



## 統計的実験モデルを適用したディーゼル燃焼モデルの構築

### Development of Diesel Combustion Model Combined with Statistical and Physical Models

加藤 直樹\*, (Naoki KATO) 同志社大学大学院 (Doshisha Univ.)  
 山本 基太, (Kidai YAMAMOTO) 同志社大学大学院 (Doshisha Univ.)  
 松村 恵理子, (Eriko MATSUMURA) 同志社大学 (Doshisha Univ.)  
 千田 二郎, (Jiro SENDA) 同志社大学 (Doshisha Univ.)  
 北村 泰隆, (Yasutaka KITAMURA) 本田技術研究所 (Honda R&D Co.,Ltd.)  
 佐藤 正浩, (Masahiro SATO) 本田技術研究所 (Honda R&D Co.,Ltd.)  
 加藤 彰, (Akira KATO) 本田技術研究所 (Honda R&D Co.,Ltd.)

This study proposes the modeling scheme of easy and precise prediction for engine characteristics by combining the statistical methods with physical theories. In this report, the Zero-dimensional Two-zone Spray and Combustion model which predicts the heat release rate and exhaust emissions was constructed, and the model accuracy was evaluated by comparison with the experimental results. Consequently, it was shown that the tendency of emissions characteristics can be reproduced by the model.

Keywords: Diesel engine, Model Based Calibration, Emission, Spray, Combustion, Model

## 1. 緒言

ディーゼル機関はさらなる高効率化および低エミッション化を実現するため、コモンレールやEGR(Exhaust Gas Recirculation)を導入してきた。しかし、多様なデバイスの導入によりECU(Electronic Control Unit)内部の制御パラメータ数が増加している<sup>(1)</sup>。そのため、各運転条件での最適な制御パラメータの組み合わせを決定する適合工程において実験工数は増加し、エンジン開発期間の長期化が問題となっている<sup>(2)</sup>。

現在では、MBC(Model Based Calibration)手法により適合が従来よりも簡易的に行われるようになりつつある<sup>(3)</sup>。MBC手法では、計測データを用いて多変量解析を行うことで実機の応答を表す統計的実験モデルを構築する。この統計的実験モデルを用いて、目的とする応答を最適化し適合を行う。この際、統計的実験モデルに用いる計測データ数は実験計画法により必要最小限に抑えることができ、大幅な実験工数の削減が可能となる。しかし、統計的実験モデルには物理的根拠が含まれていないため、実機応答に対する高精度な予測は困難になり得る<sup>(4)</sup>。

そこで、本研究ではMBCで構築した統計的実験モデルに物理的な概念を組み込み、簡易的かつ高精度にエンジン特性を予測できる新たなモデリング手法の確立を目的とする。本報では、0次元2領域噴霧・燃焼モデル(以下、2領域モデル)の構築を行った。本モデルでは、実験入力パラメータを入力とすることで熱発生率から筒内温度分布、エミッション生成量を予測可能となる。2領域モデルにおいて、任意の熱発生率を算出するためにWiebe関数に統計的実験モデルを適用した。その際、実験計画法には非線形な応答の予測に適しているとされているLatin Hypercube Sampling(以下、LHS)計画を選択した。さらに、噴霧

内への空気導入や噴霧間の干渉を考慮することで筒内現象の再現を試みた。また、NO<sub>x</sub>およびすすの生成量を予測するために、エミッションモデルを構築し、その精度評価を行った。

## 2. 実験方法

### 2.1 エンジンシステム

本研究では、単気筒の直噴ディーゼル機関(ボア×ストローク:φ85×96.9mm, 排気量 550cc, 圧縮比 16.3)を用いた。図1にシステム構成図、表1に供試機関の諸元を示す。実験の際、冷却水温度を80±5℃, 潤滑油温度を80±5℃, 吸気温度を40℃

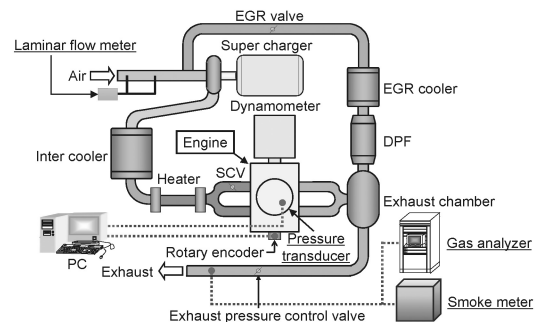


Fig.1 Schematic diagram of test system

Table1 Engine specifications

Type	Supercharged Direct-Injection Single Cylinder 4Stroke	
Bore × Stroke	[mm]	85 × 96.9
Displacement	[cm <sup>3</sup> ]	550
Compression ratio		16.3
Combustion chamber shape		Re-entrant
Fuel injection system		Common rail
Number of holes		7
Nozzle diameter	[mm]	φ0.125
Injection angle	[deg.]	156
EGR system		Low-Pressure loop EGR

原稿受付: 2017年7月15日

\* 責任著者: 学生員, 同志社大学大学院

(〒610-0321 京都府京田辺市多々羅都谷 1-3)

E-mail: duq0527@mail4.doshisha.ac.jp

と設定した。また、エンジンと独立した S/C(Super Charger), SCV(Swirl Control Valve)および DPF(Diesel Particulate Filter)を備えた低圧 EGR(Exhaust Gas Recirculation)システムを採用している。供試燃料には JIS2 号軽油(セタン価 56.4)を使用した。

