

ガソリンエンジンの正味熱効率 45% 達成技術

Technology for Realization of Gasoline Engine Brake Thermal Efficiency of 45%

田 岸 龍太郎*

Ryutaro TAGISHI

高 沢 正 信*

Masanobu TAKAZAWA

池 谷 健一郎*

Kenichiro IKEYA

山 田 健 人*

Taketo YAMADA

要 旨

本開発の目的は、ガソリンエンジンの正味熱効率 45% を達成するために必要な技術要素を明確にし、実証することである。正味熱効率 45% を達成するために、理論熱効率向上のための高圧縮比化およびノッキングの抑制と冷却損失を低減することのできる高 EGR 運転技術の研究をおこなった。同時にこれらを実現するためのエンジン基本骨格の最適化を実施した。基本骨格としては量産エンジンの領域を超えた Stroke/Bore 比 1.5 のロングストロークを中心に、最適な燃焼室形状を選定することで時間損失および冷却損失を低減し熱効率を向上させた。このエンジン骨格を基本に、吸気ポート形状の選定による筒内流動の強化、吸気バルブタイミングによる実効圧縮比の調整、筒内燃料分布の制御、強力点火などを組み合わせた。結果、圧縮比 17 での Minimum advance for Best Torque 運転と外部 EGR 率 35% での安定した運転を実現し、最大正味熱効率 45% を単気筒エンジンにて達成した。

ABSTRACT

Seeking to achieve a brake thermal efficiency of 45% in gasoline engines, the development project discussed in this paper conducted research to increase the compression ratio in order to boost theoretical thermal efficiency and to realize an EGR technology making it possible to control knocking and reduce cooling loss.

At the same time, the basic framework of the engine was optimized in order to help realize these combustion targets. Based on the use of a long stroke to realize a stroke/bore ratio of 1.5, which is higher than that of mass-production engines, thermal efficiency was increased by reducing time loss and cooling loss through the selection of an optimal combustion chamber shape. With this engine framework as the basis, a variety of measures were applied, including the selection of an intake port shape that would enhance in-cylinder flow, the adjustment of the effective compression ratio by means of intake valve timing, control of in-cylinder fuel distribution, and high-energy sparking. These measures made it possible to realize Minimum advance for Best Torque operation at a compression ratio of 17 and stable operation at an external EGR rate of 35%, helping to enable the achievement of a maximum brake thermal efficiency of 45% in an actual single-cylinder engine.

1. まえがき

近年、地球温暖化の原因とされる CO₂ の排出量削減と環境保護のため、自動車の燃費改善および排出ガス低減が求められ、それらの規制値は年々厳しくなる傾向にある。これに対し、Electric Vehicle (EV) など電動化での対応も増加しているが、当面は内燃機関のみで走行する従来型自動車や電動モータと組み合わせるハイブリッド車が主流にな

*四輪 R&D センター

ると思われる。よって内燃機関の熱効率向上は今後も重要な技術課題である。現在のガソリン内燃機関の最大熱効率は 39% 程度であるが、燃費規制値の変化から、数年先に内燃機関に求められる最大熱効率を予測すると正味熱効率 45% が必要となると考えられる。よって将来的に正味熱効率を 45% 程度もしくはそれ以上まで引き上げることがガソリン内燃機関へ課せられた大きな課題であると考えられる。本開発ではガソリンエンジンにて正味熱効率 45% を達成

するために必要とされる技術要素を明確にするとともに、実機での検証を実施した。最大正味熱効率 45% を達成する前提条件としてリーンバーン運転⁽¹⁾が考えられるが、排出ガス処理技術の難易度を考慮し理論空燃比での運転とした。ここではその内容について紹介する。

2. 開発のねらい

2.1. 開発目標値の設定

開発を始めるにあたり、目標を下記のように定めた。

- (1) 最大正味熱効率 45%
- (2) 上記数値を理論空燃比および 91 オクタンレギュラガソリンでの運転にて達成する

2.2. 開発の方向性

熱効率向上の要素を洗い出し、主要な取組み内容を抽出した。Fig. 1 に熱効率向上の影響因子を示す。これらの要因分析から取り組むべき方向性を以下に定めた。

- (1) 理論熱効率向上のための高圧縮比化
- (2) 冷却損失を低減させつつノッキングを抑制し高圧縮比においても Minimum advance for Best Torque (MBT) 運転を実現する高 EGR 運転
- (3) エンジン基本骨格最適化による熱効率向上

2.3. 目標達成条件の設定

はじめに、量産エンジンのデータを使用し、エンジン負荷と EGR 率に対する冷却損失、時間損失、フリクション変化の傾向を導いた。その結果を用いて外挿による計算にて過給圧、EGR 率および圧縮比をパラメータとして MBT 条件における正味熱効率を予測した。計算条件は 2000 rpm にておこなった。その結果を Fig. 2 に示す。正味熱効率 45% を得るためには圧縮比 15 以上かつ 2.5 bar 以上の高過給圧での MBT 運転が要求されることがわかる。過給圧が高くなるほど過給器への要求が高まり技術難易度が上がる

ことから Fig. 2 の白抜きプロットで示すように最低限の過給圧にて目標熱効率を達成することとした。この計算結果をもとに正味熱効率 45% を達成するために下記のように開発方針を設定した。

