

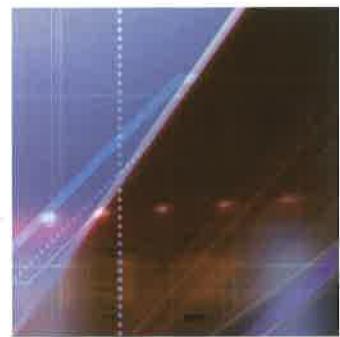


YAMAHA

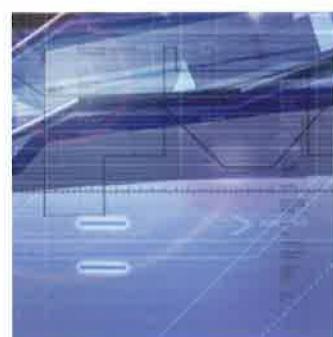
YAMAHA MOTOR

TECHNICAL REVIEW

ヤマハ発動機 技報



**2011-12
No.47**



CONTENTS

ヤマハ発動機 技報

2011-12
No.47

▶ 卷頭言

1

技術の「本質」と「変化」
The Essence and Change of Technology
三輪 邦彦

▶ 技術紹介

4

電動アシスト自転車PAS 2011年モデル「電動モーター」開発
New electric motor developed for 2011 model PAS electrically power assisted bicycles
松井 太憲 永田 俊彦 大谷 寿英 白石 朋成 栗田 洋一

7

無人ヘリコプタによる緊急時空中放射線モニタリングシステム
Emergency aerial radiation monitoring system employing unmanned helicopter
佐藤 彰 今井 純郎

13

金型製作における環境対応と収益向上の両立
Achieving both environmental friendliness and improved profitability in press die making
石塚 英俊 神谷 俊治

17

エンジン組立ラインにおける自動組立設備の標準化とフレキシビリティ
Standardization and flexibility of automated assembly equipment for engine assembly lines
伊藤 通章

21

低圧铸造加圧制御ユニットのリニューアル機開発
Development of a renewal device for the pressurization control unit in low-pressure casting
楠野 雅章

▶ 製品紹介

25

2012年モデル TMAX
The 2012 model TMAX
高畠 竜実 大野 隆志 田屋 健 稲葉 明絵 梅谷 利明 長谷川 恒広

33

2012モデルスポーツATV YFZ450
2012 Model Sport ATV YFZ450
松浦 達也 磯田 敬 内門 玄 太田 啓二郎 杉浦 利一 若泉 剛

37

2012モデルスノーモービルRSVector
2012 model snowmobile RSVector
中野 太久二

- 43 **2011年モデルゴルフカーG30A(電磁ガソリンモデル)**
2011 model Golf Car G30A (gasoline engine, electromagnetic guidance system model)
吉井 芳徳 三木 将行 山田 好武
- 46 **最軽量 4ストローク中型船外機F70Aの開発**
Developing the lightest 4-stroke outboard motor, F70A
寒川 雅史
- 54 **EXULT36 & S-QUALOの製品紹介**
Product introductions for the EXULT 36 and S-QUALO
佐竹 秀紀 望月 保志
- 63 **WaveRunner VXシリーズ**
The WaveRunner VX Series
中村 光義 益子 徹也 鈴木 聰 山本 尚志 吉田 竜也

▶ 技術論文

- 67 **二輪操舵システムの開発(自動二輪車の低速走行時における安定性評価)**
Motorcycle steering system development (evaluation of motorcycle stability at low speeds)
辻井 栄一郎 木村 哲也 安藤 裕介
- 74 **VベルトCVTのV-N特性予測ツール開発**
Development of Shift Dynamic Simulation for Rubber V-belt CVT
木村 哲也 平城 大典 小林 光司 坂本 和信
- 81 **車両走行シミュレーションによる実走行燃費の推算**
Prediction of Fuel Consumption with Vehicle Driving Cycle Simulation
平城 大典 木村 哲也 矢部 裕子
- 87 **Analysis of Port Injected Fuel Spray Under Cross Wind Using 2-D Measurement Techniques**
Yasuo Moriyoshi, Minoru Iida
- 98 **レクサスLFAスーパースポーツエンジン 1LR-GUEこだわり生産**
Special manufacturing system for LEXUS LFA super sport 1LR-GUE engine
鈴木 幸一 岡田 祐介 安藤 純介 國重 祐介 小曾 勉 戸塚 進之
- 109 **低圧鋳造サイクルタイム短縮技術開発**
Technology for shortening cycle time in low-pressure casting
中西 崇雄 小堀 幸伸

本冊子内で、図表が分かりにくい場合は、当社ホームページにてカラー版をご覧いただけます。
URL <http://www.yamaha-motor.co.jp/profile/craftsmanship/technical/index.html>
(企業情報・CSR情報>ヤマハ発動機のものづくり>技術情報)



卷頭言

技術の「本質」と「変化」

The Essence and Change of Technology

三輪 邦彦

Now is a time when we need to think about where in the world and how Yamaha products are actually being used, and how these two elements are changing.

The range of locations and uses is tremendous. In the marine sector, it varies from luxury cruising in the wealthier nations, to fishermen in places like Africa who are using old 2-stroke outboards for their livelihood.

In the generator sector, uses range from powering lighting at festivals and outdoor food stands in the countryside, to heavy use in medical facilities in emerging nations. And, I believe there are probably places where these products are being used in ways that we wouldn't even imagine.

In the case of motorcycles, the worldwide annual demand is about 55 million units, and I believe that when you total all the motorcycles that are actually being used around the world today, it is probably about 200 million. The uses range from utility use in some parts of the world where they ride with unbelievably large loads or with "many" passengers, to commuter use in the cities where people appreciate their convenience and also their uniqueness as a means of self-expression. There are also places in the world where people enjoy cruising one-up on large bikes weighing more than 300 kg, and the world of racing where motorcycles reach speeds of more than 300 km/h.

The variety of technologies required to meet all of these needs is huge but we engineers have to be prepared to select between them skillfully. If the required quality or performance is different, then the types of technology used will be different as well...or at least you might think so. However, if you think about it deeply, you might realize that the "most essential part" of each technology is the same. Does it break down or not? Does it leak or not? Are the levels of NVH* acceptable or not? Although there are some differences in the standards of acceptability depending on the type of technology or the needs of the times, I believe that there is no difference in the most essential elements of each piece of technology we use.

As engineers and technicians, we must look directly at the most essential objective that each piece of technology must achieve, and then apply the right procedures and take on any challenges necessary to realize what we want to achieve. There are neither shortcuts nor space-warp. All we have to do is to stay humble and faithful to basic principles and work diligently with the techniques and technologies we have gained throughout our careers.

Our company is now making drastic changes in cost-effectiveness in development and our development process as well. I think that this "change" does not mean to convert the most essential parts of the technologies we use, but to optimize their use. And I believe that this process of "change"

should be a great experience and opportunity that helps us refine the most essential part of our technologies.

I am hoping that all of you as engineers will focus on the most essential part of the technologies you use, and make efforts to realize what we should achieve by being humble, faithful and true to basic principles and working diligently.

This process will surely lead us to the true essence of our technology, and I am sure that we can all look forward to that result.

(*) NVH means Noise, Vibration (vibration resulting from imbalance in the machine) and Harshness (vibration resulting from road conditions). It is one of the standards for evaluating the passenger comfort of a motor vehicle.

ヤマハの製品がまさに今、世界のどこで、どんな使われ方をしているのか?そしてそれがどのように変化していくのか…と言うことに思いを馳せてみてください。

マリンの世界ではゴージャスなクルージングの世界から、アフリカの漁民が古い2ストローク船外機で漁をしている世界まで千差万別。

発電機の世界では、地域のお祭り屋台の照明から、新興国の医療機関でシベリアに使われている世界、さらにはもっと我々の想像を超える使われ方がなされているのでは…そんな気がします。

モータサイクルで言えば、世界中で年に5500万台の需要があり、実際使われている車両を含めれば約二億台が世界のあちこちを走っていると思います。その使われ方は、働く車両として信じられないような荷物や人を積載する世界から、都会の通勤の足として利便性と個性を兼ね備えた世界、さらには車重300kg以上もある車両に一人乗ってクルージングする世界、そしてオーバー300km/hで駆け抜ける世界などまさに千差万別です。

それぞれの世界に求められる技術も千差万別ですが、我々技術者はそれを平然と使い分けなくてはいけません。求められる品質、性能が違えば、そこに使う技術も異なってくる…

普通はそう思うでしょう。しかしよく考えてみると、そこに存在する技術の「本質」はなんら変わらないことに気付くのではないでしょうか?

壊れる壊れない、漏れる漏れない、NVH^{注)1}が許せる許せない…そこには受け入れる水準の時間軸の差が存在するだけで、求められる技術の「本質」は変わらないと思います。

我々技術者は、その求められる技術の「本質」を正面から見て、自分の思いの実現に挑まねばなりません。そこには近道やワープする世界は存在せず、地道に基本に忠実に自分のキャリアの中で培った技術を使っていくしかありません。

今、当社ではコスト開発や開発プロセスそのものを変えていく動きをドラスティックに仕掛けています
が、これは技術の「本質」を変えるのではなく、その使い方の最適化を図っている「変化」だと考えています。このような「変化」の中で、自分の持つ技術の「本質」はより研ぎ澄まされていくはずです。

技術者の皆さんには自分達の持つ技術の本質に思いを馳せ、基本に忠実に、かつ素直に、自分の思うもの実現に向けて努力を続けて欲しいものです。

その先に我々の技術力の真価が表れてくる…楽しみじゃないですか。

注)1… Noise(騒音), Vibration(本体のアンバランスから生じる振動), Harshness(路面の状況による振動)を指す。
自動車の快適性を推し量るうえでの一つの基準

■著者



三輪 邦彦
Kunihiko Miwa
上席執行役員



技術紹介

電動アシスト自転車 PAS 2011年モデル 「電動モーター」開発

New electric motor developed for 2011 model PAS electrically power assisted bicycles

松井 太憲 永田 俊彦 大谷 寿英 白石 朋成 栗田 洋一

Abstract

In 1993, Yamaha Motor Co., Ltd. released its newly developed PAS bicycle as the world's first "electrically power assisted bicycle," which mounted a battery-powered electric motor to provide a "power assist" in response to the rider's pedaling. Ever since, Yamaha Motor has continued to develop more compact, lightweight PAS drive units, higher-performance batteries and other features to refine and improve the performance of the PAS series bicycles. Meanwhile, factors such as the increasing customer concern for the environment and the health benefits of exercise, as well as liberalization of the laws governing power assist ratios in these products in Japan, the demand for electrically power assisted bicycles has continued to grow steadily, and in 2010 total wholesales of these bicycles in the Japanese market exceeded overall wholesales of motorcycles (excluding imported models) for the first time. In this report we discuss our recent development of a new electric motor for a new PAS drive unit that features increased durability as well as measures to provide quieter performance.



図1 「PAS ナチュラ M デラックス」

1 はじめに

人のこぐ力を「電動モーター」がアシストする自転車として、1993年に世界で初めて電動アシスト自転車PASを開発・発売して以来、ユニットの小型軽量化やバッテリー性能の向上等、熟成を重ねてきた。また、環境・健康意識の高まりやアシスト新基準といった法令改正等が追風となり、電動アシスト自転車市場は堅調に伸長し、2010年の年間国内出荷台数が輸入車を除くバイク全体の同出荷台数を初めて上回った。今回、耐久性を高め静肅性にも優れた新開発のドライブユニットに搭載される「電動モーター」について、紹介する。

2 開発のねらい

今回の新ドライブユニット開発のねらいは、「力強い走行と高効率を継続しつつ、耐久性を高め、静肅性にも優れたものであること。」「小型化・軽量化により、乗り降りしやすい新設計フレームに対応できること。」「お客様の信頼に答え続けるべく、更なる品質の向上を図ること。」の3点である。「電動モーター」もその方針に則り2009年より要素開発に着手、その期待に応えることができた。

図2に、2011年3月10日発売のPAS ナチュラ M デラックスのフィーチャーマップを示す。



図2 「PAS ナチュラ M デラックス」 フィーチャーマップ

3 製品の特徴

3-1. 仕様概要

従来の「電動モーター」は2003年からドライブユニットと同じ樹脂モールド構造であった。新開発の「電動モーター」は図3のように、ドライブユニットが樹脂材料からアルミハウジングへと変更されることに伴い、モーター外部のケース部分をアルミハウジングに内蔵することとし軽量化を実現した。しかし、ドライブユニット内の空間が増えることで騒音が増大するという新たな問題が発生した。この課題に対しては、回転体のロータの電磁構成を見直すことで対応した。図4は、新型電動モーターの概略構成図である。

また、量産段階での更なる生産性向上の為、サイクルタイムの短縮・平滑化を狙った構造工法の採用も行っている。



図3 ドライブユニット外観

3-2. 静肃性効果と音質改善

瞬時の外部衝撃とモーター巻線時の強度に耐えうるステータ構造を確保しつつ、ストレスメンバーとなるアルミカバーの取り付けネジ数の最小化を実現した。更にロータ外形と永久磁石の配置を変更することで、図5のように従来モデルに比べ、モーター単品で騒音を低減することができた。

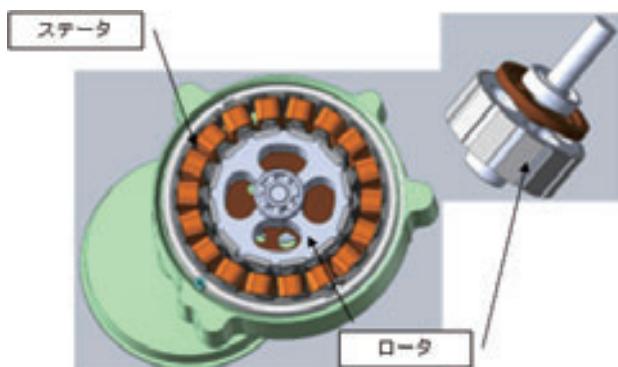


図4 アルミカバーを外した電動モータ構成図

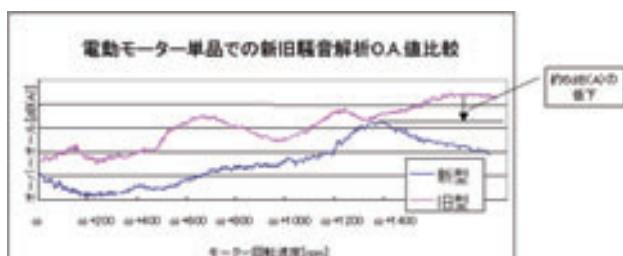


図5 新旧騒音解析結果図

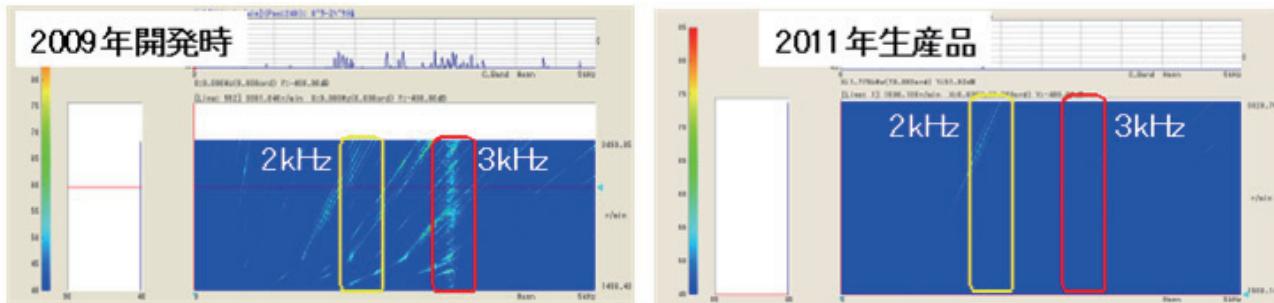


図6 音質改善結果

更に音質についても、2009年の開発着手時から課題としてとらえ、ヤマハ発動機㈱PAS開発部(以降PAS開発部)と共に可聴域の音域改善を織り込むことができた(図6)。

3-3. 新規構造・工法開発

従来モデルでは、別体の「電動モーター」をドライブユニットに固定する際、防水性確保のため、接着剤を用いてシールしており、その塗布作業等が生産性向上の阻害要因のひとつになっていた。今後の需要拡大を想定し、PAS開発部と共にこの課題に取り組んだ。ここではシステムから求められるモーター強度を数値化することで、アルミカバー等の各構成部品の構造や磁極位置検出のエンコーダ基板の固定等(図7)に見られるような工法の開発に繋げる事ができた。

4 品質への取り組み

FMEA(Failure Mode and Effect Analysis:故障モード影響解析)を、仕様・工程設計段階から徹底的に実施することで開発品質を確保した。基本の信頼性評価は、2003年からの要求品質から現在のレベルを展開し、新たに判った課題に対しては、新規に評価方法と目標値を設定し、デザインレビュー毎に達成度をチェックしながら進めた。

特に、新規ドライブユニットの構造上、ヤマハモーター エレクトロニクス、PAS開発部との共同開発として展開したが、開

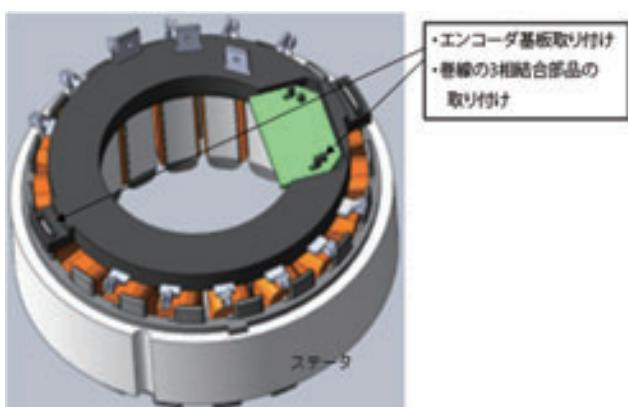


図7 電動モーターのステータ新構造

発プロセスにおける両社の役割を明確にしたことが、各開発業務の品質向上に繋がった。

5 おわりに

今回のPASドライブユニット用電動モーター開発の結果、従来モデルに比べ幅広いアシスト力に対応できる潜在能力をもった製品に仕上がったと確信している。

また、多数の若手技術者が、取引先・関連部署とのコンカレントな開発プロセスを体験できたことは、技術者育成の面からも有意義であった。今後も競争がいっそう厳しくなると予測される電動アシスト自転車市場の中で、その経験を活かし、顧客満足度の高い製品開発にチャレンジしていきたい。

■著者



松井 太憲
Taiken Matsui
ヤマハモーター
エレクトロニクス株式会社
技術部



永田 俊彦
Toshihiko Nagata
ヤマハモーター
エレクトロニクス株式会社
技術部



大谷 寿英
Toshihide Ootani
ヤマハモーター
エレクトロニクス株式会社
技術部



白石 朋成
Tomonari Shiraishi
ヤマハモーター
エレクトロニクス株式会社
技術部



栗田 洋一
Yoshikazu Kurita
ヤマハモーター
エレクトロニクス株式会社
生産技術部



技術紹介

無人ヘリコプタによる緊急時空中放射線モニタリングシステム

Emergency aerial radiation monitoring system employing unmanned helicopter

佐藤 韶 今井 純郎

本報告は、文部科学省からの委託事業として(財)原子力安全技術センターが実施したエネルギー対策特別会計委託事業「緊急時モニタリング技術調査」の成果である。

Abstract

A nuclear power plant accident is a disaster that can affect a large area. For that reason, effective use can be made of aerial monitoring. In the case of a manned aircraft, however, the danger of crew exposure to radiation presents a major problem and can result in limitations on aerial monitoring operations. The use of unmanned aircraft offers a desirable alternative that eliminates this danger of crew exposure to radiation and enables remote control of the monitoring operation from a safe distance.

Yamaha Motor Co., Ltd. has been commissioned to provide the company's unmanned helicopters for the Nuclear Safety Technology Center's survey of emergency aerial surveyor systems using unmanned helicopters.

In this report we discuss the results of this survey along with the monitoring of radiation within the 20-km emergency evacuation zone around the No. 1 Fukushima nuclear power plant performed at the request of MEXT.

1 はじめに

原子力発電所の事故は、大規模広域災害のひとつであり、航空機を用いた空中からの監視が大きな効果をもつ。しかしながら、有人機では要員の被ばくが大きな問題となり、その活動には制限がおきてしまう恐れがある。無人機を用いることにより、要員の被ばくを受けないで、事故現場の遠方から放射線の放出状況をモニタリングすることが期待されている。

当社では、(財)原子力安全技術センターが実施した無人ヘリコプタを活用した緊急時航空機サーベイシステムに関する調査に、無人ヘリコプタを提供してきた。ここでは、(財)原子力安全技術センターが実施した無人ヘリ測定システム調査の成果について紹介する。

また、今回の福島第一原発事故発生に際し、文部科学省からの依頼により実施した、事故発生現場から20km付近の緊急時避難準備区域内における放射線モニタリングの状況について、あわせて紹介する。

2 モニタリングシステム

2-1. 自律航行型RMAX G1

モニタリングに使用する機体は、「自律航行型RMAX G1」(以下 RMAX G1)である。ヘリコプタの運行システムは無人ヘリコプタと地上局、アンテナシステムから構成されている。運用にあたっては、自律航行用のオペレータ、計測器のオペ



図1 RMAX G1

レータ、離着陸を手動でおこなうオペレータおよび安全運行責任者の4名でおこなう。(表1、図1)

最大離陸重量	: 94kg (燃料込み)
ペイロード	: 10kg (標高 0m、気温 20 °C)
最高速度	: 72kmh ⁻¹
燃料タンク容量	: 11L
飛行時間	: 90 分以上
飛行範囲	: 基地局から半径 5km
飛行制限	: 雨量 2mm/hr 以下 地上風速 10m/s 以下
騒音	: 高度 5m 距離 50m にて 77dBA
運用人員	: 3名 +1名 (1名運行管理者)

表 1 主要諸元

2-2. 測定装置

測定装置には、映像装置と放射線測定装置及び測定データの送信装置が必要となる。映像装置と測定データの送信装置はRMAX G1に標準で装備されているものを使用した。搭載可能な放射線測定装置は、ガンマ線測定用のNaI(Sodium Iodide:ヨウ化ナトリウム)シンチレーションサーベイメータ(図2)、電離箱式サーベイメータ(図3)およびGM管式サーベイメータ(図4)であり、状況に応じて必要な測定器をすぐに搭載することができる。(図5)

図 2 NaI(Tl) シンチレーションサーベイメーター
(アロカ社製 TCS-171)図 4 GM 管式サーベイメーター
(アロカ社製 TGS-136)

3 飛行試験

測定装置を機体に搭載した状態で 無人ヘリ測定システムの飛行試験を実施し、定められた飛行パターンで自然放射線量を測定した。

3-1 基本飛行試験

事故が発生したときのことを想定し、緊急モニタリングを実施するにあたり、無人ヘリの機体の事前準備から飛行測定、測定終了から撤収までの手順を確認した。(図6)

1) 事前準備・事前点検

- ・無人ヘリ離着陸場所の選定、地上局の設置、機体点検、機体養生

2) 測定装置の取付

- ・測定装置を機体に搭載、機体システムとの接続

3) システムの起動

- ・地上局、機体の電源投入、測定装置のデータ確認

4) 飛行による測定

- ・機体の始動、マニュアル操作での離陸、自律航行、測定記録、マニュアル操作での着陸

5) 機体の汚染確認

- ・汚染検査、除染作業、除染確認

図 3 電離箱式サーベイメーター
(アロカ社製 ICS-323)

図 5 測定装置搭載状態



機体が汚染された場合を想定し、離着陸場所にシートを2重に設定する。



汚染防止のために、機体接地点であるスキッド部分に養生を実施。



測定装置にも、防水・防塵シートで覆う。



地上局の電源を投入し、システムを確認し、飛行準備完了。



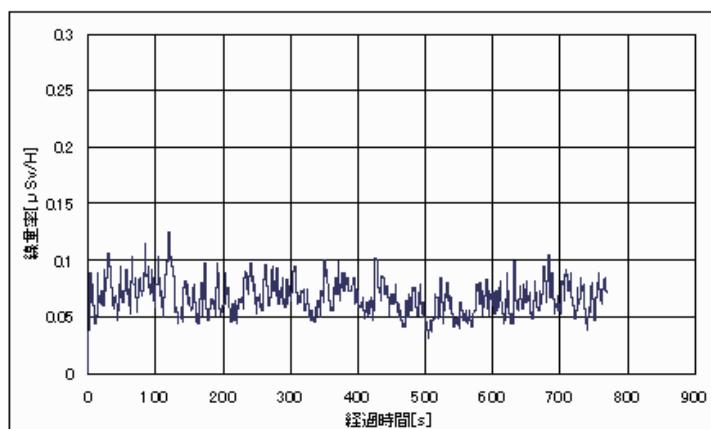
離陸をおこない、飛行測定を実施し、終了後着陸。



検査をおこない、機体が汚染されていないかを確認する。



汚染があった場合は、ウエスにて拭き取り作業により除染する。



飛行中に計測された 自然放射線量。
約 0.05 ~ 0.1 (毎時マイクロシーベルト)

図6 基本試験飛行状況および計測値

3-2 原子力発電所のモニタリングを想定した飛行試験

原子力発電所のモニタリングのために考案された飛行プロファイルを図7に示す。最初に、原子力発電所の敷地境界近傍を周回飛行し、線量率などを測定して、放出の有無や規模を把握する。(A)次に、風下方向と判断される空域でホバリング測定を行い、放出規模と放出方向をより正確に把握する。

(B)

このような測定により、地上のモニタリング設備では、まだ正確な測定ができない時点で、放出情報を得ることができる。

図8に当社の実験場で実際におこなった飛行経路を示す。この飛行中、線量率と飛行位置および高度のデータをリアルタイムにモニタリングできることができた。

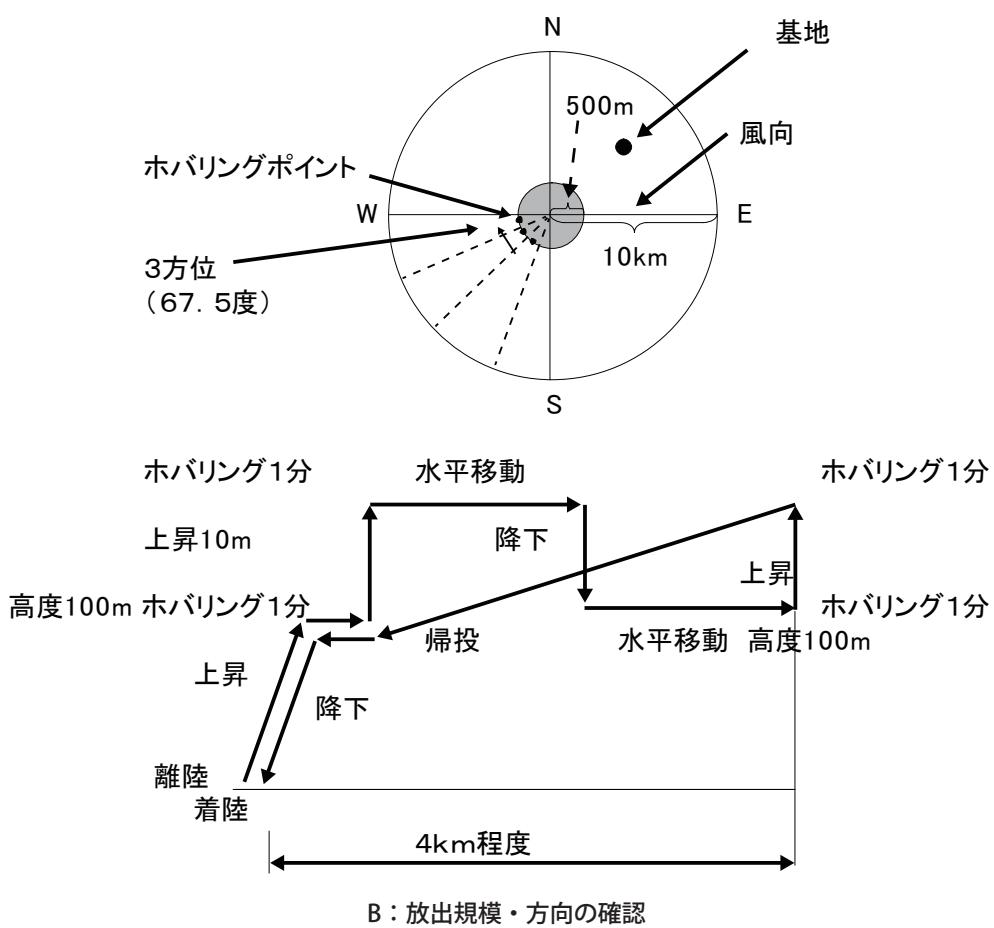
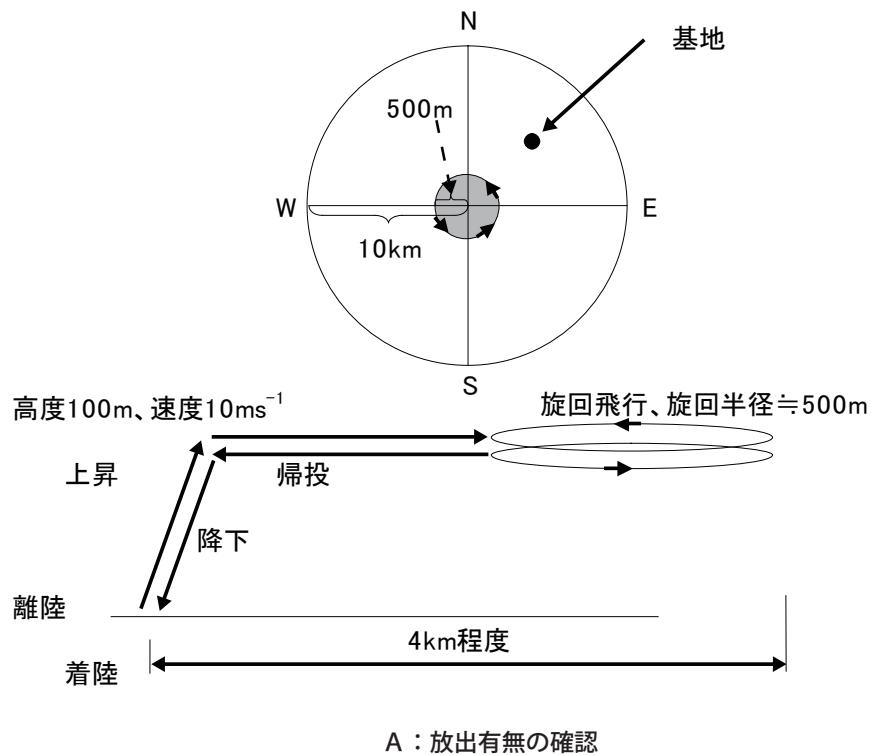


図7 緊急時の空中モニタリングプロファイル



図8 パターンBによる 飛行フライト経路

4 福島第一原子力発電所の放射線モニタリング

文部科学省原子力支援本部の要請により、RMAX G1を用いて、ガンマ線の影響を詳細に把握するモニタリングを2011

年7月26日および27日に実施した。実施場所は、現に子供が居住している地域(緊急時避難準備区域【田村市、南相馬市、川内村、広野町、楢葉町】)において、比較的線量が高く、ホットスポットが確認されている川内村および広野町であった。本モニタリングにより、空中放射線量マップの測定と土壤の放



飛行前に地上での放射線量の測定をおこない、空中放射線量との比較をおこなう。



当日は30名近い報道陣が来て、取材を行つた。



フライト高度は5～50mまで変化させた。



車の中に設置された地上局。ヘリの位置と放射線量がリアルタイムでおくられてくる。

図9 川内村高塚高原でのモニタリングフライト状況



射能沈着量の解析をおこなうことができた。

計測をおこなった地点で、作業者がいた場所の放射線量は0.3～1.4(毎時マイクロシーベルト)の範囲であり作業をおこなうには問題はなかった。また各作業者にとりつけたボケット線量計の値も2日間で4から6(マイクロシーベルト)の非常に少ない範囲であった。(図6)

5 まとめ

3月11日に発生した東日本大震災によりおこった福島第一原発の事故は、2007年度から原発事故を想定して調査や飛行試験をおこなってきた私達にとっても想定外のものであつた。事故発生直後、各方面からモニタリングの依頼はいただいたが、RMAX G1の飛行できる範囲が最大5km以内であることと原発周辺の線量率の高さを考慮すると、その時は残念ながら飛行を断念せざるを得なかつた。今後は、さらに長距離の飛行をおこなうための技術的開発や電波の確保などをおこなっていく必要があると考えている。

6 参考文献

[1] 大西亮、無人ヘリコプタを活用した空中放射線測定システムについて、航空と宇宙(日本航空宇宙工業会)、2009年11月

■著者

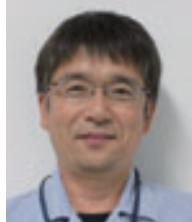


佐藤 彰

Akira Sato

事業開発本部

スカイ事業推進部



今井 純郎

Junrou Imai

事業開発本部

スカイ事業推進部



技術紹介

金型製作における環境対応と収益向上の両立 Achieving both environmental friendliness and improved profitability in press die making

石塚 英俊 神谷 俊治

Abstract

In line with the environmental policies of the Yamaha Motor group, Yamaha Motor Engineering Co., Ltd. (hereafter "the Company") has adopted an environmental policy that calls for us to "Help contribute to the preservation and betterment of the world environment by working proactively to constantly improve the quality of our corporate activities in all areas and aspects and to develop technologies, products and services that contribute to improvement of the environment."

We believe that press die technology is one of the areas where we can contribute to the reduction of energy use (environmental improvement) through concerted efforts to reduce press die weight and improving "yield rate" (the ratio of the total weight of raw material used in manufacturing to the actual weight of the finished product). In this report we discuss our efforts in the area of press die technology development aimed at improving both environmental performance and profitability.

1 はじめに

ヤマハモーターエンジニアリング株式会社(以下、当社)では、ヤマハ発動機グループの地球環境方針を受けて、『地球環境の保全や環境レベルの改善につながるよう、各業務要素の質を常に高めていく活動を行い、環境改善に貢献する技術・製品の開発とサービスに努める』事を環境活動方針として宣言している。

金型技術においても、金型の重量削減や歩留り(製品になる部分の重量を材料の重量で割った数値)の改善活動を行うことにより、使用エネルギーの削減(環境改善)に貢献できるものと考えている。本稿では、環境改善活動と収益向上を考慮しつつ実施された、金型技術開発への取り組みを紹介する。

実用化されるまでは、製品の絞り(成形)方向での断面周長を図面(3D-CADなど)から算出し(推定)材料サイズを求めていた。その材料サイズに対し金型は、過去の経験からある程度余裕を持たせた設計を行うため、必要以上の金型サイズとなっていた。また、実機で材料サイズを詰めていったとしても金型は完成しているため、材料サイズ削減(仕込み材料低減)による金型重量削減を反映することは困難であった。

絞り型のブランクホルダー(上型との間で材料を挟み込む部位)に圧力を伝えるクッションピンの配置は、格子状に設定された部分をポンチ(下型で製品形状となる凸型)の大きさに合った位置で使用するため、数%の歩留り改善ではプレス金型の重量低減に限界がある。材料サイズを数ミリ単位で調整し歩留りの改善を行っても、ある一定の範囲内では金型の重量を削減することが不可能となっている。(図1)

2 金型重量削減

金型重量(金型に使用する材料)を削減するため、仕込み重量を削減(材料サイズを小さく)し、金型の材料をセットする面積を小さくすることで、金型全体の大きさをコンパクトに設計・製作することは可能である。しかし、材料の大きさをできる限り調整したとしても、プレス機械の制約上(クッションピンの大きさ・レイアウト)ある一定の範囲内では金型サイズ(重量)を抑えることはできなかった。今回、金型重量を削減することは間接的ではあるが、初期段階で使用されるエネルギーの削減にもなり環境改善に繋がるものと考え活動を行った。

2-1. 材料サイズ縮小での金型軽量化

過去、材料サイズの検討が可能な成形シミュレーションが

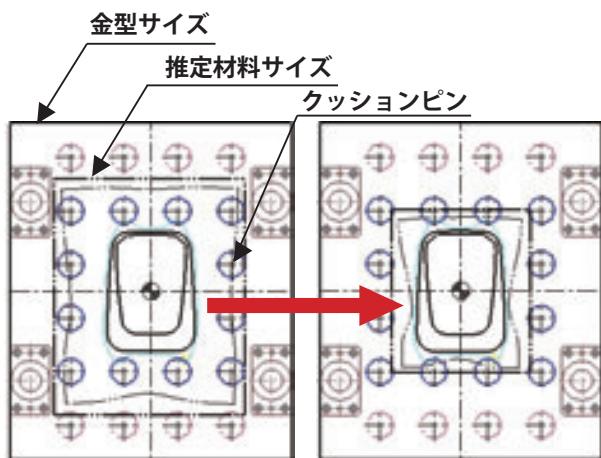


図1 クッションピンのレイアウトで
金型の大きさがほぼ決まる



今回、『絞りフランジ残り量の判断基準の見直し』と『成形シミュレーション実施』の結果をもとに、従来の金型設計基準を変更することで、金型サイズの縮小(金型軽量化)が可能となった。

2-2. 構造解析を利用した金型設計

金型製作では金型(铸物)の重量を低減するために『铸抜き』を行い、その部分を補強するための『補強リブ』を設定している。従来の金型設計では、全ての金型に同じ標準寸法(補強リブの大きさ(厚さ・太さ))で設計を行い、どのような大きさの製品(金型)でも同じ値で製作していた。製品の大きさによる成形時に発生する応力や歪みは異なっているため、全ての金型の補強リブを同じ寸法で製作する必要は無いと考え、当社のCAE実験部のCAEグループに構造解析を依頼し、その結果(図2)から製品形状に適した補強リブの寸法やレイアウトを導き出すことで、更なる金型の軽量化を行うことができた。(図3)

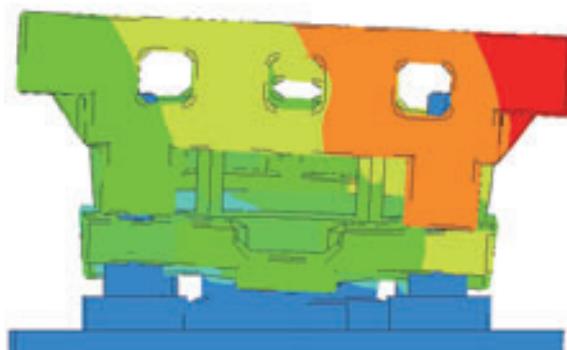


図2 構造解析での金型歪み確認

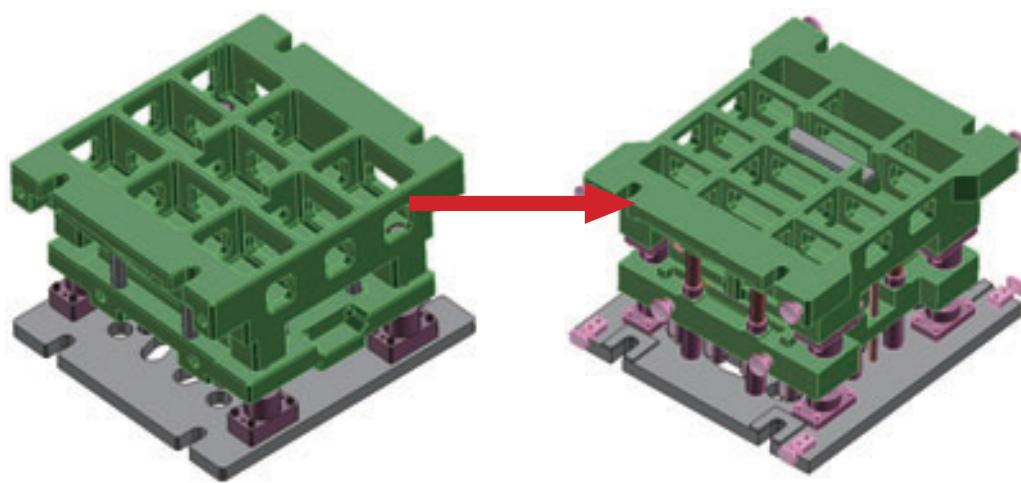


図3 構造解析結果を金型へ反映

3 収益向上

一方、ヤマハ発動機の二輪車開発傾向は、国内での開発モデルが減少傾向にある反面、アセアン地域向けにはFIモデルの導入にともない開発モデル数が増加している。特にインドネシアでは今後も大幅な生産拡大が予想されており、材料重量の削減による環境対策やコスト削減への取り組みも大きな効果に繋がるものと考えている。

3-1. 材料費削減

燃料タンクコンプリート全重量に占める今回の対象金型の製品重量比率は、約96%となっている。アセアン諸国で生産されるFI用のタンク材料は、日本で製造された特殊材を採用していることもあり、コスト構成比に占める材料費の割合が非常に大きい。したがってこの材料の重量を減らすことが、コストダウンに大きく貢献することになる。

材料費の算出基準はプレス加工を行う前の材料の重量に材料単価を乗じたもので、材料重量をいかにして軽減するかがコストを左右することになる。そのため、歩留りを上げることが重要で、この数値を上げれば上げるほど、スクラップとなる材料が削減される(スクラップと言っても再び材料にリサイクルされる)のである。この歩留りを改善することが資源の有効利用や製鉄(リサイクル含め)時のエネルギー量削減に繋がり、結果として環境負荷の低減が計られるものと考える。

また、歩留りを良くする形状造りや、製品板厚の見直しによる重量削減(仕込み重量削減、軽量化による燃費向上)、その他に材料の機械的強度を上げつつ材料の伸びを押された材料(以下、グレードダウン材)の使用が可能な形状の作りこみも重要である。

国内生産ではプレス成形段階での材料の流れ込みを容易にするため、使用する材料にコーナーカットを設定することがある。しかし海外では、材料にコーナーカットを行うことがコスト増の要因となるため、コーナーカット無しでもプレス成形が可能な形状造りや製造方法の検討が要望されている。(図4)



図4 コーナーカット有無での成形

3-2. 仕込み重量低減

プレス成形に必要な材料サイズは、プレス成形時の板厚減少を除けば絞り(成形)方向での製品縦横の最大断面周長でほぼ決まり、プレストライを経て最終材料形状を決定している。ここでは、各断面の周長差を極力少なくすることにより、製品として不要な部分(スクラップとなる部分)を削減することができる。今回、製品設計時にタンク形状を見直し断面周長差を極力無くす形状に作り込むことで、通常65%の歩留りが、75%まで改善することができた。(図5)

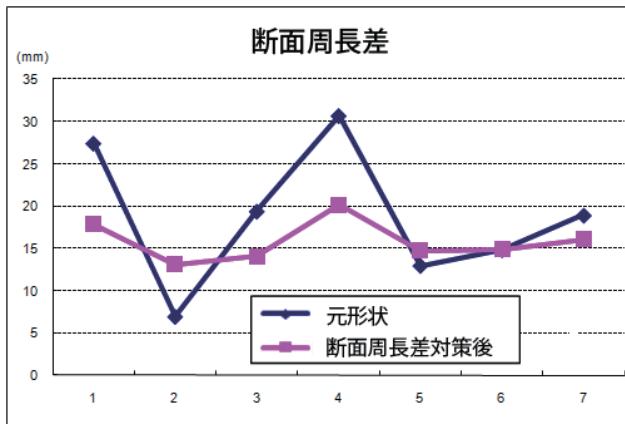


図5 断面周長差

プレス絞り(成形)は、上型(製品形状となる四型)とブランクホールダー(前述)と呼ばれる部分で材料を挟み込み、ブランクホールダー側に一定の圧力を加え加工が行われる。しかし、材料全体に加わる力が一定となると、ある部分ではシワが発生し、ある部分では板厚減少してしまうという相反する現象が発生する可能性が高くなる。このため材料の流入をコントロールする『絞り(材料押さえ)ビード』を設定している。この絞りビードによるフランジ(ここでのフランジは製品となる部分

ではなく、絞り後の材料端を指す)残り量の判断基準を見直すことで、材料寸法を極力抑えることが可能となり、さらに歩留りを78%まで改善することができた。(図6)

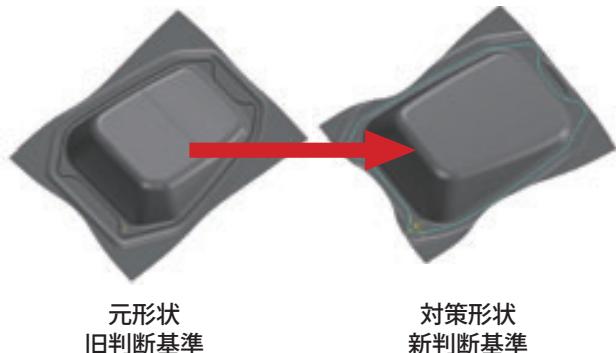


図6 歩留まり改善検討

十数年前までこの活動は実際の金型が製作された後に、試作から生産までの期間に労力を費やし、トライを繰り返しながら材料や製品の最終形状を決定してきた。近年では成形シミュレーションでの事前検証を行っており、製品計画段階から形状造り(提案)や製造方案の計画が行われるようになっている。これらを実現させるためには、成形シミュレーションによる形状の造り込みが非常に重要な役割をもっている。

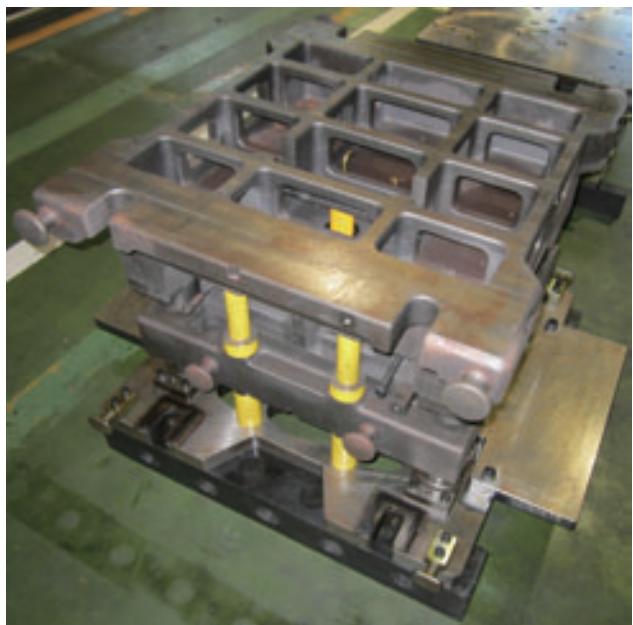


図7 今回の取り組みを織り込んで製作した金型

4 おわりに

今回の取り組みの結果、金型設計基準の見直し及び補強リブの見直しで金型(ドロー型)重量は10%の削減、ドロー(絞り)工程後のフランジ残り寸法見直し及び板厚変更による仕



込み材料費は22%の削減が達成できた。

また、今回の活動で製品軽量化による燃費向上や、グレードダウン材の使用によるコストダウン及び歩留り向上による材料の有効利用(スクラップ量の削減)など、非常に有効な効果を得ることができた。当社では、今後も環境対応と収益向上を両立させた活動を継続していく所存である。

■著者



石塚 英俊
Hidetoshi Ishizuka
ヤマハモーター
エンジニアリング株式会社
生産技術部



神谷 俊治
Shunji Kamiya
ヤマハモーター
エンジニアリング株式会社
生産技術部



技術紹介

エンジン組立ラインにおける自動組立設備の標準化とフレキシビリティ

Standardization and flexibility of automated assembly equipment for engine assembly lines

伊藤 通章

Abstract

Since its founding, the Production Engineering Division of Yamaha Motor Engineering Co., Ltd. (hereafter "the Company") has supplied manufacturing divisions within the Yamaha Motor group with a variety of equipment and facilities for the automation of manufacturing processes. Of these, the equipment performing such specialized tasks as fastening bolts, pressure insertion of parts and sealing, etc. for use on engine assembly lines have been supplied on an order-made basis until now. Recently, there has been a strong demand for the capability to respond with flexibility to the needs of high-mix, low-volume production schedules, particularly in the domestic factories.

In this report we discuss primarily the Company's measures regarding equipment for outboard motor engine assembly lines and our proposals for standardization and flexibility of automated assembly equipment.

1 はじめに

ヤマハモーターエンジニアリング株式会社(以下、当社)生産技術部門は、その発足以来、グループ内の製造工程に対し様々な設備を供給してきた。中でもエンジン組立ラインにおける、ねじ締めや圧入・シーリングなど、工程特有の自動化要求に対しては、『専用機の開発(オーダーメード)』という形で応えている。昨今では、特に国内工場において、多品種少量生産に対するフレキシブルな対応が強く求められてきている。

本稿では、主に船外機エンジン組立ラインにおける当社の取組を紹介するとともに、自動組立設備の標準化とフレキシビリティについて考察する。

『組付』の機能はさらに2つに分類される。

装入(loader):

供給された部品を所定の位置に置く、挿し込む、などの機能。

結合(fastening):

物理的または化学的手段により、装入した部品を一体化する機能。

嵌め込み、接着、圧入、ねじ締結など。

これら3要素を全て自動化できれば完全無人化ラインの構築も不可能ではないが、現実的には投資効果を考慮して、自動化の目的を明確に絞り込むことが肝要である。かつては『自動化によって何人少人化できるか?』が重要視されたが、現在では労働環境改善(3K対策)や品質維持(手作業によるバラつき排除など)に主眼を置くことが多い。品質維持用自動組立設備の代表的な例としては、ナットランナと呼ばれる締付ツールを用いた自動ねじ締め装置(図1、2)や圧入装置、各種シール材(液状ガスケットなど)塗布装置が挙げられる。

2 自動組立設備の概要

一般的に、『移送』『供給』『組付』の3つを自動組立の3要素と呼ぶ。エンジン組立ラインにおいては、以下の機能に相当する。

移送(transfer):

エンジンを載せた治具を移動・停留させる機能である。

コンベヤなど。

供給(feeding):

部品または材料を貯蔵容器から一つずつ分離・整列し、対象工程まで送り込む機能である。パーツフィーダなど。

組付(assembly):

2個以上の部品を、装入・結合によって一体にする機能である。

3 自動組立設備標準化の取組

ここからは、実際に当社が手掛けた船外機エンジン組立ライン用の設備を例に取り、標準化の取組を紹介する。

3-1. 自動組立設備に対する要求事項

一般的に船外機や二輪車の組立ラインでは、四輪車と比べて一機種あたりのロットサイズが小さく、多くの機種への対応が求められる。特に船外機の場合、派生機種も含めると、その

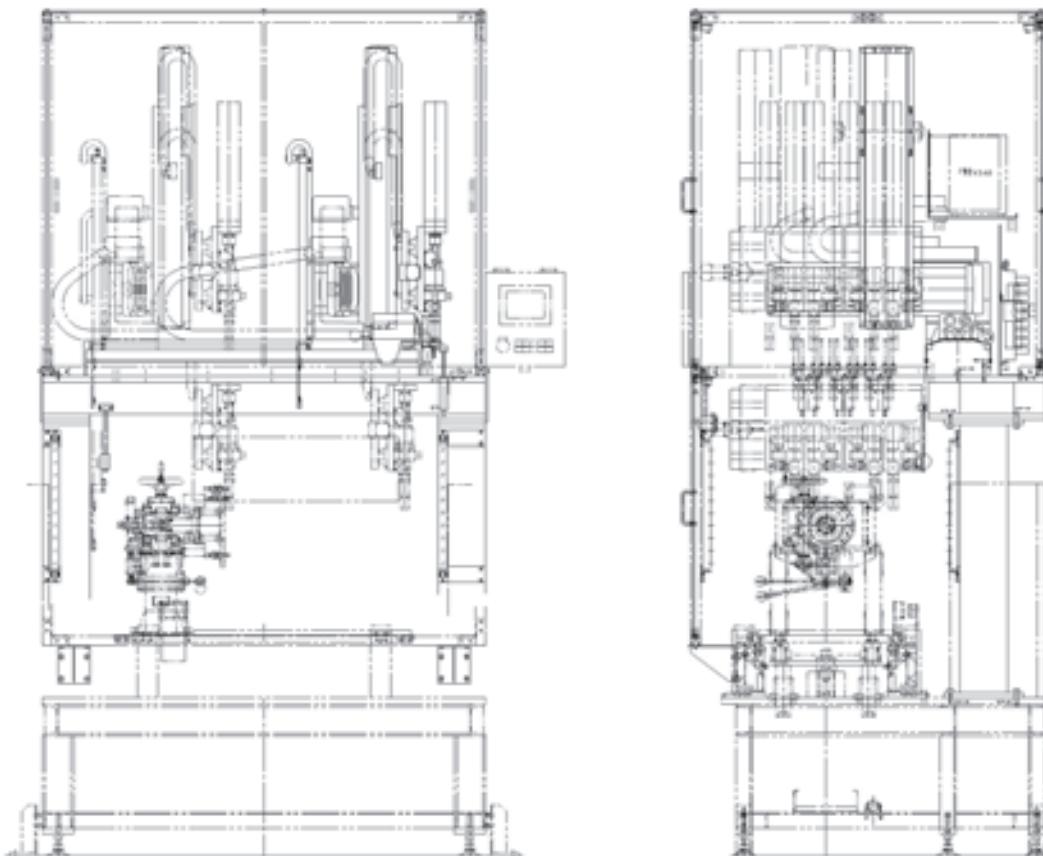


図1 自動ねじ締め装置



図2 自動ねじ締め装置

数が数十機種に上ることもある。自動組立設備の構想設計に際しては、ただ単に要求された全ての機種に対応するだけでなく、以下の点を充分に考慮する必要がある。

・段取時間短縮

ATC(Automatic Tool Changer)によるツール自動交換、治具のワンタッチ交換など。

・将来の拡張性確保

マイナーチェンジや新機種への対応だけでなく、ライン間の負荷調整(平準化)を目的として生産対象機種が追加された場合でも、容易に対応できること。

特に後者については、設備の仕様検討段階で想定範囲を広げすぎてイニシャルコストの上昇を招いている事例が、しばしば見受けられる。多品種少量生産においては、最初から多くの品種に対応できる能力よりも、将来的な品種の追加・変更に対し容易に追従できるフレキシビリティの方が有用であると考えられる。

3-2. 自動ねじ締め装置の事例

ここでは、船外機組立ラインに導入されている自動組立設備としては最も数が多い自動ねじ締め装置の事例を元に、前項で述べた要求事項に対する当社の取組を紹介する。

3-2-1. 自動ねじ締め装置の概要

図3に、自動ねじ締め装置のシステム概要を示す。直交ロボットはヤマハ発動機製、ACサーボナットランナ(ねじ締めツール)はコアテック社製のものを使用している。

図4に、本装置の動作フローを示す。エンジン搬送パレットに取り付けられたIDタグから機種情報を読み取り、ATCのツール装着情報などを照合後、ロボットコントローラとナットランナコントローラから該当プログラムを呼び出し、一連の締付作業を行なう。作業完了後は締付品質情報(後工程での修正要否、トルクや締付角度などの計測データ)をIDタグに書き込み、エンジンを後工程へ払い出す。

3-2-2. 自動ねじ締め装置の標準化とフレキシビリティ向上

3-2-1項で述べたとおり、本装置はIDタグから読み取った機種情報に基づいて様々な情報を紐付けし、動作を実行している。紐付けの対象となる事前登録情報には、下記のようなものがある。

①ロボットプログラムNo.

