

法政大学学術機関リポジトリ

HOSEI UNIVERSITY REPOSITORY

PDF issue: 2025-02-05

小型ディーゼル機関を用いたエマルジョン混合燃料の燃焼特性に関する研究

杉山, 洋昭 / SUGIYAMA, Hiroaki

(発行年 / Year)

2008-03-24

(学位授与年月日 / Date of Granted)

2008-03-24

(学位名 / Degree Name)

修士(工学)

(学位授与機関 / Degree Grantor)

法政大学 (Hosei University)

2007 年度 修士論文

小型ディーゼル機関を用いたエマルジョン混合燃料の
燃焼特性に関する研究

THE STUDY OF COMBUSTION CHARACTERISTICS FOR
EMULSIFIED BLEND FUEL USING SMALL DIESEL ENGINE

指導教員 川上 忠重

法政大学大学院 工学研究科

機械工学専攻修士課程

06R1119

杉山 洋昭

THE STUDY OF COMBUSTION CHARACTERISTICS FOR EMULSIFIED BLEND FUEL USING SMALL DIESEL ENGINE

Hiroaki SUGIYAMA

From the issue of CO₂, it is necessary to achieve a low emission and low fuel consumption for diesel engines. Therefore, the use of the alternative fuel is promoted with diesel engines. As the first step of this study, experiments have been carried out to examine the influence of blend fuels and emulsified fuels on combustion characteristics and exhaust emissions in small diesel engine. The fuel used in this study are light oil (Standard), coconut oil[CH₂(OCOR₁)CH(OCOR₂)CH₂(OCOR₃), R₁~R₃: Higher aliphatic hydrocarbon], blend fuels[light oil+coconut oil] and water emulsified fuels. Blend ratio of coconut oil is changed the mixing volume of coconut oil in light oil. The range of blend ratio of coconut oil is 0 to 20 vol%. And the range of blend ratio of water is 0 to 20 mass%. The maximum burning pressure and total burning time are observed by measuring the pressure with piezoelectric Kistler pressure transducer. Mean increasing rate of pressure is calculated from the value which subtracted initial pressure from maximum burning pressure divided by total burning time. The data of 30 tests for each engine revolutions were averaged arithmetically.

The main conclusions are as follows:

- 1) It is possible to improve the combustion behavior by using blend fuel and emulsified fuel for small diesel engines.
- 2) The maximum burning pressure for emulsified fuel increase at low engine speed (1500-2000rpm) and high engine speed (3600rpm), respectively.
- 3) NO_x emission of emulsified fuel is smaller than that of light oil.

Key Words: Diesel engine, Alternative fuel, Coconut oil, Emulsified fuel

目次

第一章 緒論	1
1. 1 研究背景及び目的	2
1. 2 ディーゼルエンジンの排気ガス	4
1. 2. 1 大気汚染物質の発生特性	4
1. 2. 2 排気ガスによる影響	6
1. 2. 3 ディーゼル車の排気ガス規制	6
1. 2. 4 ディーゼルエンジンの排気ガス対策	8
1. 2. 5 燃焼以外での排気ガス対策	8
1. 3 ディーゼルエンジンの燃焼	12
1. 3. 1 ディーゼルエンジンの燃焼過程	12
1. 3. 2 ディーゼルエンジンの燃焼室	14
1. 3. 3 燃焼室の形式	15
1. 4 ディーゼル燃料	17
1. 4. 1 バイオディーゼル燃料	17
1. 4. 2 水エマルジョン燃料	18
1. 5 燃焼圧力及び排気ガス分析	19
1. 5. 1 燃焼圧力	19
1. 5. 2 排気ガス分析	20
第二章 実験装置及び方法	22
2. 1 実験装置	23
2. 1. 1 供試機関	24
2. 1. 2 排ガス分析器	25
2. 1. 3 圧力センサ	25
2. 1. 4 オシロスコープ	26
2. 1. 5 クランク角タイミング測定プレート及びセンサ	26
2. 1. 6 マグネチックスターラー	27
2. 1. 7 シリンダヘッド	27
2. 1. 8 概略図	28
2. 2 使用燃料	29
2. 2. 1 軽油	29
2. 2. 2 ココナッツオイル	29
2. 2. 3 水エマルジョン燃料	30
2. 3 燃料の作製方法	31

2. 3. 1	Blend 燃料	31
2. 3. 2	水エマルジョン燃料	31
2. 4	実験方法	34
2. 4. 1	手順	34
2. 5	計算方法	35
2. 5. 1	最高燃焼圧力	35
2. 5. 2	全燃焼時間	35
2. 5. 3	平均圧力上昇率	35
2. 5. 4	熱発生率	35
2. 5. 5	発熱量	38
2. 6	予備実験	38
2. 6. 1	圧力変換	38
第三章	実験結果及び考察	41
3. 1	ココナッツオイル Blend 燃料	42
3. 1. 1	最高燃焼圧力	42
3. 1. 2	Blend 燃料連続運転	43
3. 1. 3	平均圧力上昇率	45
3. 1. 4	圧力履歴	46
3. 1. 5	熱発生率	49
3. 1. 6	燃料消費量および実燃料消費量	53
3. 1. 7	NO _x	55
3. 1. 8	CO	56
3. 1. 9	CO ₂	57
3. 1. 10	O ₂	58
3. 2	軽油エマルジョン燃料	59
3. 2. 1	最高燃焼圧力	59
3. 2. 2	軽油エマルジョン燃料連続運転	60
3. 2. 3	平均圧力上昇率	62
3. 2. 4	圧力履歴	63
3. 2. 5	熱発生率	67
3. 2. 6	燃料消費量	71
3. 2. 7	実燃料消費量	72
3. 2. 8	NO _x	73
3. 2. 9	CO ₂	74
3. 2. 10	O ₂	75
3. 3	Blend10 エマルジョン燃料	76

3. 3. 1	最高燃焼圧力	76
3. 3. 2	Blend10 エマルジョン燃料連続運転	77
3. 3. 3	平均圧力上昇率	79
3. 3. 4	圧力履歴	80
3. 3. 5	熱発生率	84
3. 3. 6	燃料消費量	88
3. 3. 7	実燃料消費量	89
3. 3. 8	NO _x	90
3. 3. 9	CO ₂	91
3. 3. 10	O ₂	92
3. 4	Blend20 エマルジョン燃料	93
3. 4. 1	最高燃焼圧力	93
3. 4. 2	Blend20 エマルジョン燃料連続運転	94
3. 4. 3	平均圧力上昇率	96
3. 4. 4	圧力履歴	97
3. 4. 5	熱発生率	101
3. 4. 6	燃料消費量	105
3. 4. 7	実燃料消費量	106
3. 4. 8	NO _x	107
3. 4. 9	CO ₂	108
3. 4. 10	O ₂	109
3. 5	Blend30 エマルジョン燃料	110
3. 5. 1	最高燃焼圧力	110
3. 5. 2	圧力履歴	111
3. 5. 3	熱発生率	115
3. 6	着火遅れの比較	119
第四章	結論	120
	参考文献	122
	謝辞	123
	付録	124

第一章 緒論

1. 1 研究背景及び目的

自動車用内燃機関をとりまくエネルギー資源有限問題、地球環境問題から、内燃機関に課せられる燃料消費量改善目標あるいは排出ガス規制が、今後さらに厳しくなろうとしている。

特に注目されている環境問題の一つが、地球温暖化である。内燃機関は、石油から精製された、ガソリン、軽油などの燃料を用いて、燃焼させるため、大気中の炭素（二酸化炭素）量を増加させている。世界の二酸化炭素排出量割合をみると、1971年には先進国が70%で、発展途上国はわずか14%であったが、2004年には先進国が49%に対して発展途上国は41%と重みが大きく上昇した。IEA（国際エネルギー機関）の見通しでは、2030年には発展途上国が54%と半分以上を占めることが見込まれている。[1]この二酸化炭素の排出によって、地球温暖化という環境負荷を引き起こし、炭素を含んだ燃料を燃やす以上、その排出は避けられない。しかし、地球温暖化対策として、燃費の良いディーゼルエンジンへの期待が高まり、環境先進国である欧州では、走っている自動車の半分以上がディーゼルエンジンを用いている。さらに、新聞やテレビなどでディーゼルエンジンを取り上げる例も増え、身近なものになってきている。

また、世界的に厳しくなる排出ガス規制をクリアするために、燃焼時に発生する有害な窒素酸化物 NO_x、燃焼しないで排出される炭化水素 HC、燃焼が不完全な場合に発生する一酸化炭素 CO、特にディーゼル機関で問題とされている微粒子 PM の削減など、内燃機関に対して解決しなければならない問題はたくさんある。

これらを解決するために、近年、代替エネルギーは世界的に注目度を増してきている。もっとも効率的でクリーンなエネルギーとされる原子力でも簡便で用途が広い「液体燃料」に代替することはできず、燃料電池や水素といった新エネルギーですらさまざまな用途において完全に液体燃料に代替することは困難である。

代替燃料の一つとして、燃料に植物油を用いることが注目されている。植物油は、人

体への刺激も少なく、植物由来の燃料は、大気中の二酸化炭素を光合成によって吸収・固定化したもので、燃焼によって排出する二酸化炭素は元来大気中に存在したものである。固定と排出の循環が速やかで、総じて大気中の炭素（二酸化炭素）を増やさないカーボンニュートラルな燃料と評価されている。この概念は、バイオディーゼルの環境改善効果を評価するにあたり、非常に大切なものである。

このような現実から見ても、国内におけるこれからのバイオディーゼルは、導入促進、普及に向けて過渡期を迎え、諸外国ではさまざまな税制優遇措置などによって、バイオディーゼル導入を促進しており、今後バイオディーゼルが代替液体エネルギーの一翼を大きく担うことが考えられる。

このような背景や自動車用内燃機関の需要台数の観点から、内燃機関の燃焼生成物低減と燃料消費率の低減に関する研究として、これまでに多くの研究者によって中型・大型の内燃機関を対象とした研究が盛んに行われている。しかしながら、CO₂ 排出が少なく、自然環境に与える負荷が小さい小型機関に関する研究に着目すると、小型機関の需要は世界的に著しく拡大しつつあり、更なる燃焼生成物低減及び燃料消費率低減に関する研究が求められているにもかかわらず、小型機関は燃焼室の形状制約から、その燃焼特性を観察することは極めて困難であり、それを対象とした研究報告例は極めて少ないのが現状である。

そこで本研究では、小型機関の詳細な燃焼特性を把握する手法として、機関内に圧力センサを設け、ブレンド燃料（軽油+植物油）を用いた場合の各燃料性状と運転条件下の燃焼特性と燃焼生成物に及ぼす植物油の影響について検討を行なった。

また、小型機関の燃焼改善に関する指針を得るために、植物油を含有する水エマルジョンディーゼル燃料化を行なうことにより、燃料粒子に含まれる水粒子が燃焼室内の高温雰囲気中で微小爆発することによる微粒化促進を利用し、水の混合割合の影響についても検討を行なった。

1. 2 ディーゼルエンジンの排気ガス

ディーゼルエンジンの排気ガスの成分は、大部分が N_2 (窒素)、 H_2O (水蒸気)、 CO_2 (二酸化炭素) であり、このほかに微量の大気汚染物質である CO (一酸化炭素)、 HC (炭化水素)、 NO_x (窒素酸化物) 及び PM などが含まれる。

1. 2. 1 大気汚染物質の発生特性

排気ガスに含まれる大気汚染物質について、それぞれの発生特性の概要を述べる。

1) CO

CO の発生過程は、ガソリンエンジンと同様に、燃料が多い、酸素の少ない混合比で不完全燃焼によって生成する。したがって、濃い混合比で運転しないような制御が CO 削減の対策となる。ディーゼルエンジンは、ガソリンエンジンに比べて空気過剰率が大きく、普通の運転状態のときは十分な空気のもとで燃焼が行われるため、 CO の発生量は極めて少ない。

2) HC

CO と同様に空気過剰率が大きいいため HC の発生量は極めて少ないが、燃料が燃え残ったまま排出されることがある。

3) NO_x

NO_x は、 NO 、 NO_2 、 N_2O 、 N_2O_2 などの窒素酸化物の総称で排気ガス規制などでも厳しい規制項目の一つである。ガソリンエンジンと同様に高温で完全燃焼状態になると生成され、増加する成分であるため、ディーゼルエンジンに排出量が多く、ガソリンエンジンからの排出は少ない傾向がある。

4) PM

PM や黒煙は、低温で不完全燃焼状態になると生成される。PM とは粒子状物質 (Particulate matter) の略称である。排出される炭素粒子のまわりに、燃料の燃焼中間生成物など、さまざまな化合物が付着したもので、黒煙も PM の一つである。NO_x と同様、ディーゼルエンジンのほうがガソリンエンジンよりも排出量が多い物質である。ディーゼルエンジンは、①シリンダ内に燃料を噴射して燃料と空気を混合するため、混合状態が不均一であること、加えて②「拡散燃焼期間」と「後燃え期間」ではシリンダ内の温度と圧力が低下することなどの理由から燃焼状態が悪化すると、燃料の不完全燃焼状態を引き起こし、PM や黒煙が生成する。一方、ガソリンエンジンは、よく混ざり合った混合気に点火する方式のため、不完全燃焼を起こす燃焼過程が少なく、排出も少量に抑えられている。つまり PM は、燃料の不完全燃焼状態で発生し、完全燃焼で生成する NO_x との同時低減が困難であり、発生量は NO_x と「トレードオフ」の関係にあるとされている。

5) CO₂

CO₂ の排出量は、燃焼時の燃料消費の大きさに比例して増加するため、同じエネルギーを得ようとした場合には、ディーゼルエンジンは自動車の内燃機関の中で最も熱効率が高く、燃料消費率が小さいため、ディーゼルエンジンの排出量は少なく、ガソリンエンジンは多く排出することになる。

1. 2. 2 排気ガスによる影響

人体に直接害を及ぼす排気ガス成分は、CO と NO_x である。CO は、O₂ よりも血液中のヘモグロビンと結合しやすいため、酸素不足となり、ひどい場合には意識障害を起こしたり人命にかかわったりする。NO₂ の具体的な害は目に刺激があったり、気分が悪くなったり、喘息に似た症状になることなどである。

大気汚染として初めに問題となった米国ロサンゼルスでは、霧のような光化学スモッグが発生した。NO_x と HC が太陽の紫外線によって光化学反応を起こし、有害物質になるとされている。これは NO_x 濃度が高いこと、無風に近いこと、太陽光線が強いことが発生条件となるため、自動車の交通量の多い大都市部とその周辺で春から秋にかけて発生しやすい。

1. 2. 3 ディーゼル車の排気ガス規制

ディーゼルエンジンは、ガソリンエンジンに比べ排気ガスに含まれる大気汚染物質の排出量が少ないと言われてきたが、年々増加する自動車台数と相まって、排気ガスの浄化及び騒音の低減などに対する社会的要請が強くなり、排出ガスについて Table 1 のように順次規制が強化されている。日本における自動車用ディーゼルエンジンの排気有害成分の規制値を Table 1 に示す。特に、ディーゼルエンジン特有の PM、NO_x 及び騒音問題が重要視され、その低減対策のため新しい技術の開発が求められている。[2]

Table 1 ディーゼル車の排気ガス規制の経緯 (新車適用)

種別	測定モード	成分	49年	50年	52年	54年	57年	58年	61年	63年	元年	2年	4年	5年	6年	9年	10年	14年	15年
トラック・バス	軽量車 GVW ≤ 1.7t	49年～6モード	CO	980						2.70						0.98			
		63年～10モード	HC	670						0.62						0.24			
		5年～10・15モード	NOx (IDI)	590	500	450	390			1.26			0.84	0.55	0.43				
			PM													0.34	0.14	0.11	
	無負荷急加速	黒煙	50												40	25			
	中量車 1.7 < GVW ≤ 2.5t	49年～6モード	CO	980						2.70						0.98			
		5年～10・15モード	HC	670						0.62						0.24			
			NOx (DI)	1000	850	707		610		500			1.82	0.97	0.68				
			NOx (IDI)	590	500	450	390			350									
			PM													0.43	0.18	0.12	
		無負荷急加速	黒煙	50												40	25		
	重量車 2.5t < GVW	49年～6モード	CO	980						9.20						3.46			
6年～13モード		HC	670						3.80						1.47				
		NOx (DI)	1000	850	707		610		520			7.80	5.80	4.22					
		NOx (IDI)	590	500	450	390			350			6.80							
		PM													0.96	0.49	0.35		
無負荷急加速		黒煙	50												40	25			
乗用車	車両重量 1265kg以下	49年～6モード	CO	980						2.70						0.98			
		61年～10モード	HC	670						0.62						0.24			
		3年～10・15モード	NOx (IDI)	590	500	450	390		0.98			0.72			0.55	0.43			
			PM													0.34	0.14	0.11	
		無負荷急加速	黒煙	50												40	25		
	車両重量 1265超	49年～6モード	CO	980						2.70						0.98			
		61年～10モード	HC	670						0.62						0.24			
		3年～10・15モード	NOx (IDI)	590	500	450	390		1.26			0.84			0.55	0.45			
			PM													0.34	0.14	0.11	
		無負荷急加速	黒煙	50												40	25		
新型車の適用時期 (年月)			49.9	50.1	52.8	54.4	57.10	58.8	61.10	63.12	1.10	2.10	4.10	5.10	6.10	9.10	10.10	14.10	15.10

注1: GVW...車両総重量

注2: 単位...6モード時 (ppm)

10モード及び10・15モード時 (g/km)

13モード時 (g/kw・h)、黒煙 (%)

注3: DI...直接噴射式、IDI...副室式

1. 2. 4 ディーゼルエンジンの排気ガス対策

ディーゼルエンジンの燃焼は、まず圧縮されて高温になっている空気中に噴射された燃料液滴が蒸発し、周りの空気と混ざって予混合状態となっているところで着火する。この予混合燃焼に続いて、まだ液滴状態の燃料が蒸発しながら周囲の空気と混合し、燃焼する。これが拡散燃焼で、この燃焼の促進により黒煙やPMの発生が抑制される。この他に、排気ターボ過給の場合、圧縮により高温となった吸気の冷却は、出力、耐久性向上と排ガス低減には大変効果的で広く採用されている。排気ガスの一部を吸気側に還流するEGR(*1)も重要な基本技術で、酸素濃度を下げることによってピークの燃焼温度も下がり、NO_xの発生が減少する。高い噴射圧力が得られるコモンレール式燃料噴射装置(*2)もNO_x、PM低減に大きく貢献する。

1. 2. 5 燃焼以外での排気ガス対策

2003年4月から始まった硫黄分50ppmの低硫黄軽油は、2005年から硫黄分10ppm以下の軽油が供給され始め、ディーゼル排ガス処理用触媒の劣化問題がほぼ解決し、触媒を用いる各種後処理装置の開発に路が開けたが、将来の厳しい排ガス規制に対応するには、さらに新しい燃焼方式や後処理装置が必要とされている。現在使用されている後処理装置は、ディーゼル微粒子除去装置(DPF)(*3)、NO_x吸蔵・還元触媒、NO_x・PM同時低減システムDPNR(Diesel Particulate-NO_x Reduction System)、尿素SCR(Urea Selective Catalytic Reduction)(*4)などがある。

(*1) 排気再循環法(EGR)

EGR(Exhaust gas recirculation)装置は、ガソリンエンジンでNO_xの低減において実績があり、信頼性が高い。EGRは高負荷時、燃焼過程において、燃焼室内が高圧高温化でNO_xの生成が促進されないように、コントロールバルブを介して排気ガスと

いう不活性の物質を燃焼過程に送り返し、燃焼温度を強制的に低下させるもので、NOx のできにくい環境を作り出す。しかも、コンピューター制御により EGR 流量をエンジン負荷に応じて細かく制御している。燃焼室に不活性ガスが混入すると、燃焼状態が悪化してしまい、通常であったら PM の発生や燃費悪化は余儀なくされるのであるが、高圧噴射との組み合わせにより PM の発生は克服できる。ただし、ディーゼルエンジンで EGR を行うと、排気ガス中に含まれるサルフェート ($\text{SO}_4^{2-} + \text{H}_2\text{O}$) が燃焼室内の腐食を促進させ、エンジンの耐久性に支障が発生してしまうことがある。そのため、燃料成分中の硫黄成分の削減が求められている。[3]

(*2) コモンレール式高圧燃料噴射装置

従来の燃料噴射方式は、ジャーク式と呼ばれ、インジェクションポンプでピストンにあたるプランジャーをカムにより押し上げ、燃料を加圧する。その後ノズルがその燃料自らの圧力により開弁し、噴射を行うのである。噴射終了の方法も、プランジャー上部の高圧室の燃料がアウトレットから放流されて、圧力低下によりノズルが閉じる仕組みである。機械式の噴射制御には限界があり、欠点を挙げると、カムの回転速度により燃料の加圧に差が生じてしまい、噴霧状態が変化する。低速で噴霧が良好な状態に設定すると、高速においては最高燃焼圧力が上昇し過ぎてしまい、使用可能範囲を越してしまう。高速域で良好な設定にすると、低速域での噴霧状態が悪化してしまう。燃料加圧部に噴射量の制御機構が設けられており、プランジャー自体で燃料の吸入孔と排出孔を開閉するなど構造が複雑である。プランジャーにかかる加重もかなり大きく、プランジャーを頑丈に太くするには、噴射量がプランジャー径とプランジャー有効ストロークによって決定されるため制限されてしまい、実質上 50MPa 以上の高圧にすることは困難である。

コモンレール高圧燃料噴射システムは、加圧した燃料をコモンレールに貯蔵し、ノ

ズル部はコンピューターからの電気信号により閉開するインジェクターによって噴射させる仕組みである。この方式の利点を挙げると、

- ・ 貯蔵した高圧燃料が、常に噴射されるため、高速でも低速でも安定した噴霧状態が得られる。
- ・ 機械的に噴射を行わないために、超高压の燃料噴射が可能になり、燃料粒の超微粒化が可能になる。
- ・ 燃料噴射量や時期は、コンピューター制御の噴射により、エンジンのさまざまな条件に対応したものが得られる。
- ・ 一つのコモンレールに全気筒のインジェクターが装着しているため、各気筒の燃料圧力は一定になり、ばらつきがなくなる。

コモンレール式は、従来のポンプでは不可能であった全運転領域における噴射の最適化が実現できる。従来、噴射圧力が最大でも 50MPa であったのを 120～140MPa という値に上昇させている。20 年間で 2 倍以上にもなっている。なぜ高压の噴射が良いのかというと、高压で燃料を噴射することにより、燃料粒後方に激しい気流の乱れが生じ、その気流の乱れが燃料粒内に空気を取り込むように働く。燃料が空気と接する機会が多くなって、完全燃焼しやすくなる。また、高压化に伴って燃料粒の微細化、攪拌力の増大などもあり、短時間での燃焼が可能になる。その結果、着火遅れが短くなり、ノッキングの発生が抑えられ、エンジン騒音の低減や、PM、特に黒煙の排出を抑制できることになる。常に最適な燃焼状態を確保することにより、PM の発生を抑えながら、燃費の向上に大きく貢献できる。[4]

(※3) DPF (Diesel particulate filter)

DPF とは、ディーゼルエンジンの排気ガスに含まれる粒子状物質を減少させる装置（フィルター）である。ただし、フィルターが目詰まりを起こして機能が低下するた

め、ヒーターなどで燃焼再生させるセルフクリーニング機能が付加されている場合もある。また、触媒を組み合わせることにより、酸化されやすい CO、HC、PM を除去するものもある。DPF の連続再生システムとしては、英国のジョンソン・マッセイ社が CRT (連続再生式フィルター、Continuously Regenerating Trap) の名称で実用化したものが代表的である。DPF 前段の酸化触媒で排ガス中の NO を酸化して NO₂ とし、この発生熱を利用して後段の DPF を再生する方式である。フィルターの素材は、熱に強いセラミックが用いられてきたが、コスト低減を図るためにステンレスを用いるものもある。

[5]

(*4) 尿素選択還元触媒 (Urea selective catalytic reduction)

ディーゼルエンジンの排気ガスのように、酸素濃度が高い環境で NO_x に選択的に反応して窒素へ還元できるのは、アンモニア (NH₃) だけとされている。アンモニアによる選択還元脱硝技術は、我が国で開発され、1970 年代から定置ボイラに活用され、1980 年代にはアンモニアよりも取り扱いの容易な尿素の水溶液を用いる尿素 SCR が実用化した。1990 年代には、欧州でトラック・バス用としてテストが始まり、NO_x 低減効率は 60~80%、尿素水の消費量は燃料消費量の数%で、尿素水の凍結防止が必要であるなど、余剰のアンモニアの処理問題が指摘されている。

実用化された日産ディーゼルの尿素 SCR システムでは、排気ガスをまず酸化触媒 (Diesel oxidation catalyst) に導き、NO を酸化させている。酸化触媒後方で尿素水を添加し、尿素 SCR 触媒に導入し、アンモニアと窒素酸化物を還元反応することにより、窒素酸化物を水と窒素に分解します。反応し切れなかったアンモニアが万一排気とともに漏れた場合に備え、SCR 触媒の後方に NH₃ 酸化触媒を配置している。[6]

1. 3 ディーゼルエンジンの燃焼

1. 3. 1 ディーゼルエンジンの燃焼過程

ガソリンエンジンは、あらかじめ均一に混合した混合ガスが火花点火によってできる火炎の伝播により燃焼するのに対し、ディーゼルエンジンは、燃料の粒子と蒸気、空気及び燃焼ガスなどが混在した不均一な状態の中で自己着火、燃焼するのが特徴である。高温空气中に燃料を霧状にして噴射すると、燃焼室内の燃料は周囲の高温の空気で加熱されて蒸発し、拡散しながら空気と混合して可燃混合気となり、一部の燃料が自己着火する。着火によって燃焼室内の温度、圧力が急上昇すると、残りの燃料の蒸発、混合が促進され、可燃混合気となって急速に燃焼する。[7]

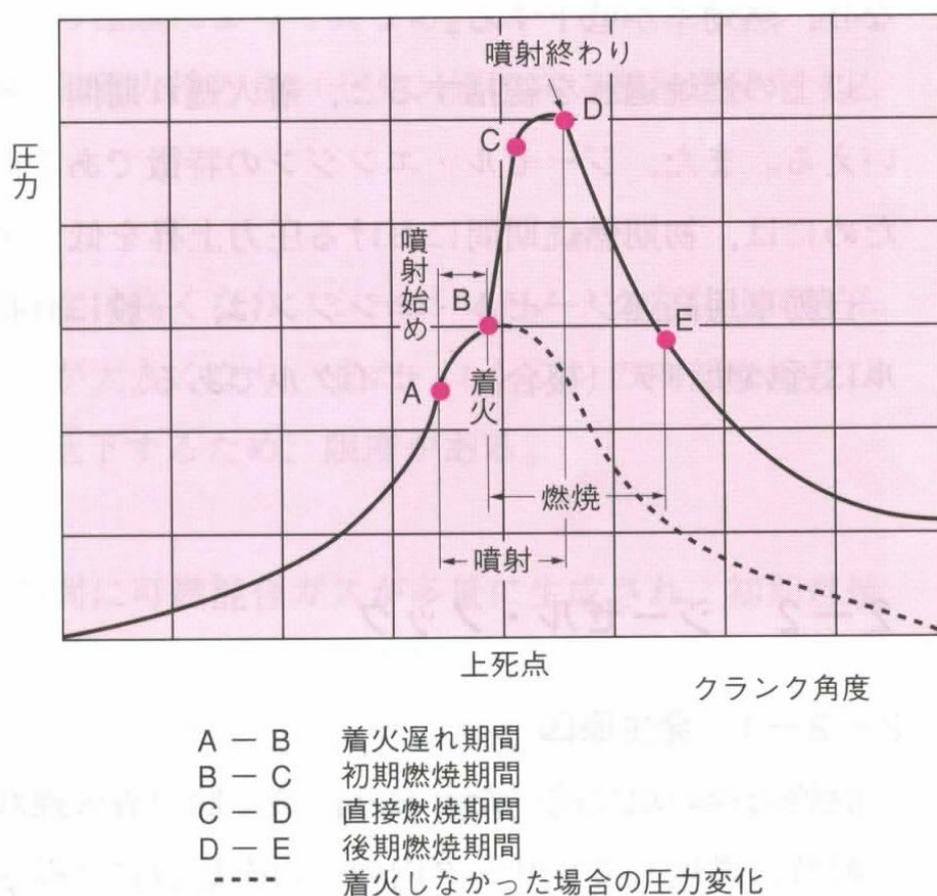


Fig.1 ディーゼルエンジンの燃焼過程

このような燃焼過程を Fig. 1 の指圧線図に示し、次の 4 段階に分けられる。

- 第 1 期 着火遅れ期間 (燃焼準備期間) A→B
- 第 2 期 初期燃焼期間 (定容燃焼期間) B→C
- 第 3 期 直接燃焼期間 (定圧燃焼期間) C→D
- 第 4 期 後期燃焼期間 (後燃え期間) D→E

(1) 着火遅れ期間 (A→B)

燃料が A 点でシリンダ内に噴射されてから B 点で着火するまでの期間をいう。この期間は、噴射されて燃料が周囲の高温空気により加熱されて気化し、空気と混合ガスを形成しながら着火温度まで加熱される加熱期間と、燃料自体の着火遅れから成る燃焼準備期間である。時間的には、非常に短く 1～4 ミリ秒位で、燃料の着火性、シリンダ内の圧力と温度、燃料の噴射状態及び燃料と空気の混合状態などに影響されると言われ、この期間ではシリンダ内の圧力上昇はほとんど認められないが、期間の長短によって後に続く燃焼に大きな影響を及ぼす。

(2) 初期燃焼期間 (B→C)

着火遅れの期間に生成、蓄積された混合ガスのうち、混合比の最適の部分から着火が始まると、噴霧内では多点同時着火と火炎伝播により、着火遅れ期間中に準備された可燃混合ガスはほとんど同時に爆発的に燃焼するため、シリンダ内の圧力、温度は瞬間的に上昇する。従って、このときの圧力上昇は、主として、着火遅れ期間中に噴射された燃料の量、霧化、空気の渦流及び空気と燃料の混合などに左右され、この期間の終わり C 点では、それまでに噴射された燃料の大部分は燃焼してしまう。

(3) 直接燃焼期間 (C→D)

C点を過ぎてもシリンダ内への燃料の噴射は続くが、いったんシリンダ内で燃焼が始まると圧力、温度が著しく上昇するため、着火遅れは短くなる。そのため、ノズルから噴射される燃料は空気と混合すれば直ちに燃焼する。この期間は、燃料噴射量を加減することによって燃焼を制御することができるので、制御燃焼期間とも言われている。

(4) 後期燃焼期間 (D→E)

D点でシリンダ内への燃料噴射が終わり、燃焼ガスは膨張するが、D点までに燃焼しきれなかった大粒の燃料粒子や、粒子の密集により空気と十分混合しなかった部分などがD→Eの膨張行程で空気と混合して燃焼する。この後期燃焼期間が長くなると排気温度が高くなり、熱効率が低下する。

以上の燃焼過程を総括すると、着火遅れ期間と初期燃焼期間は直接燃焼期間の準備期間とも言える。また、ディーゼルエンジンの特徴である直接燃焼期間（定圧燃焼期間）を有効にするためには、初期燃焼期間における圧力上昇を低くすることが望ましいと言われる。自動車用高速ディーゼルエンジンは、一般に直接燃焼期間が短く、オットー（定容）サイクルに近いサバテ（複合）サイクルである。

1. 3. 2 ディーゼルエンジンの燃焼室

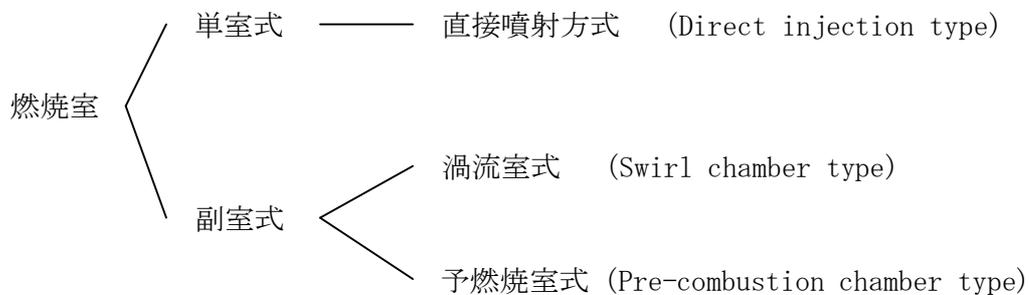
ディーゼルエンジンの燃焼室は噴射された燃料と空気をよく混合させる構造とするため、シリンダヘッドの吸気ポートを特殊な形状にしてシリンダ内に吸入される空気に渦流を生成させるように工夫して、副室を設けて着火初期のガス膨張を利用することなどが行われている。燃焼室の備えるべき条件として、一般に次の各項目をあげることができる。

- ① 噴射された燃料をなるべく短時間に完全燃焼させること。

- ② 平均有効圧力が高いこと。
- ③ 燃料消費率が小さいこと。
- ④ 高速回転における燃焼状態がよいこと。
- ⑤ 始動が容易であること。
- ⑥ ディーゼルノックが少ないこと。

1. 3. 3 燃焼室の形式

ディーゼルエンジンの燃焼室の形式は、大きく分けて二つに分けられる。一つは、燃料が主燃焼室に直接噴射される直接噴射式で、他の一つは主燃焼室につながる副室に噴射される副室式である。副室式は、更に形状により、予燃焼室式と渦流室式に分けられる。また、空気室式もあるが現在では自動車用としては採用されていない。以上をまとめると下記のようになる。



以上のように分類されるが、各燃焼室の特性から一般に小型エンジンには、渦流室式が多く用いられ、中・大型エンジンには直接噴射式が多く採用されている。

直接噴射式

(1) 直接噴射式の特徴

一般にシリンダヘッドとピストン頭部の凹部によって主燃焼室のみが形成される。燃焼室内での空気の運動が弱いので、空気と燃料をよく混合させて短時間で燃焼させ

るため、吸入行程や圧縮行程で渦流を作り、その中に燃料を直接噴射することによって燃料と空気の混合を十分に行い、燃焼が行われる。直接噴射式の特徴は、Fig.2 のように上死点前に着火して圧力上昇が始まると、着火した後の圧力上昇は同図 b～c のように直線的に増加する。

(2) 直接噴射式の長所と短所

長所

- ① 燃焼室表面積が小さいため熱損失が少なく、熱効率が良くなり、低燃費で高出力が得られる。
- ② シリンダヘッドの構造が簡単で、熱によるひずみが少ない。
- ③ 圧縮空気の熱損失が少ないため圧縮比は比較的小さくて良い。また、着火性が良いため常温での始動は、特に余熱を必要としない。

短所

- ① 燃料の微粒化をよくするため、ノズルは高価な多孔式を使用し、また高い噴射圧が必要で、インジェクションポンプ本体は高い強度が必要となる。
- ② 燃焼圧力が高いため燃焼音が大きく、ディーゼルノックが発生しやすい。

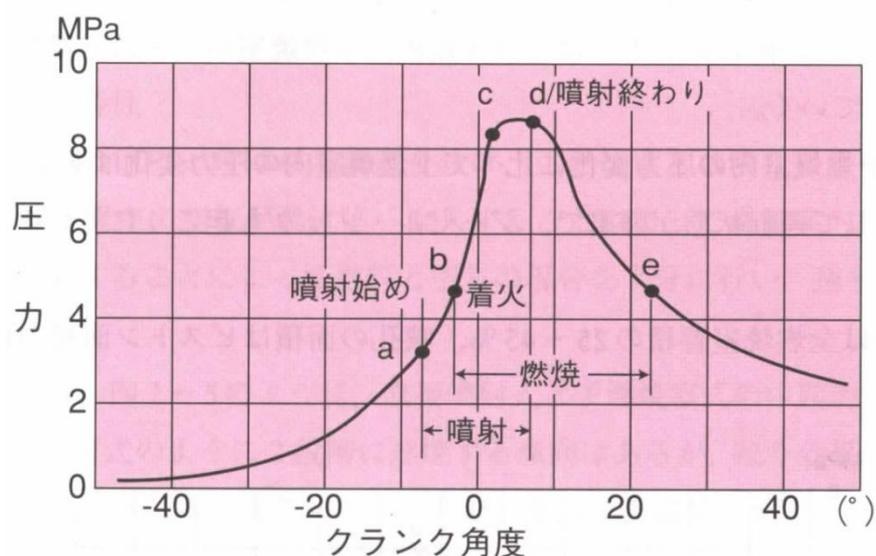


Fig.2 直接噴射式のシリンダ内の圧力変化

1. 4 ディーゼル燃料

ディーゼルエンジンは、喩えて「豚の胃袋を持つ」と称されるほどに、さまざまな種類・品質の液体燃料で燃焼・稼働させることができる構造をしている。車によって若干の改変が必要であったりするが、装置の改造や交換は総じて少なく、現在走行しているディーゼル車にも使用可能という簡便性が注目されている。以下に軽油代替燃料を述べる。[8]

1. 4. 1 バイオディーゼル燃料

バイオディーゼルは、ディーゼルエンジン用液体燃料、つまり軽油代替燃料である。バイオディーゼルの原料は、「生物資源（バイオマス）」であり、多くは菜種や大豆、ヒマワリといった植物性油脂、あるいは牛脂やラードといった動物性油脂である。植物は大気中の酸素、二酸化炭素、水と太陽エネルギーを用いて光合成を行い、持続的に生産可能な資源・エネルギーとして扱うことができる。また、埋蔵量が有限な化石燃料と比較して、非枯渇な「再生可能エネルギー」とも表現されることがある。引火点が160～180℃と比較的高いため、既存のガソリンエンジンでは着火させることができない。そのためガソリンに代替することはできないが、元来植物油に開発されたディーゼルエンジンでは問題なく使用することができる。バイオディーゼルは、重油を蒸留して精製する化石燃料と異なり、揮発性成分があまり含まれないため人体への刺激性が少ない。化学的には、軽油が炭化水素（C、H）から構成されるのと比較して、バイオディーゼルは分子構造上、炭化水素に酸素（O）を含むためにその割合だけ発熱量（カロリー）は低下する傾向があるが、反面燃焼性は向上する。これは、アルコール燃料を含め、含酸素燃料共通の特徴である。

1. 4. 2 水エマルジョン燃料

液体燃料の微粒子が別の液相の中に分散浮遊している液相系をエマルジョンという。粒子の大きさは、顕微鏡で見える程度、すなわち直径 $1\mu\text{m}$ 以上の場合が多く、たいていミルクのように白く濁っている。粒子の大きさが 1nm 程度で見かけ上透明なエマルジョンもある。一般にエマルジョンの安定性を保つために、微量の添加剤が加えられ、それは乳化剤とよばれ、界面活性剤が使用される。水の中に油を分散したエマルジョンは、O/W型、逆に油の中に水を分散したエマルジョンをW/O型と略記する。[9]

Fig. 3 に O/W 型、W/O 型の例を示す。

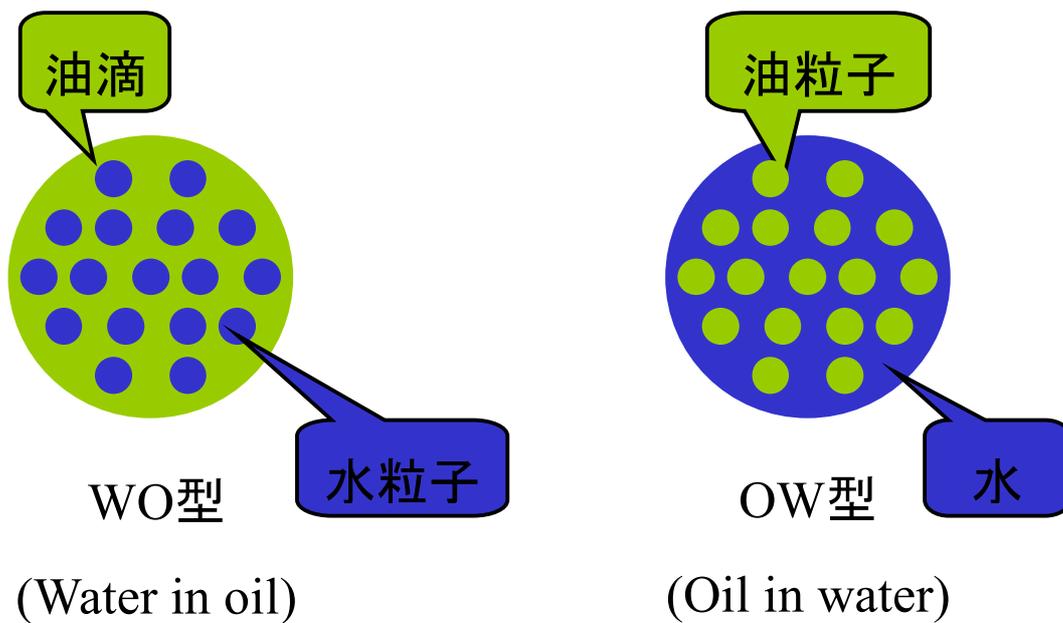


Fig.3 Emulsified fuel

エマルジョン燃料は、燃料粒子に含まれる水粒子が、燃料粒子に含まれる水粒子が燃焼器内の高温雰囲気の中で微小爆発することにより、燃料粒子がさらに細分化され、周囲の酸素との接触面積が拡大し、燃料と空気との混合が良くなるために燃焼効率が向上し、その結果、ボイラなどの燃焼炉内への過剰空気量を減少でき、燃焼炉からの

熱損失を減少できる。また、水エマルジョン燃料は、水が沸点に達し、微小爆発する際の水の気化潜熱による燃焼ガスの温度が低下するために排気ガス中の NO_x の濃度を低減できる。また、水性ガス反応により、排気ガス中のススや煤塵を低減できる。さらに機械油や植物油の廃油をも燃料として再利用できること、などの大きな利点がある。[10]

1. 5 燃焼圧力及び排気ガス分析

1. 5. 1 燃焼圧力

エンジンの燃焼状態を知るためにはシリンダ内の圧力計測が最も重要である。燃焼圧力は非定常でその変化が急激であるために、定常的な圧力の計測方法は利用できない。したがって、一般的には電気的な圧力計測方法が利用される。また、圧力計測は高温の燃焼ガスに直接接触するため、温度に対する対策も必要である。エンジンの燃焼圧力の計測に利用される指圧計には次のようなものがある。

(a) 歪型式指圧系

エンジンの燃焼の計測に古くから現在まで使用されている圧力計である。燃焼圧力は受圧膜（ダイアフラム）で受けられ、その力が内部の円筒に伝えられて円筒が変形する。変形による円筒の表面の歪量を歪ゲージによって検出し電気的に増幅し、オシロスコープなどで観察する。

(b) 電圧式指圧系 (Piezo-electric type pressure indicator)

水晶などの圧電素子を使用し、燃焼圧力によって素子が受ける力と、起電力との関係から燃焼圧力を計測する。(圧電素子:力を受けることによって電位を発生する物質)発生する電圧の増幅には、チャージアンプが用いられる。歪型式指圧系に比べると小型であり、周波数特性がよく使用しやすい特徴がある。小型化のためと量産エンジン

などでの圧力計の設置が困難な条件では点火プラグの座金にこの圧電素子を用いた圧力計が使用される。[11]

