

Jacek MAĆKOWSKI

Krystian WILK

Zakład Energetyki Paliwowej IEiWH

Politechnika Śląska

WPLYW DYSOCJACJI NA PRZEBIEG CHWILOWYCH TEMPERATUR WYSTĘPUJĄCYCH PODCZAS SPALANIA PALIWA W SILNIKU Z SAMOCHODU PF-126P

Streszczenie. Modele matematyczne opisujące przebieg fizycznych zjawisk stają się coraz użyteczniejszym narzędziem. Przyczyniają się do skracania badań doświadczalnych, dają odpowiedź na szereg teoretycznych zagadnień oraz umożliwiają znalezienie optymalnych rozwiązań, przy wzajemnie wykluczających się procesach. Ponieważ jednak w czasie przebiegu procesu spalania w komorze silnika spalinowego występuje równocześnie wiele niecałkiem jeszcze wyjaśnionych zjawisk, obecnie na całym świecie można zauważyć intensywny rozwój prac mających na celu wyjaśnienie ich fenomenologicznego przebiegu oraz wzajemnych powiązań.

Jednym z podmodeli procesu spalania jest podmodel dysocjacji termicznej produktów spalania. Artykuł przedstawia przykłady wykorzystania metody Harkera-Allena do obliczania przebiegu adiabatycznej temperatury równowagi uwzględniającej dysocjację spalin i porównuje jej przebieg do adiabatycznej temperatury bez uwzględniania dysocjacji. Obliczenia przebiegu temperatury przeprowadzono dla zakresów ciśnień i współczynników nadmiaru powietrza jakie mogą wystąpić w czasie pracy silnika spalinowego o zapłonie iskrowym. W obliczeniach uwzględniono 10 składników spalin tj. CO, CO₂, O, O₂, H, H₂, H₂O, OH, NO, N₂. Podano przykład przebiegu adiabatycznej temperatury spalania uwzględniającej dysocjację obliczonej dla zarejestrowanego przebiegu ciśnienia spalania obciążonego silnika z samochodu PF-126p pracuje z prędkością obrotową $n = 3400$ obr./min.

1. WSTĘP

Rosnące wymagania dotyczące parametrów osiąganych przez silniki spalinowe zmuszają projektantów do poprawy przebiegu procesu spalania, a rozwój nowoczesnych technik obliczeniowych stworzył niespotykane możliwości modelowania różnych procesów fizycznych, również procesów przebiegających w komorze spalania.

W celu prawidłowego wyznaczenia parametrów termodynamicznych czynnika roboczego w wyniku matematycznego modelowania należy prawidłowo opisać fenomenologiczne podmodele decydujące o procesie spalania a następnie prawidłowo sformułować ich matematyczny zapis. Najważniejszym parametrem określającym prawidłowy przebieg procesu spalania jest temperatura. Dlatego szczególnego znaczenia w czasie obliczeń nabierają te podmodele, które w istotny sposób wpływają na jej przebieg. Jednym z nich jest dysocjacja termiczna produktów spalania.

2. MODEL MATEMATYCZNY

W celu wyznaczenia temperatury równowagi uwzględniającej dysocjację termiczną produktów spalania sporządzono równanie bilansu energii dla jednego kilomola spalin.

$$z \left[(L_t \cdot \lambda + 1) (M_i)_{\text{pow}} + (MW_d)_{\text{pal}} \right] = x_{\text{CO}} (M_i + MW_d)_{\text{CO}} + x_{\text{CO}_2} (M_i)_{\text{CO}_2} +$$

$$+ x_{\text{O}_2} (M_i)_{\text{O}_2} + x_{\text{H}_2} (M_i + MW_d)_{\text{H}_2} + x_{\text{H}_2\text{O}} + x_{\text{H}_2\text{O}} + x_{\text{OH}} + x_{\text{OH}} + x_{\text{OH}} (M_i)_{\text{OH}} +$$

$$+ x_{\text{H}} (M_i + MW_d)_{\text{H}} + x_{\text{O}} (M_i + MW_d)_{\text{O}} + x_{\text{NO}} (M_i + MW_d)_{\text{NO}} + x_{\text{N}_2} (M_i)_{\text{N}_2} \dots \dots \dots 1,$$

gdzie:

- z - liczba kmoli paliwa dająca 1 kmol spalin,
- L_t - teoretyczne zapotrzebowanie powietrza kmol/kmol,
- λ - stosunek nadmiaru powietrza,
- x_i - udziały molowe składników spalin,

(M_i) , $(MW_d)_i$ - molowe entalpie fizyczne i molowe wartości opałowe [2].

Lewa strona energii zawiera wartość opałową takiej ilości paliwa, która daje po spaleniu 1 kmol spalin oraz entalpię fizyczną mieszanki.

Natomiast strona prawa zawiera molową entalpię fizyczną produktów spalania oraz molowe wartości opałowe składników palnych. Równanie to należało rozwiązać dla każdego kroku obliczeniowego.

