

The effect of oxygen enrichment of depleted air on equilibrium gas composition in combustion products and selected parameters of the theoretical Otto cycle

The study analyzed the rescue vehicle designed to temporary work in depleted air, which the air supply system was equipped with an oxygen pressure vessel and mixer to maintain an oxygen concentration of 21% in the oxidizing gas mixture supplied to the engine. Was given the methodology for determining the equilibrium combustion products composition (in the expansion stroke) resulting from the combustion of fuel $C_\alpha H_\beta O_\gamma N_\delta$ in the gas oxidation mixture of known composition. Paper presents the results of sample calculations of selected parameters of the theoretical Otto cycle for the methane as fuel, depending on the composition of the oxidation mixture and the given equivalence ratio.

Key words: internal combustion engine, Otto cycle, equilibrium

Wpływ wzbogacania tlenem zubożonego powietrza na równowagowy skład spalin oraz wybrane parametry teoretycznego cyklu Otto

W pracy poddano analizie pojazd ratowniczy przystosowany do pracy w zubożonym powietrzu, którego układ zasilania powietrzem został zaopatrzony w zbiornik tlenu i mieszalnik zapewniający utrzymanie koncentracji tlenu 21% w gazowej mieszaninie utleniającej doprowadzanej do silnika. Została podana metodyka wyznaczania składu równowagowego spalin w przemianie ekspansji powstałych ze spalania paliwa o składzie $C_\alpha H_\beta O_\gamma N_\delta$ w gazowej mieszaninie utleniającej o znanym składzie. Przedstawiono wyniki przykładowych obliczeń wybranych parametrów teoretycznego obiegu Otto dla metanu jako paliwa, zadanego współczynnika stechiometrycznego w zależności od składu mieszaniny utleniającej.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, obieg Otto, równowaga chemiczna spalin

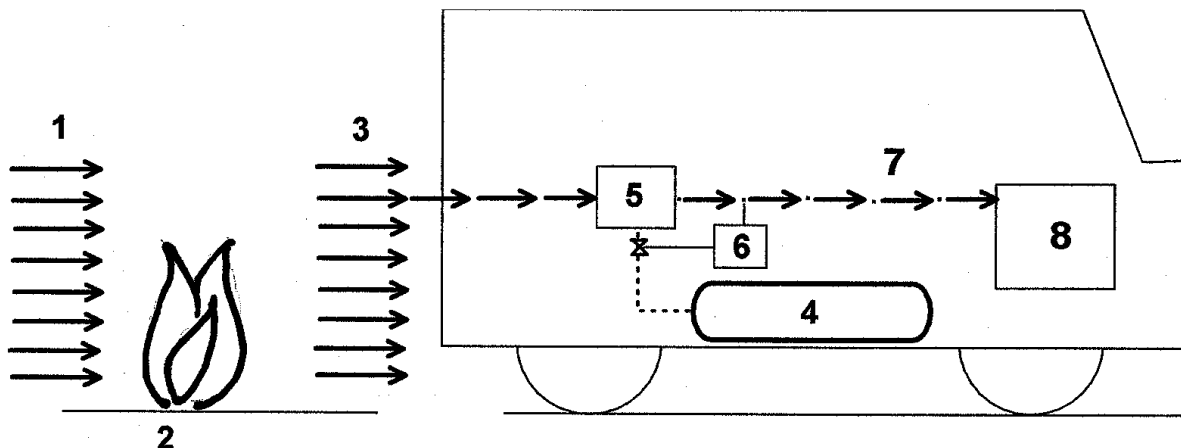
1. Wprowadzenie

W opisie zagadnień spalania w silnikach zakłada się, że spalanie paliwa zachodzi w powietrzu atmosferycznym o znanym składzie. Udział molowy tlenu w powietrzu suchym przyjmuje się zwykle równy 21%, udział azotu to ok. 78%, resztę stanowią gazy (argon, CO_2 , i inne) o sumarycznej koncentracji ok. 1%, które zwykle w obliczeniach są pomijane. Może się jednak zdarzyć sytuacja, kiedy do silnika będzie doprowadzone powietrze zubożone, o niższej zawartości tlenu. Przykładem może być napędzany silnikiem spalinowym pojazd ratunkowy, który znajdzie się w strefie gazów powstających przy pożarze, lub maszyna robocza pracująca w wyrobisku górniczym przy awarii wentylacji. Skład takiego powietrza zubożonego w tlen będzie zależny od tego, co jest przyczyną obniżenia koncentracji tlenu. Jeżeli przyczyną obniżenia koncentracji będzie pożar, to skład powstających przy tym gazów spalinowych będzie zależał od składu chemicznego palących się materiałów i nadmiaru powietrza. W skrajnym przypadku gdy tlen z powietrza zostanie całkowicie zużyty, to po spalaniu węgla zostanie on w spalinach zastąpiony dwutlenkiem węgla, a po spalaniu materiału zawierającego w swym składzie węgiel i wodór w spalinach wy-

