

副室ジェット燃焼を用いた未燃部の削減による ガソリンエンジンのノッキング抑制

Knocking Mitigation of Gasoline Engine
by Reduction of Unburned Area Using Pre-chamber Jet Combustion

安 藤 博 和¹
Hirokazu ANDO
椎 名 亮 介¹
Ryosuke SHIINA

新 谷 祐 輔¹
Yusuke SHINTANI
木 村 範 孝¹
Noritaka KIMURA

小 林 広 樹¹
Hiroki KOBAYASHI

要 旨

ガソリンストイキ火花点火燃焼エンジンに対して、パッシブタイプの副室ジェット燃焼を適用した際のノッキング抑制について解析をおこなった。副室より噴出するジェットによって、伝播火炎がボア端まで迅速に到達し燃焼期間が短縮され、燃焼後半のエンドガス未燃部が減少しノッキングを抑制する効果が得られた。さらに多噴孔化によるジェット本数の増加にて、未燃領域が分割され小さくなることで自着火を抑えて、ノッキングを抑制する効果を明らかにした。ノッキング抑制効果と熱効率を最大化するための諸元設定の結果、圧縮比を 1.8 高めることが可能で、熱効率を 1.1 pt 高められることを確認した。

ABSTRACT

Analysis was conducted of knocking mitigation when using passive pre-chamber jet combustion as compared to a gasoline engine with stoichiometric spark ignition combustion. Jets emitting from the pre-chamber enabled the propagation flame to rapidly reach the bore end, shortening the combustion duration. This reduced the unburned area of end-gas in the latter half of combustion and mitigated knocking. It was also shown that by creating more nozzles and thus increasing the number of jets, the unburned field is partitioned and made smaller, which suppresses auto-ignition and mitigates knocking. It was confirmed that setting specifications to maximize the knocking mitigation effect and thermal efficiency can raise the compression ratio by 1.8 and increase thermal efficiency by 1.1 pts.

1. ま え が き

現在、世界各国でカーボンニュートラルの取り組みが加速しており、気候変動による気温上昇 1.5℃ 未満を達成するシナリオにおいては、温室効果ガス CO₂ を 2030 年までに 2010 年比 45% 以上削減する必要がある⁽¹⁾。そのために、内燃機関の熱効率向上は CO₂ 低減に有効な取り組みである。

ガソリン火花点火 (Spark Ignition: SI) 燃焼では、ノッキング回避のため点火時期を Minimum advanced for best torque (MBT) よりも遅角せざるを得ず、時間損失が増大し、熱効率向上を図る上での課題となっている。点火時期

の遅角は、常用負荷域においては熱効率の低下を招き、出力点においては排気ガス温度上昇抑制の必要性から、出力低下を招く。出力を保つ目的で、これまでは排気系保護のための燃料エンリッチメントがおこなわれてきたが、一方では CO エミッションが増加する。各国で Real driving emission (RDE) 法規適用により CO 排出規制が強化され、加えて今後の RDE 法規動向においては燃料エンリッチメント自体が許容されない方向となっていることから、これまで通りの出力を保つことは容易ではない。以上のとおり、ノッキング抑制は熱効率向上、出力向上、CO エミッション低減、さらには RDE 法規適合にとって重要な課題である。

¹ 先進パワーユニット・エネルギー研究所

E-mail: hirokazu_ando@jp.honda

その対策として、副室ジェット燃焼を用い、噴出するジェットで火炎伝播面の乱流運動エネルギーを高め、燃焼期間を短縮することによってノッキングを抑制する手法⁽²⁾⁻⁽⁴⁾が取り組まれている。燃焼が緩慢となりやすいリーンバーン SI 燃焼に対しては、燃焼の安定化をねらった副室ジェット燃焼適用事例が多数報告されている⁽⁵⁾⁻⁽⁷⁾。他方、ガソリンストイキ SI 燃焼に対しては、圧縮比増加をねらってノッキング抑制効果を解析した事例はあるものの⁽²⁾⁻⁽⁴⁾、詳細な副室ジェット燃焼の状態解析はなされていない。副室ジェット燃焼は、多噴孔から噴出する燃焼ガスのジェットが複雑な燃焼形態を呈するため、ノッキングへの影響とその筒内自着火挙動については未解明な部分が多い。副室ジェット燃焼の諸元設定のためには、これらの現象を解明することが求められる。

本研究では、ガソリンストイキ SI 燃焼を対象とした副室ジェット燃焼のノッキング抑制について、現象解明をおこなった。さらに副室ジェット燃焼のノッキング抑制効果を利用し、圧縮比増加をおこなうことによる熱効率向上効果について検討をおこなった。

2. 副室ジェット燃焼の原理

本研究ではパッシブ副室を用いた副室ジェット燃焼⁽²⁾⁻⁽⁴⁾を用いた。パッシブ副室とは、副室内に燃料噴射ノズルを持たず、主室側より混合気を吸入するタイプの副室のことを指す。検討に用いたパッシブ副室ジェット燃焼室の形状を Fig. 1 に記す。

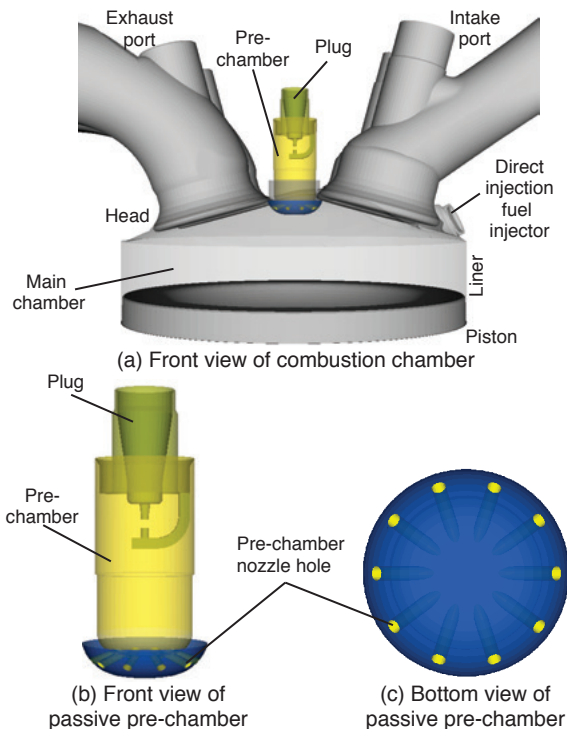


Fig. 1 Schematic diagram of combustion chamber and passive pre-chamber

パッシブ副室はエンジンの圧縮行程中の主室と副室の圧力差を用いて主室の混合気を副室内に導入する。さらに副室内の点火プラグによって混合気に着火し、副室内の圧力上昇により高温の既燃ガスおよび未燃ガスが副室噴孔より噴出される⁽⁴⁾。これにより主室混合気の着火面面積と、主室火炎面上の乱流運動エネルギーを増大させ、急速燃焼を可能としている。

3. ノッキング解析手法

3.1. 供試エンジンおよび評価負荷

量産 1.5 L 直噴ターボ直列 4 気筒諸元を基に製作した単気筒エンジンに副室を追加し解析をおこなった。Table 1 に解析に使用したエンジン諸元を示す。

副室ジェット燃焼では、噴孔径と副室容積がジェットペネトレーション (以降、ペネトレーション) に関与し⁽⁴⁾、噴孔数については筒内未燃部の分割状態に関与することが想定される。よって、Table 1 に示す通りこれらを副室諸元の設計変数として以降の解析を実施した。

