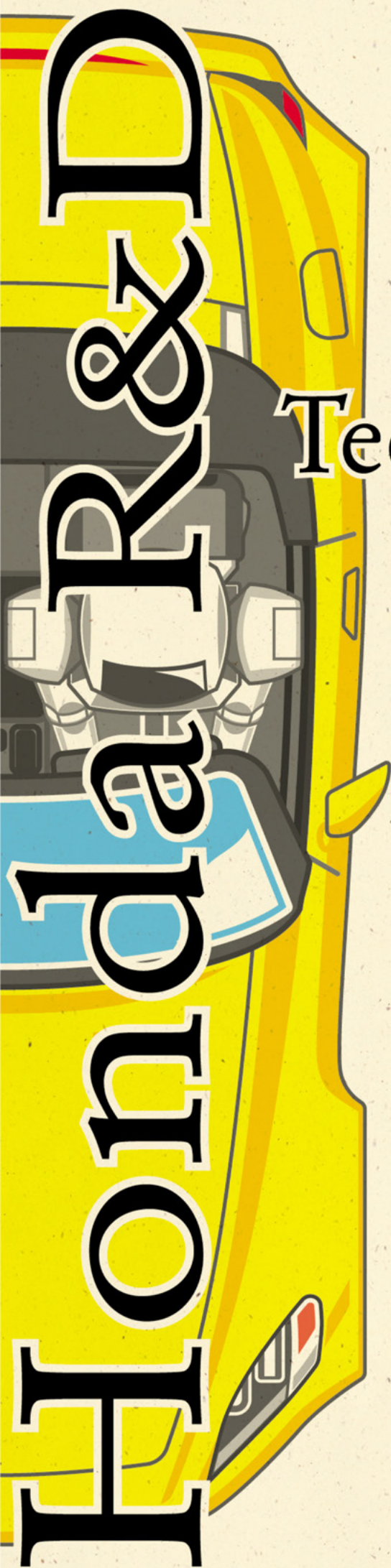
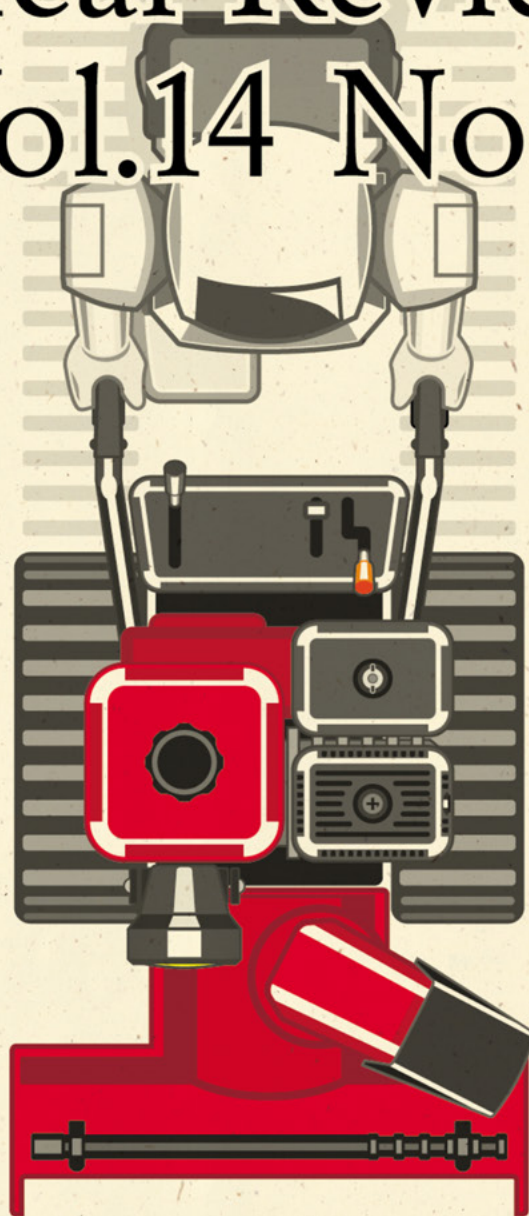
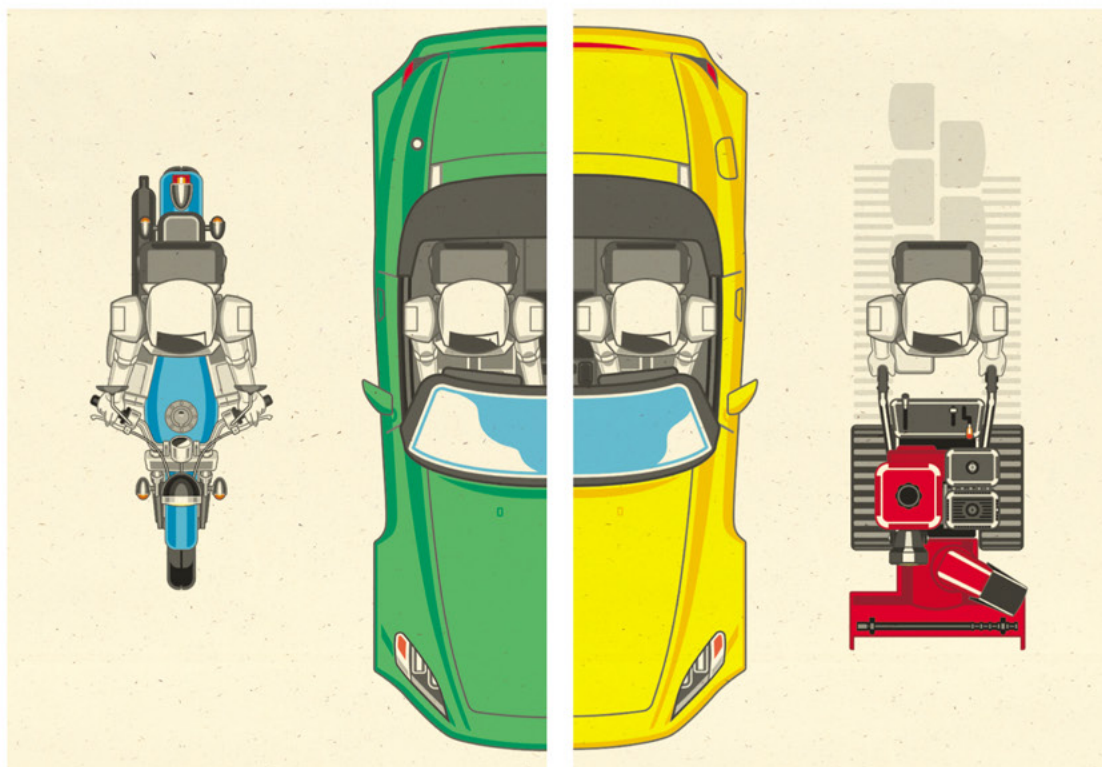




Technical Review Vol.14 No.1



April 2002

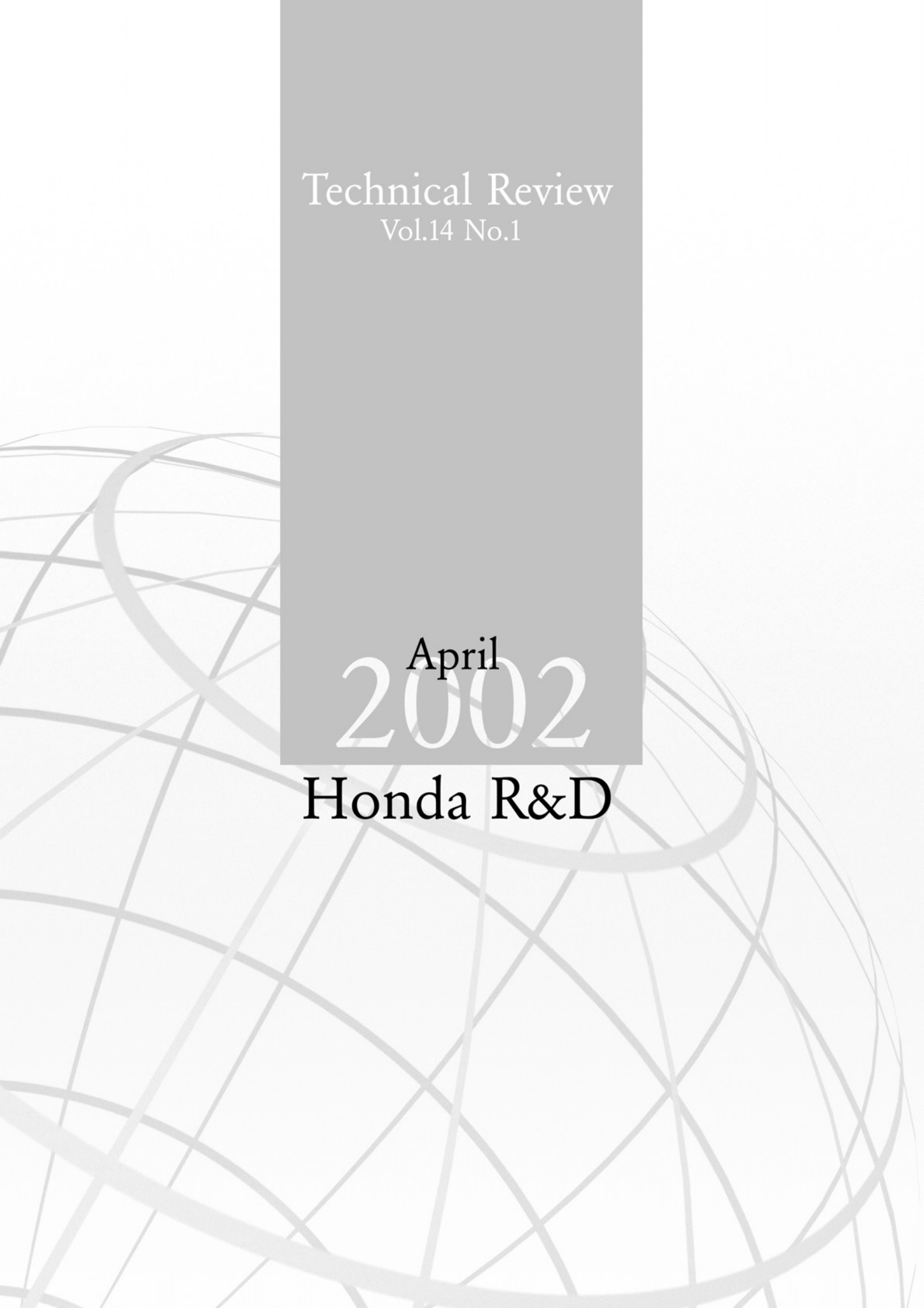


表紙の言葉

季節のにおい、音、色などを肌で感じ取れる製品が
Hondaにはたくさんあります。
五感で感じとれる製品造りを
大切にしていきたいと考えています。
Hondaの製品が人々にとってオープンエアで
親しみやすいものであるというイメージを
あたたかい感じで表現してみました。



朝霞東研究所
東 功一



Technical Review
Vol.14 No.1

April
2002

Honda R&D

目 次

技術紹介

- ◇ 4ストロークパーソナルウォータークラフトAquaTrax F-12/F-12X の紹介
勝賀瀬 元・黒崎隆晴・土谷政彦
高地隆夫・浦木 護・横谷 登……………1
- ◇ ホンダ船外機のフラッグシップ「BF225/200」の開発…………… 角田正樹・大角雅之・米沢 道
古谷健太郎・設楽貞文・木全隆一……………11
- ◇ 4ストロークモトクロッサCRF450Rの紹介…………… 星 紀夫・志村康雄・大熊孝則
野村明史・後郷和彦……………21
- ◇ ハイブリッド除雪機「HS1390i」の開発…………… 花房実美・脇谷 勉
山本隆弘・乾 勉……………31
- ◇ ハイブリッドカー「Civic Hybrid」用パワートレインの開発…………… 松木正人・若城輝男・神山敏宏
佐藤利行・賀来嘉昭・神田正浩……………39
- ◇ Civic GX用 1.7L CNGエンジンの開発…………… 戸田琢士・松木正人
大森忠信・山本裕司……………49
- ◇ 乗用車用油圧式CVTの研究…………… 飯野尚史・奥田昭仁・酒井和明
高野幹広・浅野哲史・伏見宏一・田中正志……………57
- ◇ フィット用新CVTの開発…………… 角 誠・國井久史・藤本修一
一條秀治・長谷川 隆・福島幸彦……………67
- ◇ 技術部品表データマネジメントシステムの開発…………… 山本雅貴・田中秀幸・藤田 渉……………77

論文

- ◇ 内燃機関用ピストンスカート部への固体潤滑剤付与技術とその効果…………… 荻原秀実……………85
- ◇ 直列4気筒エンジン用エキゾーストマニホールドの剛性と変形に及ぼす形状の影響…………… 榎本 勝……………93
- ◇ 車両限界挙動予測技術の研究…………… 豊島貴行・宮谷泰啓
佐藤祐二・新井信太……………107
- ◇ 4ストロークパーソナルウォータークラフト用ウォータージェットポンプの開発手法の構築
土谷政彦・布施知洋・渡部 尚……………117
- ◇ パーソナルウォータークラフト用オフスロットル操舵システムの開発…………… 高地隆夫・山崎五郎
浦木 護・勝賀瀬 元……………125
- ◇ 電装部品におけるPbフリーはんだの信頼性とその応用…………… 畑 恒久・大村淳一
森山正人・渡辺朝生……………131

◇ 焼ならし処理省略可能なクランクシャフト用鉛フリー快削鋼の開発	天孝篤志・諏方 悟	141
◇ オフグレードスポンジチタンを利用したチタン材料の開発	丸井勇治・木下豊隆・高橋 恭	149
◇ 樹脂フォーム材料による車体フレーム軽量化の試み	利光 康・藺田晃史	157
◇ 自動車車体解析用プリプロセッサの開発	中野文雄・岩本 淳 高田賢治・松浦範和	163
◇ フルビークルモデルによる車体振動解析技術の研究	横井俊也・岡村健吾 二宮次郎・長久真樹	171
◇ C V T用金属ベルトの開発	矢ヶ崎 徹・青山英明・斎藤俊博 石井和夫・岡田善成・有川 守	181
◇ C V Tプリー剛性を考慮した金属ベルト応力シミュレーションの適用	斎藤俊博・岡野武政	191
◇ C V Tプリーカバーかしめ締結技術の開発	大橋章人・斎藤俊博・久恒豊次	197
◇ Optimisation of Transonic Gas Turbine Blades with Evolution Strategies Markus OLHOFER・Toshiyuki ARIMA・Yaochu JIN Toyotaka SONODA・Bernhard SENDHOFF		203
◇ エンジンのガス流れに関する簡易シミュレーションモデルの開発	小林 浩・山口 聡・片倉文寛	217
◇ タイミングチェーン荷重予測手法の確立	高岸 広・菅原一志	223
◇ 非線型要素を考慮したギヤトレン挙動解析技術の開発	植田真悟・鈴木達夫 神谷満好・新納 忠	231
◇ 自動車室内音に対する、市場の違いを考慮した高級感、スポーティ感の定量化	能村幸介・吉田準史	237
◇ 鉄の半溶融成形技術の研究	土屋雅之・上野宏明・高木 勇	247
◇ モータ用ロータにおける焼結拡散接合技術の開発	小松敏泰・新崎 知 中原洋一・浅香一夫	257

CONTENTS

Introduction of new technologies

- ◇Introduction of Personal Watercrafts AquaTrax F-12/F-12X Installing a 4-Stroke Engine
..... Hajime SHOGASE • Takaharu KUROSAKI • Masahiko TSUCHIYA
Takao KOCHI • Mamoru URAKI • Noboru YOKOYA 1
- ◇Development of Honda Flagship Outboard Motor“ BF225/200 ”
..... Masaki TSUNODA • Masayuki OHSUMI • Makoto YONEZAWA
Kentaro FURUYA • Sadafumi SHIDARA • Ryuichi KIMATA 11
- ◇Introduction of CRF450R Equipped with 4-Stroke Engine
..... Norio HOSHI • Yasuo SHIMURA • Takanori OKUMA
Akifumi NOMURA • Kazuhiko GOGO 21
- ◇Development of Hybrid HS1390i Snow Thrower Jitsumi HANAFUSA • Tsutomu WAKITANI
..... Takahiro YAMAMOTO • Tsutomu INUI 31
- ◇Development of a New Power Train for the Civic Hybrid
..... Masato MATSUKI • Teruo WAKASHIRO • Toshihiro KAMIYAMA
Toshiyuki SATO • Toshiaki KAKU • Masahiro KANDA 39
- ◇Development of a 1.7L CNG Engine for the 2001 Civic GX Takushi TODA • Masato MATSUKI
..... Tadanobu OHMORI • Yuji YAMAMOTO 49
- ◇Research of Hydrostatic CVT for Passenger Vehicles Takashi IINO • Akihito OKUDA • Kazuaki SAKAI
..... Mikihiro TAKANO • Tetsushi ASANO • Koichi FUSHIMI • Masashi TANAKA 57
- ◇Development of a New Compact CVT for the Fit Makoto SUMI • Hisashi KUNII • Shuichi FUJIMOTO
..... Shuji ICHIJO • Takashi HASEGAWA • Yukihiko FUKUSHIMA 67
- ◇Development of Engineering BOM Data Management System
..... Masataka YAMAMOTO • Hideyuki TANAKA • Wataru FUJITA 77

Technical papers

- ◇Technology for Applying Solid Lubricant to the Piston Skirt of Internal Combustion Engine and Its Effects
..... Hidemi OGIHARA 85
- ◇Effects of Shape of the Exhaust Manifold for an In-line 4-Cylinder Engine on its Stiffness and Deformation
..... Masaru ENOMOTO 93
- ◇Study of Simulation Technology for Limit Drivability Takayuki TOYOSHIMA • Yasuhiro MIYATANI
..... Yuji SATO • Shinta ARAI 107
- ◇Establishment of a Development Method of Water Jet Pump for 4 Stroke Personal Watercrafts
..... Masahiko TSUCHIYA • Tomohiro FUSE • Takashi WATANABE 117
- ◇Development of an Off-Throttle-Steer System for Personal Watercraft Takao KOCHI • Goro YAMASAKI
..... Mamoru URAKI • Hajime SHOGASE 125
- ◇Reliability of Lead-free solder for Automotive Electronic Devices and Its Applications
..... Tsunehisa HATA • Junichi OHMURA
Masato MORIYAMA • Tomoo WATANABE 131

◇Development of Pb-free Free-cutting Steel Enabled to Omit Normalizing for Crankshafts	Atsushi AMATAKA • Satoru SUWA	141
◇Development of a Titanium Material by Utilizing Off-Grade Titanium Sponge	Yuji MARUI • Toyotaka KINOSHITA • Kyo TAKAHASHI	149
◇Weight Reduction with Plastic Foam for Structural Components of Vehicle	Yasushi TOSHIMITSU • Akifumi SONODA	157
◇Development of New Pre-processor for Car Body Analysis	Fumio NAKANO • Atsushi IWAMOTO Kenji TAKADA • Norikazu MATSUURA	163
◇Research for Vibration Analysis with Full-Vehicle model	Toshiya YOKOI • Kengo OKAMURA Jiro NINOMIYA • Masaki NAGAHISA	171
◇Development of Metal Pushing V-Belt for Continuously Variable Transmission	Tooru YAGASAKI • Hideaki AOYAMA • Toshihiro SAITO Kazuo ISHII • Yoshinari OKADA • Mamoru ARIKAWA	181
◇Application of Metal Pushing V-Belt Stress Simulation with CVT pulley stiffness	Toshihiro SAITO • Takemasa OKANO	191
◇Development of a Spin Forming Procedure for CVT Pulley Covers	Akihito OHASHI • Toshihiro SAITO • Toyoji HISATSUNE	197
◇Optimisation of Transonic Gas Turbine Blades with Evolution Strategies	Markus OLHOFFER • Toshiyuki ARIMA • Yaochu JIN Toyotaka SONODA • Bernhard SENDHOFF	203
◇Development of a Simple Model for Simulation of Engine Gas flow	Hiroshi KOBAYASHI • Satoshi YAMAGUCHI • Fumitomo KATAKURA	217
◇Prediction of Chain Load in Timing Chain System	Hiroshi TAKAGISHI • Hitoshi SUGAWARA	223
◇Development of Gear Train Behavioral Analysis Technology of Considering Non-Linear Elements	Shingo UEDA • Tatsuo SUZUKI Mitsuyoshi KAMIYA • Tadashi NIINO	231
◇Quantification of Luxury and Sporty Car Interior Sounds Perceived by the General Public in Different Markets	Kousuke NOUMURA • Junji YOSHIDA	237
◇Research of Semi Solid Casting of Iron	Masayuki TSUCHIYA • Hiroaki UENO • Isamu TAKAGI	247
◇Development of Sinter Diffusion Bonding for Rotor Core of Hybrid Car	Toshiyasu KOMATSU • Satoru SHINZAKI Youichi NAKAHARA • Kazuo ASAKA	257

4 ストロークパーソナルウォータークラフト AquaTrax F-12/F-12X の紹介

Introduction of Personal Watercrafts AquaTrax F-12/F-12X Installing a 4-Stroke Engine

勝賀瀬 元*
Hajime SHOGASE
高地 隆夫*
Takao KOCHI

黒崎 隆晴*
Takaharu KUROSAKI
浦木 護*
Mamoru URAKI

土谷 政彦*
Masahiko TSUCHIYA
横谷 登*
Noboru YOKOYA

要 旨

AquaTraxF-12/F-12X は、既存の2ストロークエンジンパーソナルウォータークラフト(PWC)を超えるドライバビリティと環境適合性を目指して開発された。PWCとしては初の4ストロークエンジンとターボチャージャを搭載した。EPA2006年排出ガス規制とCARB2004年排出ガス規制を業界で初めてクリアしながら、既存の2ストロークエンジンPWCを超えたドライバビリティを達成した。また、4ストロークエンジンの特性に適した新開発のウォータージェットポンプとHonda独自の船底形状によりモーターサイクルのように自然にバンクする旋回フィーリングを実現した。これらの結果、既存の3人乗りPWCの水準を一新した。

ABSTRACT

The AquaTrax F-12 and F-12X of Personal Watercraft (PWC) have been developed aiming at a PWC that have an excellent driveability and lower emission superior to the existing 2-stroke engine PWCs. They installed 4-stroke engine and turbo charger for the first time in PWCs. As a result, they passed the EPA 2006 emission regulation and the CARB 2004 emission regulation for the first time in PWCs, and the driveability that exceeded existing 2-stroke engine PWCs was realized. The turn feeling like motorcycles were realized by newly developed water jet pump suitable for characteristic of 4-stroke engine and the hull bottom of Honda's original shape. Thus, the level of existing PWCs was changed completely.

1. まえがき

パーソナルウォータークラフト(Personal Watercraft: PWC)は、現在、乗車定員1人用から4人用までが販売されている。PWCは船と異なった高い運動性能を特徴として、2001年現在、アメリカにおいて年間約11万台の市場を形成している。Hondaは、近年の環境志向の高まりとともに、高い操縦安定性とスピードを求める市場トレンドの変化に対応するため、4ストロークエンジンを採用して開発を進めてきた。

2002年モデルのAquaTrax F-12(F-12X)をFig. 1に示す。AquaTraxは高い安定性のみならず、今までにない乗り味を実現するとともに、オフスロットル操舵(Off-Throttle-Steer: OTS)システム⁽¹⁾、エンジンの最高回転数を制限するリミッ

*朝霞研究所

トモードを装備し、初心者ユーザにも十分配慮して開発された3人乗りPWCである。また、F-12Xはターボチャージャを装備し、3人乗りPWCでは最大出力を実現している。本稿では、性能目標を達成するための主要技術について説明する。



Fig.1 AquaTrax F-12

2. 開発コンセプト

Aquatrax F-12/F-12X の開発にあたっては、既存の PWC の常識にとらわれず、ファミリーユースで PWC がどうあるべきか、楽しさはなにかというお客様視点に立ち、環境適合性が高くスポーティさと扱い易さを同時に提供できる商品であることを基本として開発コンセプトを決定した。F-12/F-12X の開発コンセプトを Fig. 2 に示す。

3. エンジン

PWC の排出ガス規制として、EPA(U.S. Environmental Protection Agency)マリン規制のみならず CARB(The

California Air Resources Board)も新たな厳しい規制値を発効し、さらにUS水質基準局も規制検討を開始するなど、環境に対するマリンエンジンとしての対応はより厳しいものに変化している。Honda は環境適合性を考慮し PWC 用エンジンとして4ストロークエンジンを採用した。ベースエンジンには、二輪車 CBR1100XX 用エンジンを用い、船用エンジンとしての変更を施し PWC 用にするとともに、ストロークを5mm伸ばし排気量を1235cm³とした。AquaTrax F-12/F-12X の主要エンジン諸元を Table 1 に示す。無過給の AquaTrax F-12 は 7000r/min において 100PS/L を目標とし、排気系の圧力損失や機械損失の低減を図った結果、PWC市場のミドルクラスの性能目標を達成した。AquaTrax F-12X は、F-12 用エンジンにターボチャージャを装着し市

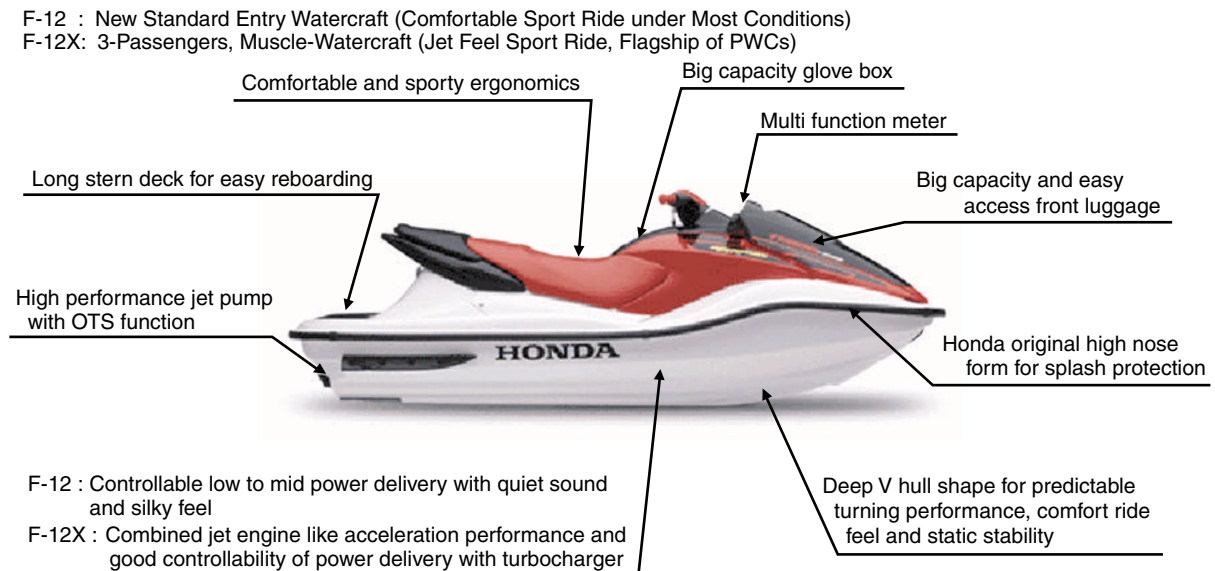


Fig. 2 Development concepts and features for AquaTrax

Table 1 Major specifications of engines

Items	AquaTrax F-12X	AquaTrax F-12
Engine type	4-stroke inline 4 cylinder	4-stroke inline 4 cylinder
Valve train	DOHC 16 valve	DOHC 16 valve
Displacement (cm ³)	1235	1235
Bore x stroke (mm)	79 x 63	79 x 63
Compression ratio	8.5	11
Cooling system	Water cooled, open loop	Water cooled, open loop
Lubricating system	Dry sump	Dry sump
Fuel supply system	Programmed fuel injection	Programmed fuel injection
Intake system	Turbocharger and intercooler	—
Balancer shaft	Applied	—
Maximum power (kW/ r/min)	121.4 / 6100	91.9 / 7000
Maximum torque (N·m/ r/min)	191.8 / 5500	125.5 / 7000

販売されている PWC のなかで最高出力を得るとともに、二軸二次バランスを採用し快適な高速クルージングを可能としている。

一般に4ストロークエンジンは2ストロークエンジンに比べ、多くの利点があるものの比出力は劣っている。F-12X 用エンジンは、トップパフォーマンスの達成手段として高回転化と高出力化、過給、大排気量化を検討した。エンジン回転数を高くすると、ウォータジェットポンプのキャビテーション発生でポンプ効率が著しく低下する。そこで、インペラの使用限界回転数を超えないようにするため、リダクションを検討したが、回転数のうわづり感があり採用しなかった。大排気量化は、重量増によりパワーウェイトレシオが目標を満足できない。過給は、排気ターボチャージャを採用することで目標性能の達成を可能にした。

Fig. 3 に F-12X のエンジン外観を、Fig. 4 にエンジン透視図を、Fig. 5 に F-12/F-12X の出力特性を示す。どちらのエンジンも最大出力時のエンジン回転数を 7000r/min 以下に設定し、エンジンとウォータジェットポンプとのカップリングをシンプルなクランク直結構造とした。しかし、ジェットポンプインテークダクトの吸入効率を低下させないために、推進軸はハル底面に対し極力下げなければならない。そのため、薄型のオイルパンを備えるドライサンプとしてクランクセンタハイトを下げた。オイルタンクはフロ



Fig. 3 F-12X Engine appearance

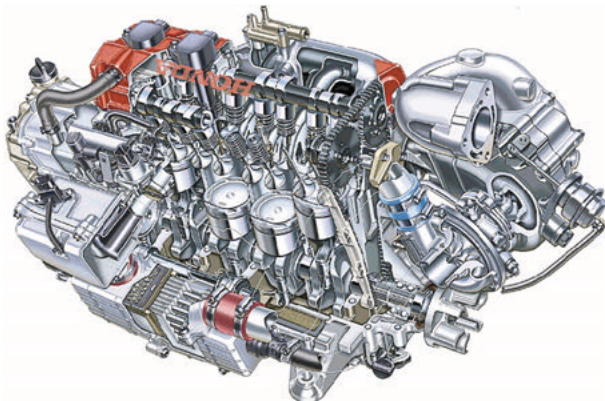


Fig. 4 Cutaway drawing F-12X engine

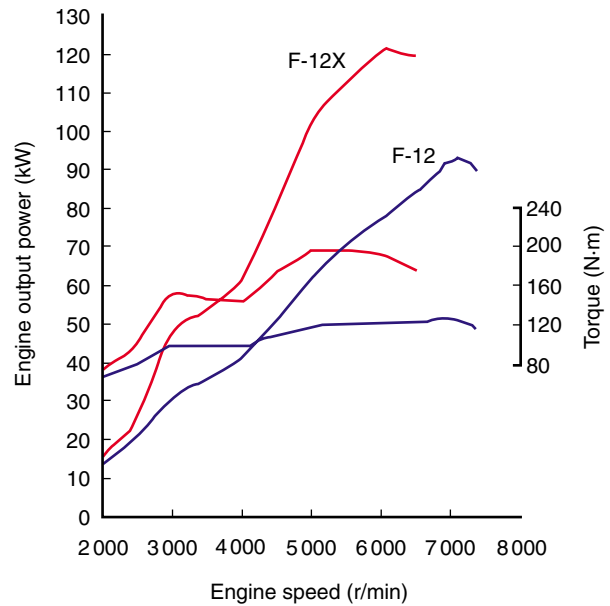


Fig. 5 F-12/F12X Engine performance

ントカバーと一体型とし、オイルポンプを内蔵した。オイルポンプの駆動は ACG フライホイールの先端からセミオールドムカップリングにより直接駆動され、チェーンや駆動ギヤのないシンプルな構造とした。

F-12X に採用されたターボチャージャは、IHI 製で F-12X 専用に新しく開発され、このクラスでは世界初のウェイス トゲート付海水直接冷却排気ターボチャージャである。その構造図を Fig. 6 に示す。PWC 用エンジンには、高いスロットルレスポンスが要求されるので、タービンプレードには慣性力の小さい斜流式を採用した。これにより、Fig. 7 に示すようにタービン重量が 22% 減少し、タービン回転上昇の加速性能で 20% の向上が得られて、ターボラグを極力小さくすることができた。タービンハウジングは海水耐腐蝕性能に優れるニレジスト鋳鉄製でウォータジャケットを備え、全開出力下でも表面温度は 85°C 以下に保たれる。ターボ過給により筒内平均有効圧は 2.14MPa に達する。それに耐えるためにピストンは鍛造製とし、形状は剛性の高いフルラウンド型とした。また、ピストン裏へのオイルジェット冷却によりピストン温度を低く抑え、トップリング溝にアルマイト処理を施し高負荷連続運転に対応させた。

また、PWC の特徴として、転覆を考慮してブリーザからのオイル流出の対策が必要となる。AquaTrax F-12/F-12X では、Fig. 8 に示すように縦長オイルタンク内に縦長ブリーザ室をエンジン側とオイルタンク側に設け、転覆時のオイル油面が両ブリーザ室のセパレータ高さより低くなるように設計した。このため転覆状態で放置してもブリーザホースにオイルが流出しない。また、特別なデバイスを用いないシンプルな構造のため信頼性も確保できた。エンジン冷却は冷却水ポンプをもたないジェットポンプ水圧利用による直接冷却方式を採用し、ウォータージャケット内面防蝕処理は船外機と同じ樹脂トップコーティングを施している。ま

