

Do cytowania:

Mikulski M, Wierzbicki S, Piętak A. Zero-dimensional 2-phase combustion model in a dual-fuel compression ignition engine fed with gaseous fuel and a divided diesel fuel charge. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2015; 17 (1): 42–48.

Dr Mikulski Maciej, dr inż. Wierzbicki Sławomir, dr hab. inż. Piętak Andrzej, prof. UWM

Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie

Wydział Nauk Technicznych

Ul. Słoneczna 46A. 10-710 Olsztyn, Polska

e-mail: maciej.mikulski@uwm.edu.pl; slawekw@uwm.edu.pl; apietak@uwm.edu.pl

Zero-wymiarowy 2-fazowy model spalania w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym zasilanym paliwem gazowym i dzieloną dawką oleju napędowego

Słowa kluczowe: *silnik dwupaliwowy, proces spalania w silniku, model matematyczny, symulacja komputerowa, wymiana ciepła*

Streszczenie: W ostatnim czasie problem wykorzystania alternatywnych źródeł zasilania silników spalinowych zyskuje szczególnie na znaczeniu. Związane jest to nie tylko z kurczącymi się zasobami ropy naftowej, ale również z coraz większą troską o środowisko naturalne oraz walką z globalnym ociepleniem.

W niniejszej pracy zaproponowano koncepcję zero-wymiarowego modelu silnika wielopaliwowego, umożliwiającego, wyznaczenie parametrów termodynamicznych układu w oparciu o podstawowe dane geometryczne i materiałowe obiektu (model kompletny). Nakreślono podstawowe problemy w zagadnieniu tworzenia takiego modelu i modelowania podprocesów towarzyszących oraz zaproponowano metodykę numerycznego rozwiązywania uzyskanego opisu matematycznego. Podstawowe wyróżniki opracowanego modelu to: zastosowanie autorskiego modelu procesu wtrysku frakcji ciekłej opartego na rozkładzie normalnym, nowej korelacji Assanisa do obliczenia okresu zwłoki samozapłonu oleju napędowego w obecności gazu, jednostopniowych równań kinetyki reakcji chemicznej do opisu przebiegu spalania składników palnych mieszaniny gaz-powietrze, implementacja procedury samouzgodnienia w modelowaniu procesu wymiany ciepła i wpływu recyrkulacji spalin, uwzględnienie zarówno pojedynczego wtrysku paliwa ciekłego jak i możliwość prowadzenia obliczeń dla dawki dzielonej.

1. Wprowadzenie

Prowadzone obecnie badania silników spalinowych o zapłonie samoczynnym ukierunkowane są przede wszystkim na wykorzystanie alternatywnych paliw odnawialnych, ograniczenie emisji związków toksycznych emitowanych do atmosfery oraz opracowanie nowych metod diagnostyki silników [5, 6, 15]. Jednym z coraz częściej poruszanych problemów badań silników jest możliwość dwupaliwowego zasilania silników z główną dawką paliwa podawaną w postaci paliwa gazowego.

Wzrost zainteresowania dwupaliwowym zasilaniem silników o zapłonie samoczynnym w ostatnich latach przyczynił się do rozwoju badań zarówno eksperymentalnych jak i modelowych nad tym sposobem zasilania.

Jeden z pierwszych wartościowych modeli symulujących procesu spalania w pełnym obiegu silnika dwupaliwowego zaproponował w 1990 roku Reine [24]. Model ten ograniczał swoje funkcjonowanie tylko do obliczania parametrów sprawnościowych układu.

Mansour i inni [14] zaproponowali prosty, zero-wymiarowy model spalania w silniku zasilanym CNG z dawką pilotującą oleju napędowego. Wymianę ciepła ze ściankami komory w tym modelu ograniczono do procesu konwekcji i przyjęto szereg innych założeń upraszczających. Autorzy wykorzystali funkcję Wibego do opisu wywiązania energii w czasie spalania oleju napędowego i gazu

ziemnego w pierwszym kroku programowym. Wyliczone w ten sposób wartości ciśnienia i temperatury posłużyły jako dane wejściowe do szczegółowych obliczeń kinetycznych, do których wykorzystano komercyjny pakiet CHEMIKIN. Integracja złożonych mechanizmów spalania z procesami zachodzącymi w silniku dwupaliwowym, przy przyjętych uproszczeniach wydaje się uzasadniona jedynie w procesie szczegółowych badań nad toksycznością spalin, do czego wykorzystywano ten model. Przy ocenie sprawności i osiągniętej mocy przez silnik przyjęte uproszczenia w opisie poszczególnych podprocesów nie uzasadniają konieczności wykorzystywania bardzo dokładnych modeli spalania, które wymuszają używanie dedykowanych środowisk obliczeniowych.

Abd Alaa [2] zaprezentował model spalania czystego metanu w silniku dwupaliwowym określając go mianem quasi-strefowego. Abstrahując od nomenklatury, głównym wyróżnikiem tego modelu było zastosowanie szczegółowej kinetyki reakcji do opisu spalania fazy gazowej. W modelu tym wykorzystano układ 178 reakcji elementarnych, w których brało udział 41 związków chemicznych, do opisu spalania fazy ciekłej wykorzystano funkcję Wibego. Opis modelu obejmował fazę sprężania, przez spalanie, aż do otwarcia zaworu wylotowego. Do podstawowego modelu termochemicznego dołączono szczegółowy podmodel formacji składników spalin. Podstawową zaletą tego podejścia było stworzenie powiązań między postępem procesu spalania a czasem i parametrami termodynamicznymi ładunku. Model ten wykazał dość dobrą zgodność z eksperymentem i duże możliwości predykcyjne w szerokim zakresie stanów operacyjnych silnika.

