天然ガス機関から排出される未燃ＨＣ生成機構の解析

成澤　和幸*　　堀　　重雄*　　安 秉一**　　T.K. Jensen***

Analysis of Mechanism causing UHC Emissions from Natural Gas Engines

by

Kazuyuki Narusawa*　Shigeo Hori *　Byeong-il An**　Torben Kvist Jensen***

Lean burn operation is often used for improving the efficiency of CNG engines. However, as a draw back, this method leads to a higher emission of Unburned Hydrocarbons, UHC, compared to stoichiometric combustion. In order to gain a better understanding of what is causing the higher UHC emission at lean burn condition, engine experiments have been carried out on a four-cylinder natural gas fueled SI engine. The concentration of UHC in the exhaust manifold and the HC concentration in the vicinity of the spark plug have been measured during the experiments using a Fast Response FID analyzer. The trend of the UHC concentration in exhaust manifold is analyzed and some parameters that affect UHC emissions are pointed out.

原稿受付：平成14年9月19日

＊　　環境エネルギー部
＊＊　　新エネルギー・産業技術総合開発機構
＊＊＊　　デンマーク工科大学

1．まえがき

予混合方式天然ガスエンジンにおける燃焼方式として理論混合比燃焼方式と希薄燃焼方式とがある．希薄燃焼は理論混合比燃焼に比べ，吸気負圧が小さくなることから高い熱効率が得られるという利点がある．また限られた空気過剰率の範囲内では希薄燃焼における燃焼温度の低下により，HCおよびCOの排出を増加させることなくNOxの排出を大幅に抑制できる．しかしながら混合気がさらに希薄になった場合，燃料の一部は完全に酸化されず，排気中の未燃炭化水素（UHC）の増大とCOの増加が生じる．多くの研究者により予混合エンジンから発生するUHCの生成機構について研究が重ねられてきた．その結果解明されたUHC生成メカニズムは以下である．[1][2]

- 燃焼室内における壁面での火炎のクエンチング
- 潤滑油内への燃料の吸収，脱離
- 気筒内付着物への吸収，脱離
- 燃焼室内のクレビス内に滞留した燃料
- 失火とバルククエンチング

天然ガスは溶解性が低いので，天然ガスエンジンでは潤滑油内への燃料の吸収，脱離は無視できると考えられる．また理論混合比燃焼では，壁面クエンチング，失火やバルククエンチングはさほど重要でないが希薄燃焼条件下では重要になってくる．そこで本研究ではこれらが重要な役割を果たす希薄燃焼条件下におけるUHC生成機構の解明を試みた．

2．実験装置および方法

本研究では高速応答型のFID（FFID）を用いてHCの測定をおこなった．図1にその概要を示す．FFIDでは，ポンプを使う従来型のFIDと異なり試料ガスとFID用の燃料が，サンプル直後に混合されて直接FID検出器に送られる構造になっている．このため，ガス拡散はサンプリング管の中と火炎中のみに限定され応答速度が速くなる．図1に示すようにFIDの検出信号が，サンプル点における圧力や圧力変動に影響されないようにするために，FFIDは定圧（CP）チャンバーとFIDチャンバーの二つのチャンバーで構成されている．測定用試料はサンプル位置から，圧力差によってCPチャンバーに引き込まれた後，FIDチャンバーに送られる．FIDに試料を導く細管は試料導入口に対して直角に取り付けられているため圧力変動の影響を除ける構造になっている．

実験には希薄燃焼方式の四気筒エンジンを用いた．

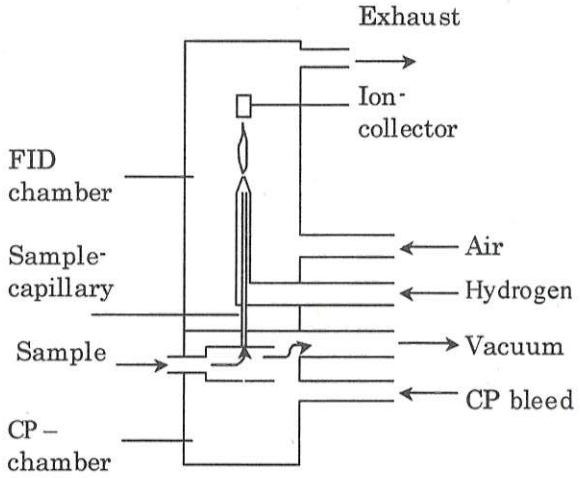

Fig.1 Schematic of the applied fast response FID

Table 1 Engine Specifications

Bore × Stroke	108 mm ×126 mm
Compression ratio	12.5 : 1
Valves per cylinder	2
Number of cylinders	4
Exhaust valve opens	124 ° ATDC
Exhaust valve closes	374 ° ATDC

このエンジンは既存のディーゼルエンジンを改造して希薄予混合天然ガスエンジンに改造したものである．主要諸元を表1に示す．空気と燃料の混合はスロットル上流のベンチュリでおこなっている．実験は供試エンジンをダイナモメータ上に設置しておこなった．ダイナモメータと供試エンジンの間にはトルク計を設置し測定した．燃料の供給は圧縮天然ガス（CNG）ボンベ集合体から二段減圧によって行った．

CNGボンベの圧力は最大で20 MPaであるためこれを初段で1.0 MPaに減圧した．これをさらに400 KPaに減圧しエンジンに供給した．FFIDを用いた測定は，四気筒の中の一気筒のみであるが二カ所でおこなった．一つは，図2に示すように排気バルブ下流の排気マニホールド内である．図にはバルブ，試料採取プローブが記してある．マニホールドにおける混合の影響を避けるために，試料採取点は可能な限り排気バルブに近

