



# YAMAHA MOTOR TECHNICAL REVIEW

1999-3

ヤマハ発動機 技報

No. 27



---

目 次

## 製品紹介

## ① ロードスター XV1600

Road Star XV1600

橋本政幸／泰山 晋／久保 裕／隆谷文緒／鶴谷知弘

## ⑤ ロイヤルスターベンチャー XVZ13TF

Royal Star Venture XVZ13TF

渡部達也／山崎茂人／中村公昭／河崎伸一／小笠原祐二／平松輝文

## ⑨ YZF-R6

YZF-R6

三輪邦彦／狩野康伸／竹内善彦／金原一成／野沢久幸

## ⑫ マジェスティYP125

Majesty YP125

米沢茂樹／滝 典雄／平良朝雄／小松原 博

## ⑯ ワールドスクータ YA100

World Scooter YA100

渡部清／蕭起驛／許漢灌／廖乾助／李衛國／陳世民

## ⑰ 50cc Scooter YAMAHA Why/MBK Flipper

Olivier Prevost

## ㉑ 大型X-Yパレタイザー

X-Y Paletaiz System

早坂 穎／川嶋 浩

## ㉓ マリンジェット MJ-800GP

WaveRunner GP800

鈴木章高

## ㉕ 4サイクル船外機 F100A

Four Stroke Outboard Motor F100A

高橋正哲

## 技術紹介

### ②8 射出成形スイコミ不良対策

Solution for Defective Painting of Injection Moldings Called "Black Patcher"  
田村行男

### ③5 PASのニッケル水素電池システム

Nickel-Metal Hydride Battery System in PAS  
村松隆吉／山本聰／伊藤雅樹

### ③8 マウンタにおける無停止部品補給

Nonstop Feeder System for Surface Mounter  
花村直己

### ④1 スノーモビル用トラックベルト

Track Belt for Snowmobile  
大石直幸／中野太久二

### ④5 ニュートリプルYPVS

New Triple YPVS (Yamaha Power Valve System)  
吉崎晃一／林康男／片山郁男／上野久英

## 技術論文

### ④7 品質工学による模型風洞ムービングベルト装置の最適セッティング

Optimum Settings for the Moving Belt Apparatus of Model Wind Tunnel by Applying Quality Engineering  
荒木裕次／上田厚海／山下堅一

### ⑤2 モータサイクル多弁エンジンの出力と燃費

Output and Fuel Consumption of Motorcycle Multi-Valve Engines  
都竹広幸／土田直樹／富井英二

## ロードスター XV1600

Road Star XV1600

橋本政幸 Masayuki Hashimoto 泰山 晋 Susumu Yasuyama 久保 裕 Yutaka Kubo  
 隆谷文緒 Fumio Takatani 鶴谷知弘 Tomohiro Tsuruya

●MC事業本部 第2プロジェクト開発室



図1 XV1600

## 1 はじめに

ここ数年、好調な経済に支えられて、米国のモーターサイクル市場の伸びが著しい。その中でも特に、リラックスして乗れるアメリカンモデルのクルーザーが堅調である。これは米国だけの傾向ではなく、欧州や日本においても同様であり、全世界的にみてもクルーザーの需要が伸びている。こうした背景から、ヤマハ発動機（株）（以下、当社という）は、ロイヤルスター、ドラッグスター、Vスターといった新世代のクルーザーを市場に投入し、好評を博してきた。しかし、さらに排気量の大きなモデルを要望する市場からの声が高まり、今回、それに答えるべくロードスターXV1600（図1）を開発したので、その概要を紹介する。

## 2 開発の狙い

今回のロードスターの開発における意気込みは、米国市場におけるクルーザーの新しいスタンダードを確立しようというものであり、その理想とする姿を求め、以下のような開発の狙いを設定した。

- (1) クルージング時に低いエンジン回転数を楽しむ。既存モデルに対して最も低いクルージング時のエンジン回転数とし、リラックスした気持ちのよい走行ができる。
- (2) 加速時のパルス感を楽しむ。早め早めのシフトアップをしてトップギヤに入れるという乗り方をした際に、シフトアップ時およびトップでの加速時にパルス感（鼓動）を強く感じる。
- (3) ソリッドなハンドリングを楽しむ。モーターサイクルの大きさや重さを感じさせず、ライダーの意志通りにモーターサイクルが動くこと、すなわち応答性のよさをハンドリングに求める。
- (4) 威張りのあるライディングポジションとする。ライダーがモーターサイクルに乗車した時に感じる満足感を重視し、また、回りの人に見られているという誇りを感じるようなライディングポジションとする。
- (5) パーソナリゼーションを發揮できる好素材とする。自分だけのモーターサイクルを作りたいという気持ちにさせ、それに対してイマジネーションがわく部品構成や取り付け形態とする。

### 3 部品概要

#### 3.1 エンジン関係（図2）

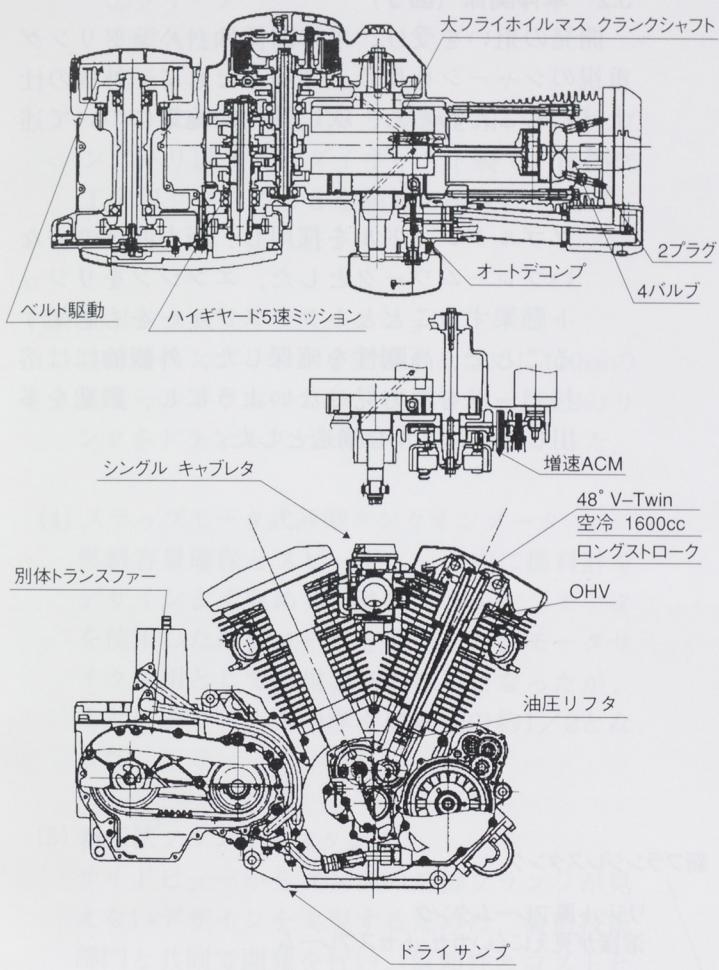


図2 エンジンの特長

前述の低いエンジン回転数やパルス感の達成のため、エンジンの最大出力回転数を4000rpmに設定した。この最高回転数と目標出力より排気量は1,600ccとした。エンジン冷却方式は、クルーザ用エンジンとしての美しさを求めて空冷式を採用した。また、エンジン懸架はフレーム剛性確保とパルス感を出すために全点リジッドとした。このようなエンジンを実現するために、以下に述べる仕様を採用した。

#### (1) OHV方式の採用

SOHC方式やDOHC方式ではエンジン全高が大きくなりすぎるため、カムシャフトをクランクケース側に置くOHV方式を採用した。また、OHV方式を採用することにより、シリンダ側方のカムチェーントンネルを排すことができ、冷却に不利なV型空冷エンジンのシリンダ冷却性能を改善することができた。さらに、エンジン右側のピッシュロッドガイドは、XV1600のデザイン的特長を与えた。

#### (2) ドライサンプ方式の採用

OHVと同じく、エンジン全高を抑えるためドライサンプ方式を採用した。

#### (3) メッキシリンダの採用

大口径のシリンダを効率よく冷却するため、メッキシリンダを採用した。

#### (4) 往復運動部の軽量化

1,600ccで48° V-Twinという、振動的に不利なエンジンをフレームにリジッドマウントするため、往復運動部分は徹底的に軽量化した。ピストンは鍛造材を使用してスリッパ型のデザインを採用するなど、XV1100に対し80gもの軽量化を達成した。また、コンロッドは平凡なS55C材であるが、各部の軽量化に気を配った結果、軸間距離が長いにもかかわらずXV1100より軽量に仕上がった。この結果、バランサンなしのエンジンをフレームにリジッドマウントすることが可能になった。

#### (5) 増速ACMの採用

クルーザエンジンとして低いアイドル回転数を設定すると、アイドル時のACMの発電効率が落ちるため、大きなACMが必要になる。容量の大きなACMを採用すると、走行時の発電量が大きくなり過ぎ、無駄に捨てる電力のためACMの発熱が問題となる。このため、クランク軸とは別に、クランク軸に対して約2倍に増速したACM軸を設けた。この設計により、ACMはFZR600と同サイズのコンパクトなもので十分に使用できることとなった。また、回転体のエネルギーは回転速度の二乗に比例する

ため、このACMは小型にもかかわらず、クラシック軸換算で非常に大きな慣性質量を持つことになり、大きな慣性質量を必要とする低回転V型エンジンのクラシックマス確保に一役買っている。さらに、この増速軸上にスターターワンウェイを配置することで、スターターワンウェイの必要トルクを小さくすることができる。XV1600のスターターワンウェイの定格トルクは、単筒容積の小さいXT600の約半分である。

#### (6) トランスファーの採用

ベルトドライブのプーリーを車体ピボット軸近くに配置するため、ミッション出力軸から、ハイボリュームを使用してさらに1段減速を行うトランスファーを採用した。これにより、クルーザ型車体におけるベルトドライブに最適な出力軸座標と将来のエンジン汎用性の確保を両立することができた。また、トランスファーにはドライサンプ用オイルタンクを一体化し、不足しがちなサイドカバー内スペースの中で大型バッテリを配置するスペースを確保した。

以上のような設計を採用することで、古典的ともいえるエンジン形式および外観の中で、現代のクルーザに要求される機能を満足する新しいキャラクタを持ったエンジンとすることができた。

#### 3.2 車体関係（図3）

開発の狙いを受け、車体関係は、ハンドリング重視のシャーシを作り上げるとともに、外観の仕上げにもこだわった。次に具体的な施策について述べる。

##### (1) フレーム

ダブルクレードルを採用し、極力曲げの少ないフレームワークとした。エンジンをリジット懸架することとトランスファーをも懸架することで、高剛性を確保した。外観的には溶接ビードを極力見せないようにし、鍛造を多用してシンプルな構造とした。

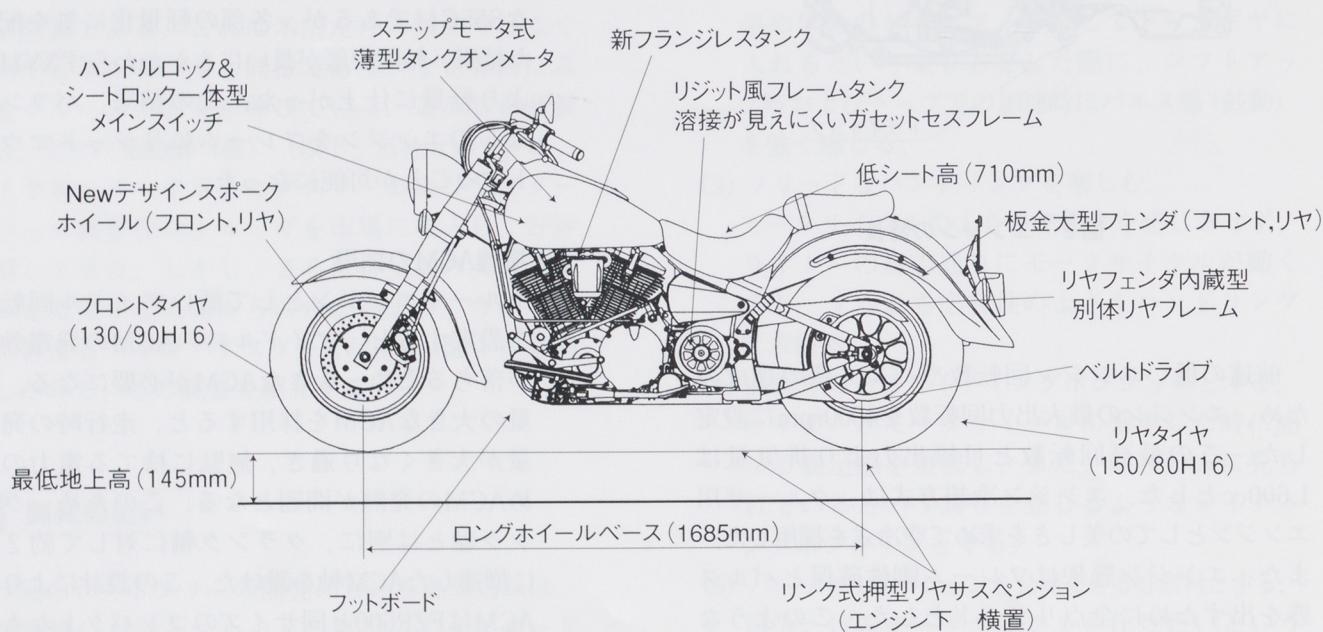


図3 車体の特長

## (2) 当社初のベルトドライブ

モータサイクル用の2次ドライブとして、ベルトドライブを採用した。このベルトドライブの開発には、下記の狙いを設定した。

①メンテナンスフリー

②クリーン

③耐久性向上

④チェンジャビリティ

ベルトについてはアメリカ製を用い、ドリブンプーリはアルミダイキャスト製で、歯面に工業用クロムめっきを施して耐久性を上げている。

## (3) 新リンク式リヤサスペンション

良好なハンドリングを実現するために110mmのホイールトラベルとし、平均レバー比2.2のリンクをトランスファーの下にレイアウトした。

## (4) ステップモータ式薄型タンクオントーマタ

燃料容量確保とスピードメータ内に燃料計をデザインよく収めるために、ステップモータを使用した薄型メータを開発した。モータサイクル用としては世界初の採用となつたが、これによりメータの厚さは従来の約1/2となつた。

## (5) 新工法フランジレスタンク

サイドビューからタンクの溶接フランジが見えないデザインを実現するために、製造技術部門と共同で開発を行い、信頼性とコストと生産性を考慮し、シーム溶接したフランジを内側に曲げる工法を開発した。

## (6) ハンドルロック＆シートロック一体型メインスイッチ

ドライバーの使い勝手の向上に配慮して、ハンドルロックとシートロックが一体になったタイプのモータサイクル用メインスイッチを開発した。従来のアメリカンモデルに対してキーの場所をわかりやすくし、ハンドルロック時にキーの差し替えを行う手間も省くようにした。

## (7) スポークホイール

外観を美しく見せるために、56本のスポークを持つホイールを開発した。また、本数を増やすことにより剛性の高いホイールを開発することができた。

## (8) ロングホイールベース

1,685mmのロングホイールベースを採用し、キャスタ角32° トレール142mmとすることで走行安定性の確保と充分な車格を実現した。

## (9) ライディングポジション

当社アメリカンモデル最大の全幅(980mm)とし、腰をホールドする本皮風シートと、操作性に優れリラックスできるフットボードを採用することで、コンセプトの「Attitude(威張りのあるライディングポジション)」を実現した。

## (10) リヤフェンダ内蔵型別体リヤフレーム

リヤフェンダまわりをすっきり見せるためと、さらに整備性を考慮して、リヤフレームをフェンダ内にレイアウトをするロイヤルスターと同タイプの構造を採用した

## 4 おわりに

本モデル開発当初よりCE活動に積極的に取り組んできたが、そのおかげで数々の課題を解決し、ここにユーザーの感性に直接訴えるという狙い通りの商品を作り上げることができた。また、長年色あせないクルーザ機能とスタイリングを徹底的に作り込んだことにより、寿命の長い商品となることも期待されている。こうした期待に答えるべく基本を守りながら今後も熟成を図っていきたいと考える。

## ●著者



# ロイヤルスターベンチャー XVZ13TF

Royal Star Venture XVZ13TF

渡部達也 Tatsuya Watanabe  
河崎伸一 Shinichi Kawasaki

山崎茂人 Shigeto Yamazaki  
小笠原祐二 Yuji Ogasawara

中村公昭 Kimiaki Nakamura  
平松輝文 Terufumi Hiramatsu

●MC事業本部 第2プロジェクト開発室／第1コンポーネント開発室



図1 XVZ13TF

## 1 はじめに

近年米国市場においてはクルーザモデルの台頭が著しく、その中にあって伸長率が極めて大きく脚光を浴びている分野にツーリングカテゴリが挙げられる。しかしながら、現在このカテゴリに属するモデルは、クルーザを基本としているがツーリング性能に劣るもの、あるいはツーリング性能は満足しているがモータサイクルらしさに欠けるという両極端しかないのが実状である。

こうした現状を踏まえ、本モデルは1995年に発表された大型クルーザであるロイヤルスターをベースにその雰囲気を崩すことなく、ツーリング性能を満足させた本格的大陸横断型長距離ツーリングモデルを目指して開発されたものである。

## 2 開発の狙い

ターゲットとするユーザーの多くは比較的年齢層が高く、またライディング経験も豊富なモータサイクルを熟知した人々である。もちろん、彼らは

ツーリングを愛好し少なくとも年間2～3週間程度のロングツーリングを行っており、彼らにとって大陸の横断や縦断は特別なこととはなっていない。北米大陸の東海岸と西海岸は3,000マイル強の距離があり、これを横断するには毎日400～500マイルを休みなく走行したとして約1週間程度が必要である。こうしたことを前提にして開発に当たり、技術的課題として以下の4点を掲げて取り組んだ。

- ①フリーウェイでの余裕ある追い越し加速性能をはじめ、適度な最高速並びにそれらに伴う高速走行安定性や中低速での適度な操舵性、そして長距離ツーリングに欠かせない航続距離などのツーリング性能を満足させながら、乗る楽しみであるパルス感を失わせないこと。
- ②メインライダーだけではなくパッセンジャーに対しても豊かな居住性を提供し、長距離ツアラーとして十分なウェザープロテクションなど、ひとクラス上の快適性を持たせること。
- ③積載性、オーディオ、クルーズコントロールなど必要かつ充分なツーリング機能や装備を持たせ、

なおかつそれらがライダーにとって負担とならない、扱いやすい操作性であること。

- ④ロイヤルスターの基本シルエットを可能な限り継承し、品質感をさらに向上させオーナーシップを誇れることはもちろん、モータサイクルらしさを強調させ、アフタマーケットなどのアクセサリ装着性を極力考慮すること。

### 3 エンジン関係

図2にエンジンの特長を示す。

#### 3.1 性能向上とパルス感の両立

まず最高出力の向上と高速での伸びを得るために吸気系の見直しを行った。キャブ口径を $\phi 28$ から $\phi 32$ へサイズアップし、クリーナエレメントを左右に配置することにより、必要航続距離である200マイル以上を確保するための大きなフューエルタンク容量(22.5L)と、外観デザインを損なうことなく全体としてエアクリーナボックスを3.2Lから9.4Lへと大型化し、通気抵抗を低減させ流入空気量の増加を図った。次に低中速でのトルク感向上のため、カムシャフトの吸排気イベントアングルとリフト量の変更を行い、最大トルクの増加を図った。この結果、ベースであるロイヤルスターに

対し最大出力で約30%、最大トルクで約7%の向上が得られた。

一方、快適性や楽しさをだすにはエンジン回転数を極力低く押さえる必要があり、このためトランスマッision減速比を変更し回転数の最適化を行い、同時にバランサを追加し不快振動の低減を図った。

これらにより、米国における長距離ツーリングにかかるフリーウェイでの適度な最高速の確保と余裕ある追い越し加速性能を持ちながら、魅力あるパルス感の両立が実現できた。

#### 3.2 品質感の向上

この種のモデルにとって、メカノイズによる不快音は想像以上に致命的な品質感の低下となってしまう。このため、それを極力取り除くべく各所において見直しを図ったが、特に減大小ギヤとバランサギヤおよびベベルギヤについては、ギヤの歯加工精度や歯厚管理および組立方式など、各工場の協力の下、チームを作り設計から製造まで各段階において唸り音などの低減を行った。また、パルス感の演出は前述の乗る楽しみの創出ばかりではなく、品質感の向上にとっても重要であり、テールパイプ径のサイズアップなどの細部を見直すことにより、ロイヤルスターと遜色ない排気音の歯切れよさと適度な音量を作り出すことができた。

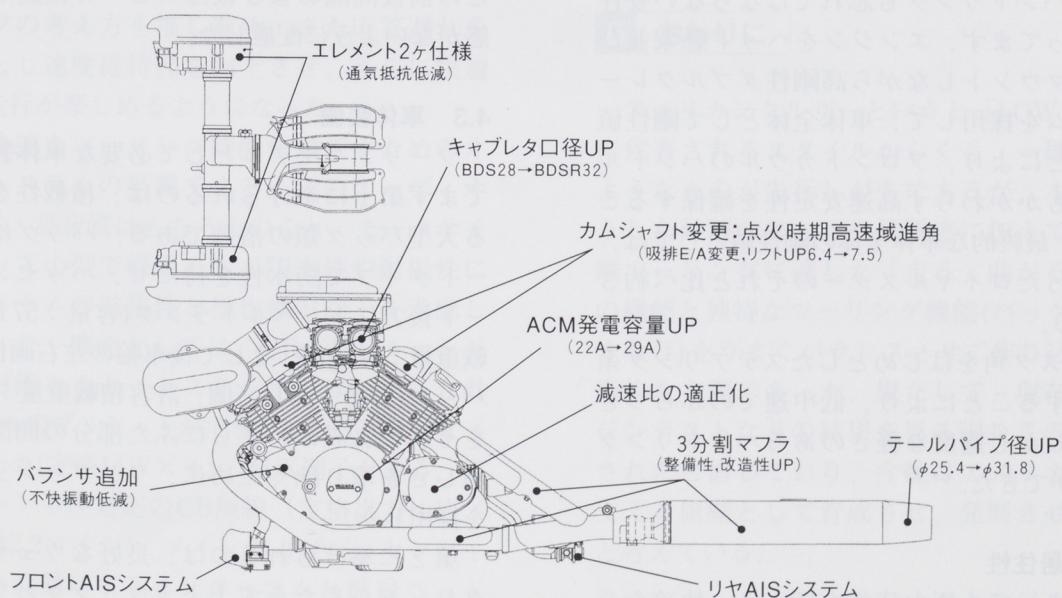


図2 エンジン特長

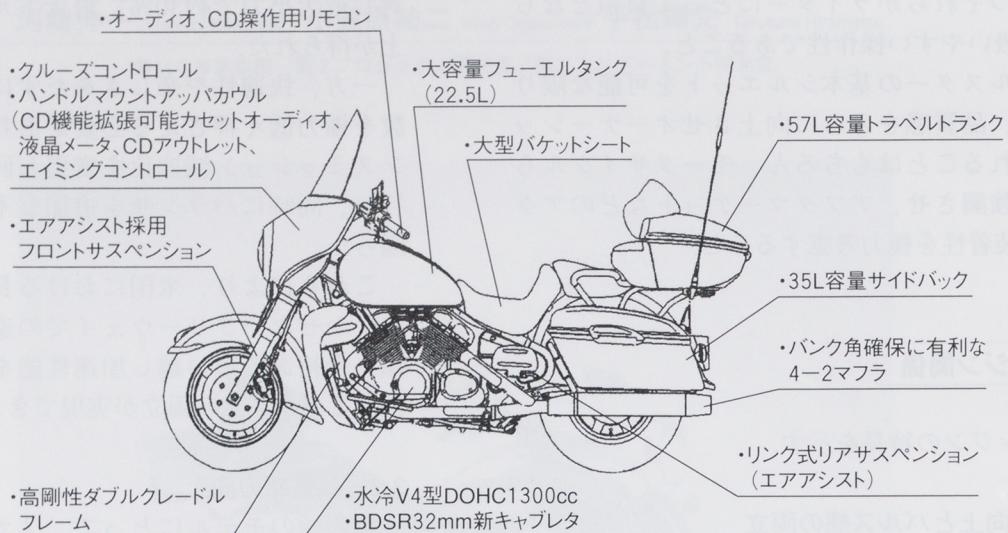


図3 車体特長

## 4 車体関係

図3に車体関係の特長を示す。

### 4.1 走行安定性と取り回しやすさ

長距離ツーリングモデルとして、フル積載、二人乗りでの高速走行における直進と旋回の安定性は必須条件であり、その反面、大柄になってしまう車体でも市街地走行を考えた低中速(Parking Lot Speed)でのハンドリングも忘れてはならない要件である。従ってまず、エンジンをヘッド懸架並びにリジットマウントしながら高剛性ダブルクレードルフレームを採用して、車体全体として剛性値を上げることにより、フロントカウルのハンドルマウントにもかかわらず高速安定性を確保することができた。最終的な車体全体の剛性値としては、ベースとなったロイヤルスターのそれと比べ約3倍の値である。

次に、キャスター角をはじめとしたステアリング系の見直しをすることにより、低中速でのふらつきが少なく、しかも適度な軽さのあるハンドリングを得ることができた。

### 4.2 豊かな居住性

長時間の走行でも極力疲労を押さえ、快適なライディングができるよう豊かな居住性を作り出す

ために、メインシートにはバケットシートを新設計し、硬度（柔らかさ）だけではなく、適度な沈み込みを作り出す伸縮性のある皮革風の表皮や、自由度のある大きめの形状および腰への負担を軽減する剛性のあるバックレスト構造などを採用した。これらに加え、特に両ひざの屈曲を少なくするライディングポジションを考慮した。また、パッセンジャーシートにはメインシートと同様、伸縮性のある表皮と大型の座面を採用し、メインシートとの前後間隔および後部スピーカ位置などに窮屈感がないように配慮した。

### 4.3 車体装備

ツーリングモデルとして必要な車体装備に関してまず第1に挙げられるのは、積載性を向上させる大型バッグ類の搭載である。バッグはすべてハードタイプで防水性を持たせ、パッセンジャーシート後方にトラベルトランク(容量：57L, 許容積載重量：9kg)を、そして後車輪の左右両側にサドルバッグ(容量：35L／個, 許容積載重量：9kg／個)をそれぞれ設け、さらにふた部分の開閉の際の煩わしさを取り除くために、ワンプッシュオープナを採用した。

第2に挙げられるのは、良好なウェザープロテクションをもたらす上下カウリングとウィンドスクリーンである。ハンドルマウントされた大型

アップカウルは、オーディオ用MCU(Main Control Unit)を内蔵させ(図4)，ダッシュボードには左右両側のスピーカとカセットテープ挿入口を装備しながら、前方視認性を確保するため新設計の液晶デジタル式ニードル表示スピードメータを採用した。これは、従来のメータの針の動きをLCDに置き換える、横長でよりクラシックなイメージを強調させている。ラジエタへの集風効果とクルーズコントロールユニットの収納を兼ねているアンダーカウルは、2種類のディフレクタと合いまってライダー下半身へのプロテクション効果を高めている。また、大型のウィンドスクリーンは形状と高さを考慮することにより、メインライダーだけではなくパッセンジャーに対してもタービュランスを減少させ、良好なプロテクションが保たれるようにした。

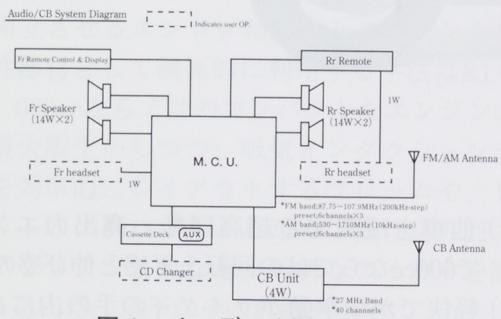


図4 オーディオ用MCU

第3は長距離フリーウェイ走行に欠かせないクルーズコントロールである。1983年に導入された初代Ventureに搭載したシステムに対しさらにフェールセーフの考え方を推し進め、また応答遅れを極力最小とし速度維持性を向上させ、さらに快適で安全な走行が楽しめるようになった。

最後に快適なツーリング時間を過ごすためのオーディオシステムの搭載である。このオーディオシステムは、高音質はもちろんのこと、モータサイクル用として小型で軽量そして防水性や耐振性に優れ、システムの拡張性と操作性の向上を考慮して新開発した。機能としては、CD/MDチェンジャーに拡張可能なカセットステレオをはじめ、合計24チャンネルのプリセットができるAM/FMラジオ、前後スピーカ(定格14W×4)、AUX端子がある。また、40チャンネル対応のCB無線(定格出力4W/送受信距離2.2マイル)、メインおよびパッセンジャーの会話を容易にするインターホンと前後ヘッドセット端子(ヘルメット内スピーカおよびマイク)

を備えている。これらはハンドル左にある集中リモコンにて簡単に操作できるようにし、音量は車速に応じて自動調整される。さらに後部シートには専用に独立したリモコン(音量調整、CB無線スイッチ)を配置することにより、パッセンジャーにも利便性を持たせるようにした。

## 5 電装関係

### 5.1 ACM発電容量

前述のように本モデルは電装関係の装備が多く、またアフターマーケットの補助機器の使用を考えると、通常よりACM発電容量について、その能力を増強する必要があった。しかも、各装備の使用状況を考えた時、エンジン回転数に比例した発電量の増加ではなく、低回転域から増加させてやる必要がある。このため、希土類磁石を使用し、アイドル回転域で約50%の発電量の増加を図った。

