

Combustion and Emission Characteristics of CO₂ Gas Dissolved Fuel in Diesel Engine

Tomoyuki MUKAYAMA*, Yoshitaka HATTORI*, Go ASAI**, Eriko MATSUMURA*, Jiro SENDA*

(Received July 10, 2019)

We have proposed the application of Exhaust Gas Recirculation (EGR) gas dissolved fuel which might improve spray atomization through effervescent atomization instead of high injection pressure. Since EGR gas effervesces from the inside of the spray, it directly contributes to combustion, and the further reduction of NO_x emissions is expected rather than the conventional external EGR. In our research, CO₂ was selected as the dissolved gas because it is contained in a large amount in the exhaust gas and gas high solubility in the fuel. In this paper, the purpose is to evaluate the influence of the application of CO₂ gas dissolved fuel on the combustion characteristics and emission characteristics inside the single cylinder, direct injection diesel engine. As a result, by use of the fuel, smoke was reduced by about 50 to 70%. Using CO₂ gas dissolved fuel without EGR did not have enough effect on NO_x reduction. However, NO_x emissions is reduced with external EGR, and the effect of NO_x reduction is effective by combined the EGR and the CO₂ gas dissolved fuel.

Key words : diesel engine, fuel improvement, gas dissolved fuel, emission characteristics

キーワード : ディーゼルエンジン, 燃料改善, 気体溶解燃料, 排気特性

ディーゼル機関における CO₂ ガス溶解燃料の燃焼・排気特性に関する研究

向山 智之, 服部 好孝, 朝井 豪, 松村 恵理子, 千田 二郎

1. はじめに

近年, 化石燃料の枯渇が懸念される中, ガソリン機関と比較し熱効率の高いディーゼル機関が注目されている. しかし, 燃費規制および排気規制は年々厳しくなる傾向にあるため, ディーゼル機関に対してさらなる熱効率の向上および低エミッション化の両立が求められている. ディーゼル燃焼は拡散燃焼主体であり, 早期に希薄・均一な混合気を形成させることが必要となる^{1,2)}. その手法の一つとして, 燃料噴射圧力の超高压化が用いられているが³⁾, 投入

エネルギーに対して微粒化効果が低く, 燃料噴射圧力 200 MPa を超えると微粒化の促進が停滞する⁴⁾. そのため, 燃料噴射の超高压化に依らない物理的な観点から燃料噴霧の微粒化および混合気形成の促進が必要となる.

そこで本研究では燃料に気体を混入および溶解させ, 溶解気体の析出効果により微粒化を促進する手法に着目した^{5,6)}. また, エンジンシステム上で実用化するため, EGR (Exhaust Gas Recirculation) ガスを燃料タンクにバブリングさせることにより, 燃

* Department of Mechanical Engineering, Doshisha University, Kyoto

Telephone/FAX: +81-774-65-6405, E-mail: euq1503@mail4.doshisha.ac.jp, jsenda@mail.doshisha.ac.jp

** YANMAR Co., Ltd., Shiga

料に溶解させるシステムを提案する。本報では、 CO_2 ガスを燃料に溶解させた CO_2 ガス溶解燃料を単気筒ディーゼル機関に適用し、その燃焼特性および排気特性について報告する。また、外部 EGR の効果と CO_2 ガス溶解燃料による噴霧内 EGR の効果の比較についても報告する。

2. 研究コンセプト

本研究の目的は高圧噴射に依らないディーゼル燃焼の改善およびそれに伴う熱効率の向上と低エミッション化の両立である。Fig. 1 にエンジンシステム上でのコンセプトを示す。エンジンシステム上で実用化するため、EGR ガスを燃料タンクにバブリングすることで EGR ガス溶解燃料を作成し、燃焼室筒内に噴射するシステムを提案する。EGR ガス溶解燃料には以下の四つの効果を期待することができる。

一つ目は溶解気体の析出効果である。燃料噴射時の減圧に伴い、燃料中に溶解していたガス成分の過飽和分が析出することで、噴霧の微粒化が促進され微粒化効率が向上すると考えられる。

二つ目は高分散噴霧および高分散混合気の形成により、コンパクト火炎を形成することで燃焼室壁面への衝突を低減することができ、壁面熱損失の低減が期待される。

三つ目は希薄かつ均一な混合気の燃焼による PM (粒子状物質: Particulate Matter) 排出量の低減効果である。溶解気体の析出効果により燃料噴霧の微粒化が促進され、噴霧が急速に蒸発し希薄で均一な燃焼となるため、PM の排出量低減が期待される。

四つ目は EGR ガスが燃焼に直接寄与することによる NO_x 排出量の低減効果 (噴霧内 EGR 効果) である。通常の EGR システムでは燃焼室全体に EGR ガスが存在するのに対し、EGR ガス溶解燃料では噴霧中のみ EGR ガスが存在するため、同等の EGR 率において従来の EGR に比べ、さらなる NO_x 排出量の低減が期待できる。また、外部 EGR と異なり、燃料噴射時に EGR ガスが析出することで燃料噴射以降に CO_2 濃度が増加するため、圧縮終了時の温度低下を防ぐことができる。そのため、サイクル熱効率を低下させることなく、 NO_x の排出量を低減させることが可能である。

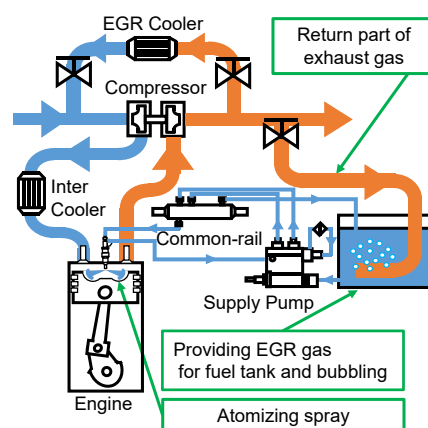


Fig. 1. Concept of EGR gas dissolved fuel injection system.