Przy rozwiązywaniu równania przyjęto następujące założenia:

1. Spalanie przebiega w suchym powietrzu.
2. Spalaniu podlega benzyna o zawartości węgla $c = 0,85$ i wodoru $h = 0,15$.

3. Obszar spalania jest adiabatyczny.
4. Temperaturą początkową procesu jest temperatura końca sprężania
 $T_0 = 600 \text{ K}$.
5. Spaliny znajdują się w stanie równowagi.
6. Gazy traktuje się jako półdoskonałe.

2.1. Określenie węglowodoru zastępczego dla przyjętej benzyny

Założono, że dla węglowodoru zastępczego ilość atomów węgla jest równa 8. Jak wiadomo, masa 1 kmola węgla jest równa 12,011 kg, dlatego masa 8 kmoli węgla jest równa 96,088 kg.

Ponieważ masowy stosunek węgla do wodoru w paliwie wynosi:

$$g = \frac{c}{h} = \frac{0,85}{0,15} = 5,666,$$

wobec tego

$$g = \frac{G_c}{G_h},$$

gdzie:

G_c - masa węgla zawarta w węglowodorze zastępczym,

G_h - masa wodoru zawarta w węglowodorze zastępczym,

a więc

$$G_h = \frac{G_c}{g} = \frac{96,088}{5,666} = 16,9569 \text{ kg}.$$

Ilość kilomoli wodoru zawartego w węglowodorze zastępczym możemy obliczyć wg zależności:

$$n_h = M_h = G_h,$$

gdzie

n_h - ilość kmoli wodoru,

M_h - masa atomowa wodoru,

$$n_h = \frac{G_h}{M_h} = \frac{16,9569}{1,0079} = 16,824 \text{ kmol}.$$

Na podstawie powyższych obliczeń można określić wzór chemiczny dla węglowodoru zastępczego wyznaczonego dla benzyny o przyjętym składzie elementarnym $c = 0,85$, $h = 0,15$.

Wzór ten można zapisać w postaci $C_8H_{16,8}$. Natomiast masa cząsteczkowa węglowodoru zastępczego wynosi:

$$M_p = n_c \cdot M_c + n_h \cdot M_h,$$

$$M_p = 8 \cdot 12,011 + 16,8 \cdot 1,0079 = 113 \text{ kg/kmol.}$$

2.2. Teoretyczne zapotrzebowanie powietrza

Ponieważ ilość kmoli węgla w 1 kmolu paliwa $C_8H_{16,8}$ wynosi $n_c = 8$ kmol/kmol paliwa, a ilość kmoli wodoru w 1 kmoli paliwa $C_8H_{16,8}$ wynosi $n_H = 8,4$ kmol/kmol paliwa.

Teoretyczne zapotrzebowanie tlenu wyliczono z następującego wzoru: $O_t = n_c + \frac{1}{2} n_H = 8 + \frac{1}{2} 8,4 = 12,2$ kmol O_2 /kmol paliwa.

Natomiast teoretyczne zapotrzebowanie powietrza wynosi:

$$L_t = \frac{O_t}{0,21} = \frac{12,2}{0,21} = 58,09 \text{ kmol/kmol paliwa.}$$

2.3. Określenie wartości opałowej benzyny

Wartość opałową 1 kg paliwa ciekłego obliczono na podstawie wzoru przybliżonego, w którym wartość opałowa poszczególnych składników pomnożono przez ich udziały masowe [1], wyrażone w procentach

$$W_d = 339 \cdot c\% + 1214 \left[h\% - \frac{o\%}{8} \right] + 105 s\% - 25 [9h\% + w\%] \frac{\text{kJ}}{\text{kg}},$$

Dla przyjętych udziałów, węgla $c = 85\%$ i wodoru $h = 15\%$, wartość opałowa wynosi:

$$W_d = 339 \cdot 85 + 1214 \cdot 15 - 25 \cdot 9 \cdot 15 = 43650 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

Natomiast kilokalorową wartość opałową wyznaczono ze wzoru:

$$(MW_d) = W_d \cdot M_p = 43650 \cdot 113 = 4.932.450 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}.$$

2.4. Adyabatyczna temperatura spalania bez uwzględnienia dysocjacji

Przydatność modelu służącego do obliczania zmian temperatury spalania na skutek dysocjacji porównano do adyabatycznej temperatury spalania wyznaczonej bez uwzględnienia dysocjacji z równania bilansu energii dla 1 kmola benzyny

$$(L_t + 1) \cdot \lambda \cdot (M_i)_{\text{pow}} + MW_{d_{\text{pal.}}} = n_{\text{CO}_2} (M_i)_{\text{CO}_2} + \\ + n_{\text{H}_2\text{O}} (M_i)_{\text{H}_2\text{O}} + n_{\text{N}_2} (M_i)_{\text{N}_2} + n_{\text{CO}} (M_i + MW_d)_{\text{CO}} + n_{\text{O}_2} (M_i)_{\text{O}_2}, \dots \dots \dots 2$$

gdzie: n_i - ilość moli "i-tego" składnika spalin.

Natomiast teoretyczny kilomolowy skład spalin powstających ze spalania 1 kg benzyny o składzie $c = 0,85$ i $h = 0,15$, w zależności od współczynnika nadmiaru powietrza λ , przyjęto na podstawie [1] i podano w tablicy 1.

