

Masahiro ISHIDA*
Sukho JUNG
Hironobu UEKI
Daisaku SAKAGUCHI

Spalanie mieszanki DME i gazu ziemnego w silniku HCCI

Celem tego opracowania jest wyjaśnienie charakterystycznych cech zapłonu, procesu spalania, granicy spalania stukowego i granicy wypadania zapłonu mieszanki gazu ziemnego i niewielkiej ilości eteru dimetylowego (DME) w silniku HCCI. W badaniu spalania gaz ziemny i niewielka ilość DME zostały dodane do powietrza dolotowego w postaci mieszanki jednorodnej. Współczynnik nadmiaru powietrza dla gazu ziemnego został zwiększony w celu wykrycia granicy spalania stukowego lub granicy wypadania zapłonu silnika testowego HCCI przy stałej ilości DME. Eksperymentalnie zbadano wpływ dodania gazu ziemnego na stłumienie niskotemperaturowych reakcji DME oraz wpływ ilości DME i temperatury dolotu na szybkość reakcji utleniania, granicy spalania stukowego mieszanki DME/gaz ziemny, oraz zakres obciążenia silnika HCCI.

Słowa kluczowe: silnik HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition – silnik o zapłonie samoczynnym z ładunkiem uwarstwionym), dimetyl eteru DME, gaz ziemny, sterowanie zapłonem, granica spalania stukowego

Combustion of premixed DME and natural gas in a HCCI engine

The objectives of the present study is to clarify ignition characteristics, the combustion process, the knock limit and the misfire limit of natural gas mixed with a small amount of dimethyl ether (DME) in a HCCI engine. In the combustion test, natural gas and a small amount of DME were charged into the suction air homogeneously. The equivalence ratio of natural gas was increased to find the knock limit or the misfire limit of the HCCI test engine under a constant DME amount. The effect of the natural gas addition on suppression of the low temperature reaction of DME, and the effects of the DME amount and the intake temperature on the reaction rates, the knock limit of the DME/natural gas mixture, and the operation load range of the HCCI engine were investigated experimentally.

Key words: HCCI engine, DME – dimethyl ether, natural gas, controlled ignition, knock limit

1. Wstęp

W różnych metodach zmniejszenia emisji, zarówno NO_x jak i cząstek stałych przez silniki ZS, wykorzystano gaz ziemny (Agarwal i inni [1]), eter dimetylowy (Kajitani i inni [2, 3]), metanol (Ishida i inni [4]) oraz olej napędowy Fischera-Tropscha (Johnson i inni [5]) jako alternatywne paliwo do silników ZS o niskiej emisji. Ostatnie badania mające na celu zmniejszenie emisji NO_x i zwiększenie sprawności cieplnej w takich silnikach wykazały, że silnik z homogenizacją mieszanki palnej (HCCI) będzie obiecującą drogą do osiągnięcia tych celów. Silnik HCCI stosujący dwuskładnikowe paliwo z gazu ziemnego i oleju napędowego (Kusaka i in.[6], Ishida i in.[7], Tagai i in.[8], Saito i in.[9], Hountalas i in.[10]), z gazu ziemnego i eteru dimetylowego (Chen i in.[11, 12]), mieszanki gazowej DME i reformowanego metanol (Shudo i in.[13, 14]) oraz metanolu i oleju napędowego (Ishida i in.[15, 16]) stanowi lepszą metodę kontrolowania czasu zapłonu pomimo wymogu dwóch instalacji zasilania paliwem.

Celem niniejszego opracowania jest wyjaśnienie drogą eksperymentalną wpływu dodania gazu ziemnego i przyrostu temperatury dolotu na stłumienie reakcji niskotemperaturowych DME jako źródła zapłonu, wyjaśnienie granicy spalania stukowego przez analizę stosunku pomiędzy maksymalną szybkością reakcji wysokotemperaturowej i średniej temperatury gazu wewnątrz cylindra, oraz uzyskanie dużej sprawności cieplnej i szerokiego zakresu obciążenia użytecznego w silniku HCCI ze spalaniem mieszanki DME/gazu ziemnego w porównaniu do osiągnięć konwencjonalnego silnika ZS.

1. Introduction

In various methods for reducing both NO_x and particulate emissions in diesel engines, natural gas (Agarwal, et al.[1]), dimethyl ether (Kajitani, et al.[2, 3]), methanol (Ishida, et al.[4]), and Fischer-Tropsch diesel fuel (Johnson, et al.[5]) have been utilized as alternative fuels for low emission diesel engines. Recent research into reducing NO_x emission and increasing thermal efficiency in diesel engines has shown that a homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine will be a promising way to accomplish these targets. A HCCI engine using dual fuels of natural gas/diesel fuel (Kusaka, et al.[6], Ishida, et al.[7], Tagai, et al.[8], Saito, et al.[9], Hountalas, et al.[10]), natural gas/dimethyl ether (Chen, et al.[11, 12]), DME/methanol-reformed gas (Shudo, et al.[13, 14]) and methanol/diesel fuel (Ishida, et al.[15, 16]) is a better way to control the ignition timing despite requiring two fuel supply systems.

The targets of the present study are to clarify experimentally the effects of natural gas addition and the intake temperature on suppression of the low-temperature reaction of DME as an ignition source, to clarify the knock limit by analyzing the relationship between the maximum rate of the high-temperature reaction and the in-cylinder mean gas temperature, and to obtain a high thermal efficiency and a wide operation load range in a HCCI combustion of the DME/natural gas mixture for the practical use, comparing with that of the conventional diesel engine.

2. Aparatura i warunki badań

2.1. Silnik badawczy

Silnik badawczy, którego dane przedstawiono w tabeli 1, to jednocylindrowy wysokoobrotowy wolnossący silnik o ZS z bezpośrednim wtryskiem paliwa, typ NFD 170-(E), wykonany przez YANMAR DIESEL Ltd.; średnica cylindra 102 [mm], skok tłoka 105 [mm]. Pojemność skokowa wynosi 857 [cm³] a maksymalna moc 12,5 [kW]/2400 obr/min. Stopień sprężenia (ϵ) pierwotnie wynosił 17,8, ale został zmieniony na 14,2 – odpowiedni dla silnika HCCI zasilanego DME.

2.2. Paliwa badawcze

Tabela 2 przedstawia właściwości paliw badawczych: oleju napędowego, eteru dimetylowego (DME) oraz gazu ziemnego (NG). Olej napędowy to JIS No.2 w Japonii posiadający liczbę cetanową około 57. DME w czystej postaci (99,9 [%]) posiada liczbę cetanową ponad 55. Testowany gaz ziemny to gaz miejski określany w Japonii „13 A”, który składa się z około 88% CH₄, reszta to C₂H₆, C₃H₈ itd. – zgodnie z danymi z tabeli 3. Wartości opałowe netto tych paliw to odpowiednio 42,9; 28,9 i 49,1 [MJ/kg]. Płynny DME i sprężony gaz ziemny były dodawane do powietrza dolotowego pod ciśnieniem 0,12 [MPa] i 0,10 [MPa], mierząc odpowiednio prędkości przepływu zgodnie z rysunkiem 1. Zużycie paliwa było określone jako be [MJ/kWh] i unormowane na podstawie wartości opałowych netto zarówno DME jak i gazu ziemnego.

2.3. Warunki przeprowadzenia badań

Warunki badań silnika zmieniały się w trzech etapach. W pierwszym etapie silnik HCCI pracował wyłącznie na DME przy dwóch wartościach stopnia sprężenia 17,8 i 14,2. W drugim etapie silnik pracował na mieszance DME/gaz ziemny ze zmianą współczynników składu mieszanki ϕ_{DME} i ϕ_{NG} w warunkach stałego obciążenia; ϕ_{DME} i ϕ_{NG} określają odpowiednio wartość współczynnika składu mieszanki dla DME i gazu ziemnego. W ostatnim etapie badań obciążenie silnika zostało zwiększone poprzez zwiększenie podawania gazu ziemnego, w wyniku czego stwierdzono, że granica spalania stukowego i granica wypadania zapłonów występują przy minimalnej prędkości doprowadzania DME.

Badania zostały przeprowadzone przy stałej prędkości silnika 1200±5 obr/min. Obciążenie silnika było zmieniane od

2. Experimental apparatus and test conditions

2.1. Test engine

The test engine shown in Table 1 was a single cylinder high-speed naturally aspirated direct injection diesel engine, which was the type NFD 170-(E) manufactured by YANMAR DIESEL Ltd; 102 [mm] bore, 105 [mm] stroke. Displacement is 857 [cc] and the maximum power is 12.5 [kW]/2400 [rpm]. The compression ratio (ϵ) was originally 17.8 but changed to 14.2 suitable for the HCCI engine with DME.

