ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1991

Seria: TRANSPORT z. 11 Nr kol. 995

Jacek MAĆKOWSKI
Instytut Transportu

Krystian WILK
Zakład Energetyki Paliw IEiUH

WYZNACZANIE PARAMETRÓW TERMODYNAMICZNYCH CZYNNIKA ROBOCZEGO ZNAJDUJĄCEGO SIĘ W KOMORZE SPALANIA SILNIKA SPALINOWEGO

Streszczenie: Ponieważ modele dotyczące procesów spalania wprowadzają cały szereg założeń upraszczających poszczególne zjawiska, dlatego też stopień dokładności obliczeń pozostałych podmodeli powinien być dopasowany do dokładności całego modelu i stanowić powinien wyważony kompromis.

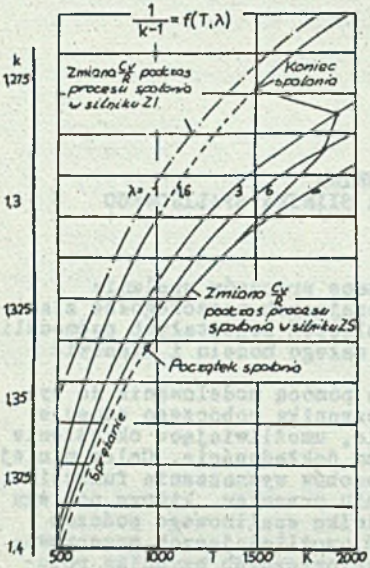
Przy symulowaniu procesu spalania za pomocą modelowania do wyznaczania własności termodynamicznych czynnika roboczego stosuje się proste obliczeniowe metody pośrednie, umożliwiające określenie poszukiwanych parametrów z wystarczającą dokładnością. Celem niniejszej pracy jest dokonanie przeglądu sposobów wyznaczania funkcji kalorycznych stosowanych przy modelowaniu przemian, którym podlega czynnik termodynamiczny w cylindrze silnika spalinowego podczas kolejnych etapów pracy, podanie założeń umożliwiających przeprowadzenie uproszczonych obliczeń funkcji kalorycznych czynnika roboczego biorącego udział w przemianie oraz przedstawienie sposobu modelowania tych przemian.

1. Wstęp

Jakość wyników uzyskiwanych podczas rozwiązywania równań tworzących model matematyczny pełnego cyklu silnika spalinowego zależy od stopnia dokładności opisu zjawisk zachodzących w cylindrze silnika, np. pominięcie zjawiska dysocjacji powoduje obniżenie średniej masy cząsteczkowej i wzrost właściwej pojemności cieplnej, co z kolei przyczynia się do wzrostu obliczeniowej temperatury spalin. Dlatego w zależności od wymaganej dokładności i przyjętego modelu do wyznaczania energii wewnętrznej "u" i entalpii "i" stosuje się odpowiednie uproszczenia dotyczące własności gazów znajdujących się w cylindrze. Proponowane modele powinny bowiem z jednej strony być proste przy praktycznym zastosowaniu, a z drugiej strony powinny dokładnie opisywać wszystkie ważniejsze parametry stanu.

Największym uproszczeniem, jakie spotyka się przy opisie rzeczywistego czynnika roboczego biorącego udział w przemianie, jest zastąpienie go gazem doskonałym. Wiadomo, że przy wyznaczaniu tzw. temperatury kalorymetrycznej paliwa (wielkości charakterystycznej dla paliwa, takiej jak np.

teoretyczne zapotrzebowanie powietrza do spalania) potraktowanie spalin jako roztworów gazów doskonałych daje wyniki o kilkaset K wyższe niż w przypadku, gdy spaliny traktuje się jako roztwór gazów półdoskonałych. Spowodowane to jest pominięciem wpływu zmian temperatury i ciśnienia na wartości właściwej pojemności cieplnej oraz liniowego uzależnienia funkcji kalorycznych od temperatury. Uproszczenie to powoduje brak możliwości dokładnego wyznaczania parametrów stanu czynnika roboczego. W czasie modelowania możliwe jest ono do przyjęcia jedynie w tych procesach obiegu silnika, w których temperatura i ciśnienie czynnika roboczego są zbliżone do warunków otoczenia. Dużym uproszczeniem jest również założenie o półdoskonałości gazów podlegających przemianie i uzależnienie ich właściwości jedynie od temparatury. Gazy półdoskonałe różnią się bowiem od gazów doskonałych tym, że ze wzrostem temperatury wartości ich właściwej pojemności cieplnej rosną, lecz ich różnica, jak wiadomo, pozostaje stała. Dlatego wykładnik adiobaty k maleje wraz ze wzrostem temperatury zgodnie z zależnością:



Rys. 1. Wpływ temperatury i współczynnika składu mieszanki na wykładnik adiobaty [6]

Fig. 1. Effect of the temperature and mixture ratio on the adiabatic curve exponent [6]

$$k = 1 + \frac{R}{C_v} ,$$

Zależność tę przedstawiono na rys. 1.