評価負荷点は、ノッキング制限による時間損失が課題となる、エンジン回転数 2000 rpm、図示平均有効圧 (IMEP) 1300 kPa (1 気筒 1 サイクル当たり燃料噴射量 30 mg/st) に設定した。

3.2. 計算手法

副室ジェット燃焼のノッキング抑制効果とその現象を解析するにあたり、実機試験に加えて燃焼の数値流体力学 (Computational Fluid Dynamics: CFD) による現象解析をおこなった。燃焼 CFD は、Convergent Science 社製の 3D-CFD ソフトである CONVERGE v3.0.14 を用いた。計算モデルの概要を Table 2 に記す。

ここでは燃焼モデルとして Extended Coherent Flame Model (ECFM)⁽⁸⁾を使用した。本モデルでは、火炎伝播燃焼が火炎面密度方程式を用いて算出される。また、自着火モデルとして自着火を各種パラメータによるテーブルで表現した Tabulated Kinetics of Ignition (TKI) モデル⁽⁹⁾、点火モデルとして点火回路と点火部燃焼ガスをモデル化した Imposed Stretch Spark Ignition モデル (ISSIM)⁽⁹⁾を内包して構成される。本モデルは火炎伝播燃焼の燃焼パラメータの解析が容易で、さらに自着火燃焼を切り分けて解析可能である。よって火炎伝播燃焼と自着火燃焼過程からなる SI 燃焼の解析に適したモデルといえる。本モデルについては従来 SI 燃焼ならびに副室ジェット燃焼の再現性が確認されている⁽⁹⁾。

本燃焼モデルの詳細を Fig. 2 に記す。火炎伝播燃焼率 (OMEGA_CFM) は火炎伝播反応面の未燃燃料化学反応速度を、自着火燃焼率 (OMEGA_TKI) は未燃部の自着火反応速度を示す。本研究においては、副室ジェットの各種パラ

Table 1 Test engine specifications

Number of cylinders	1
Displacement volume [cm ³]	374.5
Bore [mm]	73
Stroke [mm]	89.4
Compression ratio	10.6 (base), 12.4
Valve system	DOHC 4-valve
Intake port tumble ratio	1.8
Fuel injection system	Direct injection (Injection pressure: 10 [MPa])
Fuel	Japanese regular gasoline (Research octane number: 91)
Ignition system	Direct ignition (Ignition energy: 60 [mJ])
Plug heat value	#8
Pre-chamber specifications	Hole number: 4, 6, 8, 10, 12
	Hole diameter [mm]: 0.3, 0.4, 0.5, 0.65, 0.8, 0.95
	Volume [cm ³]: 0.42, 0.52, 0.83, 1.12, 1.36, 1.92
Boost device	Super charger

Table 2 Calculation software and model

CFD software	CONVERGE v3.0.14
Turbulence model	RNG k- ζ -f
Spray model	Kelvin-Helmholtz and Rayleigh-Taylor
Combustion model	Extended Coherent Flame Model
Ignition model	Imposed Stretch Spark Ignition
Auto-ignition model	Tabulated Kinetics of Ignition
Fuel	Regular gasoline

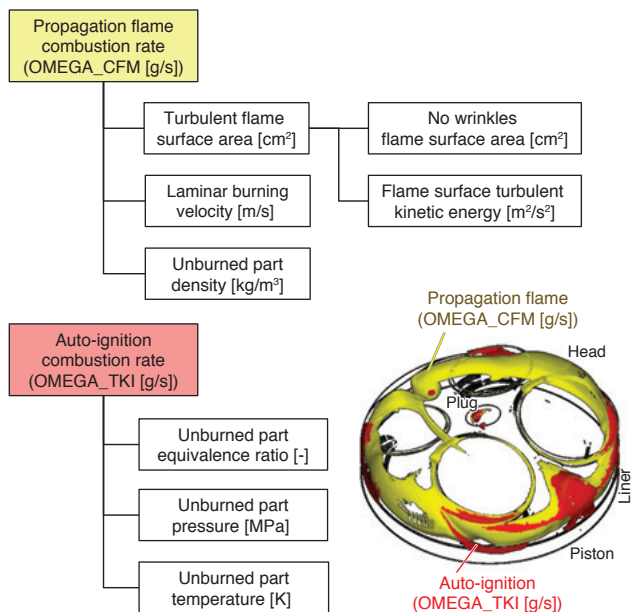


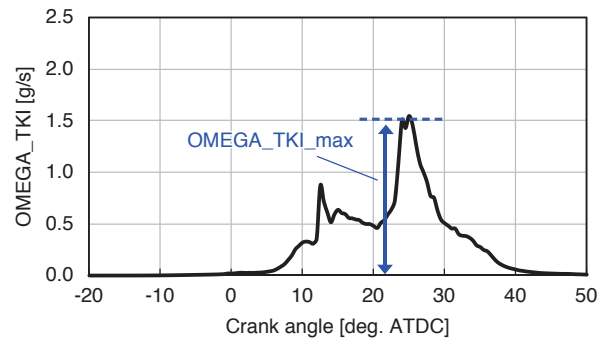
Fig. 2 Factor analysis of flame propagation combustion and auto-ignition combustion

メータ変更による火炎伝播への影響を OMEGA_CFM で、自着火への影響は OMEGA_TKI を用いて評価した。

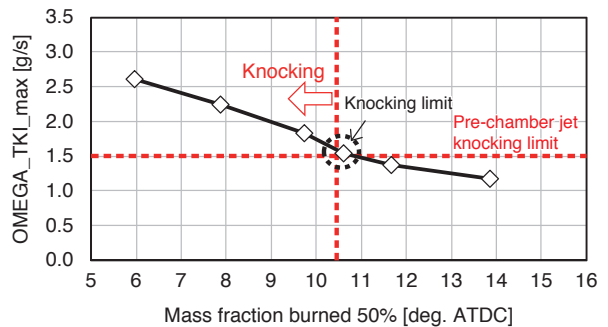
3.3. ノッキング判定手法

従来のノッキング判定手法は、実測された筒内圧をフーリエ変換し、バンドパスフィルタ処理を実施した後、圧力振幅の最大値と最小値の差 Knock Intensity (KI 値) を算出する⁽¹⁰⁾。さらに点火時期特性を計測した後に、KI 値が急変する燃焼時期を求めて、ノッキング限界燃焼時期を判定する。

今回、副室ジェット燃焼の解析を CFD でおこなうにあたり、新たに CFD 計算結果を用いたノッキング判定方法を考案した。ノッキングは燃焼後半におけるエンドガス未燃部の自着火と関連性が高い⁽¹¹⁾ため、CFD で算出される自着火燃焼率からノッキング判定ができると考えた。その概要を Fig. 3 に示す。Fig. 3(a) は燃焼の推移とともに自着火燃焼率がピークを迎える様子を示しており、そのピーク値を自着火燃焼率最大値 (OMEGA_TKI_max) と定義する。また、Fig. 3(b) に示す点火時期を変化させた時の OMEGA_TKI_max の結果より、燃焼重心時期 (Mass Fraction Burned 50%: MFB 50%) の進角とともに OMEGA_TKI_max が増加する挙動が確認できた。よって OMEGA_TKI_max に一定のしきい値を設けることで、ノッキング限界 MFB 50% を推定可能と考えられる。副室



(a) Auto-ignition combustion rate (OMEGA_TKI [g/s])



(b) Maximum auto-ignition combustion rate (OMEGA_TKI_max [g/s])

Fig. 3 Knocking judgment method by CFD auto-ignition observation in pre-chamber jet combustion