### 5.2 DCアウトレット

このほか、ユーザーレベルでのアフターマーケットのアクセサリ機器の取り付けを考慮して、シガレットライタタイプのDCアウトレット端子をフロントパネルに装着し、またメインシート下にも外部取り出しが容易に行えるようワイヤハーネスに専用カプラを設けた。

## 6 おわりに

アメリカンクルーザーというと「LOW & LONG」に代表されるスタイルからくる、一種の様式美のようなものが先行しがちであるが、本モデルはそうした外観の美しさや品質感に加えて、高速長距離ツーリングに適した「走る、曲がる、止まる」の機能と独特なツーリング機能(バッグ、オーディオなど)をうまくバランスさせて作り込むことが技術的な主題であった。果たして、現在までのマガジンテストなどの結果を見る限りこの主題は達成されたと信じており、今後はアメリカンモデルを支える旗艦として育成させ、発展させていきたいと考えている。

## YZF-R6

## YZF-R6

三輪邦彦 Kunihiko Miwa 狩野康伸 Yasunobu Kanou 竹内善彦 Yoshihiko Takeuchi  
 金原一成 Kazunari Kinpara 野沢久幸 Hisayuki Nozawa

●MC事業本部 第2プロジェクト開発室



図1 YZF-R6

### 1 はじめに

1998年にヤマハ発動機(株)（以下、当社という）は、欧洲モータサイクル戦略の第1弾としてYZF-R1（以下、R1という）をデビューさせ、世界中で注目を浴びることができた。今回はその第2弾として、ミドルクラススーパースポーツの頂点となるYZF-R6（以下、R6という 図1）を導入することになったので、ここにその概要を紹介する。

### 2 開発の狙い

本モデルの狙いは、600ccの既成概念を越えたコーナリングの楽しさを満喫できる新世代のスーパースポーツの開発である。同排気量のライバル車の中ではNo.1であり、さらにR1との走行でもひけをとらない走行性能が發揮できることを目標とした。また、この排気量は世界的にスーパースポーツと呼ばれるレースユースの需要も多く、その場面での戦闘力も最高のものとなることを第2の目標とした。

その達成のために以下に示す3つの重点開発項目を設定した。

- (1) 他車を凌駕する超高回転、高出力エンジンで600ccならではの回転上昇感と伸び感の実現
- (2) 軽快でかつ拳動がライダーの手の内にあるコントローラブルな操縦性の実現
- (3) R1のスポーツイメージを生かしつつ、さらにタイトでシャープな機能的外観の実現

### 3 仕様概要

600ccスーパースポーツは、いかに高回転を維持してコーナを駆け抜けるかが重要なポイントとなる。また、その高回転に至るまでのエンジンキャラクタとともに、コーナリング時の軽快性と深いバンク時の安心感が重要なファクタである。R6では、従来のモデルのようなマルチパーザス的な作り込みを行わず、600ccスーパースポーツとしてのファクタに焦点をあて、すべての開発をその目的に集中させた。表1に仕様諸元を示す。

表1 仕様諸元

全長	2025mm
全幅	690mm
全高	1105mm
軸間距離	1380mm
装備重量	188kg
乾燥重量	169kg
排気量	600cc
最大出力	88.2kW(13000rpm)
最大トルク	68.1Nm(11500rpm)
最高速	260km/h

基本設計は、R1と同じくすべて新設計とし、車体とエンジンがお互いのメリットを最大限に引き出せるように細心の注意を払ってレイアウトを行った。ショートホイールベースとロングリアアームを両立させるエンジン軸配列とエンジンを車体の剛性部材として積極的に利用する手法はR1を踏襲し、600ccならではのコンパクトなエンジンの特長を最大限生かしつつ、吸気インダクションシステムを効率的にレイアウトするフレームや、レースキットのノウハウをふんだんに織り込んだエンジンディメンジョンなど、斬新的なアイデアを随所に盛り込んだ。以下にその詳細を示す。

### 3.1 エンジン関係（図2）

レーサー並みの高出力を引き出すため高回転高出力化を狙い、ショートストローク原動機に縦型ストレート吸気ポートやハイリフトカムを組み合わせ、さらに高効率の吸気インダクションによるラムエア過給を取り入れることで、排気量1Lあたり200psの出力を実現した。

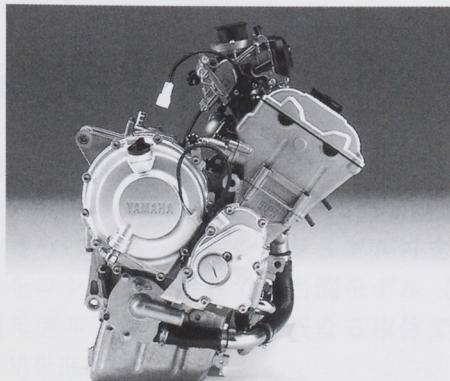


図2 YZF-R6のエンジン

### (1) ケース一体鋳造のメッキシリンダの採用

R1で実績のある高速メッキと一体鋳造のケースの採用により、剛性を確保しつつ軽量かつ冷却性能のよいパワーユニットが実現できた。

### (2) ショートストロークと高圧縮比の実現

ボア×ストロークは65.5mm×44.5mmの超ショートストロークとし、さらにピストン頭部形状のフラット化やバルブ挟み角の狭角化と、このクラス初の高圧縮比12.4によりクラス最高の88.2kW/13000rpmの高回転高出力を達成した。

### (3) 軽量、高強度のムービングパーツ

ピストンはR1などで実績のある軽量高強度のアルミ鍛造を使用した。浸炭コネクティングロッドとあわせ往復質量を軽減し、高回転化と高レスポンスを実現した。また、クランクジャーナルサイズも旧モデルに比べ2mmアップとともに、バルブまわりも高強度の特殊材スプリングを使用し、高回転に対する信頼性を確保している。

### (4) TPS付きCVRD37キャブレタ採用

パワーの上昇感だけでなくスロットルに対する応答性を重視した新開発のTPS（スロットルポジションセンサ）付きのCVRD37キャブレタを採用し、種々の走行条件で最適なパワー感を得ることができた。

### (5) 1クラス上のサイズの駆動系採用

88.2kWの高出力だけでなく、スーパースポーツクラスのレース使用にも充分な戦闘力を発揮できるように、750ccクラスのミッションとクラッチを採用した。

### (6) R1で用いた3軸配置によるコンパクト化

クランク、メイン、ドライブ軸の三角配置によるエンジン前後長のコンパクト化をはかり、車体レイアウトの最適化に貢献した。

上記以外にも、各気筒独立のダイレクトイグニッションコイルを用い、シフト、エンジン回転数、スロットルの状況に応じた最適点火特性を1,4気筒と2,3気筒個別に制御する点火システムや、高出力に対応する大容量のラジエタとオイルクーラシステムなどの採用により、レーサー並の高出力をパワー感だけでなく、一般路において扱いやすく信頼性の高いエンジンにすることができた。

### 3.2 車体関係（図3）

600ccならではのスポーティライディングのためには、バイクを自由に振り回せる軽快性だけでなく、その中にも手ごたえのある操舵感を得られることが重要なファクタである。その実現のために、徹底した軽量化の一方で最適剛性バランスを重視した設計を行った。

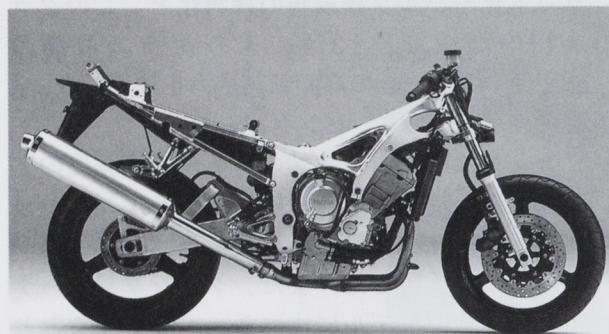


図3 YZF-R6の車体

#### (1) ショートホイールベースとロングリアアームの両立

軽快性と安定性を両立させるため、コンパクトなエンジンを車体前方に配置し、分担荷重をフロントホイールで50.4%、リヤホイールで49.6%としたうえで、1380mmのショートホイールベースを達成し、軽快なハンドリングを実現した。また、その中でYZF600Rに比べて10%以上長いロングリアアームを搭載し、急加速やコーナリング時の挙動の安定化を図り、88.2kWのパワーをフルに使いきれる操縦性が得られた。

#### (2) 剛性バランスの最適化と軽量化を両立させた新設計デルタボックスIIフレーム

フレームは完全新設計で、インダクションダクトの存在を肯定した上で、強度、剛性解析と構造、形状、板圧検討の同時進行により理想的な強度バランスと軽量化を実現した。その結果、YZF600Rに対しねじり剛性値は18%，縦剛性で32%向上したが、重量は半減させることができた。

#### (3) 徹底したエアマネジメントの追求

外観形状は最大のインダクション効率を得るために吸気取り入れ口を肯定したうえで、最良の空力特性を得るべく幾度もの風洞試験を重ねて形状決定し、YZF600Rに比べてCd・A値で5%向上した。その一方で、車両内部のエアの流れも考慮し、高出力に耐えうる冷却性能を確保させた。

#### (4) レース使用に耐えるフルアジャスタブルサスペンション採用

フロントサスペンションはカヤバ工業(株)製のフルアジャスタブルカートリッジタイプ正立フォークを採用した。インナチューブ径はレース使用と一般路の吸収性をバランスさせた43mmを採用した。リヤサスペンションも最高グレードの創輝(株)製のフルアジャスタブルビルブルタイプを採用した。サブタンクをピギーバッグ方式として高性能で軽量コンパクトな構成とした。

このほかにも、R1で採用した一体構造のフロントキャリパや接着構造のハンドル、デジタル表示の小型スピードメータなどの採用により、車両トータルでYZF600Rに比べて18kgの軽量化ができた。

### 4 おわりに

600ccスーパースポーツクラスは、その軽快さとバイクとの一体感で、持ちうる性能をフルに引き出して、扱うことができる最高のバランスを持つカテゴリである。その中において、このR6は当社の力を結集した頂点に君臨すべきモデルとして評価されており、R1とは異なる新たな感動をユーザーに提供できていると考える。これもひとえに関係各位の協力のたまものであり、この場を借りて感謝するとともに、さらなる可能性の追求を継続していく所存である。

# マジェスティ YP125

## Majesty YP125

米沢茂樹 Shigeki Yonezawa  
平良朝雄 Tomoo Taira

滝 典雄 Norio Taki  
小松原 博 Hiroshi Komatsubara

●EYML/MC事業本部 第3プロジェクト開発室/第2プロジェクト開発室



図1 台湾モデル



図2 欧州モデル

### 1 はじめに

世界的なスクータ市場において、125ccクラスは中心的モデルとして位置付けられている。特にスクータの大市場である台湾では大排気量マシンの輸入規制もあり、125cc～150ccクラスがトップモデルとされている。また欧州市場では、自動車免許で125ccまでのモータサイクルに乗ることができる免許制度の変更も手伝い、このクラスが1995年から1997年末までの2年間に約3倍の伸びを示した。

YP125は、YP250で得た先進性の高い評価を継承し、125ccクラスのトップモデルを期待するスクータ市場への、ヤマハ発動機グループからの解答である。

生産移行にチャレンジした。

以下の4項目を両モデル共通の開発の狙いとして取り組んだ。

- (1)長いツーリングでも操縦者および同乗者ともに疲れない快適性の実現。
- (2)充分な収納スペースの確保と、長いツーリングを可能にする燃料スペースを確保するレイアウトの実現。
- (3)高速走行では不安を感じることがなく、また町中ではきびきびした走りができる加速および最高速の実現。
- (4)ヤマハスクータの先進性を継承した、ユーザーが誇りをもてるスタイリングと細部の品質の実現。

### 2 開発の狙い

快適性と洗練されたデザインによって全世界のスクータ市場で高い評価を得ているYP250を継承しつつ、さらにスポーツ性やカジュアル性を強調することをコンセプトとして、台湾モデル（図1）と欧州モデル（図2）という異なる車体で同時並行の開発を進めた。

エンジンは、ヤマハ発動機株（以下、本社という）で基本設計を行い、台湾と欧州の2ヶ所で並行した

### 3 仕様概要

台湾向けモデルと欧州向けモデルはエンジンの基本設計のみを共通に使用し、それ以外は台湾向けを本社において、欧州向けを主にYMES/R&Dが中心となって開発した。表1にYP125の仕様諸元を示す。

それぞれの市場要求の差から、外観デザインや求められるエンジン特性が微妙に異なった。

次に開発の基本的な共通部分の紹介とそれぞれの市場要求に合わせた開発について紹介する。

表1 仕様諸元

項目	台湾向け	欧州向け
総排気量 (cm <sup>3</sup> )	124.0	124.0
内径×行程 (mm)	53.7×54.8	53.7×54.8
圧縮比	11	11
最高出力 (kW/rpm)	8.54/9,000	8.69/9,000
最大トルク (Nm/rpm)	10.1/6,500	10.2/7,500
気筒数／配列	前傾単気筒／S.O.H.C.	前傾単気筒／S.O.H.C.
バルブ数／気筒	2バルブ	2バルブ
冷却方式	水冷	水冷
変速機形式	Vベルト	Vベルト
始動方式	セル・キック併用	セル
点火方式	C.D.I.	C.D.I.
乾燥重量 (kg)	133	128
装備重量 (kg)	143	139
全長×全幅×全高 (mm)	2065×735×1240	2020×720×1430
ホイールベース (mm)	1490	1470
シート高 (mm)	710	780
フューエルタンク容量 (L)	8	10.5
タイヤサイズ フロント	120/70-12	120/70-12
タイヤサイズ リヤ	130/70-12	130/70-12
ブレーキ形式/サイズ フロント リヤ	ディスク/245 ドラム/130	ディスク/220 ドラム/130

### 3.1 エンジン開発

YP250とほぼ同じ大きさの車体で125ccクラストップの走行性能を実現すべく、新エンジン開発を行った。図3にエンジン外観図を示す。

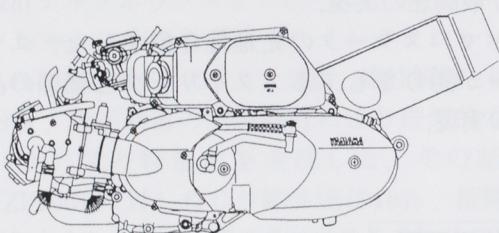


図3 エンジン外観図

#### (1) 性能向上

現行空冷エンジンに対して水冷化し、吸排気諸元の改良により、8.8kWのエンジン性能を達成した。

#### (2) 信頼性と整備性の向上

防じん性や潤滑能力に対する信頼性を向上させ、オイル交換などの整備性も改良した。

#### (3) 台湾向けエンジン

劣化耐久を含む世界屈指の台湾3期排ガス規制に対応すべく、A.I.S.+触媒を採用し、満足させた。また、排気系部品の表面温度を市場における使用環境に応じた範囲内に抑制した。

#### (4) 欧州向けエンジン

台湾仕様に対して、欧州の市場要求の違いから、カムのワーキングアングルとバルブリフト量の見直しを実施し、高速型に変更した。また、駆動系についても欧州市場の使用実態に合わせた変更を行った。欧洲向けの変更とともに、ミナレリとYMESにて実施した。

### 3.2 車体開発

#### (1) 基本諸元とレイアウト

高い評価のYP250と同等のホイールベース、ホイールサイズ、シート高によって最適な居住性とライディングポジションを確保し、同等レイアウトながらフレーム、バッテリ位置、収納容量およびタンク容量を見直し、軽量化とコンパクト化を実現させた。また、実用性への配慮から、シートロックはメインスイッチからの解除を可能とした。

#### (2) フレームと足回り

YP250とはエンジン懸架が異なることから、高剛性と軽量化を図った新パイプフレームとし、低振動と直進安定性を確保した。また、タイヤとサスペンションのセッティングによって混雑した町中走行での軽快なハンドリングと乗車感を両立させた。

#### (3) 台湾向け車体

ヘルメットボックス容量、タンク給油口、シート開閉オイルダンパー、操縦者バックレストの前後スライド調整などのYP250で培われた利便性をそのまま継承し、さらに台湾ならではの2名乗車時の居住性向上のために、タンデムシート、タンデムフットレストの位置や形状を改良した。また、標準装備としてタンデムバックレスト付きアシストグリップを採用した。一方、安全性の向上を目的に、このクラス最大の60/50Wのハロゲンヘッドランプを装着し、245mmのフロント大径ディスクブレーキも採用した。

## (4) 欧州向け車体

特に、快適性の確保に重点をおいてライディングポジションを欧州市場に合わせた結果、ホイールベース1,470mm、全長2,020mmと同クラスの中で一番大柄な車体となった。ヘルメットボックスの容量をフルフェイスやジェットヘルメットの収納が可能なものにし、給油口を車体左側に設けて、シートを開けずに給油できるようにした。フューエルタンクは、入り組んだ空間の有効利用と軽量化を目的に樹脂タンクを採用して容量10.5Lを確保し、満タン250km走行を可能にした。

## 3.3 デザイン

それぞれの市場要求の違いにより、異なる外観を開発した。いずれのデザインも（株）エルムデザインの手によって開発が行われたが、台湾においては市場にYP250がまだ出回っていない背景があり、市場の期待感に沿って基本ラインを踏襲しながら、さらに進化させる手法をとった。欧州においては、既に多くのYP250が販売されており高い評価を得ていることから、新しさが強調できたことをポイントに、大柄になった車体をシンプルなラインで包むようにした。いずれの市場においてもトップモデルとしての高い評価を得ている。

## 4 現地開発

YP125はエンジンを含めて、多くの部品が新規設計され、台湾と欧州の各工場にてほぼ同時期に立ち上げる日程で開発を進めた。一部の部品では投資効率を考慮して製造拠点の共通化も進めたため、YMRT/YMTでは台湾より早めに立ち上がる欧州日程に合わせた生産移行を実施し、三国間部品調達を実現した。

## (1) 台湾

生産実績のあるモデルの生産移管とは異なり、本社開発に合わせて早くからYMRTでの生産設計受け入れ体制を整え、本社とほぼ並行した評価テストを実現した。その結果、ラジエタをはじめ現地調達部品の品質作り込みが可能となり、コスト開発に貢献した。

## (2) 欧州

商品企画は欧州本部にて担当し、エンジンは本社の基本設計をベースに開発評価と生産をミナレリが担当した。また、マフラーは開発評価と生産をMBKが担当し、イタリアでのコンポーネントパーツと樹脂型の進ちょく管理をYMCEが担当した。さらに、車体開発および車両の生産、そして全体の取りまとめをイタリアのデザイン会社を使いながらYMESが行った。

## 5 おわりに

本モデルは企画立案以来、4名のプロジェクトリーダーを経て生産に至った。現地側では、YMRTのスタッフ一同、ミナレリやYMCEなど多くの方々の協力を頂いた。

これほどの多拠点にまたがる開発は初めての試みであり、開発スタッフの産みの苦しみが多かったと考えるが、各部門および各拠点が、その総力をあげての最後まで支援が結実した結果だと考える。

市場の変化の速度は早く、今後も同様の多拠点にまたがる開発が必要となるのは必至である。今回のモデル開発の経緯や手法と各担当者の経験が次モデルに役立つもの信じている。

## ● 著者



米沢茂樹



滝 典雄



平良朝雄



小松原 博

# ワールドスクーター YA100

World Scooter YA100

渡部 清 Kiyoshi Watanabe 蕭起驛 許漢權  
廖乾助 李衛國 陳世民

●YMRT



図1 YA100

## 1 はじめに

台湾は知られているように二輪車王国である。大半がスクーターであるが、まさに老若男女を問わず生活の足として深く密着している。最近の統計によると、登録保有台数は880万台に上り、総人口2,170万人に対し約2人に1台近くの割合になっており、その密着度合いの深さを伺い知ることができる。台湾でスクーターに求められる重要な機能は、使用事情と道路事情から、出足のよさ、足回りのよさ、制動力のよさであり、加えて二人乗り性と荷物の収納性が不可欠になっている。

最近の市場ニーズは、上述した基本機能を維持向上させながら、取り扱いやすさ、すなわち利便性のよさとより快適な走りを求められるようになってきた。また、スタイリングについても、機能の進化と新しさへのニーズから斬新なものが目立ち、市場に受け入れられる大きな要素ともなっている。

今回、女性にも乗りやすく、手ごろな価格で幅広い顧客層を持つ小排気量クラスのスクーター領域で、以上の市場ニーズを充分満たすYA100（台湾名：大兜風100、図1）を従来のYA90後継モデルとして、新開発した。ここにその製品概要を紹介する。

## 2 開発の狙い

開発のキーワードは、余裕の快適性を備えたパワフルフルフットワークスクーターである。

前述した市場ニーズとキーワードを具現化するため、従来モデルに対して大幅な向上を図るべく、開発のテーマに下記の三項目を設定した。

### (1) 利便性の大幅向上

- ①ゆったり乗れる快適な居住空間を確保する。
- ②荷物の収容機能を充実し、使い勝手を高める。
- ③ガソリンの給油メンテナンスを向上する。

### (2) 走りの快適性向上

- ①12インチワイドタイヤを採用し、従来との差別化を図る。

- ②100ccのパワフルなエンジンを採用する。

### (3) 時代感覚にマッチした洗練されたスタイリング

- ①顧客層に合せた車格と機能の調和したデザインとする。

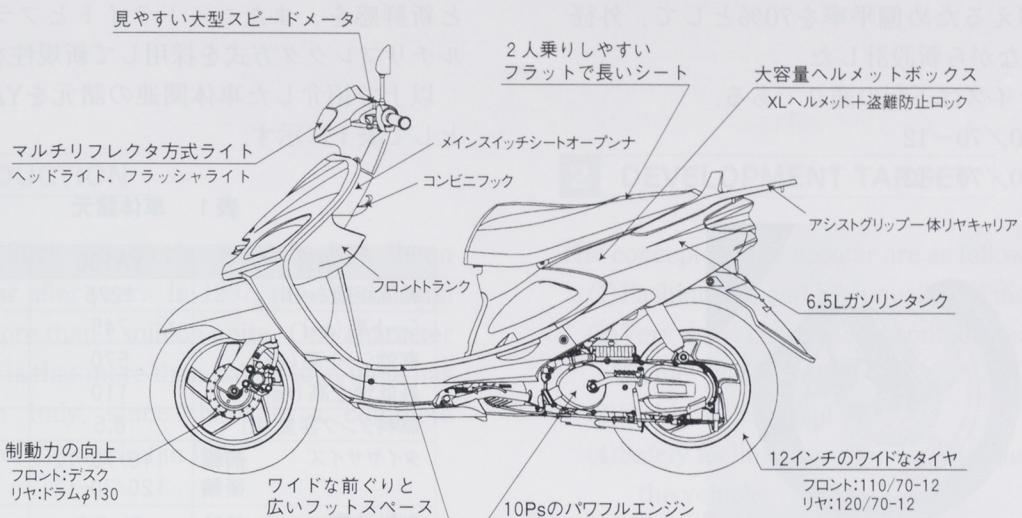


図2 車両の特長

### 3 仕様概要

図2に車両全体の特長を示すが、以下に各開発テーマに対する仕様と開発概要を説明する。

#### 3.1 利便性の大幅向上

##### (1) 快適な居住空間の確保

スタイリングと車格とのバランスは、特に苦心した所であるが、タイヤサイズ変更に合わせた軸間距離延長を行い、ひざ元の前ぐりと足置きのフラット面を大幅に広げ、従来の窮屈さを解消してゆったりとした足元のライディングポジションとした。フットスペースはクラス最大規模を実現した。ダブルシートも長めでフラットなデザインとして2人乗り性を高め、長距離でも乗りやすくした。

##### (2) 荷物収容機能の充実

シート下のデザイン空間を余す所なく使うために、ヘルメットボックスの大容量化を行ってXLサイズヘルメット容積とし、標準装備の盗難防止ロックを収納した(図3)。また、フロントトランクとコンビニックなどを設け、日常の買い物などでの使い安さに配慮した。さらに、アルミ製のアシストグリップ一体型のリヤキャリアも装備し、日ごろの多様な使い勝手にこたえた。

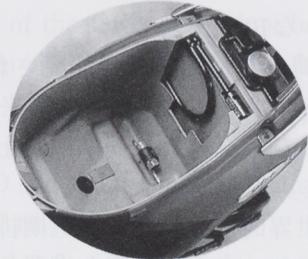


図3 ヘルメットボックス

##### (3) ガソリン給油メンテナンスの向上

台湾の給油所は増えつつあるが充分ではなく、郊外となると非常に少ない状況にあることから、ガソリンタンク容量に対するニーズも高い。デザインとのバランスや構造に苦心しながらシート下に配置し、クラス最大容量の6.5Lを達成した。また、メインスイッチシートオープナーを採用して、キーの差し替えなく給油を可能とした。

#### 3.2 走りの快適性向上

##### (1) 12インチワイドタイヤの採用(図4)

当モデル企画の際、市場アンケートにおいて下記のような快適な走りの面でニーズが集中した。

①悪路でも安定して走れる

②長距離走行でも疲れにくい

これらの要望にこたえるため、前後のタイヤサイズをアップして走破性を高め、安定した

軽快な走行を可能にした。仕様的には、従来の10インチから12インチへタイヤ幅も大幅に広げたが、シート高を抑えるため偏平率を70%として、外径アップを抑えながら新設計した。

採用タイヤサイズは下記の通りである。

- ・前輪：110/70-12
- ・後輪：120/70-12

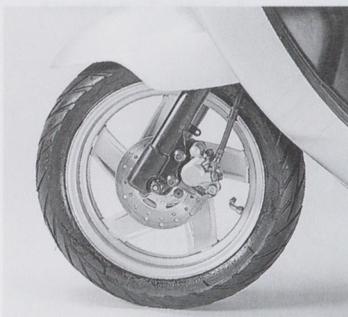


図4 12インチワイドタイヤ

### (2) パワフルな100ccエンジン

先に台湾モデル用として開発された2サイクル100ccエンジンを共用し、従来の90ccよりも出足および最高速とも一挙に向上して、快適な走りを実現している。

一方、世界的にも厳しい第三期排ガス規制値をクリアし、さらに騒音と燃費の規制値に適合するための仕様開発は、ヤマハ発動機グループの知恵を結集し乗り越えた。

制動力の向上としては、前輪にディスク、後輪には大径のφ130ドラムブレーキを採用した。

### 3.3 時代感覚にマッチした洗練されたスタイリング

ジョグの上級モデルとしての車格および対象顧客層に取り扱いやすい車格に仕上げ、機能をデザインに調和させて造り上げた。

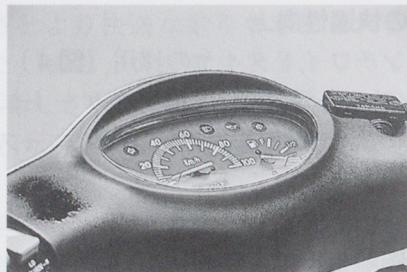


図5 スピードメータ

電装外観部品では、機能とデザインの両立としてスピードメータ（図5）の大型化で視認性向上と新鮮感を、またヘッドライトとフラッシャーにマルチリフレクタ方式を採用して新規性を追及した。

以上で紹介した車体関連の諸元をYA90との比較として表1に示す。

表1 車体諸元

項目	YA100	YA90
軸間距離( mm )	1275	1185
シート高( mm )	745	735
有効シート高( mm )	570	540
最低地上高( mm )	110	95
燃料タンク容量( L )	6.5	5.0
タイヤサイズ	前輪 後輪	90/90-10 90/90-10
制動装置	前輪 後輪	ディスク ドラムφ110 ドラムφ130 ドラムφ110

### 4 おわりに

今回は、台湾市場の状況に触れながらYA100を紹介した。このYA100は台湾に限らず、海外に輸出するベースモデルとして企画および開発されたものである。当モデルをベースに開発された日本向けモデルが既にグランドアクシス100として登場し、活躍している。当モデル開発に際し御支援を頂いた関係各位には、誌面をお借りして厚くお礼を申しあげます。



YMRTの開発スタッフ

# 50cc Scooter YAMAHA Why/MBK Flipper

Olivier Prevost

● MBK Industrie R&D

## 1 INTRODUCTION

In Europe, 50cc scooter's market has been increasing year after year. In 1997, the size of total market was more than 1 million units. One character of this market is that more than half of total units has been sold in Italy, since there is a complete segmentation of the market in Italy.

Especially in the last few years, the large wheels scooter category was expanding strongly in Italy (150,000 unit in 1997). Following this market situation, YMENV Product Planning Division decided to introduce one Yamaha Motor's product in this category and officially requested to MBK R&D to develop one large wheels scooter at the end of 1996.



Fig. 1 Flipper / Why

## 2 DEVELOPMENT TARGET

The concepts of the scooter are as follows.

- (1) Fashionable and high quality 16 inches scooter
- (2) Very easy, clean and uncomplicated to use in "Rome" conditions
- (3) Stable on bad road
- (4) Safety feeling from slenderness and lightness of the vehicle

Following these concepts, MBK R&D performed QFD in order to define clearly the development direction and target. It was the first QFD in MBK. Achievement of the QFD target has been validated by the test in the market with the first prototype machines.

Result of QFD showed the following customer target.

- (1) Adult, 25 to 40 years old
- (2) Educated and middle to high income
- (3) Business clothes and briefcase
- (4) Wants to move around easily, so called "active life"

Following QFD result, target was to be the best large wheels scooter for the following items.

