YAMAHA

YAMAHA MOTOR TECHNICAL REVIEW

1998-3

ヤマハ発動機 技報

No. 25

技報編集委員会事務局所蔵

No. 25 YAMAHA MOTOR TECHNICAL REVIEW 1998-3
ヤマハ発動機 技報

目　　次

製品紹介

❶ ４サイクルモトクロッサ　YZ400F
4 Cycle Motocrosser YZ400F
中山善晴／二瓶克洋／杉浦義明／福田高義／林　康男／大森二郎

❸ モノレール式搬送システム　YDMS30CLEAN
Monorail Transport System YDMS30CLEAN
山本敬二／高田浩志／加々谷　功／村田和弘

❼ 自動車用ショックアブソーバシステム　REAS
Relative Absorber System REAS
鈴木計雄／前田正志／坂井浩二／河合　隆

❾ 立ち乗りゴルフカーG6-Aの改良
YAMAHA Golf Car New G6-A
寺井和夫

⓫ ATVアクセサリ
ATV Accessory
守屋輝年雄／鈴木　隆

⓭ TRX850　鈴鹿８時間耐久レーサー
TRX 850 SUZUKA 8 Hours' Endurance Racing Machine
猪崎次郎／小栗幹夫／仲秋　一／平野和行／平野文人

⓯ 中型浄水器　OH200
Middle Size Water Purifier OH200
八木澄夫／山下良造／長田　学

⓱ ヤマハビルトイン浄水器 AWJ-101F
YAMAHA Built-in Water Purifier AWJ-101F
大橋喜四郎／上川秀哉

⓴ 船外機　New 40馬力
Outboard Motor New 40ps
阿部晃志／加島幸典

㉓ ４サイクル船外機　F25A
Four Stroke Outboard Motor F25A
渡辺一比古／岡崎正喜

㉕ ４サイクル船外機　F15A
Four Stroke Outboard Motor F15A
大石　浩／岡崎正喜

㉗ YZF-R1
YZF-R1
三輪邦彦／瀧本　宏／島本　誠／小池美和／村松恒生

技術紹介

30 **YZF-R1における材料技術**
Component Technologies Developed for YZF-R1
小池俊勝／伊藤寿浩／栗田洋敬／大須賀　勝

33 **エンジンコンポーネントにおけるショットピーニング適用技術の進歩**
Progress of Shot-peening Application Technique for Automotive Engine Components
安達修平／伊藤寿浩

40 **スノーモビルSRX700/600エンジン**
Snowmobile SRX700/600 Engines
浅野潔盛／蘆田尚志／厚海　守／野尻　誉

45 **エンジンブレーキ機能付きATV用VベルトCVT**
Ultramatic (V-belt CVT with Primary Centrifugal Clutch and Engine Brake Function)
中野孝俊／山下輝佳／福島正満

49 **P. A. S. ユニット**
Power Assist System Unit
中道　忍／中山浩典／山本豊之／照井敏泰／薮内良章

52 **プレス成形解析の二輪車への適用**
Application of Sheet Metal Forming Analysis to Motor Cycles
鈴木誠也／中村政晴

技術論文

56 **異種材料接合界面の強度評価**
Strength Evaluation on Bonded Interface between Dissimilar Metals
久保田 剛／安達修平

61 **舟艇設計における運動シミュレーション**
Motion Simulation on Boats Design
神戸庄二／末森　勝

67 **モータサイクルエンジン組み立てにおける一人組み立て方式の実現**
Establishment of System Which Enable One-Man to Complete a Motorcycle Engine
三好　隆

製品紹介

4サイクルモトクロッサ　YZ400F

4 Cycle　Motocrosser　YZ400F

中山善晴 Yoshiharu Nakayama　二瓶克洋 Katuhiro Nihei　杉浦義明 Yoshiaki Sugiura
福田高義 Takayoshi Fukuda　林　康男 Yasuo Hayashi　大森二郎 Jirou Ohmori
●モーターサイクル事業本部 第1プロジェクト開発室

図1　YZ400F

1 はじめに

モトクロッサといえば日本では2サイクルモトクロッサが常識だった．しかし，欧州では近年モトクロス世界選手権500ccクラスに欧州メーカーの4サイクルマシンが活躍し，1994年，1995年，1997年と2サイクルマシンを打ち破り，チャンピオンに輝き話題を集めている．また，米国でも1996年から4サイクルだけのモトクロスレースも始まり，人気が高まりつつある．

このような中，ヤマハ発動機㈱（以下，当社という）は1997年よりファクトリマシンYZM400Fを投入し，モトクロス世界選手権500ccクラスで優勝6回，AMAスーパークロス250ccクラス最終戦（第15戦）において優勝を獲得した．この技術を投入して開発をしたのが，市販モデルYZ400F（図1）である．ここにその概要を紹介する．

2 開発の狙い

モトクロスプレジャの活性化を目的に，次世代を担う最速4サイクルモトクロッサをコンセプトにして，下記の項目を重点に開発を行った．

① 低速から高速まで全域でYZ250を上回るエンジン性能およびトラクション性能
② 重量増を感じさせない軽快なハンドリング
③ ＹＺと同等以上のサスペンション性能

これらを実現するために，YZ250の車体諸元を踏襲して4サイクルエンジンを搭載することを基本とした．

3 エンジン関係

3.1 性能関係

YZ250の車体諸元を保つため，ボア×ストロークは92mm×60.1mmの超ショートストローク（当社4サイクルON-OFFモデルTT250R（73mm×59.6mm）並みのストローク）とし，ヘッド回りの小型化と12.5：1の超高圧縮比でも良好な燃焼室形状を得るため，水冷DOHC5バルブを採用した．これらと加速ポンプおよびTPS付きFCR39キャブレタや高効率のアルミサイレンサにより，ほぼ全域YZ250を上回る性能を実現した．エンジンのフィーチャマップを図2に示す．

3.2 大きさと重量

車体の重心位置をYZ250並みとするため，ドライサンプ式潤滑方式を採用してクランク位置を下げた．またメッキシリンダ，マグネシウムカバー類，クランクケースの

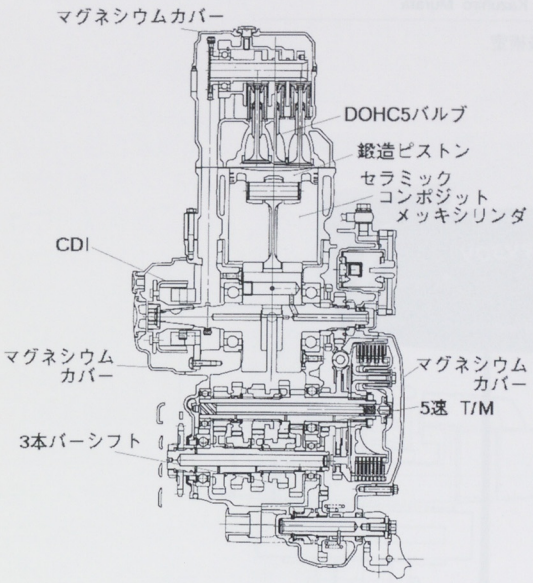


図2　エンジンフィーチャマップ

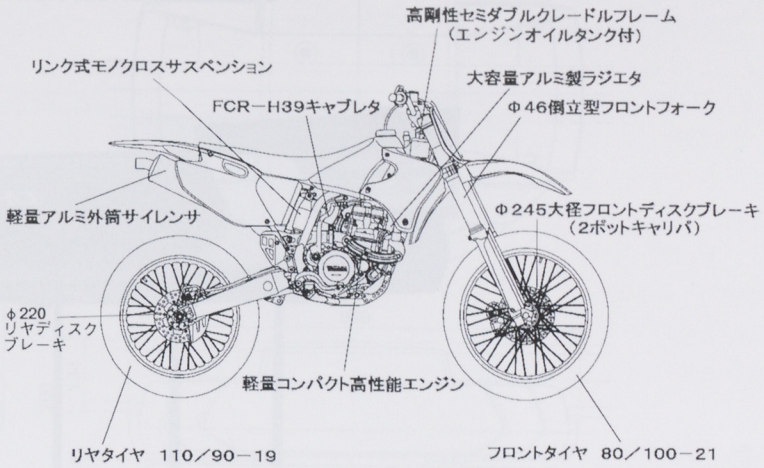


図3　車体フィーチャマップ

鉄インサート廃止などにより，エンジン単体で大幅な軽量化を実現した．

3.3　信頼性と操作性

11,000rpm以上の高回転での信頼性を確保するために一軸バランサを装備した．また，アクセルを開けたままシフトチェンジをするパワーシフトに対応するため，シフトフォークとシフトバーが一体で動く3本バーシフトを採用し，スムーズなシフトチェンジを実現した．

4　車体関係

4.1　基本ディメンジョン

車体基本ディメンジョンはYZ250とほぼ同一とし，エンジンの大きさの違いによる変更箇所は最小限の変更におさえた．車体のフィーチャマップを図3に示す．

4.2　フレーム回り

モトクロッサとしては初めての高強度タンクインフレーム（フレーム内部をオイルタンクとして活用）を採用した。製造上（対オイル漏れなど)の理由からくるパイプ材と板材の厚さの制約と，操安性に深く寄与するフレーム剛性のバランス取りが重要となった．また，エンジン懸架回りの構造変更も実施し，軽快なハンドリングを実現させた．

4.3　サスペンション回り

YZ250に採用されている前後サスペンションのセッティング違いとした．また，リヤサスペンションサブタンクの容量を向上させ，YZ250と同等以上のサスペンション性能を確保した．

4.4　ブレーキ回り

YZ250と同一であるフロント・リヤブレーキを採用し，4サイクルエンジンのエンジンブレーキとあいまって，止まる性能はYZ250と同等以上を実現させた．

4.5　外装パーツ回り

外装パーツは，フロントフェンダなど一部を除き全て新作とした．特に，フューエルタンク回りはエンジンの大型化(YZ250と比較して)に対して，容量(8 L)の確保とライディング上のスリム／コンパクト感の両立に苦慮させられたが，問題なく仕上がった．

5　おわりに

ラップタイムを計るとYZ250より速く走行しているが，乗っているライダに速いと感じさせないほど扱いやすく，初心者からプロライダまで幅広く乗れるモトクロスの新しい頂点モデルを開発することができた．今後もさらにユーザに満足してもらえるよう積極的に開発を継続していきたいと考えている．

製品紹介

モノレール式搬送システム　YDMS30CLEAN

Monorail Transport System YDMS30CLEAN

山本敬二 Keiji Yamamoto　高田浩志 Hiroshi Takata
加々谷　功 Isao Kagaya　村田和弘 Kazuhiro Murata
●IM事業部技術室／技術本部制御技術室

図1　YDMS30CLEAN

1 はじめに

YDMS(YAMAHA Direct Drive Monorail System)は，天井に設置されたレールに沿って物品を搬送するモノレール式搬送システムである．登坂機能あるいは昇降可能なハンドリングにより，天井走行ながらフレキシブルに搬送ラインを構築でき床面を開放することから，様々な生産現場に応用されてきた．近年，半導体をはじめとする電子分野はもちろん，医療・薬品・バイオ・食品・精密機器などクリーン化のニーズはあらゆる産業に広がっている．

そこで，ヤマハ発動機（株）として多様なニーズに対応するため，非接触で電力供給することによりクリーンルームに対応可能なモノレール式搬送システム，YDMS30CLEAN（図1）を開発し発売したので，ここにその概要を紹介する．

2 開発の狙い

本開発の狙いは，ブラシを排除し非接触で車両本体に電力供給することにより粉塵の発生を極力低減し，クリーンルーム内での使用に対応するために，主に以下の項目に重点をおいて開発を行った．

①世界最薄の車両サイズで十分な動力性能と機動性の確保
②既存のレールおよび制御装置を転用したコストダウン
③周辺機器への誘導障害をもたらす電流高調波の低減

3 製品の概要

表1に仕様諸元を，図2に外形寸法図を示す．車両本体はレール高を含めわずか200mmと極めてスリムで，一般建物から転用した工場，研究室や実験室，オフィスやホテル，レストランなど天井の低い施設にも導入可能である．本体重量が60kgと非常に軽量であることに加え非接触給電方式による走行抵抗の低減により，搬送速度は最高200m/minを実現した．また，最大昇降距離2.5m，最大昇降速度40m/minを可能にし，さらに，好評のLAN・CIMへの対応など従来機能をそのまま継承している点が本製品の特長である．

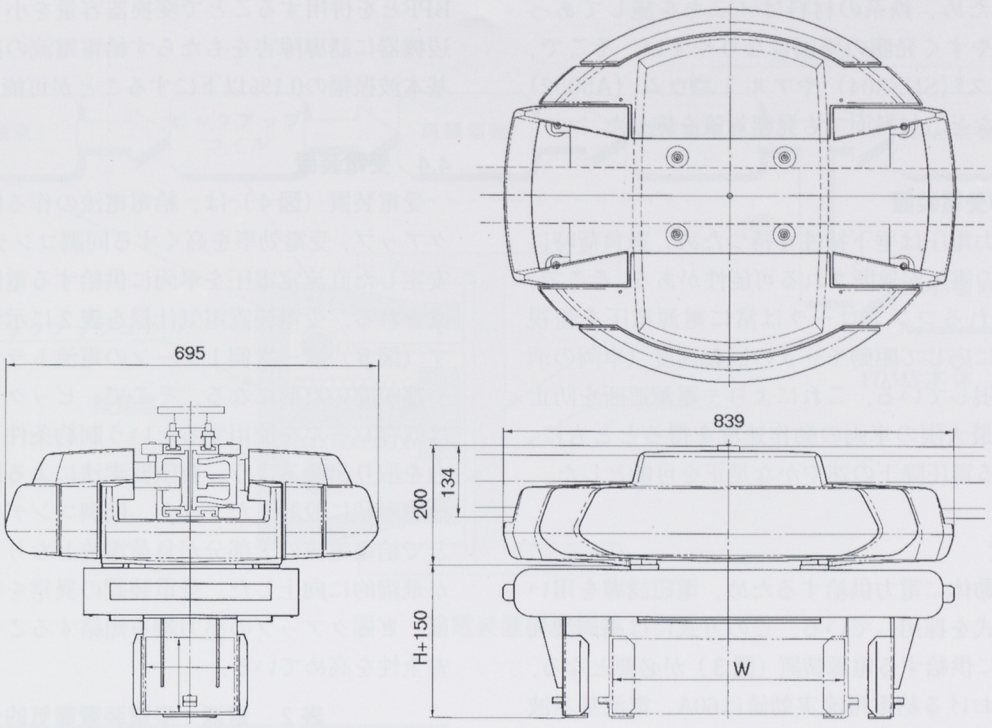


図2　外形寸法図

表1　YDMS30CLEAN仕様諸元

YDMS30CLEAN　仕様		標準ハンドリング寸法		
最大可搬質量 (ﾊﾝﾄﾞﾘﾝｸﾞ部含む)	30kg	ハンドリングタイプ		平行チャック方式
走行速度	0～200m/min	ワークサイズ (mm)	W	300～500
走行停止精度	±0.5mm		D	～350
最小停止ピッチ	50mm		H	～400
最小回転半径	R1000	レール部材仕様		
昇降速度	0～40m/min	水平カーブ		R1000
昇降距離	2.5m	レール吊りピッチ（直線部）		2～3m
昇降停止精度	±1.0mm	レール吊りピッチ（水平カーブ部）		3本／1カ所
ステーション設定数	255×6段	重量（吊り具含む）		11.7kg/m

4　技術的特長

4.1　車両構造

搬送車両は従来機（YDMS50Uなど）と同様，1つの駆動ローラと8個のサイドローラ，2個のアンダーローラでレールに支持されており，クラッチ，ブレーキによって，モータの動力を走行，昇降に切り替えている．従来機と異なる特徴として以下のことが挙げられる．

①アンダーローラが常にレールの中心を通る操舵機能により，スリップによる発塵を最小にするとともに，ピックアップと給電ケーブルとの距離を一定に保っている．

②昇降ベルトをスチールワイヤ入りウレタンベルトからステンレスに変更し，摩耗粉の発生を少なくした．また，ベルトを介したハンドリング装置への給電をDC24Vとし，安全性を確保した．

③クリーンルーム内は恒温恒湿であるが静電気発生を抑制するため湿度は非常に高く設定されてい

る．このため，鉄系の材料はメッキを施してあっても錆びやすく発塵の原因になりやすい．そこで，ステンレス（SUS304）やアルミニウム（A5052）を用いるなど，材料面でも発塵対策を施した．

4.2　車両制御受電装置

受電装置出力電圧は垂下特性を持つため，過負荷時にコントローラの電圧が遮断される可能性がある．そこで，車両に搭載されるコントローラは常に電源電圧を監視し，その電圧に応じて駆動モータの回転速度（車両の消費電力）を制限している．これにより，電源遮断を防止し得る範囲で最大限の車両の動作速度を得るとともに，過負荷等による電圧降下の速やかな是正を可能とした．

4.3　電源装置

非接触で移動体に電力供給するため，電磁誘導を用いた磁気結合方式を採用している．この方式には高周波大電流を給電線に供給する電源装置（**図3**）が必要となる．本システムにおける給電電流実効値は60A，電流基本波周波数は10kHzである．電源装置の電気的仕様を**表2**に示す．インバータは単相フルブリッジの矩形波駆動で，そのデューティを変化させ給電電流振幅を制御している．特定周波数成分のみを通過させる帯域通過フィルタ（BPF）を用い給電電流の直流分をカットしている点が本装置の特徴である．給電電流が大きいため，BPF出力をそのまま給電線に供給する場合非常に大きな変換器容量が要求される．そこで，給電線のインダクタンスと共振する並列共振コンデンサを設置し，並列共振回路とBPFとを併用することで変換器容量を小さくしつつ，周辺機器に誘導障害をもたらす給電電流の高調波ひずみを基本波振幅の0.1%以下にすることが可能となった．

4.4　受電装置

受電装置（**図4**）は，給電電流の作る磁束を拾うピックアップ，受電効率を高くする同調コンデンサ，および，安定した直流定電圧を車両に供給する電圧調整器から構成される．受電装置電気仕様を**表2**に示す．ピックアップ（**図5**）は一次側1ターンの電流トランスで，コアの一部が開いた形になる．そこで，ピックアップコア形状は既存レールを流用するという制約条件下で効率よく出力を取り出せるよう，有限要素法による磁界解析を用い最適形状に設計した．また，同調コンデンサを設けることで給電電流の大部分が負荷電流となり，システム効率が飛躍的に向上した．受電装置の異常を検出した場合には，ピックアップの出力端を短絡することでシステムの安全性を高めている．

表2　電源・受電装置電気的仕様

電源装置電気的仕様	
入力電圧	三相 AC200V 50/60Hz
出力電流	単相 60Arms，10kHz
高調波歪率	0.1％以下
出力電力	最大1.6kW
受電装置電気的仕様	
出力電圧	DC150V
出力電力	470W

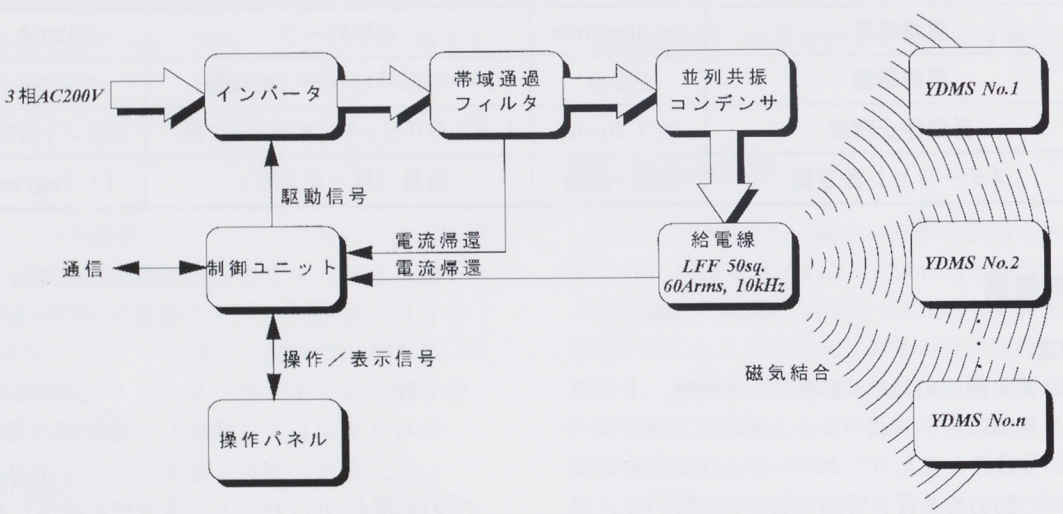


図3　電源装置構成概要

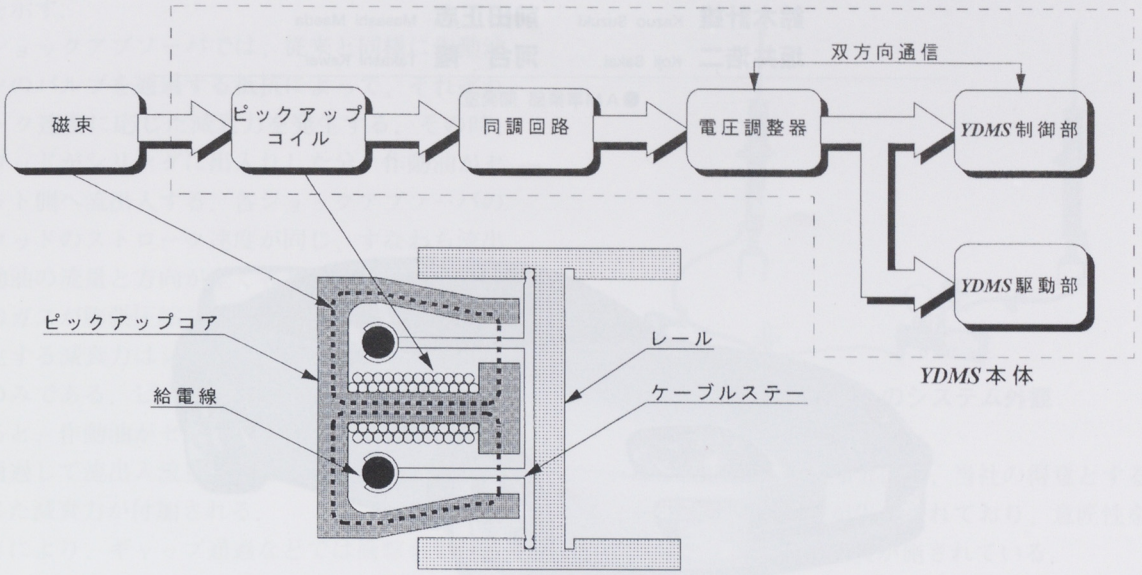


図4　受電装置構成概要

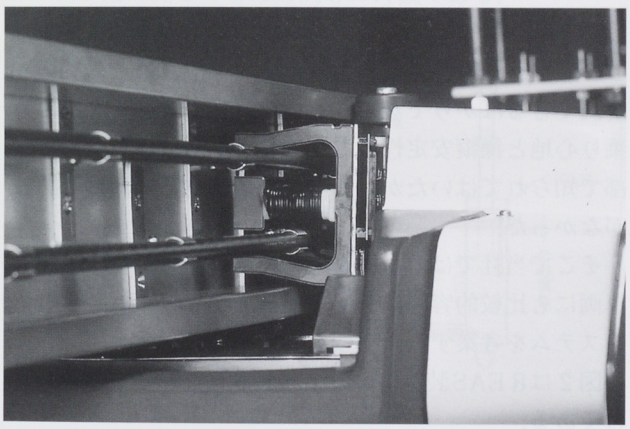


図5　ピックアップ

4.5　地上制御盤

上述の電源装置は対応レール長に制約があり，長距離搬送には複数台の電源装置を連結する必要がある．これに対応するため，本システムを統括管理する地上制御盤は従来のシステム制御に加え，複数台の電源装置で構成されるレール軌道のうち車両が存在しない区間を検知し，その区間の給電を停止する電源装置の監視制御も行っている．これにより，電力消費を抑制することができた．

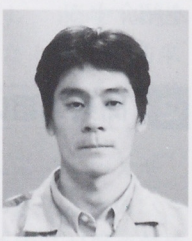
5　おわりに

クリーンルーム対応モノレール搬送システムの開発は、インバータ，モータ制御などのパワーエレクトロニクスと、クリーンルームに対応するメカ機能が融合した高度技術製品となった。コンピュータ関連のみならず，薬品から印刷業界に至るまでクリーンルーム内での生産工程は多いが，従来のクリーンルーム内搬送は磁気浮上のように非常に高価なものと，AGVのような機動性の低いものが主流であった．本製品は安価でかつ機動性が高く，業界からの反響は非常に大きい．

●著者

山本　敬二

高田　浩志


加々谷　功

村田　和弘

製品紹介

自動車用ショックアブソーバシステム　REAS

Relative Absorber System REAS

鈴木計雄 Kazuo Suzuki　前田正志 Masashi Maeda
坂井浩二 Koji Sakai　河合　隆 Takashi Kawai
●AM事業部 開発室

図1　REAS装着車

1 はじめに

ヤマハ発動機(株)（以下，当社という）には，トヨタ自動車(株)およびフォード社向け高性能自動車エンジンや，かつてのトヨタ2000ＧＴの開発，生産を行ってきた実績とともに，モータサイクルなど特異なノウハウを要する分野からのフィードバックにより蓄積された固有のサスペンション技術がある．

こうした素地のもとに当社独創の自動車用相互連携ショックアブソーバシステムREASを新規に開発し，図1に示すトヨタ自動車(株)のスープラ（SZ－RおよびRZグレード）向けに供給を開始したので，ここにその概要を紹介する．

2 開発の狙い

サスペンションの構成要素のひとつにショックアブソーバがある．その機能は車体の揺れを抑えるとともに，車輪の接地荷重を平滑化することであるが，一般に堅い（作動速度に対し，動きを止めようとする減衰力が大な特性の）ショックアブソーバを取り付けた車両は乗り心地が悪く，逆にショックアブソーバを柔らかく（発生する減衰力を小さく）すると操縦安定性が悪化するという，背反する問題を抱えていた．

自動車においてロール（横揺れ）とピッチ（前後揺れ）やバウンス（上下動）の振動モードの成分に応じてショックアブソーバの減衰力特性を変えてやればこの問題が解決できるばかりでなく，さらに従来のレベルを超えた乗り心地と操縦安定性が得られることは，これまでも一部で知られてはいたが，それを可能とする実用的な方法がなかった．

そこで当社では，単純な機構でこれを達成し，既存の車両にも比較的容易に装着可能な方法を模索し，現在のシステムを考案するに至った．

図2はREAS装着によるユーザメリットをまとめたものである．

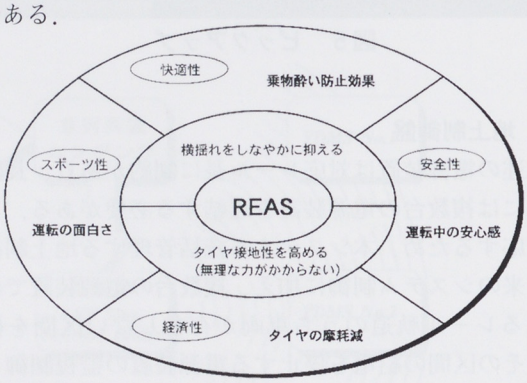


図2　REAS装着によるユーザメリット

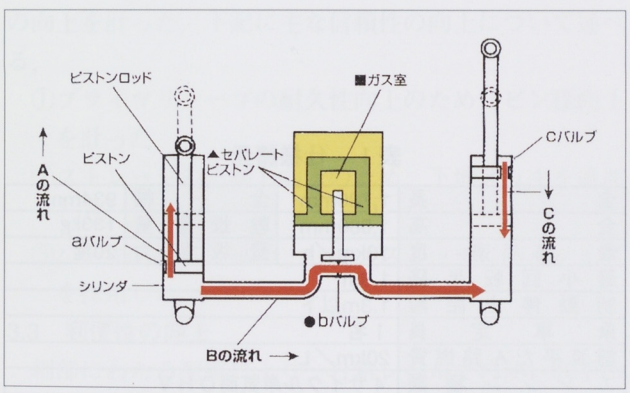
3 製品の概要

REASの基本構成は，従来と同様に配置されたショックアブソーバ部と新たに追加されたセンタユニットおよびそれらを接続する配管からなっている．図3にその

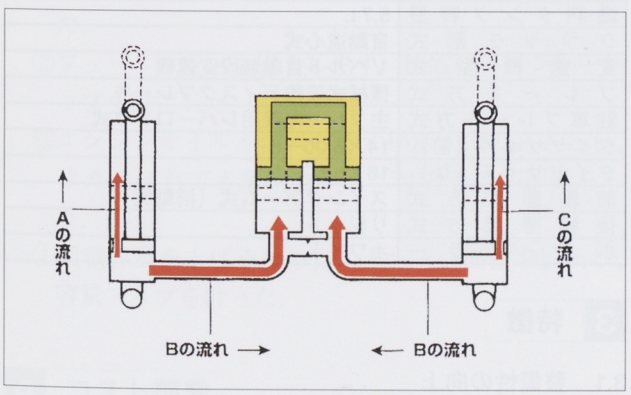
作動原理を示す．

左右のショックアブソーバでは，従来と同様に作動油がピストンのバルブを通過する抵抗によって，それぞれのストローク速度に応じた減衰力を発生する．その時，ピストンロッドがシリンダに出入りした分，作動油がセンタユニット側へ流出入する．各ショックアブソーバのピストンロッドのストローク速度が同じ，すなわち流出入する作動油の流量と方向が全く等しい場合，センタユニット内のガスが膨張圧縮してフリーピストン位置が移動し，発生する減衰力はショックアブソーバのバルブによるもののみである．ピストンロッドのストローク速度に差があると，作動油がセンタユニット側に設けられたバルブを通過して流出入流量の差分が埋め合わされ，速度差に応じた減衰力が付加される．

この働きにより，ギャップ通過などでは衝撃を柔らかに受け流しながら，操舵の応答性とリニア感を確保し，加減速時にも安定を保つことを可能とする．図4がスープラのリヤサスペンション用REASの外観写真である．フロント用に関してもほぼ同等の外観である．



左右サスペンションが逆方向に作動する場合
（完全逆相）



左右サスペンションが同方向に圧縮する場合
（完全同相）

図3　REASの作動原理

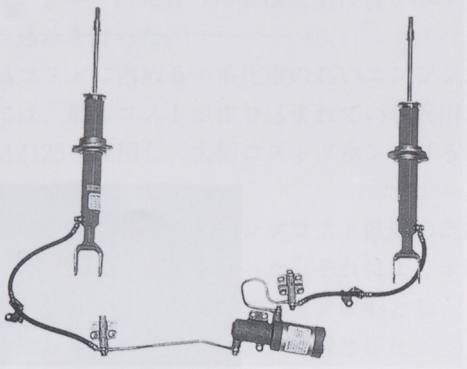


図4　REASのシステム外観

ショックアブソーバ部分には，当社の得意とするモノチューブ式のノウハウが生かされており，意匠性を重視してシリンダに赤色の塗装が施されている．

ショックアブソーバの配管取り出し口はいわゆるバネ下に位置し，車体に対して運動するため，配管の一部に可撓性を持つ低膨張ゴムホースを使用している．また，車両への組み付け性とサービス性向上のため，左右それぞれの配管の途中に，閉止分離用のジョイントを設けた．

なお，センタユニットの内部構造は，図3の作動原理図に示したものに対し各要素の配置を工夫して，よりコンパクトで生産性の高いものとされている．

REASの作動原理は単純なものであるが，それゆえにレスポンスが良好で不連続感のない，人間の感覚にマッチしやすいシステムとすることができた．

4　おわりに

幸いにしてREASの効果は，自動車専門紙などでも高い評価を得ている．

REASの可能性を認めて採用を決定し，車両への搭載検討やセッティングにご尽力下さったトヨタ自動車(株)殿を始め御協力頂いた社内外の方々に本紙面をお借りして厚くお礼申し上げる．

製品紹介

立ち乗りゴルフカーG 6-Aの改良

YAMAHA Golf Car New G6-A

寺井和夫 Kazuo Terai

●特機事業部 開発室

図1 G 6-A

1 はじめに

立ち乗りゴルフカーG 6-A（図1）は，キャディ付きプレーに際してキャディカーとして使用され，ゴルフバッグの搬送など，素早いプレーヤサービスをするために開発されたモデルである．このモデルは発売以来キャディに高く評価されて，一気に市場シェアを高めてきたが，今回モデルを一新したので，ここにその概要を紹介する．

2 開発の狙い

次世代立ち乗りゴルフカーとして，より完成度を高め息の長い商品にすると同時に，コスト採算性を向上させるために，次の5項目を開発の狙いとした．表1に仕様諸元を示す．

①汎用エンジンへの換装，樹脂部品の製法変更による採算性の向上
②ボディパネルの分割化による整備性の向上
③駆動系の高耐久性化による信頼性の向上
④使い勝手の向上
⑤ニュースタイリングの採用

