# マイクロパイロット着火方式における希薄予混合ガス燃焼の 着火,排気に関する研究

高木 正英\*,川内 智詞\*,城田 英之\*,横井 威\*

## Study on Ignition and Emission Characteristics of Premixed Lean Burn Combustion using Micro-Pilot Ignition Method

by

## Masahide TAKAGI, Satoshi KAWAUCHI, Hideyuki SHIROTA and Takeshi YOKOI

### Abstract

Lean-burn natural-gas engines have higher thermal efficiency and emission performance. The objective of this study was to investigate the possibilities for the reduction of greenhouse gas (GHG) emissions of the gas engine. In addition, the ignition, combustion and emission performance of a micro-pilot ignited lean burn gas combustion was evaluated experimentally. Experimental parameters are ambient pressures, equivalence ratio and pilot liquid fuel injection pressure. These parametric study were performed by means of a rapid compression machine. The results indicated that GHG reduction ratio of a gas engine with a methane slip is dependent on the equivalence ratio. It is possible to GHG emission reduction of approximately 12% from the prediction conversion effects of the gas engine. The prediction method is based on a database of greenhouse gases from the actual marine engines. The ignition delay time can be shortened by the ambient high pressure. On the other hand, the combustion period varies depending on the equivalence ratio than the ambient pressure. The ignition delay time was prolonged at long spray-tip penetration of pilot spray. To promote the pilot spray ignition, it is necessary to suppress the diffusion of the pilot fuel by the low injection pressure or high ambient pressure. An increase in equivalence ratio and ambient pressure results in an increase in NOx emissions and a decrease in CH<sub>4</sub> emissions. CO, CH<sub>4</sub> emissions are minimal with respect to NOx emissions at the ambient conditions of low equivalence ratio and high ambient pressure.

 <sup>\*</sup> 環境・動力系
 原稿受付 平成 27 年 11 月 9 日
 審 査 日 平成 28 年 1 月 14 日

## 目 次

1.	まえがき・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	28
2.	温暖化ガスを対象としたディーゼルエンジンからの転換検討・・・・・	30
	2.1 理論的考察 · · · · · · · · · · · · · · · · · · ·	30
	2.2 日本国内データによる推定 ······	32
3.	マイクロパイロット方式における燃焼、排気に関する検討・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	33
	3.1 実験装置・方法・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	33
	3.2 実験結果及び考察・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	37
	3.2.1 燃焼状態の検討・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	37
	3.2.2 燃料噴霧と着火, 燃焼との関係・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	40
	3.2.3 雰囲気条件の及ぼす燃焼生成物への影響・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	41
4.	まとめ・・・・・	43
参	考文献 ••••••	44

## 記号

$C_F$	: CO <sub>2</sub> 換算係数	$[g/g_{fuel}]$
$C_{F'}$	:温暖化ガス換算係数(CO <sub>2</sub> +メタン)	$[g/g_{fuel}]$
$C_{FMS}$	: CO <sub>2</sub> 換算係数(メタンスリップ)	$[g/g_{fuel}]$
$d_0$	: 噴孔径	[mm]
$L_b$	: 噴霧先端到達距離	[mm]
$P_a$	: 雰囲気(シリンダ内)圧力	[MPa]
$P_b$	: 吸気圧力(下死点圧力)	[MPa]
$T_a$	: 雰囲気(シリンダ内)温度	[K]
$T_b$	: 吸気温度(下死点温度)	[K]
$O_{2_{in}}$	: 予混合気酸素濃度	[%]
<i>m</i> <sub>inj</sub>	:液体燃料噴射質量	[mg]
$P_{inj}$	:液体燃料噴射圧力	[MPa]
t <sub>inj</sub>	: 液体燃料噴射からの時間	[ms]
$T_w$	:壁温	[°C]
α	: メタンスリップ分子数	[mol]
ΔP	:最大圧力と着火時圧力の差	[MPa]
$\phi_g$	: 気体当量比	[-]
$ au_{ign}$	: 着火遅れ	[ms]
$\tau_{HRR max}$	: 最大熱発生率までの時間	[ms]
$ au_{90-10}$	: 燃焼期間	[ms]

1. まえがき

IMO(国際海事機関)における排ガス規制は、窒素酸化物(以下,NOx)、硫黄酸化物(以下,SOx)について 行われており、PM(Particulate Matter)やBC(Black Carbon)と言われる粒子状物質の規制についても検討が始まって いる.また、二酸化炭素(CO<sub>2</sub>)の排出に対してもEEDI(Energy Efficiency Design Index)と呼ばれる船舶のエネ ルギ効率に関する規制が始まっている状況で、舶用機関からの排出ガスへの対応がこれまで以上に望まれている. このような環境下で、これらへの対応策の一つとして、天然ガス燃料船の可能性が高まってきており、ガス燃料 エンジンについての様々な検討がなされている<sup>1)</sup>. 天然ガスは,基本的に燃料中に含まれている硫黄分がほとん どなく,発熱量あたりの CO<sub>2</sub>排出量は液体燃料の約 0.75 倍になるため,ディーゼルエンジンとガスエンジンが同 一熱効率であれば,CO<sub>2</sub>排出量も低減できる.しかし,舶用機関がディーゼルエンジンからガスエンジンに転換 された時の温室効果ガスの総量について両者の比較を理論的及び現在総量をベースにした検討を行っている例は 見当たらず,試算を行い,現状レベルの検証や考え方の整理を行う必要がある.

ガスエンジンの種類は、大きく分けて燃料筒内直噴型と燃料予混合型がある.燃料筒内直噴型は、ガスインジェ クタを用いて高圧化されたガス燃料を直接シリンダ内に噴射する手法、それに対して燃料予混合型は、ガス燃料 と空気を予め吸気ポート内で混合したものをシリンダ内に導入する手法である.予混合型には、燃焼室形状によ る分類として副室式と単室式、ガス燃料の着火方式によって、火花点火方式と少量の液体燃料を用いるマイクロ パイロット方式があるが、これらの方式の特長に則してシリンダ直径、シリンダ内容積はほぼ決定される.なお、 燃料筒内噴射型もガス燃料の着火に液体燃料のパイロット噴射が必要なため、燃料予混合型の火花点火方式のみ、 液体燃料を使用する必要がなく、ガス燃料のみで運転できることが利点の一つになっている.シリンダ直径は、4 ストロークエンジンでの火花点火、マイクロパイロット、2 ストロークエンジンでの筒内直噴の順で大きくなっ ていく、直径が大きくなると、予混合型ではシリンダ内の予混合気を火炎の進展によって燃焼させる必要がある ため、全領域を火炎伝播によって燃焼させるには時間がかかるようになり、直噴型に変更されることになる.但 し現在では、2 ストロークエンジンにおける予混合型ガスエンジンの研究、開発も行われている<sup>1)</sup>.