3. 実験装置および実験条件

3.1 気体溶解燃料の作成および燃料噴射装置

Fig. 2 に加圧溶解装置および燃料噴射装置の概略図を示す。この装置は、高圧容器 (最高使用圧力: 5 MPa, 容積: 1,500 cm^3) 内を一定圧力に保ちながら、容器内の燃料中に気体をバブリングし溶解させる構造となっている。バブリングは高圧容器底面に設置した多孔円盤を通して気体を供給することにより行なった。燃料には n -トリデカン ($n\text{-C}_{13}\text{H}_{28}$: tridecane) を、溶解気体には二酸化炭素 (CO_2 : Carbon dioxide) を用いた。なお、高圧容器内の溶解圧力 P_d はリリーフバルブにより調整し、バブリングする CO_2 の流量を 600 cm^3/min (293 K, 0.1 MPa) とした条件下で 15 分間加圧溶解を行なった。

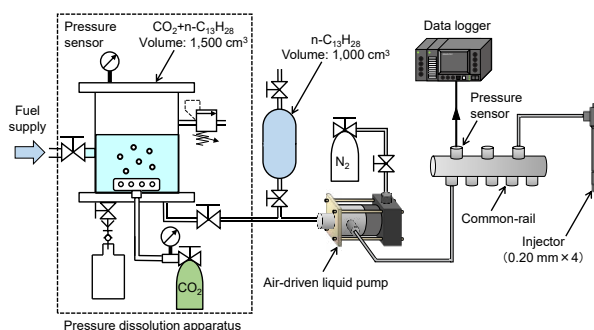


Fig. 2. CO_2 gas dissolved fuel injection system.

CO_2 ガス溶解燃料を実機関に適用した際、燃料噴射時における配管内部での減圧および圧力変動による溶解気体の析出を抑制するため、コモンレールを用いた蓄圧式の燃料噴射系を使用した。また、燃料の昇圧ポンプには、供給側の圧力が溶解圧力相当でも使用可能なエア駆動型リキッドポンプ (Haskel: 29723-110 Liquid Pump) を用いた。なお、コモンレ

ール内圧力は溶解圧力以上であるため、燃料配管等における溶解気体の析出はないものとした。

3.2 NDIRによる噴霧中 CO₂濃度計測

過去の研究において、加圧溶解装置より抽出した溶解燃料における溶解度の測定を行っていたが、実際にインジェクタから噴射される燃料噴霧内に含まれている CO₂ 濃度の計測は行われていない。インジェクタは燃料を噴射した際にリーク部より、燃料がフィードバックする構造になっているため、リーク部から CO₂ が流出する可能性が考えられる。そのため、本実験では実機実験を想定し、実際に噴射された噴霧内に存在する CO₂ 濃度の計測を行なった。

本実験で用いた CO₂ 濃度計測用密閉容器の概略図を Fig. 3 に示す。測定容器には容積 1,511.6 cm³ のアクリル製容器を使用した。燃料噴霧から析出した CO₂ を均一に分散させるため、容器内部には攪拌機を設置した。また、CO₂ の濃度計測には非分散型赤外吸収法 (NDIR: Non-Dispersive InfraRed) を用いた CO₂ 濃度センサ (VAISALA: GMP252) を使用した。実験手順として、まず容器内に N₂ ガスを供給することにより、測定容器内における CO₂ の除去を行なった。その後、インジェクタより CO₂ ガス溶解燃料を噴射し、攪拌機により容器内の濃度を均一とした後、CO₂ 濃度の計測を行なった。

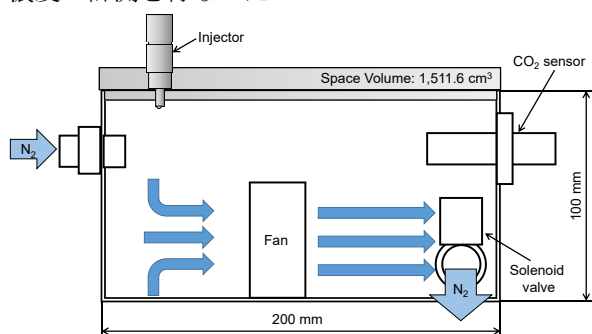


Fig. 3. CO₂ gas dissolved fuel injection system.

Table 1 に実験条件を示す。本実験では各溶解圧力および各燃料噴射圧力において、燃料噴射後の容器内 CO₂ 濃度が約 5,000 ppm となるよう燃料噴射量の調整を行なった。なお、本実験で用いた CO₂ 濃度センサの精度を考慮し、高精度 (±2.0%) に計測可能な領域である 5,000 ppm を目標値とした。溶解度の推定にはプロセスシミュレータ VMGSim を用いた。

なお、 $P_d=0.0$ MPa においては、大気中における CO₂ 濃度の溶解による影響を把握するため、実験を行なった。また、供試ノズルは噴孔径 d_n が 0.20 mm ($l_n/d_n=4.0$) の 4 噴孔ホールノズル (DENS0: G3P インジェクタ) を用いた。なお、本実験では 10 回の実験結果を平均した。

Table 1. Experimental condition.

