

■原著論文/ORIGINAL PAPER■

火花点火機関における三次元燃焼シミュレーションを用いた未燃 HC 予測

Prediction of Unburned HCs by Using Three-Dimensional Combustion Simulation in Spark Ignition Engines

寺地 淳*・津田 剛・野田 徹・久保 賢明・伊東 輝行

TERAJI, Atsushi*, TSUDA, Tsuyoshi, NODA, Toru, KUBO, Teruyuki, and ITOH, Teruyuki

日産自動車株式会社総合研究所 〒237-8523 横須賀市夏島町1
Nissan Motor Co., Ltd. Research Center, 1 Natsushima-cho, Yokosuka-shi, Kanagawa 237-8523, Japan

2006年11月7日受付; 2007年2月3日受理 / Received 7 November, 2006; Accepted 3 February, 2007

Abstract : Three dimensional combustion simulation tools with the flame propagation model Universal Coherent Flamelet Model (UCFM) has been applied to SI lean burn combustion to study the influence of equivalence ratio on the amount of unburned fuel. Unburned HCs from piston-cylinder crevices were taken into consideration by using a calculation grid incorporating the actual crevice volume and shape. The oxidation of unburnt fuel from crevice volume and wall quench was enabled to be predicted by applying an autoignition model to post-flame phenomena. The calculation results show the general tendencies for the total amount of unburned HCs and their distribution in the combustion chamber.

Key Words : SI engine, Flame Propagation Model, Engine Performance

1. 緒言

自動車用の内燃機関の開発において、原油価格の高騰、環境意識の急速な高まりおよび製品のライフサイクルの短縮化により、短期間で性能を向上させることが求められており、そのために数値計算の活用が積極的に試みられている。

内燃機関における三次元シミュレーション技術は、ここ数年で計算機の進歩も加わって急速に発達し、筒内流動および混合気分布解析等、内燃機関の設計開発に必要な存在になっている。燃焼性能予測においては、筒内における燃焼が運転条件によって大きく変化するため、数値計算の適用は困難とされていたが、近年、この問題を解決するため、火炎伝播に対し層流燃焼と乱流燃焼の双方の性質からモデル化する手法[1]や層流燃焼速度を最適化する手法[2]などを用い、比較的高精度に燃焼速度を予測可能としている。また、設計開発への適用も報告されており、実験を一切行わない計算機を用いた三次元バーチャルエンジンによるエンジン開発が現実味を帯びてきた。

しかしながら、排気性能予測に関する研究は数少なく、機関回転速度や当量比が変化した場合の排気性能を予測することは困難とされてきた。未燃 HC を含めた排気性能を

予測するためには、火花点火から火炎伝播、壁面クエンチおよび冷却損失に至る筒内の諸現象を精度良く予測する必要がある。著者らは、火炎伝播モデルとして、幅広いエンジン運転条件における燃焼速度を予測可能とした Universal Coherent Flamelet Model (以下 UCFM) を開発し、火花点火モデル、熱伝達モデルおよび自着火モデルを組み合わせることにより、ノッキングを含めたエンジン燃焼性能を予測する三次元燃焼シミュレーションを構築してきた[1,3]。本報では、前述した三次元燃焼シミュレーションに対し、壁面クエンチモデルを組み合わせ、ノッキング予測に適用していた自着火燃焼モデルを後燃え現象に適用することにより、未燃 HC を予測可能とした。本手法により得られた結果をガソリン内燃機関における実験結果と比較することにより、その妥当性を確かめた。また、未燃 HC の生成要因について検討を行った。

2. 計算モデル

2.1. 火炎伝播モデルUCFM

エンジンにおける燃焼性能を予測するためには、火炎伝播を高精度に予測する必要がある。著者らは、火炎伝播モデル CFM (Coherent Flamelet Model) [4]を改良することにより、より高精度な火炎伝播モデル UCFM を開発した。

CFM は単位体積当たりのしわ状火炎の面積を火炎面積

* Corresponding author. E-mail: teraji@mail.nissan.co.jp

密度 Σ にて表すことにより, 新たな物理量として火炎をマクロ的に表現している. CFM における火炎面積密度 Σ の輸送方程式は一般的に以下のように表される.

$$\frac{\partial \Sigma}{\partial t} + \frac{\partial u_i \Sigma}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_c} \frac{\partial \Sigma}{\partial x_i} \right) + S - D \quad (1)$$

ここに ν_t は乱流動粘性係数, σ_c は乱流シュミット数を表す. S は生成項, D は消散項を示し, この 2 つの項については数多くのモデルが提案されており[5], 著者らが開発した UCFM では生成項 S のモデル化を行い, 消散項 D については, Bouldier らが示したモデル[6]を用いた.

