

DETERMINATION OF A PISTON TDC

Krzysztof Z. Mendera, Michał Gruca

Częstochowa University of Technology
Institute of Internal Combustion Engines and Control Engineering
Al. Armii Krajowej 21, 42-200 Częstochowa
tel.: +48 (034) 3250515
e-mail: gruca@imc.pcz.czyst.pl
e-mail: mendera@imc.pcz.czyst.pl

Abstract

Paper presents experimental and numerical studies of thermodynamic loss angle (TLA), which as correction constant should be entered to the program for thermodynamic analysis of engine cycle. Obtained results differ at the level of 0.2 CAD. Taking into consideration that the measurement uncertainty is not less than 0.1 CAD, the observed differences support the thesis that the TLA is a characteristic value which should be evaluated individually for each measurement issue. One took into account the also unique method of marking TDC proposed by Tazerout, Le Corre, and Rousseau. A base to marking TDC is the displacement of the course of the pressure for 0, 45° left, with relation to of the position, wherein follows the disappearance on the graph T(S) of the characteristic loop.

WYZNACZANIE GMP TŁOKA

Streszczenie

W pracy określono eksperymentalne i obliczeniowo wartości kąta strat termodynamicznych między punktem wystąpienia maksimum ciśnienia a GMP tłoka w silniku napędzanym bez doprowadzenia paliwa, który, jako stała poprawka, może być wprowadzony do programu analizy termodynamicznej. Stwierdzono zróżnicowanie uzyskiwanych wyników osiąganych różnymi metodami na poziomie do 0,2 °OWK. Uwzględniając fakt, że prezentowane metody nie zapewniają dokładności lepszej niż 0.1 °OWK, obserwowane różnice potwierdziły tezę, że poprawka GMP ma charakter specyficzny i winna być indywidualnie wyznaczana dla każdego zadania pomiarowego. Uwzględniono także unikalną metodę wyznaczania GMP zaproponowaną przez Tazerout, Le Corre, i Rousseau. Podstawą do wyznaczania GMP jest przesunięcie przebiegu ciśnienia o 0,45° w lewo, w stosunku do położenia, w którym następuje zanikanie na wykresie T(S) charakterystycznej pętli.

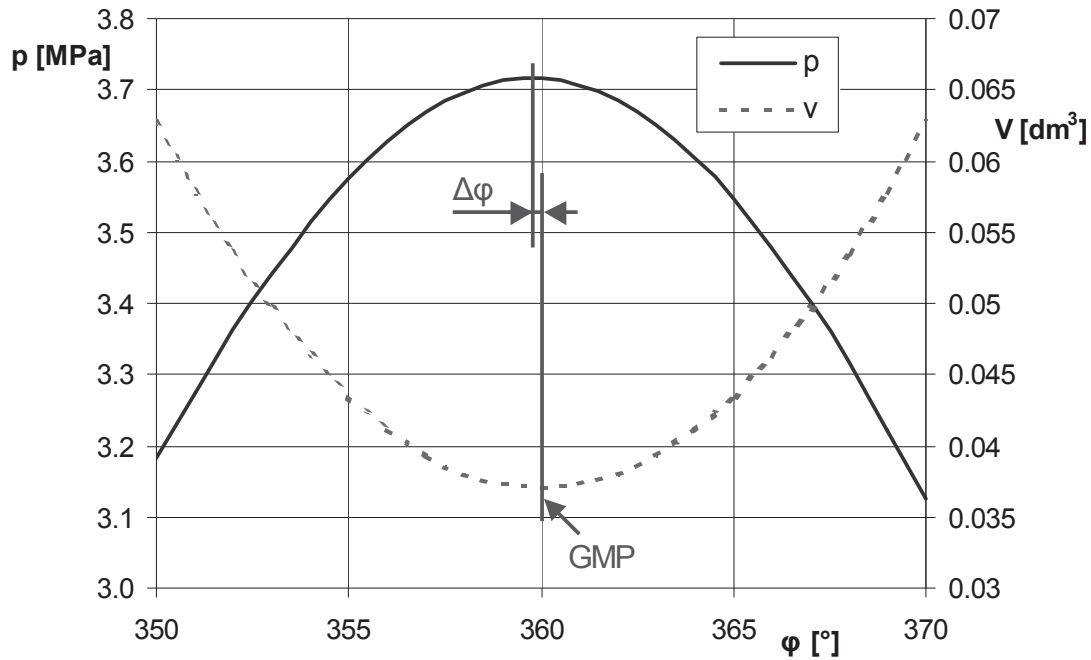
1. Wstęp

Wśród wielu czynników wpływających na dokładność wyników analizy termodynamicznej obiegu silnika tłokowego, jednym z najważniejszych jest błąd określenia Górnego Martwego Położenia (GMP) tłoka, czyli położenia początku cyklu silnikowego w zarejestrowanym przebiegu ciśnienia. Jak wykazują liczne badania [2, 3, 5, 6, 7, 9] przesunięcie położenia GMP tłoka na wykresie indykatorowym o 1°OWK powoduje zmianę obliczonego ciśnienia indykowanego w zakresie 5-8% oraz obliczonego ciepła wydzielonego na poziomie 5-10%. Dlatego tak istotne jest prawidłowe określenie GMP tłoka, ustalającego początek wykresu indykatorowego.

