



吸排気バルブ表面を含むイオンプローブによる筒内噴射ガソリンエンジンにおける火炎伝播計測とノッキング挙動解析

S.I. Engine Combustion Flame Propagation Measurement and Knocking Analysis by Ion Current Probes Including Moving Intake and Exhaust Valve Faces

西垣 昌登 田中 大二郎 沖 秀樹 塚原 映

Abstract

As a form of anti-knocking measure, observation of flame propagation in a combustion chamber was tried. As the technique, an ion-current probe method with our own improved was adopted. Probes were embedded in intake and exhaust valves, which has been considered difficult until now because these are moving parts. Also the total number of probes per one combustion chamber was greatly increased to 92. As a result, it was possible to measure flame propagation with greater precision than conventional measurement techniques. Also, by combining this data with data from two combustion pressure sensors, a method was devised to identify the positions of knock onset, and several knocking behaviors were observed as a result. With these tools, several factors considered to affect knocking were investigated, including supercharging, octane number, air-fuel ratio and engine coolant temperature. In addition the analyses by CFD for the results were also performed.

要旨

ノッキング挙動解析の一つとして、燃焼室内の火炎伝播観察を行った。その手法として、独自の改善を施したイオンプローブ法を採用した。これは、従来困難とされた可動部分である吸排気バルブにプローブを埋め込むとともに、総数も1つの燃焼室に92本と大幅に増やしたものである。その結果、従来にない精密な火炎伝播計測を実現できた。さらには2つの燃焼圧センサーの測定結果と組み合わせることにより、正確なノッキング発生位置を特定する手法を開発した。これらのツールを活用し、ノッキングに影響を与えると思われる、過給圧、オクタン価、空燃比(A/F)、エンジン冷却水温の感度について調査した。さらにはそれらの結果に対して、CFDによる解析も実施した。

1 はじめに

近年、全世界的に燃費向上の社会的要請が高まり、ガソリンエンジンとしては、圧縮比向上、過給ダウンサイジング等の検討が進められている。その際の障害となるのがノッキングであり、ノッキング対策が、燃費向上の鍵を握っているといっても過言ではない。そのためには、ノッキング現象の解明が肝要である。その手法として、我々は、吸排気バルブ表面を含む燃焼室表面に密にイオンプローブを配置し、火炎伝播を精密に計測した。さらには燃焼室内2箇所に燃焼圧センサーを配置し、ノッキング振幅の位相差を利用することで、正確なノッキング発生位置を特定するという手法を開発した。本稿では、これらの手法を用い、燃焼およびノッキングへの影響が大きいと思われる、過給圧、オクタン価、空燃比とエンジン冷却水出口水温について調査した。

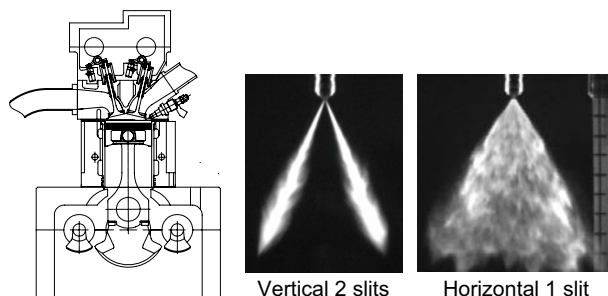
2 実験装置および方法

2.1 エンジンおよび計測装置構成

実験に使用した単気筒エンジンの諸元を表1に示す。また図1にイオンプローブ計測装置の概要を示す。プローブには -100V の電圧をかけ、燃焼時の陽イオンを捕捉し、プローブ信号の立ち上がりを火炎到達クランク角としている。また、計測クランク角分解能は 0.1°CA であり、連続した100サイクルを計測している。

表1 Single Cylinder Specifications

Displacement	0.58 L
Compression Ratio	12.5
DI Fuel Injector	Vertical 2 slits or Horizontal 1 slit
Fuel Pressure	12 MPa
Valve Train	DOHC 4 valve
Tumble Ratio	0.65



プローブの配置を図2に示す。プローブは点火プラグを中心に同心円状に配置した。特に、従来困難とされた、可動している吸排気バルブ表面にもプローブの埋め込み、燃焼室内の詳細な計測を可能にした。

また、図2右側☆印に示す位置の吸気側スキッシュ表面2箇所に熱電対を埋め込み、先端部を燃焼室側に露出させている。これにより、ノッキング頻度の高い場所での温度を計測すると共に、イオンプローブとしても兼用可能で、我々はこれをハイブリッドイオンプローブと称した。ただし得られる温度は、燃焼ガスのサイクル平均温度とシリンダーヘッドアルミ部の温度との合成となる。

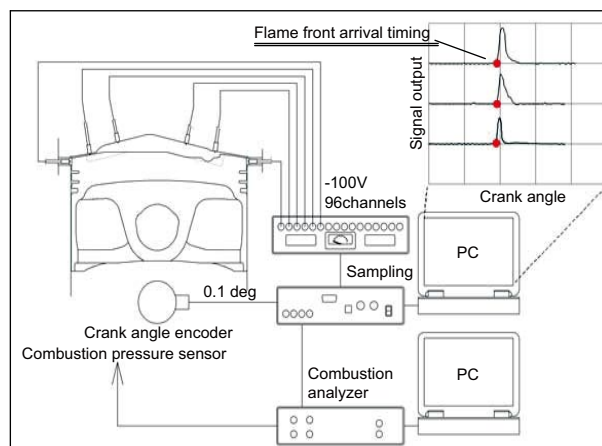


図1 Experimental Instrument

2.2 ノッキング発生位置特定方法 (DT法)

2つの燃焼圧センサーA、Bを、図2のように配置することで、ノッキング発生箇所から到達するノッキング振幅立ち上がりタイミングの位相差とイオンプローブによる火炎伝播計測を利用して、正確なノッキング発生位置を特定することができる。これを我々は、DT (Dual Transducer) 法と称した。その手法を、図3を使って説明する。

