

Piotr JAWIDOWICZ
Jacek MACKOWSKI

Instytut Transportu

Krystian WILK
Zakład Energetyki Paliw IE1UH

ZEROWYMIAROWY DWUSTREFOWY MODEL PROCESU SPALANIA
UWZGLĘDNIAJĄCY PRZECHODZENIE CIEPŁA OD FRONTU
PŁOMIENIA DO STREFY NIESPALONEJ

Streszczenie. Rozwój nowoczesnych technik obliczeniowych umożliwia budowę modeli uwzględniających znaczną liczbę zjawisk. Zjawiska te, zwane w technice modelowej jako podmodele, były często traktowane jako założenia upraszczające analizowany problem. Modele powstające obecnie, które uwzględniają liczne podmodele, powodują, że otrzymane wyniki rozwiązań coraz bardziej zbliżają się do wartości wyników otrzymanych w czasie długotrwałych badań laboratoryjnych.

Celem niniejszego artykułu jest przedstawienie metody, która może być zastosowana do analizy wykresu indykatorowego ze szczególnym uwzględnieniem dynamiki wydzielania ciepła. Niezbędna do tak przedstawionego celu ilość obliczeń można było wykonać tylko wykorzystując nowoczesne techniki obliczeniowe.

Zdaniem autorów zaproponowany model powinien okazać się interesujący, bowiem w porównaniu do modeli cytowanych w literaturze światowej dodatkowo uwzględnia tę część ciepła, która w czasie spalania przechodzi do strefy niespalonej, powodując obniżenie temperatury frontu płomienia. Problem ten może okazać się szczególnie istotny przy wyznaczaniu ilości tlenków azotu.

1. Wstęp

Ponieważ podczas spalania przebiegającego w komorze silnika tłokowego występuje bardzo duża różnica temperatur pomiędzy spalinami i niespaloną częścią ładunku, osiągająca ok. 1500 K, przy modelowaniu procesu spalania należy uwzględnić przepływ ciepła nie tylko do ścianek cylindra ale również do strefy niespalonej. Mimo że czas trwania procesu jest bardzo krótki, to jednak część ciepła zdąży przejść do strefy niespalonej, obniżając tym samym temperaturę strefy spalanej. Problem ten jest szczególnie istotny w tych procesach, przy modelowaniu których wykorzystuje się chwilową temperaturę maksymalną.

Przedstawiony w pracy model jest podobny do modelu opisanego w [1], z tym że uwzględnia przepływ ciepła od frontu płomienia do strefy niespalonej. Przy definiowaniu modelu wyróżniono obszar niespalonej mieszanki i obszar spalin przedzielone frontem płomienia. Przyjęto, że wartości temperatur w obszarach mieszanki i spalin są jednorodne, T_u w obszarze mieszanki oraz T_b w obszarze spalin. Ze względu na zmianę znaku prac

w ZZP etap spalania podzielono na dwa podetapy:

początek spalania - ZZP oraz ZZP - koniec spalania.

Równoczesne występowanie szeregu zjawisk, takich jak transport substancji, pędu, ciepła i reakcji chemiczne utlenianie paliwa oraz ich skomplikowany przebieg wymagają przy sformułowaniu modelu przyjęcia odpowiednich założeń upraszczających.

W proponowanym modelu przyjęto następujące założenia:

1. Przestrzeń spalania jest podzielona na dwie strefy: świeżej mieszanki i spalin oddzielone od siebie frontem płomienia.
2. Wydzielenie ciepła następuje w czole płomienia.
3. Temperatura spalin jest równa temperaturze frontu płomienia, a skok temperatury występuje w czole płomienia.
4. Strumień ciepła generowany we froncie płomienia przepływa do niespalonej mieszanki.
5. Ciśnienie w obu strefach jest jednakowe.
6. Wartości temperatury w obu strefach są jednorodne.
7. Czynnik traktuje się jak gaz półdoskonały dla strefy niespalonej i jak gaz rzeczywisty dla strefy spalonej.
8. W modelowaniu nie uwzględnia się wpływu ścianek otaczających przestrzeń spalania na prędkość przemieszczania się płomienia.
9. Nie definiuje się geometrii frontu płomienia.
10. Czynnik gazowy w komorze spalania jest homogeniczny w poszczególnych strefach.

