

アコード／アスコット用エンジンの開発

New Engine Development for Accord and Ascot

小 宮 孝 司*	坂 口 和 貴*	櫻 原 一 雄*
Takashi Komiya	Kazutaka Sakaguchi	Kazuo Sakurahara
品 川 博*	陳 之 内 眞*	大田和 佳 男**
Hiroshi Shinagawa	Makoto Jinnouchi	Yoshio Otawa

要 旨

’90年モデルのアコード／アスコット用として、新設計のエンジンを開発した。

このエンジンは全モデルにおいて4バルブ仕様とし、吸排気系の改良を行って出力、トルクの増加を図ると共に、二次バランサを採用してエンジン振動を大幅に低減した。

この報告においては、エンジンシリーズの主要諸元、出力特性を紹介し、吸排気系仕様と二次バランサ機構を中心に性能検討を行った結果を述べる。

ABSTRACT

A series of new engines were developed for the '90 model-year Accord and Ascot. These engines are now fitted with 4 valves per cylinder, which, coupled with the improvement of the intake and exhaust systems, produces increased power and torque. They also have a second-order balancer mechanism, which contributes to engine vibration and noise reduction.

This paper introduces major specification and power output characteristics, and describes the results of the studies on the intake and exhaust systems and the second-order balancer mechanism.

1. ま え が き

近年、新しく乗用車用として開発されたエンジンの中には、高出力、高回転を狙いとしたものが数多く登場しており⁽¹⁾⁽²⁾、市場における要求も高出力指向となっている。一方、装備仕様の高級化と共に、より静粛な車が求められている。

これらの背景から、’90モデルのアコードのフルモデルチェンジに際しては、エンジンの開発目標を高出力、高トルクの実現と振動騒音の低減の両立に置いて開発を行った。

以下にアコード／アスコット用エンジンの概要を述べる。

2. エンジンの開発の狙いと主要諸元

2.1 開発の狙い

FF横置き4気筒エンジンを開発の基本として、レギュラガソリンにて充分な走行性能を得る為の高出力、高トルクを発生し、かつ従来の4気筒エンジンより低い振動騒音レベルを達成することを狙いとして次の二つのテーマを設定した。

(1) 高出力、高トルクの実現

巾広いエンジン回転数における吸入空気量の増大を目的として、ボア／ストロークの見直し、吸排気系の適正な諸元の設定を検討した。

(2) 振動騒音レベルの低減

二次バランサの採用とその最適配置の検討を行った。

* 栃木研究所

** プルービングサービス

表1 主要諸元表

		'90 モ デ ル				'89モデル	
		F 1 8 A キャブレタ 仕様	F 2 0 A キャブレタ 仕様	F 2 0 A PGM-FI仕様	←	B 2 0 A PGM-FI仕様	
シリンダ数及び配置		直 4 横置	←	←	←	←	
燃 焼 室 型 式		ペントルーフ型	←	←	←	←	
弁 機 構		SOHCベルト駆動 吸気2 排気2	←	←	DOHCベルト駆動 吸気2 排気2	←	
内 径 × 行 程 mm		8 5 × 8 1. 5	8 5 × 8 8	←	←	8 1 × 9 5	
総 排 気 量 cc		1 8 4 9	1 9 9 7	←	←	1 9 5 8	
圧 縮 比		8. 9	←	9. 0	9. 5	9. 4	
最 高 出 力 (ネット) PS/rpm		105/6000	110/6000	130/5500	150/6100	145/6200	
最 大 ト ル ク (ネット) kg-m/rpm		14. 6/4000	16. 1/3800	18. 1/4500	19. 0/5000	17. 6/4000	
全負荷燃料消費率 g/PS-h (rpm)		220(2000)	210(3000)	205(3500)	←	210(4000)	
弁開閉時期	吸 気 (1mmリフト)	開き	20° A T D C	20° A T D C	15° A T D C	15° A T D C	10° A T D C
		閉じ	30° A B D C	30° A B D C	30° A B D C	30° A B D C	35° A B D C
	排 気 (1mmリフト)	開き	30° B B D C	30° B B D C	15° B B D C	15° B B D C	40° B B D C
		閉じ	20° B T D C	15° B T D C	35° B T D C	30° B T D C	15° B T D C
弁 す き ま mm	吸気	0. 26 (冷間)	←	←	0. 15	0. 15	
	排気	0. 30 (冷間)	←	←	0. 28	0. 28	
無負荷回転 数 rpm	M T	650	←	←	700	←	
	A T	630 (Dレンジ)	←	←	←	650 (Dレンジ)	

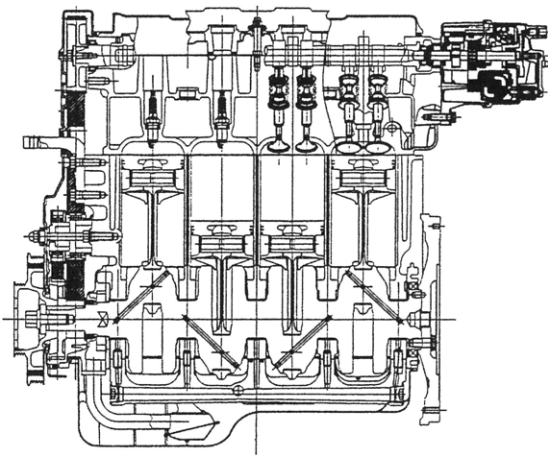


図1 エンジン断面図 (リヤ側)

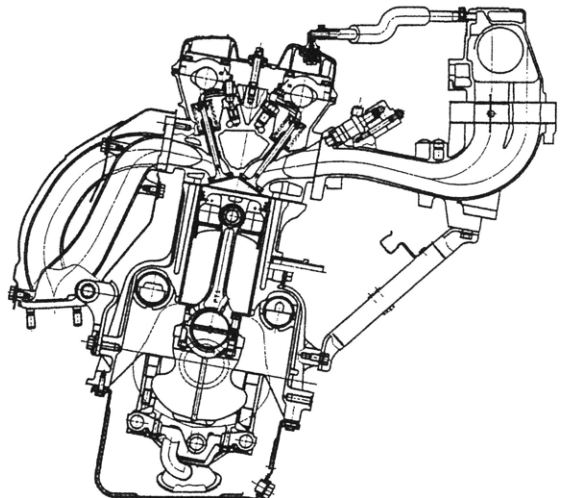


図2 エンジン断面図 (左側)