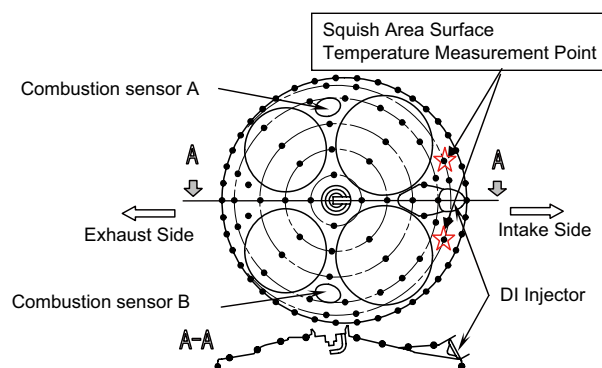


図2 Layout of Combustion Chamber and 92 Ion Probes

- ① ノッキングが発生した場合、それが2つの燃焼圧センサーに対して対称な位置で起きない限り、ノッキングによる急激な圧力変化が起きるタイミングに位相差($\Delta\theta$)が生じる(図3左上)。
- ② 燃焼圧からノッキングの発生時期は線 $\theta k1$ (図3の例では、12.7deg BTDC)となるが、実際にはノッキングの起点からセンサーまでの距離による到達ディレイがあるので、それを引いてノッキング発生時期は θk (図3では、12.2 BTDC)と決定される。ただし、このときの音速はCFDの結果から1,000 m/sとした(ノッキングが吸気側のボア付近で起きる場合はほぼ $\theta d=0.5\text{deg}$ である)。
- ③ 一方、この位相差は図3右上の式(1)のように計算され、各位相差毎に軌跡にすると図3左下のような曲線になる。
- ④ 次にイオンプローブによる火炎伝播を見ると、この θk の時点で排気側の燃焼は終了しているので、ノッキングは線上の区間 Lk 上のどこかで発生していることになる。
- ⑤ 拡大図(図3右下)は火炎伝播等高線を0.1deg刻みで表現したものであるが、 θk 以降の火炎伝播を見ると火炎が θk の火炎面からボア端へ向かっていることから、ノッキングの発生位置がCと決定される。

以上から、燃焼圧の位相差とイオンプローブによる火炎伝播計測を利用することでノッキング発生位置の特定が可能となった。

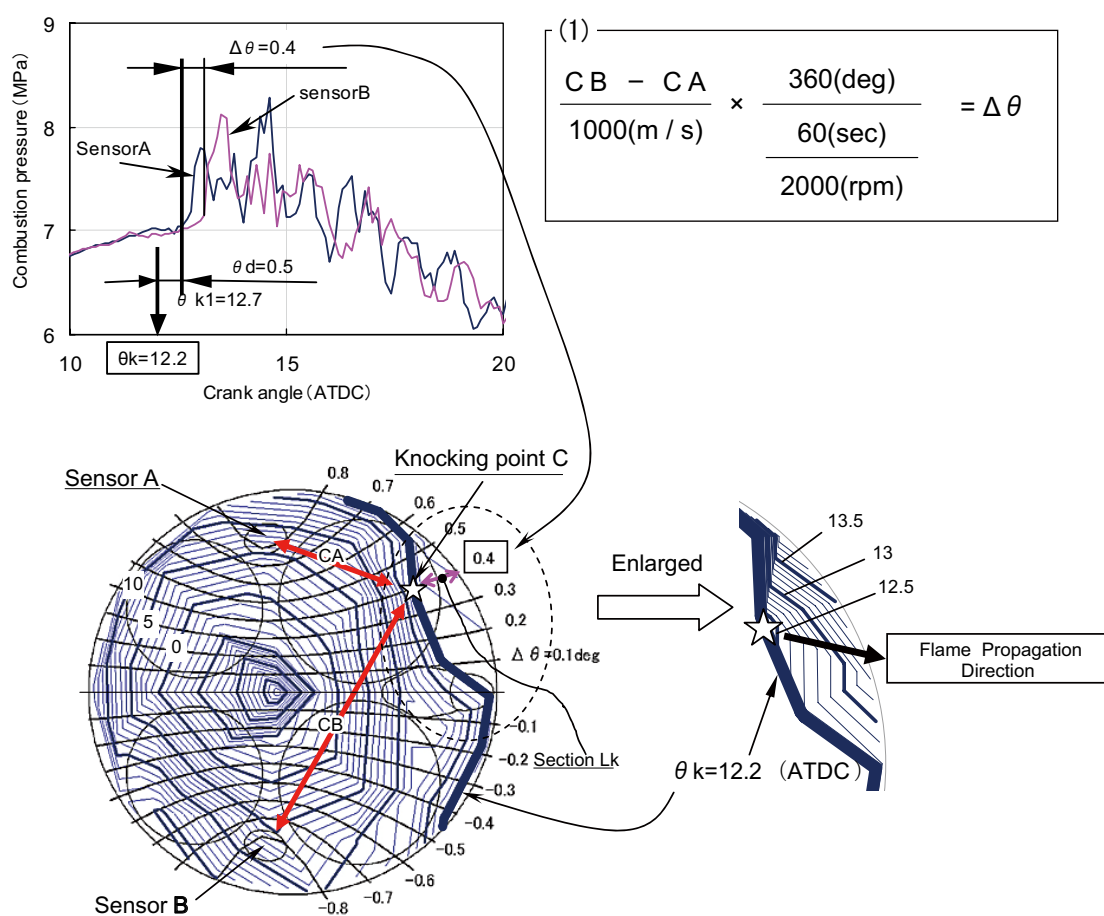


図3 Procedure to Determine the Point of Knock Onset

3 実験結果および考察

3.1 オクタン価と過給圧の影響

表2に試験条件を示す。過給機はスーパーチャージャーをモーターで駆動し、過給圧の設定は相対圧で40kPaとした。点火時期は、ノッキング中レベルとなるよう調整した。ノッキング中レベルとは、トレースノッキングより大きめのノッキングであり、レベルの判定は、筒内燃焼圧からのノッキング波形振幅と聴感とを加味して行った。計測サイクルは100サイクルである。

表2 Engine Running Condition 1

Engine Speed		2000 rpm
DI Injector		Vertical 2 slits
Load	NA	WOT
	Supercharged	+40kPa
End of Injection Timing (deg.BTDC)		240
Gasoline Octane Number	NA	90/100 RON
	Supercharged	100 RON
Ignition Timing (IGT) (deg.BTDC)	NA 100 RON	20
	NA 90 RON	13
	Supercharged	12

3.1.1 100サイクル平均での結果

図4にNA 100RON、NA 90RONと過給 100RONとの100サイクル平均の火炎伝播等高線比較を示す。点火プラグ位置を燃焼開始点として、点火時期から1℃A毎に等高線を描いている。この図から、いずれの条件でも火炎中心が排気側に偏っていることが分かる。これは、タンブル流によって初期火炎が排気側へ流されたためと思われる。また図5に、それぞれの点火時期から13度、23度、33度経過した時の火炎前面の位置を比較したものを示す。図から明らかなように、これら3つともほぼ重なっている。すなわち、点火時期、過給の有無に関わらず、火炎の伝播速度はほぼ一定となることを示している。

