

ON THE INFLUENCE OF FUEL TYPE ON OPTIMAL LOCATION OF 50% MASS FRACTION BURNED

Krzysztof Z. Mendera, Michał Smereka

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

Abstract

Mass fraction burned curves for the test engine powered with gasoline or LPG were determined in the presented study. The optimal location of 50% mass fraction burned was evaluated on the basis of the obtained profiles. Maximal value of indicated mean effective pressure calculated for each consecutive engine work cycle was chosen as the decision feature. The mass fraction burned was calculated with the use of Rassweiler and Withrow procedure, algorithm worked out by McCuiston, Lavoie and Kauffman as well as pV product method. The presented results are elaborated for two fuels, various of air excess ratios, spark timing and engine loads. Mass fraction burned curves calculated with the R-W, pV and pV^* method for LPG (various air excess ratios), mass fraction burned curves calculated with the R-W, pV and pV^* method for LPG (various spark timings), optimal location of 50% MFB calculated with the pV method for the engine powered with gasoline (spark timing 17° before TDC, various air excess ratios), optimal location of 50% MFB calculated with the pV^* method for the engine powered with gasoline (spark timing 17° before TDC, various air excess ratios) are presented in the paper.

Keywords: internal combustion engine, combustion process, mass fraction burned, MFB, 50%MFB location.

BADANIA WPŁYWU RODZAJU PALIWA NA OPTYMALNE POŁOŻENIE 50% UDZIAŁU MASOWEGO ŁADUNKU SPALONEGO

Streszczenie

W pracy wyznaczono przebiegi udziału masowego ładunku spalonego dla silnika badawczego zasilanego prężniem: benzyną lub gazem propan-butan. Otrzymane przebiegi posłużyły do określenia położenia odpowiadającego zużyciu połowy ładunku (50% udziału ładunku spalonego). Jako kryterium oceny optymalnego położenia przyjęto maksymalizację wartości średniego ciśnienia indykowanego obliczanego dla każdego kolejnego cyklu pracy silnika. Udziały części spalonej określano stosując procedurę Rassweilera i Withrowa, algorytm opracowany przez McCuistona, Lavoie'a i Kauffmana oraz własną metodę iloczynu pV . Prezentowane wyniki uwzględniają wpływ współczynnika nadmiaru powietrza, kąta wyprzedzenia zapłonu oraz obciążenia silnika. Wyznaczanie udziału spalonego ładunku, udziały części spalonej liczone metodą dla silnika zasilanego LPG i różnych składów mieszanki, Udziały części spalonej liczone metodą R-W, pV i pV^* (LPG, różne kąty wyprzedzenia zapłonu), optymalne położenie 50% MFB liczonego metodą pV dla silnika zasilanego benzyną i różnych składów mieszanki (kąt wyprzedzenia zapłonu 17° przed GMP), optymalne położenie 50% MFB liczonego metodą pV^* dla silnika zasilanego benzyną i różnych składów mieszanki (kąt wyprzedzenia zapłonu 17° przed GMP) są prezentowane w pracy

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, proces spalania, udział masowy ładunku spalonego, położenie wypalenia 50% ładunku

1. Wprowadzenie

Analiza termodynamiczna obiegu tłokowego silnika spalinowego, służąca obliczeniu szybkości wydzielania ciepła i przeprowadzana na podstawie określonego eksperymentalnie przebiegu ciśnienia, stanowi podstawowe narzędzie badania procesu spalania w silniku tłokowym.

Stosunkowo precyzyjny jednostrefowy model wydzielania ciepła, na którym opiera się analizę termodynamiczną został zaproponowany przez Gatowskiego i Heywooda i in. w 1984r [9].

Równanie szybkości wydzielania ciepła, równoważnego energii chemicznej paliwa, zapisać można następująco:

$$dQ_{ch} = dU + dL + dQ_w + i' \cdot dm_{sz} + i \cdot dm_p, \quad (1)$$

gdzie: dU – zmiana energii wewnętrznej, dL – energia oddana w formie pracy,

dQ_w – ciepło odprowadzone do ścian komory, $i' \cdot dm_{sz}$ – straty szczelinowe,

$i \cdot dm_p$ – straty związane z przedmuchami.

Modele oparte na powyższym równaniu prezentowało w swych pracach wielu autorów [1,3,4,5,6,7,8,23]. Modele takie implementowano również w programach komercyjnych [np. 31,32] przeznaczonych do 1-wymiarowego modelowaniu obiegu silnika spalinowego.

Przeprowadzenie pełnej analizy termodynamicznej, umożliwiającej obliczenie szybkości wydzielania ciepła brutto (energii chemicznej paliwa), wymaga znajomości temperatury czynnika roboczego i jego właściwości termodynamicznych niezbędnych do określenia zarówno zmian energii wewnętrznej, entalpii czynnika roboczego jak i strumienia ciepła wymienianego ze ścianami komory spalania. Stąd też znaczna popularność wygodniejszej i prostszej analizy przebiegu spalania ograniczającej się do wyznaczania udziału masowego ładunku spalonego (Mass Fraction Burned - MFB), będącego miarą procesu uwalniania energii chemicznej paliwa, a więc funkcją charakterystyczną procesu spalania opisującą stopień jego zaawansowania. Według opinii wielu autorów [13,14,16,24,27] przebieg procesu wydzielania ciepła, aproksymowany udziałem spalonego ładunku, może stanowić podstawę do opracowania systemów sterowania wyprzedzeniem zapłonu w nowoczesnym tłokowym silniku spalinowym, bazujących na „bezpośrednim” pomiarze efektów zjawisk zachodzących wewnątrz cylindra.

