

YAMAHA MOTOR

TECHNICAL REPORTS

ヤマハ技術会 技報

No.10



1990-9



*Fédération Internationale des Sociétés
d'Ingénieurs des Techniques de l'Automobile*

honors

YOSHIMURA

for the paper entitled

**TRACTION DRIVE CVT
FOR MOTORCYCLE**

selected as the outstanding presentation on

VEHICLES

at the

XXIII FISITA Congress

Torino (Italy)

May 7-11, 1990

*Dr. Heinz W. Hahn
FISITA President*

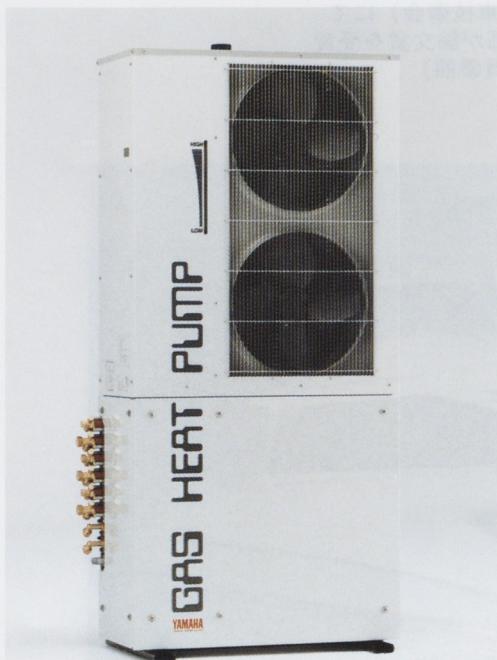
第23回 FISITA（世界自動車技術会）にて
MC 第1開発部の市原技師が論文賞を受賞
(受賞論文は1頁参照)



新しい発想に基クルーザー「クレストランナー」
(46頁の本文参照)



NEW JOG CY50D (57頁の本文参照)



ヤマハ GHP 3馬力3室マルチ温水暖房付
(36頁の本文参照)

目 次

技術論文

1. 二輪車用トラクションドライブ C. V. T 市原 康志
(FISITA論文賞受賞) 安間 幸夫 泰山 晋
Yoshiaki Tajima Yukio Anma Kazushi Miyazaki 1
2. 図面情報システムによる CAD から CIM への発展 池山 昭夫 11
3. モーターサイクルにおけるアルミニウム材料の現状と動向 山田 徹 18
4. 振動インテンシティ計測によるガスヒートポンプの加振探査 大橋 光久 29

製品紹介

1. ガスエアコン GHP 3 馬力 3 室マルチ 大坪 豊生 36
2. 掘りの未来クルーザー『クレストランナー』 里内 和彦
田面 光晴 横山 文隆 46
3. ニュージョグの開発 大石 明文
奈良 一弘 高橋 博幸 57

INDEX

TECHNICAL REPORTS

1.	Traction Drive CVT for Motorcycle	
		Y. Ichihara
		S. Yasuyama
		Y. Anma
		H. Machida 1
2.	Development of system from CAD to CIM through Drawing Information Control System	A. Ikeyama 11
3.	Recent application and trend of aluminum alloys in motorcycles	T. Yamada 18
4.	The Search of Exciting Sources in a Gas Heat Pump Using Vibration Intensity Measurement	N. Kojima H. Zhou S. Ohhasi 29

NEW PRODUCTS

1.	Gas Air Conditioner, GHP 3HP, 3 multi chamber	T. Ohtubo 36
2.	Development of NEW JOG	K. Satouchi M. Tazura F. Yokoyama 46
3.	"Crest Runner" an excellent cruiser for the future	A. Ohishi K. Nara H. Takahashi 57

技術論文

二輪車用トラクションドライブ C.V.T

Traction Drive CVT for Motorcycle

市原 康志*

Yasushi Ichihara

泰山 晋**

Susumu Yasuyama

安間 幸夫***

Yukio Anma

町田 尚****

Hisashi Machida

要 旨

筆者らは、トラクション接触部に於けるスピンドルが少ないハーフトロイダル⁽¹⁾CVTを、二輪車用自動変速機として適用した。

大容量トラクションドライブの接触部は、約10mm²の楕円形状であり、最大ヘルツ応力は約3.0GPaである。トラクション流体は接触部の間を約 2.0×10^{-5} secで通過する。トラクションドライブの性能は弾性流体潤滑接触域の流体のレオロジカルな特性に大きく影響される。

あらゆる条件下で、耐久性、伝達効率、ドライバビリティの試験を行ない、良い結果を得た。又ハイウェイで走行した結果、充分満足なドライバビリティであることが判った。

Abstract

We selected a Half Toroidal CVT which has low spin of the traction contact area and tried to apply it to the motorcycle automatic transmissions.

The contact area in a big traction drive is an ellipse of about 10 mm², and the maximum Hertz pressure is about 3.0 GPa. The traction fluids pass through the zone in about 2.0×10^{-5} sec. So the performance of traction drive depends to a large extent on the rheological properties of the fluid in the Elasto-Hydrodynamic Lubrication contact.

It's life, efficiency and drivability were also tested and good test results were obtained in all test conditions. These motorcycles were tested on a High Way and their drivabilities proved very satisfactory.

1. はじめに

大排気量二輪車を、シフトチェンジ、そしてクラッチ操作無く、スロットルコントロールのみで市街地や山道を、運転出来ることは、快適なもので

ある。

1970年代には、流体トルクコンバーターが幾つかの二輪車で試みられ、市販されたが、現在は生産されていない。1970年代の後半には、遠心クラッチとゴムVベルトCVTを搭載したモペットが市場で広く受け入れられ、大成功した。現在、このタイプのCVTを搭載したモペットは年産100万台以上生産されていると思われる。この10年の間に、ゴムVベルトCVTは、技術的に大きく進展した。このタイプは現在、250ccまでの二輪車用

* モーターサイクル本部 第1開発部

** モーターサイクル本部 第4開発部

*** マリン本部 第1技術部

**** 日本精工(株) トライボロジ研究所

エンジンに適用されている。しかし、ゴムVベルトCVTは、伝達トルク容量に限界があると考えられており、筆者らは50PSを越える二輪車用には、ハーフトロイダルCVTが優位であると考えた。現在多くの人が、自動車と同じ様な自動変速機を大排気量二輪車に搭載することを期待している。

大排気量二輪車用のCVTとして重要な点は、滑らかな発進とレスポンスの良さ、そしてコンパクトで軽量なことである。

自動車用に開発して来たトラクションドライブシステムを筆者らは1984年に、二輪車用の自動変速機として適用することに着手した。大排気量用15PSの排気量171ccモペットに搭載したプロトタイプを試作し、二輪車用CVTへの可能性について判断する為、さまざまな条件で試験を行なった。その後1300ccの二輪車用CVTを設計しプロトタイプ車を試作し、ドライバビリティ、燃費、耐久性の試験を行なった。又、アメリカにおいて高速道路、山岳路、市街路を走行した。本書ではハーフトロイダルCVTの設計と、排気量1300ccの二輪車用エンジンおよび、CVTの全体レイアウトについて報告する。又、コントロールシステムと全てのテスト結果を紹介する。

2. 記号

- A : 油圧シリンダー面積
- a : 接触楕円の長軸
- B : 油圧シリンダー面積
- b : 接触楕円の短軸
- D : トロイダルキャビティ径
- E' : 等価弾性係数
- F_c : 押し付け力
- F_{cc} : ローディングカムの作用荷重
- F_ℓ : リンクを作動させる力
- F_m : DCモーターに作用する力

F_s : スクリューに作用する力

F_t : トラクション力

i : 変速比

K_i : 幾何学上の速比

L_c : ローディングカムのリード

l₁ : リンク長さ

m, n : 楕円積分から求まる係数

n : パワーローラーの数

P_H, P_L : 高圧側、低圧側の油圧

P_m : 平均ヘルツ圧

R₁, R₂, R₃ : 入力ディスク、パワーローラー、出力ディスクの転がり半径

R₁₂ : 入力ディスクの曲率半径

R_s : ナットの半径

T_e : 入力トルク

α : ローディングカムの接触点のリード角

η_s : ねじ効率

θ : パワーローラーの接触角の $\frac{1}{2}$

μ : トラクション係数

μ_c : ローディングカム表面の摩擦係数

ρ : 曲率

ϕ_s : 傾転角

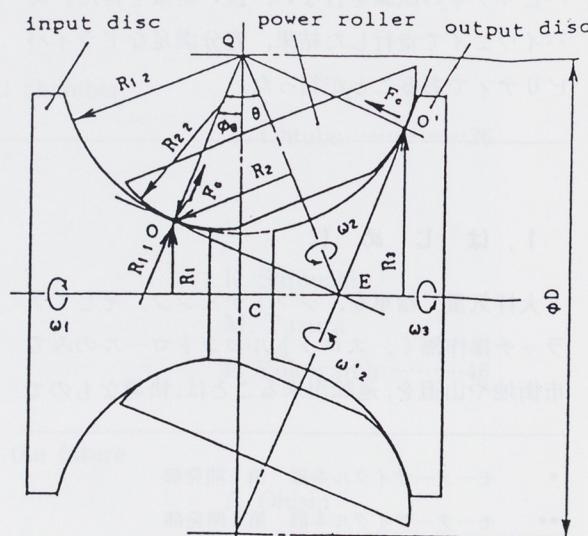


図1 Schematic geometry

3. ハーフトロイダルC V T

ハーフトロイダルC V Tにおいて、動力はトラクションドライブで伝達される。トラクションはころがり表面に、E H L (Elastohydrodynamic Lubrication: 弾性流体潤滑) 油膜を介して伝達される。その性能はE H L接触に於ける流体のレオロジー特性に大きく左右される。この解析は、E H L理論が理解される様になった1960年代の後半に始められた。^[1] 1970年代には、従来より約50%高いトラクション係数を有した合成潤滑油が開発された。^[2] そして、トラクションドライブの研究は、急速に進展した。^{[3] [4] [5] [6]} 図1にハーフトロイダルC V Tの概要図を示す。

接触点Oにて伝達されるトルクは

$$T_e = \mu \times n \times R_1 \times F_t \quad (1)$$

そして、トラクション力は

$$F_t = \mu \times F_c \quad (2)$$

(1), (2)から トルクは

$$T_e = n \times R_1 \times \mu \times F_c \quad (3)$$

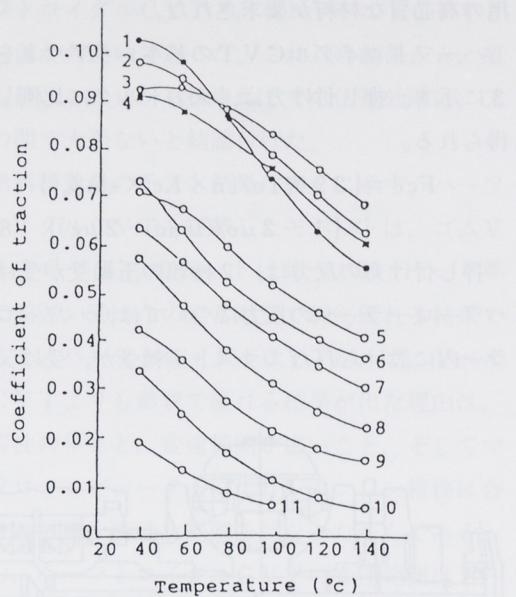
トルクをより多く伝達する為に、式(3)に於けるパラメーターは大きい値が要求される。しかし、二輪車用のC V Tは、サイズの制限が厳しく、式(3)に於けるR₁を容易には大きい値に出来ない。又トラクション係数μは、トラクション流体のそれぞれの固有の特性に依って決まる。

畠、青山^[7]らは幾種かのオイルについて、トラクション係数と温度との関係を報告している。その内容は図2に示す。この図でトラクション係数は高温で著しく低下している。筆者らが二輪車用C V Tを設計するに当り、トラクション係数は、140°Cに於ける値を採用した。

R₁とμを決定後、接触力F_cは、式(3)から決められる。

$$F_c = T_e / (n \times R_1 \times \mu) \quad (4)$$

入出力ディスクと、パワーローラー間の接触部は、図1のOとO'点で、ヘルツの理論に基づいた橿円形である。



No.	Fluids
1.	Santotrac 50
2.	Synthetic traction fluid (IDEMITSU)
3.	Synthetic traction fluid (IDEMITSU)
4.	Synthetic traction fluid (IDEMITSU)
5.	Alkyl benzene (Hard type)
6.	Synthetic traction fluid (For Ring-Cone traction drive)
7.	Mineral oil (Naphthenic)
8.	Mineral oil (Naphthenic)
9.	Mineral oil (Paraffinic)
10.	Synthetic engine oil
11.	Poly & Olefine

図2 Traction of various fluids as a function of temperature

長輔半径aと短輔半径bは

$$a = n \times \sqrt[3]{3 F_c / (E' \times \sum \rho)} \quad (5)$$

$$b = m \times \sqrt[3]{3 F_c / (E' \times \sum \rho)} \quad (6)$$

平均接触圧力は

$$P_m = F_c / (\pi \times a \times b) \quad (7)$$

玉輔受の理論によって、転動疲労寿命は負荷の3乗に反比例するので、押し付け力F_cを単純には大きく出来ない。

二輪車用ハーフトロイダルC V Tの開発に於いては、トロイダルキャビティ径を大きく出来る効果的なレイアウトと高温で、高いトラクション係数を有する優れたトラクションオイル、そして高い接触圧力に耐え得るディスク、パワーローラー

用の高品質な材料が要求された。

ハーフトロイダルCVTの基本レイアウトを図3に示す。押し付け力は、入力トルクに比例して得られる。

$$F_{cc} = \{ 2\pi \times T_e / (n \times L_c \times \sin \phi_0) \} \times \{ 1 - 2\mu c / (\tan \alpha + 2\mu c) \} \quad (8)$$

押し付け力の反力は、2種類の玉軸受が受ける。パワーローラーへの反力については、パワーローラー内に設けられたスラスト玉軸受が、受け又、

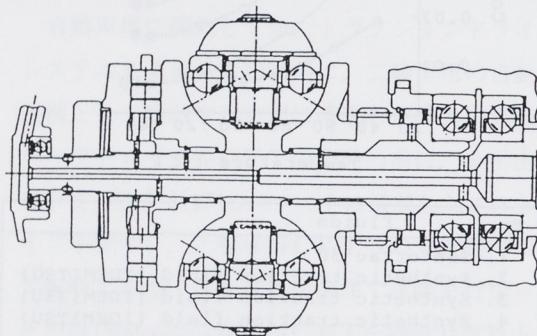


図3 Basic layout

入出力ディスクへの荷重は、一対のアンギュラー玉軸受が受ける。大排気量二輪車の場合、最大スラスト力が $4 \times 10^4 \text{ N}$ を越え、又最大回転数が 14000 rpm を越える為、軸受についての設計と、その潤滑は非常に重要である。

CVT の変速比は、図1に於ける幾可学的な関係によって得られる。

各々の回転半径は

$$R_1 = R_{12} \times (1 + K - \cos \phi_0) \quad (9)$$

$$R_2 = R_{12} \times \sin \theta \quad (10)$$

$$R_3 = R_{12} \times \{ 1 + K - \cos(2\theta - \phi_0) \} \quad (11)$$

$$K = D / (2R_{12}) - 1 \quad (12)$$

変速比 i は

$$\begin{aligned} i &= R_3 / R_1 \\ &= \{ 1 + K - \cos(2\theta - \phi_0) \} / (1 + K - \cos \phi_0) \end{aligned} \quad (13)$$

4. モペット用プロトタイプ車

筆者らは、まず始めに4サイクル、OHV、2バルブ、単気筒、排気量171cc、最大出力15Ps/7300rpmのモペット用の、ハーフトロイダルCVTのプロトタイプを試作した。又、ゴムVベルトCVTとの非較も行なった。両CVT共発進クラッチとして、遠心クラッチを採用した。

ハーフトロイダルCVTの変速比の制御は、式(13)に示される様にパワーローラーの傾転角を制御することで成される。パワーローラーを傾転させるに必要な力は、転がり方向と交叉する部分を横スベリさせることに依って得られる。横スベリは

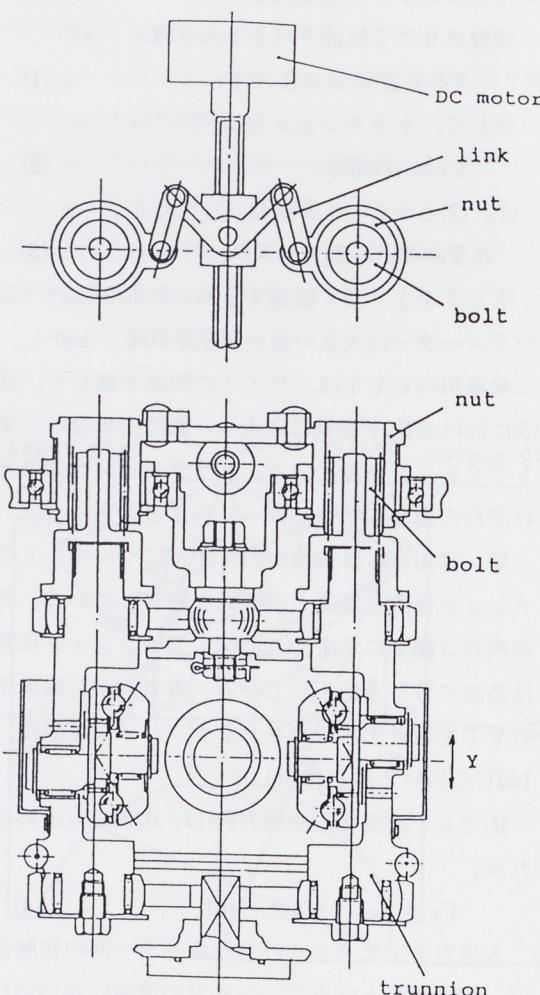


図4 Mechanical control system

図4に示す様に、一对のトラニヨンを交互にY方向（一つは+Y, 他の一つは-Y）に移動させることで起きる。

モペット用C V Tでは、ナットが一对のリンクに依って回転し、リンクを動かす為にモーターが制御スクリューを回転させる。そのシステムを図4に示す。ナットはミッションケースにY方向に対し固定されている。ナットを回転すると、トラニヨンの先端に取付けられているボルトが接触部でサイドスリップを起こしながら、Y方向に移動し、トラニヨンは傾転し始める。

トラニヨンが傾転し始めると、ナットの内側でボルトが回転し、Y方向に戻り、サイドスリップは減少して行く。サイドスリップが止まった時、トラニヨンは傾転が停止する。この作動の為に20WのDCモーターを使用した。それぞれのトラニヨンのトラクション力の反力は、スクリューに作用し、ナットを回転させようとする。

スクリューに作用する反力は、

$$F_s = 2 F_t \times L_s / (2\pi \times R_s) \quad (14)$$

そして、リンクに作用する力は

$$F_l = F_t \times L_s \times \eta_s / (\pi \times \ell_1) \quad (15)$$

そして

$$F_t = T_e / \{n \times R_{12} (1 + K - \cos \phi_0)\} \quad (16)$$

入力トルクに応じ変速比を安定させる為、必要なDCモーターの力は少なくとも

$$F_m = K_1 \times T_e \times L_s \times \eta_s / \{ \pi \times n \times \ell_1 \times R_{12} (1 + K - \cos \phi_0) \} \quad (17)$$

マイクロコンピューターはDCモーターを制御する。入力信号は、車速、スロットル開度であり、C V Tの変速比はコンピューターに依り、マップ制御される。

5. 試験結果

筆者らが開発したモペットの写真を図5に示す。0~400mのタイムは表1に示す。試験結果は、ハ

ーフトロイダルC V Tと、ゴムVベルトC V Tとで、僅かの違いであった。これらの結果から、筆者らはエンジンから後車軸までの伝達効率は、二者の間で大差ないと結論付けた。

燃料消費量のテスト結果は表2に示す。ハーフトロイダルC V Tを搭載したモペットは、ゴムVベルトC V Tのモペットに比べ、10モード燃費で23%，50km/hの定常燃費で29%優れる結果であった。ハーフトロイダルC V Tが、ゴムVベルトC V Tよりも燃費で優れる結果が出た理由は、応答性の早さと、変速範囲が広いこと、そしてマイクロコンピューターにより、エンジン特性に合わせた最適な変速比制御を行なったからである。なお、ハーフトロイダルC V Tの変速範囲は1~4である。

表1 Standing acceleration test data from 0 to 400 m (sec)

	0 ~ 50m	0 ~ 100m	0 ~ 200m	0 ~ 400m
Half Toroidal CVT	5.2	8.0	12.7	20.7
Rubber V belt CVT	5.3	8.2	12.8	20.8

表2 Fuel consumption (km/1)

	10-mode test	Constant speed drive 50 Km/h
Half Toroidal CVT	27	53
Rubber V belt CVT	22	41

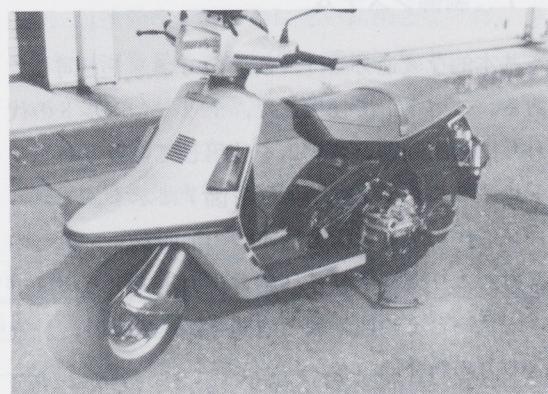


図5 A prototype of moped

耐久性の試験は、種々の条件下で行なった。ハーフトロイダルC V Tは、それらの全てに合格した。悪路走行試験、そして100サイクルの衝撃発進走行試験を行なった。総走行距離、延45,000km

相当の運転を完了した。これらの結果、筆者らはハーフトロイダルCVTが、二輪車用のトランスミッションとして可能性があると結論付けた。

6. 大排気量二輪車への適用

モペットの試験の後、排気量1300ccの大排気量二輪車への適用を試みた。エンジン諸元は表3に示す。エンジンレイアウトは図6に示す。発進用クラッチは、遠心クラッチを採用している。エンジン室とCVT室は、別体のケースとオイルシールに依り分断され、オイルはエンジンオイルと、CVT用のトラクションオイルとの2種類を使用している。動力伝達は図3を参照。入力軸からの動力はローディングカム、カムローラー、インプットディスク、パワーローラー、アウトプットディスク、アウトプットギヤ、アウトプットシャフト、そして車軸へと伝達される。ワンウェイクラッチは、入力軸の逆転防止の為にアウトプットディスク後方に設置し、坂道停止時、車両が後退することを防止している。

7. 制御システム

基本的な変速方法は、前述のモペットと同じである。モペットで使用した、ナットとボルトの代わりに油圧制御システムを使用している。ハーフトロイダルCVTの断面図を図7に示す。トランニョンに作用する反接力は4つの油圧シリンダーの反力により支持される。動力がディスクとパワーローラーとその回転軸との間を伝達する時、Y方向の力の釣合は

$$2F_t = P_h \times A - P_l \times B \quad (18)$$

油圧は、エンジンに依って駆動されるポンプに依り供給される。シリンダーIとIIIはIIとIVと同じく、お互いに作用し合う。この油圧はコントロールバルブに依り制御される。

ステップモーターでX方向に、コントロールバ

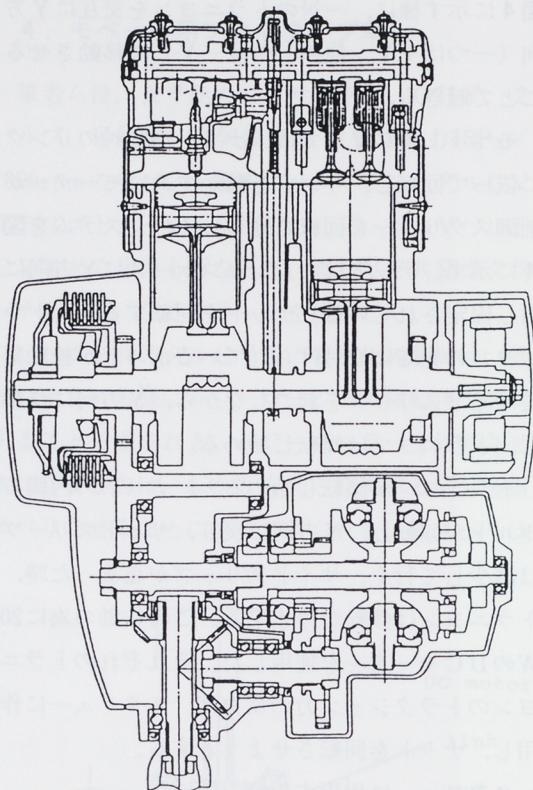


図6 Layout of the 1300cc engine

表3 Specifications of the engine

Engine:	Liquid cooled 4-stroke gasoline, DOHC
Engine type:	V-4 cylinder
Cylinder arrangement:	1,294 cm ³
Displacement:	79 x 66 mm (3.110 x 2.598 in)
Bore x stroke:	10.5:1
Compression ratio:	1,177 kPa (12 Kg/cm ² , 171 psi)
Compression pressure:	Electric starter
Starting system:	98 ps/7000 rpm
Max power:	11.3 Kg fm/5000 rpm
Max torque:	

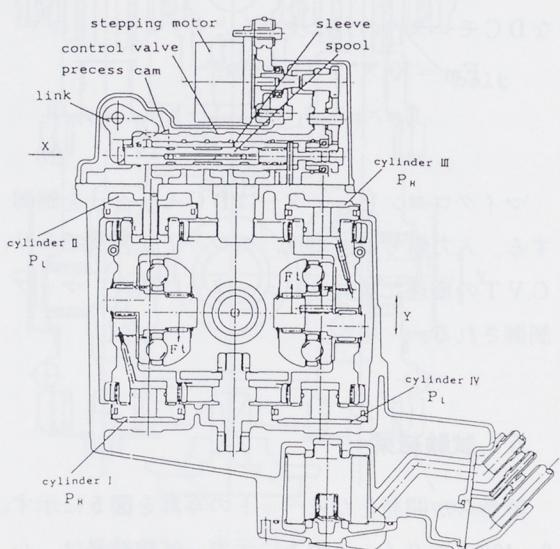


図7 Cross section of the Half Toroidal CVT.