表1 仕様諸元

全長	1,720mm	全幅	934mm
全高	1,080mm	乾燥重量	133kg
最高速度	10km／h	登坂能力	20度
最小回転半径	1.8m		
制動停止距離	1.3m以下		
乗車定員	1名		
舗装平たん路燃費	20km／L		
エンジン種類	4サイクル単気筒OHV		
総排気量	123cc		
最大出力	2.72kW(3.7ps)/3,500rpm		
最大トルク	7.84Nm(0.8kgm)/2,800rpm		
点火方式	TCI点火		
燃料タンク容量	5.7L		
クラッチ形式	自動遠心式		
変速機型式	Vベルト自動無段変速機		
ブレーキ方式	機械式後輪ディスクブレーキ		
駐車ブレーキ方式	主ブレーキ兼用レバーロック式		
タイヤサイズ（前）	14×6.00−6		
タイヤサイズ（後）	16×6.50−8		
前輪懸架方式	スイングアーム式（揺動式）		
後輪懸架方式	リジット		
ボディカラー	ホワイト		

3 特徴

3.1 整備性の向上

ゴルフカーの場合，一般的には1コースに50台近くの車両が使用されている．定期点検など一般整備の実施に際しては，台数が多いために非常に工数が掛かる作業

になっている．そこで，基本レイアウトの段階から工数を極力省けるよう配慮した艤装部品などを設定した．下記に主な整備性の向上について述べる．

①ボディパネルを3分割化し，他部品を外すことなく，簡単にパネルの脱着が可能になった（図2）．

②点検度の高いバッテリとエアクリーナは右側に集中配置し，大型リッドを設置した．

③セルダイは上方にレイアウトすることにより，ブラシの点検とベルト調整のしやすさを計った．

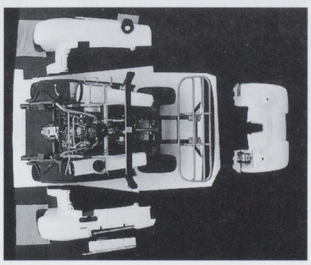


図2　分割ボディパネル

3.2　信頼性の向上

より完成度を高めるため，各部の見直しにより信頼性の向上を計った．下記に主な信頼性の向上について述べる．

①プライマリシーブの耐久性向上のため，ピン径向上を計った．

②ストレージの防錆力向上のため，下地メッキを追加した．

③パーキングスイッチ，バックスイッチに防水タイプを採用した．

3.3　利便性の向上

細部にわたる配慮により，日常レベルでの使い勝手の向上を計った．

①ステップ部にダンパラバーを追加することにより，路面ショックなどを緩和し，乗り心地の改良を施した．

②フューエルガンを挿入しやすい位置に，タンクキャップを設定した．

③エンジンオイルを注入しやすい注入口の高さとし，またこぼれても駆動ベルトに付着しない位置とした．

④積載容量を上げるため，ストレージ面積を拡大し，容量アップを計った．

4　コスト開発

市場からの低価格化要請と，モデル採算性の向上および高い目標を達成させるために，今回は特に数量（4,000台／2年）に見合った製法と型投資をポイントにして作り込みを計った．

①製品コストに占める一番比重の高いエンジンユニットには，最もコストが作り込まれている汎用エンジンMZ125を採用し，大幅コストダウンを計ることができた（図3）．

②樹脂成形部品は，ランニングコスト低減のため，製法・材質より見直しを行った．それによりボディパネルは変性ＰＰインジェクション成形とし，フェンダ類はＰＰインジェクション成形とした．

③今回の型投資の中で最も大きな比重を占めるのは，インジェクション用金型である．型費削減のため型材をアルミニウム材とし，またより形状のシンプルな部品には樹脂型を採用した．

以上の項目については，製造部門である創輝（株）と一体となったさまざまな活動の成果である．

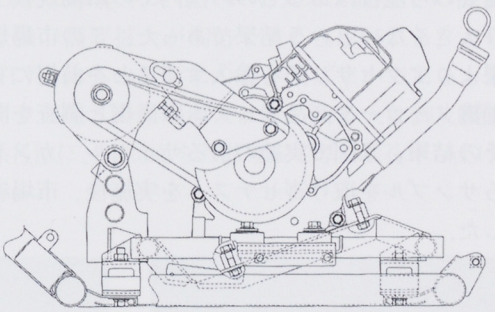


図3　エンジン搭載図

5　おわりに

今回11年振りのモデルチェンジということで，このモデルの息の長さを感じたが，それは市場ニーズに合致したリーズナブルなプライスと基本性能の確かさからくるものである．今後もさらに熟成を重ね，市場でより長く活躍できるモデルにしていく所存である．

● 著者

寺井　和夫

製品紹介

ATVアクセサリ
ATV Accessory

守屋輝年雄 Kineo Moriya　鈴木　隆 Takashi Suzuki

●（株）ワイ・イー・シー　技術部

1 はじめに

従来，国内でのATVの使用実態は，レジャーやレースを中心とした趣味性の高いものがほとんどであった．これに対して欧米では，ATVに補機（以下，アクセサリという）類を装着し，実用車として使われている割合がかなり高く，ATVアクセサリメーカーやその商品アイテムも豊富である．

そこで国内のATVユーティリティ分野でのアクセサリ類の需要性などのアンケート調査を実施したところ，潜在的需要の可能性はあるものの国内での市場規模予測はあまり大きくないという結果であった．この市場規模予測結果よりアクセサリ類を輸入することを前提にし，海外の補機メーカーや商品アイテムの発掘と調査を開始した．その結果，米国で実績のあるサイクル・カントリー社からサンプルを取り寄せテストを実施後，市場導入を開始した．

2 商品の狙い

ATVの持つ高い機動性と経済性の特徴を生かすユーティリティ分野を主ターゲットとして，図1に示すように，ターゲットユーザとアクセサリの働きを検討した結果，図の6つのアクセサリが選定された．また適合車種は図2に示す，ヤマハYFB250／FWとした．

特に排土板およびVバー・チェーンを装着したATVのスピーディな除雪機能に着目し，1996年冬期にテスト販売を行った結果，広いスペースでの排雪および短時間での排雪に威力を発揮し，好評であった．そこで，1997年より本格的に導入を開始したが，図3に示す雪処理商品群の中でも，排土板付きATVの手軽な除雪作業性に今後大きな期待が持たれる．

酪農農家 一般農家 林業家 ゴルフ場 一般ユーザ	→	PUSH（押す） PLOW（耕す） CARRY（運ぶ） TOW（けん引する） SOW（まく） MOW（刈る）	→	排土板 Vバー・チェーン トレーラー 種蒔き機 芝刈機 草刈機

図1　ＡＴＶアクセサリ

図2　YFB250/FW

飛ばす	融かす			移動する	
除雪機	融雪機	ロード ヒーティング	ルーフ ヒーティング	排土板 ATV	パワー ショベル

図3　雪処理商品群

3 商品概要

① 排土板（スノープラウ）（図4）

軽量な砂や土の移動から刈り雑草の除去作業，そして除雪作業まで，マルチな用途に対応する．運転席左手元に装着するハンドルリフトで，機動力の高い作業性を生み出す．

図4　排土板（スノープラウ）

②Vバー・チェーン（図5）

タイヤのトレッド面を覆うクロスチェーン部に，優れたグリップを生むV型バーを組み込んでいる．ATVの高いけん引力を一層引き出す．

③トレーラー（図6）

酪農業から庭園整備まで，幅広いシーンで汎用性を持つATV用トレーラである．レバー操作で底床は34度にスラント可能である．脱着式リアゲートや丸形状底床との相乗効果で，滑らかな積み出し性を実現した．

④種蒔き機（図7）

45L容量ホッパと専用モータファンの滑らかな回転が，種まきや粒状肥料の散布作業の効率向上を実現した．付属のカバーシールドの使用により，振動などによるホッパからの種の飛び出しを防ぐ．

⑤芝刈機（図8）

3枚刈刃で1.2m幅の刈り幅を実現した．芝高は25～100mmに7段階に調整が可能である．フロントマウントによりATVのタイヤに圧される前に美しく芝を手入れできる．また，セル付き空冷4サイクルエンジン（10.5馬力）を搭載し，制御パネルは運転席の向かいに設置し，容易な操作性を実現した．

⑥草刈機（図9）

空冷4サイクルエンジン（12.5馬力）を搭載し，負荷の大きな草刈り業務に最適である．1枚刈刃で刈り幅は1.2m，刈高は25～165mmまで無段階調整が可能である．クイックピン付きヒッチ（連結装置）により，連結位置をATV後方の左右に自由に取り付けられ，フェンス際や木の下など，これまで難しかった場所での草刈りが可能になった．

4 おわりに

ATVアクセサリは，YEC用品事業の一環としてATVのユーティリティ分野を狙った，ヤマハ発動機各販売会社への仕入れ商品である．国内市場規模としてはまだ非常に小さなものではあるが，北海道を中心とした排土板付ATVのデモ車キャンペーンやテスト販売での評価も高く，今後の需要拡大が期待できると思われる．さらにそれがATV本体への拡販につながれば幸いである．最後にATVアクセサリの市場導入に際し，多大な御支援を頂いた関係各位に，本誌面をお借りして厚くお礼申し上げます．

図5　Vバー・チェーン

図6　トレーラー

図7　種蒔き機

図8　芝刈機

図9　草刈機

製品紹介

TRX850　鈴鹿８時間耐久レーサー

TRX 850 SUZUKA 8 Hours' Endurance Racing Machine

猪崎次郎 Jirou Izaki　小栗幹夫 Mikio Oguri　仲秋　一 Hajime Nakaaki
平野和行 Kazuyuki Hirano　平野文人 Fumihito Hirano
●モーターサイクル事業本部第２プロジェクト開発室

図１　TRX850

1　はじめに

公道でいかに楽しく，かつ安全に速く，また物理的な速さだけではなく，乗り味の満足感までをユーザに提供するというコンセプトのもと，1995年にビッグボアツインTRX850をリリースした．翌1996年には欧州にもリリースされ，市場の反応としては，その後他社より同じコンセプトのモデルがリリースされたことからいえば，我々の狙いは間違っていなかったことが実証された．

このTRX850は，公道での楽しみを最大限に発揮させることを第一に開発したが，一方では，この狙いである「安全に楽しくかつ速い」ということはサーキットでも通用するはずで，これを実証したいという我々の気持ちを押さえ切れずにいた．そんな折，元GPライダーの平忠彦氏，クリスチャン　サロン氏と組んで鈴鹿８時間耐久レースに参戦する話が持ち上がり，1996年，1997年と２年続けて参戦した．その結果は，1996年は予選２分17秒台，決勝24位，1997年は予選２分15秒台，決勝18位であった．さすがに絶対的パワーでは４気筒勢にはかなわないため，ストレートではかわされたが，S字コーナであるいわゆるコーナの連続する場所では並みいる４気筒勢を抜き去り，レース結果と合わせて我々の考えが間違っていないことが実証され，非常に満足のいく成果を得ることができた．

そこでTRX850の1997年仕様を中心に，８耐レーサーの概要を紹介する．（図１）

2　開発の狙い

ビッグボアツインのメリットを最大限に生かすため，エンジンと車体を下記の狙いで開発した．

①エンジン

・最高出力狙いではなく中間加速特性をよくして，いかにして８時間を楽に走りきるか．

・鈴鹿はある意味では高速サーキットなので，レーサー

として最低限の絶対出力は確保すること．
・市販車へのフィードバックも考慮するため，耐久性には余裕を持たせること．
② 車体
・初期旋回が軽く，かつ鋭いこと．
・エンジンのパワーアップ，特に中速域のパワーに耐えられる剛性を有すること．
・サーキット特有のハードブレーキングやスリックタイヤの高いグリップ力に耐えられる剛性を有すること．
・軽量であること．

3 主な変更内容

上記の狙いを達成するため，エンジンと車体共以下の変更を加えた．

3.1 エンジン

まず，ビックボアツインのメリットを最大限に生かすため排気量を897.4ccとし，ケーヒン社製FCR41キャブレタと中速域重視のレーシングカムシャフトを採用した．これにより，中速域のパワーアップとレスポンスの向上がはかれた．前述のＳ字コーナでの速さは，この３点の変更によるところが大きい．

さらに，レース用鍛造ピストン，オーバサイズバルブ，６速ミッション，オーバーレーシング社製チタンコンロッド，タイラレーシング社製マフラをあわせて採用し，サーキットでの最低限のパワーを確保した．テスト時にはライダーから高速型のエンジンセッティングを要求される場面もあったが，あえてビックボアツインのメリットを生かすために中速重視型のエンジンを選択した．

3.2 車体

レーシングスリックタイヤを装着した状態でも軽快な初期旋回性能を確保するため，フレームのヘッドパイプ回りの補強を行い，創輝社製φ48レース用正立フロントフォークとマルケジーニ社製前後ホイールを採用した．さらに，YZF1000改リヤアームを併せて採用することにより，パワーアップしたエンジンに対応した車体剛性を確保した．また，軽量化として，FRP外装品，クイックチャージ付きアルミタンク，タイラレーシング社製バックステップを採用した．

以上のエンジンと車体に関する主な変更点と，その他にもクランクケースのバリ取りなどといった細かい所まで手を加えることにより，前述のように，Ｓ字コーナで４気筒勢を抜き去るレーシングマシンを製作することができた．

4 おわりに

今回のTRXレーサー開発は通常の市販車開発業務と並行して行ったため，各メンバ共負荷がかなり大きかったが，そこはいわゆる情熱の力で乗り切ることができた．ただし，部品製作メーカーをはじめとする関係各位の皆様には，数々の部品を特急で作っていただき，大変御迷惑をおかけしました．この場を借りてお礼申し上げます．

また，第２プロジェクト開発室としてレースに参戦した以上，昨年と一昨年で得たノウハウをいかにして実際の市販車にフィードバックさせるかが，我々に課せられたこれからの課題であり，義務であると考えています．

製品紹介

中型浄水器　OH200

Middle Size Water Purifier OH200

八木澄夫 Sumio Yagi　山下良造 Ryozo Yamashita　長田　学 Manabu Nagata

●（株）アイアイシー　商品開発室

1　はじめに

インドネシアの水事情は非常に厳しい．ジャカルタなどの都市部においても事情は変わらず，水道水といえども煮沸しないでは決して飲めない．水に色，濁りがあるのは当たり前で，地下水を利用している大部分の住民はさらに深刻である．経済の発展と共に，水に対する安全意識，健康意識が高まり，浄水器への要望が高くなってきた．このような状況の中で，1991年（株）アイアイシー（以下，当社という）の独自開発による中型浄水器OH300シリーズ（図1）がインドネシア市場に投入された．日本の水道基準と同等の浄水を供給できる性能と，WQC(Water Quality Control)サービスという当社のトータルサポートシステムが高く評価され，販売台数も順調に伸びている．

このOH300シリーズに対し，よりコンパクトで設置場所を選ばない浄水器も要望されるようになってきた．これに答えたのがここで紹介するOH200浄水器（図2）で，1996年8月から販売が開始された．

図1　OH300

図2　OH200

2　開発の狙い

既存機種であるOH300シリーズは比較的大きな世帯を対象にした設計で，2m³／日の浄化能力がある．これに対しOH200では，表1に示すように，1.5m³／日程度の浄水能力をもち，より広いユーザをターゲットにしたコンパクトで設置場所を選ばない小型な浄水器を目指した．またユーザでも簡単にメンテナンスできるシンプルな構造が特徴である．

開発の主眼は次の3点である．

(1) 設置場所を選ばないコンパクトな構造である．

(2) 1.5m³／日程度の浄水能力を有し，競合他社より優れた浄化能力とろ過寿命を有する．

(3) ユーザメンテナンスが可能なカートリッジ式（図3）を採用する．

表1　OH300との比較

		OH200	OH300
浄化能力		20L/分	30L/分
ろ材	一次	粒状活性炭	シャモット
	二次	—	粉末活性炭
寸法		φ322×H678	φ322×H894
小売価格		Rp.1,770,000	Rp.5,126,000

Rp:ルピア
インドネシア通貨

3 製品の概要

OH200は，OH300シリーズのデザインを継承しながら二筒式から一筒式に変更し，高さを低くすることで“コンパクトな構造”とした．

カートリッジは，女性にも容易に交換ができるように上下二段に分割した．上段カートリッジ内には空間が設けてあり，逆洗を行った時により効率よく不純物を洗い流すことができるようにしてある．これによりカートリッジの閉そくを防止し，ろ過寿命をのばすことができた．図4に内部構造を示す．

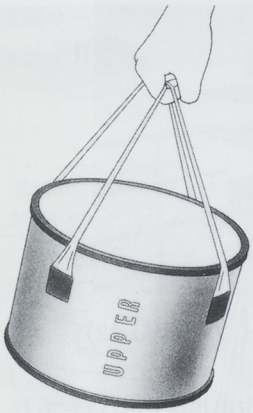


図3　カートリッジ

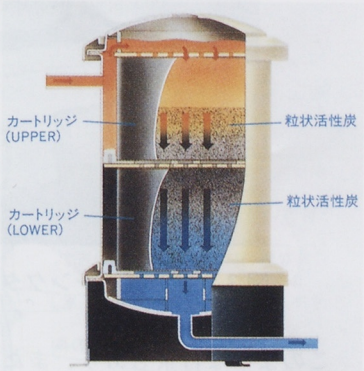


図4 OH200内部構造

また，カートリッジを構成するろ布と粒状活性炭からなる四重ろ過システムを採用することにより，図5に示すように競合他社以上の浄化性能を確保できた．表2にはOH200の浄化プロセスを示す．

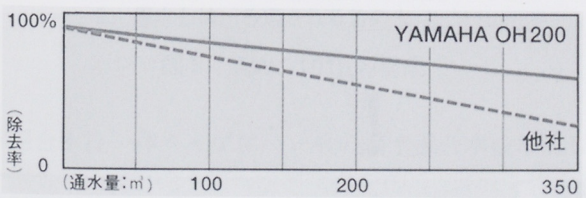


図5　OH200の濁度除去率（当社実験比）

表2　OH200の浄化プロセス

工程 / 項目	原水		OH200		OH80S 注)
色	●	→	STOP	→	
濁り	●	→	STOP	→	
臭い	●	→	STOP	→	
洗浄	●	→	STOP	→	
ミネラル	●	→	●	→	●
バクテリア	●	→	●	→	STOP

注）OH80Sは当社小型浄水器
※原水のレベルにより飲料可能，およびフィルタの寿命は異なる．

4 おわりに

OH200は開発の狙い通りシンプルな構造にまとめることができたが，シンプルなものだけに開発は予想以上に難しいものであった．ろ過寿命の確保にあたり，上段カートリッジ内に空間を設けて逆洗性を向上させるという簡単な構造に至るまでは，存在するかどうか分からない正解を求めて時間との戦いであった．

販売開始から1年経過した現在，OH200のコンセプトがより理解されるようになり販売も好調である．いくつかの技術的課題も残されているが，一つ一つの課題に対し開発が進んでおり，今後，OH300シリーズ・OH200シリーズとして充実させていく予定である．

当社では浄水器ビジネスを開始して以来，インドネシア大学と共同で「地域生活水改善活動」を進めている．これはインドネシアの貧しい人々，あるいは離島などできれいな生活水を得られない人々を対象に，浄水施設を提供し，衛生教育，浄水施設の管理教育など，すべてを一緒に考えながら生活の向上を目指そうというものである．当社の浄水技術と水への想いが，インドネシアを起点に世界に広がることを夢見ながら開発を進めている．

●著者

八木　澄夫

山下　良造

長田　学

製品紹介

ヤマハビルトイン浄水器　AWJ-101F

YAMAHA Built-in Water Purifier AWJ-101F

大橋喜四郎 Kishirou Ohashi　上川秀哉 Hideya Kamikawa

●（株）アイアイシー　商品開発室

1 はじめに

私たちの生活に欠かせないもののひとつに水があるが，普段何気なく口にしている水を「おいしくない」と感じたことはありませんか．近年，河川が汚染され河川水を水道水にする浄水場では飲料水として安全な水を確保するため，多量の薬品を使用している．

本来，おいしい水とは無味，無臭であり，その本来の水を提供しようというのが浄水器の役割である．

最近では，浄水器は各家庭にとって必需品となりつつあるが，特に，東京や大阪といった大都市部においてはその傾向が強い．

家庭用浄水器と一口にいっても様々な商品が市場にあふれているが，大きく分けて次の3つのタイプに分類される．

①蛇口直結タイプ（図1）
②カウンタートップ（据え置き）タイプ（図2）
③アンダーシンク（ビルトイン）タイプ（図3）

図1 蛇口直結タイプ

図2 カウンタートップタイプ

（株）アイアイシー（以下，当社という）では現在，ヤマハリビングテック（株）へアンダーシンクタイプの浄水器をOEM供給し，浄水器市場に参入している．今回，1997年4月より市場導入した新規モデル「ヤマハビルトイン浄水器AWJ−101F（図4）」について概要を紹介する．

2 開発の狙い

当社では，既にアンダーシンクタイプの浄水器AWJ−42（図3）のOEM供給を行っているが，システムキッチンの低価格化が進む中で，アンダーシンク浄水器の価格に割高感が感じられるようになってきた．

図3　アンダーシンクタイプ（AWJ-42）

このような背景もあり，また市場拡大の狙いもあり，新規モデルの開発が必要となった．開発にあたっては上記で述べた低価格化も含め次の5点を開発の目標とした．

①価格は，業界で最も低価格であること
②邪魔にならないよう，小型であること
③性能は業界標準並（寿命1年）であること
④施工性がよいこと
⑤カートリッジ交換が簡単であること

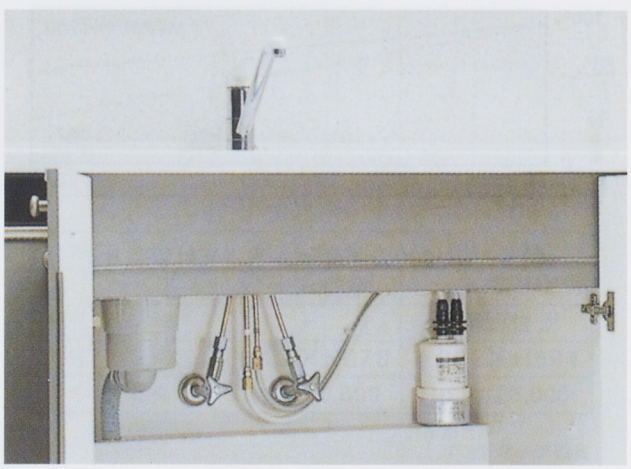
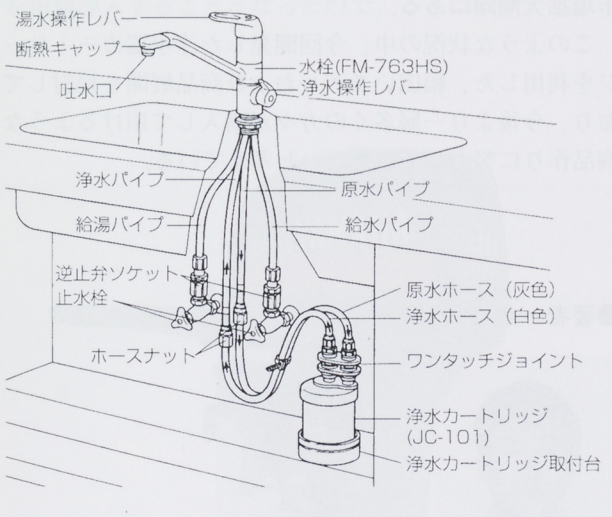


図4　ヤマハビルトイン浄水器 AWJ-101F

3 製品の概要

アンダーシンクタイプ浄水器にも水栓の種類により専用水栓タイプと混合水栓一体タイプの２種類がある．当社では既に専用水栓タイプの商品を市場に導入しているが，今回紹介するのは混合水栓一体タイプである．

混合水栓一体タイプの特徴は，配管・施工が簡単であることがあげられる．その理由として，もともとシステムキッチンにおいては，浄水器の有無にかかわらず湯水混合水栓は必需品となっており，その混合水栓に浄水器を接続するだけで特別の施工を必要としないからである．AWJ－101Fの構成は，図５に示すように混合水栓，接続ホース，ワンタッチジョイントおよび浄水カートリッジよりなっている．表１にその仕様を示す．



注１．浄水とは，浄水器を通してろ過された水
　　２．原水とは，ろ過される前の水

図５　AWJ-101Fの構成

混合水栓一体タイプは，一般の湯水混合水栓に対し，２本のパイプ（浄水器へ水道原水を送るパイプと浄水器より混合水栓へ浄水を送るパイプ）と浄水操作レバー（浄水を使用したい時に使うレバー）を追加している．特徴は，湯水操作レバーの開閉で水道水や湯が，浄水操作レバーの開閉で浄水を吐水口から取り出せるようになっている．

表１　仕様

型式の呼び名		AWJ-101F
種類		Ⅱ形
浄水カートリッジ品番		JC-101
水栓品番		FM-763HS
ろ材		不織布 粒状活性炭 中空糸膜
除去対象物質		残留塩素，濁度
ろ過流量		4．5 L /min （水圧0.1MPa {1.0kgf/cm²} 水温20℃時）
ろ過能力	残留塩素（2ppm）	10,000 L
	濁度　(10度)	5,000 L
	(２度)	25,000 L （社内試験）
使用可能水圧		0.08～0.74MPa　{0.8～7.5kgf/cm²}
浄水カートリッジ寸法		φ101mm×183mm
毎日放流時間		10秒以上
浄水カートリッジ交換時期の目安		12ヶ月（1日25 L 使用の場合）※1
浄水カートリッジ重量		480g（未使用時）(満水時1,000g)
安全装置		逆止弁
浄水機能の除去できる成分		一般細菌，残留塩素（カルキ臭），濁度（鉄配管内の赤さびや水中の各種の濁り）※2
浄水機能の除去できない成分		水の中に溶け込んでいる金属イオン，塩分など 0.1ミクロン（1/10,000ミリ）以下の粒子，ウィルスなど

※１水質の違いにより，浄水カートリッジの寿命は異なる．
※２硬水を軟水に変えることはできない．
単位は，国際単位を採用．｛ ｝内数値は従来単位で表したものである．

次に浄水カートリッジは，図６に示すように，ろ材としては現在主流となっている不織布，粒状活性炭，抗菌中空糸膜を採用している．

ろ過のプロセスは図７に示すように，まず不織布で大きなゴミを取り除き，次に粒状活性炭で塩素や有機物，濁り，カルキ臭やカビ臭などのいやな臭いを取り除く．最後に抗菌中空糸膜で0.1ミクロン（1/10,000ミリ）以上の細かい濁りや鉄サビ，一般細菌を取り除くというように３重フィルタで原水を浄水する．

また，高賦活活性炭の採用および中空糸膜の対寿命最適充填率の追求により，性能は従来と同等であるにもかかわらず，小型化，低価格化が達成できた．

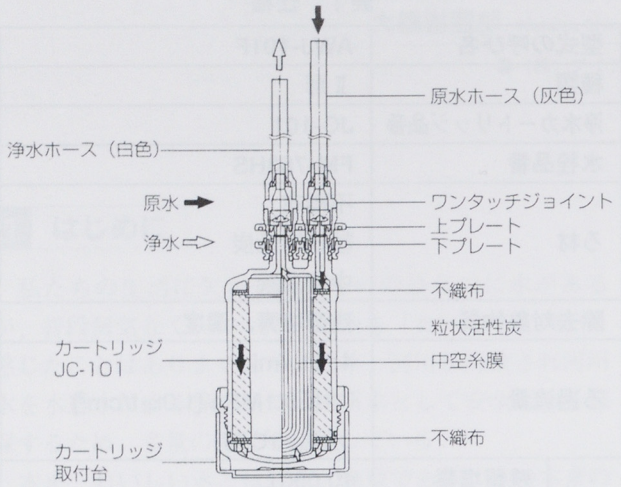


図6　浄水カートリッジ構造図

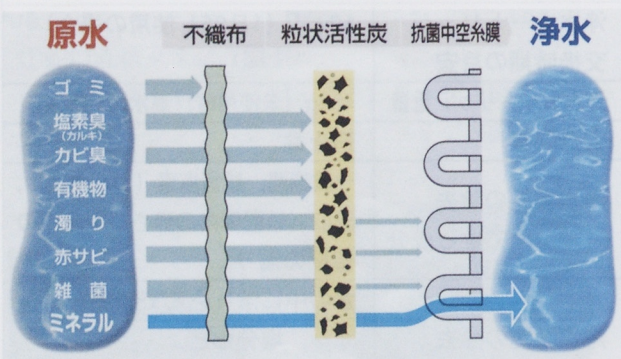


図7　ろ過のプロセス

今回開発した浄水カートリッジは，当社従来品と異なりカートリッジ自身が圧力容器として設計されており，そのまま外観部品となっている．これにより部品点数を削減し，低価格化に寄与している．

また，カートリッジ交換の操作性に新機構を採用し，だれでも手軽に，簡単に一つの動作で交換できるよう，図8に示すようなワンタッチジョイントを採用した．

これにより，従来1ヶ所ずつそれぞれのジョイントを脱着していた操作を1度に，しかも瞬時に，そして確実に浄水カートリッジの脱着が可能になった．

図8　ワンタッチジョイント

4　おわりに

今回紹介したアンダーシンクタイプ浄水器は，浄水器のカテゴリの中で比較すると，まだまだ数少ないのが現状である．しかし，毎年着実に販売数量を伸ばしており市場拡大傾向にある．

このような状況の中，今回開発した浄水器カートリッジを利用した，幅広いモデルおよび商品展開を検討しており，今後より一層多くの方々が購入して頂けるような商品作りに努力していきたいと考えている．

●著者

大橋喜四郎

上川　秀哉

製品紹介

船外機　New 40馬力

Outboard Motor New 40ps

阿部晃志 Koji Abe　加島幸典 Yukinori Kashima

●三信工業（株）　技術部

1 はじめに

ヤマハ2気筒40馬力船外機には，先進国のベーシックモデルとして好評な40Q，業務市場にて高い信頼性で人気のE40GとE40Jがあり，市場導入より今日まで数々の改良を加えながら，市場で高い支持を得られてきた．

しかしながら，最近は他メーカーとの競合により，市場でのより一層の商品力の強化と生産性の効率向上が望まれるようになった．

そこで，今回両モデルを統合し，フルモデルチェンジを行うことを目的に開発された製品40XとE40X（図1）を市場導入することとなったので，ここに紹介する．

図1　E40X

2 開発の狙い

開発の狙いは，業務市場での過酷な使用環境に耐えられる信頼性と航走性能を確保しながら，先進国で求められる快適性や操作性を追求し，適正な価格で市場に提供することである．以下の6項目を重点化して開発した．

①思い通りに走れる航走性能
②安心して使える信頼性
③手間の掛からない整備性
④振動，騒音の少ない快適性
⑤使い勝手のよい操作性
⑥経済的に乗れるランニングコスト

3 主要諸元

主要諸元を表1に示す．

表1　主要諸元

エンジン	タイプ	2サイクル2気筒
	ボア＊ストローク	80＊70mm
	排気量	703cc
	プロペラシャフト出力	40ps@5,500rpm
	二次圧縮比	6.0
	掃気	シュニーレ
	始動方式	手動式リコイルスタータ 電動式スタータ併用
	点火方式	CDI
	冷却方式	水冷
	気化器形式 燃料油	1キャブレタ　バタフライ 無鉛ガソリン
	混合比	50:1
ドライブ	減速装置	スパイラル　ベベルギア
	減速比	2.0(13:26)
	クラッチ形式	ドッグクラッチ
	シフト	前進ー中立ー後進
その他	チルトアップ角度	68°
	ステアリング角度	45°

4 仕様概要

エンジン，カウリング概要を図2に，コントロール，ブラケットおよびロワー概要を図3に示す．また，開発目標に対する仕様概要を下記に述べる．

4.1 航走性能（40馬力クラストップの航走性能）

(1) エンジン

①E40G／Jに対し，ボア径を2㎜大きくして排気量を34cc増加させることにより，出力性能に余裕を持たせた．

②燃焼室は，出力向上を狙いパンケーキ形状とした．

(2) ロワー

①F50A，40V／50Hにて開発した，低抵抗ロワー形状を採用した．

②重荷時における水のつかみとスラスト荷重向上を狙い，8インチピッチプロペラを開発した．

4.2 信頼性，整備性（長く使える，すぐ直せる）

(1) エンジン

①クランクは組み立てクランクを採用し，ベアリングの耐久性と整備性を確保しつつ，市場にて長い実績のある現行機種と互換性を持たせることで，パーツ供給を容易にした．

②ピストンは新材料AR9Fを採用し，ボア径アップによる重量増加を極力抑える設計とし，ベアリングの耐久性を確保すると共に，信頼性向上を図った．

(2) カウリング

空気取り入れ口をトップカウリングの内側で別体とすることにより，吸入口よりの水入りに対し最適形状を形成するとともに，新しいデザインを可能としている．

(3) ロワー

①ロワーギアは現行機種との互換性を持たせつつ，強度向上を図るとともに，キャップロワーケーシングの採用により，信頼性および整備性を向上させた．

②アッパケーシングに大型スプラッシュプレート，およびその上段のロワーマウントブラケットにプレート，さらにピボットシャフト先端に突起を設けて，水の跳ね上げや水上がりを抑えた．

