

V10 500 馬力エンジンの開発 —高出力化とその信頼性保証技術—

Development of V10 500-HP Engine
— Technologies for High Performance and Reliability —

奥 山 高 弘* 中 田 真*
Takahiro OKUYAMA Makoto NAKADA

要 旨

スーパースポーツカー用に開発した V10 500 馬力エンジンの出力と信頼性に関する技術を紹介する。500 馬力を超えるハイパワーを実現するため、吸排気の気筒間干渉の徹底した低減を図り、レーザクラッドバルブシートを採用した。スポーツカーにとって出力と同様に重要なハイレスポンスのために気筒別独立スロットルを採用し、主運動系部品には徹底した軽量化をおこなった。信頼性保証については、本エンジンが搭載を予定していた NSX 後継車の使用方を考察し、サーキット走行を含めた全領域の保証をおこなえるテスト基準を実走データをもとに定め実施した。以上により、目標とした魅力ある走りを、あらゆる場面で安心して楽しめるエンジンができた。

ABSTRACT

This article introduces technology related to the power output and reliability of the V10 500-HP engine developed for use in super sports cars. In order to achieve high power exceeding 500 HP, thoroughgoing measures were taken to reduce interference of intake air and exhaust air between cylinders, and laser clad welded valve seats were adopted. Individual throttles were adopted for the purpose of high response, which is of similar importance to power output for sports cars, and comprehensive weight reductions were made in major moving parts. As to reliability assurances, an examination was made of how the successor vehicle to the NSX, which was slated to have this engine mounted in it, would be used. Test criteria were formulated on the basis of actual running data to enable issuance of a guarantee in all areas, including running on the circuit, and testing was carried out. The above measures produced an engine that would allow enjoyment of running with the high degree of attractiveness set as an objective and with a sense of security in all situations.

1. はじめに

V10 500 馬力エンジンの主要技術を 2 部に分けて紹介している⁽¹⁾。本稿では、高出力化とその信頼性技術について述べる。

スーパースポーツカーはサーキットを一般車と比較して異次元のハイスピードで走った時にその真価を発揮する。NSX 後継車に搭載を予定していた本エンジンは、そのような走りの楽しさを提供するため、レーシングエンジン並の高出力とハイレスポンスを備える必要があった。また高出力スポーツカー用エンジンであるがために本エンジンの信頼性保証にあたっては、一般車用エンジンと異なる考え方や技術を投入する必要があった。以下にそれらの技術を紹介する。

*四輪 R&D センター

2. 出力性能

2.1. 高出力技術概要

出力特性を Fig. 1 に、主要諸元を Table 1 に示す。

高出力化のためには、吸排気効率の向上、熱効率の向上、フリクションの低減が重要であり、以下にこの順番で本エンジンの採用した技術を紹介する。

本エンジンの吸排気全体レイアウトを Fig. 2 に示す。吸気系は気筒間干渉を低減するため左右 Bank 独立とし、インテークチャンバ容量は、気筒別独立スロットルの採用により大容量にしてもレスポンスが低下することがなくなったので、出力ダウンのない十分な大きさの容量を設定した。排気系も気筒間干渉を低減するため左右 Bank 独立とした。エキゾーストマニホールドは 5-1 ロング形状とし、

5本集合部にはFig. 3に示すGT chamberと名付けたロストワックス製法によるステンレス製チャンバを設け、気筒間干渉を低減させた。このように吸排気の気筒間干渉を徹底して低減させたほか、レーザクラッドバルブシートを採用し、吸気ポートのバルブシート近傍の形状をリファインし吸排気効率をさらに向上させた。

熱効率向上のためには、細軸プラグおよびアルミスリーブを採用し燃焼室およびウォータージャケット形状を最適化することにより圧縮比を12.3とした。

フリクション低減のためには、主運動系部品に徹底した軽量化をおこなうとともに、シリンダブロックに設けた気筒間連通穴やシリンダヘッドからクランクケースへのオイル戻し通路レイアウトのリファインをおこなった。

2.2. レーザクラッドバルブシート (LCVS)

出力向上のための主要技術の一つであるLCVSについて説明をおこなう。Honda F1 エンジンで採用していたLCVS⁽²⁾は粉末金属を溶接してバルブシートを形成するため、従来の圧入シートと比べシート材をバルブ着座部まわりの小さな領域に限定することができ、バルブ径の拡大が可能である。本エンジンでは直径を0.7 mm 拡大することができた。

圧入シートにおいては、バルブシートのバルブ着座部の回転加工形状と鋳造されたポート形状を回転加工でつなぐのが一般的である。一方LCVSを採用したHonda F1 エンジンでは、バルブシートのバルブ着座部からポート全体を3次元最適形状に連続加工して、高い流量係数を持つポートを安定的に供給していた。本エンジンでは、吸気側のバルブシートのバルブ着座部の回転加工形状と鋳造されたポート形状をつなぐ加工をFig. 4に示すような3次元のファンネル形状でおこなうことで、流量係数の安定的向上を図った。

