小形中央副室式ディーゼルエンジンの燃焼, 排気特性*

井元 浩二^{*1}, 片岡 洋一^{*1}, 大村 忠雄^{*2}

Combustion and Emissions of New-Concept Prechamber Diesel Engine

Koji IMOTO, Yoichi KATAOKA and Tadao OMURA

Increasing the degree of constant volume of heat release, combustion efficiency and reducing the heat loss are of utmost importance to improving the fuel economy of the indirect injection (IDI) diesel engine. The authors, theoretically and experimentally, studied a new concept prechamber combustion system which features a central prechamber and a decreased prechamber volume. As a result, it was theoretically clarified that the fuel consumption with the new prechamber combustion system is less than that with the conventional combustion system. Installed in a diesel engine (four cylinders with 98 mm bore and 98 mm stroke) and tested, the new prechamber combustion system was proven to reduce the engine noise, smoke, nitrogen oxide emissions and heat loss.

Key Words: IDI Diesel Engine, Combustion System, Prechamber, Jet Passage, Emissions

1. 緒 言

現在, 国内外では, 厳しい経済性の追求が続けられるとともに, 自然環境の保護のための低公害性の要求が一段と強まっている。小形ディーゼルエンジンの分野でも例外ではなく, 早急な対応を迫られている。そこで本研究では, 小形ディーゼルエンジンの低公害, 低燃費化のために, 新着想の小容積中央副室式燃焼システムの理論的, 実験的検討を行った。

本論文は, 小容積中央副室式燃焼システムが, 従来形に比べて, 理論的に熱効率の点で有利なことを明らかにするとともに, 本燃焼システムを実機に適用したときの性能, 燃焼試験結果について述べたものである。

2. 本研究の技術的ねらい

副室式ディーゼルエンジンは, 直噴式に比べて, 熱効率の点で課題が残されているものの, NO_x, 排煙, 騒音等の低公害性の点で優れている^{(1)~(3)}。

したがって, 本研究では, 副室式ディーゼルエンジ

ンの低燃費化をめざすとともに, さらに低公害化を図るための新燃焼システムを追求する。

ディーゼルエンジンの低燃費化を図っていくには, まず, 現状のエンジンでの損失がどのように発生しているかを分析する必要がある。実際にシリンダ内ガスが行うピストン仕事は, 理論サイクルにより得られる仕事よりも, 不完全燃焼, 燃焼の遅れ, 熱損失などのために小さくなる。次式は, 正味熱効率 $\eta_{th,e}$ を各支配因子に分解して示したものである。

$$\eta_{th,e} = \eta_{th} \times \eta_{gl} \times \eta_{comb} \times (1 - \eta_{cool}) \times \eta_m \cdots \cdots (1)$$

ただし,

η_{th} : 理論熱効率 [= $f(\epsilon, \kappa)$: 圧縮比 ϵ , 比熱比 κ の関数]

η_{gl} : 等容度

η_{comb} : 燃焼効率

η_{cool} : 熱損失率

η_m : 機械効率

副室式ディーゼルエンジンの低燃費化のためには, 上記正味熱効率の支配因子のうち, 等容度向上, 熱損失低減が必要であり, このためには, 副室の中央化による副室噴口絞り拡大が重要である。

低 NO_x 化のためには, 酸素濃度制御, 火炎温度低減が重要であるが, 本研究では, 酸素濃度制御のため

* 原稿受付 平成6年6月30日。

^{*1} 正員, 三菱重工業(株) (〒851-03 長崎市深堀町5-717-1)。

^{*2} 三菱重工業(株)。

に副室容積縮小による副室内濃混合気燃焼, 主室内希薄混合気燃焼を図る。また, 副室容積縮小は, 予混合燃焼抑制, したがって, 燃焼騒音の点でも有利と思われる。

以上より, 本研究では, 低燃費, 低公害化のために小容積中央副室式燃焼システムを追求する。

3. 小容積中央副室の理論的検討

主室内の燃焼を促進するためには, 主室内の燃料と空気の混合気形成を確保する必要がある。主室内単位ガス重量当たりに必要な混合気形成エネルギー(噴流エネルギー) e_{cj} は, 次式で与えられる。

$$e_{cj} = \frac{E_{cj}}{G_1} = \frac{\eta}{2g \times (1-\eta)} \times V_j^2 \quad \dots\dots\dots (2)$$