2.2 主要諸元

表 1 に主要諸元を示す。エンジンバリエーションはボアを共通として、1.8ℓと 2.0ℓの排気量を基本に吸排気系の違いにより 4 タイプで構成される。表中従来モデルの 2.0ℓ DOHC エンジンの主要諸元を合せて示した。

図 1 及び図 2 に 2.0ℓ DOHC エンジンの断面構造図を示す。図 3 は出力性能曲線である。

以下、主要部分について説明する。

(1) ボア／ストローク寸法

2.0ℓ エンジンにおいては従来モデルの 81/95 から 85/88 に変更している。これによりバルブ径拡大による体積効率 (η_v) の増加と共に、ストロークの減少によるフリクション低減を図っている。また、ボア／ストローク寸法の変更に伴い、シリンダピッチは従来 90mm から 94mm としている。

(2) 動弁系

動弁系の構造は図 4 に示すように、SOHC については全機種 4 バルブ仕様とした。DOHC は従来モデルと同じ方式である。

表 2 は動弁系仕様の従来モデルとの比較であるが、SOHC、DOHC 共バルブ径を拡大し、体積効率

(η_v) の増加を図っている。SOHC 系はバルブステム径を細くして軽量化を図り、バルブの高速追従性を向上させている。

(3) 吸入系・排気系

インテークマニホールドについては、従来と同じ型式のデュアルポート管長切換方式を採用しているが、ポート形状については新設計とし、低中速回転域における高いトルクを確保している。

図 5 に DOHC エンジンの吸入系断面の従来モデルとの比較を示した。

ヘッドポート形状は、エンジン搭載角度を後傾 10° とすることでポート入口のガスケット面からの高さを従来機種に比べて 11.5mm 上げて 52.5mm とし、ストレートな形状に近づけて吸気抵抗を低減

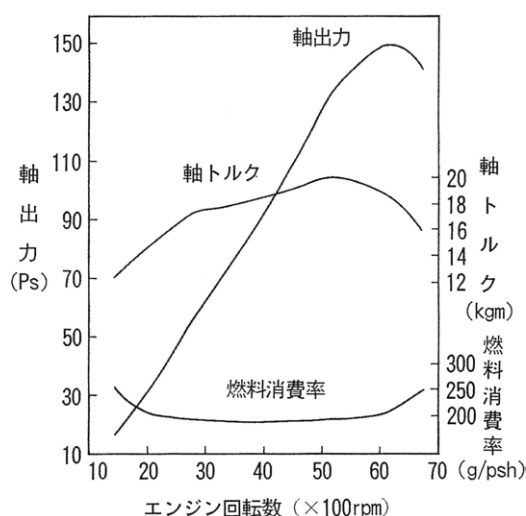


図 3 出力性能曲線

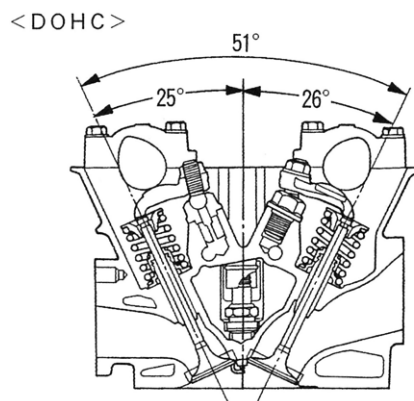
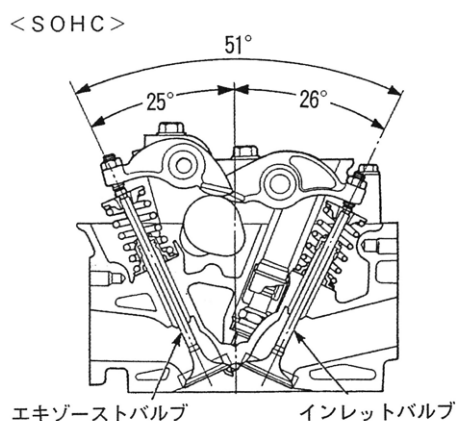


図 4 動弁系断面図

表2 動 弁 系 仕 様

		'90モデル E-CB系			'89モデル E-CA系	
		SOHC		DOHC	SOHC	DOHC
		キャブレタ	P G M - F I	←	キャブレタ/PGM-FI	P G M - F I
バルブ径 (mm)	IN	$\phi 32 \times 2$	$\phi 34 \times 2$	←	$\phi 30 \times 2$	$\phi 33 \times 2$
	EX	$\phi 27 \times 2$	$\phi 29 \times 2$	←	$\phi 35 \times 1$	$\phi 28 \times 2$
バルブステム径 (mm)		$\phi 5.5$	←	$\phi 6.6$	$\phi 6.6$ $\phi 7.0$ IN/EX	$\phi 6.6$
バルブ全長 (mm)	IN	112.03	←	103.65	120.44	104.45
	EX	123.5	←	102.75	120.81	105.95
バルブ挟み角 (deg)		51°	←	←	34.75°	52°

している。インテークマニホールドも吸気の流れを出来るだけスムーズになるように考慮した。

排気系は従来モデルと同じく DOHC はデュアル方式、SOHC はシングル方式とした。

(4) 二次バランサ

本エンジンでは、振動、こもり音の低減を目的とした二次バランサを装備している。このバランサシャフトの駆動はクランクシャフトプーリから片歯式バランサベルトを介して二倍速で回転させ、

ギヤ式リバース機構でリヤ側シャフトを逆回転させている(図6)。

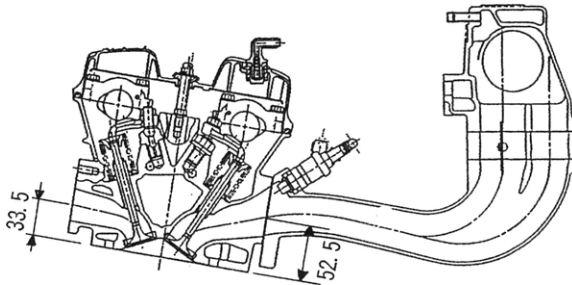
バランサシャフトは3ベアリング支持とし、フロント側及びリヤ側共、主にクランクシャフトベアリングキャップより、直接潤滑される。

