

Dr inż. Jerzy Kowalski
Wydział Mechaniczny
Akademia Morska w Gdyni

MODEL PROCESU SPALANIA W 4-SUWOWYM SILNIKU OKRĘTOWYM

STRESZCZENIE

W pracy przedstawiono model procesu spalania w 4-suwowym silniku okrętowym o zapłonie samoczynnym dla wyznaczenia zawartości tlenków azotu (NO_x) w gazach wylotowych. Prezentowany model jest iteracyjnym modelem 3-wymiarowym, zbudowanym na ruchomej, przestrzennej siatce przestrzeni cylindrowej. Model obejmuje matematyczny opis wtrysku, rozpylania, parowania i zapłonu paliwa oraz rozprzestrzeniania się płomienia w przestrzeni cylindrowej. W celu wyznaczenia udziałów NO_x dokonano również opisu wymiany ciepła z elementami konstrukcyjnymi cylindra. Dane wejściowe oraz warunki brzegowe modelu pochodzą z bezpośrednich pomiarów. Model został pozytywnie walidowany na podstawie charakterystyk ciśnienia spalania oraz udziałów NO_x i tlenu w gazach wylotowych dla całego rozpatrywanego zakresu obciążeń silnika.

Słowa kluczowe: silnik okrętowy, silnik o zapłonie samoczynnym, CFD, udział NO_x , spalanie

MODEL OF THE COMBUSTION PROCESS IN THE MARINE 4-STROKE DIESEL ENGINE

SUMMARY

Manuscript presents a model of the combustion process in marine four-stroke diesel engine to determine the nitric oxides fraction (NO_x) in the exhaust gas. This is iterative, 3-dimensional model, built on geometric mesh of the engine cylinder chamber. The model includes mathematical description of fuel injection, spray, evaporation and auto ignition and flame propagation in the cylinder. In order to determine the NO_x fraction, the heat exchange phenomena description between structural elements of the cylinder has been done. The input data and boundary conditions are collected from the direct measurements. The model has been successfully validated based on the characteristics of the in-cylinder combustion pressure and NO_x and oxygen fractions in the exhaust gas for all considered loads of the engine.

Keywords: marine engine, diesel engine, CFD, NO_x fraction, combustion

1. WPROWADZENIE

Generowanie energii cieplnej w komorach spalania silników spalinowych i kotłów jest podstawowym źródłem antropogenicznego zanieczyszczenia powietrza na świecie. Ilość i skład gazów wylotowych jest uwarunkowany generowaną mocą silników i ich czasem działania, ale również składem mieszaniny palnej. W składzie gazów wylotowych dominują azot i tlen, pochodzące z nadmiaru powietrza w komorze spalania oraz dwutlenek węgla (CO_2) i para wodna, będące produktami spalania węgla i wodoru.

Spośród gazów emitowanych z okrętowego silnika spalinowego, poza powietrzem i CO_2 , należy wyróżnić również inne związki szkodliwe, do których zaliczamy tlenek węgla (CO) oraz związki toksyczne w skład których wchodzi tlenki siarki (SOx), tlenki azotu (NO_x) a także w niewielkiej ilości niespalone związki węglowodorowe (HC).

Przedstawione uwarunkowania stały się więc przesłanką do przeanalizowania wpływu parametrów pracy silnika okrętowego na skład gazów wylotowych. Postacie konstrukcyjne silników z zapłonem samoczynnym z mechanicznie sterowanym wtryskiem paliwa były przedmiotem wielu prac badawczych w XX wieku. Niestety większość z tych publikacji dotyczy aspektów związanych z ograniczeniem zużycia paliwa. Mniejszą wagę przykładano ograniczeniu emisji związków toksycznych do atmosfery. Należy również zaznaczyć, że wspomniane prace badawcze dotyczą przeważnie konstrukcji silników o relatywnie małych gabarytach, stosowanych głównie w przemyśle samochodowym. Postać konstrukcyjna silników okrętowych jest odmienna w stosunku do wspomnianych silników o małych gabarytach. Najważniejsze różnice to:

- duże wymiary cylindrów silników okrętowych o typowej objętości skokowej między 10 a 30dm³,
- niska prędkość obrotowa silników okrętowych, zazwyczaj nie przekraczająca 1000obr/min,
- wydłużony skok tłoka, często przekraczający wymiarem średnicę cylindra,
- wysokie ciśnienie doładowania, większe od ciśnienia gazów wylotowych zmierzonego przed turbosprężarką dla całego zakresu obciążeń silnika,
- początek zapłonu paliwa przed górnym martwym położeniem tłoka,
- regulacja procesu spalania dla zapewnienia najmniejszego jednostkowego zużycia paliwa podczas pracy silnika z obciążeniem zbliżonym do nominalnego,
- brak recyrkulacji spalin,
- praca silnika ze stałą prędkością obrotową lub według charakterystyki śrubowej [1].

Wspomniane różnice między silnikami o relatywnie małych gabarytach a silnikami stosowanymi w okrętownictwie powodują znaczne zmiany mierzonych parametrów termodynamicznych i składu emitowanych gazów wylotowych. Sarvi i in. [2], zaprezentowali obszerną pracę badawczą, w której wyznaczono charakterystykę emisji gazów wylotowych z dużego,

średnioobrotowego silnika o zapłonie samoczynnym, o budowie zbliżonej do stosowanej w okrętownictwie. Zgodnie z prezentowanymi wynikami wzrost obciążenia silnika przy pracy ze stałą prędkością obrotową skutkuje obniżeniem emisji NOx. Trend ten jest odwrotny do charakterystyki emisji, prezentowanej dla silnika o stosunkowo małych gabarytach [3]. Należy przy tym zwrócić uwagę, że w obu wymienionych przypadkach obniżanie prędkości obrotowej silnika powodowało wzrost emisji NOx [4], [5].

Celem pracy jest budowa modelu procesu spalania w 4-suwowym turbodoładowanym silniku okrętowym o wtrysku bezpośrednim i zapłonie samoczynnym do wyznaczenia udziałów NOx w gazach wylotowych.