内燃機関の筒内における乱流強度は運転条件により大きく変化する. UCFM では, 回転速度が小さい条件や壁面近傍では層流燃焼の影響が強くなると考え, 火炎面積密度 Σ の生成を乱流燃焼による成長 S_T と層流燃焼による成長 S_L に分けることにより生成項 S のモデル化を行い,

$$S = S_T + S_L \quad (2)$$

と表した. 乱流燃焼による成長 S_T は, 乱流混合特性時間 $\tau_k = k/\varepsilon$ と Taylor のマイクロスケール l_k を用いて表した未燃ガス塊 l_k と積分スケール l_T により表した火炎曲率 l_T との接触確率概念を用いている. マイクロスケール l_k と積分スケール l_T の両者の比は, 乱流レイノルズ数 Ret を用いて $l_T/l_k = Ret^{1/2}$ で表されることから, 乱流燃焼生成項 S_T を

$$S_T = \alpha_0 \sqrt{Ret} \frac{\varepsilon}{k} \Gamma \Sigma \quad (3)$$

とモデル化を施した. ここに, k , ε はそれぞれ乱流エネルギーおよびエネルギー散逸率を表し, α_0 はモデル定数, Γ は ITNF モデル[7]である.

一方, 層流燃焼による成長 S_L は, 燃焼ガス T_b と未燃ガス T_u の温度比および層流燃焼速度 U_L との積を用い, また, Kilmov-Williams 条件[8]を考慮し, Karlovitz 数 Ka による減衰関数を用いて, 次式で示すモデル化を行っている.

$$S_L = \beta_0 \exp(-\beta_1 Ka) \frac{T_b}{T_u} U_L \Sigma^2 \quad (4)$$

ここに, β_0 , β_1 はモデル定数である. 最終的に, UCFM における Σ 輸送方程式における生成項 S は以下に表される.

$$S = \alpha_0 \sqrt{Ret} \Gamma \frac{\varepsilon}{k} \Sigma + \beta_0 \exp(-\beta_1 Ka) \frac{T_b}{T_u} U_L \Sigma^2 \quad (5)$$

以後, モデル定数 α_0 , β_0 , β_1 は, 幅広い運転条件による検証計算[9]によって定められた一定値で計算を行った.

2.2. 壁面クエンチモデル

内燃機関における未燃 HC は火炎の進行が不可能なクレビス容積内の燃料と, 火炎が壁面クエンチにより消炎され,

燃焼に至らない燃料がある. よって, 未燃 HC を高精度に予測するためには, 火炎の壁面クエンチ現象を再現する必要がある. 本研究では壁面クエンチモデルとして FIST モデル[10]を適用し, 現象の再現を試みた.

FIST モデルは乱流火炎と壁面の相互作用の DNS の結果から, 壁からの距離 y と火炎厚さ δ_T との関係を導き, 式(1)に対する新たな消散項 D_Q をモデル化したものである. ここに, 火炎厚さ δ_T は

$$\delta_T = Pe \frac{\lambda}{\rho_u c_p U_L} \quad (6)$$

と表され, λ , c_p , Pe はそれぞれ熱伝導率, 比熱および Peclet 数である.

D_Q は $0 < y < \delta_T$ の範囲にて, クエンチ特性時間 t_Q とクエンチ火炎面積密度 Σ_Q から

$$D_Q = \frac{\Sigma_Q}{t_Q} \quad (7)$$

と表し, クエンチ火炎面積密度 Σ_Q は壁面第一セル上の火炎面積密度 Σ_I を用い, 以下のモデル化を施す.

$$\Sigma_Q = \Sigma_I \frac{a_Q}{a_Q + 1} \quad (8)$$

$$a_Q = \frac{\nu_t}{\sigma_c} \frac{t_Q}{\delta_T} \quad (9)$$

クエンチ特性時間 t_Q は熱的火炎厚さ δ_I を用いて,

$$t_Q = 2\delta_I/U_L \quad (10)$$

$$\delta_I = 2 \frac{\mu_b}{Pr \rho_u U_L} \quad (11)$$

と定義される. ここに, Pr は Prandtl 数であり, μ_b は既燃ガスの分子粘性係数である.

式(1)に示す火炎面積密度 Σ の輸送方程式は, 壁面クエンチを考慮した式(6)～(11)により導かれるクエンチ消散項 D_Q を加えた

$$\frac{\partial \Sigma}{\partial t} + \frac{\partial u_i \Sigma}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_c} \frac{\partial \Sigma}{\partial x_i} \right) + S - D - D_Q \quad (12)$$

と表される.

2.3. 後燃えモデル (自着火燃焼モデル)

著者らは, エンドガスの自着火を予測するためのモデルとして Livengood-Wu 積分[11]を適用し, 火炎伝播モデルと組み合わせることにより, エンドガスの自着火位置および時期を予測する三次元ノッキングシミュレーションを開発してきた. 本技術を前節のクエンチモデルにより残存したクエンチ領域の燃料の後燃え現象に適用し, 未燃 HC の予測を試みた.

