

'92 モデルプレリュードエンジンについて

The Engine for the 1992-Model Prelude

櫻原 一雄*

Kazuo Sakurahara

新里 智則*

Tomonori Niizato

大津 啓司*

Keiji Ohtsu

沖田 忠之*

Tadayuki Okita

明本 禧洙*

Yoshiaki Akimoto

要 旨

ABSTRACT

'92 モデルプレリュード用エンジンの開発は、体積効率・限界回転数・熱効率向上の三項目に重点を置き検討した。具体的に体積効率向上は可変吸気システム+VTEC機構を核とし、FRM ライナー・シリンダーブロック、タイミングベルト・オートテンショナ、ハイカーボン材異形断面バルブスプリングの開発を行い、限界回転数向上には高精度鏡面仕上げクランクシャフト、二次バルブセンサー、ピストン冷却オイルジェットの採用、エンジンオイル変更、コンロッドメタル材質向上で対応した。またブローバイガス・オイル消費低減、ブリーザ機能向上も図った。熱効率向上は設定圧縮比 10.6 に対し燃焼室形状検討、ノックコントロールシステム採用によりプレミアムガソリンの使用に対応した。結果 2.2ℓ 直列四気筒 NA エンジンで 101.4N・m/ℓ の性能を実現した。

The engine for the 1992 Prelude model was developed on the basis of studies with emphasis placed on the three items of volumetric efficiency, maximum engine speed, and thermal efficiency.

Specifically, improvements of volumetric efficiency based on the variable intake system plus VTEC system are involved with the development of an FRM liner cylinder block, timing belt auto-tensioner, and valve springs using high carbon materials with a non-circle cross section.

The maximum engine speed was raised by adopting a mirror-finished crankshaft machined to very high accuracy, secondary balancer, and oil jets for cooling pistons. The viscosity of engine oil was changed, and metal of revised composition was selected for the connecting rods. Reduction of blow-by gas and oil consumption, and improvement of breather functions were also achieved.

The thermal efficiency was improved by examining the configuration of the combustion chamber and the adoption of an engine knock control system enabling the engine to burn premium gasolines.

The work resulted in a 2.2 liter four cylinder in-line NA engine which achieves 101.4 Nm per liter.

1. ま え が き

近年、エンジンの高出力・高トルク化は、排気量増加、多気筒化、過給技術などにより実現されてきた。さらに振動・騒音低減にも重点が置かれ、数々の高出力性能・高品質エンジンが具現化されてきている。一方、地球環境問題のクローズアップと共に省燃費が叫ばれ、軽量化技術、燃焼技術の向上要求が今まで以上に高まっている。

プレリュード用スポーツエンジンを具現化するに当たり、現状エンジンに求められる機能に対し広範囲な角度から検討を進め、以下のような構想のもとに開発を進めた。

まず、エンジン形式・気筒数については軽量・コンパ

クトサイズ化が狙える直列四気筒を採用し、振動・騒音の低減を考慮し二次バルブセンサーを付加する事とした。エンジン全長を決定するボアピッチサイズは生産効率からベースとなる'90 アコードと同様 94mm とし、ボア径を 2mm 拡大、ストロークを 4.3mm 短縮し高回転化対応を図り排気量を 2.2ℓ とし基本仕様を決定した。さらに、自然吸気方式に可変吸気システムと可変バルブタイミング・リフト機構 (VTEC=Variable Valve Timing & Lift Electronic Control System) を組み合わせ、回転全域で高いトルク発生を狙った。

その結果を Fig. 1、2 に示す。2.2ℓ・DOHC-VTEC エンジン (以下 H22A 型エンジンと称す) のリッター

* 栃木研究所

当たり出力は $1.6 \ell \cdot \text{DOHC-VTEC}$ には及ばないものの、 $3.0 \ell \cdot \text{DOHC-VTEC}$ と同レベルにある。リッター当たりトルクは自然吸気エンジンとしては量産最高水準の $101.4 \text{ N} \cdot \text{m} / \ell$ を達成している。トルク特性は、回転全域にわたり高いトルクを発生し、ワイドトルクレンジの特性を持つ。

以上のように H22A 型エンジンでは出力もさることながら低中速のトルクに注目し、非常に広いトルクバンドを達成している。

Table. 1 に、このようなエンジン出力特性を実現させるために検討した概略項目を示す。

2. 体積効率の向上

レシプロエンジンの体積効率を向上させる手法は、一般的に下記に示す四項目に集約される。

- (1) 吸入通路抵抗の低減 (静的効果)
- (2) 吸入慣性、脈動、共鳴効果の向上 (動的効果)
- (3) 排気抵抗の低減 (静的効果)
- (4) 排気脈動効果の向上 (動的効果)

本開発では (1)、(2) の項目に重点を置いた。

2.1. 吸入通路抵抗の低減

吸入通路抵抗は、バルブ有効開口面積の大小に大きく影響される。すなわち、バルブ径、バルブリフト量の設定がポイントとなる。

一般に、吸入通路抵抗と成りえる最小断面積は吸入空気流速によって違ってくる。この吸入空気流速がある一

定値を越えると流体抵抗発生となり、経験的には式 (I) の吸気速度係数 (M_i) が 0.5 となる場合が当てはまる。⁽¹⁾ すなわち、高い体積効率を高回転まで維持するためには、この M_i が 0.5 となる限界回転数 (N_{eL}) を向上させることにある。

$$M_i = \frac{\mu p}{a_i} \cdot \frac{A_p}{A_{v_i}} \cdot \frac{1}{C_{m_i}} = \frac{N_e}{30 \cdot a_i} \left(\frac{V_s}{Z_e} \right) \cdots \cdots (I)$$

$$N_{eL} = 30 \cdot a_i \cdot M_i \left(\frac{Z_e}{V_s} \right)$$

$$Z_e = C_{m_i} \cdot A_{v_i}$$

μp : ピストン速度 (m/s)

a_i : 吸気管内音速 (cm/s)

A_p : ピストン断面積 (cm^2)

A_{v_i} : 吸気弁断面積 (cm^2)

C_{m_i} : 吸気弁部の平均流量係数

N_e : エンジン回転数 (rpm)

V_s : 気筒容積 (cm^3)

Z_e : 吸気弁有効開口面積 (cm^2)

以下にバルブ有効開口面積増加のための新技術を紹介する。

(1) FRM シリンダーブロックの効果

従来のスチールライナーを鋳込んだアルミダイキャストシリンダーブロックに替えて、ライナー部を繊維強化合金とした FRM シリンダーブロックを採用した。これは、鋳造成形時にセラミック (アルミナ+カーボン) 繊維を分散させることにより、シリンダー内面に耐磨耗性・耐焼け付き性に優れた、繊維とアルミニウム合金の複合金属層を形成させたものである。