Tablica 1

Skład spalin w zależności od współczynnika nadmiaru powietrza [1]

λ	CO_2	H_2O	N_2	CO	C_2	Σ
0,8	0,0283	0,0725	0,326	0,043	-	0,470
1,0	0,0712	0,0725	0,407	-	-	0,551
1,2	0,0712	0,0725	0,488	-	0,021	0,653
1,4	0,0712	0,0725	0,570	-	0,043	0,757

W celu otrzymania składu kilomolowego dla 1 kmola benzyny należało pomnożyć wartości występujące w tablicy 1 przez masę cząsteczkową, $M_p = 113$. W pracy obliczono adyabatyczną temperaturę spalania dla współczynników nadmiaru powietrza wynoszących od 0,8 do 1,3. Wielkości pośrenie nie występujące w tablicy 1 otrzymano przez interpolację (tabl. 2).

Otrzymany w ten sposób przebieg teoretycznej temperatury spalania prowadzi do obniżenia temperatury spalania na skutek spalania niezupełnego, natomiast zwiększenie powyżej jedności również zmniejsza teoretyczną temperaturę spalania z powodu obecności nadmiernego balastu azotu i zbytecznego tlenu.

2.5. Wyznaczenie liczby kilomoli paliwa dającej jeden kilomol spalin

Wielkość "z" występującą we wzorze (1) obliczono na podstawie tablicy 1. Uwzględnia ona kontrakcję chemiczną zachodzącą pomiędzy reagentami. Wielkości z w zależności od współczynnika składu powietrza przedstawione zostało w tablicy 2.

Tablica 2

Liczba moli paliwa dająca 1 mol spalin w zależności do współczynnika nadmiaru powietrza

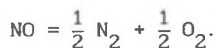
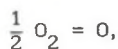
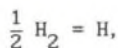
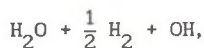
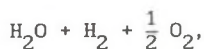
λ	liczba moli substratów	liczba moli produktów	z
0,80	47,4576	53,0854	0,8938
0,85	50,3612	55,3724	0,9095
0,90	53,2648	57,6583	0,9238
0,95	56,1684	59,9449	0,9370
1,00	59,0720	62,0634	0,9518
1,05	61,9756	65,0662	0,9525
1,10	64,8792	67,9505	0,9548
1,15	67,7828	70,8284	0,9570
1,20	70,6864	73,7161	0,9589
1,25	73,5900	76,6243	0,9604
1,30	76,4936	79,5362	0,9617

Obliczenie liczby kmoli paliwa dającej 1 kmol spalin było konieczne, ponieważ zarówno obliczenie składu spalin, jak i wielkości (M_i) oraz (M_{Wd}) dane są dla 1 kmola.

2.6. Obliczanie składu molowego produktów dysocjacji

W przypadku spalania benzyny można uwzględnić następujące reakcje dysocjacji [3].





Dlatego kolejnym etapem obliczeń było wyznaczenie składu molowego zdysocjowanych spalin. Do wyznaczenia 10 nieznanymi wartości udziałów molowych CO , CO_2 , O_2 , H_2 , H_2O , OH , O , H , NO i N_2 wykorzystano 6 równań stałych równowagi oraz cztery równania bilansu węgla wodoru, tlenu i azotu. Obliczone i zaczerpnięte z literatury [2] stałe równowagi dla omawianych reakcji w temp. 1500 K, 2000 K i 2500 K przedstawiono w tabeli 3.

Tabela :

Wartości stałej równowagi chemicznej

Temp. T	$\text{CO}_2 = \text{CO} + \frac{1}{2} \text{O}_2$	$\text{H}_2\text{O} = \text{H}_2 + \frac{1}{2} \text{O}_2$	$\text{H}_2\text{O} = \frac{1}{2} \text{H}_2 + \text{OH}$
1500	$5,0795 \cdot 10^{-6}$	$1,8818 \cdot 10^{-6}$	$4,2885 \cdot 10^{-7}$
2000	$1,3598 \cdot 10^{-3}$	$2,8441 \cdot 10^{-4}$	$1,4227 \cdot 10^{-6}$
2500	0,037986	$5,8616 \cdot 10^{-3}$	$4,67 \cdot 10^{-3}$
Temp. T	$\frac{1}{2} \text{H}_2 = \text{H}$	$\frac{1}{2} \text{O}_2 = \text{O}$	$\text{NO} = \frac{1}{2} \text{N}_2 + \frac{1}{2} \text{O}_2$
1500	$1,996 \cdot 10^{-5}$	$4,6794 \cdot 10^{-6}$	313
2000	$1,7828 \cdot 10^{-3}$	$5,8858 \cdot 10^{-4}$	50,671
2500	0,02701	0,015709	17,077

Natomiast stałe równowagi dla temperatur pośrednich w przedziałach 1500 - 2000 K i 2000 - 2500 K obliczono za pomocą wzoru interpolacyjnego:

$$k_p = \left[\frac{k_{p2}}{k_{p1}} \right]^w \cdot k_{p1},$$

gdzie: k_{p1} , k_{p2} - stałe równowagi reakcji dla temperatur sąsiednich T_1 i T_2 zaczerpnięte z tabl. 3, a

$$w = \frac{(T_1 - T)T_2}{(T_1 - T_2)T}.$$

Powodem zastosowania wzoru interpolacyjnego była mała dokładność interpolacji liniowej. Przykład obliczonego składu molowego zdysocjowanych spalin dla założonego ciśnienia $p = 4$ MPa przedstawiono w tabl. 6.

