ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1991

Seria: TRANSPORT z. 11 Nr kol. 995

Jacek MAĆKOWSKI
Instytut Transportu

Krystian WILK
Zakład Energetyki Paliwowej IEiUH

WYZNACZANIE CHWILOWYCH TEMPERATUR SUBSTANCJI ZNAJDUJĄCYCH SIĘ W CYLINDRZE SILNIKA SPALINOWEGO

Streszczenie. Termodynamiczna analiza procesu spalania przebiegającego w silnikach spalinowych jest jednym ze sposobów oceny przewidywania działania silnika. Do analizy wykorzystuje się modele o różnym stopniu złożoności. Ponieważ zastosowany model powinien stanowić wyważony kompromis pomiędzy dokładnością otrzymanych wyników a możliwościami fizykalnego opisu zjawisk występujących w czasie pracy silnika, autorzy, analizując dostępne podmodele zjawisk, towarzyszące spalaniu, do obliczeń termodynamicznych zaproponowali wykorzystanie modelu dwustrefowego.

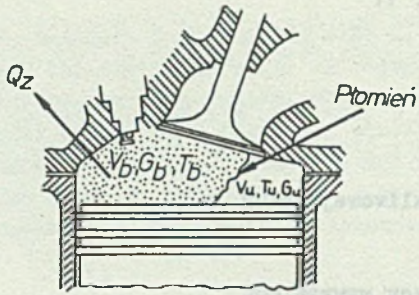
W artykule przedstwiono opis budowy dwustrefowego zerowymiarowego modelu procesu spalania, umożliwiającego wyznaczenie przebiegu chwilowych temperatur występujących w spalonej i nie spalonej strefie. Zaproponowano sposób rozwiązywania tak sformułowanego przez rozwiązanie odpowiedniego układu równań różniczkowych, a następnie wykorzystując dane z silnika samochodu PF 126p obliczono przebieg chwilowych temperatur, a otrzymane wyniki porównano z wynikami zaczerpniętymi z literatury. Przeprowadzona analiza wykazała jakościową zbieżność otrzymanych wyników i możliwość wykorzystania modelu do celów praktycznych.

1. Wstęp

Mimo znacznego postępu w technice pomiarowej na razie brak jest metod, które z wystarczającą dokładnością umożliwiałyby eksperymentalne wyznaczanie przebiegu chwilowych temperatur występujących w komorze spalania silnika tłokowego.

Ponieważ dwustrefowy zerowymiarowy model procesu spalania stanowi wyważony kompromis pomiędzy nakładem pracy z jednej strony a dokładnością otrzymanych wyników z drugiej strony, najczęściej w literaturze [3, 5, 6, 7] model ten wykorzystuje się do śledzenia procesów zachodzących w komorze spalania pracującego silnika.

W artykule przedstawiono uproszczony sposób umożliwiający ustalenie średniego przebiegu chwilowych temperatur występujących w spalonej i niespalonej części ładunku przy wykorzystaniu zarejestrowanego przebiegu ciśnienia spalania. Zgodnie z założeniami (rys.1) w modelu tym nieskończenie cienki front płomienia dzieli komorę spalania na dwie strefy - strefę spalin (indeks b) i strefę niespalonej mieszanki (indeks u).



Rys. 1. Schemat dwustrefowego zerowymiarowego modelu spalania, Q - oznacza ciepło odprowadzone do ścianek komory spalania

Fig. 1 Diagram of the two-zone zerodimensional model of combustion Q - means the heat carried away to the combustion chamber walls

Zakłada się, że w każdej z tych stref panuje odpowiednia temperatura T_b i T_u. Opisany model posiada siedem niewiadomych. Oprócz wspomnianych temperatur T_u i T_b, masy spalonej G_b i niespalonej mieszanki G_u, objętości strefy spalonej V_b i niespalonej V_u, wielkość x, określającą chwilową ilość spalonego paliwa.

Ponieważ przedstawiony model posiada siedem niewiadomych, do jego opisania należałoby sformułować siedem równań.

