

新型直列 4 気筒ガソリン直噴過給ダウンサイジングエンジン

New In-Line 4-Cylinder Gasoline Direct Injection Turbocharged Downsizing Engine

中 野 弘 二*

Koji NAKANO

城 野 実 考*

Mitsutaka JONO

和 田 裕 介*

Yusuke WADA

成 廣 繁*

Shigeru NARIHIRO

要 旨

走りと燃費を高次元で両立する新世代パワートレーン技術群である EARTH DREAMS TECHNOLOGY の一環として 2 種類の新型直列 4 気筒 VTEC TURBO エンジンを開発した。VTEC TURBO エンジンは共通の適用技術として、高タンプルポートと吸気と排気の両方のカムシャフトに配置された Valve timing control (Dual-VTC)、マルチホールサイド直噴インジェクタ、電動ウェイストゲートアクチュエータ付高応答ターボチャージャを用い、高タンプル流動による燃焼技術に基づき過給条件と協調制御によって出力と熱効率を最大限に引き出すことができた。1.5 L エンジンは最大出力を 2.0 L 自然吸気エンジンと同一の 110 kW を維持しながら、低中速トルクを最大 30% 向上した。そして、本エンジンを搭載した車両はミニバントップクラスとなる JC08 モード燃費 17 km/L と平成 17 年排出ガス基準 75% 低減を達成した。

2.0 L エンジンは、高出力スポーツ用エンジンとして、最大出力 228 kW、最大トルク 400 Nm を達成し、本エンジンを搭載した車両は、欧州燃費モードにおいて CO₂ 170 g/km と Euro6b を達成した。

ABSTRACT

Two new models of in-line four-cylinder VTEC turbo engine have been developed as part of the cluster of new-generation power train technologies known as EARTH DREAMS TECHNOLOGY, which achieves a high-level balance between driving performance and fuel consumption. Both VTEC engines use high-tumble ports, valve timing control (dual VTC) of both intake and exhaust camshafts, multi-hole direct side injectors, and high-response turbochargers with attached electric waste gate actuator. With these technologies in common, the new engines successfully yield maximum thermal efficiency and power through cooperative control and turbocharging conditions based on combustion technology that uses high-tumble flow. The 1.5 L engine puts out the same 110 kW of maximum power as the 2.0 L naturally aspirated engine while increasing low- and medium-speed torque by a maximum of 30%. A vehicle with this engine installed achieved fuel consumption of 17 km/L in JC08 mode, which puts it at the top of the minivan class, and a 75% reduction relative to the level required by Japanese 2005 regulations for exhaust emissions. As a high-powered sport engine, the 2.0 L model achieves maximum output of 228 kW and maximum torque of 400 Nm. A vehicle with this engine installed achieved CO₂ emissions of 170 g/km in European fuel economy mode and Euro 6b compliance.

1. ま え が き

北米、欧州をはじめとする先進国は 2020 年から 2025 年、進展国は 2015 年に向けた燃費規制の目標値を設定した。特に欧州 OEM を中心に、その燃費規制と商品競争力を両立する技術としてダウンサイジングターボエンジンを欧州、米国、中国で展開している。Honda も走りと燃費を両立す

*四輪 R&D センター

る新世代パワートレーン技術群である EARTH DREAMS TECHNOLOGY シリーズの一環として VTEC TURBO のバリエーションをグローバル展開することをプレスリリースした。VTEC TURBO エンジンによりトルクを向上させ、自然吸気 (NA) エンジンより小さい排気量でも車格に応じた動力性能を達成することができ、エンジンフリクションの低減により燃費も改善することが可能となった。

この VTEC TURBO エンジン、欧州市場を含めてグローバルに展開される予定であり、各地の燃費改善や商品競争力改善に貢献する世界戦略エンジンと位置づけられている。Fig. 1 に EARTH DREAMS TECHNOLOGY のラインナップと今回の 2 種類のエンジンの位置づけを示す。