Test fuel	n-C ₁₃ H ₂₈
Ambient gas	N ₂
Ambient temperature	T_a [K]
	293
Ambient pressure	P_a [MPa]
	0.1
Dissolved pressure	P_d [MPa]
	0.0, 1.0, 2.0, 3.0, 4.0
Injection pressure	P_{inj} [MPa]
	40, 60, 80
Nozzle hole diameter	d_n [mm]
	0.20
Nozzle hole length	l_n [mm]
	0.80
Number of holes	[-]
	4

3.3 実機実験

3.3.1 供試機関および周辺機器

本実験では 3.1 節で示したコモンレール噴射系を導入した横型・水冷・4 サイクル・単気筒直接噴射式ディーゼル機関 (YANMAR: NFD-13ME, ボア×ストローク: $\phi 92$ mm×96 mm, 排気量: 638 cm³, 圧縮比: 17.7) を用いた。Table 2 に供試機関の諸元, Fig. 4 に実験装置の概略図を示す。筒内圧力の測定にはピエゾ式圧力センサ (KISTLER: 6125C) を用い、チャージアンプ (KISTLER: 5011B) を介した後、データロガー (GRAPHTEC: GL7000) により取得し PC に取り込んだ。ロータリエンコーダ (OMRON: E6C3-CWZ5GH-3600P/R, 0.1 deg. CA/pulse) をカムシャフトに取り付けることにより、0.2 deg. CA 毎に PC に取り組んだ。なお、本実験では連続した 50 サイクル分の筒内圧力履歴をアンサンブル平均した。排ガスの測定には排ガス分析装置 (HORIBA: MEXA-1700DEGR) を用いて、NO_x, THC, CO, CO₂, O₂ の濃度を測定し、スモークメータ (AVL: 415SE) を用いて、Smoke の濃度を測定した。また、EGR 率については EGR 経路に設置した EGR バルブの開度により調整した。

Table 2. Specifications of the diesel engine.

Engine type	DI Diesel, single cylinder, Water cooled, 4 stroke cycle, 2 valves
Bore × Stroke	[mm]
	92 × 96
Displacement	[cm ³]
	638
Swirl ratio	[-]
	2.13
Compression ratio	[-]
	17.7
Combustion chamber shape	Toroidal

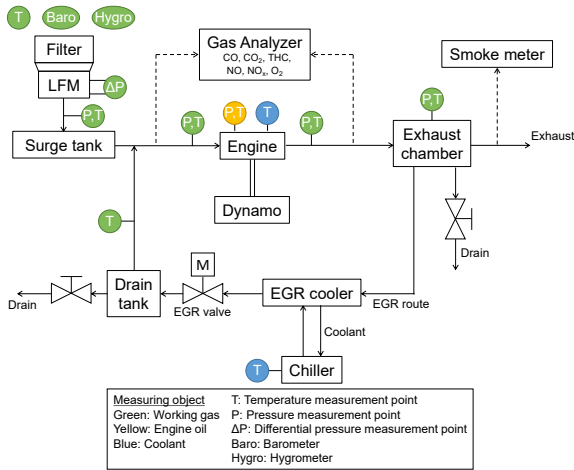


Fig. 4. Experimental setup of diesel engine.

3.3.2 実験条件

Table 3 に実験条件を示す. 本実験では単気筒ディーゼル機関の各負荷における溶解燃料の影響を把握するため, 圧縮膨張行程での図示平均有効圧力 (IMEP_g: Gross Indicated Mean Effective Pressure) をそれぞれ 0.3, 0.6 および 0.9 MPa とし, 実験を行なった. 供試燃料には通常燃料として n-C₁₃H₂₈ を, 溶解燃料として P_d=4.0 MPa において CO₂ を溶解させた燃料を用いた. なお, 非溶解燃料である通常燃料は便宜的に P_d=0.0 MPa とした. 全条件において, 機関回転数 Ne は 1,500 rpm, 燃料噴射時期 θ_{inj} は -3 deg. CA ATDC 固定とし, 燃料噴射量は各 IMEP_g となるよう燃料噴射期間 t_{inj} により調整した. EGR 率は CO₂ ガス溶解燃料における CO₂ ガス投入量と同等となるよう調整した. なお, EGR 率は式 (1) のように定義した.

$$EGR\ ratio = \frac{CO_{2,IN} - CO_{2,air}}{CO_{2,OUT} - CO_{2,air}} \times 100 \quad (1)$$

Table 4. Coefficients of specific heat equation.

Gas	Temp. [K]	A	B	C	D	e
N ₂	1000-5000	2.896	1.516E-03	-5.724E-07	9.981E-11	-6.522E-15
	300-1000	3.675	-1.208E-03	2.324E-06	-6.322E-10	-2.258E-13
O ₂	1000-5000	3.622	7.362E-04	-1.965E-07	3.620E-11	-2.895E-15
	300-1000	3.626	-1.878E-03	7.056E-06	-6.764E-09	2.156E-12
H ₂ O	1000-5000	2.717	2.945E-03	-8.022E-07	1.023E-10	-4.847E-15
	300-1000	4.070	-1.108E-03	4.152E-06	-2.964E-09	8.070E-13
CO	1000-5000	2.984	1.489E-03	-5.790E-07	1.037E-10	-6.935E-15
	300-1000	3.710	-1.619E-03	3.692E-06	-2.032E-09	2.395E-13
CO ₂	1000-5000	4.461	3.098E-03	-1.239E-06	2.274E-10	-1.553E-14
	300-1000	2.401	8.735E-03	-6.607E-06	2.002E-09	6.327E-16
NO	298-2000	3.387	6.290E-04	0	0	1.400E+03
C ₃ H ₈	298-1500	1.213	2.879E-02	-8.824E-06	0	0

Table 3. Experimental condition.

