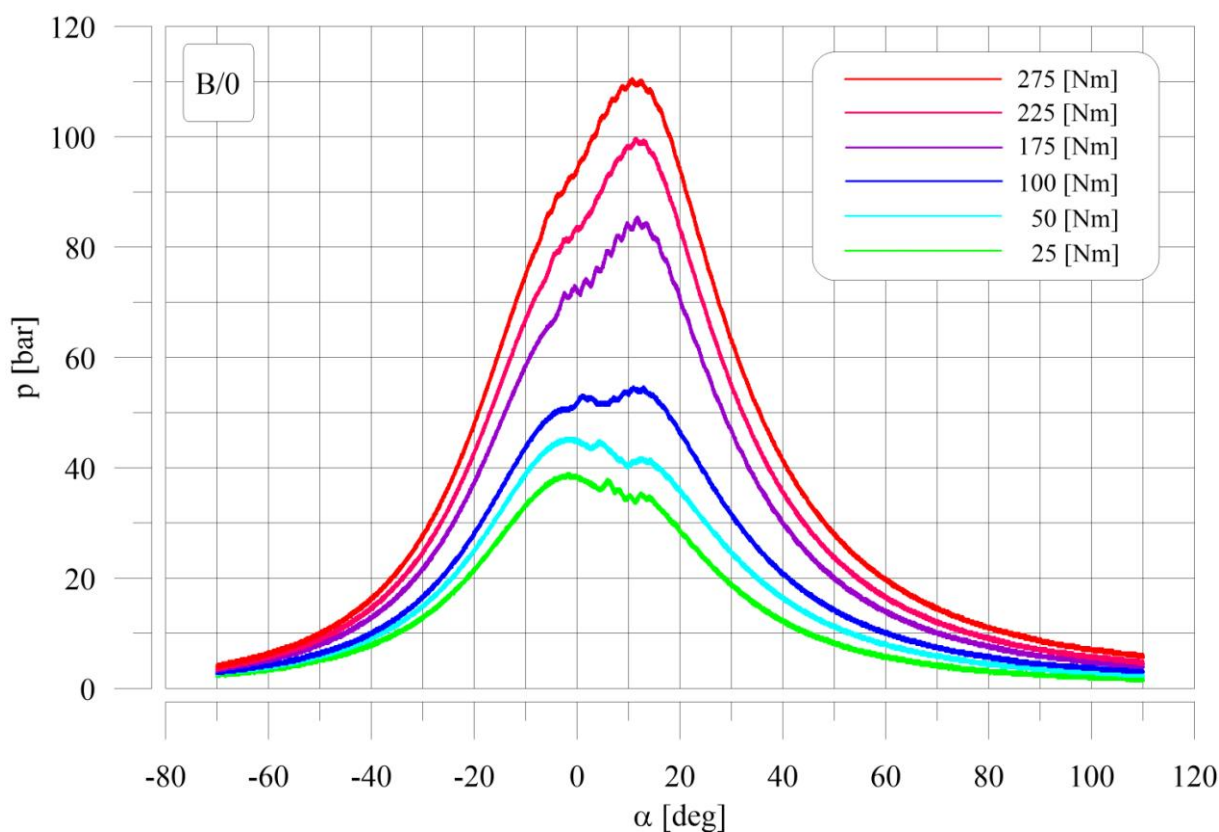
Rys.4.29. Stężenie tlenków azotu w spalinach w wybranych punktach pracy silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika

W celu lepszego zrozumienia oddziaływania badanych paliw na skład spalin przeprowadzono analizę wykresów indykatorowych i prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze stosowanego silnika, co przedstawiono w kolejnych rozdziałach.

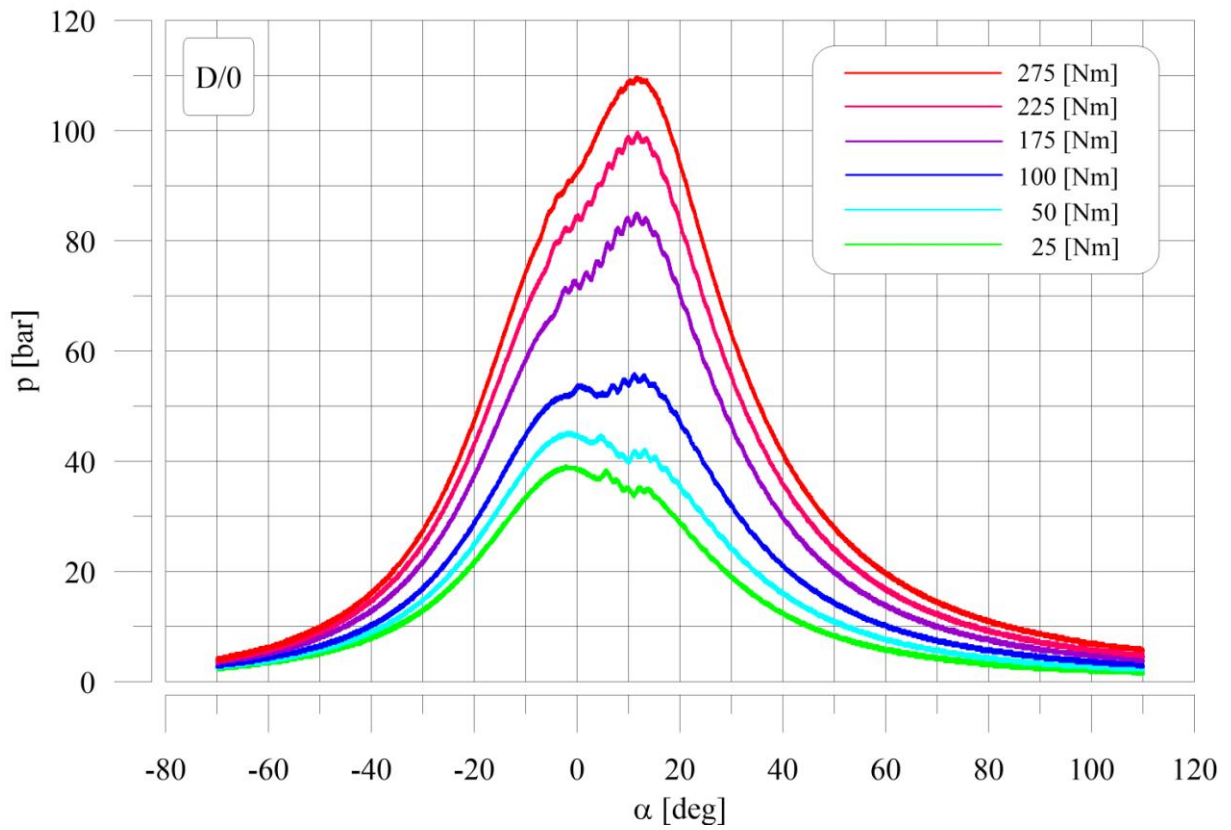
### 4.3. Otwarte wykresy indykatorowe

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.

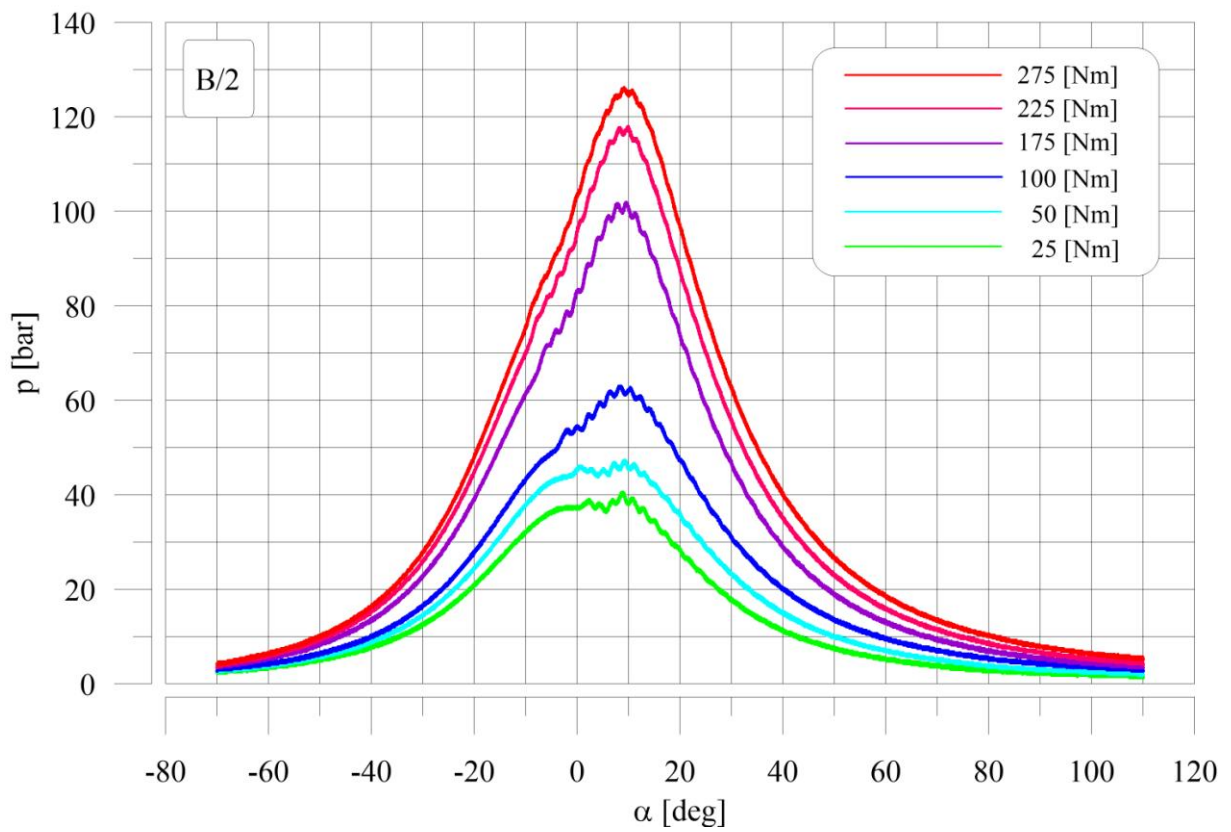
Zmierzone wykresy indykatorowe dla stosowanych w badaniach paliw i sześciu obciążeń silnika (przy stałej prędkości obrotowej charakterystycznej dla maksymalnego momentu obrotowego stosowanego silnika  $n = 2000$  obr/min) przedstawiają rys.4.30 - rys.4.33.



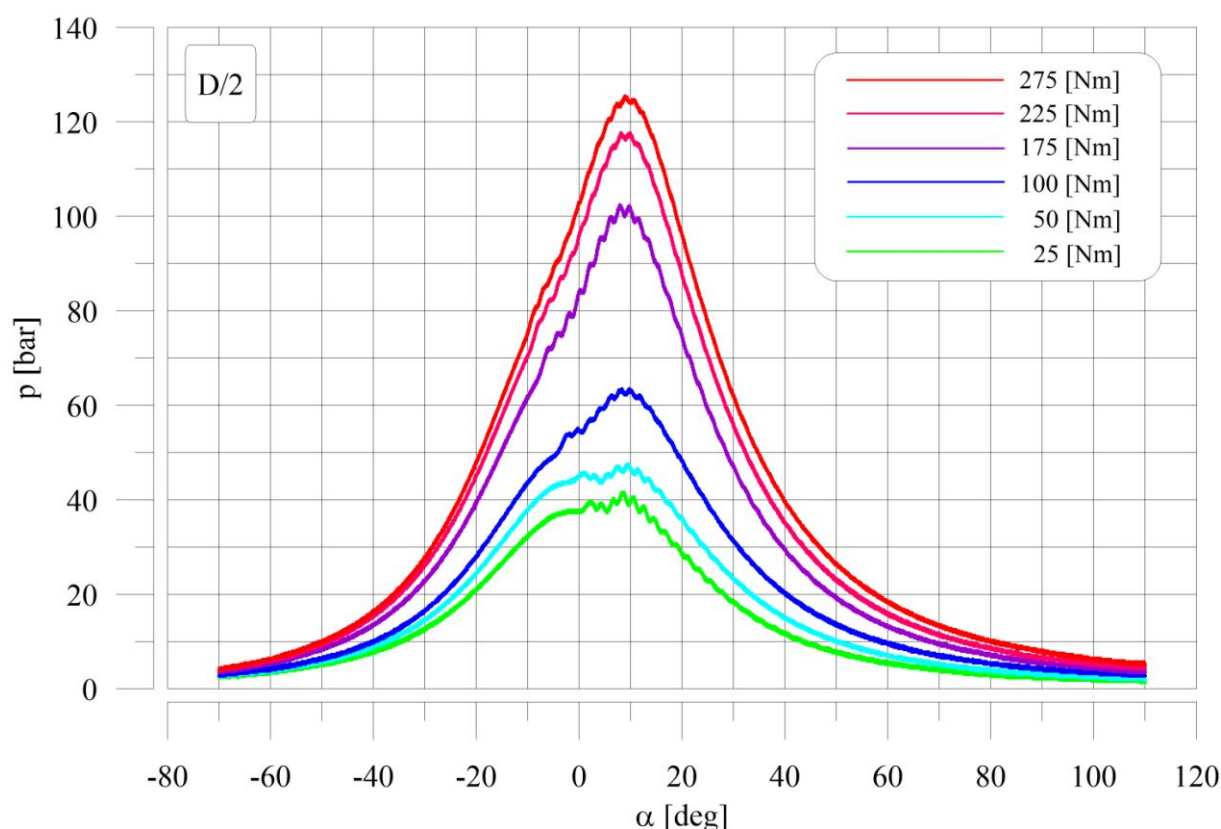
Rys.4.30. Otwarty wykres indykatorowy dla paliwa B/0



Rys.4.31. Otwarty wykres indykatorowy dla paliwa D/0



Rys.4.32. Otwarty wykres indykatorowy dla paliwa B/2



Rys.4.33. Otwarty wykres indykatorowy dla paliwa D/2

Wykresy te zmierzone były z wykorzystaniem systemu pomiarowego Indimeter 617D firmy AVL i w połączeniu z innymi parametrami zmierzonymi komputerowym systemem VCDS (m.in. początek wtrysku paliwa  $\alpha_{pw}$ ) pozwoliły na analizę szeregu parametrów:

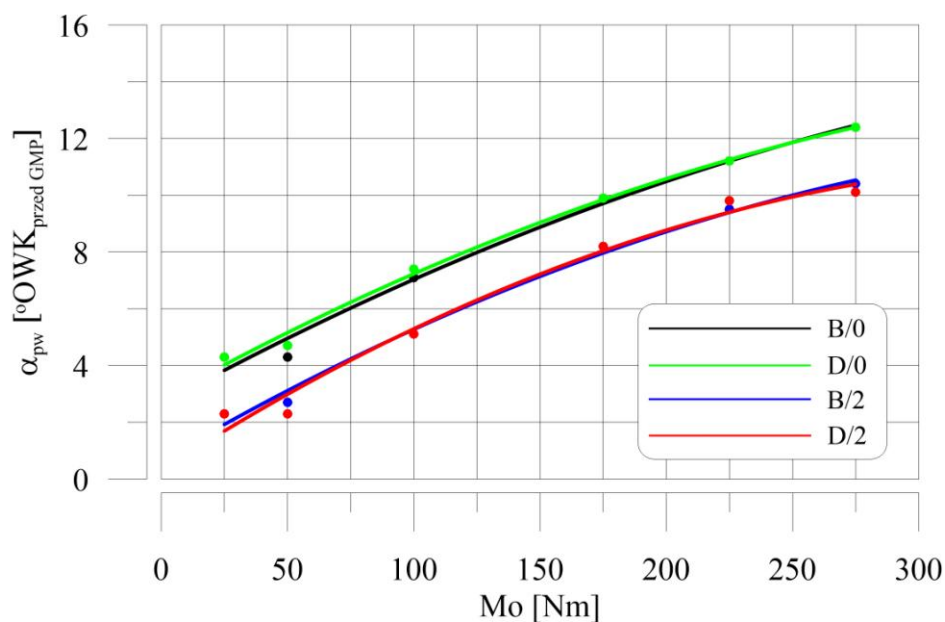
- początek wtrysku paliwa  $\alpha_{pw}$ ,
- początek samozapłonu paliwa  $\alpha_{psp}$ ,
- opóźnienie samozapłonu paliwa  $\tau_{sp}$ ,
- maksymalna prędkość narastania ciśnienia spalania  $(dp/d\alpha)_{max}$ ,
- maksymalne ciśnienie spalania  $p_{s,max}$ ,
- kąt występowania maksymalnego ciśnienia spalania  $\alpha_{ps,max}$ .

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

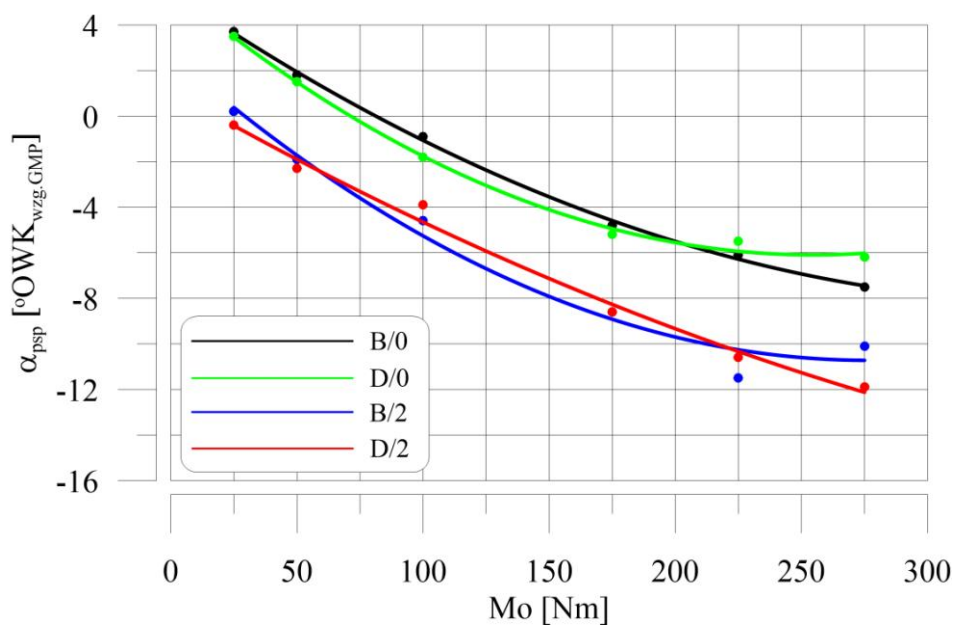
**Początek wtrysku paliwa ( $\alpha_{pw}$ )**, jak wspomniano, określony został w oparciu o przebieg sygnału sterującego otwarciem pompowtryskiwacza. Ponieważ stosowany katalizator do paliwa nie wpływał na jego lepkość, to początek wtrysku paliwa był taki sam dla stałych obciążeń silnika. Dla paliwa B/2 i D/2, zgodnie z harmonogramem badań,



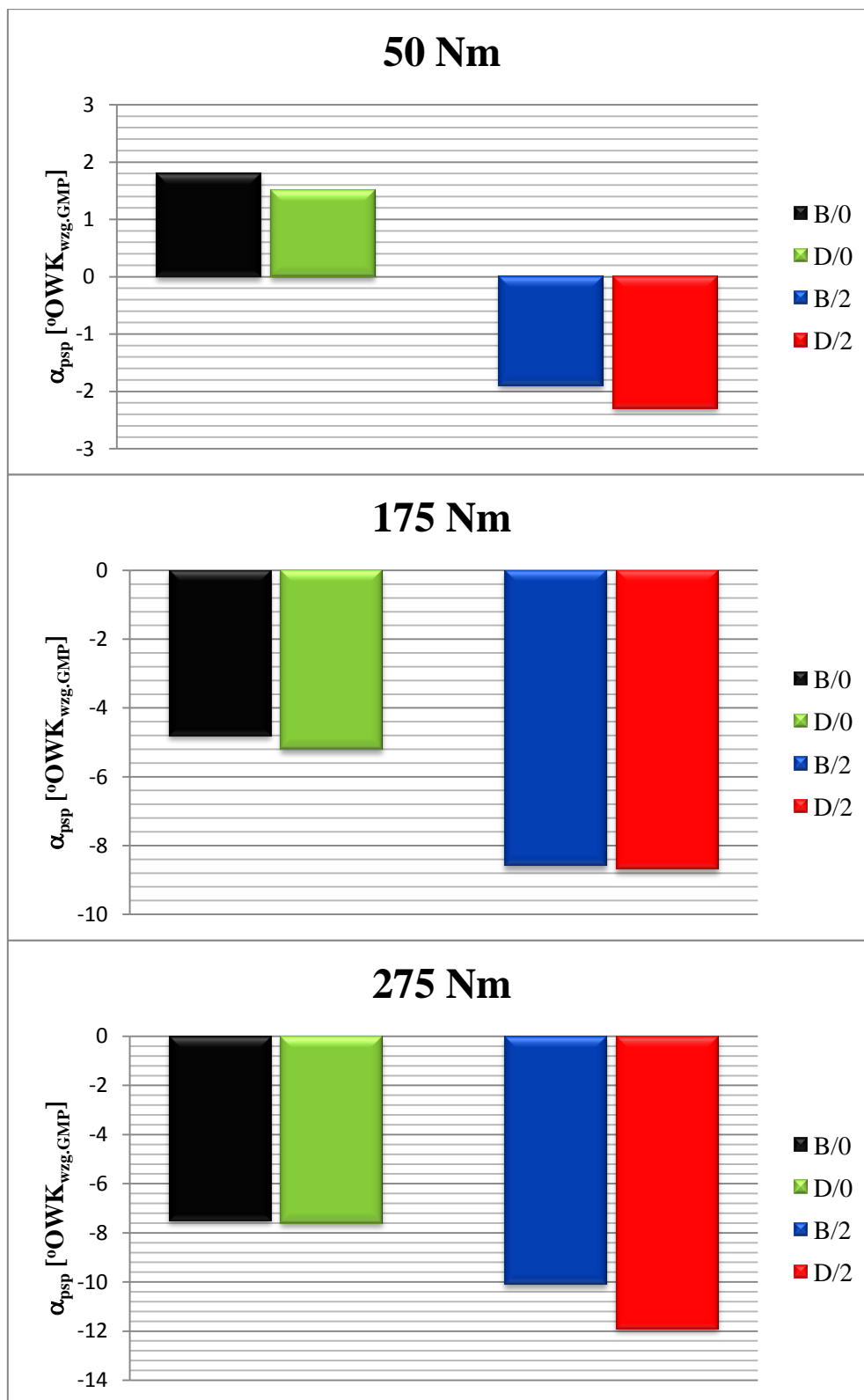
przesterowano silnik na wcześniejszy o  $2^{\circ}$ OWK początek wtrysku paliwa, co przedstawiają dane na rys.4.34. Oczywiście wraz ze wzrostem obciążenia silnika optymalny początek wtrysku paliwa jest wcześniejszy, nad czym czuwa sterownik silnika, w takim sam sposób dla wszystkich paliw.



Rys.4.34. Przebieg początku wtrysku paliwa w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika



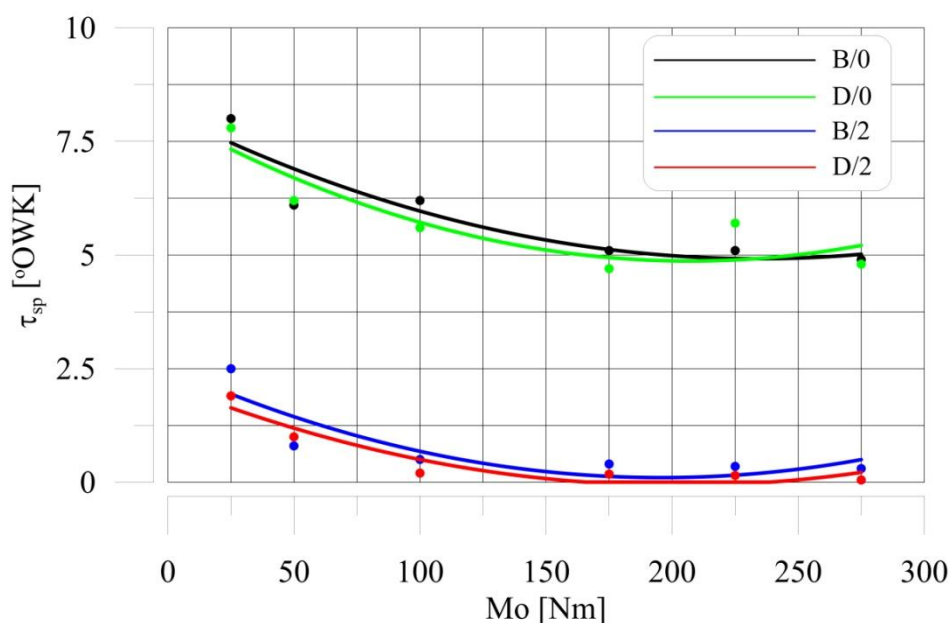
Rys.4.35. Przebieg początku samozapłonu paliwa w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika



Rys.4.36. Początek samozapłonu paliwa w wybranych punktach pracy silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika

**Początek samozapłonu paliwa** ( $\alpha_{psp}$ ) 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. Z danych zawartych na rysunku 4.35 i rys.4.36 wynika, że zasadniczo w całym zakresie obciążeń silnika zastosowanie katalizatora powoduje przyspieszenie samozapłonu paliwa.

Oddziaływanie analizowanego katalizatora na początek samozapłonu paliwa jest o tyle istotne, że wpływa ono bezpośrednio na **opóźnienie samozapłonu** ( $\tau_{sp}$ ) – rys.4.37 i rys.4.39, co pośrednio wpływa na przebieg maksymalnej kinetycznej i dyfuzyjnej prędkości spalania.



Rys.4.37. Przebieg opóźnienia samozapłonu paliwa w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika

Opóźnienie samozapłonu ( $\tau_{sp}$ ) definiowane jest przez silnikowców jako kąt obrotu wału korbowego pomiędzy początkiem wtrysku ( $\alpha_{pw}$ ) a początkiem samozapłonu paliwa ( $\alpha_{psp}$ ). W termodynamice, przy analizie procesu spalania, dość często opóźnienie samozapłonu wyrażane jest w jednostce czasu (np.  $\mu s$ ). Należy jednak pamiętać, że opóźnienie samozapłonu wyznaczone w „bombie termodynamicznej” i trwające np. 100  $\mu s$  odpowiadałoby  $\tau_{sp} = 1,2$  °OWK dla prędkości obrotowej  $n = 2000$  obr/min i tylko 0,6 °OWK dla prędkości obrotowej  $n = 4000$  obr/min. Ponadto 1 °OWK trwa inny interwał czasu np. pod koniec suwu sprężania i inny w połowie suwu rozprężania (przy stałej prędkości obrotowej silnika prędkość kątowa wału korbowego nie jest stała). Dodatkowo należy pamiętać, że zarówno początek wtrysku jak i początek samozapłonu paliwa, służące do określenia opóźnienia samozapłonu w warunkach pracy silnika tłokowego, definiowane są w stopniach OWK względem GMP tłoka. Z tego powodu opóźnienie samozapłonu określone w „bombie termodynamicznej” w jednostce czasu nie znajduje bezpośredniego

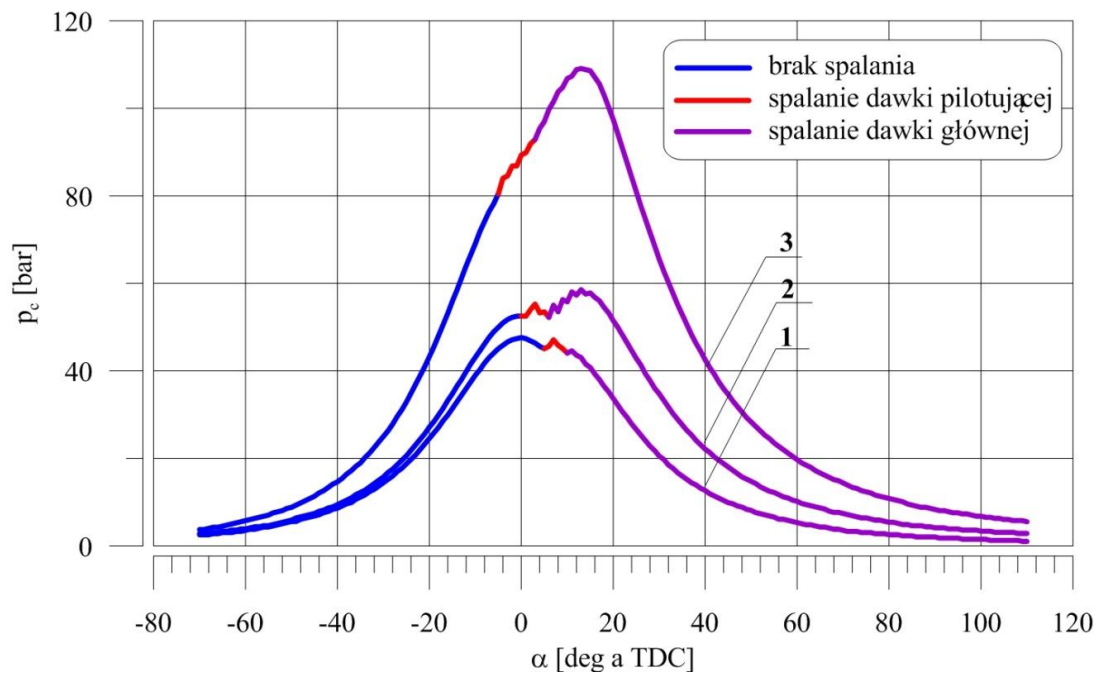
odniesienia do opóźnienia samozapłonu określonego w warunkach pracy silnika spalinowego tłokowego. Dlatego też analizowane w niniejszych badaniach opóźnienie samozapłonu  $\tau_{sp}$  dla stosowanych paliw określane było w stopniach obrotu wału korbowego silnika.

