天然ガスデュアル燃料機関の性能および排気特性*

塩路昌宏^{*1}, 石山拓二^{*1}, 池上 詢^{*2}
三谷信一^{*3}, 芝田裕晃^{*3}Performance and Exhaust Emissions
in a Natural-Gas Fueled Dual-Fuel EngineMasahiro SHIOJI^{*4}, Takuji ISHIYAMA, Makoto IKEGAMI,
Shinichi MITANI and Hiroaki SHIBATA^{*4} Kyoto University, Graduate School of Energy Science,
Yoshida Hon'machi, Sakyo-ku, Kyoto, Kyoto, 606-8501 Japan

In order to establish the optimum fueling in a natural gas fueled dual fuel engine, tests were made for some operational parameters and their combination on the engine performances and the exhaust emissions. The results show that the gas oil quantity should be increased and gas oil injection timing should be advanced to suppress unburned hydrocarbon emission at middle and low output range, while the quantity should be reduced and the timing should be retarded to avoid onset of knock at high loads. The unburned hydrocarbon emission and the thermal efficiency are improved at the same load avoiding too lean natural gas premixture by restriction of intake charge air. However the improvement is limited because the ignition and initial combustion of pilot diesel fuel is deteriorated when the cylinder pressure is excessively lowered by throttling. The increase in pilot gas oil amount is effective for low-load operation and the adequate combination of throttle control and equivalence ratio ensures low hydrocarbon emission and the thermal efficiency comparable to diesel operation.

Key Words: Internal Combustion Engine, Dual Fuel Engine, Natural Gas, Exhaust Emissions

1. はじめに

軽油を着火のための補助燃料とする天然ガスデュアル燃料機関は、二種類の燃料を必要とするものの、在来のディーゼル機関にわずかな改造を施すだけで天然ガスを利用でき、予混合吸気火花点火機関に比べて高い熱効率が得られる利点を持つ。

これまでの研究によると、この形式の機関は、高出力時にはディーゼル機関と同等の熱効率を持ち、黒煙の排出が少ない⁽¹⁾⁽²⁾。従って、常に高出力で定常運転を行う用途に対しては有利といえる。一方、吸気量制限を行わずに当量比を低下させて中低出力とすると、混合気の燃焼が不十分になり、高濃度の未燃炭化水素を排出して熱効率が悪化する⁽¹⁾⁽⁴⁾。この点を改善すれば、部分負荷を必要とする用途へ適用範囲を拡大できると考えられる。中低出力時の燃焼悪化に対しては、吸気加熱や補助軽油噴射量の増加、吸気絞りなどが有効であるとされている⁽¹⁾⁽³⁾。しかしながら、機関

の出力に応じて良好な熱効率と排気特性を得るための運転方針を確立しようとする立場から見ると、現状では必ずしも十分系統的なデータが整備されているとはいえない。

そこで本研究では、従来の研究によって得られた知見を参考にし、さらに実験データの充実を図ることにより、高出力時にノックを避けながら中低出力時の燃焼効率の向上を図り、できる限り広い出力範囲で性能および排気を改善するための運転方針を立案する。

2. 実験装置および方法

試験機関として、表1に示す諸元を持つ単気筒4サイクル直接噴射式ディーゼル機関を用いた。後述のようにガスマキサを取り付け、燃料噴射系を変更した以外は機関に変

Table 1 Engine specifications

Engine type	Direct-injection diesel engine Single cylinder Water cooled
Bore × Stroke	102mm × 105mm
Displacement	857 cm ³
Compression ratio	17.8 : 1
Swirl ratio	2.4
Combustion chamber	Deep-bowl toroidal type (bowl dia.=56.7mm)
Fuel injection pump	Bosch PFR-1AW (plunger dia.=φ9.0mm) Bosch PE2A (plunger dia.=φ7.5mm)

* 原稿受付 1999年10月18日。

^{*1} 正員、京都大学エネルギー科学研究科 (〒606-8501 京都市左京区吉田本町)。^{*2} 正員、福井工業大学 (〒910-8505 福井市学園3-6-1)。^{*3} 京都大学エネルギー科学研究科。

