Journal of Polish CIMEEAC
Faculty of Ocean Engineering & Ship Technology
GDAŃSK UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

ANALIZA PRZEBIEGÓW ZMIAN TEMPERATURY CZYNNIKA ROBOCZEGO W CYLINDRZE ORAZ KANALE SPALIN WYLOTOWYCH SILNIKA O ZS DLA POTRZEB DIAGNOSTYCZNYCH - STAN BADAŃ

Patrycja Puzdrowska

Politechnika Gdańska
Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa
Katedra Siłowni Morskich i Lądowych
80-233 Gdańsk ul. G. Narutowicza 11/12
e-mail: patpuzdr@pg.edu.pl

ABSTRAKT

Charakter przebiegów zmian ciśnienia i temperatury czynnika roboczego w silniku o zapłonie samoczynnym jest istotnym źródłem informacji diagnostycznych. Pozwalają na analizę stanu technicznego zarówno aparatury paliwowej jak i układu cieplno - przepływowego. Dotyczy to zarówno temperatury i ciśnienia gazów w czasie całego cyklu pracy silnika o ZS wewnątrz cylindra, jak i tych samych parametrów dotyczących spalin, rejestrowanych w kanale wylotowym. W niniejszym artykule przedstawiono wymienione powyżej przebiegi, zarówno te o charakterze teoretycznym lub analitycznym, jak i powstałe w rezultacie badań obiektów rzeczywistych. Poddano analizie porównawczej przebiegi teoretyczne i rzeczywiste, w przestrzeni wewnątrzcylindrowej i w kanale spalin wylotowych oraz omówiono przyczyny różnic pomiędzy nimi. Wskazano i omówiono czynniki mające największy wpływ na te różnice. Przeanalizowano przyczyny przesunięcia wartości maksymalnej temperatury względem maksymalnego ciśnienia w obrębie jednego cyklu pracy silnika o ZS.

Słowa kluczowe: silnik o ZS, temperatura i ciśnienie spalin, analiza i synteza.

1. Wstęp

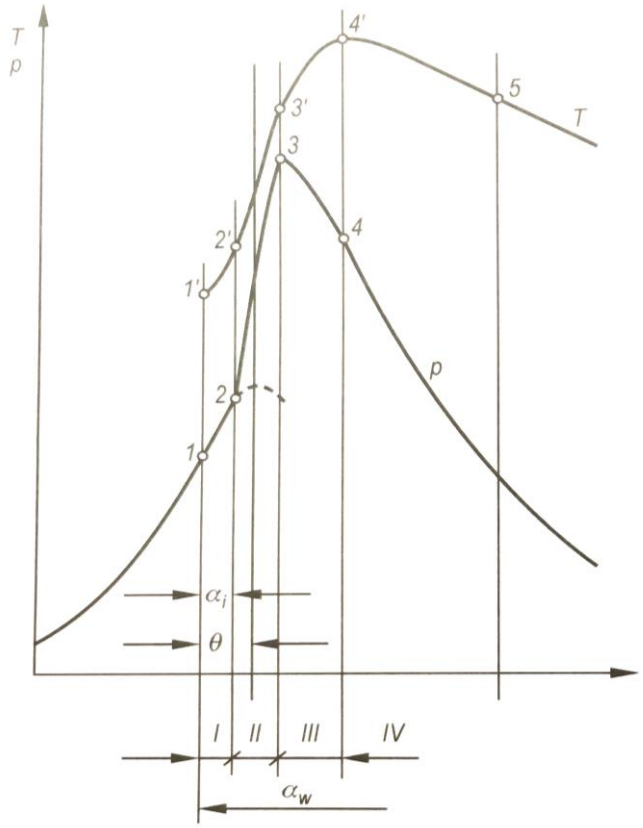
Charakterystyczną cechą procesu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym jest samozapłon paliwa w jego komorze spalania. Podstawą badań przebiegu procesu spalania jest analiza wykresu zmian ciśnienia i temperatury w cylindrze jako funkcji kąta obrotu wału korbowego. Taki wykres przedstawiono na rysunku 1, zaznaczając punkty charakterystyczne, dzielące cały przebieg na cztery okresy. Na przebieg zjawisk zachodzących w poszczególnych okresach spalania ma wpływ wiele czynników. Należą do nich przede wszystkim: przebieg wtrysku paliwa, kształt komory spalania i związane z nim zawirowanie powietrza, a także zmieniający się skład mieszaniny palnej i palących się gazów [Wajand 1980].

Pierwszy okres procesu spalania, nazywany okresem opóźnienia zapłonu, trwa od chwili pojawienia się pierwszych kropel paliwa na rozpylaczu do chwili powstania pierwszych ognisk samozapłonu. Okres ten jest wywołany koniecznością przygotowania paliwa do zapalenia się, poprzez: nagrzanie kropli paliwa do chwili całkowitego lub częściowego odparowania, podgrzanie par paliwa do temperatury samozapłonu, reakcje wstępnego utleniania paliwa, które prowadzą do samozapłonu paliwa.

Drugi okres procesu spalania trwa od wytworzenia się pierwszych ognisk samozapłonu do chwili, gdy paliwo zapala się bezpośrednio przy wylocie z wtryskiwacza. Na wykresie indykatorowym (rys. 1) ten okres charakteryzuje się szybkim wzrostem ciśnienia.

Charakterystyczne dla tego okresu procesu spalania są: rozprzestrzenianie się ognisk samozapłonu w całej przestrzeni komory spalania, stosunkowo wysoka wartość współczynnika nadmiaru powietrza, szybki wzrost nasycenia ładunku powietrza paliwem, a także bardzo intensywny wzrost temperatury gazów w komorze spalania (2'-3').

Trzeci okres procesu spalania zaczyna się, gdy ciśnienie w cylindrze osiągnie swoje maksimum i trwa do chwili zaniku płomienia w komorze spalania, co odpowiada około 25-40% całego czasu przeznaczonego na wytworzenie i spalenie mieszaniny palnej. W tym okresie paliwo zapala się bezpośrednio po opuszczeniu rozpylacza i ma charakter spalania dyfuzyjnego. W pierwszej części tego okresu widoczny jest nieznaczny spadek ciśnienia oraz wzrost temperatury, która przez pewien czas zachowuje stałą wartość. W silnikach szybkoobrotowych temperatura osiąga maksymalną wartość około 20-35°OWK po GMP [Balcerski 1990]. Uważa się, że okres ten trwa od chwili osiągnięcia ciśnienia maksymalnego do chwili wystąpienia najwyższej temperatury gazu w cylindrze.



Rys. 1. Przebieg zmian ciśnienia i temperatury czynnika roboczego w cylindrze silnika o ZS jako funkcji kąta obrotu wału korbowego: 1 - początek wtrysku paliwa, 2 - samozapłon mieszanki paliwowo - powietrznej. 3 - koniec drugiego okresu spalania, 4 - umowny koniec spalania; okresy: I - opóźnienie zapłonu, II - spalanie wybuchowe, III - spalanie dyfuzyjne, IV - ewentualne dopalanie; α_w - kąt wtrysku paliwa, θ - kąt wyprzedzenia wtrysku, α_i - kąt opóźnienia zapłonu [Balcerski 1990]

W niektórych publikacjach można spotkać się z czwartym okresem procesu spalania - dopalaniem paliwa. W miarę przebiegu spalania ilość tlenu w cylindrze maleje, również szybkość spalania maleje, a co za tym idzie, występuje dopalanie przeciągnięte poza punkt 4 okresu rozprężania czynnika roboczego. Dopalanie jest źródłem poważnych strat energii w silniku i z tego względu dąży się do jego eliminacji [Wajand 1980].