Istnieje wiele metod eksperymentalnych pozwalających wyznaczyć rzeczywiste położenie tłoka: statycznie (np. korzystając z czujnika zegarowego) lub dynamicznie przy użyciu sond pojemnościowych, mikrofalowych lub fotoelektrycznych [1, 8]. Metody dynamicznego wyznaczania GMP tłoka są dość kosztowne a przede wszystkim inwazyjne. Wymagają także „obcego” napędu badanego silnika. W celu uniknięcia konieczności stosowania dodatkowego urządzenia, najczęściej wykorzystuje się termodynamiczną metodę wyznaczania GMP, polegającą na znajdowaniu maksimum ciśnienia na wykresie indykatorowym silnika napędzanego bez doprowadzenia paliwa i opartą na założeniu, że GMP tłoka (odpowiadające z definicji minimum objętości) jest identyczne z maksimum ciśnienia:

$$pV = mR \cdot T \quad \rightarrow \quad p_{max} = \frac{mR \cdot T}{V_{min}}$$

Takie postępowanie obarczone jest jednak błędem, ponieważ maksimum ciśnienia w silniku napędzanym wyprzedza GMP tłoka o pewien kąt. Wyprzedzenie to jest skutkiem nieodwracalności wynikających z oddziaływania przedmuchów medium z cylindra i wymiany ciepła ze ściankami. Daje to w sumie kąt strat termodynamicznych $\Delta\phi$ pokazany na rys.1. Kąt ten jest różny dla różnych silników, a jego wartość zmienia się wraz z obciążeniem i prędkością obrotową, i dlatego tak istotne jest jego prawidłowe wyznaczenie w każdym przypadku.



Rys. 1. Kąt strat termodynamicznych $\Delta\phi$ między punktem wystąpienia maksimum ciśnienia a GMP tłoka w silniku napędzanym

Fig. 1. Thermodynamic loss angle (TLA) - the crank angle difference between the TDC and the motored peak pressure angle

Celem pracy było określenie (zarówno eksperymentalne jak i obliczeniowe) wartości kąta strat termodynamicznych między punktem wystąpienia maksimum ciśnienia a GMP tłoka w silniku napędzanym bez doprowadzenia paliwa, który, jako stała poprawka, mógłby być wprowadzony do programu analizy termodynamicznej.

