HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	渦室式ディーゼル機関における乱流燃焼モデル
Author(s)	宮本, 登; 小川, 英之
Citation	北海道大學工學部研究報告, 148, 41-51
Issue Date	1989-10-31
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/42205
Type	departmental bulletin paper
File Information	148_41-52.pdf

Hokkaido University Collection of Scholarly and Academic Papers : HUSCAP

北海道大学工学部研究報告
第148号（平成元年）

Bulletin of the Faculty of Engineering,
Hokkaido University, No. 148 (1989)

渦室式ディーゼル機関における乱流燃焼モデル

宮本　登　小川　英之

（平成元年6月30日受理）

A Turbulent Combustion Model for Swirl Chamber Type Diesel Engines

Noboru MIYAMOTO and Hideyuki OGAWA

(Recieved June 30, 1989)

Abstract

The purpose of this work is to establish a quasi-dimensional turbulent spray combustion model for swirl chamber type diesel engines.

This model assumes uniform turbulent fields in both main and swirl chambers. The fields were described with a global k-ε model based on in-cylinder air motion caused by the jet from the other chamber independently formed in each chamber. The pressure and the temperature in each chamber were calculated with energy and continuous equations of the working gas. The fuel spray was divided into small elements to account for non-uniformities, and movement of the elements were determined by the law of momentum conservation. Air entrainment into each element was estimeted from the motion of the spray relative to the in-cylinder air and the turbulence intensity derived from the k-ε model. The mixture in the elemont was formed from the entrained air corresponding to specific turbulent mixing times, and the rate of combustion was calculated with specific turbulent combustion times.

The results showed that this model predicts the rate of heat release and various optimum operating conditions and design factors in terms of indicated thermal efficiency with a certain accuracy.

1．まえがき

ディーゼル機関の燃焼は，燃料噴霧の空気の巻き込み，燃料と空気との混合，および乱流場での燃焼という三つの過程に大きく支配されるが，これらの過程はいずれも筒内の気流乱れに大きく依存する。したがって，その燃焼をモデル化する際には乱れを考慮することが不可欠であり，現在までに直接噴射式機関等に対してk-ϵ乱流モデルを用いた例が報告されてきた[1]。しかし，渦室式機関では燃焼室内の空気流動がより複雑なため，現在のところ乱流を十分に考慮したモデルは少ない。

本研究では渦室式ディーゼル機関を対象とした乱流噴霧燃焼モデルを確立し，あわせて各種設計因子が熱発生率，出力性能，および排気成分等に及ぼす影響の解明と予測を行うことを最終目的とした。

機械工学科　熱機関学第二講座

まず，主室および渦室におけるエネルギ式と作動ガスの連続の式をもとに，吸気行程開始から両燃焼室内の温度および圧力を求め，両室間の圧力差から決定される空気流動により，渦室内の流速分布，あるいは着火後の渦室から主室への噴出速度などを算定した。また，両室において均一な乱流場が形成されるものと仮定した k-ε 乱流モデルにより，乱れのエネルギ k およびその消散率 ε を計算して乱流場を定量化した。

一方，渦室内の噴霧は，パッケージモデル[2]を参考に，噴霧要素間の追越しがないものとして，時間的かつ空間的に分割した。その際，同時刻に噴出した燃料は，噴出した時点での各噴霧の体積割合により分配し，要素ごとに既存の到達距離の式[2]に基づいて移動するものとした。また，壁面に衝突した直後の要素は，衝突直前の移動速度が保存されたまま渦流の下流方向へ向きを変え，その後は，噴霧への流入空気を考慮し，角運動量保存則により要素が個別に移動するものとした。噴霧への流入空気量は，要素と周囲空気との接触面積，周囲との相対速度，および周囲の乱れ強さより求めた。一方，渦室内での連絡孔上を通過した要素のうち，圧力差から算定される移動体積に見合うガス要素が主室に噴出し，その後主室内では，連絡孔を通過したときの速度をもとに，渦室内と同様にして流入空気量を求めた。

