

論文・解説

28

オゾン添加によるガソリン HCCI 低温燃焼特性の改善

Improvement of Low Temperature Combustion Characteristics in Gasoline HCCI Engines Associated with Ozone

高橋 巧朋*1
Yoshitomo Takahashi清末 涼*2
Ryo Kiyosue山下 洋幸*3
Hiroyuki Yamashita

要約

ガソリン圧縮予混合自己着火 (Homogeneous Charge Compression Ignition, 以下, HCCI) エンジンでは低温燃焼により, 冷却損失が低減することが知られている。本稿では, 更なる低温燃焼を目指し, 自己着火温度の低下を試みた。通常の HCCI 燃焼において, 自己着火に至る筒内ガス温度を低下させていくと, 着火性や未燃排出ガスの悪化を伴う。これらの問題に対して, 吸入ガスへのオゾン添加が有効であることが他の研究で報告されている。しかし, これらの中には, 自己着火温度の低下量や排気改善の要因分析を明示したものが見受けられない。そこで, 排気性能及び, 自己着火温度に対するオゾンの効果を単気筒エンジンで確認し, 更に排気改善要因を化学反応速度理論に基づく化学反応計算 (以下, 詳細化学反応計算) を用いて明らかにした。

Summary

Gasoline HCCI engine is a well-known approach to realize low-temperature combustion so as to reduce cooling loss. This study aims at lowering auto-ignition temperature to further decrease the combustion temperature. The low-temperature combustion generally causes deterioration in ignitability and unburned exhaust emissions. To break through these issues, other studies reported that ozone added to intake air is effective on ignitability and exhaust emissions. However, there are no studies which clarify the auto-ignition temperature and the reason of exhaust emissions reduction. In this study, auto-ignition temperature and emissions reduction were confirmed under low-temperature condition with use of a single cylinder engine. And the mechanism of exhaust emissions reduction was also clarified with a chemical kinetics model.

1. はじめに

地球温暖化, エネルギー資源問題に対応するため, 内燃機関の高効率化が強く求められている。この要求に応えつつ, 低公害を実現する手法として, ガソリン HCCI に代表される低温燃焼技術が知られている。筆者らは更なる低温燃焼が実現できれば, 冷却損失低減により図示効率が大幅改善する可能性を示している⁽¹⁾。ガソリン HCCI は希薄燃焼限界が高いため, 数 ppm 以下まで NO_x 排出を抑制したうえで, 比熱比向上による熱効率向上が可能であるが, 自己着火開始前の筒内ガス温度が低い条件では, 着火性や未燃排出ガスの悪化を伴う。この対策として, 吸入ガスにオゾン (以下, O₃) 添加するこ

とで, 低吸気温でも着火性, 排気性能が改善するという研究が行われている⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾。しかし, これらの研究には, 吸気管内温度の低下量や排気改善結果が示されているものの, 自己着火温度そのものの低下量や排気改善要因分析を明示したものが見受けられない。そこで, 本稿では, O₃ 添加時の自己着火温度及び排気性能を単気筒エンジンで評価するとともに, 排気改善要因の検討を詳細化学反応計算にて行った。

