

FAST HEAT RELEASE ANALYSIS FOR SPARK IGNITION ENGINE

Krzysztof Z. Mendera, Michał Smereka

Częstochowa University of Technology
Institute of Internal Combustion Engines and Control Engineering
Armii Krajowej Av. 21, 42-200 Częstochowa
tel.: 034-3250515, e-mail: mendera@imc.pcz.czyst.pl

Abstract

The development of the automotive engine is increasingly challenged by emission legislation and by the end-users' fuel economy demands. It requires new technologies as well as new ways to optimise and analyse engine processes. The best possible knowledge needed for the modeling and controlling an internal combustion engine may be received as a result of the thermodynamic analysis. Such an analysis requires acquisition of the data on the in-cylinder pressure and volume, thermodynamic properties (chemical composition), heat transfer and gas flows (crevice flows, blow-by effect) and therefore is sophisticated and labour-consuming. That is why it would be desirable to use comparable (in the final effect and precision) methods of heat release analysis, which would be faster and less demanding. A burn rate analysis applied to calculate mass fraction burned (MFB) is one of the solutions.

This paper presents the results of the comparative analysis of various heat release algorithms and recommends fast MFB method that is comparable with the sophisticated thermodynamic analysis – it offers the accuracy of the estimation of 50% mass fraction burn duration not worse than 0.5 crank angle degree.

Keywords: internal combustion engine, heat release rate, mass fraction burned analysis

SZYBKA ANALIZA PROCESU WYDZIELANIA CIEPŁA W TŁOKOWYM SILNIKU SPALINOWYM O ZAPŁONIE ISKROWYM

Streszczenie

Rozwój układów napędowych pojazdów w coraz większym stopniu uwarunkowany jest wymaganiami ochrony środowiska i minimalizacji zużycia paliwa. Wymaga to nowych technologii w dziedzinie sterowania tłokowym silnikiem spalinowym. Dokładny obraz zjawisk zachodzących w komorze spalania otrzymać można w wyniku analizy termodynamicznej, która wymaga obok znajomości ciśnienia, będącego efektem procesu spalania i zmian objętości przestrzeni roboczej, także wiedzy o zmianach właściwości termofizycznych czynnika (zmiana składu chemicznego), wymiany ciepła oraz przepływów masy czynnika (efekt szczelinowy i przedmuchy), co czyni taką analizę skomplikowaną i pracochłonną. Pożądane byłoby więc opracowanie metody o porównywalnej dokładności, ale znacząco szybszej, nie wymagającej znajomości tak dużej liczby parametrów wejściowych.

W opracowaniu tym skupiono się na porównaniu wyników uzyskiwanych poprzez zastosowanie różnych algorytmów i zaproponowano metodę, która w oparciu o minimalną liczbę danych, zapewnia zgodność położenia 50% ciepła wydzielonego z wynikami analizy termodynamicznej na poziomie nie gorszym niż $\pm 0,5^\circ$ OWK.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, szybkość wydzielania ciepła, analiza udziału ładunku spalonego

1. Wstęp

Rozwój systemów sterowania tłokowym silnikiem spalinowym zmierza w kierunku indywidualnego nadzorowania i sterowania każdym z jego cylindrów. Procesy zachodzące w komorze spalania, prócz zmiany składu chemicznego, powodują zmianę parametrów stanu czynnika roboczego – ciśnienia, temperatury oraz objętości właściwej. Podstawę klasycznej analizy procesów silnikowych, prowadzącej do oceny procesu wydzielania ciepła, stanowi sygnał

ciśnienia panującego w przestrzeni roboczej silnika.

Analizę procesu wydzielania ciepła można prowadzić jako:

- analizę szybkości wydzielania ciepła,
- analizę masowego udziału ładunku spalonego.

Analiza szybkości wydzielania ciepła, prowadzona metodą termodynamiczną, ma na celu określenie ilości energii wydzielonej (ciepła brutto), zaś analiza masowa – wyznaczenie udziału masowego spalonego ładunku.

Zakładając, że każda „porcja” ładunku homogenicznego ma tę samą zawartość energetyczną, można przyjąć proporcjonalność pomiędzy masą spalonego ładunku i wydzieloną wówczas ilością ciepła. Pozwala to zapisać, że masowy udział ładunku spalonego (*MFB*), tj. stosunek masy ładunku zużytej do chwili *i* (m_{bi}) do całkowitej masy ładunku (m_{bmax}) przeznaczonego do zużycia, to jednocześnie iloraz ciepła wydzielonego do *i-tej* chwili (Q_i) odniesionego do całkowitego ciepła wydzielonego podczas spalania (Q_{max}) [4][15]:

$$MFB = \frac{m_{bi}}{m_{bmax}} = \frac{Q_i}{Q_{max}}. \quad (1)$$

Ponieważ wydzielenie określonej ilości ciepła jest związane ze spalaniem odpowiedniej ilości ładunku, obie metody (po standaryzacji) winny w efekcie dać to samo – bezwymiarowy profil przebiegu wydzielania ciepła (przyjmujący wartości od 0 do 1). Winno to pozwalać na weryfikację profili *MFB* poprzez ich porównanie ze standaryzowanym wynikiem analizy termodynamicznej będącej najdokładniejszym narzędziem badań procesów cieplnych. Po scałkowaniu przebiegu szybkości wydzielania ciepła [13] możemy określić iloraz ciepła wydzielonych (zgodnie z równaniem (1)) dający w efekcie bezwymiarowy profil wydzielania ciepła, zwany dalej Standaryzowaną Funkcją Wydzielania Ciepła (*SFWC*) [17]. Ostatecznie można więc zapisać, że:

$$MFB = SFWC. \quad (2)$$

Przeprowadzanie pełnej analizy termodynamicznej (analizy szybkości wydzielania ciepła), daje w efekcie wynik możliwie precyzyjny (zależnie od ilości uwzględnianych czynników warunkujących przebieg spalania), ale wymaga uzupełnienia przebiegu ciśnienia wieloma innymi wielkościami charakteryzującymi pracę silnika i w efekcie jest procesem skomplikowanym, co zaprezentowano i przedyskutowano w [13],[17]. Stąd zainteresowanie prostszymi (i szybszymi) metodami oceny procesu spalania prowadzącymi do wyznaczania masowego udziału spalonego ładunku (*MFB*).