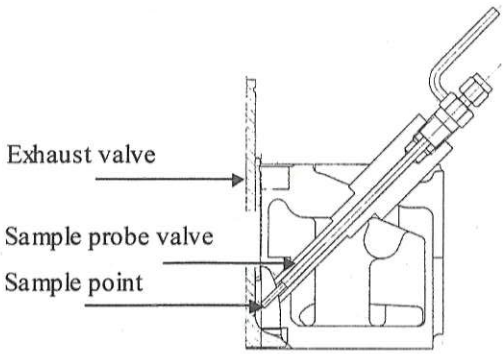

Fig.2 Drawing showing the position at which sample gas is taken out from the exhaust manifold

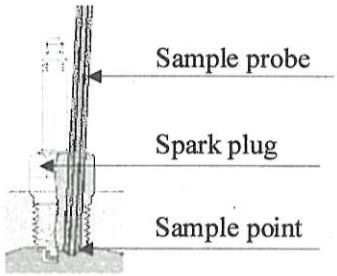

Fig.3 Location of the sample point for in-cylinder FFID measurements

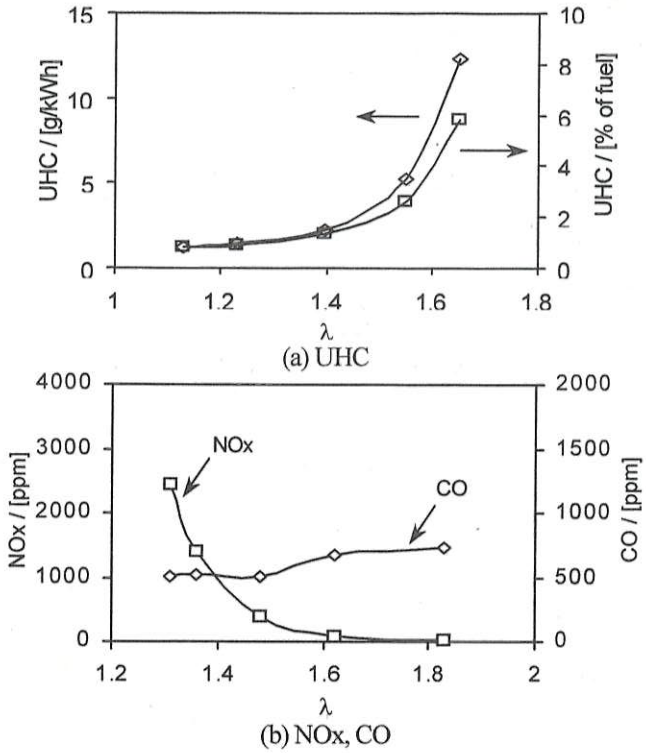

Fig.4 Unburned hydrocarbon, NOx and CO emissions with various air excess ratios

づけるように配慮した.[2] もう一カ所は，図3に示すように，点火プラグを通して燃焼室に直接試料採取プローブを挿入した，直接気筒内測定である．ただしサンプルプローブが一つしかないので同一燃焼サイクルにおける両者の同時測定はおこなっていない．そこで最初に排気マニホールド測定を実施した後に，プローブを付け替え同一の実験条件で気筒内測定をおこなうこととした．なお分解能は0.5 degである．

実験では空気過剰率（λ）あるいは点火時期を変化させて連続した350サイクルを測定した．なおエンジン回転速度は1200 rpm一定とした．λを変化させた実験では，点火時期は-25deg ATDC，吸気圧力は 0.70 barである．排出ガスは CO，HC，NOx，CO 2および0 2を測定した．吸入空気は層流素子型流量計を用いて測定し，λは排気の成分分析から求めた．なお一連の実験ではFFIDの測定と同時に気筒内圧測定をおこなっている．第四気筒に静電容量式圧力ピックアップを取り付けた．ここでも分解能は0.5 degであり連続した350サイクルを測定した．FFIDの測定結果と気筒内圧測定の結果を比較するために，FFIDのサンプルパイプにおけるデッドスペースにより生じるUHCの測定遅れを補正した．計算によればこの遅れはクランク角で52 degとなった．

3．実験結果および考察

図4(a)にλを変化させた場合のUHCの測定例を示す．UHC濃度はエンジンで燃焼されなかった割合として示した．図4(a)から，λ=1.10 から λ=1.40の範囲ではUHCがわずかに上昇するにすぎないものの，希薄限界を超えると急激に増加することがわかる．λ=1.70では6 %の燃料が燃えずに排出される．図4(b)にCOおよびNOxの排出傾向を示す．希薄燃焼においてNOxが効果的に低減し，かつCOの増加は大きくないことから，UHCの対策が重要であることがわかる．典型的な排気マニホールドにおけるFFID測定結果を図5に示す．λ=1.25の条件下で350サイクル平均での排気マニホールド内濃度変化である．図中には排気バルブの開閉のタイミングを垂直の線で示してある．なお，単位はdeg ATDC である．排気バルブは124 deg ATDC