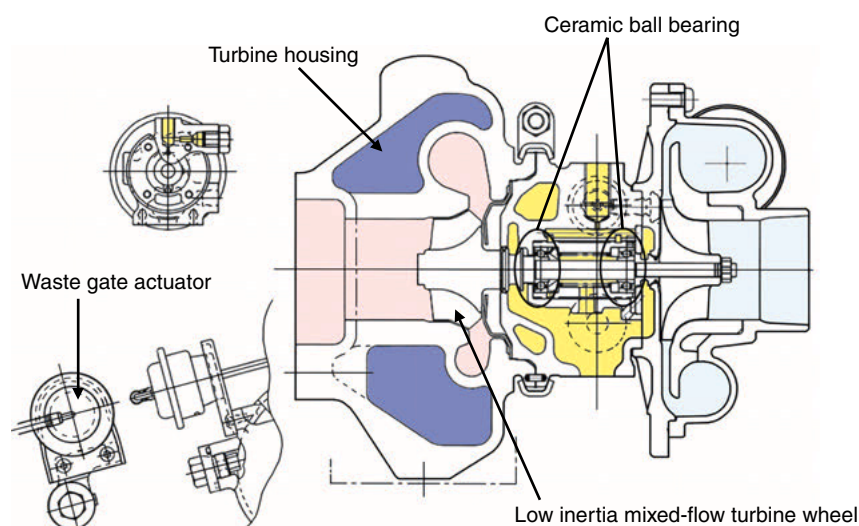


Fig. 6 Layout of turbo charger for F-12X

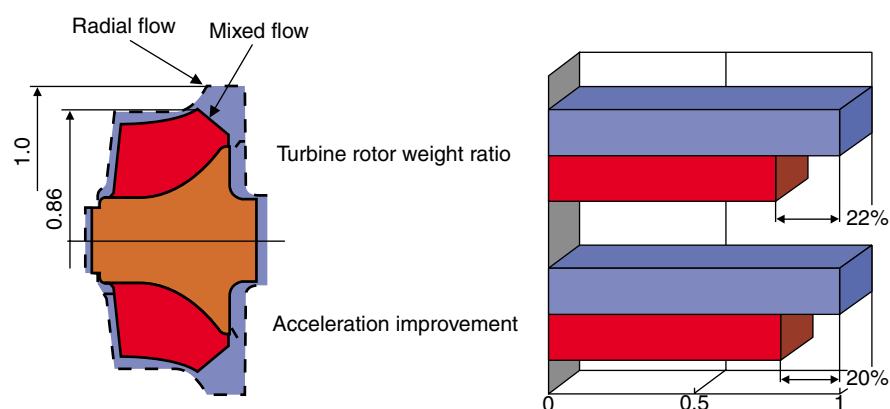


Fig. 7 Improvement of acceleration

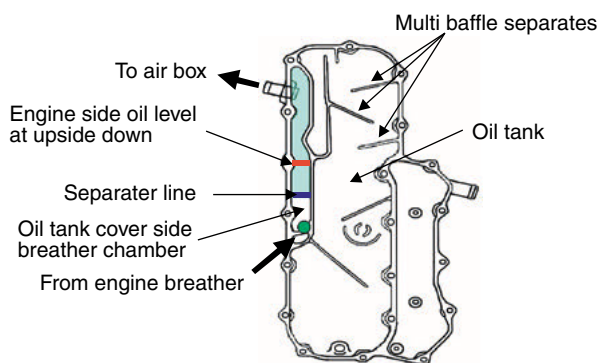


Fig. 8 Engine breather system

た排気系内部に噴射する冷却水が転覆時に逆流しないように、Fig. 9に示すような構造によりウォーターマフラからエンジンへの逆流を防いでいる。

4. ハル

ハルの基本船底勾配(以下、デッドライズという)は、旋回時、モータサイクルと同様にバンクして旋回する形態を実現するため、Fig. 10に示すようなマルチチェーンディープVハル形状を採用した。デッドライズ角度は、操縦性と走行抵抗のバランスを考慮し設定した。左右2本のストレイクは、走行時に浮力を発生し、ハルの走行抵抗の軽減に寄与

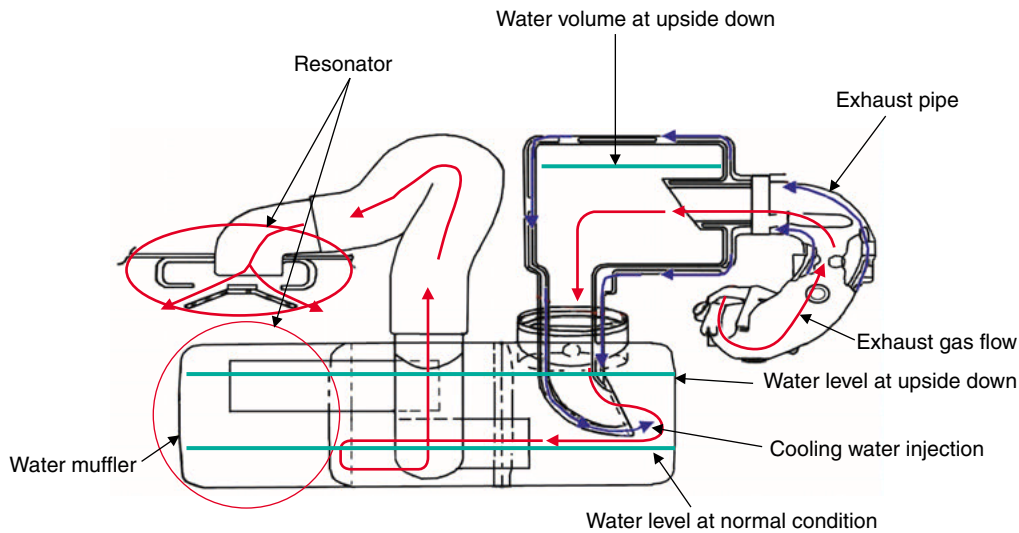


Fig. 9 Layout of exhaust system



Fig. 10 3-D Hull design

している。船底の最下部であるキール部(船底中央部)は、左右の船底をつなぐ部分の曲率を大きく設定して、旋回時にバンクし易くするとともに、走行時の横波などによるヨー方向の過敏さを低減した、既存 PWC に対し特徴的な形状となっている。ハル後部に装着したスポンソンは、旋回時の船体グリップを確保し、静的安定性を確保するために効果がある。Fig. 11 に示すサイドフロースポンソン形状は、旋回時にスポンソン下面の水流をサイドフロー部から逃すことで、旋回初期における急激なヨーレートの発生を抑え、旋回時における船体のスライドとグリップを両立させている。

5. デッキ

5.1. ハイノーズフォルムデザイン

走行中に水しぶき(スプラッシュ)がライダーにかかるのを軽減する目的で船体後方のボンドラインに対して前方のボンドラインを高い位置に設定した。このデザインは既存の PWC に対し外観的に特徴がある部分であり、AquaTrax のアイデンティティとなった。

5.2. サイドパネル

メンテナンス時に、ハル内へのアクセスを容易にするため、シート下の両側に位置するデッキの一部を Fig. 12 に示すような脱着可能な構造とした。これにより、従来の 2 ストローク PWC 以上のメンテナンス性能を確保した。

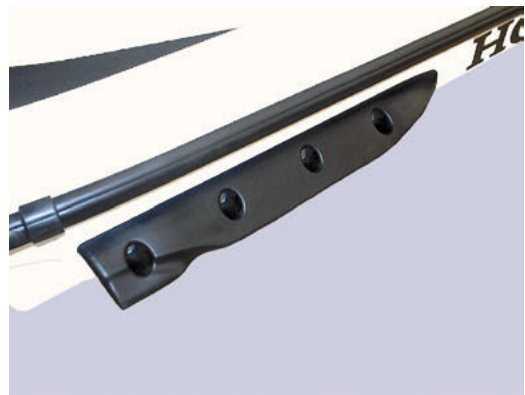


Fig. 11 Sponson



Fig. 12 Side panel

5.3. ライディングポジション

快適かつスポーティな操縦性を得るため、シート高さを既存 PWC に対し高めに設定した。ライディングポジション図を Fig. 13 に示す。この結果、船体コントロールのし易いライディングポジションが得られ、ハルの旋回性能と相まって、快適でスポーティな操縦性が実現した。

5.4. 収納スペース

AquaTrax F-12/F-12X は、船体前部に 74.6 リットルのストレージボックス、手元には 10.3 リットルのグローブボックスを装備した。Fig. 14 に示すグローブボックスは既存の PWC のなかで最大容量であり、使い勝手の大幅な向上を達成した。

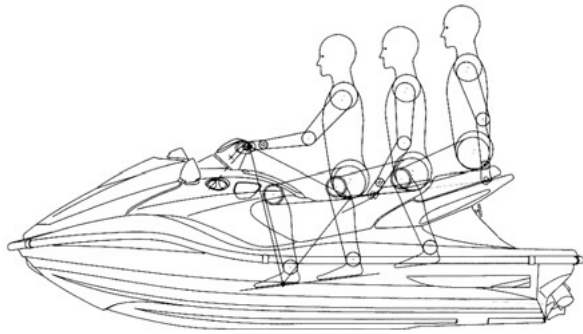


Fig. 13 Riding position



Fig. 14 Glove box

5.5. スターンデッキ

スターンデッキ部には、全長に対し十分な平坦部を確保し、水中からの乗り込み性を向上させるとともに、トローイングなど様々な使い方に便利な構造とした。

6. ウォータジェットポンプ

AquaTrax F-12/F-12X に採用した推進機は、自社開発の軸流式単段ウォータジェットポンプ⁽²⁾である。その構造を Fig. 15 に示す。インテーク部は、キャビテーションタンネルによる単体テストと、CFD (Computational Fluid Dynamics) を活用して、低速から高速までの性能バランスを考慮し設計した。ポンプ部は、ステンレススチールの 3 ブレードインペラを持ち、インペラハウジングにもステンレススチールを採用し、摩耗耐久性に優れる。ステータは 6 ペーンで、インペラの翼とともに、翼断面による特性を考慮して設計した。内部の軸受け構造は、F-12X のエンジン出力を受け止めるため後方のベアリングを大きくし、推力を後方のベアリングで受け持つタイプとした。ジェットノズルはストレートタイプで、負圧を利用したビルジポンプが装備されている。

ポンプマッチングは、実走テストで最適化を図った。4 ストロークエンジン特有のアイドリングから最高回転数までの早い吹き上がりや、ターボチャージによる急激な出力増加に対応するため、トランジェント領域での吸収馬力が高めになるようチューニングを施し、また、エンジン出力特性にも変更を加え、加速感の持続や加速初期のフィーリング向上をねらった。

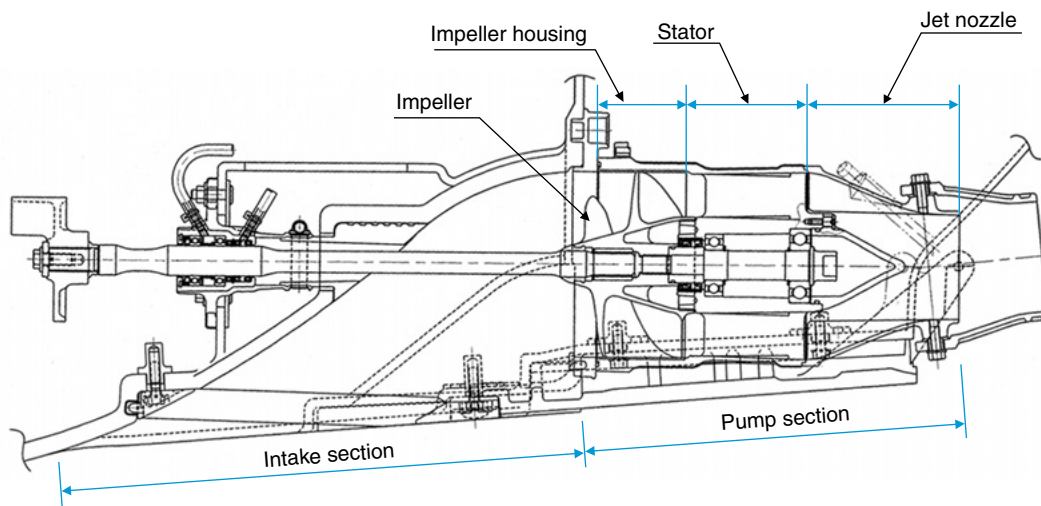


Fig. 15 Water jet pump for AquaTrax

7. OTS (Off Throttle Steer) システム

PWCの構造的特徴により、スロットルを全閉にした状態（オフスロットル状態）には推力が低下し、この状態で操舵してもライダーが意図したような旋回ができない場合がある。そのため、陸上を走る乗り物に慣れたユーザがPWCに乗った場合に、操舵に対する回頭性の違和感を感じるという課題があった。これを解決する手法として、オフスロットル状態の旋回操作においてライダーの違和感を少なくするOTSシステムを採用した。AquaTrax F-12/F-12X のスロットルボ

デー構造図を Fig. 16 に示す。

OTSシステムの方式には、ラダータイプとエンジン回転を上げるタイプがあるが、AquaTrax F12/F-12Xではオフスロットル状態でフル転舵したときに、エンジン回転を上げて旋回できるようにする方式を採用している。OTSシステム動作図を Fig. 17 に示す。本システムは、オフスロットル状態時にハンドルをフル転舵することにより、ハンドルシャフトに設けた転舵スイッチが ON されると、ソレノイドバルブが作動しサージタンクに蓄積された負圧がダイヤフラムに導かれスロットルバルブを開き、エンジン回転を

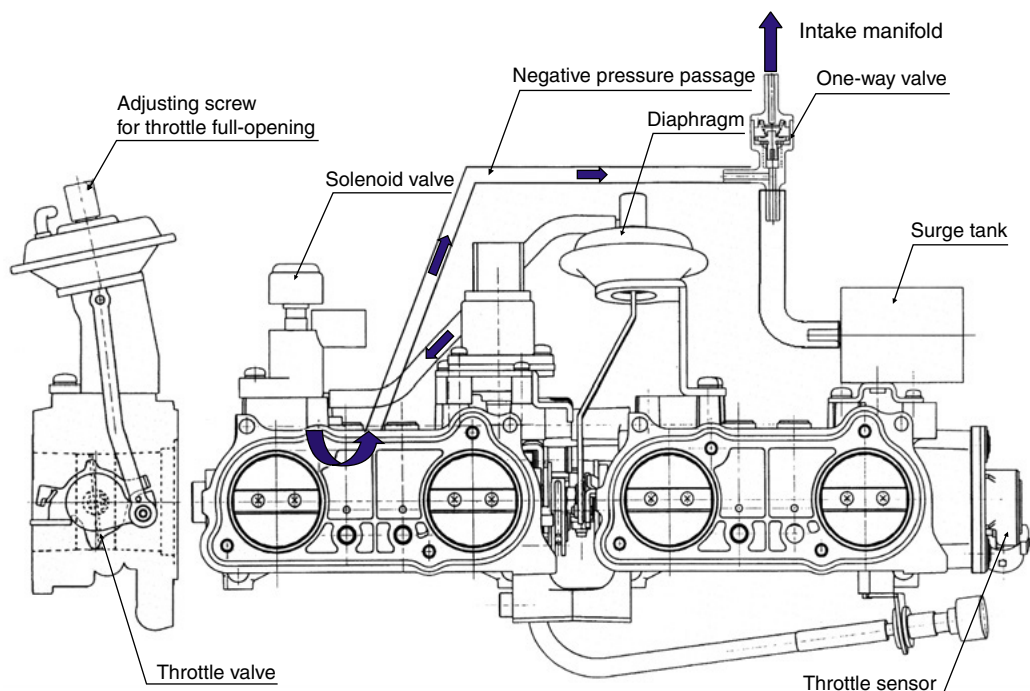


Fig. 16 OTS Construction

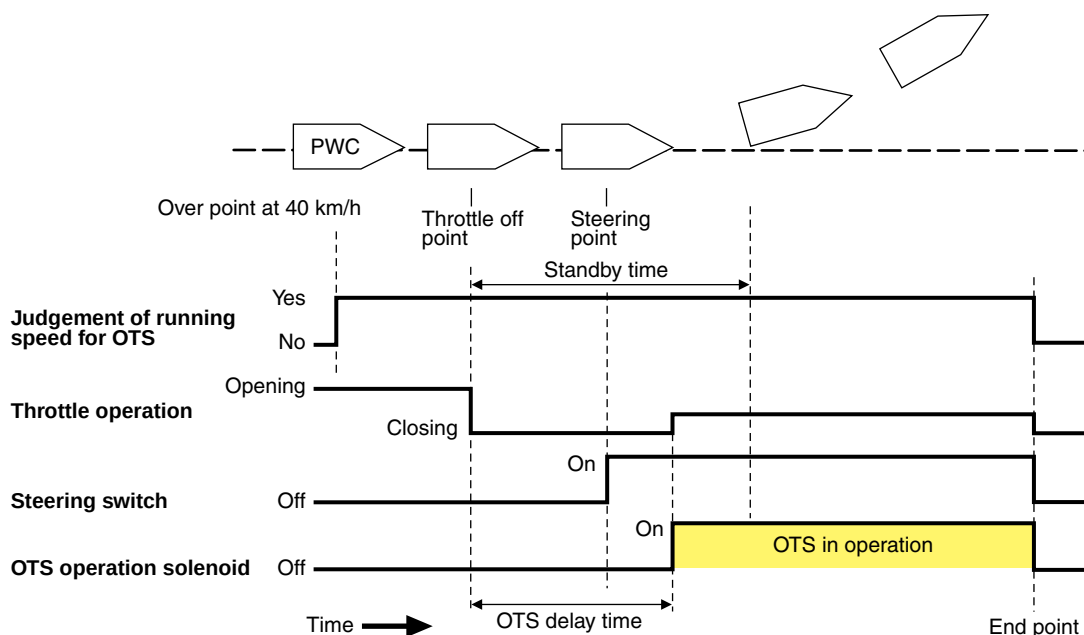


Fig. 17 OTS System operation

上昇させ旋回性を確保するものである。制御に必要な船速は、エンジン回転数とスロットル開度を用いて ECU で演算し推定した。OTS あり無しでの走行軌跡を Fig. 18 に示す。OTS システムを採用したことで、オフスロットル状態の旋回操作において、操舵し続けている間、回頭が持続する旋回挙動が得られた。

8. 電装系

AquaTrax F-12/F-12X は、電子制御燃料噴射点火方式採用により、走行状態に応じて最適な燃料噴射と点火時期をコントロールすることで、高いスロットルレスポンスとともに高出力と低エミッションを両立している。AquaTrax F-12Xにおいては、きめ細やかなウェイストゲートコントロールにより、無過給の低回転域からターボチャージで出力の増大する高回転域までストレスの無いトランジェント出力の供給と、高回転域での圧倒的な出力を達成している。また AquaTrax F-12は、全回転域において高レスポンスで扱いやすい特性を発揮するセッティングを施し、ターボ搭載モデルとは違う楽しさを提供している。

さらに、AquaTrax F-12/F-12X ともに、初心者ユーザの操船学習のためにリミットモードを採用した。この機能は、Fig. 19に示すマルチファンクションメータ上のモードボタンにより設定する。リミットモード設定時には、エンジン最高回転数の制限を実施することで、初心者が船体の挙動を低速度域で学習することができる。コンビネーションメータは走行速度、エンジン回転数、燃料残量をLCD(液晶)ディスプレイ上に表示し、時計、積算航行時間、区間航行時間、



Fig. 19 Multi function meter

区間航行距離を表示するマルチファンクションメータ部を備えている。各種警告表示は赤色LEDインジケータとディスプレイ上のLCDマークにより表示される。同時にブザーによりライダに注意を喚起する。警告の種類には、燃料残量、バッテリー電圧低下、油圧異常、水温異常、燃料噴射システム異常がある。また、燃料噴射システム異常警告のLCDマークと赤色LEDは燃料噴射システム診断時の診断コードの出力表示器として機能する。さらに、ユーザが任意に設定できる ID 番号により電装システムをロックすることが可能な施錠機能も備えている。

9. サウンドマネジメント

AquaTrax F-12Xは、二軸二次バランスを装着し、エンジンのラバーマウントで高い静粛性と無振動の上質感を達成した。ターボチャージャは排気エネルギーを吸収するため静粛性に大きく寄与しているが、過給効果が得られるまでの低回転域では PWC 特有の構造である排気系水浸入防止のウォータロックホースが共鳴して静粛性を阻害した。そのため、ウォータマフラーは16.7リットルの大容量とし、その1/3をレゾネータとして共鳴に対応するとともに、排気系出口にウォータチャンバと称するレゾネータを装着した。実機での装着状態を Fig. 20 に、またレゾネータ部を Fig. 21に示す。ウォータチャンバの形状と出口構造はドライバビリティとの両立のみならず、水浸入対応、ポンプメンテナンスなどとバランスさせるものとした。

無過給エンジンの AquaTrax F-12 は、目標動力性能を達成するためにバランスを廃止したので、エンジンマウントラバー硬度を低くして船体振動を低減した。エンジンはラバーマウントであるが、マウントの対象がFRPの板材構造であり、振動、騒音にはスピーカ同様の働きをするため、遮断しきれない振動が各部に騒音を発生した。そこで、ハル側面の板厚、ポストカバーの板厚とリップ形状、サイドパネルの板厚およびリヤグリップの構造と板厚などを見直して振動と騒音を低減した。

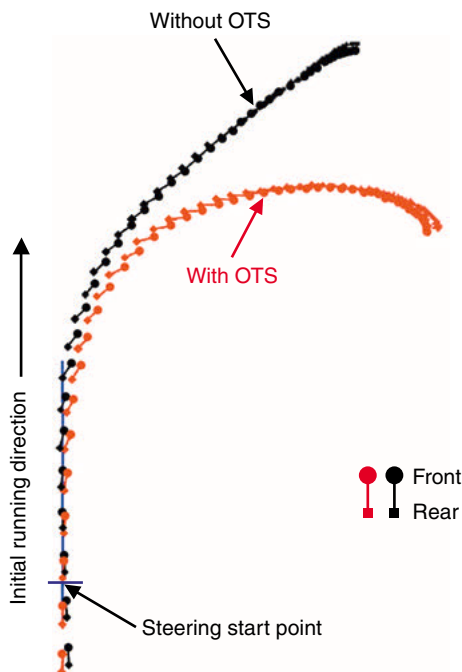


Fig. 18 Comparison of running locus



Fig. 20 Installed appearance of water chamber (Resonator)

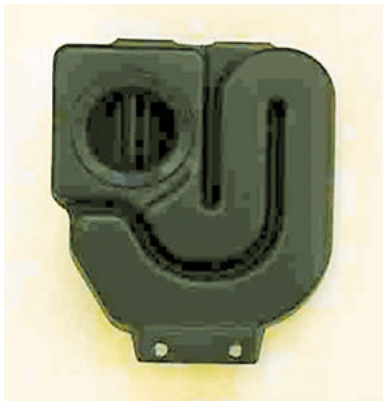


Fig. 21 Upper view of water chamber (Resonator)

謝 辞

AquaTrax F-12Xに搭載したターボチャージャの開発に際し、石川島播磨重工業株式会社様に多大なご協力を頂きましたことに深謝いたします。

参考文献

- (1) 高地隆夫ほか, パーソナルウォータークラフト用オフスロットル操舵システムの開発, Honda R&D Technical Review Vol.14, No.1, p.125-130 (2002)
- (2) 土谷政彦ほか, 4ストロークパーソナルウォータークラフト用ウォータージェットポンプの開発手法の構築, Honda R&D Technical Review Vol.14, No.1, p.117-124 (2002)

10. まとめ

AquaTrax F-12/F-12X は, Honda 初の PWC として既存の PWC の概念にとらわれず, お客様の視点に立ちスポーティさと扱い易さに焦点をあてて開発した。

- (1) PWCでは初の4ストロークエンジンを搭載しジェットポンプとの最適化を行なうことで, 既存の2ストロークエンジン PWC を超えるドライバビリティとエミッション規制をクリアする環境適合性を両立することができた。
- (2) Honda 独自のハル形状によりモータサイクルのような旋回フィーリングを実現した。
- (3) OTSシステムの採用でオフスロットル状態の操舵中でも回頭が持続する旋回挙動を実現した。
- (4) F-12X 用エンジンはターボチャージャの採用で無過給の F-12 に対し 1.3 倍の出力を提供する。また, 二軸二次バランスの採用で高い静粛性, 無振動による快適な高速クルージングを提供する。
- (5) F-12 用エンジンは全回転域において高いスロットルレスポンスで扱いやすい特性であり, ターボ搭載モデルとは違った楽しさを提供する。

■ 著 者 ■



勝賀瀬 元



黒崎 隆晴



土谷 政彦



高地 隆夫



浦木 護



横谷 登

ホンダ船外機のフラッグシップ 「BF225/200」の開発

Development of Honda Flagship Outboard Motor “BF225/200”

角 田 正 樹*
Masaki TSUNODA
古 谷 健太郎*
Kentaro FURUYA

大 角 雅 之*
Masayuki OHSUMI
設 楽 貞 文*
Sadafumi SHIDARA

米 沢 道*
Makoto YONEZAWA
木 全 隆 一*
Ryuichi KIMATA

要 旨

ABSTRACT

ホンダ4ストローク船外機シリーズの最高峰として、世界最大の3.5リッターV型6気筒(以下V6と略す)エンジンを搭載した225馬力、200馬力の船外機を開発した。この「BF225/200」は、4ストローク船外機として初めてのVTEC(Variable valve Timing and lift Electronic Control system)、可変吸気システムとO₂フィードバックシステムを採用した。エンジン性能は、CARB(米国カリフォルニア州大気資源局)のマリンエンジンに対する排出ガス規制の2008年度最終規制値を200馬力クラスの船外機としては世界で初めてクリアする排出ガスエミッションレベルを達成しながら、既存機種と比較し10%増の最大トルクと約15%減の低燃費という高次元でバランスした性能を達成した。また船外機の外観部品塗装のノンクロム化を取り入れ、既存機種同等の塗装品質と環境対応の両立を達成した。快適性としても、クラストップの低振動、低騒音を達成した。また、自動車用V6エンジンと同一構造のアウトバンク排気配置、樹脂インレットマニフォールド構造の採用により搭載性は従来の2ストローク船外機を搭載した船にそのまま載せ換えられる軽量及びコンパクト化を達成した。これらの性能を達成しながら、基本諸元の統合及び、自動車用V6エンジンとの部品共用を図ることにより、高い信頼性を維持しつつコスト低減を達成した。

Honda has developed 225 and 200-horsepower outboard motors powered by 3.5-liter V-type 6-cylinder (V6) engines, the largest such outboard motors in the world, as the flagship models in its 4-stroke outboard motor series. The BF225/200 models are the first 4-stroke outboard motors to use the VTEC variable valve timing and lift electronic control system, a variable intake system, and O₂ feedback system. The resulting engine performance also makes them the world's first outboard motors in the 200-hp class to achieve emissions levels that satisfy the final model year 2008 values for marine engine exhaust emissions set by the California Air Resources Board (CARB). At the same time, they have achieved a highly balanced performance improvement, with a maximum torque that is 10% greater and fuel consumption that is approximately 15% lower than previous models. The adoption of non-chrome coating methods for exterior parts on these motors has achieved both environmental compliance and coating quality on a par with previous models. In terms of comfort, their low vibration and low noise place them at the top of their class. The out bank exhaust manifold design with the same construction as V6 automotive engines and the use of a plastic inlet manifold make these models lightweight and compact enough to replace conventional 2-stroke outboard motors without requiring any modification to the boats. Honda has achieved these performance levels while maintaining high reliability and reducing cost by standardizing the basic specifications and sharing parts with its automotive V6 engines.

1. はじめに

世界の船外機市場は、北米地域が最大の市場であり、この北米地域においてEPA(米国環境保護庁)の排出ガス規制に加え、2001年度より、CARB(米国カリフォルニア州大気

資源局)の規制も始まった。このCARB最終年度である2008年規制への適合が重要課題であり、従来の2ストローク船外機から、クリーンな排出ガス、低燃費、低騒音、低振動などの特徴を持つ4ストローク船外機への需要が加速されることとなった。

*朝霞東研究所

本田は、1964年以来一貫して4ストローク船外機のみを生産してきた。1998年に4ストローク船外機としては当時最大馬力のBF130/115⁽¹⁾を発表した。このような背景の中、大型船外機の全世界における年間販売台数の8割を占める主要市場である北米地域の競争力の向上と、ホンダ船外機シリーズのフルラインナップを達成すべく、Fig. 1に示すBF225/200が開発された。



Fig. 1 External view of BF225

2. 開発のねらい

このBF225/200はホンダ4ストローク船外機シリーズの基本コンセプトである、

“人と環境に優しい

経済的で高品質な4ストローク船外機”

を踏襲しながら、船外機としては世界で初めて

- ・VTEC⁽²⁾

- ・可変吸気システム

- ・外観ノンクロム塗装

を採用し、4ストローク船外機として初めて

- ・O₂ フィードバックシステム

- ・ノックコントロールシステム

などの新技術を採用し、ホンダ船外機シリーズの最上位馬力機種として、他社の2ストローク直噴船外機(以下2stDIと略す)、及び従来の4ストローク船外機を超える環境適合性、経済性、信頼性を持つ、

“次世代をリードするフラッグシップ船外機”

をねらいに開発された。

また、搭載性は、2ストロークエンジンに比べ動弁系の追加に伴うエンジンカバーの大型化の影響を最小限に抑え、従来の2ストローク船外機を搭載した船にそのまま搭載できるパッケージと重量をねらった。

3. 主要諸元および概要

BF225の主要諸元をTable 1に、透視図をFig. 2に示す。エンジンはラグレイト用の3.5リッター60°V6エンジン⁽³⁾のクランクシャフト、コンロッドなど主運動系部品を共用し、動弁系はコンパクトさを重視してSOHC-VTECのエンジン部品を共用した。船外機搭載のため、エンジン本体を縦置きとし、潤滑、冷却系統は船外機に適するように変更した。補機の配置は、進行方向前方にオイルフィルタとオ

Table 1 Specifications

Code name	BF225 X-type
Overall length (mm)	920
Overall width (mm)	625
Overall height (mm)	1 800
Transom height (mm)	635
Dry weight (kg)	272
Engine type	4 stroke 60° V-type 6 cylinder
Displacement (cc)	3 471
Bore (mm) × stroke (mm)	89 × 93
Compression ratio	9.4 : 1
Valve train	SOHC VTEC 24 valves
Valve number	4/cylinder
Maximum power (kW/rpm)	165 / 5 500 (225 hp / 5 500 rpm)
Maximum torque (N·m)	295
Recommended engine rpm range	5 000 ~ 6 000
Fuel supply system	Programmed Fuel Injection
Ignition system	Programmed Ignition (with Plug Hole Coil)
Charge output (A)	60
Cooling system	Water cooling (with 2 thermostats)
Exhaust system	Through propeller hub

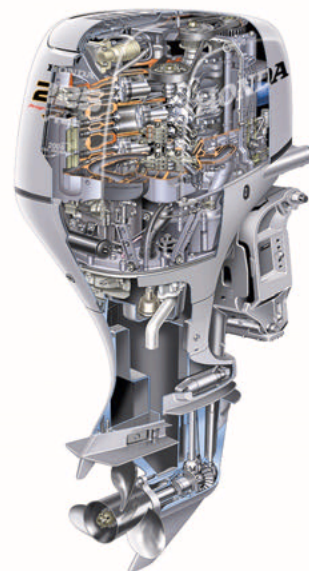


Fig. 2 Cutaway view of BF225

ルタネータ、後方インバンクに吸気系および燃料系、アウトバンクに排気系、右舷側にECU、左舷側にスタータを配置し、スリムな外観を達成した。

エンジンには、4ストローク船外機初の VTEC、可変吸気システム、O₂フィードバックシステム、ノックコントロールシステムを採用。また既存機種同様、電子制御燃料噴射方式(Programmed fuel injection, 以下 PGM-FI と略す)を採用し、出力、動力性能、燃費、排ガスエミッションすべての性能の向上を図った。制御システムは、実績のある自動車エンジンのシステムを踏襲しながら、船外機特有の機能と使われ方に対応する各種アラートシステム等の変更を加えた。

4. コンポーネント技術

4.1. 自動車エンジンの活用

Fig. 3 に、ホンダにおける自動車エンジンと船外機エンジンの相関を示す。BF90/75において、クランクシャフト、コンロッドの主運動系の部品共用を実現してから、BF130/115では更に、動弁系とバランス機構も含んだ共用する部品点数の拡大化を図ってきた。BF225/200の開発においては、更なる共用部品の拡大化を推し進めると共に、シリンダヘッド、シリンダブロックの、自動車用部品の加工設備の共用化も視野に入れ、従来の船外機とは異なるエンジンレイアウトを採用した。

従来船外機においては、排気通路をシリンダヘッドとし

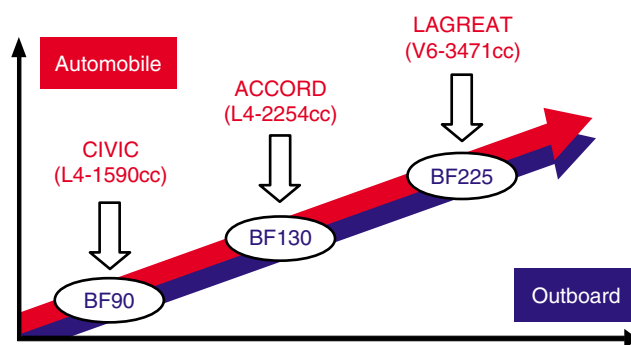


Fig. 3 Relation of automobile and outboard engine

リンダブロックに一体構成した船外機エンジン独自の構造を採用していた。BF225/200 は、自動車エンジンのシリンダヘッド、シリンダブロックの機械加工ライン共用化を実現するために、排気通路を別体化して、自動車と基本寸法を統合した。別体化された排気通路は、排気ポートの周りをフルジャケット化し、ヘッドに固定される水冷アルミエキゾーストマニフォールドとマウントケースに支持されるエキゾーストガイドにより構成した。ヘッドからの排気ガスはシリンダブロックを経由することなく、直接マウントケース下のエクステンションケースまで導かれる構造とした。また本構造により、自動車エンジンのヘッドガスケットを共用することも可能となった。なお、クランクシャフトの支持方法も、自動車エンジンと同一の焼結製のベアリングキャップ構造を採用した。これらにより高い信頼性の確保