2. Sformułowanie modelu

Przy formułowaniu równań opisujących elementarną przemianę posłużono się ogólnym równaniem bilansu energii [2],

$$E_d = E_w + E_u,$$

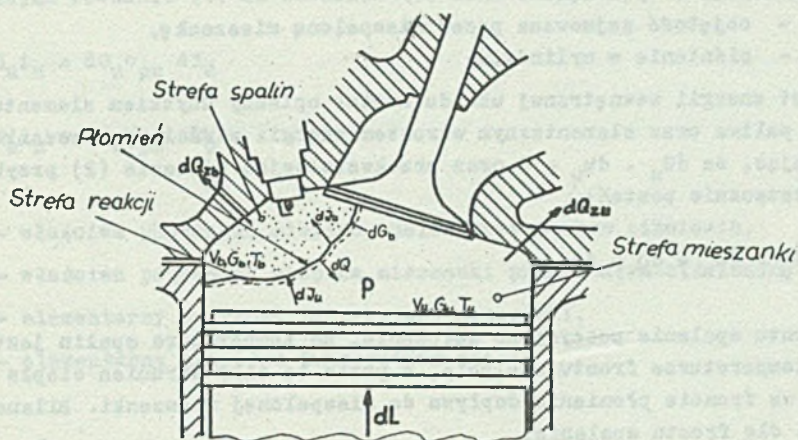
gdzie:

E_d - energia doprowadzona do układu,

E_w - energia odprowadzona z układu,

E_u - przyrost energii wewnętrznej układu,

Następnie zapisano kolejno równania bilansów energii dla strefy spalanej, niespalonej i dla frontu płomienia rys.1 .



Rys. 1. Schemat modelu
Fig. 1 Diagram of the model

2.1. Sformułowanie równań dla I etapu: początek spalania - ZZP

Dla strefy niespalonej zgodnie z równaniem (1) zakłada się, że doprowadzana jest praca oraz ciepło z obszaru frontu spalania, a odprowadzane jest ciepło do ścianek cylindra porcja mieszanki zawierająca energię oraz następuje przyrost jej energii wewnętrznej:

$$dL_u + dQ = dQ_{zu} + dG_u \cdot i_u + U_{u2} - U_{u1} \quad (2)$$

gdzie:

- dL_u - praca wykonana podczas sprężenia
- dQ - ciepło, które od frontu płomienia doprowadzone zostało do strefy niespalonej,
- dQ_{zu} - ciepło odpływające z obszaru mieszanki do ścianek cylindra,
- dG_u - elementarna ilość mieszanki doprowadzonej do spalania,
- i_u - pełna entalpia właściwa substancji doprowadzonej do czoła spalania $i_u = w_{du} + i_{fiz}$,
- w_{du} - wartość opałowa mieszanki,
- U_u - energia wewnętrzna mieszanki w cylindrze.

Równanie (2) można zapisać w postaci:

$$p dV_u + dQ = dQ_{zu} + dG_u \cdot i_u + (G_u - dG_u) (u_u + du_u) - G_u \cdot u_u,$$

gdzie:

- V_u - objętość zajmowana przez niespaloną mieszankę,
 p - ciśnienie w cylindrze.

Przyrost energii wewnętrznej układu został opisany ubytkiem elementarnej ilości paliwa oraz elementarnym wzrostem energii właściwej mieszanki.

Zakładając, że $dG_u \cdot du_u = 0$ oraz przekształcając równanie (2) przybiera ono ostatecznie postać:

$$G_u \cdot du_u = dQ - dQ_{zu} \quad (3)$$

Dla frontu spalania poczyniono założenie, że temperatura spalin jest równa temperaturze frontu spalania, a przez to cały strumień ciepła generowany we froncie płomienia dopływa do niespalonej mieszanki. Bilans energii dla frontu spalania:

$$dG_u i_u = dG_b i_b + dQ, \quad (4)$$

gdzie:

- dG_b - elementarna ilość spalin,
 i_b - entalpia spalin,

Bilans energii dla strefy spalanej zakłada, że do układu dopłynęła porcja spalin, niosąc ze sobą energię oraz doprowadzona została praca, natomiast z układu odpłynęło ciepło do ścianek cylindra oraz nastąpił przyrost jego energii elementarnej:

$$dG_b i_b + dL_b = dQ_{zb} + U_{b2} - U_{b1}. \quad (5)$$

gdzie:

- dQ_{zb} - ciepło odpływające z obszaru spalin do ścianek cylindra,
 U_b - energia wewnętrzna spalin.