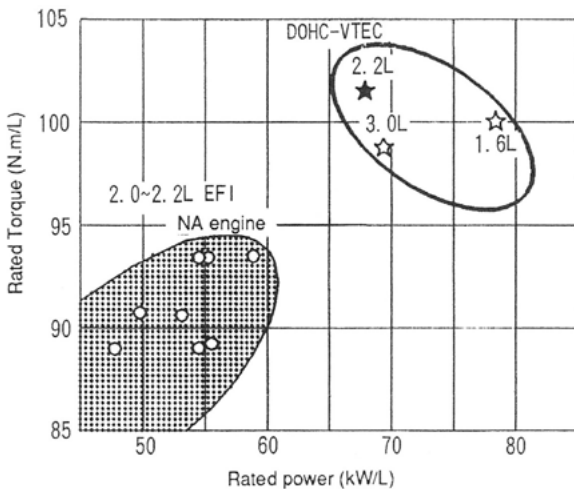


Fig. 1 Comparison of output power

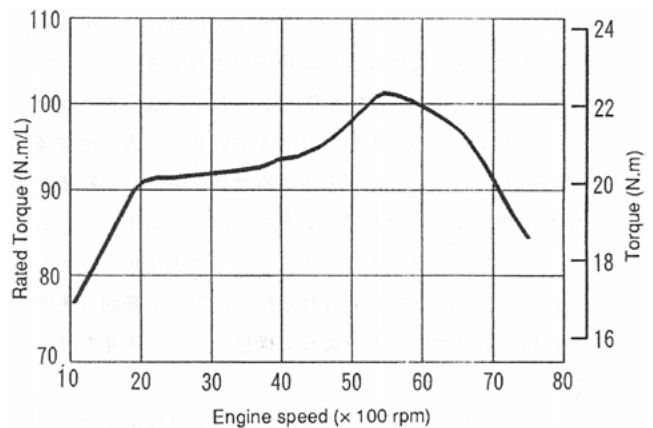
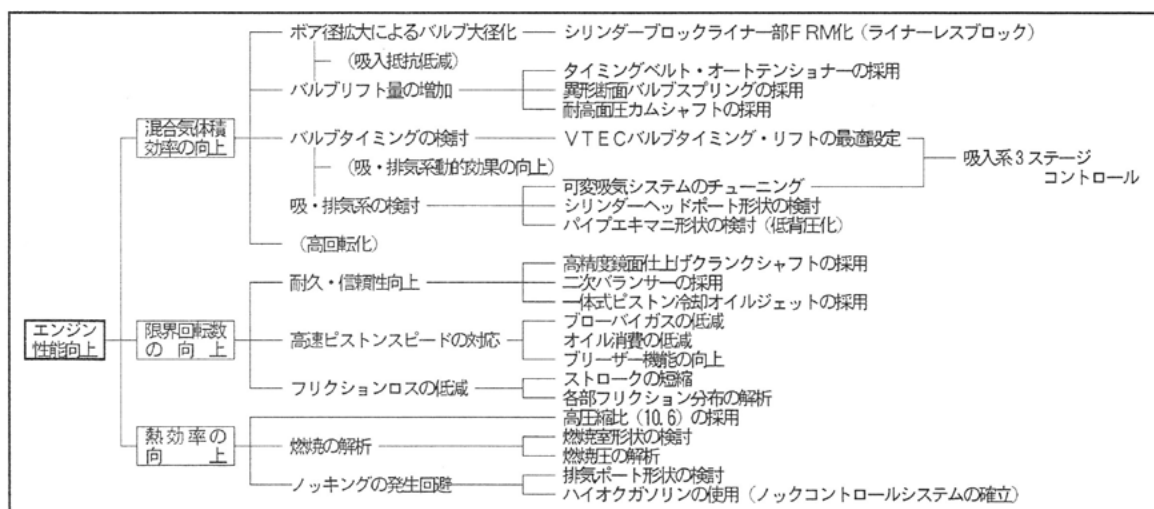


Fig. 2 Characteristic of H22A-type engine torque

Table. 1 Measures for Improving Output Torque



ボアピッチが決定されると、ボア径上限はボア間肉厚をどこまで薄くできるかによって決定される。通常のスチールライナー使用の場合、ボア間が鉄-アルミ-鉄という三層構造になるため、生産技術上この寸法は9mmが限界とされてきた。今回FRM化スチールライナーレスにしたことで7mmに短縮でき、同一ボアピッチで2mmのボア径拡大を可能にした。その結果、ボア径は $\phi 85$ から $\phi 87$ となり、吸気バルブ径を $\phi 34$ から $\phi 35$ に拡大でき、 A_{vi} が6%向上し、Fig. 3の定常流テスト結果に示すように、 Z_E は11.5mmの最大リフト時で9%向上が図られた。式(1)から、 $M_i=0.5$ となるには、 Z_E が向上した分 N_e が上り、また N_{eL} も上がることがわかる。排気バルブ径は $\phi 29$ から $\phi 30$ にし、吸気とのバランスを得ている。

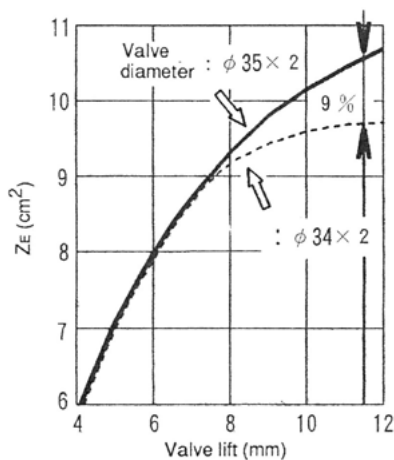


Fig. 3 Comparison of steady flow test

前述のように、排気量を2.2ℓと決めたため、ボア径拡大によりストロークは短縮でき90.7mmとなった。その結果、ピストン速度は最大で22.4m/sに抑えピストン系往復運動部から発生する振動を低減でき、エンジンの耐久性・商品性の向上に寄与した。

(2) タイミングベルト・オートテンショナーの効果

今回採用したタイミングベルト・オートテンショナー(以下オートテンショナーと称す)は、メカ式タイプである。作動原理をFig. 4に示す。まず、振り子スプリングの力によりシャフト(雄ねじ)に回転力が伝わり、ねじ結合となっているロッド(雌ねじ)を回転させようとする。ロッドは軸受の拘束により回転力を直進力に変換され、タイミングベルトに押し力(タイミングベルトに張力を与える力)として伝達される。