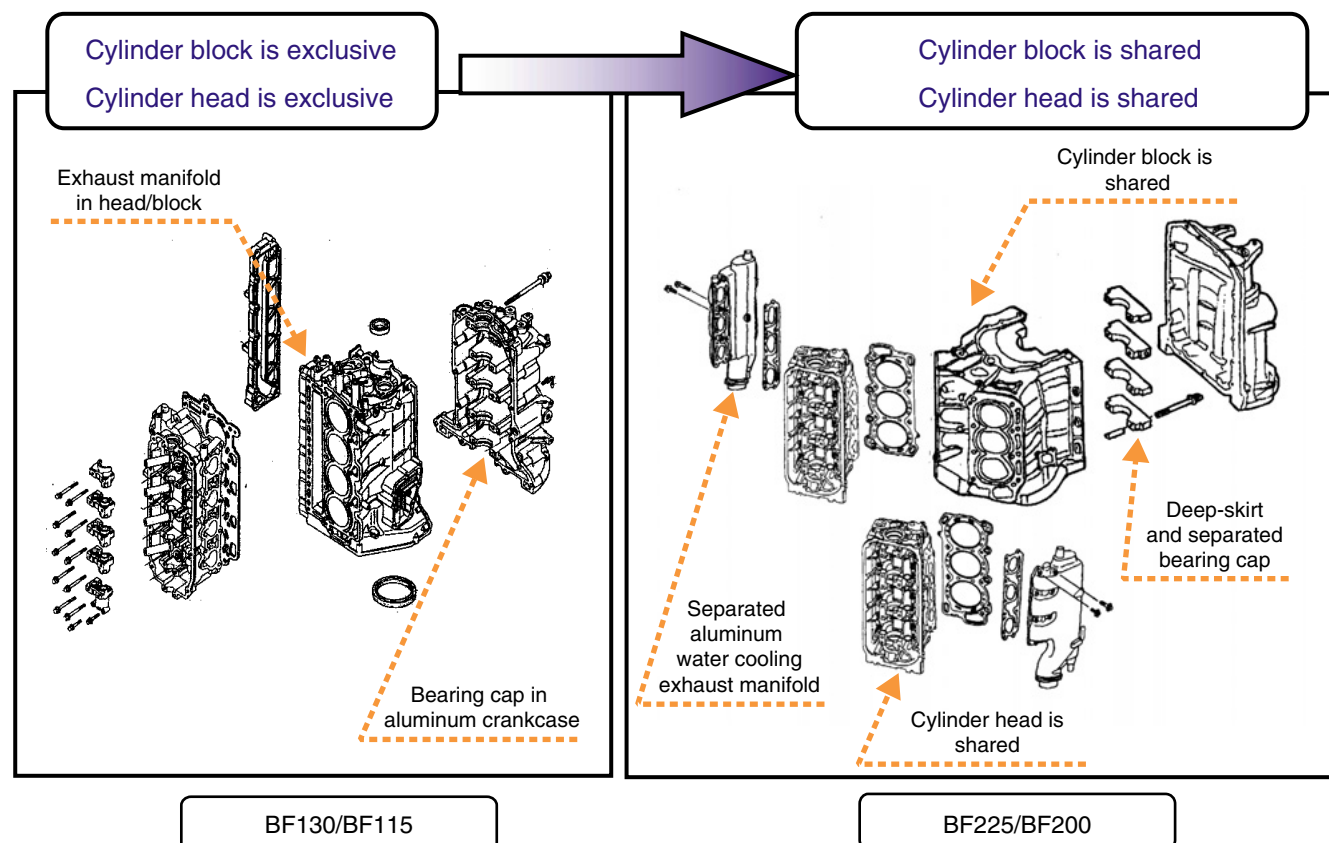


Fig. 4 Structure of power head

とコスト低減の両立を図った。Fig. 4に船外機のエンジン主要部の比較を示す。

4.2. VTEC/可変吸気システム

BF200 の出力をベースに排気量設定をし、BF225 においては、船外機エンジンとしては初の VTEC 機構を採用し出力向上を図った。

BF225 に用いた VTEC は吸気側のみ可変機構を持ち、高速側の設定は 225 馬力の最大出力を得られるバルブタイミング設定とした。低中速側の設定は、アイドリング回転の安定性等、実用域での使い勝手を重視したバルブタイミング設定にした上で、可変吸気システムの採用により低中速トルク向上を図った。この可変吸気システムは、インレットマニフォールドの左右のチャンバを仕切るバルブを開閉させることで 4000 回転以下では吸気の共鳴効果を用い、4000

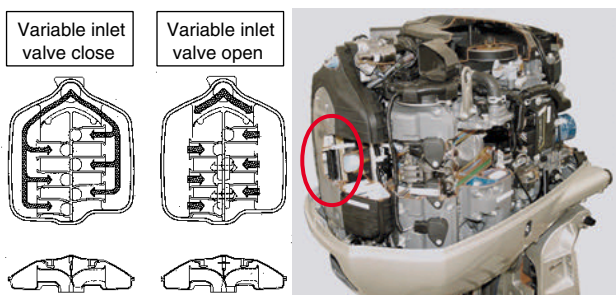


Fig. 5 Variable inlet valve

回転以上では吸気の慣性効果を用いて充填効率を向上することができた。このバルブはインレットマニフォールドの背面に設けたアルミニウム製アップカバー内に配置した。

Fig. 5に可変吸気バルブの模式図と断面を、Fig. 6にBF225の出力特性のグラフを示す。

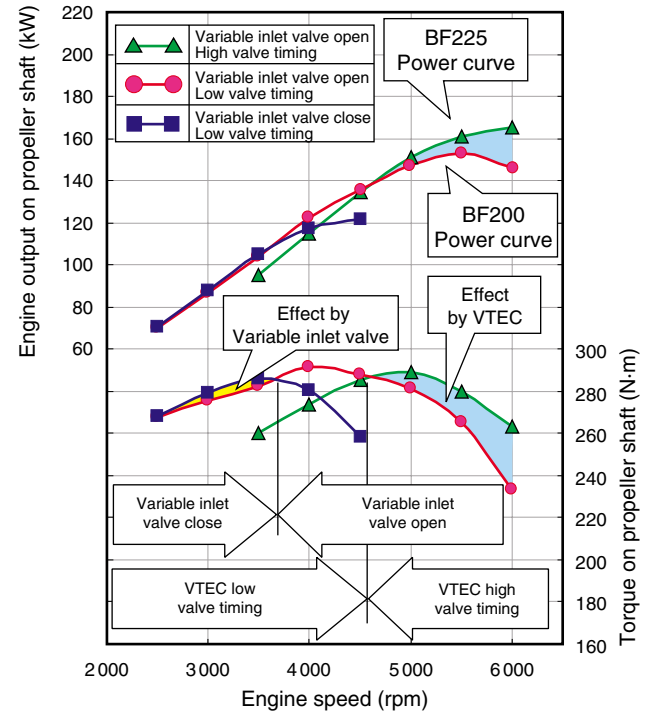


Fig. 6 Power curve of BF225/200

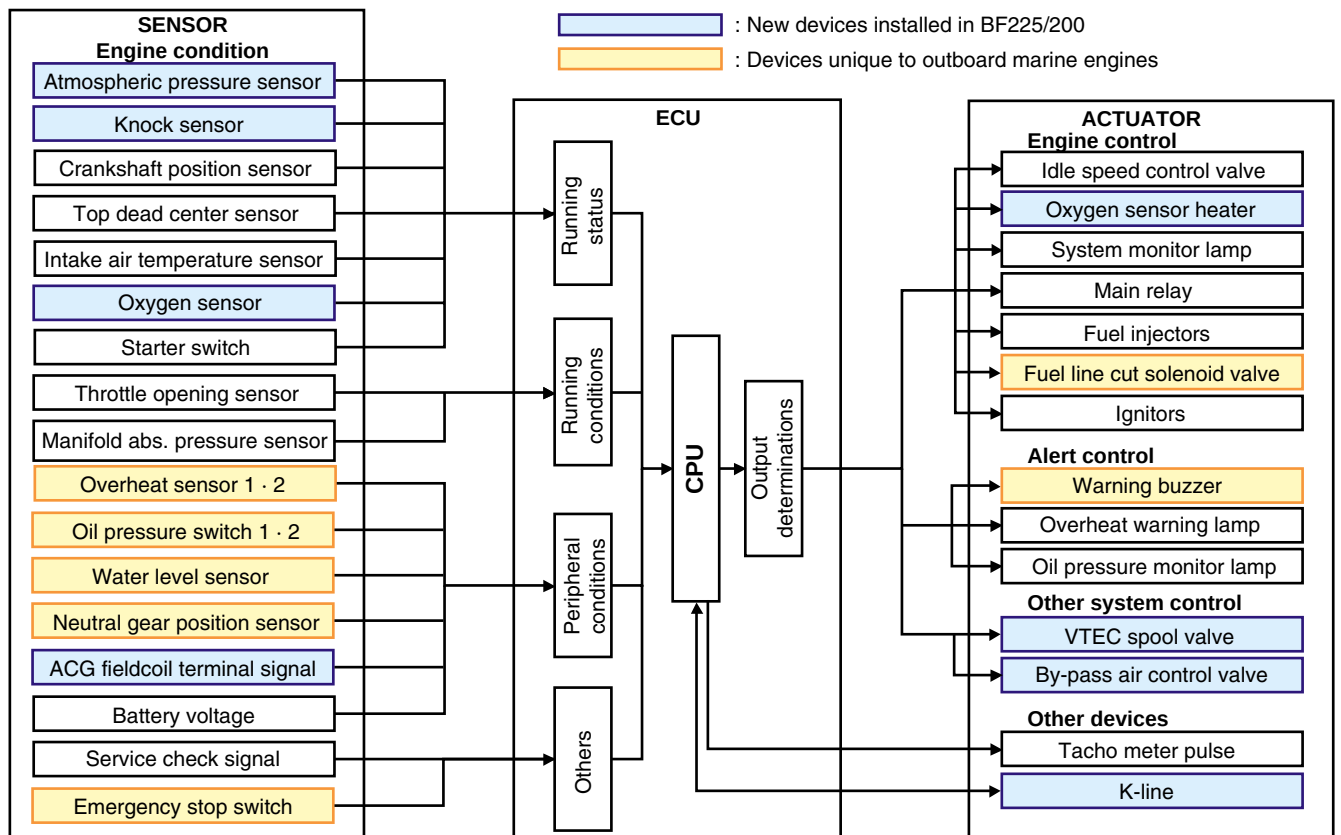


Fig. 7 BF225/200 Engine control system

4.3. エンジン制御システム

4.3.1. 全体システム概要

前モデル BF130/115 において初の PGM-FI を採用し、その始動性、信頼性について好評を得てきた。BF225/200 においてはフラッグシップにふさわしい基本性能の更なる向上を目的として、

- ・ O_2 フィードバックシステムの採用
 - …低燃費、低排出ガスエミッション対応
- ・ ノックコントロールシステムの採用
 - …高出力対応
- ・ 各種アラート制御システムの充実
 - オーバーヒート、オイルプレッシャ、PGM-FI、ACG、ウォーターセパレータアラート
 - …高信頼性対応

を図った。システムは自動車の制御を基本としているが、船外機特有の使われ方から、特にアラート制御については船外機独自のシステムを構築した。また、各部品については船外機の使用環境に見合うよう、熱、振動、腐食、被水等の環境適合性を向上させた。Fig. 7 にシステム図を示す。

4.3.2. O_2 フィードバックシステム

燃費と排出ガスエミッション性能を高次元で両立させるため、吸気、燃料系システムは PGM-FI とし、さらに4ストローク船外機では初めて O_2 フィードバックシステムを採用した。これらにより燃費では他社同出力 2st DI 船外機に対し 8% のアドバンテージを得、また、排出ガスエミッショ

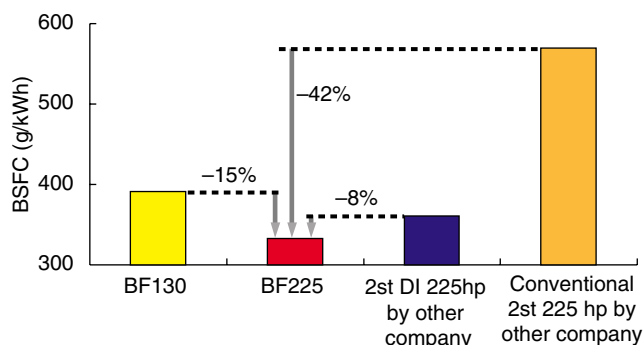


Fig. 8 BSFC on the emission-measuring mode

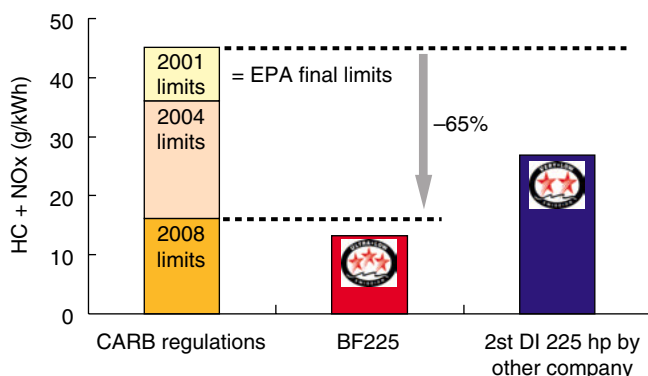


Fig. 9 Amount of exhaust emissions

ンについては CARB のマリンエンジンに対する排出ガス規制の最終年度(2008 年)規制値をクリアし、200 馬力クラス船外機として世界で初めて ULTRA-LOW エミッションのレベルを達成した。Fig. 8 に燃費の達成値を、Fig. 9 に排出ガスエミッションの達成値を示す。

また、前述の CARB マリンエミッション規制をクリアした場合、Fig. 10 に示す CARB 環境ラベルを船外機に貼り付けることができるため、BF225/200 は下段の Three-Star (ULTRA-LOW) ラベルを貼付した。



Fig. 10 CARB environmental label

4.3.3. ノックコントロールシステム

完装状態のプロペラ軸で表示出力 165kW を 5 500rpm で得るためにはエンジン単体で 200kW 相当が必要となり、57 (kW/l) という高比出力が求められた。そこで、前述の VTEC 採用を含む吸気系、排気系システムのチューニングに加え、エンジンの出力ポテンシャルを最大限に引き出すべくノックコントロールシステムを採用した。ノックセンサは共振型で、オクタン価 80 ~ 90RON の範囲で最適点火時期に制御されるよう設定した。本システム採用により、全開出力で 5 ~ 6kW の出力向上を得た。

4.3.4. アラート制御システム

(1) オーバヒートアラート 船外機の冷却系は、海水などを直接エンジンに吸入し冷却するため、水面の浮遊物などにより吸水口や冷却水通路が遮断されると、エンジンがオーバーヒートを起こし、重大な被害を受ける可能性があった。本機種は V6 エンジンであり、各バンクでの水路の閉塞を的確に検知するために、両バンクにそれぞれオーバーヒートセンサを配置し、オーバーヒートを早期に検出できるシステムとした。制御アルゴリズムは前モデル BF130/115 を基本踏襲し、アラートの動作はブザー、ランプによる警告と、燃料、点火カットによるエンジン回転数低下制御とした。

(2) 油圧アラート 油圧アラートの制御アルゴリズムは、BF130/115 を基本踏襲したが、油圧を低圧、高圧 2 種類の油圧スイッチにて監視し、エンジン回転数と油温に応じたアラート作動設定を可能とし、エンジンの保護機能を向上させた。アラートの動作は前述のオーバーヒートアラートと同様とした。

(3) その他 オルタネータ異常時の警告や、燃料タンクに溜まった水の燃料ラインへの浸入を未然に防止する警告を、ブザーやランプで行なうシステムを装備した。

4.4. 軽量化技術

4.4.1. 樹脂インレットマニフォールド

インレットマニフォールドは、従来のアルミニウム製から強度と剛性を考慮しナイロン樹脂製とした。インレットマニフォールドの外観を Fig. 11 に示す。

インレットマニフォールドは Fig. 12 のように6ナイロン製インジェクション成型の三つの部品を振動溶着で接合する構造とした。各々の溶着の接合面を同一平面上に設定することで単品状態での溶着面精度管理をし、溶着品質の安定化を図った。

BF225/200 で採用したインレットマニフォールドは、船外機のエンジンカバーの前長を短縮するため扁平な形状とし、可変吸気バルブカバーの取り付け開口部を有する必要があった。この形状での耐圧強度の確保という課題に対しては、カバー取り付け用開口部の周囲に設けた6箇所の柱を同時に振動溶着する構造とすることで強度を確保した。さらにCAEによる溶着部を含めた耐圧強度解析・振動解析



Fig. 11 External view of inlet manifold



Fig. 12 Structure of inlet manifold

によって柱やリブの設定の最適化を図り、一般部肉厚4 mm 以下を確保しながら十分な強度を得ることができた。これらの技術によりアルミニウム製とした場合の重量に比べ約 1/2 と大幅な軽量化を達成した。

4.4.2. 樹脂 ECU ケース

これまで点火イグナイタを内蔵するために発熱の大きかった ECU は、放熱を考慮してアルミニウムケースに樹脂を注型することで使用環境に対応していたが、そのため大幅な重量増となっていた。そこで、イグナイタを点火コイルに内蔵させ、発熱回路部を基板上放熱しやすい位置に配置する工夫をし、エンジン実装位置における雰囲気温度を抑えることで、ECU の樹脂ケース化を実現した。併せて、電子部品の実装高さの検討を進めると同時にケース形状をこれまでのバスタブ型から封筒型に変更し、注型樹脂量を節約できる構造とすることで、従来比約30%以上の軽量化と同時にコストダウンも図ることができた。ロープロファイル化を推進することで ECU の実機搭載性も向上した。

Fig. 13 に ECU を示す。



Fig. 13 ECU

4.4.3. 懸架系部品の最適化

懸架系の軽量化に対する取り組みとしては、船外機を船体に取り付けるスタンプラケット及び転舵軸を支えるスィベルケースについて、Fig. 14 に示すような CAE 解析モデルを用いて、現物による静的及び動的破壊荷重との相関を図りつつ、荷重負担の大となる部位を特定して、強度確保と軽量化を両立する最適形状とした。

その結果、従来船外機(BF130/115)の懸架系重量に対し - 20%(推力比)の軽量化を達成した。

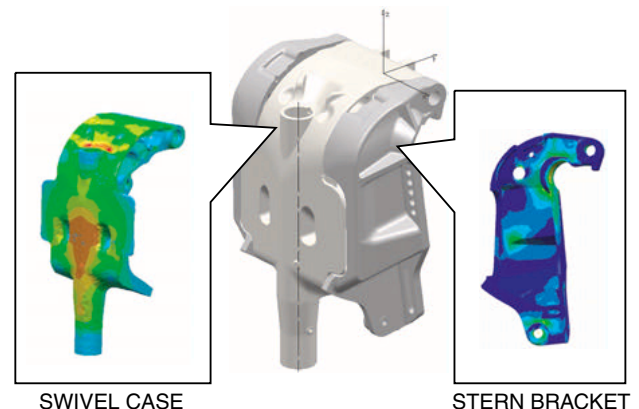


Fig. 14 CAE model of strength

4.5. センタハンドルエンジンカバー

4ストローク船外機では、出航前点検にオイルレベルのチェックを実施するためのエンジンカバー脱着の際、大きくて重いエンジンカバーでは持ち難く、お客様の負担が大きいくと考え、軽くて持ちやすいエンジンカバーを開発した。従来船外機のエンジンカバーは、エンジンの吸気口とチルトアップハンドルをかねて手をかける場所を後方に設定していたが、大型化することに伴いエンジンカバーを持つための専用ハンドルを上面の中央に設定した。重量はBF130/115 で実績のあるリム成型を採用し、2st DI 船外機に比べエンジンカバー重量で 7.1kg の軽量化を実現した。エンジンカバーの外観と手で持ったイメージを Fig. 15 に示す。



Fig. 15 Center handle engine cover

4.6. 新防食塗装

前述の低排出ガスエミッション、低燃費等の実機使用時における環境対応と共に、製造工程での取り組みとして外観部品にノンクロム塗装を採用した。

船外機の外装部品においては海上使用における耐食性能を確保するため、陽極酸化皮膜をアルミニウム合金上に形成し、その上に塗装皮膜を重ねる仕様となっている。

陽極酸化皮膜には空孔があり、この空孔から陽極酸化皮膜が破れ腐食が局部的に進行する事がある。従来、二硫化モリブデンと酢酸ニッケルで封孔処理を実施し、陽極酸化皮膜の補強を施していた。しかし塗装皮膜を破るような深い外傷がついた場合、二硫化モリブデンは結晶体であるためアルミニウムの地肌を覆い隠すような不働態皮膜は形成されず腐食が進行してしまう。そこでアルミニウムとの間で不働態皮膜を形成し、防食効果を発揮するクロムを含有したプライマを用いて腐食の進行を抑えていた。

BF225/200 で採用したクロムを全廃した新防食塗装は陽極酸化皮膜の空孔にリン酸ジルコンを含浸し、酢酸ニッケルで封孔して陽性酸化皮膜を補強した。リン酸ジルコンは非結晶体であるため、塗装皮膜を破るような深い外傷がついた場合でもアルミニウムとの間で不働体皮膜を形成し防食効果を発揮でき、さらにリンモリブデン酸を含有したプ

ライマを追加することで不働態皮膜を強固なものとし、塗装に含まれるクロムを全廃しながら従来同等以上の耐食性能を確保した。Fig. 16 に船外機の塗膜層の模式図を示す。

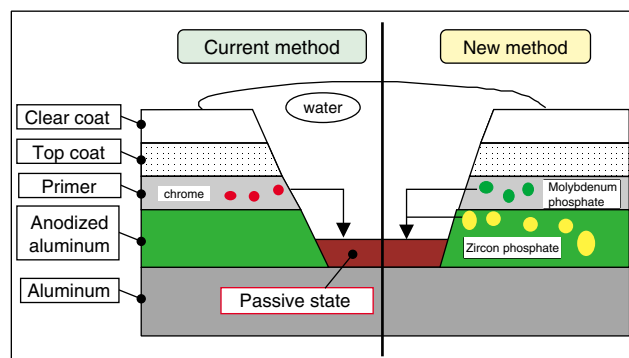


Fig. 16 Cross-sectional image of outboard paint

5. 開発の成果

5.1. 動力性能

VTEC、可変吸気システム、ノックコントロールシステムなどによる出力向上技術と樹脂インレットマニフォールド、懸架系構造解析などによる軽量化技術により、Fig. 17に示すように、他社2stDI 船外機と同等の加速性能を達成した。

5.2. 低振動

60° V6 エンジンと、トルクロール軸(爆発反力による回転振動中心軸)支持、非線形ばね特性ラバーマウントの採用により、他社 2stDI 船外機に対し振動レベルで半分以下という低振動を達成した。Fig. 18に船体振動レベルをFig. 19に非線形ラバーマウントのばね特性を示す。

5.3. 低騒音

コンパクト性を犠牲にしないように、大容量吸気サイレンサをエンジン上部に配置し、Fig. 20に示すように、他社2stDI 船外機に対し 3 dBA 以上の低騒音を達成した。

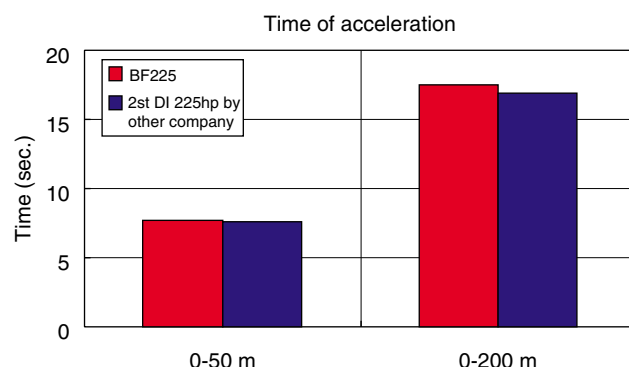


Fig. 17 Comparison of acceleration time

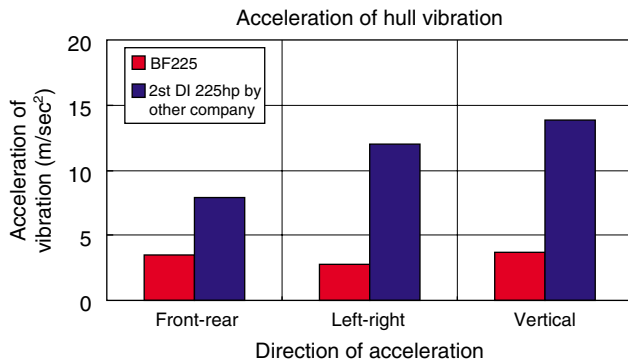


Fig. 18 Comparison of vibration level

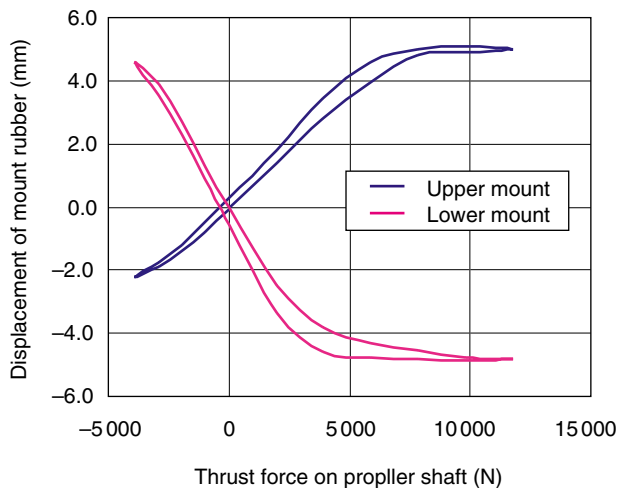


Fig. 19 Displacement of mount rubber

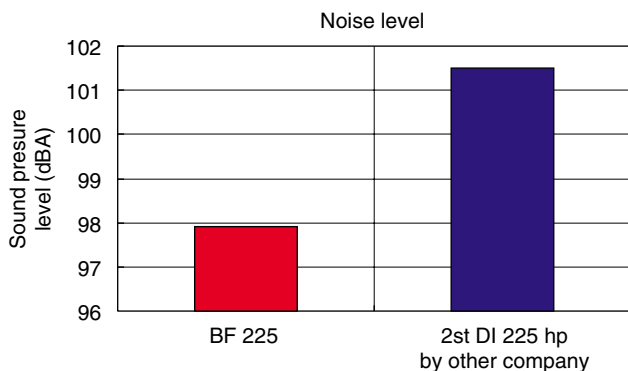


Fig. 20 Comparison of noise level

5.4. 船外機搭載性

この出力帯の船外機は、ひとつの船に2台の船外機を取り付ける(以下2機掛けと称する)比率が高く、2機掛けの場合、旋回時にプロペラが水面から出ないように、なるべく中央よりに近づけて2台の船外機を取り付けるのが一般的であった。従来、2ストローク船外機に対し、4ストローク船外機は出力を確保するために排気量が大きめの設定になる上、動弁系を持つため、V6エンジンの場合、全幅が大きくなる傾向があったが、BF225/200ではエンジンカバーの

前方の幅を絞り込む“V-Wing Form”の採用により、200馬力クラス4ストローク船外機として世界で初めて、2機掛け取り付けスパン 660mm という業界最小スパンでの搭載が可能となった。

つまり他社の2ストローク船外機からの乗せ換えにおいて、大切な船に船外機の取り付け穴を空け直さなくて良くなることができた。

Fig. 21 に他社 2stDI 船外機と、BF225/200 を2機掛けした状態を比較したイラストと、Fig. 22 にはフルステアリング状態の船外機の上面図を示す。

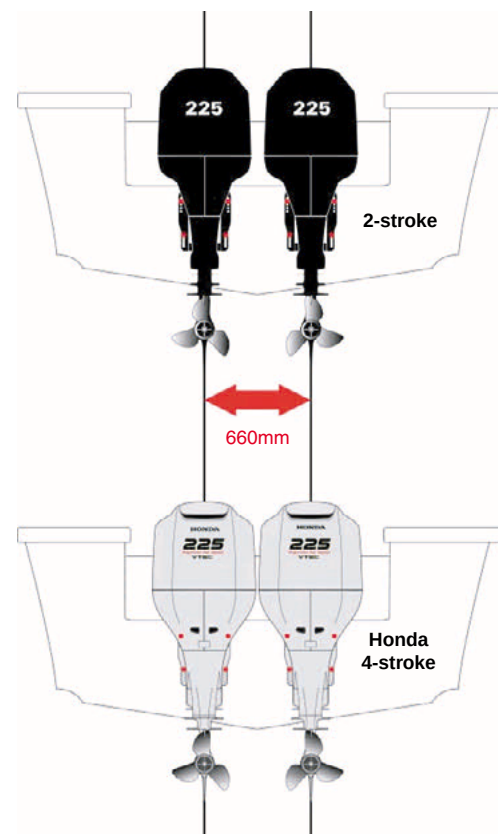


Fig. 21 Installation of twin outboard motors

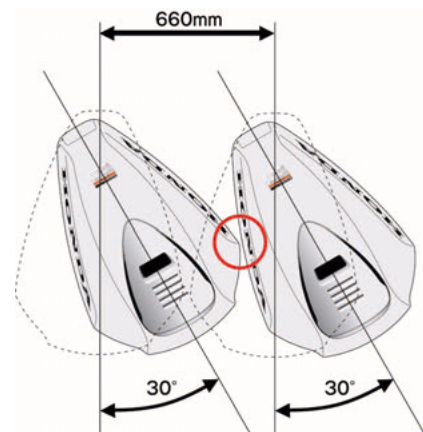


Fig. 22 Twin installation at full steering

6. おわりに

BF225/200は、VTEC、可変吸気システム、樹脂インレットマニフォールド、ノックコントロールシステム、水冷アルミエキゾーストマニフォールドなどにより、既存同クラス2st DI 船外機と同等の動力性能と搭載性を確保しつつ、PGM-FI、O₂フィードバックシステムなどにより、出力、燃費、排ガスエミッションの高次元バランスを達成した。また、自動車エンジンとの部品共用と、シリンダブロックやシリンダヘッドなどの加工設備共用により、高信頼性と低コストの両立を実現した。

以上により、ホンダ4ストローク船外機のフラッグシップにふさわしい世界最大出力4ストローク船外機、BF225/200(Fig. 23)を市場に提供する事ができたと共に、ホンダ4ストローク船外機のラインアップを2馬力から225馬力まで拡大する事ができた。

最後に、この船外機を完成させるにあたり、国内外の各製作所の方々をはじめ、社内外の多くの方々から多大なるご協力をいただいた。ここにあらためて感謝の意を表する。



Fig. 23 Boat with twin BF225s at cruising speed.

7. 参考文献

- (1) 角田 正樹, 設楽 貞文, 島崎 弥, 林崎 正一: 大型4ストローク船外機「BF115/130」の開発, HONDA R&D Technical Review vol.11 No.1, p.15-22 (1999)
- (2) Hosaka, T., Hamazaki, M.: Development of the Variable Valve Timing and Lift (VTEC) Engine for the Honda NSX, SAE Paper 910008
- (3) 大津啓司, 中原 一浩, 坂本 泰英, 今井 世志弘: 97 モデル「アキュラCL用3.0LV6エンジンの開発, HONDA R&D Technical Review vol.9, p.51-60 (1997)

■ 著 者 ■



角田 正 樹



大角 雅 之



米 沢 道



古谷健太郎



設 楽 貞 文



木 全 隆 一

4ストロークモトクロッサ CRF450R の紹介

Introduction of CRF450R Equipped with 4-Stroke Engine

星 紀 夫*
Norio HOSHI
野 村 明 史*
Akifumi NOMURA

志 村 康 雄*
Yasuo SHIMURA
後 郷 和 彦*
Kazuhiko GOGO

大 熊 孝 則*
Takanori OKUMA

要 旨

ABSTRACT

Honda初の4ストロークモトクロッサCRF450Rは、「クラスを越えて一番速く、楽しく走れる」をコンセプトとして開発された。4ストロークエンジンを用いたリニアなトルク特性と扱いやすいトラクション特性、および2ストロークモトクロッサと同等なパワー／ウエイトレシオを目指した。エンジンはリニアなトルク特性と高出力実現のため、超ショートスカート軽量ピストン、SOHC 4バルブの動弁系（UNICAMシステム）、チタン吸気バルブ、クランク室とトランスミッション室の分離給油潤滑システムなどを採用した。29.5kgのエンジン単体質量と41kWの最大出力を達成した。また、新開発のオートデコンプシステムを適用し、キック始動性を向上させた。車体と足回りは、新形態のアルミニウムフレーム、チタンエキゾーストパイプを採用するなど各部品の軽量化を行い車両質量102kgを達成した。

The first 4-stroke engine motocrosser CRF450R in Honda was developed focussing the fastest motocrosser all over the motocross races and to enable the riding without stress according to rider's intention. Targets in the development were decided to get a linear characteristic in torque and traction characteristic controlled easily by adopting 4-stroke engine, and to achieve the equivalent power-weight ratio to the 2-stroke engine motocrosser of the same race class. Lightweight piston with extremely short skirt, a valve train of SOHC 4-valve engine (UNICAM system), titanium inlet valves, separated lubrication system for both the crankcase and the transmission were adopted in the engine as means to get a linear characteristic in torque and a high power. As a result, 29.5kg of engine mass and 41kW of maximum power were achieved. Engine startability by using the kick-starter was also improved by adopting newly developed auto-decompression system. 102 kg of total vehicle mass was realized by lightening each part of the frame by using such as a new shaped aluminum frame and a titanium exhaust pipe.