2.7. Algorytm

Obliczenia symulacyjne temperatury spalania z uwzględnieniem dysocjacji przeprowadzono metodą iteracyjną wg algorytmu przedstawionego na rys. 1. Natomiast wartości (M_i) oraz (M_{wd}) występujące w równaniach 1 i 2 zaczerpnięto z zestawień zamieszczonych w pracach [2] oraz [3] i podano w tablicach 4 i 5.

Dla wodoru H i tlenu O przyjęto entalpię jak dla gazów doskonałych, które obliczono według wzoru:

$$(M_i) = (M_{cp}) \cdot T,$$

gdzie:

$$M_{cp} = 21 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right] \quad (3)$$

Tabela 4

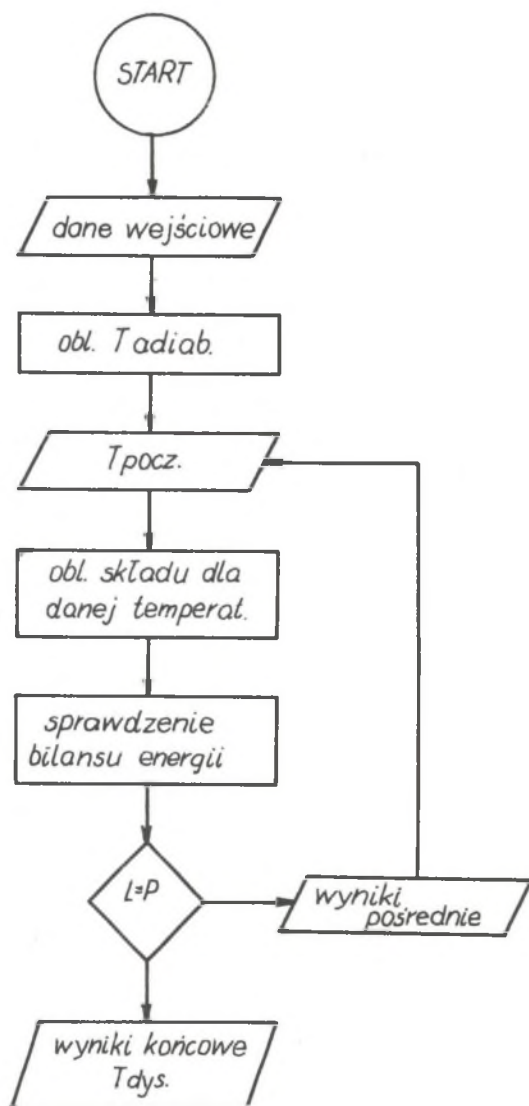
Entalpia właściwa gazów półdoskonałych kJ/kmol (2)

T [K]	H ₂	O ₂	N ₂	CO
1700	43948	46858	46167	46674
1800	46866	52413	49697	50243
1900	50227	56148	53291	53844
2000	53630	59929	56859	57456
2100	57076	63741	60459	61100
2200	60551	67549	64071	64741
2300	64035	71370	67714	68394
2400	67565	75223	71369	72081
2500	71125	79084	75043	75765
T [K]	CO ₂	H ₂ O	OH	NO
1700	74178	58677	43400	46785
1800	80106	63630	46777	50412
1900	86096	68645	50203	54075
2000	92093	73769	53668	57733
2100	98125	78929	57146	61446
2200	104152	84141	60659	65098
2300	110190	89430	64194	68801
2400	116276	94759	67763	72505
2500	122378	100128	71366	76234

Tabela 5

Molowe wartości opałowe (M_{cp}) [kJ/kmol] (3)

CO	N ₂	H	O	NO
283000	242000	360860	247520	90370



Rys. 1. Algorytm programu służącego do obliczania zmian temperatury spalania na skutek dysocjacji termicznej produktów spalania

Fig. 1. Algorithm of the program for the calculation of combustion temperature changes due to the thermal dissociation of combustion products

