

軽自動車用新型 DOHC VTC エンジンの開発

Development of DOHC VTC 0.66 L Gasoline Engine for New K-car

田 岸 龍太郎*
Ryutaro TAGISHI

小 林 重 実*
Shigemi KOBAYASHI

飯 生 順 也*
Junya IINO

要 旨

環境性能(低燃費, 低排出ガス)と高出力を両立する軽量, コンパクトな軽自動車用 0.66 L 3気筒 DOHC VTC ガソリンエンジンを開発した. 新型エンジンは新開発の軽自動車用 CVT との組み合わせを前提とし, ロングストローク骨格に吸気側 VTC, 燃焼改善およびフリクション低減技術を適用することで, 自然吸気エンジンにおいて最大トルク 65 Nm, 最高出力 43 kW の高出力とともに従来型エンジンに対し 10% 燃料消費率を改善した. ターボチャージエンジンにおいては自然吸気エンジンと共通の燃費改善技術に加え高圧縮比化することで従来型に対し 10% 燃料消費率を改善し, 最大トルク 104 Nm の高トルクを達成した.

ABSTRACT

A lightweight, compact DOHC VTC 0.66-L 3-cylinder gasoline engine was developed for use in K-cars, achieving a balance of environmental performance (low fuel consumption and low emissions) and high power output. The new model engine was developed on the assumption that it would be combined with a newly developed continuously variable transmission (CVT) for k-cars. It was accordingly given a long-stroke structure and variable timing control (VTC) on the intake side as well as technology for enhancement of combustion and friction reduction. These measures achieved high power with maximum torque of 65 Nm and maximum power of 43 kW in the naturally aspirated engine together with 10% enhancement in specific fuel consumption over the previous engine model. In the turbocharged engine, use of a higher compression ratio in addition to fuel consumption enhancement technology in common with that of the naturally aspirated engine achieved a 10% enhancement in specific fuel consumption over the previous engine model as well as maximum torque at the high level of 104 Nm.

1. まえがき

近年の自動車用エンジン開発においては環境保護のための排出ガス低減技術および地球温暖化の原因となる CO₂ 削減のための低燃費技術が重要となっている. また, 原油価格高騰などにより, 日本国内での軽自動車の需要は高まっており, 環境性能の向上は急務である. これらの対応技術として, 2004 年モデルの軽自動車 LIFE に搭載のエンジン⁽¹⁾はフリクション低減のためのショートストローク骨格と 2002 年モデルの Fit にも採用した 1 気筒あたり 2 本の点火プラグを持つことで急速燃焼化し高圧縮比を実現する i-DSI (Dual and Sequential Ignition)⁽²⁾を採用した. ショートストローク型の i-DSI エンジンはシリンダボア径が拡大することから熱損失およびノッキングの観点では有利とは言えないものの比較的高回転領域を多用する 4 段変

速オートマチックトランスミッションとの組み合わせにおいては低フリクションによる燃費の優位性があった. しかしながらさらなる燃費改善のためにはより低回転での運転と単体燃料消費率の改善が求められる. そのため新型エンジンでは低速トルクの向上と高負荷での単体燃料消費率向上を目指し, CVT との組み合わせにおいて燃費の改善を有効に得られるように開発をおこなった. 以下に新型エンジンに採用した技術について報告する.

2. 開発のねらい

エンジン骨格の検討にあたり環境性能向上のため新型エンジンに求められる方向性を検討した. Fig. 1 はエンジンの正味熱効率マップ上に 4 速オートマチックトランスミッションおよび CVT の 10・15 モード運転中のエンジン回転

*四輪 R&D センター

数と負荷の使用領域を重ねたものである。CVTを採用することにより同一駆動力における低回転高負荷運転が可能となり、正味熱効率の良い領域の使用頻度を上げることができる。そのため同一エンジンのままでも CVT の採用のみで燃費の向上は可能となるが、新型エンジンではより燃費改善効果を発揮できるよう低回転域の性能向上を目指した。Fig. 2 に従来型エンジンにて測定した同一軸出力時の回転数に対するエンジン単体燃料消費率 (Brake Specific Fuel Consumption: BSFC) およびポンピング平均有効圧力 (Pumping Mean Effective Pressure: PMEP)、機械損失平均有効圧力 (Friction Mean Effective Pressure: FMEP) を示す。エンジン回転が低回転になるほど PMEP, FMEP が減少し BSFC は改善するが、ある回転数以下では改善が得られなくなる。これはノッキング回避のための点火時期遅

角化によるものであり、ノッキングを改善することによりさらなる燃費改善のポテンシャルが存在する。また、ノッキングを回避する必要がある場合においても充填効率の限界により低回転化は制限される。このことから低回転運転による燃費効果を最大限に得るためにはノッキング改善と低速域での充填効率の向上、つまり低速トルクの向上が有効ことがわかる。

以上のことから燃費性能の改善を目指した新型エンジンのねらいを下記の項目に定めた。

- (1) 低速トルク向上と最高出力の両立
- (2) 正味熱効率のさらなる改善

3. エンジン概要と主要諸元

新型エンジンはねらいの性能を達成するために以下のようなエンジン骨格諸元および主要技術を適用した。

- (1) 吸気側連続可変バルブタイミングコントロール機構 (以下 VTC) の採用
 - ・ 掃気効果による低中回転域の充填効率向上
 - ・ 内部 EGR による熱効率向上
- (2) ロングストローク骨格
 - ・ 筒内流動強化によるノッキング改善と燃焼速度向上による熱効率改善
 - ・ サーフェス/ボリューム比 (以下 S/V 比) 縮小による熱効率改善
- (3) DOHC 4バルブシリンダヘッド
 - ・ スモールボアと最高出力の両立
 - ・ タンブルポート
- (4) 各部フリクション低減