2. Opis modelu

Pierwszą zasadą termodynamiki dla strefy niespalonej wyrażającą ilość ciepła dostarczonego przez ściankę komory spalania, można zapisać w następującej postaci:

$$dQ_u = dU_u + dI_u + pdV_u ,$$

Podstawiając do przedstawionego równania wyrażenia określające jego człony składowe (1):

$$dU_u = d(G_u u_u) = u_u\, dG_u + G_u du_u,$$

$$dV_u = d(G_u v_u) = v_u\, dG_u + G_u dv_u,$$

$$dI_u = -i_u\, dG_u ,$$

otrzymujemy równanie pośrednie:

$$dQ_u = u_u\, dG_u + G_u\, du_u - i_u\, dG_u - pv_u\, dG_u + G_u\, pdv_u,$$

a wprowadzając wyrażenia na energię wewnętrzną i entalpię substancji w procesie spalania

$$u_u = W_d + uf_u ,$$

$$i_u = W_d + if_u$$

oraz ich różnicę:

$$i_u - u_u = if_u - uf_u = pv_u ,$$

otrzymujemy po przekształceniach równanie określające fizyczną energię właściwą mieszanki:

$$du_u = \frac{dQ_u}{G_u} - pdv_u . \qquad (1)$$

Analogicznie ciepło doprowadzone przez ścianki komory spalania do strefy wypełnionej spalinami można zapisać :

$$dQ_b = dU_b + dI_b + pdV_b$$

i podobnie jak poprzednio, wprowadzając wyrażenia określające poszczególne człony:

$$dU_b = d(G_b u_b) = u_b dG_b + G_b du_b ,$$

$$dV_b = d(G_b v_b) = vdG_b + G_b dv_b ,$$

$$dI_b = i_b dG_b ,$$

$$i_b = u_b + pv_b ,$$

oraz przekształcając i upraszczając otrzymujemy równanie pośrednie:

$$dQ_b = G_b du_b + (u_b + u_b + pv_b + pv_b + pv_b) dG_b + G_b pdv_b ,$$

które po dalszych uproszczeniach umożliwia otrzymanie równania określającego właściwą energię wewnętrzną substancji znajdującej się w strefie spalonej:

$$du_b = \frac{dQ_b}{G_b} - pdv_b - 2 i_b \frac{dG_b}{G_b} . \qquad (2)$$

Przedstawiony układ równań różniczkowych (1) i (2) wyrażający zasadę zachowania energii dla strefy spalonej i niespalonej, tworzy dwa pierwsze równania prowadzonego modelu. W równaniach tych wykorzystuje się tylko fizyczne entalpie i energię właściwe mieszanki i spalin.

Wykorzystanie termicznych równań stanu dla strefy spalonej i niespalonej daje równanie (3) i (4)

$$pv_u = R_u T_u \tag{3}$$

$$pv_b = R_b T_b . \tag{4}$$

Następne dwa równania wiążą parametry stref spalonej i niespalonej. Są to równania zachowania masy mówiące, że całkowita masa substancji w komorze spalania jest równa sumie masy spalin G_b i świeżej mieszanki G_u

$$G_b + G_u = G \tag{5}$$

oraz równanie wiążące objętość strefy spalonej V_b i niespalonej V_u z objętością chwilową komory spalania V_i

$$G_b v_b + G_u v_u = V_i . \tag{6}$$

Objętość chwilowa jest funkcją kąta obrotu wału korbowego (OWK) i dla danego silnika jest wielkością zależną od kinetyki układu korbowego:

$$V_i = V_c \left[1 + \frac{1}{2} (\varepsilon - 1) \left(1 - \cos\alpha + \frac{V}{21} \sin^2\alpha \right)\right] .$$

Ostatnie równanie określa przebieg spalania dawki paliwa G

$$\frac{G_b}{G} = x, \tag{7}$$

gdzie:

G_b - jest chwilową masą spalin

3. Formułowanie równań różniczkowych

Do obliczeń numerycznych niewiadomych występujących w układzie równań (1)...(7) wykorzystuje się równania różniczkowe zwyczajne (1) i (2) i formułuje się je za pomocą pozostałych równań tak. aby w rezultacie powstało równanie algebraiczne umożliwiające wyznaczenie Δx, ΔT_b i ΔT_u.

