大量内部 EGR による成層燃焼の改善* (未燃炭化水素の削減の検討)

小池 誠^{*1}, 鈴置哲典^{*2}, 宮川 浩^{*1}

Improvement of Stratified Combustion by a Large Amount of Hot EGR (Reduction of Unburned Hydrocarbons)

Makoto KOIKE^{*3}, Tetsunori SUZUOKI and Hiroshi MIYAGAWA

^{*3} Engine Combustion Laboratory, Toyota Central R & D Labs., Inc.,
41-1 Yokomichi, Nagakute, Nagakute-cho, Aichi-gun, Aichi, 480-1192 Japan

Unburned hydrocarbons from a direct injection stratified charge engine were greatly reduced by a large amount of hot EGR. A hydraulically controlled variable valve system was used to realize the hot EGR. Almost all the amount of required EGR gas for the NO_x reduction was supplied directly from the previous cycle through the exhaust or inlet valves. Two kinds of recirculation were examined in this test. The first was the recirculation through the exhaust valves, which opened additionally during the suction stroke. Another was the recirculation through the inlet valves. The exhaust gas was pushed back to the port during the exhaust stroke through the additionally opened inlet valves and re-induced in the next cycle. Although both methods have the same ability to reduce HC emissions, required EGR was less in the latter method.

Key Words: Gasoline Engine, Fuel Injection, Burning Velocity, Liquid Fuel, Combustion Products, Pollutant, Stratified Combustion, Direct Injection

1. 結 論

直噴ガソリンエンジンの課題の一つは低負荷成層燃焼における燃焼効率の向上である。成層燃焼は、希薄燃焼とポンピング損失低減により、量論比の予混合燃焼より燃費率が改善するが、燃焼効率は予混合燃焼に比べて低いことが指摘されている^①。

予混合燃焼エンジンにおける未燃炭化水素の大部分は壁面近傍の消炎層から排出される。そのため、投入燃料に対する未燃燃料の割合は、一部の低速低負荷域を除けば、負荷や回転数には依存せず、ほぼ一定になる特性がある。一方、成層燃焼において排出される炭化水素の多くはピストン表面の燃料付着と過薄混合気が未燃で残るためと考えられている^②。それぞれの寄与度を明確に区別することは難しいが、燃料噴射量が少なく、筒内平均当量比が小さいほど未燃炭化水素の割合が増加することから、負荷が小さいほど過薄混合気の影響が大きいと考えられる。

未燃炭化水素を減じ、高い燃焼効率を得るためには

混合気形成および燃焼過程において、なるべく過薄混合気ができないようにすることが重要であるが、一方でスモークや微粒子が排出しないように燃料と空気をよく混合することが求められており、混合気形成だけでは未燃炭化水素削減が難しい状況にある。

そこで、作動ガスの温度を高め、希薄側の燃焼促進による燃焼効率向上を試みた。ヒータなどの外部加熱手段は実用上好ましくないことが多いので、既燃ガスの温度を利用する大量内部 EGR を中心に検討した。

2 成層燃焼における未燃炭化水素

はじめに成層燃焼における未燃炭化水素について述べる。図 1 は成層燃焼と予混合燃焼の熱発生率を比較したものである。予混合燃焼は火炎成長に伴って火炎面積が増加するために、後半の熱発生率が大きい特徴がある。一方、成層燃焼では点火栓近傍の当量比が大きく、乱れも強いために初期の熱発生率が大きく、後半、周囲の希薄な混合気に向かうにつれて熱発生が緩慢になる特性がある。したがって、燃焼期間が長いと、周囲の混合気の希薄化がより進行するばかりでなく、ピストンが降下してガス温度も低下するために未燃炭化水素が増加する。図 2 は連続した 100 サイクルの点火から燃焼割合 90%までの期間と未燃炭化水素(HC)の