(5) 冷却系

従来機種に対する大きな変更点として、全機種にボトムバイパス回路を持つ入口制御方式を採用した。

この方式では、サーモスタット開弁時の圧力変動が少いこと、放熱量変化に対するサーモスタッ

<'90 モデル>



<'89 モデル>

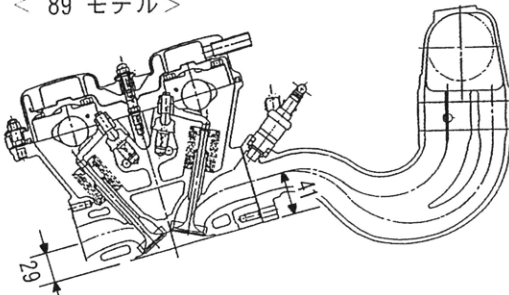


図5 吸入系断面形状 (DOHC)

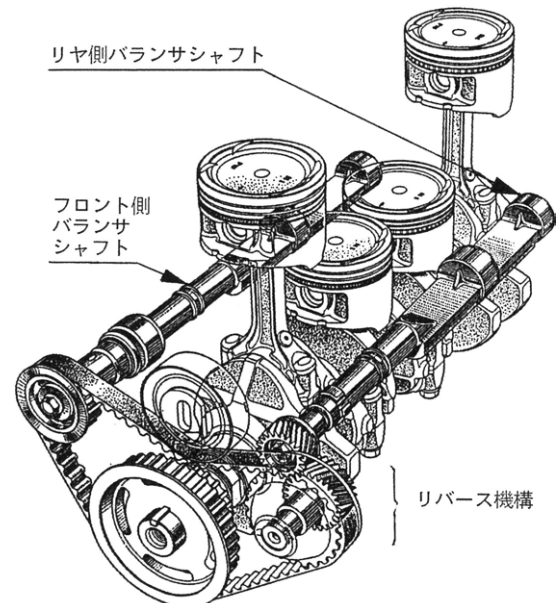


図6 二次バランサ機構

トの追従性が良いこと、さらに暖機後のヒーター能力が向上する等の長所がある。

(6) 潤滑系

オイルポンプを始めとして構成する部品及びシステムは従来と大差ないが、バラサシャフトの潤滑が新たに加わっており、吐出量を 10.8cc/rev. から 12.3cc/rev. に変更している。

3. 諸元検討

3.1 出力とトルク

2.0ℓ DOHC エンジンについて、出力とトルク性能の基本となる吸排気系、燃焼系及びフリクションの各項目に対して考察を行った結果を以下に述べる。

(1) 吸気系

吸気系はヘッドポート、インテークマニホールド形状及び長さの各要素により決定される。

図 7 にヘッドポートの形状改良結果を示しており、横軸はバルブの吸気能力を示すリフト比、縦軸にはポートの吸気能力を示す流量係数を表した。ここで 流量係数:有効開孔面積/バルブ開孔面積
リフト比:バルブリフト/バルブ径
である。

'89 モデルに対してポート形状をよりストレートに近い形状にした結果、'90 モデルは同一リフト比にて最大 0.15 (41%) の流量係数の改善が得られている。

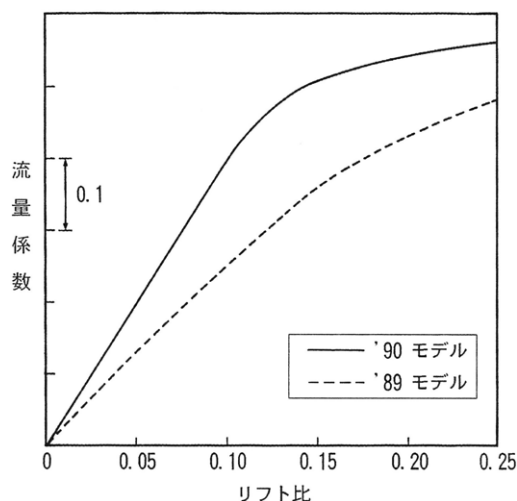


図 7 ヘッドポート形状改良結果
(インレットポート)

図 8 はインテークマニホールド形状の検討結果である。図中の 1 案のモデルに対して 2 案は図 8 中の斜線部のシャッターバルブ閉弁時のよどみ容積を減らし、セカンダリポートが付加した状態における吸気の流れをよりスムーズにする形状を狙いとしたもので、'90 モデルに採用した。

その結果、2000rpm 以上において、 η_v は 2 案が上回り、特にピークとなる 5000rpm 前後においてその差が顕著であることが判る。

以上の検討により、'90 モデルの体積効率を図 9 に示すように '89 モデルに対して全域上回って

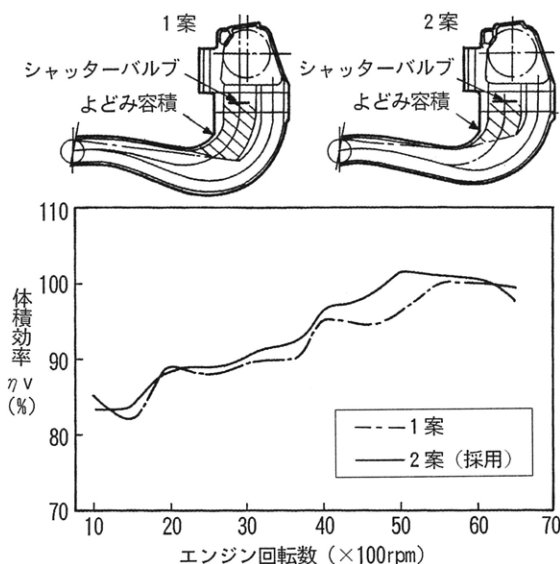


図 8 インテークマニホールドポート形状の検討

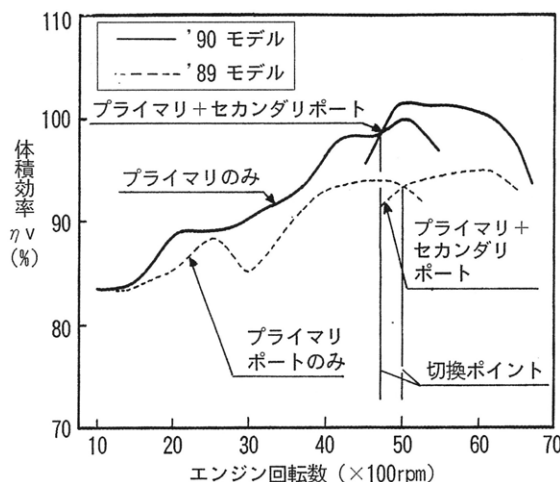


図 9 従来モデルとの体積効率比較

表 3 吸入系諸元

	シングルポート	デュアルポート	デュアルポート ('89 モデル)
ポート径 × ポート長(mm)	$\phi 40 \times 334$	PRI. $\phi 39 \times 360$ SEC. $\phi 40 \times 316$	PRI. $\phi 34 \times 340$ SEC. $\phi 39 \times 277$
切換Ne(rpm)	————	4800	5000
ヘッドポート長 (mm)	90	←	71
脈動周期T (Sec)	0.00493	PRI. 0.00523 SEC. 0.00472	PRI. 0.00478 SEC. 0.00405