Należy zauważyć, że maksymalna temperatura czynnika roboczego w cylindrze (punkt 4' na rys. 1) występuje później niż maksymalne ciśnienie (punkt 3), co wynika m. in. z tego, że okres spalania przeciąga się na suw rozprężania, kiedy to zwiększająca się objętość nad tłokiem

MOST WIEDZY Pobrano z mostwiedzy.pl

powoduje spadek ciśnienia czynnika roboczego, ale komora nadal jest objęta płomieniem i wciąż wydzielane jest ciepło.

2. Analityczne (obliczeniowe) przebiegi zmian ciśnienia i temperatury w cylindrze silnika o ZS

Przebieg procesu spalania kształtuje wykres indykatorowy, określając tym samym wartości parametrów podstawowych silnika takich, jak moc, czy sprawność. Z drugiej strony dane z wykresu indykatorowego można wykorzystać do sprawdzenia prawidłowości przebiegu spalania. Stanowi zatem cenne źródło informacji diagnostycznej o stanie technicznym przestrzeni roboczych i układu zasilania silnika. Wykres indykatorowy silnika o ZS może powstać na dwa sposoby. Pierwszy sposób analizy procesów gazodynamicznych oraz określania przebiegu wywiązywania się ciepła ma charakter diagnostyczny. W tym przypadku podstawę do obliczeń stanowi wykres indykatorowy, uzyskany podczas badań istniejącego silnika spalinowego. Można go także zaprojektować za pomocą modelu obliczeniowego ukształtowanego przez przyjęcie stosownych założeń do modelu. Algorytm obliczeniowy stosowany wówczas jest algorytmem predykcyjnym, ponieważ narzuca on przebieg wymienionych procesów ukształtowany według woli modelującego [Teodorczyk i Rychter 2006].

Analityczną metodę wyznaczania przebiegu zmienności temperatury czynnika roboczego w cylindrze silnika na podstawie zarejestrowanego wykresu indykatorowego można wykorzystać do analizy procesów gazo- i termodynamicznych zachodzących w komorze spalania. Wyznaczenie przebiegu zmienności temperatury czynnika roboczego pozwala z kolei na analizę procesu wywiązywania się ciepła w komorze spalania oraz przenikania ciepła przez ścianki ograniczające tą przestrzeń.

Podczas obliczeń przebiegu zmian temperatury czynnika roboczego, ze znanego przebiegu ciśnienia, otrzymanego z wykresu indykatorowego uzyskanego eksperymentalnie, należy przyjąć pewne założenia [Wiśniewski 1972]. Rozpatrując przebiegi w komorze spalania przy zamkniętych zaworach dolotowych i wylotowych zakłada się, że czynnik roboczy:

1) Znajduje się w każdej chwili w równowadze termodynamicznej. Jest to konieczne, aby można było przyjąć do obliczeń jednakowe wartości parametrów intensywnych (ciśnienia i temperatury) dla całej komory spalania raz stosować równania termodynamiki klasycznej.
2) Jest gazem doskonałym. To założenie pozwala na stosowanie prostych zależności dla gazów doskonałych, w szczególności termicznego równania stanu.
3) Znajduje się pod względem termodynamicznym w układzie zamkniętym (zamknięte zawory).

Znajomość zmian temperatury czynnika roboczego w zależności od kąta obrotu wału korbowego jest konieczna do określania gradientów temperatury w elementach konstrukcyjnych ograniczających komorę spalania na podstawie tzw. warunków brzegowych trzeciego rodzaju. Polegają one na podaniu temperatury czynnika roboczego oraz współczynnika przejmowania ciepła, który jest funkcją tej temperatury. Przy założeniu, że masa czynnika w cylindrze jest stała (lub znane jest prawo ubytku masy w wyniku przedmuchów do skrzyni korbowej), że własności termodynamiczne czynnika roboczego nie zmieniają się w sposób istotny, a także, że zmiana objętości czynnika w przestrzeni roboczej jest opisana znaną funkcją zależną od kąta obrotu wału korbowego, możliwe jest przybliżone wyznaczenie średniej temperatury czynnika w cylindrze silnika z termicznego równania stanu gazu doskonałego i półdoskonałego [Wisłocki 2004]:

$$T(\alpha) = \frac{p_c(\alpha) \cdot V_c(\alpha)}{m_c \cdot R_c} \qquad [\mathrm{K}] \tag{1}$$

MOST WIEDZY Pobrano z mostwiedzy.pl

gdzie: p_c - ciśnienie w cylindrze silnika, V_c – objętość czynnika w cylindrze, m_c - masa ładunku w cylindrze, R_c - indywidualna stała gazowa czynnika roboczego.

Chcąc uzyskać miarodajne wyniki obliczeń, należy właściwie określić ciśnienia z wykresu indykatorowego. Nawet w ustalonych warunkach pracy silnika wykresy indykatorowe dla kolejnych cykli różnią się od siebie. Spowodowane jest to głównie niepowtarzalnością w kolejnych cyklach pracy parametrów strugi wtryskiwanego paliwa, napełniania cylindra świeżym ładunkiem i ilości resztek spalin pozostałych w cylindrze z poprzedniego cyklu pracy. Zatem analizie powinien zostać poddany wykres indykatorowy będący przebiegiem uśrednionym z kilkunastu, a nawet kilkudziesięciu cykli […].

Obok zjawiska dopalania paliwa na początku suwu rozprężania równie istotny w wyjaśnieniu przyczyn przesunięcia maksymalnej wartości temperatury gazów roboczych w stosunku do ich ciśnienia jest przebieg procesu wywiązywania ciepła podczas spalania. Jest on uzależniony głównie od przebiegu wtrysku paliwa do komory spalania. Przebieg zmienności wywiązywania ciepła określa się ilością spalonego paliwa przypadającą na 1°OWK. Obliczenie takiego przebiegu, tzn. $\frac{dq_s}{d\alpha} = f(\alpha)$, przeprowadza się na podstawie równania [Wajand 1980]:

$$\frac{dq_s}{d\alpha} = \frac{1}{\kappa - 1} \cdot \left(V_x \cdot \frac{dp}{d\alpha} + \kappa \cdot p \frac{dV}{d\alpha} \right) \tag{2}$$

W powyższym równaniu:

$\kappa = \frac{c_p}{c_v}$ - wykładnik adiabaty,

$V_x = V_k + V_x'$ - chwilowa pojemność cylindra, będąca sumą pojemności komory spalania V_k oraz pojemności bieżącej V'_x, obliczanej z zależności:

$$V_x' = F_t \cdot r \cdot \left(1 + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin^2 \alpha - \cos \alpha \right) \tag{3}$$

gdzie: F_t - pole powierzchni denka tłoka, r - promień wykorbienia, λ - stosunek r/l (l - długość korbowodu).

