



異なる始動時条件における船用ディーゼル機関性能の時間変化

栞, 書奕
段, 智久
浅野, 一朗

(Citation)

神戸大学大学院海事科学研究科紀要, 13:9-17

(Issue Date)

2016

(Resource Type)

departmental bulletin paper

(Version)

Version of Record

(JaLCD0I)

<https://doi.org/10.24546/81009553>

(URL)

<https://hdl.handle.net/20.500.14094/81009553>



異なる始動時条件における船用ディーゼル機関性能の時間変化

Temporal Change in Ship Diesel Engine Performance with Different Starting Conditions

栞 書奕*
Shuyi Luan*

段 智久**
Tomohisa Dan**

浅野 一朗**
Ichiro Asano**

(平成28年6月15日受付)

ABSTRACT

Due to requirement for keeping clean environments, strict legislations concerning emission reduction from ships are coming into force both internationally and domestically. Thus, demanding to understand combustion and emission characteristics of ship engines are still in high interests from maritime industries and institutions. This study aims to clarify a transient performance characteristic of diesel engine, especially in an engine starting period. In this article, experiments were conducted with two different types of engine, namely four stroke and two stroke diesel engines. Engine starting condition was changed with two different cases, with/without warming up. Exhaust emissions and fuel consumption were measured in variation of engine load, 50% and 75% of rated power of each engine, respectively. The findings from experiments are: 1) specific fuel consumption and CO₂ emission gradually decrease, while NO_x emission tends to increase and residual O₂ slightly increases with time elapsing after engine start for every test case; 2) CO emission tends to decrease with elapsing time except some test cases. Those increases are supposed to be caused by CO₂ thermal dissociation at activated and higher temperature condition; 3) Therefore, brake thermal efficiency is slightly increasing with elapsed time that leads to diminish portion of incomplete fuel combustion.

(Received June 15, 2016)

1. はじめに

ディーゼル機関は、1893年にドイツの技術者 Rudolf Diesel が発明した往復動式ピストンエンジンである。その動作原理は、空気のみをシリンダ内に吸い込み、その温度が燃料の着火温度より高くなるまで圧縮し、発明当初はシリンダの中に燃料を高圧の空気により霧状にして噴射して燃焼を行わせるものである。この動作原理から圧縮着火機関と呼ばれている。

ディーゼル機関は、ガソリン機関に比べて熱効率が高いために燃費性能がよく、二酸化炭素 CO₂ の排出量がより少なくなる。そのため、自動車から大型船舶まで広範囲で原動機として利用されている。その反面、窒素酸化物 NO_x や黒煙をはじめとする粒子状物質 PM が発生しやすく、環境に悪影響を与える。船用ディーゼル機関では、排出ガス中の大気環境汚染物質として NO_x, PM に加えて硫黄酸化物 SO_x が環境保護のために低減の対象となっている。

船舶は、人の生活圏から離れた場所だけではなく、港や川など人の生活圏に近い場所も航行する。そのため、大気汚染物質の低減は不可欠である。特に、港などにおけるディーゼル機関始動時の排ガス特性は、人の生活圏環境に及ぼす影響を把握する上で必要である。また、津波来襲などの自然災害時にはエンジンを始動して緊急出航する必要がある、機関始動時の特性把握は重要である。

そこで本研究は、船舶用のディーゼル機関始動時の特性を明らかにすることを目的とする。本報では、予備的な試験として大型単気筒ディーゼル機関を用いて排出ガスなどの燃焼特性を調査した。特にエン

* 神戸大学海事科学部

** 神戸大学大学院海事科学研究科

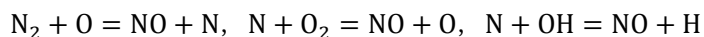
ジン始動時条件として、冷間状態から始動する場合と暖機を行ってから始動する場合について、機関性能の時間変化を計測した。その結果について詳述する。

2. 実験装置および方法

2.1 排気エミッション

内燃機関（エンジン）は燃料燃焼によって熱エネルギーを機械的エネルギーに変換している。燃料には原油を精製した石油系のものが多く使用されている。それらは炭素と水素からなる炭化水素化合物であり、完全燃焼した場合には二酸化炭素 CO_2 と水蒸気 H_2O のみが生成する。実際にはそれら以外の成分が燃焼ガスの中に含まれ、排気エミッションとしてエンジンから排出される。以下に本実験で計測対象とした代表的なものについて概説する。

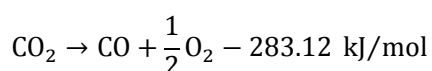
窒素酸化物 NO_x 内燃機関で生成される窒素酸化物 NO_x は、空気中の窒素分子 N_2 が反応して生成される一酸化窒素 NO が多くの割合を占めており、下記に示す三つの式が主たる反応である。



