

新型 NSX 用 3.5 L V 型 6 気筒過給エンジンの開発

Development of New 3.5 L V6 Turbocharged Gasoline Engine for New NSX

舟 根 匠*

Takumi FUNANE

柿 沼 隆*

Takashi KAKINUMA

古 俣 誠 二*

Seiji FURUMATA

都知木 博 一*

Hirokazu TOCHIKI

要 旨

新型 NSX のコンセプトである高い運動性能を実現するための出力性能と、時代背景に見合った環境性能を両立するため、新骨格の 3.5 L V 型 6 気筒過給エンジンを開発した。高出力と高熱効率を両立するため、筒内直噴と高タンブルポートを用いて燃焼を最適化し、左右各バンク独立のツイン過給システムや、筒内直噴とポート噴射を併用する燃料供給システムを採用した。車両運動性能の向上を目的としてパワートレインの軽量、コンパクト化と低重心化を図った。また、高出力化に対応し、スポーツ走行にも耐えうる冷却性能や骨格信頼性を確保するため、鉄溶射シリンダボアやドライサンプ潤滑システム、3 ピースウォータージャケット、スイングアーム式動弁機構、リダクションチェーン駆動方式を採用した。

この結果、最高出力は 373 kW (500 HP)、最大トルクは 550 Nm を 2000 rpm から 6000 rpm までの広範囲で発生すると同時に、欧州 Euro6b および US ULEV125 に適合した。

ABSTRACT

The concept for Honda's new NSX was to balance power performance achieving a high level of dynamic performance with a level of environmental performance meeting the demands of the times. A 3.5 L V6 turbocharged gasoline engine with a new frame was developed to realize this concept. In order to balance high power and high thermal efficiency, combustion was optimized through the use of in-cylinder direct injection and high-tumble ports, and the engine applies a twin turbocharger system featuring independent turbochargers positioned on the left and right banks and a fuel supply system combining in-cylinder direct injection and port injection. The powertrain was reduced in size and weight and given a low center of gravity in order to enhance vehicle dynamic performance. In addition, in response to the higher power of the engine, Fe spray-coated cylinder bores, a dry sump lubrication system, a three-piece water jacket, a swing arm valve train, and reduction chain drive were applied in order to help ensure cooling performance and frame reliability suited to the demands of sports driving.

As a result, the new engine achieves a maximum power of 373 kW (500 HP) and a maximum torque of 550 Nm across a wide range from 2000 rpm to 6000 rpm, in addition to complying with the European Euro6b and US ULEV125 regulations.

1. まえがき

Honda は、2016 年に北米で新型 NSX の量産を開始した。新型 NSX は 1990 年に登場した初代 NSX のコンセプトである高い運動性能と高い操縦安定性の両立を継承したスーパースポーツモデルである。

新型 NSX には革新的な複合素材を採用した軽量ボデー

*四輪 R&D センター

に 3.5 L V 型 6 気筒過給エンジンをコックピット後方に縦置きに配置し、これに 3 モーターハイブリッドシステムを組み合わせた。

本稿で紹介する新型 NSX 用 3.5 L V 型 6 気筒過給エンジンは、Honda が提案してきた環境性能と運転する楽しさを両立させた直噴過給シリーズ (Fig. 1) の中でも、特に運転する楽しさを追求したエンジンである。

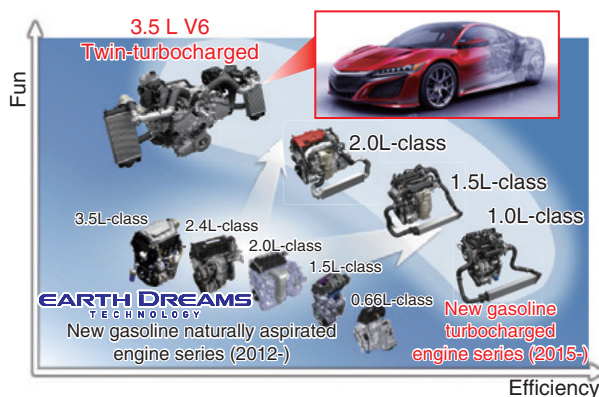


Fig. 1 Honda's series of direct injection turbocharged engines

2. 開発のねらい

NSX のコンセプトである高い運動性能を実現するための出力性能と、時代背景に見合った環境性能 (燃費, CO₂ 排出削減, 排気ガス規制) の両立を図った。また、高い操縦安定性を実現するために車両の中央部、低重心位置に縦置き搭載可能なコンパクトなエンジン骨格が必要である。スポーツ走行における高負荷かつ高加速度におけるエンジン信頼性の確保も同時に必要である。これらの要求をすべて満足するため、新たに 3.5 L V 型 6 気筒過給エンジンを開発した。主な開発目標は以下の通りである。

- (1) 最高出力 373 kW (500 HP)、最大トルク 550 Nm と各国の排気ガス規制への適合の両立
(欧州 Euro6b, US ULEV125)
- (2) 軽量、コンパクトかつスポーツ走行に耐えうる骨格