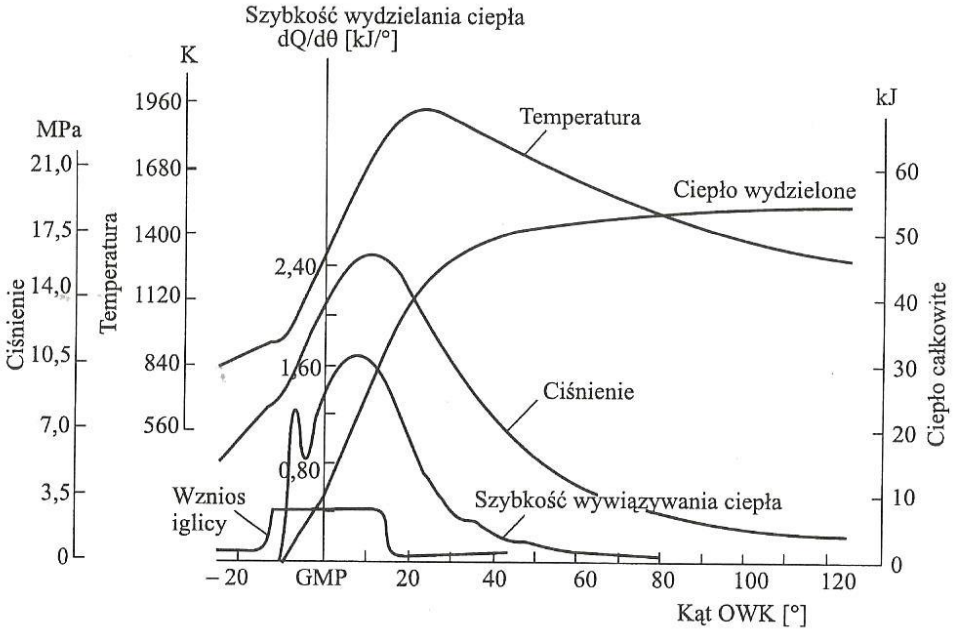
Większość wskaźników pracy silnika zależy bezpośrednio od przebiegu wymiany ciepła, zatem prowadzone badania teoretyczne, modelowe oraz na silnikach rzeczywistych dążą do wyjaśnienia tych zależności. Coraz większe wymagania stawiane trwałości i niezawodności silnika, prowadzą do wnikliwej analizy przebiegu dostarczania paliwa i wywiązywania ciepła. Do parametrów pracy, które najwięcej mówią o przydatności silnika, ale także mają istotny wpływ na niezawodność i trwałość silnika, poza ciśnieniem efektywnym i sprawnością ogólną, zalicza się [Wajand 1980]:

- średnią i chwilową wartość narastania ciśnienia,
- maksymalne ciśnienie spalania,
- maksymalną temperaturę spalania,
- hałaśliwość pracy silnika,
- zadymienie i zawartość toksycznych składników w spalinach.

Na rysunku 2 przedstawiono wynik analizy wywiązywania się ciepła dla silnika o ZS na dokonanej na podstawie zarejestrowanego wykresu indykatorowego, wykorzystując metodę opartą na I zasadzie termodynamiki. Widoczne jest znaczne przesunięcie maksymalnej wartości temperatury względem najwyższej wartości ciśnienia w obrębie jednego cyklu pracy silnika o ZS. Jako podstawowe przyczyny tego przesunięcia autor wskazuje wymianę ciepła pomiędzy

MOST WIEDZY Pobrano z mostwiedzy.pl

czynnikiem roboczym a ściankami cylindra oraz zjawisko dopalania paliwa w suwie rozprężania (pracy) [Teodorczyk i Rychter 2006]. Należy także zwrócić uwagę na jednoczesne występowanie przemian egzotermicznych i endotermicznych w procesie spalania. Procesem spalania określa się przebieg egzotermicznych reakcji chemicznych utleniania paliwa, zachodzących dynamicznie w określonych warunkach otoczenia. Adiabatyczną temperaturę spalania, będącą wynikiem adiabatycznego spalania mieszanki palnej, obniżają takie czynniki, jak: promieniowanie, niezupełne spalanie czy dysocjacja [Pudlik 1998]. Procesy te są endotermiczne, czyli pochłaniają energię, więc ich łączne ciepło należy traktować jako ujemne. Jako inne przyczyny tego przesunięcia należy wskazać także fakt, że w chwili, gdy zaczyna się proces rozprężania czynnika roboczego (i wykonywania przez niego pracy), ciśnienie w cylindrze obniża się w wyniku ruchu tłoka w kierunku DMP, natomiast temperatura nadal rośnie, gdyż widoczny jest wzrost krzywej wydzielania ciepła. Istotne jest również to, że czynnik roboczy nie jest gazem doskonałym, więc równanie stanu gazu nie jest w pełni spełnione [Pudlik 1998, s. 52].



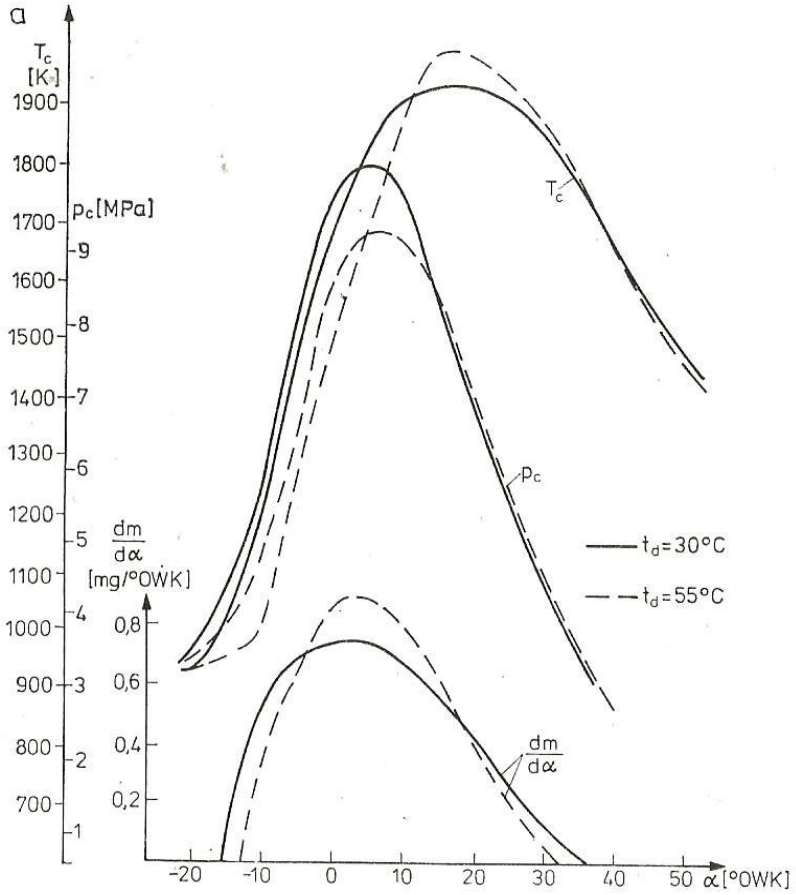
Rys. 2. Wynik analizy komputerowej wywiązywania ciepła w silniku o ZS na podstawie wykresu indykatorowego[1] [Teodorczyk i Rychter 2006]