2.2 実験条件

表 2 に実験条件を示す。本報では、NEDC (New European Driving Cycle)において使用頻度の高い運転条件を想定し、機関回転数 2000rpm, 総燃料噴射量 29.4mg/str.の定常運転条件下で実験を行った。その際、NOx およびすす生成に関わるとされる 5 つの実験入力パラメータ(パイロット噴射量, メイン噴射時期, コモンレール圧力, 新気量および過給圧)を選択した。これらについて表 2 に示す実験範囲内で LHS 計画を実施し、100 点のモデル作成用データを取得した。

3. 0 次元 2 領域噴霧・燃焼モデル

本研究で構築した 2 領域モデルの計算フローを図 2 に示す。本モデルでは実験入力パラメータとして選択した 5 つのパラメータを入力することで、熱発生率からクランク角度ごとの筒内温度履歴, エミッション生成量を計算することが可能となる。モデルの詳細を以下に示す。

3.1 熱発生予測モデル

本研究では、熱発生率を簡易的に予測可能であることから Wiebe 関数を用いて熱発生予測モデルを構築した。なお、Wiebe 関数とは既燃燃料割合を燃焼経過時間の関数で表した実験式である。累積加熱量  $Q$  は以下の式(1)で表される。

$$\frac{Q}{Q_{fuel}} = 1 - \exp \left\{ -6.9 \left( \frac{\theta - \theta_{ig}}{\theta_b} \right)^{m+1} \right\} \quad (1)$$

$Q_{fuel}$ : 供給熱量,  $\theta$ : クランク角度,  $\theta_{ig}$ : 燃焼開始時間,  $\theta_b$ : 燃焼期間,  $m$ : 適合パラメータ

ここで、式(1)を微分し、燃焼効率  $\eta$  を考慮することで式(2)より熱発生率( $dQ/d\theta$ )が得られる<sup>(5)</sup>。

$$\frac{dQ}{d\theta} = 6.9 \frac{\eta Q_{fuel}}{\theta_b} (m+1) \left( \frac{\theta - \theta_{ig}}{\theta_b} \right)^m \exp \left\{ -6.9 \left( \frac{\theta - \theta_{ig}}{\theta_b} \right)^{m+1} \right\} \quad (2)$$

また、ディーゼル燃焼における熱発生率を再現する際、2 つの Wiebe 関数を組み合わせることが一般的である<sup>(6)</sup>。本研究ではパイロット噴射およびメイン噴射の 2 段噴射を想定し、図 3 に Wiebe 関数を用いた際の熱発生率の概念図を示す。つまり、式(3)のように 3 つの Wiebe 関数を足し合わせ、熱発生率を算出した。

$$\frac{dQ}{d\theta} = \sum_{i=1}^3 6.9 \frac{\eta_i Q_{fuel,i}}{\theta_{b,i}} (m_i + 1) \left( \frac{\theta - \theta_{ig,i}}{\theta_{b,i}} \right)^{m_i} \exp \left\{ -6.9 \left( \frac{\theta - \theta_{ig,i}}{\theta_{b,i}} \right)^{m_i+1} \right\} \quad (3)$$

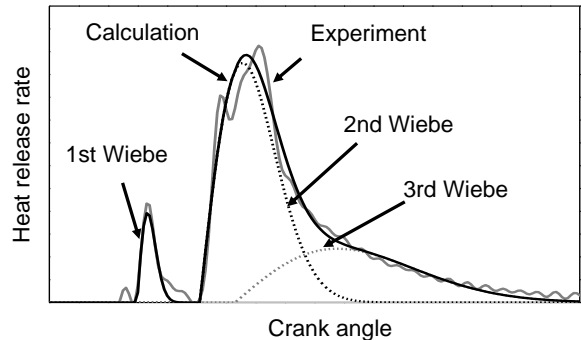


Fig.3 Schematic diagram of Heat release rate predictive model

式(3)より、Wiebe 関数における 15 個のパラメータ( $\eta_1, \eta_2, \eta_3, Q_{fuel,1}, Q_{fuel,2}, Q_{fuel,3}, \theta_{b,1}, \theta_{b,2}, \theta_{b,3}, m_1, m_2, m_3, \theta_{ig,1}, \theta_{ig,2}, \theta_{ig,3}$ )を決定することで任意の熱発生率形状を再現可能となる。ここで、モデル作成用データ 100 点における熱発生率を式(4)により取得し、式(3)と式(4)の誤差二乗和が最小となるように Wiebe 関数におけるすべてのパラメータを同時に決定した。

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{1}{\kappa - 1} V \frac{dP}{d\theta} + \frac{\kappa}{\kappa - 1} P \frac{dV}{d\theta} - \frac{PV}{(\kappa - 1)^2} \frac{d\kappa}{d\theta} \quad (4)$$

$P$ : 筒内圧力,  $V$ : 燃焼室容積,  $\kappa$ : 比熱比

また、Wiebe 関数における 15 個のパラメータを決定した後、これを各実験条件について繰り返して行ない、重回帰分析を用いることで、それぞれに対して実験入力パラメータの関数である 3 次の統計的実験モデルを構築した。これにより、任意の実験条件における熱発生率形状が予測可能となる。

Table2 Experimental conditions

Engine speed	[rpm]	2000
Total injection quantity	[mg/str.]	29.4
Pilot injection quantity	[mg/str.]	1.5~3.5
Pilot injection interval	[deg.]	15.0
Main injection timing	[deg.BTDC]	-1.0~7.0
Rail pressure	[MPa]	100~160
Fresh air quantity	[mg/str.]	550~660
Boost pressure	[kPa]	125~145