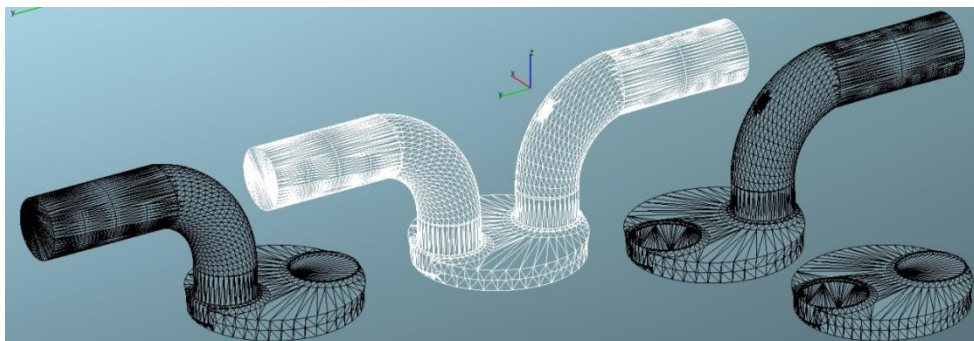
2. MODEL PROCESU SPALANIA W CYLINDRACH SILNIKA

Jednym ze sposobów ograniczenia kosztów prac badawczych, rozwojowych i eksploatacyjnych jest zastosowanie komputerowej mechaniki płynów (*ang. Computational Fluid Dynamic – CFD*), która może być efektywnym narzędziem, służącym do analizy i weryfikacji zjawisk zachodzących w przestrzeni cylindrowej silnika i jego innych elementach konstrukcyjnych. Należy przy tym pamiętać, że proces uzyskania energii mechanicznej ze spalania paliwa w silniku tłokowym jest złożony. Symulowanie tego procesu wymaga opracowania modeli cząstkowych w tym modelu wtrysku paliwa, rozpadu jego strugi w cylindrze silnika, turbulentnego mieszania z powietrzem, parowania, samozapłonu i spalania. Należy przy tym uwzględnić zmienny rozkład ciśnień, temperatury i prędkości mieszaniny palnej, wymuszony wymianą ciepła z elementami konstrukcyjnymi silnika, ruchem tłoka i zaworów cylindrowych oraz samymi zjawiskami procesu spalania. Z tego powodu modele cząstkowe składające się na model całego procesu są stale doskonalone. Najnowsze wersje stosowanych modeli z dużą dokładnością oddają charakterystykę procesów wtrysku i spalania paliwa [9]. Z tego powodu obecnie każda konstrukcja silnika o zapłonie samoczynnym jest optymalizowana przy użyciu komputerowych metod symulacyjnych.

Analiza wpływu zmian konstrukcyjnych silnika lub zmian organizacji procesu roboczego na parametry procesu spalania wymaga zastosowania modeli wielowymiarowych i wielostrefowych [10]. Należy jednak pamiętać, że zastosowanie modeli zjawisk zachodzących w przestrzeni cylindrowej silnika wymaga każdorazowej walidacji do konkretnej postaci konstrukcyjnej silnika.

2.1 PRZYGOTOWANIE SIATKI PRZESTRZENNEJ CYLINDRA OBIEKTU BADAWCZEGO

Budowa ruchomej siatki przestrzennej przestrzeni cylindrowej silnika wymaga kompromisowego rozwiązania ze względu na dokładność odwzorowania zjawisk, zachodzących w cylindrze silnika i czasu obliczeń. Wzrost wielkości zastosowanych objętości skończonych w siatce przestrzennej sprzyja zmniejszeniu wymaganej mocy obliczeniowej, ale powoduje również zmniejszenie dokładności modelowania zjawisk. Problem ten jest szczególnie istotny w przypadku modelowania procesów spalania w relatywnie dużych silnikach okrętowych. Realizacja celu pracy wymaga uzyskania dokładnych wymiarów konstrukcji przestrzeni cylindrowej obiektu badawczego, a także uzyskania danych, dotyczących rozrządu zaworów cylindrowych, charakterystyki wtrysku paliwa a także funkcji ruchu tłoka w cylindrze.



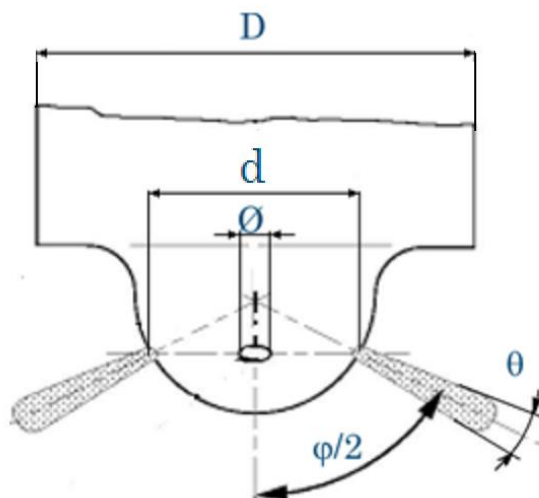
Rys.1. Model powłokowy siatki przestrzennej [11]

Na potrzeby prezentowanego modelu zbudowano przestrzenną siatkę ruchomą, której model powłokowy został zaprezentowany na Rys.1. Siatka została zbudowana dla pełnego cyklu pracy silnika. Została ona wykonana w module „Fame Engine Plus” programu AVL Fire. Dla uzyskania siatki ruchomej przygotowano siatki geometryczne dla każdego suwu pracy silnika. Są to modele geometryczne CAD odpowiadające suwom pracy silnika wydechu, wymiany ładunku, ssania oraz sprężania wraz ze spalaniem. Podejście takie pozwala na ograniczenie wymaganej mocy obliczeniowej komputera do obliczania zjawisk w kanałach dolotowym i wylotowym podczas suwów pracy silnika, w których wspomniane przestrzenie są odcięte zaworami od przestrzeni cylindrowej. Pełny opis budowy siatki został zaprezentowany w pracy [11].

Ruch tłoka został wyznaczony na podstawie geometrii układu korbowo tłokowego, natomiast charakterystyka ruchu zaworów na podstawie analizy wymiarów geometrycznych i kształtu układu kinematycznego, składającego się z krzywki, rolki, popychacza i konika zaworu cylindrowego.

2.2 Model dostarczania paliwa do cylindra

Układ dostarczania paliwa do cylindra silnika o wtrysku bezpośrednim ma za zadanie przygotowanie ilościowe i jakościowe mieszanki paliwej w czasie, odpowiadającym obrotowi wału korbowego silnika o kąt kilkunastu – kilkudziesięciu stopni. W tym czasie paliwo jest dostarczane do cylindra w określonej charakterystyce ilościowej za pomocą wtryskiwacza. Jednocześnie wraz z wtryskiem paliwa zachodzi jego rozpylanie w przestrzeni cylindrowej, parowanie oraz mieszanie z powietrzem.



Rys.2. Schemat geometrii zastosowanych wtryskiwaczy paliwa[12]

Efekt końcowym tych złożonych procesów jest samozapłon paliwa, który powinien zaistnieć w ściśle określonej chwili pracy silnika. Prawidłowy dobór modelu wtrysku, rozpylenia i parowania paliwa wraz z walidacją uzyskanych wyników obliczeń jest warunkiem sukcesu w modelowaniu procesów spalania w cylindrze silnika o zapłonie samoczynnym.

Model dostarczania paliwa do cylindra wymaga określenia parametrów wtrysku paliwa, które w istotny sposób wpływają na proces spalania a w konsekwencji na skład gazów wylotowych. Wspomniane parametry wtryskiwanego paliwa to:

- kształt strugi,
- charakterystyka ilościowa,
- temperatura,
- wybór modelu rozpylenia i parowania.