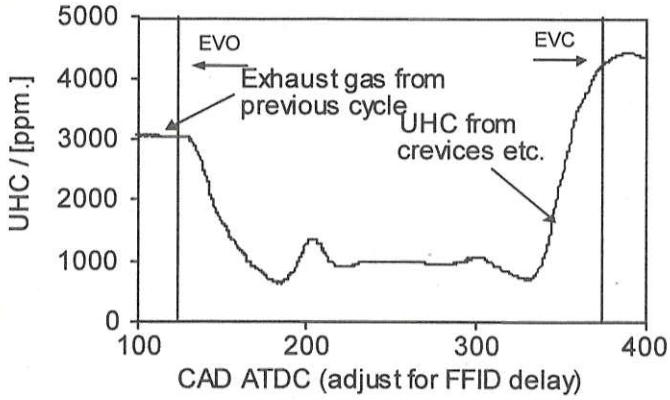

Fig.5 UHC-time history measured in the exhaust manifold (λ=1.25)

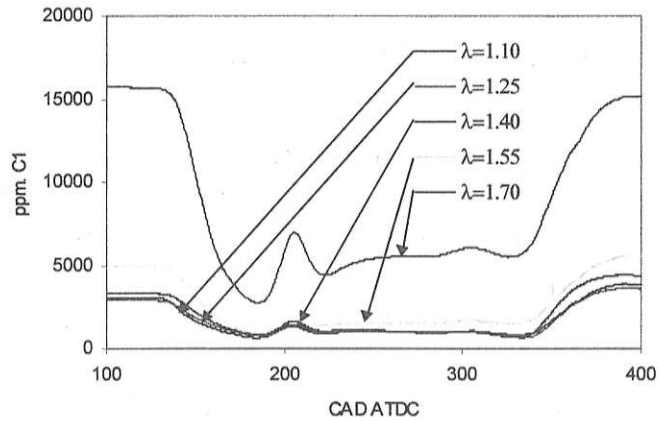

Fig.6 FFID traces measured in the exhaust manifold at different excesses of air

で開き374 deg ATDCで閉じる．この図に示された現象は以下の解釈が可能である．

①排気バルブが開く直前におけるFFID計測値は，前の燃焼サイクルにおける燃焼生成物と考えられる．
②排気バルブが開いた直後において炭化水素濃度の鋭い立ち上がりが観測された例がある．これは排気バルブ周りに滞留しているガスの影響と考えられる．ただし排気バルブシートにおける漏れはおこらなかったと思われる．
③図5から排気バルブが開いてすぐに炭化水素濃度が急激に減少するのがわかる．およそクランク角で175deg位で最小値を示す．これは排気行程において，まず最初に，燃焼状態のよい主燃焼部分の燃焼ガスが一気に噴出されることによる．

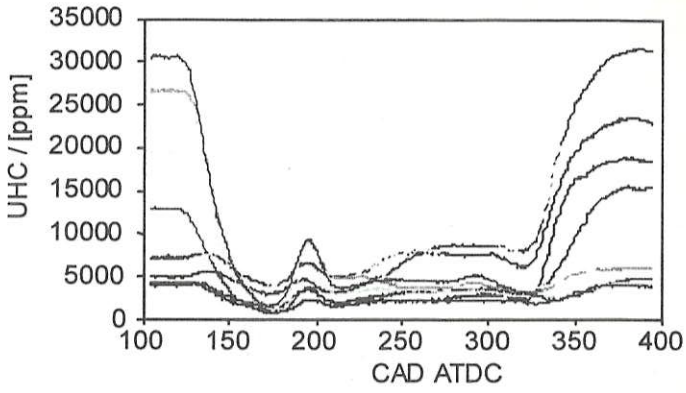

Fig.7 Consecutive FFID traces sampled in the exhaust manifold (λ=1.70)

④主燃焼ガスの噴出に続いて，小さなピークが生じる．図5によれば，本実験においてこのピークは200 deg ATDC付近にあらわれた．この主要因については二つの解釈が可能である．一つは，このピークが第一および第二ピストンリングにトラップされた燃料によるとするものである．それが排気行程において気筒内圧が下がるにつれてこの隙間内の圧力が気筒内圧を上回り漏れ出てくる，という仮説である．もう一つは，このピークが排気行程の終わりに生じる若干の逆流によるとするものである．すなわち一度測定されたガスが再度測定されている可能性がある，という考え方である．
⑤このピークの後にはほぼ平らな，濃度変化の生じない領域が続く．330 deg ATDCあたりである．そしてUHCは再び増加に転じる．この増加現象はピストン上部で旋回しながら滞留していた濃い混合気が流出してきたことによると思われる．この残留ガスは排気行程後半においてピストンが上昇するにしたがい，クレビスから放出されたガスやピストンにかき出された燃焼室壁面のクエンチ層により形成されたと思われる．従来のFID測定によれば，UHCはλ が増加するにつれて増加する．これと同様の傾向がFFID測定でも確認された．

λの異なる条件下で測定した例を図6に示す．図によれば200 deg ATDC付近で生じるピークはλが増えるにしたがって大きくなることがわかる．また全UHC排出に与えるクレビス放出によるUHCの影響は希薄燃焼条件下ほど強いことがわかる． 図7はλ=1.70における排気マニホールドUHC変化の連続測定例を示す．図から200 deg ATDC近辺におけるピークのサイクルごとの変化が極めて大きいことを示す．大きなピークは