- (1) 圧縮比 17.0、過給圧 2.5 bar 以上での MBT 運転
- (2) 外部 EGR 率 30% 以上での安定した運転

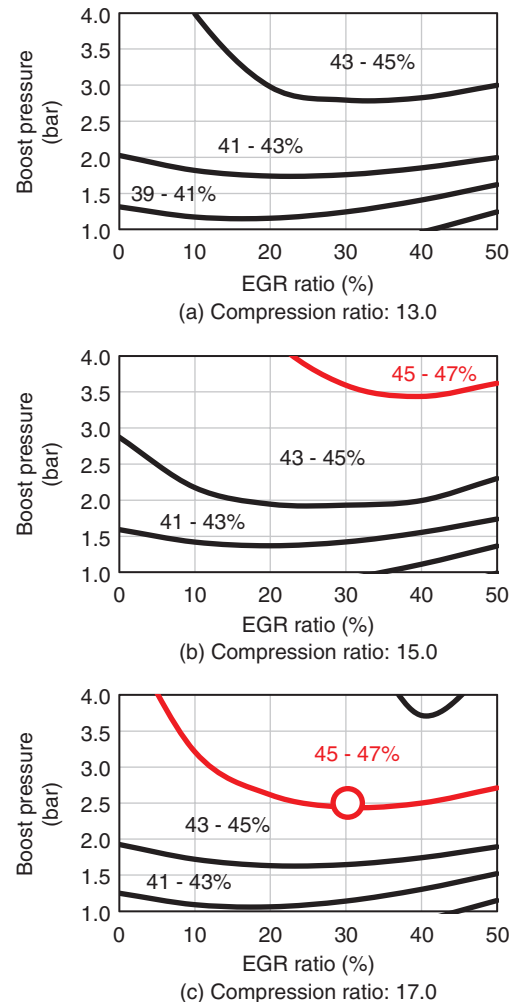


Fig. 2 Calculation of maximum brake thermal efficiency

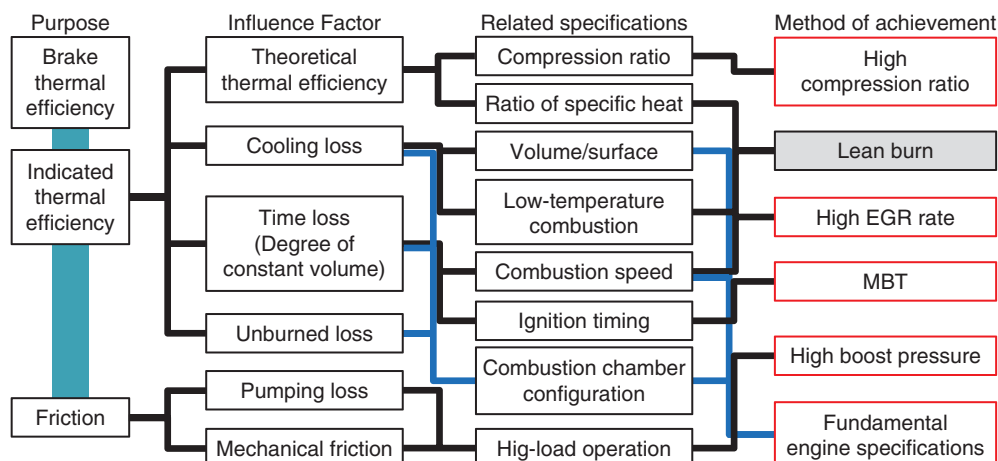


Fig. 1 Analysis of factors influencing brake thermal efficiency

3. 高圧縮比化

高圧縮比化により熱効率を向上することを難しくする要因は燃焼室形状が扁平化することによる燃焼速度の低下とノッキング発生による点火時期の遅角が主な要因である。本開発においてはこれらの要因に対し、4章にて述べる高EGR率運転に加え、下記の手法で対応することとした。

- (1) ロングストローク化による燃焼室扁平化抑制
- (2) 吸気バルブタイミング遅閉じによる実効圧縮比調整

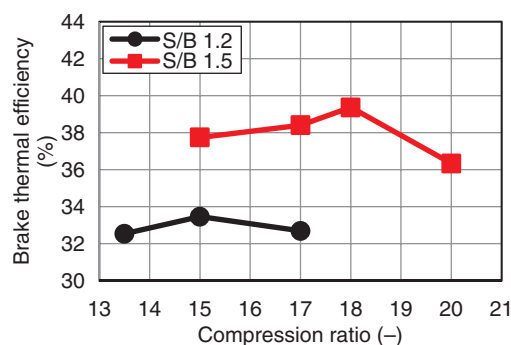
3.1. ロングストローク化

3.1.1. 高圧縮比時の燃焼速度低下抑制効果

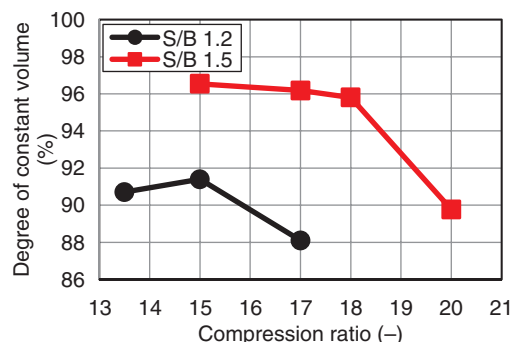
高圧縮比化は理論熱効率を向上させる有効な手段であるが、燃焼室形状が扁平化することにより燃焼速度が低下するという弊害がある。この要因は燃焼室の扁平化により火炎と燃焼室壁面が接触する面積が拡大し、火炎伝播を阻害するためと考える。この対応として、点火プラグ周辺にキャビティを設け初期火炎の形成を阻害しない手法も提案されている⁽²⁾。ただしこの手法は燃焼初期には有効であるものの後半の燃焼速度低下には不十分であり、さらにピストン頭部形状の凹凸を大きくせざるを得ないため冷却損失には不利な形状となる。そこで今回、ロングストローク化での対応をとることとした。ロングストローク化することで同一圧縮比における燃焼室高さを大きくとることができ、燃焼室の扁平化を抑制し、凹凸の少ないピストン頭部形状が形成できる。高圧縮比化におけるロングストロークの有効性を確認するために、量産エンジン相当のStroke/Bore比(S/B)1.2とS/B1.5の単気筒エンジンを製作し圧縮比に対する熱効率変化の比較を実施した。Table 1に試験エンジン諸元を、Fig. 3にエンジン回転2000 rpm、図示平均有効圧力(IMEP)520 kPa, MBT, EGR率20%における熱効率確認結果を示す。ピストン頭部形状は各圧縮比とS/Bごとに3Dモデルによる燃焼速度計算をおこない、燃焼速度がもっとも早くなる形状を選定し試験を実施した。なお、以降の単気筒エンジンでの試験結果における正味熱効率の値はL4エンジン相当のメカニカルフリクションと想定される過給器のポンピング損失計算値を利用し算出した。S/B1.2においては圧縮比15までは熱効率が向上するものの圧縮比17では熱効率の低下がみられる。これに対し、S/B1.5では圧縮比18まで熱効率の向上が得られた。高圧縮比での熱効率の低下の主な要因は等容度の低下である。Fig. 4にエンジン回転数2000 rpm, IMEP 520 kPa, MBT, EGR率20%でのS/B1.5における圧縮比15から20の質量燃焼割合(MBF)の計測結果を示す。圧縮比20にて急激に燃焼速度の低下が発生していることがわかる。特に燃焼後半の影響が大きく、これはFig. 5の模式図で示すように燃焼室の扁平化によりボア端近傍の局所的なSurface/Volume比(S/V)が大きくなり、火炎の伝播が阻