排気の観点から見ると、NOx の生成は、空間内の局所的な温度の影響が大きく、NOx 低減のためには燃焼時の 温度を低下させる必要がある。予混合型の場合には低 NOx 化のために量論燃焼から希薄燃焼へと変更され、その 結果、未燃のガス燃料(以下、メタンスリップ)が増加する傾向にある。ガス燃料の主成分であるメタンは温暖 化係数が 25 と高く、炭化水素は光化学オキシダントの原因物質と考えられているため、大気への排出は温暖化と 環境汚染の両方に影響を与えることになる。それに対して、筒内直噴型は、メタンスリップはほとんどないが、 低 NOx を図るのが難しく、EGR(排ガス再循環)や SCR(選択触媒還元)などの低 NOx 化技術を利用しないと IMO の規制に対応できないと考えられている。

本研究では、マイクロパイロット着火方式希薄予混合型の燃焼を対象にして検討を行う.本方式を対象とした 理由は以下の通りである.舶用機関への適用を考えた場合、ガスエンジンは急激な負荷の変動に弱く、動特性の 改善<sup>1)</sup>などのエンジン側での対応が迫られているが、冗長性の確保の観点からディーゼルエンジンとしても使用 できることが望ましいと考えられる.この時、ディーゼルエンジン用の液体燃料があることから、着火安定性を 確保できるマイクロパイロット方式が適用しやすい.また、火花点火方式よりも点火エネルギが大きく、希薄化 によって生じる失火を抑制する効果も期待できる.

このマイクロパイロット方式では、予混合気中での微小の液体燃料が着火源となる.そのため火花点火方式に 比べて着火に関する現象として液体燃料の微粒化や、液体燃料と気体燃料の二種燃料混合気の酸化(燃焼)反応 などが付加され、より複雑な現象となり、着火のメカニズムについて未だに解明されていないことが多い.また、 着火の安定性と排気特性の改善について、両立する手法も確立されていない. マイクロパイロット着火方式の予 混合ガス燃焼に関する研究は、予混合ガス燃焼や、ディーゼル燃焼の研究に比べて、これまで研究対象としてい る例は多くなかった.メタン空気予混合気の強制着火に関しては、例えば Gupta<sup>2)</sup>らが急速圧縮装置を用いて通常 のスパーク点火とレーザー点火を比較しており、通常のスパーク点火方式では、当量比の増加によって着火遅れ が増加することを示している.飯田ら<sup>3</sup>は、ディーゼル噴霧燃焼において、雰囲気をメタン空気予混合気にした 時のディーゼル噴霧の着火遅れを調べ、メタン当量比の増加によって、着火遅れが増加することを示した. Schlatter ら<sup>4)</sup>は、急速圧縮膨張装置によって、液体燃料噴射弁の噴孔数を変更(3孔,6孔)した時の着火への影 響を OH ラジカル計測から調べ、どちらの噴孔数でも当量比の増加によって着火遅れが増加する傾向にあること を示し、また可視化によって 6 孔の方が、より早く燃焼室の領域を火炎が覆うことを明らかにした、また、Liu ら<sup>5</sup>は、マイクロパイロット方式のガスエンジンを多領域モデルを用いて燃焼解析を行い、メタンスリップ、CO の予測を行っている. 排気特性に関しては、Krishnan ら<sup>6</sup>が検討を行っており、燃料噴射時期の変更による NOx, CO, メタン排出への影響を調べ、同型ディーゼルエンジンと同一熱効率で比較すると、ガスエンジンにすること で NOx を約 95%低減できる結果を示している.

このような既存研究があるが、マイクロパイロット噴霧の挙動と着火・燃焼過程の関連性について着目して行われた研究は少なく、パイロット噴霧の貫徹力と着火、燃焼との関係は明確になっていない.また、メタンの排出低減を酸化触媒で行おうとすると触媒活性温度が高く、浄化するためには何らかの付加設備などの工夫が必要になることから、シリンダ内での燃焼改善による低減手法を検討する方が現実的であると考えられる.その時に 圧力、当量比といった周囲条件によって、排気、とりわけメタンスリップへの影響について検討されている例は見当たらない.

以上のことから、本研究では以下の3点について検討した.まず、ディーゼルエンジンからガスエンジンに転換された時の温室効果ガス排出量の影響度について試算し、ガスエンジンのメリットを生かせる範囲と現状把握を行い、ガスエンジンの温室効果ガスに対する有効性について検証した.次に、雰囲気圧力、当量比、パイロット液体燃料噴射圧力と着火、燃焼性の関係について、最後に、メタンスリップとNOxを中心に排出ガスの特性評価と同時低減の可能性について、実験・解析を行った結果を示す.

#### 2. 温暖化ガスを対象としたディーゼルエンジンからの転換検討

#### 2.1 理論的考察

ディーゼルエンジンからガスエンジンへの転換は温暖化ガスの排出の観点から有効であることが知られている. CO<sub>2</sub>換算係数 C<sub>F</sub>は単位燃料質量[g]あたりの CO<sub>2</sub>排出質量[g]と定義される. EEDI 計算ガイドライン<sup>¬</sup>によれば, 同一燃料消費率[g/kWh]で CO<sub>2</sub>排出のみを考えれば,天然ガスの方が燃料質量あたりの CO<sub>2</sub>排出量を約 15%低減 することができる.しかしながら,ここでは天然ガスエンジンからの温室効果ガスの排出をメタンスリップを含 めて評価するために,理論上において,ガス燃料への転換のメリットが得られる上限のメタンスリップ濃度を試 算する.比較対照とするディーゼルエンジンで使用する液体燃料は,EEDI 計算ガイドライン<sup>¬1</sup>中で,Diesel/gas oil と称される Distillate marine fuel (ISO8217:2010, DMX~DMB)を選択する.Diesel/gas oil の炭素含有率は 0.8744<sup>¬1</sup>, 発熱量は 42700kJ/kg<sup>¬1</sup>である.次に CO<sub>2</sub>換算係数 C<sub>F</sub>の算出方法を確認する.Diesel/gas oil の成分を炭素と水素の みで構成されると仮定し,炭素数を a とすると Diesel/gas oil の化学式は C<sub>a</sub>H<sub>12(0.12560.8744)a</sub>となる.燃料 1mol あた りの CO<sub>2</sub>排出モル数は,完全燃焼を仮定すると a [mol]になる.炭素の原子数を 12,水素の原子数を 1 とすると, C<sub>F</sub>は

$$C_{F} = \frac{CO_{2}[g]}{fuel[g]} = \frac{44 [g/mol] \times a [mol]}{\{12a + 12(0.1256/0.8744)a\}[g/mol] \times 1 [mol]}$$

$$= \frac{44}{12} \times 0.8744 = 3.206$$
(2.1)