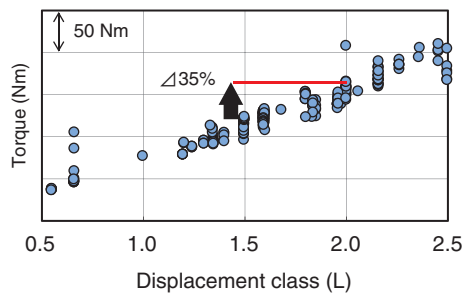
本稿ではこれら適用した技術と達成性能を紹介する。



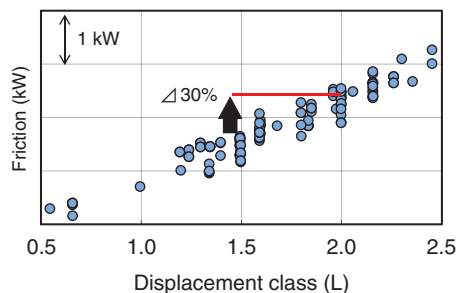
Fig. 1 EARTH DREAMS TECHNOLOGY

2. 開発のねらい

ダウンサイジングターボエンジンの主なねらいは燃費の向上である^{(1), (2)}。排気量を下げることや、積極的に低回転で高負荷領域を用いることで走行に必要なトルクに対するエンジンフリクションの割合を小さくできるので燃費が向上する。エンジン排気量違いの実用領域トルクの傾向を Fig. 2 (a)、同様に常用回転数におけるフリクションの傾向を Fig. 2 (b) にそれぞれ示す。これらの傾向からエンジン排気量を 2.0 L から 1.5 L に変更すると、フリクションが



(a) 2000 rpm wide open throttle engine



(b) 1500 rpm friction (partial)

Fig. 2 Improved fuel efficiency by downsizing turbo

約 30% 低減し低燃費化が見込める一方で、同程度の実用性能を保つためには約 35% 以上のトルク向上が必要である。そのため、低回転域から有効な過給圧力が得られる高効率ターボと組み合わせ、排気量が減少した分の出力を生み出している。

欧州 OEM が先行しているダウンサイジングターボ車市場で競争力を確保するため、燃費、出力、エミッション (EM)、コストをバランスさせ、カテゴリトップクラスを目標に開発をおこなった。

新開発 1.5 L ダウンサイジングターボエンジンは、排気量が 1.8 L から 2.0 L クラスの NA エンジンとの置換えを目的とした。低回転からピークトルクを発生させるレスポンスの良い小型ターボを選択し、市街地で扱いやすい加速性能とクラストップレベル出力性能と低燃費、低エミッションを並立することを開発のねらいに設定した。

1.5 L ダウンサイジングターボエンジンの開発目標は、

- (1) 高出力と低回転高トルクの両立
- (2) クラストップレベルの低燃費と低エミッション

新開発 2.0 L ダウンサイジングターボエンジンは高出力スポーツ用エンジンとして大型ターボを選択し、ニュルブルクリンクサーキット周回ラップタイムで FF 車世界最速と優れた環境性能の両立を開発のねらいに設定した。

2.0 L ダウンサイジングターボエンジンの開発目標は、世界トップクラスのリッタ出力と環境性能の両立である。

3. エンジン仕様と主要諸元

1.5 L、2.0 L の VTEC TURBO エンジンはボアピッチなどの基本諸元やブロック構造は刷新された NA エンジン⁽³⁾と同一としつつ、ターボエンジンとして最適な燃焼コンセプトを基に諸元を設定した。

ターボエンジンにおいては、過給による圧縮混合気温度の上昇によりノッキングが発生しやすいことから急速燃焼により点火時期を遅角しても安定した燃焼を得ることが重要となる。そのため、筒内に強いタンブル流動を形成し乱流エネルギーを強める高タンブルポート化と、高タンブル流動を圧縮上死点近くまで保持することが可能なピストン冠面形状とした。また、ピストンやスリーブ壁面付着を抑制しつつ均質な混合気を形成するためのマルチホール直噴インジェクタ、掃気効果や内部 EGR 量を最適化制御する Dual-VTC で主燃焼系を構成した。ここに高応答ターボを組み合わせることで、高い熱効率と高出力化を実現した。

また搭載される車両の要求に合わせ、1.5 L については、市街地での扱いやすさと経済性を重視し高い低速トルクと低燃費を最優先とした。CIVIC TYPE-R に搭載される 2.0 L ターボエンジンは高出力スポーツエンジンとして高い環境性能を維持しつつ最大限に出力性能を達成するために、

Table 1 Engine specifications

Engine type	1.5 L		2.0 L	
	Developed	BASE	Developed	BASE
Cylinder configuration	In-line 4-cylinder	In-line 4-cylinder	In-line 4-cylinder	In-line 4-cylinder
Bore x Stroke (mm)	73 x 89.4	73 x 89.4	86 x 85.9	86 x 86
Displacement (cm ³)	1496	1496	1996	1998
Aspiration	Turbocharged	Natural	Turbocharged	Natural
Turbin/Compressor diameter (mm)	37/46	no	47/58	
Crank journal diameter (mm)	46	46	55	55
Compression ratio	10.6	11.5	9.8	11.0
Valve train	DOHC In-Ex VTC	DOHC-VTEC In VTC	DOHC In-Ex VTC	DOHC VTEC In-Ex VTC
Number of valves	4 per cylinder	4 per cylinder	4 per cylinder	4 per cylinder
Valve diameter (mm)	28/23	29/25	35/29	35/30
Intake/exhaust				
Engine oil	0W-20	0W-20	0W-20	5W-30
Fuel injection type	DI	DI	DI	PI
Fuel	RON91	RON91	RON95	RON95
Maximum Power (kW/rpm)	130/5500	97/6600	228/6500	148/7800
Maximum Torque (Nm/rpm)	230/1600-5000	155/4600	400/2500-4000	193/5600
Maximum thermal efficiency (%)	38.0	34.8	36.6	-

