

高効率ストイキ燃焼ガソリンエンジンにおける 燃焼室形状の最適化研究

Optimization of Combustion Chamber Shape in High-efficiency Stoichiometric Combustion
Gasoline Engine

高 沢 正 信*
Masanobu TAKAZAWA
竹 形 徳 之*
Noriyuki TAKEGATA

佐々川 知 明*
Tomoaki SASAGAWA
山 田 健 人*
Taketo YAMADA

大 田 篤 志*
Atsushi OHTA

要 旨

ストイキ燃焼ガソリンエンジンでの正味熱効率の向上に向けて、高圧縮比、ロングストローク、大量の Cooled EGR、吸気弁遅閉じといった仕様のエンジンに対して、EGR 限界の向上や未燃損失、時間損失を最小化する燃焼室形状の最適化に取り組んだ。点火プラグからピストン頂面距離やタンブル中心の最適化のためのピストン浅皿形状、また未燃損失の最小化のための燃焼室外周部形状の最適化をおこなった。この結果、外部 EGR 率の限界改善や燃焼速度向上による時間損失の低減、未燃損失の低減により 45.2% の正味熱効率を達成した。

ABSTRACT

The combustion chamber shape of an engine with high compression ratio, long stroke, high-quantity cooled EGR, and retarded intake-valve-closing specifications was optimized to increase the EGR limit and minimize unburned loss and time loss with the aim of enhancing the brake thermal efficiency of a stoichiometric gasoline engine. A piston shallow-dish shape was adopted to optimize the tumble center and the piston top surface distance from the spark plug, and the combustion chamber peripheral shape was optimized to minimize unburned loss. The resulting enhancement of the external EGR rate limit and increase in combustion speed reduced both time loss and unburned loss, and achieved a brake thermal efficiency of 45.2%.

1. はじめに

近年、地球環境問題や燃料に対する低コスト化といった観点で、燃費やエミッション性に優れた高効率エンジン技術への関心が高まっている。

高効率化に向けては高圧縮比による理論熱効率改善が必要となる。高圧縮比化の課題として、熱損失やノッキングによる点火時期の遅角化、および燃焼室形状の偏平化による燃焼緩慢化や未燃損失の増大による熱効率の低下があげられる。この熱損失の低減やノッキングの改善に向けては Cooled EGR の導入が有効である⁽¹⁾。一方で大量の EGR の導入に対しては燃焼限界や未燃損失の増大が課題となる。また、ノッキングに対しては、吸気弁遅閉じ（アトキンソンサイクル化）による実効圧縮比低減が有効であるが、流動の低下による未燃損失が課題となる⁽²⁾。高圧縮比化によるノッキングに対しては直噴化による気化潜熱の活用が

有効となるが、燃焼室壁面に対する燃料付着によってノッキング改善効果が低下することが課題である⁽³⁾。

これら高圧縮比化に伴う課題を解決する手法としてエンジンのロングストローク化が有効となる。ロングストロークとすることで、圧縮上死点 (TDC) での燃焼室偏平化の改善が得られる。またこれに伴って Surface/volume 比 (S/V 比) も小さくなり、熱損失の低減が得られる。さらにロングストロークとすることでピストン速度が増加するため流動強化によって燃焼限界の改善も得られる^{(4),(5)}。

以上の通り、エンジンの正味熱効率向上に向けた高圧縮比に対して Cooled EGR の導入とロングストローク直噴エンジンが有効である。このようなエンジンにおけるさらなる高効率化に向けて、EGR の限界向上や未燃損失低減、直噴噴霧の燃焼室壁面付着の低減などがあげられる。

ロングストロークエンジンは同一圧縮比において燃焼室形状に自由度が生まれる。本研究では正味熱効率追求にお

*四輪 R&D センター

いて、燃焼室形状による燃焼改善を重要な要素と位置付けた。そして、ロングストローク化により得られた燃焼室の自由度を燃焼改善に生かすための燃焼室形状を提示することをねらいに検討をおこなった。本研究のねらいはストイキにおける高圧縮比ロングストローク直噴アトキンソンエンジンの正味熱効率向上のために、燃焼室形状を最適化することで、以下の項目について燃焼を改善することである。

- (1) 着火性向上による EGR 限界の改善
- (2) 燃焼期間短縮による時間損失の低減
- (3) 燃焼室壁面の変更による未燃損失の低減

本稿では燃焼室形状を改善した上で、流動や直噴噴霧形状を本燃焼室形状に適合した結果、ストイキにおける高圧縮比ロングストローク直噴アトキンソンエンジンにおいて正味熱効率 45.2% を達成した内容について述べる。

2. 研究手法

2.1. 単気筒エンジン

燃焼室形状の最適化をおこなうベースエンジンの諸元を Table 1 に示す。

正味熱効率 (η_e) は単気筒エンジンの図示熱効率 (η_i) と図示平均有効圧力 ($IMEP$) に対して、4 気筒エンジンのメカフリクション ($FMEP$) とポンピングロス ($PMEP$) を用いて以下の式から求めた。

$$\eta_e = \frac{IMEP - FMEP - PMEP}{IMEP} \times \eta_i$$

本報告内の $BMEP$ とは正味平均有効圧力を示す。また、本稿における EGR 限界とは、 $IMEP$ のサイクル変動が 3% を超える値とする。

2.2. 可視化エンジン

可視化エンジンの諸元を Table 2 に示す。

可視化はサイドウィンドウを通じて自発光を高速度カメラにて撮影した (Fig. 1)。本稿における可視化はすべて Engine speed = 2000 rpm で実施した。

2.3. CFD

Table 1 に示したエンジンの 3D-CFD により筒内流動の評価をおこなった。筒内流動の指標として乱流エネルギー (Turbulent kinetic energy: TKE) を使用する。エンジン燃焼室内の TKE の評価は主に Ricardo software 社の 3-D CFD ソフト (VECTIS) を用いておこなった。乱流モデルとしては standard $k-\epsilon$ を用いた。境界条件算出には Ricardo software 社の 1-D CFD, エンジンシミュレーションコードの WAVE を用いた。

