火花点火式天然ガスエンジンの動力性能ならびに排気特性に 及ぼすピストン形状および吸気流動の影響*

片岡 克己^{*1}, 渥 美好 崇^{*2}, 瀬 川 大 資^{*3}
角 田 敏 一^{*3}, 深 野 行 義^{*4}

Effects of Piston Design and Inlet Gas flow on the Performance and Exhaust Emissions in a Natural Gas Fueled Spark Ignition Engine

Katsumi KATAOKA, Yoshitaka ATSUMI, Daisuke SEGAWA,
Toshikazu KADOTA and Yuki Yoshi FUKANO

An experimental study was made on a natural gas fueled spark ignition engine to improve its thermal efficiency and exhaust emissions by the lean burn operation. A multi-cylinder engine was tested for purposes of practical application. Investigated were the effects of the piston design and the gas motion induced by a shrouded inlet valve on the combustion process, the thermal efficiency, exhaust emissions and the lean limit of stable operation. It was found that a bowl-in-piston resulted in higher thermal efficiency and extended lean limit as compared with a flat piston. A shrouded inlet valve generally resulted in shorter duration of combustion, lower NO_x emissions and lower thermal efficiency than a conventional valve. When a shrouded inlet valve was set so as to direct the mixture flow toward the prechamber throat, the lean limit was extended with low exhaust emissions and relatively high thermal efficiency.

Key Words: Internal Combustion Engine, Spark Ignition Engine, Gaseous Fuel, Thermal Efficiency, Exhaust Emissions, Natural Gas, Lean-Burn, Prechamber, Piston Design, Shrouded Inlet Valve

1. ま え が き

天然ガスは石油系燃料に比べて発熱量あたりのCO₂排出量が少なく、また、耐ノック性が高いなど、火花点火式エンジンの燃料として優れた特性をもち、近年、主としてコージェネレーション、ヒートポンプ、自動車用の原動機に使用されているほか、広く工業用に使用が試みられている。

火花点火式天然ガスエンジンにおいてエネルギー消費の低減と環境保全という社会的要請にこたえるものとして、高い熱効率および排気浄化が期待できる希薄混合気運転がある。しかしながら、混合気の希薄化に伴って着火遅れが増大し、燃焼速度が低下することによる燃焼期間の増大が問題となる。この一対策として副室式層状給気機関⁽¹⁾⁽²⁾があるが、その場合、点火に適した濃度の混合気を副室に形成するための付加装置が必要であり、できれば既存のエンジンの簡単な修正による希薄混合気運転の実現が望まれる。これには燃

焼室形状や点火プラグ位置など、エンジン構造上の基本的因子の修正が考えられるが、それらの燃焼過程、機関性能あるいは排気特性に及ぼす影響については十分な資料が提供されているとはいいがたい⁽³⁾。

そこで、著者らは実用機関に対する技術的資料を得る目的から、実働多気筒エンジンを用いて燃焼室まわりの基本的因子の修正が希薄燃焼過程、機関性能および排気特性に及ぼす影響について、圧力線図の解析、性能試験および排気分析を通じて実験的に調べてきた。

供試機関は吸気管部でガス混合器を用いて混合気を形成する、副燃焼室をもつ火花点火式天然ガスエンジンであり、主室・副室連絡孔の開口面積はオリフィスを取り替えることによって調節される。前報では連絡孔開口面積、副室内点火位置および圧縮比の影響について調べた結果、連絡孔開口面積を小さくすると燃焼期間は短縮されるが正味熱効率は低下すること、点火位置は副室奥部よりも連絡孔に近いほうが、また、圧縮比は高いほうが正味熱効率は高く、希薄限界は拡大されることなどがわかった⁽⁴⁾。

機関性能に影響する他の重要な因子として燃焼室形状および吸気系統の構成がある。これらはともに燃焼室内混合気流動および火炎の伝ば過程と深いかわり

* 原稿受付 1997年8月18日。

^{*1} 正員, 岡山理科大学工学部(☎700-0005 岡山市理大町1-1)。

^{*2} 学生員, 大阪府立大学大学院(☎599-8231 堺市学園町1-1)。

^{*3} 正員, 大阪府立大学工学部。

^{*4} 正員, 大阪ガス(株)(☎554-0051 大阪市此花区西島6-19-9)。

E-mail: kataoka@mech.ous.ac.jp

をもつ。そこで本報ではピストン頂面形状が平面のものとのスキッシュ領域をもつものについて、また、吸気シュラウド弁による吸気流動について、燃焼過程および機関性能に及ぼす影響を調べた。なお、シュラウド弁は吸気流入方向を調整するために便宜上用いたものであり、実用段階では吸気管形状や弁配置の調整によって行うことが望まれる。

