ファンスプレー直接噴射ガソリン機関における 混合気形成のガス流動および燃焼室形状による制御* - 3次元数値シミュレーションによる検討

山内 豊 誠** 松本 敦 考***
高田 洋 吾**** 脇坂 知行****

Control of Mixture Formation by Gas Flow and Combustion Chamber Shape in Fan Spray Direct-Injection Gasoline Engines -Investigation by Three-Dimensional Numerical Simulation

By Toyosei Yamauchi, Zensho Oda, Yogo Takada and Tomoyuki Wakisaka

A physical model for a fan spray from a slit injector is proposed. The behavior of a fan spray in a constant volume vessel, and in a direct-injection gasoline engine, has been numerically analyzed by means of the authors' GTT code. By comparing these calculated results with the experimental results, the spray model's validity has been confirmed. Three-dimensional numerical simulation using the GTT code has shown that mixing of air and fuel which has been injected early during the compression stroke progresses better in the case of the inclined swirl flow than in the case of the tumble flow. Furthermore, a modification to the piston head shape can improve the stratified mixture formation.

1. まえがき

マリンエンジンに対する排出ガス規制が厳しくなる中、ガソリン船外機エンジンにおいては、自動車用ガソリンエンジンで研究開発されてきた環境対応技術を活用することは、有効な手段の一つと考えられる。ガソリン筒内直接噴射機関は、成層燃焼方式においては、燃料消費量低減、CO₂削減の実績があり、さらに、圧縮着火燃焼方式により更なる環境負荷低減も期待される。

本研究では、スリットノズル・インジェクターを用いた直接噴射ガソリン機関⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾を検討対象とする。この機関では、点火プラグ付近に混合気塊を集中させて火花点火することや（成層燃焼）、圧縮行程早期に燃料噴射して予混合圧縮着火（HCCI）させることが可能である。

本研究では、まず、スリットノズル・インジェクターによるファンスプレー（扇状噴霧）のモデリングを行い、著者らが開発した GTT コードに組み込んで、定積容器における噴霧挙動について検証を行った。そして、予混合圧縮着火方式を想定し、燃焼開始後の急激な圧力上昇の抑制策として、燃料濃度分布に不均一性を持たせるために、GTT コードを用いた 3次元数値シミュレーションにより、燃料濃度分布に及ぼす燃料噴射時期（圧縮行程噴射）やガス流動状態（タンブル、斜めスワール）の影響を調べた。次に、成層火花点火方式を想定した混合気形成（混合気塊の点火プラグ近傍への誘導）

について 3次元数値シミュレーションを行い、機関回転速度によらず、良好な混合気形成を可能とし得る燃料噴射時期とピストンキャビティ形状について検討した。

2. 解析手法

これまで開発してきた GTT コードには、離散液滴モデル（DDM）に基づいて、液滴の分裂⁽⁴⁾、液滴相互の衝突・合体、噴霧の壁面衝突・液膜形成⁽⁵⁾、液滴・液膜の蒸発⁽⁶⁾に対するサブモデルを組み込んでおり、実機条件での噴霧挙動の計算が可能である。

3. 噴霧モデル

ノズル境界条件を次のように設定し、スリットノズル・インジェクターによるファンスプレーのモデリングを行った。図 1 に、スリットノズル・インジェクターの模式図を示す。図において D はスリット間隙、 L はスリット幅、 θ は噴霧角を表す。噴射時の液滴パーセル中心の位置 (x, y, z) は、図 1 に示す座標で $(0, y_d, z_d)$ の位置とする。ここで、 y_d は $-L/2 \leq y \leq L/2$ の範囲で乱数によって与え、 z_d は式(1)で表される曲線上とした。