1. はじめに

モトクロスレース用競技車両は、現在、2ストロークモトクロッサが主流となっているが、昨今の環境への強い関心を反映して、よりクリーンなモトクロッサの登場が求められてきた。Hondaでは、こうした要請を踏まえ、4ストロークエンジンを搭載した新型モトクロッサを開発した。

2. 開発コンセプト

ジャンプセクションやタイトなコーナが連続するモトクロスでは、コンパクトな車体と軽さが最も重視され

る。エンジン出力がいかに優れていても大柄で重いモトクロッサでは走りにくい。また、滑りやすいオフロード路面を走行するので、最大出力も必要であるがリニアなトルク特性と扱いやすいトラクション特性も重要である。これらを満足するために、2ストロークモトクロッサと同等の車体サイズ、パワー／ウエイトレシオ、および4ストロークエンジンによるモトクロッサとして扱いやすい出力特性を目指した。

さらに、「Honda初の4ストロークモトクロッサCRF450R」として開発コンセプトを次のようにした。

- ・クラスを越えて一番速いモトクロッサ
- ・扱いやすく、楽しく爽快に走れる

*朝霞研究所

3. 機種概要と目標

CRF450R の外観を Fig. 1 に、主要諸元を Table 1 に示す。車体サイズは、2ストロークモトクロス CR250R と同等に設定した。車重と最大出力は、各排気量クラスのパワー／ウェイトレシオの位置付けと、各クラス混合のレース成績、ラップタイムの比較により検討した。車両質量は 102kg、最大出力は 41kW を目標とするとともにリニアなトルク特性を目指した。Fig. 2 にパワー／ウェイトレシオの関係を示す。また、クランクシャフト 2 回転に 1 回の少ない着火チャンスと圧縮比の高い 4 ストロークエンジンでは



Fig. 1 External view of CRF450R

Table 1 Major specifications

Items		Specifications
Overall length	(mm)	2 187
Overall width	(mm)	825
Overall height	(mm)	1 254
Wheelbase	(mm)	1 488
Seat height	(mm)	945
Ground clearance	(mm)	331
Vehicle dry mass	(kg)	102
Engine type		Liquid cooled 4-stroke OHC single cylinder
Engine displacement		449
Bore x Stroke		96 x 62.1
Compression ratio		11.5 : 1
Valve train		SOHC 4valve
Max.power		41/9 000
Max.torque		49.8/7 000
Carburetor type		FCR40
Fuel capacity		7.4
Clutch type		Wet multi-plate type
Transmission		5 speed constant mesh
Caster angle		27° 50'
Trail length		114
Tire size	Front	80/100-21 51M
	Rear	110/90-19 62M
Brake system	Front	Single 240mm disc with twin-piston caliper
	Rear	Single 240mm disc
Suspension	Front	Telescopic
	Rear	Pro-link
Frame type		Aluminum twin-tube

キックスタータによる始動性の改善が必要であった。モトクロスレースでは、ブレーキのかけ過ぎや転倒によるストールのときに素早い再始動が求められる。幅広いライダー層が楽しむことを考慮して、2ストロークエンジン並みのキック始動性を目標とした。

4. エンジン

エンジンサイズは CR250R の基本骨格に搭載できる幅・長さ・高さを設定した。質量は、完成車質量の目標からエンジン・車体・足回り・電装と、それぞれの目標を振り分け、エンジン質量は 29.5kg を目標とした。エンジン全体の透視図を Fig. 3 に示す。

最大出力の発生回転数は、後輪のトラクション特性と、瞬時の加速性を重視して低く抑えた 9 000r/min とし、目標出力 41kW を実現できるボア×ストローク 96mm × 62.1mm、排気量 449cm³ を設定した。エンジン性能曲線を Fig. 4 に示す。

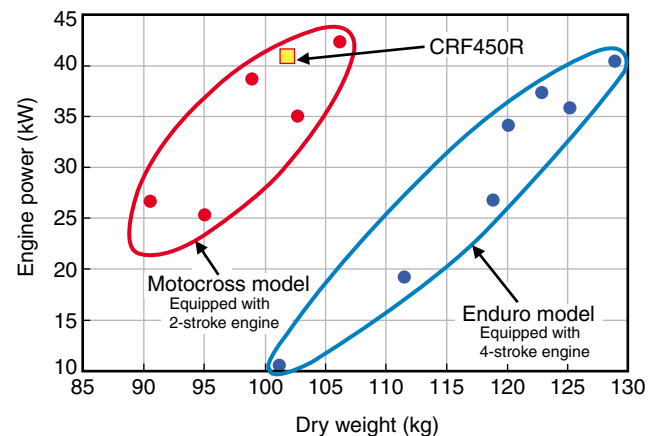


Fig. 2 Comparison of power-weight ratio between motocross models and enduro models

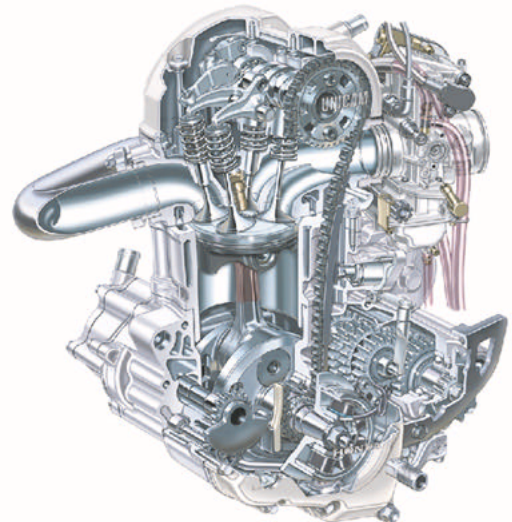


Fig. 3 Cutaway drawing of CRF450R engine

また、Fig. 5 にエンジンの大きさを従来の4ストローク同等排気量である XR400R と比較して示す。エンジン質量は XR400R に対し 23%の軽量化を達成しており、CRF450R は XR400R に対し最大出力で 53%、最大トルクで 31%向上している。

4ストロークエンジンのリニアなトルク特性を損なうことなく高出力・高回転化するために、バルブタイミングと吸排気系の最適化、フリクション低減等を施した。リニアなトルク特性の目安としてパーシャル域を含めたトルク等高線に着目し、等高線の各間隔が均一になる特性を実現したことで、より扱いやすいトルク特性が得られた。Fig. 6に2ストロークの CR250R と比較したトルク等高線を示す。

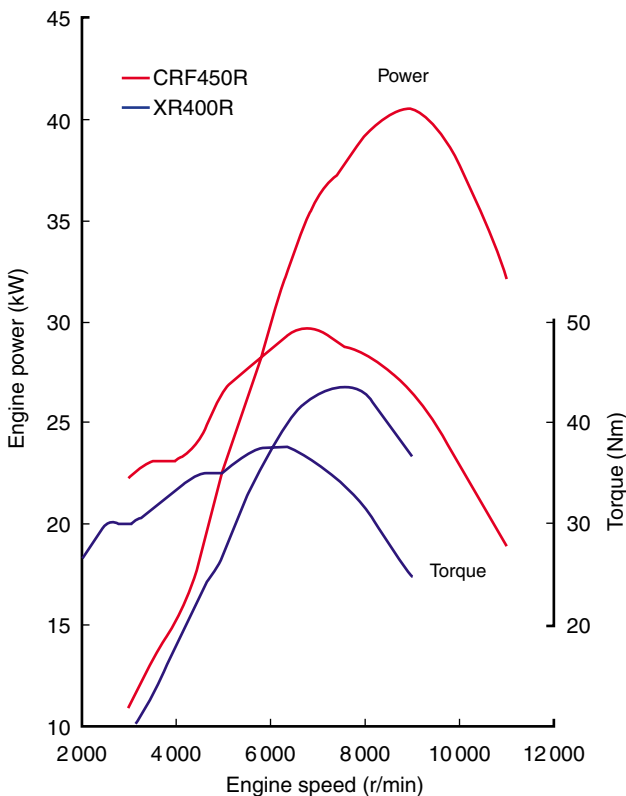


Fig. 4 Engine performance curve

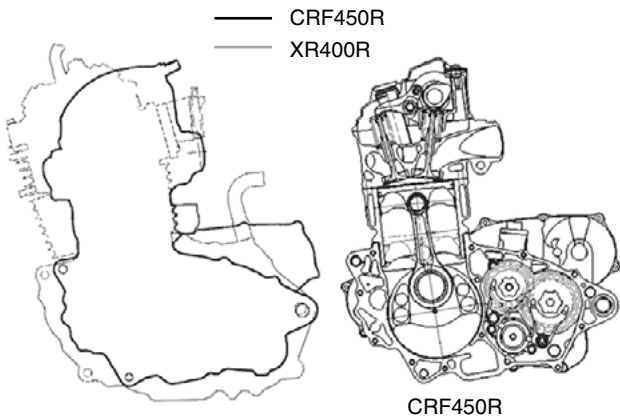


Fig. 5 Comparison of engine size

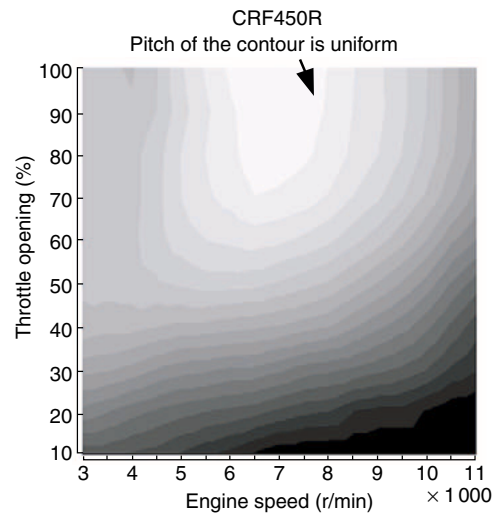
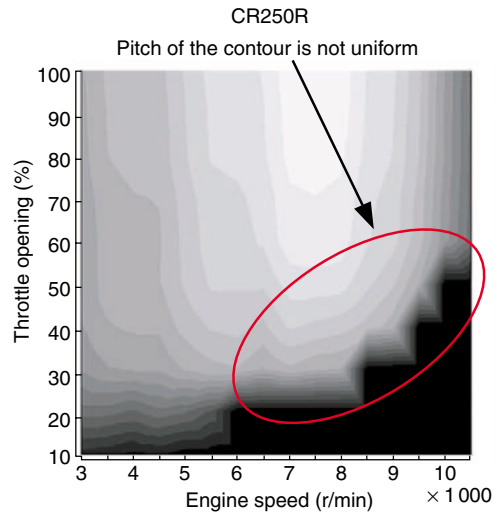


Fig. 6 Torque contour

4.1. 動弁系

Fig. 7 に動弁系全体を示す。従来の単気筒エンジンよりも高回転にするため動弁系のDOHC化が手段のひとつに挙げられるが、DOHCはカムシャフトが吸気、排気系の個々に必要になり、軽量化の面からは不向きである。CRF450Rでは高回転に不利なバルブ径が大きい吸気側にチタンバルブを採用し、かつ、直押しにすることで挙動の安定化を図った。排気側はロッカアーム方式のSOHC構造を採用した。カムホルダはバルブリフタホール、ロッカアームシャフト支持部をダイキャストで一体形成した。これをUNICAM(ユニット式カム)システムと呼称する。また、Fig. 8に示すカムシャフトは従来のFCからSCM浸炭焼入れにすることで疲労強度を高めながら限界まで薄肉化した。動弁系全体の質量はDOHC方式に比べ376gの軽量化を達成した。

また、ロッカアームをY字型構造のローラ式とし、Y字の間にプラグホールを設けることで点火プラグがセンタ配置になり火炎伝播速度が向上した。この動弁系のバルブ挟み角はDOHCレイアウトより狭角な21.5°を可能とした。これにより燃焼室がコンパクトになり、高圧縮比、高出力化に寄与した。

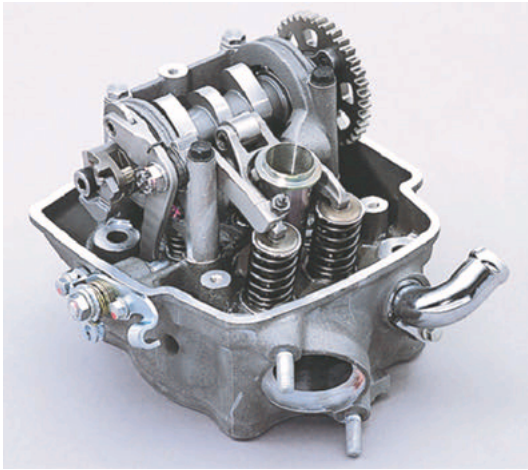


Fig. 7 UNICAM system



Fig. 8 External view of camshaft

4.2. 2系統潤滑システム

Fig. 9 に示すように XR650R で採用した密封式クランクケース⁽¹⁾の発展型として、バランスをクランク室の外に配置しクランク室内圧変動を大きくしてオイル排出性能を高めた。クランクシャフト両端にオイルシールを持つ密封構造を活かし、クランクシャフトとピストン側、トランスミッションとクラッチ側の潤滑方法を2系統に分けた。クランクシャフト、ピストン、動弁系については、従来のエンジンと同様にトロコイドポンプによる圧送方式を採用した。Fig. 10 にオイルポンプの構造を示す。トランスミッションとクラッチ側については2ストロークエンジンと同様なオイルバス方式を採用した。また、コンパクトなクランクケースにもかかわらず、左側クランクケースと左側カバーで構成される空間をケース内オイルタンクとし、モトクロスレースでの激しい車体姿勢の変化にも追従する安定した潤滑を確保した。また、クランクケースの合わせ面にハウジングを形成してオイルポンプボデーとすることで従来構造のものに対し 147g の軽量化ができた。

4.3. 超ショートスカート軽量鍛造ピストン

エンジンのコンパクト化のために往復運動部の質量軽減

が必要である。Fig. 11 に示すスリッパ形状の超ショートスカートピストンは、ボア 96mm に対して高さ 36mm として従来設計のピストンに対し 108g も軽い 267g を達成した。Fig. 12 に従来機種のピストンボアとピストン質量の関係を示す。ピストンプロフィールの最適化と潤滑の適正化、スカート側圧の低減、コネクティングロッド小端部とピストンピンボスとのクリアランスの適正化により、このショートスカート形状が可能となった。

4.4. オートデコンプレッションシステム

従来の4ストロークエンジンの懸案であったキック踏力の重さと着火チャンス不足解消のため、独特のピン回転式オートデコンプレッション(以下、デコンプという)方式を採用した。Fig. 13 にシステムの構造図を、Fig. 14 にデコ

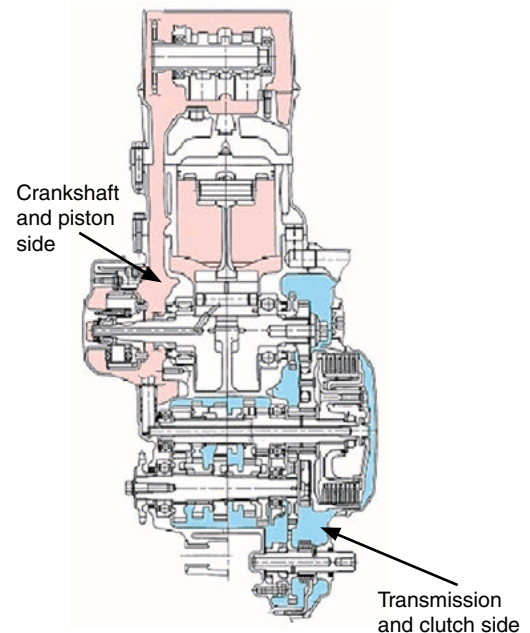


Fig. 9 Structure of dual system lubrication

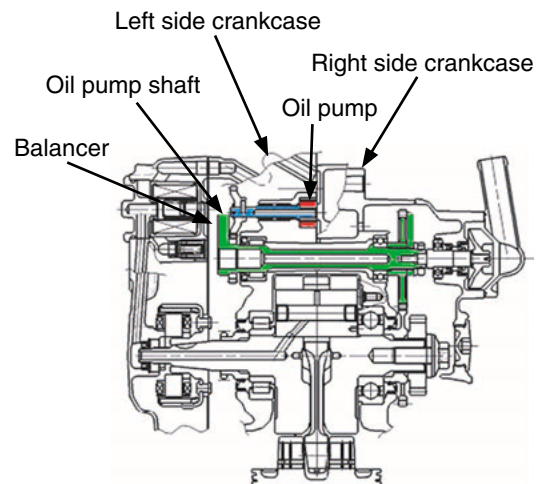


Fig. 10 Structure of built-in oil pump

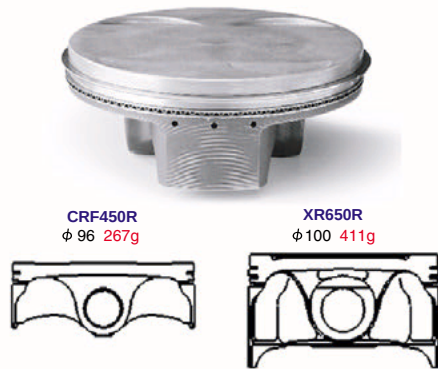


Fig. 11 Short skirt piston

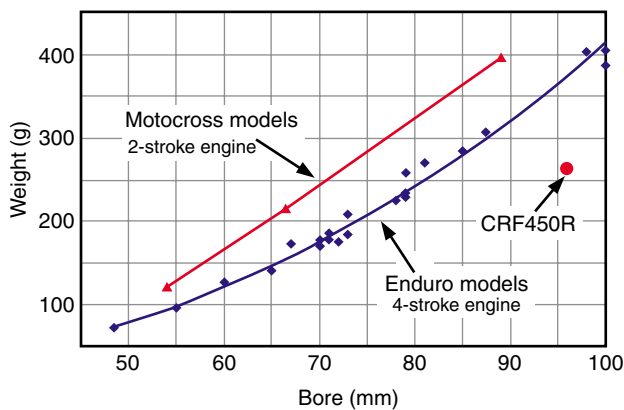


Fig. 12 Relation between piston bore and weight

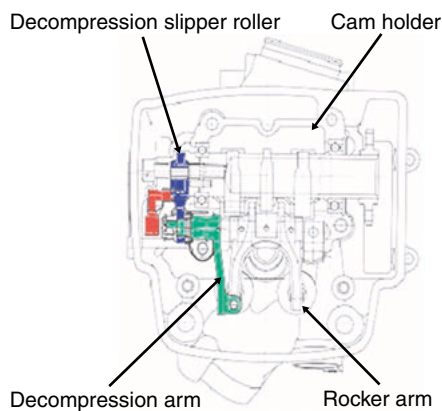


Fig. 13 Structure of automatic decompression system

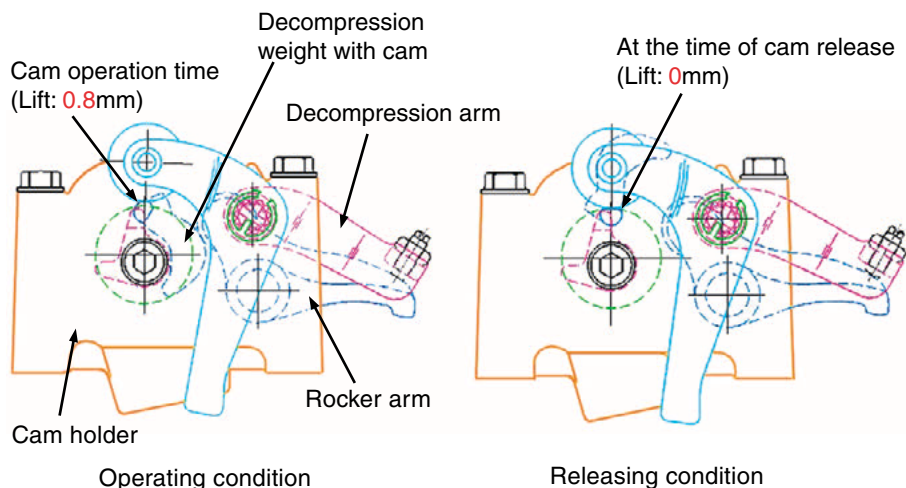


Fig. 15 Operation of automatic decompression system

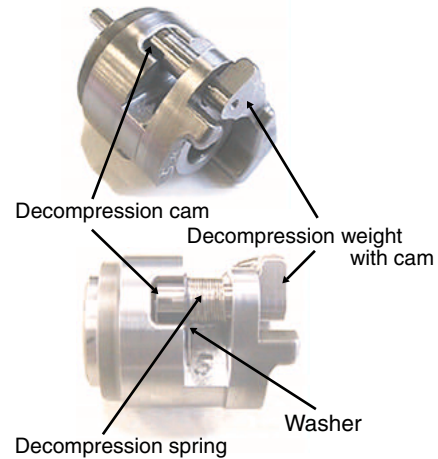


Fig. 14 Decompression cam

ンプカムを示す。このシステムにより冷機時の始動と暖機時の再始動を2ストローク並みに向上させた。

Fig. 15に作動状態を示す。始動時にはピンに形成されたデコンプカムがデコンプスリッパローラを介して排気側ロッカアームを押すことにより、シリンダ内の圧力を下げてキック踏力を軽減する。始動後は、遠心力によりピンと一体のデコンプウエイトが回転し、デコンプカムが解除される。着火チャンスについてはデコンプカムの作動範囲、リフト量を適正にすることでデコンプ無しに比べ大幅に向上している。Fig. 16にデコンプ有無によるクランクアングルごとのキック踏力とクランク回転力の関係を示す。

4.5. クランクシャフト及びコネクティングロッド

クランクシャフトは従来の S48C 高周波焼入れから、SCM420H 浸炭焼入れに変更することで同等の疲労強度を保ちながら軽量化を図った。また、コネクティングロッドは疲労強度要求が異なる大端部と小端部の熱処理深さを変えることで疲労強度と軽量化のバランスを図り、クランクシャフト単品質量は、従来のクランクシャフトに対し 262g の軽量化を達成した。クランクシャフト全体図を Fig. 17 に示す。

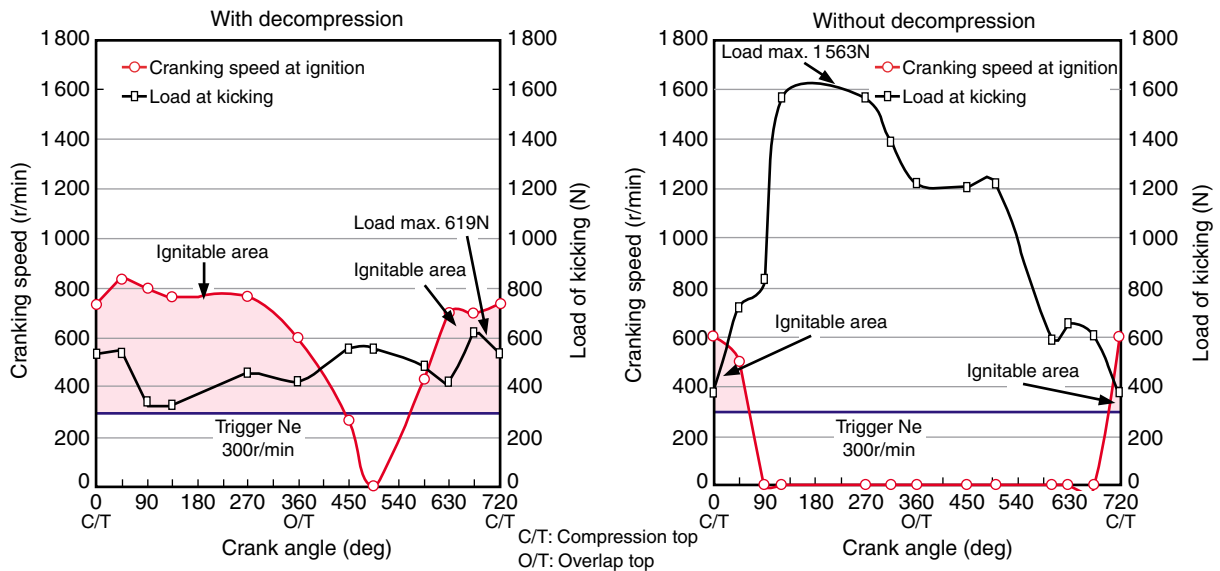


Fig. 16 Comparison of ignitable area, with or without decompression system



Fig. 17 External view of crankshaft



Fig. 18 FCR carburetor

4.6. フラット型スライドバルブキャブレタ

ケーヒン製 FCR キャブレタのフラット型スライドバルブは、両側に4個のローラを備えることで、シャープなレスポンスと軽くスムーズなスロットル操作を可能とした。また、別経路の新気導入通路を持つことで熱間始動時や転倒後始動時の A/F を適正化し始動性を向上させている。キャブレタ外観を Fig. 18 に、新気導入通路形状を Fig. 19 に示す。

4.7. ホットスタートレバー

熱間始動性や転倒後再始動を容易にするためにホットスタートレバーを採用した。これは 4.6. 項で説明した熱間および転倒後再始動時の A/F を適正化するために、キャブレタへの新気導入通路を開くものである。従来は、このレバーがキャブレタと一体で形成されていた。CRF450Rでは、ケーブルを介してクラッチレバーと同軸に取り付け、ホットスタートレバーをハンドルから手を離すことなく操作できる位置に設置した。これにより、誤操作を回避できるばかりでなく、転倒後再始動時にクラッチレバーと同時に操作することができるため、どのギヤに入っても素早く再始動することを可能にした。Fig. 20にホットスタートレバーの取り付け状態を示す。

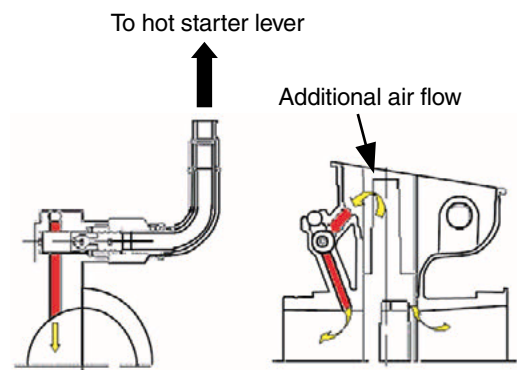


Fig. 19 Fresh air induction path

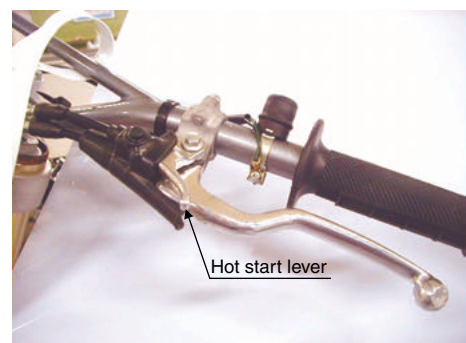


Fig. 20 Hot start lever

4.8. 点火システム

点火システムには、CDI を組み込んだ高精度 8 ビット ECUを採用した。これによりスロットル開度やエンジン回転数に応じた最適な点火時期が提供される。Fig. 21 に点火時期マップを示す。

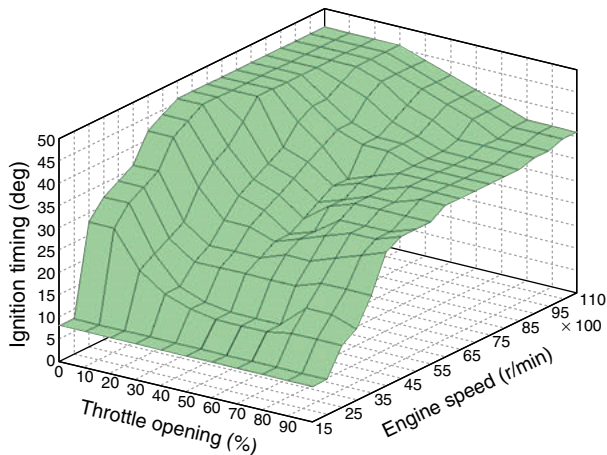


Fig. 21 3-D map of ignition timing

5. 車体

開発コンセプトである「扱いやすく楽しく爽快に走れるモトクロッサ」を実現するために、長年、熟成を重ねてきた高い戦闘力をもつ2ストロークモトクロッサ CR250R と同等の車体サイズと完成車質量の実現を目標とした。また、コントロールしやすい旋回性能とバンプインパクトの軽減を目指した。

5.1. 車両諸元

自由自在な運動性能を確保するために、2ストロークモトクロッサの諸元をベースに最適エンジン重心位置、走破性を阻害しない最低地上高、1レースを十分に走りきる燃料タンク容量などの条件を加味してエンジン搭載位置を決定した。これにより車両諸元はほぼ CR250R 同等となり、4ストロークエンジンのトラクション特性を活かした直進安定性、2ストロークモトクロッサと同等の旋回性能、コンパクトな車体による良好な取りまわし性能を実現した。Fig. 22 に車両諸元を示す。

5.2. フレームボデー

CRF450R のフレームボデーは CR250R で採用しているアルミニウム製セミダブルクレードルツインチューブフレームをベースに改良した。Fig. 23にフレームの外観を示す。ダウンチューブには、最適な剛性と強度バランスを得るためにスイングアームに採用されているスウェーピング加工によるテーパチューブを採用した。フレームセンタ部にクロスメンバを設け、クロスメンバとリヤクッションブラケットを一体化した。これにより、フレーム幅、大きさを変えることなく4ストロークエンジンを搭載するために必要

なスペースを形成できた。この構造はスペースレイアウトの確保だけでなく、フレームの適度なたわみにも貢献しており、前述のダウンチューブと共に、縦剛性、横剛性、ねじり剛性を最適化し、高い安定性とコントロールしやすい旋回性能を実現した。

新設計のコンパクトな鍛造アルミ製ステアリングヘッドパイプは、2001年モデルのCR250Rに対し、継ぎ手構造の見直しを行なうとともに、軽量化と走行中のバンプインパクトの軽減策として Fig. 24 のように内側の壁を大きく開口し、適切な剛性バランスとした。これらにより、軽快な操縦性と安定性を高次元でバランスさせることができた。フレームボデー質量は 200g の軽量化を達成した。

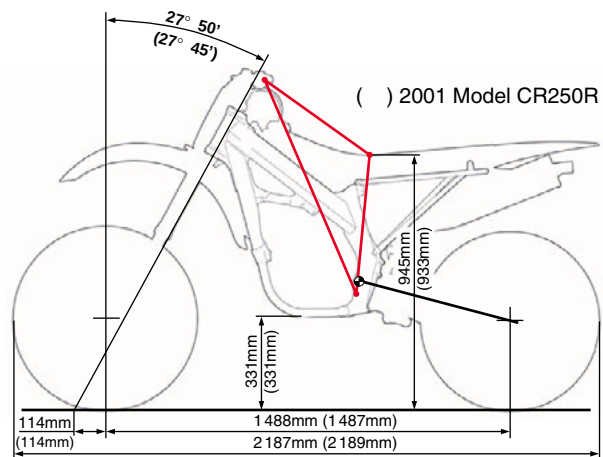


Fig. 22 Geometric dimension of CRF450R



Fig. 23 External view of frame



Fig. 24 Forging aluminum steering head pipe

6. 足回り

モトクロスは不整地を走ったり、ジャンプしたりすることからサスペンション性能及びその強度耐久性が非常に重要である。常に性能面で足回りに求められることは操縦性、安定性、および走破性の向上であり、達成手段の一つとして、軽量化と高剛性化が継続的に実施されている。

一般的に、4ストロークエンジンを搭載した場合、高いトラクション特性と大きいエンジン質量によりサスペンションのばね定数が高くなり足回り質量は増加する。しかし、CRF450Rの足回りは剛性と強度の最適化でCR250Rに対して1260gの軽量化が実現でき、45.8kgという2ストロークワークスモトクロス並の質量が達成できた。

6.1. リヤサスペンション

リヤサスペンションはスイングアーム式で315mmのアクスルストロークを持っている。ショックアブソーバは50mmのピストン径を持つ分離加圧式で車体のほぼ中央に1本配置されている。圧縮側の低速と高速減衰力を個々に調整できるアジャスタ、および伸び側の減衰力を調整できるアジャスタを装備している。そのショックアブソーバはリンク機構を介してスイングアームに取り付けられている。このリンク機構はプロリンク(PRO-LINK)と呼ばれ、アクスルの変化量に対しプログレッシブにショックアブソーバのストローク量を変化させる。このプロリンクは各軸部の低荷重設計とリンクレシオの最適化が図られており、優れた乗り心地と走破性が得られている。グランドクリアランス確保、及びリヤキャリアの低位置配置と軽量化を達成するため、スイングアームの形状は上下方向に非対称なテーパ形状としている。Fig. 25にリヤサスペンションのレイアウトを示す。

6.1.1. スイングアーム

スイングアームは、ねじり剛性、横剛性の向上と軽量化を目標とした。その構造には、前部分に設計自由度が高く耐久性があるアルミニウム鋳造材AC4CH-T6を用い、後部分に引張り強度380MPa級の角スウェージ製法で加工されたテーパチューブを使用した。目標の剛性を最小の質量で達成するように、CAEによる剛性と質量計算を繰り返し行った。これにより、スイングアーム各部の肉厚の最適化とリブの適正配置によりCR250Rに対して、ねじり剛性を15%、

横剛性を4%向上させ200gの軽量化を実現した。その結果、設計効率を示す値である質量-剛性比で18%の向上を達成した。スイングアームの外観をFig. 26に示す。

6.2. フロントサスペンション

フロントサスペンションは305mmのアクスルストロークのテレスコピック式で、フロントフォークは47mmのインナチューブ径の倒立式である。そのフロントフォークに内蔵された低フリクション分離加圧式ショックアブソーバには圧縮側、伸び側ともに減衰力が調整できるアジャスタを装備している。フロントフォークは、ボルト、ナット、ダンパロッド、スプリングの材料、およびねじのかかり代などを見直した。その結果、ばね定数が高くなったにもかかわらずCR250Rに対して300gの軽量化を達成した。Fig. 27にフロントフォークの構造を示す。



Fig. 25 Structure of rear suspension



Fig. 26 External view of swing arm

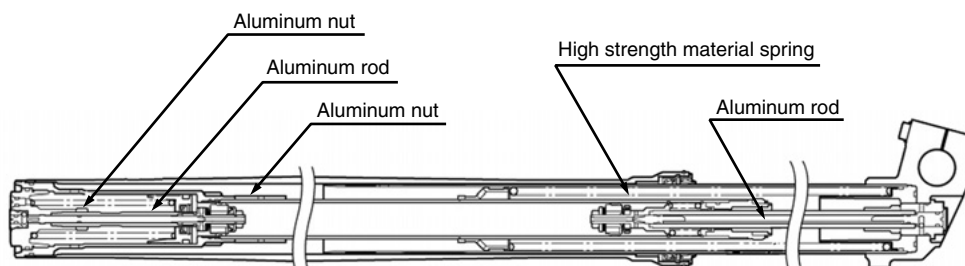


Fig. 27 Structure of front fork

6.3. ブレーキ

前後独立したブレーキには、ともにディスクの直径が240mmの油圧式ディスクブレーキを採用している。それらのキャリパボデーとキャリパブラケットは、ばね下部品なのでアルミニウム鋳造製の軽量なものを採用している。フロントブレーキにはアルミニウムのピストンを用いた2ポットキャリパを、リアブレーキには新設計の1ポットキャリパを採用している。

6.3.1. リアブレーキシステム

ブレーキシステムには、整備性の向上と軽量化を目標にするとともに、4ストロークエンジン特有の二つの設計上の課題があった。

- ・ 2ストロークエンジンに比べリヤキャリパ上方に配置されたサイレンサに大きな容量が必要であるため、サイレンサの断面をより大きくする必要があった。しかし、リヤサスペンションの全ストローク時にサイレンサとキャリパとのクリアランスが確保できず断面をより大きくすることが困難であった。
- ・ 4ストロークエンジンのエキゾーストパイプの温度は2ストロークエンジンに比べて高いので、マスタシリンダに付属するブレーキ液サブタンクの配置及びマスタシリンダとサブタンクをつなぐ配管が非常に困難であった。

これを解決するため、コンパクトなピストン径22.65mmのキャリパと、シリンダ径 9.52mm で超小型リザーバタンク一体のマスタシリンダを開発した。キャリパのピストン径を22.65mmとすることでキャリパの小型化が可能となったばかりでなく、パッド磨耗時のブレーキ液補填量を少なくできるのでリザーバタンク容量を減らすことが可能となり、リザーバタンクのレイアウト自由度が大幅に向上した。その結果、キャリパの小型化、低位置化が可能となり、サイレンサ径を XR400R に対して 25mm 大きくすることができた。さらに、ディスクカバーやキャリパガードなどのプロテクトパーツも、よりコンパクトなものにしたことでリヤブレーキシステム全体で 300g の軽量化を達成した。キャリパとマスタシリンダの従来品(CR250R 用)と開発品の外観比較を Fig. 28 に示す。

6.4. ホイール

オフロード車は一般的に剛性、強度、質量面からスポーク構造のホイールを採用している。

ホイールのスポークニップルには、前後ともに超ジュラルミンニップルを採用した。従来のSWCH材に対し前後ホイール合わせて 180g の軽量化を図った。

リムには軽量、円環強度、フランジ開き強度、スポーク穴強度、応力腐食割れタフネスが求められる。特に走行中、リムが石などに激しくあたった場合などにリムが開き方向

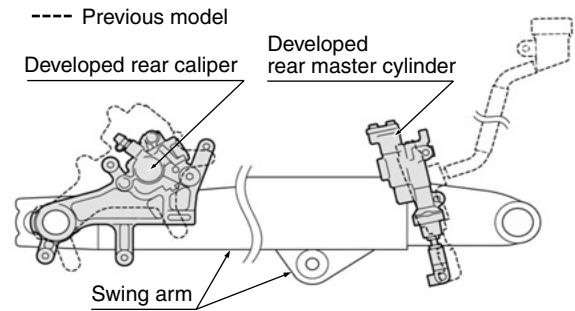


Fig. 28 Developed rear caliper and master cylinder

に永久変形するフランジ開き強度を向上することが軽量化のポイントであった。リムの材料には、従来から 520MPa 級の Al-Zn-Mg-Cu 系の高強度材料が使われていたため、材料による改良はこれ以上望めなかった。そこで、ワークスモトクロッサ用に研究していた JIS に規定されていないリム断面をリヤホイールリムに適用した。その断面はリムのフランジ部角度を立てることでフランジに荷重が発生した際のモーメントを低く抑え、変形しにくくする形状になっている。このリムは、従来と同等の強度を有し 150g の軽量化を実現した。従来品と開発品のホイール断面の比較を Fig. 29 に示す。

リヤホイールハブはブレーキディスクの取り付けボルトサイズ、スポークの取り付け方法などを見直すことで 50g の軽量化を実現した。

7. その他の軽量化技術

7.1. チタンエキゾーストパイプ

エキゾーストパイプにはチタン材を採用することで従来材に対し約 400g の軽量化を達成した。Fig. 30 にエンジンに付設したエキゾーストパイプを示す。

7.2. エンジンカバー類

シリンダヘッドカバーとクラッチメンテナンスカバーにマグネシウム合金を採用した。

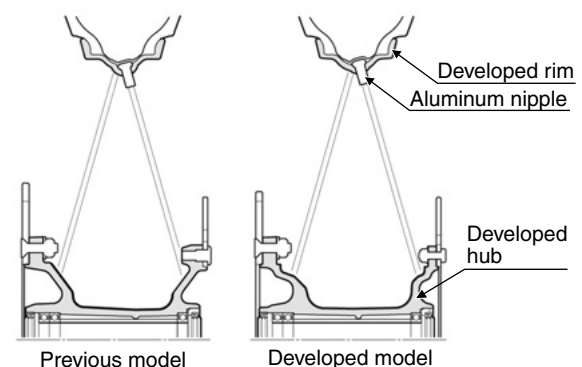


Fig. 29 Comparison of wheel structure



Fig. 30 External view of engine with titanium exhaust pipe

8. まとめ

CRF450R は4ストロークエンジンの扱いやすいトラクション特性を活かして、コンパクトで軽いエンジン、始動性の向上なども含め、車両質量102kg、最大出力41kW/9 000 r/min、最大トルク 49.8Nm/7 000r/min の性能を達成した。さらに環境を考慮したハイパフォーマンスのフラッグシップモトクロッサとして、オフロード車全体のイメージアップにつながる事が期待される。

参考文献

- (1) 工藤 修, 志村 康雄, 寺田 幸司, 犬丸 信明: 二輪車用密封式クランクケースシステムの開発, HONDA R&D Technical Review Vol.12, No.1, p.27-32 (2000)

■ 著 者 ■



星 紀夫



志村 康雄



大熊 孝則



野村 明史



後郷 和彦

ハイブリッド除雪機「HS1390i」の開発

Development of Hybrid HS1390i Snow Thrower

花房実美*

Jitsumi HANAFUSA

山本隆弘*

Takahiro YAMAMOTO

脇谷勉*

Tsutomu WAKITANI

乾勉*

Tsutomu INUI

要 旨

取り扱い性、操作性の向上を基本コンセプトに一般家庭向けのハイブリッド除雪機「HS1390i」を開発した。除雪作業部はエンジンで駆動し同時に発電、走行を2モーター駆動としコンピュータ制御による走行と作業負荷に応じた速度自動制御を行うことでスムーズな走行と作業を可能とした。加えて、ハンドルを走行系フレームに装着して、操作系を定位置に置くことが可能となり、作業者の負荷を大幅に低減した。また、電気式操作系の採用により各種操作レバーの操作荷重低減をはかった。従来の除雪機に対し、除雪量当たりの燃料消費量が向上し、市場競争力の強い製品が完成した。

ABSTRACT

Honda has developed the HS1390i hybrid snow thrower for general consumer use based on the key concept of improved handling and operability. The snow clearing system is driven by an engine that simultaneously generates power for two drive motors. Computer-controlled travel motion together with automatic control of speed according to work load make for smoothness of travel motion and work alike. Operator load has been reduced significantly by mounting the driving levers on the driving system frame and placing the operating controls in a fixed location. In addition, the use of an electric operating system reduces the amount of force required to operate the various controls. With fuel consumption per volume of snow removed that is better than previous models, this product will be strongly competitive in the market.