E-mail: shioji@energy.kyoto-u.ac.jp

Fig.1 Experimental setup

更を加えず、高い圧縮比 (17.8 : 1) を保ったまま運転を行った。試験装置の概略を図 1 に示す。天然ガス 13A (CH_4 88%, C_2H_6 6%, C_3H_8 4%, C_4H_{10} 2%) は高压ボンベから 0.15MPa に減圧した後、シリンダヘッド吸気入口から 550mm の位置に設けた LPG 車用ガスミキサを通して吸気管内へ定常供給した。運転は冷却水出口温度 80°C 、機関回転速度一定のもとで行い、補助軽油噴射量を固定し、天然ガス流量を制御して補助軽油を含めた総括当量比 ϕ_t を変化させた。なお、 ϕ_t は、天然ガスと補助軽油の流量和に対応する理論空気量 (流量) を、実際に供給した空気流量で除したものである。

着火補助には JIS 2 号軽油 (セタン価 55) を用いた。本機関は標準仕様としてプランジャ径 $D_p=9\text{mm}$ のジャーク式燃料噴射ポンプおよび噴孔径 $d_e=0.29\text{mm}$ 、4 孔のノズルを持つが、後述の噴射系選定試験の結果、 $D_p=7.5\text{mm}$ のジャーク式ポンプと $d_e=0.24\text{mm}$ 、4 噴孔のノズルの組み合わせに変更した。

排気ガス中の NO_x は CLD 分析計 (ヤナコ製 KA-200) で、全炭化水素 THC は 200°C の保温サンプル管を通して加熱 FID 分析計 (ヤナコ製 G3800) で CH_4 換算 ppm として、それぞれ計測した。なお FTIR 分析計 (堀場製作所 MEXA-4000FT) により、排気中の炭化水素成分を分離計測した結果によると、運転条件によって差があるが、排出全炭化水素 (ppmC) のうち 70~90% を CH_4 が占めることが分かった。熱発生率解析のため、圧電式変換器 (KISTLER 社製 6052A) および渦電流式変位計 (電子応用製 PU-02A) を用いて、シリンダ内圧力および噴射弁揚程を計測した。

本実験では、高当量比においてシリンダ内圧力に高周波の振動が現れて、打撃音が聞かれる火花点火機関のノックに類似した現象が見られた。そこでこのような圧力変化が毎サイクル検出されるようになる条件をノック限界として、運転当量比の上限とした。

3. デュアルフュエル機関の基本的な性能・排気特性

3.1 ディーゼル運転および火花点火運転との比較

図 2 に標準仕様の軽油噴射系を用いて排気特性および熱効

Fig.2 Basic characteristics of engine performance and emissions

率を計測した結果を示す。ここでは、吸気絞り弁を全開 (WOT)、補助軽油噴射量 q_{GO} を $10\text{mm}^3/\text{st}$ (当量比 0.17 相当)、噴射時期 θ_i を 10°BTDC に固定して天然ガス流量を変更したときの、ボッシュ黒煙濃度 Smoke、窒素酸化物濃度 NO_x 、全炭化水素 THC、正味熱効率 η_e 、および正味平均有効圧力 p_e の変化を総括当量比 ϕ_t に対して示す。比較のため、同一機関仕様で軽油のみを用いて運転を行った結果 (Diesel)、および既報⁽⁵⁾⁽⁶⁾で用いたほぼ同一サイズの機関 (ボア×ストローク= $102\times 106\text{mm}$) で予混合吸気火花点火運転を行った結果 (Spark ignition) もあわせて示す。後者では、圧縮比を 11.5 : 1 とし、本実験機関と同形式のガスミキサによって天然ガスを予混合吸気し、吸気絞り弁全開、MBT 点火時期として運転を行った。この機関では、圧縮比を 15.5 : 1 まで上昇させてもノックの発生なしに運転できるが、圧縮比を 11.5 : 1 以上に上昇させても正味熱効率はほとんど向上しない⁽⁵⁾。