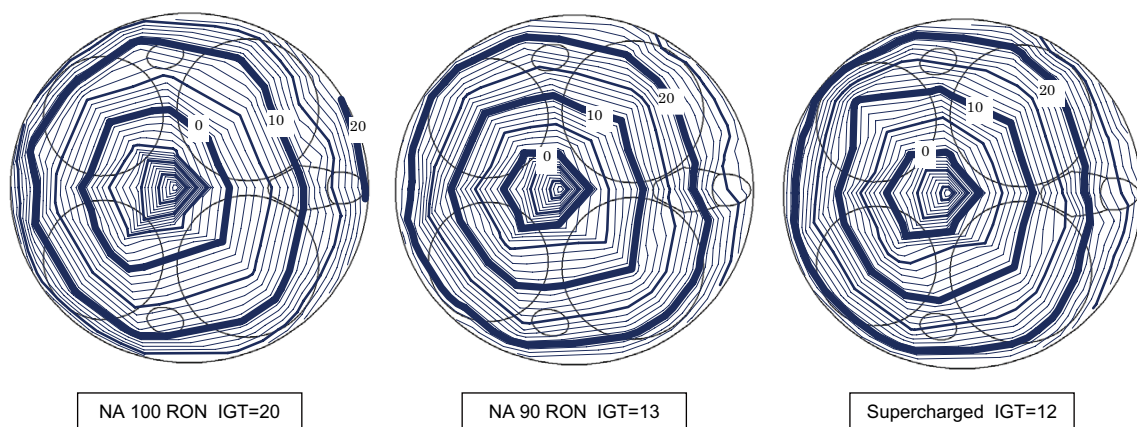


図4 Comparison of 100 cycle average of flame propagations on the same knocking level

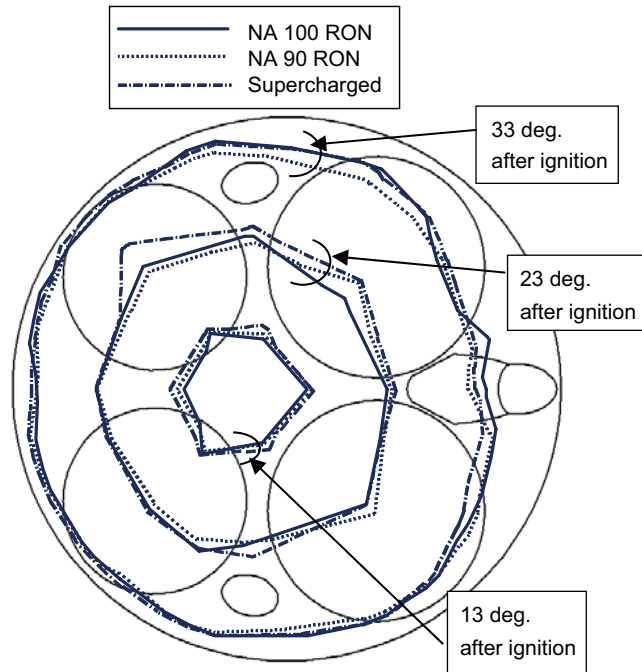


図5 Comparison of flame propagations after the same intervals from ignitions

3.1.2 ノッキングサイクルでの結果

図6、7、8に、それぞれNA100RON、NA90RON、過給100RONにおける代表的なノッキングサイクルの例を2つずつ示す。いずれもノッキングの起点は火炎前面にあり、シリンダーボアからの距離もほぼ同じである。

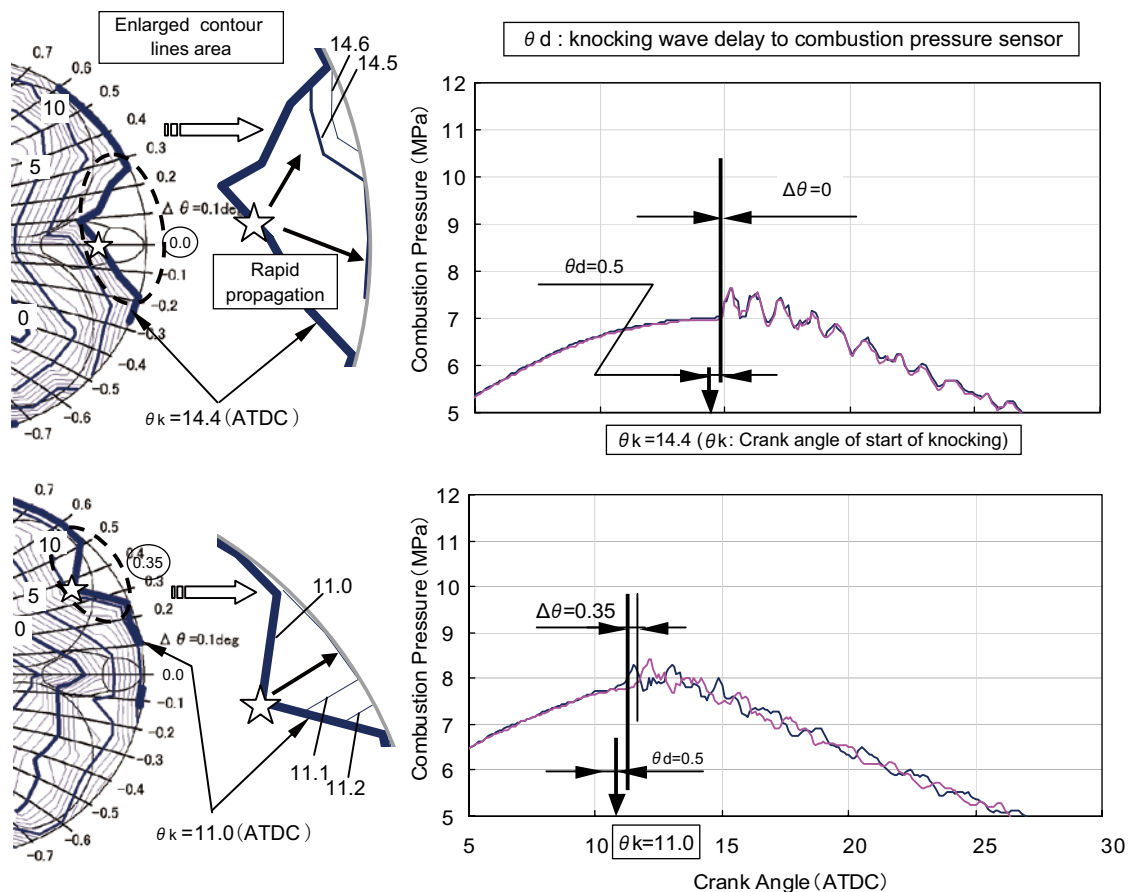


図6 Two examples of knocking cycles by NA 100 RON (IGT=21 deg. BTDC)