1. はじめに

雪国で生活している人々にとって雪かき作業は重労働でつらい作業となっている。ホンダはこのつらい重労働を軽減するために、1981年にアメリカ向け家庭用小型除雪機HS35を開発し、この分野に参入した。国内では、1982年に家庭用小型除雪機HS50(5馬力クラス)を販売し、現在は世界約20カ国のお客様に使われ、累計販売は50万台を超える実績となった。

現在、国内では、ガソリンエンジン搭載除雪機(6馬力)からディーゼルエンジン搭載除雪機(25馬力)のラインアップを揃え、除雪機全体の約40%のシェアを占めるトップメーカーとして業界をリードするに至っている。

近年、地球規模での温暖化現象と言われ、積雪量が増加し、重雪(比重の高い雪)地域が拡大傾向にあり、重雪の除雪作業は、重労働となってきている。

もっと速く、楽に、簡単に終わらせたいという要望から中

型除雪機(10馬力クラス)の需要が増加傾向にある。

昨今の高齢化社会の到来と、除雪作業の人手不足など、除雪機を取り巻く環境が変化している。

このような市場のニーズに対応すべく「HS1390i」を開発したのでここに紹介する。

2. 開発のねらい

開発コンセプトは、「誰にでも楽に扱える高性能除雪機」と定めた。

具体的には、

- (1) 2モータ走行機構の採用により旋回性と微速調整を向上させ、高い取り扱い性を実現する。
 - (2) 電動化とエンジンとの連携で除雪作業の効率を向上する。
 - (3) 電気制御化で操作系の荷重低減と操作性向上する。
- をねらいとした。



Fig. 1 External view of HS1390i

3. 基本構成と主要諸元

一般に、従来の除雪機の駆動系は除雪作業部と走行部で構成される。除雪作業部は雪を破碎し中央に集めるオーガ部と集めた雪を最大20m近くまで飛ばすブローア部で構成されエンジンからベルトで駆動される。走行部は、ギア方式あるいは HST(Hydro Static Transmission)方式による変速機と雪上での走破性能と除雪作業部を雪に押し当てるためのトラクションを発生させるクローラにより構成される。

今回の HS1390i では除雪作業時、大きな出力を必要とする除雪作業部をエンジン駆動とし、デリケートな操作が必要な走行部を左右独立の2個のモータで駆動するハイブリッド駆動系で構成した。外観をFig. 1に、またハイブリッドシステムの概略図を Fig. 2 に示す。走行系をコンピュータ制御することでスムーズな走行と負荷に応じた円滑な作業が可能となり、経験を要する除雪作業を初心者にも扱いやすく行えるようにした。また、後進時に除雪部であるオーガハウジングが自動的に上昇するオーガ自動上昇機能、ハイト量の変化にかかわらずハンドル高さが一定に保たれるハイト機構、低荷重の各種操作レバー等の採用で、作業者の負担を軽減した。主要諸元を Table 1 に示す。

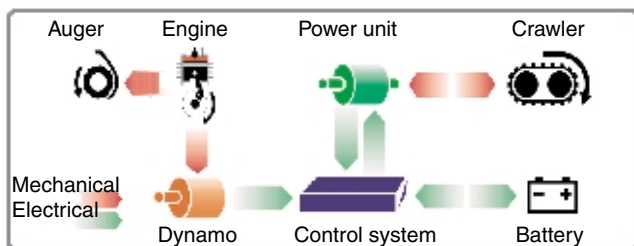


Fig. 2 Hybrid system

Table 1 Major specifications

Items		Specifications
Overall length	(mm)	1 650
Overall width	(mm)	920
Overall height	(mm)	1 350
Dry weight	(mm)	250
Engine model name		Gx350
Engine type		Air cooled, 4-stroke, single cylinder gasoline engine (OHV)
Maximum power	(kW)	9.6
Snow-clearing width	(mm)	920
Snow-clearing height	(mm)	680
Maximum Snow-clearing volume	(ton/h)	80
Drive system		Independent left and right drive motors
Speed control		Revolution feedback PWM

3.1. 走行系の構成

走行系パワーユニットは、モータ、電磁ブレーキ、減速機、ホイールシャフト、回転センサ、温度センサで構成し、動力源はバッテリー、オルタネータから電力を供給する。モータ回転を減速機で減速し、ホイールシャフトからホイールを介して、クローラを駆動している。

上記構成のパワーユニットを左右独立して2個装備している。走行系システムを Fig. 3 に、Fig. 4 にモータと減速機のレイアウトを示す。

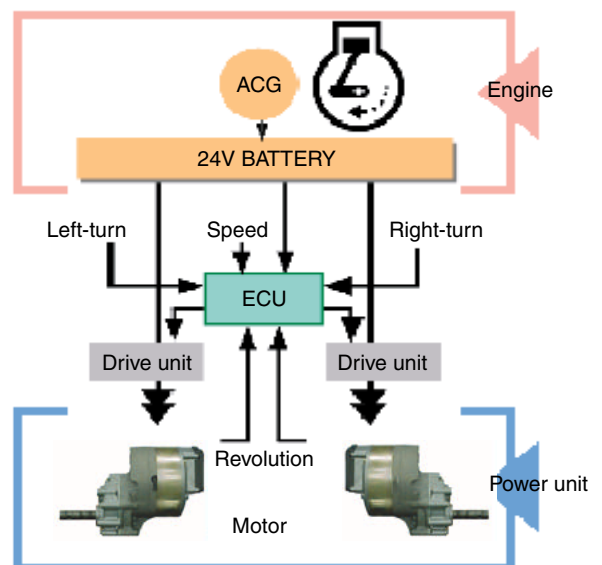


Fig. 3 Driving system

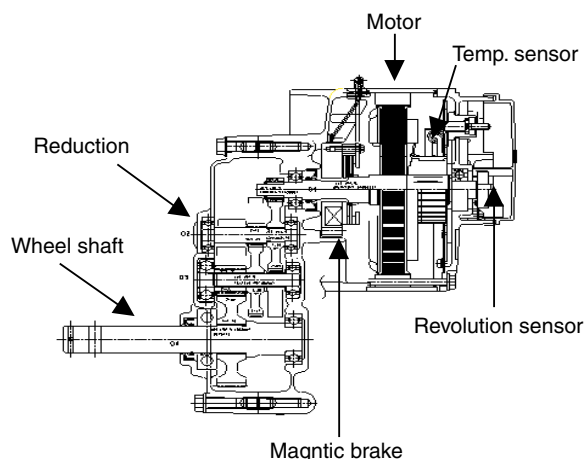


Fig. 4 Power unit layout

3.2. 作業部の構成

除雪機の作業部は、雪を破碎し中央に集めるオーガ部と集めた雪を最大20m近く先まで射出するためのブロワー部で構成されている。この部分は、作業量・除雪深さをコントロールするため、走行フレーム系に対し独立して昇降させることが要求される。

作業部はエンジン出力をダイレクトに使用するため一般的にエンジンをマウントしたフレーム系に装着される。従来機種では、走行駆動系の制約から操作系（ハンドル）もこのフレームに固定され、作業部の昇降に伴いクローラ駆動軸を支点として上下していた。HS1390i ではハンドルを走行系フレームに装着、操作系を定位置に置くことで、作業者の負担を大幅に低減している。Fig. 5に作業姿勢イメージ比較を示す。

また、作業機昇降の支点をハンドル取り付け点付近としたことで、作業部の昇降量を大幅に増加させた。Table 2に作業部昇降量とハンドル高さを示す。なお、作業部の昇降

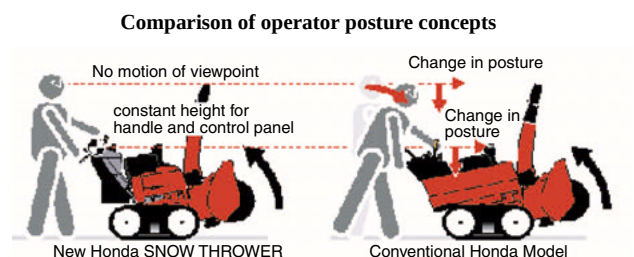


Fig. 5 Outline of figure

Table 2 Comparison of operation posture (Unit: mm)

	Lift height Auger	Handle height (Max/Min)
HS1390i	220	830/830
Conventional	125	890/620

は、操作パネル上のレバースイッチによりモータ内蔵の油圧ユニットを伸縮させて行なう。

3.3. 操作系の構成

除雪作業の操作系は、走行・除雪クラッチを作動させながら、除雪量（スピード、深さ）をコントロールし、さらに投雪方向（上下・左右）を定めると言う非常に忙しく、熟練を要する。さらに従来は、操作類の多くがロッドやワイヤ作動クラッチ機構のため、操作荷重も大きく作業者にとっては大きな負担となっていた（操作の煩雑さを解消するためのエンジン負荷連動車速制御の採用は前述の通りである）。HS1390iでは、これらの解消のため以下の2項を実施した。

3.3.1. レバーレイアウトの適正化

従来コントロールパネル上にあった旋回レバーを左右ハンドルグリップ部に設置した。又従来、副変速（2速）+HSTのためH型のゲートだった車速レバーは電動化により1速無段化で基本的にI型ゲートとした。これらによりコントロールパネル上のレイアウトの自由度が生まれシュータ・オーガコントロールレバーを含め、各コントロール類を使いやすく配置した。

Fig. 6 にレバー配置図を示す。

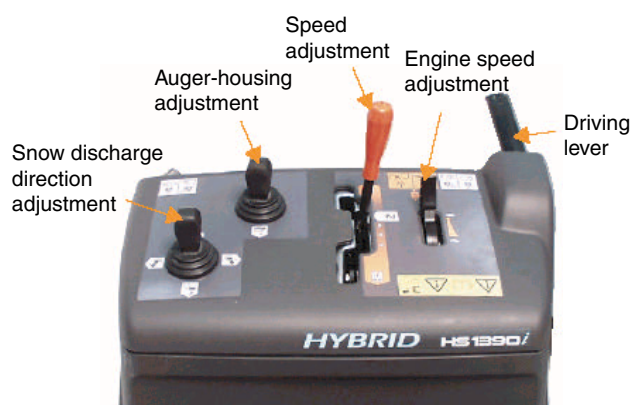


Fig. 6 Control panel

3.3.2. 操作荷重の低減

足回りの電動化により車速コントロールレバー・左右旋回レバーは電気式ボリュームに、また、作業部には電磁クラッチを採用して ON/OFF スイッチとし、走行クラッチレバーも電気式に置換でき、操作荷重をいずれも大幅に低減した。

Table 3 に各レバーの操作荷重を示す。

Table 3 Force required to operation control (Unit: N)

	Speed lever	Turn lever	Driving lever
HS1390i	11	16	15
Conventional	41	46	43

4. コンポーネント技術

4.1. モータ

偏平円盤型のモータは、一般的なモータの積厚・電機子外径比1:1に対し、1:8.75の偏平比率とした。電動四輪車いす「モンパル ML100」⁽¹⁾に搭載しているモータをベースとしている。主要諸元を Table 4 に示す。モンパル ML100 に対して、巻線仕様を波巻から重ね巻、ブラシ数を2から6に増やし出力、耐久性の向上を施している。

ブラシ近傍に配置したサーミスタで温度をモニターし、モータ過熱を保護している。

電磁ブレーキをモータ出力軸に配し、モータケースは減速機ケースを兼ねた一体構造とした。

Table 4 Specifications of motor

Motor	Rated power (V/W)	24/600
	Armature (mm)	Φ140 × 16 (31 slots)
	Winding	Wave class B
Sensor	Revolution	2-phase magnetic pickup
	Temperature	Thermistor

4.2. コントロールシステム

システムは、16ビットマイコンを採用したECU(Electric Control Unit)と、左右2個の8ビットマイコンドライブレユニットで左右モータの連携コントロールを行なう。

上記走行制御以外にも、作業部とエンジン PTO 軸の動力伝達を行う電磁クラッチのON/OFF制御、スタータモータのインターロック制御、各種デバイスの制御等にECUを使い、トータルコントロールシステムを構成した。

4.2.1. ドライブユニット

FET(Field Effect Transistor)を2個並列使用したフルブリッジ構成とし、モータの正逆転と回転速度を制御している。アルミニウム製のケースで放熱フィンを構成し冷却効率を上げることでモータ出力を引き出している。ECUからの信号をインターフェースを介し8ビットマイコンで処理

しモータを PWM(Pulse Width Modulation)制御している。保護機能として、電圧監視、温度監視、電流監視機能を有し異常時には ECU に対し信号を出力する。Fig. 7 にドライブレユニットを示す。

4.2.2. ECU

(1) 走行コントロール機能 ECU は、走行車速を決定する車速レバー、旋回時に使用する左右の旋回レバーにそれぞれ電圧検出センサを設け、エンジン回転数、i コントロール(制御モードセレクト)スイッチにより走行制御モードを決定している。

Fig. 8 にコントロールユニットを、Fig. 9 にコントロールシステム図を示す。

走行速度制御は、モータ内蔵のホール IC 回転センサから回転数と回転方向をフィードバックするデジタル PI (Proportional Integral)制御を採用した。Fig. 10にスピードコントロールシステムを示す。

左右それぞれのモータからの回転信号をECUにて判定し2モータの連携制御を行なう。連携制御を分類すると、直進制御、前後進制御、旋回制御、エンジン負荷連動制御となる。

a) 直進制御 左右モータ独立の回転制御のみでは直進性が確保できない条件がある。例えば、段差上り時の重量アンバランス時、または、登坂等によるモータ過負荷時である。

上記への対応として、モータ回転数差が発生した場合に低回転側のモータ回転数に同期させる。また、登坂条件で片側モータ回転数が低下した場合には直進時の指令速度を2モータともに低下させる制御を組み込んでいる。また、車速レバーの分解能を変更、作業スピード域での微妙な速度調整を可能とした。

b) 前後進制御 除雪作業の作業形態では前後進を頻繁に繰り返す場合がある。この場合、個々のモータ制御では、モータ固有のパラツキで前後進に切換わるタイミングずれにより本機の斜行が発生する。

これに対応するため、左右モータの回転数を常に比較し、停止判定速度により前後進の切り換えタイミングを同期させる。



Fig. 7 Drive unit



Fig. 8 Control unit

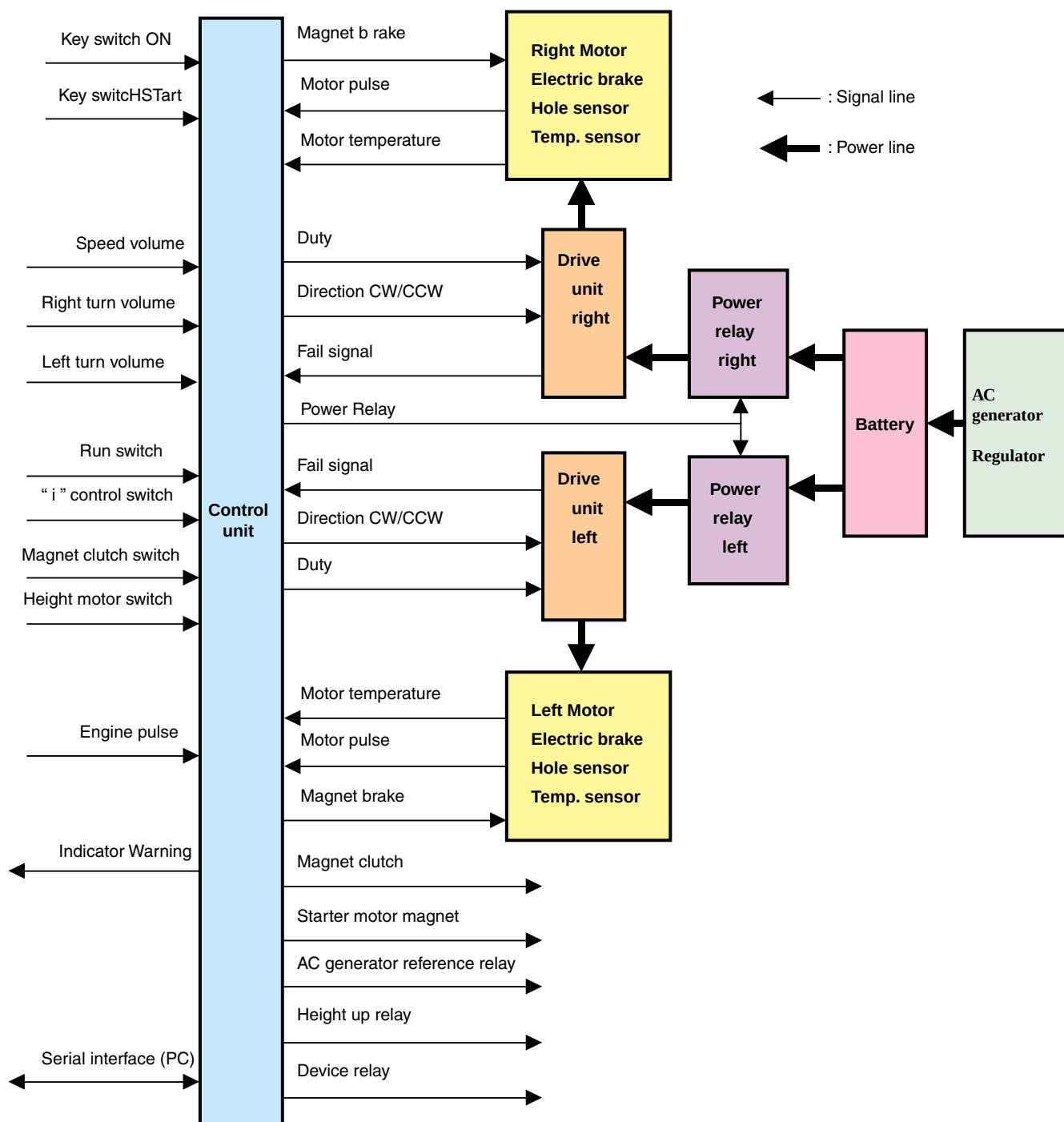


Fig. 9 Control system diagram

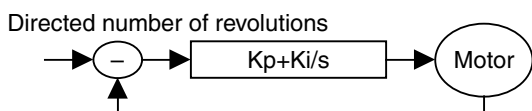


Fig. 10 Speed control system

c) 旋回制御 車速レバー、旋回レバーの握り込み量に応じて左右モータ回転数を最適に制御する。移動車速域では緩やかな旋回、作業車速域では信地旋回(ゼロターン)を可能にした。

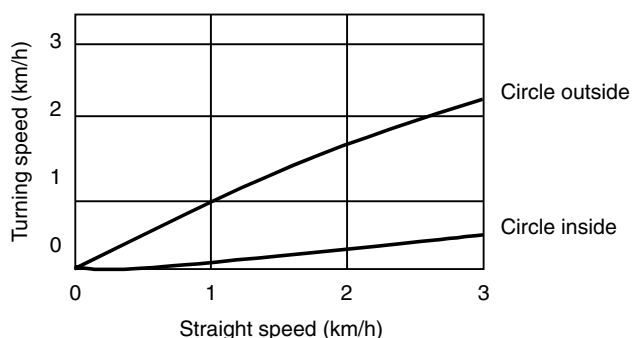


Fig. 11 Turn control

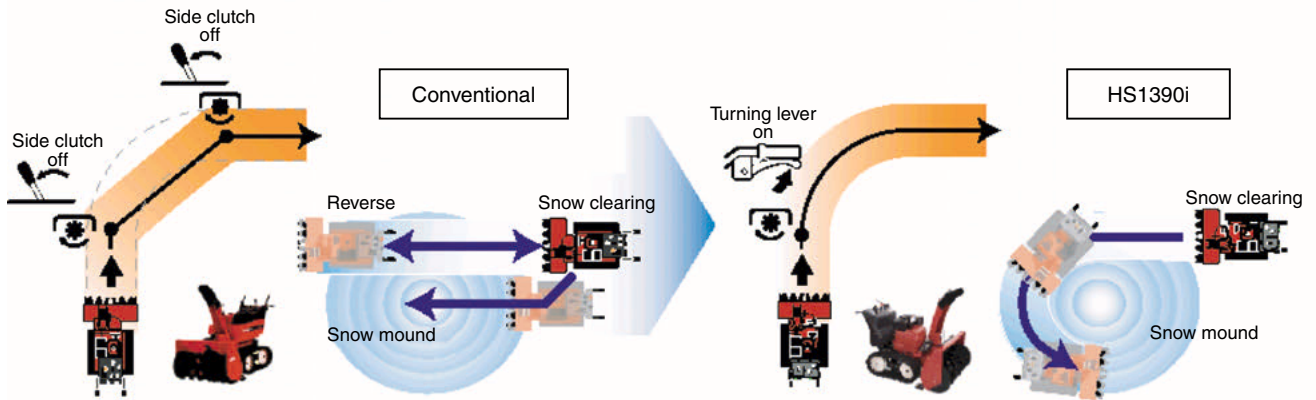


Fig. 12 Outline of turn control

Fig. 11は片側旋回レバーを握った場合の旋回外側、内側モータの車速特性を示す。車速3 km/h では旋回外側の車速を低下させることで緩やかな旋回、低速域(1 km/h以下)では旋回内側をゼロまで低下させる。

Fig. 12 は従来機との旋回比較である。

d) エンジン負荷連動車速制御 i コントロールスイッチを ON に入れて作業している場合に、エンジン回転数に連動して車速を調整する制御を行なう。具体的には、エンジン回転数に連動し設定車速の10%まで低下させる制御を有している。

この機能により、エンジンの停止やエンジン回転数の低下による作業能力の低下を抑制し大幅に作業性を向上した。

Fig. 13 に作業時エンジンセット回転数 3 500rpm でエンジン回転数低下時の車速低減率特性を示す。例えば、作業車速 0.5km/h でエンジン回転数 2 400rpm まで低下した場合は車速 0.05km/h となる。

除雪作業では、Fig. 14に示すように除雪深さにより車速が自動調整され、作業者が車速レバーを操作する必要がなくなった。また、初心者が作業する場合は本機能を働かせることにより、従来モデルに比較して、作業燃費(除雪量/燃料消費量)で最大 10%程度の改善が確認された。

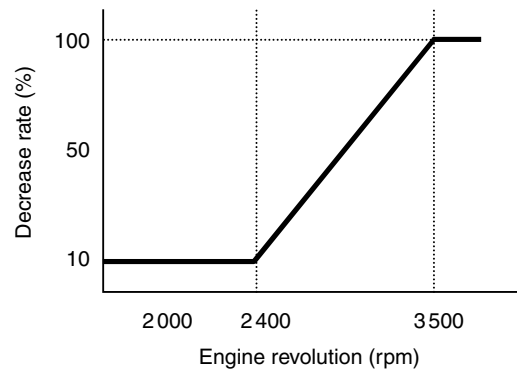


Fig. 13 Speed control

e) 駐車ブレーキ機能 走行モータのモータ軸に電磁ブレーキを内蔵する。走行中は通電開放し、走行クラッチOFF又は、車速レバー ニュートラル位置にて遮断し、駐車ブレーキをかけるシーケンスとする。尚、頻繁な前後進作業時に、車速レバーがニュートラル位置を通過する場合は電磁ブレーキ作動をキャンセルすることで前後進切替がスムーズに行なえ、作業性を向上した。

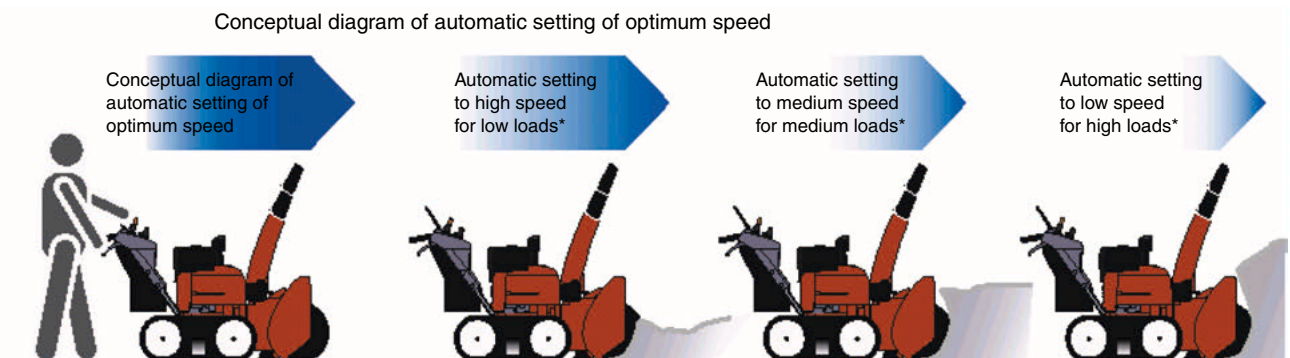


Fig. 14 Outline of speed control

(2) センサ位置補正機能 ECU は車速レバー、左右旋回レバーに装着しているセンサ電圧の初期値を取り込む機能を有している。これにより、機械的誤差を吸収した。

(3) 保護機能・故障検出機能 モータ、ドライブユニットの損傷を防止するため保護機能を設定した。保護動作は、コントロールパネルに設けた左側の赤色、オレンジ色の2色のランプで警告する。オレンジランプを点滅モードとしオペレータに警報する。保護動作時には出力ダウン、出力停止の2モードでの保護とし出力ダウン時には低速での走行

は可能である。故障発生時はコントロールパネルに設けた赤ランプを点灯、オレンジランプの点滅回数で故障箇所を表示している。Fig. 15 は操作パネルでキー ON、自己診断中のランプ全点灯状態である。

(4) スタータ・電磁クラッチ制御機能 スタートインターロックや電磁クラッチインターロックを採用し、適確で円滑な作業を提供した。ECU でそれぞれスタータマグネット、電磁クラッチの ON/OFF を制御した。

(5) ハイトモータ制御機能

a) 自動ハイト機能 作業量、除雪深さをコントロールするため、作業部を上昇下降させる油圧ハイトモータを搭載した。頻繁な上昇下降操作を補助するため、i コントロールスイッチが ON の場合は車速レバー後進において2秒間の自動上昇作動を行う機能を組み込んだ。下降操作はオペレータのマニュアル操作となる。Fig. 16 は除雪作業時操作の従来機との比較である。

b) タイマ機能 ハイトモータを長時間操作した場合の電流消費を抑えるためにタイマ機能を有した。具体的には上昇／下降スイッチの操作入力を ECU で積算するタイマとスイッチ連続操作時に停止するタイマを設定した。

(6) パソコンモニタポート 完成機出荷検査でのモータ制御出力、レバー類の電圧値を確認するポートを設定した。モータトランスミッション機構での負荷電流評価が可能となり品質向上にも貢献している。将来的にはパソコン点検ツールとしての利用方法も視野にいたれた設計とした。

Self-Diagnosis monitor

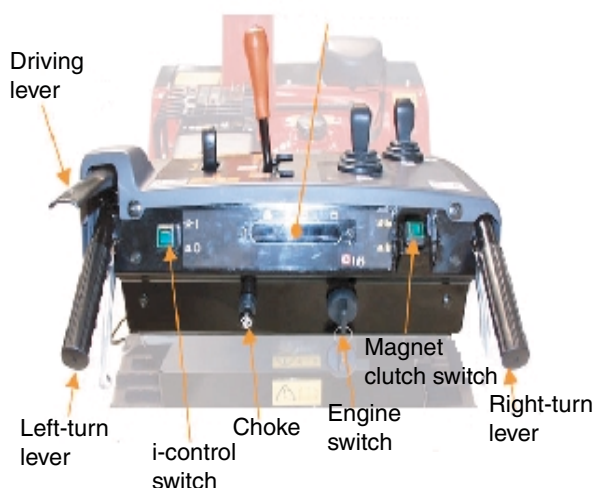


Fig. 15 Control panel

4.3. 電源システム

モータ効率を考慮し電源システムに 24V を採用し、スタータモータを始めエンジン電装補機含めた全てのデバイスの 24V 化をはかった。充電系には走行消費バランスを確保するため新設定の 24 V 系オルターネータを採用し、出力は 24V40A 仕様を設定した。

Operation mode schematic

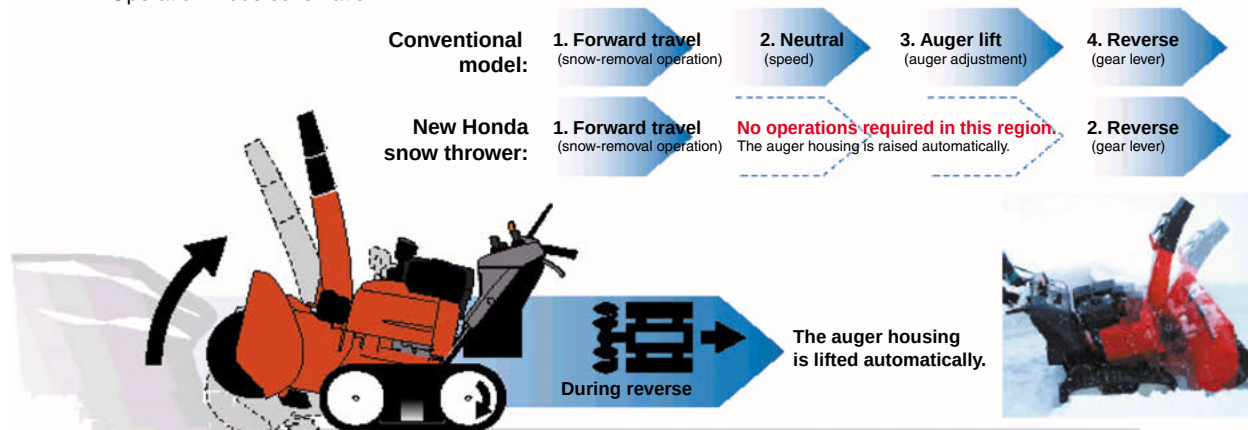


Fig. 16 Outline of HIT control

5. まとめ

エンジンからの発電で電力を供給する2モータ走行システムを搭載したハイブリッド除雪機 HS1390i の開発では、以下の内容を達成した。

- (1) 走行駆動系に2モータパワーユニットを左右独立して、それぞれに駆動用ドライブユニットを配置し、ECUで制御するコントロールシステムを確立したことにより、旋回性が向上し、微速度調整が可能となり、高い取り扱い性を達成した。
- (2) エンジン負荷と走行駆動系をコンピュータ制御することにより、除雪作業時の車速が自動調整され、作業者が車速レバーを操作する必要が少なくなり、作業者の負担を軽減し、作業燃費の改善が確認された。
- (4) オペレータポジションの改善により作業者の負担を軽減し、作業部の昇降量を増加させることにより、走破性を向上した。
- (5) 電気制御化により操作系の使いやすい配置と操作荷重低減を実現した。
- (6) 車速レバー後進で作業部を自動上昇作動させることにより操作手順が簡略化し、作業性を向上した。
- (7) ECUに各機能を監視させ、故障発生時には故障箇所を表示させ、メンテナンス性を向上した。

6. おわりに

HS1390i はお客様の使い易さと効率的作業を追及した結果、ハイブリッドと言う、エンジン／機械とモータ／電気を融合した新しい駆動系を発想した。そこに、CPUによる自動制御を組み合わせたことにより、ハイブリッドのメリットを最大限に生かせ、より使いやすい商品とすることが出来た。又、汎用機としての新たなパワーユニットとして更なる可能性を築いたと言える。

この除雪機が雪国のお客様の負担を少しでも軽減することを願うものである。最後に本開発にあたっては、社内外の方々の多大なるご協力を頂いた。ここに心から感謝の意を表する。

参考文献

- (1) 保坂 淳, 乾 勉, 前坂 清富: 電動四輪車いす「モンパル ML100」の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.1, p.21-26 (2000)

■ 著 者 ■



花房 実美



脇谷 勉



山本 隆弘



乾 勉

ハイブリッドカー「Civic Hybrid」用パワートレインの開発

Development of a New Power Train for the Civic Hybrid

松 木 正 人*
Masato MATSUKI
佐 藤 利 行*
Toshiyuki SATO

若 城 輝 男*
Teruo WAKASHIRO
賀 来 嘉 昭*
Toshiaki KAKU

神 山 敏 宏*
Toshihiro KAMIYAMA
神 田 正 浩*
Masahiro KANDA

要 旨

ABSTRACT

地球環境保護と省資源の観点より、低燃費とクリーン化を両立する小型乗用ハイブリッド自動車「Civic Hybrid」を開発した。エンジンは「Fit」に搭載された4気筒1.3L SOHC 2プラグエンジン「i-DSI」をベースに希薄燃焼対応を図った。また、減速時に再生する電力エネルギーを増加するシステムとして気筒休止 VTEC 機構を採用した。ハイブリッドシステムは Honda IMA システムを基本とし、薄型 DC ブラシレスモータの磁気回路改良とロータの新製法により最大回生トルクで約30%の向上を図った。さらに伝達効率を向上したCVTを組み合わせた新ハイブリッドパワートレインにより低燃費化を図り、10・15 モード燃費で 29.5km/L の低燃費を達成した。低エミッション技術として、NO_x吸着反応型三元触媒を用いた新エキゾーストシステムの採用とエンジン空燃比制御により、平成12年度排出ガス規制値の75%減の低排出ガスレベル（「超一低排出ガス」認定）を達成した。IMA システムの制御系ユニットであるパワーコントロールユニットとNi-MHバッテリーを統合してリヤシート裏に配置し、ベース車となる Civic Ferio に対し、遜色無いトランク容量を確保した。

The Civic Hybrid was developed as a compact passenger hybrid car that achieves both low fuel consumption and clean operation from the viewpoints of preserving the global environment and conserving resources. The engine has lean-burn countermeasures added to the base of the i-DSI 4-cylinder 1.3-liter SOHC 2-plug engine mounted in the Fit. In addition, the cylinder idling system has been adopted to increase the regenerated energy during deceleration. The hybrid system is based on the Honda IMA system, and the maximum regenerative torque has been increased by approximately 30% by improving the magnetic circuits of a slim-type DC brushless motor and adopting a new rotor manufacturing method. Fuel economy is improved by a new hybrid power train incorporating a CVT that further improves transfer efficiency, thus achieving the low fuel consumption of 29.5 km/l in 10-15 mode. As low emissions technologies, a new exhaust system with a NO_x adsorption reduction type three way catalyst and air-fuel ratio control achieved 75% reduction from the 2000 emission standards in Japan. The power control unit which is the IMA system control unit was downsized and located behind the rear seat, thus ensuring comparable trunk capacity to the base vehicle of the Civic Ferio.