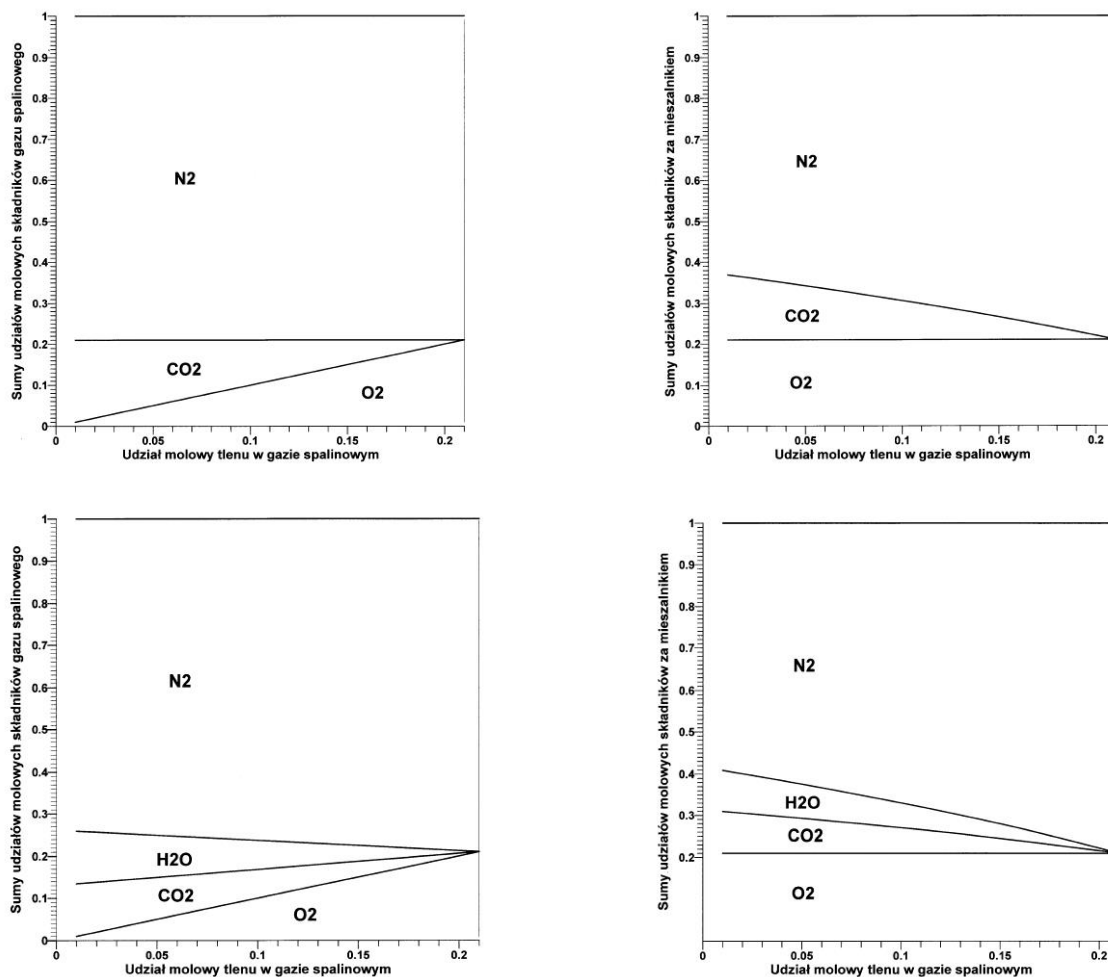
stąpi CO_2 , H_2O , N_2 oraz tlen pochodzący z nadmiaru powietrza. Stężenie tlenu w gazach spalinowych może zawierać się w zakresie od 0% do 21% w zależności od występującego współczynnika nadmiaru powietrza.

Aby w takim stanie awaryjnym zapobiec utracie mocy lub unieruchomieniu silnika jego układ zasilania powietrzem można rozbudować o mieszalnik, w którym korzystając ze zbiornika sprężonego tlenu można będzie podwyższyć koncentrację tlenu do 21% i utrzymywać ją na tym poziomie do czasu wycofania pojazdu ze strefy zagrożenia. Powstała za mieszalnikiem gazowa mieszanina utleniająca o znanym składzie będzie zastępować powietrze, które silnik pobiera z otoczenia w normalnych warunkach eksploatacji. Schemat układu zasilania silnika wytworzoną mieszaniną utleniającą przedstawiono na rys.1.

Przeprowadzając elementarne obliczenia związane ze spalaniem w powietrzu atmosferycznym materiału o znanym składzie, w wyniku którego powstaje gaz spalinowy, można obliczyć udziały molowe składników gazu spalinowego oraz udziały molowe składników mieszaniny utleniającej za mieszalnikiem (kierowanej do silnika) w funkcji zawartości tlenu w gazie spalinowym.



Rys.1. Schemat układu zasilania silnika mieszaniną utleniającą. 1– powietrze, 2– spalany materiał, 3– gaz spalinowy, 4– zbiornik tlenu, 5– mieszalnik, 6– regulator stężenia tlenu, 7– mieszanina utleniająca, 8– silnik
 Fig.1. Diagram of the oxidizing mixture supply. 1– air, 2– combusted material, 3– combustion gases, 4– oxygen cylinder, 5– mixer, 6– oxygen concentration control system, 7– oxidizing mixture, 8– I.C. engine



Rys.2. Zależność składu gazu spalinowego (po lewej) i mieszaniny utleniającej (po prawej) od zawartości tlenu w gazie spalinowym. Spalany materiał: – węgiel (wykresy górne), – metan (wykresy dolne)
 Fig.2. The dependence of the combustion gases composition (left) and the oxidation mixture (right) on the oxygen content in the combustion gases. Combusted material - carbon (upper graphs), - methane (lower graphs)

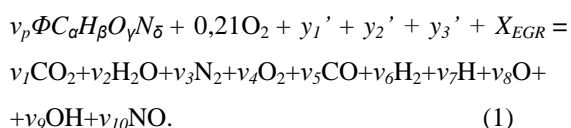
Wyniki obliczeń dla różnych (przykładowych) spalanych materiałów przedstawiono na rys.2.