W tym celu przyjęto, że:

$$u_u = (cp_u - R_u)\ T_u \longrightarrow du_u = (cp_u - R_u)\ dT_u, \tag{a}$$

$$u_b = (cp_b - R_b)\ T_b \longrightarrow du_u = (cp_b - R_b)\ dT_b\ , \tag{b}$$

$$i_b = cp_b\ T_b\ . \tag{c}$$

Ilość ciepła dostarczonego przez ścianki komory spalania uzależniono od chwilowej objętości zajętej przez każdą ze stref

$$dQ_u = \frac{G_u\ v_u}{V_i}\ dQ\ , \tag{d}$$

$$dQ_b = \frac{G_b v_b}{V_i}\ dQ\ , \tag{e}$$

Zakładając funkcję strumienia ciepła Q jako znaną oraz wykorzystując zarejestrowany przebieg ciśnienia spalania należało wyznaczyć niewiadome T_u i T_b.

Ponieważ z równań (5) i (7) wynika, że

$$G_u = (1 - x)\ G \longrightarrow dG_u = -Gdx, \tag{f}$$

$$G_b = xG \longrightarrow dG_b = Gdx \tag{g}$$

Uzględniając siedem ostatnich zależności (a)...(g) równania (1) i (2) można zapisać w postaci :

$$(cp_u - R_u)\ dT_u = \frac{V_u}{V_i}\ dQ - pdv_u\ , \tag{8}$$

$$(cp_b - R_b)\ dT_b = \frac{V_b}{V_i}\ dQ - pdv_b - 2\ cp_b\ T_b\ \frac{dx}{x}\ , \tag{9}$$

a wykorzystując termiczne równania stanu (3) i (4)

$$v_u = \frac{R_u T_u}{p}\ , \qquad v_b = \frac{R_b T_b}{p}$$

i uwzględniając zmienność ciśnienia, różniczki objętości właściwej strefy niespalonej v_u i spalonej v_b mają następującą postać:

$$dv_u = \frac{R_u}{p}\ .\ dT_u - \frac{R_u T_u}{p^2}\ dp,$$

$$dv_b = \frac{R_b}{p}\, dT_b - \frac{R_b\, T_b}{p^2}\, dp.$$

Po podstawieniu otrzymanych zależności do równań (8) i (9) oraz uproszczeniu otrzymano następujący układ równań:

$$cp_u\, dT_u = R_u\, T_u \left(\frac{dQ}{pV_i} + \frac{dp}{p}\right), \tag{10}$$

$$cp_b\, dT_b = R_b\, T_b \left(\frac{dQ}{pV_i} + \frac{dp}{p}\right) - 2\,\frac{cp_b}{R_b} \cdot \frac{dx}{x}. \tag{11}$$

W celu wyznaczenia z równań (10) i (11) temperatur T_u i T_b należy określić wyrażenie $\frac{dx}{x}$ oraz zdefiniować dQ.
Występujące w równaniu (11) wyrażenie $\frac{dx}{x}$ wyznaczamy po zróżniczkowaniu równania określającego chwilową ilość spalonego paliwa x.
Wielkość x wyznaczamy z równań (5), (6) i (7) w następujący sposób:

$$V_i = (1 - x)\, G\, \frac{R_u\, T_u}{p} + xG\, \frac{R_b\, T_b}{p}$$

Ostatecznie po przekształceniu chwilowa ilość spalonego paliwa wynosi:

$$x = \frac{\dfrac{V_i}{G} - \dfrac{R_u\, T_u}{p}}{\dfrac{R_b\, T_b}{p} - \dfrac{R_u\, T_u}{p}}$$