W literaturze spotyka się cały szereg empirycznych wzorów uzależniających chwilowy stosunek ciepeł właściwych "k" od temparatury, stosunku nadmiaru powietrza, a nawet od stopnia wypalenia paliwa, np. Wibe 15 zaproponował w zależności od suwu pracy następujące zależności:

Dla procesu sprężania:

$$k_i = 1,1438 - 1,05 \cdot 10^{-4}\, T_i$$

Dla procesu spalania:

$$\lambda < 1$$

$$k_i = 1{,}259 + \left[76{,}7 - (13{,}6 - \frac{14{,}2}{\lambda})\, x_i\right] \frac{1}{T_i} - (0{,}665 - \frac{0{,}0245}{\lambda})\, x_i,$$

$$1 \geqslant \lambda$$

$$k_i = 1{,}259 + (76{,}7 + 0{,}6\, x_i) \frac{1}{T_i} - (0{,}012 + \frac{0{,}03}{\lambda})\, x_i\,,$$

Dla procesu rozprężenia:

$$\lambda < 1$$

$$k_i = 1{,}1925 + \frac{0{,}0245}{\lambda} + (63{,}1 + \frac{14{,}2}{\lambda}) \frac{1}{T_i}\,,$$

$$1 \geqslant \lambda$$

$$k_i = 1{,}247 - \frac{0{,}03}{\lambda} + \frac{77{,}3}{T_i}.$$

Modele wykorzystujące te uproszczenia dają dobrą zgodność wyników, pod warunkiem że ciśnienie nie jest zbyt wysokie, a temperatura nie przekracza 2000 K.

Czasami, jak np. w pracy Brzezańskiego [2], do obliczeń przyjmuje się liniową zależność właściwej pojemności cieplnej od temparatury i opisuje się ją prostym równaniem:

$$C_v = a + bT$$

Dla zwiększenia dokładności obliczeń zakres temperatur obiegu roboczego silnika dzieli się na trzy przedziały i w każdym z nich zakłada się liniową zależność właściwej pojemności cieplnej składników mieszanki. We wspomnianej pracy przyjęto następujące przedziały: 273 ... 973 K, 973 ... 1773 K, 1773 ... 277 K, a następnie na podstawie tabel cieplnych dobrano odpowiednie współczynniki równań liniowych.

Wyczerpujące potraktowanie czynnika w cylindrze polega na uwzględnieniu wpływu temperatury i ciśnienia na wartość funkcji kalorycznych i wykonanie pełnych obliczeń termodynamicznych dla każdej rozpatrywanej chwili opisanej np. za pomocą kąta obrotu wału korbowego i odpowidającego mu ciśnienia w cylindrze. W przypadku przyjęcia założenia o lokalnej równowadze chemicznej dla każdego ciśnienia i temperatury można rozwiązać równania, z których wyprowadza się żądane własności termodynamiczne gazów biorących udział w przemianie. Wyznaczenie termodynamicznych własności gazu spalonego i nie spalonego opisano szczegółowo w pracach M. Martina i J.B. Heywooda [9] oraz S.D. Hiresa [5].

Entalpię gazu rzeczywistego w funkcji ciśnienia i temperatury wyznaczyć można korzystając z definicji entalpii:

$$di = c_p(T,p)\,dT - \left[T\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_p - V\right]dp.$$

W celu określenia wartości entalpii należy przeprowadzić całkowanie powyższego równania najpierw przy stałym ciśnieniu od temperatury T_o do temperatury T, a następnie przy stałej temperaturze T od ciśnienia p_o do p. Otrzymuje się w ten sposób zależność:

$$i(p,T) = i_o(T_o) + \int_{T_o}^{T} cp(T)\,dT - \int_{p_o}^{p}\left[T\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_p - V\right]dp,$$

w której stała całkowania i_o jest entalpią właściwą gazu doskonałego przy temperaturze T_o, pierwsza całka określa przyrost entalpii właściwej gazu doskonałego przy zmianie temperatury od T_o do T, druga całka uwzględnia zależność entalpii właściwej od ciśnienia, czyli odchylenie własności gazu rzeczywistego od własności gazu doskonałego. Wyznaczanie entalpii w powyższy sposób jest zagadnieniem bardzo złożonym.
Uzależniając energię właściwą od stopnia wypalania paliwa i zakładając, że wartość x od 0 do x (t) dotyczy spalin (indeks b), a od x(t) do 1 -X(t) dotyczy mieszanki (indeks u), energię wewnętrzną można wyznaczyć z następującej zależności:

$$u_b(x') = u_{bo} + \int_{T_{bo}}^{T_b} c_{vb}(T,x')\,dT,$$

$$u_u(x) = u_{uo} + \int_{T_{uo}}^{T_u} c_{vu}(T,x')\,dT,$$

gdzie u_{bo} i u_{uo} są energiami wewnętrznymi odpowiadającymi temperaturze odniesienia T_{bo} i T_{uo}. Należy podkreślić, że właściwe pojemności cieplne c_{vb} i c_{vu} zależą od temperatury, która jest zależna od stopnia wypalania paliwa x, a ten zmienia się w funkcji koła OWK w zależności od parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych silnika.