表 4 排気系諸元

	DOHC	SOHC (PGM-FI)	'89 モデル DOHC
エキゾースト マニホールド	デュアル ポートタイプ	4 ポート 集合タイプ	デュアル ポートタイプ
同ポート径 × 長さ (mm)	$\phi 37 \times 277$	$\phi 35 \times 230$	$\phi 35 \times 261$
エキゾースト パイプ 径×長さ ×本数 (mm)	A $\phi 39.3 \times 653 \times 2$ + $\phi 43 \times 379 \times 1$	$\phi 40.7 \times 996 \times 1$	$\phi 38.9 \times 398 \times 2$ + $\phi 40.6 \times 835$
	B $\phi 45.4 \times 2000$	←	$\phi 41.8 \times 2000$
サイレンサ 容量 (ℓ)	16	←	13

おり、特にセカンダリポートが加わる回転数領域にて大きい。この結果、出力・トルクは従来モデルの 145Ps/17.6kgm から 150Ps/19.0kgm へと大きく向上している。吸入系諸元を表 3 に示した。

(2) 排気系

排気系諸元を表 4 に示す。吸入系と同様にヘッドエキゾーストポート形状と排気管形状について検討した。

図 10 はヘッドポート形状の改良結果であるが、インレットと同じくポート出口センタの高さを 29.0mm から 33.5mm として、'89 モデルに対しより緩やかな曲げ形状をとり、リフト比 0.15 以上で流量係数の向上を得ている。

排気管については、デュアル部を長くにとって排気干渉を少くし、負圧の同調波を大きくすること、及びパイプ径を拡大して排気抵抗を少くすること

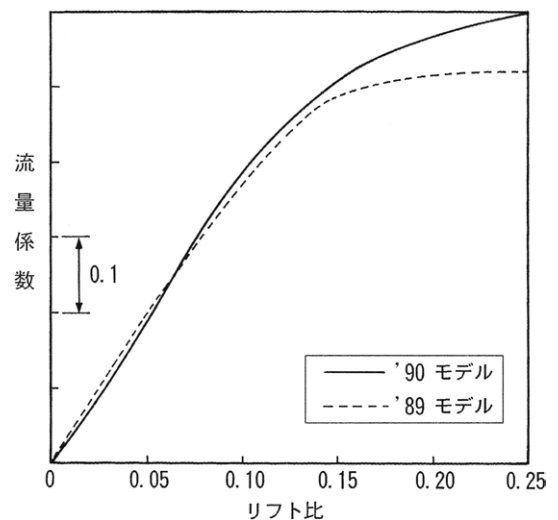


図 10 ヘッドポート形状改良効果
(エキゾーストポート)

を狙いとした。この結果、背圧は'89モデル以下にとどめることが出来た。(図11)

また、図12は排気脈動圧の測定例であるが、デュアルエキゾーストの負圧波がバルブオーバーラップに良く同調している。

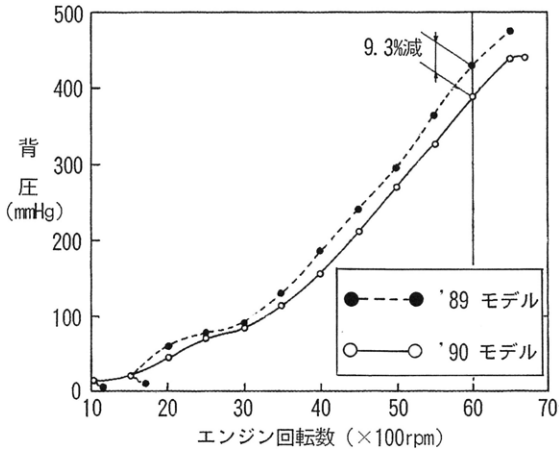


図11 背圧比較 (DOHC)