Różnice pomiędzy kształtem wykresu indykatorowego teoretycznego i rzeczywistego, powstałego w wyniku badań eksperymentalnych, szczególnie widoczne są w trzech procesach: podczas spalania, w czasie rozprężania oraz podczas wymiany ładunku. Odchylenia kształtu wykresu indykatorowego rzeczywistego od teoretycznego są wywołane m. in. takimi czynnikami, jak: skończona prędkość spalania, wymiana ładunku, fakt, że czynnik roboczy nie jest gazem doskonałym czy wymiana ciepła ze ściankami [Teodorczyk i Rychter 2006, Wiśniewski 1972]. W ostatnim przypadku, przy rozpatrywaniu obiegów teoretycznych zakłada się brak wymiany ciepła ze ściankami cylindra, co jest znacznym odstępstwem od rzeczywistości. Strumień ciepła wymienianego między czynnikiem roboczym a ściankami przestrzeni cylindrowej jest istotnym składnikiem bilansu energii w silniku. Wymiana ciepła ze ściankami wpływa na kształt wszystkich fragmentów wykresu indykatorowego, szczególnie w obszarze wysokich ciśnień i temperatur, a

[1] Wyniki liczbowe: maksymalna szybkość wywiązywania ciepła 1,76 kJ/deg, maksymalna temperatura 1906 K, maksymalne ciśnienie w cylindrze 16,08 MPa, ciepło całkowite 57,1 kJ, 100% spalonego paliwa, 6,7% strat ciepła do ścianek, współczynnik strat ciepła 0,84, globalny współczynnik nadmiaru powietrza 1,79, jednostkowe zużycie energii 7908 kJ/kW·h (dla założonej wartości opałowej paliwa 40 MJ/kg, jednostkowe zużycie paliwa wynosi 0,198 kg/kW·h), moc indykowana 227,7 kW [Teodorczyk i Rychter 2006].

MOST WIEDZY Pobrano z mostwiedzy.pl

stąd na przebieg zmienności temperatury czynnika roboczego w cylindrze. Jest to również widoczne na przebiegach zmienności temperatury czynnika roboczego w cylindrze, wyznaczonych na podstawie zarejestrowanego wykresu indykatorowego (rys. 2 i 3).



Rys. 3. Wpływ temperatury powietrza doładowanego na przebieg procesu spalania dm/dα, temperaturę i ciśnienie w cylindrze[2] [Wisłocki 1991]

Na rysunku 3 autor [Wisłocki 1991] przedstawia wpływ temperatury powietrza doładowanego na przebieg zmienności temperatury i ciśnienia czynnika roboczego w cylindrze silnika o ZS. Przebiegi wyznaczono analitycznie na podstawie zarejestrowanego wykresu indykatorowego. Jednak to, na co autorka niniejszego artykułu chce zwrócić uwagę, to przesunięcie maksymalnej wartości temperatury gazów roboczych względem ich ciśnienia maksymalnego. Dzieje się tak dla przebiegów obu analizowanych wartości temperatur powietrza doładowującego. Porównując przebiegi zmienności temperatur wyznaczone drogą analityczną na podstawie wykresu indykatorowego zarejestrowanego w trakcie badań eksperymentalnych na obiekcie rzeczywistym - silniku o ZS (rys. 1, 2 i 3) można zaobserwować pewną analogię. Co prawda kształt krzywych temperatury i ciśnienia gazów roboczych wewnątrz cylindra mogą się różnić dla wyników badań różnych silników, albo tego samego silnika w różnych warunkach eksploatacji. Wynika to ze złożoności procesu spalania i wpływu wielu czynników na omawiane przebiegi. Jednak wspólną prawidłowością dla dokonywanych analiz porównawczych jest istnienie przesunięcia fazowego maksymalnej wartości temperatury gazów roboczych względem ich ciśnienia maksymalnego. Jest to tym bardziej istotne, biorąc pod uwagę fakt, że wartość owego przesunięcia może wynosić nawet kilka lub kilkanaście stopni OWK, w zależności od zastosowanych metod badawczych oraz

[2] Silnik o ZS: p_d=40 kPa, n=1200 obr/min, q_0=21,6 g/obieg, dm/dα [mg/°OWK] - jednostkowe zużycie paliwa [Wisłocki 1991]

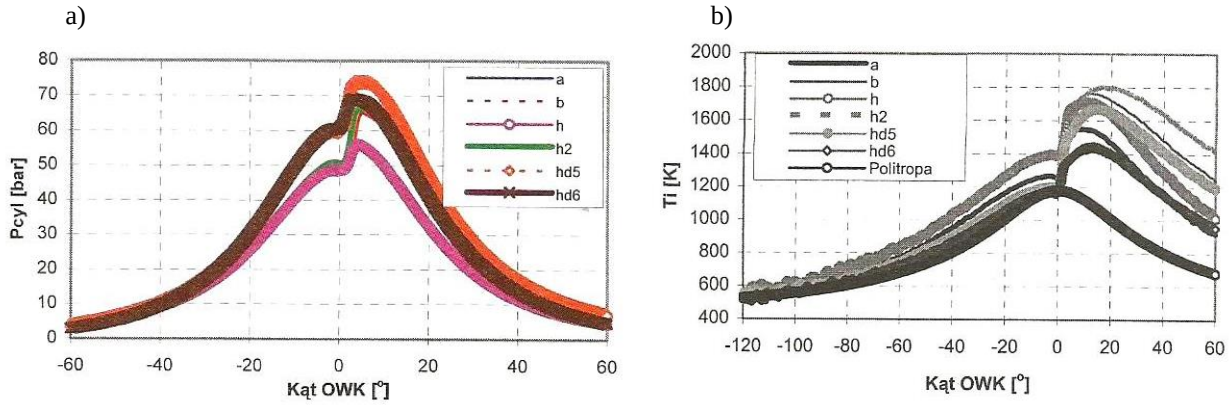
MOST WIEDZY Pobrano z mostwiedzy.pl

uproszczeń podczas obliczeń analitycznych, mających na celu wyznaczenie przebiegu temperatury czynnika roboczego w cylindrze.

3. Rzeczywiste (pomiarowe) przebiegi zmian ciśnienia i temperatury w cylindrze i kanale spalin wylotowych silnika o ZS

Wśród publikacji dotyczących silników spalinowych o ZS trudno znaleźć te, które przedstawiają wyniki badań eksperymentalnych, podczas których rejestrowana jest bezpośrednio temperatura czynnika roboczego w komorze spalania. Dokładniejszy oraz łatwiejszy do zrealizowania jest pomiar ciśnienia, który w obrębie komory spalania traktuje się jako równomierny (lokalne różnice są pomijalnie małe). Kolejnym aspektem przemawiającym na korzyść pomiaru ciśnienia jest bardziej opanowana technika pomiarów tego parametru oraz znacznie mniejsza bezwładność czujników ciśnienia, niż czujników temperatury. Uzyskany podczas indykowania przebieg szybkozmiennego ciśnienia czynnika roboczego w komorze spalania jako funkcji czasu lub kąta obrotu wału korbowego (wykres indykatorowy) pozwala na analizę termodynamiczną obiegu, a także na ocenę parametrów diagnostycznych: średniego ciśnienia indykowanego, maksymalnego ciśnienie spalania, szybkości narastania ciśnienia w cylindrze, nierównomierności obciążenia cylindrów itd. [Wisłocki 2004].