Livengood-Wu 積分では, 自着火発生時期を予測可能で

あるが、自着火による熱発生を予測するためには、さらに燃焼モデルが必要となる。自着火による燃焼モデルとしてはディーゼルエンジン燃焼シミュレーションなどで主に適用されている乱流特性時間 τ_t によりモデル化を行った Eddy Break-up モデル[12]が挙げられる。しかしながら、壁面クエンチ領域の自着火点においては雰囲気場の温度が低いため、化学反応特性時間を無視できない。よって、Livengood-Wu 積分により判定された自着火点において決定された自着火点の燃料消費率は化学反応速度論と乱流混合により燃料消費率を決定する Characteristic Time Scale Combustion モデル[13] (以後、CTC モデル) により導出することとした。

CTC モデルにおいて燃料消費率は各成分の質量分率 Y_i に対し、平衡濃度 Y_i^* と特性時間 τ_c より

$$\frac{dY_i}{dt} = \frac{Y_i - Y_i^*}{\tau_c} \quad (13)$$

と表現し得る。特性時間 τ_c は化学反応特性時間 τ_{kin} と乱流特性時間 τ_t から

$$\tau_c = \tau_{kin} + f\tau_t \quad (14)$$

とできる。また、乱流特性時間に係る f は、燃焼場の物性値によって定められる 0 から 1 の値をとる関数であり、

$$f = \frac{1 - e^{-r}}{0.632} \quad (15)$$

$$r = \frac{Y_{CO_2} + Y_{H_2O} + Y_{CO} + Y_{H_2}}{1 - Y_{N_2}} \quad (16)$$

と表される。

さらに、燃料の単位時間当たりの化学反応の進行率は、1 段総括反応の反応率としてアレニウス型の関数を用いて

$$\frac{d[Fuel]}{dt} = A[Fuel]^{0.25}[O_2]^{1.5} \exp(-E_A/RT) \quad (17)$$

と表すことができる。ここに、 $[Fuel]$ 、 $[O_2]$ はそれぞれ燃料、酸素のモル濃度を表し、 A および E_A/R はそれぞれモデル定数、活性化温度である。ここでは、燃料としてイソオクタンの反応率を利用し、 $A = 4.6 \times 10^{11}$ 、 $E_A/R = 15098$ K を用いた[14]。よって、化学反応特性時間 τ_{kin} は燃焼開始前の静止場の反応を仮定し、

$$\tau_{kin} = A^{-1}[Fuel]^{0.75}[O_2]^{1.5} \exp(E_A/RT) \quad (18)$$

と導出できる。以上、式 (13) ~ (18) により自着火による熱発生を求めた。

Table 1 Configuration of 3-D combustion simulation

Combustion (Flame propagation model)	UCFM [1, 3, 9]
Combustion (Autoignition)	CTC model [13]
Burnt gas dissociation	Post chemistry model [1]
Wall quenching	FIST model [10]
Wall heat transfer	Extended law of the wall [16]
Spark ignition	ERC model [17]
Judgment of autoignition	Livengood-Wu integral [11]
Turbulence model	Standard k-ε model

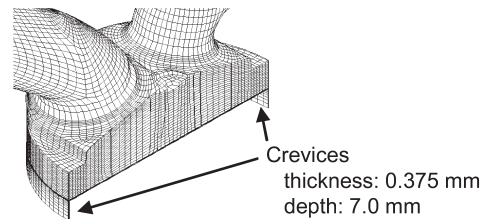


Fig.1 Calculation grid

3. 計算方法および実験による検証方法

本研究では前述および Table 1 に示す物理モデルを汎用流体解析ソフト STAR-CD に組み込み計算を行った。乱流モデルとして標準 k-ε モデルを用い、離散化に関しては時間進行法に Crank-Nicholson 法、対流項の離散化には MARS 法を用い、速度と圧力の解法には PISO 法を適用した。

一般に、大量の未燃 HC がクレビス容積から排出されるといわれ[15]、未燃 HC を予測する上でクレビス容積を再現することは重要である。よって、図 1 に示すクレビス容積を考慮した計算解析モデルを作成し、実験との比較検証に用いた。本計算解析モデルは上死点時で吸排気ポートを含め約 40 万セルにて作成し、このときの燃焼室形状の平均セルサイズは平均 0.7 mm x 1.0 mm x 0.9 mm であり、また、クレビス容積の計算セルはセル数 4800、厚み方向に 0.075 mm (5 層)、深さ方向に 0.9 mm (8 層) とし、燃焼室とクレビス容積の結合は非連続メッシュにて作成した。

未燃 HC 予測精度を検証するために行った実験は、Table 2 に示す諸元のペントルーフ型燃焼室を有する 4 弁単筒エンジンにフラットピストンを用い、燃料供給はポートインジェクションによって行った。

4. 結果および考察

4.1. 燃焼速度に関する検討

内燃機関における未燃 HC を含めた燃焼性能を予測する上で、燃焼速度は非常に重要であることから、まず初めに各当量比に対する三次元燃焼シミュレーションの筒内圧力履歴および熱発生に関する予測精度の検証を行った。

