

JACEK MAĆKOWSKI\*, ANDRZEJ WILK\*\*

**ANALIZA WYWIĄZYWANIA SIĘ CIEPŁA  
JAKO PODSTAWA PROJEKTOWANIA  
PROCESU SPALANIA W SILNIKU**

---

**ANALYSIS OF HEAT EVOLUTION AS THE BASIS FOR  
DESIGNING ENGINE COMBUSTION PROCESS**

**Streszczenie**

W ocenie pracy nowych technologii silnikowych, a także w badaniu paliw alternatywnych parametrem diagnostycznym bardzo szybko reagującym na wprowadzane zmiany jest przebieg chwilowego wywiązywania się ciepła wyznaczony na podstawie przebiegu ciśnienia. Autorzy niniejszego artykułu sądzą, że tylko przez ciągłe śledzenie, najlepiej w czasie rzeczywistym, termodynamicznych parametrów czynnika roboczego możliwy jest dalszy rozwój systemów zarządzających organizacją spalania.

*Słowa kluczowe: silnik, diagnostyka, spalanie stukowe, wywiązywanie się ciepła*

**Abstract**

The course of instantaneous heat evolution is a diagnostic parameter which is significantly sensitive to the introduced changes. Such diagnostic parameter is also used for evaluating the new engine technologies and for testing alternative types of fuel. The writers of this paper are fully convinced that constant monitoring (preferably in real time) of the thermodynamic parameters of the working medium will enable to develop systems of managing the process of combustion.

*Keywords: engine, diagnostics, slapping combustion, heat evolution*

---

\* Dr inż. Jacek Maćkowski, Katedra Eksploatacji Pojazdów Samochodowych, Wydział Transportu, Politechnika Śląska w Gliwicach.

\*\* Prof. dr hab. inż. Andrzej Wilk, Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych, Wydział Transportu, Politechnika Śląska w Gliwicach.

## 1. Wstęp

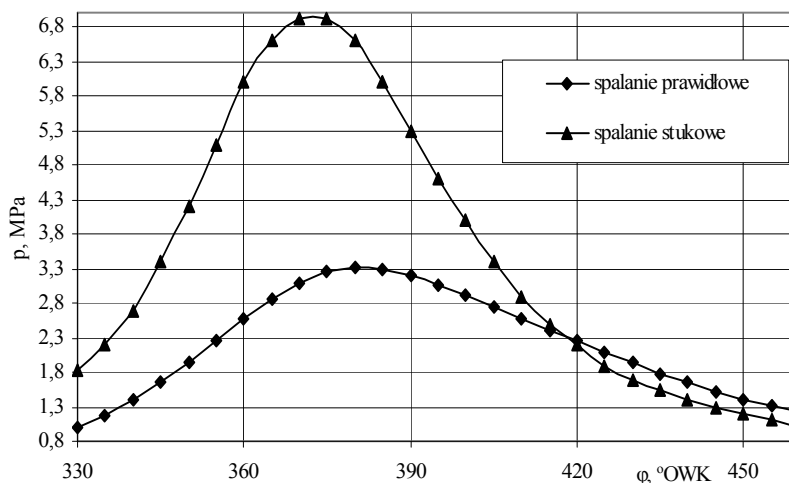
Najlepsze warunki do wykorzystania energii chemicznej zawartej w paliwie występują na chwilę przed pojawieniem się pierwszych samozapłonów. Łatwiejsze jest wtedy uruchomienie silnika, zmniejsza się zużycie paliwa, następuje wzrost mocy i redukcja emisji CO<sub>2</sub>. Jednak powstające samozapłony (mikrodetonacje) łatwo mogą przeistoczyć się w spalanie stukowe. Obawy przed możliwością wystąpienia spalania stukowego od lat ograniczały osiągi silników i wymuszały konieczność utrzymywania rezerwy oktanowej. Dlatego już w latach 80. zaczęto wprowadzać systemy regulacji przeciwstukowej, wykorzystujące czujnik stuku i poziom energii lub amplitudę drgań w zakresie 5–25 kHz. Było to pewne usprawnienie, szczególnie gdy istniała możliwość użycia paliwa o niższej liczbie oktanowej. Jednak najpierw konieczność wystąpienia stuku i skomplikowany algorytm obliczeń, a później opóźnienie zapłonu powodowały w sumie pogorszenie parametrów eksploatacyjnych.