Fig.1 Slit nozzle injector model

*原稿受付 平成 19 年 11 月 6 日

**正会員 大阪市立大学 大学院工学研究科 後期博士課程
(〒558-8585 大阪市住吉区杉本 3-3-138)

***大阪市立大学 大学院工学研究科 (当時)

****正会員 大阪市立大学 大学院工学研究科 機械物理系専攻

$$z_d = \frac{1}{2} \sqrt{(L/2)^2 - y_d^2} \quad (1)$$

また、初期液滴径はスリット間隙 D に等しいとし、液膜速度（初期液滴速度） V_{inj} は、式(2)より導出されるものとした。

$$V_{inj} = K_v \sqrt{\frac{2(p_{inj} - p_g)}{\rho_l}} \quad (2)$$

ここで、 p_{inj} 、 p_g 、 ρ_l はそれぞれ噴射圧力、背圧、液体燃料密度である。係数 K_v は実験によって定める係数であり、本研究では 0.812 とした。

上式で得られた V_{inj} に対して、 y_d と θ を用いて、各液滴の速度ベクトルの y 方向成分 v_d と z 方向成分 w_d を、それぞれ式(3)、(4)のように与える。

$$v_d = V_{inj} \sin\left(\frac{\theta}{2} \cdot \frac{y_d}{L/2}\right) \quad (3)$$

$$w_d = V_{inj} \cos\left(\frac{\theta}{2} \cdot \frac{y_d}{L/2}\right) \quad (4)$$

ファンスプレーでは、噴射の瞬間には x 方向に速度を持たないと考え、境界条件として液滴速度の x 方向成分 $u_d = 0$ とする。噴霧角 θ は 60 deg. とし、また、燃料噴射率は噴射期間内で一定とした。

液滴分裂モデルに関しては、著者らの提案した改良 Wave Breakup モデル⁴⁾を適用した。なお、液滴の分散に影響する乱れの相関時間 t_{turb} を決定する式⁷⁾に用いる定数 C_{ps} の値を、燃料噴射位置からの距離が L_{break} (30 mm とした) 以上の領域では、KIVA-II での値⁷⁾ $C_{ps} = 0.16432$ の 20 倍に設定した（このようにしないと、スリット間隙方向すなわち x 方向に噴霧があまり広がらなかった）。

定積容器に噴射したファンスプレーについて、雰囲気圧力 p_g と

Fig.2 Calculated shape of a fan spray at $t = 2$ ms in a constant volume vessel (each side length = 150 mm) ($p_g = 0.5$ MPa, $T_g = 493$ K)

温度 T_g が、0.1 MPa, 293 K の場合と、0.5 MPa, 493 K の場合について計算を行った（燃料: Octane, 噴射液滴パーセル数: 3000, 噴射時間: 2 ms, 燃料噴射量: 22 mm³, 噴射圧力 12 MPa）。

図 2 に噴霧形状（全液滴パーセル投影図）および燃料蒸気分布の計算結果例を示す。また、図 3 に示すように、噴霧先端到達距離の計算結果は、実験結果⁸⁾とかなり良く一致している。

Fig.3 Calculated and experimental⁸⁾ results of spray penetration

4. 混合気形成過程の解析

4. 1 計算モデルおよび解析条件 モデル機関は、Shell 形状 (Type A) あるいは Oval 形状 (Type B) のピストンキャビティを持つ直接噴射ガソリン機関⁹⁾である（シリンダ径: 86 mm, 行程: 86 mm）。圧縮比は Type A 機関が 10.3, Type B 機関が 9.8 である。いずれの機関も格子分割数は、吸気行程計算用が 40×40×44（吸気ポート部、シリンダ部およびピストンキャビティ部から成る）、圧縮行程計算用が 40×40×26（シリンダ部およびピストンキャビティ部から成る）であるが、各々の計算格子は、マルチブロック法で作成しているため、必要部以外はフラグでマスキングしている。図 4 にそれぞれの計算格子を示す。ただし Type A 機関については、圧縮行程用の計算格子を示していないが、Type B の圧縮行程用の計算格子と同様である（キャビティ形状は異なる）。シリンダヘッド側方（図 4 の右上部

Fig.4 Model engines (Type A and Type B)

のシリンダ断面図中に+印で示す)に設置したスリットタイプのノズルから、燃料が扇状に噴射される。この機関のシリンダ内におけるガス流動や燃料噴霧の挙動について数値解析を行った。なお、計算条件として、燃料を Octane、噴射液滴パーセル数を 3000、燃料噴射量を 12 mm³/stroke、噴射圧力を 12 MPa とした(全体の空燃比は 66)。以下いずれの場合も、燃料の噴射期間は、クランク角度で 10 deg.である。また計算は、吸気行程上死点 (0 deg.ATDC) から圧縮行程上死点 (360 deg. ATDC) まで行った。なお、吸気行程終了時に、シリンダ内部の諸量を圧縮行程用計算格子に補間し、圧縮行程での計算を行っている。