Podczas badań silnikowych wykonywanych na potrzeby rozprawy habilitacyjnej prof. Krzysztof Wisłocki zarejestrował szybkozmienne ciśnienie i wyznaczył analitycznie, na podstawie wykresu indykatorowego temperaturę czynnika roboczego w komorze spalania [Wisłocki 2004]. W ramach badań związanych z badaniem silników o ZS autor określał zależności pomiędzy rozprzestrzenianiem się płomienia w komorze spalania a wybranymi parametrami termodynamicznymi cyklu roboczego silnika. Na rysunku 4a autor przedstawia przebiegi zmian ciśnienia w cylindrze silnika AVL, aby na ich podstawie dokonać analizy termodynamicznej oraz określić na drodze analitycznej przebiegi funkcji wydzielania i przejmowania (wykorzystania) ciepła, a następnie szybkości zmian tych funkcji. Badanemu procesowi rozprzestrzeniania się płomienia w czasie spalania towarzyszy wzrost temperatury gazu roboczego, przedstawiony na rys. 4b, obliczony z równania stanu, przy znanych chwilowych pojemnościach komory spalania oraz stałej wartości masy ładunku zamkniętego w cylindrze.



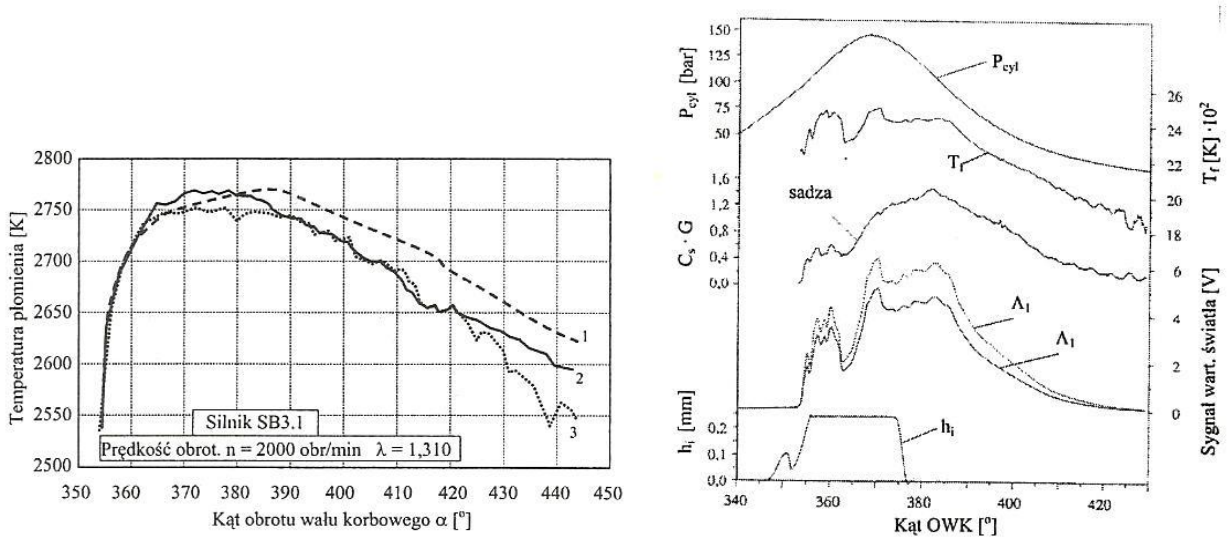
Rys. 4. Zmiany zarejestrowanego ciśnienia (a) i obliczonej temperatury (b) w cylindrze silnika AVL w badanych warunkach [Wisłocki 2004]

Na rysunkach (4a i 4b) widoczne jest przesunięcie maksymalnej wartości temperatury czynnika roboczego względem maksymalnej wartości ciśnienia w komorze spalania rzędu kilku ^{o}OWK, co jest zgodnie z analizami innych autorów realizujących podobne pomiary.

MOST WIEDZY Pobrano z mostwiedzy.pl

Autor w swojej rozprawie powołuje się jednak na wyniki pomiarów temperatury płomienia przeprowadzonych przez innych autorów (rys. 5a i 5b). Autor rysunku 5a wskazuje na liniową zależność pomiędzy temperaturą płomienia i temperaturą gazów roboczych [Kowalczyk 1995 oraz 2000], możliwe jest zatem analizowanie kształtu przebiegu w odniesieniu do przebiegu temperatury czynnika roboczego. Widoczne jest znaczne podobieństwo pomiędzy zmierzonym przebiegiem temperatury płomienia (linia 3 na rys. 5a) i wyznaczonymi analitycznie na podstawie wykresu indykatorowego przebiegami temperatur czynnika roboczego (rys. 2 i 3). Przebieg temperatury płomienia przedstawiona na rysunku 5b powstał z zastosowaniem metody wielobarwowej w czasie badań Hotgera w latach 90-tych ubiegłego wieku [Wisłocki 2004, Hotger i inni 1992]. Przedstawione wyniki przebiegów temperatury płomienia, a więc pośrednio i czynnika roboczego, zarejestrowanych wewnątrz komory spalania są jedynymi, jakie autorce udało się znaleźć w dostępnej literaturze specjalistycznej.

a) b)

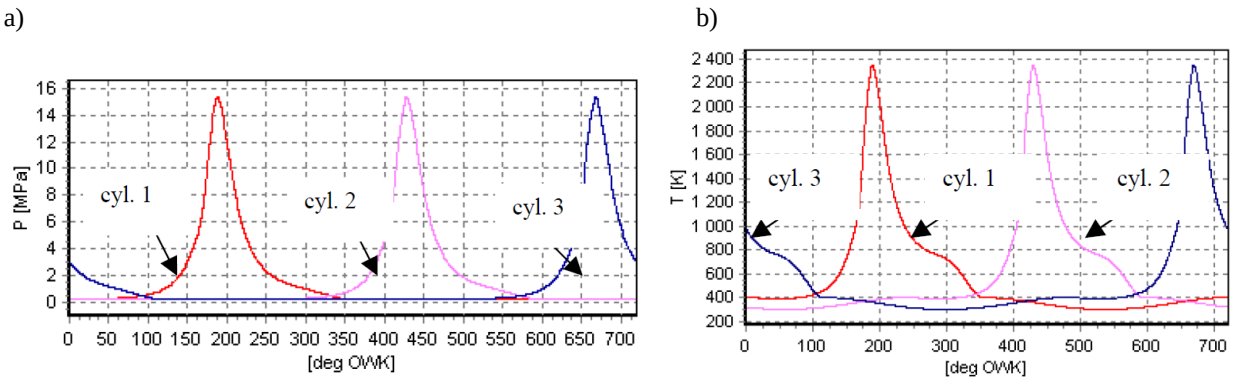


Rys. 5. Temperatura płomienia:
a) 1- obliczona metodą dwubarwową, 2 - obliczona według modelu aproksymacyjnego przedstawionego w pracy , 3 - zmierzona przez Kowalczyka w silniku SB 3.1 (2000 min^{-1}, λ=1,31) [Kowalczyk 1995];
b) zmierzona metodą wielobarwową przez Hotgera [Hotger i inni 1992]

