

直接噴射式天然ガス機関の混合気形成と着火に関する研究

後藤 雄一*

Mixture Formation and Ignition in a Direct Injection Natural Gas Engine

by

Yuichi GOTO

Abstract

A natural gas direct injection test engine, equipped with a newly developed natural gas injector, was designed and the influence of injection timing and spark timing on indicated mean pressure and exhaust emissions was investigated. The following results were obtained:

(1) The location of the spark plug relative to the injection nozzle location and the piston cavity wall needs to be optimized to achieve a wide range of stable ignition and operating conditions; (2) Impingement of the gas jet against the cavity wall and a high injection pressure are two key factors to control ignition and combustion of the gas jet; (3) In terms of mixture preparation around the spark plug, early injection is preferable at low load conditions, and late injection at high load conditions; and (4) When excess air ratio λ is 1.06 and 1.4, THC concentration was about 1000ppm and NOx concentration exceeds 1000ppm. When λ is 2 and 2.3, THC concentration was high but NOx concentration was below 100ppm.

原稿受付：平成14年10月1日

*環境エネルギー部

1. 緒 論

気筒内直接噴射方式の天然ガス機関は、広範囲の負荷と速度でディーゼル機関並の燃費、出力特性を確保できる可能性があるが、予混合方式天然ガス機関に比べてその研究は数少ない。^{(1), (2)} ディーゼル機関代替の天然ガス機関の導入は有効な環境対策の一つであるが、天然ガスで自己着火による燃焼を起こすことは、自発火温度が高いために困難であり、何らかの着火補助が必要と考えられる。⁽³⁾⁻⁽⁵⁾

本研究では、直接噴射天然ガス機関で点火時期、点火エネルギーなど着火条件の設定自由度が高い火花点火による着火補助について研究している。燃焼を安定化するには確実な着火が不可欠であるが、ガス燃料は従来の液体燃料と比べて混合気形成の挙動が大きく異なる。そのため確実な着火により安定燃焼を図るには、着火条件の設定自由度が高い火花点火においても、点火プラグ近傍のガス燃料特有の混合気形成について明らかにする必要がある。

ガス直接噴射方式の燃焼では、燃料の拡散過程が燃焼に多大な影響を与える。火花点火による燃焼安定化の研究⁽⁶⁾によれば、点火プラグ近傍の空気過剰率（以下、「 λ 」という。）の変動が、火花点火時に1～1.4の範囲に収まれば安定な燃焼が可能と考えられる。広い負荷範囲で安定な燃焼を図るには、ガス噴射量によらず点火時のプラグ近傍に上記の混合気が生成されるように直接噴射された燃料の拡散過程を利用して混合気を成層化する必要がある。

本研究では、噴射されたガス燃料の混合気形成過程や点火時に適切な λ の混合気が存在する条件について検討し、新たに試作した電磁駆動のガス噴射弁を用いて単気筒機関で広い負荷範囲で安定的な着火が可能となる燃焼方法の実験を行い、その特性を明らかにしている。

2. 実験装置及び実験方法

2.1 天然ガス用高压電磁噴射弁

筒内に直接ガスを噴射する方法として、開弁時期や開弁期間等の制御の自由度が高い電磁駆動弁が最適と考え、高速応答型で、従来にない高いガス供給圧力で動作可能な小型高压ガス電磁噴射弁を試作した。図1に試作した電磁弁を示す。最高20MPaの供給ガス圧力、3000 rpmの機関回転数まで動作可能である。噴

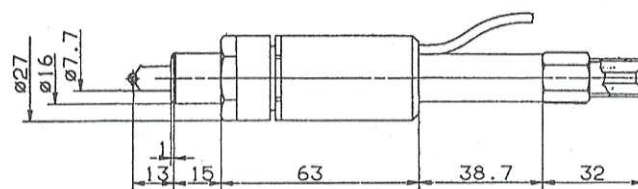


Fig.1 Schematic of the gas injector developed

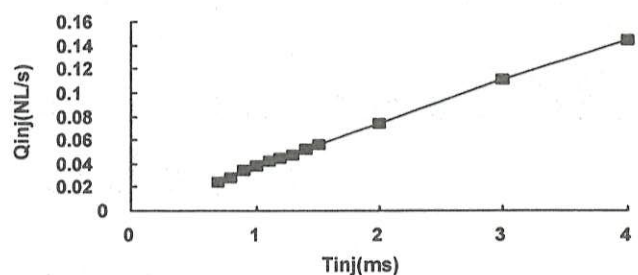


Fig.2 Relation of flow rate, Q_{inj} , versus injection duration, T_{inj} , at an injection pressure of 15 MPa.