各種諸元を設定した。Table 1 にエンジン主要諸元を示す。

1.5 L はレギュラガソリンでありながら圧縮比は 10.6 とし、最大熱効率 38 % という高い環境性能と 1600 rpm から最大トルク 203 Nm を発生し、市街地での使い勝手の良い低速特性を実現した。2.0 L は、世界トップクラスのリッタ出力である最大出力 228 kW の実現のために大型のターボチャージャーを採用し、同時に最大熱効率 36.6 % の優れた環境性能を両立している。

Fig. 3 に各エンジンのベース NA エンジンとの出力性能の比較を示す。1.5 L は 2.0 L NA エンジンから置き換えられたが、最大出力は同一の 110 kW を維持しながら低中速トルクを最大 30 % 改善している。2.0 L ターボエンジンにおいては、CIVIC TYPE-R 用ベース NA エンジンが 2.0 L であるため、全域にわたり性能を向上させ、最大で出力 50 %、トルク 100 % の向上を実現した。

これまで述べてきた出力性能と環境性能を両立するために採用した技術内容を述べる。

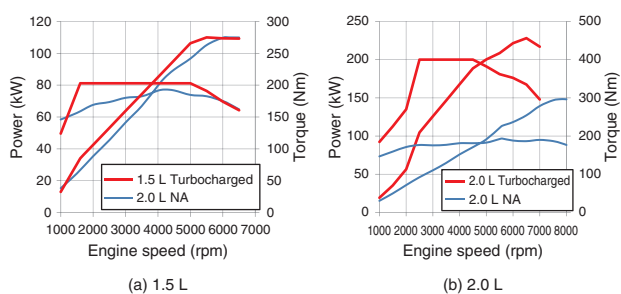


Fig. 3 Comparison of performance curve

4. 達成技術

4.1. 急速燃焼技術

直噴過給エンジンにおいては、ノッキングを抑制して高負荷運転を可能にするために、また直噴燃料の蒸発促進や混合気の均質化を図り、Particulate matters (PM) 規制をクリアするためにも筒内のタンブル流動を強くすることが

重要である。一般的に吸気ポート面積を絞ることで、吸気ポート内の流速を高めタンブル流動を強くするが、流量係数は低下する。エンジンとしては、高回転側の出力も要求されるため、高タンブル流を維持しつつ流量係数の向上が求められる。この最適化を CFD を用いておこなった。

Fig. 4 に 1.5 L エンジンの自然吸気エンジンとターボエンジンの吸気ポートおよびピストン形状の違いを示す。

NA エンジンの吸気ポートに対してポート角度を寝かせペントルーフ形状に沿った吸気流れを実現した。それによりアゴ部と呼ばれるエッジ (Fig. 4 図中 A) を立てることにより、反対方向に流れ込む逆タンブル流を抑制し、流量係数の低下を抑えつつ高いタンブル比を実現した。そして吸気行程で生じるピストン方向へのタンブル主流を滑らかに反転させ、圧縮上死点近傍までタンブル流を保持するピストンの頭部形状を採用し急速燃焼を図った。Fig. 5 に CFD (Ricardo 社 VECTIS Ver.3.12) で求めたエンジン回転数 1500 rpm Wide open throttle での筒内流動パターンと Fig. 6 にタンブル比、および乱流エネルギーの比較を示す。

吸気行程前半 (CA=100 deg) で形成されるピストン方向への強い流れが観測される。この流れがピストン冠面に形成された浅皿形状により反転し、タンブル流を形成する。圧縮行程で観測されるタンブル渦 (CA 270 deg) は上死点前 60 deg から 0 deg においてペントルーフ内で押し潰さ