ルブのスリーブを作動することに依り、圧力 P_H と P_L が変化し、トラニヨンは前述と同様にY方向に作動する。そして、ディスクとパワーローラーの接触点は変化する。これが、サイドスリップを引き起こし、トラニヨンは対称に傾転する。一方のトラニヨンには、センサーロッドが設置されており、プリセスカムが端部に取り付けられている。トラニヨンが傾転すると、プリセスカムが回転し、カム斜面に接触しているリンクが回転して、コントロールバルブスプールをX方向に変位させる。スプールとスリーブが初めの位置関係に戻り、圧力が変化して、式(18)の様に釣合うと、トラニヨンの傾転が止まる。この油圧サーボシステムは、制御に必要な動力がエンジンの駆動力の大きさに影響されない点で優れている。事実、大排気量二輪車の走行試験では小サイズのステッピングモーターを使用して行なった。

8. 試験結果

ハーフトロイダルC V Tを搭載したプロトタイプ二輪車の性能を、マニュアルミッション付のヤマハX V Z 1300と比較した。性能試験結果を図8に示す。マニュアルミッションの最高速は196km/hであり、ハーフトロイダルC V Tの最高速は179km/hであった。最高速において、ハーフトロイダルC V Tはマニュアルミッションに対し8.7%劣った。

0~400mの発進加速タイムを、50m, 100m, 200m, 400mの各地点で計測した。50m, 100m地点での到達タイムは大差なく、200m, 400mの地点の到達タイムは、ハーフトロイダルC V Tの遅れが顕著になる傾向であった。

Maximum speed (Km/h)				
Half Toroidal CVT	179			
Manual transmission (XVZ 1300)	196			
Standing-acceleration test (sec)				
	0 - 50m	0 - 100m	0 - 200m	0 - 400m
Half toroidal CVT	3.5	5.4	8.4	13.3
Manual transmission (XVZ 1300)	3.4	5.1	7.9	12.4
Difference	0.1sec	0.3	0.5	0.9

図8 Performance test results

図9に各車速毎の追い越し加速の、200m地点到達タイムの試験結果を示す。80km/h以下の追越し加速はハーフトロイダルC V Tが、マニュアルミッションに比べ優れたが、100km/h以上では僅かに劣った。ハーフトロイダルC V Tでは80km/h以下で自動制御された、す早いキックダウンが効果的に作用したから優れ、100km/h以上ではキックダウンの効果が少なく、更にハーフトロイダルC V Tの、伝達効率が低い為に悪い結果となった。

燃料消費量の試験結果を図10に示す。ハーフトロイダルC V Tの燃料消費量は、マニュアルミッションに比べ定常走行で約15%劣り、ハイウェイを含む市街地走行では約10%劣る結果であった。

	40Km/h	50Km/h	60Km/h	80Km/h	100Km/h	120Km/h
Half Toroidal CVT	1.68	1.14	0.54	0.06		
Manual transmission (XVZ 1300)	8.23	7.82	7.61	6.86	6.15	5.53

	40Km/h	50Km/h	60Km/h	80Km/h	100Km/h	120Km/h
Half Toroidal CVT	9.91	8.96	8.15	6.92	6.06	5.37
Manual transmission (XVZ 1300)				0.09	0.16	

図9 Passing-acceleration test (200 m)

At a constant speed: 80Km/h (Km/l)	
Half Toroidal CVT	18.3
Manual transmission	21.3
At a constant speed: 100Km/h (Km/l)	
Half Toroidal CVT	15.9
Manual transmission	18.4
In city driving including highway driving (Km/h)	
Half Toroidal CVT	14.6
Manual transmission	16.3

図10 Fuel consumption

全ての走行性能試験の結果から、プロト車のハーフトロイダルCVTは、マニュアルミッションに比べ伝達効率が低い為に、走行性能が悪くなっているということが判った。筆者らは、プロト車の主な損失馬力は軸受類の摩擦損失、そして潤滑油の攪拌損失であると考えた。

9. ハーフトロイダルCVTの効率

ハーフトロイダルCVTの効率は、図11に示される単体ユニットで計測した。トラクションオイルを供給し、潤滑後の油を吸入するポンプはCVTの外部に設置した。変速比0.5, 1.0, 2.0について、効率を測定した結果を図12に示す。ハーフトロイダルCVTの効率は変速比に依り変化し、 $i = 0.5$ の増速変速比の方が、 $i = 2.0$ の減速条件よりも効率が優れた。変速比で効率が異なる理由は、ハーフトロイダルCVTの損失の大半が、押し付け力に依る軸受類の摩擦損失であるからである。式(8)に示される押し付け力は、傾転角 ϕ に関係する。変速比が減速条件に近づくほど、押し付け力は大きくなる。しかし、二輪車用ハーフトロイダルCVTのプロト車では軸受損失の他に、ポンプ損失と油攪拌損失が残った。我々の次の課題は、二輪車用ミッションとして成立させつつ、これらの損失の改良をすることである。

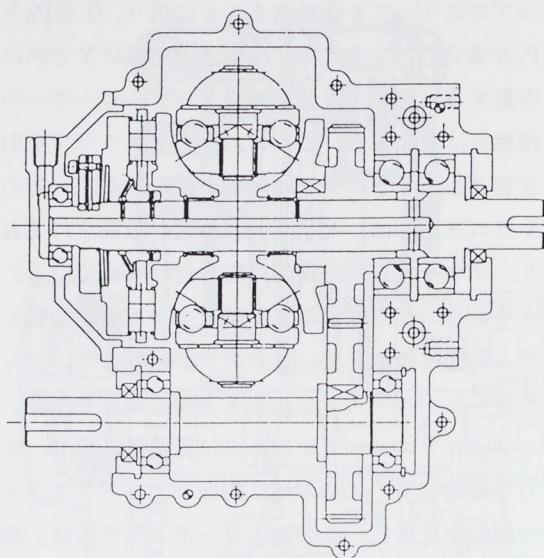


図11 Prototype of the Half Toroidal

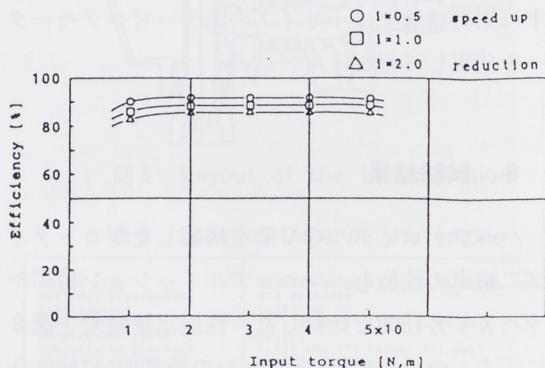


図12 Efficiency

10. 寿命

ハーフトロイダルCVTの接触部は、約 10mm^2 の楕円であり、最大ヘルツ応力 P_{max} は約 3.0GPa である。トラクション流体が接触部の間を通過する最大スピードは $2.0 \times 10^{-5}\text{ sec}$ である。潤滑油のバルク温度は約 100°C であった。それ故、ディスクとローラー間の接触表面の寿命はハーフトロイダルCVTの最も重要なポイントであった。

台上試験で、筆者らはディスクとローラーの接触部に関し、エンジンの最大トルク相当で 2×10^8 回の転動回数を完了させた。台上耐久試験では変

速比は固定して行なった。図13の写真は実機での接触回数 10^8 回後のディスクである。表面の損傷は認められなかった。プロトタイプの二輪車を使用して、耐久性の試験を種々の条件の下で行なった。



図13 Tested disc

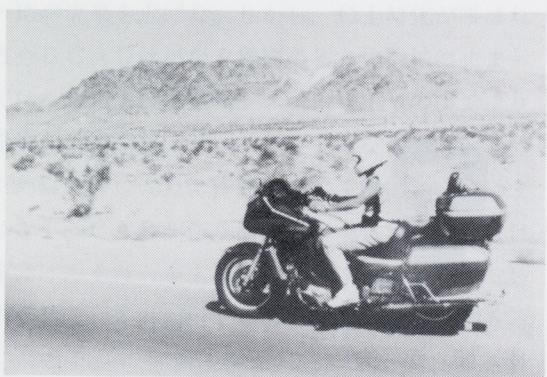


図14 US highway test

11. ドライバビリティ

アメリカで、プロト車の走行試験を行ない、種々の条件でドライバビリティについて評価した。クラッチ操作とシフト操作なしのイージードライブは、ライダーにとって大変快適であった。このCVTは特に山岳路で優れた性能を発揮した。図14にアメリカにおけるハイウェイ走行の写真を示す。プロト車に乗った幾人かはハーフトロイダルCVTが、マニュアルミッションと比較して性能に満足感があることを指摘した。この改良は必要である。

12. 結 論

排気量171ccと1300ccの二種類の二輪車用ハーフトロイダルCVTのプロト車を試作し評価試験を行なった結果、クラッチ操作とシフト操作なしのスロットル操作のみで、大排気量二輪車を運転出来るという、主な目的は充分達成した。又、トラクション接触表面の耐久性と、トラクション回転部品を支持する軸受類の耐久性は、実機での運転条件下で充分な結果であった。

ハーフトロイダルCVTを搭載した二輪車の性能は、マニュアルミッション付に比べ約10~15%劣る結果であった。伝達損失の主なものは、軸受摩擦損失、ポンプ損失、高回転時の油攪拌損失であった。残された主要な課題は、それらの損失を如何に減らし、高回転時に如何に高効率を得るかということである。

筆者らは、全ての研究、開発の結果、大排気量二輪車用として、ハーフトロイダルCVTが大きな可能性があるということを結論付けるに至った。

13. 謝 辞

本研究開発に当り、日本自動車研究所長の石原教授、横浜国立大学の田中教授、そしてトラクションオイルの提供とハーフトロイダルCVTの耐久テストを行なっていただいた出光興産(株)に感謝致します。

[参考文献]

- [1] Dowson & Higginson, Elast-Hydrodynamic Lubrication, Pergamon
- [2] Machine Des., May 2, 1977
- [3] Johnson, K.L., and Tevaarwerk, J.L., Proc. R. Soc. London, Series A, Vol. 356, 1977
- [4] Tevaarwerk, J.L., and Johnson, K.L., Trans. ASME, F, 101, 3, 1979
- [5] Evans, C.R., and Johnson, K.L., Proc. Instn. Mech. Engrs. 1986, C5, 303-312
- [6] Evans, C.R., and Johnson, K.L., Proc. Instn. Mech. Engrs. 1986, C5, 313-324
- [7] Hata, H., Aoyama, S., IDEMITSU Tribology Review, No. 12, 1985

〔おわりに〕

以上が、第23回F I S I T Aに発表した論文の内容です。ここまで成果が出せたのは、社内外の方々の御支援、御協力の賜物と紙面を借りて御礼申し上げます。

〔注 記〕

※(1) CVT : Continuously Variable Transmission

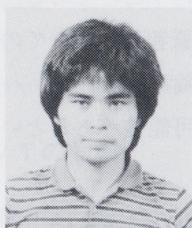
※(2) トラクションドライブ：

金属製の摩擦車を潤滑下で強く押し付け、金属間に介在する油膜のせん断抵抗に依り動力を伝達する方式であり、無潤滑の場合の摩擦伝動と区別している。

■著者■



市原 康志



泰山 晋



安間 幸夫

技術論文

図面情報管理システムによるCADからCIMへの発展

Development of system from CAD to CIM through Drawing Information Control System

池山 昭夫*
Akio Ikeyama

要　　旨

各企業にCADが導入されてから久しい。CADは作図作業の生産性向上、図面の高品質化では一応の成果を上げた。しかし、CIM化が呼ばれる今日CADは単なる作図の省力化機械に止まつてはならず、統合生産システムCIMの中でより重要な役割を担っていかなくてはならない。そのためには、CADの作図機能のみに注目するのではなく、CADが作り出す“データ”にこそ注目を向け、それらを広く社内外に流通させ、また技術資産として再利用することを考える必要がある。

ここで示す「図面情報管理システム」は、CADデータの保管、検索、ステータス管理を総合的に行なうシステムで、CADをCIMへ発展させるのに重要なシステムである。最近では、コンピュータメーカーをはじめ各社共この点に気付きはじめ、様々なデータ管理システムを開発しつつある。

本論文では、図面情報管理システムの代表的なものを例示し、その有効性、および実現のための課題を論じる。

Abstract

It is a long time since companies started introducing CAD systems. Meanwhile, the systems have proved to be instrumental in achieving efficient drawing job and high drawing quality. However, now that realization of the CIM system, the total production system, is a widely recognized need, the CAD system should be more than a mere labor saving system to play more important role in the CIM system. Therefore, we have to turn our attention from concentrating on the drawing functions of the CAD system, to the data the system produces and promote wide circulation of such data out side as well as inside the company, utilizing them as technical assets.

The drawing information control system described here is a system that executes comprehensively the storage, access, and status control of data, and plays a key role in developing the CAD systems into the CIM systems. Recently, computer manufacturers and other companies have realized this fact and are developing various data control systems. This paper gives some typical examples of the drawing information control systems and discusses their effectiveness and problems to be solved for realization of perfect systems.

は　じ　め　に

今日、製造業の情報システムは、CIM（コン

ピュータ統合生産）の名の下に再構築を迫られている。CIMとは、従来の生産管理システム、販売管理システムといった個別業務毎の省力化、効率化を狙いとしたシステムの枠組を超えて、技術、生産、販売、管理といった企業活動全般にわたる

* 技術本部技術電算室

統合的な情報システムの概念である。

その例としては、つきの三つが挙げられる。

- ① 商品の企画から生産開始までの開発リードタイムを大幅に短縮するシステム（技術－生産の統合）。
- ② 日々の市場要求に応じ、刻々と生産品種、数量を変化させるシステム（販売－生産の統合）。
- ③ 顧客の要求する製品仕様を即刻、設計に反映させるシステム（技術－販売の統合）。

一方、技術部門（含、生産技術）でもっとも代表的なコンピュータ利用システムであるCADシステムをみると、こうした他システムとの統合状況は、きわめて悪いことに気づく、たとえば、生産管理システムの端末でCADの図面データを見るとか、CADシステム上で部品表を同時に作成するといったことは、理屈のCADシステムではかなりむずかしく、一部に実現している例があるものの、まだまだこれからの課題である。

現在のCADシステムは、「情報システム」というよりもむしろ作図「機械」であり、導入部門にとってCADを導入することは機械化であって、システム化ではなかった。しかし、今日CIM化が進展する中でCADは単なる作図機械に留まつてはならず、設計開発プロセスの情報システムへと進化させていかなければならない。また近年、設計開発期間を大幅に短縮させる方法として、開発プロセスの同時並行作業（サイマルテニアス・エンジニアリング）が唱えられている。これは、従来順次に行なわれていた各工程を前倒しし、並行作業することにより期間短縮を図ろうとするものである。当然、各工程を流れる図面情報は、きめ細かに管理されなければならず、この点からも現在のCADが単なる作図装置から情報システムへと進化することが、必要となってくる。

本稿では、CADをCIMのサブシステムとして再構築するために重要な「図面情報管理システム」を例示して、その有効性、および実現のため

の課題を解説する。

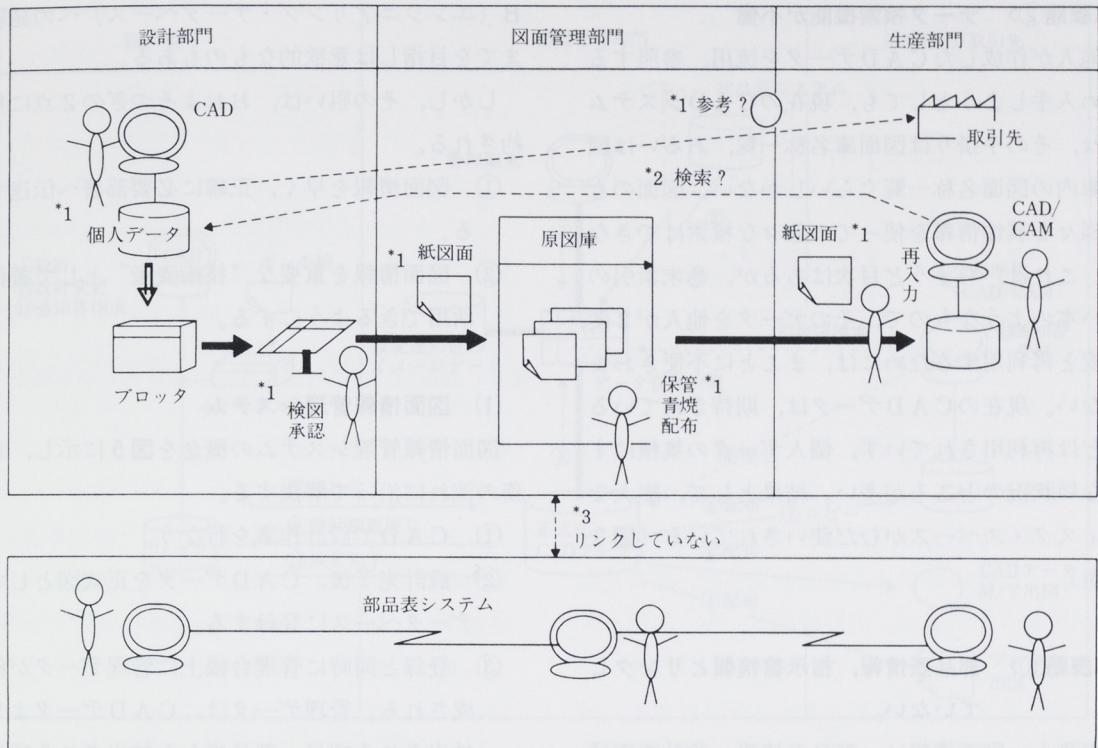
1. 現状CADのもつ課題

作図作業の機械化として導入されたCADシステムは、当然ながら作図機能中心に作られており、分類機能、検索機能、セキュリティ機能といったデータ管理機能は、弱い。一方、CADが普及した今日、いずれの企業においても日々生成されるCADデータは膨大な量となっており、このCADデータを有効に活用できるか否かが、CAD導入の成否を決める時代になってきている。

以下、現状のCADシステムが、統合生産システムCIMの中で重要な役割を果たすために解決しなければならない課題を、特にデータ管理の側面に焦点を当て述べる（図1参照）。

〈課題①〉 CADデータが公式化されていない

CAD化率100%を誇る企業でも、設計から出される正式な図面情報はデータではなく、紙図面としているケースが多い。これでは、CAD化の効果は設計部門の作図作業だけに限定されてしまい、電子データ故に可能なリードタイム・ゼロでの伝達、あるいは後工程のCADシステムでデータをそのまま再利用するといった複合的な効果は、出せなくなってしまう。また、紙図面が正式であるため、緊急に設計変更が生じた際、紙図面だけを手修正で直してしまい、CADデータはそのままメンテされず、放置されるといった事態が生じやすくなる（たとえば、形状は変わらず寸法だけが変更になったような場合）。すると、CADデータベース上のデータは、設計の最終案とは異なったものとなり、徐々に信頼できなくなっていく。その結果、後工程側でそのデータは参照、流用できないものとなる。さらに、設計者自身もそれ以降の作業は、CADからドラフタ作業に舞い戻ってしまう（図2参照）。



*1: 課題① *2: 課題② *3: 課題③

図1 現状CADのもつ課題

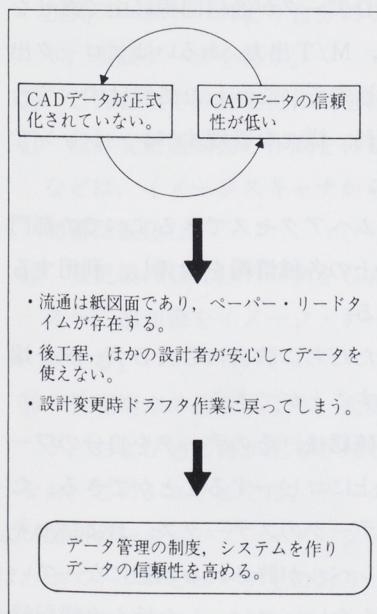


図2 課題①

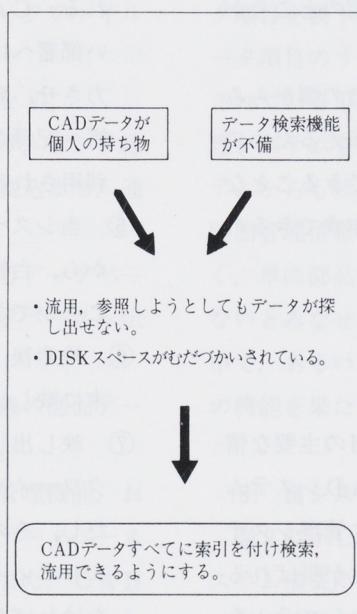


図3 課題②

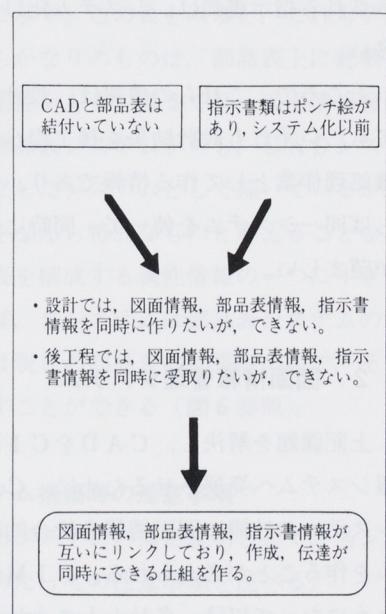


図4 課題③

〈課題②〉 データ検索機能が不備

他人が作成した CAD データを流用、参照するため入手しようとしても、現在の CAD システムでは、その手掛りは図面庫名称一覧、あるいは図面庫内の図面名称一覧ぐらいしかない。図面のもの様々な属性情報を使っての色々な検索はできない。これは、ちょうど目次はあるが、巻末索引のない本のようなもので、そのデータを他人が 2 度、3 度と再利用するためには、まことに不便きわまりない。現在の CAD データは、期待されているほどは再利用されていず、個人データの集積にすぎない状況のところが多い。結果として、膨大なディスク・スペースがむだ使いされている（図 3 参照）。

〈課題③〉 部品表情情報、指示書情報とリンクしていない。

実務上、図面情報は、部品表情情報、設計変更通知書などの指示書類と同期して後工程へ渡す必要があるが、現状の CAD システムは部品表システムと結付いてはいない。また、ポンチ絵などが挿入される指示書類は、システム化以前のところが多い。

ところで、これらの情報は、設計者の側からみても、いずれも設計結果を後工程へ伝えるための後処理作業として作る情報であり、できることならば同一システムを使って、同時に作成できるのが望ましい。

2. 図面情報管理システム

上記課題を解決し、CAD を CIM の主要な情報システムへ発展させるために、CAD システムシステムの外側に図面情報を総合的に管理システムを作ることが考えられる。CIM 化が呼ばれるようになって以降、各社ともこうしたシステムを構築する例が増えてきた。それらは各社各様で、中には上記の課題解決のみでなく、積極的に ED

B（エンジニアリング・データベース）への発展までを目指しは意欲的なものもある。

しかし、その狙いは、おおよそつぎの 2 点に集約される。

- ① 図面情報を早く、正確に必要部署へ伝送する。
- ② 図面情報を重要な“技術資産”として蓄積、活用できるようにする。

（1）図面情報管理システム

図面情報管理システムの概念を図 5 に示し、業務の流れに沿って解説する。

- ① CAD で設計作業を行なう。
- ② 設計完了後、CAD データを正式図としてデータベースに登録する。
- ③ 登録と同時に管理台帳上に管理データが作成される。管理データは、CAD データより抽出される項目、部品表から抽出される項目、管理端末よりキーインされる項目の 3 種類ある。
- ④ 管理端末の指示により図面データが配布される。CAD データが通信回線経由で渡せない部署へは、M/T 出力、あるいはプロッタ出力させ、郵送する。こうした処理はすべて台帳へ記録され、様々な管理オペレーションで利用される。
- ⑤ 当システムへアクセスできるすべての部門から、台帳上の各種情報を検索し、利用することができる。
- ⑥ 検索後、ただちに該当の CAD データを端末に映し出すことができる。
- ⑦ 映し出し確認後、そのデータを自分のワークファイル上にコピーすることができる。ただし、そのデータのステータス、およびセキュリティ・レベルが許される状態にならなければならぬ。コピーした旨も台帳記録される。
- ⑧ コピーした CAD データを使い、CAD /

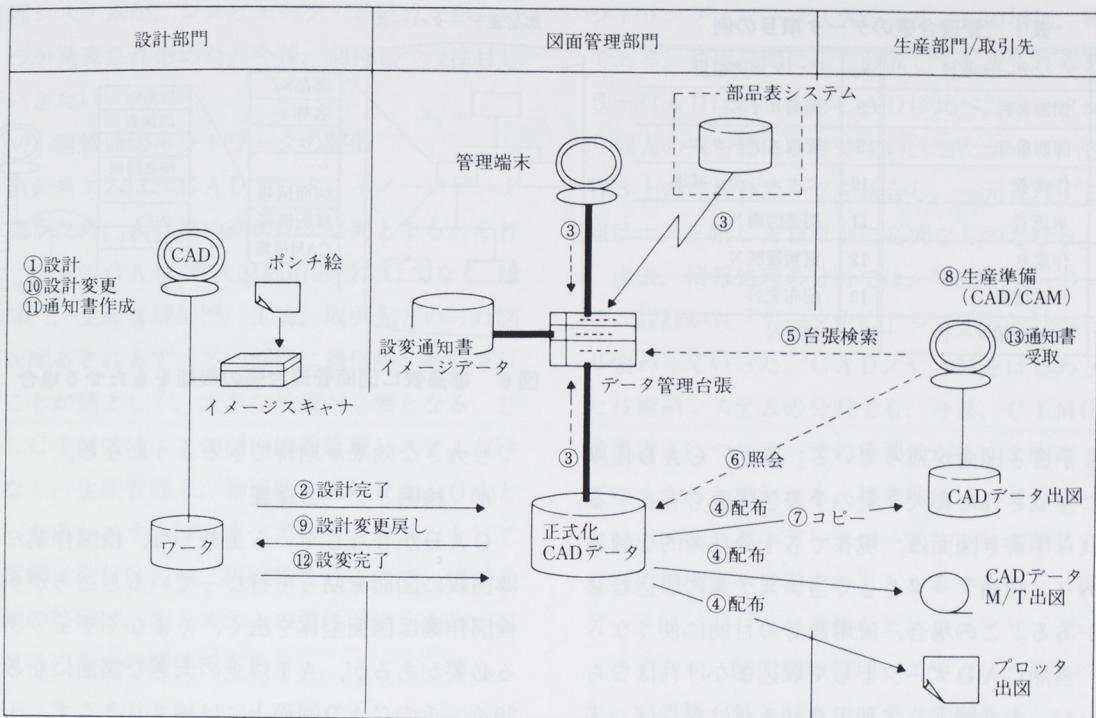


図5 図面情報管理システムの例

CAMシステム上で生産準備作業を行なう。

- ⑨ 設計変更が生じたら、当システムに要求し、正式データベースより自分のワークファイルへ、当該データを移す。
- ⑩ CAD上で設計変更作業を行なう。
- ⑪ 設計変更通知書の作成を行なう。ポンチ絵などは、イメージスキャナから読みませ、通知書に嵌込む。
- ⑫ 変更後のCADデータをCADデータベースへ、通知書をイメージ・データベースへ伝送する。
- ⑬ 管理端末の指示により、変更後の図面データ、および通知書が配布される。

なお、このシステムでは、データ管理機能、および図面データベース、イメージ・データベースは、ホストコンピュータ上にあり、また、CAD端末が当システムの端末にもなっている。しかし、これはあくまでも一例であり、ハードウェア構成、ソフトウェア構成は様々なものが考えうる。

(2) 図面データ管理台帳

図面データ管理台帳として必要と思われるデータ項目を表1に示す。この表をみると、これらデータ項目のうちかなりのものは、部品表上に記載されている可能性がある。図5では、図面情報管理システムを部品表システムからも、CADシステムからも独立したシステムとして描いているが、図面管理情報をなんら特別なものと考えることなく、単に部品表を構成する属性情報の一つにすぎないとみなせば、当システムは部品表システムの中で、あるいは現在の部品表の拡張版の中で、その機能を果たすことができる(図6参照)。

(3) 当システム構築時の注意事項

図2に示したシステムの補足説明として、当システム構築にあたっての注意事項を述べる。

(i) 手書き図面の扱い

作図作業を100% CAD化している企業は、未だ少ない。ほとんどの企業では、なんらかの理由に

表1 管理台張のデータ項目の例

No.	データ項目	No.	データ項目
1	図面名称	8	図面サイズ
2	図面番号	9	管理ステータス
3	作成者	10	セキュリティ基準
4	承認者	11	関連図面N
5	作成日	12	更新履歴N
6	作成部署	13	配布先N
7	図面分類コード	14	属性N

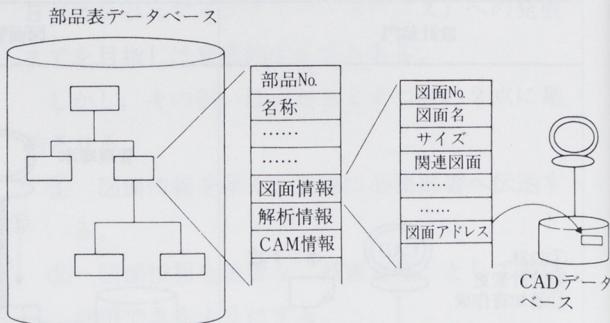


図6 部品表に図面管理台張の機能をもたせる場合

より手書き図面が残っている。また、CAD化以前に作成された膨大な量の手書き図面も存在する。これら手書き図面は、現在でも十分技術的な価値があり、図面データとして当システムに取込む必要がある。この場合、流用設計の目的に使うならば、当然CADデータとして取込まなければならぬが、参考図として利用されるだけならば、入力の手間を考慮して、イメージデータとして取込むのがよい。ただし、現在のイメージデータに関する技術は、光ファイリング・システムを転用する場合でも、ホスト系のイメージ処理技術を使う場合でも、技術的に未だ発展段階にあり、標準化の動向も定まっていない部分があるので、注意を要する。

(ii) 当システムで管理する図面の範囲

今までの説明では、管理対象図面として、暗黙のうちに設計で作る製品図、部品図を想定していた。しかし、このほかに図面としては、設計部門内で使われる計画図、検討図、あるいは生産側で作られる工程図、工作図、型図などがある。これら図面は、製品図などに比べ保管管理が部門任せのところがあり、当システムで全社的に一元管理しようとすると、採番、バージョン管理など新たな課題が発生する。しかし、これらの図面が当システムでうまく管理できるようになると、たとえば工程図が設計側の端末でいつでも見られるとか、計画図の一部が生産側で早い時期に見れるようになり、サイマルテニアス・エンジニアリングの面