本稿における CFD はすべて Engine speed = 2000 rpm で実施した。

Table 1 Specifications of test engine

Bore (mm) × Stroke (mm)	φ81 × 121.6 S/B 1.5
Compression ratio (-)	12.5
Expansion ratio (-)	17.0
Engine type	DOHC 4-valve single cylinder
Number of cylinders	1
Displacement (cm ³)	627
Intake port	Tumble port
Air supply	Supercharged
Fuel supply	PI/DI
Piston shape	Shallow dish
Ignition energy (mJ)	450
Gasoline	RON91

Table 2 Specifications of visualization engine

Bore (mm) × Stroke (mm)	φ81 × 121.6 S/B 1.5
Compression ratio (-)	11.0
Expansion ratio (-)	15
Engine type	DOHC 4-valve single cylinder
Number of cylinders	1
Displacement (cm ³)	627
Intake port	Tumble port
Air supply	Supercharged
Fuel supply	PI
Ignition energy (mJ)	450
Gasoline	RON91

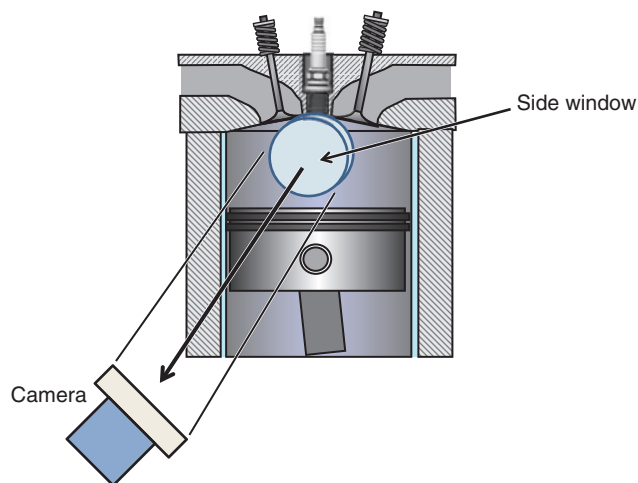


Fig. 1 Method of visualizing combustion

3. 結果と考察

本章では、第 1 章で述べた三つの目的を達成するための燃焼室形状について、目的ごとに達成手段の検討と確認結果について述べる。

3.1. 着火性向上による EGR 限界の改善

大量 EGR 導入における燃焼限界改善に対しては着火性の改善が必要である。着火性改善に対して初期火炎の挙動が重要である。そこで初期火炎の挙動に影響する因子を洗い出し挙動改善のための燃焼室形状を検討した上で、実機による効果の確認をおこなった。

3.1.1. 初期火炎挙動改善のための燃焼室形状

現状の初期火炎の挙動を把握するために可視化エンジンによるテストを実施した。

Fig. 2 に高速度カメラを用いたサイドウインドウからの初期火炎の可視化結果を示す。図中、左側をIN側として(以降の燃焼室の図は左側を吸気ポートとする)、ATDC -12 degでの筒内の様子で薄い灰色部分が火炎を示す。この火炎部分の重心をDとする。図の火炎を重心Dを中心にもつ半径同等の円として近似する。この円の半径をRとする。

Fig. 3 図中の丸印に $R = 10$ mmの時期での火炎重心位置をサイクルごとでプロットした。また、星印は100サイクルの火炎重心位置の平均位置を示す。なお、火炎を球と仮定すると $R = 10$ mmの時点熱発生開始点と定義して、初期燃焼を反映するものとして考える。

この結果より、初期火炎の重心位置は燃焼室の各所でばらついていることがわかる。特に燃焼室高さ方向に対しては十分なスペースがないため、ピストン頂面やヘッドに接触することにより、火炎成長が阻害されることが懸念される。

可視化エンジンテスト結果により、初期火炎と燃焼室壁面の接触を回避するためには、サイクル平均時の初期火炎とピストン接触軽減および、火炎重心位置のサイクルばらつきを低減することがあげられる。次にそれぞれの具現の手法を述べる。

火炎が着火後にピストンと接触するまで成長した時期の、質量燃焼割合に対するピストン形状の影響を机上にて

検討した。質量燃焼割合はIgnition pointを中心に火炎が成長するという仮定で、上死点でのピストン位置において、火炎がピストン頂面と接触する半径での体積の燃焼室容積に対する割合とした。

点火プラグ(プラグ)下からピストン頂面距離が大きい程、接触時の質量燃焼割合は大きくなると考えて、ピストン形状を検討した。ピストン形状はフラット形状をベース(Fig. 4 図中A)として、大きな曲面でつないだ形状(Fig. 4 図中B)とプラグ下のみ掘り込んだ形状(Fig. 4 図中C)を検討した。

Fig. 4 にピストン形状による初期火炎とピストン接触時の質量燃焼割合の机上検討結果を示す。図はすべてTDCでのピストン位置での結果を示す。なお、Ignition Pointはヘッドとピストン頂面の中間に設定した。

着火性向上に対しては、火炎面とピストンとの接触は、火炎が十分に成長した後が好ましいと考えられる。この検討からプラグ下からピストン頂面までの距離を確保することで火炎面のピストン頂面への接触を遅らせることが可能であることがわかった。

ベースのピストン形状(A)では質量燃焼割合1%未満の時期に火炎はピストンと接触している。一方、ピストン形状改善によってピストン(C)では接触時質量燃焼割合を最大5%まで遅らせることができる見通しが得られた。

大量EGR燃焼時に必要な接触時燃焼割合はテストによって確認した。

次に初期火炎挙動安定化のための燃焼室形状について、初期火炎の挙動を安定させるための考え方をCFDおよび可視化テストにより整理した。

本エンジンは大量EGR導入による燃焼緩慢化に対応するため強タンプの流動ポートを採用する。このため、点火時(BTDC 40 deg)においても、Ignition pointに30 m/s程度のバクフローが存在する(Fig. 5)。