Przedstawione równania są równaniami ogólnymi, nadają się do każdego modelu spalania, nie pociągają ze sobą większych założeń. W modelach zerowymiarowych nie znajdują zastosowania, bowiem ich dokładność nie jest wykorzystana.

Analizując przemiany, którym podlega czynnik w cylindrze, można dojść do wniosku, że jedynie etap napełniania, który zachodzi przy

temperaturze i ciśnieniu zbliżonym do otoczenia, pozwalałby na stosowanie modelu gazu doskonałego. W obliczeniach etapu sprężania i wydechu wymagane byłoby stosowanie modelu gazu półdoskonałego. W pozostałych etapach należałoby czynnik w cylindrze traktować jako gaz rzeczywisty.

Praktyczne metody określania funkcji kalorycznych w czasie modelowania podlegają na przedstawieniu ich w postaci wyrażeń wielomianowych w funkcji temperatury, gdy rozpatruje się czynnik roboczy jako gaz półdoskonały (można wykorzystać wtedy tablice Roznjevicza [11]) lub w funkcji ciśnienia i temperatury, gdy przeprowadza się bardziej dokładne obliczenia (tablice Janaf [7]). Zestawy odpowiednich współczynników oblicza się w fazie wstępnej przez aproksymację danych tablicowych i następnie dołącza do programu.

Ponieważ w modelach wprowadza się cały szereg innych założeń upraszczających poszczególne zjawiska, dlatego też, jak zaznaczono na wstępie, w wyznaczaniu funkcji kalorycznych dopuszcza się pewne uproszczenia. Zastosowane uproszczenia muszą być dostosowane do stopnia dokładności całego modelu. Poniżej przedstawiono uproszczone metody wyznaczania parametrów termodynamicznych czynnika roboczego oraz zaproponowano sposób postępowania przy wyznaczaniu jego własności termodynamicznych.

W celu zwiększenia przejrzystości analizę przeprowadzono oddzielnie dla poszczególnych procesów w kolejności ich występowania. Każdy z nich bowiem pozwala na dokonanie innych uproszczeń.

2. Etap napełniania

W związku z tym, że etap napełniania przebiega przy ciśnieniu i temperaturach zbliżonych do otoczenia, czynnik roboczy może być traktowany jako gaz doskonały, a w dokładniejszych obliczeniach jako gaz półdoskonały.

Największym uproszczeniem przy wyznaczaniu parametrów napełniania jest więc założenie stałości ciepła właściwego i przyjęcie liniowj zależności entalpii i energii wewnętrznej od temperatury.
Przy założeniu, że czynnik roboczy traktuje się jak gaz półdoskonały, należy do wyznaczania funkcji kalorycznych wykorzystać wartości właściwej pojemności cieplnej obliczonej np. ze wzoru:

$$c_v = a + bT + cT^2 ,$$

gdzie współczynniki a, b, c oblicza się z tablic w zależności od składu chemicznego czynnika roboczego. Używanie wielomianu wyższego stopnia mija się z celem, bowiem dokładność całego modelu jest z reguły znacznie niższa.

J. G. Garnuszkin [4] przytacza następujące wartości współczynników empirycznych uzależnionych od stosunku nadmiaru powietrza obowiązujących dla benzyny w przedziale temperatur 400 - 2700 K (tab.1)

Tabela 1

Empiryczne współczynniki podane przez J. G. Garnuszkina [4]

λ	a J/kG K	b J/kG K	c 10^{-4} J/kG K
0,8	650,4	0,34	- 0,90
0,9	655,5	0,41	- 0,82
1,0	658,6	0,40	- 0,81
1,1	647,6	0,40	- 0,80
1,2	647,6	0,39	- 0,79

Często w obliczeniach spotyka się jeszcze bardziej uproszczone wyrażenie:

$$c_v = a + bT$$

W pracy Wanscheidta [14] do wyznaczania średniej molowej właściwej pojemności cieplnej przy stałej objętości zaproponowano następujące stałe (tab.2) zależne od temperatury i składu chemicznego całkowitego ładunku, czyli czystego powietrza i spalin stechiometrycznych.

Tabela 2

Stałe umożliwiające wyznaczenie średniej molowej właściwej pojemności cieplnej mieszanki podane przez Wanscheidta [14]

Czyste powietrze	Spaliny stechiometryczne	Temparatura
a = 19464,4	20988,4	$T < 1200$
b = 3,0564	4,18681	$T < 1200$
a = 19797,3	21968,1	$T > 1200$
b = 2,8052	3,3913	$T > 1200$

Problem wyznaczania własności gazów biorących udział w przemianie najbardziej wyczerpująco opisany został w pracy [12] . Zakłada się tam, że w czasie procesu napełniania zachodzi mieszanie świeżej mieszanki o temperaturze T_o z resztką spalin pozostałych z poprzedniego obiegu o temperaturze T_{rs}.