Różniczkując otrzymane wyrażenie wyznaczamy przyrost chwilowego zużycia paliwa:

$$dx = \frac{\left(\dfrac{R_u}{p}\, dT_u + \dfrac{R_u\, T_u}{p} \cdot \dfrac{dp}{p}\right)\left(\dfrac{R_b\, T_b}{p} - \dfrac{R_u\, T_u}{p}\right) - \dfrac{1}{p}\,(R_b dT_b - R_u dT_u) - \dfrac{dp}{p}\left(\dfrac{R_b\, T_b}{p} - \dfrac{R_u\, T_u}{p}\right)\dfrac{V_i}{G} - \dfrac{R_u\, T_u}{p}}{\left(\dfrac{R_b\, T_b}{p} - \dfrac{R_u\, T_u}{p}\right)^2}$$

a po uproszczeniu i podzieleniu przez x otrzymujemy brakujące wyrażenie $\frac{dx}{x}$, występujące w równaniu (11):

$$\frac{dx}{x} = \frac{\dfrac{R_u\, T_u}{p} \cdot \dfrac{dp}{p} - \dfrac{R_u}{p}\, dT_u \left(\dfrac{R_b\, dT_b - R_u\, dT_u}{R_b\, T_b - R_u\, T_u} - \dfrac{dp}{p}\right)\left(\dfrac{V_i}{G} - \dfrac{R_u\, T_u}{p}\right)}{\dfrac{V_i}{G} - \dfrac{R_u\, T_u}{p}} \tag{12}$$

W celu wyznaczenia przyrostu chwilowych temperatur należało jeszcze wyznaczyć ciepło przejmowane przez ścianki komory spalania. Wyznaczono je według wzoru Newtona

$$dQ = \Delta Q = \sum_{i=1}^{3} \alpha g_i \cdot A_i \, (T_i - \overline{T}g) \cdot \Delta t \, ,$$

gdzie:

Δt - czas, w którym ciepło jest przekazywane ściankom komory spalania,

αg_i - chwilowa wartość współczynnika wnikania ciepła od czynnika roboczego do ścianek komory spalania określona wzorem Zapfa

$$\alpha g = 0{,}068 \; (c_{śr} \cdot p)^{0{,}78} \cdot D^{-0{,}22} \; \overline{T}g^{-0{,}52} \quad \left[\frac{W}{m^2 \, K}\right],$$

gdzie:

$c_{śr}$ - średnia prędkość tłoka (m/s),

D - średnica cylindra (m),

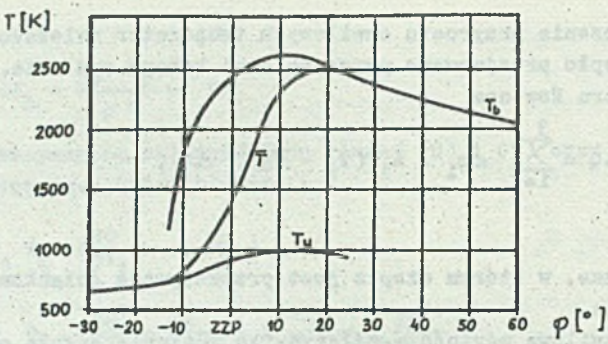
p - ciśnienie (N/m^2)

Natomiast średnią temperaturę czynnika w cylindrze T_y określono ze wzoru:

$$T_g = \frac{G_u \, cv_u \, T_u + G_b \, cv_b \, T_b}{G_u \, cv_u + G_b \, cv_b}$$