2. 実験装置及び温度解析

2.1 実験装置

評価に用いた単気筒エンジンの装置概略を Fig. 1 に, 基本諸元を Table 1 に示す。Fig. 1 中 A に示す燃料気

*1~3 技術研究所
Technical Research Center

化装置を空気流量計の下流に配置し、燃料気化装置内の多孔質焼結金属フィルタに燃料を噴射することで、気化を促進させている。また、Fig. 1 中 B に示す O₃ 発生器で生成した O₃ を燃料気化装置内で空気、燃料と混合させてエンジン筒内へ導入した。更に、燃料気化装置とエンジン本体の間に配置したサージタンク内から、混合気をサンプリングし、O₃ 濃度を測定している。O₃ 生成には、沿面放電法、紫外線法、パルスパワー技術の応用等さまざまな手法⁵⁾⁶⁾があるが、今回は、石英ガラス 2 重管の間隙に無声放電を発生させ、その間隙へ原料ガスを流すことで O₃ を生成させる無声放電法を使用した。また、レギュレータで 100kPa (相対圧) に減圧した圧縮空気ボンベからの空気を原料ガスとした。また、O₃ 濃度は、原料ガスの流量及び、O₃ 発生器の出力で 20~80ppm に調整した。このときの原料ガス流量は 0.02~0.08g/s の範囲である。O₃ 発生器、O₃ 濃度計は、それぞれエコデザイン社製 ED-OG-S3、オキトロテック社製 OZM-5000G2 を使用した。

Table 1 Engine Specifications

Engine type	4-Stroke single cylinder
Displacement volume	392 cm ³
Bore × Stroke	76×86.4 mm
Compression ratio	18.0:1
Intake valve open-close timing	3deg.BTDC - 30deg.ABDC
Exhaust valve open-close timing	40deg.BBDC - 8deg.ATDC
Fuel system	Mixer
Fuel	Gasolione (91RON)

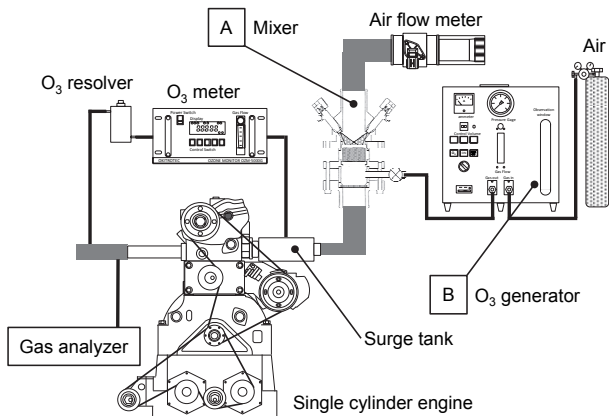


Fig. 1 Experimental Setup

2.2 筒内ガス温度解析

自己着火温度を求めるためには、筒内ガス温度を高精度に求めることが重要である。また、排気改善要因分析にも、未燃ガスが高温による酸化を伴うことから、筒内ガス温度を高精度に求めることが重要である。筒内ガス温度を直接計測する手法は存在するものの、容易かつ高精度に計測できる手法は少ない。そこで、本研究では、比較的容易に計測可能な筒内圧力計測、吸

気流量計測、燃料流量測定の結果から高精度に筒内温度を算出できる手法を検討した。その算出手法を以下に示す。

理想気体状態方程式は、筒内圧力 P (絶対圧) , 筒内容積 V , 筒内混合気質量 m , 気体定数 R, 筒内ガス温度 T とすると式(1)となる。

$$PV = mRT \tag{1}$$

式(1)における筒内圧力 P は、筒内圧力計測にて測定でき、また、筒内容積 V は、エンジン諸元より幾何学的に求めることができる。なお、本稿において計測した筒内圧力 P は、300 サイクルの平均圧力を用いた。次に、筒内混合気質量 m は、吸入ガス質量 m_{air} (O₃ を含む) , 投入燃料質量 m_{fuel} , 残留ガス質量 m_{res} とすると式(2)で表すことができる。

$$m = m_{air} + m_{fuel} + m_{res} \tag{2}$$

このため、筒内混合気質量 m の定量化には、残留ガス質量 m_{res} まで計測する必要があるが、吸気系への残留ガス流出、排気系への吸入新気の吹き抜け等があり、その測定は極めて困難である。そのため、従来の筒内圧力を使った温度計算では、残留ガス質量 m_{res} を上死点体積等から仮定するか、吸気弁閉時の温度 T₀ を仮定するなどして決定していた。今回、この残留ガス質量 m_{res} を圧力計測結果から算出した値と吸気流量測定結果から算出した値の整合性から真値を算出することで精度向上を図っている。以下に、その算出方法を示す。