対象となる被締結部品の形状により異なる。

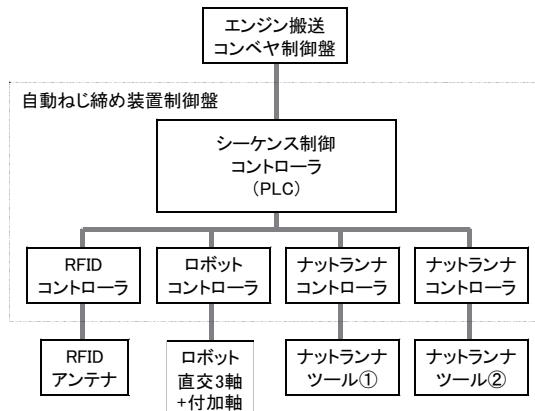


図3 自動ねじ締め装置のシステム構成図

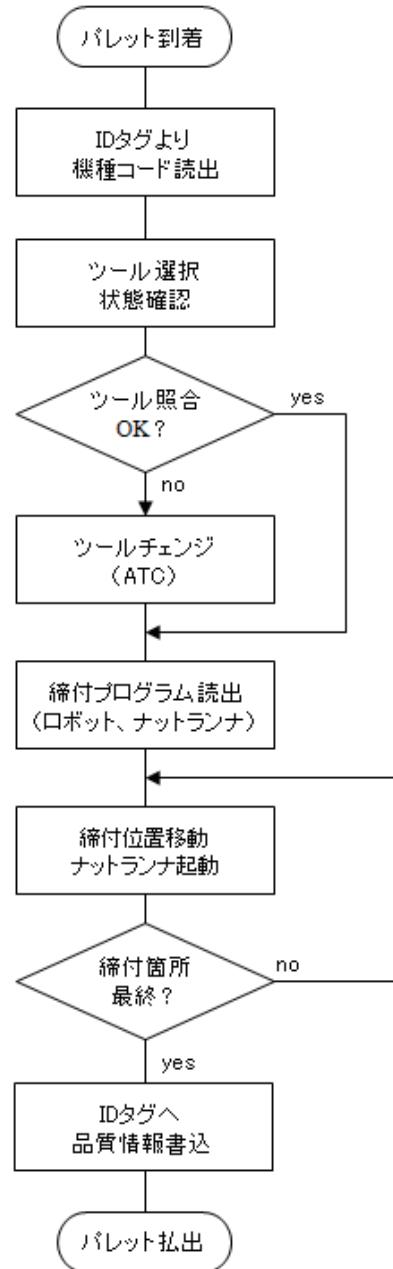


図4 自動ねじ締め装置の動作フロー図

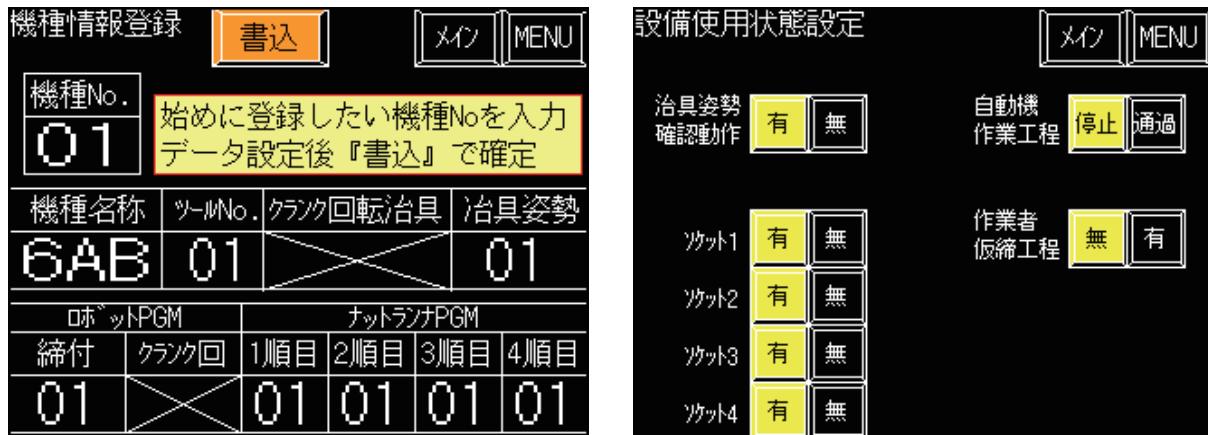


図5 データ登録画面イメージ

②締付プログラムNo.

対象機種によって締付指示が異なるほか、仮締めから本締めまで3~4ステップに分けて徐々に締め付けるなど、1サイクルの動作内で複数のプログラムを切り替える機種もある。

③ATCツールNo.

同一工程であっても機種によってボルトサイズが異なる場合など、ソケットを4種類まで自動切換可能な仕様となっている。

特に船外機の場合は派生機種が多く、例えば被締結部品の形状が共通でロボットプログラムが共用できても締付プログラムの一部ステップだけが異なる場合や、或いは本装置の動作が完全に共用できてもIDタグに書かれた機種名だけが異なる場合などが多々ある。従来は生産対象となる機種の数だけプログラムを作成し、機種追加の際はプログラムも追加していたが、本装置では機種名称と上記①~④の情報とを紐付けしてマトリックス化し、予め操作盤上のタッチパネルから登録できるプログラム構造とした。これにより、機種追加時の手間を大幅に削減することができた。図5に、データ登録画面のイメージを示す。

3-2-3. 付随効果

当初、3-2-2項で述べた内容は、設備設計開始～組立ライン立上までに与えられた時間が非常に短いという状況下で、現地での調整作業工数を極力減らす必要性から考案されたものである。しかし実際には、当初の目的以外にも下記のような効果を生むことができた。

①機種追加時の工数削減

ライン稼動開始後、実際に発生した派生機種への対応要請にも迅速に対応できた。前述のように既存の類似

機種が登録済みの場合は、特に効果が大きい。

②量産機種と異なる条件による設備トライが必要な場合の工数削減

工程割変更時の品質確認など、一時的に量産条件と異なる動作をさせたいとき、予め登録しておいた複数の締付プログラムを切り替えて使用することで、トライの工数を削減できた。

これにより、ロボットプログラムやシーケンスプログラムの入れ替えをその都度実施することによる手間やリスクを回避できる。

4 おわりに

今回、本稿にて紹介した内容は、船外機エンジン組立ラインに限らず、多品種少量生産が要求される製造現場において広く応用可能と考えられる。前述のように、多品種少量の意味合いも以前とは異なってきており、生産機種や台数へのフレキシブルな対応は益々重要性を増している。

今後も、設備単体の設計製作に留まらず、常に製造現場全体の最適化を視野に技術開発を進めていきたい。

■著者



伊藤 通章

Michiaki Ito

ヤマハモーター
エンジニアリング株式会社
生産技術部



技術紹介

低圧鋳造加圧制御ユニットのリニューアル機開発

Development of a renewal device for the pressurization control unit in low-pressure casting

楠野 雅章

Abstract

A low-pressure casting machine consists of the casting machine, the mold and the holding furnace and is used for the casting of parts for products like motorcycles. The stages of low-pressure casting are 1) the closing of the mold, 2) the pressured filling of the molten metal, 3) the solidification, 4) the opening of the mold and 5) the removal of the cast piece. After the mold is closed, pressure is applied to the holding furnace to force the molten aluminum through the stalk tube and into the mold. After the pressurizing and solidifying process in the mold, the aluminum becomes the finished piece (product). These processes are controlled by a specialized unit for a variety of parameters including the temperature of the mold, the temperature of the molten aluminum and the amount of pressure applied to the holding furnace. (Fig.1) Of these, the pressurization of the holding furnace plays an important role in determining the quality of the cast and therefore requires stable and consistent performance. In this report we discuss the development of a renewal device for the pressurization control unit.

1 はじめに

低圧鋳造機は鋳造機本体、金型、保持炉で構成されており、自動二輪の部品などの鋳造に採用されている。低圧鋳造の工程は、①型締め、②加圧、③凝固、④型開、⑤製品取り出しである。型締め後に保持炉内を加圧することで、アルミ溶湯がストークを通り金型内に押し上げられる。金型内のアルミは、加圧・凝固の工程を経て製品となる。これらの工程は金型温度や溶湯温度、保持炉内圧力値など多くのパラメータを使って、専用のユニットで制御される。(図1) この加圧制御は鋳造品質に大きく影響するため、常に安定した機能が求められている。本稿ではこの加圧制御ユニットのリニューアル機開発について紹介する。

2 開発の目的

ヤマハモーターエンジニアリング株式会社(以下、当社)は、ヤマハ発動機と共同でヘッドシリンダ鋳造の海外内製化のために、グローバル標準となりうる低圧鋳造機の開発に取り組み、現在までに、国内外のヤマハ発動機グループの拠点に数多くの低圧鋳造機を導入してきた。しかし、その鋳造機の心臓部である加圧制御ユニットは、グループ外の電子機器メーカー製であった。この制御ユニットはすでに開発から約二十年が経過しているため、故障や老朽化など様々な不具合も目立ってきており、特にIC関連部品はすでに廃盤の物や入手困難な物も多くなっている。内部の基板構成も複雑で部品点数も多いため、メンテナンスも容易ではない。また、開発当

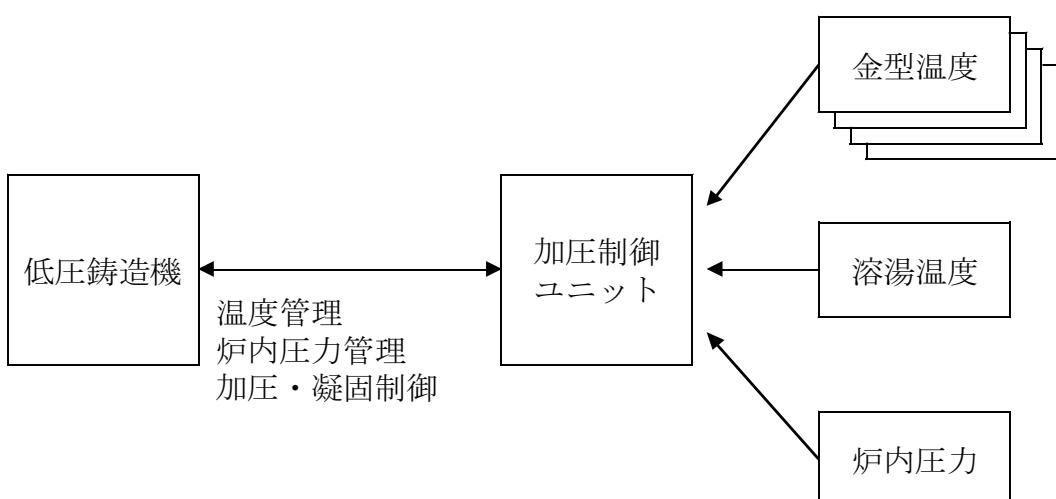


図1 加圧制御構成図

時と現在では、制御技術も飛躍的に進歩し、個々の部品能力にも大きな差があるため、開発時の仕様設計では代替品使用も困難となり修理にも支障が出るなど、問題も顕在化してきた。また、基本仕様や制御ロジックはヤマハ発動機内で設計されたが、ユニットのハード設計やプログラム設計は社外メーカーに委託し専用基板で製作されたため、社内での修理や故障対応が困難であった。そのため、不具合が発生したときは現場で対応ができず、設備停止時間が多くなる場合もあった。特に近年の保全データでは、加圧系統の不具合や制御ユニットの単体故障も目立っている。これらを解決するため、当社で制御ユニットを内製化し、リニューアルする事とした。まず、現状の問題点を洗い出し対策を施すとともに、技術スタッフや現場からヒアリングした現状の改善点や要望を参考に基本仕様を決定した。また、将来的な拡張性も視野に入れ、機能向上できるよう仕様に織り込んだ。

3 ユニット開発

3-1. 要求仕様の明確化

加圧制御ユニットをリニューアルするにあたり、現行ユニットの機能や制御ロジックを整理し、使用している上での問題点や要望を調査した。

主な機能は以下の通りである。

- ・金型の温度情報から鋳造温度条件、加圧・凝固時間を設定
- ・鋳造データの収集
- ・エアー圧力を制御して、アルミ溶湯を保持炉から金型内部へ鋳込む

次に現状かかえている問題をヒアリングした。

- ・基板で製作されたユニットのため、社内でハード・ソフトの仕様変更ができない
- ・部品の流通が無く、修理が容易でない

また、要望としては

- ・現行機と機能、大きさ、入出力など完全互換が望ましい
- ・より多くのパラメータを機種毎に設定したい
- ・加圧制御ユニットの出力信号を増やし、鋳造機の制御に利用したい

以上を踏まえて、現状の問題点を改善し機能向上を織り込んだ制御ユニットの開発に取り組んだ。基本機能は踏襲し、将

來的にバージョンアップ可能となるよう、CPUなどは能力に十分余裕があるものを選定した。さらに今後のメンテナンス性確保のため、部品の入手性についても考慮した。また、現行ユニットとの交換を容易にするため、本体寸法や入出力点数は同等とした。保全面からも、異常内容を分類し詳細表示することで、故障停止ロスの削減や復旧時間短縮できるようにした。今回の開発にあたり、新規の基板構成や鋳造現場の使用環境も考慮に入れ、ハード設計はFMEA(表1)を用いて検討した。事前に問題となり得る項目を洗い出し、対策すべき項目は仕様に織り込んだ。

3-2. 制御ロジック

開発初期の仕様書や現行ユニットの取扱説明書には、詳細なロジックについて記載は無いため、操作手順は分かってもどのように処理されるか不明な部分があった。また、手順通り操作しなかった場合は一時停止処理するのか、異常処理するのかなど、想定される手順とそれに組み合される処理を確認する必要があった。信号ON/OFFのタイミングについても、鋳造機CPUとの入出力信号やフローチャートから読み取った。加圧制御の演算式については、実機動作の確認や現場でのヒアリングから一つずつ仕様を確定していった。また、ロジックを整理し作り込みする上で、取扱説明書には記載がないが機能として必要なものは仕様に織込んだ。加圧制御のロジックは確認すべき項目が多く、各々の機能の組合せや例外の整合性を机上検証するのに時間を要したが、内製化することで仕様変更に対応できるようになった。

3-3. ハード構成

新規に設計するにあたり、ユニット内のハード構成について基板の共有化を図った。制御基板の仕様を共通とし、全ての制御機能を一枚の基板に集約させることで、イニシャルコストを抑えた。FMEAの結果も加味し、一般に流通している入手性が良い汎用部品を使用し、メンテナンス性を向上させるとともに、耐ノイズ性や鋳造の使用環境を考慮した部材を選定した。また、ノイズ対策としては、コンデンサの適宜配置による発振の抑え込みや、フィルタ回路による外来ノイズの低減対策を行った。ユニットの演算能力は、高性能マイコンを搭載することにより、処理能力を向上させ、より多くのデータを扱うことも可能とした。また、予備の入出力信号やアナログ信号を用意し、将来的な拡張性にも備えた。以上により、鋳造条件の微細化や加圧制御の最適化など柔軟に対応可能とした。



FMEA			
項目	条件	結果	備考
電源線に印加	L/+2000V	OK	EFT/B
	L/-2000V	OK	
	N/+2000V	OK	
	N/-2000V	OK	
	FG/+2000V	OK	
	FG/-2000V	OK	
限度値 2kV			
加圧信号線に印加	+1000V	OK	加圧開始以前からノイズ印加
	-1000V	OK	
	+1000V	OK	加圧開始後にノイズ印加
	-1000V	OK	
限度値 1kV			

表1 FMEA

4 ユニット評価

完成したユニットは、机上にて200項目以上の検査及び動作確認を行った。また電源試験(表2)やノイズ試験(表3)、恒温槽試験(表4)などにより、ユニット単体での一般性能を確認した。その後、鋳造機の加圧システムと同じ機器構成を持たせたデバック装置にて、加圧制御の確認を行った。ここでは擬似的な信号を与えることにより、実機に近い状態で機能の検証を行い、机上検査した内容を再確認できた。そして、2011年5月より低圧鋳造機に加圧制御ユニットを搭載し、ドライ運転での評価を開始した。以後、約2ヶ月に渡りユニットの詳細な機能を検証し、現行ユニットと同等の加圧制御機能があることを確認することができた。今後、実際に溶湯アルミを用いて試鋳造を行い、製品の品質検査を経て、ユニットを生産転用していく。

項目	条件	結果	備考
電源電圧・周波数	85V/49Hz	OK	15min
許容試験	85V/62Hz	OK	
	132V/49Hz	OK	
	132V/62Hz	OK	
瞬時停電試験	3msec停電 50Hz	OK	10sec/1回、1min
	60Hz	OK	位相は0°、180° 各々実施
	1/2サイクル停電 50Hz	OK	
	85V 60Hz	OK	
	5sec 停電 50Hz	OK	
	85V 60Hz	OK	
	5sec 停電 50Hz	OK	
	132V 60Hz	OK	
電圧低下(dips)試験	20%低下 1/2サイクル 50Hz	OK	10sec/1回、1min
	100V 60Hz	OK	位相は0°、180° 各々実施
	30%低下 1/2サイクル 50Hz	OK	
	100V 60Hz	OK	
	60%低下 5サイクル 50Hz	OK	
	100V 60Hz	OK	

表2 電源試験

項目	条件	結果	備考
高温動作試験	+55°C/1h 電源ON/OFF繰り返し	OK OK	
高温起動試験	+60°C/1h 放置後、電源ON 電源ON/OFF繰り返し	OK OK	
低温起動試験	-20°C/1h 放置後、電源ON 電源ON/OFF繰り返し	OK OK	

表3 ノイズ試験

項目	条件	結果
高温動作試験	+55°C/1h 電源ON/OFF繰り返し	OK OK
高温起動試験	+60°C/1h 放置後、電源ON 電源ON/OFF繰り返し	OK OK
低温起動試験	-20°C/1h 放置後、電源ON 電源ON/OFF繰り返し	OK OK

表4 恒温槽試験

5 今後の展開

リニューアルした加圧制御ユニットの鋳造評価完了後は、国内の低圧鋳造機で使用している現行ユニットとの入れ替えを実施し、生産転用していく予定である。今回のユニット内製化により、社内でハードとソフトの両面から仕様変更に対応し、鋳造機CPUと連動して加圧システムのカスタマイズが可能となった。今後は制御信号の追加やデータの可視化、ロギング



収集などの付加機能の要望を集約し、バージョンアップとして織り込みを検討していく。また、並行して加圧制御ユニットのマイコン制御からシーケンス制御への置き換えを検討する。ユニットを基板から汎用性の高いシーケンサへ置き換えることで、技術スタッフによる回路モニタや仕様変更も容易になり、保全性の向上も期待できる。現在、シーケンス設計中であり、2011年内を目処に評価完了するよう進めている。

6 おわりに

今回、加圧制御ユニットを内製化したことでの低圧鋳造機の加圧システム全体でバージョンアップが可能となった。さらに、制御ユニット単体のバージョンアップだけでなく、周辺の空圧機器も含めたシステム全体での最適な制御技術の開発に取り組み、今回のリニューアル機開発同様に、当社は、今後もヤマハ発動機グループに対し技術面で貢献していく所存である。

■著者



楠野 雅章

Masaaki Kusuno

ヤマハモーター
エンジニアリング株式会社
生産技術部



製品紹介

2012年モデルTMAX

The 2012 model TMAX

高畠竜実 大野隆志 田屋健 稲葉明絃 梅谷利明 長谷川恭広



図1 2012モデルTMAX

Abstract

Europe's "big scooter" category of commuter-use motorcycles of 401cc and over has continued to record an annual demand of between 40,000 and 50,000 units since 2006, and it is a category crowded with some 20 different models by the European and Japanese makers. Among this large number of competitor models, Yamaha's TMAX alone commands approximately 50% of the market share. The two main reasons for the TMAX's high level of popularity are its convenience and ease of use in everyday commuting and its sporty performance in leisure-use riding on weekend excursions. It is the TMAX's highly sophisticated balance of these two qualities that win it such a broad-based user following and brand loyalty that makes owners choose the TMAX again when it comes time to trade on a new motorcycle.

Despite the solid popularity of the brand and the broad base of customers that love their TMAX, Yamaha has made large-scale revisions in the engine and chassis in the 2012 model change in order to continue to exceed the expectations of customers. In this report we discuss the development of the 2012 model TMAX.

1 はじめに

欧州の401cc以上のコミューター(ビッグスクーター)は、2006年以降年40,000～50,000台規模の登録推移となっているが、ここには日欧ブランド合計で20機種近くのモデルが投入されている。数多くの競合溢れる中、TMAXは単独モデルでおよそ5割のシェアを占めるに至っている。市場に受け入れられている要因は、「毎日の通勤の足として便利で扱い易い」とこと「週末のファンライディングでスポーツ走行を楽しめる」という2つの側面にある。これらの要素を絶妙なバランスで融合しているからこそ、幅広いお客様を獲得し、また「TMAX

からTMAXへの乗り換え」という高いブランド評価へと繋がっている。

既にブランドとして確立され、多くのカスタマーに愛用されているTMAXシリーズであるが、市場からの更なる期待に応えるべく、エンジンおよび車体を含めた全体的な刷新を図ることとした。(図1)

2 開発の狙い

2012年モデルTMAX(以下、本モデル)は、“Try the Maximum”をキーワードに掲げて開発。TMAXが築き守り続

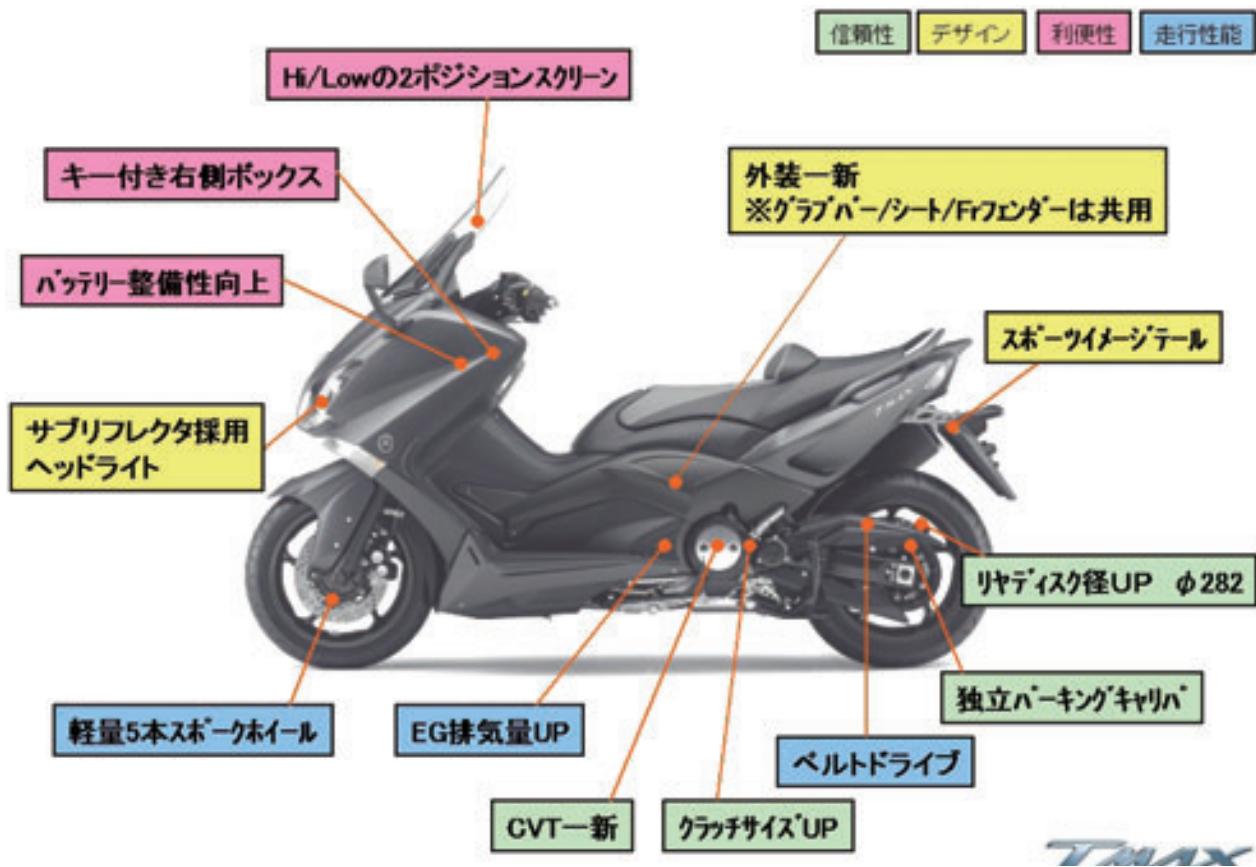


図2 フィーチャーマップ

けてきた“Multi purpose Sport commuter”という本質の限界に挑戦し、具現化したモデルである。

‘08モデル(現行車)で骨格を進化させたTMAXだが、本開発ではCVTの良さを最大限活かす為、エンジン内部の全面的な見直し、更に高次元の走りを目指すべく出力特性と変速特性の変更を中心とした開発を行った。今回の開発課題は以下の通りである。

- 1 エンジン出力特性と変速特性のマッチングによる加速感の演出
- 2 コミューターとして市街地も含めた扱い易さを重視した発進加速性能
- 3 ファイナル駆動のベルト化によるリヤバネ下重量の軽減とハンドリングの熟成
- 4 新規外観によるTMAXらしさと新しさの表現

本モデルにおいては、この個性を継承し、さらに強調させる方向でデザインを施した。進化の方向性は右図のように定め、素材感やハイテク素材感、メカニカル感、アグレッシブ感などを盛り込んだ。同時に「TMAXであること」も重視し、下記のようなVI理念をもって、「新しさ」と「TMAX-DNA」の融合を図った。



図3 デザイン方向性

3 デザインコンセプト

TMAXのデザインの特徴は初代より、《スポーツ性とスタイル性(コミューティング&ファッショニズム)》を高次元でバランスさせた点である。(図3)

3-1. TMAXのVIを継承

TMAXのVI(外観同一性)は、前後に走るブーメラン形のサイドカウル形状にある。前後の延長線上に前輪及び後輪軸が配置されていることで、独特の躍動感を醸し出しており、本モデルでは、ベルトドライブケースの形状をブーメランの後方ラインをなぞる造形とし、TMAXのシンボルであるブーメランイメージをより一層強調している。(図4)



図4 VI

3-2. TMAXのアイデンティティを表現したカラーリング

TMAXのアイデンティティである「先進的スポーツテイスト & 洗練されたエレガント」なイメージを4つのバリエーションで表現した。(図5)

先進的な複合素材の組み合わせをイメージした「ホワイト」と「マットグレー」には、チタニックな色味をホイールとブーム



図5 カラーリング

ラン(前後ホイールを視覚的につなぐフレーム状のパーツ)に採用し、スタイリングの特徴である足回りの構造的な要素を強調した。この「マットグレー」は、シートの一部にも同じ系統の色味を配しハイテク感を高めている。他の2色「ブラック」と「シルバー」は、全体にまとまり感を持たせ、洗練された大人のスポーティーエレガンスを表現した。

4 エンジン

4-1. エンジン構想

TMAXシリーズには多くのカスタマーから「More Power」というリクエストが寄せられていた。しかしながら、単純な排気量UP等はTMAXそのものの魅力バランス及びサイズを崩すことになる為、過去幾度となく思い描きながらも実現し得なかった。

しかし、今回のモデルコンセプトは“Try the Maximum”、すなわちTMAXとしての「限界」に挑戦することである。TMAXシリーズの本質である“Multi purpose Sport commuter”としてのバランスをキープしながら、如何に「リクエストに応えるか」に集中し、あらゆる角度から考察を重ねた。その結果、本モデルの最終的なエンジン構想は、キーワードを「クルマを前に押し出す」コトとし、以下の3ポイントを開発上の重点課題とした。

本モデルコンセプトである“Try the Maximum”に呼応して、

- 1 EG軸トルクアップと最大トルク発生回転の低回転化、及びフラットトルク化
- 2 極限までのロス馬力低減、及び軽量化

TMAXシリーズの本質である“Multi purpose Sport commuter”に呼応して、

- 3 最大トルク領域を常用域とするCVTセッティング

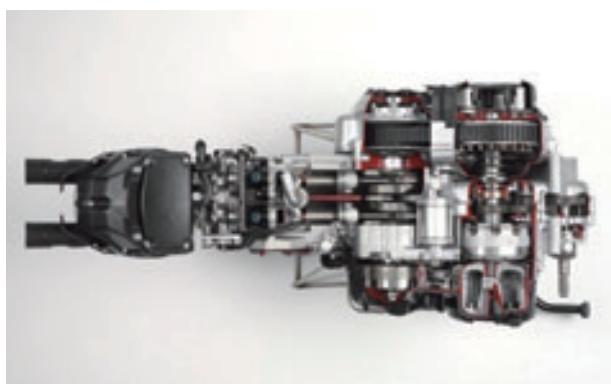


図6 エンジン



4-2. エンジン軸トルクアップ

エンジン軸トルクはクルマを前に出すために必要な基本性能である。トルクアップの手法選定においては、実験開発の中で、ボアアップを含み吸気系から燃焼室、排気系をトータルに見直しつつ、CVT搭載モデルとしてのクラランク軸上慣性マス等、考え得る全ての組み合わせの中から選定を繰り返した。その結果、エンジン回転数全域にわたり現行車を凌駕する性能を達成するに至った。(図7)

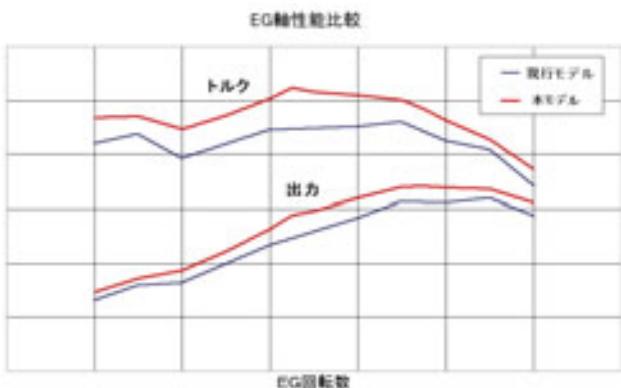


図7 性能グラフ

4-3. ロス馬力低減と軽量化

TMAXシリーズにとって、初代より受け継がれるDNAともいすべきものであり、モーターサイクルとしてTMAXのみに搭載される往復バランサーについて新設計を実施した。ボア径変更した燃焼側ピストンとバランスをあわせ低振動化に貢献すると共に、ロス馬力低減と軽量化を実施するため、バランサピストンをダイカスト製法化し薄肉軽量化を施した。バランサピストン頂部に連通孔を設置、さらにクラランクケースにも設置した連通孔によりポンピングロスを低減させることにより、エンジン軸トルクアップに貢献している。(図8)

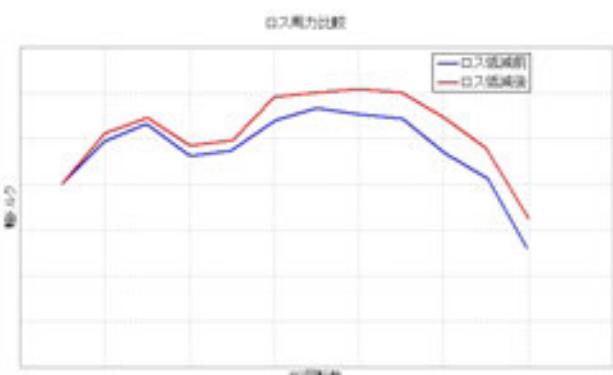


図8 ロス馬力

さらにロス馬力低減はCVTにまで及び、エンジン軸トルクを後輪にロスなく伝えるため、セカンダリシーブに設置する冷

却フィンについても流体解析を用いて徹底的に見直しロスを低減、ベルト冷却機能との両立を実現した。(図9)

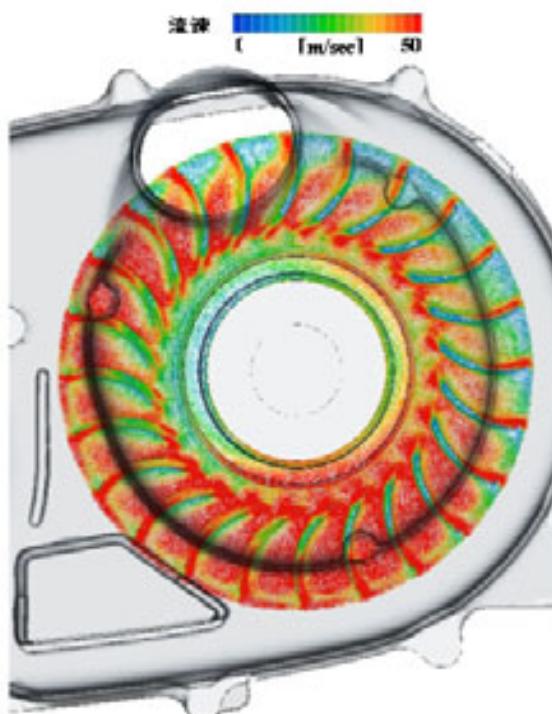


図9 CFD解析

性能アップに伴う原動機、駆動系のサイズアップの一方で、軽量化達成のためにエンジンを構成する全ての部品に関して重量目標を従来モデル以下に設定した。ヤマハMCモデル初の樹脂製インタークマニホールド採用や、バランサスリーブを鋳鉄からアルミダイカスト製法化する等軽量化に対して高いハードルに開発一丸となって挑んだ結果、吸排気を含むエンジン重量は従来モデル以下の水準を達成することが出来た。

4-4. 最大トルク領域を常用域とするCVTセッティング

前述してきた、トルクアップと徹底したロス馬力低減、軽量

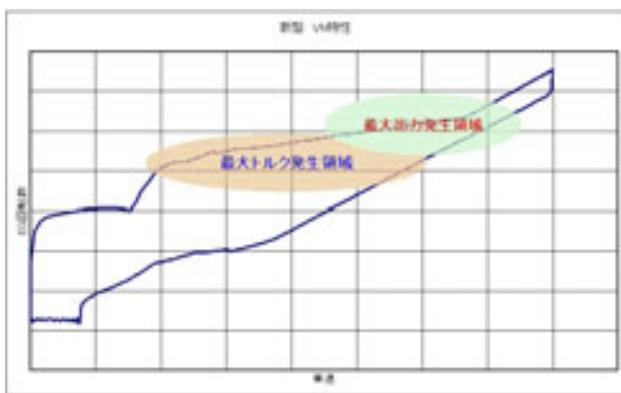


図10 VN 特性

化を達成した後、“Multi purpose Sport commuter”としての進化を実現させるべく、TMAXのキャラクターを決めているクランチ、CVT及びミッション駆動系について新設計を実施した。

トルク発生回転の低回転化及び最大化が実現できたことから、そのトルク領域を走行常用域とするべく、図10の様にCVTセッティングを施した。目標とする発進加速、追い越し加速はエンジン軸トルクの効率良い利用により達成。また最高速度領域に向けての加速はトルク点から出力点へのCVTセッティングによる谷の無い受け渡しにより実現した。特に加速中にタコメーターの針は常に上がり続ける事を意識し開発を行った。

本モデルのように、CVT変速領域に対し最大トルク点をあわせ込む事ができている大型スクーター・モデルは、世界でも数少ない。

5 車体

5-1. 車体構想

本モデルでは、TMAXの高度にバランスしたスポーツ性と利便性、質感を更に高めるため、軽量化と、外装全体のコンパクト化を軸に、操縦安定性と各部機能の熟成、魅力的な外観の実現を主眼として車体計画を行った。

車体開発における、主たる課題は以下の2点である。

①最終駆動のベルトドライブ化

②外装灯火器一新

5-2. 最終駆動のベルトドライブ化

後輪バネ下軽量化のため、最終駆動にベルトドライブを採用した。現行モデルの2段掛けチェーン内蔵アーム構造と比較し、約3.5kgの軽量化を実現した。軽量化に加え、前輪分布荷重率アップ(約1%)と、アルミダイカスト製リヤアームの剛性チューニングにより、狙ったラインをトレースしやすい走行性能と軽さと落ち着きをバランスさせた安心感あるハンドリングを達成し、併せてスポーティな外観も実現した。(図11,12)

最終駆動システムをコンパクトに収めるため、ベルトサイズは11mmピッチを採用(クルーザーは14mm)した。ベルト素材については、歯面・背面にH・NBR、心線にアラミド系繊維を採用し、ドライブベルトの信頼性確保とスロットル操作により発生する駆動力が、ライダーの意思に沿ったリニアなものになることを狙った。

また、構造が変わっても「注油が不要」「オイル汚れなし」という、コミューターにとって重要な利点は現行機種から引き継いでいる。



図11 ベルトドライブ

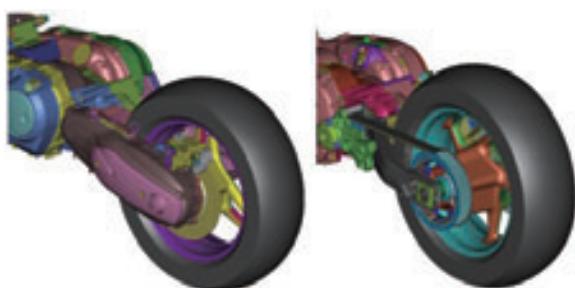


図12 現行との対比

5-3. 軽量ホイール・リヤブレーキ

タイヤとホイールサイズは前後とも現行モデルを踏襲(120/70R15M/C 56H, 160/60R15M/C 67H)した。

フロントホイールは、バネ下重量の軽量化(約0.7kg)を達成し、操縦性の熟成に寄与している。リヤホイールは最終駆動ベルト化対応のために5本スポークの新規デザインとした。

リヤブレーキについては、高いコントロール性と、耐フェード性向上を狙い、ディスクを大径化($\phi 263\text{mm} \Rightarrow \phi 282\text{mm}$)し、ピンスライド式油圧1ポットキャリパーと組み合わせた。(図13)



図13 キャリパー



5-4. 空力、プロテクション

外装をコンパクト化しながらも高い空力性能と優れたプロテクションによる快適性を両立させた。CdA値(空気抵抗係数値)は現行モデルに対し低減しながらも、ライダーへの風当たり、及び走行中の風切音が少ない快適な居住空間を実現した。

スクリーンには、ユーザーの体格や走行シチュエーション、好みに応じてHi/Low(高さ50mm差)の設定が可能な、2段付替え機構を持たせた。スクリーン下にはダクトと整流板を設け、Hi/Lowどちらの設定でも負圧によるライダーへの負担が発生しないように作りこみを行い、快適性を確保した。(図14、15)

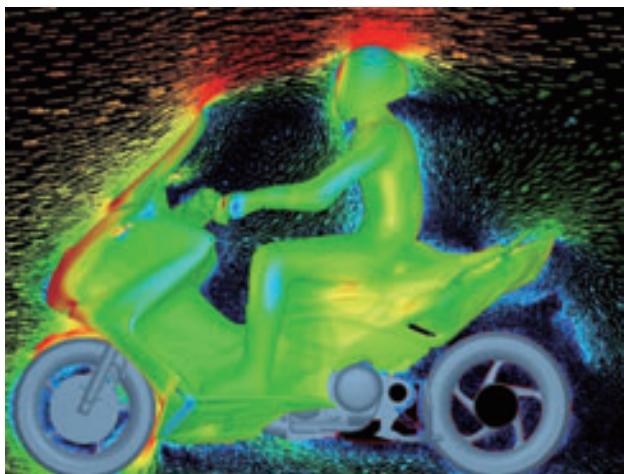


図14 圧力分布



図15 スクリーン Hi/Low

5-5. サブリフレクタ付きのプロジェクタヘッドライト

市販2輪車初となる上下サブリフレクタ付きのプロジェクタヘッドライトを採用している。これにより新規外観を実現すると共に、プロジェクタ単体でカバーできない照射部分をサブリフレクタにより補うことで、優れた配光特性を達成した。また、樹脂リフレクタを採用することで、現行モデル比での軽量化も実現している。(図16、17)



図16 ヘッドライト

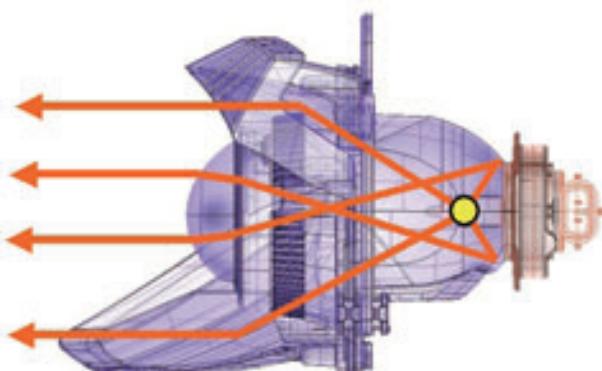


図17 ヘッドライト

5-6. メーター

メーターは異型2眼の新規デザインとした。立体導光体目盛りや燃費計、外気温計を新たに設定し、商品性の向上を図った。(図18) また、新開発の8ビットマイコンを採用し、LCD表示機能を多機能化することで、現行モデルの機能は損なわずに、マイコンの小型化とLCDドライバーの削除でコストダウンを達成している。



図18 メーター

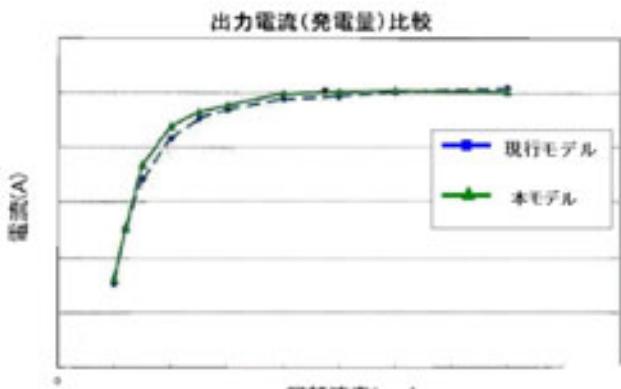


図19 発電量

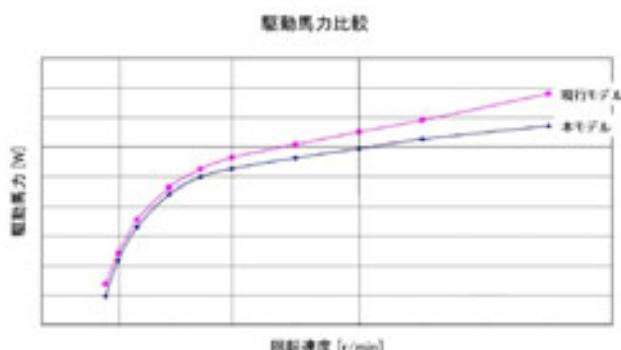


図20 駆動馬力

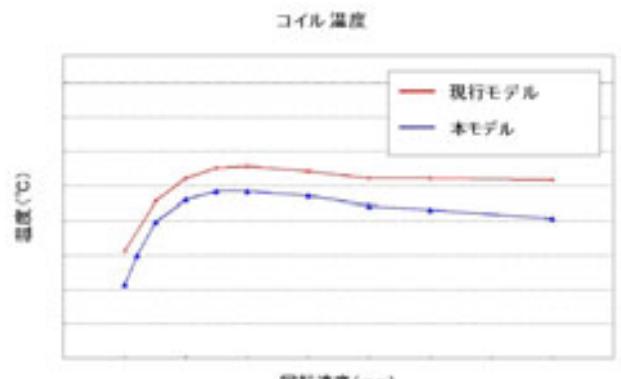


図21 コイル温度



図22 ロータ

6 電装

エンジンのロス馬力低減と車両の軽量化を狙った電装品の開発を行った。

6-1. 新作ACM (A.C.Magneto Generator)による駆動馬力低減&軽量化

6-1-1. 駆動馬力低減

「ACMの駆動馬力」を低減することは、そのままエンジンのロス馬力低減となる。これを達成するために、ACMを新作した。

駆動馬力を低減するために、ロータの極数を 12×18 極から 16×18 極へ変更し、発電効率を向上した。そのままで余剰発電量が増え、逆に駆動馬力が増加することになるため、材料スペックの見直し・ステータのコア積厚ダウン・コイル銅の使用量ダウンなどを実施し、発電量の最適化を行った(図19)。結果、駆動馬力も改善した発電機を開発することができた(図20)。

また効率向上により鉄損・銅損が減少し、発電時の発熱量も低減することができた(図21)。

6-1-2. 軽量化

軽量化を達成するために従来のACMに対して外径を小型化し、更にロータ天面肉厚を強度解析により低減した。ただし、必要な慣性マスはエンジン回転検出を行う突起形状を大きく取ることでを確保している。先のステータのコア積厚ダウン・コイル銅の使用量ダウンとあわせ重量を低減することができた(約500g)。

また、上記の駆動馬力低減と軽量化を達成しつつも、ロータの鍛造成形等によりコストダウンも達成できた。(図22)

7 おわりに

本モデル開発は好調な販売を10年間維持しているTMAXシリーズの基本コンセプトを継承しつつ、一方で如何に新しさを表現し進化させるかという難しい課題に取り組んだ。今回の開発においては参画したメンバーの拘りや情熱により、他社の追従を許さない究極のパフォーマンスアップを実現することができたと確信しており、より多く人々にこの新TMAXのテイストを体感していただくことを期待するものである。

■著者



左から

梅谷 利明

Toshiaki Umetani

MC事業本部

技術統括部

車両実験部

高畠 竜実

Tatsumi Takahata

MC事業本部

技術統括部

第2車両設計部

長谷川 恭広

Yasuhiro Hasegawa

MC事業本部

技術統括部

エンジン実験部

稻葉 明紘

Akihoro Inaba

MC事業本部

技術統括部

電子システム開発部

田屋 健

Takeshi Taya

MC事業本部

技術統括部

エンジン設計部

大野 隆志

Takashi Oono

MC事業本部

技術統括部

第2車両設計部



2012モデル スポーツATV YFZ450

2012 Model Sport ATV YFZ450

製品紹介

松浦達也 磯田敬 内門玄 太田啓二郎 杉浦利一 若泉剛



図1 2012モデルYFZ450

Abstract

The “Pure Sport ATV” model YFZ450 released by Yamaha Motor Co., Ltd. (hereafter “the Company”) in 2003 was developed around the engine of the YZ450F production motocrosser known for its outstanding running performance. This YFZ450 became popular for its exceptional performance and maintained the strong reputation of Yamaha's YFZ brand until its final model in 2009. In 2008 the YFZ450R was developed with the latest specifications as the YFZ450's successor model and also won a fine reputation in the market.

Demand for ATVs in the major US market has declined since 2007 with the economic recession. Particularly in the sport ATV category, factors including the growing expectations among customers for higher levels of performance, the rising price of models due to the exchange rate and stricter credit screening have led to an increasing tendency for potential customers to put off purchasing or wait for the discounting of older models, thus delaying the recovery of demand compared to other categories.

Due to this market background and Yamaha's traditional strength in sporty vehicles, the Company undertook the development of a new “Pure Sport ATV” model offering good cost performance and attractive sense of value for cost with the aim of re-vitalizing demand in the sport ATV category. Here we report on the development of this new 2012 model YFZ450.

(Fig. 1 shows the 2012 model sport ATV YFZ450)

1

はじめに

ヤマハ発動機(以下、当社)が2003年に発売したPure Sports ATV「YFZ450」は優れた走破性で定評のある当社市販モトクロッサー「YZ450F」のエンジンをベースに開発し、2009年の最終モデルまでその卓越した性能でYFZブランドと

して信頼を得てきた。また2008年には、各部に最新スペックを装備した、後継モデル「YFZ450R」を発売し、市場で好評を得ている。

しかし、ATVの主要市場である北米では2007年からの景気後退を受け需要の減少が続いている。特にスポーツATVは、更なる高性能化を期待するカスタマーニーズの影響と為替

の影響による価格の高騰、及びクレジット審査の厳格化などから、買い控えや旧型モデルの値下がり待ちをする傾向が強まっており、他カテゴリーに比べても、いまだ停滞が続いている。

そこで、スポーツ領域を強みとする当社は、スポーツATVの需要を再び喚起するPure Sport ATVの価値感のある新たなモデルの開発に取り組んだ。(図1に2012年ATVスポーツモデルYFZ450を示す)

2 開発の狙い

本モデルは、「高次元でスポーツ走行を楽しめるPure Sports ATV」として2003~2009年に発売されたYFZ450(以下、旧YFZ450)をベースに開発したモデルである。

ただし、パフォーマンスを突き詰めた旧YFZ450や、その後継モデルであるYFZ450Rとはキャラクターを変更し、「Welcome to the Pure Sport ATV World」をコンセプトとして、エンジンの仕様見直しや車体の軽量化により、従来のスポーツ性能を踏襲したまま「扱い易さ」を向上させることに主眼を置くこととした。また各部仕様の見直しやパーツの再構成

項目		諸元値
寸法 & 質量	全長	1840mm(72.4 in)
	全幅	1170mm(46.1 in)
	全高	1090mm(42.9 in)
	シート高	810mm(31.9 in)
	軸間距離	1280mm(50.4 in)
	最低地上高	115mm(4.5 in)
	E/G搭載地上高	255mm(10.0 in)
	装備重量	179kg(381 lb)
	トレッド前	950mm(37.4 in)
	トレッド後	900mm(35.4 in)
原動機	最小回転半径	3.5m(137.8 in)
	原動機種類	Liquid cooled,4-stroke,DOHC,5valve
	総排気量	449cm ³
	内径×行程	95.0 mm × 63.4 mm
	圧縮比	11.4:1
	最高出力	30.5kW(7500r/min)
	最大トルク	40.3Nm(6500r/min)
	始動方式	Electric starter
	潤滑方式	Dry sump
	燃料タンク容量	10L
車体	キャブレタ型式	BSR42 × 1
	点火方式	DC - CDI
	キャスター	5° 00'
	トレール	21mm
	タイヤサイズ(前)	AT21X7-10
電装	タイヤサイズ(後)	AT20X10R9
	制動装置形式(前)	Hydraulic single disc brake × 2
	制動装置形式(後)	Hydraulic single disc brake × 1
	懸架方式(前)	Double wishbone(independent)
	懸架方式(後)	Swingarm(link.suspension)
ヘッドライトバルブ種類		Krypton bulb
ヘッドライト		12V 30W/30W × 2
ストップ/テールランプ		12V. 21/5W

表1 諸元表

などにより、コストパフォーマンスを向上させている。(表1 諸元表を示す)

3 エンジン概要

本モデルのエンジン(図2)は、旧YFZ450の水冷4ストロークDOHC5バルブ単気筒エンジンをベースとして、“夢中になれるエンジン”をキーワードに、エンジンキャラクターを一新した。具体的には、Pure Sport ATV特有の“クイックレスポンスとヒット感”を維持したまま、“扱い易さ”を備えた特性である。

<旧YFZ450からの主な変更点>

- 1)カムプロフィール狭角化とバルブタイミングの最適化
- 2)TPS(Throttle Position Sensor)付 負圧式BSRキャブレタ採用
- 3)点火時期の最適化



図2 エンジン外観

カムプロフィール狭角化により、低中速トルクを向上しつつ、バルブタイミングの最適化により高速域の吸入効率を維持。極低速から中低速での滑らかなトルク特性を実現しつつ、高速域の出力特性も先代同等レベルを確保した。

また、BSRキャブレタ採用により、アクセル操作に対して素直に反応しながら唐突感を押さえたマイルドな特性を実現している。これによりスロットル操作荷重の低減、低中速トルク向上と合わせて扱い易さを向上している。さらに、BSRキャブレタには、旧YFZ450同様にTPS(Throttle Position Sensor)を装着することにより、エンジン回転数・スロットル開度に応じて最適な点火時期設定を得るため3D点火マップをもち、クイックレスポンスに寄与している。



図3 フィーチャーマップ

4 車体概要

本モデルでは、スポーツ走行に必要なシャーシ剛性を確保するため、基本骨格は旧YFZ450を踏襲した。さらに「扱い易さ」を向上させるため、以下の変更を施した。(図3にフィーチャーマップを示す)

4-1. バネ下質量軽減と前後分担荷重の見直し

フロントには軽量なバイアスタイル及び複筒オイルダンパーを採用した。バネ下質量の軽減とフロント分担荷重軽減により軽快なハンドリングを実現している。

4-2. 剛性感のあるリニアな操作性

ブレーキ及びシフトペダル、ハンドル、前後キャリーバーに旧YFZ450で使用したスチール品を採用。開発工数及び投資額を抑えるとともに、剛性感のあるリニアな操作性を実現した。

4-3. 上位モデルとの部品共用化

ホイールは、YFZ450Rと同様に内巻カール形状の軽量ホイールを採用し、バネ下質量の軽減に貢献している。またリヤハブのベアリングは、信頼性のある複列ベアリングを採用した。

5 おわりに

本モデルは、2003年の発売以降、一世を風靡したYFZ450のリバイバルモデルでありながら、前述した車両スペックの変更により、スポーツ性能と扱い易さを高次元で両立させることができた。更に、リーズナブルな価格設定や充実したアフターパーツの品揃えなどの購入環境を整備することにより、幅広いお客様に受け入れて頂けると確信している。

■著者



左から

内門 玄

Gen Uchikado

ヤマハモーター
エンジニアリング株式会社
電装制御部

杉浦 利一

Toshikazu Sugiura

MC事業本部
RV事業部
開発部

松浦 達也

Tatsuya matsuura

MC事業本部
RV事業部
開発部

若泉 剛

Gou Wakazumi

MC事業本部
RV事業部
開発部

太田 啓二郎

Keijirou Oota

MC事業本部
RV事業部
開発部

磯田 敬

Takashi Isoda

MC事業本部
RV事業部
開発部



製品紹介

2012モデルスノーモービル RSVector 2012 model snowmobile RSVector

中野 太久二



2012モデル RSVector

Abstract

Over the past ten years the demand for new snowmobiles has been shrinking worldwide. In 2011, however, the decline seems to be bottoming out thanks to a growth in demand in the Russian market and signs of recovery are finally emerging.