* 原稿受付 2003 年 7 月 31 日。

^{*1} 正員、(株)豊田中央研究所(〒480-1192 愛知県愛知郡長久手町長湫横道 41-1)。

^{*2} (株)豊田中央研究所。

E-mail: m-koike@mosk.tytlabs.co.jp

Fig.1 Comparison of heat release rate between premixed and stratified combustion

関係を示したものである。HC 濃度は排気弁下流約 15cm において高速 FID(Cambustion 社, HFR400)を用いて測定し、各サイクルの HC と平均濃度の差を百分率で表わした((HC-HCmean)/HCmean)。これから、予混合燃焼では燃焼期間の変動と HC との相関は小さいが、成層燃焼では燃焼期間と HC との相関が強く、燃焼期間が長いサイクルほど HC が多いことがわかる。したがって、後半の燃焼を促進し、燃焼期間を短縮すれば未燃炭化水素を削減できると考えられる。

3. 層流燃焼速度への影響

はじめに数値計算によって EGR が燃焼速度に与える影響を調べた。筒内の燃焼は主に乱流火炎伝播である

Fig.2 Relation between combustion duration and unburned hydrocarbons

が、層流火炎片の集まりとする Flamelet model⁹⁾の考えに基づけば、EGR の影響は層流燃焼速度により強く現われると考えられるので、ここでは、層流燃焼速度についての検討結果を示す。

既燃ガスを利用する場合は作動ガスの組成、当量比、温度が変わるので、これらの影響を把握しておくことが重要である。そこで、以下の予測モデル⁶⁾を用いて層流燃焼速度(S_L)に対する未燃混合気温度と EGR 率の影響を各当量比について計算した。

$$S_L = A \cdot p^\alpha \exp(-E / 2R \cdot Tr) \quad \dots\dots\dots(1)$$

$$Tr = Tu + c(Ta - Tu)$$

ここで、 p は圧力、 Tu , Ta はそれぞれ未燃混合気および断熱火炎温度であり、 c , α , E は燃料によって決まるモデル定数を表わす。このモデルは、モデル定数に適当な値を用いれば、当量比変化や EGR の有無による層流燃焼速度の変化を精度よく予測できることがわかっている⁶⁾。

図 3 は EGR 率の影響を示す。未燃混合気温度が同じでも EGR を加えれば断熱火炎温度が低下し、これに伴って層流燃焼速度は低下するが、図 4 に示すように未燃混合気の温度を高めれば層流燃焼速度は回復し、約 100K 温度を高くすることができれば、EGR 率 40% でも EGR がいないときと同等の燃焼速度が得られることがわかる。

ところで、成層燃焼では EGR によって局所当量比が大きくなるので、層流燃焼速度への影響は温度だけではなく当量比変化も考慮する必要がある。図 5 は初期未燃ガス温度 550K の場合について、EGR 率を変えた時の当量比と燃焼速度の変化を示す。初期当量比は、

Fig.3 Effect of EGR on laminar flame velocity

Fig.4 Effect of mixture temperature on laminar flame velocity

EGR による濃度変化が希薄混合気内である 0.5, 量論比を挟む 0.8, 過濃混合気内である 1.1 の 3 条件を選んで計算した。そして、各 EGR 率に対する未燃ガス温度は温度が EGR に依存せず一定とした場合 (図中①) と排気ガス温度を利用した場合の 2 条件 (図中②, ③) を設定した。③は EGR ガス温度を排気温度としたときの値であり、②は①と③の中間値である。また、図中の曲線 I は EGR が無いときの層流燃焼速度を表す。

①のケースについて見ると、希薄側は過濃側に比べて火炎温度の低下が小さいために燃焼速度の変化は小さいが、初期当量比に関わらず燃焼速度は低下することがわかる。一方、②,③のケースでは混合気が過濃になると EGR 増加に対して燃焼速度が低下するものの、希薄側では EGR とともに向上する。②のケースでは EGR 時の層流燃焼速度が曲線 I を超えることは稀であ

るが、EGR ガス温度が排気ガス温度と等しい③のケースでは、それぞれの当量比に対する最大燃焼速度の包絡線は何れの当量比でも曲線 I より高い値を示し、EGR による燃焼改善が可能であることがわかる。

4. 実験装置および方法

4.1. エンジンと EGR の方法

実験には単筒エンジンをを用いた。主なエンジン諸元を表 1 に、燃焼系の概略を図 6 に示す。燃焼系はファンスプレーとシェル型キャビティを組み合わせた方式⁹⁾を用いた。実験はエンジン回転数 1200rpm, 燃料噴射量 9mg/st 一定で行った。