吸気流量と燃料流量の和、すなわち、筒内への流入質量を M_{Intake} とすると、M_{Intake} と、微小クランク角 dθ 間に吸気管から流入する吸入気体の時間微分値 dm_{in} は、吸気開弁時期 IO から吸気開弁時期 IC の期間において式(3)の関係にある。

$$M_{Intake} = \int_{IO}^{IC} dm_{in} d\theta \tag{3}$$

ここで、時間微分値 dm_{in} は測定した筒内圧力 P と吸気管圧力 P_{in} の差圧、バルブとヘッド間の開口面積 A、バルブ及び吸気ポート形状に依存する流入係数 C_{efin} などで計算することができる。すなわち、式(3)の右辺は C_{efin} を除くと、圧力測定結果から算出可能であり、左辺は、吸気流量測定、燃料流量測定の結果から求めることができる。一方、吸気側から流入するエンタルピー H_{in} は、筒内への流入質量 M_{Intake}、吸入気体の定圧比熱 C_p、筒内流入前の吸気弁近傍混合気温度 T_{in} を用いて、式(4)、式(5)で表すことができる。

$$H_{in} = \int_{IO}^{IC} dH_{in} d\theta \tag{4}$$

$$H_{in} = M_{Intake} \cdot C_p \cdot T_{in} \tag{5}$$

ここで、式(4)中の dH_{in} は、比熱比 κ を用いて、式(6)で表すことができる。

$$dH_{in} = \frac{1}{\kappa-1} \cdot VdP + \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot PdV \quad (6)$$

式(5), (6)の定圧比熱 C_p , 比熱比 κ は、吸入ガスの成分より算出できるため、式(6)は圧力計測結果から求め、式(4)も求まる。更に、式(5)の右辺は T_{in} を除くと吸気流量測定結果から求めることができる。同様に、筒内から排気ポートを通じて排気される質量を $M_{Exhaust}$ とすると、以下のようになる。

$$M_{Exhaust} = \int_{EO}^{EC} dm_{ex} d\theta \quad (7)$$

$$H_{ex} = \int_{EO}^{EC} dH_{ex} d\theta \quad (8)$$

$$H_{ex} = M_{Exhaust} \cdot C_p \cdot T_{ex} \quad (9)$$

ここで、排気される質量 $M_{Exhaust}$ は、燃焼過程でピストンリングからの漏れがないと仮定すると、 m_{air} と m_{fuel} の和であり、式(7)の左辺及び、式(9)の右辺は、吸気流量計測から求めることができる。また、式(7)の右辺及び、式(8)の右辺は、圧力測定結果から求めることができる。従い、式(1)~(9)で特定できない変数は、残留ガス質量 m_{res} , 吸気流入係数 C_{fin} , 排気流入係数 C_{fex} , 吸気温度 T_{in} , 排気温度 T_{ex} である。一方、今回計測した筒内圧力は、相対圧として計測しており、絶対圧補正が必要である。通常は、吸気管圧力の絶対圧計測値で補正するが、吸気行程時の筒内圧力 P の値は、吸気脈動等で変動することが多く、精度の確保が困難である。そこで、前述の未特定変数と同様に絶対圧補正值 $P_{correct}$ を未特定変数として扱い、その特定のために、新たに誤差変数 er を式(3), (4), (5), (7), (8), (9)を用いて、以下に示す式(10)で定義した。

$$er_0 = \frac{\int_{IO}^{IC} dm_{in} d\theta - M_{Intake}}{M_{Intake}},$$

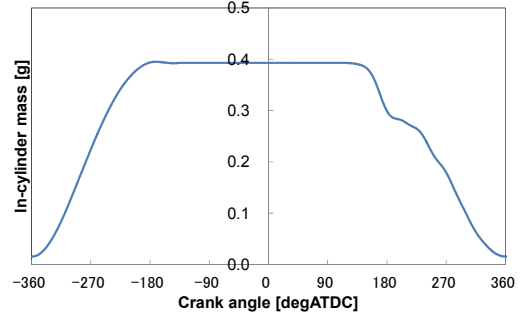
$$er_1 = \frac{\int_{EO}^{EC} dm_{ex} d\theta - M_{Exhaust}}{M_{Exhaust}},$$

$$er_2 = \frac{\int_{IO}^{IC} dH_{in} d\theta - M_{Intake} \cdot C_p \cdot T_{in}}{M_{Intake} \cdot C_p \cdot T_{in}},$$