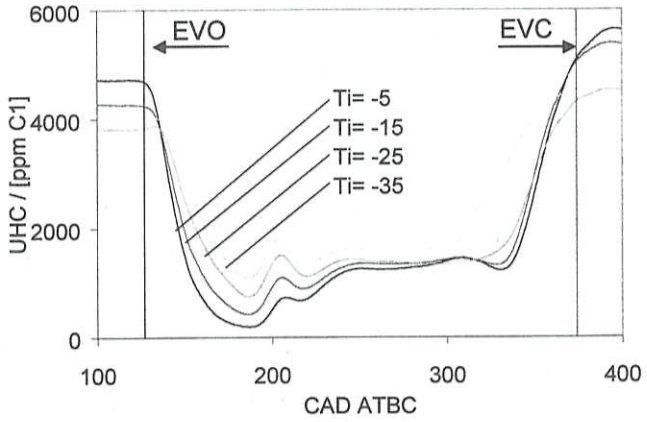

Fig.8 Manifold UHC traces measured at different at Ignition timing

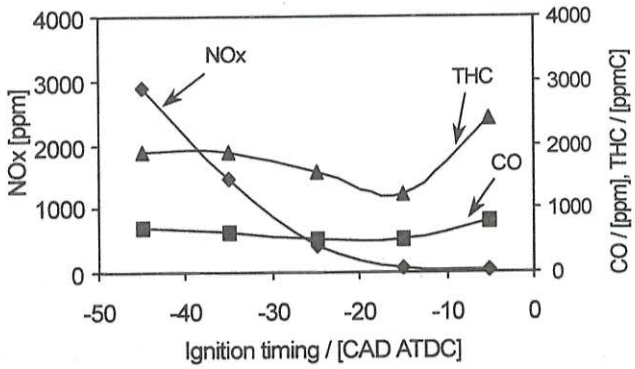

Fig.10 NOx, CO and THC emissions with various ignition timing(λ =1.45)

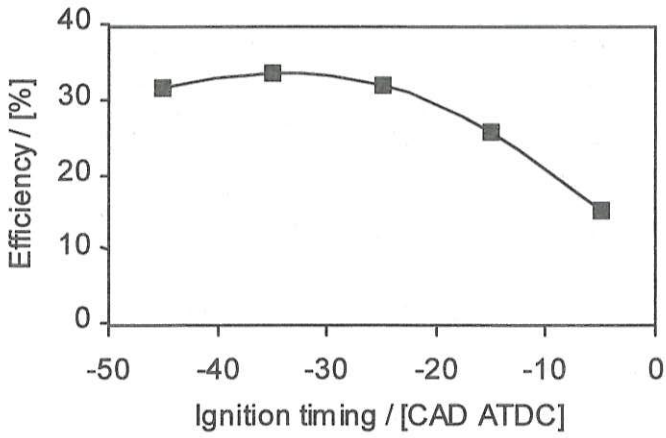

Fig.9 Distributions of thermal efficiency with various ignition timing(λ=1.45)

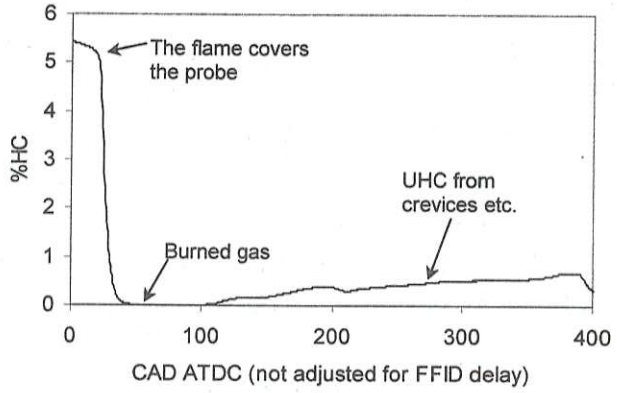

Fig.11 In-cylinder HC-time history measured near the spark plug (λ=1.25)

排気バルブが開く前のマニホールド内炭化水素濃度が高い場合に生じる．一方，低いピークはそれが低い場合に生じている．これはこのピークが，逆流によって生じるということを示すものと思われる．排気バルブが開く前のマニホールド内UHCが高い場合，175 deg ATDC近辺で生じるブローダウン後のUHCは低くなる．これは残留ガス中のUHCが高濃度の場合，燃料と空気と残留ガスとの混合気が高濃度になり，超希薄状態ではほんのわずか炭化水素が増加しても燃焼を改善する効果があることによると考えられる．したがって残留ガス中の炭化水素濃度が高いサイクルにおける排気ではUHCが低くなったと思われる．

点火時期を-5 deg ATDCから-35 deg ATDCに変化させた場合の，マニホールド内のUHCを測定した結果を図8に示す．この実験はλ =1.45で行った．図9に示すように供試エンジンは-35 deg ATDCで最大効率を示す．したがって最大効率点より点火時期を遅らせた場合，後半の膨張行程の温度を増加させることになるが，この高温状態が後期燃焼における酸化を促進すると考えられる．したがって図8に示すように，点火を遅らせた場合排気バルブが開いた直後のUHCの落ち込みが点火時期が早い場合より急になったものと思わ