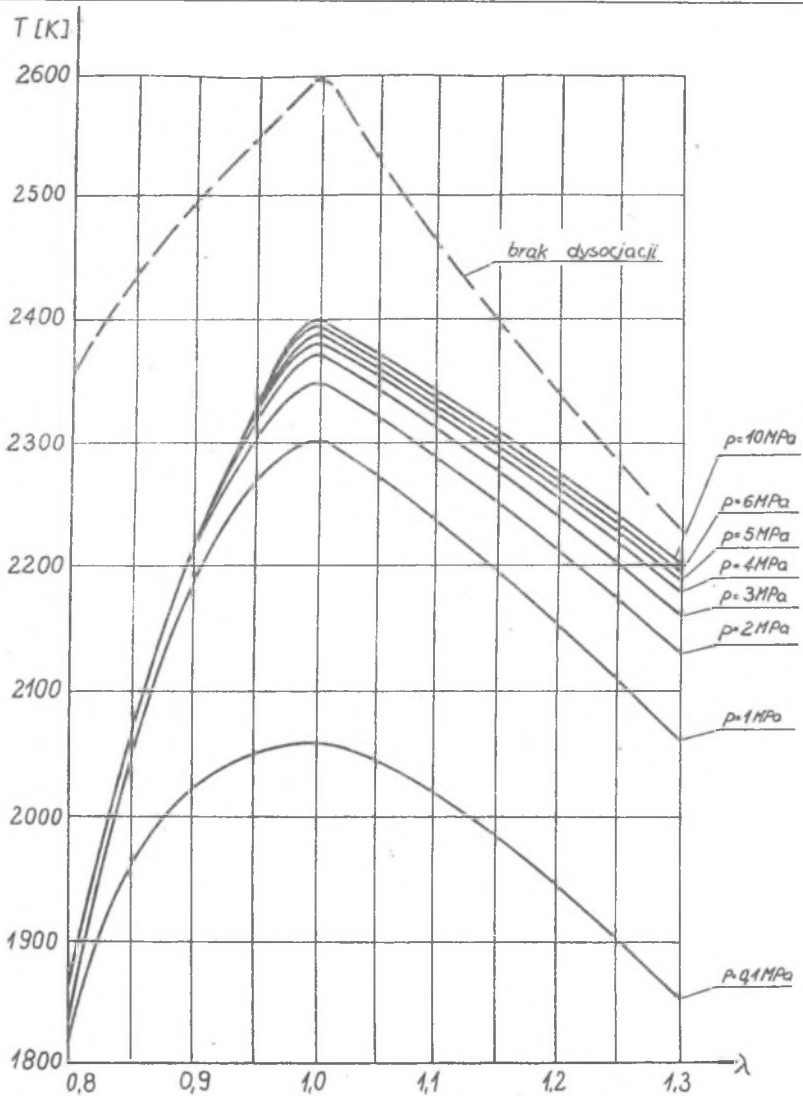
3. WYNIKI OBLICZEŃ

Ponieważ w równaniach stałych równowag chemicznych występują udziały molowe składników spalin, w tabeli 6 przedstawiono wyniki temperatury równowagi oraz wyliczony wcześniej procentowy skład molowy spalin dla założonego ciśnienia 4 MPa. Natomiast na rys. 2 i w tabeli 7 przedstawiono wszystkie otrzymane wyniki przebiegu temperatury dla założonych w przedziale 0,1 10 MPa.

Analizując otrzymane wyniki można stwierdzić znaczny wpływ ciśnienia i współczynnika nadmiaru powietrza na maksymalne teoretyczne temperatury osiągane w procesie spalania, przy uwzględnieniu dysocjacji termicznej produktów. Największe różnice między temperaturą adiabatyczną a temperaturą równowagi uwzględniającą dysocjację termiczną występują przy ciśnieniu $P = 0,1$ MPa, równym ciśnieniu otoczenia.

Dla ciśnień 1...4 MPa, czyli przeciętnych wielkości ciśnień występujących w trakcie procesu spalania w silniku z samochodu PF 126p, zbliżenie się temperatury równowagi do temperatury adiabatycznej nie uwzględniającej dysocjacji termicznej, maleje i zależy od składu mieszanki palnej, czyli współczynnika nadmiaru powietrza. Brak znacznego wpływu ciśnienia na różnice temperatur jest spowodowane małym wpływem ciśnienia na zmiany udziałów molowych takich palnych składników spalin, jak tlenek węgla CO, wodór H_2 i wodór atomowy H. Przykład zmian tych udziałów dla dwóch różnych ciśnień w przedziale temperatur 1800...2300 K przedstawiono w tabeli 8.

Natomiast na rys. 3 przedstawiono przebieg teoretycznej temperatury obliczonej z uwzględnieniem dysocjacji termicznej produktów spalania dla zarejestrowanego doświadczalnie przebiegu ciśnienia spalania silnika z samochodu PF-126p. Można zauważyć w tym przypadku, że przyrost temperatury teoretycznej wraz ze zmianą kąta obrotu wału korbowego jest uzależniony tylko od przyrostu ciśnienia. Oczywiście, rzeczywisty przebieg temperatury będzie inny, na co mają wpływ pozostałe czynniki procesu spalania, tj. wykonana praca oddawanie ciepła do ścianek cylindra i inne. Obliczony przebieg temperatury obrazuje jedynie maksymalną teoretyczną temperaturę ograniczoną zjawiskiem dysocjacji termicznej.