- (1) Good starting acceleration
- (2) Good comfort on bad paved road
- (3) Comfortable seat
- (4) Natural and comfortable riding position
- (5) Light weight
- (6) Enough fuel tank capacity
- (7) Light weight feeling
- (8) High quality image
- (9) Easy to adapt wind screen

### 3 STYLING OF FLIPPER / WHY

The stylist of ELM Design based in Europe has studied the styling of Flipper/Why. Actual work, sketches and clay model has been done in the styling room of MBK.

Target for the styling of Flipper/Why was to give to the rider some elegance and pride feeling while riding its scooter. It was important to work on the general lines of the body to give a lightweight feeling but also to work on each detail in order to have a high quality product finishing. Therefore, we can find more painted parts (12parts) and chrome plating parts (10parts) on this scooter (Fig.2 & Fig.3).



Fig.2 Flipper Styling

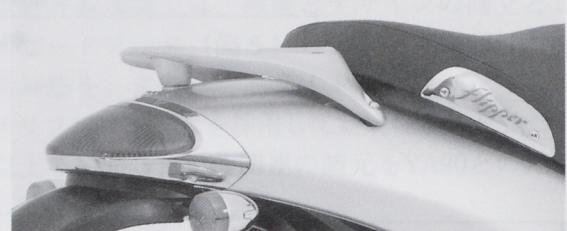


Fig.3 Chrome Plating Parts

### 4 SPECIFICATIONS

Specifications of Flipper/Why have been defined in order to satisfy the QFD result shown in Fig.4.

#### 4.1 Engine specifications

Flipper /Why is equipped with a 50cc air-cooled engine developed and produced by Motori Minarelli (MY E/G) (Fig.5). In order to have the best performance engine, Minarelli developed a new head cylinder and MBK, which was supported by Yamaha Motor Co., Ltd. (YMC), developed a new air cleaner. For this purpose one MBK R&D draftsman spent two weeks in YMC.

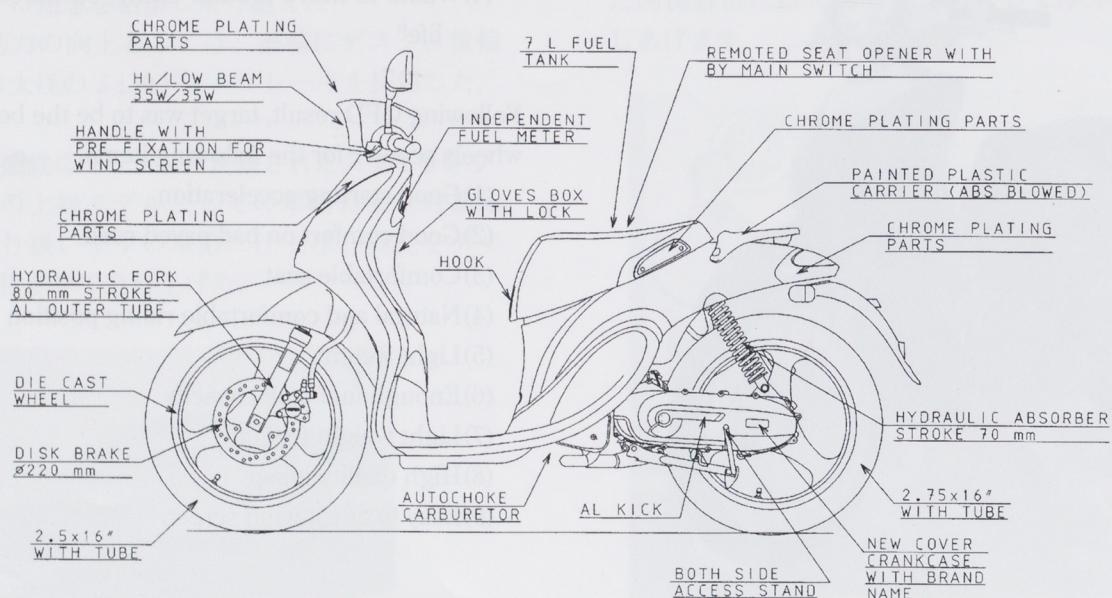


fig.4 Flipper/ Why specifications

Thanks to these jobs, Flipper/Why's performances after tune up are as follows.

- (1) Acceleration 0 to 50m : less than 5.8 seconds
- (2) Maximum speed : 68km/h
- (3) Engine output : 3.9kW(5.3ps)

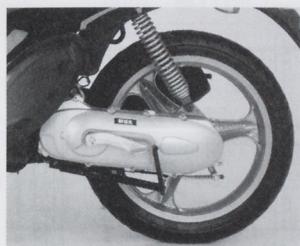


Fig.5 Engine

#### 4.2 Riding position

Target was to define a riding position which is suitable for little or tall person. Then it has been decided as follows.

- (1) Seat height: 770mm, suitable for an easy ground access for all person
- (2) Roomy riding position has been considered by round leg shield shape. Even tall person has enough space for its legs.

Handle height has been decided in order to provide good protection to the rider's body but also to have grips above the rear view mirrors of the cars in traffic jam.

#### 4.3 Suspensions

Flipper has been equipped with hydraulic suspensions in order to provide to the rider the best comfort even on the bad paved road of the big Italian cities.

The setting of the suspensions have been defined by using telemetric data during test of the first prototype in collaboration with the supplier.

#### 4.4 Light weight

During all the development weight has been taken in consideration. From the styling point of view in order to give an extremely light image to the scooter but also for the parts design. Finally, with a

wheelbase of 1295mm, we succeeded to reach a dry weight of 71kg. Then, Flipper/Why is the lightest scooter of its category.

#### 5 FIRST PROTOTYPE EVALUATION

In order to confirm achievement of the QFD target, it has been decided to perform a real evaluation in the market with the first prototype machines. This test took place in Italy, in the city of Bologna. Following this test MBK R&D could check target achievement for QFD items and define countermeasure for some of them.

#### 6 CONCLUSION

Finally, mass production of Flipper/Why started in May 1998, on schedule and with a good level of quality. This has been possible by a total involvement of MBK divisions but also of the different entities of the Yamaha group in Europe, YMENV, YMCE, ELM Design and Motori Minarelli. Following Flipper/Why development experiences, I can say that Yamaha group has a real power for the development of new models of scooters in Europe. Our job is to take advantage of it against all our competitors.



Development team

# 大型X-Yパレタイザー

## X-Y Paletaiz System

早坂 複 Tadashi Hayasaka 川嶋 浩 Hiroshi Kawashima

● (株) ワイ・イー・シー FA技術課

### 1 はじめに

ヤマハ発動機（株）IM事業部と共同で、10年前より工場内の天井空間を有効活用した、天井走行型モノレール式搬送システム（以下、YDMSキャリーボーイという）の開発および販売を行ってきた。この度、（株）ワイ・イー・シーでは、ここで培った技術およびノウハウを基に、より天井空間の有効利用と作業範囲の拡大を狙った大型X-Yパレタイザーを開発したので、その概要を紹介する。

### 2 ユーザーからの要望

YDMSキャリーボーイに対して、以下の5項目がユーザーから要望として打ち出された。

#### (1) 作業範囲（領域）の拡大

横方向にも移動できるようにして、線から面へ作業領域を広げてほしい。

#### (2) 可搬重量の向上

300kgのワークを搬送したい。

#### (3) 上昇下降時の横揺れ防止

下降時の停止位置精度（前後左右）を上げてほしい。

#### (4) 作業位置の容易な変更対応

施工後のレイアウト変更および作業位置の変更に対応できるものとしてほしい。

#### (5) 安全性、信頼性、操作性

産業用ロボット並みの安全性、信頼性、操作性にしてほしい。

### 3 開発の狙い

ユーザーの要望を基に、ユーザーに喜んでいただける設備として、直交型X-Yロボットとクレーンを合体した大型X-Yパレタイザーを開発した。図1に基本レイアウトを、表1に基本仕様を示す。

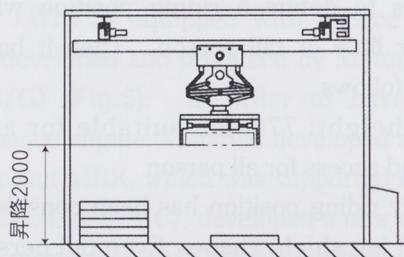
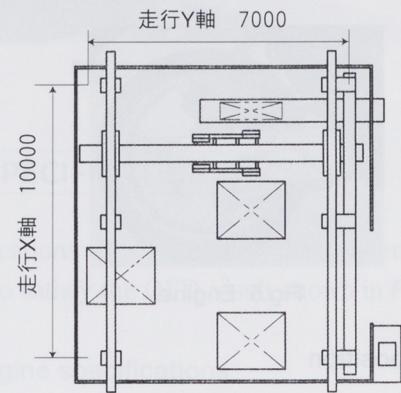


図1 基本レイアウト

表1 大型X-Yパレタイザー基本仕様

動作軸数	3軸（走行2軸、昇降1軸）
標準動作範囲	走行X軸10m×走行Y軸7m×昇降2m
最大可搬重量	350kg（ワークアタッチメント含む）
最大動作速度	走行70m/分、昇降20m/分
繰り返し位置決め精度	走行±3mm、昇降±2mm
駆動モータ	ACサーボ（走行1.0kW、昇降1.2kW）
駆動方式	走行：ラック&ピニオン、 昇降：ワイヤ巻き取り方式
給電方式	ロボットケーブル (ケーブルルベアー使用)
電源	三相 AC200V±10%,50/60Hz
エア	0.5MPa
電源容量	10kVA
プログラム容量	1,000ブロック
ティーチング方式	ティーチングBOXによるキー入力
操作盤	タッチパネル方式
周囲温度および湿度	0°C~40°C, 20%~80%RH

## 大型X-Yパレタイザー

## 4 大型X-Yパレタイザーの特長

大型X-Yパレタイザーの特長を表2に示す。

表2 大型X-Yパレタイザーの特長

特長	詳細
天井空間の有効利用	天井空間を自走するので、地上の障害物（ほかの設備など）に妨げられることなく作業できる。
最大可搬重量350kg	ワイヤ巻き取り方式の昇降機構で最大350kg（ワークアタッチメント含む）の搬送が可能。
上昇下降時の横揺れ防止とコンパクト化	下降時に横揺れを防ぎ、上昇時にコンパクトにたためる独自のバンタグラフ方式を採用。
パネルタッチの簡単操作	豊富な演算機能にもかかわらず操作はタッチパネルで簡単に見える。
多彩な用途	豊富な演算機能を利用して、設備間のワーク搬送や入出庫管理できる部品倉庫および段積み作業のパレタイザーなど様々な用途に使用可能。
柔軟な対応	走行や昇降各部はユニット化され、ユーザーの希望する動作範囲に対し柔軟に対応、また対象ワークに対し最適なアタッチメントを提供。

## 5 販売実績

平成7年に販売を開始し、生産性の高さや構造のシンプルさが評価され、平成10年10月の時点で14台販売され、さらに2台受注中である。販売実績を表3に示す。

表3 販売実績

設備名称	設備内容	台数
鋳物倉庫搬送口ボット（図2）	バケット詰めの小型鋳物部品を入出庫管理する設備	1台
紙束搬送パレタイズシステム（図3）	結束した紙の束をパレット上に積み付ける設備	7台
ポンベ搬送装置（図4）	液化ガスボンベを充てん台および保管先へ搬送する設備	2台
ロール紙搬送ローダ	印刷機へロール紙を搬送する設備	4台

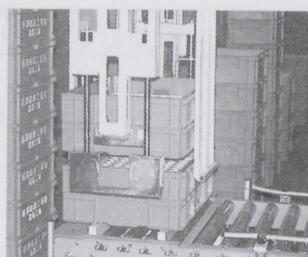


図2 鋳物倉庫搬送口ボット

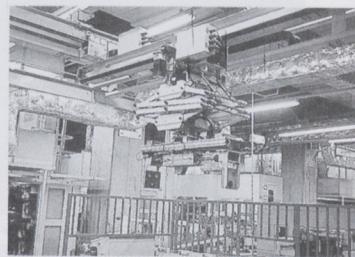
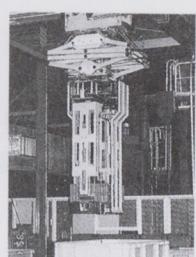


図3 紙束搬送パレタイズシステム

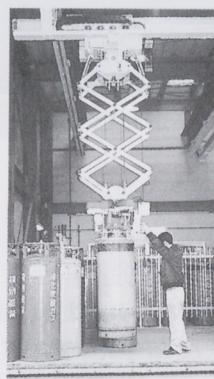
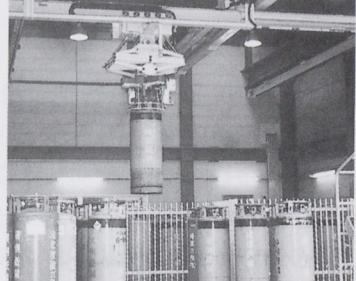


図4 ボンベ搬送装置

## 6 おわりに

用途が広がるごとに改良を加え、完成度を高めている。今後もユーザーに喜ばれる商品を目指して、開発に力を注いでいきたいと思う。

## ●著者



早坂 祐



川嶋 浩

# マリンジェット MJ-800GP

## WaveRunner GP800

鈴木 章高 Akitaka Suzuki

●WV事業部 技術室

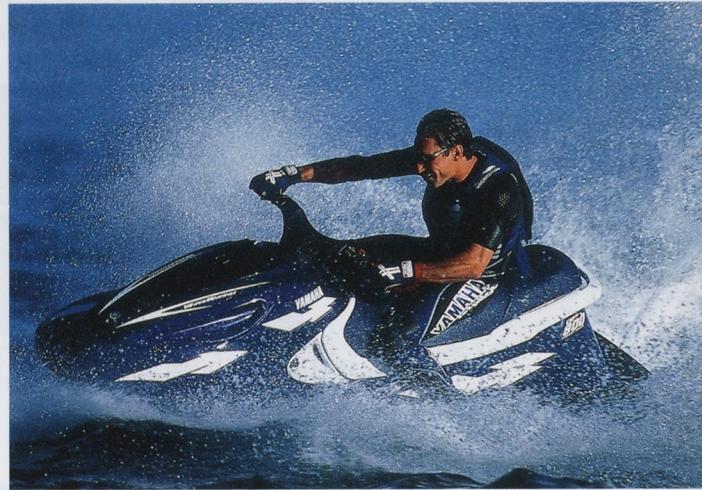


図1 MJ-800GP

### 1 はじめに

近年、パーソナルウォータクラフト（以下、PWCという）の市場においても、二輪車や四輪車とともに排気ガスや騒音の低減という環境対応の波が押し寄せてきており、ヤマハ発動機（株）（以下、当社という）としても対応が迫られていた。そこで、これらの対応を行った新エンジン66Eを搭載したMJ-800GP（図1）の開発を行い、1998年より市場導入をしたので、ここに紹介する。

### 2 開発の狙い

PWCの世界では、ファン性（乗って楽しい）が最も重要な商品性であり、そのためには、高出力なエンジンが不可欠である。そこで環境対応とともに高出力化を計れるエンジン仕様とし、以下の3項目を重点化して開発を行った。

- (1) クラス最大の比出力
- (2) 排気ガス値の低減
- (3) 騒音の低減

### 3 主要諸元

主要な諸元を表1に示す。

表1 主要諸元

主要寸法	全長	2.86m
	全幅	1.12m
	全高	0.97m
	乾燥重量	226kg
エンジン	最大出力	80.8kW(110ps)/7,000rpm
	形式	2サイクル
	気筒数	2
	総排気量	784cc
	ボア×ストローク	80mm×78mm
	圧縮比	6.6
	吸気方式	リードバルブ
	キャブレタ形式	フロートレス
	キャブレタ数	2
	潤滑方式	分離給油
	冷却方式	水冷
	始動方式	電動スタータ
	スパークプラグ	BR8ES
ジェットユニット	推進装置	ジェットポンプ
	ジェットポンプ形式	軸流1段
	伝達方式	エンジン直結
燃料およびオイル	燃料	無鉛レギュラーガソリン
	オイル	ヤマハ船外機スーパー・スペシャルオイル
	フューエルタンク容量	50L
	オイルタンク容量	4L

## 4 仕様概要

### 4.1 エンジン（図2）

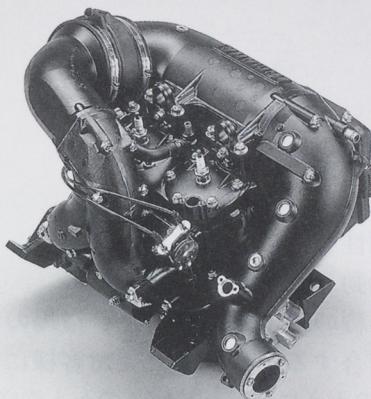


図2 66Eエンジン

エンジンは、開発の狙いを満足するため新作とした。当社の独自技術である高速メッキを市販2サイクルエンジンとしては初めて採用し、110psの出力を確保しつつ耐久性も満足した。また、フラットタイプのYPVS（ヤマハパワーバルブシステム）を採用し、低中速の出力を確保しながら高速の出力も確保した。その駆動はサーボモータを使用し、制御は定常マップに加え加速マップを持ち加速性も満足した（表2）。

PWCにおいて、1999年より米国の排気ガス規制が始まる。このエンジンは、その第一段の対応エンジンと位置づけられる。排気ガス低減のため、YPVSを採用して吹き抜けを防止し、キャブレタにはスロットル連動の加速ポンプを採用してR/L域のリーンセッティングを計りつつ加速性を確保した（表2）。

表2 性能比較

	66E	当社従来エンジン
比出力	1.29	1
排ガス値	0.84	1

※当社従来エンジン性能を1とする

騒音対策については、日本舟艇工業会の「PWC騒音自主規制」を考慮し、以下の対応を行った。

- (1) 吸気音低減のためキャブカバー一体レゾネータを採用。

- (2) マフラ排気ホースからの透過音低減のため肉厚向上。

- (3) ジェットポンプの軸構成を見直し、エンジンから艇体へ伝わる振動の低減。

### 4.2 艇体

1997年より生産されているGP760/GP1200の艇体を使用した。この艇体に次の騒音対策を行い、図2のエンジンとトータルで従来モデルより3dB(A)の騒音低減を実現した。

- (1) 騒音シミュレーションにより、ウォータロッカ構造の改良。
- (2) 艇体振動低減のため、デッキ両側へ制振FRPの採用。

カラーリングは、米国のレースに出走しているレースボートのイメージで行い精悍さを出した。

## 5 おわりに

以上により排気ガス値と騒音の低減を計りつつ、ファン性を持った商品とすることができた。本モデルの開発にあたっては、従来にない高い技術の開発目標のため困難を極めたが、社内外各部門より多大な支援をいただきまとめ上げることができた。本誌面をお借りしてお礼申し上げます。

### ●著者



鈴木章高

# 4サイクル船外機 F100A

## Four Stroke Outboard Motor F100A

高橋正哲 Masanori Takahashi

●三信工業（株） 第1技術部

### 1 はじめに

世界的な環境保護気運の高まりの中で、よりクリーンで、静粛性や燃料消費率が一層向上した船外機が市場から求められるようになってきている。このような市場のニーズにこたえるべく、4サイクル船外機のラインナップを整えてきているが、その中でもヤマハ発動機（株）製船外機の最大馬力であるF100A（図1）について紹介する。



図1 F100A

### 2 商品の狙いと開発方針

船外機の基本機能としては、快適にボートを走らせることが最も重要である。F100Aは2サイクル船外機の特長である走りのよさに加え、4サイクル化により地球環境への貢献や静粙性の追求と低燃費化が狙いとなっている。すなわち、船外機における基本機能を高次元でバランスさせることができることである。このコンセプトの具現化において、

- (1) クリーン、低騒音、低燃費
- (2) ハイパワー、ハイトルク
- (3) 軽量、コンパクト
- (4) 高信頼性
- (5) 一発始動

という船外機の基本機能に加え、市場のどんな既存艇にも適合するよう、また、お客様にどのような場面でどのように使われているのかも徹底分析し、開発仕様の構築を行った。

### 3 主要諸元と構造概要

主要諸元を表1に、全体断面を図2に示す。

表1 主要諸元表

エンジンタイプ	4サイクル直列4気筒
弁機構	DOHC 16弁 直動 タイミングベルト
ボア×ストローク	79mm×81.4mm
排気量	1,596cc
圧縮比	9.6
プロペラ軸出力	73.6kW (100ps) / 5,500rpm
プロペラ軸トルク	139Nm (14.2kgf·m) / 4,500rpm
燃料供給方式	キャブレタ 4連 プライムスタート方式
最大燃料消費量	31.0L/h@6,000rpm
潤滑方式	強制潤滑
オイルパン容量	4.5L
オイルポンプ	ドライブ軸駆動トロコイド
点火方式	DC-CDI マイコン制御
充電性能	12V-20A
警告システム	油圧/機関温度/過回転
始動方式	電動(電磁シフト)スタータ式
トリム&チルト	単シリンダネガティブPT/T
舵切り角度	左右 35°
ギヤシフト	前進一中立一後進
減速比	13:30 (2.3)
エンジントランサム	L:537mm UL:664mm
乾燥重量	L:162kg UL:165kg

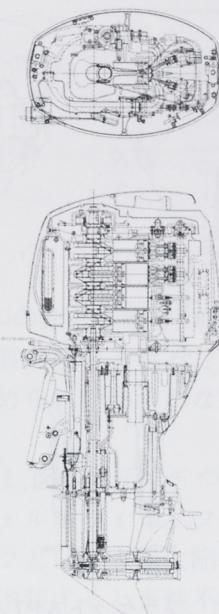


図2 エンジン断面

#### 4 各ユニットの構造と特長

##### 4.1 エンジンユニット

船外機としては初めてのDOHC 4バルブ直動方式の採用により、体積効率と燃焼効率の向上やフリクションの低減が図れたため、船外機として使い勝手に優れる中速域トルクの向上に主眼をおいた出力とトルク特性に優れた低燃費のエンジンに仕上げるとともに、バルブメンテナンス時間の延長ができた。合わせて、シリンダーブロックをスリーブ鋳包みダイキャスト製として、生産性の向上を図るとともに、船外機固有技術であるシリンダ内排気通路構成を踏襲し、軽量でコンパクトを実現した。

##### 4.2 吸気、燃料ユニット

各気筒独立のスロー・ミッド・メイン系を装備する4連キャブレタを採用し、おののの最適化により高出力と低燃費を達成するとともに、加速ポンプやダッシュポットの採用により、安全で快適なドライバビリティを達成している。合わせて、PTCヒータを用いたプライムスタート方式(図3)の採用により、いかなる環境下においてもワンキー操作による確実な一発始動を可能にした。また、吸気系においても従来の船外機にはない吸気管長と大容量のサイレンサをエンジン前面に装備し、中速域トルクを大幅に向上させ、加速性能の向上を図った。

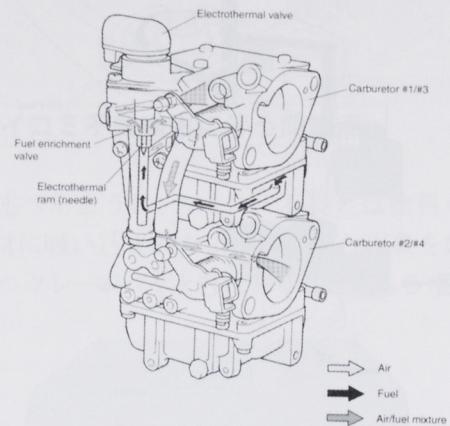


図3 プライムスタート

##### 4.3 電装ユニット

DC-CDI方式を採用し、マイクロコンピュータによってスロットルポジションとエンジン回転数の検出で点火時期制御をするとともに、エンジン保護のために過回転や機関温度および油圧を検知し、所定回転に保つ制御を行っている。また、搭載艇の電力消費も考慮し、本クラス最大の12V-20A(アイドル時でも12A)の大容量充電性能を持たせた。さらに、電磁シフト式スタータモータの採用も一発始動に大きく寄与している(図4)。

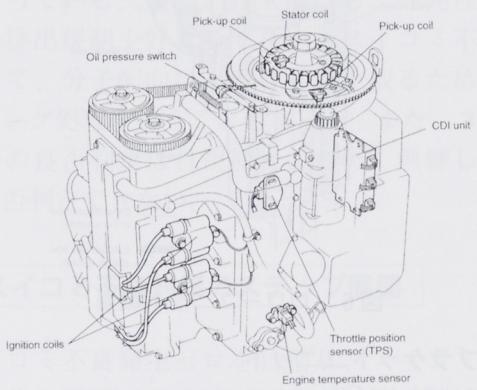


図4 電装ユニット概要

##### 4.4 潤滑ユニット

ドライブ軸駆動のリリーフ弁内蔵大型トロコイドポンプ(図5)を装備し、全域で安定した油量と油圧を確保し信頼性の向上を図った。

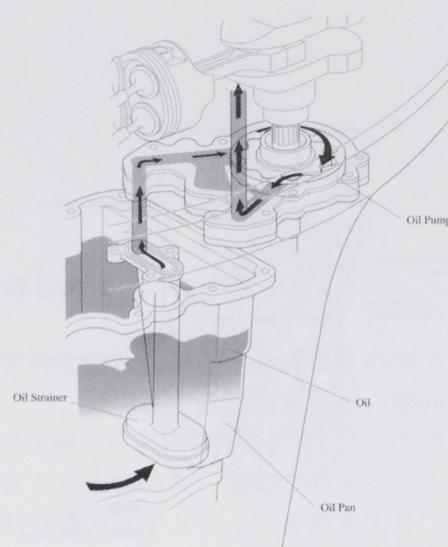


図5 潤滑ポンプ

#### 4.5 ロワーユニット

4サイクルエンジンのトルク特性に適合するように減速比を13:30(2.3)と大きく設定し、加速性能や最高速度ともに他社の追従を許さないレベルに仕上げることができた。また、2サイクルの実績もいかして、水壁による消音を図った排気通路構成とともに、アイドルリリーフ通路を新規設計し騒音と腐食対応を図った(図6)。

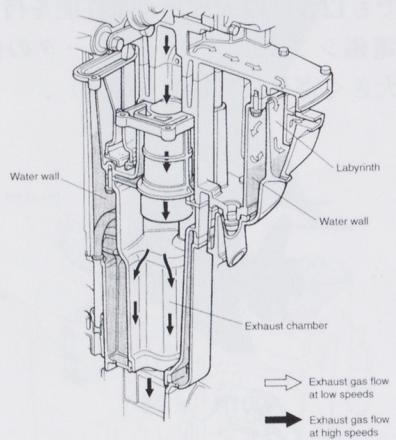


図6 ロワーユニット概要

#### 4.6 ブラケットユニット

当社の独自技術であるシングルシリンダパワー・リム&チルト(図7)を100PSクラスまで使えるよう新規開発を行い、大幅な重量軽減を達成して軽量とコンパクトに大きく貢献している。また、防振構造に関しては上下のマウントラバーのスパンを拡大し、さらに、マウント容量も大きく設定し不快振動をなくし快適性の向上を図った。

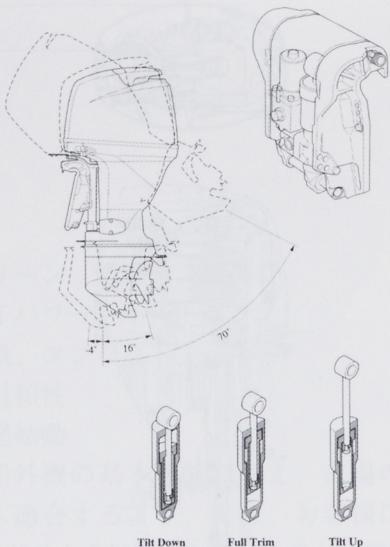


図7 ブラケット&amp;PT/T

#### 5 おわりに

F100Aは数々の新しい機構を採用しながら、基本原則に従ったクリーンで軽量、コンパクトでパワフルな船外機に仕上がった。そして、"The New Standard of Performance"と称され、今後、世界中で愛される船外機となると確信している。

#### ●著者



高橋正哲

# 射出成形スイコミ不良対策

Solution for Defective Painting of Injection Moldings Called "Black Patcher"

田村行男 Yukio Tamura

●MC事業本部 製造統括部 中瀬工場製造技術課

## 1 はじめに

モータサイクルの顔となる射出成形樹脂部品は、特に高い外観品質が要求される。塗装品については高品質感が求められ、わずかな表面欠陥も許されない。

射出成形工程は、図1に示す5つの工程より成り立っている。ウェルドライイン、フローマーク、シリバーストリーケとある表面欠陥のある射出成形素材をそのまま塗装すると当然不良品となるが、目視で表面欠陥のない素材を塗装した場合でも、塗料と素材が化学反応して空洞となって、塗料が素材に吸い込まれたように黒ずむ現象が起き、不良品となることがある。これがスイコミ不良と呼ばれる表面欠陥である。このスイコミ不良は金属の塗装には発生せず、特にABS樹脂に多く発生する。

スイコミ不良は、射出成形品表面の分子配向が大きいときに発生するということが解明されている<sup>(1)</sup>。しかしその対策は、射出速度を遅くしたり、ゲート面積を大きくしたりという定性的なものである。また、ガラスインサート金型を使った可視化により、不良現象と金型内流動挙動との関連付けが行われているが、スイコミ不良については行われていない。そのため、スイコミ不良の対策は経験と勘に頼っており、確実なものとなっていない<sup>(2)～(4)</sup>。

このスイコミ不良に対して品質工学手法を用い、恒久対策を行った。この中で、不良現象を定量的に評価する必要があるため画像処理による方法を採用し、また、その結果と金型内流動挙動との関連を考察した。