Stelmasiak [25] zaproponował stosunkowo proste i kompletne podejście do problemu modelowania układów zasilania typu dual-fuel. Zero-wymiarowy model zakładał oddzielne spalanie dwóch faz – ciekłej i gazowej. W modelu tym zakłada się, że początek spalania jest taki sam dla obydwu paliw i determinowany przez okres opóźnienia zapłonu. Kąty końca spalania oleju napędowego i CNG były różne i zadane przez modelującego. Szybkość wydzielania ciepła i stężenia składników jednorodnej mieszaniny gaz/ON/powietrze były narzucone przez funkcję Wibego, oddzielnie dla gazu i oleju napędowego. W celu przewidywania opóźnienia zapłonu oleju napędowego z uwzględnieniem obecności gazu ziemnego w cylindrze wykorzystano empiryczną formułę Parkasha [23].

Papagiannakis i inni w szeregu swoich prac [9, 10, 11, 17, 18] wykorzystywali stopniowo ulepszany model silnika dwupaliwowego spalającego gaz ziemny i olej napędowy. Autorzy wykorzystali fundamentalne prawa zachowania, masy, energii i pędu do symulacji procesu spalania. Zaproponowali dwustrefowy opis ładunku w przestrzeni cylindra z podziałem na strefę ładunku niespalonego i strefę spalin. Front spalania paliwa opisano jako powierzchnię stożka propagującą się od punktu wtrysku. Propagacja zachodzi w kierunku normalnym do każdej z powierzchni stożka z szybkością określoną przez strumieniowy model Hiroyasue i innych [8]. Energia wywiązana podczas spalania zależy według autorów tylko od prędkości propagacji frontu, za którym jednorodna strefa produktów zamienia się natychmiast w jednorodną strefę spalin. Wpływ składu gazu na proces spalania jest w tym podejściu zanedbywany, a prędkość spalania jest korelowana z danymi doświadczalnymi. Model weryfikowany był dla jednocylindrowego silnika o ZS - Lister LV1 zmodyfikowanego do pracy dwupaliwowej. Wykazano dobrą zgodność z wynikami pomiarów i model z powodzeniem wykorzystywano do badań wpływu wielkości dawki inicjującej na parametry pracy silnika [19]. Podstawowe ograniczenia modelu wynikają z zakresu jego pracy. Początek symulacji przypada na punkt początku spalania, który musi być podany jako parametr wejściowy. Podobnie średnia temperatura i ciśnienie w cylindrze w czasie cyklu muszą być wyliczone z danych eksperymentalnych.

Perini i inni [21] opracowali dwu-fazowy, quasi-wymiarowy model silnika o ZI pracującego na LPG domieszkowanym wodorem, natomiast Ma [13] i inni zaproponowali matematyczną symulację silnika wodorowego. Silnik dwupaliwowy pracujący na LPG z domieszką wodoru został zamodelowany z wykorzystaniem reakcji równowagowych przez Lata i Ashok Misra [12]. Podobny model dla mieszanek CNG i wodoru zaproponował Wang [26] bazując na skrypcie CFD i kinetyce reakcji chemicznych.

Złożony, wielowymiarowy model spalania gazu ziemnego przy warunkach typowych dla silników o zapłonie samoczynnym zaproponowali Agarwal i Assanis [1]. W modelu wykorzystano szczegółową kinetykę reakcji chemicznych.

Problem matematycznego modelowania układów typu dual-fuel jest wciąż zagadnieniem nowatorskim. Wciąż brakuje modeli kompletnych, które uwzględniając całość procesów zachodzących w

cyldrze są w stanie z wystarczającą dokładnością przewidywać zmiany parametrów termodynamicznych czynnika roboczego, z wykorzystaniem jedynie podstawowych danych obiektu dostępnych na podstawie jego dokumentacji technicznej. Spośród dostępnych modeli jeszcze mniejsza ich liczba doczekała się pełnej weryfikacji eksperymentalnej, co ogranicza ich wiarygodność. Ponadto brakuje wyników badań na temat wpływu składu gazu na przebieg procesu spalania silnika dwupaliwowym. Odpowiedni skonstruowany i zweryfikowany model, może w istotny sposób przyczynić się do wypełnienia tych niedostatków.

2. Założenia modelu spalania w dwupaliwowym silniku o ZS

W silnikach typu dual-fuel pełny opis procesu spalania jest znacznie bardziej utrudniony w stosunku do silników jednopaliwowych. W cylindrze znajduje się wymieszane z powietrzem paliwo gazowe do którego w okolicy GMP wtryskiwane jest paliwo ciekłe. W procesie spalania obydwu tych frakcji dominują skrajnie różne mechanizmy, zarówno natury fizycznej (procesy transportu masy i energii) jak i chemicznej, wynikającej z kinetyki reagowania paliwa z tlenem. Należy więc przeanalizować wszystkie procesy, z uwzględnieniem nie tylko ich wpływu na szybkość spalania paliwa gazowego i ciekłego, ale także mając na uwadze proporcje poszczególnych paliw.

Z drugiej strony spalanie fazy ciekłej i gazowej zachodzi w tym samym czasie, w tej samej przestrzeni i obecność jednej frakcji wpływa na proces spalania drugiej. Mechanizmy tego wpływu nie są jeszcze dobrze poznane.

Rozpatrzenie wszystkich tych elementów umożliwiło sformułowanie założeń modelu mając na uwadze, zarówno dokładność jego wyników jak i poziom skomplikowania, wpływający na autonomiczność (ilość niezbędnych danych eksperymentalnych) i szybkość wykonywania obliczeń.

Analizując proces spalania gazu ziemnego w silniku przyjęto następujące założenia, które charakteryzują postulowany model. Przyjmuje się, że w procesie sprężania w cylindrze znajduje się jednorodna mieszanina gaz – powietrze, a rozkład temperatury i ciśnienia w każdym punkcie przestrzeni cylindra jest stały. Takie założenie prowadzi do modelu zero-wymiarowego. Jednocześnie czynnik roboczy w każdej chwili traktowany jest jako mieszanina gazów półdoskonałych, zmieszanych w dowolnych proporcjach. Ciepło właściwe mieszaniny w każdym punkcie obliczeniowym jest sumą funkcji aproksymujących dane z tablic termodynamicznych dla każdego składnika [4]. Wielomiany aproksymujące są funkcjami temperatury. Przemiany zachodzące w modelowanej przestrzeni są traktowane jako quasi-statyczne. W opracowanym modelu wymianę ciepła ze ściankami cylindra oparto na konwekcji między gazem a powierzchnią danego elementu i przyjęto zerowy gradient temperatury ścianek przyjmując że jest ona stała. Ciepło odprowadzone z układu jest sumą trzech strumieni przechodzących przez powierzchnię denka tłoka, głowicy cylindra oraz zmienną w czasie powierzchnię ścianki cylindra. Dodatkowo w procesie spalania uwzględniono wzmożoną wymianę ciepła na skutek radiacji płomienia.