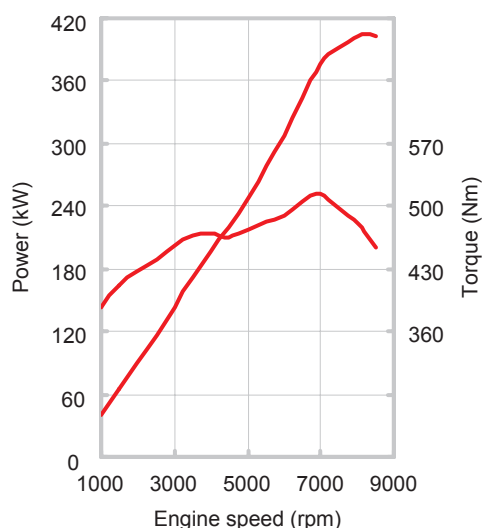


Fig. 1 Engine performance

Table 1 Engine performance specifications

Max. power (kW/rpm)		405 / 8200
Max. torque (Nm/rpm)		513 / 7000
Displacement (cm ³)		4993
Bore × stroke (mm)		90 × 78.5
Compression ratio		12.3:1
Main part	Valve (mm)	Inlet: $\phi 37 \times 2$ Exhaust: $\phi 31.5 \times 2$
	Piston & Ring	Forged & 3 Ring
	Connecting rod	Titanium
	VTC	Operation angle: 50 degrees
Air intake system	Surge tank	Product made of resin (vol: 9.4 L × 2) Each bank independent
	TH/B : Pri	$\phi 38 \times 2$
	TH/B : Sec	$\phi 50 \times 10$
Exhaust system	Exhaust manifold	$\phi 38.1 \times 440$ Thickness: 1.0-1.5
	C.C.	2BED (0.4+0.6 L) 600/1.2 metal +600/3.5 ceramic
	Exhaust pipe-A	$\phi 60.5$ Thickness: 1.2
	U.F.	$\phi 118$ race track 1.4L 300/1.2 metal
Exhaust pipe-B		$\phi 65$ - Exhaust chamber $\phi 115$ Each bank independent

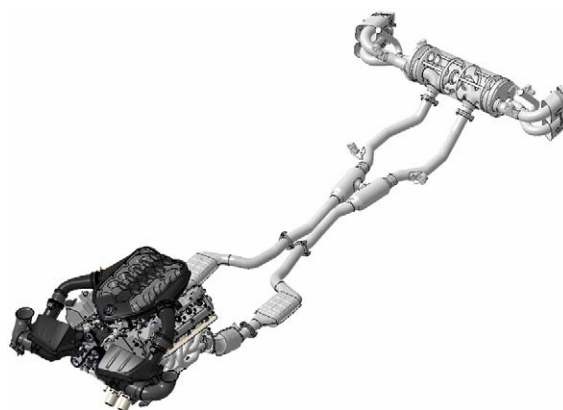


Fig. 2 Engine inlet and exhaust L/O

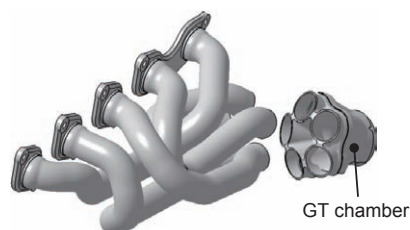


Fig. 3 Exhaust manifold and GT chamber

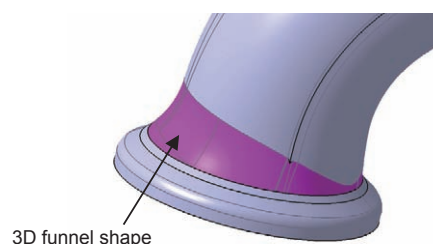


Fig. 4 Funnel shape of LCVS

LCVS 採用によるバルブ径拡大およびファンネル形状加工により、18 kW の出力向上が確認できた。

3. レスpons向上技術

サーキットをより速く走行する条件の一つは、高出力であるが、スロットル (TH) の開閉に応じたエンジン回転の上昇下降レスポンスが良いことも重要なポイントである。このため従来よりレーシングエンジンでは、TH バルブ下流の吸気管容量が小さいことによりレスポンスが向上する気筒別独立 TH が採用されており、本エンジンもこの機構を採用した。無負荷のスナッピング時に測定したレスポンス性能結果を Fig. 5 に示す。

気筒別独立 TH は前述のようにレスポンスを良くすることができる反面、低流量域の微小な吸気量のコントロールが難しく、気筒別の TH バルブの開度差に起因した気筒間

の AF 差が発生しやすい。AF 差があると排出ガス規制への適合が難しくなるため Fig. 6 の模式図に示すような構成としてこれを抑制した。以下にこれを説明する。