Po wymieszaniu ustala się temperaturę T_r wynikłą ze wzoru:

$$T_r = \frac{i_r}{c_{pr}}$$

gdzie:

i_r - entalpia właściwa reagentów,

c_{pr} - ich właściwe pojemności cieplne przy stałym ciśnieniu, które są proporcjonalne do udziału poszczególnych składników.

Powyższe wielkości określa się z wyrażeń:

$$i_r = (1-x_{rs})\,(u_u + R_u T_o) + x_{rs}\,(u_{rs} + R_u T_{rs}) =$$

$$c_{pr} = (1-x_{rs})\,c_{pa} + x_{rs}\,c_{prs}\,,$$

gdzie:

x_{rs} - udział molowy reszty spalin,

u_a - energia wewnętrzna właściwa mieszaniny paliwa z powietrzem,

u_{rs} - energia wewnętrzna reszty spalin,

R_u - uniwersalna stała gazowa.

Energię wewnętrzną właściwą mieszaniny paliwa, powietrza i reszty spalin można wyrazić zależnością:

$$u_r(T) = \frac{1}{M_a}\left\{R_u \sum x_i\left[\left(\sum_{j=1}^{4} T_j\, b_{ij}\right) - T\right] + i_{ps}\, x_p\right\} + x_{rs}\, u_{rs} \ldots 1,$$

gdzie za pomocą indeksu "i" oznaczono O_2, N_2 oraz paliwo.
Udziały molowe x_i określone są wzorami:

$$x_{O_2} = \frac{(1-x_{rs})\,(n + \frac{m}{4})\lambda}{1 + 4{,}76\,(n + \frac{m}{4})\lambda} \qquad x_{N_2} = \frac{(1-x_{rs})\,3{,}76\,(n - \frac{m}{4})\lambda}{1 + 4{,}76\,(n - \frac{m}{4})\lambda}$$

$$x_p = \frac{1-x_{rs}}{1 + 4{,}76\,(n + \frac{m}{4})\lambda} \qquad x_{rs} = \frac{1}{\varepsilon}\,.$$

Wielkości b_{ij} (tabl.3) oznaczają współczynnik wielomianu oproksymacyjnego 4 stopnia, określającego zależność energii wewnętrznej O_2, N_2 oraz paliwa od temperatury. Wielkość i_{ps} oznacza entalpię tworzenia paliwa w temperaturze 0 K.

M_a - masa mieszaniny paliwa z powietrzem.

Tabela 3

Współczynniki b_{ij} wielomianu aproksymującego 4 stopnia umożliwiające określenie energii wewnętrznej (równanie 1) [1]

Składnik	j=1	j=2	j=3	j=4	j=5 J/kmol
O_2	3.25304	$6.5235\ 10^{-4}$	$-1.49524\ 10^{-7}$	$1.53897\ 10^{-11}$	0
N_2	3.34435	$2.9426\ 10^{-4}$	$1.953\ 10^{-9}$	$-6.5747\ 10^{-12}$	0
C_8H_{18}	-0.71993	$4.6426\ 10^{-2}$	$-1.68385\ 10^{-5}$	$2.67009\ 10^{-9}$	$-4.9298\ 10^{8}$
C_3H_8	1.13711	$1.45532\ 10^{-2}$	$-2.95876\ 10^{-6}$	0	$-0.9051\ 10^{8}$

Do obliczenia energii wewnętrznej reszty spalin u_{rs} wykorzystuje się wielomian aproksymacyjny określający zależność energii wewnętrznej spalin powstałych po spalaniu C_8H_{18} w powietrzu od temperatury i stosunku nadmiaru powietrza. Ponieważ reszta spalin mieszająca się z dopływającą z gaźnika mieszanką jest już ochłodzona (poniżej 1400K), przyjmuje się, że spaliny te nie są zdysocjowane, a więc ich energia wewnętrzna nie zależy od ciśnienia.

Wyrażenie wielomianowe określające energię wewnętrzną spalin niezdysocjowanych mają według [8] następującą postać:

- dla $\lambda \geq 1$

$$u_{rs} = \left[A\ (T) - B\ (T)\ \frac{1}{\lambda}\right] \frac{1}{(1 + 0{,}067623\ \frac{1}{\lambda})},$$

gdzie: $A = 0{,}69199T + 3{,}9173\ 10^{-5}\ T^2 + 5{,}2926\ 10^{-8}\ T^3 + - 2{,}2863\ 10^{-11}\ T^4 + 2{,}7758\ 10^{-15}\ T^5$ kJ/kg,

$B = 3049{,}4 - 5{,}7037\ 10^{-2}T - 9{,}4994\ 10^{-5}T^2 + + 2{,}1528\ 10^{-8}T^3 - 2{,}0028\ 10^{-12}T^4$ kJ/kg,

- dla $\lambda < 1$

$$u_{rs} = (a_1 + u_2T + a_3T_3 + a_uT^3 + a_5T^4 + a_6T^5 + a_7T^{3/2} + + \frac{a_8}{1 + \frac{T}{1666{,}6}}) \frac{1}{1 + 0{,}067623\ \frac{1}{\lambda}}$$

Współczynniki a_1 ... a_8 podane zostały w tabeli 4.