Test fuel	n-C ₁₃ H ₂₈	
Engine speed	Ne [rpm]	1,500
EGR ratio	[%]	0.0 8.8 – 9.8
Dissolved pressure	P _d [MPa]	0.0, 4.0
IMEP _g	[MPa]	0.3, 0.6, 0.9
Injection pressure	P _{inj} [MPa]	40, 60, 80 60
Injection timing	θ _{inj} [deg.CA ATDC]	-3.0
Nozzle hole diameter	d _n [mm]	0.20
Nozzle hole length	l _n [mm]	0.80
Number of holes	[-]	4

4. 解析手法

4.1 熱発生率の算出方法

熱発生率については, ガス組成や筒内温度変化による比熱比 κ の変化を考慮し, 式 (2) より算出した.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{1}{\kappa - 1} V \frac{dp}{d\theta} + \frac{\kappa}{\kappa - 1} p \frac{dV}{d\theta} - \frac{pV}{(\kappa - 1)^2} \frac{d\kappa}{d\theta} \quad (2)$$

作動ガスの比熱比は式 (3) - (6) および Table 4 より算出した^{7,8)}. なお, NO および C₃H₈ の定圧比熱のみ, 式 (4) より算出し, その他の定圧比熱については式 (3) より算出した.

$$C_{pi} = (A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^3 + e \cdot T^4) \cdot R \quad (3)$$

$$C_{pi} = (A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^3 + e \cdot T^{-2}) \cdot R \quad (4)$$

$$C_p = (m_1 \cdot C_{p1} + m_2 \cdot C_{p2} + m_3 \cdot C_{p3} + \dots) / m_{all} \quad (5)$$

$$\kappa = C_p / (C_p - R) \quad (6)$$

4.2 燃焼特性の解析

本研究では Fig. 5 に示すように、燃焼特性を定義した。着火遅れ期間 τ_{ig} は燃料噴射開始から熱発生率の値が負から正に転じるまでの期間とした。また、熱発生率を積分することにより得られる累積熱発生量 Q_{total} の 90% に達するクランク角度を θ_{90} とし、燃料噴射終了後から θ_{90} までの期間を後燃え期間 τ_{late} と定義した。

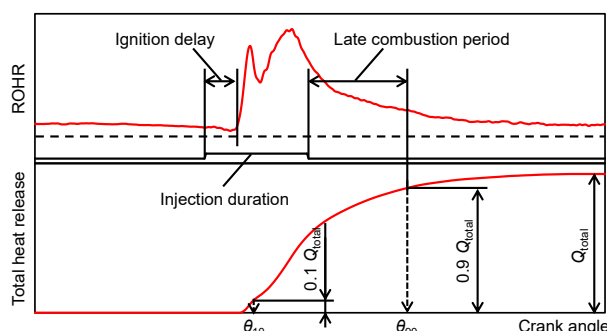


Fig. 5. Definition of combustion characteristics.

5. 実験結果および考察

5.1 噴霧内 CO₂ 濃度計測および溶解度推算値の比較

加圧溶解装置を用いて n-C₁₃H₂₈ に CO₂ ガスを溶解させ、溶解圧力と溶解度の関係を調査した。実験結果および推算値を Fig. 6 に示す。なお、推算値はプロセスシミュレータ VMGSim による計算結果を用いた。実験結果および推算値はともに溶解圧力に比例して、溶解度が増加していることがわかる。しかしながら、 $P_d=4.0$ MPa において実験値は推算値と比較し、約 21.5% 減少していることがわかる。これは 3.2 節でも述べたように、リーク部より CO₂ が多量に流出したことが考えられる。過去に行なわれた受け止め法による計測結果は推算値よりも低い結果となったことから、加圧溶解装置内で作成された燃料が飽和状態に満たなかったと考えられる。以上より、実際に燃

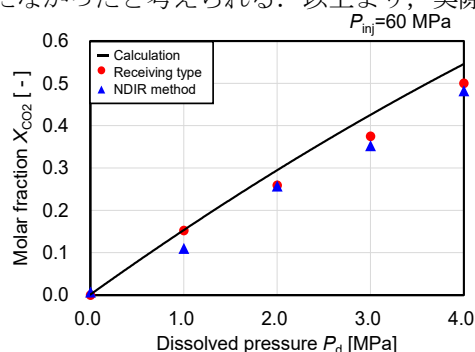


Fig. 6. Solubility line of CO₂ gas for n-C₁₃H₂₈.

焼室筒内に噴射される CO₂ ガス溶解燃料の CO₂ モル濃度は 48.2% (n-C₁₃H₂₈ : CO₂ = 0.52 : 0.48) である。

5.2 CO₂ ガス溶解燃料が熱発生率および燃焼特性に及ぼす影響

Fig. 7 に燃料噴射圧力 $P_{inj}=60$ MPa の各 IMEP_g における $P_d=0.0$ MPa (通常燃料) および $P_d=4.0$ MPa (溶解燃料) の熱発生率、筒内温度、累積熱発生量のクランク角度履歴を示す。溶解燃料において通常燃料と比較すると、予混合燃焼時における熱発生率のピーク値が減少し、拡散燃焼時における熱発生率が増加していることがわかる。熱発生率のピーク値の低下は、燃料に CO₂ ガスを溶解させたことにより燃料密度が低下し、燃料噴射率が低下したことで、着火時における混合気形成量が低下したためであると考えられる。同時に、噴霧内に存在する CO₂ ガスにより、外部 EGR と同様の効果が得られ、燃焼が抑制されたと推測される。また、拡散燃焼時における熱発生率のピーク値増加については、溶解燃料中の気体析出により噴霧の微粒化が促進され、高分散混合気の形成が行なわれたためであると考えられる。加えて、噴射期間の長期化により、拡散燃焼時における燃料噴射量が増加することで、拡散燃焼割合が増加したためである。

