

Krystian WILK, Jarosław KOBRYŃ

## **ANALIZA ZREDUKOWANYCH BEZWYMIAROWYCH TEMPERATUR CHARAKTERYZUJĄCYCH PROCES SPALANIA W SILNIKU FIAT 1100 MPI**

**Streszczenie.** W pracy przeanalizowano zmiany zredukowanych bezwymiarowych temperatur; maksymalnej i średniej, charakteryzujących proces spalania, które obliczono z modelu dwustrefowego. Wykorzystano wyniki badań laboratoryjnych silnika Fiat 1100 MPI, głównie wyniki pomiarów ciśnienia indykowanego.

## **ANALYSIS OF REDUCED DIMENSIONLESS TEMPERATURES CHARACTERIZING COMBUSTION PROCESS IN A CAR ENGINE FIAT 1100 MPI**

**Summary.** In the work analysed changes of maximum and average reduced dimensionless temperatures, characterising combustion process, that were calculated from two-zone model. Laboratory test results of a Fiat 1100 MPI were used, mainly indicated pressure measures.

### **1. WPROWADZENIE**

Najważniejszym procesem termodynamicznym zachodzącym w silniku jest proces spalania paliwa. Jest to proces bardzo skomplikowany i nadal niewystarczająco poznany.

Najczęściej za charakterystyczne parametry procesu spalania przyjmuje się ciśnienie indykowane i temperaturę spalania. Z uwagi na duże trudności pomiaru temperatury, głównie ze względu na duży stopień skomplikowania przebiegu procesu spalania, opisujące ją badania modelowe są główną podstawą analizy.

## 2. ANALIZOWANE POSTACIE ZREDUKOWANYCH BEZWYMIAROWYCH TEMPERATUR

Przeprowadzono analizę maksymalnej  $T_{bmax}$  i średniej  $T_{\acute{s}rd}$  temperatury, w jednym cyklu, które obliczono z wykorzystaniem modelu dwustrefowego.

Do analizy procesu spalania wybrano bezwymiarowe postacie temperatur, uzależniając je od rodzaju paliwa (temperatury kalorymetrycznej paliwa  $T_{kal}$ ) i temperatury odniesienia  $T_o$ , które następnie określono wzorując się na pracy [2] jako:

$$\theta_{max} = \frac{T_{bmax} - T_o}{T_{kal} - T_o} \quad (1)$$

$$\theta_{\acute{s}r} = \frac{T_{\acute{s}rd} - T_o}{T_{kal} - T_o} \quad (2)$$

$$T_{\acute{s}rd} = \frac{1}{\varphi_k - \varphi_o} \int_{\varphi_o}^{\varphi_k} T_{\acute{s}r}(\tau) d\varphi, \quad (3)$$

gdzie:

$\varphi_o$  – czas początku spalania [s],

$\varphi_k$  – czas końca spalania [s],

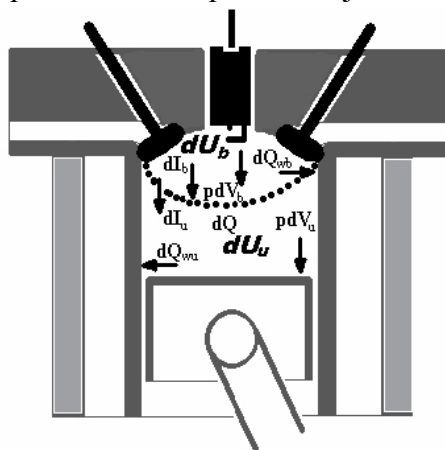
$T_{\acute{s}r}$  – chwilowa średnia temperatura w cylindrze [K].

Chwilowe temperatury: maksymalną i średnią obliczono z modelu dwustrefowego spalania na podstawie pomiarów ciśnienia indykowanego oraz innych parametrów charakteryzujących warunki brzegowe.

## 3. DWUSTREFOWY MODEL SPALANIA

W obliczeniach wykorzystano znaną postać dwustrefowego modelu spalania [1]. Model ten był już wielokrotnie wykorzystywany do oceny procesu spalania w silnikach ZI oraz silnikach ZS.

Zakłada on podział komory spalania na dwie strefy oddzielone od siebie nieskończenie cienkim frontem płomienia (rys. 1). W poszczególnych strefach wartości temperatur są jednorodne, temperatura frontu płomienia jest równa temperaturze spalin.