でも大きな効果が期待できるようになる。

(iii) 検図とデータ保証

CADが普及している企業でも、検図作業だけは図板に図面を貼って行なっているところが多い。検図作業は図面全体を広く、くまなくチェックする必要があるが、A1以上の大きな図面になると20インチのCAD画面上には納まりきらず、十分な検図作業ができない。また、検図を行なう年配の技術者や管理者の場合、CADの操作経験が乏しく、ディスプレイ作業を嫌う点も、検図作業がCAD化できない理由の一つである。

しかし、CIMにおけるCADデータは、後工程が安心して使える信頼性の高い正式な図面情報でなくてはならず、公認化する手続きは必須である。現状でとられている方法は、検図作業そのものはプロッタ出力された図面に対して行ない、この検図された図面とCADデータを図面管理部署で照合し、一致していることを確認後、CADデータを正式情報にする、といった方法である。

(iv) システム技術上の課題

当システムでは、3種類の異なるタイプのデータを扱う。CADのベクトルデータ、台帳、部品表のコードデータ、指示書のイメージデータである。これら3タイプのデータは、おのおの別々の情報処理技術として成立ってきており、これらを融合したシステムを実用的なレベルで作るのは、それほど容易なことではない。しかし、最近になって、上記3種類のデータを一元管理できる図面

管理システムが、コンピュータ・メーカーからいくつか発表され始めた。今後、期待しつつ注目していきたい。

(v) 情報通信ネットワークの整備

当システムは、CADデータ、イメージデータを扱うため、大容量の通信網が必要となる。それも、従来のCAD/CAM利用部門だけでなく、購買部門、生産管理部門、工場、取引先といった図面が配布されるすべての部門に通信網が敷設されることが望ましく、大きな投資が必要となる。しかしCIMでは、この図面情報管理システムだけでなく、生産管理系、物流販売系、FA、OAといった各システムは、すべて統合システムとして通信網で結付けられ、再構築されるので、情報通信網の整備は、当システムの要件というより、CIMそのものの要件でもある。



本稿は、CADシステムのデータに着目し、その管理システムを作ることによってCADデータが早く正確に必要部署へ送れること、また一度作られたCADデータが参照、流用できるようになり、利用価値が高まることを述べた。

このほか、近年、図面情報管理システムが必要となる別の要因が出てきた。それはEWS（エンジニアリング・ワーカステーション）の増加、普及である。利用部門に広く分散して配置されるEWS-CADはホスト形CADに比べ、データがより個人の持ち物になりやすい。したがって、各EWS上のCADデータを統合し、一元管理する仕組はホスト形CAD以上に必要なものとなる。

過去、情報処理の分野では、「処理中心」のシステム設計から「データ中心」システム設計へと移り変わっていた。CAD/CAMをはじめとした技術系システムの分野でも、今後、CIM化が進展するにつれデータの重要性がますます高まっていくものと思われる。将来的には、EDB（エンジニアリング・データベース）として論じられるものの構築を目指すこととなるであろう。図面データは、もっとも重要なエンジニアリング・データであり、図面情報管理システムは、それへ向かっての第一歩となるシステムである。

[参考文献]

- (1) CIM開発研究会：CIM戦略 IBM藤沢工場の挑戦、工業調査会
- (2) 日経コンピュータ：CAD/CAMと技術情報管理システムを統合、1988年6月6日号、p.108

■著者■



池山 昭夫

技術論文

モーターサイクルにおけるアルミニウム材料の現状と動向

Recent application and trend of aluminum alloys in motorcycles

山田 徹*
Tohru Yamada

要　　旨

モーターサイクルに用いているアルミ材料は、全車種の約33%以上（アルミフレーム採用車）と乗用車（約4.4%）などの他の輸送器機に比較して極めて高い比率を占めている。本報では、まずこれらのアルミ合金との材質が現状どの部品にどの様に使われているか、その材質的特徴は何かについて解説する。

次にモーターサイクルの機能要求に対し主にエンジン系ではピストン、フレーム系ではアルミフレームを例にとり、材料と加工方法の両面からどのようなアプローチが為されてきたかを述べ、最後にモーターサイクルのアルミ材料が今後どの様な方向に向かおうとしているかをダイカスト、合金鋳物、展伸材に分けて考察を加える。

軽金属業界のなかで先駆的役割を果たしているモーターサイクル用アルミ材料について、その現状と動向をまとめたものである。

1. は　じ　め　に

二輪車は、便利さ経済性などにより手軽な乗物として通勤、ショッピング、商用など幅広く利用されている。国内保有台数も昭和62年には1863万

Abstract

The weight of aluminium alloys used on a motorcycle accounts for more than 33% of the total weight of the vehicle (aluminium slloy frame motorcycle). This percentage exceeds by far that of other transportation equipment such as cars (approx. 4.4 %).

First, this paper describes the types and use of aluminium alloys for motorcycle parts and features of the alloys.

Secondly, it takes the piston ring as example for engine parts and the aluminium frame as example for frame parts and then discusses, with respect to material and machining, the approaches to achieve their functions required as motorcycle parts.

Finally, it discusses the future trend of the use of aluminium alloys on motorcycles, dividing the use into die castings, alloy castings, and sheets and plates.

Thus, it summarizes the present condition and the future trend of aluminium alloys for motorcycles that play the role of a pioneer for aluminium industry.

台を数え、普及率は38%に達している。一方、生産量は昭和56年の867万台をピークに減少し、昭和62年には469万台（いずれもK Dセットを含む）となつたが、全世界的には依然日本が世界一を保ち続けている。国内市場の動向をみると代替需要が5割を超えることに示されるように成熟化しつつある中で、126cc以上の中排気量車の保有が増加し

* 技術本部 要素研究部

ている¹⁾。

この126cc以上の中でスポーツ車と呼ばれる車種に二輪車材料の特徴が端的に現れているので以下、この車種を前提に述べていきたい。ユーザー・ニーズとして高性能、スタイリング、フィーチャーなどが求められるためアルミニウム合金の持つ軽さ、質感、それに加えてアルミニウムならではの機能的デザインを追及し、積極的に採用することによってニーズに応えてきた。したがって鉄鋼材料からアルミニウム展伸材あるいは鋳造材へと材料変換が行われてきた結果、モーターサイクルにおけるアルミ化率は現用材料では限界に近づきつつあり新材料が期待されるゆえんである。

本稿では現在の使用状況に始まり、部品から見た材料への要求や問題点、そして材料変換や新材料への期待も含めた動向について述べてみたい。

2. モーターサイクルにおけるアルミニウム材料

2.1 アルミ化率とその特徴

図1に自動車、モーターサイクル、航空機の順にその材料構成比を示す。モーターサイクルのアルミ化率は約33%（アルミ・フレーム採用機種）であり、航空機の80%²⁾に及ばないまでも自動車の4.4%³⁾に比較し約7.5倍ときわめて高いのが第一の特徴である。第二に展伸材の比率が高いことである。航空機は100%展伸材であるのに対し自動車は逆に99%が鋳造材であり、モーターサイクルは

約40%が展伸材である。第三に展伸材の材質をみると自動車が用いる場合はA6061などの中強度合金であるのに対し、モーターサイクルはA2014、A2017、A5083、A7N01など高強度合金が多い。第四に鋳造材料では一部の部品に、過共晶シリコン、ヒドロナリウム、高延性ダイカストを使用している。

以上をまとめてみるとモーターサイクルではアルミ化率、展伸材それも高強度合金の比率共に高く、また一部特殊な鋳造材を用い、全体的には航空機材料と自動車材料の中間的な位置にある。

2.2 現用アルミニウム材料とその適用部品

2.2.1 ダイカスト合金

ダイカスト材は、種々の理由により各社とも独自の規格を作っていることが多い。相当規格合金とその使用例を表1に示す。使用量からみると、ADC10またはADC12相当の合金が最も多く約90%以上を占める。これ以外ではクラッチ部品のように耐摩耗性が必要な場合はB390合金を用い、ある程度の靭性が求められる部品にはADC3相当を、さらに耐食性が必要な場合はADC5またはADC6を用いている。モーターサイクル用ダイカスト材としては10年ほど前から使用しているB390合金と、高延性材としてのADC3, 5, 6相当およびこれらを改良した合金⁴⁾などを使用している点が特徴的である。

2.2.2 合金鋳物

JIS合金を用いることが多い。使用例を表2に示す。AC4BとAC4Cを合わせると使用量の約80%を超える、AC4Bは湯流れ性が良く汎用的に使われ、強度が必要な場合はT6を、そうでない場合はFまたはT2熱処理で用い、Na改良処理も行わないこともある。AC4CHはホイールを始めとして転倒しても破損せず折れ曲がるような靭性が要求される部品に適用し必ず改良処理（Na, Sb）を行いT6で用いる。

AC2B, 4Dは4Bに比べ伸び、被削性の点で、円

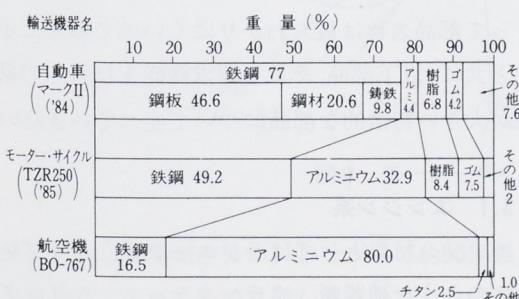


図1 各輸送機器の材料構成比

表1 ダイカスト合金とその使用例

相当規格	使 用 例
ADC10または12	クランクケース、カバー類 4サイクル・ボディシリンダー 2サイクル・空冷ヘッドシリンダー
B390	ハウジング・クラッチ、ボス・クラッチ、インサート
ADC3	プラケット・マフラー フート・レスト
ADC5 または 6	レバー・ブレーキ

表2 鋳物合金とその使用例

合金記号	使 用 例
AC2B	アウターチューブ、キャリパー
AC4B	2&4サイクル・エンジン用ヘッドシリンダー、2サイクル・エンジン用ボディシリンダー
AC4CH	キャストホイール、ハンドルクラウン
AC4D	アウターチューブ
AC7A	ヘッドパイプ、プラケット・リヤアーム
AC7W	ヘッドパイプ、リヤアーム
AC8A	4サイクル・ピストン
AC9A	2サイクル・ピストン
AC9B	

筒内面の研削が必要なアウターチューブに用いられる。

モーターサイクル用材料としてはAC7A系、およびAC9A、9Bの過共晶シリコン材の二つが特徴的である。AC7A系は、数年前よりフレームがアルミ化され展伸材の一部を鋳造化するのに用いられて以来増加しつつある。この転換に際し、各社共独自の材料と工法を駆使し多くの困難をきわめながら生産を行っているが溶接構造用三元合金鋳物の新領域が生まれつつある。モーターサイクルという商品が内蔵するダイナミズムが惹起したバイ・プロダクトというべきであろう。

2.2.3 展伸材

材質と使用例を表3に示す。これらの用途は他材料を代替しながらこの10年間に拡大してきたものである。モーターサイクルにおいて展伸材の使用は、鉄鋼の鍛造または鋼管の溶接からなる部品

をA2014、2017の一体鍛造品に変えることから始まったと思われる。たとえばペダル・ブレーキ、フート・レスト、キック・クランクなどがこれに相当し、軽量化というより外観商品性の上でユーザーにアピールする小物部品であった。第2期はバネ下重量の軽量化を目的とし、鋼管溶接構造のリヤ・アームをA7N01、A7003といったAl-Zn-Mg系のいわゆる溶接構造用三元合金の角型断面の押出形材を用いた溶接構造体とした時期である。オフ・ロード系のモデルに採用されて以来、アルミニウムの押出形材、アルミニウムの溶接がポピュラーとなりかつ技術として熟成されていった。

第3期はアルミ・リヤ・アームがロード系モデルにまで徐々に広がり、数年の実績ができあがるとオール・アルミニウム製フレームの開発に向かった時期である。車重の軽減、軽量高剛性なフレームの実現という機能性とレーザー・レプリカという外観商品性を目的としA7N01S-T5およびA7N01FD-T6またはメーカーによってはA7003を用いて溶接構造のアルミ・フレームを製造し始めた。ここに至って展伸材はモーター サイクル用材料として確固とした地位を築いたといえる。

高強度材や溶接構造用材が多いという特徴も上記の導入経過によるところが大きい。

3. 部品機能から見た材料

モーターサイクルにおける主要なアルミニウム部品の名称と材料の種類を図2に示す。材質は表1～表3の中にすでに示されている。一般読者にとって部品名称は最もわかりにくいで参考に示すと共に、以下部品、それも要求機能上材料への期待が大きい特徴的な部品について述べていきたい。

3.1 エンジン系

エンジン材料としてはラジエーター、キャブレターのような補器類、クランクケース、シリンドラーヘッド・カバーのようなケース類などのどちら

表3 展伸材とその使用例

合 金 系	合金記号	使 用 例
純アルミ	1100	ガスケット, フューエルタンク (レーザ)
Al-Cu 系	2011	プラグ・ストレート, パルプ・ニードル
	2014	アーム, アーム・リレ
	2017	ペダルブレーキ, フートレスト, キッククランク, ハンドル・レバー
	2024	スプロケットホイール, プラーチェイン, テンションバー, カラーホイールシャフト
Al-Si 系	4032	レース用鍛造ピストン
Al-Mg 系	5052	パネルホイール, サイドカバー
	5454	ディスク・プラケット
	5056	グロメット, ホルダー
	5083	プラケット・エンジン, ガセット
Al-Mg-Si 系	6061	ハンドル, ケース・チャンバー
	6063	ボディサイレンサ, ヒートエキスチエンジャー
	6N01	ボス・ハンドル
Al-Zn-Mg-Cu 系	7003	フレーム, リヤアーム ステアリング・シャフト
	7N01	
	7075	

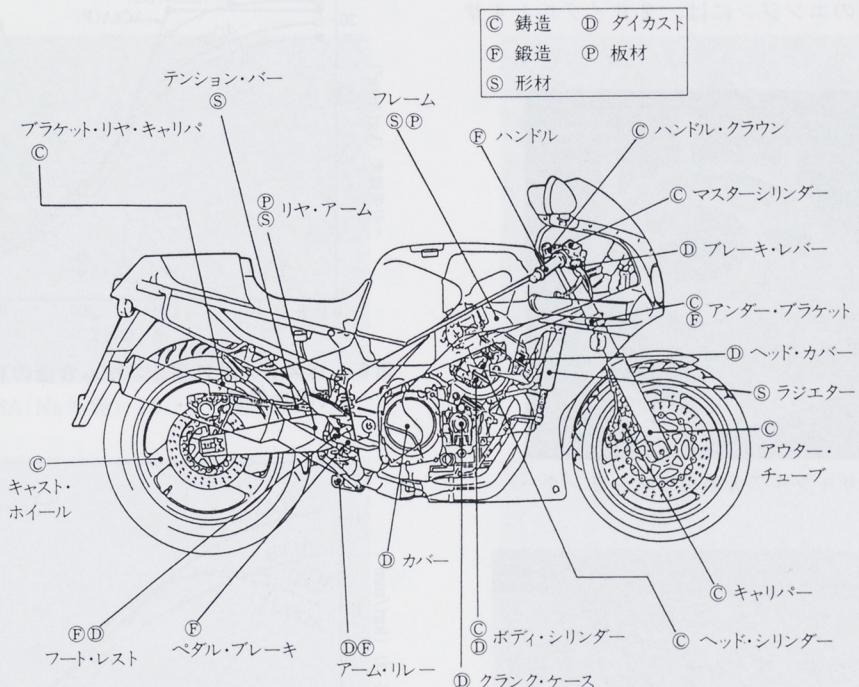


図2 モーターサイクルにおけるアルミニウム部品

かといえば容器類が多い。したがって約90%以上が鋳造材であり、かつ外殻が多くエンジン内部に用いられるのはほんの一部である。その外殻のな

かで4サイクル・エンジンでは、吸排気バルブ機構を内蔵するヘッド・シリンダー、2サイクル・エンジンでは、掃排気ポートをもつボディ・シリ

ンダーが重要な部品である。前者は4または5バルブの通気孔をもつ複雑形状と耐気密性が要求されるところから、低圧鋳造でAC4B-T6を用いる。後者は複雑なポート形状、またピストンとの焼付きの点から鋳造の残留応力を最小限にし、ひずみを小さくするシェルモールド法を採用しているところが多い。AC4B-T2で製造する。この2サイクル・ボディ・シリンダーは、従来鋳鉄スリーブを用いてきたが最近Ni-P-SiCまたはNi-P-BNの分散めっきに代替しつつある。この技術は電着Ni-P層の中に微細なSiC粒子を均一に共析させ、耐摩耗、摺動特性を改善し、同時に軽量化を達成できるため、G.Pレーザーにおいて熟成され、近年各社とも市販車に採用を始めた。そのボディ・シリンドラーと断面組織写真を図3および図4に示す。

次にエンジン材料のなかで最も重要なアルミニウム部品であるピストンについて述べる。モーターサイクル用のエンジンには、2サイクルと4サイ

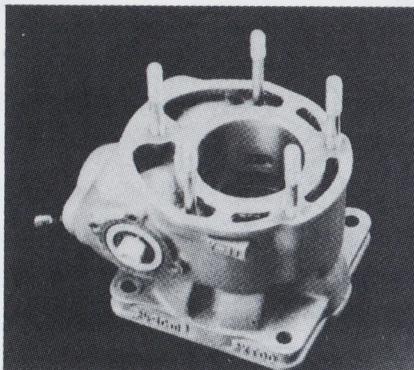


図3 2サイクルの分散めっきシリンドー

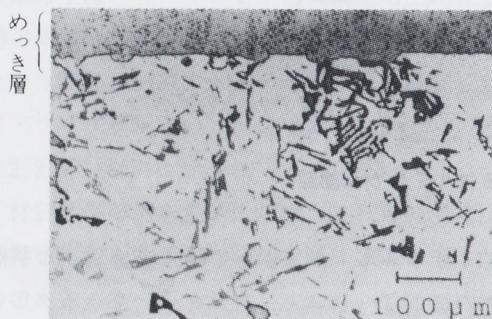


図4 分散めつきの断面組織写真

イクルの2種類があり、前者は簡便低成本、軽量高性能、後者は低燃費、クリーンという特徴を持つ。出力だけみると2サイクルは約200馬力/l、4サイクルは約150馬力/lという高性能である⁶⁾。

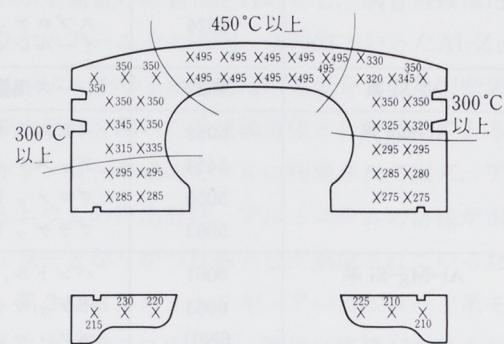


図5 2サイクル・エンジン用ピストンの使用温度例
(ピストン材質 AC9B)

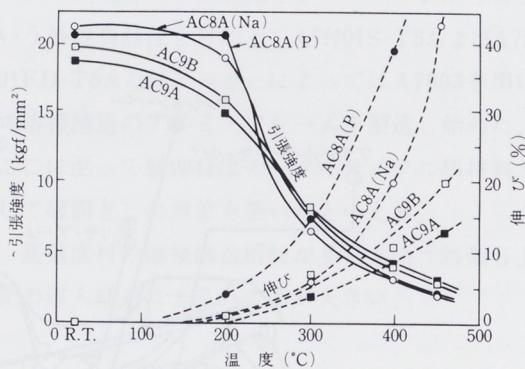


図6 ピストン用アルミニウム合金の高温強度
(100h保持)

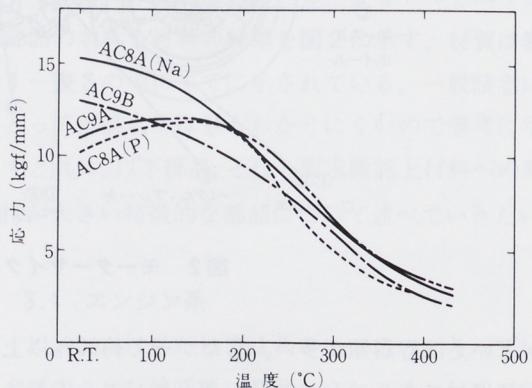
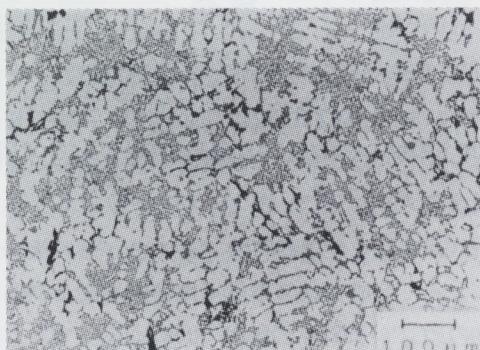


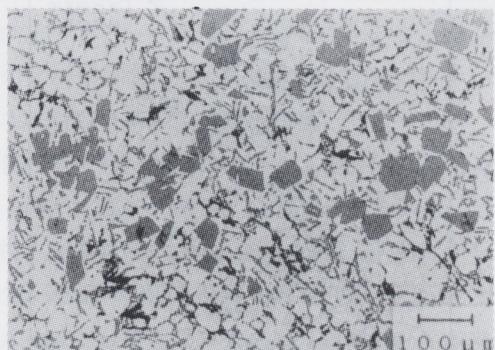
図7 ピストン用アルミニウム合金の高温疲労強度(0.5h保持)

ピストンからすると形状、冷却能、潤滑、燃焼圧などのすべての条件において2サイクルの方が厳しい。たとえば2サイクルの最も苛酷なピストンの温度分布の一例を図5に示す。最高温度が約450°Cに達することがあるのに對し、4サイクルは約300-350°Cである。したがってこれだけの高温にさらされるわけだからピストン材料は第一に高温強度が高くなければならない。図6にピストン・ヘッドから切りだした実体試験片を100h保持後の引張強度と伸びを示す。4サイクルで用いているAC8Aには、改良処理としてNa添加とP添加があるが、高温強度の上では大きな差はない。対して2サイクルで用いているAC9A、9BはP添加のみで、約220°CまではAC8Aより低いがそれ以上の高温では明らかに高い強度を有しており、ピストン温度が高い2サイクルには適している。さらに実生産と同一条件で作製した試験片で小野式回転曲

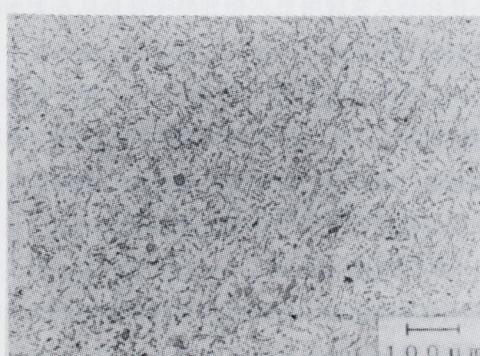
げ疲労試験を高温で行った結果を図7に示す。試験片の保持時間は0.5hであるが100hでも同様の傾向を示すことが確認されている⁷⁾。すなわちAC8AのNa添加とP添加の高温強度挙動はほぼ同じであったのに、高温疲労強度の挙動はNa添加がほぼ全温度域で最も高く、P添加は最低の疲労強度を示している。AC9Aは約200°Cを超えると高いが100°C以下では最も低い。AC9BはほぼAC8Aと9Aの中間である。これらは初晶Siの量、粒径、粒形などが複雑に絡み合った結果と思われるが詳細な解析が今後期待される。図8に組織写真を示すが、AC8AのNa添加は α -デンドライト組織を、P添加はわずかな初晶Siを晶出した組織であり、AC9B、9AとSi量が増えるにつれて初晶Siは大きくかつ多くなっていく。この組織の差が摺動特性に影響する。図9にピストン材料とスリーブ材料である鋳鉄との摩耗試験結果を示すが、初晶Siの量に比例して



AC8A(Na処理)-T6 Al-12Si



AC9B(P処理)-T6 Al-19Si



AC8A(P処理)-T6 Al-12Si



AC9A(P処理)-T6 Al-23Si

図8 鋳造ピストン用アルミニウム合金の金属組織

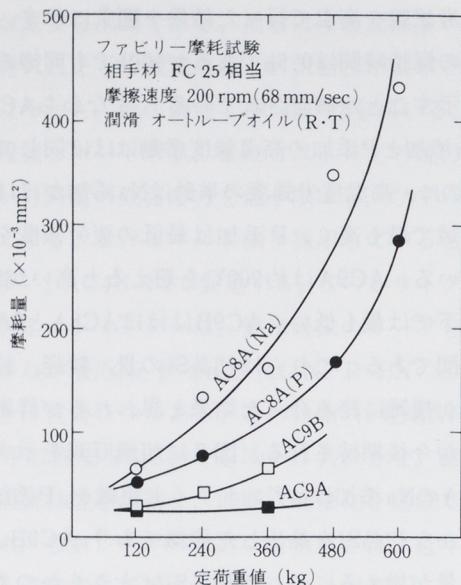


図9 ピストン用アルミニウム合金の耐摩耗性
(ファビリー式)

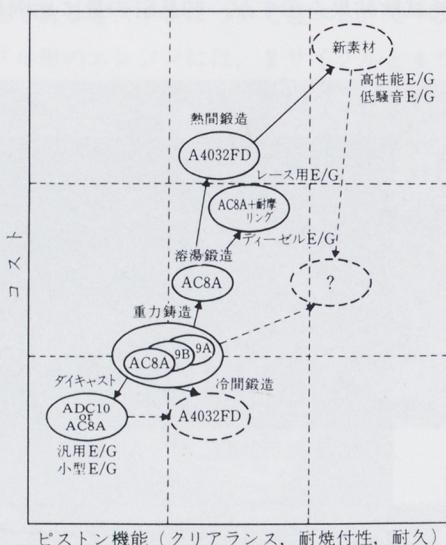


図10 ピストン材料の動向

耐摩耗性が向上する。同時に耐焼付性もこの順序になると推定される。2サイクル・エンジンにAC9A, 9Bが使われるゆえんである。さらにピストン材料への要求として熱伝導率が高く熱膨張率が小さいのが望ましいが、前者を満足させるにはSiを少なく、後者を満足させるにはSi, Niを多くする必要があり、現在の製法、材料設計では予盾を

きたすと思われる。その意味でも現用材料および今後のピストン材料の動向を、私見であるが図10に示した。縦軸をコスト、横軸にピストン機能をとり、現在使われている材料、製法を実線でいまだ実用化されていない材料、製法を破線で囲んである。図中にエンジン(E/Gと略して記入)の用途も併せて記している。低成本を目的にすれば、ダイカスト、冷鍛を用い、高機能を狙うならば、FRM, P/M, セラミックなどを用いたピストンが考えられる。モーターサイクルでは、低熱膨張係数で耐焼付性と耐熱強度の優れた材料が望ましい。

3.2 フレーム系

図2にみるよう外観はアルミニウム合金が圧倒的に多く、特にフレーム系に多いことに気付かれると思う。また展伸材の比率が高いのもエンジン系と異なった特徴である。ここではアルミ化技術の典型例としてオール・アルミ・フレームの開発について述べる。

振り返ると1979年ロードレース専用車(ファクトリーレーサーYZR500)によって、世界で初めてオールアルミフレームが実走に供された。当時は黒塗装でアルミであることをカモフラージュし、オープンにしたのは1981年であった。その後レースによって熟成され、市販車に展開されたのは1983年のRGF、1984年のRZV500によってであった。これが契機となって続々と各社とも戦略機種にアルミフレームを採用し、今日の隆盛を見るようになったのである。

次にモーターサイクルのフレームに対する要求機能を述べてみよう。フレームはライダーの意思を忠実かつ俊敏に、タイヤから路面に伝達する高い剛性が必要である。かりにこの剛性が低いとフレームは後輪に発生したモーメントによって、一度たわんだ後旋回する⁸⁾。この遅れがライダーの自然な操縦感を阻害するのである。第二に意のままのコントローラビリティを実現するには軽量化が不可欠であり、第三には高性能なエンジンの振動