Fig. 8 に Fig. 7 より算出した着火遅れ期間 τ_{ig} および後燃え期間 τ_{late} を示す。それぞれの標準偏差をエラーバーで示す。いずれの負荷においても溶解燃料の着火遅れ期間は、通常燃料と比較し長期化していることがわかる。一般に着火遅れ期間は温度上昇や蒸発に要する物理的着火遅れ期間 τ_{ph} および化学反応に起因する化学的着火遅れ期間 τ_{ch} の和で表すことができる⁹⁾。溶解燃料においては、CO₂ ガスの析出効果による噴霧の微粒化・蒸発の促進により、早期に混合気を形成するため、物理的着火遅れ期間は通常燃料よりも短縮されることが考えられる。一方、化学的着火遅れ期間は CO₂ ガスの析出により筒内温度および酸素濃度が低下するため、長期化すると推測される。本実験においては溶解燃料を用いたことで着火遅れ期間が長期化したことから、化学的着火遅れ期間に与える影響が物理的着火遅れ期間に与え

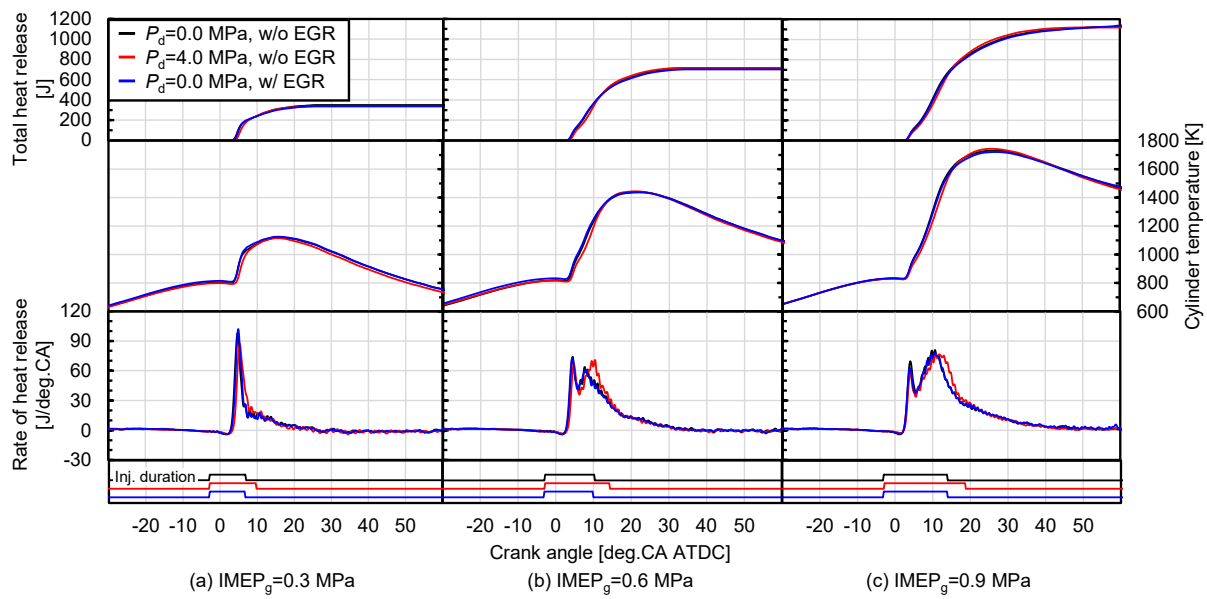


Fig. 7. Rate of heat release, cylinder temperature and total heat release.

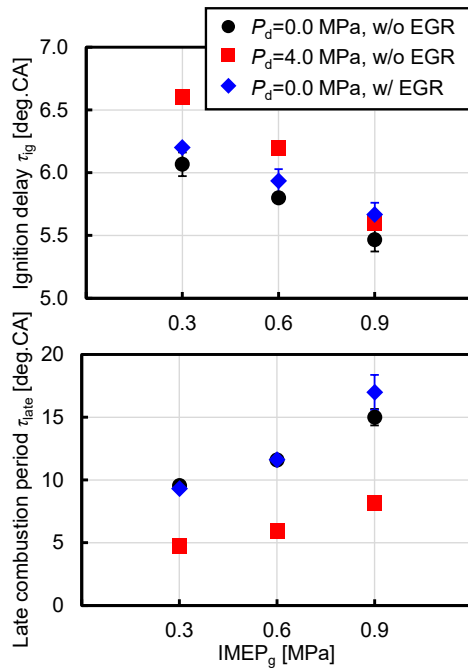


Fig. 8. Ignition delay and late combustion period.