Celem pracy jest obliczeniowe wyznaczenie wpływu jaki ma skład mieszaniny utleniającej na wybrane parametry obiegu Otto. Pomimo ustabilizowania stężenia tlenu w tej mieszaninie na poziomie 21% mogą się w niej pojawić CO₂, H₂O, co przy jednoczesnym obniżeniu zawartości N₂ będzie miało wpływ na zmienność parametrów termicznych czynnika obiegowego dla poszczególnych przemian tworzących obieg.

2. Wyznaczenie składu spalin

Zakłada się, że spaliny powstałe ze spalania w silniku paliwa w mieszaninie utleniającej mają skład równowagowy. Metodyka wyznaczania składu równowagowego spalin jest przedmiotem wielu prac [1], [3], [4], [5], [6]. W pracy [6] analizowano równowagę chemiczną produktów spalania paliwa o wzorze chemicznym C_αH_βO_γN_δ w zawiłonym powietrzu przy założeniu występowania recyrkulacji spalin. Szczegółowo została przedstawiona metodyka obliczeń równowagowego składu spalin w których uwzględniono dziesięć składników: 1-CO₂, 2-H₂O, 3-N₂, 4-O₂, 5-CO, 6-H₂, 7-H, 8-O, 9-OH, 10-NO, w zależności od współczynnika stechiometrii Φ (który jest odwrotnością współczynnika nadmiaru powietrza λ) i parametrów termicznych temperatury i ciśnienia.

Przy użyciu do spalania paliwa mieszaniny utleniającej o znanym składzie y_i' i przy zachowaniu oznaczeń składników, zapis reakcji chemicznej w odniesieniu do jednego kilomola mieszaniny utleniającej wyraża równanie:



We wzorze tym v_p jest liczbą kmol paliwa odniesioną do jednego kilomola mieszaniny utleniającej przy spalaniu stechiometrycznym (całkowitym i zupełnym) v_p=0,21/(α+0,25β-0,5γ); Φ jest współczynnikiem stechiometrii; X_{EGR} jest molowym stopniem recyrkulacji spalin EGR odniesionym do kilomola mieszaniny utleniającej. Uwzględniono także założoną wartość stężenia tlenu w mieszaninie utleniającej y₄'=0,21.

W równaniu reakcji spalania muszą być spełnione bilanse atomów poszczególnych pierwiastków, co prowadzi do zależności: dla bilansu węgla:

$$LC = v_p \Phi \alpha + y_1' + X_{EGR} (y_1^* + y_5^*) = v_1 + v_5 \quad (2)$$

dla bilansu wodoru :

$$LH = v_p \Phi \beta + 2y_2' + X_{EGR} (2y_2^* + 2y_6^* + y_7^* + y_9^*) = 2v_2 + 2v_6 + v_7 + v_9 \quad (3)$$

dla bilansu tlenu :

$$LO = v_p \Phi \gamma + 0,42 + 2y_1' + y_2' + X_{EGR} (2y_1^* + y_2^* + 2y_4^* + y_5^* + y_8^* + y_9^* + y_{10}^*) = 2v_1 + v_2 + 2v_4 + v_5 + v_8 + v_9 + v_{10} \quad (4)$$

dla bilansu azotu :

$$LN = v_p \Phi \delta + 2y_3' + X_{EGR} (2y_3^* + y_{10}^*) = 2v_3 + v_{10} \quad (5)$$

W równaniach tych y_i^{*} oznacza udział molowy składnika i w recyrkulujących spalinach. Skład równowagowy spalin może zostać wyznaczony w oparciu o dane odnośnie stałych równowag reakcji tworzenia dla 6 składników spalin. Szczegółowo metodyka obliczenia równowagowego składu spalin została przedstawiona w pracy [6].

3. Dane termochemiczne do obliczeń

Znajomość składu spalin jest niezbędna przy obliczeniu funkcji kalorycznych: energii wewnętrznej, entalpii, entropii. Zmiana parametrów termicznych temperatury i ciśnienia podczas przemian wywołuje także zmianę składu gazów spalinowych, co należy uwzględnić przy bilansowaniu masowym i energetycznym procesów spalania.

Przy komputerowych obliczeniach funkcji kalorycznych dla spalin (np. ciepła kilomolowego M_{c_p}, entalpii kilomolowej M_h) korzysta się z wielomianowych aproksymacji danych [1], [3], [5]. Tablice termochemiczne JANAF [2] są uznane za bardzo wiarygodne źródło danych. Podane w nich wartości liczbowe funkcji kalorycznych umożliwiają dokonanie aproksymacji wielomianem w funkcji temperatury. Zwykle, dla zwiększenia dokładności obliczeń stosuje się aproksymację wielomianem 4 stopnia dla ciepła kilomolowego (M_{c_p}) i wielomianem 5 stopnia dla entalpii kilomolowej (M_h) w dwóch podzakresach temperatury: 300K ÷ 1000K i 1000K ÷ 5000K.

Wartości liczbowe współczynników rozwinięć wielomianowych a₁, a₂, ..., a₆ zostały wyznaczone na podstawie danych literaturowych [2] przy wykorzystaniu programu MATHCAD. Obliczone wartości współczynników zostały zamieszczone w tablicy 1.