Opracowany model uwzględnia wpływ masy wtryskiwanej dawki pilotującej na stan termodynamiczny układu, poprzez uproszczony podmodel wtrysku paliwa oparty na rozkładzie normalnym. Takie autorskie podejście umożliwia uniezależnienie pracy modelu od szczegółowych danych eksperymentalnych dotyczących przebiegu spadku ciśnienia i wzniosu iglicy wtryskiwacza dla badanego obiektu. W budowanym modelu zakłada się, że proces spalania rozpoczyna się w chwili zapłonu oleju napędowego, który inicjuje zapłon mieszanki gazowej. Spalanie obydwu paliw odbywa się oddzielnie, a wydzielone ciepło jest sumą ciepła wywołanego w procesach spalania obydwu paliw. Przebieg spalania oleju napędowego opisany jest empirycznymi równaniami na okres opóźnienia zapłonu oraz szybkość procesu – odwzorowaną funkcją Wibego. Jest to podejście uproszczone, jednak ze względu na małą wielkość dawki pilotującej, uzasadnione w przypadku silników dwupaliwowych.

Badania podstawowe nad procesami spalania dowodzą, że spalanie metanu jest procesem bardzo złożonym i składa się w sumie z układu 132 reakcji chemicznych, których szybkości są wzajemnie powiązane stężeniem poszczególnych reagentów. Implementacja tak skomplikowanego modelu w kompletnym cyklu pracy silnika dwupaliwowego jest bezzasadna z uwagi na zastosowane uproszczenia w opisie pozostałych podprocesów (wymiany ciepła, wtrysku paliwa etc.). Zadowalającą reprezentację

procesu spalania można uzyskać wykorzystując nawet jedną makroreakcję spalania metanu [20]. W proponowanym modelu został zaimplementowany układ trzech wzajemnie powiązanych reakcji globalnych do opisu spalania fazy gazowej, uwzględniających spalanie najważniejszych składników palnych stosowanych do zasilania silników gazowych.

Zakłada się, że opracowany model przy tak przyjętych założeniach umożliwi dokładne zbadanie wpływu składu gazu na charakter procesu spalania w silniku dwupaliwowym.

3. Podstawowe równania opracowanego modelu spalania paliwa w silniku dwupaliwowym

Zgodnie z diskutowanymi założeniami w każdej chwili czasu ładunek w cylindrze stanowi homogeniczną mieszaninę powietrza, gazu ziemnego, oleju napędowego i spalin. Proporcje poszczególnych składników zmieniają się wraz z etapami wtrysku i spalania składników palnych. Przy takich założeniach, wychodząc z zasady zachowania energii, można wprowadzić podstawowe równania modelu w postaci różniczkowej:

$$\begin{cases} \frac{dQ_{in}}{d\alpha} = \frac{dU}{d\alpha} + p \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_{out}}{d\alpha} - h_{ON} \cdot \frac{dM_{ON}}{d\alpha} \\ p \cdot V = n(\alpha) \bar{R} T \end{cases} \quad (1)$$

Pierwsze z równań wyraża pierwszą zasadę termodynamiki w postaci różniczkowej dla układu otwartego, gdzie: dU – przyrost energii wewnętrznej układu, p , V – stanowią odpowiednio ciśnienie i objętość czynnika roboczego w cylindrze, Q_{out} reprezentuje ciepło wymienione ze ściankami cylindra, Q_{in} – ciepło doprowadzone do układu, h_{ON} – jest entalpią oleju napędowego, a M_{ON} – masą wtryskiwanego paliwa. Drugie z równań układu reprezentuje równanie stanu, gdzie: R jest uniwersalną stałą gazową, n – liczbą moli czynnika w cylindrze, a T jego temperaturą. Wszystkie wielkości w układzie (1) są funkcjami kąta obrotu wału korbowego.

W opracowanym modelu uwzględniono wymianę ciepła ze ściankami jako sumę trzech strumieni przechodzących przez ściankę i głowicę cylindra oraz denko tłoka. Z racji faktu, że w silnikach ZS główna część ciepła odprowadzana jest na skutek konwekcji między gazem w przestrzeni roboczej a daną powierzchnią, można zapisać:

$$\frac{dQ_{out}}{d\alpha} = \frac{1}{\omega} \cdot h_c(T, p, V) \cdot [A_g \cdot (T - \bar{T}_g) + A_t \cdot (T - \bar{T}_t) + A_s(\alpha) \cdot (T - \bar{T}_s)] \quad (2)$$

Uproszczony model wymiany ciepła wewnątrz ściany komory spalania oraz po stronie czynnika chłodzącego uwzględniony jest w równaniu (2) poprzez wyrażenia na średnią wartość temperatur tłoka (t), głowicy (g) i ścianek cylindra (s):

$$\bar{T}_{gts} = \frac{\bar{h}_c \bar{T} + k_{gts} T_{ch}}{\bar{h}_c + k_{gts}} \quad (3)$$

Temperatury te obliczono jako średnią ważoną z średniej temperatury \bar{T} czynnika w komorze ze średnim współczynnikiem przejmowania ciepła \bar{h}_c oraz temperatury cieczy chłodzącej T_{ch} ze współczynnikiem przenikania ciepła przez odpowiednią ściankę $k_{g,t,s}$:

$$k_{gts} = \frac{1}{\frac{1}{h_{ch}} - \frac{\delta_{gts}}{\lambda_{gts}}} \int_{\alpha_A}^{\alpha_g} h_c d\alpha \quad (4)$$

gdzie: λ_{gts} – współczynnik przejmowania ciepła materiału ścianki, δ_{gts} – grubość ścianki.

