

高熱効率ガソリンエンジンの進化としての ダウンサイジング

Downsizing as Evolution of High Thermal Efficiency Gasoline Engine

高 橋 の ぶ*

Nobu TAKAHASHI

要 旨

高熱効率エンジンの進化としてダウンサイジングを実現するために、比出力の向上を検討した。

ダウンサイジングエンジンに要求される比出力と、熱効率の基本となる高圧縮比（高膨張比）を両立させるためには、高回転域での高いノッキング耐性が必要である。高出力化の課題は、バルブタイミングによる実効圧縮比低減効果が、高回転域で十分に得られないことであった。吸気系を改良することで、実効圧縮比低減が可能となり、ノッキング改善によって比出力は向上したが、自然吸気エンジン相当が限界であった。高熱効率とダウンサイジングとは相反する技術であり、さらなる比出力向上には、機械圧縮比そのものを下げる必要性が明らかとなった。

ダウンサイジングは小排気量化による燃費向上技術であると同時に、軽量コンパクト化によって動力性能向上が期待できる。その意味で、高熱効率ガソリンエンジンの進化は、比出力向上によってダウンサイジングをおこなう方向性が有要であり、その実現に向けては、可変圧縮比機構などの抜本的な技術を構築し適用することが必要である。

ABSTRACT

In order to achieve downsizing as an evolution in the high thermal efficiency engine, the possibilities of increasing specific power were examined.

In order to achieve a balance between the specific power that is required for downsizing the engine and the high compression ratio (high expansion ratio) that is the basis for thermal efficiency, high knock resistance in the high engine speed range is necessary. The issue in realizing high power was that sufficient reduction in effective compression ratio through valve timing could not be obtained in the high engine speed range. It became possible to reduce the effective compression ratio by enhancing the intake system, and an increase in specific power was obtained by knock enhancement, but the increase was limited to the equivalent of a naturally aspirated engine. Raising thermal efficiency and downsizing are mutually contradictory techniques, and it became clear that any further increase in specific power would necessitate lowering the mechanical compression ratio itself.

At the same time that downsizing is a technique for improving fuel economy by reducing the displacement, it can also be expected to heighten dynamic performance by achieving lighter weight and greater compactness. In that sense, the approach of downsizing by increasing specific power is crucial for achieving evolution of the high thermal efficiency gasoline engine. In order to achieve this, it will be necessary to build and apply variable compression ratio mechanisms and other such radical technology.

1. ま え が き

内燃機関搭載車両の数は、2040 年まで増加するとの予測がなされており⁽¹⁾、車両電動化が進む今後においても、内燃機関の進化が重要である (Fig. 1)。

車両電動化の社会的な意義は CO₂ 排出量の低減である。したがって、それを支える内燃機関に課せられた課題も CO₂ 排出量の低減、すなわち総合的な熱効率向上である。

エンジンは燃料のエネルギーを動力に変換する機械であり、その変換効率、つまり熱効率が高いほど優れた機械と

いえる。一方、車両を構成する一デバイスとして考えるならば、搭載性や重量バランスの観点から、軽量コンパクトであることが求められる。つまり、いかに高い熱効率のエンジンであっても、搭載における課題を有し、適用できる車両が限定的になってしまうと、環境負荷抑制への貢献も多く望めない。

自動車は単なる移動手段ではなく、自ら運転する FUN の要素を持ち合わせているところが、公共交通機関と異なるところであり、環境負荷を抑えつつお客様に FUN を提供できる車づくりをすることも重要である。エンジンの軽

*四輪 R&D センター

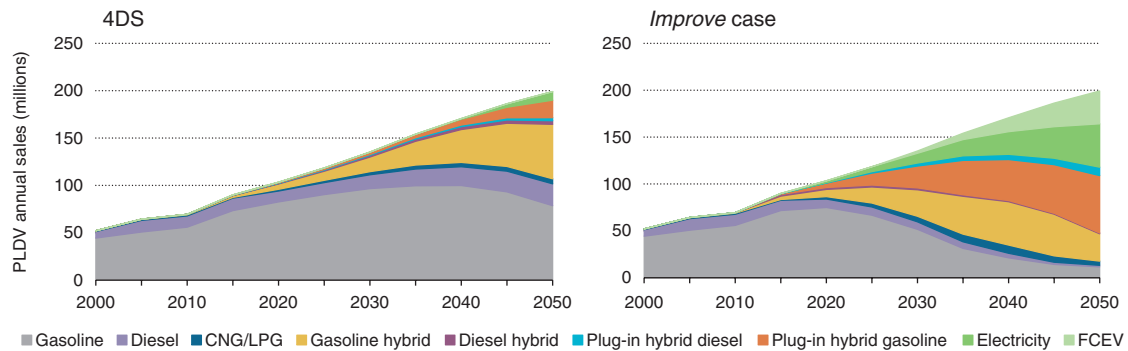


Fig. 1 Global portfolio of technologies for passenger LDVs, (4DS: 4°C scenario, Improve case: Technology improvements that lowers GHG emissions)

