低カロリーガス火花点火機関の性能と排気* (個別ガス成分の基本燃焼特性)

椎名 亮介^{*1}, 荒木 幹也^{*2}, Lai CHEN^{*1}
中村 壽雄^{*1}, 志賀 聖一^{*2}, 小保方 富夫^{*3}

Performance and Emissions of a Spark-Ignition Engine Fuelled with Lower Calorific Gases (Basic Combustion Characteristics of Individual Gas Component)

Ryosuke SHIINA, Mikiya ARAKI^{*4}, Lai CHEN,
Hisao NAKAMURA, Seiichi SHIGA and Tomio OBOKATA

^{*4} Department of Mechanical Engineering, Gunma University,
1-5-1 Tenjin-cho, Kiryu-shi, Gunma, 376-8515 Japan

This paper presents basic combustion characteristics of a spark-ignition engine fuelled with three kinds of gaseous fuels; H_2 , CO and CH_4 . A single-cylinder engine was operated under WOT at 1500 min^{-1} condition. CO gas gives lower thermal efficiency than H_2 and CH_4 , since the energy of the fuel can not be transferred to the pressure or the work, although it gives higher combustion temperature which makes the higher exhaust gas temperature and much higher NO_x emissions than those for CH_4 . H_2 gives upper limit of flammability due to the occurrence of backfire and almost comparable thermal efficiency with that for CH_4 at its stoichiometric condition.

Key Words: Gaseous Fuel, Spark-Ignition Engine, Thermal Efficiency, Exhaust Emissions

1. 緒 言

次世代燃料,あるいはカーボンニュートラル燃料であるバイオマス資源を有効に利用する方法の一つにガス化がある。とくに触媒によってガス化温度を下げ,冷ガス効率を向上させる低温ガス化は,資源の利用効率向上になくてはならない技術である。低温ガス化で生成されるガスを,そのまま火花点火機関に利用することの可能性を明らかにすることが本研究の目的である。

低温ガス化で生成されるおもな成分としては H_2 , CO, CH_4 などの燃料成分と,不活性ガスである CO_2 があり,アンモニアやタール,イオウ化合物なども微量含まれる可能性がある。これらのガスのうち,山崎らはコージェネレーション実用火花点火機関を用いて, H_2 , CO, N_2 , CO_2 , CH_4 の5つのガスを任意に混合したガスを用いた運転による実験的研究を行った。そして,燃焼期間と COV が燃料中の H_2 と CO_2 の比に強い相関を示すことや,筒内圧力履歴のフィードバック手法によって燃料組成変動

の影響を最小限にできることなどを明らかにした。⁽¹⁾一方富田らは同様に上記5種の混合ガスサンプルを製造し,これを軽油によって自発点火させる方式を,圧縮空気源による過給ディーゼル機関を用いて検討した。その結果,図示熱効率率は最大35%程度まで到達し,組成ガスによりCOなどの排気成分が増大することなどを明らかにした。⁽²⁾このように,バイオマスガスを念頭とした実機関への適用研究は最近いくつか行われるようになってきたが,成分ガスの組み合わせやその燃焼法は非常に多く存在し,多くの要因の感度評価も十分に行われているとは言えず,適した燃焼方式は明確ではない。

このような背景のもとに著者らは,バイオマスの低温ガス化を中心とした群馬県地域結集事業(JST)のなかで,生成されたバイオガスを小型ガス機関で発電に利用する可能性を検討している。本研究では,これらの成分ガスを個別に火花点火機関の燃料として利用した場合における,基本的な性能と排気の特性を明らかにすることが目的であり,最適な燃料組成をむしろエンジン燃焼の立場から提案してゆくことが期待される。

* 原稿受付 2008年6月4日。

^{*1} 群馬大学大学院工学研究科(〒376-8515 桐生市天神町1-5-1)。

^{*2} 正員,群馬大学大学院工学研究科。

^{*3} 正員,フェロー,群馬大学大学院工学研究科。

E-mail: m08m220@gs.eng.gunma-u.ac.jp

2. 実験装置および方法

表1に供試機関の主要諸元を、図1に実験装置概略を示す。単気筒汎用ガソリン機関を動力計に接続し、用途を発電に想定し、機関回転数は 1500 min^{-1} 一定とした。吸入空気量は吸気系のサージタンクに取り付けたオリフィスを用いて、排気分析には Horiba MEXA 4000FT を用いた。シリンダ内圧力は、ピエゾ式圧力変換器 (Kistler 6125A) および電荷増幅器 (Kistler 5011) を用いて計測し、上死点信号などとともにデータ収集システム (Elmec EC2370) に入力して指圧解析を行った。