- (1) 気筒別に設ける TH は主に大流量域の吸気量制御をおこなうこととし、セカンダリ TH と名付けた。
- (2) アイドルを含めた低流量域の吸気量制御は気筒間 AF 差を低減させるため各 Bank の 5 気筒分を一つの TH でおこなうこととし、プライマリ TH と名付け、両 Bank に設置した。
- (3) パージおよび PCV 回路は気筒休止しない⁽¹⁾ Bank1 だけに設置した。

上記の構成で実際に設計した部品の Bank1 側のモデルが Fig. 7(a) である。Bank2 側には、これと対称形状に同様の部品を設置した。以下に設計の詳細を説明する。

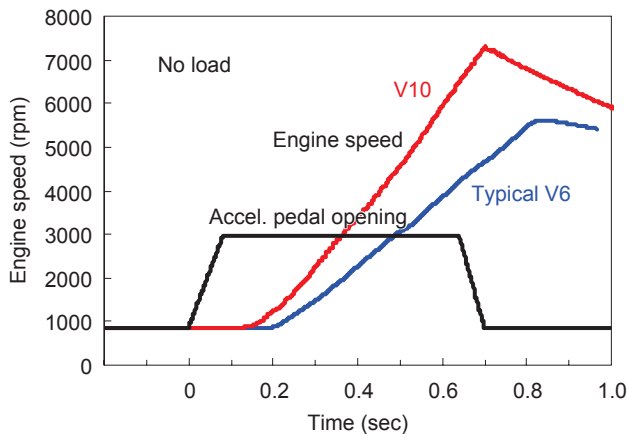


Fig. 5 Engine response

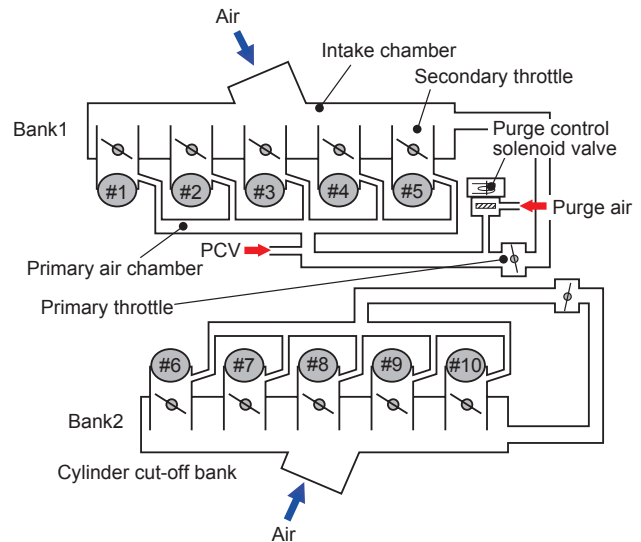


Fig. 6 Schematic diagram of throttle system

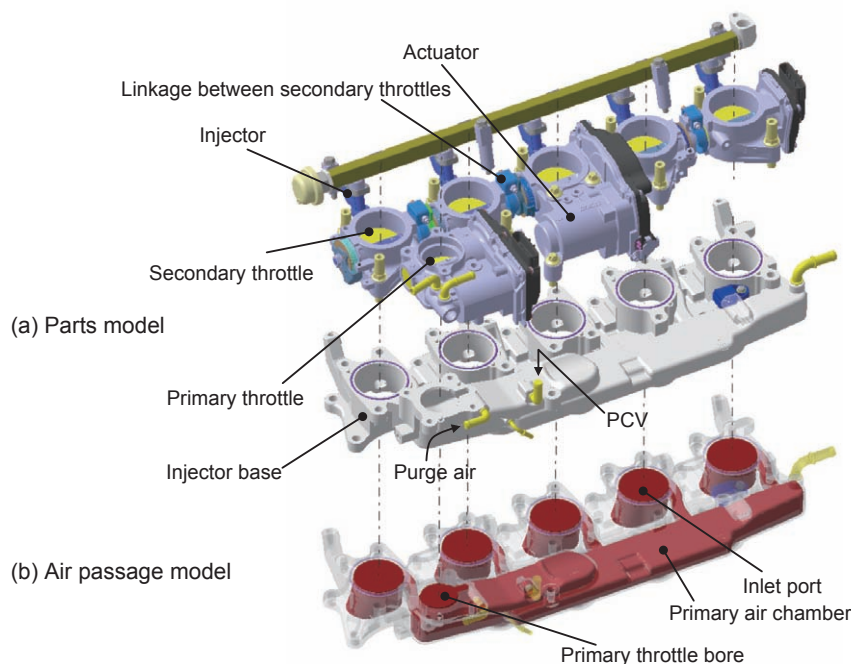


Fig. 7 3D model of throttle system

(1) プライマリ TH

ボア径を $\phi 38$ とし最大流量は米国の一般走行を概ねカバーできる 1450 L/min とした。また Fig. 8 に示すようにプライマリ TH が全開になるまではセカンダリ TH が開かない設定として、一般走行域での気筒間 AF 差を極力低減させた。

