舶用ディーゼルエンジンにおける吸気ガス条件及び各種燃料の変化に よる燃焼と排ガス特性への影響について

中嶋 聡 吉本 隆光**

Characteristics of Exhaust Gas and Combustion on the Intake Condition and the Various Fuels in a Marine Diesel Engine

Satoshi NAKAZIMA^{*} Takamitsu YOSHIMOTO^{**}

ABSTRACT

The diesel engine has the high thermal efficiency and can be powered by the various fuels. However diesel, the contents of exhaust gas from diesel engine (Soot dust, NO_X , SO_X and other toxic substances) cause to the air pollution. The objectives of this study is to investigate experimentally the influence on combustion in the diesel engine by mixing various gas (N_2 , CO_2 , CH_4 and such low-calorie gas as renewable biofuels) and using various fuel (Light oil, Heavy oil). The thermal efficiency, the fuel consumption rate, the species of chemical concentrations and the pressure in the cylinder are measured. The results obtained are as follows. (1)The pressure is raising and the fuel consumption rate can be reduced by mixing air with methane. (2)NO_X concentration of the exhaust gas is decreasing by mixing the air with nitrogen or with carbon dioxide.

Key words : Diesel engine, Exhaust gas, NOx, Condition of aspiration, Thermal efficiency

1. 緒言

高まる環境問題への取り組みの中,各種内燃機関の 排出ガスによる大気汚染は地球環境に大きな影響を 及ぼしている.さらに石油自体の枯渇問題が深刻とな っており,再生可能エネルギーのような新しいエネル ギーが重要視されている.

ところで、ディーゼルエンジンは熱効率が高く、低回転から安定したトルクを得ることが可能なため、船 舶や大型自動車など様々な分野で使用されている. さらに近年では、低カロリーバイオ燃料などの再生可能 エネルギーを幅広く用いることができることから注 目を浴びている.しかし、ディーゼルエンジンの排出 ガス中には、ばいじん、窒素酸化物、硫黄酸化物など 環境に有害な成分が含まれており、排ガス対策が求め られてきている.

本研究では舶用ディーゼルエンジンを用いて, 燃料 や吸気条件を変えた場合において, 排ガス成分やエン ジンの性能にどのような変化が見られるかを検討す る.

そこで、自然吸気状態(通常のエンジンのように大 気からの空気を吸入する)を基に、コンプレッサーに より強制的に空気を供給する強制送気状態,強制送気 に低カロリーバイオ燃料を想定したメタン及びEGR (排気再循環)を想定した窒素や二酸化炭素を混ぜた 状態,また各種燃料(軽油,A重油)において、回転 数や吸気量の変化によるエンジン性能(熱効率,燃料 消費量,燃焼室内の圧力)ならびに排ガス濃度(NO_x 濃度,O₂濃度)の測定を行い,燃焼特性や排ガス特性 への影響について調べ,ディーゼルエンジンを運転す るのに最適な条件を求める.

2. 実験装置と方法

2.1 使用機関

供試機関としてディーゼル機関(ヤンマーディーゼ ル製1600cc 4ストローク2気筒 予燃焼室式エンジン 13.2[kW]/1800[rpm])を使用した.機関の主要緒元を Table 1に示す.

Form	Yanmer2TL	
Bore×stroke[mm]	95×115	
Cylinder	2	
Compression ratio	18.6	
Max power[kW/rpm]	13.2/1800	
The length of connecting rod[mm]	230	
The length of crank arm[mm]	57.5	
Fuel jet timing	10~12°before TDC	
Fuel jet pressure[MPa]	16	
Valve lift in no compression[mm]	1.1	

Table 1 Specification of diesel engine

また,この機関には直流電気動力計(容量11[kW], 回転数550~1650[rpm],電圧220[V],電流37[A])がた わみ軸継ぎ手を介して接続されている.

Fig.1に示すのは実験装置の簡略図である. 燃焼用 空気を送気するためにコンプレッサー(回転数 1000[rpm], 吐き出し空気量850[L/min], 最高圧力 0.71[MPa], 電源200[V]; 日立製作所製)を用いた.