2. Badania eksperymentalne

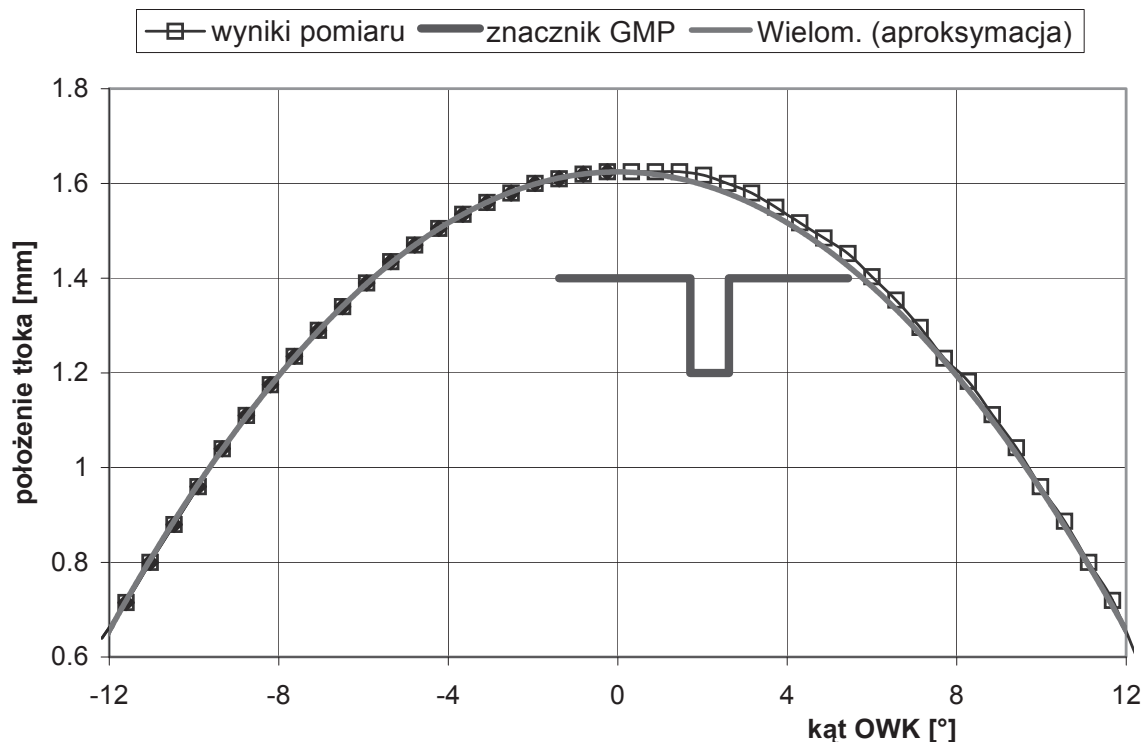
2.1. Badania statyczne

Opisywane badania przeprowadzono na jednocylindrowym silniku wysokopiętnym z wtryskiem bezpośrednim (DI) o pojemności skokowej 572 cm³. W warunkach statycznych wyznaczono zależność położenia tłoka od kąta obrotu wału korbowego. Celem pomiarów było ustalenie prawidłowego ustawienia elektronicznego znacznika GMP.

Pomiary położenia tłoka przeprowadzono w zakresie $\pm 12^\circ$ OWK wokół domniemanego GMP przy pomocy zegarowego czujnika przemieszczeń umieszczonego w otworze wtryskiwacza. Obracając, przy pomocy sprzęgniętego z kołem zamachowym mechanizmu śrubowego, wał korbowy silnika z krokiem $0,5^\circ$ OWK, mierzono wznios tłoka. Równocześnie wyznaczono położenia katowe, w których fotoelektryczny czujnik położenia tarczy z naciętymi na obwodzie prostokątnymi zębami i sztywno połączonej z kołem zamachowym silnika, generuje następujące elektryczne impulsy:

- jeden przypadający na obrót wału korbowego wykorzystywany do oznaczenia kąтового punktu odniesienia dla przebiegu ciśnienia (tzw. znacznik GMP),
- i 360 generowanych co 1° OWK, a wykorzystywanych do wyzwalania rejestracji kolejnych próbek ciśnienia.

Wyniki średnie z pięciu powtórzonych serii pomiarowych ilustruje rys.2.



Rys. 2. Wyniki statycznego wyznaczenia położenia tłoka
Fig. 2. Results of the static TDC-determination

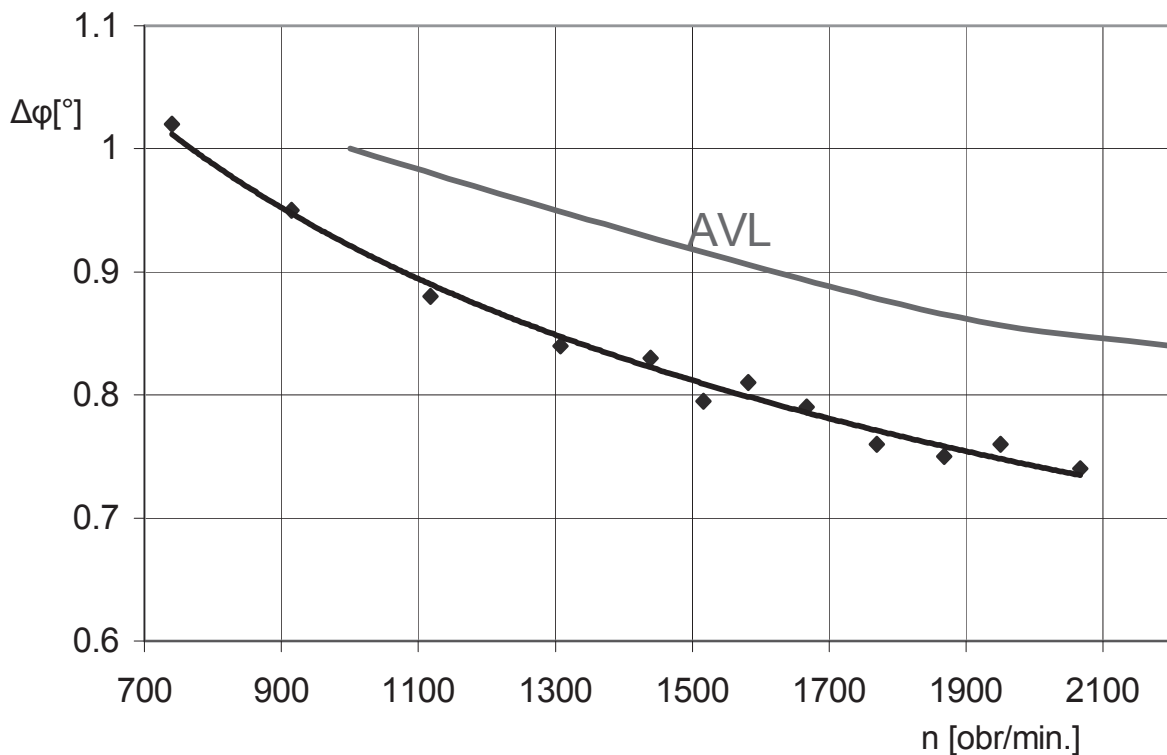
Zaznaczony na rys.2 prostokątny kształt to poziom napięcia sygnału wytwarzanego przez elektroniczny czujnik naciętego na tarczy zębatej znacznika GMP. Znacznik ten został wstępnie ustawiony zgodnie z fabrycznie naniesionym na kole zamachowym oznaczeniem GMP. Na rys.2. widoczne jest „spłaszczenie” charakterystyki wzniosu tłoka w części środkowej i wyraźny brak jej symetrii. Jest to spowodowane istniejącymi luzami i tarciami w mechanizmie korbowym wywołującymi „zawieszenie” tłoka w GMP. Z tego względu, za GMP tłoka przyjęte zostało maksimum wielomianu drugiego stopnia, którego równanie zostało wyznaczone na podstawie aproksymacji jedynie lewej części charakterystyki tzn. tylko wznoszenia tłoka. Wykonane pomiary pozwoliły na wyznaczenie wartości kątowej poprawki instalacyjnej dla zastosowanego elektronicznego znacznika GMP.