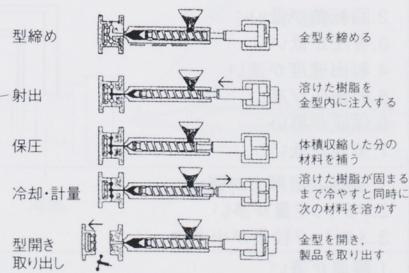


図1 射出成形工程

## 2 スイコミ不良発生に伴う問題点

先に述べたように、スイコミ不良とは塗料があたかも素材に吸い込まれたように黒ずむ現象をいい、ツヤビケ・クレージングと呼ばれることもある(図2)。

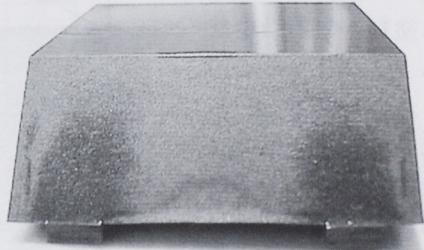


図2 スイコミ不良現象

スイコミ不良は、ロット間のバラツキで発生する場合と全数発生する場合とがある。ロット間のバラツキで発生する場合には成形素材では不良が予測できず、塗装後にスイコミ不良がわかるので、修正後に再び塗装している。全数発生する場合は発生場所がわかるので、その位置にシンナーを塗布して、サンディングしてから塗装している。この手直し作業に工数がかかり、コストアップの要因となっている。また、将来的にも、揮発性有機溶剤の排出規制上好ましくない。スイコミ不良対策として、分子配向によるひずみを取るため、アニーリング処理を行うこともある<sup>(5)</sup>。また、スイコミ不良の良否判定は目視検査のため、熟練した人しか良否判定できない。

## 3 スイコミ不良対策のステップ展開

スイコミ不良発生ゼロを目指し、スイコミ不良の量化と品質工学手法を用いた対策の数値化を以下の7ステップで展開した。

### 3.1 スイコミ不良原因調査

スイコミ不良は、ABS樹脂で発生が多い。図3に示すようにABS樹脂は、アクリロニトリル(A)、ブタジエンゴム(B)およびスチレン(S)からなるグラフト重合ポリマーであり、AS層の中にブ

タジエンゴム（B）が浮いた組成になっている。

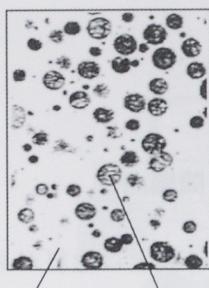


図3 ABS樹脂材料  
タジエンゴム（B）が浮いた組成になっている。  
スイコミ不良の原因が、従来からいわれているものと同じかどうか確認するため、素材の断面を電子顕微鏡で撮影して調べたところ、図4に示すように表面から $20\mu\text{m}$ 位の所までブタジエンゴムが延伸している。この素材を塗装した断面は、図5のように塗料が素材の中に入り込み、メタリック層が大きくうねっている。また、ブタジエンゴムは、延伸された状態から図3のようにほぼ丸い状態にもどっている。これに対して、スイコミ不良が発生していない素材は、図6に示すように表面近くでもブタジエンゴムがほぼ丸い形状になっている。このことからヤマハ発動機(株)で発生しているスイコミ不良も分子配向が大きいことが原因であることがわかった。

スイコミ不良の原因が、従来からいわれているものと同じかどうか確認するため、素材の断面を電子顕微鏡で撮影して調べたところ、図4に示すように表面から $20\mu\text{m}$ 位の所までブタジエンゴムが延伸している。この素

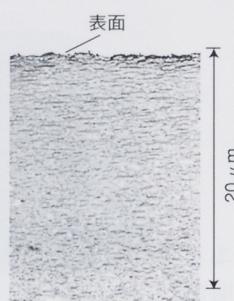


図4 スイコミ不良  
素材の断面

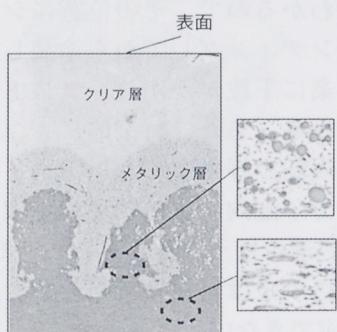


図5 スイコミ不良品の断面

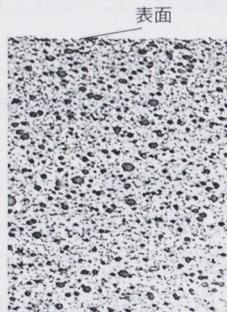


図6 スイコミ不良が発生していない素材の断面

### 3.2 PM分析

従来からいわれてきた定性的な対策で確実に対策できなかったのは要因が不足しているからだと考え、設備、金型、成形条件、材料、塗装、塗料とスイコミ現象との関連性を明確にすることから分析を始めた。

スイコミ不良の原因については、分子配向が大きくブタジエンゴムが延伸されていることから、成立する条件として樹脂を流す時のせん断応力が大きいことに着目しPM分析を行った（表1）。

表1 PM分析

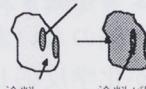
現象	塗装後、ゲート付近が黒くなり、本来の塗色がでない
物理的な見方	延伸されたゴムがシンナーで浸されベースとゴムの間にできた隙間に塗料が入り込む 
成立する条件	1.樹脂を流す時のせん断応力が大きい 2.樹脂の中のゴム成分が多い
設備	1.ノズル径が小さい 2.シリンダ内の温度分布が均一でない 3.スクリュの動きが樹脂の流れに追従できない（射出速度のコントロールができない） 4.可塑化が悪い（均一に溶けない）
スイコミ現象との関連性	1.ゲート数が少ない 2.ゲートのラップ代が小さい 3.ゲートの磨きが悪い 4.ゲートから製品に入っている部分が急激に曲がっている（ピン角になっている） 5.ゲートの長さが長い 6.ゲートの幅が狭い 7.ゲートの厚みが薄い 8.ランナの径が小さい 9.ランナの磨きが悪い 10.ランナからゲートに樹脂が入る時に抵抗が大きくなる 11.製品面の磨きが悪い 12.肉厚が薄い 13.製品面が急激に曲がっている
金型	1.樹脂の粘性が高い 2.ゴムの成分が多い 3.溶けにくい 4.固まりやすい
材料	1.樹脂の温度が低い 2.回転数が低い 3.背圧が低い 4.射出速度が速い 5.射出圧が高い 6.保圧が高い 7.型温が低い
条件	1.塗料の溶解力が強い 2.メタリック量が多い 3.メタリック粒子が小さい
塗料	1.膜厚が薄い
塗装	

表2 管理項目マトリックス表

### 3.3 要因の絞り込み

要因を絞り込むために、表2に示すようにPM分析の結果と材料から塗装までの各工程の管理項目マトリックス表を作成し、スイコミ不良現象と管理項目との関連性を調べた。ABS樹脂で成形している製品の生産データを取り、層別分析を行って影響のある管理項目を調べ、また、文献や過去の経験から影響のある項目に丸を付けた。生産データや文献および過去の経験によるウェイト付けおよびスイコミ不良の発生箇所の約90%がゲート附近であることから、要因を11項目に絞り込んだ。

成形条件は、図7に示すシリンドラ温度H1、シリンドラ温度HN、回転数、型温、射出速度の5項目、金型では、図8に示すゲートの数、幅、厚み、固定側製品面粗さ、製品の肉厚、ゲートと製品の角度の6項目とした。

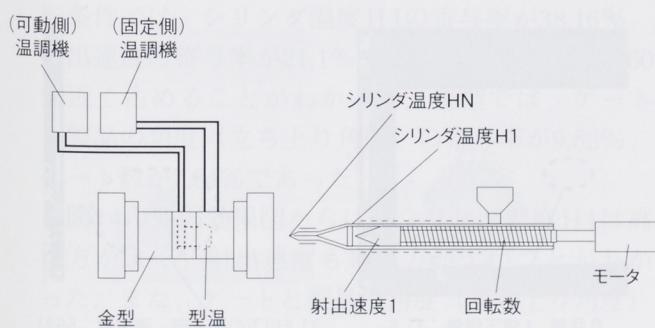


図7 成形条件のテスト項目

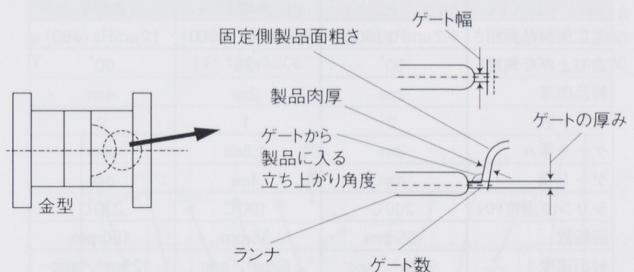


図8 金型のテスト項目

### 3.4 寄与率調査

### 3.4.1 実験計画

生産型と生産設備では金型の形状を変えられないため、テスト金型とテスト機を使って実験を行うことにした。図9に示すテスト金型は、製品の表側になるキャビティを4つの入れ子に、製品の裏側になるコアを3つの入れ子構造にして、入れ子の組み合わせを変えることで、実験計画法によって調べたい金型の寸法と形状のテストが行えるようにした。

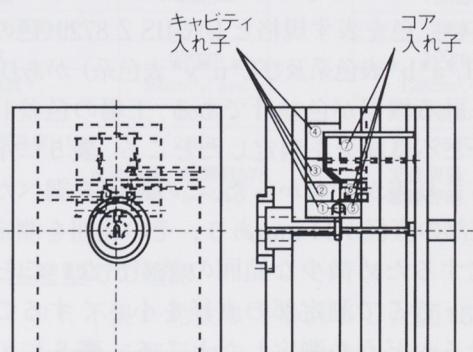


図9 テスト金型

テスト機は80t成形機を使用することにした。テストの水準は、制御因子については、表3に示すとおり、生産データから生産条件の上下限が含まれるように、水準1と水準2を設定した。また、表4に示すように、誤差因子として制御できにくくスイコミ不良に影響をおよぼすと考えられる、樹脂を乾燥したあとの温度、設備の作動油温度、室温の3因子を取り上げた。それを実験計画法の混合系L12に割り付けてテストした。テストの評価は、最もスイコミ不良が発生しやすい塗料で塗装して、N=2のテスト品において、スイコミ不良のでている面積でテストを行うことにした。

表3 制御因子と水準

因子	現状	テストの水準		色差
		水準1	水準2	
固定側製品面粗さ	1.2μmRz (#600)	1.2μmRz (#600)	12μmRz (#80)	
立ち上がり角度	90°	135°	90°	
製品肉厚	2mm	2mm	4mm	
ゲート数	2	1	2	
ゲート厚み	3mm	1.5mm	3mm	
ゲート幅	4mm	4mm	8mm	
シリンドラ温度HN	200°C	190°C	230°C	
回転数	65rpm	35rpm	100rpm	
射出速度1	94cm³/sec	62cm³/sec	125cm³/sec	
型温	50°C	35°C	60°C	
シリンドラ温度H1	210°C	190°C	250°C	

表4 誤差因子

因子	N1	N2
樹脂乾燥の温度	低い	高い
設備の作動油温度	低い(設備立ち上がり時)	高い(設備安定時)
室温	低い(冬)	高い(夏)

### 3.4.2 スイコミ不良の定量化

人によるスイコミ不良の判定差をなくし、実験の評価精度を確保するため、スイコミ不良の定量化を行った。スイコミ不良は、実際の塗料の色が出ず黒ずむことから、色を測定してその差を見ればよい。色を表す規格としてJIS Z 8729(色の表示方法 L\*a\*b\*表色系及びL\*u\*v\*表色系)があり<sup>(6)</sup>、それを計る機器が色差計である。工場の色差計でよい部分と不良部分を測定したところ、表5に示すようにあまり差がでなかった。この原因を調べたところ測定部の直径が11 mmあり、その範囲を測定して平均化するため微少な範囲の差が出ないことがわかった。そこで測定部の直径を小さくすることで差がでるかどうか測定したところ、表6に示すように測定部の直径0.3mmで差がでることがわかった。

表5 φ11mmの結果

測定部位	測定値			色差
	L	a	b	
良品部	21.38	-3.2	-23.9	
不良品部	21.77	-3.71	-24.7	0.98

表6 φ0.3mmの結果

測定部位	測定値			色差
	L	a	b	
良品部	20.07	-3.36	-27	
不良品部	19.82	-2.37	-23.5	3.69

しかし、スイコミ不良の場合は不良の面積も評価する必要があるため、色差を画像処理できないかをテストしたところ、測定レンジとランク数（レンジを区切る区間の個数、階調）を適切に選べば、画像処理でとらえることができることがわかった（図10、図11）。

画像処理でとらえた色差データの良品部分の下限値を求め、その数値以下の画素を抜き出し画素数を算出することで、スイコミ不良の定量化を行った（図12、図13）。この定量評価の数値と通常行っている5段階の官能評価（表8）との比較を表7に示すが、相関が取れていることがわかる。

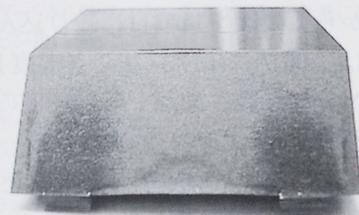
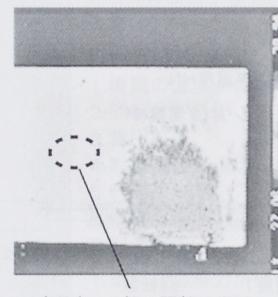
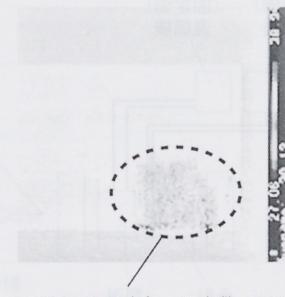


図10 スイコミ不良品（官能評価レベル5）



良品部 L値下限値 31.5



31.5以下の画素部 画素数 5631

図11 色差画像データ

図12 不良部画像処理

## 射出成形スイコミ不良対策

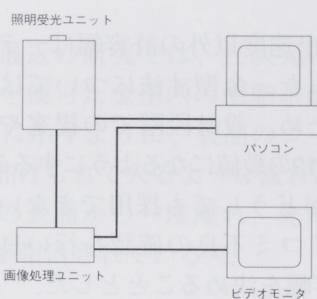


図13 装置概略

表7 評価結果

実験 No.	N1				N2			
	1ショット目	10ショット目	1ショット目	10ショット目	1ショット目	10ショット目	1ショット目	10ショット目
1	620	3	541	3	4179	5	4169	5
2	126	2	23	1	45	1	63	1
3	870	3	616	3	370	2	655	3
4	2273	4	2478	4	2258	4	1927	4
5	5631	5	6508	5	4246	5	4537	5
6	3570	5	4002	5	4464	5	4567	5
7	5166	5	5157	5	4719	5	4954	5
8	1941	4	1645	4	2513	4	2242	4
9	2893	4	2676	4	2204	4	2239	4
10	135	3	240	3	596	3	587	3
11	2201	4	2621	4	2462	4	2724	4
12	2035	4	2561	4	3663	5	4998	5

表8 スイコミ不良5段階官能評価レベル

官能評価	評価内容
レベル1	スイコミ不良が発生していない
レベル2	スイコミ不良が発生しているが修正不要
レベル3	スイコミ不良面積が小さく再塗装要
レベル4	スイコミ不良面積が大きく再塗装要
レベル5	スイコミ不良修正不能

## 3.4.3 寄与率算出

定量化した結果から、表9に示すように因子の寄与率を求めるため分散分析を行ったところ、成形条件では、シリンドラ温度H1の寄与率が38.16%、射出速度の寄与率が21.1%で、この2つの因子で60%近く占めることがわかった。金型では、ゲートと製品の角度（立ち上り角度）の寄与率が9.82%、ゲート数が7.84%であった。

図14の要因効果図からは、シリンドラ温度H1は高い方がよく、射出速度も速い方がよいことがわかった。また、ゲートと製品の角度（立ち上り角度）はゆるい方がよく、ゲート厚みは薄い方がよいことがわかった。

表10に示すテスト金型とテスト機を使って確認

テストを行ったところ、現状の生産に近い条件では、スイコミ不良画素数が573（官能評価レベル3：スイコミ不良面積が小さく、再塗装要）であったが、最適条件では、画素数38（官能評価レベル1：スイコミ不良なし）になり、効果があることがわかった。

表9 分散分析

因子	f	S	V	F	S'	P (%)
固定側製品面粗さ	1	5.3917	5.3917	0.00	5.3917	4.47
立ち上がり角度	1	11.8406	11.8406	0.00	11.8406	9.82
製品肉厚	1	4.4987	4.4987	0.00	4.4987	3.73
ゲート数	1	9.4544	9.4544	0.00	9.4544	7.84
ゲート厚み	1	6.6420	6.6420	0.00	6.6420	5.51
ゲート幅	1	0.4309	0.4309	0.00	0.4309	0.36
シリンドラ温度HN	1	0.0012	0.0012	0.00	0.0012	0.00
回転数	1	7.4486	7.4486	0.00	7.4486	6.18
射出速度1	1	25.4461	25.4461	0.00	25.4461	21.10
型温	1	3.4321	3.4321	0.00	3.4321	2.85
シリンドラ温度H1	1	46.0343	46.0343	0.00	46.0343	38.16
e	0	0.0000	0.0000	—	0.0000	0.00
T	11	120.6206			120.6206	100.00

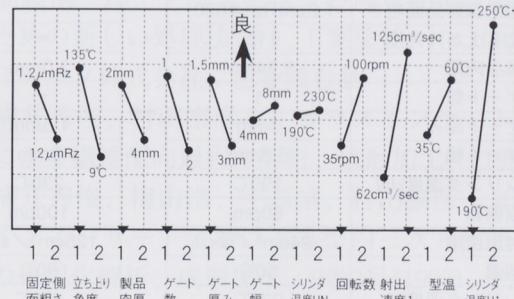


図14 要因効果図

表10 確認テスト条件と評価結果

因子	現状	最適条件
固定側製品面粗さ	1.2µmRz (#600)	1.2µmRz (#600)
立ち上がり角度	90°	135°C
製品肉厚	2mm	2mm
ゲート数	2	1
ゲート厚み	3mm	1.5mm
ゲート幅	4mm	8mm
シリンドラ温度HN	200°C	230°C
回転数	65rpm	100rpm
射出速度1	94cm³/sec	125cm³/sec
型温	50°C	60°C
シリンドラ温度H1	220°C	250°C

定量評価 画素数573 → 定量評価 画素数38  
官能評価 レベル3 → 官能評価 レベル1

## 3.5 生産型での確認

スイコミ不良が発生して手直しした図15に示すパネル1という部品にテスト金型とテスト機の結果を織り込み、効果の確認を行った。



図15 生産型確認テスト品（パネル1）

成形条件はすべて変更できるが金型は製品により制約されるため、製品の面粗さ、立ち上り角度、ゲート数は現状のままでし、ゲート厚みとゲート幅は最適条件に、製品肉厚は図面値の下限の3mmとなるように金型を修正して、表11に示す確認テストを行った。

表11 生産型確認テスト条件

因子	変更前	変更後
固定側製品面粗さ	1.2μmRz (#600)	←
立ち上がり角度	115°	←
製品肉厚	3.74mm	3.0mm
ゲート数	1	←
ゲート厚み	3mm	1.5mm
ゲート幅	5.3mm	8mm
シリンダ温度HN	190°C	230°C
回転数	60rpm	100rpm
射出速度	94cm³/sec	125cm³/sec
型温	50°C	60°C
シリンダ温度H1	220°C	250°C

テストの評価については、現在のところ平面部の画像処理ができるが三次元形状の生産品は画像処理できないため、官能評価を行った。その結果、変更前はスイコミ不良がレベル4（スイコミ不良面積が大きく再塗装要）であったものがレベル1（スイコミ不良が発生していない）になった。

### 3.6 許容幅の確認と標準化

成形条件のうち寄与率の高いシリンダ温度H1と射出速度の許容幅を求めるため、実験計画法L9に割り付けてテストを行った。水準は、テスト結果を中心値にし設備能力を考慮しながら、シリンダ温度H1は $250\pm10^{\circ}\text{C}$ 、射出速度は $125\pm20\text{cm}^3/\text{sec}$ とした。その結果を官能評価で判定したところ、この範囲でスイコミ不良は発生しなかった。

この結果から、表12に示すようにABS樹脂の金型寸法と成形条件を標準化した。成形条件のシリンダ

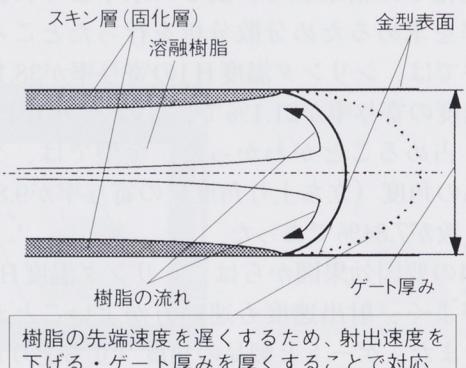
温度H1と射出速度以外の許容幅は、テスト時の上下限で設定した。金型寸法については製品により制約されるため、設計段階での提案や流動解析での検討で、表12の数値になるようにすることとした。表12の数値がどうしても採用できない場合には、トライでスイコミ不良の確認を行い良否判定をしてから、許容幅を決めることとした。

表12 金型寸法と成形条件の標準化

No.	因子	基準値および許容値
1	固定側製品面粗さ	$1.2\mu\text{mRz} (\#600)$
2	立ち上がり角度	( $135^{\circ}$ )
3	製品肉厚	(2mm)
4	ゲート数	(1)
5	ゲート厚み	1.5mm
6	ゲート幅	8mm
7	シリンダ温度HN	$230\pm10^{\circ}\text{C}$
8	回転数	$100\pm5\text{rpm}$
9	射出速度	$125\pm20\text{cm}^3/\text{sec}$
10	型温	$60\pm5^{\circ}\text{C}$
11	シリンダ温度H1	$250\pm10^{\circ}\text{C}$

### 4 スイコミ不良対策結果の考察

今回の射出速度を速くしてゲートは薄くするという結果は、従来行ってきた文献の対策とは逆のものになった。樹脂が金型内を流れるとき、図16に示すように溶融した樹脂は中心側から金型表面に流れ、金型の表面に接触すると冷やされ薄く固まる<sup>(7)</sup>。その樹脂の先端の速度が速くなるとせん断応力が大きくなりスイコミ不良が発生するため、射出速度を遅くしたり、ゲートの厚みを厚くするという対策が提唱されていると考えられる。



樹脂の先端速度を遅くするため、射出速度を下げる・ゲート厚みを厚くすることで対応

図16 金型内の樹脂の流れ

しかし、最近の研究では、三次元のガラスインサート金型を使った金型内の樹脂挙動の可視化により、図17に示すように、製品のコーナ部など樹脂が急激に曲げられて入るような流れにおいては、樹脂が金型の表面から一度離れ、先端の速度が速くなることが報告されている<sup>(8)</sup>。

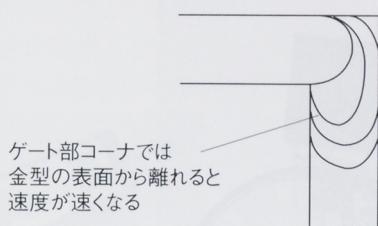


図17 コーナ部の樹脂の流れ

先端の速度が速くなるとせん断応力が大きくなりスイコミ不良が発生すると考えられるので、対策としては、コーナ部では金型から離れている時間を短くするため、金型のコーナ部への充てんを速くすればよいと考えられる。スイコミ不良の原因には、図16のように樹脂が金型表面と平行に流れている流れの先端の速度が速くなって発生する場合と、図17に示すコーナ部のように樹脂の流れが急激に曲げられて金型表面から離れるために先端の速度が速くなって発生する場合があり、今回の結果は、両者を発生させない最適条件と考えられる。

今回対象にしていた10部品のスイコミ不良の対策ができ、手直し作業によるコストアップの防止および再塗装による揮発性有機溶剤の排出の増加を防ぐことができた。また、色差を画像処理することで、ほぼスイコミ不良の定量化ができた。

## 5 おわりに

ほぼあきらめていたスイコミ不良の恒久対策について品質工学手法を使って数値化することができた。今後は、今回の進め方を横展開し、慢性不良ゼロを目指して活動して行きたいと考えている。スイコミ不良の測定においてミノルタ（株）の多大なご協力に誌面をお借りして深謝申し上げる。

なお、本文は1998年度日本プラントメンテナンス協会PM論文賞の佳作に入選したことをご報告致します。

## ■ 参考文献

- (1)一瀬晃二：実用版プラスチックのコーティング技術総覧第4節成形条件差と表面、産業技術サービスセンター、P37
- (2)横井秀俊、村田泰彦ら：ガラスインサート金型によるフローマーク生成過程の解析、成形加工、(1991), P205
- (3)横井秀俊、村田泰彦ら：ガラスインサート金型によるシルバーストリーク生成過程の解析、生研セミナー、(1993), P421
- (4)横井秀俊、村田泰彦ら：ガラスインサート金型によるウェルドライイン生成および消失過程の解析、成形加工、(1991), P205
- (5)加藤浩一郎：プラスチックの付着性を改善するための新しい処理法(上)、工業塗装、No.109, P88
- (6)ミノルタ株式会社：色を読む話
- (7)横井秀俊、村田泰彦ら：ガラスインサート金型による纖維配向過程の解析、成形加工、(1993)
- (8)横井秀俊、梅山浩、宇高靖、村田泰彦：ガラスインサート金型による型内三次元樹脂挙動の可視化解析、成形加工、9巻3号(1997), P232

## ●著者



田村行男

# PASのニッケル水素電池システム

## Nickel-Metal Hydride Battery System in PAS

村松 隆吉 Takayoshi Muramatsu 山本 聰 Satoshi Yamamoto 伊藤 雅樹 Masaki Itoh

●PAS事業部 開発室／研究開発センター 制御技術室



図1 ニッケル水素電池搭載のニュー・パスMHスーパー

### 1 はじめに

電動ハイブリッド自転車ヤマハPAS（以下、PASという）が1993年11月に発売されて以来、老若男女を問わず、個人用を始めとして業務用まで幅広く利用されてきている。多くのユーザーからは、一回の充電でより長いアシスト航続距離を求める声が寄せられていたが、これにこたえるべく、電動ハイブリッド自転車の使用に最適で量産が可能なニッケル水素電池システムを実用化し、ニュー・パスMHスーパー（図1）に搭載したので、ここにその概要を紹介する。

### 2 電池性能の開発

#### 2.1 ニッケル水素電池

ニッケル水素電池は、鉛電池やニッケルカドミウム電池（以下、ニカド電池という）に代表される従来の二次電池と比較して、同じ大きさおよび重さにおいて、より多くの電気を蓄えることができる電池である。これは電池の負極である水素吸藏合金に貯蔵される水素を、充放電の反応に利用して

いるからである。図2に示すように、小型携帯機器用として使用されているニッケル水素電池をそのままPAS用として使用することは、電池性能において困難であり、電池性能の開発が必要であった。

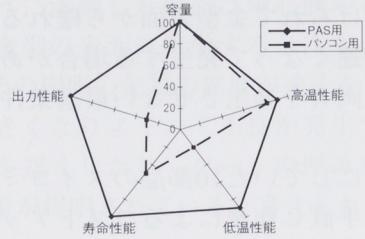


図2 PAS用電池とパソコン用電池の性能比較

#### 2.2 性能開発

電池性能の開発にあたって、以下に示す5項目に関して電池性能と電池構成の対応を検討し、各性能間のバランスをとりながら、試作と評価そして改良を実施した。

- (1) 容量
- (2) 高温での充電性能
- (3) 低温での放電性能
- (4) 出力性能（内部抵抗の低減）
- (5) 寿命性能

特にPASでの使用においては、高温でのサイクル寿命の確保が課題であった。電池は図3のように密閉

されたボックス内に収納されるため、充放電での熱がたまり雰囲気温度は高くなる。電池性能の劣化は、高温下での過酷な充放電の繰り返しにより、負極である水素吸蔵合金が劣化して活性を失うとともに電池内の電解液が失われることでおこる。これらを解決するために、水素吸蔵合金の耐食性を向上させることで対応した。

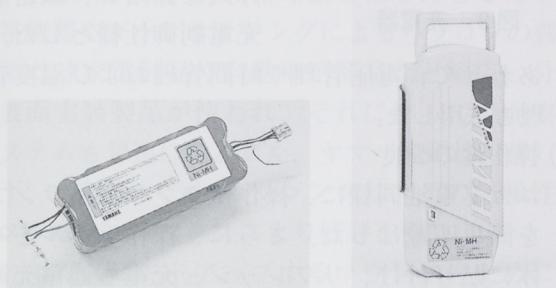


図3 バッテリパックとバッテリボックスアセンブリ

### 2.3 電池特性の概要

ニカド電池と開発したニッケル水素電池の定格での比較を表1に示す。同じDサイズで7,000mAhの容量を確保しており、本機において20本を直列にして使用している。

表1 ニカド電池とニッケル水素電池の定格の比較

	ニカド電池	ニッケル水素電池
公称電圧(V)	1.2	1.2
公称容量(mAh)	5,000	7,000
直径(mm)	32.3	32.3
高さ(mm)	58.4	58.4
質量(g)	約150	約170