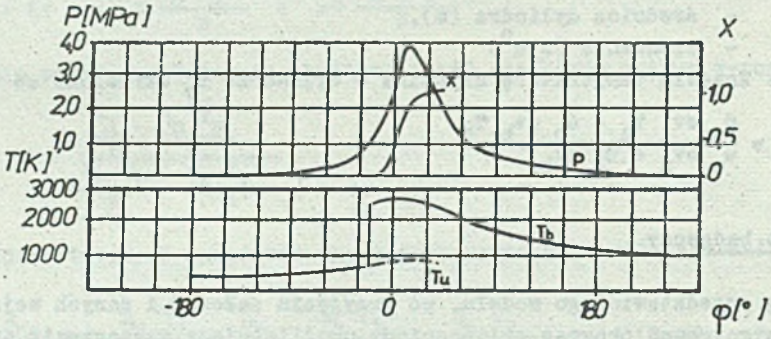
4. Obiekt badawczy

Według przedstawionego modelu, po przyjęciu założeń i danych wejściowych, przygotowano program obliczeniowy umożliwiający wyznaczenie przebiegu temperatur panujących w strefie spalonej i niespalonej. Jak już wspomniano, obliczenia można było przeprowadzić wykorzystując zarejestrowany przebieg ciśnienia spalania. Ponieważ w Instytucie Transportu Politechniki Śląskiej na stanowisku badawczym, którego opis przedstawiony został w [2] , przeprowadzono badania mające na celu zarejestrowanie przebiegu ciśnienia spalania silnika typu 126 A.076 przy różnych wartościach parametrów regulacyjnych do obliczeń wykorzystano dane konstrukcyjne tego silnika oraz wybrany po analizie statystycznej przebieg ciśnienia zerejestrowany przy u = 3000 obr/min i obciążeniu maksymalnym, który przedstawiono na rys. 6.



Rys. 2. Przebieg temperatur występujących w strefie spalonej i niespalonej oraz temperatury średnie T [4]

Fig. 2. Function of the temperature occurring in the burnt and non-burnt zone and of the mean temperature T [4]

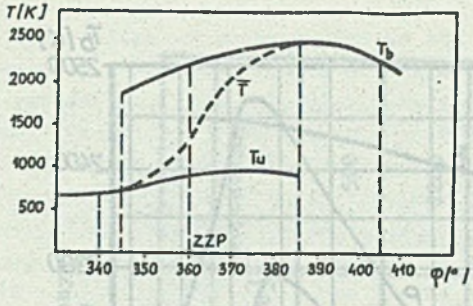


Rys. 3. Przebieg wyjściowych danych symulacyjnych oraz otrzymanych wyników [6]

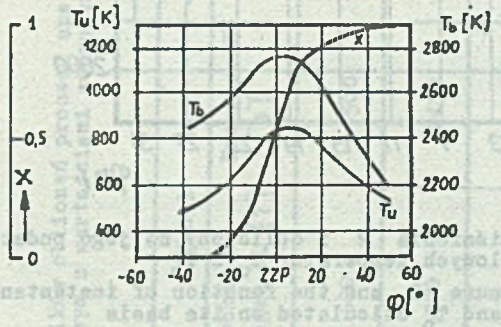
Fig. 3. Function of the initial simulation data and obtained results [6]

5. Analiza uzyskanych wyników

Na rys. 2,3,4 i 5 przedstawiono zaczerpnięte z literatury [3,4,6 i 7] przebiegi temperatur występujące w spalonej i niespalonej części ładunku. Występujące na poszczególnych rysunkach różnice spowodowane są różnymi warunkami pracy i przyjęciem różnych założeń upraszczających, dotyczących np. sposobu oceny ciepła przejętego przez ścianki komory spalania, różną dokładnością wyznaczania funkcji kalorycznej itd. Wynikające z nich wnioski mogą być wykorzystane tylko w konfrontacji z założeniami poczynionymi przy budowie modelu i wartościami parametrów pracy, przy jakich pracował badany silnik.



Rys. 4. Przebieg temperatur występujących w strefie spalonej i niespalonej oraz temperatury średniej T [7]