Zdolność przewidywania chwili wystąpienia stuku jest zatem bardzo korzystna zarówno z punktu widzenia wzrostu trwałości i sprawności silników, jak i poprawy warunków eksploatacji. Jednak rozróżnienie dwóch wykresów indykatorowych silnika pracującego na pograniczu spalania stukowego jest skomplikowane, a niepowtarzalność kolejnych obiegów jeszcze bardziej utrudnia znalezienie optymalnego rozwiązania. Pojedynczy samozapłon powoduje tak mały przyrost wywiązywania się ciepła, że w pewnych warunkach powstający nielegalny front płomienia może zostać wchłonięty przez front legalny, a zatem samozapłon niekoniecznie musi prowadzić do wystąpienia stuku. Dlatego rozwinęły się różne sposoby i metody przewidywania chwili wystąpienia samozapłonu. Większość z nich wykorzystuje funkcję Arrheniusa. Czasami bada się aktywność chemiczną niespalonej mieszanki, np. Müller [7] czy Lidholm [2] do przewidywania chwili wystąpienia samozapłonu stosują model jednostrefowy i wyznaczoną z równowagi redukcję stężenia *n*-heptanu w mieszance. Inni, jak Soltic [8] czy Elmqvist i in. [1], wykorzystując termodynamiczne modele procesu spalania, w tym również model Vibego, próbują określić ilość paliwa, która może zostać spalona w danych warunkach zanim wystąpi przewidywany stuk. W niniejszym artykule do przewidywania wystąpienia samozapłonu zaproponowano kryterium polegające na konfrontacji wartości chwilowych temperatur ze stopniem wypalenia ładunku.

## 2. Badania

Badając proces spalania, zasilano silnik mieszanką benzynową stechiometryczną (najbardziej podatną na przebieg spalania stukowego). Badania przeprowadzono przy pełnym otwarciu przepustnicy przy prędkości obrotowej  $n = 3500$  obr./min. Spalanie silnie stukowe otrzymano, doładowując silnik powietrzem o temperaturze  $t = 200^{\circ}\text{C}$ . Wykresy wykorzystane w obliczeniach przedstawiono na rys. 1.

Pierwsze objawy spalania stukowego wystąpiły już przed zwrotem zewnętrznym. Ponieważ trudne do opisanego piki, pochodzące od spalania stukowego do obliczeń nic nie wnoszą, zastąpiono je przebiegiem uśrednionym, który wykorzystano do dalszych obliczeń.



Rys. 1. Zestawienie przebiegów ciśnienia dla spalania prawidłowego i silnie stukowego

Fig. 1. Statement of pressure courses for a correct and for a knock combustion

### 3. Obliczenia

W obliczeniach wykorzystano modele jedno- i dwustrefowe oraz założenia, które szczegółowo omówiono w pracy [6].

Na wyniki obliczeń wywiązują się ciepła silnie oddziaływują funkcje kaloryczne, na które z kolei mają wpływ założenia dotyczące: liczby przyjętych składników powietrza i spalin, sposób ich wyznaczania, sposób opisu funkcji ciepła właściwego i wykładnika adiabaty oraz dokładność, z jaką zostają wyznaczone poszczególne współczynniki wielomianu opisującego te zależności.