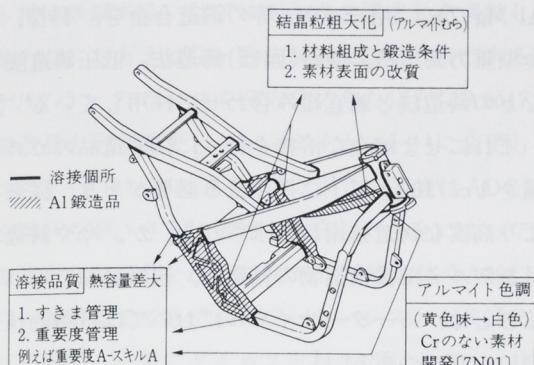


図11 アルミフレーム(RZV500)にみる材料と加工技術

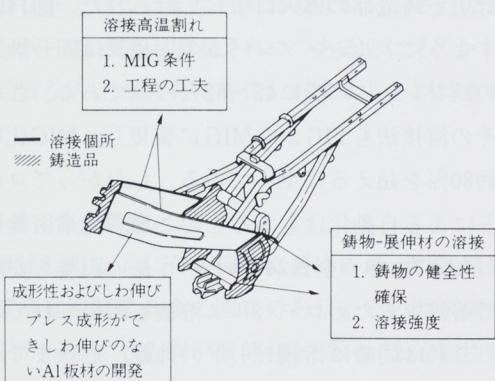


図12 アルミフレーム(TZR250)にみる材料と加工技術

に耐え、その上でモーターサイクルとしての外観商品性を満足しなければならない。

さて実際例に基づき詳細について述べる。図11に第1期のアルミフレームを示す。図中太線部は溶接箇所、網かけ部は鋳造品である。高応力が発生しているか、または溶接が錯綜しそうな部分に鋳造品を用い、角型断面の押出形材(A7N01S-T5)とを溶接する構造を採用している。溶接はTIGが多く多量かつ高品質な溶接を行うために最大限の注意を払い、特に熱容量差の大きい部品間の溶接は、クリアランス設定や溶接者の選定等まで行った。また表面処理としてアルマイトを施すため、アルマイト色調が明るくムラのないことが材料に要求されたので、材料設計上は、組成的に微量添加元素のCrを少なくした。そのため、形材、鋳造

材共に、Grain-Growthが起きやすくなり対策に苦慮した。第1期のフレームは各社とも、鋼管からアルミ形材へ変更した構造を、溶接によって接合するときの質と量を確保することが最優先課題であった。

第2期となると単に鋼管フレームからアルミフレームへの代替という発想から脱却し、アルミニウムという素材の持つポテンシャルを最大限に引き出すための構造設計、材料、加工の三位一体となった製品開発へと各社移行していく。代表例を図12に示す。

構造的にはハンドル軸とピボット部を結ぶ部材(図12の網かけ部品の間)をアルミ板材の長三角形の箱形状(デルタ・ボックス[®])にするか、目形断面を持つ押出形材にするか、大別して2通りある。いずれにせよアルミニウムのヤング率が鉄鋼の1/3という弱点を構造的に補い、鋼管フレームに対し約40%の軽量化を果たすと共に、剛性はさらに40%向上するという高特性を得ることができた。最新のアルミ・フレーム外観写真を図13に示す。

次に材料技術と加工技術について述べよう。まず使用した材料は図12にみるように展伸材と鋳造品(網かけ部)である。要求される条件として加工性、衝撃吸収性、均一なアルマイト処理性などが欠かせない。中心部材であるデルタ・ボックス[®]はA5083P-O材をプレス成形で製造した。本来は溶接部の疲労強度がいくらかでも高いH32材を用

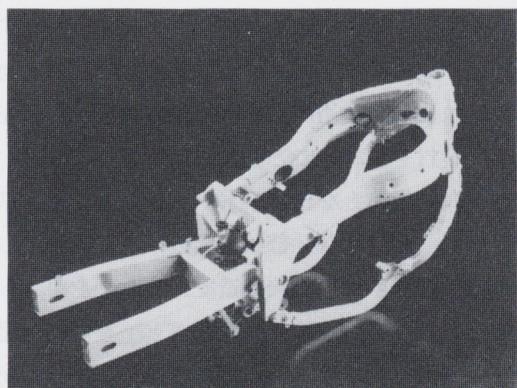


図13 アルミ・フレームの外観写真

表4 5083板材の400トンメカ・プレス*によるストレッチャーストレイン(S-S)マーク評価結果

材 料		S-Sマーク発生状況**	
質別	降伏点伸び(%)	プレス後	アルマイ特後
H31	0.2	○	○
O(A)	0.45~0.49	○	○
O(B)	0.74~0.81	△	○
O(C)	0.88~1.00	×	△

* プレス・スピード: 10~22 spm(170~310 mm/s)

ダイ・クッション圧: 0.8~2.0 kg/cm²

** (良好) ○>△>× (不良)

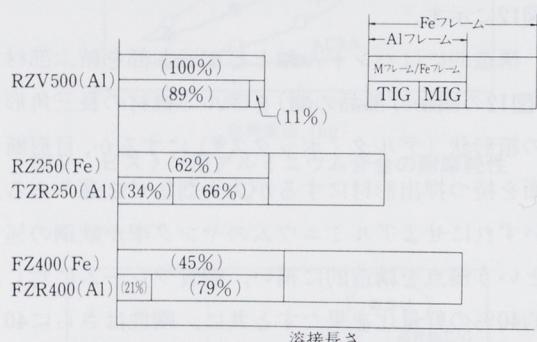


図14 FeフレームとAlフレームの溶接長比較およびTIG, MIG溶接長の割合

いたかったが、プレス成型が不可能なためH31、または、O材でトライせざるを得なかった。完全なO材ではストレッチャー・ストレインマークが発生し、外観商品性を著しく損ねるため、スキン・パスの圧化率を変えることにより降伏点伸びを制御してトライした結果を表4に示す。アルマイ特を施すとアルカリ洗浄などの工程でエッチングされ、ストレッチャー・ストレインマークが消失する傾向がみられる。表4によりH31でも問題なかったが、成形の余裕度も含め降伏点伸びが0.50%以下のO材を用いることとした。一方、デルタ・ボックスと一緒にとなるヘッド・パイプトリヤ・ブラケット(図12網かけ部)は図11にみるように、鍛造品や押出形材の溶接構造であったのをコスト・ダウンとGrain-Growthの解消と一挙両得を狙いとして鋳造化に踏み切った。アルマイ特色調が展伸材と同一という制約から、各社ともAl-Mg,

Al-Mg-Zn, Al-Zn-Mg等の鍛造合金を、砂型、金型重力鋳造法、傾斜(回転)鋳造法、低圧鋳造法などの鋳造法と適宜組み合わせて採用している^{8)~12)}。いずれにせよ健全な溶接を行うには鋳造品のガス量を1 cc/100 g以下に押さえる必要があり、従来より高度な鋳造技術が要求される。が、今や鋳造品をアルミ溶接構造物の結節点、複雑部品に用いることは、モーターサイクルにおいては汎用的技術になりつつある。

同時に溶接技術においても進歩がみられる。第一にはコスト上から溶接長の徹底的削減が、構造設計上と鋳造品の導入によって計られた。図14に示すようにアルミ・フレームの溶接長は同一排気量の鉄フレームの実に45~62%程度である。さらにその溶接法もTIGからMIGに変更し、MIG化率は約80%を超えるに至っている。したがってロボットによる自動化はもちろんのこと、従来困難であった薄肉、かつ全長240mmという長い距離を安定して溶接するためローパルス溶接も開発されてきた。これは同時に溶接ビードの外観、形状までが商品性となるモーターサイクルにおいてMIGでありながらTIGに似たビードを持つ利点も併せ持つ。

以上みてきたようにアルミ・フレームの開発は材料が構造設計の概念の変更を余儀なくさせ、逆に構造設計が加工および材料へ制約条件を課すと同時に開発を促す契機を提供するという、設計—材料—加工の三位一体となったサイクルによって完成してきた所産といえる。おそらく業界全体で、2000~3000t/年のアルミニウムの新規需要が創出されたと思われる。

4. モーターサイクル用アルミニウム材料の動向

4.1 ダイカスト

製造方法およびダイカスト材料のここ数年の動きを図15に図示化してみた。製造方法は高品質化、材料は高靱性化の方向に動いてきた結果ダイカス

ト材は鉄鋼あるいはアルミニウム鍛造品を浸蝕し始めた。たとえばG・F法が主流になりつつあるが、クランク・ケースを薄肉化できたほかにA2017鍛造品を形状変更しながらダイカスト材に変更しコスト・ダウンの効果を出した。この変換はADC3を用いたが、さらに延性を改良した合金によって加速された、すなわちS35Cの溶接構造体やA2017の一体鍛造でできていたフート・レストを共通化によって、一気にダイカスト材までもっていった。さらにダイカストより高品質、高強度という利点をもつスクイーズ・キャストの展開がここにきて急となってきて、また材料側も今回発表されたAl-Mg-Ni-Mn系等も開発されつつあるところ¹³⁾から高品質なダイカストの時代が到来すると期待される。

4.2 合金鋳物

既述したように合金鋳物における最大の課題は溶接構造用鋳造合金の開発であり、その要求機能は(1)アルマイド色調が展伸材と同一、(2)溶接性良好、(3)铸造性がよいこと、(4)強度が中程度、(5)耐応力腐食割れに優れる、の5条件であり、その評価基準、重要度は各メーカーによって異なる。すでに生産に用いられた合金の流れを図16にまとめてみた。上段に合金名、中段に平均組成、下段に機械的性質を示す。AC7AをベースとしてCuおよび微量元素を添加して熱処理性を付与し、型充填性、耐力を向上したAC7W¹⁴⁾、Zn添加量を増やし铸造性を改良しつつ、溶接性も確保しようとするM76⁹⁾、CX2A¹⁰⁾、さらに展伸材A7003とほぼ同等の組成AA712で铸造性より溶接性を重視したAl-Zn-Mg合金¹¹⁾等が用いられてきたが、真に満足すべき結果は得られていない。特に铸造性に大きな欠点を有し自由なデザインができないためAC4Cをベースに低Siにもっていき、アルマイド時は化学研磨処理で、または、塗装仕様への変更まで現れ始めた¹¹⁾。

溶接構造体に鋳物を大量に用い始めたのは、お

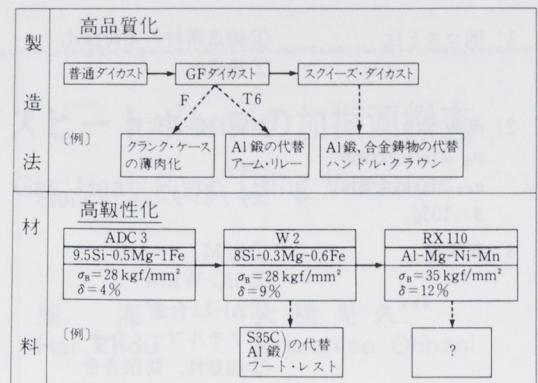


図15 ダイカストの動向

溶接構造用鋳造合金の開発

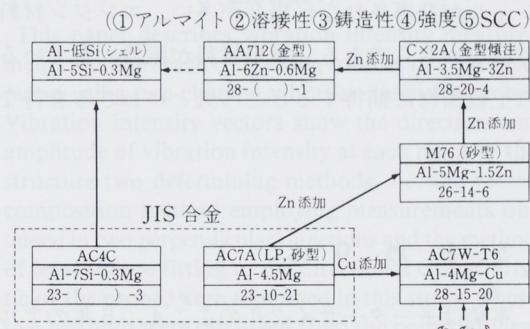


図16 合金鋳物の動向

そらくモーターサイクルが初めてと思われる。これを契機に少なくとも鋳造、溶接、強度を総合的にとらえた合金開発を切に希望したい。

4.3 展伸材

アルミ・フレームの出現により業界全体の展伸材の使用量は急速に拡大し、現在は展伸材需要も飽和状態といえる。この中にあって今後の動き、または課題を図17に示す。第一は低コスト化で、材質や工法、部品製造法も含めた見直しである。第二は差別化に基づき高強度アルミ材であるA7075、A7050等を使用しつつある。第三はエンジン材料をターゲットに新素材を適用することである。現状コストを度外視したとしても得られるべき機能が不十分な状態と思われる。単に材料だけの問題ではなく、既述したように材料-加工-設計の

1) 低コスト化	①鍛造素材の連鉄棒化 ②鋳造化
2) 高強度化	鉄鋼材料の代替 $\sigma_B \geq 60 \text{ kgf/mm}^2$ $\sigma_{0.2} \geq 50 \text{ kgf/mm}^2$ $\delta = 10\%$ 〔例〕 ステアリング・シャフト A7075
3) 新素材	①P/M ②SiC-WRM ③Al-Li合金 ④アモルファス合金 ⑤超塑性、防振合金

図17 展伸材の動向

サイクルがうまく循環しないと材料の持つポテンシャルが発揮されない場合が多い。エンジン材料ではなおさらである。現用材料が限界にきている以上新素材に期待するところ大といわざるを得ない。

5. おわりに

本稿はモーターサイクルのここ4、5年のアルミニウム材料の使用状況および動向について述べた。いくらかでも理解と興味を持っていただければ幸いである。既述したようにアルミ化率からいっても量的には飽和しつつある中で、質的にはダイカスト、合金鋳物、展伸材の多種多様な使い方を材料と工法の進歩を果敢に取り入れながらより高機能に、より低コストにする流れに動いていくと思われる。その動きは商品開発サイクルが他の輸送機器に比較して決定的に短いことと相まって、きわめてドラマティックとなる場合が多い。逆にそのために新材料をトライしながら改善していく“材料実験場”的機能も一部果たしていることも事実である。アルミ・フレーム用合金鋳物はその好例といえよう。

モーターサイクルにおける技術開発競争は高機能がセールス・ポイントの一つだけに、今後も続くことは疑いない。その中で現用材料が限界に近付きつつあるため、構造設計—材料—加工の三位

一体となった開発が重要な位置を占めてくると考えている。

〔参考文献〕

- 日本自動車工業会:1988, 日本の自動車工業。
- 豊田: 特殊鋼, 29, 11.
- 小松: 軽金属, 35 (1985), 534.
- 特公昭59-43539.
- たとえば, 石森他: 自動車技術, 32, No.9, (1978), 82.
- 水谷, 木下: ヤマハ技術会報, No.3, (1987), p.1.
- 村瀬, 宮部: 日本機械学会東海学生会, 第19回学生員卒業研究発表講演会前刷集, 1988. 3.14.
- 日経メカニカル: 1987年4月20日, p.40.
- 上原, 鈴木: 軽金属溶接, 24, No.8, (1986), 387.
- 渡辺, 倉増: 金属, 1987, No.2, 34.
- 藤崎他: 軽金属, 38 (1988), 287.
- 山田: Boundary, 2, No.12 (1986), 40.
- 日本ダイカスト会議, 論文集, 1988, 29.
- 特開昭62-240740, 特開昭63-63-42345.

■著者■



山 田 徹

技術論文

振動インテンシティ計測によるガスヒートポンプの加振源探査

The Search of Exciting Sources in a Gas Heat Pump Using Vibration Intensity Measurement

小嶋直哉^{*}
Naoya Kojima

周海^{**}
Hai Zhou

大橋光久^{***}
Mitsuhisa Ohhasi

要　　旨

振動加速度ピックアップを用いた振動インテンシティ計測手法について検討し、これを用いてガスヒートポンプにおける加振源の探査を試みた。

振動インテンシティベクトルは、梁や板において屈曲波として伝えられる振動エネルギーの流れを示している。構造物壁面の各測定点における振動インテンシティベクトルの方向と大きさの決定方法として、本報では二つの方法について測定精度と簡便さに関して検討した。第一の方法は、直角二方向における振動インテンシティを測定してそれをベクトル合成するもので、第二の方法は、同一地点で多方向の振動インテンシティを測定しその結果をピックアップの指向性に最小二乗適合させるものである。

次に、ガスヒートポンプのパネルにおいて、その加振源を明らかにするために振動インテンシティ計測を行った。この結果に基づいて騒音対策を行ない、1.6dB(A)以上の騒音レベルの低減を得た。これらのことから、構造物における加振源探査に対して、振動インテンシティ計測が有効な手法の一つであることが分かった。

Abstract

This paper describes vibration intensity measurements and the search of exciting sources in a gas heat pump using two-channel vibration intensity probe. Vibration intensity vectors show the direction and amplitude of vibration intensity at each point of the structure two determining methods, i.e. the vector composition method employing measurements obtained in two perpendicular directions and the method of least square fitting to the directional characteristic of the probe, were examined in this study. These two methods were discussed from the points of view of accuracy and expediency of the measurements. The vibration intensity measurement was then applied to find the exciting sources in gas heat pump package panels. The result of noise reduction obtained by taking counter measures expresses the utility of vibration intensity measurement for the identification of exciting sources in a machine structure.

Key words: Vibration, Vibration intensity, Measurement, Gas heat pump, Exciting source, Sound

1. は　じ　め　に

機械構造物における騒音の発生源である振動に対して、その伝播状況と加振源を正確に把握することはその対策を施す上で重要である。しかし、

* 正員、山口大学工学部(〒755 宇部市常盤台2557)

** 学生員、山口大学大学院

*** 技術本部要素研究部

実際の機械構造における有効な計測方法はまだ実用化されていないのが現実である。自由平板内を伝播する屈曲波により伝えられるエネルギーの流れを検出する振動インテンシティ法は、D.U.Noisieux⁽¹⁾により提案された後いくつかの報告^{(2)~(5)}がなされているが、いずれも理論的な展開及びそれに伴う基礎実験を行ったものであり、実際の機械構造物への適用例はほとんど見られない。筆者らは、この手法を用いてエンジンの衝撃源探査と衝撃応答の伝播状況の解明などについて、すでに報告を行っている⁽⁶⁾。

従来、振動インテンシティ（以下、VIと略す）の検出方法については、そのピックアップの指向性の最大感度方向と最小感度方向とが垂直をなす性質を利用して、その最小感度方向を検出し、それと直角方向の成分からVIの方向と大きさとを決定する方法が用いられてきている⁽²⁾。これに対し本研究では、2つの小型加速度ピックアップを円形底面台に設置したVIピックアップを用い、実際の機械構造物において、各測定点における12方向のVI測定値をピックアップのリニア指向性に最小二乗適合させる方法と、直角2方向におけるVI測定値のベクトル合成による方法を採用した。測定に要する時間の短縮を目指すベクトル合成法と誤差の小さい最小二乗適合法を比較して、ベクトル合成法の有効性を調査した。さらに、ベクトル合成法を用いてガスヒートポンプのパッケージパネルにおける振動伝播状況を調べた。これに基づいて振動遮断対策を施し、振動と騒音の低減効果によってベクトル合成法の実用性を検討した。

2. 振動インテンシティ計測方法

振動インテンシティは、平板の単位幅、単位時間あたりに屈曲波として伝えられるエネルギーの大きさと、その流れ方向により定義される。VIベクトルを I_V とすれば周波数領域の諸量を用いて、次式で表わすことができる⁽³⁾。

$$I_{VX}(\omega) = \frac{2\sqrt{Dm}}{r\omega^2} E[\text{Im}(S_{21})] \quad (1)$$

ここで、 D は板の曲げ剛さ、 m は板の面密度、 ω は角周波数、 r は隣接して設置した2つの加速度ピックアップの中心間距離、 E 〔〕は集合平均、 $\text{Im}(S_{21})$ は2つのピックアップにより検出された加速度信号のクロススペクトル S_{21} の虚部を表わす。式(1)によって、各周波数あるいは各周波数帯域におけるVIを算出できる。本研究は図1に示すようなピックアップを用いてVIを計測する。

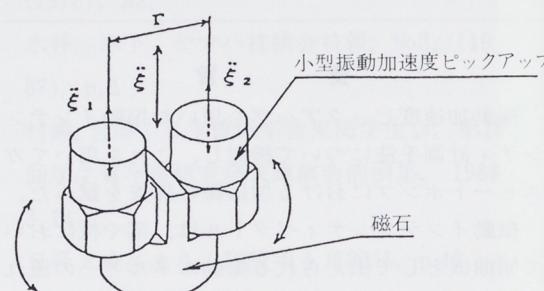
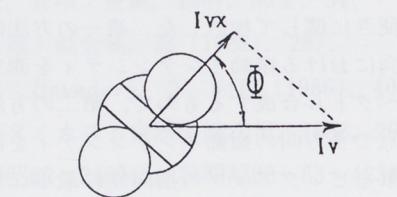
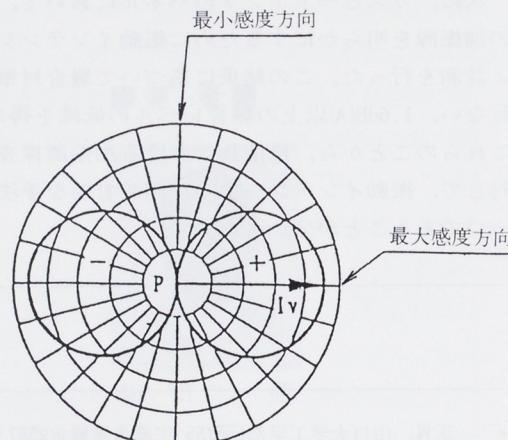


図1 VIピックアップの概略



(a) Detected component of VI vector



(b) Directivity of VI pick-up

図2 VIベクトルの検出

ベクトル量であるVIを検出するには、その大きさと方向を検出する必要がある。図1に示す検出用ピックアップを用いた場合、ピックアップのある方向(X方向)に設置して計測される振動インテンシティの大きさIvxは、図2(a)に示すようにその測定位置における振動インテンシティのX方向成分であるので、次式の関係が成り立つ。

$$I_{vx} = |Iv| \cdot \cos \phi \quad (2)$$

ここで、 ϕ は測定方向とVIベクトル方向のなす角度を表わす。

式(2)より、図1に示すVIピックアップは、図2(b)に示すような指向性を持っている。この指向性曲線は測定点である2つの加速度ピックアップの中心点Pを通る円になることがわかる。測定点Pを足として正の円周に向かう直径はVIベクトルを表わし、その方向は最小感度の方向と直角をなす。この特徴を利用して、VIベクトルを決定する方法が考えられるが、多数方向におけるVIを求める必要があり実験時間と手間が膨大なものとなる。従って、簡便で誤差の少ないVIベクトルの決定方法を確立することは、VI法の実用性を高める上で極めて重要であると言える。

2.1 最小二乗適合法

2つの加速度ピックアップを隣接して設置した

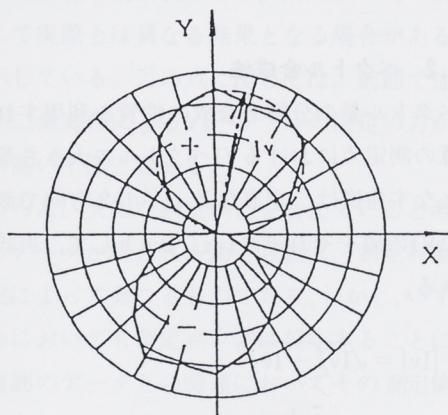


図3 最小二乗法による $|Iv|, \alpha$ の決定例

VIピックアップの指向性曲線である円がわかれば、VIの大きさとその方向を算出できる。測定点Pを原点として、座標系を設定すれば、原点を通る指向性円は次式となる。

$$X^2 - aX + Y^2 - bY = 0 \quad (3)$$

実際の測定データにより指向性円を求める場合、最小二乗法を用いてa, bを決定することになる。すなわち

$$\begin{pmatrix} \sum_{K=1}^m X_K^2 & \sum_{K=1}^m X_K Y_K \\ \sum_{K=1}^m X_K Y_K & \sum_{K=1}^m Y_K^2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a \\ b \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sum_{K=1}^m (X_K^3 + X_K Y_K^2) \\ \sum_{K=1}^m (Y_K^3 + Y_K X_K^2) \end{pmatrix} \quad (4)$$

ここで、mは測定データ数を表わす。求めたa, bから、VIベクトルの大きさ $|Iv|$ 及びその方向角度 α はそれぞれ次式になる。

$$|Iv| = \sqrt{a^2 + b^2} \quad (5)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{b}{a} \quad (6)$$

図3は最小二乗法を用いてVIベクトルを決定した一例である。実線は実際に測定した指向性曲線で、破線は最小二乗適合により求めた指向性円である。同図よりこの点におけるVIベクトルが求められる。直線の一点鎖線はこのようにして決定したVIベクトルを表わす。

円の最小二乗適合においてはデータ数が多いければ多いほど適合精度が高いと考えられる。しかし、一方、データ数の増加とともに測定に要する手間と時間が増える。ここで、実際の機械構造物を対象として、適合精度と測定データ数の関係を調べた。

実験は、図4に示すガスヒートポンプの下部パッケージの、左側面パネルに設定した48の測定点において行った。VIピックアップの設定方向性曲線の対称性を利用して 180° 内で 15° 間隔で12方向に変化させ、それぞれの方向において32回アベレージング処理して求めたVIのデータに対し、最小二

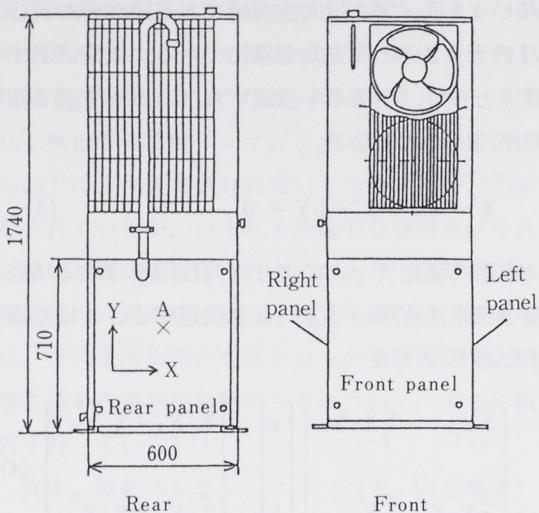


図4 ガスヒートポンプの外観

表1 測定データ数による最小二乗法の誤差の比較

(a) VI大きさのレベル差

Difference of level (dB)	Number of points (% in 48points)	
	6 directions	4 directions
0 - 0.5	46 (96%)	39 (82%)
0.5 - 1.0	2 (4%)	4 (8%)
1.0 - 1.5	—	2 (4%)
1.5 - 2.0	—	1 (2%)
2.0 -	—	2 (4%)

(b) VI方向の角度差

Difference of level (deg)	Number of points (% in 48points)	
	6 directions	4 directions
0° - 5°	40 (83%)	37 (77%)
5° - 10°	7 (15%)	7 (15%)
10° - 15°	1 (2%)	1 (2%)
15° -	—	3 (6%)

乗適合法を用いて各測定点におけるVIを算出した。このように12方向におけるVI値から求めたIvを比較の基準とし、30°ずつ6方向及び45°ずつ4方向において測定した結果から求めたIvとを比較し、それぞれの誤差について検討してみた。その結果を表1に示す。表1から明らかなように6方向と12方向の測定結果のレベル差は1dB以内、方向角度の差は15°以内で計測できていることがわかる。また、角度差が10°以内、レベル差0.5dB以内

表2 ベクトル合成法による測定誤差

(a) VI大きさのレベル差

Difference of level (dB)	Number of points (% in 48points)
0.0 - 0.5	31 (65%)
0.5 - 1.0	9 (19%)
1.0 - 1.5	4 (8%)
1.5 - 2.0	2 (4%)
2.0 -	2 (4%)

(b) VI方向の角度差

Difference of level (deg)	Number of points (% in 48points)
0° - 5°	18 (38%)
5° - 10°	14 (30%)
10° - 15°	5 (10%)
15° - 20°	2 (4%)
20° - 25°	3 (6%)
25° - 30°	1 (2%)
30° -	5 (10%)

の点数は48測定点全体の96%以上に達している。これに対して、4方向における測定結果から決定したVIの値は誤差が大きくなっている。大きい誤差を示す測定結果の割合も増えている。これらのことより、測定方向の間隔を30°以内、すなわち180°内6方向以上の測定を行えば、測定値に幾分異常なデータが含まれる場合であっても、かなり良い精度でVIベクトルを計測できることが明らかとなつた。

2.2 ベクトル合成法

ベクトル量の分解と合成の性質を利用すれば、任意の測定点におけるVIベクトルの大きさ及びX軸となす角度は、垂直なX、Yの2方向で測定されたVIの値をそれぞれIvx、Ivyとして、次式で示される。

$$|Iv| = \sqrt{Ivx^2 + Ivy^2} \quad (7)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{Ivy}{Ivx} \quad (8)$$