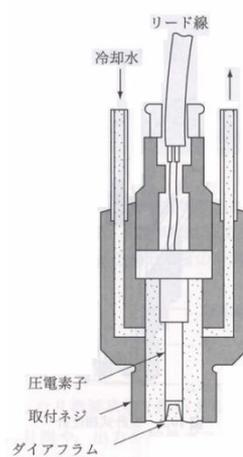


Fig.4 圧電式指圧計

1. 5. 2 排気ガス分析

排気ガスは、各種ガス濃度計に排気ガスを導入することによって排気ガス濃度が測定される。各採取ガスの分析方法を以下に示す。

1. O₂: 限界電流式ジルコニア法

ジルコニアに CaO や Y₂O₃ を加えた安定化ジルコニアは、強度にすぐれ、高温中に置くと、ジルコニア両端の酸素濃度の違いにより、測定ガス中の酸素濃度を測ることができる。

2. CO、CO₂: 単光源二光束非分散型赤外線吸収法 (比率測光方式)

CO、CO₂、CH₄ などの異原子分子からなるガス分子に赤外線を照射するとその固有の振動及び回転の運動エネルギー準位の遷移が起こり、特定の波長の赤外線を吸収する特性を利用したものである。

このガス分子の赤外線吸収は、ランベルトベールの吸収法則に従っている。

$$I_2 = I_1 e^{-\varepsilon(\lambda) \cdot c \cdot l}$$

I_1 : 入射光の強さ I_2 : 透過光の強さ

$\varepsilon(\lambda)$: 波長、ガスの種類などによる係数

c : ガス濃度 l : 測定セルの長さ

この式に従って、透過光の強さを測定することにより、ガス濃度が測定できる。

3. 常圧式化学発光法

一般に NO を含んだ試料ガスと O_3 を容器内に混合すると、NO は NO_2 となりその一部は、励起状態にある。励起状態の NO_2 分子が基底状態に戻る時に、励起エネルギーを光として放出する。この放出される光は、化学発光と呼ばれ、反応前の NO 分子の量に比例する。発光の量を測定することにより、試料中の NO の濃度を測定できる。 NO_2 は、コンバーターにおいて NO に還元し、先と同じ方法で測定する。そして、NO と NO_2 の和を NO_x とする。

第二章 実験装置及び方法

2. 1 実験装置

本研究に使用される実験装置は、供試機関、排ガス分析器、圧力センサ、オシロスコープ、マグネチックスターラーによって構成されている。

内燃機関の燃焼挙動を観察するには、通常、燃焼室形状の制約から燃焼の可視化を行うには大掛かりな加工が必要となる。そこで、本研究では、機関自体をあまり加工しなくても燃焼を把握することができ、実際の機関に近い状態で燃焼特性を評価することが可能である圧力センサを用いて、燃焼室内の燃焼圧力の測定を行なった。また、併せて燃焼によって発生する排気ガスを分析することによって、燃焼生成物に与える影響についても観察を行なった。吸排気系、潤滑系、噴射時期（14degBTDC）などは標準仕様から変更していない。

2. 1. 1 供試機関

供試機関は、ヤンマー製 L40A 縦型空冷 4 サイクル単気筒ディーゼル機関である。

諸元表を Table 2 に示す。

Table 2 Engine specification

Engine type			L40A 4stroke cycle diesel engine
Combustion system			Direct injection
Cooling system			Air-cooling
Number of cylinder			1
Bore*Stroke			68.0mm*55.0mm
Displacement			199cc
Valve system			OHV
Valve timing	Intake	Opening	BTDC 25 deg.
		Closing	ABDC 59 deg.
	Exhaust	Opening	BBDC 59 deg.
		Closing	ATDC 25 deg.
Injection timing			BTDC 14 deg.
Injection pressure			19.6MPa
Compression ratio			20.0
Maximum output			3.1kw/3600rpm

2. 1. 2 排ガス分析器

本研究で使用した排気ガス分析器を Fig. 5 に示す。ガス分析においては、島津製作所製赤外線式ガス濃度測定装置 (CGT-7000) 及び燃焼排ガス NO_x-O₂ 測定装置 (NOA-7000) を使用し、O₂、CO₂、CO、NO_x を同時に連続して測定した。各採取ガスの分析方法は、1.5 排気ガス分析に示す通りである。

測定を行なう前に、必ず標準ガスである N₂ を流し、ゼロ点を補正し、O₂、CO₂、CO、NO_x ボンベを使用し、補正を行なう必要がある。



Fig. 5 赤外線式ガス濃度測定装置、燃焼排ガス NO_x- O₂ 測定装置

2. 1. 3 圧力センサ

圧力センサを用いて、燃焼室内の燃焼圧力の観察を行った。これは機関自体に加える加工を最小限に抑えることができ、また実際の機関に近い状態での燃焼特性を評価することができるためである。圧力センサはキスラー社製の水冷式ピエゾ型圧力変換器を使用した。圧力センサの装着場所は、供試機関が小型ディーゼル機関であるため、物理的にプッシュロッド、吸排気バルブ、燃料噴射弁などに干渉しない位置である。圧力センサを Fig. 6 に示す。



Fig.6 Pressure Transducer

2. 1. 4 オシロスコープ

燃焼室内で生じた圧力は、圧力センサで電気信号となって、アンプを介してオシロスコープの画面に表示される。アンプを介したのは、圧力センサからの電気信号が微弱なためである。また、得られたデータの観測・記録には、Kyowa Electronic Instruments CO. LTD. 製 sensor interface PCD-320A、data logger and analyzer PCD-30A も用いてパーソナルコンピュータに出力した。

2. 1. 5 クランク角タイミング測定プレート及びセンサ

クランク角の測定は、クランク角と同軸にあるカム軸に、タイミング測定プレートを取り付け、フォトマイクロセンサによって測定をした。フォトマイクロセンサはSUNX社製 PM-F24 F タイプを使用した。Fig. 7 にクランク角タイミングプレートを示す。Fig. 8 にフォトマイクロセンサを示す。タイミング測定プレートには、円周上に Fig. 7 のような切り欠きが開いており、フォトマイクロセンサが切り欠きに到達したときに信号が出力されるようになっている。出力された時に、PCD を用いて、パーソナルコンピュータに出力した。



Fig. 7 クランク角タイミング測定プレート



Fig. 8 フォトマイクロセンサ

2. 1. 6 マグネチックスターラー

マグネチックスターラーは、アズワン製 RS-1D を使用し、水エマルジョン燃料を作製時に、攪拌装置として使用した。マグネチックスターラーを 800rpm で回転・攪拌しているところに添加率分の水を徐々に混合させ、30 分間攪拌を行い、エマルジョン燃料を作製した。マグネチックスターラーを Fig. 9 に示す。



Fig. 9 マグネチックスターラー

2. 1. 7 シリンダヘッド

Fig. 10 及び Fig. 11 に圧力センサが挿入されたときのシリンダヘッドを示す。圧力センサの装着位置は物理的にプッシュロッドや燃料噴射弁などに干渉しない位置である。

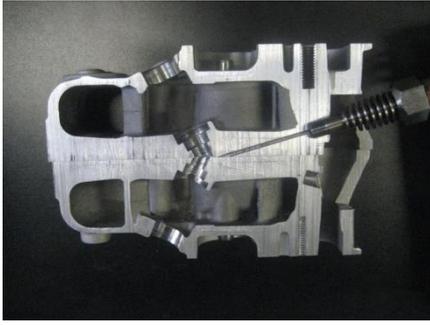


Fig. 10 Cylinder head 1

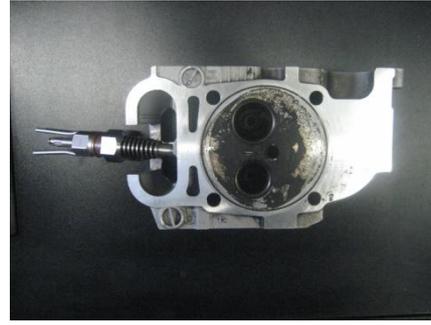


Fig. 11 Cylinder head 2

2. 1. 8 概略図

本実験での燃焼圧力観察及び排気ガス観察用制御系を Fig. 12 に示す。

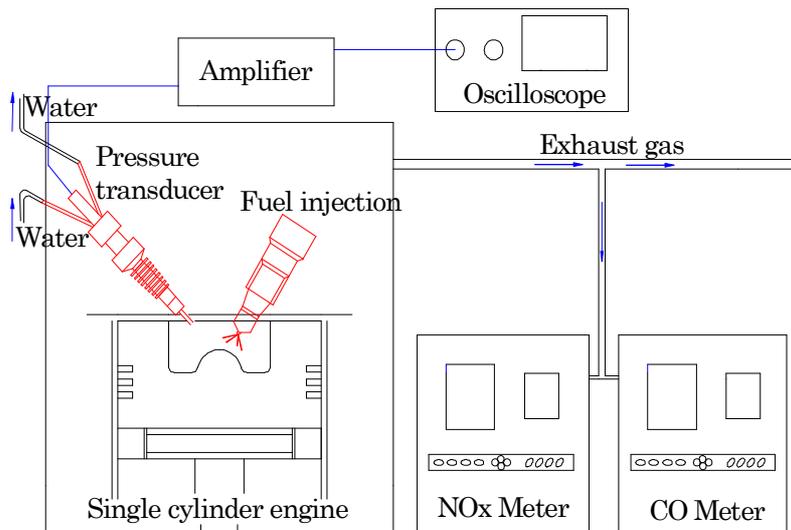


Fig.12 Experimental setup

2. 2 使用燃料

本実験で使用した燃料は、軽油、ココナッツ油、水エマルジョン燃料を使用した。

2. 2. 1 軽油

軽油は、ガソリンスタンドなどで販売されている、通常の軽油を使用した。軽油の燃料性状を Table3 に示す。

Table 3 Fuel property of light oil

Fuel property	Light oil
Cetane number	56
Net Calorific value (MJ/kg)	43.12
Density @288K (g/cm ³)	0.832
Viscosity @293K (mm ² /s)	4.7
C (wt%)	87.3
H (wt%)	12.5
O (wt%)	0
Sulfur (wt%)	0.04
Water (wt%)	—

2. 2. 2 ココナッツオイル

ココナッツオイルとは、ココヤシの種子より採取される油脂で、わずかに特有なおいがある。別名、ヤシ油。通常、ココナッツオイルは、石けん、食用などの原料として使用されており、タイやフィリピンなどの東南アジア原産品で大量生産が可能なものである。本研究では、金田油店製の精製ココナッツオイルを使用した。ココナッツオイルの燃料性状を Table 4 に示す。

Table 4 Fuel property of coconut oil

Fuel property	Coconut oil
Chemical equation	$\text{CH}_2(\text{OCOR}_1)\text{CH}(\text{OCOR}_2)\text{CH}_2(\text{OCOR}_3)$, $\text{R}_1 \sim \text{R}_3$: Higher aliphatic hydrocarbon
Calorific value (MJ/kg)	3.8
Density @313K (g/cm^3)	0.910
Viscosity @313K (mm^2/s)	30.8
Melting point	20-28°C (293-301K)
Coagulating point	14-25°C (287-298K)
Ignition point	277-279°C (550-552K)
Lauric acid (wt%)	43-50%
Oleic acid (wt%)	5-17%
Palmitic acid (wt%)	8-10%

2. 2. 3 水エマルジョン燃料

水エマルジョン燃料は、通常、軽油などの油に水を混ぜ合わせたものを言うが、油と水を混ぜ合わせると分離してしまい安定しない。そこで、乳化剤と呼ばれる、界面活性剤を添加することによって、安定した水エマルジョン燃料を作製することができる。

本実験で使用した界面活性剤は、阪本薬品工業製の S フェイス 0-201P (H. L. B. 5. 5) を使用した。

HLB (Hydrophile-lipophile balance) は、界面活性剤の水と油への親和性の程度を表す値である。HLB 値は、0~20 までの値を取り、0 に近いほど親油性が高く、20 に近いほど親水性が高くなる。本実験では、油滴の中に水粒子が混在する W0 型を作るために、軽油になじみやすく、W0 型になる、HLB 値 5. 5 の界面活性剤を使用した。

使用した界面活性剤の特徴を以下に述べる。

- ・モノオレイン酸ポリグリセリル
- ・淡黄色の粘性の液、わずかに特異臭

- ・酸価：0.2
- ・ケン化価：145.4
- ・純度試験（1）重金属：20ppm 以下
- （2）ヒ素：2ppm 以下

2. 3 燃料の作製方法

2. 3. 1 Blend 燃料

軽油中に、ココナッツオイルを 0～30vol%の体積割合で混合する。また、ココナッツオイルの凝固点を考慮して、軽油のみ常温、ココナッツオイルをブレンドした燃料は液温 30℃一定とした。ブレンド燃料は、5, 10, 15, 20, 30vol%の 5 種を使用し、Blend 5, Blend 10, Blend 15, Blend 20 Blend 30 と表記する。

2. 3. 2 水エマルジョン燃料

水を添加する前の燃料をベース燃料として、ベース燃料は、軽油、Blend 5～30 を用いる。水の添加率 W は、以下のように定義する。また、水の添加率は、0～20wt% までとし、水道水を使用した。

$$W(\%) = \frac{\text{Mass of water}}{\text{Mass of base fuel}} \times 100(\%)$$

まず、ベース燃料に乳化剤を 1wt%添加し、マグネチックスターラーを 800rpm で回転・攪拌しているところに添加率分の水を徐々に混合させ、30 分間攪拌を行った。先と同様に、ベース燃料が Blend 燃料のものは、凝固点を考慮して、液温を 30℃一定とした。Fig. 13 にエマルジョン燃料の作製過程を示す。

- ① ベース燃料に乳化剤を添加する。
- ② マグネチックスターラーで攪拌を行なう。
- ③ 2分程度攪拌を行なった後、水を少しずつ添加していき、徐々に色が白くなる。
- ④ 30分間攪拌を行ない、乳白色に変化する。

①



②



③



④

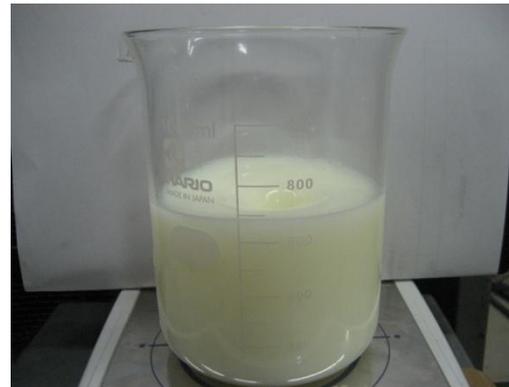


Fig. 13 エマルジョン燃料の作製過程

2. 4 実験方法

2. 4. 1 手順

(1) 燃焼圧力

実験に際してまず、通常の燃料である軽油を使用し、供試機関を無負荷状態で十分に暖気運転を行なう。その後、測定する燃料をセットし、無負荷状態において所定の回転数に固定する。次に、オシロスコープのトリガースイッチを投入することにより、燃焼圧力及び燃焼時間を計測する。実験条件として、機関回転数を 1600～3600rpm の 400rpm ごとにデータを測定した。

(2) Blend 燃料、エマルジョン燃料の連続運転

混合燃料は、時間の経過と共に、ベース燃料と分離してしまうことが問題としてあげられる。そこで、本実験では、無負荷状態で十分に暖機運転を行い、機関回転数 1600rpm と 3200rpm における、3 時間の連続運転を行った。0～3 時間の各 30 分ごとに、最高燃焼圧力を測定した。

(3) 排気ガス

無負荷状態において機関回転数を所定の回転数に固定し、排気管から排出された排気ガスの一部を分析器に導入する。しかし、高温排気ガス中では、NO_x などの化学反応が生じてしまうために、それを防止するために水冷装置を設置した。そのため、分析器に導入する前に、排気管からの排気ガスを内径 2cm の銅パイプに導入し、銅パイプの外部に、水を流し、冷却装置により冷やされた燃焼ガスは、脱水装置によって水分が除去された後、各種濃度計により NO_x、CO、CO₂、O₂ 濃度が測定される。冷却装置の水温は、一定である。機関回転数を 1600～3600rpm の各 400rpm ごとにデータを測定し、測定回数は、各条件ごとに 30 回測定し、その算術平均値が用いられた。

2. 5 計算方法

2. 5. 1 最高燃焼圧力

圧力センサにより燃焼圧力をオシロスコープで観察し、圧縮行程後の燃焼圧力の極大値を最高燃焼圧力 P_{max} として測定した。測定回数は各条件ごとに 30 回測定し、その算術平均値が用いられた。

2. 5. 2 全燃焼時間

圧力センサにより燃焼圧力をオシロスコープで観察し、圧縮後の初期圧力が観察されてから最高燃焼圧力が観察されるまでの時間の差異を全燃焼時間 T_{total} として測定した。

2. 5. 3 平均圧力上昇率

平均圧力上昇率は最高燃焼圧力から圧縮後の初期圧力 $P_{initial}$ を引いた値を全燃焼時間で除して算出されたものである。

$$= \frac{P_{max} - P_{initial}}{T_{total}}$$

2. 5. 4 熱発生率

エンジンの燃焼状態を把握する最も確実な方法は燃焼圧力の測定であるが、これだけでは定量的な燃焼の評価はできない。そこで燃焼による熱量発生の変化的変化、すなわち、エンジンの回転角に対してどのような割合で燃焼したかという熱発生率を求めることが重要である。熱発生率を正確に計算するには燃焼に関する多くの知識を必要とするが、本実験では最も簡単な計算方法を用いた。

シリンダ内ガスの状態が一様であると仮定すると、内部エネルギー dU 、熱発生 dQ 、仕事 PdV の間には熱力学第一法則より次式が成り立つ。

$$dU = dQ - PdV$$

シリンダ内ガスの質量を m 、単位質量あたりの内部エネルギーを u とし、熱発生率をクランク角度 θ による微分形で表せば、

$$\frac{dQ}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta} + m \frac{du}{d\theta}$$

となる。内部エネルギーは定容比熱を C_v 、温度を T 、定数を c とすれば、

$$u = C_v \cdot T + c$$

によって表されるので

$$\frac{dQ}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta} + m \cdot C_v \frac{dT}{d\theta}$$

が得られる。比熱に関する式及び状態方程式はガス定数を R とすると、

$$C_p - C_v = R$$

$$PV = mRT$$

となり、これを用いれば、

$$\frac{dQ}{d\theta} = \left(1 + \frac{C_v}{R}\right) P \frac{dV}{d\theta} + \frac{C_v}{R} V \frac{dP}{d\theta}$$

が得られる。比熱 C_v (正確には温度によって変化するが)、ガス定数 R は燃焼ガス (正

確には未燃ガスと燃焼ガスの混合気体であるが) の物性値から得られる。圧力 P はクランク角度の関数として得られる測定値であり、 V はエンジン諸元と回転角から決定されるので熱発生率を求めることができる。

エンジンにおける $dV/d\theta$ は、シリンダ内の容積 V とクランク角 θ の間には、シリンダ直径 d 、圧縮比 ε 、コンロッド長さ l とクランク半径 r の比を λ とすると、次の関係式がある。

$$V = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot \left\{ r(1 - \cos\theta) + \lambda r \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\sin^2\theta}{\lambda^2}} \right) \right\}$$

ここで、 λ は 3~4 の値であり、 $\lambda \gg 1$ の条件で級数展開し、第 2 項までとると、

$$V = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot r \left\{ (1 - \cos\theta) + \frac{1}{4\lambda} (1 - \cos 2\theta) \right\}$$

となる。したがって、この式を θ で微分して次の式が得られる。

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot r \left(\sin\theta + \frac{1}{2\lambda} \sin 2\theta \right)$$

ガソリンエンジンでは、燃料と空気があらかじめ混合された気体が燃焼するので、熱発生率は火炎の伝播によって比較的単調に増加した後、シリンダ壁に近づいて火炎面積が小さくなることなどにより減少する傾向となる。[12]

2. 5. 5 発熱量

計算によって算出した、各種燃料の発熱量の値を Table 5 に示す。表からわかるように、ココナッツオイルまたは水を添加することによって、著しく発熱量が低下する。

Table 5 Calorific value (calculation) of test fuels

Fuel properties	Calorific value (MJ/kg)	Fuel properties	Calorific value (MJ/kg)
Light oil	43.12	Blend 10 (W10)	35.27
Coconut oil	3.80	Blend 10 (W20)	31.35
Blend 10	39.19	Blend 20 (W10)	31.73
Blend 20	35.26	Blend 20 (W20)	28.20
Blend 30	31.32	Blend 30 (W10)	28.19
Light oil (W10)	38.81	Blend 30 (W20)	25.06
Light oil (W20)	34.50		

2. 6 予備実験

2. 6. 1 圧力変換

圧力センサからオシロスコープで得られた燃焼圧力の値は、電圧[mV]で表示される。その値を圧力[MPa]に変換するため、株式会社品川製作所製 基準重錘型圧力計（型式 WT-2, 器物番号 NO. 4660, 最高限界圧力 100kg/cm², 最低限界圧力 1kg/cm², ラム断面積 1/4cm²）を用いて圧力校正実験を行った。Fig. 14 に基準重錘型圧力計を示す。

以下に油圧式重錘型圧力計の基本的構成及び使用方法を示す。

ピストン・シリンダ部と重錘とで圧力測定部を構成し、それに発生圧力（ピストンの浮揚高さ）の微調整機能を有するねじポンプ式の加圧器、油槽、被校正圧力計接続口、バルブなどを備えた導圧配管系を付帯させて、全体が一つの機枠上に組み立てられる。作動油は、本実験室にある基準重錘型圧力計の重錘範囲が 1~100kg/cm² のため、軽油とスピンドル油の混合油が望ましく、最高圧力をピストンにかけ、軽く回転させたときに、20 秒以上円滑に回転する程度がよい。

- ① ピストン・シリンダ系が鉛直になるように備え付ける。
- ② ねじポンプに十分油を吸入し、配管系の残留空気を排除した後、被校正圧力計をとり付ける。
- ③ 設定圧力に相当する重錘をピストン上に積む。このとき、皿つきピストンの重量も加算する。重錘の積み方はなるべく大きいものを下に、小さなものを順次上に重ねて方錐状に積み、重錘位置を低く安定にするのがよい。
- ④ バルブを静かに開閉させる。
- ⑤ ねじポンプを前進操作して加圧し、重錘の下端シリンダより約2センチメートル上昇したとき静かに重錘を回転させながら圧力に平衡を保たせるようにする。
- ⑥ 被校正圧力計の示度を読み取る。
- ⑦ 圧力を0に戻すときは、ピストンと重錘がシリンダ上に休むまでねじポンプを交代操作し、十分に減圧されたことを確かめて圧力開放弁をゆっくりと開く。

測定は2回以上とするのが望ましい。加える圧力は低い圧力から次第に高い圧力とし、最高圧力に達した後、次第に圧力を下げて往復の誤差を読み取る。測定値の平均をもつてする。[13][14] Fig. 15 に結果を示す。

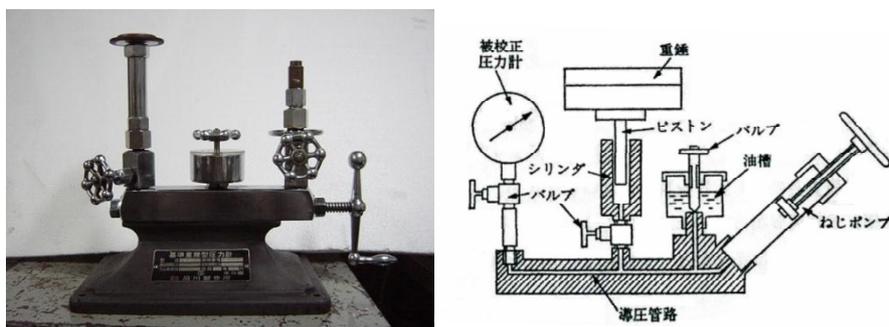


Fig.14 基準重錘型圧力計

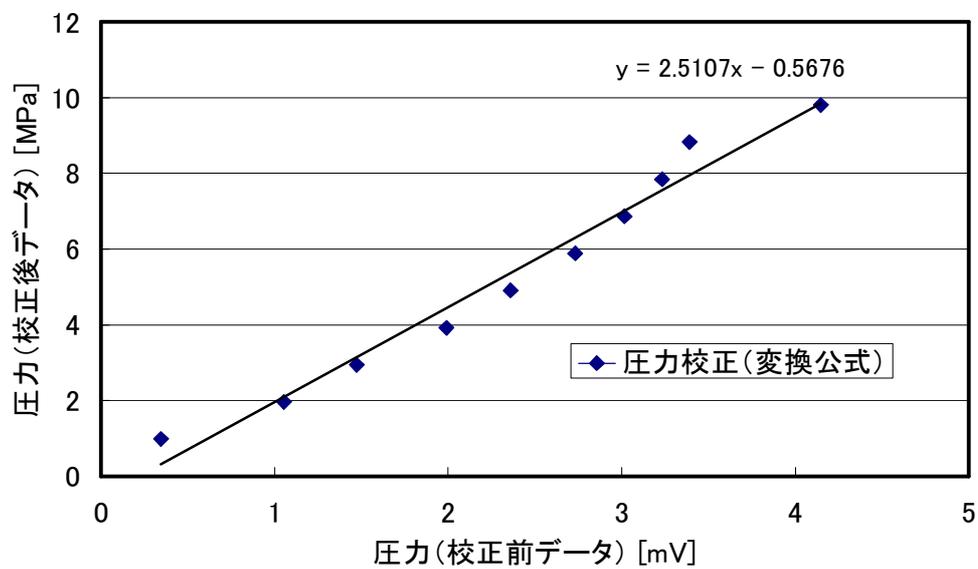


Fig.15 Pressure Calibration Equation

求められた線形近似の一次関数の式は、 $y=2.5107x-0.5676$ となった。ここで x は電圧 (mV)、 y は圧力 (MPa) となる。この式に電圧値を代入することで、圧力値を求めた。

第三章 実験結果及び考察

3. 1 ココナッツオイル Blend 燃料

3. 1. 1 最高燃焼圧力

Fig. 16に最高燃焼圧力に及ぼす無負荷条件でのココナッツオイル添加の影響を把握するため、機関回転数に対する最高燃焼圧力を、燃料性状をパラメータとして示す。この図から明らかなように、軽油と Blend 燃料は、同等もしくはわずかに高い最高燃焼圧力が確認できる。また、グラフに示していない Blend 5, 15 においても同様な値を確認した。これは、植物油の含有酸素の働きによって、空気と燃料の混合が促進され、良好な燃焼になったと考えられる。[15]このことから、ココナッツオイルの含有量を増加させることによる、燃焼制御が可能であることが示唆される。

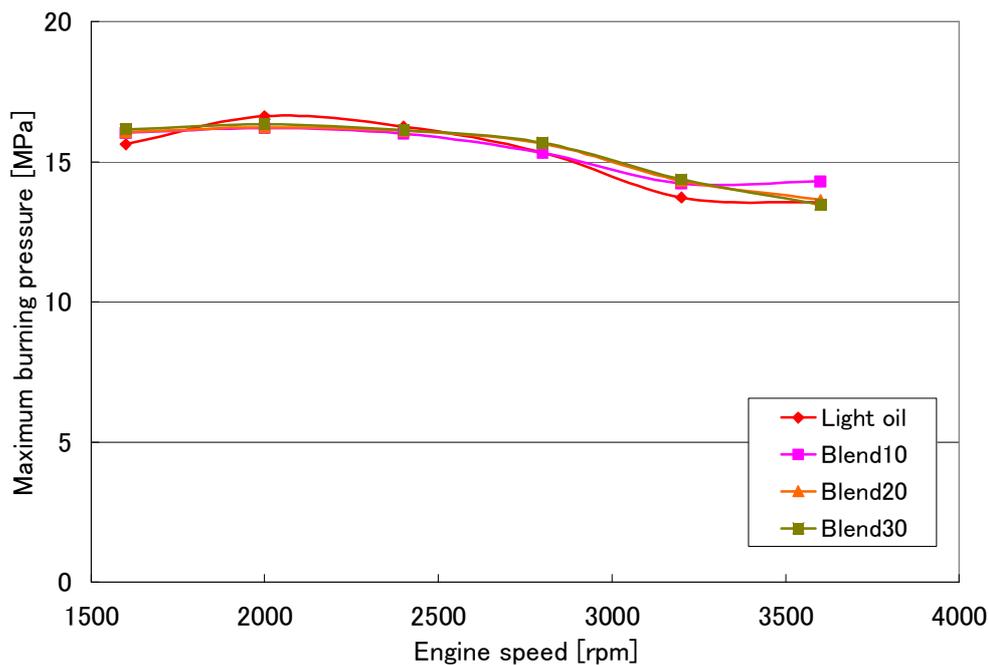


Fig.16 Maximum burning pressure

3. 1. 2 Blend 燃料連続運転

Fig. 17 と Fig. 18 に、ココナッツオイル Blend 燃料を用いて、連続運転した時の、最高燃焼圧力に及ぼす影響を把握するため、30 分ごとに機関回転数 1600rpm と 3200rpm の最高燃焼圧力を 3 時間測定した結果を示す。

この図からわかるように、1600rpm と 3200rpm の両方とも、3 時間の連続運転中の最高燃焼圧力の変動は、観察されなかった。しかし、本実験では、3 時間の連続運転が可能であったが、エンジンが停止している状態で、時間が経過すると、ココナッツオイルと軽油は、分離してしまう。さらに、ココナッツオイルの凝固点が、高いために、気温の低い時には、固まってしまうことが問題点としてあげられる。

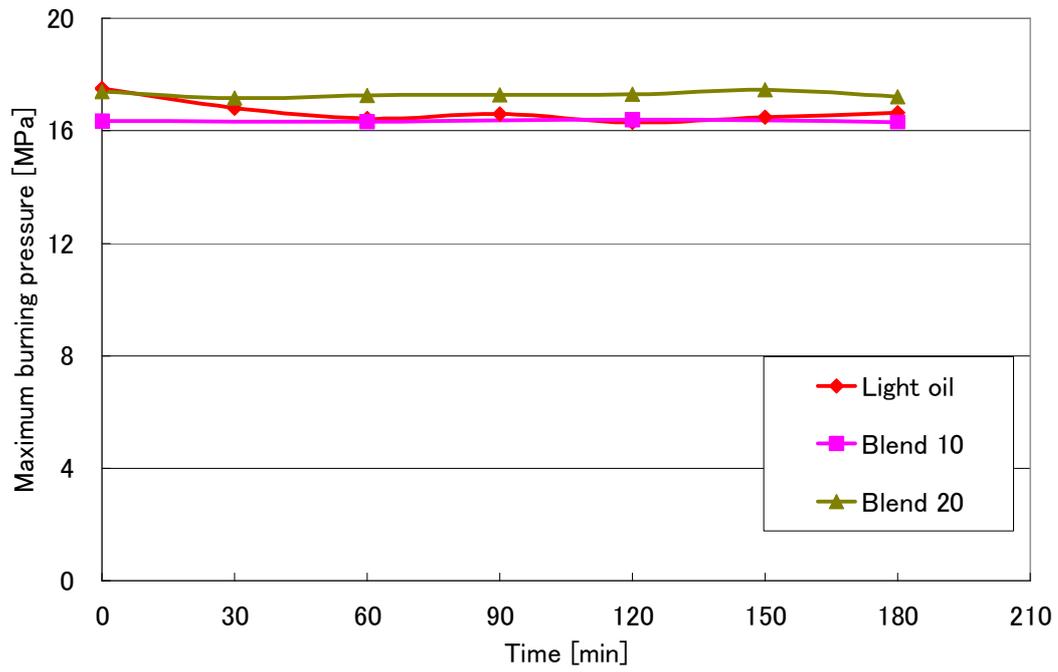


Fig. 17 Operation test of blend fuel (1600rpm)

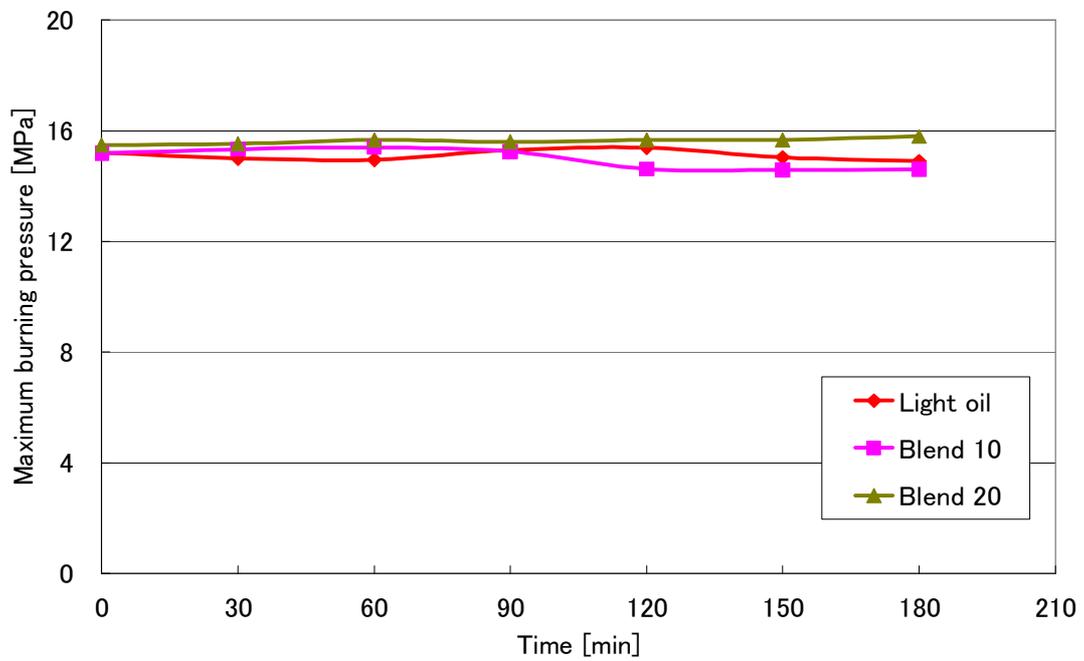


Fig. 18 Operation test of blend fuel (3200rpm)

3. 1. 3 平均圧力上昇率

Fig. 19 に無負荷条件における機関回転数に対する平均圧力上昇率を、燃料性状をパラメータとして示す。この図からわかるように、軽油と Blend 燃料は、機関回転数の増加に伴い、単調に平均圧力上昇率は増加している。また、Blend 燃料は、軽油と同様な傾向を示しているため、小型ディーゼル機関に、ココナッツオイルを用いることで、良好な燃焼が得られていることがわかる。

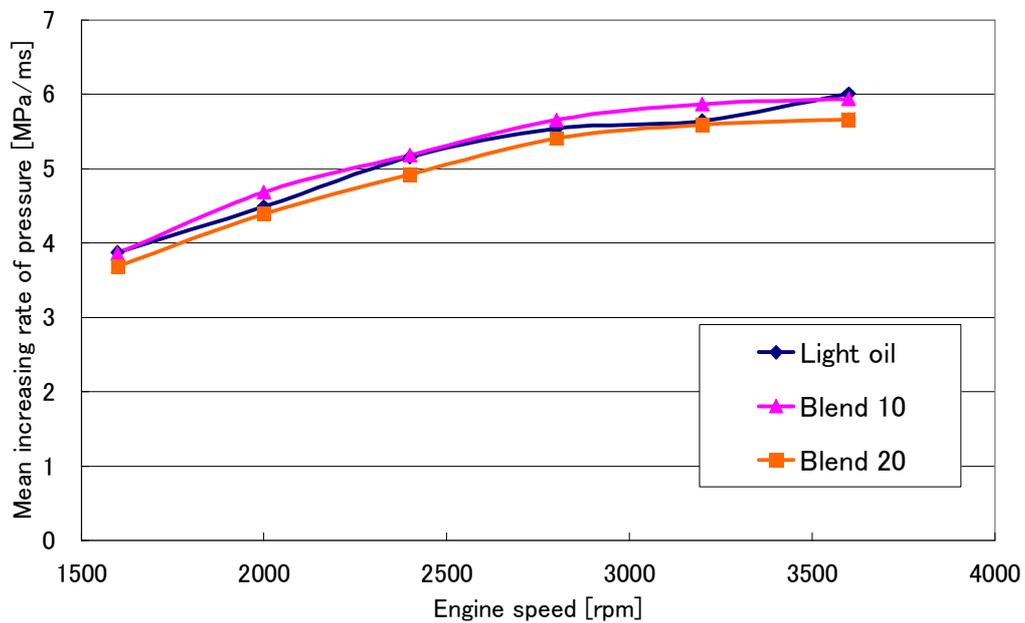


Fig.19 Mean increasing rate of pressure

3. 1. 4 圧力履歴

Fig. 20～Fig. 25 に、無負荷条件におけるシリンダ内圧力に及ぼす機関回転数の影響を把握するため、クランク角に対する、シリンダ内圧力を、燃料性状をパラメータとして示す。機関回転数 1600～3600rpm の各 400rpm ごとにそれぞれ示す。

この図からわかるように、Fig. 20 の 1600rpm では、軽油および Blend 燃料は、上死点付近で最高燃焼圧力が得られた。しかし、機関回転数が増加するにつれて、どの燃料も最高燃焼圧力は遅延していく。また、ココナッツオイルを添加することによって、最高燃焼圧力が得られるクランク角は、軽油に比べて遅延する傾向が現れた。特に Fig. 25 の 3600rpm では、圧縮行程後の圧力上昇が、かなり遅れて発生していることがわかる。ココナッツオイルは、軽油に比べて、引火点が高いために、自己着火するまでに、十分な熱を必要とするため、予混合期間が長くなり、圧力上昇が遅延したと考えられる。

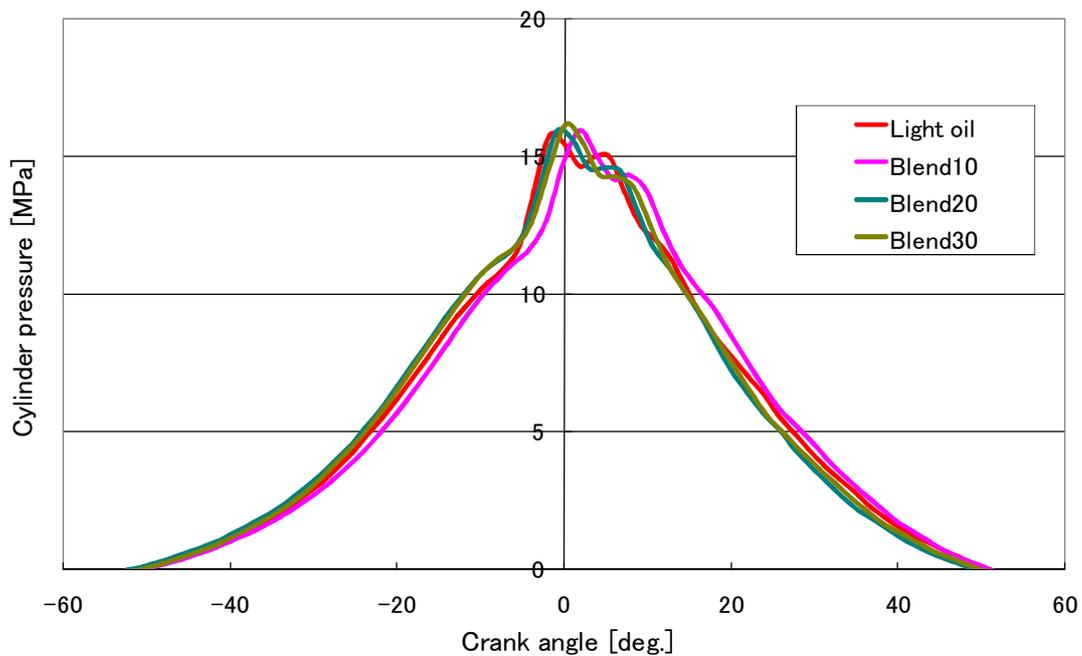


Fig.20 Pressure history (1600rpm)

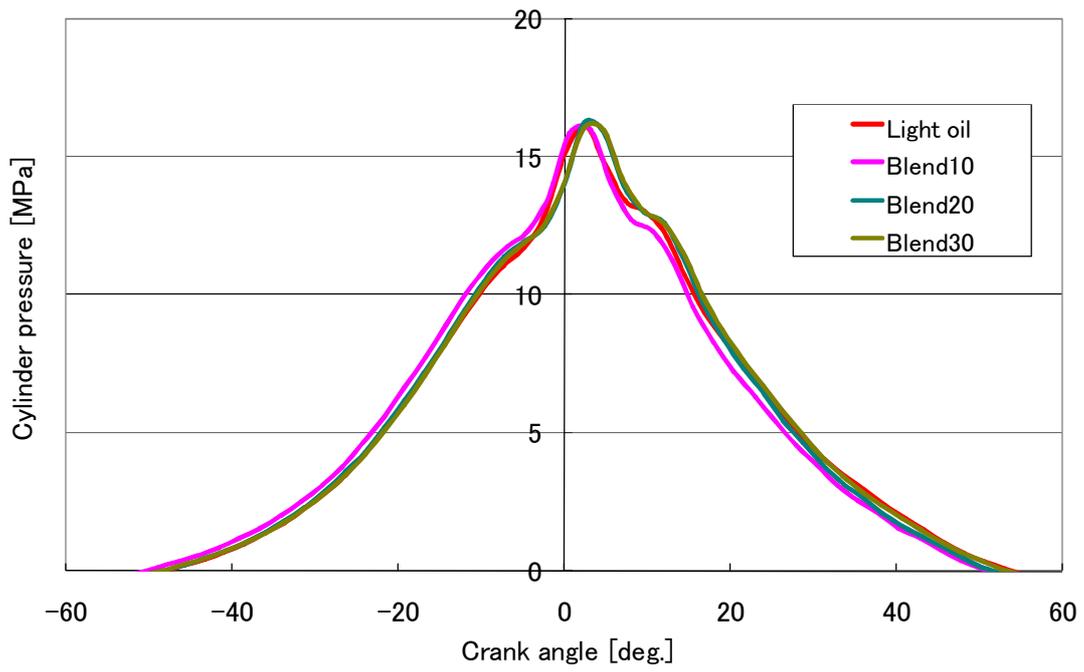


Fig.21 Pressure history (2000rpm)

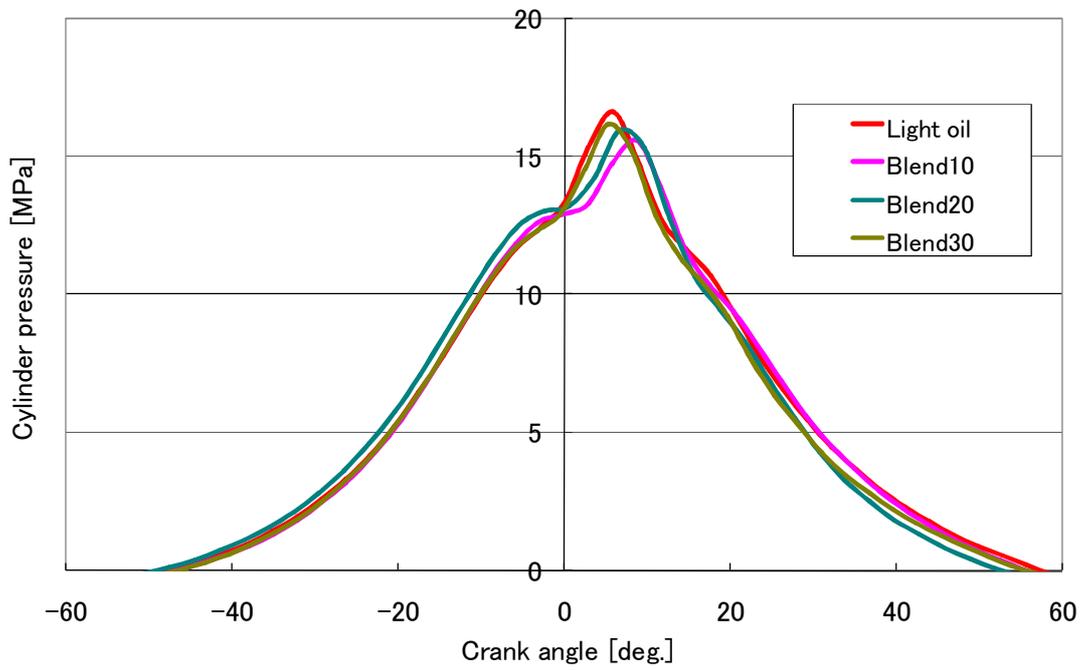


Fig.22 Pressure history (2400rpm)