ジェット燃焼において各種燃焼諸元をパラメータとした実機とCFDのノッキング限界の比較をおこなったところ、本供試機関の評価負荷に対してはOMEGA_TKI_max 1.5 g/sをノッキングしきい値とすることで、ノッキング限界MFB 50%について実機とCFDとの相関が得られることが確認できた。

副室ジェット燃焼において副室孔径、容積、孔数を変更した際の、実機とCFDとのノッキング限界MFB 50%の相関をFig. 4に示す。本判定手法によって、実機のノッキング限界 MFB 50%がCFDにて±0.5 deg.程度の精度で推定可能となっており、自着火燃焼率を用いた判定手法の妥当性が確認できた。

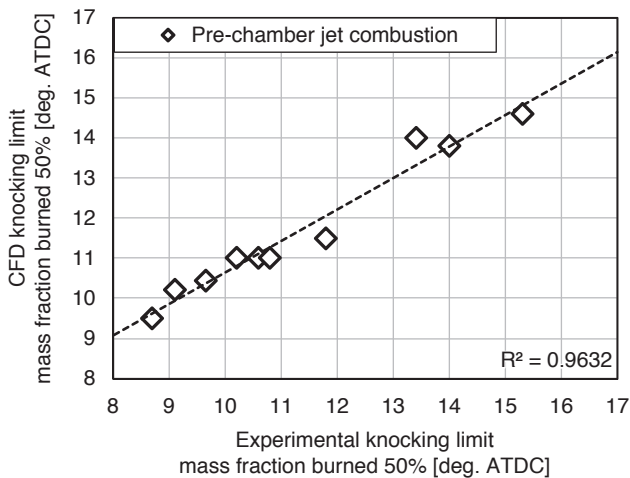


Fig. 4 Knocking limit between experiment and CFD on pre-chamber jet combustion

4. ノッキング抑制影響解析

4.1. 副室噴孔径とノッキング

CFDを用いて副室噴孔径とノッキングの関係について解析をおこなった。ここではCFDの自着火燃焼率を用いたノッキング判定をおこない、ノッキング限界条件における比較をおこなった。この比較によって、ノッキング時の自着火現象の観測が可能で、ノッキング抑制影響を定量的に評価できる。以降で示すペネトレーションについては、副室孔から火炎伝播反応面までの到達距離と定義し、エンドガス部の自着火部体積については、ライナ壁面から10 mm内側の領域における値と定義した。Table 3にCFDにて解析した副室諸元を示す。

Fig. 5にノッキング限界時のMFB 50%と燃焼期間を示す。燃焼期間1 deg.短縮に対し、ノッキング限界 MFB 50%は約1 deg.進角する。燃焼期間は噴孔径Φ0.5 mmが最短となり、その際のノッキング抑制効果が最大となっ

Table 3 Pre-chamber jet specifications on CFD

Excess air ratio	Pre-chamber jet combustion $\epsilon_{10.6}$					
	Stoichiometric					
Pre-chamber hole specification	10 holes, 0.3 mm diameter	10 holes, 0.4 mm diameter	10 holes, 0.5 mm diameter	10 holes, 0.65 mm diameter	10 holes, 0.8 mm diameter	10 holes, 0.95 mm diameter
Pre-chamber volume [cm³]	0.83	0.83	0.83	0.83	0.83	0.83

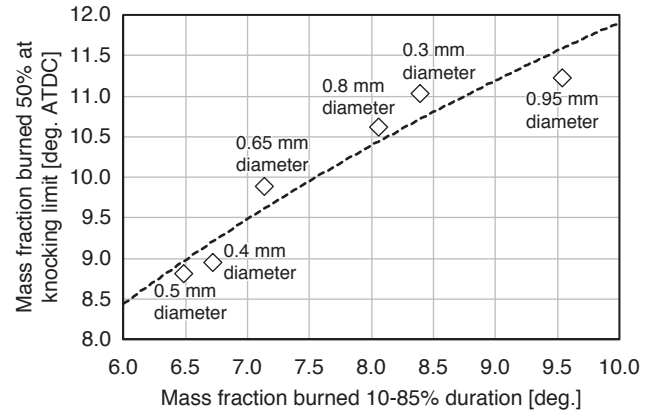
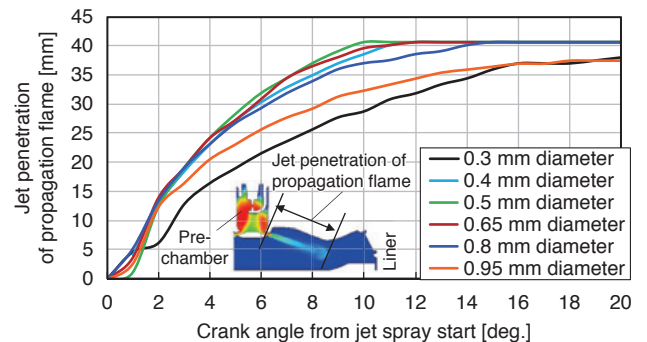
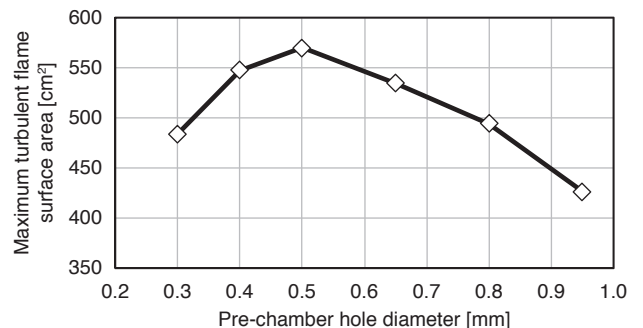


Fig. 5 Effect of pre-chamber hole diameter on knocking by CFD



(a) Relationship between pre-chamber hole diameter and jet penetration of propagation flame



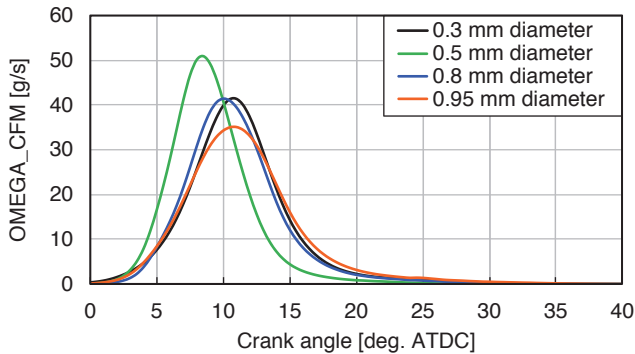
(b) Relationship between pre-chamber hole diameter and maximum turbulent flame surface area

Fig. 6 Effect of pre-chamber hole diameter on jet penetration of propagation flame and maximum turbulent flame surface area by CFD

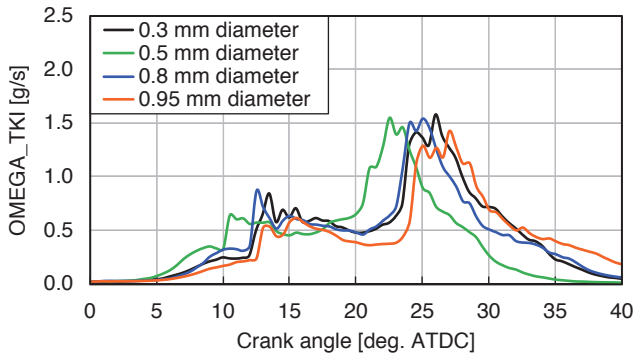
た。これは Fig. 6 に示す通り、 Φ 0.5 mm においてペネトレーションが最大となることで乱流火炎面積が最大化し、燃焼期間が最短となったと考えられる。また、 Φ 0.4 mm 以下においては孔部のジェット流量低下で、 Φ 0.65 mm 以上においては孔部のジェット流速低下によって、それぞれペネトレーションが低下し燃焼期間が増加したものと考えられる。