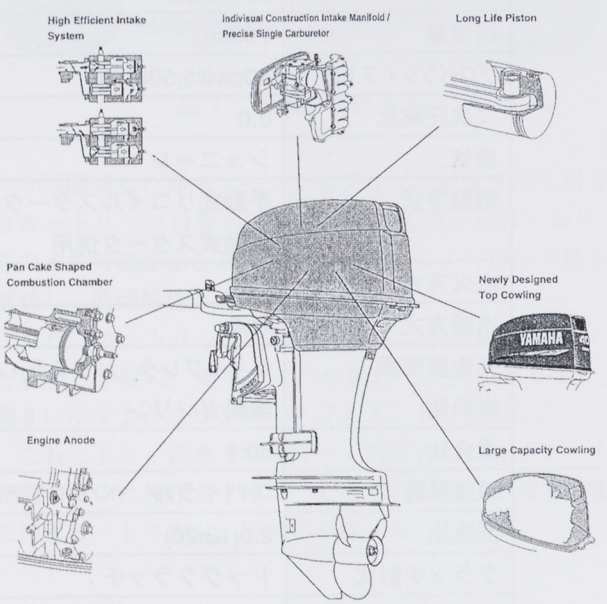


図2　エンジン，カウリング概要

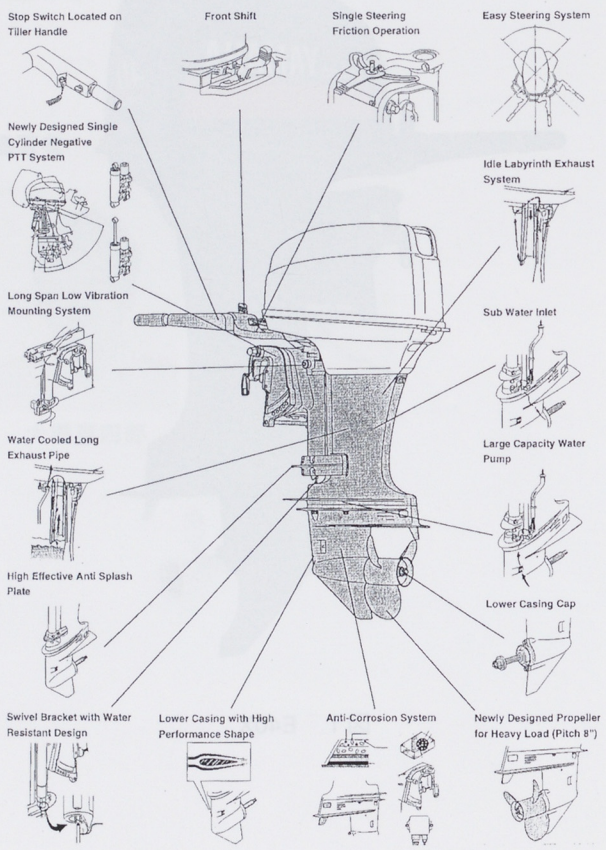


図3　コントロール，ブラケット，ロワー概要

③大容量ウォータポンプの採用と，泥水地域にはクロムメッキを施したカートリッジを設定した．ロワーケーシングにメインとサブの2系統吸水構造を採用した．

④排気口からエンジン内への水入り防止として，新構造マニホールドエキゾーストを採用した．

(4) 電装

CDIユニット部に防水ダイレクトカプラを採用することにより，ギボシ結線数を大幅に減らし，さらに防水カバーを設置した．これによって，信頼性および整備性を大幅に向上させた．

(5) その他

大物アルミ部品には耐食アルミ材のYDC30を採用して，シリンダおよびロワーにアノードを設置し，さらにブラケット系にSUS材を多用することにより，現行機に対し大幅に耐食性を向上させている．

4.3 快適性，操作性，経済性

（気持ちよく乗れ，使い勝手が良い）

(1) エンジン

シングルキャブレタと新開発インテークマニホールドの採用や摺動部の信頼性を高めた新ベース摺動点火方式により，低速での燃焼を安定させ，快適性と経済性を高めた．

(2) コントロール

ストップスイッチをティラーハンドルに設置し，フロントシフトとワンタッチステアリングフリクションの採用により，操作性を高めた．

(3) ロワー，ブラケット

①ブラケットマウントのロングスパン化とゴム容量の増加により，ハンドルおよび船体の振動を大幅に低減し，快適性を向上させた．

②ブラケットは4ストローク25馬力機種と共同開発を行い，メカニカルチルト機構に加え，新開発小型Power Tilt & Trim（PTT）を採用した．部品の共通化と軽量，コンパクト化および操作性向上を実現させた．

5 おわりに

このモデルは，派手な先端技術はないが，様々なニーズに答えるべく，現在の船外機基本技術を集積させた結果，生まれた商品である．40A以来のヤマハ40馬力船外機の長い歴史と伝統を引き継ぎ，今後も市場ニーズに合わせた改良を加え，2ストローク船外機のベーシックモデルとして全世界で活躍することを期待している．

●著者

阿部　晃志

加島　幸典

製品紹介

4サイクル船外機　F25A

Four Stroke Outboard Motor F25A

渡辺一比古 Kazuhiko Watanabe　岡崎正喜 Masaki Okazaki

●三信工業（株）　技術部

1 はじめに

環境に対する世界的な関心の高まりの中で，よりクリーンで，より経済的な船外機が市場から望まれるようになってきている．今回は，市場の幅広いニーズにこたえるべく，新たに4サイクル25馬力船外機F25A（図1）を開発したので紹介する．

図1　F25A

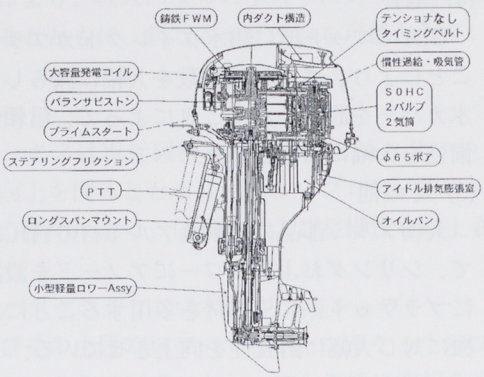


図2　基本構造

2 開発の狙い

環境に適合した，25馬力クラスの船外機をお客様に提供することを主眼に，優れた航走性能と環境規制の両立，低燃費，軽量コンパクト，高い信頼性を備えた小型4サイクル船外機を目標に掲げ，開発を行った．

3 主要諸元

主要諸元を表1に示す．

表1　主要諸元

エンジン	タイプ	4サイクル2気筒 SOHC
	ボア＊ストローク	65＊75mm
	排気量	498cc
	プロペラシャフト出力	18kw(25ps)/5,500rpm
	気化器形式	1キャブレタ
	潤滑方式	ウェットサンプ
	オイルパン容量	2L
	冷却方式	水冷
	点火方式	CDI
	発電容量	12V-6A (OP:15A)
	始動方式	手動式リコイルスタータ 電動式スタータ
ドライブ	シフト	前進ー中立ー後進
	減速比	13:27 (2.08)
	トランサムハイト	S，L，UL

4 構造と特徴

基本構造を図2に示す．

4.1 エンジン

エンジンの基本部分の開発は，米国のマーキュリーマリン社との共同開発の中で行った．性能向上を目的に，ベースモデルのF50に対して，ボア径を63mmから65mmに大きくし，これによりクラストップのスピードと加速性能を達成した（図3，4）．また，振動を低減するため，図5に示すようにバランサピストン構造を採用し，低速から高速までのフィーリング向上を実現した．さらに，始動操作性向上のため，チョーク操作が不要なプライムスタートシステムを採用し，スタータキーを回すだけでエンジンの始動を可能にした．

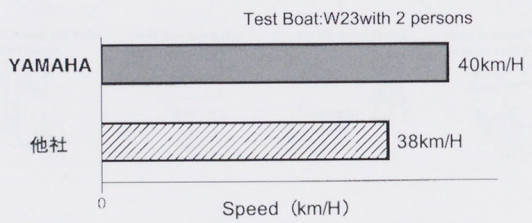


図3　最高速度の比較

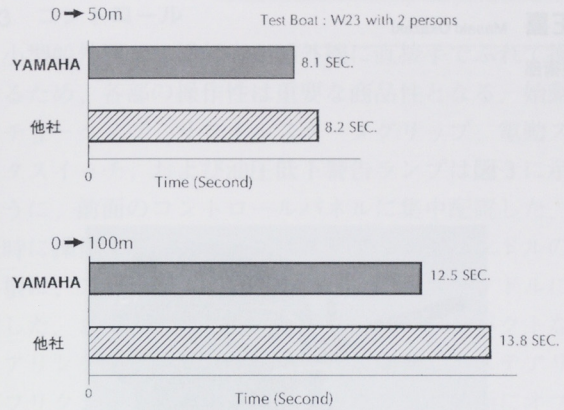


図4　加速性能の比較

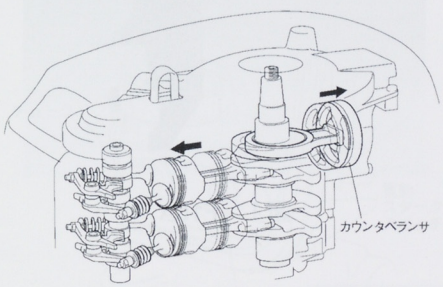


図5　バランサピストン構造

4.2　電装

基本設計は，マーキュリーマリン社によるもので，点火系と充電系は，海外調達部品で構成されおり，電子進角制御のCDI点火を採用した．発電能力はオプションで15A(180W)仕様を設定し，幅広いニーズにこたえられる設定になっている．

4.3　コントロール

25馬力クラスの船外磯においては，コントロール系の操作性はお客様が直接肌で感じる商品性であり，非常に重要度の高いセクションになることから，操作性の向上のため次のような構造を取り入れた．マニュアルハンドルは，2サイクル船外機の40Xと共通仕様として部品の共通化を計った上で，シフトノブとストップスイッチを付け根部分に配置した．これにより，操船者の体勢を大きく崩すことなく操作可能となり，操作性を格段に向上している．ステアリング荷重を無段階に調整できるステアリングフリクションを採用した．これにより，運転中でも自由にステアリング荷重を調整することができ，快適なステアリング操作を実現した．

4.4　ブラケット

基本構造は，同時期に開発された40Xのブラケット系部品を共通使用し，部品の共通化を計った．ショートとロング，それぞれのトランサムに最適なマウントスパンを設定し，低振動と操安性の向上を計っている．

4.5　ロワー

信頼性と耐久性に実績のある，2サイクル25馬力のユニットを共通使用した．

4.6　カウリング

軽量化の一つとして，トップカウリングは従来のSMC製法ではなく樹脂インジェクションとし，エアダクト部はアルミダイカスト品から樹脂成形品に変更して，軽量化とコストダウンを計った．また，ボトムカウリングは加工レスを目的にタッピングボルトを採用し，大幅なコストダウンを実現している．エアダクト部はカウリング内側から取り付ける内ダクト構造とし，斬新なデザインと耐水入り性の両立を計っている．

4.7　デザイン

4サイクル船外機のデザインの流れをくみながら，外観品質の向上を計っている．

5　おわりに

F25Aはマーキュリーマリン社との共同開発，特に，マーキュリーマリン社側が主開発という，初めてのケースの開発形態であった．開発のやり方の違いや国民性の違い，考え方の違いなど克服すべき課題は多々あったが，ヤマハの特徴を充分生かした商品に仕上げることができた．

●著者

渡辺一比古

岡崎　正喜

製品紹介

4サイクル船外機　F15A

Four Stroke Outboard Motor F15A

大石　浩 Hiroshi Oishi　岡崎正喜 Masaki Okazaki

●三信工業（株）　技術部

1 はじめに

世界的に環境に対する関心が高まり，よりクリーンでより経済的な船外機が市場から望まれる中，小型ボートでのフィッシングをはじめとする多種多様な用途にこたえるべく，新たに4サイクル15馬力船外機F15A（図1）を開発した．

2 開発の狙い

小型ボートに1人で乗っても家族4人で乗っても楽々とプレーニングして快適なボーティングが楽しめるという力強い航走性能と環境規制の両立を柱に，低燃費，低振動，低騒音，高い信頼性，そして取り扱い性のよい基本機能を重視した小型4サイクル船外機をめざした．

3 主要諸元

主要諸元を表1に示す．

表1　主要諸元

エンジン	タイプ	4サイクル2気筒 SOHC
	ボア＊ストローク	59＊59mm
	排気量	323cc
	プロペラシャフト出力	11kw(15ps)/5,000rpm
	気化器形式	1キャブレタ
	潤滑方式	ウェットサンプ
	オイルパン容量	1L
	冷却方式	水冷
	点火方式	CDI
	発電容量	12V-10A(120W)
	始動方式	手動式リコイルスタータ 電動式スタータ
ドライブ	シフト	前進ー中立ー後進
	減速比	13:27(2.08)
	トランサムハイト	S，L

図1　F15A

4 構造と特徴

4.1 エンジン（図2）

エンジン開発にあたり，投資削減をはかる狙いから現行F9.9馬力モデルの既存設備を使用することとし，既存モデルと同じボア径，ボアピッチとした．排気量は4サイクル15馬力クラスでは最も大きい323ccに設定した．商品コンセプトである，家族4人乗っても楽々プレーニングする力強さを得るため，吸気管長とバルブタイミングの最適化により，加速およびプレーニング性能に深くかかわる中速域トルクを十分に確保した．これによりクラストップのスピード，加速，プレーニング性能を達成した．

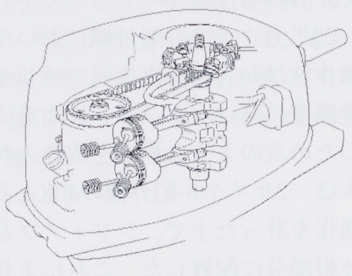


図2　エンジンレイアウト

4.2 電装

電子進角制御のCDI点火を採用した．発電能力は120Wまで設定し，エンジン保護システムとして油圧低下時のランプ警告と回転ダウン，過回転防止システムを織り込んだ．

4.3　コントロール

小型船外機では操船者が船外機に直接手でふれて操作するため，各部の操作性は重要な商品性となる．始動時のチョークノブ，リコイルスタータグリップ，電動スタータスイッチ，および油圧低下警告ランプは図3に示すように，前面のコントロールパネルに集中配置した．運転時に操作するシフトノブはステアリングハンドルの付け根に，ストップスイッチはステアリングハンドルに設置した．また図4に示す，信頼性の高いコンパクトなステアリングフリクション機構を新規開発し，ステアリングフリクションレバーをボトムカウリング前面にオプション装備した．これらにより操船者に無理な姿勢を強いることのない使いやすい操作系となった．

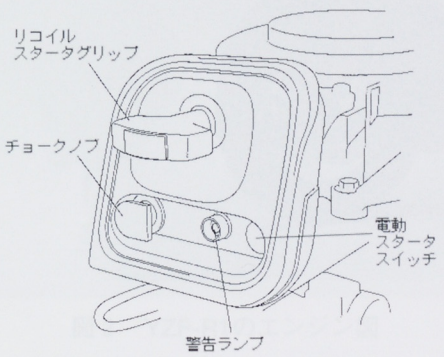


図3　コントロールパネル

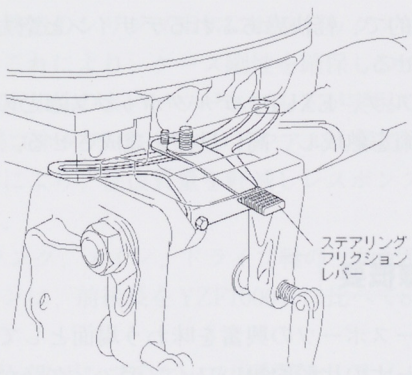


図4　ステアリングフリクション

4.4　ブラケット

図5はブラケットを示すが，ショートとロングそれぞれのトランサムに最適なマウントスパンを設定した．アッパマウントは新しい考え方を取り入れ，前後左右方向のバネ特性を最適となるよう設計した．ハンドルグリップはウェイト付きグリップを新規開発した．これらにより，ハンドル振動，艇体振動を低減させ，また良好な操縦安定性を確保した．

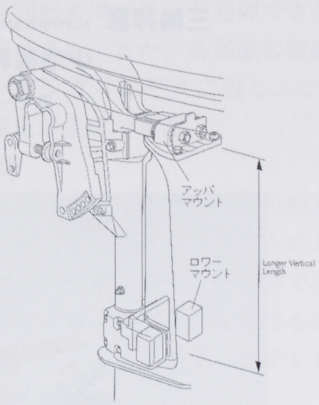


図5　ブラケット

4.5　ロワー

ロワーユニットは，性能と信頼性に十分実績のある2サイクル15馬力のものを使用した．

4.6　カウリング

小型船外機は持ち運びされることが多く，軽量化の一つとして，トップカウリングは従来のSMC製法ではなく樹脂インジェクションとし，エアダクト部はアルミダイカスト品から樹脂成形品に変更して軽量化とコストダウンをはかった．またエアダクト部はカウリング内側から取り付ける構造とし，新しいデザインディテールと耐水入り性の両立を達成した．

4.7　デザイン

4サイクル船外機のラインナップの一つとしてF50，F25モデルと同じ流れをくむデザインに仕上げた．

5　おわりに

F15Aはクラストップの運動性能と多くのフィーチャやベネフィット，また豊富なバリエーションをもつ船外機としてできあがった．世界中の多種多様な用途に十分こたえることのできる船外機であると確信している．

●著者

大石　浩

岡崎　正喜

製品紹介

YZF−R1

YZF-R1

三輪邦彦 Kunihiko Miwa　瀧本　宏 Hiroshi Takimoto　島本　誠 Makoto Shimamoto
小池美和 Yoshikazu Koike　村松恒生 Tsuneo Muramatsu
●モーターサイクル事業本部　第２プロジェクト開発室

図１　YZF−R1

1 はじめに

欧州市場は近年拡大の一途をたどっている中，ヤマハ発動機（株）（以下，当社という）は1996年にサンダーエースとサンダーキャットを投入し，スーパースポーツエリアの強化を図ってきた．

この仕上げともいうべき頂点モデルとして，ライバルを大きく凌駕するポテンシャルと魅力を持つ商品「YZF−R1（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，まさしく世界に誇れるNo.１スーパースポーツの実現にあり，その達成のために以下に示す４つの重点開発項目を設定した．

(1) ライダーがエキサイトメントを感じることのできる，ハンドリング特性やトルク特性およびスロットルレスポンスを実現する．

(2) 最軽量，加速性能，Cd. A，最高速など，競合他社のなかで数値的にNo.１のポテンシャルを持つ．

(3) 個性的で，軽快感あふれるデザインと空力性能を両立させる．

(4) ５バルブ，EXUP，デルタボックスなどの当社の独自技術を熟成し，高い目標を達成させる．

3 仕様概要

スーパースポーツの興奮を味わう場面としては，コーナからコーナの比較的短いワインディング路が最もふさわしく，そこでの旋回性能，立ち上がり加速，ブレーキング，シフトなどを人間の感性とマッチさせ，コントロールする楽しさを取り込むべく開発した．

基本設計はそのすべてを白紙スタートできたため，車体とエンジンがお互いのメリットを最大限引き出せるように細心の注意を払ってレイアウトしていった．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の軸配列や，エンジン自体をフレームの一部として使った車体構成など，随所に斬新なアイデアが織り込まれた．以下にその詳細を記す．

3.1 エンジン関係

レスポンスと最高出力，振動などを考え，基本諸元は並列4気筒998ccに決定した．当社の独自技術である5バルブ，EXUPをさらに熟成させたパワーユニットを基本に，以下に示すような新しい構造を取り入れた結果，軽量コンパクトでかつパワー特性を十分に楽しむことができるエンジンを作り込めた．エンジンを図2に示す．

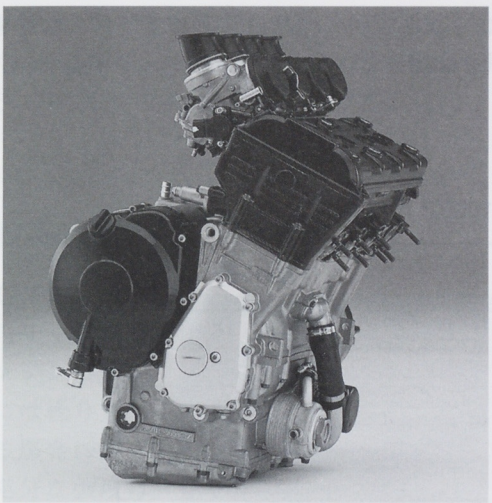


図2　YZF-R1のエンジン図

(1) ケース一体鋳造のメッキシリンダ
当社の独自技術である高速メッキを用いて，ケース一体鋳造のシリンダボアにセラミックメッキを施した．これにより，ケース剛性を確保しつつ，軽量でかつ冷却性のよいパワーユニットが実現できた．

(2) 浸炭コネクティングロッドやアルミ鍛造ピストンの採用により，往復質量を軽減しレスポンスを向上させた．

(3) クランク，メイン，ドライブ軸の三角配置によるエンジンは，前後長をYZF1000Rに比べて87㎜短縮した．

(4) ウオータポンプのケース内配置と，オイルフィルタとクーラーを並列配置することによるコンパクト化．

(5) 新設計の5バルブシステム
バルブ径とスロート径の縮小とバルブ角の峡角化により，燃焼スピードアップを図ってレスポンスを向上させた．上記以外にも，シフト段数，スロットル開度特性，エンジン回転数をパラメータとして，走行場面に最適な点火特性とEXUP開度を選択するフルマップ制御や，40㎜径のBDSRキャブレタなどの採用により，スロットルにダイレクトに応答し，しかも高回転までパワーを発揮できるエンジンにすることができた．また，各部品の徹底的な軽量設計により，サンダーエースに対しエンジン単体で9.1kgの軽量化が達成できた．

3.2 車体関係

ワインディングにおける高レベルの旋回性能を実現するためのディメンジョンと，ライダーの入力に機敏に応答するステアリング系を採用する一方で，1000ccの高出力を存分にコントロールできる安定性を確保するための構造を採用し，あらゆる場面でエンジンを生かした走行ができるよう配慮した．

(1) ショートホイールベースと荷重の理想分担
コンパクトエンジンを車体前方に配置して前後分担荷重を50%対50%とする一方，1000ccクラスとしては初めて1400㎜をきる1395㎜の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．

(2) 理想的な剛性バランスとライディングポジションを実現するデルタボックスⅡ
デルタボックス構造をさらに進化させ，エンジンとの剛性分担をコントロールすることで，理想的な強度バランスを実現した．さらにはフレーム成形性の極限に挑戦した結果，ハンドルポジションも最適位置にレイアウトできた．

(3) トラクション特性と安定性を確保するロングリアアーム
通常のスーパースポーツに比べ全長が10%以上長いリアアームを採用することで，急加速時やコーナリング時の挙動が安定し，パワーを充分引き出すコーナリングが可能となった．また充分な剛性と軽量化を達成するためにトラス構造を採用した．

(4) ロングストロークフロントフォーク
フロントフォークストロークを通常に比べ10%以上伸ばし，しかもそのすべてをリバウンド側に用いることで，加速時のフロントタイヤの接地性を確保し安定性を向上させた．

(5) フルアジャスタブルサスペンション
フロントはカヤバ製の倒立フォークで，インナサイズは41㎜とし，作動性に配慮したフルアジャスタブルのカートリッジタイプを採用した．リアは創輝製のビルシュタインタイプをベースにピギーバック方式として，軽量コンパクトなサスペンションとした．

(6) 一体成形ボディの軽量キャリパ
サンダーエースで開発した一体成形ボディのフロントキャリパをさらに改良して10%の軽量化を行い，リアにも同構造を採用し従来比27%の軽量化を達成し，バネ下重量の軽減に大きく貢献した．

(7) 接着構造のハンドル

ハンドルボスに薄肉のパイプ材ハンドルバーを接着で取り付けることで軽量化を図り，従来の鍛造製に比べ22%の軽量化を達成した．

このほかにも，テンションバーを廃止した新しいリヤキャリパ取り付け構造，デジタル表示の小型スピードメータの採用や樹脂関係の肉厚を徹底的に薄くするなどの努力の結果，車両トータルで20kg以上の軽量化が実現できた．**表1**に軽量化の一覧を示す．

4 おわりに

1000ccクラスのパワーと600ccクラスの車体の融合は，まさしくスーパースポーツの世界では不可能とされてきた世界であるが，YZF-R1はユーザーにこの高次元の走りを現実のものとして提供できたと考える．これもひとえに当社の総力を結集できるCE活動を継続してこれた結果である．

新しいスーパースポーツの世界を開いたと評価の高いYZF-R1ではあるが，現状に甘んじず，さらなる可能性の追求を継続していく所存である．

表1　部品別軽量化一覧（YZF1000R比較）

部品名	軽量化項目	軽量化率（Δ%）
フェンダフロント	2ピース → 一体成形	16
ブラケットリヤフェンダ	板金 → 樹脂（PP）	87
カバーサイド	3ピース → 一体成形	36
リヤショックアブソーバ	アルミシリンダ，ピギーバック	19
キャストホイールフロント	スポーク形状変更	9
キャストホイールリヤ	スポーク形状変更	15
ホイールカラー類	アルミパイプ化，摺動部KENIコート	38
リヤキャリパ	ワンピースボディ，アルミピストン	27
ハンドル	接着構造	48
カウリング	薄肉化（t2.0）	27
カウルステー	アルミ化，ミラーステー廃止	33
メータ	デジタル化，小型化	61
ケース十シリンダ	アルミスリーブ化，小型一体化	15
クランク	慣性モーメント減少，ボアピッチ縮小	16
ヘッドシリンダ	カムケース廃止（一体化）	15
ピストン十コンロッド	鍛造ピストン，浸炭コンロッド	8
オイルクーラー	アルミオイルクーラー化	54
エキパイASSY	SUS薄肉化，EXUP小型化	15
発電器	ACジェネレータ → ACマグネット	27
スタータ廻り	背面ジェネレータ廃止	71

技術紹介

YZF-R1における材料技術

Component Technologies Developed for YZF-R1

小池俊勝 Toshikatsu Koike　伊藤寿浩 Toshihiro Itoh
栗田洋敬 Hirotaka Kurita　大須賀 勝 Masaru Ohsuga
●技術本部　基盤技術研究室

1 はじめに

高機能な商品は高機能な部品を必要とする．パワーと軽さを高い次元で兼ね備えたマシン，YZF-R1には新しい材料技術を採り入れた部品がいくつか実用化されている．そのうちの主なものについて紹介する．

2 技術の概要

2.1 ピストン

高回転，高出力型エンジンのピストンには繰り返し受ける爆発に耐え得る充分な強度はもちろんのこと，軽さが強く要求される．軽いピストンは自身の慣性質量を低減させ，エンジンのパフォーマンスを向上させるとともに，コンロッドやクランクシャフトへの負担を軽減し，エンジン全体を軽量でコンパクトにするのに役立つ．ピストンの材料には高Si-アルミ合金が一般に使われており，成形方法としては金型鋳造が主流である．これはここ70年間変わっていない．しかし金型鋳造ピストンは欠陥をゼロにはできないこと，鋳造性のよい合金しか使えないことなどから，今以上の薄肉軽量化を行うには材料技術的に限界に達している．1996年から本格的に市販車への採用が始まった制御鍛造ピストン（図1）は，高強度のアルミ合金を使った軽量ピストンをリーズナブルなコストで供給することを目的として開発したものである．YZF-R1に採用している連続鋳造材AHSG（鍛造品）の化学成分とS-N線図を金型鋳造ピストン材のJIS AC8Aと比較して**表1，図2**にそれぞれ示す．AHSGはCuを多く添加して時効硬化性を高めたことと，鍛造による組織微細化の相乗効果により，JIS AC8Aに比べて疲労強度が約30%向上している．

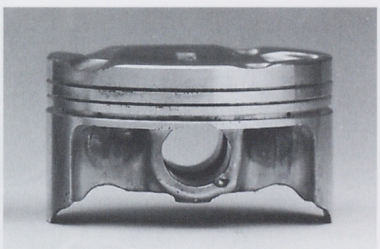


図1　制御鍛造ピストン

鋳造欠陥のない高強度なアルミ合金が使えるようになったことで，従来の限界を打ち破るピストンの薄肉軽量設計が可能になった．

表1　化学成分

	Si	Cu	Mg	Ni	Fe	Mn	Cr	Al
AHSG	11.50	3.90	0.40	-	0.20	0.18	0.12	残
JISAC8A	11.80	1.00	1.30	1.20	0.19	-	-	残

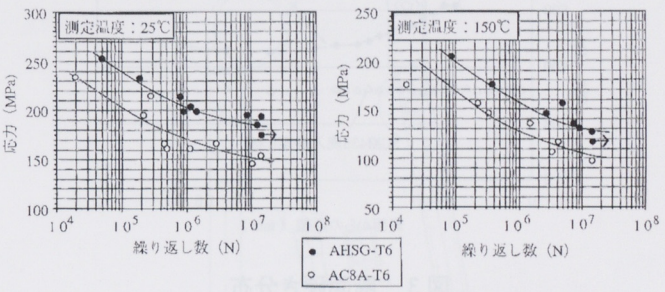


図2　S-N線図

2.2 コンロッド

コンロッドは，ピストンの上下運動を回転運動に変えるためにピストンとクランクシャフトを連結している部品である．高回転，高負荷状態で使用されるコンロッドは信頼性を確保しつついかに軽量化するかということが技術課題のひとつであり，材料には次の3つが特に要求される．

(1) 慣性力や爆発力に耐える高い疲労強度
(2) 弾性変形を小さく抑える高いヤング率
(3) 軸受け部の高面圧に耐える充分な耐摩耗性

現在のところこれらの特性をすべて満足し，かつコストとのバランスが最も優れているのは鉄鋼材料である．なかでも低炭素合金鋼に表面から炭素を浸入させて硬化させた浸炭焼入れ材は，**図3**に示すような高い表面硬さを備えることによって，高い疲労強度と耐摩耗性を同時に満足させることができる．一方，運転時のコンロッドには，引張りや圧縮方向の荷重だけではなく，曲げや荷重も複合的に作用する．また実際のコンロッド形状には応力集中部が存在する．このためコンロッドの薄肉軽量化を高いレベルで実現するためには運転時の荷重条件のもとでコンロッドの各部にかかる応力をできるだけ正確に把握して限界設計を行う必要がある．材料研究グループでは，運転時に近い荷重条件のもとで応力集中部の応力を実験的に測定できるコンロッド実体試験法を確立し

ている．繰り返し過重下で試験を行うことによって疲労寿命の相対的な比較も可能である．図4に同一コンロッド形状，同一荷重条件で材料を変えた場合の試験結果の一例を示す．浸炭焼き入れコンロッドは，従来の焼き入れ焼戻しコンロッドに比べ約2倍の応力に耐えることがわかる．

高強度な材料と実体試験技術を活用することによって，軽量なコンロッド（図5）を短期間で実用化するのに貢献した．

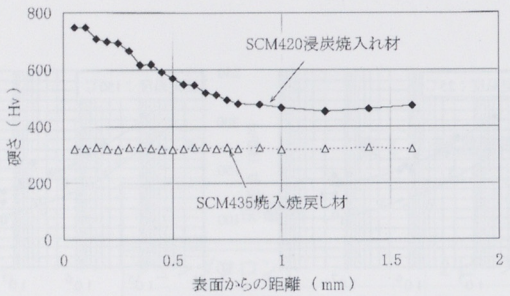


図3　断面硬さ分布

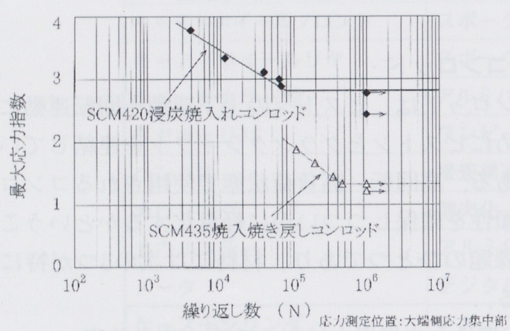


図4　実体疲労試験結果

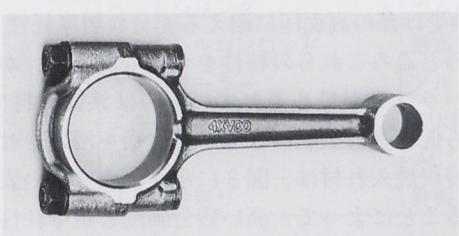


図5　浸炭焼入れコンロッド

2.3　シリンダブロック

表2　高性能エンジン用シリンダブロックの要求機能

1	耐摩耗性，耐焼付性に優れたボア面を有すること
2	放熱性がよいこと
3	軽量，コンパクトであること
4	剛性が高く，変形が少ないこと
5	低コストであること

表2にシリンダブロックの要求機能を示す．高性能モータサイクルのシリンダブロックには，軽量で放熱性に優れたアルミ合金鋳物が使われる．一般にアルミ合金は鋳鉄に比べて硬さが低いため，アルミ合金製シリンダブロックにおいては，ボア面の耐摩耗性をいかに確保するかということが重要な技術課題の一つである．課題を解決する方法として，鋳鉄ライナをシリンダブロックの鋳造時に鋳包むか圧入する方法が一般的であるが，近年，より高いレベルの軽量化と放熱性向上を目的として，鋳鉄ライナに変えてボア面にニッケルコンポジットめっきを施したシリンダブロックが，当社の高性能エンジンにおいては主流になりつつある．ニッケルコンポジットめっきは耐摩耗性，耐焼付性も鋳鉄と同等以上の性能を示すことが実証されている．YZF-R1においては，より一層の薄肉設計を可能にするクランクケース一体型のシリンダブロック構造とし，鋳造法にはダイカストが採用さ

