デュアルフューエルエンジン燃焼における
オゾン添加の効果*西田 啓之^{*1}, 石井 崇智^{*2}
平島 繁紀^{*3}, 橘 武史^{*4}

Effect of Ozone on Combustion of a Dual Fuel Engine

Hiroyuki NISHIDA^{*5}, Takatoshi ISHII,
Shigeki HIRASHIMA and Takeshi TACHIBANA^{*5} Department of Mechanical Engineering, Kyushu Institute of Technology,
1-1 Sensui-cho, Tobata-ku Kitakyushu-shi, Fukuoka, 804-8550 Japan

In order to widen the operational range of a dual fuel engine and maintain good thermal efficiency and emission characteristics, ozone was added into the suction air. Experimental results showed that the added ozone improved the ignition performance of the engine; eventually homogeneous charge compression ignition (HCCI), with only natural gas/air premixture and no fuel injection became possible under 1 300 ppm or higher ozone concentration without any extra devices such as an inlet air heater. Numerical analysis simulating the compression to ignition stage also supports this phenomenon mainly based on release of active O radical decomposed from ozone.

Key Words: Diesel Engine, Ignition, Thermal Efficiency, Premixed Combustion, Emission Control, Ozone, Natural Gas

1. 序 論

ディーゼルエンジンの高い効率を保ちながら排気ガスの浄化を行う方法として、従来のディーゼル燃料の噴射に加えて天然ガス予混合気を併用するデュアルフューエル方式が提案され⁽¹⁾, とくに黒煙の排出の大幅な低減を中心とした効果が報告されている⁽²⁾. しかしながら低負荷運転時や, CO₂排出量抑制のために, 噴射燃料に対する天然ガスの割合を増大させると, 着火, 燃焼が不安定となり, 効率は低下し, 排ガス特性も悪化する.

この問題を解決することを目的として, 吸気の一部をオゾン化し, 着火, 燃焼を促進することを試みる. この手法は, 筆者らがこれまでに行った燃焼へのオゾンの応用研究⁽³⁾から発想するに至ったものである. 本方法を用いることで, 燃料噴射を全く行わない予混合圧縮自己着火 (HCCI: Homogeneous Charge Com-

sion Ignition) 運転の可能性も観察された. また, この現象を理解するために, オゾン添加の反応が HCCI に与える影響に関して数値解析を用いた検討も行ったので, ここに報告する.

2. 実験装置および方法

図 1 に実験装置の概略図を示す. 供試機関として, 直噴式ディーゼル機関 (空冷 4 サイクル単気筒, 排気量 276ml, ボア×ストローク 72mm×68mm, 圧縮比 20.5, 定格出力 4.6kW, 噴射時期 18° BTDC) を使用した. 吸気系にベンチュリミキサを取付け, 天然ガスと空気を予混合し, エンジンに供給する. また, 排気管からプローブで排出ガスをサンプリングし, NO_x, 黒煙, HC, CO の各排出濃度を測定した. 使用した天然ガスは都市ガス 13A で, その組成を表 1 に示す.

Table 1 Composition of natural gas used for experiment

CH ₄	88.2
C ₂ H ₆	7.6
C ₃ H ₈	1.8
C ₄ H ₁₀	3.0

(vol%)

* 原稿受付 2003 年 8 月 21 日.

^{*1} 正員, 九州工業大学大学院工学研究科 (〒804-8550 北九州市戸畑区仙水町 1-1).^{*2} 九州工業大学大学院工学研究科.^{*3} 正員, 北九州工業高等専門学校 (〒802-0985 北九州市小倉南区志井 5-20-1).^{*4} 正員, 九州工業大学工学部.

E-mail: hiro-nishi@email.ne.jp

Fig.1 Experimental setup.