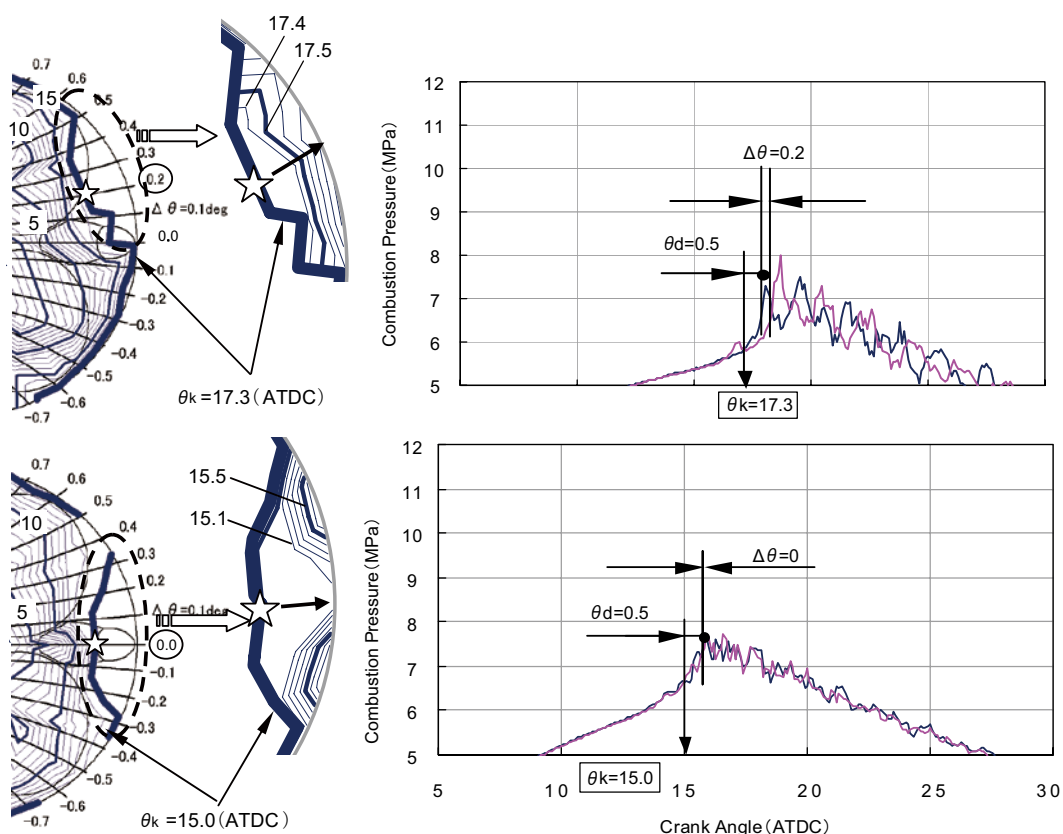


図7 Two examples of knocking cycles NA 90 RON (IGT=13 deg. BTDC)

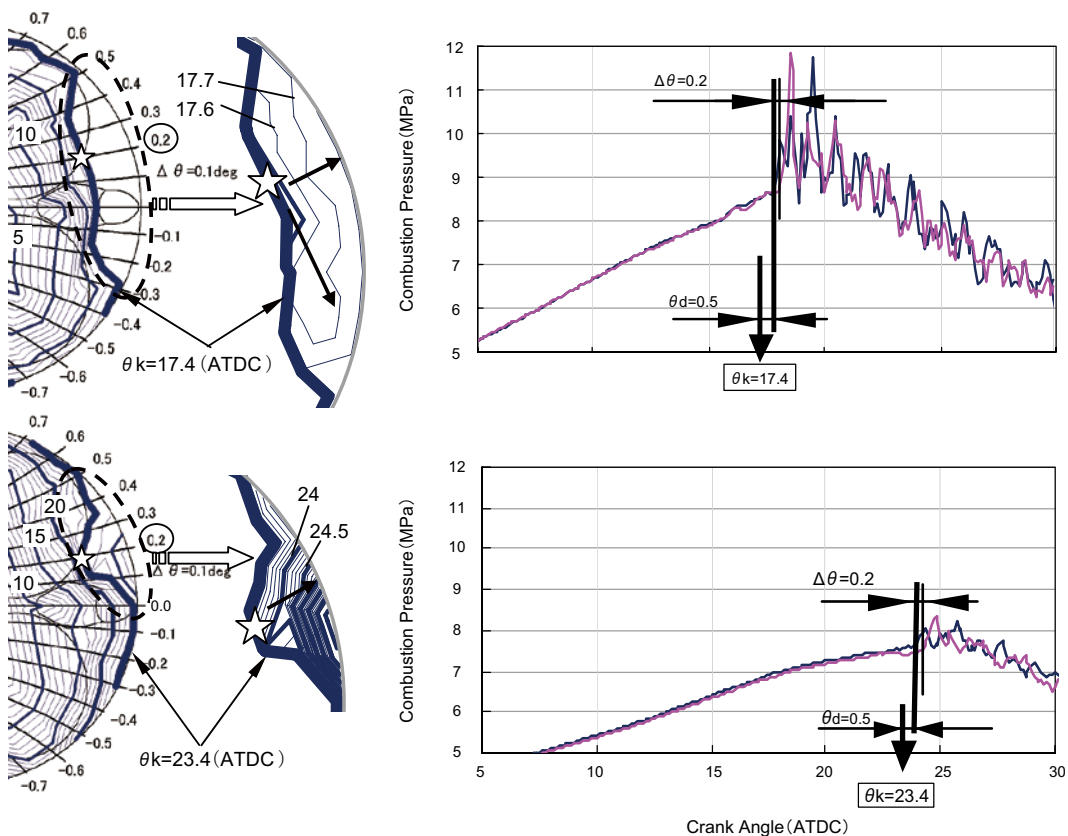


図8 Two examples of knocking cycles by supercharged (IGT=12 deg. BTDC)

3.2 A/Fとエンジン冷却水出口水温の影響

3.2.1 100サイクル平均での結果

表3に試験条件を示す。A/Fの影響を見る場合は、エンジン出口水温を90℃に固定した。また水温の影響を見る場合は、A/Fを12.5に固定し、充填効率が一定となるようスーパーチャージャーで調整した。

また今回はCFDにより、筒内混合気形成と燃焼およびノッキング挙動解析を行った。ソフトウェアにはリカルド社のVECTIS(バージョン3.10.2)を使用し、自着火モデルにはLivengood-Wu 積分着火遅れモデルを用いた。

表3 Engine Running Condition 2

Engine Speed	2000 rpm
DI Injector	Horizontal 1 slit
Load	WOT
End of Injection Timing	180 deg BTDC
Air Fuel Ratio	10.5 12.5 14.5
Engine Coolant Temperature	80℃ 90℃ 100℃
Ignition Timing	Advance to Medium Knocking Level

図9上段に点火時期を同一(17degBTDC)とした場合の、A/F毎の100サイクル平均火炎伝播比較を示す。例えばTDCの火炎位置(白色のライン)に注目すると、A/Fが14.5から10.5とリッチになるほど火炎伝播が速いことが分かる。分かりやすく表現するために、図9上段右端にクランク角10deg毎に抜粋したものを重ね書きで示してある。このことをCFDにて検討した結果が図10である。この図は、圧縮上死点前20degBTDCにおいて、A/F毎に、上から吸排方向のボアセンター垂直断面、シリンダーヘッド下面水平断面の乱れ強度分布を示したものである。この図によると、A/Fがリッチになるほど、乱れ強度が強い領域が広がっていることが分かる。すなわち、A/Fが14.5から10.5へリッチになるほど火炎伝播が速いことが説明できる。