このように、2つの直角方向のVIの値がわかれば、ベクトル合成によりこの点のVIベクトルは求められる。

この方法によれば互いに直角な2方向のVI値を測定すればよく、測定に要する時間は大幅に短縮される。さらに取り付け台の上に互いに直角な2方向に4つの加速度ピックアップを設置する場合は、一つの測定点において、一回の測定操作でVIを算出でき、測定時間が短くなるとともに操作も簡単になると考えられる。しかしへクトル合成法の算出式から見ると、実際に測定された2方向の分量 I_{Vxx} , I_{Vyy} には相当の誤差が含まれており、VIの算出結果に影響を及ぼす。そこで次に暗振動が検出信号に重畠され、振動伝播経路と加振源が複数あると考えられる実際の機械構造物に対して、ベクトル合成法でどの程度VIを正確に検出できるかについて検討した。

最小二乗法で計算する時に用いられた12方向の測定データから直角のX, Yの2方向の測定値を取り出し、ベクトル合成法で計算した結果と12方向のデータを用いて最小二乗法で計算した結果の差を表2に示す。表において、方向差は68%の点が 10° 以内で、レベル差は84%の点が1dB以内であることがわかる。しかしレベル差が1dBを越す測定点が48点中に8点(16%)あり、その中で2dBを越す点も2点ある。この2点は角度差においても 50° 以上と大幅な差が現われており、VIベクトルの決定に関して実際とは異なる結果となる場合があることを示している。この点に関しては、前節で述べた最小二乗適合によるVIベクトルの決定の方が信頼性の高い手法と言える。

もちろん、大幅な測定誤差を含んでいると考えられるデータが現われる測定点数は、測定対象物の状況によって異なるものである。しかし、いずれの場合においても測定点を密に設定することにより、周囲のデータとの関連においてその測定値が異常であることを判断でき、2方向の測定値によるベクトル合成により、全体的な振動の伝播状況

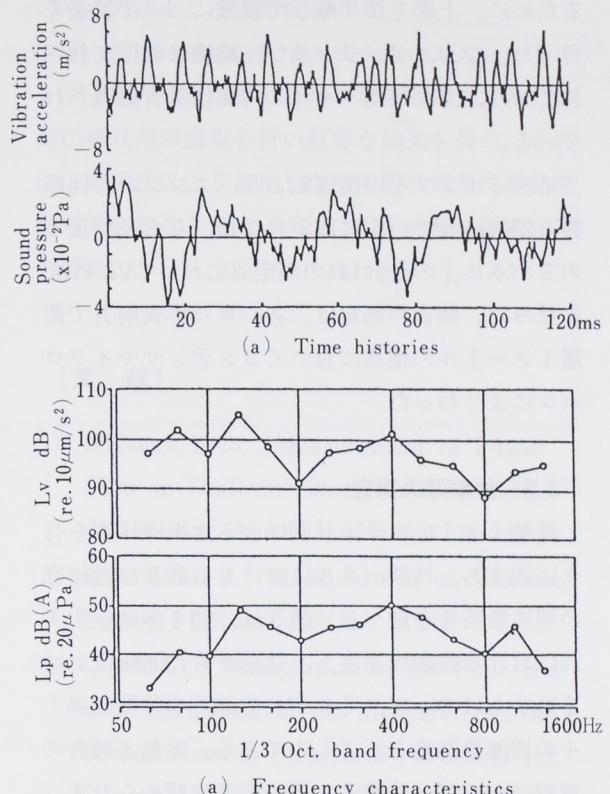


図5 後パネルA点の振動加速度とその近傍(300mm)の音圧特性

を明らかにすることがある程度可能であると考えられる。

3. ガスヒートポンプにおける加振源探査

振動インテンシティ法をガスヒートポンプの外壁パネルに適用し、振動の伝播状況を調査するとともに、その加振源について検討した。本実験におけるVIベクトルの決定は、直角の2方向におけるVIの測定値からベクトル合成によって求める方法を採用した。

3.1 実験装置及び実験方法

図4に示すガスヒートポンプの上部には熱交換器とファンが、下部には圧縮機や動力源である横型単気筒4サイクルエンジン等が設置されている。本実験では室外機の下部における加振源に注目す

るために、上部を切り離した装置について調査を行った。なお、エンジン及び圧縮機は防振支材されており、また外壁パネルの内側は吸音処理されている。

ヒートポンプを冷房運転とし、エンジンの回転数を2000rpmで一定に設定した後、左右及び後ろの3パネル上の合計144の測定点においてVIの検査を試みた。騒音の測定は、各パネル中央前方で距離1メートルの地点においてコンデンサマイクロホンにより行った。

3.2 加振源の探査

振動インテンシティ計測による加振源探査を行うに先立ち、外壁パネルにおける振動及び近接音の周波数特性を調べた。図5は、図3中に示すA点における振動加速度と、壁面から300mmにおける騒音について、それぞれの波形の時間経過とその周波数特性を示すものである。振動と騒音の波形において、衝撃性の強い応答は認められず、また外壁パネルからは125Hz及び400Hzを中心とする広い帯域にわたる騒音が放射されている。そこで振動と騒音の周波数特性により加振源探査に際し400Hz付近の周波数成分に着目して、1/3オクターブバンドの中心周波数315Hzから500Hzにわたる成分のエネルギー和によりVI値を算出し、ベクトル合成法によりその伝播方向を求めた。

図6にこのようにして決定したVIベクトルの分布状態を示す。図に示されるように後パネルには振動は両側端から中央に伝わっている。左パネルと右パネルには、後パネルに近い点の振動の伝播方向は外に向き、他は後パネルから前パネルに向かってVIが分布している傾向が見える。これらのことから、この周波数帯域の振動は、後パネルと両側パネルの接合部から伝わっていると考えられる。

内部の構造を見ると、エンジン吸気管がこの角のフレームの中央部に固定されており、振動はこの固定点からフレームを介してパネルへと伝わっ

ていることが明らかとなった。

3.3 騒音対策と効果

前の解析に基づいて、パネルの振動を低減して、パネルから放射される騒音を低減する方法が考えられる。ここで振動を低減するために、吸気管をフレームから外し、エンジンと吸気フィルタカバーとで支持する対策を行った。フレームの吸気管の固定を外した後の振動インテンシティベクトルの分布を図7に示す。この対策による騒音低減効果を図8に示す。図より明らかなように、吸気管とフレームとを振動遮断することにより、400Hz近傍の周波数領域の騒音は著しく低減し、騒音の音圧レベルはそれぞれ、後側で1.6dB(A)、左側で3.1dB(A)、右側で1.8dB(A)それぞれ低下した。

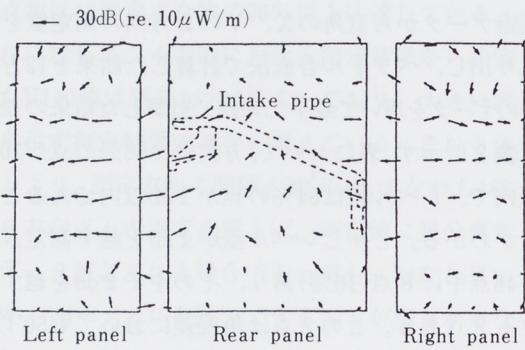


図6 吸気管がフレームに装着してある時の振動伝播状況

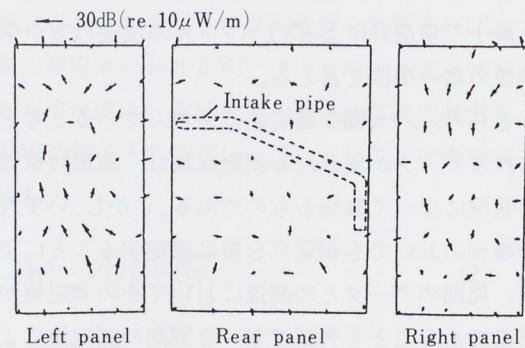


図7 吸気管をフレームから外した後の振動伝播状況

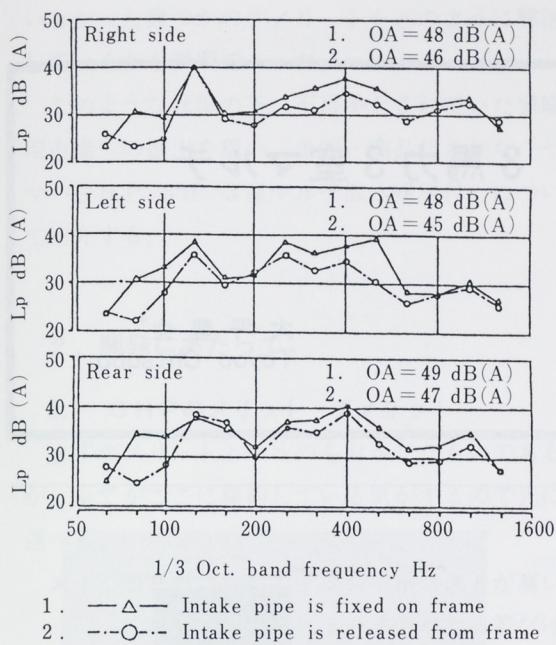


図 8 振動遮断による騒音低減効果

4. 結 論

振動インテンシティの方向の検出方法、及び実際の機械構造物であるガスヒートポンプの加振源探査と騒音対策への適用例について検討した。その主な結果を以下に要約する。

(1) 振動インテンシティの大きさ及び方向の決定については、6方向以上のVI算出結果をピックアップの指向性円に最小二乗法で近似することにより良好な結果がえられた。

(2) 直角な2方向におけるVI計測値のベクトル合成法は、精度要求が高くない場合には測定時間

の短い方法として実用性がある。

(3) 振動インテンシティ法を用いガスヒートポンプ下部パッケージパネルの加振源探査、及び振動伝播状況の調査を行い良好な結果を得た。さらに、本手法により検出した加振源に対して振動遮断対策を取り入れ、1.6dB(A)以上の騒音低減効果を得た。

〔文 献〕

- (1) Noiseux, D.U., "Measurement of Power Flow in Uniform Beams and Plates", J. Acoust. Soc. America, 47 (1969) 238-247
- (2) Rasmussen, P., "Measurement of Vibration Intensity", Brüel & Kjaer (1983)
- (3) Quinlan, D., "Adaptation of the Four channel Technique to the Measurement of Power Flow in Structures", Proc. 2nd Int. Cong. on Acoustic Intensity (1985). 227-234
- (4) 吉巣・石山・鈴木・丸山, "バイブレイションインテンシティ(VI)の計測法の検討," 日本機械学会講演論文集, No.860-7, (1986), 208-209
- (5) 小白井・立石, "板の振動エネルギー流れの可視化による比較 一振動インテンシティの測定一," 日本音響制御工学会講演論文集, (1986), 277-280
- (6) 小嶋・貝原・古谷・周, "振動インテンシティ法による衝撃源探査に関する一考察," 機論, 55-518, C, (1989)
- (7) 長松昭男, モード解析, 培風館, 1985

■著者■



大橋光久

製品紹介

ガスエアコン GHP 3馬力3室マルチ

大坪 豊生*
Toyoo Ohtsubo

1. はじめに

ヤマハGHP (Gas Engine Heat Pump)が4年目の夏を迎えた。1,000台/年から始まった販売台数も倍数的にその数を増やし、今期は15,000台/年を計画する迄に至っている。

この背景には、成長率10%以上を続け、総需要500万台/年に及ぶ日本の空調市場がある。500万台/年と言うものの、ヤマハGHPが主たる対象としている業務用空調（パッケージエアコン）市場はその内の80~90万台/年規模であり、残りは一般家庭で使われ、ルームエアコンと呼ばれる家庭用空調市場に属する。

GHPは電気エアコン（EHPと略す）と比較したとき、ガスを燃料とし、エンジンでコンプレッサを回すことに起因するメリット・デメリットがある。これらを考えたとき、サイズ的には大きいもの程良いというのが通説的であり、実際に市場もそのようになっている。ヤマハはその限界に挑戦するかの如く、2HPクラスという世界最小のGHPを開発し、販売しているが、それでもまだ業務用空調のレベルであり、1HPクラスへの対応が大市場である家庭用空調市場への参入の鍵を握っていた。又、業務用であった故に問題となつて

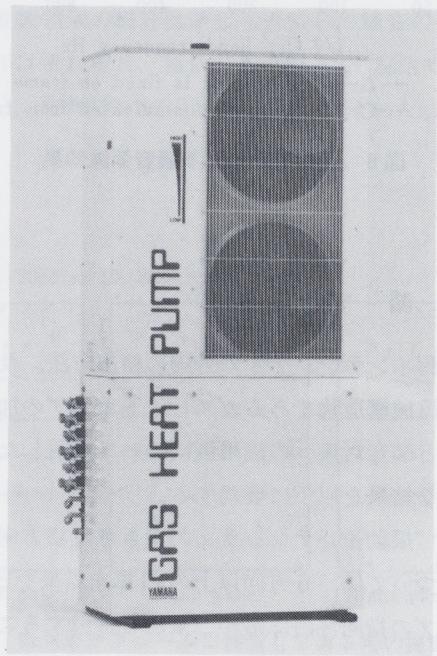


写真1 室外ユニット

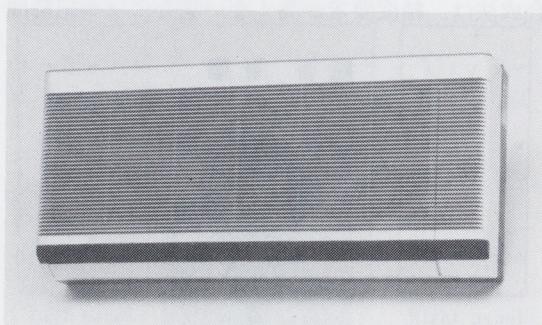


写真2 室内ユニット

* GHP事業部技術部

いなかった幾つかのデメリットをどのように解消していくかも課題であった。

このような状況の下、不得手とされていた家庭用市場への進出を狙い、企画・商品化された「ヤマハGHP 3HP 3室マルチ温水暖房付」について紹介する。

2. 開発にあたって

2.1 GHPのメリット・デメリット

まずデメリットというのもおかしなものであるが、全てがここに集約している気がするので先に述べる。

X I EHPに比べてイニシャルコストが高い
エンジンと電気モータの単なる差だけではなく、エンジンを使うことにより生ずる幾つかの要因から成る。

- (a) コンプレッサがカーエアコンからの流用でありながら、使う冷媒の違いからGHP専用
- (b) エンジン振動を冷媒配管系・本体へ伝えないために、高価なフレキシブル金属管を使用
- (c) 求められる騒音レベルが極めて低く、遮音をはじめ、騒音対策に手をかけている

その他、まだ生産量が少ないため、部品購入・加工・組立・物流もろもろの面で不利がある。

それに対し、ガスを燃料とすることによるメリットも沢山あり、それを武器にこれまで業務用空調市場で対抗してきた。

○ I 暖房特性が良い

エンジンの排熱も利用するため、外気温の影響を受けにくい

○ 2 ランニングコストが低い

COP(Coefficient Of Performance: 入熱量に対する出(吸)熱量)が高い

特に暖房時

ガス会社の施策により、GHP特別料金でガスが供給される

○ 3 受電設備が不要

受電容量が50KWを超える場合、低圧(100V, 200V)では供給してもらえず、中圧(6,000V)となるため、自家用変圧設備*が必要となる。

* 100KWクラスでも数百万円かかる

しかしながら、家庭用空調では、○2は使用時間が短いためストレートな攻め方では通用せず、○3については、容量(50KW)的に期待できないため、○1を機能・特性面でさらに補強した上、その優位性をもって、市場へ訴えていくこととした。

2.2 二元熱源

上述の○1について改めて考えてみると、エンジン排熱を回収するため暖房能力・効率が高いというだけではなく、EHPと同一の冷媒系の熱と温水ボイラと同じの温水系の熱の2種類の熱源を持っている。

前者は電気エアコン(A)、後者は床暖房(B)が代表例として挙げられる。それぞれの暖房における長短所は次の通りである。

(A) 立ち上がりはまづまづであるが、空気を暖めるため、上方に暖かい空気が上り、脚元が寒くなる。脚元まで暖めようとするとなればさらに全体を暖めなければならず逆に不快となったり、維持費がかかったりする。

(B) 輻射熱、伝導熱で暖めるため、部屋全体の温度を極度に上げる必要がなく、経済的かつ頭寒足温の理想的な暖房が行われる。しかし、立ち上がり特性が悪い。

このような長短所ある2つの熱源をうまく活かすことにより、これから家庭空調の理想的な姿を実現できるのではないかと考えた。

2.3 1 HPクラスへの対応

1 HPクラスへの対応については室外ユニットのサイズをそこまで下げることが望まれるが、現状のイニシャルコストの問題をさらに難しいものとしてしまうため、今回は検討しなかった。これに対し、1台の室外ユニットに複数台の室内ユニットを接続するマルチシステムを採用することとした。

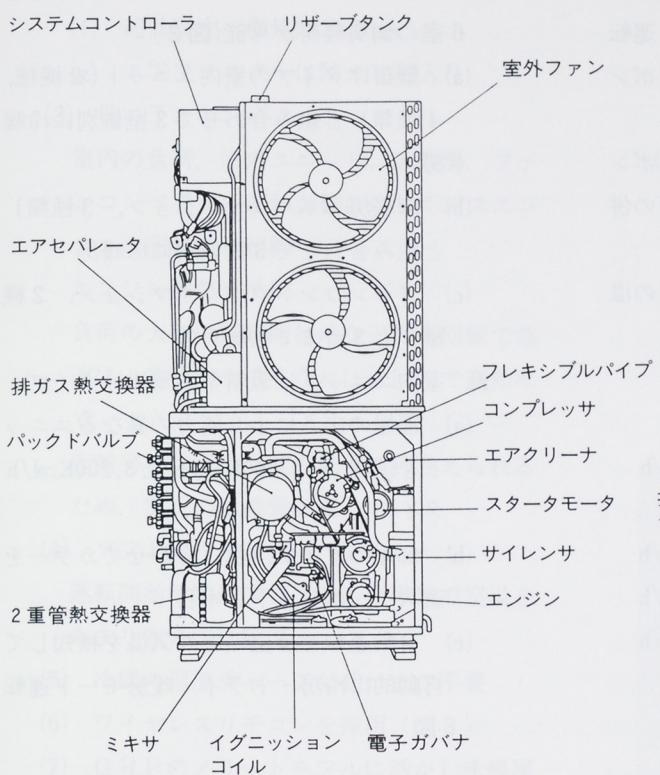
3. 仕様諸元と構成

仕様諸元を表1に、構成を図1に示す。

表1 仕様諸元

諸元	項目	室内ユニット(壁掛型)		室内ユニット		
		YGE251KM	YGE321KM			
外形寸法 (mm)	高さ	360		1,729		
	幅	790		800		
	奥行	149		380		
重量	(kg)	9		186		
冷房能力	(Kcal/hr)	3,850~6,720	外気温35°C			
暖房能力	(Kcal/hr)	3,900~7,020	外気温7°C			
電源	[V (AC)]	100		100		
消費電力 [kW(Hz)]	冷房	0.04(50)	0.04(60)	0.26(50) 0.30(60)		
	暖房	0.04(50)	0.04(60)	0.26(50) 0.30(60)		
エンジン	形式	4サイクル横形OHV単気筒				
	内径×行程(mm)	70×76				
	排気容量(cm³)	293				
	潤滑方式	強制潤滑式				
	軸出力(PS/rpm)	6.2/2,500				
	回転範囲(rpm)	1,200~2,500				
潤滑油	始動方法	AC電源DCスターター				
	指定油	ヤマハGHPオイル(GHP 10W-30)				
	潤滑油量(cm³)	総油量2,500 オイル交換時2,100 フィルタ交換時2,200				
冷却水	指定クーラント	ヤマハクーラント(エチレングリコール)				
	濃度(%) : 凍結温度(°C)	50±10 : -35				
冷却水ポンプ形式		マグネット式渦巻ポンプ				
換気ファン	形式×台数	—				
燃料	ガス種	13A, LPG(家庭用プロパン), 6C				
	ガス消費量(Nm³/hr)	13A	0.30~0.72(冷房)/0.28~0.70(暖房)			
		LPG	0.14~0.33(冷房)/0.13~0.32(暖房)			
動力伝達装置		6C	0.70~1.69(冷房)/0.66~1.64(暖房)			
	形式	ポリVベルト駆動				
	台数	ロータリー式(電磁クラッチ付)				
圧縮機	指定潤滑油	1				
	潤滑油量(cm³)	スニソ 4GS				
	種類	900				
冷媒	封入量(g)	R 22				
	制御方式	4,000				
騒音値	dB(A) [50/Hz]	電子式膨張弁×5				
		32(微風)	41(強風)	52		

正面図



右側面図

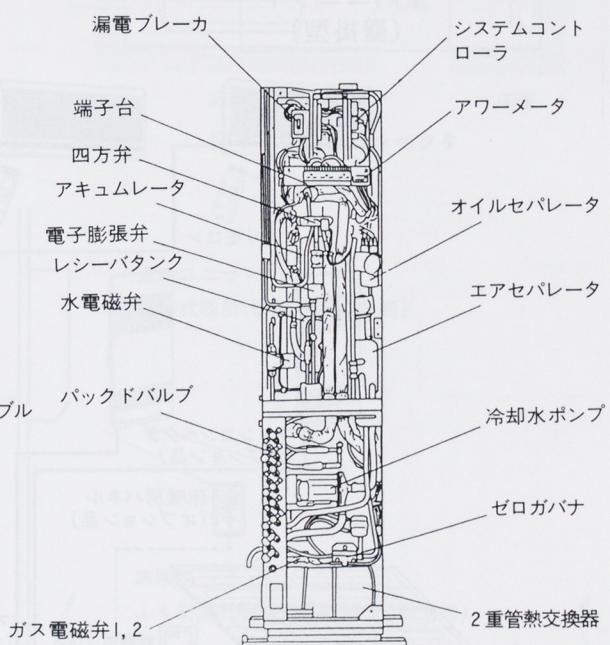
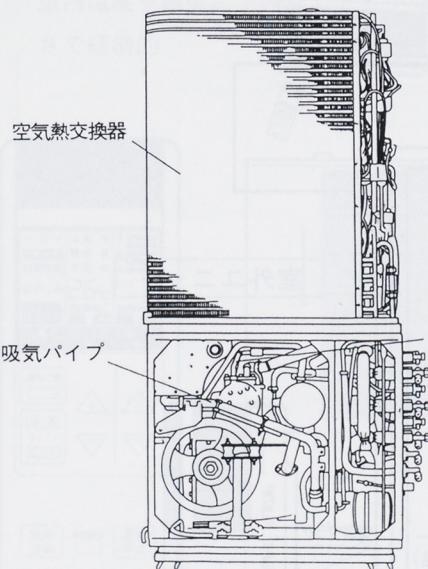
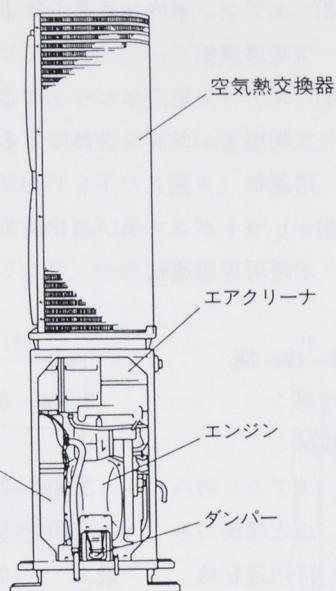


図1 室外ユニットの構成

4.2 運転モード

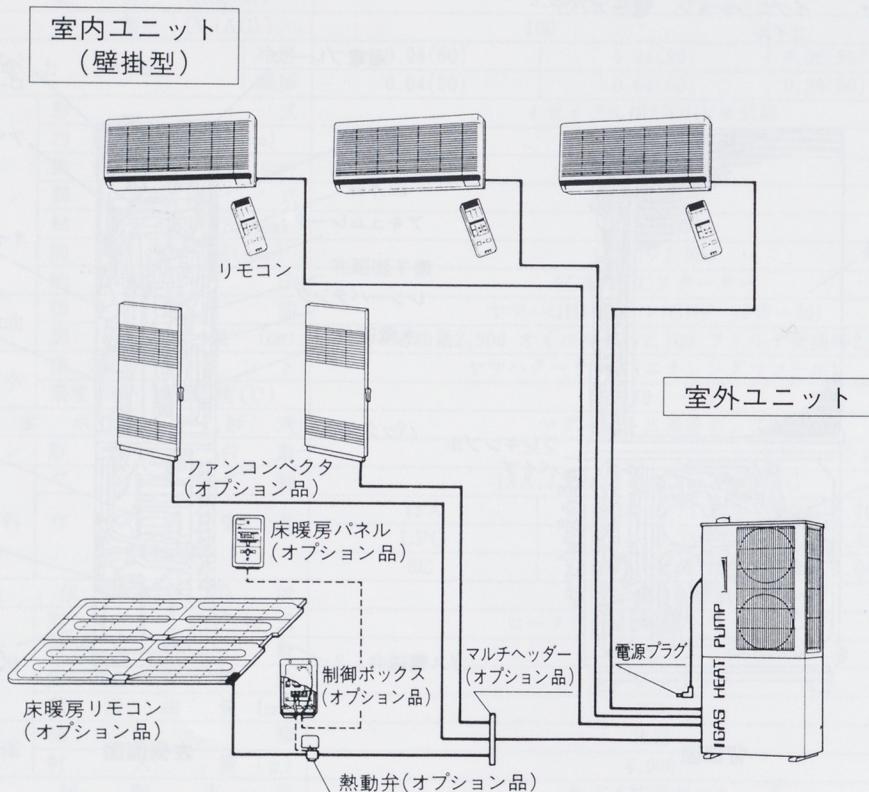
- (1) エアコン室内ユニットによる冷房運転
- (2) エアコン室内ユニットによるドライ運転
- (3) エアコン室内ユニットによるヒートポンプ暖房運転
- (4) エアコン室内ユニットによるヒートポンプ暖房とエンジン排熱による温水暖房の併用運転
- (5) ヒートポンプ及びエンジン排熱利用の温水暖房専用運転

4.3 性能

冷房：	3,850~6,720Kcal/h
暖房：	
エアコンのみ	3,900~7,020Kcal/h
温水暖房のみ	900~5,000Kcal/h
併用運転時	最大 10,500Kcal/h

4.4 特長

- (1) 1台の室外ユニットで3室の個別冷房と6室の個別暖房が可能(図2)
 - (a) 壁掛けタイプの室内ユニット(2機種, 4種類)と組み合わせて3室個別に冷暖房
 - (b) 床暖房パネル(オプション, 3種類)と組み合わせて3室個別に床暖房
 - (c) ファンコンベクタ(オプション, 2機種)も3台まで接続可能
- (2) 室内ユニットは最新型の壁掛けタイプ
 - (a) 部屋の広さにより能力の異なるユニットを選択 2,500Kcal/h と 3,200Kcal/h タイプ
 - (b) 部屋のタイプ、色に合わせてカラーを選択 ホワイトと木目
 - (c) 自動運転では室温と外気温を検知して自動的に冷房・ドライ・暖房モード運転



- (d) タイマー機能は5種類
- (e) オートルーバー機能装備
- (f) 超低騒音 微風時32dB(A)
- (g) エアフィルターは防カビ剤入り

(3) 低いランニングコスト

室内の負荷、室内ユニット、床暖房、ファンコンベクタの運転台数に応じてガスエンジンの回転数を制御

エンジン排熱を活用

負荷の大きい運転開始時などは高回転で急速に、負荷が小さくなれば低回転で高効率で

床暖房では室内温度を低目に押さえられるため、実質の維持費は安い

(4) ソフトドライ運転

運転開始時は冷房で、その後微風で室温をあまり変えずに除湿

(5) 冷媒の追加チャージが40mまで不要

(6) ワイヤレスリモコンを採用(図3)

(7) GHPのメリットをフルに活かし床暖房
輻射熱と脚元からの伝導熱で暖房

室内温度を極度に上げなくても十分な暖かさで経済的

送風音が無く静かでしかも清潔

並列回路の床暖房パネルで少ない温度ムラ表面仕上げはカーペットから木質系フローリングまで任意

家具(ソファー、テーブル)もOK

(8) 超薄型ファンコンベクタ

室内居住スペースを有効に使えるスリムかつ薄型壁掛けタイプ(図4)