Obliczona entalpia kilomolowa (M_h) jest sumą ciepła tworzenia składnika w temperaturze odniesienia T_n=298,15 K i nadwyżki entalpii fizycznej ponad stan odniesienia. Jest więc zatem tzw. entalpią całkowitą.

Przy wykonywaniu obliczeń bilansowych wykorzystuje się również energię wewnętrzną. Obliczenie kilomolowej energii wewnętrznej całkowitej (łącznie z energią chemiczną) składnika mieszaniny gazowej jest możliwe z zależności Gibbsa, którą dla gazu półdoskonałego można przedstawić:

$$(Mu)_i = (Mh)_i - (MR)T \quad (6)$$

Tablica 1. Współczynniki rozwinięć wielomianowych ciepła kilomalowego (Mc_p) i entalpii całkowitej (Mh) kilomalowej dla składników spalin

Table 1. Coefficients of the approximation functions for specific heat at constant pressure (Mc_p) and standard state enthalpy (Mh) for species

Składnik	Zakres T	$a1$	$a2$	$a3$	$a4$	$a5$	$a6$
CO2	1000 - 5000	4,45362300E+00	3,14016800E-03	-1,27841050E-06	2,39399600E-10	-1,66907766E-14	-4,8964031649E+04
	300 -1000	2,27572400E+00	9,92207200E-03	-1,04091130E-05	6,86668600E-09	-2,11727956E-12	-4,8370220993E+04
H2O	1000 - 5000	2,67214500E+00	3,05629300E-03	-8,73026000E-07	1,20099640E-10	-6,39112900E-15	-2,9896941613E+04
	300 -1000	3,38684200E+00	3,47498200E-03	-6,35469600E-06	6,96858100E-09	-2,50658849E-12	-3,0205840648E+04
N2	1000 - 5000	2,92664000E+00	1,48797680E-03	-5,68476000E-07	1,00970380E-10	-6,75406550E-15	-9,2296876792E+02
	300 -1000	3,29867700E+00	1,40824040E-03	-3,96322200E-06	5,64151500E-09	-2,44485329E-12	-1,0210718780E+03
O2	1000 - 5000	3,69757800E+00	6,13519700E-04	-1,25884200E-07	1,77528100E-11	-1,13730755E-15	-1,2338285229E+03
	300 -1000	3,21293600E+00	1,12748640E-03	-5,75615000E-07	1,31387730E-09	-8,76855698E-13	-1,0051470506E+03
CO	1000 - 5000	3,02507800E+00	1,44268850E-03	-5,63082700E-07	1,01858130E-10	-6,91149050E-15	-1,4266701882E+04
	300 -1000	3,26245100E+00	1,51194090E-03	-3,88175500E-06	5,58194400E-09	-2,47495046E-12	-1,4308890656E+04
H2	1000 - 5000	2,99142300E+00	7,00064400E-04	-5,63382800E-08	-9,23157801E-12	1,57275135E-15	-8,2613824429E+02
	300 -1000	3,29812400E+00	8,24944100E-04	-8,14301500E-07	9,47541505E-11	2,23969543E-13	-1,0131004781E+03
H	1000 - 5000	2,50000000E+00	0,00000000E+00	0,00000000E+00	0,00000000E+00	0,00000000E+00	2,5474035858E+04
	300 -1000	2,50000000E+00	0,00000000E+00	0,00000000E+00	0,00000000E+00	0,00000000E+00	2,5474035858E+04
O	1000 - 5000	2,54205900E+00	-2,75506100E-05	-3,10280300E-09	4,55106700E-12	-4,36805100E-16	2,9227890256E+04
	300 -1000	2,94642800E+00	-1,63816650E-03	2,42103100E-06	-1,60284310E-09	3,89069600E-13	2,9144731860E+04
OH	1000 - 5000	2,88273000E+00	1,01397430E-03	-2,27687700E-07	2,17468300E-11	-5,12630500E-16	3,8870046299E+03
	300 -1000	3,63726600E+00	1,85091000E-04	-1,67616460E-06	2,38720200E-09	-8,43144200E-13	3,6068984347E+03
NO	1000 - 5000	3,24543500E+00	1,26913830E-03	-5,01589000E-07	9,16928300E-11	-6,27575887E-15	9,8000694105E+03
	300 -1000	3,37654100E+00	1,25306340E-03	-3,30275000E-06	5,21781000E-09	-2,44626304E-12	9,8171893575E+03

$$\frac{(Mc_p)}{(MR)} = a1 + a2 * T + a3 * T^2 + a4 * T^3 + a5 * T^4 \quad \frac{(Mh)}{(MR)} = a1 * T + \frac{a2}{2} * T^2 + \frac{a3}{3} * T^3 + \frac{a4}{4} * T^4 + \frac{a5}{5} * T^5 + a6$$

$(MR) = 8.3144126 \text{ kJ/kmol}\cdot\text{K}$; $[T] = \text{K}$; $[Mc_p] = \text{kJ/kmol}\cdot\text{K}$; $[Mh] = \text{kJ/kmol}$

