直接噴射式ディーゼル機関の3次元燃焼解析への ガスパーセル法および改良液滴分裂モデルの適用*

藤 本 英 史** 高 田 洋 吾*** 脇 坂 知 行***

Application of Original Gas Parcel Method and Modified Droplet Break-up Model
to Three-dimensional Numerical Analysis of Combustion in Direct-injection Diesel Engines

By Hidefumi Fujimoto, Yogo Takada and Tomoyuki Wakisaka

In order to improve the accuracy of practical numerical analysis of high-pressure injection fuel sprays under high-pressure and high-temperature ambient gas conditions using relatively coarse computational grids, we introduced the following our original models into authors' GTT code for fuel injection engine combustion analysis: 1) Gas parcel method. 2) Two-stage modified wave break-up model, and its parameter functions. 3) Model of relative velocity between each droplet and the ambient gas. Using these models, the three-dimensional numerical analysis of the combustion in a direct-injection diesel engine could be performed under various conditions. The calculated results were compared with the experimental data. As a result, we could confirm that the original models are effective in improving the accuracy of engine combustion analysis.

1. 緒 言

原油価格の高騰や、地球温暖化・環境問題への関心の高まりにより、内燃機関の燃費低減、低エミッション化は一層重要になっている。これらの要求に対し、直接噴射式ディーゼル機関では、コモンレール式燃料噴射系を使用した燃焼改善が行われている。このような高圧噴射系で生成された微小液滴群は、蒸発が速いため、燃料蒸気の挙動が燃焼に大きな影響を及ぼすが、高圧噴射によって微粒化される燃料液滴の挙動や蒸発等、噴霧の一連の挙動を予測することは容易でない。

そこで著者らは、既発表論文⁽¹⁾で、噴孔径の10倍程度の相対的に粗い格子間隔を持つ計算格子のもとで、計算時間と精度のバランスのとれた実用的な燃料噴霧の数値解析が行える手法を提案した。すなわち、 $k-\epsilon$ 乱流モデルによる気相計算手法をベースとして、離散液滴モデル(DDM)⁽²⁾に独自のガスパーセル法を適用し、さらに燃料液滴分裂モデルの改良を行った結果、本解析手法は、高温・高圧雰囲気における高圧噴射噴霧の解析精度の改善に有効であることを示した。ただし、その検証は、定積容器において非燃焼状態で行ったものであるため、本論文では、上記の独自の噴霧解析手法を著者らの3次元エ

ンジン燃焼解析手法⁽³⁾と組み合わせて、直接噴射式ディーゼル機関の3次元燃焼解析を行い、計算結果を実験結果と比較・検証することによって、本噴霧解析手法の有効性について検討を行う。

2. 数値計算手法

2.1 気相解析手法 気相計算手法として、著者らが開発した GTT 法⁽⁴⁾を使用した。乱流モデルは、標準的な $k-\epsilon$ 乱流モデルを使用した。

2.2 着火遅れモデル 着火遅れモデルとして、Schreiber らの Reduced Kinetic モデル⁽⁵⁾を使用した。このモデルは、低温酸化反応3段、高温酸化反応2段を組み合わせた5段反応モデルである。このモデルの利点は低温酸化と高温酸化を温度によって人為的に切り替える必要がなく、考慮する化学反応と化学種の数も少なくすむという点にある。本研究では、Schreiber らによる燃料 i-Octane (C_8H_{18})の反応スキームをベースに、金らが n-Dodecane ($C_{12}H_{26}$)用にパラメータをチューニングしたスキーム(表1)⁽³⁾を使用する。ただし、本研究で使用した場合、着火が早いいため、 $I \Rightarrow F + 2O_2$ の反応速度に関わるパラメータ A_3 のみ 1.5×10^{28} から 2.0×10^{28} へ変更している。