ここで運転条件と使用燃料などを下記のように定義する。

- (1) diesel 運転：軽油のみを使用して運転
- (2) dual 運転：軽油を減らし、その分天然ガス供給して天然ガスと軽油を使用して運転
- (3) dual+O₂ 運転：dual 運転に酸素を 5Nl/min (吸入空気量の約 2.5%) 供給して運転
- (4) dual+O₂+O₃ 運転：dual+O₂ 運転において、供給酸素の一部をオゾン化して運転

天然ガス割合 (軽油と天然ガスの全発熱量に対する天然ガスによる発熱量の比、図中 NGRatio とする) をパラメータとし以下のような手順で実験を行った。

まず、diesel 運転を行う。次に、軽油の噴射量を減らし、逆に天然ガスを増やしていくことで天然ガスと軽油による、dual 運転を行う。さらに酸素ボンベから酸素を供給して dual+O₂ 運転を行う。最後に供給する酸素の一部をオゾナイザーによってオゾン化し、吸気に添加することで dual+O₂+O₃ 運転を行う。

各運転では正味平均有効圧力 450kPa (トルク 9.8Nm) で固定し、回転数が 1500rpm になるように軽油と天然ガス流量を調整した。測定された筒内圧力変化 (P-θ 線図) とそれから計算される熱発生率をもとに、熱効率や排気特性にオゾンが及ぼす影響について調べた。

3. デュアルフューエルの実験結果と考察

3.1 オゾン添加による正味熱効率の変化 図 2 に dual 運転時に天然ガス割合を変化させた場合の筒内圧力と熱発生率を示す。天然ガス割合を高くするに従って着火遅れ時間が増大し、筒内圧力が低下する。その結

果、正味熱効率も大きく低下する。これを改善するために吸気にオゾンを添加した。図 3 に天然ガス割合 0.27 におけるオゾン添加の有無による筒内圧力と熱発生率の比較を示す。図より dual 運転と dual+O₂+O₃ の各運転での筒内圧力、熱発生率に大きな違いは見られない。後に述べるように反応解析によって、天然ガスと空気の混合気にオゾンを添加することで、混合気の化学反応速度を大きくし着火遅れ時間が短縮できることが確認されているにも関わらずオゾン添加の影響が見られないのは、天然ガス割合が低く、エンジン燃焼室内の燃焼が軽油による拡散燃焼が主であることが原因と考えられる。つまり、拡散燃焼の場合、燃料である軽油と酸素との拡散、混合の速さが支配的となっており、化学反応速度はそれほど重要ではない。このため、オゾンを添加した影響がみられなかったと考えられる。

それに対し、天然ガス割合が高い場合にはオゾン添加の影響がみられるようになる。図 4 に天然ガス割合 0.76 におけるオゾン添加の有無による筒内圧力と熱発生率の比較を示す。筒内圧力の比較では、dual 運転における最大筒内圧力は diesel 運転時よりも約 1MPa 低下している。ここで、吸入気体にオゾンを添加することで最大筒内圧力が高くなる。このように天然ガス割合が高くなると、天然ガス予混合気濃度も高くなり、オゾン添加によって着火遅れ時間が短縮されて初期燃焼が抑制され、その後の主燃焼である軽油と天然ガスの予混合気が合わさって燃焼する形態となる。その結果、燃焼室内のオゾン濃度を 1300ppm とした dual+O₂+O₃ 運転では最大筒内圧力が diesel 運転とほぼ同等までになっている。オゾン添加の効果は複雑な挙動を示すため、そのメカニズム解明のための実験、調査を引き続き行う予定である。

次に熱発生率の比較では、dual 運転では diesel 運転と比較して、初期燃焼の割合が低下し主燃焼による熱発生量が高くなっていることがわかる。オゾンを添加した dual+O₂+O₃ 運転では、軽油による初期燃焼時期が早まり、天然ガス予混合気の主燃焼による熱発生量が大きくなる。また、燃焼室内のオゾン濃度が高くなるほど主燃焼による熱発生量が増大していることもわかる。

これらの結果をふまえ、正味熱効率について考察する。図 5 に天然ガス割合に対する熱効率変化を示す。

天然ガス割合が 0.5 以下ではオゾンを吸入気体に添加しても dual 運転、dual+O₂+O₃ 運転の各運転状態に熱効率の違いはほとんど見られず、単調に低下していく。今回の設定では天然ガス割合が 0.5 付近であっても、

Fig.2. Effect of natural gas ratio on pressure and heat release (dual operation).