Kształt strugi wtryskiwanego paliwa może mieć istotny wpływ na skład gazów wylotowych. W celu zebrania wspomnianych danych dokonano eksperymentu, który polegał na pomiarach wtrysku paliwa w warunkach ciśnienia atmosferycznego. Na Rys.2 zilustrowano schemat końcówki wtryskiwacza paliwa. Wtryskiwacz ten ma średnicę końcówki $D=31\text{mm}$ oraz średnicę położenia otworków wtryskiwacza $d=7\text{mm}$. Celem pomiarów było określenie kąta stożka wtrysku oraz kąta strugi paliwa wydobywającego się z wtryskiwacza. Kąt stożka wtrysku został na Rys.2 oznaczony symbolem „ φ ” i wynosił 144° , natomiast kąt strugi paliwa symbolem „ θ ” i wynosił 6° . Z analizy błędów pomiarów wynika, że kąt stożka wtrysku paliwa „ φ ” został określony z dokładnością równą $\pm 2^\circ$ a kąt rozwarcia strugi wtryskiwanego paliwa „ θ ” z dokładnością równą $\pm 0,46^\circ$. Przebieg pomiarów bezpośrednich został zaprezentowany w pracy [12].

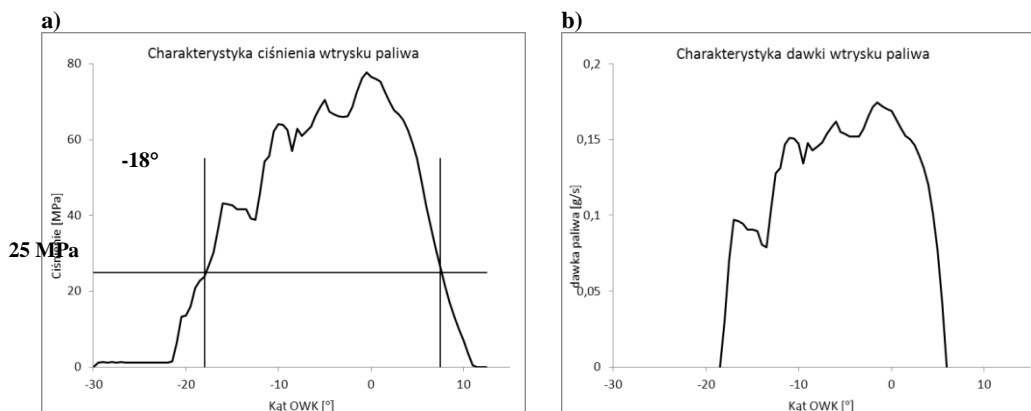
Należy przy tym pamiętać, że wartość kąta „ φ ” uwarunkowana jest stosunkiem gęstości paliwa do gęstości ośrodka, do którego paliwo jest wtryskiwane, a geometria strugi paliwa zależy również od kształtu [14] i położenia otworków wtryskiwacza [15], kształtu krawędzi otworków oraz własności paliwa [16], ruchu mas w ośrodku, [17] i przebiegu procesu parowania paliwa, [18]. Należy jednak zaznaczyć, że kąt wtrysku „ φ ” nie ulega znacznym zmianom wraz z przebiegiem wtrysku.

Charakterystyka ilościowa wtrysku paliwa do cylindrów ma istotny wpływ na przebieg procesu spalania i skład gazów wylotowych. Zaprezentowane pomiary pozwalają na określenie kształtu strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra. Wspomniany kształt obok charakterystyki ilościowej dostarczania paliwa do cylindra jest jednym z najważniejszych parametrów, wpływających na przebieg procesu spalania. Z tego powodu konieczne jest określenie i zaimplementowanie do modelu następujących parametrów procesu wtrysku paliwa:

- początku wtrysku paliwa,
- czasu wtrysku paliwa,
- charakterystyki wtrysku paliwa,
- temperatury wtryskiwanego paliwa.

W klasycznej konstrukcji aparatury paliwowej silnika o zapłonie samoczynnym początek wtrysku paliwa do cylindrów jest stały i zależy od kąтового położenia wału rozrządu. Koniec wtrysku jest determinowany położeniem listwy paliwowej, powodującej obrót tłoczków pomp wtryskowych typu Boscha. Nie ulega wątpliwości, że określenie początku wtrysku paliwa do cylindra jest niezbędne do prawidłowego modelowania procesu spalania. W celu określenia kąтового położenia wału korbowego obiektu badawczego, dla którego następuje początek wtrysku paliwa do cylindra przeprowadzono prosty

eksperyment, polegający na instalacji pionowej rurki szklanej na króciec tłoczny pompy wtryskowej. Średnica rurki wynosiła około 7 mm a sama rurka została wypełniona paliwem. Po takich przygotowaniach dokonano ręcznego obrotu wału korbowego silnika. Kątowe położenie wału korbowego dla początku wtrysku paliwa zostało odczytane dla chwili, w której rozpoczął się wzrost poziomu paliwa w rurce szklanej. Odczytu dokonano z dokładnością 0,5°OWK, zgodnie z cechami naniesionymi na koło zamachowe obiektu badawczego. W wyniku dokonanych obserwacji ustalono kąt początku wtrysku paliwa do cylindrów obiektu badawczego równy 18° przed górnym martwym położeniem tłoka.



Rys.3. Metoda wyznaczania masowej charakterystyki wtrysku paliwa: a) przykładowa charakterystyka ciśnienia wtrysku paliwa, b) uzyskana masowa charakterystyka wtrysku paliwa

Czas oraz charakterystyka wtrysku paliwa do cylindrów obiektu badawczego zostały obliczone na podstawie analizy charakterystyki ciśnienia paliwa, zmierzonej na przewodach paliwowych przed wtryskiwaczami obiektu badawczego. Na Rys.3a zaprezentowano przykładową charakterystykę ciśnienia wtrysku paliwa, zarejestrowaną podczas pracy obiektu badawczego uznanego za sprawny z obciążeniem równym 250kW. Na przedstawionej charakterystyce wyznaczono linię poziomą, określającą ciśnienie otwarcia wtryskiwacza. Założono więc, że charakterystyka ciśnienia paliwa znajdująca się powyżej linii poziomej jest proporcjonalna do charakterystyki wtrysku paliwa. Należy pamiętać, że założenie to jest słuszne w przypadku pominięcia bezwładności elementów ruchomych wtryskiwacza oraz zwłoki wtrysku paliwa, wynikającej z długości i kształtu przewodu hydraulicznego między czujnikiem pomiarowym a wtryskiwaczem. Istotny jest tu fakt, że ciśnienie otwarcia wtryskiwacza, podczas pomiarów eksperymentalnych nie przekraczało 35MPa. Z tego powodu przyjęto, że wpływ zjawisk falowych w paliwie przepływającym przez wysokociśnieniowy przewód paliwowy jest pomijalnie mały dla charakterystyki ilościowej wtryskiwanego do cylindra paliwa.