Table 2 に示す諸元の機関において、回転速度 1200、

2400 rpm および当量比 ϕ が 1.0 から 0.71 のリーン運転条件とし、燃料に 100 RON のハイオクガソリンを使用し、点火時期はそれぞれトルクに対する最良点火時期 (以下, MBT) として検証を行った。図 2 に実験と計算による筒内圧力履歴および熱発生パターンを示す。計算結果と実験結果を比較するにあたり使用した実験値は 400 サイクルの平均データである。圧力履歴において、各運転条件ともに計算結果は実験結果をよく再現する結果となった。

以上の結果から、著者らが開発した三次元燃焼シミュレーションは未燃 HC の予測検証を行う上で当量比に対する燃焼速度の予測精度は十分であると判断した。

4.2. 各物理モデルに関する検討

次に、各物理モデルが未燃 HC の予測精度に与える影響を検証するため、Table 2 に示す諸元の機関において、回転速度 1200 rpm の運転条件を用い、Table 3 に示す物理モデルを用いた際の比較を行った。

図 3 に、排気弁が開く直前の 120 deg.ATDC 時における

Table 2 Configuration of 3-D combustion simulation

Engine Type	4-Stroke, 4-Valve, Single Cylinder
Combustion Chamber	Pentroof Type
Bore $\times$ Stroke	86 $\times$ 86 mm
Displacement	488 $\times 10^{-6}$ m ³
Crevice Volume	0.725 $\times 10^{-6}$ m ³
Compression Ratio	10:1
Int. Valve Open - Close	4 deg.BTDC - 58 deg.ABDC
Ext. Valve Open - Close	48 deg.BBDC - 4 deg.ATDC
Fuel	Gasoline (100 RON)
Engine Speed	1200, 2400 rpm
Intake Boost	-13.3 kPa
Equivalence Ratio	0.71, 0.78, 0.86, 1.0
Spark Advance	MBT

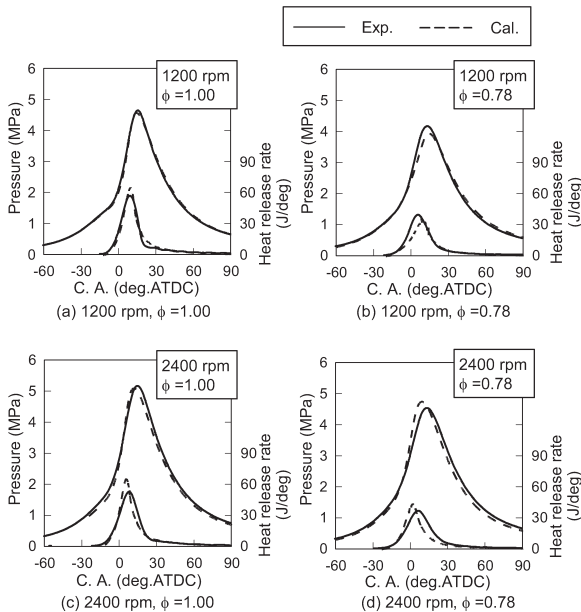


Fig.2 Comparisons of pressure histories and heat release rates

投入燃料量に対する未燃率の比較を示し、図 4 に筒内における未燃率履歴を示す。さらに、図 5 に燃焼後における筒内の燃料分布を示す。ここに、図 3, 4 に示す計算における未燃 HC は、筒内に残存したクエンチおよびクレビス容積に起因する未燃燃料から導出し、一方、実験における未燃率は、排気ポート端面から 50 mm 下流にて FID (Flame Ionization Detector) により計測した全 HC、および非分散赤外吸収法 (NDIR) によって計測した CO から換算した値であり、全 HC は燃焼過程によって生成されたメタン、オレフィン等の化学種を含むものである。壁面クエンチおよび後燃えモデルを使用しない条件 (Case 1) において、主燃焼期間の壁面近傍のクエンチによる消炎は再現されず、壁面近傍においても燃焼が進行する。その結果、クレビス容積から流出する混合気が常に火炎内に進入、燃焼され、筒内における未燃燃料はクレビス容積のみに残存する結果となる。このことから Case 1 では、当量比が未燃 HC に与える影響を考察することは困難と判断した。壁面クエンチモデルのみを適用した条件 (Case 2) において、主燃焼期間の未

Table 3 Computational models for unburned fuel prediction

	Case 1	Case 2	Case 3
Wall quenching model	OFF	ON	ON
Post-flame model	OFF	OFF	ON

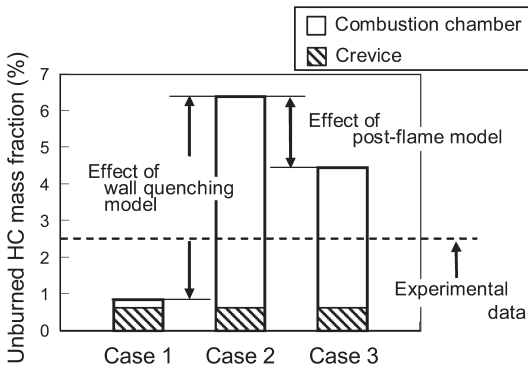


Fig.3 Comparison of unburned fuel mass fraction with applied models shown in table 3 at 120 deg.ATDC