Yamaha's 2011 model APEX became the first snowmobile in the world to mount a Power Steering system. This feature has been integrated with other design and engineering advances to produce exceptionally well-balanced cornering performance that has won the APEX high acclaim in the market. In this report we introduce the 2012 model Power Steering equipped RSVector and the measures taken to develop on the new standard of snowmobile handling achieved by the 2011 model APEX in order to promote the spread of power steering models. The result is a snowmobile that can be ridden for long hours with minimum strain for an easier, more comfortable experience of light-handling riding enjoyment.

1 はじめに

過去10年にわたり、世界のスノーモビル(以下SMB)新車購入市場規模は、縮小傾向にあったが、2011年にロシア市場の拡大を受け総需要はようやく底を打ち、復調に転じはじめた。

当社では2011年モデル「APEX」に、世界初となるPower Steeringを搭載し、高次元にバランスしたコーナリング性能を達成、市場で高い評価を得た。本稿では、2011年モデル「APEX」で訴求した「スノーモビルのハンドリング新基準」のさらなる拡大普及を目指し、「長時間、無理をせず、気軽に、快適に走行を楽しめるSMB」を具現化した「Power Steering搭載 2012年モデル RSVector」について紹介する。

2 開発の狙い

2010年モデルの現行RSVectorは、かねてより「ベストバランスマシンである。」という高い市場評価を得ていた。特にカナダ中東部の整地されたトレールコース等でロングツーリングを楽しむお客様からは、格段に高い評価を得ている。当社では、このロングツーリングカスタマーに焦点を絞り、さらにその潜在的な要望を深掘りするべくウェブ調査、カスタマーアンタビュなどの顧客調査を実施した。その結果、顧客属性としては50歳代以降のSMB経験の豊富なカスタマーたちの間でスピードや高出力といったハイスペックよりも「もっと長い時間、楽に乗りたい。」あるいは、「長い時間乗って楽しみたい、いつまでもSMBに乗り続けたい。」といった快適性を重視する

要望が見えてきた。そこで、ターゲットユーザーを「スペックより快適性を求める50歳代以降のユーザー」に設定し、調査により明らかになった潜在的な要求機能を実現できるSMBの開発を進めることとした。

調査の結果、浮き彫りなったキーワード群からさらに絞り込みを行い、「疲れない。」というフレーズに着目し、開発の焦点を「SMBの操作荷重の低減と疲労の低減」に設定した。ここで、2011年モデル「APEX」の開発および市場導入過程で、「Power Steering」の性能を、既存のRSVectorと組み合わせることにより、背反事象に対して絶妙なチューニングによるバランスで整合させてきた機能に、大きなステップアップを起こさせる可能性を見出した。それは、もっとシャープなハンドリングを軽い操作荷重で安定して実現するということを意味しており、「Power Steering」は、走行環境変化が大きいSMBにおいて、これらのノイズに対する機能のロバスト性向上する手段でもあった。

そこで、2011年モデルAPEXに採用したPower Steeringの採用とAPEXで培ったすり合わせ技術をRSVectorの素材に投入することにより、「2012年モデル RSVector」では、単にハンドル操作荷重の軽いだけのマシンではなく、マシントータルで「快適に走行を楽しめる。」というコンセプトの達成を目指すこととした。

その仕様諸元(表1)とフィーチャーマップ(図1)は、次の通りである。

名 称	RSVector
全長(mm)	2,815
全幅(mm)	1,200
全高(mm)	1,210
種類・気筒数・配列	水冷4ストローク・並列・3気筒
総排気量(cm ³)	1,049
ボア×ストローク(mm)	82.0 X 66.2
始動方式	セルスターター
点火方式	デジタルT.O.I.
スキースタンス(mm)	1,086
トラック・長さ×幅×高さ(インチ)	121×15×1.25
懸架方式 前	ダブルウィッシュボーン(独立)
フロントショック	YHSJ O40アルミガスショック
懸架方式 後	Mono Shock II RA
センターショック	-
リアショック	KYB 伸側減衰調整機能付き O46アルミガスショック
ブレーキ形式	ベンチレーテッド油圧ディスク
リバース	標準(マニュアル式)
燃料タンク容量(リットル)	34.6
ヘッドライト	12V60W/55WX2 ハロゲン
乗車定員(名)	1

表1 仕様諸元



図1 フィーチャーマップ

3 エンジン概要

RSVectorのエンジンは、2007年に「スポーティーに走る悦びを味わいたい!」という要望に応えるため発売した「FXNytro」用エンジンをベースとしている。(図2)



図2 エンジン外観図

FXNytroは、「アグレッシブなマシンコントロールが可能で、より速く不整地を走行できる」というコンセプトのもと、エンジンの味付けは、よりピーク出力にこだわって設定されている。一方、RSVectorは、ツーリングモデルとして、スロットル操作に対するエンジン出力のリニアリティや、中速領域の高トルクなトルク特性を要求機能としている。2012年モデルではこれらRSVectorの要求機能に合わせて、FXNytro用エンジンの中低速トルクの向上を図る一方で、常用使用回転数を抑制することにより静肅性と走行燃費向上の両立を狙っている。(図3)

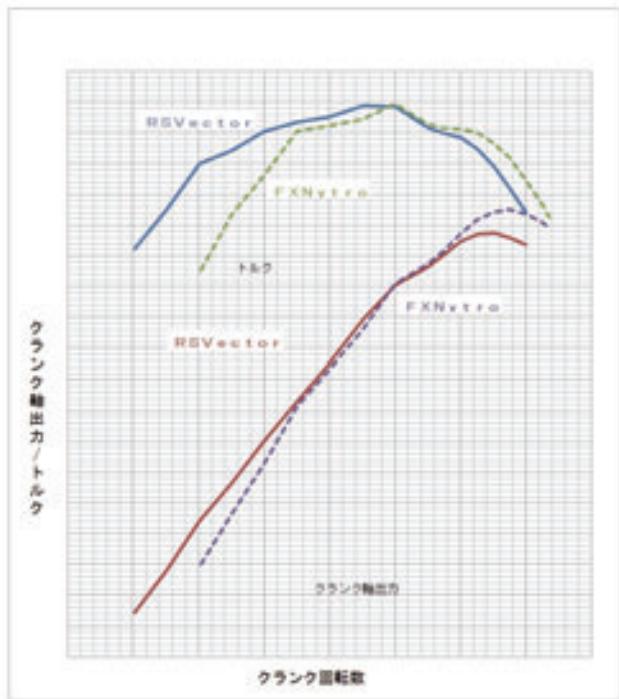


図3 エンジン性能比較

4 車体、サスペンション概要

4-1. 高性能アルミ製フレームの採用

SMBにおいてはフレーム剛性バランスの一指標として「ねじれ剛性値」が重要視される。本モデルでは、現行モデルのアルミ製フレームに、新たに「ゲートステアリング」部分をAPEX同様の高圧ダイキャスト部品で構成することで、より高い剛性バランスを実現し、構造解析と実走テストでの官能評価を経て車両全体としての最適バランスを達成した。

また、剛性バランスのみならず、2011年モデル「APEX」と同様に、「铸造素材」と「展伸素材」でユニットを構成することにより、軽量且つ最適な強度を確保した高性能なフレームに仕上がった。

4-2. 「ハンドリング新基準」のさらなる普及拡大のためのステアリング設計

本モデルでは、走行環境、雪質、走路などの変化に対して、的確に対応できる安定したステアリング操作への荷重変化と信頼性の実現を重点目標と設定した。これは、フロントの足回りをAPEXの仕様(①EPS(Electric Power Steering)^{注)1}、②トレールの新設定^{注)2}、③APEX採用スキー^{注)3})に準拠しながらRSVectorのコンセプトに則って設計の細部を見直し、シーズンを通して、走行環境の変化や多様な雪質下での走行によ

る検証を繰り返すことにより本モデルのロバスト性の高さを実現した。

※①②③の詳細については脚注として技報No.46に記載された本文を引用し別途記載する。



図4 ステアリング構成図

4-3. 快適性の向上

一般的なSMBの使用環境の内、特に外気温は+15℃~-35℃程度を想定しているが、実際の使用環境では更に低温になってしまうことがある。SMBの基本要求機能の一つとして「寒くない。」というキーワードがあげられるが、ここ数年の暖冬傾向から、この点に対する改善要望はこのところ多くなった。しかし、前述の顧客調査の中で「寒くない。」というキーワードに言及するいくつかのコメントの存在に着目した。

従来モデルでは、ハンドルグリップやサムスロットルレバーにヒーターが標準装備されており、使用環境により、ヒーターの温度設定を8段階に調整できる機能を持っていた。本モデルでは、この機能に「快適に」というキーワードを付加すべく見直しを行った。従来方式は、左側に一つのシーソー方式のスイッチを配置し、スイッチの操作手順によりハンドルグリップ、サムスロットルレバーのヒーターの切替えと、それぞれのボリュームの調整を行える機能を集約させており、その操作結果は車載のメーターに表示されるようになっていた。本モデルの開発にあたっては、SMB運転上の特徴である、ドライバーと外部との間に遮蔽物が少ない状態で寒冷地走行するという環境下での操作実態を再検討した。その結果、ドライバーの必須アイテムである防寒ウェア等の形体・機能も多岐にわたっており、それぞれのヒーターボリュームを走行中に頻繁且つ個別に調整したいというニーズへの対応が必要であることがわかった。しかし、従来の左側集約スイッチの操作方式では、メーターの表示を確認しつつ操作することが必要であり、感



覚的な調整には慣れが必要であった。

あらためてこのヒーターの調整操作について要求機能を追求した結果、ライディングへの集中を妨げない調整操作方法が必要であることがわたり、グリップウォーマ、サムウォーマのレベルの切替えスイッチを左右に再配置し2系統化することとした。(図5)これにより、ドライバーが走行中に、それぞれのヒーターのレベルを感覚的に要求レベルに調整できるため、よりライディングに集中しつつ、快適な操作環境の実現につ

ながるという成果を得た。

また、ドライバーが、低温下で走行風に対応することは、疲労の要因となっており、ウインドシールドを含めたSMBの外観意匠と防風性能の両立が必要とされている。本モデルではモノ作りの前に、流動解析(図6)を用い、デザイナーを交えてウインドシールドの意匠、形状、防風性能のバランスを図り、機能とデザインの融合を図ることにより走行時の風による疲労の軽減効果を実現している。



図5 ハンドルスイッチ外観

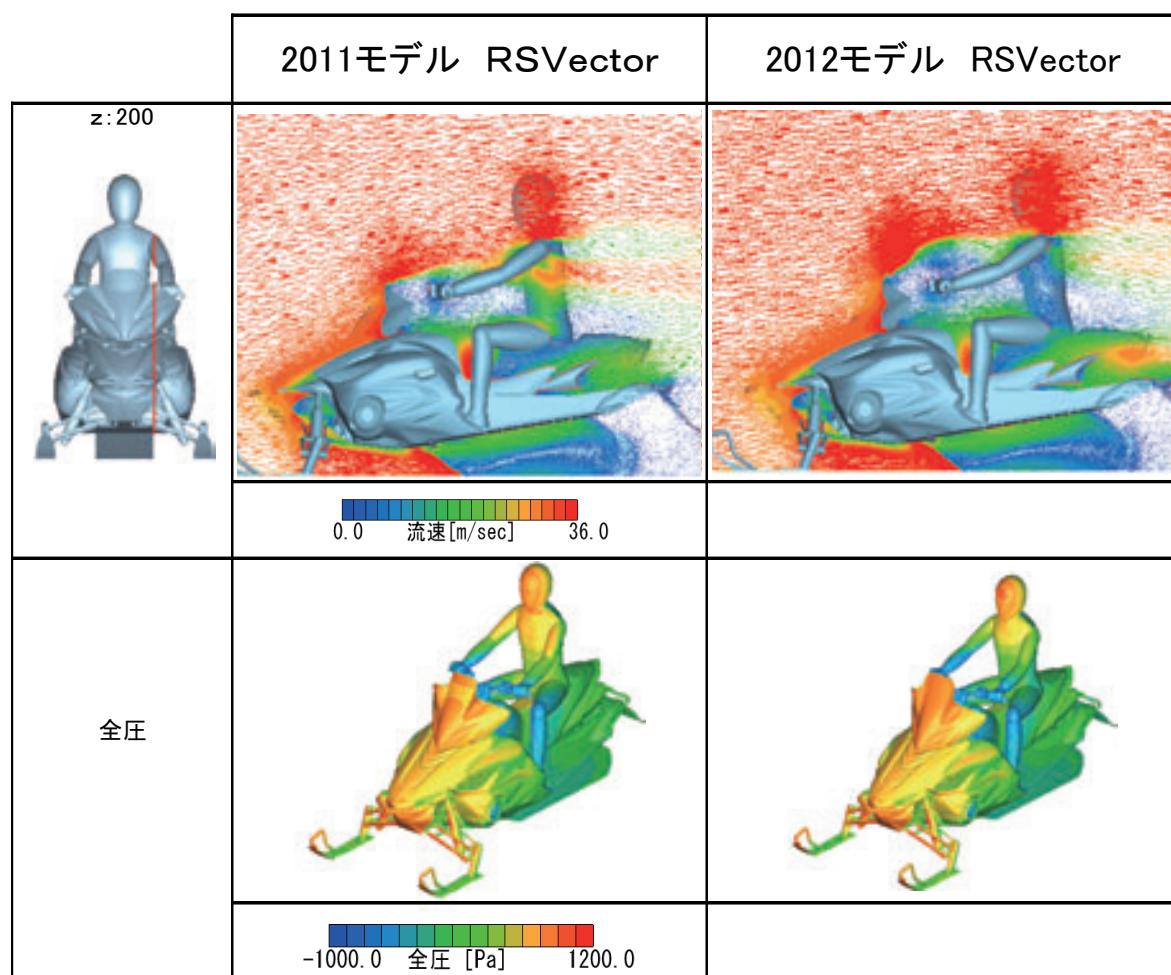


図6 流動解析比較図

そのプロセスを以下に述べる。

まず、従来のウインドシールド形状の流動解析を実施し、実車の走行検証結果とのつきあわせを行い、流動解析結果と実体の結果の相関関係を明確にした。また、実体で簡易的にウインドシールドの高さをアップした試作仕様を作成し、実際に検証したうえで、流動解析上の変化量と実体の効果量も掴んでおいた。その結果を踏まえ、実体での改善目標を数値化し、さらにデザイナーを交えて単純に高さをアップした試作仕様から、同等の効果を維持しながら意匠価値を高める形状の作り込みを実施した。

図6の上図、中央から200mm左側の流速図において、ドライバーの腕下からわき腹にかけての流速が大きく減速していることがわかる。また、下図の全面圧力分布からは胸元付近の圧力が減少しているのが見て取れる。ここで数値上の変化は大きなものではないが、低温走行時の風による体温低下低減、風圧に耐えるための腕に掛かる荷重低減は、SMBを長く楽しく乗り続けるための必須要件である。

これらの機能は、ツーリングを終えた後の疲労感の低減に、密かではあるが明らかに影響を与えているものであり、2012モデルRSVectorで想定した要求機能に合致していると考えている。

5 終わりに

本モデルは、RSVectorの正常進化形として、「Easy & Comfortable Riding SMB」をコンセプトにPower Steeringの採用と高度なすり合わせ技術を駆使して開発した。実際にプレスやコアカスター対象の試乗会でも高い評価をいただいている、「APEX」で提唱した「スノーモビルのハンドリング新基準」を、手軽に長く楽しんでいただけるモデルに仕上がっているものと確信する。

6 参考文献

[1]ヤマハ発動機 技報 No.46 「2011モデルスノーモビル APEX」

窪田隆彦 高橋優輔 高田一成 鈴木豪仁 村嶌篤 中野太久二
鈴木明敏 岡田弘之 中村明彦 竹田達也

注)1… ①EPS(Electric Power Steering)

車速、エンジン回転数、ステアリング操作の入力を検知し、最適アシスト比率を演算し、モーターでアシストを行う。これにより、操舵力の低減や車両の軽量感を向上させている。またユニット(図7)は車両中央に配置してマス集中設計を図った。



図7 EPS 外観写真

注)2… ②トレールの新設定

スキーとピニオン軸に最適量のトレール(図8,9)を設けることによりコーナリング中(ハンドル操舵中)、外スキーを外側にオフセットさせる効果を生み出し、コーナリング限界を高めている。実は、トレール値を増やすとスキー後部の雪面からの側面反力(抵抗)が増えるため安定感は増すものの、旋回時のステアリング操作は重くなり、安定性とステアリングの操作荷重は二律背反要素として技術上のハーケルとなっていた。APEXで設定したトレール量で良しとせず、RSVectorとしての最適値を求めた。本モデルでは、EPSによるサポート力とこのトレール量のバランスを最適化することで、進化したハンドリング特性を引き出している。

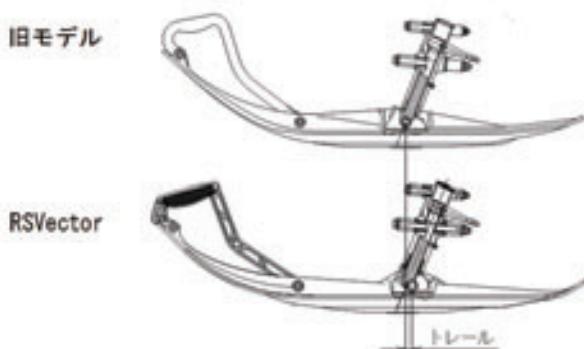


図8 フロントサスペンション比較図

注)3… ③APEXスキー

本モデルでは、APEXで開発したスキーを採用することで、

コーナリング時の安定感のあるハンドリングと高速域での直進安定性を高次元で両立した。図9、図10

安定感のあるハンドリングを生み出す上でポイントとなつたのは、キール(図10-1)に装着されているランナー(図10-2)を、直線を組み合わせて曲率を大きくつけた形状としたことである。これにより、ステアリングを切ったとき、エッジとして機能するランナーの役割をさらにアップさせ、狙いのラインを取りやすく、シャープな旋回性を引き出している。また、スキー先端部(図10-3)をフラット形状としたことで、わだちやギャップなどの雪面形状変化から加わる外力の影響を受けにくく安定したハンドリングを実現した。

また、高速域での優れた直進安定性は、スキー下面後部のストレート部(図10-2)の距離を最適化することで実現した。

■著者



中野 太久二

Takuji Nakano

MC事業本部

RV事業部

開発部



図9 スキー外観

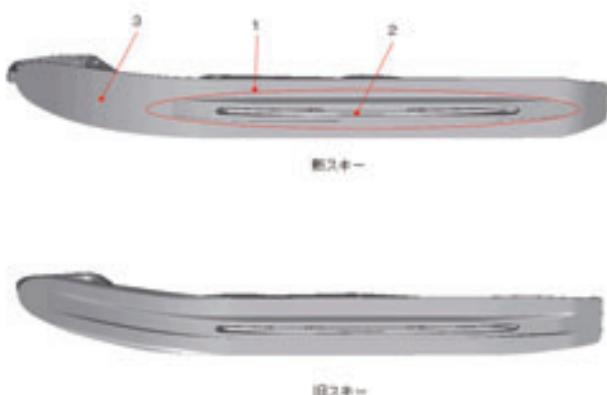


図10 スキー下面比較図

製品紹介

2011年モデルゴルフカー G30A(電磁ガソリンモデル)

2011 model Golf Car G30A

(gasoline engine, electromagnetic guidance system model)

吉井 芳徳 三木 将行 山田 好武

Abstract

The G17A TURFLINER golf car model (gasoline engine, electromagnetic guidance system model) released by Yamaha Motor Co., Ltd. in 1996 received good response from the market for its effectiveness in reducing dependency on caddy labor at golf courses and enabling self-service type golfing. Since then, Yamaha Motor has expanded its model lineup with the G17E (72V electric motor, electromagnetic guidance system model) and the G15AP (gasoline engine, automatic parking model) to answer a wider range of user needs.

The G30A released in 2004 as a full model update of the G17A expanded Yamaha Motor's market share thanks to its three design concepts of providing "a comfortable mobility space," "running performance that gives a sense of assurance" and "outstanding reliability as a transporter."

In this report we introduce the further improvements made in these three design areas for the 2011 model G30A.

1 はじめに

1996年に発売したG17A(ガソリン電磁モデル)

TURFLINERは、ゴルフ場のキャディ業務負担軽減やセルフ化の動向に対応し、市場で好評をもって迎え入れられ、以降G17E(72Vエレキ 電磁モデル)、G15AP(ガソリンオートパーキングモデル)とモデルラインを拡充することにより、市場ニーズに細かく応えてきた。

フルモデルチェンジで2004年末に発売したG30Aは「快適な移動空間」、「安心感のある走行特性」、「優れた運行信頼性」という3つの基本コンセプトが受け入れられ、さらなる市場シェアを獲得した。

本稿では、さらに上記3つのコンセプトについて改良を実施した2011年モデルのG30A(以下本モデル)について紹介する。

2 G30Aの基本コンセプト

G30Aのコンセプトを体現する具体的仕様は以下の通りである。

「安定感ある走行性能」について

4輪ディスクブレーキの採用による滑らかな制動の確保、さらに傾斜センサの採用と制御アルゴリズムの改良により坂道等での快適な操作性を実現した。

「快適な移動空間」について

新規車体設計による居住性向上により乗降負荷を軽減し、

2分割ウインドシールドの採用による視認性の向上と、大型リアバスケットの採用により豊富な収納スペースを確保した。

「優れた運行信頼性」について

ゴルフバッグの搭載角度及び高さを改善し、大型サービスリッド、ワンタッチ脱着フロントカウルの採用等により整備性の向上を図った。

電磁誘導式・エンジンカー	
機種名	ヤマハG30A
全長	mm 折畳時:3,690/開:3,240
全幅	mm 1,240
全高	mm 1,860
ホイールベース	mm 2,140
トレッド 前/後	mm 965/975
最低地上高	mm 100
乾燥重量	kg 435
燃料タンク容量	L 19
乗車定員	人 5
原動機種類	4サイクル単気筒OHV
排気量	cc 357
エンジン出力	kW 7.3kW(10PS)/3400rpm
エンジン最大トルク	N·m 22N·m(2.2kgf·m)/2600rpm
登坂性能	20度登坂
誘導時走行速度	km/h 通常 8km/h 高速10km/h 減速 6km/h 徒歩 3km/h
手動時走行速度	km/h 0~19
ブレーキ方式	油圧式四輪ディスク
パーキングブレーキ方式	電磁ブレーキ オートロック
タイヤサイズ	190/50-12 4PR
操舵方式	前:ワイヤッシュポーン式 後:リンク式
ステアリング	ラック・ピニオン式
最小回転半径	m 3.5
最小誘導線半径	m 3.5

表1 G30A仕様諸元

本モデルでは発売以来のこの基本コンセプトをそのままに、CS調査等で重要度の高い項目について改良を実施した。

本モデルの仕様諸元を表1にフィーチャーマップを図1に示す。

位置、アンブレラケースの個数・位置を変更した。また、バッグサポート角度等の変更により全長が延長したため、車庫への収納性を考慮し折り畳みバッグサポートを採用した。(図2、図3)

展開・収納機構については油圧ダンパーを採用し、展開時に自動で固定され、収納時には軽い力で折り畳むことができる。

3 商品概要(本モデルでの改良点)

本モデルでの改良点は以下の通りである。(図1)

3-1. 折り畳みバッグサポート

近年大型化するキャディバッグの積み下ろし作業の軽減やキャディのサービス効率(パターの出し入れ等)を向上するために、バッグサポート角度を変更するとともにパッターケースの

3-2. 物入れスペースの確保

キャディの雨具や小物を入れるために、フロントシート下周りのレイアウトを変更し、インターミディエートボディを新作することにより収納スペースを確保した。(図4)



図1 G30A フィーチャーマップ



図2 バックサポート概要



図3 開閉状態



図4 収納例

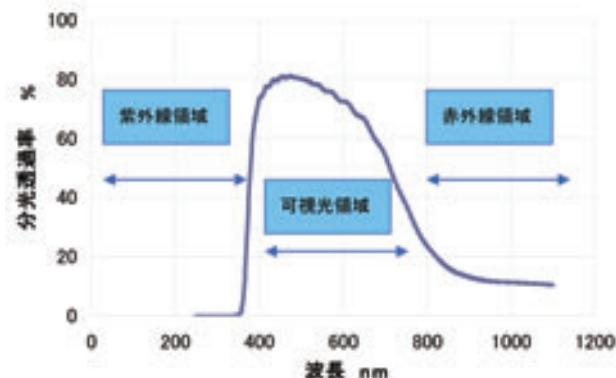
3-3. 紫外線・赤外線カットウインドシールドの採用(2010年モデルより)

従来よりCS調査ではウインドシールドの視認性及び耐久性の更なる向上を強く求められていた。2010年モデルから2分割ウインドシールドに、ポリカーボネートの素板に非常に硬いシリコンハードコートを施すと共に、紫外線カット機能を追加した。

また、日照時のダッシュボード廻りやハンドル、シートの温度上昇を低減するために、赤外線カット機能をゴルフカーで初めて採用した。外観はやや青みがかったグリーンのシリコンハードコート処理を採用することにより、高級感をかもし出している。

本ウインドシールドの各波長に対する透過率を示した分光特性を図5に示す。

380nm以下の紫外線領域及び780nm以上の赤外線領域で透過率が減少していることが分かる。



赤外線遮蔽ハードコートの分光透過率特性(UV,IRともにカットしています)

図5 分光特性

項目	性能
全光線透過率	70%以上
赤外線カット率(1000nm超領域)	80%以上
紫外線カット率(300nm以下領域)	99%以上
耐候性(キセノンアーク180W)	1500時間
鉛筆硬度	F以上
撥水性(接触角)	80度

表2 ウィンドシールド性能一覧

また、本ウインドシールドの光学特性、ハードコートの耐候性、基本性能をまとめたものを表2に示す。

3-4. 3分割リアボディの採用

メンテナンス性とプレーヤーのスパイク傷に対する耐性を向上するために、リアボディを3分割するとともに、中央部を着色樹脂に変更した。

中央部と両サイドのカウルは樹脂リベットで一体化され、フロントカウルと同様に容易に着脱可能な構造とした。

本モデルは、従来モデルの優れた基本コンセプトを元に、

4 おわりに

多様化する顧客のニーズに対応するフィーチャーを織り込んで開発を進めてきた。

ゴルフカーの買い替えサイクルは7年～10年であるが、本モデルは、そのような長期間の使用でもお客様に満足頂ける仕上がりになっているものと確信する。

■著者



左から

吉井 芳徳

Yoshinori Yoshii

ヤマハモーター
パワープロダクツ株式会社

GC事業推進部

山田 好武

Yoshitake Yamada

ヤマハモーター
パワープロダクツ株式会社

GC事業推進部

三木 将行

Masayuki Miki

ヤマハモーター
パワープロダクツ株式会社

EL開発部



最軽量4ストローク中型船外機F70Aの開発

Developing the lightest 4-stroke outboard motor, F70A

製品紹介

寒川 雅史

Abstract

The introduction of emissions regulations in the USA from 1995 resulted in a period of major changes in the engines of outboard motors. Those changes began with a shift from the carburetor type 2-stroke gasoline engines with their compactness, lightness and simple structure to intake duct fuel-injected 2-stroke gasoline engines and later to direct [combustion chamber] fuel-injected 2-stroke engines. Then came the shift from 2-strokes to today's mainstream 4-stroke carbureted gasoline engines. Now the shift continues as 4-stroke carbureted gasoline engines are being replaced by intake [duct] fuel-injected 4-stroke gasoline engines.

These changes have brought major improvements in the areas of cleaner emissions and better fuel economy, but they have also increased the weight and cost of outboard engines and made it very difficult to avoid sacrificing the benefits of light weight and simple structure that were the original advantage and appeal of outboard motors. Today, Yamaha Motor Co., Ltd. is involved in ongoing efforts to develop a second generation of 4-stroke outboard motors that revive those original advantages of the outboard.

In this report we discuss the development of the mid-sized model F70A that follows the large-displacement V-Max SHO series as the lightest model in its class.

1 はじめに

1995年以降、USAの環境排気ガス規制導入により船外機のエンジン形式は大きな変革期を迎えた。従来の小型軽量・シンプル構造の2ストロークキャブレターガソリンエンジン方式から、2ストローク吸気管燃料噴射ガソリン方式、さらに2ストローク筒内直接燃料噴射ガソリン方式へと変わり、そして現在の主流は4ストロークキャブレターガソリン方式を経て、4ストローク吸気管燃料噴射ガソリン方式へと変遷してきている。

この変遷にともない、排気ガスの清浄化と燃費が大幅に改善されたが、反面、重量・コスト増加により本来の軽量・シンプルな船外機の長所を生かしきれなくなっていた。ヤマハ発動機株式会社(以降、当社)では、第2世代の4ストローク船外機として、この船外機本来の長所をとりもどすべく商品開発を進めている。

本稿では、大型V-MaxSHOシリーズに続いて70馬力クラスの中型船外機における最軽量モデルとして投入したF70A(以降、本モデル)について紹介する。



図1 外観

2 開発の経緯と商品のねらい

前述したUSAの環境排気ガス規制で2ストロークキャブレターモデルが完全に販売できない状況になるために、当社従来モデルである2ストローク船外機70Aに代替可能な4ストローク燃料噴射70馬力船外機の開発を目標とした。

商品の狙いは、海で使う船外機であるが故に要求される高い信頼性を基本として、第一に最軽量、第二に燃費の良い小排気量での加速性の良さを狙った。また、デザインについては当社第2世代4ストローク船外機外観デザインを踏襲した。

馬力別に船外機重量を図2に示す。本モデルは、従来の2ストロークモデルと同等の軽量化を実現した4ストロークモデルであることがわかる。

また、船外機における軽量化は滑走艇のプレーニング加速時間を短くして、早く最高速度に到達できるため、特に重要な要素である。図3にて船外機重量1kgあたりの馬力(パワーウエイトレシオ)を表す。特に従来の70馬力クラス中型船外機は、上位機種のデチューンによる重い4ストローク船外機であった。本モデルでは、この軽量化の課題に対し低馬力モデルからのチューンナップを基本とすることにより、2ストローク並みのパワーウエイトレシオを達成している。

3

概要・諸元および性能

3-1. 製品概要

本モデルではクラス最軽量を狙うべく当社の現行60馬力モデルであるF60Dの1リッターパワー・ヘッド(SOHC8バルブ)を16バルブ化することにより、吸気流量を拡大し最大出力を向上させることとした。(1気筒当たり2バルブから4バルブへの変更)

同時に、ギヤ比を拡大し、最大回転数を従来の6000rpmから6300rpmに上げることで、軽量且つ低燃費、小排気量でありながら高い加速性能を狙った。

また、使い易さを継承するため、可変トロール回転制御・イモビライザ(欧州標準)・YDIS自己診断システム・各種警告システムに加え新たに当社のコマンドリンク計器にも対応させた。

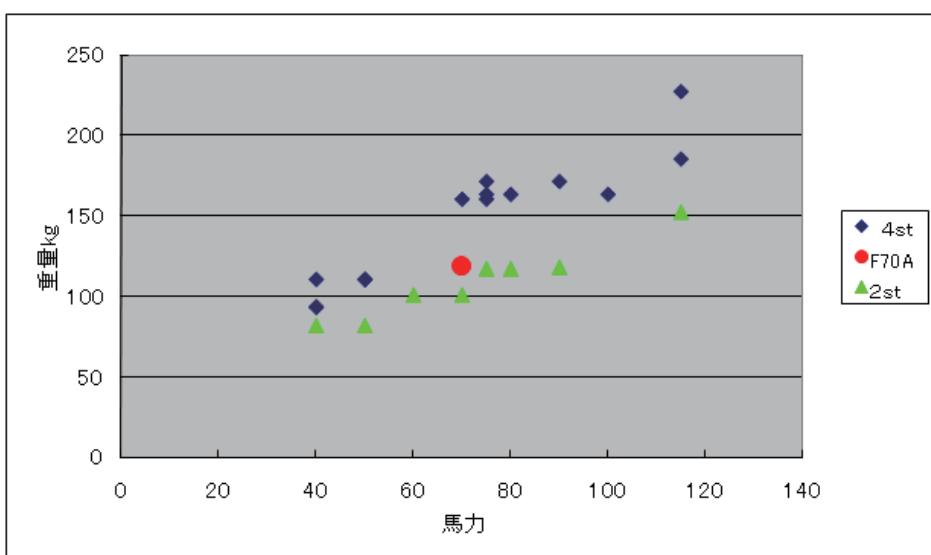


図2 船外機重量と馬力

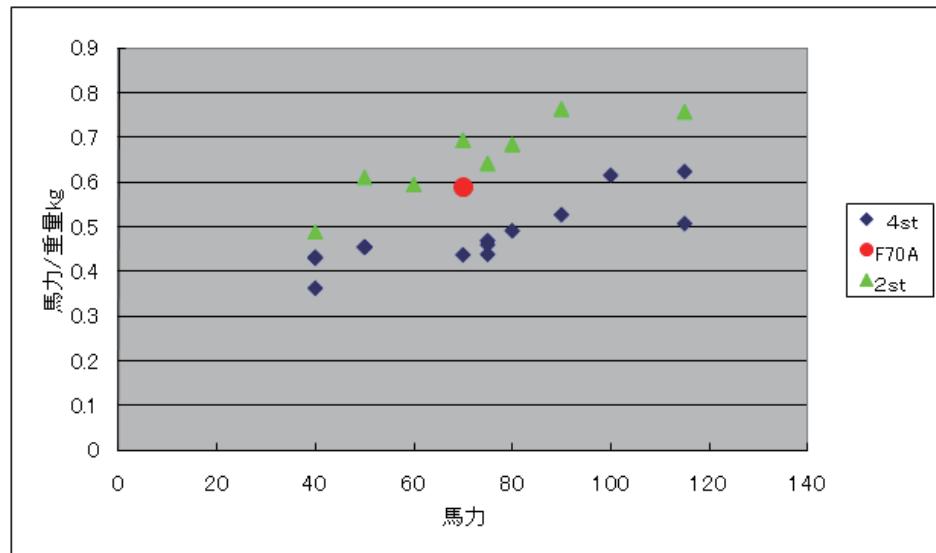


図3 重量当たり馬力

図4に製品概要を表す。

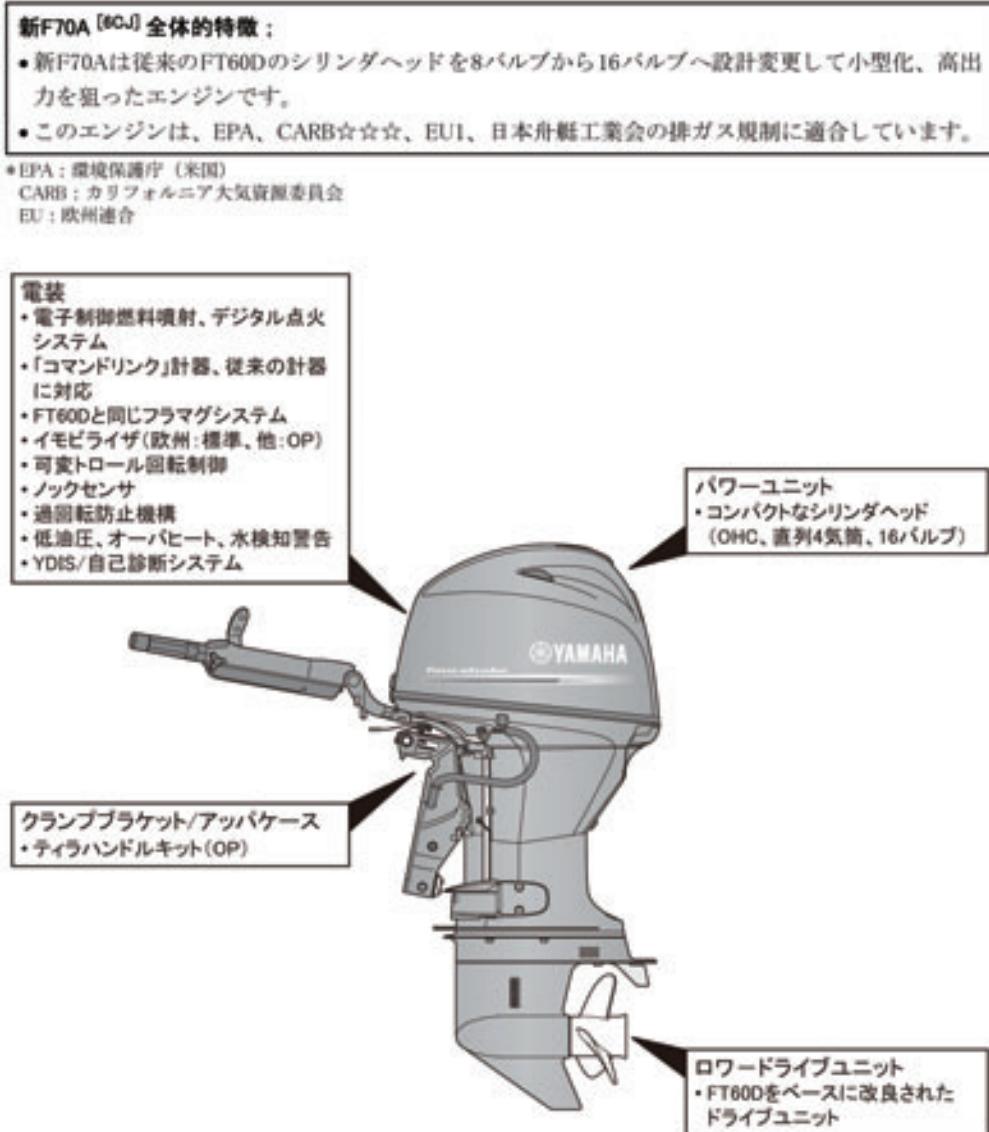


図4 製品概要

3-2. 仕様諸元

仕様諸元を表1に表す。

3-3. 性能

動力性能では、中型クラスの4ストローク中型船外機の実質的な性能はリッター当り60馬力止まりであった。本モデルでは、リッター当り70馬力と最高値を達成しており、加速トルクの高い2ストロークモデルと同等の出力性能を実現した。(図5)

重量では、このクラスの2ストロークモデル並みの119kg(L)を実現し、軽量艇にも搭載できるレベルとなった。

(前述、図2)

軽量化を達成できたことで、加速性能・スピード性能とも

従来の2ストロークモデルである70A同等以上の性能を示し、軽量艇では2ストロークモデル90Aにも代替できる性能となつた。図6、図7は、当社のグループ会社であるヤマハモーターアメリカでWEB掲載している各種ボートでのパフォーマンスデータをまとめたものである。図6に加速性能、図7にスピードを示す。

これにより、既存の4ストロークモデルであるF75は重量艇への適合とし、軽量艇へは本モデルの適合が可能となることから、F75・F70シリーズにより幅広い艇体に適合できるようになった。

項目	モデル
	F70AET
認定型式	6CJ
初号機	1000001
サイズ・重量	
全長	698mm
全幅	386mm
全高	L: 1476mm X: 1590mm
トランサム高	L: 534mm X: 648mm
乾燥重量 (代表的なALプロペラ付き)	L: 119kg X: 121kg
エンジンユニット	
エンジン種別	4-サイクル, 4気筒, OHC, 16バルブ
連続最大出力	51.5kW (70ps) @5800rpm
総排気量	996cm ³
ボア×ストローク	65×75mm
最大燃料消費量	
WOTレンジ	5300～6300rpm
アイドル回転数	750rpm
圧縮比	9.40
操作方式	リモコン
始動方式	電動
始動濃縮方式	プライムスタート (電子制御燃料噴射)
冷却方式	水冷
排気方式	プロペラボス
潤滑方式	ウエットサンプ
燃料・オイル	
燃料種別	無鉛レギュラガソリン
エンジンオイル種別	4-サイクル モータオイル
エンジンオイル等級 (API/SAE双方の要件を満たすこと)	API: SE, SF, SG, SH, SJ, SL SAE: 5W-30, 10W-30, 10W-40 (*1)
エンジンオイル容量	1.9L 2.1L (オイルフィルタ含む)
ギヤオイル種別	ハイポイドギヤオイル
ギヤオイル等級 (API/SAE双方の要件を満たすこと)	API: GL-4 SAE: #90
ギヤオイル容量	670ml
ブラケット・ドライビュニット	
トリム角度 (12度ポートトランサム時)	-4～15度
チルトアップ保持角度	60度
浅瀬航走角度	可変 (*2)
舵角度	40 + 40度
ギヤシフト位置	F - N - R
減速比	2.33
減速ギヤ種別	スパイラルベベルギヤ
クラッチ種別	ドッグクラッチ
プロペラ装着方式	スプライン

表1 仕様諸元

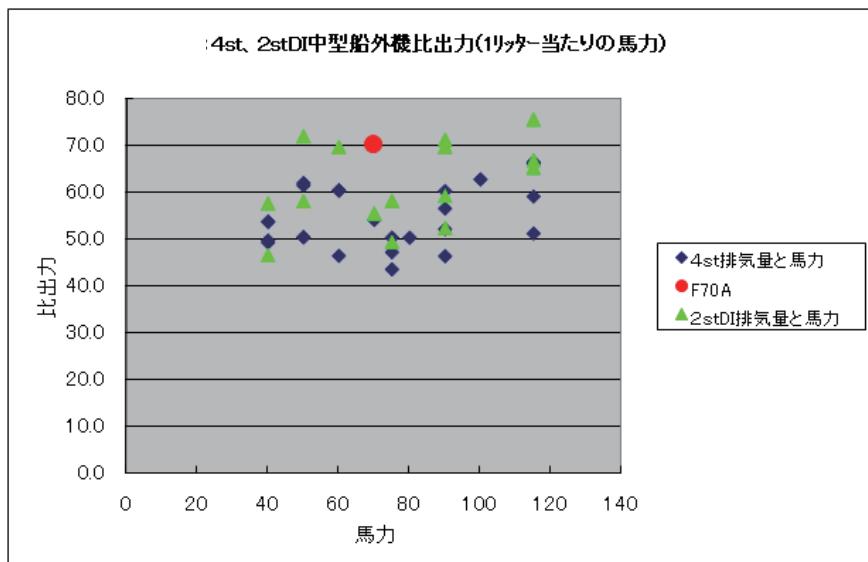


図 5 性能 (比出力)

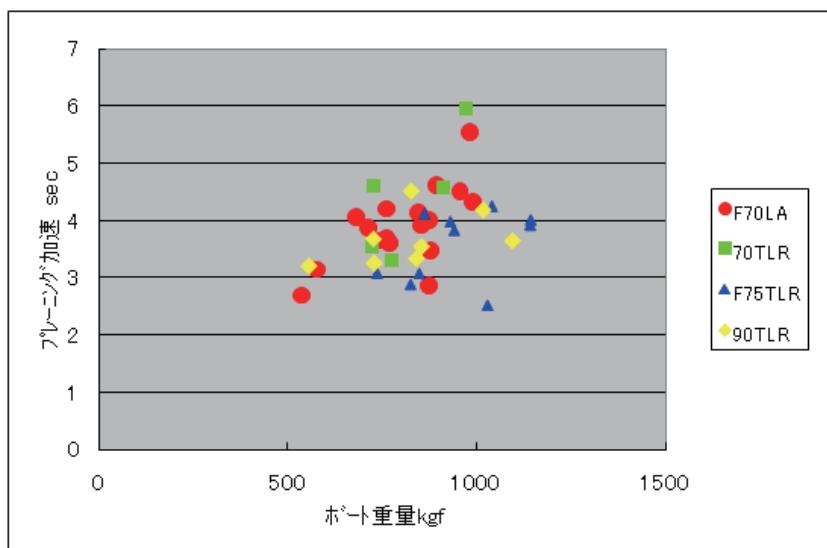


図 6 ボートテスト重量とプレーニング加速

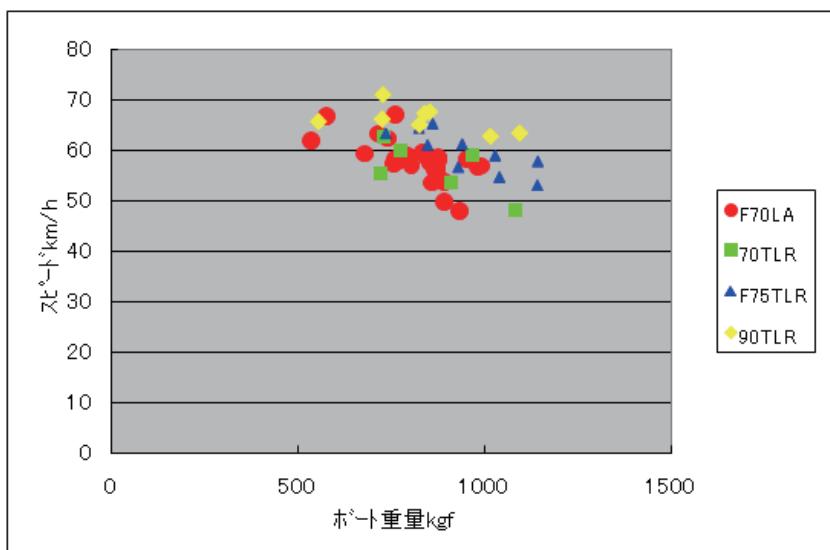


図 7 ボートテスト重量とスピード

4 構造特徴

4-1. パワー・ヘッド…SOHC 4バルブ

バルブ形式はSOHC(シングルオーバーヘッドカムシャフト)で1気筒あたり4バルブを採用し、燃焼室は、ペントルーフ形式で、中央に点火プラグを配置している。

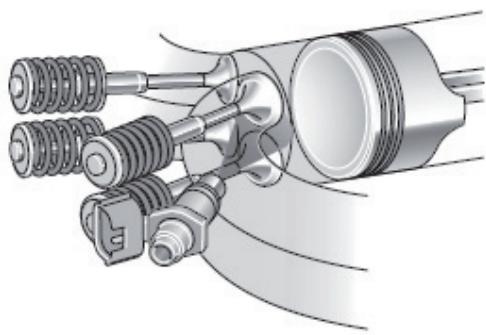


図8 バルブ形式

また、吸気管はシングルスロットル、レゾネーター装備の樹脂インテークマニホールドで、ヘッドシリンダー近傍の吸気ポートに燃料噴射インジェクターを配置している。

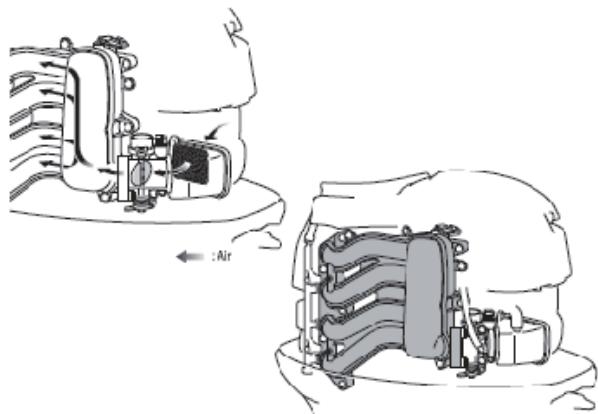


図9 吸気管

1. バルブ配列

- OHC、気筒あたり4バルブ
- 吸気バルブ用に一体型のロッカーアーム
- 排気バルブ用に2本のロッカーアーム

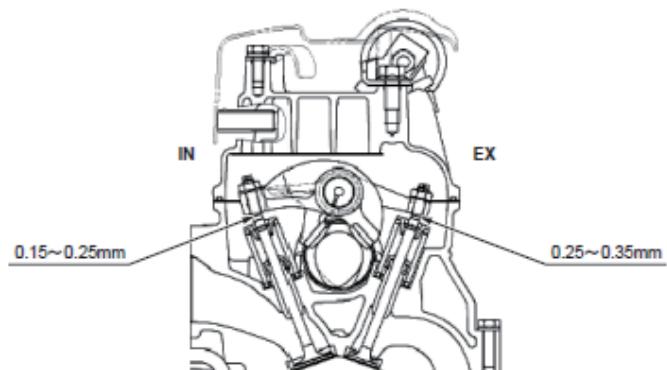
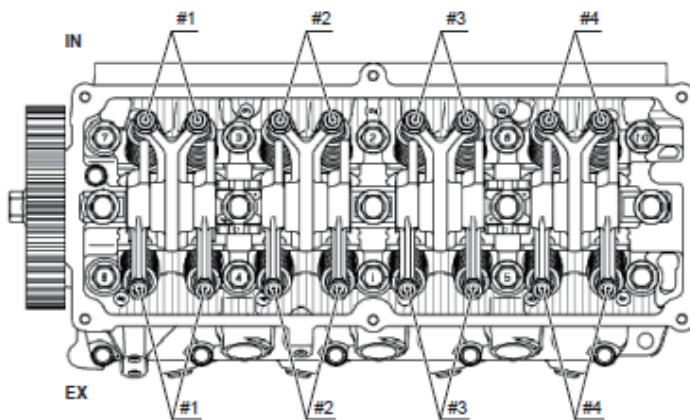


図10 シリンダーヘッドとバルブ配列

2. 電子制御システム

電子制御システムは、センサ、スイッチ、ECMから構成され、様々な運転状況下において最適な空燃比と点火時期を制御します。
「コマンドリンク」計器を選択した場合、船外機の盗難を抑止するためにイモビライザを取り付けることが出来ます。

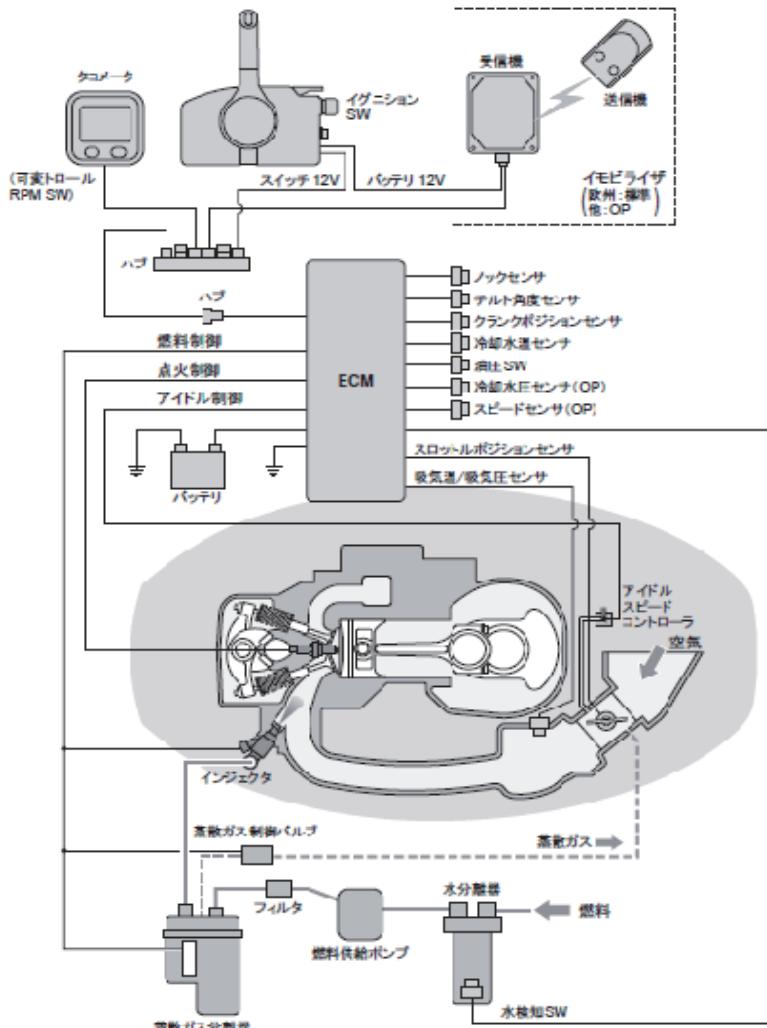


図 11 電子制御システム

4-2. 電子制御システム、カウリング・ドライブ

燃料噴射システム・電装システムは、当社で信頼性を築いてきたシステムを採用しており、最新のイモビライザー(欧州標準)を装備し、コマンドリンク計器にも対応可能とした。更に、可変トロール回転数制御やYDIS自己診断システムも従来モデルと同様に採用し、使い易さを追求している。

また、ロワーユニットは、ギヤ比2.33と減速比を大きくすることにより、プロペラ軸トルクを確保した。このことにより90馬力クラス相当のプロペラが使用可能となり、推進効率の向上により加速性能の確保と低燃費の実現に貢献している。(図

12)

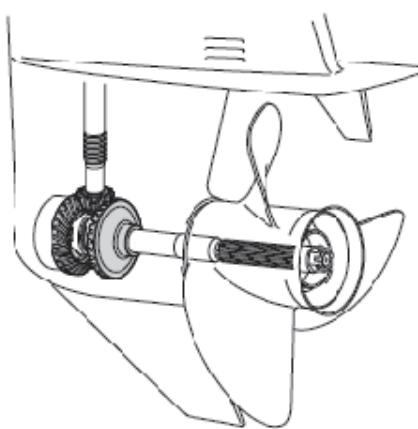


図 12 ロワーユニット

さらに、船外機内部への防水性を配慮して、トップカウリング内側のエアーダクト形状を工夫することで大量に入る海水をトップカウリング横の水抜き穴から排水させ、船外機内部への海水侵入を最小限にとどめている。(図13)

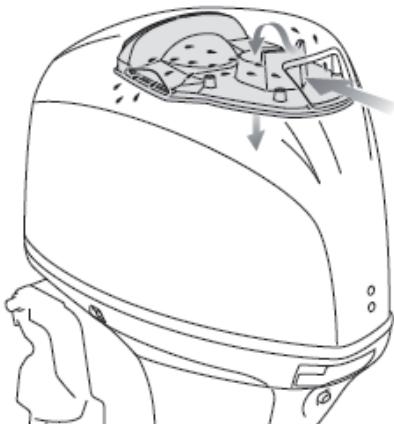


図13 カウリング

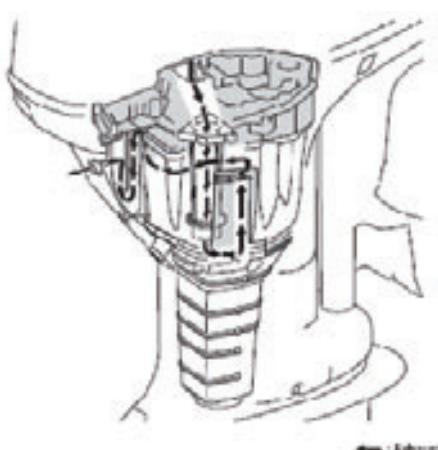


図14 排気

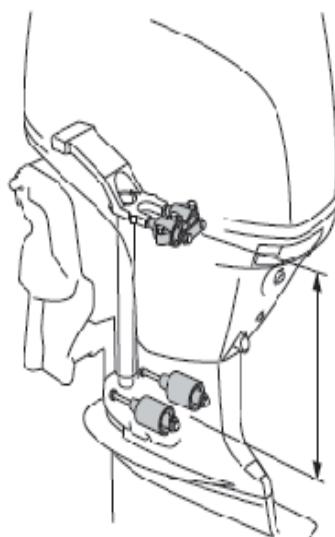


図15 エンジンマウント

静肃性においては、4ストロークエンジン形式の採用に加えて、排気通路内部構造の迷路化により達成している。(図14)

さらに、防振機構は、船体に装着するブラケットの上下に防振ゴムマウントを配置させ、そのゴムマウント容量を拡大することで、防振性能を確保している。(図15)

5 おわりに

従来、このクラスの4ストローク中型船外機は、上位機種である90馬力からのデチューン手法により商品化されてきた。その結果、2ストローク並みの軽量化が実現されておらず、搭載艇の選択に制約があるなど課題があった。本モデル開発では、60馬力モデルからのチューンナップによる軽量化と高回転大減速ギヤの採用による加速性能の確保と低燃費の実現により、従来からの軽量艇にも適合が可能となり、現有市場でも高評価を得ている。

今後も、当社の経営理念にあるとおり、「顧客の期待を超える価値の創造」を目指すべく、「高い環境性能、低燃費、高い航走性能、優れたデザイン」の実現に向けて、商品開発を進めていく所存である。

6 参考文献

- [1]当社ヤマハモーター・アメリカ WEB掲載「パフォーマンスデータ」
- [2]当社ヤマハモーター・アメリカ 公開F70Aホットシート
- [3]当社ヤマハモーター 公開F70Aサービスガイド

■著者



寒川 雅史
Masafumi Soogawa
マリン事業本部
ME事業部
開発統括部



EXULT36 & S-QUALO の製品紹介

Product introductions for the EXULT 36 and S-QUALO

製品紹介

佐竹秀紀 望月保志

Abstract

A boat is the only type of vehicle or vessel that must run through the boundary layers of both water and air. For that reason, a high-level integration of design and performance elements in the product creation process is a prerequisite for building quality products.