W tym przypadku (stała prędkość obrotowa) zmiany wartości  $\tau_{sp}$  zależne są, dla tych samych obciążeń silnika, wyłącznie od początku samozapłonu badanych paliw. Porównując wartości opóźnienia samozapłonu dla paliw z katalizatorem i wartości opóźnienia samozapłonu dla paliwa bez katalizatora wysnuć można następujące wnioski:

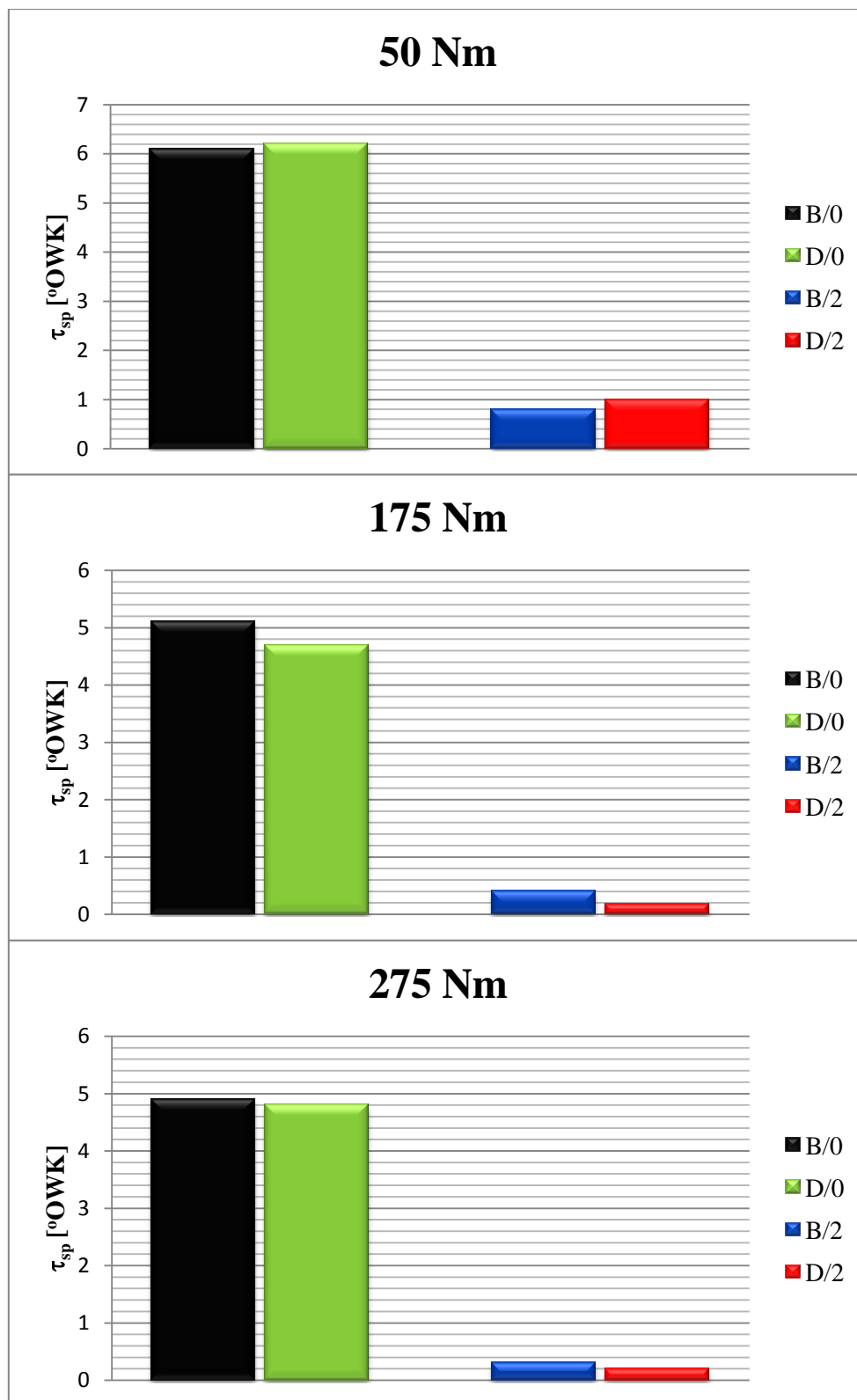
- dużo większe różnice w opóźnieniu samozapłonu paliwa wynikają ze zmiany początku wtrysku paliwa (o 2°OWK) – rys.4.37, niż z zastosowania katalizatora.
- Zasadniczo dopiero przy zastosowaniu wcześniejszego początku wtrysku paliwa o 2°OWK (w odniesieniu do nastawy fabrycznej) zauważa się istotne zmiany w opóźnieniu samozapłonu paliwa  $\tau_{sp}$ . Wówczas to  $\tau_{sp}$  jest znacząco krótszy dla paliwa z katalizatorem niż dla konwencjonalnego paliwa. Jest to szczególnie widoczne dla dużych obciążeń silnika.
- Wynika z tego, że stosowanie katalizatora do paliwa, w tym przypadku, ma sens dopiero przy zarówno wcześniejszym początku paliwa (o 2°OWK), jak i przy dużych obciążeniach silnika.

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  $NO_x$  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 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 początku spalania paliwa, co przedstawiono schematycznie dla silnika stosowanego w badaniach na rys.4.38. 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 software 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  $\text{NO}_x$  w spalinach. Z tego powodu w niniejszym sprawozdaniu analizie poddano wyłącznie  $(dp/d\alpha)_{\max}$  dla procesu spalania.

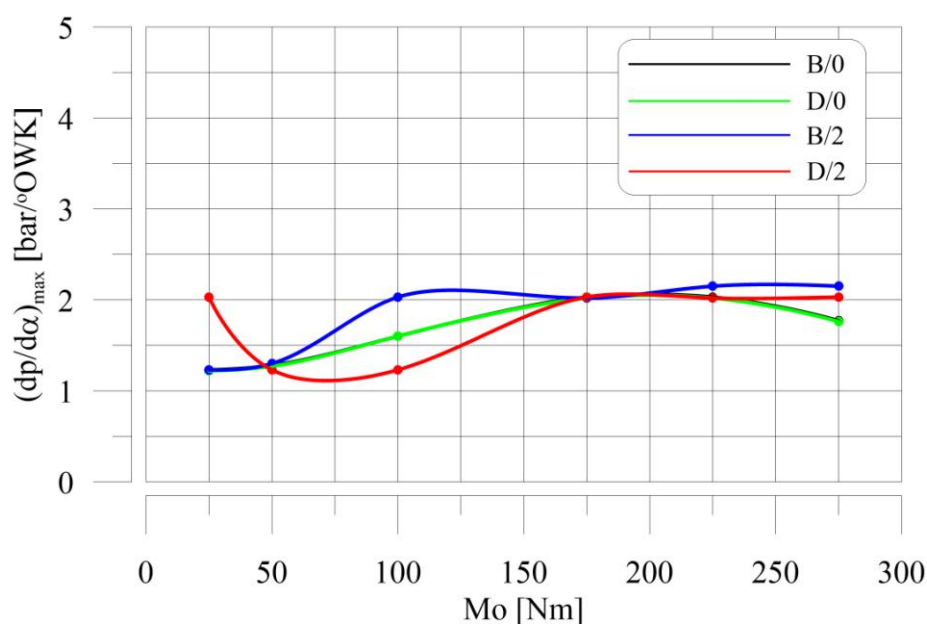


Rys.4.38. Schemat przebiegu ciśnienia w cylindrze silnika 1.9 TDI VW



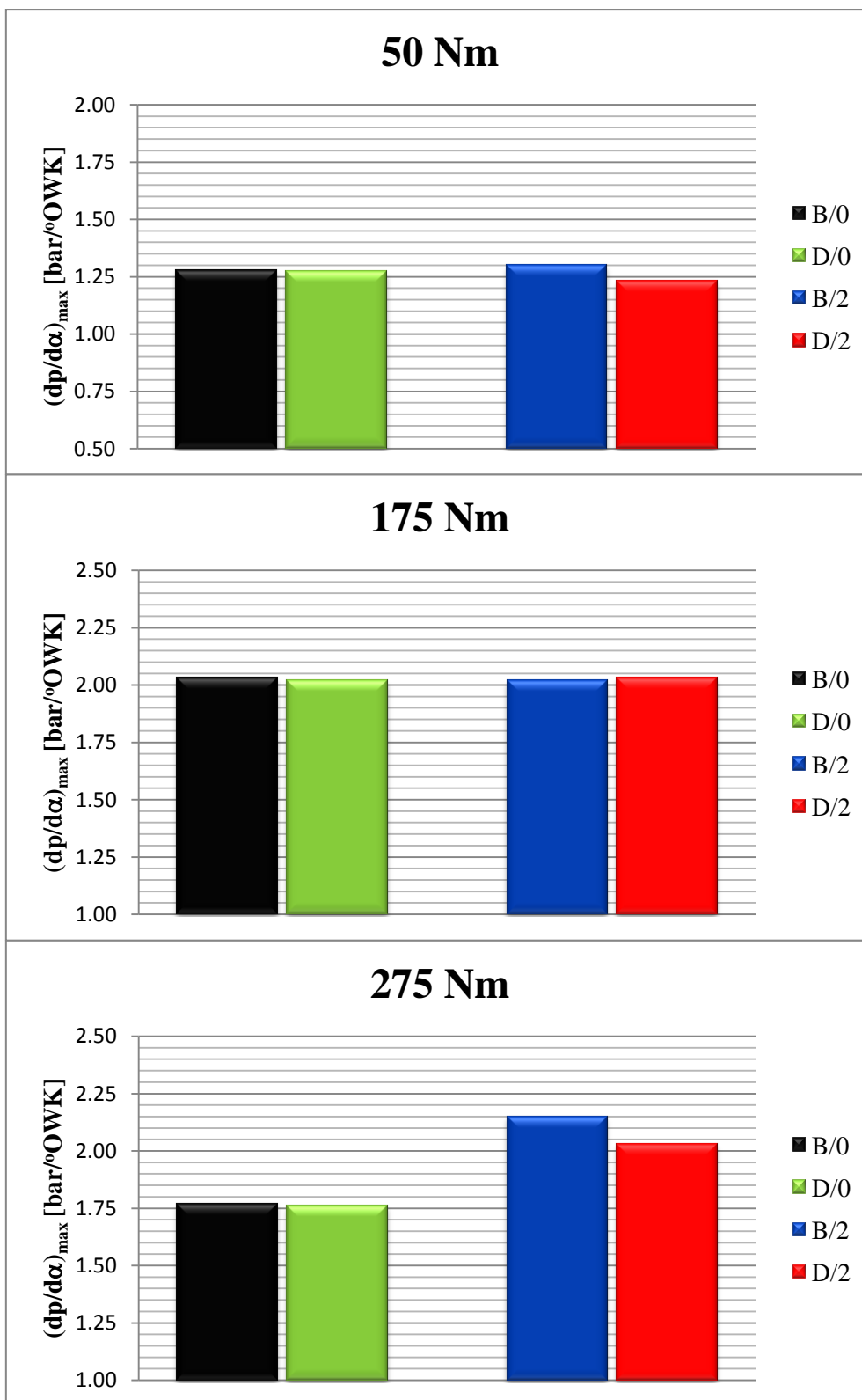
Rys.4.39. Opóźnienie samozapłonu paliwa w wybranych punktach pracy silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika

Należy zwrócić uwagę, że dla paliw przy fabrycznych ustawieniach silnika (bez zmiany kąta początku wtrysku paliwa) maksymalna wartość prędkości narastania ciśnienia jest praktycznie taka sama dla paliwa z i bez katalizatora. Przy wcześniejszym początku wtrysku paliwa (o 2°OWK) mniejsza wartość  $(dp/d\alpha)_{\max}$  występuje, przy dużych obciążeniach silnika, dla paliwa z katalizatorem, co odpowiada nieco mniejszym wartościom stężenia  $\text{NO}_x$  w spalinach silnika.