Po przekształceniach matematycznych, zakładając, że $dG_b \cdot du_b = 0$, równanie (5) przedstawiono w postaci:

$$G_b du_b = 2 pdV_b - dQ_{zb}, \quad (6)$$

Po dalszych przekształceniach równanie (6) zapisano w postaci:

$$G_b di_b = 3 pdV_b - dQ_{zb} + dpV_b \quad (7)$$

Podstawiając równanie (4) do równania (3) oraz korzystając z zależności:

$$dG_u i_u = dG_u c_{pu} dT_u$$

$$dG_b i_b = dG_b c_{pb} dT_b ,$$

gdzie:

- c_{pb} - właściwa pojemność cieplna spalin przy stałym ciśnieniu,
- c_{pu} - właściwa pojemność cieplna mieszanki przy stałym ciśnieniu,
- dT_u - elementarny przyrost temperatury mieszanki,
- dT_b - elementarny przyrost temperatury spalin

oraz:

$$x = \frac{G_b}{G} \longrightarrow G_b = G \cdot x \quad (8)$$

$$G = G_u + G_b \quad G_u = G (1-x),$$

gdzie:

- x - funkcja określająca ilość spalzonego paliwa,
- G - masa doprowadzonego ładunku,
- G_b - masa spalin,
- G_u - masa mieszanki

równania (3) i (6) przedstawiono w postaci (9) i (10) ,

$$(1-x) G d i_u - p d v_u = G dx (i_u - i_b) - d Q_{zu} + dp v_u \quad (9)$$

$$x G d i_b = 3 p d v_b - d Q_{zb} + dp v_b \quad (10)$$

Równania (9) i (10) wraz z równaniami stanu gazu dla strefy spalonej i niespalonej

$$p v_b = x G R_b T_b \quad (11)$$

$$p v_u = (1-x) G R_u T_u \quad (12)$$

oraz zależnością:

$$v_i = v_u + v_b , \quad (13)$$

stanowią układ równań niezbędny do wyznaczenia niewiadomych.

2.2. Sformułowanie równań bilansów energii dla II etapu:

ZZP - koniec spalania

Postępując podobnie jak w poprzednim podrozdziale, ale zakładając pracę dL w równaniach (2) i (5) jako ujemną, w związku z tym, że praca została wyprowadzona z układu, otrzymano następujące równania:

$$(1 - x) G d i_u + p d v_u = G d_x (i_u - i_b) - d Q_{zu} + dp v_u, \quad (14)$$

$$x G d i_b = - d Q_{zb} + p d v_b + dp v_b, \quad (15)$$

$$v_i = v_u + v_b, \quad (16)$$

$$p v_u = (1 - x) G R_u T_u, \quad (17)$$

$$p v_b = x G R_b T_b. \quad (18)$$

3. Definicja równań do numerycznych obliczeń modelu spalania

Do obliczeń numerycznych nieznanymi wartościami zmiennych występujących w układach równań (9) - (13) i (14) - (18) stosuje się odpowiednio równania (9) i (10) oraz (14) i (15) jako równania różniczkowe i formułuje się je za pomocą pozostałych równań tak, aby w rezultacie powstało równanie algebraiczne umożliwiające określenie Δx i ΔT_b przy zadanym ciśnieniu indykatorowym względnie ΔT_b i ΔP przy założonej wartości stopnia wypalenia x .

Otrzymuje się więc układ równań niezbędnych dla rozwiązania wszystkich przewidywanych wariantów spalania. W modelu należało wyznaczyć temperaturę w strefie spalanej T_b oraz przebieg spalania określony wielkością stopnia wypalenia x .