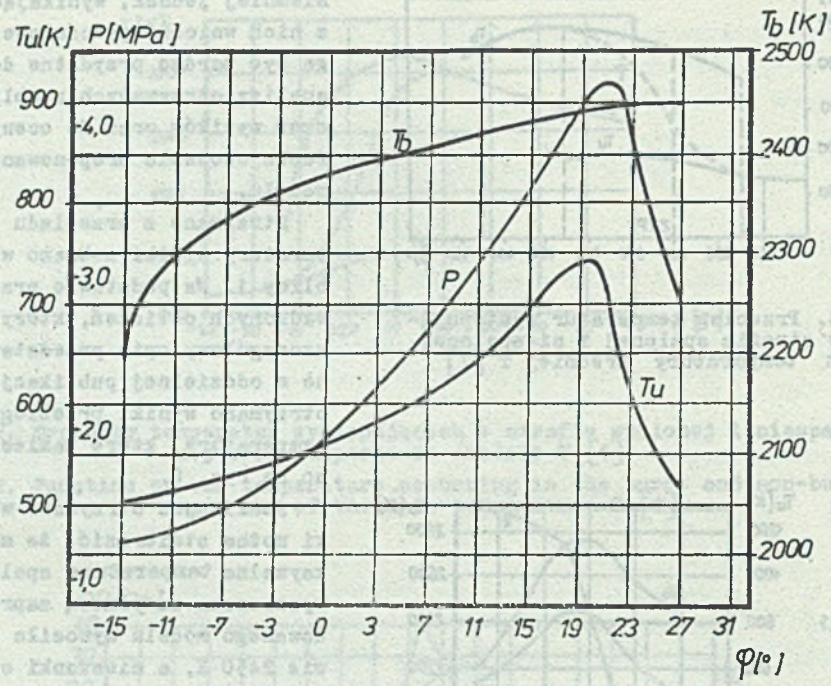
Rys. 5. Przebieg chwilowych temperatur w strefie spalonej i niespalonej oraz ilości spalonego w danej chwili paliwa [3]

Fig. 5. Function of the temperatures occuring in the burnt and non-burnt zone and the amount of fuel burnt at a given moment [3]

Niemniej jednak, wynikające z nich wnioski jakościowe mogą być bardzo przydatne do analizy otrzymanych z obliczeń wyników oraz do oceny funkcjonowania proponowanego modelu.

Otrzymane z przeglądu literatury wyniki zebrano w tablicy 1. Na podstawie przeprowadzonych obliczeń, których szczegółowy opis przedstawiono w oddzielnej publikacji, otrzymano wyniki przebiegu temperatury, które zamieszczono na rys. 6.

Analizując otrzymane wyniki można stwierdzić, że maksymalna temperatura spalin wyznaczana za pomocą zaproponowanego modelu wynosiła prawie 2450 K, a mieszanki około 740 K. Porównując otrzymane wartości z wartościami zaczerpniętymi z literatury można zauważyć, że mają one wartości nieco mniejsze, co może być związane z niskim ciśnieniem spalania lub założeniami modelu, np. przejściem zbyt dużego ciepła przejętego przez ścianki cylindra. Przebieg temperatury w strefie spalonej charakteryzuje się dużymi parametrami temperatur w początkowej fazie spalania, co można wytłumaczyć brakiem oddawania ciepła do ścianek cylindra, która w tym okresie ze względu na sposób wyznaczania dQ jest bardzo małe. Różnica temperatur od chwili rozpoczęcia spalania do chwili osiągnięcia maksymalnej temperatury w strefie spalonej wynosiła 250 K, a w strefie niespalonej 240 K, podczas gdy z badań literaturowych wynika, że w porównywanych modelach wynosi odpowiednio 300 ... 400 K i 250 ... 400 K. Wynik ten, wskazujący na mniejszy przyrost temperatury, szczególnie w strefie spalonej, związany jest z uwzględnieniem zjawiska dysocjacji.



Rys. 6. Zarejestrowany przebieg ciśnienia 2 i obliczony na jego podstawie przebieg chwilowych temperatur T_u i T_b

Fig. 6. Recorded function of pressure 2 and the function of instantaneous temperatures T_u and T_b calculated on its basis

Różnica temperatur pomiędzy strefą spaloną i niespaloną wynosiła w chwili założonego początku spalania 1700 K i pokrywała się z podobnymi różnicami spotykanymi w literaturze.

W prezentowanym modelu maksymalna temperatura spalin wystąpiła w chwili osiągnięcia założonego końca spalania, któremu odpowiadał kąt OWK około 25° po ZZP. Tak więc otrzymane wyniki pokrywają się z wielkością wyników zaczerpniętych z literatury, świadczą o poprawności przyjętych założeń i wskazują na konieczność prowadzenia dalszych obliczeń.