温風下吹き出し、ルームサーモ、冷風防止サーモにより、快適な暖房

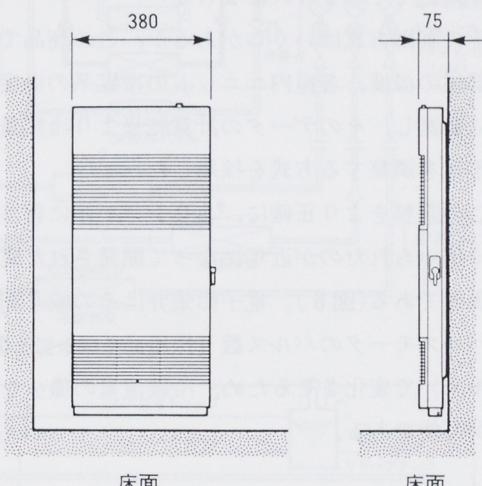


図4 ファンコンベクタ

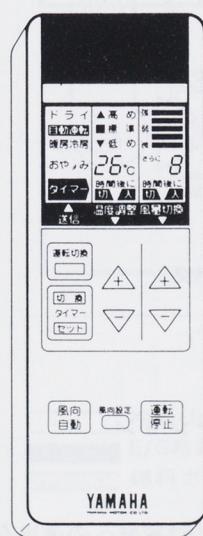
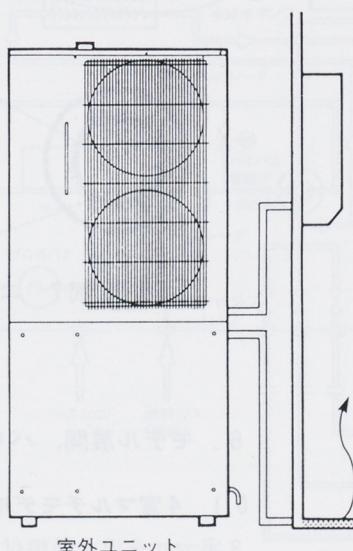


図3 ワイヤレスリモコン



室内ユニット
直膨式暖房(快適、安全、急速)

床暖房
ふく射熱式暖房(快適、安全、経済的)

図5 理想的な暖房

5. 技術的要点

5.1 マルチ制御

この商品では、1台の室外ユニットで3台の室内ユニットを個別に制御するマルチ方式を採用した。これにより、一般家庭でよく使われている1HPクラスの室内ユニットが利用可能となった。

マルチ方式はただ単に冷媒を分配してやれば良いというのではなく、使われている部屋の状態、求められている空調レベルに応じて、冷媒の流す量を変えてやらなければならない。

その制御方式はいくつかあるが、この商品では各部屋の温度、各室内ユニットの冷媒系の温度を常に計測し、そのデータの計算結果より冷媒量の過不足を調整する方式を採用した。

この調整をより正確に、よりシンプルに行うために用いられたのが近年になって開発された電子膨張弁である(図6)。電子膨張弁はその絞り開度をパルスモータのパルス数(採用品: 0 ~ 2,000パルス)で変化させるため、冷媒流量の微少な調整が可能である。

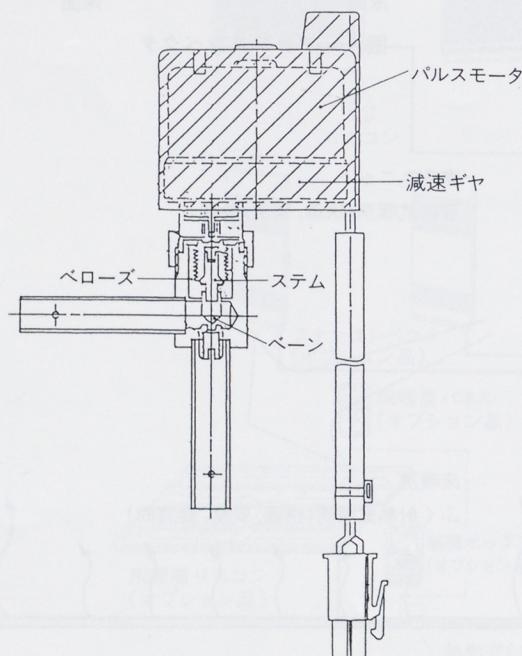


図6 電子膨張弁

5.2 温水制御

温水は次の3つの方式によって作られ供給される。

(1) エアコンを使っているとき

常にエンジン排熱

(2) エアコンを使っていないとき

a. 温水需要が低いとき

エンジンアイドリング排熱

b. 温水需要が高いとき

ヒートポンプ吸熱+エンジン排熱

(1), (2)-a.はエンジン冷却系だけを利用し、その水温調節機能を入れることで可能となっている(図8)が、(2)-b.ではエンジン冷却系に加え、ヒートポンプにより大気中の熱を冷媒を介して水側に吸い上げる手法もとられている(図9)。このために使われているのが二重管熱交(図7)である。

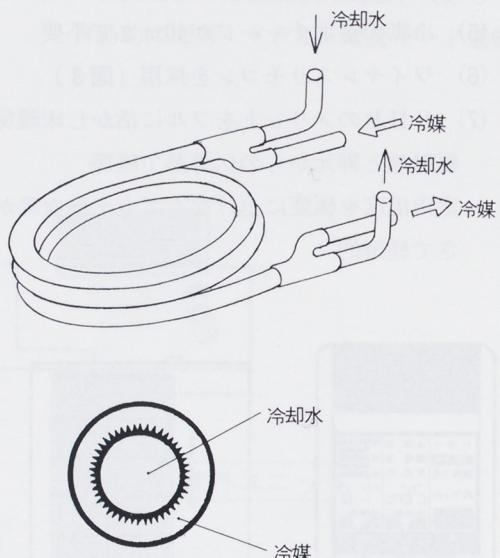


図7 二重管熱交

6. モデル展開、バリエーション

6.1 4室マルチモデル

3室マルチ温水暖房付モデルは家庭への進出を意識して開発したものであったが、昨年1年間の

ガスエアコン GHP 3馬力 3室マルチ

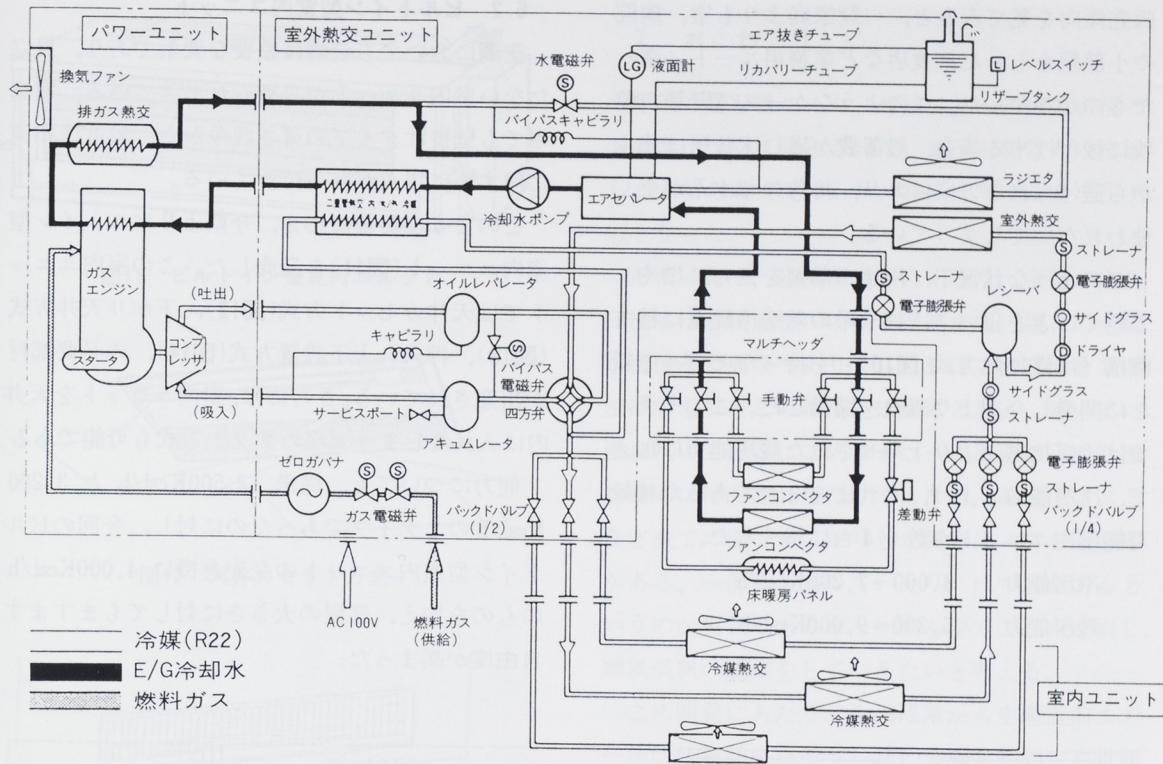


図8 フロー図(エアコン暖房+温水暖房)

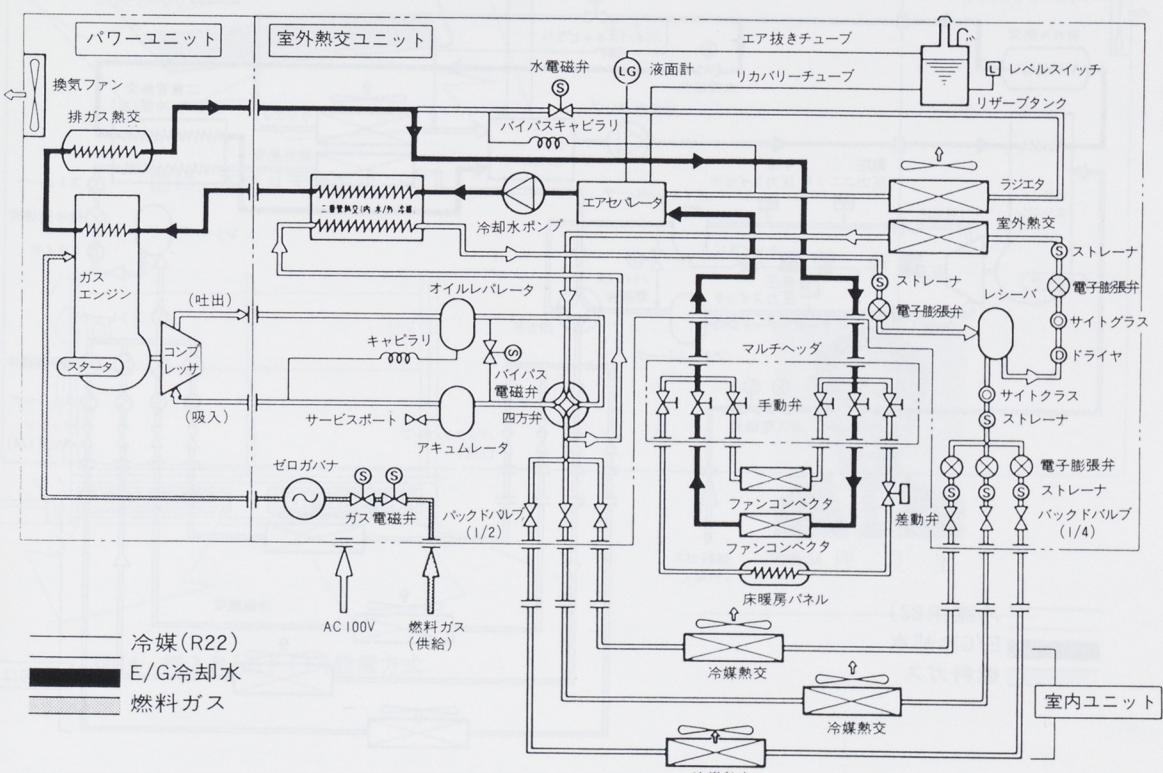


図9 フロー図(温水暖房のみ)

販売傾向を見てみると、一般家庭よりも寮、病院や小部屋をもった飲食店など業務用ルートに乗ったものが多かった。このようなケースで既築の建物に後付けする場合、設置費が嵩む床暖房は施主から避けられる方向にあり、折角の温水系が全く使われないでしまっている。

このような状況下、用途、需要をさらに増やしていくことを狙い、冷却水系の熱を冷媒系に移す機構（冷媒加熱方式（図10））を持ったモデルを新たに開発し今期より販売を開始した。このモデルでは冷媒加熱により上乗せされた暖房能力に加えて、冷房能力も上げ、それまで3台であった接続可能室内ユニット台数を4台に増やした。

冷房能力： 4,000～7,200Kcal/h

暖房能力： 5,300～9,000Kcal/h

6.2 ビルトイン型室内ユニット

空調においても装飾は重要な要素であり、目立たない室内ユニットが求められてきている。家庭用でも壁掛けタイプの薄さ競争から、最近は如何に隠すかに焦点が移ってきており。

このような要請に応え、今期よりビルトイン型室内ユニット（図11）を発売した。この室内ユニットでは天井カセット方式（図12）、下がり天井方式（図13）、押入れ上下設置方式（図14）、の必要部材が用意されている。さらには、室内ユニットを天井内に入れてしまう天埋めダクト方式も可能である。

能力についても、従来、2,500Kcal/hと3,200Kcal/hの2タイプであったのに対し、今回のビルトイン型室内ユニットの発売を機に4,000Kcal/hのものを加え、部屋の大きさに対してもますます自由度が高まっている。

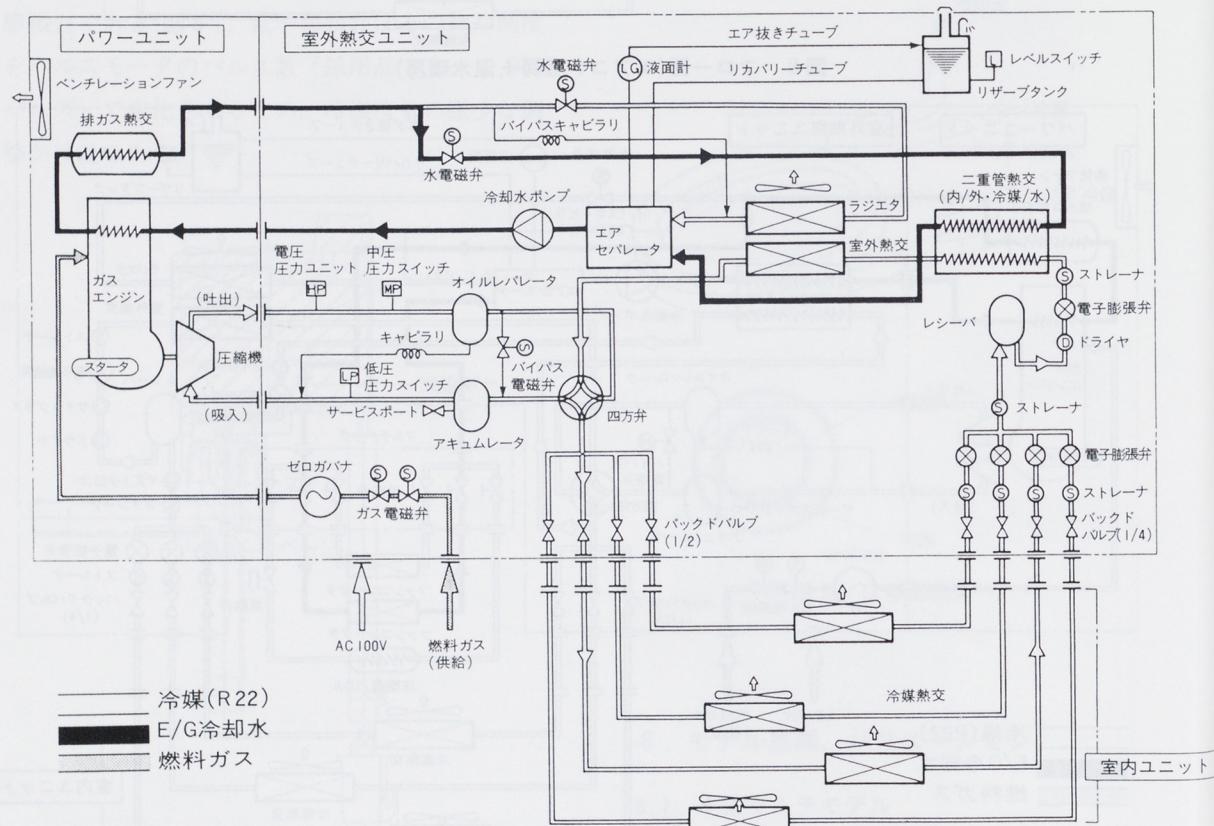


図10 4室マルチモデル フロー図(暖房)

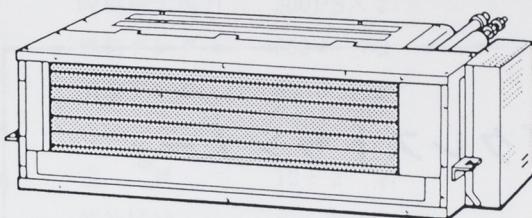


図11 ビルトイン型室内ユニット

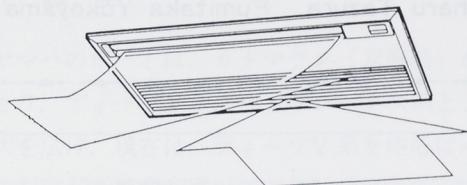


図12 天井カセット方式

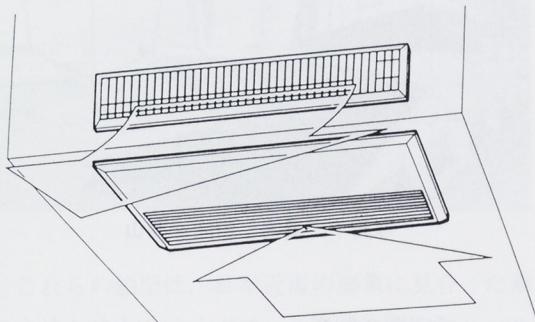


図13 下がり天井方式

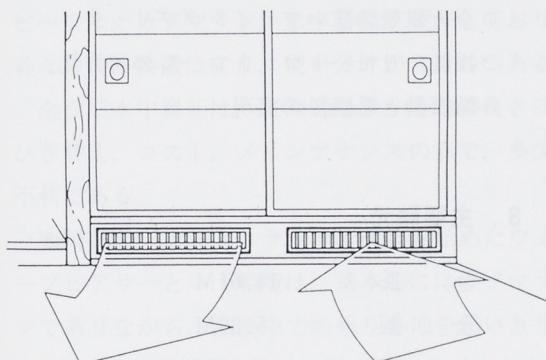


図14 押入れ(上)(下)設置方式

7. おわりに

今年の夏も暑かった。お陰で日本の電力事情の逼迫度が改めて認知された。原子力発電力の増設もままならぬ状況にあり、将来に向け不安を残す形となった。

その一方で、経済環境が良くなり、余裕が出れば出るほど快適性への欲求は高まる。現在の空調事情はその典型であり、GHPはこの二面を見ただけでも好ましい環境下にあると言え、強い追い風が吹いている。このフォローの風をしっかりと掴むためには、商品性だけではなく、品質・コストなど全ての面でしっかりした帆をはっておく必要がある。一部孔があいていたり、ほつれがあるというものが実状であるが、一刻も早くこれらを直し、順風満帆の航海をしていきたいと考える。

この開発にあたり、企画段階から生産直前まで一緒に仕事戴いたヤマハ(株)の皆様を初め、お世話になった事業部内外の多くの方々に御礼申し上げます。

■著者■



大坪 豊生

/製品紹介/

こだわ

拘りの未来クルーザー『クレストランナー』

里内 和彦*

Kazuhiko Satouchi

田面 光晴**

Mituharu Tazura

横山文隆***

Fumitaka Yokoyama

1. はじめに

マリン開発部開発課は、既存のラインナップにとらわれないボートの商品開発を目的として昨年組織され、堀内研究室からの支援を受け、最初のアウトプットが『クレストランナー』である。

開発プロジェクトチームは、デザイナーを除くと大型ボートは未経験でやや心許無い状態でスタートしたが、各々が「自由な発想」と「拘り」を持つことで、ボートショーに参考出品し好評を得るほどに作りこむことができた。

2. 開発の狙い

全体のイメージは、新船型にふさわしいユニークなフォルムとする。

船型は、低抵抗と波浪衝撃を小さくし、高いクルージング速度を維持する。

快適な宿泊、クルージングや遊びができる。

- ゆったりとすごせる広いサロンの確保

- ギャレー、バース、トイレ、シャワー等生



写真1 里内 田面 横山

活空間の配慮。

- 各部屋の空調と換気設備。
- レベルの高いオーディオ等の装置。
- 全天候型の広いフライングブリッジ。
- 操舵、リモートコントロールの省力化。
- 低振動と低騒音の実現。

3. 主要諸元

全長	14.61M
全幅	5.30M
全高	5.45M
艇体重量	9.7 TON
総トン数	19TON
搭載エンジン	ボルボ
	A Q740/290 D P

* マリン本部マリン開発部

** マリン本部マリン開発部

*** 技術本部堀内研究室

呼称最大馬力 300PS×2
 燃料タンク 650ℓ × 2
 清水タンク 200ℓ × 2

定 員 12+2 名
 航行区域 沿 海



写真2 30m ウェーブピアサー

4. 船型

ヤマハのボートは、カタマラン（双胴船）から始まり、ディープV系、ハイフレックス系とシリーズを広げ、現在は、ディープV系を中心にバリエーションを展開している。（図1）

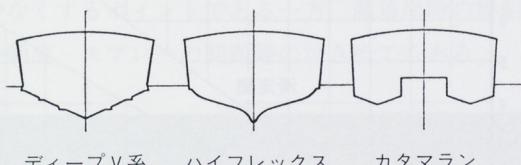


図1 各種船型

これらの船型は、日本近海の海象に見合った乗り心地と速力という点で、その接点を常にレベルアップしながら、時代の要求に応えてきた。

業務用の高速艇の分野では、エアークッションビーグル、カタマラン、水中翼船が競合しており、各々の持つ特徴により、使い分けがされつつある。

全没型水中翼船は、圧倒的な乗り心地の良さにひき替え、コスト、メインテナンスの点で、多少不利である。

'86年末からオーストラリアで運航を始めたウェーブピアサーという船型は、基本的にはカタマランでありながら、波浪中での乗り心地を思いきり良くして、全没型水中翼船に近づけたものである。

この船は、全長30m以上のフェリーボートで、この船型をそのまま縮小してプレジャーボートにすると、極端に軽く作らなければ船としてまとまらないばかりか、遅いスピードレンジでしか使え

ない船になってしまいます。（写真2）

全長5m程度のボートでも使って、乗り心地はウェーブピアサー並という船型を作り出すところからクレストランナーの開発はスタートした。

船型の開発にあたり、過去に参考となるような船が世の中になかったので、模型を数多く作って、手当たり次第にテストをするというサイクルを繰り返した。

抵抗の面では、角型の船底より丸型の方が、中低速時に有利で、そのスピードをどこまで高速域まで広げられるかがポイントになった。（図2）

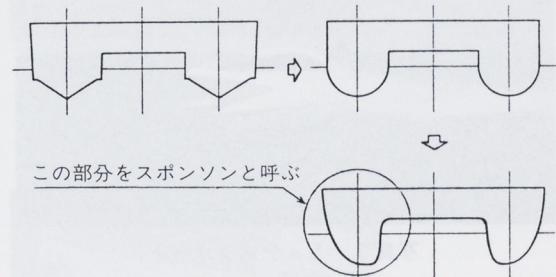


図2 模型の船型の変遷

海上での曳航テストでは、バルバスバウ（球状船首）を持つものは、カタマランの場合、左右へのふらつきが大きく使いものにならないことがわかった。

角型の船底のものは、方向安定は丸底のものより良いものの、波浪中での上下動が激しく、丸底のゆるやかな挙動と対称的であった。

4.1 テストボート

模型で大体の性能の目安を得たところで、テストボートを作り、模型では分からぬ部分の評価を行なった。

スponソンの中心線に対して左右対称のものより、非対称のものの方が操縦性が良いことも、2隻のテストボートの比較で明確になったが、非対称にすることで抵抗の増加を招かない様、その形状に工夫をこらした。(図2 参照)

テストボートは、単に性能や操縦性の評価だけでなく、新しい船型に対する型の作り方から、構造、重量の確認、耐久性の評価、乗り心地、取扱い性等、様々な面の評価、確認に役立った。



写真3 5mテストボート

一例として、2隻めのテストボートとSR-16(ディープV 教習艇)との上下加速度の比較を図3に示す。

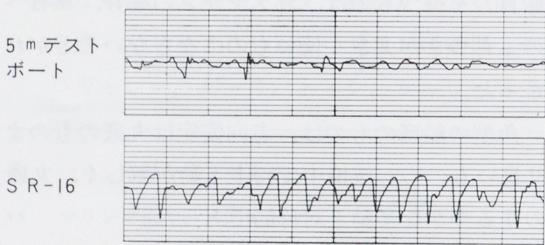


図3 上下方方向加速度の比較 (波高0.5m 向波)

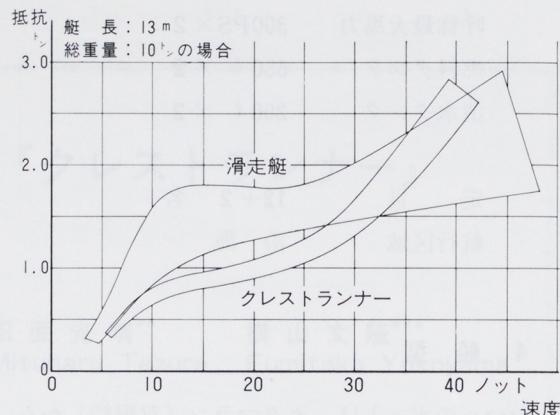


図4 速度と抵抗との関係

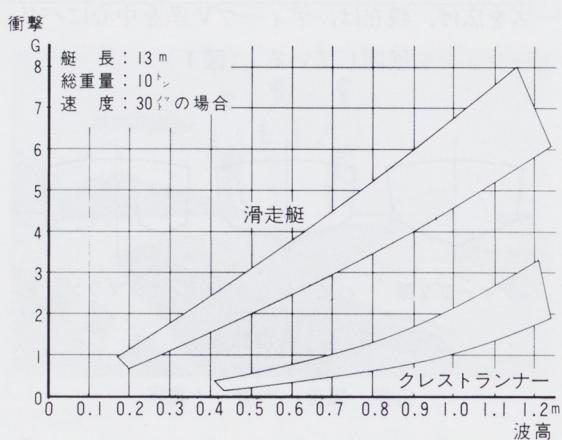


図5 波高と衝撃(G)との関係

4.2 性能予測

テストボートの性能からクレストランナーの性能を計算、予測すると、図4、図5の様になる。

排水量型に近い船型を高速域でうまく滑走させ、摩擦抵抗の急激な増加を防いだことにより、滑走艇並の高速性能を得ることに成功した。さらに、中低速域では排水量型の船型が生きているため、滑走型のボートに比べて大巾に抵抗が少ないことがおわかり頂けると思う。

通常、このクラスのクルーザーで、長距離をクルージングする場合、20ノット程度で走ることが多く、波が高くなると乗員の体力、船体の強度の点から速度を落とさざるを得なくなる。多少の波でも全速で走ることができ、燃費を考えて速度を控えめに走るとグンと足が長くなるというのが、

本船の特徴で、狙い通りの性能を持たせることができた。

4.3 ノーズコーン、波返し

クレストランナーの外観上の特徴は、船首が3つあるように見えることであるが、中央船首は、通常空中にあり、波高が高くなるに従い、この部分に水が当たって船を上方に持ち上げる。一方、左右のスponソnは、波の中に突きささって、スムーズに船首を上げる形に成形されている。カタマラン、モノハルを問わず通常の船の場合、船首が波に当たると、とにかく上に上がる様な形になっているところと大きく異なる部分である。この形状が、船の上下動をおさえ、前後の速度変化を少なくするポイントである一方、離着岸時の操船や船度、スプレーの問題等の泣き所でもある。

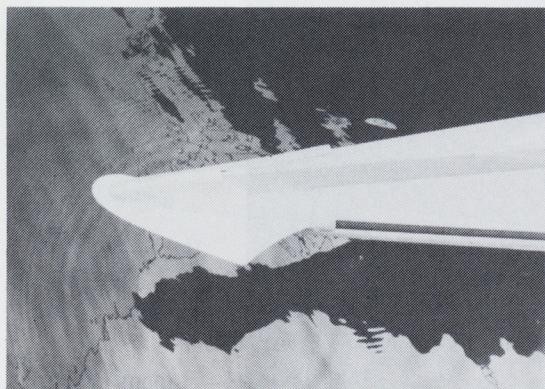


写真4 ノーズコーンと波返し

スponソnの先端は、指の先ほどに鋭くしなければ激しくスプレーを上げてしまう。しかし、槍の様な形では、着岸時に浮き棧橋に突きささったり、先端をつぶしたりするため、いかの頭の形に似たバンパー（ノーズコーン）を取付けた。