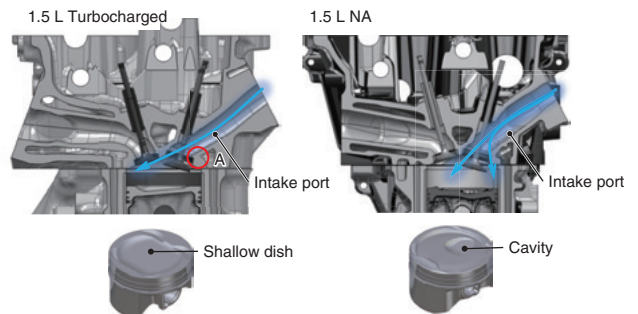


Fig. 4 Comparison of intake port and piston shape

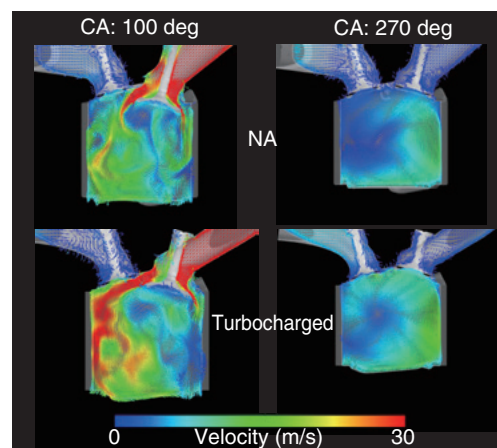


Fig. 5 In-cylinder flow pattern (1500 rpm motoring)

れ、乱流エネルギー（乱れ）に変換され火炎伝播燃焼を促進する。圧縮上死点付近での乱流エネルギーはNAエンジンの約2倍の値を示す。

4.2. 過給技術

ターボチャージャには、シングルスクロールタイプを採用しそれぞれの目標性能に応じて最適諸元を選択している。

ストイキで走行できる範囲の拡大による高負荷燃費改善を目的とし、エキゾーストポート一体のシリンダヘッドによる高効率な排気ガス冷却と高耐熱ステンレス鋳鋼製タービンハウジングを採用した。これにより、高排気温度時でも空燃比のリッチ化による排気温度の低下に頼らず950℃までの排気ガス温度に耐える仕様を確立した。また、新開発の電動ウェイストゲートアクチュエータ（E-W/G ACT.）を採用することで低負荷時の燃費向上を図った。

Table 2 に各エンジンのターボ諸元、Fig. 7 にターボチャージャの外観図を示す。1.5 Lには低回転からの高トルクとレスポンスを重視した小型のターボを設定し、2.0 Lには228 kWの高出力を満足する流量サイズを選定した。Fig. 8(a) に1.5 L、Fig. 8(b) に2.0 Lのコンプレッサマップを示す。動作点に対してサージ限界、回転限界に余裕があり、幅広い流量レンジの特性を持ったコンプレッサをそれぞれ採用した。

E-W/G ACT. をFig. 9に示す。E-W/G ACT. は、ウェイストゲートバルブ（W/Gバルブ）の推力伝達部にねじ

Table 2 Turbocharger specifications

		1.5 L	2.0 L
Turbocharger supplier		Mitsubishi	Mitsubishi
Turbine	Scrawl	Mono	Mono
	Wheel Diameter/Vane	φ37/11	φ47/11
	Permissible speed	245000 rpm	195000 rpm
	Housing material	A3K (austenitic cast steel)	A3K (austenitic cast steel)
Compressor	Wheel Diameter/Vane	φ46/6+6	φ58/6+6
	Permissible speed	241000 rpm	191000 rpm
Waste gate	Actuator	Electronic	Electronic
	Valve diameter	φ28	φ35