3.1. Sformułowanie rozwiązań umożliwiających wyznaczenie przebiegu temperatury i szybkości spalania paliwa dla etapu pierwszego (początek spalania - ZZP)

Formułowanie równań ze względu na Δx

Określając temperaturę w strefie niespalanej z równania (12)

$$T_u = \frac{p \dot{v}_u}{(1-x) G R_u}$$

oraz wykorzystując zależność (13) i równanie stanu gazu (18), otrzymano wyrażenie określające temperaturę w strefie niespalanej:

$$T_u = \frac{pV_1 - x G R_b T_b}{(1-x) G R_u}$$

które po zróżniczkowaniu określa przyrost temperatury strefy niespalonej

$$dT_u = \frac{pdV_1 + dpV_1 - Gdx (R_b T_b - R_u T_u) - GxR_b dT_b}{(1-x) R_u G} \quad (19)$$

Przyrost objętości strefy spalanej otrzymano po zróżniczkowaniu objętości spalanej części mieszanki, która po przekształceniach równania stanu (18) może zostać zapisana w następującej postaci dogodnej do zróżniczkowania:

$$V_b = \frac{xG R_b T_b}{p}$$

a po zróżniczkowaniu:

$$dV_b = \frac{dxG R_b T_b + dT_b xGR_b - V_b dp}{p} \quad (20)$$

Natomiast ubytek strefy niespalonej można zapisać w następującej postaci

$$dV_u = dV - dV_b, \quad (20a)$$

Przedstawiając równanie (9) i (10) w postaci:

$$(1-x) G dT_u c_{pu} - pdV_u = Gdx (i_u - i_b) - dQ_{zu} + dpV_u, \quad (21)$$

$$xG dT_b c_{pb} = 3 pdV_b - dQ_{zb} + dpV_b \quad (22)$$

oraz dodając je stronami i wykorzystując zależności (20) i (20a), otrzymano równanie:

$$\begin{aligned} (1-x) G dT_u c_{pu} - pdV + xGdT_b c_{pb} &= Gdx (i_u - i_b) + 2 dx GR_b T_b + \\ + 2 xGR_b dT_b - 2V_b dp + dpV - dQ_z, \end{aligned} \quad (23)$$

z którego po wykorzystaniu zależności (19) otrzymano ostatecznie wyrażenie umożliwiające wyznaczenie dT_b :

$$dT_b = \frac{\frac{c_{pu}}{R_u} [pdV + dpV - Gdx (R_b T_b - R_u T_u)] + 2R_b T_b \frac{dp}{p} Gx}{xG (2R_b + \frac{c_{pu}}{R_u} R_b - c_{pb})} - \frac{Gdx (i_u - i_b) - 2 dx GR_b T_b - pdV - dpV - dQ_z}{xG (2R_b + \frac{c_{pu}}{R_u} R_b - c_{pb})} \quad (24)$$

Sformułowanie równania umożliwiającego określenie szybkości spalania paliwa dx.

Podstawiając do równania (21) zmiany objętości mieszanki dV_u (równ.(25)) oraz przyrost jej temperatury dT_u (równ.(19)) i obliczony z równ.(24) przyrost temperatury spalin dT_b można wyznaczyć równanie umożliwiające określenie dx.

Występujące w otrzymanym równaniu zmiany objętości niespalonej części ładunku uzyskano różniczkując równanie(17):

$$dV_u = \frac{dT_u G (1-x) R_u dx G R_u T_u - dpV_u}{p} \quad (25)$$

Natomiast dQ_{zu} założono, że wynosi:

$$dQ_{zu} = \frac{V_u}{V_1} dQ_z, \quad (26)$$

po przekształceniach matematycznych otrzymano:

$$dx = \frac{\frac{c_{pu} - R_u}{R_u} \left[pdV + dpV + \frac{GxR_b^2 T_b}{c_{pb} - 3R_b} \left(2 \frac{dp}{p} + \frac{dQ_z}{pV} \right) \right] - G \left[i_u - i_b - R_u T_u + \frac{c_{pu} - R_u}{R_u} (R_b T_b - R_u T_u + \frac{3R_b^2 T_b}{c_{pb} - 3R_b}) \right] - R_u T_u (1-x) G \cdot \frac{dQ_z}{pV}}{G \left[i_u - i_b - R_u T_u + \frac{c_{pu} - R_u}{R_u} (R_b T_b - R_u T_u + \frac{3R_b^2 T_b}{c_{pb} - 3R_b}) \right]} \quad (27)$$