(2) セカンダリ TH

気筒別の TH ボデーをインジェクタベース (INJ ベース) にボルト締結する構造とした。TH を動かすアクチュエータはセンタボアに配置し、となり合う TH 間を、リンクで連結した。

各気筒の TH にはリターンズプリングを設定し、戻し機構に故障が発生した場合 TH が全閉に戻る設計とした。

(3) INJ ベース

プライマリ TH からのエア通路は、Fig. 7(b) に示すように、INJ ベース内のプライマリエアチャンバ (チャンバ) を通って各気筒のポートにつながるようにした。

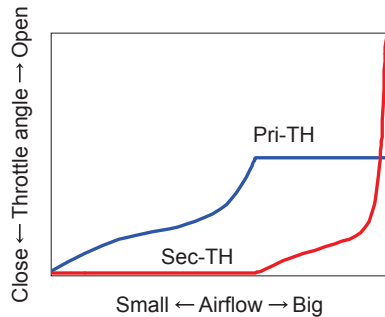


Fig. 8 Throttle open pattern

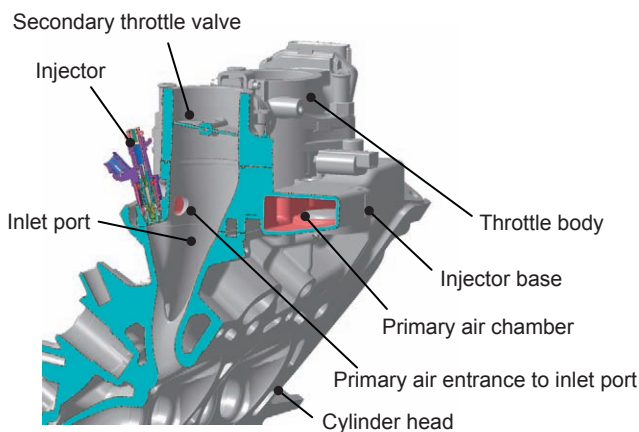


Fig. 9 Primary air passage and inlet port

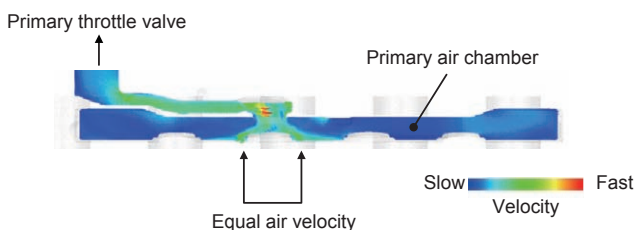


Fig. 10 Air flow analysis of primary air passage

吸気ポートへのプライマリエアの導入口は、燃料噴射フォームに影響しないように INJ の上流の Fig. 9 に示す位置に設けた。

プライマリ TH からチャンバまでの通路形状設定に当たっては気筒間 AF 差を低減するために、各気筒への空気の流れを均等にとすること、パージガスをエアに均質に混合することが重要である。Fig. 10 は、各気筒への空気の流れを均等にするためにおこなった CAE の一例で、エア通路がチャンバに合流する位置を適切に設定することにより合流位置から左右への空気の流れが均等になったことを示している。

4. 主運動系部品の軽量化

主運動系部品の軽量化は、慣性力が低減することから出力およびレスポンスの向上に有効であり、またクランクのピン径、メインジャーナル径が小さくなることからフリクションが低減し燃費も向上する。以下に本エンジンで実施した軽量化について述べる。

4.1. ピストン

鍛造ピストンを採用し、熱応力 CAE による各部肉厚の最適化およびピストン挙動 CAE によるスカート面積最小化をおこない軽量化を図った。Fig. 11 はピストン挙動 CAE の結果で、ピストンスカートの剛性とフォームを適切に設定することにより、その面圧分布が中央部の最大面圧部から周辺に向かってなだらかに低減する良好な状態となっていること示している。

4.2. コネクティングロッド (コンロッド)

ナットを使わないボルト締めタイプのチタンコンロッドを採用し (Fig. 12), 鉄に比べて 18% の軽量化を図った。コ

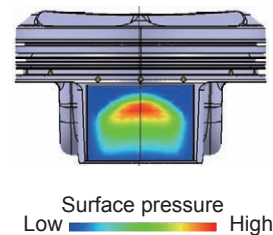


Fig. 11 Piston skirt surface pressure distribution analysis



Fig. 12 Titanium connecting rod

ンロッド大端のスラスト受け面には焼き付き対策としてダイヤモンドライクカーボン (DLC) コーティングを施し、コンロッドボルトには繰り返し締結でもカジリが発生せずトルク係数の安定している二硫化モリブデン系の表面処理をおこなった。

4.3. クランクシャフト(クランク)

Honda F1 エンジンで採用していた応力緩和溝を Fig. 13 に示すように最弱のクランクウェブに設定した。これは応力の高くなるクランクピンフィレット R 部周辺の剛性を、溝を掘ることにより低下させて、変形が同フィレット R に集中することを緩和して応力低減をおこなうもので、これにより応力が 7 % 低減し、クランクピン径を 3 mm 細くすることができた。