2. Masowy udział spalonego ładunku (*MFB*)

2.1. Algorytmy *MFB*

Algorytmy wyznaczania *MFB* bazują na zarejestrowanym w komorze spalania przebiegu ciśnienia oraz znajomości odpowiadającej temu ciśnieniu (w każdym kroku obliczeniowym) objętości czynnika roboczego. Prawdopodobnie pierwszą metodą określania udziału spalonego ładunku jest algorytm zaproponowany przez Marvina, w publikacji z roku 1928 [9], sprowadzający się do prostego równania bazującego wyłącznie na wartości ciśnień:

$$MFB_M = \frac{p - p_p}{p_k - p_p}. \quad (3)$$

gdzie: *p*, *k* - parametry początku i końca wydzielania ciepła (początku i końca procesu spalania).

Najbardziej znaną i powszechnie uznaną metodą wyznaczania przebiegu zmian *MFB* jest procedura opracowana przez Rassweilera i Withrowa (*RW*) w 1938 roku [15]. Opiera się ona na założeniu, że podczas spalania zmiana ciśnienia Δp (przy wzroście kąta obrotu wału o $\Delta\phi$) jest

wypadkową zmiany ciśnienia spowodowanego spalaniem Δp_c i zmiany ciśnienia wynikającej ze zmiany objętości Δp_v , co można zapisać (zgodnie z [4]):

$$\Delta p = \Delta p_c + \Delta p_v \rightarrow \Delta p_c = \Delta p - \Delta p_v. \quad (4)$$

Zakładając, że wzrost ciśnienia Δp_c jest proporcjonalny do ilości wydzielonego ciepła, a ta do masy spalonego ładunku, udział części spalonej, na końcu rozważanego okresu, może być obliczany jako [4]:

$$MFB_{RW_i} = \frac{m_{bi}}{m_{b_{\max}}} = \frac{Q_i}{Q_{\max}} \cong \frac{\sum_0^i \Delta p_c}{\sum_0^k \Delta p_c}, \quad (5)$$

gdzie:

0 - początek spalania,

i,k - bieżąca i całkowita liczba przedziałów sumacyjnych (koniec spalania),

m_b - masa spalonego ładunku,

Q - wydzielone ciepło.

W publikacji [15] Rassweiler i Withrow proponują także nieco inną formę zapisu udziału spalonego ładunku:

$$MFB_{RW_{II}} = \frac{p^{\frac{1}{n}} \cdot V - p_p^{\frac{1}{n}} \cdot V}{p_k^{\frac{1}{n}} \cdot V - p_p^{\frac{1}{n}} \cdot V}, \quad (6)$$

gdzie:

p,k - początek i koniec spalania,

n - wykładnik politropy.

Kolejną metodą jest algorytm *MLK* zaprezentowany przez F.D. McCuistona, G.A. Lavoie'a i C.W. Kauffmana w latach 70-tych ubiegłego wieku [10]. Rozważaniom poddano układ zamknięty z czynnikiem będącym gazem doskonałym, co ostatecznie doprowadziło do równania o postaci:

$$MFB_{MLK} = \frac{Q_i}{Q_{\max}} \cong \frac{(p \cdot V^K)_i - (p \cdot V^K)_p}{(p \cdot V^K)_k - (p \cdot V^K)_p}, \quad (7)$$

gdzie:

p,V - ciśnienie i objętość,

()_i - parametry w i-tym punkcie,

()_k - parametry odpowiadające końcowi spalania,

()_p - parametry odpowiadające początkowi spalania,

K - stosunek ciepł właściwych (wykładnik izentropy).

Modyfikację tej metody zawarł w swej publikacji z roku 1985 Amann [1], zastępując wykładnik izentropy - wykładnikiem politropy:

$$MFB_A = \frac{Q_i}{Q_{\max}} \cong \frac{(p \cdot V^n)_i - (p \cdot V^n)_p}{(p \cdot V^n)_k - (p \cdot V^n)_p} \quad (8)$$

i w takiej postaci równanie to jest najczęściej używane [5], [6],[8].

Ponieważ zarówno metoda Rassweilera i Withrowa jak i metoda Amanna wymagają znajomości wartości wykładnika politropy, w [12] zaproponowano prostszą postać równania, pozbawioną jakichkolwiek wykładników potęgowych:

$$MFB_{pV} = \frac{(p \cdot V)_i - (p \cdot V)_p}{(p \cdot V)_k - (p \cdot V)_p}. \quad (9)$$