れる．また点火が遅れるにしたがって，排気過程の200 deg ATDC近傍でUHCの濃度が低く保たれる時間が長くなる．これは点火を遅らせると燃焼後期の室内温度が高く保たれることにより説明できる．すなわちクレビス等から放出された多くの未燃燃料が後燃え状態で酸化されることを意味する．図10に点火時期を変化させた場合のHC，CO，NO xの排出傾向を示す．点火を遅らせた場合NO xは大幅に低減可能であるがCO，HCは一端低下し増加に転じる傾向があるが微増に留まっている．この現象をもたらす一因として図8で見られた燃焼後期の活性化が寄与していると思われる．スパークプラグ近傍における気筒内炭化水素濃度測定をFFIDでおこなった結果を図11に示す．λ=1.25の条件で連続する350サイクルの平均である．燃焼室内の圧力変化により，遅れ時間はサンプル中時々刻々変化するが図中の測定結果はサンプル管内のデッドボリュームによる遅れを補正してない．計算によれば点火時期は図中の28 deg近くに相当する．図に示すように着火前は未燃の空気燃料混合気と残留ガスとの混合気の炭化水素濃度を示す．しばらく後，点火プラグで火花が発生すると炭化水素濃度が急激に減少する．これは燃焼火炎がプローブ先端を通過し，燃焼生成物のみを検出するために炭化水素濃度はほとんどゼロになると思われる．その後燃焼が進むにつれてクレビスに滞留していた炭化水素が放出されて炭化水素濃度が高くなる．

4．炭化水素濃度変動の解析

サイクルごとの炭化水素排出の傾向を見るために個々のサイクルにおける平均未燃炭化水素の濃度を以下の式を使って算出した．

$$\chi_{UHC} = \frac{1}{M}\int_{EVO}^{EVC} \frac{-dM}{d\theta}(\theta)\cdot\chi_{UHC,FFID}(\theta)\,d\theta \qquad (1)$$

ここで，θ；クランク角，EVO；排気バルブ開時のクランク角，EVC；排気バルブ閉時のクランク角，M；シリンダー内質量，$\chi_{UHC,FFID}$；クランク角ごとの未燃炭化水素濃度，である．dM/d θ（θ）は燃焼室内からの燃焼物質流れを示す．

この流れを解析するためにモデルを作成した．図12に部分ごとに採用したモデルの種類とそれらを用いて排気バルブを通る質量流量を計算した結果を示す．モデルは閉塞流れ，非閉塞臨界流れ，未臨界流れに分かれる．未臨界流れについてはピストンの動きと熱損失，圧力変化履歴から推定し定めた．なお200deg付近に見られる流量が負となる領域は逆流が生じていることを示す．FFIDで測定した連続した350サイクルのUHC濃度変化を用い（1）式を用いて計算から出した値と，従来のFID計測値の比較を図13に示す．従来のFID計測値とは，エンジン排気の下流において従来型のFID を用い平均的な炭化水素濃度を測定して燃焼サイクル平均濃度を決定した値である．両者はよく一致している．したがって本報告の手法はUHC排出のサイクルごとのばらつきを議論するために有効であるといえる．

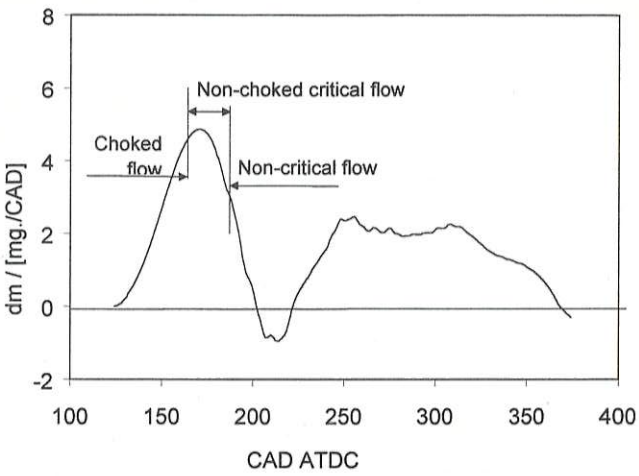

Fig.12 Calculated flow rate of products through the exhaust valve

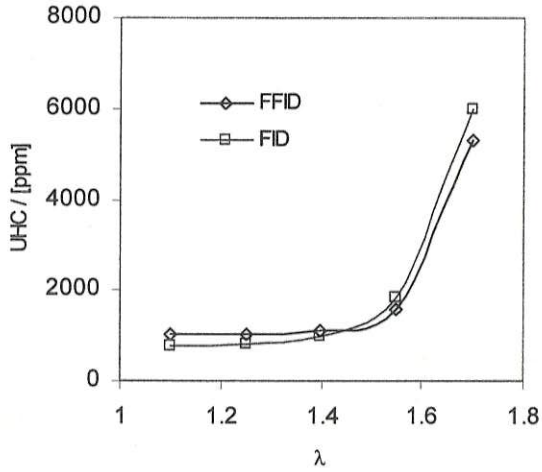

Fig.13 Comparison of UHC emission determined by conventional FID measurement and FFID measurements combined with flow model calculation

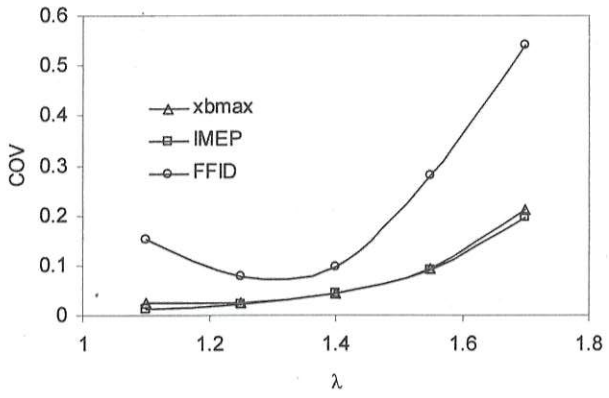

Fig.14 Coefficient of variation for the properties maximum mass burned fraction, IMEP and UHC from individual cycles