このモデルでは、燃料 F の酸化過程で現れる中間生成物を X, Y, I の3つの仮想的化学種で代表させている。X は熱分解生成物、I は燃料の過酸化物を中心とする中間生成物、Y は反応伝播過程で現れる OH ラジカルなどを中心とした中間生成物を表す。P は最終生成物である。

*原稿受付 平成20年1月11日。

**学生会員 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)。

***正会員 大阪市立大学 大学院工学研究科 機械物理系専攻 (〒558-8585 大阪市住吉区杉本3-3-138)。

Table 1 5-step model (n-Dodecane) ⁽³⁾

<i>i</i>	Reaction	ΔH_{300}^0 (kJ/mol)	A_i (mol·m ³ ·s)	E_i/R (K)
1	$F \Rightarrow X$	709.9	1.9×10^8	18050
2	$X + 18.5 O_2 \Rightarrow P$	-6709.9	1.2×10^8	7200
3+	$F + 2 O_2 \Rightarrow I$	-53.9	4.5×10^8	19500
3-	$I \Rightarrow F + 2 O_2$	53.9	2.0×10^{28}	37500
4	$I \Rightarrow 2Y$	-60.0	4.5×10^8	5000
5	$Y + 0.5 F + 17.5 O_2 \Rightarrow P$	-5943.1	1.1×10^{13}	16500

Arrhenius parameters for the rate constants $k_i = A_i \exp(-E_i/RT)$ of the five-step scheme

各反応に関する反応速度の式は以下のように表される。

$$R_1 = k_1 [F] (p/p_0)^{0.5} \tag{1}$$

$$R_2 = k_2 [X][O_2][M] \tag{2}$$

$$R_{3+} = k_{3+} [F][O_2][M] (p/p_0)^{-2.2} C_{3+} \tag{3}$$

$$R_{3-} = k_{3-} [I] (p/p_0)^{-3.5} \tag{4}$$

$$R_4 = k_4 [I] C_4 \tag{5}$$

$$R_5 = k_5 [O_2][Y] \tag{6}$$

ここで、[] はモル濃度(mol/m³)を表す。[M]は全化学種を合わせたモル濃度で、状態方程式より $[M]=p/(RT)$ で与えられる。また p_0 は基準圧力で、1 MPa とする。 k_i ($i=1,2,\cdots$) は Arrhenius 式で表される速度定数である。 C_{3+} , C_4 はオクタン価に関する補正係数で、オクタン価 ON に対して以下のように表される。

$$C_{3+} = (110 - ON)/10 \tag{7}$$

$$C_4 = [(110 - ON)/10]^{0.5} \tag{8}$$

ディーゼル燃料の場合、オクタン価はセタン価 CN から下記の式より求める⁽⁶⁾。

$$ON = 120 - 2CN \tag{9}$$

2. 3 燃焼モデル Reitz らの燃焼モデル⁽⁷⁾⁽⁸⁾では、燃焼の特性時間を τ_c とし、各気体成分の変化速度は次式のように表される。

$$\frac{dY_j}{dt} = -\frac{Y_j - Y_j^*}{\tau_c} \tag{10}$$

ここで、 Y_j は混合気各気体成分の質量分率、 Y_j^* はこの混合気が化学平衡状態に達したときの各気体成分の質量分率である。下添字 j は各気体成分を表す。

燃焼の特性時間 τ_c は、化学反応速度と乱流混合速度の両方に支配される。これを化学反応速度により決まる特性時間 τ_l と、乱流混合速度により決まる特性時間 τ_t を使って表すと、下記の式のようになる。