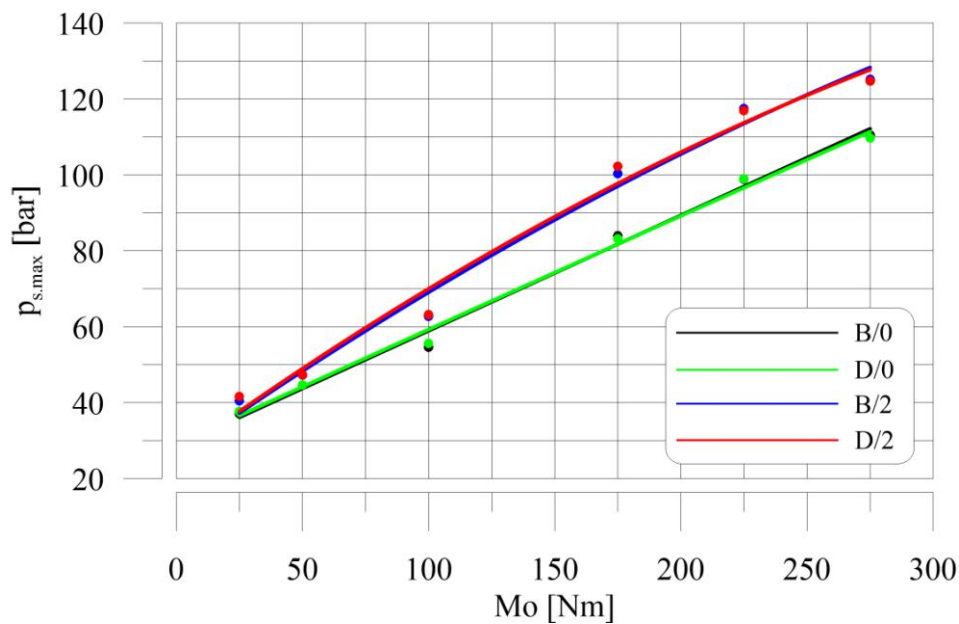
Rys.4.40. Przebieg prędkości narastania ciśnienia w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika

Zazwyczaj zmniejszenie wartości prędkości narastania ciśnienia po samozapłonie paliwa prowadzi do uzyskiwania mniejszego maksymalnego ciśnienia spalania. **Maksymalne ciśnienie spalania** ( $p_{s,\max}$ ) (rys.4.42 i rys.4.43) związane jest, w sensie fizycznym, z maksymalną temperaturą spalania, a ta z kolei jest główną przyczyną tworzenia się tlenków azotu w cylindrze silnika.



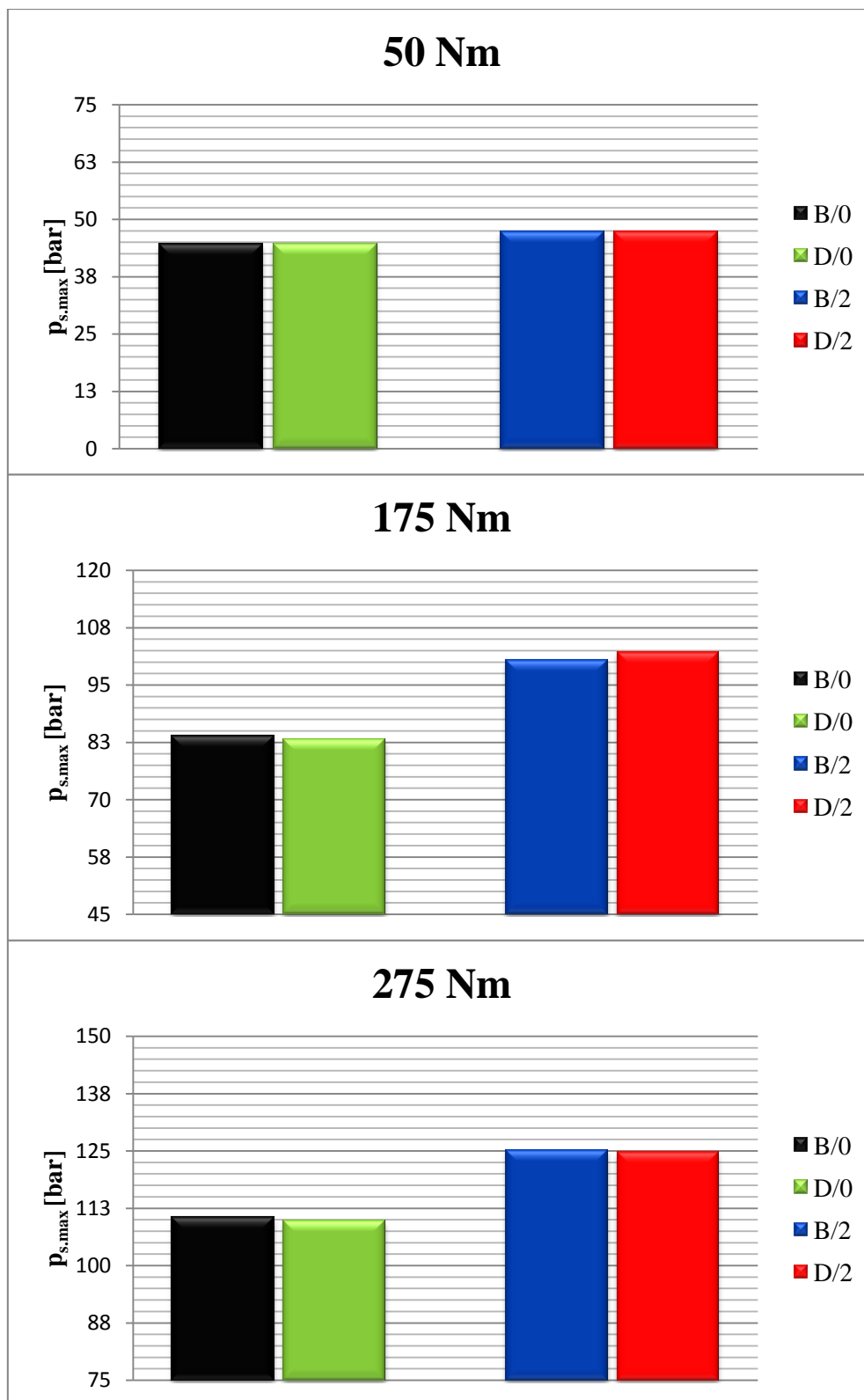
Rys.4.41. Prędkość narastania ciśnienia w wybranych punktach pracy silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika





Rys.4.42. Przebieg maksymalnego ciśnienia spalania w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika

Godne uwagi jest to, że różne parametry związane z zasilaniem silnika badanymi paliwami, określane różnymi metodami pomiarowymi, prowadzą do tych samych, spójnych wniosków. Świadczy to o braku przypadkowości w przeprowadzonych badaniach i ich analizie, zarówno w funkcji obciążenia silnika jak i, w szczególności, pomiędzy testowanymi paliwami.

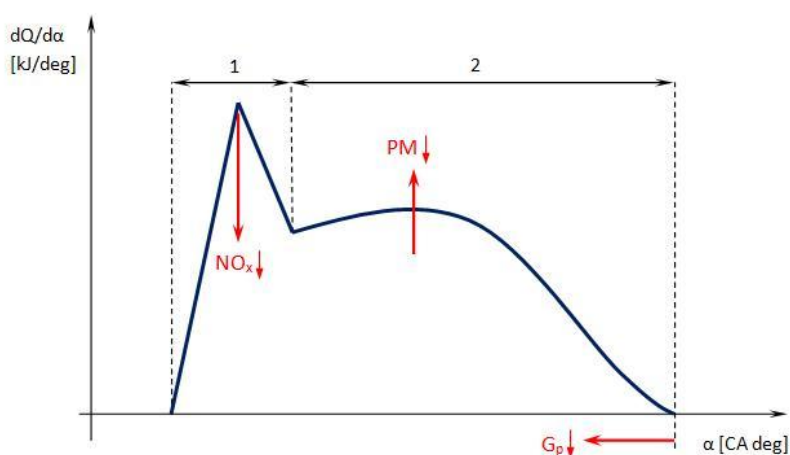


Rys.4.43. Maksymalne ciśnienie spalania w wybranych punktach pracy silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika

#### 4.4. Prędkość wywiązywania się ciepła

Prędkość wywiązywania się ciepła była obliczana i analizowana znacznie później niż wykresy indykatorowe (w czasie, kiedy najistotniejszym kryterium optymalizacji silników spalinowych stała się nie sprawność ogólna, ale skład spalin). Prędkość wywiązywania się ciepła jest wyliczana najczęściej w oparciu o otwarty wykres indykatorowy, różnymi modelami obliczeniowymi, z których często stosowany (w tym przez firmę AVL) przedstawiony został w rozdz.3.4.3.

Dwumodalny przebieg prędkości wywiązywania się ciepła podzielony jest, w sensie fizycznym, na dwa etapy: kinetyczną i dyfuzyjną prędkość wywiązywania się ciepła. 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 dwojnasób: 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 ( $\tau_{sp}$ ). Od przynajmniej 30 lat uwaga konstruktorów silników spalinowych zwrócona jest na konstrukcyjne i regulacyjne metody służące skróceniu opóźnienia samozapłonu paliwa. Jest to o tyle istotne, że zgodnie ze schematem zamieszczonym na rys.4.44, zmniejszenie  $(dQ_k/d\alpha)_{max}$  prowadzi do zmniejszenia stężenia i emisji  $NO_x$  w spalinach silnika, które są jednym z trudniejszych składników spalin (oprócz PM) do zmniejszenia w silnikach ZS.



Rys.4.44. Schemat przebiegu prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika ZS.

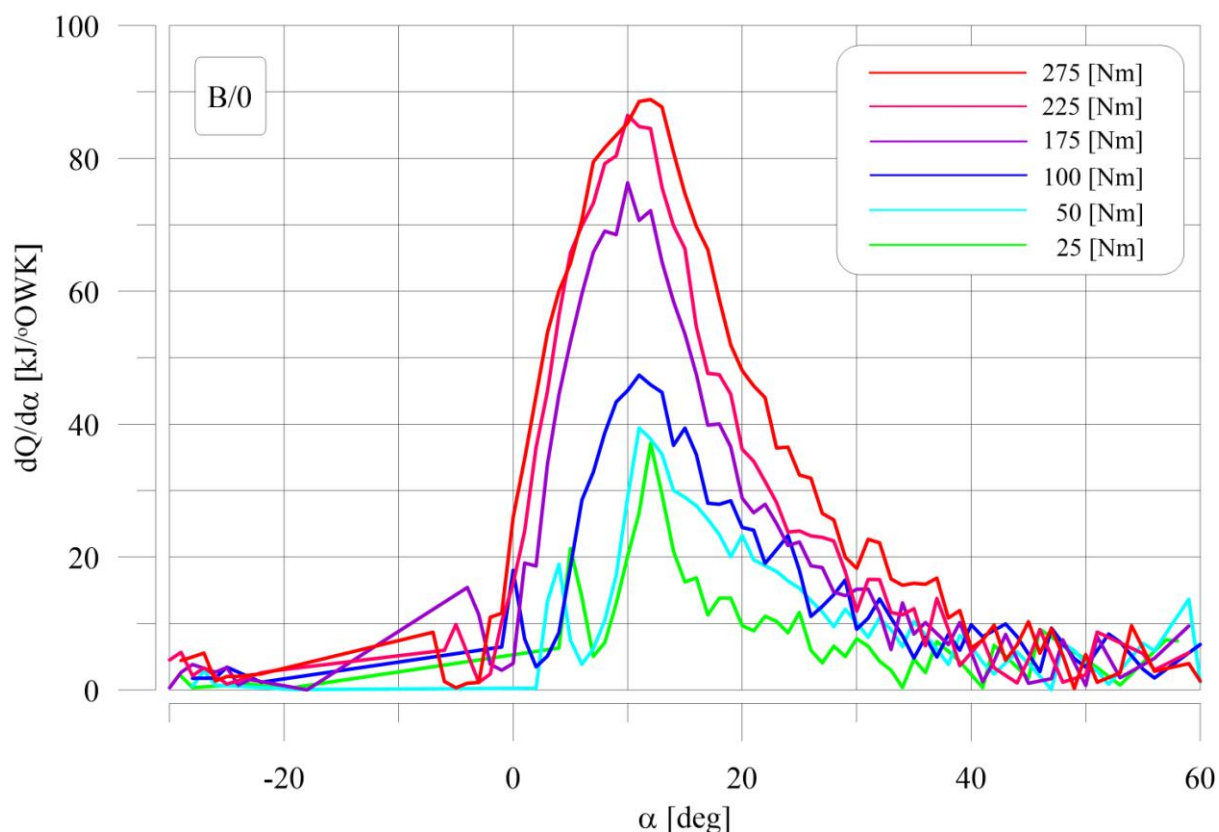
- 1 – faza prędkości spalania kinetycznego,
- 2 – faza prędkości spalania dyfuzyjnego.

Inną metodą zmniejszenia  $(dQ_k/d\alpha)_{\max}$  poprzez skrócenie opóźnienia samozapłonu ( $\tau_{sp}$ ) jest stosowanie dodatków do paliwa (które zwiększają wartość LC). Zasadniczym celem przeprowadzonych badań (paliwa z katalizatorem) jest stwierdzenie wpływu tego dodatku do paliwa na przebieg prędkości wywiązywania się ciepła.