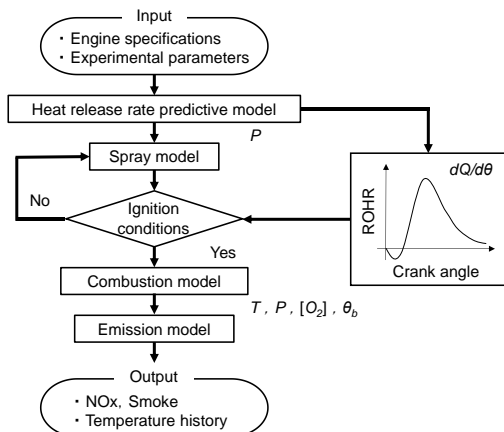


Fig.2 Schematic diagram of test system

### 3.2 噴霧モデル

図4に噴霧モデルの概略図を示す。本モデルでは、噴霧領域と雰囲気領域の2領域に分けて計算を行なった。また、図5に示すように田辺らの燃料の半径方向濃度分布をもとに噴霧領域を3分割し、噴霧領域内の不均一性を考慮している。この際、噴霧外周部を  $r=r_0$  として、噴霧中心( $r=0$ )から  $r=r_1(=r_0/3)$  までを領域Ⅰ、 $r=r_0/3$  から  $r=r_2(=2r_0/3)$  までを領域Ⅱ、 $r=2r_0/3$  から  $r=r_3(=r_0)$  までを領域Ⅲと分類し、式(5)で表される。

$$\frac{c}{c_m} = 1 - \frac{1}{2} \left( \frac{r}{r_b} \right)^{3/2} \quad (5)$$

$c$ :燃料濃度,  $c_m$ :噴霧中心軸における燃料濃度,  $r_b$ :半値幅  
 なお、噴霧外縁濃度を0と仮定することから、

$$r_b = 2 \sqrt[3]{\frac{2}{3}} r_0 \approx \frac{2}{3} r_0 \quad (6)$$

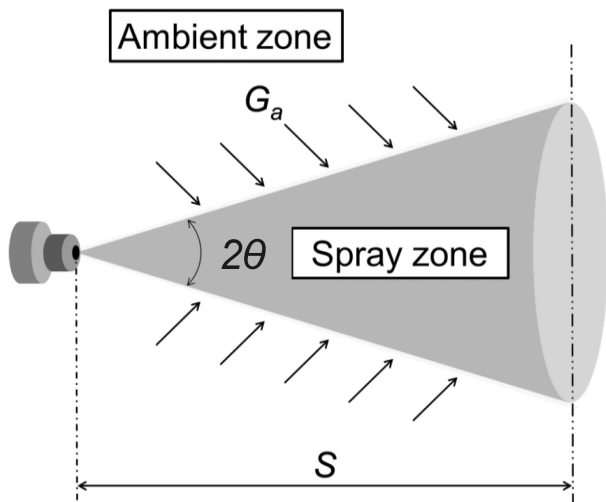


Fig.4 Schematic diagram of Spray model

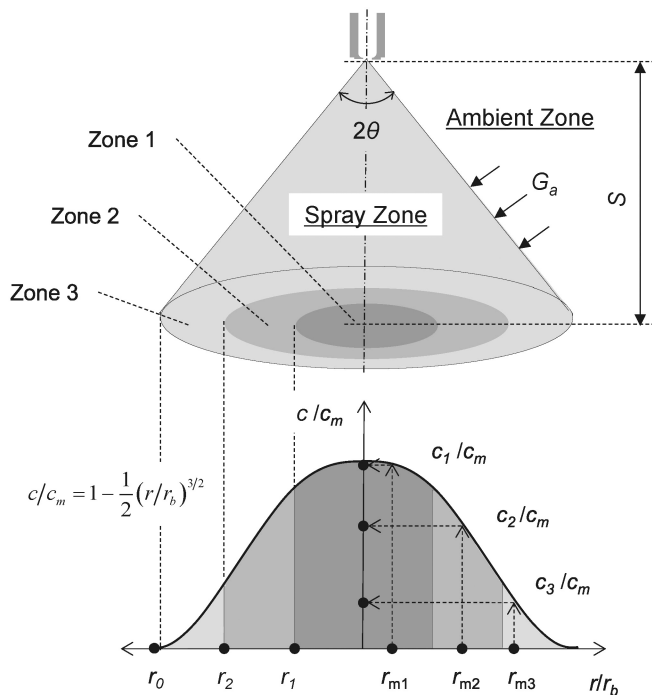


Fig.5 Schematic diagram of fuel concentration in spray zone

となる。燃料濃度は代表として各噴霧領域での中間の位置での値として算出している。

また、噴霧先端到達距離および分裂長さを廣安らの式<sup>(8)</sup>により算出し、さらに抗力による噴射終了後の速度減衰を考慮した<sup>(9)</sup>。

$$S = \begin{cases} 0.39 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_f}} t & (0 < t \leq t_b) \\ 2.95 \left( \frac{\Delta P}{\rho_a} \right)^{1/4} \sqrt{d_0 t} & (t_b < t \leq t_{inj}) \end{cases} \quad (7)$$

$$t_b = 28.65 \frac{\rho_f d_0}{\sqrt{\rho_a \Delta P}} \quad (8)$$

$$\frac{\Delta v_{tip}}{\Delta t} = -c_D A_{tip} \frac{\rho_a v_{tip}^2}{2M} \quad (9)$$