Fig. 6 に強流動における筒内の放電形状の可視化結果を

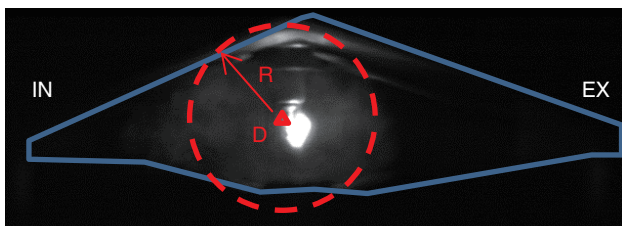


Fig. 2 Initial flame image by visualization

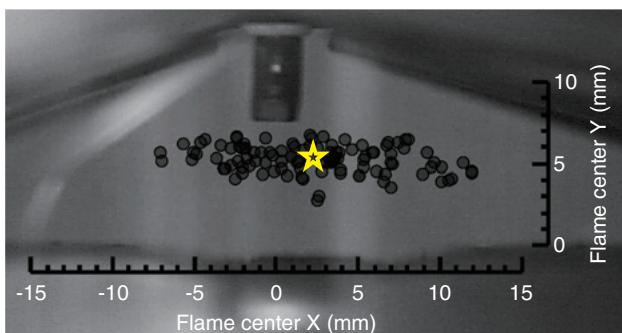


Fig. 3 Cycle variation of initial flame position

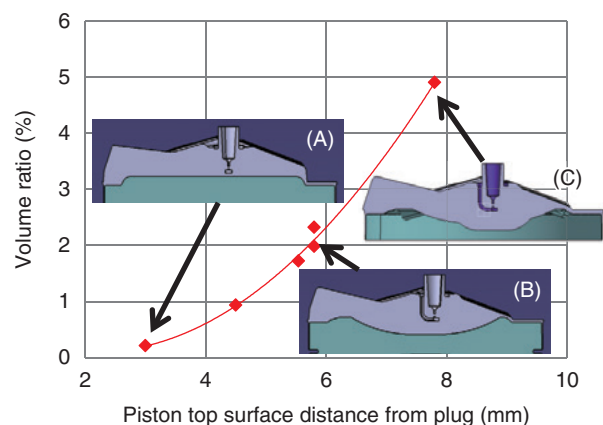


Fig. 4 Calculation results of contact timing between flame and piston top surface

示す。Ignition point には図に示すバルクフローが存在すると考えられるが、このバルクフローにより放電が流されていることがわかる。

このバルクフローによって、初期火炎は Ignition point から移動すると考えられる。Ignition point 近傍のバルクフローがサイクルごとに変動する結果、Fig. 3 に示したような初期火炎重心がサイクルばらつきを持つ原因と考える。初期火炎位置のサイクルばらつきを低減して、安定した着火を得るためには、Ignition point 付近のバルクフローのばらつきを低減する必要があると考える。十分な流動を保ちつつ、Ignition point 付近のバルクフローを低減する必要があるが、このためには筒内流動の渦中心を Ignition point へ近づけることが有効であると考えた。

渦中心を Ignition point 付近に近づけるための燃焼室形状について検討した。

Fig. 7 に CFD で算出した、ピストン頂面形状を変えた場合のタンブル渦中心挙動の差を示す。ベースピストン形状ではピストン頂面がフラットのため渦中心は Ignition point に対してズレが生じる。一方で頂面に浅皿形状を持つピストンでは、TDC 付近で渦中心が浅皿の中心に向かって移動する傾向にある。

プラグ下にこの浅皿の中心を配置することで、筒内流動が高い状態においても初期火炎の挙動を安定させることが可能であると考えた。

渦中心をコントロールするための浅皿ピストン形状の効果については後述のテストで確認する。

大量 EGR 導入時の燃焼限界を改善するためには、プラグからピストンの頂面の距離を拡大することによって、初

期火炎とピストン接触時期を遅らせる。

また、ピストン頂面形状をプラグ真下に中心を持つ浅皿として、タンブルの渦中心をプラグ近傍へ導くことでプラグ近傍の流速を低減して、初期火炎挙動を安定化させることが必要と考える。

次節にて、上記コンセプトでのピストン形状の燃焼改善効果を実機にて確認した。

3.1.2. エンジンテストによる効果確認

上記観点での着火性向上に対してピストン形状による効果を確認した。テストを実施したピストン仕様を Fig. 8 に示す。また、各ピストンの頂面から Ignition point までの距離と、Fig. 4 にて示した仮想上の火炎とピストン頂面の接触時の質量燃焼割合を Fig. 8 に示す。

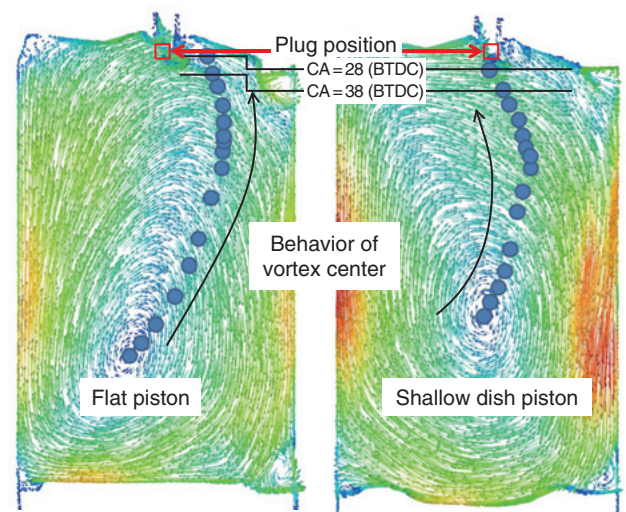


Fig. 7 Behavior of vortex center position by piston shape

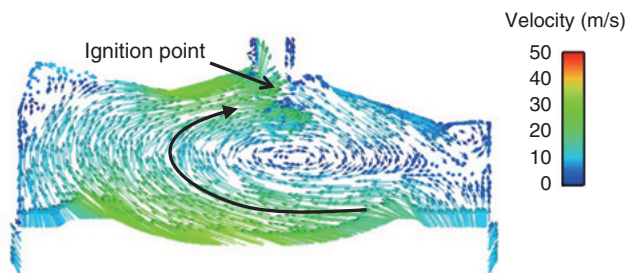


Fig. 5 Bulk flow from tumble

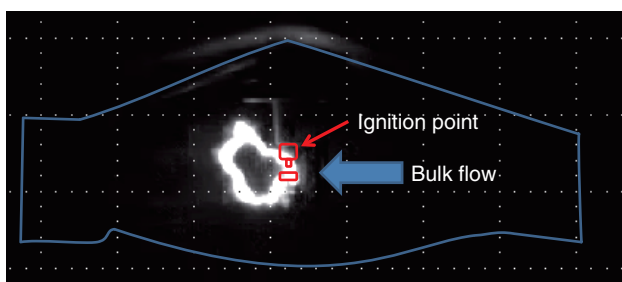


Fig. 6 Bending of discharge arc by bulk flow

	Piston top surface distance from plug (mm)	Mass combustion rate at time of contact (%)
(a)	3	0.21
(b)	5.8	2.32
(c)	4.5	0.93
(d)	5.8	1.98
(e)	5.54	1.72
(f)	9.8	4.90