Transfer ciepła zachodzi pod szeregiem warunków – zmiennego ciśnienia i temperatury gazu w cylindrze i z lokalnie zmiennymi prędkościami przepływu czynnika w cylindrze. Warunki te uwzględnione są w modelu poprzez przyjęcie odpowiedniego współczynnika wymiany ciepła h_c . Do tego celu wykorzystano formułę Washiniego, w postaci zmodyfikowanej przez Hohenberga [9].

$$h_c = 130 \cdot \frac{(p \cdot 10^5)^{0.8}}{V^{0.06} T^{0.4}} \cdot (C_{sr} + 1,40) \quad (5)$$

gdzie: C_{sr} – średnia prędkość tłoka.

Podczas wtryskiwania paliwa ciekłego do komory spalania silnika zmianie ulegają parametry termodynamiczne czynnika. Należy zatem uwzględnić wpływ strumienia masy paliwa dostarczanego do cylindra. W silnikach z bezpośrednim wtryskiem można zaniedbać zmianę temperatury w wyniku odparowania strugi, ze względu na mały stosunek objętości wtrysniętego paliwa do objętości czynnika roboczego. Założenie to jest tym bardziej słuszne dla silników dwupaliwowych z dawką oleju napędowego rzędu od kilku do kilkunastu procent dawki zasadniczej. W innej pracy Autorów [16] dokonano dyskusji celowości stosowania skomplikowanych modeli hydraulicznych do opisu strumienia masy oleju napędowego w modelach klasy zerowymiarowej. Wykazano, że bez zauważalnej utarty dokładności można w tym przypadku użyć prostego, kompletnego modelu opartego na rozkładzie normalnym z normalizacją do całkowitej dawki paliwa:

$$\dot{M}_{ON}(\alpha) = \begin{cases} 0 & \alpha_{pw} > \alpha < \alpha_{kw} \\ \frac{hB_{ON}}{\sqrt{\pi}} e^{-h^2(\alpha - \alpha_{max})} & \alpha_{pw} < \alpha < \alpha_{kw} \\ 10^{-3} B_{ON} & \alpha_{pw} = \alpha = \alpha_{kw} \end{cases} \quad (6)$$

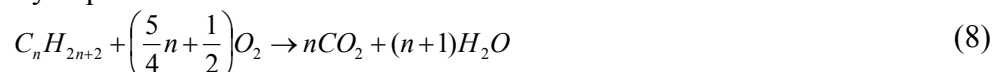
W silniku dwupaliwowym mieszanka powietrza i gazu zapala się od energii wywiązanej ze spalania dawki pilotującej oleju napędowego. Wyniki badań pokazują, że nawet dla dawki pilotującej mniejszej niż 1% całkowitej energii, energia zapłonu może być o około 35 J większa w silniku dwupaliwowym od energii impulsu elektrycznego w silniku iskrowym [25]. Można zatem założyć, że w silniku dwupaliwowym początek spalania obu frakcji (cieczy i gazu) jest taki sam, a problem określenia momentu zapłonu sprowadza się do dokładnego modelowania opóźnienia zapłonu dawki pilotującej. Proces ten jednak odbywa się w warunkach zdecydowanie różnych od tych w klasycznym silniku o zapłonie samoczynnym. Zwiększenie stężenia gazów palnych w cylindrze powoduje, w większości przypadków, wzrost zwłoki samozapłonu oleju napędowego. Autorzy w ramach wcześniejszej pracy [22] badali możliwość wykorzystania korelacji opóźnienia zapłonu weryfikowanych dla tradycyjnych silników o ZS. W opracowanym modelu do wyznaczenia opóźnienia samozapłonu wykorzystano równanie zaproponowane przez Assanisa [3]:

$$\tau_{id} = 2,4\phi^{-0,2} p^{-1,02} \exp\left(\frac{E_a}{RT}\right) \quad (7)$$

W pracy [22] wykazano, że korelacja ta, uwzględniająca skład ładunku w cylindrze, lepiej od innych opisuje zwłokę samozapłonu w silnikach dwupaliwowych.

Proces spalania oleju napędowego odwzorowano w opracowanym modelu za pomocą funkcji Wibego [7]. Umożliwia to badanie wpływu przebiegu spalania oleju napędowego na proces spalania frakcji gazowej. Wymaga to jednak wcześniejszej walidacji modelu dla zasilania jednopaliwowego.

Model spalania gazu ziemnego oparto na jedno-stopniowych makro-reakcjach utleniania głównych składników palnych mieszaniny: metanu (CH_4), etanu (C_2H_6) i propanu (C_3H_8). Prowadzi to do układu trzech reakcji globalnych postaci:



dla $n=1...3$. Wyrażenie na globalną szybkość reakcji przyjmie w tym przypadku postać:

$$\frac{d[C_n H_{2n+2}]}{dt} = A_n \exp\left(-\frac{E_{a_n}}{RT}\right) \cdot [C_n H_{2n+2}]^{a_n} [O_2]^{b_n} \quad (9)$$

Wartości stałe występujące w równaniu (9), dla poszczególnych gazów zebrano w tabeli 1.

Tab. 1. Wartości stałych zawartych w równaniu (9). Energia aktywacji E_a [kcal/mol].

Lp.	Paliwo	A	E_a	a	b
1	CH_4	$8,3 \cdot 10^6$	30	-0,3	1,3

2	C ₂ H ₆	1,1·10 ¹²	30	0,1	1,65
3	C ₃ H ₈	8,6·10 ¹¹	30	0,1	1,65

Rozwiązanie każdego z równań układu (9) w pełni determinuje przebieg wywiązania ciepła w procesie spalania gazu w dowolnej chwili.