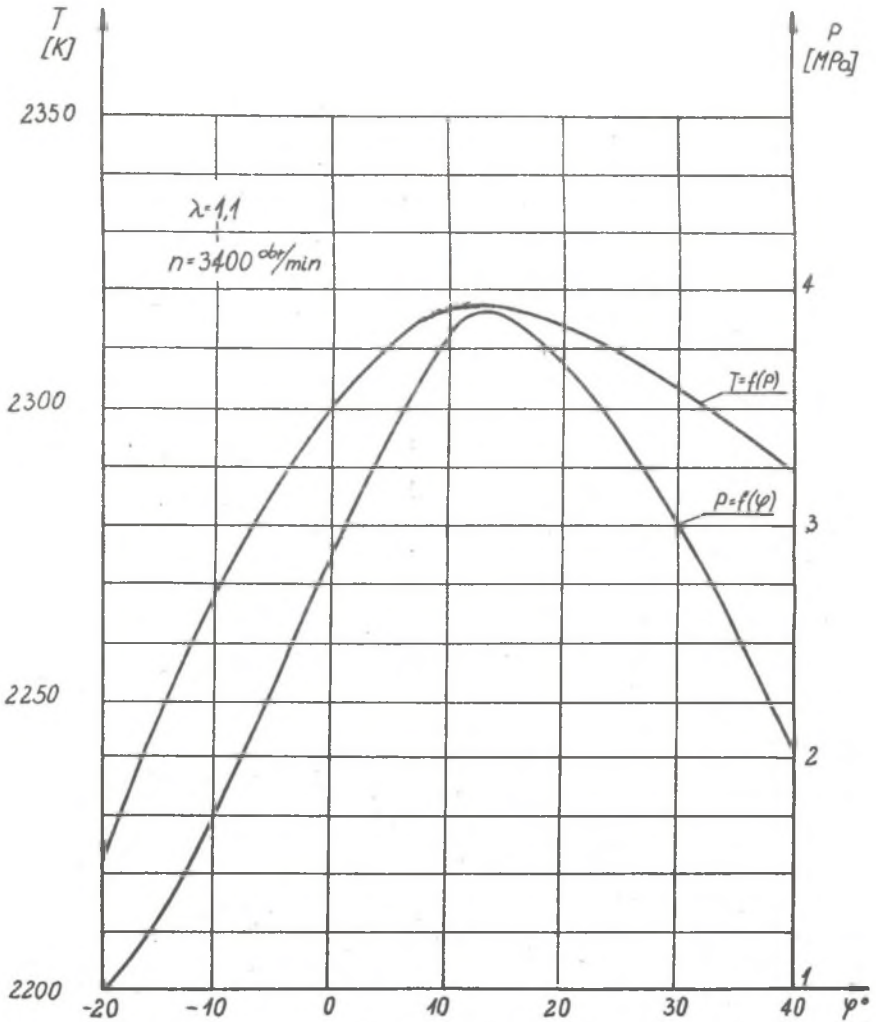


Rys. 2. Wpływ stosunku nadmiaru powietrza i przyjętego do obliczeń ciśnienia spalania na adiabatyczną temperaturę spalania z uwzględnieniem dysocjacji termicznej.

Od góry zaznaczono przebieg adiabatycznej temperatury spalania bez uwzględnienia dysocjacji

Fig. 2. Effect of the excess air/firing pressure ratio on the adiabatic combustion temperature with account of thermal dissociation.

The characteristic of adiabatic combustion temperature with no account of thermal dissociation has been marked at the top



Rys. 3. Przebieg maksymalnej teoretycznej temperatury spalania z uwzględnieniem dysocjacji termicznej produktów dla zarejestrowanego doświadczalnie ciśnienia spalania silnika z samochodu PF-126p

Fig. 3. Characteristic of the maximum theoretical combustion temperature with account of thermal dissociation of the products given for the experimentally recorded firing pressure of the Polish Fiat 126p engine

Tabela 6

Procentowy skład molowy produktów dla ciśnienia 4 MPa

λ	T (K)	CO	CO ₂	O ₂	O	H ₂
0,80	1833,3	6,63	8,42	1,42 10^{-5}	5,95 10^{-6}	2,54
0,85	2039,8	5,07	9,36	1,20 10^{-3}	2,81 10^{-4}	1,5
0,90	2213	3,45	10,37	0,04	5,76 10^{-6}	0,82
0,95	2321	2,34	10,86	0,39	0,03	0,48
1,00	2378,8	1,98	10,61	1,05	0,08	0,38
1,05	2349,8	1,29	10,75	1,78	0,09	0,24
1,10	2318,2	0,87	10,65	2,60	0,09	0,16
1,15	2383,5	0,65	10,46	2,91	0,07	0,12
1,20	2249	0,43	10,20	4,01	0,07	0,08
1,25	2215,5	0,32	9,94	4,45	0,06	0,06
1,30	2181,8	0,21	9,58	5,98	0,05	0,04
λ	T (K)	H ₂ O	H	OH	NO	N ₂
0,80	1833,3	13,27	8,21 10^{-3}	2,43 10^{-3}	3,77 10^{-4}	69,11
0,85	2039,8	13,62	0,04	0,02	6,38 10^{-3}	70,36
0,90	2213	13,56	0,18	0,11	0,05	71,38
0,95	2321	13,03	0,42	0,30	0,22	71,38
1,00	2378,8	12,31	0,62	0,45	0,40	72,07
1,05	2349,8	11,84	0,68	0,46	0,50	72,33
1,10	2318,2	11,37	0,71	0,44	0,57	72,49
1,15	2383,5	11,01	0,69	0,39	0,58	73,08
1,20	2249	10,55	0,70	0,36	0,61	72,93
1,25	2215,5	10,22	0,68	0,30	0,60	73,31
1,30	2181,8	9,75	0,69	0,29	0,64	72,72

Tabela 7

Adiabatyczna temperatura spalania z uwzględnieniem dysocjacji termicznej (K)

