

新型 CIVIC GX 用 1.8L CNG エンジンの開発

Development of 1.8L CNG Engine for 2006 CIVIC GX

中 島 進*

Susumu NAKAJIMA

松 永 俊 英*

Toshihide MATSUNAGA

後 藤 博 之*

Hiroyuki GOTO

中 島 寛 明*

Hiroaki NAKASHIMA

渡 辺 修*

Osamu WATANABE

中 嶋 摩沙洋*

Masahiro NAKAJIMA

要 旨

Hondaは1998年より量産している天然ガス自動車 CIVIC GX を 2006 年モデルとして開発し、新たな Compressed Natural Gas (CNG) エンジンを開発し搭載した。この新型エンジンは、出力をさらに向上するべく、排気量の拡大と可変管長吸気マニホールド採用により 15% の出力向上を達成した。また、吸気弁遅閉じによるポンピングロス低減と、気体燃料の特性を生かした吸入行程噴射の組み合わせにより、エンジン単体燃費は 4 % 向上した。排出ガス低減対策として、排気マニホールド一体シリンダヘッド、直下 2 ベッド触媒の採用により、貴金属量を約 30% 削減しつつ Advanced Technology Partial-Zero Emission Vehicle (ATP-ZEV 規制) に適合した。車両大型化による重量増加にかかわらず、FTP highway mode では 15% の燃費向上を実現し、Combined でも同等の燃費を達成した。

ABSTRACT

Honda has developed the 2006 CIVIC GX, a natural gas vehicle that it has been mass-producing since 1998. For this model, Honda has developed and fitted a new Compressed Natural Gas (CNG) engine. This new engine was designed to further enhance power. The increased engine displacement and use of a variable-length air intake manifold have achieved a 15% increase in power. In addition, engine fuel consumption has been reduced by 4% through a combination of a reduction in pumping loss due to the inlet valve delayed closure, and a charging stroke injection that harnesses the properties of gaseous fuel. As a countermeasure for tail pipe emissions, a cylinder head integrated with the exhaust manifold and a close-coupled two-bed catalyst have been used. As a result, the amount of precious metal used was reduced by approximately 30%, and is in compliance with the Advanced Technology Partial-Zero Emission Vehicle (ATP-ZEV) Standards. Despite the increased weight of the larger vehicle design, the CIVIC GX achieved a fuel economy increase of 15% in FTP highway mode, and an equivalent fuel economy in combined mode.

1. まえがき

近年、大気汚染防止の観点からさまざまな代替燃料が検討されており、さらに地球温暖化防止の観点から CO₂ 削減も非常に大きな課題となっている。環境性能の優れた内燃機関として Non Methane Hydro Carbon (NMHC) 排出が実質的にゼロである CNG エンジンが挙げられる。Honda は 1998 年に CIVIC GX⁽⁴⁾ を発売し、環境問題への積極的な取り組みをおこなった。2001 年モデル CIVIC GX (D17A 型エンジン)⁽³⁾ は世界で初めて ATP-ZEV 規制に適合した。この度、2006 年モデルとして環境性能を維持しつつ、さらに走行性能と燃費を向上した新型 CIVIC GX 用 CNG エンジン

*四輪開発センター

R18A 型を開発した。吸気弁遅閉じ採用による燃費向上技術⁽¹⁾、⁽²⁾を中心に報告する。

2. 開発のねらい

新型 CIVIC GX 用 CNG エンジン開発指針は、従来モデルを超える環境性能を発揮し、さらに走行性能と燃費を向上させることである。具体的には以下の目標を定めた。

(1) 内燃機関最高の排出ガス性能

世界で最も厳しい ATP-ZEV への適合

(2) エンジン出力向上

(3) エンジン燃費向上

3. 概要と諸元

3.1. CNG 燃料性状

CNGは、油田、ガス田から採掘されるメタンを主としてブタンまでのアルカンと若干の酸素、不活性分を含有する気体燃料である。Table 1 に CNG の主成分であるメタンとガソリンの特性を示す。内燃機関用燃料としての特徴は、

- (1) Research Octane Number(ROD)が向上し、反面部分負荷時の燃焼が悪いため圧縮比増が必須
 - (2) 気体燃料のため、燃料の体積分で 10%以上充填効率低下
 - (3) 気体燃料のためエネルギー密度小
 - (4) 二酸化炭素排出が約 30%少ない
- である。

内燃機関用燃料としての発熱量は、吸入される混合気の発熱量である。主成分であるメタンは、

- (1) 重量あたりの発熱量ではガソリンを上回る
- (2) 同一空気に対する理論空燃費相当の発熱量で同等
- (3) 10%以上充填効率が低下するため、1 サイクル当りの発熱量も同様に低下

となる。ガソリンとの発熱量の比較を Table 2 に示す。

3.2. エンジン概要

従来型D17A CNGエンジンとの比較及び、基本としている R18A 型ガソリンエンジンとの比較を Table 3 に示す。ガソリン仕様からの主な変更点は、

- (1) 圧縮比変更
 - (2) CNG 燃料供給系の適用
- である。

従来型 CNG エンジンからの主な変更点は、

- (1) 燃費向上のため吸気弁遅閉じ動弁系機構 i-VTEC 採用
 - (2) 出力向上のため可変吸気管長採用
 - (3) LAF+O₂ A/F 制御への変更
- である。Fig. 1 に全体図を示す。