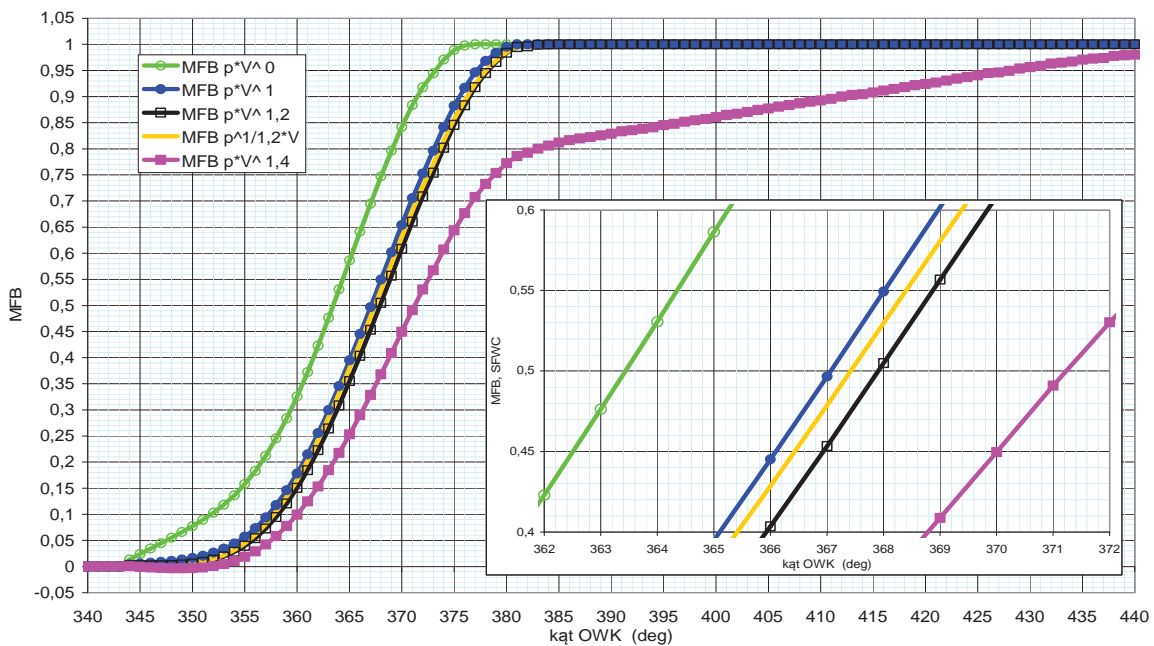
Prezentowane algorytmy służące obliczeniom udziału masy spalanej można sprowadzić do postaci ogólnej bazującej na iloczynie $p^{w_1} V^{w_2}$:

$$MFB_o = \frac{(p^{w_1} \cdot V^{w_2})_i - (p^{w_1} \cdot V^{w_2})_p}{(p^{w_1} \cdot V^{w_2})_k - (p^{w_1} \cdot V^{w_2})_p}. \quad (10)$$

Analizę porównawczą przedstawionych algorytmów przeprowadzono przy następujących założeniach:

- dla metody MFB_M : $w_1 = 1, w_2 = 0$,
- MFB_{RWII} : $w_1 = 1/n = 1/1,2, w_2 = 1$,
- metoda MLK : $w_1 = 1, w_2 = 1,4$,
- $MFB_O = MFB_A$: $w_1 = 1, w_2 = n = 1,2$,
- dla metody MFB_{pV} : $w_1 = w_2 = 1$,

a jej wyniki przedstawiono na Rys. 1.



Rys. 1. Przebiegi MFB dla różnych wykładników w_1 i w_2
Fig. 1. Influence of w_1 and w_2 exponents on MFB profile

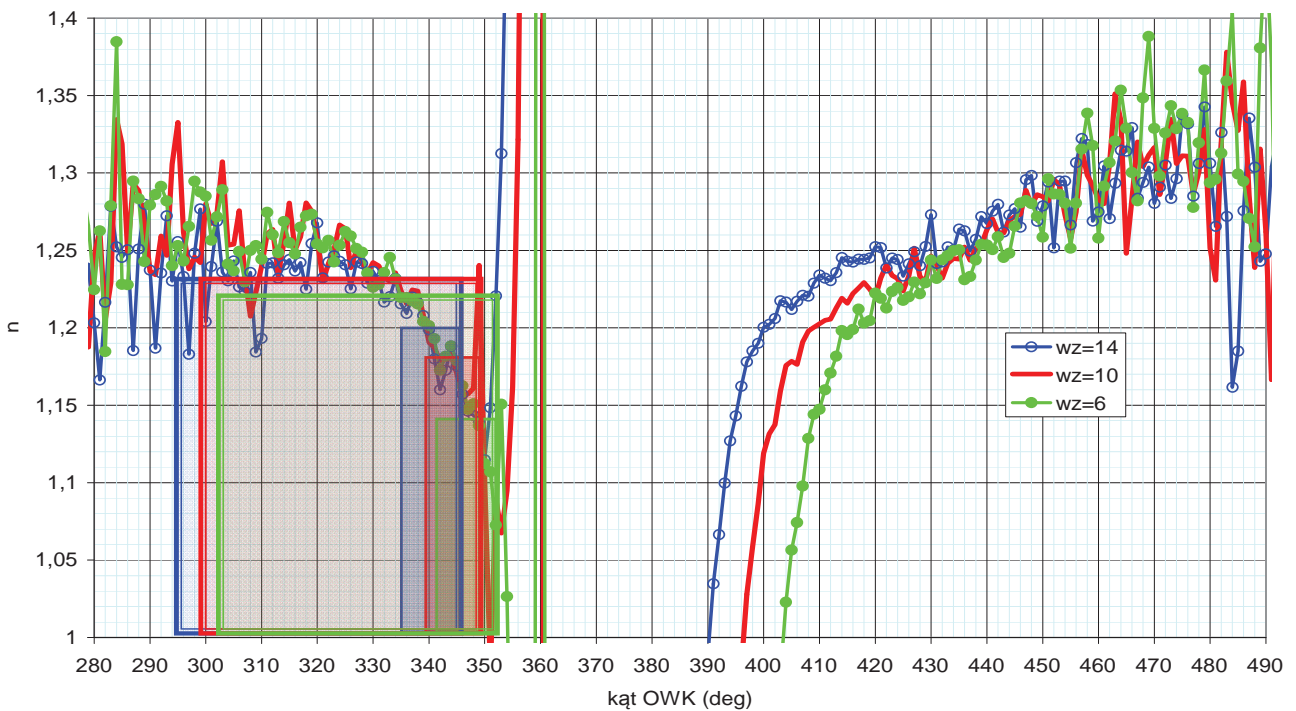
Szczegółowe porównanie wykonano wykorzystując położenie 50% ciepła wydzielonego (50% spalonego ładunku $MFB_{0,5}$), a więc deskryptor procesu spalania uznawany powszechnie za szczególnie obiecujący pod względem możliwości wykorzystania do sterowania silnikiem oraz użyteczności w modelowaniu jego obiegu [[2], [4], [5], [7], [14], [16], [18], [19]].

