

新型副室式ガスエンジン (副室ジェット制御方式)

大阪ガス株式会社エネルギー技術研究所
 佐藤 裕紀 守家 浩二
 中井 俊作 伊藤 誠一

1. はじめに

当社ではこれまでにコージェネレーションシステムの技術開発・商品化開発を行い、積極的に販売してきており、2003年度現在において累積発電容量 1213 千 kW、累積件数 1576 件となっている⁽¹⁾。また、図 1 に天然ガスコージェネの普及分野を示す。従来は電力需要よりも熱需要が主体のお客さまに対する熱主電従型システムの販売が主流であったが、今後さらに拡販していくためには発電効率を高めた電主熱従型システムの開発が必要であり、高効率ガスエンジンの開発が重要である。近年、中大型クラスでは副室式希薄ガスエンジンが低 NOx と高効率を実現しており、さらなる高効率化が期待される⁽²⁾。

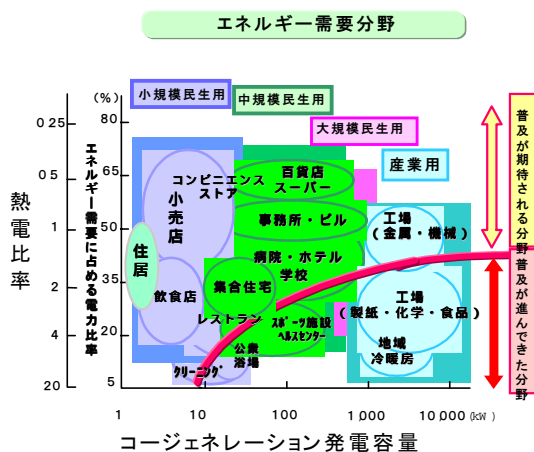


図 1 コージェネレーション普及分野

2. 現状の副室エンジンと課題

図 2 に副室式ガスエンジンの燃焼室の形状を示す。燃焼室は、主室とそこから連通路を介してつながった副室から構成されており、副室には燃料供給弁と点火プラグを備えている。副室エンジンでは吸気行程において主室に希薄混合気が吸入されると同時に副室に燃料が供給される。その後、圧縮行程において副室内に希薄混合気が流入し、圧縮上死点付近において副室内に点火することにより、副室内の混合気は燃焼しながら主室へ噴出し、主室の希薄混合

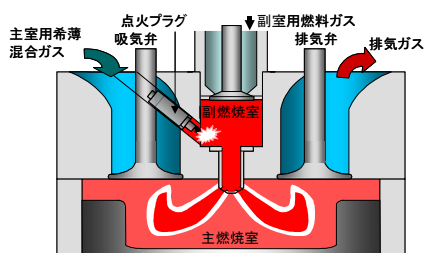


図 2 副室式ガスエンジンの燃焼室形状

気に火炎伝播する。このように、副室内に燃料の濃い領域を形成し着火性を確保することによって総括の空気過剰率を希薄化していることが特徴である。

これまでの研究によると単室式との機関性能比較⁽³⁾、副室諸元などが運転性能に及ぼす影響⁽⁴⁾⁻⁽⁸⁾や、定容燃焼器⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾や可視化エンジン⁽¹¹⁾等を用いて運転特性や燃焼機構を解明しようとする試みが報告されている。しかしながら、副室エンジンでの燃焼は単なる火炎伝播だけでなく、主室・副室間の物質・熱の移動を伴う複雑な燃焼であるため、未だ解明されていない部分も多く、燃焼制御の指針が明らかになっていないとはいえない。特に、副室式ガスエンジンにおいてさらに高効率化するためには、高過給や高圧縮比化等の高出力化・高効率化手段を組み合わせる用いることが想定されるが、この場合、副室内温度や圧力が高くなり、点火プラグの耐久性や着火性および主室内におけるノックの発生が課題となると考えられる。