NO 生成は吸熱的反応で行われるため、高温で生成量が多くなる。そのため、熱的窒素酸化物 Thermal NO とも呼ばれる。また、燃焼温度が高いだけでなく、燃焼ガス中での滞留時間が長い場合、酸素濃度が高い場合にも生成量が多くなる⁽¹⁾。

外航船舶の大型ディーゼルエンジン（出力 130 kW 以上）が排出する NO_x については、国際海事機関 IMO（International Maritime Organization）の専門委員会において議論して制定した条約によって、排出量を段階的に低減することが必要となった。 NO_x 排出量は 2005 年の 1 次規制（Tier 1）、2011 年の 2 次規制（Tier 2）は全海域に、2016 年から有効となった 3 次規制（Tier 3）は指定海域 ECA（Emission Control Area）で適用され、1 次規制（Tier 1）値より 80% の削減が必要である⁽²⁾。

一酸化炭素 CO 燃料噴霧において、燃料蒸気が過濃で局所的に酸素 O_2 不足となったところでは、不完全燃焼を起こして一酸化炭素 CO が生成される。また、逆に燃料蒸気濃度が希薄なところでは、燃焼反応が持続せず火炎が消えてしまうことによっても生じる。さらに、完全反応で生成した CO_2 が 1700 K 以上の高温状態にさらされると、一度生成した CO_2 は以下の反応式で熱解離して CO を生成する⁽³⁾。



二酸化炭素 CO_2 二酸化炭素 CO_2 は、地球温暖化に大きな影響を及ぼす温室効果ガスであることは良く知られた事実である。船舶から排出される CO_2 は、世界経済の成長を背景に今後も増加する傾向にあり、国際海運において CO_2 排出量削減は必要な課題になっている。 CO_2 排出量（g/kWh）は燃料消費率 SFC（Specific Fuel Consumption; g/kWh）に比例するので、燃費を改善することが地球温暖化防止の対策にもつながる。

IMO の専門委員会で日本等が主導して提案をし、2013 年 1 月に発効した MARPOL 条約附属書 VI の一部改正規則によって、排他的経済水域を越えて航行する総トン数 400 トン以上の船舶に対して船舶エネルギー効率管理計画 SEEMP（Ship Energy Efficiency Management Plan）の策定が義務付けられるとともに、一定サイズ以上の新造船に対してはエネルギー効率設計指標 EEDI（Energy Efficiency Design Index）に適合することが求められる。EEDI は、1 トンの貨物を 1 マイル輸送する際の CO_2 排出量として定義される指標である⁽⁴⁾。

2.2 供試機関と計測系統

本報の実験では、試験用に製造された単気筒ディーゼル機関を用いて燃料燃焼運転を行った。供試機関は、4ストロークディーゼル機関（以下、4STDE と表記する）と2ストロークディーゼル機関（以下、2STDE と表記する）の異なるサイクルの二種類であり、表1に機関の主要諸元を示す。

実験で使用した装置や計測機器の系統は、4STDE と2STDE でほぼ同様の構成となっている。図1に4STDE の実験装置・計測系統の概略を示す。2STDE の場合、給気は外部動力で駆動するルーツブローアによって強制的に空気を送り込んでいる。

2.3 供試燃料と実験条件

本研究で使用した燃料はLSA 重油（JIS 重油1種1号⁽⁵⁾）である。これは環境負荷低減のために含有する硫黄成分を低減したもので、低硫黄A 重油とも呼ばれる。JIS では硫黄含有量を重量割合で0.5%以下になるように精製したものをLSA 重油として規定している。表2に供試燃料の主な物性値を示す。

Table 1 Specification of test engines

(a) 4 stroke diesel engine		(b) 2 stroke diesel engine	
Item	Description	Item	Description
Product	Hansin S1F	Product	Hansin RL1CA
Type	4 Stoke diesel engine	Type	2 Stoke diesel engine
Cylinder number	Single cylinder	Cylinder number	Single cylinder
Bore x Stroke	220mm x 350mm	Bore x Stroke	210mm x 330mm
Displacement volume	0.0133m ³ (=13.3Liter)	Displacement volume	0.0114m ³ (=11.4Liter)
Compression ratio	12.78	Compression ratio	13.5
Rated power	18.4kW(=25PS)@380min ⁻¹	Maximum power	40.5kW(=55PS)@465min ⁻¹
Combustion type	Direct injection type	Rated power	36.8kW(=50PS)@450min ⁻¹
Nozzle	Hole type (φ0.35mm x 4)	Fuel injection type	Solid injection type
Injection pump	Spill valve type	Scavenging type	Loop scavenging type
Injection pressure	29.4MPa(=300kgf/cm ²)	Scavenging air supply	Roots blower