$S$ : 噴霧先端到達距離,  $\Delta P$ : 噴射差圧,  $\rho_f$ : 燃料密度,  $\rho_a$ : 雰囲気密度,  $d_0$ : 噴孔径,  $t$ : 噴射開始からの時刻,  $t_b$ : 分裂長さ,  $t_{inj}$ : 噴射期間,  $v_{tip}$ : 噴霧先端速度,  $c_D$ : 抗力係数,  $A_{tip}$ : 噴霧先端の断面積,  $M$ : 噴霧質量

なお、すべての噴霧領域で噴霧先端到達距離は等しいとしている。ここで、噴霧領域の体積は噴霧形状を円錐形と仮定し、以下の式により計算した<sup>(8)</sup>。

$$\alpha = 0.05 \left( \frac{\rho_a \Delta P d_0^2}{\mu_a^2} \right)^{1/4} \quad (10)$$

$$V_{spray} = \frac{\pi}{3} S^3 \tan^2 \frac{\alpha}{2} \quad (11)$$

$\alpha$ : 噴霧角,  $\mu_a$ : 雰囲気の粘性係数,  $V_{spray}$ : 噴霧体積

また、噴霧への空気導入は式(8)で表される和栗の運動量理論を考慮した計算を行った<sup>(10)</sup>。

$$G_a = \frac{2G_f \tan \frac{\alpha}{2}}{\sqrt{c_c}} \sqrt{\frac{\rho_a}{\rho_f}} \frac{S}{d_0} \quad (12)$$

$G_a$ : 空気導入量,  $G_f$ : 燃料質量,  $c_c$ : 噴射ノズルの縮流係数

さらに、多段噴射における噴霧間干渉および筒内流動<sup>(11)</sup>による空気導入を考慮し、筒内現象の再現を図った。

$$\left( \frac{dG_a}{dt} \right)_{interact} = \frac{V_{main}}{V_{pilot}} G_{pilot} \quad (13)$$

$$\left( \frac{dG_a}{dt} \right)_{turbulent} = A \times V_p^2 \quad (14)$$

$V_{pilot}$ : パイロット噴霧領域の体積,  $V_{main}$ : メイン噴霧領域の体積,  $G_{pilot}$ : パイロット噴霧領域の質量,  $A$ : モデル定数,  $V_p$ : ピストン平均速度

これらの空気導入は体積比に応じて各噴霧領域へ取り込まれるとし、それぞれの当量比を時系列毎に計算した。

### 3.3 燃焼モデル

燃焼モデルでは、熱力学第一法則を満たすように、燃焼による燃焼領域の体積膨張、燃焼領域および霧囲気領域の温度上昇を考慮し計算を行った。その際、燃料(n-Dodecane: C<sub>12</sub>H<sub>26</sub>)の燃焼反応を取り扱った。図6に熱発生率曲線を示す。熱発生予測モデルで得られた熱発生率は、着火からピークに至るまでを予混合燃焼期間、それ以降を拡散燃焼期間と定義した。なお、各計算ステップで燃焼する燃料質量  $dG_b$  は以下の式で表される。

$$dG_b = \frac{dQ}{LHV} \quad (15)$$

$dQ$ : 各計算ステップの発熱量,  $LHV$ : 燃料の低位発熱量

また、噴霧領域は可燃混合気になると燃焼反応が生じると仮定し、当量比によりその判断を行った。本報では、予混合燃焼期間においては量論混合気に近い1領域に対して燃焼反応が進行し、拡散燃焼期間では当量比が可燃範囲(0.5< $\Phi$ <3.0)になったすべての領域に対して燃焼反応が進行するものとした。その際、燃料蒸気の移動量は、各計算ステップで燃焼する燃料質量に等しいものとし式(16)、燃焼ガスの移動量は燃焼ガス質量に等しいものとし式(17)でそれぞれ計算を行なった。

$$\Delta G_{f,b} = \frac{Q}{Q_{total}} G_{f,inj} = \sum_i \Delta G_{f,t,i} \quad (16)$$

$$\sum_i \Delta G_{p,t,i} = \Delta G_{f,b} + \Delta G_{O_2,b} + \Delta G_{N_2,b} \quad (17)$$

$\Delta G_{f,b}$ : 燃焼する燃料質量[mg],  $Q$ : 各計算ステップでの発熱量[J],  $Q_{total}$ : 累積熱発生量[J],  $G_{inj}$ : 燃料噴射量[mg],  $\Delta G_{f,t}$ : 燃料蒸気の移動量[mg],  $\Delta G_{p,t}$ : 燃焼ガスの移動量[mg],  $i$ : 領域番号

また、燃焼期間中は燃焼による乱流誘起により空気導入が活発に行われることから、空気導入係数  $\beta_{comb}$  をかけて空気導入量の計算をした<sup>(12)</sup>。

$$\left(\frac{dG_a}{dt}\right)_{comb} = \beta_{comb} \times \frac{dG_a}{dt} \quad (18)$$

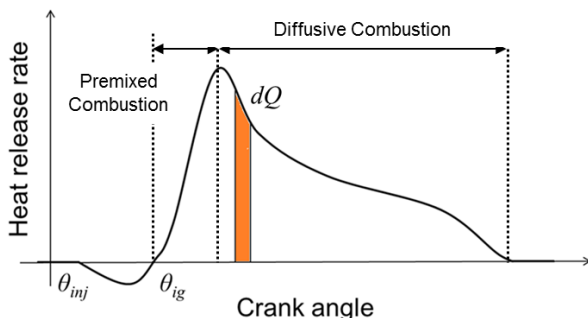


Fig.6 Schematic diagram of dividing combustion phase

### 3.4 エミッションモデル

エミッションモデルでは、熱発生予測モデル、噴霧モデルおよび燃焼モデルにより得られた筒内温度分布等の計算結果をもとにNOxおよびすすの生成量を算出した。NOx生成モデルは、サーマルNOのみを対象とした拡大Zeldovich機構<sup>(13)</sup>を採用し、式(19)のように定式化したものとした。

$$NO = a \cdot [O_2]_{max}^b \cdot \exp\left(-\frac{c}{T_{max}}\right) \cdot \theta_b^d \quad (19)$$