Tabela 4

Współczynniki a_i umożliwiające wyznaczanie energii wewnętrznej spalin niezdysocjowanych podane w pracy [8]

	0,625	0,714	0,833	0,91
a_1	$-8.2792\ 10^{4}$	$-7.6752\ 10^{4}$	$-5.3070\ 10^{4}$	$-7.8307\ 10^{4}$
a_2	$5.7794\ 10^{1}$	$5.3135\ 10^{1}$	$3.5844\ 10^{1}$	$5.2777\ 10^{1}$
a_3	$-5.6779\ 10^{-4}$	$-1.1948\ 10^{-3}$	$-1.7296\ 10^{-3}$	$-4.2655\ 10^{-3}$
a_4	$1.9998\ 10^{-6}$	$2.0941\ 10^{-6}$	$1.7537\ 10^{-6}$	$3.1052\ 10^{-6}$
a_5	$-3.8145\ 10^{-10}$	$-4.1937\ 10^{-10}$	$-3.8011\ 10^{-10}$	$-6.7065\ 10^{-10}$
a_6	$2.9720\ 10^{-14}$	$3.4973\ 10^{-14}$	$3.5329\ 10^{-14}$	$6.2292\ 10^{-14}$
a_7	$-8.7196\ 10^{-1}$	$-7.8197\ 10^{-1}$	$-4.9488\ 10^{-1}$	$-6.8528\ 10^{-1}$
a_8	$7.9763\ 10^{4}$	$7.3632\ 10^{4}$	$4.9951\ 10^{4}$	$7.5051\ 10^{4}$

3. Sprężanie

W czasie sprężania energię wewnętrzną reagentów można wyrazić jako liniową funkcję temperatury w postaci:

$$u_r(T) = c_{vr}(T) + a_r,$$

ponieważ temperatura nie przekracza 1300 K, aproksymacja liniowa równania (1) jest wystarczająco dokładna.
Wartości c_{vr} i a_r określa się każdorazowo albo metodą interacji albo wykorzystuje się zależności empiryczne.
W pracy [3] właściwa pojemność cieplna czynnika roboczego została obliczona wg zależności empirycznej podanej przez A.E.Austiena.
Dla linii sprężania wynosi ona:

$$c_v = \left[4{,}50 + 0{,}26\, v_{rs} + T\,(0{,}0014 + 0{,}0006\, v_{rs})\right] 4{,}1868 \quad 10^3,$$

dla linii rozprężania:

$$c_v = \left[5{,}11 + 0{,}55\, v_x + T\,(0{,}0008 + 0{,}0003\, v_x)\right] 4{,}1868 \quad 10^3,$$

gdzie v_x - udział spalin w mieszance.
Natomiast wartości ciśnień i temperatur wyznacza się ze związków politropowych, korzystając z empirycznego równania dla wykładniaka politropy lub w przypadku zmierzonego przebiegu ciśnienia z równania stanu gazu.

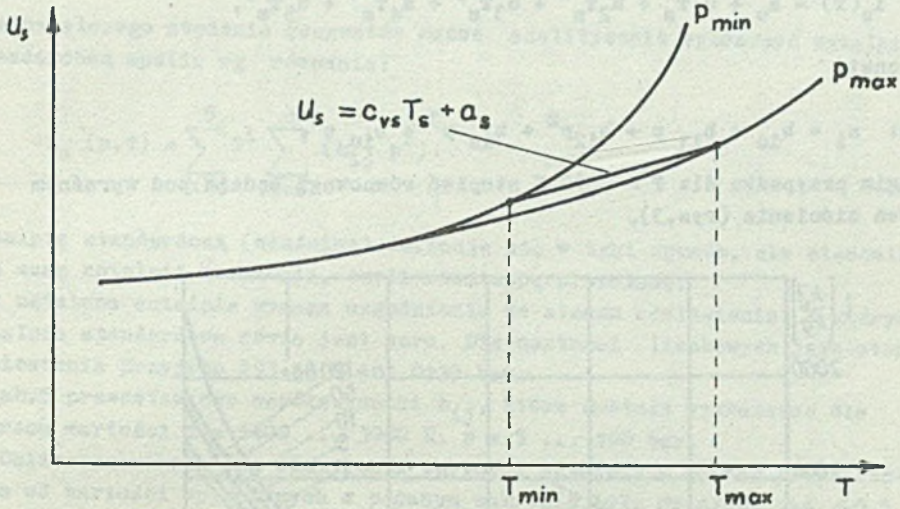
4. Etap spalania

W związku z tym, że proces spalania przebiega w bardzo wysokich temperaturach i przy znacznym ciśnieniach, czynnik roboczy powinien być traktowany w czasie obliczeń jako gaz rzeczywisty, a więc funkcje kaloryczne muszą zależeć od ciśnienia i temperatury. W praktyce jednak taka dokładność obliczeń byłaby w sprzeczności z przyjmowanymi założeniami upraszczającymi i komplikowałaby proces obliczeniowy, dlatego też stosuje się różne uproszczenia. Na przykładach we wspomnianej już pracy [12] zakłada się, że ponieważ zakres temperatur spalin podczas spalania jest stosunkowo wąski, możliwe jest wprowadzenie przybliżenia rzeczwistej zależności energii zewnętrznej spalin za pomocą zależności liniowej.