2.2. Test fuels

Table 2 shows properties of test fuels; gas oil, dimethyl ether (DME) and natural gas (NG). Gas oil is the JIS No.2 gas oil in Japan having a cetane number about 57. DME is 99.9 [%] in purity having a cetane number more than 55. The tested natural gas is the urban gas fuel named “13 A” in Japan which consists of about 88% of CH₄ and the others of C₂H₆, C₃H₈ and etc as shown in Table 3. The net calorific values of these fuels are 42.9, 28.9 and 49.1 [MJ/kg] respectively. Liquefied DME and compressed natural gas were charged into the intake air by the pressures of 0.12 [MPa] and 0.10 [MPa], measuring the flow rates respectively as shown in Fig. 1. Fuel consumption denoted by “ be [MJ/kWh]” in the following figures was the reduced one calculated from both net calorific values of DME and natural gas.

2.3. Test conditions

The engine test conditions were changed in three stages. At the first stage, the HCCI engine was operated by DME alone under two compression ratios of 17.8 and 14.2. At the second stage, it was operated by DME/natural gas mixture changing the ratio of ϕ_{DME} and ϕ_{NG} under a constant engine load condition; ϕ_{DME} and ϕ_{NG} denote the equivalence ratio of DME and natural gas respectively. At the last stage, the engine load was increased by increasing the natural gas charge-rate to find the knock or misfire limit at a minimum DME charge-rate.

The test was carried out under a constant engine speed of 1200±5 [rpm]. The engine load was changed from $P_{me}=0.13$ to 0.45 [MPa] or knock limit, while keeping the intake temperature constant at $T_{IN}=20, 40, 60$ or 80 [°C] respectively by using the electric heater. With respect to the exhaust gas

Tab. 1. Parametry silnika badawczego

Table 1. Specifications of test engine

Type of engine	Yanmar NFD170-(E)
Cycle	4
Cooling system	Water
Number of cylinder	1
Bore and Stroke	102 [mm] and 105 [mm]
Piston displacement	857 [cc]
Compression ratio	17.8 and 14
Maximum power	12.5 [kW/2400 rpm]
Injection timing	7°BTDC

Tab. 2. Właściwości paliw testowych

Table 2. Properties of test fuels

	Gas Oil	DME	Natural Gas
Chemical structure		CH ₃ -O-CH ₃	CH ₄ + others
Net caloric value [MJ/kg]	42.9	28.9	49.1
Cetane number [°C]	57	> 55	-
Autoignition Temperature	250	235	650
Stoichiometric A/F ratio	14.59	8.98	16.86
%wt. Carbon	86.0	52.2	75.0
%wt. Hydrogen	14.0	13.0	25.0
%wt. Oxygen	0.0	34.8	0.0

$P_{me}=0,13$ do $0,45$ [MPa] lub do wystąpienia spalania stukowego, podczas gdy temperatura dolotu była utrzymywana na stałym poziomie odpowiednio $T_{IN}=20, 40, 60$ lub 80 [°C] używając podgrzewacza elektrycznego. W odniesieniu do analizy spalin mierzono intensywność zadymienia [Bosch], stężenie tlenków azotu NO_x [ppm], całkowitą sumę stężeń niespalonych węglowodorów THC [ppm] oraz temperaturę spalin T_e [°C] przy użyciu odpowiedniego analizatora spalin. Indykowanie ciśnienia w cylindrze prowadzono czujnikiem piezoelektrycznym z częstotliwością $0,25$ stopnia obrotu wału korbowego przy pomocy 4 kanałowego analizatora spalania CB-467 wyprodukowanego w firmie Ono Sokki Co. Ltd. Przebieg ciśnienia spalania stanowił średnią z 350 kolejnych cykli pracy silnika. Dane te przeniesiono na komputer i zarejestrowano na twardej dyskach.

Tab. 3. Skład badanego gazu ziemnego (13A) [%]
Table 3. Composition of tested natural gas (13A)

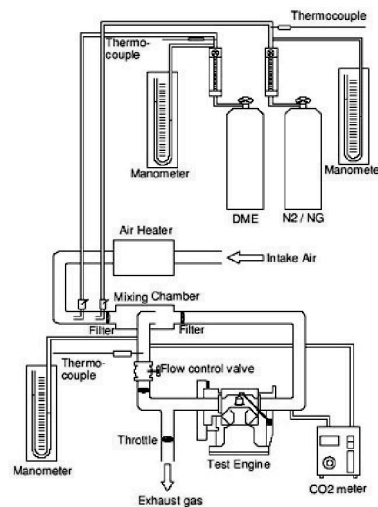
CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	H ₂ , N ₂ , CO ₂
87.65	7.22	1.65	3.30	0.05	0.13 (%)

3. Wyniki badań i ich dyskusja

3.1. Spalanie w silniku HCCI zasilanym DME

Rysunek 2 przedstawia porównanie przebiegu spalania pomiędzy silnikiem HCCI zasilanym samym DME a konwencjonalnym silnikiem ZS zasilanym olejem napędowym dla warunków $\epsilon=17,8$ i $P_{me}=0,13$ [MPa]; gdzie P [MPa] oznacza ciśnienie zmierzone wewnątrz cylindra a $dQ/d\theta$ [J/deg] to wynikowa szybkość wywiązywania się ciepła lub szybkość reakcji. Konwencjonalny silnik ZS został przebadany przy kącie wyprzedzenia wtrysku paliwa 7° przed GMP i przy $T_{IN}=40$ [°C]. Z drugiej strony silnik HCCI na DME został przebadany przy stopniowej zmianie temperatury dolotu od $T_{IN}=20$ do 40 i 60 [°C]. Pomiedzy silnikiem HCCI na DME a konwencjonalnym silnikiem ZS można zauważyć dużą różnicę w czasie wystąpienia samozapłonu, maksymalnej prędkości wywiązywania ciepła i maksymalnym ciśnieniu w cylindrze. W przypadku silnika ZS zapłon następuje w pobliżu GMP, ponieważ kąt wyprzedzenia zapłonu może być sterowany przez kąt wyprzedzenia wtrysku paliwa, podczas gdy w przypadku silnika HCCI na DME, który nie ma mechanizmu sterowania spalaniem, zapłon następuje znacznie wcześniej niż w przypadku konwencjonalnego silnika ZS i jest silnie zależy od temperatury powietrza dolotowego. Zgodnie z krzywymi wywiązywania ciepła, DME wyraźnie wykazuje zjawisko spalania dwustopniowego, czyli reakcje niskotemperaturowe i reakcje wysokotemperaturowe. Przez zwiększanie tem-

analysis, smoke density [Bosch], nitrogen oxides concentration NO_x [ppm], the total unburned hydrocarbon concentration THC [ppm] and the exhaust gas temperature T_e [°C] were measured by using the respective gas analyzer. The time history of in-cylinder pressure was measured using the piezo type sensor and this output was sampled every one-fourth degree of crank angle by means of the 4 channel combustion analyzer "CB-467" manufactured by Ono Sokki Co. Ltd. The time history of combustion pressure was the ensemble average sampled over continuous 350 engine cycles. Those data were transmitted to the personal computer and recorded on hard disks.