$a \sim d$ : モデル定数,  $[O_2]_{max}$ : メイン噴霧領域内における最大酸素濃度,  $T_{max}$ : 筒内の最大温度,  $\theta_b$ : 燃焼期間

ここで、式(19)におけるモデル定数を100点のモデル作成用データにおける実験結果と計算結果の誤差二乗和が最小となるように決定した。また、すすモデルにはHiroyasuモデル<sup>(14)</sup>を採用し、酸化反応速度にはNagleらの提案するすす酸化モデル<sup>(15)</sup>を採用した。なお、Hiroyasuモデルに含まれるモデル定数は新気量、コモンレール圧力、過給圧の関数として扱い、評価を行った。また、このモデル定数により、上式で計算する単位をkgからFSNへ変換した。以下に計算に用いた式を示す。

$$\frac{dm_s}{dt} = \left(\frac{dm_s}{dt}\right)_{formation} - \left(\frac{dm_s}{dt}\right)_{oxidation} \quad (20)$$

$$\left(\frac{dm_s}{dt}\right)_{formation} = A \cdot m_{fuel} \cdot p^{0.5} \cdot \exp\left(-\frac{E_f}{RT}\right) \quad (21)$$

$$\left(\frac{dm_s}{dt}\right)_{oxidation} = \frac{6MW_c}{\rho_s D_s} \cdot m_s \cdot R_{tot} \quad (22)$$

$$R_{tot} = \left(\frac{k_A p_{O_2}}{1 + k_Z p_{O_2}}\right) x + k_B p_{O_2} (1 - x) \quad (23)$$

$$x = \frac{1}{1 + (k_T/k_B) p_{O_2}} \quad (24)$$

$m_s$ : すす質量[kg],  $A_s$ : モデル定数[-],  $m_{fuel}$ : 燃料蒸気質量[kg],  $p$ : 筒内圧力[Pa],  $E_f$ : 活性化エネルギー[J/mol],  $R$ : 一般ガス定数[J/(mol·K)],  $T$ : 筒内温度[K],  $MW_c$ : 炭素の分子量[kg/mol],  $\rho_s$ : すす密度(=2000kg/m<sup>3</sup>),  $D_s$ : すすの粒径(=25nm),  $k_A, k_B, k_T, k_Z$ : n次反応における反応速度定数[m<sup>3</sup>/(mol<sup>n-1</sup>·s)],  $p_{O_2}$ : 酸素分圧[Pa]

### 4. 結果および考察

#### 4.1 2領域モデルの有効性について

本節では、表3に示す実験条件で2領域モデルの評価を行い、モデルの有効性の把握を試みた。図7に各噴霧領域の温度履歴および当量比を示す。なお、図7における領域番号は図5と一致させている。図7より、噴霧外縁部(Zone3)から燃焼が始まり、その後、噴霧領域内の当量比が可燃範囲になると燃焼反応が始まるという過程を示すことが可能となった。さらに、噴霧モデルにおいて、空気導入の計算を行なう際のピストン運動に起因

Table3 Experimental conditions

Engine speed	[rpm]	2000
Total injection quantity	[mg/str.]	29.4
Pilot injection quantity	[mg/str.]	<b>2.5</b>
Pilot injection interval	[deg.]	15.0
Main injection timing	[deg.BTDC]	<b>3.0</b>
Rail pressure	[MPa]	<b>130</b>
Fresh air quantity	[mg/str.]	<b>605</b>
Boost pressure	[kPa]	<b>135</b>

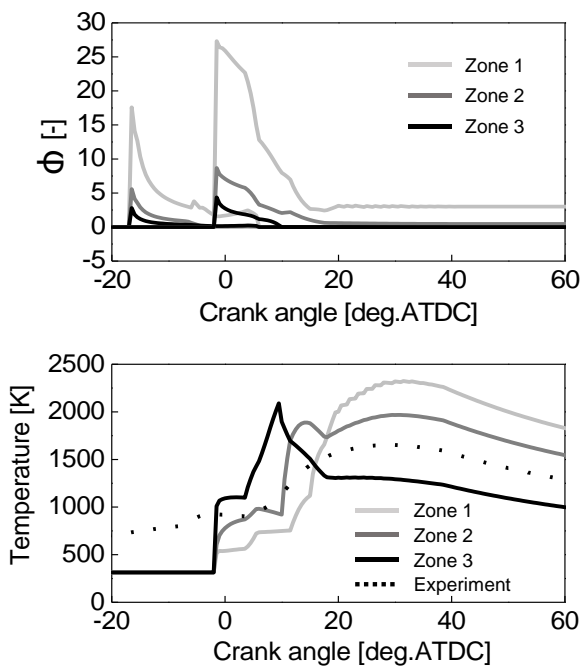


Fig.7 Calculation results of each spray zone (equivalent ratio and temperature)