Table 1 に従来型エンジンと比較した主要諸元、Fig. 3 にエンジン外観図を示す。新型エンジンは燃焼改善を目的としたロングストローク骨格を採用しながらも従来型に対し高さを上げることなくコンパクト化を図った。

Fig. 4 にシリンダヘッド断面図を示す。新型エンジンはローラロッカアームによるフリクション低減および油圧ラッシュアジャスタによるメンテナンスフリー化およびシリンダヘッドサイズの縮小をおこなっている。

Fig. 5 に従来型と比較した燃焼室形状を示す。新型エンジンは従来型のストローク/ボア比 (以下 S/B 比) 0.78 のショートストロークから火炎伝播距離短縮と筒内流動強化をねらった S/B 比 1.07 のロングストローク型とした。またボアの縮小によるバルブ径の制限に対しては従来型の2バルブから4バルブとすることで対応した。インテークポートはタンブルポートとし筒内の流動強化を図った。燃焼室形状は F1 技術の考え方を踏襲し、各バルブを中心に円錐形状を形成することで流れの制御をおこない従来型のペントルーフ形状に対し S/V 比および流量係数で優位性のある形状とした。

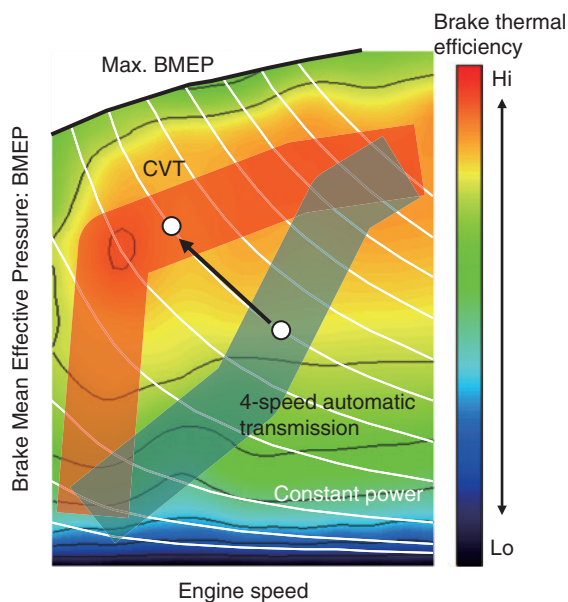


Fig. 1 Brake thermal efficiency map and typical-use domain under 10-15 mode operation of 4-speed automatic transmission and CVT

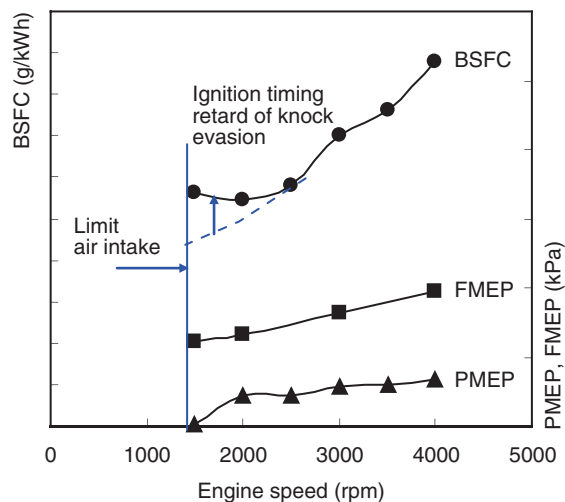


Fig. 2 Effect of engine speed on BSFC, PMEP and FMEP

Table 1 Engine specifications

	Developed model		Previous model	
	Normal aspiration	Turbo charged	Normal aspiration	Turbo charged
Air intake system	Normal aspiration	Turbo charged	Normal aspiration	Turbo charged
Cylinder configuration	In-line 3-cylinder	In-line 3-cylinder	In-line 3-cylinder	In-line 3-cylinder
Bore × stroke (mm)	64 × 68.2	64 × 68.2	71 × 55.4	71 × 55.4
Displacement (cm ³)	658	658	658	658
Compression ratio	11.2	9.2	11.2	8.5
Valve train	DOHC intake VTC	DOHC intake VTC	SOHC i-DSI	SOHC i-DSI
Number of valves	4 per cylinder	4 per cylinder	2 per cylinder	2 per cylinder
Valve diameter (mm)	in.	24.5	35.5	35.5
	ex.	20.5	30	30
Ignition system	Single-point ignition	Single-point ignition	Dual-point ignition	Dual-point ignition
Max. power (kW/rpm)	43/7300	47/6000	38/7000	47/6000
Max. torque (Nm)	65/3500	104/2600	60/3600	93/4000