口断面積は3000rpmにおいて最大燃料噴射量を60°のクランク角以内で噴射可能な面積とし、 $\phi 1.0$ mmの単噴口と6× $\phi 0.41$ mmの2種類を用意した。ノズルの寸法は、従来の軽油用噴射ノズルに近いので、ヘッドの大幅な改造は必要ない。

針弁は燃料供給圧力で閉弁し、電磁力で開弁する。図2に供試機関運転時の燃料供給圧力が15MPaにおける噴射指令パルス幅（以下、「 T_{inj} 」という。）と1回噴射当たりの燃料噴射量 Q_{inj} の関係を示す。 Q_{inj} は、吸入空気量と排気の λ から算出した値である。噴射開始時期は圧縮上死点前30°、開始時の気筒内背圧は0.9MPaである。燃料供給圧力と筒内圧力の比が臨界圧力比以上となり、 T_{inj} と Q_{inj} は、図に示されるように直線関係になる。よって、 T_{inj} により燃料噴射量の制御が可能である。

2.2 実験装置及び実験条件

2.2.1 燃焼室

天然ガスは軽油に比べて混合しにくいと考えられること及び燃焼速度が遅いことから、スキッシュ及びスワールの効果により燃焼の促進を図る必要がある。スキッシュを強めるため深皿型の燃焼室を選び、燃焼室内での噴口位置によるスワールの影響を調べ