Przy wyznaczaniu ciepła właściwego mieszanki założono, że znajduje się tam 1% (v/v) argonu, 21% (v/v) tlenu i 78% (v/v) azotu. Skład ten odpowiadał następującym udziałom masowym:  $g_{Ar} = 0,013$ ;  $g_{N_2} = 0,754$ ;  $g_{O_2} = 0,233$ . Powyższe zależności umożliwiły wyznaczenie funkcji opisującej przebieg ciepła właściwego od temperatury przy stałym ciśnieniu. Do otrzymania współczynnika korelacji  $R = 0,996$  wystarczył wielomian kwadratowy.

$$c_{pu}(T) = -4,477 \cdot 10^{-8} T^2 + 2,537 \cdot 10^{-4} T + 0,926 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \quad (1)$$

Wartości wykładnika adiabaty dla mieszanki  $\gamma_u(N_2 + O_2 + Ar)$  przy współczynniku korelacji  $R = 0,991$  opisano zależnością

$$\gamma_u(T) = 2,177 \cdot 10^{-8} T^2 - 1,120 \cdot 10^{-4} T + 1,432 \quad (2)$$

Skład spalin wyznaczono metodą stechiometryczną. Założono, że benzyna ma zastępczy skład chemiczny ( $C_{8,26}H_{15,5}$ ). W modelach obecnie spotykanych wyznaczanie składu spalin

z zastosowaniem metody równowagowej, szczególnie dla składu stechiometrycznego lub ubogiego, jest niepotrzebnym komplikowaniem obliczeń. W celu osiągnięcia współczynnika korelacji  $R = 0,999$  opisano ciepło właściwe spalin przy stałym ciśnieniu i wykładnik adiabaty wielomianem stopnia trzeciego

$$c_{pb}(T) = 1,161 \cdot 10^{-11} T^3 - 1,224 \cdot 10^{-7} T^2 + 4,423 \cdot 10^{-4} T + 0,928 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \quad (3)$$

Ostatecznie występujący w modelu jednostrefowym wykładnik adiabaty dla spalin, po uproszczeniu za pomocą arkusza kalkulacyjnego Excel, otrzymał postać

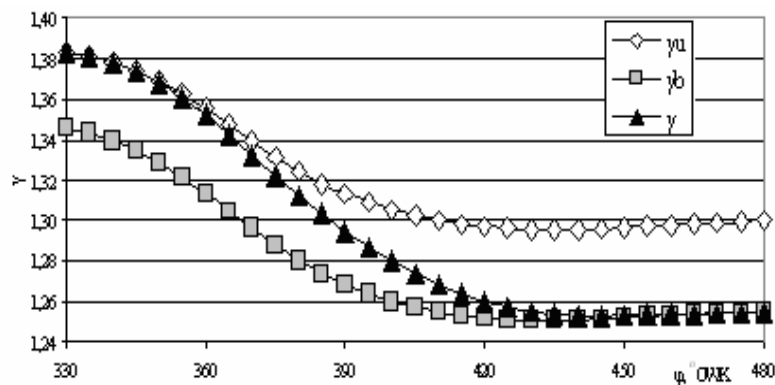
$$\gamma_b(T) = -9,430 \cdot 10^{-12} T^3 + 7,154 \cdot 10^{-8} T^2 - 1,905 \cdot 10^{-4} T + 1,424 \quad (4)$$

Występujące w modelu jednostrefowym wartości chwilowe wykładnika adiabaty i stałej gazowej dla czynnika roboczego otrzymano, wykorzystując zależności

$$\gamma_i = (1-x) \cdot \gamma_u + x \cdot \gamma_b \quad (5)$$

$$R_i = R_u \cdot (1-x) + R_b \cdot x \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \quad (6)$$

Przykład przebiegu tak obliczonego wykładnika adiabaty  $\gamma_i$  dla spalania prawidłowego przedstawiono na rys. 2.