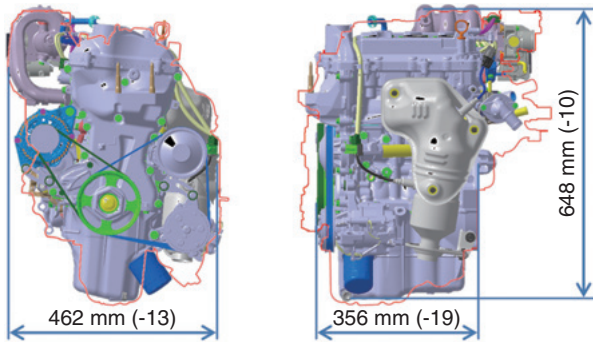


Fig. 3 View of new engine and comparison of engine size

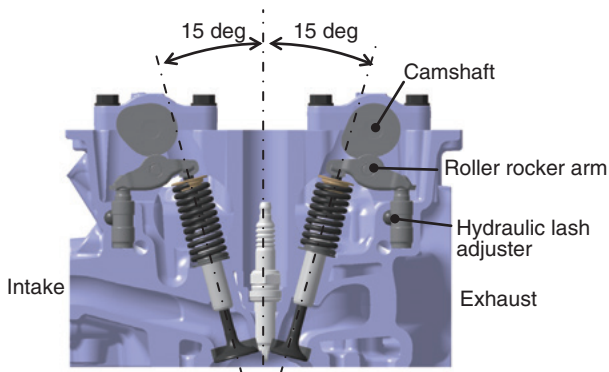


Fig. 4 Sectional view of cylinder head

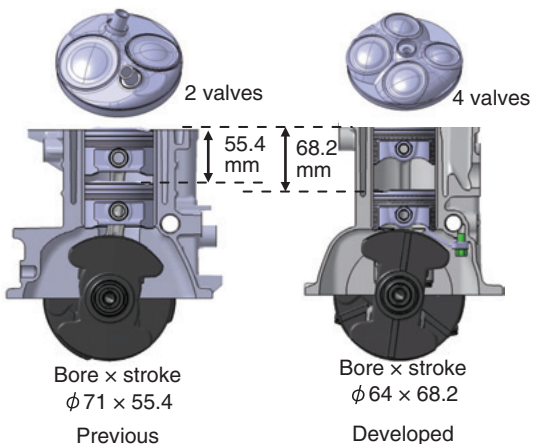


Fig. 5 Comparison of combustion chamber configuration of previous and developed engine

4. 出力特性

4.1. 自然吸気エンジン

Fig. 6 に従来型と比較した全開出力特性を示す。新型エンジンは従来型に対し VTC と吸気および排気系諸元の最適化により全回転域でトルク向上が得られ、最大トルクで 8 %、エンジン回転数 2000 rpm においては 18% のトルク向上を達成し、目標とした低速トルクの強化が得られている。また、最高出力は従来型に対し 13% 向上しており低速トルクと最高出力を両立する特性を得ることができた。

4.1.1. VTC による充填効率向上

Fig. 7 にトルクピークの 3500 rpm スロットル全開時の吸気排気脈動の測定結果を示す。吸気 VTC 進角動作 (Fig. 7 図中 A) により吸気バルブの開くタイミングを制御し、排気バルブの閉じるタイミングをアイドル運転時のような低負荷で安定した燃焼が得られる限界まで遅く設定する

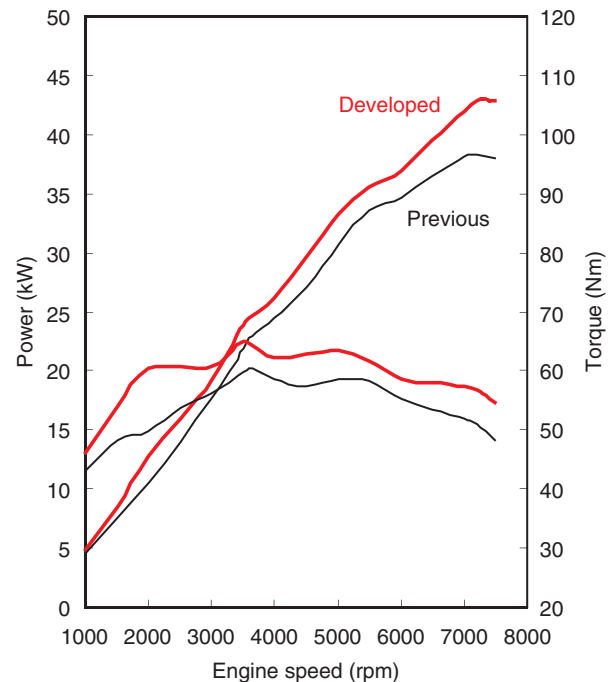


Fig. 6 Engine performance of normal aspirated engine

(Fig. 7 図中 B) ことで、オーバーラップ中に吸気ポート圧力が排気ポート圧力を上回る期間を長くし (Fig. 7 図中 C) 掃気効果を向上させている。Fig. 8 に全開運転時の充填効率特性を示す。4バルブ化による効果が高速域で得られていることもあり従来型に対し全回転域で充填効率の向上を達成している。

4.1.2. ノッキング改善

ロングストローク骨格による流動強化に加えピストンオイルジェットの採用および冷却水循環手法の変更によりノッキングの改善が得られた。Fig. 9 にエンジン回転数 2000 rpm において充填効率を変化させて測定した点火時期特性を従来型と比較して示す。新型エンジンは従来型に対し Minimum advance for Best Torque (以下 MBT) よりもノッキング点火時期が遅角し始める充填効率を 10P ほど高負荷側にすることができた。