Masa wtryskiwanego paliwa, przypadająca na jedną dawkę paliwa w cylindrze została obliczona na podstawie pomiaru zużycia paliwa, natomiast charakterystyka wtrysku paliwa została wyznaczona na podstawie charakterystyki ciśnienia wtrysku, wyznaczonej zgodnie z Rys.3a. Przyjęto przy tym, że zgodnie z równaniem Bernoulliego, strumień masy wtryskiwanego do cylindra paliwa jest proporcjonalny do pierwiastka z różnicy ciśnień paliwa i środka.

Wyniki obliczeń przykładowej charakterystyki dawki paliwa, wyznaczonej dla obiektu badawczego uznanego za sprawny i pracującego z obciążeniem równym 250kW zostały zaprezentowane na Rys.3b.

W rozpatrywanym obiekcie badawczym wtryskiwacze paliwa są chłodzone wodą, pochodzącą z wysokotemperaturowego obiegu chłodzenia. Z tego powodu temperaturę paliwa wtryskiwanego do cylindra przyjęto równą temperaturze wody chłodzącej, zmierzonej za silnikiem.

W prezentowanej pracy zastosowano model rozpylania paliwa WAVE.

W modelu tym początkowa średnica kropli paliwa wtryskiwanego do cylindra równa jest średnicy otworka wtryskiwacza. Na powierzchnię kropli zaczynają oddziaływać siły, pochodzące od otoczenia i powierzchni otworka wtryskiwacza, które powodują zaburzenie powierzchni kropli. W wyniku tego stanu rzeczy, kropla paliwa rozpada się na mniejsze. Promień wynikowy kropli jest określony w modelu WAVE poprzez iloczyn długości fali oddziaływań i stałej C_1 , której wartość została ustalona przez autorów modelu na 0,61. Czas rozpadu kropli jest również funkcją długości fali oraz wartości promienia początkowego kropli, współczynnika wzrostu fali i stałej wartości C_2 [19] wyznaczonej przez autora modelu na drodze badań doświadczalnych. Długość fali i współczynnik wzrostu fali zostały określone zależnością funkcyjną, w oparciu o temperaturę paliwa, promień początkowy kropli, gęstość gazu i wartości liczb podobieństwa Webera i Reynoldsa.

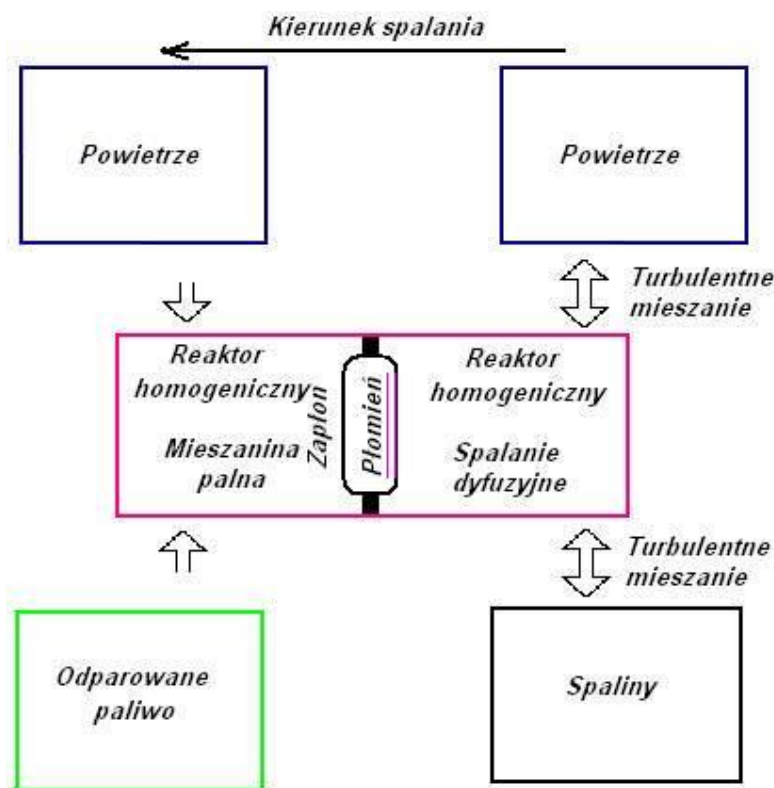
W prezentowanej pracy zastosowano modyfikację Wakisaka modelu WAVE. Wakisaka zauważył, że wartości wspomnianych współczynników C_1 i C_2 uzależnione są od panującego ciśnienia w cylindrze silnika. Z tego powodu wartości obu współczynników ulegały zmianom wraz ze zmianami ciśnienia w cylindrze silnika.

Parametry termodynamiczne ładunku w cylindrze silnika powodują parowanie paliwa, które odbywa się równocześnie z jego rozpylaniem. W prezentowanej pracy zastosowano model parowania paliwa Dukowicza. Model ten opiera się na standardowych równaniach przepływu masy i energii. Definiuje on strumień par paliwa z wtryskiwanych kropli w oparciu o współczynniki przewodzenia ciepła i dyfuzji masy parującego paliwa do otaczającego kroplę powietrza. Model Dukowicza opisuje wspomniane zjawiska przy założeniu kulistego kształtu kropli oraz nieściśliwego otoczenia. Przyjęta jest w nim stała temperatura i warunki przejmowania ciepła na powierzchni kropli.

2.3 Model spalania

Matematyczny opis wtrysku, rozpylania i parowania paliwa pozwala na modelowanie procesu spalania w przestrzeni cylindrowej silnika. W literaturze przedmiotu opisane jest wiele modeli tych procesów, jednak w ostatnich 10 latach najbardziej rozpowszechnione modele opierają się na modelach koherentnych (*ang. Coherent Flame Models - CFM*). Modele te opisują proces spalania przy założeniu, że skala przebiegu reakcji chemicznych jest wielokrotnie mniejsza od zjawisk, związanych z turbulentnym przepływem mas mieszaniny gazów w cylindrze silnika. Założenie to pozwala na oddzielny opis obu wspomnianych zjawisk. W związku z tym w modelach CFM zakłada się, że reakcje chemiczne zachodzą tylko w stosunkowo cienkiej warstwie płomienia, którego kształt i położenie w przestrzeni cylindrowej zależą od turbulentnego rozprzestrzeniania się mas mieszaniny gazów. Prezentowane podejście zostało wykorzystane przez Colina i Benkenida. Zmodyfikowany przez wspomnianych autorów model, nazwany Tree Zone Extended Coherent Flame Model (3Z-ECFM), pozwala na uzyskanie poprawnych wyników modelowania procesu spalania również dla silników z zapłonem samoczynnym.