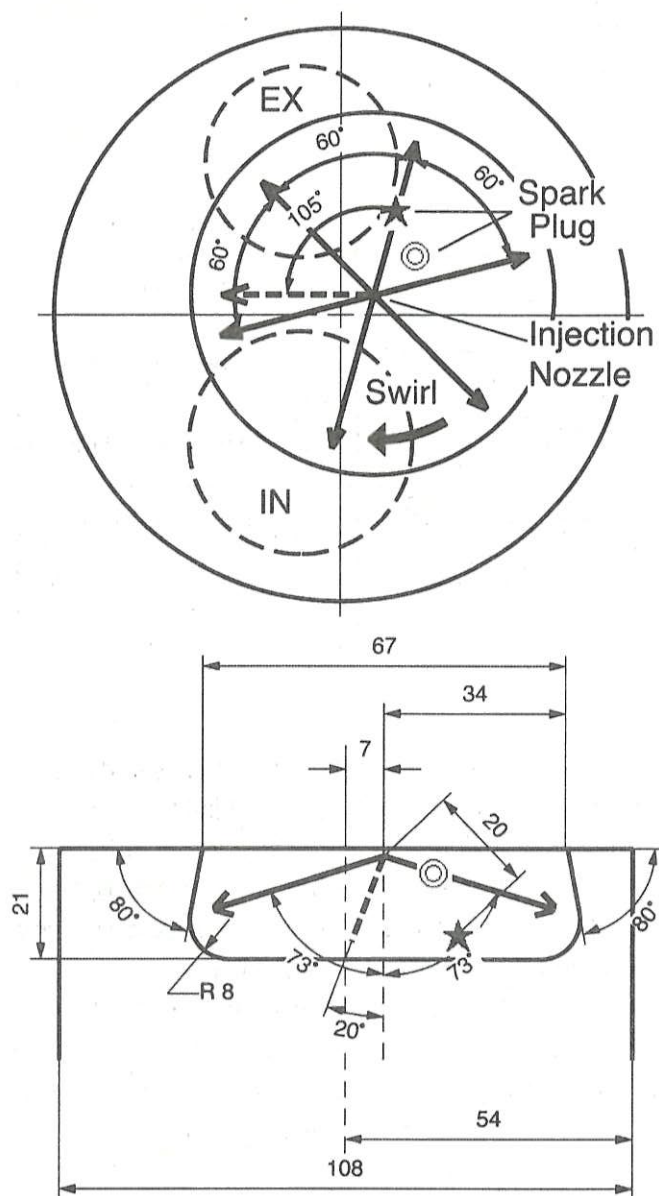


Fig. 3 Combustion chamber geometry of Type-A piston

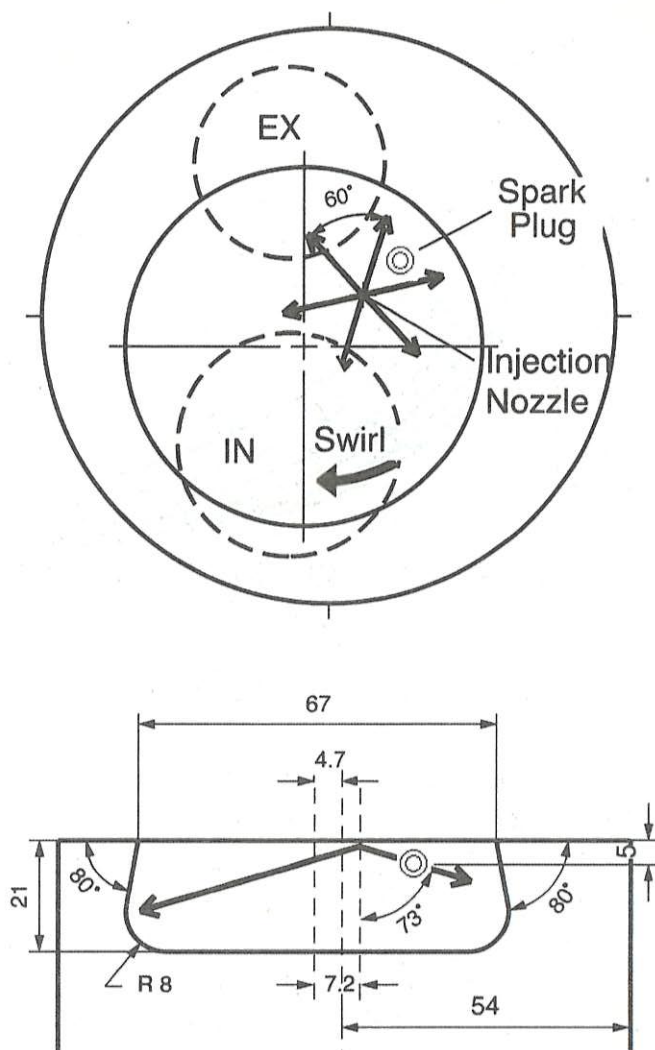


Fig. 4 Combustion chamber geometry of Type-B piston

るために燃焼室は、ノズル中心がキャビティ中心となるType-Aとノズル中心から7.2mmのオフセットを持つType-Bの2種類とした。

単噴口はより燃料到達距離が長いと考えられる点から、また、多噴口はより空気利用率が高いと考えられる点から、有効な混合気形成を調べるため、表1に示す寸法のType-Aピストンについて単噴口と6噴口の2種類のノズルを用いた。

図3にType-Aの平面図及び断面図を示す。ピストン上方からの平面図及びピストン中心とキャビティ中心を含む断面図である。燃焼室形状はリエントラ

ント形であり、ガス噴射方向のみを各図に太線で示した。単噴口では点線、6噴口では実線である。スワール比は2.2であり、スワールの方向は時計回りである。

Type-Bを図4に示す。Type-Bでは6噴口のノズルのみ用いている。ピストンキャビティ側壁への噴流の衝突を利用して少量の燃料噴射においても点火プラグ近傍に適切な量の混合気を作ることを意図して、キャビティは可能な限り点火プラグに近くなる位置とした。

準定常噴霧理論により噴口からの距離と当量比 ϕ

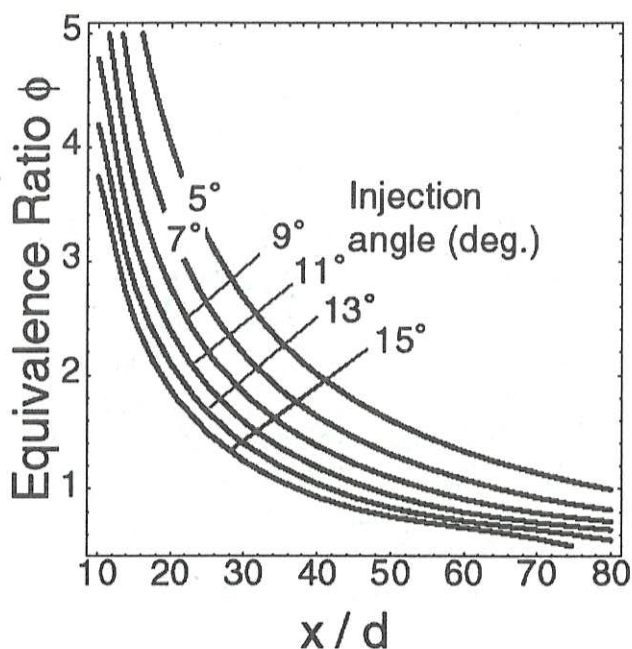


Fig.5 ϕ Contour in natural gas jet

の関係を計算して点火プラグの位置を決めた。(7), (8) 図5に噴霧角度をパラメータにして噴口からの無次元距離 x/d とその位置における当量比 ϕ の関係を示す。燃料と空気の密度比は1.67とした。噴霧角 $\theta = 15^\circ$ の場合に $\phi = 1$ となるのは $x/d = 28$ であり、例えば噴口径 $d = 0.41\text{mm}$ では、距離 x は11.5mmである。すなわち、安定した点火を得るには、点火プラグを噴口に近づける必要がある。単噴口では $d = 0.41\text{mm}$ と同じ総断面積の単噴口を考えるとその直径は $d = 1\text{mm}$ であり、 $\phi = 1$ となる噴口からの距離は28mmである。

単噴口の場合は上記28mmに近い距離を取るため図3の点線で示す噴射方向からスワール下流に 105° で噴口から20mmの位置(★印)にプラグを設けた。6噴口ノズルについては図3に示すように 60° の噴射方向間隔の中央でノズルから7.8mmの位置(◎印)に点火プラグを設けた。

Type-Bでは6噴口ノズルのみを用い、点火位置は、図4の◎で示す位置とした。

以上の組み合わせについて、単噴口で点火プラグを離す場合と多噴口で点火プラグを近づける場合の燃焼実験を行った。

2.2.2 実験条件

供試機関は、表1に示すディーゼル機関改造の単気筒機関である。電気動力計で定速運転制御を行い、

Table 1 Single cylinder engine specification

Bore $\times$ Stroke (mm)	108 $\times$ 115
Displacement Volume	1053 cc
Compression ratio	12
Chamber type	Direct Injection
Intake valve timing (O/S)	21° (BTDC) / 49° (ABDC)
Exhaust valve timing (O/S)	56° (BBDC) / 14° (ATDC)
Cooling method	Water cooling
Nozzle	$1 \times \phi 1.0 \text{ mm}$ / $6 \times \phi 0.41 \text{ mm}$
Swirl Ratio	2.2