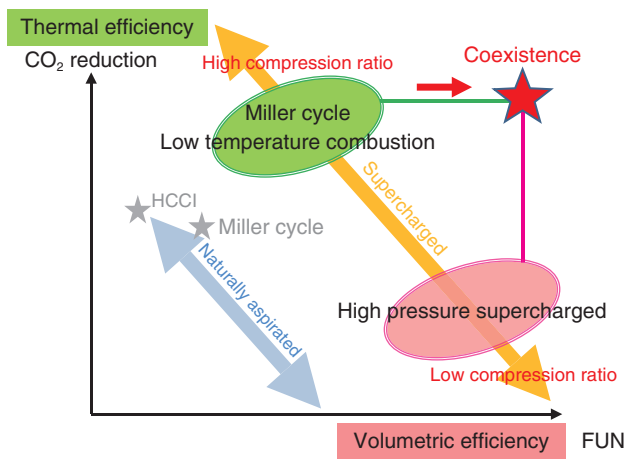


Fig. 2 Coexistence of thermal efficiency and volumetric efficiency

量コンパクト化は結果的に車両の軽量化、動力性能の向上につながる重要な要素である。

本稿では、環境負荷抑制とFUNの両立を図るためのエンジン技術として、高熱効率とダウンサイジングとの両立 (Fig. 2) に焦点を当て、その課題と解決技術を明らかにする。

2. ダウンサイジングの価値

燃費向上技術としてのダウンサイジング過給⁽²⁾は、ヨーロッパを中心に普及し、今ではスタンダード技術となった。アメリカでは10年近く遅れて導入され、日本でも輸入車を皮切りに導入が加速している。

ダウンサイジング過給は、熱効率を高める技術ではなく、むしろダウンサイジングが進むほど熱効率は下がる。その主な要因は高過給に適合させるための圧縮比低下である。市販エンジンの設定からも、最大正味平均有効圧力 (BMEP) 上昇に伴って圧縮比が低下する傾向がうかがえる (Fig. 3)。このように、燃費と熱効率が必ずしも同義語ではないことには注意を要する。

ダウンサイジングで燃費が向上するメカニズムは、エンジンの運転点が高熱効率領域にシフトすることである。これは走行負荷に対して排気量を適正化 (小排気量化) することで得られるが、出力をリカバリするために過給と組み合わせることが一般的である (Fig. 4)。燃費適正な排気量、概ね 65% 程度のダウンサイジング (2.4 L から 1.5 L に相当) を想定すると、従来自然吸気 (NA) エンジン並みの動力性能を確保するには、最大負荷 2200 kPa レベルの過給が必要である。

ダウンサイジングは、単に排気量ダウンではなく、文字通り、軽量コンパクトなエンジンであることも重要である。エンジンの軽量化はそれを支える車体の軽量化につながり、走行エネルギー低減によって燃費が向上する。さらに、車体の軽量化によって得られた動力性能を生かし、エンジンのさらなる小排気量化、軽量化へとつなげることで、正のスパイラルが生まれる。軽量コンパクトなエンジンは車両重量配分の自由度を広げ、運動性能の向上も期待できる。これらは、車を運転する楽しさ、FUN をもたらす重要な要素である。

一方、今回前提としている熱効率 45% の技術は、実

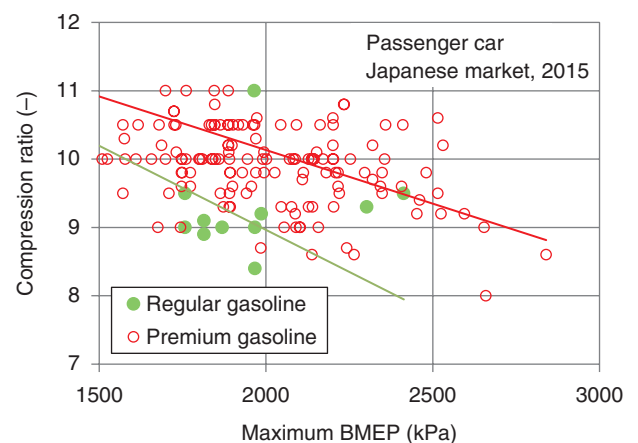


Fig. 3 Tendency of compression ratio to move inversely to BMEP of gasoline engine

効圧縮比低減，すなわち実質の排気量低下を伴い，過給による比出力向上は，排気量低下を補うレベルにとどまる．したがって，動力性を確保するためには，排気量は据え置きとなる．しかし，熱効率改善は全域で得られるため，使用頻度の高い領域と高熱効率領域とが一致しない状況でも，熱効率向上分は直接燃費向上へとつながる (Fig. 5)．

エンジンの運転点と高熱効率領域を一致させることができれば，さらなる燃費向上が期待できる．小排気量化，Hybrid Electric Vehicle (HEV) 適用での運転点集中，リーンバーン等による高熱効率領域の低負荷への拡大が主な手段となるが，その中で小排気量のみが軽量コンパクトへつながる手段である．

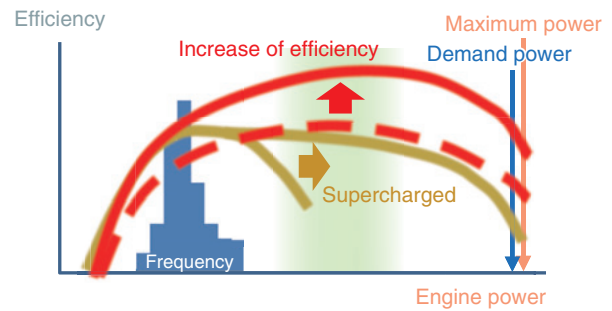


Fig. 5 Fuel economy improvement by increase of thermal efficiency

3. 高熱効率エンジンの特性

ガソリンエンジンの熱効率を向上させるために，さまざまな取組みがなされてきたが，田岸ら⁽³⁾の研究によると，理論空燃比，レギュラガソリンにて正味熱効率 45.2% を達成した主な諸元は以下の通りである．