Model 3Z-ECFM zakłada, że zapłon i spalanie przebiegają w pewnej objętości, która zawiera homogeniczną mieszaninę paliwa i powietrza. Proporcje mieszaniny ustalane są na podstawie wyników obliczeń, opartych o równania turbulentnego mieszania odparowanego paliwa z powietrzem oraz powstałej mieszaniny z powietrzem i produktami procesu spalania. Schemat modelu 3Z-ECFM został zaprezentowany na Rys.4. Samozapłon mieszaniny następuje po czasie, określonym zwłoką samozapłonu. Wspomniana zwłoka samozapłonu jest określona przez temperaturę rozpatrywanej objętości skończonej, gęstość mieszaniny palnej oraz stężenie molowe tlenu i paliwa dla objętości skończonych ruchomej siatki przestrzennej, obejmującej warstwę palną [20]. Rozprzestrzenianie się płomienia w przestrzeni cylindrowej opisane jest modelem 3Z-ECFM, przy czym obszary przestrzeni cylindrowej objęte płomieniem są definiowane modelem emisji, opartym o reakcje utleniania paliwa.



Rys.4.Schemat spalania w modelu 3Z-ECFM

W rozważanym modelu zastosowano opis Eulera. W uproszczeniu polega on na tym, że w opisie matematycznym układ współrzędnych przypisany jest do przestrzeni cylindrowej. Paliwo parujące zgodnie z modelem Dukowicza miesza się z powietrzem w przestrzeni cylindrowej. Ilość i skład mieszaniny w każdej objętości skończonej ruchomej siatki przestrzennej są obliczane na podstawie uśrednionych równań Naviera-Stokesa i ciągłości przepływu. Do uśrednienia przepływu turbulentnego w objętościach skończonych zastosowano model k-zeta-f, zaproponowany przez Hanjalic'a, Popovac'a i Hadziabdic'a w 2004 roku. Posłużono się przy tym iteracyjnym algorytmem obliczeniowym SIMPLE (*ang. Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations*) do korekcji ciśnień w objętościach skończonych. Dokonano przy tym doboru współczynników podrelaksacji (*ang. under relaxation factors*) dla każdego z rozpatrywanych równań bilansowych i każdego położenia wału korbowego. Dobór wspomnianych współczynników pozwolił na uzyskanie poprawnych wyników w nie więcej niż 100 iteracji dla każdego równania, przy założonej dokładności obliczeń na poziomie 1%. Do obliczeń wartości parametrów z równań bilansowych zastosowano metody rozwiązywania równań hiperbolicznych pierwszego rzędu w postaci schematu różnicowego „upwind” do obliczania bilansów energii i przepływów turbulentnych oraz schematu różnicowego centralnego do obliczania równań ciągłości przepływu. Zdefiniowano również zmienny krok obliczeń. Podczas

suwu sprężania krok obliczeń był równy 1° kąтового położenia wału korbowego. Krok ten ulegał zmniejszeniu do wartości $0,02^\circ$ położenia wału korbowego w chwili rozpylania paliwa, zapłonu i początku otwarcia zaworu wylotowego. Średnia liczba kroków obliczeń wynosiła około 2830 dla pełnego obrotu wału korbowego.

2.4 Model emisji

Jak już wcześniej wspomniano, w modelu 3Z-ECFM reakcje chemiczne procesu spalania zachodzą w stosunkowo niewielkiej objętości przestrzeni cylindrowej na mieszaninie homogenicznej paliwa i powietrza. Do modelowania przyjęto zastępczy skład paliwa w postaci mieszaniny węglowodorów o stosunku molowym węgla do wodoru $C_{13}H_{23}$. Zastosowano również równania stechiometryczne do wyznaczenia stężeń molowych związków chemicznych, biorących udział w mechanizmach powstawania NOx.

W prezentowanym modelu zastosowano łącznie termiczny mechanizm Zeldowicza oraz mechanizm szybkich tlenków azotu Fenimore'a. Pozostałe mechanizmy powstawania NOx w tym mechanizm powstawania NOx z azotu, będącego składnikiem paliwa zostały pominięte. Należy zaznaczyć, że zastosowane w badaniach paliwo w postaci oleju napędowego ma w swoim składzie znikomą zawartość azotu.

2.5 Wymiana ciepła

W prezentowanym modelu procesu spalania model wymiany ciepła zaimplementowany jest do każdej objętości skończonej, usytuowanej na zewnętrznych powierzchniach ruchomej siatki przestrzennej. Zastosowano przy tym warunki brzegowe trzeciego rodzaju, w postaci określenia natężenia przepływu ciepła przez elementy konstrukcyjne cylindra silnika do układu chłodzenia dzięki promieniowaniu i przewodzeniu ciepła. Przyjęto przy tym stałe wartości współczynnika przejmowania ciepła, oporu termicznego i emisyjności.

2.6 Warunki początkowe i brzegowe

Warunki początkowe zostały wyznaczone na podstawie badań laboratoryjnych. Są to w szczególności:

- ciśnienie i temperatura powietrza doładowującego,
 - ciśnienie i temperatura kanału wylotowego,
 - temperatura paliwa we wtryskiwaczu, przyjęta jako temperatura wody chłodzącej zmierzonej za silnikiem,
- Ustalono również warunki brzegowe dla powierzchni wszystkich elementów konstrukcyjnych cylindra silnika. Są to pola powierzchni:
- gniazda zaworu, zaworu i kanału wylotowego o temperaturze równej temperaturze gazów wylotowych,
 - gniazda zaworu, zaworu i kanału dolotowego o temperaturze równej temperaturze powietrza doładowującego,
 - tłoka, głowicy, tulei cylindrowej i pierścieni tłokowych, będące warunkami brzegowymi trzeciego rodzaju.
- Warunki początkowe i warunki brzegowe posłużyły do obliczenia rozkładu prędkości mas powietrza po chwili zamknięcia zaworu dolotowego w całej objętości przestrzeni cylindrowej.

3. DANE WEJŚCIOWE DO MODELU

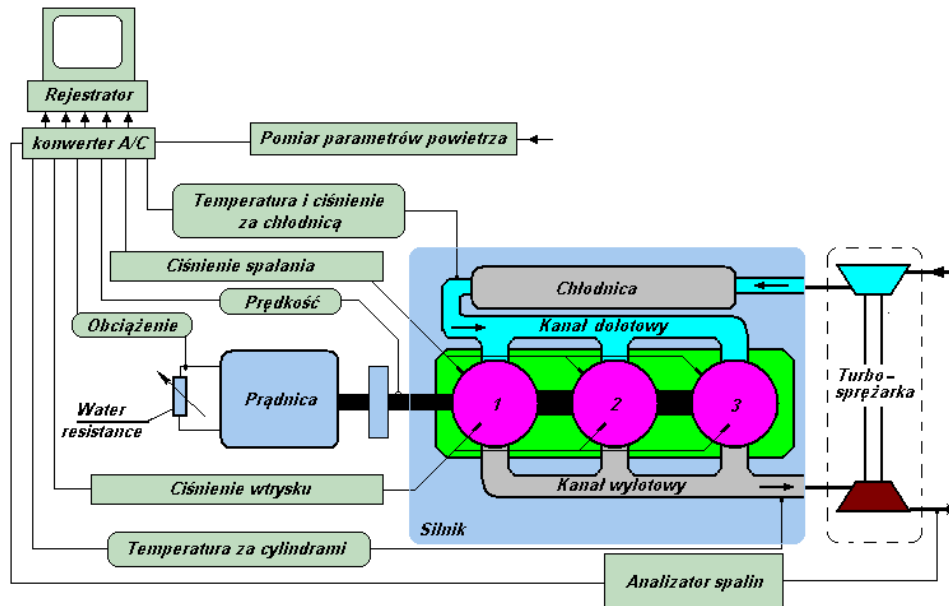
Dane wejściowe do modelu zostały zebrane podczas badań laboratoryjnych na 3 cylindrowym, czterosurowym silniku o zapłonie samoczynnym i wtrysku bezpośrednim typu AL25/30 firmy Cegielski-Sulzer, zainstalowanym w Laboratorium Silników Okrętowych Akademii Morskiej w Gdyni. Schemat stanowiska badawczego został zaprezentowany na Rys.5 a podstawowe parametry silnika w Tab.1.