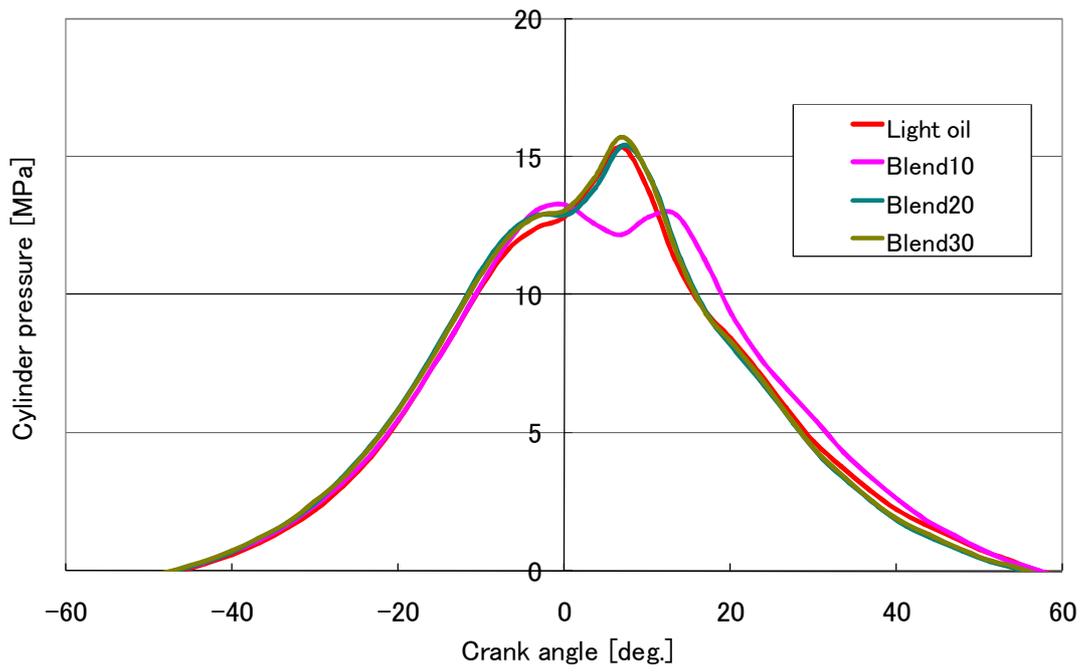


Fig.23 Pressure history (2800rpm)

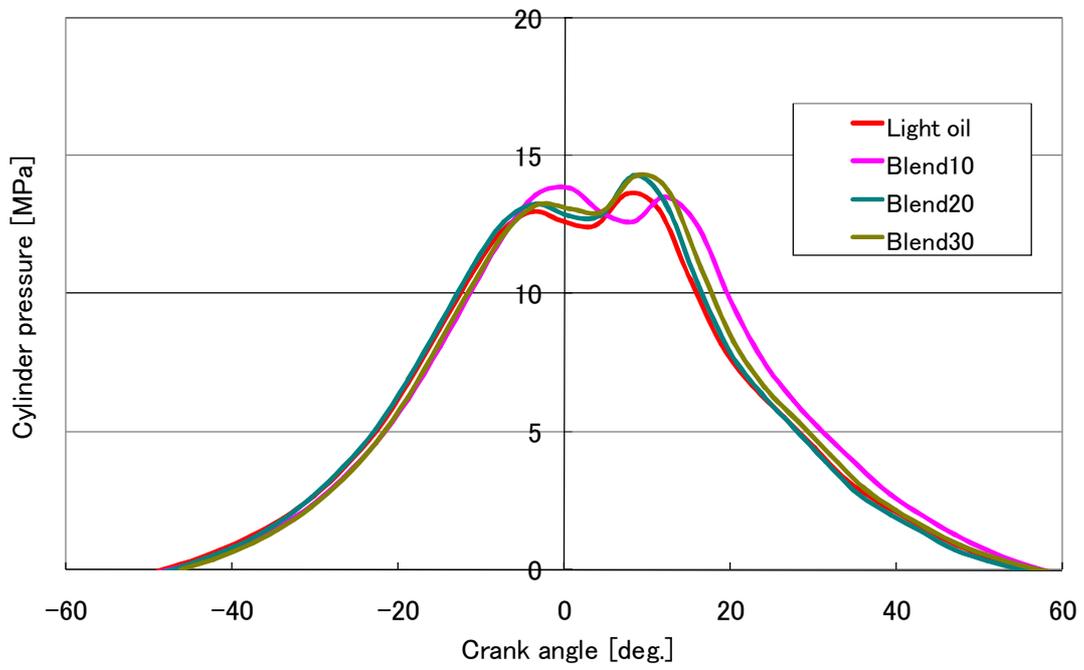


Fig. 24 Pressure history (3200rpm)

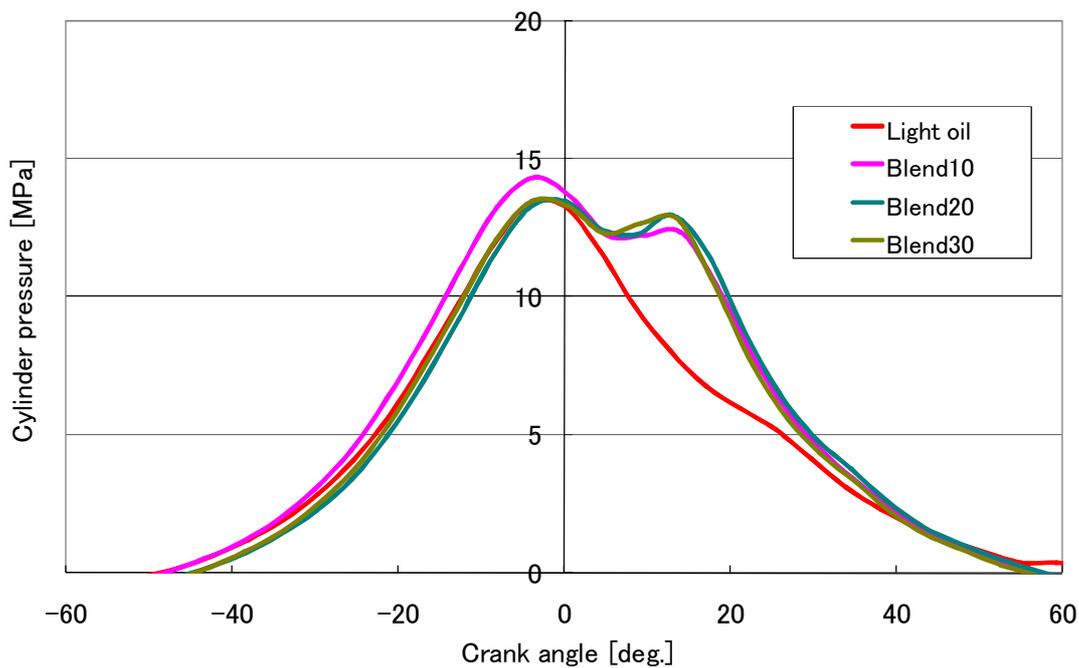


Fig.25 Pressure history (3600rpm)

3. 1. 5 熱発生率

Fig. 26～Fig. 31 に、無負荷条件における熱発生率に及ぼす機関回転数の影響を把握するため、クランク角に対する、熱発生率を、燃料性状をパラメータとして示す。機関回転数 1600～3600rpm の 400rpm ごとにそれぞれ示す。

この図からわかるように、どの機関回転数においても、Blend 燃料の最大熱発生率は、軽油と同等もしくは高い値が得られた。また、Blend 燃料の最大熱発生率は、1600rpm～3200rpm までのグラフからわかるとおり、遅延して発生する。

しかし、3600rpm においては、熱発生の上立ち上がりから、Blend 燃料は急激に上昇し、軽油と比べて最大熱発生率が増大した。

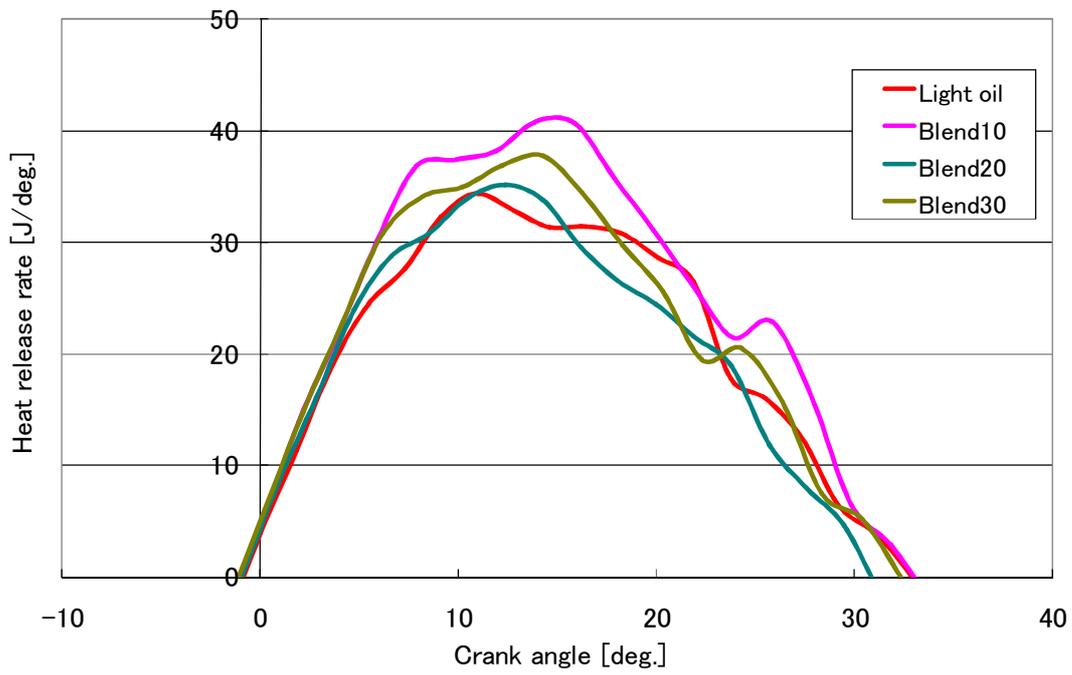


Fig.26 Heat release rate (1600rpm)

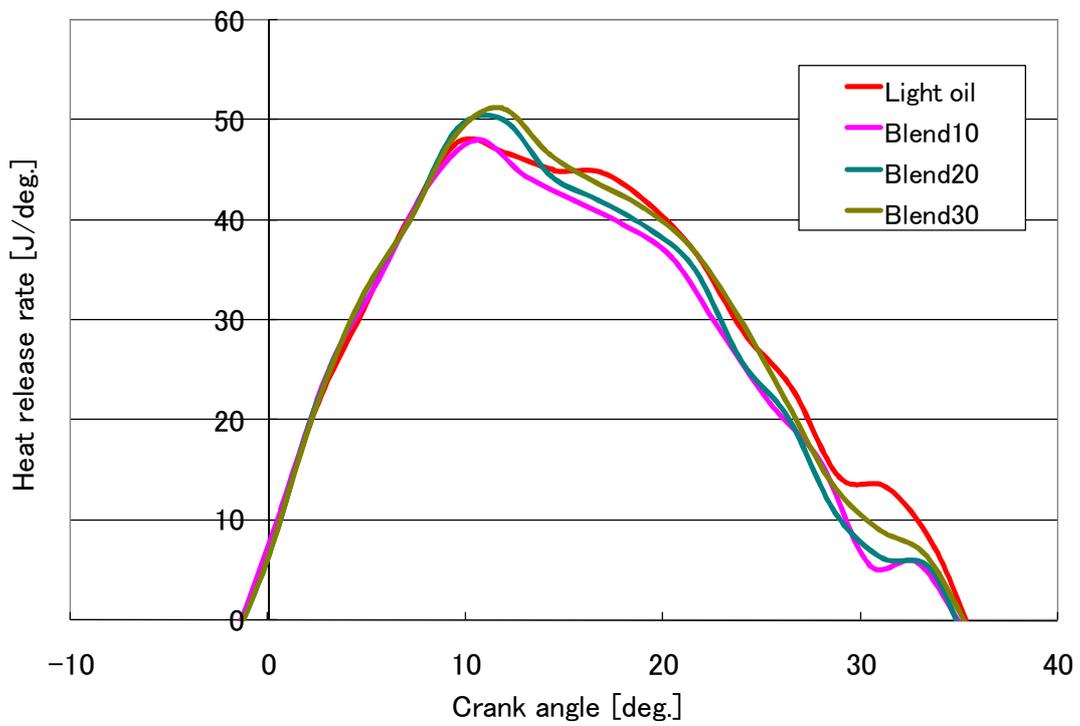


Fig.27 Heat release rate (2000rpm)

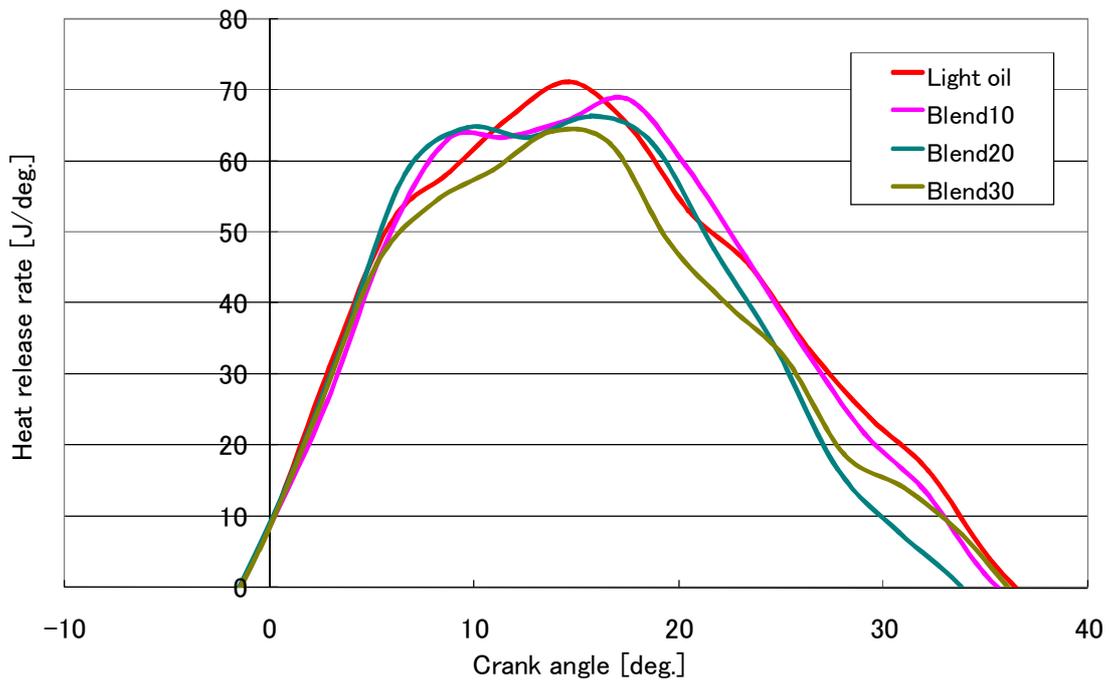


Fig.28 Heat release rate (2400rpm)

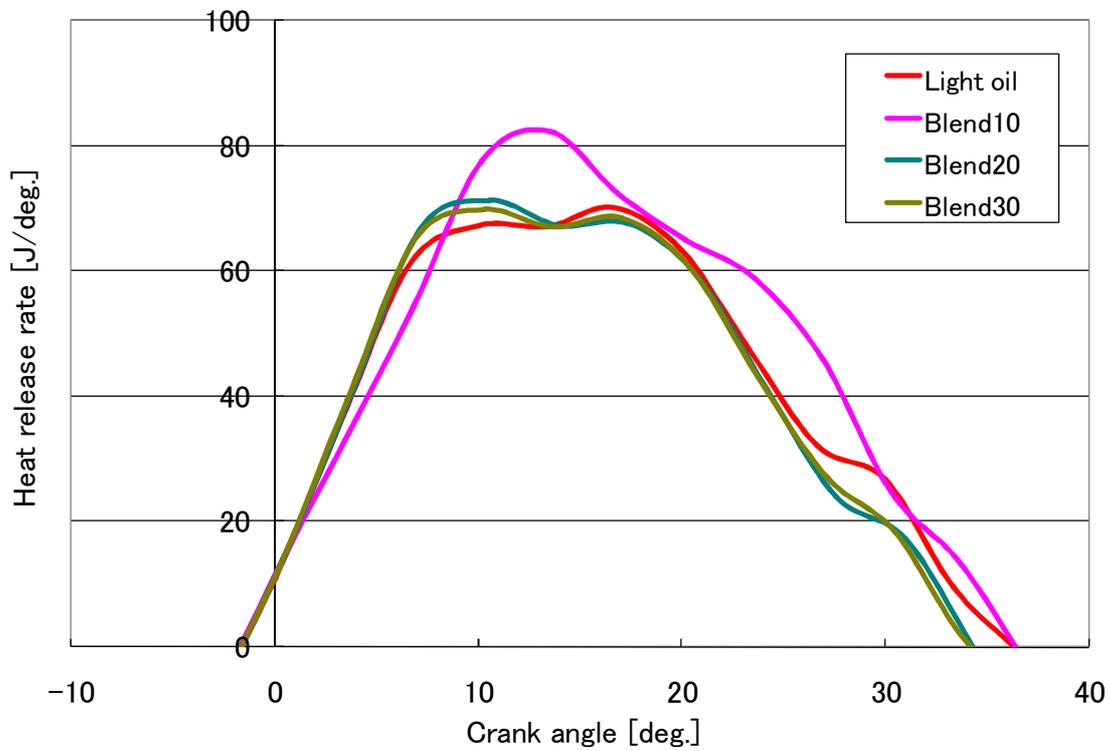


Fig.29 Heat release rate (2800rpm)

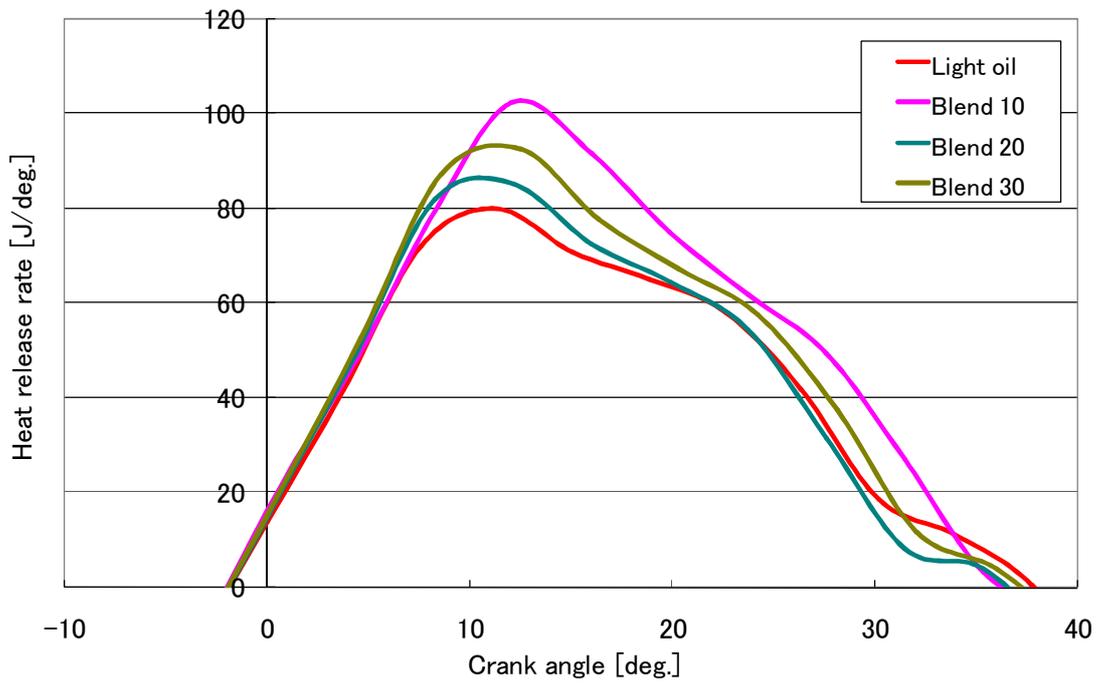


Fig.30 Heat release rate (3200rpm)

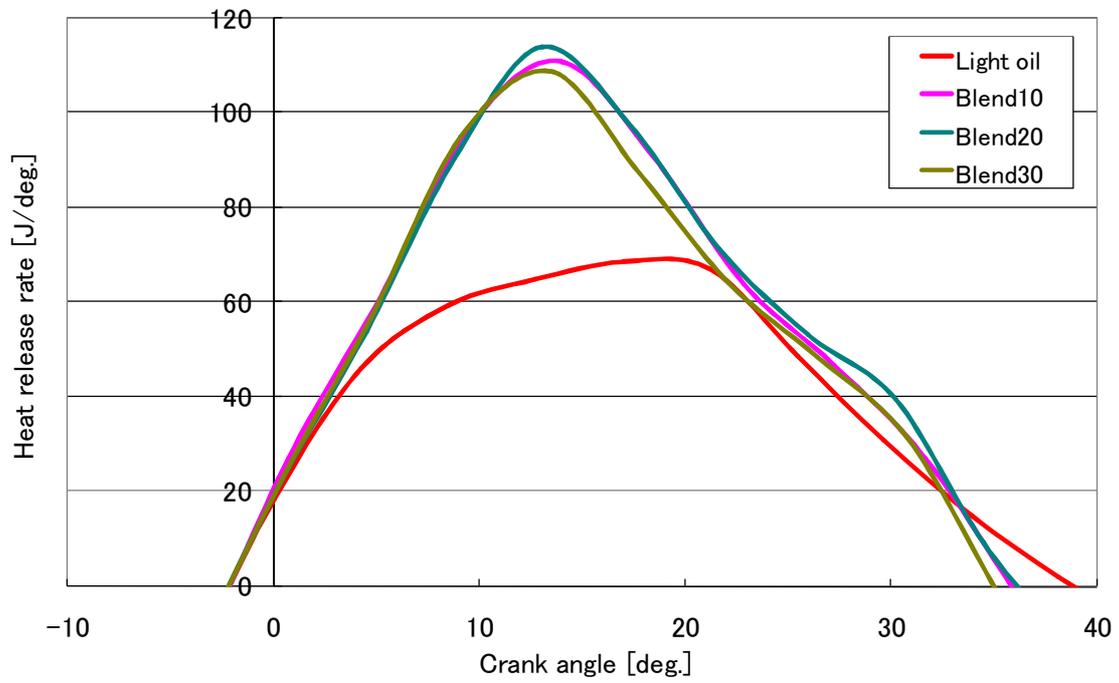


Fig.31 Heat release rate (3600rpm)

3. 1. 6 燃料消費量および実燃料消費量

Fig. 32 に無負荷条件における、機関回転数に対する燃料消費量を、燃料性状パラメータとして示す。本実験範囲内では、Blend20 まで燃料消費量の測定を行ったが、この図からわかるように、機関回転数の増加に伴って、燃料消費量は単調に増加しており、良好な燃料噴射が実現されていると思われる。Fig. 31 の通り、軽油とほぼ同じ傾向を示し、燃料消費量における変化はほとんど観察できなかった。

また、Fig. 33 に無負荷条件における機関回転数に対する水の重量を考慮した実燃料消費量を示す。ここでの実燃料消費量とは、実際に消費した燃料消費量から計算により水の重量を差し引いた値と定義した。この図からわかるように、軽油およびココナッツオイルは、水をほとんど含んでいないので、実燃料消費量は、Fig. 32 との違いはない。

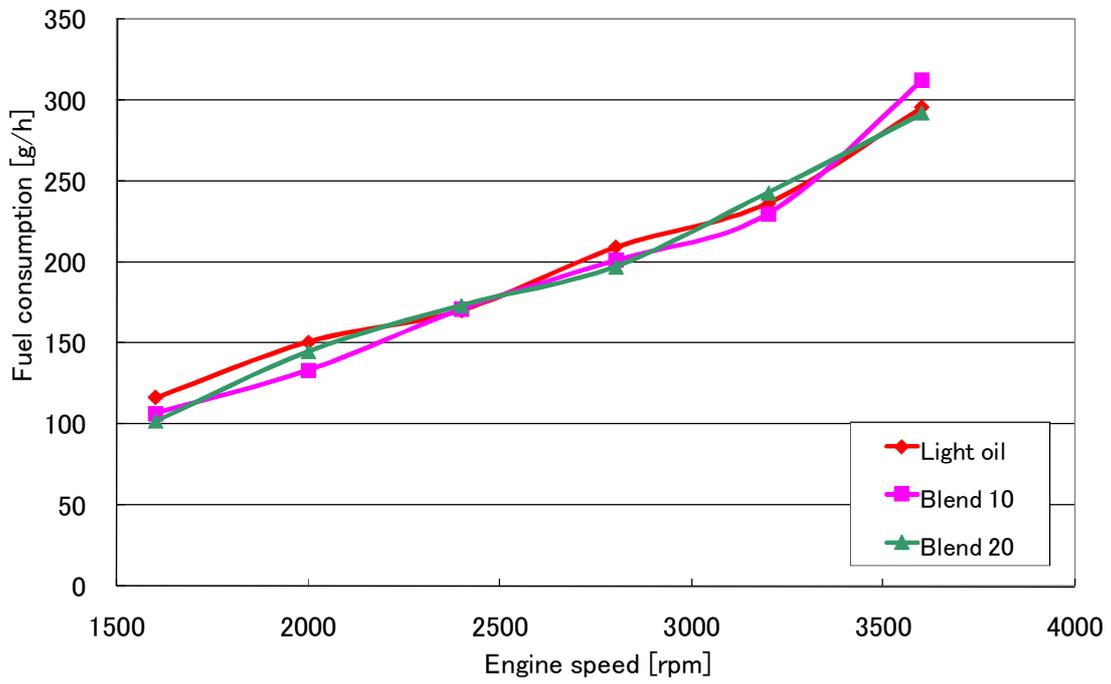


Fig.32 Fuel consumption

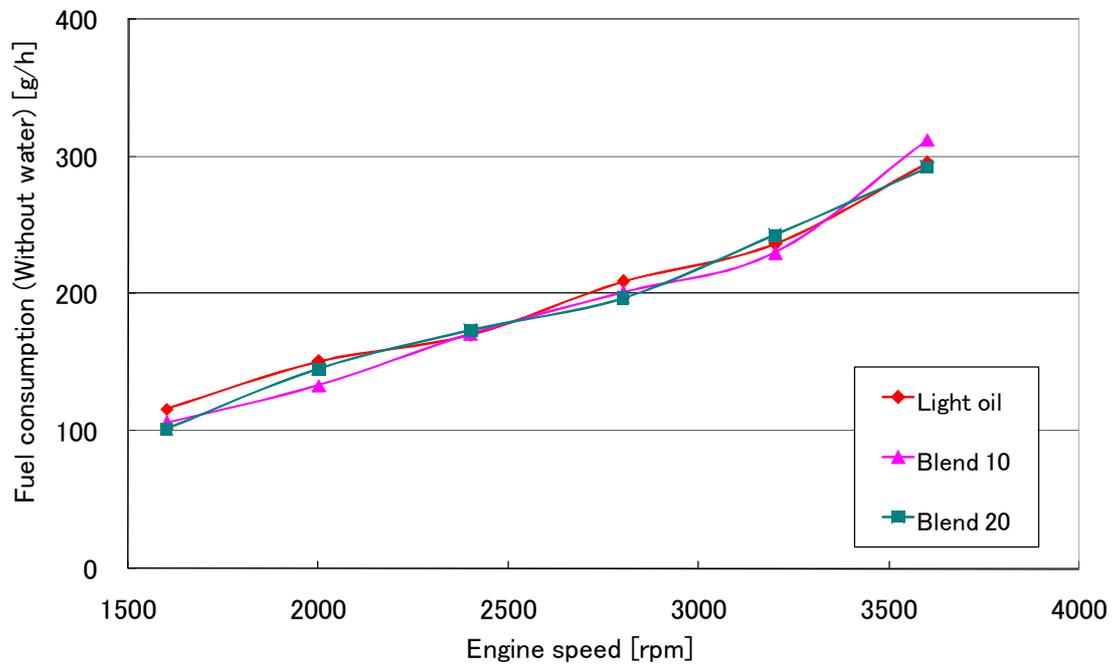


Fig.33 Fuel consumption (Without water)

3. 1. 7 NO_x

Fig. 34 に無負荷条件での機関回転数に対する NO_x 排出割合を示す。この図から明らかなように、どの燃料においても機関回転数の増加に伴い、NO_x 排出量は低減している。特に、ココナッツオイルの含有量を増加させていくにつれて、NO_x は増加傾向を示した。これは、含有酸素の働きにより、燃焼時の酸素不足が解消され、完全燃焼しやすくなったと考えられる。また、燃料にココナッツオイルを添加することによって、火炎温度が増加したと考えられる。このことから、ココナッツオイルの含有量を増加させることによる、燃焼制御が可能であることが示唆される。

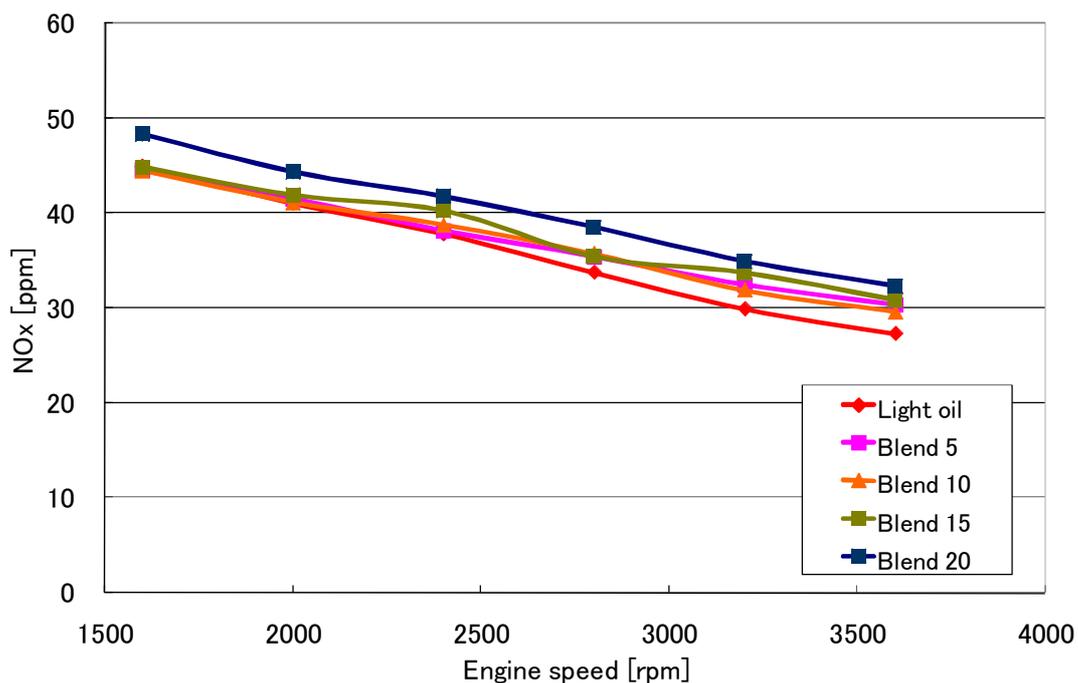


Fig.34 NO_x emission

3. 1. 8 CO

Fig. 35 に無負荷条件での機関回転数に対する CO 排出割合を示す。この図から明らかなように、機関回転数の増加とココナッツオイルの混合割合の増加に伴って、CO の排出量の低減が確認でき、Fig. 34 とは逆の傾向を示した。

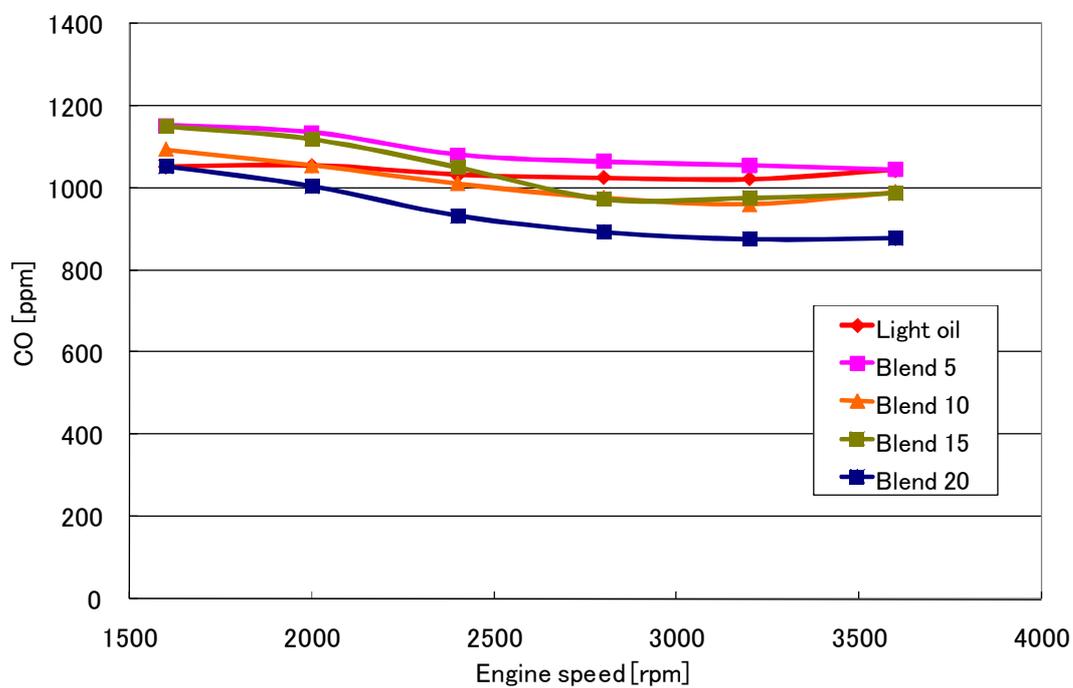


Fig.35 CO emission

3. 1. 9 CO₂

Fig. 36 に無負荷条件での機関回転数に対する排気ガス中の CO₂ 割合を示す。この図からわかるように、機関回転数の増加に伴い、CO₂ 濃度が単調に増加している。これは、機関回転数が高くなると、燃料を多く消費するため、CO₂ 濃度が増加したものである。

また、ココナッツオイルの含有量による、それらの排出量に及ぼす影響は観察されなかった。

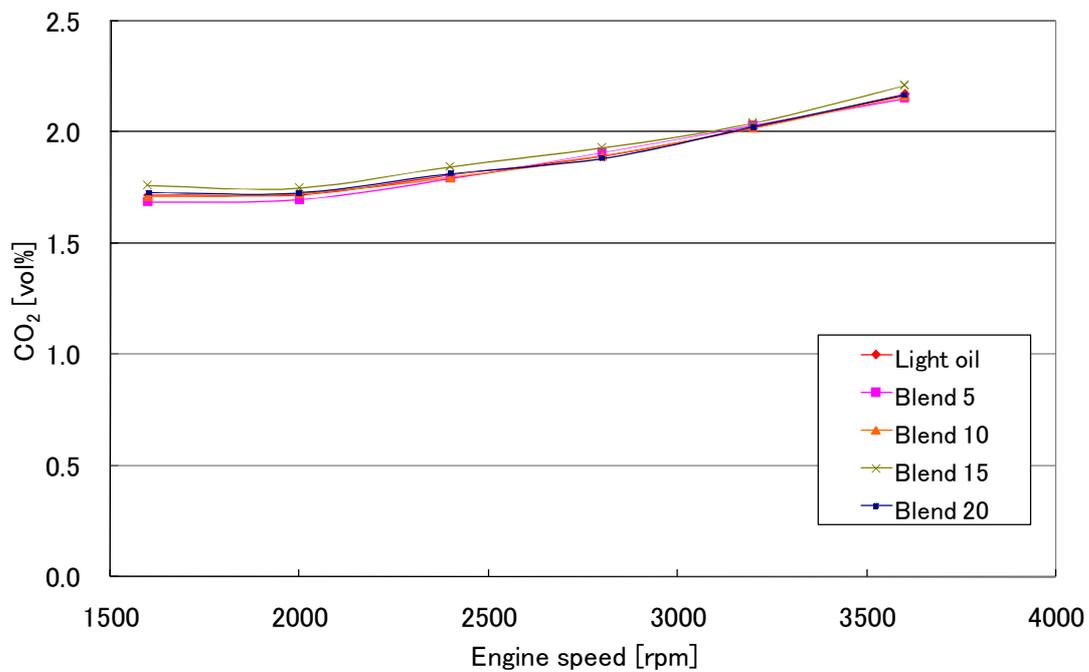


Fig.36 CO₂ emission

3. 1. 10 O₂

Fig. 37 に無負荷条件での機関回転数に対する排気ガス中の O₂ 割合を示す。この図から、機関回転数の増加に伴い、O₂ 濃度は低減した。また、ココナッツオイルの含有量による、それらの排出量に及ぼす影響は観察されなかった。

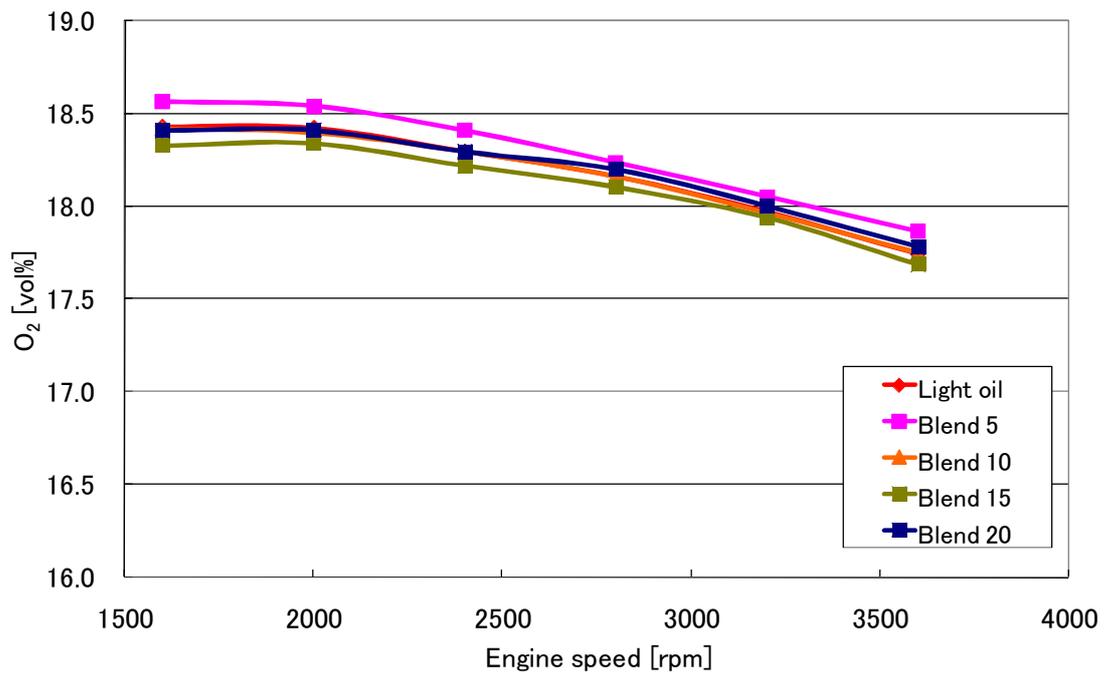


Fig.37 O₂ emission

3. 2 軽油エマルジョン燃料

3. 2. 1 最高燃焼圧力

Fig. 38 に最高燃焼圧力に及ぼす無負荷条件での水添加の影響を把握するため、機関回転数に対する最高燃焼圧力を、燃料性状をパラメータとして示す。この図からわかるとおり、軽油エマルジョン燃料は、低回転域の 1600rpm と高回転域の 3600rpm 付近では、軽油よりも高い圧力が観察でき、2000rpm~3200rpm では、圧力が低下した。これは、水を添加することにより発熱量の低下と火炎温度が低下し、機関回転数が高くなると、エマルジョン燃料は高温雰囲気中で熱を受ける期間が短縮され、微小爆発が促進せず、最高燃焼圧力は低下したと思われる。しかし、3600rpm の高回転域においては、後の燃料消費量の Fig. 54 に示すとおり、燃料消費量が増大したため、燃焼が活性化されたものと考えられる。

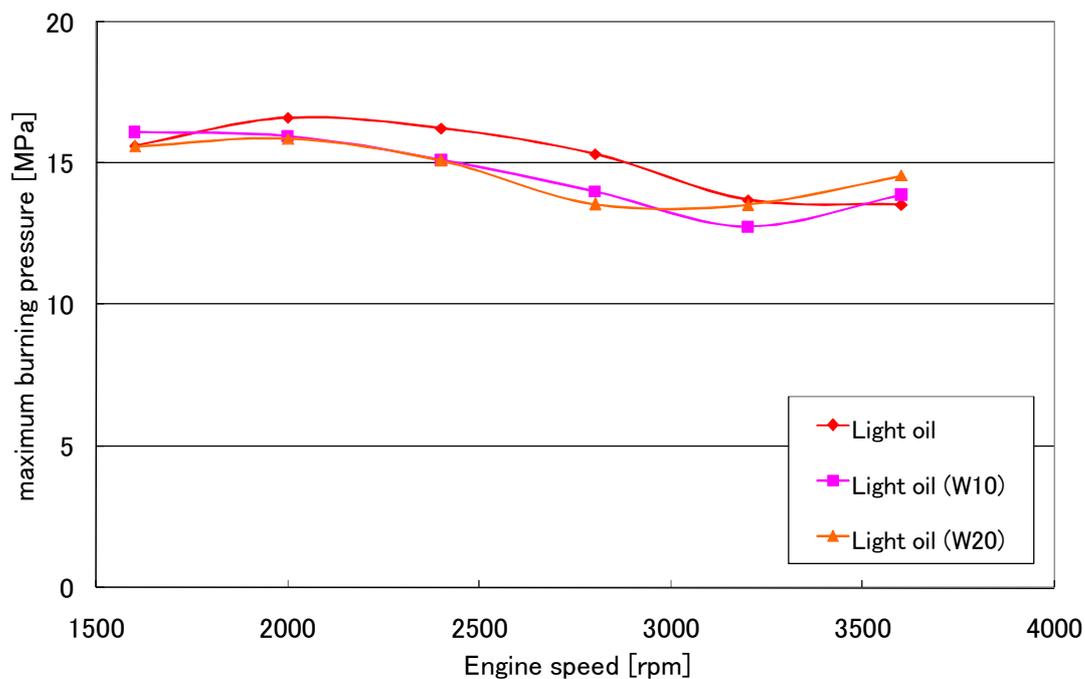


Fig.38 Maximum burning pressure

3. 2. 2 軽油エマルジョン燃料連続運転

Fig. 39 と Fig. 40 に、軽油エマルジョン燃料を用いて、連続運転した時の、最高燃焼圧力に及ぼす影響を把握するため、30 分ごとに機関回転数 1600rpm と 3200rpm の最高燃焼圧力を 3 時間測定した結果を示す。