Szczególną rolę w tych rozważaniach przypisuje się znajomości położenia wału korbowego odpowiadającego wypaleniu połowy ładunku cylindra. W często cytowanej publikacji Bargende [2] mówi się o położeniu odpowiadającemu spalaniu 50% ładunku, które - dla zapewnienia maksymalizacji osiągnięć silnika zasilanego benzyną - winno przypadać przy stałym położeniu wału korbowego wynoszącym $8 \pm 2^\circ$ po GMP (dla obciążeń częściowych, przy pełnym obciążeniu pomiary zostały ograniczone występowaniem spalania stukowego, co nie pozwoliło na znalezienie maksimum przebiegów w tym obszarze pracy silnika). Wartości podawane przez innych autorów [13,17,24,25] potwierdzają te obserwacje, choć Heywood [12] pisze, że dla optymalnego wyprzedzenia zapłonu, połowa ładunku zostaje spalona około 10° OWK po GMP. Znajomość optymalnego położenia 50% MFB może znaleźć zastosowanie w systemach sterowania tłokowym silnikiem spalinowym w czasie rzeczywistym. Jest również często przydatna w trakcie modelowania obiegu silnika (np. WAVE wymaga określenia tego właśnie położenia dla funkcji Vibe).

2. Wyznaczanie udziału spalonego ładunku

Wielkością charakterystyczną procesu spalania jest udział części spalonej, będący standaryzowaną proporcją masy ładunku spalonego do chwili i (będącego sumą elementarnych „porcji” ładunku skonsumowanych w okresach spalania, poprzedzających chwilę i) oraz masy ładunku całkowitego. Zakładając proporcjonalność pomiędzy masą spalonego ładunku i wydzieloną wówczas ilością ciepła, możemy przyjąć, że MFB to także stosunek ciepła wydzielonego do i -tej chwili (Q_i) odniesionego do całkowitego ciepła wydzielonego podczas spalania równoważnego ciepłu zawartemu w paliwie (Q_{chem}):

$$MFB = \frac{m_b(i)}{m_b(total)} \approx \frac{Q_i}{Q_{chem}}. \quad (2)$$

Istnieje wiele metod wyznaczania udziału części spalanej, które opierają się na pomiarze ciśnienia w cylindrze silnika i chwilowej objętości czynnika. Najbardziej znana i najstarsza jest procedura Rassweilera i Withrowa [26] wynikająca z założenia, że podczas spalania wzrost ciśnienia Δp (przy wzroście kąta obrotu wału o $\Delta\phi$) jest sumą przyrostu ciśnienia spowodowanego spalaniem Δp_c i zmiany ciśnienia wynikającej ze zmiany objętości Δp_v :

$$\Delta p = \Delta p_c + \Delta p_v. \quad (3)$$

Stąd:
$$\Delta p_c = \Delta p - \Delta p_v. \quad (4)$$

Zakładając, że wzrost ciśnienia Δp_c jest proporcjonalny tylko do ilości ciepła wydzielonego w cylindrze, a zatem i ilości spalonego ładunku, udział części spalanej na końcu rozważanego okresu może być obliczany jako:

$$MFB \approx \frac{Q_i}{Q_{chem}} \approx \frac{\sum_{i=0}^{i=j} \Delta p_{c_i}}{\sum_{i=0}^{i=k} \Delta p_{c_i}}, \quad (5)$$

gdzie: 0 – początek spalania, k – koniec spalania (k jest całkowitą liczbą przedziałów sumacyjnych), j – bieżący przedział sumacyjny.

Zmiany ciśnienia spowodowane zmianą objętości Δp_v obliczamy wg równania politropy:

$$\Delta p_v = p_{i+1} - p_i = p_i \left[\left(\frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^n - 1 \right]. \quad (6)$$