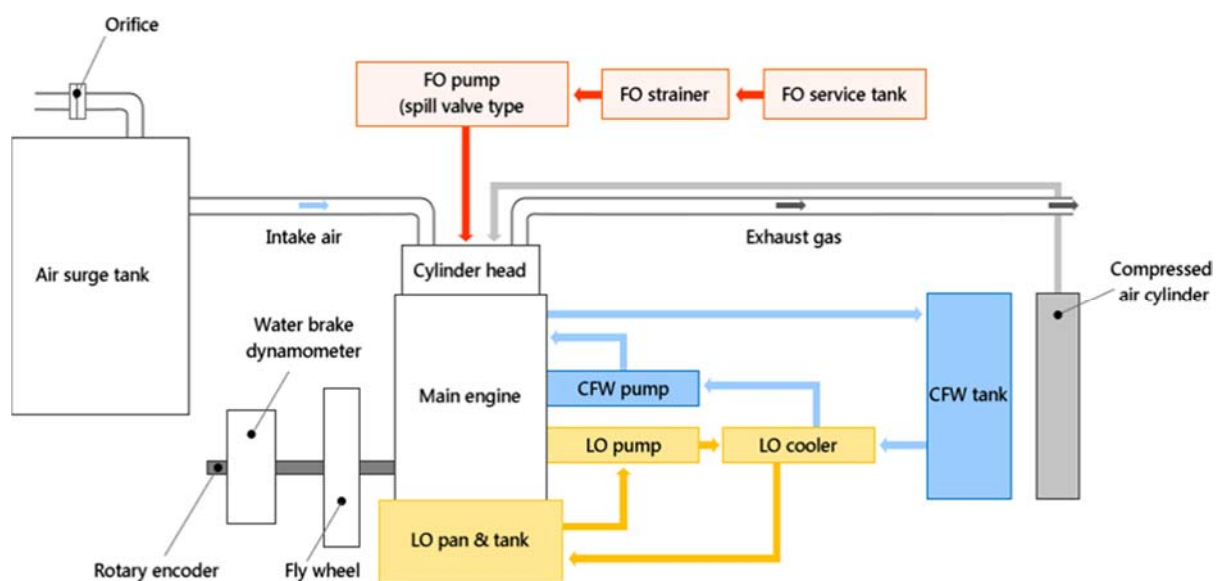


Fig.1 Schematic diagram of test engine and other apparatus (Case of 4 stroke diesel engine)

Table 2 Property of used fuel oil

Item	Unit	Description
Product		Tonen General FOA01
Type		Low sulfur A fuel oil
Density @15°C	[kg/m ³]	845.2
Viscosity @50°C	[mm ² /s]	2.543
Flash point	[°C]	82
Pour point	[°C]	-20
Cetane index		52 (JIS K 2280) 54 (JIS K 2204-92)
Sulfur content	[wt.%]	0.079
Carbon residue	[wt.%]	0.44
Nitrogen content	[wt.%]	0.01
Lower calorific value	[MJ/kg]	42.8

Table 3 Experimental conditions for engine operation

Engine Type	Engine start condition		Load [%]	Output Power [kW]	Engine Speed [min ⁻¹]	Dynamometer Load [kg]
	Description	Temp. [°C]				
4 Stroke diesel engine	cold start	22 ~ 28	50	9.2	302	34.4
	warm start	38 ~ 41	↑	↑	↑	↑
	cold start	22 ~ 28	75	13.8	345	45.2
	warm start	38 ~ 41	↑	↑	↑	↑
2 Stroke diesel engine	cold start	22 ~ 28	50	18.4	400	50.0
	warm start	38 ~ 41	↑	↑	↑	↑
	cold start	22 ~ 28	75	27.6	↑	75.0
	warm start	38 ~ 41	↑	↑	↑	↑

本報の実験では、エンジン始動時の状態、特に温度条件を変えた場合の影響を調査する試験を行った。設定したエンジン状態は二種類であり、一つは暖機なしの状態（冷態始動）、もう一つは暖機ありの状態（温態始動）である。本実験では「冷態始動(cold start)」は、室温状態（22～28℃）で放置したディーゼル機関を予め暖めることなしに、そのまま始動する場合を示す。「温態始動(warm start)」は一定時間以上エンジン運転を行ない、各部の温度が十分に上昇した後、エンジンを一旦止めて再始動することで実現し、始動時のエンジン温度は 38～41℃（冷却水出口温度）である。

また、それぞれの始動開始時条件に対して、始動後のエンジン負荷（以下、Load と表記する）を 50% および 75% の二種類の負荷条件に設定して運転を行った。ただし、4STDE の場合は船用特性で負荷条件を設定し、2STDE の場合は発電機特性での負荷条件である。それらのエンジン回転速度と動力計荷重の値を表 3 に示す。