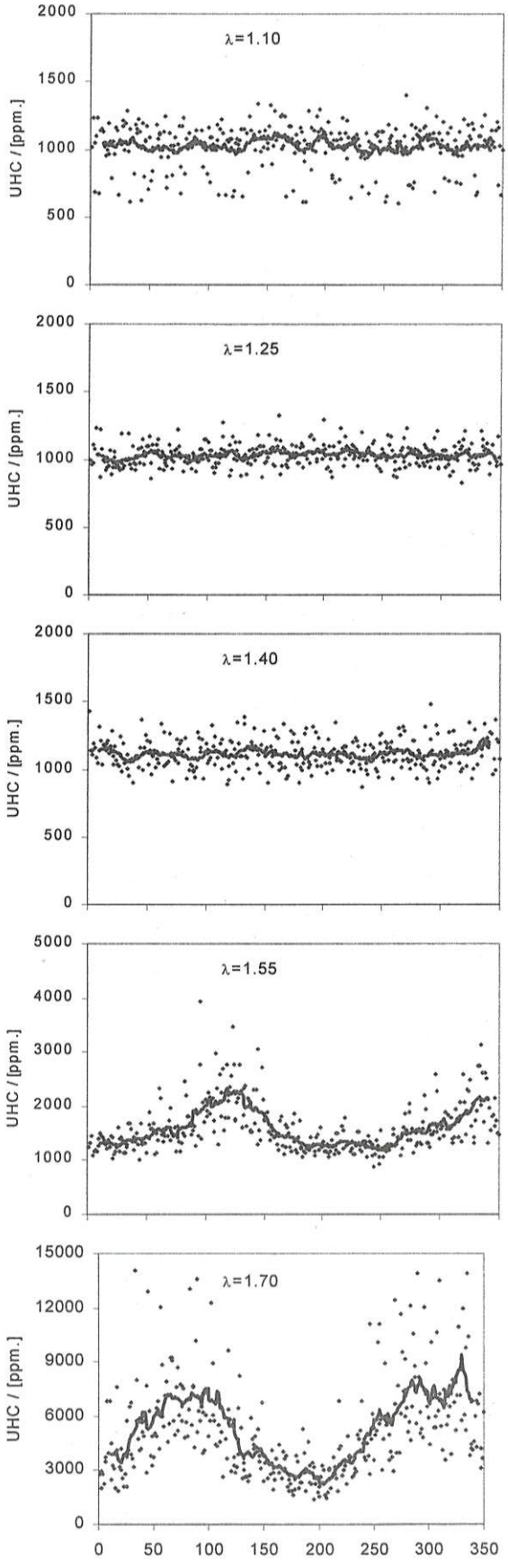

Fig.15 UHC emission from individual combustion cycles

4．1．サイクルごとの変動

先に述べたごとくサイクルごとの変動は希薄燃焼における高濃度の炭化水素排出をもたらす可能性がある．サイクル変動は次式で記述する変動係数（COV）で示すことができる．

$$COV(x)=\frac{\sigma(x)}{\bar{x}} \qquad (2)$$

ここで，$\sigma(x)$ ；標準偏差，$\bar{x}$ ；xの平均値，である．

図14にサイクルごとの最大燃焼質量割合（xbmax），図示有効平均圧（IMEP），UHC濃度（FFID）のCOVを示す．図からこれらのCOV は空気過剰率を増大させるにつれて増加することがわかる．希薄燃焼条件下では，UHC濃度の変動は最大燃焼質量割合，図示有効平均圧の変動よりかなり大きいことがわかる．これはUHC排出がサイクルごとの燃焼変動に大きく影響されることを示す．

個々の燃焼サイクルごとのUHC濃度変化を図15に示した．図中の一つの印が一燃焼サイクルを表している．この図から，濃い混合気の状態（λ=1.10）でさえサイクルごとに等しい燃料が供給されているとはいえないことが推察される．この条件では全体の10-20%の燃焼サイクルで極端にUHC濃度が低くなる．