1. まえがき

地球環境保護、省資源の観点から、自動車の低燃費化と排気エミッション低減に対する要求はますます強くなってきている。ガソリンエンジンにおいては、リーンバーンに加え、筒内直噴、ミラーサイクルなどさまざまな形式のエンジンが研究、商品化されている。Honda においては 1992 年以降、VTEC 機構(VTEC: Variable Valve Timing and Lift Electronic Control)を応用したリーンバーンエンジン^{(1)~(5)}を継続して研究開発してきた。

電気(モータ)とエンジンを組合せたハイブリッドシステムも大きな可能性がある。Honda においては、ハイブリッド技術としてIMA(Integrated Motor Assist)システムを開発し、1999 年に超低燃費車「Insight」⁽⁶⁾を発売した。

今回 IMA システムをベースにモータトルクと効率を向上した新 IMA システムと、「Fit」搭載の L13A 型 i-DSI(DSI: Dual and Sequential Ignition)エンジン⁽⁷⁾をベースに気筒休止システムを加えた 1.3L リーンバーンエンジン(LDA 型)を開発し Civic に搭載した。本稿では、新 IMA システムとエンジン技術について紹介する。

*栃木研究所

2. 開発のねらい

Honda初のハイブリッド車「Insight」は量産乗用車世界一の低燃費を達成し、ハイブリッド技術のポテンシャルを示した。今回、Insightで培ったハイブリッド技術をベースに、「低燃費と環境対応」を実現する5人乗り小型セダンハイブリッド車を開発のねらいとした。車両のパッケージに対応したコンパクトなハイブリッドパワープラント設計を基本に、エンジンの改良をし、モータの高効率化およびCVTの効率向上により低燃費を実現した。また、リーン NO_x 触媒の採用や排気系の改良により低エミッション化を図った。

開発の具体的目標は以下の通りである。

- 1) 5人乗り小型セダクラス燃費 No.1
- 2) 低エミッション性能
 - 国内 J-ULEV「超一低排出ガス」認定
 - 米国 ULEV: Ultra Low Emission Vehicle
- 3) Civic に搭載可能な IMA のコンパクト設計
 - トランクルーム容量の確保
- 4) 常用域での高レスポンス

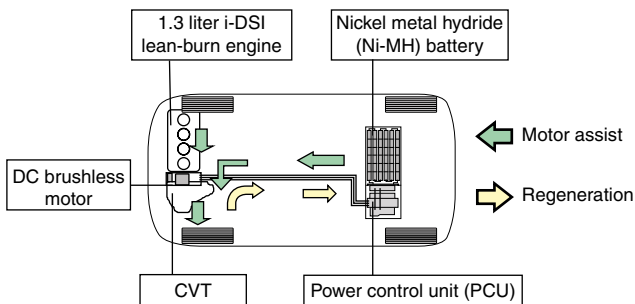


Fig. 1 IMA system construction

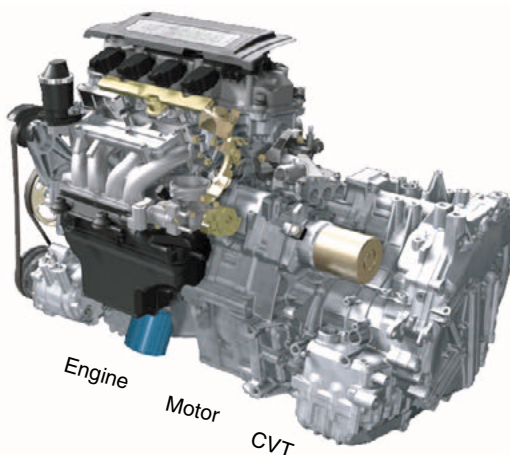


Fig. 2 View of IMA power train

3. ハイブリッドシステムと低燃費技術

ハイブリッドシステムとしては、シンプルで軽量コンパクトな IMA システムを採用した。IMA システムは Fig. 1 に示すように、エンジンとトランスミッションの間にDCブラシレスモータを、車両後部にニッケル水素バッテリーとパワーコントロールユニット(PCU)を配置した構成である。エンジンを主動力とし、モータは加速時の補助動力源と減速時の回生制動のみに使用するパラレル型ハイブリッドパワートレインである。エンジンはモータと合せて、Civicとしての走り性能を満足する出力特性を有する i-DSI(L13A型)エンジンをベースとした。Fig. 2にパワープラントの外観を示す。

開発は回生エネルギーの増加を軸に、各システムの効率向上と軽量化をおこなった。また、トランスミッションの伝達効率向上を図った。ベース車であるCivic iE⁽⁵⁾(10・15モード燃料消費率20km/L)に対する各システムの低燃費化の寄与度を Fig. 3 に示す。

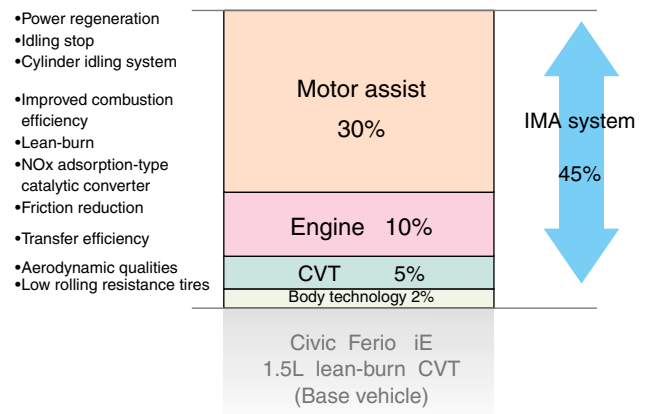


Fig. 3 Ratio of contribution to improve 10-15 mode fuel economy

Table 1 Engine specifications

Engine code		LDA
Cylinder configuration		In-line 4-cylinder
Bore × stroke (mm)		73 × 80
Displacement (cm ³)		1339
Compression ratio		10.8 : 1
Valve train		SOHC Cylinder Idling System (CIS)
Number of valves		2 per cylinder
Valve diameter (mm)	Inlet	32
	Exhaust	28
Ignition system		Dual and Sequential Ignition (DSI)
Exhaust manifold		Stainless steel
Catalytic converter		Under floor 2 bed Front: TWC Rear: Lean NO _x
Max. power (kW/rpm)	Without	63 / 5700
Max. torque (N·m/rpm)	Motor assist	119 / 3300

4. エンジン

4.1. エンジン諸元

Table 1に主要諸元を示す。基本諸元は小型車「Fit」に搭載された4気筒 1.3L SOHC 2プラグエンジン「i-DSI」をベースに、IMA システムと Civic ボデーへの搭載を対応している。

バルブトレインは減速時の回生エネルギー増加機構として、気筒休止システム CIS(Cylinder Idling System)を採用した。詳細は後述する。

4.2. 出力特性

エンジンの小排気量は低燃費化に有効であるが、車両動力性能確保との両立が課題となる。ベース車両となる Civic iE に搭載の D15B 型 1.5L VTEC-E エンジン(最大出力 77kW, 最大トルク 139N・m)に対し、1.3L エンジンとモータ出力を合わせてほぼ同等の出力を確保した。低速域で高トルクを発生するモータの特性が顕著であり、iE に対し 2000rpm トルクで 20%向上した(Fig. 4)。

4.3. 気筒休止システム CIS

4.3.1. CIS の狙い

エンジンフリクションはメカニカルロスとポンピングロスに大別される。今回開発した気筒休止システム CIS は、減速燃料カット時に3気筒の吸排気バルブを休止しポンピングロスを低減、そのフリクション分をモータにより回生エネルギーとして取り込む機構である。回生エネルギーの増加に伴い加速時のモータアシスト量が増加し、その結果低燃費化が図られる。Fig. 5に減速時(スロットル全閉)におけるエンジンフリクションを示す。気筒休止によりポンピ

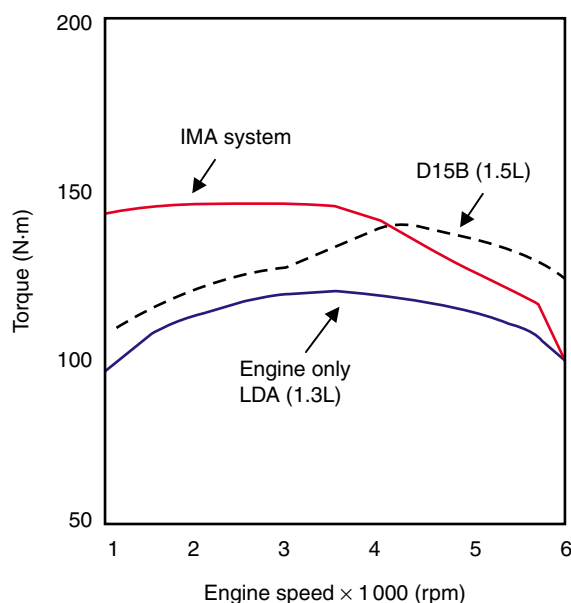


Fig. 4 Output performance of IMA system

ングロスが約 50%低減できる。

4気筒の全バルブ休止においてはポンピングロスが零となり、回生エネルギー増加にはより有利であるが、CIS 構成部品の故障発生時における走行性能確保より3気筒休止システムを選択した。

4.3.2. CIS の構造

Fig. 6に CIS ハード構成を示す。従来の VTEC 同様、油圧によりスプールバルブとロッカアーム内蔵のシンクロピストンを制御し、吸気バルブと排気バルブのリフトと完全停止とを切替える機構である。このCISロッカアームはNo.2～No.4 気筒に用いられる。No.1 気筒には切換機構の無いロッカアームを使用している。

Fig. 7に CIS ロッカアームの構造を示す。1本のバルブに対し、ロッカアームAとB、シンクロピストンAとB、リターンスプリングで構成されている。従来の VTEC は油圧により連結、スプリング反力により分離する機構であったが、CIS は油圧の低い低回転領域(1000rpm 程度)まで切換性を確保するため、油圧により分離～連結する油圧—油圧切換方式を採用した。Fig. 7-(c)にロッカシャフトの断面を示す。3ステージ VTEC で採用した2穴タイプ⁽²⁾である。

油圧—油圧切換方式には2系統の油路が必要である。メインギャラリから供給されるオイルは、Fig. 8に示す3方弁式スプールバルブにより作動側と休止側の油路に切換えられる。

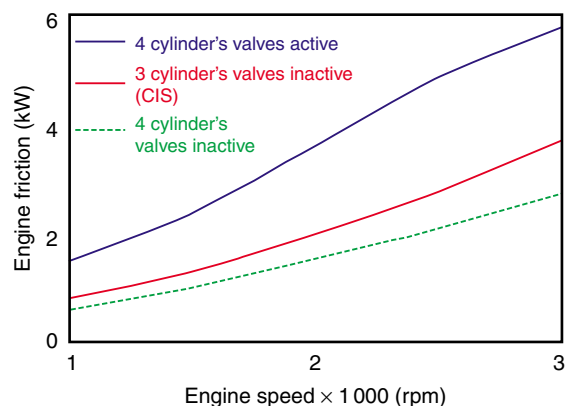


Fig. 5 Engine friction reduction effect by CIS

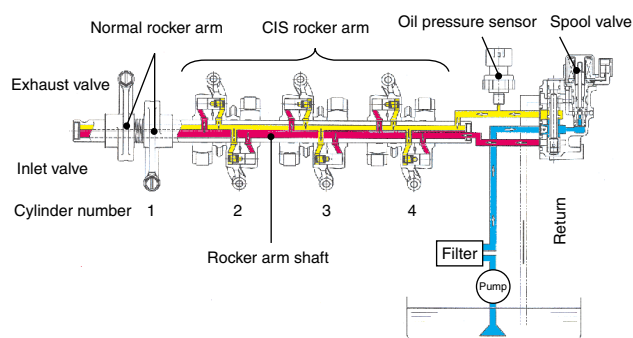


Fig. 6 CIS valve train and hydraulic passage

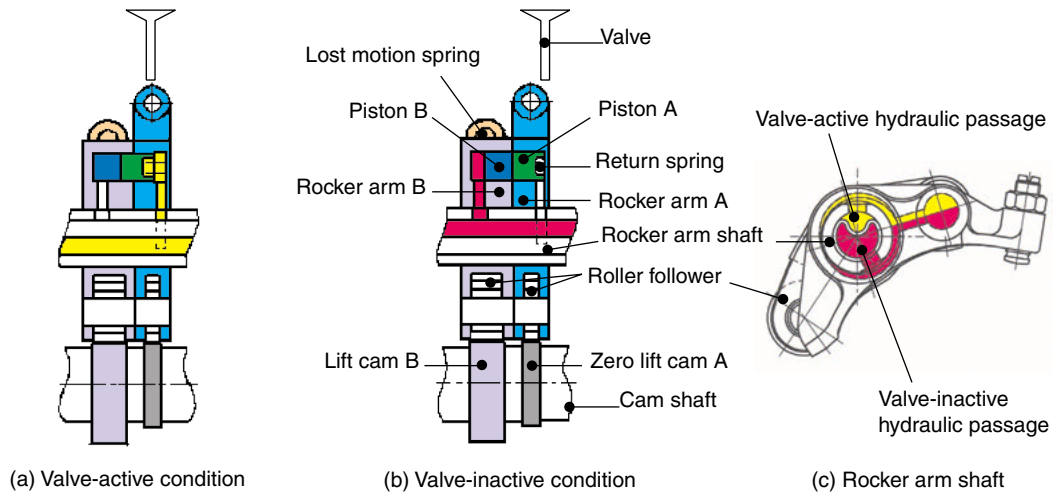


Fig. 7 CIS rocker arm and rocker arm shaft construction

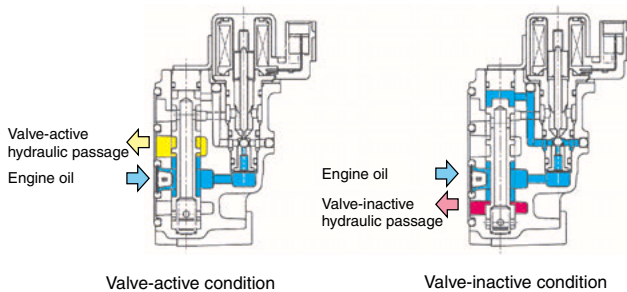


Fig. 8 Spool valve construction

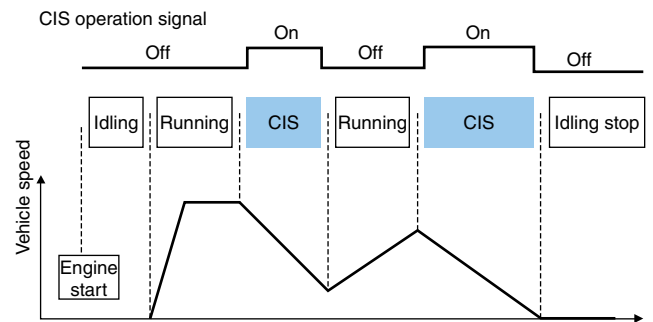


Fig. 9 CIS operation pattern during actual driving

通常のバルブ作動状態を Fig. 7-(a) に示す。ロッカーム A に油圧がかかり、ピストン A によりロッカーム A とロッカーム B が連結。リフトカム B のプロフィールにより連結したロッカームが作動しバルブを駆動する。

気筒休止状態を Fig. 7-(b) に示す。スプールバルブの切換に伴い切換油圧はロッカーム B に供給され、シンクロピストン B の移動によりロッカーム A と B が分離する。ロッカーム A はゼロリフトのベース円カム A のプロフィールによりバルブ休止状態となる。

4.3.3. CIS の作動領域と制御

CIS は減速時のエンジンフリクション低減により回生エネルギーを増加し低燃費化を図るシステムであり、Fig. 9 に示すように減速時の燃料噴射停止条件下のみ実行する。Fig. 10 にシステム構成を示す。高油温時やエンジン回転数が低い条件では、油圧が低下する。低油圧下での CIS 制御精度向上として油圧(Poil)センサと油温(Toil)センサを採用した。エンジン回転数や車速、高圧バッテリー残量等の情報と合せて CIS 切換実施を判断する。CIS 作動状態によりモータ回生量を制御し、一般ガソリン車と同等の減速感を得ている。

減速後の加速時は、スプールバルブ作動側切換→吸排気バルブ作動→燃料噴射の順に制御され、円滑な加速性能を実現している。

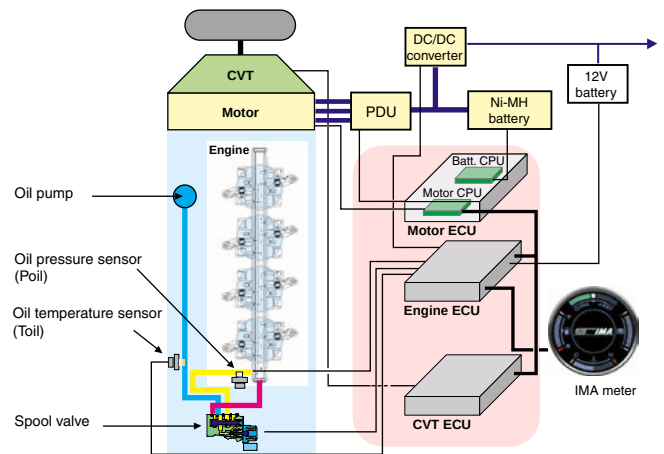


Fig. 10 CIS components

4.3.4. 気筒休止時の筒内圧

Fig. 11 にバルブ作動からバルブ休止へ切換時の最大筒内圧を示す。スロットルは全開、No.1 気筒は常時作動、No.2 ~ No.4 気筒がバルブ作動から休止に切換る。休止気筒の吸気バルブと排気バルブの停止タイミングにより筒内の残留空気量が異なる。排気行程終了直後に吸気バルブから休止動作となる気筒(Fig. 11 中の No.4 気筒)は、TDC 分の空気容積を密閉した往復運動となる。吸気行程終了後から

休止動作となる気筒(Fig. 11 中の No.2 と No.3 気筒)は、行程分の空気容積を密閉した往復運動となる。バルブ休止切替タイミングにより、切替直後の筒内圧は筒内の残留空気量により異なるが、数十サイクルで飽和し同等の筒内圧となった。

常時作動している No.1 気筒は他 3 気筒のバルブ休止による吸気管圧力上昇に伴い吸入空気量が増加し、筒内圧は上昇する。

4.4. エンジンフリクション低減

ベースエンジン L13A 型で採用した低フリクション技術に加え、シリンダスリーブの表面粗度を滑らかにしピストン摺動抵抗を低減するプラトーホーニングを新たに採用した(Table 2)。プラトーホーニングは油膜を保持するオイルピットを形成しつつ、表面粗度を向上する加工手法である。従来ホーニングとプラトーホーニングの面性状を Fig. 12 に示す。これにより 1500rpm でのメカニカルフリクションで 8%，ポンピングロス含めたフリクション(吸気管圧力=-53kPa)で 4%の低減効果を得た。

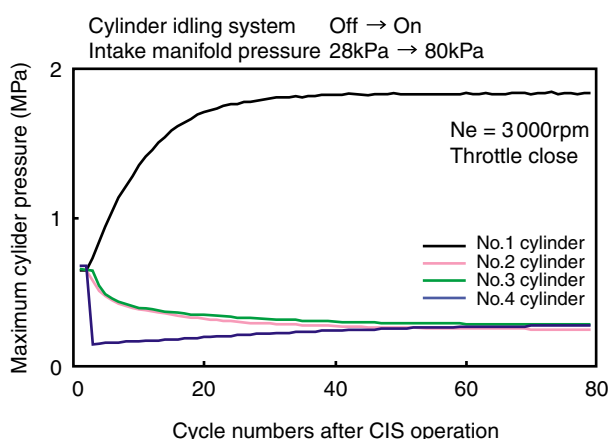


Fig. 11 Change in cylinder pressure patterns after CIS operation

Table 2 Engine friction reduction technology

○=Adoption

Engine code	LDA	L13A
Roller rocker arm	○	○
Off-set cylinder arrangement	○	○
Low tension piston ring	○	○
Streak crank bearing	○	○
MoS ₂ processing of piston skirt	○	○
Cam shaft chain drive system	○	○
Low-viscosity engine oil	○	○
Cylinder sleeve plateau honing	○	○
Two mode cooling system	○	○

4.5. 燃料消費率の低減

Fit に搭載した L13A 型 i-DSI エンジンで採用した燃焼コンセプトは、2 点火方式による急速燃焼である⁽⁷⁾。吸気ポート形状と燃焼室形状により均質な混合気を形成し、2 点火方式の高精度制御も合わせて高圧縮比化を図っている。LDA 型は燃焼に寄与する仕様は共通であるが、燃焼方式はリーンバーンを採用した。Fig. 13 に空燃比に対する正味燃料消費率 BSFC と燃焼変動率の特性を示す。理論空燃比に対し、リーンバーンにより 10%の BSFC 低減を達成した。

Honda は従来、4 バルブエンジンで VTEC-E 機構を用いたリーンバーン燃焼方式を採用している。低回転域に吸気 2 バルブの一方をほぼ休止(リフト 0.5mm)状態とし、高スワール(スワール比 2.5 ~ 3.4)^{(1)~(6)}による層状吸気リーンバーン燃焼^{(5), (8)}である。i-DSI エンジン(スワール比 1.6)はこの可変デバイスを用いず、燃焼室形状を含めた筒内流動の改良と 2 点火方式により均質燃焼リーンバーン

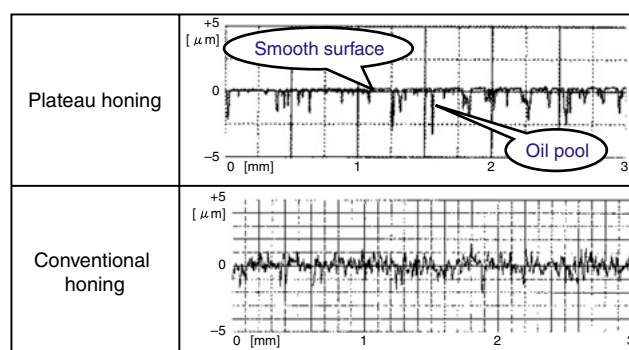


Fig. 12 Comparison of cylinder sleeve surface between plateau honing and conventional honing

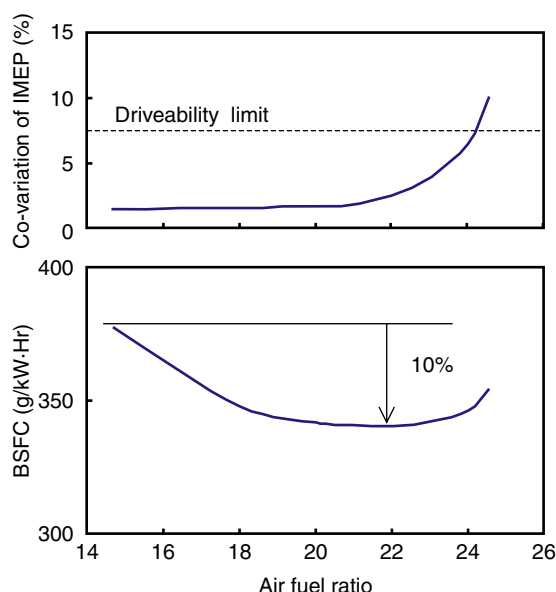


Fig. 13 Lean-burn effect on BSFC

を実現した。Fig. 14 に 1500rpm, BMEP=176kPa 負荷におけるエンジン総排気量と BSFC の関係を示す。LDA 型は VTEC-E 機構を用いた D15B 型や ECA1 型と同等の BSFC レベルを達成した。

Fig. 15 に LDA 型と D15B 型両エンジンの筒内混合気分布のシミュレーション結果を示す。計算条件は平均空燃比 $A/F=22$ (空気過剰率 $\lambda=1.5$)、燃料噴射時期と画像クランク角 (= 点火時期) は両エンジンの実機運転条件である。画像面は点火プラグ中心電極位置に対する水平断面と垂直断面である。LDA 型は 2 つの点火プラグの両垂直断面を示した。D15B 型の層状吸気に対し、LDA 型は均質な混合気形成となっている。

5. CVT

5.1. 軽量コンパクト CVT

トランスミッションは Honda オリジナルであるマルチマチック S (CVT)^{(9), (10)}を採用した。Fit で採用したトラ

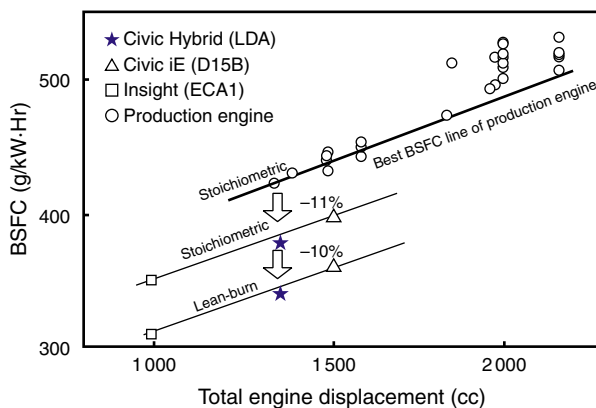


Fig. 14 Improvement of BSFC

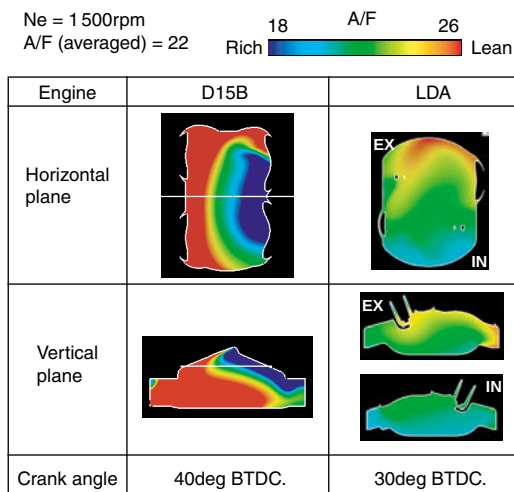


Fig. 15 Comparison of in-cylinder A/F distribution between LDA and D15B (VTEC-E)

ンスミッションの基本骨格を流用し、コンパクト化を図った。Civic iE に対し全長を 5% 低減し、Civic ボデーにモータの搭載を可能とした。重量は 5% 低減し、軽量コンパクト化を図った (Table 3)。

5.2. CVT の低燃費技術

5.2.1. フリクション低減

エンジントルク推定の精度向上と油圧制御バラツキ低減によるプーリークランプ油圧の低減により、フリクションを低減した。Civic iE 用に対して約 20% のフリクション低減を達成した (Fig. 16)。

5.2.2. CVT 電子制御

低燃費の実現のために制御システムのセッティング見直しを行い高精度化を図った。主な内容を下記に示す。

- ・低燃費に最適な変速特性の設定
- ・高い商品性と低燃費を両立した発進クラッチ制御
- ・回生量を増やすための減速時の発進クラッチフィードバック制御のリファイン
- ・プーリークランプ圧制御の高精度化

Fig. 17 に走行中のプーリークランプ油圧指令値の特性比較を示す。必要油圧計算の精度向上により、油圧指令値の低減を図った。以上により、従来の CVT 制御に対し 5% の低燃費化を達成した。

Table 3 CVT specifications

	Civic Hybrid	Civic iE
Belt axis length (mm)	143	155
Transmission length (mm)	352	372
Transmission weight [wet] (kg)	65.3	68.6

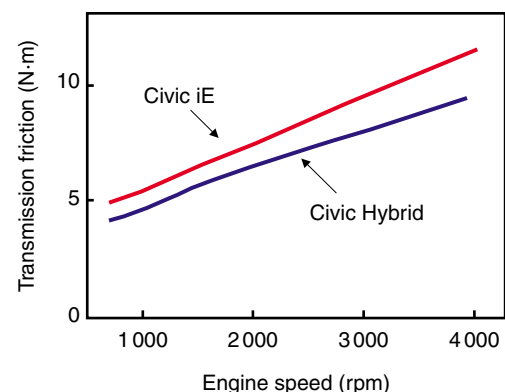


Fig. 16 CVT friction reduction effect

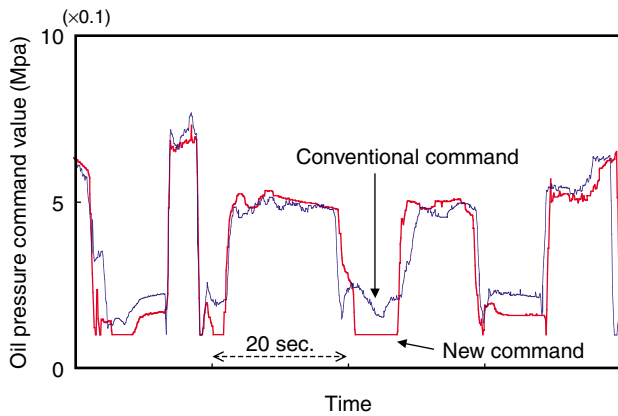


Fig. 17 Comparison of pulley clamp oil pressure command values

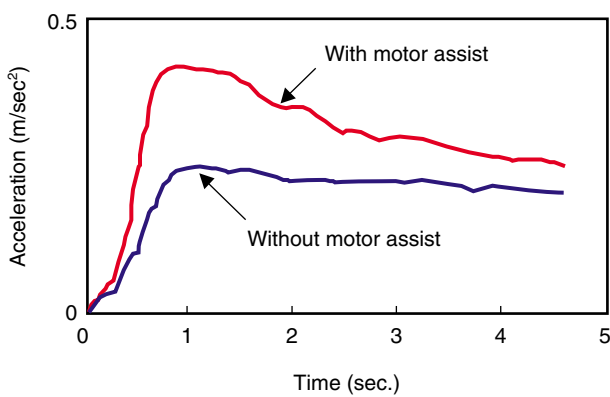


Fig. 18 Motor assist effect on vehicle starting performance

5.3. IMA との組み合わせによる高い商品性

Fig. 18にモータアシスト有無の発進特性を示す。ハイブリッドシステム搭載による車両重量増加とエンジン小排気量化による加速性能の低下が懸念されるが、モータアシストにより、ローレシオ化をすることなく1.5Lクラスの発進性能を達成している。

また、CVTとIMAとの組み合わせにおいて、最適なプロスマティック制御を採用し、山岳路においても非常に高いドライバビリティを実現している。

6. 高効率・コンパクト化を追求した新 IMA

車体重量の増加や回生エネルギー増加に対応するモータとしては、最大回生トルク向上と効率向上が必要となる。モータはレイアウトより外形寸法はインサイト⁽⁶⁾と同等とし、磁気回路の改良で性能向上を図った。

モータを駆動するパワーコントロールユニット(PCU)やバッテリー等の電装ユニットの集約化とコンパクト化で容積を削減し、セダントタイプ乗用車のリア席裏に収納し、実用上遜色の無いトランクスペースを確保した。

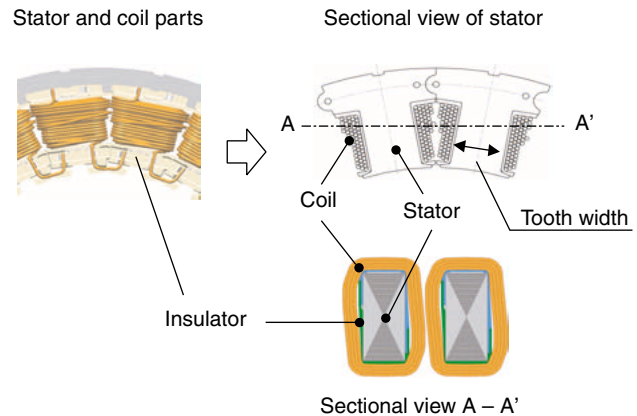


Fig. 19 Construction of stator and coil

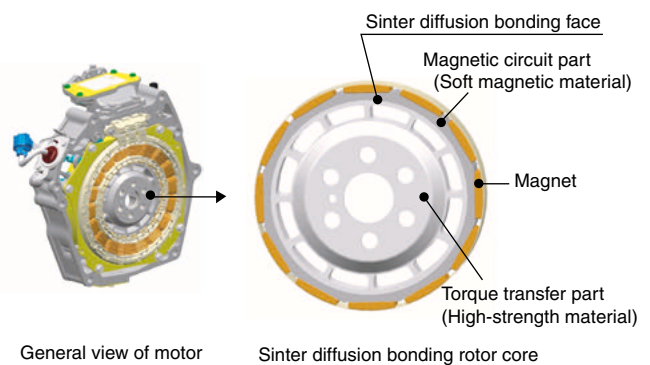


Fig. 20 Sinter diffusion bonding rotor core

6.1. 薄型 DC ブラシレスモータ

6.1.1. モータ性能の向上

モータ性能向上を磁気回路の改良で行う手法として、銅損と鉄損の低減とトルク定数(Nm/A)向上が上げられる。銅損、鉄損の低減は、巻き線コイル径拡大(+0.2mm)とティース幅拡大(+0.5mm)で対応した。