4. 2 数値解析の精度検証

Type A 機関において、機関回転速度 1200 rpm、燃料噴射開始時期を圧縮行程後期の 300 deg.ATDC としたときの燃料噴霧挙動の 3 次元数値計算結果(液滴分布および空燃比 A/F 分布)を、レーザ誘起蛍光法(LIF 法)による A/F 分布の測定結果とともに、図 5 に示す。測定結果によると、噴霧は、ピストンキャビティに衝突し、図で左右に分かれて広がる。右方(排気弁側)へ移動する燃料蒸気の割合が大きく、点火プラグ近傍に混合気塊が形成されるが、左方へ移動した燃料蒸気は、そのままキャビティの側壁付近で滞留している。このような噴霧挙動を、計算結果はほぼ再現できている。このことから、本数値計算手法は混合気形成の検討に活用できると考え、以下、3 次元数値計算による検討を行った。

Fig.5 Distributions of droplet parcels and air-fuel ratio in Type A engine (Injection timing = 300 deg.ATDC, Engine speed = 1200 rpm)

次に、Type B 機関における燃料噴霧挙動の計算結果を図 6 に示す。この機関の 324 deg.ATDC における空燃比分布を Type A 機関の同時期における空燃比分布(図 5)と比べると、図で左方へ移動する燃料蒸気の量がかなり減少しており、圧縮上死点前 30 deg.程度の時期に、点火位置(図 4 参照)の付近うまく可燃混合気が集まっていることが判る。そのため、Type B 機関の方が、成層混合気形成に優れていると判断し、この機関を対象に様々な検討を行った。

4. 3 予混合圧縮着火方式における混合気形成

予混合圧縮着火方式では、圧縮行程後期における混合気の均一度によって、自着火開始後の燃焼進行状況がかなり異なる。

Fig.6 Distributions of droplet parcels and air-fuel ratio in Type B engine (Injection timing = 300 deg.ATDC, Engine speed = 1200 rpm)

(a) Tumble flow case (b) Inclined swirl flow case
Iso-value surface of A/F=25 (orange) and A/F=55 (green)

Fig. 7 Distribution of air-fuel ratio in Type B engine with tumble flow or inclined swirl flow (Injection timing = 300 deg.ATDC, Engine speed = 1200 rpm)

(a) Tumble flow case (b) Inclined swirl flow case

Fig.8 Calculated histories of the mass fractions of injected fuel and evaporated fuel in Type B engine (Injection timing = 300 deg.ATDC, Engine speed = 1200 rpm)

筒内直接噴射機関における混合気形成は、筒内ガス流動や燃料噴射時期に依存するため、本節では、Type B 機関で、ガス流動がタンブル流の場合と斜めスワール流の場合について、また、噴射開始時期が 300 deg.ATDC の場合と 250 deg.ATDC の場合の計 4 事例について数値解析を行い、混合気形成に関する検討を行った。タンブル流は、吸気行程において両方のポートから均等に空気を吸入させることにより形成させた。一方、斜めスワール流は、吸気行程において片方のポートの入口を閉止することにより形成させた。

Type B 機関において、前節と同じ噴射条件（噴射開始時期：300 deg.ATDC）で計算した空燃比分布を図 7 に示す。斜めスワール流の場合、混合気がスワール（図 7(b)で上から見て左回り）の下流方向へ、若干移動している様子が見られる。各空燃比範囲の混合気に含まれる燃料蒸気の質量割合（全噴射燃料の質量で無次元化）の推移の計算結果を図 8 に示す。この場合、噴射開始時期が 300 deg.ATDC と遅いので、いずれのガス流動についても、燃料蒸気と空気の混合はあまり進まず、また、ガス流動の相違による燃料蒸気質量割合の推移の差異は