4. Metodyka obliczeń numerycznych modelu

Opracowany model matematyczny zaimplementowano w środowisku Matlab firmy Mathworks. Przy tworzeniu programu obliczeniowego podstawą było założenie jego modułowej budowy. Poszczególne podmodele (np. wymiany ciepła, wtrysku paliwa, opóźnienia zapłonu, wywiązania ciepła podczas spalania, zmiany liczby moli czynnika itp.) potraktowano jako oddzielne m-pliki funkcyjne wywoływane przez program zasadniczy zbudowany wokół podstawowego układu równań różniczkowych na zmienne stanu (1). Takie podejście gwarantuje przejrzystość programu co ułatwia jego weryfikację i optymalizację. Budowa modułowa zapewnia ponadto rozwojowość projektu, przez łatwą zmianę poszczególnych pod modeli na inne – bardziej szczegółowe – w momencie gdy takowe będą dostępne.

Działanie programu rozpoczyna się od wprowadzenia do pamięci globalnej podstawowych danych wejściowych tj. geometria silnika, dane materiałowe silnika (niezbędne do obliczeń wymiany ciepła), parametry operacyjne silnika itp. Następnie obliczane są parametry termodynamiczne (λ_o , T_o , p_o) ładunku na początku procesu sprężania, od których rozpoczyna się obliczanie temperatury i ciśnienia w cylindrze w trakcie całego cyklu.

Cykl obliczeniowy programu zasadniczego podzielono na 3 główne procesy: sprężania, spalania i rozprężania. Układ równań (1) dla procesu sprężania można zredukować do pojedynczego, nieliniowego równania różniczkowego rzędu pierwszego na temperaturę czynnika w cylindrze w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Rozwijając wyrażenie na energię wewnętrzną układu oraz ciepło wymienione ze ściankami (2) otrzymujemy w tym przypadku:

$$\sum n_i C_{vi} \frac{dT}{d\alpha} + \bar{R} \frac{n(\alpha)}{V(\alpha)} \cdot \frac{dV(\alpha)}{d\alpha} \cdot T + \frac{1}{\omega} \cdot \left[(130 \cdot 10^4) \frac{\bar{R}^{0,8} \cdot n^{0,8}}{V^{0,86}} \cdot (C_{sr} + 1,40) \right] \cdot T^{0,4} \cdot [A_g \cdot (T - \bar{T}_g) + A_r \cdot (T - \bar{T}_r) + A_c(\alpha) \cdot (T - \bar{T}_c)] = 0 \quad (10)$$

Z uwagi na poziom skomplikowania powyższego równania zrezygnowano z wykorzystania dedykowanych funkcji pakietu Matlab do rozwiązywania równań różniczkowych na korzyść rozwiązania metodą iteracyjną. Pochodną temperatury można wyrazić z definicji jako granicę ilorazu różnicowego:

$$\frac{dT}{d\alpha} = \lim_{\Delta\alpha \rightarrow 0} \frac{T(\alpha + \Delta\alpha) - T(\alpha)}{\Delta\alpha} \quad (11)$$

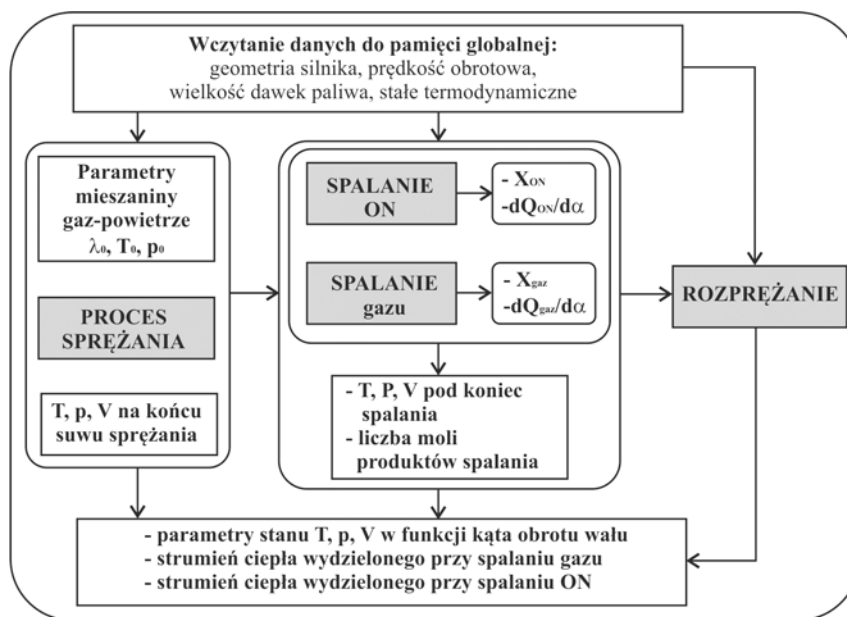
W przybliżeniu rozwiązania numerycznego można wielkość $\Delta\alpha \rightarrow 0$ zastąpić wartością skończoną, uzyskując zamiast równania różniczkowego (10) odpowiednie równanie różnicowe, w którym wyliczamy kolejne wartości temperatury na podstawie wartości obliczonych w poprzednim kroku. Dokładność obliczeń będzie tym większa im mniejsza wartość kroku obliczeniowego. W ten sposób rozpoczynając od wartości T_o , p_o , odpowiadającym kątowi obrotu wału korbowego α_A przypadającemu na zamknięcie zaworu dolotowego, wyliczane są parametry dla kolejnego kąta $\alpha_A + \Delta\alpha$. Pozostałe wielkości w równaniu (10) wyliczane są przez podprogramy uzupełniające: liczba moli poszczególnych składników $n_i(\alpha)$ oraz całkowita liczba moli ładunku $n(\alpha)$ z rozwiązania równań kinetyki (9). Objętość $V(\alpha)$ wyliczana jest z geometrii układu korbowego itp.

Procedura trwa do osiągnięcia kąta, dla którego rozpoczyna się tłoczenie paliwa ciekłego. Począwszy od tego punktu uwzględniany jest podmodel wtrysku dawki pilotującej (6). Dla tego samego punktu na podstawie wyliczonych wartości temperatury i ciśnienia obliczany jest kąt zapłonu α_p , zgodnie z przyjętym modelem (7). Procedura sprężania trwa do osiągnięcia wyliczonej wartości α_p , począwszy od której rozpoczyna się proces spalania. W tej pętli obliczenia wykonywane są w sposób analogiczny jak dla procesu sprężania z uwzględnieniem strumienia ciepła wywiązanego w trakcie spalania, ze zmiennym w zależności od kąta obrotu, chwilowymi wartościami liczby moli ładunku. Kąt końca spalania określony jest przez moment wypalenia składników palnych.