Fig. 10 にピストンオイルジェット形状を示す。オイルジェットからのオイルはピストン裏の排気側を積極的に冷却するような方向に設定した。従来エンジンの間欠的にオイルを噴射するコンロッドジェットに対し、常時オイルが噴射されることでピストン裏へ付着するオイル量が増加し、ピストンの冷却効果が改善されノッキング点火時期を 1 deg 進角することができた。

Fig. 11 に従来型と比較した冷却水循環システムを示す。従来型ではウォーターポンプで吐出した冷却水の全量がシ

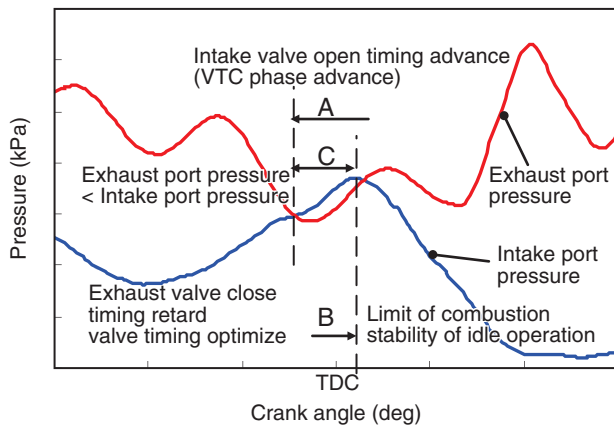


Fig. 7 Pulsation of intake port and exhaust port, and valve timing

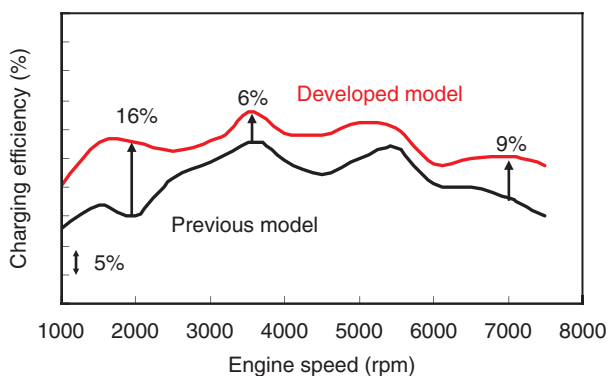


Fig. 8 Comparison of charging efficiency

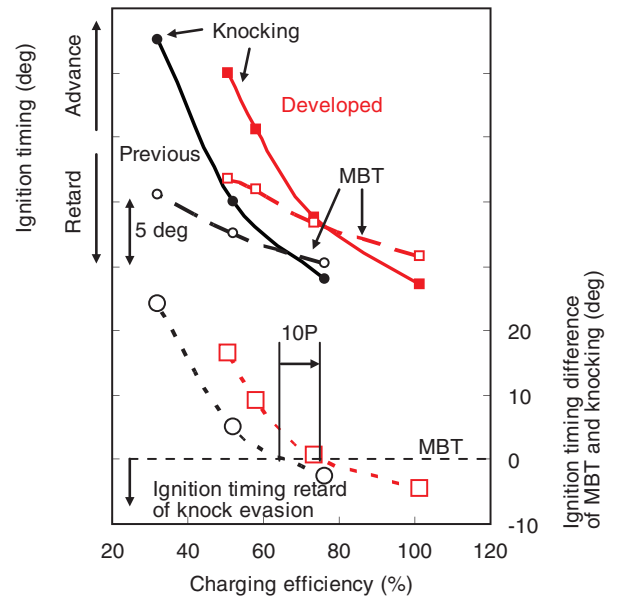


Fig. 9 Characteristics of ignition timing versus charging efficiency

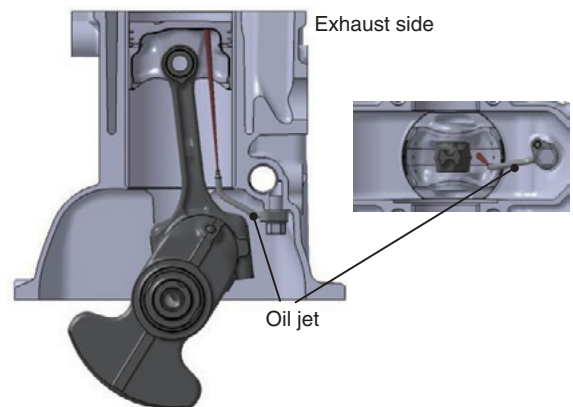


Fig. 10 Piston oil jet

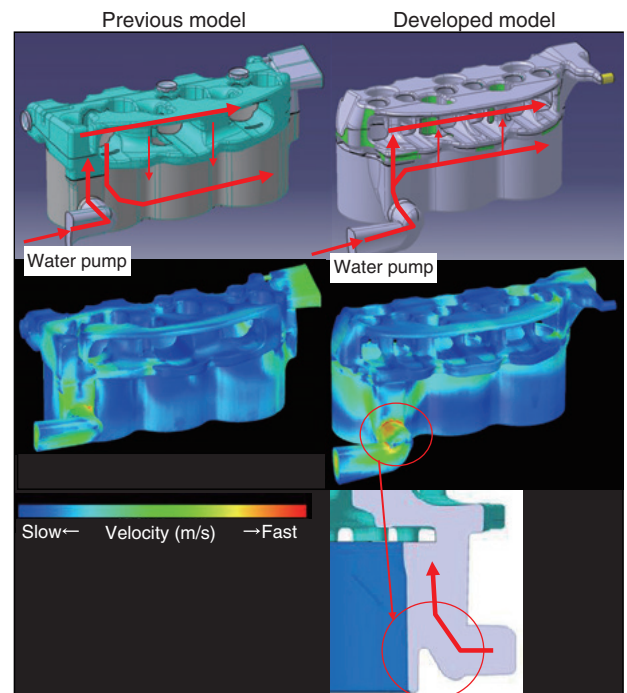


Fig. 11 Cooling circulation system

リンダヘッドに入り、その後一部の冷却水がシリンダブロックへ配分される。シリンダブロック側面の冷却水はシリンダヘッド側、すなわち上方から流れ込むためヘッドガasket近傍よりもウォータジャケット底部の流れが強い状態となる。新型エンジンではウォータポンプから吐出された冷却水をシリンダブロックとシリンダヘッドに同時に配分する。シリンダブロックを流れる冷却水はウォータポンプより直接シリンダブロックに流入し、ウォータジャケットに設けられたジャンプ台形状により上部へ跳ね上げられる。