同じスペースに従来の方式でコイルを巻くと隣接するコイル部が接触し絶縁性を確保できない。この対応として、コイル内側のインシュレータを薄肉化し、さらにコイル巻き太りが中央部で重ならない形状を採用した。コイルの巻き方も改良した。コイル部の空間を有効に使える非対称巻きとすることでステータ外形寸法を変えずに銅損を約30%低減した(Fig. 19)。

トルク定数は、モータ軸方向の磁路面積拡大(+5.5mm)により約16%向上した。これに必要なスペースは、モータ内部部品の機能統合で確保し、外観寸法は従来と同一である。

これらの改良により最大回生トルクで約30%、常用域の効率で約3%向上した。

6.1.2. ロータの新製法

ロータはマグネットを外周部に固定し磁気回路を構成する機能と、クランクシャフトに締結しトルクを伝達する強

度が必要である。従来は、締結強度を優先した炭素鋼によるロストワックス法を用いて成形した。締結強度を確保しつつモータ効率の向上を図るため、ロータ内側には高強度材、外側には軟磁性材を用いた(Fig. 20)。異なる金属を強固に焼き固める焼結拡散接合によりロータを成形し、モータ効率の向上と従来比約 15%の軽量化を達成した。

6.2. 電装ユニットのコンパクト化

モータ駆動を制御する PCU、Ni-MH バッテリと高圧周辺機器のレイアウト改良を図り、Fig. 21に示すコンパクトな電装ユニット IPU(Intelligent Power Unit)とした。

IPU の冷却経路にも改良を加えた。Insight で採用した PCU 系とバッテリー系の 2 経路冷却方式に対し、IPU 内のレイアウトの工夫により 1 経路方式を実現した。これらの改良によりコンパクト化を図り、Insight 搭載の IPU に対し IPU 容積で 42%の削減を達成した。

Fig. 21-(b) に示すように、IPU はリヤシート背面に配置し、ガソリンベース車と遜色無いトランク容量を確保した。

以上、エンジン、トランスミッション、モータの効率向上を図り、10・15 モード燃費 29.5km/L の目標燃費を達成した。

7. 低エミッション技術

従来、空気過剰燃焼であるリーンバーン領域では三元触媒による NOx の浄化が期待できないため、低エミッシ

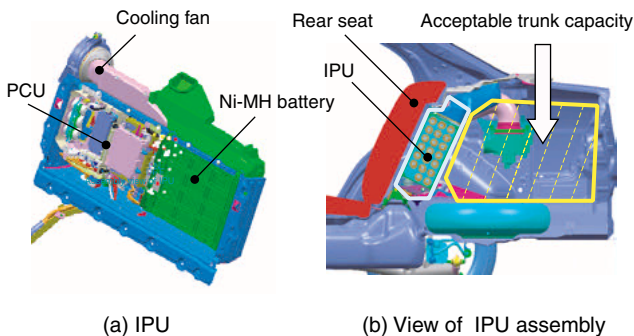


Fig. 21 View of IPU assembly



Fig. 22 View of exhaust system

ン化を図ることが課題である。

本エンジンのエミッションシステムを検討するに当たり、国内販売機種目標として、国内平成 12 年度規制の 75% 減(「超一低排出ガス」認定)とした。

7.1. エキゾーストシステム

本エンジンのエキゾーストシステムを Fig. 22 に示す。コールド領域および理論空燃比領域での浄化性能を確保するため軽量ステンレス製エキゾーストマニホールドを採用し、熱容量の低減を図った。床下に 2 ベッドの触媒を配置し、フロント側に 900 セル三元触媒、リヤ側にはリーンバーン対応の 600 セル NOx 吸着反応型三元触媒⁽¹¹⁾を用いた。コンバータの高密度化と薄壁化により、触媒の昇温特性向上と排出ガスとの接触面積増加による浄化率向上効果を得た。触媒担体のキャニングは、担体の保持性能の確保と高密度化を両立するローリングタイプのキャニング方式⁽¹²⁾を採用した。

7.2. エミッション達成値

エキゾーストシステムに加え、6 穴マルチホールインジェクタや電動 EGR バルブを採用。さらに下記エンジン制御手法を採用し、目標である国内平成 12 年度規制の 75% 減(「超一低排出ガス」認定)を達成した。

- ・ STR(Self Tuning Regulator)⁽¹³⁾
- ・ Quick Warm-up System⁽¹⁴⁾
- ・ 低温始動における空燃比リーン制御

また、北米仕様にはステンレス製直下エキゾーストマニホールド一体コンバータに 900 セル三元触媒、床下に 2 ベッド 400 セル NOx 吸着反応型三元触媒を配置し、グローバルスタンダードとも言える米国 ULEV 規制に適合した。

8. まとめ

i-DSI エンジンを基本とし気筒休止システムを採用した LDA 型 新 1.3L リンバーンエンジンとモータ効率を約 30%向上した新 IMA システムの開発、および伝達効率を向上した CVT で構成するハイブリッドパワープラントの開発により、下に示す燃費性能とエミッション性能を達成した。

- ・ 10・15 モード燃料消費率 29.5km/L
- ・ 国内平成 12 年度規制の 75%減「超一低排出ガス」認定

参考文献

- (1) 大浦秀二, 三浦啓二: 可変機構を用いたガソリンエンジンの高効率化について, 自動車技術, Vol.45, No.8, p.93-98 (1991)
- (2) Matsuki M., et al.: Development of a Lean Burn Engine with a Variable Valve Timing Mechanism, SAE Paper

960583

- (3) 林有登, 櫻原一雄, 高林徹, 遠藤太郎: アコード／トルネオ用 1.8L リーンバーンエンジンの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.10, p.49-57 (1998)
- (4) 新里智則, 林有登: 新型 2.0L リーンバーンエンジンの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.45-54 (2000)
- (5) 松木正人, 大浦秀二, 渡辺勝志, 木下裕介: 2001 年モデル「シビック」用 1.5L リーンバーンエンジンの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.29-36 (2000)
- (6) 青木ほか: モータ式ハイブリッドパワートレインの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.98-99 (1999)
- (7) 中山幸夫, 鈴木誠, 岩田洋一, 山野順司: 2002 年モデル「Fit」用 1.3L 2 プラグエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.2, p.43-52 (2001)
- (8) Hardalupas Y., et al.: Influence of Injection Timing on In-cylinder Fuel Distribution in a Honda VTEC-E Engine, SAE Paper 950507
- (9) 山口徹朗: ホンダハイブリッド「IMA」における CVT 制御, No.9908 JSAE Symposium 動力伝達の最新技術 99, p.37-40 (1999)
- (10) 角誠, 藤本修一: ハイブリッド自動車用コンパクト CVT の開発, 自動車技術 Vol.54, No.4, p.48-54 (2000)
- (11) 大野弘志, 鷹嘴年克, 高岡伸明, 坂主政浩, 杉浦賢司: NOx 吸着反応型三元触媒システムの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.11, No.2, p.45-50 (1999)
- (12) 北川ほか: 「ACCORD SULEV」用極超低エミッションシステム, Honda R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.37-44 (2000)
- (13) Maki H., et al.: Real Time Control Using STR in Feedback System, SAE Paper 950007
- (14) 上野ほか: 吸入空気量と点火時期の適用制御による始動後急速暖機システム, Honda R&D Technical Review, Vol.11, No.1, p.73-78 (1999)

■ 著 者 ■



松木 正人



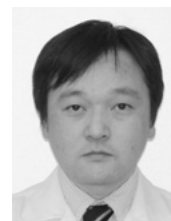
若城 輝男



神山 敏宏



佐藤 利行



賀来 嘉昭



神田 正浩

Civic GX 用 1.7L CNG エンジンの開発

Development of a 1.7L CNG Engine for the 2001 Civic GX

戸田 琢士*

Takushi TODA

大森 忠信*

Tadanobu OHMORI

松木 正人*

Masato MATSUKI

山本 裕司*

Yuji YAMAMOTO

要 旨

Hondaは、1998年より量産している天然ガス自動車Civic GX を 2001 年モデルとして改良し、新たな CNG エンジンを開発した。この新型 CNG エンジンは、2001 年モデル Civic のガソリンエンジンを基本として中低速トルクの向上を目的に排気量拡大と吸気系の改良を行った。またパワープラントのコンパクト化を目的として吸気系、CNG 用レギュレータを集積したレイアウトとしている。新しいCivic GX は米国 CARB より世界初の“Advanced Technology P-ZEV”として認定された。AT P-ZEV規制に適合させるため、コールドスタート時の早期触媒活性化、高精度 A/F 制御を行い、排出ガスの低減を実現した。日本では、平成12年基準排出ガスの75%低減レベルの「超一低排出ガス認定」を取得した。この CNG エンジンに組み合わされる変速機を4速 AT から CVT に変更することで、市街地走行の燃費を1998 年モデルに対し7%向上することができた。

ABSTRACT

Honda has upgraded the natural gas Civic GX, which has been in production since 1998, with a newly developed CNG engine for the 2001 model. Based on the gasoline engine in the 2001 model Civic, this CNG engine was given larger displacement and an improved air intake system for better torque at low to medium speeds. A layout that integrates the air intake system and the CNG regulator was adopted to make the power plant more compact. The new Civic GX is the world's first vehicle to be certified as an AT P-ZEV by the CARB. In order to satisfy the AT P-ZEV requirements, the vehicle was given the capability for quick light-off of the catalyst from a cold start, high-precision air-fuel ratio control, and reduced exhaust emissions. It has qualified for Japan ULEV status. This model also achieved a 7% improvement in city driving fuel economy over the 1998 model by changing the transmission that is paired with the CNG engine from a 4AT to a CVT.

1. まえがき

自動車からの排出ガスによる大気質の悪化が世界的に問題になっている中で排出ガスの低公害化を図るためにガソリン以外の代替燃料を使用したパワープラントの開発が行われている。代替燃料のうち、燃料自体が大気質に与える影響の少ないCH₄(メタン)を主成分とする圧縮天然ガスCNG (Compressed Natural Gas)は、埋蔵量の豊富な天然ガスを、都市ガス網を基盤として容易に供給可能なことから有望視されている。

Honda では、CNG を燃料とする専用エンジンを搭載して、世界最高の低排出ガス性能とガソリン車と同等の出力性能を両立したCivic GXを1998年から量産している。2001年の Civic シリーズのフルモデルチェンジに合わせて、さらに低排出ガス化を図り新たに制定された排出ガス規制に

適合するとともに、航続距離の延長をねらいとしたCNG用パワープラントの開発を行ったので紹介する。

2. 開発のねらい

CNGを燃料とする量産の乗用車として、世界最高水準の環境対応と、ガソリン車に遜色のない使い勝手を両立させるために以下の性能を目標とした。

(1) 世界最高の低排出ガス性能

世界で一番厳しいとされている、米国・カリフォルニア州の AT P-ZEV (Advanced Technology Partial-Zero Emission Vehicle) カテゴリーへの適合

日本では、平成12年基準の75%低減レベルの「超一低排出ガス」認定基準への適合および圧縮天然ガス自動車の排出ガス技術指針値への適合

(2)航続距離の延長

タンク容量を変更せずに航続距離を延長するために市街地走行を中心に5%以上の燃費向上を図る。

3. 概要と諸元

3.1. エンジン

2001年モデル Civic のガソリンエンジンを基本としてCNG対応を追加した。エンジン本体は1998年モデル同様にバルブリセッション対策⁽¹⁾(吸排気バルブとバルブシートの材質変更)と、高圧縮比化を行った。

吸気系はエアクリーナ、レゾネータまでパワープラントに取り付け、後述する燃料系と含め一体化することでパワープラントの小型化、工場生産時のエンジン搭載性を向上した。

排気量の拡大と吸気系の変更は中低速トルクの向上を目的としていて、後述するCVT(Continuously Variable Transmission)と組み合わせることで中低速回転領域を使用する市街地の使い勝手を向上させた。

CNGエンジンの主要諸元をTable 1に、出力特性をFig. 1に、エンジン外観をFig. 2に示す。

3.2. 燃料供給系

CNG用燃料タンクと燃料供給システムの車体への配置をFig. 3に示す。

燃料タンクは、1998年モデルで開発した容量100L(20MPa充填時20Nm³)のオールコンポジットタンクを踏襲している。タンクの搭載場所はリヤシートとトランクの間である。搭載位置を新構造リヤサスペンションのレイアウトにより発生したスペースを利用して前方、低位置に配置

Table 1 Engine specifications

Engine code	D17A	
Cylinder configuration	In-line 4-cylinder	
Bore x stroke (mm)	75.0 x 94.4	
Displacement (cm ³)	1 668	
Compression ratio	12.5 : 1	
Valve train	SOHC	
Number of valves	4 per cylinder	
Valve diameter (mm)	In.	30
	Ex.	26
Fuel supply system	Multi-point injection	
Ignition system	Programmed ignition (Plug hole coil)	
Max. power (kW/rpm)	74 / 6 100	
Max. torque (N·m/rpm)	132 / 4 000	

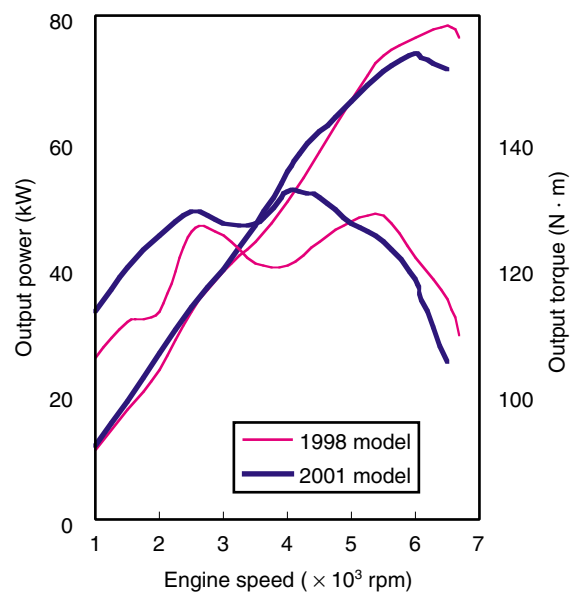


Fig. 1 Engine performance

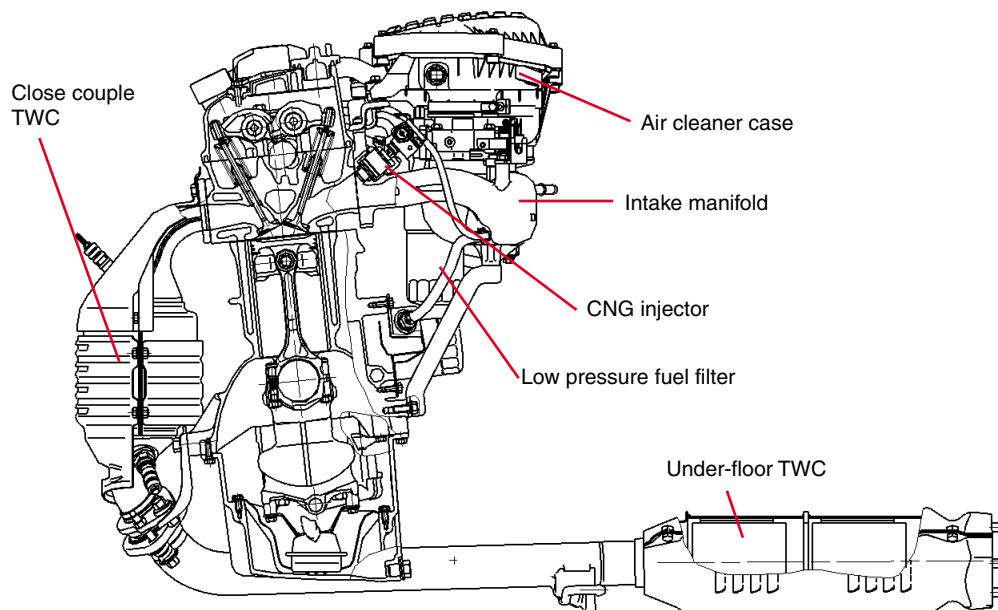


Fig. 2 2001 model CNG engine

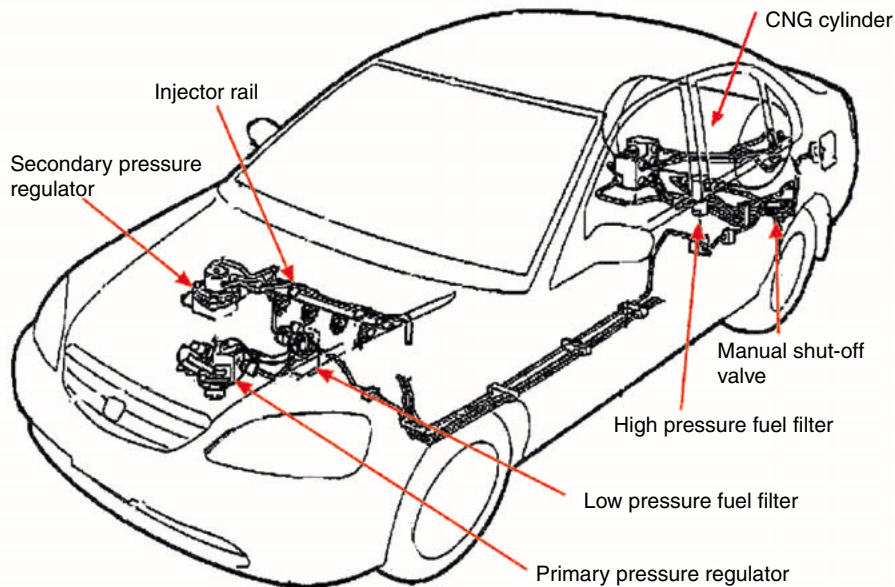


Fig. 3 Overview of Civic GX CNG fuel supply system

した結果、CNG車で問題となるトランクスペースの前後長を 1998 年モデル比 82.5mm 拡大している。

燃料調圧用レギュレータは 2 段階の減圧を行い安定した燃料圧力を得る方式としている。1998 年モデルでは 1 段階目と 2 段階目のレギュレータを集積して一体構造としたが、2001 年モデルでは分割構造とした。1 段階目レギュレータ後の低圧部分にフィルタを組み込み、燃料に含まれるオイル分、水分の除去を図っている。1 段階目のレギュレータはエンジンルームトーボード下部の車体側に、2 段階目のレギュレータと低圧側燃料フィルタをエンジンに搭載した。体積の大きいレギュレータを分割することにより燃料系レイアウトの自由度を高めた。

エンジンへの燃料供給方法は CNG 専用設計のインジェクタ⁽²⁾を各気筒に配置してインテークポート部に噴射する MPI(Multi Point Injection)システムとした。インジェクタと燃料配管はインテークマニホールドに取り付けるレイアウトとしている。これら CNG 対応のため、基本としたガソリンエンジンとは異なるインテークマニホールドを専用設計した。

4. 低エミッション技術

世界で一番厳しい排出ガス規制といわれている米国・カリフォルニア州の P-ZEV カテゴリーに適合することを目的として、排気系と触媒のレイアウト、A/F 制御を中心としたエミッションシステムをデザインした。

その結果、2001 年モデル Civic GX は世界最初の AT P-ZEV として CARB(California Air Resources Board)に認定された。

4.1. AT P-ZEV

P-ZEV カテゴリーは、排出ガスレベル(テールパイプエミッション)が SULEV(Super Ultra Low Emission Vehicle)、エバポエミッション(燃料蒸発エミッション)がゼロエバポのエミッションカテゴリーで、耐久保証距離は 240 000km (150kmile)が要件である。

P-ZEV では炭化水素(HC)の中の NMOG(Non-Methane Organic Gas)が規制対象である。CH₄ は大気質に与える影響が小さい(光化学反応性が極めて低い)ため CH₄ 以外の炭化水素を規制対象としている。また CNG を燃料に使用するエンジンから未燃焼で排出される炭化水素の約 80%は CH₄ である。P-ZEV レベルまで NMOG を低減する場合、CNG エンジンはガソリンエンジンと比較して有利である。

したがって CNG を燃料として P-ZEV レベルの排出ガス性能に到達するためには NO_x の低減が主要な課題となる。1998 年モデルで到達した ULEV(80 000km 走行)規制値に対して 1/10 の NO_x 排出レベルをさらに長い走行距離(240 000km)で保証する必要がある(Fig. 4)。

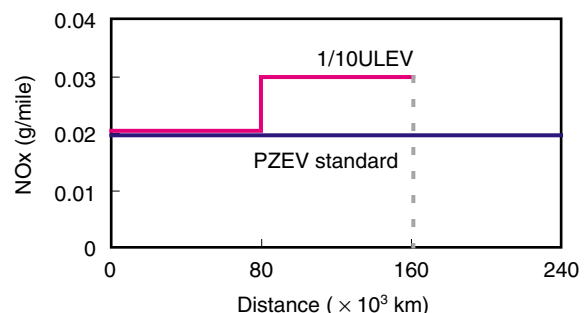


Fig. 4 P-ZEV emission standard and 1998 model Civic GX emission target (1/10 ULEV)

エバポエミッションは、圧力容器を使用して燃料系が密閉されることと燃料の主成分が CH_4 であることから適用されない。さらにCNG燃料は、燃料の製造や流通サイクルを含めて大気質に与える影響を最小に抑えることが可能である。これらの理由でCNGを燃料とするP-ZEVにはAT P-ZEV(Advanced Technology P-ZEV)カテゴリーが適用される。

240 000km 耐久保証は、他の Honda 車と同様の濃縮耐久法を 160 000km(100kmile)相当から 240 000km(150kmile)相当に延長して確認テストを実施している。その結果、240 000km走行後でもエミッションシステムはP-ZEVの排出ガス性能を維持していることが確認された。

以下、AT P-ZEV達成を可能としたエミッションシステムのうち、(1)エンジン始動後の早期触媒活性に大きな影響を持つ排気系、触媒コンバータ、(2)A/F フィードバックの要となる O_2 センサ、(3)触媒活性後 NO_x 低減のためのA/F コントロール、を中心に低エミッション技術について述べる。

4.2. 排気系、触媒コンバータ

排気系は 1998 年モデルと同様に直下+床下の触媒コンバータシステム(Fig. 5)を採用した。直下コンバータは昇温特性が優れているので触媒活性までの時間を短縮することができ、エンジン始動後の排出ガスの低減に有効である。床下コンバータは暖機後の排出ガス低減を目的としている。

エキゾーストマニホールドは従来鋳鉄だったものをステンレス板材のプレスと溶接により組み立て、直下コンバータと一体溶接した。またフランジで結合されていた床下コンバータとエキゾーストパイプを溶接で一体化することで軽量化した。直下コンバータ出口とエキゾーストパイプの接合部は球面のフレキシブルジョイントを採用した。これらの改良でエンジン出口から床下コンバータまでの排気系重量を従来比 1.5kg 軽量化し熱容量の低減を図った。

2001 年モデルでは燃費向上を目的として CVT を採用してエンジン回転数を 1998 年モデルに対し低回転側に制御している(Fig. 6)。そのためエンジン始動後の触媒温度の上昇に対し不利となるが排気系の熱容量低減により昇温特性を補い、1998 年モデル同等の昇温特性(Fig. 7)を達成した。

4.3. O_2 センサ

A/F 制御には O_2 センサを用いており、エキゾーストマニホールド部にプライマリ、直下コンバータ出口にセカンダリの 2 個の O_2 センサを配置している(Fig. 5)。 O_2 センサはCNG専用開発したものである⁽³⁾。CNGエンジンの排出ガスは H_2 (水素)を多く含むため、本来理論空燃比付近にあるプライマリ O_2 センサの制御 A/F(入点)が空気過剰側にシフトして NO_x 排出量が増加する。その対策としてセンサ素子表面に触媒コーティングを追加し H_2 の影響を除去す

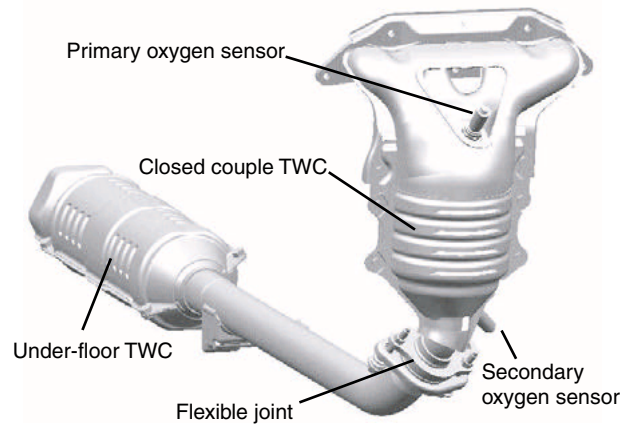


Fig. 5 Exhaust and catalytic converter system

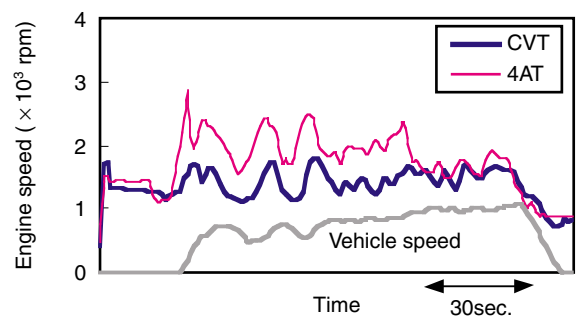


Fig. 6 Engine speed comparison between CVT and 4AT

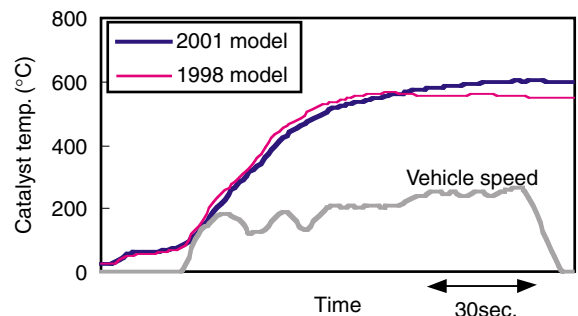


Fig. 7 Catalyst temperature after engine start

ることで入点の検出精度を向上した。一方触媒を通過した排出ガスに含まれる CH_4 はセンサ素子上で酸化反応してセンサ出力のリッチ、リーンの反転を早める作用がある。直下コンバータ後に配置したセカンダリ O_2 センサは、この反応を抑制するため Ag(銀)をセンサ素子に担持した。

4.4. A/F 制御

触媒活性後の NO_x を低減するために 2 個の O_2 センサによる A/F 制御を行っている。プライマリ O_2 センサによる $\lambda = 1.0$ のフィードバックに、セカンダリ O_2 センサ出力による A/F 補正を加えエンジン運転状態に対して常

に NMOG および NO_x の排出量を低く保つコントロールとした。

通常のクルーズや加速時は $\lambda=1.0$ で制御してCO, NMOGを抑制している。一方触媒内に余剰酸素が存在する場合は NO_x を還元する能力が不足する。触媒を通過した余剰酸素をセカンダリ O_2 センサが検出してセンサ出力がリーン側(0V側)を示す場合は O_2 フィードバック中心(コントロール A/F)をリッチ側($\lambda < 1.0$)にシフトする(Fig. 8)。リッチ側にシフトして余剰酸素を消費することで触媒内部を NO_x 還元に適した状態にしている。また低燃費化を目的とした燃料カット後などで触媒内が酸素過剰となる場合、瞬間的なリッチ制御を行い酸素を短時間で消費することで NO_x 排出を抑制している(Fig. 9)。これらの制御により触媒活性後の NO_x を低減してNMOGと低い値でバランスさせることが可能になった(Fig. 10)。

CNGエンジンはガソリンエンジンと異なり常温下でのエンジン始動直後の燃料増量は不要であるが、あらかじめ触媒内をリッチ化して NO_x の排出を抑えることを目的として O_2 フィードバック開始前の A/F を $\lambda=1.0$ よりリッチに制御している。

4.5. 排出ガス達成値 米国／日本

これらの排気系、A/F 制御の改良により NO_x を低減した結果 P-ZEV カテゴリーの排出ガスレベルを達成した。Table 2 は P-ZEV 規制値に対する達成値、Fig. 11 に LA-4 モード各 Phase 別の NO_x エミッション値を前モデルと

比較したものを示す。

日本においては圧縮天然ガス自動車の排出ガス技術指針を満足するとともに平成 12 年度規制値の-75%「超一低排出ガス認定」を取得した。Table 3 に 10-15 モード、Table 4 に 11 モードの諸元値を示す。

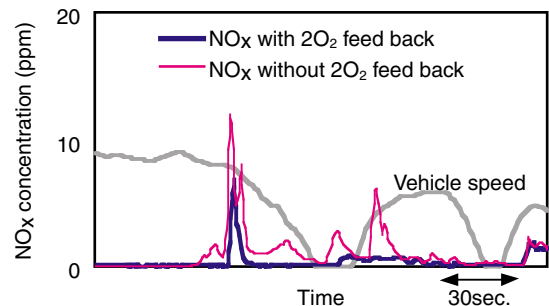


Fig. 10 NO_x reduction from use of 2O_2 feed back system

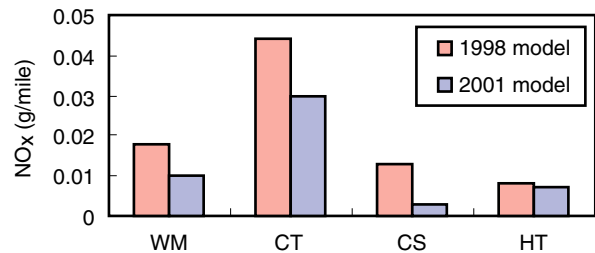


Fig. 11 NO_x emission comparison between 2001 and 1998 model

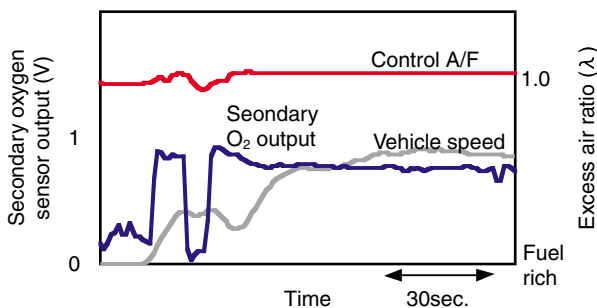


Fig. 8 A/F feed back control with secondary oxygen sensor

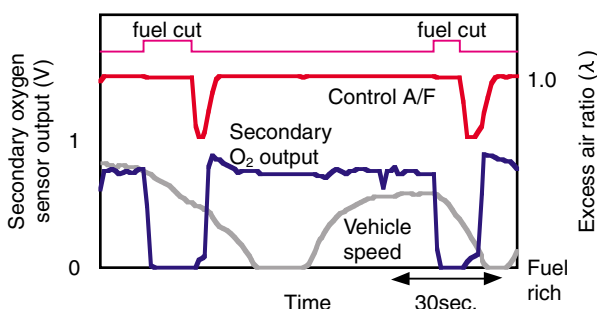


Fig. 9 A/F control after fuel cut

Table 2 USA emission values (in-house test result)

	CO	NMOG	NO_x	Highway NO_x
P-ZEV standard	1.0	0.01	0.02	0.03
Achieved Value	0.088	0.001	0.008	0.011

(g/mile)

Table 3 Japan 10-15 mode emission values

	CO	THC	NMHC	NO_x
2001 Civic GX	0.06	0.01	0.01	0.01
J-ULEV standard	0.67	0.02	—	0.02
CNG standard	0.67	0.04	0.03	0.04

(g/km)

Table 4 Japan 11-mode emission values

	CO	THC	NMHC	NO_x
2001 Civic GX	0.3	0.4	0.1	0.1
J-ULEV standard	19.0	0.55	—	0.35
CNG standard	19.0	1.10	0.88	0.70

(g/test)

5. 低燃費技術

5.1. エンジンフリクション低減

エンジン単体のフリクション低減を目的としてピストンスカート部表面のMD処理⁽⁴⁾、エンジンオイルの低粘度化、クランクシャフトのピンメタル幅縮小、バルブスプリング荷重低減を採用した。その結果1998年モデル(1.6L)に対して排気量を拡大したにもかかわらず同等のエンジン単体フリクションを達成した。

5.2. CVT

変速比を無段階に切り替えられる CVT は、エンジンの燃料消費率の低い領域を連続して使用することが可能である。Fig. 12 に示すように4速 AT はシフトアップしながら加速するので高回転低負荷を使用する。これに対して CVT は低回転高負荷を連続的に使用して加速することが可能で、エンジンの摩擦損失とポンピングロスを低減することができる。その結果、CVT は加減速の多い市街地走行の低燃費化が可能である。CVT 内部の制御は油圧を使用しているが変速比(ブーリレシオ)および発進クラッチの制御精度向上を目的として油圧制御用ソレノイドバルブ、油圧回路の改良を行った。また金属ベルト側圧低減による伝達効率の向上を図った。

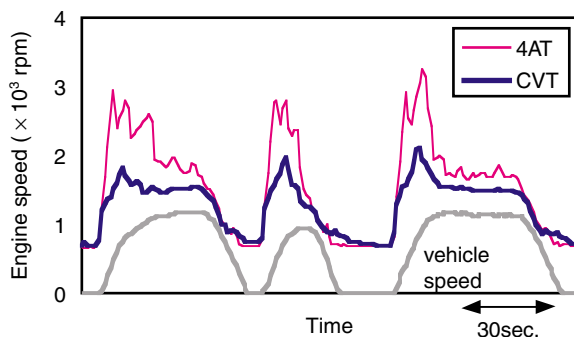


Fig. 12 Engine speed comparison between CVT and 4AT

Table 5 USA fuel economy (Label FE)

	City	Highway
2001 model	30	34
1998 model	28	34

(mile/GGE)

Table 6 Japan 10-15 mode fuel economy

	10-15 mode
2001 model	18.8
1998 model	17.0

(km/Nm³)

5.3. 達成燃費

CVT 採用を主とした低燃費技術により、1998 年モデルに対し米国の City(LA-4)モードで7%低燃費化した(Table 5)。また日本の 10-15 モードで 10%の低燃費化を図り航続距離 380km を達成した(Table 6)。

燃費表示中の CNG 量を、米国はガソリン相当に換算したガロン(GGE: Gasoline Gallon Equivalent)で表示している。一方日本は標準状態での体積により CNG 量を表示している(Nm³)。