着火は，Livengood の着火条件をもとに各要素において独立に生ずるものとして計算した。また，燃焼については，渦室および主室ともに，着火遅れ期間中に乱流混合速度で形成された混合気が予混合燃焼し，拡散燃焼は着火後に混合した燃料が順次乱流燃焼特性時間に対応して燃焼していくものとした。以上によって算定した燃焼率からインジケータ線図を求め，図示熱効率を算定した。

計算の結果，燃焼を支配する因子のうち，渦室での k および ε は，主室からのガスの流入に対応して圧縮行程中の 20°CA BTDC までは著しく増加した後，急速に減少するのに対し，主室においては，着火後両室間の圧力が逆転するのと同時に急増し，熱発生率曲線と類似した傾向で変化すること，また，k および ε から算定される乱流燃焼特性時間，および混合特性時間は，着火と同時に急速に減少することなどがわかった。

一方，本モデルを用いることにより各種設計因子，および運転条件が熱発生率曲線，図示熱効率，および冷却損失に及ぼす影響について検討した結果，一部の場合を除いて，定性的ではあるが，渦室式機関の燃焼挙動をある程度予測し得ることが明かとなった。

以下に本モデルの詳細について述べるが，両室の温度および圧力等の算定方法[3]などの詳細については既に報告したので，本報では割愛する。

2．本モデルの特徴

渦室式ディーゼル機関において，渦室内の燃焼は，主として，圧縮行程後期における主室から渦室への空気流入により形成されるガス流動に律せられ，一方，主室内の燃焼は，渦室内の燃焼により主室に噴出するガス流動によって律せられる。本モデルは，熱・流体力学的に計算される両室間の圧力差から決定されるガス流動をもとに，渦室内の流速分布，あるいは燃焼後の渦室から主室への噴出速度などを算定し，両室において各々均一な乱流場が形成されるものと仮定した k-ε 乱流モデルを基礎として，乱流噴霧燃焼を記述したことに大きな特徴がある。

以下，本モデルの具体的な特徴について記述する。

(1) 渦室式ディーゼル機関として，図1のようなモデルを考える。すなわち，主室よび渦室におけるエネルギ式および作動ガスの連続の式をもとに，吸気行程開始から両燃焼室間の温度および圧力を算定する[3]。

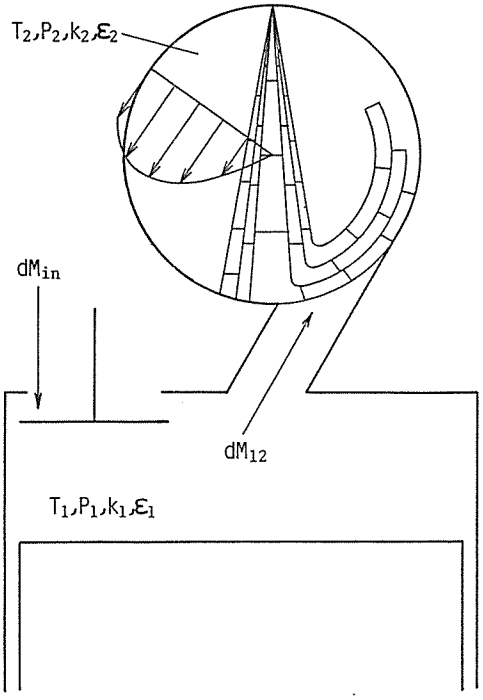

図1　本モデルの模式図

(2)　作動流体は，半完全ガスとして取り扱い，谷下の比熱式をもとにその比熱を温度の関数として表す。

(3)　燃焼室壁面温度は一定とし，壁面からの熱伝達を考慮する。

(4)　ガス流動による運動エネルギを考慮する。

(5)　両室間の圧力差から決定される空気流動をもとに，渦室の流速分布あるいは着火後の主室への噴出速度などを算定する。渦室内の速度分布は中心で0，ある一定の半径位置で最大となる放物線とし，主室から流入するガスの角運動量が保存されるものとする。一方，主室では，噴出ガス要素以外の領域におけるマクロなガス流動はないものとする。

(6)　渦室，主室ともに均一な乱流場が形成されるとして，k-ε 乱流モデルにより両室の乱流場を記述する。

(7)　燃料噴霧は，図2のようにパッケージモデル[2)]を参考に時間的かつ空間的に分割し，各噴霧要素に追越しがないものと仮定する。各要素は噴霧到達距離の式[2)]に基づき移動し，主室へは，連絡孔上を通過した要素のうち圧力差から算定される噴出量に相当する分だけ移動するものとする。