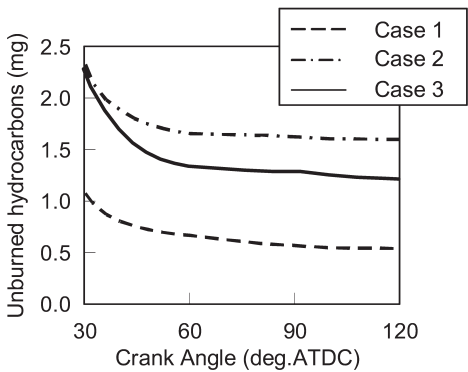


Fig.4 Histories of unburned HCs in combustion chamber and crevice

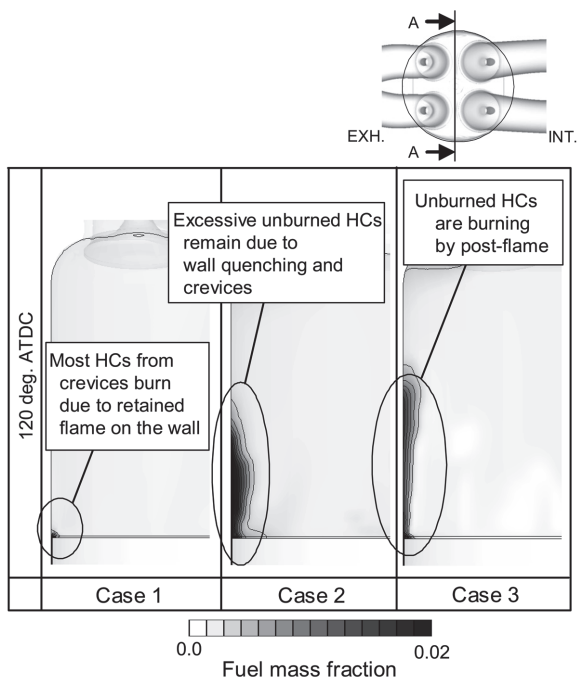


Fig.5 Comparisons of unburned HCs distribution among each models at 120 deg.ATDC (section A)

燃燃料はクエンチモデルの効果により、燃焼室壁近傍に多く残存し、かつ 60 deg.ATDC 以降、燃料の消費は緩慢化し、未燃燃料は実験値と比較し、非常に多くなる結果となった。これに対して、壁面クエンチモデルおよび後燃えモデルの双方を適用した条件 (Case 3) において、膨張行程期間においても燃焼が進行し、未燃 HC は三者の中で最も実験値に近い値をとる結果となった。図 6 に各当量比に対する未燃 HC 残存率を各 Case および実験を合わせて示す。Case 3 は各当量比に対する未燃 HC 残存率の定性的傾向を再現しており、最も実験値に近い結果となった。計算による未燃率が実験値と比較し大きく見積もられた要因に関し、計算による未燃率は排気弁が開く直前の値であり、排気行程中の燃焼が考慮されていないためであると考えられ、排気行程を含めた最終的な未燃 HC 量の考察は次節以降考察する。

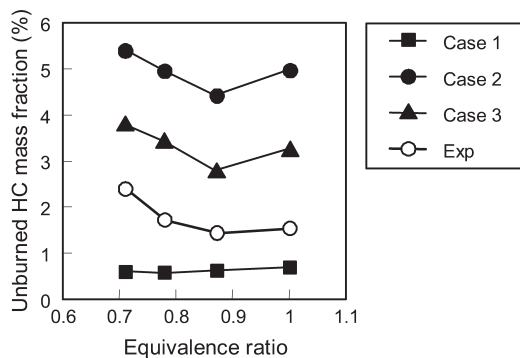


Fig.6 Comparison of unburned HC mass fraction among each models

以上の検討から、壁面クエンチモデルおよび後燃えモデルの双方を適用することにより、当量比が壁面クエンチおよび主燃焼後の後燃え現象に与える影響が考察可能であると考え、以後の考察は双方のモデルを用いて行った。

4.3. 膨張行程における未燃 HC 挙動に関する検討

前節にて、各物理モデルが未燃 HC 予測に与える影響の検討を行い、壁面クエンチモデルおよび後燃えモデルの有効性について述べた。本節では、筒内における未燃 HC の生成および挙動に関し、回転速度 1200 rpm、当量比 $\phi = 1.0$ の運転条件にて解析を行う。