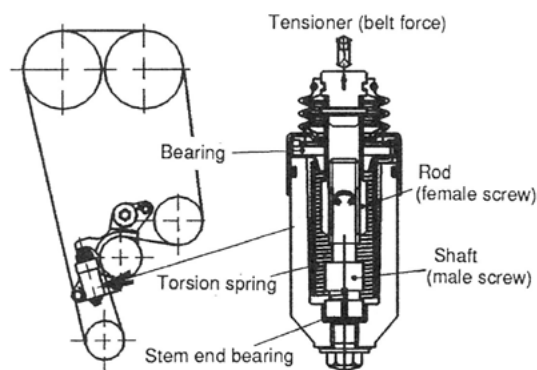


Fig. 4 Component of auto-tensioner

オートテンショナーを使用した場合は、タイミングベルトの伸びによるベルト張力低下を防ぎ、ベルト荷重の低減を図ることにある。ベルト荷重は、バルブスプリング荷重やバルブリフト量などに起因するカムシャフトのトルク変動によって変化するため、オートテンショナー採用により動弁系の設定自由度を大きくできる。またベルト幅低減も可能となり、エンジン全長短縮を可能とする。

Fig. 5 にタイミングベルト荷重特性を示す。H22A 型エンジンではオートテンショナーを採用しピーク値で 30% 低減している。これを低速側バルブリフト量に置換すると Fig. 6 に示すように 2mm の拡大が図れ、トルク特性では Fig. 7 に示すように中速域で $5.9\text{N}\cdot\text{m}$ の向上となり相乗効果が得られる。

タイミングベルト騒音は、固定テンショナーの場合熱間時各部軸間が伸びベルト張力が高くなり騒音が悪化する

のに対し、オートテンショナーの場合は温度に関係無くベルト張力が一定に保たれ騒音レベルは悪化しない。Fig. 8 に示すように固定テンショナーに対し、冷間（室温）時張力設定値が $2.5\text{mm}/(2\text{kgf})$ 高いにもかかわらず、押し力ばらつきを考慮しても 3~6dB の騒音低減効果がある。

(3) ハイカーボン材異形断面バルブスプリングの効果
バルブスプリングの要求項目として、必要荷重を得る、応力安全率を得る、必要スペースを小さくすることがあげられる。これらは互いに相反する関係にありどこかに限界点があるが、総合的な限界を高めるためにこれまで材料変更（炭素量を上げ、非金属介在物量を押える）、熱処理（LCN 処理）、表面処理（ショットピーニング）、セッチングの追加等が用いられてきた。この延長線上で断面形状を最適化したものが異形断面スプリングであり、ハイカーボン材+異形断面バルブスプリングの量産採用は世界初である。

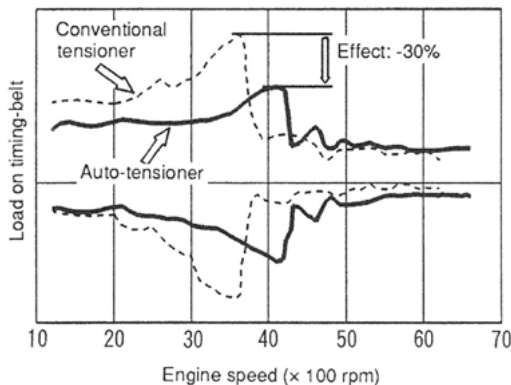


Fig. 5 Characteristic of load on timing-belt

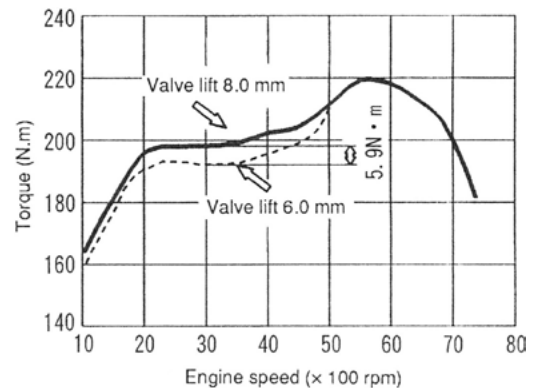


Fig. 7 Characteristic of torque

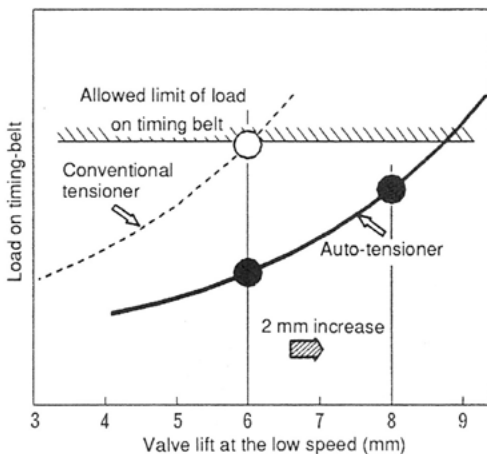


Fig. 6 Comparison of amount of intake valve lift

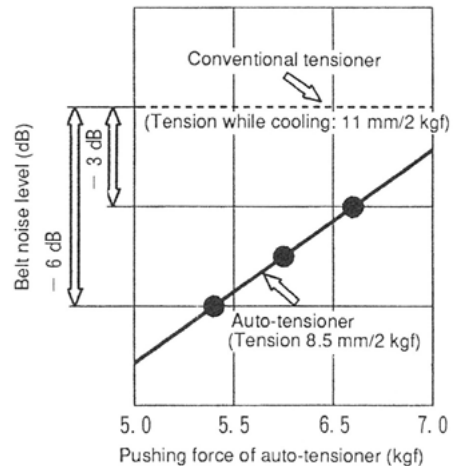


Fig. 8 Comparison of belt noise

一般に、コイルスプリングを圧縮した時、振じりによって線材に発生する剪断応力は Fig. 9 に示す分布となり表面部が最大となる。スプリングには振じりだけでなく必ず曲げも加わっており、曲げによって発生する応力を考慮すると表面応力は一様ではなく、Fig. 10 に示すようにコイル内周側が最大となる。異形断面スプリングの狙いは、この最大応力を低減することにある。

異形断面バルブスプリングを採用することで Table. 2 に示すように、セット長の短縮、応力安全率向上、バルブリフト量増加の三項目に効果がある。全ての項目に対し平均的な効果を求める方法もあるが、H22A 型エンジンでは出力向上のために高速側バルブリフト量増加に振り向けた。Fig. 11 に示すように丸形断面スプリングに対し 0.9mm のバルブリフト量増加が可能となり、最大出力で 2.2KW の向上となった。

2.2. 吸気管内圧力波の動的効果向上

吸気管内圧力波の動的効果は、慣性、脈動、共鳴の三種類に大別されることは一般に知られている。またこれらの効果度合は気筒数、インテークマニホールド形状、吸気系形状等により一様ではないが、通常四気筒エンジンでの効果度合は高いと考えられている。