Obliczenia wielkości termodynamicznych dla mieszaniny składników gazowych (półdoskonałych) o znanym składzie molowym y_i i znanych parametrach termicznych p, T umożliwiają poniższe zależności:

$$(Mh) = \sum_{i=1}^N y_i (Mh)_i \quad (7)$$

$$(Mu) = \sum_{i=1}^N y_i (Mu)_i = (Mh) - (MR) T \quad (8)$$

$$(Mc_p) = \sum_{i=1}^N y_i (Mc_p)_i \quad (9)$$

$$(Mc_v) = (Mc_p) - (MR) \quad (10)$$

zastępcza masa molowa M :

$$M = \sum_{i=1}^N y_i M_i \quad (11)$$

zastępcza stała gazowa R :

$$R = (MR) / M \quad (12)$$

równanie stanu gazu:

$$pV = m R T = n (MR) T \quad (13)$$

4. Obliczenia symulacyjne dla obiegu

W celu przeanalizowania wpływu składu mieszaniny utleniającej na przebiegi ciśnienia i temperatury czynnika roboczego w silniku tłokowym (ZI) zostały przeprowadzone obliczenia symulacyjne dla pojedynczego cyklu. W obliczeniach uwzględniono możliwość wystąpienia recyrkulacji spalin. Recyrkulacja spalin polega na mieszanii części spalin ze świeżą mieszanką paliwa z mieszaniną utleniającą. Można mówić o recyrkulacji wewnętrznej, która odnosi się do spalin pozostających w przestrzeni roboczej silnika lub o recyrkulacji zewnętrznej, kiedy część strumienia spalin z przewodu wylotowego silnika jest doprowadzana do kolektora dolotowego. Recyrkulacja w silnikach wolnossących powoduje zmniejszenie udziału paliwa w mieszaninie gazowej napływającej do cylin-

dra, natomiast współczynnik stechiometrii Φ jest zachowany. Stopień recyrkulacji spalin będzie miał pośredni wpływ na skład spalin. Podczas przemiany ekspansji spalin w silniku, przy zachodzących reakcjach chemicznych (z założenia równowagowych) zachowane będą proporcje pomiędzy atomami pierwiastków. Te proporcje będą także zachowane w spalinach poddanych recyrkulacji i wynikają z proporcji pierwiastków chemicznych w mieszaninie paliwa i utleniacza. Recyrkulacja będzie wpływać na skład mieszaniny gazowej podlegającej w silniku kompresji oraz na początkową i końcową temperaturę tej mieszanki podczas kompresji.

W celu przebadania tych wpływów opracowano program komputerowy umożliwiający obliczenie przebiegu ciśnienia i temperatury dla przemian obiegu. Początkową temperaturę mieszanki wyznaczono z bilansu dla izobarycznego mieszania przyjętej do obliczeń ilości spalin (o zadanej temperaturze) z mieszanką paliwa z mieszaniną utleniającą (także o znanej temperaturze). Proporcje strumienia spalin do strumienia mieszaniny utleniającej określa tzw. stopień recyrkulacji spalin X_{EGR} będący stosunkiem liczby kmol spalin EGR odniesionych do 1 kilomola mieszaniny utleniającej.

Przyjęto następujące założenia upraszczające.

- Obliczenia symulacyjne dotyczą teoretycznego obiegu Otto składającego się z następujących przemian:
 - 1 – 2 adiabatycznego sprężania mieszanki paliwa z mieszaniną utleniającą o znanym składzie wraz ze spalinami z recyrkulacji,
 - 2 – 3 izochorycznego przyrostu temperatury będącego następstwem spalania paliwa,
 - 3 – 4 adiabatycznego rozprężania spalin,
 - 4 – 1 izochorycznej wymiany ładunku w cylindrze, tj. wprowadzenia w miejsce rozprężonych spalin świeżej mieszanki paliwa z mieszaniną utleniającą.
- Paliwem zasilającym silnik jest metan (CH_4), który jako składnik mieszanki palnej w modelowaniu przemiany 1-2 adiabatycznego sprężania jest traktowany jak wieloatomowy gaz doskonały.
- Zakłada się, że składniki gazowe są półdoskonałe oraz, że spaliny podczas rozprężania są w równowadze chemicznej określonej dla warunków (temperatury i ciśnienia), jakie panują w danym punkcie przemiany ich rozprężania.
- Temperatura mieszanki paliwa z mieszaniną utleniającą jest równa $T_f=300\text{K}$, ciśnienie wynosi $p_f=1$ bar. Przy występowaniu recyrkulacji spalin zadany jest molowy stopień recyrkulacji X_{EGR} . W przykładowych obliczeniach symulacyjnych przyjęto wartości $X_{EGR}=0$.

- Proporcje paliwa do mieszaniny utleniającej określa współczynnik stechiometryczny Φ . Przyjęte w przykładowych obliczeniach wartości liczbowe tego współczynnika odnoszą się do mieszanki stechiometrycznej ($\Phi=1$).
- Spalanie paliwa zachodzi w mieszaninie utleniającej o zadanym składzie.
- Spalanie mieszanki jest izochoryczne (przebiega w GMP nieskończenie szybko).
- Przemiany kompresji (1-2) i ekspansji (3-4) są adiabatyczne (pomija się wymianę ciepła pomiędzy ładunkiem gazowym i powierzchniami przestzeni roboczej).

Do bilansowania przemian składowych obiegu przyjmuje się osłonę kontrolną, której położenie wyznaczają powierzchnie cylindra, denka tłoka i powierzchnia komory spalania. Dla przemiany kompresji 1-2 czynnikiem jest mieszanina paliwa gazowego z mieszaniną utleniającą o znanym współczynniku stechiometrii Φ i spalin recyrkulacyjnych o znanej temperaturze i o znanym X_{EGR} . Temperaturę tej mieszaniny o ciśnieniu 1 bar wyznacza się z bilansu energii (entalpii). Podczas sprężania skład tej mieszaniny będzie niezmienny.