4. 燃費改善技術

4.1. 吸気弁遅閉じによる燃費向上効果

本エンジンでは、燃費向上技術として、吸気弁遅閉じによるポンプ損失低減技術を導入した。Fig. 2 に概念図を示す。

吸気弁遅閉じ運転による燃費改善効果は、

- (1) ポンプ損失低減
 - (2) 実効圧縮比低下、高膨張比による熱効率の改善
 - (3) 実効圧縮比低下による筒内圧低下のため機械損失低減
- の3要因がある。

Table 1 Comparison of methane and gasoline fuel characteristics

Fuel		CH ₄	Gasoline
RON		130	91
A/F	Weight	17.2	14.5
	Volume	9.52	8.3 × 10 ³ (Liquid)
Charging efficiency (%)		90.5	100
Exhaust gas at stoich.	CO ₂ (%)	9.5	13.5
	H ₂ O (%)	19.0	12.5

Table 2 Comparison of methane and gasoline heating value

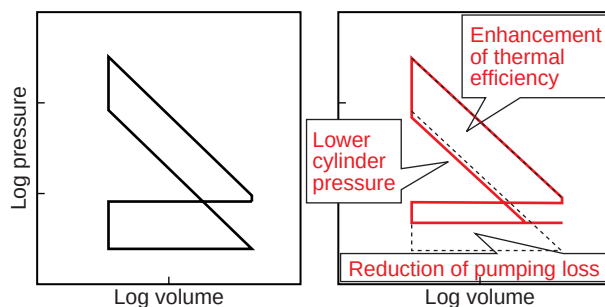
Fuel		CH ₄	Gasoline
Lower heating value	(MJ/kg)	50.1	42.7
	(MJ/air m ³)	3.80	3.80
	(MJ/air+fuel m ³)	3.42	3.80

Table 3 Engine specifications

Engine code	R18A		D17A
	CNG	Gasoline	CNG
Cylinder configuration	In-line 4-cylinder		In-line 4-cylinder
Bore × Stroke (mm)	81 × 87.3		75 × 94.4
Displacement (cm ³)	1799		1668
Compression ratio	12.5	10.5	12.5
Valve train	SOHC i-VTEC Inlet delayed closure		SOHC VTEC-E 1 intake valve inactive
Number of valves	4 per cylinder		4 per cylinder
Valve diameter (mm)	IN	32	30
	EX	26	26
Cylinder offset (mm)	12		0
Intake manifold	Variable intake system		Conventional
Fuel control	LAF+O ₂ sensor		O ₂ +O ₂ sensor



Fig. 1 R18A i-VTEC CNG engine



(a) Normal closure

(b) Delayed closure

Fig. 2 Comparison of P-V diagram between normal and delayed closure

4.2. ポンプ損失低減

ポンプ損失は,

$$W_P = \left(\frac{P_{BA}}{k-1} \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} (1 - (\frac{1}{\varepsilon})^{k-1}) - \frac{P (\frac{P_{BA}}{P})^{\frac{1}{k}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} (1 - (\frac{1}{(\frac{P_{BA}}{P})^{\frac{1}{k}} \varepsilon})^{k-1})}{k-1} + P ((\frac{P_{BA}}{P})^{\frac{1}{k}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} - \frac{1}{\varepsilon-1}) - P_{BA} \right) V \quad (1)$$

W_P : ポンプ損失

ε : 圧縮比

V : 行程容積

P : 大気圧

P_{BA} : 吸気圧

k : 比熱比

ここで, 吸気弁遅閉じ運転時のポンプ損失は,

$$P_{BA_d} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_d} P_{BA}$$

W_{Pd} : 吸気弁遅閉じ時ポンプ損失

P_{BA_d} : 吸気弁遅閉じ時吸気圧

ε_d : 吸気弁遅閉じ時圧縮比

とすると,

$$W_{Pd} = \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_d} \frac{P_{BA}}{k-1} \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} (1 - (\frac{1}{\varepsilon})^{k-1}) - \frac{P (\frac{\varepsilon}{\varepsilon_d} \frac{P_{BA}}{P})^{\frac{1}{k}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} (1 - (\frac{1}{(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_d} \frac{P_{BA}}{P})^{\frac{1}{k}} \varepsilon})^{k-1})}{k-1} + P ((\frac{\varepsilon}{\varepsilon_d} \frac{P_{BA}}{P})^{\frac{1}{k}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} - \frac{1}{\varepsilon-1}) - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_d} P_{BA} \right) V \quad (2)$$

となり, (1)式と(2)式を比較すると, 吸気弁遅閉じ運転時のポンプ損失削減率は実効圧縮比と吸気圧で決定されることがわかる。

4.3. 高膨張比による熱効率改善

吸気弁遅閉じによる高膨張比サイクルの熱効率⁽⁵⁾を検討する。一般的なオットサイクルの熱効率は,

$$\eta = 1 - (\frac{1}{\varepsilon})^{k-1}$$

η : 熱効率

吸気弁遅閉じ運転時の熱効率は,

$$\eta_d = 1 - (\frac{1}{\varepsilon})^{k-1} + \frac{T_a C_V}{Q} (1 - (\frac{\varepsilon_d}{\varepsilon})^{k-1})$$

η_d : 遅閉じ運転時熱効率

Q : 発熱量

T_a : 吸気温度

C_V : 等容比熱

熱効率の比は,

$$\frac{\eta_d}{\eta} = 1 + \frac{T_a C_V}{Q} \frac{1 - (\frac{\varepsilon_d}{\varepsilon})^{k-1}}{1 - (\frac{1}{\varepsilon})^{k-1}}$$