排気の λ 信号から T_{inj} により燃料噴射量を制御した。吸気は絞りを行わず全開とし、機関回転数は1000rpm一定とした。気筒内圧力は350サイクルを連続サンプリングして燃焼解析を行った。サイクル変動の統計的評価には、(標準偏差/平均値)で定義される変動係数(COV, Coefficient Of Variations)、筒内最大圧力 P_{max} 及び図示平均有効圧力 P_{mi} を用いた。例えば、 P_{max} のCOVは $COV[P_{max}]$ と記す。モータリング時の筒内圧力は圧縮比 $\varepsilon = 12$ で最大3.3MPaであるが、燃焼時は本実験では最大7.2MPaに達した。

燃料の噴出を断熱噴流、燃料を完全気体と仮定して噴射背圧が7.2MPaの時に臨界流量(燃料の音速: 418m/s)となる燃料供給圧力 P_f を求めると14MPaとなる。従って、14MPa以上の P_f であれば筒内圧力に関係なく任意の噴射時期に燃料温度一定、 P_f 一定の条件で開弁時間のみで燃料噴射量を制御できる。燃料は20MPaのボンベから供給するため15MPaの条件では長い時間の実験が出来ない。そこで、燃料供給圧力の違いによる燃焼挙動も調べるため10MPaの条件も実施することとした。従って、燃料供給圧力 P_f は10MPaと15MPaの2点とし、 λ は $\lambda = 1 \sim 2.3$ の範囲とした。噴射時期は、吸気弁が閉じる直後のATDC -130° からATDC -30° の間とした。

点火装置は、火花放電条件は誘導放電期間3ms一定、点火エネルギーは約30mJとし、各実験条件ともMBTを点火時期とした。

3. 実験結果および考察

3.1 燃料噴射圧力の影響

図6にType-Bで6噴口ノズルを用いて噴射開始時期ATDC-40°、 $\lambda=1.075$ の場合に燃料噴射圧力を変えた場合の筒内指圧線図と熱発生率の比較を示す。同じ λ を得るため、 T_{inj} は $P_{inj}=15\text{MPa}$ の場合には2.4ms、 $P_{inj}=10\text{MPa}$ の場合には4msとした。噴射時期は等しいが $P_{inj}=15\text{MPa}$ の方が点火時期が進み筒内圧の立ち上がり早い。また、熱発生率の立ち上がり早く燃焼の終了も早い。 P_{max} の値も高くなっている。 $P_{inj}=15\text{MPa}$ の方が、 10MPa に比べて燃焼が良好であることを示している。

図7に図6と同一条件で燃料供給圧力 P_{inj} (MPa)を変えた時のCOVを示す。噴射圧力の増加により混合気形成が促進され $P_{inj}=15\text{MPa}$ の条件でより安定した燃焼を示す。また、図6に針弁の動作を加速度センサで計測した開弁期間を示す。 $P_{inj}=10\text{MPa}$ では T_{inj} および閉弁期間が長くなることから閉弁時期における筒内圧力が高くなり臨界流の状態が維持出来なくなる。このため筒内圧力の変動が直接燃料噴射量に影響を与え、 P_{mi} と P_{max} のCOVの変動率が高くなるものと考えられる。 $P_{inj}=15\text{MPa}$ では噴射期間中、常に臨界流の条件が満たされている。

3.2 単噴口ノズルの場合の燃焼

図8にType-Aで単噴口を用いた際のCOV[P_{mi}]- $T_{inj}-\theta_{inj}$ を示す。 λ が1.4以下ではCOVがほぼ0.01

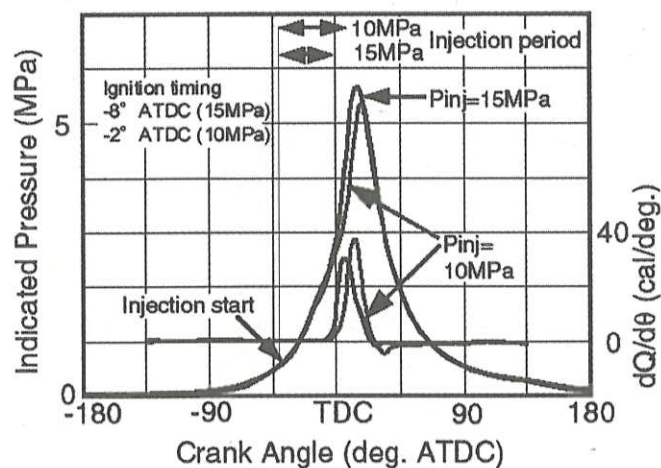


Fig.6 Effect of injection pressure on indicated pressure and heat release rate in the case of Type-B piston