2. 実験装置および実験方法

供試機関は小形五シリンダ火花点火式天然ガスエンジンでその主要諸元を表1に示す。燃焼室は図1に示すように連絡孔により主室と副室に隔てられており、連絡孔の開口面積は 5.0 cm^2 である。この開口面積は採用しうる最大のものであり、開口面積を小さくすれば絞り損失の増加により熱効率の低下を招くという前報⁽⁴⁾の結果に基づいている。点火プラグは副室の奥部に取付けられている。

ピストンは図2に示すように、頂面形状の異なる2種類を用意した。ピストンAは中央にくぼみを持ち、スキッシュ部とシリンダヘッドの上死点すきまは 1.3

mm、ピストンBは頂面が平面で上死点すきまは 3.2 mm で、いずれも圧縮比は 11.5 である。

吸気弁はシュラウドなしの標準弁と、 90° の中心角をもつシュラウドつきのものを用意した。シュラウド弁を用いる場合には、吸気ポートとシュラウドそれぞれの中心軸のなす角度を位置角 ψ と定義し、図3に示すように、 $\psi=0, \pm 45, 180^\circ$ の四つの位置角を設定した。

図4に実験装置の概要を示す。混合気濃度の制御は排気管集合部に取付けた空燃比計の指示値を参照しながら、吸入空気および燃料の流量を調整することによって行った。排ガス成分の濃度測定は CO 、 CO_2 、 O_2 、 NO_x 、THC(メタン換算した未燃炭化水素)の5成分について行った。シリンダ内圧力の測定にはピエゾ式圧力変換器を用い、連続する120サイクルの測定から、

Fig. 2 Two types of the piston

Fig. 1 Combustion chamber

Fig. 3 Shrouded valve setup

Fig. 4 Experimental apparatus

Fig. 5 Effect of piston design on the pressure history and the rate of heat release

クランク角の関数とした平均圧力線図、サイクル最高圧力の変動率、最高圧力出現時期(クランク角)の頻度分布などを得た。また、圧力線図から熱発生率を算出し、燃焼過程を評価する参考資料とした。

運転条件は回転数 $n=1800$ rpm, 正味平均有効圧力 $P_{me}=0.49$ MPa(定格出力), 冷却水温度 $t_w=80^\circ\text{C}$ でそれぞれ一定に保ち、空気過剰率 λ を 1.0 から希薄限界まで 0.1 刻みで変化させた。点火時期は最適点火時期(MBT), 燃料は都市ガス 13 A である。

3. 実験結果および考察

3.1 ピストン頂面形状の影響 燃焼室形状が燃焼過程および機関性能に及ぼす影響を図 2 に示された頂面中央にくぼみをもつピストン A と頂面が平面のピストン B を用いて調べた。

図 5 はピストン頂面形状が圧力線図 P ならびに熱発生率線図 $dQ/d\theta$ に及ぼす影響を $\lambda=1.3$ の場合について示す。圧力線図によると、圧縮行程のシリンダ内圧力は平面ピストン B のほうがピストン A よりも高い値を示した。これは、平面ピストン B のほうが圧縮初期圧力が高いことによるもので、吸気量が多くなっていることを意味している。両ピストンとも同じ出力、同じ空気過剰率で運転されているので、平面ピストン B ではピストン A の場合よりも絞り弁開度を大きくして吸入空気量を増すと同時に、それに比例して供給燃料も増量しており、熱効率は低下していることになる。

燃焼過程を熱発生率線図により比較すると、平面ピストン B のほうが熱発生率の極大値が高く、極大値への到達時期が早くなっている。しかしながら、燃焼過程の後半部分をみると、くぼみピストン A では 50° ATDC 付近で発熱が終結しているのに対し、平面ピストン B ではその後も発熱が継続している。

ピストン頂面形状によるこのような燃焼過程の差は、副室からの流出ガスが主室混合気及ぼす混合気乱れの燃焼過程促進効果を考慮して、次のように推論される。ピストン A では副室からの流出ガスは大部分の主室混合気が存在するくぼみ内に流入し、乱れを与えることにより、比較的速やかに燃焼過程が終結する。また、ピストン A ではスキッシュによって生成される混合気乱れも比較的早い燃焼過程終結の一助となっているものと考えられる。

一方、平面ピストン B の場合、主室混合気はピストン頂面全域にほぼ均等に分布している。このため副室流出ガス流の効果が及びにくいエンドガスの量がピストン A の場合よりも多く、この部分の燃焼が緩慢になる。したがって、燃焼過程前半の進行は速いが、後半の進行は遅くなると考えられる。