慣性及び共鳴効果共に吸気圧力波を利用し、インテークバルブクロージャに正圧圧力波ピークを一致させ体積効率を高める手法である。

一般的なエンジン（ノーマルバルブタイミング、シングルポートインテークマニホールド）では、ワンポイントの回転数でしか吸気圧力波の動的効果が得られないため、通常最大トルクが発生する回転数に一致させることが多い。H22A 型エンジンでは、この効果を広い回転範囲で活用するために、可変吸気システムを VTEC 機構と組み合わせて採用した。

(1) 3 ステージコントロール

混合気の体積効率を高める要素は、前述のバルブ径、バルブリフト量に加えて、バルブタイミング、吸・排気系のマッチングがある。ところが体積効率は吸気速度による慣性作用や、エンジン回転数に同期する吸・排気圧力波の動的効果によって大きく変化するため、回転全域で最大体積効率を得るセッティングを行うことは困難である。

Table. 2 Effect of non-circle spring

Intended effect	Set length	Safety ratio of stress	Amount of lift
Decrease of set length	- 4 mm	Base	Base
Improvement of safety ratio of stress	Base	+ 5 %	Base
Increase of amount of lift	Base	Base	+ 0.9 mm

(Base:Circle section)

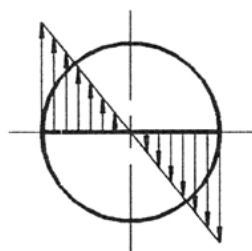


Fig. 9 Distribution of spring stress

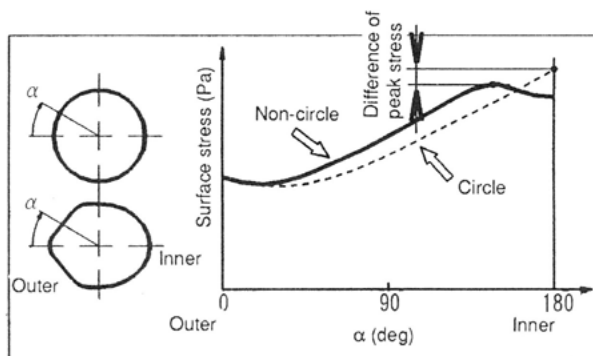


Fig. 10 Distribution of surface stress of spring

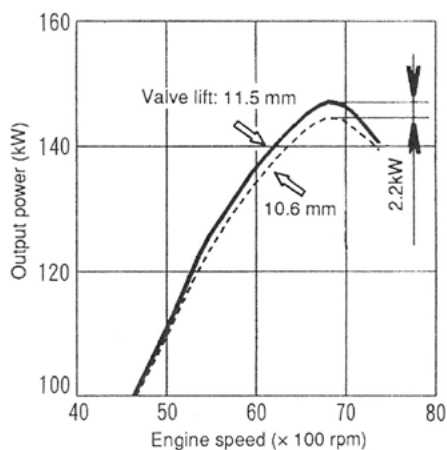


Fig. 11 Relationship between amount of valve lift

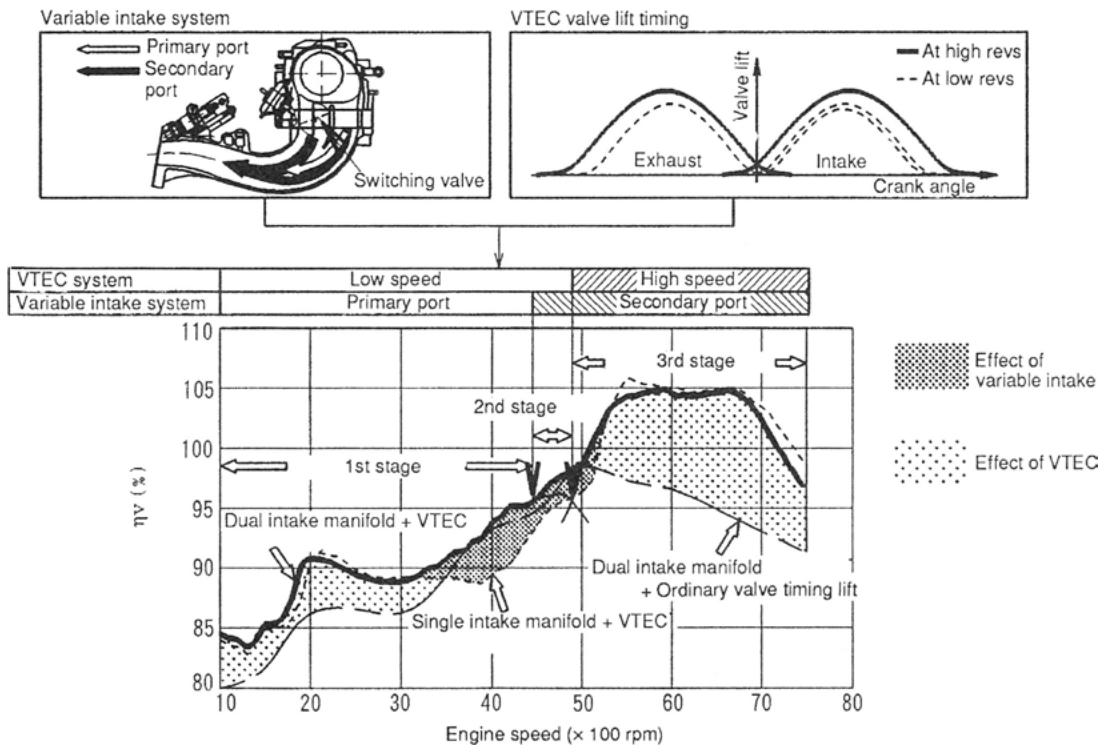


Fig. 12 Effect of Variable intake system and VTEC system

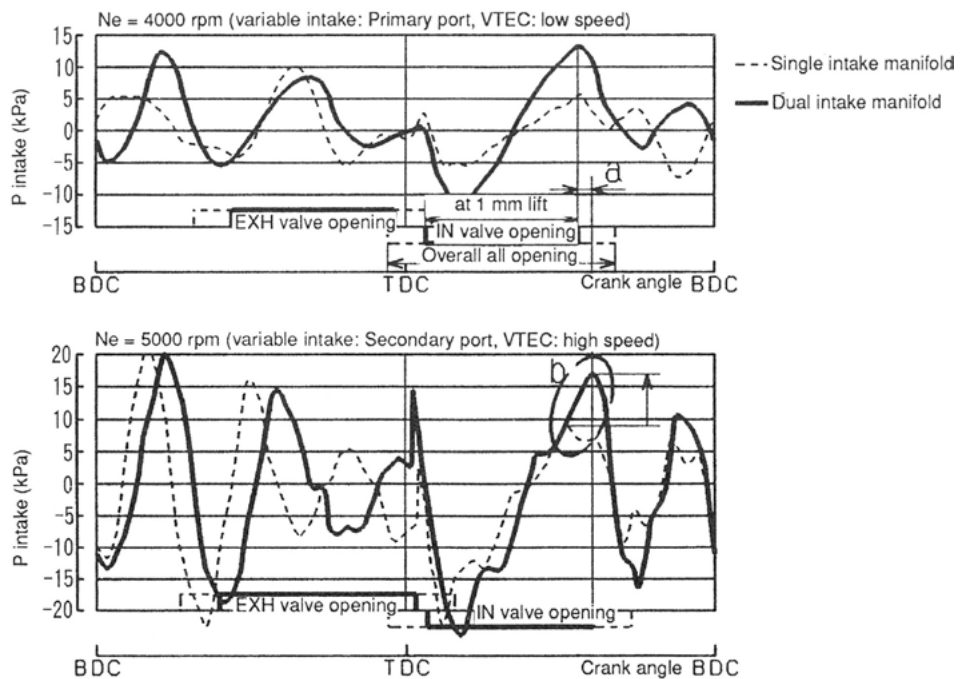


Fig. 13 Characteristic of Pintake

そこで、エンジン回転数に応じてセッティングを切り換え、回転全域で最大に近い体積効率を得るのが、Fig. 12 に示す可変吸気システム+VTEC 機構という2つの可変技術を組み合わせた3ステージコントロールである。VTEC 機構は低速域と高速域に、可変吸気システムは中速域に対しそれぞれ効果がある。Fig. 13 に4000rpmと5000rpmのインテークマニホールド内圧力挙動とバルブ開角の関係を示す。具体的にはインテークバルブ閉時に吸気管内圧力を正圧側に高めることで、すなわち

- (1) エンジン回転数に同期する吸気管内圧力脈動のピークを、バルブタイミングの閉じポイント(1mmリフト時)に合わせる。
- (2) 吸気管内の共鳴周波数設定を脈動周波数に合わせ、管内圧力を高める

ことで、幅広いエンジン回転域でそれらをマッチングさせたのが3ステージコントロールである。VTEC 機構は(1)に対応し Fig. 13 のa部の位相を変化させ、可変吸気システムは(2)に対応しb部における圧力を高めているのがわかる。

VTEC 機構の低速側バルブタイミングは、小バルブ開角・低リフトでフリクション軽減を図ると共に、二つのインテークバルブは各々異なるタイミングとリフトを与え、吸入スワールを発生させ燃焼改善を図っている。また高速側は広いバルブ開角を与え、オーバーラップの大きなタイミングとし高速側出力を得やすい設定としている。