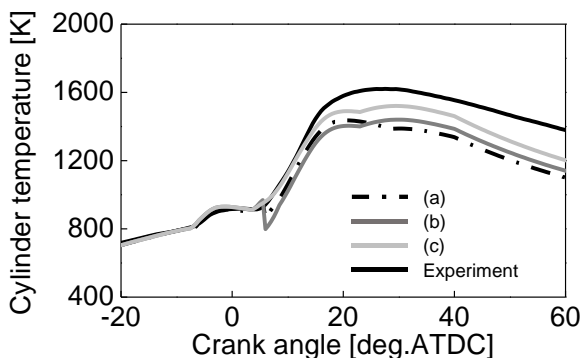


Fig.8 Calculation results of air entrainment

する筒内流動および噴霧間干渉による影響を調査した。図8はそれぞれの空気導入を考慮した際の筒内温度履歴を示しており、(a)が和栗の運動量理論のみを考慮した筒内温度履歴、(b)が運動量理論および筒内流動を考慮した筒内温度履歴、(c)が運動量理論、筒内流動および噴霧間干渉を考慮した筒内温度履歴を示す。図8より、和栗の運動量理論による空気導入のみでは、実験結果よりも筒内温度を低く見積もっている。そこで、ピストン運動に起因する空気導入を考慮することでメイン燃焼における計算値が少し向上していることが確認できる。また、噴霧間における干渉を考慮するとパイロットおよびメイン燃焼における計算値が向上することが確認できる。なお、このような結果は本条件以外でも再現性を確認できた。したがって、噴霧モデルにおいて空気導入量を計算する際はこれらを考慮することは妥当であると判断できた。

次に、燃焼モデルの検証を行った。図9に実験および本モデルにより得られた筒内温度履歴の比較図を示す。図9より、本モデルで得られた筒内温度履歴は実験結果によく一致していることがわかる。

最後に、エミッションモデルの検証を行った。なお、NOx生成量については本節では省略する。すす生成量の評価結果を図10に示す。ここで、すす生成量については時系列毎に算出しているため、計算値は生成履歴の最終値として算出した。表3におけるすす生成量の実験結果は1.184 FSNである。したがって、図10の最終値と比べて生成量は概ね一致しているため、本モデルではすす生成量を再現可能であると判断した。

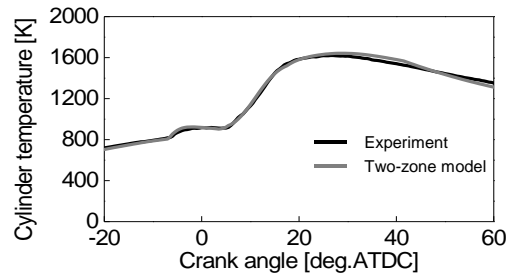


Fig.9 Comparison of calculation results with experimental results (Cylinder temperature)

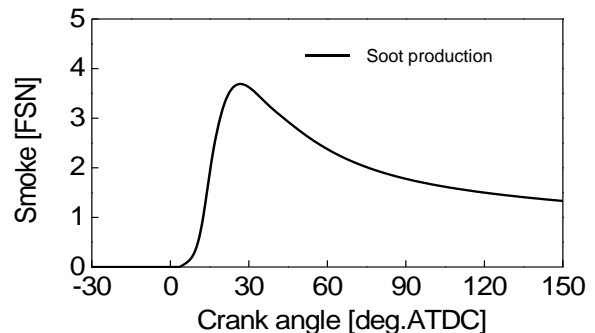


Fig.10 Calculation results of in-cylinder soot history

#### 4.2 EGR率のみを変化させた際の評価結果

4.1節では、表3の条件において2領域モデルの有効性が示さ

れた。本節では、単独で実験パラメータを変化させた際のモデル精度を検証し、実験パラメータに対してモデルの追従が可能であるか確認した。なお、検証の際、EGR 率のみを変化させた検証用データを新たに取得している。

はじめに、熱発生率、筒内圧力および筒内温度履歴の評価を行った。図 11 に評価結果を示す。図 11 より、熱発生率は 3 つの Wiebe 関数で再現されているため、ディーゼル燃焼における予混合燃焼による急峻な熱発生率の立ち上がりを再現できなかった。しかし、EGR 率の増加に伴うピーク値の減少および着火遅れの影響が再現可能であることがわかった。

次に、エミッション生成量の評価を行った。図 12 に評価結果を示す。なお、図 12 にはエミッション生成量を MBC プロセスのみで構築した 3 次の統計的実験モデルでの評価についても記載している。また、図中の灰色部は表 2 の実験領域外であることを意味する。図 12 より、実験領域内では統計的実験モデルおよび 2 領域モデルは EGR 率の変化に対するエミッシ

ョン生成量の追従が可能となった。しかし、実験領域外ではすすに関して統計的実験モデルの精度が著しく悪化しているのに対して、2 領域モデルは精度の悪化が小さいことがわかった。

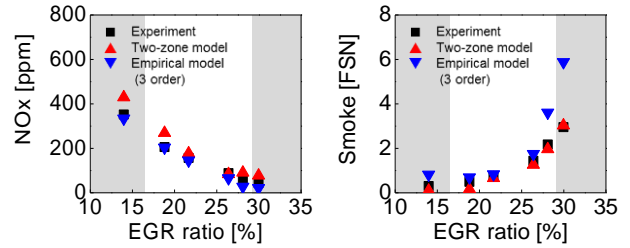


Fig.12 Comparison of NOx and Smoke emissions between experiment and calculation with different EGR ratio