Tabela 1. Parametry silnika laboratoryjnego AL25/30

Parametr	Wielkość	Jednostka
Moc maksymalna	250	kW
Prędkość obrotowa	750	rpm
Liczba cylindrów	3	–
Średnica cylindrów	250	mm
Skok tłoka	300	mm
Stopień sprężania	12,7	–
Wtryskiwacz		
Liczba otworków	9	–
Średnica otworków	0,325	mm
Ciśnienie otwarcia	25	MPa

Podczas badań wspomniany silnik był obciążany za pomocą prądnicy, połączonej elektrycznie z rezystorem wodnym. Silnik był doładowany pulsacyjnie turbosprężarką VTR 160 Brown-Boveri z zastosowaniem chłodnicy powietrza doładowującego. Podczas pomiarów silnik był zasilany olejem napędowym o znanej specyfikacji i pracował ze stałą prędkością obrotową równą 750obr/min. Aparatura paliwowa silnika składała się z mechanicznie sterowanych pomp typu Bosch'a, połączonych z wtryskiwaczami typu wielootworkowego. Prezentowana postać konstrukcyjna silnika jest powszechnie stosowana na statkach jako napęd generatorów prądowców lub napęd główny statku, współpracujący ze śrubą nastawną [7]. Podczas badań mierzone było 56 parametrów stanowiska laboratoryjnego w tym prędkość obrotowa i obciążenie silnika, parametry turbosprężarki, układu chłodzenia, smarowania i wymiany ładunku oraz parametry układu

paliwowego. Podczas badań dokonywano również analizy gazów wylotowych za pomocą analizatora elektrochemicznego TESTO 350XL z czujnikiem podczerwieni do pomiaru udziałów CO_2 w gazach wylotowych. Wszystkie wspomniane parametry były mierzone z czasem próbkowania równym 1 sekundzie.

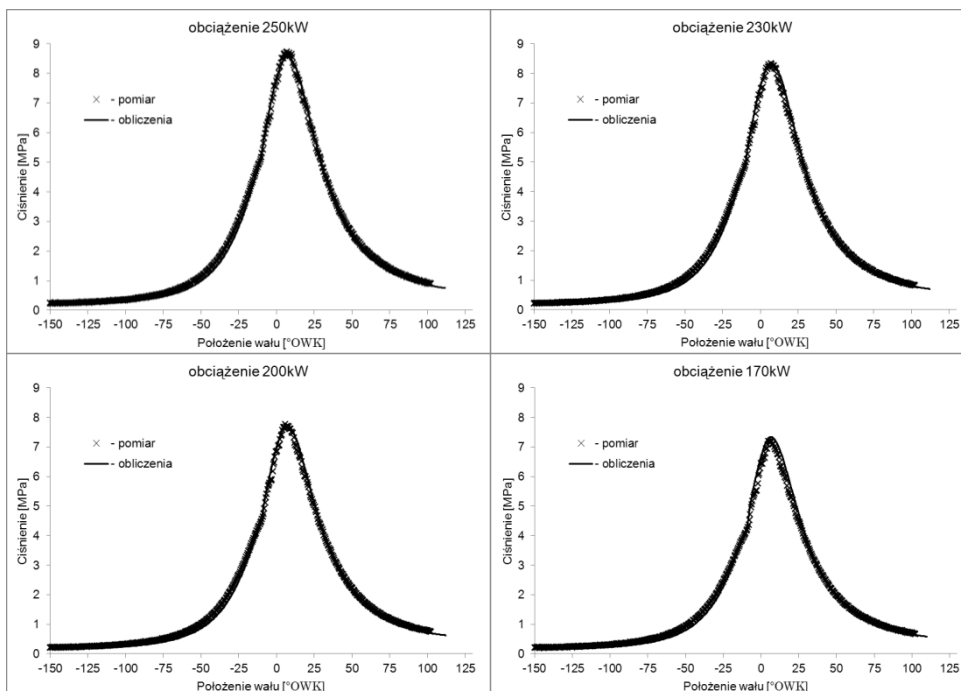


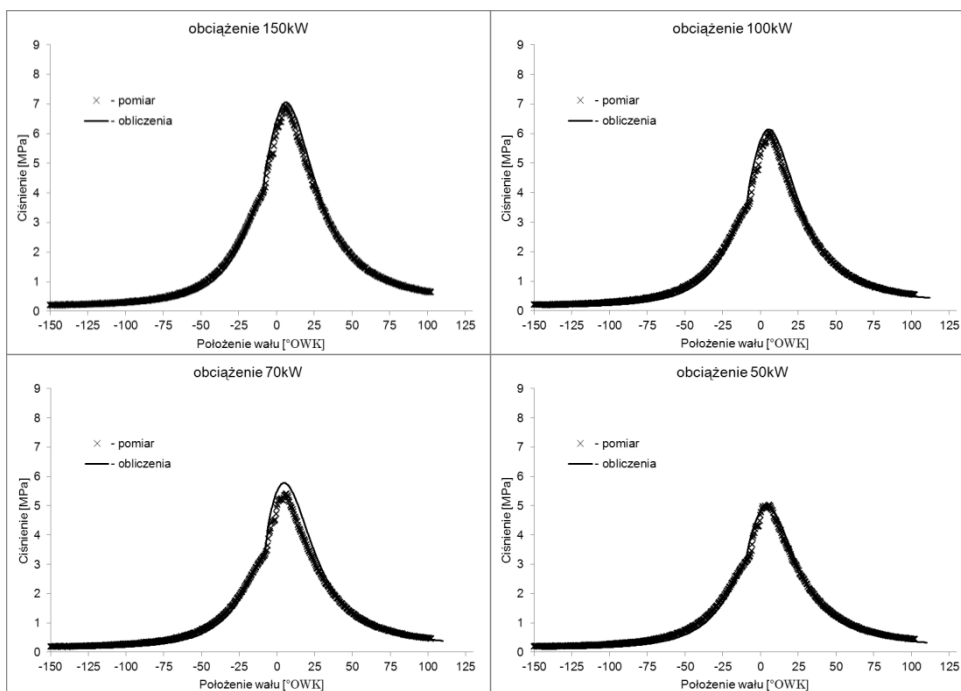
Rys.5. Schemat stanowiska pomiarowego

Podczas pomiarów dokonywano również rejestracji ciśnienia spalania w cylindrach silnika oraz ciśnienia paliwa w przewodach paliwowych przed wtryskiwaczami z rozdzielczością równą 0,5 stopnia obrotu wału korbowego. Mierzono również zużycie paliwa metodą objętościową.