る影響を上回ったと考えられる。また、外部 EGR を用いた場合、物理的着火遅れ期間に与える影響はほとんどない。しかしながら、酸素濃度が低下するため、化学的着火遅れ期間が長期化するため、着火遅れ期間が長くなったと考えられる。

また、Fig. 8 より、溶解燃料を用いることにより、後燃え期間が短縮化していることがわかる。これは CO_2 ガスの析出により、希薄・均一な混合気形成が促進され、燃料の過濃領域が減少したため、早期に後燃え現象が終了したためと考えられる。また、外部

EGR を用いた場合、 $\text{IMEP}_g = 0.9$ MPa においてのみ、後燃え期間の長期化が見られた。これは燃焼室全体の当量比が比較的高いことに加えて、外部 EGR により酸素濃度が低下したため、燃焼が緩慢になったと考えられる。

5.3 CO_2 ガス溶解燃料が排気特性に及ぼす影響

Fig. 9 に燃料噴射圧力 $P_{inj} = 60$ MPa の各 IMEP_g における $P_d = 0.0$ MPa (通常燃料) および $P_d = 4.0$ MPa (溶解燃料) の Smoke, THC, CO および NO_x の濃度を示す。溶解燃料と通常燃料を比較すると、いずれの負荷においても Smoke の排出量が大幅に低減していることがわかる。これは CO_2 ガス析出効果による噴霧の微粒化・分散が促進されたことにより、希薄・均一な噴霧が形成できたためである。また、未燃物質である THC についても同様に、 CO_2 ガス析出効果により、すべての条件において減少していることがわかる。CO については $\text{IMEP}_g = 0.3$ および 0.6 MPa 時における変化は少ないが、 $\text{IMEP}_g = 0.9$ MPa においては溶解燃料を用いることで、排出量が大幅に低減していることがわかる。CO は空気との混合が不十分な酸素の不足した条件で生成されるため、負荷の高い条件では噴霧内当量比が高くなり生成されやすくなる。しかし、溶解燃料を用いた場合、前述の CO_2 ガス析出効果により希薄・均一な混合気形成されたため、CO が減少したと考えられる。また、外部 EGR を用いた場合、

IMEP_g=0.9 MPa においては、Smoke および CO は増加した。これは高負荷域であることに加えて、外部 EGR の追加により、噴霧内当量比が増加し、酸素が不足したためであると考えられる。

一方、NO_x については噴霧内部 EGR 効果により減少すると推測されていたが、排出量にほとんど変化は見られなかった。 $P_d=4.0$ MPa は EGR 率に換算すると、約 10% となる。そのため、NO_x 低減に関する効果は十分にあると考えられる。さらに、溶解燃料においては外部 EGR と比較して、噴霧内部に CO₂ ガスを供給することができるため、NO_x 低減効果はより大きいと考えられる。しかしながら、Fig. 7 からわかるように、溶解燃料を用いた場合、拡散燃焼が活性化され

たことにより、筒内温度が上昇し NO_x が増加することが考えられる。IMEP_g=0.3 および 0.6 MPa の条件において NO_x の排出量にほとんど変化は見られなかった。これは噴霧内部 EGR の効果による NO_x 生成量の低減効果が、温度上昇に伴う NO_x 生成量の増加を相殺したためと推測される。また、IMEP_g=0.9 MPa の条件では噴霧内部 EGR 効果による NO_x 生成量の抑制以上に、燃焼が活性化されたため筒内温度が上昇し、NO_x の排出量が増加したと考えられる。以上より、従来の外部 EGR は NO_x 低減に対して非常に効果的であるが、溶解燃料による噴霧内部 EGR は NO_x 低減に対して十分な効果がないと考えられる。

5.4 燃料噴射圧力の変化による CO₂ ガス溶解燃料の影響

本研究では燃料噴射圧力 P_{inj} を 40, 60 および 80 MPa と変化させ実験を行なうことにより、燃料噴射圧力の変化による溶解燃料の影響を把握した。5.2 節で述べたように、燃料噴射圧力 $P_{inj}=40$ および 80 MPa においても、溶解燃料を用いることにより予混合燃焼時の熱発生率のピーク値が減少し、拡散燃焼時における熱発生率が増加した。また、着火遅れ期間や後燃え期間といった燃焼特性についても同様の傾向を示した。しかしながら、排気特性である NO_x の排出量についてのみ、5.3 節と異なる傾向を示したため、本節では NO_x の生成について考察を行なう。

Fig. 10 に燃料噴射圧力を変更した際における NO_x 排出量の測定結果を示す。これより、 $P_{inj}=80$ MPa の場合は $P_{inj}=60$ MPa の場合と同様、IMEP_g=0.9 MPa において溶解燃料を用いることにより、NO_x の排出量が増加したことがわかる。また、IMEP_g=0.6 MPa の場合においては、 $P_{inj}=60$ MPa の場合と異なり、溶解燃料を用いた際にわずかに NO_x の排出量が増加したことがわかる。これより、燃料噴射圧力が増加するに従い、高 IMEP_g における NO_x 排出量は増加することがわかる。これは IMEP_g の増加により燃料噴射量が増加し、筒内温度が上昇したことにより窒素と酸素の結合が促進されたためである。また、燃料噴射圧力の増加により早期に混合気形成が促進され、急峻な燃焼が生じたため、燃焼温度が上昇したと考えられる。