2.2. Badania dynamiczne - rejestracja znacznika GMP i ciśnienia w funkcji czasu

W warunkach dynamicznych – silnik był napędzany bez doprowadzenia paliwa – wykonano serię pomiarów położenia elektrycznego impulsu generowanego przez fotoelektryczny czujnik naciętego na tarczy zębatej znacznika GMP (ustawionego zgodnie z wynikami pomiarów statycznych), względem maksimum ciśnienia. Pomiary przeprowadzono dla prędkości obrotowych silnika z zakresu od 740obr/min do 2100obr/min. Każda rejestracja obejmowała 50 cykli silnikowych. Zarejestrowane jednocześnie: przebieg ciśnienia w cylindrze i przebieg sygnału znacznika GMP [13] zostały poddane analizie, której celem było wyznaczenie przesunięcia kąowego między maksimum przebiegu ciśnienia

i znacznikiem GMP. W celu dokładnego wyznaczenia chwili wystąpienia maksimum ciśnienia, jego przebieg w zakresie $\pm 20^\circ\text{OWK}$ wokół GMP tłoka był aproksymowany wielomianem 6. stopnia, a następnie wyznaczano jego maksimum przyrównując do zera pierwszą pochodną otrzymanego równania.

Przy wyznaczaniu kąta strat termodynamicznych $\Delta\phi$ przyjęto, że w warunkach dynamicznych przesunięcie katowe między GMP tłoka a znacznikiem elektronicznym GMP nie ulega zmianie (np. na skutek opóźnienia czasowego wprowadzanego przez elektroniczne przetworniki impulsu ze znacznika) i pozostaje takie samo jak w czasie pomiarów statycznych. Kąt przesunięcia między maksimum ciśnienia a znacznikiem GMP obliczono jako średnią arytmetyczną przesunięć katowych wyznaczonych indywidualnie dla każdego z 50 cykli. Odchylenie standardowe tego przesunięcia dla 50 cykli mieściło się w zakresie $\pm 0,02^\circ\text{OWK}$. Odejmując od w ten sposób wyznaczonych wartości przesunięcia katowego dla różnych prędkości silnika - przesunięcie w warunkach statycznych - uzyskano wartości kąta strat termodynamicznych $\Delta\phi$. Otrzymane wyniki ilustruje rys. 3.



Rys. 3. Zmiana kąta strat termodynamicznych $\Delta\phi$ w funkcji prędkości obrotowej i jej porównanie z wynikami AVL [1]

Fig. 3. Thermodynamic loss angle (TLA) vs. engine speed. Comparison with AVL results [1]

Uzyskane wyniki różnią się nieco od danych AVL [1] prezentowanych dla pojemnościowego czujnika położenia tłoka. Zmierzone w pracy wartości kąta strat termodynamicznych dla silnika DI są o około $0,15^\circ\text{OWK}$ mniejsze od podawanych przez AVL i odpowiadają wartościom, które wg AVL są charakterystyczne raczej dla silnika benzynowego. Należy jednak zaznaczyć, że wspomniana rozbieżność wyników nie przekracza granic niepewności wyznaczenia kąta strat termodynamicznych oszacowanej na poziomie $\pm 0,12^\circ\text{OWK}$ dla przeprowadzonych pomiarów i $0,1^\circ\text{OWK}$ dla czujnika AVL OT-Sensor 428 [1].