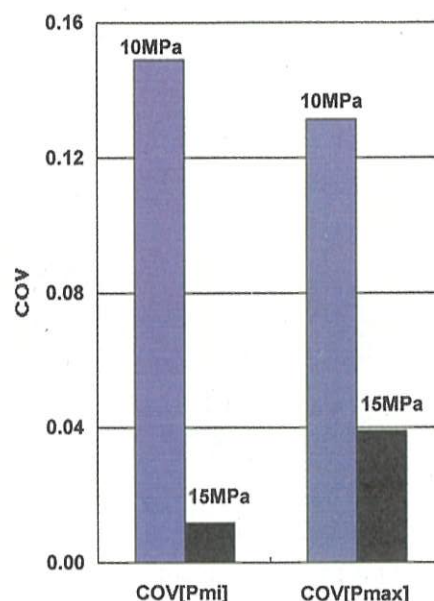


Fig. 7 Effect of injection pressure on COV [Pmi] and COV[Pmax] in the case of 6 holes nozzle and Type-B piston

前後と安定しているが、 $\lambda=2$ の希薄条件で噴射時期が-30° ATDCになるとCOVが急に増加する。単噴口ではいずれの λ の値においても多噴口の場合より早期に噴射を行って着火する必要がある。図9に同条件での排気ガス分析の結果を示す。 λ が1に近くなるとTHCが減少するにもかかわらずCOが大幅に増加して、これ以上の改善が望めなかったため以後6噴口ノズル

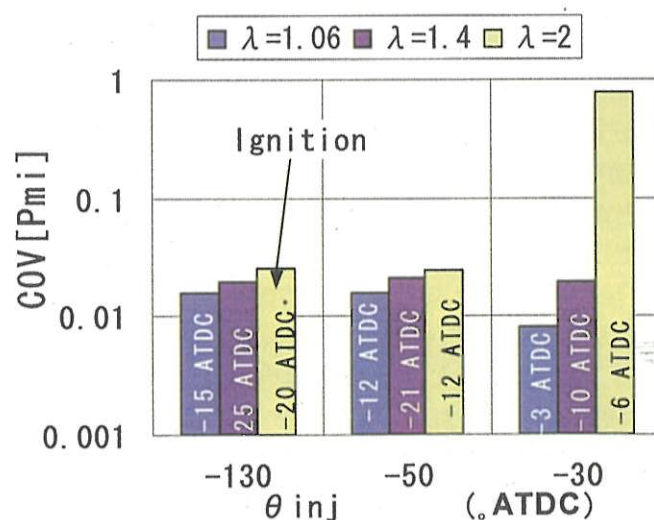


Fig.8 Effect of injection timing on COV[Pmi] at various excess air ratios in the case of single hole nozzle and Type-A piston

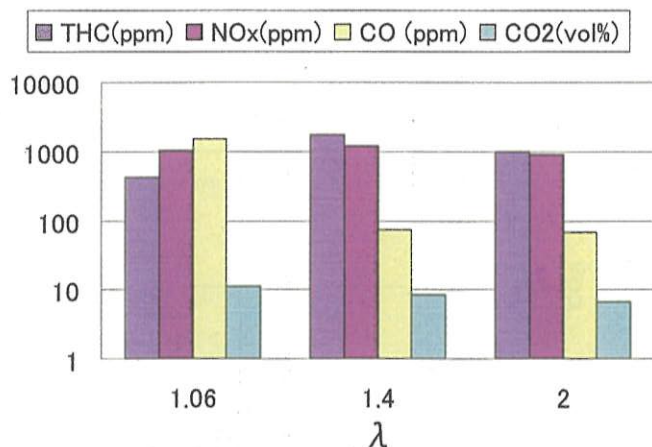


Fig. 9 Exhaust emission versus excess air ratio in the case of single hole nozzle and Type-A piston (Inj. timing: -50.ATDC)

を用いて実験を行った。

3.3 6 噴口ノズルの場合の安定燃焼領域

図10にType-Aにおける噴射開始時期 θ_{inj} と λ を変えた場合の COV[Pmax] を示す。燃料供給圧力は 10MPa である。 $\lambda = 1.06$ においては $\theta_{inj} = -30$ 、 $\lambda = 2.3$ においては $\theta_{inj} = -150$ 、 -90 の条件でいずれの点火時期でも着火しなかった。Pmax は、 λ が小さくなるにつれて増加し、その範囲は 3~7 MPa である。図11のType-Bの場合も同様な傾向である。

図12に COV[Pmi] が 0.1 以下の領域を各々網掛けで示し、両Typeの運転可能領域を示す。 λ が 1 に近い条件では、 θ_{inj} がより進んだ時期(早期噴射)で燃焼が安定し、混合気の薄い λ が 2 以上の条件では、 θ_{inj} がより遅れた時期(後期噴射)で燃焼が安定することがわかる。 λ が 1 に近い条件においては、早期噴射では混合気の均一化が進み燃焼が安定するのに対し、後期噴射では点火までの時間内に混合が進まず燃焼が不安定もしくは失火状態になるものと考えられる。一方、 λ の大きい希薄混合気の条件においては、後期噴射とすれば、点火プラグ周辺に点火可能な混合気が存在し燃焼が安定する。