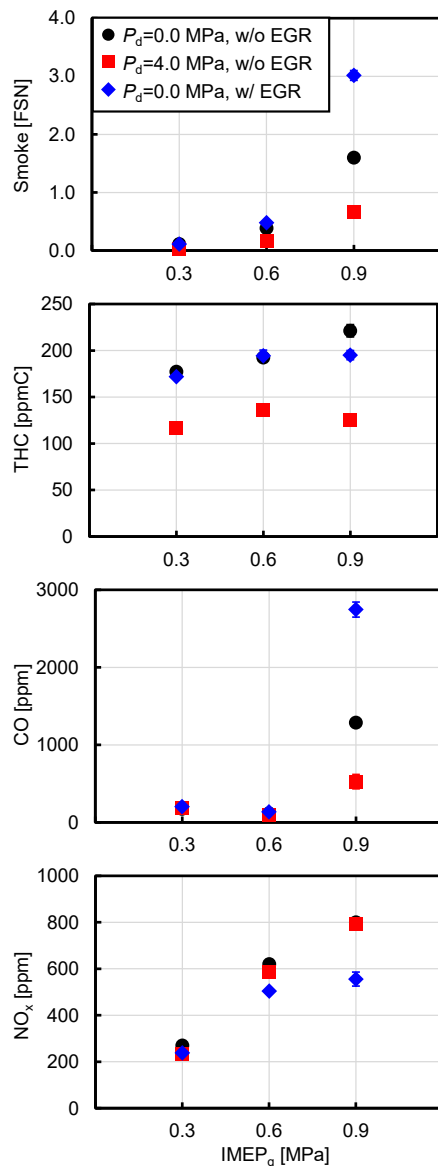
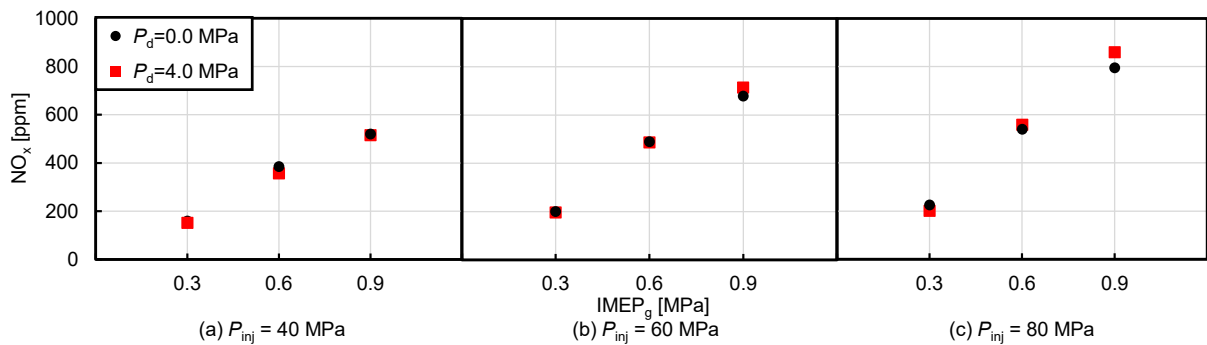
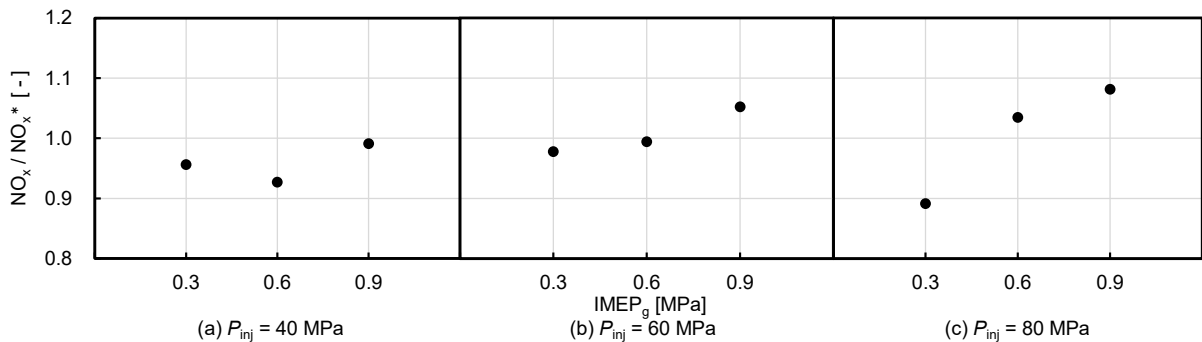


Fig. 9. Concentrations of Smoke, THC, CO and NO_x.

Fig. 10. NO_x emission amount.Fig. 11. Normalized NO_x emission amount (NO_x / NO_x*).

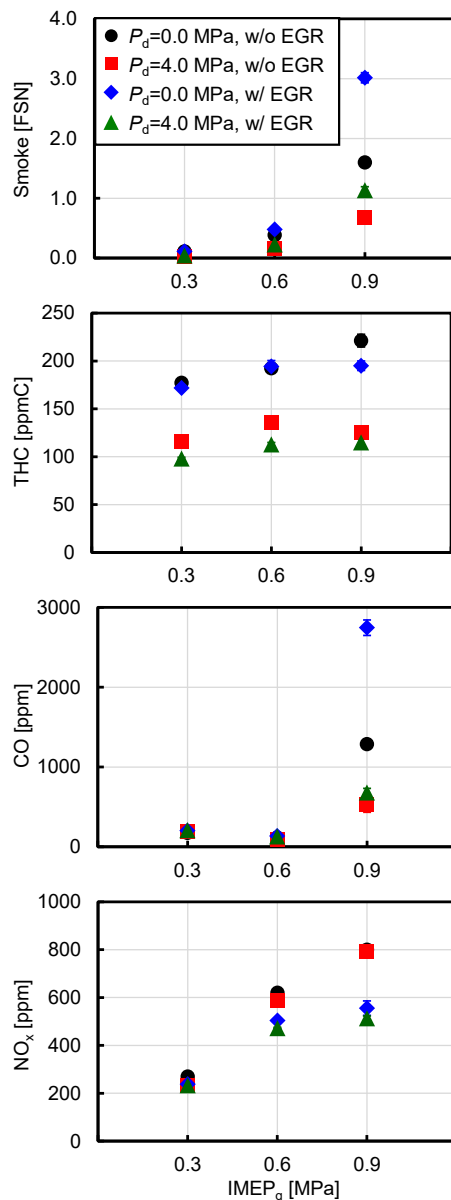
ここで、溶解燃料を用いた場合と通常燃料を用いた場合の NO_x の排出量を比較するため、各条件において溶解燃料の NO_x 排出量 (NO_x) を通常燃料の NO_x 排出量 (NO_x*) で除し、正規化した値 NO_x / NO_x* を Fig. 11 に示す。これより、溶解燃料を用いた場合、IMEP_g=0.3 MPa においては全ての燃料噴射圧力における NO_x 排出量が低減したことがわかる。しかしながら、IMEP_g=0.9 MPa においては燃料噴射圧力が高くなるにつれて、溶解燃料を用いることにより NO_x 排出量は増加傾向に転じた。これは 5.3 節で述べたように、噴霧内部 EGR 効果による NO_x の抑制と気体析出による燃焼の活性化の均衡に起因するものと考えられる。それに加えて、燃料噴射圧力の増加により噴霧液滴の微粒化が促進されたため、溶解気体の析出がノズル近傍において生じたことにより、混合気全体に対して噴霧内部 EGR の効果が発揮されなかったことが考えられる。一方、低燃料噴射圧力 ($P_{inj}=40$ MPa) においては、 $P_{inj}=80$ MPa と比較し溶解気体の析出が緩慢であり、噴霧全体に CO₂ ガスが拡散されたため、NO_x の排出量が低減できたと推測される。