$$\tau_c = \tau_l + f\tau_t \tag{11}$$

ここで、 f は次式で決定される。

$$f = \frac{1 - e^{-r}}{0.632} \tag{12}$$

上記の式における r は

$$r = \frac{Y_{CO_2} + Y_{H_2O} + Y_{CO} + Y_{H_2}}{1 - Y_{N_2}} \tag{13}$$

と表される。
特性時間 τ_l は、Arrhenius の式に由来して次式のようになる。

$$\tau_l = A_c^{-1} [Fuel]^a [O_2]^b \exp\left(\frac{E}{RT}\right) \tag{14}$$

ここで、[Fuel], [O₂] はそれぞれ燃料蒸気と酸素のモル濃度である。また、 a , b , A_c はモデル定数、 E は活性化エネルギー、 R は一般ガス定数である ($a = -0.25$, $b = -1.5$, $A_c = 8.88 \times 10^{14}$, $E = 77.3$ kJ/mol)⁽³⁾。

特性時間 τ_t は乱流混合速度から決まり、

$$\tau_t = \frac{C_l k}{\varepsilon} \tag{15}$$

となる。ここで、 C_l はモデル定数 ($C_l = 0.142$) である。燃焼反応の計算は体積要素単位で行うが、燃焼反応の開始時期は着火遅れモデルで決定する。

2. 4 噴霧解析手法 著者らは、噴霧解析手法として離散液滴モデル (DDM)⁽²⁾ のもとで、改良 Wave 分裂モデル⁽⁹⁾ や境界理論に基づく蒸発モデル⁽²⁾ を適用してきた。この噴霧解析手法を従来手法と記す。

従来手法を高温・高圧雰囲気下における高圧噴射燃料噴霧の解析に適用した場合、1) 初期の蒸発が早く、中期以降の蒸発が遅い、2) 中期以降のペネトレーションの時間に対する勾配が緩やかである、という傾向があるので⁽¹⁾、新たな手法を導入することにより、計算精度の改善を図った⁽¹⁾。使用した解析手法について以下に述べる。

(1) DDM へのガスパーセル法の適用

高圧噴射燃料噴霧に離散液滴モデルを適用した場合、次の問題がある。

- ① 通常、エンジン燃焼室の格子間隔は噴孔径の数倍以上であるため、噴孔軸上に集中した高速の液滴群から気相が受ける運動量の空間分布の再現が困難である。
- ② 高圧噴射燃料噴霧では、燃料液滴の微粒化が進むため蒸発が促進されるが、燃料蒸気から気相に与えられる運動量がセル内に拡散してしまい、噴霧における蒸気相の局所的な運動量の保存が困難となる。

そこで、著者らが提案したガスパーセル法⁽¹⁰⁾を高圧

噴射燃料噴霧に応用し、運動量補正用パーセルを燃料液滴用パーセルに付随させて噴射することで、これらの問題に対応させた。噴霧蒸気相の運動量補正用パーセルは、分裂等が起こらないガス状の仮想粒子であり、また、燃料液滴パーセルと区別するため、運動量補正用パーセルはガスパーセルと呼ぶこととする。以下にその理論⁽¹⁾について概説する。

ガスパーセルは、噴霧蒸気相の局所的な運動量を表現するために使用する。各ガスパーセルは、位置、速度、半径、質量、温度が等しいガス状仮想粒子から構成され、それらの挙動は、燃料液滴用パーセル⁽²⁾と同様に、ガスパーセル毎に運動方程式を計算し、周囲の気相に対する影響は、仮想粒子一個当たりの諸量にパーセルを構成する粒子数を乗じて評価する。また、ガスパーセル同士、ガスパーセルと燃料液滴パーセル間の相互作用は無いものとする。