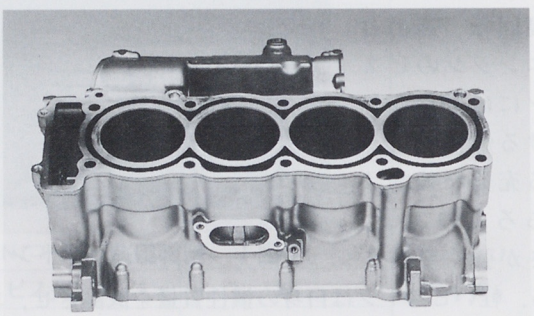


図6　クランクケース一体型シリンダブロック

れている（図6）．しかし一般にダイカスト材はミクロポアを多く内在するため，ダイカスト材の上に直接良好なめっき皮膜を形成することは困難である．ミクロポアをほとんど発生させないPF（Pore Free）ダイカストのような技術も世の中にはあるがコスト高となる．YZF-R1では，ボア面のミクロポアを皆無にする手段としてアルミ合金押し出しライナ（以下，本ライナという）の鋳包み構造を新たに採用した．本ライナは以下の特性をすべて満たすべく材質選定を行った．

(1) ニッケルコンポジットめっきとの密着性がよいこと．

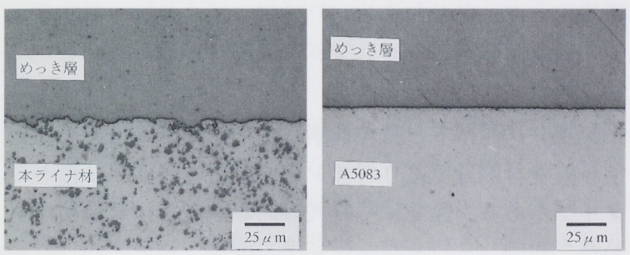
図7に本ライナ材とめっき層界面，および一般展伸材とめっき層界面のミクロ組織を示す．めっき層との界面が平滑である一般展伸材のような場合にはアンカ効果が期待できず，めっきの密着性は低くなる．本ライナにおいては，高Si添加アルミ合金の採用とめっき前処理工程の工夫により，ライナ材とめっき層の界面が微細な凹凸形状になるようにした．この界面形状によるアンカ効果によって高い密着性を得

ることができる．

(2) めっき下地としての強度，硬さを有すること．
時効硬化性を高めるCuの添加と熱処理条件の最適化により，充分な強度と硬さを確保している．

(3) 熱膨張率がシリンダブロック材と近いこと．
運転時に発生する熱によってライナの外径側にすきまが生じたり，熱応力が発生して変形や割れが生じたりする可能性を低くするため，ライナ材とシリンダブロック材の熱膨張率はできるだけ近いことが望ましい．本ライナでは合金中のSi量をシリンダブロック材と同じレベルとすることにより熱膨張率をシリンダブロック材とほぼ同じ値としている．

ダイカストのシリンダブロックにニッケルコンポジットめっきのボア面を組み合わせられるようになったことで，要求機能を高いレベルで満足させるシリンダブロックを実用化した．



(a)本ライナ材とめっき層界面　(b)A5083とめっき層界面

図7　めっき層界面のミクロ組織

2.4　ハンドル

軸部を中空パイプとし，根元部と接合する構造のハンドル（図8）は，一体構造のハンドルに比べて大きな軽量化効果が期待できる．接着剤による接合は，大がかりな設備や後仕上げ行程を必要とせず，外観も美麗に仕上げることができることなどから合理的な接合方法のひとつである．信頼性の要求される構造部品に使用される接着は構造接着とよばれ，航空機の機体や自動車のブレーキ部品において多くの実績がある．今回のYZF-R1への適用にあたっては以下の点について特に注意を払った．

図8　接合ハンドル

(1) 接着剤の選択：
被着体が金属である場合に高い接着強度と耐久性が得られる，1液加熱硬化型エポキシ系接着剤を選定した．

(2) 接合構造：
接合部の構造を図9に示す．接着面に剥離方向の荷重がかかるのを低減するため，インサート構造とした．さらに，強度と信頼性の向上を目的として，単位長さあたりの表面積を拡大し，接着剤層の厚みを均質化できるネジ構造とした．また，この構造は硬化するまで接着部を固定する役割も兼ねる．

(3) 工程管理：
被接着面の清浄度，接着剤の塗布量を始めとする全行程の管理を細部にわたって行うことによって，安定した品質を確保できるようにした．

本技術は軽量化の有効な手段として，車体部品を中心に幅広い適用が考えられる．

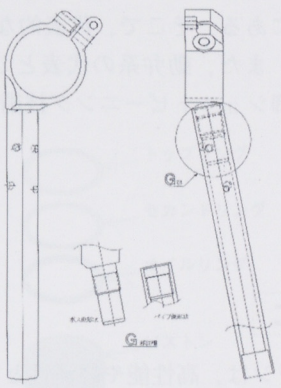


図9　ハンドル構造

3　おわりに

ここに紹介したのは，いずれも高い機能をリーズナブルなコストで実現できる汎用性の高い技術である．今後も新しいニーズにこたえられる材料技術の開発と実用化に努め，お客様に感動を味わっていただける商品作りに貢献していきたいと考えている．

●著者

小池　俊勝

伊藤　寿浩

栗田　洋敬

大須賀　勝

技術紹介

エンジンコンポーネントにおけるショットピーニング適用技術の進歩

Progress of Shot-peening Application Technique for Automotive Engine Components

安達修平 Shuhei Adachi　伊藤寿浩 Toshihiro Ito

●技術本部　基盤技術研究室

要旨

地球環境の保全や省資源等の社会的ニーズから，自動車ならびにモーターサイクル用エンジンへの要求は厳しさを増している．ショットピーニングは自動車産業界においては，比較的早くから補助的な工法として工程の中に取り入れられてきた．近年，制御ショットピーニング技術の発達によって，従来の技術資産を活かしながら，比較的安価に，コンポーネントの信頼性を飛躍的に高めることのできる加工技術としての認識が広まり，その応用はますます拡大する傾向にある．そこで，代表的な主運動系のコンポーネントとしてコンロッド，クランクシャフトを，また，動弁系の代表としてエンジンバルブをとり上げ，軽量化と高信頼性を目的として，制御ショットピーニング技術を適用した事例とその効果について最近の報告例を紹介する．

1 はじめに

自動車エンジンは，高性能や経済性といった顧客ニーズに加え，近年特に，地球環境保護や省資源などの社会的ニーズの高まりから，低エミッション，低燃費，軽量・コンパクト化，静粛性など種々の要求に高い次元でこたえることを求められてきている．こうした要求に対処するための施策の中で，材料とその加工技術が重要な役割を担っていることは論を待たない．とりわけ，ショットピーニングとその周辺技術は，従来の技術資産を活かしながら，比較的安価に，飛躍的な改善効果が得られる可能性を秘めており，自動車産業では早い時期から様々な部品に適用されてきた．本稿では，最近の適用事例を紹介しながら，今後の動向を探る．

2 エンジンの構成部品とショットピーニングの適用例

自動車エンジンの代表的なものとして，4サイクルガソリンエンジンの構造例を，図1に示した．[1] 図中の，ピストン頂部付近を境に，それより上の部分がシリンダヘッド，下の部分がシリンダブロック（以下，ブロック）である．シリンダヘッドには吸・排気系が取り付けられ，ガス交換を制御するための動弁機構と点火プラグが組み込まれている．ブロックには，混合気の爆発による燃焼圧を運動に変えるための主運動系として，ピストン，コンロッド，クランクシャフトがあり，シリンダを取り囲むように冷却水通路と潤滑油通路が形成されている．

シリンダヘッドと動弁機構は，エンジンの性能を支配する重要な部分であり，エンジンの特性に応じて種々のタイプがある．図2にその代表的な構造と構成部品を示した．[2]

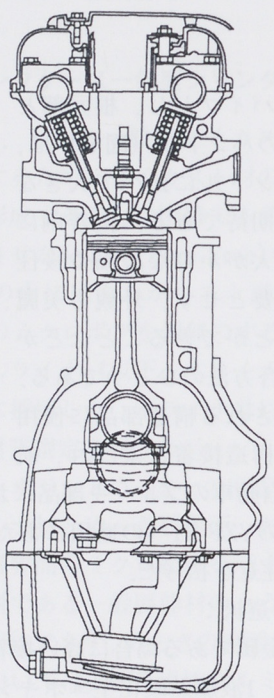
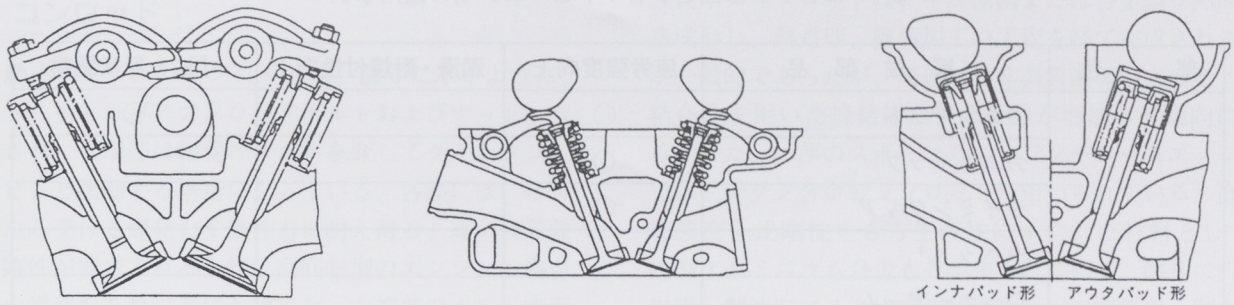


図1　自動車用ガソリンエンジンの構造例 [1]



(a) 間接駆動式（シーソ形）　(b) 間接駆動式（片持ち形）　(c) 直接駆動式

図2　シリンダヘッドと動弁機構 (2)

また，図3には，主運動系の構成部品を示した．(3) エンジン重量の中で最も大きな部分を占めるのは前述のブロックであるが，重量面で出力性能に大きな影響を与えるのは，ピストン，コンロッドをはじめとする主運動系であり，これらの部品に対する軽量化の追求は飽くことがない．

さらに，これらの部品のほとんどは，回転や往復運動の摺動部をもっており，単なる疲労強度特性にとどまらず，潤滑性，耐摩耗性や耐凝着性などのトライボロジー特性に関する高い信頼性が要求されている．制御されたショットピーニング処理は，こうしたエンジン構成部品に対しより高い疲労強度レベルを保証すると同時に，潤滑を確保し，表面損傷に対する抵抗力を付与できる有効な技術のひとつである．

表1は，各部位の構成部品におけるショットピーニング処理の実施例を，目的別に分類したものである．(4~6) 多くの部品は疲労強度向上を目的としてショットピーニング処理が施されているが，この中には，フレッティング疲労に代表される接触により生じた表面損傷に起因する現象の抑制を目的にしたものも含まれている．また，表中の目的の項目にある「寸法精度・形状の調整」とは、シャフトの曲がり矯正やリング形状部品の真円度の確保のためにショットピーニングを利用することで，ピーンフォーミングの一種である．

以下では，コンロッド，クランクシャフトおよびエンジンバルブについて，ショットピーニングの適用例を紹介する．

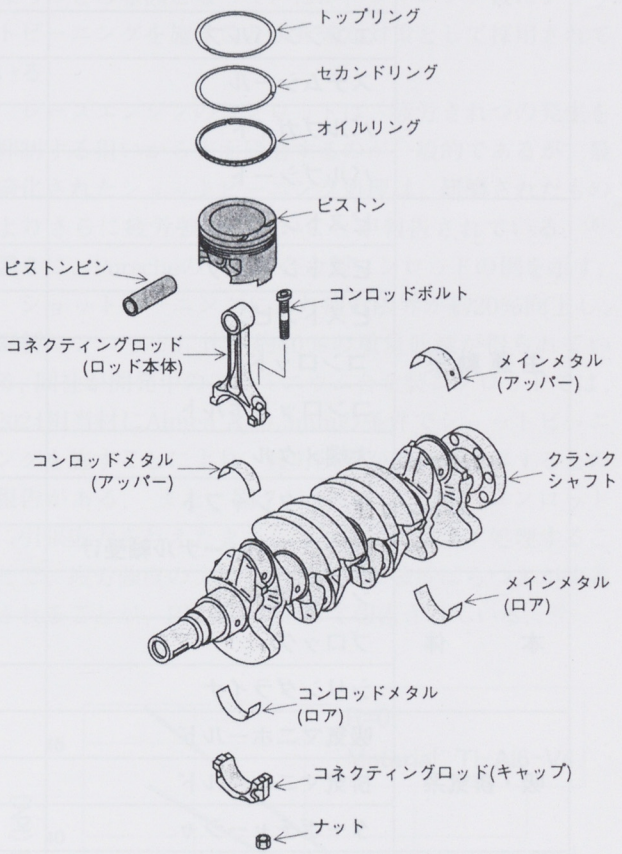


図3　主運動系の構成部品 (3)

表1　エンジン部品とショットピーニングの適用事例

部　位	構成部品	疲労強度向上	潤滑・耐焼付性向上	寸法・形状調整
動弁系	カムシャフト	○		○
	カムキャップ	○		
	タイミングギア	○		
	タペット*			
	ロッカーアーム			
	アジャストスクリュ			
	オートラッシュアジャスタ			
	バルブスプリング	○		
	バルブスプリングリテーナ	○		
	コッタ			
	エンジンバルブ	○		
	ステムシール			
	バルブガイド			
	バルブシート			
主運動系	ピストン		○	
	ピストンリング			
	ピストンピン			
	コンロッド	○		○
	コンロッドボルト	○		
	大端メタル			
	クランクシャフト	○		
	クランクジャーナル軸受け			
本　体	シリンダヘッド	○		
	ブロック	○		
	シリンダライナ		○	
吸・排気系	吸気マニホールド			
	排気マニホールド			
	ターボチャージャ	○	○	
燃料系	燃料ポンプ			
	インジェクタ	○		
要素部品	ボルト	○		
	ギア	○	○	

*：バルブリフタ

3 コンロッド

自動車エンジンのコンロッドは，図4に示すように，ロッド，キャップ，コンロッドボルトおよびナットから構成され，大端部は軸受けメタルを介してクランクシャフトピンと摺動する構造になっている．各部には，ピストンから受ける爆発力や慣性力に耐え得る，高い疲労強度と剛性が要求される．特に高回転型のエンジンの場合は，小端部からロッドにかけてと，大端部のボルト座面隅部の疲労破壊の危険性に対し，充分な配慮がなされなければならない．さらに，大・小端部では，相手部品との干渉による摩耗や焼き付き，ブッシュ間でのフレッティング疲労などが問題となる場合がある．

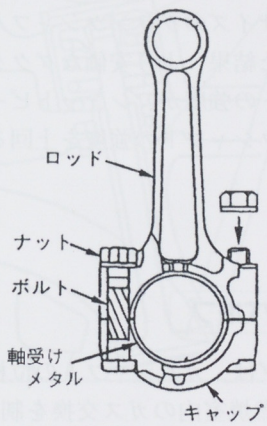


図4　コンロッドの構成 (2)

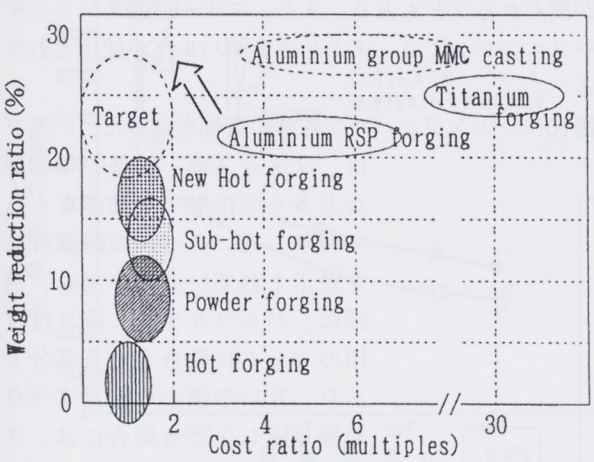


図5　種々の材質・製法によるコンロッドの軽量化効果とコスト比 (7)

従来，コンロッドは，中炭素鋼または合金鋼を熱間鍛造成形し，熱処理，機械加工の工程を経て完成されるのが一般的であったが，最近では非調質鋼製のものや，焼結合金を用いた焼結鍛造製のものが増加する傾向にある．また，一部のスポーツ系エンジンやレースエンジンでは，チタン合金製コンロッドが用いられている．高い比強度・比剛性をもち生産性にすぐれた材料として，P/Mアルミニウム合金も有望視されている．図5に，各材質・製法のコスト比率と軽量化効果の関係の一例を示した．(7) この例では，鋼製コンロッドは，材料の改良とショットピーニングの適用により従来比約50%の疲労強度向上が計られ，軽量化に大きく貢献している．特に，鍛造後に実施する冷間コイニング工程では，表面に大きな残留引張応力が発生するため，疲労強度の低下や強度ばらつきの原因となっていたが，コイニング後にショットピーニングを施すことが有効な対策として採用されている．

レースエンジンのコンロッドは，疲労きれつの発生を抑制する狙いから表面研磨するのが一般的であるが，最適化されたショットピーニング処理は，研磨されたものよりさらに疲労強度が高いことが報告されている．(8) 図6に，Porscheのチタン合金製コンロッドの例を示す．

ショットピーニングにより疲労限界が約20%向上し，鋼製コンロッドに比べ約40%の重量低減が得られている．同社が開発中のアルミニウム合金製コンロッドでは，2024相当材にAlmen A=0.3mmの条件でショットピーニングを施すことにより，疲労限界が約50%上昇するとの報告がある．また，図7に示したように，コンロッドに引張応力を与えたままショットピーニング処理することで，疲労強度の大幅な上昇と共に強度ばらつきが改善されることが，BMWの例として報告されている．(8)

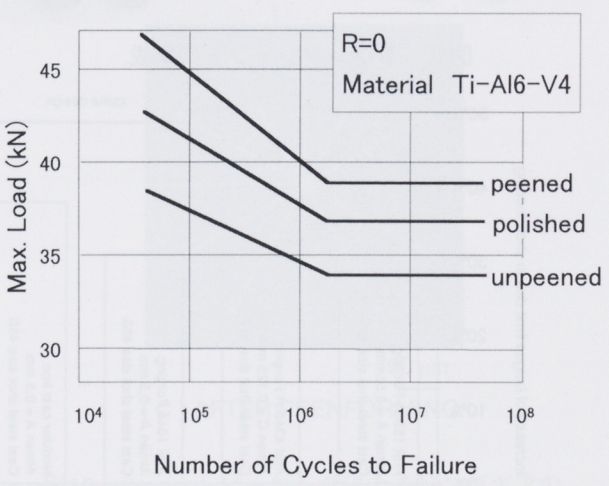


図6　チタン合金製コンロッドの疲労強度 (8)

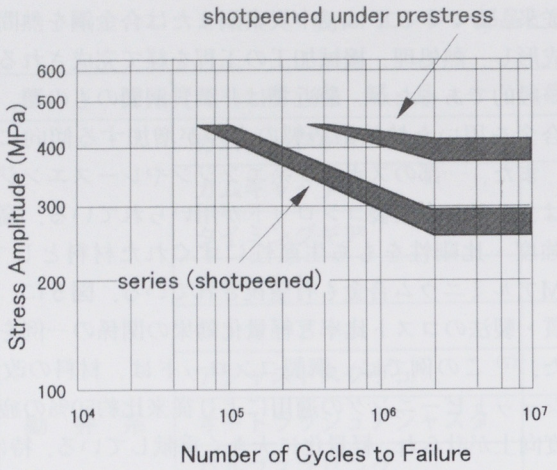


図7　ショットピーニングによるコンロッドの疲労強度ばらつきの改善

4 クランクシャフト

ピストンの往復運動を，コンロッドと共に，回転運動に変換するコンポーネントがクランクシャフトである．図8に，各部の名称を示す．ピンおよびジャーナルは曲げおよびねじりの繰り返し応力を受けるため，とくにフィレット部の疲労強度が重要であると同時に，軸受けメタルとの摺動部の潤滑が確保され，焼き付きなどのトラブルを起こさないことが要求される．

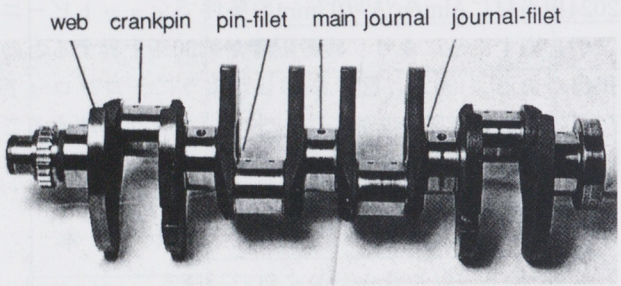


図8　クランクシャフトの構成

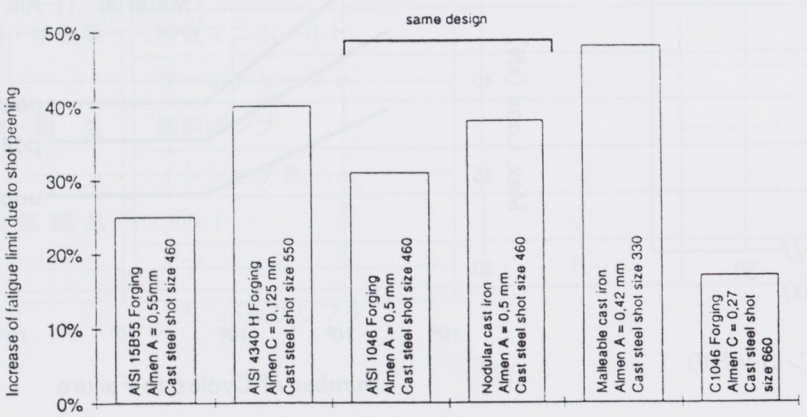


図9 ショットピーニングによるクランクシャフトのフィレット部の疲労強度改善例

代表的なクランクシャフト用材料としては，JIS S50Cなどの中炭素鋼や，JIS SCM440などの合金鋼があり，鍛造後，それぞれ目的に応じた熱処理を施して使用される．また，Vを微量添加した非調質鋼も多く用いられ，Sなどの添加により快削性の改善を計ったものが多用されている．機種によっては，低コスト化，振動特性上の要求から，ダクタイル鋳鉄製のクランクシャフトも採用されている．この他，レースエンジンには窒化鋼が用いられる場合もある．

クランクシャフトのフィレット部にショットピーニングを施して疲労強度を改善した例を，図9に示した．[9] ジャーナルベアリング径は約95mmで，代表的なショットピーニングパラメータは，ショット粒径：S460，Almen A = 0.55 mm，カバレージ：100%以上である．材質の異なる同一サイズのクランクシャフトにショットピーニングを施した結果，より安価なダクタイル鋳鉄製のクランクシャフトの強度が，ショットピーニングを施さない鍛造クランクシャフトの強度を上回ることが報告されている．

5 エンジンバルブ

エンジンバルブは，カムシャフトの位相に対応して往復運動を行い，燃焼室内のガス交換を制御する部品で，通常，1シリンダ当たり，吸気バルブ，排気バルブそれぞれ1～2本ずつ配置されている．[10] 吸気バルブには，JIS SUH3やSUH 11相当材が用いられ，排気バルブには，JIS SUH35やSUH36相当材などが用いられる．排気温度が特に高いエンジンの排気バルブには，Inconel系の合金が使われることもある．また，スポーツ系エンジンやレースエンジンでは，チタン合金製バルブが使用されている．

図10に，エンジンバルブ各部の名称を示した．バルブは，フェース部，軸部，軸端部など多くの接触・摺動部をもっており，高いレベルの耐摩耗性を要求されている．中でも，溝部は，バルブリテーナ取り付け用のコッタに勘合される部分であり，互いの微小な相対すべりが繰り返し生じる場合には，フレッティング摩耗が発生する危険性がある．この面損傷を起点として疲労破壊にいたる場合は，著しく疲労強度が低くなる

ことが知られており，有効なフレッティング防止策を施す必要がある．[11] バルブ溝部のコッタ勘合部近傍に微細粒のハードショットピーニングを施すと，フレッティング損傷が抑制され，その結果，疲労強度が向上する．**図11**に，その実施例を示す．[12] ショットピーニングパラメータは，ショット粒径0.1～0.2mm（steel beads，硬度700Hv以上），アークハイト0.12～0.135mmA，カバレージ100%以上である．

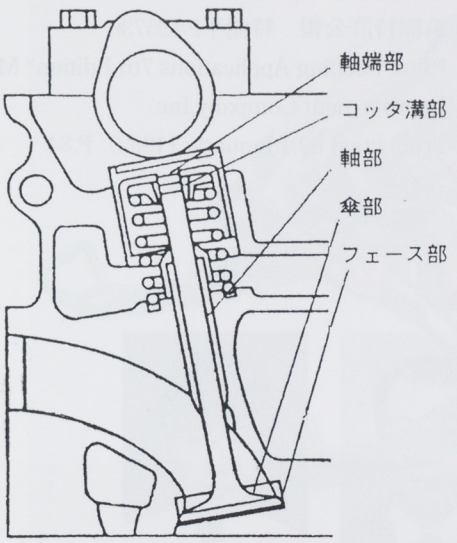


図10　エンジンバルブの構成

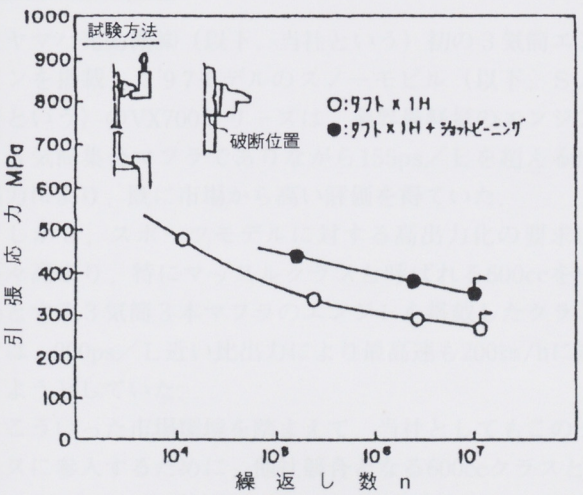
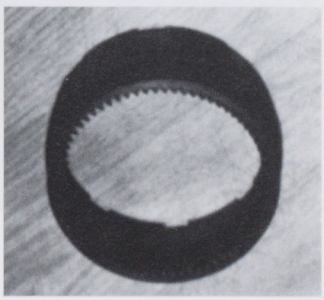


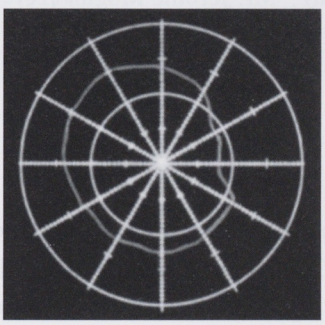
図11　ショットピーニングによるバルブ溝近傍のフレッティング疲労の改善例

6 その他の事例

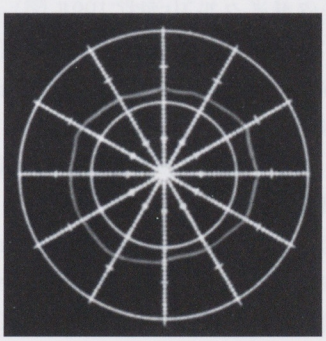
ショットピーニングの適用例には，疲労強度の改善や潤滑性の向上を狙ったものが多いが，部品の形状を調整する目的でショットピーニングを利用する場合がある．**図12**はその一例で，浸炭焼入れ焼戻しの熱処理を施した鋼製リングギアについて，真円度の不良をショットピーニングにより修正したものである．[13] このほかにも，比較的靭性に乏しく曲げ修正の難しい鋳鉄製カムシャフトを，ショットピーニングにより矯正しているミシガン州ポンティアックのGeneral Motorsの製造ラインの例などがある．[14]



(A) RING GEAR



(B) BEFORE PEENFORMING



(C) AFTER PEENFORMING

図12　ショットピーニングによるリングギアの形状矯正例

7 まとめ

1）自動車エンジンの構造を概説し，ショットピーニング処理の適用実績のあるコンポーネントを目的別に分類した．ショットピーニングの目的は，次の３つに大別することができる．
(1) 疲労強度向上
(2) 潤滑性確保
(3) 形状調整

2）代表的な自動車エンジンコンポーネントとしてコンロッド，クランクシャフト，バルブをとり上げ，その要求機能とショットピーニング技術の適用例について紹介した．いずれの部品も，ショットピーニング処理の狙いは疲労強度の向上と面損傷の防止である．

3）形状調整手段としてのショットピーニング処理の実例を２例紹介した．特に，曲げ修正の難しい低靭性材の矯正法として有効と思われる．

最後に，本稿をまとめるにあたり，多くの貴重な資料を提供頂きました，Metal Improvement Company社のMr. James Daly，Mr. Jerome Mogul両氏に，深く感謝いたします．

■参考文献

(1) Menne,R.J, Rudderham,T.,Latz, F. and Brohmer, A.M : "Neue Vierventilmotoren fuer den neuen Fiesta" , MTZ(Motortechnische Zeitschrift), Vol.56 (1995) P379
(2) ヤマハ発動機（株）モータサイクル編集委員会編著:モータサイクル,山海堂,1991
(3) 日経メカニカル,No.499(1997) P.78
(4) Johnson,D.E., : "Shot Peening for Racing" ,Stock Car Racing Magazine, Feb. 1987
(5) 倉富，et.al. : 自動車技術会学術講演会前刷集, 946(1994) P.185
(6) Coyell, J.W. and Garibay,R.P : "Enhanced Fatigue Life of Hypoid Gears with Precision Shot Peening" ,SAE Tech. Paper Series 962162（1996）
(7) 石原：自動車技術会学術講演会前刷集，962（1996）P.197
(8) Shuetz W. ： "Shot Peening of Automobile Components", P.217 Marsh,K.J., ed., "Shot Peening : Techniques and Applications", Engineering Materials Advisory Service,Ltd. (EMAS), London, UK 1993
(9) Burrell N.K. ： "Controlled Shot Peening to Increase the Fatigue Properties of Crankshafts" in "Proceedings of the Second Int. Conf. on Shot Peening", The American Shot Peening Society, Chicago, 1984
(10) 日経メカニカル，No.500(1997)P.84
(11) 平川："フレッティング疲労の事例と対策"，住友金属技報，46,4（1994） P.4
(12) 公開特許公報　特開平9-195730
(13) "Shot Peening Applications 7th Edition" Metal Improvement Company,Inc.
(14) Production 89,1 January（1982）P.84

● 著者

安達　修平

伊藤　寿浩

技術紹介

スノーモビルSRX700／600エンジン
Snowmobile SRX700/600 Engines

浅野潔盛 Kiyomori Asano　蘆田尚志 Takashi Ashida
厚海 守 Mamoru Atsuumi　野尻 誉 Takashi Nojiri
●モーターサイクル事業本部RV事業部技術室

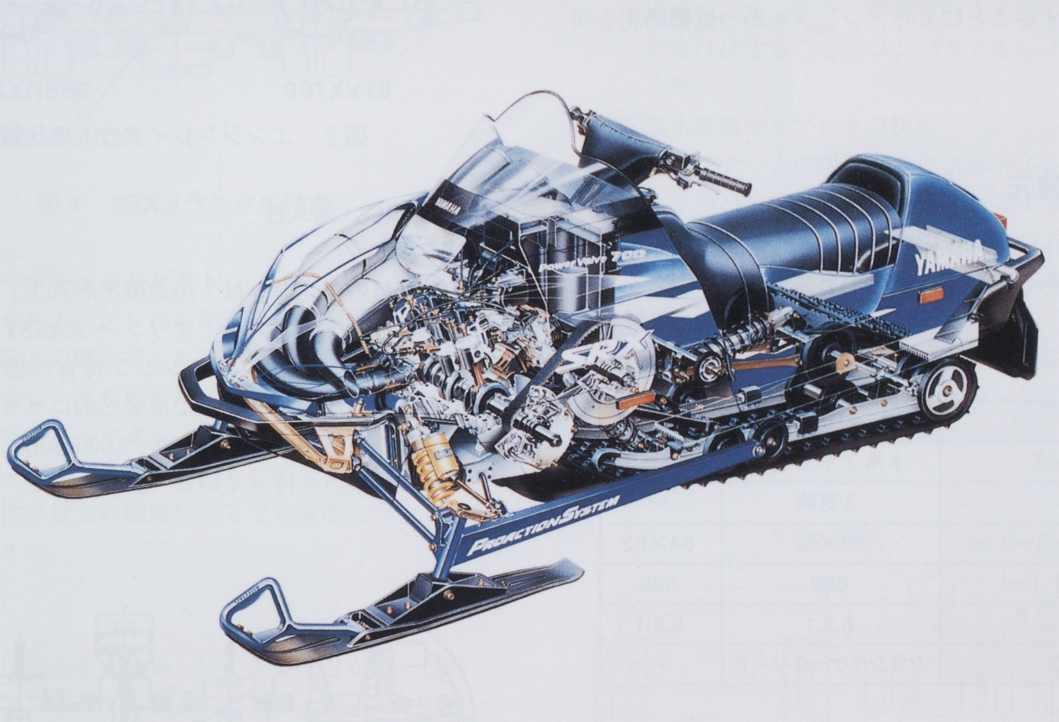


図1　SRX700車両透視図

1 はじめに

ヤマハ発動機㈱（以下，当社という）初の３気筒エンジンを搭載した'97モデルのスノーモビル（以下，S／Mという）のVX700シリーズは，業界最軽量のエンジンと３気筒集合マフラでありながら155ps／Lを超える比出力により，既に市場から高い評価を得ていた．