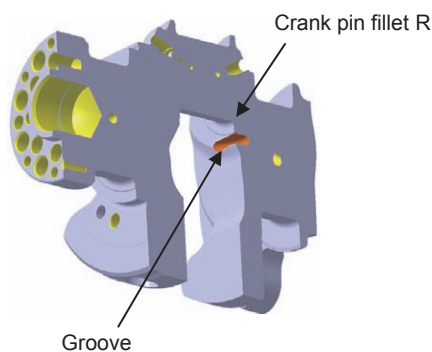


Fig. 13 Stress relief groove of crankshaft

5. 信頼性保証技術

5.1. 信頼性保証の考え方

信頼性保証の基本目標は、サーキットにおけるレーシングカーのような限界走行から市街地における日常的な走行までの幅広い使用環境下で必要十分な保証をおこなうことである。

一般のエンジンでは想定しない使用環境であるサーキットにおける限界走行の信頼性を保証するため、まず日本の鈴鹿サーキットやドイツのニュルブルクリンクサーキットなど世界の主要なサーキットでの実際の走行およびシミュレーションにより、サーキット走行時のエンジン回転数やエンジン負荷、エンジンオイル温度などの使用頻度を求めた。その一例としてニュルブルクリンクサーキットを限界走行した場合の回転数頻度を Fig. 14 に示すが、エンジンが常に回転限界近くで使われることがわかる。このように過酷なサーキット走行時の信頼性を保証するための台上耐久試験モードの一例を Fig. 15 に示す。この耐久試験はニュルブルクリンクサーキットを最速 LAP で 48 時間走り続けた場合を模擬したものである。

耐用年数については、サーキット走行から日常の足としての使用まで、幅広い使われ方をしても US ACURA の基

準を満足できることを目標として開発を進めた。一方、過剰な耐久性品質は性能を犠牲にすることとなるので、耐久試験基準の設定に当たっては、実際の公道走行データを元に十分な検討をおこない、通常のエンジンとは異なる設定をおこなった。

最初に、ドイツのアウトバーン走行時にユーザが使用する出力と回転数の頻度を、エンジンの最高出力で整理したものを Fig. 16 に示す。左縦軸はドイツのアウトバーンを一定距離走行する時に必要なエンジンの仕事量を、そのエ

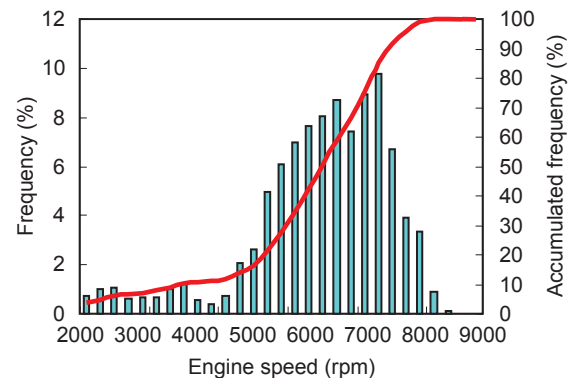


Fig. 14 Engine speed frequency of circuit driving

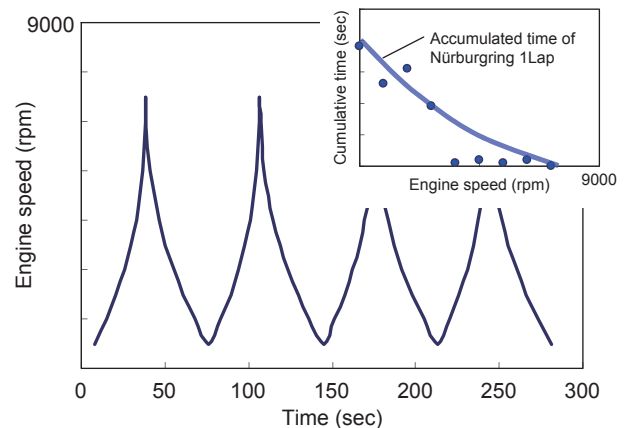


Fig. 15 Simulated circuit driving test mode of durability on dynamometer

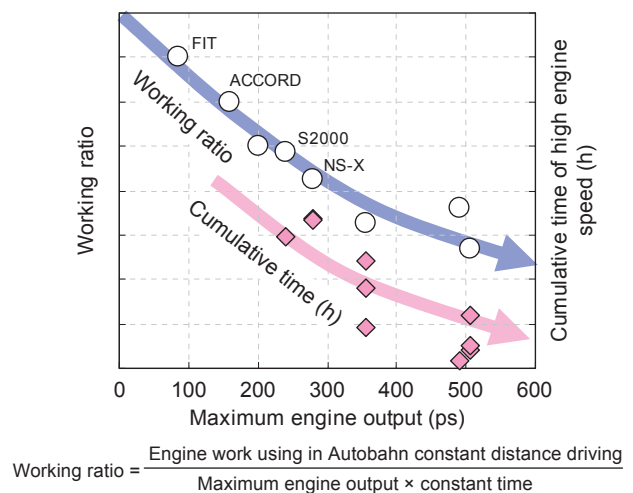


Fig. 16 Working ratio and high engine speed characteristic of high-power vehicles