Metoda ta jest szeroko stosowana, choć wg Heywooda [12] zawiera szereg uproszczeń dotyczących m.in. sposobu uwzględnienia wymiany ciepła. Nieco inne zastrzeżenia podnosi Stone [30] sugerując, że ze względu na nieizochoryczność procesu spalania, przyrost ciśnienia nim spowodowany winien być odnoszony do pewnej objętości referencyjnej (może nią być np. objętość komory spalania V_k):

$$\Delta p_c^* = \Delta p_c \cdot \frac{V_i}{V_k}. \quad (7)$$

Inną znaną metodą obliczania MFB jest algorytm opracowany przez McCuistona, Lavoie'a i Kauffmana [18], którzy wykazali, że miarą zaawansowania procesu spalania może być chwilowa wartość wyrażenia pV^κ , a ciepło wydzielone podczas spalania jest proporcjonalne do różnicy:

$$Q_{chem} \approx (p \cdot V^\kappa)_p - (p \cdot V^\kappa)_k, \quad (8)$$

co ostatecznie pozwala zapisać udział części spalanej jako:

$$MFB \approx \frac{Q_i}{Q_{chem}} \approx \frac{(p \cdot V^\kappa)_i - (p \cdot V^\kappa)_p}{(p \cdot V^\kappa)_k - (p \cdot V^\kappa)_p}, \quad (9)$$

gdzie: p, V – ciśnienie i objętość, $()_i$ – parametry w i-tym punkcie,
 $()_k$ – parametry odpowiadające końcowi spalania,
 $()_p$ – parametry odpowiadające początkowi spalania,
 κ – stosunek ciepł właściwych.

Należy podkreślić, że bardzo często (a może nawet częściej niż w oryginalnej postaci), równanie to jest wykorzystywane po zamianie wykładnika ujmującego stosunek ciepła właściwych na wykładnik politropy, którego wartość można wyznaczyć znacznie łatwiej niż wartość wykładnika izentropy. Taka postać stosowana jest między innymi przez Isermanna i Müllera w projektach dotyczących sterowania tłokowymi silnikami spalinowymi realizowanych na Uniwersytecie w Darmstadt [13,14].

Obie przedstawione wyżej metody wymagają znajomości ciśnienia i chwilowej objętości czynnika roboczego oraz wykładnika politropy/izentropy. Metoda iloczynu pV zaprezentowana w [21], opiera się na obliczaniu ilorazu przyrostu wartości iloczynu pV do i -tej chwili czasu spalania (liczonej od momentu zapłonu wyznaczanego przebiegiem sygnału obwodzie wtórnym układu zapłonowego) do wartości przyrostu tego iloczynu za cały okres spalania. Polega więc na określaniu MFB na podstawie jedynie ciśnienia i objętości czynnika roboczego:

$$MFB \approx \frac{m_{bi}}{m_{btota}} \approx \frac{\sum_{i=0}^{i=j} \Delta Q_{ch}}{\sum_{i=0}^{i=N} \Delta Q_{ch}} \approx \frac{\sum_{i=0}^{i=j} (pV)}{\sum_{i=0}^{i=N} (pV)}. \quad (10)$$

Należy podkreślić, że zaletą proponowanej metody pV , to także brak konieczności wyznaczania wartości wykładnika politropy, co, w przypadku zastosowań do sterowania silnika w czasie rzeczywistym, winno ułatwić i przyspieszyć procedurę. Porównanie metod przedstawiono w [22,28].

3. Badania silnikowe

3.1. Przebiegi ciśnienia

Do obliczeń profili udziału spalonego ładunku wykorzystano przebiegi ciśnienia zarejestrowane w trakcie badań realizowanych na stanowisku pomiarowym Instytutu Maszyn Tłokowych i Techniki Sterowania PCz. [20] wyposażonym w 1-cylindrowy silnik badawczy przygotowany na bazie silnika wysokoprężnego S320, który zaopatrzone w układ zapłonowy i przystosowano do zasilania wtryskowo benzyną lub – zamiennie – mieszalnikowo paliwem gazowym (LPG).

Badania prowadzono przy stałej prędkości obrotowej dla współczynnika nadmiaru powietrza zmienianego w zakresie 0,8 do 1,15 oraz dla kątów wyprzedzenia zapłonu ustalanych w granicach 12° do 17° przed GMP. Podczas badań dla każdego punktu pomiarowego rejestrowano trzykrotnie po 40 kolejnych cyklach pracy silnika, otrzymując w sumie po 120 cykli dla każdej nastawy. Do akwizycji danych wykorzystano przygotowany w IMTiTS układ pomiarowy pozwalający na rejestrację przebiegów ciśnienia w cylindrze w funkcji kąta obrotu wału korbowego (czujnik, przedwzmacniacz i znacznik kąta obrotu firmy Kistler) za pomocą karty Ambex LC-020-812 sterowanej programem normLCT [10].

Tabela 1. Dane techniczne silnika S320 zaadaptowanego do zasilania gazem
Table 1. Technical data of S320 engine adapted to gaseous fuelling

Średnica cylindra	120 mm
Skok tłoka	160 mm
Stopień sprężania	9
System zasilania, benzyna/LPG	wtrysk jednopunktowy/mieszalnik
Prędkość obrotowa	1000 obr/min