#### (1) 充電特性

充電時の電池電圧と電池温度を図4に示す。ニッケル水素電池は、過充電による寿命性能への影響が大きいため、過充電量を抑制する必要がある。

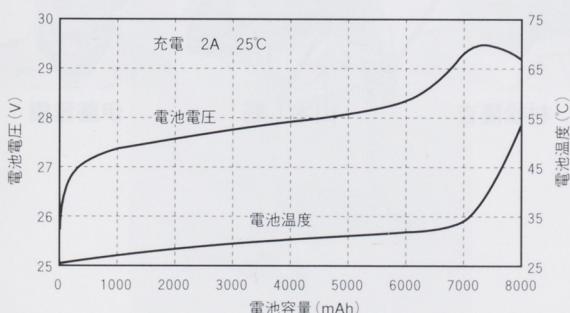


図4 充電時の電池電圧と電池温度の変化

#### (2) 放電特性

放電カーブの比較を図5に示す。電池容量はニカド電池に比べて約30%の向上がはかられ、また、PASで必要とされる大电流放電も可能になった。

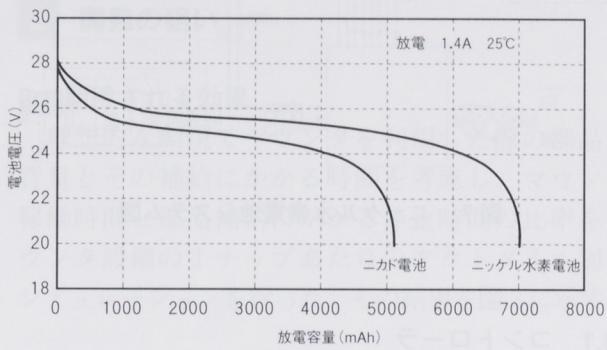


図5 放電カーブの比較

#### (3) 寿命特性

パック電池での寿命特性を図6に示す。充電電流値は2Aであるが、充電制御については単位時間あたりの温度上昇を検知して充電を停止させる方法を採用した。放電は実車走行を模擬した放電パターンを用いている。これにより500サイクル以上の寿命が期待できる。また、ニッケル水素電池を長く使用するためには、常温での充電が推奨される。

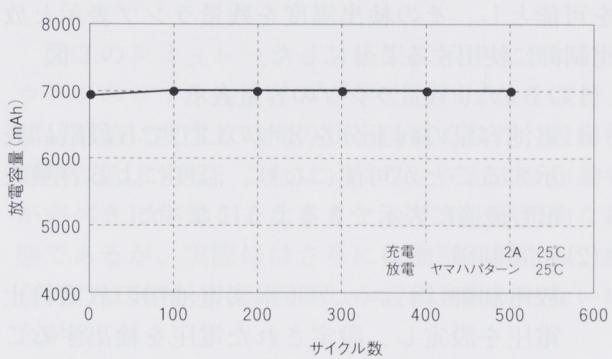


図6 寿命特性

### 3 システムの開発

ニッケル水素電池の性能を100%発揮させ、ニカド電池と同等の寿命を確保するために、ニッケル水素電池の特性に合わせたシステムの開発を行った。

図7にニッケル水素電池システム図を、図8、図9にニッケル水素電池用に今回新規開発した部品を示す。

## PASのニッケル水素電池システム

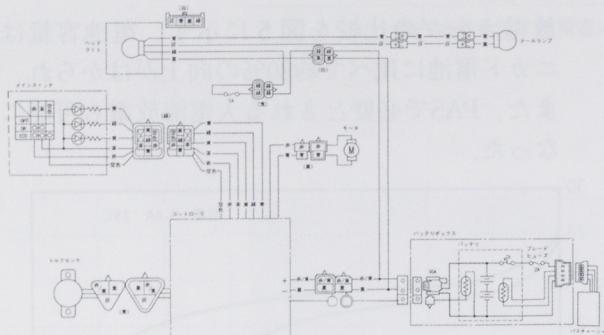


図7 ニッケル水素電池システム図

## 3.1 コントローラ



図8 プラグD.C.レセプタクル

ニッケル水素電池は、常温（25°C）走行時（放電時）の電圧に比較して、低温（0°C以下）放電時の電圧が幾分低くなる傾向がある。電池特性に合わせると、電池温度を検出して温度による電池性能変化を察知し、最適な残量ランプ表示制御とアシスト制御機能を実現する必要が出てくる。そこで、

プラグD.C.レセプタクル（図8）によって温度検出を可能とし、その検出温度を残量ランプ表示と放電制御に使用することにした。

## (1) バッテリ残量ランプの容量表示

電池容量の向上分を3つのLEDで5段階に表示することが可能になり、温度による容量表示も最適に表示できるようになった。

## (2) 放電制御

放電制御は、ニッケル水素電池用の放電終止電圧を設定し、設定された電圧を検出することで放電を終了する仕様である。温度により特性が変化するニッケル水素電池は、低温時に常温の放電終止電圧の設定のまま放電した場合には、十分な走行距離が確保できない可能性があった。このため、温度検出による低温用の放電終止電圧の設定を行うことにより、走行距離の確保を可能にした。

## (3) バッテリ判別機能

ニカド電池とニッケル水素電池の判別を可能にして、双方の電池に対応した最適な放電制御およびバッテリ残量ランプ表示制御を行った。

## 3.2 充電器（図9）

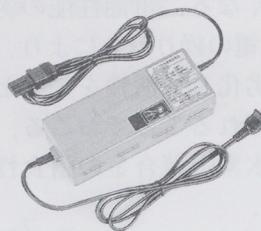


図9 充電器

## (1) 充電制御

ニッケル水素電池のサイクル寿命を確保するため、特に過充電を抑制するために単位時間あたりの温度上昇検出方式を採用し、緻密な充電制御仕様とした。

## あわせて、電圧管理や時間管理および温度管理も採用した。

## (2) 操作性の改良

ニカド電池同様に、操作ボタンや表示ランプを簡単明瞭にした。さらに、操作ラベルを本体に貼り付け、リフレッシュ充電も通常充電中にリフレッシュボタンを押せばいつでもリフレッシュが行えるようにした。

## 4 おわりに

従来のニカド電池搭載モデルと比べて約30%向上したアシスト航続距離を実現した。しかし、アシスト航続距離に対する市場からの要望には限りがなく、今後とも、PASの使用条件に適合した電池の高容量化と、その容量を最大限に発揮できる充放電システムの改良を進め、ユーザー用途の多様化に対応していきたい。

## ● 著者



村松 隆吉



山本 聰



伊藤 雅樹

# マウンタにおける無停止部品補給システム

## Nonstop Feeder System for Surface Mounter

花村直己 Naoki Hanamura

IM事業部 技術室

### 1 はじめに

1990年代以降、携帯電話をはじめとした小型携帯機器やダウンサイ징によるパソコンの普及、または家電製品や自動車用部品など幅広い分野に表面実装製品が使われ、それに伴って表面実装システムも急速に普及した。ヤマハ発動機（株）（以下、当社という）のマウンタは、その信頼性とコストパフォーマンスにより好評を得ている。

年々スピードアップするマウンタのために、部品補給および段取り時間の低減を目的とした無停止部品補給システム（以下、ノンストップフィーダシステムという）として、シャトルタイプのシャトルフィーダアセンブリ（図1）と、一括交換台車シャトルタイプ（図2）を開発し、1997年に発売を開始したマウンタYV100-IIおよびYVL88-IIからオプション設定した。

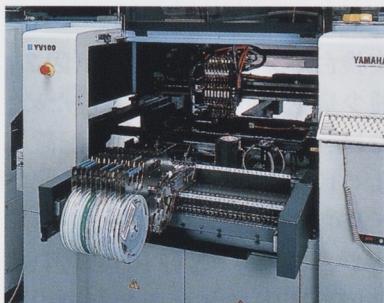


図1 シャトルフィーダアセンブリ

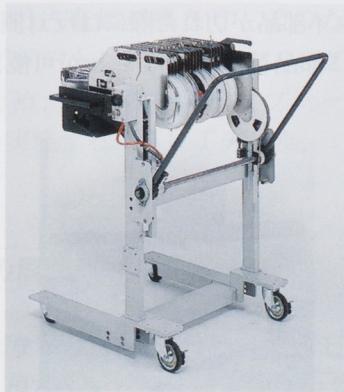


図2 一括交換台車シャトルタイプ

### 2 開発の狙い

#### 2.1 期待される効果

理想的な環境でマウンタを利用した際の部品消費量とその補給にかかる時間を考慮し、マウンタ稼働時間と部品補給にかかる停止時間の比率をマウンタ設備の1チップあたりのタクトタイム別にシミュレーションを行った。その結果を図3に示す。

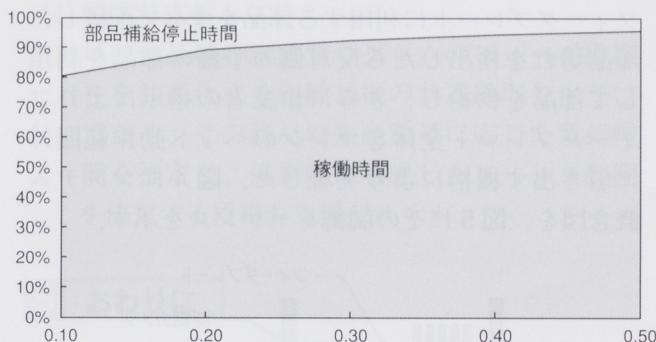


図3 シミュレーション結果

図3のシミュレーション結果に示すように、マウンタのサイクルタイムが早くなればなるほど、部品補給に要する時間の比率は長くなり、設備稼働率は低下する。これは、マウンタおよび作業者が完璧に作業をこなすことができた理想的な状態であるが、実際にはさらに稼働率が低下し、総合的には50%～70%程度しか設備を動かせない場合が多い。

実際に当社のYV100-II 2台とYVL88-II 1台の計3台でラインを構成し、平均的な基板を実装した場合には、ラインにおけるチップ1点のタクトタイムは約0.20秒／個である。このラインでは、段取り替えのない理想的な状況でも稼働率は89%を越えない。もし無停止で部品を補給でき、事前に段取りが可能なシステムがあれば、たとえ段取り替えがあっても、理論的な稼働率を100%とすることができる。つまりこのことは、マウンタのサイクルタイムを10%性能アップさせるのと同等の意味を持つ。

## マウンタにおける無停止部品補給システム

## 2.2 開発の目標

- 以下にあげる項目を念頭に、システムを開発した。
- (1) 既存機種の構成を大幅に変更することなく実現できること。
  - (2) 様々な機種への展開が容易なこと。
  - (3) 任意のタイミングで部品補給できること。
  - (4) 簡単に利用できること。

## 3 システム概要

## 3.1 システム構成

ノンストップフィーダシステムは、中型汎用機の特徴である前後2つの部品供給部（以下、フィーダプレートという）を利用して、その片側のフィーダプレートに利用する部品をすべて配置し、部品切れを検出したら反対側の予備の部品を利用して部品を供給し、さらに作業者の指示によりフィーダプレート全体をマシンのヘッド動作範囲外に引き出す機構により実現した。図4にシステム概念図を、図5にその制御シーケンスを示す。

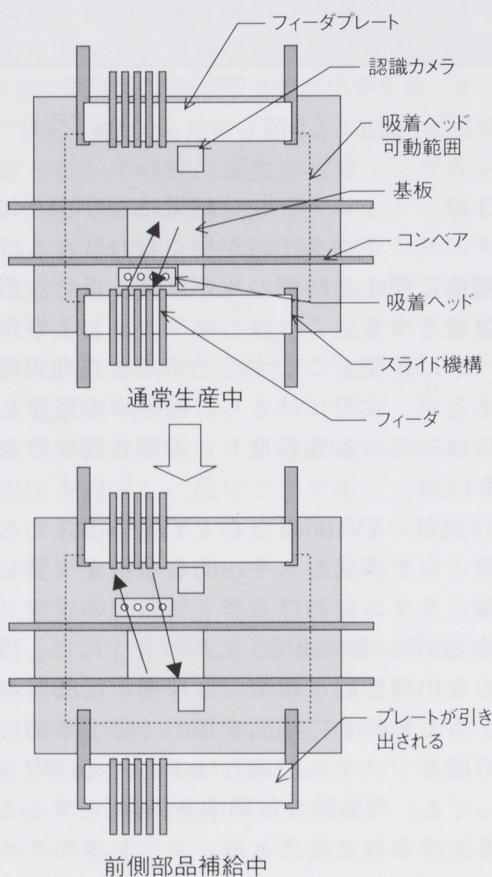


図4 システム概念図

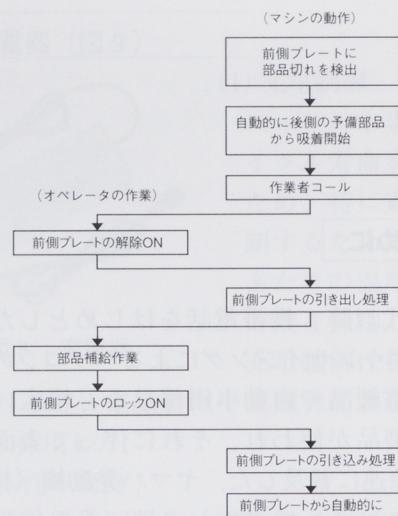


図5 部品切れ発生時の補給シーケンス

## 3.2 製品バリエーション

2種類の新たなオプション装置を開発し、また既存オプションである給送トレイフィーダYTF100Aにも同等の機能を持たせたタイプへと改良した。

- (1) スライドタイプのシャトルフィーダアセンブリ（図1）

段取りが比較的少ない量産製品を多く生産するユーザー向け。

- (2) 一括交換台車シャトルタイプ（図2）

多品種少量生産向け。台車式のため、事前段取りまたは、他種の部品を共通配置しておくことにより段取りに要するフィーダ交換をなくすことが可能。

- (3) 給送トレイフィーダYTF100A（図6）

上下2段の固定式マガジンを持つトレイ供給装置の上下マガジンを前後フィーダプレートと同じように見なし、片側マガジンに収納されるトレイ部品が切れた際には反対側を利用し、その間に部品補給を行うことが可能。



図6 給送トレイフィーダYTF100A

## マウンタにおける無停止部品補給システム

## 3.3 機械的特徴

## (1) 位置決め機構

1.0mm×0.5mmサイズの極小チップの吸着に影響することのないような精密ピンによる位置決め機構を有する。

## (2) 設備安全性の確保(図7)

万が一のフィーダ部とヘッド部の衝突を避けるため、いったんフィーダプレートを下降させてから引き出すように工夫した。

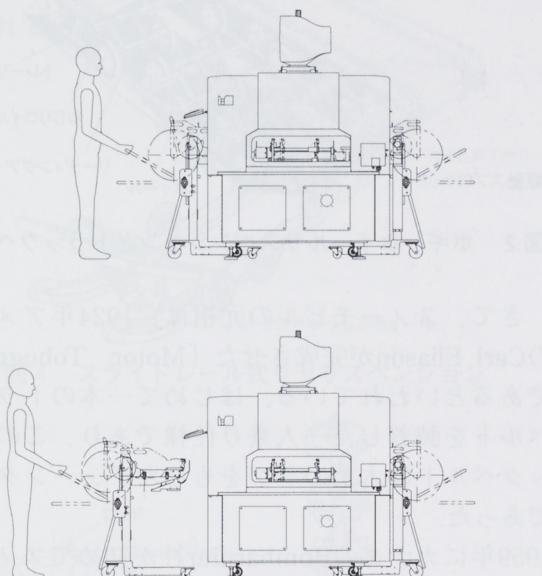


図7 設備安全性の確保

## 3.4 プログラム作成支援

お客様により簡単に無停止部品補給システムを利用していただくために、マウンタの実装プログラムの自動作成機能に、ノンストップフィーダシステム用プログラムを自動作成するような機能を付加した。フィーダの種類によっては位置決めピンから左右の占有幅が異なり、そのために前後のフィーダプレートへ線対称にフィーダ部品を配置できないため、前後のフィーダプレート上で個別に最適化を実施するように工夫した。

## 4 今後の展開

このシステムをさらに有効に利用していただけるように、現在下記システムを開発中である。

(1) スケジュール式の自動プログラム切り替えシステムあらかじめ生産する順序に従って、実装プログラムと生産数量を指定することにより、マウンタが自動的にプログラムを切り替えながら生産するシステム。

## (2) 段取り指示システム

事前段取りが可能なタイミングになったことやもうすぐ次の段取りが近いことを、マウンタシステム自身が作業者に指示することができるシステム。

## (3) 品質保証システム

バーコードによるフィーダ段取りのチェックシステムや、それらチェック履歴の管理できるシステム。

## (4) 段取り支援システム

単に他品種の実装プログラムのフィーダ段取りを共通化する複数基板の共通段取り化だけでなく、その製品の生産数量に応じた負荷時間を推定し、優先度を考慮したフィーダ配置を決定する段取り支援システム。

## 5 おわりに

従来同種の無停止部品補給機構は、大型高速機しか有していなかった。これを大がかりな機構変更の必要なく中型汎用機へ導入することができたことには、満足している。また、本システムを開発するきっかけはあるお客様の話を聞いたことである。お客様の声の中には数多くのビジネスチャンスがあることと、一つ一つの課題を克服して行く地道な作業が商品開発及びCCSの原点であることを改めて実感した。今後とも、お客様からの要望を数多く商品開発の場に取り込んで行きたい。

## ●著者



花村直己

# スノーモビル用トラックベルト

## Track Belt for Snowmobile

大石直幸 Naoyuki Oishi

中野太久二 Takuji Nakano

●MC事業本部 RV事業部 技術室

**1 はじめに**

ヤマハ発動機(株)（以下、当社という。）のスノーモビルに装着しているトラックベルトは、一号機開発当初から横浜ゴム(株)と協同で開発を行っており、その共同開発の関係は30年以上にもなる。近年のスノーモビルは、高速化によってより高性能のトラックベルトが望まれてきているが、同時に低コストの要求も強い。そのため当社においては、それまで30種類あったトラックベルトを過去3年間で15種類にまで部品統合化を進めてきたが、さらにより一層のコストダウンのためには新しい発想が必要であった。今回これらの目標を達成するために、従来製法から大きく変革した新トラックベルトを開発したので、ここにその概要を紹介する。

**2 トラックベルトの機能**

トラックベルトの機能は、モータサイクルに例えると、チェーンとタイヤの両方の機能を持っているものである。さらに、雪の上を走行する必然性から付加されている機能もある。近年のスノーモビルトラックベルトに要求される機能としては、次の6項目が挙げられる。

(1)雪に沈み込まないように車体重量を支えること。

図1に各種車両における面圧の比較を示す。

(2)雪のせん断力を受けて前進するための駆動力を得ること。

(3)駆動時や経時変化での伸びが少ないこと。

(4)旋回時の車両の安定性を保つこと。

(5)回転ロスが少ないこと。

(6)対地車速180km/h以上での使用が可能であること。  
つまり、幅40cm、周長3mのベルトが毎分約1000回転していることになる。

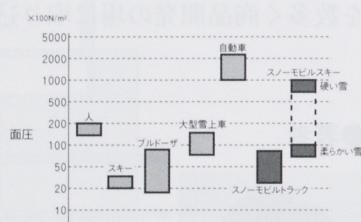


図1 面圧比較

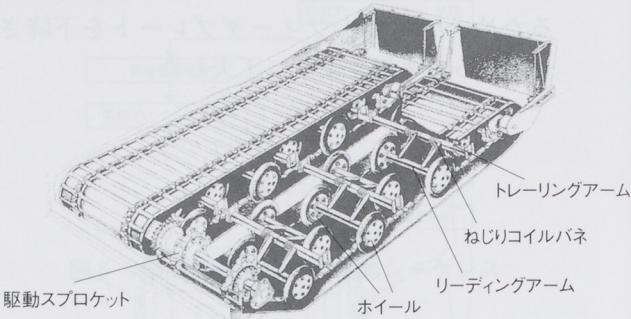
**3 トラックベルトの歴史**

図2 ボギーホイールサスペンションとトラックベルト

さて、スノーモビルの元祖は、1924年アメリカのCarl Eliasonが完成させた「Motor Toboggan」であるといわれている。はじめて一本のトラックベルトを装着した一人乗り仕様であり、このトラックベルトは木製のラグをもったチェーンタイプであった。

1959年にカナダのBombardier社が初めてスノーモビルの量産に成功した。当社は1968年SL350を一号機として、スノーモビル産業に参入した。

初期型から1974年の当社のGP433までのリヤサスペンションは、図2に示すようなボギーホイールによりトラックベルトを雪面に押しつけ駆動力を得る機構が主体であった。

トラックベルトの駆動方式は、図3に示すように窓部を駆動する方式であった。また、トラックベルトが雪をとらえ駆動力を得る構造として、鉄製のコの字形状をしたクリートを装着していた。この駆動および懸架構造は、現在の建設機械が採用しているものと基本的に同じ構造である。

しかし、エンジンの高出力化に伴い、この構造では高速回転域での重量や慣性力および重量の不均一さによるロス馬力が大きく、最高速性能に限界があった。そこで新たな機構が登場したが、そ

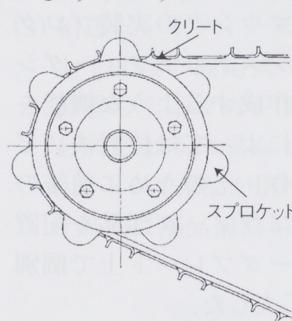


図3 窓駆動方式

## スノーモビル用トラックベルト

の機構は図4に示すようなスライドレール式のリヤサスペンションと共に、図5に示すようなラグを駆動する方式のトラックベルトである。100psを越える車両では、図6に示すように6枚のスプロケットでトラックベルトを駆動している。中央の4列だけでは高いトルクを伝達することが困難であり、またトラックベルトに偏荷重を与えててしまうため、このような構造をとっている。このスノーモビルの駆動方式とトラックベルトのスライドレール式リヤサスペンションの機構は、現在も採用されている。

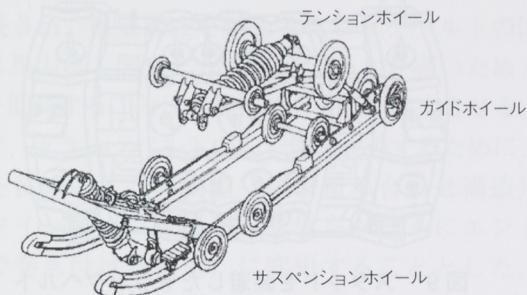


図4 スライドレール式リヤサスペンション

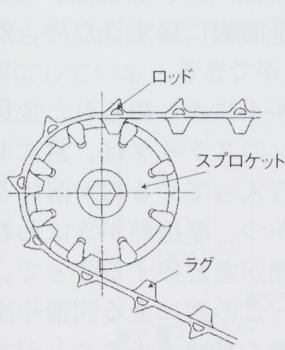


図5 ラグ駆動方式

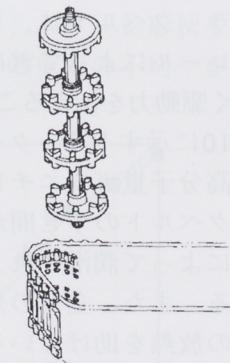


図6 6列スプロケット

## 4 トラックベルトの構造とその機能

トラックベルトの構造は、図7に示すように300を越える部品により構成されている。駆動力を得る部分のパターンを成型するのはパターン形成ゴムである。トラックベルト全体の剛性の確保と補強を受け持つのは、外層布とカバーゴムである。横剛性を保つ部品はFRP製のロッドである。主な強度部材である芯体と外層布および内層布は、短冊状に整えられたものをドラムに巻きながら端部を重ね合わせる構造である。最終成型は、ドラム上で張り合わされた構成物をそのまま一体加硫機で加

硫する。加硫後、周長の安定化と初期伸び低減のためポストストレッチと呼ばれる工程をへて、金具用の窓の打ち抜きと金具のかしめを行い完成する。

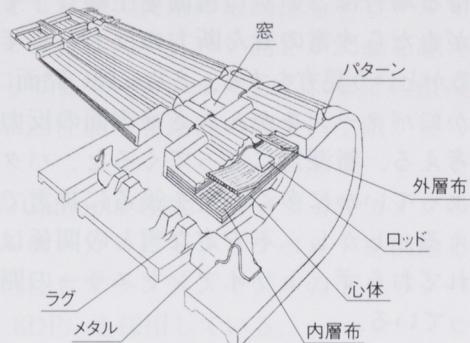


図7 トラックベルトの構造

## 4.1 トラックパターン

現在のトラックパターンに対する要求は、エンジン出力の向上に伴い、またスノーモビルのコンセプトが明確に分割されてきたことと合わせて、大きく変化してきている。それぞれの目標に適合したパターン形状の開発の結果、図8と表1に示すように、パターンの種類は増加してきている。

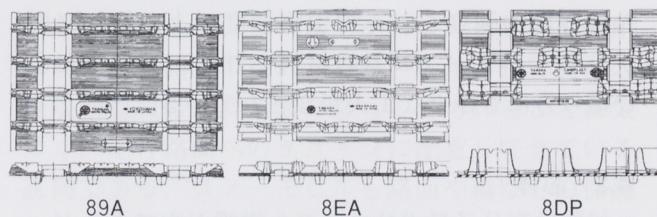


図8 生産トラックパターン

表1 トラックパターンの狙いと適合エンジン出力

カテゴリ	パターン呼称	狙い	適合エンジン出力	パターン高さ
スポーツ	複合山高	新雪・ソフトスノーにてパターン全面を使い最適なトラクションを得る	40ps以下	14mm
スポーツ	8DJブロック+複合山高	ハードパック路、新深雪の両場面において最適なトラクションを得る	40~70ps	17mm
スポーツツーリング	89Aブロック+複合山高	効率よく面圧を上げハードパック路におけるトラクションを得る	70~100ps	19mm
マッスル	8EAブロック	面圧を上げ雪面へのかん入率を上げ、かつ高速のロスを抑える	100ps以上	24mm
低馬力マウンテン	8CCプロファイル	新雪~パック路にてパターン全面を使い最適なトラクションを得る	70ps以下	28mm
中馬力マウンテン	8CPプロファイル	新雪にてパターン全面を使い高いトラクションを得る	70~100ps	38mm
高馬力マウンテン	8DPプロファイル	新雪にてパターン全面を使いさらに高いトラクションを得る	80ps以上	51mm

パターン形状の考え方は、比較的硬い路面での性能を考える場合と新深雪での駆動力を考える場合とでは大きく異なっている。硬い路面で駆動力を得る場合は、いかに雪面を圧縮し、その圧縮球根がもたらす雪のせん断力の反力として駆動力を得るかという見方をする。さらに硬い路面になると、いかにパターンをかん入させ雪面の反力を得るかを考える。新深雪になってくると、パターン断面によっていかに多くの雪を後ろに排雪できるかを考える。しかし、不安定な雪との関係はまだ解明されておらず、トライアンドエラーの開発が一部残っている。

一方強度面では、遠心力と駆動反力に着目する。対地車速180km/h時、トラックベルトはある程度のスリップ率を持っているため、実際の回転数は1000rpmを越える。駆動しているスプロケットの外径は約180mmであるから、ここでの遠心力は天然ゴムの引張強度にせまるレベルになる。さらに、高い駆動力を得るためににはパターン高さを高くする必要がある。駆動反力による曲げはパターンのすそ野部に集中しやすいため、応力集中しにくいパターン形状を選定して、外層布とパターンゴムとの境界部の強度をゴムの引張強度以上に保つ必要がある。パターンゴムの材料や外層布の材料および織り方にも様々な工夫がなされている。

#### 4.2 芯体

材料は高分子量ポリエステル繊維が主であるが、打ち込み本数やより糸数によって強度を設定している。かつて100psレベルの車両用トラックベルト開発の際、高い引張強度を確保するためアラミド繊維を採用したことがあるが、高速時のロス馬力が高分子量繊維に比べて高かった。その後、高強度の高分子量繊維が登場したため、現在は高分子量ポリエステル繊維を使用している。

#### 4.3 外層布とスタッド

外層布の主な役割は、トラックベルト全体の強度を補強することである。また、市場では、図9に示すようなスタッドと呼ばれる金属製のスパイクをトラックベルトに打ち込んで使用している。ライダーの嗜好とエンジン出力によって、トラックベルト1本あたりに打つスタッド数と推奨レイアウトがスタッドメーカーから出されている。こ

のスタッドの目的は、氷上やハードパック路において確実に駆動力を得ることであり、ゴム製のトラックパターンでは十分な駆動力を得られないほどの硬い路面や、コースがほぼ氷状であるレースへの出場時に装着されている。外層布はスタッドの保持力を確保する役目も補っている。しかし、このスタッドを打ち込むことで主強度部材である芯体が切断されるため、トラックベルト全体の強度は低下する。金属スタッドなしで駆動力を確保できるトラックベルトの開発が望まれている。

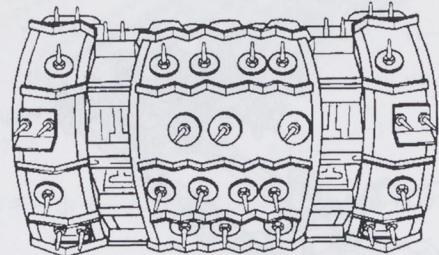


図9 スタッドを装着したトラックベルト

#### 4.4 金具

トラックベルトは、リヤサスペンションのスライドレールによって雪に平面的に接するため、効率よく駆動力を伝えることができる。

図10に示すトラックベルトにかしめられた金具と超高分子量ポリエチレンのスライダは、常にトラックベルトのすき間から入ってくる雪が溶けることによって潤滑され、かつ、摩擦熱がうばわれている。また、金具の外側が雪と接することで、金具の放熱を助けている。この雪による潤滑や冷却作用がなければ長い距離を高速で走ることができない。常にスライダの下を滑走しているこの金具のかしめ後の平面度は、スライダの耐摩耗性や最高速性能に対して重要な要因となっている。