これによりガスケット面近傍に冷却水を積極的に流すことが可能になり、燃焼室の冷却効果を高めノッキングを改善することができた。また、Fig. 12 に示すようにシリンダブロックのウォータジャケット上部のみスリーブ周囲のアルミ部を薄肉化することにより積極的に燃焼室の冷却をおこなうようにしている。

4.2. ターボチャージャーエンジン

Fig. 13 に従来型と比較した全開出力特性を示す。新型エンジンは吸気 VTC の採用により圧縮比を従来型の 8.5 から 9.2 へ上げつつ最大トルクで 12% の向上を達成し、さらにトルクの立ち上がり特性の改善もおこなうことができた。

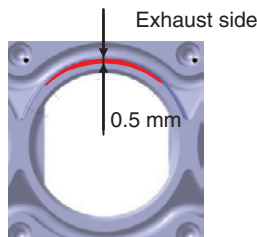


Fig. 12 Enhanced shape of water jacket

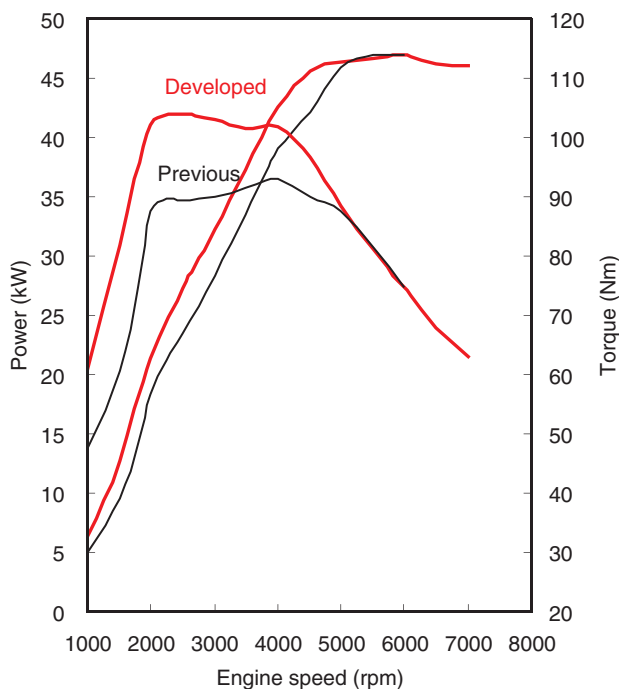


Fig. 13 Turbocharged engine performance

4.2.1. VTC によるノッキング改善効果

Fig. 14 にエンジン回転数 3000 rpm における VTC 採用の有無による充填効率と過給圧および点火時期の関係を示す。自然吸気エンジンと同様に VTC を採用することで掃気効果が向上し、同一充填効率において過給圧を 20 kPa 程度下げることができる。過給圧を低減することで吸気温度が低下し、残留ガス量の低減と合わせてノッキングの改善が得られる。これにより圧縮比を従来型の 8.5 から 9.2 へ向上させることが可能となり高トルクと燃費性能の両立を達成することができた。

4.2.2. VTC による過給立ち上がり特性改善効果

VTC の採用による低回転域での掃気効果向上は過渡の過給圧立ち上がり特性の改善にもつながる。Fig. 15 に台

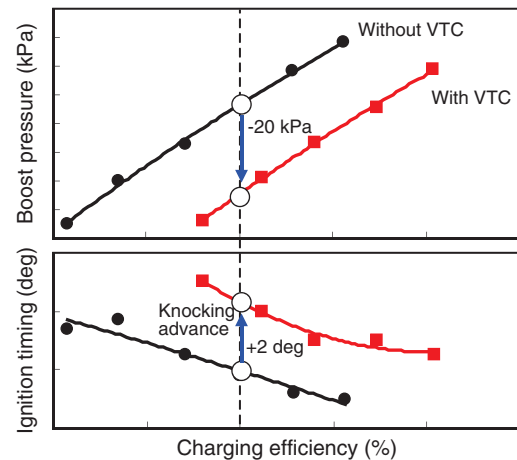


Fig. 14 Comparison of boost pressure and ignition timing between engines with and without VTC