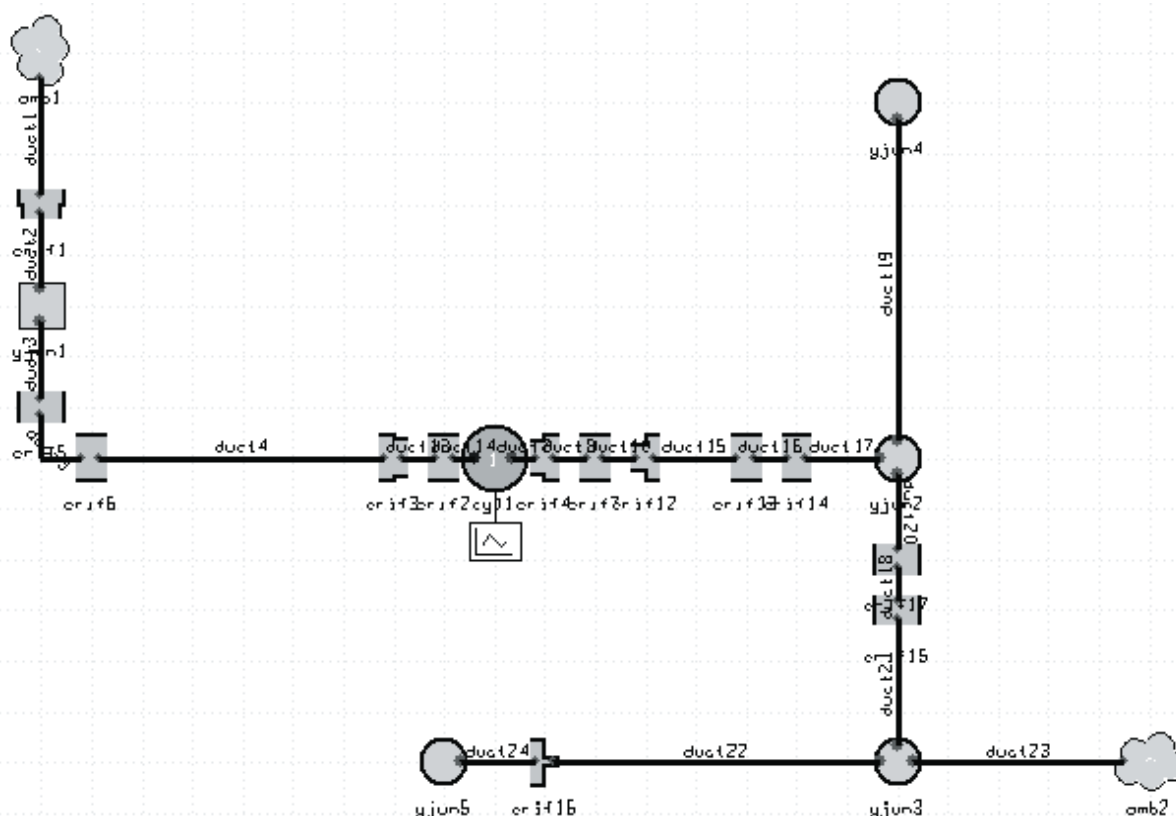
3. Badania numeryczne

Badania numeryczne, mające na celu określenie wartości (i przyczyny) „przesunięcia” maksimum ciśnienia względem minimum objętości, przeprowadzono dwukrotnie. Najpierw zbadano wpływ samej tylko wymiany ciepła wykorzystując program Ricardo Wave, a następnie określono wpływ przedmuchów za pomocą specjalnie przygotowanego modelu 0-wymiarowego.