となる. これを単位発熱量あたりに変換すると,ディーゼルエンジンからの単位燃料エネルギあたりの CO<sub>2</sub>排出 量は,3.206×10<sup>3</sup>/42700=0.075 g/kJ である. それに対して,EEDI 計算ガイドライン中での天然ガスの C<sub>F</sub>は2.75 であるので,同様の手法を用いるとこの天然ガスの燃料成分は,メタンのみで構成されていると仮定して算出さ れていることがわかる.ここでも天然ガスをメタンとすると,ガスエンジン内におけるメタンの化学反応式は, メタンスリップを含めて考えると以下のように表される.

$$\phi_{G}CH_{4} + 2(O_{2} + 3.773N_{2}) = (\phi_{G} - \alpha)CO_{2} + 2(\phi_{G} - \alpha)H_{2}O + 2(1 - \phi_{G} + \alpha)O_{2} + 2 \times 3.773N_{2} + \alpha CH_{4}$$
(2.2)

φ<sub>G</sub>は気体当量比,αはメタンスリップの分子数である.以上の化学反応式からメタンスリップの分子数は、以下のようになる.なお,CH<sub>4</sub>はTHC(Total hydrocarbon)計での計測結果によって代用されることを想定する.従って、

計測は、水分を含んだ湿り状態で行われることになるため、式(2.3)の右辺分母の分子数の総和には H<sub>2</sub>O 分を含んでいる.

$$\begin{bmatrix} CH_4 \end{bmatrix} = \frac{\alpha}{\phi_G + 2 \times 4.773}$$
(2.3)  
$$\alpha = \begin{bmatrix} CH_4 \end{bmatrix} (\phi_G + 2 \times 4.773)$$
(2.4)

[CH<sub>4</sub>]はメタンスリップ濃度[vol./vol.]である.以上の式より,ガス燃料(メタン)質量あたりのメタンスリップ質 量 C<sub>FMS</sub>を求めると,

 $C_{FMS} = \frac{\alpha}{\phi_G} = \left[CH_4\right] \left(1 + \frac{2 \times 4.773}{\phi_G}\right)$ (2.5)

つまり同一メタンスリップ濃度であったとしても当量比の違いによって,燃料質量あたりのスリップ量が異なる ことを式(2.5)は示している.メタンスリップを含めたガスエンジンの単位燃料質量あたりの温暖化ガス排出質量 C<sub>F</sub>は、メタンの温暖化係数 25 を考慮して、

$$C_{F'} = \frac{44}{16} \frac{\phi_G - \alpha}{\phi_G} + 25 \times C_{FMS} = 2.75 + 22.25 \left[ CH_4 \right] \left( 1 + \frac{2 \times 4.773}{\phi_G} \right)$$
(2.6)

となる. 従って,単位発熱量あたりに変換すると,  $C_F \times 10^3/48000 \text{ g/kJ}$ となり, Diesel/gas oil 使用時のディーゼル エンジンからの単位発熱量あたりの CO<sub>2</sub>排出量 0.075 g/kJ となるメタンスリップ濃度を,当量比ごとに求めるこ とが出来る. その結果を図 2.1 に示す. このグラフは,ディーゼルエンジンとガスエンジンの熱効率(もしくは エネルギ消費率[J/kWh]) が等しいと仮定し,ディーゼルエンジンと等しい温暖化ガス排出となる時のガスエンジ ンからのメタンスリップ濃度を示している. つまり図内赤線以下のメタンスリップ濃度ではガスエンジンは温室 効果ガス排出の観点からメリットがあると言える. 例えば,当量比 1 のガスエンジンであれば,約 3650ppm のメ タンスリップ以下,  $\phi_G$ =0.6 程度に希薄化されたエンジンでは,約 2300ppm 以下にすることで,転換する効果が得 られることがわかる.



当量比ごとのメタンスリップ濃度

#### 2.2 日本国内データによる推定

2.1 ではガスエンジンの燃焼面 (当量比,メタンスリップ) からの温室効果ガスの排出について検討した.次に, ガスエンジンの総量としての温暖化ガス排出ポテンシャルを評価するため,停泊中も含めた沿岸 200 海里以内に おける船舶搭載機関をディーゼルエンジンから全てガスエンジンに転換し,低減される温室効果ガス排出量の予 測を行う.用いるデータは,外航船,内航船,漁船の燃料消費量<sup>8</sup>,燃料種ごとの燃料発熱量<sup>7),9</sup>と CO<sub>2</sub>排出係 数<sup>7)</sup>,ディーゼルエンジンからの CH<sub>4</sub>, N<sub>2</sub>O の排出係数<sup>10)</sup>,ガスエンジンからの CH<sub>4</sub>排出係数<sup>11)</sup>である.燃料消 費量については,2005 年の統計データに基づいて算出された統計量が使用された.表 2.1 に各燃料別での係数, 表 2.2 に CH<sub>4</sub>, N<sub>2</sub>O 排出係数を示す.表 2.1 の軽油,A 重油は, ISO8217:2010 における「Distillate marine fuel」 DMX~DMB に相当し,C 重油は「Residual marine fuel」RME~RMK に相当する.CH<sub>4</sub>, N<sub>2</sub>O の排出係数は,C 重 油を用いたディーゼルエンジンでの結果であり,ここでは平均値である 7,2 kg/TJ を用いる.なお,CH<sub>4</sub>, N<sub>2</sub>O の温暖化係数は 25,310 としている.