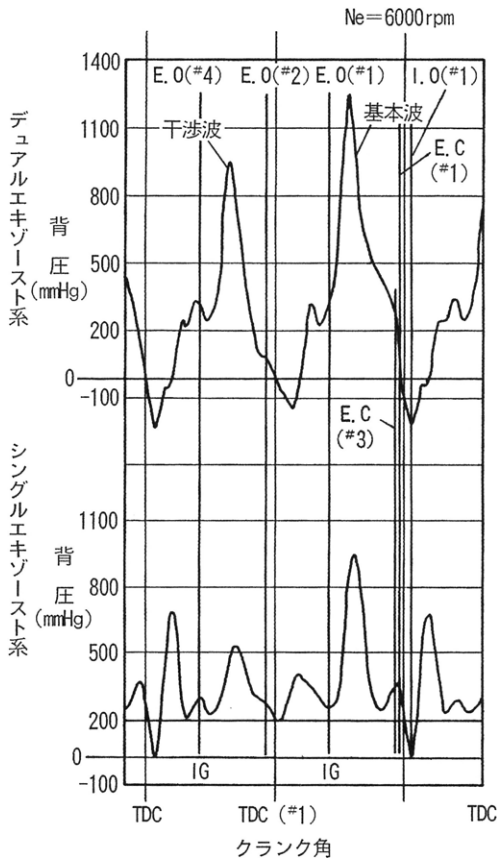


図12 排気脈動圧力

(3) 燃焼系

'90モデルにおいては新たに燃焼室に突出した型のスパークプラグを採用している。これはボア径拡大に対応して従来の点火位置より2mm燃焼

運転条件：40K/H 平坦路走行負荷相当

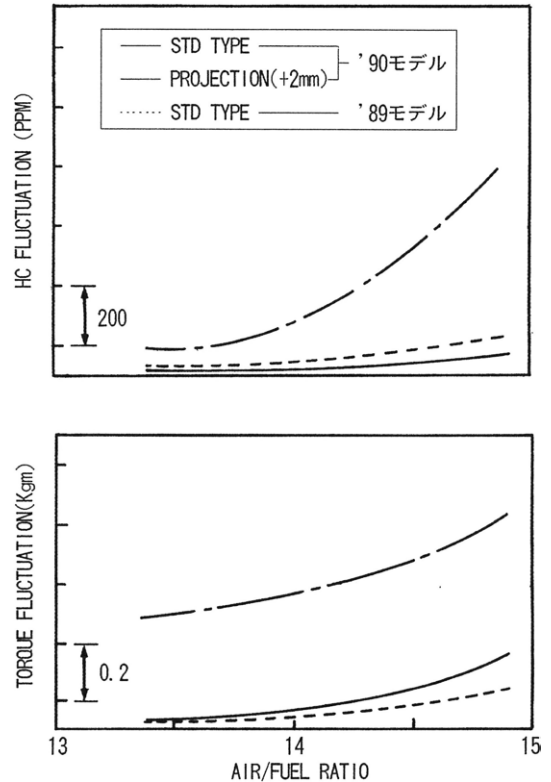


図13 突出し型スパークプラグの効果

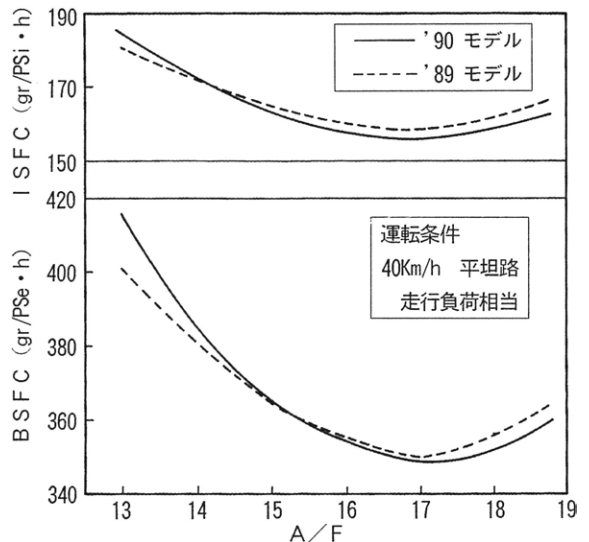


図14 燃費特性の比較

室側に突出したもので、燃焼時間の短縮と軽負荷運転領域における燃焼安定性の向上を狙いとしている。

図 13 に示すように、突出し効果により HC とトルク変動は、従来モデルと同等レベルを維持している。燃費特性についても同様の結果を示しており(図 14)、ボア径及びバルブ径拡大に伴う燃焼安定性の悪化は見られない。

表 5、図 15 から 17 に燃焼指圧の測定例を示した。

表 5 燃焼特性 (Ne=6100rpm/WOT)

最大燃焼指圧 P_{MAX} (Kg/cm ²)	62
最大圧力勾配 $dp/d\theta_{MAX}$ (Kg/cm ² /deg)	2.25
着火遅れ時間 t_d (ms)	0.41
着火時指圧 P_f (kg/cm ²)	11.8
燃焼変動 $P_{MAX}\sigma$	2.87
全燃焼時間 t_b (ms)	1.39