図 7 に膨張行程の筒内における未燃 HC 分布を示す。燃焼終了後、燃焼圧によりクレビス容積に流入した燃料が、筒内圧力の減少とともにクレビス容積から燃焼室へ流出され、シリンダ壁近傍に滞留する様子が再現された。

図 8 に未燃 HC の筒内履歴を示す。ここに、クレビス容積から流出した燃料は、クレビス容積とピストン冠面との境界面から流出する流量から導出した。燃焼圧が最も高くなる 15 deg.ATDC 時において、キャビティ容積内の未燃 HC 量は最大値をとる。壁面クエンチによる未燃 HC およびクレビス容積から流出される未燃 HC は後燃えにより減少し、膨張行程終了時の未燃 HC の概ね 50% がクレビス容積内に残存、もしくはクレビス容積から流出した未燃 HC

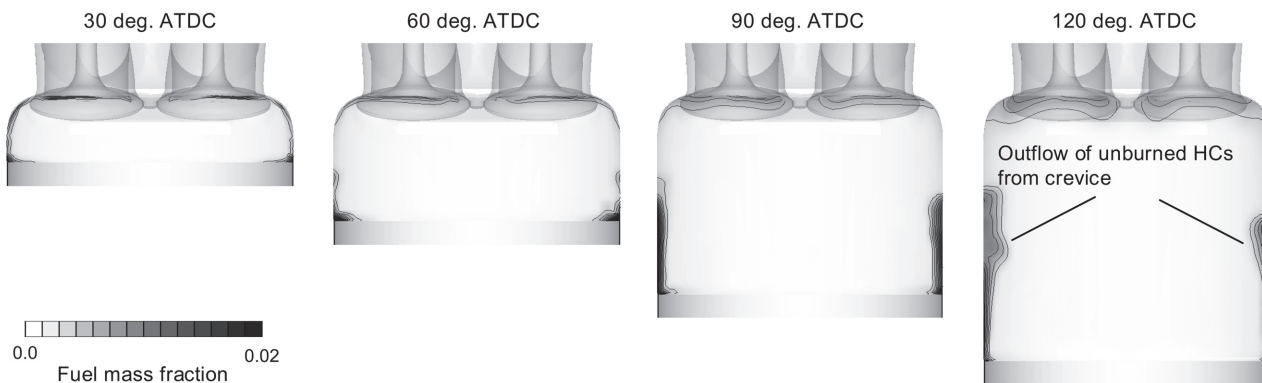


Fig.7 History of fuel distribution in the expansion process

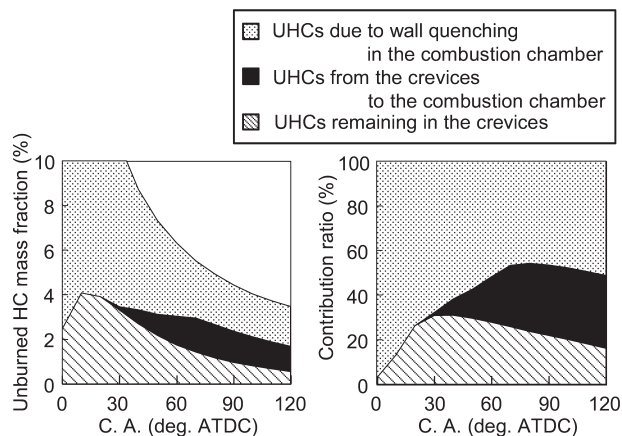


Fig.8 History of unburned HC mass and contribution ratio

であることが計算により示された。

4.4. 排気行程における未燃 HC 挙動に関する検討

実際の実験における未燃 HC は、排気行程時に排出される燃料を計測した値である。本節では排気行程期間の未燃 HC 挙動および燃焼を解析し、未燃 HC 排出メカニズムについて考察を行った。図 9 に排気ポート (A-A) を通過する未燃 HC の量および濃度を示し、図 10 に排気行程期間における未燃 HC 分布を示す。排気行程初期に、燃焼室のヘッド近傍に滞留した未燃 HC が、排気弁の開弁時に生じる大きな流れにより排出され、未燃 HC 濃度は大きくなる。また、排気行程後半に、ピストンモーションと筒内流動によりシリンダ壁から剥離された未燃 HC が排出され、流量は小さいが未燃 HC 濃度は再び大きくなる。一般に言われる未燃 HC の排出メカニズムが計算により再現された[15]。図 11 に排気ポートを通過する未燃 HC と燃焼室内に残存する未燃 HC の時間履歴を示す。膨張行程終了時に筒内に