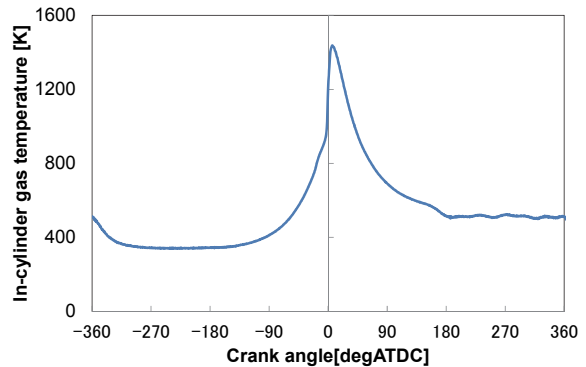
$$er_3 = \frac{\int_{EO}^{EC} dH_{ex} d\theta - M_{Exhaust} \cdot C_p \cdot T_{ex}}{M_{Exhaust} \cdot C_p \cdot T_{ex}},$$

$$E = \sum_{i=0}^3 er_i^2 \quad (10)$$

この誤差変数 er の二乗和 E が 0 となるように非線形最小二乗法を用いた繰り返し計算を行えば、前述の未特定変数を求めることができる。これにより、残留ガス質量 m_{res} の真値を特定し、筒内質量 m と筒内ガス温度 T の算出を行った。その結果を一例として Fig. 2 に示す。



(a) In-cylinder mass results



(b) In-cylinder temperature results

Fig. 2 Calculation Results of In-Cylinder Mass and Temperature

3. 実験結果と考察

3.1 O₃ 添加時の低温燃焼特性と排気性能

本稿では、筒内ガス温度を低下させる方法として、冷却水温度 (以下, T_w), 潤滑油温度 (以下, T_{oil}) を低下させる手段をとった。筒内ガス温度を低下させた場合、通常、着火性や排気性能の悪化を伴うため、着火開始前筒内ガス温度と O₃ 添加濃度をパラメータとし、THC (Total hydrocarbon), 一酸化炭素 (以下, CO) の排出特性を調査した。O₃ 濃度は 80ppm とし, T_w/T_{oil} は、それぞれ, $T_w/T_{oil} = 353/353K, 333/333K, 313/313K, 303/303K$ とした。また、エンジン回転速度 1000rpm, 吸気管圧力 (絶対圧) 101kPa, 吸気管温度 (Fig. 1 サージタンク内温度) 308K は、固定とした。なお、失火限界は、300 サイクル無失火、最大圧力上昇率 $dP/d\theta_{max}$ 限界は、2.0MPa/deg 以下とした。排気特性結果を Fig. 3, 4 に示す。O₃ 濃度 80ppm 添加時は $T_w/T_{oil} = 303/303K$ まで低温化しても、 $T_w/T_{oil} = 353/353K$ の O₃ 添加なしに対