Product development employing 3D tools is entering its mature stage and recent years have seen dramatic advances in 3D design, engineering, calculations, mold processing and the overall precision and freedom of product creation. Amid this trend, right-left halved molds based on the Yamaha Integrated Body (Y.I.B.) concept have led to the birth of new devices that integrate into the overall design (styling) appearance.

In this report we introduce two models of different sizes and categories that were born of this same concept and succeeded in bringing Yamaha "Japan Boat of the Year" awards in two successive years. They are the EXULT36 released in October of 2009 and the S-QUALO released in October of 2010.

1 はじめに

ボートという乗り物は水と空気の境界層を走る唯一の乗り物である。故にボートづくりはそのデザインと性能が高次元で融合することがより良い製品をつくるうえでの前提といわれている。

三次元ツールを用いた開発も成熟期を迎え、昨今では3Dでのデザイン、設計、各種計算、型加工とともにづくりの精度や自由度が飛躍的に高まっている。

そのような背景の中、Y.I.B.(ヤマハインテグレーテッドボディ)コンセプトによる左右分割式のモールドはデザイン上の表情に加え新しいデバイスを生み出し融合するきっかけとなった。

サイズやカテゴリーは異なるが、同一のコンセプトにより派生し、2年連続で日本ボートオブザイヤー大賞の受賞に至った2009年10月発売のEXULT36と2010年10月発売のS-QUALOの2モデルを紹介する。

といった部分に重点化されていた。

当社はコンバーチブルモデルという、カジキ釣りに代表されるような、フィッシングを中心としたボートのラインナップは持っていたものの、サロンクルーザー系のモデルを持っていなかった。その結果、輸入艇などにお客様を流出させる図式となっていた。

2-2. 開発の狙い

本開発は、当社がラインナップを持っていないカテゴリーに対して、輸入艇と一線を画す、今までに無い斬新なデザインと、競合艇を凌駕するパフォーマンスを持つモデルを投入することを目指し、以下の効果を狙った。

- 1 ボートビルダーとしてのヤマハブランドの再構築(オリジナリティーの具現化、差別化できる魅力の創造)
- 2 サロンクルーザーのラインナップ構築による富裕層需要の囲い込みとビジネス領域の拡大

2-3. 主要諸元

「EXULT36」の主要諸元を表1に、全体図を図1に示す。

2-4. モデルの概要と特長

「Design Impact」、「Originality」、「Easy & Comfortable」をキーワードに、マルチ系のボートの要求品質を重点化し、洋上での爽快なクルージングはもちろんのこと、ボートで過ごす時間を大いに満喫できる、新たな価値観の提供を図った。

2 EXULT36の紹介

2-1. 開発の背景

近年、国内では海上係留型のマリーナ整備が進み、係留したボートで週末を海で過ごすスタイルが定着しており、サロンクルーザー、マルチクルーザーといった多様なマリンプレイを楽しめるモデルのニーズが増えてきている。

それと同時に、富裕層マーケットも大きな伸長を見せ、彼らのニーズは、美しいデザインや豪華な内装、本物の素材と

全長	11.98m	FOT 容量	900 ℥
全幅	3.97m	FWT 容量	230 ℥
全深さ	2.34m	船体質量	7,847kg
搭載 EG	IPS450	完成質量	9,713kg
EG 出力	243kw X2 基	価格	64,800 千

表1 EXULT36 主要諸元



図1 EXULT36 全体図

2-4-1. 他社に真似のできないエクステリアデザイン

Y.I.B.とガンネルレスカップリング

従来は船体と上部構造物との接合部分をアルミ製や樹脂製のガンネル(防舷材)によって隠す工法をとっていたが、本モデルにおいては、ガンネルを必要としない構造を採用することとした。これにより、ガンネルによって分断されていたハル(船体)とデッキ(上構)のデザインを一体感のある塊で表現

することができた。(図2)

また、自由な船側形状と相まって、FRPの最大の特徴である流麗な形状を実現することができた。

さらに、凹凸のある船側形状は船体の剛性アップにつながり、走りの質感を高級・上質なものへと向上することができた。(図3)

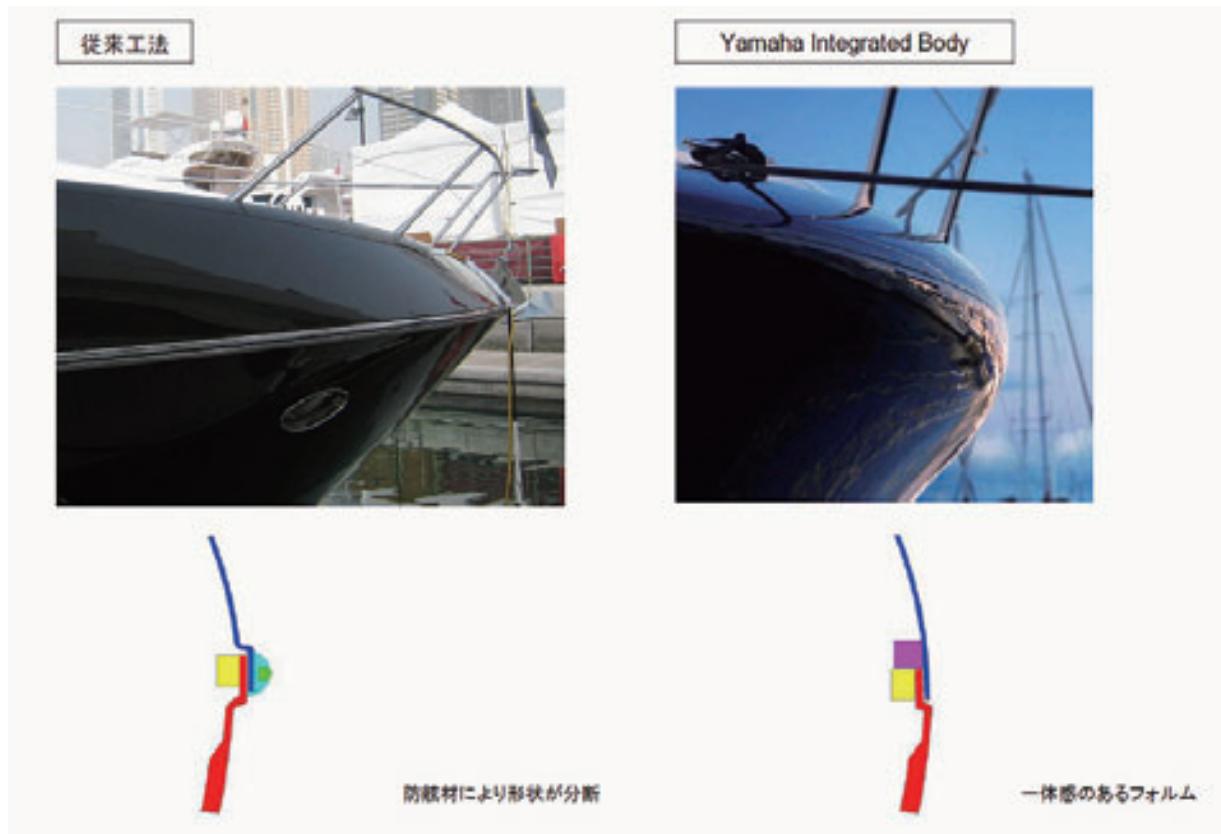
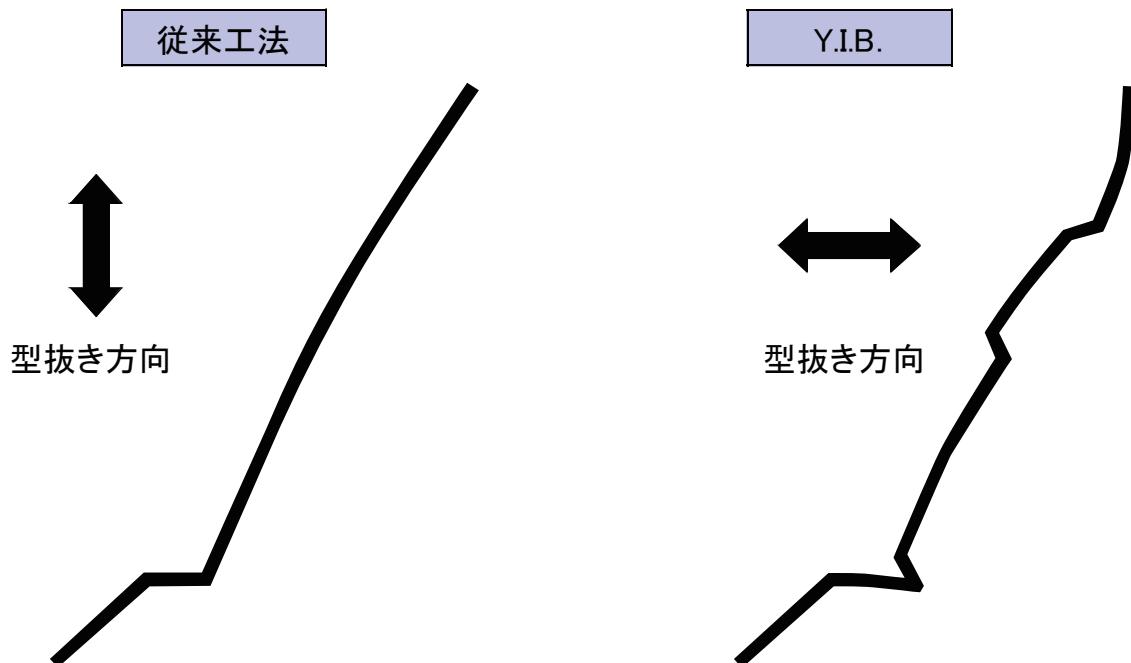


図2 EXULT36 ガンネルレスカップリング



型抜き方向の変更により船側の形状に凹凸を持たせ、パネルの剛性をアップさせた。

図3 EXULT36 船側形状

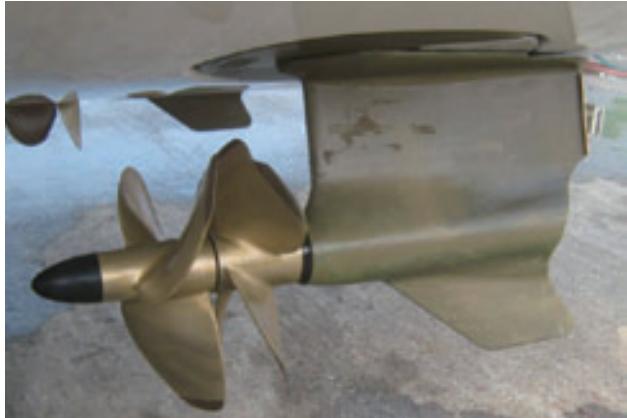


図4 EXULT36 IPS



図5 EXULT36 アンチローリングブレード



図6 EXULT36 ジョイスティック

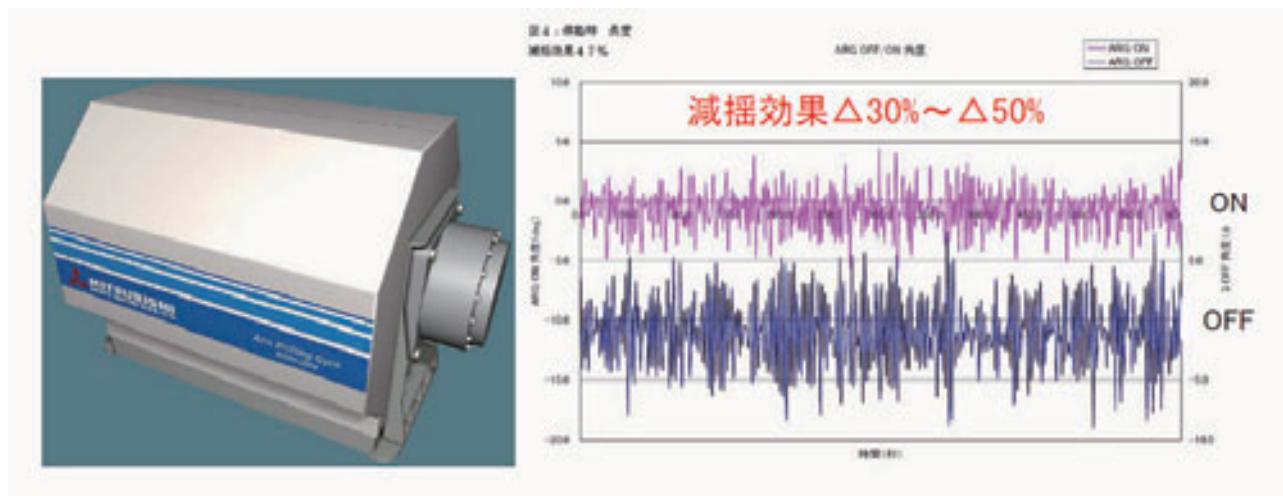


図7 EXULT36 アンチローリングジャイロ

2-4-2. 最先端の推進器IPS

(インボード・パフォーマンス・システム)の搭載

推進器には、国内の量産ボートとして初めてIPSを搭載。高い推進効率により、優れた燃費性能(当社従来比△28%)を実現できた。(図4)

2-4-3. 競合艇を凌駕するパフォーマンス

(Y.P.D.S.とアンチ・ローリング・ブレード)

船型の開発には、当社独自のシミュレーション技術を利用し、IPS推進器にベストマッチする新船型を開発した。船体一体型のビルジキール形状のチャイン(アンチ・ローリング・ブレード)により、走行安定性、凌波性、横揺れ減衰性をさらに高め、快適なクルージングを実現した。(図5)



図 8 EXULT36 インテリア

2-4-4. 簡単操船(ジョイステイック操船)

ジョイステイックシステムの採用により、低速時にはレバー1本で操作が可能となり、離着岸時などの操船性が向上した。(図6)

2-4-5. 快適性の追求(アンチローリングジャイロ)

「地球ゴマ」の原理を利用した横揺れ減衰装置:アンチローリングジャイロを当社モデルで初めて採用している。

これにより誰もが嫌がる横揺れを、最大で50%低減を達成している。(図7)

2-4-6. 高級感且つ快適性を重視した上質でモダンなインテリア

本物の素材を求める富裕層のニーズに応える為、内装の素材を吟味。本皮や銘木(黒檀、国産オーク)という高級素材をふんだんに使用し、ヨーロピアンスタイルのモダンなインテリアとの融合させ、きわめて上質なインテリア空間に仕上げた。(図8)

3 S-QUALO(エス・クアロ)の紹介

3-1. 開発の背景

近年の国内ボート市場はフィッシングのみならず、クルージング、マリナースタイとマルチプルなマリンプレイを楽しみたいといいう新たなアソビを求める新規層のお客様ニーズが増えてきている。しかし当社では、ここ数年マルチ系と呼ばれる中型クルーザーの開発は無く、こうしたニーズは中古艇へと流出していた。

また、国内ボート市場の成長が横ばいを続ける中、新艇対中古艇の購入比率は1:9といわれている。新規開発モデルの競合相手は、他社新規モデルから中古艇へと移行したのである。新規モデルの開発にあたっては、競合相手が保持しない、明確に差別化された斬新なデザインや圧倒的なデバイスを織り込むことが求められた。

しかしながら、現状では1モデルの開発で十分投資回収ができる可能性は低下傾向にあり、複数モデルに対応できる共通プラットフォームの開発やグローバルな視点での挑戦戦略などが芽生え始めている。

S-QUALOは、そういった背景へのひとつの回答として開発されたモデルである。(図9)



図9 S-QUALO 全体外観

	S-QUALO F300	S-QUALO F250	S-QUALO S/D
登録型式	E3S3	E3S3	E3S4
全長	8.84m	8.84m	8.85m
全幅	2.69m	2.69m	2.69m
全深さ	1.77m	1.77m	1.77m
艇体質量	2,280kg	2,280kg	2,402kg
完成質量	2,583kg	2,583kg	3,102kg
搭載エンジン	F300BETU	F250DETU	VOLVO D4-260
搭載エンジン出力	220.7kW(300ps)	183.9kW(250ps)	191.0kW(260ps)
燃料タンク容量	350L	350L	350L
清水タンク容量	56L	56L(工場オプション)	56L
定員	10名	10名	10名
航行区域	限定沿海	限定沿海	限定沿海

表2 S-QUALO 主要諸元

3-2. 開発のねらい

本開発モデルの狙いは、“舟艇ボート事業のグローバル化への先鋒”と“快適マリンライフの夢の提供”といえる。それらを実現する為のポイントは、

- 1 世界に通用する新規船型(ボディ)の開発と新型船外機「F300BETU」とのベストマッチの実現、およびオールヤマハでの商品競争力の強化とシナジー効果の活用を図る。
- 2 新規ボディは、国内をはじめ複数市場でのグローカル展開を想定し、ロバストな共通性を持たせる。

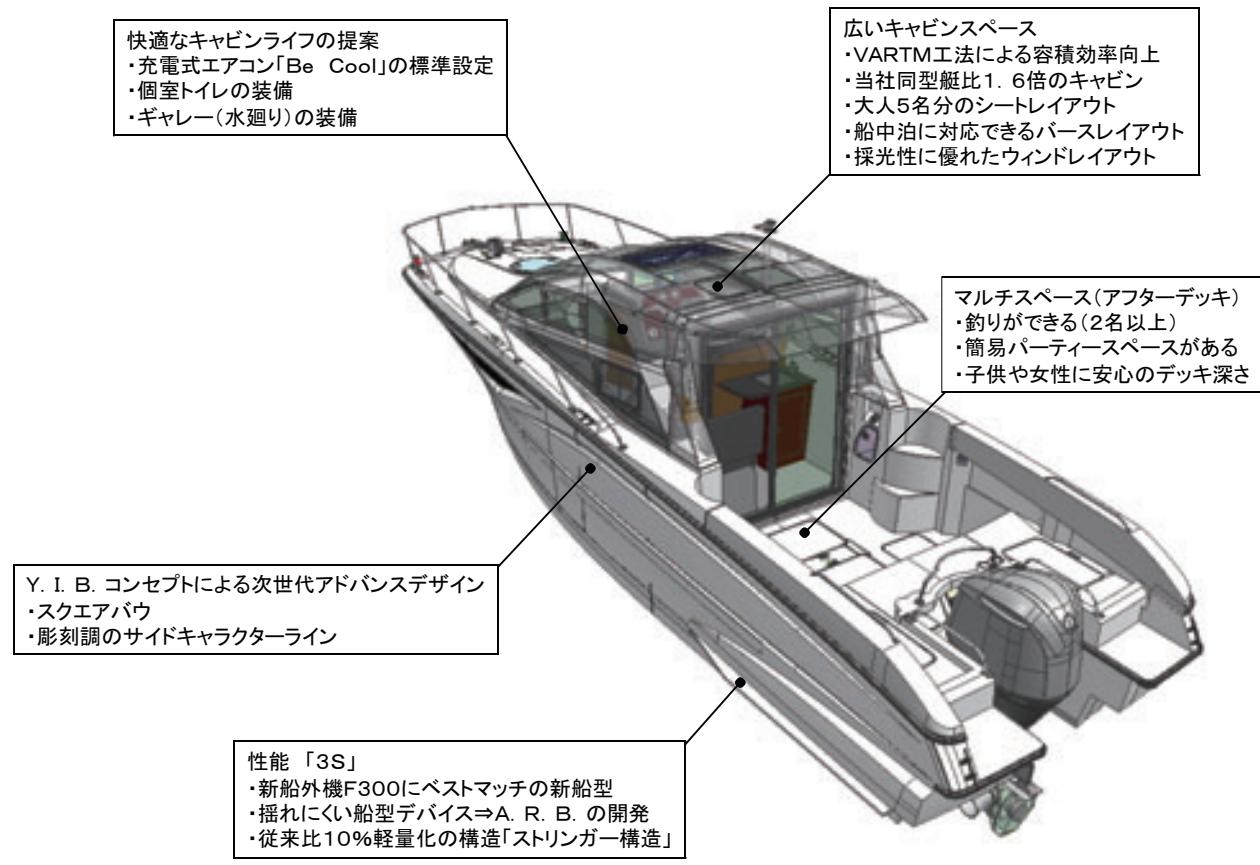


図 10 S-QUALO フィーチャーマップ

3 優良中古艇をはじめとする競合艇に無い差別化デバイスを提案し織り込む。

4 新規ユーザー(初心者)に対し、簡単操船と快適なキャビンライフを提供する。

の4点に集約された。

により航走時の波落とし効果を發揮し、ドライネス性能に大きく貢献している。

Y.I.B.コンセプトによる左右分割式のモールドは、ソリッドで立体感のある豊かな表情を持つ船体を生み出し、同時に船体船側への形状剛性に寄与し、従来同等強度での軽量化にも貢献している。

3-3. 主要諸元

「S-QUALO」の主要諸元を表2にフィーチャーマップを図10に示す。

3-4. モデルの概要と特長

S-QUALOの「S」には多くの技術的意味合いを込めていた。この「S」をキーワードにモデルの概要と特長を述べることしたい。

3-4-1. 個性的な存在感のある外観デザイン

本モデルでは船首形状にスクエアバウ(図11)を採用し、独自の存在感を持つ個性的な外観デザインを採用している。バウデッキでの作業のしやすさに加え、室内バウバースの広さの演出に寄与するだけでなく、大きな船首フレアを持つこと

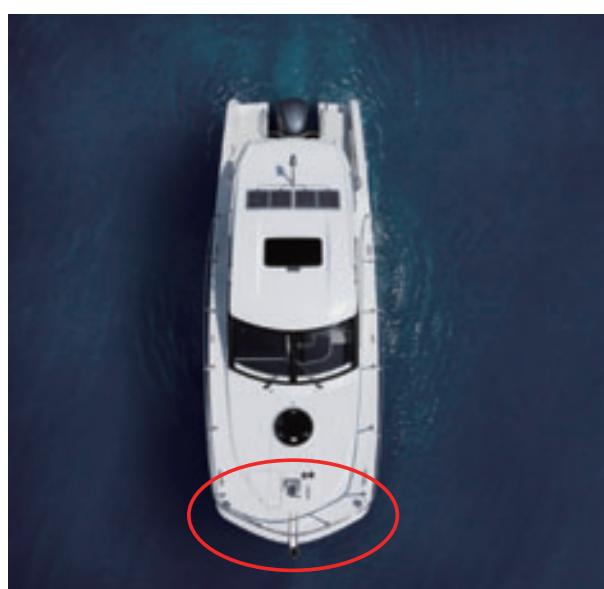


図 11 S-QUALO スクエアバウ

3-4-2. 優れた性能 「3S」

当社の船づくり技術の強みは、「Speed」「Stability」「Strength」の「3S」である。

とかく軽い船は、スピードが出て燃費も良い。一方では、航走時の安定性を欠き、衝撃が増すため、しばしば強度アップを求められる。しかしながら極端な強度アップは質量増につながり、安定性は向上するが、スピードや燃費の低下に直結する。我々の船づくりの歴史は、こういった相反する要素を高次元でバランスさせてきたことであり現在も進行中の永遠のテーマといってよい。

船体は21°のデッドライズアングルを持つモノヘドロン船型を採用している。本モデル開発では、ヤマハ独自のY.P.D.S.(YAMAHA Performance Development System)と呼ばれるシミュレーション技術とプロトタイプモデルによる事前検証を繰り返した。新型船外機「F300BETU」とのベストマッチを主眼に置き、要求されるスピードを満足させる船型をベースとした上で、複数の推進器や異なる上部構造(デッキレイアウト)への対応など容積変化や重心変化に強くロバストで対応力のある船体を生み出した。この船体は、本モデルだけでなく複数モデル並列開発(現在は2モデル)の共通プラットフォーム(共通ボディ)化を推進していくうえでのパイロット

船体となった。

中型モデルのスタビリティを大きく向上させるために、ハードチャイン部に下向きの迎角を持たせ停泊時や航走時に上反角効果による復元性や走行安定性を飛躍させるリバースチャイン形状のA.R.B.(アンチ・ローリング・ブレード)をEXULT36での成功例から継承した。さらに今回Y.I.B.コンセプトによる左右分割式のモールドの特性を生かし、独自形状の突起物を加えA.R.B.を進化させた。こうして高額な横揺れ減衰装置などのデバイスを搭載できない中型モデルのスタビリティを、飛躍的に向上させる機能の織り込みを実現することができた。(図12)

前述のY.I.B.コンセプトによる船体船側の軽量化に加え、ボディの構造方式にも新しい試みを加えた。従来は、横方向の骨を主体とするバルクヘッド構造方式を多く採用していたが、今回は縦ロンジと呼ばれるストリンガーを主骨とする「ストリンガー構造」方式(図13)を開発、採用した。ストリンガーは、FRP製であり一部室内の床材を兼ねさせることで従来強度を確保しながら贅肉を排除できる点で軽量化の可能性を持っていた。実現に向けてFEM解析と実機の耐久テスト検証を行ない、従来工法比約10%の船体軽量化を実現することができた。従来強度を確保しながらの軽量化は、スピード性能への貢献

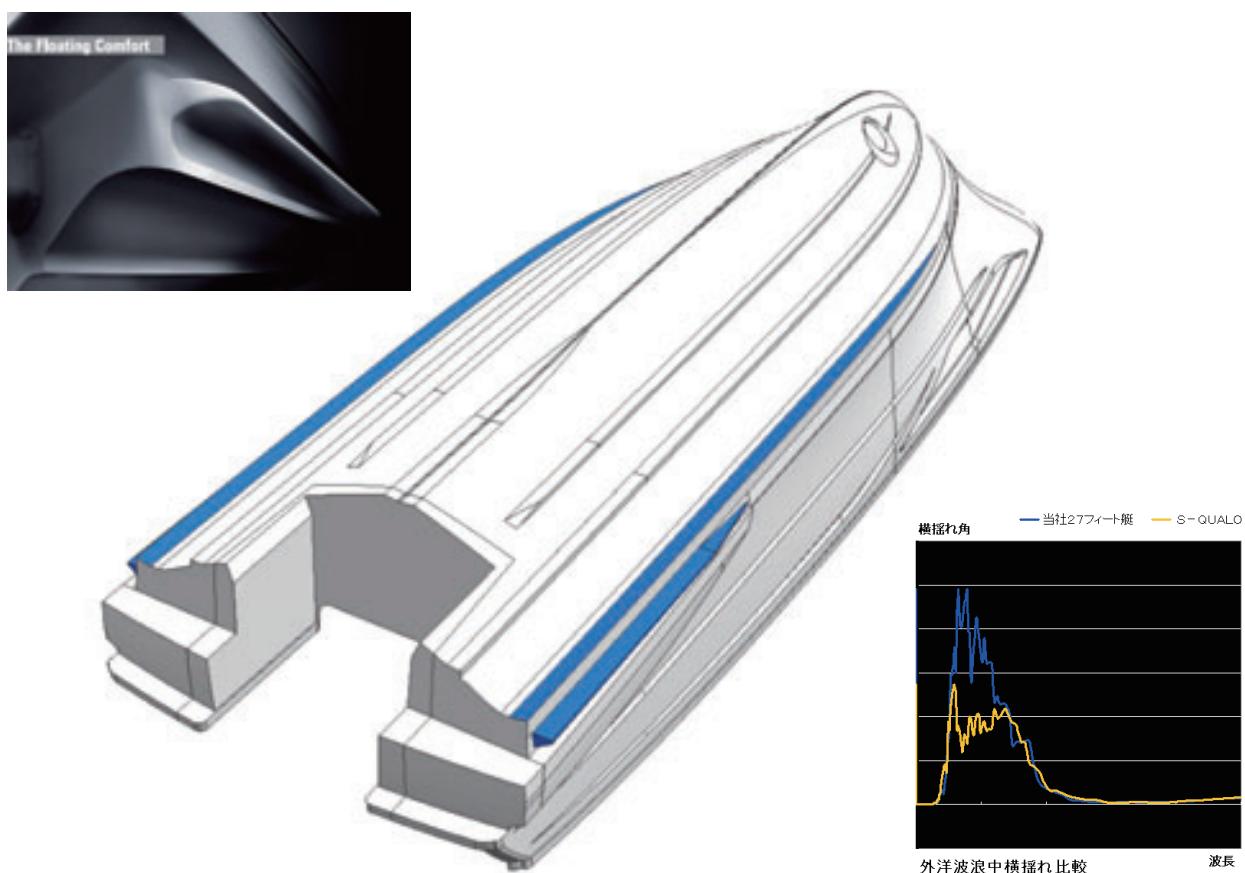


図 12 S-QUALO A.R.B. の概要

や燃費向上はもちろん原材料コストの低減、建造工程での環境有害物質(VOC)の発生を削減するなど環境貢献にも効果を得ることができた。

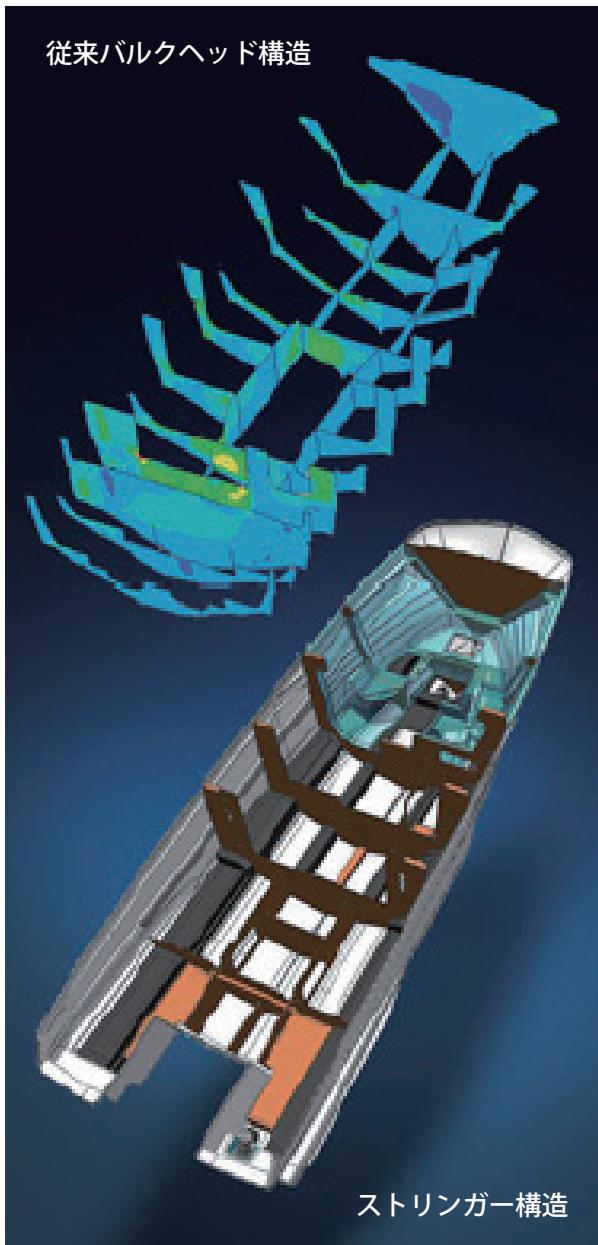


図13 S-QUALOストリンガー構造

3-4-3. ゆとりとくつろぎの空間、快適性と機能性を合わせ持つキャビン

キャビン成形にはVARTM(Vacuum Assisted Resin Transfer Molding)工法を採用することで、環境側面だけでなく最高の容積効率を求めた。これによりクラス最大の室内空間が確保され、大人5名がゆったりと寛ぐことができるシートレイアウトや船中泊が可能なバースレイアウトを実現することができた。多くの窓を配置することによる優れた採光性は、

広さに加え開放感も演出した。また、水廻りや充電式マリンエアコン「Be-Cool(ピークール)」を標準装備するなどオールシーズンに渡り、快適でマルチプルなマリンライフを実現する空間を提供することができた。(図14)



図14 S-QUALOキャビン概要

4 おわりに

我々のコンセプトと「モノ創り」の姿勢が市場に受け入れられ、2009年度ではEXULT36、更に2010年度にはS-QUALOと2年連続で日本ポートオブザイヤー大賞を受賞できたことは大変光栄なことであり、今後の開発活動への自信にもなった。

Y.I.B.コンセプトによる新モデルは今後も開発されていくであろう。これからも市場に支持され、国内市場の牽引だけでなく世界市場で愛されるような「モノ創り」を展開していくことが我々の使命であると考えている。

■著者

EXULT36



佐竹秀紀
Satake hidenori
マリン事業本部
ポート事業部
舟艇製品開発部

S-QUALO



望月保志
Mochizuki yasushi
マリン事業本部
ポート事業部
舟艇製品開発部



製品紹介

WaveRunner VX シリーズ

The WaveRunner VX Series

中村光義 益子徹也 鈴木聰 山本尚志 吉田竜也

Abstract

The VX series of Yamaha Motor Company's personal watercraft (hereafter PWC) consists of VX models powered by a 1100cc engine and VXR models powered by a 1800cc engine. The models of this series are currently best sellers among the models available today in the North American PWC market. The product concept for the VX models emphasizes "assurance" while the VXR model concept is "exhilaration of riding," and although they share the same boat body, the difference in their ride is apparent to any rider. In this report we discuss the development process that succeeded in achieving completely different development goals for the VX and VXR models while meeting the difficult prerequisite of using the same hull shape (see figures 1-1, 1-2) with its direct influence on boat size and performance.

1 はじめに

弊社パーソナルウォータークラフト(以下PWC)VXシリーズはVX系(搭載エンジン排気量:1100cc)とVXR系(搭載エンジン排気量:1800cc)の両モデルで構成されており、現在販売中のモデルの中で、北米PWC市場で累計ベストセラーを記録している。この両モデルはVX系が「安心感」、VXR系は「爽快感」をコンセプトとして掲げ、艇体は同一ながら似て非なる乗り味を有しており、実際に操船比較をすれば、その違いを体感することができる。本稿では、艇体サイズと性能に直結するハル(図1-1、図1-2)形状を同一にするという難しい前提条件をクリアしつつ、それぞれ大きく異なる開発目標を達成することができた両モデルの開発プロセスについて紹介する。

2 異なる開発達成目標

両モデルの開発達成目標は大きく異なり、今回の同時並行開発は困難を極めた。

企画段階でもターゲットとしている顧客属性が異なっており、この両イメージにもマッチする乗り味も異なる。

2010年モデルとして販売開始したVX系の開発達成目標は、①エントリーモデルとしての求めやすい小売価格達成と1100ccエンジンの搭載、②レンタル市場向け機能の確保、そして特に注力したもう1つは、③顧客の期待を大幅に上回る品質とオールマイティ指向の達成であった。

一方2011年モデルとして販売開始したVXR系の開発達成目標は、①大排気量1800ccエンジンの搭載、②斬新なデザイ

航走イメージの違い



図 1-1 モデル外観



写真はイメージです。



写真はイメージです。

図 1-2

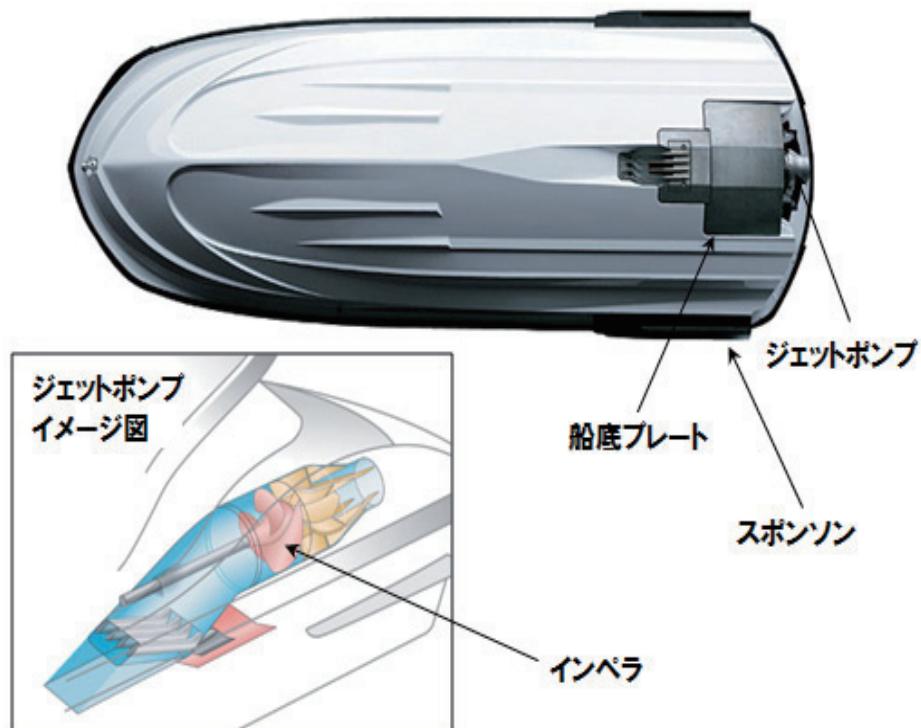


図2 性能に関する部品群

ンの採用、そして「乗って爽快！」が体感できる要求性能の達成であった。

3 性能開発

両モデルの異なる要求性能を満足させるため船底プレート、スボンソン、インペラなどについては個別設定とした。

VX系では船底プレートやスボンソンを家族で乗ったりした場面をイメージして設定している。

VXR系ではそれらを個人で乗ってブイなどを回っている場面をイメージしている。

これにより、両モデルの異なる顧客属性に応じた乗り味を実現させている。

なった。その結果、スケッチからディレクション決定までの大幅な作業日程の短縮とクレイモデル製作作業の効率化を図ることができた。また、試作艇完成時点で、各開発担当者の間でデザインイメージが共有されていたこともその成果の一つである。



図3

4 デザイン開発

本モデルのデザイン開発は、プロジェクトにあわせて臨機応変且つ最適な手法で対応した。今回は商品特性、ターゲットユーザーが違う両モデルの同一艇体開発であるため、VXのスタイリングデザインを開始するにあたってはVXR/VXSのデザインも考慮しながら進めざるを得なかった。その後のVXR/VXSデザイン開発では、GK京都、デジタルデザイナとの協業で3Dデータを共有し、検証にリアルタイムレンダラーを活用することによって、営業、技術、製造や商品企画担当者との間でインタラクティブなデザイン変更や提案を行うことが可能と

5 1つの艇体、2つのエンジン

今回の開発プロセスでは、生い立ちの違う2つのエンジンを、同じ艇体に搭載するレイアウトが最大の課題であった。

しかもVXシリーズの艇体サイズは上位機種より一回り小さい。

VX系に搭載予定の排気量1100ccのエンジンは、MR-1と呼ばれた先代のFXシリーズのエンジンに由来する。一方VXR系に搭載の排気量1800ccのエンジンは、HOシリーズのエンジンがベースであり、エンジンの特徴が双方とも大きく異なる。以下の表1に示す。

これらのエンジンレイアウト作業は、一般的なボートの大きさであれば比較的容易ではあるが、PWCのように非常に小型の艇体構造において「2つの異なるエンジン」を同じ艇体に搭載することは計画段階から非常に困難を要した。

あらかじめ、クレイモデルの製作段階でエンジン形状を織込み、3次元CADを駆使しレイアウトすることにより、比較的容易に収める事が可能になった。(図4)

この作業では、適正な配置を確保していくために、開発担当者の間で充分な議論を重ねたうえで、ミリ単位に及ぶ部品のレイアウト調整をする必要があった。仮に、PWCが停船状態でのレイアウトであるならば、積木細工と同様で、CADを扱えば比較的容易に構成が可能である。しかしながら、PWCの運動特性に鑑み、水面上での波の衝撃や高速旋回、時には水上で180度ひっくり返ったりした場合なども想定する必要がある。そのためには、部品間の干渉や部品に掛かる負荷が最小

限になるようなレイアウトの検討が求められており、これには確かな経験と部品への深い造詣の念が必要とされている。

6 VX系の開発:顧客の期待を上回る品質とオールマイティ指向の達成

VX系で注力すべき開発目標である「顧客の期待を上回る品質の達成」のため、毎回の開発において忘れてはならない市場からの声、補修部品の動向を確認するのは当然ながら、市場評価の質に至るまでのことを何度も議論を重ねた。また、同時に市場を熟知するサービス部門との複数回のモデルレビューを通じて品質向上活動を実施したことは言うまでもない。

実験部門では、市場でのレンタル需要を対象に、実際に現地に足を運び、利用顧客の操船実態について詳細な調査を実施した。この調査結果を試験解析方法にフィードバックする事により、検出された不具合への改善対策に結び付けることができた。

電装グループでも品質向上活動を積極的に推進している。電装品に大きな影響を及ぼしかねない艇内への水入りについて検討をおこなった際には、実際に航走している艇体内にビデオカメラを設置して撮影をおこなう事で、水の浸入経路

	吸気	排気	アクリーナ BOX	エンジン緩衝ダッシュの高さ
1100cc エンジン	左舷から	右舷から	エンジンの前に配置	高い
1800cc エンジン	右舷から	左舷から	エンジンの左舷前方に配置	低い

表1 エンジンの主な仕様差



転覆試験イメージ

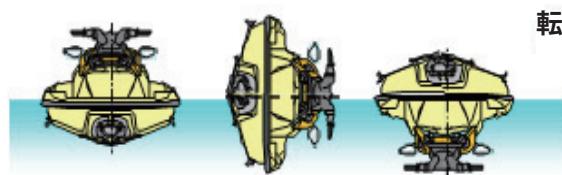


図4

を明確に把握し、その水の一滴までも地道に減らしていく活動をおこなった。このように各部門の努力の積み重ねが市場からの高評価につながり、「顧客の期待値を上回る品質の達成」の原動力となっている。

7 VXR系の開発：「乗って爽快！」

VXR系は純粋に「乗って爽快！」を追い求めた機種である。結果としてPWCに乗って得られる「爽快感」が最大限に感じられるモデルに仕上がった。2010年8月の発表以降、さまざまな試乗会が行われた際のお客様の声、実際に購入されたお客様の声、それらを聞くと非常に高評価をいただいている。これは艇体（ハル・デッキ・ハルライナの構造体）を上位機種でも使用している超軽量SMC材のNANO XCEL（ナノエクセル）を採用したことに起因する要素も大きい。機能も、開発目標である「乗って爽快！」の達成のためのものに絞り最小限にしている。これらにより艇体の完成重量を330kg以下に抑え、回しが軽いがしっかりした旋回性を得られることに成功した。330kgとは当社のある上位機種よりも50kgあまり軽いことになる。またVXRでは新設計の「ステップアップシート」も操船者の乗る爽快感を増加させている。（VXSではステップアップシートは未設定。）アイドリング時からのフル加速は、より高馬力のエンジンを搭載した上位機種にもひけを取らない。最高速に達した時の水上での「感動」は何ものにも換えがたく、本モデルの開発コンセプトである「乗って爽快！」は操船した全員が感じられる共通の言葉として体現できたと考えている。

8 代表仕様諸元

VXシリーズの代表仕様諸元は以下の通りである。

全長	全幅	全高	最大乗船者数
3.27m (一部 3.22m の機種あり)	1.17m	1.16m	3名

表2 共通の仕様諸元

	乾燥重量	エンジン排気量	艇体材料
VX系	334～340kg (装備による)	1052 cc	従来の SMC
VXR系	327～330kg (装備による)	1812 cc	NANO XCEL

表3 各モデルの仕様諸元

9 おわりに

PWCの開発者はその特性を十分に理解して開発に取り組むことが肝要であり、そのためには実際に操船することでのみ得られる情報が非常に多い。しかしながら一方ではPWCに乗ることにより、その「楽しさ」故に仕事であることを忘れさせられてしまうこともある。我々はこの楽しさから生まれる感動を、世界中の多くの人に体感していただきたいと考えている。そして、今後もVXシリーズ両モデルの更なる熟成を通じて、お客様に感動を与えられる商品作りに向けて、チーム一丸となり努力していく所存である。

■著者



中村 光義
Mitsuyoshi Nakamura
マリン事業本部
WV事業部
開発部



益子 徹也
Tetsuya Mashiko
マリン事業本部
WV事業部
開発部



鈴木 聰
Satoru Suzuki
マリン事業本部
WV事業部
開発部



山本 尚志
Hisashi Yamamoto
GK京都



吉田 竜也
Tatsuya Yoshida
マリン事業本部
WV事業部
開発部



技術論文

二輪操舵システムの開発 (自動二輪車の低速走行時における安定性評価)

Motorcycle steering system development (evaluation of motorcycle stability at low speeds)

辻井 栄一郎 木村 哲也 安藤 裕介

要旨

車両の開発を効率よく行なう上で、操縦性・安定性を定量的に評価することは重要な課題の一つであり、二輪車の安定性については高速域と低速域で低下する特性があることがわかっている^[1]。そのうち、高速走行中の直進安定性については、長年にわたって理論的・実験的な解析が行なわれ、定量的な評価が可能となっており、実際の開発にも応用されている^{[2][3]}。

また、極低速での走行は不安定であるが、キャスター角・トレール長の違いによって、一本橋走行を模擬した極低速の走行においても車両の特性が変化することもわかっている^[4]。

一方、車両の操縦性と安定性を両立させる手段として二輪操舵の研究もされており、後輪に舵角を付与することで車両の操縦性と安定性に影響を与えることも知られており^[5]、低速走行安定性の向上も期待されている。

本研究では、二輪の運動特性について鑑みた結果、新たな二輪操舵機構を考案、その前後輪の操舵比の違いにおける舵角時の、等価なキャスター角・トレール長との違いを換算した上で、操舵比の違いによる特に低速直線走行時における車両の特性を実験結果から評価した。

Abstract

One of the important issues involved in increasing the efficiency of motorcycle development is the ability to make quantitative evaluations of steering performance and machine stability, and it is a well-known fact that in the case of a motorcycle stability decreases at both low speeds and high speeds^[1]. Of the two, stability in straight-line forward motion at high speeds has long been the subject of both theoretical and experimental analysis and quantitative evaluation methods have been developed and put to use in motorcycle development^{[2][3]}.

It is also known that running stability decreases at extreme low speeds and it has been proven that changes in caster angle and trail length will change the machine's stability characteristics in extreme low-speed running simulating a single-beam bridge run^[4].

Meanwhile, there has also been research in the area of motorcycle steering mechanisms with the aim of achieving higher levels of handling performance and stability and it is now known that applying a steering angle to the rear wheel has an effect on both the handling performance and stability of a motorcycle^[5]. This fact has led to the hope of using such mechanisms to improve machine stability at low speeds.

In this paper we report on a research project in which we took into account past research results on motorcycle motion characteristics and proposed a new motorcycle steering mechanism that takes in past studies and evaluated it for machine characteristics particularly with regard to stability in straight-line forward motion based on test results involving different steering angles in the front and rear wheels with compensation for differences in equivalent caster angle and trail length.