Rys. 1. Schemat założeń do dwustrefowego modelu spalania  
Fig. 1. The scheme of 2-zone model

Model tworzą równania dla elementarnego kąta  $d\varphi$  obrotu wału korbowego:

- bilans energii strefy niespalonej (mieszanki):

$$\frac{dQ}{d\varphi} = \frac{dU_u}{d\varphi} + \frac{dI_u}{d\varphi} + \frac{pdV_u}{d\varphi} + \frac{dQ_{wu}}{d\varphi} \quad (4)$$

- bilans energii frontu spalania:

$$\frac{dI_u}{d\varphi} = \frac{dI_b}{d\varphi} + \frac{dQ}{d\varphi} \quad (5)$$

- bilans energii strefy spalonej (spalin):

$$\frac{dI_b}{d\varphi} = \frac{dU_b}{d\varphi} + \frac{pdV_b}{d\varphi} + \frac{dQ_{wb}}{d\varphi} \quad (6)$$

- termiczne równania stanu stref:

$$pV_u = m_u R_u T_u \quad (7)$$

$$pV_b = m_b R_b T_b \quad (8)$$

- równania bilansu substancji i objętości:

$$m = m_u + m_b \quad (9)$$

$$V_i = V_u + V_b \quad (10)$$

- stopień wypalenia ładunku:

$$x = \frac{m_b}{m} \quad (11)$$

- stopień wyzwolenia energii chemicznej zawartej w paliwie:

$$y = x \left( 1 - \frac{W_{db}}{W_{du}} \right) \quad (12)$$

- energia cieplna odprowadzona do ścianek komory spalania:

$$\frac{dQ_w}{d\varphi} = \frac{dQ_{wu}}{d\varphi} + \frac{dQ_{wb}}{d\varphi}, \quad (13)$$

gdzie:

$m$  – masa ładunku znajdującego się w cylindrze silnika [kg],

$m_b$  – masa ładunku znajdującego się w strefie spalin [kg],

$m_u$  – masa ładunku znajdującego się w strefie mieszanki [kg],

$I_b$  – pełna (fizyczna i chemiczna) entalpia w strefie spalin [J],

$I_u$  – pełna (fizyczna i chemiczna) entalpia w strefie mieszanki [J],

$p$  – ciśnienie indykowane [Pa],

$Q$  – energia cieplna dopływająca do strefy mieszanki [J],

$Q_{wb}$  – energia cieplna odprowadzona do ścianek komory spalania w strefie spalin [J],

$Q_{wu}$  – energia cieplna odprowadzona do ścianek komory spalania w strefie mieszanki [J],

$R_b$  – indywidualna stała gazowa spalin [J/kgK],

$R_u$  – indywidualna stała gazowa mieszanki [J/kgK],

$T_b$  – temperatura w strefie spalin [K],

$T_u$  – temperatura w strefie mieszanki [K],

$U_b$  – energia wewnętrzna strefy spalin [J],

$U_u$  – energia wewnętrzna strefy mieszanki [J],

$V_b$  – chwilowa objętość strefy spalin [m<sup>3</sup>],

$V_i$  – chwilowa objętość komory spalania [m<sup>3</sup>],

$V_u$  – chwilowa objętość strefy mieszanki [m<sup>3</sup>],

$W_{db}$  – wartość opałowa paliwa strefy spalin [J/kg],

$W_{du}$  – wartość opałowa paliwa strefy mieszanki [J/kg],

$x$  – stopień wypalenia ładunku [-],  
 $y$  – stopień wyzwolenia energii chemicznej zawartej w paliwie [-].

Przyjęto adiabatyczny front płomienia, w którym nie następuje przepływ energii cieplnej między strefami  $dQ=0$ . Mieszanekę i spaliny traktujemy jako gazy półdoskonałe. Energię chemiczną mieszanki i spalin (niespalonych zupełnie) wyrażono za pomocą wartości opałowej. Przyjęto brak zanieczyszczeń ładunku w cylindrze spalinami pochodzącymi z poprzedniego cyklu pracy silnika.