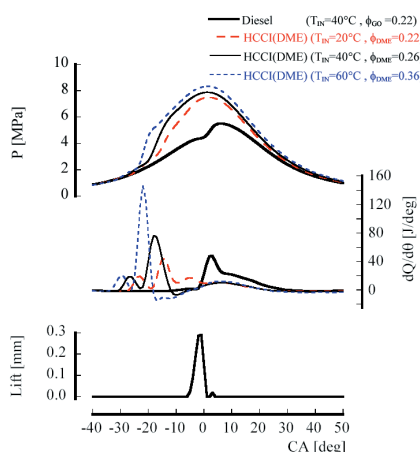


Rys. 1. Schemat systemu zasilania DME i gazem ziemnym
Fig. 1. Schematics of DME & Natural Gas supply system

3. Experimental results and discussion

3.1 Combustion in HCCI engine with DME

Figure 2 shows a comparison of combustion history between the HCCI engine with DME alone and the conventional diesel engine with gas oil in the case of $\epsilon=17.8$ and $P_{me}=0.13$ [MPa]; where P [MPa] is the measured in-cylinder pressure, and $dQ/d\theta$ [J/deg] is the apparent heat release rate, or, the reaction rate. The conventional diesel engine was tested at the designed fuel injection timing of 7° BTDC and $T_{IN}=40$ [°C]. On the other hand, the HCCI engine with DME was tested by changing the intake temperature from $T_{IN}=20$ to 40 and 60 [°C] stepwise. There can be seen a large difference between the HCCI engine with DME and the conventional diesel engine in the ignition timing, the maximum heat release rate and the maximum pressure. In the case of the diesel engine, the ignition occurs near TDC because the ignition timing can be controlled by the fuel injection timing, while, in the case of the HCCI engine with DME which has no mechanism to control combustion, the ignition occurs fairly earlier than in the case of the conventional diesel engine, and it is influenced strongly by the intake air temperature and also by the compression ratio, which will be seen in the next figures. As shown in the heat release curves,



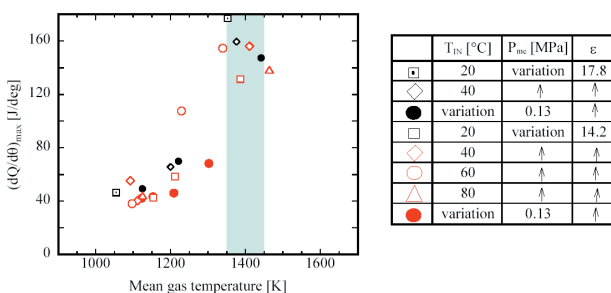
Rys. 2. Porównanie przebiegu spalania w silniku HCCI zasilanym samym DME i w konwencjonalnym silniku ZS ($P_{me}=0,13$ [MPa], $\epsilon=17,8$)
Fig. 2. Comparison of combustion history between HCCI engine with DME alone and conventional diesel engine ($P_{me}=0.13$ [MPa], $\epsilon=17.8$)

peratury dolotu reakcje nisko- i wysokotemperaturowe są przyspieszane, a zapłon i główne spalanie pojawiają się znacznie wcześniej. Przy wzroście temperatury dolotu maksymalna szybkość reakcji wysokotemperaturowych zwiększa się, ale szybkość reakcji niskotemperaturowych pozostaje bez zmian.

Wyższe maksymalne ciśnienie w cylindrze powoduje w rezultacie gorsze zużycie paliwa, na co wskazuje wzrost wartości ϕ_{TOTAL} pokazany w legendzie. Wówczas konieczne jest przesunięcie punktu zapłonu i głównego spalania w pobliże GMP w przypadku silnika HCCI zasilanego czystym DME.

Rysunki 3 (a), (b), (c) i (d) przedstawiają porównania przebiegu spalania i osiągow silnika przy stopniach sprężania $\epsilon=17,8$ i $14,2$ przy $P_{me}=0,13$ [MPa] w silniku HCCI zasilanym samym DME. Rysunki (a), (b) i (c) odpowiednio przedstawiają przypadki $T_{IN}=20, 40$ i 60 [°C] a rysunek 3(d) przedstawia porównania emisji spalin i zużycia paliwa przy $P_{me}=0,13$ [MPa]. Przez obniżenie stopnia sprężania z $\epsilon=17,8$ do $14,2$ kąt wyprzedzenia zapłonu reakcji niskotemperaturowej został opóźniony, przerwa pomiędzy reakcjami nisko- a wysokotemperaturowymi wydłużyła się, a maksymalna szybkość reakcji wysokotemperaturowej zmniejszyła się, jednak maksymalna prędkość reakcji niskotemperaturowej prawie się nie zmieniła. We wszystkich przypadkach małego stopnia sprężania $\epsilon=14,2$ pojawiają się dwa piki prędkości wywiązywania ciepła podczas etapu reakcji wysokotemperaturowej, ale w przy $\epsilon=17,8$ pojawia się pojedynczy szczyt, jednak za wyjątkiem sytuacji, w której temperatura dolotu jest niska $T_{IN}=20$ [°C]. Zgodnie z rysunkiem 3(d), w przypadku $\epsilon=17,8$ przy zwiększaniu temperatury dolotu zużycie paliwa i emisja NO_x wyraźnie wzrastają, ponieważ spalanie jest zbyt wczesne, a spalanie stukowe pojawia się przy $T_{IN}=60$ [°C]. Z drugiej strony, w przypadku $\epsilon=14,2$, zużycie paliwa, emisja NO_x i zadyminienie spalin prawie wcale nie podlegają wpływowi temperatury dolotu. Stwierdzono, dla osiągnięcia szerokiego zakresu pracy bez spalania stukowego temperatura dolotu i stopień sprężania w silniku HCCI na DME powinny być małe.

Rysunek 4 przedstawia zależność pomiędzy maksymalną szybkością reakcji wysokotemperaturowej $(dQ/d\theta)_{max}$ a średnią temperaturą gazu wewnątrz cylindra przy kącie wyprzedzenia występującym dla największej prędkości wywiązywania ciepła. Średnia temperatura gazu wewnątrz cylindra

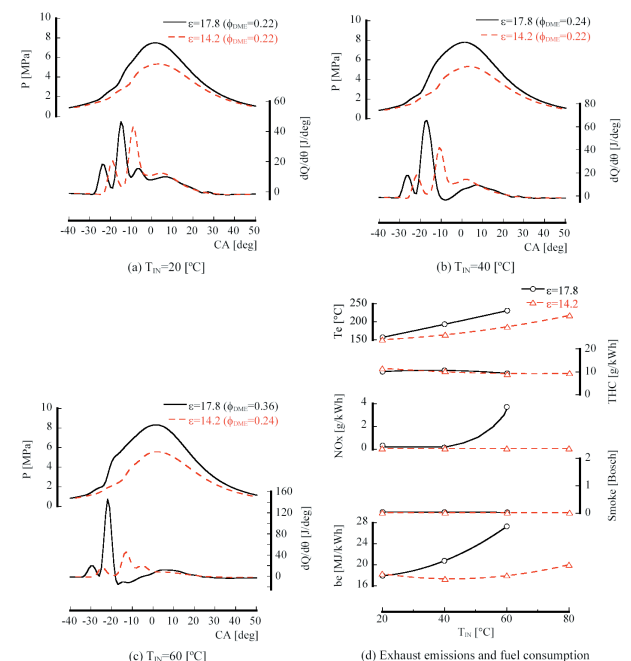


Rys. 4. Zależność pomiędzy maksymalną szybkością reakcji wysokotemperaturowych $(dQ/d\theta)_{max}$ a średnią temperaturą gazów w silniku HCCI zasilanym samym DME

Fig. 4. Relationship between maximum rate of high-temperature reaction $(dQ/d\theta)_{max}$ and in-cylinder mean gas temperature in HCCI engine with DME alone

DME shows clearly two-stage combustion phenomena, that is, the low-temperature reaction and the high-temperature reaction. By increasing the intake temperature, the low- and high-temperature reactions are both accelerated, and ignition and main combustion appear markedly earlier. The maximum rate of the high-temperature reaction becomes higher but that of the low-temperature reaction is unchanged by the intake temperature rise. The higher maximum in-cylinder pressure resulted in a worse fuel consumption, which is indicated by the increase in ϕ_{TOTAL} as shown in the legend. Then, it is necessary to move the ignition point and the main combustion to near TDC in the case of the HCCI engine with DME.

Figures 3 (a), (b), (c) and (d) show comparisons of the combustion history and the engine performance between compression ratios of $\epsilon=17.8$ and 14.2 at $P_{me}=0.13$ [MPa] in the HCCI engine with DME alone. Figs. 3(a), (b) and (c) show the cases of $T_{IN}=20, 40$ and 60 [°C] respectively and Fig. 3(d) shows comparisons of exhaust emissions and fuel consumption at $P_{me}=0.13$ [MPa]. By lowering the compression ratio from $\epsilon=17.8$ to 14.2 , the ignition timing of the low-temperature reaction is delayed, the interval between the low- and high-temperature reactions becomes longer and the maximum rate of the high-temperature reaction decreases, however, the maximum rate of the low-temperature reaction is hardly changed. In all cases of the low compression ratio of $\epsilon=14.2$, dual peaks appear during the high-temperature reaction stage, but a single peak appears in the cases of $\epsilon=17.8$ except for the case with the low intake temperature of $T_{IN}=20$ [°C]. As shown in Fig. 3(d), in the case of $\epsilon=17.8$, fuel consumption and NO_x increase markedly by increasing the in-



Rys. 3. Porównanie przebiegu spalania i osiągow silnika dla stopni sprężania 17,8 i 14,2 w silniku HCCI napędzanym samym DME ($P_{me}=0,13$ [MPa])

Fig. 3. Comparison of combustion history and engine performance between compression ratios of 17.8 and 14.2 in HCCI engine with DME alone ($P_{me}=0.13$ [MPa])

została obliczona przy użyciu ciśnienia zmierzonego wewnątrz cylindra i równania stanu. Zgodnie z rysunkiem 4 prędkość $(dQ/d\theta)_{\max}$ osiąga maksymalną wartość 120 [J/deg] wówczas, gdy średnia temperatura gazu wewnątrz cylindra dochodzi do około 1400 ± 50 [K]. Udowodniono, że temperatura granicy spalania stukowego samego DME wynosi 1400 ± 50 [K].