エンジンからの排出メタン濃度は、論文で報告されている例が少なく、ここでは文献 11)での結果を用いる. 論文 11)では 5 種類のエンジンにおいて THC(Total hydrocarbon)、NMHC(Non methane HC)を計測しているが、ここでは酸化触媒を設置していない Detroit Diesel S50G TK (排気量 8.5L、過給器付)の結果を用いることにする.メタン価 75~100 で実験は行われ、それぞれ計測を行っているが、両者ともメタン価に対して直線的に変化し、メタン価が 75~100 になる時に THC は 3-4 g/hp-hr、NMHC は 0.8~0.2 g/hp-hr と変化している. この時の燃料消費率は 0.42~0.47 lb/hp-hr となった. この結果から、まず CH<sub>4</sub> は THC と NMHC の差分となるため 2.2~3.8 g/hp-hr、燃料消費率は g 換算し、190.5~213.2 g/hp-hr となるので、メタンスリップ量は、約 0.01~0.02 g/gfuel となる. ここでは、大きい方の値を採り、0.02 g/gfuel とする. この値は、式(2.5)における C<sub>FMS</sub> であるので、この時のメタンスリップ 濃度と当量比の関係がわかる. この時、図 2.1 に示したディーゼルエンジンと等しい温室効果ガス排出となる ガスエンジンのメタンスリップ濃度は約 2700ppm であり、実験結果におけるメタンスリップ濃度のおよそ二倍になっている. なお、この関係はメタンスリップ量が 0.02 g/gfuel であれば、当量比が 0.7 以外の場合にも成り立っている.

ディーゼルエンジンとガスエンジンの比較は、両者のエネルギ消費量が等しいこと、ディーゼルエンジンから ガスエンジンへ全転換することを仮定して行っている.つまり、表 2.1 に示す船舶によって使用された全エネル ギ消費量と等しい天然ガスが消費された時の温暖化係数の比較を行っている.図2.2 に推定結果を示す.ディー ゼルエンジンからガスエンジンに転換することで、CO<sub>2</sub>ベースで4.5×10<sup>7</sup>から4.04×10<sup>7</sup> ton\_co<sub>2</sub>/year となり、約 12%の低減が可能となる.内訳を見ると、N<sub>2</sub>O は排出量が少なく全体量からはほぼ無視できる.CH<sub>4</sub>はディーゼ ルエンジンの場合には無視できるが、ガスエンジンになるとメタンスリップによる影響により、CO<sub>2</sub>ベースで CO<sub>2</sub> 排出量の約 18%を排出する.実際のCH<sub>4</sub>排出量は十分小さいが、25 倍の温暖化係数の関係で影響が現れている. しかし、メタンスリップのためにガスエンジンのメリットがなくなることはなく、ディーゼルエンジンの燃料消 費率を 10%低減することは容易ではないため、ガスエンジンのメリットは十分あると考えられる.

	燃料消費量 [×10 <sup>3</sup> kg/year] <sup>8)</sup>				燃料発熱量	CO <sub>2</sub> 排出係数 <sup>7)</sup>		
	外航船	内航船	漁船	合計	[kJ/kg <sub>fuel</sub> ]	$[g/g_{fuel}]$		
軽油	0	0	492,000	492,000	42700 <sup>7)</sup>	3.206		
A 重油	0	3,038,000	1,430,000	4,468,000	42700 <sup>7)</sup>	3.206		
C重油	8,169,000	1,149,000	24,500	9,342,500	40400 <sup>9)</sup>	3.114		
天然ガス ー					48000 <sup>9)</sup>	2.750		

表 2.1 沿岸 200 海里以内での船種, 燃料ごとの消費量と排出係数





3. マイクロパイロット方式における燃焼, 排気に関する検討

#### 3.1 実験装置·方法

実験には、図3.1 に示す急速圧縮装置<sup>12)</sup>を用いた.この装置は、油圧駆動のピストンを移動することでシリン ダ内に密閉された気体を急速に圧縮し、エンジン内の高温高圧条件を再現する.また、燃料噴射から燃焼時の可 視化も併せて行えるようにしてある.設置しているピストン直径は100mm,ストロークは120mmである.ピス トンに取り付けられている燃焼室は、燃料噴射弁から壁面までの距離を最大限確保するため、図3.2 に示すよう な形状にしている.なお、燃焼室の厚さは30mmである.ガス燃料着火用の液体燃料噴射用装置はコモンレール 方式を採用している.燃料ポンプユニットによって加圧された燃料は、圧力制御装置により一定圧力に維持され る.燃料噴射弁は自動車用ディーゼルエンジンのものを用い、電磁ソレノイドによって針弁を移動させている. この噴射弁の噴孔のみ0.2mm 単孔に改造して使用している.燃料噴射は、噴射弁ドライバによって制御され、ト リガ信号に対する遅延時間及び噴射期間を1µs 刻みでそれぞれ0~100ms,0~10msの範囲で調節できる.ガス燃料 /空気の混合器系について、図3.3 にこれらの外観を示す.本実験ではガス燃料にはメタンを用いた.作製する混 合気は、メタンと空気が所定の濃度で極力濃度ムラがないように均質にすることが重要である.ここでは、メタ ン及び乾燥空気ボンベからガス混合器(WITT 社製,KM100-2)に両ガスを導入することで均質な予混合気を作 製し、この予混合気をバッファタンク(38L,SS400 製)に1.0MPa以下の圧力で溜めておくことで急速圧縮装置 のシリンダ内への過給にも対応できるようにした.なお、メタンと空気の混合割合はガス混合器によって設定で きる.その後、圧力、温度の調整を行い、予混合気は燃焼室内に充填される.