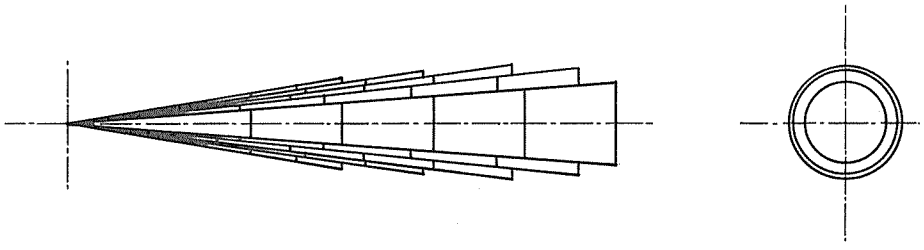

図2　噴霧モデル

(8) 噴霧要素の接触面積，周囲空気との相対速度，および周囲の乱れの強さによって噴霧要素内への流入空気量を決定する[1]。

(9) 燃料と空気の混合は，流入空気量のうち，乱流エネルギkおよびその消散率ϵから算定される混合特性時間により決定する[4]。

(10) 燃料の蒸発は，混合時間が蒸発時間に比べて十分に大きいものとして無視する。

(11) 着火は，Wolferの式を用いたLivengoodの着火条件を基に各要素において独立に生ずるものとする[5]。

(12) 各要素において，着火遅れ期間中に乱流混合速度で形成された混合気が乱流燃焼特性時間に対応して予混合燃焼を行い，着火後に混合した燃料が順次乱流燃焼特性時間に対応して拡散燃焼を行うものとする。

(13) 以上により算出した燃焼率から，インジケータ線図，図示熱効率，および冷却損失を算定する。

3．計 算 方 法

計算に用いた主な記号は次の通りである。

C：定数	ν：動粘性係数 [m^2/s]	ig：着火
D，d：直径 [m]	ρ：密度 [kg/m^3]	in：吸気
M：質量 [kg]	添字	inj：噴射
Q：熱量 [J]	0：外気	m：混合
P：圧力 [Pa]	1：主室	p：予混合
R，r：半径 [m]	2：渦室	r：半径方向
T：温度 [K]	a：周囲空気	t：乱流
t，τ：時間 [s]	b，c：燃焼	θ：接線方向
V：容積 [m^3]	d：拡散	
u，v：速度 [m/s]	f：燃料	

3.1 渦室内の空気流動とk-ϵ乱流モデル

まず，熱・流体力学的に両室間の空気流動を算定し[3]，それをもとに渦室内の速度分布の算定を行った。渦室内の速度分布を中心で0，渦室半径の70％の位置で流速最大となる放物線として仮定すると，半径rの位置における接線方向の流速$V_\theta(r, t)$は，次式で与えられる。

$$V_\theta(r, t) = -\alpha(t)(r^2 - 1.4R_2 r) \tag{1}$$

なお，$\alpha(t)$は時間の関数であり，主室から渦室への質量流量および壁面せん断応力を考慮した角運動量保存則によって求める。

つぎに，主室と渦室の各々において均一乱流場が独立に形成されるものとして，以下のk-ϵ乱流モデルを適用した。

k-ϵ乱流モデルの一般形は，次の通りである[6]。

$$\rho\frac{d}{dt}k = F_k - D_k + J_k \tag{2}$$

$$\rho\frac{d}{dt}\epsilon = F_\epsilon - D_\epsilon + J_\epsilon \tag{3}$$

ただし，Fは生成項，Dは消滅項，Jは拡散項である。

本モデルでは，主室と渦室に対してそれぞれ独立に(2)式および(3)式を与え，以下の要領により，

乱れのテネルギ k とその消散率 ε を算定した。

主室における生成項 F_{k1} および $F_{\epsilon 1}$ は次のように表される。

$$F_{k1}=\frac{2}{3}k_1\frac{d\rho_1}{dt}+\frac{\dot{M}_{1n}}{V_1}(k_{1n}-k_1)+\frac{\dot{M}_{21}}{V_1}(k_{21}-k_1) \tag{4}$$