- (1) 機械圧縮比 17, EGR 率 35%
- (2) ストローク／ボア比 (S/B 比) 1.5
- (3) 筒内乱流エネルギー強化と高エネルギー点火

なお，達成した熱効率は，単シリンダ当たり排気量が 626 cm^3 の結果である．EGR と比べてより比熱比の高いリーンバーンの方が理論効率としては高いが，後処理とノッキングの課題から理論空燃比での効率追求をおこなっている．

以降，本諸元を元に，高熱効率とダウンサイジングの両立の課題について論じる．

3.1. 熱効率向上の要件

熱効率向上を図るためには，理論効率向上と各種損失の低減を組み合わせることが必要であるが，高圧縮比化は理論効率向上の基本となる前提条件である．Fig. 6 に熱効率向上に必要な技術項目の相関図を示す．それぞれの諸元は

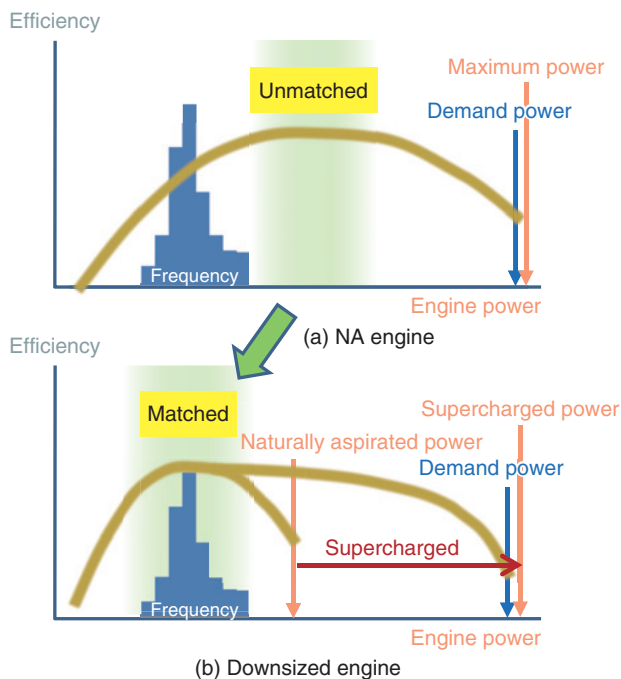


Fig. 4 Fuel economy improvement by downsizing

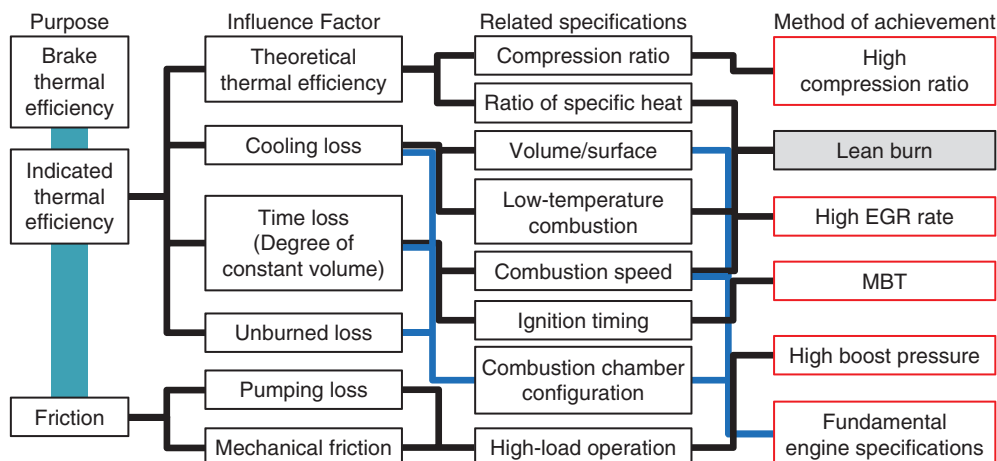


Fig. 6 Analysis of factors influencing brake thermal efficiency

単純な足し算として効率向上に貢献しているのではなく、相互依存の上で成立している。その一例を示す。

排気量と S/B 比を適切に設定することで、燃焼室の表面積／容積比 (S/V 比) の低減による冷却損失改善が得られるが、加えて、高圧縮比下での希釈燃焼を成立させている。高効率の燃焼を成立させるには、火炎伝播を阻害しない燃焼室高さの確保が必要であり、燃焼室が扁平になる高圧縮比ほど要求 S/B 比は大きくなる。圧縮比 17 では S/B 比 1.4 以上が必要である (Fig. 7)。仮に S/B 比 1.2 とした場合、冷却損失が増大するといった単なる効率低下に留まらず、圧縮比 17 での燃焼そのものが成立しない。45% に達するような高熱効率は、すべての諸元を妥協なく設定することで初めて得られる。

過去 10 年間の Honda 量産四輪車ガソリンエンジンの諸元設定において、圧縮比は 8.8 から 13.0、単シリンダ当り排気量は、220 から 610 cm^3 、S/B 比は 1.0 から 1.2 の範囲にある。正味熱効率 45% を達成した圧縮比 17、単シリンダ当り排気量 626 cm^3 、S/B 比 1.5 はその範囲を大きく超えている。Fig. 8 に熱効率に対する S/B 比と排気量の影響を示す。最高熱効率点は、単シリンダ当り排気量 600 から 650 cm^3 、S/B 比 1.5 近辺に存在する。この諸元設定は、45% の熱効率を達成するために必要な条件である。

3.2. 高熱効率エンジンの出力特性

熱効率向上の基本となる高圧縮比化は燃焼速度低下、未燃損失の増大、およびノッキングが大きな課題となる。燃焼に対しては、前述したとおり高 S/B 比設定で対応し、ノッキングに対しては主に EGR 導入と Intake Valve Close (IVC) タイミングの遅角により実効圧縮比を下げ (ミラーサイクル) 圧縮端温度を低下させることで対応し