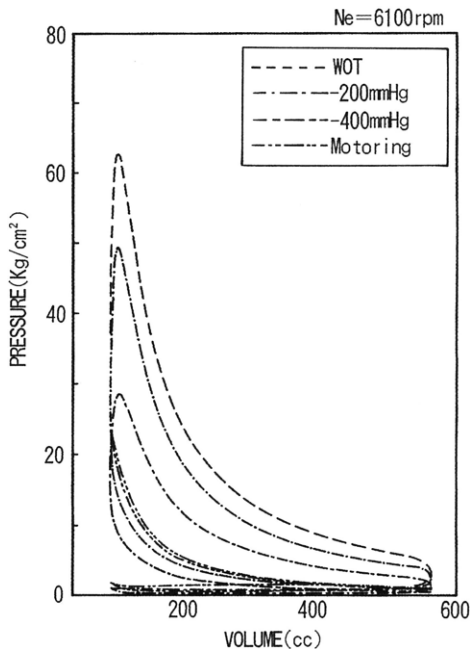


図 15 P-V 線図

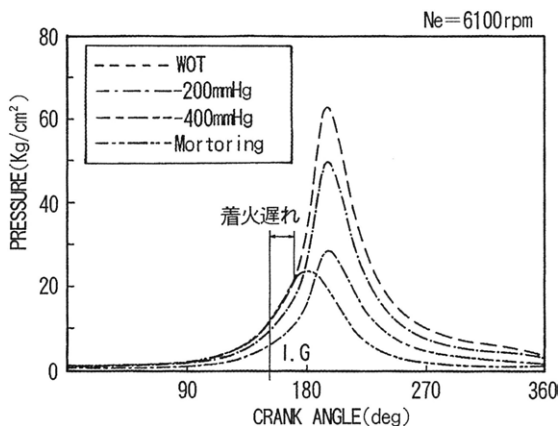


図 16 P-θ 線図

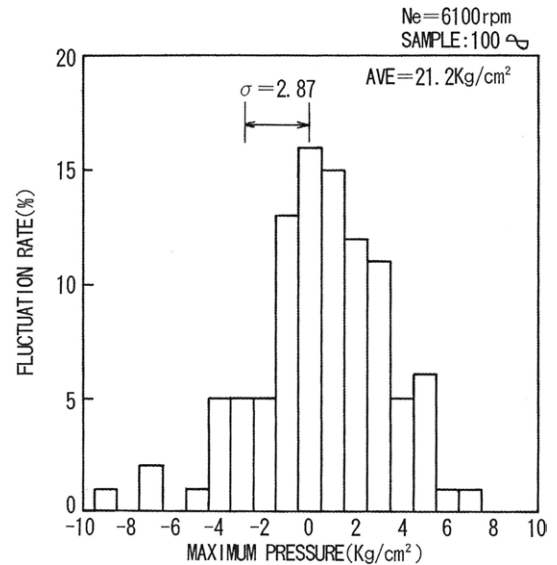


図 17 最大指圧の変動分布

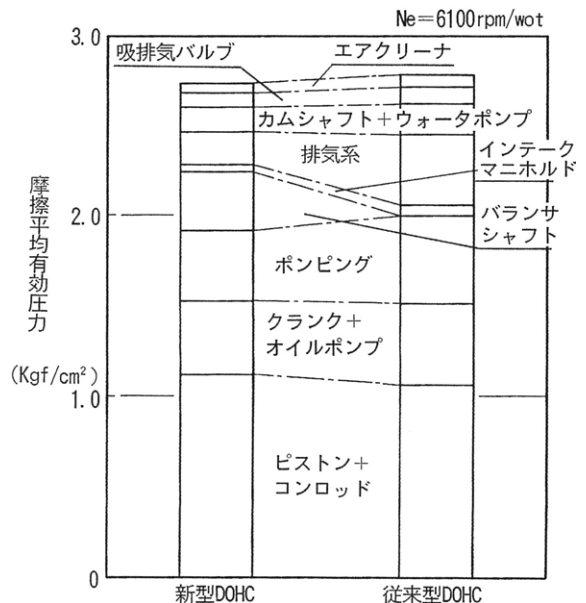


図 18 フリクション分布

(4) フリクション

'90モデルにおいてはバランサ機構を新たに採用したことによるフリクション増加に対応する為、吸排気系のポンピング損失、各運動部分のフリクション低減を行った結果、図18のように、バランサ機構分の増加以上にフリクション低減が実現され、従来モデルと同等のフリクション損失となった。

3.2 二次バランサ機構

(1) 直列4気筒エンジンの振動特性

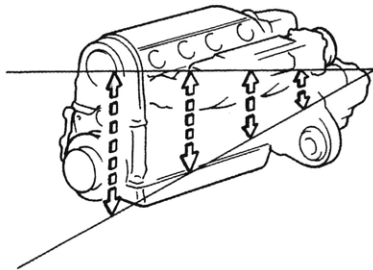
直列4気筒エンジンに働く主要な加振力は、エンジン回転の二倍の周期をもつ二次成分であり、ピストン運動方向に働く力と、クランクの回転力の反力としての偶力に大別できる。前者はエンジンを上下(ピストン運動方向)に振動させる力で(図19-a)、後者は慣性主軸とクランク軸の間に回転軸を持つ回転振動(以下ローリング振動という)をおこす偶力であり(図19-b)、各々次の(1)、(2)式で表せる。

$$F_z \doteq 4mr\omega^2\rho\cos 2\omega t \dots\dots\dots (1)$$

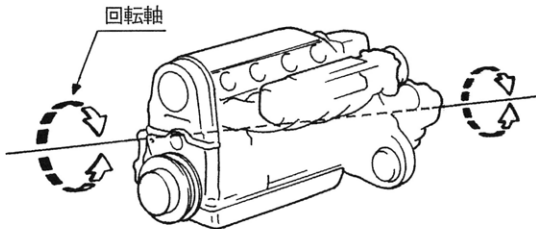
$$T_R = Ti - Tg \dots\dots\dots (2)$$

$$Ti = 2mr^2\omega^2\sin 2\omega t \dots\dots\dots (3)$$

$$Tg = a\sin(2\omega t - \phi) \dots\dots\dots (4)$$



a 慣性力による振動



b ローリング偶力による振動

図19 直列4気筒の振動

ここで F_z : 往復部慣性力によるシリンダ軸方向の加振力(以下慣性力と呼ぶ)

T_R : クランク軸にかかるトルク変動の反力としてシリンダブロックが受けるトルク変動

(以下ローリング偶力と呼ぶ)

T_i : 往復部慣性力によって発生するトルク変動(以下慣性偶力と呼ぶ)

T_g : 爆発(筒内圧)によるトルク変動(以下爆発偶力と呼ぶ)

m : ピストン・クランク系の往復部質量

γ : クランク回転半径

ω : クランク回転速度

ℓ : コンロッド長さ

ρ : γ/ℓ

ϕ : 上死点基準の位相

a : 爆発によるトルク変動の二次成分のトルク変動振幅

t : 上死点を零とした経過時間

いま筒内圧 $P(\omega t)$ 、クランク軸にかかる爆発によるトルク変動を T_g とすると、1気筒あたりの爆発トルク T_{g1} は以下ようになる。

$$T_{g1} = P(\omega t)Ar(\sin\omega t + \sum_{n=1}^{\infty} B_{2n}\sin 2n\omega t) \dots\dots(5)$$

ここで A : ピストン受圧面積

$$B_2 = \frac{1}{2}\rho + \frac{1}{8}\rho^3 + \frac{15}{256}\rho^5 + \dots\dots\dots$$

$$B_4 = -\frac{1}{16}\rho^3 - \frac{3}{64}\rho^5 - \dots\dots\dots$$

$$B_6 = \frac{3}{256}\rho^5 + \dots\dots\dots$$

従って、4サイクル直列4気筒エンジンの爆発トルク変動 T_g は次式で表せる。

$$T_g(\omega t) = \sum_{i=1}^4 T_{gi}(\omega t - \phi_i) \dots\dots\dots (6)$$

$$\phi_i = (i-1)\pi \dots\dots\dots (7)$$

これをフーリエ級数に展開して二次成分を求める。実際に筒内圧から求めた爆発偶力の二次成分、及び慣性偶力に対する爆発偶力の位相を図20に示す。慣性偶力との位相は $180^\circ \pm 5^\circ$ の範囲であり、ほぼ逆相と言える。またエンジン回転に対する振幅の増加量は慣性偶力のほうが大きい。つまり、ローリング振動は、慣性偶力と爆発偶力の交点で零となり、交点より高回転域では慣性偶力に

支配される振動、及び交点より低回転域では爆発偶力に支配される振動となる。

'90 モデルの場合、エンジン振動の車体への主要な入力点であるエンジンマウントの配置は、パワープラントの自重の大半を受ける主エンジンマウント（サイドマウント、ミッションマウント）をローリング振動の回転軸近くに置き、トルクストップ（フロントマウント、リヤマウント）を重心のほぼ前後に置いている、いわゆる慣性主軸マウント方式である。従って、主エンジンマウントはローリング振動の影響をほとんど受けず慣性力に支配される振動となる。フロント、リヤマウントはロール軸から離れた位置にあり、ローリング振動の影響は大きい。図 21 に二次バランサのないリヤマウント振動における各加振力による振動成分を示す。図に示すようにローリング振動の寄与が大きいリヤマウントにおいても、低回転域を除けば、慣性力の寄与は大きい。