以上の合計四種類の実験パラメータに対して、エンジン始動後にエンジン回転速度の変動がなくなり、ある程度安定した運転状態となった後の時間について、排ガス濃度等の機関性能計測を行った。その計測開始時を本報では「エンジン始動時 (engine start)」の時期とした。排気エミッション濃度はガス成分濃度計測器（テストー社製：TESTO 350）を用いて、10 分経過毎に 1 分間の自動計測を行った。測定対象とした排ガス中の成分は窒素酸化物 NO_x、一酸化炭素 CO、二酸化炭素 CO₂ および残留酸素 O₂ である。

3. 実験結果および考察

3.1 燃料消費率と窒素酸化物の変化

図2に燃料消費率 SFC (Specific Fuel Consumption) と窒素酸化物 NO_x 排出量の時間変化の測定結果一例を示す. 図2の(a)は4STDE, 図2の(b)は2STDEの測定結果で, ともに Load75%の場合であり, (1)は冷態始動の場合, (2)は温態始動の場合を示している.

いずれのエンジンタイプでも, SFC はエンジンの運転時間の経過とともに小さくなる傾向にあることがわかる. その減少量はエンジンタイプで異なっており, 始動直後の SFC と比較すると, 十分に時間が経過した時 (始動後約 30 分経過時) には 4STDE では冷態始動時も温態始動時も約 2.0%の低減率であるが, 2STDE (始動後約 30 分経過時) では冷態始動時は約 4.0%, 温態始動時は約 1.5%の低減率である.

SFC の減少は, 燃料の燃焼効率改善を意味しており, いずれのエンジンタイプでも始動後から時間の経過とともに燃焼状況が徐々に良くなっていくことがうかがえる. その要因として, 機関燃焼室からの熱損失が時間とともに低減していくためと推測される. すなわち, エンジン始動後に燃焼室からピストンやシリンダ, シリンダヘッドを通して燃料燃焼による熱エネルギーが放出されるが, エンジン運転によってそれらの要素部品が暖まることで放出量が時間の経過とともに減少し, 結果として燃焼改善につながるといえる. これは時間経過に伴う SFC の減少量が, 温態始動時のほうが小さくなっていることでも裏付けられる.