Fig. 7 に OMEGA_CFM と OMEGA_TKI を示す。ノッキングが抑制された諸元においては、点火時期が進角可能で燃焼が早期化した。Fig. 7(a) に示す様に、伝播燃焼がピークから後半に移行するタイミングが噴孔径 Φ 0.95 mm の 11 deg. ATDC に対し、噴孔径 Φ 0.5 mm では 8 deg. ATDC まで進角した。また、Fig. 7(b) に示す様に、自着火燃焼は伝播燃焼の後半部で立ち上がり始め、噴孔径 Φ 0.95 mm の 14 deg. ATDC に対し、噴孔径 Φ 0.5 mm では 11 deg. ATDC に進角した。その後の自着火燃焼のピークは伝播燃焼の終了時期と同期して、噴孔径 Φ 0.95 mm の 27 deg. ATDC に対し、噴孔径 Φ 0.5 mm では 22 deg. ATDC に進角した。

さらに Fig. 8 と Fig. 9 に OMEGA_TKI 立ち上がり時の



(a) Relationship between pre-chamber hole diameter and propagation flame combustion rate (OMEGA_CFM)



(b) Relationship between pre-chamber hole diameter and auto-ignition combustion rate (OMEGA_TKI)

Fig. 7 Effect of pre-chamber hole diameter on relationship between OMEGA_CFM and OMEGA_TKI by CFD

火炎画像ならびにエンドガス部の自着火部体積を示す。ここでは噴孔径 Φ 0.5 mm にて、OMEGA_TKI 立ち上がり時期が最も進角し、エンドガス部の自着火部体積が最も小さくなった。

これらの結果より、ペネトレーション伸長により急速な火炎伝播を図ることで、エンドガス部未燃混合気を減少させ、自着火が抑制されることがわかった。

4.2. 副室容積とノッキング

CFD を用いて副室容積とノッキングの関係について解析した。ノッキング判定方法は CFD の自着火燃焼率を用い、ノッキング限界条件における比較をおこなった。Fig. 10 に CFD にて解析した副室諸元を示す。

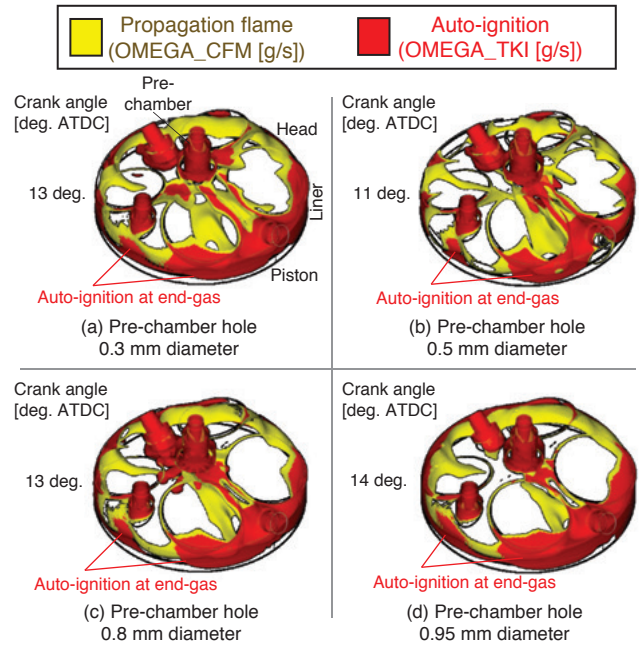


Fig. 8 CFD image analysis of pre-chamber hole diameter

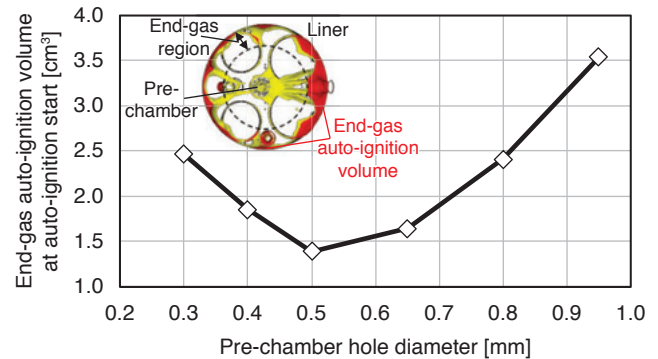


Fig. 9 Effect of pre-chamber hole diameter on end-gas auto-ignition volume by CFD

Fig. 11 にノッキング限界時における燃焼期間と MFB 50% を示す。燃焼期間の 1 deg. 短縮に対しノッキング限界 MFB 50% は約 2 deg. 進角する。副室容積を拡大することで燃焼期間が短縮し、ノッキング抑制効果が高まった。さらに、Fig. 12 にペネトレーションと乱流火炎面積最大値を示す。副室容積を拡大することでペネトレーションが伸長し、乱流火炎面積が拡大した。これらが燃焼期間短縮の要因と考えられる。

Fig. 13 に OMEGA_CFM と OMEGA_TKI を示す。噴孔径違いと同様に、ノッキングが抑制された諸元においては点火時期が進角可能で燃焼が早期化した。Fig. 13(a) に示す様に、副室容積を 0.52 cm³ から 1.92 cm³ まで拡大することで、伝播燃焼がピークから後半に移行するタイミングが 11 deg. ATDC から 6 deg. ATDC まで早期化した。また、Fig. 13(b) に示す様に、自着火燃焼は伝播燃焼の後半部で立ち上がり始め、14 deg. ATDC から 8 deg. ATDC に進角する。その後の自着火燃焼のピークも伝播燃焼の終了時期と同期して 27 deg. ATDC から 19 deg. ATDC に早期化する。