と若干熱効率が向上する。Fig. 3に計算結果を示す。遅閉じ実効圧縮比と圧縮比の比が 0.7 の場合, 1.5%の熱効率向上となる。

4.4. 機械損失低減

吸気弁遅閉じ運転による実効圧縮比低下は, 筒内圧を低下させるため, 機械損失低減効果がある。筒内圧の比は,

$$\frac{P_{cd}}{P_c} = (\frac{\varepsilon_d}{\varepsilon})^k$$

P_c : 圧縮後圧力

P_{cd} : 遅閉じ運転時圧縮後圧力

と低下する。これにより各軸受け部などの機械損失が低減すると考えられる。

吸気弁遅閉じ運転の特徴をまとめると,

- (1) ポンプ損失の低減
- (2) 熱効率の向上
- (3) 機械損失の低減
- (4) 実効圧縮比の低下
- (5) 充填効率の低下

であり, これらは遅閉じの Inlet Valve Closure (I.V.C.) によって決定される。従って, ポンプ損失低減による熱効率向上効果を得て, それに伴う充填効率低下を補う機構が必要である。

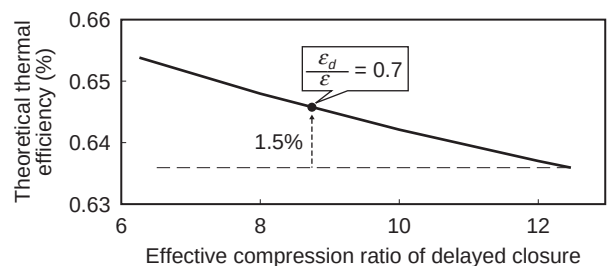


Fig. 3 Comparison of theoretical thermal efficiency between conventional and delayed valve timing

4.5. i-VTEC 吸気弁遅閉じ機構

吸気弁遅閉じ運転と出力を両立させるため、本エンジンでは Variable Valve Timing and Lift Electronic Control (VTEC)を採用している。加速時等出力を要求される状況では最大出力を発生するカム(以下、出力カム)で吸気弁を駆動する。一方、クルーズ走行等低いエンジン負荷の場合には、片方の吸気弁の閉じ時期を遅らせたカム(以下、遅閉じカム)に切り換え、同時に電子制御スロットルを開くことによりポンピングロス低減して燃費を改善する。この電子制御スロットルと VTEC を統合制御した i-VTEC 機構により走行状況に応じて出力カムと遅閉じカムを最適に切り換えることが可能となっている。

Fig. 4 に i-VTEC 吸気弁遅閉じの動弁系機構を示す。i-VTEC の切り換えは、ロッカアーム内蔵のシンクロピストンを油圧で移動させることでロッカアームの連結と分離をおこなう。本エンジンでは、この切り換え機構を吸気2弁の片方のロッカアームにのみ採用している。

出力カム作動時はシンクロピストンBを油圧で移動させることによりシンクロピストンAを切離し、カムプロファイルAで吸気弁を駆動する。

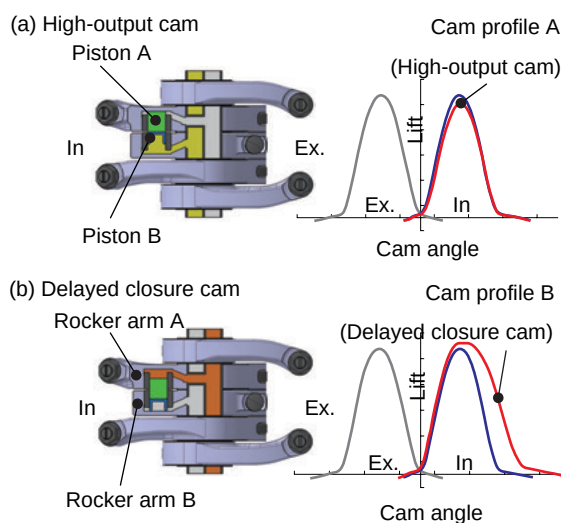


Fig. 4 Rocker arm and cam profile

5. エンジン性能

5.1. 遅閉じ I.V.C. の決定

遅閉じ I.V.C. はポンプ損失減少の観点からは極力遅角することが望ましいが、反面、出力の低下を伴うため、遅閉じにて運転可能な領域が減少し、切り換え頻度も増加する。従って、遅閉じ実効圧縮比はクルーズ車速上限のエンジン回転数において要求出力を発揮できるように決定しなければならない。

本エンジンにおける遅閉じ運転領域の設定は、通常使用における速度上限、5th 120km相当までとし、必要出力として

は、クルーズ時の出力の130%とした。この設定は本エンジンのガソリン仕様と同等である。遅閉じカムの I.V.C. は、

(1)CNG 噴射による充填効率低下

(2)発熱量

(3)圧縮比変化

等より、ガソリン実測値からの出力変化を推定し、Fig. 5に示すようにガソリンの94degより早めた86degと推定した。

その場合の BSFC 改善率はガソリンの約6%に対し約5%であると推定した。試験の結果、出力はほぼ推定値を示したが、BSFC 改善率はポンプ損失低下からの推定値を下回る結果となった。Fig. 6 に各負荷における BSFC と ISFC