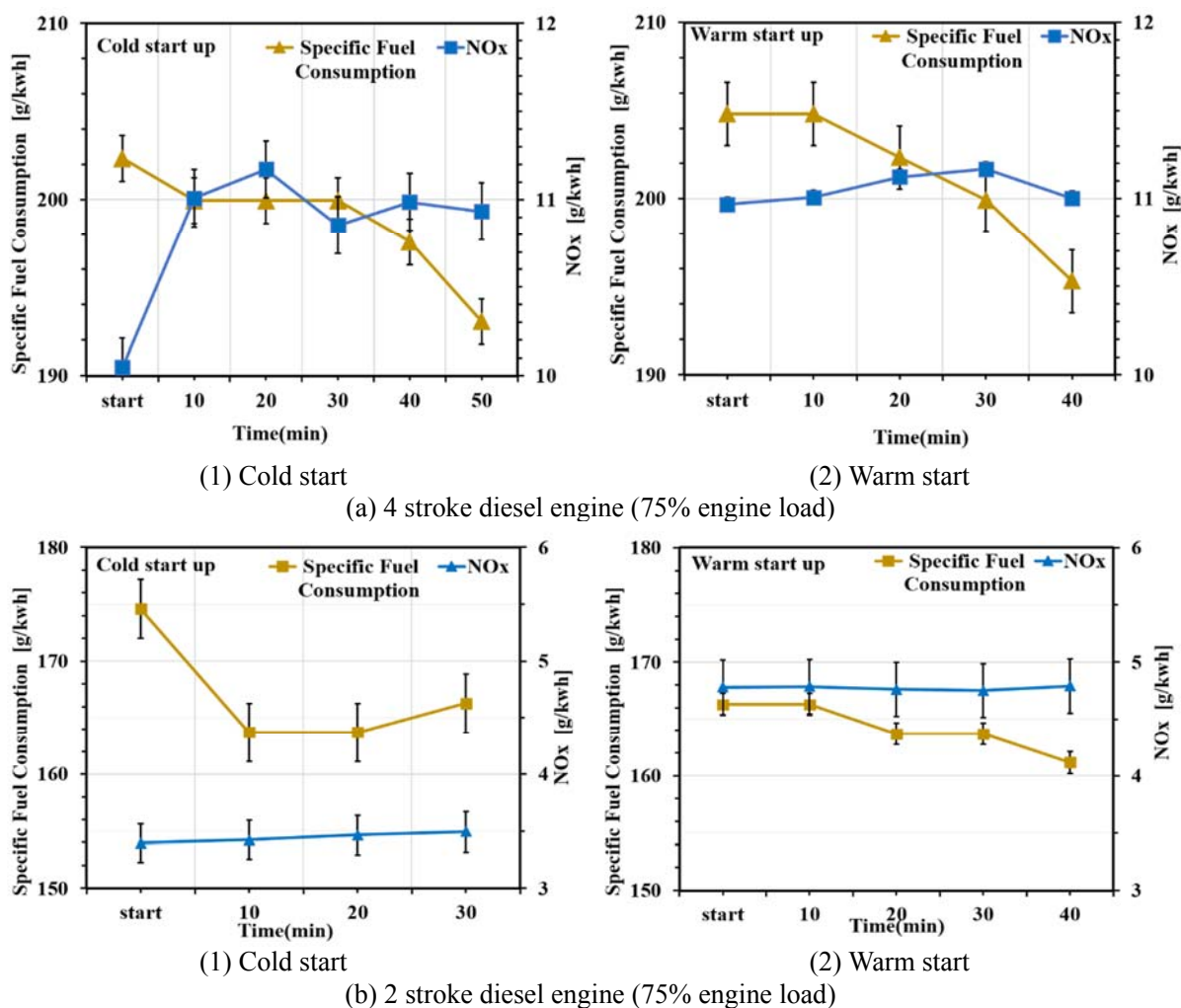


Fig.2 Time history of Specific Fuel Consumption and NO_x emission after engine start

これに対して、NO_x 排出量の時間変化はエンジンタイプで大きく異なっている。4STDE の場合は始動時の条件で変化傾向が異なり、冷態始動の場合には始動直後は排出量が少なく、時間経過とともに排出量が増加し、その同一時刻における計測値の変動幅も大きい。温態始動時には時間経過とともに排出量はわずかに増加する傾向にあるが、その変化量は非常に小さい。これに対して 2STDE の場合は、冷態始動も温態始動も NO_x 排出量は時間経過に対する変化はほとんどない。ただし排出量の絶対値は始動時条件によって異なり、本実験の時間範囲内では冷態始動時は平均約 3.4 g/kWh、温態始動時は平均約 4.8 g/kWh であり、暖機せずにエンジンを始動した場合のほうが低い NO_x 排出量となった。

燃焼場における NO 生成は、第 2 章第 1 節に示したように 1) 燃焼温度が高い場合、2) 高温燃焼ガス中での滞留時間が長い場合、3) 酸素濃度が高い場合、などに生成量は多くなることが知られている。エンジン始動後に時間の経過とともに NO 排出量が増加する理由は、燃料燃焼の状況が徐々に良好となり、燃焼場の高温領域が増加するためであると推測される。上述の燃料消費率が時間経過とともに減少することを燃焼改善によるものと類推したが、NO 排出量の時間変化傾向もそれを支持するものである。また 2STDE の場合に NO 排出量の増加傾向が顕著にみられないのは、サイクルの原理上、4STDE の倍の燃焼サイクルがあるため、より早期にエンジン要素部品が加熱されて熱損失が少なくなり、燃焼状況が良好になるためであると考えられる。

3.2 一酸化炭素の排出変化

前節に示した結果から、エンジンタイプおよびエンジン始動時条件によって燃焼室内での燃料燃焼の状況が異なることが推論された。そこで、燃焼性を示す排気エミッション成分として一酸化炭素 CO について解析した。

図 3 は CO 排出濃度の測定結果一例であり、両エンジンタイプについて冷態始動時の場合の時間変化を示した。図において太実線は Load 75%の結果であり、図 2 の 1)の結果と同時に測定したものである。細実線は Load 50%の結果であり、負荷の違いによる傾向変化を確認するために示した。

CO 排出濃度の時間変化は、4STDE の場合にはエンジン負荷条件で大きく異なっている。Load 50%の場合、エンジン運転時間の経過とともに排出濃度は低くなっていく傾向にある。逆に Load 75%の場合、運転時間経過とともに排出濃度は高くなり、時間経過に対する変動幅も大きいことがわかる。一方、2STDE の場合、CO 排出濃度の時間変化はエンジン負荷による傾向の違いがなく、Load 50%および Load 75%のいずれの条件でも、運転時間の経過とともに排出濃度は小さくなっていく傾向にある。本実験の条件範囲では、エンジン始動後 30 分 (1800 秒) には CO 排出濃度は両エンジン負荷でほぼ同じ値 (約 75ppm) となった。