(2) 二次バランサ機構

'90 モデルでは、前項で述べた加振力の中で最

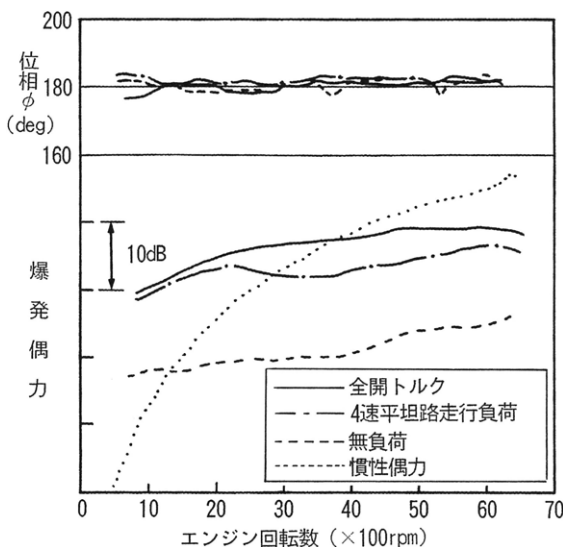


図 20 爆発偶力と慣性偶力

本稿では、振動変位レベルで振動を表現する。これは、マウントのパネ定数との積が車体への入力となる変位のディメンションを用いることで、エンジン回転数に対して、より車体入力に近い指標として振動レベルを評価することが目的である。

もエンジン振動に寄与が大きい二次慣性力のみを打ち消す機構として二次バランサを採用した。

図 22 に示すように、回転軸に対し偏心した質量を持つ一対のシャフトをシリンダ中心面に対称に配置し、クランク回転の二倍の速度で各々逆回転させる。このとき、シャフトの偏心質量を No.1 シリンダの上死点で下死点方向に向け、更に二本のシャフトの合力は、二次慣性力の作用点であるクランク中心に作用し、二次慣性力と等しくなるように設定される。

いま、一本のシャフトの偏心質量を M 、偏心量を R とするとき、次式のように表わせる。

$$2MR(2\omega)^2 = 4mr\omega^2\rho \quad (8)$$

$$MR = \frac{1}{2}mr\rho \quad (9)$$

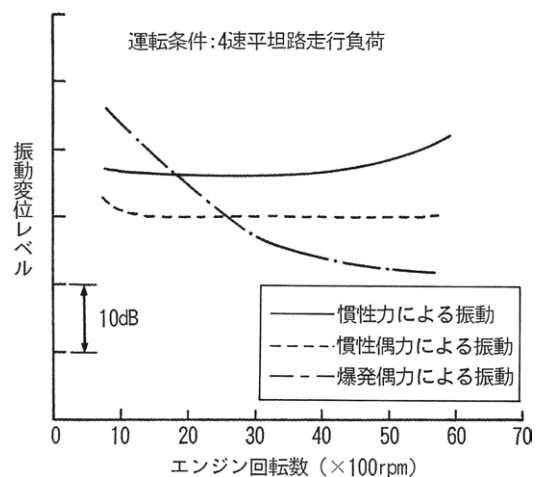


図 21 リヤマウント振動の成分

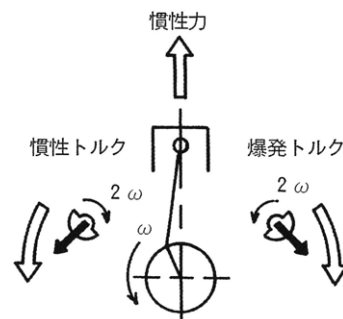


図 22 バランサ機構

二次バランサを装着した効果を図23～24に示す。エンジン振動とともに大幅なエンジン振動の低減がはかられていることがわかる。

車室内騒音を考えると、エンジンの二次振動に起因するもののほかに、吸排気音、中高周波伝達音（クランク打音、ギヤ音等）、ウインドノイズ、ロードノイズ等々、多くの要因がある。'90モデルの開発では、その全てについてきめ細かな騒音低減を行ない、二次バランサと合せて高い静粛性を確保することができた。（図25）

(3) 二次バランサの配置

木下、中村^(*)3)らが提案したバランサ配置（図23）により、エンジン回転数に対するローリング振動の大きさを変化させることができる。この方式をB案とし、'90モデルで採用した方式をA案として、その特性を比較する。

B案について説明を加えると、図26のように一対のシャフトのうち、クランクシャフトと順回転のものを逆回転シャフトに対して h だけ高く配置する。このようにすると、二次慣性力を打ち消す力のほかに、慣性偶力を打ち消す偶力が発生する。この偶力を M_{Bal} とすると、次式で表わされる。

$$\begin{aligned} M_{Bal} &= MR(2\omega^2) \times h \\ &= 4MR\omega^2 h \end{aligned}$$

ここで(9)式より $MR = \frac{1}{2}mr\rho$ ($\rho = r/\ell$) したがって

$$\begin{aligned} M_{Bal} &= 4(\frac{1}{2}mr^2/\ell)\omega^2 h \\ &= 2mr^2\omega^2 h/\ell \end{aligned}$$

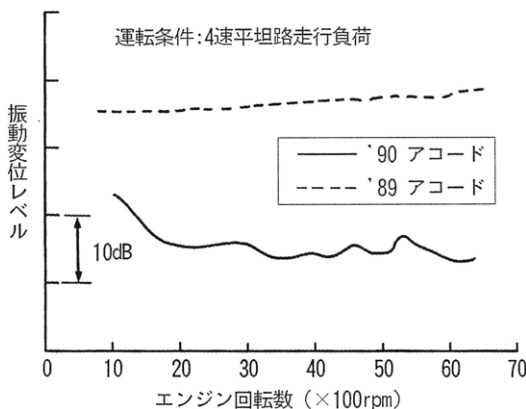


図23 サイドマウント振動

$$\begin{aligned} Ti - M_{Bal} &= 0 \text{ とすると} \\ 2mr^2\omega^2 - 2mr^2\omega^2 h/\ell &= 0 \\ h &= \ell \end{aligned}$$