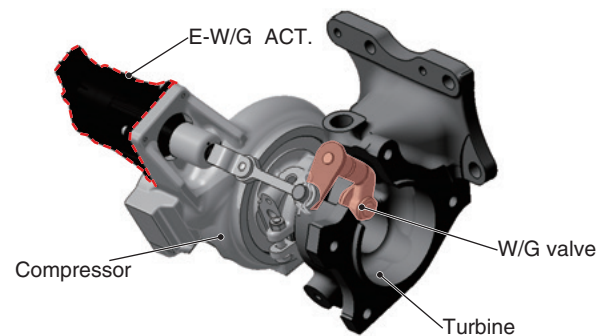


Fig. 7 Turbocharger assembly

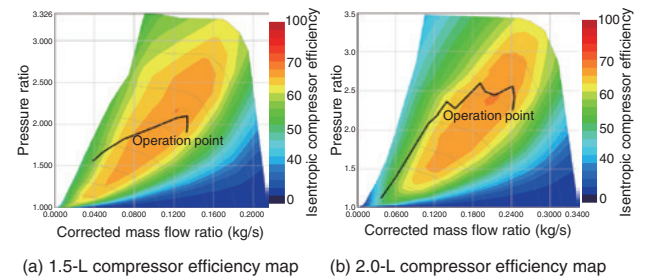


Fig. 8 Compressor efficiency map

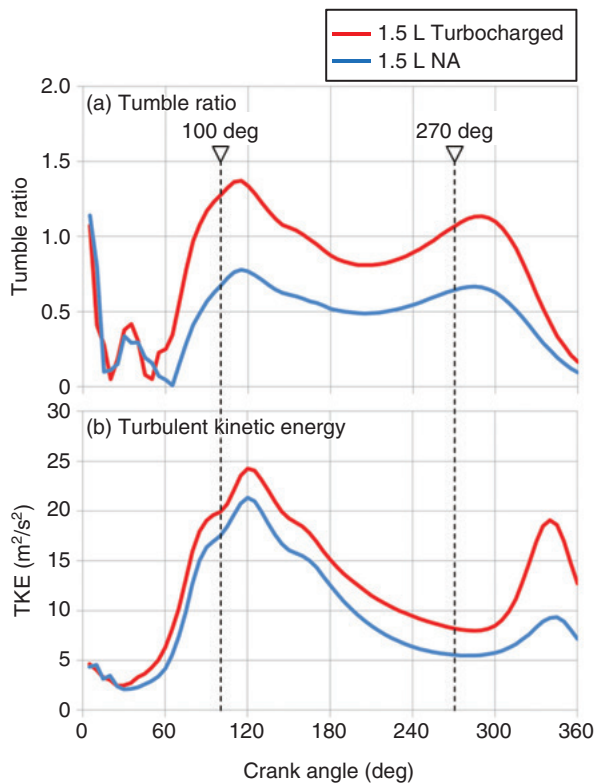


Fig. 6 In-cylinder flow pattern (1500 rpm motoring)

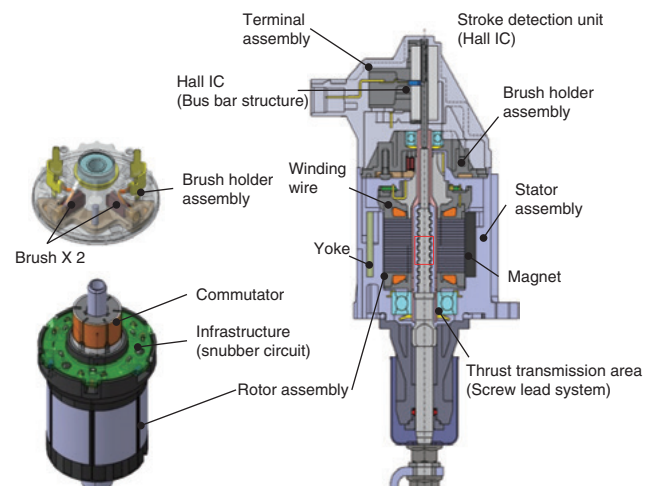


Fig. 9 E-W/G ACT.

リード方式を採用し、ねじのフリクションにより高い保持力を確保している。そのため高い排気圧においても少ない保持電流での保持が可能となった。

E-W/G ACT. の採用により W/G パルプの開閉自由度を生かした最適な過給圧設定と制御が可能となった [Fig. 10(a)]. NA 領域は W/G パルプを全開設定として排気マニホールド内の圧力とタービン後の圧力差を抑制し、排気のポンピングロスを低減することで燃費の改善が得られた。また、吸気スロットルと W/G パルプ開度の協調制御により車両要求に応じたトルクの発生を実現しており、過渡時は目標過給圧に応じて吸気スロットル開度と W/G パルプ開度をコントロールして応答性を向上させた [Fig. 10(b)].

従来の正圧式 W/G パルプの場合、吸気圧力 (PBA) が W/G パルプセット圧以上にならないと開弁できなかった。そのため PBA が大気圧付近となる NA 高回転領域ではパルプを開けることができず、ターボチャージャに無駄な仕事をさせることで排気圧力が高くなりポンピングロスが大きくなっていた。今回、E-W/G ACT. を採用することでこれを回避できた (Fig. 11)。

Fig. 12 に E-W/G ACT. 化による正味燃料消費率 (BSFC) の改善率を示す。NA 領域において排気流量が増える高回転側ほど BSFC の改善効果が大きくなり、最大で 3.0% の改善が得られた。