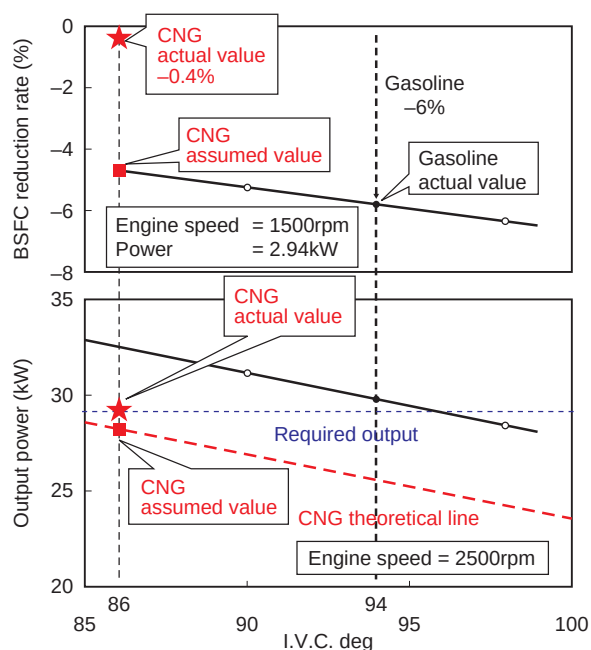


Fig. 5 Relationship between I.V.C. and output power and charging efficiency

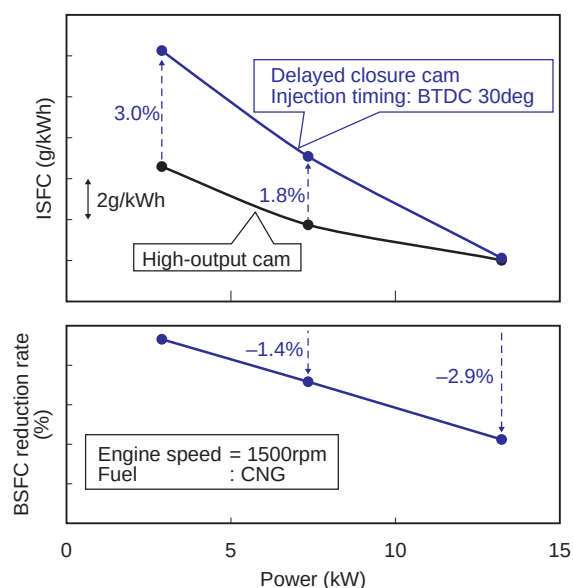


Fig. 6 Comparison of ISFC between conventional and delayed valve timing

の変化を示す。低負荷では ISFC が低下していることが確認できる。ガソリン同等の結果が得られなかった原因は遅閉じ時の燃焼期間増大であると考えられる。以下、原因の解析をおこなう。

5.2. 遅閉じ運転時の燃費改善

出力カムにおける CNG とガソリンの燃焼の比較として、Fig. 7, Table 4 に質量燃焼割合を示す。CNG は 10.5 から 12.5 への圧縮比増により CNG の主燃焼期間(Mass Burnt Fraction 10-90%)はガソリンとほぼ同等となった。

Fig. 8, Table 5 に CNG での出力カムと遅閉じカムでの燃焼比較を示す。遅閉じカムでは、主燃焼期間が延長して熱効率が減少していると考えられる。ガソリンは遅閉じ運転をおこなっても Fig. 9, Table 6 に示すように主燃焼期間延長が小さい。ISFCを改善するには遅閉じ運転時の燃焼期間の短縮が必要であると考えられる。

主燃焼期間の短縮手法として、本エンジンでは気体燃料噴射の特徴を生かし、流動の改善を試みた。Fig. 10に噴射

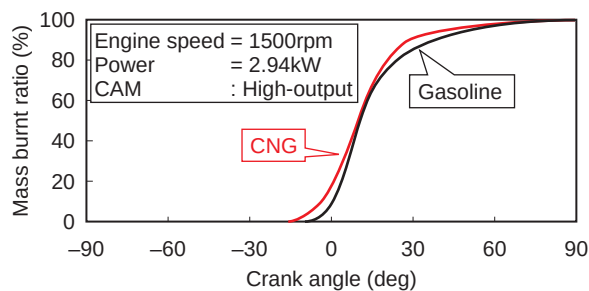


Fig. 7 Comparison of mass burnt ratio between CNG and gasoline

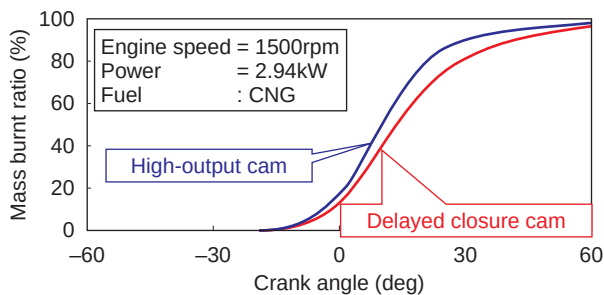


Fig. 8 Comparison of mass burnt ratio between conventional and delayed valve timing

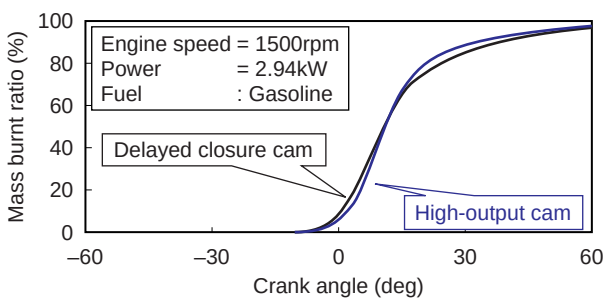


Fig. 9 Comparison of mass burnt ratio between conventional and delayed valve timing