Dla dwóch bliskich stanów termicznych czynnika (a) i (b) na linii przemiany kompresji ładunku można zapisać równanie bilansu energii:

$$E_{d\ a-b} = U_b - U_a + Q_{a-b} \quad (14)$$

Energia doprowadzona $E_{d\ a-b}$ jest elementarną pracą sprężania L_{a-b} , natomiast ciepło przemiany $Q_{a-b} = 0$ co wynika z założenia adiabatyczności przemiany sprężania. Do obliczenia elementarnej pracy sprężania można wykorzystać zależność dokładną:

$$L_{a-b} = \frac{p_a V_a}{\kappa - 1} \left[1 - \left(\frac{p_b}{p_a} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right] \quad (15)$$

lub przybliżoną, która jest słuszna jeżeli przemianę elementarną w układzie współrzędnych $p - V$ aproksymuje odcinek prostej:

$$L_{a-b} = (p_b + p_a)(V_b - V_a) / 2 \quad (16)$$

Parametry czynnika dla stanu „a” są znane (dla początku przemiany są równe parametrom czynnika w punkcie 1, a dla kolejnych kroków całkowania są równe parametrom wynikowym „b” z poprzedniego kroku obliczeniowego.

Nieznane parametry końcowe T_b i p_b przemiany elementarnej muszą spełniać układ równań:

$$U_b(T_b) = U_a + L_{a-b} \quad (\text{bilans energii}) \quad (17)$$

$$\frac{p_b V_b}{T_b} = \frac{p_a V_a}{T_a} \quad (\text{równanie stanu}) \quad (18)$$

Przy założeniu odwracalności przemiany adiabatycznego sprężania końcową temperaturę dla pojedynczego kroku całkowania $\Delta V = V_a - V_b$ można również obliczyć z równania izentropy:

$$T_b = T_a \left(\frac{p_b}{p_a} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (19)$$

w którym wykładnik izentropii κ będzie funkcją temperatury i należy go obliczać dla znanej temperatury T_a (zmiennej podczas sprężania adiabatycznego). Z przeprowadzonych obliczeń [7] wynika duża zgodność w obliczeniach przebiegu ciśnienia i temperatury dla obu tych sposobów. Pierwszy sposób (bilansowy) jest ogólniejszy, bo umożliwia uwzględnienie wymiany ciepła pomiędzy ścianką przestrzeni roboczej i ładunkiem w cylindrze.

Przemiana 2 – 3 jest izochoryczną przemianą, podczas której zachodzi reakcja spalania paliwa. W produktach spalania są składniki gazowe o nieznanach stężeniach y_{i3} odpowiadających równowadze chemicznej dla parametrów termicznych: temperatury T_3 i ciśnienia p_3 . Skład tych spalin nie będzie zależał od stopnia recyrkulacji spalin. Parametry termiczne dla stanu „3” spełniają równania bilansu energii i substancji:

$$U_3(T_3, y_{i3}, p_3) = U_2(T_2) \quad (20)$$

$$m_3 = m_2 \Rightarrow \frac{p_3}{R_3(T_3, y_{i3}) T_3} = \frac{p_2}{R_2 T_2} \quad (21)$$

Parametry termiczne w punkcie „3” obiegu (początek procesu rozprężania) wyznaczono rozwiązując powyższy układ równań nieliniowych, gdzie przyjęto jako dane wejściowe do obliczeń: skład, temperaturę i ciśnienie mieszanki w stanie „2” i zakładając, że przemiana 2–3 jest adiabatyczna i izochoryczna a spaliny w stanie „3” (o 10 składnikach) mają skład równowagowy.

Przemiana rozprężania 3 – 4 jest z założenia przemianą adiabatyczną, przy czym zakłada się, że skład spalin będzie równowagowy, zależny od współczynnika stechiometrii Φ oraz od aktualnych parametrów termicznych T i p na linii przemiany. Oczywiście skład ten będzie zmienny na skutek zmian temperatury i ciśnienia podczas rozprężania. Dla elementarnej, dostatecznie małej zmiany objętości $\Delta V = V_b - V_a$ obowiązuje równanie bilansu energii dla elementarnej przemiany $a - b$:

$$0 = U_b - U_a + L_{a-b} \quad (22)$$

gdzie: $U_b(T_b, p_b, y_{ib})$ - jest całkowitą energią wewnętrzną spalin (fizyczną i chemiczną), natomiast

$$L_{a-b} = \frac{p_a V_a}{\kappa - 1} \left[1 - \left(\frac{p_b}{p_a} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \approx (p_a + p_b)(V_b - V_a) / 2 \quad (23)$$

jest elementarną pracą tej przemiany, oraz równanie wyrażające łącznie bilans masy i równanie stanu:

$$m_b = m_a \Rightarrow \frac{p_b V_b}{R(T_b, y_{ib}) T_b} = \frac{p_a V_a}{R(T_a, y_{ia}) T_a} \quad (24)$$

Powyższy układ równań bilansowych jest nieliniowy, o niewiadomych T_b oraz p_b . Układ ten dla każdego kroku obliczeniowego odpowiadającego przyrostowi objętości układu ΔV był rozwiązywany iteracyjnie.