Występujące w analizowanych wielkościach wyrażenie dQ_{zb} zastąpiono wyrażeniem:

$$dQ_{zb} = \frac{V_b}{V_1} \cdot dQ_z \quad (28)$$

3. 2. Sformułowanie równań umożliwiających wyznaczenie przebiegu temperatur i szybkości spalania paliwa dla etapu drugiego (ZZP - koniec spalania)

W tym etapie równania opisujące poszukiwane parametry wyznaczono analogicznie jak w etapie pierwszym.

Formułowanie równań ze względu na dT_b .

W tym celu równania (14) i (15) przedstawiono w postaci:

$$(1-x) G dT_u c_{pu} + p dV_u = G dx (i_u - i_b) - dQ_u + dpV_u \quad (29)$$

$$x G dT_b c_{pb} = p dV_b - dQ_b + dpV_b, \quad (30)$$

a następnie postępując podobnie jak dla etapu pierwszego wyznaczono równanie wyrażające przyrost temperatury strefy spalanej po ZZP:

$$dT_b = \frac{\frac{c_{pu}}{R_u} \left[pdV + dpV - Gdx (R_b T_b - R_u T_u) \right] + 4R_b T_b \frac{dp}{p} Gx - G (2R_b + \frac{c_{pu}}{R_u} R_b - c_{pb})}{- Gdx (i_u - i_b) - 4 dx GR_b T_b + pdV - dpV + dQ_z} \quad (31)$$

$$G (2R_b + \frac{c_{pu}}{R_u} R_b - c_{pb})$$

W celu sformułowania równania niezbędnego do wyznaczenia dx podstawiono do równania (29) kolejno zależności (25), (19) i (31). Po przekształceniach matematycznych i uproszczeniu otrzymano:

$$dx = \frac{\frac{c_{pu} + R_u}{R_u} (pdV + dpV + \frac{GR_b^2 T_b x}{c_{pb} - R_b} + \frac{dQ_z}{pV}) - GR_u T_u (1-x) (2\frac{dp}{p} + \frac{dQ_z}{pV})}{G \left[i_u - i_b + R_u T_u + \frac{c_{pu} + R_u}{R_u} (R_b T_b - R_u T_u) + \frac{R_b^2 T_b}{c_{pb} - R_b} \right]} \quad (32)$$

Po przejściu na wartości dyskretne wyrażenia, określające dT_u , dx i dT_b , można wyznaczyć, w zależności od dokładności obliczeń, jedną ze znanych metod numerycznych.

4. Zakończenie

Przedstawiona metoda, mimo że nie jest pozbawiona licznych założeń, pozwala znacznie dokładniej wyznaczyć przebieg wydzielania ciepła.

Przykład obliczeń wywiązywania się ciepła i przebiegu temperatury strefy spalonej i niespalonej w silniku samochodu Polski Fiat 126p zostanie przedstawiony oddzielnie.

Autorzy pracują obecnie nad wyeliminowaniem założenia o równości temperatury spalin i frontu płomienia, co powinno przyczynić się do dalszego uściślenia wyników.

LITERATURA

- [1] Maćkowski J., Wilk K.: Wyznaczanie chwilowych temperatur substancji znajdującej się w cylindrze silnika spalinowego. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej s. Transport z. nr 11 Gliwice,
 [2] Szargut J.: Termodynamika, PWN, Warszawa 1985.

ДВУЗОННАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА СЖИГАНИЯ С НУЛЕЙ
 РАЗМЕРНОСТЬЮ УЧИТЫВАЮЩАЯ ПЕРЕХОД ТЕПЛА ОТ ФРОНТА
 ПЛАМЕНИ К НАСОЖЕННОЙ ЗОНЕ

Р е з ю м е

В статье представлен метод, который может быть применен к анализу индикаторного графика с особым учетом динамики выделения тепла. С этой целью используется микрокомпьютерная техника.