Table 4 Comparison of IG to 10% mass burnt and 10% to 90% mass burnt between CNG and gasoline

Fuel	CNG	Gasoline
IG to 10% mass burnt (deg.)	33	38
10% to 90% mass burnt (deg.)	33	30

Table 5 Comparison of IG to 10% mass burnt and 10% to 90% mass burnt between conventional and delayed valve timing

Fuel	CNG	
Inlet closure	High-output	Delayed
IG to 10% mass burnt (deg.)	33	40
10% to 90% mass burnt (deg.)	33	43

Table 6 Comparison of IG to 10% mass burnt and 10% to 90% mass burnt between conventional and delayed valve timing

Fuel	CNG		Gasoline	
Inlet closure	High-output	Delayed	High-output	Delayed
Injection timing	Exhaust	Exhaust	Exhaust	Exhaust
IG to 10% mass burnt (deg.)	33	40	38	46
10% to 90% mass burnt (deg.)	33	43	30	37

時期と BSFC の関係を示す。遅閉じと吸入行程噴射を組み合わせることにより、約 5 % の BSFC 向上が確認できた。出力カムでは BSFC 向上は確認できなかった。

BSFCが向上したことを燃焼から確認するため、Fig. 11, Table 7に質量燃焼割合を示す。排気行程噴射では約10deg伸びていた主燃焼期間が約 8deg 短縮された事が確認でき、出力カムとほぼ同等の主燃焼期間に回復していることがわかる。ガソリンとの比較でも、CNGを吸入行程噴射した方

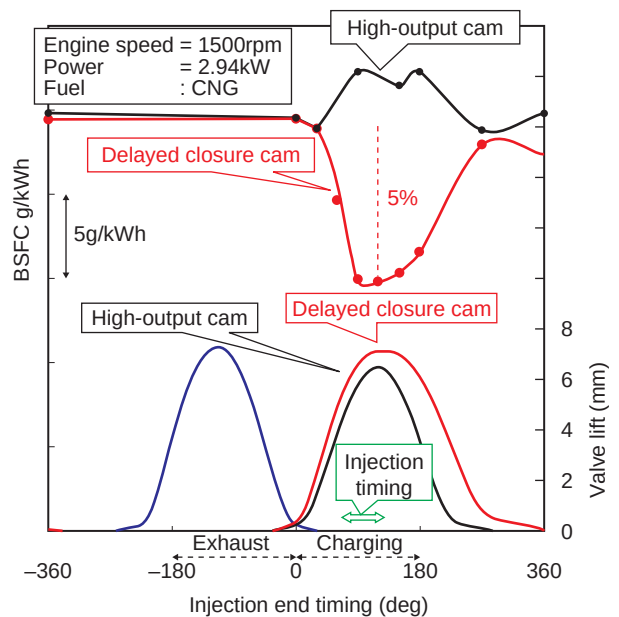


Fig. 10 Comparison of injection timing characteristics between conventional and delayed valve timing

が燃焼期間の延長が少ないことがわかる。Fig. 12に吸入行程噴射を組み合わせた場合のBSFC, ISFCの向上効果を示す。遅閉じと吸入行程噴射を組み合わせることによりISFCも向上していることが確認でき、予測値と同等のBSFC向上を得た。

BSFC が向上した原因としては、

- (1) 噴口部で音速に達する燃料噴射を運動エネルギーを筒内流動の活発化に転化したため
 - (2) 混合気の成層化され点火 Plug 近傍をリッチ化することにより燃焼期間を縮小した
- 等が考えられるが、今後の検討課題としたい。

5.3. ポンプ損失と機械損失の実測結果

1500rpm 時の吸気負圧とモータリングフリクションの関係を Fig. 13 に示す。同一吸入管負圧でも、出力カムと遅閉じカムではモータリングフリクション値に差があるが、これは、実効圧縮比低下により、圧縮行程中の筒内圧が低下し、軸受け部などの機械損失が低下したためと考えられる。Fig. 14に、1500rpm, 2.94kWでのモータリングフリクションを示す。Table 8に示すように、遅閉じカムによるフリク

Table 7 IG to 10% mass burnt & 10% to 90% mass burnt

Fuel	CNG		Gasoline	
	Inlet closure	High-output	High-output	Delayed
Injection timing	Exhaust	Charging	Exhaust	Exhaust
IG to 10% mass burnt (deg.)	33	40	38	46
10% to 90% mass burnt (deg.)	33	35	30	37

Table 8 Comparison of friction between conventional and delayed valve timing

	Power (kW)	Friction (kW)	Indicated power (kW)	BSFC reduction (%)
High-output cam	2.94	3.18	6.12	—
Delayed closure cam	2.94	2.97	5.91	3.5

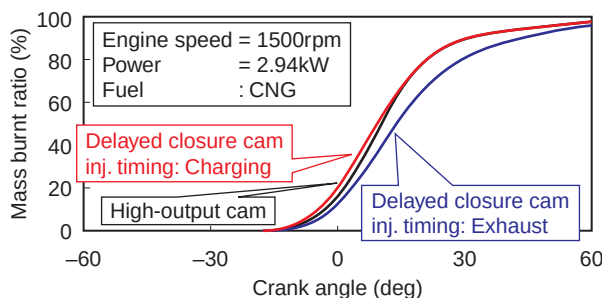


Fig. 11 Comparison of mass burnt ratio between conventional and delayed valve timing