この図からわかるように、1600rpm と 3200rpm の両方とも、3 時間の連続運転中の最高燃焼圧力の変動は、あまり観察されなかった。しかし、エンジン停止後一定時間燃料を放置しておくとも水と軽油は、分離してしまうことが確認された。この問題を解決するためには、エマルジョンを維持するための、界面活性剤の安定性が高いものを使用する必要がある。

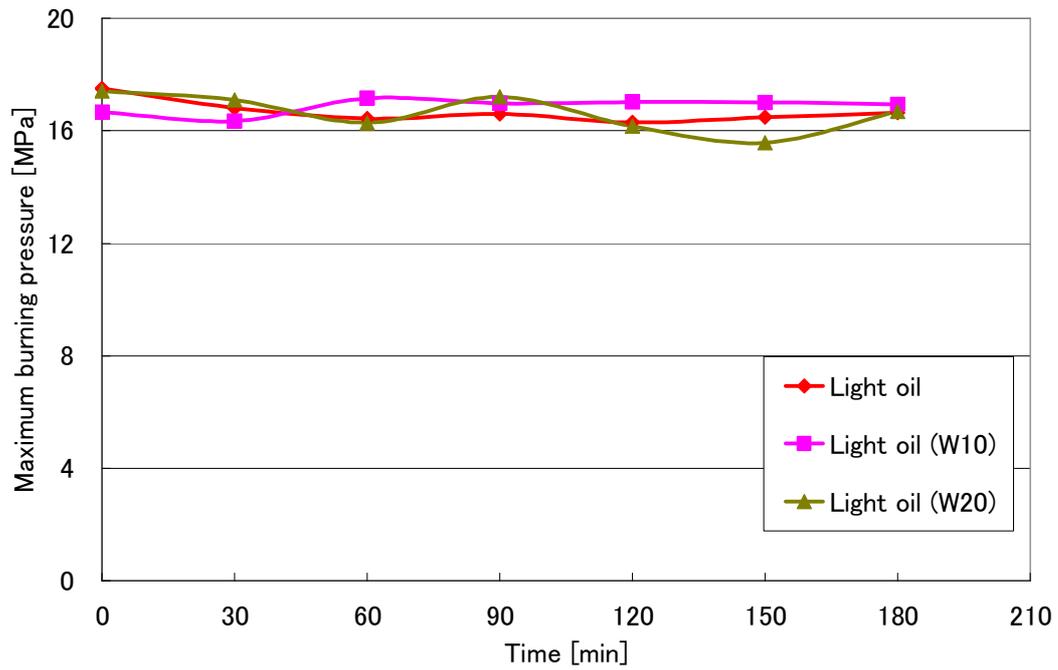


Fig.39 Operation test of emulsified fuel (1600rpm)

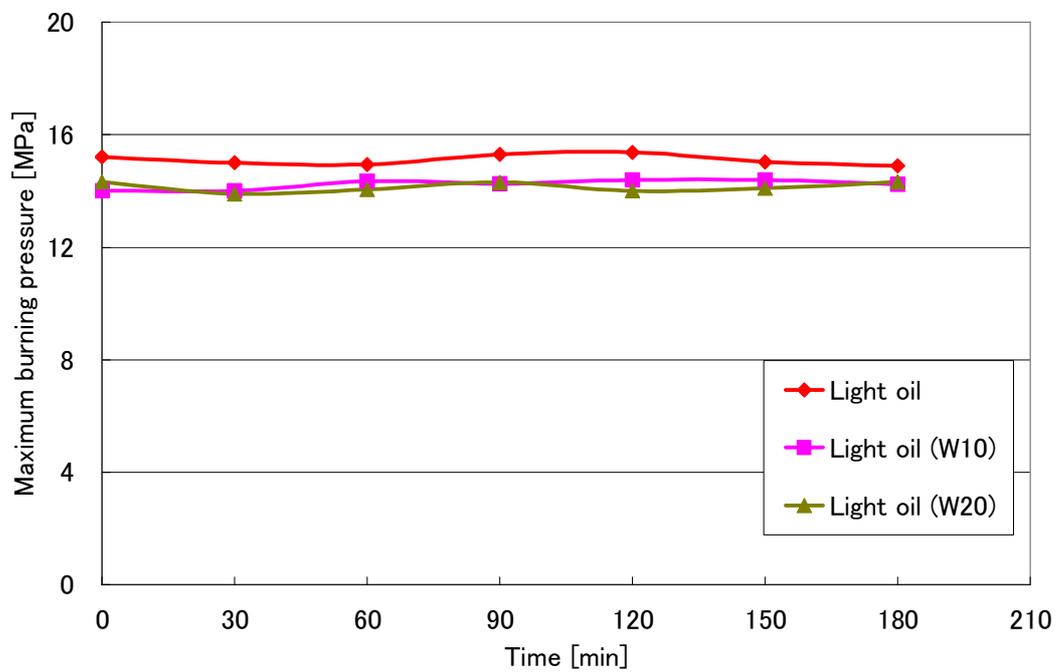


Fig.40 Operation test of emulsified fuel (3200rpm)

3. 2. 3 平均圧力上昇率

Fig. 41 に無負荷条件における機関回転数に対する平均圧力上昇率を、燃料性状をパラメータとして示す。この図からわかるように、軽油と水エマルジョン燃料は、機関回転数の増加に伴い、単調に平均圧力上昇率は増加している。また、水エマルジョン燃料は、軽油と同様な傾向を示しているため、小型ディーゼル機関に、水エマルジョン燃料を用いることで、良好な燃焼が得られていることがわかる。

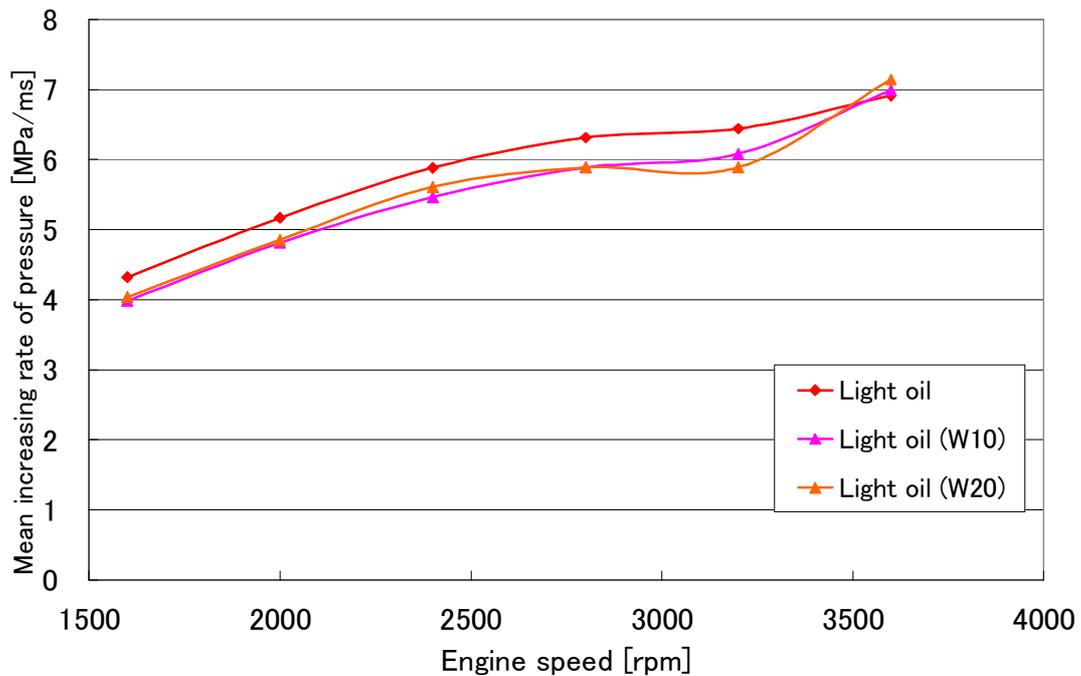


Fig.41 Mean increasing rate of pressure

3. 2. 4 圧力履歴

Fig. 42～Fig. 47 に、無負荷条件におけるシリンダ内圧力に及ぼす機関回転数の影響を把握するため、クランク角に対する、シリンダ内圧力を、燃料性状をパラメータとして示す。機関回転数 1600～3600rpm の 400rpm ごとにそれぞれ示す。

この図からわかるように、軽油が機関回転数の増加するにつれて、シリンダ内圧力のピークが遅延してくることがわかる。しかし、水を添加した軽油エマルジョン燃料は、低回転領域から、軽油よりもピーク圧力が遅延していることがわかる。また、水添加率の増大によって、ピーク圧力が遅延することがわかる。これは、過去の論文等で確認されているように、水の気化潜熱による混合気温度の低下により、着火遅れ期間中の吸熱量が増大したためと考えられる。[10] そのため、水を添加することによって、着火の抑制が起こることがわかる。

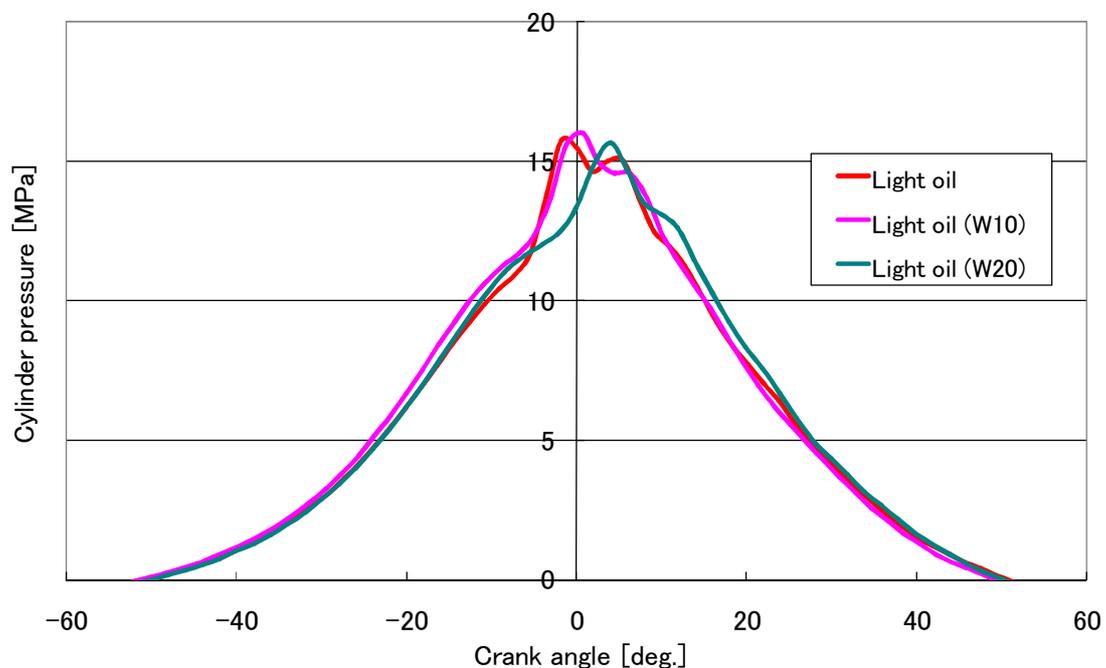


Fig.42 Pressure history (1600rpm)

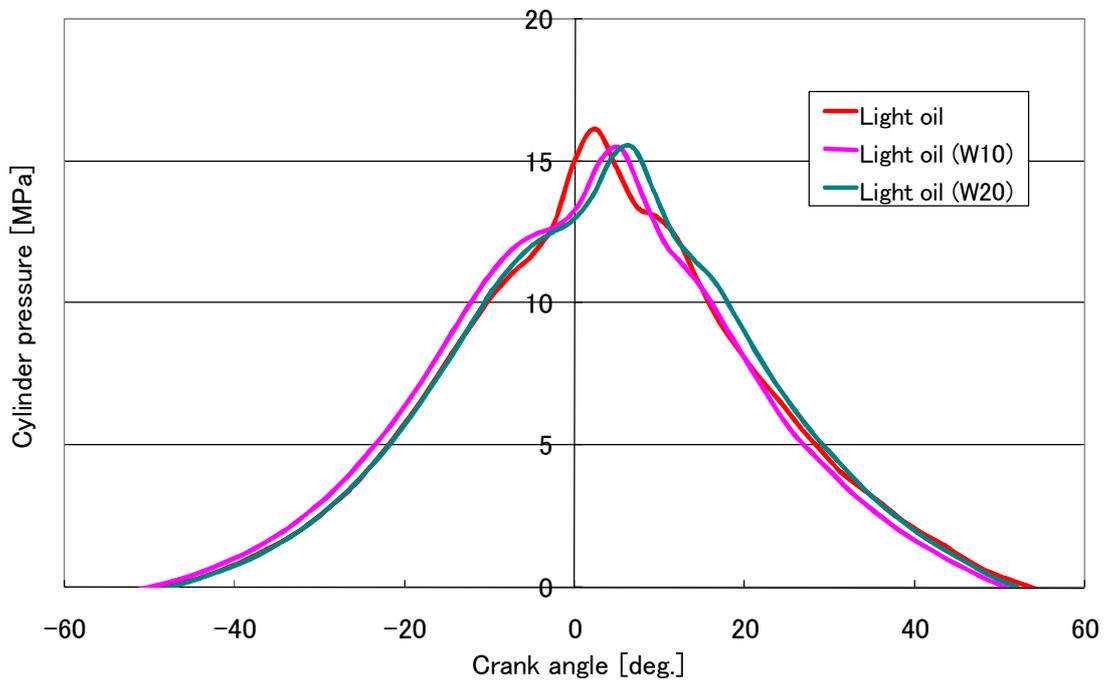


Fig.43 Pressure history (2000rpm)

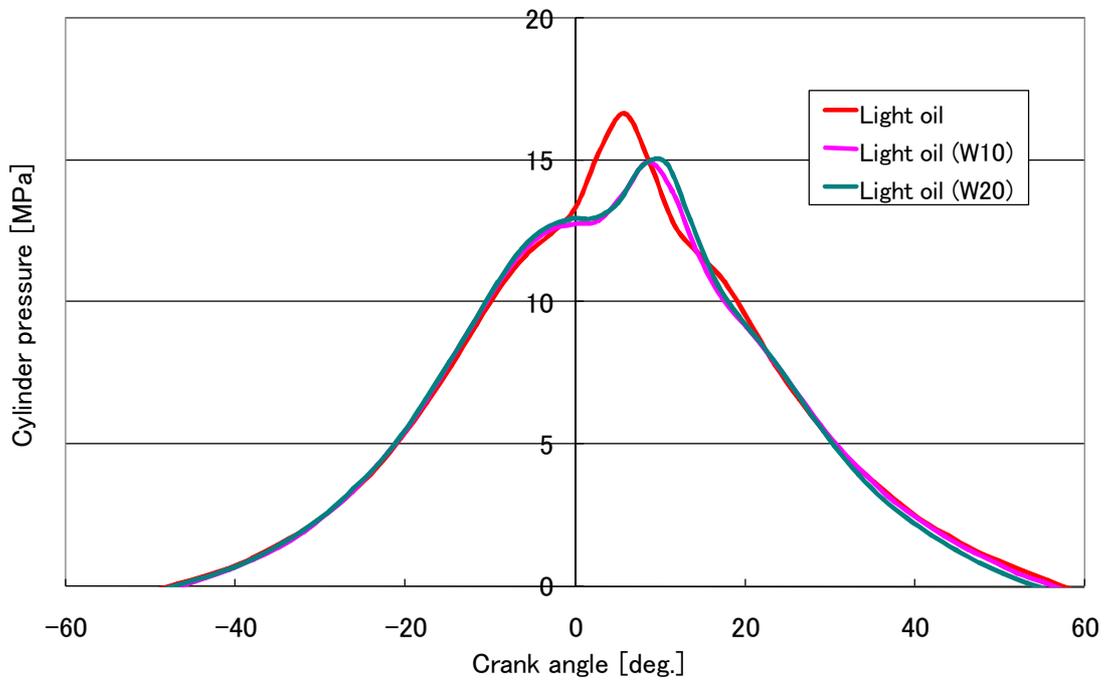


Fig.44 Pressure history (2400rpm)

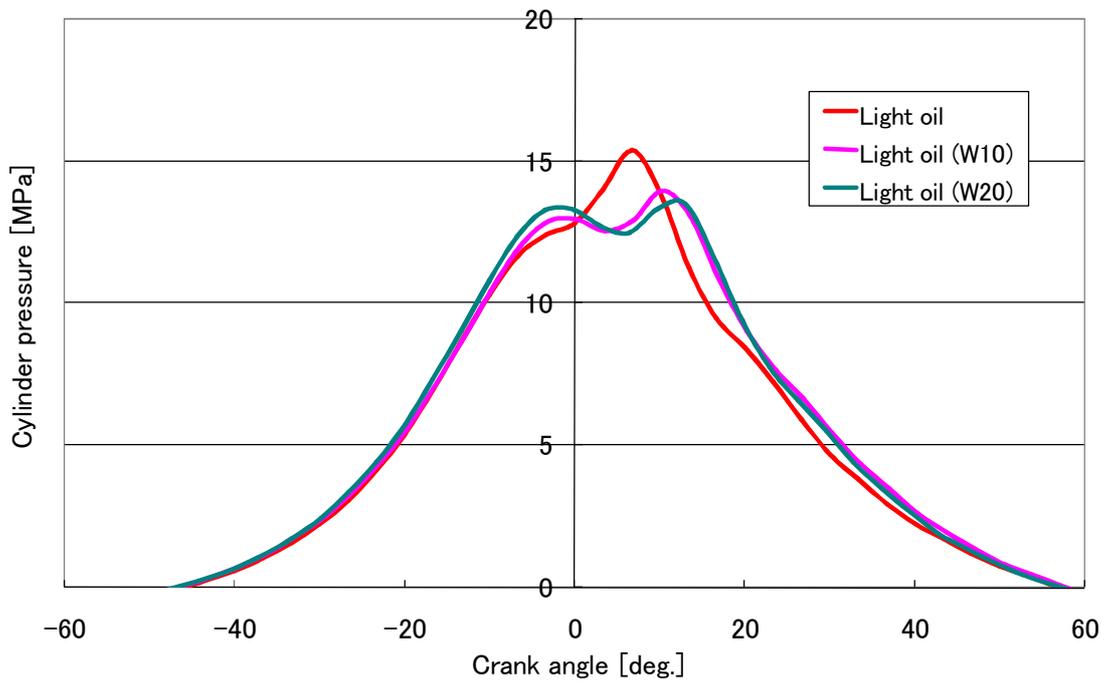


Fig.45 Pressure history (2800rpm)

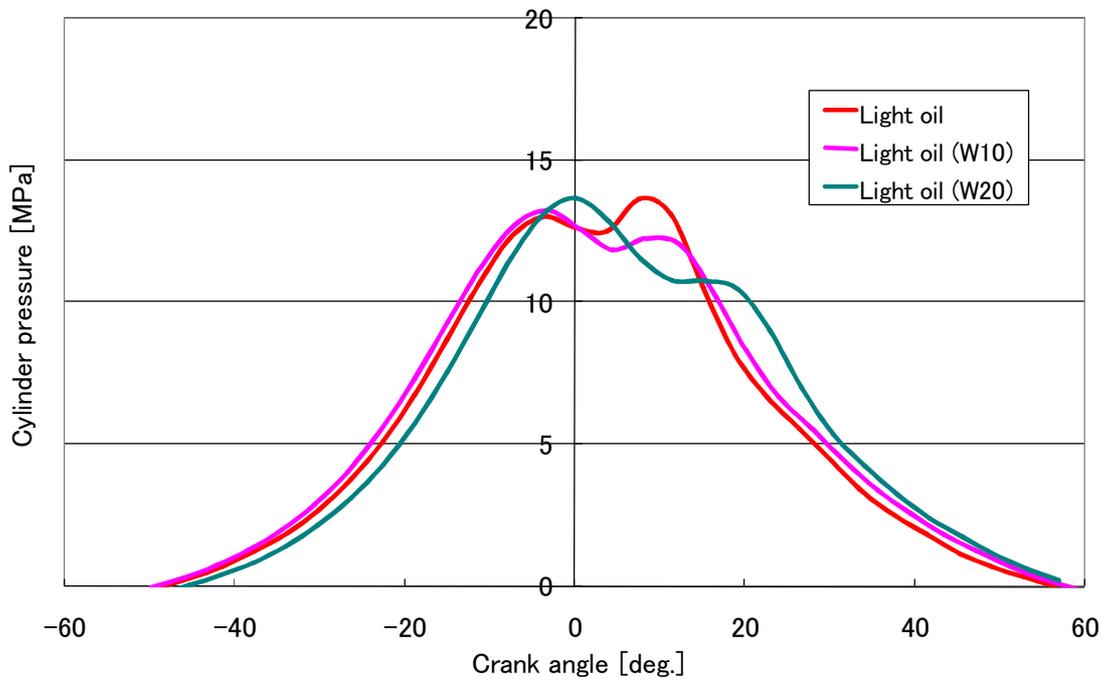


Fig.46 Pressure history (3200rpm)

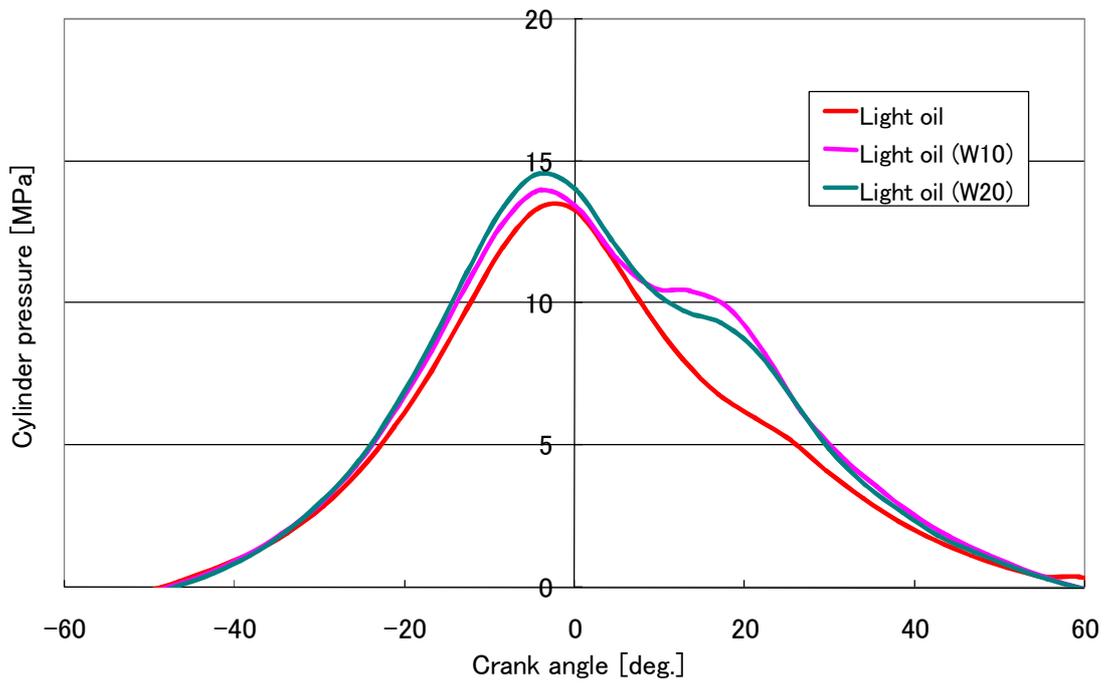


Fig.47 Pressure history (3600rpm)

3. 2. 5 熱発生率

Fig. 48～Fig. 53 に、無負荷条件における熱発生率に及ぼす機関回転数の影響を把握するため、クランク角に対する、熱発生率を、燃料性状をパラメータとして示す。機関回転数 1600～3600rpm の 400rpm ごとにそれぞれ示す。

この図からわかるように、どの機関回転数においても、軽油エマルジョン燃料の最大熱発生率は、軽油と同等もしくは低い最大熱発生率が得られた。また、軽油エマルジョン燃料の最大熱発生率は、グラフからわかるとおり、遅延して発生する傾向がある。しかし、W20 軽油エマルジョン燃料は、1600rpm～2000rpm において、水の添加により、着火遅れ期間が長くなり、急激な初期熱発生率を観察した。

3200rpm においては、水の添加率の増加によって、最大熱発生率は遅延する。

また、3600rpm においては、軽油エマルジョン燃料は急激に上昇し、軽油と比べて大きな熱発生率が発生した。この高い機関回転数(3200rpm と 3600rpm)では、後の Fig. 54 に示すとおり、燃料消費量が増大していること、エマルジョン燃料特有のマイクロ爆発に起因して、熱発生率の増大が観察されたと考えられる。

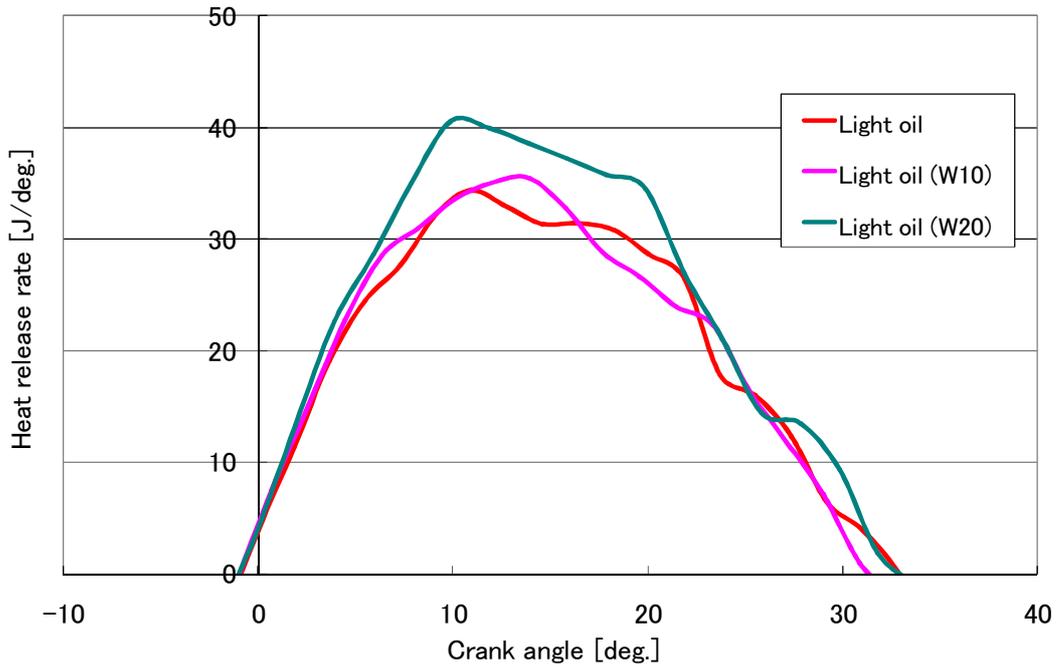


Fig.48 Heat release rate (1600rpm)

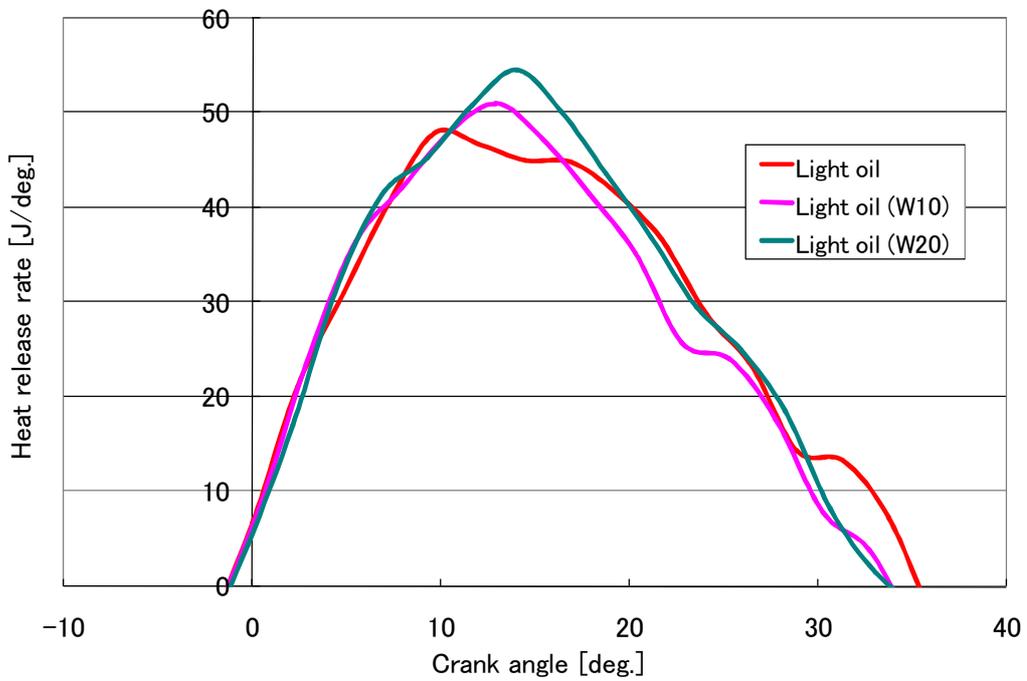


Fig.49 Heat release rate (2000rpm)

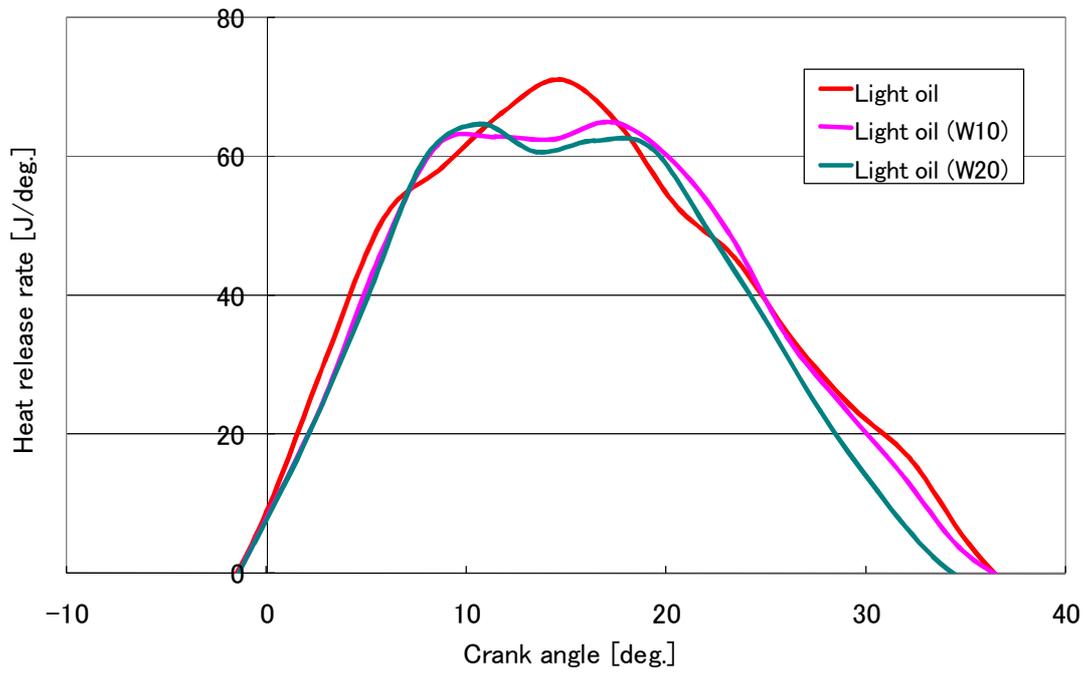


Fig.50 Heat release rate (2400rpm)

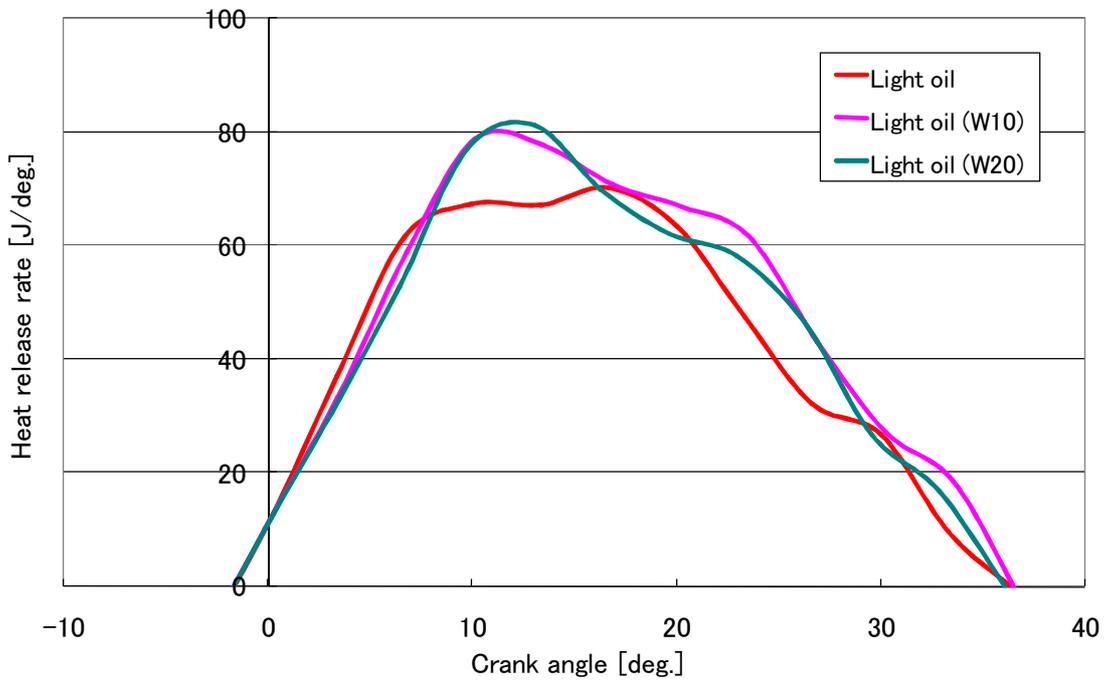


Fig.51 Heat release rate (2800rpm)

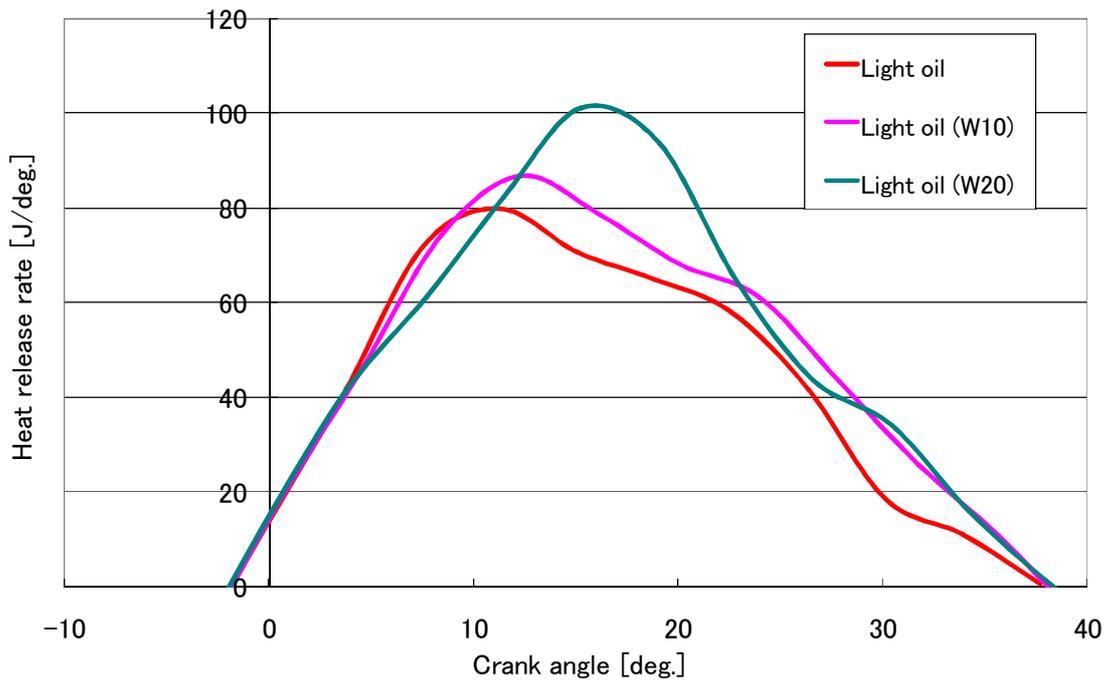


Fig.52 Heat release rate (3200rpm)

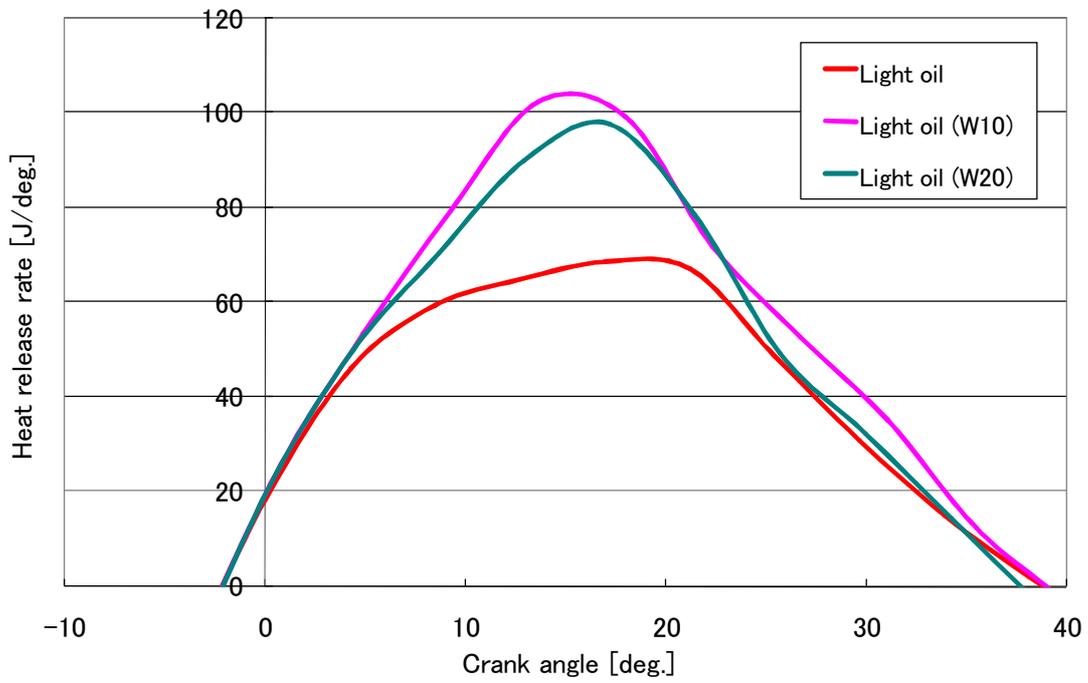


Fig.53 Heat release rate (3600rpm)

3. 2. 6 燃料消費量

Fig. 54 に無負荷条件における、機関回転数に対する燃料消費量を、燃料性状パラメータとして示す。この図からわかるように、機関回転数の増加に伴って、燃料消費量は単調に増加しており、良好な燃料噴射が実現されていると思われる。W10 エマルジョン燃料は、軽油よりもわずかに多い燃料消費量であったが、W20 エマルジョン燃料では、著しく燃料消費量の増大していることがわかる。これは、水の添加によって、発熱量が低くなったため、発熱量を補うために、多くの燃料を消費してしまったと考えられる。

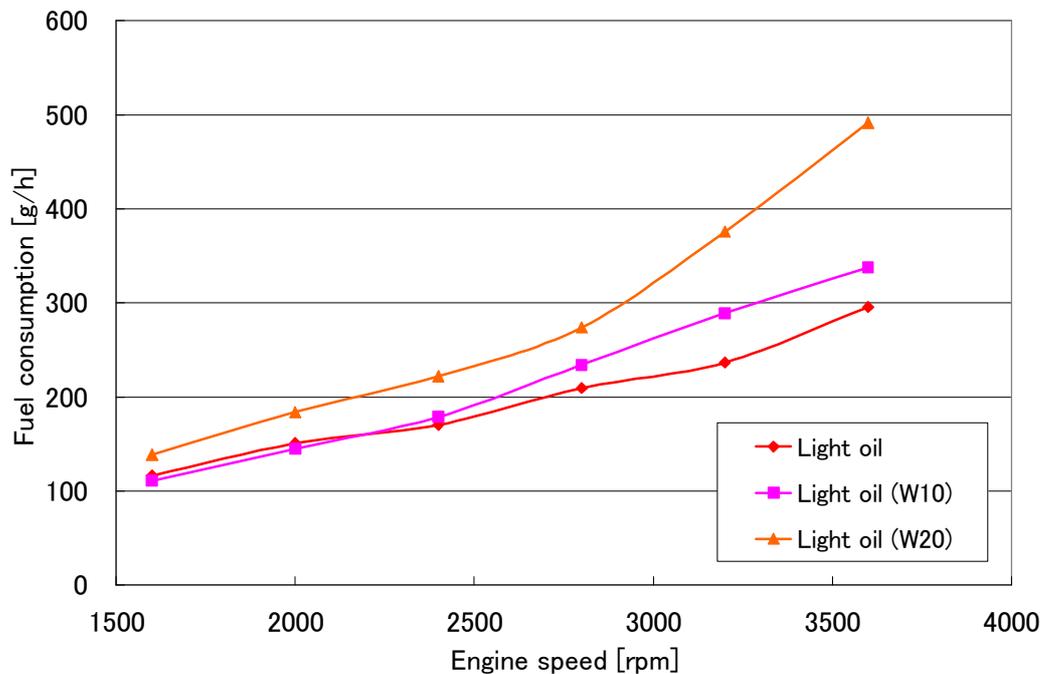


Fig.54 Fuel consumption

3. 2. 7 実燃料消費量

Fig. 55 に無負荷条件における機関回転数に対する水の重量を考慮した実燃料消費量を示す。この図からわかるように、W10 燃料は、すべての機関回転数で軽油とほぼ同じ傾向を示した。しかし、W20 では、2800rpm くらいまで、軽油との差は小さいが、高回転領域においては、著しく実燃料消費量は増大している。実燃料消費量の点から考えると、W10 エマルジョン燃料は、軽油と変わらない実燃料消費量であった 1600rpm での最高燃焼圧力が軽油よりも高いことから、マイクロ爆発によって、燃料と空気が均一化して燃焼するため、水による燃焼促進効果が得られた。

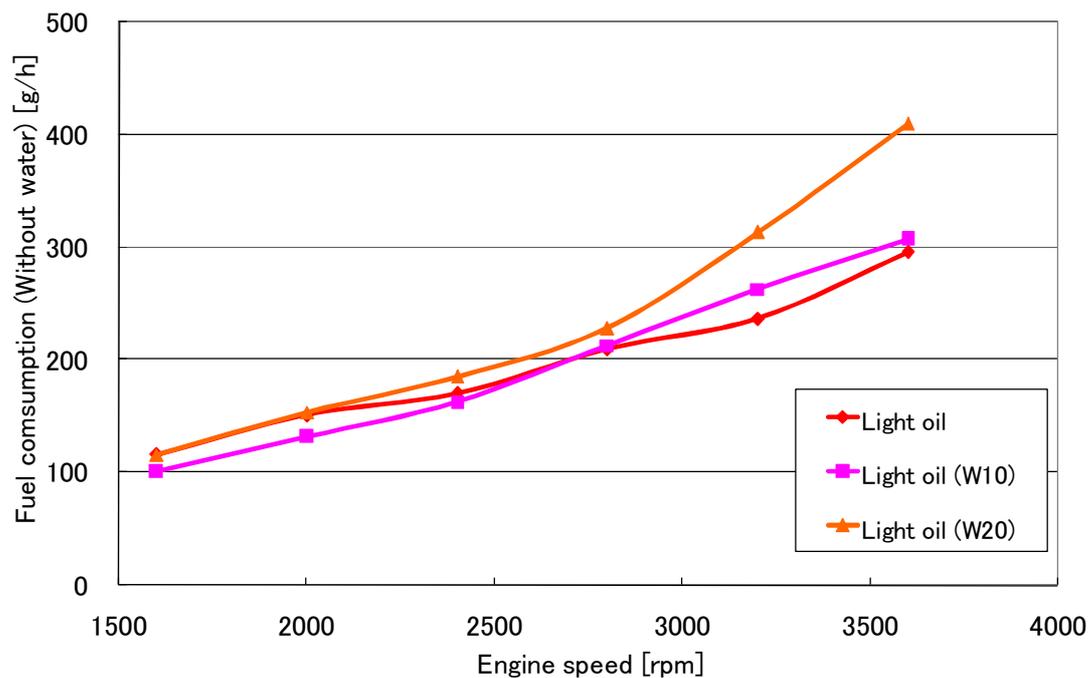


Fig.55 Fuel consumption (Without water)