本実験では以下の 3 種類の EGR を検討した。

- ① 排気管と吸気管を配管でつないで排気ガスの一部を還流させる (外部 EGR)。
- ② 吸気行程中に排気弁を開いて排気管から高温の排気ガスを吸い戻す (排気・内部 EGR)。
- ③ 排気行程中に吸気弁を開いて吸気管に排気ガスを戻し、吸気行程中に再吸入する (吸気・内部 EGR)。

図 7 は②, ③の方法による排気ガスの流れを模式的に示す。①の場合は新気と既燃ガスがある程度混合した状態で筒内に流入するが、②の場合は新気と既燃ガスが、別々ではあるが同時に流入する。③の場合は既

Table.1 Engine Specification

Bore	86mm	Stroke	86mm
Comp. Ratio	11	Fuel RON	100
Nozzle type	Slit Nozzle	Suction valve	2
Fuel Pressure	20MPa	Exhaust valve	2
Exhaust valve timing		-225 ~ 3 °ATDC	
Suction valve timing		-3 ~ 223 °ATDC

Fig.5 Effect of EGR temperature on laminar flame velocity

Fig.6 Test engine configuration

② : Exhaust valve activated internal EGR

③ : Intake valve activated internal EGR

Fig.7 Gas flow during intake stroke

燃ガスに続いて新気が流入すると考えられる。これらを組み合わせた EGR も可能ではあるが、本実験では各方法は単独で行った。

4.2 内部 EGR

上記②と③を行うために、図 8,9 に示す油圧を利用した可変動弁システムを製作した。これは、カムとリフタの間に油圧シリンダとプランジャを挟み込んだ構造を持つ、言わばハイブリッドバルブシステムである。このシステムでは、油圧が低い時にはカムプロファイルにしたがってバルブがリフトするが、油圧を加えるとプランジャがリフタを押し下げ、カムの動作範囲以外のバルブリフトが可能である。プランジャのリフト量は最大 5mm とした。シリンダ内の圧力は油圧回路を電磁弁によって切り換えてコントロールした。

5. 実験結果

5.1 排気・内部 EGR

はじめに排気弁を吸気行程中に開けて排気管から排気ガスを直接吸い戻す方式の結果について示す。この方法では吸気行程中に吸気と排気両方のバルブが開いているので、新気と既燃ガスが同時に筒内に流入する。図 10 は EGR 量を変えたときの排気温度と燃焼期間（点火から 90% 発熱までの期間）の変化を、空燃比 (A/F) を横軸にとって示す。どちらの場合も EGR 量が増加し、空燃比が小さくなるほど排気温度が高くなるが、その割合は内部 EGR のほうが大きい。空燃比

Fig.8 Hybrid valve system

Fig.9 Hydraulic valve actuate system

Fig.10 Comparisons of exhaust gas temperature and burn duration between the EGR systems

22 では 60K 以上の温度差がある。これは内部 EGR によってサイクル全体の平均ガス温度が高温側に移動し

たためと考えられる。燃焼期間について見ると、外部EGRでは空燃比30まではあまり変化がなく、ほぼ一定であるが、空燃比が30より小さくなると徐々に長くなり、空燃比20近くになると急速に悪化する。一方、内部EGRでは空燃比30前後まではEGR増加によって燃焼期間が短縮していき、最も短い条件では20%の短縮が可能である。空燃比が20に近づくにつれて燃焼期間は徐々に増加するが、外部EGRに比べてその変化は小さい。

図11はエンジンから排出されるNO_xとHCを示す。同一空燃比で比較すると、内部EGRの条件でHCは大幅に減少するが、作動ガス温度が高くなるためにNO_xは増加する。すなわち、NO_x抑制のための要求EGRは増加する。しかし、図12に示すように、等NO_xで見てもHCが減少しており、NO_xレベルに関わらず内

部EGRが有効な方法であることがわかる。しかし、HCが急速に増加する限界NO_xはあまり変わらず、本手法を用いても2g/kg-Fuel以下に抑制することは困難であった。