しかし，スポーツモデルに対する高出力化の要求は年々高まり，特にマッスルクラスと呼ばれる600ccを中心とする３気筒３本マフラのエンジンを搭載したクラスでは，200ps／L近い比出力により最高速も200km/hに達しようとしていた．

こういった市場環境を踏まえて，当社としてもこのクラスに参入するために，他社競合となる600ccクラスと，フラッグシップとなる700ccクラスのSRXシリーズ新規３気筒エンジンの開発を行ったので，以下にその概要を紹介する．

2 開発の狙い

SRXシリーズは，次の２点に主眼をおいて開発を行った．

(1) SRX700（図１）においては，当社のフラッグシップとして業界最速かつ最高の加速性能にする．

(2) SRX600においては，既に出そろった感のあった競合他社エンジンを上回る200ps／Lの出力とクラス最速かつ最高の加速性能にする．

その結果，S／MのVベルト変速機の使用回転域の制限などから，ピーク出力回転数を8500rpmに保った中で，目標の200ps／Lを達成できた．従って，平均有効圧はモータサイクル（以下，MCという）のレーサクラスと同等の高いものとなった．

また，ピーク性能を重視するあまり，トレールユースとしての中低速性能が不足していた他社に対し，エンジン回転数に応じて排気タイミングを電子制御する当社独自のヤマハ・パワー・バルブ・システム（以下，YPVS

という）を採用することで，トレールコースでも快適なライディングを楽しめるようにした．

このYPVSは，完成されたＭＣ技術を導入しつつ，Ｓ／Ｍの３気筒エンジンに最適となるように開発した結果，ＭＣの強制開閉方式とは異なるスプリングリターン方式を採用することにより，シンプルかつ低価格化を実現した．

3 主要諸元

SRX700（8DN1）とSRX600（8DF1）のエンジン主要諸元を表１に示す．

表１　主要諸元表

型式	8DN1	8DF1
原動機形式	水冷２サイクル	←
気筒数	３気筒	←
ボア×ストローク（㎜）	69×62	64×62
総排気量（cc）	696	598
圧縮比	6.5:1	6.5:1
吸気方式	クランクケースリード	←

4 技術的特徴

4.1 高出力化

(1) 吸排気のストレート化

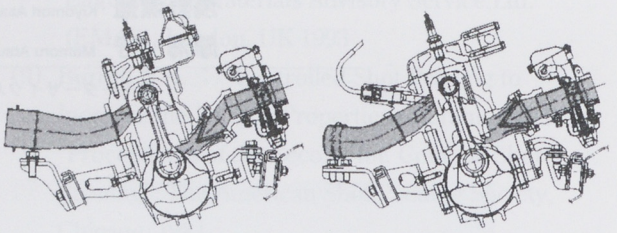
軽量化を主眼とし，性能をある程度犠牲にしたレイアウト（図２）'９７モデルのVX700に対し，徹底的に吸気と排気の流れをスムーズにすることで，吸排気効率を高め，高出力を達成することができた．

(2) クランクケース新掃気形状

クランクケース掃気部分に，クランクを完全に覆い吸気からの混合気をスムーズにシリンダへ導くように形成した新掃気形状を採用している．

(3) 最適ボアストロークの選定

4.2項で紹介するクランク強度の面で制約されるクランク全長のなかで，ボア径に対する掃気スペースを拡大するために，VX700の70.5×59.6に対しボア径を小さくしなおかつVX700エンジンと同等なコンパクトさを維持するためにロングストローク化し，62㎜のストロークを厳選した．



97VX700　　98SRX700

図２　エンジンレイアウトの比較

4.2 信頼性・耐久性

(1) クランク

Ｓ／Ｍのエンジンは，出力取出形式上，出力軸端に大きな慣性マス(プライマリシーブASSY.)を有し，かつ高性能２サイクルエンジン特有の掃気通路のため，３気筒直列エンジンでは必然的にクランク全長が長くなり，常用回転域(7,000～9,000rpm)に１節２次のねじり共振点を持っている（図３）．

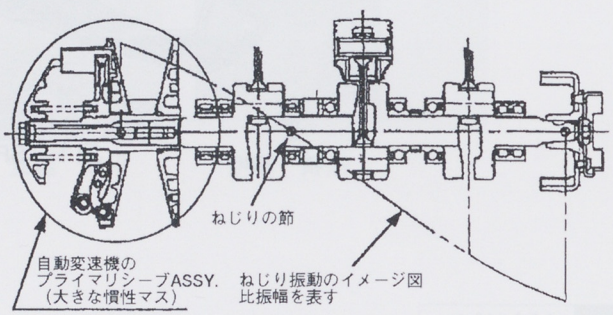


図３　クランクねじり振動の概念図

Ｓ／Ｍ３気筒エンジンのクランクは，このねじり振動に付随した様々な問題を構造的に抱えている．

このねじり振動は，クランクの形状面から(クランク軸とクランクピンがオフセットしているため)単純なねじりではなく，曲げを連成し，特に片持ちとなる両軸端の支持ベアリングに大きなミスアライメントによる負荷を生じるとともに，節の位置する付近ではねじりトルクによる圧入部のスリップといった現象も発生する．

SRXシリーズではこういった条件のなかで，'97モデルに対して図４に示す項目を織り込むことでクランク系の強度向上を計った．

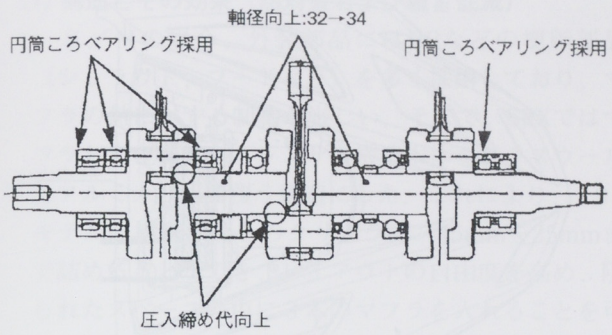


図4　SRXクランクの特徴

(2) 鍛造パウダーメタルピストン

2サイクルエンジンにおいては，性能向上はピストンの熱負荷との戦いでもある．開発当初より鍛造ピストンを考慮し，とりわけMCのファクトリレースなどで使われていたパウダーメタル材を材料研究部門と加工メーカーの協力を得て採用したことで，ピストン回りの信頼性は従来の機種に対して飛躍的に向上させることができた．

4.3　冷却系

(1) 概要

S／Mは雪上を走る乗り物であることから，他の二輪や四輪のラジエタ方式と異なり，走行用トラックベルトで雪面からかき上げられる雪や氷を利用したヒートエクスチェンジャ（以下，H／Eという）を採用している．このH／Eはアルミ中空異形押し出し材を加工し，車体にリベッティングされ，取り付け位置はトラックベルト軌道周辺（前後上部）と左右フットステップ下面である．

(2) 狙い

エンジン出力200ps／Lに対応し，限られたスペースでVX700以上の性能を確保すること．特に，オーバーヒートが発生しやすい深新雪低速高負荷時の冷却性能を重視した．

(3) 特徴

①完全密閉式回路の採用

回路内に大容量のサージタンクを設置し冷却水内のエアを捕そく，収集することにより信頼性を高めた（図5）．

②H／E冷却能力向上

波形通路断面形状，冷却フィンの増設，通路内に乱流化部材の装着により受熱，放熱性を向上した．特にリヤH／Eは冷却効率が最も高い位置であり，トラックベルト軌跡に沿って大型化した（図6）．

③循環水量増加

W／P仕様はVX700と同じであるが，配管径を見直し流量を15%向上した．

④バイパス弁付サーモスタット（出口制御ボトムバイパス型）の採用で暖機，アイドリングの安定を迅速にした．また，耐振性向上を図り，エンジンに直付けすることでコンパクトなレイアウトにできた．

⑤温水暖機キャブレタの採用

雪，スチームの吸い込みによるアイシング（ジェットやバルブの凍結）対策としてキャブレタに冷却水を循環させた．常時開の設定であるが，高温時は手動コックを操作し，閉じる機構とした．

(4) 結果

低速高負荷から全開高速まで，あらゆる使用条件下で充分な冷却性能を発揮し，エンジンの信頼性を高めた．ピストン回りの熱問題，熱間時のエンジン性能ダレなどが改善された．

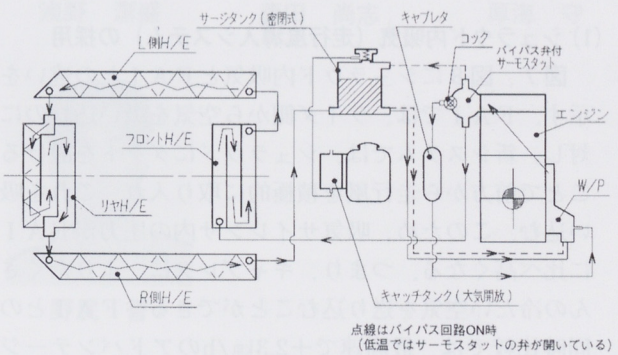


図5　冷却水回路図

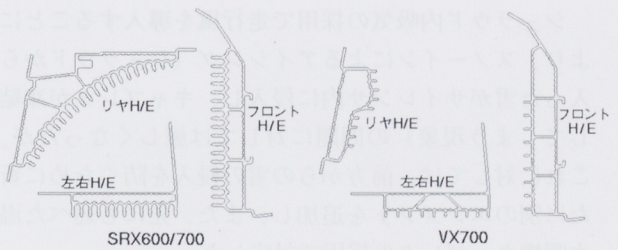


図6　H／E断面形状

4.4　吸気系

吸気系（吸気サイレンサ）においては，これまでのFAI方式（Fresh Air Intake：VX700の吸気サイレンサ方式は雪の侵入は防げるが，吸気サイレンサ内の負圧が大きくなるため吸入抵抗の増大を招く）に代わり，さらなる性能向上（最高速）を目指し，積極的に走行風を取り入れることができるシュラウド内吸気（走行風導入システム）を採用した．

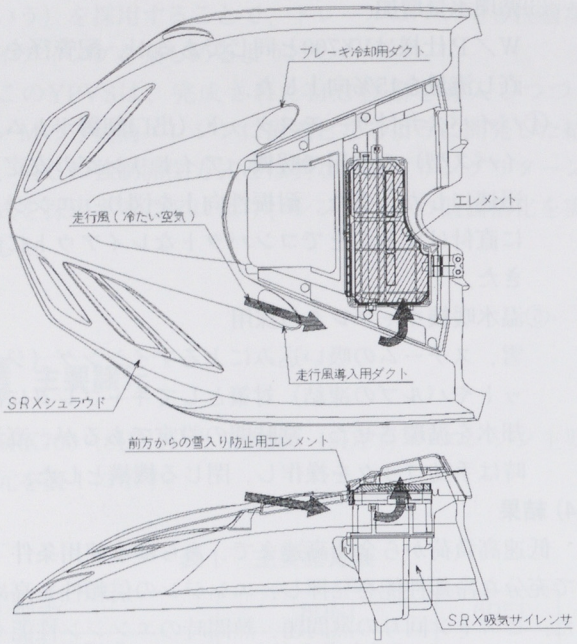


図7 シュラウド内吸気（走行風導入システム）SRX700

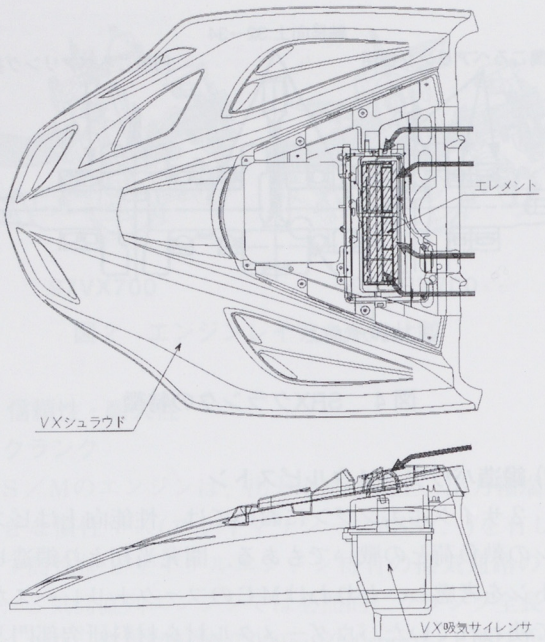


図8 FAIシステム VX700

(1) シュラウド内吸気（走行風導入システム）の採用

図7，図8にシュラウド内吸気とＦＡＩとの違いを示す．ＦＡＩでは，ライダ側から空気を吸い込むのに対し，新システムでは，シュラウドにダクトを設けることで前方から走行風を積極的に取り入れ，これを吸い込む．このため，吸気サイレンサ内の圧力がＦＡＩに比べ高くなる．つまり，キャブレタに，よりたくさんの冷たい空気を送り込むことができる．ＦＡＩとの同時比較では，最高速で＋2.3km/hのアドバンテージを得ることができた．

(2) スノーイン対策

シュラウド内吸気の採用で走行風を導入することにより，スノーインによるアイシング（シュラウドから入った雪がサイレンサ内に侵入し，キャブレタが凍結してしまう現象）の問題に対しては厳しくなったが，これに対しては，前方からの雪の侵入を防ぐために新たに別のエレメントを追加し，また，先にも述べた温水暖機キャブレタの採用で対応した．

4.5 排気系

排気系においては，先にも述べたように，当社Ｓ／Ｍとして初の３気筒３本マフラを搭載しており，図9および図10のように限られたスペース内に３本のパイプを比較的スムーズにレイアウトできたことが，性能の大幅な向上につながった１つの要因として挙げられる．また，排気サイレンサにおいては，容量を13Lとこれまでにない大容量を確保することで，性能向上と騒音の低減の両立を可能にした（図11）．

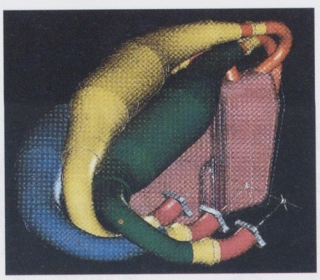


図9 エキゾーストパイプ３Ｄレイアウト計画図

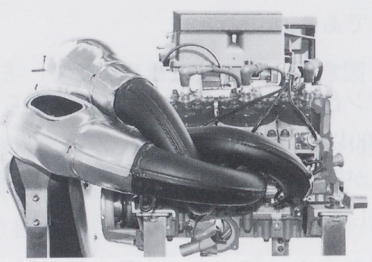


図10 エキゾーストパイプ取り回し

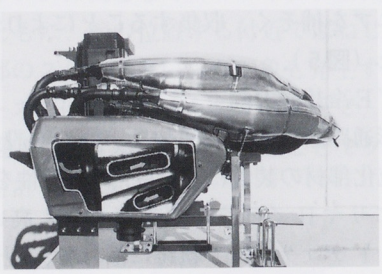


図11 排気サイレンサ

(1) 構造とその効果（熱対策および騒音低減）

S／Mの場合，外装部品にはPPなどの樹脂部品（シュラウド，フードなど）を多く採用しており，マフラの熱に対する制約が厳しい．そこで，SRXではマフラおよび排気サイレンサの構造本体をグラスウールとアルミカバーで覆う構造にした．これにより，'97モデルの樹脂部品とのクリアランス45mmを25mmまで詰めることができ，レイアウトの自由度を高め，限られたスペースの中に3本のマフラを入れることを可能にした．**図12**にマフラ断面構造を示すが，この構造は，単に熱に対してばかりでなく，騒音の低減にも大きく役立っている．加速騒音においては他社よりも6～7%低く抑えることができた．

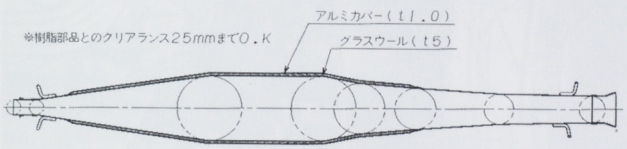


図12　マフラ断面構造

(2) 固定，ジョイント方法

SRXは走行条件によって，エンジンが最大10mmも上下に変動するマウント方式を採用しているため，マフラおよびサイレンサの固定には十分な注意を要する．具体的には次のような工夫を取り入れている（**図13**）．

①エキゾーストパイプからマフラ間，およびマフラからサイレンサ間のジョイント部に半球形状のカーボンガスケットを用い，スプリングの引張力を掛ける構造としている．この構造により，走行条件やエンジン振動によって起きるエンジン本体の変動を吸収できるようにしている．

②排気サイレンサの固定は，既存のエンジンマウントを介してフレームに固定することで，ギャップ走行時のフレームからの突き上げによる衝撃を吸収させた．

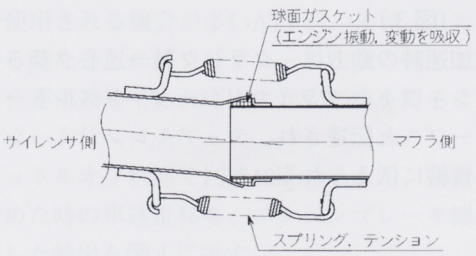


図13　固定ジョイント方法

5 おわりに

本モデルの開発に当たっては　従来にない高出力のS／Mエンジン開発のために社内各部門より様々な助言を頂いた．

また高出力や新規構造にともなう様々な問題対応のためにご尽力頂いた各部品メーカーの方々も含め，開発に携わって頂いたすべての方に本誌面をお借りして厚くお礼申し上げます．

●著者

浅野　潔盛

蘆田　尚志

厚海　守

野尻　誉

技術紹介

エンジンブレーキ機能付きATV用VベルトCVT

Ultramatic (V-belt CVT with Primary Centrifugal Clutch and Engine Brake Function)

中野孝俊 Takatoshi Nakano　山下輝佳 Teruyoshi Yamashita　福島正満 Masamitsu Fukushima

●MC事業本部RV事業部技術室

1 はじめに

ATV（All Terrain Vehicle）は，文字通り様々な地形で広範囲な用途で活用されるため，従来は操作の確実性が重要視され，ハンドクラッチを持たない多段変速ミッションを搭載したセミオート車が主流を占めていた．ところが，近年ユーザニーズの多様化とともにイージドライブ化の波がATVにも波及し，その使いやすさからオートマチックモデルが需要を伸ばしてきている．ヤマハ発動機（株）もそのニーズにこたえるべく，オートマチックATVとして最大排気量の「YFM600FWA　GRIZZLY」（図1）を市場に導入し，その扱いやすさ，パワフルさ，信頼性において非常に高い評価を得ている．

今回は，その「GRIZZLY」に採用している，ATV初の高出力用エンジンブレーキ機能付きVベルトCVT（以下，ウルトラマチック（図2）という）について紹介する．

図1　YFM600FWA　GRIZZLY

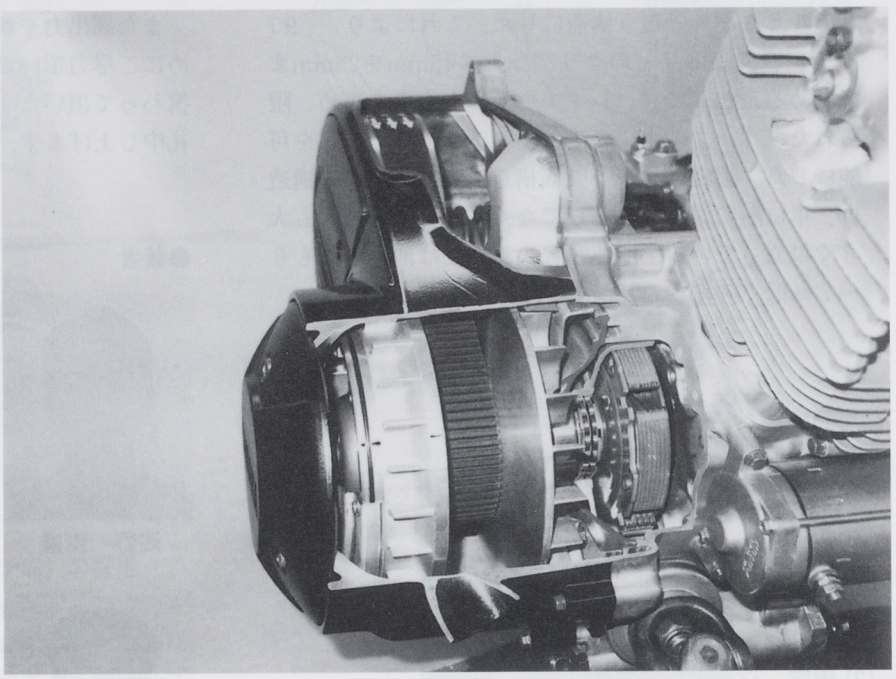


図2　ウルトラマチック

2 開発の狙いと全体構成

このウルトラマチックはオートマチックATVの頂点モデルにふさわしく，排気量600ccのパワーを伝達すると同時に十分な耐久性を有し，かつ，高効率化を図るとともに，スロットルワークで駆動力を容易にコントロールする機能（エンジンブレーキ含む）を実現させることを主眼に開発した．

メカニズムは，発進時と変速時および減速時に機能を分化させ，各々発進専用遠心クラッチ，変速専用VベルトCVTと，エンジンブレーキ専用のワンウェイベアリングを持ち，それらを高次元で融合させたレイアウトを採用した．（図3）

発進加速時の動力は，クランク軸→遠心クラッチ→クラッチシャフト→プライマリシーブ→Vベルト→セカンダリシーブへと伝達され，デュアルレンジミッションを介して後輪に伝えられる．

また，減速時後輪からの逆駆動力は，遠心クラッチがオフした後，クラッチシャフト→ワンウェイベアリング→クランク軸に伝えられ，エンジンブレーキを発生させる．

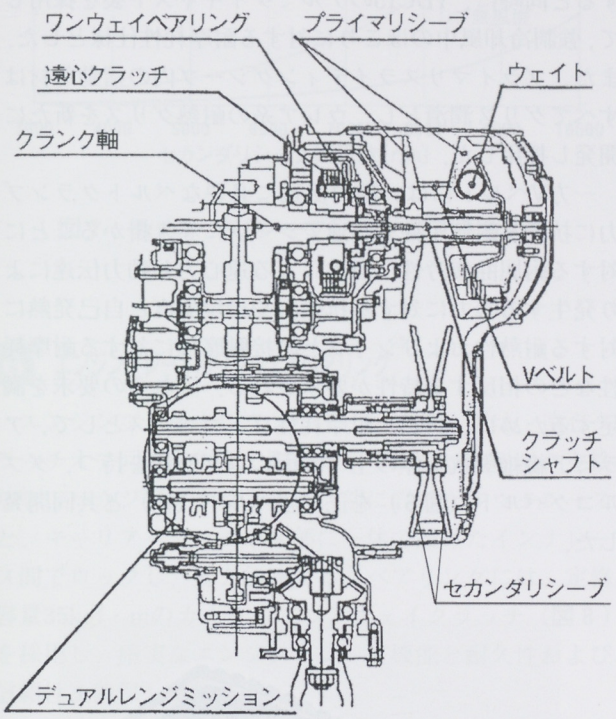


図3　レイアウト図

3 エンジンブレーキ

スロットルワークでスピード（駆動力）をコントロールし，サービスブレーキを使う頻度が少なくてすむことはイージドライブには必要な特性で，以下に示すようにエンジンブレーキ機能がこれに大きく貢献している．

例えば，重量物を積載したり，アップダウンの激しい場所で使用される機会が多いATVが，スロットルオフで坂を下る時など，エンジンブレーキがよく効くことが要求され，要求通りであれば大きな安心感を得ることができる．

スロットルオフ状態で初速10km／hから，10度の坂を下り始めた時の車速推移を，エンジンブレーキ機構有無で比較した結果を図4に示す．

この結果からも下り坂走行などで安心感が得られ，イージドライブが可能なことは明らかである．

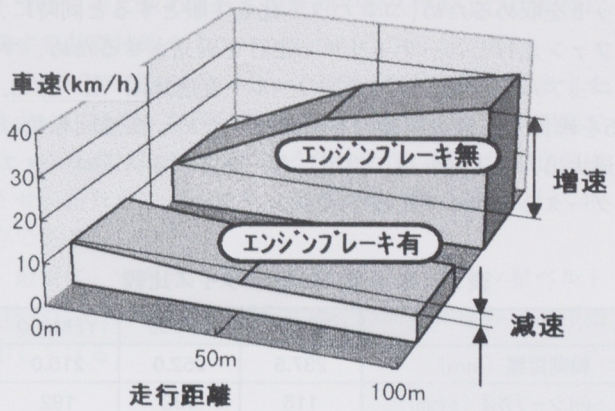


図4　エンジンブレーキ有無の比較

4 発進用遠心クラッチ

発進クラッチは，ユーティリティ用途などの厳しい使用状況においても十分な信頼性と耐久性を確保するため，市場実績のある湿式自動遠心内拡シュータイプを採用した．

また，600ccの伝達トルク増大に対応する手段として，400cc用既存クラッチの伝達径を拡大せず，幅を広げる仕様を選択した．これにより，重量および慣性重量増を最小限に抑え，コスト上昇も抑えることができた．表1にサイズ比較を示す．

表1　クラッチサイズ比較

	YFM400	YFM600	検討案
伝達径（φmm）	140	140	170
重量（grf）	2,890	3,430	4,710
慣性重量（grf・s・cm²）	64	75	90

5 VベルトCVT

5.1 レイアウト

ATV車両の形態に合わせエンジンケーシング内にユニットを収めるため，コンパクト化を主眼とすると同時に，ファン走行とユーティリティ走行を両立させるため，マニュアルミッションと同等のベルト変速比幅（L／T）3.5を確保し，最大駆動力を引き出すため，変速回転数は最大出力発生回転数に設定した．表2に4ストロークスクータとのサイズ比較を示す．

表2　ＣＶＴユニットサイズ比較

	XC125	YP250	YFM600
軸間距離（mm）	237.5	252.0	215.0
Pri.シーブ外径（φmm）	115	132	192
L/T(Low/Top)	3.020	2.854	3.500
ベルト外周長（mm）	774	871	944
ベルト最大周速（m/s）	約40	約45	約65
バルトターン（回/s）	約50	約50	約70

XC125:CYGNUS125, YP250:MAJESTY250

5.2 作動

CVTは，スクータで採用している構造と同様，プライマリスライディングシーブ内のウェイトローラの遠心力による軸方向力と，セカンダリシーブ内のスプリングとトルクカム（負荷検出機構）による軸方向力とが，ベルトを介して釣り合うことによりその変速比を決める．すなわち遠心力が相対的に強ければトップ側に変速し，負荷が大きくセカンダリ側の軸方向力が相対的に大きくなれば，ロー側に変速する．エンジン回転数と負荷を検出し，最適な変速比を自動的に選択する機構としている．

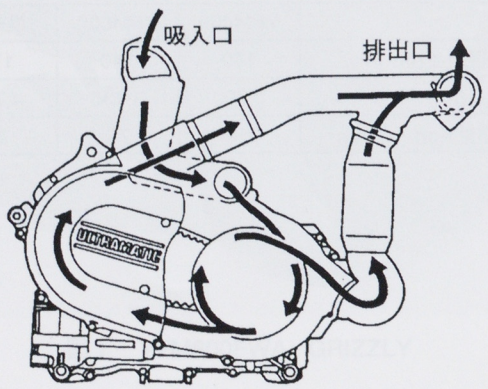


図5　ベルト室強制冷却システム

5.3 耐久性

表2に示すように，単位時間当たりのターン数が多く排気量が大きい分発熱量が多いことから，図5に示すように，VベルトCVTユニット全体の長寿命化のため，ベルト室強制冷却構造を採用した．

シーブ類は，高負荷に対応する剛性と強度を十分確保すると同時に，YDC15のアルミダイキャスト製を採用して，強制冷却風中のほこりに対する耐摩耗性仕様とした．また，プライマリスライディングシーブ内の摺動部材はすべてグリス潤滑とし，ウレア系の耐熱グリスを新たに開発し採用した．

一方Vベルトには，動力伝達に必要なベルトクランプ力に抗する耐側圧性や高速でシーブに巻き掛かることに対する耐屈曲疲労性，自重による遠心力と動力伝達により発生する張力に対する抗張力や環境温度と自己発熱に対する耐熱性およびシーブとの接触摩擦に対する耐摩耗性などの相反する特性が要求される．これらの要求を満足するために，耐熱・耐摩耗性ゴムをベースとして，アラミド繊維製抗張体の上下両面にコグ形状を持つ，ダブルコグベルト（図6）を三ツ星ベルト（株）と共同開発した．

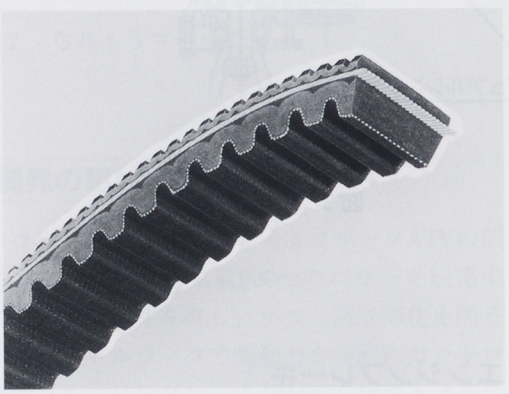


図6　ダブルコグＶベルト

5.4 伝達効率

Vベルト周辺部品の剛性，熱容量，放熱性をバランスさせ，動力伝達と目標変速特性を必要最小限のベルトクランプ力で実現させたことにより，必要十分な伝達効率を得ることができた．その一例として，図7にセカンダリシーブ裏のリブ有無によるロス馬力の測定結果を示す．

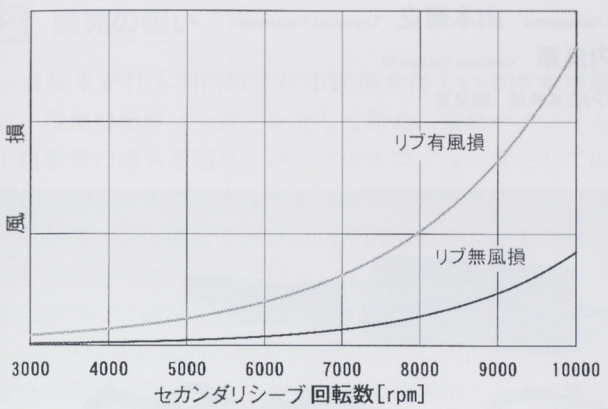


図7　セカンダリシーブシーブロス馬力比較

6 エンジンブレーキ用ワンウェイベアリング

エンジンブレーキ用ワンウェイベアリングは，遠心クラッチオフ回転数以下で駆動輪からのバックトルクを検知し，ハウジングクラッチボス部に設けたアウタレースと，キャリアクラッチボス部に一体で設けたインナレース間でロックし，動力伝達する．ベアリングには，定格容量35kgf・mのカムタイプワンウェイクラッチ（図8）を採用し，確実なエンジンブレーキ機能と耐久性および信頼性を確保した．

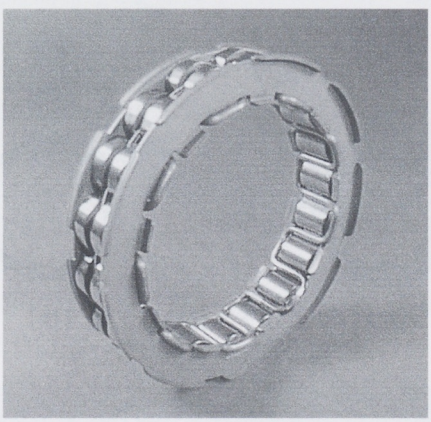


図8　カムタイプワンウェイクラッチ

7 おわりに

今まで経験したことのない最大排気量ATV用CVTユニット開発であったが，今回の開発を通して，ATVのオートマチックに求められる機能性や耐久性および信頼性に関する基礎技術やノウハウをつかむことができた．

今後ATVに限らず，イージドライブ化の要求はますます強く，速やかな商品化が望まれる．本ユニット開発で培った基礎技術やノウハウを生かして，さらに改良熟成させ，新たなオートマチック車開発に取り組んで行く所存である．