Rozprężanie przebiega zgodnie z analogicznym równaniem jak dla sprężania z liczbą moli poszczególnych składników określoną w punkcie końca spalania. Parametry dla procesu rozprężania

wyliczane są do osiągnięcia kąta odpowiadającego otwarciu zaworu wylotowego, co kończy pracę modelu.

Należy zwrócić uwagę, że równanie wymiany ciepła zastosowane w modelu (2) wymaga do obliczenia temperatur ścianek, głowicy i denka tłoka (3) średniej temperatury i średniego współczynnika wymiany ciepła dla ładunku w cylindrze na przestrzeni całego cyklu. Oczywiście jest, że te wartości nie są znane do czasu kiedy nie zostaną wyliczone chwilowe wartości tych parametrów. W najprostszym przybliżeniu można wspomniane wartości średnie zadawać jako parametry pracy modelu, opierając się na doświadczeniu modelującego lub wynikach badań eksperymentalnych danego silnika. Pierwsze rozwiązanie powoduje duże niepewności wyników obliczeń, drugie natomiast prowadzi do znacznego ograniczenia autonomiczności modelu. Problemy te rozwiązano uruchamiając omawiany program zasadniczy (Rys. 1) w pętli prowadzącej do autokorelacji wyników. Program zasadniczy wywoływany jest przez zewnętrzny m-plik z zadanymi wartościami początkowymi średniej temperatury $T_{sr}=600$ K i współczynnika wymiany ciepła $h_{csr}=800$ [W/m²]. Po wykonaniu obliczeń przez program zasadniczy (przebieg ciśnienia i temperatury w cylindrze) wyliczane są nowe wartości średnie i w kolejnej pętli następuje rekalkulacja wyników. Procedura powtarzana jest, aż do samo uzgodnienia się wyników, czyli do momentu, w którym różnica wartości średnich z dwóch ostatnich pętli nie przekracza zadanego progu. Takie podejście powoduje znaczne wydłużenie obliczeń jednak zapewnia żadaną autonomię bez utraty dokładności. Wstępne kalkulacje pokazały, że przy zadanych parametrach początkowych wystarcza 3-4 krotne uruchomienie programu zasadniczego by różnica nie przekraczała wartości 1 (odpowiednio K i W/m²) w przypadku obydwu wielkości.



Rys. 1. Struktura obliczeniowa programu zasadniczego (nie uwzględniająca podmodeli)

Na podobnej zasadzie wyznaczany jest udział reszty spalin w zassanym do cylindra ładunku. W pierwszym kroku obliczeniowym udział reszty spalin nie jest uwzględniany z uwagi na fakt, że liczby moli poszczególnych składników spalin nie zostały jeszcze wyliczone przez model. W kolejnej pętli uwzględniane są wyliczenia z pętli pierwszej. Procedura uaktualniania wyników obliczeń liczby moli jest powtarzana, aż do zakończenia procedury samo uzgodnienia modelu.

5. Możliwości symulacyjne opracowanego modelu

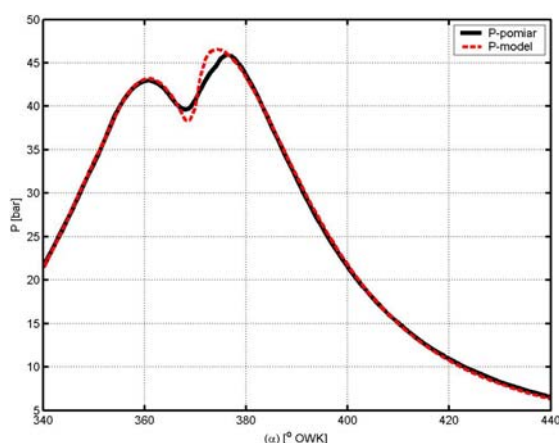
Zaprezentowany model został poddany procedurze weryfikacji eksperymentalnej poprzez porównanie wyliczonych przebiegów ciśnienia z wynikami badań indyktorowych silnika ADCR zasilanego dwupaliwowo. Badania weryfikacyjne modelu przeprowadzono na badanym silniku zarówno dla pojedynczej dawki oleju napędowego jak i dla dawki dzielonej (wtrysk dawki pilotującej i

zasadniczej). W trakcie weryfikacji modelu uzyskano dobrą zgodność wyników obliczeń (Tab. 2). Przykładowy przebieg zmian ciśnienia zarejestrowany w komorze spalania silnika oraz przebieg uzyskany z opracowanego modelu przedstawiono na rys. 2.

Szczegółowa dyskusja metodyki i szerszych wyników badań weryfikacyjnych zostanie przedstawiona w kolejnych pracach Autorów.

Tab. 2. Zakres warunków dla jakich model został zweryfikowany i syntetyczne zestawienie wyników weryfikacji

Rodzaj pracy silnika	parametry weryfikacji				błąd maksymalny		
	n	M_{ob}	P_{max}	U_{on}	chwilowy		w cyklu
	RPM	[Nm]	[bar]	[%]	[bar]	[%]	[%]
sprężanie i rozprężanie	750 3400	0	27 42	0	1,1	5	6,6
praca ON dawka niedzielona	2300 3400	50 200	49 92	100	6,5	8	8,4
praca ON dawka dzielona	1500	20-200	36-87	100	3,7	6	6,8
praca ON+CNG dawka niedzielona	3400	50-200	35-48	80	6,5	11	6,1
praca ON+CNG dawka dzielona	1500	50 150	40 72	16 80	8	15	6,2



Rys. 2. Porównanie wyników obliczeń modelu dla pracy dwupaliowej, z średnim zarejestrowanym przebiegiem zmian ciśnienia w komorze spalania dla: $n = 1500$ [obr/min], $U_{on} = 70$ [%] - dawka dzielona

Opracowany model w obecnej specyfikacji może być wykorzystany jako narzędzie badawcze w dwóch głównych zakresach, tj. praca autonomiczna i praca pół-autonomiczna w analizie przebiegów eksperymentalnych.