Fig.3. Effect of added ozone concentration on pressure and heat release (NG ratio = 0.27).

Fig.4. Effect of added ozone concentration on pressure and heat release (NG ratio = 0.76).

Fig.5. Thermal efficiency vs natural gas ratio for different ozone concentration.

エンジン燃焼室内の天然ガスの当量比はきわめて低く約 0.2 である。さらに低い天然ガス割合の範囲では天然ガスの当量比はさらに小さく、天然ガスの希薄可燃限界以下であると考えられる。このため吸入した天然ガスの燃焼が緩慢となり、発生した熱が有効な仕事に変換されず、熱効率が低下したと考えられる。

天然ガス割合が 0.5 より大きい領域においても dual 運転の熱効率は天然ガス割合の増加とともに低下している。それに対して、dual+O₂+O₃ 運転では熱効率の低下が抑制された。これは吸入にオゾンを添加したことにより、天然ガスの着火遅れ時間が短縮され、最大筒内圧力も上昇し、発生した熱が有効な仕事に変換されたためと考えられる。

天然ガス割合が 0.9 以上になると、軽油噴射量が少なく、着火源として不十分であるためオゾンを添加しない dual 運転ではエンジンの運転は不可能であった。それに対し、オゾンを添加した dual+O₂+O₃ 運転では、天然ガス割合が 1.0、すなわち軽油を全く噴射しない天然ガスのみによる予混合気に対しても圧縮自着火運転が可能となった。

3.2 オゾン添加による排気特性の変化 図 6 にオゾン添加による排気特性の変化を示す。NO_x の生成量は燃焼温度と雰囲気中の酸素濃度が大きく影響する。dual+O₂ および dual+O₂+O₃ 運転では燃焼室内の酸素濃度が dual 運転に対して約 2% 高い。そのため NO_x の排出濃度が dual 運転よりも高くなる。また天然ガス割合が 0.8 以上になると NO_x 排出濃度は急激に低下する。天然ガス割合が 1.0 以外では、燃焼室内に軽油が噴射され拡散燃焼が行なわれるので、燃焼温度が高い部分が生じ、NO_x の排出濃度は高い。天然ガス割合が大きくなると、軽油の拡散炎は小さくなり NO_x

は低下する。天然ガス割合が1.0では、約0.4という低い当量比で天然ガスと空気の前混合燃焼が行なわれるので燃焼温度はそれほど高くない。したがってNOxはほとんど排出されない。

HCとCOの発生は天然ガスの不完全燃焼が原因であり、天然ガス割合が高い場合、その排出量が増加する。しかしオゾン添加によりHCとして排出されていたものが燃焼し、COやCO₂として排出されるようになるため、COは増加してHCは減少すると考えられる。

黒煙は軽油の不均一燃焼が原因で発生する。そのため天然ガス割合が高くなり、軽油の噴射量が減少するにつれて排出量は減少する。また dual+O₂ および dual+O₂+O₃ 運転では dual 運転に比較して燃焼室内の酸素濃度が約2%高いため、すすの酸化が進み dual 運転のときと比較して黒煙の排出量は減少する。オゾンは天然ガス空気混合気の着火遅れ時間を短縮するが、黒煙の生成に関係の深い軽油の拡散燃焼には影響を及ぼさない。そのため dual+O₂+O₃ 運転ではオゾンを添加しても違いがみられなかったと考えられる。

Fig.6. Variation of emissions by natural gas ratio and ozone concentration

4. オゾン添加による予混合圧縮着火運転の可能性

図5に示すようにオゾン添加量を増すことにより、天然ガス割合1.0、つまり予混合圧縮着火(HCCI)運転を行うことができた。そこでHCCI運転の可能性について調べるため、さらに高濃度のオゾンを添加した。