図によると、デュアルフュエル運転 (Dual fuel) では軽油運転に比べて黒煙の排出量が大幅に減少する。回転速度 $n=2000\text{rpm}$ のときに $\phi_t > 0.7$ で黒煙が検出されるが、これは後述のように噴孔の縮小により改善される。デュアルフュエル運転の出力はノックによって制限され、図の条件では、回転速度に関わらずノック限界当量比はほぼ 0.9 となった。高当量比における正味熱効率 η_e は、ディーゼル運転および火花点火運転より高く 39% を越える。しかし、 ϕ_t が 0.6 以

Fig.3 Effect of injection nozzle specification on thermal efficiency and exhaust emissions

下の中・低当量比では高濃度の全炭化水素THCが排出され、 η_e が大きく低下する。

窒素酸化物NOxの排出量は $\phi_t > 0.8$ で火花点火機関と同様に多くなる。火花点火機関では ϕ_t が0.6~0.8において混合気の希薄化とともにNOxが急激に低下するが、デュアル燃料運転では、それほど急激な減少は見られず、ディーゼル運転に近い排出量になる。 ϕ_t が0.6以下の中・低当量比でディーゼル運転よりNOxが少ないのは、不完全な燃焼が原因とも考えられる。

以上のようにデュアル燃料運転は、高負荷で黒煙の排出が少なく、高出力、高热効率となる利点を持つ。しかしながら回転速度2000rpmにおいて、当量比 ϕ_t が0.7以上では黒煙の発生が見られる。デュアル燃料運転における黒煙の発生は軽油に起因することが分かっている⁽¹⁾ので、次に燃料噴射系の変更によりこの問題の解決を試みた。

図3に補助軽油噴射量 q_{GO} を $10\text{ mm}^3/\text{st}$ 、噴射時期 θ_j を 10° BTDC としたときに、噴孔径および噴孔数が性能・排気に及ぼす影響を調べた結果を示す。ここで、少噴射量における燃料-空気の混合を改善するため、標準噴射系(original)に対して、噴孔総面積を68%に縮小した0.24mm、4噴孔および0.20mm、6噴孔、さらに30%に縮小した0.16mm、4噴孔を試験した。燃料噴射ポンププランジャ径は、噴孔面積の減少による異常噴射を避けるため7.5mmに変更した。

図によると、噴孔を縮小すれば高当量比においてNOxがやや増加するが、黒煙の排出が見られなくなり、中当量比におけるTHCの排出量が若干低減される。この結果より、これ以降はNOxの増加が比較的小さく、当量比全域に渡って高い熱効率となる0.24mm、4噴孔を採用することとした。

3.2 熱発生率経過の特徴 選定した0.24mm、4噴孔

Fig.4 Courses of cylinder pressure and heat release rate

のノズルを用いて補助軽油噴射量 q_{GO} を $10\text{ mm}^3/\text{st}$ 、噴射時期 θ_j を 10° BTDC としたときに得られた25サイクル平均のシリンダ内圧力 p および熱発生率 $dq/d\theta$ の経過を図4に示す。なお、図示した熱発生率は、吸入混合気単位質量あたりの熱発生率として示した。

補助軽油のみで運転した結果(Gas oil)と比べると、 ϕ_t が0.72までは天然ガス供給量が増すにつれて初期燃焼、主燃焼ともに熱発生率が増加するが、全体の燃焼期間はそれほど変わらず、ディーゼル燃焼に類似した熱発生率経過を示す。 ϕ_t が0.82になると熱発生率経過は大きく変化し、着火とともに熱発生率が上昇した後、高い熱発生率が持続して短時間に大部分の熱発生が行われており、急速な火炎伝播による燃焼が行われているものと推定される。さらに $\phi_t = 0.9$ では熱発生の後半に天然ガス混合気の自着火と見られる急激な熱発生率の上昇があり、これによってシリンダ内圧力が急上昇する。サイクル平均のため図からは読み取れないが、この条件ではサイクルごとの圧力波形には高周波の振動が認められ、ノック現象が生じている。