以上から、少量噴射では後期噴射、多量噴射では早期噴射とすることで安定な燃焼が図れることがわかった。供試機関のスワール比は 2.2 と比較的強いスワールであるが、より希薄な条件ではスワールを弱めることで燃焼が可能になるものと考えられる。

3.4 Type-A と Type-B の燃焼室の比較

図10のType-Aの結果と図11のType-Bの結果を比較すると、 $\lambda = 2$ の場合、COV[Pmax] は、Type-Bの方が小さい。これは、 $\lambda = 2$ の条件においてType-B燃焼室では点火プラグ近傍の着火可能な混合気領域が広く確実な着火が行われたためと考えられる。 $\lambda = 1.4$ の場合も $\lambda = 2$ と同様にType-Bでより安定燃焼が実現された。また、図12に示すようにType-Aに比べType-Bは、希薄混合気の条件で燃焼可能範囲がより広がる。

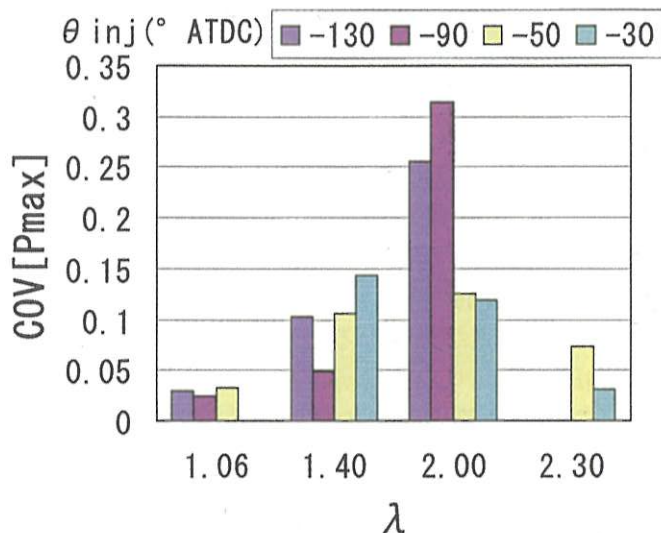


Fig. 10 Effect of injection timing on COV[Pmax] at various excess air ratios in the case of Type-A piston

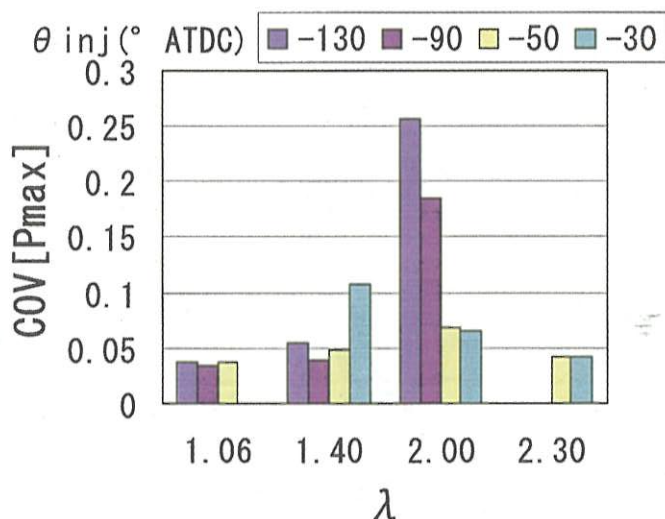


Fig. 11 Effect of injection timing on COV[Pmax] at various excess air ratios in the case of Type-B piston