Table 1 Test engine specifications

Engine type	DOHC 4-valve single cylinder	
Bore (mm)	φ 81	
Stroke (mm)	96.9	121.5
S/B	1.2	1.5
Compression ratio	13.5, 15.0, 17.0, 18.0, 20.0	
Displacement (cm ³)	499	626
Intake port	Filling port	
Air supply	Supercharged	
EGR system	Low-pressure loop-cooled EGR	
Fuel supply	Port injection	



(a) Brake thermal efficiency



(b) Degree of constant volume

Fig. 3 Comparison of influence of compression ratio on brake thermal efficiency and degree of constant volume for different S/B

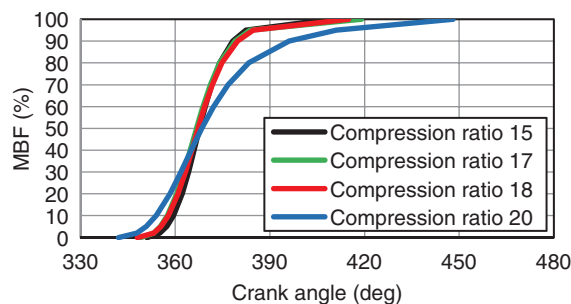


Fig. 4 Comparison of MBF for different compression ratios at S/B 1.5, engine speed 2000 rpm, IMEP 520 kPa, ignition timing MBT, and EGR ratio 20%

害されるためと考えられる。S/B を大きくとることで同一圧縮比における燃焼室の高さが確保でき、この弊害を抑制しつつ高圧縮比化が可能となる。

Fig. 6 に S/B と圧縮比に対し、Top Dead Center (TDC) における燃焼室容積 V_1 をボア断面積 A で割った燃焼室平均有効高さ H を示す。Fig. 6 中の白抜きのプロットは試験において未燃 HC の増加もしくは燃焼速度の低下が確認されなかったもっとも圧縮比の高いエンジン諸元を示す。燃焼室平均高さ H が 7 mm を下回ると急激に燃焼速度の低下や未燃 HC の増加が生じることがわかる。この結果より、目標とする圧縮比 17 において H を 7 mm 以上確保し良好な燃焼を得るためには S/B1.4 以上が必要であると判断した。

3.1.2. 冷却損失低減効果

ロングストローク化は圧縮比 17 の成立に必要なだけでなく、それだけで S/V の縮小による冷却損失の低減効果が期待できる⁽³⁾。実際に S/B が熱効率へ及ぼす影響を確認するために Table 1 に示したエンジンに改良を加え ϕ 81

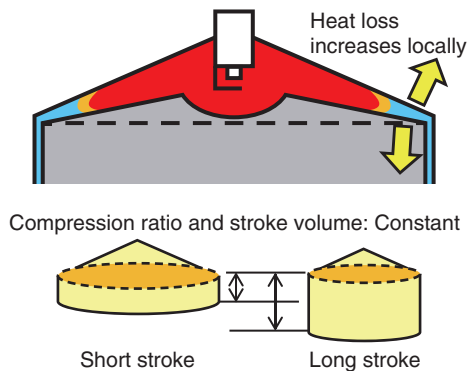


Fig. 5 Diagram of increase in local heat loss in flat combustion chamber and comparison of combustion chamber height for different S/B

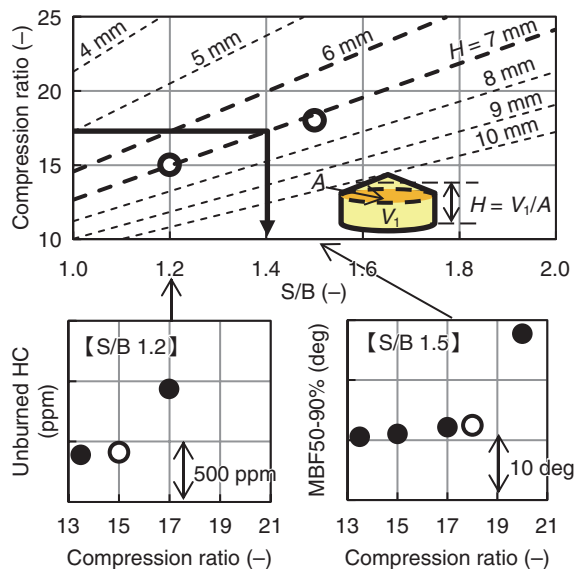


Fig. 6 Average combustion chamber height at TDC for different S/B and compression ratios

ボアおよび圧縮比 13.5 固定の条件にて S/B1.2 から 2.0 までの熱効率測定を実施した。Fig. 7 にエンジン回転数 2000 rpm, IMEP 720 kPa での試験結果を示す。S/B1.2 から 1.5 までは正味熱効率が向上し、S/B1.5 以降で低下する傾向となった。これは S/B1.5 以上でピストン速度増加によるフリクション平均有効圧力 (FMEP) とポンピング平均有効圧力 (PMEP) の増加が冷却損失低減効果を上まわるためである。冷却損失低減効果の減少はピストン速度増加による筒内流動の強化によりシリンダ壁面の熱伝達係数が大きくなるためと考えられる。冷却損失とフリクションのバランスにより S/B1.5 が熱効率の最大値となる。

ここまでは ϕ 81 ボア固定での検討であるが、排気量が固定されボアが変化する場合などの最適 S/B を推定するために、 ϕ 73 ボア単気筒エンジンを製作し、 ϕ 81 ボアと同じ試験を実施した。 ϕ 81 と ϕ 73 ボアエンジンの試験結果より S/V に対する冷却損失変化、S/B に対する筒内流動強化による燃焼速度変化の傾向を導き、FMEP についてはボアおよびストロークの変化を加味し算出することで、行程容積および S/B に対する L4 エンジン相当の正味熱効率を推定した。Fig. 8 にエンジン回転数 2000 rpm, EGR20% での最高正味熱効率の推定結果を示す。Fig. 8 中の白抜きのプロットは実際に試験をおこなった諸元である。ボア、排気量が変化した場合においても S/B1.5 前後にて熱効率が高くなる傾向は変わらないと推定される。