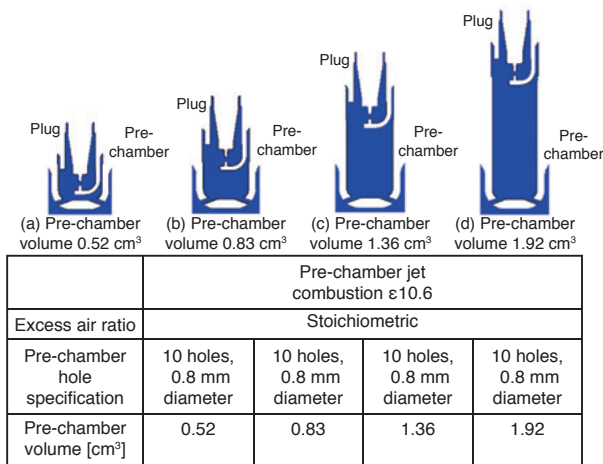


Fig. 10 Pre-chamber jet specifications on CFD

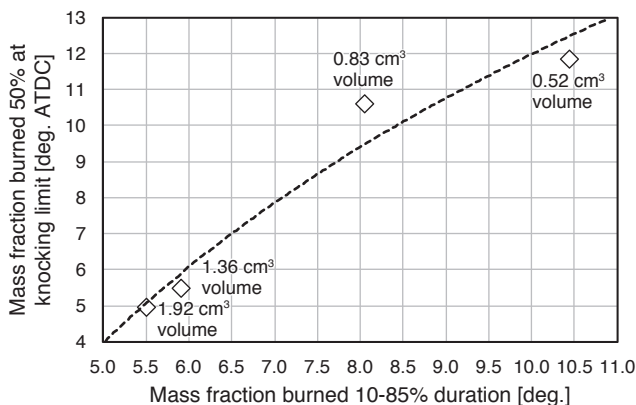
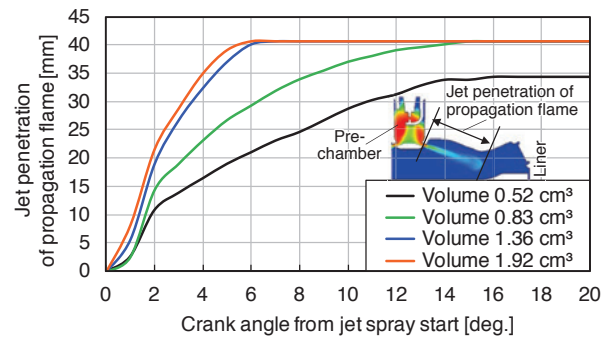
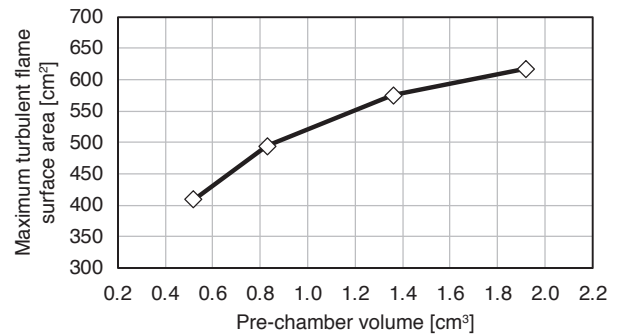


Fig. 11 Effect of pre-chamber volume for knocking by CFD

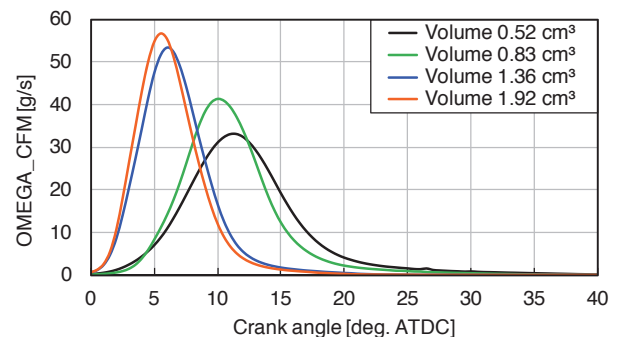


(a) Relationship between pre-chamber volume and jet penetration of propagation flame

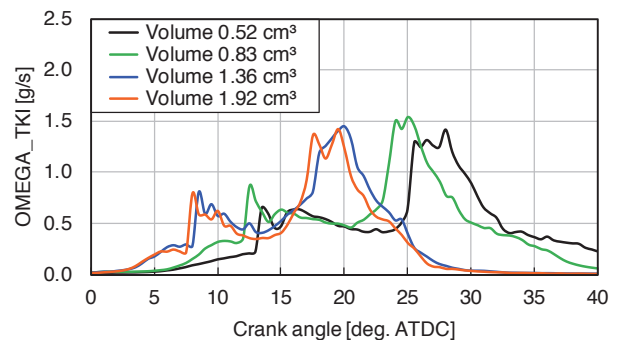


(b) Relationship between pre-chamber volume and maximum turbulent flame surface area

Fig. 12 Effect of pre-chamber volume on jet penetration of propagation flame and maximum turbulent flame surface area by CFD



(a) Relationship between pre-chamber volume and propagation flame combustion rate (OMEGA_CFM)



(b) Relationship between pre-chamber volume and auto-ignition combustion rate (OMEGA_TKI)

Fig. 13 Effect of pre-chamber volume on relationship between OMEGA_CFM and OMEGA_TKI by CFD

Fig. 14 に OMEGA_TKI 立ち上がり時の火炎画像, Fig. 15 にエンドガス部の自着火部体積を示す. 燃焼期間が短い副室高容積側の伝播火炎は, エンドガスが自着火する前にボア端に到達し, 自着火部が縮小する様子が確認された.

以上より, 副室容積拡大によるペネトレーションの伸長が急速な火炎伝播をもたらし, エンドガス部の未燃混合気を減少させ, 自着火抑制につながる事がわかった.

一方, 副室内表面積拡大に伴う副室熱損失増加と, 主室壁面へのジェット接触面積拡大に伴う主室熱損失増加が考えられる. そのため, CFD にて熱損失への影響を確認した. Fig. 16 に示す通り, 副室容積 1 cm^3 拡大に対し副室熱損失が約 1 pt, 主室熱損失が約 2 pt 増加することが確認できた. 副室ジェット燃焼においては, ノッキング抑制のための燃焼期間短縮と, 熱損失低減の両立が重要であり, 容積設定に際しこれらのバランスを考慮する必要があることがわかった.

4.3. 副室噴孔数とノッキング

副室噴孔数違いの燃焼では, ジェットによる未燃部の分割数が変わるため, ノッキング挙動に変化があらわれることが想定される. ここでは副室噴孔数変化とノッキング挙動の関係について, CFD を用いて解析をおこなった. これまで同様に CFD の自着火燃焼率を用いてノッ

Table 4 Pre-chamber jet specifications on CFD

	Pre-chamber jet combustion $\varepsilon 10.6$				
Excess air ratio	Stoichiometric				
Pre-chamber hole specification	4 holes, 1.27 mm diameter	6 holes, 1.05 mm diameter	8 holes, 0.9 mm diameter	10 holes, 0.8 mm diameter	12 holes, 0.73 mm diameter
Pre-chamber volume $[\text{cm}^3]$	1.36	1.36	1.36	1.36	1.36

キングを判定し, ノッキング限界条件における比較をおこなった. 噴孔数違いにおける副室諸元については, 同一のジェット噴出量のもとで評価するため, 噴孔総面積が一定となる様に噴孔数と噴孔径を設定した. Table 4 に CFD にて解析した副室諸元を, Fig. 17 にノッキング限界時の燃焼期間と MFB 50% を示す. 噴孔数増加とともにノッキング抑制効果が増大し, 10 噴孔において最も抑制された. 一方, 10 噴孔を超える多噴孔化は燃焼速度が僅かに低下し, ノッキング限界 MFB 50% が大きく遅角した. Fig. 18 にペネトレーション, 乱流火炎面積最大値を示す. 4 噴孔から 10 噴孔までは噴孔数増加とともに乱流火炎面積が拡大し, 燃焼期間が短縮する傾向を示した. これは, 噴孔数増加によりペネトレーション自体は低下するものの, ジェット本数増加にともない火炎表面積が拡大したことが要因と考えられる.