3.2. Wpływ udziału gazu ziemnego na spalanie HCCI

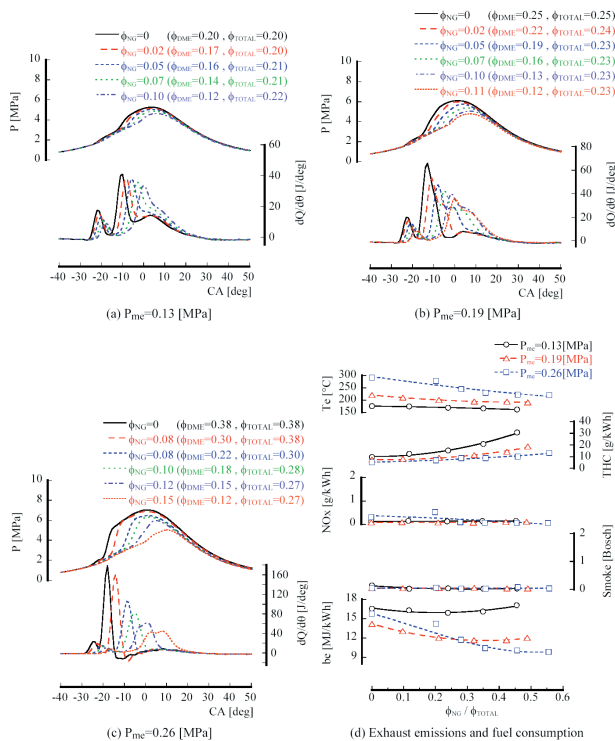
Rysunki 5(a), (b) i (c) przedstawiają zmianę w przebiegu spalania w zależności od zwiększenia udziału gazu ziemnego przy stałym obciążeniu silnika odpowiednio $P_{me} = 0,13, 0,19$ i $0,26$ [MPa], gdzie udziały gazu ziemnego i DME są odpowiednio oznaczone jako ϕ_{NG} i ϕ_{DME} , a łączny udział paliwa w mieszance jest oznaczony jako ϕ_{TOTAL} . W badaniach przy $\epsilon = 14,2$ i $T_{IN} = 40$ [°C] ilość DME została zmniejszona, a ilość gazu ziemnego zwiększona dla utrzymania P_{me} na stałym poziomie. Stwierdzono, że wraz ze wzrostem udziału gazu ziemnego ϕ_{NG} reakcje nisko- i wysokotemperaturowe są tłumione i również znacznie opóźniane, a kąt wyprzedzenia piku reakcji wysokotemperaturowej zbliża się do GMP. Szczególnie w przypadku $\phi_{NG} = 0,15$ i minimum $\phi_{DME} = 0,12$, rys. 5(c), reakcja niskotemperaturowa jest maksymalnie tłumiona a reakcja wysokotemperaturowa jest opóźniona do punktu bliskiego GMP; ten warunek odpowiada wartości progu wypadania zapłonu, a przebieg spalania jest podobny do przebiegu obserwowanego w konwencjonalnym silniku ZS tak, jak przedstawia to rysunek 2. Ponadto, jak pokazano na rysunku 5(c),

take temperature because combustion occurs too early before TDC and the knock appears at $T_{IN} = 60$ [°C]. On the other hand, in the case of $\epsilon = 14,2$, fuel consumption, NO_x and smoke as well are hardly affected by the intake temperature. It is convinced that the intake temperature and the compression ratio should be low in the HCCI engine with DME in order to attain a wide operation range without knock.

Figure 4 shows the relationship between the maximum rate of the high temperature reaction $(dQ/d\theta)_{\max}$ and the in-cylinder mean gas temperature at the timing showing the highest peak on the heat release curve. The in-cylinder mean gas temperature was calculated by using the measured in-cylinder pressure and the equation of state. According to Fig.4, $(dQ/d\theta)_{\max}$ becomes extremely high over 120 [J/deg] when the in-cylinder mean gas temperature attains about $1,400 \pm 50$ [K]. It is convinced that the knock limit temperature of DME alone is 1400 ± 50 [K].

3.2 Effect of Natural Gas Fraction on HCCI Combustion

Figures 5(a), (b) and (c) show the change in combustion history due to increase of the natural gas fraction under the constant engine load conditions of $P_{me} = 0.13, 0.19$ and 0.26 [MPa] respectively; where the amounts of natural gas and DME are denoted by ϕ_{NG} and ϕ_{DME} respectively and the total amount of fuel is denoted by ϕ_{TOTAL} . In the experiments, the DME amount was decreased as the amount of natural gas was increased to keep a constant P_{me} under the conditions of $\epsilon = 14.2$ and $T_{IN} = 40$ [°C]. It is noticed that, as the natural gas fraction ϕ_{NG} increases, both low- and high-temperature reactions are suppressed and also delayed significantly, especially the timing of the peak high-temperature reaction moves to near TDC. Especially, in the case of $\phi_{NG} = 0.15$ with the minimum $\phi_{DME} = 0.12$ in Fig. 5(c), the low-temperature reaction is extremely suppressed and the high-temperature reaction is delayed to near TDC; this condition corresponds to near the misfire limit, and this combustion history is similar to the one observed in the conventional diesel engine as shown in Fig. 2. Furthermore, as shown in Fig. 5(c), in the cases of ϕ_{DME} larger than 0.30 at the high load of $P_{me} = 0.26$ [MPa], the engine operation was unstable and unrepeatable due to knock appearance showing a very high $(dQ/d\theta)_{\max}$ over 120 [J/deg]. It is convinced that the HCCI combustion can be controlled by addition of natural gas, then, the engine operating range can be extended to the larger load under the condition of a minimum amount of DME as an ignition source. Figure 5(d) shows changes in exhaust emissions and fuel consumption due to natural gas fraction ϕ_{NG}/ϕ_{TOTAL} , where the right-hand end data correspond to the misfire limit. As the natural gas fraction increases, the mean exhaust gas temperature "Te" and the fuel consumption "be" are decreased except for the low load case of $P_{me} = 0.13$ [MPa]. NO_x and smoke are hardly changed by ϕ_{NG} keeping almost zero level, on the other hand, the unburned hydrocarbon "THC" is increased in all cases. In order to clarify the reason why the fuel consumption is decreased by



Rys. 5. Wpływ udziału gazu ziemnego na reakcje wysoko- i niskotemperaturowe w silniku HCCI zasilanym mieszanką DME/NG ($T_{IN} = 40$ [°C], $\epsilon = 14,2$)

Fig. 5. Effect of natural gas fraction on low- and high temperature reactions under a constant engine load in HCCI engine with DME/NG ($T_{IN} = 40$ [°C], $\epsilon = 14.2$)

w przypadkach ϕ_{DME} większego od 0,30 przy dużym obciążeniu $P_{me}=0,26$ [MPa], praca silnika była niestabilna i nieopowtarzalna ze względu na wystąpienie spalania stukowego wykazującego bardzo wysoką wartość $(dQ/d\theta)_{max}$ powyżej 120 [J/deg]. Stwierdzono, że spalanie HCCI może być sterowane przez dodanie gazu ziemnego, a zakres pracy silnika może być poszerzony do większego obciążenia w warunkach minimalnej ilości DME jako źródła zapłonu. Rysunek 5(d) przedstawia zmiany poziomu emisji i zużycia paliwa w zależności od udziału gazu ziemnego ϕ_{NG}/ϕ_{TOTAL} , gdzie dane końcowe po prawej stronie odpowiadają granicy wypadania zapłonów. Ze wzrostem temperatury cząstki gazu ziemnego, średnia temperatura gazów spalinowych T_e i zużycie paliwa będąc z wyjątkiem przypadku niskiego obciążenia $P_{me}=0,13$ [MPa]. Emisja NO_x i dymu zostały silnie zmniejszone poprzez utrzymywanie ϕ_{NG} na prawie zerowym poziomie, ale z drugiej strony suma niespalonych węglowodorów THC zwiększa się we wszystkich przypadkach. Dla wyjaśnienia przyczyny zmniejszania się zużycia paliwa przy dodaniu gazu ziemnego, udział spalania przy stałej objętości został wyliczony przy pomocy następującego równania [11]:

$$\eta_{gl} = \frac{1}{Q\eta_{th}} \int \eta_{th} \cdot \eta_{gl0} dQ = \frac{1}{Q} \int \frac{dQ}{d\theta} \eta_{gl0} d\theta$$

gdzie η_{gl} oznacza stopień przyrostu ciśnienia przy stałej objętości, η_{th} oznacza sprawność cieplną obiegu ze spalaniem przy stałej objętości a Q oraz dQ zostały wyznaczone w oparciu o zmierzone wartości ciśnienia w cylindrze.