4. 性能・排気の改善

前章の結果より、デュアル燃料運転の利点を活かすには、中・低当量比においては燃焼を活発化して未燃炭化水素の排出を抑え、高当量比ではノック限界当量比を上昇させる必要がある。そこで次に、補助軽油噴射量、噴射時期、吸気絞りなどが性能・排気に与える影響を評価した。

4.1 補助軽油噴射量の影響 まず、中当量比における性能・排気に及ぼす補助軽油噴射量の影響を検討する。図5

Fig.5 Effect of gas oil quantity on thermal efficiency and exhaust emissions at an overall equivalence ratio of 0.4

に THC が特に多く排出される総括当量比 $\phi = 0.4$ において、軽油噴射量 q_{GO} を $2.5 \sim 18 \text{ mm}^3/\text{st}$ の範囲で変化させたときの熱効率および排気物濃度の計測結果を示す。図中には、比較のためそれぞれの q_{GO} に対して、天然ガスを供給しなかったときの結果 (without NG) を示した。 ϕ_{GO} は補助軽油の当量比である。また、 η_c は排出された THC すべてを未燃の天然ガスと仮定して計算した天然ガスの燃焼効率である。

図によると、軽油噴射量 q_{GO} を $5 \text{ mm}^3/\text{st}$ ($\phi_{GO} = 0.09$) 以下とすると、天然ガスの燃焼効率 η_c は 50% 以下となり、微量な補助軽油による天然ガス混合気の燃焼が非常に難しいことが分かる。 q_{GO} を増すに従って燃焼効率 η_c が改善され

Fig.6 Effect of gas oil quantity on knock limit

て未燃炭化水素 THC が減少し、これにより熱効率 η_c が上昇する。このように、中・低負荷では天然ガスの利用率は下がるものの、軽油噴射量がある程度以上とすることが熱効率の改善につながる。なお、この条件での NOx の排出はその大半が補助軽油の燃焼によるものであるといえる。

次に補助軽油噴射量が高負荷のノック限界に与える影響を調べた。図 6 は、軽油噴射時期 θ_j を 10° BTDC に固定し、軽油噴射量 q_{GO} を $2.5 \sim 15 \text{ mm}^3/\text{st}$ の範囲で変化させたときのノック限界総括当量比 ϕ_{kt} およびそのときの熱効率、THC、NOx への影響を示す。ここで、 ϕ_{kNG} はノック限界における天然ガス予混合気の当量比であり、 ϕ_{kt} から軽油当量比 ϕ_{GO} を差し引いたものである。また、図中にはノックに至る前の当量比 $\phi_i = 0.8$ における結果も併記した。

図によると、軽油噴射量 q_{GO} をごく微量とすることで、天然ガス利用率の向上とノック限界総括当量比 ϕ_{kt} の上昇が得られ、 $q_{GO} = 2.5 \text{ mm}^3/\text{st}$ ($\phi_{GO} = 0.05$) とすれば総括当量比 1.0 まで運転可能なことが分かる。ただしこのとき、 ϕ_{kNG} の増加に伴って NOx 排出量は急激に増加する。

q_{GO} を $2.5 \text{ mm}^3/\text{st}$ から増やして行くと ϕ_{kt} が減少するが、 $10 \sim 12 \text{ mm}^3/\text{st}$ で極小を示した後、再び増加し始める。これは、図に見られるように、 q_{GO} が少ないうちは、ノック限界における天然ガス予混合気の当量比 ϕ_{kNG} が q_{GO} の増加とともに急激に減少するが、 q_{GO} が $10 \text{ mm}^3/\text{st}$ 以上では減少率が小さくなるためである。

熱効率は軽油噴射量の変化に影響されない。THC はこのような高当量比では排出量が少なく、補助軽油量を減少さ

Fig.7 Effect of gas oil quantity on heat release rates at a high equivalence ratio

