急速二段燃焼によるディーゼル機関の NO_x 低減*金 野 満^{*1}, 梶 谷 修 一^{*1}
岩 瀬 俊 幸^{*2}, 渡 部 泰 幸^{*3}The Effect of Rich-Lean Rapid Two-Stage Combustion for NO_x Reduction
in a Diesel EngineMitsuru KONNO^{*4}, Shuichi Kajitani,
Toshiyuki IWASE and Yasuyuki WATANABE^{*4} Ibaraki University, Dept. of Mechanical Engineering,
Nakanarusawa 4-12-1, Hitachi, Ibaraki, 316-8511 Japan

Rich-lean rapid two-stage combustion was attempted to reduce NO_x from the diesel engine. The effect of the mixture concentration and its history on NO formation was evaluated using a thermo-chemical three-zone model. The experimental study was also carried out using a small direct-injection diesel engine with high turbulent combustion system. Fuel-rich mixture was formed by two small cavity combustion chambers. Dimethyl Ether was used to form uniform rich mixture and to avoid smoke formation. The results show that NO_x can be reduced in the heavy load when the mixture concentration shifts to lean from rich condition in a short period.

Key Words: Diesel Engine, Combustion, Pollutant, NO_x , Rich Mixture, Two-Stage Combustion, Turbulence, Dimethyl Ether

1. ま え が き

近年、ディーゼル機関の NO_x 低減方法として、着火以前に燃料と空気との混合を完了し、希薄状態で燃焼を開始させる希薄予混合自着火燃焼^{(1)~(4)}が注目されている。本燃焼方式では NO_x 排出量が大幅に減少することが明らかとなっているが、着火ならびに燃焼制御が容易ではないこと、および HC の排出量増大などの問題がある。

一方、過濃側からのアプローチとして燃焼初期を過濃状態とし、その後二次空気を導入して一気に希薄化する二段燃焼⁽⁵⁾がある。二段燃焼は、希薄燃焼ほどの NO_x 低減は期待できないものの、安定した着火と高負荷で適用できるメリットがある。ただし、過濃から希薄へ移行する際に、二次空気をすばやく導入しないと残余燃料ならびに微粒子の酸化が不十分となるばかりでなく、量論当量比を通過する時間が長くなって NO 低減効果が低下すると考えられる。また、過度に濃い領域が存在すると燃費ならびに吐煙が悪化するた

め、初期濃混合気はできるだけ均一であることが望ましい。すなわち本燃焼法を実現するには、急速混合と均一濃混合気の形成が重要と考えられる。

本研究では、3領域モデルを用いて NO 排出量に対する初期混合気濃度および希薄への移行時間の影響について検討するとともに、高かく乱燃焼方式⁽⁶⁾ディーゼル機関を用いて急速二段燃焼を試み、モデルによる解析結果と併せて本燃焼法の NO_x 低減効果について検討を行った。

2. モデルによる検討

2.1 モデルの概要 最初に、初期混合気の過濃化の程度および過濃から希薄へ移行時間が NO 生成に対して与える影響について、簡単な3領域モデル⁽⁷⁾を用いて調べた。モデルの概要は以下のとおりである。シリンダ内を未然領域、燃焼領域および既燃領域に分割する。燃焼領域は一つではなく、入力値として与えた熱発生率および燃焼開始時空気過剰率 λ_1 に対応させて計算ステップごとに新しい領域を形成する。各燃焼領域が時間の進行とともに未然領域の空気と混合して最終的に平均空気過剰率 λ_m となって既燃領域に取り込まれる。その際の λ の変化は式(1)に従うものとし、式中の混合進行度 $f(t)$ は式(2)で与え

* 原稿受付 1999年11月15日。

^{*1} 正員、茨城大学工学部(☎ 316-8511 日立市中成沢 4-12-1)。^{*2} 准員、日立製作所(☎ 317-0056 日立市白金町 1-1-1)。^{*3} 学生員、茨城大学大学院。

E-mail: konno@mech.ibaraki.ac.jp

た⁽⁸⁾。

燃焼領域の空気過剰率：

$$\lambda = \lambda_1 + f(t)(\lambda_m - \lambda_1) \dots \dots \dots (1)$$

混合進行度：

$$f(t) = 1 - \exp\{-6.9(t/\tau)^{m+1}\} \dots \dots \dots (2)$$

ここで、 t は混合開始からの経過時間である。 τ は λ が λ_m に達するまでに要する混合時間であり、混合強度のパラメータである。この値が小さいほど急速混合が行われることになる。 m は混合経過を決定する値であり、本研究では、 $m=2.0$ 一定とした⁽⁸⁾。図1に $m=2.0$ のときの燃焼領域における λ の時間変化を示す。NO は、各燃焼領域において空気との混合過程で生成されるものとし、拡大 Zeldovich 機構により求めた。