なお、平面ピストン B のほうがサイクル最高圧力値が高いのは圧縮初期圧力が高いためであり、また、熱発生率の極大値が高いのは給気量がピストン A よりも多く、混合気密度が高いことが一因として考えられ、前半の燃焼過程がピストン A よりも速く進行しているとは一概にはいえない。

図 6 は点火からサイクル最高圧力に達するまでの期間 θ_c および全発熱量に対する θ_c 期間の発熱量の割合 η_h に及ぼすピストン形状の影響を示す。平面ピストン B はピストン A に比べて θ_c は短い、その間の η_h は小さい。これは、平面ピストン B では前半の速い燃焼過程が比較的早期に終了し、その後の燃焼が緩慢なため、ピストン下降による圧力降下は早い時期から始

Fig. 6 Effect of piston design on the duration from ignition to peak pressure, θ_c , and the ratio of the heat release during θ_c to the overall one, η_h

まるためと考えられる。サイクルの熱力学的計算によると、燃焼過程前半での発熱比率が高いほど熱効率は高くなることが確かめられており⁽⁵⁾、平面ピストン B で熱効率が低くなる一因と考えられる。

ピストン形状の違いによるこのような燃焼過程の変化傾向はいずれの空気過剰率においてもみられた。

図 7 は種々の空気過剰率のもとで、ピストン形状の機関性能に及ぼす影響を示す。まず、それぞれのピストンにおいて空気過剰率 λ の変化が機関性能に及ぼす影響をみると、いずれのピストンにおいても、正味熱効率 η_e は混合気の希薄化につれて増加し、 $\lambda=1.4$ において極大値を示したが、さらに希薄な混合気では低下した。

最高圧力変動率 $\Delta P_{\max}/P_{\max}$ は運転の安定性を表す。ただし、 $P_{\max}$ は連続する 120 サイクルの燃焼最高圧力の平均値であり、 $\Delta P_{\max}$ はその標準偏差である。最高圧力変動率は $\lambda < 1.4$ の範囲ではほぼ同程度の低い値を示したが、 $\lambda > 1.5$ の希薄混合気ではピストン B のほうが、より急激に大きくなった。

NO_x 濃度は $\lambda=1.1$ で極大値を示したのち、 λ の増加に伴い減少し、実験した λ の上限では 100~200 ppm まで低下した。THC 濃度は $\lambda > 1.4$ で顕著な増加を示した。

ピストン形状の機関性能に及ぼす影響についてみると、正味熱効率は λ の全範囲でピストン A が高い値を示した。図 5 および図 6 でみたように、平面ピストン B では燃焼過程前半の上死点近傍での発熱比

Fig. 7 Effect of piston design on the engine performance

率が低く、燃焼が 50° ATDC を超えてまで続くことが理由として考えられる。

最高圧力変動率 $\Delta P_{\max}/P_{\max}$ はピストン形状によって差はみられなかった。ただし、 $\lambda=1.6$ ではピストン B のほうがやや大きくなっており、 $\Delta P_{\max}/P_{\max}=5\%$ を希薄限界とすれば、ピストン A の希薄限界空気過剰率は 1.6 であるのに対し、ピストン B のそれは 1.55 とやや小さい。

排ガス特性に関しては、 NO_x 濃度、THC 濃度とも λ の広い範囲でピストン A の場合に高くなった。ピストン A では主室空間に占めるくぼみ部分の比率が大きい、その部分ではすきま高さがピストン B よりも大きく、ガス温度が高く保たれるガス量が多いために NO 濃度が高くなるものと推察される。また、

THC 濃度がピストン A で高くなるのはピストン頂面の表面積およびトップランドのすきま容積の増加によるものと考えられる。ただし、希薄限界近辺の λ では NO_x 濃度、THC 濃度とも両ピストンで同程度であった。

以上の結果、くぼみをもつピストン A では希薄限界近くで高い正味熱効率での運転が可能であり、その場合、排気特性は平面ピストンと同程度となっていることから、燃焼室形状としては主室ガス部分の多くがコンパクトに中央にあることが望ましいといえる。

3.2 吸気時の混合気流動の影響 シリンダ内に吸入される混合気の流入方向をシュラウド付き吸気弁により変化させ、機関性能に及ぼす影響を調べた。シュラウド弁では吸気の流れはシュラウドによって制限されるので、シュラウドと反対方向への流れが生成され、図 3 において各位置角に対してシュラウドから引かれた矢印の方向にガス流が方向付けられるものと思われる。使用ピストンはピストン A である。