実験手順は以下の通りである.ガス混合器によって作製されたメタン/空気予混合気がタンク内に溜められ,圧力,温度調整器内で,圧力と温度を設定値(P<sub>b</sub>,T<sub>b</sub>)に調整する.その後,ピストンを下死点まで下げた燃焼室内に吸気弁を開けて予混合気を充填した後,吸気弁を閉じ,油圧駆動によってピストンを上死点まで高速で移動させる.120mmのストロークの移動にかかる時間は約30msである.上死点にピストンを停止させて定容状態を作

り出している 100ms の間にパイロット燃料噴射,燃焼を行い,燃焼終了後,ピストンを下死点へ移動させる.燃料噴射,燃焼が行われる燃焼室は図 3.2 の白抜き部分になる.その間のシリンダ内圧力とピストン変位は KISTLER 社製圧電式センサ(6041A,チャージアンプ 5011B10Y26)と,ポテンショメータ(novotechnik 社製, T150)によって 計測されている.ピストン移動後,排気弁を開け排気を排気管内にて水冷,サンプリングバックに収集し,除じ ん,除湿のための前処理装置(日本サーモ製 MODEL 4N-300)を通して排気計測器(NOx/O<sub>2</sub>計,日本サーモ製 5100-O, CO 計,日本サーモ製 4100-2)により排気中の O<sub>2</sub>, NOx, CO 計測を行った.O<sub>2</sub> は磁気式(PMD), NOx は減圧式化



図 3.1 急速圧縮装置外観図



図 3.2 燃焼室形状



図 3.3 混合装置外観

学発光法(CLD), CO は非分散型赤外吸収法(NDIR)にて計測している.なお,THC の計測も行っており,前処理 装置を通さずに直接,日本サーモ製 51C-LT/HT(水素炎イオン化検出法(FID))に排ガスを導入している.

光学系は、シャドーグラフ光学系を用いている.シリンダヘッド部には直径 120mm、厚さ 70mm の円柱形の石 英ガラスを、ピストンヘッドにはステンレスミラーを使用し、反射型の光学系としている。高速度ビデオカメラ (nac 製 MEMRECAM HX-6、レンズ系、Nikkor 105mm F2.8 + テレコンバータ×1.5 倍、撮影速度 10000fps、露 光時間 30µs、解像度 896×504)を使用して燃焼室内の可視化撮影を行い、光源にはキセノンランプを用いた.

実験条件としては、雰囲気圧力、ガス燃料の当量比、パイロット液体燃料噴射圧力を変更している.ガス燃料の当量比の確認には混合気の酸素濃度を計測し、以下に示すメタンと空気(窒素 79.1%、酸素 20.9%)の化学反応式から以下のように求めた.混合比を変更する時の反応物は、

 $\phi_{a}CH_{4} + 2(O_{2} + 3.78N_{2})$ 

(3.1)

で表されるため、その時の酸素体積濃度は、

$$O_{2_{-in}} = \frac{2}{\phi_g + 2 \times 4.78} \times 100 \tag{3.2}$$

となる.メタンと空気の混合比を変更した時に計測された吸気酸素濃度は20.1,20.0,19.9,19.8%だったため、 本実験における当量比∲はそれぞれ0.38,0.43,0.48,0.53 となる.パイロット液体燃料噴射圧力は,50,90,130MPa の3条件とした.噴射圧力を変更する時、同時に噴射期間を調整することで噴射される燃料質量を2.0mg に固定 している.液体燃料には軽油を用いた.雰囲気圧力は,吸気圧力を0.22,0.28,0.34,0.40MPaの4条件,吸気温 度は100℃に固定しているが、液体燃料噴射時のシリンダ内の圧力、温度を確認するため、実験条件よりも広い 圧力範囲で計測を行った.雰囲気は空気とし、液体燃料を噴射しない条件において、ピストン圧縮を行っている. 図 3.4 にピストン圧縮時の圧力、温度、ピストンストロークの計測結果を示す.時間は液体燃料噴射を行う場合 に噴射を開始する時間を0としている.燃料噴射時の圧力は、低圧側から2.67,4.0,5.94,8.11MPaである.こ の時のシリンダ内温度は、K型熱電対((株)アンベエスエムティ製、線径25µm)を用いて計測している.熱電 対は、燃料噴射弁と同軸上の約30mm離れた位置に設置した.初期温度の100℃から、ピストン圧縮によって温 度は上昇しているが、圧力条件によって温度上昇率が異なっている.しかし、今回の実験条件ではパイロット燃 料噴射時期では820±15Kに治まっていることが確認できた.今回行った実験の条件を表 3.1 にまとめている.



	- 1 C C C C					
雰囲気ガス	—	CH <sub>4</sub> / Air (N <sub>2</sub> +O <sub>2</sub> )				
吸気圧力(下死点圧力)	P <sub>b</sub> [MPa]	0.22, 0.28, 0.34, 0.40				
吸気温度(下死点温度)	T <sub>b</sub> [°C]	100				
雰囲気圧力(燃料噴射時)	P <sub>a</sub> [MPa]	4.0, 5.0, 6.0, 7.0				
雰囲気温度(燃料噴射時)	T <sub>a</sub> [K]	820±15				
予混合気酸素濃度	O <sub>2_in</sub> [%]	20.1	20.0	19.9	19.8	
当量比	φ <sub>g</sub> [-]	0.38	0.43	0.48	0.53	
液体燃料	—	ŧ	圣油(セタ	ン指数 5	58)	
液体燃料 噴射質量	— m <sub>inj</sub> [mg]	ŧ	圣油(セタ 2	ン指数 5 .0	58)	
液体燃料       噴射質量       噴射圧力	— m <sub>inj</sub> [mg] P <sub>inj</sub> [MPa]	車 50	圣油(セタ 2	ン指数 5 .0 0	130	
液体燃料       噴射質量       噴射圧力       噴射期間	— m <sub>inj</sub> [mg] P <sub>inj</sub> [MPa] t <sub>inj</sub> [ms]	単 50 0.60	圣油(セタ 2 3 5 6 6 6 7 7 7 7 7 7 7 7 7 7 7 7 7 7 7 7	ン指数 5 .0 55	130 0.50	
液体燃料       噴射質量       噴射圧力       噴射期間	— m <sub>inj</sub> [mg] P <sub>inj</sub> [MPa] t <sub>inj</sub> [ms]	単 50 0.60	<ul> <li></li></ul>	ン指数 5 .0 90 55	130 0.50	
液体燃料         噴射質量         噴射圧力         噴射期間         壁温	 m <sub>inj</sub> [mg] P <sub>inj</sub> [MPa] t <sub>inj</sub> [ms] T <sub>w</sub> [°C]	単 50 0.60	圣油(セタ 2 9 0 . 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1	ン指数 5 .0 00 55 00	130 0.50	
液体燃料         噴射質量         噴射圧力         噴射期間         壁温         噴孔径	$- \\ \hline m_{inj} [mg] \\ \hline P_{inj} [MPa] \\ \hline t_{inj} [ms] \\ \hline T_w [^{\circ}C] \\ \hline d_0 [mm] \\ \hline$	単 50 0.60	圣油(セタ 2 9 0 . 1 1 0 0	ン指数 5 .0 00 55 00 .2	130 0.50	