ただし，

$$K_{1n}=(C_kV_{in})^2 \tag{5}$$

$$K_{21}=(C_kV_{21})^2 \tag{6}$$

$$F_{\epsilon 1}=\frac{4}{3}\epsilon_1\frac{d\rho_1}{dt}+\frac{\dot{M}_{1n}}{V_1}(\epsilon_{1n}-\epsilon_1)+\frac{\dot{M}_{21}}{V_1}(\epsilon_{21}-\epsilon_1) \tag{7}$$

ただし，

$$\epsilon_{1n}=C_dk_{1n}^{3/2}/(C_LL_v) \tag{8}$$

$$\epsilon_{21}=C_dK_{21}^{3/2}/(C_cd_c) \tag{9}$$

L_v は吸気バルブリフトである。

なお，(4)式および(7)式において，各々第1項は圧縮，第2項はせん断，第3項は流入による生成項である。

主室における消滅項 D_{k1}，$D_{\epsilon 1}$ は次のように表される。

$$D_{K1}=\rho_1\epsilon_1 \tag{10}$$

$$D_{\epsilon 1}=C_{\epsilon b}\frac{\epsilon_1}{k_1}D_{k1} \tag{11}$$

主室における拡散項 J_{k1}，$J_{\epsilon 1}$ は，マクロな流動がないため無視する。

渦室における生成項 F_{k2}，$F_{\epsilon 2}$ は次のように表される。

$$F_{k2}=\frac{2}{3}k_2\frac{d\rho_2}{dt}+\rho_2\nu_t\left(\frac{\partial V_\theta}{\partial r}-\frac{V_\theta}{r}\right)+\frac{\dot{M}_{12}}{V_2}(k_{12}-k_2) \tag{12}$$

ただし，

$$k_{12}=(C_kV_{12})^2 \tag{13}$$

ν_t は乱流動粘性係数であり，次式で求められる[7]。

$$\nu_t=C_d\frac{k^2}{\epsilon} \tag{14}$$

$$F_{\epsilon 2}=\frac{4}{3}\epsilon\frac{d\rho_2}{dt}+C_{\epsilon a}\frac{\epsilon_2}{k_2}\rho_2\nu_t\left(\frac{\partial V_\theta}{\partial r}-\frac{V_\theta}{r}\right)+\frac{\dot{M}_{12}}{V_2}(\epsilon_{12}-\epsilon_2) \tag{15}$$

ただし，

$$\epsilon_{12}=\frac{C_dk_{12}^{3/2}}{C_cd_c} \tag{16}$$

d_c は連絡孔の直径である。

渦室における消滅項 D_{k2}，D_2 は次のように表される。

$$D_{k2}=\rho_2\epsilon_2 \tag{17}$$

$$D_2=C_{\epsilon b}\frac{\epsilon_2}{k_2}D_{k2} \tag{18}$$

渦室における拡散項 J_{k2}，$J_{\epsilon 2}$ は次のように表される。

$$J_{k2}=\frac{\rho_2}{V_2}\int_A\frac{-\nu_t(k_2-C_d^{-1/2}U_w^2)}{\delta}dA \tag{19}$$

$$J_{\epsilon 2}=\frac{\rho_2}{V_2}\int_A\frac{-\nu_t(\epsilon_2-U_w^3/(C\delta))}{\delta}dA \tag{20}$$

摩擦速度 U_w，および乱流境界層厚さ δ は壁法則から次式により算定される。

$$U_w(r)=\left(\frac{\tau_w(r)}{\rho_2}\right)^{1/2} \tag{21}$$

$$\delta(r)=\frac{\nu}{U_w(r)}\exp\left(\frac{\eta V(r)}{U_w(r)}-5.0\right) \tag{22}$$

3.2 燃料噴霧の要素分割と空気の流入

ノズルから噴出した噴霧は，広安のパッケージモデルを参考にして，図2に示したように時間的かつ空間的に要素分割した。その際，燃料は各要素の体積割合により分配し，壁面に衝突するまでは，実験式にもとづいて移動するものとした。