Pełną (fizyczną i chemiczną) entalpię i energię wewnętrzną ładunku i spalin przyjęto jako:

$$u_u = W_{du} + c_{vu} \int_{T_o}^{T_u} (T_u - T_o) - R_u T_o \quad (14)$$

$$u_b = W_{db} + c_{vb} \int_{T_o}^{T_b} (T_b - T_o) - R_b T_o \quad (15)$$

$$i_u = W_{du} + c_{pu} \int_{T_o}^{T_u} (T_u - T_o) \quad (16)$$

$$i_b = W_{db} + c_{pb} \int_{T_o}^{T_b} (T_b - T_o), \quad (17)$$

gdzie:

$c_{pb}$  – właściwa pojemność cieplna (ciepło właściwe) przy stałym ciśnieniu strefy spalin [J/kgK],

$c_{pu}$  – właściwa pojemność cieplna (ciepło właściwe) przy stałym ciśnieniu strefy mieszanki [J/kgK],

$c_{vb}$  – właściwa pojemność cieplna (ciepło właściwe) przy stałej objętości strefy spalin [J/kgK],

$c_{vu}$  – właściwa pojemność cieplna (ciepło właściwe) przy stałej objętości strefy mieszanki [J/kgK],

$i_b$  – pełna (fizyczna i chemiczna) entalpia właściwa strefy spalin [J/kg],

$i_u$  – pełna (fizyczna i chemiczna) entalpia właściwa strefy mieszanki [J/kg],

$T_o$  – temperatura odniesienia [K],

$u_b$  – energia wewnętrzna właściwa strefy spalin [J/kg],

$u_u$  – energia wewnętrzna właściwa strefy mieszanki [J/kg].

Wyznaczono różniczki:

$$dU_u = [c_{vu} \int_{T_o}^{T_u} dT_u + (T_u - T_o)dc_{vu}](1-x)m - [W_{du} + c_{vu} \int_{T_o}^{T_u} (T_u - T_o) - R_u T_o]mdx \quad (18)$$

$$dU_b = [c_{vb} \int_{T_o}^{T_b} dT_b + (T_b - T_o)dc_{vb} + dW_{db}]xm + [W_{db} + c_{vb} \int_{T_o}^{T_b} (T_b - T_o) - R_b T_o]mdx \quad (19)$$

$$dI_u = [W_{du} + c_{pu} \int_{T_o}^{T_u} (T_u - T_o)](-mdx) \quad (20)$$

$$dI_b = [W_{db} + c_{pb} \int_{T_o}^{T_b} (T_b - T_o)](mdx) \quad (21)$$

W celu uproszczenia dalszych przekształceń wprowadzono wielkości pomocnicze:

$$a_1 = \frac{pV}{m} \quad (22)$$

$$a_2 = R_b T_b - R_u T_u \quad (23)$$

$$a_3 = \frac{a_1}{a_2} \quad (24)$$

$$a_4 = \frac{R_u T_u}{a_2} \quad (25)$$

$$x = a_3 - a_4 \quad (26)$$

$$a_5 = \frac{R_b T_b}{a_2} \quad (27)$$

$$a_6 = W_{du} - W_{db} + c_{vu} \left|_{T_o}^{T_u} (T_u - T_o) - c_{vb} \left|_{T_o}^{T_b} (T_b - T_o) + (R_b - R_u) T_o \quad (28)$$

$$a_7 = (1 - a_3 + a_4)(a_4 a_6 + c_{vu} \left|_{T_o}^{T_u} T_u) \quad (29)$$

$$a_8 = a_3 a_6 \left( \frac{dp}{p} \right) - (a_3 - a_4)(a_5 a_6 + c_{vb} \left|_{T_o}^{T_b} T_b) \frac{dT_b}{T_b} - (a_3 - a_4) dW_{db} - (a_1 - a_3 a_6) \frac{dV}{V} + \quad (30)$$

$$- \frac{dQ_z}{G} - (a_3 - a_4)(T_b - T_o) dc_{vb}$$

$$a_9 = dx = a_3 \left( \frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} \right) - (1 - a_3 + a_4) a_4 \frac{dT_u}{T_u} - (a_3 - a_4) a_5 \frac{dT_b}{T_b}, \quad (31)$$

a następnie po przekształceniach określono:

$$dI_u = [W_{du} + (c_{vu} \left|_{T_o}^{T_u} + R_u)(T_u - T_o)](ma_9) \quad (32)$$

$$dI_b = [W_{db} + c_{pb} \left|_{T_o}^{T_b} (T_b - T_o)](ma_9) \quad (33)$$

$$dT_u = \frac{a_8}{a_7} T_u \quad (34)$$

$$dT_b = \left( \frac{dp}{p} - \frac{dW_{db}}{R_b T_b} - \frac{dQ_z}{pV} \right) \frac{R_b T_b}{c_{pb} \left|_{T_o}^{T_b}} \quad (35)$$