Ze względu na dodatkową zależność energii wewnętrznej od ciśnienia przyjęto, że energia wewnętrzna spalin jest liniową funkcją temperatury, którą określa się interacyjnie w oparciu o następujące dwie wielkości:
- energię wewnętrzną spalin dla najniższej temperatury i najniższego ciśnienia spalin,

- energię wewnętrzną dla najwyższej temperatury i najwyższego ciśnienia. Tak więc energia wewnętrzna spalin $u_s(T,p)$ opisana jest następującą zależnością liniową (rys.2):

$$u_s(T) = c_{v_s} T_s + a_s .$$



Rys.2. Uproszczony sposób wyznaczania energii wewnętrznej spalin [12]
Fig.2. Simplified method of determining the internal energy of combustion gases [12]

W obliczeniach bardziej dokładnych zakłada się w zerowymiarowym modelu procesu spalania istnienie trzech stref temperatur. Jednej dla niespalonej części ładunku i dwóch dla spalonej. Strefa spalania dzieli się na dwie ze względu na konieczność uwzględnienia dysocjacji, która po przekroczeniu 2000 K zaczyna w sposób znaczny wpływać ne przebieg temperatury. Niespaloną część ładunku opisuje się w zakresie temperatur 300 ... 1000 K, w którym skład chemiczny praktycznie nie zmienia się. Konieczne wartości szukanych parametrów można określić z "reguły mieszania" reagentów takich, jak: powietrze, paliwo, udział resztek spalin, a następnie przedstawić je w postaci wielomianu w funkcji temperatury, co szczegółowo zostało przedstawione w rozdziale 2. Natomiast dla spalonej części ładunku rozważa się dwa zakresy temperatur: T = 300 ... 2000 K i T > 2000 K.

W pierwszym przypadku zmienia się skład chemiczny tylko dla $\lambda < 1$, a obliczenia przeprowadza się bez uwzględnienia ciśnienia.

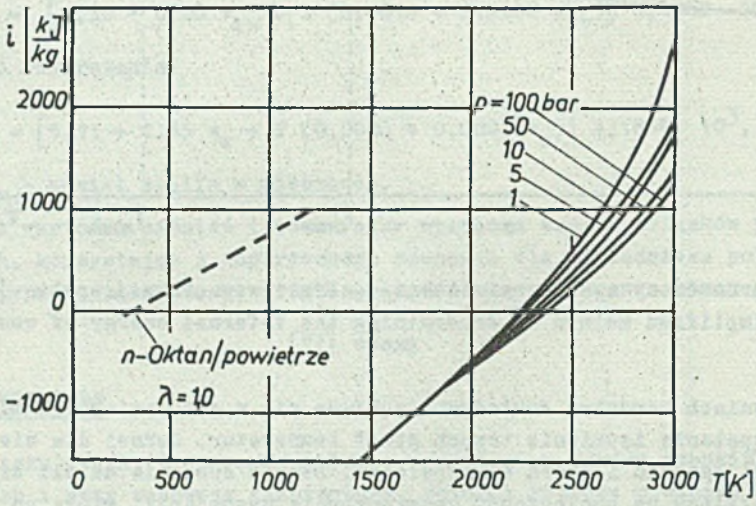
Koncentracje składników CO, H_2O, H_2 i CO_2 zmierzają do równowagi układu woda - gaz.
Obliczenia odpowiednich parametrów dla tak zamrożonych składników z dokładnością wystarczającą dla praktyki może być dokonane za pomocą wielomianu:

$$i_s(T) = a_o + u_1T_s + u_2T_s^2 + u_3T_s^3 + a_4T_s^4 + u_5T_s^5,$$

p = const,

gdzie: $a_i = b_{io} + b_{i1}\,p + b_{i2}p^2 + b_{is}\,p^3 + b_{iu}\,p^4,$

W drugim przypadku dla T > 2000 K stopień równowagi będzie pod wyraźnym wpływem ciśnienia (rys.3).



Rys.3. Przebieg zmian entalpii właściwej strefy spalonej i niespalonej [10]
Fig.3. Changes in specific enthalpy of the burnt and non-burnt zone [10]

W tym przypadku dla każdej kombinacji reagentów, np. wg metody opisanej w [10] można obliczyć i(p,T) dla wystarczająco dużej liczby stanów p, T i poszukiwać analitycznej aproksymacji np. dla entalpii i można to zrobić następująco. Dla każdej stałej wartości ciśnienia p poszukuje się w oparciu o obliczone wartości w jednakowych odstępach T współczynników wielomianu dla równania:

$$i(T)_{p=const} = a_o + u_1T + u_2T^2 + u_3T^3 + u_4T^4 + u_5T^5,$$

według metody Gaussa - minimalnej sumy kwadratów odchylenia.
Następnie postępuje się analogicznie w celu określenia współczynników zależnych od ciśnienia dla ustalenia równania:

$$a_i = b_{io} + b_{i1}p + b_{i2}p^2 + b_{i3}p^3 + b_{i4}p^4 \qquad i = 0 \ldots 5.$$