W przypadku, gdyby ekspansja 3 – 4 przebiegała z wymianą ciepła do ścianek przestrzeni roboczej silnika to ciepło Q_{a-b} wymienione na każdym elementarnym kroku obliczeniowym należałoby wprowadzić do równania bilansu energii. Pracę przemiany elementarnej można wtedy obliczać z zależności przybliżonej. Takie rozszerzenie modelu nie będzie powodować zmian w metodyce dalszych obliczeń.

Opisany powyżej model cyklu przemian został wykorzystany do wykonania obliczeń symulacyjnych dla następujących danych:

- Objętości w punktach węzłowych obiegu wynoszą: $V_1 = V_4 = 250 \text{ cm}^3$; $V_2 = V_3 = 40 \text{ cm}^3$,
- $p_1 = 1 \text{ bar}$,
- temperatura T_1 jest zależna od temperatury paliwa i mieszaniny utleniającej doprowadzanej do silnika i od stopnia recyrkulacji spalin X_{EGR} i ich temperatury T_{EGR} . W obliczeniach przyjęto $T_1 = 300 \text{ K}$,
- spalany paliwem silnikowym jest metan,
- zadany jest współczynnik stechiometrii $\Phi = 1$,
- przemiany ekspansji i kompresji są adiabatyczne,
- gazowe składniki zachowują się jak gazy półdoskonałe,
- w przemianie ekspansji skład spalin jest równowagowy, wyznaczony dla aktualnych parametrów termicznych: temperatury i ciśnienia.

Poniżej w tabelicy 2 zostały zestawione wyniki obliczeń dla przyjętego paliwa i zadanego składu mieszaniny utleniającej: parametrów w punktach węzłowych obiegu, pracy oraz sprawności obiegu teoretycznego dla różnych wariantów różniących się składem mieszaniny utleniającej. Wariant B (bazowy) odnosi się do spalania paliwa w powietrzu, warianty C1 ÷ C4 odnoszą się do mieszaniny utleniającej wytworzonej z gazu spalinowego powstałego ze spalania węgla, warianty M1 ÷ M4 odnoszą się do mieszaniny utleniającej wytworzonej z gazu spalinowego powstałego ze spalania metanu.

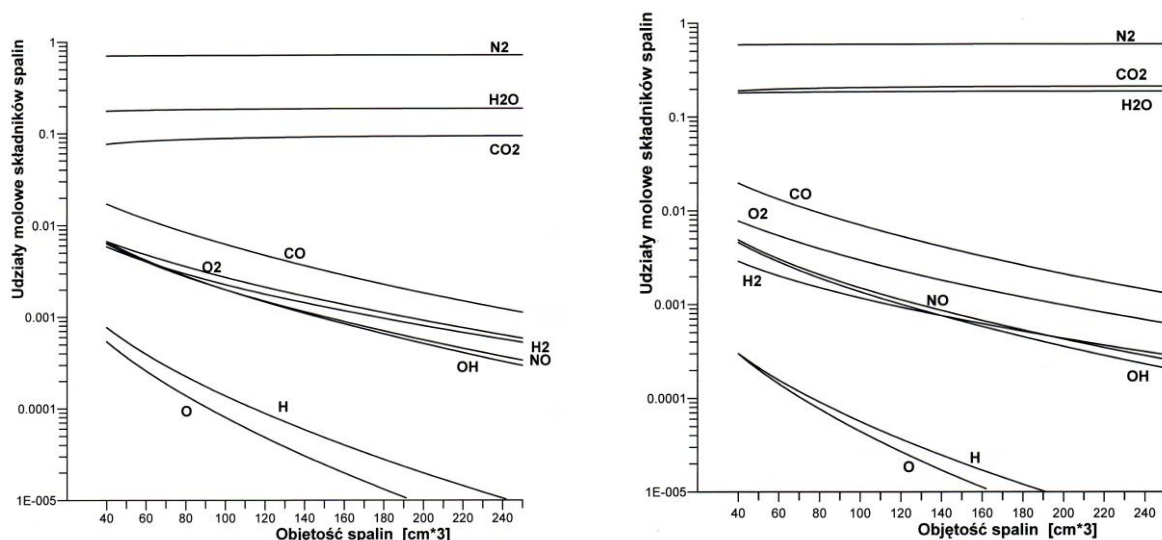
Użyte w tabelicy 2 symbole dla składu mieszaniny utleniającej oznaczają udziały molowe: y_1' – udział CO_2 , y_2' – udział H_2O ; y_3' – udział N_2 ; y_4' – udział O_2 . Z przyjętego na początku pracy założenia udział molowy tlenu w mieszaninie utleniającej jest niezmienny i wynosi $y_4' = 0,21$.

Numeracja przyjętych do obliczeń wariantów odnosi się do zmniejszającej się koncentracji tlenu w gazie spalinowym. Kolejne warianty odnoszą się do molowych koncentracji tlenu w gazie spalinowym równych odpowiednio: 0,2; 0,15; 0,1; 0,05.

Tablica 2. Zestawienie wyników obliczeń wybranych parametrów obiegu dla różnych wariantów (opis w tekście)

Table 2. Parameters in the cycle points and fuel conversion efficiency for considered variants.