燃料ガスと CO_2 はガスボンベで用意し、圧力調整器、供給圧力を注意深くモニターするためのデジタル圧力計 (長野計器 GC70) を経て、ガス噴射弁 (ケーヒン製天然ガスエンジン用) に導いた。ガス噴射圧力は H_2 を除いて 0.255 MPa 、 H_2 については 0.105 MPa とした。 H_2 で低く設定したのは、水素の場合燃料噴射量の絶対量が小さく、燃料噴射弁の噴射期間の下限を拡大する必要があったためである。これらのガス噴射流量を制御するために独自に電子制御装置 (ECU) を開発した。エンコーダからの回転数信号と、吸気サージタンク静圧の吸入空気量信号とを入力し、目標当量比を演算して燃料噴射期間を決定した。本システムによる当量比設定精度は $\pm 3\%$ 以内であった。

Table 1 Specifications of test engine

HONDA GX340, Single-cyl., 4-stroke, Air-cooled, OHV	
Stroke vol. (Bore x Stroke)	337 cc (82 mm x 64 mm)
Compression ratio	8.0
Rated power for original	8.1 kW / 1500 min^{-1}

Fig. 1 Schematic of experimental setup.

3. 結果および考察

3・1 IMEP, BMEP, 図示および正味熱効率

まず、 H_2 、 CO および CH_4 のそれぞれの燃料ガスについて、一定速度、WOT, MBT 条件で、単一成分で運転した。図2, 3にそれぞれ IMEP (図中の g はグロスの意で本文ではこれを省略する。ISFC も同様) と BMEP を示す。IMEP も BMEP もほぼ同様な傾向を示しており、おおまかには一つの線上にあるとも言えるが、 CO については ϕ の高いところで CH_4 よりもおおきく低下しており、 ϕ の低いところでは両者はほとんど一致している。 H_2 は $\phi \leq 0.4$ というごく希薄な条件でしか運転できず、逆火限界は過濃側に存在する。それでも、ほかの燃料の傾向を延長したものに比べるといくらか高い IMEP と BMEP を示しているように見え、IMEP ではそれが明瞭である。このように、 ϕ によっては燃料の違いが IMEP と BMEP に現れている。

異なった燃料、とくにガス燃料を機関で使用する場合は基本的化学量論を検討する。まず、混合気の単位モル数(体積)あたりの燃焼熱が発生する仕事は動力の基本となるし、熱効率の分母ともなる。これに燃焼によるモル数の変化を乗じたものが定容燃焼であれば熱力学的に期待される到達圧力となる。この値を図4に示す。図2と4を比較すると、 CH_4 と CO とは定量的にもおおむね対応している。 CO では混合気あたりの投入熱量は多いが、燃焼によるモル数減少がその効果を減殺する。

この傾向は高い当量比ほど顕著になるので、図2, 3に示した結果が得られたと考えられる。H₂は ϕ の低いところでしか運転できないが、計算上はメタンと同等なのに実測が高いのは後述する急速な燃焼による。このことは、図5に示した排気温度にもよく現われており、COが高いのは高い燃焼温度のためであり、H₂がCOよりも低い傾向であるのは、燃焼熱が小さいことと燃焼が急速であることの両方によると考えられる。

また、CH₄とCOを比べると、明らかに希薄燃焼限界がCOのほうが広い。これは、物性としての可燃限界がCOのほうが広い⁹⁾ことに起因している。H₂についての希薄燃焼限界は $\phi=0.2$ 弱にまで達しており、これも物性としての燃焼限界に対応している。

Fig. 2 IMEP_g dependence on ϕ for three different fuels.

Fig. 3 BMEP dependence on ϕ for three different fuels.

Fig. 4 (Heat in mixture) $\times$ (Molar change) vs ϕ .

Fig. 5 Exhaust gas temperature against ϕ .

Fig. 6 Indicated thermal efficiency dependence on ϕ for three different fuels.

Fig. 7 Brake thermal efficiency dependence on ϕ for three different fuels.

図 6, 7 はそれぞれ図示熱効率と正味熱効率を示す。

CH_4 と CO の図示熱効率は絶対値は異なるが、ほぼ同様な傾向を示している。すなわち、理論混合比から希薄になるとともに増加する。これは、希薄化に伴う比熱比増大と熱損失低下という熱効率向上の要因が、後で示される燃焼期間増大に伴うサイクル効率低下の要因を上回っていることによる。しかしながら、希薄限界が近づくとともにこれらの熱効率に対する対照的な要因の効果が逆転し、そのために図示熱効率が減少に転じることが現れている。燃料による違いに着目すると、前述の $(\text{Heat in mixture}) \times (\text{Molar change})$ はおおむね IMEP に対応すると考えることができるから、これを供給エネルギーである (Heat in mixture) で除することによって熱効率に対応するものを求めることができる。つまり、結局のところモル数の変化が残り、熱効率は図 8 に示すように、モル数の変化だけで表すことができる。ここでは、もちろん燃焼にかかわる現象の変化などは考慮されていない。 H_2 については図示、正味ともに CH_4 や CO よりも明らかに高い値となっている。これは後述する短い燃焼期間に基づく。この高熱効率のメリットは正味熱効率において、低い ϕ であるにもかかわらず CH_4 の場合の最小値に近く、27.3%を超える良好な値を実現している。