Fig. 8 Test piston shape list

図中 (a) のピストンはベースピストンである。また, (b) から (e) は浅皿形状によって, プラグ下からピストン頂面距離を変化させた。また, (f) はプラグ下からピストン頂面距離を増大させるために, プラグ下のみ掘り込んだ形状とした。

Fig. 9 にプラグからピストン頂面までの距離に対する EGR 限界を示す。本テストは Engine speed = 2000 rpm の IMEP = 810 kPa で実施した。

図中の赤線は Fig. 8 にあげたピストンによる EGR 限界の改善効果確認結果を示す。また黒線はベースピストン (フラット頂面) でプラグ高さを変更した効果を示す。

ピストンを浅皿形状にした場合, EGR 限界はプラグからピストン頂面の距離に依存していることがわかる。一方で, フラット形状のままプラグ位置でプラグ下からピストン頂面距離を増大させても EGR 限界は改善しない。また, Fig. 8 図中 (d) のピストン形状のように, プラグ下からピストン頂面距離を増大させるため, プラグ下を掘り込んだピストン形状も, EGR 限界は低下した。

着火性向上による EGR 限界の向上のためには, 浅皿ピストンを用いて渦中心をプラグ近傍に導くことで初期燃焼の挙動を安定させた上で, ピストン, プラグ頂面間距離を確保する必要がある。着火性向上に向けてプラグからピストンの頂面までの距離は 6 mm 必要となることがわかった。このときの接触時質量燃焼割合は 2% 程度となる。

3.2. 燃焼期間短縮による時間損失の低減

高圧縮比, 大量 EGR 導入するエンジンで燃焼期間増大による熱効率低下が課題となる。

そこで燃焼期間を構成する因子を抽出した上で, 燃焼期間短縮のための燃焼室形状検討と, 実機での効果確認をおこなった。

3.2.1. 燃焼期間短縮のための燃焼室形状検討

燃焼期間を構成する因子を Fig. 10 に示す。

燃焼期間短縮に対しては, 火炎伝播速度の向上と火炎伝播距離の低減が必要である。

この中で, エンジン骨格を変えない前提とした場合, ボ

ア径は変更することができないため火炎伝播距離を低減することができない。また, 吸入空気が同じとすると, 層流燃焼速度も同じとなる。

そこで, 乱流強度向上のための燃焼室形状と, 燃焼室中央からの火炎伝播および, 燃焼室のコンパクト化について実現するための燃焼室形状を机上計算, 可視化テストなどで検討した。

Fig. 10 に示した通り, 燃焼期間短縮のために流動強化が重要である。燃焼室内の圧縮端で十分な TKE を得るためには, 吸気行程で作ったタンブルを保持することや燃焼室末端部でのスキッシュ流の形成が必要となる。

Fig. 11 に浅皿形状に対する TKE の計算結果を示す。この結果より, ピストン頂面形状は浅皿形状が乱流強度の保持に有効であることがわかる。

一方, 圧縮行程での乱流強度を強化するための考え方として, スキッシュ流の利用があげられる。スキッシュ流は圧縮行程後半に燃焼室末端部に流動を生成する。これによる効果として, 燃焼後半の燃焼速度の向上, 未燃損失の低減が考えられる。

Fig. 12 に斜めスキッシュによる TKE の計算結果を示す。スキッシュクリアランスを 14 mm とした形状では Crank angle = -20 deg 以降の上死点付近で強い TKE を