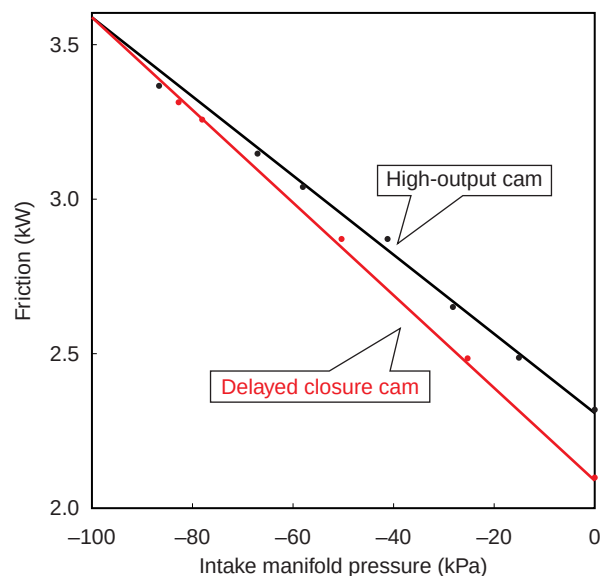


Fig. 13 Comparison of friction between conventional and delayed valve timing

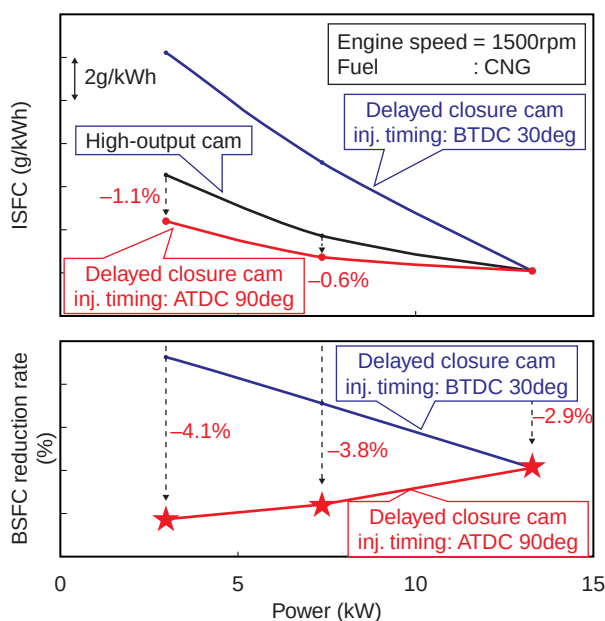


Fig. 12 Comparison of SFC between conventional and delayed valve timing

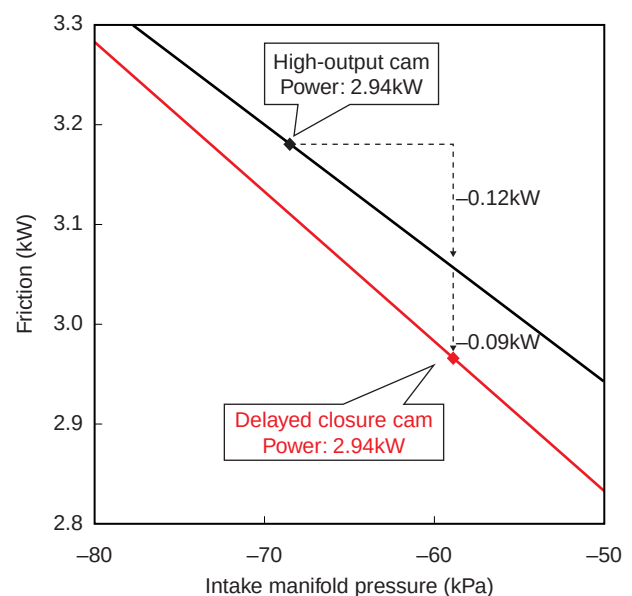


Fig. 14 Comparison of friction between conventional and delayed valve timing

ション低下の BSFC 改善効果は約 3.5%であった。スロットルによる絞り減少による単純なポンプ損失低減のみの効果は約 2%であると推測できる。吸気弁遅閉じ運転をおこなうことにより、ポンピングロス改善効果以上のモータリングフリクション低減が確認できた。

5.4. 出力性能

本エンジンでは、新規に Fig. 15 に示す可変吸気管長マニホールドを採用している。低中速域はバイパスバルブ閉により、高速域は開により全域の充填効率向上を図っている。全開出力特性を Fig. 16 に示す。Table 9 に示すように、排気量換算で 7%の出力向上、8%の排気量拡大と合わせ 15%の出力向上を達成した。

遅閉じでの出力は Fig. 17 に示すように 120km/h 以下の車速にて 30%以上の余裕出力を確保した。これにより、120km/h までのクルーズと緩加速では遅閉じ運転が可能となり、実走行時の燃費向上と商品性が両立できた。