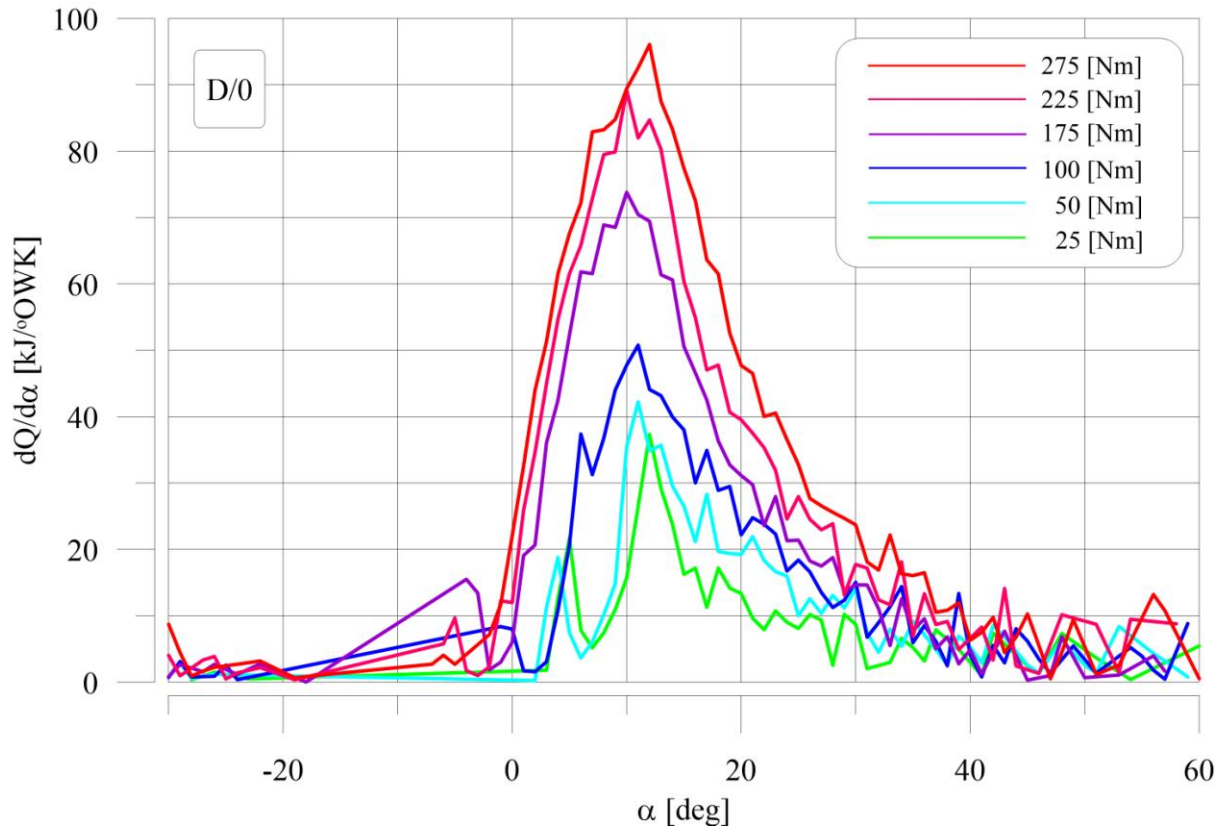
Pełny przebieg **prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika ( $dQ/d\alpha$ )** zasilanego kolejno badanymi paliwami przedstawiony został na rys.4.45 – rys.4.48.

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

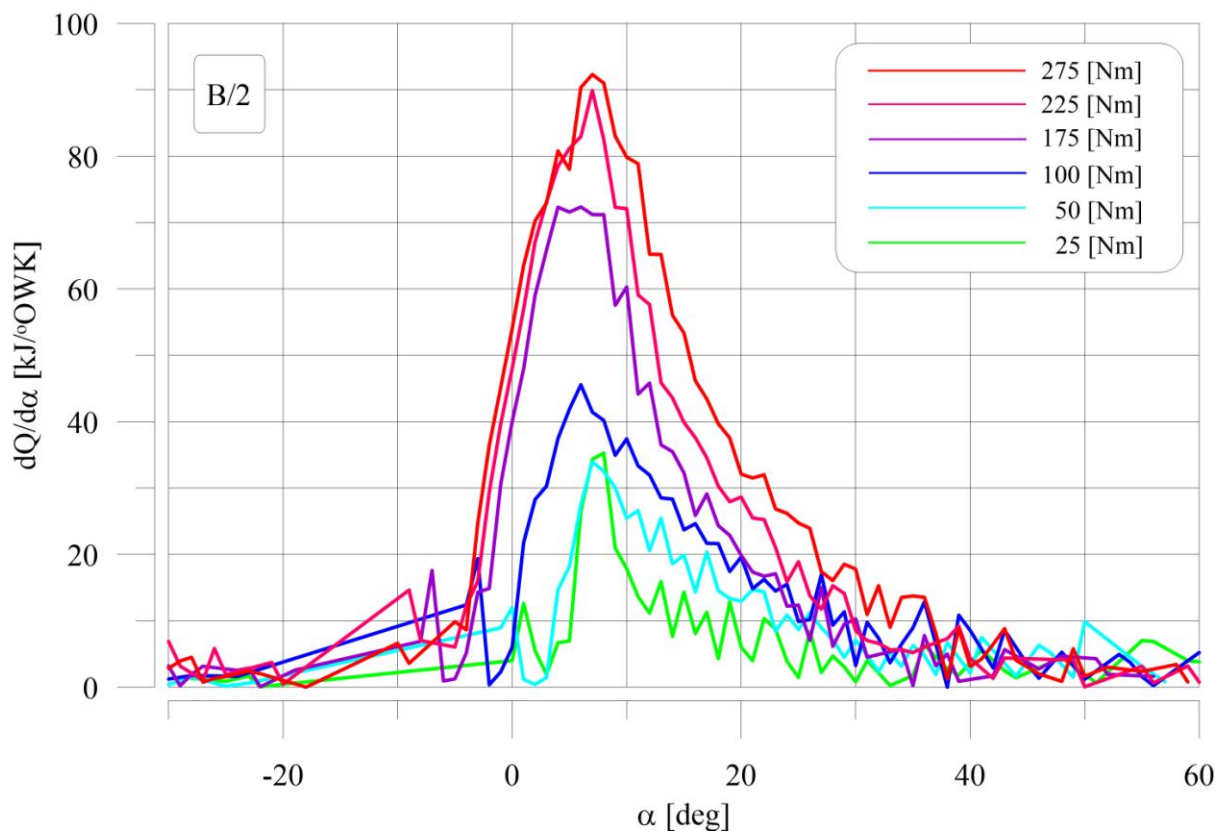
- maksymalna prędkość wywiązywania się ciepła kinetycznego  $(dQ_k/d\alpha)_{\max}$ ,
- maksymalna prędkość wywiązywania się ciepła dyfuzyjnego  $(dQ_d/d\alpha)_{\max}$ ,
- długość spalania kinetycznego ( $\alpha_{sp,k}$ ),
- długość spalania dyfuzyjnego ( $\alpha_{sp,d}$ ).



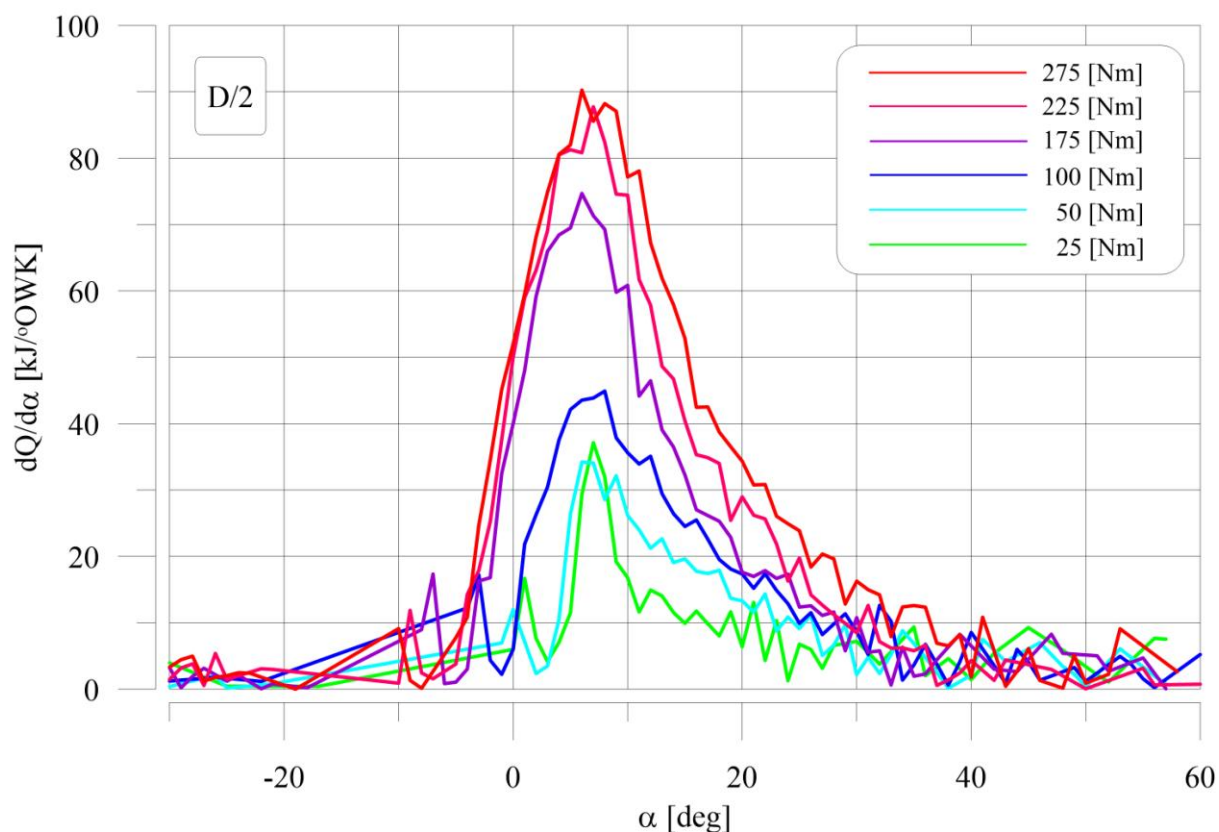
Rys.4.45. Prędkość wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika dla paliwa B/0



Rys.4.46. Prędkość wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika dla paliwa D/0

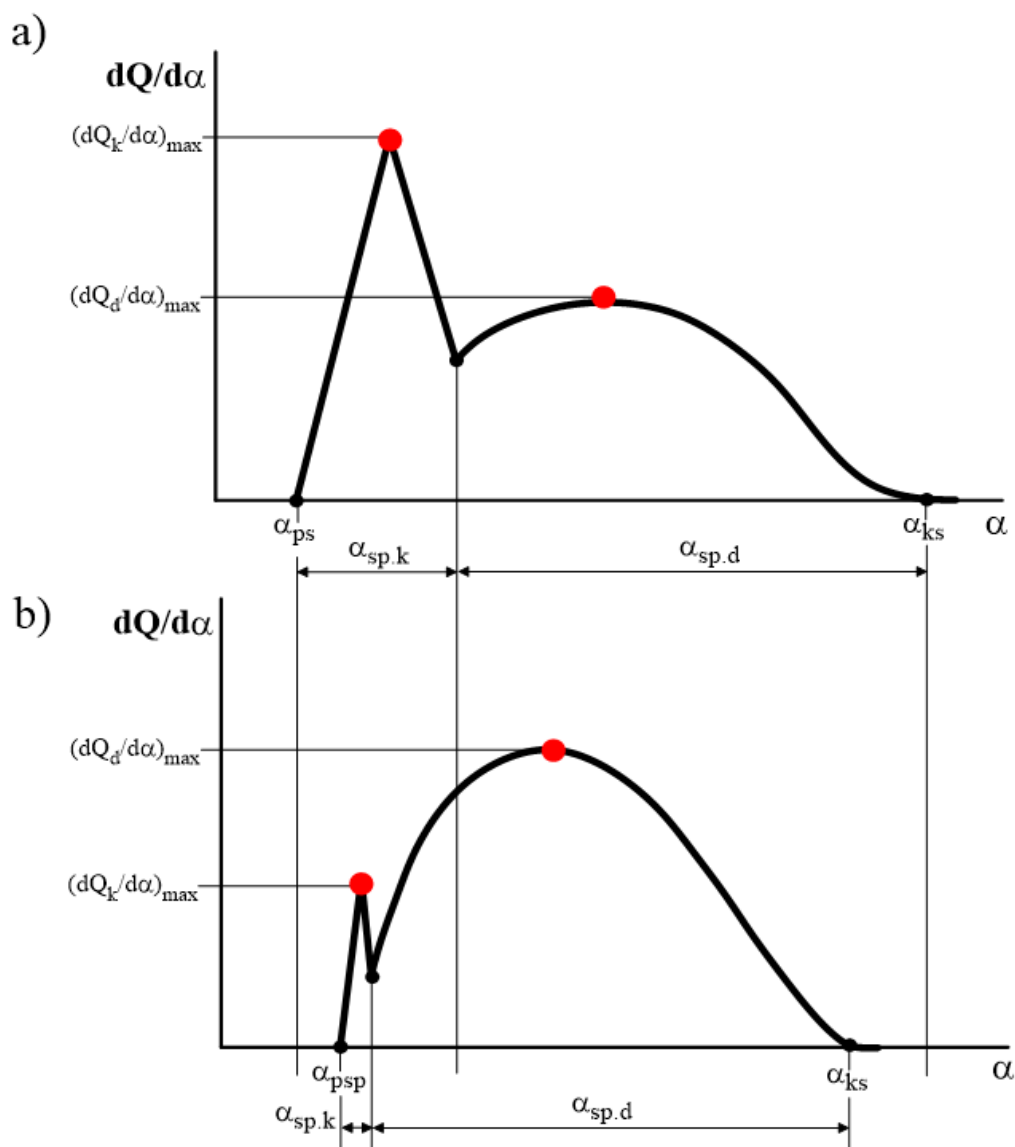


Rys.4.47. Prędkość wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika dla paliwa B/2



Rys.4.48. Prędkość wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika dla paliwa D/2

W silnikach ZS starszej generacji (z wczesnym początkiem wtrysku i bez podziału na części dawki paliwa) maksymalna prędkość spalania kinetycznego  $(dQ_k/d\alpha)_{max}$  była znacząco większa niż maksymalna prędkość spalania dyfuzyjnego  $(dQ_d/d\alpha)_{max}$ . W takiej sytuacji silniki emitowały zarówno dużo tlenków azotu jak i cząstek stałych. Zmniejszenie limitów homologacyjnych emisji  $NO_x$  i PM spowodowało wprowadzenie zmian konstrukcyjnych, regulacyjnych i paliwowych (również postprocesowych) w nowoczesnych silnikach spalinowych ZS, które to zmiany wiążą się ze zmniejszeniem maksymalnej wartości prędkości spalania kinetycznego (w celu zmniejszenia emisji  $NO_x$ ) oraz zwiększenie maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego (w celu zmniejszenia emisji PM i zadymienia spalin). Z tego powodu różnice w przebiegu prędkości wywiązywania się ciepła (w funkcji kąta OWK) dla silników ZS starszej i nowszej generacji przedstawione są schematycznie na rys.4.49.