3.1. Modelowanie w programie Wave

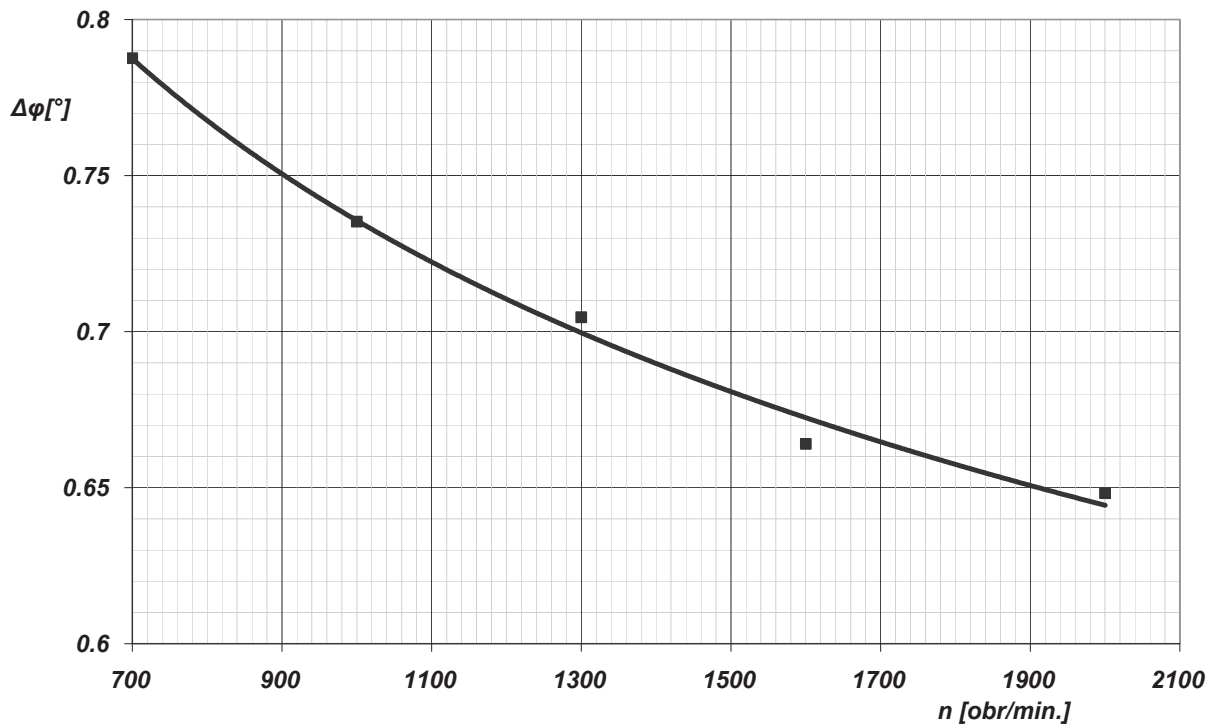
Program Wave, opracowany przez Ricardo Software [21], należy (podobnie jak inne programy komercyjne takie jak GT Power [19] czy AVL BOOST [20]) do grupy tzw. programów 1-wymiarowych (1D CFD), łączących 0-wymiarowe ujęcie procesów w cylindrze silnika z 1-wymiarowymi obliczeniami procesów termoprzepływowych w układzie dolotowym i wylotowym silnika.

Model silnika, zainstalowanego na stanowisku pomiarowym Instytutu Maszyn Tłokowych i Techniki Sterowania P. Cz. przedstawiono na rys. 4.



Rys. 4. Model obliczeniowy w programie Wave
Fig. 4. Wave schematic for 1 – cylinder experimental CI engine

Model został skalibrowany zgodnie z procedurą przedstawioną w [23]. Programowanie umożliwiło określenie położenia maksimum ciśnienia kompresji (a więc przesunięcie w stosunku do GMP) w funkcji prędkości obrotowej silnika. Wyniki tych obliczeń zilustrowano na rys.5.



Rys. 5. Kąt strat termodynamicznych spowodowanych wymianą ciepła (wyniki obliczeń w programie Wave)
 Fig. 5. TLA due to heat transfer (Wave results)

3.2. Modelowanie wpływu przedmuchi

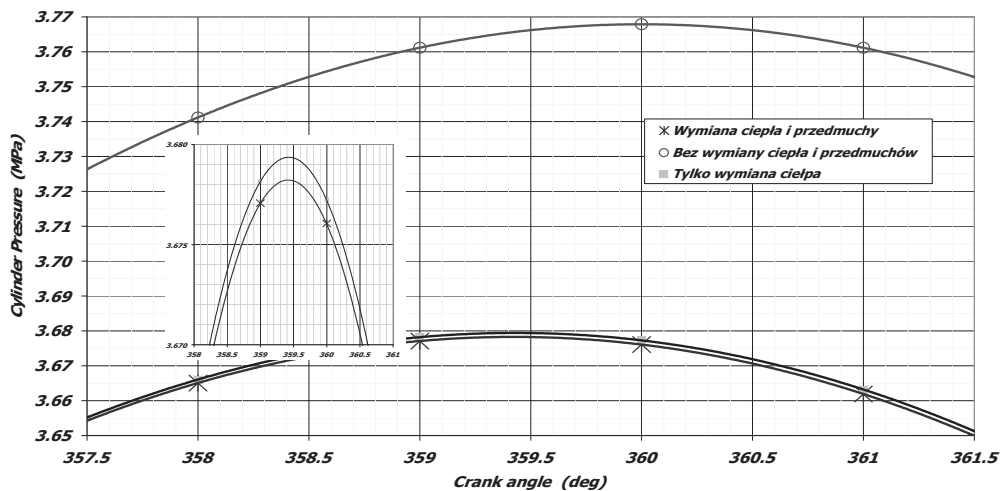
Wersja edukacyjna programu Wave, jaką dysponuje IMTiTS, nie umożliwia modelowania przepływów szczelinowych i przedmuchi. Dlatego przygotowano 0-wymiarowy model obiegu silnika pozwalający na obliczenia zmian ciśnienia w cylindrze w okresie zamknięcia zaworów. Wymianę ciepła aproksymowano równaniem Woschni [18], przepływy szczelinowe obliczono jak w [12, 15], a przedmuchi przybliżono równaniem (jak w [15, 16]):