し、THC が約 10%~25%、CO が 2%~12%改善している。特に、希薄側でその効果が大きいことが分かる。

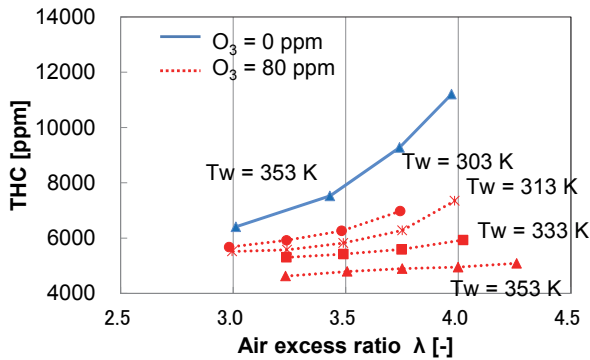


Fig. 3 THC at the Low Temperature Atmosphere

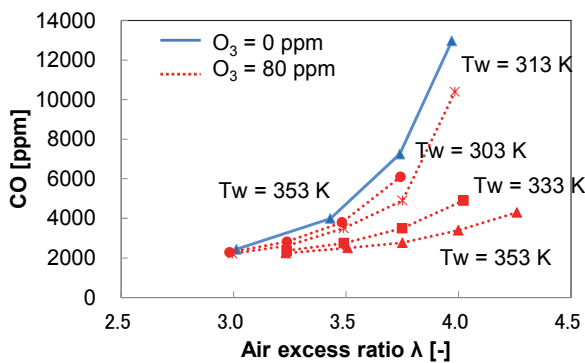


Fig. 4 CO at the Low Temperature Atmosphere

次に、自己着火温度の低下量を確認するため、この実験結果を自己着火時の筒内ガス温度で整理した。なお、着火時期は、質量燃焼割合 3%で定義している。結果を Fig. 5 に示す。これにより、O₃ 濃度 80ppm 添加することで 100K 低温でも着火可能であることが分かった。

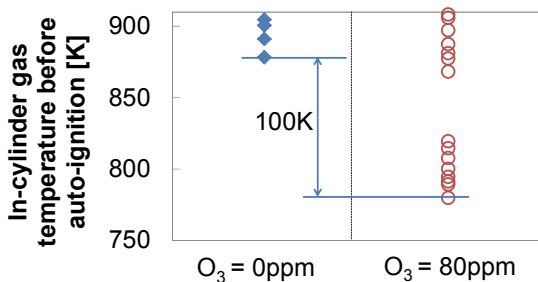


Fig. 5 Effect of O₃ on In-Cylinder Gas Temperature before Auto-Ignition

一般に CO は 1400-1500K、THC は 800-900K 以上で酸化が促進されるため、これらの温度以上に燃焼温度が上昇すれば、未燃損失が低減する。前述の O₃ による排気改善のうち燃焼温度の影響を把握するため、Fig. 3, 4 の結果を燃焼最大温度 (以下、T_{max}) で整理した。結果を Fig. 6, 7 に示す。CO は、O₃ 添加の有無にかかわらず、T_{max} のみに依存した排出濃度である。一方、THC は、

T_{max} と O₃ 添加の有無、両方に依存した排出濃度となっており、特に低温側 (1200K 付近) では、THC 排出濃度に O₃ 添加の有無の差が認められ、約 20% の THC 改善効果が認められる。これらの結果から、CO 排出濃度が改善した理由は、O₃ による CO 酸化ではなく、O₃ 添加による燃焼の活性化、すなわち、燃焼温度上昇によるものと考えられ、THC は、燃焼温度以外の O₃ がもたらす別の効果も寄与していると考えられる。