3・2 燃焼特性 図 9, 10 はそれぞれ、点火から燃焼質量割合 0~10% までで定義した初期燃焼期間と、10~90% で定義した主燃焼期間を表す。いずれもこれまで述べてきたことを裏付けている。すなわち、 CH_4 と CO には燃焼期間の差異はなく、燃焼期間の観点からはサイクル効率に差は現れないこと、 ϕ の低下とともにいずれの燃料においても初期燃焼、主燃焼ともに増大し、このうち主燃焼期間の増大はサイクル効率を低下させる要因となっていること、希薄燃焼限界付近に達すると、 CH_4 と CO の燃焼期間増大傾向が激しくなり、サイクル効率減少の要因が、ほかの要因を上回る可能性を示唆していること、そして H_2 においては低い ϕ であるにもかかわらず両燃焼期間ともにほかの燃料に比べて小さいが、とくに主燃焼期間にはほかの二つの燃料を ϕ の値で 0.6 ほどシフトしたような形となっており、燃焼期間の観点からはサイクル効率もこのようにシフトしたような特性が期待されることである。なお、ここには示していないが、MBT タイミングについては初期燃焼とまったく同様な傾向が認められた。

Fig. 8 Molar change with combustion.

Fig. 9 Initial burning duration dependence on phi for three different fuels.

Fig. 10 Main burning duration dependence on phi for three different fuels.

Fig. 11 Variation of apparent heat release rate with phi and fuels.

図 11 は熱損失を考慮しない熱発生率を示す。CO と CH₄ の時間的な同等性、 ϕ が大きいときに CO が CH₄ に比べて山全体が低いこと、H₂ の山は小さいが時間的にはほかの燃料の希薄限界付近と同等かそれ以下で熱発生が終了していることなどが明らかで、これまで述べてきた H₂ の図示平均有効圧力や図示熱効率の挙動に対応している。

3・3 排気特性 図 12～14 に排気中の CO₂、CO および NO_x を示す。CO および CH₄ において、CO₂ の絶対値は総括反応から期待される値と一致している。図 15 の体積効率において、CO と H₂ とが完全に 1 直線上にあることから、両ガスの測定精度の高さがわかる。このように、排気分析値のすべてが、燃料流量計測や ECU の信頼性の高さを実証している。

CO を燃料とした場合、常に 4000 ppm 以上もの CO が排出されているが、壁面付近での消炎が主体であると考えられ、燃料の割合が高いためと考えられる。

NO_x は CH₄ において通常の炭化水素の挙動とほぼ同一であるのに対して、CO は極端に高く、データポイントのないのはレンジオーバーであったためである。これは、前に示した排気温度の高さとも対応しており、燃焼温度はやはり高かったのだと考えられる。このように、CO の場合には燃焼の段階では発熱量で上回ることが現れており、高い内部エネルギー、すなわち高い温度に到達していたが、それが圧力や仕事に変換されなかったと考えられる。いずれの燃料においても $\phi = 0.5$ 程度で NO_x がほぼ生成されなくなるが、この条件では図 16 に示すように、COV が極めて大きくなってしまい、バルククエンチなどが発生して現実的には運転ができない。CO はそのような条件になる直前までなお高い水準の NO_x を排出していることがわかる。

Fig. 12 Variation of CO₂ emission with phi and fuels.

Fig. 13 Variation of CO emission with phi and fuels.

Fig. 14 Variation of NO_x emission with phi and fuels.

謝 辞

本研究は、J S T, 群馬県地域結集型研究開発プログラム, (精製ガスの検討; グループリーダー 一宝田恭之) として実施された. 本実験装置の構築には当時修士2年生菊地将人, 4年生川和悟両君の協力を得た. 記して感謝する.

文 献

- (1) Yamasaki, Y. et al, Development of High Thermal Efficiency and Small-Size Gas Engine System Using Biomass Gas Fuel, SAE Paper, No. 2007-01-2042, (2007).
- (2) Tomita, E. et al, Characteristics of Combustion and Exhaust Emissions of Biomass Gas Engine Ignited with Diesel Fuel, JSAE20085252, (2008-5), Yokohama, p.5-8.
- (3) Hikita, T. and Akita, K., *Introduction to Combustion*, Corona Publishing Co., pp.194-195.

Fig. 15 Variation of volumetric efficiency with phi and fuels.

Fig. 16 Variation of COV with phi and fuels.

4. 結 論

- (1) ϕ が 1 に近い比較的高い条件で CO は CH_4 よりも低い IMEP と BMEP をとり, ϕ のすべてにわたって低い図示および正味熱効率をとる. これは, 単位モル数あたりの燃焼熱と燃焼によるモル数の変化という二つの要因で説明できる. 前者の燃焼熱については, NO_x と排気温度の挙動から CO が高い燃焼温度となっていたと考えられることと一致する.
- (2) H_2 では逆火限界である $\phi=0.4$ まで運転が可能であり, そのように希薄な条件でも図示熱効率と正味熱効率は高く, CH_4 や CO を燃料とした場合の最高熱効率に匹敵する.
- (3) いずれの燃料においても, $\phi=0.5$ 付近で NO_x がほぼ生成されないことがわかった.