せても大きく増加することはない。

図7は、当量比 $\phi = 0.8$ において軽油噴射量 q_{GO} を変化させたときの熱発生率経過への影響を示す。図中にはそれぞれの軽油噴射量 q_{GO} のときに、天然ガスを供給せず軽油のみで運転したときの熱発生率経過（Diesel）を併記した。図によると、軽油のみの熱発生率に関しては、 $q_{GO} = 2.5 \sim 10 \text{ mm}^3/\text{st}$ の間では、 q_{GO} の増加につれて初期燃焼における最大熱発生率が増加するが、 $10 \text{ mm}^3/\text{st}$ 以上ではほとんど変化が見られなくなる。 $q_{GO} = 2.5 \sim 10 \text{ mm}^3/\text{st}$ の間は、噴射弁揚程が噴射量とともに増加しており、それに伴って初期の噴射率が増加する。一方、 $10 \text{ mm}^3/\text{st}$ 以上では噴射弁揚程が制限揚程に達して噴射期間によって噴射量が制御されるため、噴射量を増しても初期噴射率が変化しない。上記の初期熱発生率の変化はこのような噴射系の特性に起因する。

着火直後の天然ガス混合気の熱発生率は、軽油の初期熱発生率の増加に従って上昇しており、 $q_{GO} \geq 10 \text{ mm}^3/\text{st}$ では変化が小さくなる。この傾向は、図6においてノック限界天然ガス当量比 ϕ_{KNG} の変化が $q_{GO} \geq 10 \text{ mm}^3/\text{st}$ において小さくなることによく対応しており、ノック限界当量比に対して初期熱発生率が強く影響していると推定される。

以上より、補助軽油噴射量に関しては、中・低当量比ではある程度の量を確保することが未燃分の排出を抑え、熱効率を向上させるのに役立つが、高当量比では噴射量もしくは噴射率をできるだけ抑えてノックを防ぐ必要があるといえる。

4.2 補助軽油噴射時期の影響 図8に補助軽油噴射量 q_{GO} を $10 \text{ mm}^3/\text{st}$ に固定し、噴射時期を $5 \sim 30^\circ \text{BTDC}$ の範囲で変化させたときの性能および排気濃度への影響を示す。噴射時期を早めると、中・低負荷のTHCが減少し、これに

Fig.8 Effect of gas oil injection timing on thermal efficiency and exhaust emissions

より熱効率 η_e が上昇する。ただし、これにともなって低い当量比でNOx排出量が大きく増加するとともに、ノック限界当量比が減少する。すなわち、中・低負荷では熱効率向上のために早い噴射時期が望ましいが、NOxの大幅な増加をきたす。また、ノック回避のためには高当量比になるに従って噴射時期を遅らせる必要がある。

4.3 吸気絞りの影響 補助軽油噴射量、噴射時期の影響を調べた上述の結果からみると、天然ガスの利用率を低下させず、またNOxの大きな増加なしに中・低当量比の燃焼を改善することは容易ではない。そこで次に、吸気絞りを活用して性能・排気を改善する方法について検討する。

当量比をある程度高く保ち、絞りにより吸入空気量を変化させて出力を調節すれば、燃焼効率の悪い低当量比域を使わずに運転を行うことができる。絞りによる吸気量制限はポンプ損失の増加を招き、これが熱効率を悪化させる懸念があるが、燃焼改善の効果が大きければ熱効率の向上が可能である。ただし、吸入空気量の減少は圧縮圧力の低下を招くため、補助軽油の着火性を損なうことが予想される。従って必要な出力範囲を保証するには、当量比と吸入空気量の最適化が必要となる。

図9に補助軽油噴射量および噴射時期を $q_{GO} = 10 \text{ mm}^3/\text{st}$ 、 $\theta_j = 10^\circ \text{BTDC}$ に固定して絞り弁開度を変化させたときの性能および排気特性を示す。一定回転速度では絞り弁開度に

Fig.9 Effect of charge air throttling on thermal efficiency and exhaust emissions

Fig.10 Effect of charge air throttling on heat release rates

応じて吸入空気と天然ガスの流量の和 Q_m が決まる。そこで絞り弁を調整することにより、絞り弁全開時を基準として Q_m を 100% から 10% おきに減少させて運転を行った。その際、それぞれの Q_m に対して天然ガス流量の調整により総括当量比 ϕ_t を変化させて出力を変更した。