Dla ustalonego stężenia reagentów można analitycznie wyznaczyć entalpię standardową spalin wg równania:

$$i_u\,(p,T) = \sum_{i=0}^{5} T^i \sum_{i=0}^{4} (b_{ij}\, p^i)$$

Entalpię standardową (właściwą) definuje się w taki sposób, aby stanowiła ona sumę entalpii tworzenia, czyli chemiczną przemianę.
Tak ustalona entalpia wymaga uzgodnienia ze stanem odniesienia, w którym entalpia standardowa równa jest zero. Dla wartości liczbowych jako stan odniesienia przyjęto 293,15 K i 1,0135 bar.
W tab.5 przedstawiono współczynniki b_{ij}, które zostały wyznaczone dla zakresu wartości T = 1400 ... 3000 K, p = 5 ... 100 bar.

Obliczone maksymalne odchylenie wartości entalpii z równań przybliżonych od wartości wyjściowych w podanym zakresie było mniejsze niż <0,5 %. Jeszcze bardziej przybliżone równania, potrzebne do wyznaczania "i", otrzymuje się przez określenie regresji wg równania:

$$i\,(T)_{p=const} = a\, e^{bT} - i_o,$$

$a = m + nmp,$
$b = q + vmp,$

W tym równaniu występują tylko 4 współczynniki m,n,q i v oraz wartość i_o. Przybliżenie tego typu wykazuje większe odchylenie i może być stosowane przy wyższych zakresach wartości p i T. Proces rozprężania analizuje się podobnie jak proces sprężania, a proces wydechu identycznie jak proces napełniania. W jednym i w drugim przypadku równania opisujące zmiany ciśnienia i temperatury w tych procesach mają postacie podobne.

4. Wnioski

Analizując spotykane w literaturze obliczenia procesów przebiegających w silnikach spalinowych należy podkreślić, że stosowanie modelu gazu doskonałego jest dozwolone tylko wtedy, gdy rozważany gaz ma niskie ciśnienie i niską temperaturę, czyli posiada parametry zbliżone do parametrów otoczenia.

Tabela 5

Współczynniki b_{ij} służące do określenia entalpii właściwej spalin w zależności od współczynnika składu powietrza [10]

i/j	0	1	2	3	4	
0	1.6975 E-4	-1.0600 E-3	2.4233 E-1	-2.5098 E-1	9.5172 E-4	$\lambda = 0,9$
1	-4.9741 E-1	2.7379 E-0	-6.2537 E-2	6.4895 E-4	-2.4634 E-6	
2	5.0154 E-2	-2.7552 E-3	6.3248 E-5	-6.5770 E-7	2.4993 E-9	
3	-2.3927 E-5	1.3542 E-6	-3.1250 E-8	3.2566 E-10	-1.2388 E-12	
4	5.5187 E-9	-3.2366 E-10	7.5108 E-12	-7.8436 E-14	2.8869 E-16	
5	-4.8628 E-13	2.9884 E-14	-6.9758 E-16	7.2999 E-18	-2.7826 E-20	
0	1.6716 E-3	-1.6034 E-2	3.5245 E-0	-3.6304 E-2	1.3749 E-4	$\lambda = 1,0$
1	-1.2206 E-1	4.3947 E-1	-9.7132 E-3	1.0029 E-4	-3.8030 E-7	
2	1.4110 E-2	-4.7293 E-4	1.0508 E-5	-1.0874 E-7	4.1285 E-10	
3	-7.1706 E-6	2.4786 E-7	-5.5343 E-9	5.7388 E-11	-2.1811 E-13	
4	1.7531 E-9	-6.2303 E-11	1.3970 E-12	-1.4511 E-14	5.5195 E-15	
5	-1.5808 E-13	5.8058 E-15	-1.3058 E-16	1.3575 E-18	-5.1659 E-21	
0	7.5335 E-3	-4.9663 E-2	1.1425 E-1	-1.1946 E-1	4.5559 E-4	$\lambda = 1,2$
1	-2.5351 E-1	1.2913 E-0	-2.9822 E-2	3.1231 E-4	-1.1921 E-6	
2	2.6465 E-2	-1.3156 E-3	3.0513 E-5	-3.2009 E-7	1.2228 E-9	
3	-1.2768 E-5	6.5378 E-7	-1.5233 E-8	1.6009 E-10	-6.1213 E-13	
4	2.9700 E-9	-1.5734 E-10	3.6846 E-12	-3.8794 E-14	1.4847 E-16	
5	-2.6042 E-13	1.4474 E-14	-3.4092 E-16	3.5963 E-18	-1.3776 E-20	