最後に，本開発に多大なご協力を頂いた三ツ星ベルト（株）はじめ関連各社の方々に，誌面をお借りして深謝申し上げる．

●著者

中野　孝俊

山下　輝佳

福島　正満

技術紹介

P. A. S. ユニット

Power Assist System Unit

中道　忍 Shinobu Nakamichi　中山浩典 Hironori Nakayama　山本豊之 Toyoyuki Yamamoto
照井敏泰 Toshiyasu Terui　薮内良章 Yoshiaki Yabuuchi
●モーターサイクル事業本部　PAS事業部　開発室

1 はじめに

ヤマハ発動機（株）（以下，当社という）は，1994年に世界初の電動ハイブリッド自転車「ヤマハパス」の全国発売を開始し，1997年12月までに累計で約25万台を国内に販売してきた．その間に二輪車メーカー，自転車メーカー，家電メーカーなど約20社が国内市場に新規参入し，活性化している．

このような状況下，より一層の健全な普及振興を図るため，国内大手自転車メーカーであるブリヂストンサイクル(株)およびナショナル自転車工業(株)と相互協力関係を結び，システムユニットの供給とともに共同でのモデル開発を実施してきた（図1，図2）．さらに，国内大手自転車メーカー3社の一つである宮田工業(株)へのユニット供給を開始し，これにより国内でのシステム供給先は3社となっている（図3）．

これまでの国内での完成車販売やシステムユニットを上記自転車メーカーに供給する事業に加え，今回海外の自転車メーカーにシステムユニットを供給する新たなビジネス展開を開始した．ここにそのユニット（図4）の開発概要を紹介する．

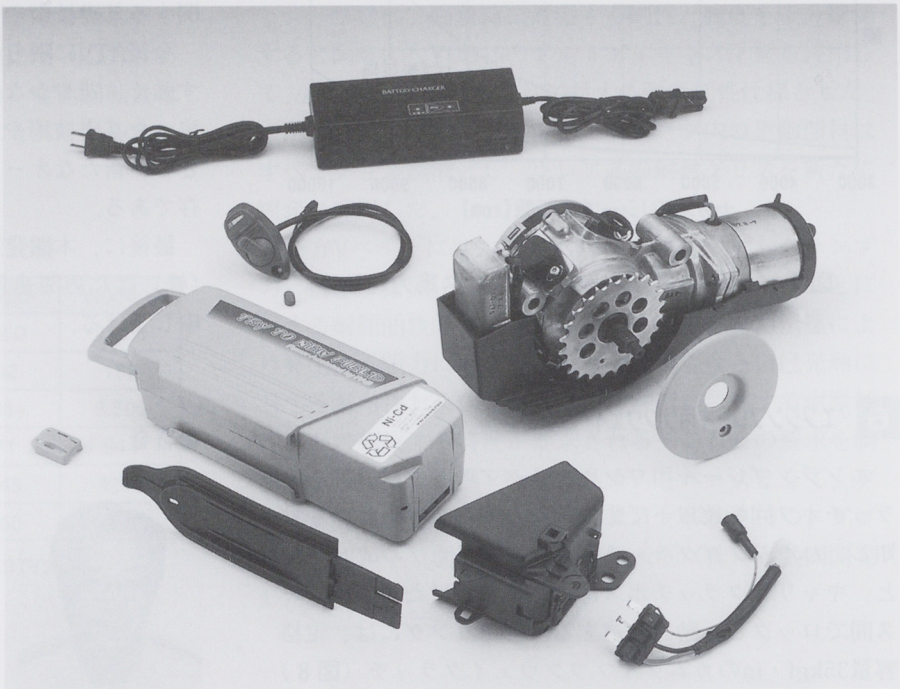


図4　P．A．S．ユニット

図2　ナショナル自転車工業（株）
陽のあたる坂道リラクル

図1　ブリヂストンサイクル（株）アシスタ

図3　宮田工業（株）　グッドラック

2 開発の狙い

自転車が日本国内以上に市民権を得ている欧米市場に，現地自転車メーカーを介して新たに電動ハイブリッド自転車の導入を図り，パーソナルコミュータとしての利便性向上に大きく寄与することを目的とする．

そして，PAS事業のグローバル展開のイニシアチブを取り続けるための第2の柱として，システムユニット外販ビジネスの布石となるものである．市場実績のある「ニューパス」国内仕様をベースとして，各国の性能・安全基準に合致させた欧州仕様および米国・カナダ仕様を設定し，システムの統合化と共用化によって，設計品質の安定とミニマムコストを目指した．

3 開発内容

主な供給部品は，パワーユニット，バッテリ，充電器，メインスイッチなどで構成するシステムユニットである．当初，「ニューパスPX26/24」用の水平懸架タイプとスタークロス用縦型懸架タイプの2種類のシステムユニットを自転車メーカーに提示し，それぞれの市場に密着したマーケティングと商品企画，およびプリ試作などを自転車メーカーが主体的に行い，水平懸架タイプのシステムユニットを選定した．開発形態は，システムユニットを当社開発とし，車両を自転車メーカー開発として分担した．本システムユニットの主要開発内容は，国内仕様をベースにレギュレーションを満たす必要最小限の変更範囲として，開発の簡略化と部品の統合や共用化を図るため，次の2点に絞った．

（1）欧州におけるEMC(電波雑音規制) 対応
（2）欧米両地域の安全基準に適合させたおのおのの
　　Ni-Cdバッテリ用充電器

欧州域内で製品を流通させるためには，各種EC指令を満足させCEマーキングする必要がある．「パス」の場合はその中のEMC指令にのみ適合すればよいが，本商品は新商品であるため，どの機器カテゴリに分類されるか明確でなく，EMC認証機関などと協議した結果，「欧州共通規格」を適用することにした．これにより自転車メーカーが外部認証機関よりEMC証明を得られやすくなる．「ニューパス」のエミッションおよびイミュニティを測定した結果，放射電界強度のみ規格を満足しなかったため，モータリード線にノイズフィルタを追加し対策した（**図5，図6**）．このノイズフィルタは供給部品とし，自転車メーカーにて組み込みとした．

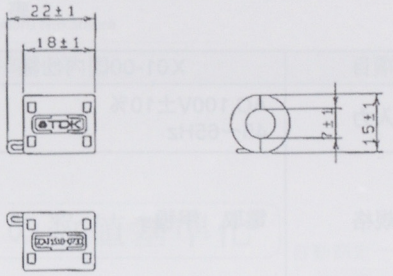


図5　ノイズフィルタ仕様

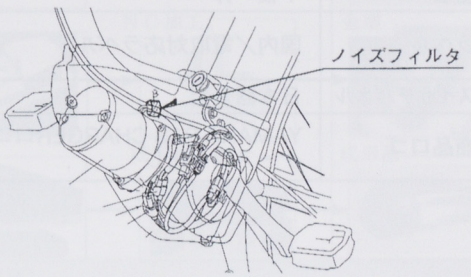


図6　ノイズフィルタ装着位置

充電器は，欧州仕様用として入力電圧230V対応，EN安全規格への適合，およびEMC指令へ適合する必要がある．EN安全規格の認定はTUVによる認可取得とし，EMC指令への適合は充電器メーカーによる自己認証とした．国内仕様をベースにリフレッシャ機能の搭載を継続，充電仕様は同一とし，主な開発内容は上記の規格対応である．また，米国仕様用はUL規格，CSA規格への適合を主な開発要素とし，国内仕様と同様にリフレッシャ機能の搭載および充電仕様は継続とした．両規格の認証はUL認可機関によって取得とした．**表1**に各仕向地別充電器の仕様比較を示す．

これらの充電器の開発により，国内仕様と合わせほぼ全世界をカバーできる充電器が整備できた．本システムユニットを搭載した提携自転車メーカーの完成車外観を**図7**および**図8**に示す．

図7　KYNAST社　E-BIKE

表1　国内・欧米充電器仕様比較

No.	項目	X01-00国内仕様	5AS-10欧州仕様	5AT-E0米国・カナダ仕様
1	交流入力	AC 100V±10% 45～65Hz	AC 230V±10% 50Hz±10%	AC 120V±10% 60Hz±10%
2	安全規格	電取　甲種	EN60950 EN55014:90 EN50082-1:92 EN60555-2:87	UL1310 CSA C22.2 No.223-M91
3	AC電源コード	電取　Aタイプ電極7A 125V	Cタイプ 2.5A 250V欧州規格品	UL Aタイプ　有極7A 125V
4	ケース材質	ABS 94HB	ABS/PCアロイ 94V-0	ABS/PCアロイ94V-0
5	基板	1枚一体	3枚セパレート	1枚一体
6	ラベル	国内／電取対応ラベル	欧州/TUV規格　CEマーク対応ラベル，英独仏語併記	UL/CSA規格対応ラベル，英仏語併記
7	スイッチパネル	日本語表記	英語表記	英語表記
8	商品ロゴ	YAMAHA PAS CHARGERロゴ，ケース浮き出し	BATTERY CHARGERロゴ，シート貼り付け	BATTERY CHARGERロゴ，シート貼り付け

図8　Bianchi社　Aquilotto

4 システムユニットの特徴

多種多様な自転車のジャンルにマッチングできるよう次の特徴を有している．

(1) 車体の重心位置周辺にパワーユニットとバッテリをレイアウトすることにより，車両としてのバランスがよく，優れた操縦安定性を実現．

(2) マイコンによる高度な電流コントロールにより，極めてスムーズな走行感覚の実現と共に，一充電当たりの十分な航続距離を実現．

(3) 軽量，コンパクトな駆動ユニットを2タイプ用意し，車体構造などにより選択が可能．そのため，供給先メーカーが車体のデザインを多様に設定できる．

(4) 世界に先駆けて開発・市場導入し，既に25万台を越す実績による蓄積から，細部に至るまで高い信頼性を実現．

(5) 数多いパテントを国内外に出願・権利化している．

5 おわりに

海外の有力自転車メーカー5社にシステムユニットを供給する契約を締結し，おのおの'98モデルとしてそれぞれ市場導入の段階にあり，今後も順次モデルのラインアップを進める計画である．併せて電動ハイブリッド自転車の普及振興に共感頂ける新たなパートナーと提携し，「P.A.S.」ファミリを形成して相互メリットを訴求したい．そのために，システムユニットの信頼性向上を図りつつ，バリエーションをさらに充実させ，いろいろな車体レイアウトに対応できるように拡充を進めていき，外販ビジネスとして一つの柱になるよう努めていきたい．

※ 本文に記載されている規格などについて
EMC：Electromagnetic Compatibility（電磁気両立性）
EC　：European Communities（欧州共同体の略称）
EN　：European Standards（欧州規格の略称）
TUV：11の個々のドイツ技術検査協会の総称
UL　：Underwriters' Laboratories（米国保険業者試験所の略称）
CSA：Canadian Standards Association（カナダ規格協会の発行する規格）

技術紹介

プレス成形解析の二輪車への適用

Application of Sheet Metal Forming Analysis to Motor Cycles

鈴木誠也 Seiya Suzuki　中村政晴 Masaharu Nakamura

●生産企画本部生技開発室／磐田第４工場製造技術課

1 はじめに

自動車業界において，プレス金型の設計に成形シミュレーションを活用することは一般化してきている．二輪車においても，燃料タンクやフレーム部品などにプレス成形シミュレーションを適用し，試作トライアル工数の削減に効果を上げている．

特に燃料タンクは二輪車の顔ともいえる重要な意匠部品であると同時に，燃料を密閉するという重要な機能部品でもあり，プレス成形に対する精度要求も厳しい．この燃料タンクに対するヤマハ発動機㈱（以下，当社という）の取り組みについて述べる．

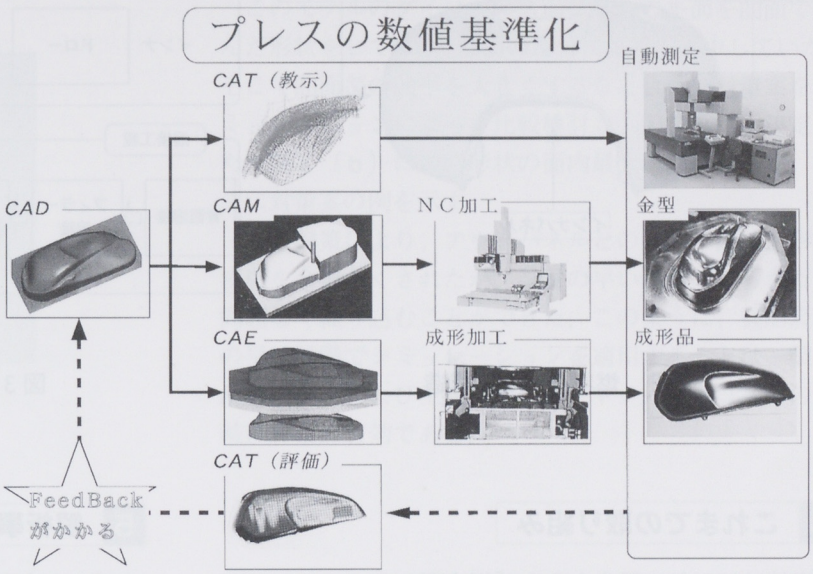


図１　数値基準による製造

2 数値基準による製造

現在，３次元CADによる数値を基準とした製造のプロセス改革を進めている．デザイン要件と製造要件が織り込まれた３次元CADデータを基に，CAEによる金型方案の事前検討が行われる．その結果はCADデータに直ちに反映され，それを基にCAMによる高精度金型の製作が行われる．さらにCATによって金型や製品の精度を計測して評価し，CAD，CAM，CAEそれぞれにフィードバックされる．

このような流れを「数値基準による製造」と呼び，コンカレントエンジニアリングの１つの手段と位置付けている．図１に数値基準による燃料タンクの設計と製造の概念を示した．

このようなプロセスを確立することは，成形シミュレーションを最大限に活用するために不可欠であると考える．すなわち，シミュレーションによって高品質な金型設計をなし得たとしても，そのとおりの物を作ることができなければ何の意味も持たない．またそのとおりの物ができているかどうかを評価するには，実際に計測してみるしかない．従って，シミュレーションのみならず，高精度な加工や高精度で高能率な計測のそれぞれの要素技術を高めていくことが必要であり，それらの基となる３次元CADデータを整備することの重要性がますます高まっている．

3 プレス成形解析の役割

数値基準による製造プロセスにおいて，シミュレーションは過去に得た経験とノウハウを新機種開発に生かす道具として大きな意味を持つ．燃料タンクの製造においては，「面のうねりがない」，「油漏れがない」といった外観上あるいは機能上の要求を満たすことが最終的な課題であるが，それ以前にまず「成形できる」ということが求められる．工程設計の制約上，１回の深絞りで形状を出す必要があり，割れやしわが発生しやすいためである．図２に燃料タンクの構造を，図３に製造工程を示す．

さらに，近年多様化するニーズの下，タンクの意匠も凝ったものとなっており，プレスに対する要求はますます厳しくなっている．このような状況の中で，製品設計の早い段階で製造要件を織り込む手段として，プレス成形シミュレーションは不可欠なものとなっている．

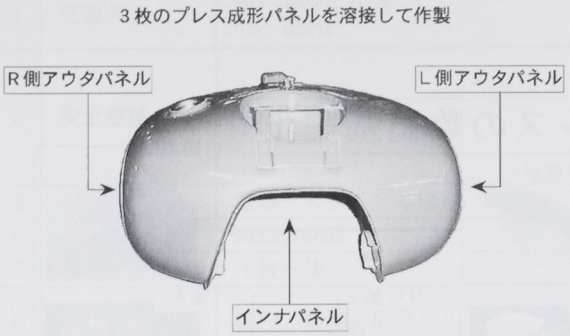


図2　燃料タンクの構造

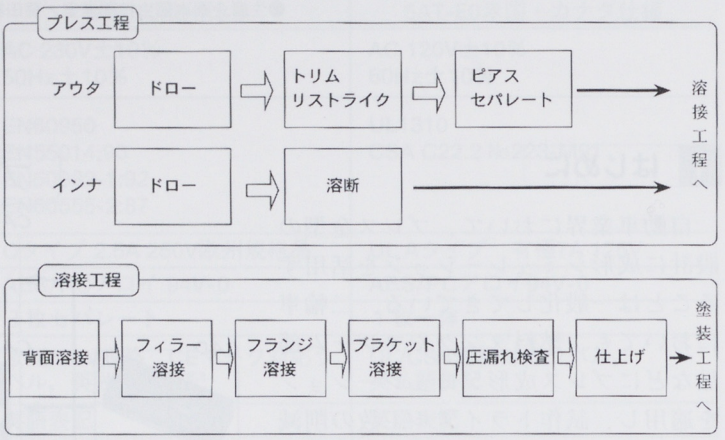


図3　燃料タンクの製造工程

4　これまでの取り組み

当社は1990年に設立された「板成形シミュレーション研究会」に設立当初から参加し，プレス成形解析導入の検討を始めた．当時は簡単な2次元曲げ解析の研究をしている段階で，世界を見渡しても実用的な解析ソフトは存在しなかった．

その後急速にソフトの開発が進み，商業ソフトウェアもいくつか出てきた．当社では1994年にプレス成形解析ソフト「PAM－STAMP」を導入し，タンクプレス製造技術者とともに実験との比較による解析精度の向上に取り組みはじめた．1995年には一部の生産機種へ解析を適用し，1996年からはすべての新機種で解析による成形性の事前検証を実施している．

このようにソフト導入から比較的短期間で実用化できたのは，解析の実質的なユーザーであるプレスの製造技術者が，導入検討段階から深くかかわってきたことによるところが大きい．特に導入初期には膨大な実験を行い，また，これまでのプレスの経験に基づいて解析結果を評価することで，何百回もの実験に相当するノウハウを解析に織り込むことができた．

実験との比較にあたっては，金型および成形品を計測することが必要となる．当時，自由曲面を精度よく，効率よく計測するシステムが世の中になかったため，CADと三次元測定機を組み合わせた自動計測システムを開発した．これにより，解析というコンピュータの中の世界と現実とを結びつけることが可能となり，解析精度の向上に寄与した．

5　解析事例

プレス成形解析ソフト「PAM－STAMP」を用いて解析を行った事例を紹介する．

(1) しわの解析事例

図4は燃料タンクのインナパネルの解析結果である．全ストロークの90%まで成形した状態を示している．中央で肉が余り，大きなしわが発生している．図5に示した実験結果と比較すると，よく一致していることがわかる．

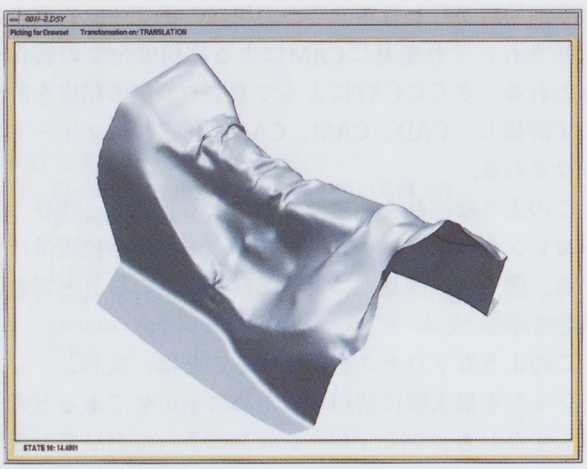


図4　解析結果

この解析を行った時点では，まだ解析ソフトウェアのテスト段階であったが，この事例によって成形シミュレーションの有効性が認識された．また，　同時に自動メ

ッシュを利用した解析入力データ作成の標準化を進め，従来１週間かかっていた有限要素メッシュ作成を含む入力データ作成を半日で可能とした．このように解析精度の向上とともに成形シミュレーション実用化の環境を整備した結果，以後のすべての新機種開発で事前シミュレーションを適用することとなった．

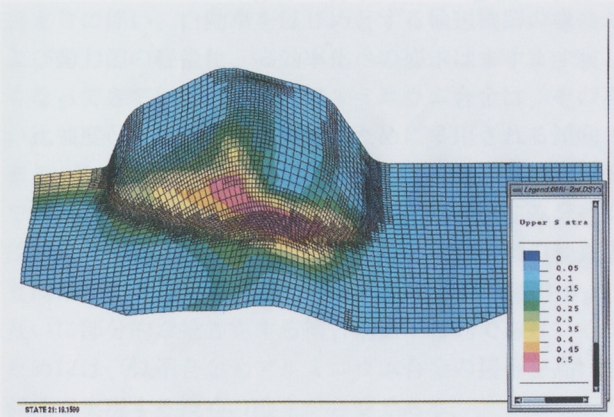
図５　実験結果

(2) 割れの解析事例

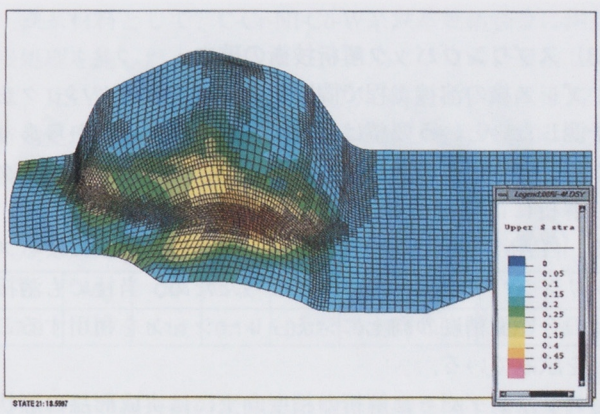
次に燃料タンクのインナパネルの形状設計にシミュレーションを適用した事例を紹介する．図６（ａ）に初期形状の面内最大主歪み分布を示す．側面部で伸びが大きく，割れの発生が予想されたため対策を行った．

このモデルのダイフェース面は２つの平面を曲面で結んだ形状をしており，曲面の部分に歪みが集中していた．そこで曲面部の曲率を大きくするなど数例の対策案をシミュレーションによって比較検討し，最終形状を決定した．図６（ｂ）に最終形状の面内最大主歪み分布を，図７に対策案の例を示す．

この対策により，アウタパネルとの合わせ部分も形状変更を余儀なくされたが，設計の早い段階であったため問題なく織り込むことができた．このように，製品設計の早い段階でシミュレーションを適用することは，製品品質の向上および生産準備のリードタイムとコストの削減に非常に有効である．

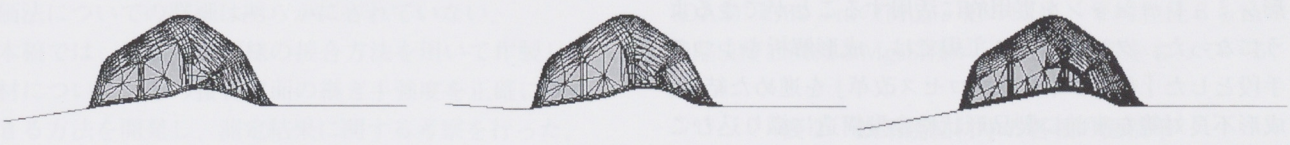


(a)



(b)

図６　解析結果（面内最大歪み）



（a）初期　　（b）対策案１　　（c）対策案２

図７　割れ対策案の例

6 プレス成形解析の課題

(1) 3次元CADデータの整備

先に述べたように，シミュレーションを含む数値基準による製造プロセスにとって最も重要なことは，3次元CADデータの整備である．ところが最新のCADシステムをもってしても，だれにでも思い通りの形状を簡単に作成できるとは言い難いのが現状である．シミュレーションの適用を上流段階へシフトしようとする際，3次元データの新規作成や形状変更をいかに容易にするかが，大きな課題となっている．

(2) 解析リードタイムの短縮

今日解析を依頼したら翌日には結果を見たいという要望が設計や製造部門から寄せられているが，解析モデルによっては計算に24時間以上かかり，この要求のすべては満たせない．この問題はハードウェアやソフトウェアの進歩によりいずれ解決されるであろうが，解析を実施する側としては要求に合わせた最適な解析を実施する環境作りが必要である．

(3) スプリングバック解析技術の確立

プレス後の溶接工程で問題となるスプリングバックを予測したいという要望は，解析ソフト導入以前からあったが，取り組みは遅れていた．近年，スプリングバックの解析には陰解法を用いることが主流となってきている．「PAM－STAMP」でもVer．96から陰解法によるスプリングバック解析が可能となったため，当社でも溶接時の合い面精度の向上にシミュレーションを利用することを試みている．

スプリングバック解析の精度向上には実成形品の形状測定が不可欠であり，そのための測定・評価技術の確立が急務である．

7 おわりに

燃料タンクのプレス成形時の割れやしわの対策に，成形シミュレーションを実用的に活用することができるようになった．タンクプレス工場では，成形解析を1つの手段とした「ものづくりのプロセス改革」を進めた結果，成形不良対策を事前に製品形状や金型構造に織り込むことが可能となり，

・ざん新な意匠形状への取り組み
・金型製作後の設計変更の回避
・成形工程において，金型トライ回数が減少

といった効果が出てきている．

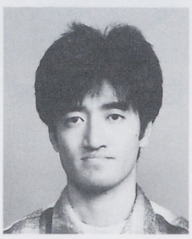
製造分野での解析を実用化するにあたっては，次のようなことが鍵となる．

・三次元CADデータを整備すること
・解析技術者と製造技術者の連携を深めること
・実物を計測する技術を確立すること

現在，アルミフレームにもプレス成形解析の適用を進めている．他の部品でも，コンカレントエンジニアリングの推進とともに，設計と製造を結ぶツールとして成形シミュレーションの重要性がますます高まっている．今後，より一層の解析技術の向上が必要である．

●著者

鈴木　誠也


中村　政晴

技術論文

異種材料接合界面の強度評価

Strength Evaluation on Bonded Interface between Dissimilar Metals

久保田　剛 Tsuyoshi Kubota　安達修平 Shuhei Adachi

●技術本部基盤技術研究室

要旨

アルミニウム合金と鉄系焼結合金の接合界面について，接合強度を正確に評価する手法を開発した．また，その継ぎ手強度を断面の組織パラメータから推定するためのモデルを提案し，推定される継ぎ手強度と実験値とを比較することにより，モデルの妥当性を検証した．さらに，接合界面の破壊靭性値を求めるため，平面上に複数のpenny-shaped cracksが分布するモデルを考案し，計算結果をバルク材料の破壊靭性値と比較した．これらの手法を用いることにより，継ぎ手の高温での信頼性が確認でき，品質管理手法として有効であることが確認された．

1 はじめに

近年，地球環境保全や省資源といった社会的ニーズの高まりに伴い，自動車をはじめとする輸送機器の構造および動力源の軽量化，高効率化への要求はますます厳しくなってきている．中でもアルミニウム合金は，その高い比強度と良好な熱伝導特性のために多用される傾向にある．しかし，鉄鋼材料には，アルミニウム合金で代替できない種々のすぐれた特性もあり，両者の住み分けがはかられているのが現状である．さらに，一層の軽量化と高効率化を進めるためには，両材料の特性を生かし，互いに部分的な補強をする複合構造が有効であり，そのためには，鉄系合金とアルミニウム合金の接合を高い信頼性で実現する技術の確立が必要である．

鉄系材料とアルミニウムまたはアルミニウム合金の間の接合については，早くから多くの研究がなされてきており，その継ぎ手強度の評価方法に関する報告も多い[(1)～(9)]．稲波ら[(10)]は，抵抗発熱を利用した新しい拡散接合法によって，鉄系焼結合金とアルミニウム鋳物合金の接合を実現したと報告しているが，接合界面の強度評価法についての詳細は明らかにされていない．

本稿では，稲波らと同様の接合方法を用いて作製した部材について，その接合界面の継ぎ手強度を正確に評価できる方法を開発し，測定結果に関する考察を行った．

2 実験方法

2.1 材料

鉄系材料として，C-Cr-Ni-Co-W系鉄基焼結合金に銅溶浸処理を施したものを，また，アルミニウム合金としては，JIS AC4C材（Al-Si7-Mg系）で鋳造後，溶体化人工時効処理(以下，T6処理という）を施したものを用いた．**表1**に，使用したJIS AC4C材の化学成分を示す．

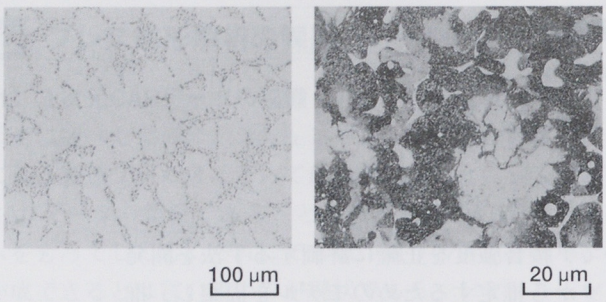
表1　アルミニウム合金鋳物の化学成分(質量%)

Si	Mg	Cu	Fe	Zn	Mn	Ni	Ti	Al
7.0	0.37	0.14	0.14	0.02	0.01	0.01	0.12	bal.