3. 新型副室エンジン(副室ジェット制御方式)コンセプト

上記の問題を解決するための方法として、副室連絡孔を縮小することにより圧縮行程における主室から副室への混合気の流入を抑制し副室内圧力を低下させ、さらに副室内燃焼後の火炎ジェットを抑制する方法(副室ジェット制御方式-Pressure Differentiated Pre-chamber Spark Ignition 方式)を検討した。図 3 に副室ジェット制御方式の概念図を示す。本方式の適用により、副室内の圧縮圧力が低く抑制できるため、点火プラグの着火性および耐久性が確保できると考えた。さらに、火炎ジェットを抑制できるため、主室内の燃焼を緩慢化でき、高過給条件下や高圧縮比条件下においても耐ノック性を向上させ得ると考えた。

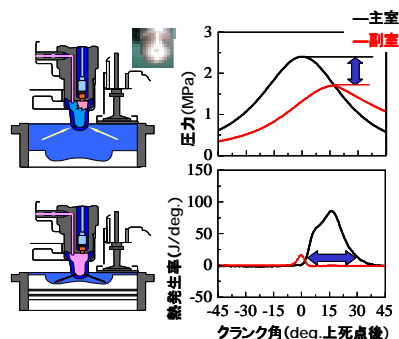


図 3 副室ジェット制御方式概念図

4. 実験装置および方法

試験機関は単気筒 4 サイクル式ディーゼル機関 (Yanmar NF19-E) をベースとし、ヘッドを一部改造して副室式火花点火機関とした。表 1 に機関諸元を、図 4 に燃焼室周り

断面図を示す．圧縮比は 12 とし，ピストン形状は深皿型とした．副室は軽油噴射弁のスペースに組み込み，容積を 7.5cm^3 とした．副室連絡孔径 d_n は 1.0mm および 2.0mm，噴孔数はいずれも 4 孔とし，副室連絡孔ノズルを取り替えることにより，変更することができる．

表 1 副室式機関諸元

Engine Type	Single cylinder Water Cooled
Bore × Stroke	$\phi 110\text{mm} \times 106\text{mm}$
Displacement	1007cm^3
Compression Ratio	12
Combustion Chamber	Deep Bowl (Bowl dia.=65mm)
Pre-chamber Volume	7.5cm^3
Pre-chamber Volume Ratio	8.0%
Number of Pre-chamber Orifice	4

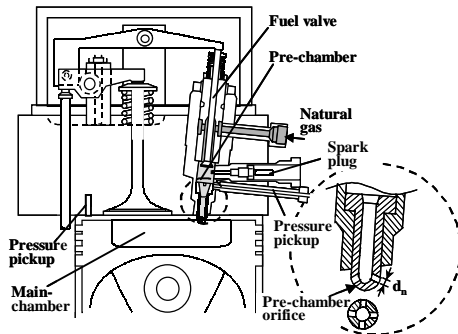


図 4 副室式エンジン断面図

5. PDP-SI 方式の効果

図 5 に，ノック強度平均値 KI_{ave} ，正味熱効率 η_e ，NOx 排出濃度について正味平均有効圧力 P_{me} で整理した．ノック強度平均値 KI_{ave} は，筒内圧力波形に含まれる高周波成分をバンドパスフィルターにて処理することにより得られる圧力振幅の最大値を 200 サイクル平均することにより求めた値であり，ノックの指標となる．図より， $d_n=1.0\text{mm}$ では出力を高めた条件においてもノック傾向が弱まった．さらに，熱効率および NOx 排出濃度についても $d_n=2.0\text{mm}$ に比べて改善された．

次に，図 6 に各副室連絡孔における主室および副室の熱発生率および筒内圧力を示す．なお，運転条件は $d_n=1.0\text{mm}$ において η_e が向上し，NOx 排出量が低減された条件である．副室連絡孔径 1.0mm のときは 2.0mm の場合と異なり，燃焼前の副室内圧力が低く，副室内での燃焼後，主室との圧力差がそれほど大きくなりなないので，火炎ジェット velocities が抑えられ，そのために主室内での圧力上昇率が緩和され，主室内の熱発生期間も長期化したと考えられる．この