ている。

EGR 導入と IVC タイミングの遅角によってエンジンの実質的な排気量は低下する。EGR35% 導入に加えて、機械圧縮比 17 を基準に実効圧縮比 12.5 に相当する IVC タイミングの遅角をおこなった場合、実質的な排気量は機械的な排気量の 50% 程度 (EGR 分 $0.65 \times \text{IVC 分 } 0.72 = 0.47$) にまで減少する (Fig. 9)。

正味熱効率 45% は、2000 rpm の BMEP 800 kPa で達成しているが、その時の充填効率 (η_c) は約 60% である。NA エンジンならばスロットリング領域で得られる空気量を確保するために、上記の事由により、20 kPa (ゲージ圧) の過給が必要となっている。

高熱効率エンジンの高 BMEP 化には以下の課題がある。

- (1) 必要空気量を押し込むための過給圧確保
- (2) 空気量増加とノッキング発生点火時期リタードとのトレードオフによる限界

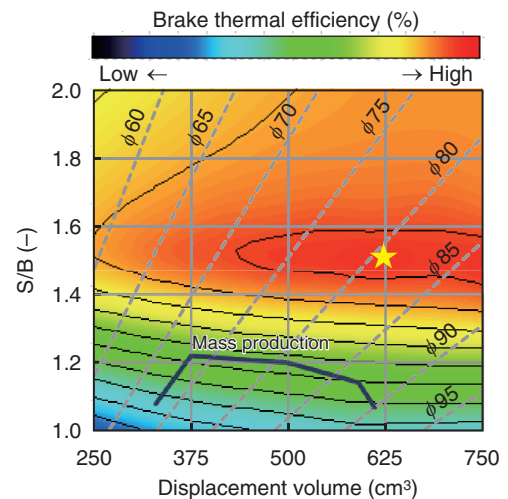


Fig. 8 Engine displacement and S/B in relation to maximum brake thermal efficiency

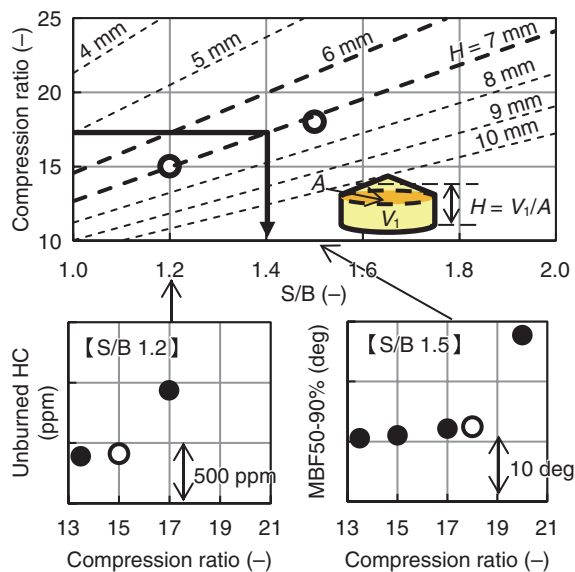


Fig. 7 Average combustion chamber height at TDC for different S/B and compression ratios

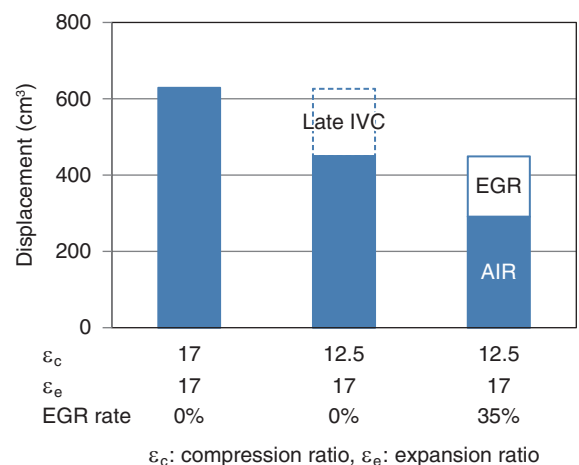


Fig. 9 Reduction of actual displacement by late intake valve close (IVC) timing and exhaust gas recirculation (EGR)

高熱効率エンジンはS/B比が大きいため高回転化に制約がある。そのため同排気量NAエンジンからの置換を想定した場合、動力性能を同等にするための最大負荷要求値はBMEP 1400 kPa程度、最大出力回転数は5000 rpm程度となる。

最大負荷点では、 η_c を確保するためにEGRは導入せず、ノッキング回避はIVCタイミングのみで対応しているが、それでも実質的な排気量は70%程度しかない。2000 rpmで1400 kPaを得るためには η_c 100%が必要であり、それを確保する過給圧は70 kPa(ゲージ圧)と見積もられた。一般的なダウンサイジング過給エンジンでは、BMEP 2000 kPaが出せるレベルの過給圧である。

過給システムは効率の観点でターボチャージャを前提としている。最大出力流量側でターボチャージャサイズを設定したが、一般的な過給エンジンと比べて、高膨張比(機械圧縮比17)により排気エンタルピが低いため、2000 rpmでの過給圧確保が課題となった。排気エンタルピの確保が、高熱効率エンジンでの過給システム成立性の懸案である。