3. エンジン主要諸元

Table 1 に新型 NSX 用 3.5 L V 型 6 気筒過給エンジンと、Honda 量産の 3.5 L V 型 6 気筒自然吸気エンジンとの諸元比較を示す。新型 NSX 用 3.5 L V 型 6 気筒過給エンジンは従来エンジンに対して骨格を変更した。また、出力向上と高効率化を目的として左右両バンクにターボチャージャーを搭載した。燃焼系には高タンブルポート、筒内直噴 (DI) とポート噴射 (PI) を併用する DI+PI 燃料供給システム、吸気と排気動弁機構に油圧式 VTC (Dual-VTC) を採用した。

Fig. 2 にエンジン本体外観を、Fig. 3 に車両搭載レイアウトを示す。ドライサンプ潤滑システムを採用し、V バンク角を 75 度に設定することで、車両の走行性能向上に重要である低重心かつ省スペースなパッケージングを実現した。

Table 1 Engine specifications

Engine type	Developed	Previous
	JNC1	JNB1
Cylinder configuration	V6-cylinder	V6-cylinder
Bore × Stroke (mm)	91.0 × 89.5	89.0 × 93.0
Displacement (cm ³)	3493	3471
Intake system	Turbocharged	Naturally aspirated
Bank angle (deg)	75	60
Lubrication system	Dry sump	Wet sump
Crank journal diameter (mm)	72	72
Compression ratio	10.0	11.5
Valve train	DOHC Hydraulic VTC (Intake/Exhaust)	SOHC VTEC/VCM
Number of valves	4 per cylinder	4 per cylinder
Fuel injection type	DI+PI	DI
Maximum power (kW/rpm)	373/6500-7500	231/6500
Maximum torque (Nm/rpm)	550/2000-6000	371/4700

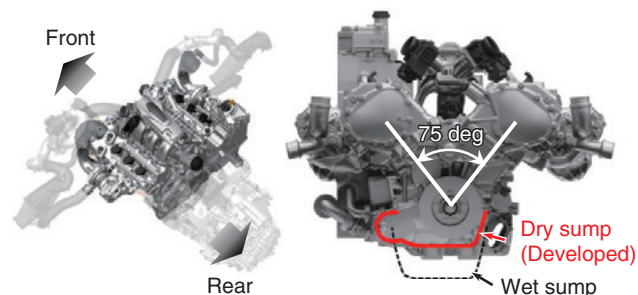


Fig. 2 Overall view of engine

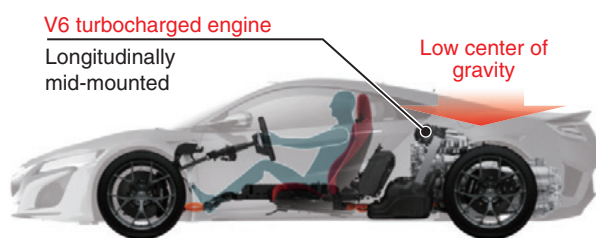


Fig. 3 Vehicle mounting layout

4. エンジン骨格技術

車両運動性能を高めるため、エンジン本体の軽量、コンパクト化をねらった。これと同時に、高出力化による発生熱量増大に対応する冷却性能、スポーツ走行に対応可能なエンジン骨格の信頼性を両立させるため、本エンジンで採用した主要なエンジン骨格技術について紹介する。

4.1. 鉄溶射シリンダボア

高出力化に対応した冷却性能、およびエンジン本体の軽

量、コンパクト化を両立させるため、本エンジンでは鉄溶射コーティングによるシリンダボア表面処理 (Fig. 4) を採用した。

冷却性能向上のため、シリンダボア間に冷却水回路を設定した。冷却水回路の形成にあたって铸造性を満足する肉厚を両側に確保する必要があるため、ボアピッチが拡大しエンジン全長が長くなり、レイアウト性の課題が発生する。従来の鉄のシリンダスリーブ (肉厚約 2.5 mm) を用いた場合、ボアピッチの拡大は避けられないが、鉄溶射コーティングを用いることでスリーブに相当する部分を 0.2 mm の薄膜に置換し、ボアピッチを 11 mm に抑えつつ軸間部に冷却水回路の設置を可能とした。また、鉄部分の肉厚を薄くしたことで、鉄スリーブに対して熱伝導率は 52% 向上 [Fig. 5 (a)], 重量は 11% 軽量 [Fig. 5 (b)] にすることができ、軽量かつコンパクトなシリンダブロックを実現した。

鉄溶射コーティングにおいては、溶射膜の密着強度の確保が必要である。溶射膜における鉄とアルミの結合力を大別すると、以下の三つに分けられ、これらに対しては溶射面の接地面積と粗さの管理が重要である。

- (1) 溶射鉄に生じる残留圧縮応力
- (2) 溶射面の下地粗さによる機械的結合力 (アンカー効果)