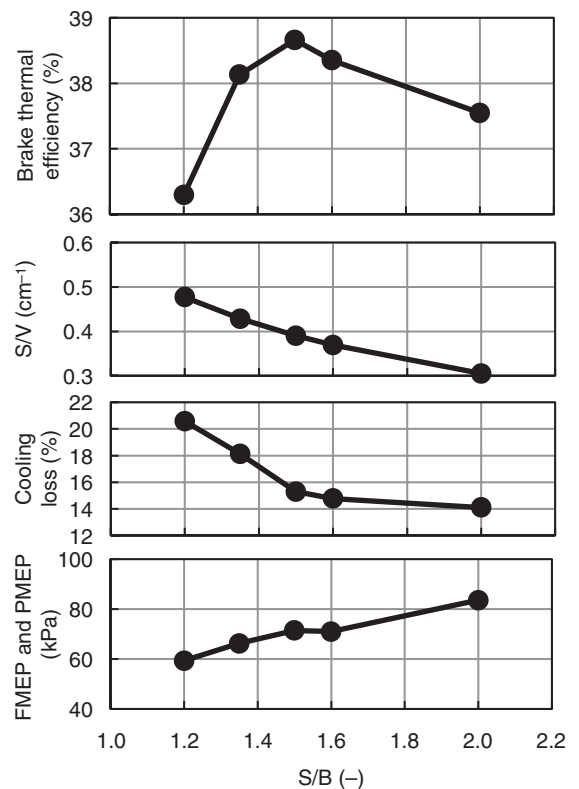


Fig. 7 Effect of S/B on thermal efficiency, cooling loss and friction

以上のことより前項で述べた圧縮比 17 に必要な S/B を満足しつつ熱効率がもっとも高くなる最適 S/B として 1.5 を選択することとした。

3.2. 吸気弁遅閉じアトキンソンサイクル

高圧縮比化のもう一つの大きな課題であるノッキングに対しては、機械圧縮比 (= 膨張比) をそのままに吸気弁の閉弁時期を遅角することで実効圧縮比を低下させて対応した。Table 1 に示した S/B1.5 のエンジンを用い、機械圧縮比 17 において吸気弁閉弁時期を変化させた場合の熱効率

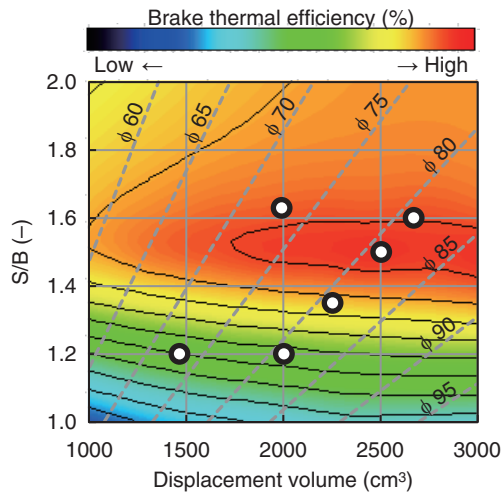


Fig. 8 Engine displacement and S/B in relation to maximum brake thermal efficiency

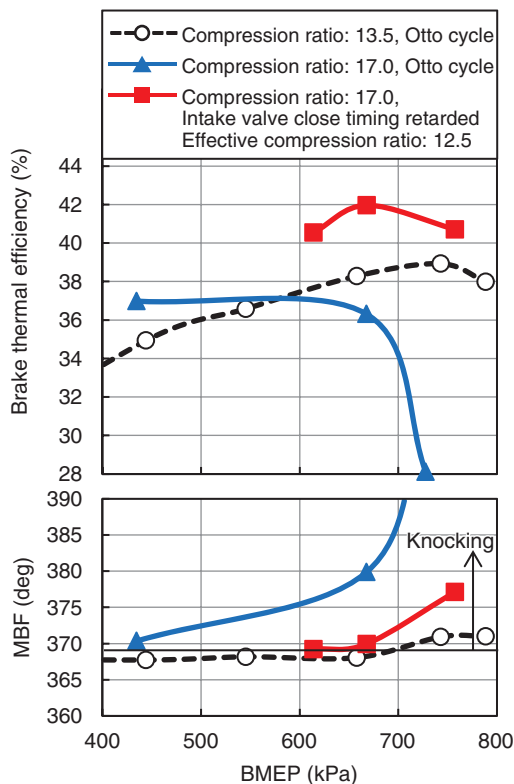


Fig. 9 Effect of effective compression ratio on brake thermal efficiency and knocking

と圧縮比 17 のオットーサイクルで運転した場合の熱効率を比較した。Fig. 9 にエンジン回転数 2000 rpm, EGR 率 20% における正味平均有効圧力 (BMEP) ごとの正味熱効率の測定結果を示す。実効圧縮比を低下させることで膨張比 17 として、圧縮比 13.5 オットーサイクルに近い負荷まで MBT 運転が可能となり最大熱効率を向上させることができた。

Fig. 10 に膨張比 17 で実効圧縮比を変化させた場合とオットーサイクルの理論熱効率を示す。試験結果にてもっとも熱効率の向上が得られた膨張比 17、実効圧縮比 12.5 の理論熱効率は圧縮比 16.5 のオットーサイクルと同等の理論熱効率であり、ノッキングレベルを圧縮比 13.5 同等としつつ圧縮比 16.5 同等の理論熱効率を得ることができた。

3.3. 直噴技術

高圧縮比化を成立させるためには、燃料の気化潜熱を利用したノッキング改善効果が有効であると考え、5 章に示す最終仕様には直噴を採用している。Fig. 11 にエンジン回転数 2000 rpm, IMEP 810 kPa におけるインジェクションタイミングとノッキング、未燃損失、Indicated specific fuel consumption (ISFC) および 3D モデルを用いて算出したピストンおよびシリンダスリーブへの燃料付着量を示す。直噴化での課題は吸気の流速が高くなるタイミングで燃料を噴射することで燃料の霧化が促進されノッキング点火時期が進角するが、ノッキングの抑制を最大限に得られる燃料噴射時期を採用した場合、未燃損失の増加が生じ結果的に熱効率向上が得られないことである。未燃損失の主な要因は壁面への付着である。ノッキングが改善する噴射時期において、付着している箇所はシリンダスリーブである。シリンダスリーブへの付着量を低減するために燃料噴霧を下方へ向ける最適化をおこない、ノッキング改善効果が最大となる燃料噴射時期と壁面付着最小となる燃料噴射時期を近づけることで直噴効果を可能な限り大きくとる設定とした。