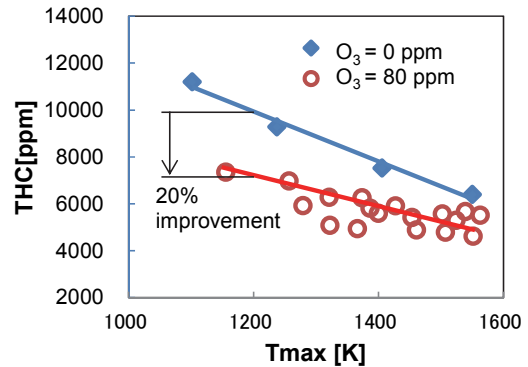


Fig. 6 Effect of O₃ on THC

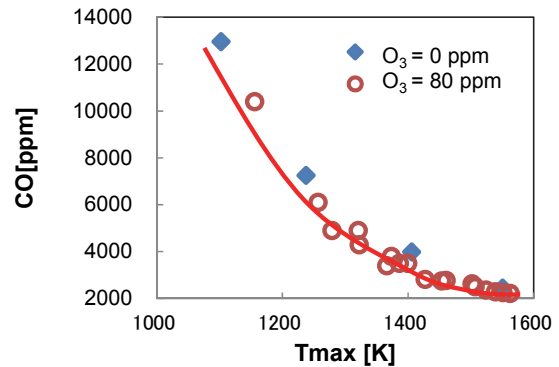


Fig. 7 Effect of O₃ on CO

次節に述べる詳細化学反応計算で THC の改善理由の検討を行った。

3.2 詳細化学反応計算による検討

今回用いた詳細化学反応解析ソフトは、CHEMKIN-MFC (Model Fuel Consortium⁽⁷⁾) を使用し、反応スキームは、化学種数 2207、反応数 10289 に Mohammadi ら⁽⁸⁾ の O₃ 反応スキームを加えたものを用いた。まず、排気性能の温度に対する影響を O₃ 濃度ごとに調査した。計算条件は、等温、等圧、標準燃料 (以下、PRF90) とし、燃焼後の THC、CO 排出濃度を算出した。燃焼温度は、1100K~1500K を 100K ごとに変化させた。なお、燃焼圧力は、実機の最大燃焼圧力を全運転条件で平均した 6.4MPa とした。結果を Fig. 8, 9 に示す。Fig. 8, 9 の縦軸は、O₃ 添加なしからの CO、THC 濃度の削減割合を示している。なお、THC 濃度は、酸素原子を含まない炭素原子 (以下、C) と水素原子 (以下、H) のみで構成さ

れる分子の総数から算出している。この結果から 3.1 で述べたように、CO に対する O₃ の感度がほとんどなく、THC に対しては低温側において感度があることが分かる。

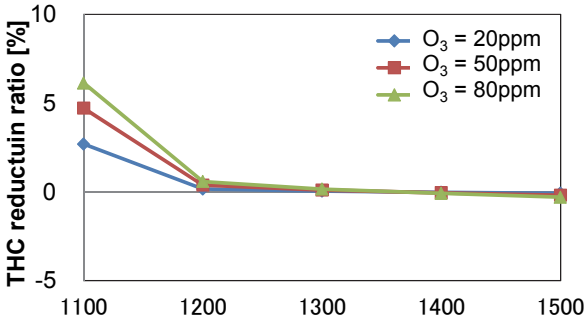


Fig. 8 THC Reduction Ratio with O₃ Addition

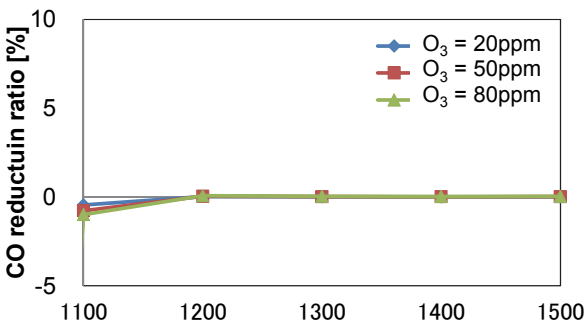


Fig. 9 CO Reduction Ratio with O₃ Addition

THC は、計算結果では 1200K 以下でしか改善していないが、Fig. 6 で示したように実機では高温側でも改善が認められている。この違いは、等温、等圧計算で考慮できていない筒内ガス温度、圧力の時間履歴が影響していると推測される。そこで、CHEMKIN の 0 次元エンジンモデルを使用した計算を行った。燃料は、PRF90 であり、それ以外のエンジン諸元は、Table 1 と同じである。計算条件は、O₃濃度 0ppm, 20ppm, 50ppm, 80ppm, 初期圧力 101kPa とした。また、着火時期が O₃添加の有無で同一になるように圧縮開始温度を調整している。THC 濃度の計算結果を Fig. 10 に示す。この結果から、O₃濃度が増加すると THC 濃度が減少することが認められ、O₃濃度に対する感度があることが分かる。また、0ppm と 20ppm を比較すると、添加した O₃濃度以上の THC 濃度減少が認められる。