Obecnie wprowadza się do eksploatacji coraz bardziej zaawansowane technologicznie silniki średnio- i szybkoobrotowe, które jednocześnie charakteryzuje ograniczona podatność kontrolna (diagnostyczna). Przejawia się to m. in. brakiem ich standardowego wyposażania w zawory indykatorowe, co uniemożliwia bezpośrednią ocenę przebiegu procesu roboczego, realizowanego w poszczególnych cylindrach [Korczewski 2017]. Wówczas alternatywnym rozwiązaniem jest diagnostyka parametryczna oparta na rejestracji ciśnienia w charakterystycznych przekrojach kontrolnych kanału wylotu spalin, pod warunkiem, że badany silnik jest do takich pomiarów odpowiednio przysposobiony [Zacharewicz 2010; Korczewski i Zacharewicz 2012][3]. Na rysunku 6 widoczne są przebiegi zmian ciśnienia wewnątrzcylindrowego, będącego parametrem wejściowym do wyznaczenia na drodze analitycznej przebiegu temperatury [Zacharewicz 2010]. Zauważalny jest brak przesunięcia maksymalnej wartości ciśnienia względem maksymalnej wartości temperatury w obrębie jednego cyklu pracy silnika o ZS, dla pomiaru w kanale spalin wylotowych.

[3] Na tej podstawie można wyznaczyć (obliczyć) przebiegi zmian temperatury spalin w kanale, a także wartość strumienia entalpii spalin wylotowych (lub zasilających turbinę turbosprężarki).

MOST WIEDZY Pobrano z mostwiedzy.pl



Rys. 6. Przebiegi zmian ciśnienia (a) i temperatury (b) spalin jako funkcji kąta obrotu wału korbowego w kanale spalin wylotowych [Zacharewicz 2010]

Jeżeli nie ma takiej możliwości, a niestety zazwyczaj nie ma dodatkowych króćców pomiarowych w kanale spalin wylotowych[4], można podjąć próbę bezpośredniej rejestracji dynamicznej temperatury spalin w miejscach standardowego pomiaru ich temperatury statycznej. W układach pomiarowych silników o ZS dużej mocy[5] wyposażonych w układ turbodoładowania temperaturę spalin mierzy się na wylocie z poszczególnych cylindrów oraz przed i za turbiną turbosprężarki, stosując do tego celu tradycyjne termopary. Pomiar szybkozmiennej temperatury spalin w kanale spalin wylotowych może być najkorzystniejszym rozwiązaniem, ponieważ diagnosta nie ingeruje wówczas w konstrukcję przestrzeni roboczych silnika, dokonując rejestracji temperatury spalin w miejscu pomiaru standardowego. Jest to jednak możliwe tylko wówczas, gdy zastosowana technologia pomiaru zapewni jednocześnie ciągłą obserwację statycznej (uśrednionej) temperatury spalin wylotowych z cylindrów silnika. Zarejestrowany w kanale spalin opuszczających cylinder przebieg zmian temperatury i ciśnienia będzie odbiegał od przebiegu zarejestrowanego w miejscu pomiaru tych dwóch parametrów w cylindrze silnika o ZS. Należy uwzględnić następujące czynniki:

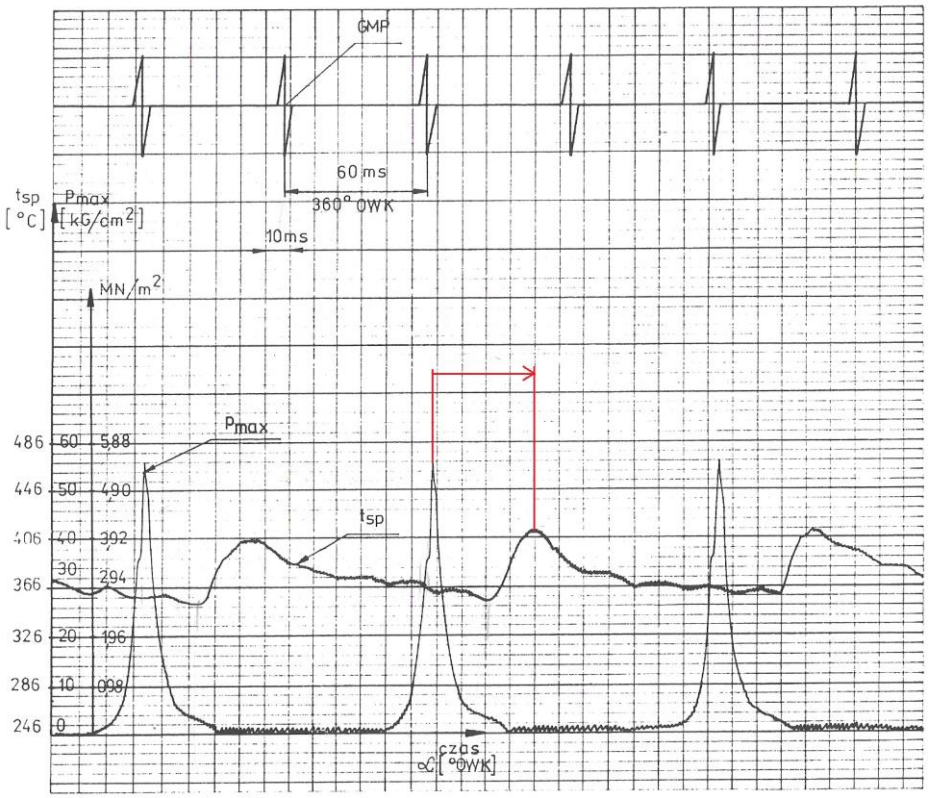
- opóźnienie i deformacje rejestrowanych sygnałów,
- opory przepływu w kanale spalin wylotowych w zależności od jego formy konstrukcyjnej, stanu technicznego powierzchni wewnętrznej itp.,
- zjawiska falowe zachodzące w kanale (interferencja i odbicia fal ciśnienia pochodzących od pozostałych cylindrów współpracujących z danym kanałem) [Korczewski 2017],
- sprężanie adiabatyczne słupa gazu znajdującego się przed kolejnymi impulsami spalin opuszczających cylindry silnika [Korczewski 2017].

Na rysunku 7 widoczne są przebiegi ciśnienia i temperatury rejestrowane w kanale spalin, bezpośrednio za zaworem wylotowym. Głównym celem realizacji badań, było określenie relacji diagnostycznych pomiędzy spadkiem ciśnienia sprężania czynnika roboczego w cylindrze i dynamiką zmian obserwowanej temperatury spalin wylotowych [Rutkowski1976]. Pomiar temperatury spalin przeprowadzono za pomocą termopary CrNiTi o średnicy drutów termoelektrod 0,15 mm, umieszczonych w płaszczu o średnicy 6 mm i chłodzonej wodą, natomiast do wzmocnienia i rejestracji sygnału uzyskiwanego z termopary zastosowano rejestrator pętlicowy. Zastosowanie termopary chłodzonej wodą tuż za zaworem wylotowym wiązało się m. in. z takimi konsekwencjami jak: ryzyko utraty szczelności płaszcza i dostanie się wody do przestrzeni roboczej, natomiast odkryta spoina termopary narażona na oddziaływanie gazów spalinowych o wysokiej temperaturze, co powodowało utlenianie i dyfuzję materiału spoiny termopary oraz termoelektrod. Zastosowanie rejestratora pętlicowego wiązało się natomiast z

[4] W średnioobrotowych silnikach okrętowych są one często chłodzone wodą.
[5] Powyżej 300 kW.