可変吸気システムの切り換えはマニホールド負圧を用い、またVTEC 機構の切り換えはエンジン油圧を用い、ECUに設定された走行条件・スロットル開度の組合せにより最適切り換え点を算出し行う。

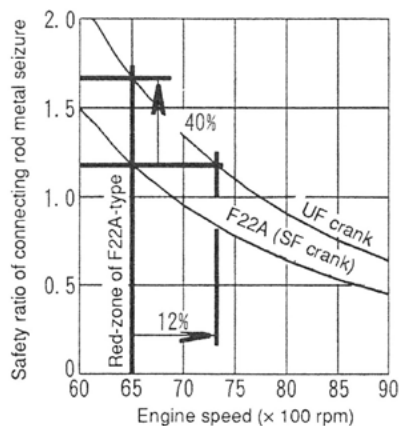


Fig. 14 Effect of crank-shaft finishing

Table. 3 Comparison of crank shaft specifications

Model Item	ACCORD	PRELUDE
Engine type	F22A	H22A
Red zone Ne	6500rpm	7400 rpm
Bore x Stroke(mm)	ø85 x 95	ø87 x 90.7
Crank shaft surface finishing	Super-finishing (0.8μm or less)	Ultra-finishing (0.4μm or less)
Connecting rod metal	Base material	Improvement
Engine oil	5W-30	10W-30
Oil jet for piston cooling	W/O	With
Secondary balancer	W/O	With

3. 限界回転数の向上

レシプロエンジンを構成している部位を大きく分類すると、主要固定部(シリンダーヘッド・ブロック)、回転運動部(クランクシャフト、コネクティングロッド大端部、軸受)、往復運動部(コネクティングロッド小端、ピストン、ピストンリング)に分けられる。回転上昇に伴い各部分で破損、摩耗、焼け付き等の問題が発生するが、特に回転・往復運動部に発生し易くなる。またオイル消費やブローバイガスの機能面で問題が顕在化し易く十分な配慮が必要である。ここでは、ベースになっている、'90 アコード (F22A・2.2ℓ) と比較し具体的向上策を紹介する。

3.1. 耐久・信頼性向上

Table. 3 にクランク関係の仕様比較を示す。耐久性を向上させた項目は、クランクシャフト面粗度向上、エンジンオイル粘度変更、コンロッドメタル材質向上、ピストン冷却オイルジェット及び二次バルancer採用が上げられる。以下、向上項目を'90 アコードに適用したと仮定し効果を算出した。

(1) クランクシャフト面粗度向上

クランクシャフトは、高精度鏡面仕上げ加工(UF=ウルトラフィニッシュ)を全回転軸に施し、 $0.4\mu\text{m}$ 以下の面粗度を確保し高回転時に急激に増加する熱負荷を軽減、耐焼け付き性を大幅に向上させた。Fig. 14 に仕上げ加工効果を示す。スーパーフィニッシュ(SF)に対しUFを施すと、レッドゾーン回転数(6500rpm)でのコネクティングロッドメタル焼け付き安全率は40%向上し、同一安全率で比較した場合回転数は12%向上を示す。メ

タル安全率算出式を式 (II) に示す。⁽²⁾

$$\text{メタル安全率} = \alpha \text{ CP} / (u * \text{PV}) \dots\dots\dots \text{(II)}$$

メタル安全率係数; $\alpha = 3200$ (ベース)

$\alpha = 3900$ (向上材)

HTHS 粘度 ; CP = 3.9 (10W-30)

= 3.1 (5W-30)

クランク軸精度 ; $u = 0.4$ (UF)

= 0.8 (SF)

PV 値 = (面圧) × (周速) : atTDC

(2) エンジンオイル変更

エンジンオイルは、耐久性、燃費、低温始動性などの性能に大きく影響する因子である。特に、最近時は燃費性能、低温始動性向上などから省燃費油 (5W-30、その他) の採用が増加している。しかし、一方で軸受油膜形成能力低下が考えられるため、高回転エンジンでの採用には