Fig. 9 Distribution of air-fuel ratio in Type B engine (Tumble flow case, Injection timing = 250 deg.ATDC, Engine speed = 1200 rpm)

Fig. 10 Distribution of air-fuel ratio in Type B engine (Inclined swirl flow case, Injection timing = 250 deg.ATDC, Engine speed = 1200 rpm)

小さいことが確かめられた。

次に、燃料噴射開始時期を 250 deg.ATDC に早期化し、計算を行った。タンブル流と斜めスワール流の場合における空燃比分布の計算結果を、それぞれ図 9 と図 10 に示す。これらの図によると、いずれの場合も、燃料噴霧はキャビティ底部に衝突後、クランク角度 280 deg. ATDC までに衝突噴流となってキャビティの側壁に沿って巻き上がっている。この時期以降では、タンブル流の場合と斜めスワール流の場合で混合気形成状態に違いが見られる。

上記の各場合について、各空燃比範囲の混合気に含まれる燃料蒸気の質量割合（全噴射燃料の質量で無次元化）の推移の計算結果を図 11 に示す。いずれのガス流動の場合も、燃料噴射終了後、空燃比が小さい混合気ほど燃料蒸気の質量割合が急速に減少し、燃料蒸気と空気の混合が進んで行く。しかし、タンブル流の場合、クランク角度が 320 deg. ATDC 辺りからは、各空燃比範囲の燃料蒸気の質量割合があまり減少しないことから、燃料蒸気と空気の混合が緩慢になっていることを示している。一方、斜めスワールの場合、各空燃比範囲の燃料蒸気質量割合の減少が続き、より混合が進むが、圧縮上死点付近でも、空燃比の不均一性が残っていることが判る。

以上の結果より、予混合圧縮着火機関を想定して、燃料濃度分布に不均一性を持たせることを目的とした混合気形成に関して、圧縮行程での燃料噴射時期およびガス流動は、混合気の不均一度に強く関与することが確かめられた。

4. 4 高速回転域における成層混合気形成の改善

本節では、点火プラグ付近に混合気塊を集中させて火花点火することを想定した成層混合気形成に関して、Type B 機関

Fig. 11 Calculated histories of the mass fractions of injected fuel and evaporated fuel in Type B engine (Injection timing = 250 deg.ATDC, Engine speed = 1200 rpm)

で、ガス流動がタンブル流の場合を対象に数値解析を行った。

機関回転速度 1200 rpm において、燃料噴射開始時期を圧縮行程後期の 300 deg.ATDC とした場合については、前節で計算を行ったが、ここでは、混合気形成に及ぼす機関回転速度の影響を調べるため、2400, 3600 rpm の場合についても計算を行った。各回転速度における空燃比分布の計算結果を図 12 に示す。回転速度が 2400 rpm の場合、図 12(a)では、燃料噴射開始時期を回転速度が 1200 rpm のときと同じ 300 deg. ATDC とし(条件 1)、図 12(b)では、燃料噴射開始時期を 5 deg. 早め、295 deg. ATDC とした(条件 2)。図から明らかなように、回転速度が 2400 rpm になると噴射開始時期を 5 deg. 程度早めないと、層状混合気形成が遅れる。そこで、図 12(c)の 3600 rpm の場合、燃料噴射開始時期を早め、290 deg.ATDC と設定した(条件 3)。

計算結果によると、回転速度が速くなると、圧縮上死点に近づくにつれて、混合気塊はスキッシュ流のため横に流されて、点火プラグ方向に上昇しにくくなる。そこで、高速回転

Fig.12 Distribution of air-fuel ratio in Type B engine

Fig.13 Model engine (Type B⁺)

(a) Condition 2
Engine speed = 2400 rpm
Injection timing = 295 deg.ATDC

(b) Condition 3
Engine speed = 3600 rpm
Injection timing = 290 deg.ATDC

Fig.14 Distribution of air-fuel ratio in Type B⁺ engine

Fig.15 Calculated gas velocity at the ignition position in Type B and B⁺ engines (2400 rpm)

Fig.17 Air-fuel ratio near the spark plug in Type B and B⁺ engines

Fig.16 Calculated gas velocity at the ignition position in Type B and B⁺ engines (3600 rpm)