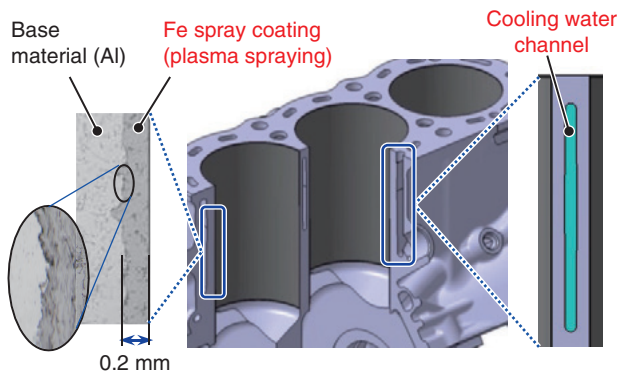


Fig. 4 Fe spray coating film and cooling water channels

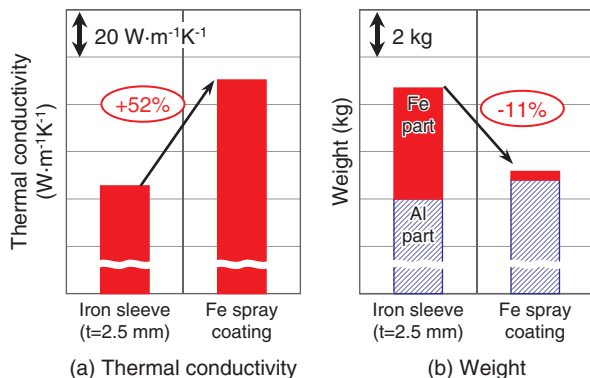


Fig. 5 Performance of Fe spray coating

(3) 溶射膜界面で発生する分子間結合力

本エンジンでは下地処理にショットブラストを用い、メディアサイズを変えることで下地粗さを調整し、適正な密着強度が得られる処理条件を選定した。

ショットブラストに用いるメディアサイズを規定し、Fig. 6 に示す範囲の表面粗さに管理することにより、目標とした密着強度を確保することができた。

この結果、実機における耐久試験においても鉄溶射コーティングの剥離の発生はなく、冷却性能と軽量かつコンパクト化、および骨格信頼性を並立させたシリンダボアを実現することができた。

4.2. ドライサンプ潤滑システム

車両運動性能の向上、および過酷な走行環境下におけるエンジン潤滑性能を確保するため、ドライサンプ潤滑システムを採用した。

ドライサンプ潤滑システムの全体図を Fig. 7 に示す。一般的なウェットサンプ式ではエンジン下部にオイルパンとオイルポンプが設置されるが、ドライサンプ式ではエンジン本体とは別にオイルポンプとオイルタンクを持つ。これによりエンジン搭載高を約 60 mm 低減することができ、低重心化により車両運動性能を向上させた。

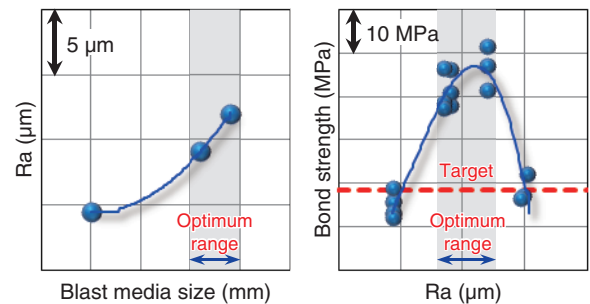


Fig. 6 Bond strength results

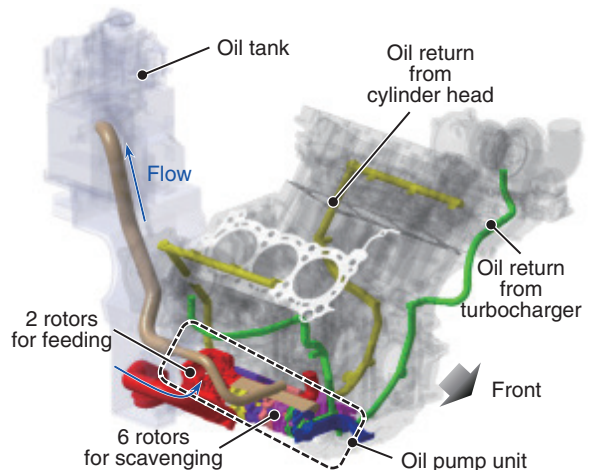


Fig. 7 Layout of dry sump lubrication system

オイルポンプユニットはエンジン右側の下部に配置し、フィードポンプおよびスカベンジングポンプを同軸に並べた一体構造とし、ポンプ回転速度を増速してロータ径を小さく設定することでコンパクト化を図った。また、各ロータの位相をずらして配置 (Fig. 8) することによりオイル吐出時の圧力脈動の抑制とポンプ駆動トルクの低減を図った。

ドライサンプ潤滑ではクランク室やカム室からスカベンジングポンプによりオイルとブローバイガスを同時に回収するため、オイルタンクにはエア混合率 (エアレーション率) の高いオイルが戻される。エアレーション率の高いオイルを供給すると潤滑不良の原因となるため、エアレーションを抑制することが重要である。このため、オイルタンク内の気液分離性能を高めると同時に、フィードポンプとスカベンジングポンプの流量割合を最適化⁽¹⁾した。

オイルタンク内の気液分離にはスワールポットと呼ばれる円筒を用いた。スカベンジングポンプから送られたオイルをスワールポット内に導入し、壁面に沿って旋回させて遠心効果により気液分離を促進しつつ、流速を落とすことでオイルが液面に突入する際のエア巻き込みを抑制する構造である (Fig. 9)。スワールポットの内径や開口部面積、導入角度などにより気液分離性能への影響があるため、CFDを用いて解析をおこない、オイル吸い口におけるエアレーションが抑制可能なスワールポット形状を選定した。