3. 2. 8 NOx

Fig. 56 に無負荷条件での機関回転数に対する NOx 排出割合を示す。この図から明らかなように、どの燃料においても機関回転数の増加に伴い、NOx 排出量は低減している。特に、水の含有量を増加させていくにつれて、NOx は低減傾向を示した。これは、水の添加によって火炎温度が低減し、燃焼室に噴射された燃料と空気が均一化されて燃焼するため、局所的な高温領域が少なくなり、NOx が低減したと考えられる。

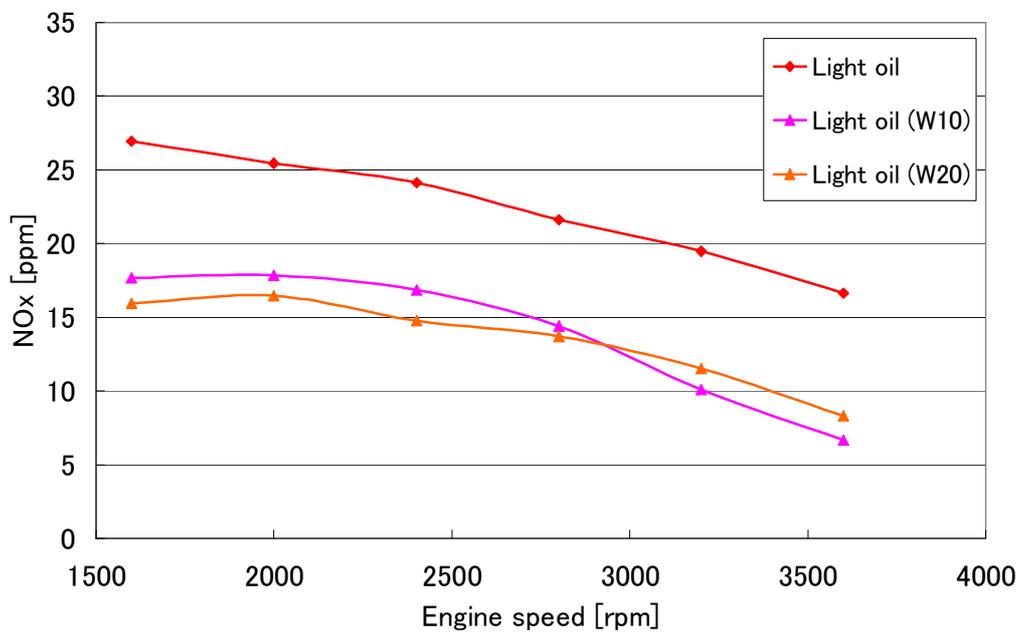


Fig.56 NOx emission

3. 2. 9 CO₂

Fig. 57 に無負荷条件での機関回転数に対する排気ガス中の CO₂ 割合を示す。この図からわかるように、機関回転数の増加に伴い、CO₂ 濃度が単調に増加している。これは、機関回転数が高くなると、燃料を多く消費するため、CO₂ 濃度が増加したものである。

また、水の含有量による、これらの排出量に及ぼす影響は観察されなかった。

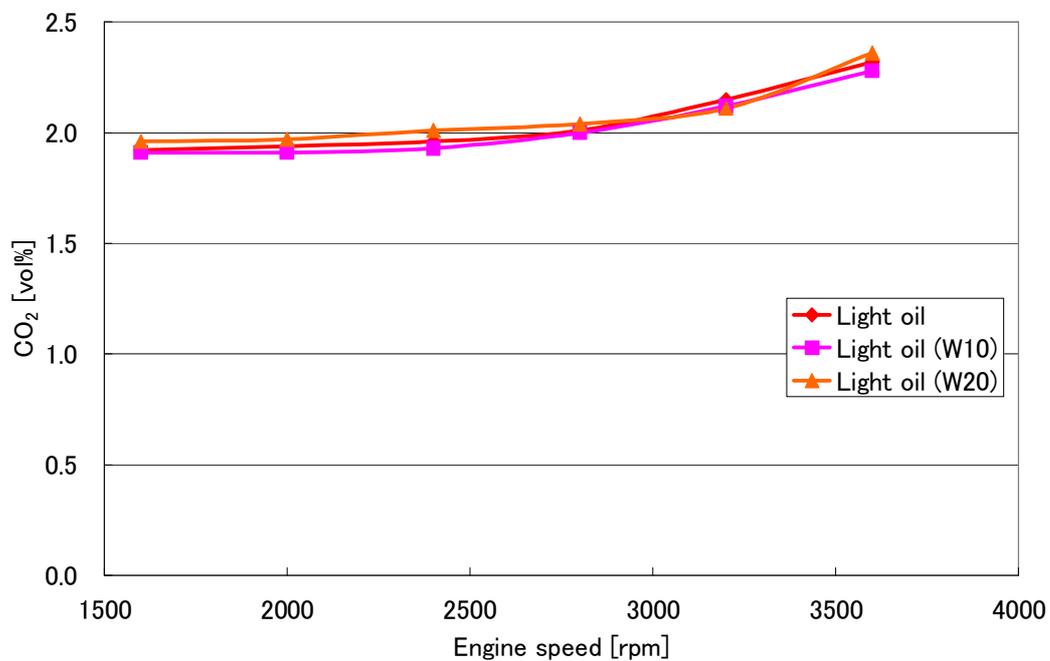


Fig.57 CO₂ emission

3. 2. 10 O₂

Fig. 58 に無負荷条件での機関回転数に対する排気ガス中のO₂割合を示す。この図から、機関回転数の増加に伴い、O₂濃度は低減した。また、水の含有量による、これらの排出量に及ぼす影響は観察されなかった。

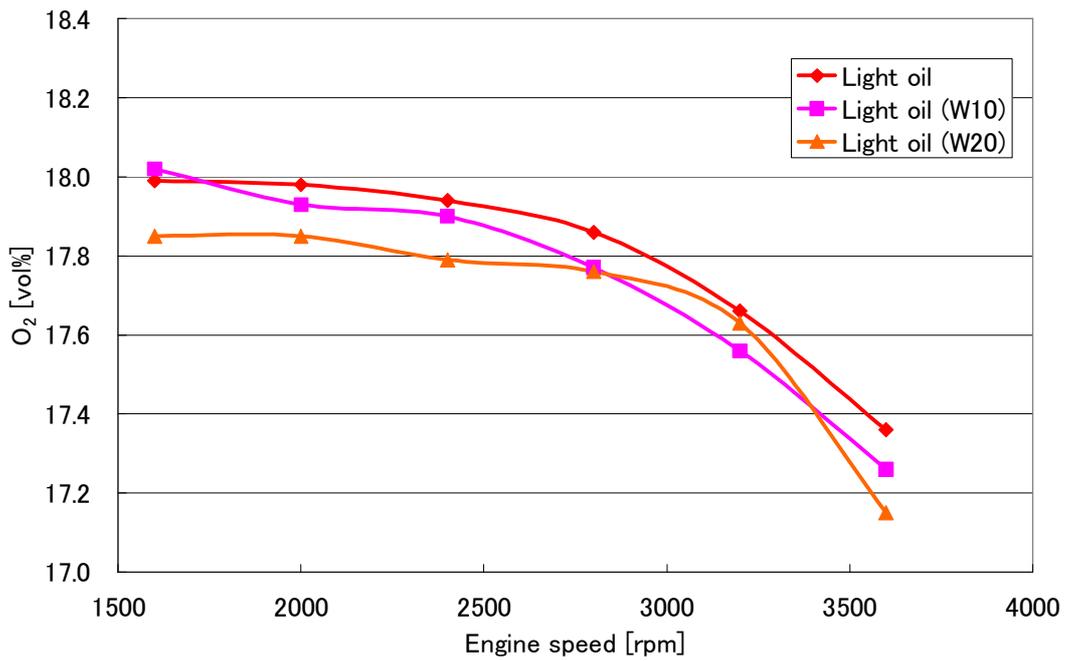


Fig.58 O₂ emission

3. 3 Blend10 エマルジョン燃料

3. 3. 1 最高燃焼圧力

Fig. 59 に最高燃焼圧力に及ぼす無負荷条件でのココナツオイルと水添加の影響を把握するため、機関回転数に対する最高燃焼圧力を、燃料性状をパラメータとして示す。この図からわかるとおり、機関回転数 2800rpm 付近まで、軽油と比べて最高燃焼圧力の低下が観察された。しかし、機関回転数 3200rpm~3600rpm までは、軽油よりも最高燃焼圧力の増大が観察された。これは、Fig. 38 の軽油エマルジョン燃料と同じ傾向である。これは、ココナツオイルと水を添加することにより発熱量の低下と火炎温度が低下したためと考えられる。

しかし、3600rpm の高回転域においては、後の燃料消費量の Fig. 75 に示すとおり、燃料消費量が増大したため、燃焼が活性化されたものと考えられる。

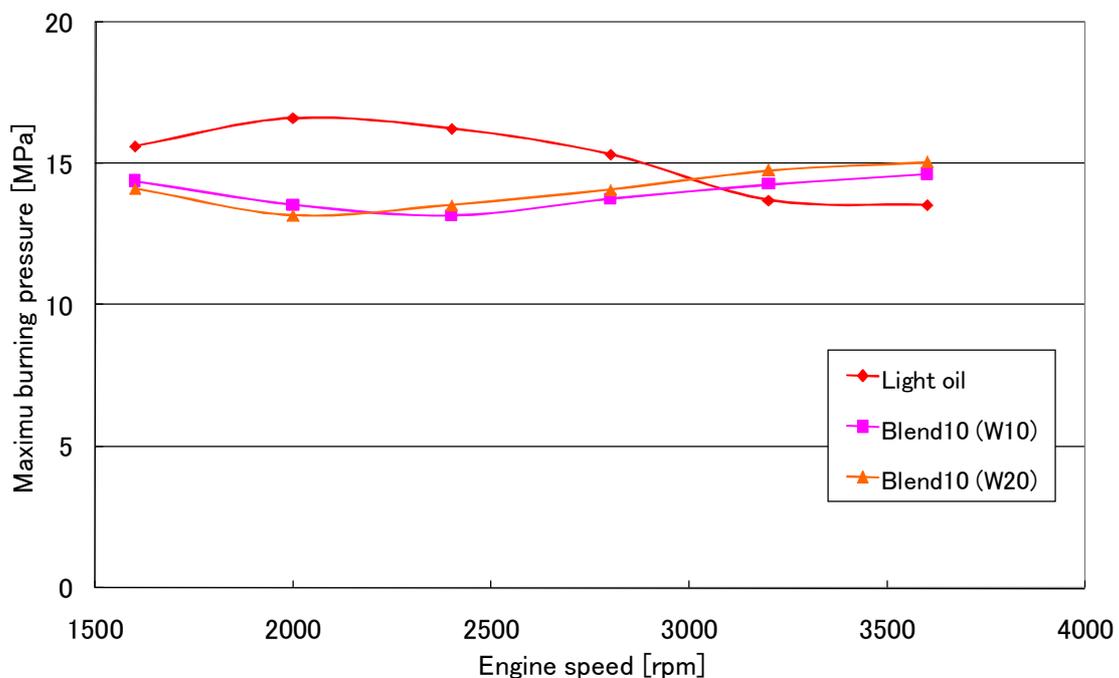


Fig.59 Maximum burning pressure

3. 3. 2 Blend10 エマルジョン燃料連続運転

Fig. 60 と Fig. 61 に、Blend10 エマルジョン燃料を用いて、連続運転した時の、最高燃焼圧力に及ぼす影響を把握するため、30 分ごとに機関回転数 1600rpm と 3200rpm の最高燃焼圧力を 3 時間測定した結果を示す。

この図からわかるように、1600rpm と 3200rpm の両方とも、3 時間の連続運転中の最高燃焼圧力の変動は、あまり観察されなかった。

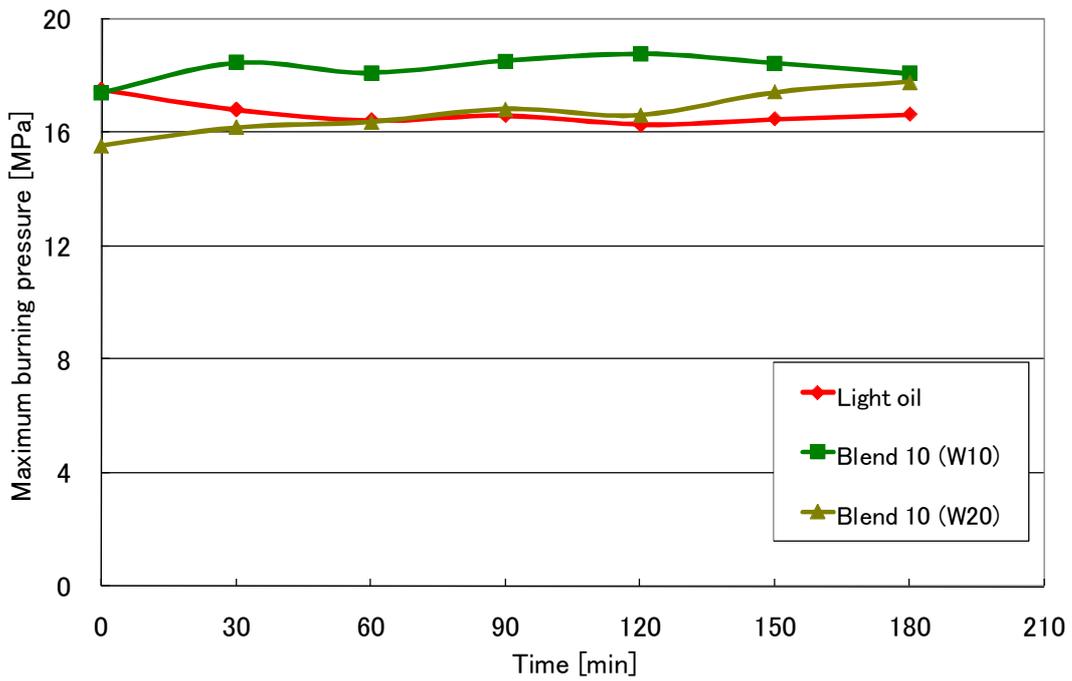


Fig.60 Operation test of emulsified blend10 fuel (1600rpm)

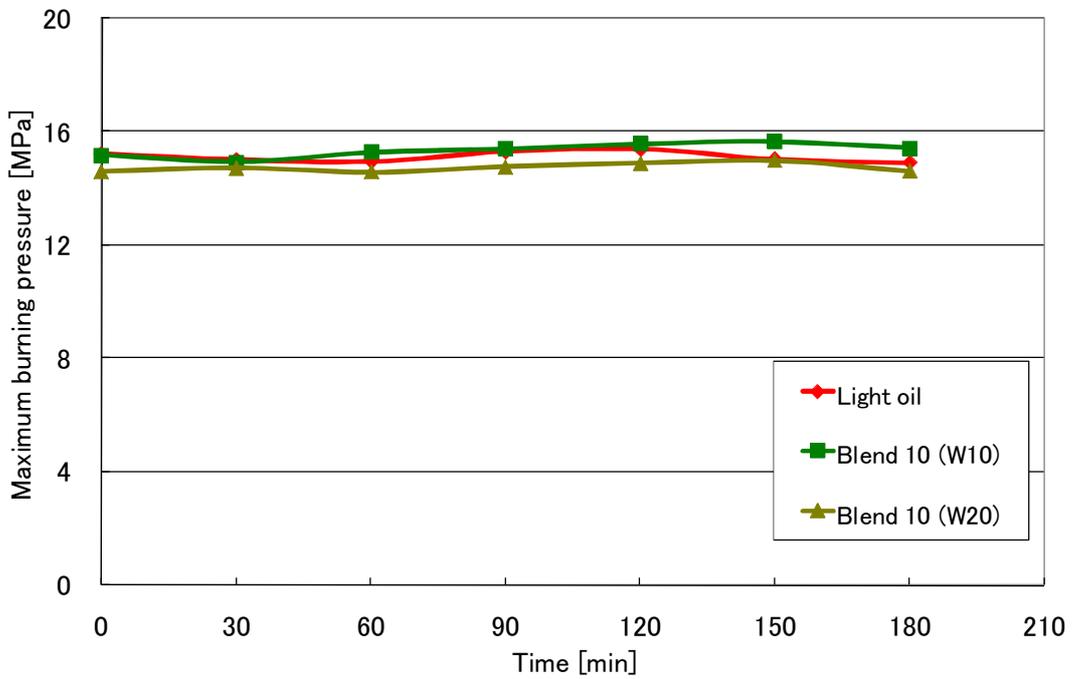


Fig.61 Operation test of emulsified blend10 fuel (3200rpm)

3. 3. 3 平均圧力上昇率

Fig. 62 に無負荷条件における機関回転数に対する平均圧力上昇率を、燃料性状をパラメータとして示す。この図からわかるように、Blend10 エマルジョン燃料は、機関回転数の増加に伴い、単調に平均圧力上昇率は増加している。また、Blend10 エマルジョン燃料は、軽油と同様な傾向を示しているため、小型ディーゼル機関に、水エマルジョン燃料を用いることで、良好な燃焼が得られていることがわかる。

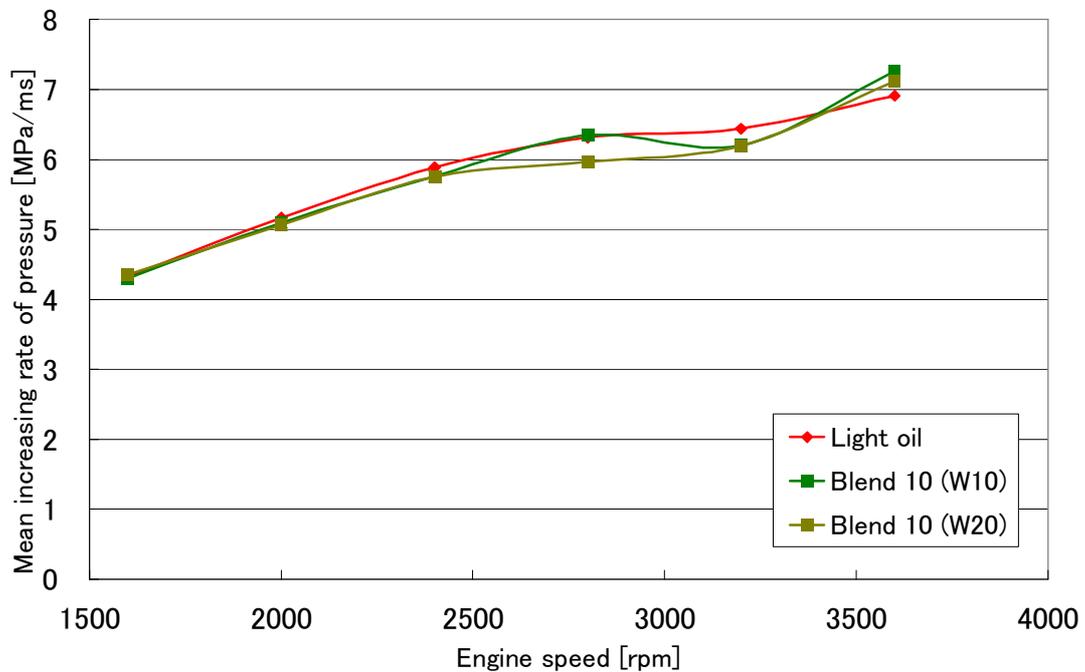


Fig.62 Mean increasing rate of pressure

3. 3. 4 圧力履歴

Fig. 63～Fig. 68 に、無負荷条件におけるシリンダ内圧力に及ぼす機関回転数の影響を把握するため、クランク角に対する、シリンダ内圧力を、燃料性状をパラメータとして示す。機関回転数 1600～3600rpm の 400rpm ごとにそれぞれ示す。

1600rpm の図からわかるとおり、Blend10 エマルジョンは圧縮行程後に、軽油よりも遅延して、急激な圧力上昇が起こる。これは、軽油エマルジョン燃料と同様な傾向を示した。また、水の含有率が多くなるほど、Blend10 では圧力のピークは減少した。

しかし、2000rpm～3600rpm のグラフからわかるとおり、軽油は、機関回転数の増加によって、圧力のピークが遅延しているが、Blend10 エマルジョン燃料は、圧力のピークが、ほぼ上死点で得られることがわかる。また、高回転領域では、軽油よりも圧力のピークが増大した。

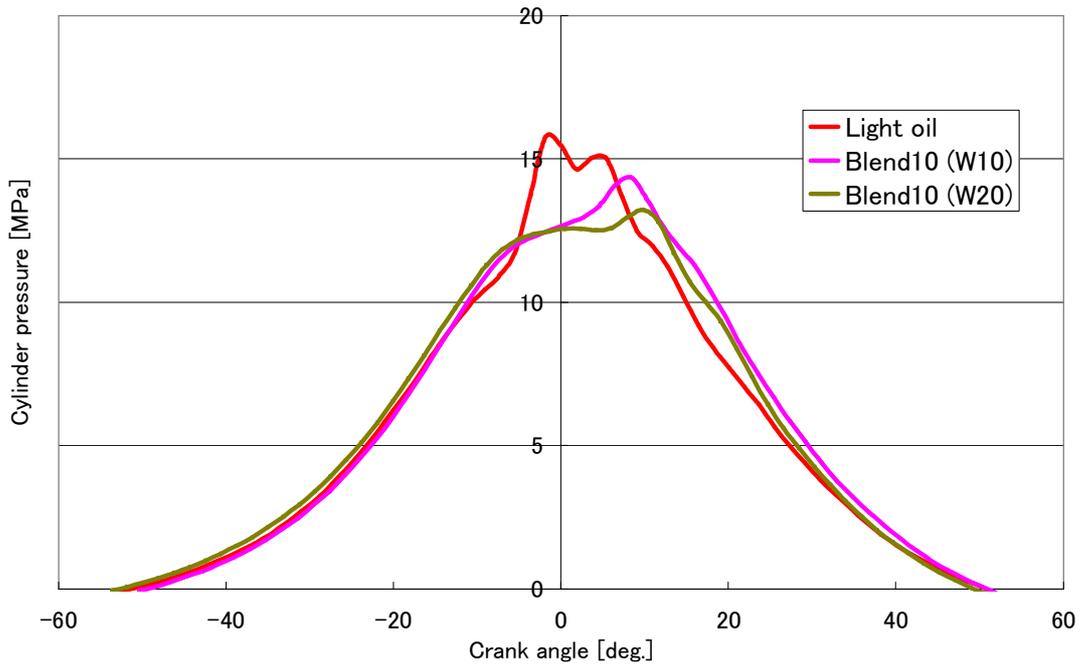


Fig.63 Pressure history (1600rpm)

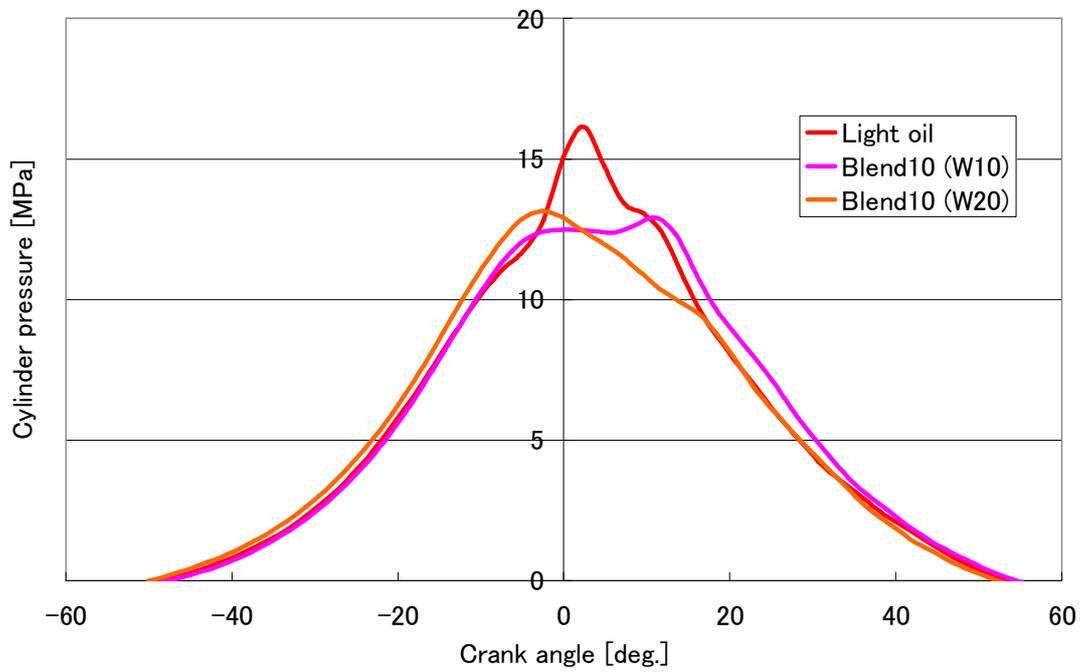


Fig.64 Pressure history (2000rpm)

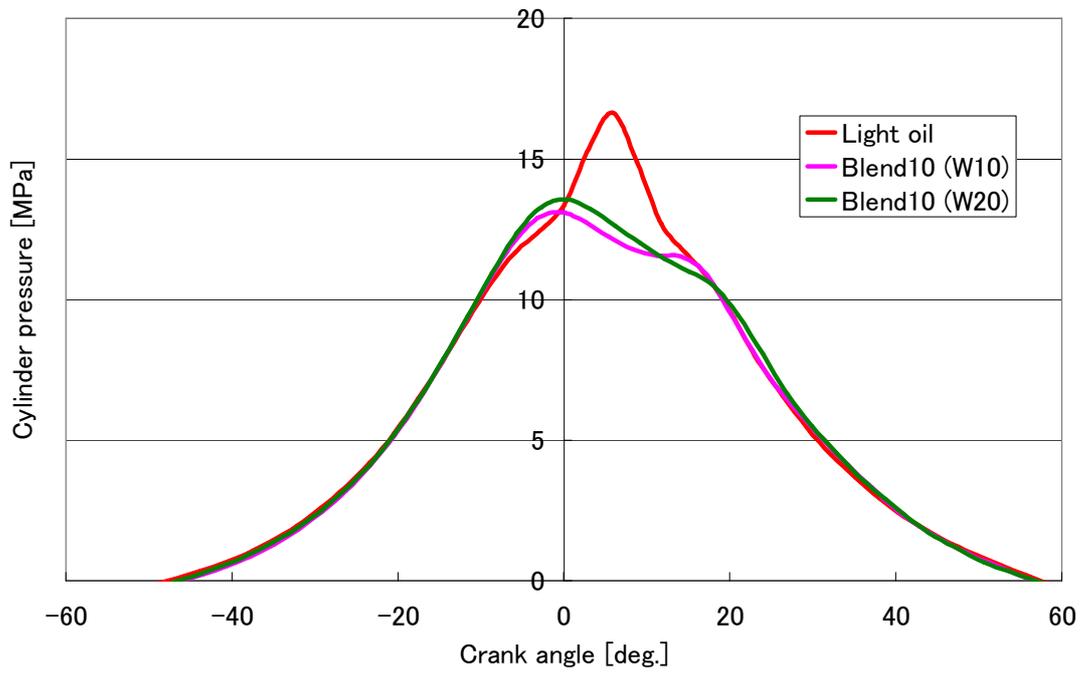


Fig.65 Pressure history (2400rpm)

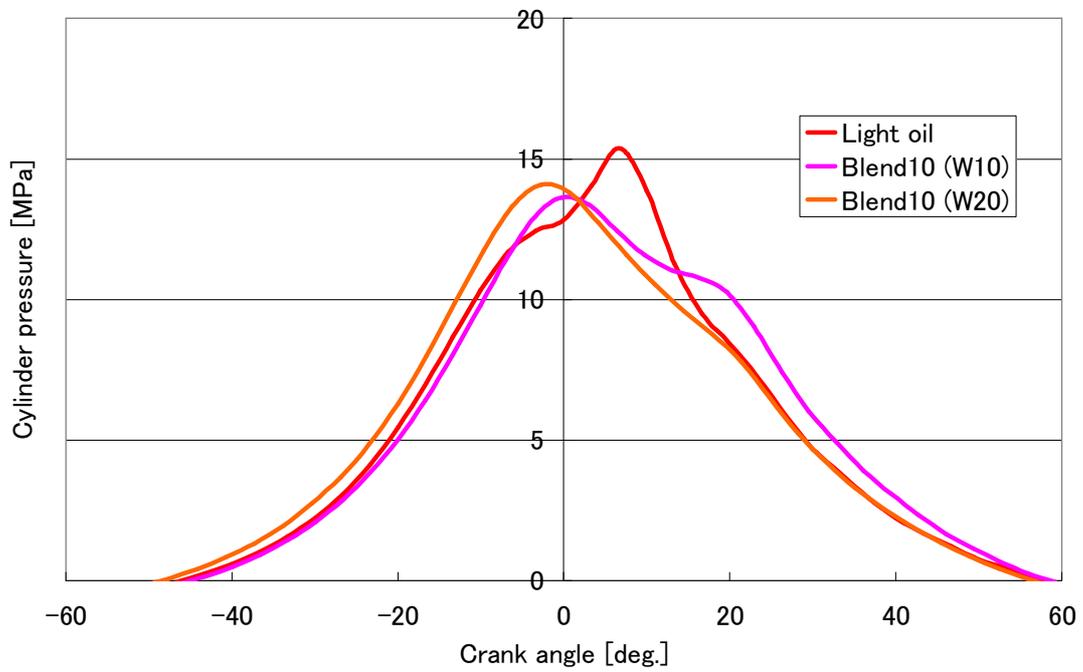


Fig.66 Pressure history (2800rpm)

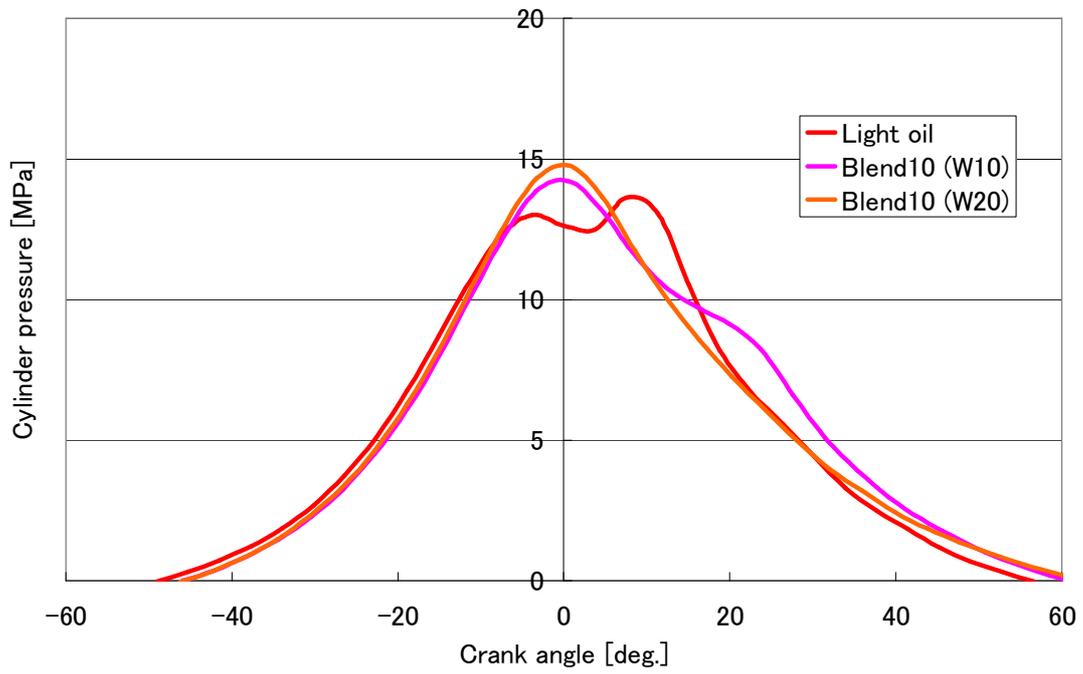


Fig.67 Pressure history (3200rpm)

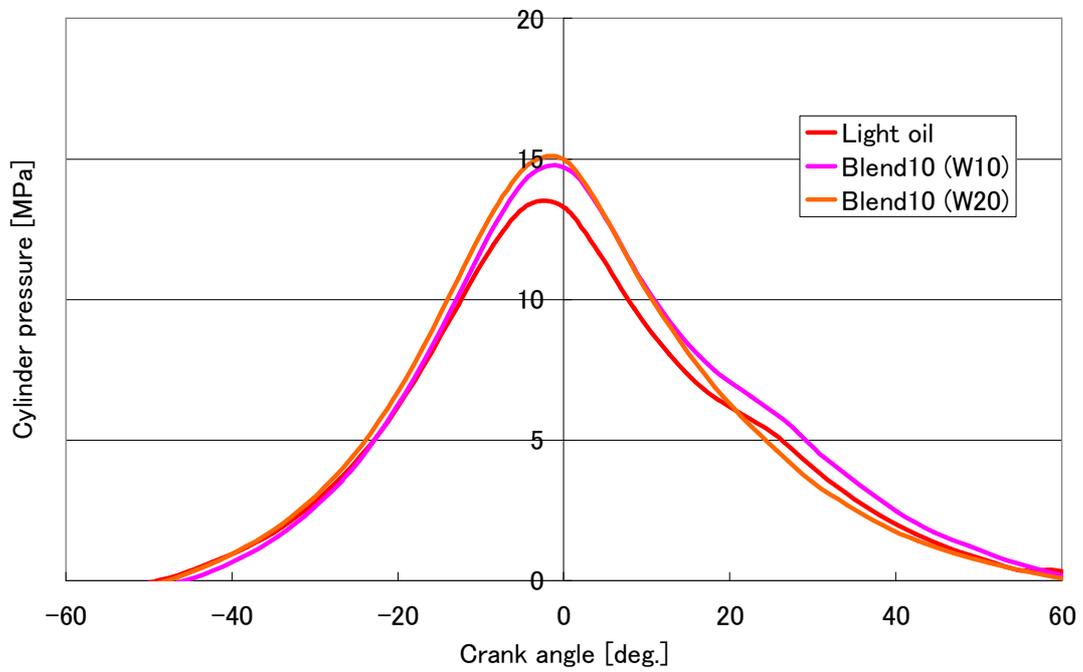


Fig.68 Pressure history (3600rpm)

3. 3. 5 熱発生率

Fig. 69～Fig. 74 に、無負荷条件における熱発生率に及ぼす機関回転数の影響を把握するため、クランク角に対する、熱発生率を、燃料性状をパラメータとして示す。機関回転数 1600～3600rpm の 400rpm ごとにそれぞれ示す。

この図からわかるように、どの機関回転数においても、Blend10 エマルジョン燃料の最大熱発生率は、軽油と同等もしくは高い最大熱発生率が得られた。特に、Blend10 (W10) は、著しく最大熱発生率が増大した。

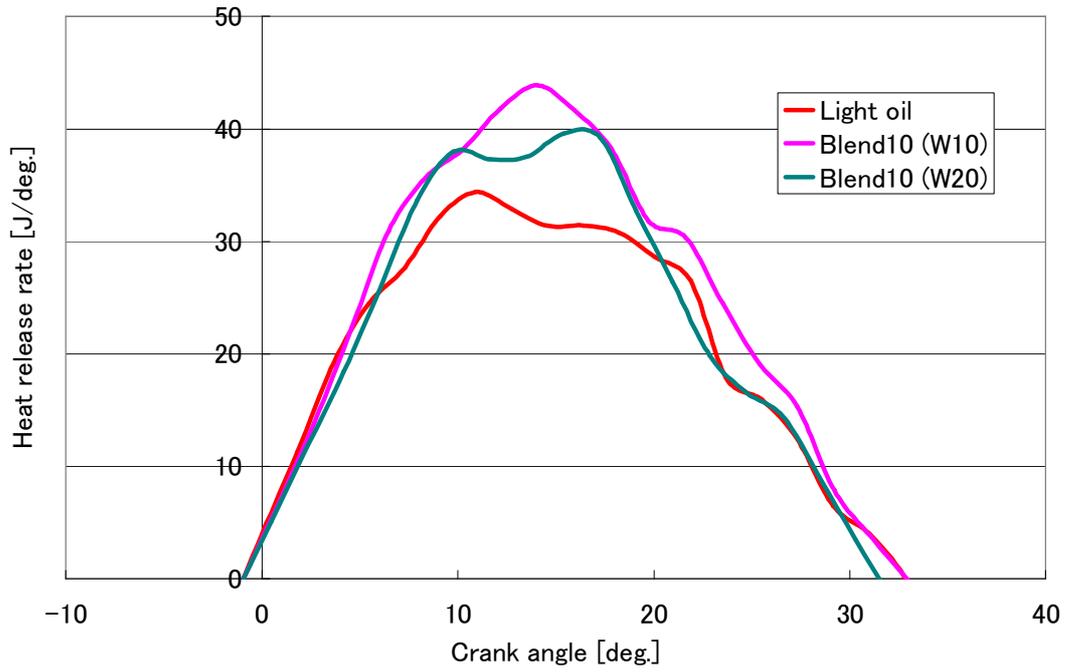


Fig.69 Heat release rate (1600rpm)

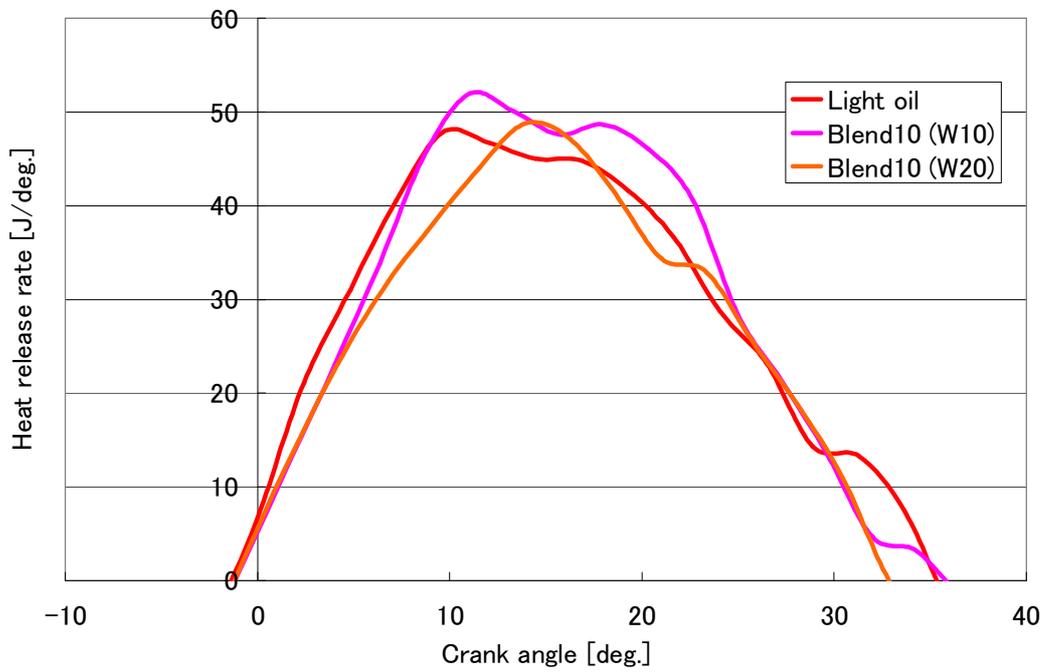


Fig.70 Heat release rate (2000rpm)

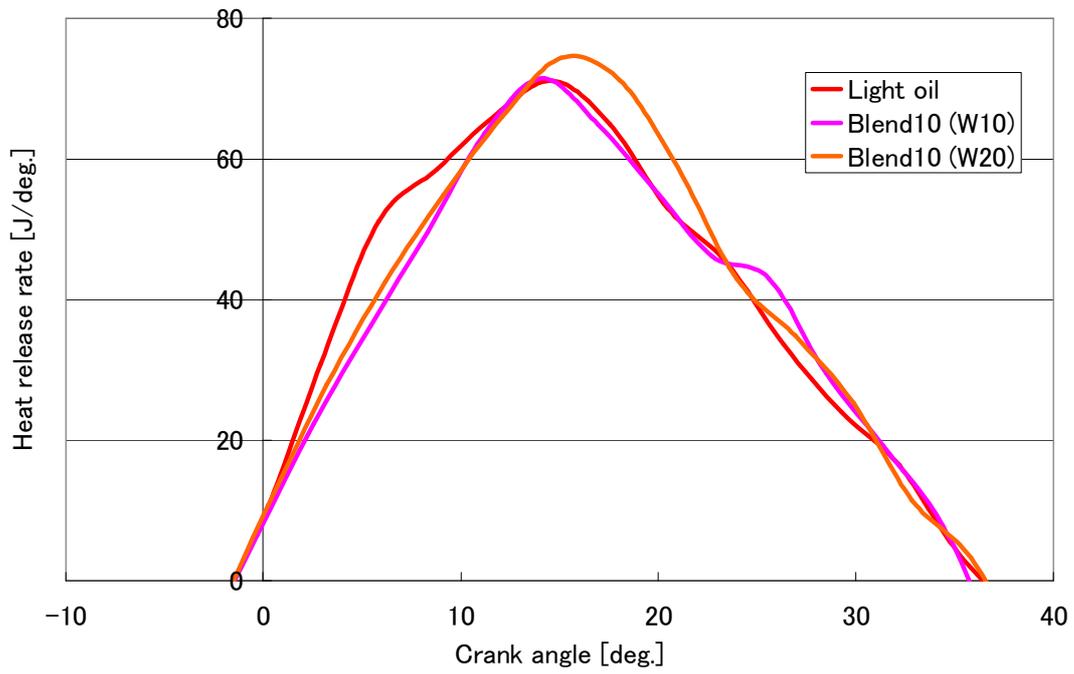


Fig.71 Heat release rate (2400rpm)