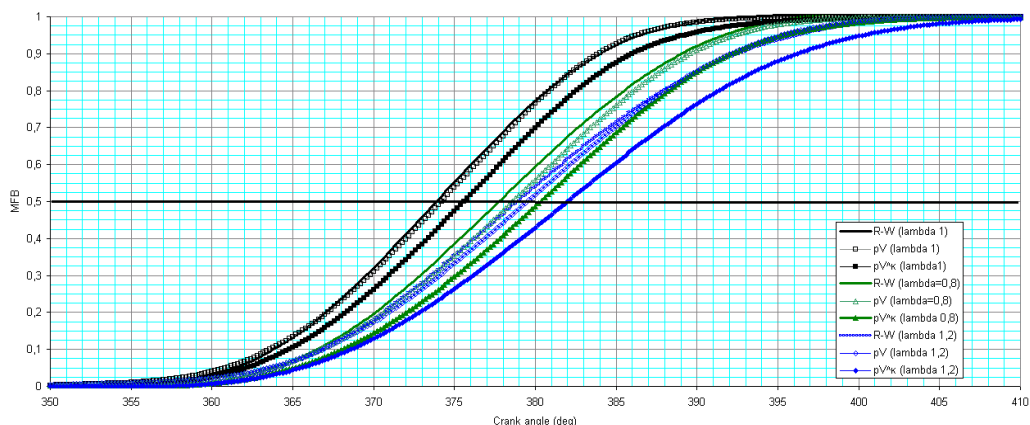
3.2. Analiza wyników pomiarów

Analizę wyników indykowania przeprowadzono przy pomocy dwóch specjalistycznych programów narzędziowych przygotowanych w IMTiTS P.Cz. Pierwszy – program normLCT – służył do akwizycji danych oraz do przekształcania wyników pomiarów pozyskanych co 1° OWK na wyniki o rozdzielczości $0,2^\circ$ OWK (wykorzystano aproksymację funkcjami sklejanymi). Zwiększanie rozdzielczości wyników rejestracji wynikało z konieczności korygowania położenia GMP, określonego metodą termodynamiczną na podstawie maksimum ciśnienia dla silnika napędzanego (brak spalania). Przesunięcie maksimum tego ciśnienia w stosunku do rzeczywistego GMP nie przekracza zwykle 1° OWK, a więc wymaga również uzyskania odpowiedniej rozdzielczości sygnału ciśnienia (zagadnienie korekcji położenia GMP omówiono w [11]). Takie postępowanie służy także usunięciu wysokoczęstotliwościowych szumów z sygnału ciśnienia, co umożliwia precyzyjniejsze określanie parametrów, branych pod uwagę w trakcie prowadzonych obliczeń.

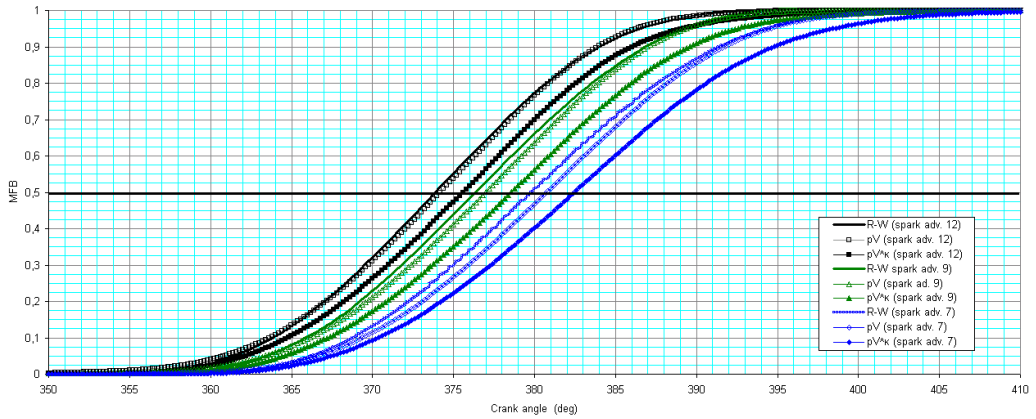
Drugi program – ANALIZA [29] służył opracowaniu tak przygotowanych wyników pomiarów oraz pozwalał na ich graficzną prezentację. Program ten został napisany w Visual Basicu i zaimplementowany w arkuszu kalkulacyjnym Microsoft Excel. Umożliwia on m.in. obliczenia udziału części spalanej metodą Rassweilera i Withrowa (zgodnie z zaleceniami zawartymi w [12,27]), metodą iloczynu pV [21] oraz przy pomocy algorytmu pV^k [18]. Jako kryterium służące wyznaczeniu optymalnego położenia 50% MFB przyjęto wartość maksymalną (dla danego zbioru wyników) średniego ciśnienia indykowanego, które liczone było indywidualnie dla każdego z 40-120 cykli.

3.3. Przebiegi udziału spalonego ładunku

Porównanie profili udziału spalonego ładunku (MFB) obliczonych klasyczną metodą Rassweilera-Withrowa, metodą iloczynu pV oraz metodą iloczynu pV^k pozwala zauważyć, że średnie wartości (tj. obliczone na podstawie przebiegów MFB obliczanych dla kolejnych cykli pracy silnika) udziału części spalanej określone metodami Rassweilera-Withrowa oraz iloczynu pV wykazują się niewielkimi różnicami.