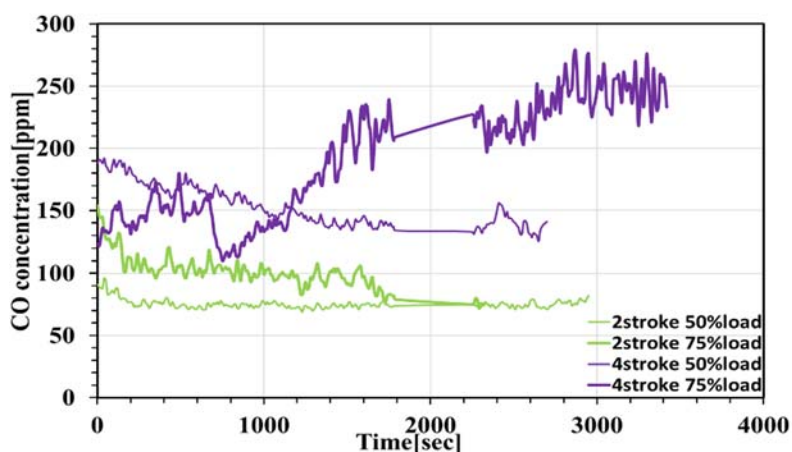


Fig.3 Change in CO emission with engine types (Case of cold start)

第2章第1節で述べたように、燃焼場におけるCO生成量が多くなるのは、1)酸素濃度不足あるいは燃料濃度希薄で燃焼反応が不完全となる場合（不完全燃焼）と、2)活発な燃料燃焼で場が高温になり完全燃焼で生成した二酸化炭素CO₂が熱解離して一酸化炭素COと酸素O₂になる場合（活性化した燃焼）の二通りがある。

2STDEの両エンジン負荷（Load 50%、Load 75%）条件と4STDEのLoad 50%条件でエンジン始動直後にCO排出濃度が高くなっているが、その理由は、上記の1)と考えられる。すなわち、冷態始動であるために燃焼室内部の雰囲気温度が低くなり、燃料の微粒化・蒸発が不十分となって燃料濃度が局所的に高い領域が多くなり、燃料燃焼が不完全になったと考えられる（酸素不足の不完全燃焼）。

一方、4STDEのLoad 75%条件でCO排出濃度が運転時間経過とともに高くなっていくのは、上記の2)が要因であると推測される。NO_x排出量の時間変化において、この条件のみでエンジン始動後に排出量が大きな増加傾向を示した（図2の(a)の(1)を参照）。SFCの変化傾向と合わせて、この条件では時間経過とともに燃焼室内部の燃料燃焼が活性化していくと推測したが、その状況で高温となる領域が増大して、生成した二酸化炭素の熱解離が促進されたためにCO排出濃度が時間経過とともに高くなったと思われる。

3.3 二酸化炭素と残留酸素および熱効率の変化

次に、燃料の完全燃焼性を推し量る排気エミッションとして、二酸化炭素CO₂と残留酸素O₂に着目し、それらの排出濃度の時間変化を測定した。図4にその結果を示す。いずれも冷態始動の場合であり、1)はLoad 50%の場合、2)はLoad 75%の場合の測定結果を示している。図において赤色はCO₂、青色はO₂、細い破線は4STDE、太い実線は2STDEの結果を示している。

図4より、いずれのエンジンタイプの場合でも、エンジンの運転時間の経過とともにわずかにではあるが排出CO₂濃度は減少し、残留O₂濃度は増加していく傾向にある。また、いずれのエンジン負荷においても、2STDEの方が4STDEよりも排出CO₂濃度は高く、残留O₂濃度は低くなっていることがわかる。それぞれの濃度の値をエンジン負荷で比較すると、いずれのエンジンタイプでもエンジン負荷が大きくなると残留O₂濃度が低下し、排出CO₂濃度は上昇している。

最後に正味熱効率BTHE（Brake Thermal Efficiency）のエンジン条件による違いを比較する。図5に正味熱効率の算出結果を示す。図5の(a)は4STDEの場合、(b)は2STDEの場合であり、冷態始動時と温態始動時の双方を示している。また、各図で(1)はLoad 50%、(2)はLoad 75%の場合である。