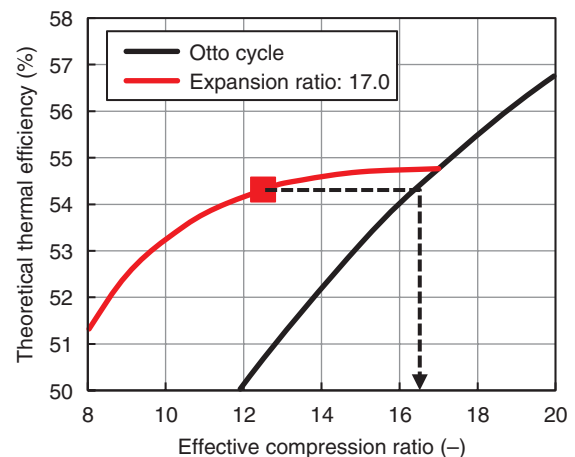


Fig. 10 Comparison of theoretical thermal efficiency

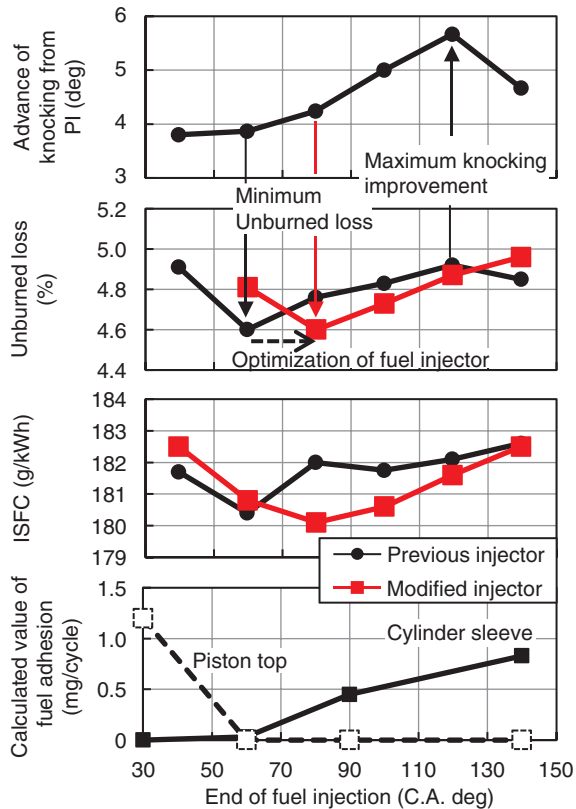


Fig. 11 Effect of fuel injection timing on knocking, unburned loss and ISFC, and calculated value of fuel adhesion

4. 高 EGR 運転

冷却損失低減とノッキングを抑制し高圧縮比での MBT 運転を実現するために外部 EGR 率 30% 以上での安定した運転を目指すこととしたが、高 EGR 運転をおこなう場合の主な課題は、火炎伝播速度の低下と着火性能の低下である。火炎伝播速度の低下に対しては、吸気ポート形状の選定による筒内流動の強化で対応し、着火性能の低下については燃焼室形状の選定による初期火炎成長阻害要因の排除と筒内流動渦中心位置調整および高エネルギー点火により

対応した。火炎伝播速度と着火性能の対策のどちらか一方が欠けても EGR 率を増加させつつ安定した運転をすることはできないため、両面での対策が必要である。

4.1. 筒内流動強化

高 EGR 環境下において火炎伝播速度確保のために必要な筒内乱流エネルギーを高めるためにはタンブル比を向上させる手法が多く用いられる。タンブル比を向上させるために用いられる主な手法は吸気ポートを絞る対応であり、基本的には流量係数とトレードオフの関係にある。流量係数の低下は過給機への負担が増し、ポンピングロス増加となつて結果的に熱効率の低下につながる。また、タンブル比を向上させても必ずしも筒内乱流エネルギーが高くなるわけではない。Fig. 12 にそれぞれ異なる吸気ポート形状でのタンブル比と乱流エネルギーの計算値を示す。同一タンブル比においても乱流エネルギーは大きくばらつていることがわかる。よってタンブル比の増加は最小限に抑えつつ効率よく乱流エネルギーを得ることが重要になる。

Fig. 12 に示した A と B の仕様において筒内の非定常における流速分布を計算し、吸気行程における 5 m/s の等値面を表現したものを Fig. 13 に示す。等値面を渦中心軸とすると、乱流エネルギーが高い A の仕様は渦中心軸が比較

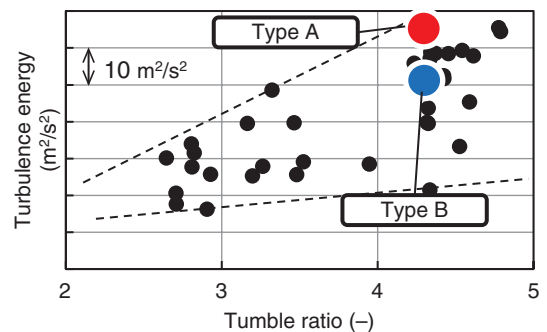


Fig. 12 Calculation results for tumble ratio and turbulence energy for different intake port shapes

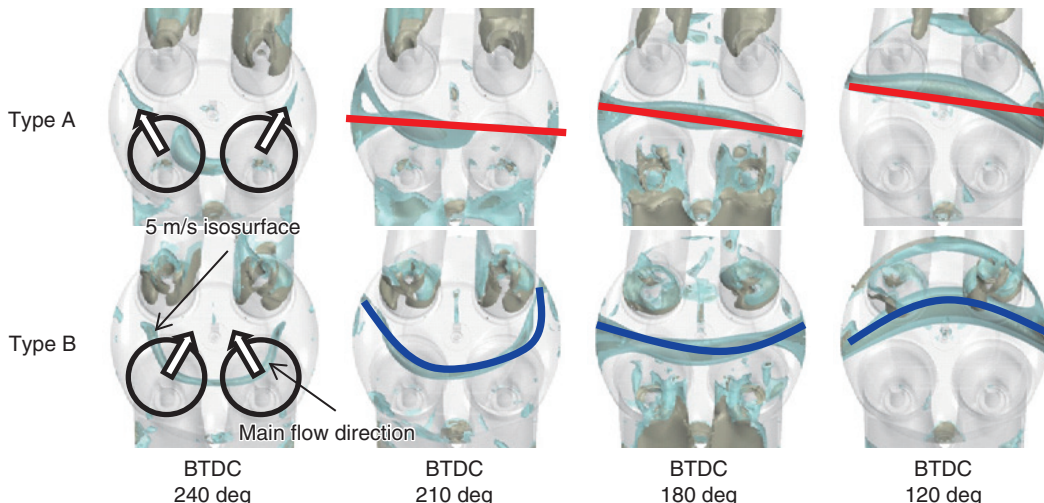


Fig. 13 Comparison of vortical center axes resulting from direction of intake flow