Fig.18 Ratio of the fuel vapor mass around the spark plug to the injected fuel mass in Type B and B⁺ engines

時も混合気塊が点火プラグ方向に向かうように、スキッシュ流を抑制することを考え、図13に示すように、Type B 機関のピストン頂面に小さな窪みを設けた。この機関 (Type B⁺) における 2400, 3600 rpm での空燃比分布の計算結果を図14に示す。燃料噴射開始時期、噴射期間は、図12の場合と同じ (条件2,3) である。図14から明らかなように、この機関

では、高速回転でも混合気塊がうまく点火プラグ方向に向かうことが示された。

Type B, Type B⁺ の両機関について、ガス流速の計算結果から点火位置 (図4参照) におけるガス流速の上向き成分と、左向き成分を求めた。その結果を図15,16に示す。これらの図によると、点火位置におけるスキッシュ流速成分 (ガス流

速の左向き成分)は、Type B⁺ 機関での流速値の方が、Type B 機関での流速値より少し大きくはなっているが、ガス流速の上向き成分は、Type B⁺ 機関での流速値の方が、Type B 機関での流速値より遙かに大きい。このことが、圧縮上死点に近づくにつれて、混合気塊が点火プラグ方向にうまく上昇して行く理由であると考えられる。

次に、燃料蒸気の濃度分布の計算結果から、点火プラグ付近(点火位置を中心とする半径 5 mm の球状領域)における混合気空燃比を求めた。その結果を図 17 に示す。また、点火プラグ周り(点火位置を中心とする半径 15 mm の球内でシリンダ内に含まれる領域)に存在する燃料蒸気質量の噴射燃料質量に対する割合を求めた結果を、図 18 に示す。これらの図より、Type B⁺ 機関では、点火プラグ周りに Type B 機関の場合よりも多くの燃料蒸気が集まり、高速回転時にも点火プラグ付近における混合気空燃比が、圧縮上死点前 35 deg.程度から可燃範囲になることが判る。

5. まとめ

ファンスプレー直接噴射ガソリン機関における混合気形成過程の数値解析を行うため、スリットノズル・インジェクターによるファンスプレーのモデリングを行い、実験結果を良好に再現できるモデルを構築した。

このモデルを組み込んだ GTT コードを用いて、予混合圧縮着火方式を想定し、圧力上昇を抑制するための不均一混合気形成過程について、3次元数値シミュレーションを行った。その結果、燃料噴射時期およびガス流動(タンブル流、斜めスワール流)は、混合気の不均一度に強い関わりを持っており、圧縮行程において早期噴射を行った場合、タンブル流では、圧縮上死点に近づく、燃料蒸気と空気の混合が緩慢になるのに対して、斜めスワール流では、圧縮上死点に至るまで混合が進行することが判った。

さらに、成層火花点火方式を想定した成層混合気形成過程の3次元数値シミュレーションを行った結果、機関回転速度の上昇に伴って増大するスキッシュ流により、点火プラグ周りの成層混合気形成が妨げられることを明らかにした。その対策として、ピストン頂面に窪みを設けることにより、高速回転時においても、点火プラグ近傍まで混合気塊をうまく誘導できることを示した。

謝辞：トヨタ自動車㈱殿より、諸データをご提供頂いたことに謝意を表す。

文 献

- (1) Koike, M., et al., SAE Paper 2000-01-0530, (2000).
- (2) Kanda, M., et al., SAE Paper 2000-01-0531, (2000).
- (3) 野呂田・他2名, エンジンテクノロジー, Vol.3, No.2, p.54, (2001).
- (4) Wakisaka, T., et al., JSAE Review, No.18, p.3, (1997).
- (5) Wakisaka, T., et al., COMODIA 94, p.403, (1994).
- (6) 脇坂・他3名, 第13回内燃機関シンポジウム講演論文集, p.535, (1996).

- (7) Amsden, A. A., et al., KIVA-II, Los Alamos National Laboratory Report, LA-11560-MS, (1989).
- (8) 河村・他4名, 第16回内燃機関シンポジウム講演論文集, p.1, (2000).