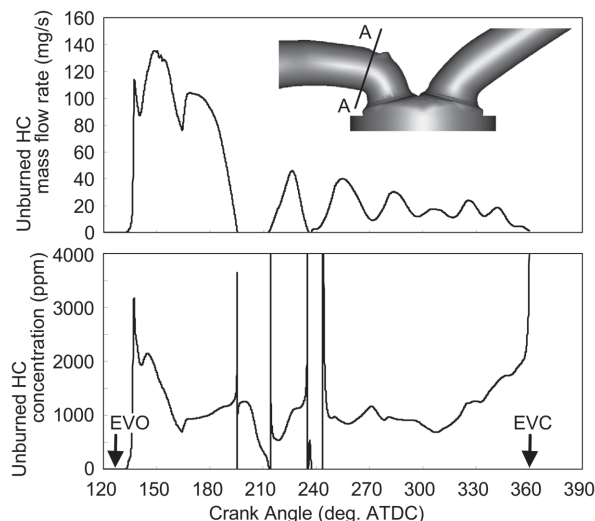


Fig.9 Variation in unburned fuel concentration and mass flow rate at the exhaust valve in the exhaust process

残存した未燃 HC の約 55% の未燃 HC が排気行程期間に燃焼室から排出され、約 10% が排気行程終了時においても筒内に残存する結果となった。また、残り 35% の未燃 HC は後燃えとして消費され、排気行程期間においても未燃 HC の燃焼は続くことが示唆された。最終的に、計算における排気ポートを通過した未燃 HC は、実験値と比較し多い結果となった。実際の内燃機関では、排気ポート内においても、局所的な高温場では燃料が酸素と混合することにより、燃焼が進行するものと考えられる。計算による未燃率は排気弁近傍の値であり、排気ポート内の燃焼が考慮されていない。また、実験による未燃 HC は潤滑油起因によるものが含まれたものと考えられる[15]。これらが、実験値と比較し未燃率が大きく見積もられる要因として考えられ、これらの誤差要因は今後の検討課題である。

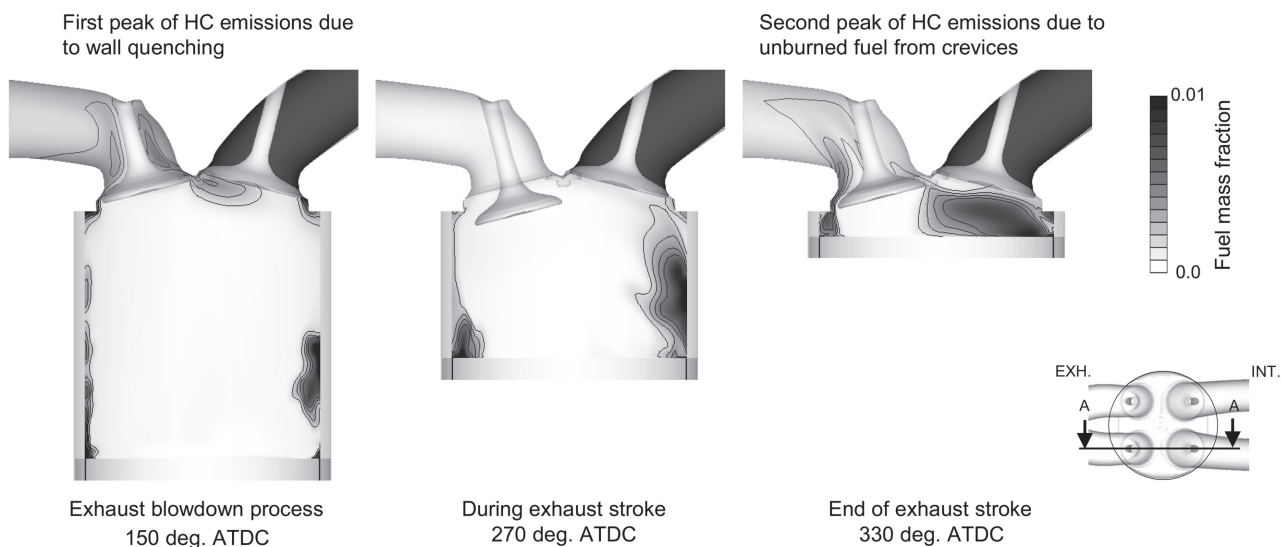


Fig.10 Fuel distribution in the exhaust process

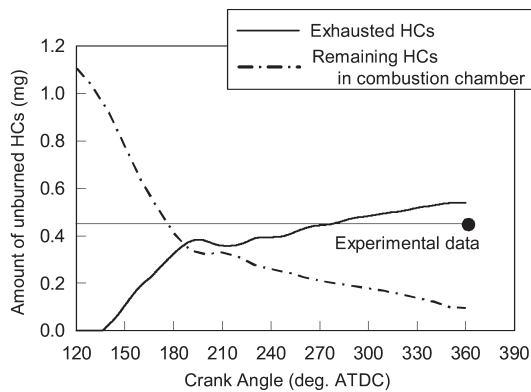


Fig.11 Amount of fuel through exhaust port

5. 結言

ガソリン火花点火式内燃機関の未燃 HC を予測可能とするため、火炎伝播モデル UCFM (Universal Coherent Flamelet Model) に対し、壁面クエンチモデルおよび後燃えモデルを組み合わせるにより、未燃 HC 予測が可能な三次元エンジン燃焼シミュレーションを開発した。