5.5 CO₂ ガス溶解燃料と外部 EGR の複合システム

前節までの結果より、CO₂ ガス溶解燃料を用いるこ

とによって混合気形成が促進され、Smoke, THC および CO が減少し、NO_x に与える影響が小さいことがわかった。また、外部 EGR を用いた場合、燃焼温度が低下することにより NO_x が低下したが、酸素不足な条件となるため未燃物質の排出量は増加した。そのため、CO₂ ガス溶解燃料および外部 EGR を併用することにより、酸素不足な環境下においても混合気形成を促進することにより、燃焼に十分な酸素を噴霧内に取り込むことができると推測される。

Fig. 12 に各システム (通常燃料, CO₂ ガス溶解燃料, 外部 EGR, 複合システム (CO₂ ガス溶解燃料+外部 EGR)) における排気特性の計測結果を示す。IMEP_g=0.9 MPa において、複合システムでは CO₂ ガス溶解燃料と比較して、Smoke および CO はわずかに増加した。しかし、通常燃料や外部 EGR と比較した場合、複合システムでは Smoke および CO 排出量の低減効果が見受けられる。また、NO_x 排出量に着目すると、複合システムでは外部 EGR より低減効果が大きく、これは CO₂ ガスの析出により噴霧の分散性が向上することで、より多くの EGR ガスを噴霧に内包することができたためであると考えられる。そのため、外部 EGR のみと比較して、燃焼温度が低下し NO_x を低減したと考えられる。以上より、CO₂ ガス溶解燃料お

Fig. 12. Concentrations of Smoke, THC, CO and NO_x.

よび外部 EGR を併用することにより, Smoke や THC などの未燃物質を低減することができ, NO_x に対しては外部 EGR 以上の低減効果があることがわかった。

6. まとめ

本研究では CO₂ ガス溶解燃料を単気筒ディーゼル機関に適用することにより, 燃焼特性および排気特性の評価を行なった。以下に得られた知見を示す。

- CO₂ ガス溶解燃料を用いることにより, Smoke の排出量が約 50~70%低下する。
- CO₂ ガス溶解燃料を用いた場合, 低負荷時には NO_x の生成量を低下させることが可能であ

るが, 高負荷時には増加する。この傾向は燃料噴射圧力が増加することにより, より顕著となる。

- 溶解気体の析出効果により混合気形成が促進されるため, 拡散燃焼が活性化し後燃え期間が減少する。
- CO₂ ガス溶解燃料と外部 EGR を併用することにより, Smoke および THC の排出量を減少させることに加えて, 外部 EGR 以上に NO_x 低減効果がある。

参考文献

- 1) 柳原弘道, “新しい混合気形成法によるディーゼルの NO_x 同時低減”, 日本機械学会論文集 (B 編), **63**[606], 368-373 (1997).
- 2) 島崎直基, 西村輝一, “上死点近傍燃料噴射による予混合ディーゼル燃焼コンセプト”, 自動車技術会論文集, **36**[3], 31-36 (2005).
- 3) 小島昭和, 内山賢, 増田誠, 伊達健治, 堀内康弘, オラフ E.ハーマン, ヘルマン J.ラウメン, “ディーゼル噴射系の進化—超高压噴射が拓く世界—”, 自動車技術会論文集, **43**[6], 1269-1274 (2012).
- 4) 西田恵哉, 落合裕品, 新井雅隆, 廣安博之, “超高压噴射時のディーゼル噴霧の特性”, 日本機械学会論文集 (B 編), **63**[605], 344-349 (1997).
- 5) 千田二郎, 柴田一郎, 段智久, 藤本元, “ガス溶解燃料を用いたディーゼル噴霧の特性 (第 1 報, 窒素溶解燃料噴霧の特性)”, 日本機械学会論文集 (B 編), **63**[613], 277-284 (1997).
- 6) 千田二郎, 柴田一郎, 藤本元, “ガス溶解燃料を用いたディーゼル噴霧の特性 (第 2 報, 液化 CO₂ 混合燃料噴霧の特性)”, 日本機械学会論文集 (B 編), **63**[613], 271-276 (1997).
- 7) J.B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, (McGraw-Hill Inc., New York, 1988), pp. 130-132.
- 8) 伊藤猛宏, 工業熱力学 (2), (コロナ社, 東京, 1994), p.274.
- 9) 小林清志, 荒木信幸, 牧野敦, 燃焼工学, (理工学社, 東京, 1988), pp.37, 54-56, 96-98.