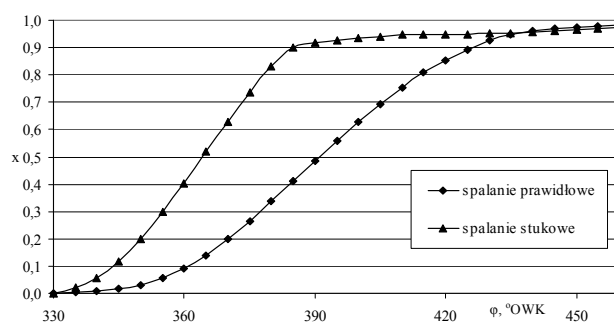
Rys. 2. Wykładnik adiabaty mieszanki, spalin i przebieg wykorzystany w obliczeniach

Fig. 2. Adiabatic exponential of mixture and exhaust gas and the course used for calculations

#### 4. Wyniki

Otrzymane przebiegi stopnia wypalenia mieszanki dla spalania prawidłowego i silnie stukowego uzyskane z modelu jednostrefowego przedstawiono na rys. 3. W obu przypad-

kach wpływ ciepła przejmowanego przez ścianki komory spalania  $Q_z$  uwzględniono wg zależności podanej przez Hochenberga [5].

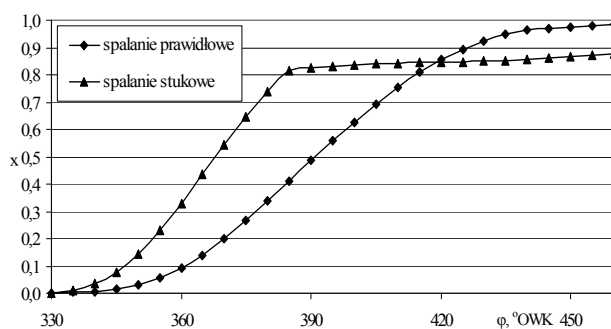


Rys. 3. Wyznaczone modelem jednostrefowym przebiegi stopnia wypalenia mieszanki dla spalania prawidłowego i silnie stukowego

Fig. 3. Courses of mixture burn-up fraction determined by a single zone model for a correct combustion and for a strongly knock combustion

Tok obliczeń modelu dwustrefowego wymagał założenia temperatury początkowej strefy spalanej ( $T_{b0}$ ) i niespalonej ( $T_{u0}$ ). Za początkową temperaturę strefy niespalonej  $T_{u0}$  przyjęto temperaturę końca sprężania mieszanki, wyznaczoną z równania stanu na podstawie zarejestrowanego przebiegu ciśnienia w cylindrze. Z obliczeń wynikało, że ładunek w chwili rozpoczęcia obliczeń miał temperaturę  $T_{u0} = 470$  K dla spalania prawidłowego i  $T_{u0} = 762$  K dla spalania silnie stukowego.

Otrzymane przebiegi stopnia wypalenia mieszanki dla spalania prawidłowego i silnie stukowego uzyskane z modelu dwustrefowego przedstawiono na rys. 4.



Rys. 4. Przebiegi stopnia wypalenia mieszanki dla różnych systemów spalania wyznaczone z modelu dwustrefowego

Fig. 4. Courses of mixture burn-up fraction for different combustion systems, determined using a two-zone model

Nieznaczne różnice występujące w przebiegach stopnia wypalenia  $x$ , otrzymane z poszczególnych modeli, spowodowane są przyjętymi założeniami, np. za początkową tempe-

raturę strefy spalanej  $T_{b0}$  przyjęto adiabatyczną temperaturę płomienia, wyznaczoną dla przyjętego składu paliwa i warunków badań. Obliczono, że strefa spalona w chwili rozpoczęcia obliczeń miała temperaturę  $T_{b0} = 2050$  K dla spalania prawidłowego i  $T_{b0} = 2060$  K dla spalania stukowego.