また、スponソnのガネル（防舷材）は後ろ上がりになっているので、船側に沿って上がって来た水は、ガネルに取付けられた波返しに当たっても、急激に圧力が高くなって飛び散ることなく、後方に流れ落ちるようになっている。

5. 構造

艇体は軽量化のために、船側、床、仕切壁等可能な限り「サンドイッチ構造」としている。

成形方法は、一般的な「ハンドレイアップ法」ではあるが、サンドイッチ芯材（塩ビ発泡体）の接着には、バキュームを使い、密着度の向上を図っている。一次、二次成形にもバキュームを使った「バキューム成形法」であれば、空洞率の低下、ガラスコンテントアップ等で、強度的にも、重量的にも有利であるが、非常に多くの工数を必要とするためあきらめざるをえない。

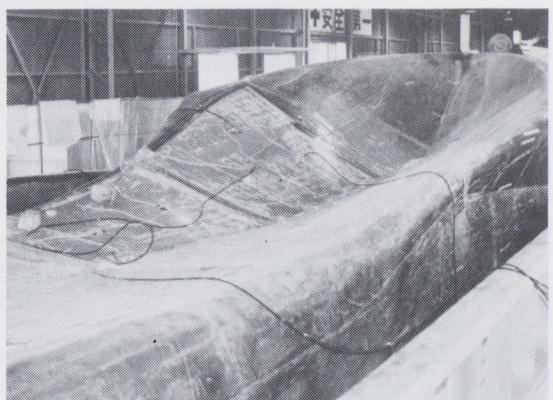


写真5 センターハルのサンドイッチ芯材接着作業

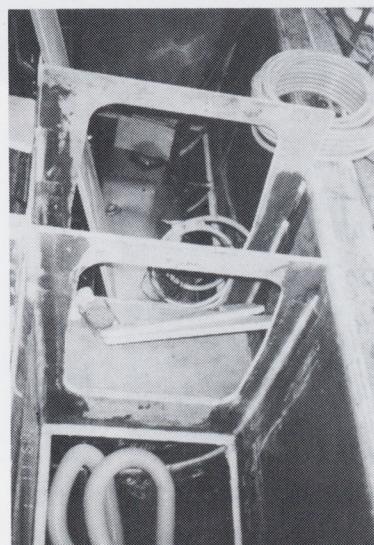


写真6
スponソn内
の組立作業

ダクトがある
船底以外は、
すべてサンド
イッチ構造。

4. 室内配置

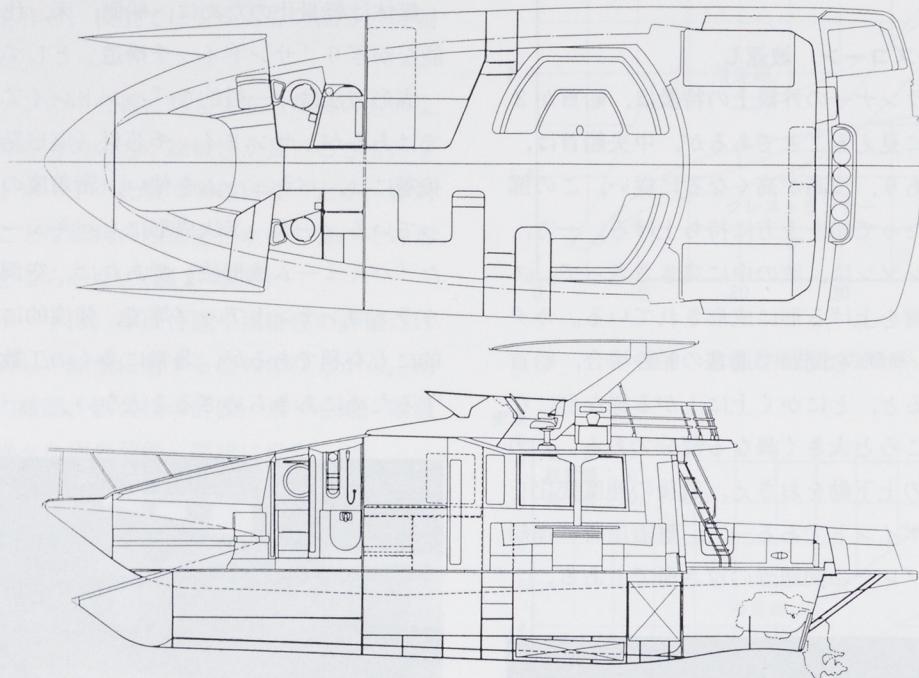


図6 室内配置図

7. クレストランナー主要装備品

* 動力油圧操舵装置

(オートパイロット、リモコン付)

* 蟹歩き（平行横移動）システム

* 7インチ ビデオロランプロッター

* 6インチカラー魚探

* リモコンサーチライト（ハロゲン55W×2）

* ワークライト（ハロゲン50W）

* 電子ホーン

* 電動ウインドラス（Max 300kg）

* T V（アクティブアンテナ付）

* V T R

* スパーミニコンポ サロン

(CD, WC, FM, AM, イコライザー)

* カーオーディオ F B

(C, FM, AM, イコライザー)

* インターホーン（サロン-F B）

* 電動カーテン

(サロン入口、両サイドウインド)

* エンジンルームハッチ 電動リフター

* 全室エアーコンディショナー (4000Kcal×2)

* 電動マリントイレ（オーナー用、ゲスト用）

* 汚水タンクシステム (160ℓ)

バキューム&海洋排出可能

* 温水シャワー（オーナーズルーム）

* 清水シャワー（スターンデッキ）

* 陸水装置

* 陸電装置 (30A×2系統)

* 冷蔵庫 (73ℓ)

* 温水器 (45ℓ)

* 電子レンジ

* 電磁プレート (ビルトインタイプ×2)

8. 拘りのトライ



写真7 浮姿(艦)

船型の特徴が良く
分かる！
両サイドのスpon
sonのみで浮き、
中央船底は離水し
ている。

写真8 浮姿(艦)

全幅 5.3mはやは
り広い！
スターントッキや
フライングブリッ
ジの広さは類を見
ない。

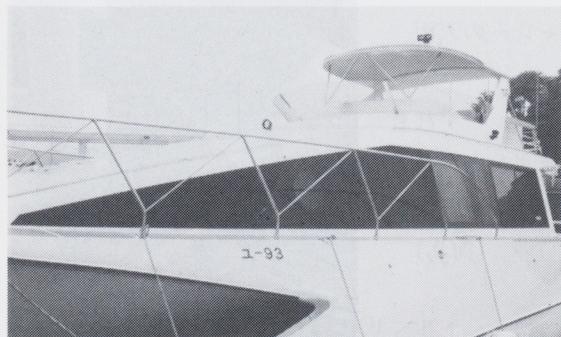


写真9 サイドウインド（アクリル、合わせガラ
ス）強力両面テープにて接着。

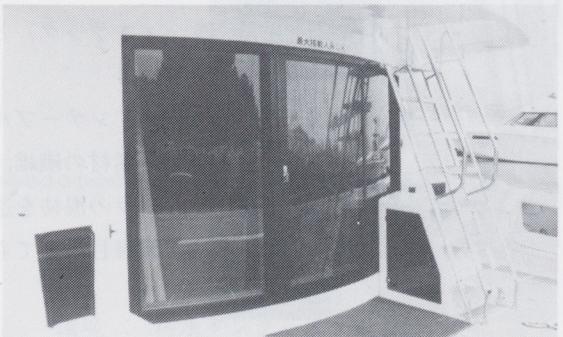


写真10 サロン入口ドアは、曲率3000R、厚さ10
mmの強化スモークガラス。



写真11
内装（サロン入口から前を見る）

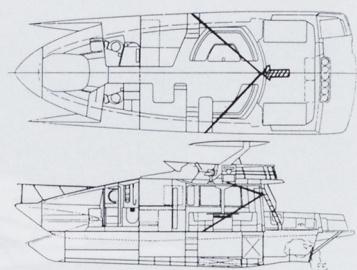


図7

写真12

内装（ギャレー付近から入口を見る）

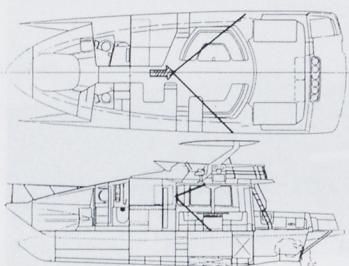


図8

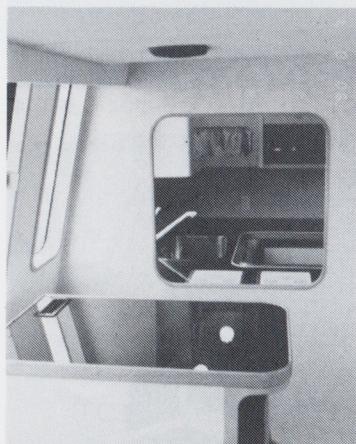


写真13

写真13

サイドボード（テレビ、オーディオラック）とギャレーの天板。

写真14

メインテーブルの天板、いずれも新素材の繊維、カーボンとテクノーラの混紡を透明ゲルコート仕上。繊維目がとても美しい。（^{説明}拘り）



写真14

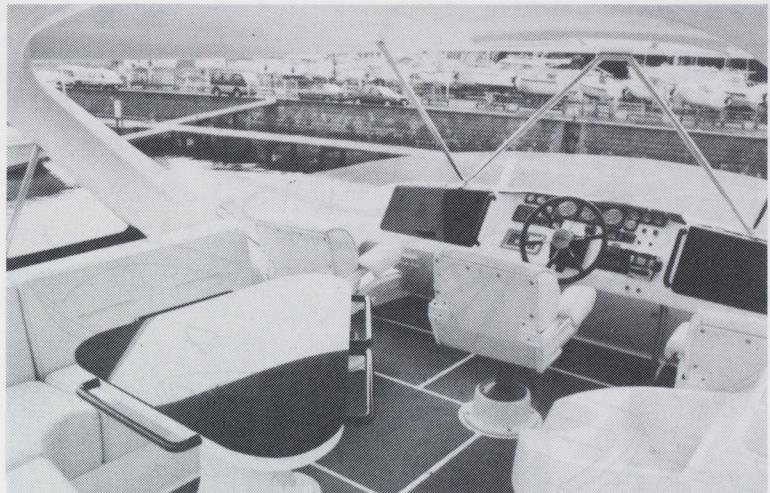


写真15 フライングブリッジ

各種エンジンメーターが並び、さらに、リモコンサーチライト、自動操縦装置の操作パネルがビルトインされている。チルトステアリングを装備し、ドライバーとナビゲーターのシートは、回転対座が可能。両サイドアクリルカバー内には、ロラン（自航跡表示装置）と魚群探知器が搭載されている。

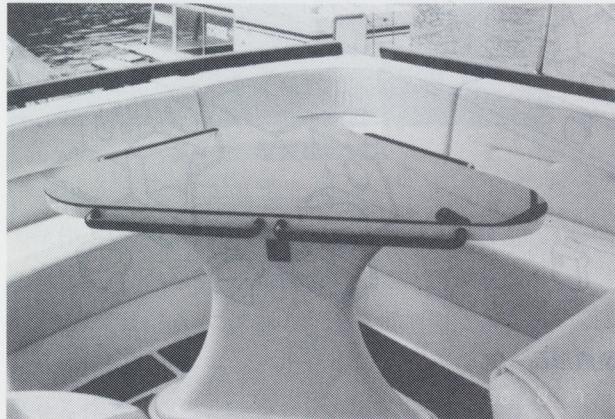


写真16 フライングブリッジのテーブル

天板は、アルミハニカム+半透明FRP板+アクリルのサンドイッチになっておりテーブル内のライトの光により、天板上にハンカム（6角形）が浮き出る。(拘り)

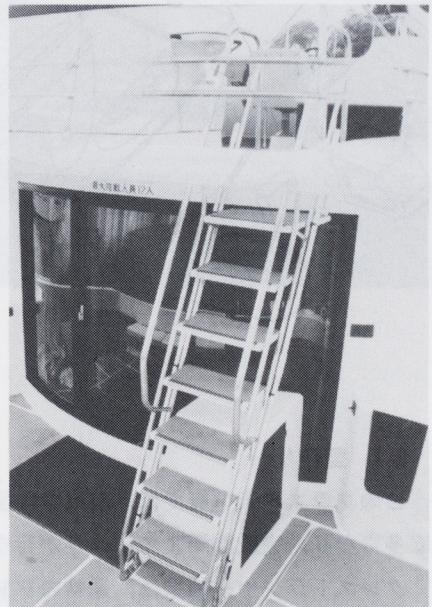


写真17 FBラダー(昇降梯子)

艇体への取付ビスは全く見せない。(拘り)



〈その他 拘りのトライ〉

軽量：隔壁、床板の発泡体サンドイッチ化。
色調：センス良く、モノトーンで統一。
外観：見苦しいビス、配線は極力見せない。

環境：汚水タンクシステムを装備。
機能：陸電、陸水システムを装備。
生活：ベッド6名分、温水シャワー、………

9. 型から始まりテス特朗へ

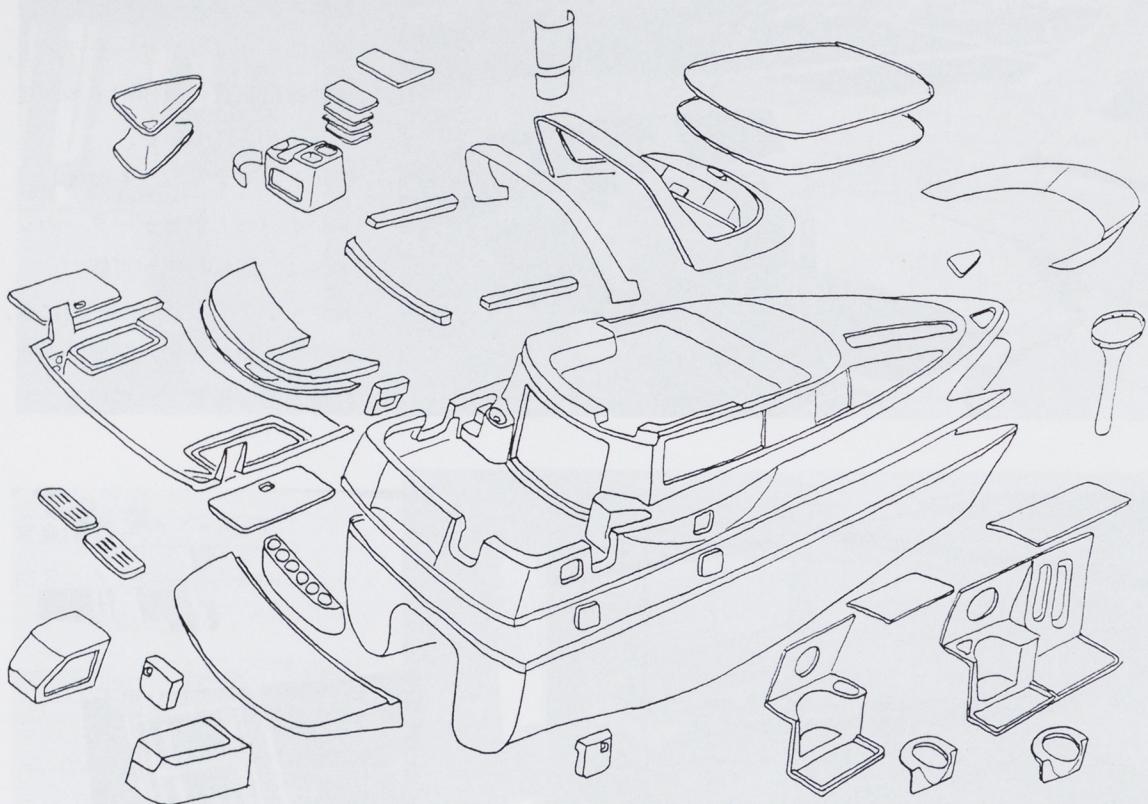


図9 型成形品一覧

9.1 型作り

このクラスの大型艇では、型点数は図6のごとく多くなり、完成間際まで型作りが行なわれる。

クレストランナーの型は、通常のFRP型とは異なる簡易木型である。簡易木型は型費用が少なくて済むが、型面の仕上りが劣るので、製品を磨きあげて、量産艇レベルまでに仕上げている。

艇体形状、特に船首部は一般的なボートとはだいぶ異なり、「型屋」泣かせの形状と言えるが、試作課は、なんなく作りあげ、ハルにデッキがピシャリと納ってしまったのは、さすがである。

9.2 組立艤装

ハルとデッキの組立が終ると、内装、電気、配管、さらに機関工事で作業ピッチがあがり、団面

を画くのが間に合わなくなる。さらに、あちこちで不具合が発生し始め、いきおい、現場での指示が多くなり、離席表は常に「シサク」の日が続く。

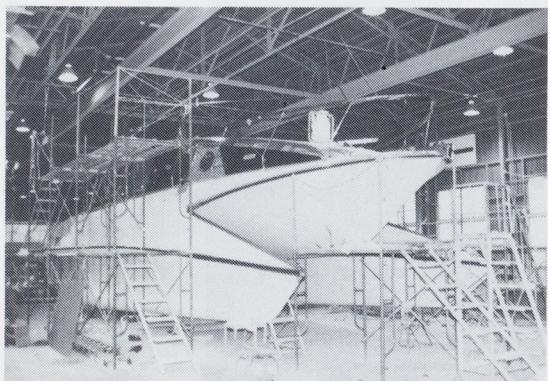


写真18 艤装工事

9.3 運 搬

現在の試作工場でこれだけの大型艇を造ったことはなく、離型時の搬出入、完成時の搬出が当初より心配された。空調ダクトを持ち上げ、ヒサシを取りさり、そして、ピラミッドの石運びなみの方法と、パズルの様な作業を行うことで、屋外への搬出が可能となった。

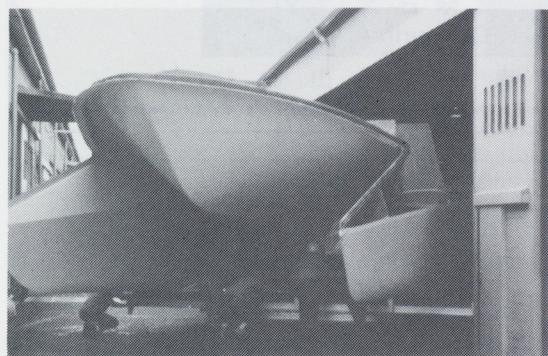


写真19 異型後の搬入

試作工場から、進水スロープまでの運搬はさらに難しく、トレーラーに船を乗せると門が狭すぎて、出て行けないのである。工場敷地内にある船を道路側からクレーンで吊り上げ、トレーラーに乗せる作業となった。当日は、トレーラーの運転手が寝すごすおまけがあり、作業が終るころには夜が明けてきていた。



写真20 スロープへの搬出

9.4 テストラン

計画通りに浮いてあたりまえ、浮かずばボロクソの進水式も無事に済み、トラブル続きのコントロールをだましつつ性能テストが始まる。結果は、重量増加を考えると計画に近い性能値であったが、船型特性と槍の様なスponson先端が、離着岸を難しくして、テストドライバーを悩ませた。これが、スタンドライブでのサイドスラスター・システムを開発させるきっかけとなり、クレストランナーは「蟹歩き」ができるポートとなったのである。



写真21 外洋航走

10. おわりに

こだわりすぎた結果、多少、未消化の部分もあり、船型、レイアウト、装備品を含めて改善を加え、さらに魅力ある商品としたい。

最後に、型精度と艇体の軽量化については、試作課、艇の運搬は物流課、艤装品はマリン用品課、海外調達課、およびサンワード、内装は関連協力会社、そして、テストについては、実験11課の協力、努力に対しここであらためて御礼を申しあげたい。

■著者■

里内和彦



田面光晴



横山文隆

/製品紹介/

ニュージョグの開発

大石 明文*
Akihumi Ohishi

奈良一弘**
Kazuhiro Nara

高橋 博幸***
Hiroyuki Takahashi

1. まえがき

ジョグは初代より、スタイル、軽快感、キビキビした走り、手頃な価格等によって若者を中心とした、多数、多層のユーザーに受け入れられてきた。

又、ヘルメット収納機能を備えたスクーターが'85年のボクスンの発売以降各社より発表されて市場に出廻るに至って便利さがユーザーに認識され、強力なセールスポイントの一つとして定着してきた。

そこで、ニュージョグは今後も最量販モデルとしての座を維持し続けるべく、ヘルメットの収納

機能と、従来より支持されてきた数々の特徴との両立を図って開発を進めた。

2. 開発の狙い

ジョグのセールスポイントを整理すると、スタイル、走り、車格感、手頃な価格等が重要項目として挙げられる。

そこで、開発の狙いとして、スタイルについては従来のジョグのイメージを継承しつつ、更に洗練させ、ヘルメット収納を感じさせない外観とした。

エンジンは、発進加速とレスポンスをさらに良くするため、全回転域でパワーアップさせると共にヘルメット収納と、今後のバリエーションモデルの要請に備えて、よりコンパクト化を計った。

車体は、フルフェイスのXLサイズヘルメットを収納しても、ホイールベース、シート高、ボディ幅等の寸法を従来ジョグより太らせず、又、居住性、タンク容量、ホイールトラベル、タイヤサイズ等、他の機能も一切犠牲にせずに成立させることを狙いとした。

手頃な価格設定とするため、車輌と各部品の仕様はユーザー側、製造側双方の観点から、販売価格と市場要望及び製造コストに見合った過不足のないものとした。

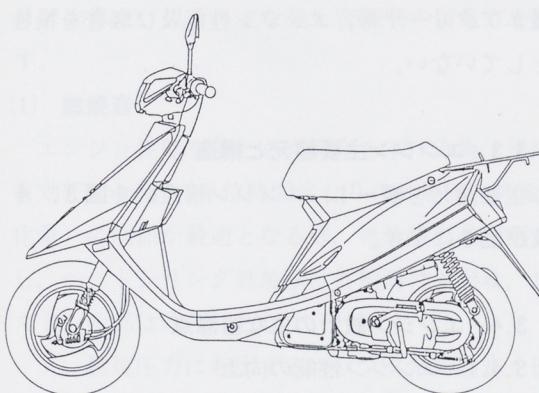


図1

* 第4開発部 プロジェクトリーダー

** 第4開発部 エンジン設計担当

*** 第1開発部 車体設計担当

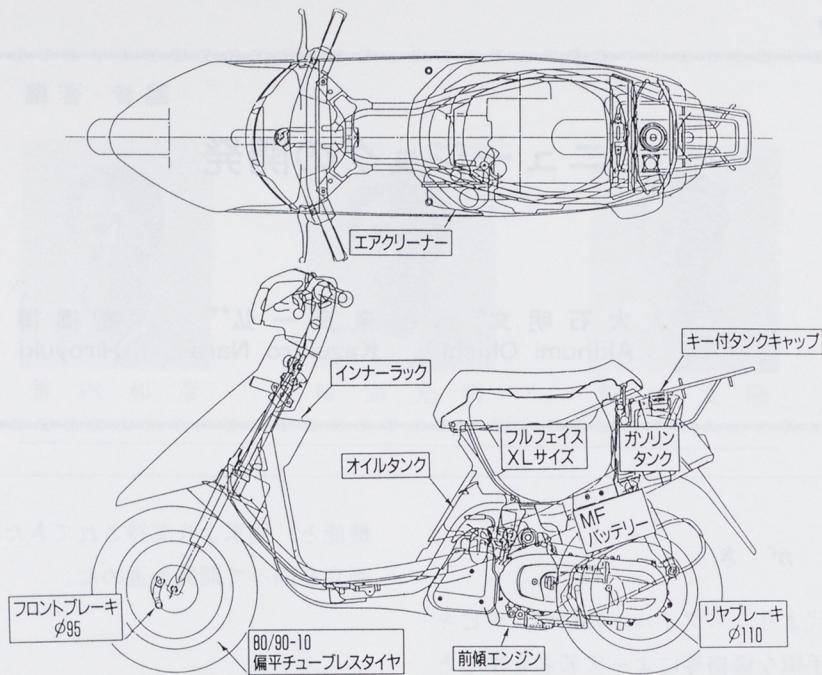


図2 NEW JOG構造図

3. エンジン関係

3.1 エンジン設計の狙い

ニュージョグ用新エンジンの開発にあたっては従来ジョグに対し、大巾なエンジン性能の向上とより静かでスムーズな走りを両立させると共に、ヘルメット収納に備えたコンパクトなエンジン形態を狙った。

又、今後の各種50cc～90ccモデルのベースエンジンとなるよう汎用性にも配慮した。

3.2 エンジンレイアウト

従来ジョグは、シリンダ直立のピストンリードバルブであるのに対し、ニュージョグエンジンでは、シリンダ前傾のクランクケースリードバルブとした。

さらに、エアクリーナをカバーケースの前に配置し、キャブレタのフロートチャンバー部分を、エアクリーナとエアシュラウド及びカバーケース

の、3部品により出来るくぼみ部分に潜り込ませるレイアウトとしてエンジンの高さをおさえた。

この新しい吸気レイアウトのシリンダ前傾エンジンと、逆さヘルメット収納により“従来ジョグの車格でヘルメット収納”という狙いをクリアした。しかも、大型クランクケースリードバルブ、大容量エアクリーナ等、エンジン性能及び騒音を犠牲としていない。

3.3 エンジン主要諸元と構造

主要諸元を表-1、エンジン構造図を図3、4及び図5に示す。

3.4 エンジン設計の主な留意点

3.4.1 エンジン性能の向上

将来の高出力化にも対応できる大型のクランクケースリードバルブの採用と、吸排気系の全面見直しにより、中低速域を重視し、かつ全域で従来ジョグを上まわるエンジン性能とレスポンスを確保した。

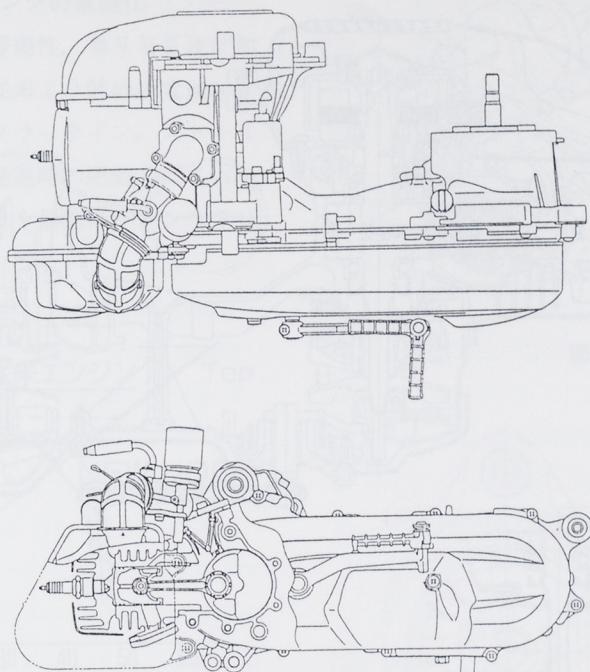


図 3

3.4.2 高出力化を可能とする低騒音化

加速騒音は、Vベルト変速がゆえの厳しさに加え、大巾なエンジン性能の向上によって、さらなる騒音レベルの悪化が予想された。そこで従来よりの対策法と先行開発結果等の徹底した設計織込により、走りを犠牲とする事なく、加速騒音をクリア出来た。以下に主な発生音源別の留意点を記す。

(1) 燃焼音

エンジン性能を落とさず騒音を下げる為、平均有効圧、 $dp/d\theta$ （単位時間当たりの燃焼圧力の変化量）の関係が最適となる様、燃焼室形状を選定し、ヘッドシリング燃焼室は外輪溝付き形状、ピストン頭部は球R85とした。

又、燃焼圧力に起因するクランク系の騒音を低減する為、クランク軸右側に取付のC.D.I マグネット位置を従来ジョグに対し7ミリエンジンセンター側とし、クランク廻りの曲げ、ねじりの固有振動数を向上した。

(2) ケース音

従来ジョグケースの振動モード解析結果等を考慮した肉厚、リブ位置及び形状、そして剛性を配慮した各部のつながり及び、面形状等により、高い剛性が得られた。これにより従来ジョグでは騒音に影響大であった周波数域(2KHz付近)のレベルは低減し、全体騒音低減に大きく寄与した。

(3) 吸気音

エアクリーナは、その全体形状をより球体化し、かつ従来ジョグに対し約20%の大容量化を図った。又、吸気ダクトの位置・寸法及び向き等も配慮する事により吸込音の低減を確保した。さらに壁面放射音低減では従来ジョグに対し、カバーケースへの取付をラバーマウントとし、基本面形状もR面から球面とした。