4.3. Dual-VTC 技術

1.5 L は Dual-VTC, 2.0 L はそれに加え排気側のリフ

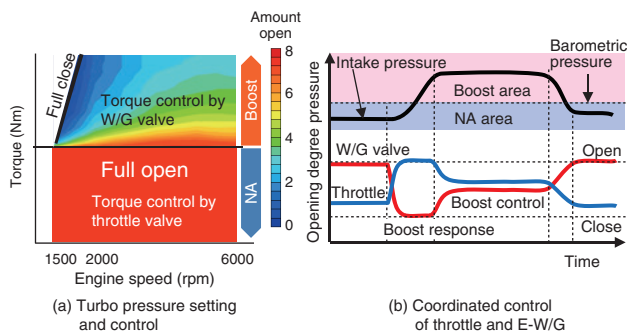


Fig. 10 Coordinated control

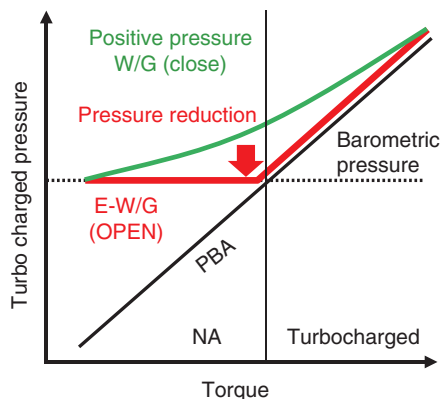


Fig. 11 Comparison of W/G valve specification

ト可変機構 (Ex-VTEC) を採用した。Fig. 13 に示す代表的な運転領域におけるバルブタイミングの制御を説明する。

4.3.1. 低回転高負荷領域

Fig. 13 図中 (1) に示す領域は車両発進時のレスポンスに大きく寄与し、低速トルクの向上が必要である。その場合、ターボチャージャ特有の吸気圧力が排気圧力を上回る条件を利用した掃気効果が有効である。吸気圧力が比較的高い条件で吸気と排気のパルプのオーバーラップを広く設定することで筒内の残留ガスが排気系へ掃気され、充てん効率の向上とノッキングの改善ができる (Fig. 14(a)).