つまり、慣性偶力を零とするためには高低差 h をコンロッド長さ ℓ と等しくすればよい。

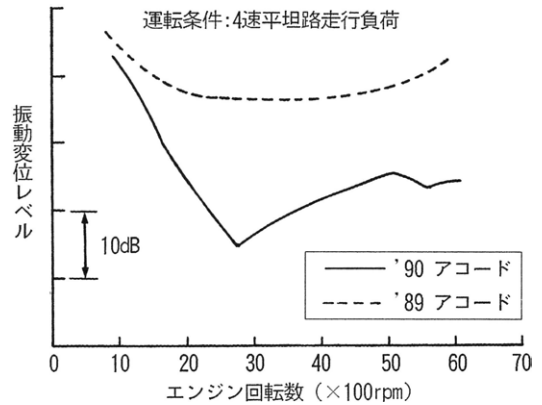


図24 リヤマウント振動

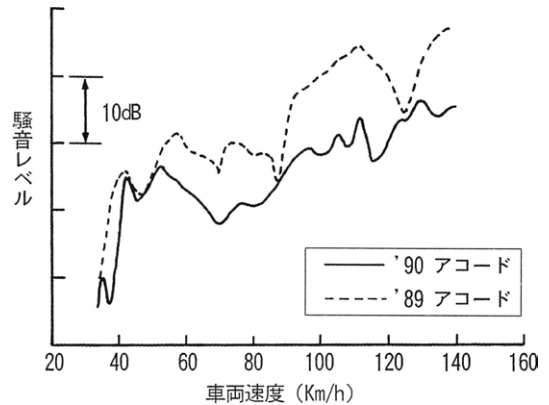


図25 4速 平坦路走行負荷時室内騒音

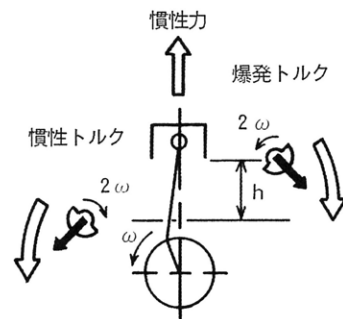


図26 二次バランサ配置 (B案)

木下・中村らは $h = 0.7 \ell$ が最適であると提案している。

'90 モデル用エンジンでの A 案・B 案比較を図 27 に示す。図のように 4000rpm までは A 案が優れ、4000rpm 以上では B 案が優れている。B 案の場合、高回転域における理論上の振動レベルは図 27 の実測値よりも小さいはずであるが、動弁系慣性力、クランクの振れまわり等が無視できない加振力となるために図のような振動レベルになると考えられる。いずれにしても、中高回転域では二次慣性力を打ち消した効果が大きく、前項で述べたように、A 案のバランサ配置で十分な効果を得ることができる。

次に A 案 B 案共に振動の大きい低回転域について考える。FF 横置 4 気筒の場合、吉田^(*)4)ら、高

田^(*)5)、森田^(*)6)らの研究に見られるように、低周波の振動問題（アイドル振動、発進時車体振動等）が生じやすく、しばしば研究開発者を悩ませる難易度の高い問題となる。

図 20 に示すように、低回転域の振動は爆発偶力によるローリング振動に支配されていて、慣性偶力はこれを減じる働きをしている。したがって、高回転域とは逆に、慣性偶力を打ち消さない A 案のほうが低回転域のほうがすぐれている。実際に、使用頻度の高いアイドルから発進状態を、AT 車のインギヤストール時のエンジン振動で代表し、図 28 に示す。低回転での振動低減は FF 横置きエンジン形式を採用した場合、特に重要であり、同形式を採用する '90 モデルでは、高回転域振動の更なる向上よりも、日常使用頻度の低回転域振動に効果のある A 案を採用するに至った。

4. まとめ

'90 モデルアコード／アスコット用 4 気筒バランサ付エンジンの出力向上と振動低減について述べたが、要約すると、以下のようなものである。

- (1) バルブ径拡大と、吸気系を改良したヘッド及びデュアルインテークマニホールド等の採用により、出力、トルクは 2.0ℓ 4 気筒 DOHC 自然吸気エンジンの中でプレミアムガソリンを使用せずに高い値を達成した。
- (2) FF 横置エンジンに対して、二次バランサをシリンダ中心面に対称に配置することで、常用域を重視しながら全域にわたって大幅な振動低減効果が得られた。

参考文献

- (1) 自動車技術会、“自動車諸元表”(1989)
- (2) “Automobil Revue '89”, Automobil Revue 社 (1989)
- (3) 木下、中村、根本、“サイレントシャフトによるエンジンの振動低減”1976, Vol.30 No.9 自動車技術
- (4) 吉田、永島、浜野、田中、“FF 車体振動解析法の研究”1984, Vol.38 No.12 自動車技術

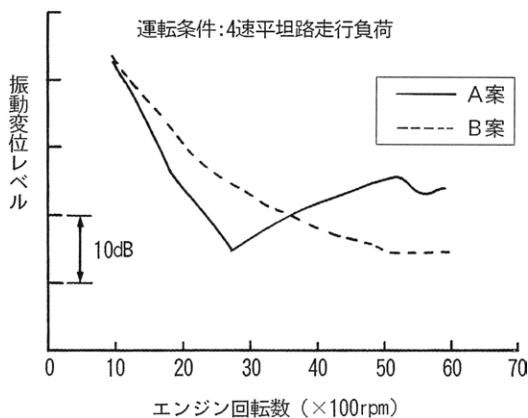


図 27 リヤマウント振動

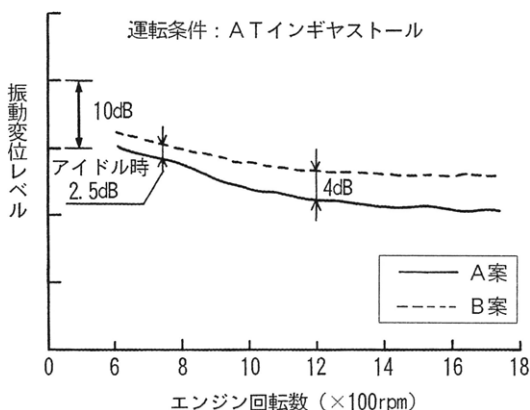
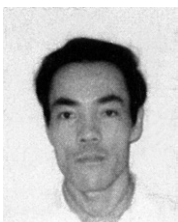


図 28 リヤマウント振動

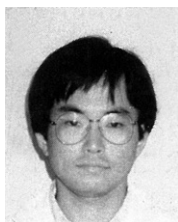
(5) 高田、“アイドル時の車体振動解析”1984
Vol.38 No.12 自動車技術

(6) 森田、野澤、新井、“横置きエンジンFF車の
エンジンマウントと振動騒音”1982, Vol.36
No.12 自動車技術

■著 者■



小 宮 孝 司



坂 口 和 貴



櫻 原 一 雄



品 川 博



陳 之 内 眞



大 田 和 佳 男