Przebieg badań eksperymentalnych został zaprezentowany między innymi w pracy [8] i [21].

4. WALIDACJA WYNIKÓW MODELOWANIA





Rys.6 Obliczone i zmierzone ciśnienie spalania w cylindrach silnika A125/30

Analiza i wnioskowanie na podstawie wyników modelowania jest możliwa tylko w przypadku pozytywnej walidacji uzyskanych wyników. W związku z postawionym celem modelowania oraz dostępnymi wynikami pomiarów laboratoryjnych dokonano walidacji wyników modelowania na podstawie następujących parametrów:

- charakterystyki ciśnienia spalania,
- udziału NO_x i O_2 w gazach wylotowych.

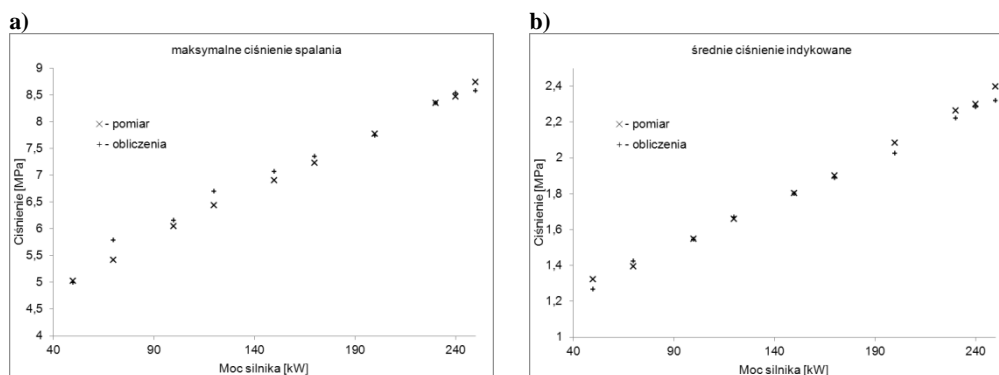
Charakterystyka ciśnienia spalania została zmierzona za pomocą czujników ciśnienia zainstalowanych na kurkach indykatorowych cylindrów obiektu badawczego.

Uzyskane wartości ciśnienia były rejestrowane z częstotliwością próbkowania równą 720 pomiarów na jeden obrót wału korbowego.

Mając na uwadze możliwe błędy pomiaru [6], należy pamiętać, że uzyskane wartości ciśnienia są wartościami średnimi dla całej objętości cylindra. Z tego powodu do weryfikacji wyników obliczeń wykorzystano średnie wartości ciśnień w całej objętości siatki przestrzennej, odwzorowującej przestrzeń cylindrową silnika. Porównywano również obliczony skład gazów wylotowych silnika z wartościami zmierzonymi podczas prezentowanych badań laboratoryjnych. Podobnie jak w przypadku ciśnienia spalania, wzięto pod uwagę średnią wartość udziałów masowych składników gazowych z całej objętości kanału wylotowego w chwili otwarcia zaworu gazów wylotowych.

Podczas prezentowanych badań nie dokonano porównania parametrów termodynamicznych gazów wylotowych i powietrza doładowującego.

Przyczyną tego stanu rzeczy jest wykorzystanie wspomnianych parametrów jako parametrów początkowych i brzegowych modelu. Na Rys.6 zilustrowano charakterystyki ciśnienia spalania w cylindrze obiektu badawczego uznanego za sprawny, uzyskane na drodze modelowania i pomiarów bezpośrednich dla wybranych obciążeń obiektu badawczego. Linia ciągłą zaznaczono wyniki uzyskane na drodze obliczeń. Zgodnie z przedstawionymi wynikami największe rozbieżności między wartościami zmierzonymi i obliczonymi uzyskano dla obciążenia silnika równego 70kW. Błąd ten wyniósł 6,8% w przypadku ciśnienia maksymalnego.



Rys.7.Obliczone i zmierzone: a) maksymalne i b) średnie ciśnienie spalania w cylindrach silnika A125/30

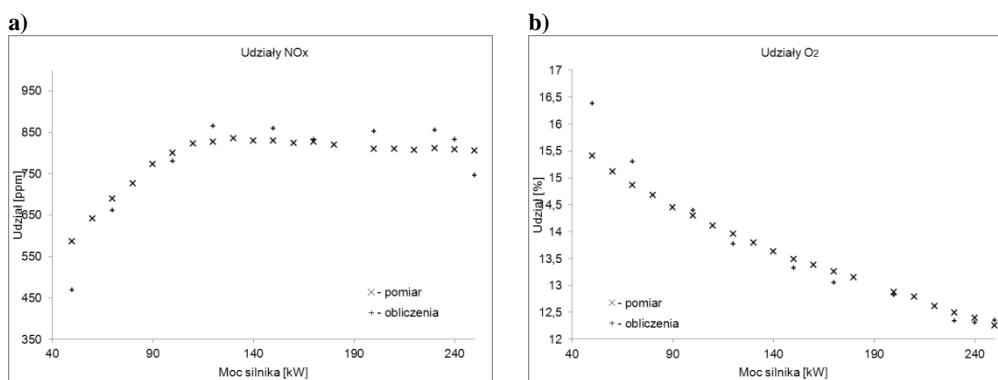
Na Rys.7 zaprezentowano zbiorcze wyniki obliczeń i pomiarów ciśnienia spalania w cylindrach silnika, uznanego za sprawny. Dokonano porównania średniego ciśnienia indykowanego oraz maksymalnego ciśnienia spalania. Zgodnie z wzmiankowanymi wynikami, największy błąd dla średniego ciśnienia indykowanego uzyskano dla obciążenia obiektu badawczego równego 50kW. Dla wspomnianego obciążenia, uznanego podczas badań laboratoryjnych jako obciążenie minimalne, błąd obliczeń średniego ciśnienia indykowanego wynosił 4,3%.

Średni błąd wartości obliczonych w stosunku do wartości zmierzonych dla całego rozpatrywanego zakresu obciążeń obiektu badawczego wynosił odpowiednio 1,42% dla maksymalnego ciśnienia spalania i 1,13% dla średniego ciśnienia indykowanego.