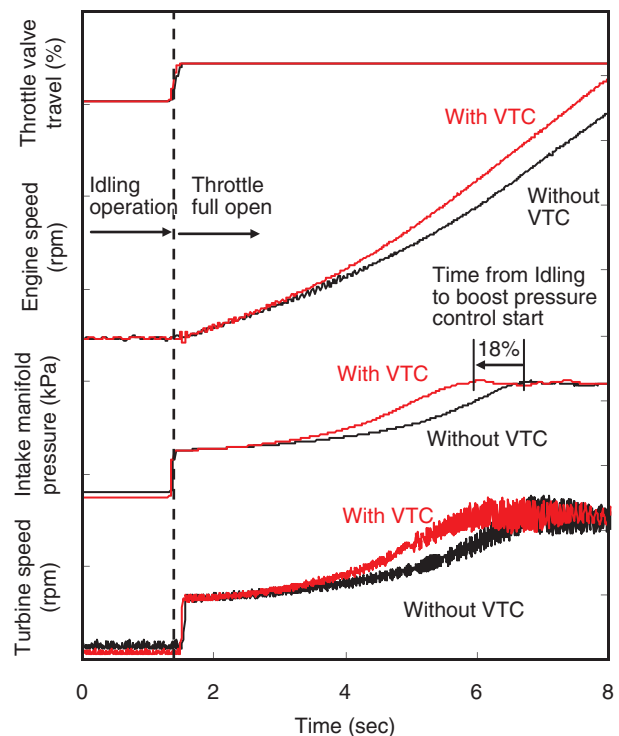


Fig. 15 Transient performance comparison with and without VTC

上にて完成車の全開発進加速を模擬した過渡特性を示す。VTCにより目標過給圧までの到達時間が18%ほど短縮され、エンジン回転数の上昇も速くなっており、完成車での発進性能の向上に寄与している。

4.2.3. 排気すす対策

ターボチャージャエンジンへのVTCの採用において最も課題となったのは、吸気バルブタイミングが進角しオーバーラップが拡大することによる排気すすの増加である。Fig. 16に充填効率を向上させるためにVTCを進角した場合、後述するすす対策をした場合およびVTCを持たない従来型エンジンにおける全開出力時のすす濃度を示す。掃気効率を上げるためにVTCを進角するとインテークポートに噴射された燃料の吹き抜け量が増加しすすが増加する。すすの増加を回避するにはVTCの進角量を制限すればよいが充填効率も低下するため進角量制限は最小限にとどめたい。対策として燃料噴射を294 kPaから343 kPaへ高圧化し噴射期間短縮するとともに噴射タイミングの最適化をおこなった。これによりオーバーラップ前に噴射する燃料量が低減されVTC進角量を制限することなく吹き抜け量を減少させ、すす排出量低減と充填効率向上の両立を達成した。

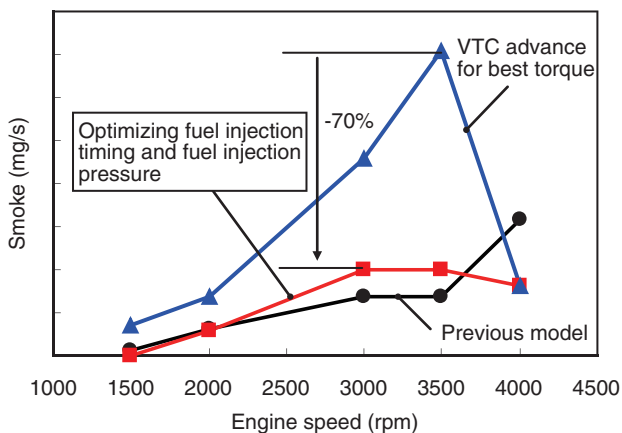


Fig. 16 Comparison of amount of smoke

5. エンジン単体燃費性能

新型エンジンでは自然吸気エンジン、ターボチャージャエンジンともに従来型エンジンに対しVTCによる内部EGRで4%、燃焼改善およびフリクション低減で6%と合わせて10%の燃料消費率の改善を達成した。Fig. 17に自然吸気エンジンにおける従来型エンジンと新型エンジンの2000 rpmのBSFC特性を示す。

5.1. 図示熱効率改善

Fig. 18に2000 rpm, IMEP 710 kPaにおける従来型エンジンとVTC進角をしない状態の新型エンジンの筒内指圧線図を示す。従来型に対し、ロングストローク化による

S/V比縮小などにより熱損失を14%、筒内流動強化などにより時間損失を5%、排気バルブタイミング最適化により排気損失を70%低減することができた。さらにVTCによる内部EGR効果が加わり、従来型エンジンに対し単体燃料消費率の改善が得られた。

5.2. フリクション低減技術

ショートストローク型でSOHCの従来型エンジンに対し、ロングストローク化によるピストンしゅう動抵抗増加、DOHC採用による動弁系フリクション増加、油圧VTCおよびピストンオイルジェットの採用による要求潤滑油量、油圧の増加など、新型エンジンはフリクションの増加要素が多い。しかし下記の技術を採用することで従来型に対しメカニカルフリクションを13%低減することができ3.5%の単体燃料消費率の改善を得た。Fig. 19に従来型と比較した2000 rpmでのメカニカルフリクションの解析結果を示す。

(1) クランク、オイルポンプ駆動

- ・高効率ロータ形状2段リリーフオイルポンプ
- ・下側偏心溝付クランクジャーナルベアリング二硫化モリブデンコーティング
- ・オイルシール低緊縛力化およびテフロンコーティング
- ・クランクジャーナル表面粗さ低減
- ・エンジンオイル低粘度化
- ・各部オイルもれ量最小化