実質の排気量を大きくすれば、同空気量を得るための過給圧は低くなり、さらに最大過給圧も高くできるので(Fig. 10)、要求空気量はIVCタイミングを進角することで得た。IVCタイミングの進角は、実質の排気量とともに実効圧縮比が増大するため、ノッキング発生点火時期のリタードを伴う。そのため熱効率は低下していくが、1400 kPaという目標に対しては、熱効率が下がっても空気量(発熱量)を確保することで達成可能であった(Fig. 11)。低回転域では実質的な過給圧限界がBMEP限界となる。

一方、高回転域ではIVCタイミングを遅角しても、吸気ポート側へ新気を戻す抵抗が大きく、低回転と比べて実効圧縮比が高くなった。Fig. 12にエンジン回転数2000 rpmと5000 rpmの筒内圧を示す。両者のIVCは同じ遅閉じタ

イミングであるが、2000 rpmでは下死点後の圧力上昇が見られず、その間、新気は吸気ポート側へ戻り、実効圧縮比が低下できることが見て取れる。一方、5000 rpmでは吸気バルブが開いているにもかかわらず、下死点から圧縮が始まっている。実効圧縮比が下がらないため、圧縮端温度は900 K程度まで上昇した。均質予混合圧縮着火(HCCI)が成立する温度域まで達しているが、高回転では反応時間が短いために、HCCI燃焼には至らない。ノッキング回避のために点火時期をリタードしていくので、空気量(発熱量)を増加させても熱効率低下と相殺されBMEPは上限を迎えている(Fig. 13)。

ノッキングは燃焼室壁近傍の未燃混合気(エンドガス)が圧縮による圧力温度上昇の影響を受けて着火する現象である。着火遅れ時間は温度、圧力の上昇とともに短くなるため、高温、高圧ほどノッキングが発生しやすい。一般的なレギュラガソリンにおいては負の温度係数(Negative

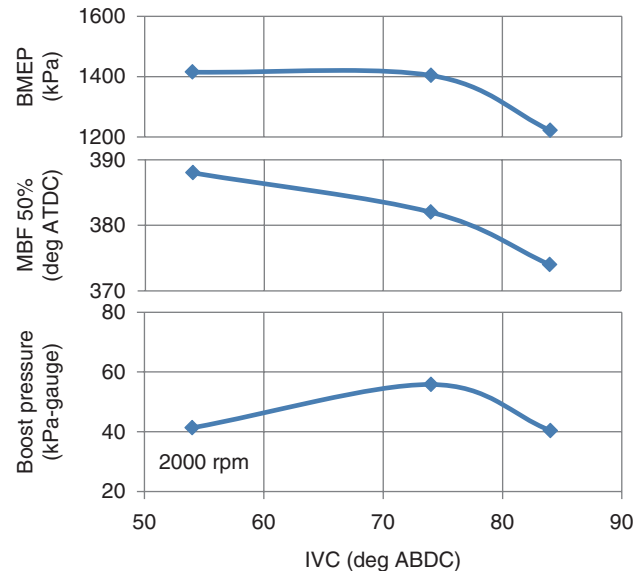


Fig. 11 Influence of effective compression ratio

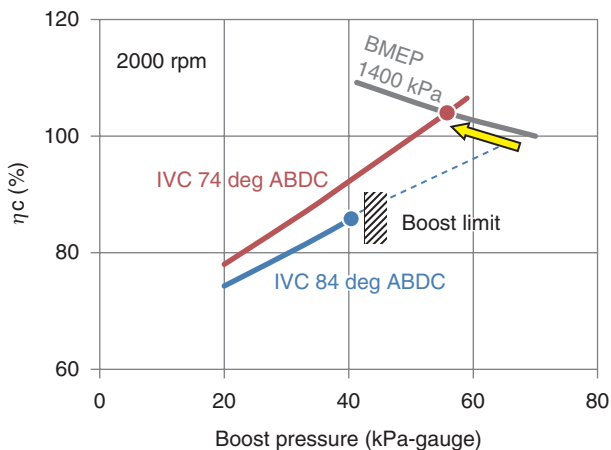


Fig. 10 BMEP limit by air quantity

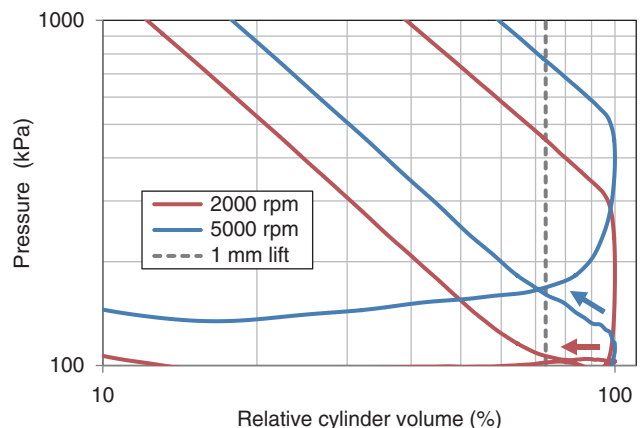


Fig. 12 Effective compression comparison

Temperature Coefficient)を持つ領域、いわゆる NTC 領域があることが知られている。この領域では温度が上昇しても着火遅れ時間は短縮しない (Fig. 14)。通常、着火遅れ時間が長い低温ほどノッキングが発生しにくいのにに対し、この領域では混合気温度を下げてノッキングが改善されないことが示唆される。

実際、圧縮端温度が 900 K に達する 5000 rpm では、燃料直噴やインタクーラを用いた吸気冷却によって 30 K 程度の圧縮端温度低減が実現されてもノッキングの改善は全く得られなかった。△30 K は経験的には 5 deg 程度のノッキング発生点火時期の進角が得られるレベルの変化である。Fig. 15 に圧縮比ごとの圧縮端温度 (計算値) とともに、ノッキングの温度感度を示す。