Wariant obliczeń	Skład mieszaniny utleniającej		Parametry w punktach węzłowych obiegu: p [bar] ; T [K]				Praca [J] i sprawność obiegu teoretycznego	
	$y_1' =$	$y_2' =$	$p_1 =$	$p_2 =$	$p_3 =$	$p_4 =$	$L_{ob} =$	$\eta_t =$
	$y_3' =$	$y_4' =$	$T_1 =$	$T_2 =$	$T_3 =$	$T_4 =$		
B	0	0	1,0	12,61	58,80	6,45	295,6	38,69%
	0,79	0,21	300	605,6	2782,5	1937,8		
C1	0,009875	0	1,0	12,57	58,49	6,43	294,3	38,51%
	0,780125	0,21	300	603,5	2768,1	1926,6		
C2	0,055765	0	1,0	12,38	57,19	6,35	288,4	37,75%
	0,734235	0,21	300	594,0	2707,2	1902,8		
C3	0,096556	0	1,0	12,21	56,16	6,28	283,6	37,11%
	0,693444	0,21	300	586,2	2659,2	1882,1		
C4	0,133053	0	1,0	12,07	55,31	6,22	279,5	36,58%
	0,656947	0,21	300	579,6	2619,7	1863,9		
M1	0,006153	0,006153	1,0	12,58	58,52	6,43	294,4	38,53%
	0,777695	0,21	300	603,8	2769,6	1927,1		
M2	0,034744	0,034744	1,0	12,40	57,33	6,36	289,0	37,82%
	0,720511	0,21	300	595,3	2714,1	1905,7		
M3	0,060159	0,060159	1,0	12,26	56,36	6,30	284,5	37,24%
	0,669682	0,21	300	588,3	2669,5	1886,9		
M4	0,082899	0,082899	1,0	12,13	55,56	6,24	280,7	36,74%
	0,624202	0,21	300	582,3	2632,4	1870,6		



Rys. 3. Zmienność równowagowego składu spalin podczas ekspansji dla: wariantu B (bazowego) – po lewej i dla wariantu C4 – po prawej. Paliwo: metan, $\Phi = 1$, $X_{EGR}=0$.

Fig.3. Equilibrium gas composition for expansion stroke for: variant B – on the left, variant C4 – on the right. Methane fuel, $\Phi = 1$, $X_{EGR}=0$.

4. Wnioski

- Temperatura i ciśnienie ładunku przy końcu kompresji (T_2 i p_2) osiągają największe wartości dla wariantu bazowego. Obecność w mieszaninie utleniającej większych stężeń gazów wieloatomowych (CO_2 i H_2O) powoduje, że parametry końcowe kompresji będą niższe.
- Dla pozostałych punktów węzłowych obiegu także stwierdza się większe obniżenie wartości temperatury i ciśnienia dla wariantów charakteryzujących się większym stężeniem gazów wieloatomowych w mieszaninie utleniającej.
- Opracowany model obliczeniowy cyklu Otto umożliwia przeprowadzanie obliczeń z uwzględnieniem recyrkulacji spalin, lecz w przykładowych obliczeniach dla wybranych wariantów przyjęto $X_{EGR}=0$.
- Model obliczeniowy umożliwia przeprowadzanie obliczeń dla różnych wartości współczynników stechiometrii. W niniejszej pracy założono spalanie stechiometryczne $\Phi = 1$.
- Najwyższą wartość pracy obiegu oraz sprawność obiegu teoretycznego uzyskano dla obliczeń wariantu bazowego.
- Przy wzroście w mieszaninie utleniającej stężenia gazów wieloatomowych (CO_2 i H_2O) obniżeniu ulega praca obiegu oraz sprawność teoretyczna, jednak obniżenie tych wartości było rzędu 5% w analizowanym szerokim zakresie zmian koncentracji tlenu w gazie spalinywym
- Bilansowy sposób wyznaczania parametrów termicznych dla przemian kompresji i ekspansji może być łatwo rozszerzony o uwzględnienie wymiany ciepła pomiędzy ładunkiem i ściankami przestrzeni roboczej.
- Przedstawiona koncepcja modyfikacji układu zasilania silnika może być wykorzystana w pojazdach specjalnych, dla których jest wymagana wysoka niezawodność, nawet w ograniczonym czasie umożliwiającym wycofanie pojazdu ze strefy zagrożenia.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

X_{EGR} - exhaust gas recycled (mole base)/ molowy stopień recyrkulacji spalin

T_{EGR} - temperature EGR/ temperatura spalin w recyrkulacji

Φ - equivalence ratio/współczynnik stechiometrii

L - work of the proces/praca przemiany

η_t - theoretical efficiency / sprawność teoretyczna

Bibliography/Literatura

- [1] Annamalai K., Puri I.K.: Advanced Thermodynamics Engineering. CRC Press, 2002.
- [2] JANAF Thermochemical Tables, NSRDS_NB, US Bureau of Standards, IV ed. (1998)
- [3] Heywood J.B.: Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book Co.,NY 1988.
- [4] Rychter T., Teodorczyk A.: Obliczenia wybuchów gazowych w przestrzeniach zamkniętych i wentylowanych. PWN, Warszawa, 2002
- [5] Rychter T., Teodorczyk A.: Teoria silników tłokowych. WKiŁ, Warszawa, 2006
- [6] Sucheta A.: Obliczanie składu równowagowego spalin, Silniki Spalinowe, PTNSS, 2007-SC2- 168, pp. 408-417.
- [7] Sucheta A.: Modelowanie teoretycznego cyklu Otto z uwzględnieniem równowagowego składu spalin i recyrkulacji, Silniki Spalinowe, PTNSS, 2013-S.C.-187, pp. 1025-1031.

Sucheta Andrzej – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science at University of Bielsko-Biala

Dr hab. inż. Andrzej Sucheta – profesor na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno Humanistycznej w Bielsku-Białej