Rys.4.49. Schemat przebiegu prędkości wywiązywania się ciepła

a - silniki generacji EURO 0 - II,

b - silniki generacji EURO IV - VI;

Z przedstawionych powyżej skrótowych informacji oraz z tematu projektu wynika, że wpływ badanego katalizatora na **maksymalną wartość prędkości wywiązywania się ciepła w fazie spalania dyfuzyjnego**  $(dQ_d/d\alpha)_{\max}$  jest istotą przedstawionych badań. Wpływ stosowanych paliw z katalizatorem (B/2 i D/2) w porównaniu do paliwa podstawowego (B/0 i D/0) na maksymalną prędkość spalania dyfuzyjnego przedstawiony został na rys.4.50 i rys.4.51.

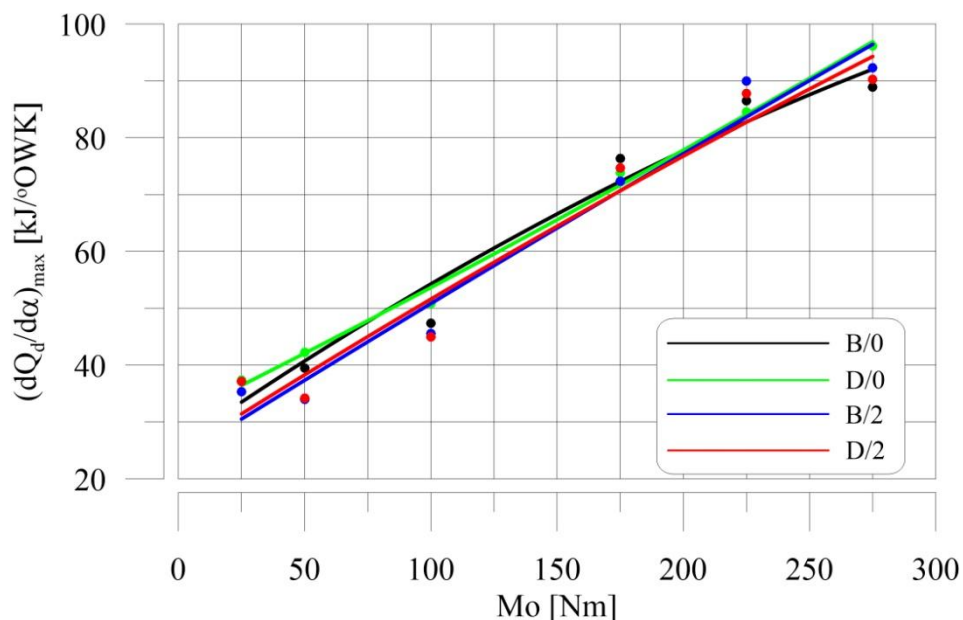
Prędkość spalania dyfuzyjnego związana jest, w praktyce, z prędkością wtryskiwanego paliwa do cylindra silnika (ponieważ ten etap spalania paliwa występuje ciągle przy dużym nadmiarze powietrza i dotyczy mieszaniny paliwowo-powietrznej, która wstępnie wymieszana została w komorze spalania w okresie opóźnienia samozapłonu). Dlatego też



kontrolując (zwiększając) prędkość wtrysku paliwa w tej fazie spalania można mieć wpływ na maksymalną prędkość spalania dyfuzyjnego  $(dQ_d/d\alpha)_{\max}$ . Jest to o tyle istotne, że wzrost dyfuzyjnej prędkości spalania paliwa prowadzi zwykle do wypalenia części powstałej już sadzy, która stanowi znaczącą część masy cząstek stałych (PM) i w bilansie ogólnym zmniejsza w efekcie zarówno emisję PM jak i zadymienie spalin.

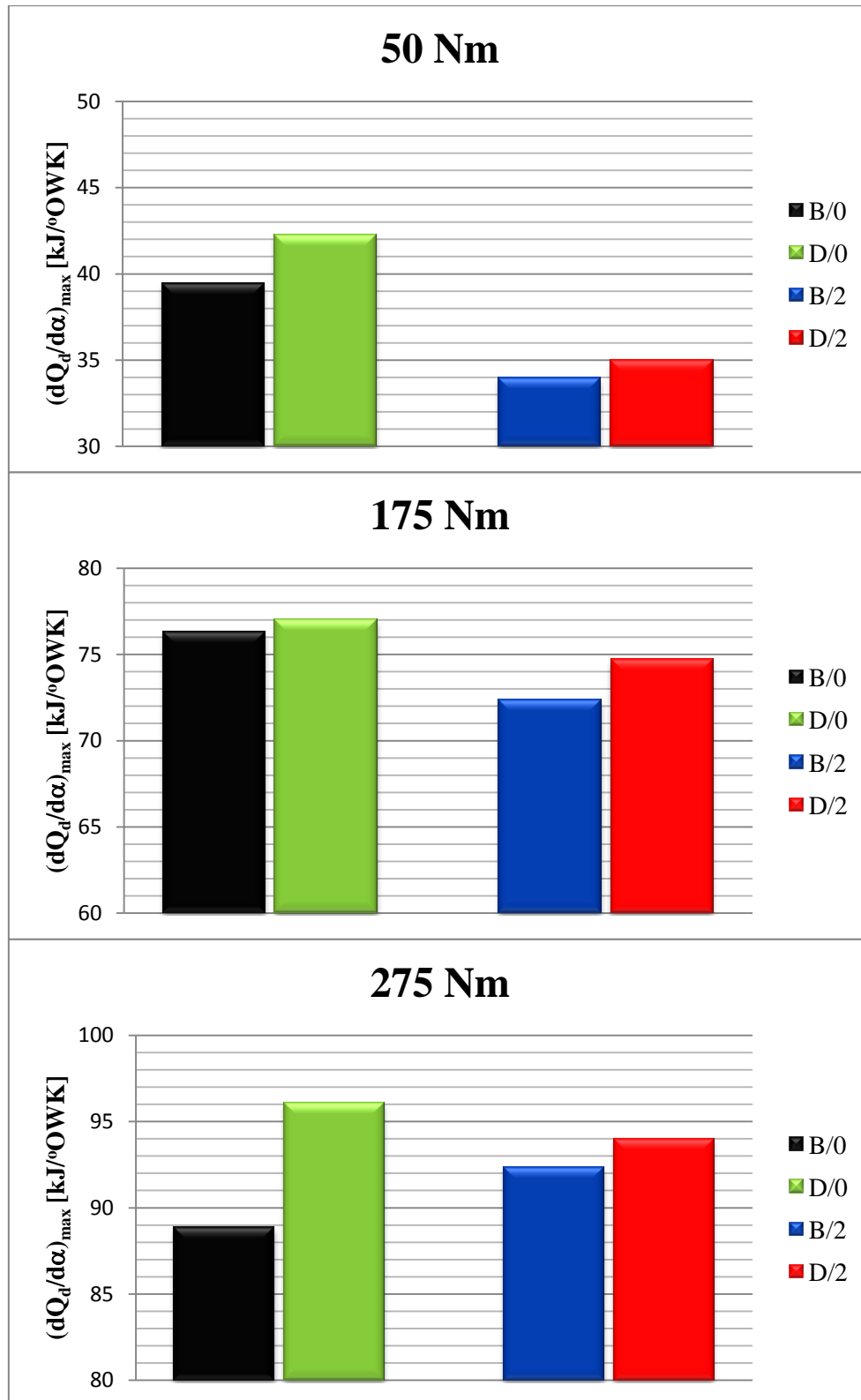
Zgodnie z często stosowaną, wstępną analizą, zwiększeniu maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego  $(dQ_d/d\alpha)_{\max}$  może towarzyszyć zmniejszenie zadymienia spalin. Zmniejszenie zadymienia spalin (D) związane jest nie tylko z maksymalną wartością prędkości spalania dyfuzyjnego, ale również z długotrwałością występowania tej fazy spalania, o czym często zapomina się podczas podstawowej analizy mechanizmu tworzenia się sadzy, która jest zasadniczą przyczyną zadymienia i emisji PM w spalinach.

Należy jednak pamiętać, że o ile zwiększenie wartości  $(dQ_d/d\alpha)_{\max}$  (np. poprzez stosowanie dodatków do paliwa) jest dobrym sposobem zmniejszenia emisji PM w spalinach silnika, o tyle wydłużenie procesu spalania w tej fazie, które prowadzi do tego samego skutku, wiąże się również z niekorzystnym wydłużeniem całego procesu spalania i niepożądanym (z punktu widzenia sprawności ogólnej silnika) przesunięciem końca spalania na późniejszy – schemat na rys.4.49. Z tego powodu stosowane dodatki do paliw powinny raczej zwiększać prędkość spalania w fazie dyfuzyjnej, niż wydłużać długotrwałość tego etapu spalania. Wartości parametru określającego **długotrwałość spalania dyfuzyjnego** ( $\alpha_{sp,d}$ ) przedstawiono na rys.4.52 i rys.4.53.

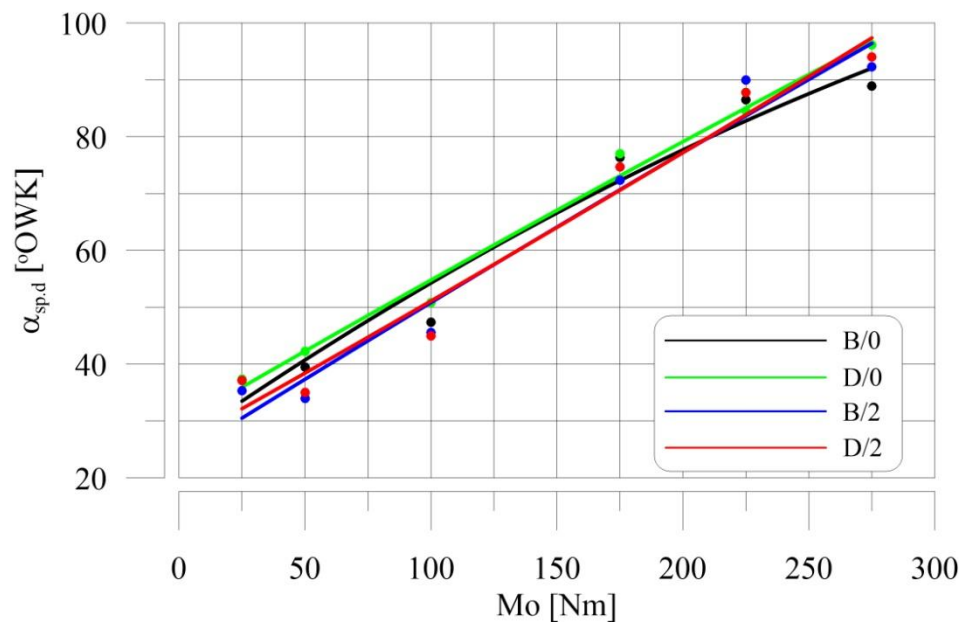


Rys.4.50. Przebieg maksymalnej prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika w fazie spalania dyfuzyjnego w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika