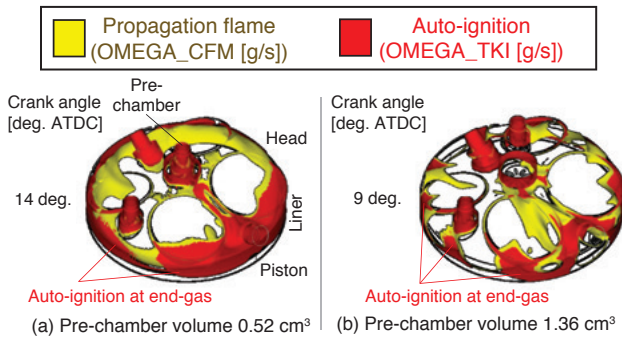


Fig. 14 CFD image analysis of pre-chamber volume

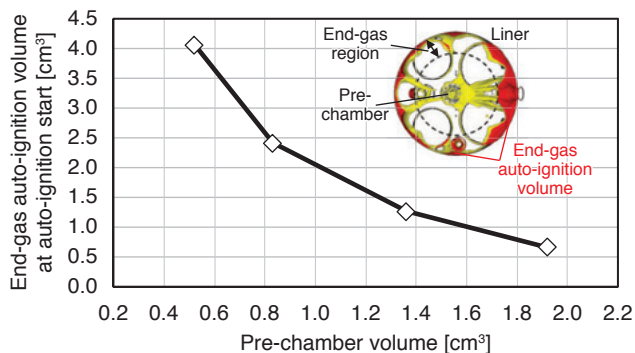
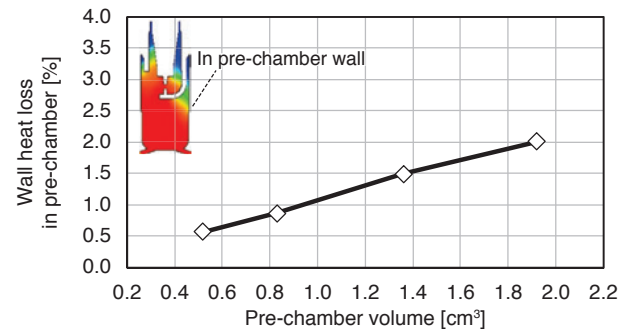
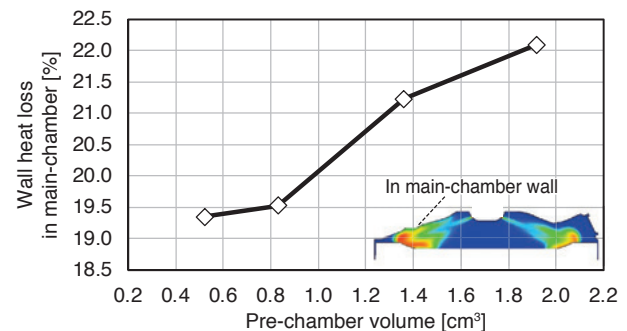


Fig. 15 Effect of pre-chamber volume on end-gas auto-ignition volume by CFD



(a) Wall heat loss in pre-chamber by heat balance analysis



(b) Wall heat loss in main-chamber by heat balance analysis

Fig. 16 Effect of pre-chamber volume on heat loss by CFD

Fig. 19に OMEGA_CFM と OMEGA_TKI を示す。ノッキングが抑制された 10 噴孔において、点火時期が進角可能で燃焼が最も早期化した。Fig. 19(a) に示す様に、伝播燃焼がピークから後半に移行するタイミングは 12 噴孔の 9 deg. ATDC に対し、10 噴孔では 6 deg. ATDC まで進角した。さらに Fig. 19(b) に示す様に、自着火燃焼は伝播燃焼の後半部で立ち上がり始め、12 噴孔の 12 deg. ATDC に対し、10 噴孔では 9 deg. ATDC に立ち上がりが進角する。

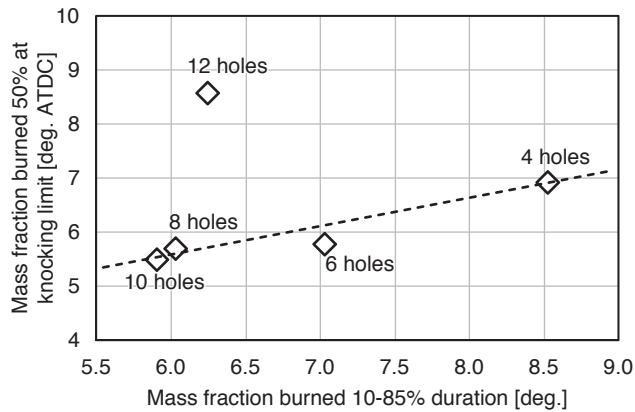
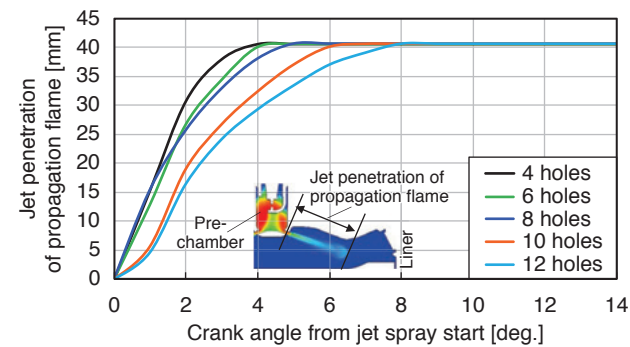
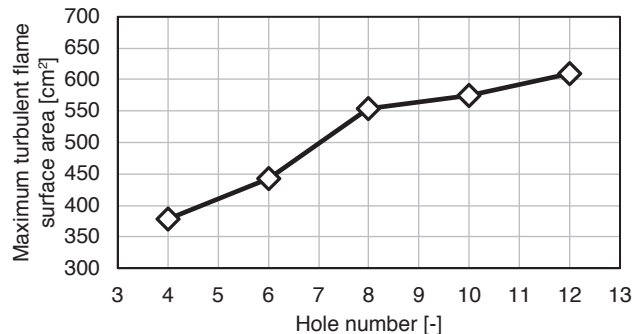


Fig. 17 Effect of pre-chamber hole number on knocking by CFD



(a) Relationship between pre-chamber hole number and jet penetration of propagation flame

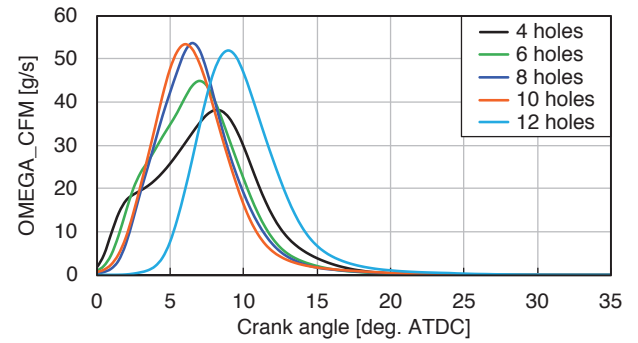


(b) Relationship between pre-chamber hole number and maximum turbulent flame surface area

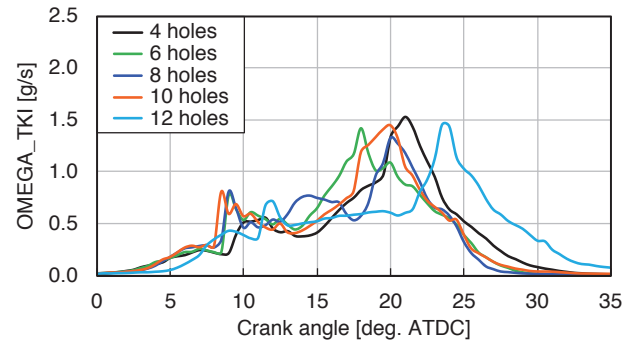
Fig. 18 Effect of pre-chamber hole number on jet penetration of propagation flame and maximum turbulent flame surface area by CFD

その後の自着火燃焼のピークは伝播燃焼の終了時期と同期し、12 噴孔の 24 deg. ATDC に対し、10 噴孔において 20 deg. ATDC に進角する。