なお，噴霧の到達距離は，次式で与えた[2]。

$$0 \leqq t < t_b \qquad S = 0.39\left(\frac{2\triangle P}{\rho_f}\right)^{1/2} t \tag{23}$$

$$t_b \leqq t \qquad S = 2.95\left(\frac{\triangle P}{\rho_f}\right)^{1/4} (d_n t)^{1/2} \tag{24}$$

ただし，$t_b = 28.65\dfrac{\rho_f d_n}{(\rho_a \triangle P)^{1/2}}$ (25)

S：到達距離[m]，△P：噴射圧力と渦室内圧力の差[MPa]，d_n：ノズル噴口径[m]

衝突後の各要素は，角運動量の保存則に従って渦流の下流方向に向きを変え，壁面に沿って移動するものとした。また，連絡孔の上を通過した要素の中で，圧力差から算定される体積に見合う要素がある確率でランダムに主室へ噴出するものとした。そして主室内における要素の移動速度は，連絡孔通過時の噴出速度をもとに求めた。

一方，各要素への流入空気量は，「空気の密度 ρ_a」，「空気との接触面A」，および「乱流強度U'と気流に対する要素の相対速度 $|u-V|$ の和」の3者の積で求められる[1]。

$$\frac{dM_a}{dt} = C_a \rho_a A(U' + |u - V|) \tag{26}$$

各要素において，微小時間内の流入空気量△M_aのうち，混合特性時間に対応する量だけ燃料と混合するものとした。

$$\frac{dM_m}{dt} = \frac{\triangle M_a}{\tau_m} \tag{27}$$

乱流混合特性時間 τ_m は，次式で表される[8),9)]。

$$\tau_m = \lambda/(6\nu) \tag{28}$$

マイクロスケール λ については，準定常，等方性乱れを仮定し，次式が成立するものとした[4]。

$$\lambda = \left(\frac{15}{C}\right)^{1/2}\left(\frac{u'L}{\nu}\right)^{-1/2} L \tag{29}$$

また，乱れの積分スケールLは，kおよび ϵ により次式で表される[10]。

$$L = C_\nu^{3/4}\frac{K^{3/2}}{\epsilon} \tag{30}$$

3.3 燃焼率の算定

着火遅れは，本モデルでは以下に示すLivengoodの着火条件に従うものとして扱った。

すなわち，t_{inj} において噴射を開始したとすると，着火時 t_{ig} は次式を満足する値となる。

$$\int_{t_{inj}}^{t_{ig}} \frac{dt}{\tau} = 1 \tag{31}$$

なお，着火遅れ関数 τ としてはWolferの式(軽油)を採用した[5]。

$$\tau = 0.45 \times 10^{-5} \times P^{-1.19} \exp\left(\frac{4650}{T}\right) \tag{32}$$

まず，着火遅れ期間中に噴霧内に巻き込んだ空気量のうち，乱流混合特性に見合った空気量に

相当する混合気量が予混合燃焼に供せられるものとする。

着火遅れ期間中に混合した空気量 M_{pf} は次式となる。

$$M_{pf}=\int_{tinj}^{tig}\frac{dM_m}{dt}dt \tag{33}$$

予混合燃焼率 $\frac{dM_{dp}}{dt}$ は次式で与えられる。

$$\frac{dM_{bp}}{dt}=\frac{M_{pf}-M_{bp}}{\tau_c} \tag{34}$$

ただし，M_{bp} は各時点までの予混合燃焼量，τ_c は燃焼特性時間であり，次式で与えられる[4]。

$$\tau_c=\frac{\lambda}{S_L} \tag{35}$$

ただし，S_L は層流燃焼速度である[11]。

予混合燃焼率 $\frac{dQ_p}{d\theta}$ は，次式で表される。

$$\frac{dQ_p}{d\theta}=H_u\frac{dM_{bp}}{dt}\cdot\frac{1}{60n} \tag{36}$$

つぎに，拡散燃焼率を以下のようにして求める。

着火後，微少時間 $\triangle t$ の間に空気と混合する燃焼の量 M_{fd} は，次式となる。

$$M_{fd}=\min\left(\frac{1}{M_{th}}\cdot\frac{dM_m}{dt}\triangle t,\ M_f-M_{bp}-M_{bd}\right)\qquad M_{th}：理論空気量\ [kg/kg] \tag{37}$$