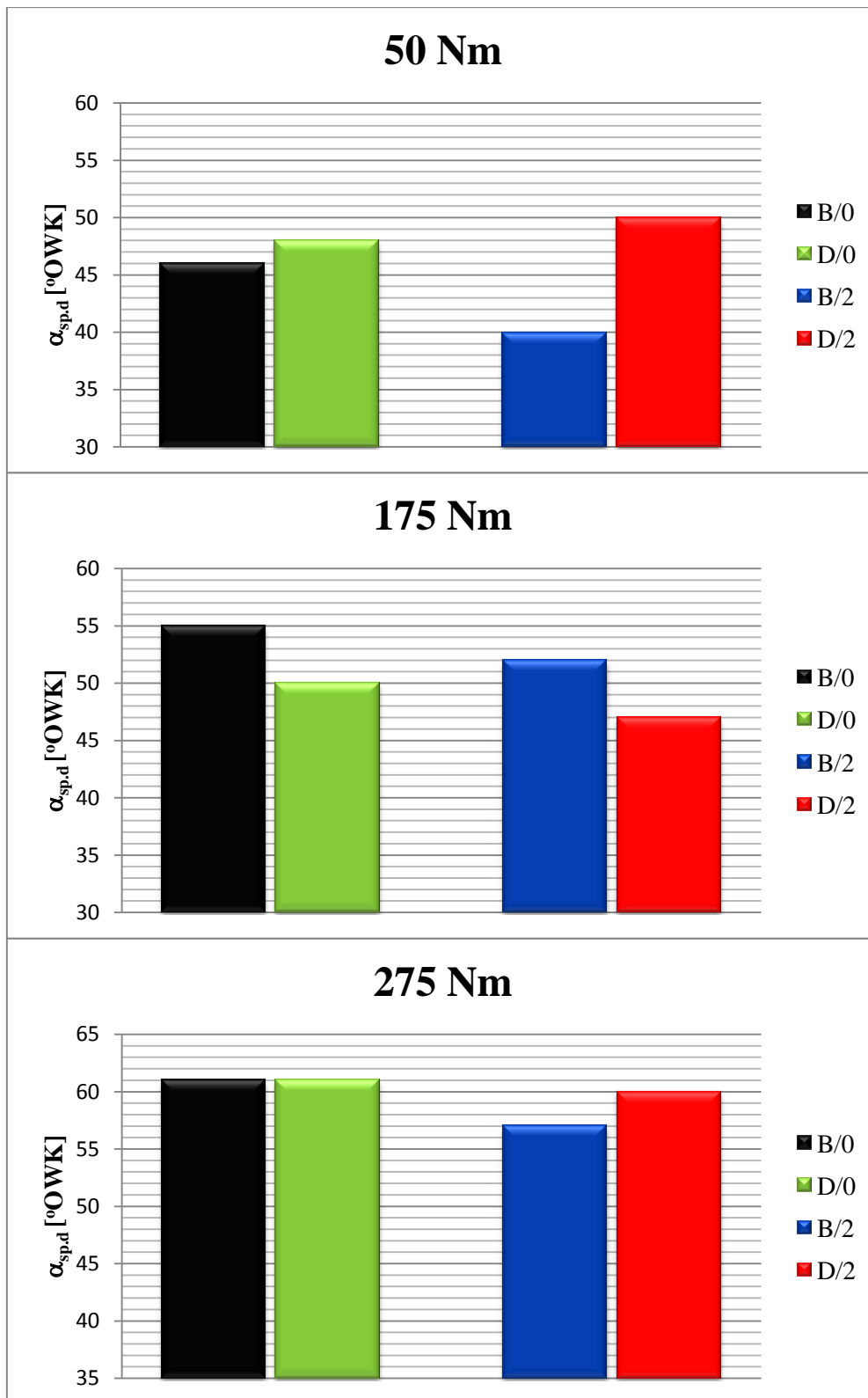




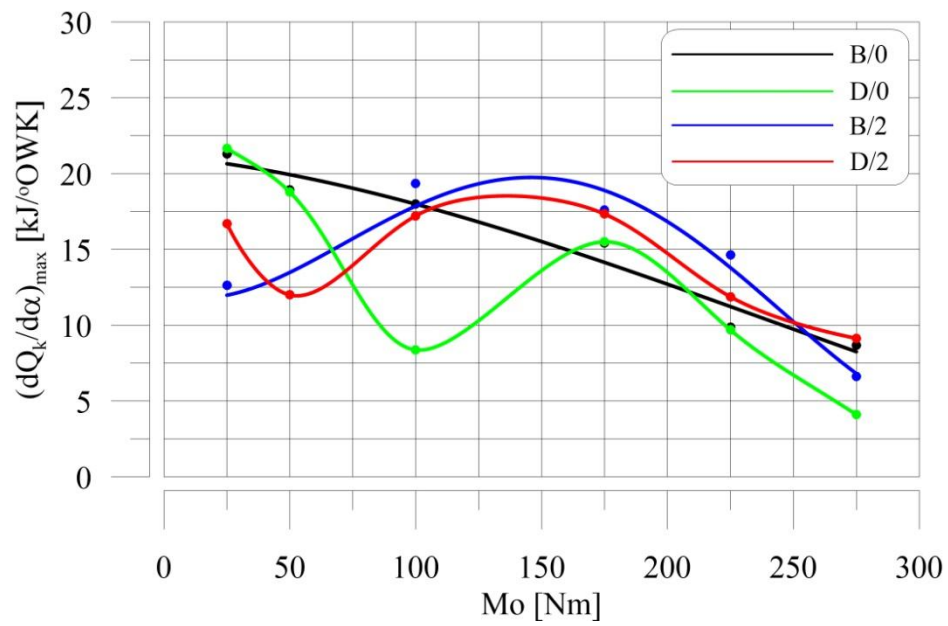
Rys.4.51. Maksymalna prędkość wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika w fazie spalania dyfuzyjnego w wybranych punktach pracy silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika



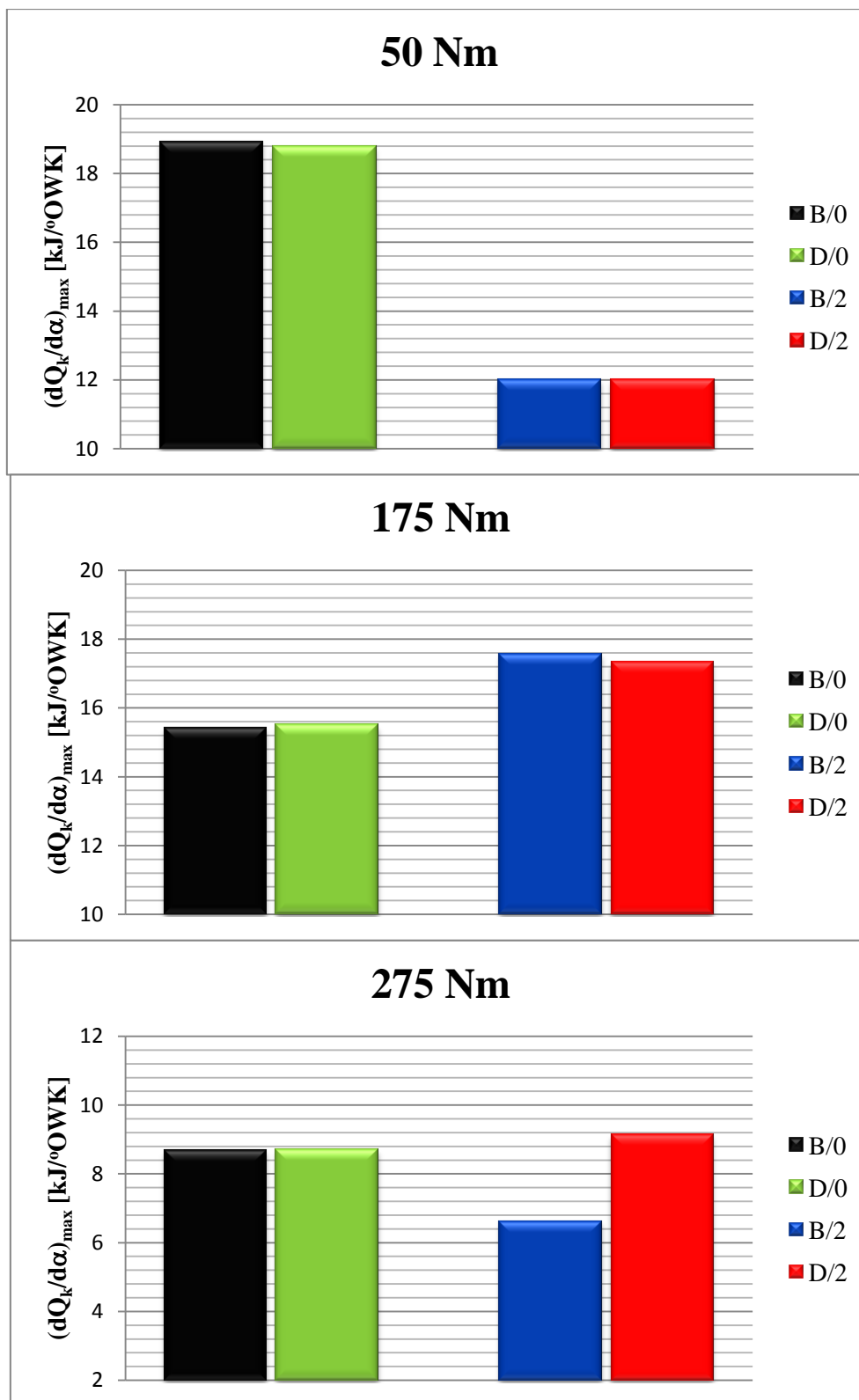
Rys.4.52. Przebieg długotrwałości spalania dyfuzyjnego w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika



Rys.4.53. Długostrwość spalania dyfuzyjnego w wybranych punktach pracy silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika



Rys.4.54. Przebieg maksymalnej prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika w fazie spalania kinetycznego w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika



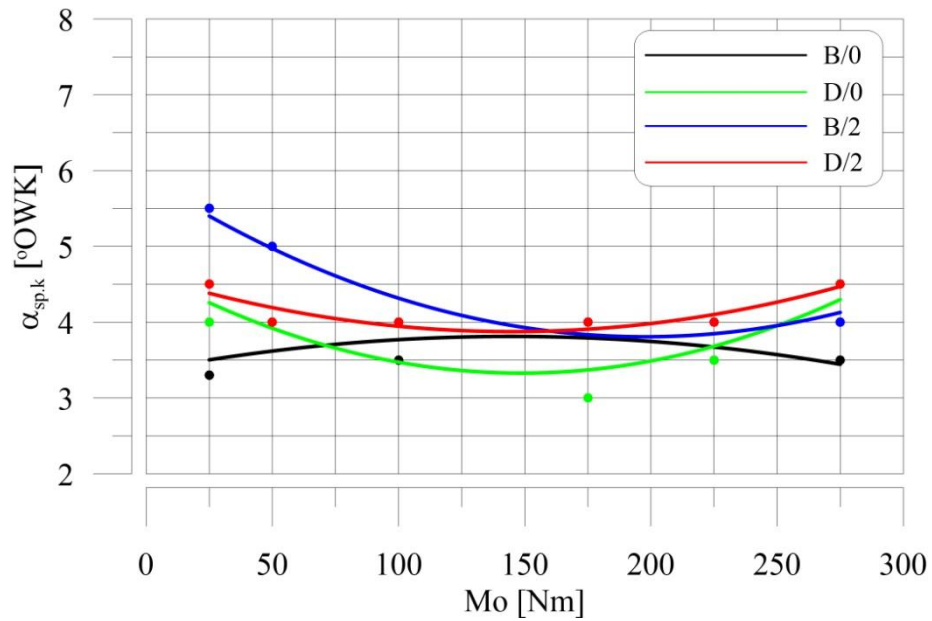
Rys.4.55. Maksymalna prędkość wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika w fazie spalania kinetycznego w wybranych punktach pracy silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika

Z danych przedstawionych na rys. 4.54 i rys.4.55 wynika, że ilościowy przebieg zmian  $(dQ_k/d\alpha)_{\max}$  dla analizowanych paliw (dla wszystkich obciążeń silnika) odpowiada zarówno przebiegowi zmian opóźnienia samozapłonu ( $\tau_{sp}$ ), maksymalnej prędkości narastania ciśnienia w cylindrze silnika  $(dp/d\alpha)_{\max}$ , maksymalnemu ciśnieniu spalania ( $p_{s,\max}$ ) i oczywiście stężeniu tlenków azotu ( $NO_x$ ) w spalinach silnika.

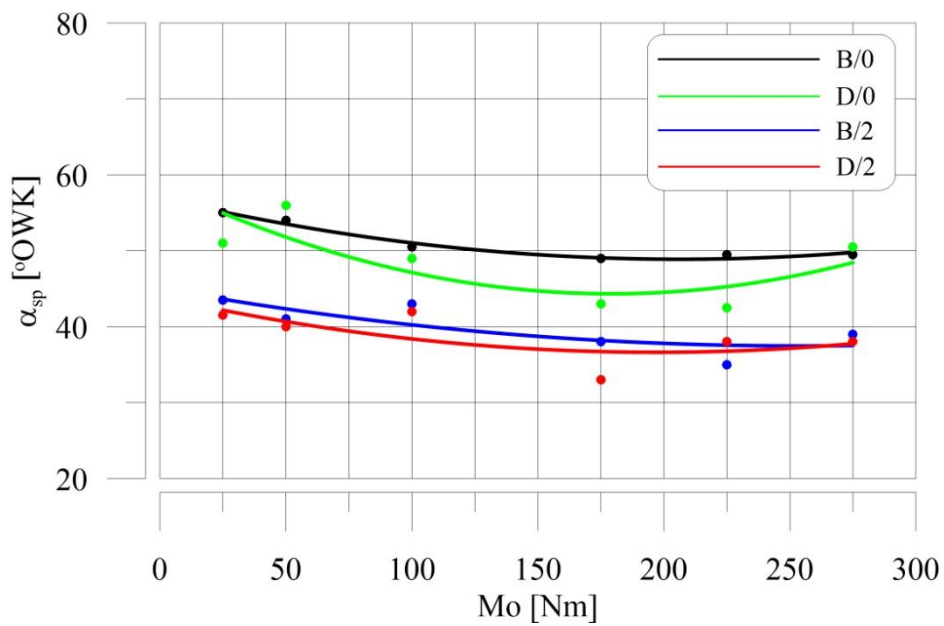
Kolejny raz należy podkreślić, że różne parametry, mierzone różnymi metodami i w różnych etapach procesu napełniania, spalania i wylotu spalin, znakomicie korelują pomiędzy zjawiskami związanymi ze stosowaniem badanych paliw. Należy pamiętać, że parametry typu np. godzinowe zużycie paliwa ( $G_{pal}$ ), temperatura spalin ( $t_{sp}$ ), 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, który (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.  $G_{pal}$ ,  $t_{sp}$ ,  $p_d$ ) 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 stosowanych paliw nie są przypadkowe, a wynikają wprost z jakości i ilości dodatku katalizatora do paliwa.

W czasie badań stwierdzono, że maksymalna prędkość spalania kinetycznego jest bardzo podobna dla wszystkich badanych paliw. Z tego też powodu stężenie tlenków azotu w spalinach silnika również jest praktycznie takie samo dla wszystkich badanych paliw dla odpowiednich nastaw silnika. Przedstawia to rys.4.28 i rys.4.29.