### 4.3 モデルの精度評価

モデルの定量的な精度評価には以下の式で示される統計指標  $n$ -RMSE(normalized Root Mean Square Error) および  $n$ -V.RMSE(normalized Validation RMSE)を用いた。

$$n-RMSE = \frac{RMSE}{y_{max} - y_{min}} \times 100 [\%] \quad (19)$$

$$n-V.RMSE = \frac{V.RMSE}{\tilde{y}_{max} - \tilde{y}_{min}} \times 100 [\%] \quad (20)$$

$y$ : モデル作成用データ,  $\tilde{y}$ : 検証用データ,  $max$ : 最大値,  $min$ : 最小値

これらによるモデル評価の概念図を図 13 に示す。ここで、RMSE とはモデルとモデル作成用データとのフィッティング精度を意味し、V.RMSE とはモデルの予測精度を表す。なお、これらの値が小さいほどモデルの精度が良いとされる<sup>3)</sup>。

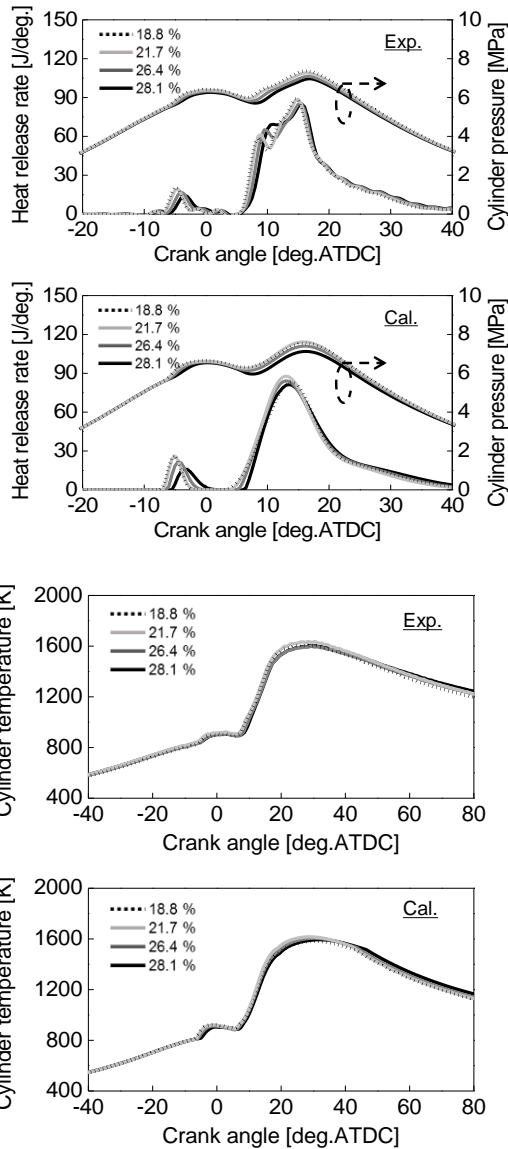


Fig.11 Comparison of heat release rate, cylinder pressure and cylinder temperature between experiment and calculation with different EGR ratio

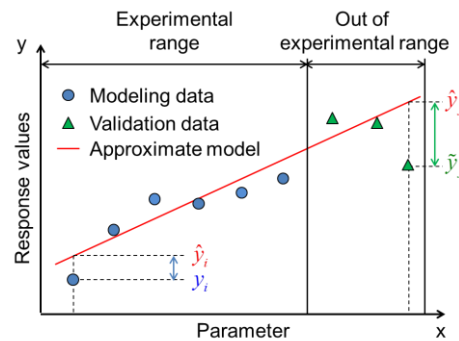
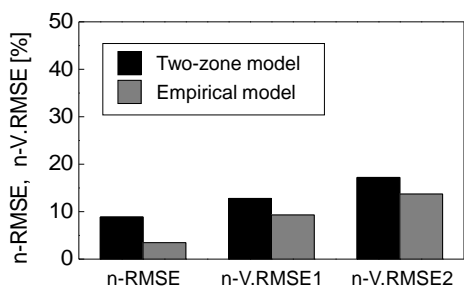


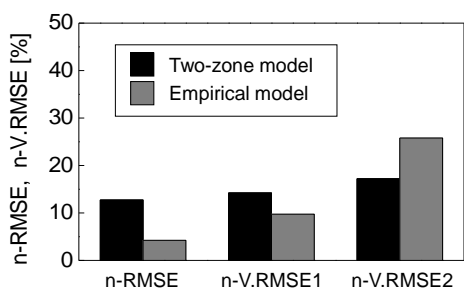
Fig.13 Model evaluation method

本研究では、モデルの定量的な予測精度を検証するために、モデル作成用データとは別に表 2 に示す実験領域内の実験データ 30 点および実験領域外の実験データ 30 点を新たに取得した。これらのデータを用いて、2 領域モデルおよび MBC プロセスのみで構築した 3 次の統計的実験モデルの精度評価を行った。図 14 に評価結果を示す。なお、 $n$ -V.RMSE1 は実験領域内の評価結

果, n-V.RMSE2 は実験領域外の評価結果を示す. 図 14(a)より, NOx に関して, 統計的実験モデルの精度が 2 領域モデルより良い結果となった. ここで, NOx に関する n-V.RMSE 値を n-RMSE 値で除した値を図 15 に示す. この値を精度悪化率として表し, 値が小さいほどモデルの信用性が高いことを意味する. 図 15 より 2 領域モデルでは n-V.RMSE 値を n-RMSE 値で除した値は小さくなっており, 検証用データに対するモデルの精度悪化率の低下が見られた. また, 図 14(b)より, すずしに関しては n-RMSE 値において, 2 領域モデルが統計的実験モデルと比較して大きい値を示す結果となっている. これは, 統計的実験モデルではモデル作成用データと一致するように構築されているためと考えられる. しかし, NOx 生成モデルのときと同様, n-RMSE 値に対する n-V.RMSE 値の精度悪化率が低下している. また,