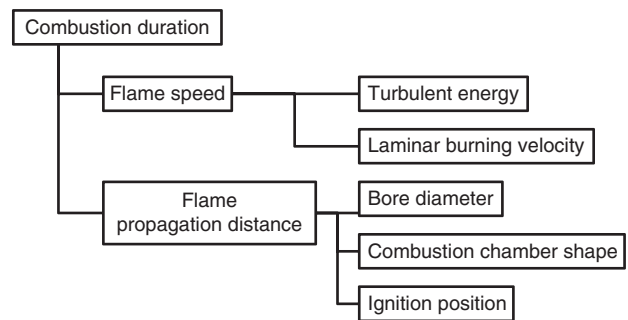


Fig. 10 Tree diagram for combustion period shortening

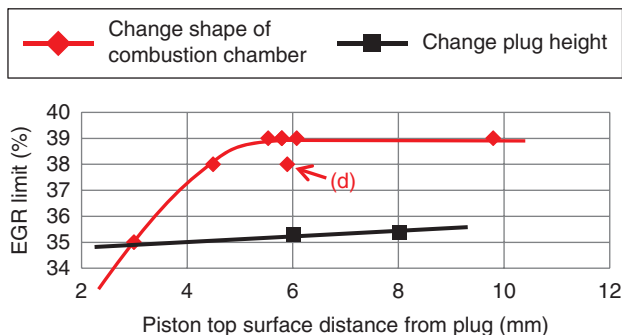


Fig. 9 Test results of EGR limit due to piston top surface distance from plug

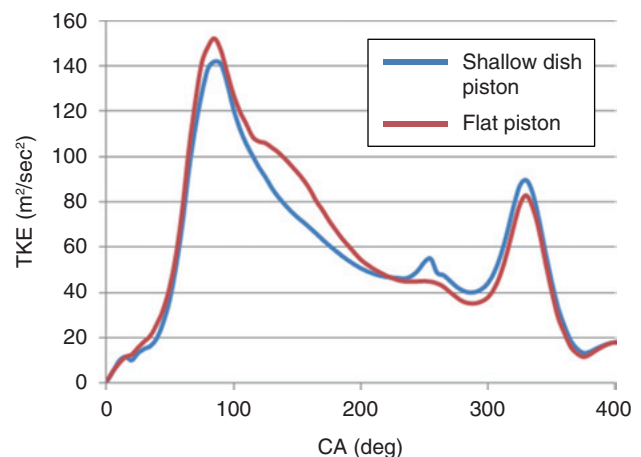


Fig. 11 TKE by piston shape

得ることができた。

一方で、スキッシュ形状を実現するために燃焼室は複雑な形状となるため、未燃損失や熱損失の増加が懸念される。

Fig. 13 に高速度カメラを用いたサイドウインドウからの初期火炎の可視化結果を示す。図中の○は火炎の重心位置 D を示し、その色は質量燃焼割合 50% から 90% の期間を示す。図の通り初期火炎が燃焼室中央にあるサイクルは燃焼後半の期間が短い一方で、吸気弁側に流されたサイクルでは燃焼後半が長期化する傾向にある。これは燃焼開始点が燃焼室の端から始まると逆側の端までの火炎伝播距離が長くなるためと考えられる。火炎伝播距離を最短とするためには、燃焼は燃焼室中心から伝播する必要がある。

3.1.1. 節ではプラグ真下に中心を持つ浅皿ピストン形状の必要性について述べた。渦中心をプラグ近傍に配置することで初期火炎挙動をプラグ近傍に安定させることができるが、同時に火炎伝播距離を低減して燃焼期間を短縮できると考えられる。したがって燃焼期間短縮の観点でも、ピストン頂面形状はピストン真下に中心を持つ浅皿形状が望ましい。

Fig. 14 に火炎半径と既燃部体積の計算結果を示す。こ

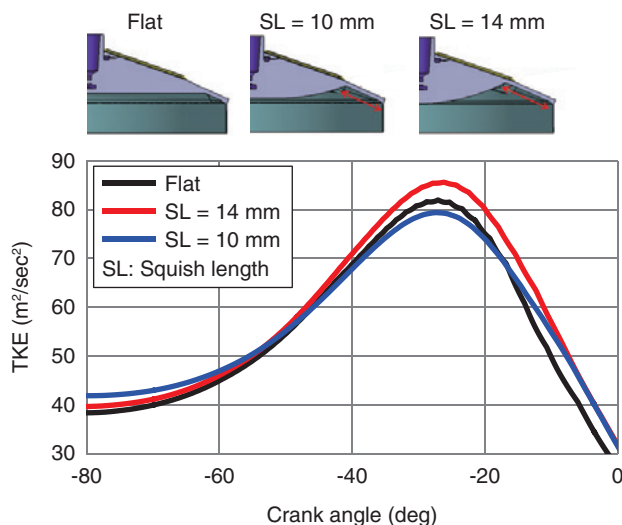


Fig. 12 TKE by squish length

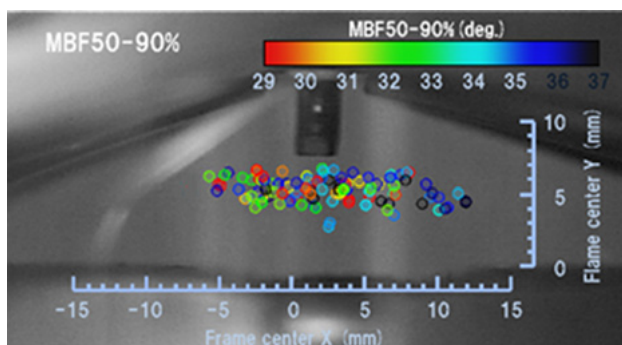


Fig. 13 Combustion period by initial flame position

Table 3 Final piston shape

Piston shape	Swallow dish (wide)
Piston top surface distance from plug (mm)	6
Top land height (mm)	3.5
Squish height (mm)	0.8
Squish	No squish

の計算では、プラグ近傍を中心として半径 R の球を火炎と仮定して、この球から燃焼室壁面によって切り取られる部分を省いた体積 V を既燃部として取り扱う。火炎半径がボア半径である 40.5 mm の時点で燃焼室容積に到達する。なおピストン形状は Table 3 で示したベース形状と浅皿形状を用いた。

火炎伝播速度が一定であると仮定すると、火炎半径 R は燃焼開始からの期間と比例関係にある。浅皿形状ピストンはフラットピストンに対して、同一火炎半径 R での既燃部体積 V が大きい傾向となるため、浅皿ピストンの燃焼室形状はより早い時期に同等の質量燃焼割合を得られることを示す。これは Fig. 10 に示す火炎伝播距離低減による燃焼期間短縮につながる。

Fig. 14 で表す通り、燃焼期間短縮のためにはプラグ近傍に容積を集めたコンパクトな燃焼室形状が必要であると考えた。

以上をまとめると、燃焼期間を短縮するためにはピスト

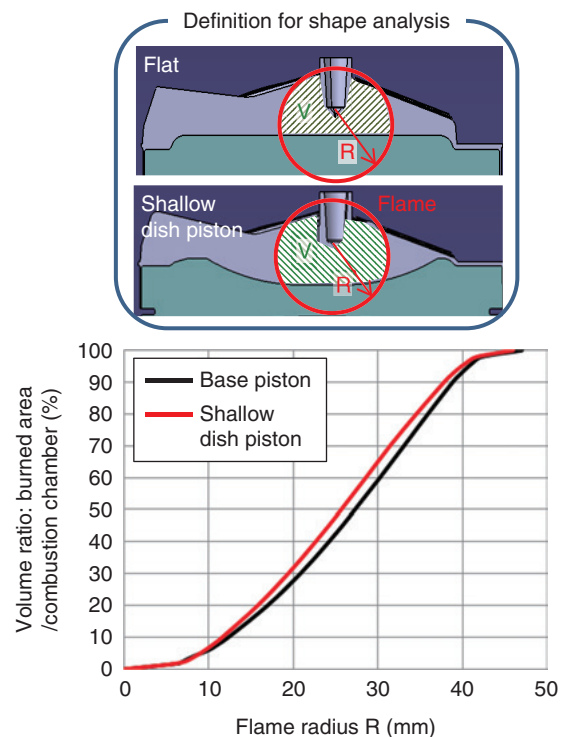


Fig. 14 Difference in burned volume at same flame radius by piston shape

ン頂面を浅皿形状として流動保持性を向上することと、ピストン頂部形状をプラグ真下に中心を持つ浅皿形状とすることで燃焼室中央からの火炎成長を促すこと、およびプラグ近傍に燃焼室容積を集めることで燃焼室をコンパクトとして燃焼距離を最小にすることが必要であると考えた。次項にて、上記コンセプトでのピストン形状の燃焼改善効果を実機にて確認した結果を示す。