注意が必要である。H22A 型エンジンでは、エンジンの耐久性を重視し、新開発の 10W-30 オイルを採用しメタル油膜確保を狙った。Fig. 15 にコンロッドメタル焼け付き安全率でその効果を示す。F22A 型エンジンに新オイルを適用すると 6500rpm のメタル安全率で 21% 向上、また同一安全率でみた場合、回転数は 7% 向上を示す。

(3) コンロッドメタル材質の向上

Fig. 16 にメタル焼け付き安全率とメタル材質の関係を示す。ベース材に対し向上材は 6500rpm の安全率が 22% 向上する。また同一安全率でみると回転数は 7% 向上する。この理由としてオーバーレイ構成成分はどちらも Sn-Pd-In と同一だが、融点はベース材の方が一割程度低い。さらに、耐面圧性能に影響を及ぼす Sn の量はベース材のほうが 1.5~2 倍多く、高回転・高荷重時は摺動部表面温度が上昇するため不利となる。

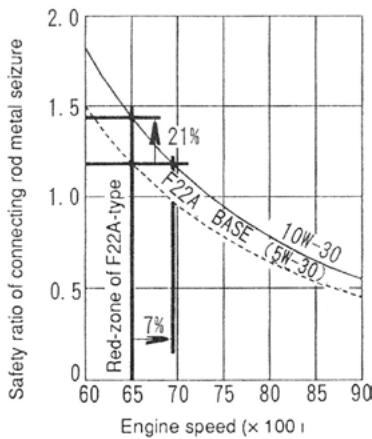


Fig. 15 Effect of engine oil

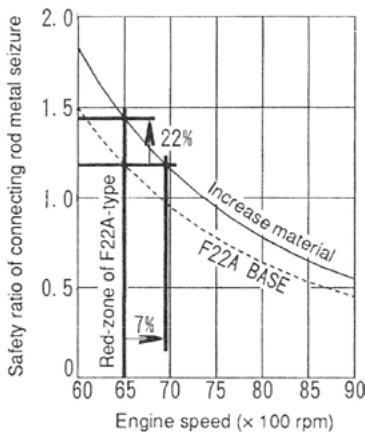


Fig. 16 Effect of connecting rod metal

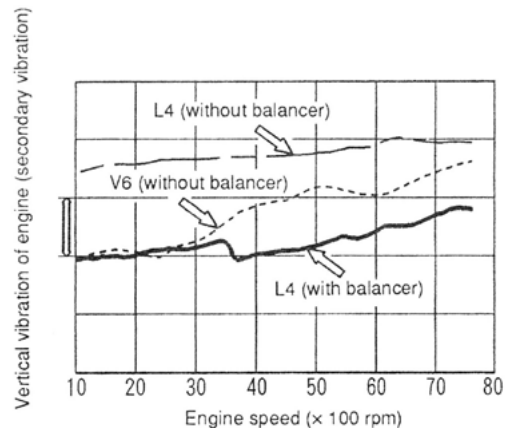


Fig. 17 Characteristic of engine vibration

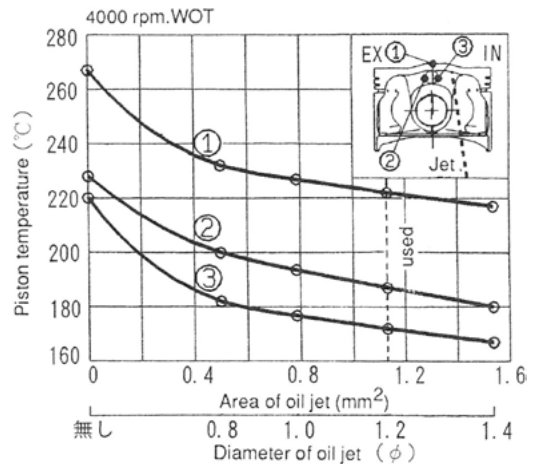


Fig. 18 Effect of piston cooling

(4) 二次バルancerの採用

H22A 型エンジンを単なる高回転高出力だけではなく静粛性、スムーズな吹き上がりを兼ね備えた高品質なエンジンとするため二次バルancer機構を採用した。Fig. 17 にエンジン振動特性を示す、L4 でありながら V6 並の振動特性を得ることができ、その結果補機部品のブラケット薄肉化など軽量化、及び耐久信頼性向上にも貢献している。二次バルancer機構は F22A 型と同一であるが、クランク軸の二倍の速度、すなわち 15000 rpm に達する回転数に対応し 10% の給油量増加を図り軸受の耐久信頼性をさらに確実なものとしている。

(5) ピストン冷却オイルジェットの採用

高出力エンジンでは耐久信頼性の観点から、ピストン温度は重要ファクターとなっている。Fig. 18 に H22A 型エンジンのピストン温度特性を、Fig. 19 に一体式オイルジェットの形状を示す。採用ジェット径 $\phi 1.2$ に対し、オイルジェット無し ($\phi 0$) の状態では、ピストン各部の温度が 40℃ 以上増加する。

3.2. 高速ピストンスピードの対応

ピストンスピードを高く設定した場合、以下の項目が懸念される。

- (1) ピストンリングのフラッターリングによるブローバイガスの増加
 - (2) ピストンリング追従性低下による高回転域のオイル消費悪化
 - (3) クランクケース内圧増加によるブリーザー機能低下
- 上記項目のうち、(1) (2) については密接な関係にあるため、同時にテストを行い仕様設定を行ってきた。以下に内容を述べる。

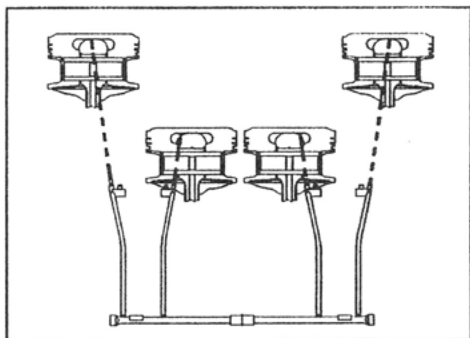


Fig. 19 Integrated cooling oil jet

Table. 4 Comparison of oil consumption

Top Ring specification	B = 1.0	B = 1.2
Test result	4600km/ℓ	7500km/ℓ

(1) ブローバイガス・オイル消費の低減

開発当初トップリングのフラッターリングによるブローバイガス量増加を予測し、トップリングの重量低減を考え B 寸法 1.0 mm を設定した。しかし、テストではオイル消費が悪く B 寸法 1.2 mm との比較を実施したところ Table. 4 のような結果となり 1.2 mm が 1.0 mm より良いことがわかった。

オイル消費の内容を比較してみると 1.0 mm は加・減速時に悪化を示し、ボア径 $\phi 87$ に対しリング剛性不足からリング挙動が不安定になっているためと考える。