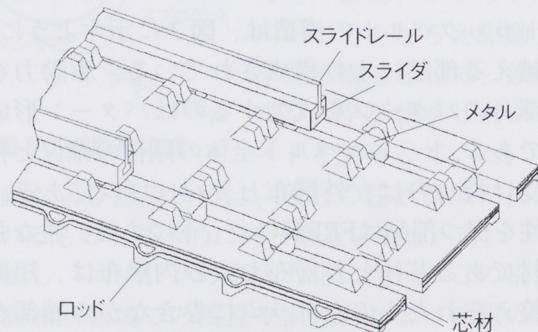


図10 スライダと金具

## 5 新製法トラックベルト

新しい機能とコスト開発を同時に達成することを命題に新たに製法転換を図って完成したのが、図8に示している8EAプロックトラックベルトである。1999モデルのSRX700に採用されたこのトラックベルトの狙いは、89Aプロックトラックベルト以上の高駆動力を持ちながら、高速回転ロスをなるべく低くすることであった。

### 5.1 性能向上

周長3m、重量16kgを越えるトラックベルトの回転ロス馬力は、図11に示すようにかなり高いため、これを低減することは走行性能を大きく向上させる。そこで、トラックベルトの均一性を改善するために、芯体を従来のすだれ構造（短冊重ね合わせ構造）からワインディング構造（芯体をドラムにエンドレスで巻き付ける構造）に変更することとした。これにより、芯体の張り合わせ部がなくなり、トラックベルト重量のアンバランスを減少させることができた。同時に、パターン形状や配置にも十分配慮し、横断面での重量の不均一を最小限にしている。

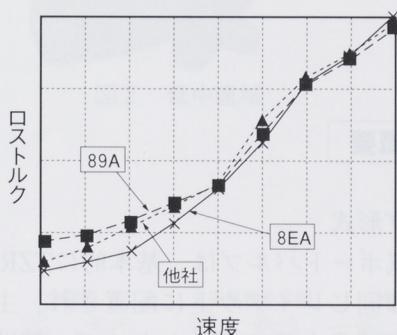


図11 回転ロストルク比較

### 5.2 コスト低減

前述のトラックベルト均一化によって、構成材強度が過剰な部分の見直しが可能となり、ゴム材料の薄肉化と合わせ初年度で5%のコストダウンを達成した。また、構成部品のプリ成型化が可能な工程を採用し、部品点数40%削減を達成した。さらに、これにともなう工数削減や機械化が可能になっている。他モデルに使用している従来製法のトラックベルトについても隨時新製法に移行し、3年後にはさらなるコストダウンを図っていく計画である。

## 6 他メーカーの動向

ほかのスノーモビルメーカーもカテゴリを明確に分けており、従来の最高速をアピールするスポーツモデルは、パターン高さが24mmを越える仕様になってきている。また、これまでの最高速重視から加速性能や加速感の向上に主眼が移ってきていている。

カナダのCamoplast社は、アメリカやカナダのスノーモビルメーカーにトラックベルトを供給しているが、当社もマウンテンモデルのトラックベルト(8CP, 8DP)を採用している。

Camoplast社は、自動車のタイヤ同様、お客様の嗜好に対応できるよう様々なトラックベルトのバリエーションを市場に供給し、展開をはかろうとしている。興味深いところでは、四輪のドラッグレースの前座レースとして開催されているスノーモビルのドラッグレース用として、アスファルトコース走行用にパターンのないスリック仕様が販売されている。

## 7 おわりに

ゴム製のトラックベルトがスノーモビルに採用されてから四半世紀になるが、近年、建設機械の無限軌道履帯もゴム製になってきていることに気づく。走行路面へのダメージに配慮してきている証拠である。スノーモビルも路面や橋などの保護のため、前述したような金属製スタッドの装着を禁止しようという動きがある。今後、パターン形状の考え方の変更や、スタッドレスで最適な駆動力を得るトラックベルトの開発を進めていく必要がある。

最後に、トラックベルトの開発において難題に挑戦し続けていただいている横浜ゴム(株)に、誌面をお借りして深謝申し上げる。

### ●著者



大石直幸



中野太久二

# ニュートリプルYPVS

New Triple YPVS (Yamaha Power Valve System)

吉崎晃一 Kouichi Yoshizaki  
片山郁男 Ikuo Katayama

林 康男 Yasuo Hayashi  
上野久英 Hisahide Ueno

●MC事業本部 第1プロジェクト開発室

## 1 はじめに

2サイクル高性能エンジンに可変排気ポートタイミングシステムを採用することはすでに常識化しつつある。

ヤマハ発動機（株）（以下、当社という）においても、YPVS(Yamaha Power Valve System)として初代ツヅミバルブ（回転バルブ）に始まり、ロードレーサーYZRやTZなどに採用した第2世代のフラットバルブ（板バルブ），そして、1995年モデルTZR250SPRでは補助排気も別のバルブにて制御するトリプルYPVSとして進化してきた。本稿では、1999年モデルYZ250に新たに採用され、さらなる進化をとげたニュートリプルYPVS（図1）について紹介する。

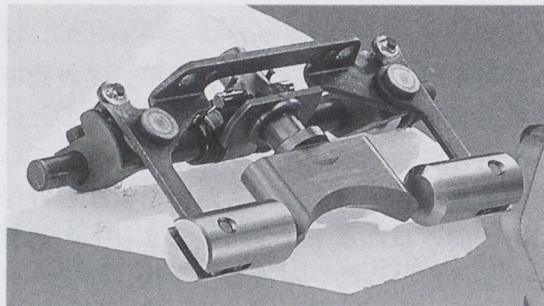


図1 ニュートリプルYPVS

## 2 開発の狙い

通常、2サイクルエンジンで高性能を求める場合、非常にピーキーで扱いにくく、また低回転では力がなく途中より急激な馬力上昇を見せるという出力特性となってしまう。これをYPVSによって低速より全域スムーズに扱いやすいものとしている。現在、排気ポートが複数あるシリンダの排気バルブは、当社も含めてすべて主バルブと補助バルブの作動開始が同じで開閉タイミングが連動しているタイプである。しかし、YZのようなコンペティションモデルの性能は暴力的ですらあり、排気バルブ

制御を行っても、ともすると後輪は空転し土をかくだけで車は前に進まずトラクションしない。従って、エンジン出力特性をよりスムーズにと考えた場合、排気タイミングおよび排気通路面積を段階的に変化させていくことが望ましい。つまり、主バルブと補助バルブに独立した動きを求めることがとなる。今回その達成のため下記の目標を定め、開発を行った。

- (1) 主バルブと補助バルブを別々のタイミングで駆動する可変開度（以下、差動という）構造を実現する。
- (2) モトクロスという過酷な使用状況下でもトラブルが出ないよう、バルブ駆動部を密閉した内蔵タイプとする。
- (3) 量産性を考慮して部品点数の増加を抑える。また、組み立て性と整備性向上のため、構成部品をサブアセンブリ化し、現有加工設備で可能なレイアウトとする。

## 3 仕様概要

### (1) バルブ形式

各排気ポートバルブは、基本的にTZR250SPRとほぼ同じレイアウトに配置され、主バルブには実績のあるフラットタイプ、補助バルブにはTZRで採用した回転式ではなく円筒スライドバルブとした。これは駆動部を内蔵タイプとするためスペース上有利な方式として採用した。

### (2) バルブ差動方法

YZの場合バルブの駆動入力は、クランク軸で駆動される遠心ガバナーよりバルブ駆動シャフトへ回転として伝えられる。ただし、入力系統は1つのため、ここよりカムを用い作動を2つに分ける。低中速時は主バルブと補助バルブが共に完全に閉じており（図2）、中速付近にて主バルブのみが全開する（図3）。そ

して、高速域にてカムより入力をうけたアームが左右の補助バルブを作動させ全開となり(図4)，各領域で最適な排気タイミングと排気通路面積を生み出す。このバルブ差動タイミングは、ブーリーと呼ばれる部品のカム溝形状に支配され、溝形状を変更することにより、主バルブが全開になる前に補助バルブを作動させたり、また両バルブを同時に作動させることもできるなど、用途に合わせた開度特性を自由に設定できる。

### (3) 生産性

バルブ構成点数は、前述のTZR250SPRに対し部品機能の複合化などにより、約15%削減することができた。各部品の加工も特殊な工程を用いまとめることができた。特に、ボディシリンダのアーム通路などは、鋳造技術部門の協力を得て鋳抜きとすることにより、レ

イアウトの自由度が拡がった。また、組み立て性においても、取り付け方向の異なるバルブに直交するような軸などは別プレートにサブアセンブリ化し、組み付け方向を統一した。

### 3 システム概要

本構造搭載の1999年モデルYZ250は、先行参戦した1998年全日本モトクロス大会においてすでに1勝を上げ、充分なポテンシャルをアピールできたと考えている。1999年初頭より始まるU.S.スーパークロスやワールドグランプリモトクロスにおいても活躍を期待したい。また、生産の際には高い要求に対応して頑いた加工および組み立てメーカーに本誌面を借りて感謝するものである。今後も2サイクルエンジンのさらなる可能性を求める、開発を進める考えである。



図2 低中速域

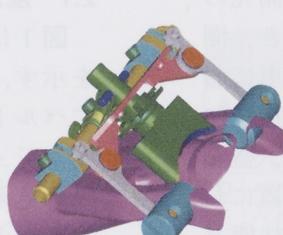


図3 中速域

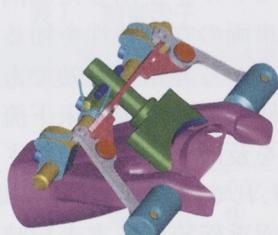


図4 高速域

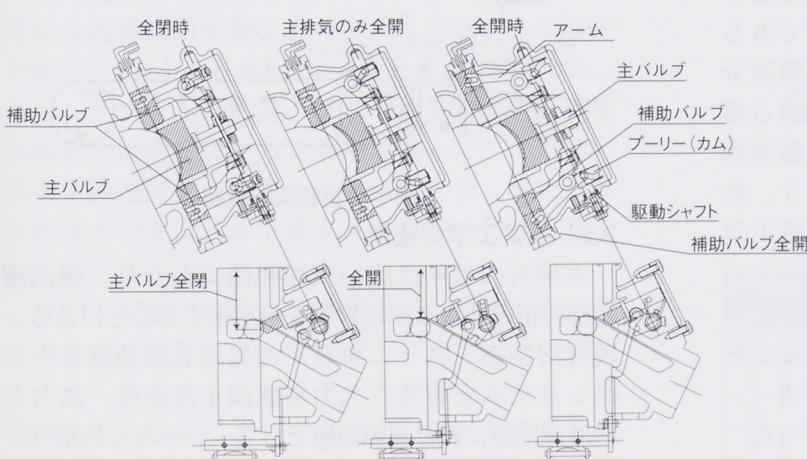


図5 作動説明図

### ●著者



吉崎晃一



林 康男



片山郁男



上野久英

# 品質工学による模型風洞ムービングベルト装置の最適セッティング

Optimum Settings for the Moving Belt Apparatus of Model Wind Tunnel by Applying Quality Engineering

荒木裕次 Yuji Araki

上田厚海 Atsumi Ueda

山下堅一 Kenichi Yamashita

●研究開発センター 基盤技術研究室／製品保証推進室／AM事業部 第2技術室

## 要旨

品質工学を応用することにより、模型風洞の境界層制御システムの最適制御条件を得た。このシステムはムービングベルト、ベイシックサクション、タンジェンシャルブローで構成される。最適化の結果、風洞測定部のどの位置においても、また、広い風速範囲（10～30m/s）において境界層厚さを最小にすことができた。さらに、乗用車、フォーミュラ・カー、モータサイクル模型の空力計測を行うことにより、境界層制御システムの制御条件による空力値への影響を調べた。その結果、正確な空力計測には境界層制御が必要不可欠であることがわかった。

## 1 はじめに

スケールモデルを使用した風洞試験は、開発の初期段階で車両の空力特性を知ることができ、開発効率の観点から非常に有効である。四輪車における近年の研究では車両の床下流れが空力特性に大きな影響を及ぼすことが指摘されており、盛んに研究が行われている（1）～（6）。風洞試験装置においては、地面近傍流れを実走行時の流れの状態と合わせるための境界層制御装置としてムービングベルト装置があり、風洞ノズル部で発達した境界層を吸い取るためのベイシックサクションを組み合わせて用いるのが一般的になっている。しかしながら、サクションの吸引流量や吸引口形状など、多くの調整箇所が存在するため設定が困難であることから、ある風速における特定の位置の風速分布を代表させて試行錯誤的に調整を行っている場合が多い。今回、広い風速範囲にわたり、風洞測定部の位置によらず境界層を薄くできるよう、効率的に最適条件を見つけ出す手法として品質工学を適用した（7）、（8）。

また、境界層制御で地面近傍風速分布が変化することにより空力値がどの程度影響を受けるかを定量的に調べるために、乗用車、フォーミュラ・カー、モータサイクルの各模型を用いて空力計測を行った。

## 2 品質工学の境界層制御への適用

### 2.1 風洞試験装置

図1に風洞および境界層制御システムの概略図を示す。本装置ではベイシックサクションのほかにベルト面に沿って空気を吹き出すことができるタンジェンシャルブロー装置を付加した。空気の吸引込み、吹き出しに用いるプロワやムービングベルトのモータはすべてインバータ制御により、細かな調整が可能である。

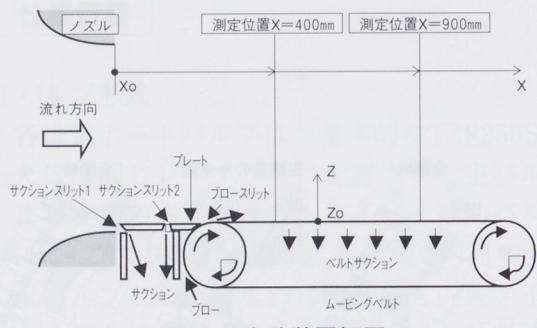


図1 実験装置概要

### 2.2 品質工学の適用

本解析の目的は広い風速範囲にわたり、風洞測定部の位置によらず境界層を最小化することにある。境界層制御システムを含めた風洞試験装置を一つのシステムと考え、入力を風洞主流速度、出力を各計測位置における風速値として、いかなる外乱（ノイズ）が加わっても入力と出力が比例関係にある状態になるよう、図2に示すように動特性によるパラメータ設計を行うこととした。

## 品質工学による模型風洞ムービングベルト装置の最適セッティング

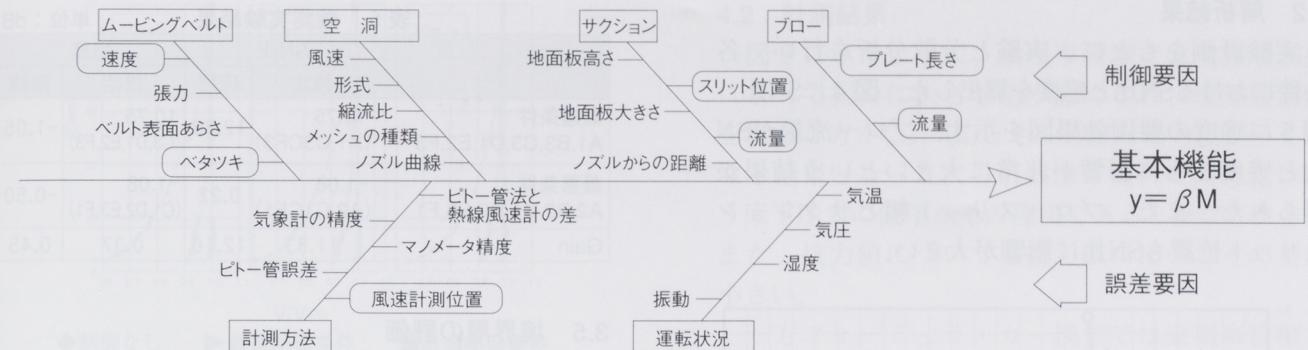


図3 特性要因図

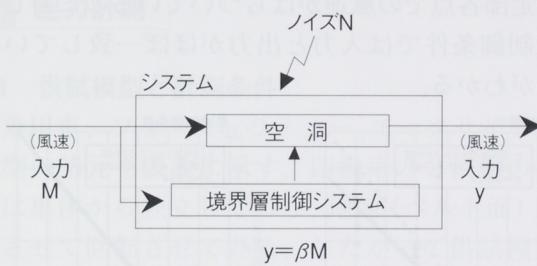


図2 動特性によるパラメータ設計

## 3 動特性によるパラメータ設計

## 3.1 実験計画

風洞測定部境界層厚さに影響をおよぼすと考えられる因子について、特性要因図を用いて表すと図3のようになる。変更の可否や容易さ、実験コストなどを考慮し、表1のように制御因子としてベルト速度、ベルトのばたつき、サクションスリット位置、サクション流量、プロースリット幅、プロー流量を取り上げた。サクションとプローの流量は送風機回転数によって、またプロースリット幅はプレートの長さを変えることにより調整した。なお、サクション流量、プロー流量、ベルト速度は風洞主流速度によって効果が違ってくるので、風洞主流速度との比率を水準値にした。またベルトのばたつきはベルト面を下から吸い付ける圧力を水準を設定した。

今回の実験の特徴は、誤差因子に風速計測位置を取り上げたことである(表2)。これにより、SN比が大きくなるようにパラメータ設計を行うと、風洞測定部の位置によらず風速が一様になることになる。今回は風洞ノズルから400mmと900mmの位置で地面から高さ方向に各5点、合計10点の位置で計測を行った。

信号因子には風洞主流速度を取り上げ、10, 20, 30m/sの3水準に設定した(表3)。これにより10~30m/sの風速範囲のあらゆる風速において風速分布を一様にことができる。

以上の因子をL18直交表へ割り付けた(表4)。

表1 制御因子

記号	制御因子	第1水準	第2水準	第3水準
A	プレート長さ	長	短	一
B	サクション流量	$\alpha$	$2\alpha$	$3\alpha$
C	プロー流量	$\beta$	$2\beta$	$3\beta$
D	ベルト速度	$\gamma$	$1.05\gamma$	$1.1\gamma$
E	ベルトサクション	強	中	弱
F	サクションスリット位置	6mm×1ノズル側	2mm×3	6mm×1ベルト側

表2 誤差因子

誤差因子	N1~N10
(出力) 風速計測位置	[Z=2,4,6,10,30mm] × [X=400,900mm]

表3 信号因子

信号因子	M1	M2	M3
(入力) 風速	10m/s	20m/s	30m/s

表4 L18直交表

No.	ABCDEFee 12345678	M1		M2	M3
		N1,~,N5	N6,~,N10		
1	11111111				
2	11222222				
3	11333333				
4	12112233				
18					

## 品質工学による模型風洞ムービングベルト装置の最適セッティング

## 3.2 解析結果

実験計画をもとに、実験と分散分析を行い、各条件におけるSN比と感度を算出した。図4にSN比、図5に感度の要因効果図を示す。ブロー流量がSN比と感度ともに影響が非常に大きいという結果が得られた。また、プロースリット幅とサクションスリット位置もSN比に影響が大きい。

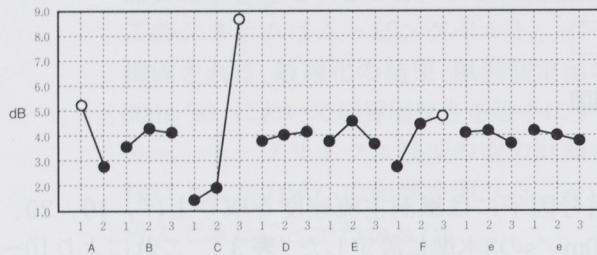


図4 要因効果図 (SN比)

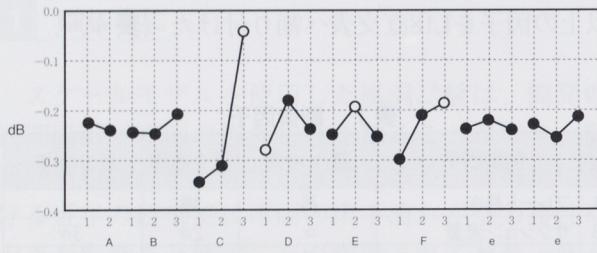


図5 要因効果図 (感度)

## 3.3 最適条件

誤差因子として風速計測位置を取り上げたので、SN比が大きいということは測定部各点の風速のバラツキが小さいということを意味する。したがってSN比は大きいほどよい。ここではA1, C3, F3を選択した。その上で感度が0dB、すなわち「入力=出力」になるよう、各因子の水準を決定した。また比較のため、今回取り上げた各因子の最も悪い水準の組み合わせを最悪仕様とした。

最適仕様：A1, B3, C3, D1, E2, F3

最悪仕様：A2, B2, C1, D2, E3, F1

## 3.4 確認実験

再現性を調べるために、この結果を用いて確認実験を行った。その結果、表5に示すように、SN比と感度とも計算による推定値と実測値の利得（＝最適条件－最悪条件）が良好に一致しており再現性があることが確認できた。したがって、ここで得た最適条件を境界層制御システムの運転条件とすることにした。

表5 確認実験結果 単位：dB

	SN比		感度	
	推定	確認	推定	確認
最適条件 A1,B3,C3,D1,E2,F3	10.75	12.38	10.75 (C3,D1,E2,F3)	-1.05
最悪条件 A2,B2,C1,D2,E3,F1	-1.08	0.22	-1.08 (C1,D2,E3,F1)	-0.50
Gain	11.83	12.16	0.37	0.45

## 3.5 境界層の評価

図6に境界層制御の有無によるシステム入出力の関係を示す。境界層制御なしの場合は各風速とも測定部各点での風速がばらついているのに対し、最適制御条件では入力と出力がほぼ一致していることがわかる。

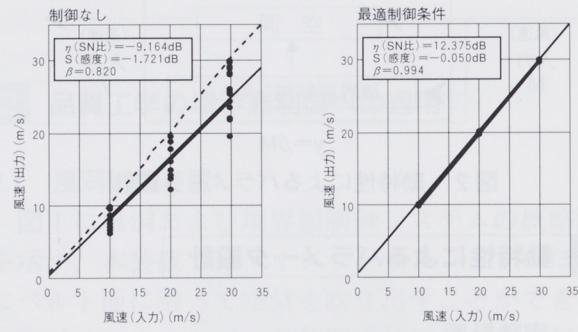
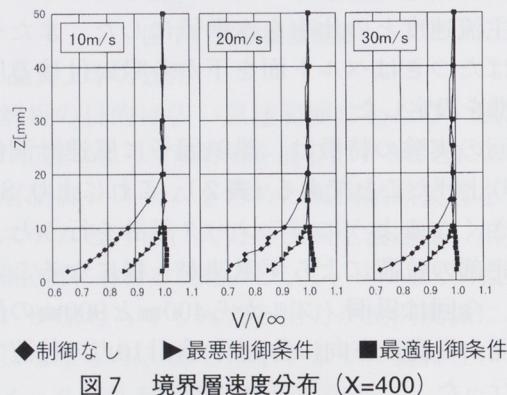
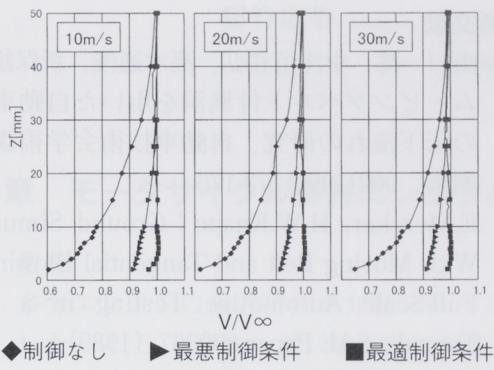


図6 入出力の関係

測定部の風速分布を見てみると、風洞ノズルから近い位置 ( $X=400\text{mm}$ ) では制御なしの場合境界層厚さが20mm程度なのに対し、最適条件で制御すると地面近傍まで一様な風速分布を示している(図7)。風洞ノズルから遠い位置 ( $X=900\text{mm}$ ) では制御なしの場合は境界層が発達しおよそ40mm程度あるが、最適制御を行うと地面近傍までほぼ一様な風速分布であることがわかる(図8)。最悪条件では境界層の除去が完全でないことも明らかとなった。

図7 境界層速度分布 ( $X=400$ )

図 8 境界層速度分布 ( $X=900$ )

## 4 空力計測

### 4.1 供試模型と計測条件

乗用車、フォーミュラ・カー、モータサイクル各模型の諸元を表6に示す。四輪車の2模型のタイヤは車体から独立しており、地面(ベルト面)に接触させて回転させている。したがって供試模型の空気力にはタイヤに加わる空気力は含まれていない。また、モータサイクル模型はタイヤと車体は一体で、タイヤを地面と接触させず、タイヤが回転していない状態で計測を行った。境界層制御は、なし、最悪条件、最適条件の3パターン、測定風速は25m/s(四輪車)、30m/s(モータサイクル)で計測した。

表6 動特性によるパラメータ設計

1/5スケール乗用車模型	
全長 (mm)	790
全幅 (mm)	335
全高 (mm)	216
全面投影面積 (m <sup>2</sup> )	0.066
ホイールベース (mm)	460
ホイールトレッド (mm)	275×275
グラウンドクリアランスH (mm)	30
1/5スケールフォーミュラ・カー模型	
全長 (mm)	882
全幅 (mm)	285
全高 (mm)	191
全面投影面積 (m <sup>2</sup> )	0.0423
ホイールベース (mm)	559
ホイールトレッド (mm)	344×318
グラウンドクリアランスH (mm)	9/7
1/5スケールモータサイクル模型	
全長 (mm)	500
全幅 (mm)	172
全高 (mm)	319
全面投影面積 (m <sup>2</sup> )	0.0325
ホイールベース (mm)	346

### 4.2 計測結果

図9に示すように、乗用車模型では境界層制御によって揚力に大きな差が認められ、境界層制御を行った方が $C_{Lf}$ 、 $C_{Lr}$ とも0.05程度揚力値が小さくなる結果となった。これは床下流れの高速化に伴う床下圧力の低下がその理由であると推察される。また、抗力値については揚力値に比べてその差は小さい。

一方フォーミュラ・カー模型では乗用車模型と同様に揚力値に差が大きく、図10に示すように、境界層制御を行った方が $C_{Lf}$ で約0.2、 $C_{Lr}$ で約0.44程度揚力値が小さいという結果が得られた。 $C_{Lr}$ の方が影響が大きいのは、車体後部のディフューザ部が揚力に大きく影響していることが原因と考えられ、揚力値の正確な見積もりには地面近傍流れが非常に重要であるといえる。

モータサイクル模型では、図11に示すとおり、 $C_{Lf}$ にわずかな差が認められただけで4輪車ほど空力値に差が大きくなかったことがわかった。モータサイクルは大きなフロア面を持たない形状であることが大きな要因と考えられる。

また、最適制御と最悪制御の各条件における空力値の差については、特にフォーミュラ・カーモデルのような地面効果を利用する形態の車両では $C_{Lf}$ 、 $C_{Lr}$ に0.02程度の差が認められた。したがって実走行時の揚力値を正確に見積もりには境界層制御装置のセッティングが極めて重要なとの結論を得た。

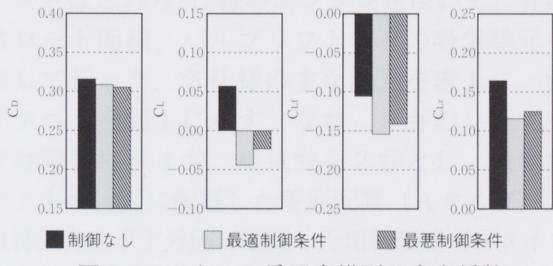


図9 1/5スケール乗用車模型の空力係数

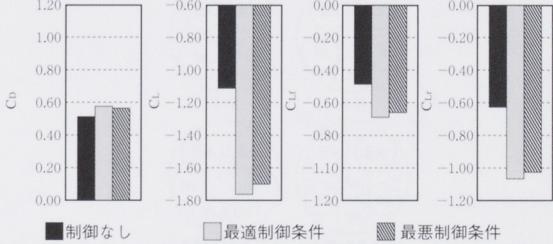


図10 1/5スケールフォーミュラ・カー模型の空力係数

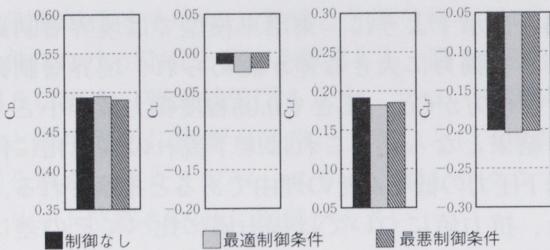


図11 1/4スケールモータサイクル模型の空力係数

## 5 おわりに

模型風洞におけるムービングベルト装置のセッティングに品質工学を応用することにより、広い風速範囲にわたり、また測定部の位置によらず、境界層を最小化することができた。この手法は広く応用できるので、例えば乱れ分布の最適化なども可能である。

境界層制御の有無で四輪車模型の揚力値は大きな影響を受け、特にフォーミュラ・カー模型の $C_{Lr}$ は差が大きいという結果が得られた。また、制御条件によっても無視できない差が生じることがわかった。