Модель интересна тем, что учитывает ту часть тепла, которое во время сжигания проходит в несгоревшую зону, что ведет к понижению температуры фронта пламени. Этот вопрос может оказаться очень важным при определении количества окисей азота.

ZERODIMENSIONAL TWO-ZONE MODEL OF COMBUSTION PROCESS
 TAKING HEAT TRANSFER FROM THE FLAME FRONT TO THE NON-BURNT
 ZONE INTO ACCOUNT

S u m m a r y :

Development of modern calculation techniques makes it possible to build the models that take considerable number of phenomena into account. These phenomena known in a model technique as sub-models have been frequently treated as the assumptions simplifying the analysed problem. The models which are being created at present and take numerous sub-models into account cause that the results obtained are closer and closer to the results obtained during long-term laboratory research. The aim of the present paper is to present a method which may be applied to and indicator diagram analysis with particular regard to the heat emission dynamics. The number of calculations necessary for the

Serial: TRANSPORT 4. 11

purpose presented in this way could be executed only by using modern calculation techniques. In the authors opinion the suggested model should turn out to be interesting since as compared to the models quoted in the world literature it additionally takes into account this part of which passes to the non-burnt zone during combustion decreasing the flame front temperatura. This problem may turn out to be of particular importance when determining the amount of nitrogen oxides.

WYKAZANIE OBLICZENIA WYKONANIE SUBSTANCJI ZNAJDUJĄCYCH SIĘ W CYLINDRZE SILNIKA SPALINOWEGO

Wstępnie, termodynamiczne analizy procesu spalania przebiegającego w silnikach spalinowych jest jednym ze sposobów swego przedstawienia działania silnika. Do swobodny wykorzystuje się możliwości w różnym stopniu dokładności. Podstawą sąstosowany model powstania składowi wyrostu kompromis pomiędzy dokładnością otrzymanych wyników a możliwościami fizycznego obliczenia silnika wykorzystanych w czasie pracy silnika, autorzy, analizując dostępne dane o silnikach, tworzących spalania, do obliczeń termodynamicznych zaproponowali wykorzystanie modelu dwustrefowego.

W artykule przedstawiono opis budowy dwustrefowego zerowymiarowego modelu procesu spalania, uwzględniającego wyłączenie przebiegu chwilowych temperatur występujących w spalaniu i nie spalanej strefie. Zaproponowano sposób rozdzielenia tak skonstruowanego przez rozwiązanie odpowiedniego układu równań różniczkowych, a następnie wykorzystania dane z silnika samochodowym IP 1200 obliczenia przebiegu chwilowych temperatur, a otrzymane wyniki porównano z wynikami termodynamicznymi z literatury. Zaproponowano sposób wyznaczenia jakosciowych zmian w otrzymanych wynikach i możliwości wykorzystania modelu do celów praktycznych.

1. Wstęp

Wzrost znaczenia postępu w technice samochodowej na razie brak jest metod, które z wystarczającą dokładnością umożliwiłyby eksperymentalne wyznaczenie przebiegu chwilowych temperatur występujących w komorze spalania silnika tłokowego.

Podstawą dwustrefowy zerowymiarowy model procesu spalania silnika wyrostu kompromis pomiędzy dokładnością pracy a jedyną stroną z dostawianymi otrzymanych wyników z drugiej strony, uwzględniając w literaturze [1, 2, 3, 4, 5] model ten wykorzystuje się do działania procesów zachodzących w komorze spalania przekrojonego silnika.

W artykule przedstawiono uśredniony model dwustrefowy: rozdzielenie średniego przebiegu chwilowych temperatur występujących w spalanej i nie spalanej części ładunku przy wykorzystaniu metod termodynamicznych przedstawienia ciśnienia spalania. Zgodnie z założeniami [1, 2] w modelu tym uwzględnienie ciężej ładunku przewidziano dla części komory spalania na dwie strefy - strefę spalin (indeks b) i strefę nie spalanej mieszanki (indeks a).