ピストンによる混合気圧縮過程および燃焼ガスによるエンドガス圧縮過程を通じ、自着火に至るまでの反応過程が、NTC 領域の温度圧力に偏在する場合は、着火遅れ時間に対する温度感度が他領域を通過する場合と比べて低い。今回、燃料直噴等による温度低減が、ノッキング対策として効果を得られなかったのは NTC の影響と推察できる。

高圧縮比は高熱効率の必須条件であるが、高圧縮比下で

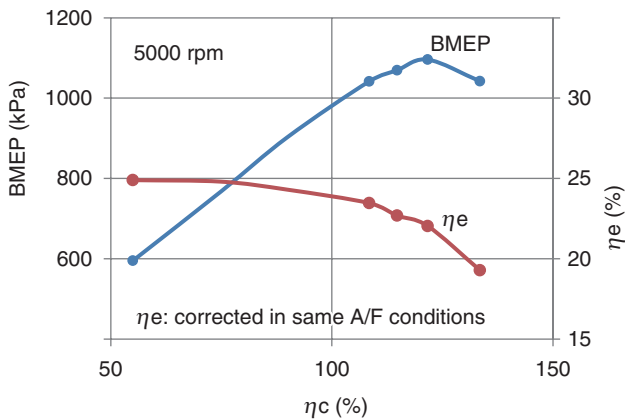


Fig. 13 BMEP limit by reduction of thermal efficiency (η_c : charging efficiency; η_e : brake thermal efficiency)

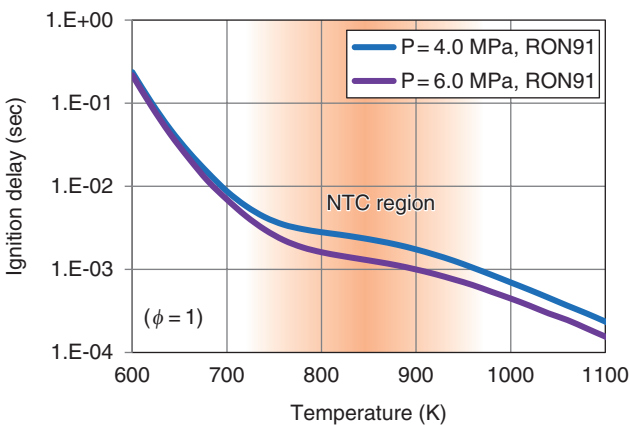


Fig. 14 Negative temperature coefficient (NTC) region of ignition delay

高出力を得ることの難しさは次のように整理できる。

- (1) ノッキング回避手段である IVC 遅閉による実効圧縮比低減が高回転では効果的に働かない。
- (2) その結果、筒内混合気温度が高く、燃料直噴などの冷却効果が充分にあらわれない。

正味熱効率 45% を得た諸元においては、5000 rpm での BMEP は 1100 kPa 程度にとどまり、NA エンジンからの置換に必要な 1400 kPa に及ばなかった。

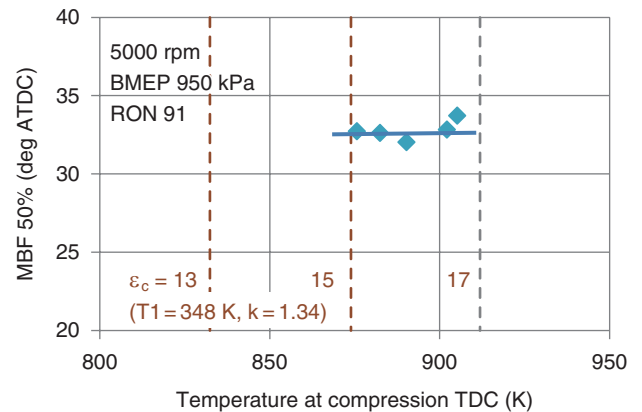


Fig. 15 Temperature sensitivity in knocking

4. 高出力化検討

高熱効率エンジンの既存 NA エンジンからの置換、さらにはダウンサイジングとの両立を図るため、高出力化を阻むノッキングの改善について検討した手段とその効果について述べる。検討に用いたエンジン諸元を Table 1 に示す。

4.1. 過給ミラーサイクルでの出力追求

ノッキングに温度感度が現れていない状況は、各技術がノッキングに効果を持たないかのように錯覚される。しかし、さらなる手段を組み合わせることで、温度感度が現れる領域まで混合気の温度を下げることであれば、ノッキングは改善されるはずである。

ノッキング改善の想定ロジックを Fig. 16 に示す。まず、IVC タイミング遅角による実効圧縮比の低減を得るためには、シリンダからポートへ戻る流れをスムーズにする必要がある。吸気ポートおよび吸気バルブ回りの抵抗を下げた結果、IVC タイミングによる実効圧縮比低減が有効となり、圧縮端温度を下げることでできた (Fig. 17)。吸気抵抗を下げることで過給仕事は低減され、ポンピング平均有効圧力 (PMEP) が改善した。排気圧力が相対的に下がり内部 EGR が減少すれば、混合気温度低下に効果がある。また、吸気抵抗低下は筒内への流入速度を下げるため、各高温部

Table 1 Specifications of test engine

Bore (mm) × Stroke (mm)	φ73 × 109.5, S/B 1.5
Compression ratio (-)	Variable by IVC timing
Expansion ratio (-)	17.0
Engine type	DOHC 4-valve
Number of cylinders	4
Displacement (cm ³)	1833
Intake port	Tumble port
Air supply	Turbo charger
Fuel supply	Direct injection
Gasoline	RON91