Rysunek dowodzi, że wyniki obliczeń dla różnych metod różnią się znacząco, co w oczywisty sposób wskazuje, że omawiane metody nie są w pełni równoważne. Najgorszym przybliżeniem procesu wydzielania ciepła są przebiegi MFB obliczone przy użyciu wykładnika izentropy (MFB_{MLK}) oraz metoda Marvina (MFB_M) – różnica położenia $MFB_{0,5}$ sięga 8° OWK (i sięga nawet 12° dla innych analizowanych nastaw silnika). Różnice pomiędzy pozostałymi metodami (dla $MFB_{0,5}$) są rzędu 1° OWK.

2.2. Wybór optymalnej metody MFB

Wskazanie optymalnej metody (dla MFB_{RWII} i MFB_A) wymaga znajomości wykładnika politropy. Na problem związany z wyznaczaniem jego wartości zwrócił uwagę Heywood [4] pisząc, że wykładnik ten nie jest stały w trakcie spalania, a dobór miejsca jego wyznaczania (okna uśredniania) oraz decyzja o jego ewentualnej stałości lub zmienności stanowi o trudności procedur

wyznaczania MFB . Potwierdzeniem tych spostrzeżeń są przebiegi dla trzech nastaw silnika, charakteryzujących się różnymi kątami wyprzedzenia zapłonu (ten sam skład mieszanki, uchYLENIE przepustnicy i prędkość silnika), przedstawione na Rys. 2. Widoczna jest na nim znacząca zmienność wykładnika politropy, zawierająca się w przedziale 1,14-1,23, zależna zarówno od sposobu jego wyznaczania (czym mniejsza wartość kąta wyprzedzenia zapłonu, tym mniejsza wartość wykładnika wyznaczanego w stałym oknie tuż przed rozpoczęciem spalania), jak i rozmiaru okna w którym jest on uśredniany (przyjęcie okien wyznaczania wykładnika politropy o rozmiarze 10° i 50° OWK powoduje, że jego wartość zmienia się nawet o 0,08). Dodatkowy problem stanowi właściwa lokalizacja okna. O ile położenie początku spalania może zostać zdefiniowane dość precyzyjnie (szczególnie dla silnika ZI), o tyle wyznaczenie momentu jego zakończenia (Amann [1] proponował określanie wartości wykładnika ekspansji tuż przed otwarciem zaworu wylotowego) jest znacznie mniej przekonujące i dlatego, biorąc pod uwagę, iż wskaźniki procesu ekspansji są skutkiem wydzielania ciepła, w pracy przyjęto zasadę wyznaczania wartości wykładnika politropy jedynie dla procesu kompresji (który determinuje warunki rozwoju procesu wydzielania ciepła), uśredniając jego wartość w 10-cio stopniowym oknie tuż przed wystąpieniem zapłonu [11],[12].