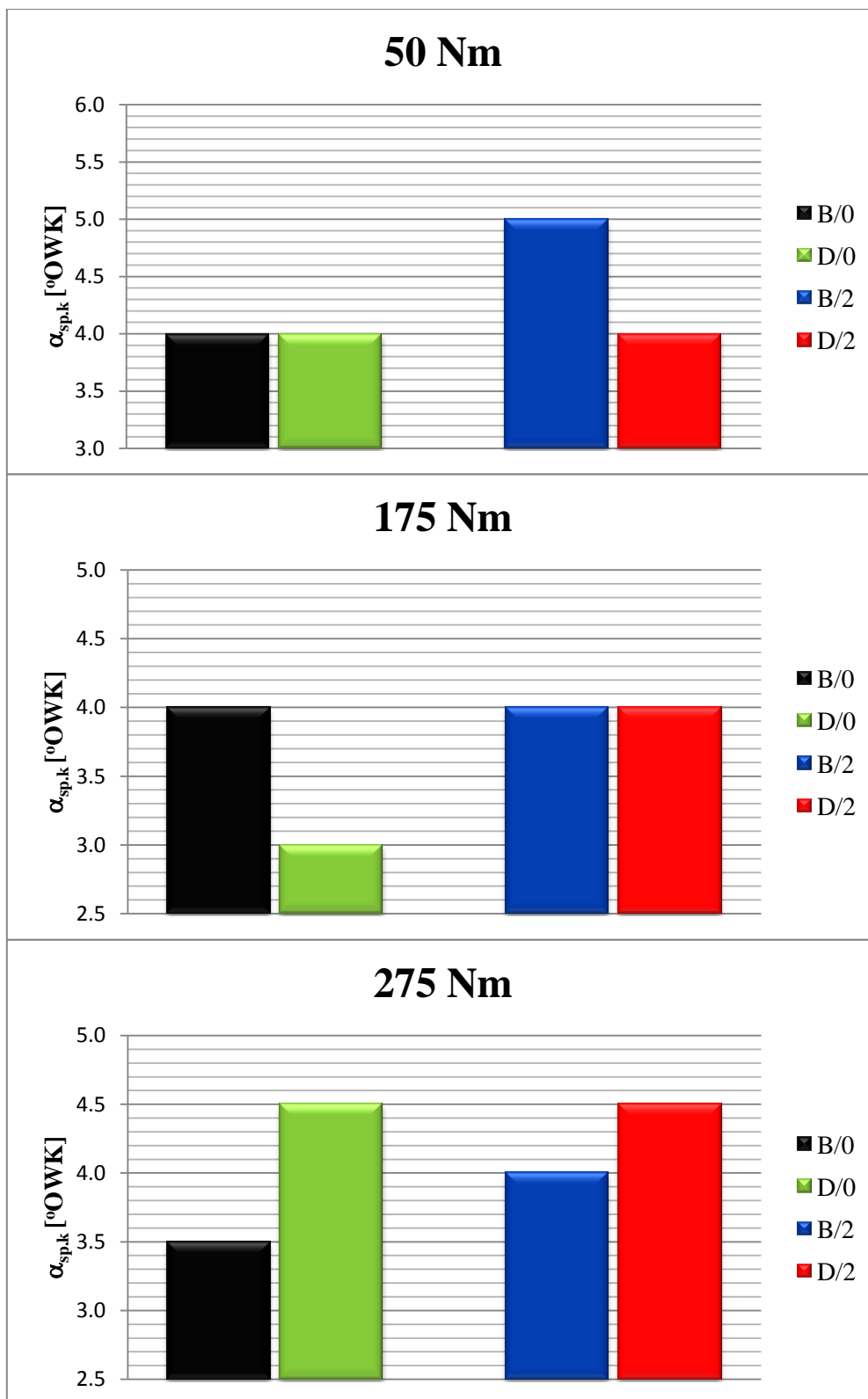
Z punktu widzenia sprawności ogólnej pracy silnika  $\eta_o$  ważne jest, aby długość spalania  $\alpha_{sp}$  nie była zbyt długa, ponieważ niekorzystnie wpływa to na godzinowe zużycie paliwa. Z rys.4.57 i rys.4.59 wynika, że przy wcześniejszym początku wtrysku paliwa (o 2°OWK) koniec spalania  $\alpha_{ks}$  jest wcześniejszy dla paliwa z katalizatorem w całym zakresie obciążenia silnika. Jest to oczywiście zjawisko korzystne. Może jednak okazać się, że zmiany maksymalnej wartości prędkości spalania dyfuzyjnego jak i końca spalania są zbyt małe, aby przyniosły jakiegokolwiek efekty użytkowe.



Rys.4.56. Przebieg długotrwałości spalania kinetycznego w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika

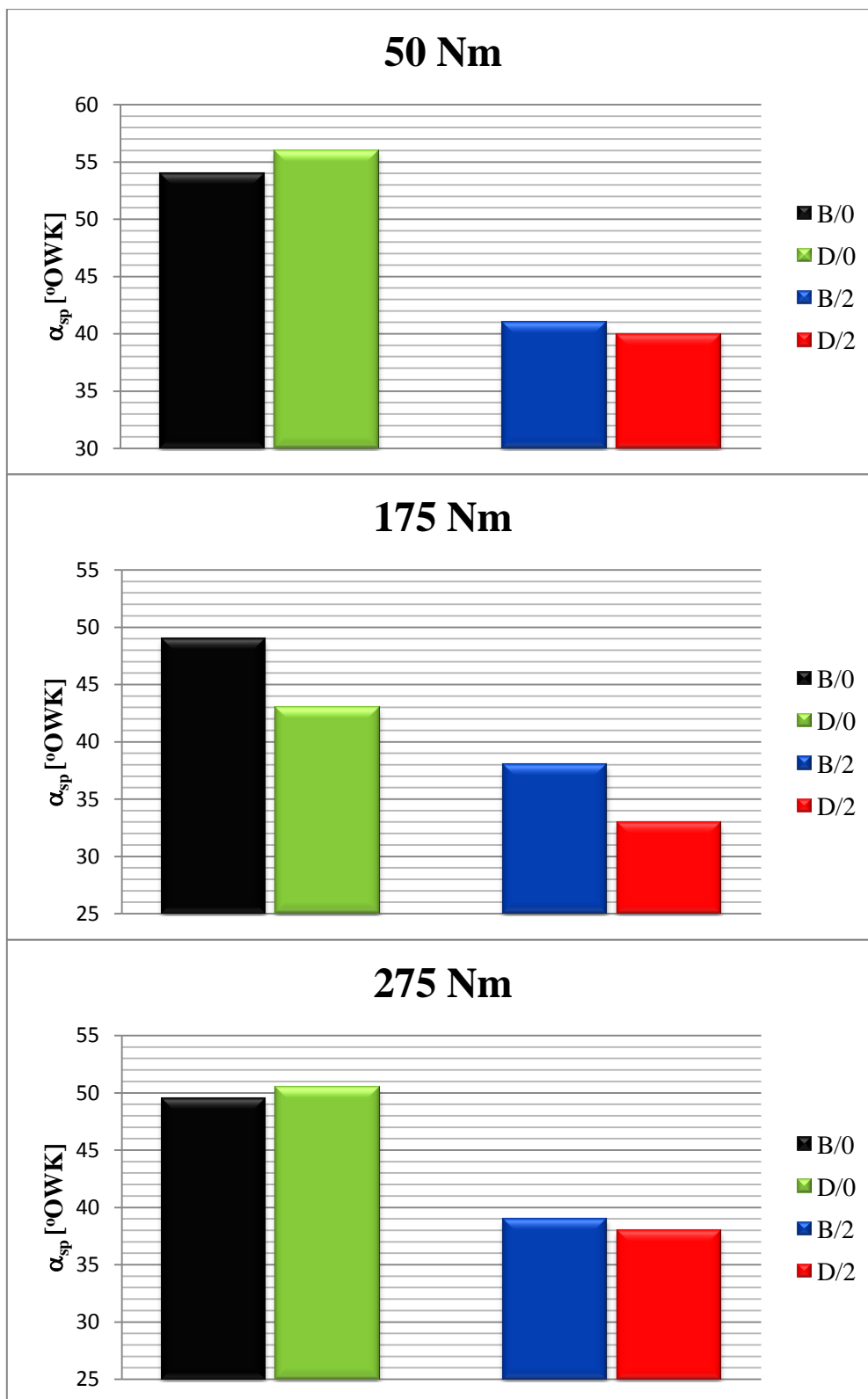


Rys.4.57. Przebieg długotrwałości spalania w funkcji obciążenia silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika



Rys.4.58. Długotrwałość spalania kinetycznego w wybranych punktach pracy silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika





Rys.4.59. Długostrwość spalania w wybranych punktach pracy silnika dla badanych paliw i trybów pracy silnika

W oparciu o przedstawione wyniki badań należy stwierdzić, że podczas analizy prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika nie można skupić się wyłącznie na maksymalnej wartości prędkości spalania kinetycznego (w odniesieniu np. do stężenia  $\text{NO}_x$  w spalinach) oraz na maksymalnej wartości spalania dyfuzyjnego (w odniesieniu do emisji PM i zadymienia spalin), ale również należy uwzględnić długość spalania w fazie kinetycznej i dyfuzyjnej. Dopiero uwzględnienie wartości wszystkich tych parametrów pozwala w pełni na zrozumienie mechanizmów szybkozmiennych procesów zachodzących w cylindrze tłokowego silnika spalinowego. Przy czym należy pamiętać, że wydłużenie dyfuzyjnej części spalania działa w dwójnasób: z jednej strony zmniejszając zadymienie i emisję cząstek stałych w spalinach silnika zwiększa jednocześnie straty energii (która powinna być wykorzystana na przyrost energii wewnętrznej czynnika roboczego i wykonanie pracy technicznej) związane z wylotem spalin. Zatem zmiany parametrów konstrukcyjnych, regulacyjnych i paliwowych w celu zmniejszenia emisji  $\text{NO}_x$  i PM powinny bazować, przede wszystkim, na zmniejszeniu maksymalnej wartości prędkości spalania kinetycznego i wzroście maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego, a nie na zmianie długości tych etapów procesu spalania.

Potwierdza to, że stosowanie katalizatora do paliwa wymaga zarówno zmiany i/lub konstrukcji, regulacji silnika, jak i dostosowania ilości/składu chemicznego katalizatora do paliwa. Zoptymalizowanie tego procesu wymaga dalszych badań w Laboratorium Silników Spalinowych.

## 5. WNIOSKI

Przeprowadzone badania upoważniają do przedstawienia następujących, najważniejszych wniosków, dotyczących porównania wpływu badanych paliw (D/0 i D/2) w odniesieniu do paliwa podstawowego (B/0 i B/2):

- 1) Stosowanie dodatku katalizatora do paliwa w ilości 0,01% (V/V) nie przynosi żadnych istotnych efektów użytkowych w sensie zmiany zarówno parametrów procesu przebiegu wywiązywania się ciepła, jak i tym bardziej, składu spalin i godzinowego zużycia paliwa.
- 2) Stosowanie dodatku katalizatora do paliwa w ilości 0,02% (V/V), przy zmianie kąta początku wtrysku paliwa na wcześniejszy o 2°OWK, w odniesieniu do nastaw fabrycznych, prowadzi do stwierdzenia następujących zmian w procesie spalania i parametrach eksploatacyjnych pracy silnika:
  - stosowany w badaniach katalizator, niezależnie od obciążenia silnika, powoduje przyspieszenie początku samozapłonu paliwa  $\alpha_{psp}$ . Wpływa to pośrednio na średnią prędkość spalania  $dQ/d\alpha$ , jak i na maksymalną prędkość spalania kinetycznego  $(dQ_k/d\alpha)_{max}$  oraz dyfuzyjnego  $(dQ_d/d\alpha)_{max}$ ,
  - przeprowadzone badania jednoznacznie wskazują na istnienie wpływu stosowanego katalizatora do paliwa na przebieg procesu spalania, co wynika również z przedstawionych wartości prędkości spalania. W praktyce często zdarza się, że stwierdzone oddziaływanie na proces spalania jest zbyt małe, aby pozyskiwać znaczące zmiany parametrów energetycznych i składu spalin silnika, co nie znaczy jednak, że oddziaływania tego nie ma. Wymaga to optymalizacji stosowanego katalizatora i/lub regulacji i/lub konstrukcji silnika. Istotny może być również sposób badań/eksploatacji silnika – charakterystyka obciążeniowa – test ESC,
  - jednoznacznie stwierdzono, że dodatek badanego katalizatora do paliwa zwiększa maksymalną prędkość spalania dyfuzyjnego  $(dQ_d/d\alpha)_{max}$ , co powoduje (przy wcześniejszym początku wtrysku paliwa o 2°OWK) zmniejszenie wówczas zadymienia spalin w całym zakresie obciążenia silnika (prawdopodobnie również emisji PM).
- 3) Sugerowane dalsze badania dotyczą:
  - zwiększenia intensywności działania stosowanego katalizatora do paliwa, poprzez zmiany parametrów konstrukcyjnych i/lub regulacyjnych i/lub składu i/lub ilości katalizatora do paliwa,
  - zmiany katalizatora do paliwa,
  - zmiany testu badawczego, uwzględniającego pomiar emisji w [g/kWh] CO, THC, NO<sub>x</sub> i PM (zamiast zadymienia spalin),

- pomiar wpływu stosowanego katalizatora do paliwa na efekt zakoksowania rozpylaczy paliwa,
- analiza wpływu stosowanego katalizatora do paliwa na szybkozmienny proces wtrysku, samozapłonu i spalania paliwa (wizualizacja wtrysku i spalania paliwa w cylindrze silnika).

## Stosowane symbole i oznaczenia

$(dp/d\alpha)_{\max}$	– prędkość narastania ciśnienia,
$(dQ_d/d\alpha)_{\max}$	– maksymalna prędkość spalania dyfuzyjnego,
$(dQ_k/d\alpha)_{\max}$	– maksymalna prędkość spalania kinetycznego,
$dQ/d\alpha$	– prędkość wywiązywania się ciepła,
EGR	– Exhaust Gas Recirculation – układ recyrkulacji spalin,
$g_e$	– jednostkowe zużycie paliwa,
GMP	– górne martwe położenie tłoka,
$G_{\text{pal}}$	– godzinowe zużycie paliwa,
kąt OWK	– kąt obrotu wału korbowego,
LC	– liczba cetanowa paliwa,
$M_o$	– moment obrotowy silnika,
$m_{\text{pal}}$	– jednostkowa masa paliwa,
$m_{\text{pow}}$	– jednostkowa masa powietrza,
$n$	– prędkość obrotowa silnika,
$\eta_c$	– sprawność cieplna silnika,
$\eta_m$	– sprawność mechaniczna silnika,
$\eta_o$	– sprawność ogólna silnika,
$p_d$	– ciśnienie doładowania,
PM	– Particulate Matter – cząstki stałe,
$p_{s.\max}$	– maksymalne ciśnienie spalania,
ZI	– silnik z zapłonem iskrowym,
ZS	– silnik z zapłonem samoczynnym,
$\alpha_{ps.\max}$	– kąt występowania maksymalnego ciśnienia spalania,
$\alpha_{\text{psp}}$	– kąt początku samozapłonu paliwa,
$\alpha_{\text{pw}}$	– kąt początku wtrysku paliwa,
$\alpha_{\text{sp}}$	– długość spalania,
$\alpha_{\text{sp.d}}$	– długość spalania dyfuzyjnego,
$\alpha_{\text{sp.k}}$	– długość spalania kinetycznego,
$\lambda$	– współczynnik nadmiaru powietrza,
$\tau_{\text{sp}}$	– opóźnienie samozapłonu paliwa.

## Załączniki

- 1) karty pomiarowe dla paliwa B/0,
- 2) karty pomiarowe dla paliwa D/0,
- 3) karty pomiarowe dla paliwa B/2,
- 4) karty pomiarowe dla paliwa D/2.





