表 3.1 実験条件



各パラメータ変更時の燃焼状態を評価するための特性値として、着火遅れτ<sub>ign</sub>と燃焼期間τ<sub>90-10</sub>、最大熱発生率ま での時間τ<sub>HRR/max</sub>を用いる。着火遅れは、パイロット液体燃料の噴射開始時間から燃料噴霧からの発炎がシャドー グラフ高速度撮影を行っている画像により確認できるまでの時間と定義した。燃焼期間は、着火開始での圧力と 燃焼後に生じる最大圧力の圧力差ΔPを用いて、ΔPの10%から90%になるまでの時間、最大熱発生率までの時間 は、着火遅れから最大熱発生になるまでの時間とした。図3.5 に燃焼時の圧力履歴を、図中に各燃焼特性値を示 している。なお、熱発生率は定容条件で実験を行っているため、圧力上昇率のみの関数となり、図3.5 内におい てはτ<sub>HRR/max</sub>は最大圧力上昇率となるまでの時間に相当する。この時間が短いことは燃焼重心が早期化することに なるため、エンジンを想定すると効率向上につながることになる。

### 3.2 実験結果及び考察

## 3.2.1 燃焼状態の検討

ここでは、まず実験条件として変更したパイロット燃料噴射圧力、雰囲気圧力、当量比の影響を調べた.図3.6 に雰囲気圧力が4.0,7.0MPa時の噴射圧力変更時の熱発生率の変化を示す.当量比は0.43 で固定している.雰囲気圧力が増加すると、最大熱発生率や熱発生率の面積である総熱発生量は増加する.これは、当量比固定で雰囲気圧力を増加させているためにシリンダ内に導入されるメタンの総量が増加しているからである.但し、雰囲気気圧力を変更しても燃焼終了時期には大きな変化はない.雰囲気圧力が低い4.0MPaでは、熱発生の開始は、燃料噴射圧力が小さい方が早いことがわかる.また、図内(α)で示した着火による熱発生ピークも低噴射圧の方が大きくなる.雰囲気圧力が4.0MPaの時の着火過程の様子を可視化した結果を図3.7 に噴射圧力ごとに示す.噴射圧力が低い 50MPa の場合には、噴霧の到達距離が短く、雰囲気の予混合気との運動量交換が急速に進んでいることがわかる.それに対して、噴射圧力が90,130MPaと大きくなると、到達距離は伸び、蒸発、雰囲気との混合が進んで燃料噴霧による影が見えなくなる.その後、4.5msの画像から噴孔から50mm付近の燃焼室中央部分から反応が生じていることが確認できる.これより図内(α)で示した熱発生のピークが低噴射圧力で大きくなるのは、燃料噴霧が拡散しないこと、それに併せて拡散が進む前に着火が生じ、噴孔近くの局所的な領域に液体燃料蒸気が集中することで、着火のエネルギをほぼ同時刻に発生させているからであると推測される.

雰囲気圧力が7.0MPaと大きくなると、噴射圧力による熱発生時期の違いは現れなくなり、熱発生期間もほとんど変わらない.噴射圧力による違いは図内(α)で示した着火による熱発生ピークに現れており、噴射圧力が大きくなる程大きくなり、低圧時と反対の結果を示している.図 3.8 に雰囲気圧力が7.0MPaの時の各噴射圧力での可視化画像を示すが、図 3.7 に示した低圧時よりもどの噴射圧力でも輝炎の発生する時期は早くなり、ほぼ同じ時期に着火を生じていることが確認できる。着火時期はまだ雰囲気との混合が進む前であり、噴霧形状が可視できる.この画像は、着火による熱発生ピークを生じるまでの時間経過を示しているが、その後の反応の進展は高噴射圧力の方が速く、同じ時間では反応による高温領域が広いことが確認できている.



図3.6 各雰囲気圧力での熱発生率に与える燃料噴射圧力の影響





高噴射圧力によって着火による熱発生ピークが大きくなるのは、燃料噴霧が拡散し過ぎていない状態で着火が 生じる時の噴霧内への混合気導入量が多いことが原因であると推定される.低雰囲気圧力時に高噴射圧力で熱発 生ピークが小さいのは、燃料の拡散が進展し過ぎ、急速に反応できる濃混合気を維持できていないことに原因が ある.このことから、着火時の熱発生ピークが大きくなるのは、高雰囲気圧力に起因する高密度場によって液体 燃料の噴霧、混合気が拡散し過ぎない状態で着火可能な混合気が広く分散することで空間内の液体燃料と噴霧内 に導入されたガス燃料による混合気が一斉に反応するためである.この結果から、雰囲気圧力ごとに着火時の熱 発生が最大になる噴射圧力が存在することが予想される.

次に、雰囲気圧力の影響を調べるため、雰囲気圧力変更時の熱発生率の変化を図3.9 に示す.当量比は0.38, 0.48、液体燃料噴射圧力は90MPaである.当量比を増加させると、図3.6 に示した雰囲気圧力の増加の時と同じ ようにシリンダ内に導入されるメタン量が変更されるため、総熱発生量は増加する.低雰囲気圧力になる程、燃 焼による熱発生の上昇までの時間が必要であることがわかる.また、着火による熱発生ピークは低雰囲気圧力で は現れにくくなっていく傾向があることがわかる.これは、着火時のパイロット噴霧によって形成される着火可 能な予混合気量が少ないことが原因であると考えられる.この時の可視化画像を図3.10 に示す.当量比の違いに よらず、可視化画像からは高圧雰囲気化によって着火時期は促進されるが、噴孔に対向する壁面へ反応が到達す る時間はほとんど変わっていないことが観察される.噴射開始からの時間9.5、11.5msでは雰囲気圧力による違 いが明確ではないことから、雰囲気圧力の高圧化は着火を促進するが、着火からの反応時間は長期化することが 観察結果からわかった.これは定容容器内での燃焼による圧力上昇によって、反応の空間伝播が抑制されたため であると推定される.







当量比と燃焼期間で50-10の関係を雰囲気圧力ごとに図 3.11 に示す. 雰囲気圧力によらず当量比が上昇すると燃焼 期間は減少する.これは通常の予混合燃焼における当量比と燃焼速度の関係と変わらない.パイロット噴射の効 果は,傾向として噴射圧力が低いと燃焼期間が長くなるが,当量比,雰囲気圧力の増加によってその影響が小さ くなっていき,雰囲気圧力が 7.0MPa になるとパイロット噴射圧力による影響はほとんどなくなる.