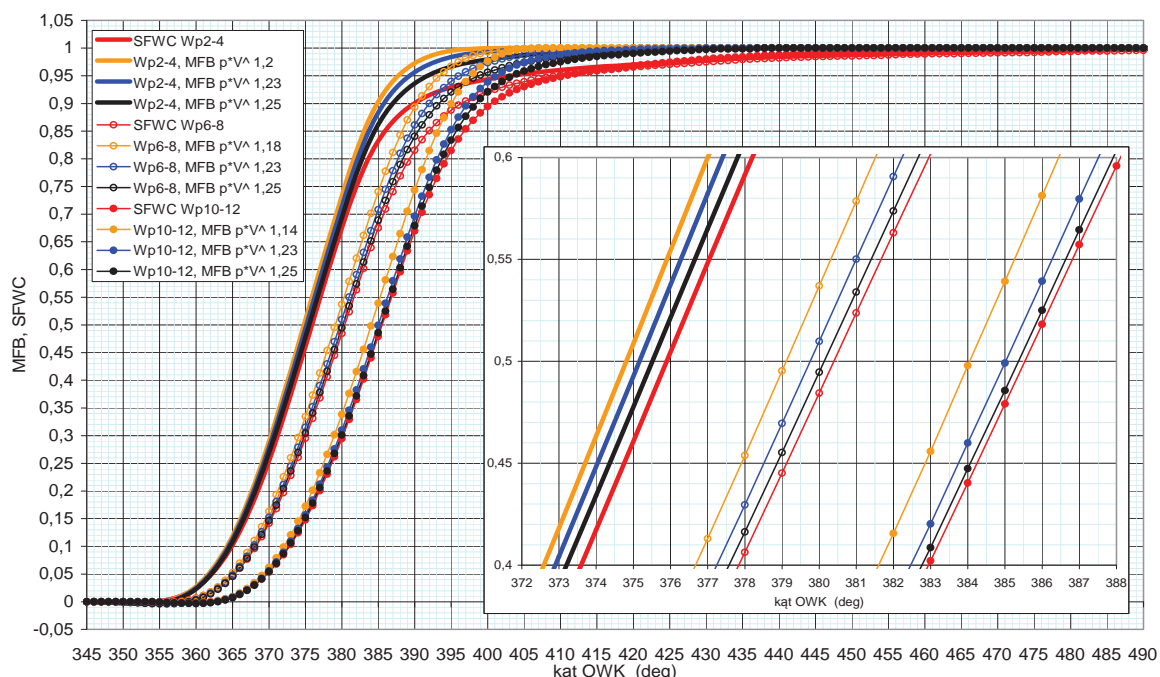


Rys. 2. Zmienność wykładnika politropy dla silnika zasilanego benzyną przy różnych kątach wyprzedzenia zapłonu oraz jego wartości średnie dla okna 10° i 50° OWK przed zapłonem

Fig. 2. Influence of ignition advance and adjustable averaging window (for 10° and 50° OWK before ignition) on polytropic exponent

Wykorzystując posiadane zbiory danych dokonano oceny wpływu wartości wykładnika politropy na dokładność wyznaczania przebiegu udziału masowego spalonego ładunku (MFB), które porównywano z wynikiem analizy termodynamicznej ($SFWC$). We wszystkich przypadkach przyjmowano (w ogólnym równaniu (10)) $w_1=1$ oraz w_2 równe wartości wykładników politropy dla okien 10° i 50° OWK (Rys. 2). Przeprowadzono także obliczenia przyjmując arbitralnie stały wykładnik równy 1,25. Otrzymane wyniki zaprezentowano na Rys. 3. Dla każdego z przypadków najlepszą zgodność przebiegu MFB ze $SFWC$ uzyskiwano nie dla wykładnika odpowiadającego wartości wykładnika politropy (określonego dla danego przebiegu), ale dla stałej niezależnej wartości potęgi równej 1,25. Szczególnie dużą zbieżność notowano dla położenia 50% wydzielonego ciepła ($MFB_{0,5}$), co widać na powiększonym fragmencie Rys. 3.

Możliwość wykorzystania stałej (a więc wolnej od jakiegokolwiek potrzeby dodatkowych pomiarów lub obliczeń), niezależnej wartości wykładnika w obliczeniach *MFB* znacząco uprości i przyspieszy tę metodę i dlatego też o zamianie wykładnika politropy na wielkość niezmienną, niezależną od warunków pracy silnika poddano weryfikacji.



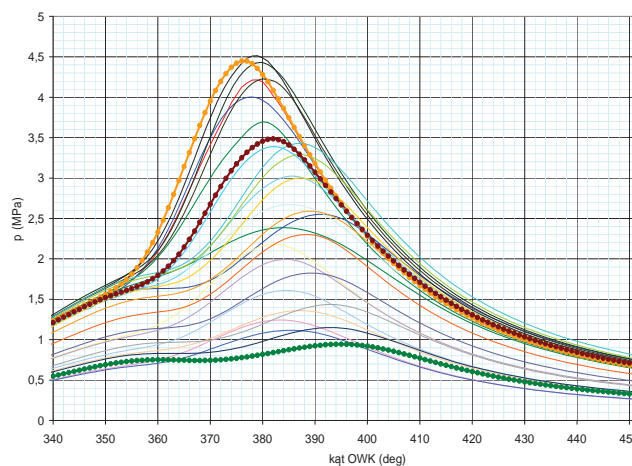
Rys. 3. Wpływ wartości wykładnika politropy na przebiegi *MFB* dla silnika zasilanego benzyną przy różnych kątach wyprzedzenia zapłonu (wart. średnie dla trzech nastaw, patrz p. 3)

Fig. 3. Influence of polytropic exponent on *MFB* profile

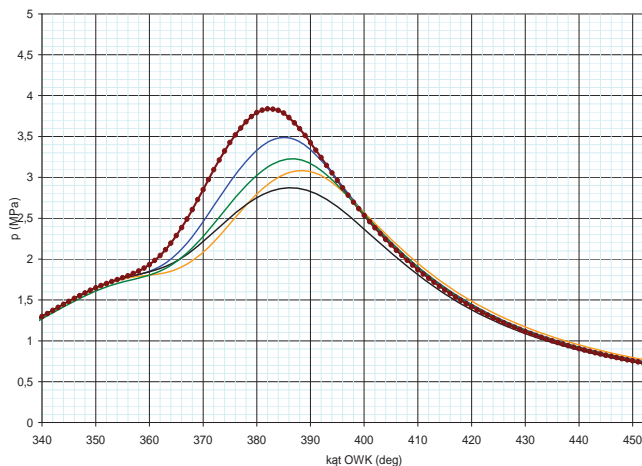
3. Weryfikacja eksperymentalna szybkiej analizy *MFB*

Celem porównania proponowanej metody *MFB* z pełną analizą termodynamiczną obiegu silnika zgromadzono bazę wyników indykowania zawierającą blisko 4000 przebiegów ciśnienia (oraz innych parametrów charakteryzujących stan pracy silnika), wśród których większość (ponad 3000) dotyczy silnika zasilanego benzyną i charakteryzuje się:

- różnymi wartościami współczynnika nadmiaru powietrza ($\lambda = 0,75-1,35$),
- różnymi wartościami kąta wyprzedzenia zapłonu ($\alpha_{wz} = 6-17^\circ$ OWK przed *GMP*),
- zmiennym współczynnikiem napełnienia ($\lambda_n = 0,3-0,95$).