3.2.2. エンジンテストによる効果確認

斜めスキッシュによる流動強化の未燃損失および時間損失への影響について Fig. 15 に示す。ピストン形状は Fig. 12 に示す 3 種類について実機テストをおこなった。このテストは Engine Speed = 2000 rpm, IMEP = 810 kPa でおこなった。

このテストは IMEP = 810 kPa と高い負荷条件のため、ノッキングにより、点火時期が遅角化している。Cooled EGR を導入することでノッキングが緩和し時間損失も低減する。一方で外部 EGR 率 38% 以上の条件では大量 EGR による燃焼期間増大により、時間損失が増加する。この傾向はいずれのピストン形状でも同様に見られた。

スキッシュ部が拡大しても燃焼期間に大きな改善は見られなかった。一方未燃損失が増加した。これは、スキッシュ部への火炎の伝播ができず、スキッシュ部の混合気が燃焼できないデッドボリュームとなってしまったためと考えられる。これより、斜めスキッシュによる効率改善効果はないことがわかった。

次に浅皿ピストンを用いた燃焼期間低減による効果確認

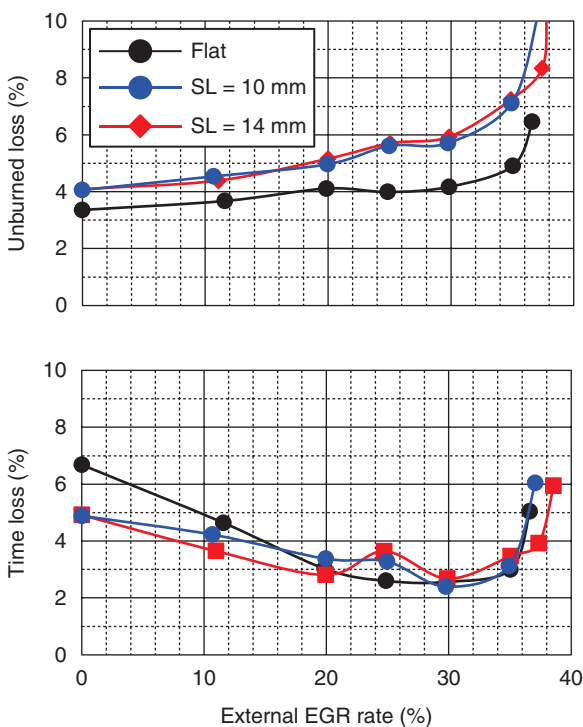


Fig. 15 Effects of squish on unburned loss and time loss

結果について述べる。Fig. 16 にピストン形状による時間損失低減の確認結果を示す。なお、このテストではプラグ高さをピストン形状に合わせて変更することで、プラグからピストン頂面の距離は 6 mm に設定した上でおこなった。テスト条件は Engine Speed = 2000 rpm, IMEP = 810 kPa でおこなった。

同一外部 EGR 率において、フラットピストンに対して浅皿形状とすることで燃焼期間を短縮して、時間損失を低減することができた。また、より高い外部 EGR 率においても燃焼速度低下なく燃焼可能となった。これによりノッキング改善による時間損失低減も得られた。

3.3. 燃焼室壁面の改善による未燃損失の改善

高圧縮比エンジンでは燃焼室偏平化によって、未燃損失が増大する。これは燃焼室末端部が狭く火炎が末端まで到達しなかったためと考えられる。

3.3.1. 未燃損失低減のための末端部形状検討

燃焼室末端部形状として、トップランド高さとしスキッシュ高さに着目して検討をおこなった。

トップランドは Fig. 17 に示す通りトップリング以上のピストンとスリーブ間のクリアランス部分である。この部分は厚さがほとんどなく火炎は伝播できない。

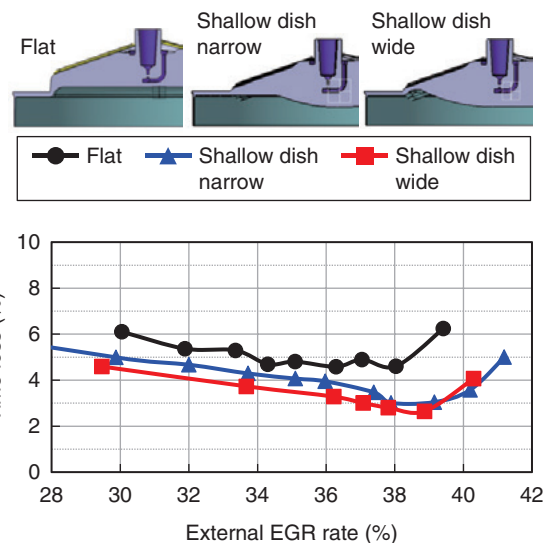


Fig. 16 Time loss reduction by piston shape

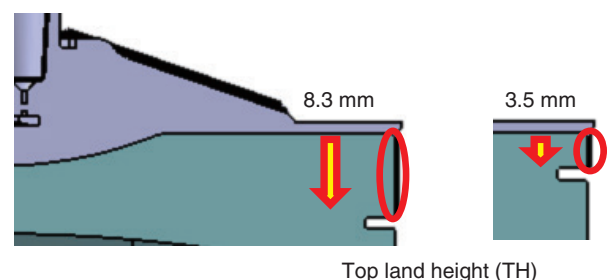


Fig. 17 Definition of top land height

このため、トップランド部容量に相当する未燃損失が必ず存在する。トップランド部容積はボアの一次に比例し、燃焼室容積はボアの二次に比例するため、未燃損失はボアの小さいエンジンでより顕著となる。未燃損失低減にはトップランド部を小さくする必要があると考える。