2.2 初期濃度および混合時間が NO 生成に及ぼす影響 図2に、供試機関(後述)において、燃料噴射時期-12° CAATDC、機関回転速度 960 rpm、平均空気過剰率 2.7 で運転したときの実測熱発生率をもとに燃焼開始時空気過剰率 λ_1 が NO 排出量に及ぼす影響についてモデルを用いて調べた結果を示す。この際、混合時間 τ の値については $\lambda_1=1.0$ としたときに NO 排出量の計算値が実測値 770 ppm になるような値 0.75 ms に設定した。図2において、NO 排出量は λ_1 が小さくなるにしたがって減少している。 $\lambda_1=1.0$ の場合と比較して、 $\lambda_1=0.9$ では約 30%、 $\lambda_1=0.8$ では約 60% NO 排出量が減少しており、 λ_1 をわずかに量論混合比から過濃側にシフトするだけで大きな NO 低減が得られることがわかる。さらに過濃化することで NO 排出量は減少するが、その減少程度は弱まる傾向を示す。 λ_1 が小さくなるほど燃費や吐煙への悪影響が強いことを考慮すると、 λ_1 を極端に小さくするのは不適当と思われる。

次に、 $\lambda_1=0.8$ とし、混合時間 τ が NO 排出量に対して与える影響について調べた結果を図3に示す。NO 排出量は、混合時間 τ の短縮とともに減少する。

Fig. 1 Change in excess air ratio in combustion zone

これは、 τ が短縮するほど NO 生成速度の高い量論混合比付近を通過する時間が短縮するためである。すなわち、過濃希薄二段燃焼では急速な二次空気の導入が不可欠である。

3. 実験装置および実験方法

3.1 供試機関および燃料 実験には 4 サイクル単気筒の直接噴射式小形ディーゼル機関を高く乱燃焼方式に改造して用いた。主要諸元を表1に示す。高く乱燃焼方式は、図4に示すようにかく乱流を生成するための小さな副室と独立して制御可能な副噴射系を有している。少量の副燃料を副室に噴射し、連絡孔を通して噴出する燃焼ガスにより主室内に強い流動を与えることが可能である。副室容積は上死点における全すきま容積の 10%、連絡孔の直径は $\phi 2$ mm である。副噴射時期および噴射量に関しては、燃費、吐煙および NO_x に対する両パラメータの影響に関する予備実験結果および本燃焼システムの最適乱流条件に関する熱力学的解析結果⁽⁹⁾ をもとに副噴射量は熱量換算で全噴射量の 10%、噴射時期は上死点后 10° CA と

Fig. 2 Effect of the initial excess air ratio on NO emissions (Calculated by thermo-chemical three-zone model. Overall excess air ratio: $\lambda_m=2.7$ diffusion time: $\tau=0.75$ msec, engine speed=960 rpm)

Fig. 3 Effect of diffusion time on NO emissions (Calculated by thermo-chemical three-zone model. Initial excess air ratio: $\lambda_1=0.8$, Overall excess air ratio: $\lambda_m=2.7$)

した。機関回転速度は 960 rpm, 主燃料噴射時期は上死点前 12°CA とした。実験条件を表 2 に示す。

供試燃料には軽油およびジメチルエーテル(以下 DME)を用いた。両燃料の主要諸元を表 3 に示す。DME は、セタン価が高く、通常のディーゼル機関を大幅に改造することなく円滑に運転することが可能である。C-C 結合をもたないため高負荷においても吐煙は排出されない⁽¹⁰⁾。沸点が -24.9°C と低いために噴射後直ちに蒸発し、比較的均一な混合気が形成されるところとされる。また量論混合比が軽油の約 2/3 であることから、二次燃焼が軽油に比べて速やかに行われるとされる。DME で運転する際には燃料タンクから噴射ポンプまでの燃料供給を高圧窒素ガスで 3.43 MPa に加圧するとともに、潤滑性確保のために潤滑向上剤(Hitech 580)を 500 ppm 添加した。

なお、本研究では発熱量の異なる 2 種類の燃料を使用することから、燃料消費の指標として燃料消費率を熱量換算した熱消費率(MJ/kW・h)を用いた。

3・2 濃混合気の形成 燃焼室キャビティ容積をオリジナル燃焼室のキャビティ容積に対して 0.6 および 0.5 と小さくすることで、ピストンキャビティ内に濃混合気を形成した。供試燃焼室の諸元を表 4 に示す。また、試作した小容積キャビティ燃焼室の概観および断面図をそれぞれ図 5 および図 6 に示す。圧縮比をオリジナルと同等とするためにキャビティ周辺に空気だまりを設けた。図 7 に、噴射された燃料すべてが

Table 1 Engine specifications

Type of engine	Direct-injection single cylinder 4cycle diesel engine with turbulence cell
Bore×stroke	φ92×96mm
Compression ratio	17.0
Injection pump	Bosch type