ただし,

E_{cj} : 主室内噴流エネルギー

G_1 : 主室内ガス重量

η : 副室容積比

g : 重力の加速度

V_j : 主室内噴流速度

上記噴流エネルギー e_{cj} として一定値を設定するならば, 主室内の燃料と空気の混合に必要な噴流速度, すなわち主室内所要噴流速度 V_j は次式で表わされる。

$$V_j \propto \sqrt{\frac{1-\eta}{\eta}} \quad \dots\dots\dots (3)$$

副室容積比と主室内所要噴流速度 V_j の関係を図1に示す。副室容積比を小さくするにつれて, 主室内所要噴流速度は大きくなる。また, 同噴流速度および噴流エネルギー e_{cj} は副室の位置により異なる。副室位置をシリンダ中央部に設けた場合は, 噴流の到達距離

l (シリンダライナまでの距離) がシリンダ端部に設けた場合に比べて $1/2$ となり, 主室内での燃焼確保上, 噴流の到達時間 τ を一定とすると, $\tau = l/V_j$ により同噴流速度は $1/2$ でよいこととなる。したがって, シリンダ端部に設けた副室容積比 $\eta = 50\%$ (渦流室式相当) と同一の噴流速度を, シリンダ中央部に設けた副室で実現する場合, 副室容積比 $\eta = 20\%$ でよいことになる。そこで, 両者を副室式エンジンで課題の副室噴口絞り損失(等容度), 熱損失の観点から検討する。

まず, 以下で用いる等容度, 平均噴流速度算出時のモデル, 計算式等を述べる。熱発生モデルは単純化して考え, 副室内熱発生率は上死点着火の三角形モードとし, 主室内での熱発生はないものとする。また, 副室内では, 空気過剰率 1.1 まで燃焼するものとし, 副室容積比変更に伴う総熱発生量の増減は, 熱発生期間, ピーク値を比例させて増減する。副室式エンジンの等容度 η_{gl} は, 副室噴口絞りによる主室内での見掛け上の熱発生率が遅れることに基づき算出する。

微小サイクルの効率 η_{th} に対する定容サイクルの効率 η_{th} の割合 $\eta_{gl\theta}$ は, 次式で表わされる。

$$\eta_{gl\theta} = \frac{\eta_{th\theta}}{\eta_{th}} = \frac{1 - 1/\varepsilon_{\theta}^{\kappa-1}}{1 - 1/\varepsilon^{\kappa-1}} \quad \dots\dots\dots (4)$$

ただし,

$$\varepsilon_{\theta} = (V_c + V_h)/V_{\theta}$$

$$\varepsilon = (V_c + V_h)/V_c$$

κ : 比熱比

$$V_c = V_2 + V_h$$

$$V_{\theta} = V_2 + V_{1\theta}$$

V_h : 行程容積

V_c : 上死点時燃焼室容積

V_2 : 副室容積

V_h : 上死点時主室容積

V_{θ} : クランク角 θ 時の燃焼室容積

$V_{1\theta}$: クランク角 θ 時の主室容積

したがって, 等容度 η_{gl} は,

$$\eta_{gl} = \frac{1}{Q_1} \int \frac{dQ_1}{d\theta} \eta_{gl\theta} d\theta, \quad Q_1 = \int \frac{dQ_1}{d\theta} d\theta \quad \dots\dots\dots (5)$$

ただし,

Q_1 : 見掛け上の主室熱発生量

$dQ_1/d\theta$: 見掛け上の主室熱発生率

ここで, 見掛け上の主室熱発生率は, 副室式エンジンのサイクル計算法 [文献(4)参照] から求めた主室内圧力 P_1 , 同圧力上昇率 $dP_1/d\theta$ から, 次式により算出する。

$$\frac{dQ_1}{d\theta} = \frac{A}{\kappa - 1} \left[V_{\theta} \frac{dP_1}{d\theta} + \kappa P_1 \frac{dV_{\theta}}{d\theta} \right] \quad \dots\dots\dots (6)$$

図1 主室内所要噴流速度

ただし、

A: 仕事の熱当量

次に、膨張行程時の平均噴流速度 V_{cj} は以下により求める。各クランク角での噴流エネルギー $dE_1/d\theta$ は、

$$\frac{dE_1}{d\theta} = \frac{1}{2g} \frac{dG_1}{d\theta} u^2, E_1 = \int \frac{dE_1}{d\theta} d\theta \quad \dots\dots\dots (7)$$

したがって、平均噴流速度 V_{cj} (上死点～上死点后 60°) は、

$$V_{cj} = \left(2gE_1 / \int dG_1/d\theta \cdot d\theta \right)^{1/2} \quad \dots\dots\dots (8)$$