前記①②の問題点にそれぞれ対応するため、ガスパーセルは噴射時と液滴の1次分裂時に、燃料液滴に付随させて発生させ、各ガスパーセルの初期値として、発生元の燃料液滴パーセルと同じ速度ベクトル、温度、密度、半径を各ガスパーセルに与えることとし、補正運動量の大きさの調整は、後述の式(19)のモデル係数 C_{dg} で行う。なお、燃料噴射位置における燃料液滴およびガスパーセルの噴射速度 V_{inj} は、下記の式で与える。

$$V_{inj} = C_v \sqrt{2\Delta p / \rho_f} \quad (16)$$

ここで、 C_v は噴孔の流量係数であり、 $C_v=0.8$ とした。また、 ρ_f は燃料液滴密度、 Δp は燃料噴射圧と雰囲気圧の差圧である。

以下に仮想粒子の基礎方程式を示す。各仮想粒子の位置 $\vec{x}_d$ は、仮想粒子の速度 $\vec{v}_d$ と時間刻み Δt_d から、次式により求める。

$$\vec{x}_d^n = \vec{x}_d^o + \vec{v}_d \Delta t_d \quad (17)$$

ここで、上添字 n は新しい時間ステップ、 o は前の時間ステップを示す。

運動方程式における仮想粒子の加速度 $\vec{a}_d$ は、

$$\vec{a}_d = \frac{3 \rho_g}{8 \rho_d} \frac{|\vec{v} + \vec{v}' - \vec{v}_d|}{r_d} (\vec{v} + \vec{v}' - \vec{v}_d) C_D \quad (18)$$

と表される。 ρ_g, ρ_d はそれぞれ気相の密度、仮想粒子(半径 r_d)の密度、 $\vec{v}$ は気相速度、 $\vec{v}'$ は気相速度の変動成分である。

仮想粒子が失った運動量に、モデル係数 C_{dg} (噴孔径と格子間隔の比や、蒸発燃料質量と蒸発時にその質量が与えられるセルの気相質量の比、などの影響を考慮するための係数)と、ガスパーセルを構成する仮想粒子数 n_d を乗じた下記の運動量 $\vec{S}_d$ を気相に与えるものとした。

$$\vec{S}_d = -C_{dg} n_d (m_d^n \vec{v}_d^n - m_d^o \vec{v}_d^o) \quad (19)$$

ここで、 m_d は仮想粒子の質量を表す。

なお、前述したようにガスパーセルは2回に分けて発生させるため、 C_{dg} は噴射直後のガスパーセルに対しては C_{dg-1} を使用し、液滴の1次分裂時のガスパーセルに対しては C_{dg-2} を使用する。 C_{dg-1} および C_{dg-2} は、定積容器における噴霧測定結果に基づいてパラメータチューニングを行い、下記の式で与えた⁽¹⁾。

$$C_{dg-1} = -6.02 \times 10^{-4} \rho_g^2 + 0.0601 \rho_g + 0.14 \quad (20)$$

$$C_{dg-2} = e^{-0.0422 \rho_g^{0.252}} \quad (21)$$

気相に対するパーセルの相対速度が閾値以下になった場合は、パーセルと気相の運動量の差が小さくなり、気相との相互作用が小さくなるため、パーセルを削除して計算から除外する。本研究では閾値は0.1 m/sとした。また、パーセルの壁面衝突時の挙動は、Jetモデル⁽¹¹⁾に基づいて取り扱う。

(2) 2段階改良 Wave 分裂モデル

Wave分裂モデルでは、液滴の分裂過程において液体表面波の成長により新しく生じる微小子液滴の半径 r_c は、半径 r_p の親液滴から以下の式を用いて決定される。

$$r_c = B_0 \Lambda \quad (B_0 \Lambda \leq r_p) \quad (22)$$

$$r_c = \min \left[\frac{(3\pi_p^2 v_{rel} / 2\Omega)^{0.33}}{(3r_p^2 \Lambda / 4)^{0.33}} \right] \quad \left(\begin{array}{l} B_0 \Lambda > r_p \\ \text{一度のみ} \end{array} \right) \quad (23)$$

ここで、 Λ は最も速く成長する液体表面波の波長、 Ω はその最大成長率、 v_{rel} は周囲気体に対する液滴の相対速度の絶対値、 B_0 はモデル定数である。