Rys. 1. Udziały części spalanej liczone metodą R-W, pV i pV^k dla silnika zasilanego LPG i różnych składów mieszanki
 Fig. 1. Mass fraction burned curves calculated with the R-W, pV and pV^k method for LPG (various air excess ratios)

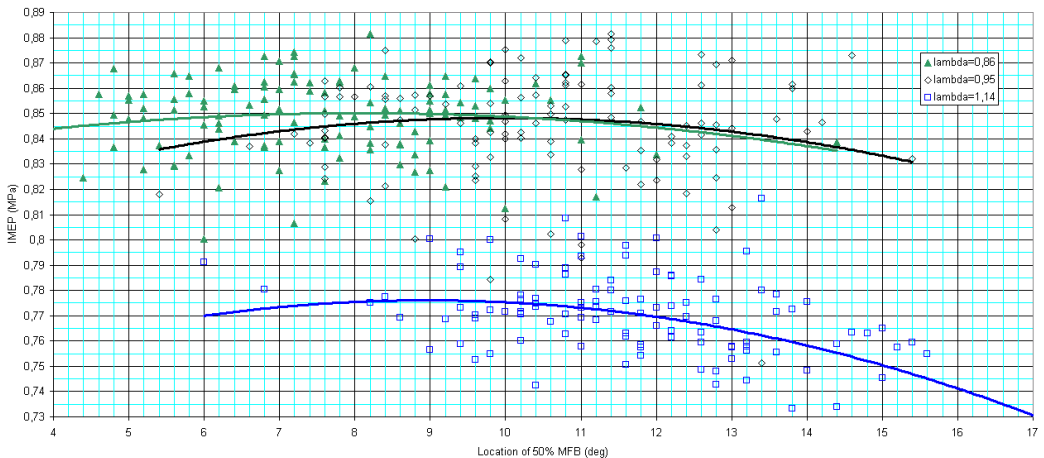


Rys. 2. Udziały części spalanej liczone metodą R-W, pV i pV^κ (LPG, różne kąty wyprzedzenia zapłonu)
 Fig. 2. Mass fraction burned curves calculated with the R-W, pV and pV^κ method for LPG (various spark timings)

Wyniki porównań zilustrowano na rysunkach 1 i 2. Do obliczeń przyjmowano wykładnik izentropowy $\kappa=1,29$, co stanowi przeciętną wartość ilorazu c_p/c_v dla całego okresu spalania. Uwzględnienie jego zmiany w trakcie spalania nie powoduje znaczącej zmiany położenia 50% MFB [28]. Dla silnika zasilanego benzyną różnice położenia 50% MFB nie przekraczają $0,3^\circ$ OWK (rys. 1) dla każdego rozważanego składu mieszanki. Dla silnika zasilanego gazem różnice są nieco wyraźniejsze, lecz w żadnym przypadku nie przekraczają 1° OWK. Różnica jest najmniejsza dla stechiometrycznego składu mieszanki i rośnie zarówno przy jej wzbogacaniu jak i zubożaniu. Różnice położenia 50% MFB dla metody Rassweilera-Withrowa oraz iloczynu pV^κ charakteryzują się nieco większymi wartościami sięgając 2° OWK dla silnika zasilanego benzyną oraz 3° OWK dla silnika zasilanego gazem.

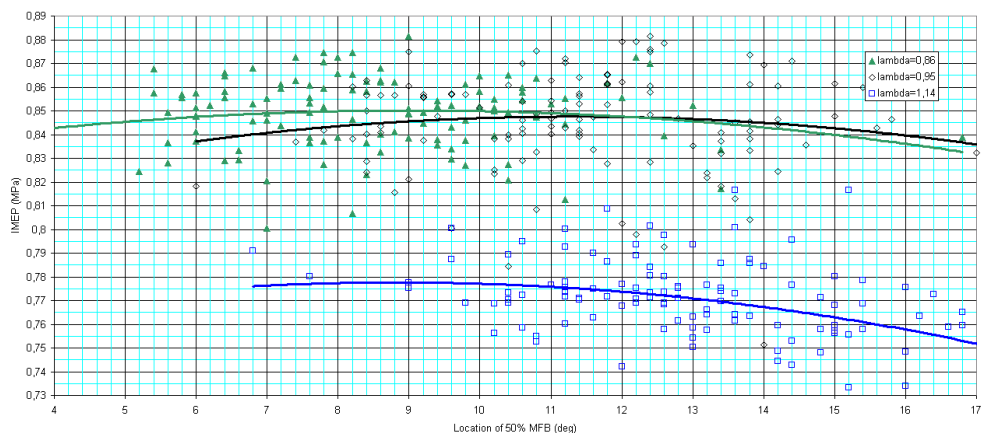
3.4. Optymalne położenie 50% MFB

3.4.1. Zasilanie benzyną



Rys.3. Optymalne położenie 50% MFB liczonego metodą pV dla silnika zasilanego benzyną i różnych składów mieszanki (kąt wyprzedzenia zapłonu 17° przed GMP)

Fig. 3. Optimal location of 50% MFB calculated with the pV method for the engine powered with gasoline (spark timing 17° before TDC, various air excess ratios)



Rys.4. Optymalne położenie 50% MFB liczonego metodą pV^k dla silnika zasilanego benzyną i różnych składów mieszanki (kąt wyprzedzenia zapłonu 17° przed GMP)