#### 3.2.2 燃料噴霧と着火,燃焼との関係

以上のように雰囲気圧力,当量比,パイロット噴射圧力を変更して実験を行ったが,燃料噴霧との総合的な整理を本項では行う.図3.7,3.8の可視化画像からわかるように、パイロット噴霧の着火時の状況によって、着火遅れや燃焼期間などの燃焼特性への影響があることがわかる.そこで、パイロット噴霧の噴射開始から1.0ms後の到達距離と着火遅れの関係を整理した結果を図3.12に示す.示した結果は本実験で得られたデータを全て示している.パイロット噴射圧力が50MPaの場合は到達距離が短く、着火遅れも短い.噴射圧力が90,130MPaになると噴射圧力の増加によって到達距離は長くなっていくが、50MPaから90MPaに変更した時に比べて、90MPaから130MPaでは差が現れなくなる.また、各噴射圧力において雰囲気圧力の増加によって、到達距離、着火遅れが短くなる.全体的に評価すると、到達距離が長くなると着火遅れが長くなっている.これは、今回の実験では噴射質量は固定しているので、到達距離が長い条件では、それだけ拡散が進んで混合気が低当量比となることから、着火するまでに時間がかかっていることになる.つまり、着火を促進するためにはパイロット燃料を拡散させないことが重要であり、雰囲気圧力の増加や低噴射圧力が有効であることがわかった.

燃焼と到達距離の関係を調べるため、図 3.13 に示すように到達距離と着火から最大熱発生率までの時間<sub>THRR\_max</sub>の関係によって整理した. <sub>THRR\_max</sub>の実験による差異は大きいが、傾向として<sub>THRR\_max</sub>を最小にする到達距離が存在していることがわかる. この時に熱効率の高くなる燃焼形態になっていることが推測される. これは、到達距離が約 35~40mmの位置にあり、噴射圧力 90MPa、雰囲気圧力 5.0, 6.0MPa での結果である. 到達距離が短い場合には、着火後に反応が進展する距離が長くなるため、それに対して、到達距離が長い場合には、パイロット噴霧が分散する分、着火のエネルギが空間内に拡散するため、どちらの場合も希薄予混合気を燃焼する速度が遅くなる. 最小値となった噴射圧力 90MPa の場合には図 3.10(b)のように、着火する位置は噴孔付近であるが、パイロット噴霧によって形成された可燃混合気が即座に燃焼する. この可燃混合気の空間領域の大きさと、十分な着火エネルギを有する混合気濃度のバランスによって、燃焼期間が短くなることで、エンジンの熱効率向上につながる燃焼形態が形成できる. 今回の実験結果として、到達距離が約 35~40mmの位置で<sub>THRR\_max</sub> が最小になったが、これは燃焼室容積との関係によって得られる結果であり、燃焼室形状や、火炎伝播の距離などに依存すると考えられる.



#### 3.2.3 雰囲気条件の及ぼす燃焼生成者物への影響

雰囲気条件を変更した時の NO, CH<sub>4</sub>排出率への影響を図 3.14 に雰囲気圧力ごとに示した. どの雰囲気圧力で も当量比が増加すると, CH<sub>4</sub>は減少し, NO は二次関数的に増加するトレードオフの関係があることが確認でき る.しかし, CH<sub>4</sub>は当量比が 0.43 以上に増加してもほとんど変化せず一定になることがわかる.また,パイロッ ト噴射圧力によって前項の燃焼に関する着火時の熱発生量や燃焼期間は変化したが,排気にはほとんど影響がな い.これは,今回の実験が定容条件にて行っているため,燃焼時期,重心などのエンジンで考えられるピストン 圧縮,膨張による雰囲気圧力,温度の時間変化が考慮されていないことが原因であると考えられ、そのため,今 回の排気に関しては,雰囲気条件の影響のみを抽出して検討した結果になっている.図 3.15 に雰囲気圧力による 排気 (NO, CH<sub>4</sub>)の影響を示す.当量比と同様に,雰囲気圧力の増加は NO を増加させ, CH<sub>4</sub>を低減させる.但 し,当量比の場合と異なり,雰囲気圧力の増加は直線的に NO, CH<sub>4</sub>の排出に影響を及ぼしている.

NO, CH<sub>4</sub>のトレードオフ関係を確認するため,図 3.16 に全実験条件での NO, CH<sub>4</sub>排出率の関係を示す.併せて NO, CO の関係も示している. CH<sub>4</sub>は NO が 0.01g/g<sub>fuel</sub>以上になると減少せずにほぼ一定になることがわかる. つまりトレードオフ関係が成り立っていない領域があることになる. NO が増加するにも関わらず, CH<sub>4</sub>が減少 しないのは, CH<sub>4</sub>の燃焼状態に起因する排出量の低下は終了し,燃焼室形状や隙間などの幾何学的なものに関係 する排出量が残っているためであると考えられる. NO と CO の関係については, NO が 0.01g/g<sub>fuel</sub>付近で CO は 最小値を取ることがわかる. 排気成分の観点からは,三成分 NO, CO, CH<sub>4</sub>の結果から今回の条件では, NO に対 して CO が最小値を取る位置と CH<sub>4</sub>が一定になる位置が最適点であり, NO, CO, CH<sub>4</sub>はそれぞれ, 0.01 g/g<sub>fuel</sub>, 0.008 g/g<sub>fuel</sub>, 0.08 g/g<sub>fuel</sub>となる. 各パイロット噴射圧力でこの値になる条件は, 50, 90, 130MPa で当量比は全てにおいて 0.43, 雰囲気圧力はそれぞれ 6.0, 6.0, 7.0MPa となった. つまり,比較的低当量比,高雰囲気圧力によって, 排気物質の低減が実現できることがわかった. 図 3.17 では,燃焼期間<sub>790-10</sub> と NO, CH<sub>4</sub>の関係を示している. NO

は燃焼期間 $\tau_{90-10}$ が10ms以下になると急激に増加する。それに対して10ms以上では、ほとんど排出されない。 CH<sub>4</sub>はNOが増加している範囲ではほぼ一定になり、NOが排出されない範囲ではCH<sub>4</sub>は増加している。この両 者の関係から、 $\tau_{90-10}$ が10ms付近でNOが排出量が少なく、CH<sub>4</sub>もほぼ一定になる。図3.16によって最適点となっ た時の噴射圧力ごとの $\tau_{90-10}$ は、50、90、130MPaで、それぞれ13.8ms、11.45ms、11.4msとなる。つまり、排気に ついて、燃焼期間によって最適点を推定できることがわかった。



42



図 3.15 雰囲気圧力に対する NO, CH<sub>4</sub> 排出率の関係



4. まとめ

排ガスや燃料消費率の規制への対応として、舶用機関への適用が考えられているマイクロパイロット着火方式 希薄予混合ガスエンジンの燃焼を対象に、ガスエンジンに転換された時の温室効果ガスの影響度について試算し、 ガスエンジンのメリットを生かせる条件について検討した.また、雰囲気圧力、当量比、パイロット噴射圧力と 着火、燃焼性の関係、メタンスリップと NOx を中心に排ガスの特性評価と同時低減の可能性について、実験・解 析を行い以下の結果を得た.