また、親液滴の半径は液滴の分裂により、次式を満たしながら減少していく。なお、 B_1 はモデル定数である。

$$\frac{dr_p}{dt} = -\frac{r_p - r_c}{t_b} \quad (r_c \leq r_p) \quad (24)$$

$$t_b = \frac{3.726 B_1 r_p}{\Lambda \Omega} \quad (25)$$

ここで、液柱状態からの初期分裂と、球状態での2次分裂では液体表面波の成長過程が異なっていると考え、モデル定数 B_0, B_1 を初期分裂と2次分裂で切り替えることにより、2段階の分裂を表現する。すなわち1回目の分裂時(1次分裂)には B_{0-1}, B_{1-1} を使用し、2回目以降の分裂(2次分裂)では B_{0-2}, B_{1-2} を使用し、各モデル定数は定積容器における噴霧測定結果に基づいてパラメータチューニングを行い、以下の式で与えた⁽¹⁾。

$$B_{1-1} = -0.0223 \rho_g^2 + 14.5 \rho_g + 16.6 \quad (26)$$

$$B_{0-1} = e^{-1.4 \rho_g^{0.12}} \quad (27)$$

$$B_{1-2} = -0.0102 \rho_g^2 + 0.243 \rho_g + 8.87 \quad (28)$$

$$B_{0-2} = e^{-0.0593 \rho_g^{0.682}} \quad (29)$$

噴射終了後に液滴の分裂が進まない原因として、気相と液相間の相対速度低下がある。そこで、 B_{0-1}, B_{1-1} ,

$B_{0,2}$, $B_{1,2}$ に相対速度を考慮したモデル係数 C_{B01} を乗じることによって、相対速度の影響を補正することにした。図1に、 C_{B01} と相対速度 v_{rel} の関係の概念図を示す。なお、図1における C_{B01-1} , v_{rel-1} , v_{rel-2} は実験結果との比較により調整を行い、それぞれ0.13, 10 m/s, 50 m/sとした⁽¹⁾。

(3) 気相と液相間の相対速度モデル

著者らによる空気噴流の軸方向最大速度分布の計算結果(図2)⁽¹⁰⁾では、空気噴流の理論値と計算値では、特に噴孔部で軸方向最大速度に大きな差が生じている。このことは、高圧液体噴射時の噴孔部でも同様のことが言えると考えられ、100 m/sを超える液相速度の場合には、気相と液相間の相対速度を過大評価しているために、初期分裂が促進され過ぎている可能性がある。そこで、液滴分裂の計算時の相対速度 v_{rel} を、相対速度の制限値(v_{rel-l})以上とならないように調整を行うこととし、定積容器における噴霧測定結果に基づいてパラメータチューニングを行い、下記の式で与えた⁽¹⁾。

$$v_{rel-l} = e^5 P_{inj}^{0.5} \quad (30)$$

3. 機関諸元および計算条件

合田らによる実機関での実験(燃料: JIS2号軽油)⁽¹²⁾を対象に計算を行った。燃焼室形状としては、標準のトロイダル型(Std.)と高スキッシュのリエントラント

Fig.1 Relation between relative velocity and C_{B01}

Fig.2 Comparison of air jet velocity between calculation and theoretical data⁽¹⁰⁾