Fig. 4 Structure of high turbulence combustion system

キャビティ内にとどまると仮定したときのキャビティ内平均 λ を燃料噴射量に対して示す。小容積キャビティでは、燃料噴射量が 21 mg 以上で $\lambda=1$ 以下の濃混合気が形成されることがわかる。この噴射量は正味平均有効圧で 0.4 MPa 以上に相当する。

Table 2 Test conditions

Fuel	Gas oil, DME
Engine speed	960 rpm
Main-injection timing	-12 deg. ATDC
Sub-injection timing	10 deg. ATDC
Sub-injection fuel ratio for the total fuel quantity (energy base)	10%
Combustion chamber	Base, Rich(cavity vol. 0.6, 0.5)
Turbulence cell pass dia.	φ2mm

Table 3 Fuel specifications

Fuel	Gas oil	DME
Chemical Formula	-	CH ₃ OCH ₃
Stoichiometric A/F Ratio	14.6	8.96
Lower Heating Value (kJ/kg)	42700	28430
Boiling Point @0.101MPa (°C)	180-370	-24.9
Cetane Number	50-60	>>55

Table 4 Specifications of tested combustion chambers

	Original combustion chamber	Cavity vol. ratio 0.6	Cavity vol. ratio 0.5
Cavity volume (cm ³)	29.8	17.7	14.6
Cavity volume ratio to the original cavity volume	1.0	0.59	0.49
Cavity volume ratio to the total clearance volume at TDC	0.75	0.44	0.37

Fig. 5 Combustion chamber with a small cavity for rich mixture formation (Cavity vol. ratio=0.6)

Fig. 6 Cross section of the test combustion chambers

Fig. 7 Average excess air ratio in piston cavity as a function of the amount of fuel injected

4. 結果および考察

4.1 急速二段燃焼の効果 図8に軽油を燃料としたときの、ベース機関(図8中Base), 容積比0.6の小容積キャビティ燃焼室(図8中Rich), および小容積キャビティ燃焼室と高く乱燃焼方式を組合せた急速二段燃焼の場合(図8中Rich+Turbulence)の正味平均有効圧に対する NO_x , 吐煙濃度, および正味熱消費率を示す。図8において, 小容積キャビティのみでは NO_x はかえって増加し, 正味熱消費率および吐煙濃度もベース機関に比べて悪化する。ピストン下降に伴う逆スキッシュだけでは二次空気の導入が迅速に行われず, その過程で量論混合比付近の滞留時間が長くなって NO_x 生成量が増加したと考えられる。一方, かく乱を導入して急速混合した場合には, 正味平均有効圧 0.4 MPa 以上の高負荷域で NO_x が減少する。図7に示したように, 小容積キャビティでは正味平均有効圧 0.4 MPa 相当の燃料噴射量以上でキャビティ内平均 λ は 1.0 以下となるが, 濃混合気形成されると推察される負荷と NO_x の減少負荷域とが対応している。高負荷になるほどキャビティ内混合気の過濃化

Fig. 8 Effect of rich-lean two-stage combustion on NO_x , smoke and BSEC (Engine speed=960 rpm, cavity volume ratio to the original piston cavity =0.6)

が進み, 最大負荷時には平均 $\lambda=0.7$ 程度の混合気形成されていると考えられ, NO_x はベース機関に比べて 40% 減少する。モデルによる検討結果とあわせて考えると, 単に過濃混合気を形成するだけでは NO_x 低減は得られないが, 二次空気を急速に取り込んで過濃から希薄へ短時間で移行することにより NO_x の低減が可能と判断できる。

ただし, 実機における NO_x 減少量はモデルによる予測と比べると小さい。この原因として, モデルでは均一濃度の混合気を仮定したが, 実際には平均濃度を中心に濃度分布が存在すること, 燃料噴射の進行にしたがって徐々に過濃化が進行すること, および過濃化するほど平均 λ に達するまでの混合時間が長くなることなどが挙げられる。

吐煙は, 急速混合することによりベース機関と同等のレベルに抑えられるが, 正味熱消費率は過濃燃焼のみに比較して改善するものの, ベース機関のレベルには達しない。過濃化により着火遅れが短縮して初期燃焼量が減少し, 等容度が低下したこと, 壁面熱損失が増加したこと, および過度に濃い混合気形成され, かく乱を導入したとしても残余燃料および微粒子の酸化が十分でなかったことが原因と考えられ

Fig. 9 Effect of cavity volume on NO_x , smoke and BSEC (Engine speed=960 rpm)

Fig. 10 Comparison of rate of heat release (BMEP=0.6 MPa)