(1) メタンスリップを考慮した時のガスエンジンの温室効果ガス低減割合は、当量比に依存する.ディーゼル エンジン、ガスエンジンの比較において、同一燃費を仮定すると希薄予混合(\u03c9\_6\_6\_0.6)の場合には約2300ppm、 量論比(\u03c9\_6\_1.0)の場合には約3650ppmのガスエンジンからのメタン排出があると、温暖化係数を考慮し た両者の温室効果ガス排出量は等しくなる.また、2005年の統計データに基づいた船舶のディーゼルエン ジンから排出されている温暖化ガスから,ディーゼルエンジンを全てガスエンジンに転換した時の温室効果ガス排出量を推定すると、年間 4.5×10<sup>7</sup>ton から 4.04×10<sup>7</sup>ton に減少し、約 12%の温室効果ガスの削減が可能となる.なお、この時のガスエンジンからのメタンスリップは 0.02g/gfuel としている.

- (2) マイクロパイロット方式での熱発生率は、パイロット燃料の着火時に熱発生のピークが生じるが、雰囲気 圧力、噴射圧力によってピークの大きさが変化する.これは、液体燃料の噴霧に取り込まれた混合気量と、 着火可能な混合気の分散している領域の広さに関係する.雰囲気圧力を高圧化すると、着火遅れは短縮され るが、燃焼期間は着火遅れほど影響がなく、当量比の上昇による燃焼期間の短縮効果が大きい.
- (3) パイロット噴霧の到達距離が長くなると、着火遅れも長くなる.これは、到達距離が長い条件では、パイロット噴霧による混合気が低当量比となるからであり、着火を促進するためには、雰囲気圧力の増加や低噴射圧力によってパイロット燃料を拡散させないようにする必要がある.燃焼期間の短縮に関して、パイロット噴霧の到達距離に対して最適値が存在する.これは、パイロット噴霧による可燃混合気の空間領域の大きさと、十分な着火エネルギを有する混合気濃度のバランスが重要であることを示している.
- (4) NO, CH<sub>4</sub>の排出は,当量比,雰囲気圧力を増加させると,NO は増加,CH<sub>4</sub>は減少する.但し,NO は当量 比の増加に対して二次関数的に,圧力の増加に対して直線的に増加する.定容条件で実験を行っているため, 燃焼時期の効果は得られず,パイロット噴射圧力の効果はほとんどない.NO に対して CO,CH<sub>4</sub>が最小値 となる時の雰囲気条件は,比較的低当量比,高雰囲気圧力になる.燃焼期間が短いと NO が,長いと CH<sub>4</sub> が多く排出されるため,最適な燃焼期間が存在する.

#### 参考文献

- 舶用機関におけるガス焚きエンジン及びその周辺の動向について、日本マリンエンジニアリング学会誌特集, 第49巻1号(2014), pp.2-41.
- S. B. Gupta, B. Bihari, R. Sekar, G. M. Klett, M. Ghaffarpour : Ignition Characteristics of Methane-air Mixtures at Elevated Temperatures and Pressures, SAE paper 2005-01-2189(2005), pp.1088-1094.
- 3) 飯田訓正,中村光範,大橋秀樹:急速圧縮装置を用いた炭化水素を含む雰囲気中におけるディーゼル噴霧の 着火及び燃焼に関する研究(雰囲気がメタン・空気の希薄予混合気の場合),日本機械学会論文集(B編), 第63巻609号(1997), pp.1854-1861.
- S. Schlatter, B. Schneider, Y. Wright, K. Boulouchos : Experimental Study of Ignition and Combustion Characteristics of a Diesel Pilot Spray in a Lean Premixed Metane/Air Charge using Rapid Compression Expansion Machine, SAE paper 2012-01-0825(2012), pp.1-13.
- Z. Liu, G.A. Karim : A Predictive Model for the Combustion Process in Dual Fuel Engines, SAE paper 952435(1995), pp.81-89.
- S. R. Krishnan, K. K. Srinivasan, S. Singh, S. R. Bell, K. C. Midkiff, W. Gong, S. B. Fiveland, M. Willi : Strategies for Reduced NOx Emissions in Pilot-Ignited Natural Gas Engines, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 126(2004), pp.665-671.
- 7) http://www.imo.org/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Documents/MEPC%20-%20Marine%20Environmen t%20Protection/212(63).pdf
- 8) 城田英之,横井威,亀山道弘,春海 一佳,船舶から排出される大気汚染物質の現況及び将来排出量データの 作成,海上技術安全研究所報告,第13巻,第3号(平成25年度), pp.339
- 2006 IPCC Guidelines for National Greenhouse Gas Inventories, pp.1.18, http://www.ipcc-nggip.iges.or.jp/public/2006gl/pdf/2\_Volume2/V2\_1\_Ch1\_Introduction.pdf
- 2006 IPCC Guidelines for National Greenhouse Gas Inventories, pp.3.50, http://www.ipcc-nggip.iges.or.jp/public/2006gl/pdf/2\_Volume2/V2\_3\_Ch3\_Mobile\_Combustion.pdf
- M. D. Feist, M. Landau, Ed Harte, The Effect of Fuel Composition on Performance and Emissions of a Variety of Natural Gas Engines, SAE paper 2010-01-1476(2010), pp.1-18.

12) 小堀繁治, 神本武征: ディーゼル機関の基礎燃焼実験のための急速圧縮膨張装置の開発, 日本機械学会論文集 (B編), 第 62 巻 593 号 (1996), pp.392-397.