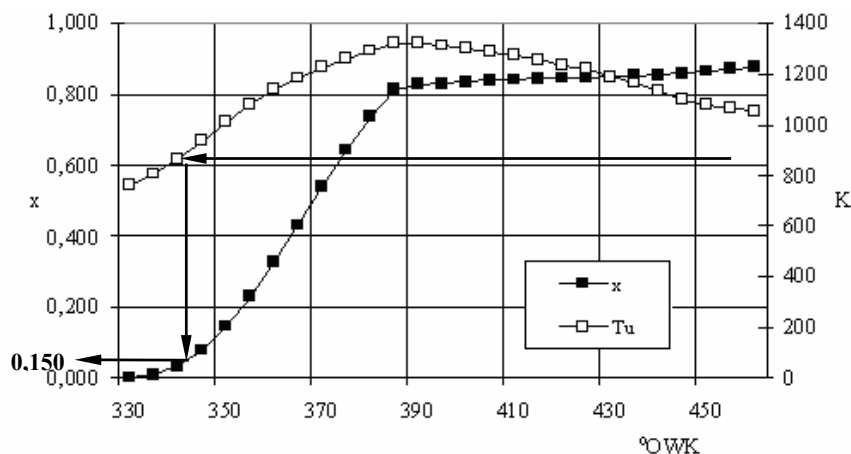
### 5. Analiza wyników

Analiza wyników polegała na zestawieniu przebiegów otrzymanych temperatur ze stopniem wypalenia mieszanki i poszukiwaniu takiego rozwiązania, przy którym można spodziewać się wystąpienia spalania stukowego zanim ono wystąpi.

W modelu dwustrefowym najbardziej czułym parametrem okazała się wartość temperatury strefy niespalonej, w modelu jednostrefowym poszukiwanym parametrem jest wartość średniej temperatury czynnika roboczego.

#### Model dwustrefowy

Przy spalaniu intensywnie stukowym stuk wystąpił ok.  $6-8^{\circ}\text{OWK}$  przed zwrotem zewnętrznym, mieszanka osiąga wtedy temperaturę  $T_u = 1000$  K już przy 15% wypaleniu paliwa. Stąd bardzo intensywne spalania stukowe (rys. 5).

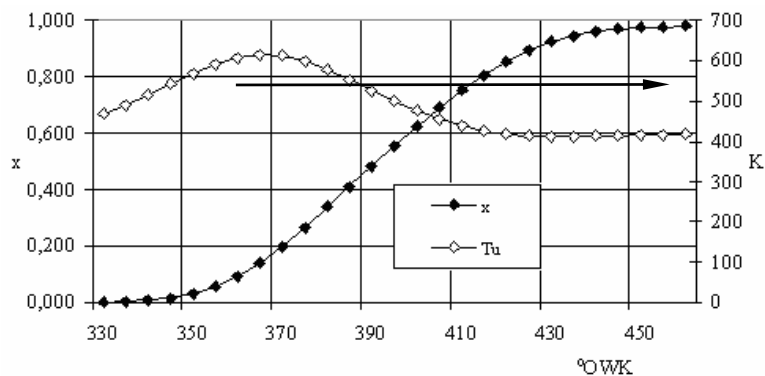


Rys. 5. Przebiegi temperatury strefy niespalonej i stopnia wypalenia mieszanki wyznaczonej z modelu dwustrefowego dla spalania stukowego

Fig. 5. Courses of temperature of an unburnt zone and of a burnt-up fraction in the mixture determined by a two-zone model for knock combustion

Przy spalaniu prawidłowym (rys. 6) maksymalna temperatura strefy niespalonej nieznacznie przekracza 600 K, następnie na skutek rozprężania spada. Stąd spalanie jest bardzo łagodne, a proces spalania opóźniony.

Samozapłon benzyny następuje, gdy temperatura strefy niespalonej dochodzi do 1000 K lub dłuższy jest czas działania nieco niższej temperatury. Dalsze badania dowiodły, że należy tak organizować proces spalania, aby temperatura strefy niespalonej nie osiągnęła 900 K przed wypaleniem 80% mieszanki.