図によると、絞りによる Q_m の減少に伴って、正味平均有効圧力 $p_e > 0.3 \text{ MPa}$ では、THC が減少し、 η_e が改善される。これは同じ p_e では Q_m の減少につれて ϕ_t が増して天然ガス混合気の燃焼効率が向上し、これがポンプ損失増加の影響を上回った結果である。ただし NO_x は ϕ_t を 0.7 以上とすると軽油運転の値を上回る。一方 $\phi_t < 0.2 \text{ MPa}$ の低出力では Q_m を 80% 以下にすると逆に THC が増加する。これは、次に述べるような、絞り調整に伴う燃焼特性の変化に起因する。

図 10 に $\phi_t = 0.4$ におけるシリンダ内圧力 p および熱発生率 $dq/d\theta$ の経過を示す。初期の熱発生率は Q_m を 100% から 90% に減少させると増加するが、 Q_m を 80% 以下にすると低下する。さらに Q_m を 65% まで減らすと熱発生量が不足して軸出力が取り出せなくなる。すなわち、空気量減少に伴う圧縮圧力の低下がさほど大きくないうちは軽油の着火遅れの増加が初期燃焼を活発化し、天然ガス混合気の燃焼を助けるが、圧縮圧力の低下が大きすぎると補助軽油の着火が阻害され、混合気の燃焼が緩慢になって燃焼効率が低下する。

次に図 9 に基づいて、 Q_m と ϕ_t の組合せが THC 排出量に与える影響を整理した結果を図 11 に示す。前述のように、軽油噴射時期を早めると天然ガス混合気の燃焼を活発化できることが分かっているので、噴射時期を $\theta_j = 20^\circ \text{ BTDC}$ に早めた試験も行いその結果を併記した。

どちらの噴射時期でも ϕ_t を固定して Q_m を減少させていくと、前述の燃焼特性の変化に対応して THC に極小値を生じる。噴射時期の早い $\theta_j = 20^\circ \text{ BTDC}$ の方がより低い Q_m でも出力が発生し、 $\phi_t < 0.6$ の希薄時には THC の極小値がより低くなるが、それよりも ϕ_t が高いと、 $\theta_j = 10^\circ \text{ BTDC}$ の方が低くなる。ノックの発生を防ぐ意味からも、高出力時には噴射時期を遅く、 ϕ_t を高くして絞りにより出力を調整し、 $p_e < 0.4 \text{ MPa}$ の中出力では ϕ_t を下げて噴射時期を早めると THC を低く抑えるのに役立つ。しかし、図 9 に示したように、 Q_m を大きく低下させると燃焼が悪化するため、 ϕ_t を高く保ったままでも低い p_e とすると、THC の増加を招く。その結果、 $p_e < 0.2 \text{ MPa}$ の低出力域では絞りの調整は THC の有効な低減手段にはならない。

5. 運転方針の検討

上記より、ごく低出力では吸気絞りや噴射時期調整によって THC および熱効率を改善することが難しく、天然ガス

Fig.11 Hydrocarbon emissions at various equivalence ratio and charge mixture quantity

Fig.12 Thermal efficiency and exhaust emissions at increased gas oil quantity with charge air throttling

の利用率は低下するが、軽油運転を行うことが適当といえる。図12に軽油噴射量を $q_{GO} = 18 \text{ mm}^3/\text{st}$ ($Q_m = 100\%$ で当量比0.3相当)に増加させて吸気絞りを変化させたときの結果を示す。これは軽油のみで $p_e = 0.2 \text{ MPa}$ が発生できる噴射量である。破線および一点鎖線で示した $q_{GO} = 10 \text{ mm}^3/\text{st}$, $Q_m = 100\%$ (WOT) と比較すると、絞り調節によって THC が大きく減少し、 η_e が向上して軽油運転 (細線) の値に近づく。この時 NOx もまた軽油運転の値に近くなる。また図9, 11の $q_{GO} = 10 \text{ mm}^3/\text{st}$ の結果とは異なり、 $Q_m > 70\%$ の範囲では熱発生率の大幅な低下や遅れがなく、 ϕ_t を増すに従って THC の排出量が減少する。