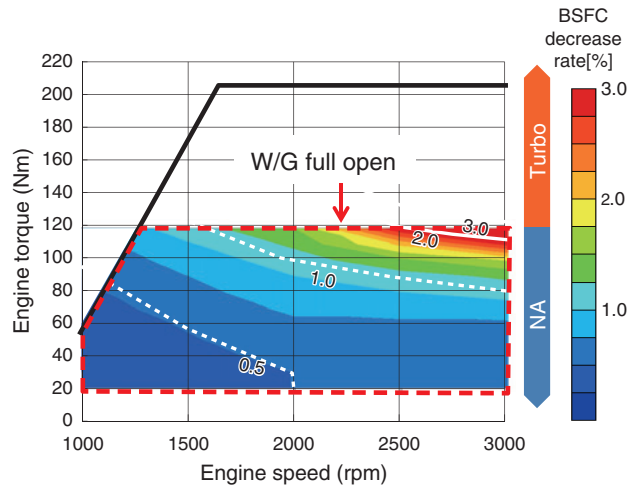


Fig. 12 BSFC decrease map

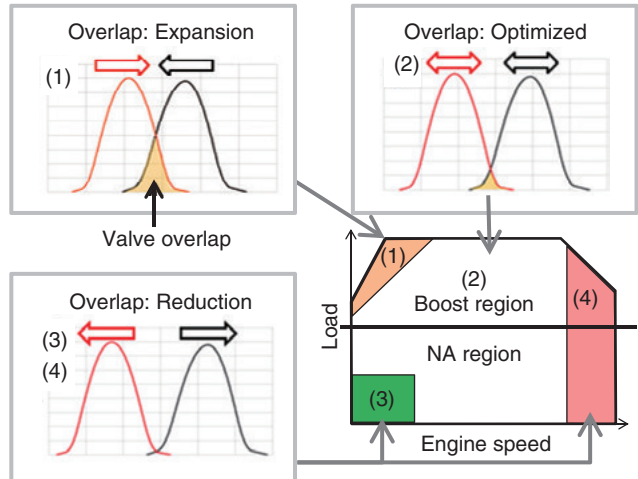


Fig. 13 Dual-VTC strategy

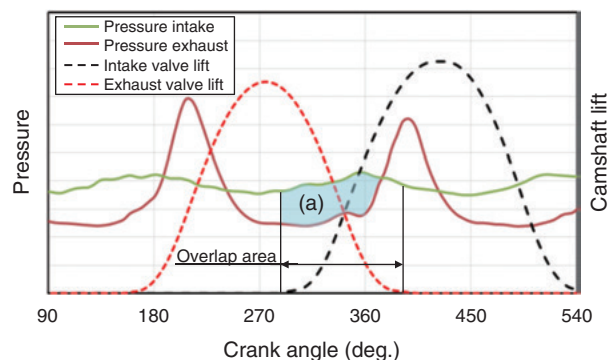


Fig. 14 Intake, exhaust pressure and scavenging area

また同時に掃気によるガス流量の増加はタービン回転数の上昇を可能にしている。これによりトルク値は2.0 L NAに対して、1500 rpmで30%向上できた。

Fig. 15はベースエンジンの2.0 L NAと1.5 L 過給の1500 rpm全負荷における指圧波形を比べたものである。ダウンサイジングによる行程容積の減少を過給圧で補い、少ない行程容積の中で高い圧力を発生している。過給圧上昇によるノッキング回避のため点火時期は遅角設定するが、急速燃焼により高い熱発生率が実現でき図示平均有効圧力 (IMEP)の向上を可能にしている。

4.3.2. 中回転領域

Fig. 13 図中 (2) に示す中高回転域では、徐々にオーバーラップを縮小することで排圧上昇にともなう残留ガス増加を抑制した。また加速走行では、即座にE-W/Gバルブを全閉制御することで、過給圧を効果的に上昇させることが可能となった。

4.3.3. 低速低回転領域と高出力領域

Fig. 13 図中 (3) に示す低速低回転領域では、内部 EGR 量を減らし燃焼安定性を向上させるために、また高回転領域 (4) については排気抵抗を低減し耐ノッキング性を向上させる目的でそれぞれオーバーラップ量を減少させている。

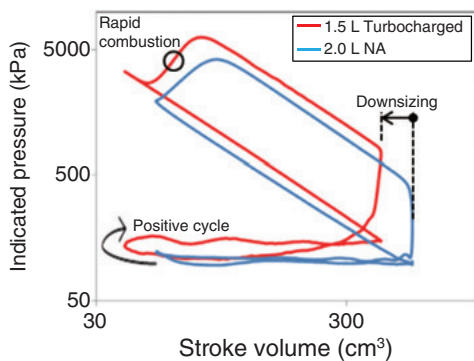


Fig. 15 Comparison of P-V diagram (1500 rpm WOT)

5. 燃費とエミッション

5.1. 燃費

Fig. 16に各エンジンの単体燃費特性を示す。1.5 Lは最小BSFC 220 g/kWh, 2.0 Lは最小BSFC 230 g/kWhを達成した。図中 (b)に参考として示す2.0 L NAエンジンの単体燃費特性と比較して見ると、1.5 L, 2.0 Lともに最大効率点の値が優れているだけではなく効率の良い範囲が広いことがわかる。

ダウンサイジングターボエンジンは積極的に低回転、高負荷領域が用いられることから、この領域の低燃費化が重要となる。1.5 Lエンジンを例にFig. 17に2.0 L NAエンジンに対する1500 rpm全負荷におけるBSFC低減の

内訳を示す。NAエンジンの場合、全開出力向上のために空燃比をリッチ側に設定しノッキング回避をする。一方、ダウンサイジング過給は急速燃焼や掃気効果で耐ノッキング性を向上しているためA/Fをストイキ化することができる。BSFCの低減効果の内、A/Fのストイキ化の寄与率は75%と大きく、冷却損失やポンピングロス低減の寄与率は24%、フリクション低減の寄与率は1%となった。またDual-VTCによる内部EGR量制御と高タンプル流による安定燃焼により、ポンピングロスが低減し中負荷域までの広い負荷範囲で燃費の改善が得られている。このエンジンを搭載した2015年モデルSTEP WGNにおいてミニバントップクラスとなるJC08モード燃費17 km/Lを達成した。同様の技術により2.0 L搭載車は欧州燃費モードにおいてCO₂ 170 g/kmを達成した。

5.2. 低エミッション

過給エンジンにおける触媒暖機モードにおいては、過給機によるヒートマス増加が課題となる。これに対しては、高タンプルポート採用による高い燃焼安定性のおかげで、バルブオーバーラップを拡大して高温の内部EGRを燃焼室内に導入することができ、燃料の蒸発促進が得られた。さらに点火時期をNAエンジンに比べてより遅角させることが可能となり、EURO6b適用に十分な触媒昇温を達成することができた (Fig. 18(a))。また、完全暖機後のSoot排出性能に関しても、高タンプル流動および20 MPaの燃料噴射圧と最適噴射時期により筒内の燃料付着を低減すること