ンジンが最高出力で一定時間運転した時の仕事量で規格化した仕事比である。右縦軸はドイツのアウトバーン走行時の高回転使用頻度であり、横軸はテストした車のエンジンの最高出力である。エンジン最高出力が高い車ほど、仕事比および高回転使用頻度が低いことがわかる。

次に、北米の市街地およびハイウェイを一般走行した場合の回転数使用頻度を走行シミュレーションにて算出した。その結果 99% が 3000 rpm 以下であり、平均回転数は 1800 rpm 程度となることがわかった。

以上の結果に加えて、冒頭のサーキット走行頻度も考慮し、信頼性保証テスト基準を次の三つの観点で設定した。

(1) エンジン仕事量を基準とした耐久条件の設定

Fig. 16 のドイツのアウトバーン走行における仕事比の傾向からわかるように、エンジンの高出力領域の使用頻度は最高出力が高い車ほど低くなるので、その点を耐久条件に反映させる必要がある。このため、通常最高出力でおこなっている台上耐久試験の出力条件を、前述した仕事比に合わせて低く設定した。

(2) 高回転耐久条件の設定

高回転領域の使用頻度に関しても、Fig. 16 からわかるように最高出力が高い車ほど低くなるため、高回転の連続台上耐久時間は通常より短く設定した。一方で前述したようにサーキット走行では高回転を多用することとなるので、Fig. 15 で示したような限界回転数での特殊な耐久試験を追加設定した。

(3) 一般公道運転を保証する耐久条件の設定

北米での一般走行では、低回転の使用頻度が高い。これはドイツアウトバーンを除く世界のどの国の一般道、高速道走行にも共通した特徴であり、これに対応するため、動弁系を代表とするしゅう動部の摩耗に対する評価モードに対してはその耐久時間を通常より延長した。

以上の信頼性保証の概念をエンジン回転数と負荷の頻度で現したものが Fig. 17 である。以上のようにサーキット走行、ドイツアウトバーン走行、北米一般走行の各条件に対応して設定した信頼性保証テスト基準により、本エンジ

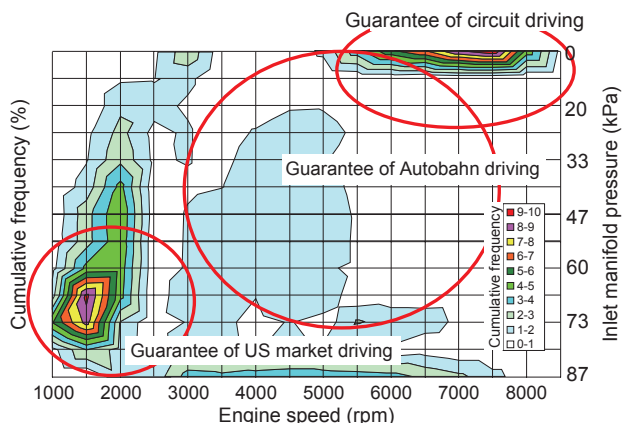


Fig. 17 Concept of reliability guarantee

ンの使用される全走行領域に対して必要にして十分な信頼性保証ができるようになったと考える。

5.2. クランク給油仕様

特にサーキット走行の信頼性を保証する上で重要なクランク給油の仕様設定について述べる。

はじめに、本エンジンの負荷の位置付けを示すため、レッドゾーン近傍でのクランクピンベアリングにかかる PV 値を量産エンジンとの比較で Fig. 18 に示す。本エンジンの PV 値は最も高い位置付けとなっており、信頼性保証のため新たな技術が必要であった。

本エンジンのクランクピン給油レイアウトは、一般的なメインジャーナルからの給油とした。開発の当初は、レースで多く用いられているセンタ給油システムでスタートしたが、後述する Fig. 21 に示すように、エアレーションに対するタフネスが不足していたため、オイル量管理が厳密でない量産車輛には不適切と考え取りやめた。給油レイアウトの特徴として Fig. 19(a) に示すように、クランクのメインジャーナルに設置した給油穴からクランクウェブに設置した給油穴へ分岐するポイントになるべく外周寄りに設定することで、遠心力による圧力損失分を低減させた。さらに Fig. 19(b) に示すようにメインジャーナルに設置した給