オイルタンクは Fig. 10 に示す縦長構造とし、油量設定は 4 L から 5 L とした。サーキットでのスポーツ走行を想定した車体加速度条件 (旋回 17.7 m/s^2 , 加速 9.8 m/s^2 , 減速 11.8 m/s^2) かつオイルタンク内油量が 1.0 L において、Fig. 10 内の Area (a) に示すオイル吸い口は露出せず、安定した供給が可能である。また、同条件かつ油量が 5.0 L においても、Fig. 10 内の Area (b) に示すタンク上部に設置されたブリーザ室にオイルは到達しない。

この結果、サーキットにおけるスポーツ走行時にも、オイル吸い込み不良による油圧低下や、ブリーザおよび吸気側へのオイル流入によるオイル消費などの発生はなく、良好な潤滑性能を実現した。

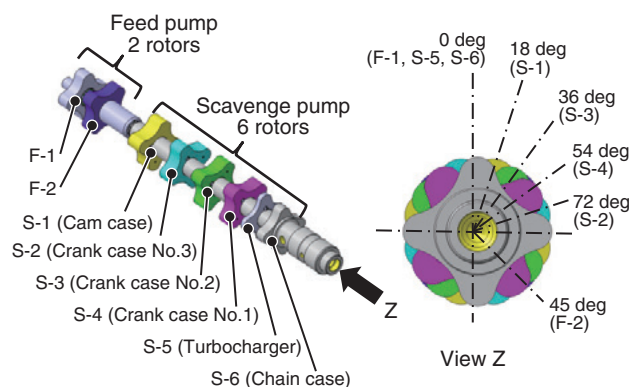


Fig. 8 Oil pump rotors

4.3. 冷却系

高出力化によりエンジン放熱量が増大するため、特に燃焼室壁面温度や排気ガス温度を低減することは重要である。本エンジンでは信頼性向上とノッキングの抑制を目的に、3 ピースウォータージャケット構造⁽²⁾ (Fig. 11) を採用し、燃焼室およびエキゾーストポート周辺の積極的な冷却を図った。

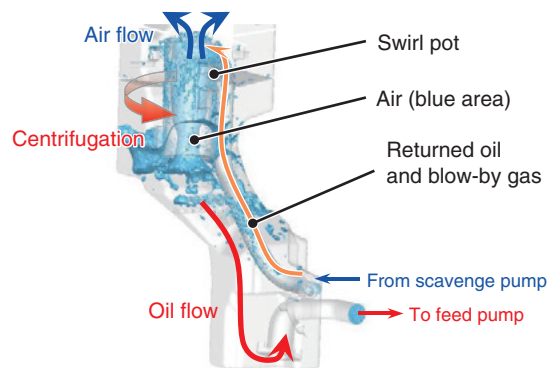


Fig. 9 Visualization of air separation in oil tank

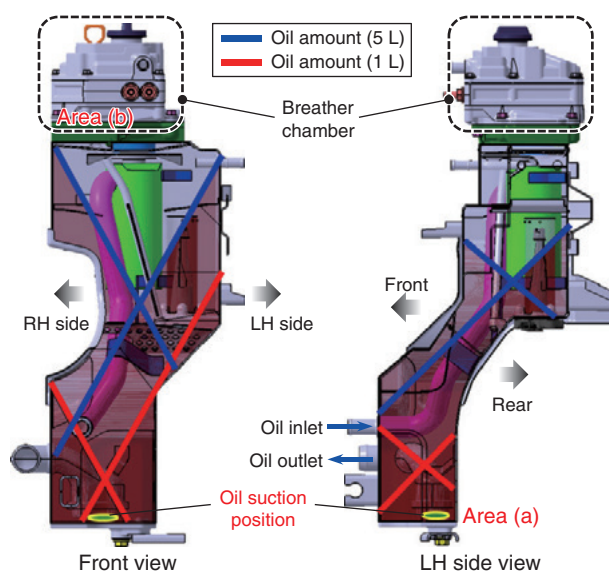


Fig. 10 Oil tank shape and oil level

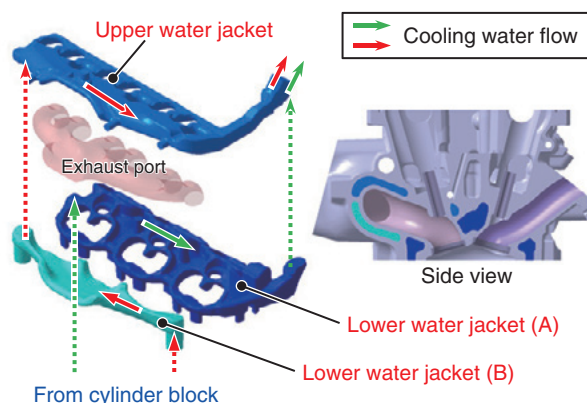


Fig. 11 3-piece water jacket

冷却水回路の検討には CFD を用いて冷却水流速分布、およびシリンダヘッド各部温度の解析をおこない、ウォータジャケットの形状を最適化した。流速分布の確認結果を Fig. 12 に示す。流れの剥離や滞留を抑制しつつ、熱負荷の高い燃焼室およびエキゾーストポート周辺には積極的に冷却水を流す形状にすることで、効率良い冷却を可能とした。

3 ピース化による伝熱面積の拡大や水流れの最適化により、従来の 3.5 L V 型 6 気筒自然吸気エンジンに対して約 14% の放熱量向上を実現した。また、シリンダヘッドの温度を低減することで熱応力の発生を抑制し、軽量、コンパクト化にも寄与した。