W celu sprawdzenia podatności modelu na zmianę wartości parametrów regulacyjnych i możliwość wykorzystania go do celów praktycznych, np. sprawdzania wartości stałych występujących w formule Wibego, należy obliczenia powtórzyć na innych wykresach indykatorowych. Zagadnienie to będzie tematem oddzielnego opracowania, nad którym obecnie pracują autorzy.

Tabela 1

Zestawienie wartości wyników obliczeń procesu spalania proponowanym modelem dwustrefowym z wartościami zebranymi z literatury

Analizowane parametry		Model				
		Schwarzbaner G Grudeno [4]	Woschni G Fieger J. [7]	Prescher K. [3]	Watts P. Heywood J. [6]	Proponowany
Temperatura w chwili początku spalania (K)	T_u	700	600	500	700	500
	T_b	-	1900	2450	2400	2200
Maksymalna temperatura (K)	T_u	1000	1000	850	900	740
	T_b	2600	2500	2750	2800	2450
Różnica (T_b - T_u) (K)	w ZZP	1500	1400	1700	2000	1820
	w końcu spalania	1650	1550	1800	1500	1900
Kąt (°WK)	początek spalania	15	15	30	20	15
	zakończenie spalania	25	25	30	40	30

LITERATURA

[1] Gdula S.J.: Podstawy techniki cieplnej dla automatyków, Skrypt Politechniki Śląskiej nr 2, Gliwice 1972,

[2] Maćkowski J.: Ocena dynamiki procesu spalania metodami wibroakustycznymi. Praca doktorska, Kraków 1981,

[3] Prescher K.: Zwe-Zonen-Rechennodell für die Verbrennung im Ottomotor unter Derucksichtigung der Gasdissoziation ATZ 2, 1983,

[4] Schwarzbaner G., Gruden D.:Brennraumtemeratur und Wämefreisetzuny im Verbrennungsmotor MTZ 2, 1971.

[5] Wannemacher H., Müller W.: Numerische Modelle zur Berechnung des Brennverlaufs in Vorkammer-Dieselmotoren MTZ nr 6/1987,

[6] Watts p.,Heywood J.: Simulation Studies of the Effects of Turbocharging and Reduced Heat Transfer on Spork-Igniation Engine Operation SAE 800289,

[7] Waschni G., Fieger J.: Experimentelle Untersuchungen zum Warmeubergany bei normaler klopfender Verbrennung im Ottomotor, MTZ 2, 1982,

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МГНОВЕННЫХ ТЕМПЕРАТУР ВЕЩЕСТВ НАХОДЯЩИХСЯ В ЦИЛИНДРЕ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Р е з ю м е

В статье дано описание конструкции двухзонной с нуль размерностью модели процесса сжигания, позваляющей определить значения мгновенных температур выступающих в сожженной и несожженной зоне. Предложен способ решения так сформулированной проблемы путем решения соответствующей системы дифференциальных уравнеий и далее, используя данные двигателя автомобиля Польский Фиат 126 р, вычислены мгновенные температуры а полученные результаты сравнены с данными по литературным источникам. Проведенный анализ показал качественную сходимость полученных результатов и возможность использования модели в практике.

DETERMINATION OF INSTANTANEOUS TEMPERATURES OF THE SUBSTANCE IN AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE CYLINDER

S u m m a r y

Thermodynamic analysis of the combustion process taking place in internal combustion engines is one of the methods of engine operation assessment.

Models of different degree of complexity are used for the analysis. Since the model used should make a 'balanced' compromise between the accuracy of obtained results and possibilities of physical description of phenomena occurring during the engine running, the authors - analysing available sub-models of the phenomena concominant with combustion - have suggested to apply a two-zone model to thermodynamic calculations.

A description of construction of the combustion process zerochimensional, two-zone model enabling to determine the function of instantaneous temperatures in the burnt and non-burnt zone has been presented in the paper. The method of solving the problem formulated in such a way by solving ving suitable set of differential equations has been proposed and then the function of instantaneous temperatures has been calculated by using tha data form the Polish Fiat 126p engine, the results obtained have been compared with the results obtained form the literature.
The analysis carried out has proved a qualitative concurrence of the obtained results and possibility of practical applications of the model.