型(R35S)の2種類⁽¹²⁾を使用した。使用した計算格子形状を図3に示す。また、機関の主要諸元を表2に、計算(実験)条件を表3に示す。

4. 計算結果

従来の噴霧解析手法⁽⁹⁾あるいは本研究の噴霧解析手法を使用したシリンダ内圧力および熱発生率の計算結果と、それらの実験結果との比較を図4(a), (b)に示す。

Std.キャビティのCase S-1の結果を見ると、本噴霧解析手法を使用した場合、従来手法の場合と比べて、着火時期は殆ど変わらないが、シリンダ内ガス圧力履歴と、予混合燃焼および拡散燃焼期間における熱発生率履歴の予測精度が改善されていることが判る。これは、図5に示すCase S-1のA/F(空燃比)分布(拡散燃焼中のA/Fを表示するためA/F=50の等値面)と、燃焼熱による高温ガス分布(1300Kの等値面)の推移から判るように、従来の噴霧解析手法では、噴霧がピストンキャビティ壁面に到達するまでに、蒸発が進行し、燃焼が始まってしまうため、燃焼に必要な酸素が取り込みにくくなり、熱発生が頭打ちになったと考えられる。一方、本手法を使用した場合、噴霧が蒸発しつつキャビティ壁面に衝突し、その部分が燃焼の基点となって、キャビティ内・外の両方向に燃焼が広がっており、燃焼室内空気を有効に利用できているため、熱発生率が実験結果に近付いたと考えられる。

Fig.3 Computational grid shapes for the test engine

Table 2 Test engine specifications

Bore×Stroke [mm]	φ102×105
Compression ratio	17.0
Injection nozzle [mm]	φ0.21×5: 145°
Swirl ratio	2.2 (Std.) / 3.6 (R35S)
Engine speed [rpm]	1800

Table 3 Calculation conditions

Case	S-1	S-2	S-3	S-4	S-5	S-6	S-7	R-1	R-2	R-3
Piston cavity shape	Std.	Std.	Std.	Std.	Std.	Std.	Std.	R35S	R35S	R35S
Fuel injection pressure [MPa]	100	100	100	100	100	100	75	100	75	75
Total fuel injection quantity [g/st.]	0.0350	0.0356	0.0361	0.0381	0.0264	0.0146	0.0359	0.0382	0.0367	0.0365
Start of injection [deg. ATDC]	355.5	357.5	359.5	362.5	359.5	360.0	360.0	360.0	355.0	357.5
Injection duration [deg. CA]	11.5	11.5	11.5	11.5	9.0	6.0	13.0	13.0	12.5	13.5

Fig. 4(a) Comparison of the calculated results of the cylinder gas pressure and the rate of heat release with the experimental data

Fig. 4(b) Comparison of the calculated results of the cylinder gas pressure and the rate of heat release with the experimental data

さらに、Case S-1 に対して、燃料噴射時期を徐々に遅らせた Case S-2 ~ Case S-4 の場合、燃料噴射量を徐々に減らした Case S-5 ~ Case S-6 の場合、燃料噴射圧力を低下させた Case S-7 の場合のいずれにおいても、本噴霧解析手法を使用した方が、シリンダ内ガス圧力履歴と熱発生率履歴が実験結果と良く一致している。ただし、燃料噴射量の最も少ない Case S-6 の場合、噴霧解析手法の影響が小さくなり、解析手法による計算結果の差が小さくなっている。

R35S キャビティの Case R-1 ~ Case R-3 の結果を見ると、着火時期および予混合燃焼期間の熱発生率履歴は、本噴霧解析手法の結果の方が、従来手法の結果よりも実験結果に近くなっている。しかし、燃焼後期の拡散燃焼期間については、いずれの手法の場合も、実験結果よりも、熱発生期間が短くなっている。

図 6 に示す Case R-2 の A/F 分布と温度分布の推移を見ると、それぞれの手法における混合気の形成状態お

よび燃焼の開始位置は Case S-1 の場合と同様であるが、R35S キャビティの場合は開口部が絞られているため、キャビティ外部へ燃焼が広がりにくくなっている。リエントラント型の R35S キャビティの場合、Kidoguchi らの考察⁽¹³⁾によると、燃焼はキャビティ壁面付近から広がると考えられるため、混合気形成および燃焼形態は本噴霧解析手法の結果の方が妥当であると考えられる。しかし、上記のように本手法、従来手法いずれも燃焼後期の長い拡散燃焼が再現できていないが、これは使用した Reitz らの燃焼モデルでは、予混合、拡散燃焼の燃焼速度の差を式(11)にて表現していることの影響と思われる、式(11)の f を予混合、拡散燃焼毎に変更する等の燃焼モデルの改良が必要であると考えられる。