Fig. 20 にトップリング挙動と密接な関係にあるピストントップリング溝摩耗量を示す。1.0 mm が二倍近く摩耗することがわかる。これからも B 寸法 1.0 mm トップリング挙動の大きいことが推察できる。

次に、高回転域のオイル消費が問題となった。FRM ライナーブロックを採用しているため、ボア歪み量の増

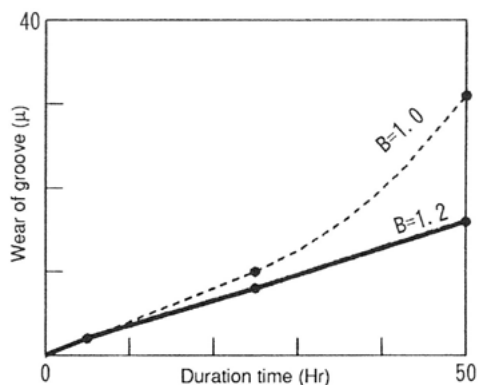


Fig. 20 Relationship between duration time and wear of top ring groove

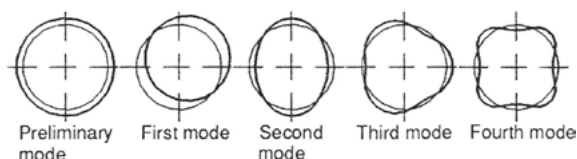


Fig. 21 Shape of cylinder block bore distortion

加を懸念したが、クローズドデッキ構造採用のため、オープンデッキ構造シリンダーブロックに対し歪み量絶対値は小さく、オイル消費に対しては良い方向であることがわかった。しかしボア歪み形態に着目してみると、Fig. 21 に示すシリンダーブロック歪み形態の中で、二次成分と四次成分が顕著に現れた。一般的にはオイル消費に与える影響度合いは低次数の変形は小さく、高次数の変形は大きいとされている。⁽³⁾

高次数（特に、四次）の変形量を低減するためデッキ部水穴形状、ボア回り肉厚増加の対策を行った。対策前前後でのオイル消費量は Fig. 22 に示す通り 6000 から 7000 rpm の高回転域で 30% 前後向上した。

我々は、最終的にはトップリング B 寸法を 1.2mm に設定しオイル消費量の低減を図り、ブローバイガスの量の確認を行ったが全回転域において 1.0mm と 1.2mm の差はなかった。

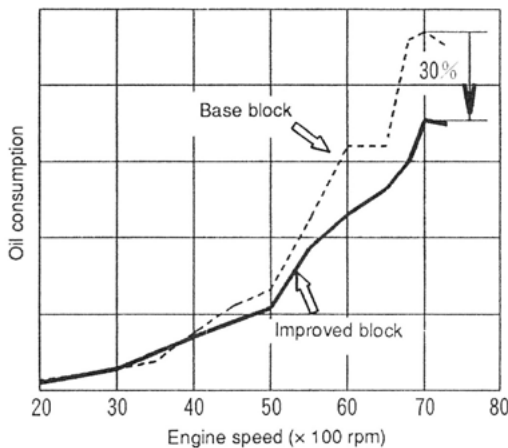


Fig. 22 Characteristic of oil consumption

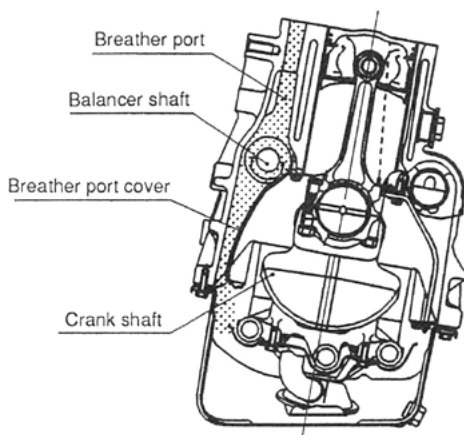


Fig. 23 Layout of breathing port

Table. 5 Comparison of breather specification

Item \ Mode	F22A	H22A
Breathing area	763 mm ² (equivalent to $\phi 31$)	908 mm ² (equivalent to $\phi 34$)
Breathing port cover	W/O	With
Area of oil return port	763 mm ² (equivalent to $\phi 31$)	1256 mm ² (equivalent to $\phi 40$)

すでに 1.6ℓ・DOHC-VTEC(ボア径=φ81)に B 寸法 1.0mm トップリングを採用し、高回転エンジンのオイル消費、ブローバイガス量低減に B 寸法 1.0mm トップリングは有効な手段であると考えられてきた。しかし、今回の事例もあるため、今後ボア径とリング剛性の関係を明確にしていく必要がある。

(2) ブリーザー機能の向上

高回転エンジンの潤滑系は、シリンダーヘッド回りのオイルを速やかにオイルパンへ戻し、ブローバイガスをスムーズに循環させるブリーザー機能の確保が一つの課題となる。H22A 型エンジンは Table. 5 に示すように、ベースとなっている F22A 型エンジンに対しシリンダーブロック～ヘッド間の開口面積をブリージング側で 19%、オイル戻し側で 65% 増加させた。さらに Fig. 23 に示すブリージングポートカバーを設けることにより、クランクシャフトカウンターウエイト、コネクティングロッドにより巻き上げられるオイルの影響を防止し、ブリージング機能向上を図った。

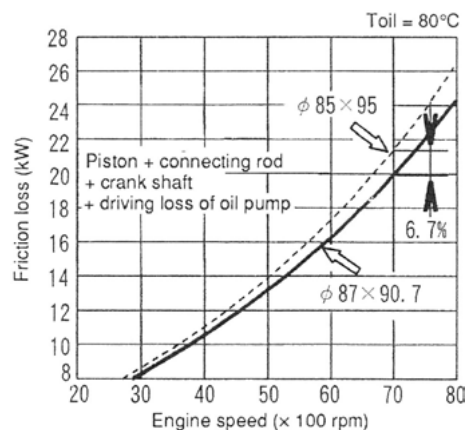


Fig. 24 Difference in friction loss by B x S

3.3. フリクションロスの低減

フリクションロスは、エンジン上回り・下回り駆動ロス、ポンピングロス、吸・排気系ロスに大別できる。ここではエンジン下回り駆動ロスについてボア (B) × ストローク (S) の観点から述べる。