Fig. 4. Optimal location of 50% MFB calculated with the pV^k method for the engine powered with gasoline (spark timing 17° before TDC, various air excess ratios)

Wyniki obliczeń położenia odpowiadającego wypaleniu połowy ładunku cylindra (50% MFB) otrzymane metodą iloczynu pV dla silnika napędzanego benzyną zilustrowano na rysunku 3, prezentując wyniki dla różnych składów mieszanki. Na wykres naniesiono wielomianowe krzywe regresji aproksymujące zmiany średniego ciśnienia indykowanego w funkcji położenia 50% MFB. Analiza wykresów pokazuje, że dla silnika zasilanego benzyną, niezależnie od składu mieszanki, optimum położenia 50% MFB (tj. położenia zapewniające maksimum p_i) znajduje się w przedziale $8 \div 10^\circ$ OWK po GMP. Wyniki uzyskane przy zastosowaniu metody pV^k (rys. 4) sugerują przesunięcie optymalnego położenia o około 1° w kierunku wyższych wartości kąta.

3.4.2. Zasilanie gazem

W przypadku zasilania gazem wyraźne maksimum p_i osiągnięto dla mieszanki stechiometrycznej (rys. 5 i 6).

Wyniki uzyskane dla składu mieszanki różnego od stechiometrycznego ($\lambda=0,8$ i $\lambda=1,15$) nie pozwalały na wyznaczenie maksimum średnich ciśnień indykowanych, co wymusiło ekstrapolację krzywych w celu oszacowania spodziewanego maksimum przebiegów (rys. 5).

Optymalne położenie 50% MFB dla mieszanki stechiometrycznej znajduje się około $11-12^\circ$ OWK po GMP (rys. 6). Dla mieszanek o składzie innym niż stechiometryczny, dokonana ekstrapolacja sugeruje, że maksima średniego ciśnienia indykowanego mogłyby wystąpić dla położenia 50% MFB przypadającego w podobnym położeniu $11 \div 13^\circ$ OWK po GMP.

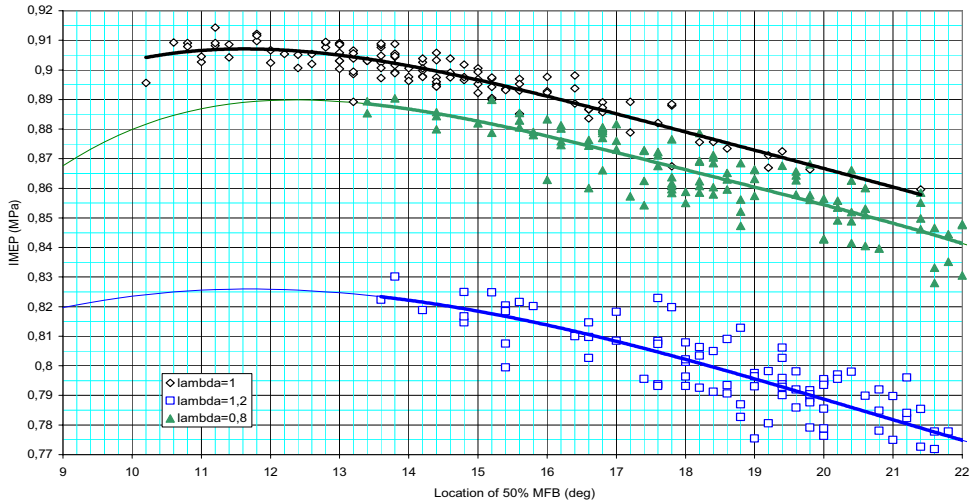
4. Podsumowanie

Przeprowadzone obliczenia zilustrowano syntetycznie na rysunku 7 ilustrującym zmiany średniego ciśnienia indykowanego w funkcji położenia 50% MFB. Do porównania przyjęto jedynie (by nie zaciemniać rysunku) wyniki otrzymane dla stechiometrycznych mieszanek obu paliw przy stałych kątach wyprzedzenia zapłonu (rysunki 4 i 6 dowodzą, że wyprzedzenie zapłonu praktycznie nie ma wpływu na optymalne położenie 50% MFB).

Porównanie obu par przebiegów wskazuje że:

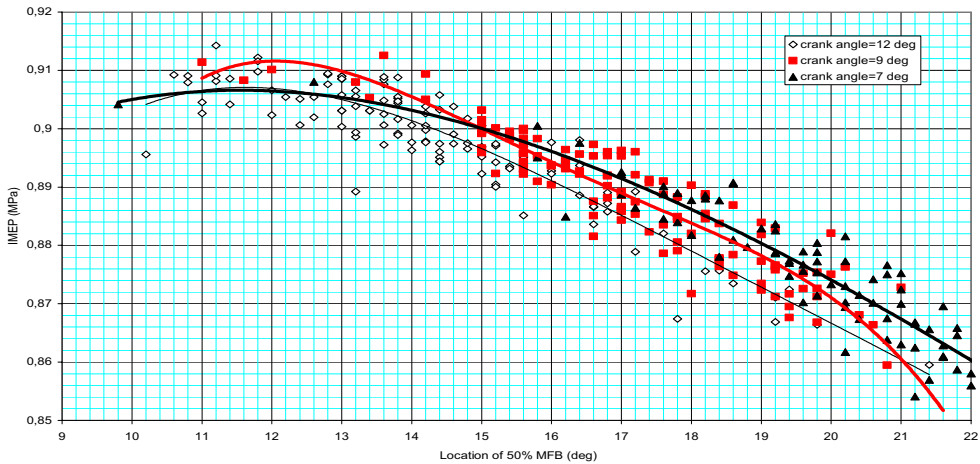
- optymalne położenie 50% MFB dla benzyny to $10-11 \pm 2^\circ$ OWK po GMP (jest więc ono bliższe raczej wynikom Heywooda niż Bargende);

- optymalne położenie 50% MFB dla LPG jest nieco bardziej opóźnione. Oszacowano je na $12 \pm 2^\circ$ OWK po GMP;



Rys.5. Optymalne położenie 50% MFB liczonego metodą pV dla silnika zasilanego LPG i różnych składów mieszanki (kąt wyprzedzenia zapłonu 12° przed GMP)

Fig. 5. Optimal location of 50% MFB calculated with the pV method for the engine powered with LPG (spark timing 12° before TDC, various air excess ratios)



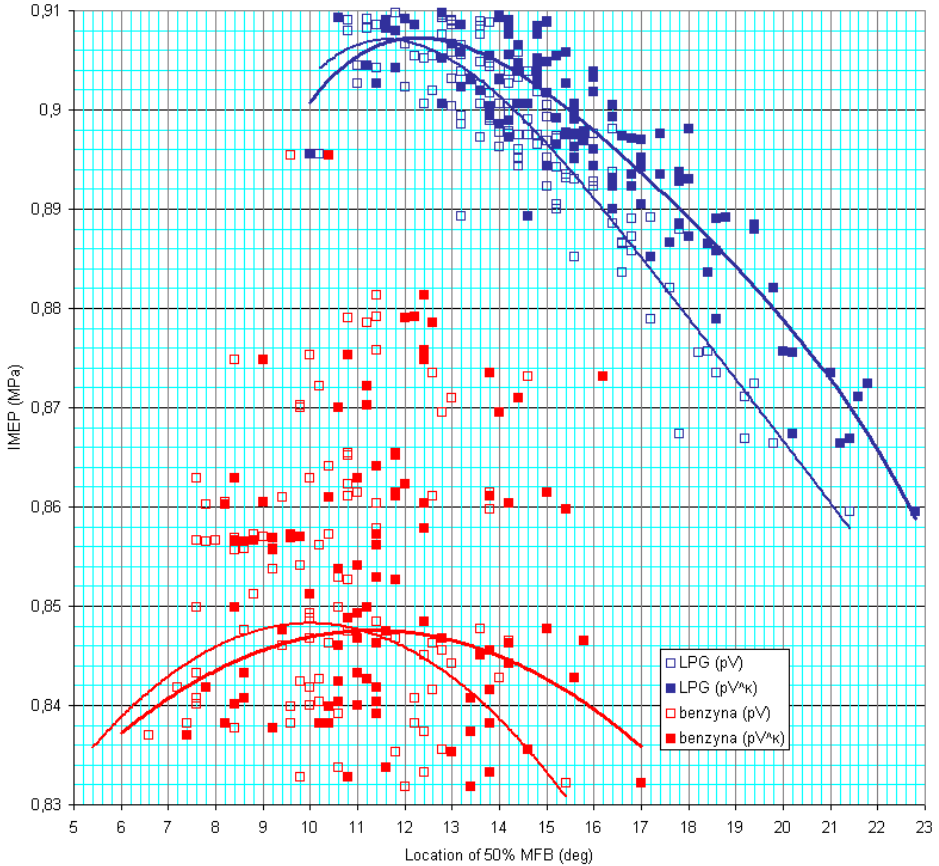
Rys.6. Optymalne położenie 50% MFB liczonego metodą pV dla silnika zasilanego LPG i różnych kątów wyprzedzenia zapłonu ($\lambda=1$)

Fig. 6. Optimal location of 50% MFB calculated with the pV method for the engine powered with LPG ($\lambda=1$)

- przebiegi dla benzyny są bardziej rozmyte, niż dla gazu i być może stąd pewna rozbieżność podawanych w literaturze położen optymalnych.

W efekcie wszystkich przeprowadzonych obliczeń należy stwierdzić, że pomiędzy optymalnymi położeniami 50% MFB, określonymi metodami: Rassweilera-Withrowa oraz iloczynu pV, nie ma znaczących różnic, a wyniki otrzymywane przy pomocy algorytmu pV^K różnią się od powyższych

o około 1° OWK, co w świetle wskazywanego już rozmycia wyników może mieć drugorzędne znaczenie.