^{*}専攻科 機械システム工学専攻

^{**}機械工学科 教授



Fig. 1 Flow diagram of engine

2.2 使用機器

排ガス中のNO_xを測定するためにNO_x測定装置 (NOA-8000:島津製作所製),未燃焼成分及びO₂を測 定するために排ガスO₂計(GD-D8:理研計器製),H₂S を測定するために有害ガス検知器(GX-111:理研計 器製)を使用した.また,強制送気用の空気,窒素, 二酸化炭素及びメタンの流量の計測にはフロート式 流量計(KOFLOC製)を用いた.

燃焼室内の圧力を測定するために圧力変換機 (PE-200KJ:共和電業製)を用いる.また上死点と下 死点の時期を測定するため,エンジン部のフライホイ ールに白線を塗り,それぞれの死点に合うように黒マ ークした.そこに光を当て,フォトトランジスタによ り反射光を読み取り,圧力信号と組み合わせて計測を 行った.Fig.2は圧力変換機からコンピュータまでの経 路を示した模式図である.



Fig.2 Flow diagram of pressure gauge

2.3 実験条件及び実験方法

ディーゼルエンジンの吸気条件をTable 2に示す.吸 気条件は主に,自然吸気状態とコンプレッサーによる 強制送気状態に分けられ,混合ガスは強制送気の燃焼 空気中に混入させる.

Table 2 Intake condition			
Fuel	Light oil, A heavy oil, Methane		
Number of revolutions	From 800 to 1800[rpm]		
Quantity of forced supply air	800[L/min]		
Species of gas added into the combustion air	Methane (CH ₄) Nitrogen (N ₂) Carbon dioxide (CO ₂)		
Quantity of N ₂ /CO ₂ mixed into air	From 25 to 100[L/min]		
Mixture ratio of methane (CH ₄)	From 0% to 4% of combustion air		
Measured components of exhaust gas	NO_X and O_2		

さらに、それぞれの吸気条件において回転数は800, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800[rpm]の6種類で実験を 行い、燃料は軽油とA重油を使用した. Table 3に燃料 の成分及び物性を示す.

Table 3 Fuel property

	A-heavy oil	Light oil
Sulfur content [%]	0.09	0.05 or less
Carbon content [%]	(86.0)	(85.5)
Nitrogen content [%]	(0.020)	(0.005)
Specific gravity 15/4°C	0.85	0.83
Lower calorific value [kcal/kg]	10200	10300
(kJ/kg)	(42700)	(43100)
	JIS K2205	JIS K2204

^{※()} は参考値

また,強制送気の800[L/min]の空気量は4サイクルの 供試機関が1000rpm時の排気量より,必要空気量を推 定した値である.式(1)のようになる.

$$600[cc] \times 1000[rpm] \times \frac{1}{2} = 800[L/min]$$
 (1)

なお,メタンを供給する際は急激な燃焼を避けるため,多量のメタンが一気に燃焼室内に流れないように, 徐々に開栓する.

排ガスは, 燃焼室出口から真空ポンプにより吸引さ れ, サンプリングバッグ (デュポン製テトラバッグ) に集められた後, 各測定機器にて成分を分析する. 排 ガス中のNOx濃度は, 酸素濃度が13%時に換算して比 較するため, 式 (2) にて整理する.

13%換算 NOx 濃度=
$$\frac{21-13}{21-O_2 測定濃度}$$
×測定 NOx 濃度 (2)

3. 実験結果

以下に実験結果を示す.

3.1 燃焼特性

3.1.1 熱効率

Fig.3とFig.4はそれぞれ,軽油及び重油を使用した時のエンジンの軸出力に対する熱効率を表している. 図中の実線,破線はそれぞれ強制送気と自然吸気の熱効率を表している.エンジンの軸出力が低いときの熱効率は徐々に増加していくが,高出力になるにつれ,熱効率は減少する.

高出力時は自然吸気に比べ,強制送気の効率は低下 している.これは、コンプレッサーによる強制送気の 場合、空気の供給量が足らず、効率が下がっているも のだと思われる.また、窒素及び二酸化炭素混入によ り強制送気に比べ熱効率が下がっており、メタン混入 により熱効率は上がっていることがわかる.本研究に おいてのメタンは従来無効エネルギー燃料である低 濃度・低カロリーバイオ燃料を想定しているので、全 入熱量にメタンの発熱量を含めないので、熱効率は高 くなっている.