Rysunek 6 przedstawia zależność pomiędzy stopniem przyrostu ciśnienia przy stałej objętości a udziałem gazu ziemnego ϕ_{NG}/ϕ_{TOTAL} . W przypadku $P_{me}=0,26$ [MPa] stopień ten znacznie wzrasta wraz ze wzrostem ϕ_{NG}/ϕ_{TOTAL} , a zaczyna maleć, gdy ϕ_{NG}/ϕ_{TOTAL} wzrasta powyżej 0,5. Natomiast w przypadku $P_{me}=0,13$ [MPa] zmiana η_{gl} spowodowana ϕ_{NG}/ϕ_{TOTAL} jest niewielka. Zmiany η_{gl} spowodowane udziałem gazu ziemnego zbiegają się ze zmianami zużycia paliwa, zgodnie z rysunkiem 5(d). Innymi słowy, zużycie paliwa można poprawić przez dodanie gazu ziemnego, następnie przez spowolnienie zapłonu i głównego spalania, aby osiągnąć duży stopień przyrostu ciśnienia przy stałej objętości w trakcie spalania.

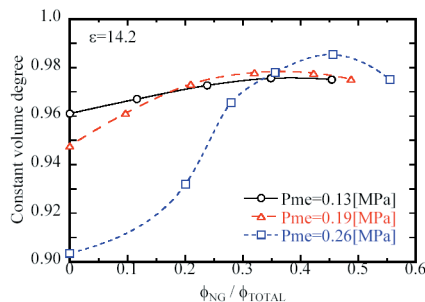
3.3. Granica spalania stukowego w silniku HCCI zasilanego DME/NG

Rysunki 7(a), (b) i (c) przedstawiają wpływ obciążenia silnika na przebieg spalania przy minimalnej ilości DME w pobliżu granicy wypadania zapłonów silnika HCCI zasilanego DME/NG; rysunek 7(a) przedstawia przypadek dla $T_{IN}=40$ [°C] przy minimalnej ilości DME $\phi_{DME,min}=0,12$; rysunek 7(b) przedstawia przypadek dla $T_{IN}=60$ [°C] przy $\phi_{DME,min}=0,10$ a rysunek 7(c) – dla $T_{IN}=80$ [°C] przy $\phi_{DME,min}=0,10$. W badaniach ilość gazu ziemnego została zwiększona po to, aby zwiększyć obciążenie silnika utrzymując równocześnie ilość DME na stałym poziomie. Wraz ze wzrostem obciążenia silni-

addition of natural gas, the constant volume degree of combustion was calculated by using the following equation [11].

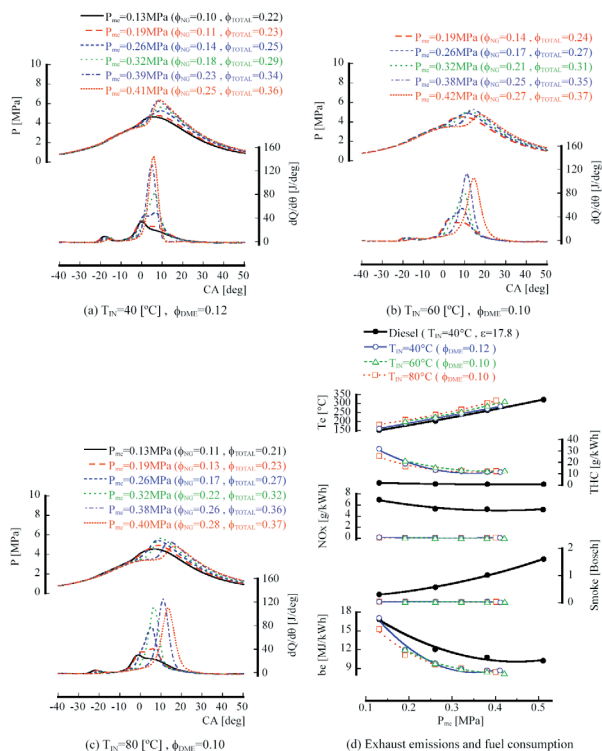
$$\eta_{gl} = \frac{1}{Q\eta_{th}} \int \eta_{th} \cdot \eta_{gl0} dQ = \frac{1}{Q} \int \frac{dQ}{d\theta} \eta_{gl0} d\theta$$

Where, η_{gl} is the constant volume degree, η_{th} is the thermal efficiency of constant volume cycle and, Q and dQ were calculated by the measured pressure data. Figure 6 shows the relationship between the constant volume degree of combustion and the natural gas fraction ϕ_{NG}/ϕ_{TOTAL} . In the case of $P_{me}=0,26$ [MPa], the constant volume degree increases significantly as ϕ_{NG}/ϕ_{TOTAL} increases, and it begins to decrease if ϕ_{NG}/ϕ_{TOTAL} becomes larger than 0.5. In the case of $P_{me}=0,13$ [MPa], on the other hand, the change in the constant volume degree due to ϕ_{NG}/ϕ_{TOTAL} is small. These changes in the constant volume degree due to natural gas fraction coincide well to that of the fuel consumption as shown in Fig. 5(d). In other



Rys. 6. Zmiana stopnia przyrostu ciśnienia spalania przy stałej objętości w zależności od udziału gazu ziemnego ($T_{IN}=40$ [°C], $\epsilon=14,2$)
 Fig. 6. Change in constant volume degree of combustion due to natural gas fraction ($T_{IN}=40$ [°C], $\epsilon=14,2$)

words, fuel consumption can be improved by adding the natural gas, then, by retarding the ignition and the main com-



Rys. 7. Wpływ obciążenia silnika i temperatury doletu na przebieg spalania i osiągi silnika przy minimalnej ilości dodatku DME w silniku HCCI zasilanego mieszaniną DME/NG ($\epsilon=14,2$)

Fig. 7. Effects of engine load and intake temperature on combustion history and engine performance under minimum amount of DME condition in HCCI engine with DME/NG ($\epsilon=14,2$)

ka, a inaczej – wraz ze wzrostem udziału gazu ziemnego ϕ_{NG} , reakcja niskotemperaturowa jest tłumiona i opóźniona, z drugiej strony reakcja wysokotemperaturowa jest opóźniona, ale jej maksymalna szybkość wyraźnie rośnie z powodu wzrostu ilości gazu ziemnego. W przypadku $T_{IN}=40$ [°C], kąt wyprzedzenia piku reakcji wysokotemperaturowej pozostaje bez zmian w pobliżu GMP, jak przedstawia to rysunek 7(a). W tym przypadku maksymalna szybkość reakcji wysokotemperaturowej $(dQ/d\theta)_{max}$ przekracza wartość powyżej 120 [J/deg] przy dużym obciążeniu $P_{me}=0,38$ [MPa], powodując w rezultacie spalanie stukowe. Przy dużym obciążeniu $P_{me}=0,41$ [MPa], spalanie stukowe i wypadanie zapłonów występują równocześnie. Z drugiej strony, w przypadkach $T_{IN}=60$ i 80 [°C] jak przedstawiają to rysunki 7(b) i (c), kiedy obciążenie silnika wzrasta do dużych wartości w pobliżu granicy spalania stukowego, kąt wyprzedzenia zapłonu reakcji wysokotemperaturowej i kąt wyprzedzenia $(dQ/d\theta)_{max}$ są bardziej opóźnione po GMP, następnie $(dQ/d\theta)_{max}$ zmniejsza się i występuje wypadanie zapłonów przy wyższym obciążeniu niż obciążenie granicy spalania stukowego. Obciążenie granicy wypadania zapłonów wynosi $P_{me}=0,42$ [MPa] w przypadku $T_{IN}=60$ [°C] oraz $P_{me}=0,40$ [MPa] przy $T_{IN}=80$ [°C]. Można zauważyć, że przy takich granicach wypadania zapłonów reakcja niskotemperaturowa jest niezauważalna.