的安定しているのに対し、B の仕様は吸気行程中に渦中心軸が大きくうねっている。この渦中心軸のうねりがエネルギーの損失となり乱流エネルギーが低下すると考えられる。このうねりの要因として吸気バルブからの吸気的主流の向きに着目した。A の仕様は吸気的主流がボア外側へ向かい、B の仕様は内側へ向いている。この主流の向きを定量的に表現するために Fig. 14 に示すようなフローバランスを定義した⁽⁴⁾。フローバランスは正の値でボア外側へ主流が向き、負の値で内側を向くことを示す。

Fig. 15 に同一タンブル比の条件のもと、フローバランスを変化させた場合の乱流エネルギーの計算値を示す。もっとも乱流エネルギーが高くなるのはフローバランス 0 から 2 の範囲である。この範囲のフローバランスとなる吸気ポート形状を 3D モデルによる計算にて選定し量産エンジンの 1.7 倍のタンブル比で、かつフローバランスが 0 から 2 の範囲となる吸気ポート形状を最終仕様へ反映した。

4.2. 着火性低下の対策

高 EGR 環境下では層流燃焼速度の低下により初期火炎が成長しづらいうえに、燃焼期間短縮のために強化された筒内流動により点火プラグの火花が吹き消され着火性が低下する。ここでは初期火炎の成長を促進するための燃焼室

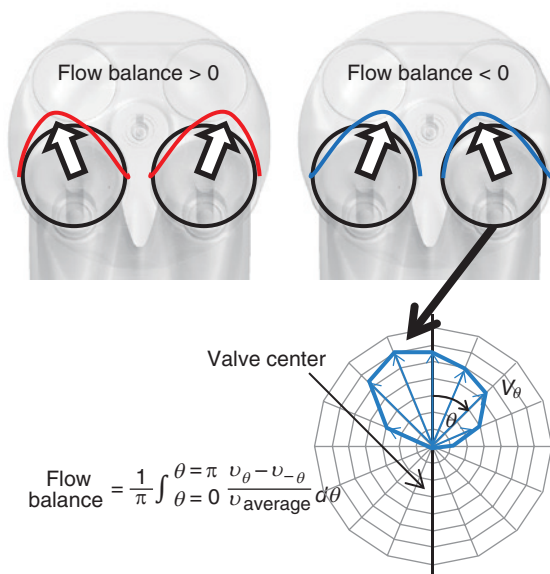


Fig. 14 Definition of flow balance

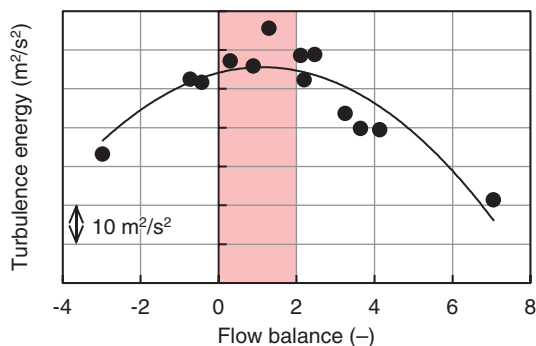


Fig. 15 Turbulence energy for different flow balances

形状と流動による吹き消えを防ぐための点火エネルギー強化について述べる。

4.2.1. 燃焼室形状での着火性確保

高 EGR 環境下にて生じた初期火炎はピストンもしくはシリンダヘッドなどの壁に接することにより熱を奪われ消炎もしくは伝播速度の低下を招く。これを防ぐためにはプラグ周囲に十分な容積を確保することが重要となる。Fig. 16 にピストン頭部形状によりプラグ周辺の容積を変化させた場合のエンジン回転数 2000 rpm, IMEP 810 kPa における燃焼安定限界 EGR 率の試験結果を示す。点火プラグとピストン間の距離を示すために、TDC にてプラグ電極を中心とした仮想球体がはじめてピストンもしくはシリンダヘッドに接触するときの体積 V_1 と燃焼室全体の容積 V の割合 (V_1/V) を用いた。

V_1/V が大きくなるにつれ燃焼安定限界 EGR 率が向上し、2% 以上で横ばいとなる。 V_1/V が小さいと初期火炎が早い段階でピストン頭部もしくは燃焼室壁面に接触し、熱が奪われることで燃焼速度が低下する。あるいは消炎が生じ燃焼安定限界 EGR 率が低下する。ある程度初期火炎が成長してしまうと着火性ではなく主燃焼の安定性が支配的となり、燃焼安定限界 EGR 率を決定する領域となる。 V_1/V を 2% 以上確保することで着火性を確保し初期火炎の成長を妨げないことが高 EGR 運転においては重要となる。量産エンジンレベルの S/B1.2 において圧縮比 17 のような高圧縮比と V_1/V の 2% 以上の確保を両立するためにはピストン頭部形状を凸形状とする必要があり、熱損失、火炎伝播の観点において好ましい形状ではない。これに対し S/B1.5 にすることで燃焼室の高さ方向に余裕が生まれ V_1/V を 2% 以上確保しつつピストン形状を浅皿形状とすることが可能になり、着火性と良好な燃焼が両立可能となる。この観点においてもロングストロークの有効性が生じる。Fig. 17 に圧縮比 17 にて V_1/V を 2% 確保した場合の S/B1.2 と S/B1.5 の燃焼室形状を示す。