さらに実験結果として特徴的なことは、火炎形状が吸排方向に垂直な楕円になっていることである。このことも、図10のCFDによる乱れ強度分布が、吸排方向に垂直な方向に強い分布となっていることで説明できる。

次に図9下段に、A/F毎にノッキング中レベルに合わせた点火時期での比較を示す。特徴的なのは、A/F=10.5において、ほぼ吸排方向に均等な火炎伝播になっているが、それよりリーンなA/Fでは、やや排気側にシフトしたものとなっている。A/Fを変化させた時のCFD結果を図11に示す。この図は、圧縮上死点前20degBTDCにおいて、A/F毎に、上から吸排方向のボアセンター垂直断面、シリンダーヘッド下面水平断面のA/F分布を示したものである。これによるとA/F=10.5のみが点火プラグを中心に、おおよそ可燃混合気と考えられるA/F=18までの混合気が広く分布しているのに対し、その他のA/Fでは、A/F=18までの混合気分布が吸気側で狭くなっている。このことでA/F=12.5と14.5はA/F=10.5に対して吸気側への火炎伝播が相対的に遅くなったと考えられ、上記の火炎伝播の違いが説明できる。

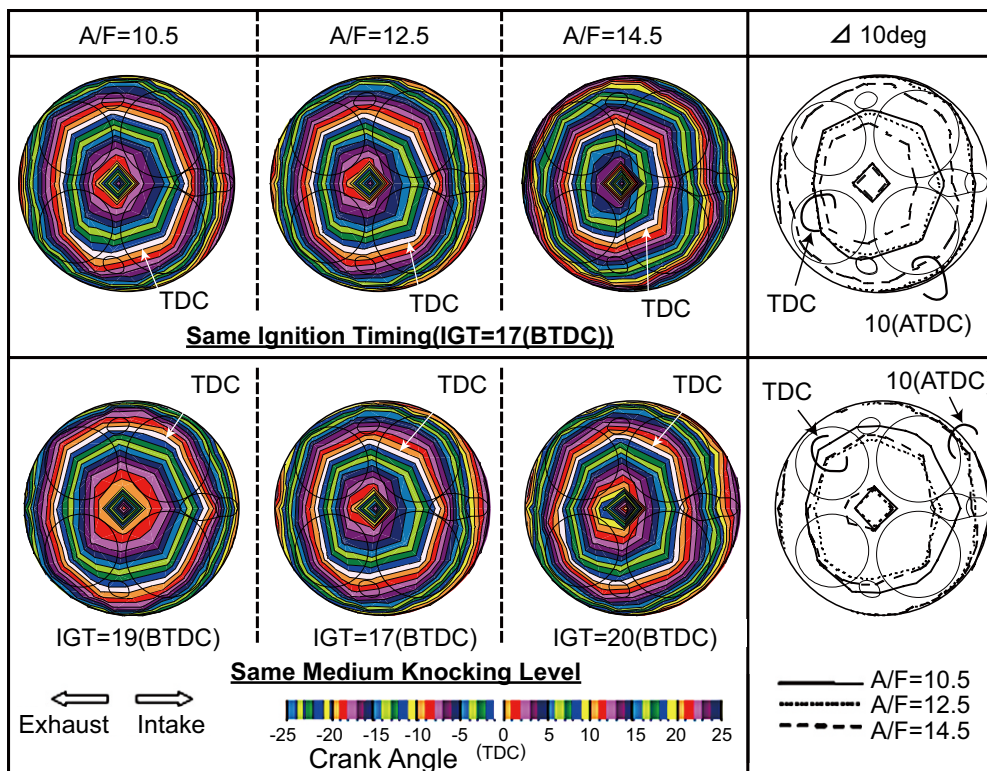


図9 Comparison of 100 Cycles Average of Flame Propagation by Air Fuel Ratio

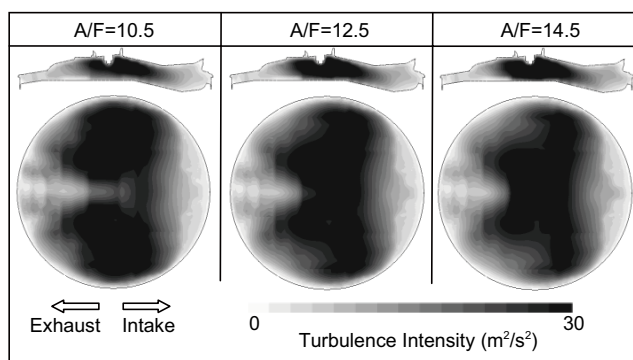


図10 Turbulence Intensity by CFD

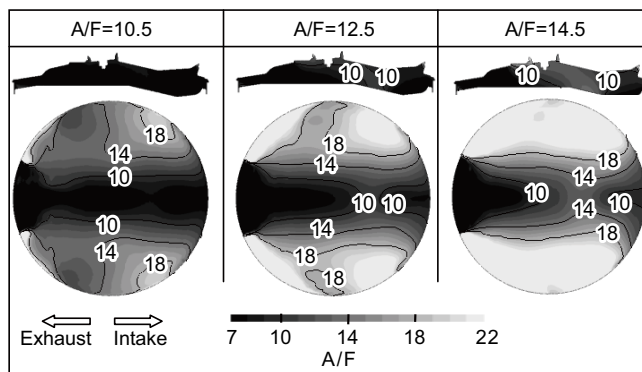


図11 Air Fuel Ratio Distribution by CFD

図12に、A/F毎の、ノッキング中レベルとなるための要求点火時期、指圧線図解析結果等の比較を示す。Knock Onset Timingとは、100サイクル中のノッキング強度上位10サイクルにおいて、筒内燃焼圧のノッキング波形立ち上がりタイミング平均クランク角度を示したものである。また、Squish Tempとは、前述の図2の位置に埋め込んだハイブリッドプローブの温度である。これは前述の通り、先端が燃焼室内に半分露出しているため、燃焼ガス温度とシリンダーヘッドアルミ部の温度の合成となる。したがって、絶対値は目安であり、相対値として使用している。総じてA/Fリッチの方が燃焼は速く、ノッキング発生タイミングも早い。しかしノッキング中レベル点火時期としては、A/F=12.5が最も遅角している。これはA/F=10.5は、A/F=12.5に対し、燃焼は速いものの自着火は起きにくいことを示唆している。また、吸気スキッシュ部の温度が、A/Fが14.5から10.5へとリッチになるにつれ高くなることについては、次のように推察する。上述したCFDの結果から、A/Fがリッチな運転条件になるほど吸気スキッシュ部に可燃A/Fが広く分布している。そこから、A/Fがリッチな運転条件ほど高温な燃焼ガスがスキッシュ部へ入り込み、温度が高くなったと推測する。