ここで Fig. 20 の OMEGA_TKI 立ち上がり時火炎画像



(a) Relationship between pre-chamber hole number and propagation flame combustion rate (OMEGA_CFM)



(b) Relationship between pre-chamber hole number and auto-ignition combustion rate (OMEGA_TKI)

Fig. 19 Effect of pre-chamber hole number on relationship between OMEGA_CFM and OMEGA_TKI by CFD

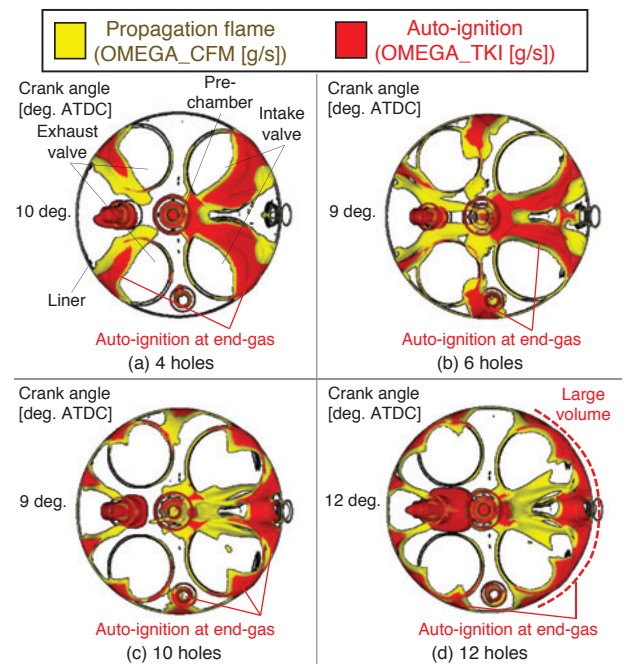


Fig. 20 CFD image analysis of pre-chamber hole number

Table 5 Engine specifications of conventional SI combustion and pre-chamber jet combustion on CFD

	Conventional SI combustion base $\epsilon 10.6$	Pre-chamber jet combustion $\epsilon 10.6$	Pre-chamber jet combustion $\epsilon 12.4$
Excess air ratio	Stoichiometric	Stoichiometric	Stoichiometric
Pre-chamber hole specification	-	10 holes, 0.8 mm diameter	10 holes, 0.5 mm diameter
Pre-chamber volume [cm ³]	-	1.12	0.42

を観察すると、噴孔数増加にともない、ジェット本数が増えることで火炎表面積が拡大していることがわかった。さらに未燃領域が分散することで各々の自着火部体積が縮小する傾向が見られ、10 噴孔において未燃領域が最も細分化されていることが確認できた。一方、12 噴孔では隣接火炎間の干渉を起因として未燃領域の分散が不完全となっており、これらによってノッキングが発生、点火時期が進角できずノッキング限界 MFB 50% の遅角を引き起こしたと考えられる。

これらの結果より、10 噴孔は隣接火炎の干渉を避けつつ未燃領域を分散し小さくする効果によって自着火を抑制し、最もノッキングが抑制されたといえる。本解析においては、本エンジンにおけるジェット干渉の限界となる 10 噴孔を選択することによって、4 噴孔を基準とした場合に対してノッキング限界 MFB 50% が 1.5 deg. 進角できた。

4.4. 圧縮比とノッキング

一般的に圧縮比増加は、理論効率が向上する一方でエンドガスの温度と圧力が上昇し、自着火が促進することでノッキングの要因となる。ここでは副室ジェット燃焼において圧縮比がノッキングに及ぼす影響について、CFD を用いて解析した。

Table 5 に CFD で解析した諸元を、Fig. 21 に各諸元に

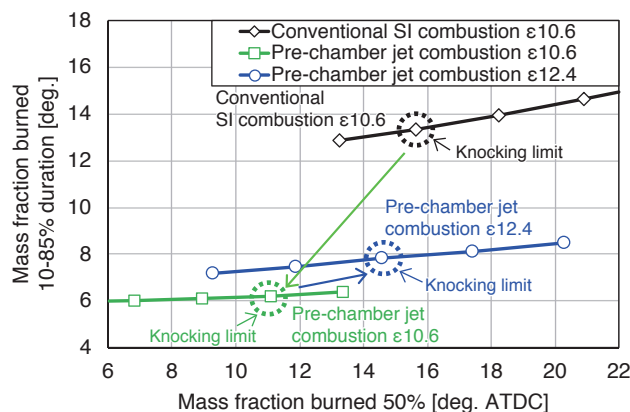


Fig. 21 Relationship between MFB 10-85% duration and MFB 50% in various compression ratios on CFD

における点火時期特性を測定した際の MFB 50% と燃焼期間を示す。ノッキング抑制効果を圧縮比違いで確認したところ、圧縮比 10.6 の従来 SI 燃焼に対し同一圧縮比の副室ジェット燃焼はノッキング限界 MFB 50% が 5 deg. 進角した。さらに副室ジェット燃焼の圧縮比を 12.4 まで増加しても、ノッキング限界 MFB 50% は圧縮比 10.6 の従来 SI 燃焼と同等であることがわかった。これは前述の副室ジェット燃焼における燃焼期間短縮と未燃部分散効果により、エンドガスの自着火エネルギーが低下したためと考えられる。

また、燃焼期間については、圧縮比 10.6 の従来 SI 燃焼に対し圧縮比 12.4 の副室ジェット燃焼で約 40% 短縮した。

5. 実機単気筒試験結果

副室ジェット燃焼の諸元検討に際し、これまでの解析で得られた知見を用いその効果を確認するため、実機単気筒にて副室ジェット燃焼のノッキングと熱効率についての確認をおこなった。Fig. 22 に試験した諸元を示す。また、副室諸元は前述した結果から設定をおこなった。

Fig. 23 に従来 SI 燃焼ならびに副室ジェット燃焼について点火時期を変化させた時の実機単気筒試験結果を示す。試験は評価負荷のエンジン回転数 2000 rpm, IMEP 1300 kPa にて実施した。Fig. 23(a) に示す様に、従来 SI 燃焼エンジンに対し副室ジェット燃焼の燃焼期間は CFD 検討結果と同様に約 40% 短縮した。さらに従来 SI 燃焼に対して圧縮比を 1.8 増加した副室ジェット燃焼にて、ノッキング限界 MFB 50% が同等となった。これらのことから、副室ジェット燃焼はノッキング抑制量を圧縮比に置き換えて、圧縮比 1.8 分に相当する高圧縮比化ができたといえる。Fig. 23(b), Fig. 23(c) に示す様に、圧縮比 10.6 の従来 SI 燃焼に対し圧縮比 12.4 の副室ジェット燃焼は、高圧縮比化により理論熱効率向上が図れるため、高速燃焼に伴う熱損失の増加を差し引いても、図示熱効率が 1.1 pt 向上できた。

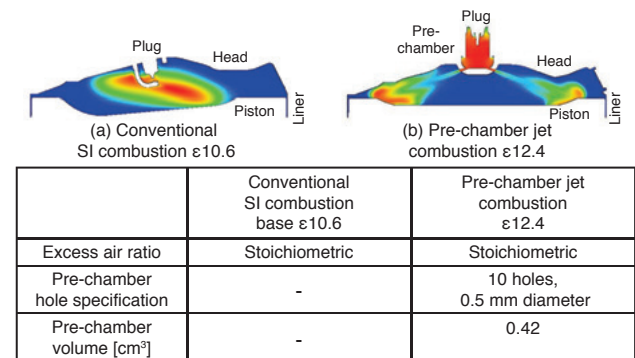


Fig. 22 Engine specifications of conventional SI combustion and pre-chamber jet combustion