UHCの排出傾向を検討するために，UHC濃度とIMEPの関係を図16に示す．また最大燃焼質量割合との関係を図17に示す．最大燃焼質量割合はクレビスの影響を

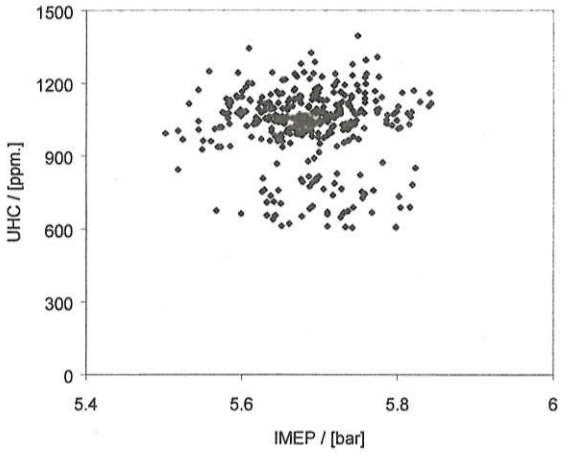

Fig.16 The UHC emission versus IMEP λ=1.10

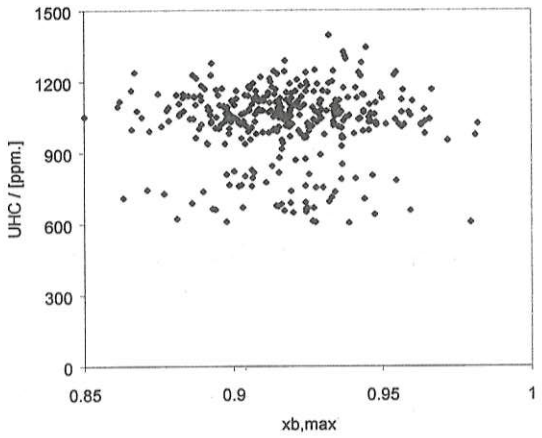

Fig.17 The UHC emission versus the maximum mass fraction burned λ=1.10

考慮して三次元熱発生モデルより決定した．指圧測定から得られたIMEP及び最大燃焼質量割合とUHC濃度との間にはまったく相関がないことがわかる．さらに熱発生率の解析から，燃焼終了時における燃焼室内の温度とUHCとの間に関係がないことが分かっている．したがって濃い混合気状態におけるUHCの排出には，燃焼後期の酸化が大きな決定要因になっていると考えられる．

これは排気マニホールドにおける三回の連続したFFID測定を比較した図18からも理解できる．最初のサイクル（＃１）は平均的な例である．サイクル平均炭化水素濃度は 1020 ppmであった．二番目（＃２）はUHC濃度が高かった例で1230 ppmであった．三番目

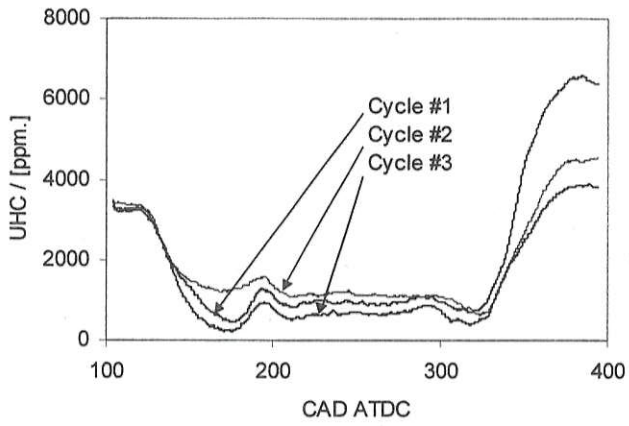

Fig.18 UHC traces for three consecutive combustion cycles λ=1.10

（＃３）は低い濃度の例で680 ppmである．三種の線は気筒内ガスの15% が流れ出たところで分かれ始める．これは排気行程のかなり早い時期である．主流ガスがほぼ完全に酸化したものと考えると，この炭化水素濃度の連続測定例の違いは，気筒内のどこかに対流したガスとの混合により生じると推測される．すなわち燃焼後期における酸化過程が炭化水素排出を決定する大きな要因となっているものと思われる．

４．２．周期的な変化

図15から希薄燃焼領域である空気過剰率λ=1.55 とλ=1.70においてUHCの周期的な変動が見られることがはっきりとわかる．λ=1.55におけるUHCとIMEPの関係を個々の燃焼サイクルについて図19に示す．両者に強い相関があり，UHC濃度が高い場合IMEPは低い．これは希薄燃焼側では燃焼状態の悪化がUHCを増加させることを示している．

そこで個々の燃焼サイクルにおける空気過剰率を着火前のクランク角５度ごとに燃焼室内炭化水素濃度から計算した．この際残留ガス量はすべてのケースで同一であると仮定した．その結果を図20に示す．空気過剰率とIMEP の間には強い相関が見られる．

すべての個々のサイクルにおける空気過剰率の計算結果を図21に示す．マーク一つが一燃焼サイクルに相当する．実線は15サイクル移動平均である．これを見ると空気過剰率が大きくうねっているのがわかる．空気過剰率の変化はこのうねりの±2.5%内にある．このうねりはコンピュータのエンジン制御により引き起こ

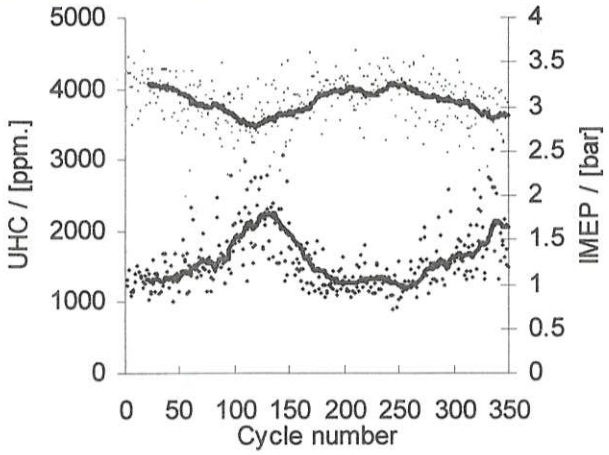

Fig.19 IMEP and UHC emission from consecutive cycles (λ=1.55)

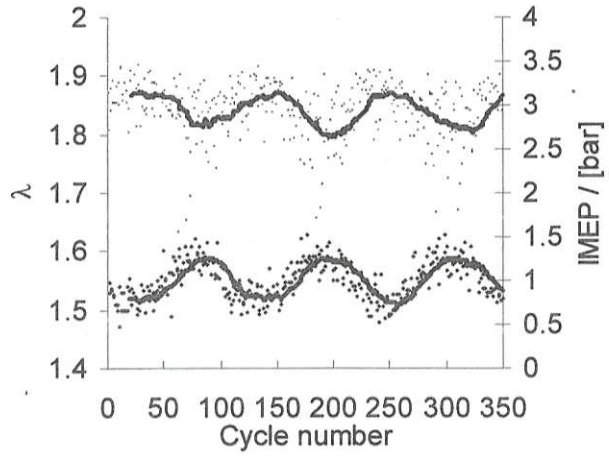

Fig.20 IMEP and excess air determined from in-cylinder FFID measurements for consecutive cycles (λ=1.55)

されたと思われる.