ただし，min(a,b) は，a と b の小さい方の値を取る演算記号である。

M_{fd} の中で燃焼した燃料の量 M_{bd} は，次式となる。

$$M_{bd}=\frac{1}{M_{th}}\int_{tig}^{t}\frac{dM_{bd}}{dt}dt \tag{38}$$

ただし，$\frac{dM_{bd}}{dt}$ は(39)式で与えられる。

拡散燃焼率 $\frac{dM_{bd}}{dt}$ は，次式で与えられる。

$$\frac{dM_{bd}}{dt}=\frac{M_{fd}-M_{bd}}{\tau_c} \tag{39}$$

τ_c は(35)式で与えられる。

拡散燃焼率 $\frac{dQ_{bd}}{d\theta}$ は，次式で表される。

$$\frac{dQ_{bd}}{d\theta}=M_U\frac{dM_{bd}}{dt}\cdot\frac{1}{60n} \tag{40}$$

4．計算結果，および考察

計算に主に用いた機関諸元は表1に示す通りである。

4.1　燃焼を支配する各種因子および熱発生率の計算結果

図3は，クランク角度に対して，主室および渦室の各々における乱流エネルギk，およびその

消散率 ε の平均値を計算した結果である。図から，両室において ε は k の変化によく追従して変化しているのが明かである。渦室では，k および ε は，圧縮行程 15°CA BTDC まで増加した後，急速に減少している。これは，主室からの空気流入が減少するためと考えられる。主室での k に注目すると，着火と同時に渦室からのガス流入によって乱れが発生し始め，膨張行程 25°CA ATDC まで増加を続けるのがわかる。

一方，図 4 に，k および ε を変数とするところの燃焼特性時間 τ_c，および乱流混合特性時間 τ_m を示す。渦室での τ_m を除いて，各特性時間はほぼ 10°CA BTDC 付近における着火と同時に急激に減少している。これは，着火と同時に空気と燃料の混合および燃焼が著しく促進されることを示している。また，両室とも混合特性時間が燃焼特性時間の約 10 倍程度大きな値となっていることから，噴霧の燃焼が混合過程に律速されることが明かである。

表 1　機関諸元

項　　目	数　　値
ボア	0.0078 【m】
ストローク	0.083 【m】
コンロッド長さ	0.13 【m】
圧縮比	23.0
副室容積比	0.048
噴孔断面積	0.000041 【m²】
噴孔長さ	0.0115 【m】
吸入バルブ径	0.037 【m】
吸入バルブリフト	0.0092 【m】
吸入バルブ弁座角	45.0 【deg】
吸入バルブ開弁時期	14′ BTDC
吸入バルブ閉弁時期	52′ ABDC