Rysunek 7(d) przedstawia zmiany poziomów emisji i zużycia paliwa w zależności od obciążenia silnika przy minimalnej ilości dodatku DME. Przedstawia on także obciążenia granicy zapłonu i granicy spalania stukowego przy temperaturze dolotu $T_{IN}=40, 60$ i 80 [°C]; Linia po prawej stronie określa granicę spalania stukowego, a po lewej stronie – granicę zapłonu. Te charakterystyki porównano z charakterystykami konwencjonalnego silnika ZS. Zarówno emisja NO_x jak i dymu były bliskie poziomowi zerowego w każdym przypadku silnika HCCI zasilanego DME/NG, a zużycie paliwa zmalało w porównaniu do silnikiem ZS przy zwiększaniu obciążenia. W silniku HCCI pozostaje jednak do rozwiązania problem dość wysokiego poziomu całkowitej emisji węglowodorów THC.

Rysunek 8 przedstawia wpływ udziału DME ϕ_{DME} oraz udziału gazu ziemnego ϕ_{NG} na granicę zapłonu i granicę spalania stukowego. Dla $\epsilon=14,2$ i $T_{IN}=40$ [°C] minimalna wartość ϕ_{DME} dla granicy zapłonu maleje prawie liniowo w zakresie $\phi_{NG}=0\sim 0,10$ i jest niemal stała w zakresie $\phi_{NG}=0,1\sim 0,25$ wykazując wartość około $\phi_{DME,min}=0,12$, jak przedstawiają to rysunki 7(a) i 8. W przypadkach wyższej temperatury dolotu $T_{IN}=60$ i 80 [°C] wartość $\phi_{DME,min}$ maleje do 0,10 zgodnie z rysunkiem 7(b) i (c). Ponadto, w przypadku wyższego stopnia sprężania $\lambda=17,8$, $\phi_{DME,min}$ został zmniejszony do 0,05 dla $T_{IN}=80$ [°C]. Stwierdzono, że na minimalną ilość DME dla granicy zapłonu prawie wcale nie ma wpływu ilość gazu ziemnego, za wyjątkiem przypadku małych wartości ϕ_{NG} , lecz to zależy od temperatury dolotu i stopnia sprężania.

Zgodnie z rysunkiem 8, w przypadku $\phi_{NG}=0$, granicę spalania stukowego $P_{me}=0,26$ [MPa] osiąga się przez dodanie DME w ilości około $\phi_{DME}=0,4$, a maksymalne obciążenie granicy spalania stukowego $P_{me}=0,45$ [MPa] osiągnięte jest przy minimalnej ilości DME około $\phi_{DME,min}=0,1$ przez dodanie od-

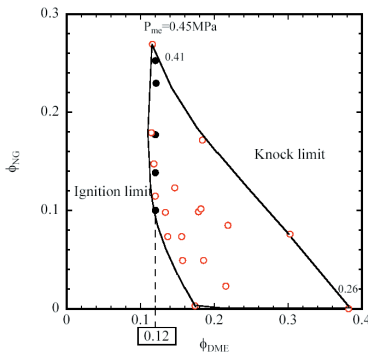
bustion so as to attain a high constant volume degree of combustion.

3.3. Knock Limit in HCCI Engine with DME/NG

Figures 7(a), (b), and (c) show the effect of engine load on combustion history under the minimum amount of DME near the misfire limit of the HCCI engine with DME/NG; Fig. 7(a) shows the case of $T_{IN}=40$ [°C] with the minimum DME amount of $\phi_{DME,min}=0,12$, Fig. 7(b) is that of $T_{IN}=60$ [°C] with $\phi_{DME,min}=0,10$ and Fig. 7(c) is that of $T_{IN}=80$ [°C] with $\phi_{DME,min}=0,10$. In the experiments, the amount of natural gas was increased to increase the engine load while keeping the minimum amount of DME constant. As the engine load is increased, in other words, as the natural gas fraction ϕ_{NG} increases, the low-temperature reaction is suppressed and delayed, on the other hand, the high-temperature reaction is de-layed but its maximum rate increases markedly due to increase of the natural gas amount. In the case of $T_{IN}=40$ [°C], the timing of the peak high-temperature reaction remains unmoved near TDC as shown in Fig. 7(a). In this case, the maximum rate of the high-temperature reaction $(dQ/d\theta)_{max}$ surpasses over 120 [J/deg] at the high load of $P_{me}=0,38$ [MPa], resulting in knock. At the higher load of $P_{me}=0,41$ [MPa], knock and misfire occurs simultaneously. On the other hand, in the cases of $T_{IN}=60$ and 80 [°C] as shown in Figs. 7(b) and (c), as the engine load is increased up to the high load near knock limit, the ignition timing of the high-temperature reaction and the timing of $(dQ/d\theta)_{max}$ are both delayed further after TDC, then, the value of $(dQ/d\theta)_{max}$ decreases and misfire occurs at the higher load than the knock limit load. The misfire limit load is $P_{me}=0,42$ [MPa] in the case of $T_{IN}=60$ [°C] and it is $P_{me}=0,40$ [MPa] in that of $T_{IN}=80$ [°C]. It is noticeable that, in these misfire limits, the low-temperature reaction is indistinguishable.

Figure 7(d) shows changes in exhaust emissions and fuel consumption due to engine load under the minimum amount of DME condition. The figure also shows the ignition limit and knock limit loads under three conditions with the intake temperature of $T_{IN}=40, 60$ and 80 [°C]; the right-side end of the line indicates the knock limit and the left-side end is the ignition limit. Those characteristics are compared with the ones of the conventional diesel engine. Both NO_x and smoke were almost zero level in any case of the HCCI engine with DME/natural gas, and the fuel consumption becomes lower compared with the diesel engine as the engine load is increased. However, a fairly high THC problem remains to be solved in the HCCI engine.

Figure 8 shows the effect of the DME amount ϕ_{DME} and the natural gas amount ϕ_{NG} on the ignition limit and the knock limit. Under the condition of $\lambda=14,2$ and $T_{IN}=40$ [°C], the minimum equivalence ratio of ϕ_{DME} for ignition limit decreases almost linearly between $\phi_{NG}=0\sim 0,10$ and it is almost constant between $\phi_{NG}=0,1\sim 0,25$ showing the value about $\phi_{DME,min}=0,12$ as shown in Fig. 8 and Fig. 7(a). In the cases of the higher intake temperature of $T_{IN}=60$ and 80 [°C], the value of $\phi_{DME,min}$ decreases to 0,10 as shown in Figs. 7(b) and (c). Furthermore, $\phi_{DME,min}$ was decreased to 0,05 for $T_{IN}=80$



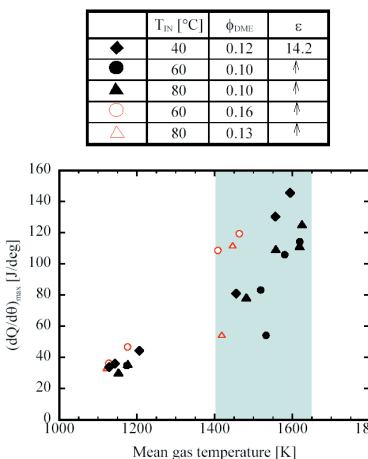
Rys. 8. Zależność pomiędzy ϕ_{DME} a ϕ_{NG} na granicy zapłonu i granicy spalania stukowego ($T_{IN}=40$ [°C], $\epsilon=14,2$)

Fig. 8. Relationship between ϕ_{DME} and ϕ_{NG} in ignition limit and knock limit ($T_{IN}=40$ [°C], $\epsilon=14.2$)

powiedniej ilości gazu ziemnego $\phi_{NG}=0,27$. Podczas, gdy ilość DME maleje, ilość gazu ziemnego dla granicy spalania stukowego rośnie prawie liniowo, zgodnie z rysunkiem 8, a łączny udział paliwa oznaczony jako $\phi_{TOTAL} = \phi_{DME} + \phi_{NG}$ również rośnie wzdłuż linii granicy spalania stukowego, czyli, najwyższe obciążenie granicy spalania stukowego można osiągnąć przy minimalnej ilości DME.