両材料の接合前の状態での微細組織を**図1**に示す．鉄基焼結合金は，基地であるパーライト相の中にステライト系（W-Co-Fe）の硬質粒子とそれを取り巻くCoの濃化した白色相（以下，高合金相という）が島状に分散した構造をもち，焼結空孔は溶浸された銅（以下，溶浸銅相という）で満たされている．各相の面積率を**表2**に示す．アルミニウム合金鋳物は，平均デンドライトアーム間隔（DAS）約39 μmの初晶 α 相の間に，平均粒径3 μmの共晶Si粒と微細なMg_2Si粒が分布した構造をもっている．

表2　鉄系焼結材中の各相の面積率

相	硬質粒子	高合金相	溶浸銅相	パーライト相
面積率（%）	4.4	17.4	7.6	bal.



a) アルミニウム合金鋳物　　b) 鉄基焼結合金

図1　微細組織

2.2　接合方法および強度評価試験条件

アルミニウム合金鋳物と鉄系焼結材の2つの材料を，自動車技術会秋季大会学術講演会前刷集に発表された「鉄系焼結材料とアルミニウム合金の結合」[10]で記述されている方法によって接合し，図2に示したような試験片を切り出して，継ぎ手強度評価に供した．継ぎ手強度評価は，試験片の両端をチャックし，長手方向に引っ張りの相対変位を与えた時の最大引張荷重を求める方法で行った．この時，試験片に曲げやねじりの変位がかからないよう留意した．

試験片作製上の理由から，接合界面はその法線方向が引張方向に対し30°の角度をなすように設定した．試験片が接合界面に沿って破断する場合には，界面の破断強度σ_fを次式により算出した[11]．

$$\sigma_f = F_t \cdot (\cos^2\theta + 3\sin^2\theta)^{1/2} / (T \cdot L) \qquad (1)$$

ただし，F_t　：破断荷重
θ　：破断面法線と引張軸のなす角
T, L　：破断面寸法

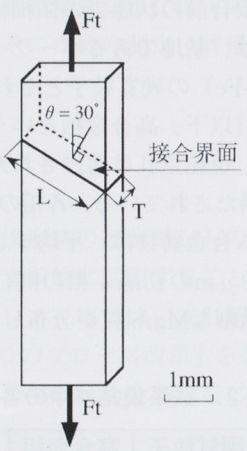


図2　引張試験片の概略図

引張試験はすべて室温で行った．初期の歪み速度は，1.2×10^{-3}／sec.とした．一部の試験片は，接合後，切断前に加熱炉にて所定時間加熱保持したのち，室温まで空冷し試験に供した．加熱温度はJIS AC4C材のT6処理の時効温度と同じ160℃，加熱保持時間は20時間とした．

2.3　解析

接合界面近傍の組織や剥離面の観察は，光学顕微鏡ならびに走査型電子顕微鏡を用いて行った．断面および剥離面の分析には，主として波長分散型EPMA面分析を用いた．

断面の硬度測定にはビッカース硬度計を用い，荷重は目的に応じてそれぞれ9.8 Nまたは0.25 Nを使用した．各荷重下の硬度$Hv_{9.8}$，$Hv_{0.25}$間の換算には，次式を用いた．

$$Hv_{0.25} = Hv_{9.8} + 10.3 \qquad (2)$$

また，以下で用いる硬度の値は，原則として Hv0.25 の値とする．

3　結果

3.1　接合界面の構造

接合された界面の組織を図3に示した．鉄基焼結合金側では，接合前のものと比べ微細組織に差異は認められない．これに対し，アルミニウム合金側では，界面に沿って約150 μmの幅で共晶Si粒が消滅した組織帯が見られた．

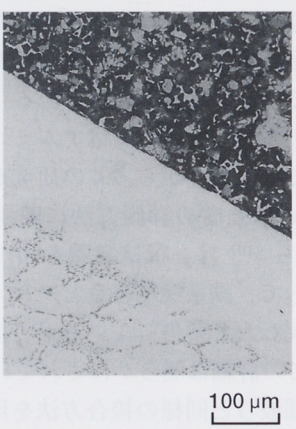


図3　接合界面の微細組織

複数の相からなる合金が接合された界面には，それぞれの材料に含まれる相の組み合わせの数だけ，種々の異なる界面が存在する．これらの接合界面は，それぞれ異なったレベルの接合強度を有していると考えられる．

界面の中で最も大きな面積率を占めるのは，鉄系焼結合金のパーライト相と，アルミニウム合金のα相の組み合わせからなる界面である．このタイプの界面についてEPMA線分析を行ったところ，界面を境にして鉄ならびにアルミニウムのKα強度線は交差し，界面からそれぞれ約1μm離れた位置で母材強度レベルからバックグラウンドレベルへと変化した．EPMA線分析に用いた電子線径が約1μmであることを考慮すると，この界面近傍における鉄，アルミニウム原子の相互拡散層厚さは，1μm以下とみなすことができる．

また，接合後加熱保持した試料についても同様の観察を行ったが，接合したままの状態との差異は認められなかった．

3.2 継ぎ手強度

引張試験の結果を図4に示した．

接合したままの状態での継ぎ手強度は，平均で約170MPaであった．破断はいずれの試料においても接合界面に沿って発生していた．アルミニウム合金母材の引張強度は約280MPaであることから，この試料の継ぎ手効率は約60％である．

一方，接合した試験片を160℃で20時間加熱保持したものは，平均引張強度224MPaを示し，継ぎ手効率は約88％に増加した．

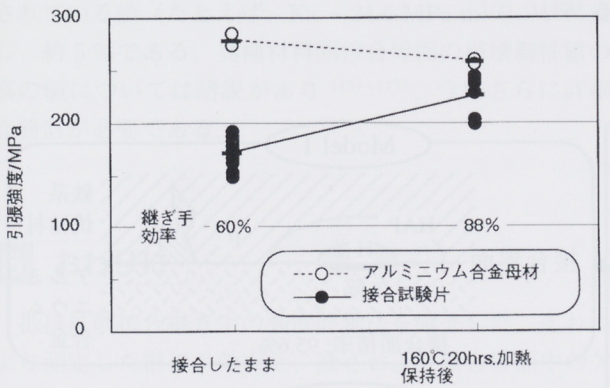


図4　引張試験結果

4 考察

代表的な鉄系焼結材側破断面のSEM観察ならびにEPMA面分析結果を，図5に示した．接合したままの試験片の破断面上にはディンプル状の凹凸が見られ，軟質層が破断様式を支配していたことを示唆している．同部のEPMA面分析からは，鉄系焼結材側の破断面を観察しているにもかかわらず，ほぼ全面にアルミニウムの分布が確認された．このことから，この試験片の場合，破断は接合界面ではなく，接合界面に沿ったアルミニウム合金側で生じたと考えられる．図3に見られるように，接合界面のアルミニウム合金側には共晶Si粒の消滅した層がある．この層は，接合時にこの合金系の共晶温度を上回ったことによって生じた相と考えられ，接合後の冷却速度が充分大きいことを考慮すると，一種の溶体化状態にあると考えられる．このため，この部分は人工時効による強化機構が解除されており，比較的大きな延性を示したものと考えられる．

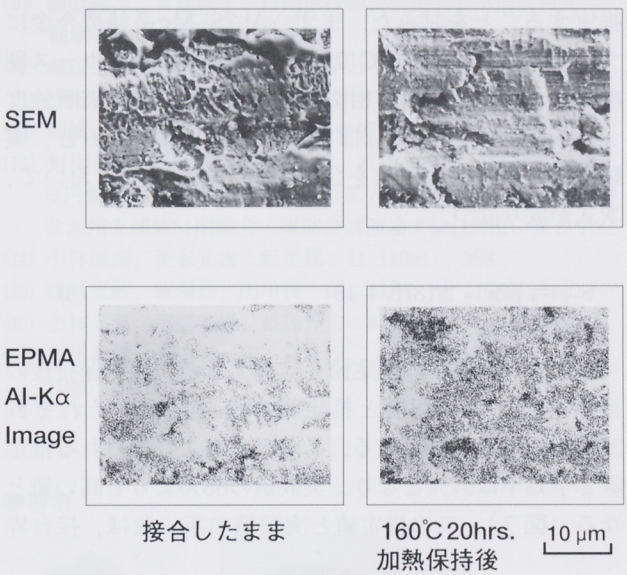


図5　ＳＥＭ像およびＥＰＭＡ像

一方，加熱保持した試験片では，破断面上のディンプルはほとんど認められない．EPMA面分析結果からは，依然としてアルミニウムがほぼ全面に検出されることから，界面近傍の熱影響相が時効により強化されたことにより継ぎ手強度が上昇し，延性が幾分低下したものと考えられる．

この推測を裏付けるため，接合界面のごく近傍のアルミニウム合金側断面について，0.25Nの微小荷重による硬度測定を行った．図6に測定結果を示す．接合したままの試験片では，界面近傍の熱影響相の硬度は約80Hvであり，アルミニウム合金母材の平均硬度110Hvに対し約30ポイント低い．時効温度で加熱保持を行うと同部の硬度は106Hvまで上昇し，母材とほぼ同等となる．このことから，界面近傍のアルミニウム合金は接合時に溶

体化状態となり，その後の時効硬化により母材強度に相当する強度まで回復する過程をとることがわかった．

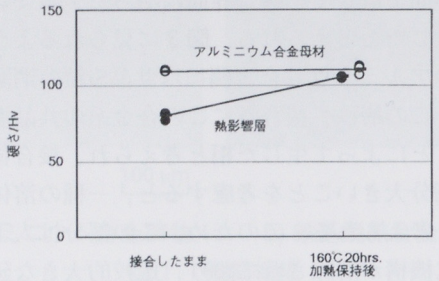


図6　硬さ測定結果

上記の硬度測定結果から，加熱保持後の継ぎ手効率を推定することを試みた．まず，Al-7Si-Mg系鋳造合金について，溶体化後160℃で時効した場合のビッカース硬度Hvと引張強度σ_Bの相関を求める[12]．推定破断強度σ_fが引張強度σ_Bにほぼ等しいものと仮定すると，実験で得られる硬度の値を含む限定された範囲において，次式が成り立つ．

$$\sigma_f \fallingdotseq \sigma_B = 2.18Hv + 46 \qquad (3)$$

この式に，硬度の測定値を代入すると，加熱保持後の推定アルミ母材強度と推定継ぎ手強度は，それぞれ286MPa，277MPaとなる．これらの値より得られる推定継ぎ手効率は97%となり，実験値の88%よりも高い値となる（図7）．この推定値と実験値の不一致は，接合界面の構造によるものであると考えられる．

表2に示したように，鉄系焼結材は主に4つの相からなっている．簡略化のためアルミニウム合金を均一相とみなすと，接合界面においては4種類の異なる強度の界面が存在することになる．継ぎ手の引張試験を行った場合，界面にはたらく平均引張応力の増加に伴い，接合強度の最も低い界面から順番に破断が生じていくと考えられるので，最終的に得られる引張破断荷重は，最も接合強度の大きな界面（またはその界面近傍の材料）の強度とその面積率により決定されると推測される．この考え方に従って，2つのモデルを仮定した（図7）．Model 1は，硬質粒子-アルミニウム合金界面が先に破断し，残りの部分の界面近傍アルミ合金側が破断強度に寄与していると仮定したものである．Model 2は，硬質粒子および溶浸銅相-アルミニウム合金界面が先に破断し，あとはModel 1と同様と仮定したものである．このように仮定して計算した結果，Model 2による推定継ぎ手効率が，実験値と最もよい一致を示すことがわかった．

他方，前述の硬質粒子と溶浸銅相がアルミニウム合金と接している界面を接合界面上の欠陥と仮定し，平面上に複数のpenny-shaped cracksがM個×N個正方配列しているモデルから破断部の破壊靭性を推定することを試みた．図8に示したモデルにおいて，欠陥の平均直径を2a，最近接欠陥の平均重心間距離をdとすると，破断応力σ_fと，残存界面の破壊靭性値K_{IC}の関係は，次式で表される[13]．

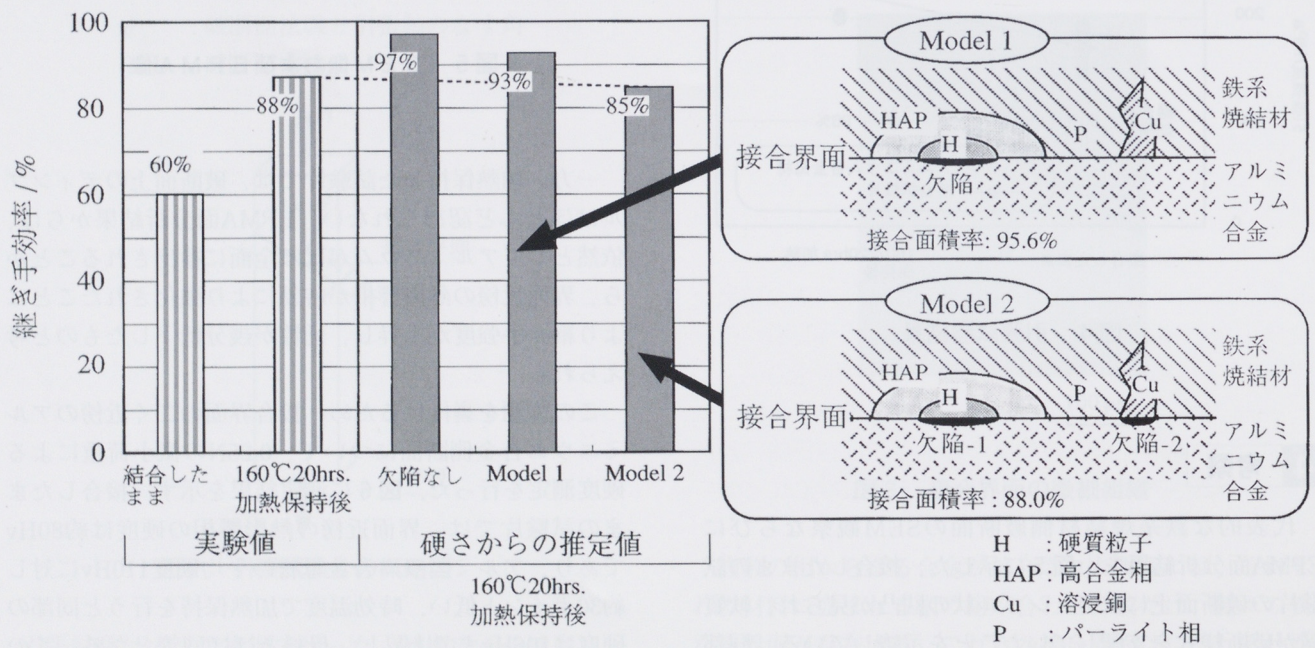


図7　継ぎ手効率の推定

$$K_{IC}=\frac{2}{\pi}T\sigma_f\sqrt{\pi a} \quad (4)$$

ここで，

$$T=1/(1-\beta) \quad (5)$$

$$\beta=\sum_{M=-\infty}^{\infty}\sum_{N=-\infty}^{\infty}\left[-\frac{2}{\pi}\left\{\sin^{-1}\left(\frac{a}{\rho}\right)-\frac{a}{(\rho^2-a^2)^{\frac{1}{2}}}\right\}\right] \quad (6)$$

$$\rho=d\sqrt{M^2+N^2} \quad (7)$$

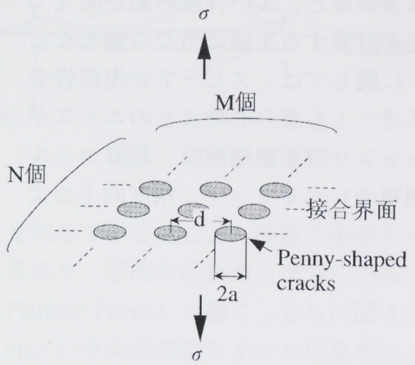


図８　接合界面モデル

式（4）に，測定値としてσ_f = 220Mpa，a = 18×10^{-6}m，さらにaおよびd = 46×10^{-6} mから式（5）～（7）を用いて求められたT = 1.1を代入すると，K_{IC} = 1.1 MPa m$^{1/2}$ となる．この値は，JIS AC4C-T6の破壊靭性値として測定されている値（たとえば，K_{IC} = 24.6 MPa m$^{1/2}$）[14] に対し，約５％である．異種材料間接合界面の破壊靭性値の真の値については諸説があり[15]-[17]，今後さらに詳細な検討が必要である．

5　おわりに

抵抗拡散接合継ぎ手の強度評価法を確立した．それにより測定した継ぎ手効率と，硬さおよび接合界面中の欠陥を考慮して推定した継ぎ手効率を比較した．その結果，硬質粒子および溶浸銅がアルミニウム合金と接する界面を欠陥として考えた場合の推定値が，実験値と最もよい一致を示すことがわかった．さらに，多数の penny-shaped cracks を含むモデルを用いて，破壊靭性値の推定を行った．その結果，接合界面のK_{IC}はJIS AC4C-T6の値の約５％であった．

終わりに，応力拡大係数の計算方法について，ご指導とご助言をいただいた九州大学工学部の村上敬宜教授ならびに，九州工業大学工学部の野田尚昭助教授に感謝の意を表します．

■参考文献

(1) 川勝一郎，北山誠二：日本金属学会誌，40（1976），96
(2) S. Elliot and E. R. Wallach：METAL CONSTRUCTION，13（1981），167
(3) E. R. Naimon，J. H. Doyle，C. R. RICE，D. Vigil and D. R. Walmsley：WELDING JOURNAL，60（1981），17
(4) 福田隆，岩館忠雄：鉄と鋼，76（1990），1293
(5) 大路清嗣，中井善一，橋本真二：材料，39（1990），375
(6) 迎静雄，西尾一政，加藤光昭：熱処理，32（1992），120
(7) 伊妻猛志，外本和幸，藤田昌大，青柳宗伯：溶接学会論文集，10（1992），101
(8) 外本和幸，伊妻猛志，安藤豪修，藤田昌大：溶接学会論文集，11（1993），17
(9) 越智秀，小川恒一，山本義秋，橋永繁毅，菅泰雄，大西忠一：軽金属，46（1996），500
(10) 稲波純一，安達修平：自動車技術会秋季大会学術講演会前刷集，964（1996），365
(11) 渡辺正紀，佐藤邦彦：溶接力学とその応用，朝倉書店，(1965)，580
(12) 佃誠，鈴木敏夫：軽金属，29（1979），297
(13) 野田尚昭，安達修平，柳下誠，村上敬宣：近似計算法による円盤状き裂の周期配列の応力拡大係数の解析，日本機械学会九州支部第51期総会・講演会講演論文集(1998)に発表予定
(14) 小林俊郎，新家光雄：軽金属，41（1991），398
(15) 浅見克敏，新開毅，田中俊一郎：材料，38（1989），490
(16) 小林英男，荒居善雄，長島伸夫：材料，40（1991），689
(17) 荒居善雄，土田栄一郎，宮垣淳二，吉野元基：材料，46（1997），952

●著者

久保田　剛

安達　修平

技術論文

舟艇設計における運動シミュレーション

The Motion Simulation on the Boat Design

神戸庄二 Shoji Kanbe　末森　勝 Masaru Suemori

●技術本部基盤技術研究室／舟艇事業部技術室

要旨

ボートの基本計画において最もウエイトが高いもののひとつに船型開発がある．設計者は仕様を仮決めし，構造検討，重量重心計算，性能計算などの一連の基本計画作業（デザインスパイラル）を何度も繰り返し，船の諸性能を確認しながら船型のスペックを決定する．このスパイラルの精度が高ければ高いほど，繰り返す回数が多ければ多いほど，よい性能の船が開発できる．大型船の世界では，船型データを入力し波浪中の運動を計算する手法は当たり前となっているが，当社のような滑走艇（比較的スピードが速い船）に関しては，スピードと復原性を推定する方法しか確立されていないのが現状であった．近年ボートも乗り心地などのニーズが年々増してきたため，波浪中の運動を推定するシミュレーションソフトを開発し，設計ツールとして使用できるシステムを開発した．これによって性能開発のレベルアップ，精度向上および時間短縮が可能となった．

1 はじめに

ボート開発において設計段階では船の性能を決定づける「３Ｓ（Speed（速度），Stability（復原性），Structure（構造））」という重要な項目がある．ここで仕様や３Ｓを考慮し船の計画をたてる代表的な基本計画の例をあげる．まず長さや幅などの主要寸法とエンジン出力などの仕様を決め，計画図を描く．それをもとに船型や構造などを仮決めし，重量，復原性，スピードなどを推定する．ここでスピードや復原性などの性能が想定した目標（商品品質）を満足していればよいが，そうでない場合は再び主要寸法や仕様の仮決めのステップまで戻り，変更の後再び船型と構造の仮決め，重量，復原性，スピードの推定などのステップを繰り返す．これがデザインスパイラル（図１）といわれるものである．

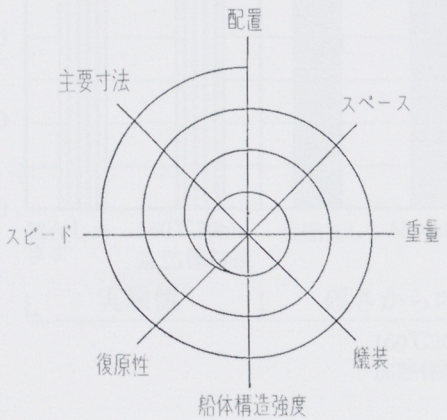
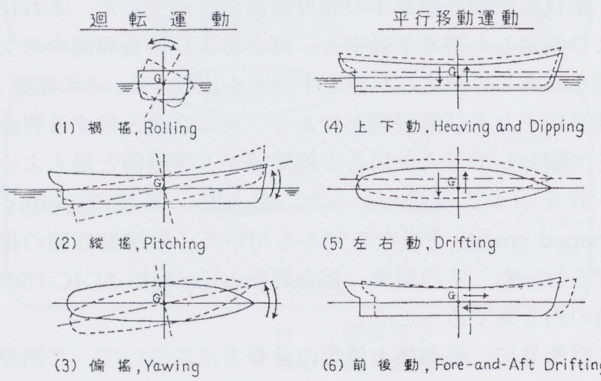


図１　デザインスパイラル例

このデザインスパイラルを多く回せば回すほど，性能推定方法の精度がよければよいほど，性能のよい（品質のよい）船を開発することができる．

従来，ヤマハ発動機㈱（以下，当社という）で設計段階で検討してきた性能は，大きく分けると「スピード」と「復原性」の２つである．スピードについては，模型試験や従来艇のテストデータを統計処理した手法で行われている．また復原性に関しては，独自に開発された「UFOシリーズ」と呼ばれるソフトをEWS上で利用している．しかし近年，「乗り心地」や「横揺れ（図２）」を向上する要望が高まってきたため，これら波浪中の運動を推定するソフトを開発することになった．本稿ではそのソフトの概要とこれらの性能方法をまとめたシステムについて述べる．



（出展：理論船舶工学下巻：大串雅信著）
注．偏揺は，現在船首揺れという表現が一般的である．

図２　船体運動について

2 縦運動シミュレーションについて

2.1 機能の概要

本ソフトは，小型高速艇が正面向かい波の中を高速で走航するときの運動，すなわち上下動と縦揺れの二自由度の運動をOrdinary Strip Method[1]をベースに高速艇用に開発した計算方法でシミュレーションするものである．（図3）

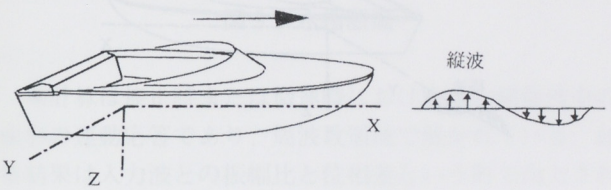
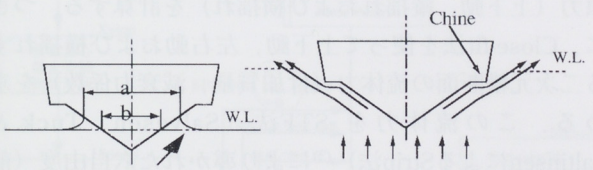


図3　波浪中縦運動

高速で走航している艇には，低速で走航する一般商船などとは異なり，静的な復原力（浮力）のみでなく動的な揚力（Planing Force）が働く．さらに図4に示すように，Pile upという海面の盛り上がり現象やハードチャインでの水切り現象が生ずる．



海面の盛り上がり　　ハードチャインでの水切り

図4　高速艇特有の現象

従って，運動シミュレーションはこれら高速艇特有の現象を考慮する必要がある．計算は船体の流体力を求めることから始まるが，三次元の船体の流体力を理論的に求めることは，現在，非常に難しい．このために本手法では次のような近似法を採用している．まず，船体を図5に示すように船長方向に分割し薄いStrip片にする．(Strip法というのはこのことによる．)

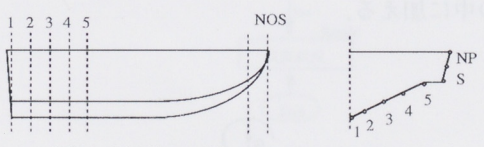


図5　Strip法について

二次元形状の流体力はポテンシャル理論で比較的簡単に求めることができるので，この各断面の二次元流体力をそれぞれ計算する．こうして求めた値を再び船長方向に足し合わせて，艇全体の流体力を求める．なお，本手法で採用した二次元断面の流体力（付加質量，減衰力係数）の計算法はW．FrankによるClose-fit法[2]である．また，ある断面位置の喫水は時々刻々変化するので，この流体力を求める計算はシミュレーションの各時間ステップごとに実行される．運動シミュレーションの結果，求められた運動応答はフーリエ解析され，入力波との振幅比と位相差が計算される．また，船長方向の船体の質量分布を入力していれば，剪断力分布と曲げモーメント分布も計算される．最後に，指定された船底位置に発生する衝撃水圧の最大値を出力して終了する．参考のためにプログラムフローチャートを図6に示す．

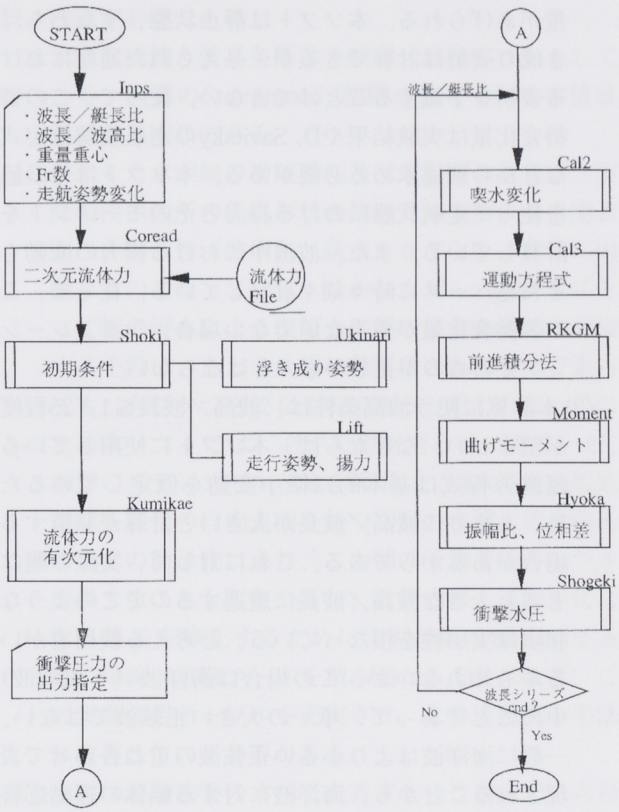


図6　縦運動プログラムフローチャート

2.2 適用範囲

本ソフトが対象としているのは一般的な小型高速艇，いいかえると船長／船幅がおおよそ3以上で，V型船型のハードチャインを持つパワーボート（モーターボート）である．また，スケグを持つ漁船タイプでも，基本的にV船型に近い船底形状であれば適用可能である．

2.3 使用上の注意事項

本ソフトは上で述べたように，一般の大型商船の運動性能予測に適用されているOrdinary Strip Methodをハー

ドチャインを持つ小型高速艇の縦運動性能の予測にも使えるように改良したものである．ただし，ベースはあくまでStrip法であるので，その適用範囲（Strip法の仮定：艇全体の流体力は，船体を船長方向に幾つかにStripしたElementsの二次元流体力の合計で表すことができる）に注意が必要である．また，その他の主な注意事項として以下の項目が挙げられる．

(1)流体力は，喫水を変化させるとハードチャインの前後でその値が大きく変化する．従って，各断面形状の入力では，ハードチャインが存在するなら必ずそれを含むことが大切である．

(2)入力データの中で重要なものの一つに，静止状態から平水の定常走行状態に移行する際の艇の姿勢変化量があげられる．本ソフトは静止状態，すなわち浮き成り姿勢は計算できるが，与えられた速度における姿勢を予測することはできない．従って，この姿勢変化量は実験結果やD. Savitskyの走航姿勢推定式などから別途求める必要がある．本ソフトはその値を使って走航状態における揚力とそのモーメントを計算している．また，波浪中における揚力の変動もそれをベースに時々刻々計算している．従って，この姿勢変化量が妥当な値でない場合，シミュレーションそのものが正しいものとはならない．

(3)本計算に使う波高条件は，波高／波長≦1／25程度が望ましい．なぜならば，本ソフトに使用している運動方程式は基本的に微小変動を仮定しているため，あまりに波高／波長が大きいと計算が発散する場合があるからである．これに対して，実際の艇はもっと大きな波高／波長に遭遇するのでこのような制限は実用性を損なっている，と考える使用者がいるかも知れないが，この場合は海洋波（不規則波）中のことであって，単一の大きい正弦波ではない．一般に海洋波はより小さい正弦波の重ね合わせで表現されることから，海洋波に対する船体の運動応答も，小さい正弦波に対する応答の重ね合わせで表現されると考えられている．高速艇の波浪中における運動の場合については，波に対する応答の非線形性の性質があり必ずしも正確とはいえないが，やはり海洋波中の挙動は小さい正弦波に対する応答を重ね合わせることである程度の精度で予測できると考えられる．従って艇の性能予測に本ソフトを使用する場合，実際にはそれほど大きい波（正弦波）を考える必要はないのである．

3 横揺れ運動シミュレーションについて

3.1 機能概要

本ソフトは停止時または微速で移動している小型高速艇の横波中の運動応答を予測する．（図7）

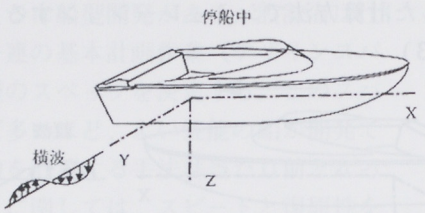


図7　波浪中横運動

縦運動の場合と同様に，やはりStrip法をベースに小型滑走艇特有の事情を考慮して改良を加えた計算手法を開発した．まず船体の重量重心，船型，静止状態の艇姿勢を入力する．なお，この静止状態の艇姿勢は内部計算で求めることもできる．入力値より，この姿勢における復原力（上下動，縦揺れおよび横揺れ）を計算する．つぎに，Close-fit法を使って上下動，左右動および横揺れする二次元横断面の流体力（付加質量，減衰力係数）を求める．この流体力をSTF法（Salvesen，Tuck & FaltinsenによるStrip法）[3]により導かれた六自由度（前後動，左右動，上下動，横揺れ，縦揺れおよび船首揺れ）の線形運動方程式の係数中に代入する．このSTF法は，縦運動で使っているOrdinary Strip Method法よりも小型滑走艇の特徴である幅広船型の横運動の推定に適しているため採用している．艇がハードチャインやスケグを持つ場合は（図8），横揺れにおける等価線形化した減衰係数を半実験式より計算し[4]，運動方程式の中に加える．

また，艇内に浸水がある場合（図9）は艇内の水の運動により復原力および減衰力が生ずる[5]．この浸水による影響を簡略化した形で計算し，同様に横揺れの運動方程式の中に加える．

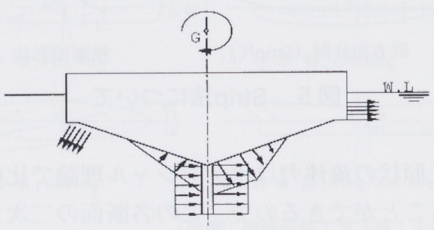


図8　渦による圧力分布

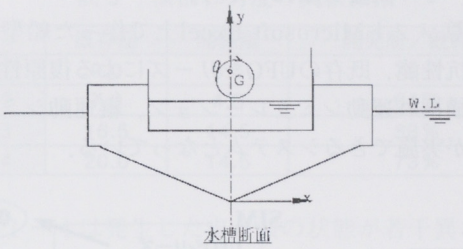


図9　水槽断面

本計算は停止時または微速時における微小線形波中の線形の運動応答であり，周波数領域で解かれている．計算結果は入力波との振幅比と位相差という形で出力される．参考のためにプログラムフローチャートを図10に示す．

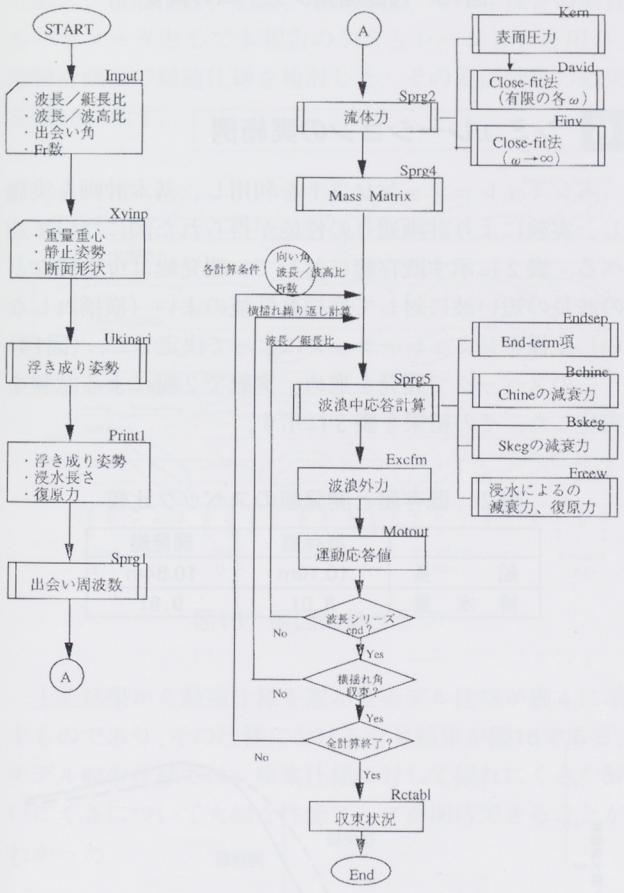


図10　横揺れ運動プログラムフローチャート

3.2　適用範囲

適用範囲は，縦運動シミュレーションソフトと同じである．

3.3　使用上の注意事項

本プログラムも縦運動と同じくベースはあくまでStrip法であるので，その適用範囲に注意が必要である．その他の主な注意事項として以下の項目が挙げられる．

(1) 本ソフトは艇速の増大による艇姿勢の変化を考慮していない．また，高速で走行する際に船底に生ずる衝撃圧や動的な揚力なども考慮していない．従って，Froude数の上限をおおよそ0.5以下としているが，本来は停止時または微速時における運動応答の予測に開発されたものであることに留意する必要がある．

(2) 本ソフトは運動方程式の諸係数を静止状態の流体力から計算している．従って，浮き成りの静止姿勢が正しくなければ運動予測も正しくないと考えられる．内部計算による静止姿勢のデータには十二分の注意が必要である．

(3) 本計算に使う波高条件は，波高／波長≦1/25としている．波高のSteepnessに制限を加えている事情は縦運動と同じである．

(4) 浸水した水が艇の横運動に及ぼす影響の計算は，実際の浸水箇所の船底形状の複雑さや変形する自由表面の非線形性（波崩れ，跳水）などより，非常に困難なものになっている．しかしながら，設計者にとって艇の浸水による復原力性能の悪化を事前に評価する手段は，たとえ大幅に簡単化されたものであっても，有益かつ必要なものであると思われる．このため本ソフトでは，必ずしも厳密とはいえないが，線形のポテンシャル理論を採用し，浸水箇所の船底形状を同量の自由表面を持つ矩形の水槽に置き換えるなどの簡単化により，この種の予測手法の一つを提供することとした．なお，計算内部には簡単化による誤差を修正するために実験係数を導入してある．今後，実験データを積み重ねることにより，この実験係数テーブルを充実させ，より実用的な手法に改善していく必要がある．

(5) 出力は運動応答のすべてを表すという意味で，六自由度の運動応答を記述している．しかしながら，その中の前後方向の運動を表す前後動応答は，もともとStrip法の概念に合わないものであるといえる．特にトランサムを持つ高速船型においてはその精度は疑わしい．（しかし，船型が細長くなだらかに変化する船首船尾を持つ一般商船では，実用的な精度であるといえる．）船長/船幅があまり大きくなくトランサムを持つ高速船型の場合の前後動応答は，参考程度との認識が必要である．

4 シミュレーションと実艇の比較

シミュレーションの精度を検証するために，実艇による検証実験を実施した．表1に示す24フィートクラスの船型の異なる2艇を外洋で横波を受けるように停止させ，横揺れ角度と波高を計測した．