4.4. 動弁機構

エンジン本体の軽量、コンパクト化を図るため、スイングアーム式動弁機構 (Fig. 13) を採用した。これにより、シリンダヘッドは Honda 量産の 2.0 L 直列 4 気筒過給エンジン (DOHC) よりも断面積比で約 17% 小さく、3.5 L V 型 6 気筒自然吸気エンジン (SOHC) と同等サイズのコンパクト化を実現した。車両の限られたスペースで Vバンク角を 75 度まで広げつつ、エンジン両側に過給機の搭載を可能とし、レイアウト性の向上に寄与した。

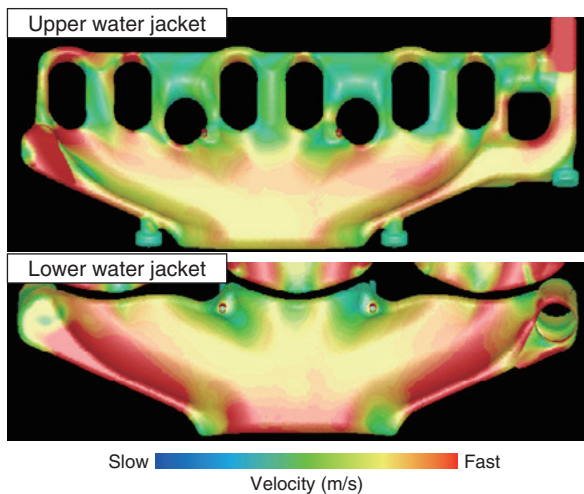


Fig. 12 Visualization of cooling water flow

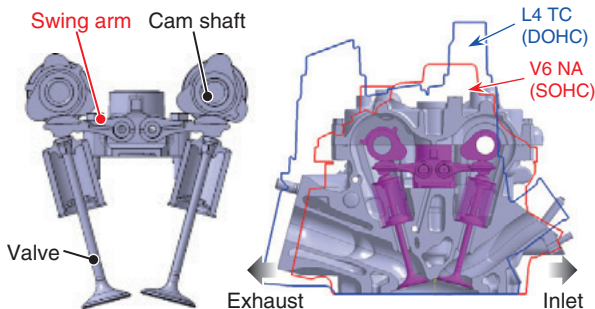


Fig. 13 Cylinder head layout

4.5. バルブタイミング駆動方式

バルブタイミング駆動方式は、発生荷重に対する信頼性向上とコンパクト化を図るため、チェーン駆動を採用した。Fig. 14 に示すようにリダクションチェーンを介して各バンクのカムを駆動させる 3 チェーン駆動方式とした。

駆動レイアウトの検討には CAE を用い、チェーン本数が異なる各レイアウトでチェーンに発生する荷重特性を比較した (Fig. 15)。いずれのチェーン本数も共振による荷重増加ポイントが存在するが、3 チェーン方式は左右バンクのカム駆動トルクが中間軸であるリダクションスプロケットを介して合成されることで、リダクションチェーンに伝達されるトルク振幅を低減することができるため、最大発生荷重が小さく、優位性のある結果が得られた。

また、リダクションチェーンはクランクシャフトの角速度変動の影響を大きく受けるため、チェーンテンショナのリリーフ油圧設定を適正化した。リリーフ油圧に対し、チェーン発生荷重とテンショナ変位はトレードオフになる。このためチェーン荷重が許容値以内となる中で、テンショナ変位を抑制可能なリリーフ油圧に設定した (Fig. 16)。