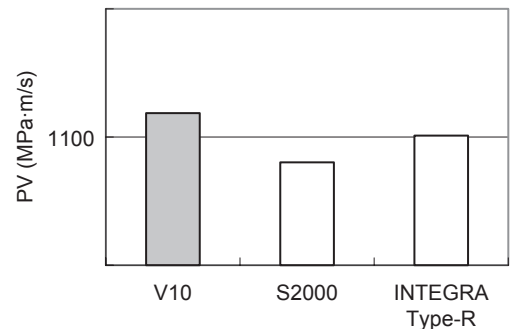


Fig. 18 PV value of crankpin bearing

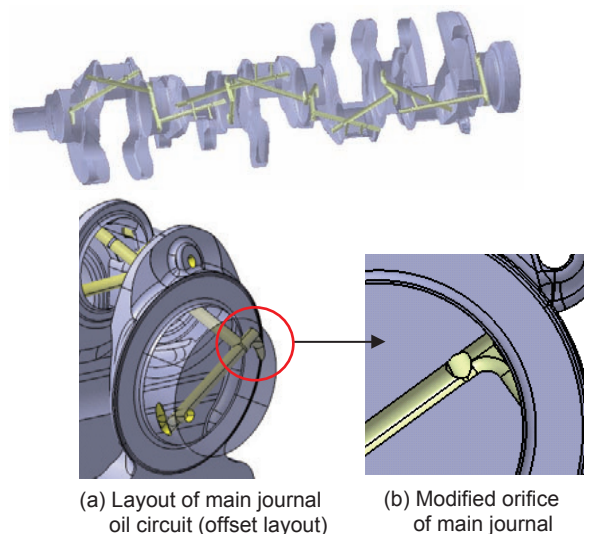


Fig. 19 Layout of crankshaft oil circuit

油穴にクランク軸受から来たオイルが流入する部分の形状をリファインして回転方向へ開口部を広く設けることにより、掻き込み効果による油圧および油量の向上を図った。

このことにより Fig. 20 に示すようにクランクピンベアリング直前の油圧は平均で 1.2 倍、最小で 2.0 倍に向上し、クランクピンベアリング温度は約 10 °C 低下した。

さらに Fig. 21 に示すようにエアレーション発生に対しても本クランク仕様は有利であることが確認できた。本データはクランク前のメインギャラリにエアを吹き込み、その時のメインギャラリの油圧とクランクピンベアリング直前の油圧の変化をエアレーション率とともに測定したものである。本エンジンの油圧を示す青線を例に説明すると A 点がエアレーションゼロの時のメインギャラリの油圧（横軸）とクランクピンベアリング直前の油圧（縦軸）を表し、エアレーションを増加させた時に油圧は、青線上を左に移動する。本クランク仕様はエアレーションを増加させた時のクランクピンベアリング直前の油圧低下が少なく、限界条件での信頼性が高いことがわかる。

5.3. プラグ外側電極折損対策

最後に、前項でふれたサーキット限界走行を保証するための高回転耐久試験で問題となったプラグ外側電極折損対

策について紹介する。従来からプラグ外側電極折損の原因のひとつとして高回転領域における吸排バルブ着座時の衝撃力による振動がプラグに伝わることを考えられてきたが、これを定量的に表現した例は少なかった。今回は、本事象に対する適切な対策をおこなうため定量的な把握が必要であると考え、バルブ着座時の衝撃力によりプラグ座面に発生する振動の測定と、200 kHz の高周波までを考慮したプラグ外側電極折損部の応力の測定を実施した。

Fig. 22(a) に高回転時のバルブリフト特性とモータリング運転時のプラグ座面振動を表す筒内圧検出システム⁽¹⁾の出力値、Fig. 22(b) にバルブリフト特性とプラグ外側電極折損位置の応力値を示す。これらより、バルブ着座時の衝撃によって振動が発生し、それに同期してプラグ外側電極に応力が発生していることが確認できる。Fig. 23 に Fig. 22(b) の応力波形を周波数 (PWR) 解析した結果を示す。Fig. 23 より応力成分としては 20 kHz から 60 kHz 付近の周波数成分が支配的であることがわかった。また CAE によって求めたプラグ外側電極の共振周波数は、第 1 共振周波数が約 20 kHz、第 2 共振周波数が約 60 kHz であった。以上からバルブ着座による加振力によりプラグ外側が共振現象を起こし折損を招いていることが確認された。対策としてカムプロフィール変更を検討したが出力ダウンが生じ