MOST WIEDZY Pobrano z mostwiedzy.pl

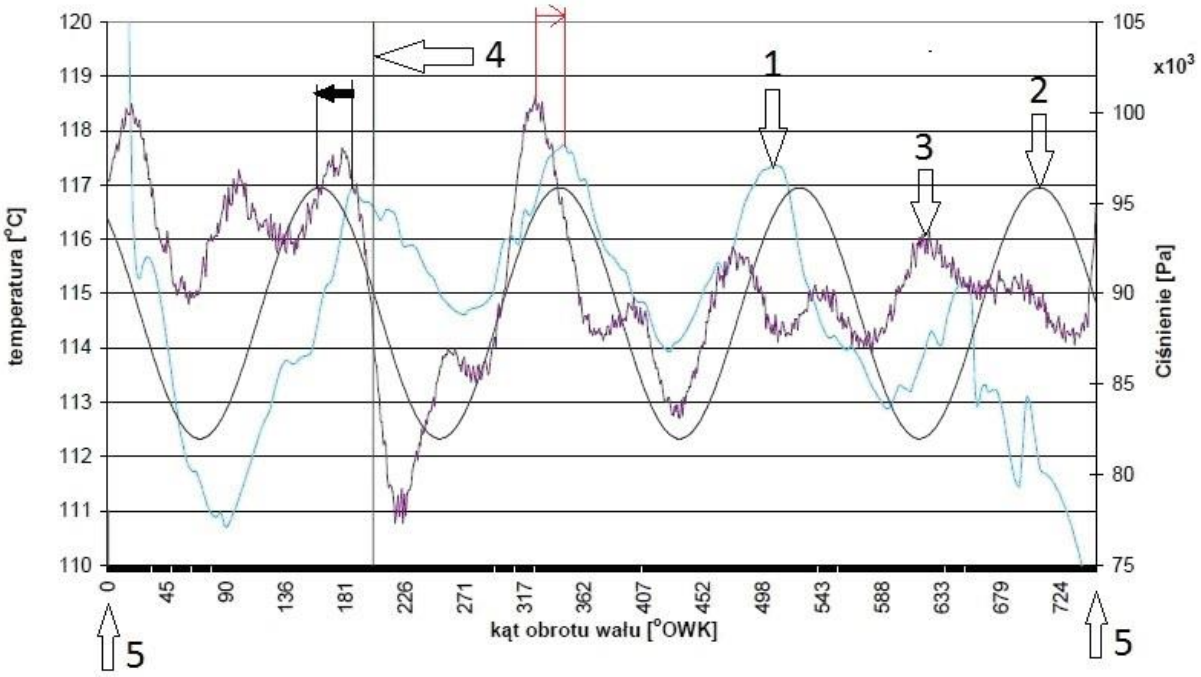
bezwładnością mechaniczną pętlicy, co nie pozwalało na wierne odwzorowanie przebiegu temperatury w czasie. Pomimo zastosowanej metody, obarczonej pewnym błędem pomiarowym, widoczne jest wyraźne przesunięcie maksymalnych wartości ciśnienia i temperatury.



Rys. 7. Przebiegi zmian temperatury spalin wylotowych, ciśnienia w cylindrze oraz położenia GMP tłoka jako funkcji kąta obrotu wału korbowego jednocylindrowego, czterosuwowego silnika o ZS, w stanie odniesieniowym - pełnej zdatności technicznej [Rutkowski 1976]

Biorąc pod uwagę nowe możliwości, jakie wnoszą dynamicznie rozwijające się systemy pomiarowe oraz narzędzia komputerowej obróbki matematycznej uzyskanych wyników, możliwa jest analiza parametryczna stanu technicznego silników o ZS, z ich wykorzystaniem. Na rysunku 8 przedstawiono wyniki badań własnych autorki przeprowadzonych na stanowisku laboratoryjnym jednocylindrowego, czterosuwowego, silnika o ZS Farymann Diesel typu D10 [Puzdrowska 2018]. W trakcie badań mierzono m. in.: temperaturę spalin wylotowych, za pomocą termopary typu K chłodzonej dodatkowo płaszczem wodnym, ciśnienie spalin w kanale wylotowym - za pomocą czujnika optycznego firmy Optrand, rejestrując jednocześnie sygnał górnego martwego położenia tłoka oraz sygnał otwarcia zaworu wylotowego spalin. Do rejestracji wszystkich sygnałów zastosowano wielofunkcyjny moduł pomiarowo-rejestrujący DT–9805 firmy Data Translation, natomiast do ich zapisu - oprogramowanie Matlab. Uzyskany przebieg temperatury spalin wylotowych poddano wstępnej obróbce matematycznej w środowisku Matlab, umożliwiającej usunięcie zakłóceń z sieci pomiarowej (przebieg nr 1 na rys. 8). Dodatkowo uzyskano przebieg rzeczywistej temperatury spalin poprzez określenie odpowiedzi termopary (traktowanej jako człon dynamiczny o parametrach skupionych) na wymuszenie sinusoidalne temperatury spalin. Określono tym samym wartość przesunięcia fazowego oraz amplitudy zmian temperatury rejestrowanej przez termoparę w stosunku do rzeczywistych zmian temperatury spalin (przebieg nr 2 na rys. 8) [Puzdrowska 2016].

MOST WIEDZY Pobrano z mostwiedzy.pl



Rys. 8. Przebiegi temperatur i ciśnień spalin wylotowych uzyskany po zastosowaniu filtra obwiedniowego oraz przebieg rzeczywisty dla pomiaru termoparą typu K ze spoiną zgrzewaną, chłodzoną wodą; 1- przebieg z zastosowaniem filtra obwiedniowego, 2- przebieg rzeczywisty po korekcji, 3- ciśnienie w kanale wylotowym, 4- sygnał zamknięcia zaworu wylotowego, 5- chwila otwarcia zaworu wylotowego [Puzdrowska 2018]

Pomimo zastosowania bardziej nowoczesnych metod pomiarowych i obróbki matematycznej uzyskanych wyników, przesunięcie maksymalnej wartości temperatury względem maksymalnej wartości ciśnienia (przebieg nr 3 na rys. 8) jest nadal widoczne. Porównując przebieg zarejestrowany (rys. 8) z przebiegiem powstałym dzięki metodzie analitycznej (rys. 6), ale również dla pomiaru w kanale spalin wylotowych, widać rozbieżność. Wynika to z faktu, że zastosowana obróbka matematyczna sygnału zmniejsza inercyjność pomiaru szybkozmiennej temperatury spalin, ale nie eliminuje zjawisk zachodzących w kanale spalin wylotowych, a nie uwzględnionych w równaniu stanu gazu. Jako przyczyny wzrostu szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych, kiedy ciśnienie już spada, należy wskazać [Korczewski 2017]:

1. W kanale spalin wylotowych kolejne impulsy spalin opuszczających cylindry sprężają adiabatycznie znajdujący się przed nimi słup gazu. W wyniku rosnących oporów hydraulicznych przepływ spowalnia, a energia kinetyczna gazu jest rozpraszana kosztem wzrostu jego energii wewnętrznej i energii ciśnienia. Widoczne jest to w spadku prędkości przepływu spalin oraz wzroście ich statycznej temperatury i ciśnienia na końcu kanału wylotowego (przed turbosprężarką).
2. W kanale spalin wylotowych, który jest wykonany ze stali, występuje reakcja utleniania katalitycznego niespalonych cząstek węglowodorowych na wewnętrznej części kanału, w obecności tlenków żelaza. Jest to zjawisko o charakterze egzotermicznym, skutkujące wydzielaniem dodatkowego ciepła. Dodatkowo wydzielane ciepło jest jednocześnie pochłaniane przez spaliny (reakcja endotermiczna). Jest to widoczne jako wzrost temperatury na końcu kanału spalin wylotowych.
3. Jeżeli spaliny są wykorzystywane do zasilania turbosprężarki, to temperatura wskazywana przez termoparę umieszczoną bezpośrednio przed turbosprężarką będzie poddana oddziaływaniu impulsów strumienia spalin nawet z kilkukrotnie większą częstotliwością, niż termopara znajdująca się bezpośrednio za zaworem wydechowym. Rezultatem jest wówczas wzrost wskazań uśrednionej temperatury spalin.

MOST WIEDZY Pobrano z mostwiedzy.pl

Wszystkie powyższe zjawiska mogą wpływać na kształt i przesunięcie fazowe przebiegu szybkozmiennej temperatury spalin wylotowych, w obrębie jednego cyklu pracy silnika o ZS.

5. Wnioski i podsumowanie

Przebiegi szybkozmiennej temperatury oraz ciśnienia czynnika roboczego w cylindrach silnika o ZS mogą stanowić cenne źródło informacji diagnostycznej o stanie elementów konstrukcyjnych ograniczających komorę spalania, a także o aparaturze paliwowej i kanałach: powietrza dolotowego i spalin wylotowych, pod warunkiem uwzględnienia wszystkich czynników je zniekształcających. Konieczna jest dogłębna analiza ilościowa i jakościowa takich zagadnień, jak: przebieg wywiązywania się ciepła podczas spalania i w kanale wylotu spalin, wymiana ciepła pomiędzy czynnikiem roboczym a ściankami cylindra czy dopalanie paliwa przeciągnięte na proces rozprężania. Nie zawsze jednak możliwy jest pomiar tych parametrów w komorze spalania, chociażby ze względu na niską podatność kontrolną silnika seryjnego. Wówczas alternatywą diagnostyczną jest pomiar ciśnienia lub temperatury w kanale spalin wylotowych, przy odpowiednim uwzględnieniu zjawisk falowych (i nie tylko), które mają wpływ na wartości wyznaczanych i analizowanych parametrów diagnostycznych. O ile pomiary ciśnienia w kanale spalin wylotowych są również nie zawsze możliwe, ze względów technologicznych, o tyle pomiary statycznej temperatury spalin wylotowych realizowane są standardowo. Z tego względu, przy zastosowaniu podczas badań silnika odpowiednio „szybkiej" termopary, w miejsce standardowej, możliwe jest uzyskanie znacznie dogłębniejszej informacji diagnostycznej,

Bibliografia

[1] Balcerski A. (1990), Siłownie okrętowe: podstawy termodynamiki, silniki i napędy główne, urządzenia pomocnicze, instalacje. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej. Gdańsk.

[2] Hötger M., Mayr B., Puschmann H. (1992), Integrale Lichtleit-Meßtechnik: Ein neuer Weg zur Untersuchung des Verbrennungsprozesses in Dieselmotoren. MTZ.

[3] Korczewski Z., Puzdrowska P. (2015), Analytical method of determining dynamic properties of thermocouples used in measurements of quick – changing temperatures of exhaust gases in marine diesel engines. Poznań. Combustion Engines, nr 162 (3) (2015), s. 300-306.

[4] Korczewski Z., Zacharewicz M. (2012), Alternative diagnostic method applied on marine diesel engines having limited monitoring susceptibility. Transactions of the Institute of Measurement and Control, Great Britain SAGE - Vol. 34, No. 8/December/2012, 2012, s. 937-946.

[5] Korczewski, Z., (2017), Diagnostyka eksploatacyjna okrętowych silników spalinowych – tłokowych i turbinowych. Wybrane zagadnienia. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej.

[6] Kowalczyk M. (1995), Promienne właściwości płomieni silników wysokoprężnych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej.

[7] Kowalczyk M. (2000), Wybrane zagadnienia wymiany ciepła w silnikach wysokoprężnych - wymiana przez promieniowanie. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej.

[8] Puzdrowska P. (2016), Determining the time constant using two methods and defining the thermocouple response to sine excitation of gas temperature. Gdańsk. Journal of Polish CIMEEAC – vol. 11, nr 1, s. 157 – 167.

[9] Pudlik W. (1998), Termodynamika. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej.

[10] Puzdrowska P. (2018), Signal filtering method of the fast-varying diesel exhaust gas temperature, Combustion Engines, nr 175(4), s.48-52.

[11] Puzdrowska P. (2019), Identification of damages in the inlet air duct of a diesel engine based on exhaust gas temperature measurements, Combustion Engines, nr 177, s. 108-112.

MOST WIEDZY Pobrano z mostwiedzy.pl

[12] Rutkowski S. (1976), Wykorzystanie dynamicznych pomiarów temperatur spalin wylotowych w diagnostyce okrętowych silników spalinowych, Kopia maszynopisu streszczenia artykułu z 1976 roku.
[13] Teodorczyk A., Rychter T. (2006), Teoria silników tłokowych, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa.
[14] Wajand J. A. (1980), Silniki o zapłonie samoczynnym, Wydawnictwo Naukowo - Techniczne, Warszawa.
[15] Wisłocki K. (1991), Systemy doładowania szybkoobrotowych silników spalinowych, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa.
[16] Wisłocki K. (2004), Studium wykorzystania badań optycznych do analizy procesów wtrysku i spalania w silnikach o zapłonie samoczynnym, Rozprawa habilitacyjna, Rozprawy nr 387, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań.
[17] Wiśniewski S. (1972), Obciążenia cieplne silników tłokowych, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa.
[18] Wiśniewski S. (1983), Pomiary temperatury w badaniach silników i urządzeń cieplnych, WNT, Warszawa.
[19] Zacharewicz M. (2009), Metoda diagnozowania przestrzeni roboczych silnika okrętowego na podstawie parametrów gazodynamicznych w kanale zasilającym turbosprężarkę. Rozprawa doktorska. AMW, Gdynia.

MOST WIEDZY Pobrano z mostwiedzy.pl