$$\frac{dm_p}{d\phi} = A \frac{\Psi}{\omega} \sqrt{\frac{p}{v}}$$

gdzie: A - zastępcza powierzchnia przedmuchi,
 Ψ - krytyczna liczba przepływu,
 p, v - ciśnienie i objętość właściwa czynnika roboczego,
 ω - prędkość kątowna silnika.

Poprawność określenia wpływu przedmuchi jest uzależniona od prawidłowego oszacowania zastępczej powierzchni przedmuchi. Kwestię tę rozwiązano kierując się założeniem, że dla silnika wartość przedmuchi nie może przekroczyć 1-1.5‰ zużycia powietrza [24]. Warunek ten może być spełniony dla zastępczej powierzchni przedmuchi nie przekraczającej 2 milionowych (2ppm) powierzchni przekroju cylindra. Wyniki obliczeń pokazano na rys.6. Wskazuje on, że przedmuchi praktycznie nie mają wpływu na przesunięcie maksimum ciśnienia.

Stwierdzenie to stoi w jawnej sprzeczności z wynikami [10], zgodnie z którymi wpływ przedmuchi określono jako przeważający w stosunku do „pomijalnie małego” wpływu strat ciepła. Należy jednak pamiętać, że przeprowadzone w tej pracy obliczenia wykonano dla powierzchni przedmuchi stanowiącej 500 milionowych powierzchni tłoka, co odpowiada „dziurze” o średnicy 2 mm.

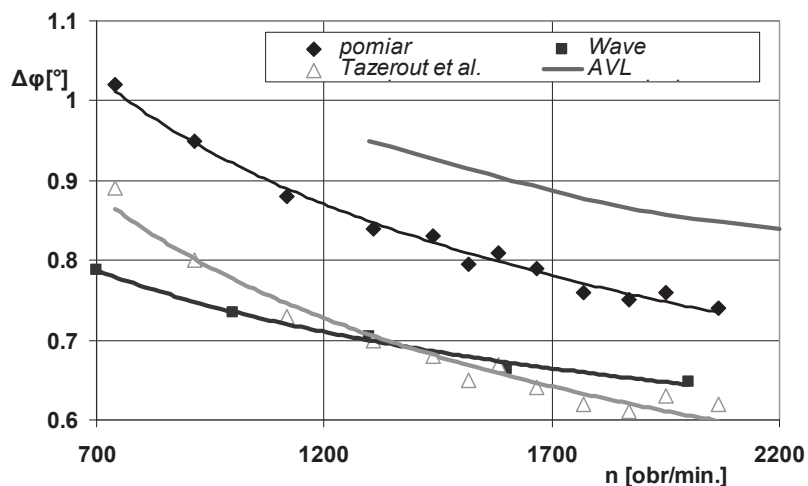


Rys. 6. Kąt strat termodynamicznych spowodowanych wymianą ciepła i przedmuchami (model 0-wymiarowy)

Fig. 6. TLA due to heat transfer and blow by loss (0-D model)

4. Podsumowanie

Wyniki przeprowadzonych pomiarów i obliczeń kąta strat termodynamicznych zestawiono na rys. 7 wraz z danymi literaturowymi. Obok wspomnianych wcześniej wyników [1] uwzględniono także unikalną metodę wyznaczania GMP zaproponowaną przez Tazerout, Le Corre, i Rousseau [11]. Zastosowany przez nich termodynamiczny sposób określania GMP tłoka polega na obserwacji kształtu wykresu temperatura – entropia $T(S)$ otrzymanego na podstawie przebiegu ciśnienia w silniku napędzanym bez doprowadzenia paliwa. Podstawą do wyznaczania GMP jest przesunięcie przebiegu ciśnienia o $0,45^\circ$ w lewo, w stosunku do położenia, w którym następuje zanikanie na wykresie $T(S)$ charakterystycznej pętli.