Rys. 4. Baza przebiegów ciśnienia – benzyna
Fig. 4. Pressure database – petrol



Rys. 5. Baza przebiegów ciśnienia – LPG
Fig. 5. Pressure database – LPG

Zbiory dla poszczególnych nastaw zawierają dane dla przeciętnie 120 cykli pracy silnika. Wartości średnie przebiegów ciśnienia dla każdej z nastaw przedstawiono na Rys. 4 i 5. Wyniki te zostały uzupełnione przebiegami ciśnienia zarejestrowanymi dla silnika zasilanego LPG. Zawierają one około 500 przebiegów ciśnienia dla pięciu nastaw silnika charakteryzujących się:

- różnymi wartościami współczynnika nadmiaru powietrza ($\lambda = 0,78-1,16$),
- różnymi wartościami kąta wyprzedzenia zapłonu ($\alpha_{wz} = 7-12^\circ$ OWK przed GMP),

Pomiary zrealizowano na 1-cylindrowym silniku badawczym IMTiTS Politechniki Częstochowskiej zasilanym benzyną (poprzez układ wtrysku jednopunktowego) lub paliwem gazowym – LPG (poprzez mieszalnik). Podstawowe dane techniczne silnika zamieszczono w Tab. 1.

Tab. 1. Dane techniczne silnika badawczego S320
Tab. 1. Experimental S320 engine specification

Średnica cylindra	120 mm
Skok tłoka	160 mm
Stopień sprężania	9
System zasilania	ukł. wtryskowy/mieszalnik
Prędkość obrotowa	1000 obr/min
Otwarcie zaworu ssącego	23° przed GMP**
Zamknięcie zaworu ssącego	40° po GMP**
Otwarcie zaworu wydechowego	46° przed GMP**
Zam. zaworu wydechowego	17° po GMP**

** – dla luzu nominalnego

Analizie poddano wszystkie zgromadzone w bazie danych przebiegi ciśnienia, a do celów ilustracyjnych wykorzystano cztery przebiegi, zaznaczone liniami pogrubionymi na Rys. 4 i 5, charakteryzujące się znacząco różnymi nastawami:

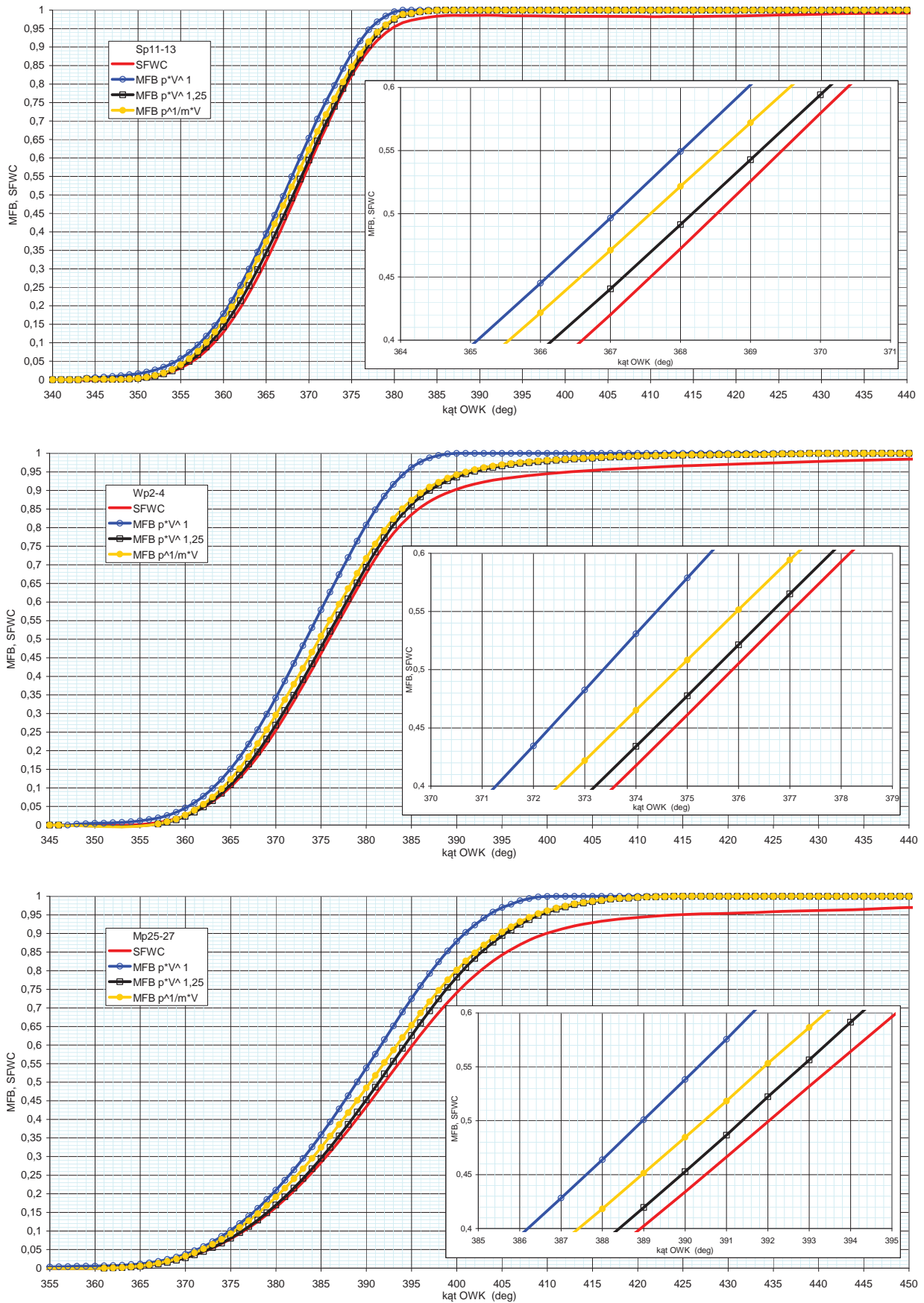
- $\lambda = 0,87$; $\lambda_n = 0,83$; $\text{kąt}_{wz} = 17^\circ$, benzyna, Sp11-13,
- $\lambda = 1,01$; $\lambda_n = 0,81$; $\text{kąt}_{wz} = 14^\circ$, benzyna, Wp2-4,
- $\lambda = 0,99$; $\lambda_n = 0,35$; $\text{kąt}_{wz} = 8^\circ$, benzyna, Mp25-27,
- $\lambda = 0,98$; $\lambda_n = 0,87$; $\text{kąt}_{wz} = 12^\circ$, LPG, Gp1-2.