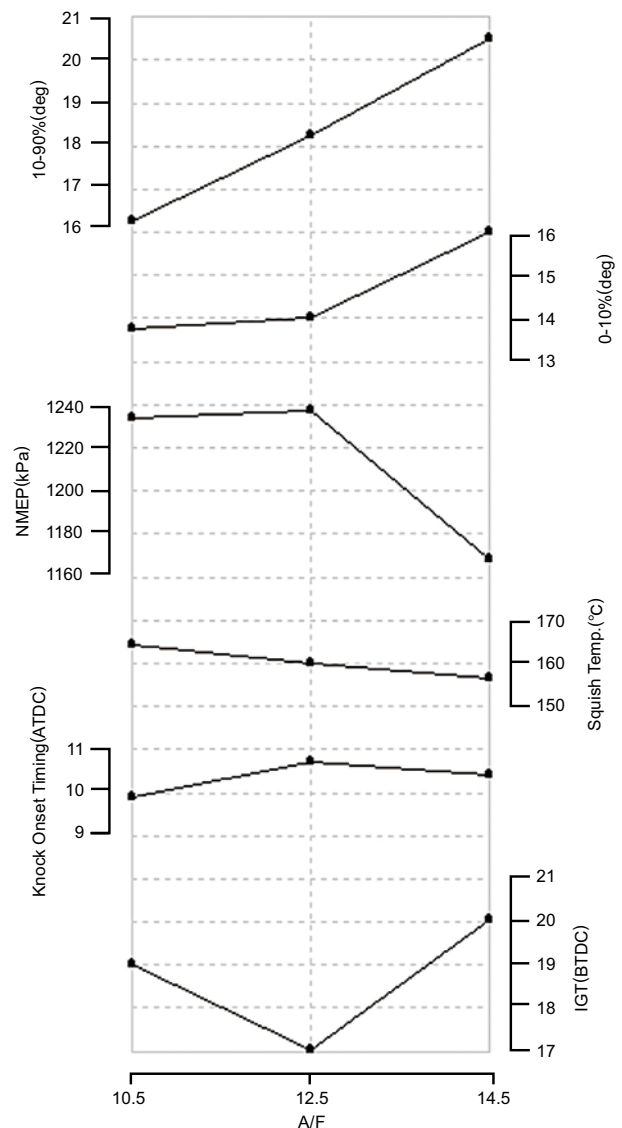


図12 Comparison of Combustion Analysis Results by Air Fuel Ratio

3.2.2 ノッキングサイクルでの結果

ここまでは100サイクル平均結果について説明してきたが、実際は同一点火時期でも、サイクル毎の筒内流動変動、燃焼変動等により、強いノッキングからノッキング無までさまざまな燃焼サイクルが存在する。したがって、この項では、100サイクル中ノッキング強度の強いサイクルに注目して解析を進める。

図13上段に各A/Fによる100サイクル平均(図9下と同じ)、中段に100サイクル中ノッキング強度上位10サイクルの平均、下段にはCFDでのノッキングサイクル火炎伝播の比較を示す。CFDでの火炎伝播の様子と、実機でのノッキング強度上位10サイクル平均の火炎伝播を見ると定性的には両方とも火炎形状が吸排方向に垂直な楕円となっている。しかしながら、火炎伝播の等高線の絶対値は一致していない。これは、CFDでは計算できないサイクル変動の影響のためであろう。

次に、A/F毎のノッキング強度上位5サイクル個別の火炎伝播を図14に示す。図中の☆印は、前述のノッキング発生位置特定方法(DT法)にて得られた位置である。

個々のサイクルを見ても特にA/Fの違いによる特徴を見出すことは難しい。逆にすべてに共通する現象として、ノッキングはほとんどの例で、吸気スキッシュ部で発生している。これは図9の通り、火炎がやや排気側に偏っており、最終的に可燃ガスが残るのが吸気側となることが要因と思われる。また自着火発生領域形成の過程として、何らかの原因で火炎進行が遅れた部分が、周りの通常燃焼速度の領域に囲まれ、圧縮され自着火に至る形跡が認められる。