(a) NOx model



(b) Soot model

Fig.14 Evaluation results of NOx model and soot model

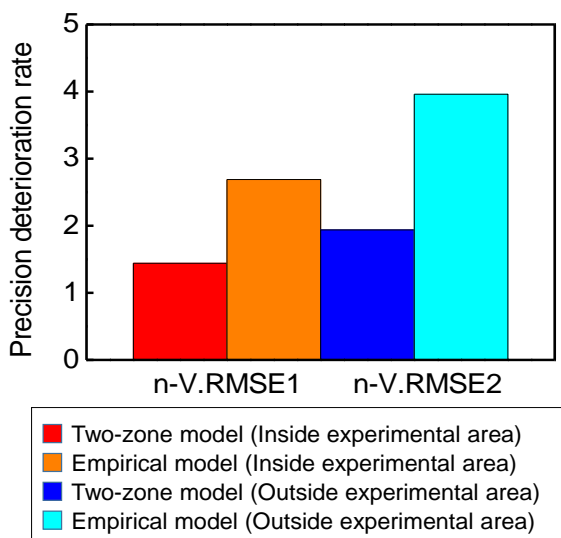


Fig.15 NOx precision deterioration rate for empirical model and Two-zone model

n-V.RMSE2 値では 2 領域モデルでは低い値であり, 領域外における検証用データの予測精度が良くなった.

以上より, 2 領域モデルでは, 検証用データに対する実験モデルの精度悪化を物理法則により抑えることが可能となり, 2 領域モデルの有効性が示された結果となった.

## 5. 結言

本研究では, 単気筒ディーゼルエンジンを対象に, 0 次元 2 領域噴霧・燃焼モデルを構築し, その精度を検証した. 得られた知見を以下に示す.

1. 2 領域モデルを適用することで, 筒内温度履歴を精度よく再現可能となった.
2. 2 領域モデルは EGR 率の変化に伴う熱発生率, 筒内温度およびエミッションの再現を可能とする.
3. 2 領域モデルは統計的実験モデルと比べて予測精度は低いものの, 精度悪化を抑えることが可能となり, 実験領域外においても精度よく予測可能となった.
4. 2 領域モデルは MBC プロセスのみで構築した統計的実験モデルよりも予測精度の悪化を抑えることが可能となり, 統計的実験モデルに物理法則を適用することの必要性が示唆された.

## 文 献

- (1) 上田松栄, 中山茂樹, 福間隆雄: ディーゼル燃焼制御技術の現状と今後, ENGINE TECHNOLOGY REVIEW, Vol.1, No.3 (2009), 42-47.
- (2) 廣安博之, 角野敏一, 新井雅隆: 直接噴射式ディーゼル機関の燃焼モデルと性能予測, 日本機械学会論文集(B編), 48 巻, 432 号 (1982), 1606-1613.
- (3) 中村翔, 吉田庄三, 江原雅人: ディーゼル機関のモデルベース適合における過渡統計モデリング手法の開発, 自動車技術会論文集, Vol.43, No.4 (2012), 869-874.
- (4) 吉田庄三, 江原雅人, 黒田幸男: ディーゼルエンジンのモデルベース適合への境界把握手法の適用, 自動車技術会論文集, Vol.43, No.2 (2012), 479-484.
- (5) 勝俣真知子, 黒田幸男: エンジントルク推定モデル開発, 自動車技術会論文集, Vol.38, No.6 (2007), 139-144.
- (6) Gunnar. S, Modeling Engine Spray and Combustion Processes, springer (1988), 16-19.
- (7) 田辺秀明, 反橋智英, 鈴木直美, 藤本元, 佐藤豪: 非定常噴流に関する実験的研究, 日本機械学会論文 (B 編), Vol.48, No.434 (1982), 2088-2095.
- (8) 廣安博之, 新井雅隆, ディーゼル噴霧の到達距離と噴霧角, 自動車技術会論文集, No.21 (1980), 5-11.
- (9) 稲垣和久, 上田松栄, 谷俊宏, 高松昌史, 高巢祐介, サイクルシミュレーションによるディーゼル燃焼の過渡性能予測, 自動車技術会論文集, Vol.43, No.1 (2012), 109-114.
- (10) 和栗雄太郎, 藤井勝, 網谷竜夫, 恒屋礼二郎, ディーゼル機関燃料噴霧の到達距離に関する研究, 日本機械学会論文集, No.156 (1959), 820-826.
- (11) 荒戸景太, 港明彦, 島崎直基, トータルエンジンシミュ

レーションシステム用0次元ディーゼル燃焼モデルの総合的な精度向上, 自動車技術会論文集, Vol.44, No.2 (2013), 293-298.

- (12) 廣安博之, 佐古光雄, 新しい概念で再構築したディーゼル燃焼シミュレーション, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.33 (2009), 1-6.
- (13) John B. Heywood : Pollutant Formation and Control, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book Company
- (14) Keiya Nishida, Hiroyuki Hiroyasu : Simplified Three-Dimensional Modeling of Mixture Formation and Combustion in a D.I. Diesel Engine, SAE paper, No.890269 (1989), 53-70.
- (15) J.Nagle, R.F.Strickland-Constable : Oxidation of Carbon between 1000-2000° C, Proceedings of 5th Conference on Carbon, Vol.1. (2012), 154-164.