Rysunek 9 przedstawia wpływ udziału gazu ziemnego oznaczonego przez ϕ_{DME}/ϕ_{TOTAL} na temperaturę zapłonu reakcji nisko- i wysokotemperaturowych. Temperatura zapłonu to średnia temperatura gazu wewnątrz cylindra przy danym kącie wyprzedzenia zapłonu, który został zdefiniowany jako punkt przecięcia linii zerowej odpowiedniej linii stycznej na krzywych szybkości reakcji nisko- i wysokotemperaturowych. Dwie linie kropkowane odpowiednio wskazują temperatury zapłonu reakcji nisko- i wysokotemperaturowych w przypadku samego DME, które wynoszą odpowiednio 730 i 960 [K]. Obie wartości temperatury zapłonu wzrastają nieco wraz ze wzrostem udziału gazu ziemnego. To jest przyczyna dławczego chwila zapłonu reakcji nisko- i wysokotemperaturowych jest opóźniona, gdy rośnie ilość gazu ziemnego ϕ_{NG} .

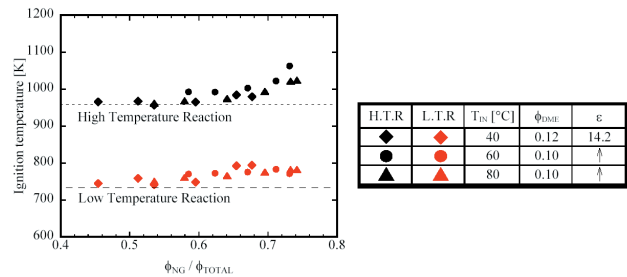
Rysunek 10 przedstawia zależność pomiędzy maksymalną



Rys. 10. Zależność pomiędzy maksymalną szybkością reakcji wysokotemperaturowych $(dQ/d\theta)_{max}$ a średnią temperaturą ładunku w silniku HCCI zasilanego DME/NG

Fig. 10. Relationship between maximum high-temperature reaction rate $(dQ/d\theta)_{max}$ and in-cylinder mean gas temperature in HCCI engine with DME/NG

szybkością reakcji wysokotemperaturowej $(dQ/d\theta)_{max}$ a średnią temperaturą gazu wewnątrz cylindra przy maksymalnym wyprzedzeniu zapłonu. Gdy $(dQ/d\theta)_{max}$ osiąga wartość powyżej około 120 [J/deg], pojawia się spalanie stukowe z powodu bardzo dużej szybkości reakcji. Zgodnie z wynikiem badań przedstawionym w poprzednim rozdziale, spalanie stukowe występuje, kiedy średnia temperatura gazu wewnątrz cylindra osią-



Rys. 9. Wpływ udziału gazu ziemnego na temperaturę zapłonu reakcji nisko- i wysokotemperaturowych w silniku HCCI zasilanego DME/NG

Fig. 9. Effect of natural gas fraction on ignition temperatures of low- and high-temperature reactions in HCCI engine with DME/NG

[°C] in the case of the higher compression ratio of $\epsilon=17.8$. It is convinced that the minimum amount of DME for ignition limit is hardly affected by the amount of natural gas except for the case with a small ϕ_{NG} , but it is dependent on the intake temperature and the compression ratio.

As shown in Fig. 8, in the case of $\phi_{NG}=0$, the knock limit load of $P_{me}=0.26$ [MPa] is attained by giving the DME amount about $\phi_{DME}=0.4$, on the other hand, the maximum knock limit load of $P_{me}=0.45$ [MPa] is attained at the minimum DME amount about $\phi_{DME,min}=0.1$ giving the natural gas amount of $\phi_{NG}=0.27$. As the DME amount is decreased, the natural gas amount for knock limit increases almost linearly as shown in Fig. 8, and the total amount denoted by $\phi_{TOTAL}=\phi_{DME}+\phi_{NG}$ also increases along the knock limit line, in other words, the highest knock limit load can be obtained at the minimum DME amount.

Figure 9 shows the effect of the natural gas fraction denoted by ϕ_{NG}/ϕ_{TOTAL} on the ignition temperatures of the low- and high-temperature reactions. The ignition temperature is the in-cylinder mean gas temperature at the ignition timing which was defined as the zero-cross point of the respective tangential line on the low- and high-temperature reaction rate curves. Two dotted lines indicate the ignition temperatures of the low- and high-temperature reaction respectively in the case of DME alone, which are 730 and 960 [K] respectively. Both ignition temperatures increases slightly as the natural gas fraction increases. This is the reason why the ignition timings of the low- and high-temperature reactions are delayed as the amount of natural gas ϕ_{NG} increases.

Figure 10 shows the relationship between the maximum rate of the high-temperature reaction $(dQ/d\theta)_{max}$ and the in-cylinder mean gas temperature at the maximum rate timing. When $(dQ/d\theta)_{max}$ becomes higher than about 120 [J/deg], knocking phenomenon appeared due to a fairly large reaction rate. According to the experimental result shown in the preceding section, the knock occurs when the in-cylinder mean gas temperature becomes as high as $1,400\pm 50$ [K] in the case of DME alone and it was about $1,600\pm 50$ [K] in the case of natural gas according to the references [8, 15, 16]. As shown in Fig. 10, showing some scattering, it is reasonable that the knock occurs at the temperature range between 1,400 and 1,650 [K] depending on the DME fraction.

ga wysokie wartości wynoszące 1400 ± 50 [K] w przypadku samego DME i 1600 ± 50 [K] w przypadku gazu ziemnego wg materiałów źródłowych [8, 15, 16]. Jak widać z rysunku 10, na którym przedstawiono pewne rozproszenie wyników, uzasadnione jest twierdzenie, że spalanie stukowe występuje w przedziale temperatur pomiędzy 1400 a 1650 [K], zależnie od udziału DME.

Rysunek 11 przedstawia porównanie sprawności cieplnej pomiędzy silnikiem konwencjonalnym a silnikiem HCCI zasilanym DME/NG. W silniku HCCI na DME/NG osiągana jest bardzo wysoka sprawność cieplna 43%, podczas gdy maksymalna sprawność konwencjonalnego silnika ZS wyniosła 35 [%].

4. Wnioski

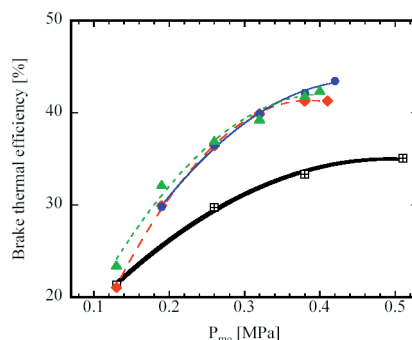
W tym opracowaniu eksperymentalnie zbadano wpływ dodania gazu ziemnego na zmniejszenie intensywności reakcji niskotemperaturowych DME oraz wpływ ilości DME i temperatury dolotu na szybkości reakcji utleniania nisko- i wysokotemperaturowego, granicę spalania stukowego mieszanki DME/gaz ziemny, a także zakres obciążenia użytecznego silnika HCCI. Wnioski końcowe są następujące:

- Mały stopień sprężania silnika około 14 jest odpowiedni dla spalania DME w silniku HCCI.
- Niskotemperaturowa reakcja DME została znacznie stłumiona poprzez dodanie gazu ziemnego.
- Obciążenie silnika na granicy spalania stukowego znacznie zwiększa się poprzez dodanie gazu ziemnego, a szerszy zakres obciążenia użytecznego uzyskuje się przy mniejszej ilości DME.
- Niższa temperatura dolotu jest korzystna dla stłumienia spalania stukowego, co skutkuje poszerzeniem zakresu obciążenia użytecznego.
- Spalanie stukowe pojawia się przy średniej temperaturze gazu wewnątrz cylindra wynoszącej około 1400 [K] w przypadku samego DME i około 1600 [K] w przypadku gazu ziemnego.
- W przypadku mieszanki DME/gaz ziemny spalanie stukowe pojawia się w przedziale temperatur pomiędzy 1400 a 1650 [K], zależnie od ilości DME.
- Opóźnienie zapłonu spowodowane dodaniem gazu ziemnego daje wzrost stopnia przyrostu ciśnienia spalania przy stałej objętości, czyli wyższą sprawność cieplną.
- Silnik HCCI zasilany mieszaniną DME/gaz ziemny daje prawie zerową emisję NO_x i dymu za wyjątkiem emisji niespalonych węglowodorów; osiągana jest przy tym większa sprawność cieplna w porównaniu z konwencjonalnym silnikiem ZS.

Podziękowania

Autorzy wyrażają wdzięczność firmom Saibu Gas Co., Ltd., ISUZU Motors Ltd., Bosch Automotive Systems Corp. za wsparcie; ponadto pragną podziękować Panom Onitsuka, S. i Noguchi, D., absolwentom *Energy System Laboratory* Uniwersytetu w Nagasaki.