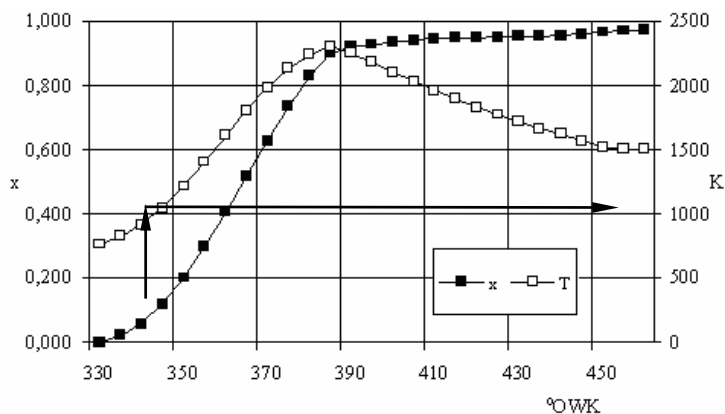
Rys. 6. Przebiegi temperatury strefy niespalonej i stopnia wypalenia mieszanki wyznaczonej z modelu dwustrefowego dla spalania prawidłowego

Fig. 6. Courses of temperature of an unburnt zone and of a burnt-up fraction in the mixture determined by a two-zone model for a correct combustion

### Model jednostrefowy

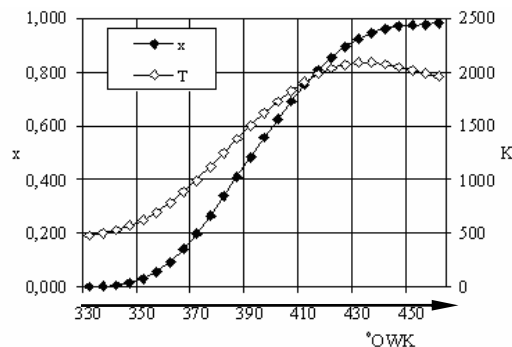
W literaturze do przewidywania wystąpienia samozapłonu wykorzystuje się modele jednostrefowe. Przy intensywnym spalaniu stukowym (rys. 7) w modelu jednostrefowym początek stuku nastąpił przy temperaturze ładunku  $T = 1250$  K. Maksymalna temperatura  $T = 2350$  K wystąpiła przy kącie  $\phi = 17^\circ$  WK po ZZ, wypaleniu uległo wtedy już 90% paliwa.

Przy spalaniu prawidłowym (rys. 8) temperatura ładunku przy tym samym kącie osiąga zaledwie  $T = 650$  K, a temperatura maksymalna wzrosła tylko do  $T = 2100$  K.



Rys. 7. Przebiegi temperatury ładunku i stopnia wypalenia mieszanki wyznaczone z modelu jednostrefowego dla spalania stukowego

Fig. 7. Courses of charge temperature and of mixture burnt-up fraction determined by a single-zone model for knock combustion



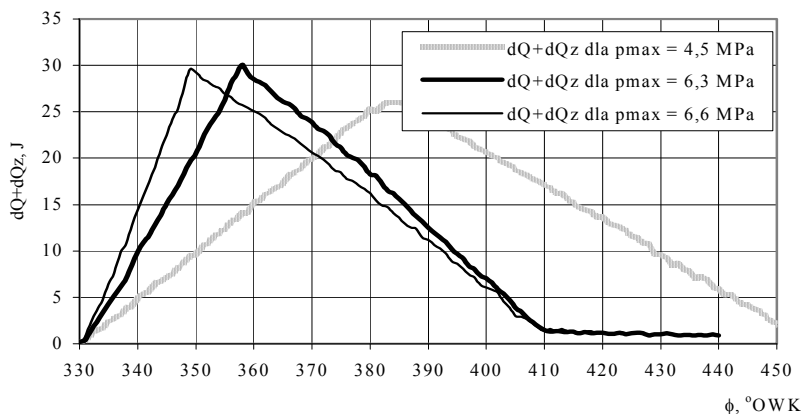
Rys. 8. Przebiegi temperatury średniej i stopnia wypalenia mieszanki wyznaczone z modelu jednostrefowego dla spalania prawidłowego