Wyznaczone przy pomocy iloczynu $pV^{1,25}^1$ profile MFB zebrano na Rys. 6 i 7 (wraz z wynikami metody MFB_{RW} i MFB_{pV}), na których pokazano także, obliczony na podstawie analizy termodynamicznej obiegu silnika (prowadzonej zgodnie z metodyką zaprezentowaną w publikacji [13]), bezwymiarowy profil wydzielania ciepła $SFWC$ (zgodnie z uwagami w p. 2), stanowiący przebieg referencyjny, do którego porównywano wyniki analizy MFB . Prezentując wyniki posłużono się wartościami średnimi przebiegów MFB dla każdej z nastaw silnika. Szczegółowe porównanie wykonywano jak uprzednio w oparciu o położenie 50% ciepła wydzielonego (50% spalonego ładunku) $MFB_{0,5}$.

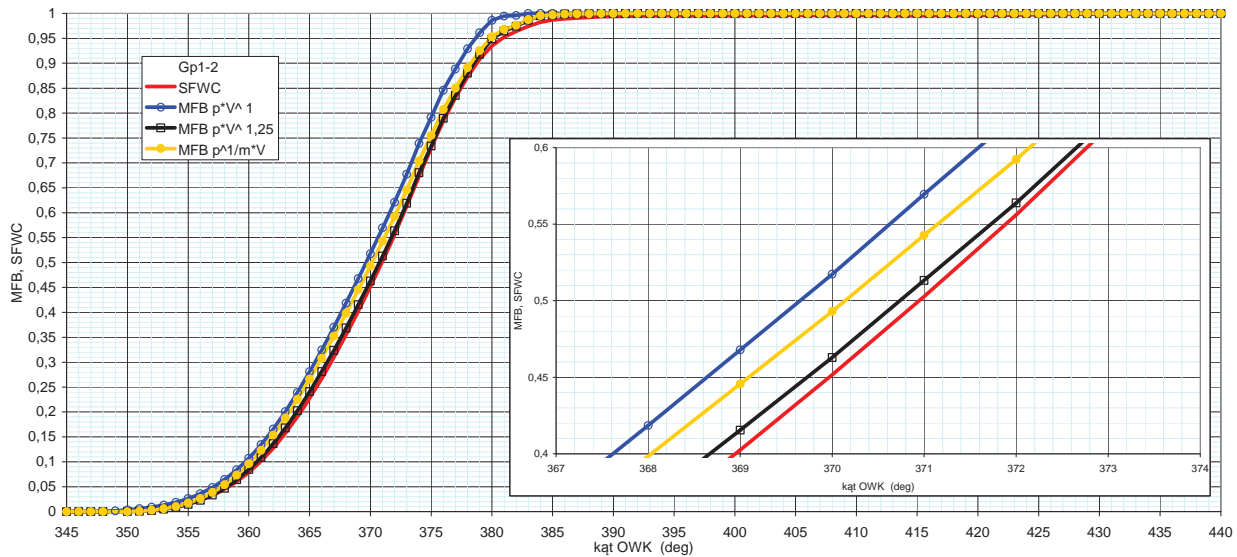
Rysunki dowodzą różnic głównie pod koniec spalania (wydzielenia ponad 90% ciepła), co w świetle stosowanego kryterium porównawczego (położenia 50% wydzielonego ciepła) nie jest znaczącą niedogodnością. Nawet wykorzystanie prostego iloczynu pV (MFB_{pV}) [12], do którego obliczeń nie potrzeba żadnych dodatkowych informacji, jest obarczone błędem położenia katowego punktu $MFB_{0,5}$ nie przekraczającym 4° OWK. Wykresy są także dowodem, iż proponowana metoda szybkiej analizy MFB , posługująca się stałymi wykładnikami $w_1 = 1$ i $w_2 = 1,25$ prezentuje zgodność na poziomie $0,5^\circ$ OWK i jako taka jest metodą charakteryzującą się najlepszym przybliżeniem wyników analizy termodynamicznej niezależnie od warunków pracy silnika.

Dla paliwa gazowego uzyskano podobne relacje pomiędzy omawianymi metodami jak dla silnika zasilanego benzyną (Rys. 9).