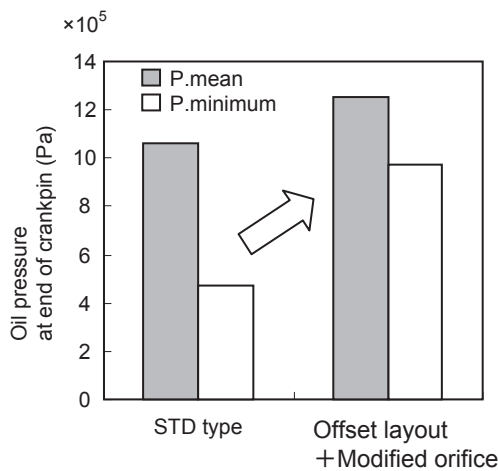


Fig. 20 Oil pressure at end of crankpin

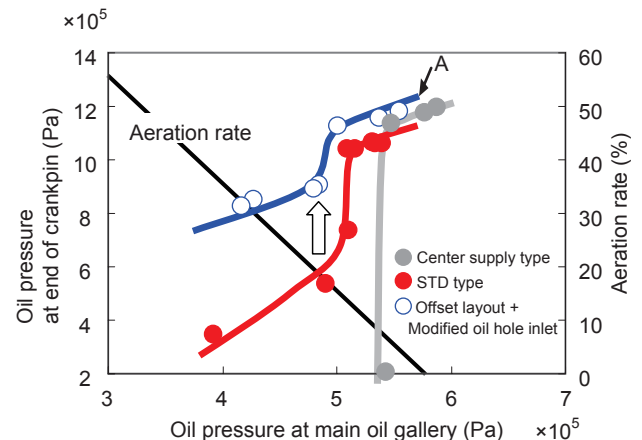
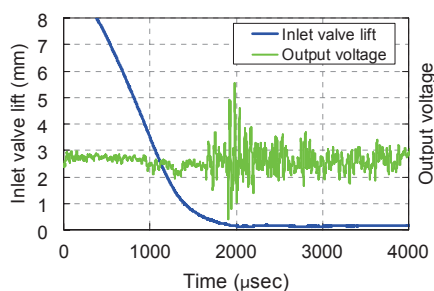
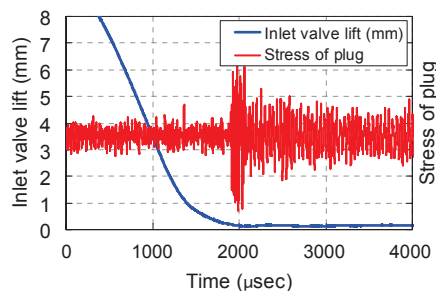


Fig. 21 Toughness of aeration



(a) Output voltage of cylinder pressure sensor and inlet valve lift



(b) Stress wave of spark plug ground electrode and inlet valve lift

Fig. 22 Analysis result of spark plug ground electrode

るため、プラグ外側電極の形状を変更し共振周波数を上げる対策をとることとした。この変更により第1共振周波数が約3 kHz、第2共振周波数が約12 kHz 増加することを確認した。Fig. 24(a)に形状変更前後の応力測定結果、Fig. 24(b)に(a)の波形の周波数解析結果を示す。形状変更後は応力の周波数が高周波側へと移動しており、応力振幅も減少していることが確認でき、対策品での耐久試験でも折損の発生は無かった。

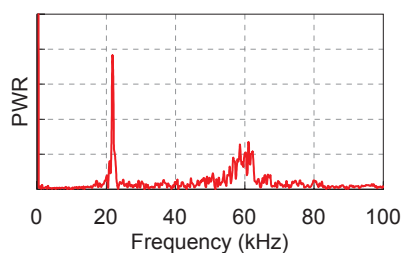


Fig. 23 Frequency analysis of spark plug ground electrode stress

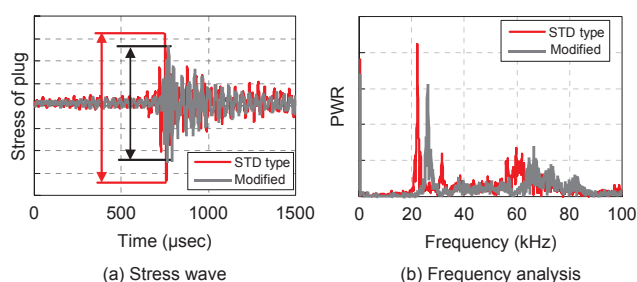


Fig. 24 Analysis result of before and after shape change

6. まとめ

出力と信頼性に関し下記を達成した。

- (1) 高出力 405 kW (550 PS) を達成
- (2) ハイレスポンス カリフォルニア州 LEV2-ULEV に対応した気筒別独立スロットルを開発
- (3) 軽量化 材料変更およびCAEによる形状最適化により主運動系部品を徹底軽量化
- (4) 高信頼性 サーキット走行、一般走行双方について実走データに基づく耐久テストを実施し、十分な信頼性を実証

以上の結果、サーキットでは一般車と比較して異次元のレーシングカーのような走りを楽しみ、高速道や街中では日常の移動の足として一般車と同じように使うことのできる、高出力と高信頼性を両立したエンジンを開発することができたと思う。

参考文献

- (1) 奥山高弘, 福澤毅, 橋本朗: V10 500 馬力エンジンの開発—高出力と環境性能の両立技術—, Honda R&D Technical Review, Vol.22, No.2, p.41-48
- (2) 今井信行, 西田浩明: レーザクラッドバルブシートの開発, Honda R&D Technical Review 2009 F1 Special (The Third Era Activities), p.253-255

■ 著 者 ■



奥山高弘



中田 真