3.1.2燃料消費量

Fig.5は全入熱中のメタンの熱量割合に対する燃料 の消費量を示している.メタン混合により軽油及び重 油の消費量の減少がした.ただし、一定以上超えると 燃料消費量の減少が不安定となるので、メタンの熱量 割合は20~30%が限界である.これは、全空気量に対 するメタンの混入割合に置き換えると1~2%である.



3.2 圧力線図

3.2.1 燃料による比較

Fig.6とFig.7は1000[rpm]一定での各吸気条件における燃焼室内の圧力を示し、それぞれ軽油と重油の比較である. どちらの燃料においても自然吸気の圧力が最も低くなり、コンプレッサーによる"送気"を行うことで圧力が増加し、特に、メタン混入時の最高圧力は上昇した.また、強制送気と比べ、窒素及び二酸化炭素混入による差異は見られなかった.



Fig.6 Pressure diagram in case of light oil for 1000[rpm]



Fig.7 Pressure diagram in case of heavy oil for 1000[rpm]

3.2.2 メタン混入量による比較

Fig.8はメタンの混入割合の変化による燃焼室内の 圧力を示す.また,燃料は重油を使用し,1000[rpm] 一定とする.メタンの混入割合によって圧力が増加し ていすことがわかる.しかし,メタンの混入割合が4% で9[MPa]近くに圧力が上がっていることから,エンジ ンにかなりの負担がかかっている事がわかる.



Fig.8 Pressure diagram with increasing mixture ratio of methane for 1000[rpm]

3.2.3 回転数による比較

Fig.9は各吸気条件及び回転数における燃焼室内の 圧力を示し、(a)、(b)、(c)はそれぞれ800[rpm],1200[rpm], 1800[rpm]時の比較である.また、燃料は軽油を使用 した結果である.(c)においては自然吸気の圧力が最も 高くなっている.これは、熱効率と同じ傾向であり、 コンプレッサーによる強制送気ではエンジンの吸気 量が足らず、燃焼性が悪くなったためであると思われ る.また、回転数が高くなるにつれ、燃焼室内の圧力 は低下していくことがわかる.





Fig.9 Pressure diagram in case of light oil for each revolution

3.2.4 着火遅れ

Fig.10は各吸気条件おけるエンジンの軸出力に対す る着火遅れを表している. 図中の実線,破線はそれぞ れ自然吸気と強制送気を表している.自然吸気に比べ コンプレッサーによる強制送気は着火が遅れている のがわかる.また,窒素及び二酸化炭素混入時は強制 送気に比べて着火時期は遅くなり,メタン混入により, 着火が早くなる.



Fig.10 Ignition delays

3.3 P-V線図

3.3.1 燃料による比較

Fig.11とFig.12は各吸気条件におけるP-V線図を示し、それぞれ軽油と重油の比較であり、回転数は1000[rpm]一定とした.メタン混入により最高圧力が上がっていることがわかる.また、燃料の変化による大きな差異は見られなかった.



Fig.11 P-V diagram in case of light oil for 1000[rpm]



Fig.12 P-V diagram in case of heavy oil for 1000[rpm]

3.3.2 メタン混入量による比較

Fig.13はメタンの混入割合によるP-V線図を示す. また,燃料は重油を使用し,1000[rpm]一定とした. メタンの混入量の増加に伴い燃焼室内の最高圧力が 上がっていく.これにより,P-V線図はオットーサイ クルに近づいていく.



Fig.13 P-V diagram with increasing mixture ratio of methane for 1000[rpm]

3.4 排ガス分析(混合ガスの流量割合による比較) 3.4.1 NO_x濃度

Fig.14は1000[rpm]一定で,混合ガスの流量割合に対 するNO_x濃度(13%酸素濃度換算)を各吸気条件及び 各燃料で比較したものである.いずれを混入させても NO_x濃度は減少した.窒素と二酸化炭素は混入量を増 やすことで,NO_x濃度は徐々に減少していく.図中の Lは軽油,Hは重油を表している.軽油に比べ重油の NO_x濃度が高いことがわかる.これは,重油成分に含 まれる窒素分,つまりフューエルNO_xの影響とも考え られる.