Średnią wartość temperatury w cylindrze przyjęto jako średnią ważoną z energii wewnętrznej:

$$T_{sr} = \frac{(1-x)c_{vu} \left|_{T_o}^{T_u} T_u + x c_{vb} \left|_{T_o}^{T_b} T_b}{(1-x)c_{vu} \left|_{T_o}^{T_u} + x c_{vb} \left|_{T_o}^{T_b}} \quad (36)$$

#### 4. OBIEKT BADAŃ

W analizie wykorzystano wyniki pomiarów i obliczeń silnika FIAT 1100 MPI, którego badania laboratoryjne zostały wykonane na stanowisku hamowni w laboratorium Akademii Techniczno – Humanistycznej w Bielsku – Białej.

Zakres badań obejmował:

A. Parametry podstawowe – nastawiane

- prędkość obrotowa (1500, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000, 4500, 5000, 5500 obr/min),
- obciążenie silnika (100%, 75%, 50%, 25%  $M_{omax}$ ).

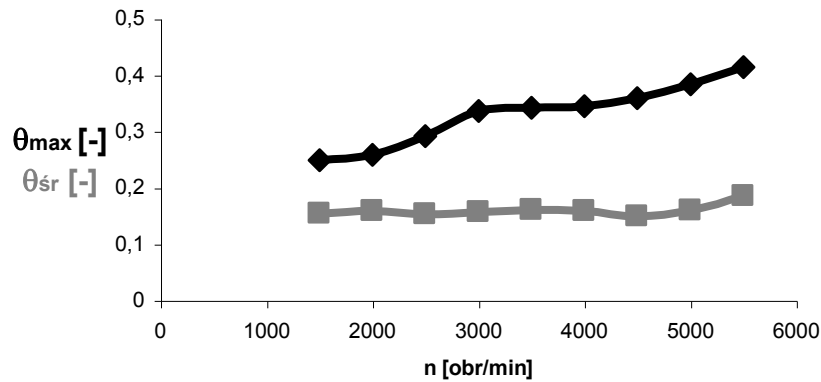
B. Parametry mierzone

- ciśnienie indykowane (co 0,5° OWK),
- moment obrotowy na wale korbowym,
- moc efektywną, godzinowe zużycie paliwa,
- analiza spalin przed katalizatorem:  $\lambda$ , (CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, HC, NO<sub>x</sub>),
- temperatura spalin w kolektorze wylotowym,
- godzinowy wydatek strumienia powietrza,
- temperatura i ciśnienie otoczenia, wilgotność powietrza.

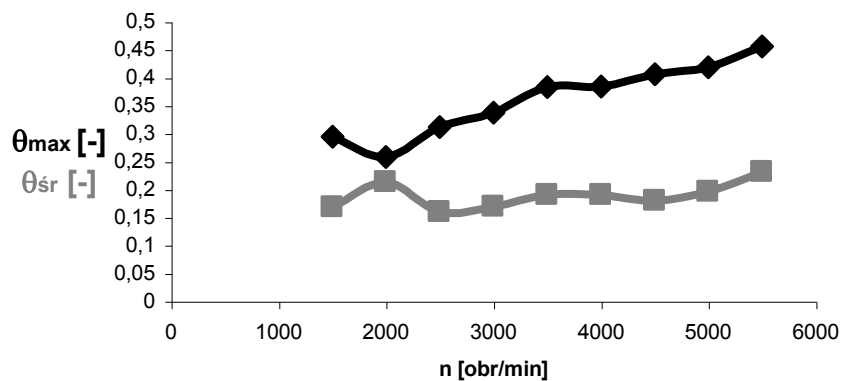
Do dalszej analizy posłużyły zatem wyniki pomiarów uzyskane podczas badań różnych stanów pracy silnika.