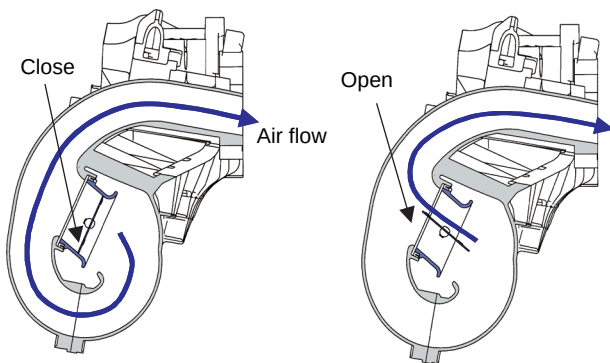


Fig. 15 Motion of bypass valves

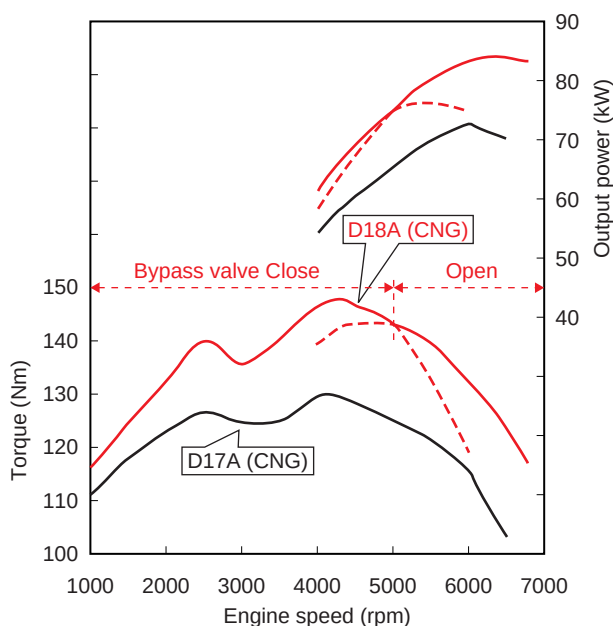


Fig. 16 Engine performance

Table 9 Comparison of engine power between D18A and D17A

	D18A (CNG)	D17A (CNG)
Max. power (kW/rpm)	84/6300	73/6000
Max. torque (Nm/rpm)	148/4300	130/4200

5.5. 実車性能

5.5.1. 排気ガス性能

2006 年モデルでは Fig. 18 に示す排気マニホールド一体シリンダヘッド、直下 2 ベッド触媒を採用した。温度が高く保てる直下に触媒を集中配置することにより、前モデルに対して貴金属担持量を 30%削減しながら ATP-ZEV の排出ガスレベルを達成した。

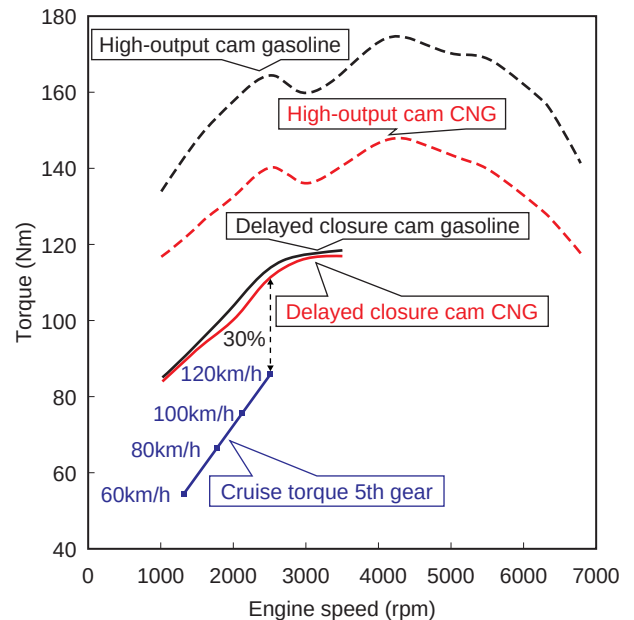


Fig. 17 Operating region of delayed closure cam

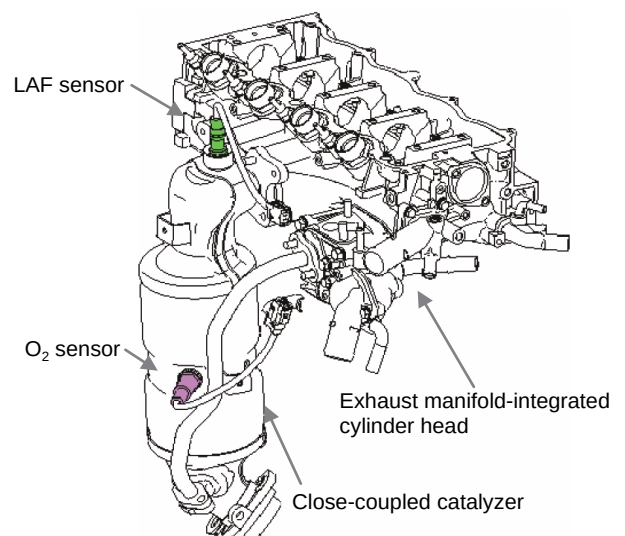


Fig. 18 Exhaust and catalytic converter system

5.5.2. 燃費達成値

前述の遅閉じ燃費向上効果に加え、可変吸気管長の採用により 14%の最大トルク向上を達成したため、トランスミッションをハイレシオ化し、クルーズ運転時のエンジン回転を下げて燃費向上させている。Table 10 に 2006 年モデルと 2001 年モデルの燃費達成値を示す。表中燃費値は CNG量をガソリン相当に換算した値(GGE: Gasoline Gallon Equivalent)で表示している。運転条件の比較として、Fig. 19 に FTP city mode, Fig. 20 に Highway mode での比較を示す。クルーズ状態が多い Highway mode では遅閉じ頻度も55%と多く、車両大型化による重量増加にかかわらず、15%の燃費向上を達成した。Combined でも 2001 年モデルと同等の燃費を達成した。