Fig.14 NO_X concentration for flow quantity ratio

3.4.2 H₂S濃度

Fig.15は1000[rpm] 一定で,混合ガスの流量割合に 対するH₂S濃度を各吸気条件及び各燃料で比較したも のである.図中のLは軽油,Hは重油を表している. 窒素及び二酸化炭素の混入割合によりH₂S濃度は徐々 に減少していく.しかし,メタンの混入割合により増 加しているのがわかる.これは、メタンの燃焼により、 主燃料である軽油や重油の燃焼が十分でないため、上 昇したのだと考えられる.



Fig.15 H₂S concentration for flow quantity ratio

3.4.3 未燃焼成分

Fig.16は1000[rpm]一定で軽油を使用した時の混合 ガスの流量割合に対するTHC濃度を各吸気条件で比 較したものである.強制送気に比べ,窒素及び二酸化 炭素の混入時にTHC濃度はほぼ横ばいなのに対し,メ タン混入時は徐々に増加していき,3%を越えたとこ ろで急激に上昇し,不完全燃焼になっている.これに より,メタンの混合限界は3%であることがわかった.



Fig.16 THC concentration for flow quantity ratio

3.5 排ガス分析(軸出力による比較)

3.5.1 NO_x濃度

Fig.17はエンジンの軸出力に対する酸素濃度を13% に換算したNO_x濃度を各吸気条件及び各燃料で比較 したものである.図中のLは軽油,Hは重油を表して いる.

自然吸気に比べ強制送気の方がNOx濃度は高く、コンプレッサーを用いた送気条件の場合、高出力になるにつれて、NOx濃度が下がる傾向にあることがわかる. また、窒素及び二酸化炭素混入時は全体的にNOx濃度が低く、NOx濃度の低減効果が得られる.



Fig.17 NO_X concentration for brake horsepower

3.5.2 H₂S濃度

Fig.18はエンジンの軸出力に対する H_2S 濃度を各吸 気条件及び各燃料で比較したものである. 図中のLは 軽油, Hは重油を表している. 自然吸気による H_2S 濃 度が最も高く, 高出力になるにつれ徐々に H_2S 濃度は 高くなっている. また, 二酸化炭素混入時の H_2S 濃度 は低くなることがわかる.



Fig.18 H₂S concentration for brake horsepower

3.5.3 未燃焼成分

Fig.19はエンジンの軸出力に対するTHC濃度を各吸 気条件及び燃料で比較したものである.吸気条件での 差異はあまり見られないが,コンプレッサーを用いた 吸気条件の場合,高出力・高回転時に大きく上昇して いることがわかる.



4. まとめ

- (1)自然吸気に比べてコンプレッサーを用いた吸気 条件では低出力時は熱効率や圧力線図からみ ても安定な燃焼が行われているが、高出力時は 空気の吸気量が足らず、燃焼性が悪くなった.
- (2)燃料の変化により燃焼特性に大きな差異は見られなかったが、軽油に比べ重油は、窒素分が多く含まれ、NOx濃度を高くするなどの排ガス成分に影響を与えた。
- (3) 窒素及び二酸化炭素混入により,着火が遅れ, 熱効率が下がるなど燃焼性は悪くなるが,NO_x 濃度の低減効果があり,EGR等による低NO_x対 策への知見が得られた.
- (4)メタン混入により燃焼室内の圧力が上がり、燃料消費量を抑えることができるが、エンジン自体の耐久性や、未燃焼成分などから、本研究でのメタンの混合限界は2~3%である。

参考文献

- (1) 中嶋聡,他:「舶用ディーゼルエンジンでの吸気 ガス条件の変化による燃焼と排ガス特性への 影響について」,第79回マリンエンジニアリン グ学術講演会論文集,pp.13,2009.
- (2) T. Yoshimoto, Y. Nishikawa et al., "Influence on Characteristics of Combustion and Exhaust gas for Gaseous Fuel in a Marine Diesel Engine", *ISME Busan 2009*, CT-1.43, 2009
- (3) S. Nakazima, T. Yoshimoto et al, "Characteristics of combustion and exhaust gas for renewable fuel in diesel engine", *RENEWABLE ENERGY 2010*, P-Bm-541, 2010.