4.2.2. 筒内流動渦中心位置の調整

確実な着火をおこない初期火炎を形成するためには筒内流動の渦中心の位置も重要になる。点火プラグ電極位置と

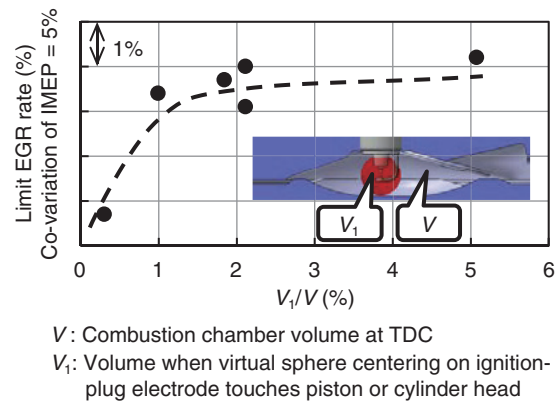


Fig. 16 Effect of V_1/V on EGR rate (Co-variation of IMEP: 5%)

筒内流動の渦中心位置が離れていると筒内流動に流され点火火花が切れやすくなり着火性能が低下する。また初期火炎が形成できたとしても流動に流され燃焼室内の一方に火炎が偏り、燃焼期間の延長が生じる。これを防ぐためには点火プラグ位置と渦中心位置を合わせる必要がある。この渦中心の位置を調整するためにピストン頭部形状を浅皿形状とした。Fig. 18 にフラット形状と浅皿形状ピストンにおける筒内流動計算結果を示す。点火時期近傍において浅皿形状により渦中心がボア中心に追い込まれ、点火プラグと渦中心の位置を合わせることができた。

燃焼室形状については、以上の要素に加えてピストントップランド高さの縮小およびスキッシュハイトの低減などによる未燃 HC 低減、および燃焼速度向上を実施し 5 章に示す最終仕様に反映した⁽⁵⁾。

4.2.3. 高エネルギー点火

点火プラグ周囲の容積を十分に確保し、渦中心位置を最適化したとしても高 EGR 率環境下の混合気に着火し初期火炎を形成するためには点火エネルギーの強化が重要となる。高エネルギー点火として今回は多重放電による点火強化をおこなった。ここまで述べてきた量産エンジン比 1.7 倍のタンプル比となる高流動化と火炎の伝播を妨げない燃焼室形状を反映した単気筒エンジンにて投入点火エネルギーを変化させ、燃焼安定限界の EGR 率がどのように変化するかの試験を実施した。投入エネルギーは単位時間あたりのエネルギーを一定とし、供給時間により調整した。結果を Fig. 19 に示す。投入エネルギーを増加することにより燃焼安定限界 EGR 率は向上し、1500 mJ 以上で横ばいとなる。1500 mJ 以上の領域では着火性ではなく、筒内流動が不足し主燃焼期間がばらつくことにより IMEP 変動率が増加し限界 EGR 率が決まる領域に入ったと考える。さらに限界 EGR 率を向上させるには筒内流動のさらなる

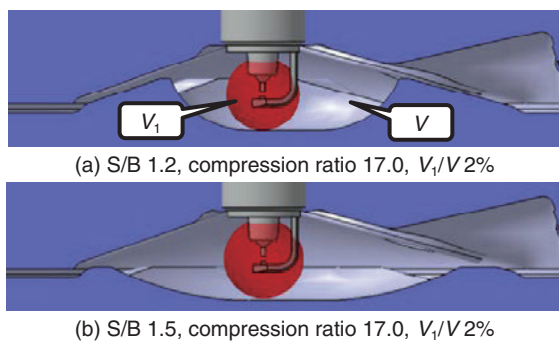


Fig. 17 Comparison of combustion chamber configuration for S/B 1.2 and 1.5

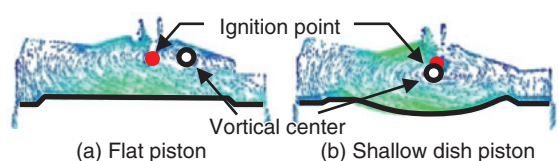


Fig. 18 Influence of piston shape on vortical center

強化が要求される。また、投入点火エネルギーが増加するほど、消費電力が大きくなり効率低下の要素となるため、最終的には目標の EGR 率 30% 以上で着火可能とし、かつ燃費影響を最小限に抑えるため 450 mJ の設定を採用した。

以上の高流動化、燃焼室形状および高エネルギー点火といった高 EGR 率運転への取組みを単気筒エンジンに投入し効果確認を実施した。エンジン回転数 2000 rpm, IMEP 810 kPa における試験結果を Fig. 20 に示す。外部 EGR 率 30% 以上の領域においても安定した運転が可能となり、高 EGR 化による冷却損失低減およびノッキング抑制効果により正味熱効率が向上することが確認できた。

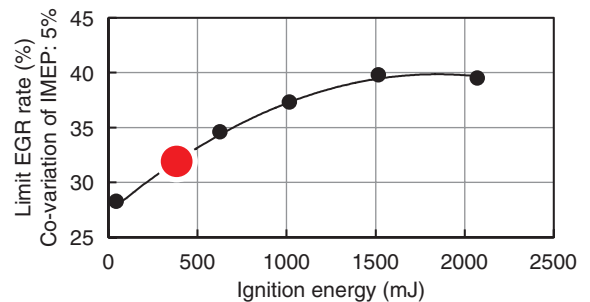


Fig. 19 Influence of ignition energy on EGR rate (Co-variation of IMEP: 5%)