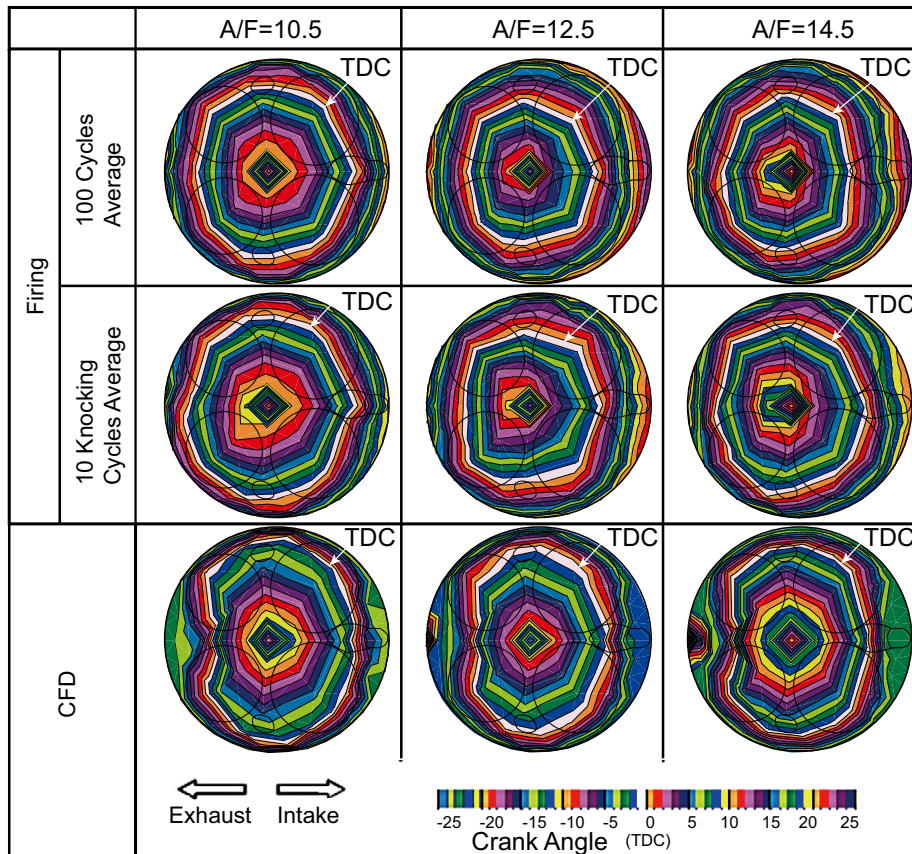


図13 Flame Propagation Comparison of Firing and CFD

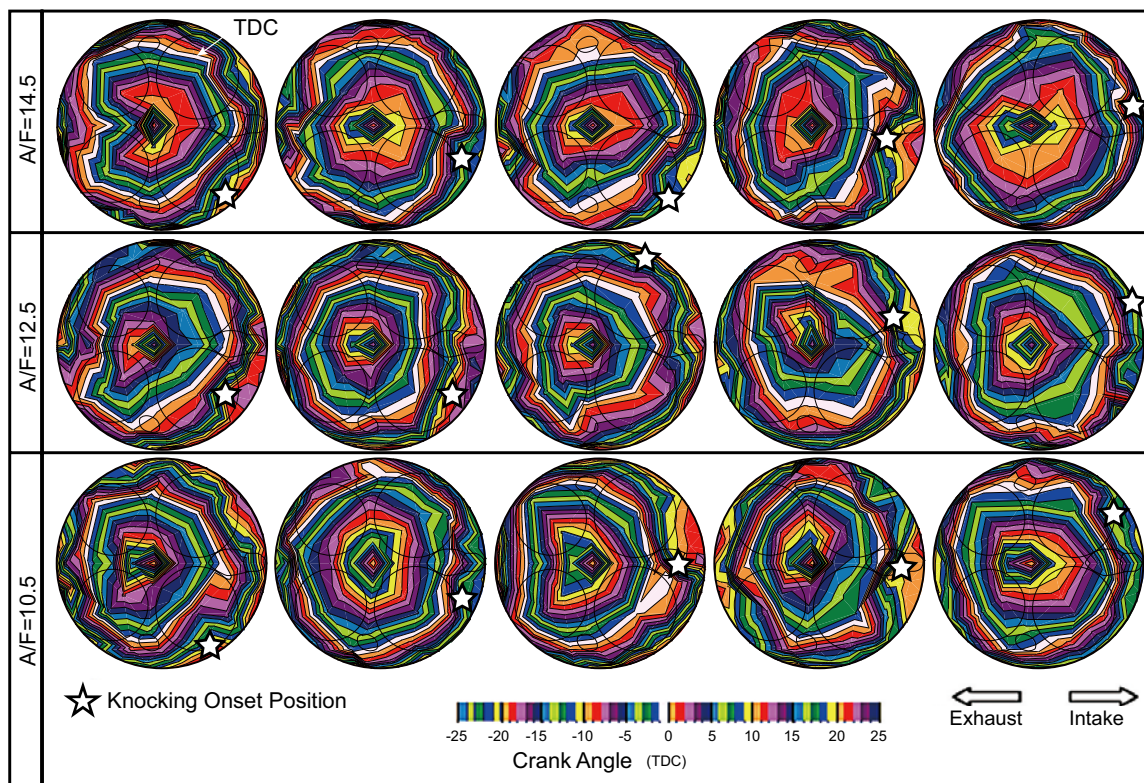


図14 Five Knocking Cycles Comparison of Flame Propagation by Air Fuel ratio

3.3 エンジン冷却水出口水温比較

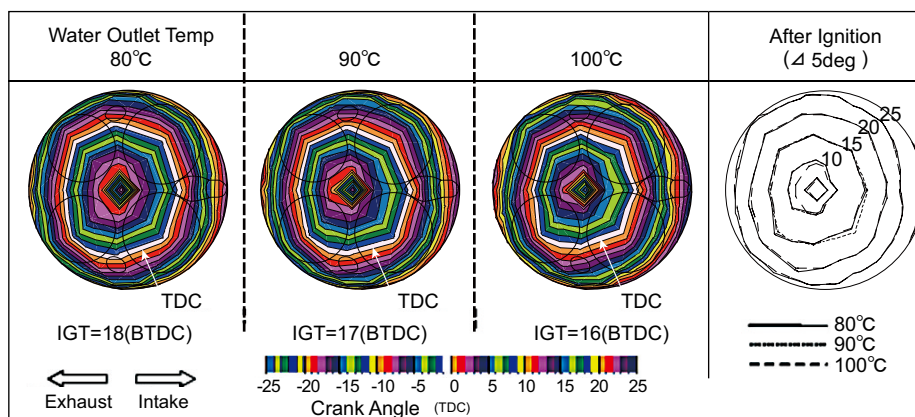


図15 Comparison of 100 Cycles Average of Flame Propagation by Engine Coolant Temperature

図15にノッキング中レベルに合わせた点火時期での、エンジン冷却水出口水温の違いによる100サイクル平均火炎伝播比較を示す。ノッキング中レベル点火時期は、水温が10℃上がるにつれ、1deg遅角している。図15右端は、今までの表現と異なり、点火後の経過クランク角で、5℃A刻みで抜粋したデータを重ね書きしたものである。3つの水温でほぼ完全に重なっており、火炎伝播速度への水温の影響は、この温度範囲ではほとんどないといえる。図16に図12と同様の指圧線図解析結果等を示す。スキッシュ部温度は、水温の違いに応じた変化をしており、エンジン冷却水出口水温によって確実にシリンダーヘッド

温度が制御されていることが分かる。またこの図からも、燃焼速度に大きな違いはないことが分かる。しかしながら、本試験のねらいである低水温化のノッキング減少による図示平均有効圧(NMEP)向上は得られず、逆に高水温ほど大きくなってしまった。これは試験エンジンが単気筒であるため冷却性能が良く冷却損失が大きくなり、結果的に出力点が高水温側へ移動したためと考える。