リダクションスプロケットの同軸上にはウォータポンプを配置することで、補機レイアウトのコンパクト化も同時に図った。

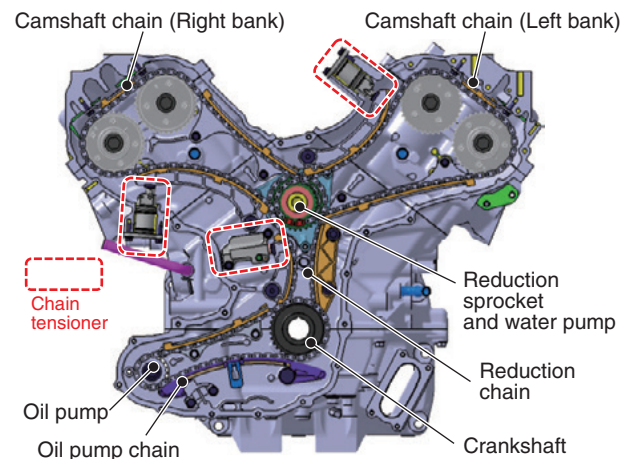


Fig. 14 Layout of reduction chain drive system

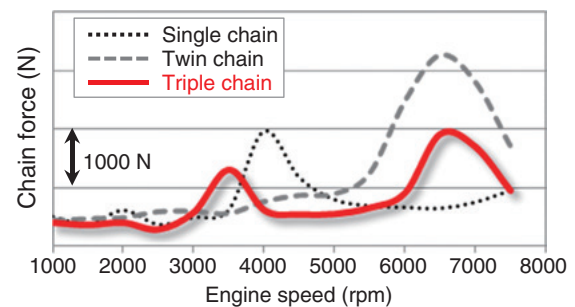


Fig. 15 Results of analysis of chain force

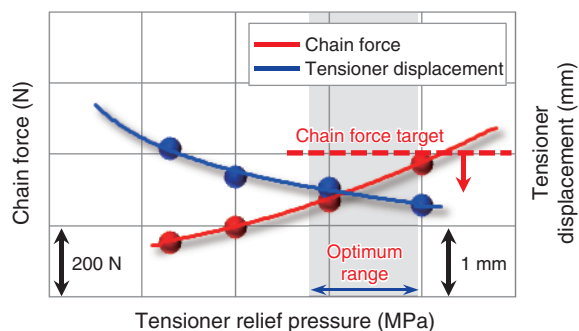


Fig. 16 Results of study of chain tensioner

5. 燃焼技術

高い出力性能と熱効率、および低エミッションを両立するため、燃焼系にはマルチホールインジェクタを用いたDIと高タンブルインテークポートによる急速安定燃焼技術^{(2), (3)}を採用した。これにより燃費およびエミッション性能向上を図った。また、高出力化のために左右バンク独立のツイン過給システム、DI+PI 燃料供給システムを採用した。これらの主要技術について紹介する。

5.1. 高タンブルインテークポート

高タンブルインテークポートを採用することにより、燃料と空気の混合を促進し、圧縮上死点付近での乱流エネルギーを高めることによって急速安定燃焼を実現した。

本エンジンのインテークポート形状を Fig. 17 に、タンブル比の実測結果を Fig. 18 に示す。従来の 3.5 L V 型 6 気筒自然吸気エンジンに対して、バルブリフト全域で 2 倍以上の高タンブル流動が得られ、燃焼安定性の向上に寄与した。

5.2. 過給技術

高出力化とレスポンス向上をねらいとして、電動ウェイトゲート式のモノスクロールターボチャージャを適用し

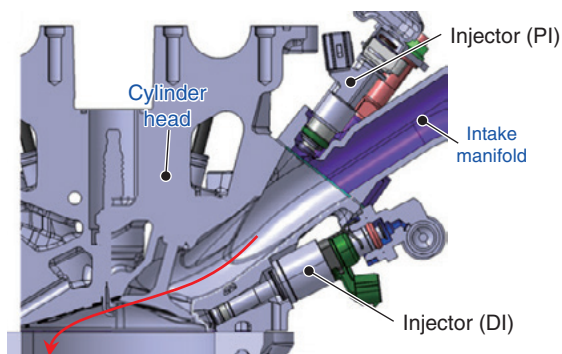


Fig. 17 Intake port layout

た。過給機を各バンクにそれぞれ配置するツインターボ方式とすることで、V 型縦置きエンジンをミッドシップに効率良くレイアウトすると共に、片側 3 気筒レイアウトとすることで排気干渉の影響を抑制した。過給機の選定には 1 次元シミュレーションを用いて全開運転時の性能を比較した。過給機の体格により低速トルクと最高出力性能はトレードオフの関係となるため、本エンジンでは目標出力を達成可能な小型の過給機を選定し、高出力性能と高トルクを両立させた (Fig. 19)。ターボチャージャはシリンダヘッドに直接マウントし、エキゾーストポートからタービンまでの管長を短縮し、過給レスポンスの向上を図った。

吸気側には高効率空冷インタークーラを適用し、エンジンの真横にレイアウトした (Fig. 20)。コンプレッサからスロットルまでの過給配管の管長を短縮することで、吸気圧損の低減を図り、過給レスポンスの向上をねらった。

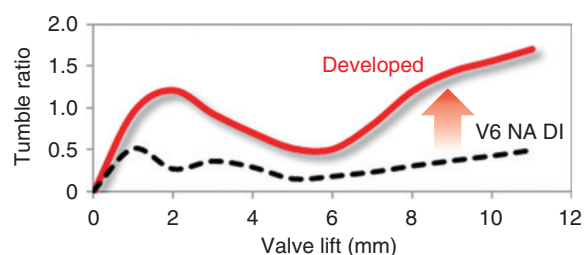


Fig. 18 Results of measurements of tumble ratio

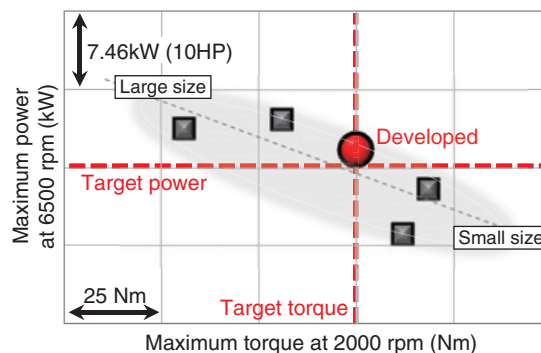


Fig. 19 Relationship between low-speed torque and maximum power

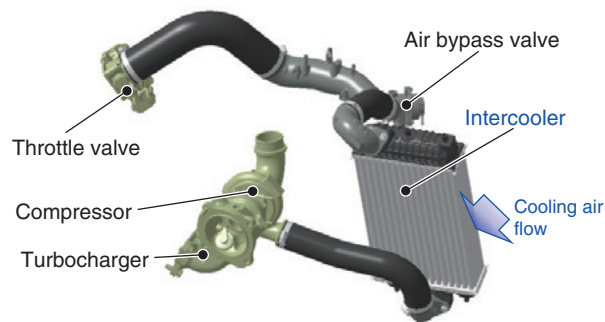


Fig. 20 Layout of turbocharger and cooling system

5.3. DI+PI 燃料供給システム

高出力化に伴う燃料流量増加に対応可能な燃料供給システムを構築するため、DI+PI 燃料供給システムを採用した。

燃料供給量増加のために DI インジェクタを大型化した場合、空気密度の小さい高地や高温環境化におけるアイドル時などの必要燃料量が微小な領域で燃料噴射量を適切に制御できない。これに対して、本エンジンでは DI インジェクタの流量レンジは従来の自然吸気エンジンと同等として低流量側の流量制御性を満足させつつ、高負荷運転時には PI で補填することで、燃料流量のワイドレンジ化を実現させた。