1 はじめに

1-1. 二輪の走行メカニズム

一般的に、二輪は走行中に倒れようとする側に操舵することで、転倒せずに走行が可能であると言われている。これは、前後輪のタイヤの接地点と車両の重心位置に密接な関係が

あり、この三点を結んだ三角形を重心三角形と呼ぶこととした。更に、重心位置に地球の引力と遠心力との合力によるベクトルがあり、これを重力ベクトルと呼ぶこととする。図1に重心三角形と重力ベクトルを示す。

つまり、二輪の走行中においてこの重心三角形の平面と重力ベクトルが重なった時、車両は安定しているといえ、車両が

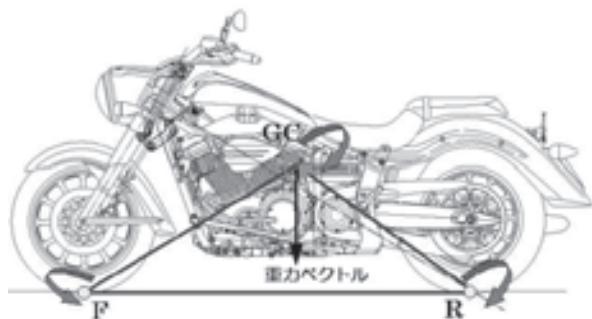


図1 重心三角形と重力ベクトル

ふらついた時、重心三角形と重力ベクトルにズレが発生していると言える。その時、前輪が操舵されることで、重心三角形の一点を移動、重心三角形と重心ベクトルが再び重なり合うことで、転倒せずに走行していると考える。

2 二輪操舵機構

2-1. 二輪操舵機構の背景

重心三角形において、前輪操舵による前輪の接地点の移動だけでなく、後輪をも操舵させ、後輪の接地点も積極的に移動させることで、重心三角形と重力ベクトルが重なり合う応答性を上げる事が可能であることが判る。また、この重心三角形の三頂点全てをコントロール可能となれば、更に応答性の良い操縦系が出来ることが予測される。

一方、これまで自動二輪車における二輪操舵は、後輪に操舵軸を追加しその軸を中心に後輪を操舵させることで、後輪に舵角を付与しスリップ角を発生させる構造が知られており^[6]、バネ下が重くなるなどの欠点があった。

本研究では、これまでとは異なる構造を採用することで、前記欠点を克服した二輪操舵機構搭載の車両を開発した。

2-2. 構造

自動二輪車のメインフレームにおいて、そのヘッドパイプ後端にステアリング軸とほぼ直交するように回動可能な自由度を追加した。また、この回軸の延長線は後輪接地点近傍

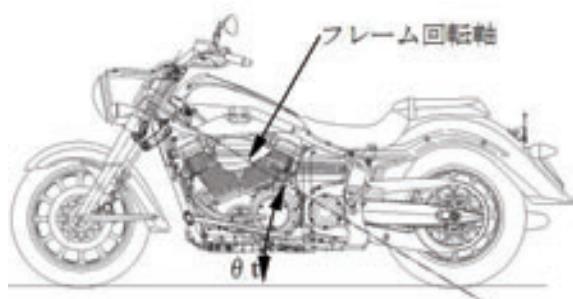


図2 二輪操舵機構

を通過する。

更に、回動可能となったフレームからステアリングに向かって、レバーが剛結合され、このレバーとステアリングは操舵回転方向に自由度を持って連結される。

二輪操舵機構の全体図を図2に示す。

ステアリングと回動可能なフレームとの連動して回動する機構部の詳細図を図3に示す。

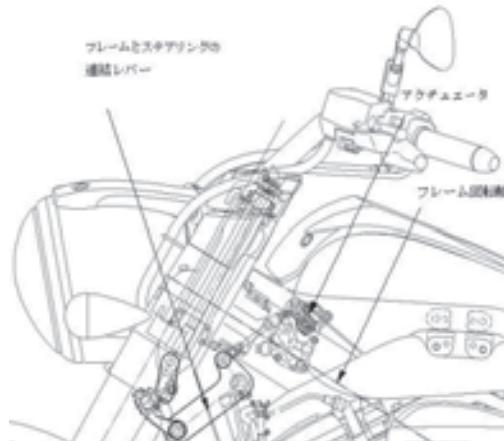


図3 二輪操舵機構詳細

レバーの一端にはアクチュエータを設置し、これを駆動することで、ステアリングとこのレバーの接続位置を機械学的に変更、操舵比を変更することが可能となる。

2-3. 後輪操舵角

図4に後輪操舵のイメージを示す。

図2及び図3に示すフレーム回転軸において、 α °回動した場合、 θ °後輪に舵角が付与され、T1からT2へ後輪の向きが変化する。つまり、フレームに回転自由度を追加することで、後輪操舵が可能となる。

この時のフレーム回転角度と後輪操舵角の関係は

$$\theta_r = \alpha \cdot \sin \theta_t \quad \cdots(1)$$

で表せる。

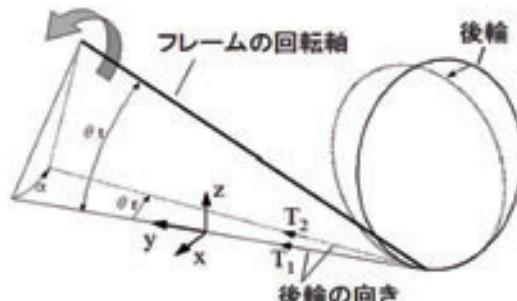


図4 後輪操舵のイメージ



参考までにこの時の後輪キャンバー角は

$$\text{後輪キャンバー角} = \alpha \cdot \cos \theta t \quad \cdots (2)$$

となる。

2-4. 前輪と後輪の操舵連動

2-4-1. 二輪操舵中立状態

図5に二輪操舵の中立状態を示す。フレーム回動部とステアリングを回動可能に連結されている部分が、ステアリング回軸の延長線上に位置することで、ステアリングの操作がフレームへ影響を及ぼさずに走行できる。



図5 中立状態

2-4-2. 逆相操舵

図6に二輪操舵の逆相操舵状態を示す。

フレーム回動部とステアリングを回動可能に連結されている部分が、ステアリング回軸の延長線上に対して、車両の後方に位置している。このため例えば、ステアリングを右転舵させると、連結回転部は左方向に回転する。その結果フレームは後輪から見て時計回りに捻られる様に回転し、後輪は左転舵することとなる。つまり、前輪を右転舵した時後輪は左に転舵する逆相状態となる。

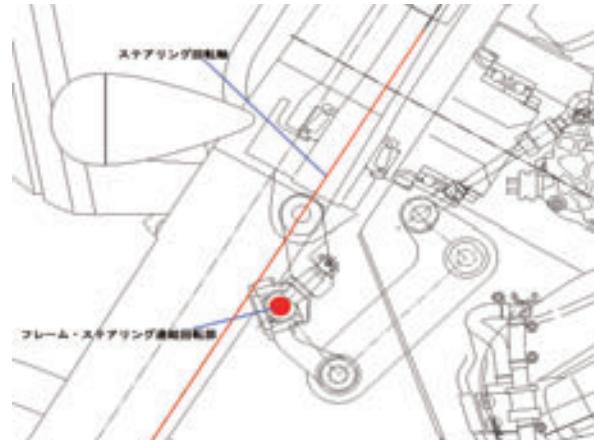


図6 逆相状態

2-4-3. 同相操舵

図7に二輪操舵の同相操舵状態を示す。

フレーム回動部とステアリングを回動可能に連結されている部分が、ステアリング回軸の延長線上に対して、車両の前方に位置している。このため例えば、ステアリングを右転舵させると、連結回転部は右方向に回転する。その結果フレームは反時計回りに捻られる様に回転し、後輪は右転舵することとなる。つまり、前輪を右転舵した時後輪は右に転舵する同相状態となる。



図7 同相状態

2-4-4. 操舵比の変更

図5～7の状態をアクチュエータで切り替えることで、走行中の操舵比を逆相から中立そして、同相へ、またはその逆に切り替えることが可能となる。

図8に逆相と同相について、旋回中の前後輪の進行方向と舵角を模式的に表す。

2-5. 二輪操舵とキャスター角(アライメントの変化)

ここまで、前輪と後輪の接地点を基準に各々のタイヤの向

きを観ることで、二輪操舵を説明してきた。

また、本二輪操舵機構は後輪を支持する車体をロールさせることによる、後輪の向きについて検討してきたが、本来ロール運動が拘束されていない乗り物である二輪において、そのロール角を地面基準で定義すべきか否か、または車両のどの部分を基準にして運動状態を理論付けるのかは、難しいとも言える。

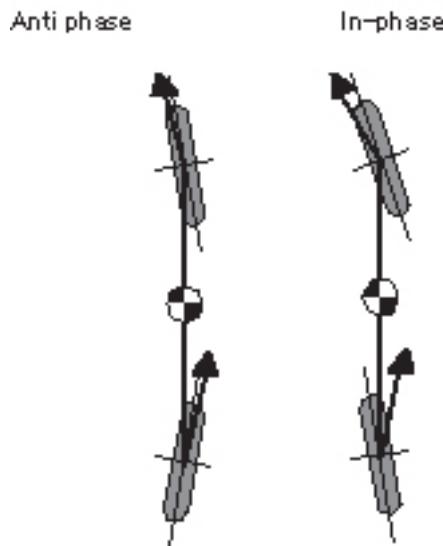


図 8 旋回中の前輪と後輪イメージ

そこで、車体もしくは後輪を基準に前輪の状態を考えることで、この二輪操舵機構を等価な可変キャスターに置き換えることが可能かを検討した。

2-5-1. 等価キャスター

キャスターとトレールは密接な関係があり、キャスター角が小さくなるとトレール量も小さくなる。また、前輪の接地点は操舵角と車体のロール角によっても、移動し、その移動量はキャスターにより異なる。

そこで、前述の操舵比の変化とそれによる前輪操舵時の接



図 9 操舵系ジオメトリー

地点の移動量を算出することで、等価なキャスターを導いた。

まず、図9に前輪まわりの基本ジオメトリーの記号を示す。この時、操舵比(λ)とフレームの回転角度(α)は、

$$\text{操舵比}(\lambda) = \text{前輪舵角}(\theta_s) \div \text{後輪舵角}(\theta_r) \quad \cdots(3)$$

$$\text{フレーム回転角}(\alpha) = \sin^{-1}(r \cdot \sin(\theta_s) / L) \quad \cdots(4)$$

となる。

舵角時横方向のタイヤ接地点移動量をyとすると

$$y = T \cdot \sin(\theta_s \cdot \cos(C)) - (L_f + R_f \cdot \cos(C)) \cdot \sin \alpha \quad \cdots(5)$$

ここで、

$$T = R_f \cdot \tan(C) - O_f / \cos(C) \quad \cdots(6)$$

となる。

ただし、タイヤのプロファイルは無視する。

従って、等価なキャスター角(C')は

$$y = (R_f \cdot \tan(C') - O_f / \cos(C')) \cdot \sin(\theta_s \cdot \cos(C)) \quad \cdots(7)$$

となる C' を導けばよい。

更に等価なトレールは

$$T' = R_f \cdot \tan(C') - O_f / \cos(C') \quad \cdots(8)$$

となる。

舵角時のタイヤ接地点移動量の計算結果を図10に示す。

舵角の変化に伴い、同相 > 中立 > 逆相の順に円弧が大きくなっている。本機構によってトレール長が変化しているとい

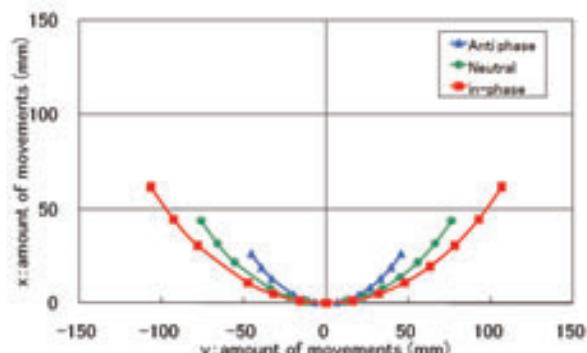


図 10 舵角時の接地点移動量

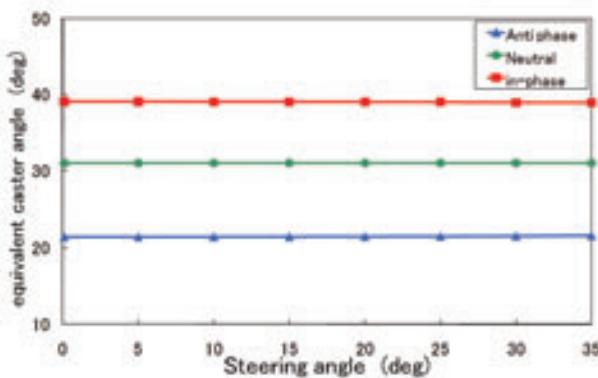


図 11 舵角時のキャスター角変化量

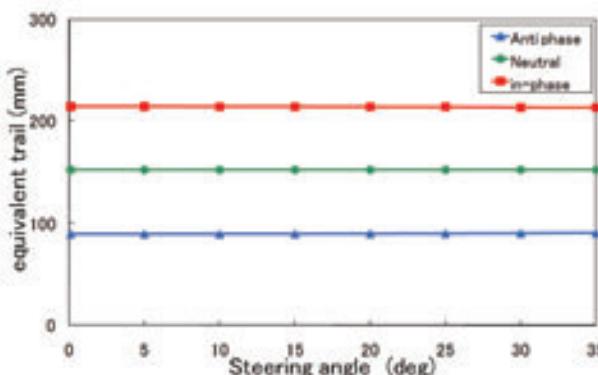


図 12 舵角時のトレール量変化量

うことができる。

同じく、その時の等価なキャスター角を図11に示す。

横軸に舵角を取って整理すると等価キャスター角は、舵角が大きくなると若干変化するがほぼ一定であり、中立時の31°に対して同相は39°、逆相は21.5°に相当することがわかった。

同じくその時の等価なトレール量を図12に示す。

これも等価キャスター角と同様に舵角が大きくなると若干変化するが基本的にほぼ一定であり、中立は152mm、同相は213.9mm、逆相は90.5mmと言う結果となった。

これらの計算結果を表1にまとめる。

結果が示すように、キャスター角が増加するとトレール量も増加する傾向にあり、これはコンベンショナルな二輪の操舵装置と同じ傾向にあると言える。

	Caster Angle	Trail Length
In-phase	39°	213.9mm
Neutral	31°	152mm
Anti phase	21.5°	90.5mm

表 1 ジオメトリー計算結果

3

低速直進安定性計測

これらの計算結果から、本二輪操舵の機構は、ステアリング回りのアライメント変化による接地点移動の影響で、旋回性・操縦性が変化すると考えられる。

そこで、本研究では特に低速直進走行中にて、操舵比による車両安定性変化について、計測を行った。

3-1. 発進停止時(渋滞想定)

3-1-1. 計測内容と方法

乗員：二人乗り

走行距離：10m

走行パターン：発進と停止

計測項目：車速、操舵トルク、舵角、ロールレイト、

ヨーレイト

3-1-2. 発進停止時の計測結果

まず、渋滞路を走行中の二輪車を想定し、車両の運動特性を計測した。

図13に二人乗り発進停止走行計測時の様子を示す。



図 13 二人乗り発進停止走行

図14に同相と逆相における操舵トルクの計測結果を示す。

計測結果が示すように、発進停止時では、逆相よりも同相の方が操舵トルクは大きく、また左右に振られていると言え、逆相は軽快な操縦である。

図15に同じく、舵角の計測結果を示す。

同じく、舵角についても逆相よりも同相の方が大きな舵角となっており、安定して走行するために大きなハンドル操作を必要としていると言え、逆相ではハンドル操作が少なくしている。

図16に同じく、ロールレイトの計測結果を示す。

同様に、ロールレイトも逆相より同相の方が大きく車両がふらついている様子が伺え、逆相の方が安定していることが判る。

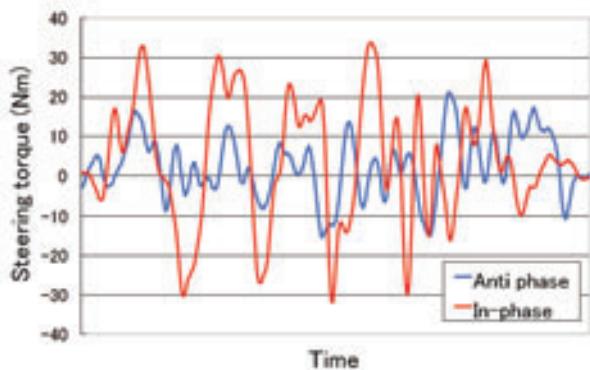


図 14 同相・逆相における操舵トルク

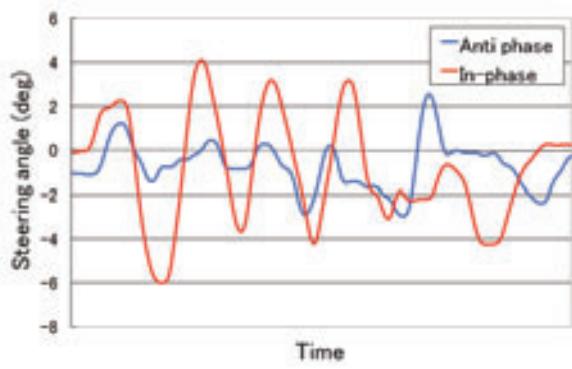


図 15 同相・逆相における操舵角

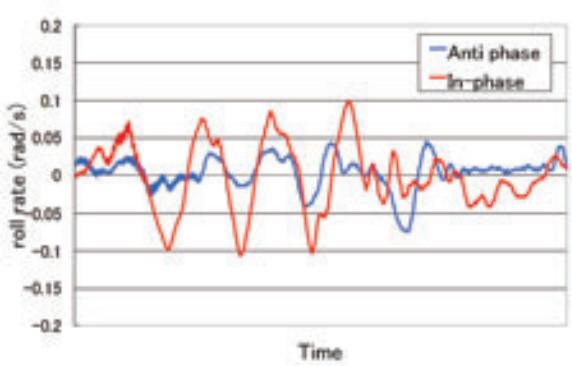


図 16 同相・逆相におけるロールレイト

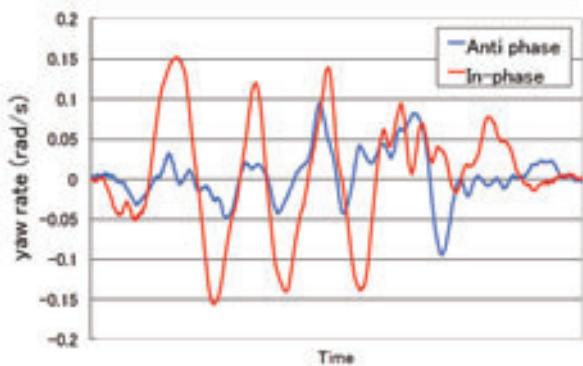


図 17 同相・逆相におけるヨーレイト

図17に同じく、ヨーレイトの計測結果を示す。

同様に、ヨーレイトも逆相より同相の方が大きく車両がふらついている様子が伺え、逆相の方が安定していることが判る。

図18に同じく、ロールレイトと舵角の計測結果をマップしたものを見ます。

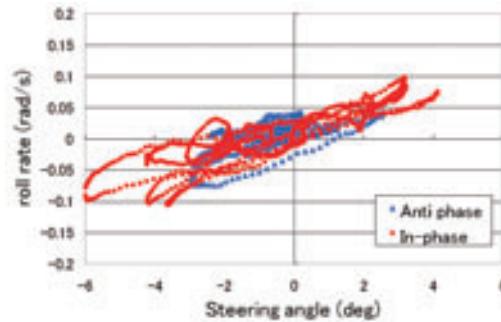


図 18 同相・逆相における操舵角とロールレイト

逆相では、小さな舵角で少ないロールレイトとなっており、少ないハンドル操作でバランスを取っている様子が伺え、同相では、ハンドル操作も大きくロールレイトもそれに比例して大きくなっています、バランスが取り難いと言える。

3-2. 定常低速直進時

3-2-1. 計測内容と方法

乗員:一人乗り

車速:10km/h

走行パターン:直進定常走行

計測項目:車速、操舵トルク、舵角、ロールレイト、ヨーレイト

3-2-2. 一定低速直進走行時の計測結果

次に、定常走行中の車両の運動特性を計測した。

計測時において、評価ライダーコメントとして各操舵比における、特に操舵トルクの差異が大きく、本研究ではまず操舵トルクに着目した。

図19に走行中における各操舵比違いによる、操舵トルクの代表的な4秒間の計測結果を示す。

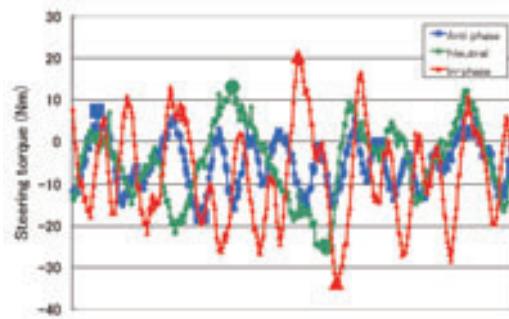


図 19 各操舵比における操舵トルク



	Steering torque Nm				
Anti phase	15.18	14.30	13.20	14.74	17.16
Neutral	26.84	16.06	16.50	18.48	21.78
In-phase	25.30	31.90	27.06	28.60	24.64

表2 操舵トルク計測結果

	S	Φ	V	F 0	Approval	Contribution
Steer ratio	401.3	2	200.7	19.7	**	72.8%
Error	122.3	15	10.2			
Total	523.6	17				

表3 一元配置実験分散分析結果

本結果より、定常直線走行中においても各操舵比によって、操舵トルクに違いがあることが伺え、それは同相>中立>逆相の順に大きい傾向があった。

またそれらは10秒間のデータを観察しても同様の様子が伺えた。

そこで、その傾向を確認するために10秒間の直線走行中における操舵トルクのピーク値を特性値とし、各操舵比における一元配置実験を行った。

繰り返し数 N=5の実験を行い、その結果を表2にまとめる。

表2の結果を元に算出した分散分析結果を表3にまとめる。

分散分析の結果から、操舵比は操舵トルクに対して1%棄却域において有意差があった。また、その時の寄与率も72.8%と非常に高い物であり、その傾向は、同相>中立>逆相の順に操舵トルクが大きいものであった。実験時のライダーのコメントも、同相は操舵が重く感じ、逆相は軽く感じるという結果で、計測結果と同じ傾向であることが伺えた。

4 まとめ

本研究で、開発した二輪操舵機構は、キャスターを変更したものと等価な状態を作り出すことが可能となり、操縦性に変化をもたらす物といえる。その主な結論は以下のようになる。

- (1)車体を捻るように回動可能とすることで、後輪に舵角を付加させる事が可能となり、それをステアリングと機械的に連動させることで、二輪操舵を具現化できる。
- (2)本二輪操舵機構は、キャスターを変更したり、トレールを変更させることと等価であり、可変キャスター機構とも言える。
- (3)操舵比を同相、逆相に変更することで、発進停止時の極低速における、車両の運動特性に影響を与えることが解り、特に逆相時に車両を安定させることができた。
- (4)また、本二輪操舵機構は、10km/hという比較的低速の直進走行においても、操舵トルクに影響を与え、逆相の操舵

が軽く、操縦性を向上させることができた。

(5)本報では、低速時の直進だけの評価にとどまったが、中高速での評価も望まれる。

5 参考文献

- [1] R. S. Sharp: The Stability and Control of Motorcycles, Journal Mechanical Engineering Science, Vol. 13 No.5 (1971)
- [2] 浅野俊二、大富部寿一:FEM車両モデルを用いた二輪車運動特性解析:自動車技術会 学術講演会前刷集 No.69-01, 326, (2001)
- [3] J. Ootombe, A. Hasegawa: Experimental Analysis of Sense of Stability in Motorcycle, SAE Technical Paper Series SAE-891993 (1989)
- [4] 木村哲也:低速走行二輪のライダー操縦モデルに関する検討:自動車技術会 学術講演会前刷集 No.335-20075396
- [5] 井口雅一:前後二輪操舵二輪車の操安性についての基礎研究:自動車技術会論文集No.32, 1986。
- [6] 松田篤志:二輪車への前後輪操舵システム適用例の紹介:自動車技術会論文集Vol.41, No.3, 1987

■著者



辻井 栄一郎

Eiichiro Tsujii

技術本部
研究開発統括部
システム技術研究部

木村 哲也

Tetsuya Kimura

技術本部
NVHプロジェクト推進グループ

安藤 裕介

Yuusuke Andou

技術本部
研究開発統括部
SPプロジェクト推進グループ



VベルトCVTのV-N特性予測ツール開発

Development of Shift Dynamic Simulation for Rubber V-belt CVT

技術論文

木村 哲也 平城 大典 小林 光司 坂本 和信

要旨

小型コミュータ系車両の変速装置として用いられているVベルトCVTの変速特性を設計諸元から予測するシミュレーションモデルを開発した。ベルトの伸び・圧縮変形などを考慮し、駆動力による推力変化をモデルに組込むことによって、全開加速時の変速特性を精度よく予測することが可能となった。また、定常走行時や中間加速時の変速特性についても計算できるようになり、様々な走行パターンでの変速特性を机上で検討することが可能になった。

Abstract

A simulation model has been developed for predicting variable speed characteristics based on design specifications for a V-belt type continuously variable transmission(CVT) of the type commonly used on smaller commuter-use powered two-wheeled vehicles. We found that a simulation model that includes thrust force variation produced by driving torque and elongation and compressive deformation of the V-belt, makes it possible to predict variable speed characteristics during full-throttle acceleration with a high degree of accuracy. We also were able to use this simulation model to calculate variable speed characteristics during normal driving pattern and mid-speed acceleration, thus making it possible to employ this simulation model to evaluate transmission performance characteristics in a variety of driving patterns during the design stage of vehicle development.

1 はじめに

スクーターなど小型コミュータ系の車両では古くからゴムVベルトによる無段変速機(CVT)が用いられ、イージードライブを実現している。VベルトCVTは軽量・安価に無段変速を実現でき、コストと重量・性能などのトータルバランスに優れたシステムであるが、複合材料を用いた摩擦による伝動システムであるため、その特性を理論的に求めることが困難である。

CVTの変速特性評価には主に全開加速時の車速V(km/h)とエンジン回転数N(rpm)をグラフ化したV-N線図が用いられている。これまでの当社の開発ではVベルトCVTの設計手法に実測をベースとした計算手法を行い、多くの試行錯誤によって開発が行われていた。そのため、目標のV-N特性に到達するまで開発のやりなおし回数が多くなっていたが、これを設計諸元から予測できれば開発のやりなおし回数削減が可能となり、開発効率の向上が見込まれる。

そこで設計諸元から期待したV-N特性が得られているかどうか、数値シミュレーションによって確認するための計算モデルを開発した。

2 VベルトCVT概要

一般的なVベルトCVTの概略図を図1に示す。二対の可動シープがVベルトを挟み込む構造となっており、それぞれの軸

推力を制御することによって無段変速を実現する。この軸推力はエンジンの回転による遠心力やバネ力、駆動力によって制御されており、これらの設計によって変速特性が決定される。

駆動側のプライマリシープはクランク軸に直結されており、エンジンと一体となって回転し、プライマリシープ内のウエイトに発生する遠心力によって軸推力を発生し、エンジン回転数に応じて変速する機構となっている。

また、従動側のセカンダリシープは減速ギアを介して後輪

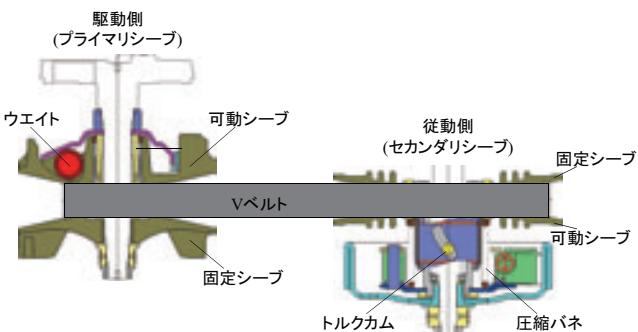


図1 Vベルト CVT 概略図

に接続されている。セカンダリシープには圧縮バネが内蔵されており、これによってストローク比例の軸推力が発生する。また、ボス部に設けられたトルクカムによって駆動トルクが軸推力に変換され、駆動トルクに応じて変速する機構となっている。



プライマリシーブのカム形状やセカンダリシーブのトルクカム形状、圧縮バネ力の釣合によって各シーブストロークが決まり、ベルトの巻付径が変化することによって無段変速が実現される。

η : ベルト伝動効率

T_{EG} : エンジン出力トルク

T_p : 負荷トルク(ベルト伝動トルク(プライマリ))

I_{EG} : エンジン回転部慣性モーメント

ω_{EG} : エンジン回転数

3 シミュレーションモデル

シミュレーションモデルの全体構成を図2に示す。CVTのモデルとして、プライマリシーブ、Vベルト、セカンダリシーブをモデル化し、これにエンジンと車体のモデルを追加した5つのサブシステムによって構成した。

モデル化にはMATLAB/Simulinkを使用し、各サブブロック毎に運動方程式を導出することによってシミュレーションモデルを作成した。

3-1 エンジンモデル

エンジンモデルはスロットル開度と負荷トルク(ベルト伝動トルク)を入力とし、エンジン回転数を出力とするサブシステムとして扱い、式(1)の運動方程式によってモデル化した。

$$\eta T_{EG} - T_p = I_{EG} \dot{\omega}_{EG} \quad \cdots (1)$$

エンジン出力トルク T_{EG} はスロットル開度とエンジン回転数のマップで与える。ベルトの伝動効率 η は本来ベルトの負荷トルク T_p に組込まれるべきだが、現状ではエンジン出力を低減させることによって簡易的にモデル化している。

3-2 車体モデル

車体モデルは車体の加減速による負荷のモデルである。減小ギアへの駆動トルクを入力とし、車速とセカンダリシーブ回転数を出力とするサブシステムとして扱い、式(2)による運動方程式によってモデル化した。

$$\frac{2 \cdot T_S \cdot K_G}{D_T} - F_R = M \ddot{V} \quad \cdots (2)$$

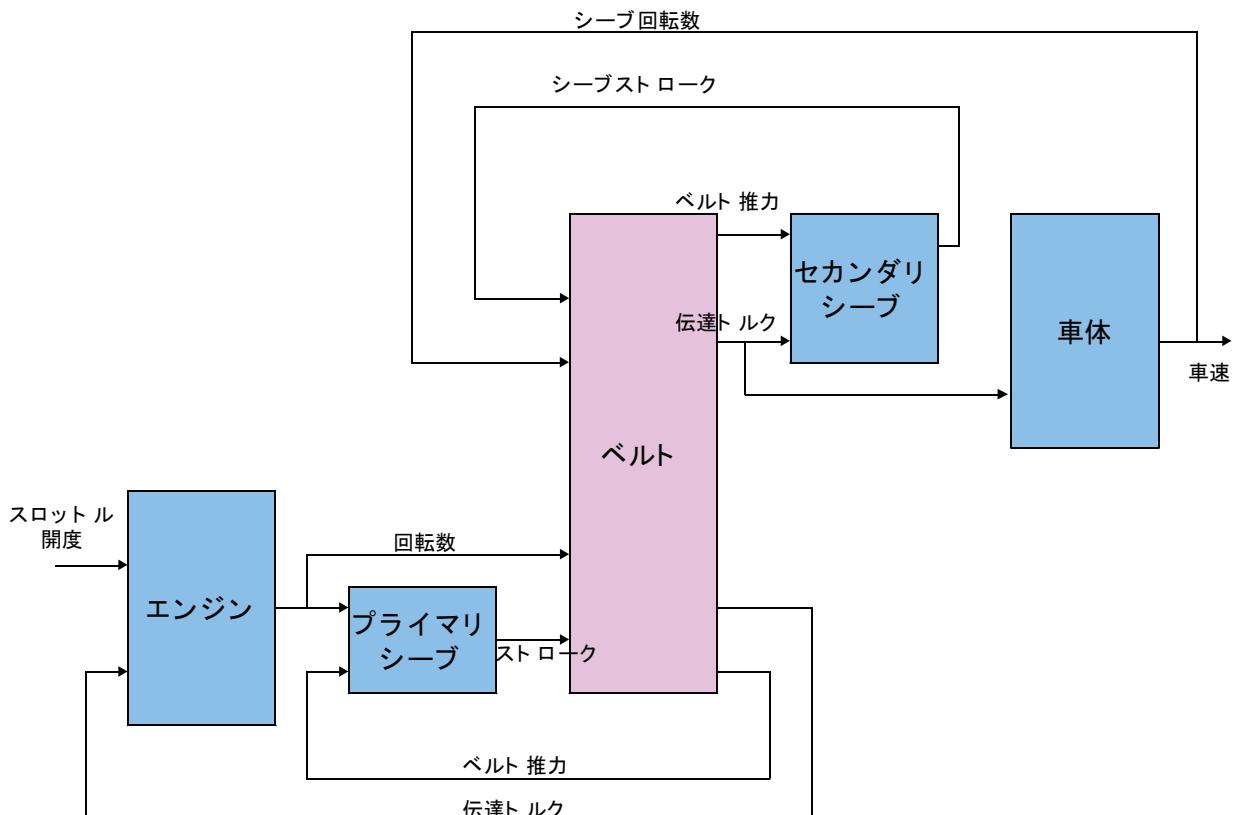


図2 シミュレーションモデル全体構成



T_s : ベルト伝動トルク(セカンダリ)

K_G : トランスミッション減速比

D_T : タイヤ径

F_R : 走行抵抗

M : 車重

V : 車速

また、走行抵抗 F_R はISOやEPAなどの規格に準じ、式(3)のように車速の関数として扱う。

$$F_R = a + bV + cV^2 \quad \cdots (3)$$

a, b, c : 走行抵抗係数

車速はkm/hへの単位変換と、タイヤ径とトランスミッション減速比からセカンダリシーブ回転数への変換を行い、それぞれ出力する。なお、セカンダリシーブ上の遠心クラッチについては本シミュレーションには含まず、常に直結されているものとしてセカンダリシーブ回転数は車速と減速比によって決まるものとしている。

3-3. プライマリシーブモデル

プライマリシーブの概略図を図3に示す。クランクシャフトの回転により可動シーブ背面に設置されたウエイトに遠心力が加わり、シーブ径方向に移動することによってシーブストロークが変化する仕組みとなっている。そこで、ウエイト位置 y はカムプレートとプライマリスライディングシーブのカム形状によって拘束されるものとし、シーブストローク δ_p の関数となるものとして一自由度の運動方程式に落とし込んだ。

プライマリシーブモデルはエンジン回転数とベルトからの推力を入力とし、シーブストロークを出力とするサブシステム

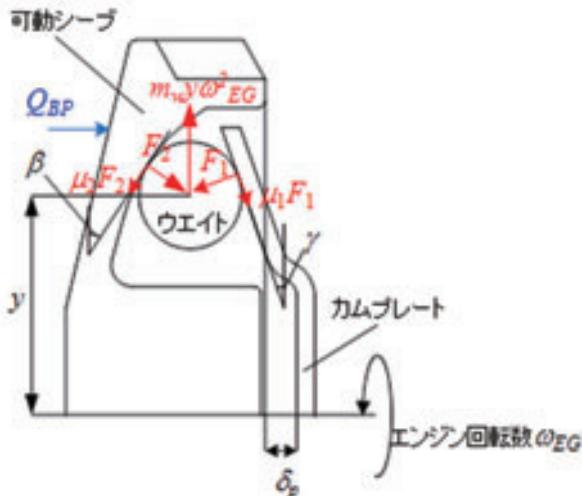


図3 プライマリシーブ概要

として扱い、上記拘束条件から求まる式(4)の運動方程式によってモデル化した。

$$\frac{n_w m_w y \omega_{EG}^2}{\tan(\gamma + \rho_1) + \tan(\beta + \rho_2)} - Q_{BP} = \left[\frac{\{1 + \tan \gamma \tan(\gamma + \rho_1)\} n_w m_w}{(\tan \gamma + \tan \beta) \{ \tan(\gamma + \rho_1) + \tan(\beta + \rho_2) \}} + m_p \right] \ddot{\delta}_p - c_p \dot{\delta}_p \quad \cdots (4)$$

n_w : ウエイト数

m_w : ウエイト質量

y : ウエイト回転半径

γ : カムプレート角度

ρ_1, ρ_2 : カム接触摩擦角 ($\mu = \tan \rho$)

β : カム接触角

Q_{BP} : ベルト推力(プライマリ)

m_p : プライマリスライディングシーブ質量

c_p : プライマリシーブ摺動抵抗(減衰係数)

δ_p : プライマリシーブストローク

3-4. セカンダリシーブモデル

セカンダリシーブモデルはベルトからの伝動トルクと軸推力を入力とし、シーブストロークを出力とするサブシステムとして扱い、式(5)の運動方程式によってモデル化した。

$$Q_{BS} - Q_{sp} - Q_C = m_s \ddot{\delta}_s + c_s \dot{\delta}_s \quad \cdots (5)$$

Q_{BS} : ベルト推力(セカンダリ)

Q_{sp} : スプリング推力

Q_C : トルクカム推力

m_s : セカンダリスライディングシーブ質量

c_s : セカンダリシーブ摺動抵抗(減衰係数)

δ_s : セカンダリシーブストローク

また、スプリング推力とトルクカム推力は式(6), (7)でモデル化した^[1]。

$$Q_{sp} = Q_{SET} + k_{sp} \delta_s \quad \cdots (6)$$

$$Q_C = \frac{2}{D_C} \left\{ \frac{T_s}{2} + M_{n0} + k_t \xi \right\} \tan(\varphi + \rho_c) \quad \cdots (7)$$



Q_{SET} : スプリングセット荷重

k_{sp} : スプリングばね定数

D_c : トルクカム径

T_s : ベルト伝動トルク(セカンダリ)

M_{n0} : スプリングセットトルク

k_t : スプリングねじりばね定数

ξ : スプリングねじれ角

φ : トルクカム角度

ρ_c : トルクカム摩擦角

ベルトモデルは大きく分けると以下の6つのサブシステムによって構成されている。

- ① 卷付径の算出
- ② 平均張力の算出
- ③ スリップ率・有効張力の算出
- ④ 接触角の算出
- ⑤ 駆動トルクと張り側張力・緩み側張力の算出
- ⑥ 推力の算出とベルト圧縮変形による卷付径変化の算出

3-5. ベルトモデル

CVTに用いられる変速用VベルトはV型(台形)断面を持ち、外周にV型の溝をもつプーリーと組み合わせて使用される。V型断面である特徴から、シープのV溝幅を広げたり狭めたりすることでベルトの巻付径を変化させ、無段変速を実現できる。

変速用Vベルトには一般的にローエッジコグドVベルトが用いられる。ローエッジコグドVベルトの構造はおおむね図4のようになっており、心線の上下をゴム層で挟み、更にその外側にゴム層保護のための布を貼った構造となっている。ベルト側面はプーリとの摩擦力をかけぐため、ゴム層が剥き出しへなっている。心線には直径1mm程度のポリエステルやアラミドの糸が用いられており、これによってベルトに加わる張力を受けもつ。ゴム層には異方性をもつ短纖維強化ゴムが用いられ、耐側圧性と耐摩耗性を向上させてている。またコグと呼ばれる歯型形状をしており、これによって厚みのあるVベルトの屈曲性を向上させ、プーリー巻付時の損失を低減させてい

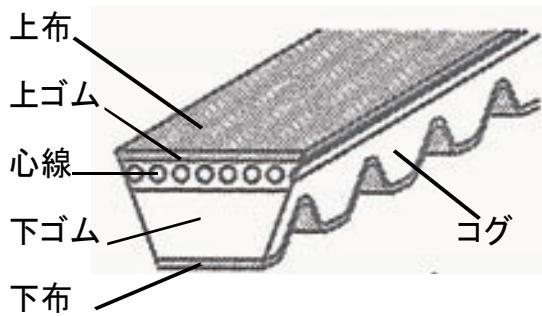


図4 ローエッジコグドVベルト

る。

このように変速用Vベルトは伸び剛性・幅方向圧縮剛性・厚さ方向圧縮剛性がそれぞれ異なる異方性材料であり、かつ摩擦伝動によって動力を伝達しているため厳密なモデル化は非常に複雑である^[2]。しかし、過去の研究から実用的な計算式が提案されており^[3]、本シミュレーションでもこれに基づいてモデル化を行った。

以下、これらのサブシステムの計算内容の詳細について記述する。

3-5-1 卷付径と平均張力の算出

ベルトの巻付径を心線の位置で代表させると巻付径比と速比が等しくなり、巻付径を算出することでCVTの速比がわかる。巻付径の算出はシープストロークによる幾何学的変化と、ベルトの変形による変化を求め、二つの和から求めているが、ここではまず幾何学的に巻付径とベルト周長を求ることにより速比と平均張力を求めている。

ベルトの圧縮変形を無視した巻付径はシープの溝幅とベルト幅から決まり、図5のようにシープストローク δ におけるベルト巻付半径 R は式(8)のようになる。

$$R = \frac{D_0}{2} + \frac{\delta}{2 \tan \alpha} \quad \dots (8)$$

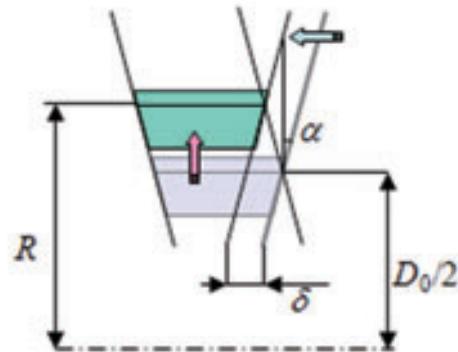


図5 シープストロークと巻付半径

式(8)を用いてプライマリシープ・セカンダリシープの巻付半径 R_p , R_s がそれぞれ求まるとき軸間距離 L_c から式(9)によりベルト周長 L が幾何学的に求まる^[4]。



$$L = 2L_C + \pi(R_p + R_s) + \frac{(R_p - R_s)^2}{L_C} \quad \cdots (9)$$

このベルト周長 L と自由長 L_{B0} との差からベルトの伸び歪み ϵ を求め、ベルトの伸び剛性 k_{Be} を乗じることによって平均張力 T_m を求めている(式(10))。

$$\epsilon = \frac{L - L_{B0}}{L_{B0}}, \quad T_m = k_{Be}\epsilon \quad \cdots (10)$$

3-5-2 スリップ率・有効張力の算出

ベルトによって動力伝達を行なう場合、プーリーの入口と出口で張力が変化することによって動力が伝達される。この、入口と出口での張力の差を有効張力と呼び、ベルトが伝達する動力と同義である。また、一般に負荷が増加するとベルトに剪断歪みが生じ、負荷にほぼ比例してスリップ率が大きくなる^[5]。この関係を利用して有効張力を算出し、ベルトが伝動する駆動力を求めている。

スリップ率 s とは負荷を加えたときに生じる速比の変化率を表わすもので、式(11)で定義されている^[4]。

$$s = \frac{I_0 - I_t}{I_0} \quad \cdots (11)$$

ここで、 I_0 は無負荷時の速比、 I_t は負荷時の速比である。無負荷時の速比は巻径比に等しく、負荷時の速比は入力として与えられるプライマリシープの角速度 ϕ_p とセカンダリシープの角速度 ϕ_s から算出され、式(11)は角速度が負の場合も考慮すると次のように変形できる

$$s = \frac{R_p \omega_p - R_s \omega_s}{|R_p \omega_p|} \quad \cdots (11')$$

求めたスリップ率 s に比例定数 k_{Bd} を乗じることにより、有効張力 F_e を求める(式(12))。

$$F_e = k_{Bd} \cdot s \quad \cdots (12)$$

なお、スリップ率の発生から有効張力の発生には一次遅れによって動特性を持たせている。

3-5-3 接触角の算出

接触角とはベルトがプーリーに巻き付いている角度であり、後述する推力の計算に使用される。これもベルトの曲げ剛性を無視すれば巻付半径と軸間距離から幾何学的に求まり、プライマリシープの接触角を θ_p 、セカンダリシープの接触角を θ_s とするとそれぞれ式(13)、(14)から求まる^[4]。

$$\theta_p = \pi + 2 \sin^{-1} \left(\frac{R_p - R_s}{L_C} \right) \quad \cdots (13)$$

$$\theta_s = \pi - 2 \sin^{-1} \left(\frac{R_p - R_s}{L_C} \right) \quad \cdots (14)$$

3-5-4 駆動トルクと張り側張力・緩み側張力の算出

有効張力 F_e と巻付半径 R_p 、 R_s から、式(15)、(16)によりプライマリシープの駆動トルク T_p とセカンダリシープの駆動トルク T_s が求まり、これを出力する。

$$T_p = R_p \cdot F_e \quad \cdots (15)$$

$$T_s = R_s \cdot F_e \quad \cdots (16)$$

また、有効張力 F_e と平均張力 F_m から、式(17)、(18)により張り側張力 F_t と緩み側張力 F_s が求まる。

$$F_s = \frac{2F_m - F_e}{2} \quad \cdots (17)$$

$$F_t = 2F_m - F_s \quad \cdots (18)$$

3-5-5 推力の算出とベルト圧縮変形による巻付径変化の算出

CVTの变速は可動シープに加える推力によって行われるため、設計どおりの速比を実現するためには、必要となる推力の予測が不可欠である。そのため、過去に様々な理論式の提案や実験・数値解析による検証が行われている^[3]。これらの研究成果からシンプルかつ実測に近い推力が得られる実験式として、駆動側推力 F_{zDR} はWorleyによる式(19)^[6]、従動側推力 F_{zDN} はMiloiuによる式(20)^[7]が用いられている。



$$\frac{F_{zDR}}{F_t + F_s} = \frac{\theta_{DR}}{2 \tan(\alpha + \rho_R)} \frac{F_t}{F_t + F_s}$$

… (19)

$$\frac{F_{zDN}}{F_t + F_s} = \frac{\theta_{DN} - \theta_0}{\tan(\alpha + \rho_R)} \frac{F_s}{F_t + F_s} + \frac{\cos \alpha}{2 \mu_T} \frac{F_t - F_s}{F_t + F_s}$$

… (20)

ここで、

$$\theta_0 = \frac{\sin \alpha}{\mu_T} \ln \left(\frac{F_t}{F_s} \right), \quad \mu_R = \tan \rho_R$$

であり、 μ_T はベルトとシープの周方向の摩擦係数、 μ_R は径方向の摩擦係数である。また、 θ_{DR} 、 θ_{DN} は駆動側・従動側の接觸角、 θ_0 はEulerの摩擦伝動理論におけるクリープ角(Active Arc)である。

式(19)、(20)を駆動時と被駆動時で場合分けすることにより、プライマリシープ・セカンダリシープそれぞれに加わる推力を求めている。

さて、ベルトに推力・張力が加わると、その伸びや圧縮変形とともに卷付径の変化を生じるが、ゴムベルトの場合にはその影響が無視できない。ベルトの変形は主として三つの成分からなり、伸びによるポアソン効果、推力による幅方向の圧縮変形、巻き付き向心力による厚さ方向の圧縮変形がある^[2]。

まず、ベルトの伸びによるポアソン効果で生じる巻付径変化 ΔR_1 とすると、ポアソン比0.5として式(21)によって求まる。

$$\Delta R_1 = \frac{0.5 w_B}{2 \tan \alpha} \cdot \varepsilon \quad … (21)$$

次に、推力によるベルトの圧縮変形による巻付径変化を求める。図6のように推力を F_z 、ベルト厚さを h_B 、幅を w_B 、巻付半径を R 、接触角を θ とし、幅方向のヤング率を E_z 、推力による圧縮変形を δ_z とすると、Hookeの法則により式(22)、(23)が成立つ。

$$\frac{F_z}{h_B R \theta} = E_z \frac{\delta_z}{w_B} \quad … (22)$$

$$\delta_z = \frac{F_z w_B}{E_z h_B R \theta} \quad … (23)$$

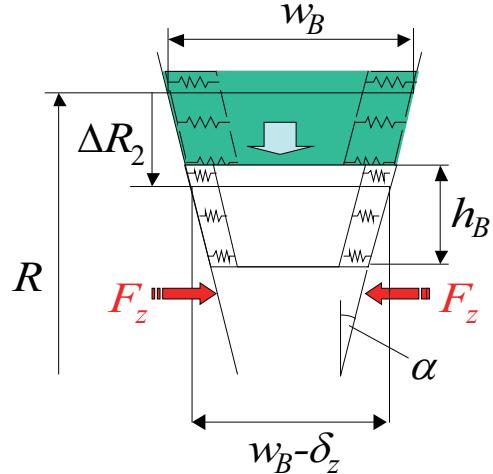


図6 ベルト圧縮変形モデル

圧縮変形 δ_z によって生じる巻付径変化を ΔR_2 とすると、式(24)のように求まる。

$$\Delta R_2 = \frac{\delta_z}{2 \tan \alpha_1} \quad … (24)$$

最後にベルトの巻き付き向心力による径方向の圧縮変形を求める。半径 R の円筒に張力 F のベルトが巻き付くと単位長さあたり F/R の向心力がはたらく。径方向のヤング率を E_y とするとHookeの法則により、張力による巻付半径の変化量 ΔR_3 が式(25)のように求まる。

$$\Delta R_3 = \frac{h_B}{w_B E_y} \frac{F}{R - \Delta R_2} \quad … (25)$$

式(21)、(24)、(25)の和からベルトの変形による巻付径の変化量を求め、変形の動特性を一次遅れとして幾何学的な巻付径の変化量にフィードバックすることによって、ベルトの巻付径を求めている。

4 実測との検証

以上のようなモデル化により開発したCVTの変速特性シミュレーションの計算結果を実測のV-N特性と比較・検証を行った。代表的な事例として、排気量115ccスクータおよび排気量500ccスクータでの結果を図7、8に示す。いずれも変速特性の特徴をよく表しており、生産車18機種での検証を実施したところ、±10%以内の精度で予測可能であることがわかった。

また、本シミュレーションでは負荷に応じた過渡状態での計算も可能であり、これまで机上では検討できなかった緩加速などの準定常走行(Road Load 定常)での特性や、一定車速



からの全開加速した場合の中間加速特性など様々な検討が可能となった(図9)。

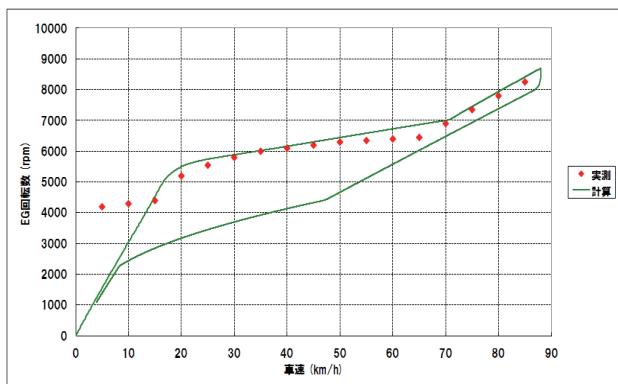


図7 115cc スクータ V-N 特性

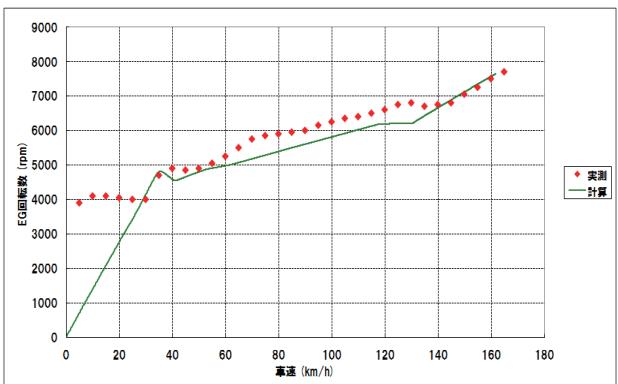


図8 500cc スクータ V-N 特性

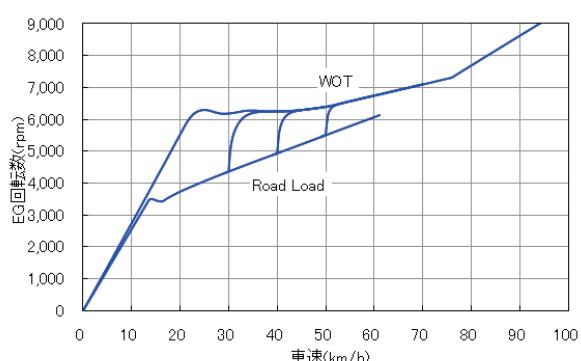


図9 緩加速性能や中間加速の検討例

5 おわりに

これまで開発やりなおし回数の多かったCVTの変速特性開発であるが、本シミュレーションにより開発効率の大幅な向上が期待される。また、動的な変速特性が計算できるようになつたことにより、様々な走行パターンでの変速特性が机上で検討できるようになり、加速性能や燃費性能などの予測にも応用が可能となった。今後ますます厳しくなる環境性能向上への貢献も期待される。

6 参考文献

- [1] L. R. Oliver, K. G. Hornung, J. E. Swenson, H. N. Shapiro, "Design Equations for a Speed and Torque Controlled Variable Ratio V-Belt Transmission", SAE Paper No. 730003.
- [2] B. G. Gerbert, "Force and Slip Behavior in V-belt Drives", Acta Polytechnica Scandinavica, Mechanical Engineering Series No.67, 1-101, 1972
- [3] B. G. Gerbert, "Some Notes on V-Belt Drives", Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design Vol. 103(1), 8-18, 1980
- [4] ベルト伝動技術懇話会編, 新版ベルト伝動・精密搬送の実用設計, 養賢堂
- [5] G. Gerbert, "Belt Slip --- A Unified Approach", Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design Vol. 118, 432-438, 1996
- [6] W. S. Worley, "Designing Adjustable-Speed V-Belt Drives for Farm Implements", SAE Transactions, Vol. 63, 321-333, 1955
- [7] G. Miloiu, "Die Druckkraft in stufenlosen Getrieben II. Riemen-, Ketten- und harmonische Getriebe", Antriebstechnik 8, No. 2, 450-459, 1969

■著者



木村 哲也
Tetsuya Kimura

技術本部



平城 大典
Daisuke Hirajo

技術本部



小林 光司
Kouji Kobayashi

ME事業部

NVHプロジェクト推進グループ NVHプロジェクト推進グループ

開発統括部
エンジニアリング部



坂本 和信
Kazunobu Sakamoto

技術本部

研究開発統括部

要素技術研究部



技術論文

車両走行シミュレーションによる実走行燃費の推算 Prediction of Fuel Consumption with Vehicle Driving Cycle Simulation

平城 大典 木村 哲也 矢部 裕子

要旨

二輪車の低燃費化に対する市場の要求が高まっている中、開発上流段階で車両の燃費を精度良く見積もることが求められている。本車両走行シミュレーションは、車体諸元やエンジン性能から構成される車両モデルと走行パターンに沿って車両を操作する運動モデルを組み合わせることで、加速性能、燃費、排ガスなどを計算する手法である。今回、Manual Transmission（以下 MT と記述）と Continuously Variable Transmission（以下 CVT と記述）の 2 種類の変速機構で二輪車の車両走行シミュレーションを行った。車両の運動モデルは PID 制御からなるドライバーコントロールモデルを採用し、Matlab/Simulink によって構築した。実測データとの比較を行い、燃費検討やエンジン使用頻度の解析を行う上で実用的な精度であることを確認した。

Abstract

As demand for vehicles with better fuel economy continues to grow in the marketplace, there is a need for accurate prediction of a vehicle's fuel consumption in the early stage of the product development process. Vehicle driving cycle simulations are one such method that combines a vehicle model composed of vehicle specifications and engine characteristics with a driver model that simulates vehicle operation based on driving patterns in order to calculate acceleration performance, fuel consumption and emissions.