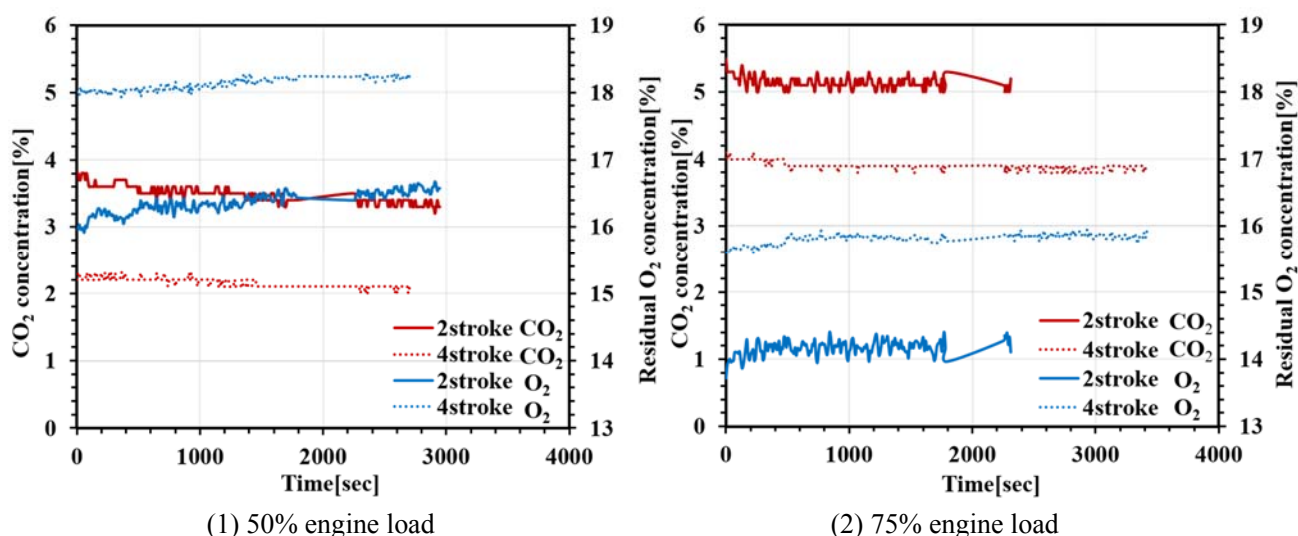


Fig.4 Correlation between CO₂ emission and residual O₂ (Case of cold start)