Zgodnie z wynikami pomiarów przeprowadzonych na tym samym obiekcie badawczym, prezentowanymi w [6], błąd pomiaru maksymalnego ciśnienia spalania, spowodowany przez kanał kurka indykatorowego może wynosić nawet 18% a średniego ciśnienia indykowanego 2%. Mając na uwadze wspomniane dane, można uznać, że uzyskane wyniki obliczeń zilustrowane na Rys.6 i Rys.7 są poprawne.

Dokonano również walidacji uzyskanych wyników obliczeń na podstawie składu emitowanych gazów wylotowych. Na Rys.8 zaprezentowane zostały wyniki obliczeń i pomiarów udziałów NO_x i O₂ w gazach wylotowych obiektu badawczego uznanego za sprawny.

Zgodnie z przedstawionymi wynikami, średni błąd wartości obliczonych w stosunku do wartości zmierzonych dla całego rozpatrywanego zakresu obciążeń silnika wynosił 1,2% dla udziałów NO_x w gazach wylotowych i 0,4% dla udziałów O₂. Należy zaznaczyć, że również w tym wypadku największe błędy obliczeń uzyskano dla minimalnego rozpatrywanego obciążenia obiektu badawczego.



Rys.8 Obliczone i zmierzone udziały: a) NO_x i b) O₂ w gazach wylotowych silnika AI25/30

5. PODSUMOWANIE

Celem pracy była budowa wielowymiarowego modelu procesu spalania 4-suwowego silnika okrętowego. W tym celu zbudowano ruchomą siatkę przestrzenną, obejmującą przestrzeń cylindrową oraz kanały dolotowe i wylotowe. Model opiera się na modelach cząstkowych w tym modelu rozpylania paliwa WAVE, parowania paliwa Dukowicza i modelu spalania 3Z-CFM. Warunki początkowe i brzegowe oraz dane, niezbędne do walidacji wyników obliczeń zostały pozyskane poprzez bezpośrednie pomiary na obiekcie badawczym. W wyniku przeprowadzonych prac udało się stworzyć model odwzorowujący udziały NO_x i O₂ w gazach wylotowych.

Prezentowane wyniki walidacji pozwalają na zastosowanie zbudowanego modelu do poszukiwania relacji między parametrami procesu spalania w czterosuwowym silniku okrętowym a składem gazów wylotowych. Model ten umożliwia obliczenie udziałów NO_x i O₂ z dokładnością umożliwiającą analizę ilościową. Zgodnie z przedstawionymi wynikami, średni błąd wartości obliczonych w stosunku do wartości zmierzonych dla całego rozpatrywanego zakresu obciążeń silnika wynosił 1,2% dla udziałów NO_x w gazach wylotowych i 0,4% dla udziałów O₂.

PODZIĘKOWANIA:

Praca została sfinansowana przez Narodowe Centrum Nauki na podstawie decyzji Nr DEC-2011/01/D/ST8/07142 oraz była wspierana przez firmę AVL, producenta oprogramowania Fire i Boost, zgodnie z programem partnerskim „University Partnership”.

LITERATURA:

1. Carlton J. “Marine Propellers and Propulsion Third Ed.” New York: Elsevier Ltd., 2012,
2. Sarvi A., Fogelholm C.J., Zevenhoven R. “Emissions from large-scale medium-speed diesel engines: 1. Influence of engine operation mode and turbocharger” Fuel processing technology (2008) 89, 510-519,
3. Agarwal D., Singh S. K., Agarwal A. K. “Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on performance, emissions, deposits and durability of a constant speed compression ignition engine” Applied Energy (2011) 88, 2900-2907,
4. Sarvi A., Fogelholm C.J., Zevenhoven R. “Emissions from large-scale medium-speed diesel engines: 2. Influence of fuel type and operating mode” Fuel processing technology (2008) 89, 520-527,
5. Sarvi A., Zevenhoven R. “Large-scale diesel engine emission control parameters” Energy (2010) 35, 1139-1145,

6. Pawletko R., Polanowski S. “Influence of gas channels of medium speed marine engines on the accuracy of determination of diagnostic parameters based on the indicator diagrams” *Journal of Polish CIMAC* 7 (2012) 2, 139-146,
7. Praca zbiorowa “The World Merchant Fleet in 2013, Statistics from Equasis” Lisbon: Portugal, 2014,
8. Kowalski J. “An experimental study of emission and combustion characteristics of marine diesel engine with fuel pump malfunctions.” *Appl Therm Eng.* 65 (2014) 1-2, 469-479,
9. Priesching P., Ramusch G., Ruetz J., Tatschl R.. “3D-CFD Modeling of Conventional and Alternative Diesel Combustion and Pollutant Formation – A Validation Study.” *SAE Technical Paper.* 2007-01-1907,
10. Sahin Z., Durgun O. “Multi-zone combustion modeling for the prediction of diesel engine cycles and engine performance parameters.” *Applied Thermal Engineering.* (2008) 28, 2245-2256,
11. Kowalski J., Jaworski P. “3D mesh model for RANS numerical research on marine 4-stroke engine” *Journal of Polish CIMAC.* 9 (2014) 1, 87-94,
12. Kowalski J. „Analiza parametrów rozpylania i parowania paliwa z wtryskiwacza 4-suwowego silnika okrętowego” *Zeszyty Naukowe AM.* (2014) 83, 98-109,
13. Soid S.N., Zainal Z.A. “Spray and combustion characterization for internal combustion engines using optical measuring techniques – A review” *Energy* 36 (2011) 2, 724-741,
14. Brusiani F., Falfari S., Pelloni P. “Influence of the Diesel Injector Hole Geometry on the Flow Conditions Emerging from the Nozzle” *Energy Procedia* (2014) 45, 749-758,
15. Park S.W., Reitz R.D. “A gas jet superposition model for CFD modeling of group-hole nozzle sprays” *Int J Heat Fluid Flow* 30 (2009) 6, 1193-1201,
16. Samimi Abianeh O., Chen C.P. “A discrete multicomponent fuel evaporation model with liquid turbulence effects” *Int J Heat Mass Transf.* 55 (2012) 23-24, 6897-6907,
17. Moon S., Bae C., Choi J., Abo-Serie E. “The influence of airflow on fuel spray characteristics from a slit injector” *Fuel* 86 (2007) 3, 400-409,
18. Pastor J., Javierlopez J., Garcia J. “A 1D model for the description of mixing-controlled inert diesel sprays” *Fuel* 87 (2008) 13-14, 2871-2885,
19. Fushui L., Lei Z., Baigang S., Zhijie L., Schock H.J. “Validation and modification of WAVE spray model for diesel combustion simulation” *Fuel* 87 (2008) 15-16, 3420-3427,
20. “AVL fire Combustion Module manual” Austria Gratz: AVL List GmbH, 2009,
21. Kowalski J. “Concept of the multidimensional diagnostic tool based on exhaust gas composition for marine engines” *Applied Energy* (2015) 150, 1-8.