This report presents an application of a vehicle driving cycle simulation for transmissions: a manual transmission (MT) and a continuously variable transmission (CVT). The calculation uses a driver controlled model that is based on PID control and is built up with MATLAB and SIMULINK environment.

The simulation results were then compared with actual running test data to verify the simulation model's viability for practical use in the vehicle development process as a means for evaluating/predicting fuel consumption and analyzing frequency of engine use.

1 はじめに

近年、地球温暖化の観点から、CO₂排出量削減に対し国や地域を越えた取り組みがなされている。わが国における2009年度CO₂総排出量で運輸部門の占める割合は約20%、その中で自動車が占める割合は約90%と自動車の排出するCO₂の、全体へ与える影響は小さくない^[1]。さらに、燃料資源枯渇問題や原油価格高騰などの外部環境も重なり、自動車の燃費に対する関心が高まっている。

このような状況の中、二輪車市場でも燃費への取り組みは重要な課題となっている。急速に成長するアセアン諸国や中南米地域においては、小排気量(125ccクラス)二輪の需要が高く、実用性の点から高い燃費性能が求められている。また、2008年の世界金融危機や原油価格高騰を契機に、パフォーマンスに重点を置く先進国向けのスポーツモデルに対して、低燃費が求められるようになってきた。燃費は基本デザインが決定した後の大幅な変更が難しいため、開発上流の企画段階において、車両の実走行燃費を一定の精度で見積も

ることが必要となってきた。車両走行シミュレーションは、車体の諸元、エンジン性能、走行条件を入力し、車両が指定の

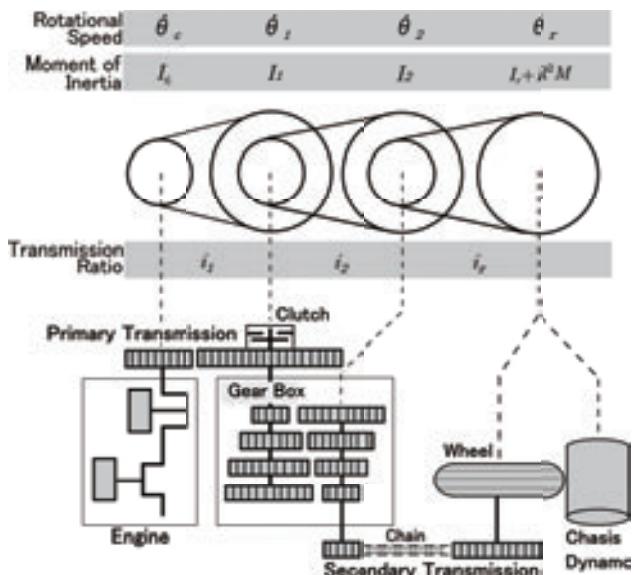


図 1 Vehicle model (Manual Transmission)



パターンを走行した際の各種パラメータ(エンジン速度、スロットル開度、瞬時燃料流量など)を時系列データとして出力することにより、加速性能や燃費を机上で検討することができるツールである。本報告では二輪車における車両走行性能シミュレーションの事例を、MT(Manual Transmission)とCVT(Continuously Variable Transmission)の2種類の駆動系に分けて報告する。

2 車両走行シミュレーション

2-1. 車両モデル

図1より車両の各回転軸まわりの運動方程式は、次式で表すことができる。

$$I_C \ddot{\theta}_C = T_{ENG} - T_{C1} \quad (1)$$

$$I_1 \ddot{\theta}_1 = i_1 T_{C1} - T_{12} \quad (2)$$

$$I_2 \ddot{\theta}_2 = i_2 T_{12} - T_{2r} \quad (3)$$

$$(I_r + R^2 M) \ddot{\theta}_r = i_r T_{2r} - T_{RES} \quad (4)$$

ここで T_{ENG} はエンジントルク、 T_{C1} はC軸が1軸から受けるトルク、 T_{12} は1軸が2軸から受けるトルク、 T_{2r} は2軸がr軸から受

けるトルク、 T_{RES} はr軸がシャーシダイナモから受けるトルクである。 M はシャーシダイナモの設定車重であり、 R はタイヤ半径である。図1の車両ではC軸と1軸の間にクラッチがあるため、 T_{C1} はクラッチ伝達トルクとなる。クラッチ前後で運動方程式を分離すると、1軸以降はクラッチ伝達トルクによって回転させられることから、式(2)、(3)、(4)より次式で表現することができる。

$$(i_2^2 i_r^2 I_1 + i_r^2 I_2 + I_r + R^2 M) \ddot{\theta}_r = i_1 i_2 i_r T_{C1} - T_{RES} \quad (5)$$

車速を V 、走行抵抗を $F_{RES}(V)$ とすると、 $\dot{V} = R \ddot{\theta}_r$ より式(5)は次のように表すことができる。

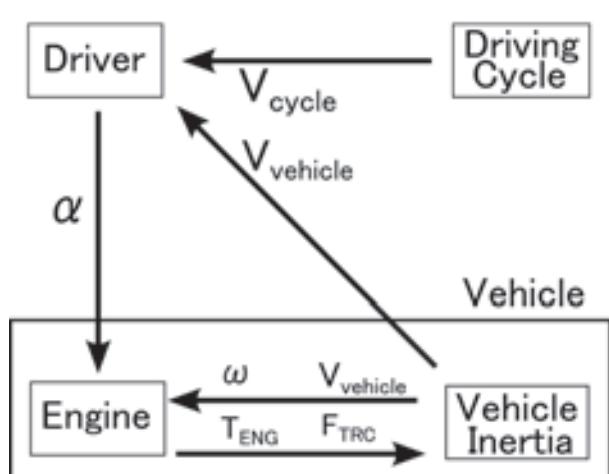
$$(M_a + M) \dot{V} = F_{TRC} - F_{RES} \quad (6)$$

ここで、

$$M_a = \frac{1}{R^2} (i_2^2 i_r^2 I_1 + i_r^2 I_2 + I_r) \quad (7)$$

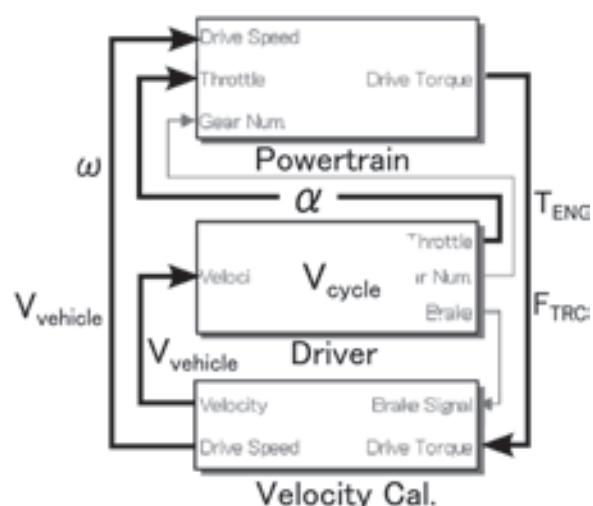
$$F_{TRC} = \frac{i_1 i_2 i_r}{R} T_{C1} \quad (8)$$

Driver controlled model



α : Accelerator pedal position
 ω : Engine speed
 T_{ENG} : Engine torque

Simulink model



$V_{vehicle}$: Vehicle velocity
 F_{TRC} : Traction force
 V_{cycle} : Driving cycle velocity

図2 Simulation model

であり、 M_a は回転部慣性モーメント相当車重、 F_{TRC} は駆動力を表す。式(1)より求まるエンジン回転速度と、式(6)で決定する車速は、クラッチ伝達トルク T_{Cl} によって関連しながら変化するモデルとなっている。なお、図1ではMT車両を例にあげているが、CVT車両においても同様の式が適用できる。

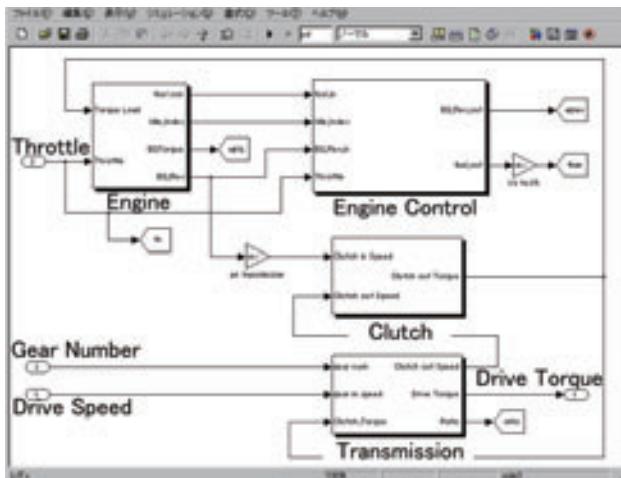


図3 Powertrain module(MT)

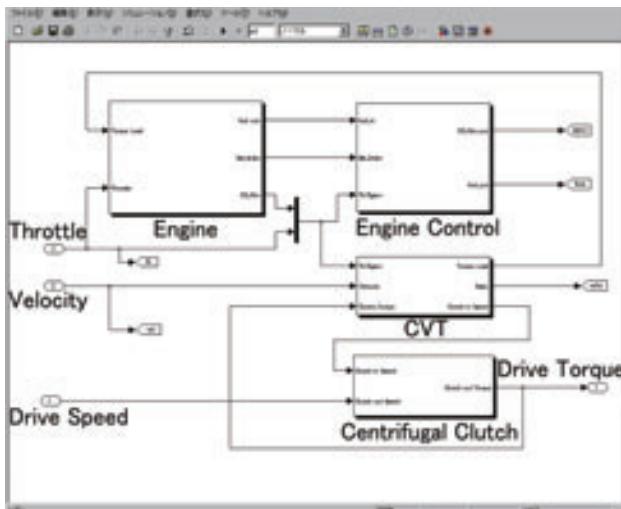


図4 Powertrain module(CVT)

2-2. 走行シミュレーション

走行シミュレーションモデルには主にQuasi-stationary modelとDriver controlled modelの2種類が存在する^[2]。Quasi-stationary modelは、指定された走行パターンから必要な駆動力を算出し、駆動力からエンジントルクが決まりスロットル開度が求められるため、スロットル操作を行うドライバーを必要としない。一方、Driver controlled modelは、1計算ステップ前の時刻の車速と目標車速の乖離量に対し次ステップのスロットル操作量を決定するフィードバック制御モデルである。こちらは指定した走行パターンと実計算車速とのズレが生じる可能性があるが、フィードバック制御からなるドライバーモデルを有するため、実際の車両走行に近いモデルといえる。本報告では後者のDriver controlled modelを採用している。シミュレーションモデルはMATLAB/SIMULINKによって構築されており、大きく分けてPowertrain、Vehicle、Driverの3つのモジュールから構成される。図2にDriver controlled modelとSimulinkモデルの対応を示す。

MTおよびCVTでのPowertrainモジュールの詳細を図3、図4に示す。Engineブロックでは式(1)の計算が行われ、エンジン回転速度を出力としている。

入力データとしてスロットル開度毎のトルク特性や燃料消費マップが含まれる。Engine Controlブロックではアイドリングの判定、減速時のフューエルカットなどのロジックが組み込まれている。

Clutchブロックではクラッチ伝達トルク T_{fc} が計算され、EngineブロックとVehicleモジュールの両方に伝達される。本モデルでは詳細なクラッチのモデル化は避け、指定した車速またはエンジン回転速度において、クラッチのON/OFFが実車の挙動を模擬するような摩擦モデルを設定している。図1に示すMTの車両の場合、C軸と1軸の間にクラッチがあることから、クラッチの入力側と出力側の回転速度差 $\Delta\theta_{fc}$ は次式で表される。

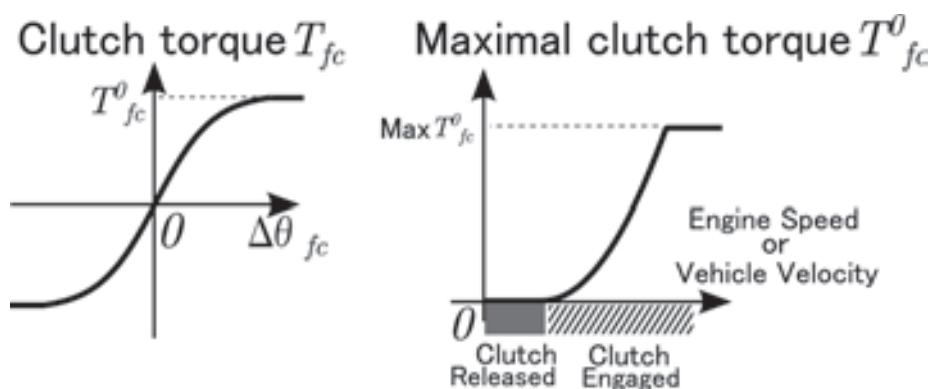


図5 Clutch friction model

$$\Delta\theta_{fc} = \frac{\theta_c}{i_1} - \theta_i \quad (9)$$

式(9)の回転速度差に対しクラッチ伝達トルク T_{fc} を次式で定義する(図5参照)。

$$T_{fc} = T_{fc}^0 \tanh(\alpha \cdot \Delta\theta_{fc}) \quad (10)$$

図5の右のグラフに示す T_{fc}^0 は、クラッチが伝達可能な最大トルクを意味する。 T_{fc}^0 をエンジン回転速度や車速の関数とすることで、実車のクラッチ操作を再現することができる。

Transmissionブロックは変速比を出力する。図6に示すように、MT車両の場合は走行パターンで指定されたギヤ番号に対応する変速比を出力する。一方、CVTの場合はエンジン回転速度とエンジントルクによって変速特性が変化するため、スロットル開度ごとの変速特性をマップとして入力する。Driverモジュールでは主にEngineブロックへ送るスロットル開度 α_r と、Vehicleへ送るブレーキトルク信号 α_B を出力する。

Driverモデルは車速を目標値とするPID制御となっている。

図2のように目標車速を V_{cycle} 、実車速を $V_{vehicle}$ とし速度差を $\Delta V = V_{cycle} - V_{vehicle}$ とするとき α_r と α_B を次のように表す。

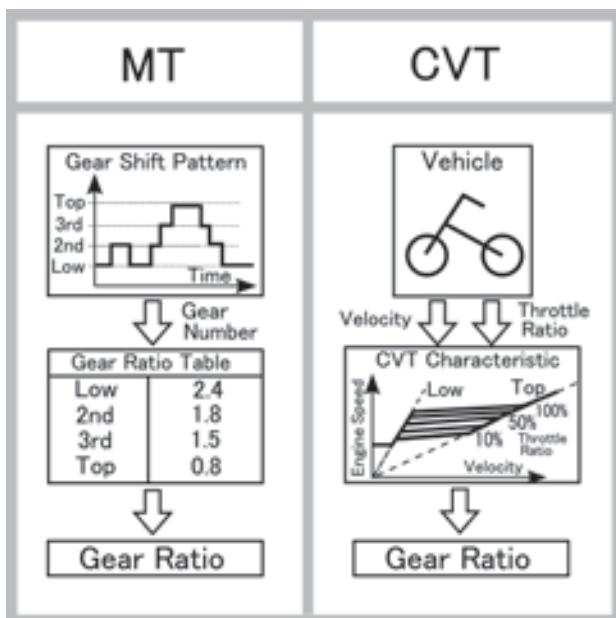


図 6 Gear ratio

$$\varepsilon = K_p \Delta V + K_I \int \Delta V dt + K_D \frac{d \Delta V}{dt}$$

$$\alpha_T = \begin{cases} \varepsilon & (\varepsilon \geq 0) \\ 0 & (\varepsilon < 0) \end{cases}, \quad \alpha_B = \begin{cases} 0 & (\varepsilon \geq 0) \\ |\varepsilon| & (\varepsilon < 0) \end{cases} \quad (11)$$

ここで K_p 、 K_I 、 K_D はそれぞれPID制御の比例ゲイン、積分ゲイン、微分ゲインである。

Vehicleモジュールでは式(6)を計算している。車両の走行抵抗 F_{RES} は車速の関数として以下のように定義する。

$$F_{RES} = a_1 + a_2 V + a_3 V^2 \quad (12)$$

シャーシダイナモで試験を行う場合、 a_1 a_2 a_3 は車重によって決まった値となり、規格ごとにその値は異なっている。

3 数値計算例

MT車両でLA4(米国排ガス測定基準)を走行した場合のシミュレーションと実測の比較を図7~図10に示す。ただし、グラフでは500~1000[sec]の部分を表示している。図11より、各データのシミュレーションと実測結果とは高い相関を持っており、実燃費も誤差は1.1%となっている。一方、スロットル開度の相関係数が他と比べ低くなっている。これは主に、走り出しの領域で、シミュレーションのスロットル開度がスパイク状の波形を示していることに起因する。数値計算上、静止状態ではエンジントルクを0としているため、走り出しの駆動力を得るためにスロットルを開けるような特性となるが、非常に短時間の現象のため、全体の燃費に与える影響は非常に小さいと考えられる。

次に、CVT車両でWMTCモード(二輪車排ガス試験法)を行った場合のシミュレーションと実測の比較を示す。CVT車両の場合、変速特性はエンジン回転速度とエンジントルクによって変化するため、予め実走行で使用する範囲でCVTの特性を入手し、車両モデルに入力する必要がある。エンジンのトルク特性と詳細なCVTの諸元から変速特性をシミュレーションで予測することも可能である^[3]が、本計算では実際に車両を走行させた際の車速とエンジン回転速度の関係をスロットル開度ごとに入力している(図12)図13~図16に走行時の各データの時間推移を示し、図17に相関の度合を示す。

ただしグラフでは、0~600[sec]の結果を示している。エン

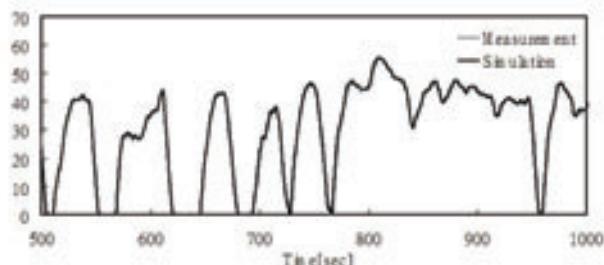


図 7 Vehicle velocity[km/h](MT, LA4)

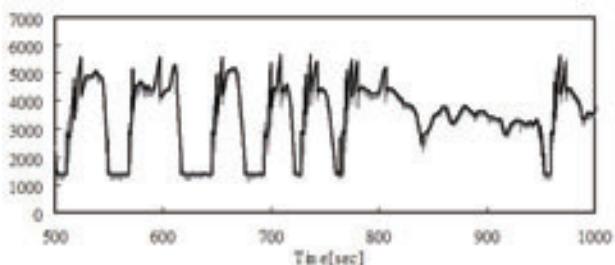


図 8 Engine speed[RPM](MT, LA4)

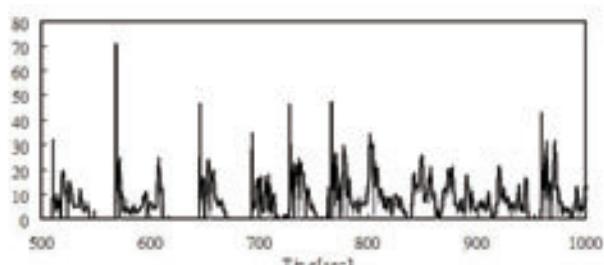


図 9 Throttle open ratio[%](MT, LA4)

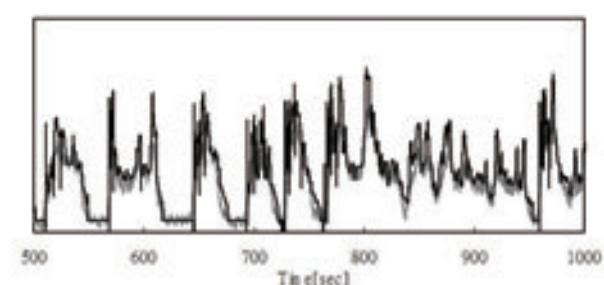


図 10 Instantaneous fuel consumption[l/h](MT,LA4)

Fuel Consumption

Simulation 44.8 km/l
Measurement 44.3 km/l

Correlation Coefficient

Vehicle velocity	0.997
Engine speed	0.981
Throttle ratio	0.852
Instantaneous fuel consumption	0.932

図 11 Simulation/Measurement correlation (MT)

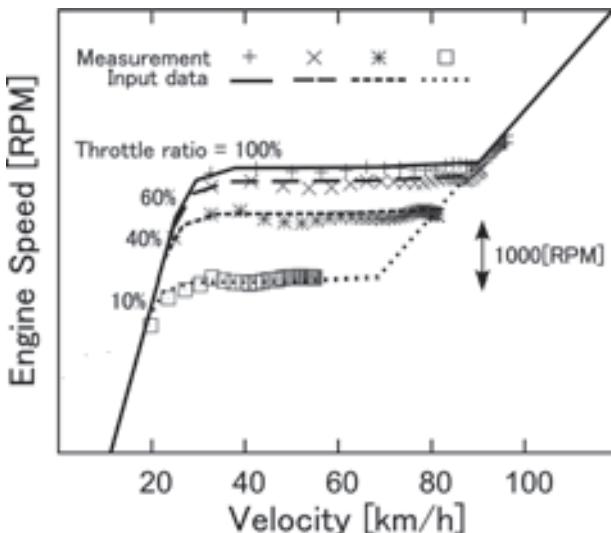


図 12 CVT transmission characteristic

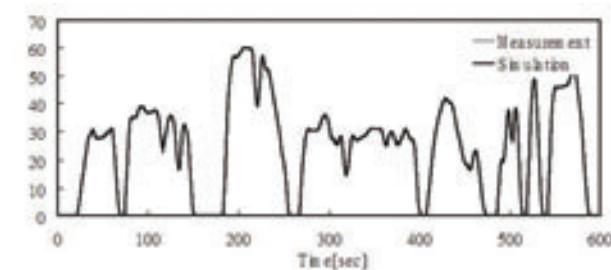


図 13 Vehicle velocity[km/h](CVT, WMTC)

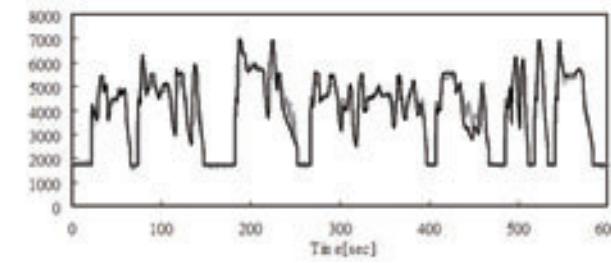


図 14 Engine speed[RPM](CVT, WMTC)

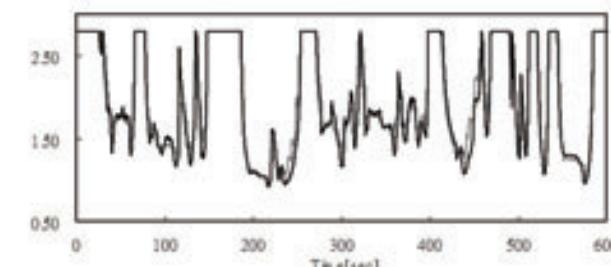


図 15 Transmission ratio(CVT, WMTC)

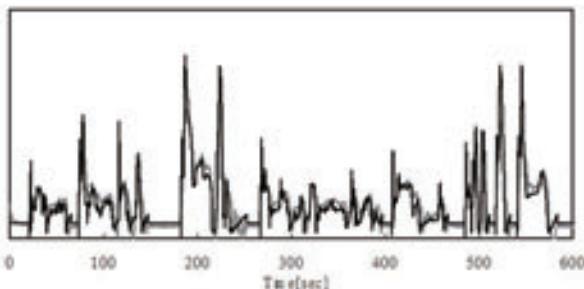


図 16 Instantaneous fuel consumption[l/h](CVT, WMTC)

Fuel Consumption	
Simulation	41.1 km/l
Measurement	39.0 km/l
Correlation Coefficient	
Vehicle velocity	0.996
Engine speed	0.955
CVT transmission ratio	0.973
Instantaneous fuel consumption	0.869

図 17 Simulation/Measurement correlation (CVT)

エン回転速度と変速比はそれぞれ実測とシミュレーションで相関が高いことから、本モデルにおけるCVT変速特性の入力手法は妥当であるといえる。実燃費は実測とシミュレーションで誤差が5.4%となっている。MT車に比べ誤差が大きくなっている要因としては、CVT伝達効率の非線形性が主にあげられる。

また、本シミュレーションでは実走行燃費やモード走行時に寄与の高い運転領域の推定を行うことも可能である。上記

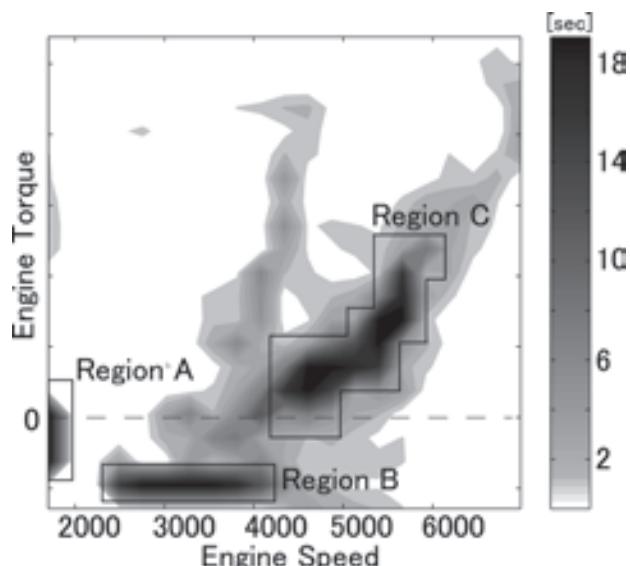


図 18 Time distribution (CVT)

CVT車両における、モード走行時のエンジン使用頻度を図18に示す。使用頻度の高い3領域、A B Cはそれぞれ、アイドリング、減速中、加速または定常走行中を示している。このように、実走行燃費だけでなく、モード走行燃費に寄与の高い領域の推定も行うことが可能である。

4 まとめ

本報告では、車体、エンジンデータ、ドライバーモデルにより二輪車(MT,CVT)の実走行燃費やエンジン使用頻度の予測が可能であることを実証している。今回対象とした車両では、シミュレーションと実測の誤差はMT車で1.1%、CVT車で5.4%であり、開発上流での利用には十分な精度であると言える。現状では、伝達効率を課題として挙げているが、今後のデータの蓄積により精度は向上していくものと考えられる。またCVT車両の変速特性は、加速時の変速特性をスロットル開度ごとに入力することで実現象を再現できることを示している。さらにSimulinkにより構築した本モデルは、配布用にモジュール化する事により、多数のユーザーが使用し解析することが可能である。

5 参考文献

- [1] <http://www-gio.nies.go.jp/aboutghg/nir/nir-j.html> 独立行政法人国立環境研究所 温室効果ガスインベントリオフィス 日本の温室効果ガス排出量データ(1990~2009年度)
- [2] Bengt Jacobson, "On Vehicle Driving Cycle Simulation", SAE Paper No. 950031.
- [3] ヤマハ発動機技報47号, "VベルトCVTのV-N特性予測ツール開発"

■著者



平城 大典
Daisuke Hirajo
技術本部
NVHプロジェクト推進グループ



木村 哲也
Tetsuya Kimura
技術本部
NVHプロジェクト推進グループ



矢部 裕子
Hiroko Yabe
技術本部
技術基盤統括部
技術電算部



技術論文

Analysis of Port Injected Fuel Spray Under Cross Wind Using 2-D Measurement Techniques

Yasuo Moriyoshi
Chiba University

Minoru Iida
YAMAHA Motor Co.

当論文は、SAE 2010-32-0064/ JSASE20109064として、リンツ(オーストリア)にて行われたSETC2010にて発表され、High Quality Paper賞を得たものです。

Reprinted with permission (c) 2010 SAE International and SAE Japan.

要旨

二輪車用ガソリンエンジンには、ポート噴射システムが急速に広まりつつある。二輪車では自動車に比べ、インジェクタを設置する場所が制限されるため、燃料を吸気バルブへ直接噴射することが難しい。それに加え、スロットルが吸気ポートの直前に設置されるため、吸気ポート内の流速が非常に速い場所がある。また二輪車での課題として、サイクル変動が大きいことがある。どのようにインジェクタを設置しやすい混合気を形成できるかは重要だが不明瞭である。この研究では、ILIDS(Interferometric Laser Imaging for Droplet Sizing)を使い、液滴の直径と速度・空間位置を同時計測し、噴射方向・流速・壁面粗さの混合気形成への影響をみた。これらをもとに、冷間始動・低中負荷・高負荷での影響を考察した。

Abstract

In a motorcycle gasoline engine, the port fuel injection system is rapidly spread. Compared to an automotive engine, the injected fuel does not impinge on the intake valve due to space restriction to install the injector. In addition, as the air flow inside the intake pipe may become very fast and has large cycle-to-cycle variation, it is not well found how the injector should be installed in the intake pipe to prepare "good" fuel-air mixture inside the intake pipe. In this study, the formation process of the fuel-air mixture is measured by using ILIDS system that is a 2-D droplets'size and velocity measurement system with high spatial resolution. Experiments with changing conditions such as flow speed and injection direction are carried out. As a result, the effects of injection direction, ambient flow speed and wall roughness on the fuel-air mixture formation process was examined, considering the three conditions of cold start, light to medium load operation and high load operation.

1

INTRODUCTION

The fuel supply system of a gasoline engine for motorcycles is getting common to use the port fuel injection system. This system is basically the same as of a passenger car, but due to the space restriction, the injected fuel does not impinge on the intake valve as the injector is located at upstream position. This difference may cause worse characteristics such as slow vaporization since the surface of intake valve is hot, long time response and also fuel attachment on the intake pipe wall while it does good characteristics such as high degree of freedom in injector installation. The worse characteristics may be recovered by optimizing the injector settings. For this process, numerical simulations

are useful, but the accuracy is not evaluated and also detailed experimental study has been scarcely made^[1].

Thereby, in this study, the spray characteristics injected upstream the intake valves are investigated by using a transparent duct to allow optical access. An improved ILIDS (Interferometric Laser Imaging for Droplet Sizing) method that can measure the velocity and diameter of spherical droplets on a plane, PDA (Phase Doppler Analysis) method that can measure the velocity and diameter of a spherical droplet in a small measurement volume and also laser tomography on a plane are applied. Experiments with changing conditions such as flow speed and injection direction are carried out using these

techniques. As a result, the effects of injection direction, ambient flow speed and wall roughness on the fuel-air mixture formation process were examined, considering the three conditions of cold start, light to medium load operation and high load operation.

2 EXPERIMENTAL APPARATUS

MEASUREMENT DEVICE

Figure 1 shows the schematic of experimental apparatus including ILIDS optics. Details of ILIDS are already described in the author's previous papers^[2-4]. An acrylic passage with a square cross-section of 20 x 20 mm was used. To make a flow inside the passage, a blower was installed with a laminar flow meter.

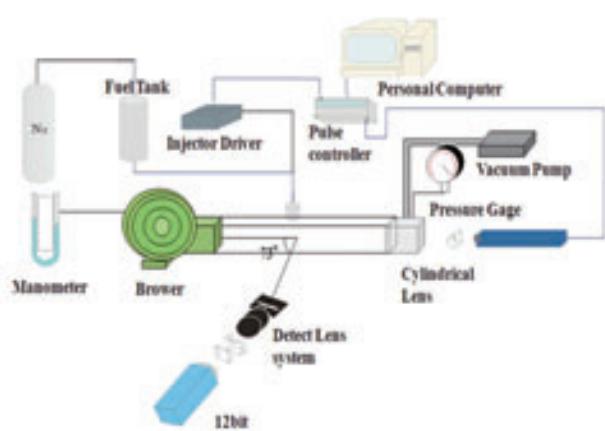


Fig. 1 Experimental apparatus of spray using ILIDS

A port fuel injector with four holes, spray angle of 5 degrees and volume flow rate of 145 cc/min was employed using n-heptane as a fuel and injection pressure was set at 0.3 MPa as a standard condition. The injection direction was changed from -60 to 60 degrees as illustrated in Fig. 2. Laser sheet was inserted into the passage from backward. The scattered light was detected with an angle of 73 degrees using a high speed video camera (Photoron FASTCAM APX-RS, 10 bit, 1024x1024, 3000 fps). As the laser source, a high-frequency double-pulse Nd-YLF laser (Newwave research, 527 nm, 10 mJ/pulse, 1500 double pulses/s) was used. PDA system (Dantec DualPDA) was also employed using an Ar-ion laser (488/514.5 nm, 4W) as shown in Fig. 3.

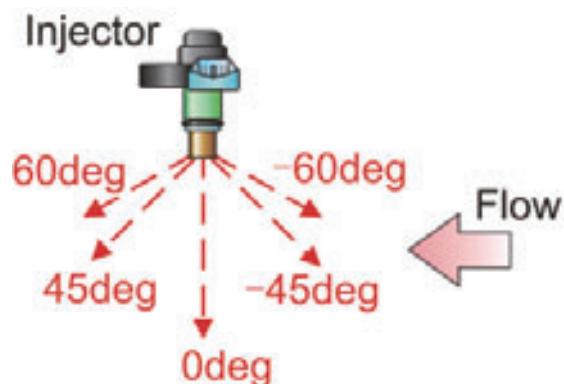


Fig. 2 Definition of injection direction to the flow

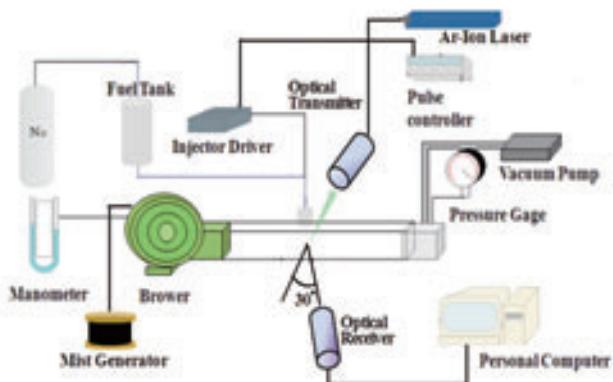


Fig. 3 Experimental apparatus of spray using PDA

PRELIMINARY MEASURED RESULTS

Figure 4 indicates the operation timing of devices. The first and second pulses of a double-pulsed laser are respectively defined as LASER1 and LASER2. The frame signal of the high-speed video camera was used as the standard clock.

The gas velocity inside the passage was measured using a 2D-LDV system along the passage and across the passage at the injector location. The measurement points are indicated in Fig. 5. The horizontal mean velocity at medium flow velocity condition is shown in Fig. 6. At each point, both the horizontal and vertical velocities were simultaneously measured. Along the passage, the mean horizontal velocity was almost constant around 55 m/s and the mean vertical velocity was almost zero. In both high and low flow velocity conditions, the speed was around 72 and 20 m/s, respectively. On the cross section, velocity was nearly homogeneous and the boundary layer thickness was found less than 2.5 mm.

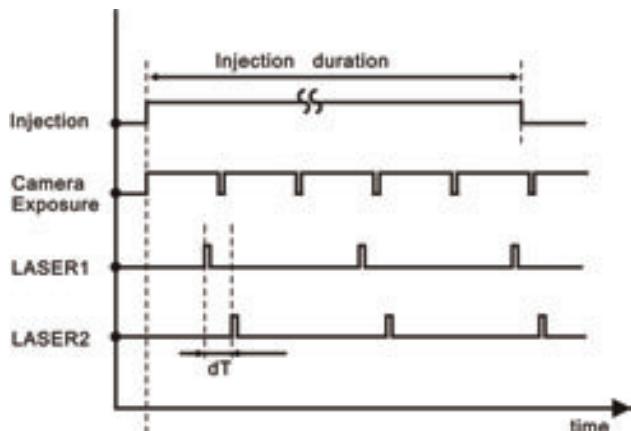


Fig. 4 Timing chart for experiments

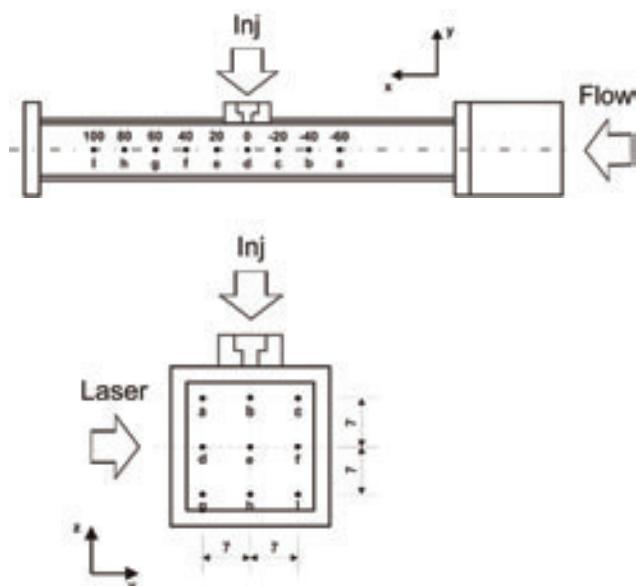


Fig. 5 LDV measurement locations

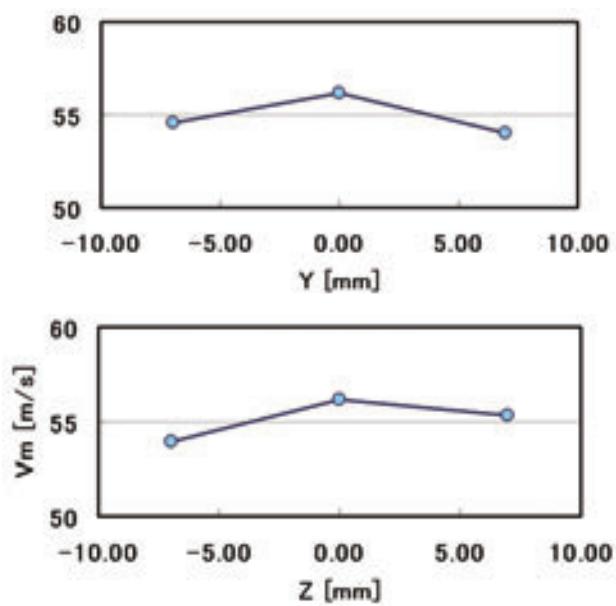


Fig. 6 LDV measured mean velocity

The spray characteristics in atmospheric condition were measured first. Two kinds of fuel (n-heptane and CCF) were used. The spray profile was taken by using a high-speed video camera in 10000 fps with 1/92000 s exposure time. The results are shown in Fig. 7. The diameter and velocity of droplets on a 2D area were measured using ILIDS system. The measurement was made with two injection pressures of 0.25 and 0.3 MPa.

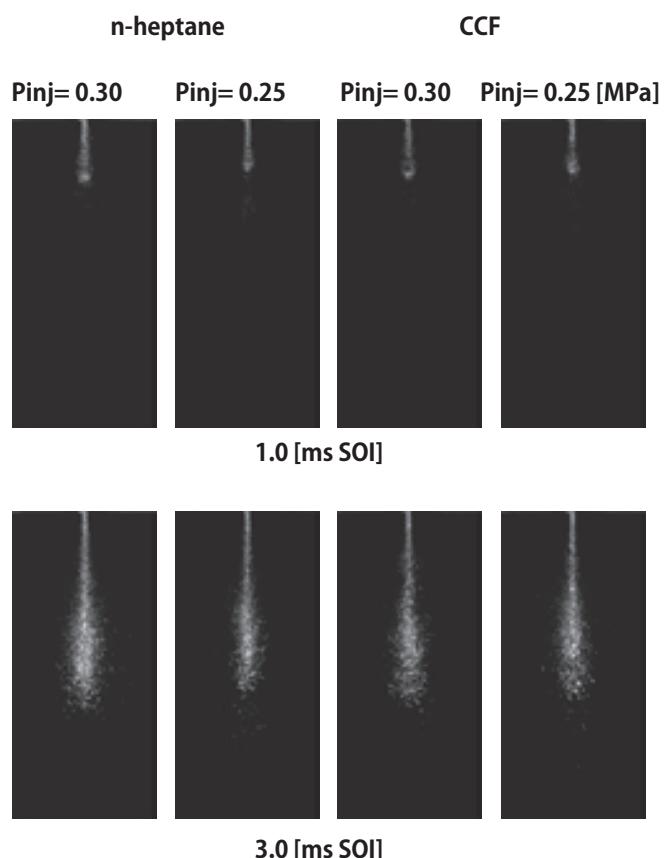


Fig. 7 High-speed photograph of spray for comparison of fuel and Injection pressure

The probability function of droplets diameter in number density and volume density are shown in Fig. 8. SMD (Sauter Mean Diameter) increases along the spray axis as only spherical droplets can be measured and ligament exits upstream. Figure 9 shows SMD values along the spray axis for both injection pressure of 0.25 and 0.3 MPa. CCF shows larger SMD values as its surface tension is larger than of n-heptane, leading to lower Weber number and breakup is suppressed.

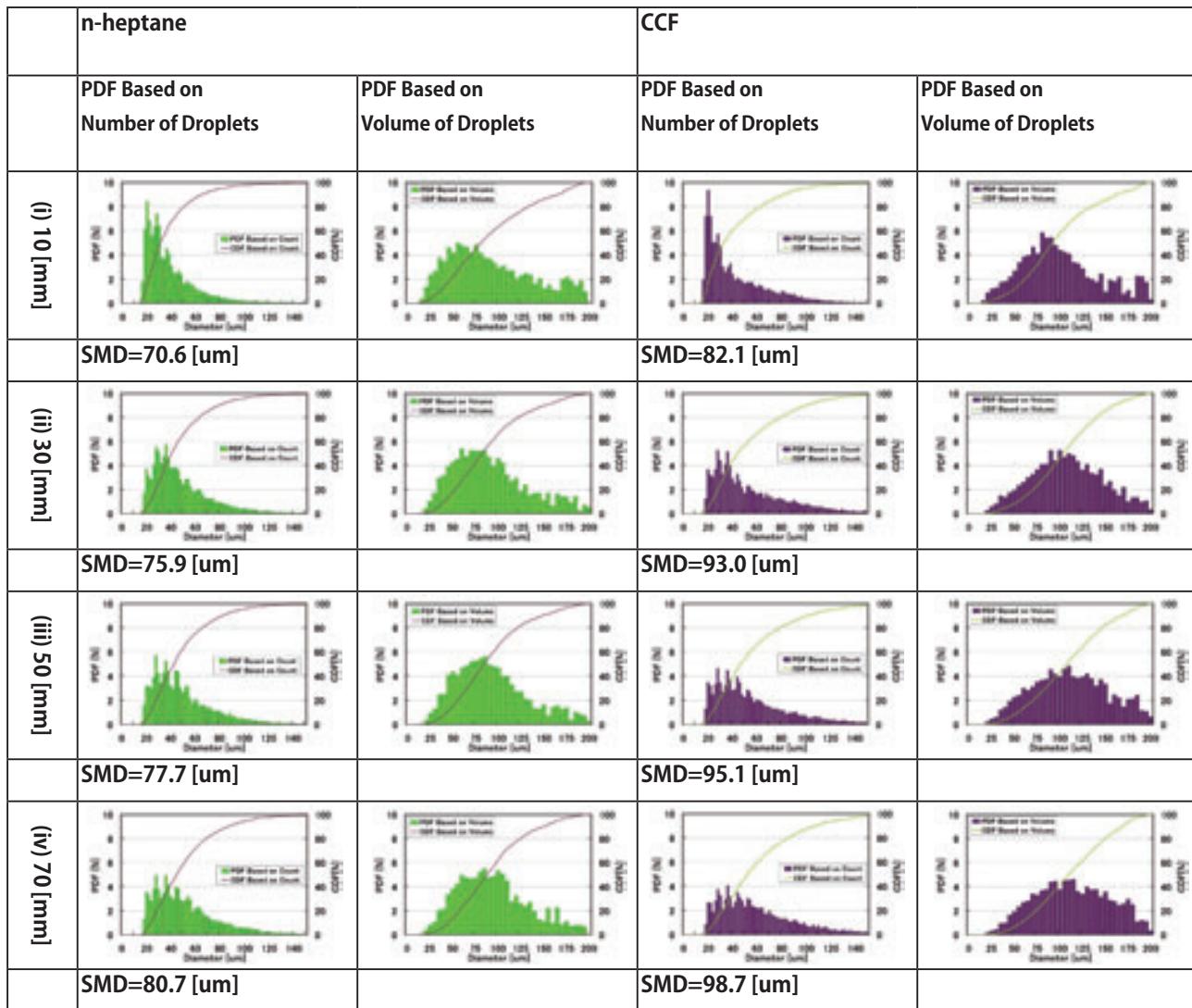
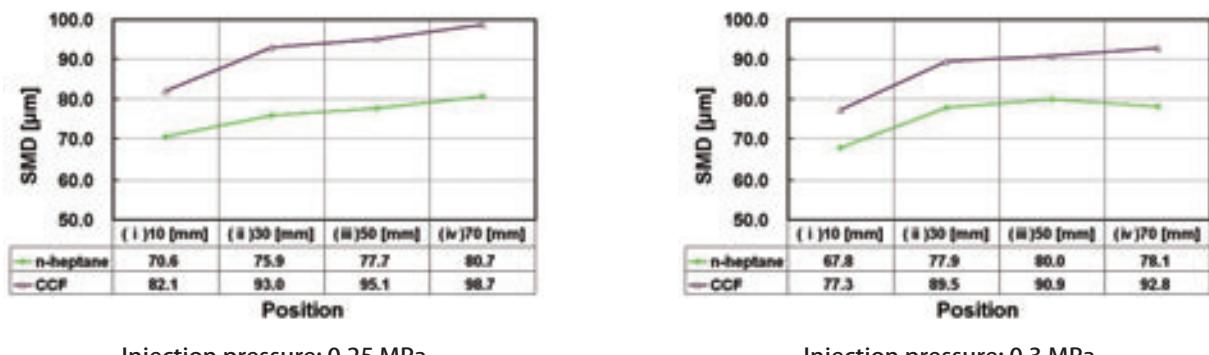


Fig. 8 Probability density function of droplet diameter distribution with injection pressure of 0.25 MPa



Injection pressure: 0.25 MPa

Injection pressure: 0.3 MPa

Fig. 9 SMD values along the spray axis

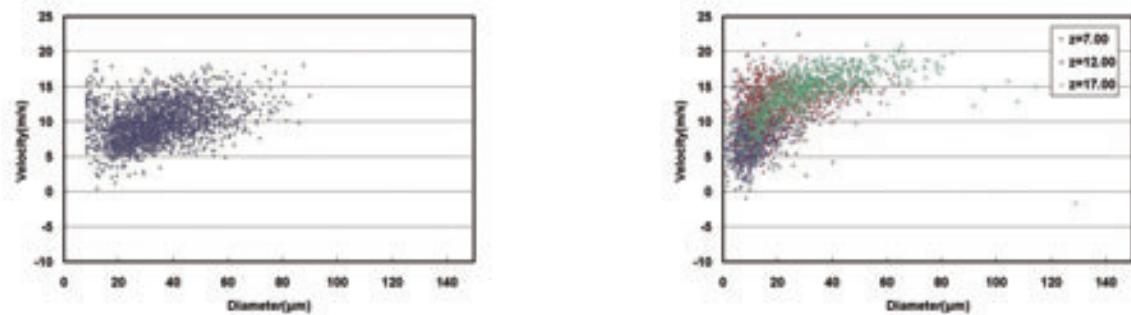


Fig. 10 Comparison of ILIDS (left) and PDA (right) results

FEATURES OF ILIDS

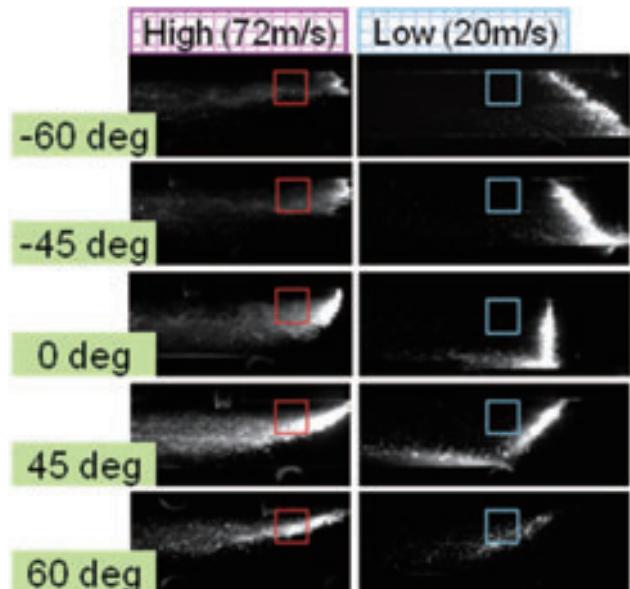
ILIDS has features of simultaneous measurement of every droplet on 2-D plane while the measurement limit of small droplet size is around $10 \mu\text{m}$ and measurement is difficult in a dense spray. Thereby, the spatial resolution is better than of PDA while temporal resolution is not so good as of PDA. However, as ILIDS can detect instantaneous spray characteristics that cannot be realized by PDA, it is favorable to see the cycle-to-cycle variation of spray.

Figure 10 shows a comparison of correlation of droplet diameter and velocity between ILIDS and PDA near the spray tip in a quiescent condition shown in lower Fig. 7. Because ILIDS has a wide measurement area of $10 \times 10 \text{ mm}$, PDA was carried out at three points and all results are plotted together. Except for the difference in small droplet region, the profile is similar to each other. This is probably due to that small droplets easily follow to the ambient flow which causes cycle-to-cycle variation of spray and that small droplets less than $10 \mu\text{m}$ cannot be detected by ILIDS. Thereby, ILIDS is convenient to see the area-averaged information.

3 RESULTS AND DISCUSSION OF SPRAY WITH CROSS WIND

ILIDS MEASUREMENT

Figure 11 shows tomograms of spray in different injection directions and ambient flow speeds of 20 and 72 m/s. Figure 12 shows the temporal variations of SMD in area (a) near injector. Area (a) is $10 \times 10 \text{ mm}$ and the center is located at $X = -10 \text{ mm}$, $Z = 5 \text{ mm}$. X axis is along the flow and its zero position is the injection position. Z axis is vertical direction and its zero position is also the injection position.