本検討では Honda での量産実績の最小値の 3.5 mm とした。

スキッシュ高さとは Fig. 18 で示す通り、燃焼室外周部のピストンとヘッドに挟まれた部分である。この部分は高さ 1 mm 前後と薄く火炎が伝播しづらい。

改善としては高さを拡大して火炎伝播を促進すること、または高さを最小限として、未燃部容積を削減することが必要と考えた。

本検討ではスキッシュ高さは Honda での量産実績の最小値である 0.8 mm とした。

3.3.2. テスト結果

Fig. 19 にトップランド高さによる燃焼テスト結果を示す。テストは Engine Speed = 2000 rpm, IMEP = 810 kPa でおこなった。

いずれのピストンも、外部 EGR 率増加に対して未燃損失が増加する傾向にある。どの外部 EGR 率においてもトップランド高さを低減したピストン形状は未燃損失が低減した。一方でトップランド低減ピストンはノッキングに

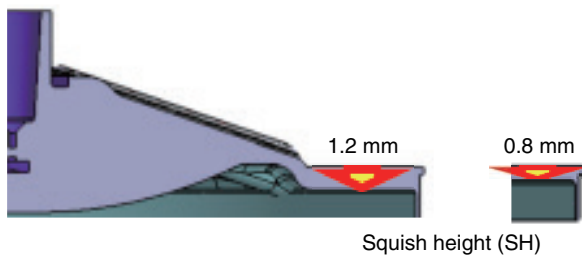


Fig. 18 Definition of squish height

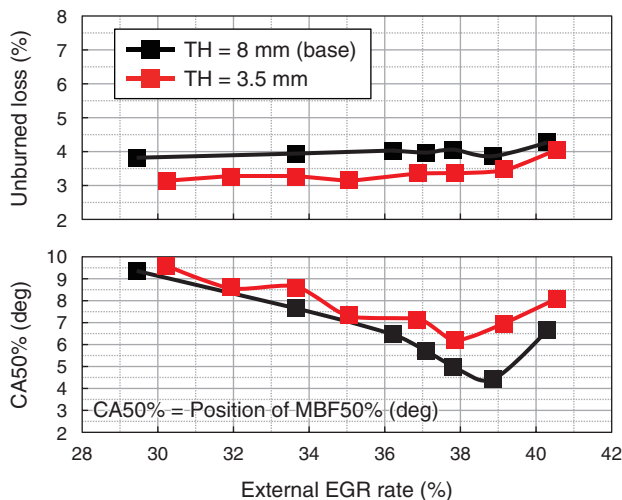


Fig. 19 Unburned loss reduction by piston shape

よって点火が遅角した。これは未燃 HC がより燃焼するようになったためと考える。

Fig. 20 にスキッシュ高さによる燃焼テスト結果を示す。テストは Engine Speed = 2000 rpm, IMEP = 810 kPa でおこなった。

スキッシュ高さ 2 mm 以上にすることで火炎伝播を向上できること、1 mm 以下では逆に未燃領域を削減できることでそれぞれ未燃損失を低減できることがわかった。トップランド高さ低減時と同様にノッキングによる点火時期遅角化が見られた。

スキッシュ高さを増大するためには燃焼室外周部に容積を確保する必要がある。これはプラグ近傍に容積を確保するという 3.1. 節から 3.2. 節で示した燃焼室コンセプト実現する上での制約となる。

スキッシュ部拡大の効果が、縮小に対して差異がないため、EGR 限界や燃焼期間の観点でスキッシュ高さは縮小する必要がある。

3.4. 燃焼室形状改善による正味熱効率改善効果

3.1. 節から 3.3. 節でおこなってきた燃焼室の変更による効率向上効果を確認した。Table 3 に最終的なピストン形状の諸元値を示す。また、Fig. 21 に最終的な燃焼室形状を示す。なお、トップランド高さ、スキッシュクリアランスについては、量産エンジンでの実績最小値で設定した。

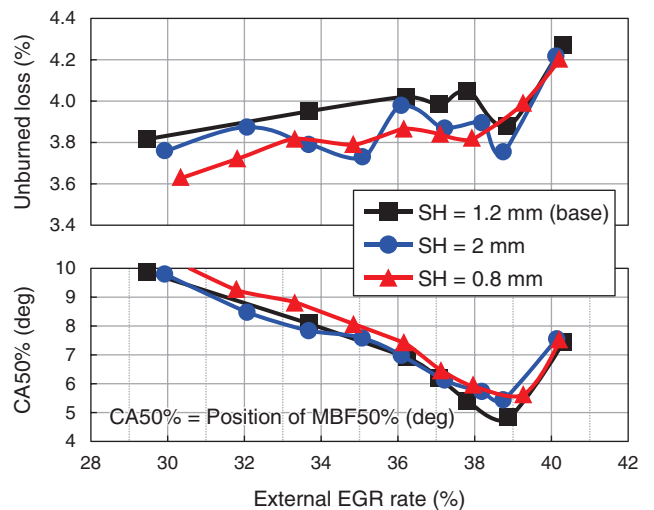


Fig. 20 Unburned loss and knock impact of squish height

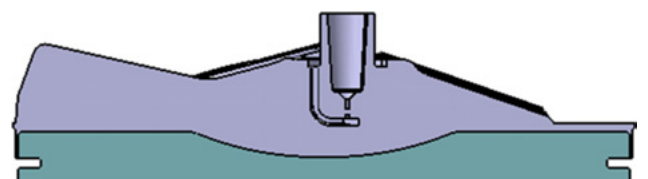


Fig. 21 Final shape of combustion chamber

この燃焼室形状による効率向上効果を Fig. 22 に示す。なお、このテスト結果には本稿の燃焼室形状に加えて直噴インジェクタの噴霧最適化の効果を加えている。テストは Engine Speed = 2000 rpm, IMEP = 810 kPa でおこなった。