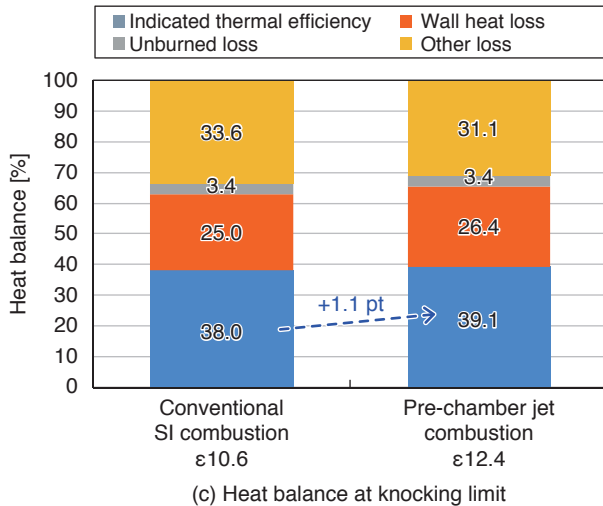
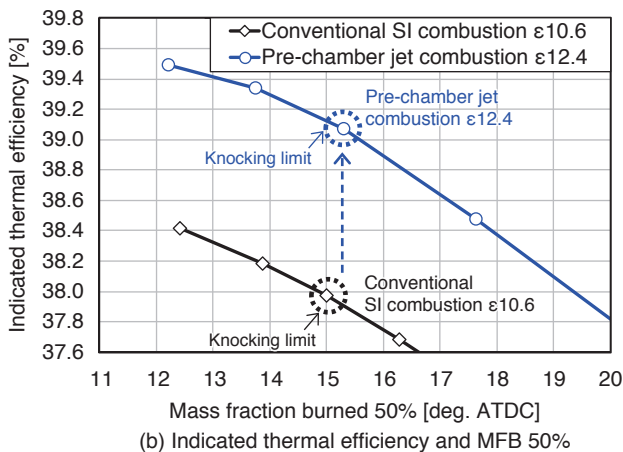
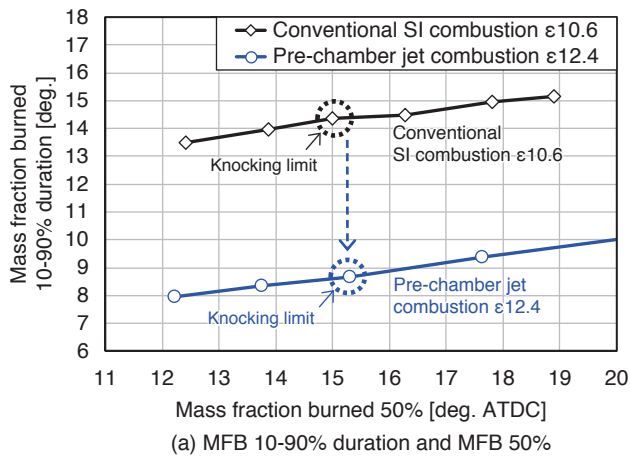


Fig. 23 Experimental results of conventional SI combustion and pre-chamber jet combustion

6. まとめ

ガソリンストイキ SI 燃焼エンジンに対して副室ジェット燃焼を適用した際のノッキング抑制影響と熱効率向上効果について、CFD および実機を用いて以下のとおり明らかにした。

- (1) 副室噴孔径適正化と副室容積拡大によって、燃焼期間 1 deg. 短縮当たりでノッキング限界 MFB 50% が 1 deg. から 2 deg. 進角した。これはジェットによる伝播火炎がボア端に早く到達し、エンドガス未燃部を減少させ自着火が抑制されたためである。
- (2) 本エンジンにおけるジェット干渉の限界となる 10 噴孔を選択することによってノッキングが最も抑制され、4 噴孔を基準とした場合に対して、ノッキング限界 MFB 50% が 1.5 deg. 進角した。これは副室の多噴孔化によりジェット本数を増加し、未燃領域を分割し小さくすることで、自着火が抑制されたためである。
- (3) 実機単気筒において、副室ジェット燃焼は CFD と同様のノッキング抑制結果が得られた。ノッキング抑制量を圧縮比に置き換えて 1.8 分の高圧縮比化をおこなうことで、評価負荷における熱効率が従来ストイキ SI 燃焼エンジンに対し 1.1 pt 向上できた。

参考文献

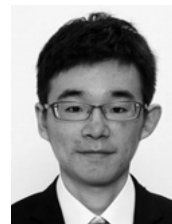
- (1) Intergovernmental Panel on Climate Change: Global Warming of 1.5°C Presentation to the wrap-up of the Talanoa Dialogue preparatory phase, COP24 Presentation, (2018)
- (2) Sens, M., Binder, E., Reinicke, P.-B., Riess, M., Stappenbeck, T., Wöbke, M.: Pre-Chamber Ignition and Promising Complementary Technologies, 27th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2018, p. 957-998, (2018)
- (3) Bassett, M., Cooper, A., Harrington, A., Pates, D., Reader, S., Berger, M.: Passive MAHLE Jet Ignition System Demonstrator, 29th Aachen Colloquium Sustainable Mobility 2020, p. 395-420, (2020)
- (4) 大野諒平, 原田雄司, 長津和弘, 鈴木裕和, 内田健司, 飯田晋也, 藤川竜也: ガソリンエンジン燃焼へのプレチャンバー技術適用に関する検討, 第 32 回内燃機関シンポジウム予稿集, No. 81, (2021)
- (5) 小林広樹, 甲村公典, 中西啓太郎, 大田篤志, 鳴海裕樹, 竹形徳之: 副室ジェット燃焼によるガソリンエンジンの熱効率向上技術, Honda R&D Technical Review, Vol. 30, No. 2, p. 57-64
- (6) Kimura, N., Kobayashi, H., Ishikawa, N.: Study of Gasoline Pre-chamber combustion at Lean Operation, Ignition Systems for Gasoline Engines 4th International Conference 2018, p. 275-291, (2018)
- (7) Shapiro, E., Ahmed, I., Tiney, N.: Advanced Ignition Modelling for Pre-chamber Combustion in Lean Burn Gas Engines, Ignition Systems for Gasoline Engines 4th International Conference 2018, p. 104-121, (2018)

- (8) Colin, O., Benkenida, A., Angelberger, C.: 3D Modeling of Mixing, Ignition and Combustion Phenomena in Highly Stratified Gasoline Engines, Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP, Vol. 58, No. 1, p. 47-62, (2003)
- (9) Laget, O. B., Chevillard, S., Pilla, G., Gautrot, X., Colliou, T.: Investigations on Pre-chamber Ignition Device Using Experimental and Numerical Approaches, JSAE Technical Paper, Publication code 20199342, p. 1-10, (2019)
- (10) 大友光彰, 鈴置哲典, 山本征治, 宮川浩: 混合気希釈がノック強度に及ぼす影響 (第2報 ノックを誘発しないエンドガス自着火条件), 日本機械学会論文集, Vol. 83, No. 850, No. 17-00044, p. 1-11, (2017)
- (11) 寺島洋史: ノッキング現象における末端ガス非一様自着火と圧力波発生機構, 日本燃焼学会誌, Vol. 57, No. 181, p. 48-55, (2015)

■ 著 者 ■



安藤 博和



新谷 祐輔



小林 広樹



椎名 亮介



木村 範孝