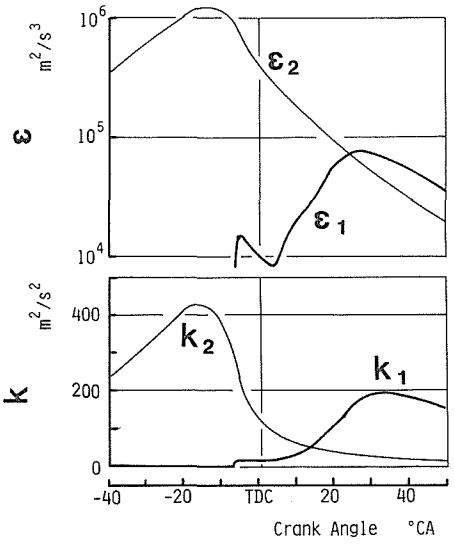

図 3　乱流エネルギ k,およびその消散率 ε の計算例
（サフィックス 1：主室　2：渦室）

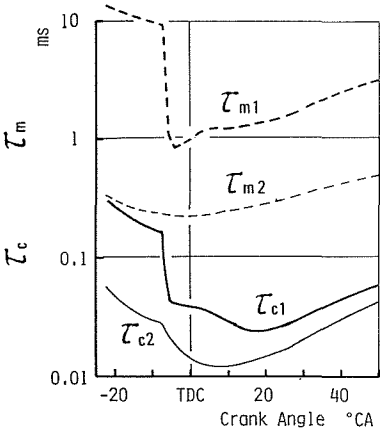

図 4　燃焼特性時間 τ_c，および混合特性時間 τ_m の
計算例（サフィックス 1：主室　2：渦室）

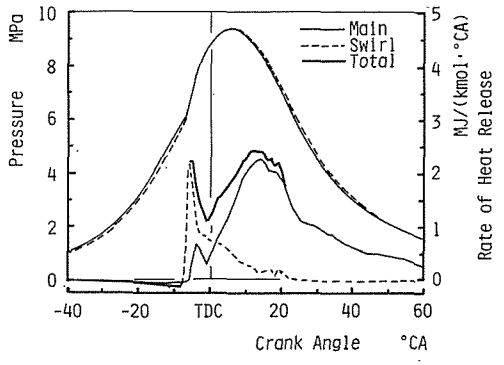

図5　インジケータ線図および熱発生率の計算例

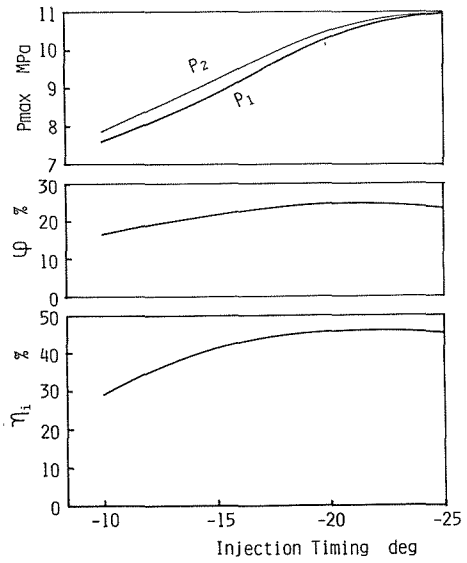

図6　燃料噴射時期を変化させた場合の図示熱効率 η_i, 冷却損失 φ, および燃焼最高圧力 P_{max} の計算結果

図5は，本モデルにより得られた熱発生率およびインジケータ線図の計算結果例である。この場合，運転条件は，機関回転速度2500 rpm，燃料噴射時期20°CA BTDC，空気過剰率1.2を想定している。図において，熱発生率はディーゼル機関特有の二段燃焼の様態を呈しており，渦室では急激な予混合燃焼の後の若干の拡散燃焼が残存している一方，主室では渦室からの噴出にともなって，拡散燃焼の大部分が行われていることがわかる。この二段燃焼の傾向および燃焼率形状は通常の実機における燃焼挙動に対して定性的な一致を示すものである。

4.2　各種運転変数に対する予測結果

本モデルを用いて，いくつかの運転変数が各種性能値に及ぼす影響について検討を行った。ここでは，運転変数として，燃料噴射時期，副室連絡孔面積比，および副室容積比について述べる。

図6は，噴射時期を変化させた場合の図示熱効率 η_i，冷却損失 φ，および燃焼最高圧力 P_{max} の計算結果を示したものである。図において，噴射時期が前進するにともなって，冷却損失が大きくなるにもかかわらず，図示熱効率は増加の傾向を示し，噴射時期が22°CA BTDC付近において最高値，すなわち図示熱効率最良の時期となっている。通常この種の条件では25～15°CA BTDCに熱効率最良の噴射時期が存在することを考え併せると，本モデルにおける最良噴射時期は妥当なものと言えよう。

図7に副室連絡孔面積比 f/F を変化させた場合における計算結果を示す。図において，噴孔面積比が小さくなるにしたがって，燃焼最高圧力，および冷却損失はともに増大しており，図示熱効率は面積比が1％付近で最大となっているのがわかる。また，最高圧力は連絡孔面積比の減少にともなって渦室の方が大きくなる傾向が強まっている。

さらに図8に，副室容積比βを変化させた場合の結果を示す。図より，容積が大きくなるに従って冷却損失，燃焼最高圧力，および主室と渦室の圧力差が増加しているのに対し，図示熱効率は，容積比が50％付近において最大となっているのがわかる。