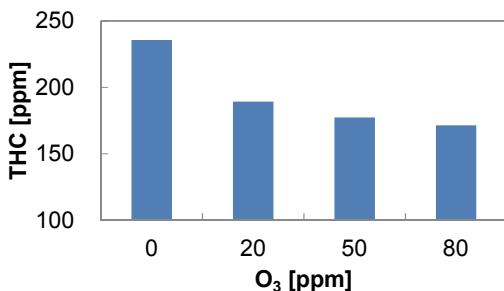


Fig. 10 O₃ Effect Calculated by CHEMKIN

このことから、添加した O₃濃度分だけ THC 濃度が減少するのではなく、何らかの連鎖分岐反応が起こっていることが推測される。この THC 濃度低減メカニズムを詳細に調べるため、このエンジンモデル計算結果のクランク角に対する THC 濃度履歴を調査した。THC は、等圧計算を行った際と同様に、酸素原子を含まない C と H で構成された分子の総数から算出している。結果を Fig. 11 に示す。O₃濃度 80ppm は、O₃添加なしに対し、Fig. 11 の区間 A と区間 B の 2 回の THC 減少が認められる。

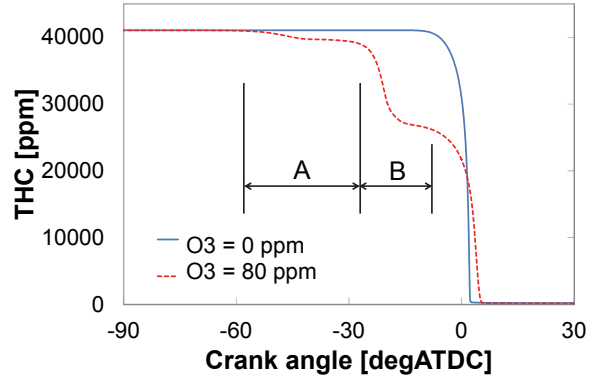
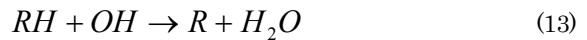
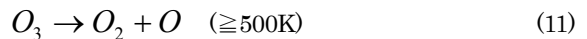


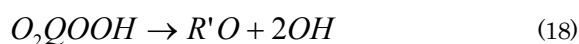
Fig. 11 O₃ Effect on THC History

これらの減少は、500K 以上で式(11)に示す O₃が O₂ と O に熱分解されたことに起因している。以下、それについて説明する。

熱分解により発生した O は、式(12)のようにアルカン (以下、RH) と結びつき、OH を生成する。生成された OH は、式(13)のように別の RH と結びつき、H を引き抜き、R を生成する。更に R は、式(14)に示すように O₂ と反応することで、RO₂を生成する。



式(14)は、平衡状態を表し、生成された R の半数が RO₂になることを示す。このため、RO₂濃度は、式(14)左辺の R と O₂の濃度で決まる。例えば、R が他の反応で多く生成されると、RO₂も多く生成されることになる。O₃添加ありの場合、式(11)~(13)の反応により、R の濃度増加が低温 (500K 程度) で発生する。それに伴い RO₂濃度増加が起こる。これに対し、O₃添加なしの場合、雰囲気温度が 850K 程度に達しないと R が生成されないため、850K 以下では、式(14)の反応が起こらない。RO₂生成後は、分子内水素引き抜き反応の式(15)、OH 生成を伴う反応の式(16)(18)、酸素付加反応の式(17)など、式(15)~(18)に示す低温酸化反応が活性化する。