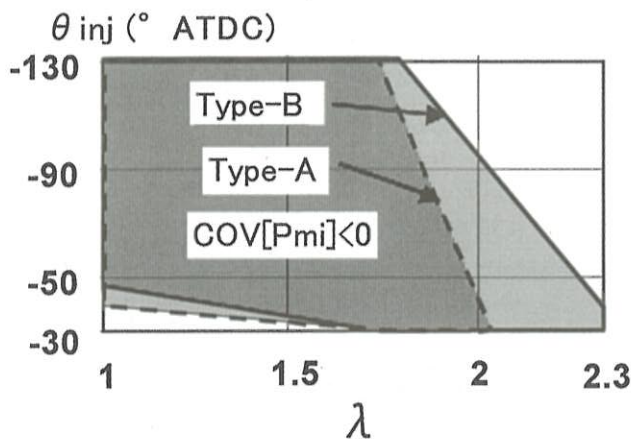


Fig.12 Stable combustion domains for Type-A and Type-B piston

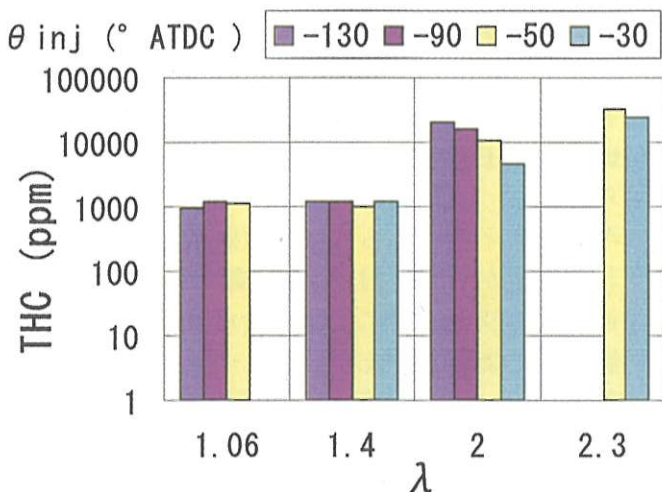


Fig.13 Effect of excess air ratio on THC emission with injection timing θ_{inj} as a parameter in the case of Type-B piston

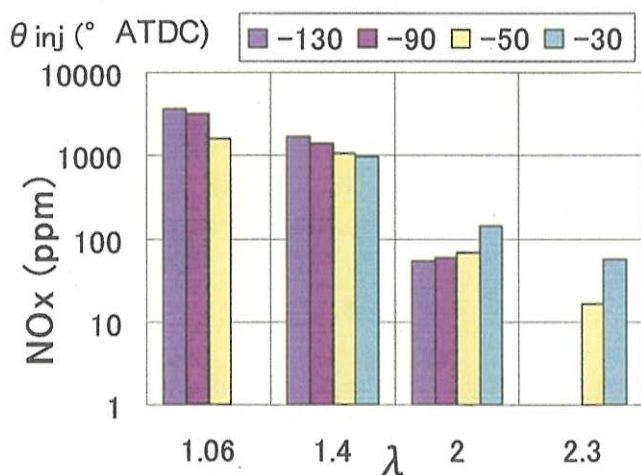


Fig.14 Effect of excess air ratio on NOx emission with injection timing θ_{inj} as a parameter in the case of Type-B piston

3.5 排気ガス性状

図13にType-B燃焼室で λ を変化させた場合のTHC排出濃度を示す。パラメータは噴射時期 θ_{inj} である。図に見るように λ が大きくなるにつれてTHC濃度は高くなる。 $\lambda=1.06, 1.4$ では θ_{inj} による影響は少なく約1000ppm程度であるが、 $\lambda=2, 2.3$ においては θ_{inj} が遅れるにつれてTHC濃度が下がる。これは、少量噴射時に早期噴射を行うと過希薄混合気が増すためと思われる。

図14にType-B燃焼室の λ と排出NOx濃度の関係を示す。 λ が1に近づくにつれてNOx濃度は高くな

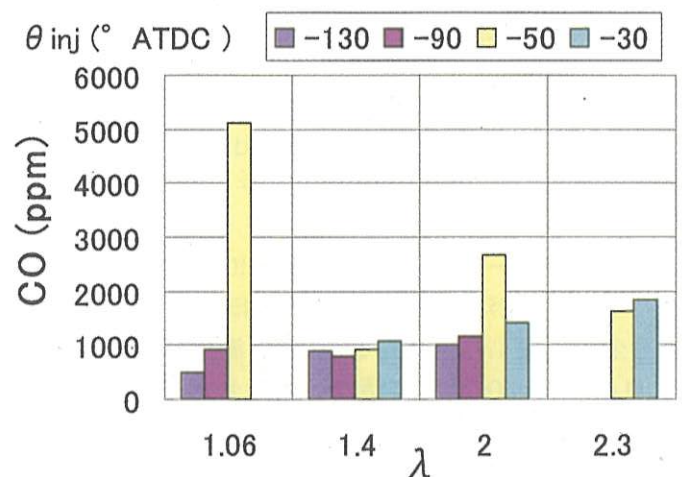


Fig.15 Effect of excess air ratio on CO emission with injection timing θ_{inj} as a parameter in the case of Type-B piston

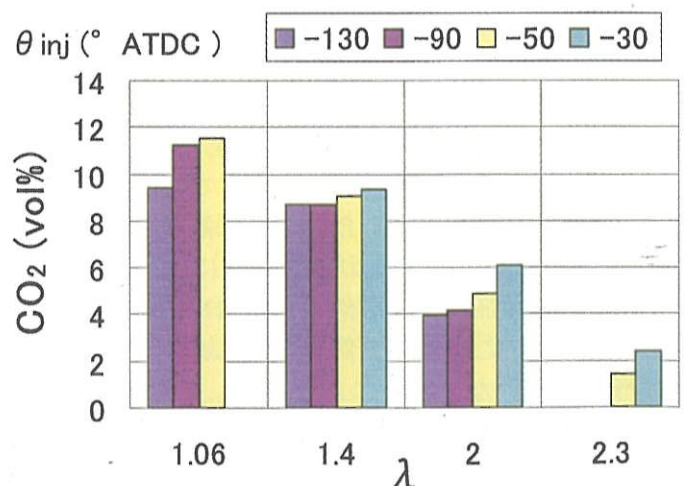


Fig.16 Effect of excess air ratio on CO₂ emission with injection timing θ_{inj} as a parameter in the case of Type-B piston