Fig. 8. Courses of mean temperature and mixture burnt-up fraction, determined by a single-zone model, for a correct combustion

Jak widać, zarówno model jedno-, jak i dwustrefowy możemy wykorzystać do przewidywania wystąpienia stuku. Jednak temperatura strefy niespalonej w modelu dwustrefowym jest bardziej precyzyjnym parametrem diagnostycznym, np. różnica temperatur dla stopnia wypalenia paliwa  $x = 0,7$  wynosi  $\Delta T_u = 850$  K, podczas gdy w modelu jednostrefowym tylko  $\Delta T = 350$  K. W dodatku nie tylko różnica jest mniejsza, ale także temperatura ładunku, czyli średnia temperatura panująca w komorze spalania. Dlatego do dalszych obliczeń wykorzystano tylko model dwustrefowy.

## 6. Przykład modelowania

Założone do przewidywania spalania stukowego przebiegi szybkości wywiązywania się ciepła przedstawiono na rys. 9.

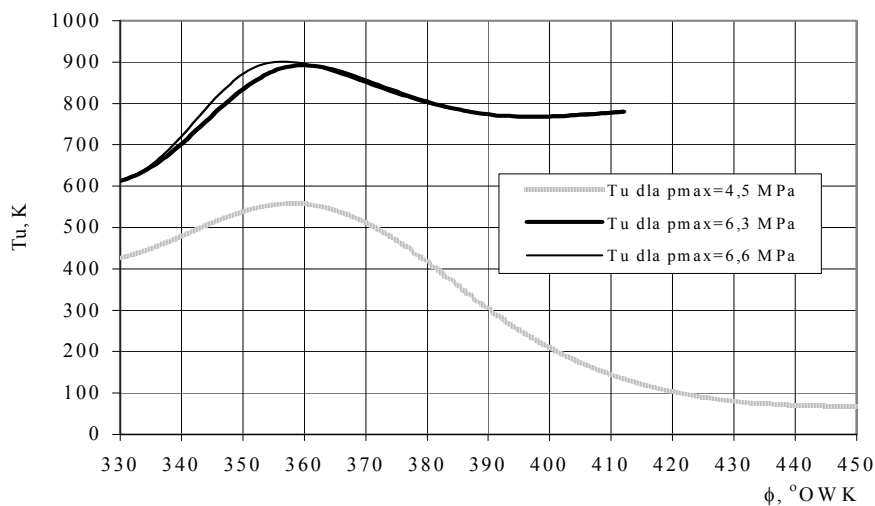


Rys. 9. Założone przebiegi szybkości wywiązywania się ciepła

Fig. 9. Assumed courses of heat evolution speed

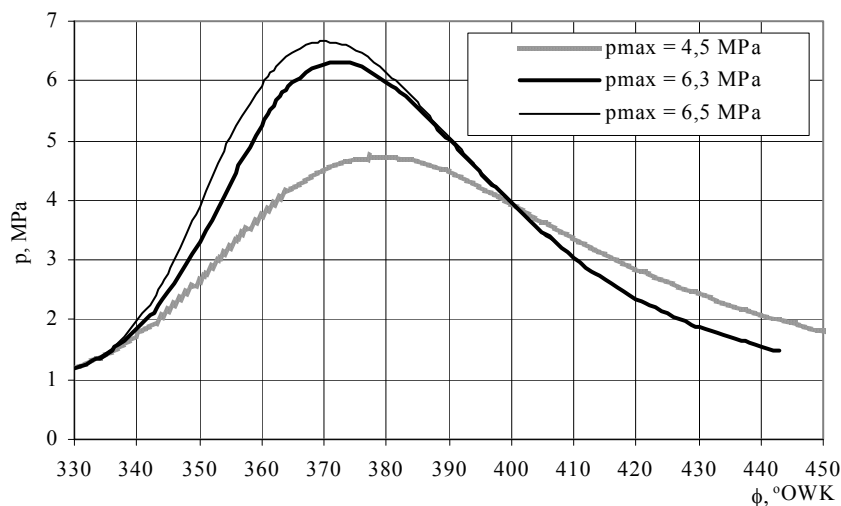


Na ich podstawie wyliczono, dla przyjętych wcześniej założeń, przebiegi temperatury strefy niespalonej (rys. 10) i odpowiadające im przebiegi ciśnienia (rys. 11), które należy osiągnąć dostępnymi w silniku regulacjami. Z obliczeń wynika, że silnik powinien pracować przy zaprojektowanym przebiegu ciśnienia, którego  $p_{\max} = 6,6$  MPa.



Rys. 10. Temperatury strefy niespalonej odpowiadające założonym przebiegom wywiązywania się ciepła

Fig. 10. Temperatures of the unburnt zone corresponding to the assumed courses of heat evolution



Rys. 11. Przebiegi ciśnień odpowiadające założonym przebiegom wywiązywania się ciepła

Fig. 11. Courses of pressure corresponding to the assumed courses of heat evolution

## 7. Wnioski

1. Ze względu na wzrost sprawności ważne jest, aby silnik pracował na granicy spalania stukowego, tak blisko, jak tylko jest to możliwe dla danego paliwa, jednak ze względu na skutki ważne jest, aby granicy tej nie przekraczał.