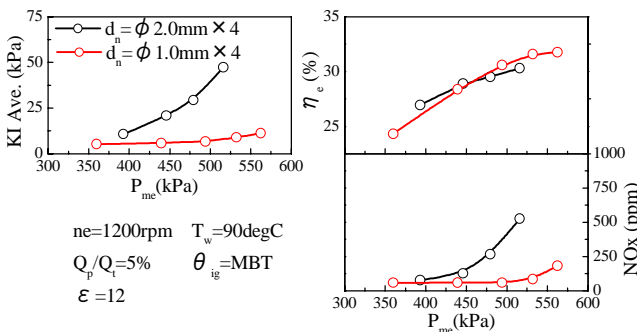


図 5 機関性能比較

とき，副室内の熱発生率最大値も小さく，主室内混合気は副室からの火炎ジェットにより着火しているものの，その後は緩やかに主室内の燃焼が進展しているものと思われる．このため，主室内の圧力と温度が下がった結果，熱損失が低減されたと考えられる．

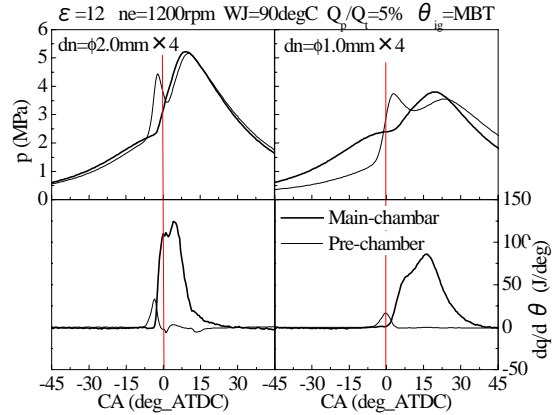


図 6 燃焼時圧力履歴および熱発生率

6. おわりに

天然ガス副室式機関にて，副室連絡孔径を変化させた運転を行い，燃焼制御の方針について考察した．その結果，副室連絡孔を縮小すると副室からの火炎ジェットが抑制でき，主室内の急激な熱発生が緩和され，ノック傾向が弱まった．また，主室内の燃焼効率が維持できる条件では熱効率が改善し，NOx 排出量が低減した．従って，副室連絡孔径により火炎ジェットを着火源程度に抑制し，主室内を火炎伝播により緩慢に燃焼させることが燃焼制御方針の一つと考えられる．今後，高圧縮比および過給条件での検討を行う予定である．

参考文献

- (1) <http://www.osakagas.co.jp/osakagas/13gas.html>
- (2) 藤若貴生，上川康彰，下田裕巳，遠藤浩之，リーンバーンミラーサイクルガスエンジンの開発，都市ガスシンポジウム発表要旨集，No.48，(2000)，61-62
- (3) 中園徹ほか 1 名：希薄燃焼ガス機関に関する研究第 1 報主室希薄燃焼方式と副室方式の比較，第 9 回内燃機関合同シンポジウム講演論文集，p.313-318，(1991)
- (4) 中園徹ほか 1 名：副室式ガス機関の副室諸元の影響，日本機械学会論文集，B58，No.553，p.287-292，(1992)
- (5) 中川洋ほか 2 名：副室式トーチ点火希薄燃焼ガスエンジンの研究，日本機械学会第 72 期全国大会講演論文集，No.940-30，p.356-358，(1994)
- (6) 藤若貴生ほか 5 名：予燃焼室式希薄燃焼ガスエンジンの燃焼改善，第 14 回内燃機関合同シンポジウム講演論文集，p.91-96，(1997)
- (7) 後藤悟ほか 1 名：希薄燃焼ガスエンジンの NOx 生成と低減に関する研究，第 14 回内燃機関合同シンポジウム講演論文集，p.97-102，(1997)
- (8) Mooser D: Caterpillar High Efficiency Engine Development G-CM34, Power Eng, Vol.6, No.5, p.5-19, (2002)
- (9) 若井和憲ほか 2 名：副室付定容燃焼室内の燃焼に関する研究，日本機械学会論文集，B47，p.872-878，(1981)
- (10) 田村雅之ほか 2 名：副室式定容燃焼器による希薄燃焼ガスエンジンの研究，第 14 回内燃機関合同シンポジウム講演論文集，p.85-90，(1997)
- (11) 川端康晴ほか 3 名：副室希薄燃焼ガスエンジンにおける燃焼特性，自動車技術会論文集，Vol.34，No.4，p.43-49，(2003)