ピストンの浅皿化と直噴の噴霧改良による EGR 限界の改善と燃焼期間低減によりベースピストンに対して 0.6 pt の効率改善を得た。またトップランド高さ、スキッシュクリアランスの縮小による未燃損失低減により、0.6 pt の正味熱効率の改善が得られた。以上により、ベースのフラットピストンに対して、1.2 pt の改善を得た。

最後に本研究での正味熱効率の位置づけを明確にするために、浅皿ピストン (TH = 3.5 mm/SH = 0.8 mm) と最適インジェクタでの負荷特性の結果を Fig. 23 に示す。各負荷で正味効率が最大となる外部 EGR 率設定とした。

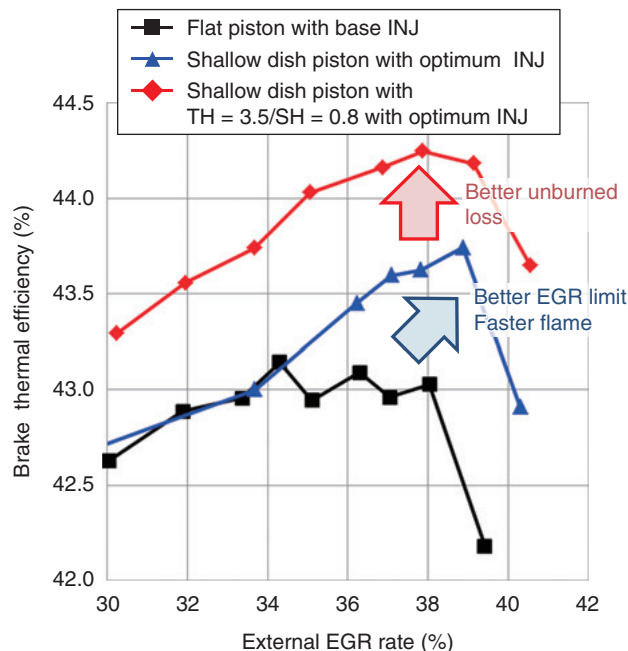


Fig. 22 Brake thermal efficiency due to combustion chamber optimization

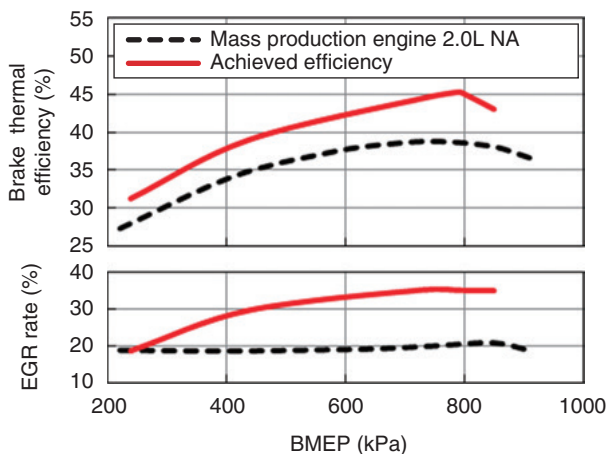


Fig. 23 Final achieved brake thermal efficiency

この結果、外部 EGR 率を 38% 導入して最大で 45.2% の正味熱効率を達成した。

4. まとめ

ストイキにおける高圧縮比ロングストローク直噴アトキンソンエンジンの正味熱効率改善に向けて、燃焼室最適化による燃焼改善に取り組み以下の知見を得た。

(1) 高希釈時の着火性向上に対して、初期火炎のピストンへの接触時期の遅角化と初期火炎挙動の安定化が有効であることがわかった。プラグからピストン頂面までの距離を 6 mm 以上に設定し、ピストン頂部の形状をプラグ真下に中心を持つ浅皿形状とすることで着火性を改善して、より高い EGR 限界を得た。

(2) 燃焼期間の短縮に対しては、圧縮行程における流動の保持による乱流強度の促進と、燃焼室中央からの火炎伝播、燃焼室コンパクト化による火炎伝播距離の低減が有効であることがわかった。

圧縮行程でのタンブル保持のために浅皿のピストン形状とし、燃焼室外周部にスキッシュ等のデッドボリウムを配さず、プラグ周辺に容積を集約した。また火炎が燃焼室中心から成長するために、ピストン頂部の形状をプラグ真下に中心を持つ浅皿形状とした結果、時間損失を低減することができた。

(3) 未燃損失の低減に対して、火炎が伝播しない燃焼室末端部の容積は最小化とすることが有効であることがわかった。

特にトップランド高さ、スキッシュ高さ共に、耐久性が成立する範囲で最小化することで、未燃損失を低減することができた。

上記に示す燃焼室に対して、直噴インジェクタの噴霧形状最適をおこなった結果、高圧縮比ロングストローク直噴アトキンソンエンジンにおいて、正味熱効率 45.2% が得られた。

参考文献

- (1) Alger, T., Mangold, B., Roberts, C., Gingrich, J.: The Interaction of Fuel Anti-Knock Index and Cooled EGR on Engine Performance and Efficiency, SAE Int. J. Engines 5(3), p.1229-1241(2012)
- (2) Kishi, K., Satou, T.: The new Nissan high efficient 1.2L 3cyl GDI Supercharged Engine enables 95g/km CO₂ Emissions and High Driving Performance, Forstsch Ber Vol Reihe12, 749 Bd2, p.35-49(2012)
- (3) Sagawa, T., Fujimoto, H., Nakamura, K.: Study of Fuel Dilution in Direct-injection and Multipoint Injection Gasoline Engines, SAE Technical Paper,

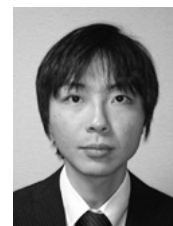
2002-01-1647(2002)

- (4) 田岸龍太郎, 池谷健一郎, 高沢正信, 山田健人: ガソリンエンジンの正味熱効率 45% 達成技術, Honda R&D Technical Review, Vol.27, No.2, p.1-10
- (5) Ikeya, K., Takazawa, M., Yamada, T., Park, S., Tagishi, R.: Thermal Efficiency Enhancement of a Gasoline Engine, SAE Int. J. Engines 8(4), 2015-01-1263(2015)

■ 著 者 ■



高沢正信



佐々川知明



大田篤志



竹形徳之



山田健人