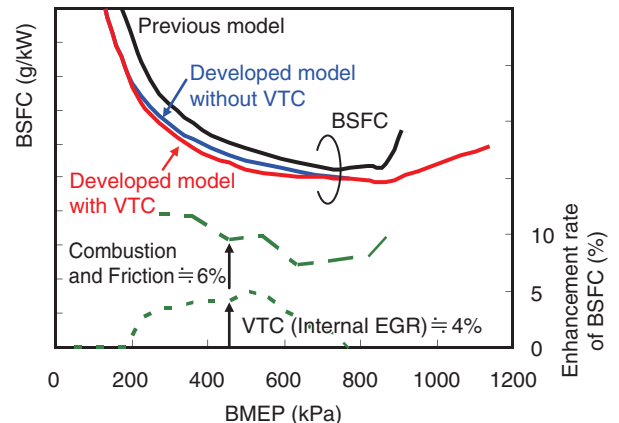


Fig. 17 Comparison of characteristics of BSFC

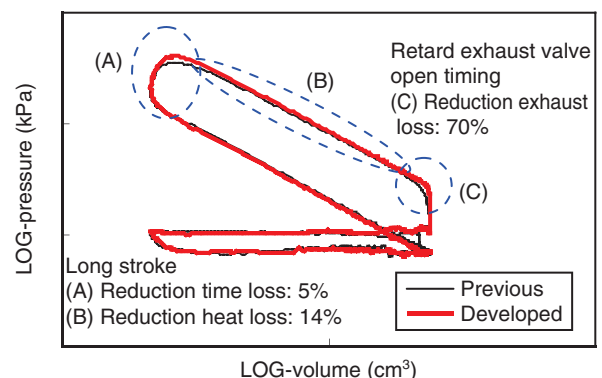


Fig. 18 Comparison of cylinder pressure

(2) ピストンしゅう動抵抗

- ・ピストンスカート二硫化モリブデン千鳥配置パターンコーティング
- ・ピストンクリアランス最適化
- ・ピストンリング低張力化

(3) カム駆動

- ・タイミングチェーン細幅化
- ・カムジャーナルホルダ採用 (カムジャーナル細軸化)
- ・カムジャーナル表面粗さ低減

(4) バルブ駆動

- ・バルブスプリング低荷重化

(5) 補機駆動

- ・補機ベルトレイアウト最適化

メカニカルフリクション低減技術の一例として高効率2段リリーフオイルポンプについて述べる。新型エンジンではオイルポンプのロータ歯形形状を改良し容積変化率を大きくすることでロータ1回転あたりのオイル吐出効率を向上させロータ径を2%縮小するとともに、2段リリーフ構造を採用することでオイルポンプ駆動力低減をおこなっている。Fig. 20 にオイルポンプの2段リリーフ構造を、Fig. 21 に2段リリーフオイルポンプと1段リリーフオイルポンプのエンジン油圧およびフリクションを示す。圧力リ

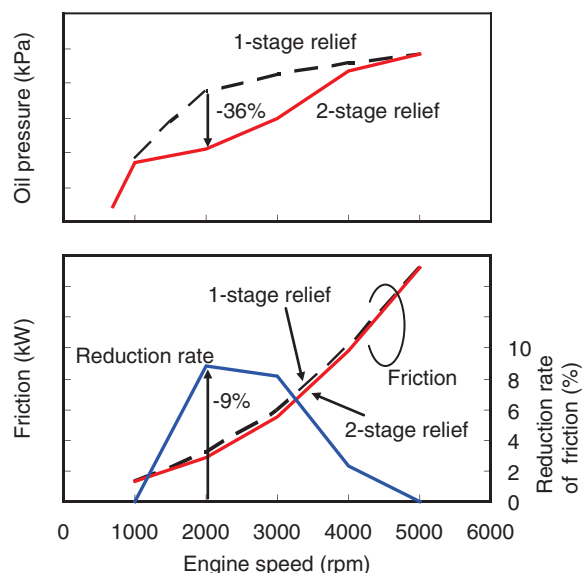


Fig. 21 Effect of 2-stage relief oil pump for oil pressure and friction

リーフを2段階とし1段目を低回転で必要最小限の油圧を確保する設定とすることで油圧を36%小さくすることが可能になり、1段リリーフオイルポンプに対し9%のフリクションの低減が得られた。