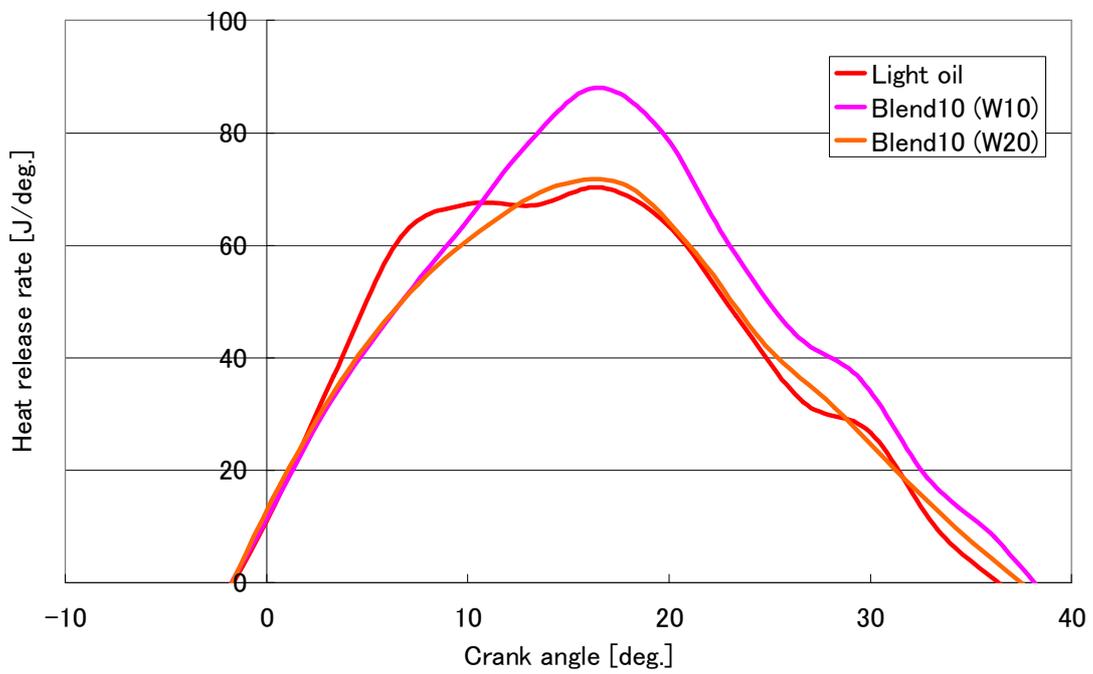


Fig.72 Heat release rate (2800rpm)

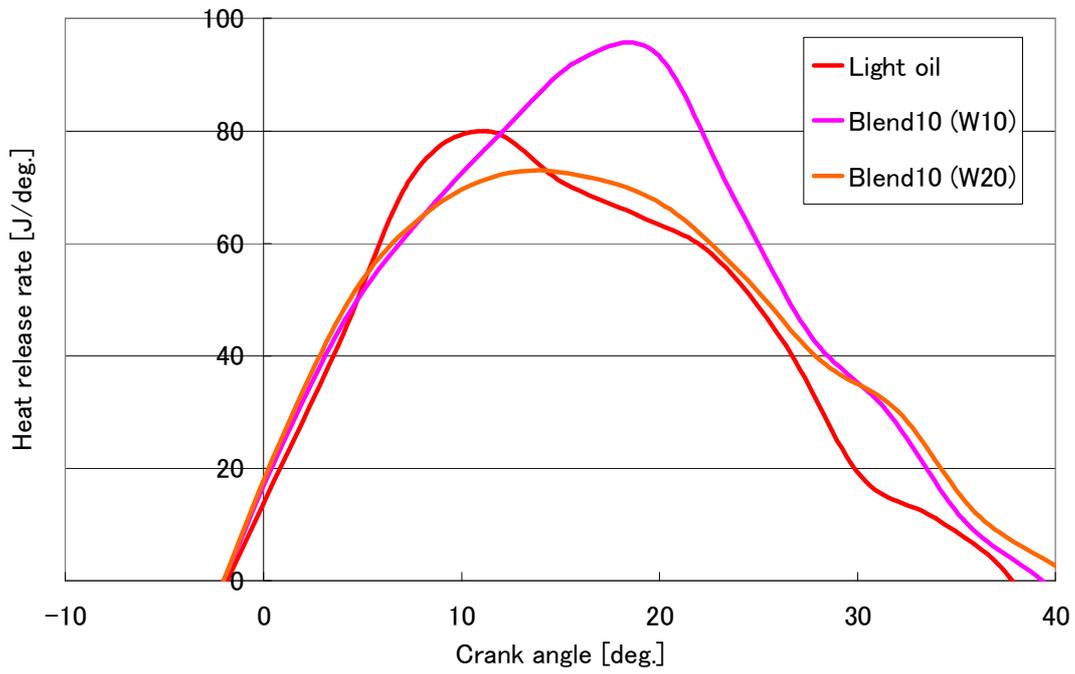


Fig.73 Heat release rate (3200rpm)

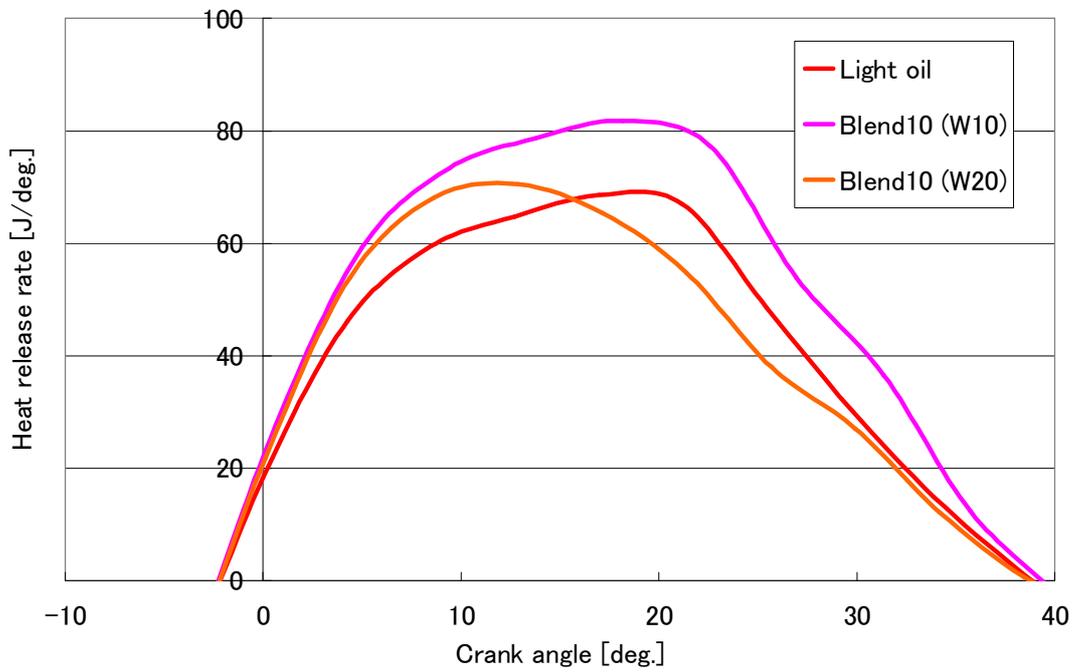


Fig.74 Heat release rate (3600rpm)

3. 3. 6 燃料消費量

Fig. 75 に無負荷条件における、機関回転数に対する燃料消費量を、燃料性状パラメータとして示す。この図からわかるように、機関回転数の増加に伴って、燃料消費量は単調に増加しており、良好な燃料噴射が実現されていると思われる。Blend10(W10)燃料は、1600rpm～2800rpm 付近まで、軽油に比べて燃料消費量が低減されている。しかし、3200rpm 以降は、燃料消費量は軽油に比べて増大した。また、Blend10(W20)燃料では、著しく燃料消費量の増大していることがわかる。これは、水の添加によって、発熱量が低くなったため、発熱量を補うために、多くの燃料を消費してしまったためと考えられる。

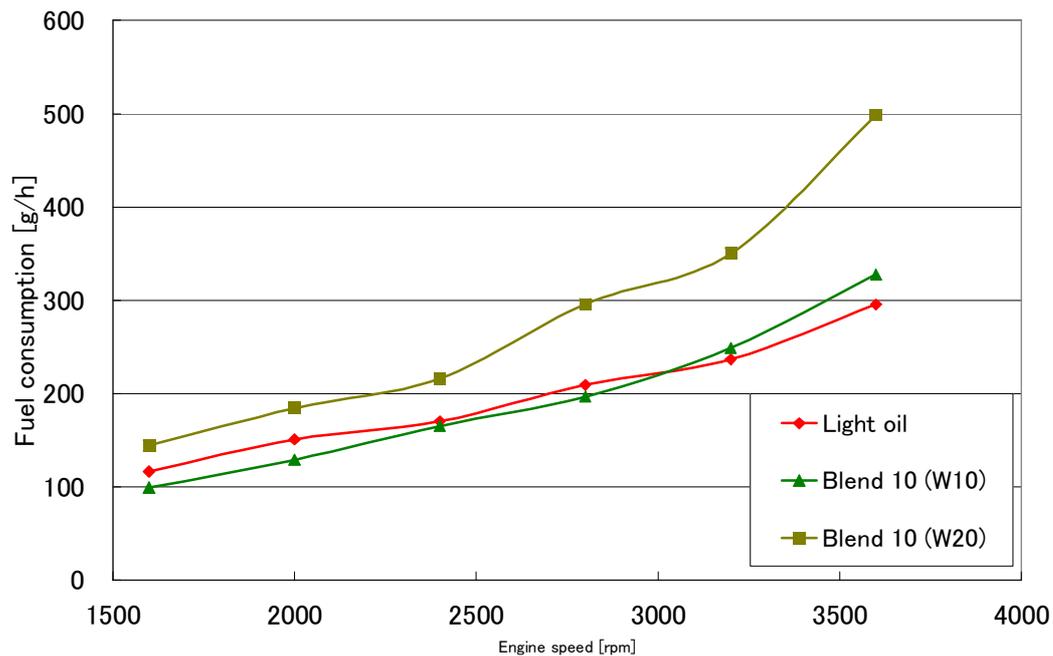


Fig.75 Fuel consumption

3. 3. 7 実燃料消費量

Fig. 76 に無負荷条件における機関回転数に対する水の重量を考慮した燃料消費量を示す。この図からわかるように、Blend10 (W10)燃料は、すべての機関回転数で軽油と比べて、実燃料消費量は低減した。また、Blend10 (W20)燃料は、低回転領域において軽油とほぼ同等な実燃料消費量を観察した。これは、低回転領域では、シリンダ内の高温雰囲気中で熱を受ける期間が長いため、エマルジョン燃料の吸熱期間が長くなり、マイクロ爆発を促進し、このマイクロ爆発によって燃料と空気が均一化して燃焼するため、水による燃焼促進効果が得られた。

また、この図から水の含有率の増加によって、実燃料消費量は増大していくが、軽油や軽油エマルジョン燃料と比べても、Blend10 (W10)は、著しく実燃料消費量が低減した。

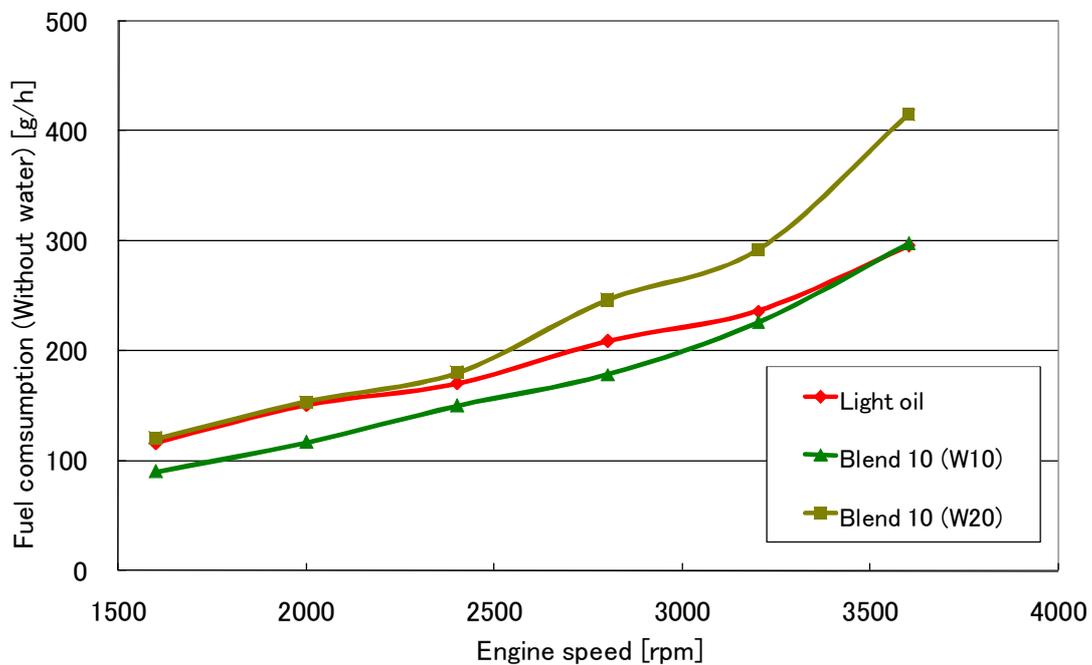


Fig.76 Fuel consumption (Without water)

3. 3. 8 NOx

Fig. 77 に無負荷条件での機関回転数に対する NOx 排出割合を示す。この図から明らかなように、どの燃料においても機関回転数の増加に伴い、NOx 排出量は低減している。これは、水の添加によって火炎温度が低減し、燃焼室に噴射された燃料と空気が均一化されて燃焼するため、局所的な高温領域が少なくなり、NOx が低減したと考えられる。

また、Blend 燃料の結果より、ココナッツオイルのみを添加することによって NOx は増加したが、小型ディーゼル機関に水エマルジョン燃料を用いることで NOx を低減させることが可能である。特に、Blend10 (W10) は、本実験で用いたエマルジョン燃料の中で一番 NOx 排出が低減した。

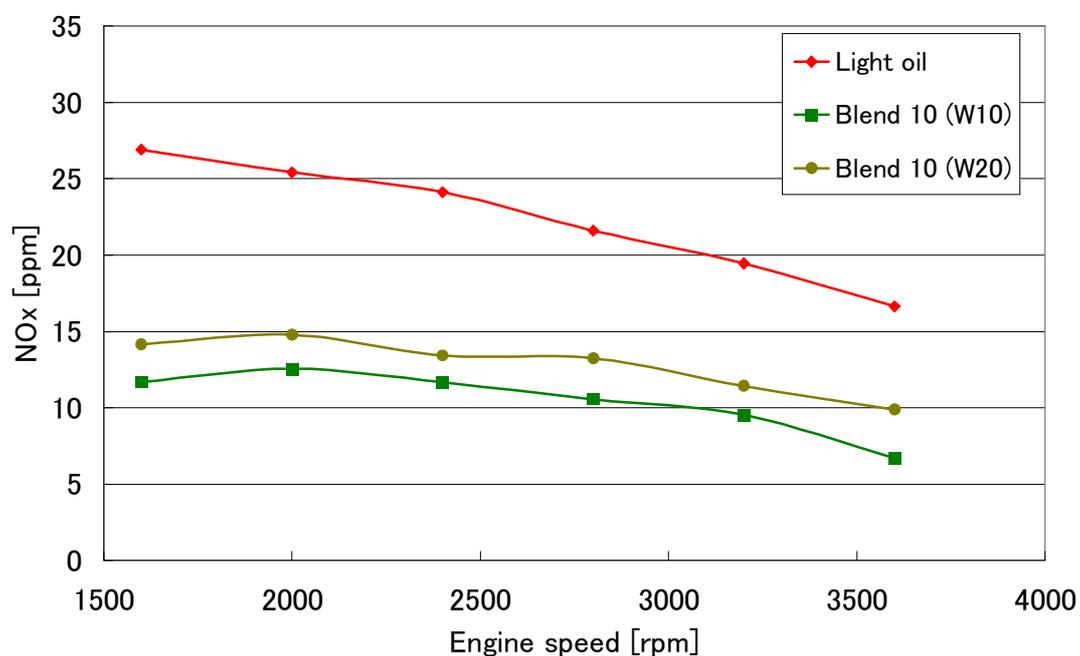


Fig.77 NOx emission

3. 3. 9 CO₂

Fig. 78 に無負荷条件での機関回転数に対する排気ガス中の CO₂ 割合を示す。この図からわかるように、機関回転数の増加に伴い、CO₂ 濃度が単調に増加している。これは、機関回転数が高くなると、燃料を多く消費するため、CO₂ 濃度が増加したものである。

また、水の含有量による、これらの排出量に及ぼす影響は観察されなかった。

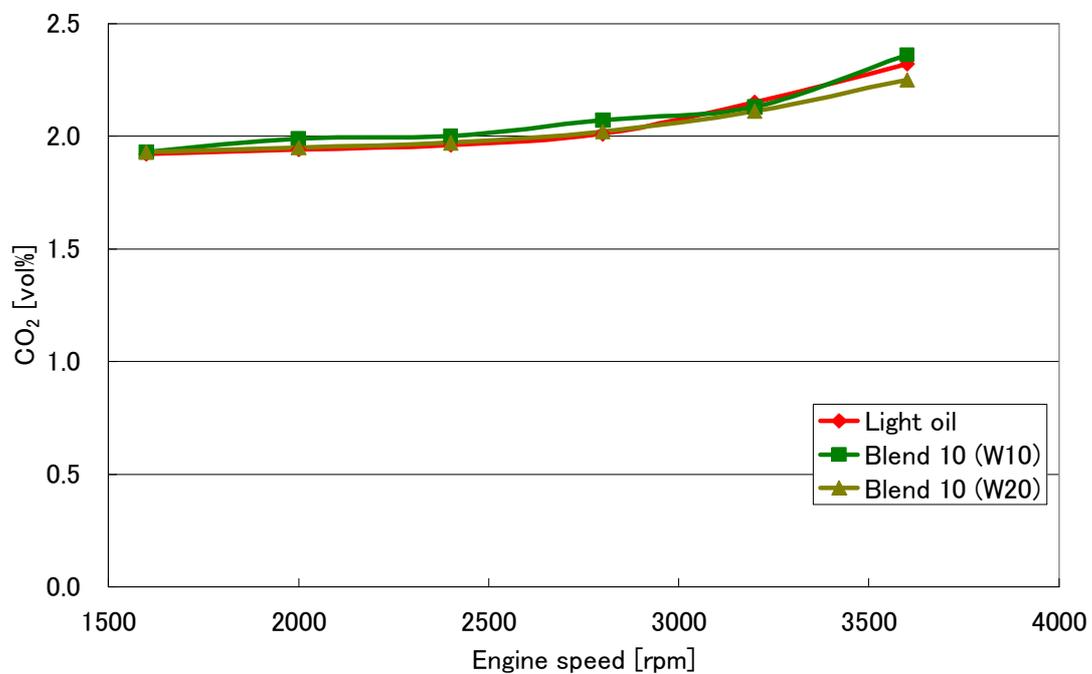


Fig.78 CO₂ emission

3. 3. 10 O₂

Fig. 79 に無負荷条件での機関回転数に対する排気ガス中の O₂ 割合を示す。この図から、機関回転数の増加に伴い、O₂ 濃度は低減した。また、水の含有量による、それらの排出量に及ぼす影響は観察されなかった。

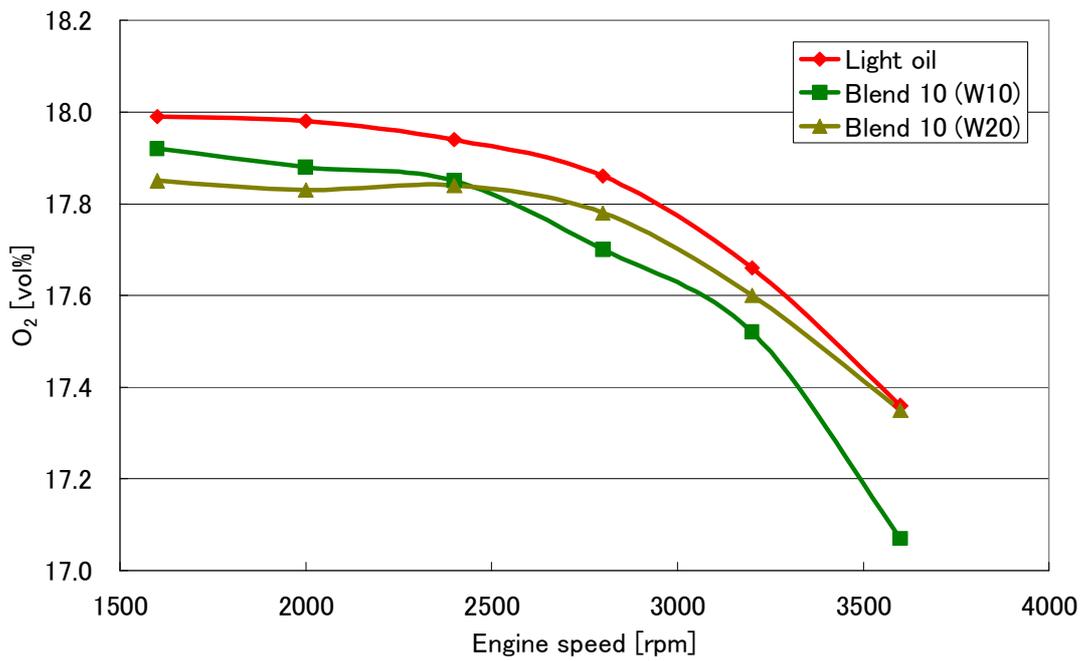


Fig.79 O₂ emission

3. 4 Blend20 エマルジョン燃料

3. 4. 1 最高燃焼圧力

Fig. 80 に最高燃焼圧力に及ぼす無負荷条件でのココナッツオイルと水添加の影響を把握するため、機関回転数に対する最高燃焼圧力を、燃料性状をパラメータとして示す。この図からわかるとおり、Blend20 (W10) は、低回転領域で著しく最高燃焼圧力の増大が観察された。一方、Blend20 (W20) は、機関回転数 2800rpm 付近まで、軽油と比べて最高燃焼圧力の低下が観察された。しかし、Blend20 エマルジョン燃料は、機関回転数 3200rpm~3600rpm までは、軽油よりも最高燃焼圧力の増大が観察された。これは、Fig. 38、Fig. 59 の軽油エマルジョン燃料と Blend10 エマルジョン燃料と同じ傾向である。これは、ココナッツオイルと水を添加することにより発熱量の低下と火炎温度が低下したためと考えられる。一方、3600rpm の高回転域においては、後の燃料消費量の Fig. 96 に示すとおり、燃料消費量が増大したため、燃焼が活性化されたものと考えられる。

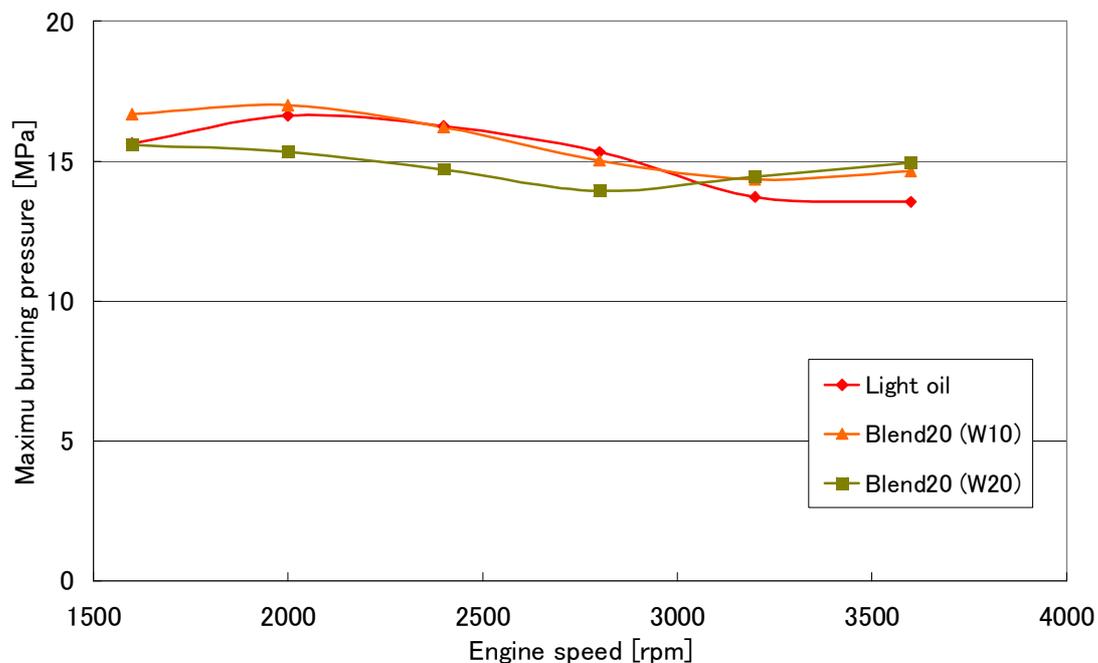


Fig.80 Maximum burning pressure

3. 4. 2 Blend20 エマルジョン燃料連続運転

Fig. 81 と Fig. 82 に、Blend10 エマルジョン燃料を用いて、連続運転した時の、最高燃焼圧力に及ぼす影響を把握するため、30 分ごとに機関回転数 1600rpm と 3200rpm の最高燃焼圧力を 3 時間測定した結果を示す。

この図からわかるように、1600rpm と 3200rpm の両方とも、3 時間の連続運転中の最高燃焼圧力の変動は、あまり観察されなかった。また、ココナッツオイルの含有量を増やしても、エンジン停止後にエマルジョン燃料の分離は起こった。

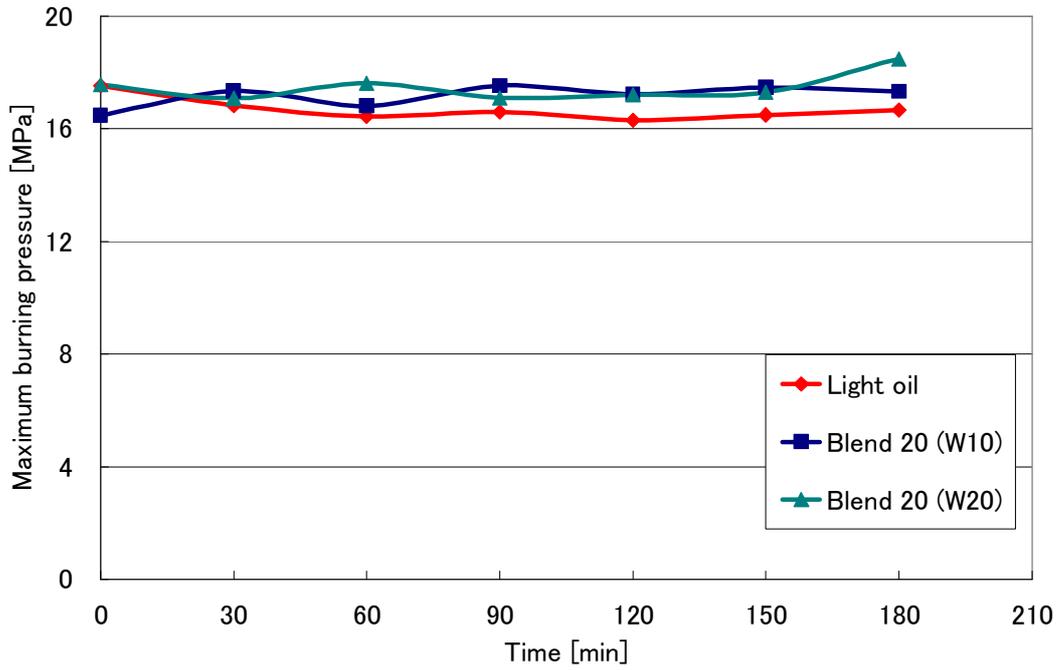


Fig.81 Operation test of emulsified blend20 fuel (1600rpm)

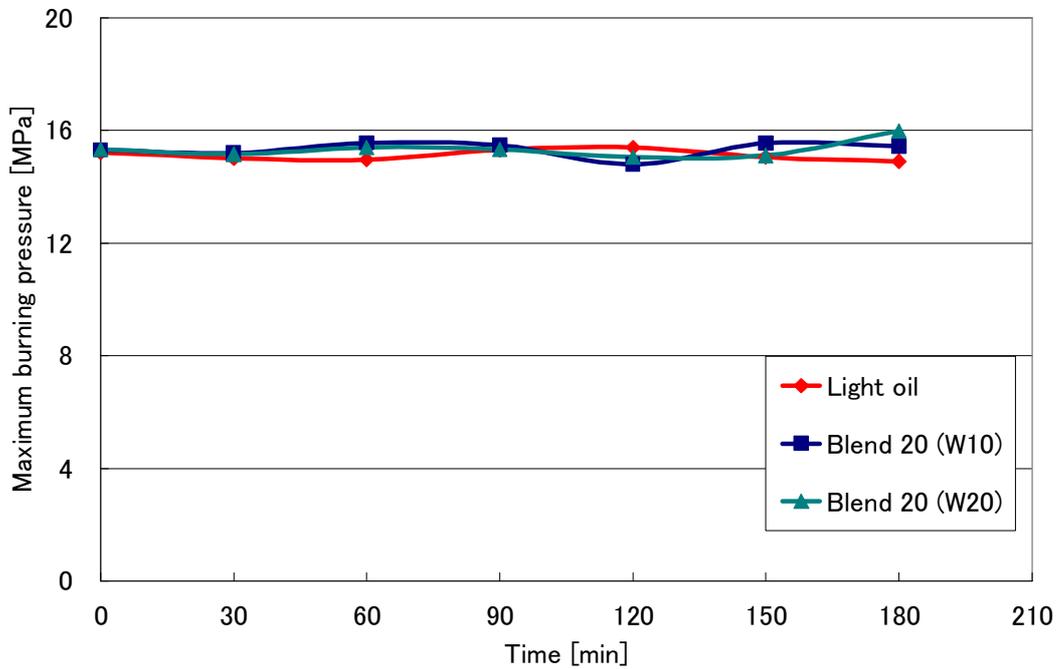


Fig. 82 Operation test of emulsified blend20 fuel (3200rpm)

3. 4. 3 平均圧力上昇率

Fig. 83 に無負荷条件における機関回転数に対する平均圧力上昇率を、燃料性状をパラメータとして示す。この図からわかるように、Blend20 エマルジョン燃料は、機関回転数の増加に伴い、単調に平均圧力上昇率は増加している。また、Blend20 エマルジョン燃料は、軽油と同様な傾向を示しているため、小型ディーゼル機関に、Blend20 エマルジョン燃料を用いても、良好な燃焼が得られていることがわかる。

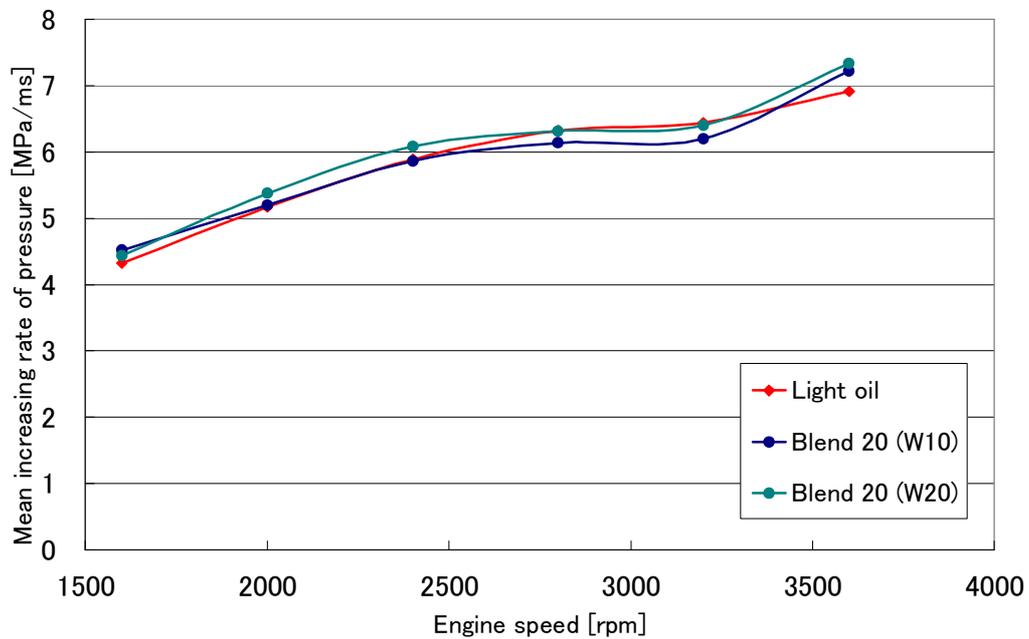


Fig.83 Mean increasing rate of pressure

3. 4. 4 圧力履歴

Fig. 84～Fig. 89 に、無負荷条件におけるシリンダ内圧力に及ぼす機関回転数の影響を把握するため、クランク角に対する、シリンダ内圧力を、燃料性状をパラメータとして示す。機関回転数 1600～3600rpm の 400rpm ごとにそれぞれ示す。

この図からわかるように、軽油エマルジョン燃料と Blend10 エマルジョン燃料と同様に、圧力のピークが、軽油に比べて遅延していることがわかる。軽油や Blend20 (W10) 燃料は、上死点後に圧力上昇を起こしているにもかかわらず、Blend20 (W20) 燃料は、2800rpm と 3200rpm において上死点後に圧力上昇は起こらず、上死点付近で圧力のピークを観察した。

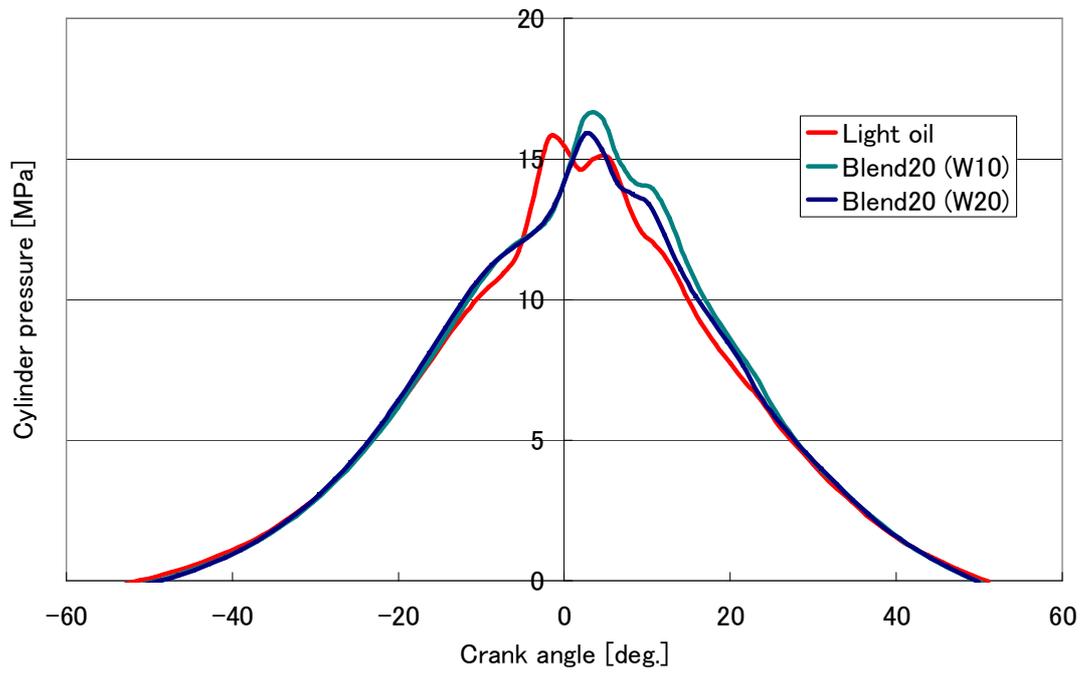


Fig. 84 Pressure history (1600rpm)

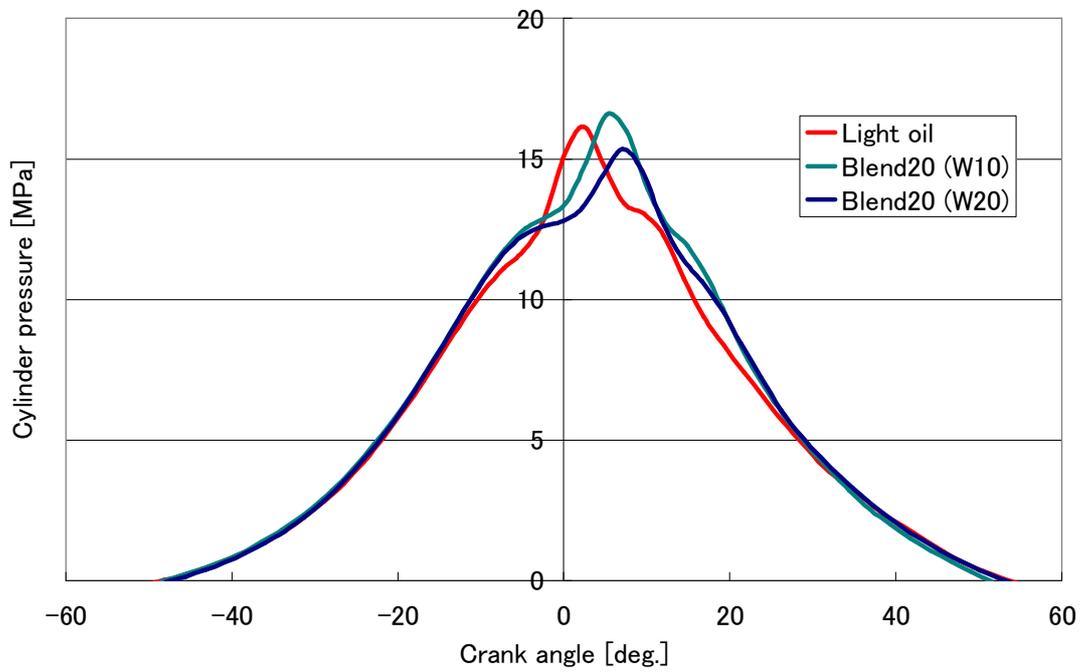


Fig.85 Pressure history (2000rpm)

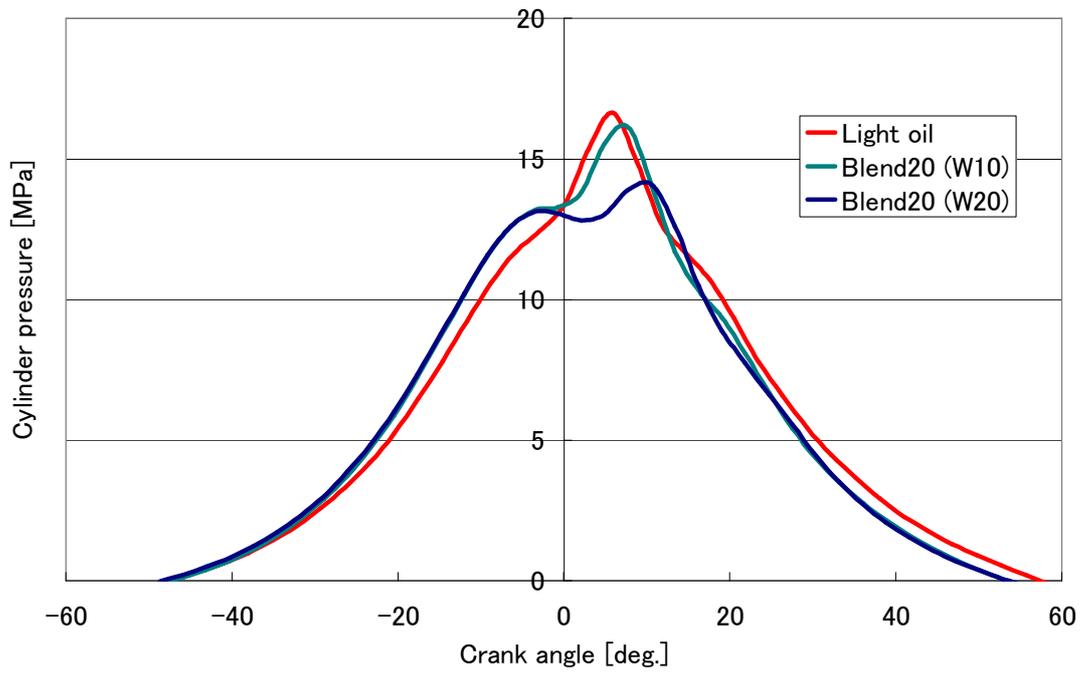


Fig.86 Pressure history (2400rpm)

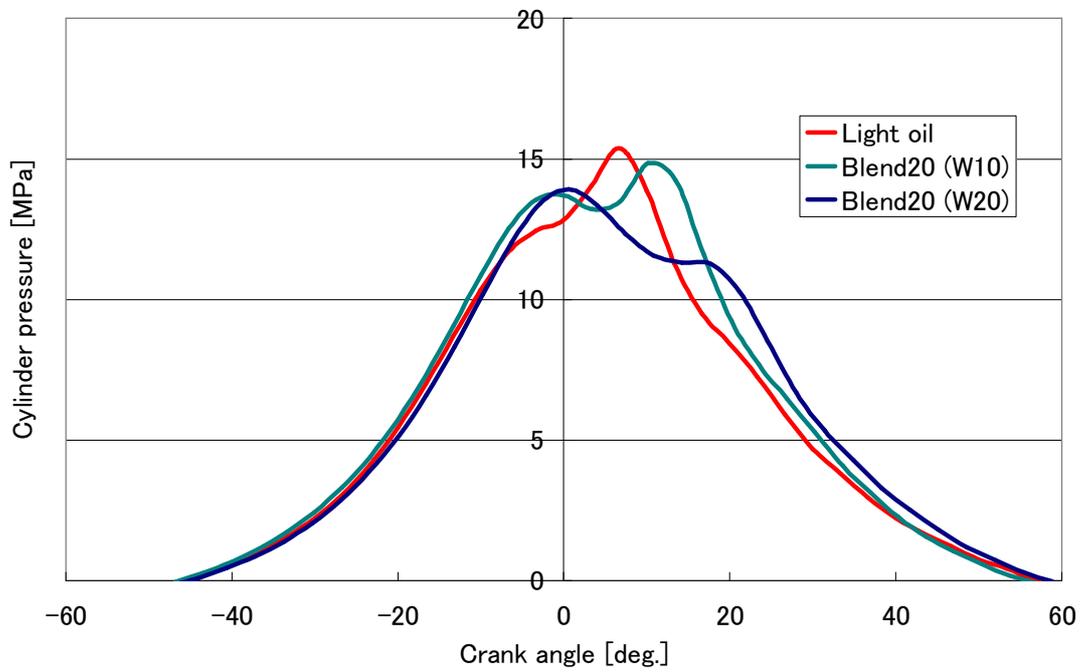


Fig.87 Pressure history (2800rpm)

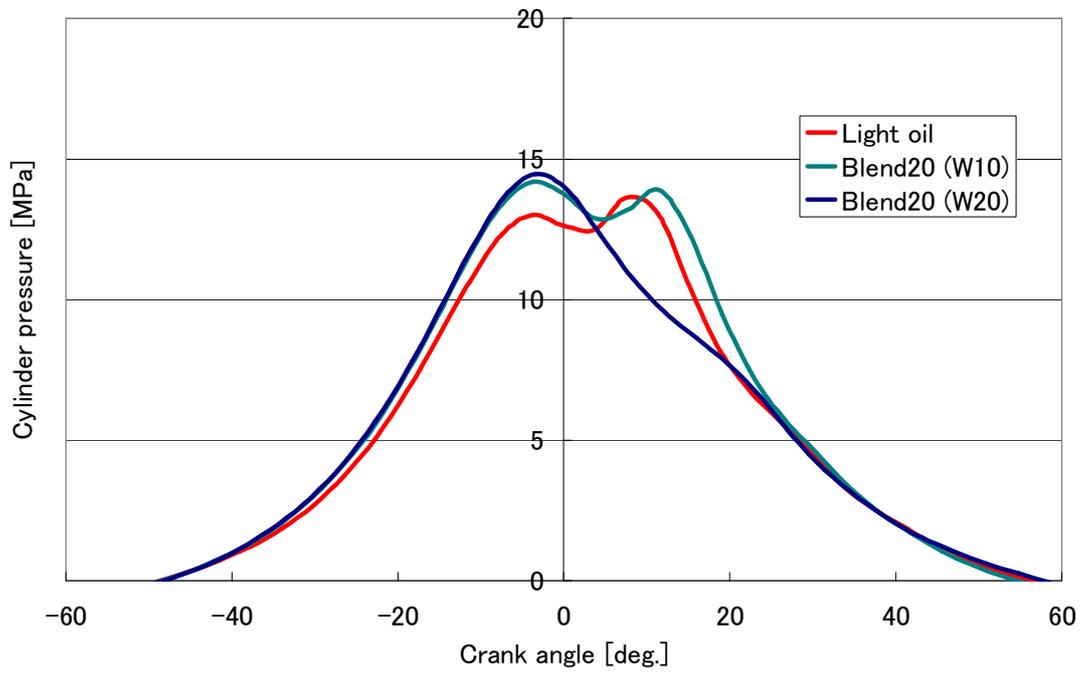


Fig.88 Pressure history (3200rpm)