本モデルをガソリン火花点火式内燃機関に適用し、以下の知見を得た。

- (1) 火炎伝播モデル UCFM を主燃焼速度の予測に適用し、壁面クエンチモデルおよび後燃えモデルにより、当量比が未燃 HC 生成量に与える影響およびクレビスからの未燃燃料挙動を予測可能とした。
- (2) 一般に言われる 2 度の未燃 HC 排出の濃度ピークが計算により再現された。1 度目の濃度ピークは、燃焼室のヘッド近傍に滞留した未燃 HC の影響が強く、2 度目のピークは、ピストンモーションと筒内流動によりシリンダ壁から剥離された未燃 HC が排出される際に現れていることが計算により示された。
- (3) 膨張行程終了時に筒内に残存する未燃 HC は、排気行程期間に燃焼し、消費されることが計算により示唆された。

References

1. Teraji, A., Tsuda, T., Noda, T., Kubo, M. and Itoh, T.: Development of a Novel Flame Propagation Model (UCFM: Universal Coherent Flamelet Model) for SI Engines and Its Application to Knocking Prediction, *SAE Paper* 2005-01-0199 (2005).
2. Nomura, Y., Miyagawa, H., Fujikawa, T., Tomoda, T., Kubota, M. and Abe, S.: Numerical Study of Mixture Formation and Combustion Processes in a Direct Injection Gasoline Engine with Fan-shaped Spray, *SAE Paper* 2001-01-0738 (2001).
3. Teraji, A., Tsuda, T., Noda, T., Kubo, M. and Itoh, T.:

Development of a Three-dimensional Knock Simulation Method Incorporating a High-accuracy Flame Propagation Model, *Int.J.Engine Res.* 6, No.1 (2004).

4. Candel, S.M. and Poinso, T.J.: Flame Stretch and the Balance Equation for the Flame Area, *Combust.Sci.and Tech.* 70, pp.1-15 (1990).
5. Duclos, J.M., Veynante, D. and Poinso, T.: A Comparison of Flamelet Models for Premixed Turbulent Combustion, *Combust.and Flame* 95, pp.101-117 (1993).
6. Bouldier, P., Henriot, S., Poinso, T. and Baritaud, T.: A Model for Turbulent Flame Ignition and Propagation in Spark Ignition Engines, *24th, Symp. (Int.) on Combustion*, The Combustion Institute, pp.503-510 (1992).
7. Meneveau, C. and Poinso, T.: Stretching and Quenching of Flamelets in Premixed Turbulent Combustion, *Combust.and Flame* 86, pp.311-322 (1991).
8. Williams, F.A.: A review of some theoretical considerations of turbulent flame structure, *AGARD Conference Proceeding*, No.164, pp.II 1-1 to II 1-25 (1975).
9. Teraji, A., Tsuda, T., Noda, T., Kubo, M. and Itoh, T.: Development of Flame Propagation Model for SI Engine and Its Application to Knocking Prediction, *JSME Trans. B.* (in Japanese) 71-710, pp.2581-2587 (2005).
10. Poinso, T.J., Haworth, D.C. and Bruneaux, G.: Direct Simulation and Modeling of Flame-Wall Interaction for Premixed Turbulent Combustion, *Combust.and Flame* 95, pp.118-132 (1993).
11. Livengood, J.C. and Wu, P.C.: Correlation of Autoignition Phenomena in Internal Combustion Engines and Rapid Compression Machines, *5th, Symp. (Int.) on Combustion*, The Combustion Institute, pp.347-356 (1955).
12. Spalding, D.B.: Mixing and Chemical Reaction in Steady Confined Turbulent Flames, *Proceeding Combustion Inst.* 23, p.591 (1990).
13. Abraham, J., Bracco, F.V. and Reitz, R.D.: Comparisons of Computed and Measured Premixed Charge Engine, *Combust. and Flame* 60, pp.309-322 (1985).
14. Westbrook C.K. and Dryer, F.L.: Simplified Reaction Mechanisms for the Oxidation of Hydrocarbon Fuels in Flames, *Combust.Sci.Tech.* 27, pp.31-43 (1981).
15. Cheng, W.K., Hamrin, D., Heywood, J.B., Hochgreb, S., Min, K., and Norris, M.: An Overview of Hydrocarbon Emissions Mechanisms in Spark-Ignition Engines, *SAE Paper* 932708 (1993).
16. Angelberger, C., Poinso, T., and Delhay, B.: Improving Near-Wall Combustion and Wall Heat Transfer Modeling in SI Engine Computations, *SAE Paper* 972881 (1997).
17. Stiesch, G., Tan, Z., Merker, G.P., and Reitz, R.D.: Modeling the Effect of Split Injections on DISI Engine Performance, *SAE Paper* 2001-01-0965 (2001).