図 8 はシュラウドの位置が圧力線図および熱発生率線図に及ぼす影響をシュラウドのない標準弁の場合と対比して $\lambda=1.4$ の場合について示す。シュラウド弁を用いた場合、いずれの位置角においても圧縮過程の圧力は標準弁に比べて高い。したがって、定格出力を発生するために標準弁に比べてより多くの吸入空気量およびそれに比例した燃料量を必要としており、熱効率は低くなることがわかる。熱発生率線図によると、シュラウド弁ではその位置角によって差はあるものの、燃焼過程前半の熱発生率およびその極大値は標準弁よりも高く、逆に燃焼過程後半の熱発生率が低くな

Fig. 8 Effect of shrouded valve on the pressure history and the rate of heat release

Fig. 9 Effect of shrouded valve on θ_c

Fig. 10 Effect of shrouded valve on engine performance

っており、燃焼過程の進行が速いことを示している。

図9は点火からサイクル最高圧力に達するまでの期間 θ_c に及ぼすシュラウド弁の影響を示す。標準弁に比べて、シュラウド弁ではその位置角に関係なく θ_c は短く、燃焼過程の進行が速くなっていることが確認される。圧力線図でみたように、シュラウド弁ではより多くの給気を吸入する必要があるにもかかわらず、シュラウドにより弁部の流路面積は標準弁よりも小さくなるので、流入速度は高くなっているものと考えられる。また、シュラウドによって小規模なガス乱れも増加することが考えられる。シュラウド弁ではこれらのガス流動の増加によって燃焼過程が速く進行するものと思われる。

図10にシュラウド弁の機関性能に及ぼす影響を標準弁と比較して示す。実験範囲の空気過剰率では、シュラウド弁での正味熱効率は圧力線図の比較から推察されたように標準弁の場合よりも低下するという結果であった。ただし、位置角 $\phi=180^\circ$ のシュラウド弁では希薄領域で標準弁とほぼ等しい熱効率が得られた。

希薄限界空気過剰率は $\phi=180^\circ$ シュラウド弁の場合が1.65で最も高く、ついで標準弁の1.60であり、他の位置角のシュラウド弁では1.5前後の低い値であった。NO_x濃度は標準弁が最も高く、ついで $\phi=180^\circ$ のシュラウド弁というように、正味熱効率の高い吸気弁で高くなった。THC濃度は $\phi=180^\circ$ のシュラウド弁が最も低く、ついで標準弁であった。

吸気弁によるこのような機関性能の変化は混合気流動の違いによるものと考えられる。シュラウド弁の場合、その位置角によって程度の差はあるが、ガス流動の増加によって既燃ガスから燃焼室壁へ伝達される熱量が増加し、ガス温度は標準弁よりも低下することにより、NO_x濃度は低く抑えられ、逆にTHC濃度は増加するものと考えられる。熱効率に関しては、シュラウド弁では燃焼期間が短縮されるという利点はある

が、既燃ガスから燃焼室壁へ伝達される損失熱量の増加の影響が大きかったものと思われる。

ただし、 $\phi=180^\circ$ のシュラウド弁では $\lambda=1.6$ の希薄運転で熱効率は標準弁と同程度に高く、NO_x濃度、THC濃度および最高圧力変動率は他のいかなる吸気弁設定の場合よりも低いという好結果を得た。これは、シュラウドにより発生する混合気流動が副室連絡孔に向いていることにより、副室の掃気が他の場合よりも良好となり、点火に好条件となったためと考えられる。

4. ま と め

小形火花点火式天然ガスエンジンの機関性能に及ぼすピストン形状およびシュラウド弁による吸気流動の影響について、性能試験、排気分析、圧力線図の解析を通じて得られた結果を以下に要約する。

(1) 燃焼室が偏平となるピストン形状よりも給気がコンパクトに中央に集まる形状のほうが熱効率は高く、より希薄な領域での運転が可能である。

(2) シュラウド弁で生成される吸気流動は燃焼期間を短縮するが、標準弁に比べて熱効率の低下を招く。ただし、点火プラグのある副室の連絡孔部に吸気の流動を方向付けたシュラウド弁により希薄限界は拡大され、 $\lambda=1.6$ の希薄運転で熱効率は標準弁と同程度に高く、NO_x濃度、THC濃度および最高圧力変動率は低く抑えられた。

文 献

- (1) 後藤悟・伊藤恭裕・田辺久夫, 第9回内燃機関合同シンポジウム講義集, (1991), 325-330.
- (2) 中國徹・夏目祥宏, 自技論, **23** 3 (1992), 3 8.
- (3) 池上詢・ほか4名, 機論, **59** 562, B (1993), 2094-2099.
- (4) 片岡克己・ほか4名, 機論, **64** 621, B (1998), 1574-1580.
- (5) 片岡克己・平子善夫, 機論, **49** 437, B (1983), 263-273.