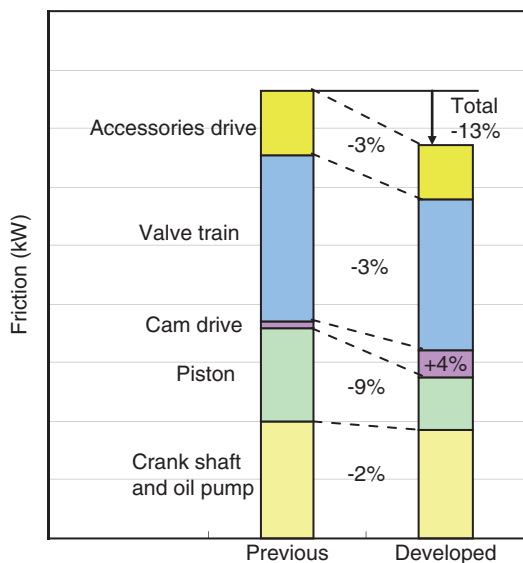


Fig. 19 Mechanical friction of previous and developed model

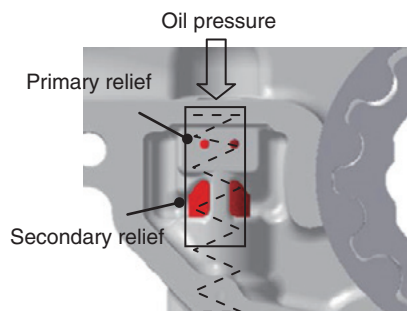


Fig. 20 2-stage relief oil pump

6. 点火時期制御

6.1. 点火時期の算出

これまで述べたように、充填効率向上と燃料消費率改善のために VTC を活用しているが3気筒エンジンと VTC の組み合わせは VTC による掃気効果、内部 EGR 効果が得られやすい一方、排気干渉の影響が少なく同一吸気管圧力で内部 EGR 量は大気圧の影響を大きく受け変化する。そのため、圧力センサで測定した吸気管圧力とエンジン回転数を元に点火時期を算出する従来の制御では、内部 EGR 量の変化が把握できず適正な制御値を算出することができない。そこで本エンジンでは ECU 内蔵の大気圧センサ出力によって吸気管圧力を補正することで内部 EGR 量の変化をキャンセルし、適正な点火時期を算出する制御を採用した。大気圧補正吸気管圧力に対する内部 EGR 量は大気圧が変化しても常に一定となり、新気量も同様の関係が成り立つため VTC 進角時に大気圧が変化しても適正な点火時期が算出できるようになる。Fig. 22 に大気圧が変化した場合の吸気管圧力に対する内部 EGR 率および大気圧補正をおこなった吸気管圧力に対する内部 EGR 率の違いを示す。

6.2. ノッキングによる点火時期リタード量の最適化

2011 年モデル CIVIC より適用されているノックコントロールシステムでは、非共振ノックセンサを用い STFT

(Short Time Fourier Transform)処理をおこなうことで、複数の周波数情報を使用している。ノックセンサ出力値の大小でノッキングの発生の有無のみを判断していた従来の手法に対し、新しい手法では周波数および時間成分のパターン適合とすることでノッキングの強度を識別することが可能となる⁽³⁾。よって Fig. 23 に示すように従来の手法ではノッキングの強度の判別ができず常に一定値のリタード量であったのに対し、強度に応じた適切なリタード量を与えることができる。本エンジンにおいてもこの新制御手法を採用し、完成車において頻度の高いトレースノック時のリタード量を低減することで燃料消費率の向上を得た。

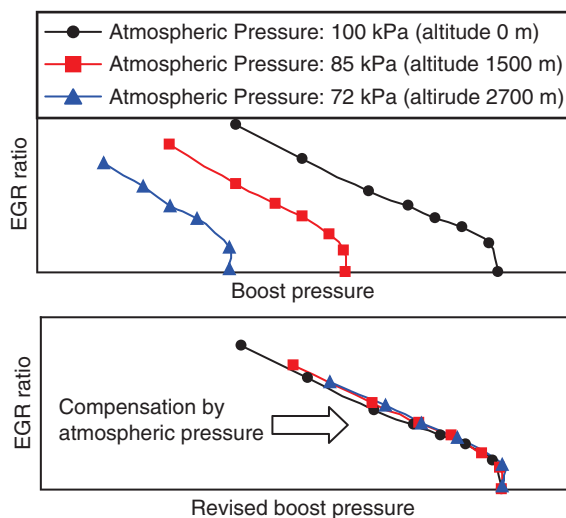


Fig. 22 Compensation by atmospheric pressure of internal EGR rate

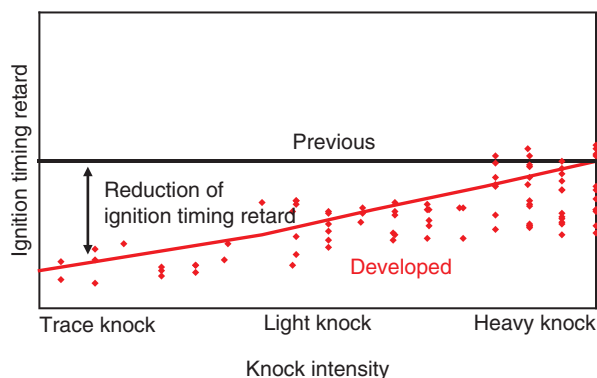


Fig. 23 Ignition timing retard depending on knock intensity

7. まとめ

吸気 VTC 技術、燃焼改善技術、フリクション低減技術の採用および点火時期制御手法見直しにより低燃費と高出力を両立するエンジンを開発した。以下にその効果を述べる。

(1) 従来型エンジンに対し、自然吸気エンジンにおいて最

高出力で 13% の向上、最大トルクで 8% の向上を達成し、ターボチャージエンジンにおいて最大トルクで 12% の向上を得た。

(2) 自然吸気エンジン、ターボチャージエンジンともに単体燃料消費率を 10% 低減した。

参考文献

- (1) 和田裕介, 大津啓司, 成田研之助, 篠原利光: 新型 LIFE 用 i-DSI 2 プラグエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.93-102
- (2) 中山幸夫, 鈴木誠, 岩田洋一, 山野順司: 2002 年モデル「Fit」用 1.3 L 2 プラグエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.2, p.43-52
- (3) 秋元賢治, 小松弘崇, 倉内淳史: 短時間フーリエ変換法を用いたパターン認識によるノッキング検知ロジックの構築, Honda R&D Technical Review, Vol.24, No.1, p.120-127

■ 著 者 ■



田岸龍太郎



小林重実



飯生順也