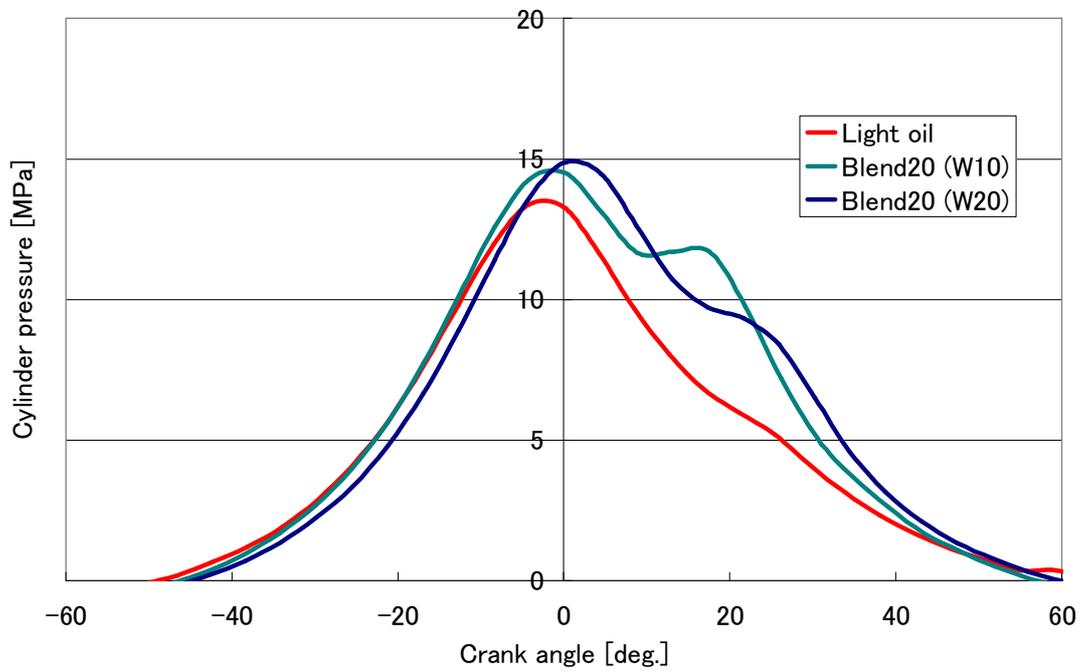


Fig.89 Pressure history (3600rpm)

3. 4. 5 熱発生率

Fig. 90～Fig. 95 に、無負荷条件における熱発生率に及ぼす機関回転数の影響を把握するため、クランク角に対する、熱発生率を、燃料性状をパラメータとして示す。機関回転数 1600～3600rpm の 400rpm ごとにそれぞれ示す。

この図からわかるように、Blend20 エマルジョンの最大熱発生率は、軽油に比べて増大し、遅延する傾向が現れた。また、Blend10 エマルジョン燃料と同様に、水の含有率が増加することによって、最大熱発生率がさらに遅延することがわかる。

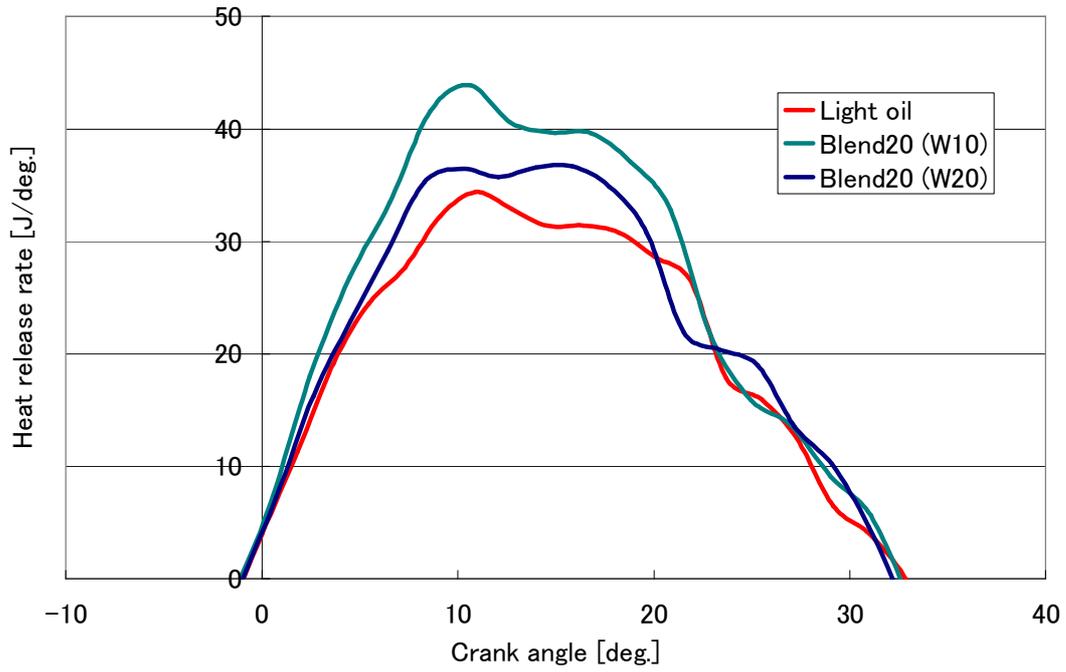


Fig.90 Heat release rate (1600rpm)

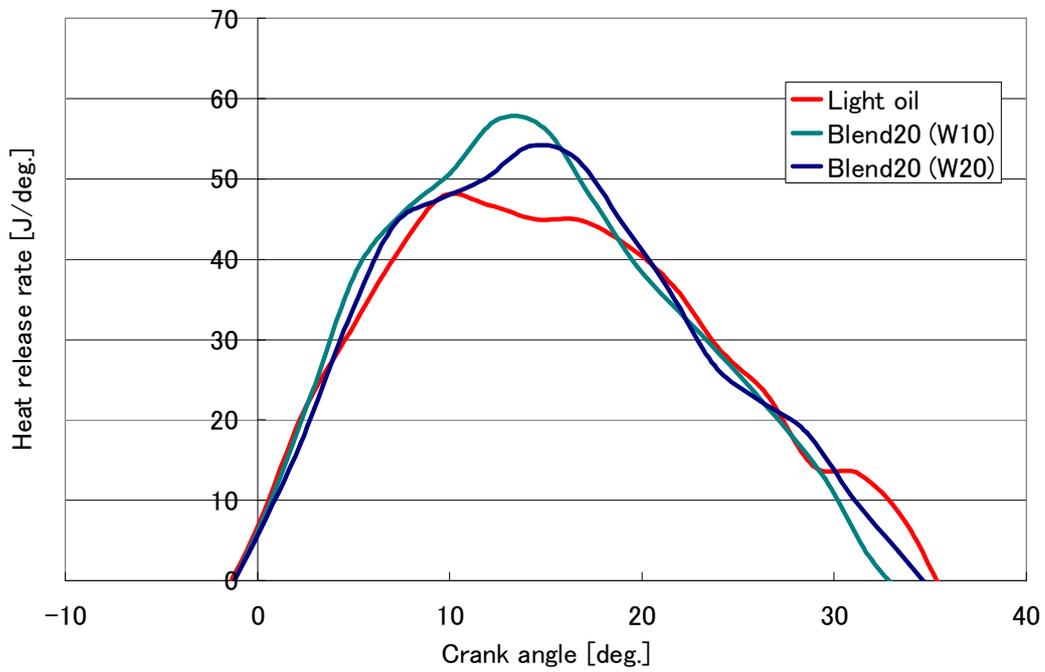


Fig.91 Heat release rate (2000rpm)

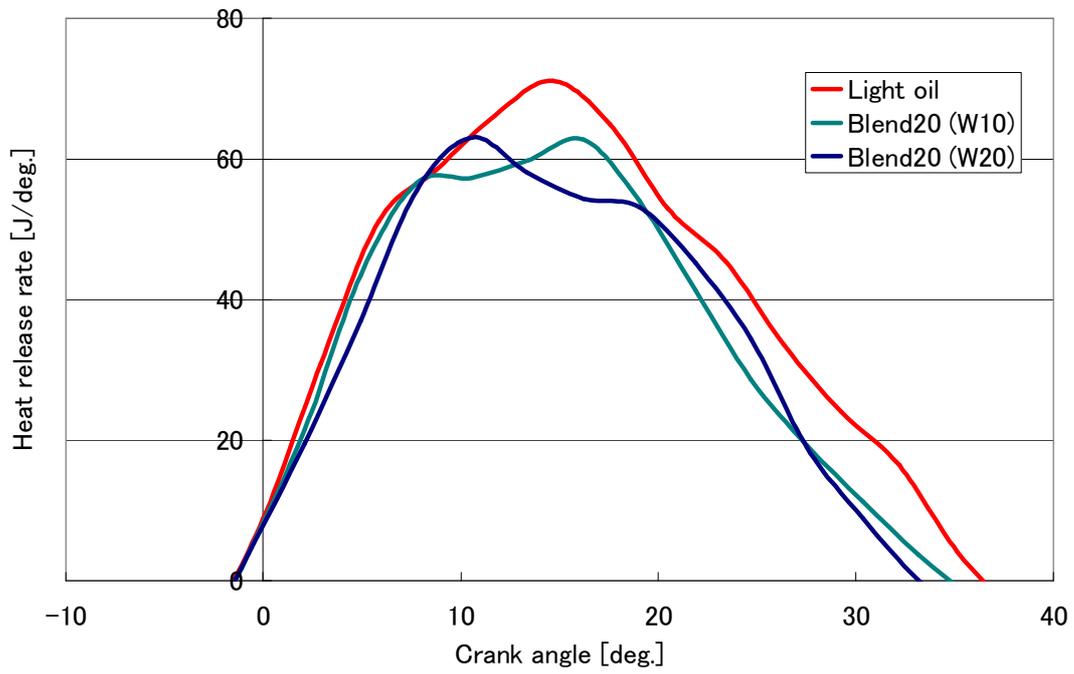


Fig.92 Heat release rate (2400rpm)

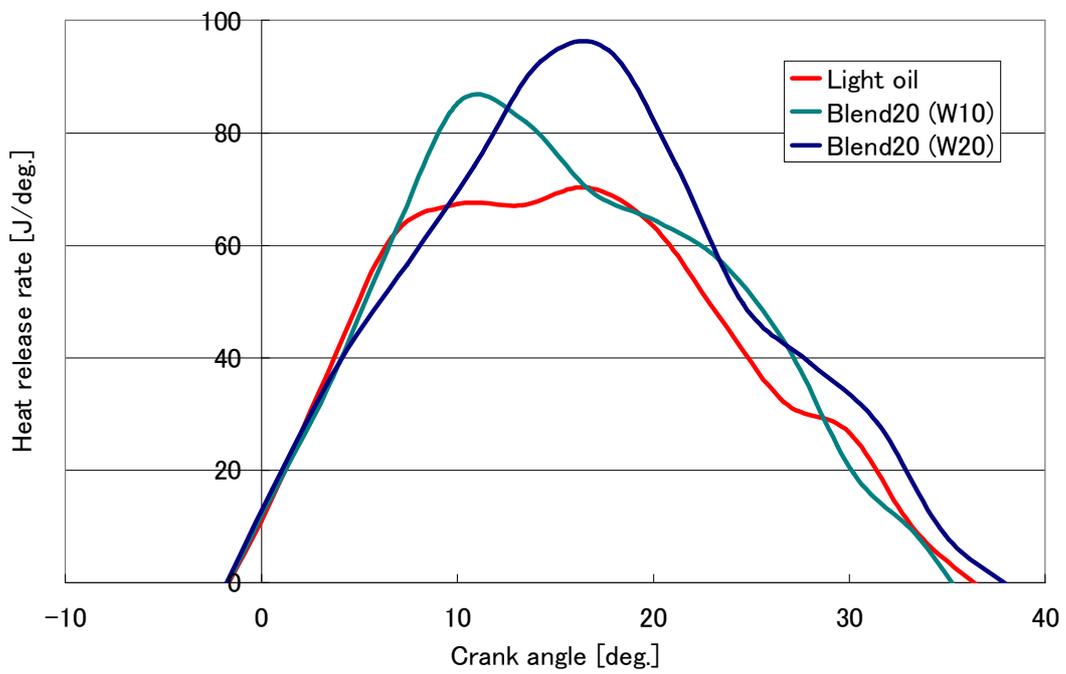


Fig.93 Heat release rate (2800rpm)

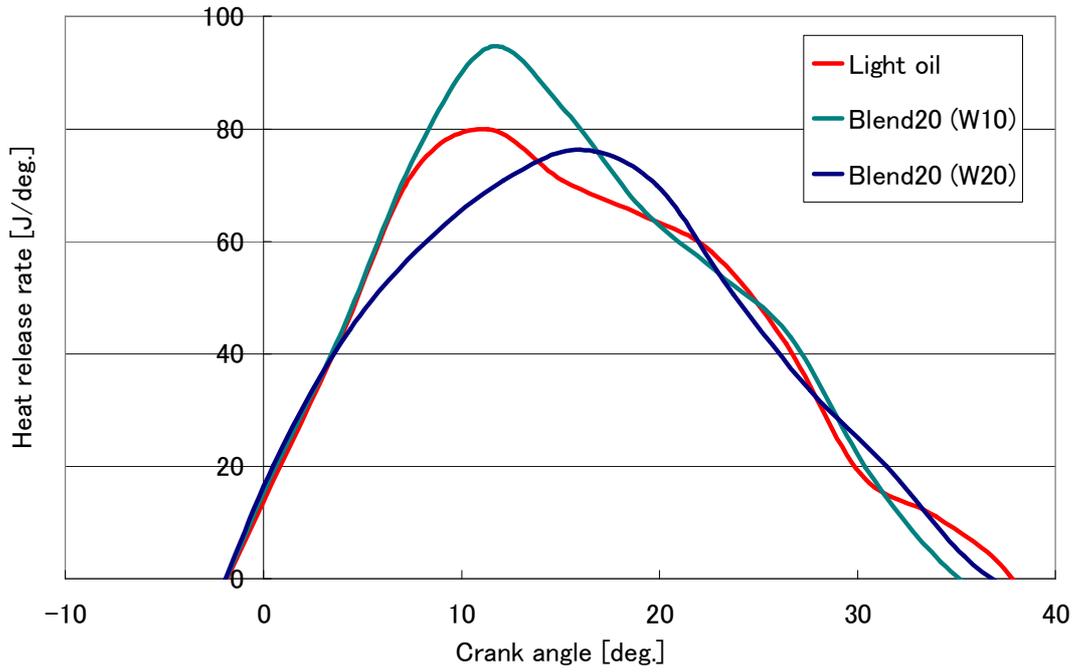


Fig.94 Heat release rate (3200rpm)

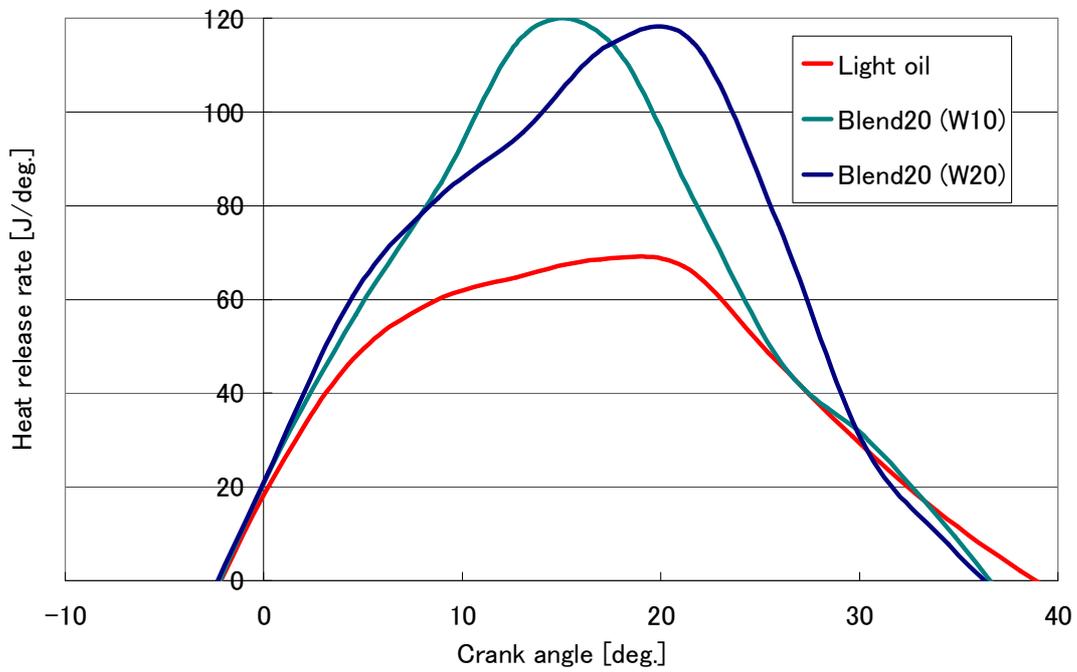


Fig.95 Heat release rate (3600rpm)

3. 4. 6 燃料消費量

Fig. 96 に無負荷条件における、機関回転数に対する燃料消費量を、燃料性状パラメータとして示す。この図からわかるように、機関回転数の増加に伴って、燃料消費量は単調に増加しており、良好な燃料噴射が実現されていると思われる。Blend20 (W10) 燃料は、1600rpm～2000rpm 付近まで、軽油に比べて燃料消費量が低減されている。しかし、2400rpm 以降は、燃料消費量は軽油に比べて増大した。

また、Blend (W20) 燃料では、著しく燃料消費量の増大していることがわかる。これは、水の添加によって、発熱量が低くなったため、発熱量を補うために、多くの燃料を消費してしまったためと考えられる。

エマルジョン燃料を高回転領域で運転を行なうと、燃焼室に噴射された燃料の吸熱する期間が短くなってしまうために、マイクロ爆発が促進せず、たくさんの燃料を消費することで、機関回転数を維持している。そのため、燃料消費の観点からエマルジョン燃料を見ると、最適な機関回転域は、低回転領域であることがわかる。

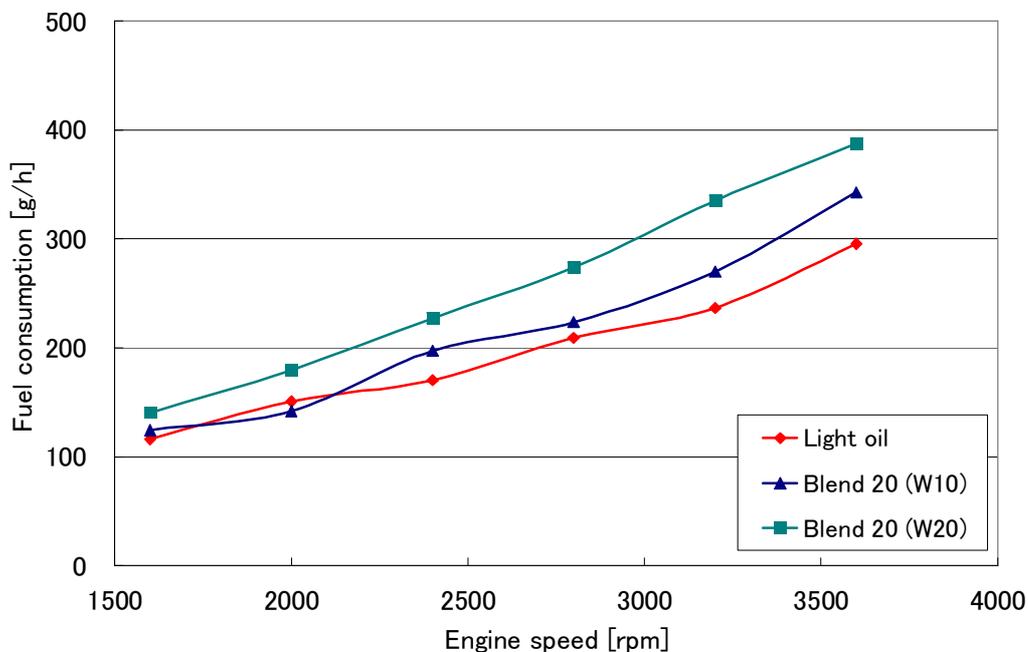


Fig. 96 Fuel consumption

3. 4. 7 実燃料消費量

Fig. 97 に無負荷条件における機関回転数に対する水の重量を考慮した実燃料消費量を示す。この図からわかるように、Blend20 エマルジョン燃料は、軽油と比べて、1600rpm~2000rpm 付近まで、実燃料消費量は低減した。しかし、機関回転数が増大していくと、実燃料消費量は増大した。そのため、実際に、燃費の悪化を招いてしまったが、この実燃料消費量は、実際に機関を動かした際に使用した燃料から水の重量を差し引いたことを意味しているため、さらにココナッツオイルを差し引いた燃料消費量に換算すると、軽油の消費量は減少している。

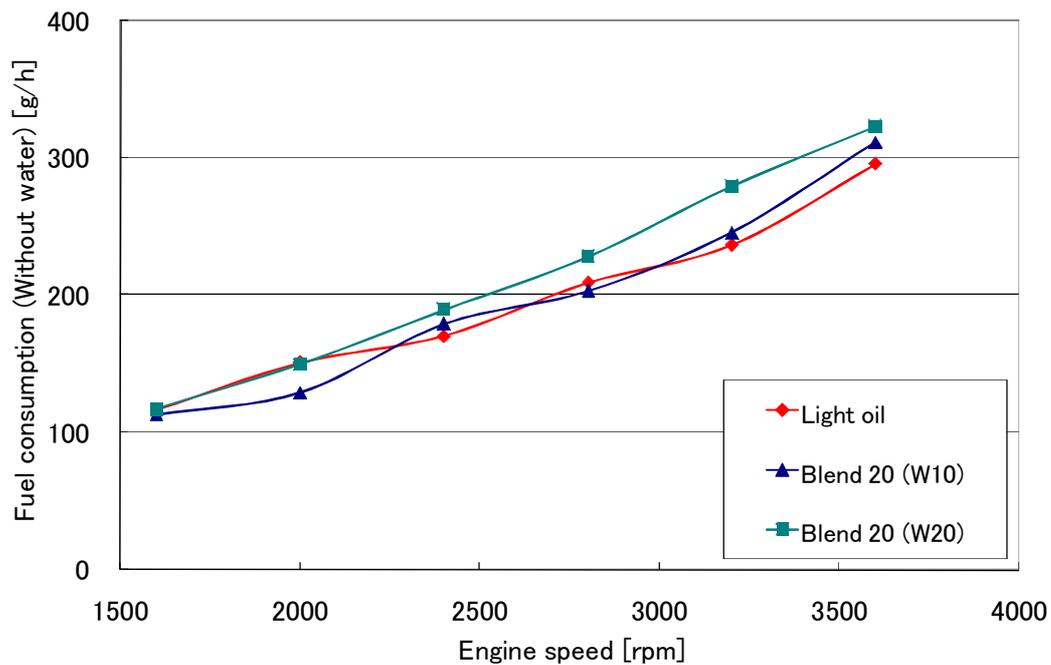


Fig.97 Fuel consumption (Without water)

3. 4. 8 NOx

Fig. 98 に無負荷条件での機関回転数に対する NOx 排出割合を示す。この図から明らかなように、どの燃料においても機関回転数の増加に伴い、NOx 排出量は低減している。この結果は、軽油エマルジョン燃料や Blend10 エマルジョン燃料と同様な結果を示した。

ココナッツオイルのみの添加によって、NOx は増大したが、Blend10 エマルジョン燃料からさらにココナッツオイルを添加した、Blend20 エマルジョン燃料は、Blend10 エマルジョン燃料より NOx はわずかに増大したが、軽油と比べて著しく低減した。つまり、NOx に関して言えば、ココナッツオイルの効果よりも、水による効果の方が強いことがわかる。

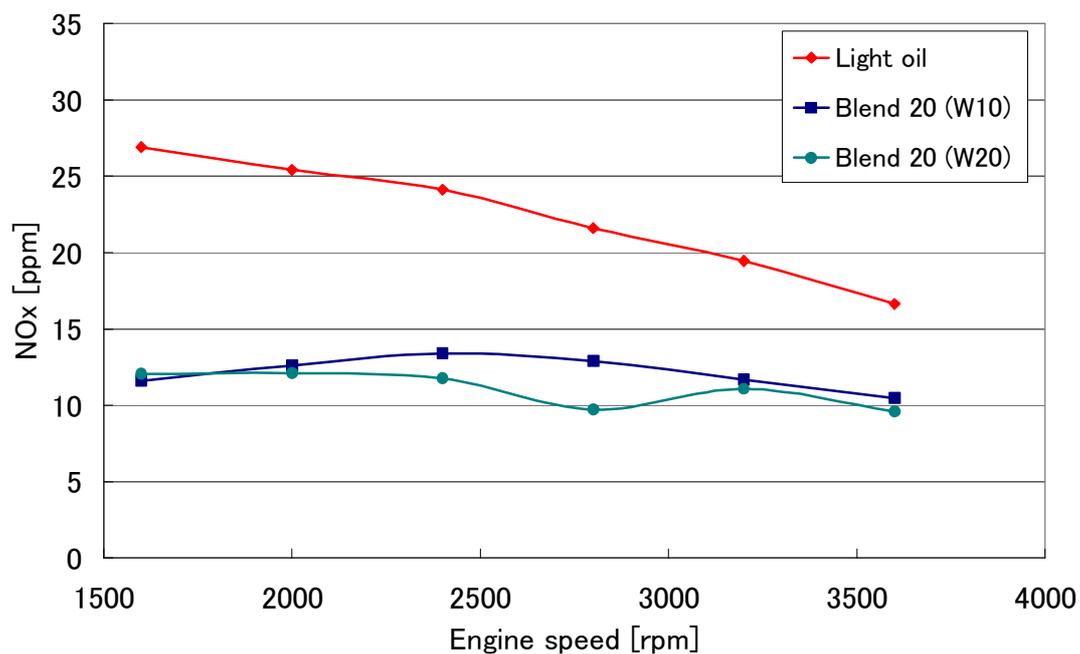


Fig.98 NOx emission

3. 4. 9 CO₂

Fig. 99 に無負荷条件での機関回転数に対する排気ガス中の CO₂ 割合を示す。この図からわかるように、機関回転数の増加に伴い、CO₂ 濃度が単調に増加している。これは、機関回転数が高くなると、燃料を多く消費するため、CO₂ 濃度が増加したものである。

また、ココナッツオイルと水の含有量による、これらの排出量に及ぼす影響は観察されなかった。

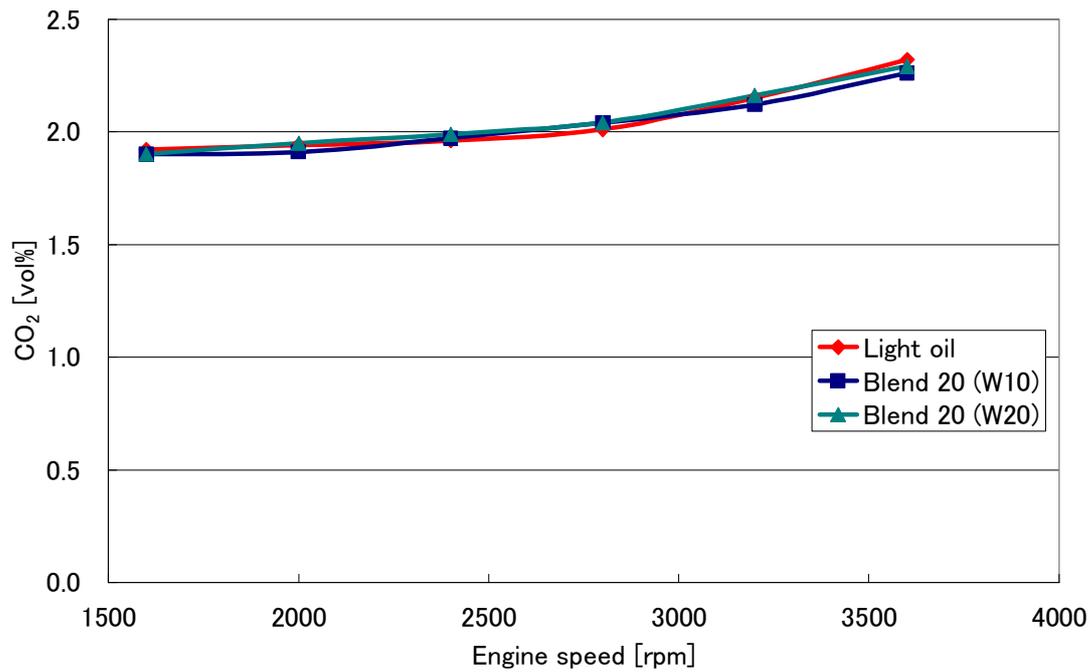


Fig.99 CO₂ emission

3. 4. 10 O₂

Fig. 100 に無負荷条件での機関回転数に対する排気ガス中の O₂ 割合を示す。この図から、機関回転数の増加に伴い、O₂ 濃度は低減した。また、ココナッツオイルと水の含有量による、それらの排出量に及ぼす影響は観察されなかった。

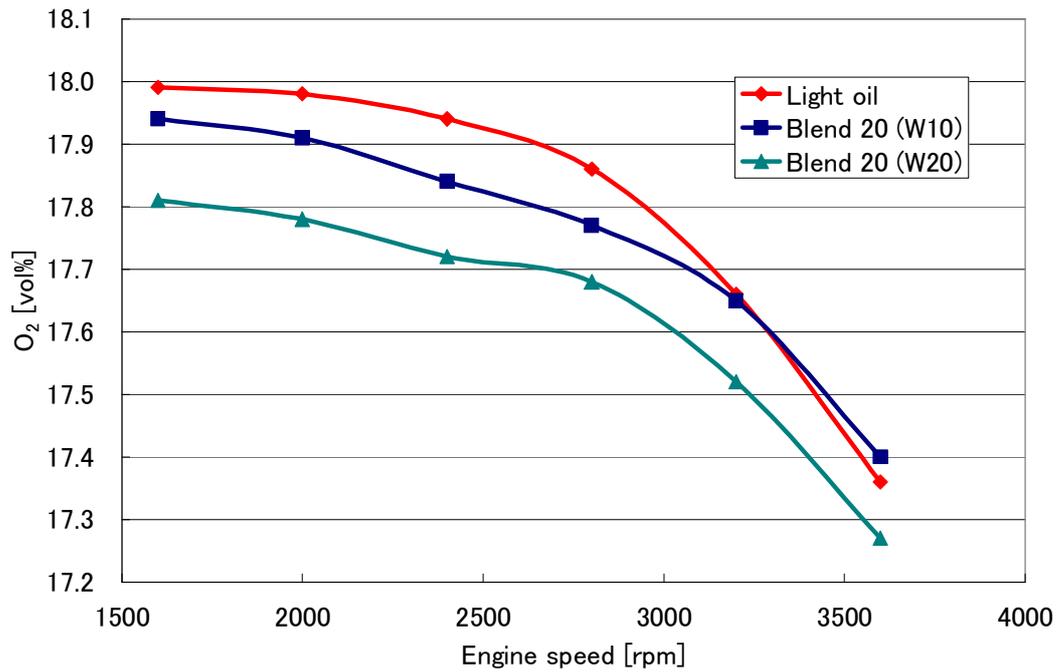


Fig.100 O₂ emission

3. 5 Blend30 エマルジョン燃料

3. 5. 1 最高燃焼圧力

Fig. 101 に最高燃焼圧力に及ぼす無負荷条件でのココナッツオイルと水添加の影響を把握するため、機関回転数に対する最高燃焼圧力を、燃料性状をパラメータとして示す。この図からわかるとおり、Blend30 (W10) は、すべての機関回転数において、軽油よりも高い値を示した。ココナッツオイルのみを添加した Blend30 においても、軽油より高い値を示したが、水を添加することによって、さらに最高燃焼圧力が増大した。これは、マイクロ爆発によって、燃焼室に噴射された燃料をさらに微粒化させ、燃焼を活性化させたと考えられる。また、Blend30 (W20) は、低回転域と高回転域において、軽油と比べて最高燃焼圧力の増大が観察された。エマルジョン燃料の全体と比較すると、W20 のエマルジョン燃料は、2000~2800rpm 間で、最高燃焼圧力の低下が起こる。しかし、W10 のエマルジョン燃料では、W20 のエマルジョン燃料よりも最高燃焼圧力は増大する。そのため、最高燃焼圧力の観点から評価すると、本実験で用いた小型ディーゼル機関においては、水添加率 10%まで入れることが限界である。

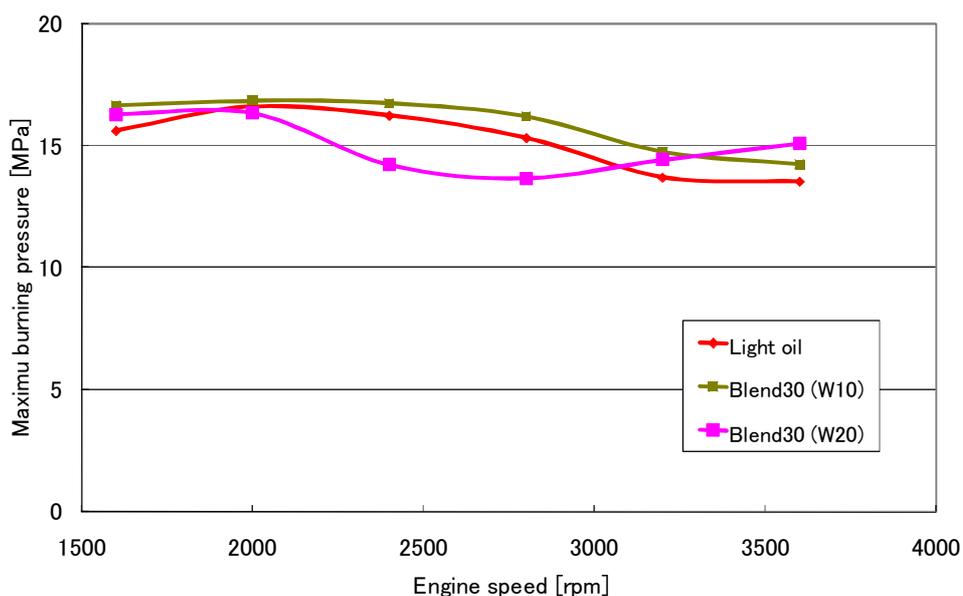


Fig. 101 Maximum burning pressure

3. 5. 2 圧力履歴

Fig.102～Fig.107 に、無負荷条件におけるシリンダ内圧力に及ぼす機関回転数の影響を把握するため、クランク角に対する、シリンダ内圧力を、燃料性状をパラメータとして示す。機関回転数 1600～3600rpm の 400rpm ごとにそれぞれ示す。

この図からわかるように、Blend30 エマルジョン燃料においても、Blend10 エマルジョン燃料と Blend20 エマルジョン燃料と同様に、水の添加率の増加に伴って、圧力のピークが遅延することがわかる。しかし、水を添加することによって、水の気化潜熱により混合気温度が低下するが、これにより水の吸熱量が増えるために、着火遅れが通常の軽油での運転と比べて長くなるため、急激な圧力上昇が起こったと考えられる。

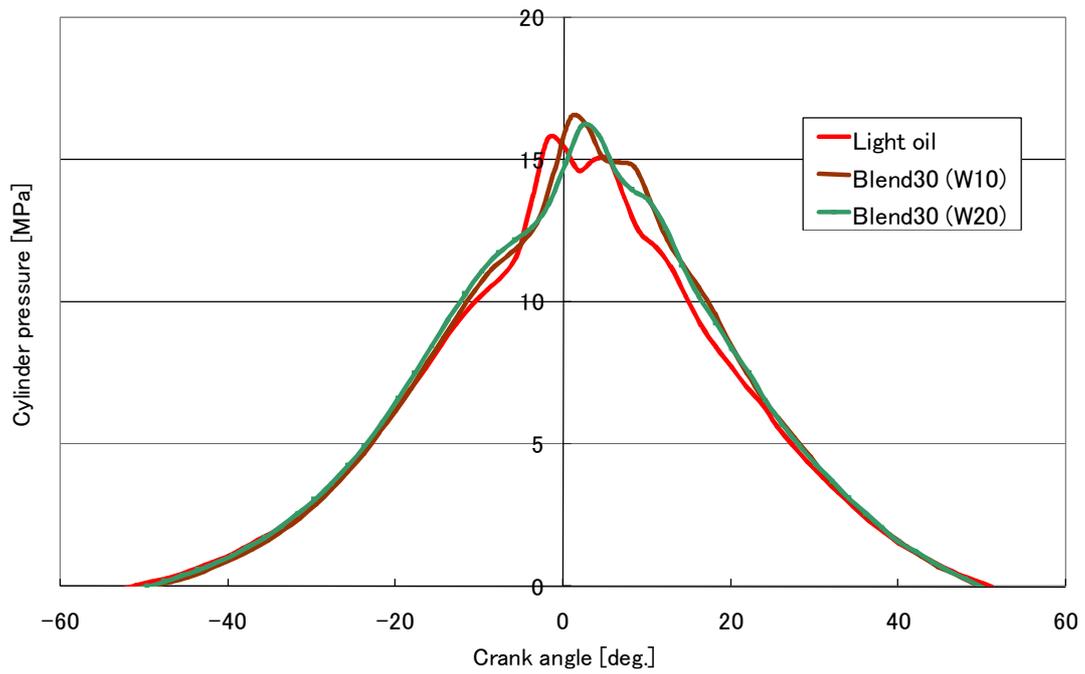


Fig.102 Pressure history (1600rpm)

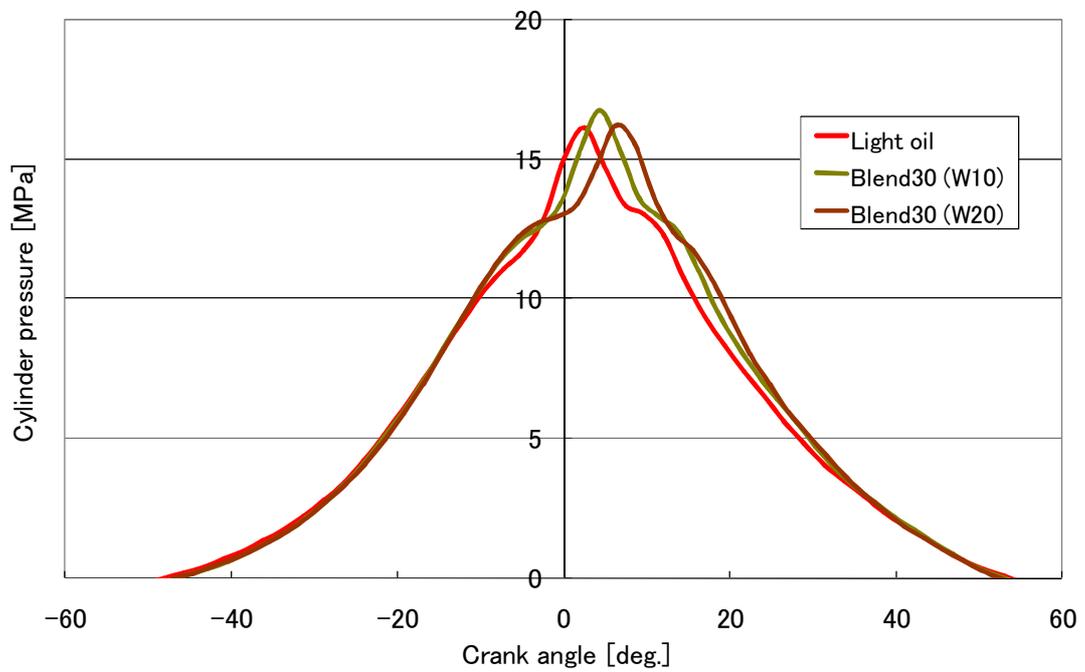


Fig.103 Pressure history (2000rpm)

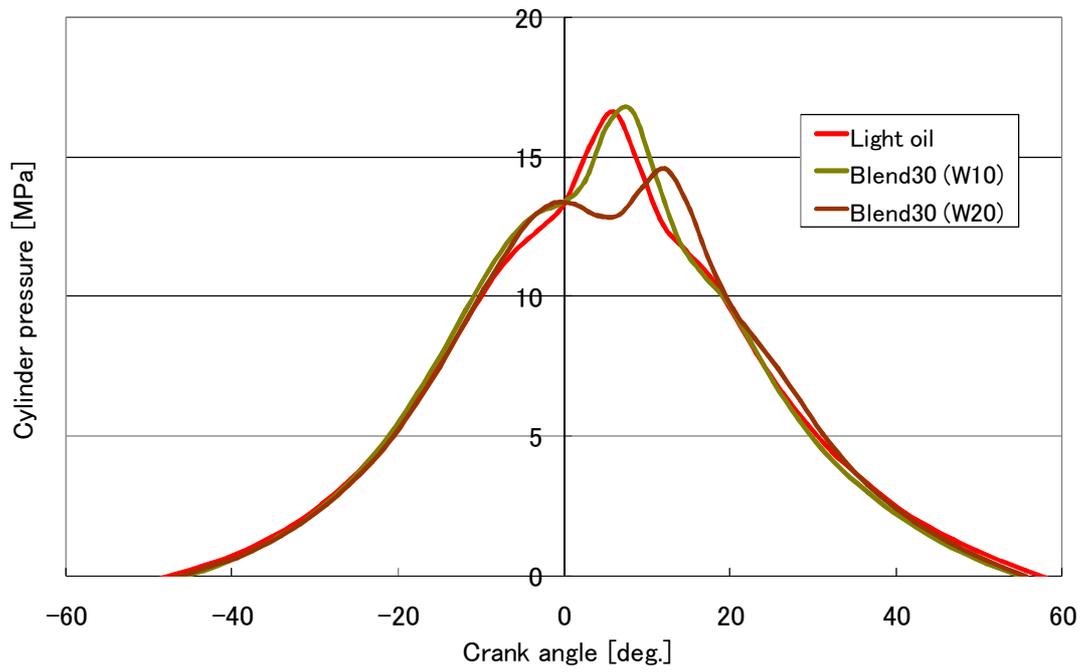


Fig.104 Pressure history (2400rpm)