¹ Algorytm MFB wykorzystujący stały wykładnik 1,25, zwany dalej szybkim algorytmem MFB



Rys. 6. Przebiegi MFB dla wybranych nastaw silnika przy zasilaniu benzyną (różne postacie iloczynu $p^w V^{w2}$)
 Fig. 6. MFB profiles for selected pressure data (petrol, various $p^w V^{w2}$ products)



Rys. 7. Przebiegi MFB dla wybranych nastaw silnika przy zasilaniu gazem (różne postacie iloczynu $p^{w_1}V^{w_2}$)
 Fig. 7. MFB profiles for selected pressure data (LPG, various $p^{w_1}V^{w_2}$ products)

5. Wnioski

Analizując prezentowane przebiegi można zauważyć, iż metoda wyznaczania profilu spalania oparta na iloczynie $p^{w_1}V^{w_2}$, w zależności od wartości wykładników w_1 i w_2 , niejako „otacza”, standaryzowaną funkcję wydzielania ciepła (brutto). Jednocześnie należy zauważyć, że optymalne, tj. zapewniające precyzyjny opis procesu wydzielania ciepła, wartości wykładników nie są zależne od rodzaju paliwa, składu mieszanki, obciążenia i kąta wyprzedzenia zapłonu. Pozwala to przypuszczać, iż możliwe jest takie dobranie parametrów metody, by uzyskać zadowalającą zgodność z wynikami pełnej analizy termodynamicznej każdego tłokowego silnika spalinowego.

Wykazano, że optymalną postacią równania szybkiej analizy procesu wydzielania ciepła, zapewniającą zgodność z wynikiem analizy termodynamicznej na poziomie nie gorszym niż $\pm 0,5^\circ$ OWK (mierzoną położeniem $MFB_{0,5}$), jest równanie:

$$MFB = SFWC = \frac{(p \cdot V^{1,25})_i - (p \cdot V^{1,25})_p}{(p \cdot V^{1,25})_k - (p \cdot V^{1,25})_p}, \quad (10)$$

w którym wykładniki przyjmują wartości stałe ($w_1 = 1$, $w_2 = 1,25$).

Proponowana metoda wyznaczania profilu spalania jest jednocześnie znacznie mniej pracochłonna i w efekcie szybsza niż tradycyjna analiza termodynamiczna.

Literatura

- [1] Amann, C., *Cylinder-Pressure measurement and its use in engine research*, SAE Technical Paper 852067, 1985.
- [2] Asad, U., Zheng, M., *Fast heat release characterization of a diesel engine*, International Journal of Thermal Sciences, No. 47, pp. 1688-1700, 2008.
- [3] Gruca, M., *Program LCT*, Politechnika Częstochowska 2006.
- [4] Heywood, J. B., *Internal Combustion Engine Fundamental*, McGraw-Hill, ISBN 0-07-100499-8, 1988.
- [5] Isermann, R., Müller, N., *Modeling and adaptive control of combustion engines with fast neural networks*, http://www.eunite.org/eunite/events/eunite2001/look_back/13373_P_Isermann.pdf, pp. 566-582.

- [6] Isermann, R., Müller, N., *Nonlinear identification and adaptive control of combustion engines*, http://w3.rt.e-technik.tu-darmstadt.de/~mueller/pdf/ifac_2.pdf.
- [7] Isermann, R., Müller, N., *Design of computer controlled combustion engines*, Mechatronics No. 13, pp. 1067-1089, 2003.
- [8] Kuo, P., *Cylinder pressure in a spark-ignition engine: a computational model*. Engineering Sciences J. Undergrad. <http://hcs.harvard.edu/~jus/0303/kuo.pdf>, pp. 141-145.
- [9] Marvin, C., *Combustion time in the engine cylinder and its effect on engine performance*, N.A.C.A. Report No. 276, pp. 391-406, 1928.
- [10] McCuiston, F. D., Lavoie, G. A., Kauffman, C. W., *Validation of a turbulent flame propagation model for a spark ignition engine*, SAE Technical Paper, 770045, 1977
- [11] Mendera, K. Z., Spyra, A., Smereka, M., *Mass fraction burned analysis*, Journal of KONES - Internal Combustion Engine, Vol. 9, No. 3-4, pp. 193-201, 2002.
- [12] Mendera, K. Z., Spyra, A., Smereka, M., *Mass fraction burned algorithm based on the pV product*, Journal of KONES - Internal Combustion Engine, Vol. 9, No. 3-4, pp. 185-192, 2002.
- [13] Mendera, K. Z., Smereka, M., *Optymalizacja równania szybkości wydzielania ciepła w tłokowym silniku spalinowym o zapłonie iskrowym*, Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 15, No. 3, pp. 335-346, 2008.
- [14] Müller, R., Hemberger, H., *Neural adaptive ignition control*, SAE Transactions, 981057, pp. 1636-1641, 1998.
- [15] Rassweiler, G. M., Withrow, L., *Motion picture of engine flames correlated with pressure cards*, SAE Transactions 800131, pp. 1-20, 1980.
- [16] Sellnau, M., Matekunas, F. A., Battiston, P., Chang, Ch., Lancaster, D., *Cylinder-pressure-based engine control using pressure-ratio-management and low-cost non-intrusive cylinder pressure sensors*, SAE Transactions 2000-01-0932, pp. 1-20, 2000.
- [17] Smereka, M., *Analiza procesu wydzielania ciepła w tłokowym silniku spalinowym o zapłonie iskrowym*, Praca doktorska, Politechnika Częstochowska, Częstochowa 2009.
- [18] Traver, M., Atkinson, R., Atkinson, C., *Neural network-based diesel engine emissions prediction using in-cylinder combustion pressure*, SAE Transactions 1999-01-1532, pp. 1-15, 1999.
- [19] Zhu, G., Daniels, C., Winkelman, J., *MBT Timing detection and its closed-loop control using in-cylinder pressure signal*, SAE Technical Paper 2003-01-3266.