O_3 起因の OH は、 O_3 添加量が微小であるため、式(13)による反応で、生成後、即時全量消費される。しかし、式(14)の左辺から右辺への反応と式(15)~(18)の反応が進行することで、OH 濃度が高まり、区間 B へと移行する。区間 B の反応は、一般的な自己着火と同様に、 H_2O_2 自己ループが起こり、大量の OH 生成と OH 消費が繰り返される。その後、区間 B 以降の高温酸化反応に至る。

前述のように、 O_3 添加時の固有反応は、式(11)~(13)であり、それによる効果は、低温酸化反応前の 500K という比較的低温で、微量ながら RO_2 発生のトリガとなったことである。これにより、低温酸化開始時期を早期化し、反応自体を活性化させ、区間 A, B の 2 回の THC 減少を引き起こしたと考えられる。

O_3 添加の研究以外に、OH 添加の研究が他研究機関⁸⁾で行われている。これによると、低温酸化反応前に OH が添加されると反応が促進され、着火遅れが短縮されるとされている。 O_3 の熱分解は 500K であるため、低温酸化反応前に式(12)で示したように OH を生成させている。このため、前述の研究が示した低温酸化反応前の OH 添加と同じ効果が O_3 添加にはあると考えられる。

一方、 O_3 添加なしの場合、 O_3 添加のような低温酸化反応の活性化がほとんど認められず、クランク角 -10° 以降の筒内ガス温度上昇による反応でしか THC が減少しない。

以上のことから、 O_3 添加による高温酸化反応前（区間 A, B）の THC 減少により、燃焼後の THC 低減が起こったと考えられる。

4. 結論

O_3 添加がガソリン HCCI 燃焼に与える影響について、以下の 1~5 を明らかにした。

1. O_3 添加することで、ガソリン自己着火に至る筒内ガス温度が低下できる。
2. O_3 添加することで、CO, THC 排出濃度の改善効果が認められ、THC においては、最大燃焼温度 T_{max} が低温となる領域でその効果が顕著に現れる。
3. CO 排出濃度は、 O_3 濃度に依存せず、 T_{max} にのみ依存し、THC 排出濃度は、 O_3 濃度と T_{max} 両方に依存する。
4. CO 改善要因は、 O_3 添加による燃焼活性化がもたら

した筒内ガス温度上昇によるもので、 O_3 が酸化剤となった酸化効果が直接的要因ではない。

5. THC 改善要因は、500K 以上での O_3 熱分解がもたらした低温酸化反応の活性化によるものである。

参考文献

- (1) Hiroyuki Yamashita, Hidefumi Fujimoto, Masahiko Fujimoto, Tatsuya Tanaka and Hiroyuki Yamamoto : "Thermal Efficiency Improvement by Increasing Compression Ratio and Reducing Cooling Loss", COMODIA 2012, July 23-26, 2012
- (2) 白石, 漆原 : "2 バリア放電を応用した低温プラズマ添加の点火特性に関する基礎研究", 自動車技術会学術講演会前刷集 No.90-09 20095786
- (3) Ali Mohammadi, Hiroshi Kawanabe, Takuji, Ishiyama, Masahiro Shioji : "Study on Combustion Control in Natural-Gas PCCI Engines with Ozone Addition into Intakes Gas", SAE TECHNICAL PAPER SERIES, 2006-01-0419
- (4) Taisuke Shiraishi : "A Study on the Effect and Mechanism of Plasma Assisted Gasoline HCCI Combustion by Low Temperature Plasma", COMODIA 2012, July 23-26, 2012
- (5) 山部 : オゾン生成, "プラズマ・核融合学会誌", 第 74 巻 2 号 1998 年 2 月 pp.134-139
- (6) 勝木, 高木, 浪平 : "パルスパワー技術の応用", J. Plasma Fusion Res. Vol87, No.4, pp.268-275 (2011)
- (7) <http://www.reactiondesign.com/>
- (8) 安東, 酒井, 深野, 周, 桑原 : "プラズマサポートによる着火遅れ短縮の可能性", 自動車技術会学術講演会前刷集 No.134-10 20105604

■ 著 者 ■



高橋 巧朋



清末 涼



山下 洋幸