Table 2 Thermal efficiency at various λ in the case of Type-B piston

Air Excess Ratio λ	Indicated Thermal Efficiency %	Brake Thermal Efficiency %	Brake Thermal* Efficiency % (Diesel Fuel)
1.1	35.3	30.2	34
1.4	34.8	26.9	-
1.85	36.6	26.7	-
2.03	26.4	21	19

Ne=1000 rpm, * the brake thermal efficiency at the almost same torque as Natural Gas

るが、 $\lambda=2$ では NO_x 濃度は100ppm程度である。 $\lambda=1.06$, 1.4では早期噴射ほど、 $\lambda=2$, 2.3では後期噴射ほど NO_x 濃度が高くなる。

図15にType-B燃焼室の λ と排出 CO 濃度の関係を示す。 $\lambda=1.06$, $\theta_{inj}=-50$ の条件を除いては CO 濃度は1000ppm程度である。

図16にType-B燃焼室の λ と排出 CO_2 濃度の関係を示す。当然ながら λ が1に近づくほど、 CO_2 濃度が増す。全般に θ_{inj} が遅れるほど CO_2 濃度が増加する。これは、排出 NO_x 濃度の傾向を考え合わせると、 λ が1に近い条件では θ_{inj} が遅れるほど燃焼終了時期が遅れ燃料の後燃え又は λ 設定のずれにより CO_2 濃度が増加し、 λ が2に近い条件では θ_{inj} が遅れるほど燃焼が改善されて CO_2 濃度が増加したためと思われる。Type-Aにおいても図12～図15と同様な傾向が得られた。なお、スモークはいずれの条件においてもボッシュのスモークメータにより検出されなかった。

3.6 熱効率

表2にType-B燃焼室で各 λ における図示熱効率、正味熱効率を示す。同一単気筒機関で軽油燃料を同一トルクの条件で使用した時の正味熱効率と比較した。 $\lambda=1.1$ において天然ガスが軽油に比べ正味熱効率が低いのは圧縮比が天然ガスでは12に対し軽油では18.2と高いこと及び天然ガスでは燃焼室の最適化が行われていないことによる。また、 $\lambda=2.03$ において天然ガスが軽油に比べて正味熱効率が高いのは、この条件ではトルク/ λ の傾きが大きいことためトルクを等しく設定することが難しく軽油の方がトルク値が若干低く設定されたことによる。天然ガス燃料の場合、圧縮比が12であることを考えると機関の最適

化を行うことにより軽油の場合に相当する熱効率を得ることが可能と考えられる。

4. 結 論

天然ガス用高速電磁噴射弁を開発し、これを用いて2種類の燃焼室について噴射時期、点火時期が平均圧力の変動値や排気特性に及ぼす影響を調べた。その結果、以下のことが分かった。

(1) 単噴口ノズルを用いた場合、点火位置を噴口から離し、早期噴射を行えば安定する燃焼が可能となるが、空気利用率が低い。

6噴口ノズルを用いた実験の結果、以下のことが分かった。

(2) 安定した着火を実現するには同一噴口径では軽油噴霧に比べ噴口の近傍に点火プラグを設ける必要がある。

(3) 燃料供給圧力を高めると急速、かつ安定な燃焼が得られる。

(4) キャビティ中心からのガス噴射に比べ、中心からずれた位置からの噴射の場合、噴流のピストン壁への衝突とスワール流により混合が促進され、安定な燃焼が可能な範囲が拡大する。

(5) 噴口に点火プラグを近づけた燃焼室において、 λ の大きい低負荷では後期噴射、 λ の小さい高負荷では早期噴射することで燃焼が安定する。

(6) $\lambda=1.06$, 1.4では、THCは1000ppm程度であるが NO_x は1000ppmを超える濃度を示す。一方、 $\lambda=2$, 2.3ではTHC濃度は高いが NO_x は100ppm以下に抑えられる。

(7) 直接噴射式天然ガス単気筒機関は、軽油ディーゼル単気筒機関に相当する熱効率を得ることが可能である。

本研究に当たって、神本東海大学教授にご指導を頂いた。また、東京ガス(株)から天然ガス燃料を提供して頂いた。ここに記して謝意を表する。

参考文献

- (1) 池上他、自動車技術会論文集、9307362; (2) 酒井他、自動車技術会学術講演会前刷集932, 9302475, 1993-5; (3) C. S. Eeaver : Natural gas vehicles - A review of the state of the art, SAE892133; (4) 「特集：天然ガスエンジンの研究・開発」 内燃機関

, Vol.32, No.399, January 1993; (5) W.P.Cartellieri et al. : Mechanisms leading to stable and efficient combustion in lean burn gas engines, COMODIA p.17, 1994; (6) Y.Goto et al. : Combustion stabilization of a spark ignition natural gas engine, JSAE Review 17 (1996) 251-258; (7) 小栗他、日本機械学会論文集、25巻156号 (1959-8) 820-826; (8) J.O.Hinze, Turbulence, McGROW-HILL, p.404