また図17に図14と同様に、ノッキング強度上位5サイクルを水温毎に比較したものを示す。A/F比較と同様に、ノッキング発生状況に水温の影響を見出すことは難しい。

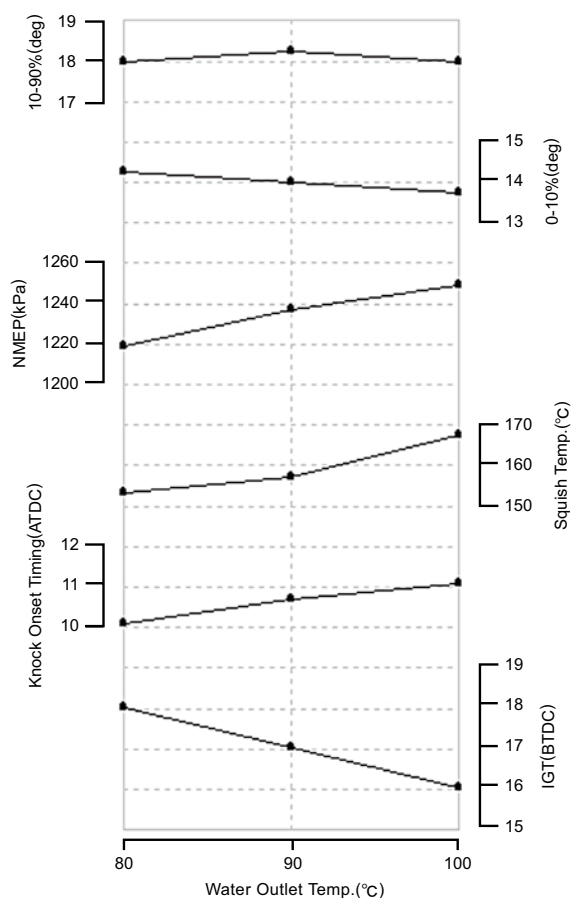


図16 Comparison of Combustion Analysis Results by Engine Coolant Temperature

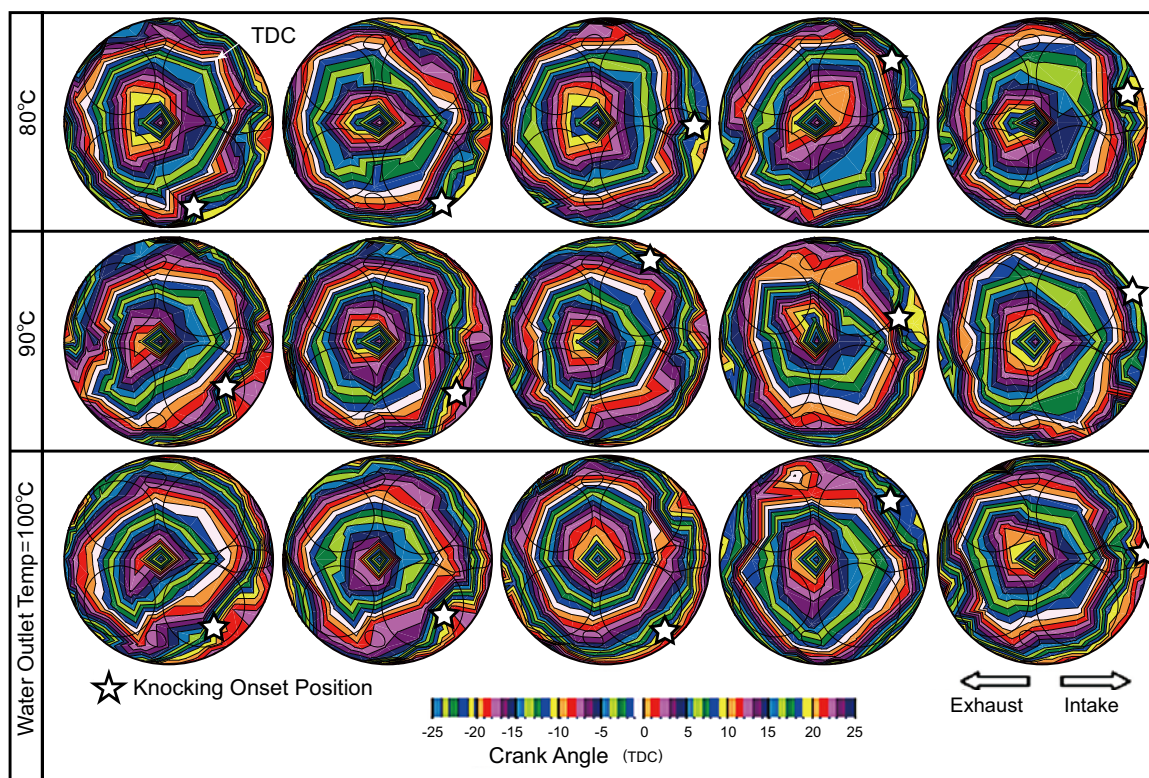


図17 Five Knocking Cycles Comparison of Flame Propagation by Engine Coolant Temperature

4 まとめ

吸排気バルブ表面を含む総数92本のイオンプローブとDT法によって、詳細な火炎伝播計測とノッキング解析が可能となった。これらを用い、過給圧、オクタン価、A/F、エンジン冷却水温が、火炎伝播とノッキングにおよぼす影響を調査した結果、以下の知見を得た。

- ① ノッキングレベルにおいて、過給の有無やオクタン価によらず、火炎伝播速度はほぼ一定で、かつ、ノッキングの発生する箇所は、ほぼ同じであることがわかった。
- ② A/F=10.5と12.5とを比べると、A/F=10.5の方が燃焼は速いが、同ノッキングレベル要求点火時期としては進角している。これはA/F=10.5は、A/F=12.5に対し、燃焼は速いものの自着火は起きにくいことを示唆している。このことをノッキングサイクルでの火炎伝播挙動で検証を試みたが明確な違いは見出せなかった。
- ③ 実機では計測困難な、局所A/Fと乱れ強度についてCFDにて調査し、イオンプローブによる火炎伝播結果と比較することで、それらが実燃焼と相関があることを確認できた。
- ④ CFDでの火炎伝播の結果は、定性的にはイオンプローブによる火炎伝播結果と類似したものとなったが、絶対値という点ではかい離があった。これは、CFDではサイクル変動を計算できないことが原因であると推測する。
- ⑤ エンジン冷却水温での比較において、80～100℃の範囲では、燃焼速度に違いはなかった。同ノッキングレベルの要求点火時期が、高温ほど遅角していたことから、混合気温度が上昇し、自着火しやすい状態になっていたことが伺われる。

謝辞

本研究では、トヨタ自動車(株)、(株)日本自動車部品総合研究所の関係者の方々から多大なるサポートをいただきました。この場を借りて、厚く御礼申し上げます。

■参考文献

- 1) 塚原映, 田中大二郎, 沖秀樹, 西垣昌登, 鈴木裕一: 吸排気バルブ表面を含むイオンプローブによる筒内噴射ガソリンエンジンにおける火炎伝播計測とノッキング挙動解析, 第19回内燃機関シンポジウム 講演論文集, No.06-251, p.249-253 (2007)
- 2) Suzuki Yuichi, Nishigaki Masato, Tanaka Daijiro, Tsukahara Ei: "S.I. engine combustion flame propagation measurement and knocking analysis by ion current probes including moving intake and exhaust valve faces", SAE2007-01-1420 (2007)
- 3) Suzuki Yuichi, Nishigaki Masato, Tanaka Daijiro, Tsukahara Ei, Sone Satoshi and Sakurai Kenichi: "Investigation of Flame Propagation and Knocking Phenomenon by using Ion Current Flame Measurement For Direct Injection Gasoline Engine", FISITA/F2006P036 (2006)
- 4) 田中大二郎, 沖秀樹, 塚原映, 西垣昌登: 吸排気バルブ表面を含むイオンプローブによる筒内噴射ガソリンエンジンにおける火炎伝播計測とノッキング挙動解析, 自動車技術会 春季学術講演前刷集, No.83-07, p.1-6 (2007)
- 5) Yuichi Suzuki, Hideki Oki, Shinichi Kurosawa: "Gasoline S.I. Engine Combustion and Knocking Analysis on the Mixture Formation in the Various Direct Injection Fuel Spray Patterns", SAE2006-01-0230, p.153-167 (2006)
- 6) 中島樹志, 加藤毅彦, 秋山清和, 小森啓介: 超高回転域での燃焼挙動解析技術の開発, 自動車技術会 秋季学術講演前刷集, No.107-05, p.9-13 (2005)

■著者

西垣 昌登 Masato Nishigaki

AM事業部 AM第1技術部

田中 大二郎 Daijiro Tanaka

AM事業部 AM第1技術部

沖 秀樹 Hideki Oki

AM事業部 AM第1技術部

塚原 映 Ei Tsukahara

AM事業部 AM第1技術部