図13は外部EGR配管にヒータを取り付け、内部EGRと外部EGR加熱とを比較したものである。排気・内部EGRは、外部EGRを加熱したときとほぼ同じ効果が得られることから、この方法によるEGRと新気の混合状態は外部EGRとほぼ同じと考えられる。したがって、燃焼期間短縮、HC削減は主に温度による効果である。

5.2 吸気・内部EGR

次に吸気弁を排気行程中に開く方法を用いた時の結果を示す。図14はエンジンから排出されるNO_xとHCの排出量を空燃比に対して示す。排気・内部EGRと比べると、NO_xが少なく、HCが急増する空燃比が希薄側であるという違いがある。NO_x排出量は外部EGR

Fig.11 Comparisons of NO_x and HC emissions between the EGR systems

Fig.12 Relations between NO_x and HC emissions

Fig.13 Effect of EGR gas temperature

Fig.14 Comparisons of NO_x and HC emissions between the two internal EGR systems

にはほぼ等しいが、HCは排気・内部EGRと同じレベルまで減少している。このような違いは筒内でのEGR分布の違いによると推測される。吸気・内部EGRにおける吸気プロセスは行程の初めに既燃ガスが筒内に流入し、続いて新気が流入する。本成層燃焼方式はタンプル、スワールといった大きな空気流動を使わない特徴があり、シリンダの下部にEGRが偏在しやすいと考えられる。こういった偏在はQuader[®]らの実験結果からも容易に想像できる。燃料はピストン頂面に形成したキャビティに向かって噴射されるため、噴霧はEGRを多く含んだガスを巻き込んで混合気を形成すると考えられる。そのため、燃料が存在する空間のEGR率はそれ以外の空間のEGR率より高くなる。高温の既燃ガスを利用しているにもかかわらず、平均空燃比に対してNOxが少ないのはこのためと考えられる。燃料の存在しない空間のEGR率は小さいので、より

効率的なEGR成層を作り出していると考えられることができる。NOxとHCの関係は図15に示すように排気・内部EGRとほぼ同じであり、エミッションを削減するポテンシャルに差はないことがわかるが、吸気・内部EGRはより希薄な希薄な低いEGR率で低エミッションを実現できる。

図16はCO, HC, NOxの排出量をポート噴射の予混合燃焼（量論比）と比較した図である。低負荷成層燃焼は未燃炭化水素が多いと言われていたが、本手法のような高温のEGRを利用すればNOxを抑制した条件においても未燃炭化水素の排出量を低く抑えられることがわかる。

結 論

作動ガスの温度を高めて直噴ガソリンエンジンの未燃炭化水素を削減することを試みた。作動ガス温度を高めるために、油圧式可変動弁システムを製作し、既燃ガスを直接吸い戻す内部EGRを行い、従来使われている外部EGR方式と比較した。その結果、以下のことがわかった。

- (1) 排気弁を吸気行程中に開き、排気ガスを吸い戻すことにより、燃焼期間が短縮し、HCが減少した。等空燃比ではNOxは増加するが、等NOxで比較しても燃焼期間、HCは外部EGRより小さくなる。
- (2) 排気弁から既燃ガスを吸い戻す内部EGRは外部EGRを加熱する場合の効果と類似している。
- (3) 吸気弁を排気行程中に開き、既燃ガスを吸気ポートに戻してから吸い戻す方法では、等空燃比でもNOxの増加がなく、HCを削減できる。

参考文献

- (1) Jose Geiger et. al, Direct injection gasoline engines - combustion and design, SAE Paper 1999-01-0170.
- (2) Zhao F, et. al, Automotive spark-ignited direct injection gasoline engines, Progress in Energy and Combustion Science, 25, 437-562, 1999.
- (3) Peters, N., Prog. Energy Combust. Sci. 10:319-339 (1984).
- (4) 宮川, ほか3名, 直噴ガソリンエンジンの燃焼シミュレーション, 機論, B67-661, 2001.
- (5) 小池, ほか3名, 新コンセプト・直噴ガソリンエンジン 第1報: 混合気形成法, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.69-99, 14, 1999.
- (6) Ather A Quader, The axially-stratified-charge engine, SAE Paper 820131.

Fig.15 Comparison of Emissions and A/F between the two internal EGR systems

Fig.16 Comparison of emissions between PFI and internal EGR stratified DI