W zakresie pracy autonomicznej jako dane wejściowe wykorzystuje się jedynie podstawowe dane techniczne badanego silnika oraz parametry charakteryzujące punkt pracy. Każdy z parametrów wejściowych może być wykorzystany jako zmienna niezależna, co umożliwi symulowanie różnych procesów rzeczywistych. Ponadto w modelu istnieje możliwość zrezygnowania z wyliczania niektórych

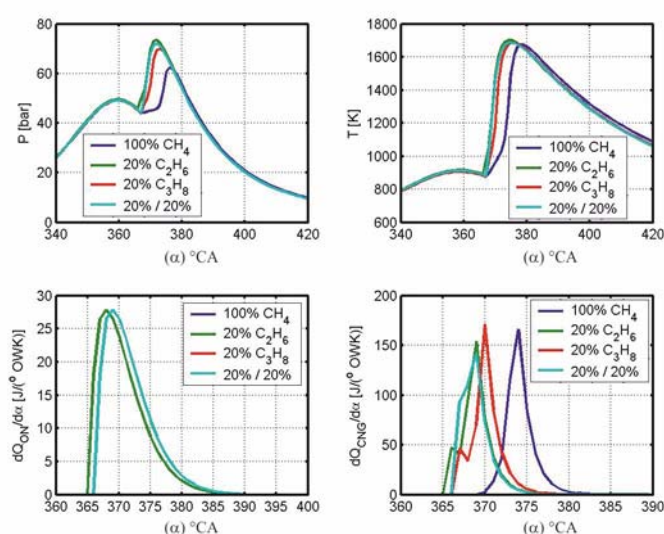
parametrów i wprowadzania do programu obliczeniowego jako zmienna niezależna, np. kąt opóźnienia zapłonu. Przy tak pojmowanej stosowalności modelu, badać można wpływ na przebieg procesu spalania w silniku dwupaliwowym, takich parametrów jak:

- geometria silnika;
- kąt rozpoczęcia wtrysku (zarówno dawki pojedynczej jak i podwójnej);
- temperatura czynnika zasysanego do cylindra;
- zużycie (powietrza, paliwa ciekłego, gazu);
- kąt opóźnienia zapłonu;
- skład paliwa gazowego;
- czas spalania oleju napędowego.

W trybie pracy półautonomicznej model może być z powodzeniem wykorzystywany do analizy rzeczywistych przebiegów uzyskanych w ramach wykonywanych eksperymentów. Przykładowo przebieg ciśnienia w cylindrze nie musi być wyliczany przez model, a może być do niego wprowadzony z zewnętrznego pliku. W takim przypadku model może wyliczać wszystkie pozostałe parametry termodynamiczne ładunku dla rzeczywistego obiegu.

Zaproponowany model niezależnie od trybu pracy, na podstawie dostępnych danych bez dodatkowych badań eksperymentalnych danych, umożliwia wyliczanie parametrów termodynamicznych ładunku w cylindrze w funkcji kąta obrotu wału korbowego (rys. 3). Podstawowe przebiegi generowane przez program obliczeniowy to:

- przebieg ciśnienia w cylindrze;
- przebieg temperatury w cylindrze;
- przebieg zmian objętości cylindra;
- przebieg zmian strumienia ciepła (całkowitego) odprowadzonego przez powierzchnię cylindra, denka tłoka, głowicy, spalania ON, CH₄, C₂H₆, C₃H₈;



Rys. 3. Przykładowe wyniki obliczeń symulacyjnych z wykorzystaniem modelu, dla różnych zawartości metanu w stosunku do domieszek gazów palnych i stałego udziału oleju napędowego $U_{on} = 30\%$.

Do wyznaczenia tych zależności model wykorzystuje kilkanaście podmodeli, które w czasie rzeczywistym obliczają szereg parametrów dodatkowych. Wyniki tych obliczeń cząstkowych mogą być także wykorzystywane w procedurze badawczej w procesie wnioskowania. Do najważniejszych parametrów dodatkowych obliczanych przez program można zaliczyć:

- współczynniki nadmiaru powietrza dla mieszaniny w cylindrze (λ_{ON} , λ_{CNG} , λ_A);
- kąt opóźnienia zapłonu (i kąt rozpoczęcia spalania);
- średnie temperatury (ładunku, cylindra, denka tłoka, głowicy);
- przebieg zmian ciepła właściwego (CO₂, CO, N, O₂, H₂, H₂O, CH₄, C₂H₆, C₃H₈);

- przebieg zmian liczby moli w cylindrze (CO_2 , O_2 , H_2O , CH_4 , C_2H_6 , C_3H_8 , ON) – w ramach przyjętego modelu spalania).

Na podstawie generowanych przebiegów można wyliczać różne parametry i charakterystyki syntetyczne, w tym:

- charakterystyka P/V;
- portret fazowy silnika;
- średnie ciśnienie indykowane;
- moc indykowana i sprawność cieplna silnika.

6. Podsumowanie

Opracowany zero-wymiarowy model symulacyjny cyklu roboczego silnika dwupaliwowego zasilanego paliwem gazowym z dawką inicjującą oleju napędowego uwzględnia fazy sprężania, spalania i rozprężania. Główne wyróżniki zaproponowanego modelu to:

- zastosowanie autorskiego podejścia do modelowania procesu wtrysku paliwa ciekłego, opartego na rozkładzie normalnym;
- zastosowanie nowej korelacji Assanisa do opisu zwłoki samozapłonu oleju napędowego w obecności gazu;
- zastosowanie równań kinetyki reakcji chemicznej do opisu przebiegu spalania składników palnych mieszaniny gaz-powietrze w zero-wymiarowym modelu silnika dwupaliwowego;
- implementacja procedury samo-uzgodnienia w modelowaniu procesu wymiany ciepła i wpływu recyrkulacji spalin, co pozwala zachować wysoki stopień kompletności modelu;
- uwzględnienie zarówno pojedynczego wtrysku paliwa ciekłego jak i możliwość prowadzenia obliczeń dla dawki dzielonej.