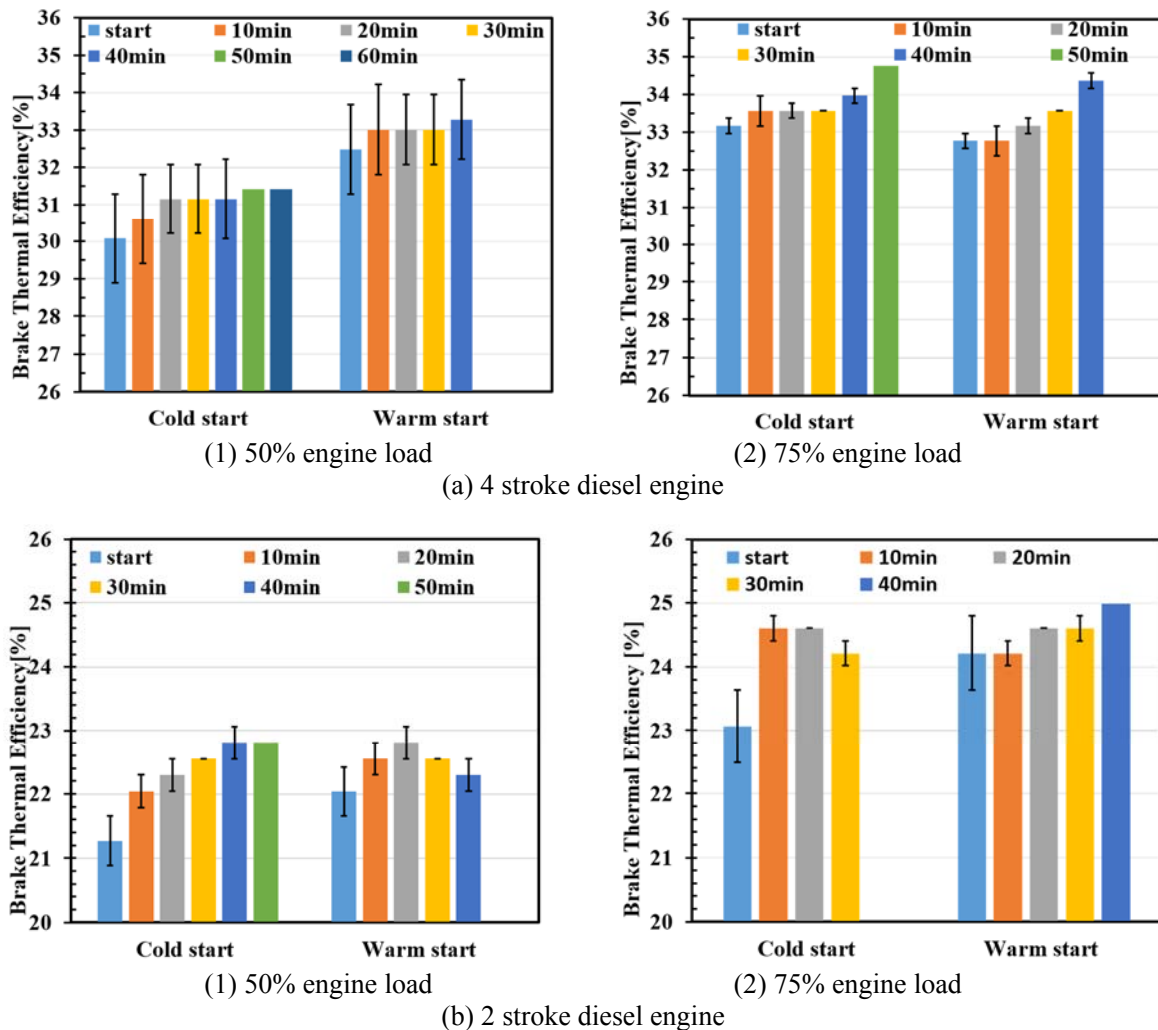


Fig.5 Change in Brake Thermal Efficiency with engine conditions

図 5 より、いずれのエンジンタイプにおいても、始動時条件やエンジン負荷条件によらず、BTHE は運転開始後の時間経過とともに高くなっていくことが分かる。これは SFC の時間変化を示した図 2 (Load 75%の場合) から明らかなように、時間の経過とともに SFC は減少する傾向にあるため、BTHE は時間経過とともに高くなる。また、十分に時間が経過した際 (各図における同始動条件の右端データ) の BTHE を比較すると、同じエンジンタイプではエンジン負荷が大きいほど BTHE は高く、また総じて温態始動時の方が冷態始動時よりも高い BTHE を示している。例えば 4STDE の Load 50%の場合、始動後 10 分経過時の BTHE は冷態始動条件よりも温態始動条件の方が約 2.5%高い値である。これらは、上述までの燃料燃焼の変化傾向と定性的に一致する結果である。

4. まとめ

本研究では船舶用のディーゼル機関始動時における燃焼および排気エミッション特性を明らかにすることを目的に、大型単気筒の 4 ストロークディーゼルエンジンおよび 2 ストロークディーゼルエンジンを用いて燃焼試験を実施した。特に、エンジン始動時の状態として、暖機をした場合と暖機をしない場合について、機関性能の時間変化を計測して解析を試みた。得られた結果は以下の通りである。

- 1) いずれのエンジンタイプでも、エンジン始動開始後の時間経過とともに燃料消費率は減少していく。その結果、正味熱効率率は時間経過とともに高くなっていく。

- 2) 運転開始後の時間経過とともに、排ガス中の窒素酸化物濃度は増加する傾向にあり、二酸化炭素濃度はわずかに減少、残留酸素濃度はわずかに上昇していく傾向にある。
- 3) 上記 1)および 2)は、燃焼室内部の燃料燃焼が時間経過とともに活性化していく、すなわち、燃料の燃焼効率が時間経過とともに向上していくことが示唆される。
- 4) 排ガス中の一酸化炭素濃度は、総じて時間経過とともに減少する傾向にあるが、一部の条件（4 ストロークエンジンの冷態始動エンジン負荷 75%）では増加した。

排ガス中的一酸化炭素の濃度が高くなる要因を、不完全燃焼によって生成される機構と、完全燃焼で生成した二酸化炭素の熱解離による機構で類推したが、さらなる検討が必要である。また、本報の実験で、始動直後に高負荷条件に設定して運転を行った場合、当然ではあるが機関回転速度や制動負荷の安定により多くの時間を要した。今後、このような始動直後の燃焼状態についてもより詳細な解析を行っていく。そのような不安定状態でエンジン運転を継続することは損傷の原因にもなる。そこで緊急出航時などエンジンに与えるダメージをできるだけ小さくしながら運転できる条件についても明らかにしていきたい。

参考文献

- (1) 後藤 悟・三村敬久・木村浩明, 船舶ディーゼル機関の NOx 低減, 日本機械学会第 9 回交通・物流部門大会講演論文集, No.00-50, pp.233~236, (2000.12).
- (2) 国土交通省, 海事レポート 2015, 第 I 部海事行政の重要課題 第 9 章環境に優しい海上交通, pp.99~100, http://www.mlit.go.jp/maritime/maritime_tk1_000055.html, (2016.6.1 閲覧)
- (3) 廣安博之・寶諸幸男・大山宣茂, 改訂内燃機関(機械系大学講義シリーズ), コロナ社, p.33, (1999.5).
- (4) 文献(2)の pp.96~97.
- (5) 日本工業規格, 重油(Fuel oil), JIS K 2205-1991.

謝 辞

本研究をまとめるにあたり、多くの方々にご助力いただきましたことを、心より感謝申し上げます。また、本研究にご協力頂いた内燃機関工学研究室の田中伶央也氏(現 国土交通省)、中口拓也(現 博士課程前期課程研究生)ならびにゼミの院生、学部生の皆様に対しても心より感謝致します。