図15に示したように空気過剰率λ=1.40までは空気過剰率のうねりがUHC の排出に影響を与えていない. これはλ=1.10から λ=1.40の間で空気過剰率が増加しても炭化水素排出が大きく変化しないことに対応する.

一方, 希薄燃焼条件である空気過剰率λ=1.55とλ=1.70では空気過剰率λの変動が大きくUHCに影響する.

以上の結果から, 個々のサイクルにおける炭化水素の変動は, 濃い混合気の場合, サイクルごとの燃料供給のばらつきにより大きな影響を受けるが, 希薄燃焼では, エンジン制御における周期的な変動の影響が大きいと考えられる.

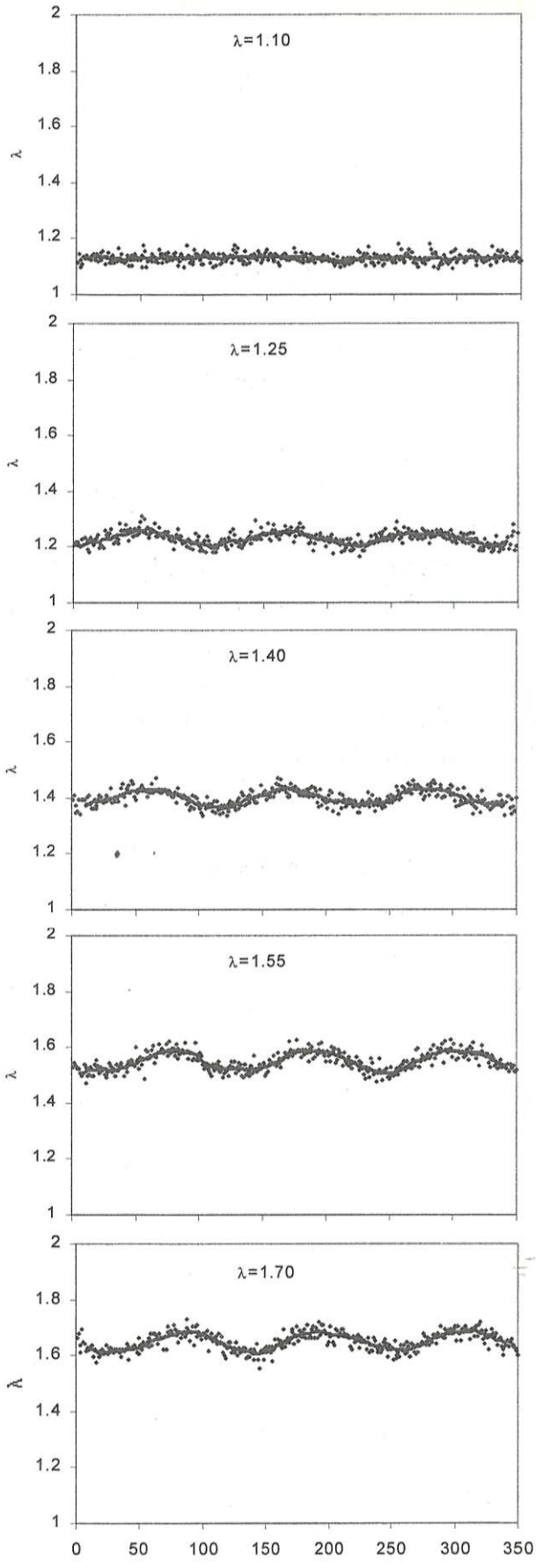

Fig.21 Excess of air for the individual cycles.

5．結論

本研究では高速応答型のFIDを用いて希薄燃焼条件下におけるUHC生成機構の解明を試み，以下の結果を得た．

1．排気行程における排気バルブ近傍の炭化水素濃度の測定から，排気過程における炭化水素濃度は主燃焼ガスの噴出により，一端急激に低下し，小さなピークを生じた後低いレベルを保ち，排気バルブが閉じる直前に高濃度になることがわかった．

2．従来のFID測定によれば，UHCはλ が増加するにつれて増加する．これと同様の傾向がFFID測定でも確認された．

3．希薄燃焼では200 deg ATDC付近で生じる炭化水素濃度のピークがサイクル毎に大きく変動し，これがHC濃度を高くする一因と考えられる．

4．点火時期を遅らせた場合，後期燃焼が活性化して炭化水素の排出を抑える効果があることが示された．

5．個々のサイクルにおける炭化水素の変動は，濃い混合気の場合，サイクルごとの燃料供給のばらつきにより大きな影響を受けるが，希薄燃焼では，エンジン制御における周期的な変動が主要因となると考えられる．

参考文献

(1) Badr, O.A. et al. "An investigation of the Lean Operational Limits of Gas-Fueled Spark Ignition Engines" Journal of Energy Resources Technology Vol. 118 / 159. 1996.

(2) T.K. Jensen et al., "Unburned Hydrocarbon Emissions from SI engines Using gaseous Fuels", SAE paper 1999-01-0571. 1999.J.

(3) Finlay, I.C., et al., "Fast Response Measurements of unburned Hydrocarbons in the Exhaust Port of a Firing Gasoline Engine", SAE paper 902165. 1990.