DI と PI のオペレーションは、燃焼安定性や正味燃料消費率 (BSFC)、エミッション性能から総合的に判断し、Fig. 21 のように設定した。

(1) 低回転の高負荷領域

Dual-VTC を用いた過給掃気領域であり、燃料が排気側に吹き抜けることを防止するため、DI を使用した。

(2) 高回転の高負荷領域

要求燃料流量を満足させるため、DI+PI 補填を実施した。

(3) パーシャル領域

パーシャル領域の設定にあたっては、実機により DI と PI の噴射比率による影響確認をおこなった。結果を Fig. 22 に示す。DI エンジンでは、タンブル流動の

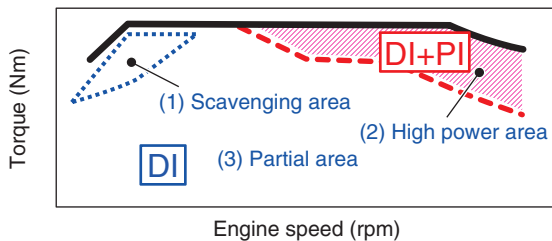


Fig. 21 DI+PI fuel injection system operation

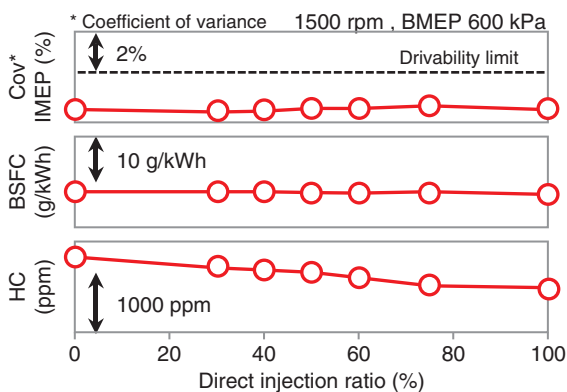


Fig. 22 Combustion characteristics by direct injection ratio

弱くなる低回転の低負荷領域において燃料の気化と混合が促進されず、燃焼安定性が低下することがある。本エンジンでは DI を基本とした燃焼設計をしており、低負荷でも強いタンブル流動が生成可能なポート形状を選定した。このため DI と PI の噴射比率に対して燃焼安定性と BSFC の変化はなく、高タンブル流動を用いた急速安定燃焼により、いずれの条件も良好な燃焼が得られている。高負荷時の強タンブル流動により PI 噴霧燃料がスリーブに付着することを抑制するため、PI 噴霧は下向きに設定した。このため、低負荷時の PI 噴射はポート下側への燃料付着が増大する。これにより、排気中の炭化水素 (HC) は DI に優位性がある。これらの結果より、パーシャル領域は DI のみを使用した。

これらのオペレーションをおこない、全運転領域で最適な燃料供給が可能なシステムを構築することができた。

6. 達成エンジン性能

6.1. 出力性能

本エンジンの出力およびトルク特性を Fig. 23 に示す。

最高出力は 373 kW (500HP) を 6500 rpm からレッドゾーン 7500 rpm まで発生し、最大トルクは 550 Nm を 2000 rpm から 6000 rpm まで発生させる。

車両の性能設計技術を用い、3 モータハイブリッドシステムを考慮し、車両の運動性能を満足するエンジン単体の出力目標を設定した。また、中間エンジン回転域はフラットトルクとすることでエンジン回転数の上昇に対して違和感なく、なめらかな加速特性を実現した。

システム全体での最高出力は 427 kW (573 HP)、最大トルク 646 Nm を発生し、新型 NSX にふさわしい高い出力性能を実現した。

6.2. 燃費性能

DI と高タンブルポートによる急速安定燃焼と Dual-

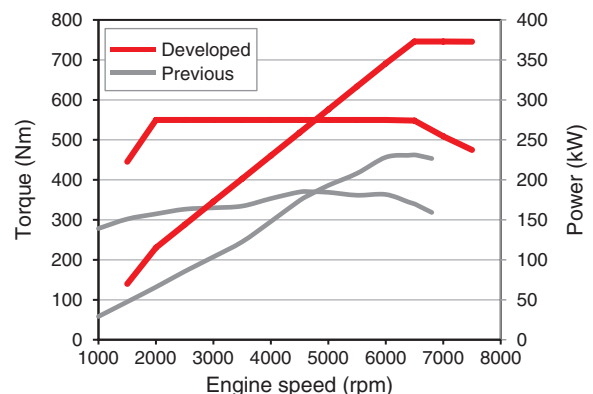


Fig. 23 Engine performance

VTCを用いた内部EGRの活用により、燃費の改善を図った。また、鉄溶射シリンダボアやクーリングチャネルピストン、高冷却シリンダヘッドにより燃焼室周辺の冷却性能を向上させ、ノッキングを抑制することで圧縮比10.0を実現した。この結果、広い運転範囲で良好なBSFC特性が得られ、最大熱効率36.3%を達成した (Fig. 24)。