さらに、モータサイクル模型の空力値が境界層制御によって受ける影響は、四輪車に比べて非常に小さいことがわかった。

## ■参考文献

- (1) 山口一郎, 中津留和弘, 高木通俊, 新保雄二: ムービングベルト付風洞を用いた自動車模型の床下流れの研究, 自動車技術会学術講演前刷集, 902(1990)173-176
- (2) E.Mercker, H.W.Knape : Ground Simulation With Moving Belt and Tangential Blowing for Full-Scale Automotive Testing in a Wind Tunnel, SAE Paper 890367 (1989)
- (3) M.Sardou : The Sensitivity of Wind-Tunnel Data to a High-Speed Moving Ground for Different Types of Road Vehicles , SAE Paper 880246 (1988)
- (4) A.Berndtsson, W.T.Eckert, E.Mercker : The Effet of Groundplane Boundary Layer Control on Automotive Testing in a Wind Tunnel, SAE Paper 880248 (1988)
- (5) B.V.Bonis, F.B.Quagliotti, G.P.Dallara : Is the "Moving Belt Ground Plane" Really Necessary for Automobile Testing in the Wind Tunnel ? , SAE Paper 870719 (1987)
- (6) J.E.Hackett, J.E.Williams, J.B.Baker, S.B.Wallis : On the Influence of Ground Movement and Wheel Rotation in Tests on Modern Car Shapes , SAE Paper 870245 (1987)
- (7) 田口玄一:品質工学講座① 開発・設計段階の品質工学, 日本規格協会 (1988)
- (8) 田口玄一:品質工学講座④ 品質設計のための実験計画法, 日本規格協会 (1988)

## ● 著者



荒木裕次

上田厚海

山下堅一

# モータサイクル多弁エンジンの出力と燃費

## Output and Fuel Consumption of Motorcycle Multi-Valve Engines

都竹広幸

Hiroyuki Tsuzuku

土田直樹

Naoki Tsuchida

富井英二

Eiji Tomii

●研究開発センター 基盤技術研究室

### 第1章 モータサイクル多弁エンジンの出力

#### 要旨

多弁エンジンの出力特性が弁数によってどう異なるかを知るために、吸気弁の弁数を2, 3, 4弁とした、4, 5, 6弁エンジンを実際に作製しテストを行った。テストは各弁数のヘッドについてスロート面積、バルブリフト、排気量などを変更した15種類の仕様について行い、結果を吸気弁平均有効開口面積を用いて整理した。その結果、最大出力は弁数にかかわらず吸気弁マッハ数 ( $M_{im}$ ) が0.32~0.33程度の時に発生し、その大きさは同じ単筒容積ならば吸気弁有効開口面積にほぼ比例することがわかった。また、最大出力の得られる  $M_{im}$  の値がエンジンの仕様にかかわらずほぼ同じ値を示すことを利用して、4弁エンジンと5弁エンジンの吸気能力を机上で評価した。その結果、同じボア径の4弁エンジンと比較して5弁エンジンでは吸気弁有効開口面積を4~13%大きくできること、同じ吸気弁有効開口面積を確保した場合、4弁エンジンに比べて5弁エンジンではボア径を5%以上小さく設定できることがわかった。

#### 1 はじめに

近年の4サイクルエンジンにおいては、高出力化への要求から気筒あたり4弁以上のいわゆる多弁エンジンが主流となっている。多弁エンジンでは吸気弁の開口面積が大きくとれるため、吸入空気量が高回転域まで低下せず最大出力が得られる一方、過度の開口面積の確保は低回転での流速低下による燃焼安定性の悪化を招き、燃費やエミッションに悪い影響を及ぼす。

したがって高出力、低燃費でかつドライバビリティの優れたエンジン特性を得るために、最初に要求される最大出力に対して最適な開口面積を設定することが重要である。しかしながら、吸気弁開口面積設定においては弁数、弁径、弁リフト、カムプロファイルなど様々な要因が複雑に絡んでいたため、それらをいかに設定すればよいのかについては過去数々の報告<sup>(1), (2), (3)</sup>があるにもかかわらず、いまだ一般解は明確になっていない。

そこで我々は弁数、弁リフト、スロート面積などの吸気諸元を変更した15種類の多弁エンジンの出力特性を調査し、要求出力に対して必要十分な吸気開口面積および弁数の関係について検討を行った。

なお、高比出力エンジンにおいて常に問題になる、

低速部分負荷域での燃焼安定性悪化についてとその改善手法の評価に関しては第2章に示す。

#### 2 テストエンジンとその仕様

テストはボア  $\phi$  68の水冷4サイクル単気筒エンジンを用いた。ストロークは、40mm (145cc仕様) と48mm (175cc仕様) の2仕様がある。全開出力性能テストはこれら2仕様のエンジンを用いて、弁数、スロート面積、バルブリフトなどの吸気諸元を変更して行った。各仕様の主な諸元を表1に、弁レイアウトを図1に示す。なお、6弁のレイアウトでは吸気弁を4弁、排気弁を2弁とし、吸気弁をボア中央付近に配置した菱形配置 (Aタイプ) と、吸排気弁をボア外周に配置した環状配置 (Gタイプ) の2種類のレイアウトを用いた。

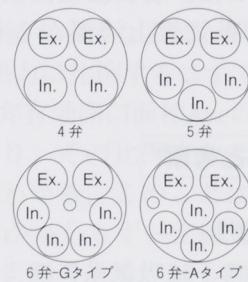


図1 弁レイアウト

## モータサイクル多弁エンジンの出力と燃費

表1 テストエンジンの諸元

仕様名称	4弁			5弁			6弁-Aタイプ			6弁-Bタイプ						
	4V145	4V175	4V175U	5V145	5V175	5V175U	5V175L	6V145	6V175	6V175U	6V175L	6G145	6G175	6G175U	6G175L	
ボア(mm)	68	←	←	68	←	←	←	68	←	←	←	68	←	←	←	
ストローク(mm)	40	48	←	40	48	←	←	40	48	←	←	40	48	←	←	
排気量(cc)	145.3	175.3	←	145.3	174.3	←	←	145.3	174.3	←	←	145.3	174.3	←	←	
圧縮比	11.6	13.7	←	11.4	13.5	←	←	11.1	13.1	←	←	11.3	13.4	←	←	
IN	バルブ径(mm)	27.4	←	22.4	←	←	←	19.4	←	←	←	19.4	←	←	←	
	バルブ数	2	←	3	←	←	←	4	←	←	←	4	←	←	←	
	バルブ面積(cm <sup>2</sup> )	11.79	←	11.82	←	←	←	11.82	←	←	←	11.82	←	←	←	
	スロート径(mm)	21.7	←	23.7	17.6	←	18.9	←	15.4	←	16.4	←	15.4	←	16.4	←
	スラム径(mm)	5.0	←	4.0	←	←	←	3.8	←	←	←	3.8	←	←	←	
	スロート面積(cm <sup>2</sup> )	7.00	←	79.9	6.92	←	8.04	←	7.00	←	8.00	←	7.00	←	8.00	←
	カム作用角(Deg)	292/276	←	292/276	←	←	292	292/276	←	←	292	292/276	←	←	292	←
	リフト(mm)	7.50	←	7.50	←	←	6.14	7.50	←	←	5.32	7.50	←	←	5.32	←
	カムL/D	0.2737	←	0.3348	←	←	0.2741	0.3866	←	←	0.2742	0.3866	←	←	0.2742	←
	Cim	0.3529	←	0.3673	0.3906	←	0.4209	0.3802	0.3791	←	0.4083	0.3531	0.4087	←	0.4486	0.3782
	Ave(cm <sup>2</sup> )	4.161	←	4.330	4.617	←	4.975	4.494	4.481	←	4.826	4.174	4.831	←	5.314	4.470
EX	バルブ径(mm)	23.0	←	23.0	←	←	←	23.0	←	←	←	23.0	←	←	←	
	バルブ数	2	←	2	←	←	←	2	←	←	←	2	←	←	←	
	スロート径(mm)	18.5	←	18.5	←	←	←	18.5	←	←	←	18.5	←	←	←	
	スロート面積(cm <sup>2</sup> )	5.13	←	5.13	←	←	←	5.13	←	←	←	5.13	←	←	←	
	カム作用角(Deg)	292/276	←	292/276	←	←	292/276	←	←	←	292/276	←	←	←	292/276	←
	リフト(mm)	7.5	←	7.5	←	←	7.5	←	←	←	7.5	←	←	←	7.5	←

点火プラグは4, 5, 6弁環状配置ではボア中央付近に1個を、6弁菱形配置では吸排気弁の間に2個を配置した。弁径は各レイアウトで吸排気弁傘面積比、弁シート間隙間などをそろえて、ボア内に収まる最大弁傘面積を検討した。その結果、ボア径がφ68の場合、弁数やレイアウトの違いによる面積差はおよそ2%であった。そのため、本テストにおいては、比較のためすべて同一の弁傘面積となるように調整した。スロート面積は各弁配置に対して2種類、最大弁リフトも全レイアウト共通の7.5mmのものと弁径との比(L/D)を同一としたものの2種類についてテストを行った。これらの仕様の組み合わせによって、テスト仕様は合計15仕様となる。なお全開出力性能テストは排気系をディフューザーパイプのみの仕様にして行った。各ヘッドで圧縮比が異なるが、テスト結果はそれらの結果を13.0に修正して比較した。燃焼室形状はあらかじめプリテストを行い、最も出力ができるものを採用した。燃料供給は噴射タイミングの影響が少ない吸気管上流部から行い、点火はMBT点火である。

## 3 テスト結果と考察

## 3.1 全開出力特性

全開出力性能テストは吸気系にラミナフローメータを取り付けた状態で体積効率を測定しながら、

吸排気管長やバルブタイミングなどを、その仕様で最大の出力が得られるように調整して行った。図2にテスト結果の一部を示す。体積効率と平均有効圧力とも排気脈動の影響で山谷が周期的に発生しており、全体で一つの山をなしている。また、175cc仕様では高回転側で体積効率の落ち込みがみられる。

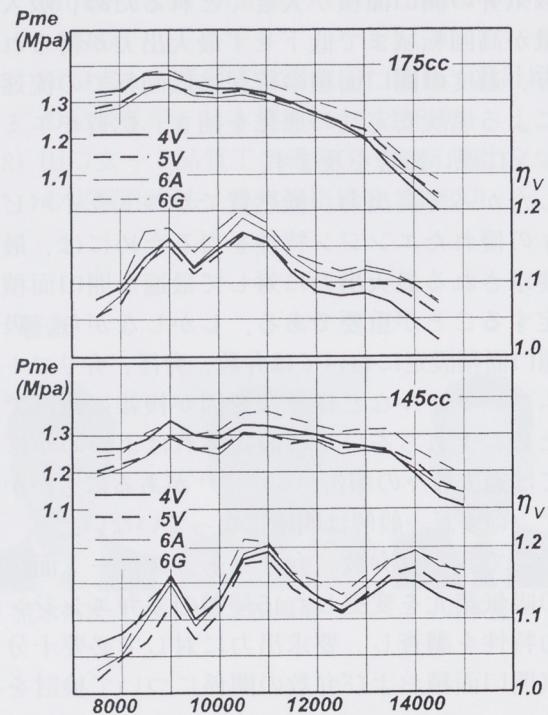


図2 テスト結果例

## モータサイクル多弁エンジンの出力と燃費

渡辺ら<sup>(2)</sup>によるとエンジン吸気諸元と体積効率は平均吸気マッハ数Mim,

$$Mim = \frac{6 \cdot Ne \cdot \eta v \cdot Vs}{34000 \cdot WA \cdot Ave} \quad \dots\dots(1)$$

Ne : エンジン回転数 (rpm)

$\eta v$  : 体積効率

Vs : 単気筒排気量 (cc)

WA : 吸気弁作用角 (°)

Ave : 吸気弁有効開口面積 (cm²)

但し、

$$Ave = Av \cdot Cim \quad \dots\dots(2)$$

Av : バルブ面積 (cm²)

Cim : 吸気弁平均流量係数

によって関係づけられ、Mimが0.5を越えるところから体積効率の急激な低下が始まるとしている。図3は今回のテストにおけるMimに対する体積効率の様子を整理したものである。図中▼印は最大出力が得られた点を、数値はその点でのMimの値を示している。

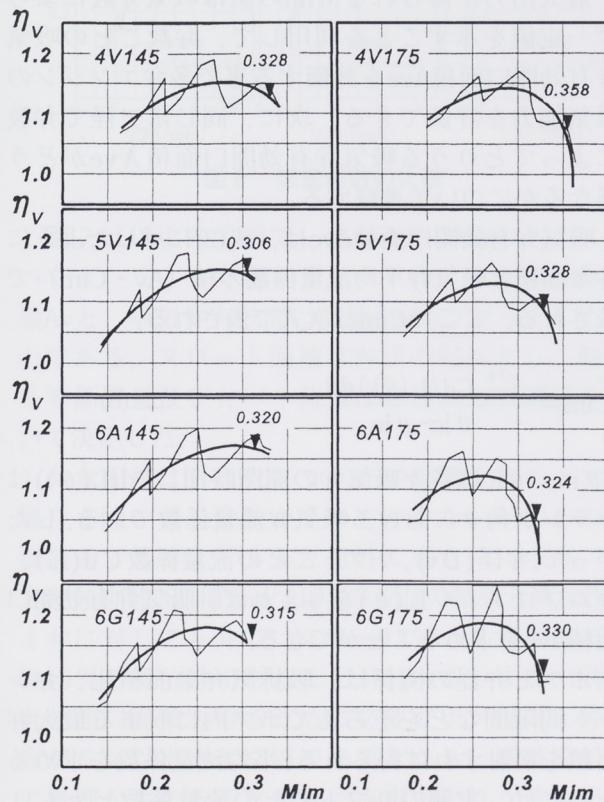


図3 平均吸気マッハ数Mimと体積効率 $\eta v$ の関係

図から最大出力を発生するMimの値は、弁数、スロート面積、弁リフトによらずほぼ0.32から0.33に集中していることがわかる。この値は体積効率が急激に落ち込むとされる0.5よりもかなり少ない値であるが、八木ら<sup>(2)</sup>によると最大出力点での吸気速度係数Miはおよそ0.45であるとしており、吸気速度係数Miは平均吸気マッハ数Mimにおいて吸気作用角WAを180°としたものであるから、今回のテストで用いたカム作用角を考慮すれば八木らによる結果と我々の結果とはほぼ符合しているといえる。

Mimが体積効率の急激な低下を示す点である0.5より少ない値で最大出力を示すのは、摩擦損失やポンプ損失が高回転高流速域で大きいことによる影響であると考えられる。また、145cc仕様に比べ、175cc仕様での最大出力点のMimの値はやや高い値を示す。これは、同じマッハ数では175ccの方がエンジン回転数が低く、したがって摩擦損失による平均有効圧の落ち込みも少なくなるためである。

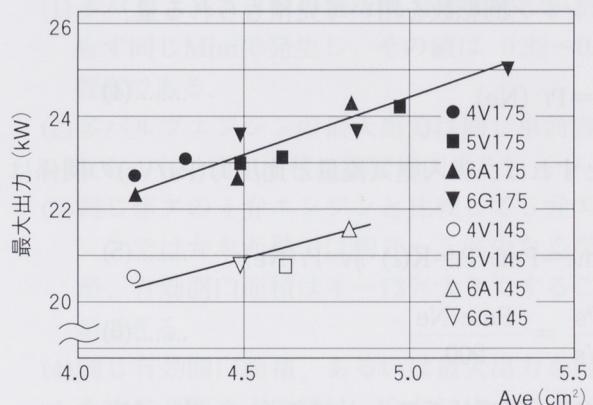


図4 最大出力とAveとの関係

図4にテストした全15仕様のAveと最大出力の様子を示す。式(1)の分子の $Ne \cdot \eta v \cdot Vs$ は吸入空気流量すなわち、最大出力に比例する量を表し、分母の $WA \cdot Ave$ は吸気弁有効開口面積を表す。今回のテストはカム作用角一定で行ったので、最大出力点のMimが一定値を示すならば、吸気弁有効開口面積Aveと最大出力は比例するはずである。図から最大出力と吸気弁有効開口面積Aveの間には直線的な比例関係があり、その比例定数は弁数には無関係であることがわかる。このことは最大出力点のMimが、弁数にかかわらず一定値を示すことを表している。さらに図4から、同じ開口面積で排気量の異なるケースでは、排気量が小さい方が得ら

れる出力が小さいことがわかる。これは前に述べたように、排気量の小さい方が最大出力回転数が高くなり、したがって摩擦損失が増加することが原因である。

これらの実験結果をもとに、要求される出力に対してどの程度の吸気弁開口面積が必要かを知るためのフローについて示す。まず、吸入空気流量と比出力の関係が必要になる。ここでは簡単に図示平均有効圧力 $P_{mi}$ を、圧縮比 $\epsilon$ と体積効率 $\eta_v$ を用いて、次のように表す。

$$P_{mi} = K(\epsilon) \eta_v \quad \dots\dots(3-a)$$

ここで、 $K(\epsilon)$ は適当な比例定数Kを用いて、次のように表される。

$$K(\epsilon) = K \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \left\{ 1 - \frac{1}{\epsilon}^{K-1} \right\} \quad \dots\dots(3-b)$$

摩擦平均有効圧力 $P_f$ を、たとえば文献<sup>(4)</sup>などからエンジン回転数を用いて見積もられる量、

$$P_f = P_f(Ne) \quad \dots\dots(4)$$

とすれば、吸入空気流量と比出力( $P_s/V_s$ )の関係は

$$P_{me} = P_{mi} - P_f = K(\epsilon) \cdot \eta_v - P_f(Ne) \quad \dots\dots(5)$$

$$\frac{P_s}{V_s} = \frac{P_{me} \cdot Ne}{900} \quad \dots\dots(6)$$

によって求めることができる。一方、 $M_{im}$ と $\eta_v$ の関係を図3などから適当な関数、

$$\eta_v = \eta_v(M_{im}) \quad \dots\dots(7)$$

で回帰し、経験値を用いて求めた必要な定数を与えることによって、吸気弁開口面積 $WA \cdot Ave$ とその時のエンジン回転数 $Ne$ から比出力( $P_s/V_s$ )を求めることができる。

このようにして、ある $WA \cdot Ave$ に対して、 $Ne$ を横軸にした比出力( $P_s/V_s$ )を求めていくと、 $Ne$ が高回転になると、比出力が上がっていき、その後、摩擦平均有効圧力( $P_f$ )が増加することによって比出力が下がっていく様子が見られる。このときの比出力の山が、その吸気弁有効開口面積

の時に得られる最大出力になる。この様子を図5に示す。また、このときに式(1)から求めた $M_{im}$ の値も図中に併記した。 $M_{im}$ はほぼ一定値0.32~0.33を示し、実験で得られた値とよく一致することが確認できる。したがって、ここで用いた方法により式(6)などから要求される最大出力に対して必要な吸気弁有効開口面積の大きさを見積もることができる。

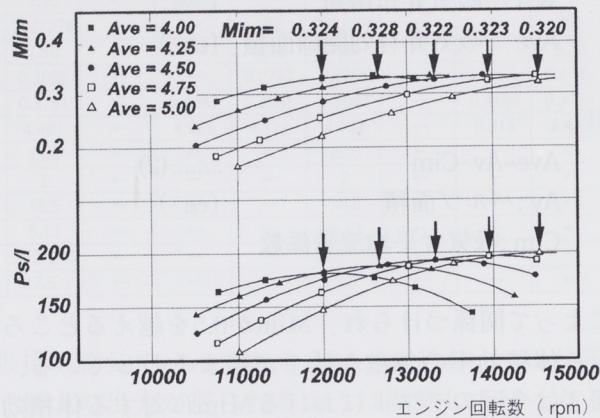


図5 エンジン回転数と得られる最大出力の関係

### 3.2 多弁エンジンの吸気特性の評価

最大出力が得られる $M_{im}$ の値は吸気弁数によらず一定値を示すことを利用して、弁数ごとの吸気弁有効開口面積 $Ave$ を評価する事で多弁エンジンの吸気能力を評価できる。次に、同じボア径で弁数によってとりうる吸気弁有効開口面積 $Ave$ がどう異なるかについて考察する。

吸気弁有効開口面積 $Ave$ は、式(2)に示したように弁傘面積と吸気弁平均流量係数の積( $Av \cdot Cim$ )で表される。ここで $Cim$ は次式で表される。

$$Cim = \frac{\int_{\theta_{io}}^{\theta_{ic}} Cd(L(\theta)) d\theta}{\theta_{ic} - \theta_{io}} \quad \dots\dots(8)$$

$\theta_{io}$ ,  $\theta_{ic}$ は各々吸気弁の開閉時期、 $Cd(L(\theta))$ はクランク角 $\theta$ における吸気弁流量係数である。したがって、弁径( $Dv$ )、リフトごとの流量係数 $Cd(L)$ 、カムプロファイル $L(\theta)$ を与えれば、吸気弁有効開口面積 $Ave$ を求めることができる。

ボアと弁径の関係は、吸排気弁傘面積比、弁シート間隙間などをそろえてボア内に収まる最大弁面積を検討すれば得られる。平均流量係数を求めるためには、実測のリフトごとの流量係数とカムロ

## モータサイクル多弁エンジンの出力と燃費

フィルが必要であるが、リフトごとの流量係数については、流路を弁リフトに比例するカーテン部面積 ( $A_{cu}$ ) とスロート部面積 ( $A_{th}$ ) に分け、各々独立の流量係数  $C_{d_{cu}}$  と  $A_{th}$  を仮定し、各領域で生じる差圧がトータルの差圧になるとすれば、次式によって見積もることができる。

$$C_d(L) = \frac{1}{Av} \left\{ \frac{1}{(C_{d_{cu}} \cdot A_{cu})^2} + \frac{1}{(C_{d_{th}} \cdot A_{th})^2} \right\}^{-\frac{1}{2}} \dots (9)$$

図 6 は、上記の仮定により求めた流量係数と実測値の比較例である。比較的よい一致をしていることがわかる。

カムプロファイルは、各弁配置に対してリフトカーブを相似形とし、最大リフト値を動弁系許容回転数が等しくなるように定める。

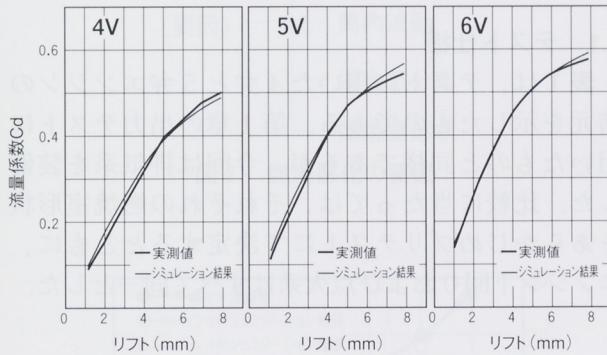


図 6 流量係数の比較

図 7 は以上の手順で、45mmから90mmのボアについて 4, 5, 6 弁各レイアウトのとりうる弁傘面積  $Av$  と、吸気弁有効開口面積  $Ave$  をプロットしたものである。スロート面積は弁径の 85% とし、動弁系等価質量及び弁バネ荷重は弁径から実績値を用いて決定した。

弁傘面積は、点火プラグ径が影響する小ボアの場合を除いて、弁数が多い方が少ないが、その差は最大でもおよそ 5% と意外に小さい。一方、吸気弁有効開口面積  $Ave$  では弁傘面積の結果と異なり、4弁に対して5弁では 4% ~ 13%，6弁では 4% ~ 19% の優位性があることがわかる。また、同じ有効開口面積を得るために必要なボア径は4弁の方が 5% 以上大きな値が必要となり、燃焼室設計に無理が生じることから、事実上とりうる比出力が制限されることなどが推測できる。

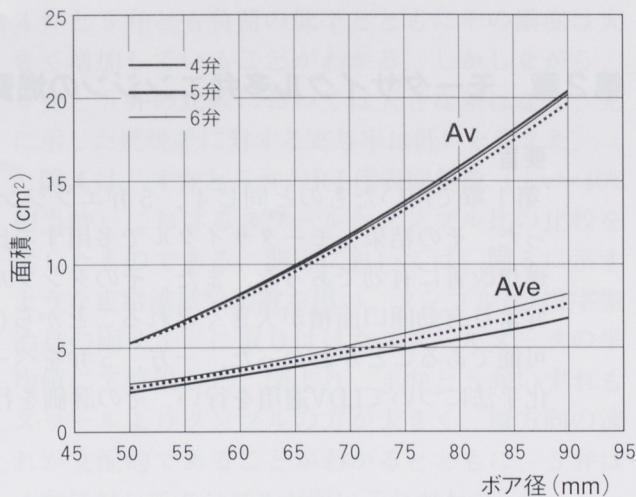


図 7 ボア径と  $Av$ ,  $Ave$  の関係

#### 4 おわりに

本報告におけるテストの結果、以下のことがわかった。

- (1) 多バルブエンジンの最大出力は弁数にかかわらず同じ  $M_{im}$  で発生し、その値は 0.32 ~ 0.33 程度である。
- (2) 多バルブエンジンの最大出力は同じ単筒容積なら、有効開口面積にはほぼ比例する。
- (3) 同じボアの 4弁エンジンと比較して 5弁エンジンでは弁傘面積では約 3 ~ 5% 少なくなるが、有効開口面積は 4 ~ 13% 大きくすることができます。
- (4) 同じ有効開口面積、あるいは最大出力を得るために必要なボア径は、5弁に比べて 4弁の方が 5% 以上大きな値を必要とする。

#### ■参考文献

- (1) 福谷、渡部: 4 サイクルエンジンの吸気弁を通しての流れに関する研究、自動車技術会論文集, No.22 (1981) 20.
- (2) 八木ほか: ホンダの二輪レース用機関の出力特性 -機関諸元の選定-, HONDA R & D Technical Review, Vol.6 (1991)
- (3) C.F.Taylor: The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice., Vol.1 (1966) MIT Press
- (4) S.Yagi, K.Fujiwara et.al. , Estimate of Total Engine Loss and Engine Output in Four Stroke S.I. Engine, SAE-910347 (1991)

## 第2章 モータサイクル多弁エンジンの燃費

### 要旨

第1章で用いたものと同じ4, 5弁エンジンを用い、部分負荷での燃焼安定性について検討を行った。その結果、モータサイクルで多用する比較的高速の部分負荷においても、タンブルの強化は燃費改善に有効であった。また、そのタンブル強化を狙ったポート形状改良テストより、5弁は4弁より有効開口面積が大きくとれることから(第1章)、平均流量係数とタンブルの両立が4弁より可能であることがわかった。一方、5弁をベースとした流動制御弁、バルブ休止による筒内流動強化手法についてLDV適用を行い、その評価を行った。

### 1 テスト結果と考察

モータサイクル用エンジンにおいては、その特性上高出力と高レスポンスが要求され、4弁以上のいわゆる多弁エンジンが主流となっている。しかしながら、地球環境問題といった観点から、それらの特性を損なうことなく燃費、エミッションの両立が大きな課題となっている。

そのためには、まず要求される最大出力に対して最適な吸気開口面積に設定するとともに、高比出力エンジンの大きな問題でもある低速部分負荷域での燃焼安定性改善を図る必要がある。第1章においては、弁数、弁リフト、スロート面積など吸気諸元を様々に変更した15種類の多弁エンジンを実際に運転し、要求出力に対して必要十分な吸気開口面積および弁数の関係について検討を行った。

ここでは、第1章に述べたものと同じ単気筒4弁と5弁エンジンを使い、その部分負荷域の燃焼安定性について筒内流動面から比較を行うとともに、その改善手法について検討した。また、自動車用4弁エンジンにおいては既に実用化されている流動制御弁(SCV)<sup>(1)</sup>と可変動弁系<sup>(2)</sup>による筒内流動強化手法に関して、モータサイクル5弁エンジンを用いて評価を行った例についても合わせて示す。

### 2 4弁、5弁部分負荷域テスト

#### 2.1 テスト仕様

表1は、テストに用いた4弁と5弁エンジンの諸元を示したものである。第1章の出力テストに用いたものと同様であるが、今回は排気系を装備した。比較に当たっては、それぞれの燃焼室形状をあらかじめプリテストにて決定するとともに、エンジン下回りおよび点火系はすべて同一とした。

表1 4弁と5弁エンジン諸元

	4弁	5弁
ボア×ストローク(mm)	68×48	
排気量(cc)	175	
圧縮比	12.1	
バルブ径(mm)	IN 27.4×2 EX 23.0×2	IN 22.4×3 EX 23.0×2
吸気バルブタイミング	33°BTDC/63°ABDC	
最大出力(kw)	22.8	24.3

#### 2.2 現状把握

図1は、R-L代表点(4200rpm, 0.4MPa)における4弁と5弁エンジンの燃焼期間と燃費の比較結果を示したものである。表1に示すように5弁は、4弁に対して最大出力においては約6%向上していたが、部分負荷では燃焼が遅くリーン限界も若干低い結果となっていることがわかった。