## 5. WYNIKI BADAŃ I ANALIZ

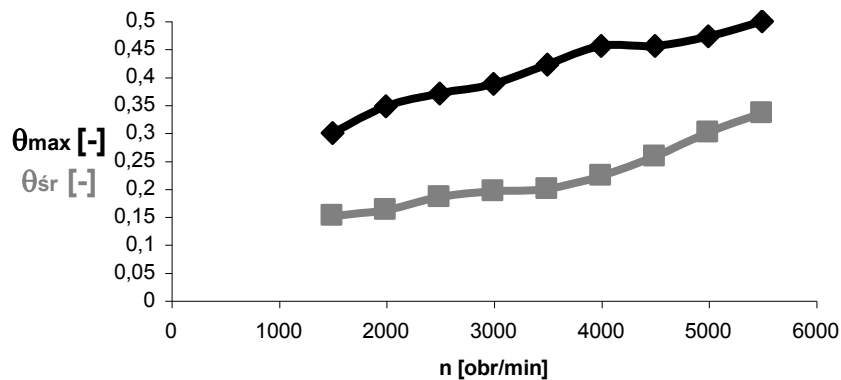
Przykładowe wyniki przedstawiono w formie wykresów. Na rysunku 2 pokazano wyniki dla charakterystyki zewnętrznej silnika. Kolejne rysunki (3, 4, 5) przedstawiają wyniki dla coraz to mniejszych obciążeń silnika, realizowanego jako odpowiednio 75, 50 i 25% maksymalnego momentu obrotowego.



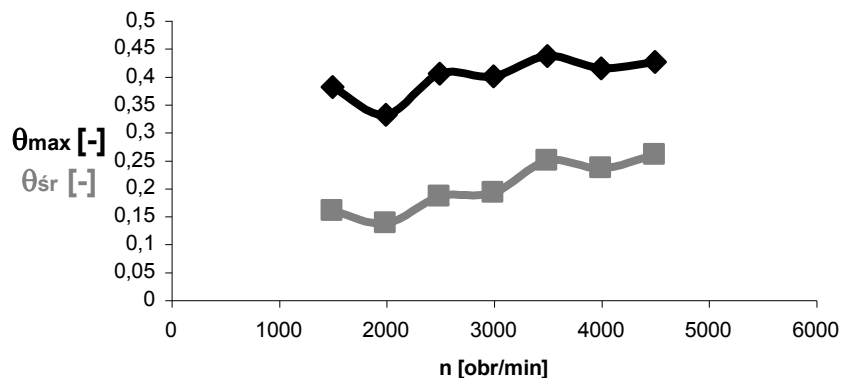
Rys. 2. Wyniki obliczeń zredukowanych bezwymiarowych temperatur dla charakterystyki zewnętrznej silnika  
Fig. 2. Calculations results of dimensionless temperatures for 100%  $M_{o_{max}}$



Rys. 3. Wyniki obliczeń zredukowanych bezwymiarowych temperatur dla obciążenia silnika 75%  $M_{o_{max}}$   
Fig. 3. Calculations results of dimensionless temperatures for 75%  $M_{o_{max}}$

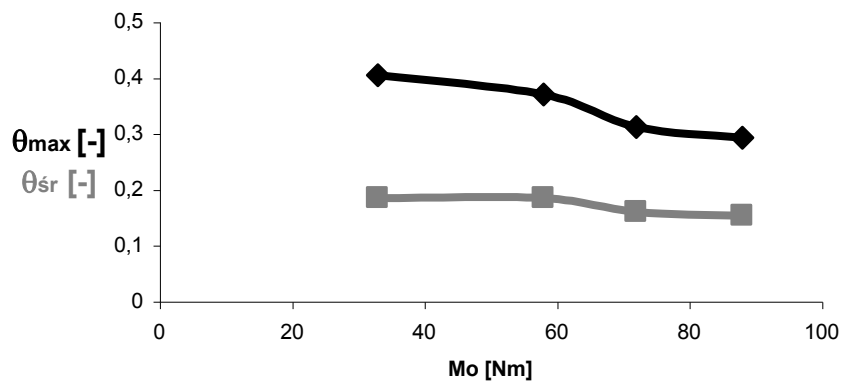


Rys. 4. Wyniki obliczeń zredukowanych bezwymiarowych temperatur dla obciążenia silnika 50%  $M_{o_{max}}$   
Fig. 4. Calculations results of dimensionless temperatures for 50%  $M_{o_{max}}$

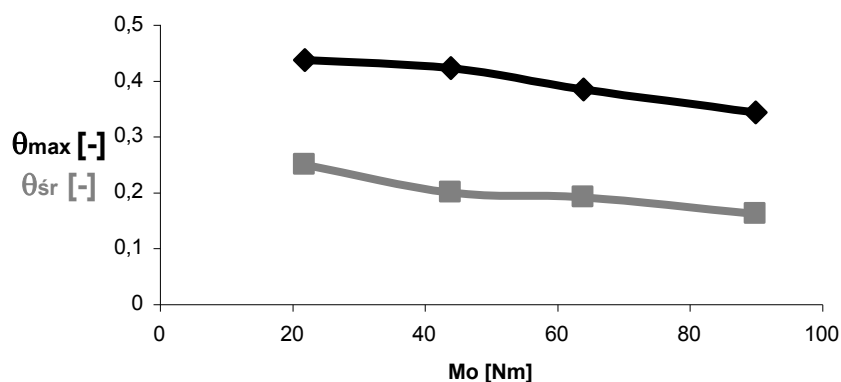


Rys. 5. Wyniki obliczeń zredukowanych bezwymiarowych temperatur dla obciążenia silnika 25%  $Mo_{max}$   
 Fig. 5. Calculations results of dimensionless temperatures for 25%  $Mo_{max}$