Do podstawowych zalet tego modelu można zaliczyć:

- wysoki stopień kompletności, co pozwala na autonomiczną pracę programu obliczeniowego, wykorzystując jedynie podstawowe dane techniczne badanego silnika;
- szerokie spektrum stosowalności modelu;
- stosunkowo szybki czas wykonywania obliczeń, co umożliwia używanie modelu na standardowych komputerach klasy PC;
- modułowa budowa zapewniająca łatwość modyfikacji i rozwojowość modelu. Model może być rozwijany przez dodawanie nowych podmodeli lub zmianę istniejących, gdy dostępne będą dokładniejsze korelacje, bez potrzeby zmiany programu głównego;
- model został poddany dokładnemu, kilkietapowemu procesowi weryfikacji, co zapewnia jego dużą wiarygodność.

Literatura

1. Agarwal A, Assanis D N. Multidimensional modeling of natural gas ignition under compression ignition conditions using detailed chemistry. SAE Technical Paper 1998; 980136.
2. Alla G H, Soliman H A, Badr O A, Rabbo F M. Combustion Quasi-zone predictive model for dual fuel engines. Energy Conversion and Management 2001; 42: 1477-1498.
3. Assanis D N, Filipi Z S, Fiveland S B, Syrimis M. A predictive ignition delay correlation under steady-state and transient operation of a direct injection diesel engine. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 2005; 125(2): 450-457.
4. Chase M W. NIST-JANAF thermochemical tables. Geithersburg: National Institute of Standards and Technology, 1998.

5. **Czech P, Wojnar G, Burdzik R, Konieczny L, Warczek J.** Application of the discrete wavelet transform and probabilistic neural networks in IC engine fault diagnostics. *Journal of Vibroengineering* 2014; 16(4): 1619-1639.
6. Ghazikhani M, Feyz M E, Mahian O, Sabazadeh A. Effects of altitude on the soot emission and fuel consumption of a light-duty diesel engine. *Transport* 2013; 28(2): 130-139.
7. Heywood J B. *Internal combustion engines fundamentals*. Singapore: McGraw-Hill International, 1988.
8. Hiroyasu H, Kadota T, Arai M. Development and use of a spray combustion model to predict diesel engine efficiency and pollutant emission. *Bulletin of the JSME* 1983; 26(24): 569-575.
9. Hohenberg G F. *Advanced approaches for heat transfer calculations*. SAE Technical Paper 1979; 790825.
10. Hountalas D T, Papagiannakis R G. Development of a simulation model for direct injection dual fuel diesel–natural gas engines. SAE Technical Paper 2000; 2000-01-0286.
11. Hountalas D T, Papagiannakis R G. A simulation model for the combustion process of natural gas engines with pilot diesel fuel as an ignition source. SAE Technical Paper 2001; 2001-01-1245.
12. Lata D B, Misra A. Theoretical and experimental investigations on the performance of dual fuel diesel engine with hydrogen and LPG as secondary fuel. *International Journal of Hydrogen Energy* 2010; 35: 11918-11931.
13. Ma J, Su Y, Zhou Y, Zhang Z. Simulation and prediction on the performance of a vehicle's hydrogen engine. *International Journal of Hydrogen Energy* 2003; 28: 77-83.
14. Mansour C, Bounif A, Aris A, Gaillard F. Gas–Diesel (dual-fuel) modeling in diesel engine environment. *International Journal of Thermal Sciences* 2001; 40: 409-424.
15. Makarevičienė V, Matijošius J, Pukalskas S, Vėgneris R, Kazanceva I, Kazancev K: The exploitation and environmental characteristics of diesel fuel containing rapeseed butyl esters. *Transport* 2013; 28(2): 158-165.
16. Mikulski M. The problems of multi-fuel engines modeling in the context of systems operational parameters estimation – Part I - fuel injection. *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów* 2011; 5(86): 113-124.
17. Papagiannakis R G, Hountalas D T. Theoretical and experimental investigation of a direct injection dual fuel diesel–natural gas engine. SAE Technical Paper 2002; 2002-01-0868.
18. Papagiannakis R G, Hountalas D T, Kotsiopoulos P N. Experimental and theoretical analysis of the combustion and pollutants formation mechanisms in dual fuel DI diesel engines. SAE Technical Paper 2005; 2005-01-1726.
19. Papagiannakis R G, Hountalas D T, Rakopoulos C D. Theoretical study of the effects of pilot fuel quantity and its injection timing on the performance and emissions of a dual fuel diesel engine. *Energy Conversion and Management* 2007; 48: 2951–2961.

20. Pawlaczyk A, Gosiewski K. Estimation of kinetic parameters for the homogenous oxidation of lean methane – air mixtures based on experimental temperature profiles. *Chemical and Process Engineering* 2009; 30: 139–147.
21. Perini F, Paltrinieri F, Mattarelli E A. Quasi-dimensional combustion model for performance and emissions of SI engines running on hydrogen-methane blends. *International Journal of Hydrogen Energy* 2010; 35(10): 687-701.
22. Pięta A, Mikulski M. On the modeling of pilot dose ignition delay in a dual-fuel, self ignition engine. *Silniki Spalinowe – Combustion Engines* 2011; 3(146): 94-102.
23. Prakash G, Shaik A B, Remesh A. An approach for estimation of ignition delay in a dual fuel engine. *SAE Technical Paper* 1999; 1999-01-0232.
24. Raine R R. A performance model of the dual fuel (diesel/natural gas) engine. *SAE Technical Paper* 1990; 900387.
25. Stelmasiak Z. Studium procesu spalania w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym zasilanym gazem ziemnym i olejem napędowym. Bielsko-Biała: Wydawnictwo ATH w Bielsku Białej, 2003.
26. Wang Y, Zhang X, Li C, Wu J. Experimental and modeling study of performance and emissions of SI engine fueled by natural gas-hydrogen mixtures. *International Journal of Hydrogen Energy* 2010; 35(7): 2680–2683.