Fig. 11 Spray tomograms of different flow speeds and injection directions
(Square area indicates area (a))

With injection directions of 45 or 60 degrees, SMD shows smaller values with high ambient flow than with low ambient flow. For this reason, secondary breakup is enhanced in high flow conditions as Weber number, defined by Eq.(1), becomes large as the relative velocity between droplets and ambient gas is large in these conditions^[5].

$$We = \frac{\rho_g \Delta V^2 d}{\sigma} \quad (1)$$

Here, ρ_g is gas density, ΔV relative velocity between droplet and ambient gas and σ surface tension. With injection directions of -45 or -60 degrees, SMD shows larger values with high ambient flow than with low

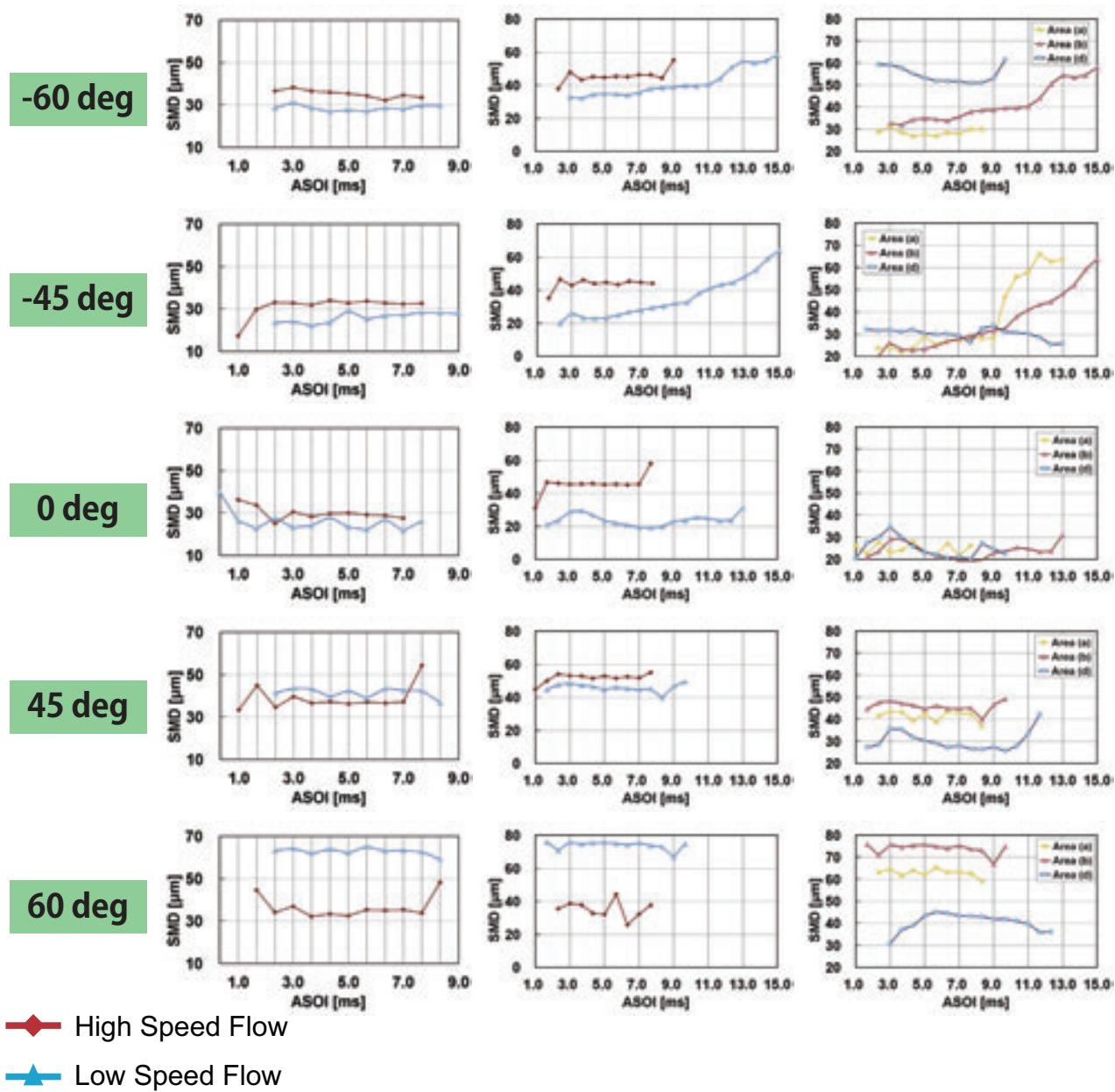


Fig. 12 Temporal variation of SMD values in area (a) for different conditions

Fig. 13 Temporal variations of SMD in area (b) near injector and near lower wall

Fig. 14 Comparison of SMD among three areas with low ambient flow condition.

ambient flow. For this reason, the effect of classification brings larger droplets to this area. To see the effect of classification, Fig 15 shows the diameter distribution of droplets in each measurement area. In this figure, three graphs are shown in each injection direction; left-top is a tomogram of the spray, left-down shows locally averaged SMD value along the vertical (Z) axis, and right-down shows droplet diameter distribution in the measurement area where each diameter of circle indicates the local

droplet diameter. A strong classification can be found in the condition of high speed flow with injection direction of 0 and 60 degrees. ILIDS has such a feature to show droplet diameter distribution in an area and then, it is very useful to see the effect of interference of droplets motion (ILIDS also measures each droplet's velocity). Figure 13 shows the temporal variations of SMD in area (b) near injector and near lower wall. ($X = -10 \text{ mm}$, $Z = 15 \text{ mm}$) Except for injection direction of 60 degrees, SMD

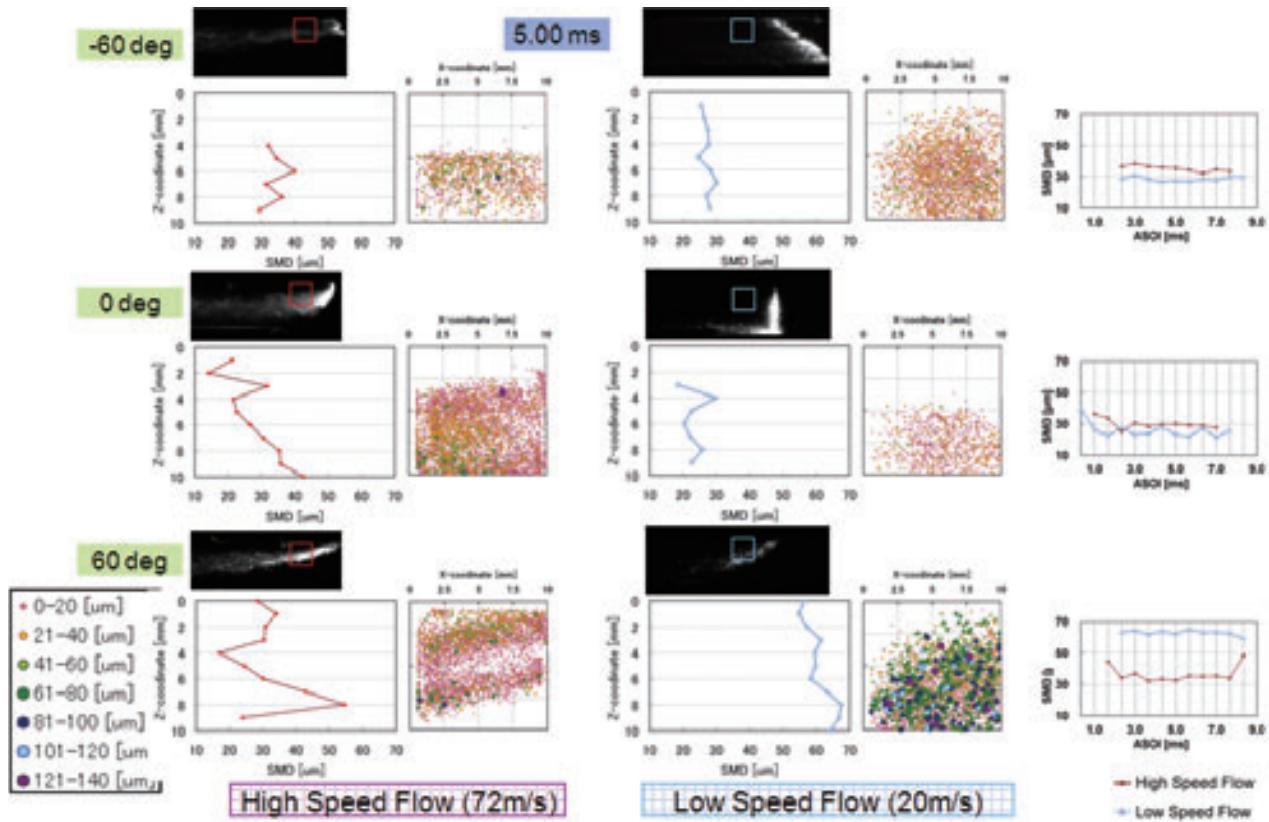


Fig. 15 Diameter distribution of droplets in each measurement area at different conditions (left-top: tomogram of the spray, left-down: locally averaged SMD value along Z axis, right-down: droplet diameter distribution in each area where each circle's size indicates droplet's size)

shows smaller values with low ambient flow than with high ambient flow that is different to the result of area (a). Seeing the tomogram, much spray droplets impinge onto the lower wall with low speed flow. Thereby, droplet breakup is enhanced by the impingement and this is quite effective for low speed conditions.

Figure 16 shows temporal variations of droplets diameter distribution in area (b) with injection angle of -60 degrees. As time elapses, the probability of small droplet around $20 \mu\text{m}$ reduces while that of large droplet increases. This means that large droplets come in the area with delayed time.

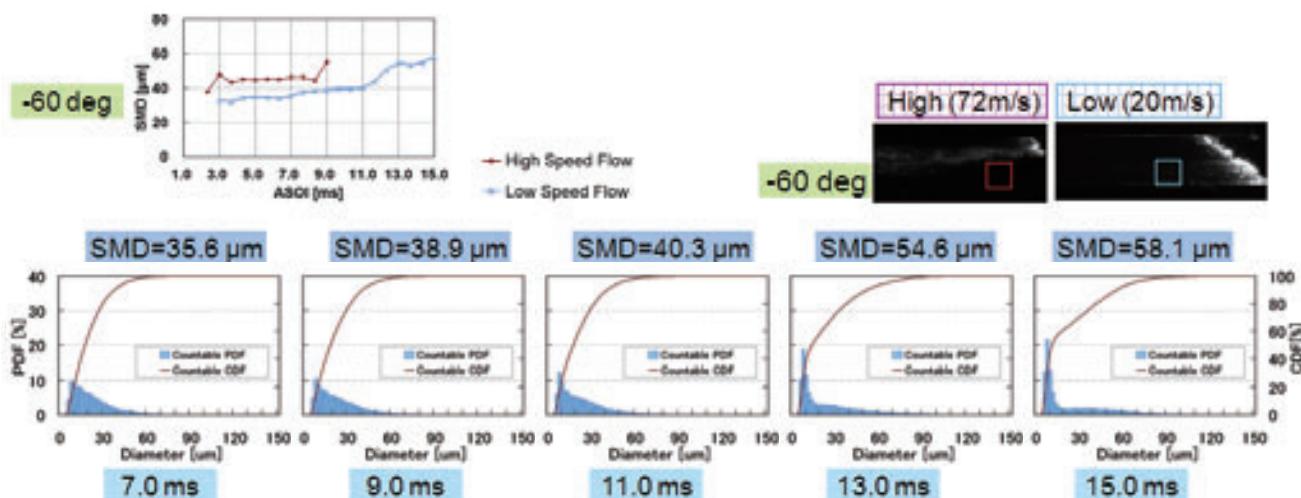


Fig. 16 Temporal variations of droplet diameter distribution in area (b) with injection direction of -60 degrees

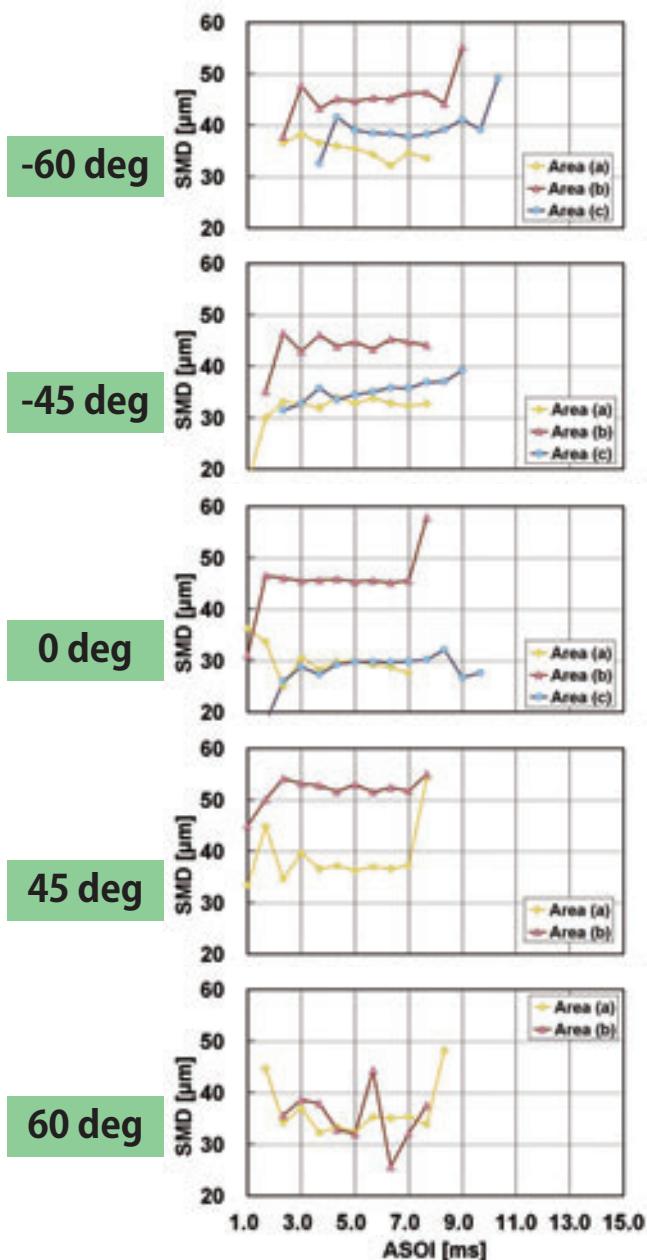


Fig. 17 Difference of SMD value among areas of (a), (b) and (c) in high ambient flow conditions

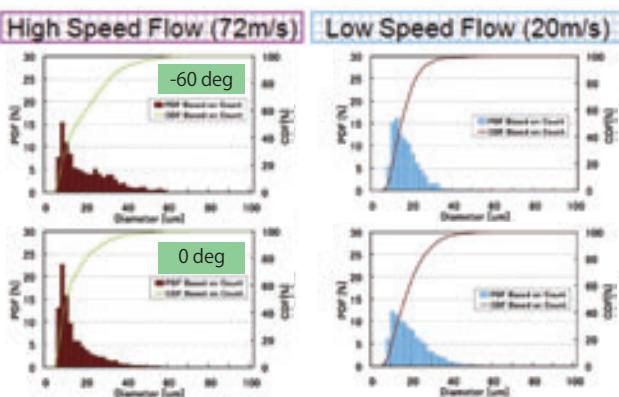


Fig. 18 Effect of ambient flow on droplet size distribution at area (a)

Here, the difference of SMD value in measurement areas of (a), (b) and (d) is examined. Area (d) is not a fixed position, but the location is just advanced where spray impinges. Figure 14 shows the comparison among the three areas with low ambient flow. With injection directions of -60 and -45 degrees, SMD of area (d) shows the largest due to the classification effect while with 45 and 60 degrees, it shows the smallest due to the wall impingement effect.

Figure 17 shows the difference of SMD value in the measurement areas of (a), (b) and (c) at high ambient flow conditions. The area (c) is not a fixed position, but the location is far away from the nozzle. As a result, SMD of area (a), (c) and (b) almost increases in the order.

Next, the difference of ambient flow was examined at area (a) in Fig. 18. With injection directions of -60 and 0 degrees, SMD distribution with high ambient flow is wider than with low flow as most droplets pass into this area. Meanwhile, droplet size distribution with low ambient flow is not so wide as larger droplets concentrate near the lower wall due to the classification

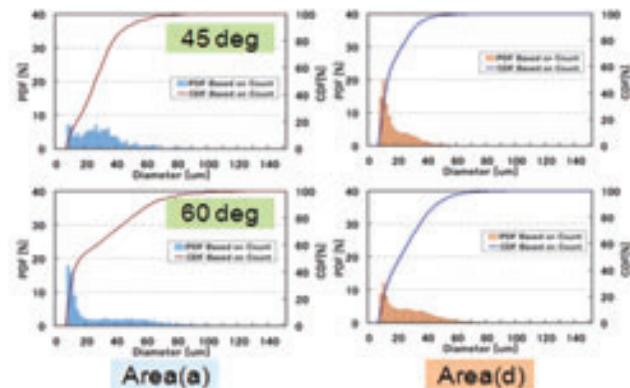


Fig. 19 Droplets size distribution in low ambient flow with injection directions of 45 and 60 degrees at areas (a) and (d)

and do not pass into this area.

Figure 19 shows droplets size distribution in low ambient flow with injection directions of 45 and 60 degrees at areas of (a) and (d). In area (d), large droplet part disappears because wall impingement enhances droplet breakup.

WALL ROUGHNESS EFFECT

The effect of wall roughness was examined by changing a smooth plate to a rough plate of the lower wall. Figure 20 shows the temporal variation of SMD value in area (c) ambient flow. Slightly smaller SMD was found with rough wall. This means that some droplets must impinge on the wall and breakup occurs or big droplets attach on the wall.

Figure 21 shows results in area (d) with low ambient flow. Except for the injection direction of -60 degrees, much difference in SMD was not found. It is interesting that although wall impingement is certainly affective in low ambient speed conditions, the wall roughness seems not so affective. For this reason, according to the tomogram, most droplets seem not to impinge on and reflect from the wall because scattering light is not observed. This causes many droplets to attach on the wall, especially for rough surface wall.

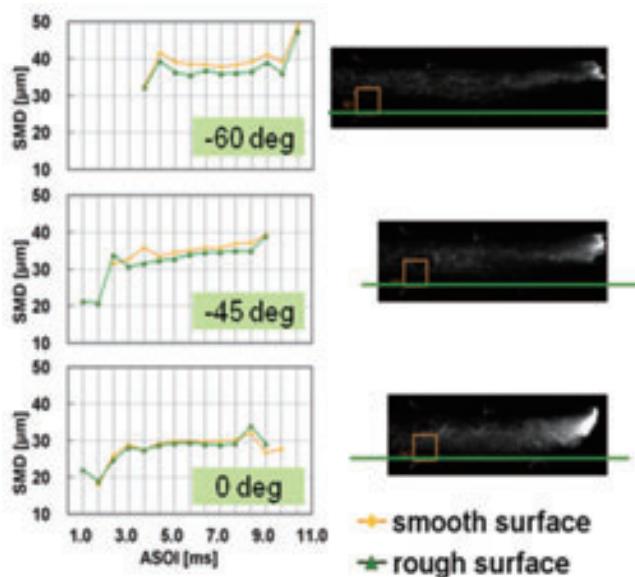


Fig. 20 Temporal variation of SMD value in area (c) with high ambient flow

OPTIMIZED INJECTOR SETTINGS

The role of spray characteristics changes depending on the engine status. Here, cold start, light to medium load operation and high load condition are examined. At cold start state, a preparation of homogeneously well vaporized fuel-air mixture is required. To achieve this, atomization is quite important as small droplets have large surface area and enhance vaporization. Above results show that the injection direction, ambient flow velocity and wall impingement affect the atomization. At cold start condition, as the engine load is not so high, the flow velocity is low. Thereby, atomization can be enhanced by wall impingement, especially with injection direction around 0 degree. Increasing the injection degree may cause worse atomization.

At light to medium load operation, response to the demand is important. The flow velocity changes between low and high velocity. Fuel response is good with injection direction at around +60 degrees.

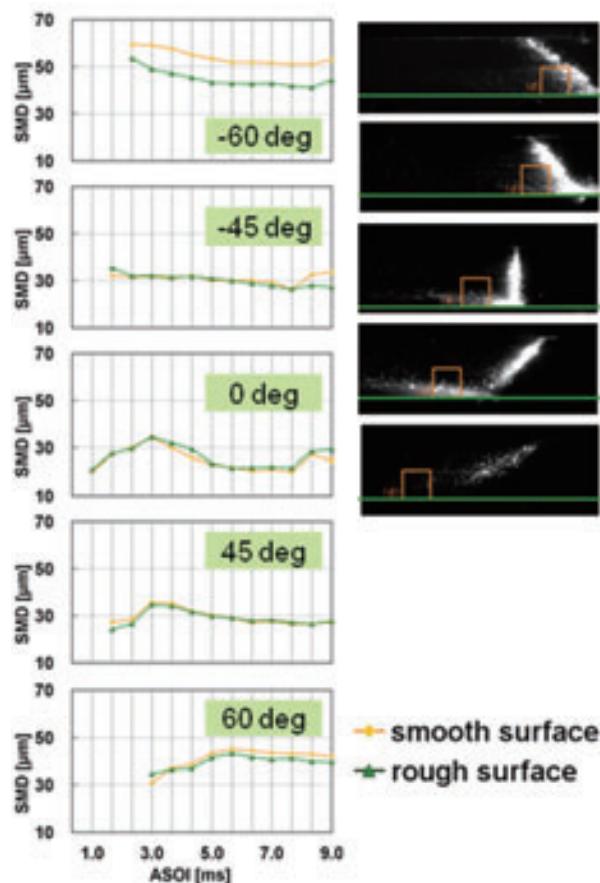


Fig. 21 Temporal variation of SMD value in area (d) with low ambient flow

At high load condition, control of knocking is very important. Thereby, homogeneous mixture and cooled mixture are favorable. In this condition, as the flow velocity is high and turbulence diffusivity is also high, fuel should be injected following the flow with injection direction around +45 degrees. Atomization need not be enhanced because introducing large fuel droplets into the cylinder can reduce the mixture temperature during compression stroke due to the vaporization heat supplied by the ambient in-cylinder gas. Meanwhile, when fuel is injected against the flow direction with minus injection degrees, the atomization is much enhanced. To reduce knocking, preparing homogeneous fuel-air mixture is required. Thereby, the appropriate injection angle should be determined by performing engine performance tests. As a result, when only one injector is used, the injection direction should be set around +45 degrees to cover the above three conditions. However, if two injectors are available, one injector for low load should be set at 0 degree while the other one for high load may be set at +60 or -60 degrees, depending on the knocking tolerance.

4

CONCLUSIONS

In order to measure the spray characteristics, such as the diameter and velocity of each droplet in a 2D area simultaneously, an improved ILIDS method was applied to a spray using a square duct, simulating an intake pipe of a motorcycle port fuel injection engine. ILIDS method was found convenient to see the area-averaged information whereas information on small droplets less than $10 \mu\text{m}$ is not available. The measured data are useful to evaluate the numerical simulation models. Also, experimental analyses deduced the following conclusions.

(1) When the ambient flow speed is high, most droplets of a spray do not impinge on the wall, but when the flow speed is low, some or most droplets impinge on the wall and then being convected by the flow. This difference causes different atomization characteristics at the intake port far downstream.

(2) In the upstream region, due to the difference of the locally relative velocity between the ambient flow and the droplet, when the injection is made to the same direction of the flow, SMD of droplets becomes small with high flow velocity compared to with low flow velocity. Moreover, SMD takes large value with high ambient flow when the injection is made to the same direction compared to the opposite direction conditions. Meanwhile, when the injection is made to the opposite direction, SMD takes large value with a high ambient flow compared to with a low flow due to the effect of classification.

(3) In the downstream region, the droplet size shows smaller value when the flow velocity is low. This is probably due to that the effect of wall impingement is more dominant than of breakup by the ambient flow. Meanwhile, when fuel is injected against the flow, SMD becomes large with time.

(4) The effect of wall impingement was examined using different surface roughness plates. As a result, a rough wall showed slightly enhanced atomization in most conditions. For this reason, breakup is enhanced by the impingement and also big droplets adhere on the wall. When the flow is slow, a large difference in SMD was found at injection direction of -60 degrees.

(5) Through the whole study, when only one injector is used, the injection direction should be set around +45 degrees to cover the three conditions of cold start, light to medium load operation and high load operation. However, if two injectors are available, one injector for low load should be set at 0 degree while the other one for high load may be set at +60 or -60 degrees, depending on the knocking tolerance.

**5****REFERENCE**

- [1] C.Arcoumanis, D.S.Whitelaw, J.H.Whitelaw, "Gasoline Injection Against Surfaces and Films", Atomization and Sprays, Vol.7 (1977) 437.
- [2] Y.Moriyoshi, M.Takagi and C.S.Ryu, "Investigation of Breakup Modeling of a Diesel Spray by Making Comparisons with 2D Measurement Data" (2007) SAE Technical Paper No. 2007-01-1898
- [3] K. Kawaguchi, K. Maeda, X. Hu, Y. Moriyoshi, "Application of Improved Interferometric Laser Imaging Droplet Sizing (ILIDS) System to Hollow-Cone Spray", (2001) Proc. of COMODIA, 646.
- [4] Y.Moriyoshi, R.Uchida, M.Takagi, M.Kubota, "Numerical and Experimental Analyses of Mixture Formation Process Using a Fan-shaped DI Gasoline Spray: Examinations on Effects of Crosswind and Wall Impingement", SAE Technical Paper No. 2009-01-1502
- [5] A.H.Lefebvre, "Atomization and Sprays", Taylor and Francis (1989) 32.

6**ACKNOWLEDGMENTS**

The authors would like to thank Mr. Kazumasa Ohtani, Chiba Univ. for his experimental work.

■著者

森吉 泰生
Yasuo Moriyoshi
千葉大学

飯田 実
Minoru Iida
技術本部
研究開発統括部
パワートレイン研究部



技術論文

レクサス LFA スーパースポーツエンジン 1LR-GUE こだわり生産

Special manufacturing system for LEXUS LFA super sport 1LR-GUE engine

鈴木 幸一 岡田 祐介 安藤 純介 國重 祐介 小曾 勉 戸塚 進之



図1 1LR エンジン

要旨

ヤマハ発動機㈱（以下、当社）ではトヨタ 2000GT 以降、これまで多くのエンジンをトヨタ自動車㈱主導の下、共同開発し生産を受託してきた。その長い歴史の中で今回、LEXUS ブランドのスーパースポーツカー LFA 用エンジン 1LR-GUE（以下、1LR）の生産を AM 製造部で受託する運びとなった。

1LR は、約 2 年間で、500 台という極少量生産であり、高付加価値商品に相応しい高品質を求められる。当社はこの高い要求品質に呼応すべく、1 台 / 日のセル生産方式の確立と“全数良品”の実現を目標に掲げ、技術・生技・生産現場が一体となった SE^{注)1} 活動を通じ、鋳造・加工・組立までを一貫した良品条件の作り込み活動を行なった。

本報では、1LR エンジンの極少量高品質生産に向けたシリンダヘッド加工とエンジン組立を中心とした取組みの概要を紹介する。

注)1… SE = Simultaneous Engineering

Abstract

Beginning with its first collaboration in manufacturing the Toyota 2000GT, Yamaha Motor Co., Ltd. (hereafter “the Company”) has engaged in the joint development and manufacturing of a lot of automobile engines under the leadership of Toyota Motor Corporation. As the latest in this long series of projects, the Company's Automotive Manufacturing Division is manufacturing the 1LR-GUE (hereafter “1LR”) for the Lexus brand's super sports car, the Lexus LFA.

Since this engine is to be manufactured in extremely small lots totaling 500 engines over two years, the quality levels demanded in this high value-added product are also extremely high. To achieve the high levels of quality demanded in manufacturing this engine, the Company has established a cell manufacturing process to produce one engine a day with “100% quality production”. This involves implementing “SE” (simultaneous engineering) activities that systematically integrate engine engineering, manufacturing engineering and production people to create conditions that achieve and maintain a consistent 100% quality level (no defective parts) throughout the casting, machining and assembly processes.

In this report we summarize the activities taken to achieve this type of high-quality manufacturing for the extremely small-lot production of 1LR engines with a particular focus on cylinder head machining and engine assembly.



1 はじめに

1LRエンジンの特徴として、高回転、高出力、そして軽量、コンパクトが挙げられる。これらの実現には、内製部品はもちろん、トヨタ自動車㈱内製溶射ブロックをはじめとする多数の高機能部品の細部にまで渡る精密さと、それを組上げる緻密さが求められる。そこで、最高品質のモノを後工程へ確実に供給すべく鋳造、加工、組立の生産を一貫し、品質のために出来る事を全てやりきり、お客様へ最高の満足をお届けするという、“全数良品”への強いこだわりに基づいた生産準備に取り組んだ。

2 こだわりコンセプト

前述の“全数良品”的作り込みを達成する為、機械加工における“加工機一台生産”による誤差ゼロを目指した生産セルの実現、また組立における、作り手としての機能・品質への絶対的な責任感と、プロ意識の見える化に取り組んだ組立エキスパートによる“1人完結セル生産方式”的構築に取り組んだ。

以下に、我々が掲げた共通コンセプトを示す。

- ①SE活動
- ②極少量生産
- ③新規採用技術の工法開発
- ④全数良品

3 機械加工

3-1. 機械加工のコンセプト

1LRは、今までの市販自動車エンジンと一線を画するスーパースポーツを具現化したエンジンであるが、その要の部品ひとつが内製シリンダヘッドである。

ここでは、そのシリンダヘッドをどのようにして量産につなげたのかを以下に順を追って説明する。

3-1-1. SE活動

確実に精度の出せる工法を採用し、事前に実証が出来た工法のみを生産に投入する。

超高性能車に搭載されるエンジンとして、確実に製品として保証できるものだけをお客様に提供するべきとの観点から、“500台全数 不良ゼロ”の考えのもとで生産準備を行った。

3-1-2. 極少量生産

少量生産で今後につながる技術開発を目標とする。

現在大手自動車メーカーにおいては、リーマンショックを契機に、生産の主流は大量生産(20,000台/月)から中量生産(5,000~10,000台/月)へ変革が進められている。しかしながら、1 LRの場合は、更に少ない20台/月の極少量生産であり、それらとは比較できない。

そこで我々は、この領域のエンジンを適正な価格で提供し、あわせて他の量産エンジンに展開できる極少量生産を支える技術開発の確立を目標とした。

3-1-3. 1新規採用技術の工法開発

例えば、日本のモータリゼイションの幕開けである1970年代以降の自動車エンジンの動弁系の変遷の例でわかるように、OHV→SOHC→DOHC→DOHC 4Valve と、高出力、軽量化を目指してレースエンジンの技術を生産エンジンに導入し続けてきた歴史があるが、それを可能してきたのは、生産技術と設計両部門のコラボレーションによりコスト低減と、その採用技術によるメリットの最大化を図ってきたからである。

今回、1LRのシリンダヘッドにも、図2に示すように多くの新技術が採用されているが、これらの将来の市販車への応用に向けての技術的な見極めをすることも重要な目的として開発に臨んでいる。

3-1-4. 全数良品

新技術と、既存技術のレベルアップとともに、全数測定、トレーサビリティ(後述の組立て紹介)を行い、全数良品活動を進めている。

3-2. こだわりの機械加工

今回は特に、1LRシリンダヘッド加工での、こだわりを持った取り組みを以下に紹介する。

SE活動より

1.「SE活動の実施」による精度の高い工法の実現

極少量生産より

2.「加工機一台生産」による工程集約型生産方式の導入

3.「加工精度保証」の確立

新規採用商品技術対応の工法開発より

4.「3-D加工」の採用

3-2-1. SE活動の実施

1LRの生産準備は、トヨタ自動車㈱生産準備の手法であるSE活動を協同で実施した。

1LRのSE活動(当社内呼称 CE活動)の目的のひとつは、設

1LR-GUE用シリンダヘッド

軽量・コンパクト設計

軽量・コンパクトをメイノに機能優先で設計。

最終的に同クラスV8に対してASSY状態で同等以下の軽量化を達成した。

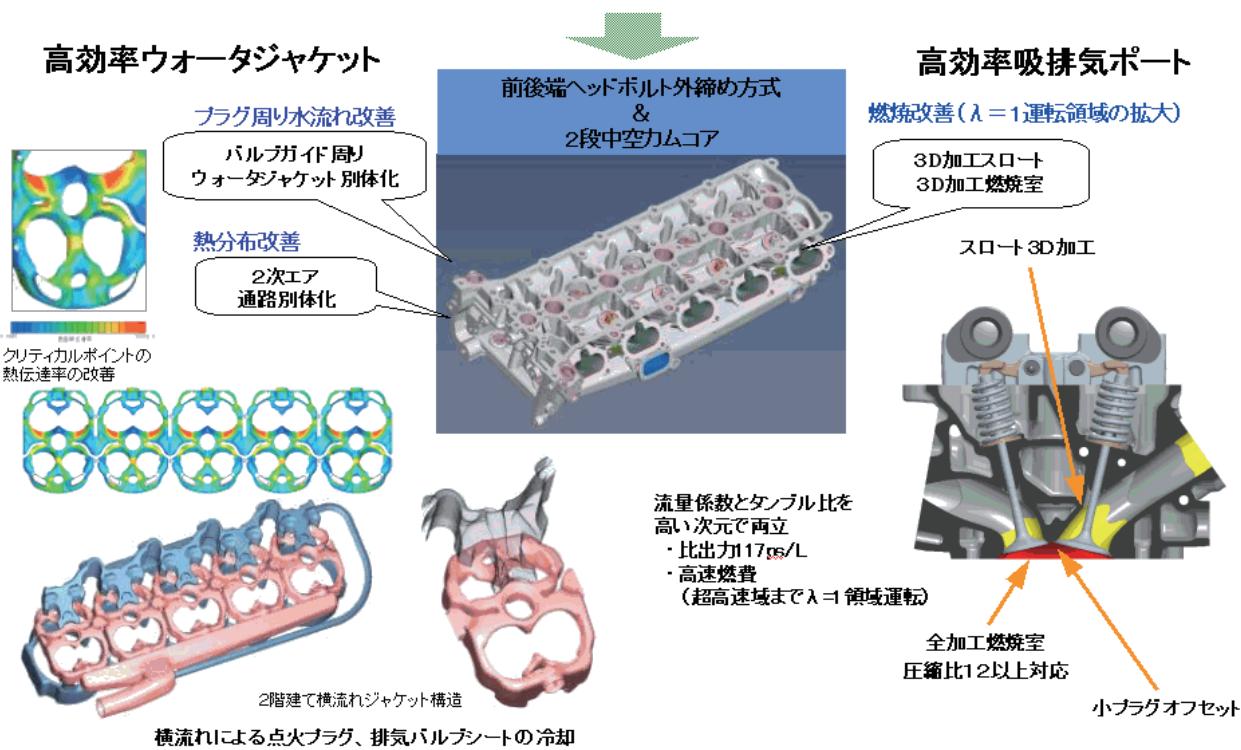
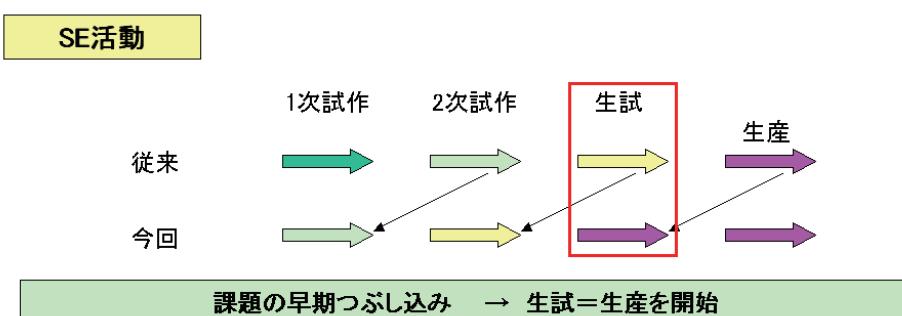


図2 1LR シリンダヘッド新技術



二次試作に採用した具体的な内容は、

- I 生産時使用するマシンと同一使用的機械を使用
- II 生産時に使用する工程分割で
- III 生産時使用する刃物で加工
- IV 生産時の切削条件を採用
- V 生産時使用するクーラントで
- VI 生産を担当するオペレーターにより
- VII 生産と同じ素材(本型品)

Machine
Method
Machine
Method
Machine
Man
Material

図3 SE活動

計段階で実際の工程を想定し、その工程で精度が保証できるか実証を行なうことである。

大量生産の場合には実際に生産ラインで使用する機械を試作段階で準備し、試作加工を通して工程能力評価を実施するが、今回は試作時に生産を見越した工程、設備、治具、刃具を準備して本来の二次試作を生産試作と位置づけ実施した。

本型本工程の先行生産を二次試作にて実現(生産時と80%同一条件の4M環境を整備)し、生産試作では工程能力が全て確認できた工程を採用する事により、今回目的とした「確実に精度の出る工法」を実現できた。

3-2-2. 加工機一台生産

ここでは、今までの生産ラインとは違い、究極のセル生産を目的に、加工機一台による全工程生産を目標にした(工程集約型の極限を目指す)。図4に各生産方法の特徴を示す。

1LRでは、「C.工程集約型 多工程1台」を採用した。工程集約の考え方は同一機能の工程を一台に集約することである。

例:加工機は一台に、洗浄機、リークテスターは中間、完成をそれぞれ集約して一台にて対応。

今回はその中で、加工機を一台に集約するために、加工精度保証に特に注力した技術を紹介する。

3-2-3. 加工精度保証

加工精度の保証が必要な項目として以下の二点の対応が必要と考えた。

- 連続生産中に発生する機械各部の温度上昇による物理的な熱変位への対策
- 治具×ワークの取付け誤差発生への対応

1) 热変位対策

熱変位対策としては、図5に示すようにパレットの基準座を直接測定してワーク座標を補正する方法を採用了。

この方法の特徴は、今回のように工程集約したマシンにおいて使用する治具数が増えてきた場合に、複雑な管理をしな

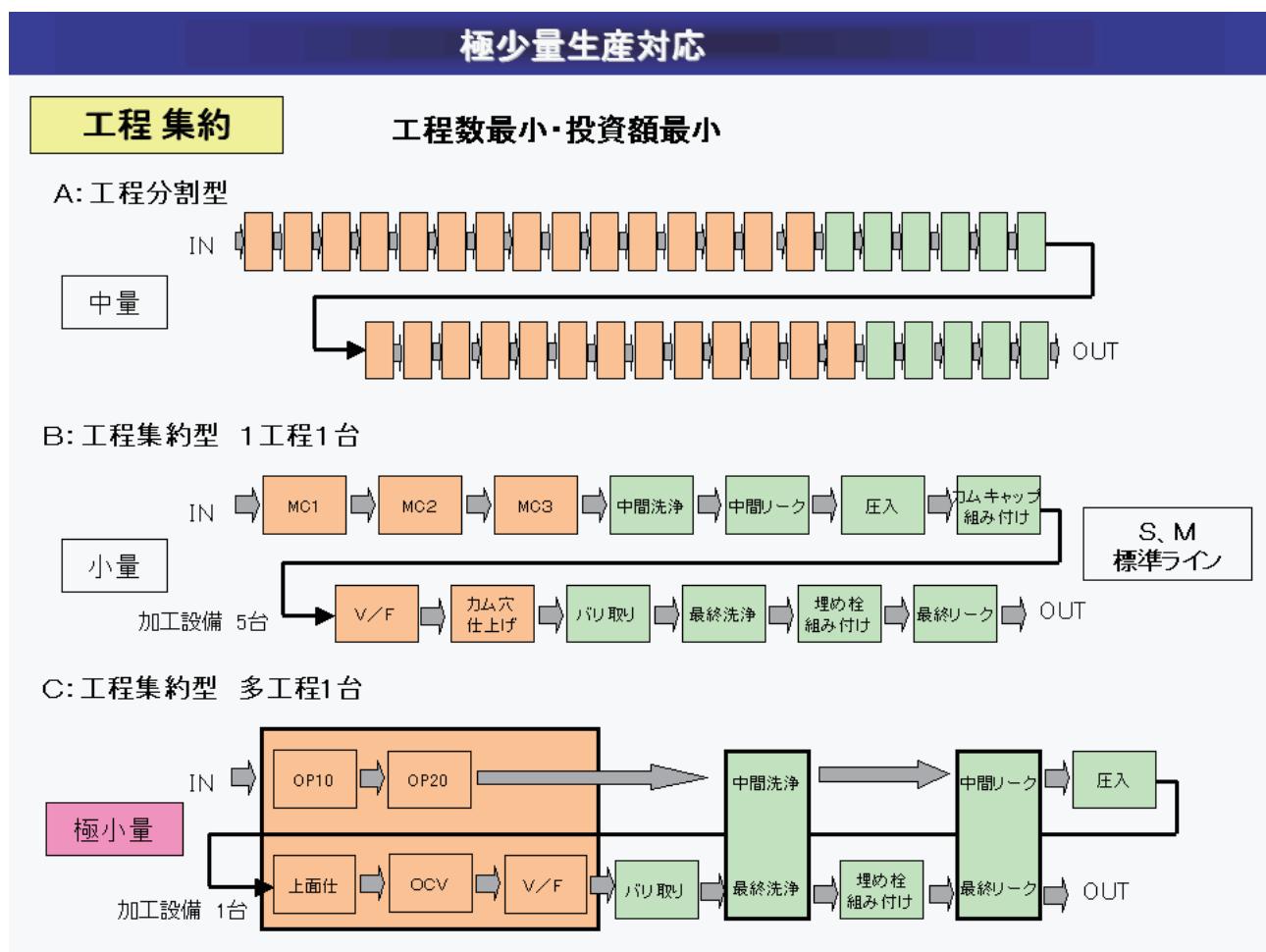


図4 生産方法の特徴

くてもマシンが補正をしてくれるところにある。これにより、ほぼメンテナンスフリーを実現することができた。

過去において、量産のFMSラインでは夏と冬で加工機のNCプログラムを修正する場面が多く見受けられたが、今回の設備は通常の工場環境(空調なし)での使用にも関わらず生産開始後1年を経過後も、NCプログラムの修正を必要としていない。

2)治具×ワークの取付け誤差発生への対応

現状生産されているシリンダヘッドは加工基準面と加工ノックを位置決めとして加工されている。しかし図6に示す

ように、加工孔と加工ノックの間は通常隙間が発生するように設計されている。つまりこの部分に関して最悪発生する隙間は各々の公差+隙間=数十ミクロン程度になる。しかし今回の様に高精度な孔位置を安定保証しようとした場合に数十ミクロンをこのノック孔の公差にて使われてしまうと、工程能力上、本当の意味での保証ができない。そこで今回はこの誤差をゼロにすべく拡張求芯式(コレットタイプ)のノックを採用了。

業界内ではこのノックの採用実績はまだ少ないが、今回、生産開始1年経過後も結果は良好である。

このメリットを今後も注視しながら、他の量産エンジンへ展

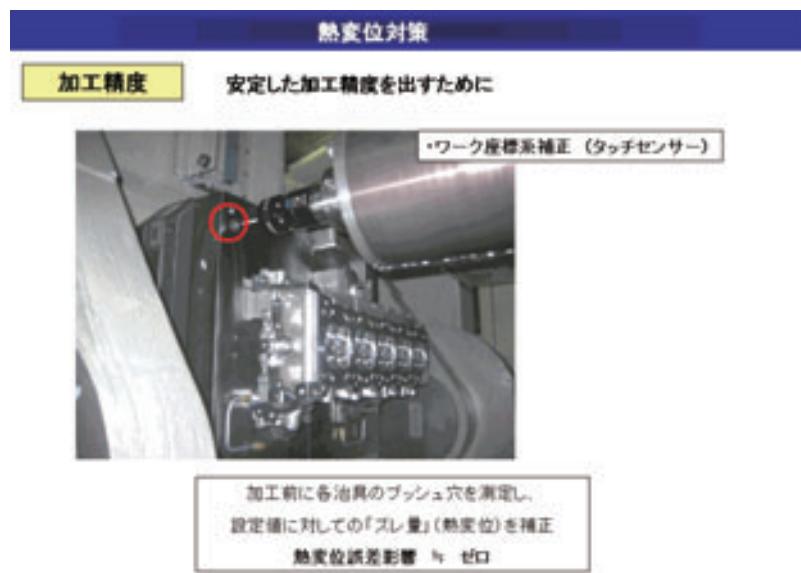


図5 热変位対策

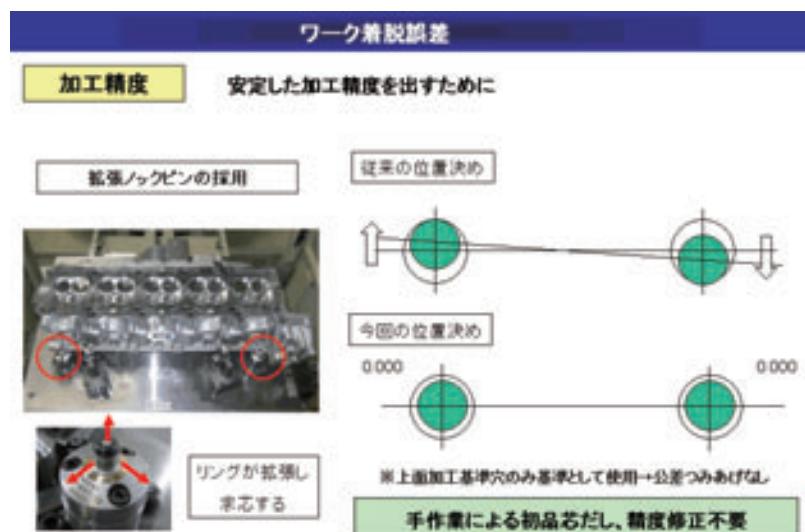


図6 ワーク脱着誤差



開を判断して行く計画である。

3-2-4. 3D加工

前述した新規採用技術の中からシリンダヘッドの心臓部である燃焼室、吸排気スロート部の加工に関して説明する。

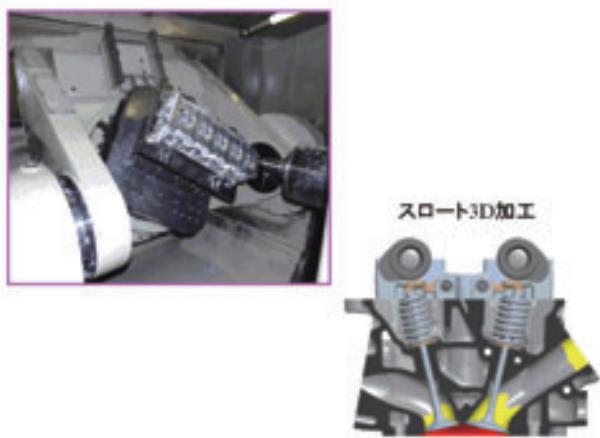


図7 3D加工

本加工に関しては、当社の持つCAD/CAMシステムを適切に運用することにより、技術的大きな課題もなく確立できた。その中で課題を挙げると、量産時における加工部の測定方法、測定インターバル、刃具寿命の管理手法である。

実際の運用では、次のように管理を実施し、生産終了までの全データから今後量産時のデータを推測する事にした。

● 測定方法	燃焼室容積、燃焼室深さ、ポート加工径
● 測定インターバル	全数
● 刃具寿命	加工終了後に刃先の写真撮影と磨耗量の測定

加工開始から約1年経ったが、加工精度は概ね公差の1/4以下の範囲にあり、生産時には燃焼室深さとポート径をインラインで抜き取り確認すれば良いことが判明してきた。

この結果から、量産品への展開をしていく所存である。

4 組立

4-1. 組立コンセプト

LEXUSブランドのスーパースポーツカーのエンジン組立にあたり、作り手として機能・品質への絶対的な責任感とプロ意識の見える化に取り組むことを念頭においていた。その結果として、エンジン組立には“1人完結セル生産方式”を採用した。これ

は、「お客様と顔を合せても誇れる製品を作りたい。」という思いを実現するものであり、極少量生産モデルを構築するのにふさわしい生産形態と判断したからである。

エンジン組立工程では、1LRエンジンの生産全体コンセプトを達成するため、以下の様な取組みを行った。

①SE活動

”1人完結セル生産方式“を導入するにあたり、あえて従来の生産方式の常識を考慮に入れなかった。今回はSE活動を通じ、設計部門、生産前工程(鋳造・加工・部品メーカー)、生産後工程(車両組立て工程)と初期の段階から問題点の抽出、事前実証テストを行ってきた。エンジン組立工程においても、17項目に及ぶ実証テスト項目を行い、生産工程に織り込んだ。今回紹介する事例は、実証テストから生産工程に織り込んだ工程の一部である。

②極少量生産

極少量生産を実施するにあたり、“1人完結セル生産方式”を採用することは前述した。今回、取り組んだ“1人完結セル生産方式”では、エキスパートと呼ばれる作業者によって精密な機能部品の緻密な連続組立と保証のサイクルを幾度も繰返し、設備のアシストを受けながらエンジン1台を1人で完成させていく。それはエンジン機能の最終検査となるファイアリングまで徹底して1人が担当し、お客様にとって特別な製品、そして自らも納得できるエンジンを組上げることを意味している。

③新規採用技術の工法開発

SE活動を通じ、製品設計者と幾度となく打合せを行っていく中で、製品性能と生産性を如何に両立させるかが大きな課題となつた。商品の要求性能を満たしつつ、レクサス品質を満足するためには、今までの量産工程の概念を壊し、新しい工法を開発する必要があった。前述の実証試験を行い開発したものの一部を以下で紹介する。

④全数良品

エンジンの全数良品を満足するために、今まで培ってきた品質活動のレベルアップも必要である。新規採用工程の実証試験のほかに、既存技術のレベルアップ項目を以下で紹介する。



4-2. こだわりのエンジン組立

1LRエンジンの組立て特にこだわりをもった取組みを以下に紹介する。

極少量生産より

1. 姿勢自動変更セル+工程ナビゲーション

2. 組立エキスパート育成

新規採用技術の工法開発より

3. 独立カムキャリアの芯出し組立

4. ユニバーサルソケットを使用した高精度締付

全数良品活動より

5. 組立工程への部品供給品質

6. 全数ファイアリング検査

7. トレーサビリティ

4-2-1. 姿勢自動変更セル+工程ナビゲーション

“1人完結セル生産方式”ではエンジン1台を最後まで1人の作業者が担当する。それには、1台のエンジンを組上げる3日間全てに集中力を持続させなくてはならない。したがって、作業している間の負荷をできる限り軽減させる必要がある。そこで今回、自動でワーク姿勢が変更できる姿勢自動変更セルと工程ナビゲーションが連動するシステムを開発・導入した(図8)。

“時間を無駄なく、製品・人に優しく”を開発コンセプトとし、ワークの姿勢変更時間の有効活用と作業時の姿勢負荷低減を中心に取り組んだ。姿勢変更時間を価値もしくは準備時間へ有効活用するとともに、製品に対して重力に逆らわない上からの組付、作業・人ごとの適正高さへ姿勢設定することで製品品質と人の負荷低減ができる設備構成にした。

今回採用したシステム構成では、姿勢自動変更セルにおいてはサーボモータを3軸使用し、エンジンクランク中心に回転する1軸、エンジン前面部品を上方向組立とするエンジン



図 8 姿勢自動変更セル

倒立の2軸、作業毎にワーク高さを変更する3軸の構成とした。更に、その組立サポートを情報として表示・連動する工程ナビゲーションを追加した。これにより、作業・人ごとの適正配置を実現し作業負荷を低減できた。また、工程ナビゲーションと作業姿勢変更の連動を100%リンクさせ、最適な作業手順と作業姿勢を確立した。

4-2-2. エキスパート育成

“1人完結セル生産”は、組立作業者の育成が重要な要素を占めている。組立エキスパートを育成する為に、まず2名を開発試作部門に派遣し育成を行った。約2年の育成期間で、組立方法の習得だけでなく、開発時の課題を通して組立注意点を覚え組立技術部門に展開することにより、工程設計に直接生かす事が出来た。

この2名を中心として更に組立エキスパート2名、部品供給者1名、品質管理者1名を養成した。組立エキスパートが組立に携わった証として完成エンジンにアルミ製ネームプレートを装着することとした(図9)。



図 9 アルミ製ネームプレート



4-2-3. 独立カムキャリアの芯出し組立

エンジン軽量・コンパクト化のため、多気筒にもかかわらずカムキャリアを気筒ごとに独立させるという新機構が採用されている。しかし、この機構ではカムジャーナルがキャリア単体で加工されてくるため、組立で各気筒のカム軸の最終調整が必要となる。そこで、ダミーカムシャフトで仮組みし、独立したカムジャーナル間の芯出し調整を行い、その回転トルクで調整状態を判定して管理する(図10)。これによりカムジャーナル軸中心の数十ミクロンのズレ量を検出し、実際のカムシャフトで必要とされるジャーナルクリアランスが確保できるように生産している。

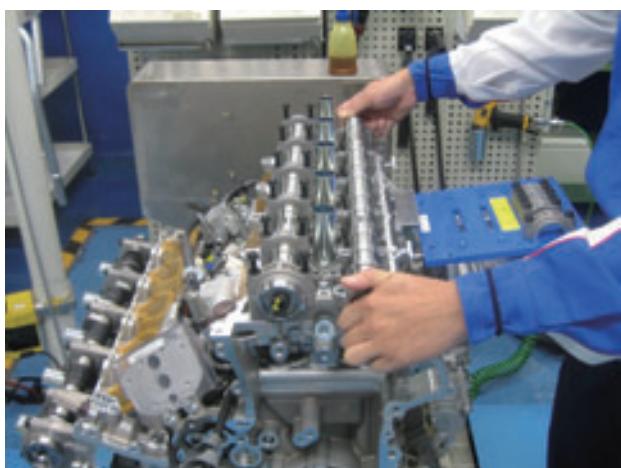


図 10 ダミーカムシャフトによる芯出し

4-2-4. ユニバーサルソケットを使用した高精度締付

1LRでは、コンパクトな完全等長のステンレスエキゾーストマニホールドを採用している。スペースと性能を両立させる為に入り組んだ構造となり、締付ソケットのツールアクセスにも制限が生じ、通常の組立工程では使用しないユニバーサルソケット(首降りソケット)を使用する必要があった。

発生トルクの保証を規定内にする為に、ユニバーサルソケットの締め付けトルク変動を押さえる必要があった。等速ジョイントタイプを使用すれば理論上トルク変動は起きないが、スペース的に無理がある。そこで小スペース化できるピンタイプのユニバーサルソケットを採用し、一般的な1ピンタイプよりもトルク変動が少ない2ピンタイプのユニバーサルソケットを、工具メーカーに特注した。実証の結果、最大首振り角度の決定と、ACサーボナットランナーとの組合せで締付保証できることが証明された。