Rys.7. Położenia 50% MFB w zależności od rodzaju paliwa i metody obliczeń
Fig. 7. The locations of 50% MFB depending on fuel and method computing

Literatura

- [1] Assanis, D.N. et al., *A methodology for cycle-by-cycle transient heat release analysis in a turbocharged direct injection diesel engine*, SAE Technical Paper 2000-01-1185.
- [2] Bargende, M., *Schwerpunkt-Kriterium und automatische Klingelerkennung*, MTZ 10/1995.
- [3] Brown, B. R., *Combustion data acquisition and analysis*, <http://www.xarin.co.uk/FinalProjectReport.pdf>.
- [4] Brunt, M. F. J., Harjit, A., Emtage, A. L., *The calculation of heat release energy from engine cylinder pressure data*, SAE Technical Paper 981052.
- [5] Brunt, M.F.J., Platss, K. C., *Calculation of heat release in direct injection diesel engine*, SAE Technical Paper 199-01-0187.
- [6] Cheung, H. M., and Heywood, J. B., *Evaluation of a one-zone burn-rate analysis procedure using production SI engine pressure data*, SAE Technical Paper 932749.
- [7] Cupiał, K., *SILNIK – wersja 2001.5 – program do opracowywania wykresów indykatorowych*. Instytut Maszyn Tłokowych i Techniki Sterowania, Częstochowa 2002.

- [8] Eriksson, L., *Spark advance modeling and control*. Printed by Linus & Linnea AB, Linköping, Sweden 1999, ISBN 91-7219-479-0 ISSN 0345-7524.
- [9] Gatowski, J.A., Balles, E. N., Chun, K. M., Nelson, F. E., Ekchian, J. A., and Heywood, J. B., *Heat release analysis of engine pressure data*, SAE Technical Paper 841359.
- [10] Gruca, M., *LCT - program do rejestracji i analizy harmoniczej sygnałów*, Politechnika Częstochowska 2006.
- [11] Gruca, M., Mendera, K. Z., Wyznaczanie GMP tłoka, Kones 2005.
- [12] Heywood, J. B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill series in mechanical engineering, McGraw-Hill, 1988.
- [13] 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.
- [14] 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.
- [15] Kuhl, A.L., Oppenheim, A.K., *Life of fuel in engine cylinder*, SAE Technical Paper 980780.
- [16] Kuo, P., *Cylinder pressure in a spark-ignition engine, a computational model*. Engineering Sciences J. Undergrad. <http://hcs.harvard.edu/~jus/0303/kuo.pdf>.
- [17] Leonhardt, S., Müller, N., Isermann, R., *Methods for engine supervision and control based on cylinder pressure information*, <http://w3.rt.e-technik.tu-darmstadt.de/~mueller/pdf/asme99.pdf>.
- [18] 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.
- [19] Mendera, K. Z., Pasternak, M., Smereka, M., Sobiepański, M., Sosnowski, M., *Calibration of spark ignition engine model*, PTNSS Kongres, Szczyrk 2005.
- [20] Mendera, K. Z., Spyra, A., Smreka, M., *Wpływ nastaw regulacyjnych silnika gazowego na profil udziału spalonego ładunku*, VII Międzynarodowa Konferencja Naukowa SILNIKI GAZOWE 2006.
- [21] Mendera, K. Z., Spyra, A., Smereka, M., Mass fraction burned algorithm based on the pV product, Journal of Kones Internal Combustion Engines 2002, vol. 9.
- [22] Mendera, K.Z., Spyra, A., Smereka, M., Mass Fraction Burned Analysis. Journal of Kones Internal Combustion Engines 2002, vol. 9.
- [23] Mendera, K. Z., Thermodynamic analysis of spark ignition engine pressure data, Journal of Kones Internal Combustion Engines 2004, vol. 11.
- [24] Müller, N., Nelles, O., Isermann, R., Closed-loop ignition control using on-line learning of locally-tuned Radial Basis Function Networks, <http://w3.rt.e-technik.tu-darmstadt.de/~mueller/pdf/acc99.pdf>.
- [25] Müller, N., Ullrich, T., Adaptive ignition control using on-line learning of delaunay networks, <http://w3.rt.e-technik.tu-darmstadt.de/~mueller/pdf/ecc99.pdf>.
- [26] Rassweiler, G.M., Withrow, L.: Motion picture of engine flames correlated with pressure cards, SAE Technical Paper 800131.
- [27] Sellnau, M., Matekunas, F.A., Battiston, P., Chen-Fang Chang: Cylinder-pressure-based engine control using pressure-ratio-management and low-cost non-intrusive cylinder pressure sensors, SAE Technical paper 2000-01-0932.
- [28] Smereka, M., Analiza procesu wydzielania ciepła w tłokowym silniku spalinowym, Praca doktorska w przygotowaniu.
- [29] Smereka, M., ANALIZA – program do analizy wyników indykowania., Częstochowa 2006.
- [30] Stone, R., Introduction to internal combustion engines, Palgrave, 3rd edition, 1999.
- [31] AVL IndiCom. <http://tec.avl.com>
- [32] WAVE v5 Engine, Reference manual, Ricardo 2002.