位からの熱伝達低下の効果もあったと考えられる。現時点、それぞれの効果代の切り分けはできていないが、いずれも温度低減対策の方向性として整合性がある。ポート選定においては、低回転域での高効率燃焼に要求される高乱流強度に加えて、出力を確保するための流量および混合気温度低減の観点が必要である。

筒内混合気温度が低下し、ノッキング改善が図られた結果、NA エンジンと同等出力となる目標値、5000 rpm での BMEP 1400 kPa を得ることができた (Table 2)。

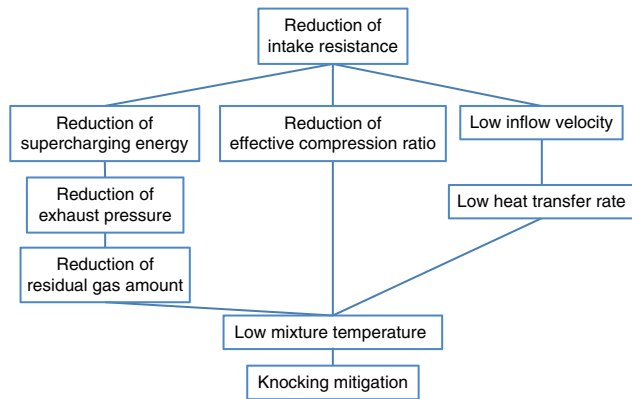


Fig. 16 Knocking mitigation by reduction of intake resistance

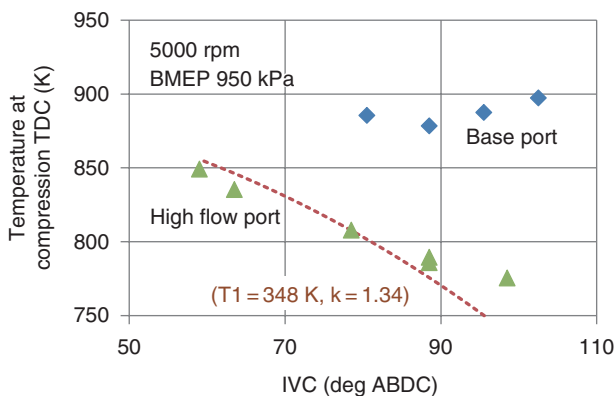


Fig. 17 Relationship between IVC and effective compression ratio

Table 2 Port flow comparison and test result

	Base port	High flow port
Mean effective opening area (cm ²)	3.55	5.04
Intake valve diameter (mm)	φ28	φ29
Temperature at TDC (K), η_c 100%	826	772
Exhaust pressure (kPa), η_c 100%	128	143
MBF 50% (deg), η_c 100%	36.4	33.1
Maximum BMEP (kPa)	1100	1400

4.2. 可変圧縮比

仕様諸元の改良による出力向上は、NA エンジン同等までは確認できた、しかし、エンジンをダウンサイジングできるレベルには至っておらず、さらなる出力向上を得るためには、抜本的なノッキング対策が必要である。

市販車エンジンの最大 BMEP と圧縮比の関係を Fig. 18 に示す。圧縮比 11 で 2000 kPa レベルの BMEP を達成しており、圧縮比をこの程度まで下げれば、エンジンをダウンサイジングできるレベルの BMEP が得られることになる。

高熱効率エンジンでは、実効圧縮比低減効果によって、圧縮比 17 でも 5000 rpm, 1400 kPa が得られている。同様の吸気バルブ遅閉じを用いて、市販車より高い圧縮比で市販車同等の BMEP を実現できる可能性がある。また、高 S/B 比の効果で得られた熱効率分の BMEP 向上も見込める。高熱効率エンジン仕様では、BMEP 2200 kPa の圧縮比を 11 より高く設定できる可能性があり、高負荷効率においても、市販の過給ダウンサイジングエンジンより高いポテンシャルとなる。

BMEP 1400 kPa から 2200 kPa まで比出力が向上できれば、エンジン排気量は 65% 程度まで下げることが可能となる。ダウンサイジングによって燃費向上を得るための、走行負荷と熱効率のマッチングを、イナーシャウェイトが 1090 kg である FIT クラスの車両での Worldwide harmonized Light vehicle Test Procedures (WLTP) モー

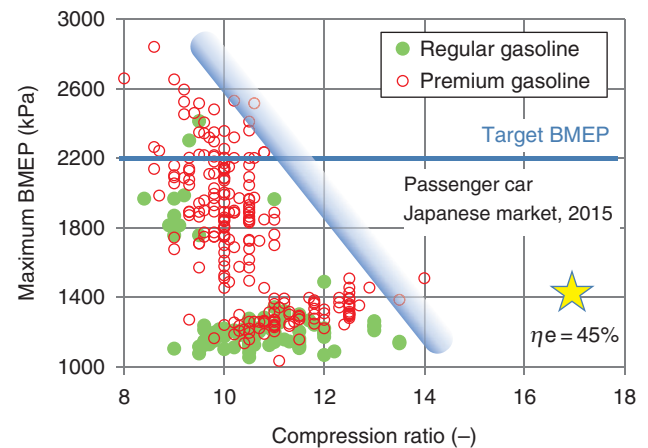


Fig. 18 BMEP limit by mechanical compression ratio

ド走行を想定し考察した。出力に対する頻度分布を燃料消費量基準で算出した場合、累積頻度 50% の出力 14 kW は現行 NA エンジンの最大出力 96 kW の 15% に相当する (Fig. 19)。このエンジンを、最高熱効率点 2000 rpm, 800 kPa, 最大出力点 5000 rpm, 2200 kPa の過給エンジンに置き換えた想定で、最大出力に対する等出力比率線と、熱効率との関係を示す (Fig. 20)。最高熱効率点の出力は最大出力の 15% となり、累積頻度 50% 出力と一致させることができる。累積頻度 80% の出力は最大出力の 23% であり、その効率は最高熱効率-2 ポイント内にある。このことから、最大出力点が 5000 rpm, 2200 kPa のエンジンにおいて、WLTP モードの走行負荷は高熱効率領域にほぼ収まるといえる。