実車においては、北米燃費モードでは21.1 mpg, 国内JC08モードでは12.4 km/Lの燃費性能を実現した。

6.3. エミッション性能

エミッションの低減には特に触媒冷間時のエンジン排出ガス量の低減と触媒の早期活性化が重要である。また、近年のすす排出規制の強化に対応するため、すすの発生要因となる燃料の筒内付着量を低減することが必要である。

従来のキャビティを用いたウォールガイド式の成層燃焼では、ピストン頂面への燃料付着は避けられない。本エンジンでは高タンブル流動とDIの2回噴射を組み合わせることで、ピストンへの燃料付着量を低減しつつ、点火プラグ近傍の弱成層燃焼を実現させた (Fig. 25) ⁽²⁾。

吸気行程と圧縮行程で2回噴射し、噴射量と噴射タイミングを適正化することで、燃焼が安定するプラグ近傍A/Fが得られ、従来に対してピストンへの燃料付着量を半分以下に抑えることができた。

燃焼安定性を高めた結果、点火時期を上死点前約20 degまでのリタードを可能とした。過給機の追加により熱容

量が増加し、触媒の暖機性能の低下が懸念となるが、エンジン始動後20 sec以内に300℃以上までの触媒暖機を実現した (Fig. 26)。この結果、モードエミッションは欧州Euro6bおよびUS ULEV125に適合可能とした。

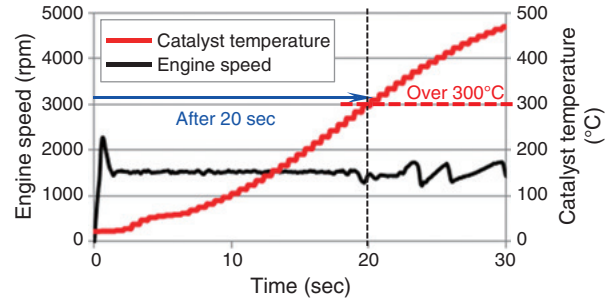


Fig. 26 Catalyst warm-up performance

7. まとめ

新型NSX用3.5 L V型6気筒過給エンジンにおいて、高い出力性能と環境性能、車両要求に合致した低重心かつコンパクトなエンジンレイアウトとスポーツ走行にも耐えるエンジン信頼性の並立を目標として開発した結果、以下を実現した。

- (1) 過給機の採用や、筒内直噴と高タンブルポートによる燃焼技術の適用、DI+PI燃料供給システムの採用により、最高出力373 kW (500 HP)、最大トルク550 Nmの高い出力特性、欧州Euro6bおよびUS ULEV125に適合したエミッション性能を両立した。
- (2) 鉄溶射シリンダボア、ドライサンプ潤滑システム、高冷却シリンダヘッド、スイングアーム式動弁機構、リダクションチェーン駆動方式の採用により、軽量かつコンパクトで低重心化を実現すると同時に、高出力化に対応し、スポーツ走行にも耐える信頼性を有するエンジン骨格を実現した。

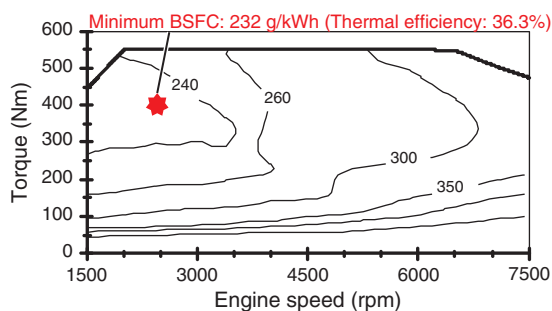


Fig. 24 Engine BSFC map

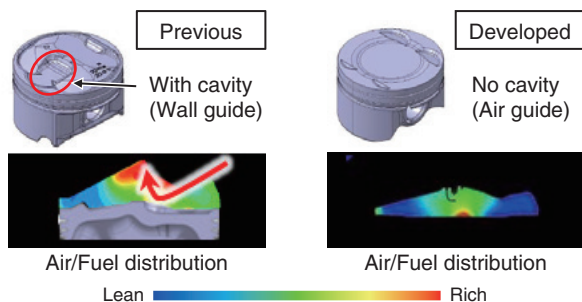


Fig. 25 Stratified combustion concept

参考文献

- (1) Furumata, S., Kakinuma, T., Tochiki, H.: Development of New 3.5 L V6 Turbocharged Gasoline Direct Injection Engine, SAE Technical Paper, 2016-01-1012, (2016)
- (2) 柿沼隆, 都知木博一, 古俣誠二, 舟根匠: 新型 3.5L V6 直噴ターボエンジンの開発, 自動車技術会 2016 年秋季大会 学術講演会講演予稿集, No. 1-125, p. 700-705, (2016)
- (3) 中野弘二, 和田裕介, 城野実考, 成廣繁: 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, Honda R&D Technical Review, Vol. 28, No. 1, p. 133-139

■ 著 者 ■



舟 根 匠



古 俣 誠 二



柿 沼 隆



都 知 木 博 一