この結果によれば、低、中出力域での運転方法として、 $p_e = 0.2 \text{ MPa}$ までは絞りを全開にして軽油のみで運転し、そこで軽油噴射量を固定し、天然ガス供給量と絞りの調節により出力を増加させる方法が考えられる。 $p_e = 0.2 \sim 0.4 \text{ MPa}$ までの範囲では絞り開度を狭めて固定し (例えば $Q_m = 70\%$)、天然ガス流量を増して出力を増加させる。 ϕ_t が限度に達すると絞りを開いて出力を増す。この時の ϕ_t の限度はノックもしくは NOx の排出量によって決める。例えば $\phi_t < 0.7$ とすれば NOx は軽油運転の排出量を越えない。この方法によって $p_e = 0.6 \text{ MPa}$ までの出力が得られる。これ以上の出力域ではすでに示したように、絞りを全開として軽油噴射量を減少させると同時に、噴射時期を遅らせて天然ガス量を増加させる。これによって、ノックの発生を防いで出力限

界を伸ばすことができるうえ、 ϕ_t が高いので絞り全開であっても THC の排出は少ない。また、図中に一点鎖線で示した噴射時期 $\theta_j = 5^\circ \text{ BTDC}$ と破線で示した $\theta_j = 10^\circ \text{ BTDC}$ を比較すると明らかなように、高出力では噴射時期を遅らせることが THC を低く抑え、NOx の急激な増加を防ぐのにも役立つ。このような運転方針を採用すれば、負荷の全域で THC を 2000 ppmC 以下に抑えることができ、軽油運転と同等あるいはそれ以上の熱効率で、黒煙の排出がほとんどない運転が可能になる。

6. おわりに

天然ガスデュアルフュエル機関の性能・排気を種々の運転変数について系統的に調査し、効率向上と排気浄化のための方策を検討した結果、次のことが分かった。

- (1) 中・低当量比において燃焼効率を高めるためには、補助軽油の噴射量をある程度確保する必要がある。一方、高当量比におけるノック回避のためには軽油噴射量をごく微量とすることが望ましい。
- (2) 中・低当量比においては補助軽油噴射時期を早め、高当量比になると遅延させれば、未燃炭化水素の排出を抑え、ノックを回避できるが、噴射時期を早めた条件では中当量比における NOx の増加が問題となる。
- (3) 絞りによる燃焼改善を行う際には、吸気量と当量比に適正な組み合わせの範囲がある。過剰な吸気制限は未燃分の増加を招く。
- (4) ごく低負荷は軽油のみの運転とし、負荷の上昇につれて吸気絞りと天然ガス流量の適正な制御を行えば、比較的低い未燃炭化水素の排出量のもと、軽油運転を越える熱効率で黒煙を排出しない運転が可能である。

終わりにあたり、実験の実施に多大なご協力をいただいた本学学生、金子美香氏、奥村健吾氏、および特別研究学生、金 福錫氏に深く感謝します。また、本研究は(財)日本ガス協会から委託された「高効率天然ガスエンジンの点火および燃焼方式に関する研究」の一部として実施された。

文 献

- (1) 佐藤・斎藤・大聖, デュアルフュエルガスディーゼル機関の燃焼, 自動車技術会論文集, vol.26, No.3, (1995), 21-26.
- (2) 原・米谷・福谷, 天然ガスエンジンに関する研究, 第11回内燃機関シンポジウム講演論文集, (1993), 591-596.
- (3) Karim, G.A., An Examination of Some Measures for Improving the Performance of Gas Fuelled Diesel Engines at Light Load, SAE Paper No.912366, (1991).
- (4) 中山・岡本・ほか4名, 天然ガスデュアルフュエルディーゼル機関の性能・排気ガス特性の改善, 自動車技術会講演論文集, Paper No.9739165, (1997), 141-144.
- (5) 池上・塩路・ほか3名, 火花点火ガス機関の希薄燃焼, 機論, 59-562, B(1993), 2094-2099.
- (6) 石山・塩路・ほか2名, 希薄燃焼火花点火機関における排気特性への燃料影響, 第14回内燃機関シンポジウム講演論文集, (1997), 313-318.