一般に、B×S が異なるとポンピングロスの影響が大きい。純粋な B×S 差による摩擦損失差を求めることができない。Fig. 24 は、無圧縮ピストンを用いポンピングロスの影響を除外し、エンジン下回り駆動ロスを求めた結果を示す。これによると 7000rpm で見た場合 $\phi 87 \times 90.7$ のほうが 6.7% 低い。また式 (Ⅲ) より求められる全機関損失 ($P_{m\ell}$) の比較では 5% となり実測データに近似している⁽⁴⁾。

$$P_{m\ell} \propto S/B \dots\dots\dots (Ⅲ)$$

S: ストローク B: ボア

4. 熱効率の向上

省燃費、高出力、排気ガス規制クリアーのためには、熱効率向上は必要不可欠である。H22A 型エンジンでは、熱効率を高めるためペントルーフ型センタープラグ燃焼室とし、さらに従来品に対し 2.5mm 電極を突き出した白金スパークプラグ採用、燃焼室形状検討により、低回転から高回転まで安定した燃焼を得ている。またプレミアムガソリン、インテリジェントノックコントロールシステムを採用し、圧縮比を量産エンジンとしては最高水準の 10.6 まで高め出力向上に貢献している。

4.1. 圧縮比 10.6 の採用

圧縮比、燃焼室形状は出力特性、排気ガスレベル、ノッキングや失火など燃焼安定性から設定される。Fig. 25

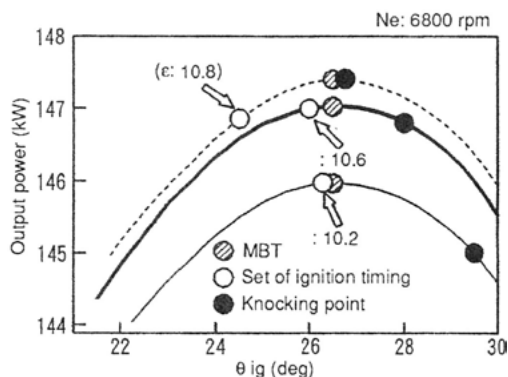


Fig. 25 MBT output, knocking and set point of ignition timing by compression ratio

に示すように、一般に高圧縮比にするほど MBT (Minimum spark advance for Best Torque) における出力値は高くなるがノッキングも発生しやすくなり、設定出来る点火時期が遅角し出力が低下する。さらに、クエンチングゾーン増加に伴い燃焼も不安定になるため、HC (未炭炭化水素) の発生も悪化しがちである。最適圧縮比は上記バランスで決定するため、出力向上のために圧縮比を高めるためにはノッキング発生を回避し、燃焼を

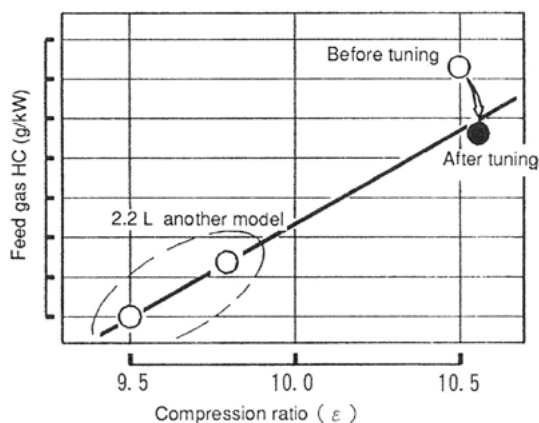
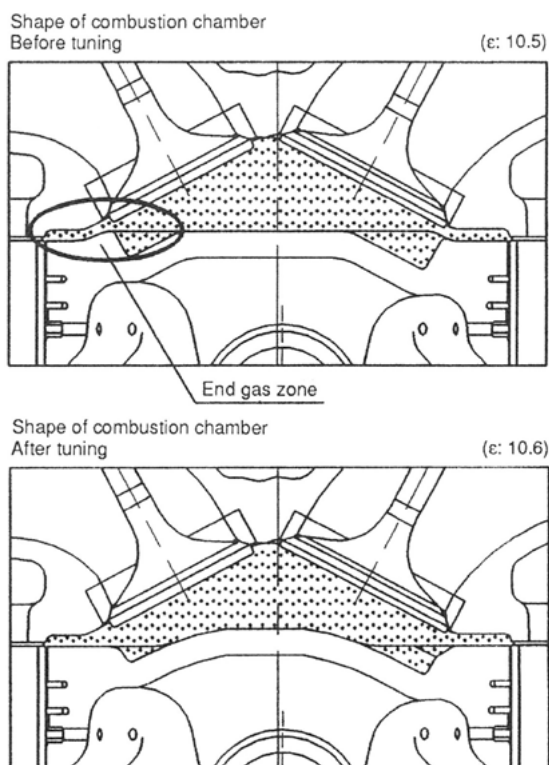


Fig. 26 Effect of shape of combustion chamber

安定させることが必要である。H22A 型エンジンは、Fig. 25 に示すように 10.6 が最適圧縮比でありこれを採用した。

4.2. 燃焼室形状のチューニング

安定燃焼を得る一つの手法に、燃焼室形状チューニングがある。Fig. 26 にチューニング前後の燃焼室形状を示す。燃焼の安定性判断は排気ガス中の HC 量を用いた。チューニング後の燃焼室形状は、火炎が伝播しにくいエンドガスゾーンを極力作らない形状とした。

5. あとがき

スポーツエンジンとして開発された新プレリウド用 H22A 型エンジンの重点開発項目と新技術について述べた。環境問題等からの省燃費への要求は今後さらに高まり、出力、トルクだけでは高性能エンジンと呼べない時代となるであろう。そこには、軽量・コンパクトサイズ、静粛性、省燃費が以前にも増して要求され、さらには車を駆る人間との一体感をもたらしスロットルレスポンスという項目も具体的なスケールで加えられるかも知れない。

今回我々が開発したエンジンは、上に述べた理想のエンジンに少しでも近づこうとした結果であり、現段階で

はベストであり次世代のスポーツエンジンの位置付けを明確にできたと考えている。しかし、まだまだ入口であり今後の技術進歩により、さらに理想に近いエンジンが出現することを望みたい。その時にこの論文が少しでも役立てば幸いである。

最後に、今回の開発に対して御指導、御協力を頂いた関係者、及び協力メーカーの方々にお礼を申し上げます。

参考文献

- (1) C. F. Taylor : “The Internal Combustion Engine in Theory and Practice” Vol.1, The M. I. T. Press, 1966
- (2) 丸谷 他: 4 サイクルガソリンエンジンのコンロッド軸受焼付きに関する潤滑性の考察、自動車技術、Vol.44, No.4, 1990
- (3) K. Loenne, R. Ziemba : The GOETZE Cylinder Distortion Measurement System and the Possibilities of Reducing Cylinder Distortions SAE paper 880142
- (4) 八木 他: 4 サイクル火花点火機関の全機関損失と出力、HONDA R&D Technical Review, Vol.3

■ 著 者 ■



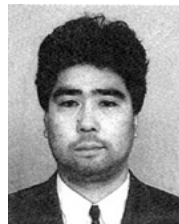
櫻 原 一 雄



新 里 智 則



大 津 啓 司



沖 田 忠 之



明 本 禧 洙