W przypadku analizowania procesu spalania absolutnie nie można korzystać z modelu gazu doskonałego. Pozostaje więc model gazu półdoskonałego lub gaz rzeczywisty. Model gazu półdoskonałego można wykorzystywać przy temperaturze do 2000°C i przy ciśnieniach niewiele przekraczających ciśnienie otoczenia. Przy wyższych ciśnieniach, jak to pokazano na rys.3, należy wprowadzić poprawkę. Przy ciśnieniach, jakie występują w czasie spalania w silnikach spalinowych, należy stosować w obliczeniach równania obowiązujące dla gazu rzeczywistego i oczywiście w temperaturze t 2000°C należy uwzględnić dysocjacje produktów spalania.
Przedstawiony w pracy model wyznaczania funkcji kalorycznych z wystarczającą do obliczeń dokładnością odzwierciedla termodynamiczne właściwości parametrów czynnika roboczego, biorącego udział w przemianach zachodzących w czasie pracy silnika spalinowego. Stanowi wyważony kompromis pomiędzy dokładnością obliczeń a poczynionymi założeniami pozostałych podmodeli i nadaje się do wykorzystania we współczesnej technice obliczeniowej.

LITERATURA

[1] Benson R.S.: Whitehouse N.D.: Internal combustion Engines. Pergamon Press 1979.

[2] Brzezański M.: Dwupaliwowe zasilanie silnika z zapłonem iskrowym w aspekcie oszczędności ciekłych paliw węglowodorowych. Praca doktorska Kraków 1985.

[3] Butkiewicz M., Łapucha R., Wójcik S.: Obliczanie przebiegu wywiązywania się ciepła w silniku wysokoprężnym. Archiwum procesów spalania nr 3 - 4 1970.

[4] J.G.Garnuszkin: Obrabotka indikatornych diagram dwigatielej pri pomoszczi EWA. Awtomobilnaja promyszlennost nr 5/1967.

[5] S.D.Hires, A.Ekchlan, J.B.Heywood, R.J.Tobaczyński, J.C. Wall: "Performance and NO_x Emissions Modelling of a Jet Ignition Prechamber Stratified Charge Engine" SAE Transactions, vol.85, 1976.

[6] A. Hoche: Die simultane thermodynamische Analyse Podstawy budowy silników spalinowych WKŁ, Warszawa 1978.

[7] JANAF Thermochemical Tables, second Edition, The Dow Chemical Co., Midland, Michigan 1971.

[8] Krieger R.B., Borman G.L.: The Computation of Apparent Heat Release for Internal Combustion Engines ASME Paper 66-WA/DGP-4, 1966.

[9] M. Martin. J.B. Heywood: Approximate Relations for the Thermodynamic Properties of Hydrocorbon - Air Combustion Products. Combustion Science and Technology vol.15, 1977.

[10] Prescher K. Zwei-Zonen-Rechenmodell für die Verbrennung im Ottomotor unter Berücksichtigung der Gasdissoziation ATZ nr 2, 1983.

[11] K. Roznjevic: Tablice cieplne z wykresami, WNT, Warszawa 1966.

[12] Rychter T.I. Teodorczyk A.: Economy and NO Emission Potential of an SI Variable R/L Engine, SAE Paper No 850207.

[13] Rychter R.,Teodorczyk A.: Modelowanie matematyczne procesów spalania w silnikach tłokowych, Cz.I AUTO-Technika Motoryzacyjna 12, 1984.
[14] Wanscheidt W.A.: Dizieli, Maszgiz, Moskwa 1957.
[15] I. Wibe: Nowoje o roboczim cikle dwigatielej, Maszgiz, Moskwa 1962 .

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ВЕЩЕСТВА НАХОДЯЩЕГОСЯ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Р е з ю м е

Модели касающиеся процессов сжигания нуждаются в ряде предположений относительно имеющих место там явлений, поэтому степень точности расчетов оставшихся подмоделей должна соответствовать точности всей модели.

Во время симуляции процесса сжигания при помощи моделирования с целью определения термодинамических свойств рабочего вещества, применяются простые расчетные посредственные методы, позваляющие определить неизвестные параметры с нужной точностью.

Целью работы является представление способов определения калорических функций, применяемых для моделирования перемен термодинамического вещества в цилиндре двигателя внутреннего сгорания при очередных циклах работы, а также представление предположений, позваляющих провести упрощение расчетов калорических функций рабочего вещества.

DERERMINATION OF THERMODYNAMIC PARAMETERS OF WORKING MEDIUM IN AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE COMBUSTION CHAMBER

S u m m a r y

Since the models concerning combustion processes introduce a whole sequence of the assumptions simplifying particular phenomena, the degree of calculation accuracy of the remaining sub-models should be adjusted to the accuracy of the whole model and should make a compromise.
Some simple intermediate calculation methods enabling to determine desired parameters with sufficient accuracy are used for determining thermodynamic properties of working medium when simulating the combustion process by means of modelling.
The aim of the present work is to carry out a review of the methods of determining calorific functions used when modelling the transformations the thermodynamic medium undergo during successive operating stages in an internal combustion engine as well as to give the assumptions that enable to carry out simplified calculations of calorific functions of the working medium taking part in the transformation and to present the methods of modelling these transformations.