エンジンの運転領域ごとに、熱効率あるいは最大負荷の観点で最適な圧縮比が存在するが、全域最適化を求めて連続可変を実施するためには、複雑な機構を必要とする。可変圧縮比を選定する場合、本来の目的であるコンパクト化に合致した、簡便な切替機構であることが望ましい。先述の通り、一例ではあるが、5000 rpm, 2200 kPa の比出力を持つエンジンで、比較的高負荷を使用するモード走行が

高熱効率領域に収まることは考察できた。したがって、高熱効率を達成した高圧縮比 (17: η_e 45%) を基本仕様とし、出力確保のために低圧縮比化 (11: BMEP 2200 kPa) する 2 段切り替えで、高熱効率とダウンサイジング、さらにはコンパクトのいずれもが同時に成り立つ仕様となる。

5. まとめ

高熱効率エンジンの進化としてダウンサイジングを実現するために、比出力の向上を検討した。

- (1) 吸気バルブ、吸気ポートの通気抵抗を低減することで、5000 rpm においても吸気バルブ遅閉じによって、シリンダからポートへ新気が戻せるようになった。その結果、実効圧縮比が低減でき、ノッキング発生点火時期が進角したことで BMEP の向上が得られた。5000 rpm における最大 BMEP は 1400 kPa となり、機械圧縮比 17 で NA エンジン相当の比出力までは達成できることが明らかとなった。
- (2) さらに比出力向上を得るには、抜本的なノッキング対策が必要で、機械圧縮比の可変化はその対応として効果的である。高熱効率領域の圧縮比要求値 17 と出力領域での圧縮比 11 とを可変できれば、正味熱効率 45% と 2200 kPa の両立が可能となる。このエンジンを用いると、パワーウェイトレシオ 90 kW/t の車両での WLTP モード走行は、高熱効率領域にほぼ収めることができる。

6. あとがき

進展国や Base of the pyramid (BOP) に早晚訪れるであろう車社会を、健全な環境に導くのも自動車会社に課せられた義務である。その意味でも、環境負荷の抑制は低コストのベーシックなエンジンにこそ求められる基本性能である。

究極の熱効率を追求する場合には、過給システムや EGR システムなどの高コストで複雑なデバイス類が必要となる。ベーシックなエンジンは、最小限のデバイスで高い熱効率を得るために、エンジンの素性が優れていることが特に重要となる。

熱効率向上技術の基礎は、エンジンの基本骨格、諸元を適正に選定することであり、設定次第では、非過給エンジンでも 42% 程度の正味熱効率を得ることができる。出力要求によってはアップサイズの必要性も生じるが、高熱効率と高信頼性、低コストを重視する市場においては選択肢となり得よう。

高熱効率エンジンの展開は、優れた基本性能の上に、市場要求に合わせて適切なデバイス類を選択付加した姿にするべきと考える。

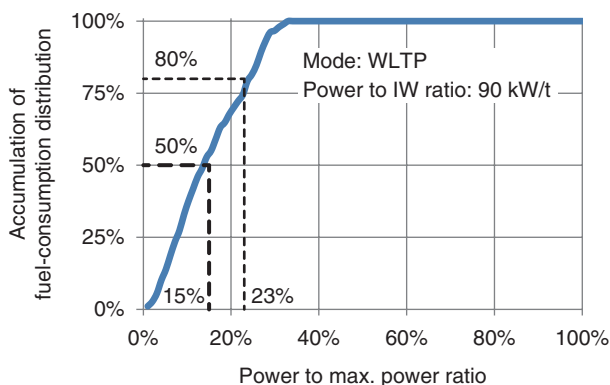


Fig. 19 Fuel consumption distribution

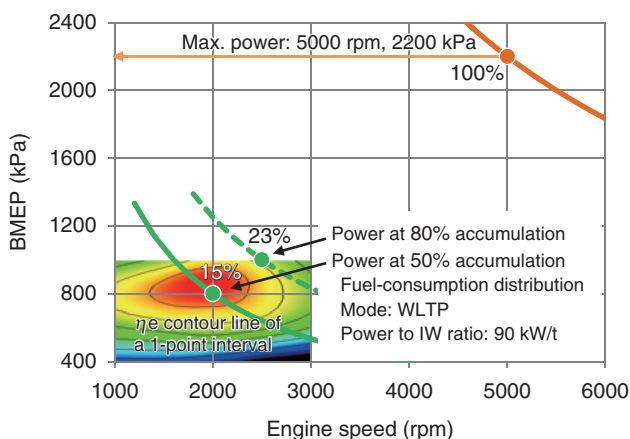


Fig. 20 Relationship of power ratio to max. power and thermal efficiency

参考文献

- (1) International Energy Agency: Part4 Scenarios and Technology Roadmaps, Chapter13 Transport, Energy Technology Perspectives 2012, p. 443(2012)
- (2) 太田徹, 河野龍治, 伊藤信裕, 松村安雄, 高橋のぶ: U.S. ULEV2 対応ガソリンターボエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.2, p.36-43
- (3) 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

■ 著 者 ■



高橋のぶ