ただし、

g : 重力の加速度

G_1 : 主室内ガス重量

u : クランク角 θ 時の噴流速度

次に、熱損失は以下により求める。各副室容積比における主室内比表面積は、主室形状を円筒形と考えて算出する。比表面積と熱損失[後述の式(10)から算出]の関係は、他のエンジンの実測結果から求める。

副室容積比、副室噴口絞り(膨張行程時の平均噴流速度)が等容度の低下に及ぼす影響を図2に示す。膨張行程時の平均噴流速度が同一のとき、副室容積比 $\eta = 50 \sim 56\%$ (渦流室式)の場合に比べて、副室容積比 $\eta = 20\%$ では、等容度は $2 \sim 4\%$ 低下する。

図2 副室容積比、噴流速度と等容度の関係

図3 副室容積比と熱損失の関係

副室容積比と熱損失の関係を図3に示す。副室容積比を縮小するにつれて、主室内比表面積は小さくなり熱損失は低減する。副室容積比 $\eta = 20\%$ での熱損失は $\eta = 50 \sim 56\%$ (渦流室式)の場合に比べて、 $15 \sim 20\%$ 低減する。

以上より、副室容積比 $\eta = 20\%$ の中央副室は、渦流室式 ($\eta = 50 \sim 56\%$, 副室をシリンダ端部に設置) に対して、等容度の点では劣るが、熱損失の点では優れており、熱効率向上の可能性を有し、燃費換算で $4 \sim 8\%$ の改善が見込まれる。

4. 燃焼試験結果

供試エンジンとして、はん用直噴ディーゼルをベースに副室を付加した機関を用いた。その主要諸元を表1に、小容積中央副室式燃焼システムの一例を図4に示す。本燃焼システムは、二弁式直噴ディーゼルのシリンダ中央部に設けられた燃料噴射弁ホルダ部に小容

表1 供試エンジン主要諸元

Engine	Mitsubishi S4F
Number of Cylinders	4
Bore×Stroke	φ98×98mm
Stroke Volume (Swept Volume)	739.2cc (2.96ℓ)
Number of Valves	2
Compression Ratio	20.9
Volume Ratio of Prechamber	21%
Fuel Injection Pump	Bosch In-Line Type
Fuel Injection Nozzle	Throttle Nozzle Type

図4 副室新燃焼システム

積の副室を設置したものである。

また、本論文では、副室容積比 η を考慮した副室噴口絞りの指標として、式(9)に示す特性流速 V_j^* を用いる。これは、図5に示すように、副室式エンジンのサイクル計算による圧縮行程中の平均噴流速度に合うように求めた式である。

$$V_j^* = \frac{1}{3} \times \frac{c_m}{f/F \times C_a} \times \eta \quad \cdots \cdots (9)$$

ただし、

c_m : 平均ピストン速度

f : 副室噴口面積

F : ピストン断面積

C_a : 副室噴口流量係数

以下に、小容積中央副室式燃焼システムにおける主要な燃焼試験結果を述べる。

4・1 副室容積比, 副室噴口絞りの影響 圧縮比 $\varepsilon=20.9$, 副室噴口数が9噴口一定のもとで、副室容積比, 副室噴口絞りが性能に及ぼす影響を図6に示す。

燃料消費率は、副室容積比 $\eta=21\%$ が最もよく、以下10, 30%の順である。吐煙は、副室容積比 $\eta=21, 30\%$ が、 $\eta=10\%$ の場合に比べて良好である。主室内最大圧力上昇率(燃焼騒音の指標)の点では、副室容積比 $\eta=10\%$ が良好である。また、副室容積比を小さくするにつれて、熱損失は低減する傾向にある。ここで、熱損失 Q_{Loss} は吸気管から排気管までの熱勘定により求めたものであり、その算出式を以下に示す。

$$Q_{Loss} = H_u G_f - A_{Le} - A_{Lf} - (I_{ex} - I_{in}) \quad \cdots \cdots (10)$$

ただし、

A_{Le} : 軸出力

A_{Lf} : 機械損失(ウイラン法により算出)

$I_{ex} - I_{in}$: 吸排気エンタルピー差

また、副室噴口絞りを拡大(特性流速 V_j^* を縮小)するにつれて、燃料消費率, 主室内最大圧力上昇率, 熱損失は低減するが、吐煙はいくぶん悪化する傾向にある。