図7にHCCI運転におけるオゾン濃度変化による筒内圧力と熱発生率を示す。燃焼室内オゾン濃度が1250ppm付近の運転条件では、熱発生率曲線から、上死点後40deg付近でも熱発生がみられ、diesel運転と比較して緩慢な燃焼が行なわれていることがわかる。燃焼室内オゾン濃度を高くすると、低い濃度のときと比べて、燃焼による筒内最大圧力の上昇が認められる。熱発生率を見ても熱発生のピークが上死点側に位置している。一般に往復動機関において効率よく運転するには着火時期をコントロールすることが重要であり、筒内最大圧力の時期が上死点後10deg~15degとなる場合が最適であるとされている。ガソリンエンジンに代表される火花点火機関では火花点火時期、ディーゼルエンジンに代表される圧縮点火機関では軽油噴射時期、軽油噴射期間といった方法で着火時期を制御し、筒内最大圧力の時期を最適にしている。しかしながら、HCCI運転での着火、燃焼では従来の機関のような手法は使えないため、着火時期、燃焼期間の制御が難しい。しかし、燃焼室内オゾン濃度を変えることで着火時期を制御できることが熱発生率のグラフからわかる。オゾン濃度が高くなるに従い筒内最大圧力が高くなり、1700ppmのオゾンを添加した場合、筒内最大圧力が上死点後約10deg付近で現れている。HCCI運転におけるオゾン濃度に対する熱効率変化を見ると、

Fig.7. Effect of ozone concentration on HCCI operation.

Values in ppm : Ozone concentration.

オゾン濃度の低い 1250ppm の時は、緩慢な燃焼のため diesel 運転時に比べ大きく低下している。しかしオゾン濃度を高くし理想的な着火時期で燃焼を行った 1700ppm の時では diesel 運転時と同等の熱効率を得ることができた (図 8)。

HCCI 運転では希薄混合気が燃焼しているので、燃焼ガス温度がそれほど高くない。そのため diesel 運転よりも燃焼室内の酸素濃度が高いにもかかわらず、NO_xはきわめて少ない。また軽油による拡散燃焼は行なわれず、天然ガスの予混合燃焼のみが行なわれるので黒煙は全く発生しない。一方で、天然ガスの不完全燃焼に起因する HC や CO は、diesel 運転よりも HCCI 運転において増加する。その場合でも燃焼室内オゾン濃度を高くすることでそれらの低減が可能であることが示された。

Fig.8. Variation of thermal efficiency in HCCI operation.

Values in ppm : Ozone concentration.

5. オゾン-天然ガス空気混合気の反応解析

オゾンが天然ガスと空気の燃焼に及ぼす影響を調べるため反応計算を行った。天然ガスの組成は表 2 に示すものとした。天然ガス空気混合気に対して、オゾンを添加した反応解析を行い、着火遅れ時間を求めオゾン添加の無い場合と比較する。天然ガス空気混合気の反応モデルには G.R.I.-MECH 3.0⁽⁴⁾を用い、下記に示すオゾン反応式⁽⁵⁾を追加した。

Table 2 Gas fuel composition used for numerical analysis

CH ₄	88.2
C ₂ H ₆	7.6
C ₃ H ₈	4.8

(vol%)

すなわち素反応式数 329, 化学種数は以下の 54 種類を考慮した。

(H₂, H, O, O₂, OH, H₂O, HO₂, H₂O₂, C, CH, CH₂, CH₂(S), CH₃, CH₄, CO, CO₂, HCO, CH₂O, CH₂OH, CH₃O, CH₃OH, C₂H, C₂H₂, C₂H₃, C₂H₄, C₂H₅, C₂H₆, HCCO, CH₂CO, HCCOH, N, NH, NH₂, NH₃, NNH, NO, NO₂, N₂O, HNO, CN, HCN, H₂CN, HCNN, HCNO, HOCN, HNCO, NCO, N₂, AR, C₃H₇, C₃H₈, CH₂CHO, CH₃CHO, O₃)。