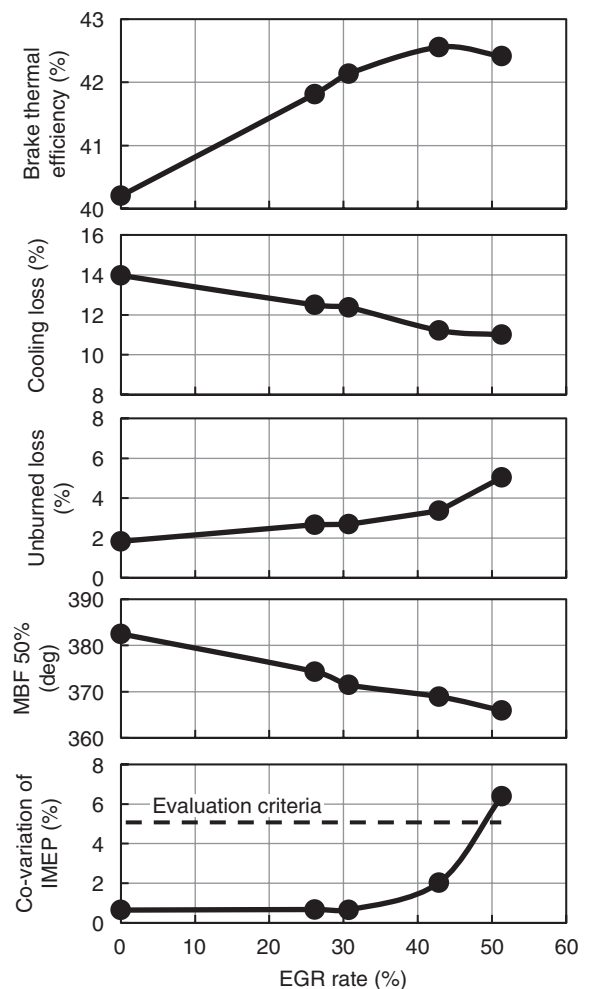


Fig. 20 Change in thermal efficiency due to increased EGR rate

5. 達成熱効率

ここまで述べてきた基本骨格、ノッキング対策技術、筒内流動増加技術および着火性向上技術をすべて適用した単気筒エンジンを製作し、最終達成値を確認した。最終仕様のエンジン諸元を Table 2 に、熱効率確認結果を Fig. 21 に示す。ロングストロークによる基本骨格ポテンシャルの引き上げ、高圧縮比化による理論熱効率向上、吸気ポート、燃焼室形状による筒内流動強化、高エネルギー点火の採用および直噴技術を採用し、正味熱効率 45.2% を達成した。

Table 2 Final test engine specifications

Engine type	DOHC 4-valve single cylinder
Bore (mm) × Stroke (mm)	φ81 × 121.6 S/B 1.5
Compression ratio (–)	12.5
Expansion ratio (–)	17.0
Displacement (cm ³)	627
Intake port	Tumble port
Air supply	Supercharged
EGR system	Low-pressure loop-cooled EGR
Fuel supply	DI
Piston shape	Shallow dish
Ignition energy (mJ)	450

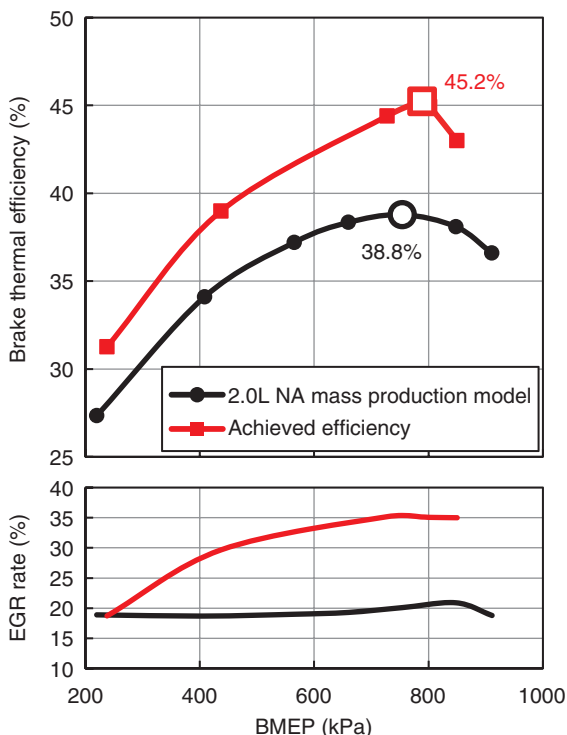


Fig. 21 Achieved brake thermal efficiency at engine speed of 2000 rpm

6. まとめ

理論空燃比、91 オクタンレギュラガソリンにて機械圧縮比 17, EGR 率 35% での MBT 運転を実現し、正味熱効率 45.2% を達成した。

S/B1.5 のロングストロークによる形状自由度を利用した燃焼室形状の選定および吸気バルブタイミング遅閉じアトキンソンサイクルによるノッキング点火時期の進角により、機械圧縮比 17 の高圧縮比においても燃焼緩慢化を抑制しつつ、圧縮比 13.5 オットーサイクル同等負荷までの MBT 運転を実現した。

高 EGR 率運転においては吸気抵抗と乱流エネルギー強化を両立する吸気ポート形状の選定、プラグ周辺容積確保と流動を最適化する燃焼室形状および 450 mJ の高エネルギー点火により EGR 率 30% 以上での安定した運転を実現した。

7. あとがき

6 章に示した達成熱効率は、単気筒エンジンでの確認であるが自動車用多気筒エンジンとして実用化するにはまだ多くの課題が存在する。

主な課題はロングストローク化におけるエンジン高の増加、高 EGR 率運転においては Low Pressure Loop cooled EGR (LPL-EGR) システムを成立させるための凝縮水対応と EGR 応答性が大きな課題である。さらに高膨張比および高 EGR 率運転により低下した排気エネルギーに対応し、熱効率向上に要求される過給器効率と最高出力向上に要求される流量レンジを両立する過給システムの開発も必要である。今回取り組んできた技術を自動車用ガソリンエンジンとして実現化するためには、これらを早急に解決する必要がある、今後取り組むべき重要な項目であると考えます。

参考文献

- (1) 能川真一郎, 中田浩一, 神田睦美: 過給リーンバーンエンジンによる熱効率向上, 第 21 回内燃機関シンポジウム, p.533-538 (2010)
- (2) 廣瀬一郎, 工藤秀俊, 木原龍博, 山川正尚, 人見光夫: SKYACTIV-G 2.0L 新型ガソリンエンジンの紹介, 第 22 回内燃機関シンポジウム, p.37-42 (2011)
- (3) 木村圭祐, 佐々木啓介, 小川英之, 佐藤裕紀, 佐古孝弘: ロングストローク化による火花点火ガソリンエンジンの性能改善, 第 20 回内燃機関シンポジウム, p.325-330 (2009)
- (4) 山田健人, 高橋真嘉, 池谷健一郎, 竹形徳之: 燃焼期間短縮をねらった吸気的设计, Honda R&D Technical

Review, Vol.27, No 2, p.67-75

- (5) 高沢正信, 佐々川知明, 大田篤志, 竹形徳之, 山田
健人: 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, Honda R&D Technical
Review, Vol.27, No 2, p.57-66

■ 著 者 ■



田岸龍太郎



池谷健一郎



高沢正信



山田健人