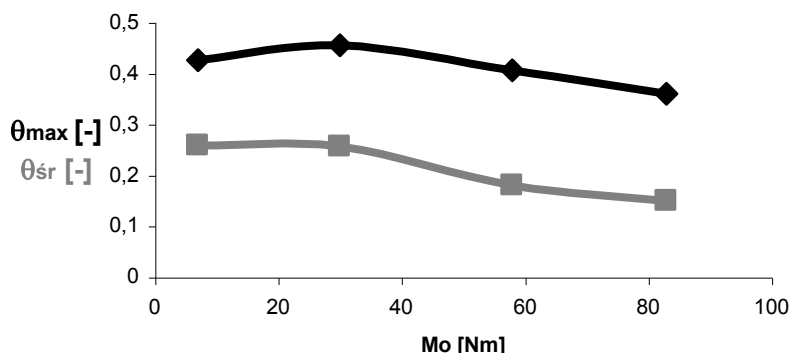
Na kolejnych wykresach przedstawiono wyniki obliczeń w funkcji obciążenia silnika. Przykładowo przedstawiono wyniki dla prędkości obrotowych: 2500 obr/min (rys. 6), 3500 obr/min (rys. 7) i 4500 obr/min (rys. 8).



Rys. 6. Wyniki obliczeń zredukowanych bezwymiarowych temperatur dla różnych obciążeń przy prędkości obrotowej 2500 obr/min  
 Fig. 6. Calculations results of dimensionless temperatures for different loads by  $n = 2500$  obr/min



Rys. 7. Wyniki obliczeń zredukowanych bezwymiarowych temperatur dla różnych obciążeń przy prędkości obrotowej 3500 obr/min  
 Fig. 7. Calculations results of dimensionless temperatures for different loads by  $n = 3500$  obr/min



Rys. 8. Wyniki obliczeń zredukowanych bezwymiarowych temperatur dla różnych obciążeń przy prędkości obrotowej 4500 obr/min

Fig. 8. Calculations results of dimensionless temperatures for different loads by  $n = 4500$  obr/min

## 6. PODSUMOWANIE

- Obydwie temperatury wykazały wzrost wartości wraz ze wzrostem prędkości obrotowych oraz spadek wartości ze wzrostem obciążenia, co jest zgodne z teorią procesów spalania paliwa w tłokowych silnikach spalinowych.
- W większości przypadków zredukowana bezwymiarowa średnia temperatura spalania wykazała mniejszy wzrost wartości ze wzrostem prędkości obrotowych niż zredukowana bezwymiarowa maksymalna temperatura spalania.
- Podczas analizy zauważono wystąpienie kilku anomalii, np. przy  $n = 2000$  obr/min dla obciążenia silnika, realizowanego jako 75%  $M_{o_{max}}$  (rys. 3) oraz dla obciążenia silnika  $M_{o_{max}}$  (rys. 5). Może to być wynikiem błędów pomiarowych lub nawet świadczyć o zakłóceniu procesu spalania w tym silniku przy  $n = 2000$  obr/min, spowodowanej wadliwą regulacją lub wadą konstrukcyjną silnika. Jednak, aby to jednoznacznie ocenić, należy wykonać dużo więcej badań na stanowisku hamowni silnikowej.

## Bibliografia

1. Wilk K.: Równania dwustrefowego modelu procesu spalania w silniku. Praca niepublikowana. Zakład Eksploatacji Pojazdów, Instytut Transportu, Wydział Inżynierii Materiałowej, Metalurgii i Transportu, Politechnika Śląska.
2. Wilk K.: Badania dyfuzyjnych palników gazowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Energetyka, z. 785, Gliwice 1984.
3. Szargut J.: Termodynamika techniczna. PWN, Warszawa 1991.

Recenzent: Dr hab. inż. Zdzisław Stelmasiak, prof. ATH w Bielsku-Białej