計算は圧縮比 20.5, 回転数 1500rpm の断熱圧縮膨張サイクルとし、温度、圧力、濃度の空間分布は無いものとした。着火時期は空気の断熱圧縮膨張サイクルから 400K 以上の温度上昇が観察された時期と定義する。オゾン添加量を変化させ着火時期を比較することで、オゾンによる自己着火促進効果を評価した。

図 9 に初期温度 298K, 初期圧力 1atm, 当量比 0.5 における天然ガス空気混合気のオゾン添加の有無, およびオゾン添加量による筒内圧力履歴の違いを示す。実験と異なり圧力上昇が急峻であるが、これは先に述べたように計算では温度、圧力、濃度の空間分布が無いとしたことと熱損失を考慮していないことに起因すると思われる。また、自己着火が観察されるのは 1850ppm のオゾンを添加した場合であり、実験で運転

Fig.9. Calculated ignition delay for different ozone concentration.

Values in ppm : Ozone concentration.

可能となったオゾン添加量 1250ppm よりも大きな値となった。これは計算では天然ガス成分にブタン (C_4H_{10}) を考慮していないこと、各サイクルごとの残留ガスの影響を考慮していないことなどによるものと思われる。

図9より自己着火が 19° ATDC で観察されるオゾン添加量 1850ppm から更に添加量を増加すると着火時期も早くなり、オゾンを天然ガス空気混合気に 3000ppm 添加した場合には着火が 2° BTDC にまで早まる。このように、吸気予熱や圧縮比の変更を行わなくとも、オゾン添加により天然ガスの予混合圧縮着火が可能となり、添加量を変えることにより着火時期の制御ができることが分った。オゾン添加による天然ガス予混合圧縮着火促進メカニズムについて簡単に説明すると、 25° BTDC 付近で $R326: O_3 + M \rightleftharpoons O + O_2 + M$ の解離による O ラジカルを経て OH ラジカルが多量に生成されることで、着火が促進されと考えられる。この反応経路のメカニズムについては、今後、更に詳細に調査を行う予定である。

6. 結 論

- ・天然ガス割合が高い範囲で、デュアルフューエル運転時にオゾンを添加することで、天然ガスの着火遅れ時間が短縮され、熱効率の低下を抑制することができた。
- ・オゾン添加によって天然ガス割合が 0.8 以上の範囲で、トレードオフの関係にある黒煙と NO_x の排出を同時に低減することができた。
- ・さらにオゾン濃度を高くすることで diesel 運転並の高い熱効率と低排出ガスを同時に達成できる HCCI 運転の可能性を示すことができた。

なお、本研究の実施にあたり、研究助成を頂いた西部ガス(株)、実験協力頂いた安永幸代、高木祐策、山口克久の各氏、化学反応計算に関し助言を頂いた周善寺清隆氏に謝意を表します。

文 献

- (1) Elliot, M. A. and Davis, R. E., "Dual Fuel Combustion in Diesel Engines", *Industrial and Engineering Chemistry*, vol. 43, No. 12, (1951), p.2854.
- (2) Daisho, Y., Tkahashi, K., Iwashiro, Y., Nakayama, S., Kihara, R., and Saito, T., "Controlling Combustion and Exhaust Emissions in a Direct-Injection Diesel Engine Dual-Fueled with Natural Gas", *SAE Technical paper series*, 982436, (1995).
- (3) Tachibana, T., Hirata, K., Nishida, H. and Osada, H., "Effect of Ozone on Combustion of Compression Ignition Engine", *Combustion and Flame*, vol. 85, No. 3 and 4, (1991), p. 515.
- (4) Smith, G. P., Golden, D. M., Frenklach, M., Moriarty, N. W., Eiteneer, B., Goldenberg, M., Bowman, C. T., Hanson, R. K., Song, S., Gardiner Jr., W. C., Lissianski, V. V., and Qin, Z., *Gas Research Institute*, http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/, (1995).
- (5) Noguchi, T. and Koda, S., "Spark Ignition of Methane and Metanol in Ozonized Air", *Twenty-Second Symp. (int.) on Comb.*, (1988), p.1677.