2. Przy analizie spalania stukowego należy odejść od wartości średnich i analizować głównie cykle szybkie, one bowiem determinują wartości parametrów regulacyjnych, jednak wtedy źródłem błędu są wszystkie uśrednione wcześniej wielkości, np. dawka paliwa przypadająca na cykl liczona z reguły ze średniego zużycia paliwa.
3. Wydaje się, że obecnie najbardziej precyzyjną metodą przewidywania możliwości powstawania spalania stukowego jest analiza przyrostu temperatury mieszanki i konfrontowanie jej ze stopniem wypalenia.
4. Mimo że prace nad modelami przewidującymi powstawanie stuku są kontynuowane, to ciągle jeszcze nie jest możliwe wykorzystanie ich w praktyce.

## Literatura

- [1] Elmqvist Ch., Lindström F., Ångström H., Grandin B., Kalghatgi G., *Optimizing Engine Concepts by Using a Simple Model for Knock Prediction*, SAE 2003, 3123.
- [2] Lidholm T., *Knock prediction with reduced reaction analysis*, Reg nr LiTH-ISY-EX-3466-2006, Linköpings Univesitet 2003.
- [3] Maćkowski J., *Analysis of heat emission process as a base for designing alternative fuels combustion in petrol engines*, XIX International Symposium on Combustion Processes, Wisła 2005.
- [4] Maćkowski J., Wilk A., *The impact of alternative fuels upon the performance of engines of variable Compression ratio*, Międzynarodowa konferencja EURO OIL & FUEL, Kraków 2006.
- [5] Maćkowski J., Flekiewicz M., *The basis of the differences in the heat release calculated respectively with single and dual zone model*, SAE International Powertrains, Fuels and Lubricants Congres, SAE 08 SFL-0037, 2008.
- [6] Maćkowski J., *Symulacja procesu spalania w silniku o zapłonie iskrowym za pomocą modelu strefowego*, Z.N.P.Śl. Transport, z. 20, Gliwice 1992.
- [7] Müller U.Chr, *Reduzierte Reaktionsmechanismen für die Zündung von n-Heptan und iso-Oktan unter motorrelevanten Bedingungen*, PhD thesis, RWTH, Aachen 1993.
- [8] Soltic P., *Part-Load Optimized SI Engine Systems*, PhD thesis, Swiss Federal Institute of Technology, Zürich 2000.