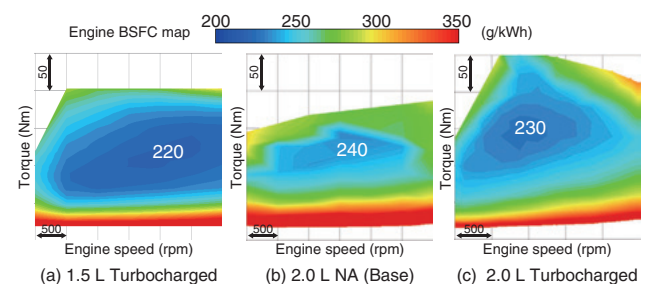


Fig. 16 Comparison of BSFC maps

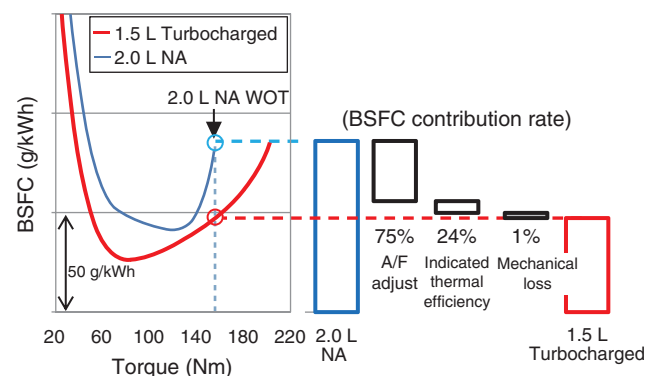
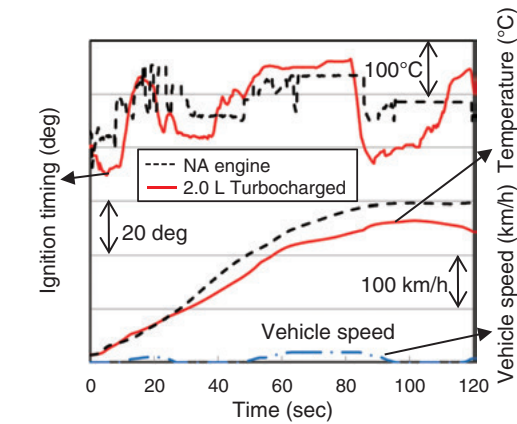
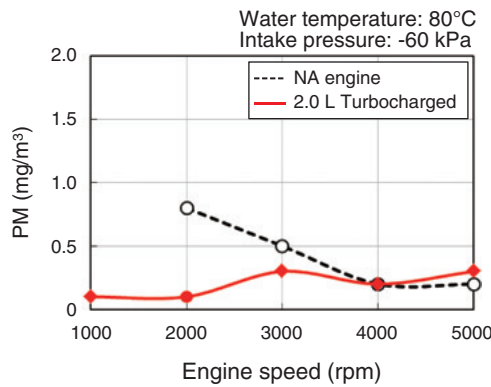


Fig. 17 Breakdown of BSFC reduction (1500 rpm WOT)

ができた。Fig. 18(b) に 2.0 L の計測データを示す。量産の直噴 NA エンジン同等以下の Soot 排出性能により Euro6b を達成することができた。同様の技術を用い 1.5 L は平成 17 年排出ガス基準 75% 低減を達成した。



(a) Catalytic activity temperature comparison



(b) PM comparison

Fig. 18 Emission measurement data

参考文献

- (1) Petitjean, D., Bernardini, L., Middlemass, C., Shahed, S. M.: Advanced Gasoline Engine Turbocharging Technology for Fuel economy Improvements, SAE Technical Paper, 2004-01-0988, (2004)
- (2) Shahed, S. M., Bauer, K.: Parametric Studies of the Impact of Turbocharging on Gasoline Engine Downsizing, SAE Technical Paper 2009-01-1472, (2009)
- (3) 鈴木雅樹, 早川修一, 石原祥道, 新藤俊洋: 小型車用新 L4 ガソリンエンジンの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.91-14, p.9-12, (2014)

6. まとめ

E-W/G ACT, 付きワイドレンジターボチャージャ, Dual-VTC, マルチホールサイド直噴インジェクタ, 高タンブル流動を生み出す高タンブルポートを採用した過給ダウンサイジングエンジンを開発し, 以下の結果を得た。

- (1) 1.5 L エンジンは, 2.0 L NA エンジンに対し, 最大出力 110 kW を維持しながら, 低中速トルクを最大 30% 向上した。本エンジンを搭載した車両はミニバントップクラスである JC08 モード燃費 17 km/L と平成 17 年排出ガス基準 75% 低減を達成した。
- (2) 2.0 L エンジンは高出力スポーツ用エンジンとして最大出力 228 kW, 最大トルク 400 Nm を達成した。本エンジンを搭載した車両は, 欧州燃費モードにおいて CO₂ 170 g/km と Euro6b を達成した。

著者



中野 弘二



和田 裕介



城野 実考



成 廣 繁