る。

4・2 過濃化の程度が NO_x に及ぼす影響 次に、燃焼室キャビティ容積をさらに小さくし、混合気の過濃化の程度が NO_x 排出量に及ぼす影響について調べた結果を図9に示す。キャビティ容積比を0.5とした場合には、0.6の場合に比べて高負荷において NO_x が低下する。正味平均有効圧0.6 MPaにおけるベース機関、キャビティ容積比0.6および0.5のキャビティ内平均 λ はそれぞれ1.5, 0.77および0.61と見積もられ、過濃化の程度が大きいほど NO_x 排出量は少ないことが示されている。吐煙および熱消費率は過濃

Fig. 11 Effect of change in heat release rate and mixture enrichment on NO_x emissions

Fig. 12 Engine performance of rich-lean rapid two-stage combustion with DME as a main fuel (Main Fuel: DME, Main Injection=-12[°CA], Sub-Fuel: Gas Oil, Sub-Injection=+10[°CA], Engine Speed=960 rpm)

化が進むと悪化する。

4・3 NO_x 低減に対する熱発生パターンの影響

図10に急速二段燃焼(容積比0.5)の熱発生率をベース機関と比較して示す。二段燃焼では、着火遅れが短縮し、初期熱発生率が低下している。急速二段燃焼による NO_x 低減の要因として濃混合気の形成のほか、熱発生パターンが変化して燃焼領域の温度が低下したことが考えられる。そこで、軽油に着火促進剤を添加することによりベース機関の着火遅れを二段燃焼と同等に短縮し、熱発生パターンを揃えたうえで NO_x

排出量の比較を行った。着火促進剤には N を含まないカヤブチル(CH₃)₃COO(CH₃)₃を用いた。図 10 に示すようにカヤブチルを 1.5% 添加したときにベース機関の着火遅れが二段燃焼と同等となり、熱発生パターンもほぼ同等となる。図 11 に正味平均有効圧 0.6 MPa における各条件の NO_x 排出量を示す。NO_x 低減率は、ベース機関において着火遅れを短縮した場合に約 5%、急速二段燃焼では約 40% であって、これらの差約 35% が過濃化による NO_x 低減効果と判断できる。

4.4 DME を用いた急速二段燃焼 DME を主燃料として急速二段燃焼を行ったときの機関性能を図 12 に示す。このときのキャピティ容積比は 0.5 であり、かく乱流を生成するための副燃料には軽油(熱量換算で 10%)を用いた。

急速二段燃焼の NO_x 排出量は 0.3 MPa 以上の高負荷で改善され、軽油運転時と同様に最大で約 40% 低下する。熱消費率に関しては、軽油では急速混合したとしてもベース機関のレベルには達しなかったのに対して、DME ではベース機関と同等のレベルを保っている。沸点が低く蒸発が早いために過度に濃い混合気の形成が抑制されること、ならびに量論空燃比が小さいために二次燃焼が軽油に比べて迅速に行われることなどの理由により燃焼改善と過濃化による NO_x 低減とが同時に得られたものと考えられる。軽油噴霧においても高圧噴射やマイクロホールノズル等を用いて濃混合気の均一化を促進することにより燃費の改善は可能と思われる。

吐煙が 8~18% in Bosch 排出されたが、これは副燃料に軽油を用いたためであり、副燃料にも DME を用いることにより無煙運転が可能と思われる。

5. ま と め

(1) 小容積燃焼室と高かく乱燃焼方式を組合せた急速二段燃焼では、濃混合気が形成される中・高負荷において NO_x の低減が可能である。

(2) 濃混合気を形成しただけでは NO_x は低減しない。二次空気の導入を迅速に行って短時間で過濃から希薄域に移行することが必要である。

(3) DME を燃料とする急速二段燃焼では熱効率を悪化させずに NO_x を低減することができる。

本研究の遂行にあたって造船学術研究推進機構および岩谷直治記念財団の援助を受けたことを付記し、謝意を表する。

文 献

- (1) 柳原弘道・ほか 2 名, 第 13 回内燃シンポジウム講論集, (1996), 365-368.
- (2) 鈴木央一・ほか 3 名, 自技会前刷集, 966 (1996), 229-232.
- (3) Harada, A., ほか 5 名, *SAE Paper*, 980533 (1998).
- (4) 島崎直基・ほか 3 名, 機講論, No. 98-1 (III) (1998), 448-449.
- (5) Chikahisa, T., IPC-8, 9531066 (1995), 93-98.
- (6) Konno, M., ほか 2 名, *SAE Paper*, 920467 (1992).
- (7) 金野満・ほか 1 名, 機論, 65-631, B (1999), 328-333.
- (8) 村山正・ほか 2 名, 機論, 44-381, 2 (1978), 1706-1714.
- (9) 金野満・ほか 2 名, 北海道大学工学部研究報告, 第 165 号, (1993), 21-30.
- (10) Kajitani, S., ほか 3 名, *SAE Paper*, 972973 (1997).