λ	P (MPa)				
	T ad	0,1	1	2	3
0,80	2347	1819	1831,6	1832,9	1833,1
0,85	2418	1975,8	2032,7	2036	2038,4
0,90	2482	2041,5	2189,5	2204,4	2208,7
0,95	2541	2037	2272	2303,5	2313
0,00	2600	2053,5	2302,6	2352,6	2369,8
1,05	2523	2031,6	2257,2	2318,2	2338
1,10	2455	2011,44	2217,1	2281,2	2305,3
1,15	2392	1991,5	2166,6	2243,5	2270
1,20	2333	1972	2116	2209	2232,4
1,25	2277	1958,1	2096,3	2172,6	2196,1
1,30	2225	1939,4	2077,4	2129	2154,3

λ	P (MPa)				
	T ad	0,1	1	2	3
0,80	2347	1833,3	1833,5	1833,6	1833,8
0,85	2418	2039,8	2040,3	2040,8	2042
0,90	2482	2213	2215,7	2217,4	2217
0,95	2541	2321,7	2323,5	2327	2330,4
1,00	2600	2378,8	2383,7	2388,3	2395,4
1,05	2523	2349,8	2356	2361,6	2369,5
1,10	2455	2318,2	2330	2330	2339
1,15	2392	2383,5	2291,6	2297,8	2307,6
1,20	2333	2249	2257,5	2263,5	2274,9
1,25	2277	2215,5	2223,8	2229,8	2242,5
1,30	2225	2181,8	2190,2	2196,2	2209,5

Tabela 8

Udziały procentowe tlenku węgla CO, wodoru H₂ i wodoru atomowego H w zależności od temperatury dla założonych wsp. medium powietrza λ i przyjętych do obliczeń ciśnień (0,1 MPa i 1 MPa)

P [MPa]	T (K)	$\lambda = 0,8$			$\lambda = 1,0$			$\lambda = 1,3$		
		CO	H ₂	H	CO	H ₂	H	CO	H ₂	H
0,1	1800	6,45	2,52	0,25	0,31	0,08	1,41	0,24	0,06	1,62
	1900	6,56	2,32	0,57	0,54	0,12	2,53	0,54	0,12	2,53
	2000	6,44	2,06	1,24	0,91	0,18	4,20	0,86	0,16	4,46
	2100	6,08	1,70	2,61	1,63	0,28	6,43	1,61	0,26	6,68
	2200	4,69	1,06	5,96	2,90	0,44	9,24	3,14	0,46	9,04
	2300	5,02	0,76	12,03	5,37	0,84	11,45	5,72	0,96	10,71
1,0	1800	6,57	2,58	0,02	0,07	0,02	0,28	0,07	0,02	0,28
	1900	6,71	2,44	0,05	0,54	0,12	2,53	0,54	0,02	0,62
	2000	6,81	2,32	0,11	0,27	0,06	0,73	0,09	0,02	1,26
	2100	6,86	2,20	0,23	0,49	0,10	1,07	0,11	0,02	2,40
	2200	6,88	2,08	0,42	0,84	0,19	1,53	0,24	0,04	3,06
	2300	6,94	1,98	0,74	1,23	0,22	2,23	0,42	0,06	4,28

4. WNIOSKI

W pracy przedstawiono wąski zakres modelu matematycznego określającego parametry termodynamiczne czynnika roboczego, jakim jest podmodel dysocjacji termicznej produktów spalania.

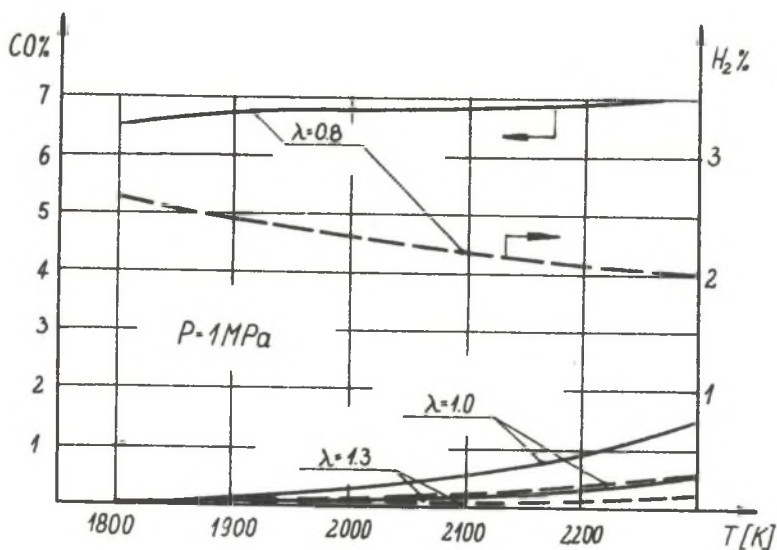
Jak wykazały przeprowadzone w pracy obliczenia, dysocjacja w znaczący sposób wpływa na obniżenie temperatury spalania.

W celu uzyskania pełnego obrazu tego zjawiska i jego wpływu na temperaturę spalania przeprowadzono obliczenia dla różnych współczynników nadmiaru powietrza w zakresie 0,80.....1,30 oraz ciśnień od 0,1 MPa do 10 MPa. Z punktu widzenia warunków panujących w silniku z samochodu PF 126p zakresy te wydają się wystarczające.