	T_{in}	ϕ_{DME}	ϵ	test condition
□	40	-	17.8	Diesel ($\theta_{inj}=7^\circ\text{BTDC}$)
◇	20	0.08	14.2	HCCI(DME/NG)
●	40	0.07	↑	↑
▲	60	0.06	↑	↑



Rys. 11. Porównanie sprawności cieplnej pomiędzy silnikiem HCCI zasilanym DME/NG a konwencjonalnym silnikiem ZS

Fig. 11. Comparison of brake thermal efficiency between HCCI engine with DME/NG and conventional diesel engine

Figure 11 shows the comparison of the brake thermal efficiency between the conventional diesel engine and the HCCI engine with DME/NG. A very high brake thermal efficiency of 43% is attained in the HCCI engine with DME/NG while the maximum efficiency of the conventional diesel engine was 35 [%].

4. Conclusions

In the present study, the effect of the natural gas addition on suppression of the low-temperature reaction of DME, and the effects of the DME amount and the intake temperature on the reaction rates of both low- and high-temperature oxidation, the

- knock limit of the DME/natural gas mixture, and the operation load range of the HCCI engine were investigated experimentally. The concluding remarks obtained are as follows;
- The low engine compression ratio about 14 is suitable for the HCCI combustion of DME.
 - The low-temperature reaction of DME was suppressed remarkably by addition of natural gas.
 - The knock limit load is increased remarkably by addition of natural gas, and a wider operation load range is obtained at the smaller amount of DME.
 - The lower intake temperature is favorable for suppression of knock, and a wider operation load range results.
 - The knock appears at the in-cylinder mean gas temperature about 1,400 [K] in the case of DME alone, and about 1,600 [K] in that of natural gas.
 - In the case of DME/natural gas mixture, the knock appears between 1,400 and 1,650 [K] depending on the DME amount.
 - The retardation of ignition timing due to natural gas addition results in an increase of the constant volume degree of combustion, then, results in a higher thermal efficiency.
 - The HCCI engine with DME/natural gas gives almost zero NO_x and zero smoke emissions except for the unburned hydrocarbon emission, and also a higher thermal efficiency is achieved compared with a conventional diesel engine.

Acknowledgments

The authors express their gratitude to Saibu Gas Co., Ltd., ISUZU Motors Ltd., Bosch Automotive Systems Corp. for their supports, and also wish to thank to Messrs Onitsuka, S. and Noguchi, D., graduate students of Energy System Laboratory, Nagasaki University.

Skróty i oznaczenia/Abbreviation and Nomenclature

DME	dimetyl eter/ <i>dimethyl ether</i>
HCCI	silnik o zapłonie samoczynnym z mieszanką homogeniczną <i>/Homogeneous Charge Compression Ignition</i>
NG	gaz ziemny/ <i>Natural Gas</i>
NO _x	tlenki azotu/ <i>nitrogen oxides</i>
P _{me}	średnie ciśnienie użyteczne/ <i>brake mean effective pressure</i>
THC	całkowita emisja węglowodorów/ <i>Total Hydrocarbons</i>

T _{IN}	temperatura powietrza dolotowego/ <i>inlet air temperature</i>
ZS	silnik o zapłonie samoczynnym/ <i>diesel engine</i>
φ _{DME}	współczynnik składu mieszanki dla DME/ <i>air/fuel ratio for DME</i>
φ _{NG}	współczynnik składu mieszanki dla gazu ziemnego/ <i>air/fuel ratio for natural gas</i>
φ _{TOTAL}	całkowity współczynnik składu mieszanki/ <i>total air/fuel ratio</i>

Artykuł recenzowany

Literatura/Bibliography

- [1] Agarwal A., Assanis D.: Multi-Dimensional Modeling of Ignition, Combustion and Nitric Oxides Formation in Direct Injection Natural Gas engines. SAE, 2000, Paper No.2000-01-1839.
- [2] Kajitani S., Chen Z. L., Konno M., Rhee K. T.: Engine Performance and Exhaust Characteristics of Direct Injection Diesel Engine Operated with DME. SAE, 1997, Paper No. 972973.
- [3] Kajitani S., Oguma M., Mori T.: DME Fuel Blends for Low-emission, Direct-injection Diesel engines. SAE, 2000, Paper No. 2000-01-2004.
- [4] Ishida M., Ueki H., Sakaguchi D., Imaji H.: Simultaneous Reduction of NO_x and Smoke by Port Injection of Methanol/Water Blend in a DI Diesel Engine. Proc. of 15th Internal Combustion Engine Symposium, 1999, Paper No. 9935202, pp. 93-98.
- [5] Johnson J.K., Berlowitz P.J., Ryan D.F., Wittenbrink R.J., Genetti W.B., Ansell L.L., Kwon Y., Rickeard D.J.: Emissions from Fischer-Tropsch Diesel Fuels. SAE, 2001, Paper No. 2001-01-3518.
- [6] Kusaka J., Daisho Y., Kihara R., Saito T., Nakayama S.: Combustion and Exhaust Gas Emissions Characteristics of a Diesel Engine Dual-Fueled with Natural Gas. Proc. of 4th International Symposium COMODIA, 1998, pp. 555-560.
- [7] Ishida M., Tagai T., Ueki H.: Effect of EGR and Preheating on Natural Gas Combustion Assisted with Gas-Oil in a Diesel Engine. JSME International Journal, 2003, Series B, Vol. 46, No. 1, pp. 124-130.
- [8] Tagai T., Ishida M., Ueki H., Watanabe T.: Effect of Equivalence Ratio and Temperature of CNG Pre-mixture on Knock Limit in a Dual Fueled Diesel Engine. SAE 2003 Transactions, Journal of Fuels and Lubricants, Section 4, Paper No. SAE 2003-01-1934, pp. 1807-1816 (2003).
- [9] Saito H., Sakurai T., Sakonji T., Hirashima T., Kanno K.: Study on Lean Burn Gas Engine Using Pilot Oil as the Ignition Source. SAE, 2001, Paper No. 2001-01-0143.
- [10] 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, 2001, Paper No. 2001-01-1245.
- [11] Chen Z., Konno M., Oguma M., Yanai T.: Experimental Study of CI Natural-Gas/DME Homogeneous Charge Engine. SAE, 2000, Paper No. 2000-01-0329.
- [12] Chen Z., Konno M.: How to Put the HCCI Engine to Practical Use: Control the Ignition Timing by Compression Ratio and Increase the Power Output by Supercharge. SAE 2003 Transactions, Journal of Fuels and Lubricants, Section 4, Paper No. SAE 2003-01-1832, pp. 1255-1263 (2003).
- [13] Shudo T., Ono Y.: HCCI Combustion of Hydrogen, Monoxide and Dimethyl Ether. SAE 2002 Transactions, Journal of Engines, Section 3, Paper No. SAE 2002-01-0112, pp. 459-464 (2002).
- [14] Shudo T., Ono Y., Takahashi T.: Influence of Hydrogen and Carbon Monoxide on HCCI Combustion of Dimethyl Ether. SAE 2002 Transactions, Journal of Fuels and Lubricants, Section 4, Paper No. SAE 2002-01-2828, pp. 1784-1793 (2002).
- [15] Ishida M., Tagai T., Ueki H., Sakaguchi D.: Ignition and Combustion Characteristics of Methanol Mixture in a Dual Fuel Diesel Engine. Proc. of 6th International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines (COMODIA 2004), Yokohama, Paper ID No. 33, pp. 1-8 (2004).
- [16] Ishida M., Tagai T., Ueki H., Sakaguchi D.: Comparison of Combustion Characteristics between Natural Gas and Methanol in a Dual Fuel Diesel Engine. Proc. of International Conference on Vehicles Alternative Fuel Systems & Environmental Protection, Dublin, pp. 217-222 (2004).

* Masahiro Ishida – Wyższa Szkoła Nauki i Technologii, Uniwersytet w Nagasaki, Japonia.

Mr Masahiro Ishida – Graduate School of Science and Technology, Nagasaki University, Japan.



Sukho Jung – Wyższa Szkoła Nauki i Technologii, Uniwersytet w Nagasaki, Japonia.

Mr Sukho Jung – Graduate School of Science and Technology, Nagasaki University, Japan.



Hironobu Ueki – Wydział Inżynierski Uniwersytetu w Nagasaki, Japonia.

Mr Hironobu Ueki – Faculty of Engineering, Nagasaki University, Japan.



Daisaku Sakaguchi – Wydział Inżynierski Uniwersytetu w Nagasaki, Japonia.

Mr Daisaku Sakaguchi – Faculty of Engineering, Nagasaki University, Japan.