表1　実験艇のスペック

	A艇	B艇
排水量 (t)	2.550	3.427
重量重心 (m)	-1.456	-1.296
KG (m)	0.736	0.915

慣性装置により2艇の横揺れ角度を計測し，圧力式波高計で実験当時の波高を計測した．波と横揺れ角度の時系列データをそれぞれＦＦＴにかけスペクトルを出し，横揺れ角を波高で割って波高に対する横揺れのスペクトルを導いた．実験結果を図11に示す．同じ条件でシミュレーションを実施したものを図12に示す．

絶対値の誤差はあるが，スペックが異なる船の横揺れ性能を比較するレベルでは満足ゆく結果が得られた．

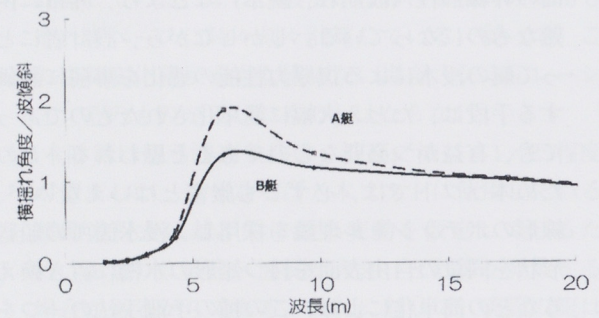


図11　実験結果

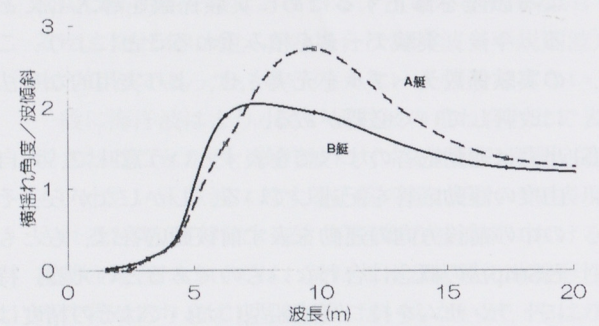


図12　シミュレーション結果

5 性能開発システムの概要

今回開発したシミュレーションソフトと，従来から設計で利用されている排水量など計算ソフトとを入力データまわりを中心に一本化し，性能開発システムとしてまとめた．その概要を図13に示す．

表計算ソフトMicrosoft Excel上で作った船型データで，抵抗性能，既存のUFOシリーズによる復原性能，本報告の横揺れ運動シミュレーション，縦運動シミュレーションが実施できるシステムとなっている．

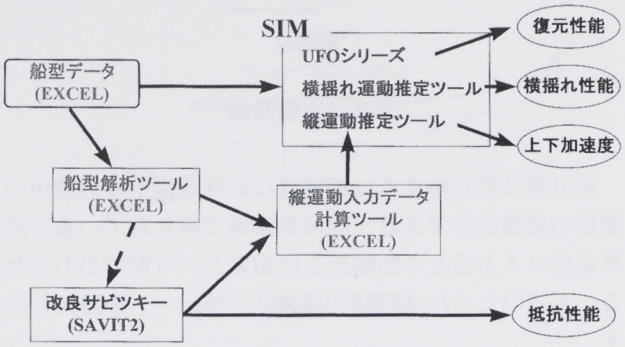


図13　性能開発システムの概要

6 シミュレーションの実施例

本シミュレーションソフトを利用し，基本計画を実施し，実験により計画通りの性能が得られた例について述べる．表2に示す既存艇に対して，開発艇は曳き波などの波長の短い波に対して横揺れ性能のよい（横揺れしない）仕様をシミュレーションによって決定した．（図14）

このスペックで開発を進め，実艇で2艇による試験を実施した．その結果を表3に示す．

表2　既存艇と開発艇のスペック比較

	既存艇	開発艇
船　　長	10.10m	10.84m
排 水 量	8.0t	9.9t

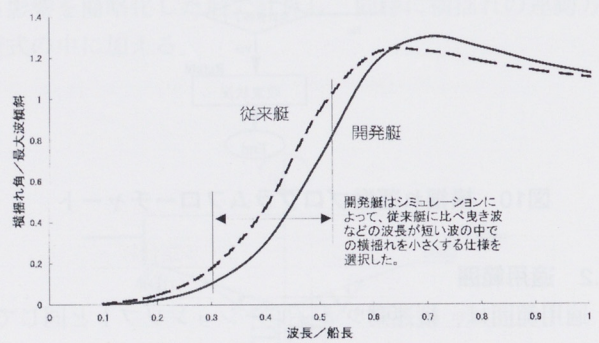


図14　シミュレーションによる開発艇と従来艇の比較

表3　横揺れ角度の実験結果

	既存艇	開発艇	開発艇／既存艇
実験1	9.0	6.5	72%
実験2	7.0	4.5	64%
実験3	16.5	14.5	88%
実験4	20.0	14.5	73%

実験1～4は発生した曳き波の状態が若干異なるが，2艇は等しい曳き波のなかで横揺れ角度の計測を実施した．実験結果とシミュレーション結果を比較すると，今回狙ったとおりの性能を達成したといえる．

また，抵抗性能や縦運動，横揺れ性能などすべてを考慮し最適仕様を見いだそうとした実施例もある．

排水量12.5tで全長16mの船を例にすると，スピード，揺れにくさ，酔いにくさ，疲れにくさ，復原性の5項目について，原案仕様に対してよりよい仕様を見いだすために，重心位置，船幅，船底勾配，キール深さの項目をパラメータとして本報告のシミュレーションを用い，実験計画法で最適仕様を検討した．その要因効果の結果を図15に示す．

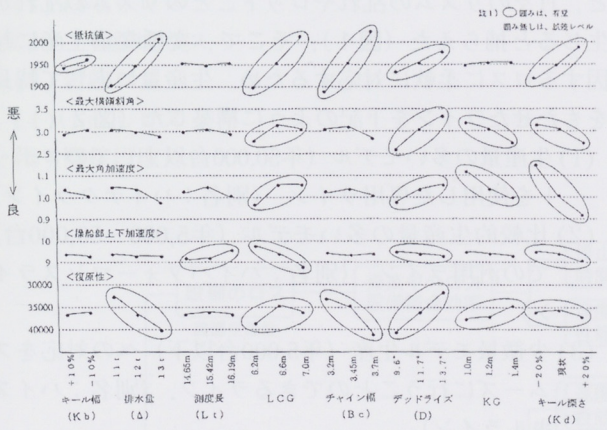


図15　要因効果グラフ

上記結果から最適仕様を選んだモデル仕様が表4に示すものであり，その仕様における計算結果が図16である．モデル艇の仕様では，原案仕様に対して揺れにくさや酔いにくさについて大幅な性能アップが期待できることがわかった．

表4　原案とモデル案の仕様の比較

	原案仕様	モデル案仕様
重心位置	6.6m	6.4m
船　幅	3.7m	3.4m
船底勾配	11.7度	9.6度
キール深さ	現状	＋20%

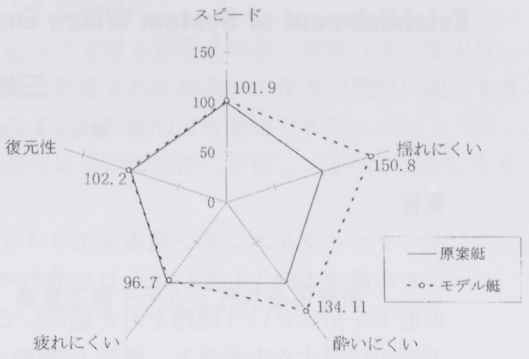


図16　原案艇とモデル艇の性能比較

7　むすび

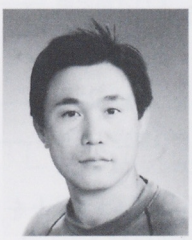
従来，設計段階において把握することが困難であった縦運動や横揺れ運動のシミュレーションを確立することができた．また，これらのシミュレーションと従来の性能推定ソフトと有機的に結びつけ，設計者にとって手軽に利用できるシステムを構築することができた．

今後はシミュレーションツールの精度を向上させるとともに，設計者の仕様勝手がよりよくなるように改良を続けつつもりである．このシステムによって，より性能のよい商品が開発できるようになれば幸いである．

■参考文献

(1)元良誠三：船体と海洋構造物の運動学，成山堂書店
(2)W.Frank，N.Savvesen：The Frank Close-fit Ship-motion Comouter Program，NSRDC Report，3289 June 1940
(3)N.Salvesen，E.O.Tuck，O.Faltinsen：Ship Motions and Sea Load，TSNAME，Vol.78，1970
(4)池田良穂，梅田直哉：小型ハードチャイン艇の横揺れ減衰力の一推定方法，関西造船協会誌　213号，1990
(5)田宮真：遊動水の動的影響について，造船協会論文集　第103号，1958

●著者


神戸　庄二

末森　勝

技術論文

モータサイクルエンジン組み立てにおける一人組み立て方式の実現

Establishment of System Which Enable One-Man to Complete a Motorcycle Engine

三好　隆 Takashi Miyoshi

●モーターサイクル製造事業部磐田第5工場

要旨

モータサイクルエンジン組み立てラインにおいて，微量生産モデルの生産を行う場合，そのモデルの能率が向上しないばかりか他のモデルの能率にまで影響を及ぼし，ライン全体の生産性の低下を招くという問題を引き起こしていた．この主たる原因は，微量生産モデルの主要生産モデルに対する生産量と，構造上の違いからくる習熟性の低さの相乗効果であることが分かった．そこで，構造上の違いを要素作業を基に数値化し，評価指標を作った．そして，これに基づき，微量生産モデルに適する生産方式として，一人完結型組立方式を採用した．これにより，品質および生産性が向上するとともに，習熟性の低い微量生産モデルの組み立て方式について，新たな方向性を示すことができた．

1　はじめに

ユーザニーズの多様化により，商品のバリエーションの増加への対応が製造メーカーの課題となっている．ヤマハ発動機（株）（以下，当社という）の商品であるモータサイクルにおいても多様化が求められ，ユーザニーズにこたえるべく様々な商品展開が行われている．

また，商品の特性上，季節変動が大きく，例年，冬から春にかけて仕事量がピークとなる．さらに近年では商品寿命の短命化に伴い，新機種の立ち上がり時のピーク対応を余儀なくされている．このように変種変量生産へのスムーズな対応が製造部門に求められてきている．しかし，変種変量生産に起因する様々なロスは，このまま推移すると生産性の低下を招く恐れもあることから，ＴＰＭ活動においてロスを分析し排除する活動を行ってきた．当社は1989年ＰＭ優秀事業場賞の審査（以下，ＰＭ審査という）を受けたが，その際，微量生産モデルを対象とするロス排除方法として，「組み立てへ習熟性工学の活用」を指導されている．

その後検討を重ね，微量生産モデルの組み立て方式について一人組み立て方式を導入し，品質や生産性を向上することができたので，ここに紹介する．

2　変種変量生産への対応策

モータサイクルのエンジン組み立ては，コンベア上をワークを搬送しながら組み立て作業を同時に行う，いわばフォード生産方式を発展させた方式である．この方式に変種変量生産というムラを引き起こす要因が加わると，月々のリズムの乱れやロットごとのリズムの乱れが生じると捕らえた（図１）．そこで，変種変量生産に起因するロスに柔軟に対応するため，生産量に応じて特長をもたせたラインを下記のように構築した（図２）．

(1) 生産量の多いモデル（年50,000台以上）でのロボットを使用した専用ライン．（別名：ハイテクライン）

(2) 比較的生産量の多いモデル（年5,000～50,000台）での汎用ライン．（別名：ハイパフォーマンスライン）

(3) 少微量モデル生産（年5,000台以下）への対応をスムーズに行うことのできるライン．（別名：ハイスキルライン）

しかし，生産量が年3,000台以下の微量なモデル（以下，微量生産モデルという）は，これらのライン設定のみでは充分なロス排除が困難であることが明確となり，新たな対策が必要となった．

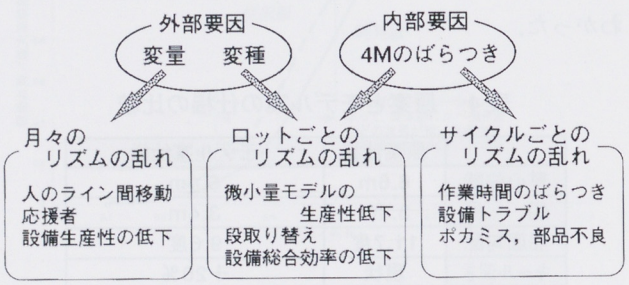


図１　要因とリズムの乱れ

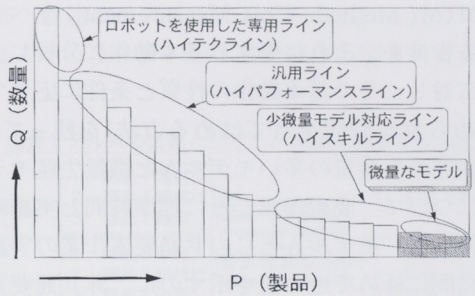


図2　変種変量生産への対応

3 微量生産モデルの影響

微量生産モデルは，少微量モデルに対応するハイスキルラインにて生産されている．そこでは，微量生産モデルが入ることにより様々なロスが発生しているため，これらのロスを分類し，影響度の調査を行った．

まず，ロス構造により要因を洗い出し，ロス時間計測後，金額に換算して表示した（図3）．この結果大きいロスとして下記の項目が挙げられた．

(1) 段取りロス
(2) 工程編成ロス
(3) 習熟ロス
(4) 手直しロス
(5) 間接段取りロス
(6) 生産準備ロス

上記の中で最も影響度の高い習熟ロスの要因は，PM審査時に指導された組み立て作業の習熟に起因するロスであることが数値的にも確認できた．

本論ではこの習熟性に着目し，述べることにする．

4 微量生産モデルにおける習熟性

4.1 習熟

ライン作業において能率

$$能率(\%)=\frac{標準時間}{実績時間\ (特定の作業に要する作業時間)}\times 100$$

を向上させる場合，作業者の習熟をいかに早めるかが重要な課題となる．習熟に影響を与える要因は，作業方式，作業者の慣れ，部品や治工具の配置など様々な要因が考えられるが，その中でも主な要因は次の2項目であるといわれている．[1),2)]

(1) 生産台数（繰り返し回数）
(2) 工程変動（作業の種類の変動）

そこで，エンジン組み立てにおけるこの2つの要因と，微量生産モデルの習熟との関係について明らかにすることにした．

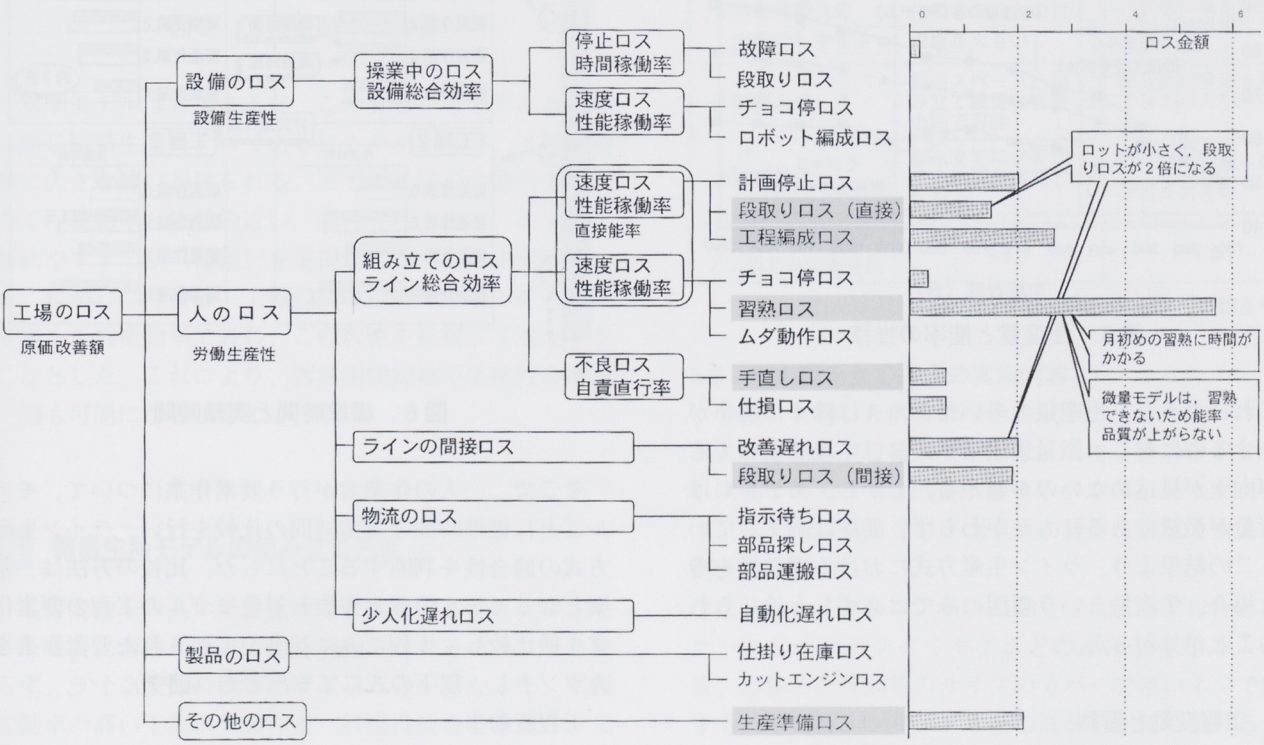


図3　ロス構造と問題点

4.2 生産台数と習熟

特定の作業に要する作業時間（以下，実績時間という）は，延べ生産数の増加に伴って低減する．この傾向は生産の当初において特に著しいが，その作業を繰り返すうちに次第に低減の割合が小さくなり，ある程度以上の生産数になればほとんど変化なく一定値に達するといわれている[2]（図4）．

そこで，ライン生産方式における微量生産モデルが，生産を繰り返す中でどのような習熟を示すかを調査し，生産台数と習熟の関係を検証することにした．生産量の多いモデルAと微量生産モデルB，Cについて，習熟の違いを能率の変化で比較する（図5）．

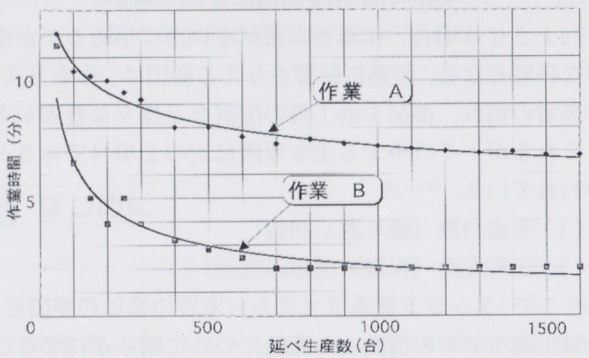


図4 習熟曲線

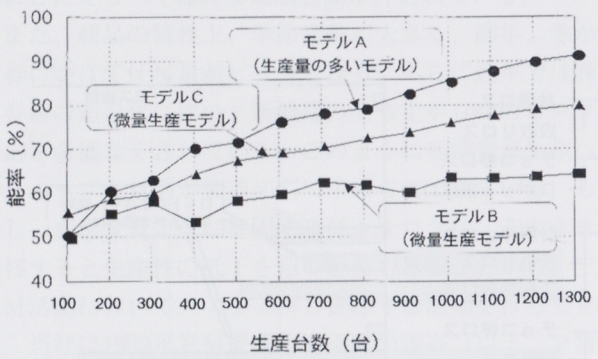


図5 生産量と能率の推移

これによると，生産量の多いモデルAは徐々に能率が向上するのに対し，微量生産モデルBは生産を重ねても能率向上が見込めないのがわかる．しかし，モデルCは生産量が微量であるにもかかわらず，能率は向上している．この結果より，ライン生産方式における習熟性を考えた場合，生産量という要因のみでは必ずしも論じられないことが分かった．

4.3 工程変動と習熟

つぎに工程変動（作業の種類の変動）と習熟性について考察する．当社のエンジン組み立てでは，標準時間の設定にMTM（Methods Time Measurement：すべての人間のする作業を，それに要する基本動作に分析し，各基準動作に対し，その基本動作の性質と条件に応じて前もって定められた時間を当てはめる方法）を使っている．まず，前述の生産量の多いモデルAと微量生産モデルCの工程について，要素作業ごとに標準時間と実績時間の比較を行った．モデルAとCの共通要素作業の実績時間は標準時間に極めて近い値を示すのに，非共通要素作業については標準時間の2倍以上かかっていることが分かった（図6）．さらに，モデルAと，能率の向上しない微量生産モデルBについて比較したところ，非共通要素作業の実績時間は2倍であることが分かった．

これまで習熟性がよいと思われていたモデルでも，要素作業レベルまで分析すると，共通性のある作業とない作業があり，それがモデル全体の能率へ影響を及ぼすことが分かった．つまり，ライン生産方式において微量生産モデルの習熟が遅れる要因は単に生産量が少ないという理由だけでなく，ある作業者の要素作業が他の機種と異なることも原因であることが分かった．この変動の大きさによりロスの度合いが変わると考えられる．

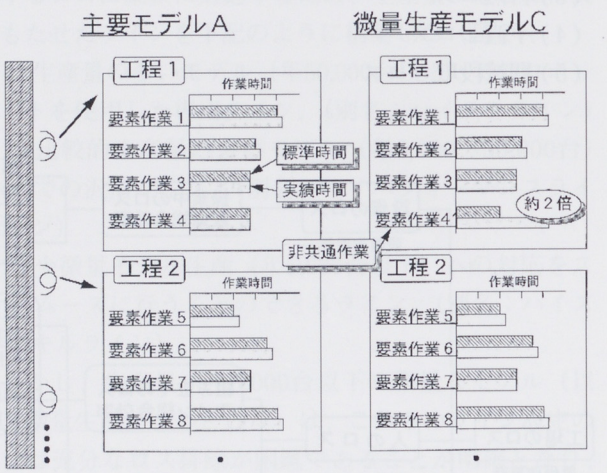


図6 標準時間と実績時間

そこで，一人の作業者が行う要素作業について，モデルごとに標準時間と実績時間の比較を行い，ライン生産方式の適合性を判断することにした．比較の方法は，基準となるモデルの要素作業と対象モデルの工程の要素作業を横比較し，工程ごとに移動や追加された要素作業をカウントし，以下の式にて算出した（図7）．

$$\text{工程変動率} = \frac{\text{基準モデルに対する変動要素作業数}}{\text{対象モデルの要素作業数}} \times 100\ (\%)$$

また，前述のモデルA，B，Cと共に同じラインで生産されている全モデルの工程変動率を図8に示す．

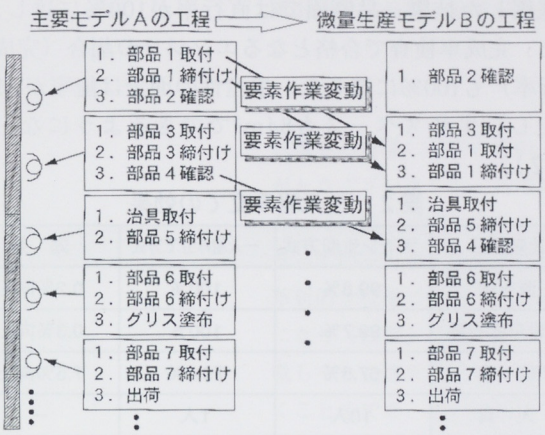


図7　工程変動数算出方法

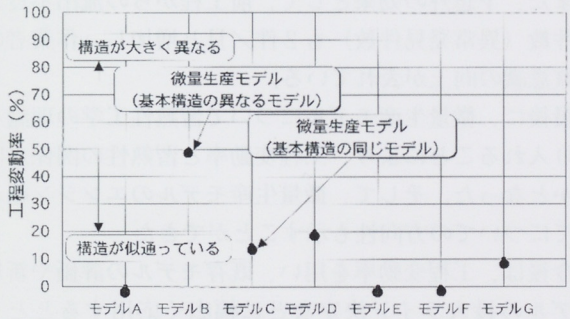


図8　工程変動率の分布

基準モデルはAであるが，この分布からモデルB，Cは同じ微量生産モデルであるにもかかわらず，工程変動率に大きな違いが見られる．モデルCはその他のモデルの工程変動率と比較的近い．当社では，従来，エンジン形状やファミリ（種類）を重視してラインを決定していた．しかし，今後は，工程設計の段階で主要モデルとの差異を工程変動率で表し，この数値を重視して決定することとした．これにより，習熟期間短縮や生産性の事前予測も可能になると考えている．

5　微量生産モデルの組み立て方式

工程変動率の高い微量生産モデルを同じラインで生産した場合，習熟が遅れ，その機種におけるロスにとどまらず，ライン全体の能率を下げることが分かった．工程変動率の高い工程の要素作業へ設備投資などを講じ，工程変動率を低く抑え，ロスを対策する手段も考えられる．しかし，微量な生産台数に対しては投資過大となる．また，スペース上も設置困難である．このため，工程変動率の高い微量生産モデルは，ライン生産方式をやめ，新たな生産方式を考案することとした．そして，工程完結型の組み立て方式の一つである一人組み立て方式を採用した．

5.1　一人組み立て方式の種類と決定

一人組み立て方式といっても様々な方式が考えられるが，今回は次の2つの方式を検討した．

(1) 人移動型一人組み立て方式
　部品と治具，工具を配置した作業域を，人が移動しながら作業を行う方式．

(2) 人定位置型一人組み立て方式
　1ヶ所ですべての作業を行う方式．小物部品の組み立てに適する．

当社のエンジンは部品も製品も大きく，人の移動なしで組み立てを行うラインレイアウトは不可能である．このため，表1に示すように，2つの方式を比較した結果，人移動型に決定した．

表1　モータサイクルエンジンの一人組み立ての適合性

検討項目	人移動型 一人組み立て方式		人定位置型 一人組み立て方式	
①他機種展開の容易性	多機種展開の際の追加投資は小さい	4	多機種展開の際の追加投資は大きい	2
②台数変動への対応のしやすさ	作業者の投入の自由度が大きい	5	作業者の新たな投入が追加投資なしでは困難	2
③設置スペース	部品スペース，組み立て設備など最小限で可能	5	部品供給装置を要するためスペース大	1
④設備投資	組み立てに必要な最小投資で実現できる	4	部品供給装置への投資が大きい	1
モータサイクルエンジン組立への適合性	4.5		1.5	

［適合性］　5（良好）←→1（問題あり）

5.2　一人組み立て方式の実施内容

今回，実施した内容について以下にまとめる．

ここで組み立てるエンジンは，スクータエンジンをベースモデルとする125ccの4サイクル・オートマチックエンジンである．このエンジンの組立工数は1台あたり約20分である．

モータサイクルエンジン組み立ては，まず母体となるケースにベアリングやギアなどの小部品を組み入れた後，母体とほぼ同等のサイズのカバーで覆いネジで結合する．その後，シリンダなどの燃焼部を組み上げる．つまり，大きく分けて，ケース部分の組み立てと燃焼部を組み付ける2つの状態が存在するため，ラインにも2

つのエリアを設けた．ケースに部品を詰めるエリア１では，ワークの手扱いが比較的簡単なことから，作業台を用いた組み立てとした．また，完成に近づくエリア２は，ワーク重量が増加するうえに組み付ける部品も大きくなるため，台車上で組み立てる方式とした．（**図10，11，12**）

部品供給は，供給効率と組み立て作業との干渉を防止するため，通路側から行う．一人組み立て方式の場合は量への対応ができにくいので，生産負荷が高くなった場合，複数の作業者の出発時間を少しずらして工程を一回りさせる，兎追い方式を採用した．(3)

作業者は重要工程のライセンス取得者に限り，登録制としてある．この結果，エンジン組み立て工程で手直しをしない製品の割合（以下，直行率という）は100%を示している．これは，品質に対する責任の所在が明らかになるためと考えられる．作業者へのインタビューからも，工程完結型の組み立て方式の方が，達成感およびやりがい感ともに大きいことが分かった．

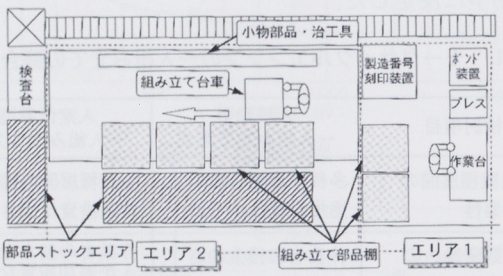


図10　一人組み立てラインレイアウト図

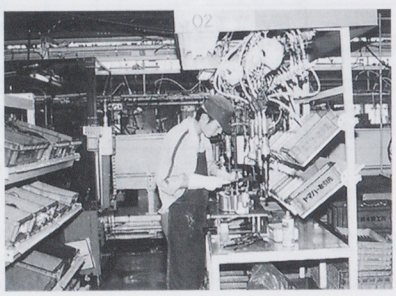


図11　エリア1での組み立て

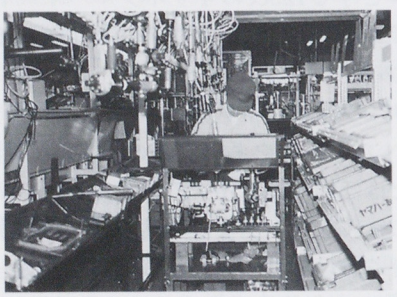


図12　エリア2での組み立て

6　おわりに

工程変動率の高い微量生産モデルに一人組み立て方式を採用した結果，品質面では直行率が100%に達した．また，完成車検査で合格となるエンジンの割合（完成車直行率）も100%に達した．生産性の面では能率が7.5%向上し，生産スペースも84m^{2}でできるようになった（**表２**）．

表２　一人組み立ての効果

比較項目	ライン生産方式	一人組み立て方式	効　果
直行率	99.8%	100%	0.2%向上
完成車直行率	99.7%	100%	0.3%向上
能　率	67.5%	75.0%	7.5%向上
人　員	10人	1人	―
スペース	465m^2	84m^2	―

また，予想外の効果として，前工程からの流出不良発見件数（異常発見件数）も２件／月と増加し，作業者の品質意識の向上が表れている．

最後に，微量生産モデルについて習熟性工学の理論を取り入れることにより，工程変動率と習熟性の関係が明らかとなった．そして，微量生産モデルのエンジン組み立てについての方向性も示すことができた．

今後は，工程変動率を用い，既存モデルの評価や新規モデルの投入ライン決定などに幅広く応用するとともに，工程変動率を即座に算出可能なシステムの構築を行う必要があると考える．

■参考文献

(1) 師岡孝次：習熟性工学，建帛社
(2) 池永謹一：作業研究Ⅰ，産業能率短期大学
(3) 一人生産方式はなぜ儲かるか，工場管理Vol.43 No.4

●著者

三好　隆

● 編 集 後 記 ●

エンジンの研究者について，ひとつ気がついたことがある．教科書で有名なCharles F. Taylor は101才，AVLの創設者であるHans List は100才，また，Sir Harry Ricardo は89才で亡くなった．国内では，富塚潔が94才で亡くなった．いずれもが，死の直前までバリバリの現役であった．本誌上でも新旧両世代の熱い論戦が繰り広げられることを期待したい．（米谷）

執筆者の皆様には年の瀬の大変忙しい時期に快く執筆していただき，ありがとうございました．各部署の商品や技術が非常に多岐にわたっている現在，『技報』は特に自分の未経験分野での新しい技術に触れるよい機会となっている．当人は当たり前と思っている技術でも，未経験者にとっては革新的な技術であり，大きなヒントとなる場合が多々ある．私も編集委員になり『技報』を隅々までじっくり読むと，多くの人々が様々な課題に挑戦しそれを達成しているのが分かり，また詳細については担当者に直接聞くこともでき，大いに活用している．今後とも新商品や新技術を社内外にアピールできる場として，充実したものとしていきたく考えておりますので，さらなるご協力とご支援をお願いいたします．（鈴木　T）

◆ ヤマハ発動機技報編集委員（1998年３月現在）

編集委員長	齋藤　正芳	技術本部　開発支援室
編集副委員長	寺井　康晴	生産企画本部　生産企画室
編集委員	飯田　正敏	㈱アイアイシー 商品開発室
	岸田　肇	ＧＨＰ事業部　開発部
	河野　俊平	舟艇事業部　技術室
	米谷　俊一	技術本部　基盤技術研究室
	鈴木　隆	㈱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
	中村　和郎	特機事業部　海外営業室
	中道　正和	モーターサイクル事業本部 技術統括部
	橋本　正喜	生産企画本部　生産企画室
	浜村　紀夫	創輝㈱　技術本部 開発室
	古谷　昌雄	ＩＭ事業部　技術室
	松長　伸彦	ＡＭ事業部　第３技術室
	森下　紀夫	森山工業㈱　技術管理課
	松下　行男	三信工業㈱　第１技術部
編集事務局	田村　力	技術本部　知的財産室
	早坂　謙一	技術本部　開発支援室
	明田千津子	技術本部　開発支援室

お問い合わせ：ヤマハ発動機株式会社 技術本部 開発支援室　電話 0538-32-1172
ホームページアドレス http://www.yamaha-motor.co.jp

ヤマハ発動機 技報　第25号
YAMAHA MOTOR TECHNICAL REVIEW

印　　刷　1998年2月25日
発　　行　1998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
発 行 人　永易　均
編　　集　ヤマハ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