以上より、実機関を対象とした 3 次元燃焼解析においても、本噴霧解析手法の有効性を確認することができた。

5. 結 言

本研究により、以下の知見を得た。

1. 噴孔径に対して相対的に粗い計算格子のもとで、噴霧解析精度の向上を図るために提案した独自のガスパーセル法、2段階改良 Wave 分裂モデル、および液相と気相間の相対速度モデルが、実機関における燃焼解析の精度改善にも有効であることが確認された。
2. 燃焼モデルとして Reitz らのモデルを使用したのが、拡散燃焼の割合が多い燃焼形態では、熱発生率の予測精度向上のために、燃焼モデルの改良が必要である。

謝 辞

本研究で引用した実機の実験データは、徳島大学 木戸 善行教授の 2003 年度日本機械学会 RC197 調査研究分科会「エンジンの燃焼モデリング」提供資料によるものである。ここに記して、謝意を表す。

文 献

- (1) 藤本, 高田, 脇坂, ガスパーセル法の導入と液滴分裂モデルの改良による噴霧解析精度改善, 自動車技術会論文集, Vol.38, No.6, pp.23-28, (2007).
- (2) Amdsen, A. A., et al., "KIVA", *Los Alamos National Laboratory Report*, LA-10245-MS, (1985).
- (3) 金, 伊藤, 脇坂, 高圧噴射 2 段燃焼ディーゼル機関における燃焼数値解析への遺伝的アルゴリズムの応用, 自動車技術会論文集, Vol.36, No.3, pp.37-43, (2005).
- (4) Wakisaka, T., et al., Analysis of the Effects of In-cylinder Flows during Intake Stroke on the Flow Characteristics near Compression TDC in Four-stroke Cycle Engines, *Proc. COMODIA 90*, pp.487-492, (1990).
- (5) Schreiber M., et al., A Reduced Thermokinetic Model for the Autoignition of Fuels with Variable Octane Ratings, *25th Symposium (Int.) on Combustion*, The Combustion Institute, pp.933-940, (1994).
- (6) 長尾, 内燃機関講義(上巻), 養賢堂, p.234, (1956).
- (7) Kong, S. C., et al., The Development and Application of a Diesel Ignition and Combustion Model for Multidimensional Engine Simulation, *SAE Paper 950278*, (1995).
- (8) Ayoub, N. S., et al., Multidimensional Computation of Multicomponent Spray Vaporization and Combustion, *SAE Paper 950285*, (1995).
- (9) Wakisaka, T., et al., Diesel Sprays and Combustion - Their Modeling and Numerical Analysis by Means of a GTT Code, *Proceedings of the Second International Workshop on Advanced Spray Combustion*, IWASC9823, (1998).
- (10) 藤本, 高田, 脇坂, ガス燃料噴射エンジンにおけるガス噴流解析精度向上のためのガスパーセル法の提案, 日本マリンエンジニアリング学会誌, Vol. 42 No.4,

Fig. 5 A/F and temperature distributions (Case S-1)

Fig. 6 A/F and temperature distributions (Case R-2)

- pp.197-202, (2007).
- (11) Naber, J.D., et al., Structure of High-Pressure Fuel Sprays, *SAE Paper 870598*, (1987).
- (12) 合田, 木戸, 新田, 三輪, ディーゼル微粒子低減のための高圧噴射と高スキッシュ燃焼の評価, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.72-01, pp.17-22, (2001).
- (13) Kidoguchi, Y., Sanda, M. and Miwa, K., Experimental and Theoretical Optimization of Combustion Chamber and Fuel Distribution for the Low Emission DI Diesel Engine, *ASME 2001 ICE Spring Technical Conference*, ICE-Vol.36-2, pp.131-138, (2001).