首振り角度を規制するために、専用の治具を使用し締付を行っている。ナットランナーの締付パラメーターにも専用チューニングを施し、締付け精度を確保している。

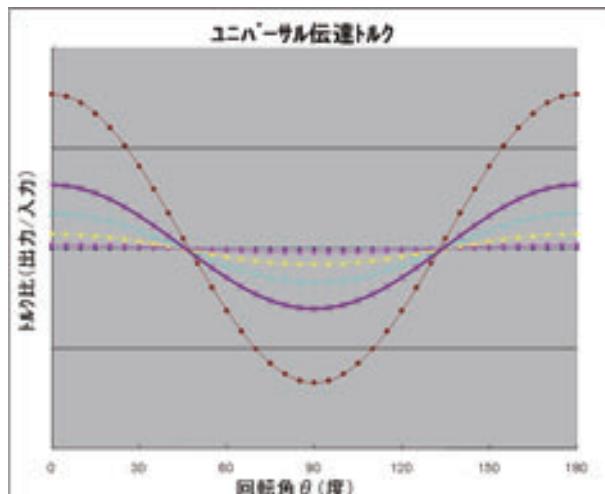


図 11 ユニバーサルソケットによるトルク変動



図 12 エキゾーストマニホールド締付

4-2-5. 組立工程への部品供給品質

高品質生産をおこなうためには、部品供給側の品質向上も



不可欠である。今回の1LR生産は、1台/日の極少量生産という特徴もあり、部品供給にも3つのコンセプトを持ち生産準備を進めた。一つ目は、部品の異物混入ゼロ。二つ目は組立工程へ誤品・不良品の供給排除。三つ目は部品の防錆徹底である。

1LRの生産は防塵・防錆を目的として、専用部品庫、別棟の組立室を防塵ルームとしている。3つのコンセプトを確立する為には、陽圧・空調管理・エアシャワーによる外部雰囲気との隔離が必要と考えたからである。また、作業者はもちろん、スタッフ・見学者も静電服・ヘアキャップを着用しエアシャワーを通過しないと部品庫・組立室に入れないと構成とした。

納入部品の防塵・防錆対応はサプライヤーにも協力いただき、全部品にビニール梱包+蓋付き納入をお願いした。部品庫に格納する際は、外周吸引して部品格納を行っている。

防塵・防錆管理された状態で格納された部品は、部品庫で専用キット箱に格納し部品供給する。部品をキット箱に格納する際は、バーコードによる部品指示システムを採用した。キット箱のバーコードを読取ると、部品品番と個数が表示され、棚の部品バーコードを読取ることで次部品に進む方式と



図 13 キットパレット



図 14 搬送コンテナ

した。もちろん格納作業をおこなうのは、教育を受けた専任者で、シール面や、部品外見のチェックを行った上でキット箱に格納する。

部品を組立室に供給する為に外を通る必要がある。今回は、ステンレス製の搬送コンテナを使用した。約20℃の防塵室から外を通って搬送するのは、防塵のほかにも、結露の危険性が高い。そこで、専用のコンテナに気密性を高める改造を施し、防塵と防錆を両立した。

整然と部品が並べられたキットパレットで、組立エキスパートに供給される。このキットパレットは供給品質を安定させる為だけではなく、組立作業の価値作業率向上にも寄与している。

4-2-6. 全数ファイアリング検査

品質保証の最後のゲートとなるファイアリングテストは、一つの不具合も後工程へ流出させないゲートとして不可欠な存在となる。そこで1LRのファイアリングテストでは、異常検出能力向上をコンセプトとして数値判定の強化と官能検査環境の向上を図った。そのために、エンジン開発で使用されるコントロールコンピュータを採用すると共に、火が入ったエンジンのみが放つ音や温度、振動を感じることが出来る官能検査環境を構成した。

エンジンの各電子デバイスから計測情報を集め自動判定する。また、その情報は些細な異常にも気付けるように波形としてエキスパートの目前へ、リアルタイムで表示させると共に、トレーサビリティとして全ての号機毎に保存できるシステムを構築した。このシステムの採用により、従来は膨大に時間がかかっていた生産時のファイアリングベンチ用のソフト開発も大幅に時間短縮できコストダウンに大きく貢献できた。

官能検査はエンジンの全方向から300mm以内での目視、聴感、手感検査を可能とした検査機器の配置により検査環境



図 15 ファイアリングテストベンチ



図 16 聽感検査と目視検査

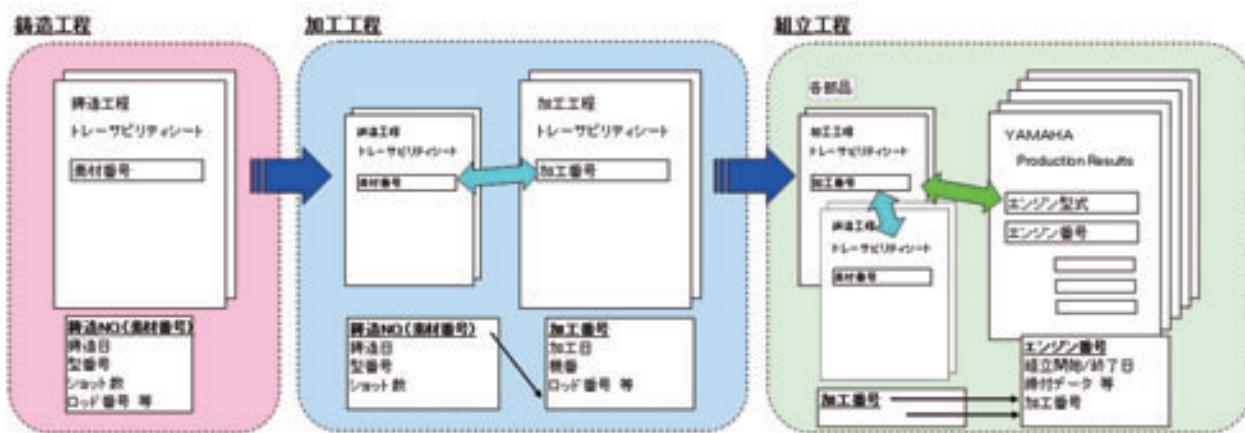


図 17 内製部品のトレーサビリティ 鋳造⇒加工⇒組立の紐付け

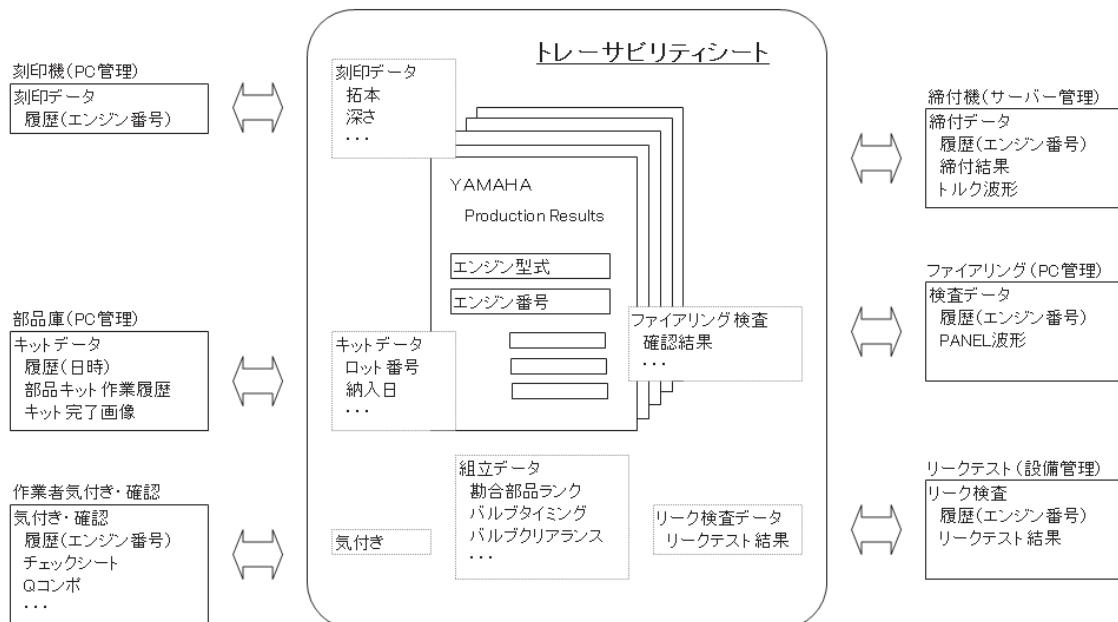


図 18 組立のトレーサビリティ体系イメージ図

を向上させた。特に官能検査で一番重要な聴感検査では、試作段階からエキスパート全員による耳あわせ訓練を繰り返し行い、高感度で均一化された聴感検査を実現した。この双方の達成によりエンジンの高度な品質保証の最終ゲートを確立させた。

4-2-7. トレーサビリティ

全数良品活動において、その品質保証の履歴管理としてトレーサビリティシートでの運用を採用した。組立工程では、エンジン番号に紐付けして、内製部品を含む重要部品の部品履歴から単品検査、組立検査、さらにエキスパートによる細かな気付きなども合せて履歴管理を行う。1台のエンジン組立が終了すると、そのエンジン1台に1冊の保証書、記録が残るようファイリングして保管する。

■著者



鈴木 幸一

Kouichi Suzuki
生産本部
EG製造統括部
AM製造部



岡田 祐介

Yuusuke Okada
生産本部
EG製造統括部
AM製造部



安藤 純介

Junsuke Andou
生産本部
EG製造統括部
AM製造部



國重 祐介

Yuusuke Kunishige
生産本部
EG製造統括部
AM製造部



小曾 勉

Tsutomu Koso
生産本部
EG製造統括部
AM製造部



戸塚 進之

Nobuyuki Totsuka
生産本部
EG製造統括部
AM製造部

5 おわりに

1LRの生産準備を通じ、極少量生産の手法を確立できた。また、鋳造から組立まで一貫し、各部署が協力した良品条件作りに取り組む事で品質絶対の“全数良品”活動を完遂できた。

今回の生産準備で得た技術は、今後の多品種少量生産のみならず、既存中量生産へも応用できると自負している。今後もこの技術を伸ばすとともに新しい価値観を創造し、お客様に喜んで頂ける生産技術へ挑戦していく所存である。

最後に、今回の設備開発に協力いただいた設備メーカーの方々、厳しい品質管理要求に対応いただいた部品サプライヤーの方々に感謝いたします。



技術論文

低圧鋳造サイクルタイム短縮技術開発 Technology for shortening cycle time in low-pressure casting

中西 崇雄 小堀 幸伸

要旨

近年、自動車やモーターサイクル(以下、MCと略す)においては、地球環境の観点からCO₂削減、リサイクル性の向上が求められ、軽量でリサイクル性の高いアルミ合金の使用率が高くなっている。当社でもエンジン部品やフレーム部品において、設計自由度の高いアルミ鋳造品の使用比率が増加傾向にある。

一方では、2008年に起った世界的金融危機や円高の影響により、アルミ鋳造部品の生産コスト低減は重要な課題となっている。本開発では、低圧鋳造の充填溶湯温度を低下させることにより製品凝固を早め、低圧鋳造のサイクルタイム短縮を行う手法について報告する。

Abstract

The need to reduce CO₂ emissions and improve recyclability for environmental reasons has led to increased use of lightweight, highly recyclable aluminum alloys in automobiles and motorcycles in recent years. At Yamaha Motor Co., Ltd. as well, there is a trend to use cast aluminum parts increasingly in the engines and frames of our products for these reasons and for the added freedom of design they offer.

At the same time, reducing the production cost for cast aluminum parts has become an important issue since the 2008 global economic crisis. Here we report on the development of a method to reduce cycle time in low-pressure casting by reducing the temperature of the molten aluminum in order to speed up the solidification process.

1 はじめに

当社のアルミ鋳造は、高圧ダイカスト(DC)、重力鋳造(GD)、低圧鋳造(LP)を要求品質に応じて使い分け、製造を行っている。

その中でも低圧鋳造はダイカストに比べ熱処理が可能である事から、薄肉で高強度な部品の製作が可能で、モーターサイクル部品の軽量化には必要な技術となっている。形状においても砂中子(中空部の鋳型)を用いる事で、中空部品が製作可能となっており、シリンダヘッド(以下、H/Cと略す)の

	低圧鋳造 (LP)	高圧鋳造 (DC)	重力鋳造 (GD)
強み	熱処理が可能 内部品質が良い 中空部品製作が容易 歩留りが良い	鋳造CTが短い 鋳肌がきれい 寸法精度が良い	熱処理が可能 中空部品 製作が容易
弱み	鋳造CTが長い	熱処理できない 中空部品 製作が困難 型費が高い	歩留りが悪い 寸法精度が 他と比較して悪い
C/T (DC = 1)	5	1	4

図1 鋳造工法比較

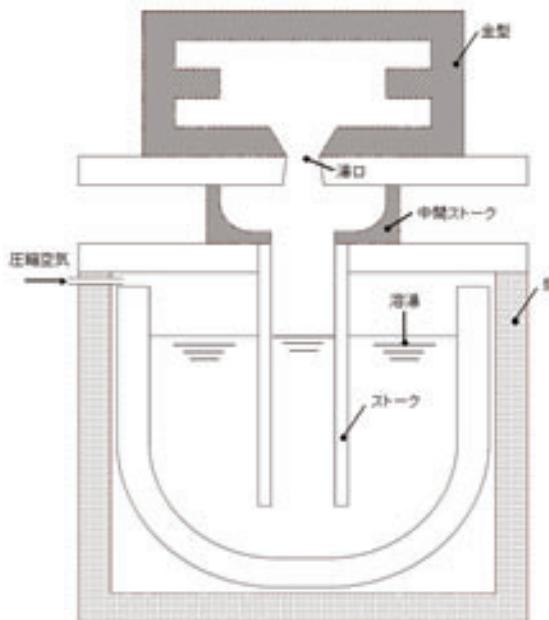


図2 低圧鋳造法の原理

様な複雑形状の製作に適している。また、重力鋳造に対しても、溶湯の充填時に湯の乱れが起き難いため、ブローホール(空気の巻き込みによる内部欠陥)も少なく、高品質な製品の製造が可能である。

しかし、図1に示すように低圧鋳造は他の工法に比べサイクルタイム(以下、CTと略す)が長く、当社の鋳造工法の中で、生産性が最も低い工法である。その為、低圧鋳造品では生産性を確保する為に設備数が増加し、結果として製造コストも割高になってしまう傾向がある。

低圧鋳造において、生産性向上によるコスト削減は、取り組むべき重要な課題となっている。

2 現状分析

2-1. 低圧鋳造の原理

密閉されたルツボ内の溶湯の表面に0.0098~0.0490Mpaの空気圧を加えて、溶湯中に浸してあるストーク(給湯管)を通じて溶湯を上昇させ炉上の鋳型に注湯する。鋳型上方から湯口まで凝固が終了した時点で加圧を停止し、ストーク内の溶湯をルツボ内に戻し鋳型内の鋳物を取り出す方法である。(図2)

2-2. 低圧鋳造のCT

低圧鋳造のCTは、鋳造開始～鋳型内の溶湯が凝固するまでの加圧時間と、凝固～型開きまでの型閉め保持時間、型開き～中子セット～次の鋳造開始までの手扱い時間に分類される。これらの時間を調査してみると、加圧時間が最も長い事

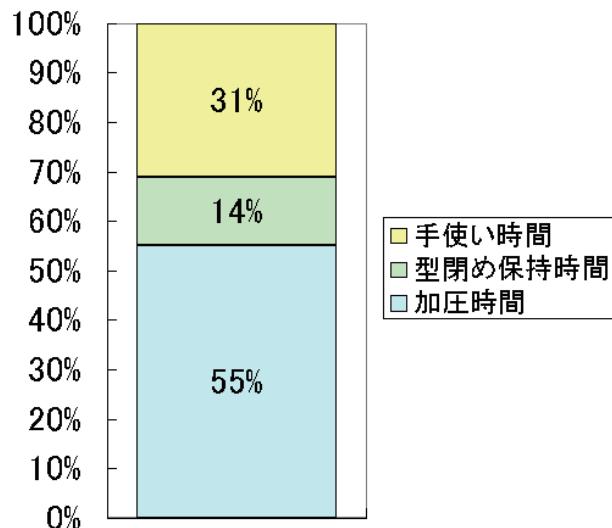


図3 低圧鋳造平均 CT (MC 部品)

がわかる。(図3)

鋳造CT短縮の要因図を作成し分析してみると、加圧時間の短縮には、加圧制御(溶湯を充填させるのにかかる時間)、温度制御(溶湯低温化、冷却強化)への対応が考えられる。(図4)

加圧時間の内、溶湯を充填させる時間は約11%、製品が凝固するまでに必要な時間は加圧時間の約89%となっている。また、溶湯低温化を実現する事で、冷却すべき溶湯の熱量が減少する為、冷却効果を効率よく得られる事につながる。この事から、本開発では溶湯を低温で充填させる低温充填技術による低圧鋳造CT短縮に取り組む事とした。

3 低温充填技術開発

3-1. 低温充填化の問題点

低温で溶湯を充填させた場合、どのような問題が発生するか、空冷单氣筒H/Cを用い試行した。

結果、低温で充填させる事で、製品凝固は促進され、加圧時間を短くする事がわかった。(図5) しかし、内部品質では、低湯温で充填させる事で、引け巣(アルミの凝固収縮により発生する内部空隙)が発生することを確認した。(図6)

引け巣とは、鋳型内に充填された溶湯が冷える際、溶湯の充填口(湯口)に向かって温度指向性を持ったまま固まることが出来ず、凝固収縮分の溶湯が湯口から補給されない為に発生する現象である。

3-2. 引け巣発生原因調査

温度指向性が確保されない原因を究明する為、金型内に

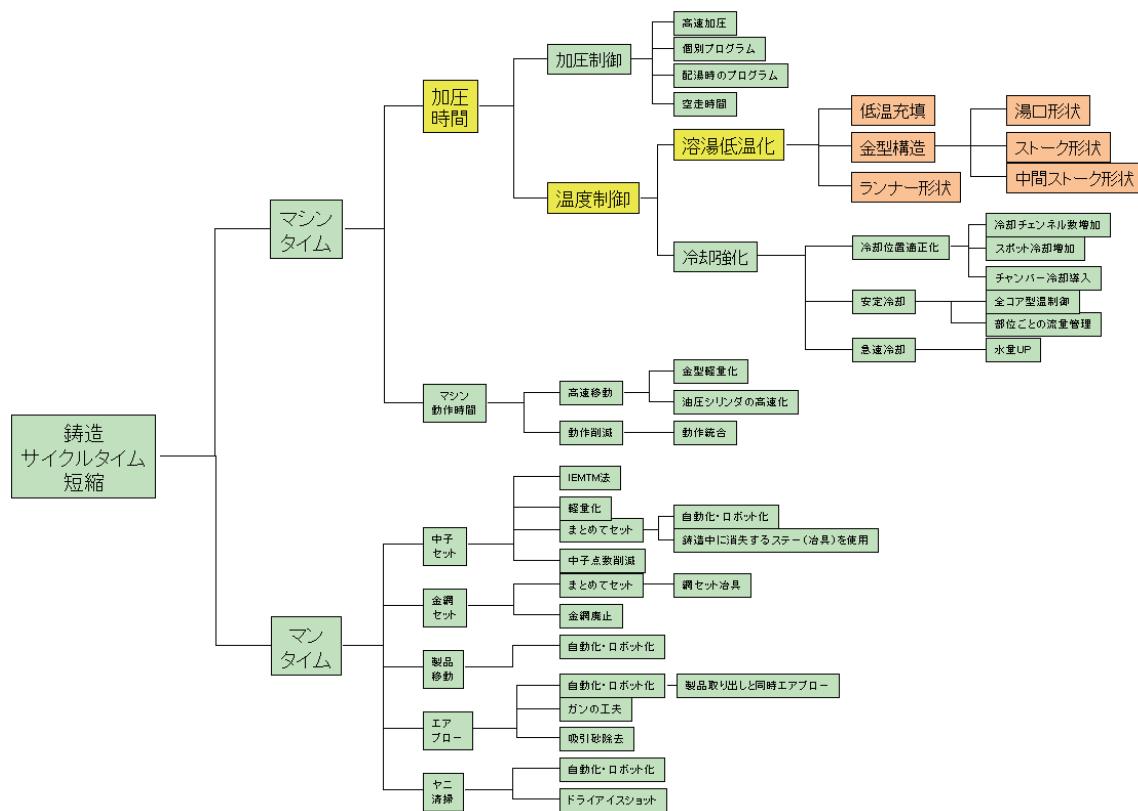


図4 CT短縮要因図

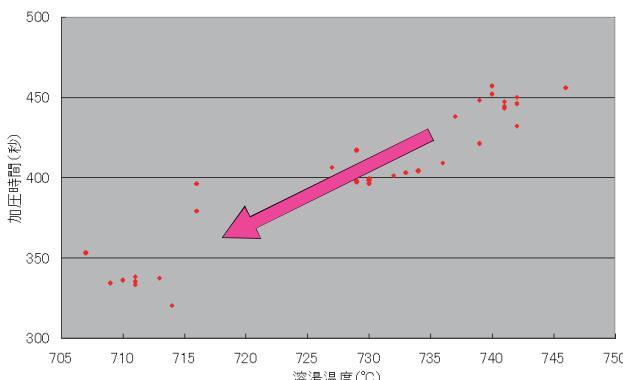


図5 溶湯温度と加圧時間



図6 引け巣発生状況

60箇所温度センサーを設置し、計測を実施した。(図7)

計測結果より、湯口カップ内58の溶湯温度が低下すると、湯口温度59が著しく低下する事がわかる。これにより製品が凝固完了する前に、湯口が凝固してしまい、製品内部に引き巣が発生している事がわかる。(図8)

3-3. 引け巣発生対策

湯口カップ内の溶湯温度低下を防ぐ手法として、①湯口周辺を加熱し溶湯温度低下を防ぐ方法、②溶湯体積を増加させ溶湯の温度低下を防ぐ方法が考えられる。

①では温度制御機構が必要となり、金型構造が複雑になる。また、熱を加えると、金型温度を上昇させる事となり、その結果、製品凝固を阻害する事となる。それに対し、②では溶湯による保温の為、制御機構は不要となり、金型への構造追加が容易である。

本開発では、②を採用し、単純構造での低温充填化を可能にする事を目指す。

3-3-1. 低温充填用解析精度向上

溶湯の温度低下を防ぐ事の出来る形状を検討する為には、鋳造解析にて事前に効果を予測し、不具合に対しては対策を織り込む必要がある。事前検討なしに金型製作を行った場合

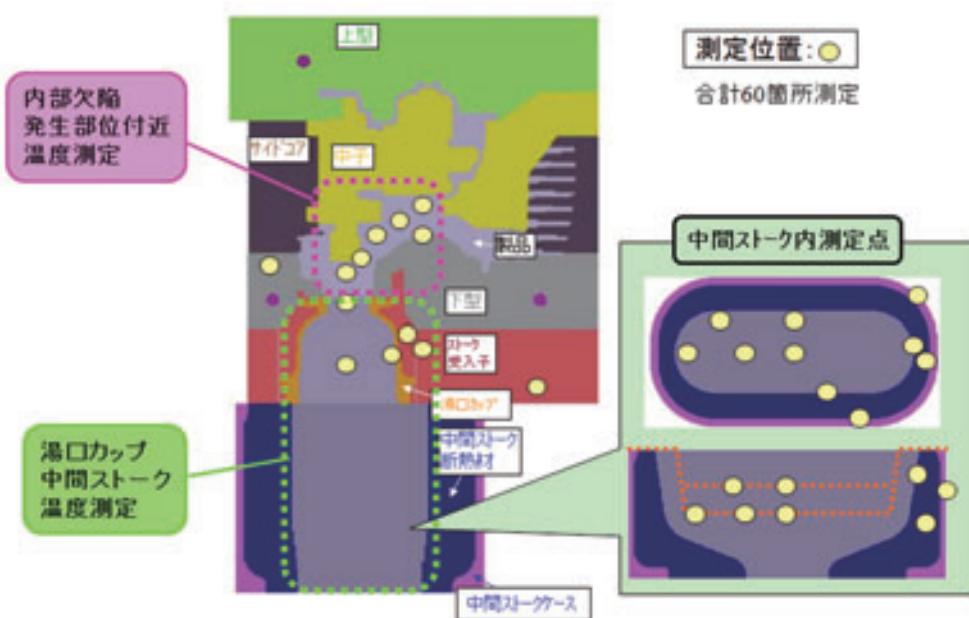


図7 センサー設置位置

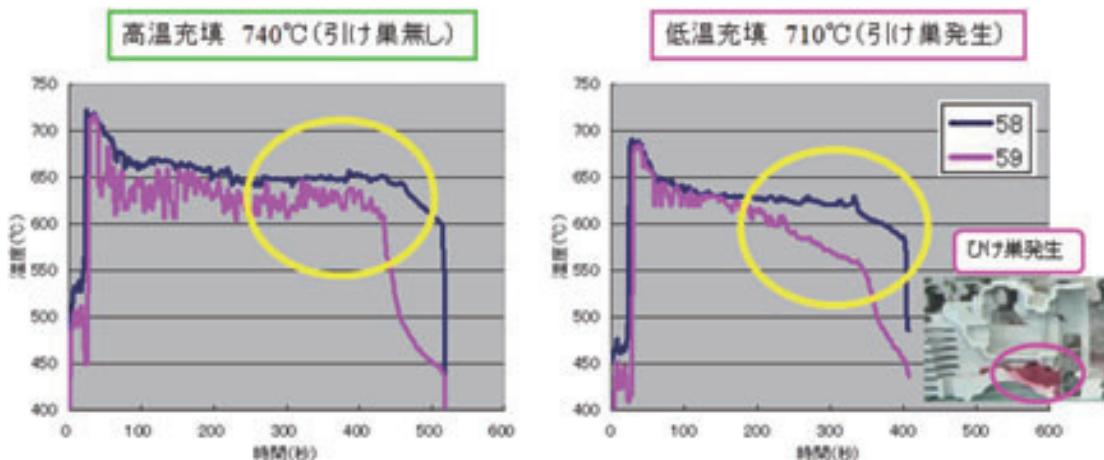


図8 湯口カップ内溶湯温度変化

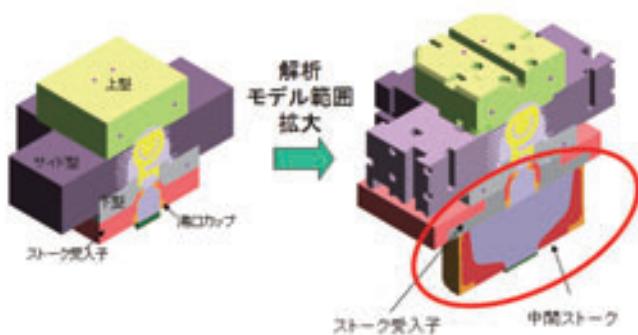


図9 解析モデル拡大

には、製作後の品質不良対策の為に多くの費用と工数が必要になる事は容易に予測できるからである。

溶湯の温度低下を防ぐことの出来る形状の事前予測を可能にするには、これまでの鋳造解析では考慮してこなかった、溶湯体積増加部分であるストーク受け入子、中間ストークの形状を考慮する必要がある。(図9)

追加される形状に関する境界条件を、基礎実験を行うことにより導き出す事とした。ストーク受け入子部は通常の金型材(SKD61相当)となっており、これまでの解析条件からの変更は不要であるが、中間ストーク部はこれまでの鋳造解析では使用していない材質となる為、新たに解析条件を導き出す必要がある。その為、簡易テスト型を用い中間ストークと溶湯との熱の受け渡し(熱伝達係数)を調査する事で解析の精度向上を図った。基礎実験で得られた溶湯の冷却曲線に対し、解析結果が最も近くなる様に、幾パターンかの解析を行い熱伝達係数の条件を作り込んだ。その結果、鋳造解析を用いた事前検討を行うことが可能になった。(図10)

3-3-2 溶湯温度維持形状検討

精度向上により、追加形状の検討が可能になった鋳造解析を用い、湯口カップ内で溶湯温度が低下する原因を調査した。湯口カップ内溶湯温度は湯口カップ壁面より熱量を奪われる為に起こるが、この距離が長いために、中間ストーク内湯溜まり部の熱が湯口まで効率よく伝わっていない事が確認された。(図11)

湯口カップ内溶湯温度を維持する為に、湯口カップの高さを低くする事で、熱損失を低減させ、中間ストーク内溶湯上面位置を湯口側へ近づける事で、中間ストーク内湯溜まり部の熱を効率よく伝えることが出来ると予測した。

予測に基づき、鋳造解析にて形状検討を行った。形状の制

約条件としては、検討した形状が容易に展開できる様に、必要最低限で形状変更する事である。

当社のLP鋳造では、ストークは1種類、中間ストークは大・小2種類が使用されており、湯口の設置位置によって選択されるようになっている。

今回のテストモデルの空冷单気筒H/Cは、中間ストーク・小を使用している。この現行形状を元に、中間ストークを大に変更した“中間ストーク拡大形状”、そこから湯口カップの長さを

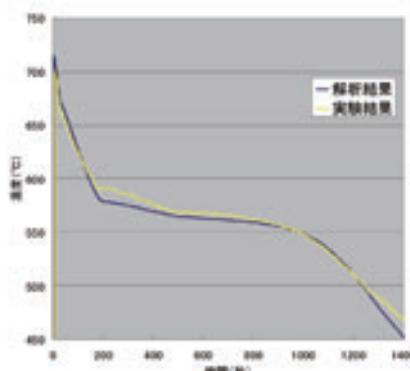


図 10 実機 - 解析温度比較

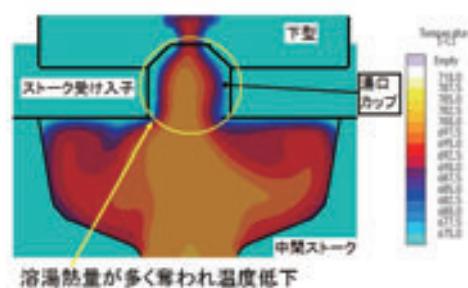


図 11 溶湯温度分布解析結果

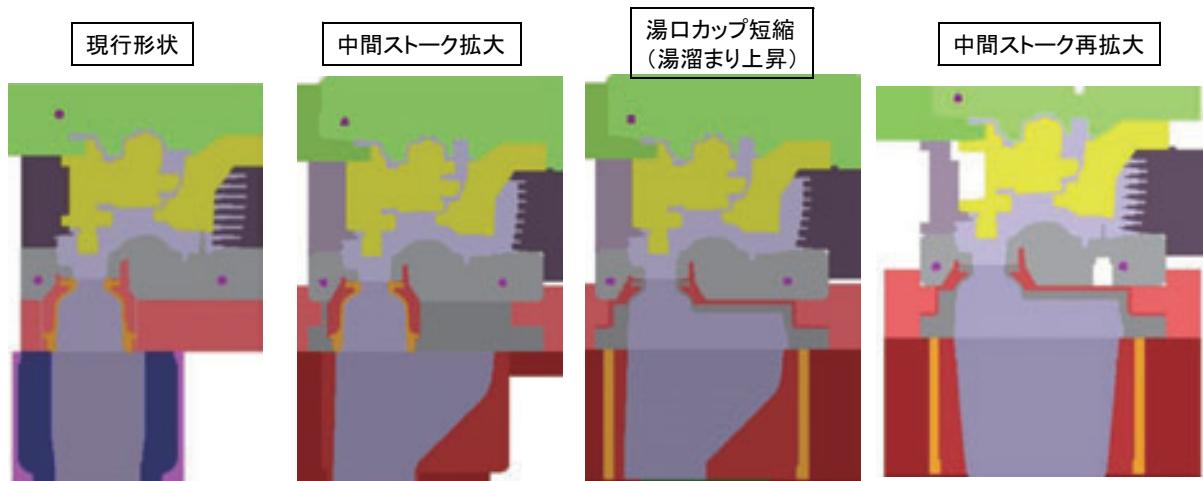


図 12 解析により検討した対策形状 (代表例)

短縮した“湯口カップ短縮形状”、そして更に中間ストークを拡大させ、湯溜まり体積を増加させた“中間ストーク再拡大モデル”等を検討する事で、変形形状を必要最低限に抑え、且つ効果を得られる対策形状を検討した。(図12)

解析により検討した対策形状例での湯口温度解析結果で、中間ストーク拡大710°Cでは、現行形状710°Cと大きな違いは得られず、湯溜まり拡大のみでは湯口部溶湯温度の維持は難しい。しかし、湯口カップ長さを短縮した形状710°Cでは、現行形状740°Cとほぼ変わらぬ溶湯温度低下を示した。更に、中間ストーク再拡大710°Cの結果では、湯口カップ短縮とほぼ変わらぬ溶湯温度低下を示したことから、湯口カップ溶湯温度を維持する為に必要かつ十分な形状は、湯口カップ短縮形状であると予測される。(図13)

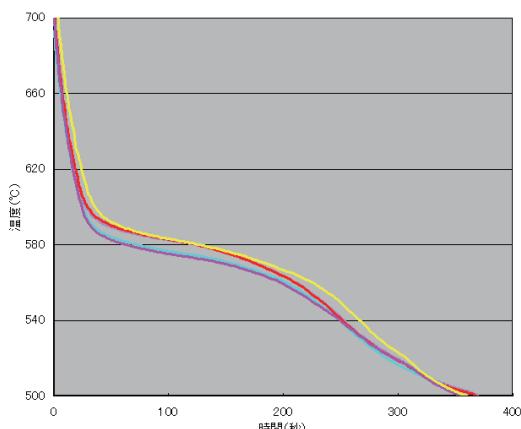


図 13 湯口温度解析結果

この事から、湯口カップ長さ短縮と溶湯体積増加による湯口溶湯温度維持が可能であると判断し、テスト型を作成し評価を実施した。

3-3-3 溶湯温度維持対策効果確認

鋳造解析により得られた形状を元に、生産に用いているストーク、中間ストーク大・小に加え、生産仕様より更に大きなストーク、中間ストーク再拡大形状、湯口カップ短縮形状を組み合わせながら効果確認トライを実施し、評価する事とした。(図14)

実鋳造トライより得られた湯口カップ内の溶湯温度変化を見ると、鋳造解析で予測された通り、中間ストーク大・小のみの変更では、溶湯温度に大きな違いは見られない(現行形状—中間ストーク拡大)。また、湯口カップの長さを短縮する事による効果についても、鋳造解析の予測結果の通り、湯口カップ内溶湯温度は大きく変化を示し、溶湯温度が高く維持されるようになる事がわかる(中間ストーク拡大—湯口カップ短縮)。しかし、中間ストークを再拡大した形状に関しては、鋳造解析結果より大きな効果が得られ、湯口カップ短縮形状より更に溶湯温度を高く維持できる事が確認された(湯口カップ短縮—中間ストーク再拡大)。(図15)

3-3-4 引け巣削減効果確認

湯口カップ内溶湯温度が維持される事が確認できた為、実際に引け巣が改善されているかを確認する。

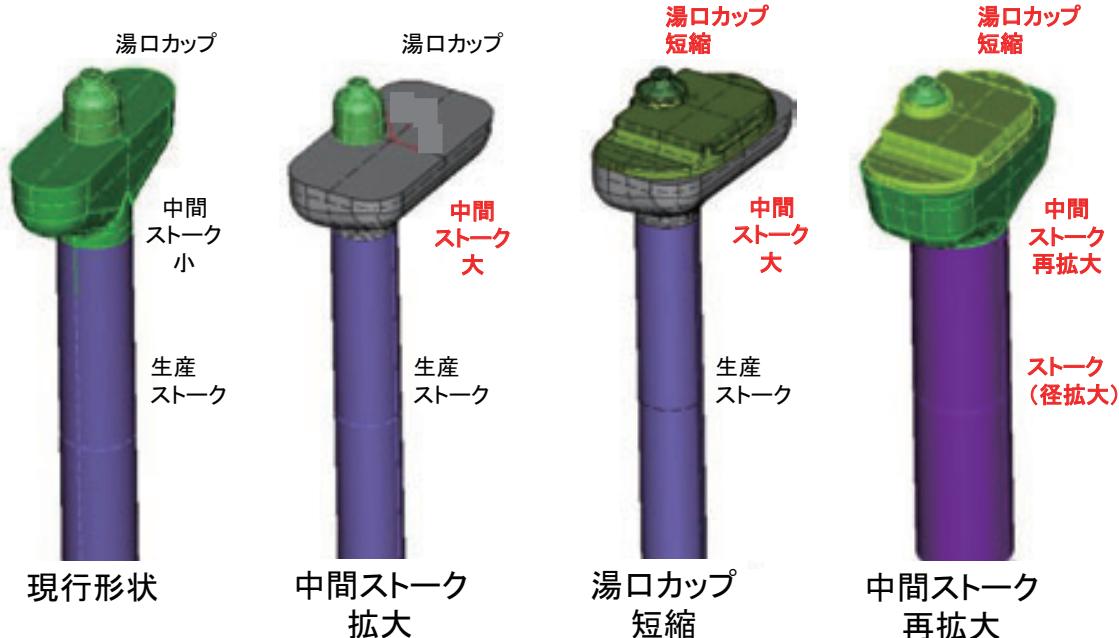


図 14 湯口下トライ形状

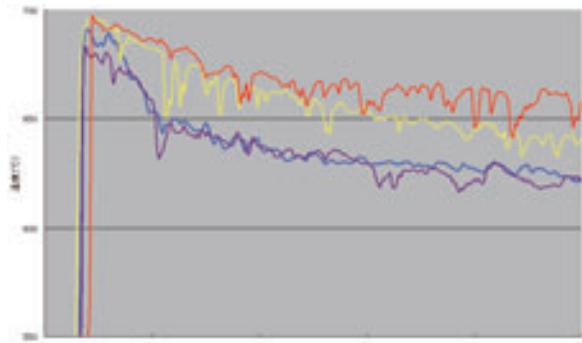


図 15 湯口下形状変更による湯口カップ内溶湯温度変化グラフ



図 16 製品内センサー位置

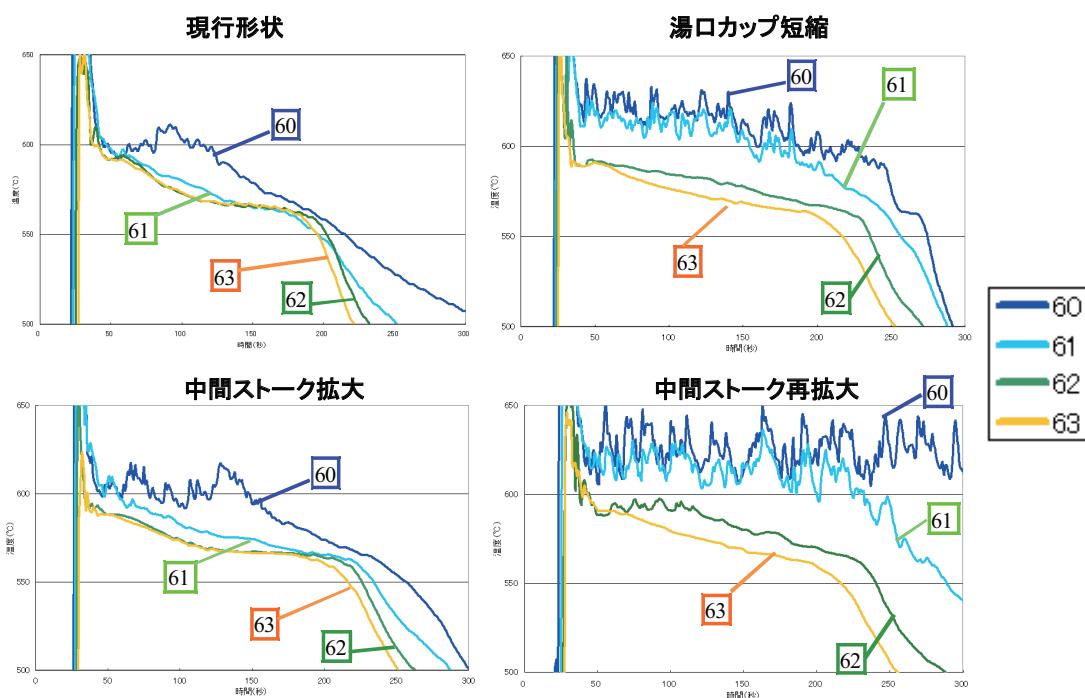


図 17 仕様変更による製品内溶湯温度変化比較

引け巣発生は溶湯温度の指向性が湯口に向かって確保されているかどうかで判断できる為、製品内溶湯温度を直接測定して確認する事とした。製品内にはK熱電対を4箇所設置し、湯口に向かって温度指向性が確保できているかを確認する。(図16)

測定結果より、現行形状での低温充填では、温度センサー62, 63が温度センサー61と逆転する部分が発生している。これが凝固指向性を確保できず、引け巣が発生していることを示している。中間ストーク拡大での低温充填では、計測した温度カーブの間隔が非常に狭く、温度指向性が弱い事がわかる。これは、引け巣が発生しやすい状態にあることを示している。3-3-3の結果と同様に、中間ストークのみの変更では温度カーブに大きな違いは見られなかったが、湯口カップ形状を短縮することにより、温度カーブの間隔が広がり、温度指向性が強く保たれるようになっている事が確認できる。(図17) 溶湯温度を低下させ、内部品質を確保する為には、湯口カップ短縮形状を使用するか、中間ストーク再拡大形状を使用する必要がある事がわかる。しかし、中間ストーク再拡大形状では、温度センサー60の温度低下が他の形状に比べて非常に遅い事がわかる。これは結果としてCT短縮を阻害する事につながる。この事から、低温で溶湯を充填させる形状は湯口カップ短縮形状を用いる事とし、この仕様を低温充填仕様と呼ぶ事とした。

3-4 低温化への更なる課題

3-4-1 低温連続鋳造時の不具合

低温充填仕様とする事で、現行生産条件より低い溶湯温度でも、内部品質が良好な製品を得られることは確認されたが、より低温化させていく中で新たな課題が確認された。

溶湯温度700°C付近で連続鋳造を開始した場合、ストーク受け入子内にアルミの凝固塊が発生する。(図18)



図18 アルミ凝固塊

アルミ凝固塊は、低湯温で鋳造開始した場合に発生しており、高湯温から鋳造開始し、低湯温へ変化させた場合には、凝固塊は発生しない。これは、ストーク受け入子内の溶湯が金型側から熱を奪われる量に関係していると考えられる。

鋳造解析により、凝固塊発生部位付近の状況を確認すると、ストーク受け入子への熱移動により、ストーク受け入子内の溶湯温度が低下している事が確認された。(図19)

ストーク受け入子内の凝固塊は、外周部から発生が始まるが、一度発生してしまうと、鋳造を繰り返す度にアルミの凝固塊に接触した充填中のアルミが凝固塊の表面に積層し、溶湯

体積を縮小させる事となる。これは低温充填仕様で対策した保温効果を損なう事となり、低温充填での鋳造が出来なくなる。

よって、ストーク受け入子内に発生する凝固塊の対策を実施する必要がある。

3-4-2 アルミ凝固塊への対策

溶湯からストーク受け入子への熱移動を抑える為には、ストーク受け入子を熱飽和させ、溶湯から熱を奪わなくさせる必要があるが、ストーク受け入子を加熱する方法では、下型入子も同時に加熱されてしまう為、製品の凝固を阻害してしまう。

低温充填仕様のストーク受け入子形状は必要最低限の肉厚となっている為、ストーク受け入子自体の熱容量を下げる事は困難である。その為、ストーク受け入子に移動した熱量が下型入子へと移動しないよう、ストーク受け入子と下型入子の間にクリアランスを持たせる事で断熱し、溶湯からは最低限の熱を奪う程度で抑える形状へ変更した。(図20)

これにより、溶湯温度700°Cでもストーク受け入子内にアルミの凝固塊が発生することは無くなった。

3-5 効果確認

空冷单氣筒H/Cのテストモデルでは、生産時の充填開始溶湯温度を45°C下げる事で、加圧時間-37%、平均CT-22%とする事が出来た。

低温充填化する事で加圧時間、CT共に短縮する事が可能である事を確認した。(図21)

さらに、保持溶湯温度を低温化する事で、保持炉内溶湯温

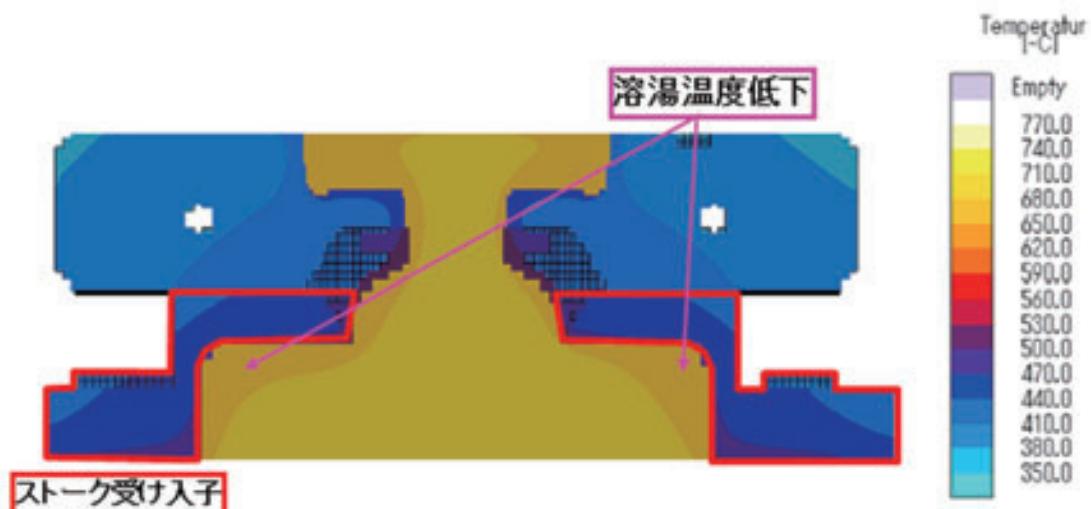


図19 不具合部解析結果

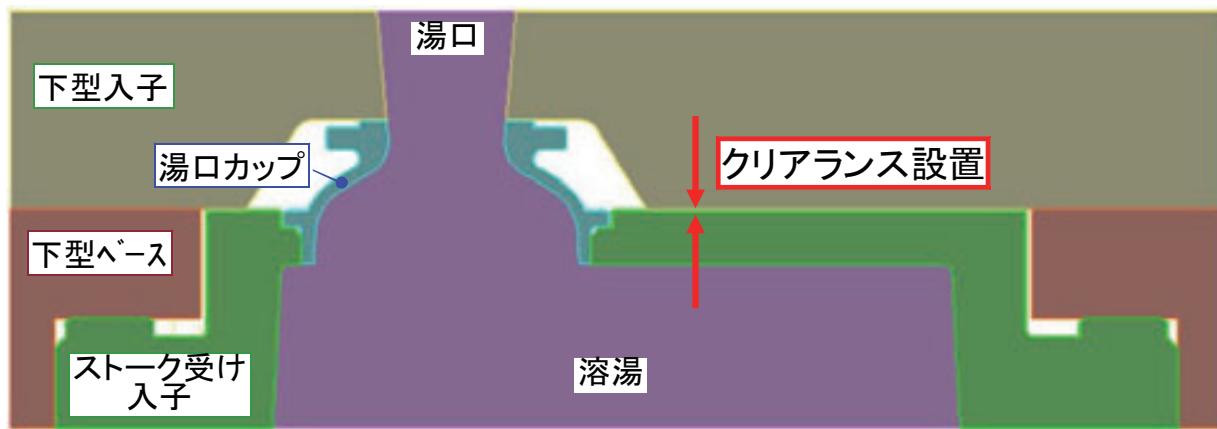


図20 金型クリアランス

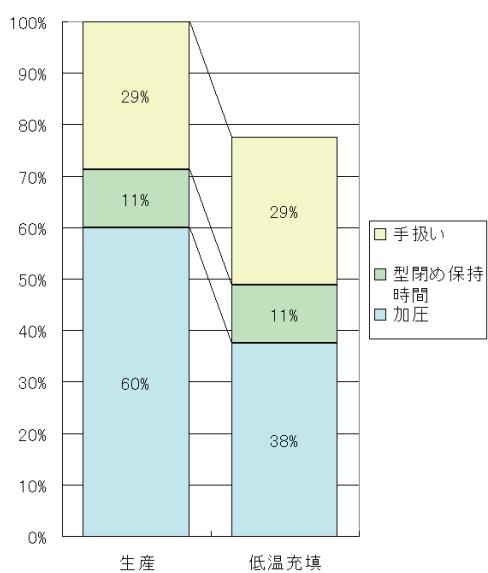


図21 CT比較

度のバラツキを±6°Cと抑える事が出来た。これにより鋳造条件のバラツキが抑えられ鋳造品質安定につなげる事が出来る。

以上の評価結果から、本開発より得られた低温充填技術を生産部品に展開した。

4 生産展開効果

本開発にて得られた低温充填技術は、これまでに25機種の生産工程に折込まれ、展開機種の平均では、溶湯温度を従来より22.6°C低く抑える事ができ、加圧時間は9.4%削減、CTも11.5%削減する事が出来た。また、保持溶湯温度を低下させることにより、溶湯保持に要する消費電力も16%の削減が可能となりCO2削減にも貢献できている。

5 おわりに

本開発では、溶湯を低温化する事で加圧時間を短縮し、CTを削減する事が可能となり、低圧鋳造の課題である「生産性の向上によるコストダウン」に寄与することができた。

しかし、他の鋳造法に比べ未だに生産性が劣っていることに違いは無く、今後の低圧鋳造の生産を支える為には更なる取り組みの継続が必要である。今後は加圧制御、手扱いをも含めたCT短縮技術開発を推進し、低圧鋳造の強みを活かし、弱みを克服する取り組みにより、アルミ鋳造部品の品質向上、コスト削減に貢献していく所存である。

6 参考文献

- [1] 神部洋史 アルミニウム合金鋳造技術の最近の動向
素形材39(1998),7

■著者



中西 崇雄
Takao Nakanishi
生産本部
EG製造統括部
第2SyS部



小堀 幸伸
Yukinobu Kohori
技術本部
生産技術統括部
生産技術部

2011-12

No.47

●編集後記

東日本大震災により被災された皆様に、改めて心よりお見舞いを申し上げます。

このたびの震災は、我々が抱いていた物事の常識や基準が大きく揺らいだ出来事でした。世の中に「絶対安全」は存在せず「想定外」はあってはならないとの戒めを、大きな犠牲を払いながら求めずして得られてしまったのです。悲しいことではありますが、起きてしまった惨事は天から与えられた試練と受け止めることしかできません。そして、今後の復興に向けてしっかりと計画・実行・評価・改善を繰り返し、将来起こるかもしれない様々なアクシデントに、個々として備える事こそが我々の責務であると認識せざるを得ません。そのためには、社会システムの構造改革、ライフスタイルや価値観の変革が必要とされるのかもしれません。そして、その時にこそ従来の常識を覆すイノベーションが必要とされるのではないかでしょうか。

イノベーション（innovation）を Wikipedia で検索すると『物事の「新機軸」「新しい切り口」「新しい捉え方」「新しい活用法」（を創造する行為）』とあります。かつてシェンペーターが唱えた「創造的破壊」を現状にあてはめるのは不謹慎かもしれません。なぜなら、今回の大惨事は、創造と新陳代謝を目的とする意図的な破壊では決してないからです。しかし、逆境の中だからこそ、研ぎ澄まされた感覚と英知の結集によりそれを乗り越える術を見つけることはできるはずです。いつの日にか必ず復興を遂げるとともに、後の世に「この震災がイノベーションの契機となった。」と言わしめる何かが生まれ、技術革新がそれを後押ししてくれることを期待するところです。

（鈴木 康裕）

ヤマハ発動機
技報 第47号

印 刷

發 行

發 行 所

發 行 人

編集委員長

編集委員

デザイン

事 務 局

印 刷 所

お問い合わせ

ホーメページ

2011年11月30日

2011年12月1日

ヤマハ発動機株式会社 〒438-8501 静岡県磐田市新貝2500

大坪 豊生

水上 真行 技術本部 技術企画部

山本 雅之 ヤマハモーターエレクトロニクス㈱ 技術部

奥村 英之 マリン事業本部 ME事業部 開発統括部

佐藤 彰 事業開発本部 スカイ事業推進部

吉本 幸広 事業開発本部 IM 事業部 ロボットビジネス部

伊藤 英敬 MC事業本部 技術統括部 技術戦略部

岡田 弘之 MC事業本部 RV事業部 開発部

宮田 彰一郎 ヤマハモーターパワープロダクツ㈱ EL開発部

新田 孝史 (株)スタジオコバ

池田 厚司 人事総務統括部 法務・知財部

水野 康文 技術本部 技術企画部

鈴木 康裕 技術本部 技術企画部

(株)スタジオコバ 〒437-1196 静岡県袋井市松原2455-2

技術本部技術企画部(技報編集事務局) TEL 0538-32-1171

<http://www.yamaha-motor.co.jp/profile/craftsmanship/technical/index.html>

菅野 秀昭 ヤマハモーターハイドロリックシステム(㈱) 技術統括部

登澤 幸雄 ヤマハモーターエンジニアリング(㈱) 経営企画部

田中 大二郎 AM事業部 AM第1技術部

濱田 忍 技術本部 生産技術統括部 生産技術部

小野 朋 寛 事業開発本部 SPV事業部 EV開発部

本山 雄 技術本部 研究開発統括部 システム技術研究部

小柳 智義 海外市場開拓事業部 第1開拓部

今井 哲夫 人事総務統括部 法務・知財部

三宅 英典 人事総務統括部 広報宣伝部

※無断転載を禁じます。

※落丁本・乱丁本は、小社技報編集事務局宛てにお送りください。

お取扱いいたします。



YAMAHA

YAMAHA MOTOR CO., LTD.

2500 SHINGAI IWATA SHIZUOKA JAPAN