(4) 排気音

シリンダの排気タイミング及びポート形状、マフラーのエキパイ部分のテーパー角度等は、エンジン性能と騒音の関係が最適なバランスとなる様テストを実施し決定した。マフラーは、従来ジョグと同レベルの容積としたが、つなぎパイプの位

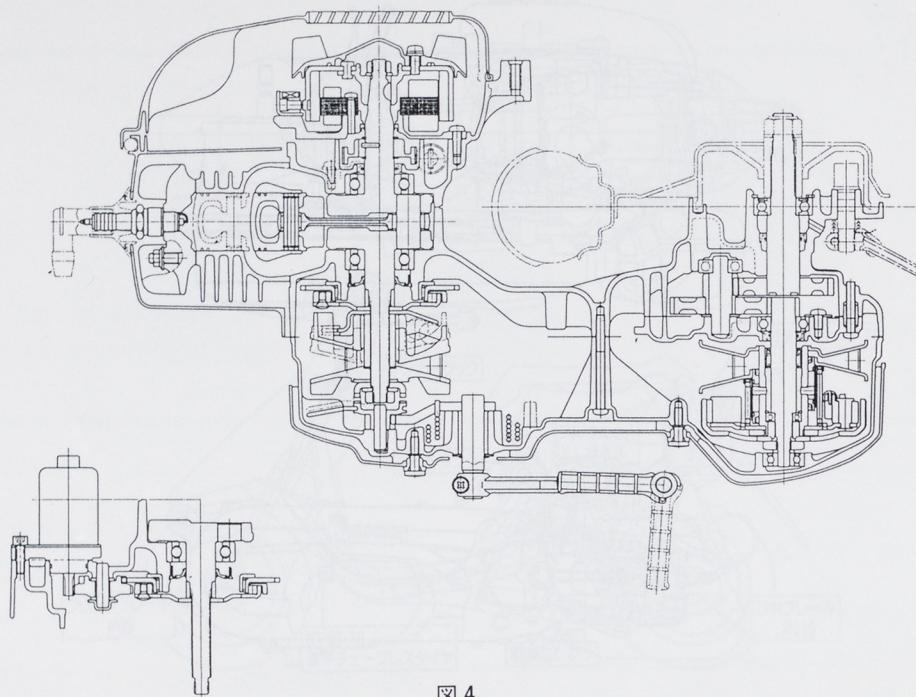


図 4

置、パンチングの開孔率等をさらに最適化する事により、エンジン性能を犠牲とする事なく排気音の低減が図れた。

(5) 冷却系騒音

シリンダ、シリンダヘッドを覆う樹脂製のシュラウド及びファンカバーは、ラバーマウントとし、壁面の放射音を低減した。

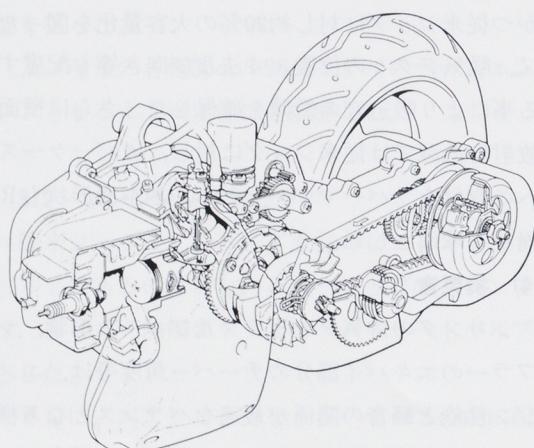


図 5

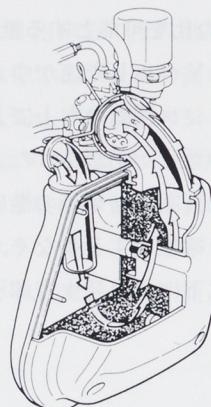


図 6

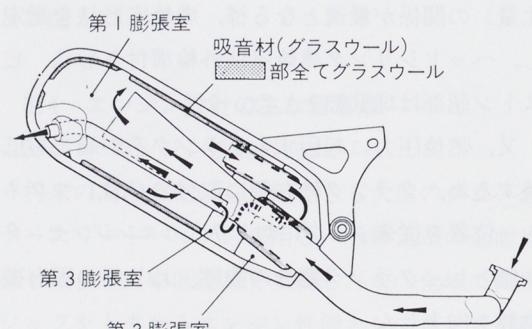


図 7

3.4.3 駆動系セッティングの最適化

駆動系セッティングは静肅性、乗り易さ及び加速レスポンスを考慮し、従来より低めの変速エンジン回転数とした。又、クラッチイン、ストール時のエンジン回転数及び発進時の駆動力はスムーズなつながりとパワフル感を最適にバランスさせる設定とした。

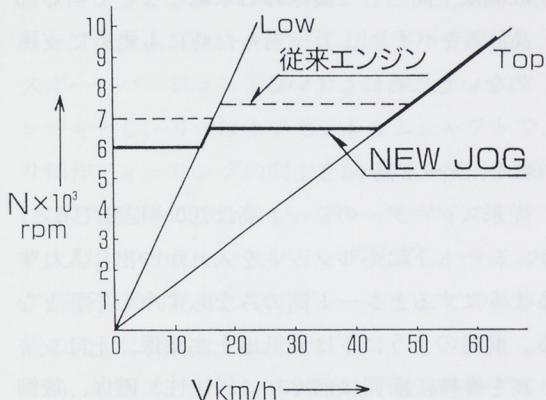


図8 Vベルト変速特性

3.4.4 エンジン冷却性の向上

スムーズな冷却風の流れとなる様、各部通路面積、排風位置及びシリンダヘッドのフィンの向き等を配慮した。又、ファンカバー内に配置したオイルポンプに連結するオイルパイプをファンカバーとエアシュラウドの合わせ部分に取り廻す事により冷却風の洩れを防止した。

さらに、シリンダ、シリンダヘッドのフィンサイズは、低めの温度となる風上側、吸気側フィンのカット等、温度バランスを配慮した。

このような冷却性向上に対する配慮により、大巾なエンジン性能の向上にもかかわらず軽量、低コストで従来ジョグ同様高い信頼性が得られた。

3.4.5 体感振動の軽減

リンク機構の振動軽減効果は従来より定評があるが、さらにリンクとリヤクッション位置を最適化する事により減速時等に生じるわずかな振動をも除去した。

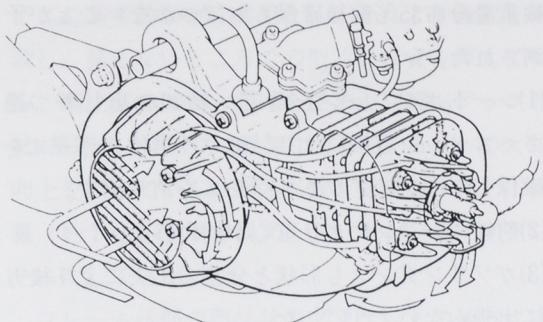


図9

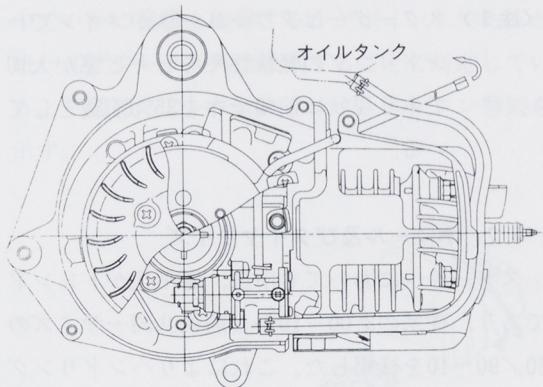


図10

4. 車体関係主要諸元

主要諸元の決定は、ヘルメットを収納しても大型化しない様に2代目ジョグのそれと基本的には同レベルとした。逆に言えば2代目ジョグの大きさ（ボリューム）の中にヘルメット収納しスターの基本機能（居住性、ガソリンやオイルタンク容量、デザイン）と走行機能を向上しようという高い目標とした。

4.1 前後輪重量配分

前輪重量分布（1名重車時）は出来るだけ50%に近付ける事が、操安性上好ましい。ヘルメット収納容量（空間）をシート下に設ける為、従来そこにレイアウトしていたガソリン、オイルタンクやバッテリ等の重い部品が追いやられ従来の前

^{注1} 輪重量分布35%前後確保もおぼつかないことが予測された。

- (1)シートポジションを前方へ約20mm出しつつ逆さヘルメット収納により、前ぐり居住スペースを確保しつつレイアウトスペースを創り出す。
- (2)前傾エンジンにより重心が前に移動。
- (3)ガソリンタンクも形状と分割の工夫により後方に出張らないようにした。

これらによりほぼ目標の34%の分布とすることことができた。

〈注1〉スクーターはタウンユースがメインでハンドリングの軽快性やキビキビ感が大切であり現状は前輪分布を35%前後としている。

4.2 ホイール及びタイヤサイズ

スクーターにおいても巾広、偏平化がトレンドであり、従来の3.00-10から前後共同一サイズの80/90-10を採用した。これによりハンドリングの軽快感はそのままに、外径（設計）では約15mm小さくでき、全体のコンパクト化に寄与でき、かつ巾も約10mm大きくなりバランスのとれたタイヤとなった。

ホイールは板金プレスタイルでターピン形スポーツ形状とした。強度は構造解析と実体テストにより溶接構造体の量産強度バラツキを含めた設定とした。

尚、重量、強度、デザインのバランスより材質は高張力鋼板を採用した。

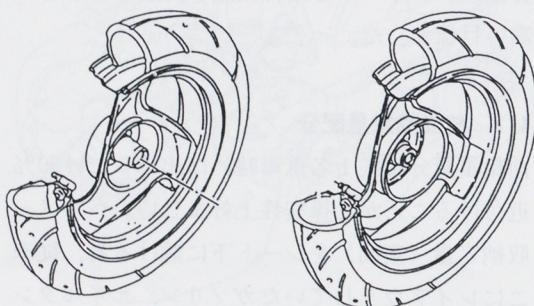


図11

4.3 最低地上高

スクーターはタイヤ径が小さく元来、最低地上高は大きくなかった。今回は前傾水平エンジンとなりシリンダやエアクリーナーが低くなり、縁石乗越し等で不利になることが予測された。

- (1)縁石乗越し時の図面検討（アニメーション）とブリテストによりE/G搭載角（1G'3°）を決めた。
- (2)最低地上高として実際縁石乗越しなどで当る部品はエキパイとし、万一当った時にも走行に支障のないところにしている。

4.4 シート高

従来スクーターのシート高は700mm程度であるが、シート下にヘルメットを入れかつ出し入れするようにするとシート高のみならず巾も不利となる。前述のように下は最低地上高確保、上はシート高を維持、前側は前ぐり（居住性）確保、後側はコンパクト化、巾は足つき性確保で文字通り八方ふさがりの状態であった。

- (1)ヘルメットを逆さ収納とした。これによりヘルメットの内側ヘボトムを下げることができシートクッション厚を確保し、かつシート高を維持できる。又、ヘルメットの中にもグローブやちょっとした上着が入れられるのは周知である。

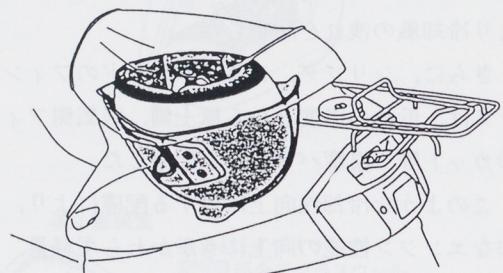


図12

- (2)足つき性に関しては、シート断面形状を可能な限り絞り内モモが当らずかつ外形デザインも成り立つようにした。機能だけからいえば、メイトのような先細（別名ひょうたん）型がよいのだがスクーターボディ（造形）とのマッチング

が折り合わないことが予測された為、採用しなかった。

4.5 ブレーキ、サスペンション

エンジン性能の向上に伴ない、ブレーキ、サス廻りの強化を図った。

(1) ブレーキ

フロント、リヤ共機械式リーディングトレーリングドラムブレーキをSTDモデルで採用し、スポーツバージョンではフロント油圧ディスクブレーキとし、リヤはオフセットカムシャフトにより操作フィーリングの向上を図った。技術仕様的には目新しさは少ないが、ブレーキサイズ1ランク大型化やリターンスプリング見直し、ライニング研磨方式の見直しで、ブレーキとしての基本性能の向上に努めた。

尚、バリエーションの90cc化で最高速がアップしても展開できるようリヤはφ110としている。

(2) サスペンション

フロントは倒立グリスタンパー式テレスコフォークで従来と同一型式とした。インナーチューブ剛性向上やストロークフィーリング向上等、目立たない所の改善を施している。

又、ステアリングについてもボールベアリングタイプで従来と同じ仕様であるが、これについても操作フィーリングの改善を実施している。

リヤは片持ちオイルダンパー式コイルスプリングを採用した。スプリング外径と線径をアップさせハードな走りにも対応できるようにしている。リヤクッションユニットの取付位置（下側）は後輪車軸より若干後方とし、防振リンク式エンジン懸架への負担を軽減させ、体感振動の向上を図った。

4.6 フレーム、タンク

シート下にヘルメットを収納すべく従来のジョグのフレームに比べてロウ（低く）アンドワイドなパイプワークとした。ヘッドパイプからメインパ

イプの基本部は全く共用とし、それより後部を新設し、見えないところでの型治具投資を押えている。剛性面では縦、曲げを従来より数%アップさせ、横剛性をエンジン懸架巾を広くとることで大巾向上を図っている。部品点数も従来より抑え、軽量（約7kg）な鋼管製アンダーボーンパイプフレームにしている。

フレーム後部の門柱状のブラケットの後方には3.5ℓの鋼板製燃料タンクがレイアウトされている。限られたスペースの巾でかつ現有生産技術の中でいかに容量を確保するかがポイントであるが略パイプワーク直角に分割することで対応している。下図13にフレーム、タンク、エンジン懸架を示す。

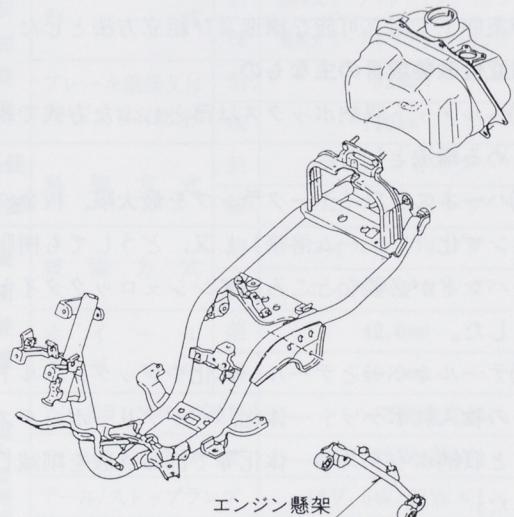


図13

4.7 ヘルメット収納ボックス

エンジンを図14の様に搭載しシート下にヘルメット収納ボックスをレイアウトした。収納スペースはフルフェイスのXLサイズヘルメットまで入る広さとした。これによって、特殊形態を除く大多数のヘルメットが収納可能となった。容量は17ℓである。

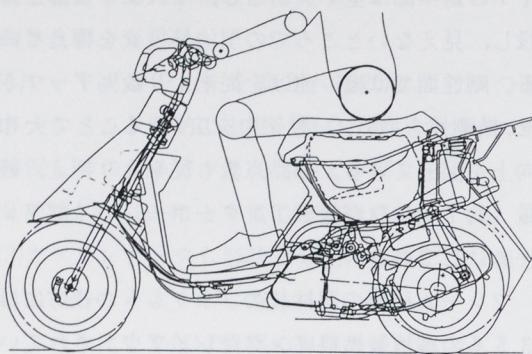


図14

5. 組立性（整備性）

組立ラインタクトの目標値を25秒以下とし、その条件下で組立可能な構造及び組立方法とした。

組立性改善項目の主なもの

- (1)ヘルメット収納ボックスは落としぶた方式で組める構造とした。
- (2)ハーネス+ワイヤークランプを最大限、板金クランプ化（フレーム溶接）し又、どうしても樹脂バンドが必要なところはインシュロックタイとした。
- (3)テールカバーとテール一体化やレッグシールドの物入れポケット一体化、バッテリーボックスと収納ボックスの一体化等で部品点数を削減した。
今後は、ますますロボット組立化の比率が高まってくる為、部品レイアウトや取付方法をより単純化し、組み立て易い設計ができるようもっていかねばならない。

5.1 実用性及び信頼性の向上

ヘルメット収納は言うに及ばずこのジョグには多くの実用性向上が折込まれている。

- ①レッグシールド一体のインナーポケット（+物入れ）
- ②操作力の小さいメインスタンド

（先代ジョグの1/2以下、女性でも楽々）

- ③インナーフェンダー一体式のアンダーカウルによる収納ボックスへのホコリ、ドロの巻上げ防止。
- ④収納ボックス内中じき（成形不織布による絞りとトリム工程による製品）による収納物の保護。
- ⑤振動軽減：リヤサスペンション、エンジン懸架巾見直し。,
- ⑥外出しタンクキャップ（シートやリッド内にあるタイプはタンク容量が小さいスクーターでは給油頻度が高く煩わしいことが多い）。
- ⑦収納ボックスシールを利用したイニシャルタイプのポップアップ機構。
- ⑧前後のブレーキフィーリング（剛性感、タッチ、効力）の改善。
- ⑨メインテナンスフリーバッテリの採用

これらの細部については紙面の都合上、割愛させて頂くが、マップにしたもののが図15である。図中の風船内の英数字は文面中のそれを示す。

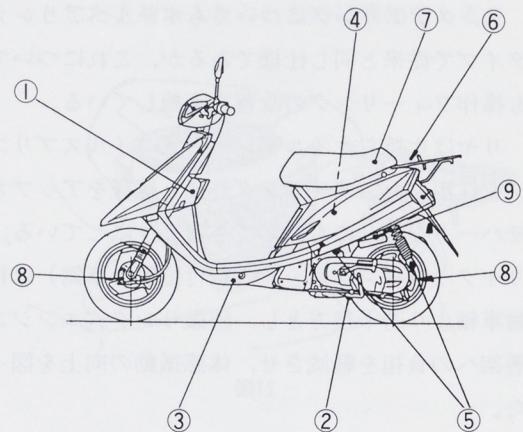


図15

表1. 仕様諸元表

機種名	ヤマハ CY50																				
認定型式	A-3KJ																				
登録型式	3KJ1																				
車体打刻型式	3KJ																				
原動機打刻型式	3KJ																				
寸法及質量	<table border="1"> <tr><td>全長</td><td>1600 mm</td></tr> <tr><td>全幅</td><td>610 mm</td></tr> <tr><td>全高</td><td>960 mm</td></tr> <tr><td>シート高</td><td>710 mm</td></tr> <tr><td>軸間距離</td><td>1115 mm</td></tr> <tr><td>最低地上高</td><td>95 mm</td></tr> <tr><td>乾燥質量</td><td>60 kg</td></tr> <tr><td>装備質量</td><td>63 kg</td></tr> </table>	全長	1600 mm	全幅	610 mm	全高	960 mm	シート高	710 mm	軸間距離	1115 mm	最低地上高	95 mm	乾燥質量	60 kg	装備質量	63 kg				
全長	1600 mm																				
全幅	610 mm																				
全高	960 mm																				
シート高	710 mm																				
軸間距離	1115 mm																				
最低地上高	95 mm																				
乾燥質量	60 kg																				
装備質量	63 kg																				
性能	<table border="1"> <tr><td>最高速度</td><td>60 km/h</td></tr> <tr><td>舗装平坦路燃費</td><td>70 km/l (30km/h)</td></tr> <tr><td>登坂能力 ($\tan \theta$)</td><td>0.40 ($\theta=22^\circ$)</td></tr> <tr><td>最少回転半径</td><td>1.6 m</td></tr> <tr><td>制動停止距離</td><td>3.5 m (20km/h)</td></tr> </table>	最高速度	60 km/h	舗装平坦路燃費	70 km/l (30km/h)	登坂能力 ($\tan \theta$)	0.40 ($\theta=22^\circ$)	最少回転半径	1.6 m	制動停止距離	3.5 m (20km/h)										
最高速度	60 km/h																				
舗装平坦路燃費	70 km/l (30km/h)																				
登坂能力 ($\tan \theta$)	0.40 ($\theta=22^\circ$)																				
最少回転半径	1.6 m																				
制動停止距離	3.5 m (20km/h)																				
原動機	<table border="1"> <tr><td>原動機種類</td><td>2\simクランク室リードバルブ</td></tr> <tr><td>気筒数配列</td><td>単気筒</td></tr> <tr><td>総排気量</td><td>49cm³</td></tr> <tr><td>内径×行程</td><td>40.0mm×39.2mm</td></tr> <tr><td>圧縮比</td><td>7.2:1</td></tr> <tr><td>最高出力</td><td>6.8 PS(7000r/min)</td></tr> <tr><td>最大トルク</td><td>0.71kgf·m(6500r/min)</td></tr> <tr><td>始動方式</td><td>セル・キック併用式</td></tr> <tr><td>潤滑方式</td><td>分離給油</td></tr> <tr><td>オイルタンク容量</td><td>0.8 l</td></tr> </table>	原動機種類	2 \sim クランク室リードバルブ	気筒数配列	単気筒	総排気量	49cm ³	内径×行程	40.0mm×39.2mm	圧縮比	7.2:1	最高出力	6.8 PS(7000r/min)	最大トルク	0.71kgf·m(6500r/min)	始動方式	セル・キック併用式	潤滑方式	分離給油	オイルタンク容量	0.8 l
原動機種類	2 \sim クランク室リードバルブ																				
気筒数配列	単気筒																				
総排気量	49cm ³																				
内径×行程	40.0mm×39.2mm																				
圧縮比	7.2:1																				
最高出力	6.8 PS(7000r/min)																				
最大トルク	0.71kgf·m(6500r/min)																				
始動方式	セル・キック併用式																				
潤滑方式	分離給油																				
オイルタンク容量	0.8 l																				
燃料装置	<table border="1"> <tr><td>エレメント種類</td><td>湿式ウレタンフォーム</td></tr> <tr><td>燃料タンク容量</td><td>3.5 l</td></tr> <tr><td>キャブレタ型式</td><td>3KJ(Y14P)</td></tr> </table>	エレメント種類	湿式ウレタンフォーム	燃料タンク容量	3.5 l	キャブレタ型式	3KJ(Y14P)														
エレメント種類	湿式ウレタンフォーム																				
燃料タンク容量	3.5 l																				
キャブレタ型式	3KJ(Y14P)																				
電気装置	<table border="1"> <tr><td>点火方式</td><td>C.D.I</td></tr> <tr><td>点火プラグ型式</td><td>BPR6HS, BPR7HS, W20FPR-U, W22FPR-U</td></tr> <tr><td>バッテリ容量</td><td>12V, 4Ah(10h)</td></tr> <tr><td>バッテリ型式</td><td>YT4L-BS(ユアサ), GT4L-BS(GS)</td></tr> </table>	点火方式	C.D.I	点火プラグ型式	BPR6HS, BPR7HS, W20FPR-U, W22FPR-U	バッテリ容量	12V, 4Ah(10h)	バッテリ型式	YT4L-BS(ユアサ), GT4L-BS(GS)												
点火方式	C.D.I																				
点火プラグ型式	BPR6HS, BPR7HS, W20FPR-U, W22FPR-U																				
バッテリ容量	12V, 4Ah(10h)																				
バッテリ型式	YT4L-BS(ユアサ), GT4L-BS(GS)																				

1次減速機構	はすば歯車								
同上減速比	48/13 3.692								
2次減速機構	平歯車								
同上減速比	38/11 3.454								
クラッチ形式	乾式内括重錐式								
変形式	Vベルト式無段変速								
速度操作方法	自動遠心式								
機変速比	2.530~0.900								
フレーム形式	鋼管バックボーン								
走行装置	<table border="1"> <tr><td>キヤス</td><td>タ 26°30'</td></tr> <tr><td>トレーリル</td><td>72mm</td></tr> <tr><td>タイヤサイズ</td><td>前 80/90-10 34J 後 80/90-10 34J</td></tr> </table>	キヤス	タ 26°30'	トレーリル	72mm	タイヤサイズ	前 80/90-10 34J 後 80/90-10 34J		
キヤス	タ 26°30'								
トレーリル	72mm								
タイヤサイズ	前 80/90-10 34J 後 80/90-10 34J								
制動装置	<table border="1"> <tr><td>形式</td><td>前 機械式リーディングトレーリング 後 機械式リーディングトレーリング</td></tr> <tr><td>ブレーキ胴径又はディスク有効径</td><td>前 95mm 後 110mm</td></tr> </table>	形式	前 機械式リーディングトレーリング 後 機械式リーディングトレーリング	ブレーキ胴径又はディスク有効径	前 95mm 後 110mm				
形式	前 機械式リーディングトレーリング 後 機械式リーディングトレーリング								
ブレーキ胴径又はディスク有効径	前 95mm 後 110mm								
懸架装置	<table border="1"> <tr><td>懸架方式</td><td>前 テレスコピック 後 ユニットスイング</td></tr> </table>	懸架方式	前 テレスコピック 後 ユニットスイング						
懸架方式	前 テレスコピック 後 ユニットスイング								
緩衝装置	<table border="1"> <tr><td>緩衝方式</td><td>前 コイルスプリング 後 コイルスプリング</td></tr> <tr><td>ホイール</td><td>前 42.0mm</td></tr> <tr><td>トラベル</td><td>後 40.0mm</td></tr> </table>	緩衝方式	前 コイルスプリング 後 コイルスプリング	ホイール	前 42.0mm	トラベル	後 40.0mm		
緩衝方式	前 コイルスプリング 後 コイルスプリング								
ホイール	前 42.0mm								
トラベル	後 40.0mm								
燈火及照明	<table border="1"> <tr><td>ヘッドランプバルブ種類</td><td>バルブ脱着式</td></tr> <tr><td>ヘッドランプ</td><td>12V, 25W/25W</td></tr> <tr><td>テール/ストップランプ</td><td>12V, 5W/21W×1</td></tr> <tr><td>フラッシュランプ</td><td>12V, 8W, ×4</td></tr> </table>	ヘッドランプバルブ種類	バルブ脱着式	ヘッドランプ	12V, 25W/25W	テール/ストップランプ	12V, 5W/21W×1	フラッシュランプ	12V, 8W, ×4
ヘッドランプバルブ種類	バルブ脱着式								
ヘッドランプ	12V, 25W/25W								
テール/ストップランプ	12V, 5W/21W×1								
フラッシュランプ	12V, 8W, ×4								

あとがき

狙い通りの市場評価と販売状況等、大変満足できる結果となった。開発にあたり惜しみない協力をいただいた関連部署と担当諸氏に感謝し、今後さらに皆様の期待にこたえた製品作りに努力する所存である。

■著者■



大石明文



奈良一弘



高橋博幸

編集後記

従来、ヤマハ技術会として発行してきましたこの技報も今期から、会社とヤマハ技術会が共同で発行することになりました。

そこでイメージを一新し、内容もより充実していくことに致しました。今回は技術論文と製品紹介の二部構成ですが、今後遂次新しい内容を企画したいと考えております。

皆様からの御意見や御提案も参考にさせて頂きたいので技報事務局にお寄せ下さい。

編集委員

技報編集委員会

委員長	馬渕 隆義	技術本部技術管理部
副委員長	川合 修平	鋳造事業部磐田第3工場
委員	松浦 隆男	総務本部海外業務部
	鈴木 晴久	生産本部生産管理部
	阿部 輝夫	M C本部第1開発部
	前田 哲司	特機事業部企画部
	増田 一裕	マリン本部技術管理部
	島田 和男	A M事業部AM第3技術部
事務局委員	鈴木 美恵子	技術本部技術管理部

あとがき

拙い通りの技術評論の類をこれまで多くお読み顶いた事は幸運と存じた。既に何回かお読み頂いた事のある方には、おなじみの内容にならざるを得ない事も承知しておられる事と想定される。しかし、それでもお読み頂く事に感謝の意を表す所である。

ヤマハ技術会 技報 第10号

平成2月9月25日 印刷

平成2年10月1日 発行

(禁無断転載) ©

発 行 所 〒438 静岡県磐田市新貝2500

ヤマハ発動機株式会社

ヤ マ ハ 技 術 会

発 行 人 長 谷 川 武 彦

編 集 人 ヤマハ技術会技報編集委員会

表紙デザイン 株式会社 亜 興

印 刷 所 〒432 浜松市米津町1181

桐屋印刷株式会社



YAMAHA
ヤマハ発動機株式会社