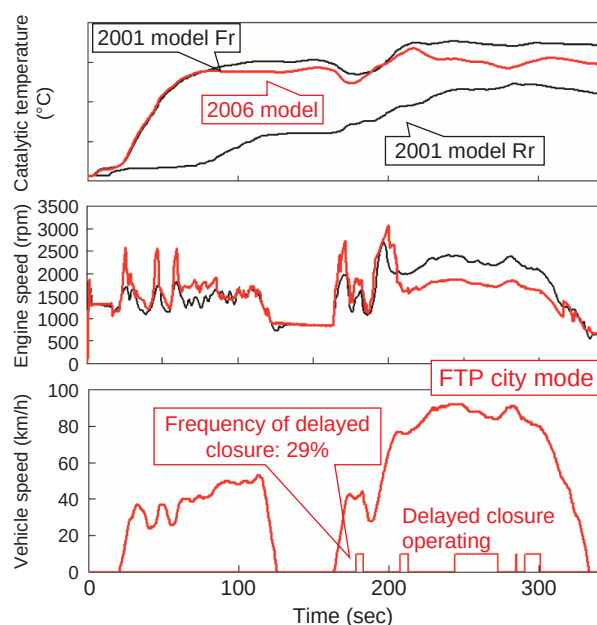


Fig. 19 Engine speed and catalyst temperature during FTP city mode

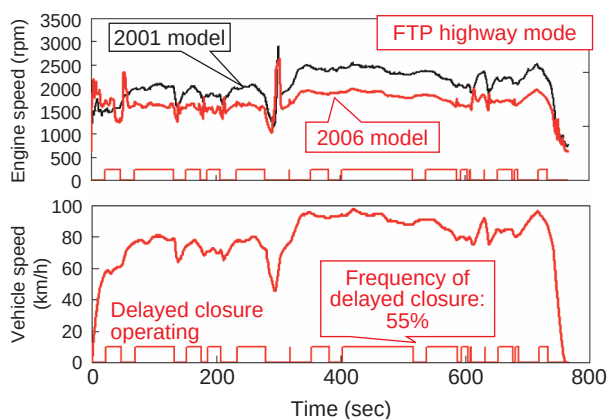


Fig. 20 Engine speed during FTP highway mode

Table 10 Achieved fuel economy of NGV (Label FE)

	Label FE (mile/GGE)				
	City	HWY	Comb	I.W. (lb)	Transmission
2006 model	28	39	32	3250	5AT
2001 model	30	34	32	3000	CVT

6. まとめ

吸気弁遅閉じ可変動弁系機構を採用した CNG ENG を開発し、熱効率改善の要因解析をおこない、実行圧縮比低下に伴う低負荷時の燃焼期間増大は吸入行程噴射により改善した。

2001年モデルとの比較では、下記の技術的向上を達成した。

- (1)吸気弁遅閉じによるポンプ損失低減と、気体燃料の特性を活かした吸入行程噴射により燃焼を改善し、単体燃費 4 %の向上を達成した。
- (2)2001 年型エンジンに対して排気量毎出力 7 %，排気量増加分とあわせ従来モデルに対し出力 15%向上を達成した。
- (3)排気マニホールド一体シリンダヘッド，直下2ベッド触媒の採用により，貴金属量を30%削減してATP-ZEV適合を達成した。
- (4)車両大型化による重量増加にかかわらず，Highway mode では 15%の燃費向上，Combined でも従来モデル同等の燃料消費率を達成した。

7. あとがき

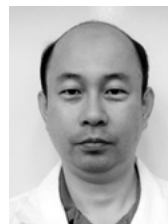
CNGはエミッション対策としてだけでなく、近年世界的規模で対策が必須となった地球温暖化対策の二酸化炭素削減に対しても有望である。また、メタンハイドレートによる莫大な埋蔵量も確認されている。2005年に発売された家庭用充填機は充填所が少ない問題を解決し得ると考えられる。今後も将来の一般ユーザへのさらなる普及を目指し、商品魅力の向上にも取り組んでいきたい。

参考文献

- (1)瀬古一行，多賀渉，鳥居建史，中村聡，秋間和洋，関谷明堂：新型 CIVIC 用 1.8L i-VTEC エンジンの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.8-15
- (2)瀬古一行，林有登，中嶋摩沙洋：i-VTEC 吸気弁遅閉じ機構による燃費改善技術，Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.88-93
- (3)戸田琢士，松木正人，大森忠信，山本裕司：Civic GX用 1.7L CNG エンジンの開発，Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.49-56

- (4) 新井作司, 村石忠: ホンダ圧縮天然ガス専用乗用車,
HONDA R&D Technical Review, Vol.9, p.17-24
- (5) 渡辺生, 河野昌平, 倉田真秀, 古賀響: 汎用高膨張比
エンジンの研究, Honda R&D Technical Review, Vol.18,
No.1, p.81-87

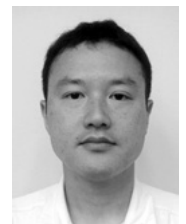
■ 著 者 ■



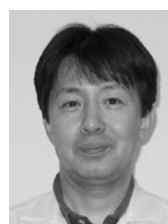
中 島 進



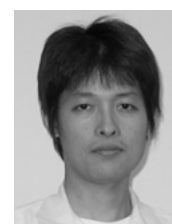
後 藤 博 之



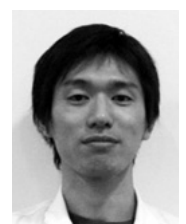
渡 辺 修



松 永 俊 英



中 島 寛 明



中嶋摩沙洋