副室容積比, 副室噴口絞りが燃焼特性に及ぼす影響を図7, 8に示す[副室, 主室内熱発生率の算出法は文

NE = 2400min⁻¹
Full Load

Key	Prechamber Volume Ratio η (%)
□	10
○	21
△	30

図6 副室容積比, 副室噴口絞りの性能に及ぼす影響

図5 特性流速検討

NE = 2400min⁻¹
Full Load

Key	Prechamber Volume Ratio η (%)
□	10
○	21
△	30

図7 副室容積比, 副室噴口絞りの副室内熱発生割合に及ぼす影響

図 8 副室容積比の燃焼特性に及ぼす影響

図 9 副室噴口数の性能に及ぼす影響

献(4)参照]. 副室容積比を大きくするにつれて, 副室内熱発生割合は増加するが, 副室容積比の増加割合に比べると低くなる。また, 副室噴口絞りを拡大するにつれて, 副室内熱発生割合は減少する傾向にある。副室容積比 $\eta=21\%$ では, $\eta=10, 30\%$ に比べて, 初期燃焼が活発化しており, 燃焼騒音の点では不利であるが, 中期の燃焼も促進されており, 燃料消費率の点で最も良好である。

4.2 副室噴口数の影響 副室噴口面積比一定

(0.19%)のもとで, 副室噴口数が性能, 燃焼特性に及ぼす影響を図 9, 10 に示す。

副室噴口数を 5 噴口から 9, 11 噴口を増すにつれて燃料消費率, 吐煙は低減し, 有効受熱比, 等容度は増大する傾向にある。しかし, さらに副室噴口数を 13 噴口を増やすと, 燃料消費率, 吐煙は, 逆に悪化し, 有効受熱比は低下する。また, 副室噴口数を増すにつれて主室内最大圧力上昇率は増大する傾向にある。11 噴口は, 5 噴口に比べて, 後期の燃焼が促進される。

4.3 従来形燃焼システムとの比較 小容積中央副室式燃焼システムと従来形(渦流室式)との性能, 排ガス, 燃焼特性の比較を図 11~13 に示す。小容積中央

図 11 副室新燃焼システムによる性能, 排ガス改善

図 12 副室新燃焼システムによる熱損失低減

副室式燃焼システムは, 渦流室式に比べて, 燃料消費率の点では, まだ改善を要するが, 吐煙, NO_x , 燃焼騒音の点では有利である。等容度は低い, 熱損失は大幅に低減している。

また, 本燃焼システムは, 渦流室式に比べて, 燃焼が遅れている。これは, 本燃焼システムの副室噴口面積がまだ絞られていることに起因するものと思われる, 今後, 副室噴口絞りをさらに拡大する必要がある。

5. 結 論

小形ディーゼルエンジンの低公害, 低燃費化のため

図 13 副室新燃焼システムの燃焼特性

に, 本研究では, 小容積中央副室式燃焼システムを追求し, 以下の結論を得た。

(1) 小容積中央副室式燃焼システム(副室容積比 $\eta \approx 20\%$)は, 渦流室式に比べて, 燃料消費率の点ではさらに改善を要するが, NO_x , 燃焼騒音, 吐煙の点で有利である。

(2) 理論検討により, 小容積中央副室式燃焼システム(副室容積比 $\eta \approx 20\%$)は, 従来の渦流室式($\eta = 50 \sim 60\%$, 副室位置をシリンダ端部に設置)に比べて, 等容度の点では劣るが, 熱損失の点では優れており, 熱効率向上の可能性を有することを明らかにできた。

(3) 燃焼試験により, 本燃焼システムのうち, 副室容積比 $\eta \approx 20\%$ での燃料消費率が良好であること, また, 本燃焼システム($\eta \approx 20\%$)は, 渦流室式に比べて, 等容度は低下するが, 熱損失を低減できることを確認できた。

文 献

- (1) 井元・大村, 副室式ディーゼルエンジンの新燃焼システム, 内燃機興誌, 29-369 (1990), 61.
- (2) 井元・原田, 定置式ディーゼルエンジンの排気浄化, 自技会 No. 9403 シンポジウム講演論文集, 9431102 (1994), 14.
- (3) 井元・片岡・ほか3名, 副室式ディーゼル機関の低公害燃焼システムの研究, 機講論, No. 930-63, D (1993), 258.
- (4) 徐, 予燃焼室ディーゼル機関の燃焼に関する研究 (第1, 2報), 機論, 31-225 (1965), 808, 32-233 (1966), 116.