Rys. 7. Kąt strat termodynamicznych – porównanie wyników

Fig. 7. TLA – comparison of the results

Rysunek 7 pokazuje zróżnicowanie uzyskiwanych wyników sięgające $0,2^\circ$ OWK. Z punktu widzenia dokładności analizy obiegu jest to wartość niewątpliwie znacząca jako że może prowadzić do ok. 2% błędów określenia średniego ciśnienia indykowanego i ciepła wydzielonego. Biorąc jednak pod uwagę fakt, iż żadna z prezentowanych metod nie charakteryzuje się dokładnością lepszą niż $0,1^\circ$ OWK, obserwowane różnice należy raczej potraktować jako potwierdzenie postawionej na wstępie tezy, że poprawka GMP ma charakter indywidualny i winna być osobno wyznaczana dla każdego zadania pomiarowego.

Literatura

- [1] AVL OT-Sensor 428 – www.avl.com.
- [2] Cupiał K., Dużyński A., Gruca M., Grzelka J., "Some Errors of Gas Engine Indication", Journal of KONES Internal Combustion Engines Vol.8 nr 1-2, 2001.
- [3] Cupiał K., Dużyński A., Gruca M., Grzelka J., "Wrażliwość parametrów obiegu silnika gazowego na błędy pomiaru", VI MIĘDZYNARODOWA KONFERENCJA NAUKOWA SILNIKI GAZOWE 2003.
- [4] C. R. Ferguson, A. T. Kirkpatrick, Internal Combustion Engines Applied Thermosciences. John Wiley & Sons, 2001.
- [5] Hribernik A., „Statistical Determination of Correlation Between Pressure and Crankshaft Angle During Indication of Combustion Engines” , SAE Paper 982541.
- [6] Hanbao Ch., Yusheng Z., Lingen Ch., “An applied thermodynamic method for correction of TDC in the indicator diagram and its experimental confirmation”, Applied Thermal Engineering 25 (2005) 759-768.
- [7] Staś M., “Thermodynamic Determination of T.D.C. in Piston Combustion Engines”, SAE Paper 960610.
- [8] Kim, K. S., Kim, S. S., “Measurement of Dynamic TDC in SI Engines Using Microwave Sensor, Proximity Probe and Pressure Transducers,” SAE Paper 891823, 1989.
- [9] Rocco, V., “D.I. Diesel Engine In-Cylinder Pressure Data Analysis Under T.D.C. Setting Error,” SAE Paper 930595, 1993..
- [10] Morishita M., Kushiyama T., *An Improved Method for Determining the TDC Position in a PV-Diagram (First Report)*, SAE Paper 970062, 1997.
- [11] Tazerout M., Le Corre O., Rousseau S., *TDC Determination in IC Engines Based on the Thermodynamic Analysis of the Temperature-Entropy Diagram*, SAE paper 1999-01-1489, 1999.
- [12] J. A. Gatowski, E. N. Balles, K. M. Chun, F. E. Nelson, J. A. Ekchian, and J. B. Heywood, *Heat release analysis of engine pressure data*. SAE Technical Paper 841359, 1984.
- [13] Gruca M., LCTxr - program do rejestracji i analizy harmonicznego sygnałów. Politechnika Częstochowska 2002.
- [14] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill series in mechanical engineering. McGraw-Hill, 1988.
- [15] K. Z. Mendera, *Thermodynamic Analysis of Spark Ignition Engine Pressure Data*. Journal of KONES Internal Combustion Engines Vol.11 nr 3-4, 2004. ISSN 1231-4005. str.45-52.
- [16] K. Z. Mendera, ThermAn – Program for thermodynamic analysis of internal combustion engine cycle. Częstochowa University of Technology. Częstochowa 2005.
- [17] R. Stone, *Introduction to Internal Combustion Engines*. Palgrave, 3rd edition, 1999.
- [18] G. Woschni, *A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine*. SAE Technical Paper 670931, 1967.
- [19] GT Power. Gamma Technologies. <http://www.gtisoft.com/>.
- [20] AVL IndiCom.<http://tec.avl.com>.
- [21] WAVE v5 Engine. Reference Manual. Ricardo 2002.
- [22] <http://www.software.ricardo.com/>.
- [23] Mendera K. Z., Pasternak M. , Smereka M., Sobiepański M., Sosnowski M., *Calibration of spark ignition engine model*. Referat zgłoszony na I Kongres PTNSS.
- [24] Rösgrén C-E., *Interaction between Engine Design, Cylinder Lube Oil Design and Cylinder Condition*. Cimac Circle at SMM in Hamburg.