なお，今回のシミュレーションでモデルとして取り上げた実機においては，β＝48％においてf/F＝0.85％で最適チューニングが行われており，この結果から，シミュレーションによるf/F＝1％，β＝50％なる最適値はかなり妥当な値と考えてよいものと思われる。

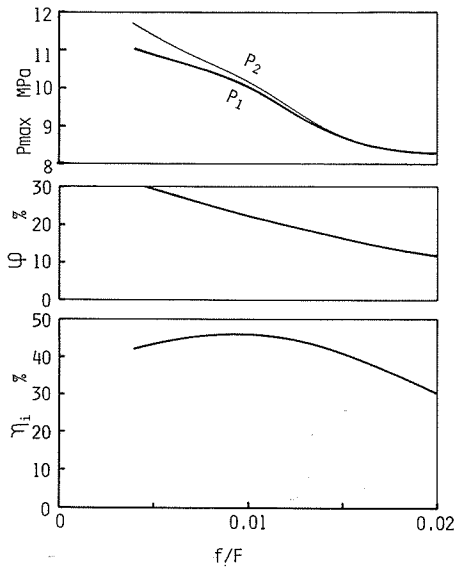

図7 副室連絡孔面積比f/Fを変化させた場合の図示熱効率η_i，冷却損失φ，および熱焼最高圧力P_{max}の計算結果

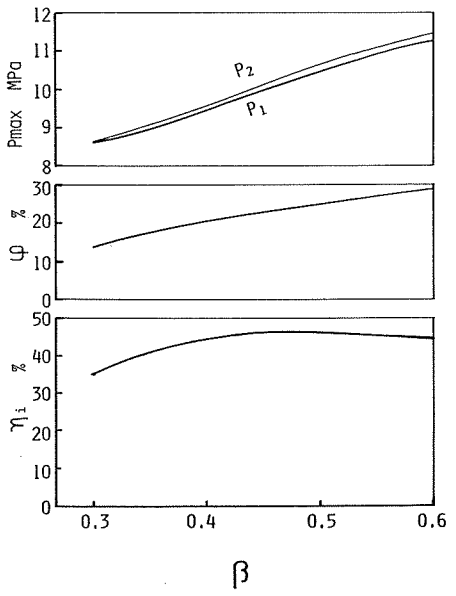

図8 副室容積比βを変化させた場合の図示熱効率η_i，冷却損失φ，および燃焼最高圧力P_{max}の計算結果

5. ま と め

本研究では，渦室式ディーゼル機関において乱流燃焼モデルを確立し，あわせて各種設計因子が熱発生率等に及ぼす影響を解明ならびに予測することを目的として，燃焼モデリングを試みた。すなわち，主室および渦室の圧力差を熱・流体力学的に算出し，それらにより決定される両室間の空気流動を基に，乱れエネルギkおよびその消散率ϵを両室独立に算出し，乱れを考慮して噴霧各要素への流入空気量，および混合気形成量を求め，個々の噴霧要素について乱流燃焼特性から燃焼率を求めた。

その結果，燃焼率形状および各種の設計因子の最適値を定性的に予測し得ることが明かとになった。

本研究を遂行するに当り協力を頂いた本学学部学生藤本英史君(現マツダ㈱)，ならびに大学院学生渋谷昌彦君に対し謝意を表する。

参考文献

1) 河野誠公ほか，自動車技術会論文集，49(昭59)，P. 33.
2) 広安博之ほか，日本機械学会論文集，48(昭57)，432，P. 1060.
3) 宮本登ほか，自動車技術会学術講演会前刷集，842(昭59).
4) R. J. Tabaczynski, et. al, SAE 770647 (1977).
5) 長尾不二夫ほか，日本機械学会論文集，32(昭41)，241，P. 1417.
6) C. Borgnakke et. al, SAE 810224 (1981).
7) H. Kido, Y. Wakuri et al, SAE 800985 (1980).
8) S. L. Plee et. al, SAE 831733 (1983).
9) S. Corrsin, AIchE Journal, 3 (1957), 3, P. 329-330.
10) T. Morel et. al, SAE 820040 (1982).
11) M. Metghalchi et. al, Combustion and Flame, 38 (1980), P. 143-154.