1005 直接噴射 2 サイクル機関の研究

Investigation of a Direct Injection Two-stroke Engine

○学 下村 岳也 (芝工大) 正 佐藤 運男 (芝工大)
正 中野 正光 (芝工大)

Takeya SHIMOMURA, Graduate Course of Shibaura Institute of Technology
307 Tameihara, Hukasaku, Ohmiya-shi, Saitama 330-8570

Kazuo SATO, Shibaura Institute of Technology

Masamitsu NAKANO, Shibaura Institute of Technology

This paper deals with a fuel direct injection two-stroke engine with squish area in combustion chamber. The loss of fuel is inevitable in the general two-stroke engines with a carburetor at the gas exchange process. On that account the environmental pollution is induced by the hydrocarbon discharged from these engines. In this investigation, the combustion chamber was altered to make the injected fuel evaporate and mix with air in the combustion chamber. The main matter is combustion chamber with squish area to concentrate good mixture gas around the spark plug. As a result, the emission ratio of hydrocarbon decreased in comparison with the original engine with carburetor.

Key words: Two-stroke engine, Fuel direct injection, Squish area, Exhaust emission ratio

1. はじめに

2 サイクル機関は、掃気時における燃料の吹き抜け現象が生じ、燃料である HC の排出とともに燃料消費率の悪化が問題である。本研究では燃料の燃焼室内直接噴射を行ない、燃料排出の低減を図った。また、燃料の気化、混合を促進させるためにスキッシュ効果を利用した燃焼室に改善した。そしてカリフォルニア州大気資源局 (CARB) 1999 年規制値¹⁾をもとに、燃料の吹き抜けである HC と合わせて、CO、NO_x 排出量を比較検討した。

2. 実験方法

試供機関は、排気量 175cc のシニューレ型掃気 2 サイクル機関である。実験装置は、交流型電気動力計、燃料流量計、空気流量計、燃料加圧ポンプ、インジェクター、噴射コントローラー、CDI 方式点火装置、エンジン指圧計、エンジンアナライザー、排気ガス分析装置などから成り立っている。噴射弁は自動車用に開発されたインジェクターを用いている。圧縮比 $\epsilon = 7.2$ としたシリンダヘッドを作成し、ピストンの裏側には断熱材を取り付けたものを用意した。これは、噴霧された燃料を一度暖められたピストンの表面に受け止めることによって、燃料液滴の気化を促進させ、その後、スキッシュ流れによって良好な混合気を点火プラグ近傍に運ぶことを期待したものである。

図 1 に燃焼室の内部状況を示す。

実験は、燃料噴射開始時期、噴射量、ピストン (A 型 断熱材なし、B 型 断熱材使用) を変えて、それぞれの燃焼状態、排気ガス等を調べた。

また、表 1 に CARB の 1999 年規制値を示す。

Fig. 1 Combustion chamber

Table 1 CARB 1999 emission regulations (g/kW·h)

THC	NO _x	CO
68.0	5.4	176.7

3. 実験結果および考察

図2～4に THC , NO_x , CO 排気エミッション率、図5に図示平均有効圧、そして図6に燃料消費率を示す。

図2の THC エミッション率は、気化器式に比べると大幅に軽減されているが、CARB 規制値に適應させるのは非常に困難であり、噴射時期を遅らせるとその値が大きくなる。燃料の気化、混合が遅れることによって燃料の未燃領域が生じるためと思われる。

図3の NO_x エミッション率は、全体的に CARB 規制値の約 1/2 程度に、さらにキャブレター型に比べ広範囲で低い値を示している。 NO_x の生成が酸素濃度と温度の相乗効果によることと、火炎面の直後で生成されるということから、燃焼室内の空燃比勾配が大きく影響しているものと考えられる。

図4の CO エミッション率は、希薄域でキャブレター型に比べ大きな値になっている。これは燃焼室内の混合気に噴射による濃度勾配があり、過濃領域の燃焼で生じたものと思われる。この場合も噴射時期が遅れると大きな値になることから気化、混合が不十分になるものと思われる。

図5、図6より、噴射時期 190° 、 210° では良い結果が得られたが、 230° ではキャブレター型に比べ吹き抜けの減少は予想できるものの、燃料の気化、拡散が遅れ不安定な燃焼により、平均有効圧は約 1/2、燃料消費率はやや上回った。

また、気化を促進させることを目的として断熱材を使用した、それぞれの結果で大きな変化は見られなかった。

4. おわりに

2 サイクル機関における燃料の燃焼室内直接噴射は、 THC , NO_x の排出ガス削減に非常に効果があることが明らかになったが、燃料を十分に気化、混合、拡散させて、燃焼を安定させ、かつ、三元触媒との併用を考慮すれば、CARB の 1999 年規制値に對應させることは可能と考えられる。

参考文献

- 1) CARB: Public Hearing to Consider a Delay In the Implementation Date of the Utility and Lawn and Garden Engine Emission Regulations, April 8, 1993, P4.

Fig. 2 THC Emission ratio

Fig. 3 NOx Emission ratio

Fig. 4 CO Emission ratio

Fig. 5 Broken mean effective pressure

Fig. 6 Broken specific fuel consumption