この燃焼悪化の要因としては、今回の場合、図2に示すような項目が考えられるが、その中で残留ガスと筒内流動について考察を加えた。

## モータサイクル多弁エンジンの出力と燃費

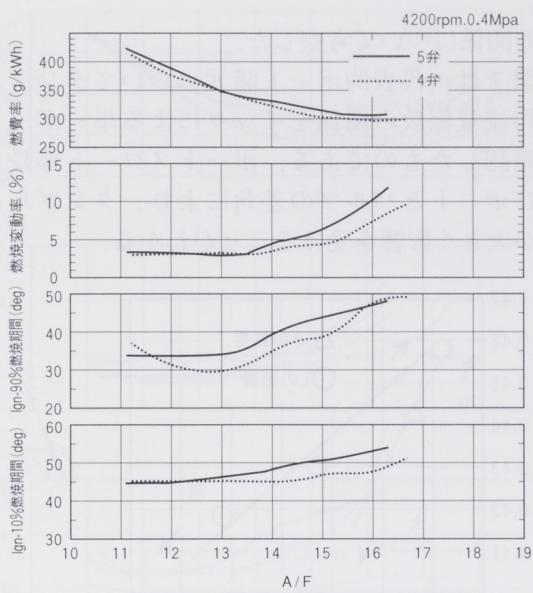


図1 燃焼期間と燃費の比較結果

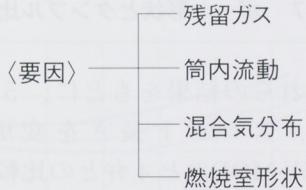


図2 燃焼悪化の要因

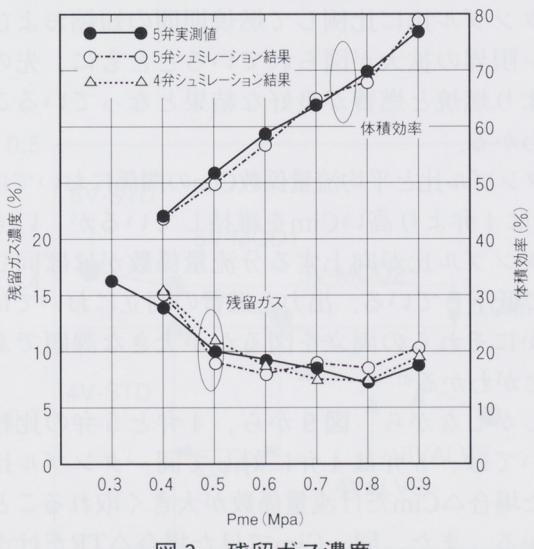


図3 残留ガス濃度

図3は、R-L代表回転数における残留ガス濃度を、5弁について筒内ガスサンプリングにより実測した結果と実測吸排圧力波形による4弁と5弁シミュレーション結果を示したものである。図より、実測値とシミュレーション結果はかなりよく一致し、

4弁と5弁とも負荷の低下とともにその濃度は大きく増加していることがわかる。しかしながら、4弁と5弁の比較においては大きな差ではなく、先に示した燃焼差に対する寄与率は低いと考えた。

図4は、4弁と5弁のR-L代表回転数 ( $\eta v=40\%$ 相当時)におけるスワールとタンブル比の比較を示したものである。測定においては、図5に示すような定常流試験装置を用い、タンブル比はT字型治具の両サイドに取り付けたスワールメータの平均値にて算出した。図より、4弁と5弁いずれもスワールよりタンブルの方が大きく、縦方向の流れが支配的であることがわかるとともに、5弁は4弁に対してタンブルが弱いことがわかった。

この流动の違いが、4弁と5弁の燃焼差の主要因と考え、以下タンブルに注目して検討を加えた。

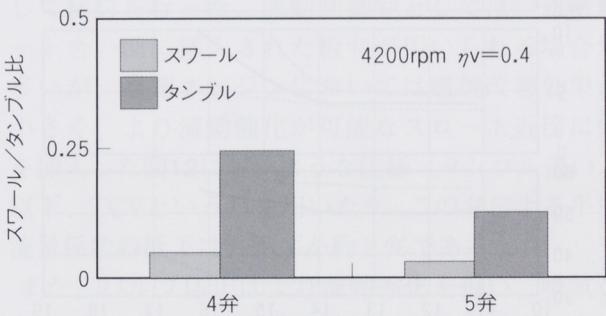


図4 スワールとタンブル比の比較

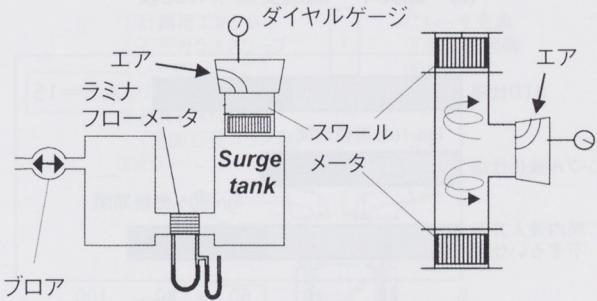


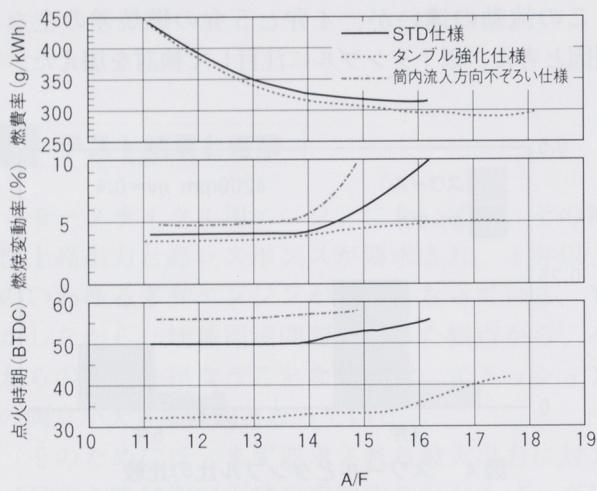
図5 定常流試験装置

## 2.3 タンブル効果

モータサイクルエンジンにおいては、その実用域回転数が自動車エンジンに対して高い。したがって、エンジン回転数と乱れの兼ね合いから、タンブル効果<sup>(3)</sup>に差がある可能性がある。図6は、今回テストに用いたエンジンのR-L代表点 (4200rpm, 0.4MPa)でのタンブル効果をシラウドバルブによる強化仕様とSTDとで比較したものである。

なお、図中には同一のシュラウドバルブを用いて筒内流入方向を不ぞろいにした仕様の結果も合わせて示す。

図より、タンブル強化仕様は燃焼期間が大幅に短縮され、また燃費低減とリーン限界向上が図られており、高速部分負荷域においてもタンブルの燃焼に与える影響が大きいことがわかった。また、筒内流入方向が不ぞろいな仕様は、STDに対してバルブ出口での流速はアップしているにもかかわらず燃焼は悪化しており、いかに方向付けされたバルクフローを生じさせるかが重要であることを示している。



(a) 燃費率・燃焼変動率の比較

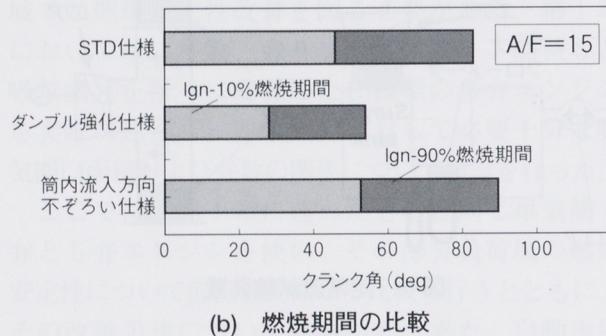


図 6 タンブル効果の比較

## 2.4 ポート形状改良によるタンブル強化

### (タンブルと平均流量係数との関係)

ここでは、5弁のタンブル強化を目的にポート形状改良を行い、再度4弁と比較した結果を示す。また、4弁および5弁のタンブルと平均流量係数

との関係について考察した。

図7は、代表的ポート諸元についてタンブルと平均流量係数の関係をモックによる単一ポートにて確認したものである。ポートスロート部長さおよびポートとバルブの差角により、タンブルと流量が大きく影響を受けることがわかる。

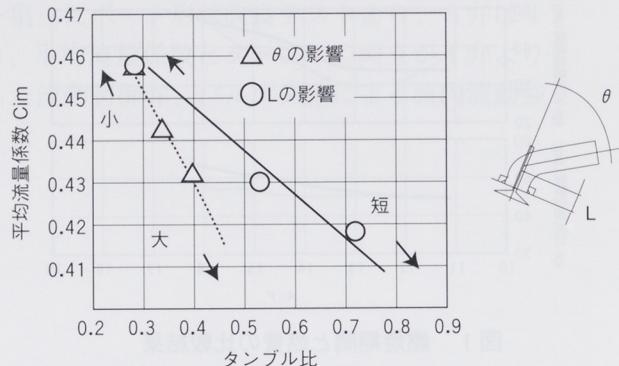


図7 ポート形状とタンブル比

図8は、これらの結果をもとに、5弁タンブル強化を狙い、スロート長さを変更した仕様(5V-MOD1, 5V-MOD2)と4弁との比較結果を示したものであり、図9はポート形状変更の際に得られた平均流量係数とタンブル比の関係を示したものである。実機比較において、5弁改良仕様はほぼタンブル比に比例して燃焼期間の短縮およびリーン限界の拡大が図られているとともに、先の4弁より燃焼と燃費が良好な結果となっていることがわかる。

タンブル比と平均流量係数Cimの関係においては、5弁は4弁より高いCimを維持しているが、いずれもタンブル比が向上する分流量係数がほぼ同じ勾配で低下している。出力と燃費の両立においては、いかにそれらの両立を図るかが大きな課題であることがわかる<sup>(1), (2)</sup>。

しかしながら、図9から、4弁と5弁の比較においては、5弁は4弁に対して同一タンブル比で見た場合△Cimだけ流量係数が大きく取れることがわかる。また、同一Cimで見た場合△TRだけタンブル比が大きく取れることがわかる。すなわち、5弁は平均流量係数が大きい分、4弁よりタンブルと流量係数との両立が可能であることがわかる。

当然ながら、5弁の有効開口面積増加率はボア径により大きく影響を受けるため、その選定には十分な注意が必要であると考えられる。

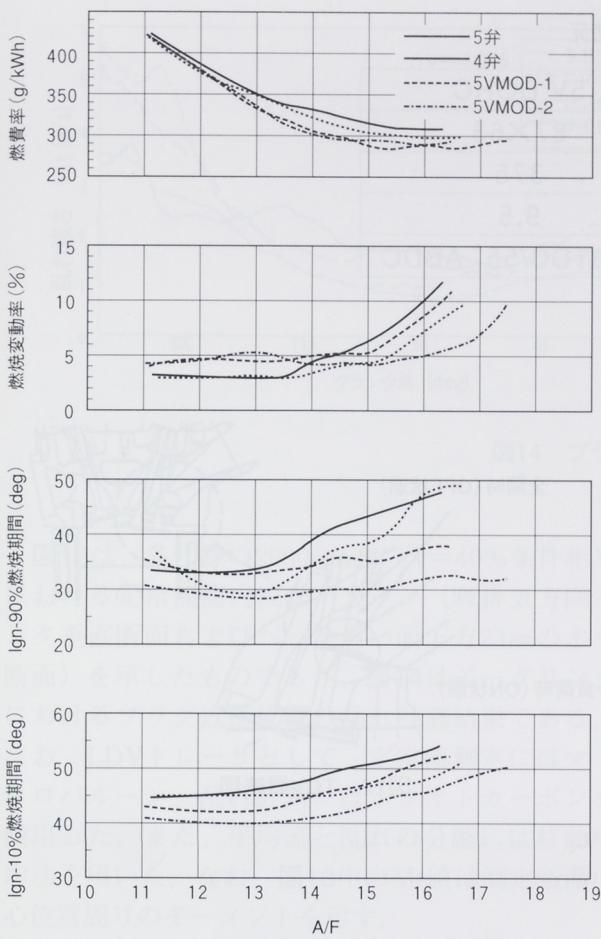


図8 5バルブ改良仕様の比較

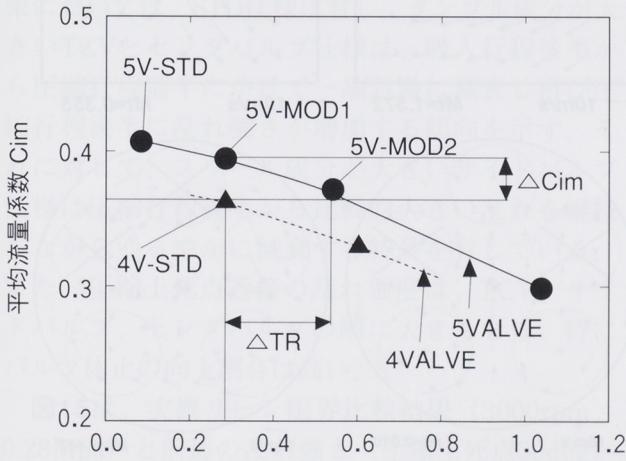


図9 平均流量係数とタンブル比との関係

### 3 平均流量係数との両立

ポート形状変更によるタンブル強化においては流量係数との両立が課題であったが、その解決策として、スワールコントロールバルブ（SCV）に代表される流動制御弁や可変動弁系が自動車用4弁エンジンにおいては実用化されている。ここでは、モータサイクル5弁エンジンを例にそれらの可変手法と筒内流動との関係について、LDVを用いて解析した結果について示す。

#### 3.1 テスト仕様と測定装置

テストエンジンは生産5弁エンジンを用いた。表2にそのエンジン諸元を、また図10に測定装置と測定箇所を示す。筒内流動強化法としては、図11に示すような流動制御弁およびバルブ休止に関して検討を行った。流動制御弁としては、通常ポート合い面に挿入された板弁が用いられる場合が多いが、高速エンジンにおいては燃焼改善効果が小さく、より流動強化が可能なスロート近傍に弁を挿入した図12に示すような仕様（タンブル狙い：以下、TCVという）を用いた<sup>(5)</sup>。この弁による平均流量係数の低下は、わずか約2%であった。

また、バルブ休止はより流動強化を狙い、吸気3弁のうち1弁のみの駆動を想定してテストを行った。

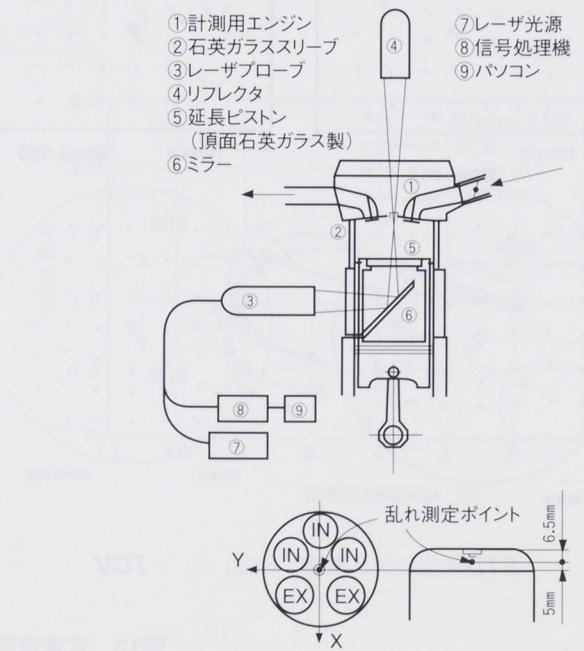


図10 測定装置と測定箇所（乱れ）

## モータサイクル多弁エンジンの出力と燃費

表2 エンジン諸元

エンジン形式	5V DOHC
ボアストローク (mm)	87×63
排気量 (cc)	375
圧縮比	9.5
吸気バルブタイミング	25°BTDC/55° ABDC

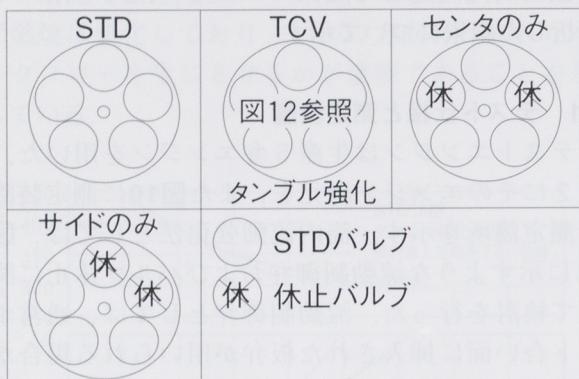


図11 テスト仕様

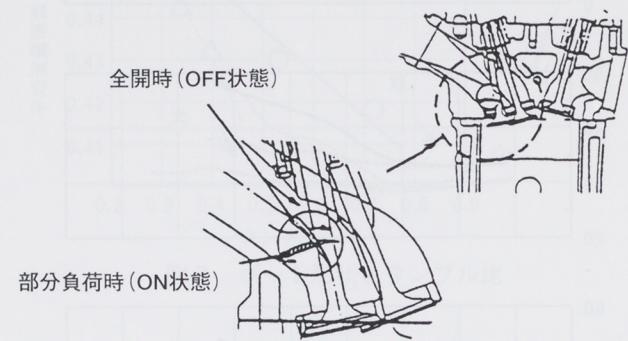


図12 TCV概略図

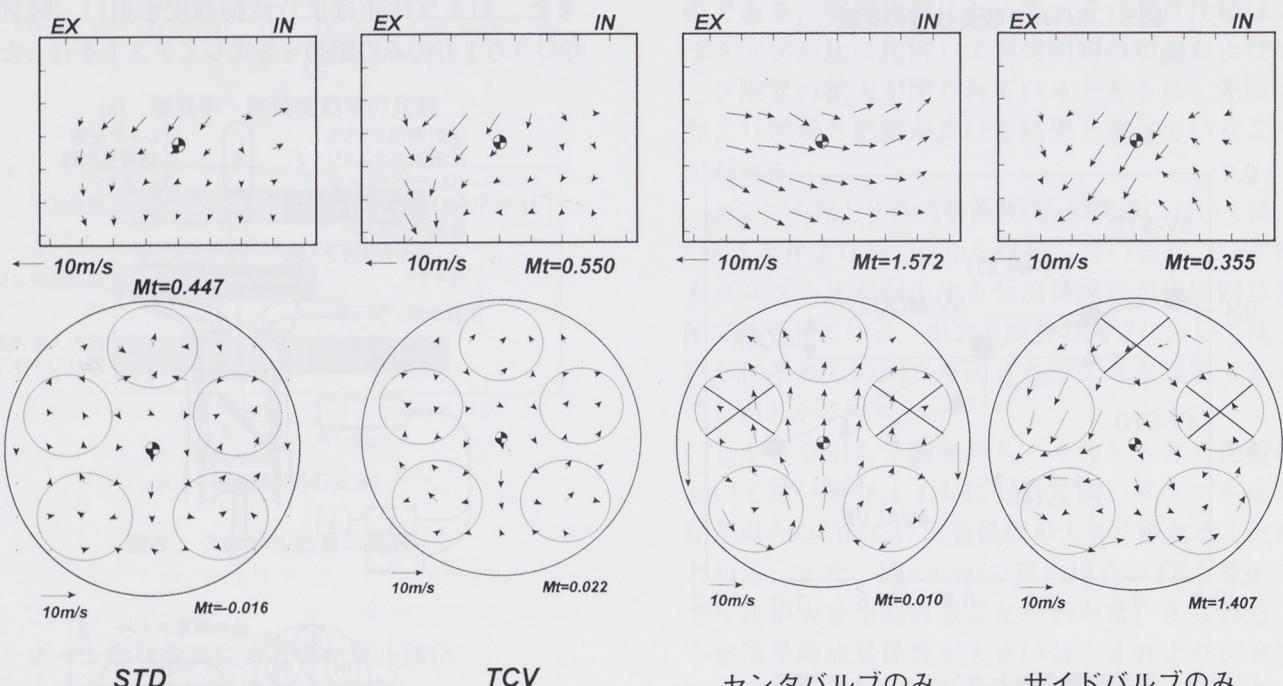


図13 定常流筒内流動パターン

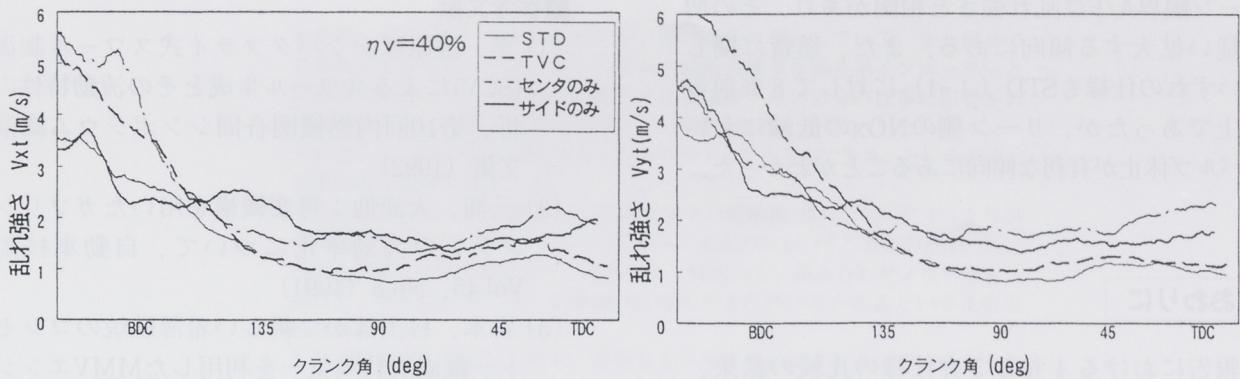


図14 プラグ近傍位置の乱れ推移

図13は、各仕様の2000rpm,  $\eta v=40\%$ 条件相当における定常流筒内流动パターン（吸排気方向センタ垂直断面およびヘッド合い面下方23mmの水平断面）を示したものであり、図14はモータリングにおけるプラグ近傍位置の乱れ計測結果である。なお、LDVトレーサとして、定常流測定にはマイクロバルーン、乱れ計測にはホワイトカーボンを使用した。また、平均流と乱れの分離には移動平均法を用いた。なお、図13中のMt値は測定断面中心位置周りのモーメントを示す。

定常流の比較より、TCVおよびセンタバルブ仕様はタンブル成分が、サイドバルブ仕様はスワール成分が支配的であり、いずれもSTD仕様に対して強化されていることがわかる。また、乱れ計測結果においては、STD仕様に対し、タンブル成分が大きいTCVとセンタバルブ仕様は、吸入行程後半から圧縮行程前半にかけて一端急激に減衰し再び圧縮行程後半に乱れ強さが増加する傾向を示す。それに対して、スワール成分が大きいサイドバルブ仕様は圧縮行程後半から比較的大きい乱れを維持しながらゆるやかに減衰する特長を有している。また、圧縮上死点近傍の乱れ強度は、TCV、サイドバルブ、センタバルブの順に大きくなり、特にバルブ休止の向上割合は高い。

図15は、実機リーン限界比較結果(3000rpm, 0.28Mpa)と前述の乱れ強さ(圧縮上死点30deg)の関係をみたものである。また、図16はSTD仕様( $\lambda=1$ )に対する各仕様の燃費とNOxの関係について示したものである。

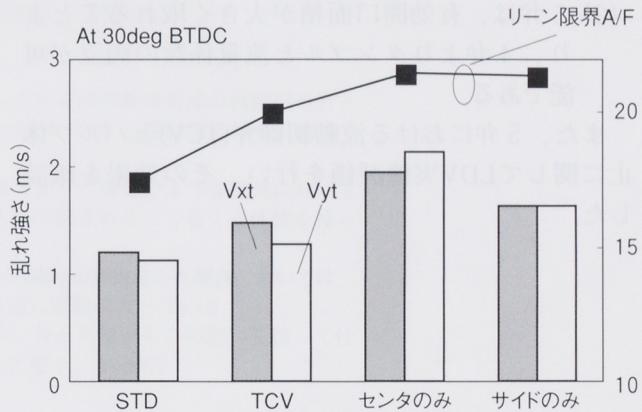


図15 実機リーン限界比較と乱れ強さ

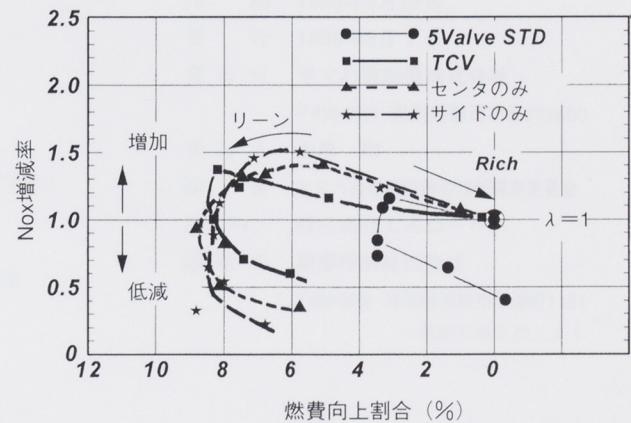


図16 燃費とNOx比較

リーン限界A/Fは乱れ強さと相関があり、その増加に従い拡大する傾向にある。また、燃費に関してはいずれの仕様もSTD ( $\lambda=1$ ) に対して8%前後の向上であったが、リーン側のNOxの低減においてはバルブ休止が有利な傾向にあることがわかった。

#### 4 おわりに

本報告における4弁と5弁仕様の比較の結果、以下のことがわかった。

- (1) モーターサイクルで多用する高速部分負荷の燃焼改善において、タンブルの強化は有効である。
- (2) 5弁は、有効開口面積が大きく取れることより、4弁よりタンブルと流量係数の両立が可能である。

また、5弁における流動制御弁(TCV)とバルブ休止に関してLDV実機評価を行い、その効果を確認した。

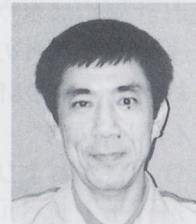
#### ■参考文献

- (1) 李、漆原ほか：バタフライ式スワール制御弁(SCV)によるスワール生成とその流動特性の解析、第10回内燃機関合同シンポジウム講演論文集(1992)
- (2) 三浦、大浦他：可変機構を用いたガソリンエンジンの高効率化について、自動車技術、Vol.45, No.8 (1991)
- (3) 岩本、村上ほか：新しい希薄燃焼のコンセプト—縦渦層状吸気ーを利用したMMVエンジンの開発、三菱自動車テクニカルレビュー、No.4 (1992)
- (4) Refinement with Performance and Economy for Four-Valve Automotive Engines, IMechE1990
- (5) 井坂ほか：吸気制御装置の開発、自動車技術会中部研究発表会前刷集(1994)

#### ● 著者



都竹広幸



土田直樹



富井英二

## ●編集後記●

突然的に起こる様々な経済の動きが、世の中をぎわしている。少し前までは無縁の世界であったが、現在の仕事が海外の複数の独立系インポーターとの直接取引なので、世界経済の動きが不思議なぐらい自分の仕事に影響をおよぼすのが感じられる。例えば「ロシア危機で南米まで危ない」というニュースが出ると、数ヶ月後には注文がしっかり減少してくるのである。という訳で、仕事自体は非常におもしろい。

そんな中、技術という観点から日本やヤマハ発動機(株)について(つまり小生が知りたいのは、我々の実力はどのへんにあるのかということなのだが…), 各国へ出張した際に見てみた。意外にも、技術力も、組み合わせノウハウも、品質も、日本はいやヤマハ発動機(株)はまだまだ負けないなあという正直な感触であった。

これで何となく安心はしたが、底知れない不安も払拭できないでいた。それは何なのだろうか? 「技術はよいようだが何だか平べったくて」という印象? 一言でいえば、「忘れかけてきているのはワザと知恵」であろうか?

「こりゃいいや!」とか「買ってよかった!」と喜ぶお客様の満面の笑顔を思いながら、納得のいくまで愚直に泥臭く追求し自分自身の中で完結していく強い気持ちが、我々の中で、日本中でなくなっているといふ気がするのである。そんな風潮の中、自分では微力ながら生涯現役で「ワザ」と「知恵」を泥臭く…と思っているこのごろである。(中村)

技報編集委員として、また構造改革まったく中の舟艇事業部の技術担当者として、「技術とは?」、「技術は何をなすべきか?」と自問自答の日々が続いている。

物作りにおける技術に対する期待は多様であり、現在のような状況においては過酷を極めるが、このような時にこそ振り回されることなく主体性を持って行動したいと思っている。

しかし、個々の技術が均質化し、ユーザーの嗜好が多様化した現在においては、単に物を作つただけでは差別化が非常に困難になっている。

いかにお客様に夢と感動を与えられるか、今さらながらこの思いを持って仕事に取り組むことを肝に銘じていきたいと思う。(河野)

### ◆ヤマハ発動機技報編集委員 (1999年3月現在)

編集委員長 斎藤 正芳 研究開発センター

編集副委員長 寺井 康晴 プロセスエンジニアリングセンター

編集委員 金丸 恭広 スカイ事業部 技術開発部

河野 俊平 舟艇事業部 技術室

米谷 俊一 研究開発センター 基盤技術研究室

佐藤 敏光 G H P事業部 開発室

鈴木 幸次郎 I M事業部 技術室

鈴木 隆 (株)ワイ・イー・シー 技術設計2課

鈴木 晴久 モーターサイクル事業本部製造統括部 生産管理室

永井 浩 P A S事業部 開発室

中道 正和 特機事業部 海外営業室

中村 和郎 モーターサイクル事業本部 技術統括部

袴田 得一 (株)アイアイシー 商品開発室

橋本 正喜 生産S G 生産戦略チーム

浜村 紀夫 効率化技術本部 開発室

松下 行男 三信工業(株) 第1技術部

松長 伸彦 A M事業部 第3技術室

森下 紀夫 森山工業(株) 技術部

編集事務局 田村 力 総務センター 法務・知的財産室

早坂 謙一 研究開発センター 企画室

明田 千津子 研究開発センター 企画室

### ヤマハ発動機技報 第27号

YAMAHA MOTOR TECHNICAL REVIEW

印 刷 1999年2月22日

発 行 1999年3月1日

発行所 ヤマハ発動機株式会社

〒438-8501 静岡県磐田市新貝2500

編集人 永易 均

ヤマハ発動機技術会技報編集委員会

表紙デザイン 株式会社エムロード

印刷所 桐屋印刷株式会社

〒432-8056 静岡県浜松市米津町1181

無断転載を禁じます



 **YAMAHA**

ヤマハ発動機株式会社