Niekorzystny wpływ na funkcjonowanie modelu matematycznego opisującego dysocjację wywarło spalanie niezupełne zachodzące dla $\lambda < 1$, na co wskazuje mały przyrost maksymalnej temperatury spalania wraz z przyrostem ciśnienia.

Podczas gdy dla $\lambda = 1,3$ przyrost ten wynosił ok. 270, to dla $\lambda = 0,8$ tylko ok. 14 K. Związane jest to z faktem, że produkty spalania niezupełnego, tj. CO i H_2 dla $\lambda > 1$, występują jedynie jako skutek dysocjacji termicznej, a dla $\lambda < 1$ powstają jako efekt sumaryczny tych zjawisk (rys. 4). Największy przyrost temperatury po zmianie ciśnienia wystąpił dla $\lambda = 1,0$ i wynosił ok. 342 K.

Wzrost maksymalnej temperatury spalania wraz z podwyższeniem się ciśnienia, był spowodowany obniżeniem się stopnia dysocjacji termicznej, co jest zgodne z danymi zamieszczonymi w literaturze.



Rys. 4. Udział procentowy tlenku węgla CO i wodoru H_2 w zależności od temperatury spalania przy założonych wsp. nadmiaru powietrza.

Liniami ciągłymi zaznaczono udziały tlenku węgla, a liniami przerywanymi udziały wodoru

Fig. 4. Percentage of carbon oxide CO and hydrogen H_2 depending on combustion temperature at the assumed values of the excess air number.

Percentage of carbon oxide - solid lines, percentage of hydrogen - broken lines

LITERATURA

- [1] DOWKONT J.; Teoria silników cieplnych. WKŁ, Warszawa 1973.
- [2] Szargut J., Guzik A., Górniak H.; Programowany zbiór zadań z termodynamiki technicznej. PWN, Warszawa 1979.
- [3] Wiśniewski S.; Podstawy termodynamiki silników spalinowych. WNT, Warszawa 1963.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Tadeusz Środulski

Wpłynęło do Redakcji 14.03.1990 r.

EFFECT OF DISSOCIATION ON THE CHARACTERISTICS OF INSTANTANEOUS
TEMPERATURES PREVAILING DURING FUEL COMBUSTION IN
A POLISH FIAT 126p ENGINE

S u m m a r y

Mathematical models describing physical phenomena become more and more useful instrument. They contribute to shortening experimental research, give an answer to a number of theoretical questions and make it possible to find optimum solutions when some processes are mutually exclusive.

Since many phenomena, still not fully explained, occur simultaneously in the process of combustion in an internal combustion engine chamber one can notice an intensive development of research work all over the world which aim is to explain their phenomenological course and mutual connexions.

One of the sub-models of combustion process is the sub-model of thermal dissociation of combustion products. The paper presents some examples of the use of Harker - Allen's method for calculating the adiabatic temperature of equilibrium taking into account the dissociation of exhaust gases and compares its characteristic with the adiabatic temperature of combustion - with no account of dissociation. The temperature characteristic has been calculated for the pressure ranges and excess air numbers that might occur during the spark - ignition engine operation. 10 components of the exhaust gases i.e. CO, CO₂, O, O₂, H, H₂, H₂O, OH, NO, N₂ have been taken into account.

The example of the characteristic of the adiabatic combustion temperature taking into account the dissociation has been given; it had been calculated for the recorded values of the firing pressure of the Polish Fiat 126p engine put under load and working with the speed $n = 3400$ rpm.

ВОЗДЕЙСТВИЕ ДИССОЦИИАЦИИ НА ХОД МГНОВЕННЫХ ТЕМПЕРАТУР ВЫСТУПАЮЩИХ ВО ВРЕМЯ СГОРАНИЯ ГОРЮЧЕГО В ДВИГАТЕЛЕ АВТОМАШИНЫ PF-126P

Р е з ю м е

Математические модели описывающие ход физических явлений являются все более пригодным инструментом. Они способствуют сокращению экспериментальных исследований, приносят ответ на ряд теоретических вопросов и позволяют находить оптимальные решения для взаимоисключающихся процессов. Из-за того, что во время процесса сгорания в камере двигателя внутреннего сгорания выступает одновременно много не до конца объясненных явлений, во всем мире можно наблюдать интенсивное развитие работ направленных на объяснение их феноменологии и взаимных связей. Подмодель термической диссоциации продуктов сгорания входит в состав модели процесса сгорания. В статье представлены примеры использования метода Гаркера-Аллена для расчета хода адиабатической температуры без учета диссоциации. Расчет хода температуры проведен для диапазонов давления и коэффициентов избытка воздуха, которые могут выступать во время работы двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием. В расчетах учтено наличие 10 компонентов продуктов сгорания, т.е. CO, CO₂, O, O₂, H, H₂, H₂O, OH, NO, N₂. Представлен пример хода адиабатической температуры сгорания учитывающей диссоциацию и рассчитанной для зарегистрированного хода давления сгорания нагруженного двигателя автомобиля PF-126p работающего с вращательной скоростью $n=3400$ об/мин.