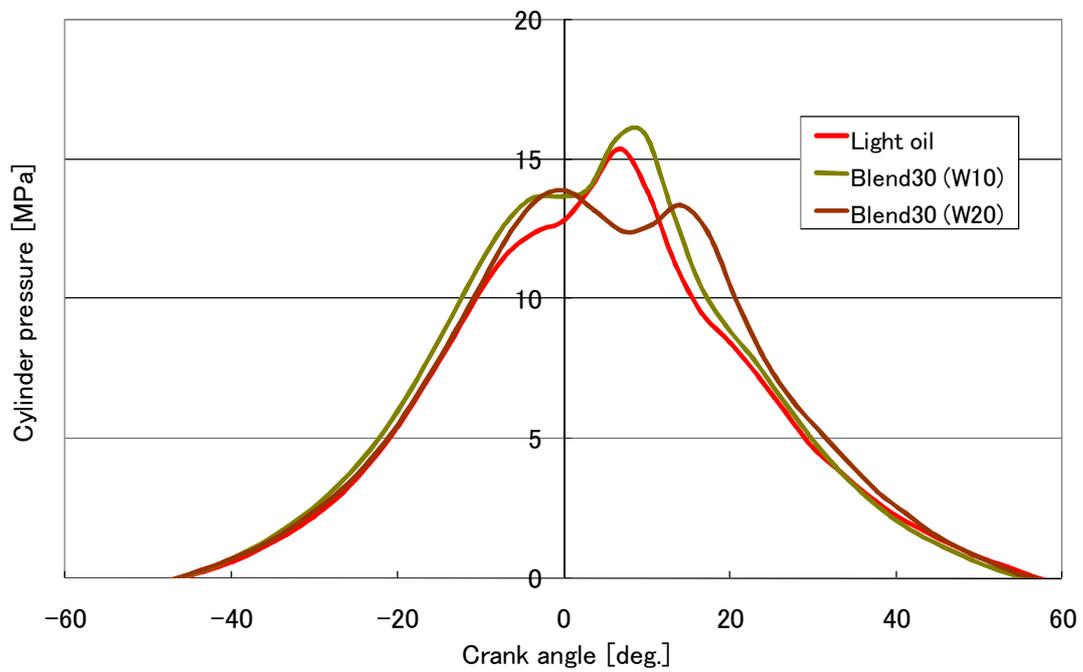


Fig. 105 Pressure history (2800rpm)

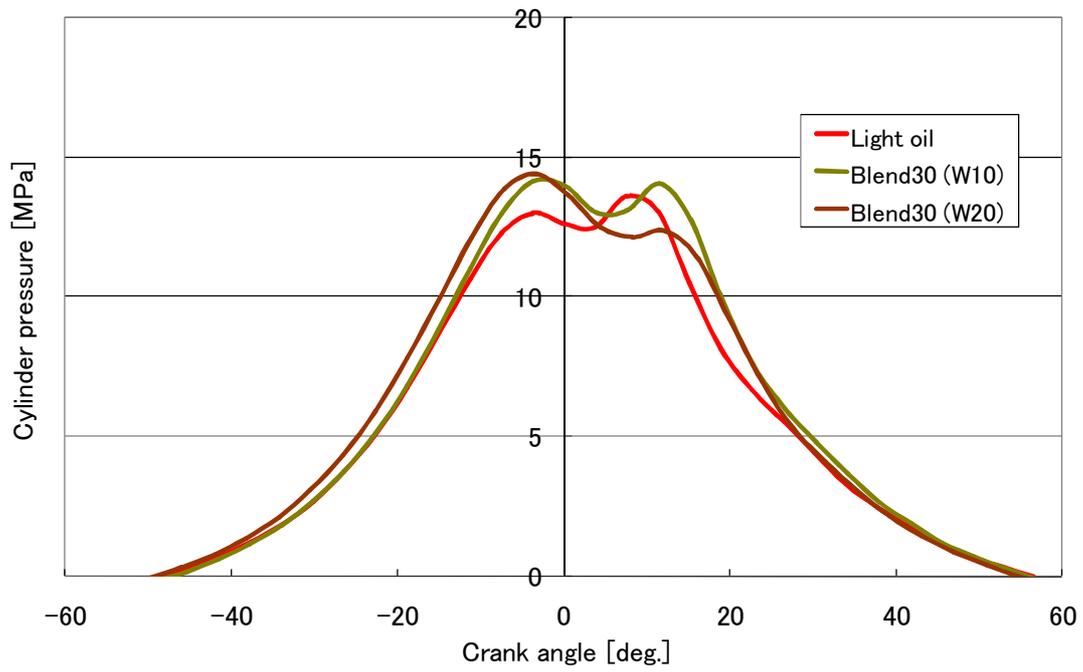


Fig.106 Pressure history (3200rpm)

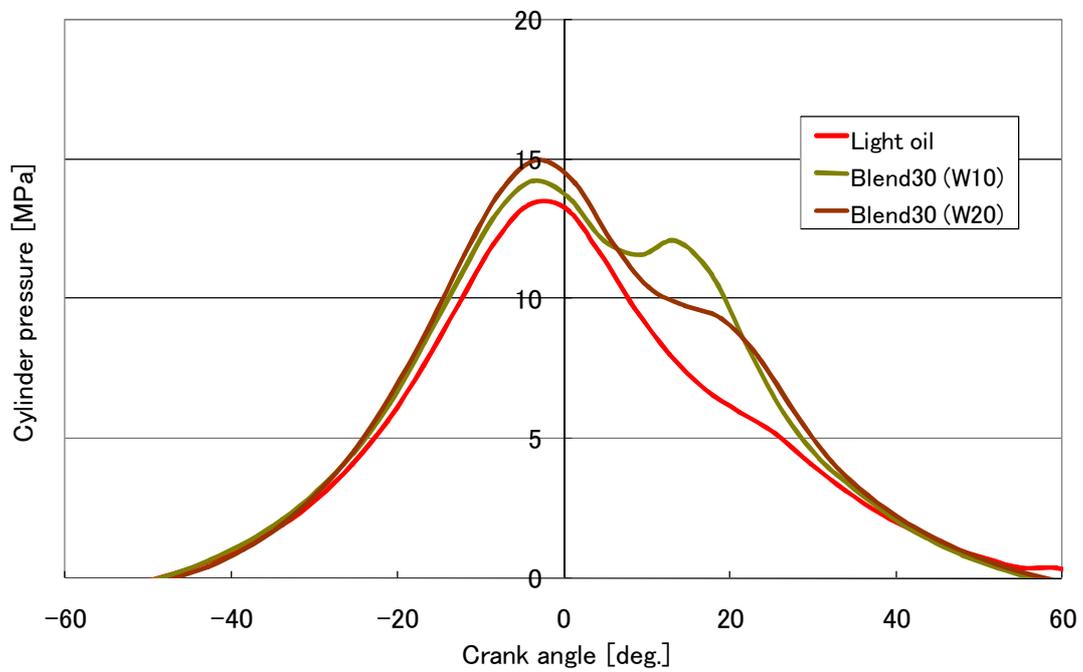


Fig.107 Pressure history (3600rpm)

3. 5. 3 熱発生率

Fig. 108～Fig. 113 に、無負荷条件における熱発生率に及ぼす機関回転数の影響を把握するため、クランク角に対する、熱発生率を、燃料性状をパラメータとして示す。機関回転数 1600～3600rpm の 400rpm ごとにそれぞれ示す。

この図からわかるように、どの機関回転数においても、Blend30 エマルジョン燃料の最大熱発生率は、軽油と同等もしくは高い最大熱発生率が得られた。Blend30 エマルジョン燃料の最大熱発生率は、図からわかるとおり、遅延して発生する傾向がある。特に、水含有率が増加することによって、最大熱発生率がさらに遅延することがわかる。これは、水含有率が増えることによって、燃焼室内の燃料が多くなるため、エマルジョン燃料の吸熱量が増大し、その分着火遅れが長くなったために、最大熱発生率が大きくなったと考えられる。

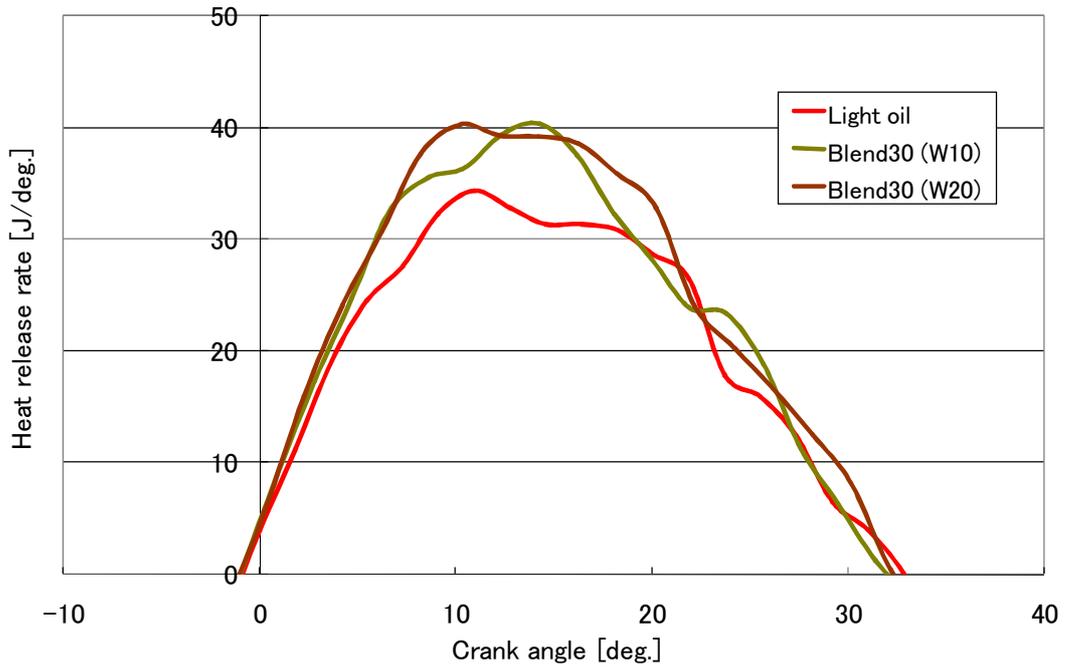


Fig.108 Heat release rate (1600rpm)

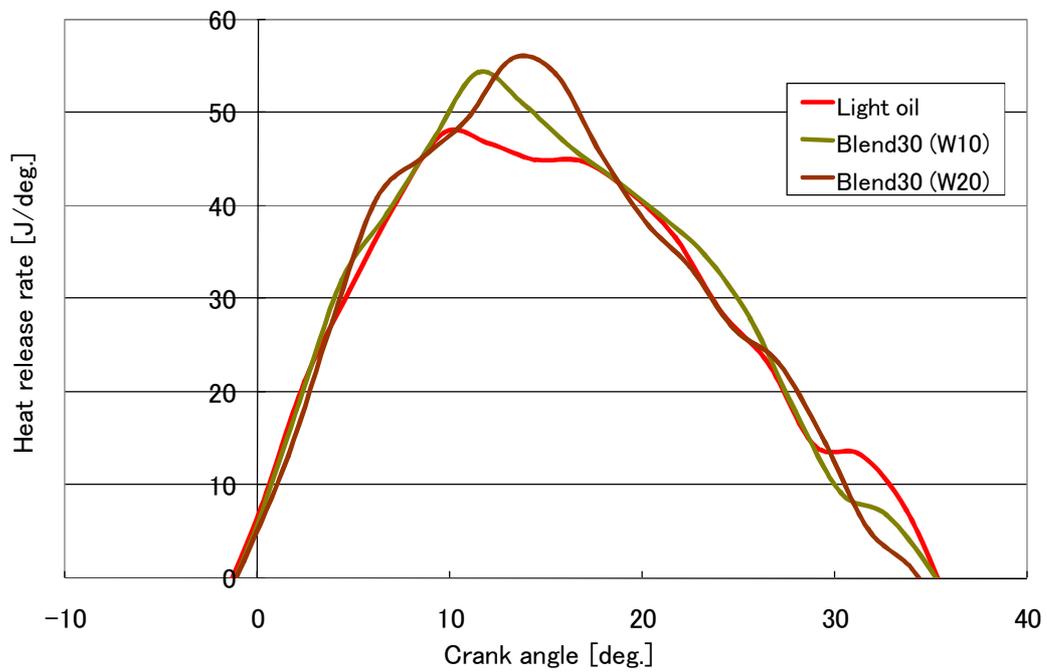


Fig.109 Heat release rate (2000rpm)

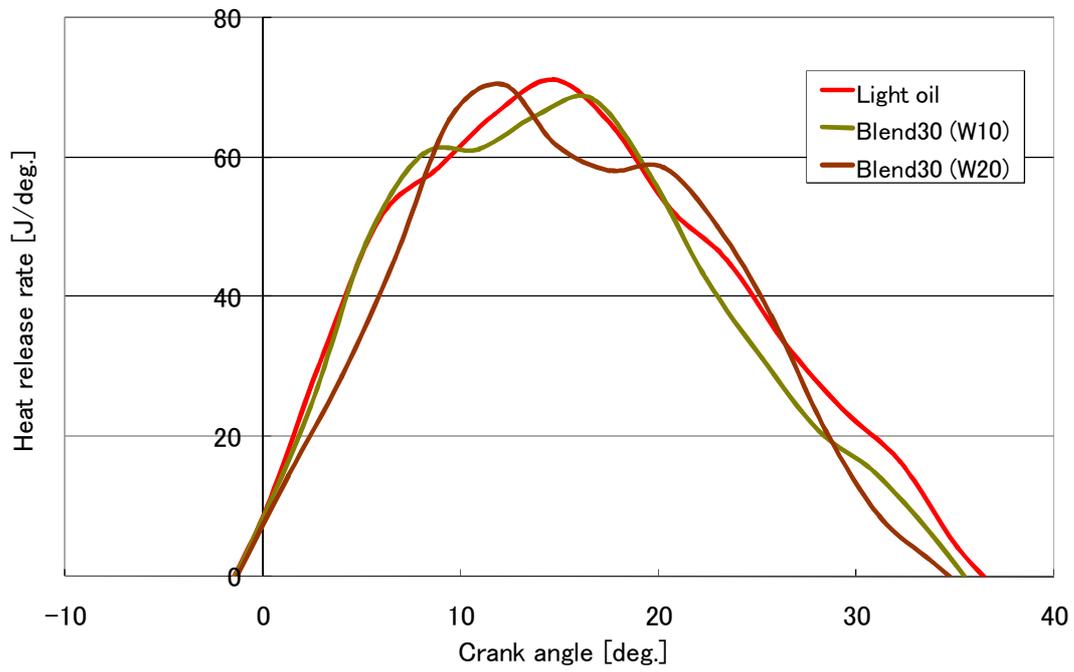


Fig.110 Heat release rate (2400rpm)

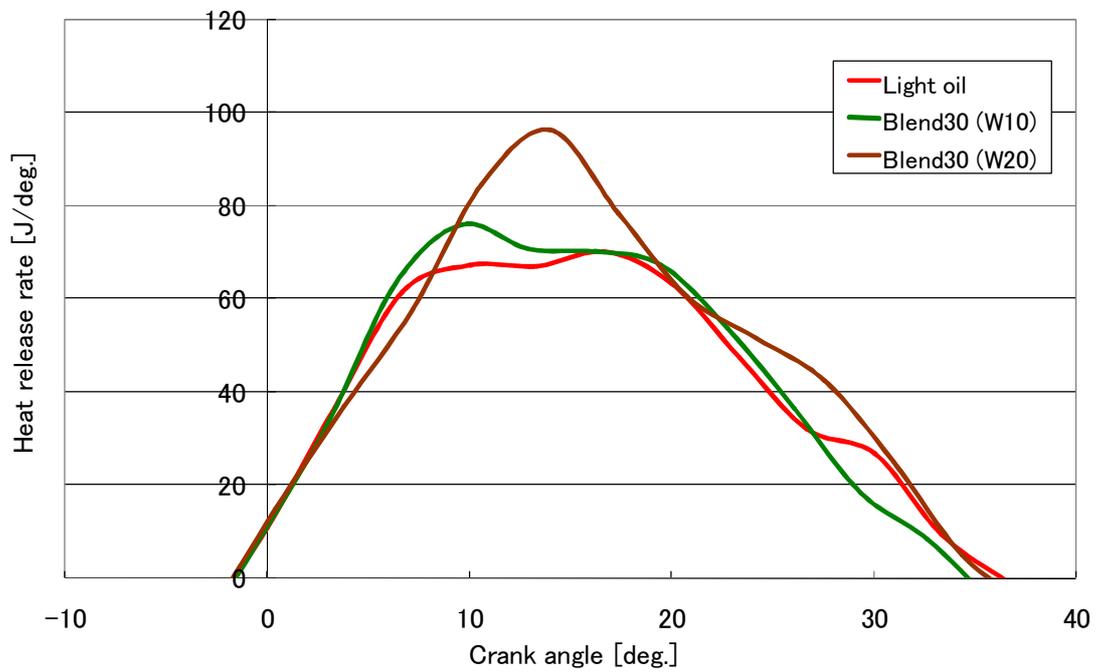


Fig.111 Heat release rate (2800rpm)

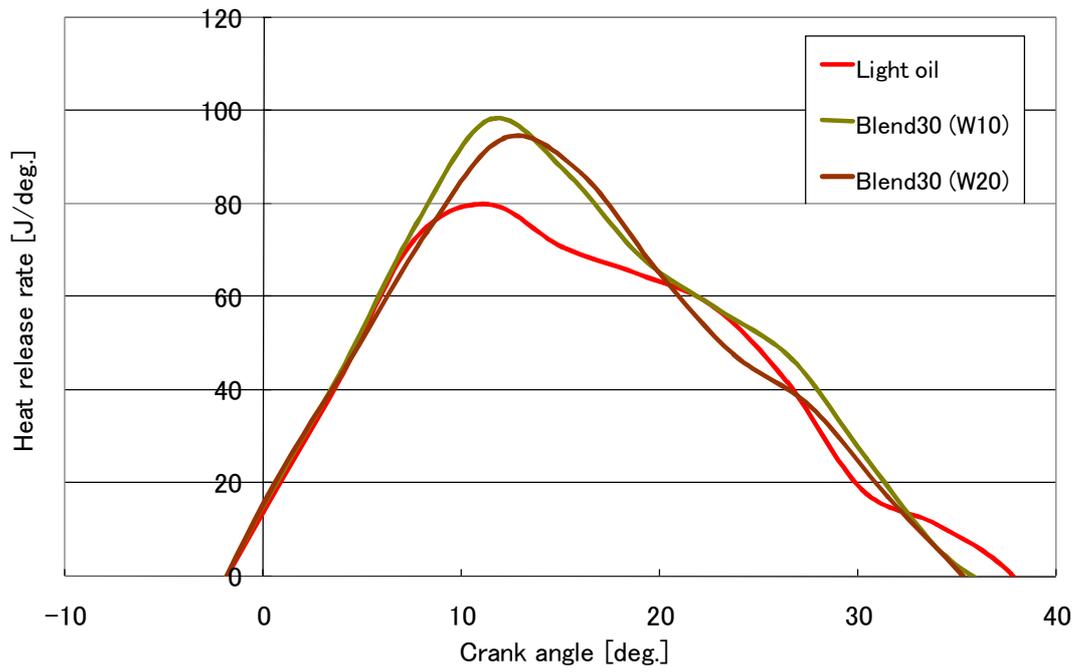


Fig.112 Heat release rate (3200rpm)

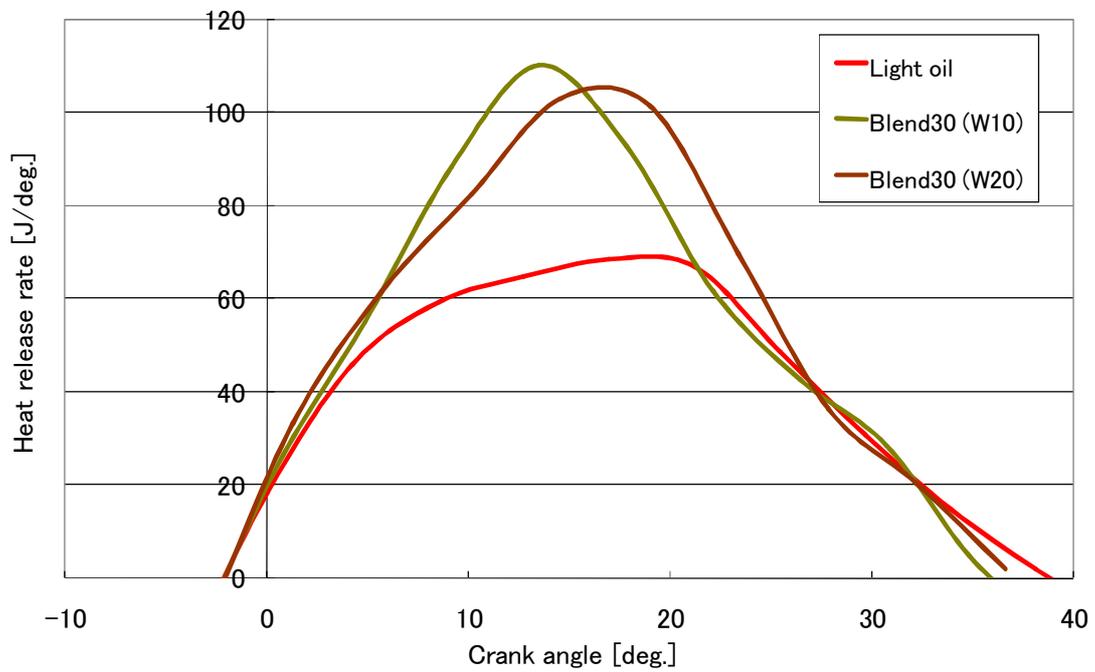


Fig.113 Heat release rate (3600rpm)

3. 6 着火遅れの比較

最高燃焼圧力の結果より、低回転域の 1600rpm において、エマルジョン燃料は、高い圧力を観察した。そこで、Fig. 114 に、最高燃焼圧力が得られる時期を把握するため、1600rpm における、水添加率に対する最高燃焼圧力が得られる着火遅れ時期を示す。縦軸のクランク角度 0（ゼロ）を圧縮行程後の上死点とする。

この図からわかるように、軽油は上死点前で最高燃焼圧力が得られるが、水含有率の増加に伴って、クランク角度は遅延していることがわかる。

次に、ココナッツオイルを添加した Blend 燃料に着目すると、Blend20 まで、遅延しているが、これを境にして Blend30 では進角した。Blend エマルジョン燃料も軽油エマルジョン燃料と同様に、水含有率の増加にしたがって、遅延している。しかし、Blend10 (W10) は、著しく遅い時期に発生するが、ココナッツオイル含有率が增加するほど、進角する傾向である。このことから、ココナッツオイルと水含有率を変化させることで、燃焼制御が可能である。

今後の予定として、Blend30 における排気ガス、燃料消費量を測定し、さらに、ココナッツオイルの含有率を増加させたときの影響を観察していく予定である。

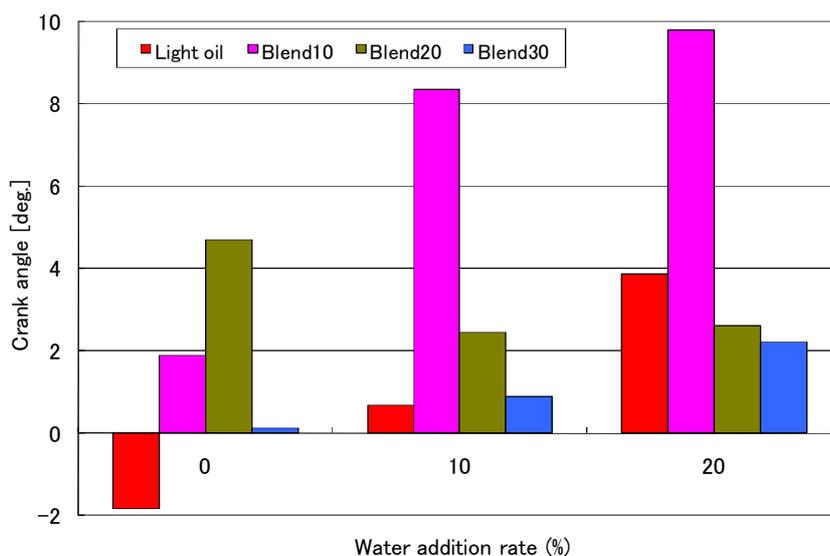


Fig.114 Ignition delay (1600rpm)

第四章 結論

汎用小型ディーゼル機関の燃焼特性に及ぼす植物油系混合燃料と水エマルジョン燃料による燃料性状の影響について検討を行なった。以下に結果を示す。

- (1) ココナッツオイルと水エマルジョン燃料による小型ディーゼル機関の燃焼制御は可能である。
- (2) ココナッツオイル Blend 燃料は、軽油を用いた場合に比べて、NO_x は増加し、ココナッツオイルの含有量が増加すると、NO_x は増加する。また、ココナッツオイルの含有酸素の働きによって、CO は低減する。
- (3) ココナッツオイル Blend 燃料の燃料消費量は、機関回転数の増加に伴い、単調に増加するが、軽油を用いた運転と比較しても燃料消費量の増加はほとんどない。
- (4) 水エマルジョン燃料の最高燃焼圧力は、低回転域 (1500-2000rpm) と高回転域 (3600rpm) で、著しく増大する。
- (5) 水エマルジョン燃料は、水含有率が増加するにつれて、軽油よりも最高燃焼圧力が遅延して発生し、最大熱発生率も遅延し、増加する。また、Blend エマルジョン燃料の、ココナッツオイル含有量が増加するほど、最高燃焼圧力は進角して発生する。
- (6) 水エマルジョン燃料は、水含有率の増加に伴って、燃料消費量は増加するが、水エマルジョン燃料を小型ディーゼル機関に用いることで、NO_x 排出は減少する。

参考文献

- [1] 湊清之、アジアにおける自動車普及と自動車燃料需要、自動車技術、
Vol. 61, No. 11, 2007、pp10-15
- [2] 全国自動車整備専門学校協会、ディーゼル・エンジン構造[二訂]、山海堂、
pp2-3、2004
- [3] 柿沼義彦、ディーゼルエンジン、山海堂、pp84-85、1999
- [4] 柿沼義彦、ディーゼルエンジン、山海堂、pp77-84、1999
- [5] 杉本和俊、ディーゼル自動車がよくわかる本、山海堂、pp106-107、2006
- [6] 杉本和俊、ディーゼル自動車がよくわかる本、山海堂、pp111-112、2006
- [7] 全国自動車整備専門学校協会、ディーゼル・エンジン構造[二訂]、山海堂、
pp13-22、2004
- [8] 松村正利、図解バイオディーゼル最前線、工業調査会、pp8-18、2006
- [9] 物理学辞典編集委員会、物理学辞典[三訂]、培風館、pp224、2005
- [10] 奇成燮、他4名、水エマルジョン燃料のディーゼル燃焼過程とNO_x低減効果、
日本機械学会論文集 (B編)、70-689、(2004)、pp272-277
- [11] 田坂英紀、内燃機関[第2版]、森北出版株式会社、pp152-154、2005
- [12] 田坂英紀、内燃機関[第2版]、森北出版株式会社、pp81-84、2005
- [13] 計量管理協会／編、計測技術シリーズ3、圧力の計測、コロナ社、pp90、1987
- [14] 工業計測技術大系編集委員会編、圧力・真空・レベル測定、日刊工業新聞社、1965
- [15] 松村正利、図解バイオディーゼル最前線、工業調査会、pp8-34、2006

謝辞

本研究を行うにあたり終始御指導、御鞭撻して頂きました、川上忠重教授に深く感謝しお礼申し上げます。さらに Andrzej Teodorczyk 教授、ワルシャワ工科大学の皆様、本研究を共に遂げた金子裕さん、佐藤尊彦さん、研究活動を行う際に協力をいただいた原動機研究室の皆様、また実験装置に関して多くの助言をいただきました中央工作室の皆様にも深く感謝いたします。

2008年3月

法政大学大学院工学研究科機械工学専攻修士課程

杉山 洋昭

Influence of blend fuels on combustion characteristics for small diesel engine

Hiroaki SUGIYAMA and Tadashige KAWAKAMI

Faculty of Engineering Hosei University, 3-7-2 Kajino-cho, Koganei, Tokyo 184-8584

Copyright © 2007 Society of Automotive Engineers of Japan, Inc. and Copyright © 2007 SAE International

In practical diesel engines it is necessary to achieve a low emission and low fuel consumption with high load operation. Several techniques were developed for reducing the emissions and fuel consumption from diesel engines, such as EGR (Exhaust gas recirculation) and blend fuels. Nevertheless, there are only very few data available for reducing the emissions and fuel consumption in small diesel engines (100-250cc) by using blend fuels. As the first step of this study, experiments have been carried out to examine the influence of blend fuels on combustion characteristics in small diesel engine. The main conclusions are as follows: 1) The maximum burning pressure for water emulsion oil is smaller than that of light oil. 2) NO_x emission of light fuel with coconut oil is higher than that of light oil. 3) It is possible to improve the combustion behavior by using blend fuel for small diesel engines.

Keywords: Diesel engine, Alternative fuel, Coconut oil

1. INTRODUCTION

Combustion characteristics of blend fuels and emulsified hydrocarbon fuels are very important from the view point of energy saving of fossil fuel and low pollution for diesel engines [1][2]. Furthermore, it is well known that the emulsified hydrocarbon fuels are represented the micro-explosion and puffing. A large number of studies for reduction of combustion products from diesel engines have been conducted by using medium and large type diesel engines (500cc to 6000cc), but very few data for small type diesel engines because of the limitation of combustion chamber and measurement method. As the first step in this study, experiments have been carried out to determine the influence of blend fuels on combustion characteristics in small diesel engines. The combustion behaviors, such as maximum burning pressure, mean increasing rate of pressure and NO_x concentration in

exhaust gas, are observed.

2. EXPERIMENTAL APPARATUS AND PROCEDURE

Figure 1 shows the experimental set up employed in this study. It consists of a small diesel engine (Yanmar Co. L40A: 199cc, 4stroke) and a analyzer of exhaust gas (Shimazu Co. NOA-7000 and CGT-7000, NO_x: Chemiluminescence, CO and CO₂: NDIR, O₂: Zirconia). Table 1 shows the specifications of the engine in this study. The maximum burning pressure and total burning time are observed by measuring the pressure with piezo-electric pressure transducer(Kistler). The mean increasing rate of pressure is calculated from the value which subtracted initial pressure from maximum burning pressure divided by total burning time.

The data of 25 tests for each engine revolutions were averaged arithmetically.

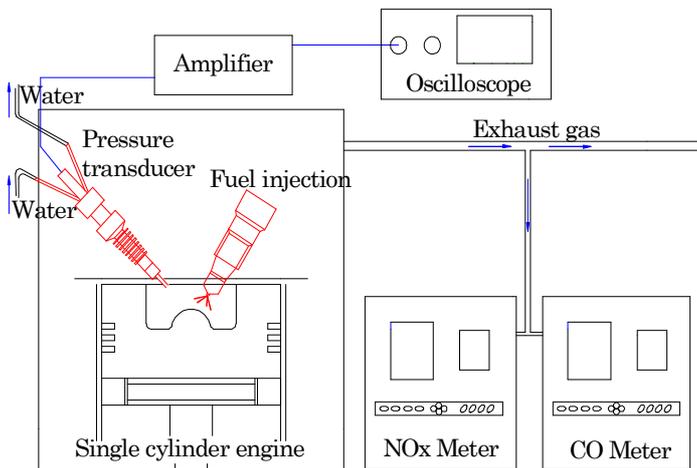


Fig.1 Experimental apparatus

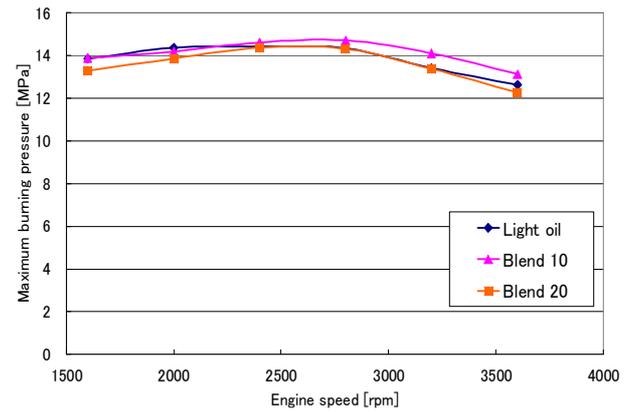


Fig.2 Maximum burning pressure

Table 1 Engine specifications

Engine type	L40A 4stroke cycle diesel engine
Combustion system	Direct injection
Cooling system	Air-cooling
Number of cylinder	1
Bore*Stroke	68.0mm*55mm
Displacement	199cc
Valve system	OHV
Injection pressure	19.6MPa
Compression ratio	20.0
Maximum output	3.1kw/3600rpm

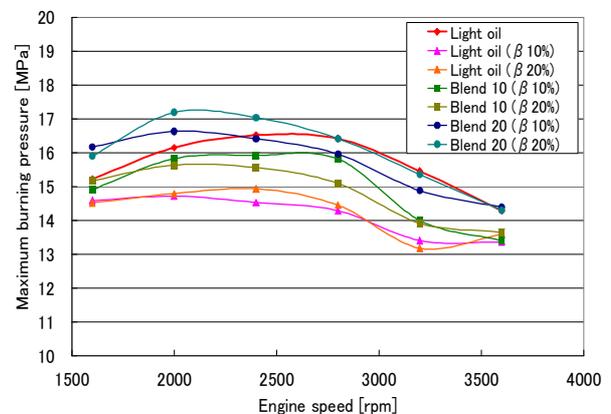


Fig.3 Maximum burning pressure

The fuel used in this study are light oil(Standard), coconut oil[CH₂(OCOR₁)CH(OCOR₂)CH(OCOR₃), R₁ ~ R₃: Higher aliphatic hydrocarbon], blend fuels[light oil + coconut oil] and water emulsion fuels.

3. EXPERIMENTAL RESULTS AND DISCUSSION

Figure 2 shows the maximum burning pressure against engine speed as a function of fuel properties without engine load. Two blend fuels were used:

where

Blend 10:90 vol% light oil+10 vol% coconut oil

Blend 20:80 vol% light oil+20 vol% coconut oil

From this figure it can be seen that the maximum burning pressures are obtained with the engine speed of about from 2500 to 3000rpm at any fuels. Furthermore, the effects of blend concentration of coconut oil in light fuel on the maximum burning pressure seem to get mollified

without engine load.

Figure 3 shows the maximum burning pressure against engine speed as a function of fuel properties without engine load. In this experiment, six blend fuels with water were used:

where

Light oil(beta10%): 90 mass% light oil+10 mass% water

Light oil(beta20%): 80 mass% light oil+20 mass% water

Blend 10(beta10%): 90 mass% blend 10+10 mass% water

Blend 10(beta20%): 80 mass% blend 10+20 mass% water

Blend 20(beta10%): 90 mass% blend 20+10 mass% water

Blend 20(beta20%): 80 mass% blend 20+20 mass% water

As can be seen from this figure, for the Light oil with water and Blend10 with water fuels, the maximum burning pressures are smaller than that of light oil. Furthermore, it is interesting facts that the maximum

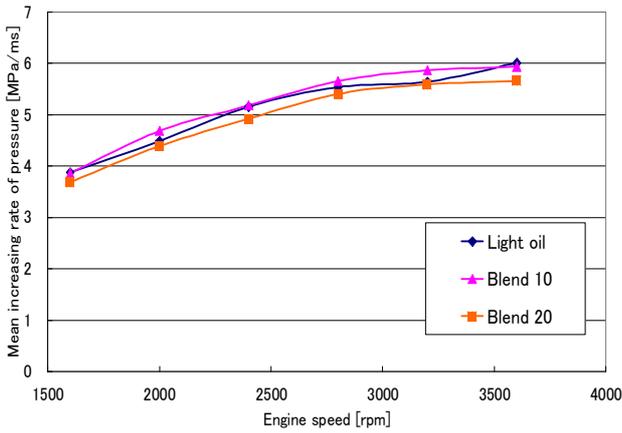


Fig.4 Mean increasing rate of pressure

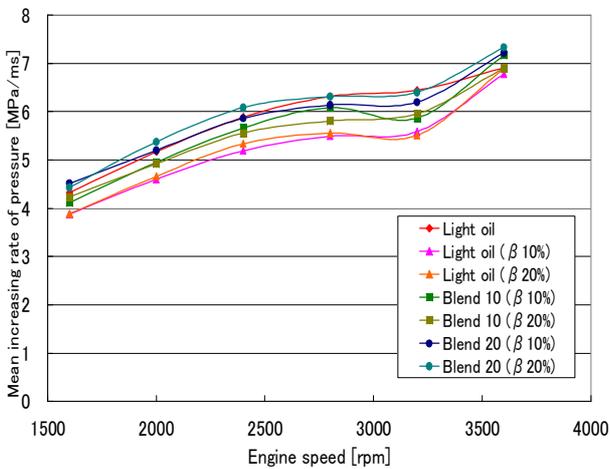


Fig.5 Mean increasing rate of pressure

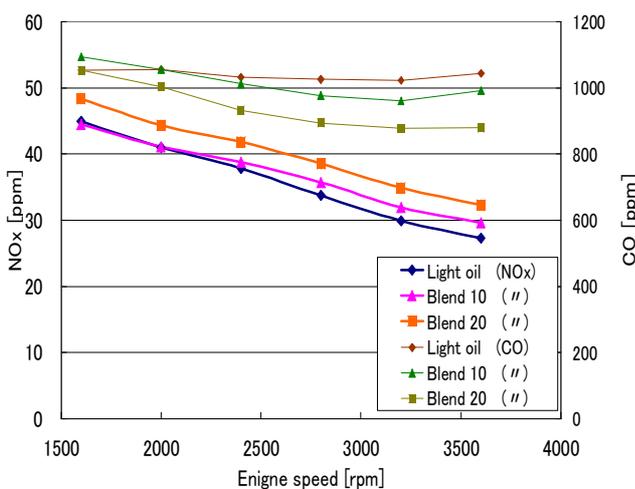


Fig.6 NOx and CO emissions

burning pressure for Blend20 with water shows the significantly higher level than results using light oil fuel at low engine speed (1500-2000rpm). This fact may be explained by considering the dispersion of fine daughter droplets and increasing turbulence in the combustion chamber caused by micro-explosions for difference boiling points in the droplet components.

Figure 4 and 5 show the mean increasing rate of pressure versus engine speed for blend fuels and emulsified fuels, respectively. In this study, the mean increasing rate of pressure is calculated from the value which subtracted initial pressure from maximum burning pressure divided by total burning time. From these figures it can be seen that the mean increasing rate of pressure for all blend fuels and emulsified fuels monotonically increase with elevating the engine speed.

Figure 6 shows the NOx and CO concentrations in exhaust gas against engine speed. From this figure it can be seen that the NOx concentration decreases with increasing the engine speed for blend fuels and the NOx concentration increases with increasing the addition of coconut oil. On the other hand, CO concentration decreases with increasing the addition coconut oil at any engine speed. This fact can be readily explained by considering the increasing flame temperature caused by addition of coconut oil in the fuel. Furthermore, the coconut oil contains the oxygen, the reaction mechanism may be changed for CO.

Figure 7 shows the NOx emissions versus engine speed without engine load for emulsified fuels. As can be seen from this figure, NOx emissions of all the emulsified fuels show the remarkably smaller than that of light fuels at any engine speed. These results indicated that, it is possible to reduce the NOx emissions in small diesel engines by using emulsified fuels.

Figure 8 shows the ratio of NOx emissions at constant engine speed (3200rpm) versus water addition rate (0-20%).

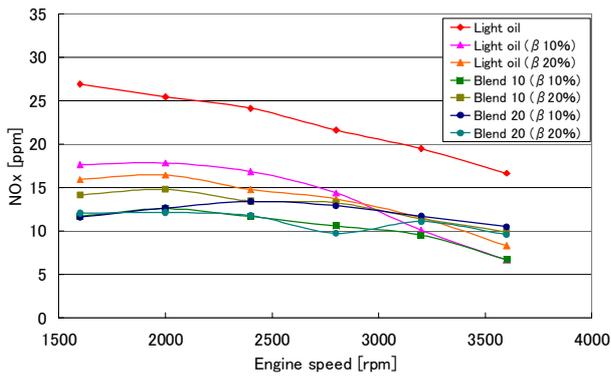


Fig.7 NOx emissions

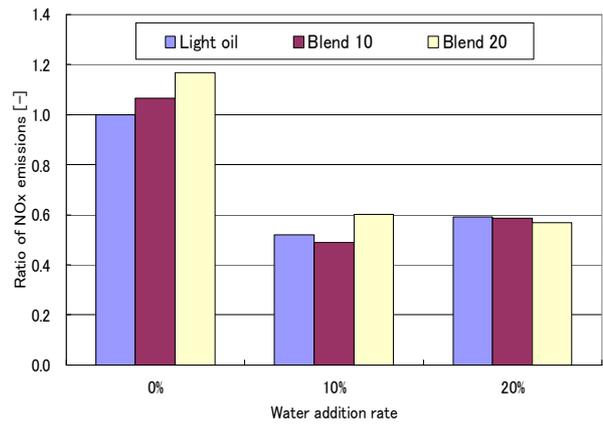


Fig.8 Ratio of NOx emissions (3200rpm)

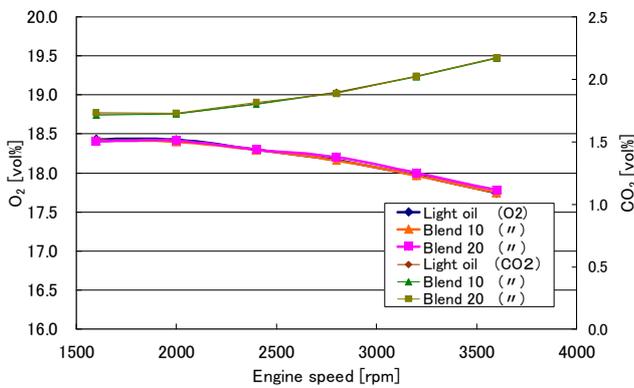


Fig.9 O₂ and CO₂ emissions

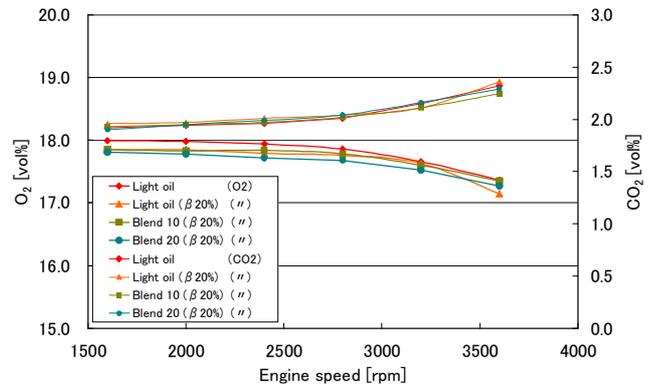


Fig.10 O₂ and CO₂ emissions

From this figure it is found that the ratio of NOx emissions decreased with increasing water addition rate at high engine speed (3200rpm) without engine load.

Figure 9 and 10 shows that the O₂ and CO₂ concentration in exhaust gas against engine speed for blend fuels and emulsified fuels, respectively. As seen from this figure it can be seen that the effects of fuel properties on O₂ and CO₂ concentration are not much difference in this experiment.

4. CONCLUSIONS

Experiments have been carried out to examine the influence of fuel properties on combustion behavior in small diesel engines. The main results are as follows:

- 1) The NOx concentration decreases with increasing the

engine speed for blend fuels and the NOx concentration increases with increasing the addition of coconut oil.

- 2) The maximum burning pressure for Blend20 with water shows the significantly higher level than results using light oil fuel at low engine speed (1500-2000rpm).
- 3) It is possible to reduce the NOx emissions in small diesel engines by using emulsified fuels.

REFERENCES

- 1) H. Ishida: "Technique of emulsion fuel in combustion furnace",
- 2) M. Matsumura et al.: "Bio-diesel frontline", Kogyo Chosakai Publishing Co. pp8-34 (2006)