6. CNG用エミッションシステムの市場での劣化

Honda として始めて量産、販売した 1998 年モデル Civic GXのエミッションシステムの劣化度合いを調査するために市場で使用された長距離走行車の排出ガス測定テストを実施した。試験車両には米国コネティカット州でタクシーとして使用されている5台を使用した。全車、耐久保証距離である 160 000km (100kmile)以上を走行しており、最長車は 222 000km(138kmile)に達している。

測定の結果を Fig. 13 に示す。全車とも開発時に目標とした排出ガスレベル… NMOG, NO_x が ULEV の 1/10 (160 000km 走行時の規制値に対して)を維持していることが確認できた。また 160 000km を超過しても排出ガスレベルの劣化度合いに変化が起きていないことがわかった。

これらの結果から社内での実走耐久および濃縮耐久による確認結果と実際の使用過程におけるエミッションシステム劣化の差が無く、また 160 000km 以降も同様の劣化形態が維持されていることが確認できた。

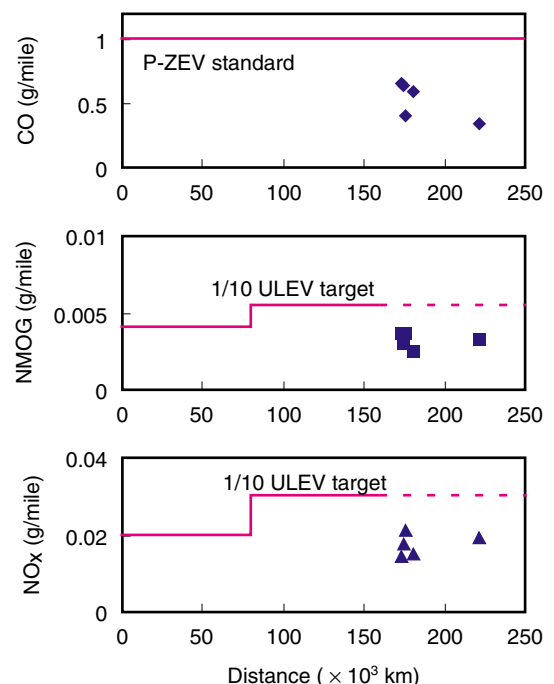


Fig. 13 Emission test results for 1998 Civic GX obtained on market

7. まとめ

2001 年モデル Civic GX は排気系の昇温特性および A/F 制御の改良により、世界最高水準の低排出ガス性能を達成した。その結果、米国・カリフォルニア州において世界初の AT P-ZEV として認定された。日本では「超一低排出ガス認定」を取得した。

また CVT 採用を中心とした低燃費技術により市街地走行の燃費を 7% 向上した。

一方、実際に市場で走行した 1998 年モデルの排出ガスを測定した結果、160 000km 超過の車両においても開発時に目標とした 1/10ULEV の排出ガス性能を維持していることを確認した。

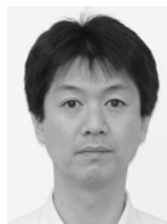
8. あとがき

CNG は気体燃料であるため自動車用内燃機関に使用した場合、低温時や始動直後でも安定した燃焼が可能である。またエミッションシステムの耐久劣化に与える影響が少ない。したがって車両の使用過程トータルで低排出ガス性能を維持することが可能である。さらに製造や流通過程を含めて大気質に与える影響を最小限に抑えられる。これらの理由から CNG 車は代替燃料車、低公害車として有望である。CNG 車の比率を高めることで都市部の大気質の改善に貢献することが可能である。CNG 車を普及させるためには航続距離の心配をしないで使用できるよう CNG 充填所の増設（インフラ整備）や、CNG 燃料の価格設定や CNG 車に対する優遇税制などを検討する必要があると考える。

参考文献

- (1) Sato,K., Takahashi,T.: Development of Valve Seat Material for CNG Fueled Engines, IANGV, NGV 2000 Proceedings, p.195-204 (2000)
- (2) Matsuura,H., Kato,A., Yamashiro,M., Fujii,I.: HONDA Dedicated CNG Passenger vehicle, Conference Proceeding of NGV '96 Volume 2 (1996)
- (3) 細貝誠一, 久保田宏: 天然ガス自動車の超低エミッション技術, 自動車技術会 1998 年秋季大会, 学術講演会前刷集(No.87-98) p.1-4 (1998)
- (4) 松木正人, 大浦秀二, 渡辺勝志, 木下裕介: 2001 モデル「Civic」用 1.5L リーンバーンエンジンの開発, HONDA R&D Technical Review Vol.12, No.2, p.29-36 (2000)

■ 著 者 ■



戸田 琢士



松木 正人



大森 忠信



山本 裕司

乗用車用油圧式 CVT の研究

Research of Hydrostatic CVT for Passenger Vehicles

飯 野 尚 史*
Takashi IINO
高 野 幹 広*
Mikihiro TAKANO
田 中 正 志*
Masashi TANAKA

奥 田 昭 仁*
Akihito OKUDA
浅 野 哲 史*
Tetsushi ASANO

酒 井 和 明*
Kazuaki SAKAI
伏 見 宏 一*
Koichi FUSHIMI

要 旨

大排気量乗用車用 CVT として伝達容量が大きく産業機械用として実績がある油圧式 CVT に関して、特に産業機械用に比べて乗用車用として要求が高い燃費性能、高速性能、静粛性について研究を行った。高速走行燃費に影響の大きいクルーズ効率を向上するため、油圧 CVT の中でも効率の高い HMT (Hydro Mechanical Transmission) を採用した。更にロックアップブレーキ機構と油圧ポンプおよびモータ部のかくはん低減の改良を加え、50mph クルーズで 6% の効率向上が得られた。高速走行時に油圧モータが高回転となるが、遠心力の影響が少ないわん形スリッパの採用と冷却手法の改良により耐久性の見通しが得られた。騒音と相関がある斜板モーメント変動に着目し、騒音低減手法を導いた。

ABSTRACT

Hydraulic CVT have a large capacity for power transmission and have achieved proven results in industrial machines. Research was conducted on hydraulic CVT as CVT for use in passenger cars with large engine displacement, particularly in the areas of fuel economy performance, high-speed performance and quietness where passenger cars have higher demands compared to industrial machines. An HMT (Hydro Mechanical Transmission), which has the highest efficiency of all hydraulic CVT, was adopted to improve efficiency at cruising which greatly affects fuel economy when cruising at high speeds. In addition, the lock-up brake mechanism and the hydraulic pump and motor portions were improved to reduce agitation, resulting in a 6% improvement in efficiency when cruising at 50 mph. The hydraulic motor rotates at high speed during high-speed cruising, but centrifugal force has little effect and prospects for durability were obtained by adopting a bowl type slipper and improving the cooling method. A method for reducing noise was also derived by focusing on fluctuations of swash plate movement which are correlated with noise.

1. はじめに

CVT は有力な燃費向上技術として注目されていて、Honda でも 1995 年よりシビック用に量産を開始して以来、多くの車種に適用拡大されつつある。この CVT の構造は金属ベルトと二つのプーリにより無段変速を行う形式であるが、現在のところ伝達トルク容量に限界があり、大排気量エンジンには適用が難しい。

一方、産業機械用に広く使用されている油圧ポンプおよび

モータを用いた油圧式 CVT は大トルクの伝達が可能であるが、効率が低い、高回転の耐久性がない、および騒音が大きいという課題があるため乗用車用としては実用化されていない。

Honda は古くからこの課題克服に取り組んで油圧式 CVT の開発を行っており、既に二輪等では商品化している。1962 年にスクータ・ジュノオ号、1989 年に芝刈機⁽¹⁾、最近では 2000 年に ATVs (All Terrain Vehicle) 用⁽²⁾に開発した実績がある。今回これらの技術を基にして、乗用車用油圧式 CVT の研究を行った。

*栃木研究所

2. 研究のねらい

本研究は大排気量乗用車への適用を目的とした。従って、近年の乗用車の主力であるエンジン横置きの前輪駆動車への搭載を前提に構造を検討した。また、排気量が大いほど燃費性能に加え、高速性能、静粛性の要求が高くなるので、以下の技術に重点を置いて研究を行った。

- (1) 高効率技術
- (2) 高回転技術
- (3) 低騒音技術

3. 高効率技術

従来、CVTは有段自動変速機(AT)に比べて燃費が良いといわれてきた。すなわち無段変速でレシオレンジの広いCVTは、加減速が多く車速の低い市街地ではエンジンを熱効率の高い領域で運転できること、および加減速が少なく車速の高い郊外や高速道路ではトップレシオが小さく低いエンジン回転速度で運転できることから燃費が良くなる。しかしながら、最近ではATの多段化が進み、特に大排気量車では6速ATも一部の車に搭載されるようになり、CVTはエンジンを熱効率の高い領域で運転できる利点は残るもののレシオレンジでの優位性が少なくなってきた。従って、高速走行燃費を向上するためには、トップレシオでのクルーズ効率の向上が重要となる。

3.1. HMT

産業機械用の油圧式 CVT としては、エンジンからの動力を全て油圧に変換して伝達する HST (Hydro Static Transmission) が操作性、搭載性等から一般的であり、Honda の芝刈機はこの形式である⁽¹⁾。しかしながら、HST は動力伝達効率が低く乗用車用には適さない。

油圧式 CVT の効率を向上する手段として、Fig. 1 に示すエンジンからの動力を効率の良い機械動力と、効率は悪いが無段変速のできる油圧動力に分割して伝達し、再度二つの動力を合成して出力することにより高効率で無段変速のできるHMTがある。前述のスクータ・ジュノオ号やATVsも高効率を得るため HMT を採用した⁽²⁾。

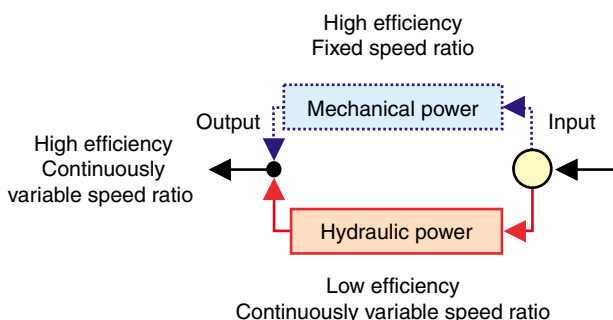


Fig. 1 Concept of HMT

3.1.1. 構造

本研究でも乗用車に求められる高い燃費性能から高効率の HMT を採用した。HMT の構造には様々な形式があるが、エンジン横置きの前輪駆動車への搭載性を考慮して Fig. 2 に示す油圧ポンプおよびモータ並列配置とした。油圧ポンプおよびモータはアキシアル斜板式ピストンポンプおよびモータを用い、いずれも可変容量式で斜板の角度を変えることにより吸入・吐出容量を変えることができる。動力分割機構には、レシオの自由度が高いダブルサンプリングを採用した。

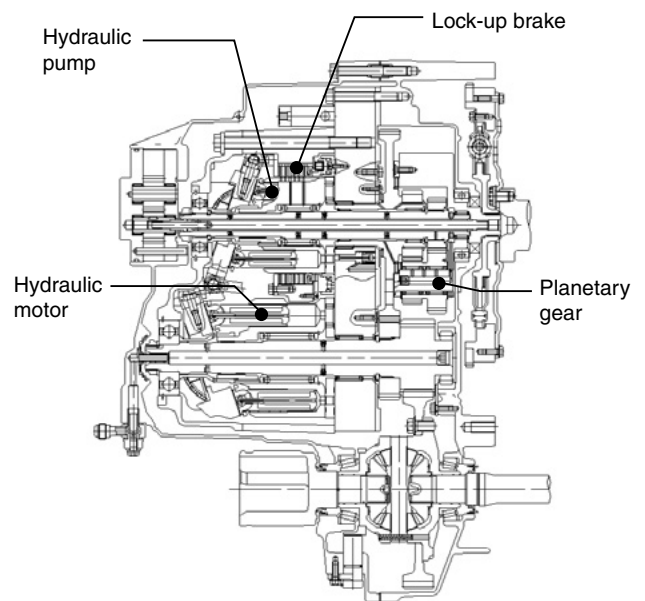


Fig. 2 Section of HMT

3.1.2. 動力の伝達経路

HMT の動力伝達経路を Fig. 3 に示す。エンジンからの動力はプラネタリギヤのキャリアに入力され、二組のピニオンギヤとサンギヤを介して油圧動力と機械動力に分割される。各々の伝達経路を以下に示す。

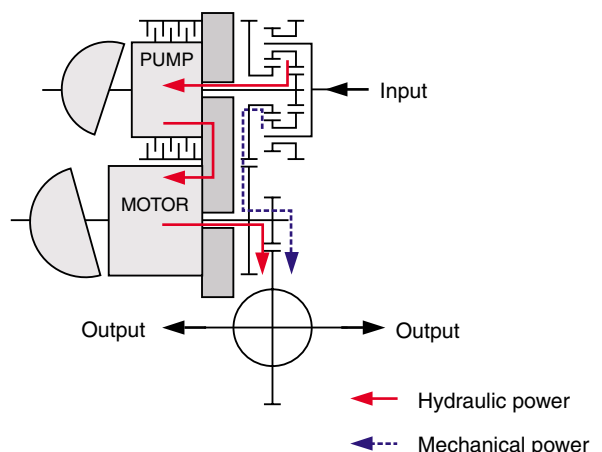


Fig. 3 Power transfer path of HMT

(1) 油圧動力 動力はラージピニオンギヤとスモールサンギヤを通して油圧ポンプに伝わる。ここで油圧に変換されて油路を通して油圧モータへ伝わり、最終的にモータシャフトに伝達される。

(2) 機械動力 動力はスモールピニオンギヤとラージサンギヤおよび一對のギヤを通してモータシャフトに伝達される。

従って、分割された二つの動力はモータシャフト上で一つに合成され、ディファレンシャルギヤから車輪へと出力される。

3.1.3. 作動原理

HMTの入出力回転速度比に対するポンプおよびモータの斜板角度比の関係を Fig. 4 に、ポンプおよびモータの回転速度比の関係を Fig. 5 に示す。ここで斜板角度比とは各々の最大斜板角度で無次元化した値、ポンプおよびモータの回転速度比とはポンプについては入出力回転速度比0の回転速度、モータについては最大回転速度で無次元化した値と定義する。Fig. 5 は HMT の入力回転速度が一定の場合を示す。Fig. 4, Fig. 5 を用いて HMT の作動原理を車両の動きに合わせて説明する。

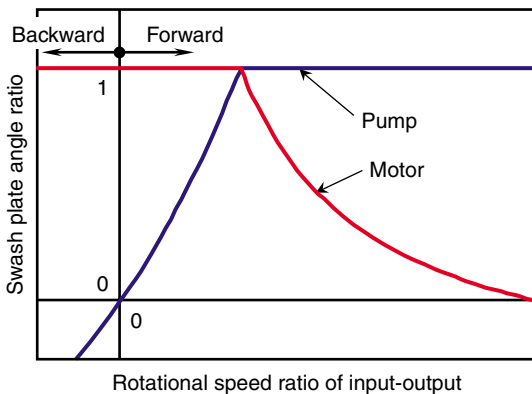


Fig. 4 Swash plate angle ratio of pump and motor

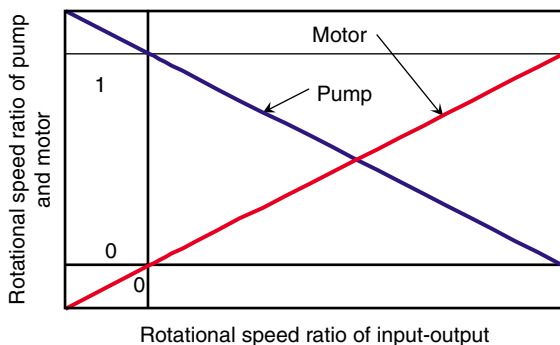


Fig. 5 Rotational speed ratio of pump and motor

(1) 車両停止 入出力回転速度比が0のとき、モータ斜板角度は最大で吸入量が最大となる、一方ポンプ斜板角度は0 deg となり吐出量が0である。従って、ポンプが回転しても吐出が無いためモータは回転せず、モータにつながる車輪は回転しない。

(2) 前進 入出力回転速度比が0から増加するにつれて、モータは斜板角度が最大のままで、ポンプの斜板角度が0 deg から増加するとオイルを吐出し始める。このオイルがモータを回転させることにより車輪が回転し、車両が動き出す。このときポンプ回転速度は減少し始める。ポンプの斜板角度が最大になると次にモータの斜板角度が減少し、ポンプ回転速度が更に減少すると共にモータ回転速度が増加し、車両速度が増える。入出力回転速度比が最大になると、モータの斜板角度が0degになりモータの吸入量が0となるため、ポンプはオイルを送り出すことができずポンプの回転が停止する。このとき、油圧動力は零で機械動力のみの伝達となる。

(3) 後進 入出力回転速度比が0から減少するにつれて、モータは斜板角度が最大のままで、ポンプの斜板角度が0 deg から前進と逆の方向に傾く。このときオイルの吐出方向が前進と逆になるためモータが逆回転し、車両が後進する。

3.2. ロックアップブレーキ

入出力回転速度比が最大の状態(すなわちトURREシオ)は、乗用車で最も頻繁に使用するので、この効率が燃費に大きく影響する。本システムでは前述したようにポンプの回転が停止して機械動力のみの伝達になるのでHSTに対して高い効率が得られる。しかしながら、このときはポンプが停止してオイルの流れは無いが圧力が発生しているため、回転しているモータのしゅう動部(スリッパ~斜板間、シリンダ~弁板間等)においてオイルの漏れや摩擦損失が多い。従って、本システムでは更なる効率向上のため Fig. 2 に示すロックアップブレーキを採用した。

入出力回転速度比が最大でポンプが停止したときに、ロックアップブレーキを作動させてポンプシリンダとケースを固定することにより、ポンプシャフトに作用するトルクをケースが受けるのでオイルに圧力は発生せず、効率が更に向上する。Fig. 6 に入力回転速度が2000rpmの例を示す。ロックアップブレーキの効果は入力トルクが大きいほど多く、最大で8%にも達した。

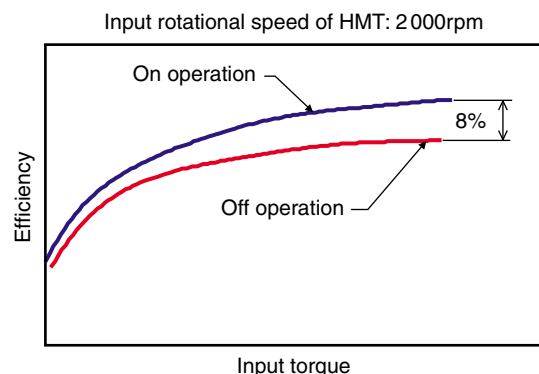


Fig. 6 Effect of lock-up brake

3.3. 部分給油

一般の油圧ポンプおよびモータは、潤滑や冷却のためオイルで充てんされたケース内で運転される。しかしながら、この方法ではオイルのかくはんによる損失が大きいので、必要な部分のみにオイルを供給する手法を開発した。ポンプおよびモータ共に同じ構造であり、Fig. 7 に示すようにシャフト内から各しゅう動部(スリッパ～斜板間、シリンダ～弁板間)に直接オイルを供給した。

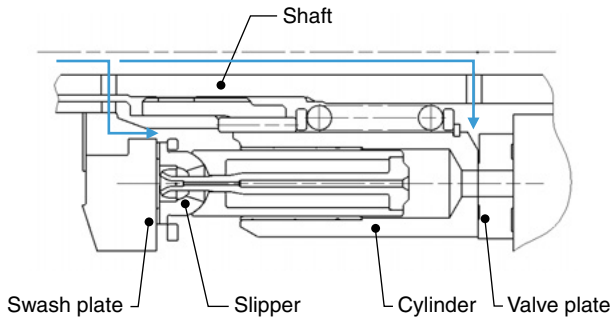


Fig. 7 Part lubrication

部分給油のオイルかくはん損失に対するモータ単体での効果を Fig. 8 に示すが、回転速度が大きくなるほど、効果が多くなっている。

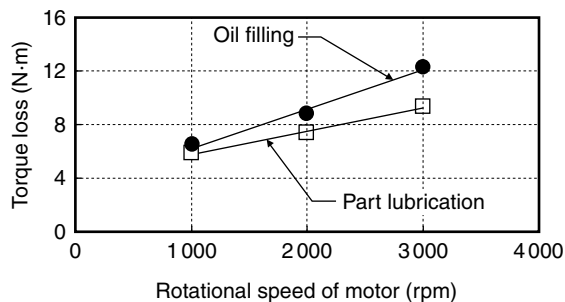


Fig. 8 Agitation loss

3.4. クルーズ効率

ロックアップブレーキと部分給油のクルーズ効率における効果を Fig. 9 に示す。50mph クルーズ時の HMT 効率が両者を合わせて 6% 向上した。

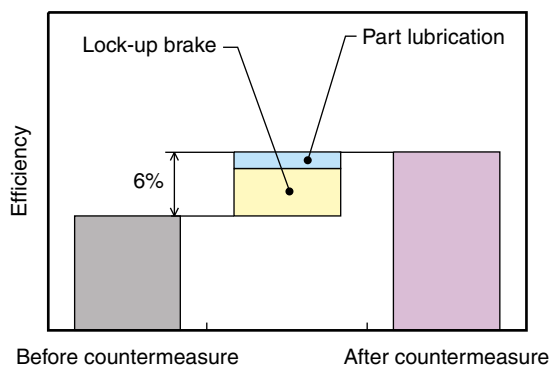


Fig. 9 Efficiency when cruising (50mph)

4. 高回転技術

アクセルペダル全開時のポンプとモータの回転速度を Fig. 10 に示す。ポンプの回転速度は車速の増加につれて一度増加し、最大値を取った後に減少するが、モータの回転速度は車速に比例し、最高車速のときに最大となる。実際の最大回転速度は HMT を搭載するエンジンと車両により異なる。本研究の例では、ポンプの最大回転速度は産業機械用と同等の 3500rpm であったが、モータは 7000rpm に達するので高回転に対応する技術が必要となる。

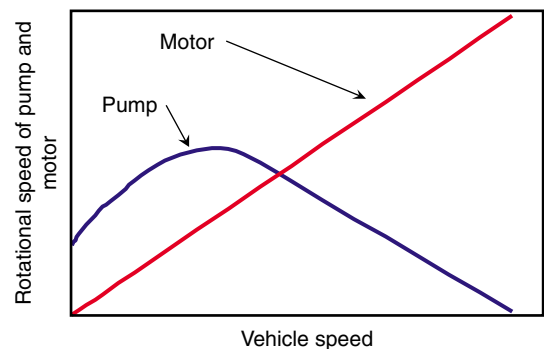


Fig. 10 Rotational speed of pump and motor

4.1. わん形スリッパ

アキシアル形斜板式ピストンポンプおよびモータのピストン先端には、スリッパと呼ばれる静圧軸受けが付いていて斜板に追従するため球継手構造で連結されている。様々な形式がある⁽³⁾が、Fig. 11 に示すかしめ式や球付が一般的である。

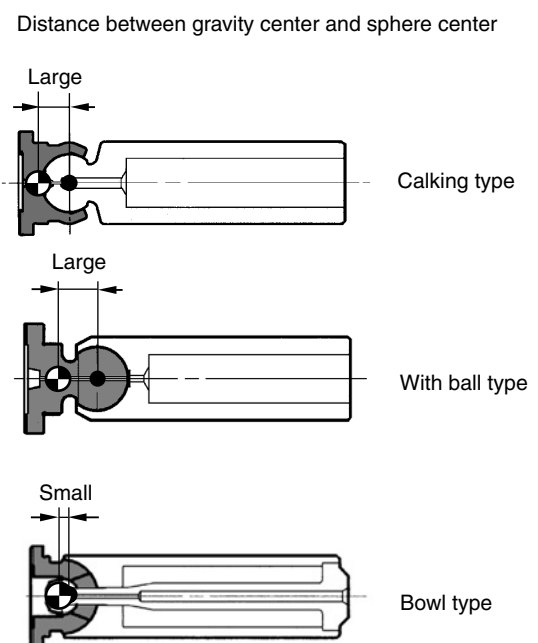


Fig. 11 Type of slipper

しかしながら、これらの形式はスリッパの重心と継手の球心が離れているためモータが高速で回転すると、重心に作用する遠心力で球心周りに大きなモーメントが発生する。このモーメントにより斜板に対してスリッパしゅう動面に傾くため、Fig. 12に示す従来式スリッパのようにある回転速度から急激に漏れ量が増加する。スリッパが傾くことの影響は漏れ量だけでなく、しゅう動部の接触が不均一となり摩耗や焼付きを発生させて耐久性が著しく低下する。

モータが大容量になるほど、回転中心とスリッパの距離が離れ、スリッパの重量も増えるので遠心力の影響が多くなり、耐久性が厳しくなる。本研究ではこの問題を、重心と球心をほぼ一致させることのできるわん形スリッパを採用することにより解決した。

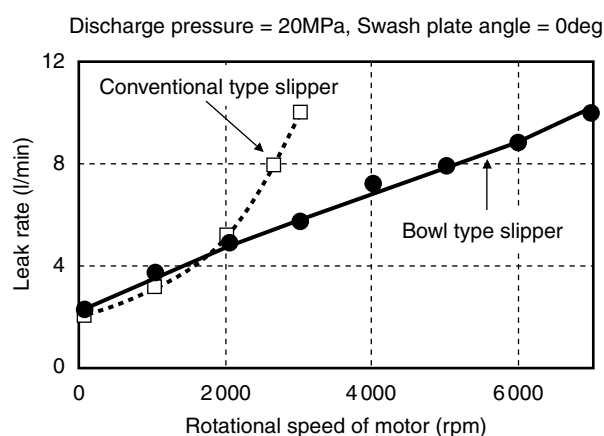


Fig. 12 Leak rate of motor

4.2. 部分給油の改良

3.3. で述べたオイルのかくはん損失低減に対する部分給油を、高回転耐久性向上のため更に改良した。Fig. 13に示すように斜板のしゅう動部を別体のしゅう動部品で構成し、オイルを(図示していない)斜板側から導入してしゅう動部品の裏側を冷却した後スリッパ側へ導いた。このしゅう動部品とスリッパ間を常にオイルで満たすためにオイルガイドを設けて油だまりを形成した。同様にシリンダ～弁板間にも油だまりを形成するためのオイルガイドを設けた。

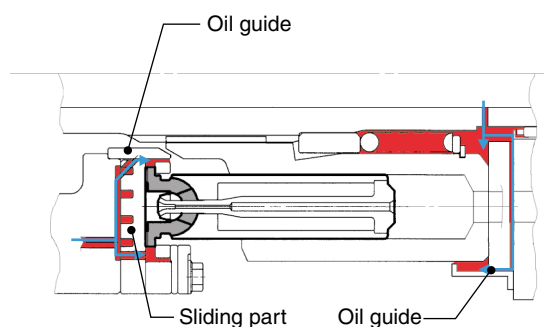


Fig. 13 Improvement of part lubrication

4.3. 耐久結果

前述の高回転技術により、押しのけ容積160cc/revのモータで7000rpm(斜板角度=0deg)の耐久性が得られた。この結果により、乗用車用 4L クラスのエンジンへの適用見通しがついた。

5. 低騒音技術

ピストンポンプおよびモータによる騒音問題は油圧式CVTの課題の一つである。ピストンポンプの低騒音化の研究は古くから精力的に行われてきた⁽⁴⁾。斜板に作用するピストンの軸方向の推力により発生する斜板振動がポンプおよびモータの騒音レベルに大きく影響することが報告されている⁽⁵⁾。我々の実験においてもポンプおよびモータの斜板振動の車室内への伝播が、騒音の主要因であることが明らかになっている。しかし、ポンプのポンピング作用に起因する予測しづらい圧力や流量変動がこれまで騒音の低減を困難としてきた。そこで我々は、まず設計段階で斜板振動レベルを予測し、次にこの結果を利用して斜板振動を低減できる仕様を考案し、確認の実験を行った。

5.1. 騒音の発生メカニズム

斜板振動の主要因は、ポンピング作用により発生するポンプおよびモータシリンダ内の急激な圧力変化により、斜板にモーメント変動およびスラスト荷重変動が発生し、この変動が振動を発生させるものである。そして Fig. 14 に示すように振動がケース→マウント→フレームを経由し車室内に至る伝達系振動として騒音を伝播する。

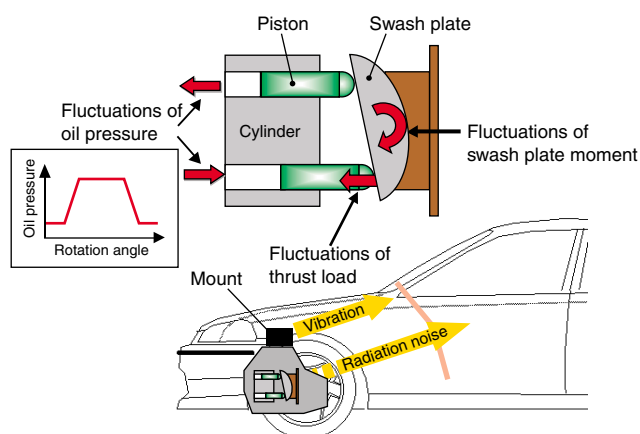


Fig. 14 Mechanism of noise

従来からミッションマウント取付点(以下 Mt 点)の変位を小さくすることにより車室内騒音が低減できることが一般的に知られている。今回、Mt点変位と斜板モーメント変動を調べたところ Fig. 15 に示すような相関が得られた。以上より本研究においては斜板モーメント変動を低減することを目標として展開した。

Fig. 17は基本仕様のポンプにおけるシリンダ内圧力の計算値と実測値の比較を示しており、よく一致していることがわかる。またこのシリンダの内圧変化は圧力の上昇が終了するまでのシリンダ回転角度 $\theta 1$ と圧力の下降が終了するまでのシリンダ回転角度 $\theta 2$ を持ちながら変化するものである。また Fig. 18 にシリンダ内圧力の計算結果を利用して算出した斜板モーメント変動と実測値の比較を示す。各次数のピークはよく一致しており、ポンプ改良時のポンプ騒音レベルを予測できるようになった。

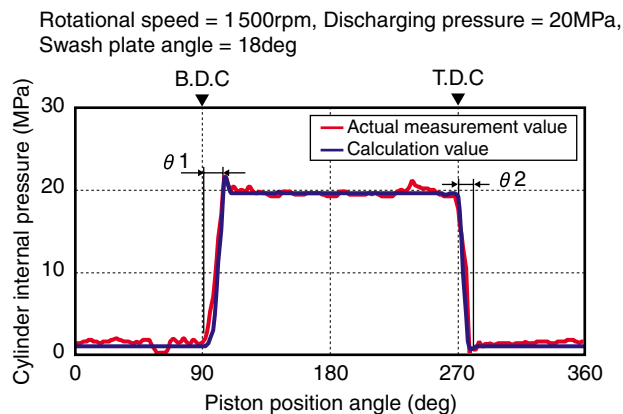


Fig. 17 Cylinder internal pressure

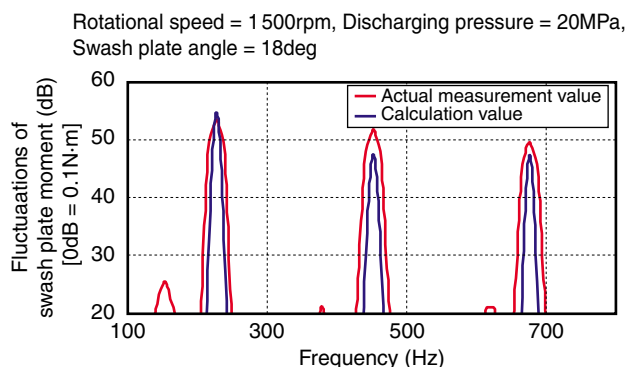


Fig. 18 Fluctuations of swash plate moment

5.3. 騒音低減手法

先に説明した計算式を利用してポンプ騒音を低減する手法を考案し、実験した結果を紹介する。Fig. 19に実験装置を示す。シリンダ内圧力は、シリンダに取り付けた圧力センサにて測定する。斜板モーメントは、両ピストンロッドにかかる荷重を測定し、モーメントに変換している。

5.3.1. シリンダ内圧力の最適化

Fig. 20にピストン本数が9本の場合におけるシリンダ内圧力の θ ($\theta 1 = \theta 2$)と斜板モーメント変動の関係を示す。この図より θ を20degもしくは40degになるように設定すると斜板モーメント変動が小さくなることがわかる。この結果から斜板モーメント変動が小さくなる特定の $\theta 1$, $\theta 2$ があることがわかる。斜板モーメント変動のこのような傾向に着目して $\theta 1$, $\theta 2$ の最適化を行った。

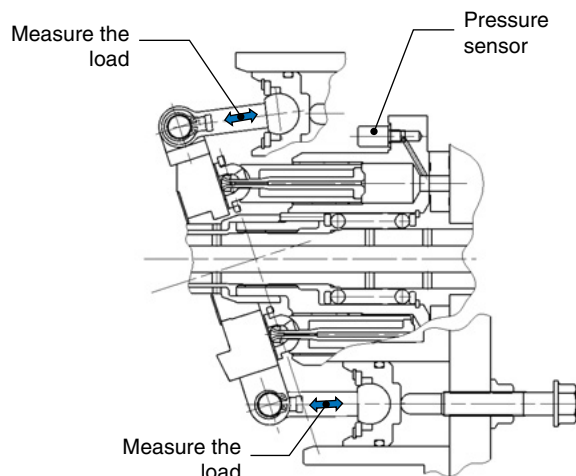


Fig. 19 Experimental equipment

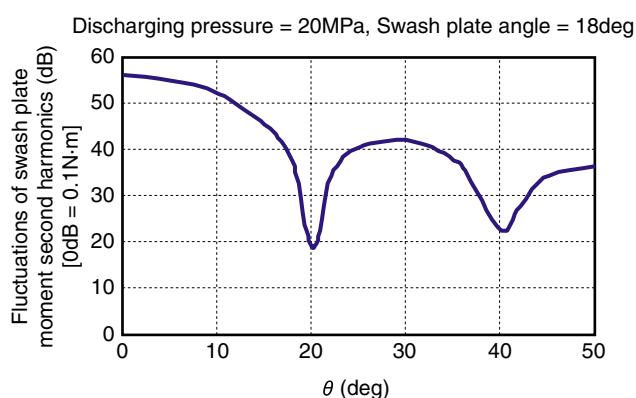
Fig. 20 Relation between θ and swash plate moment

Fig. 21に基本仕様(ピストン9本)の弁板に対してポートタイミングを変更することにより $\theta 1$, $\theta 2$ が20deg近傍になるように改良した弁板を示す。シリンダポートがB.D.C (Bottom Dead Center)前20degにきたとき吐出ポートと連通させ、シリンダ内容積が増加している工程において吐出ポートの高圧をシリンダ内に導入することにより、なだらかな圧力の変化をつくっている。また、シリンダポートがT.D.C(Top Dead Center)前20degにきたとき吸入ポートと

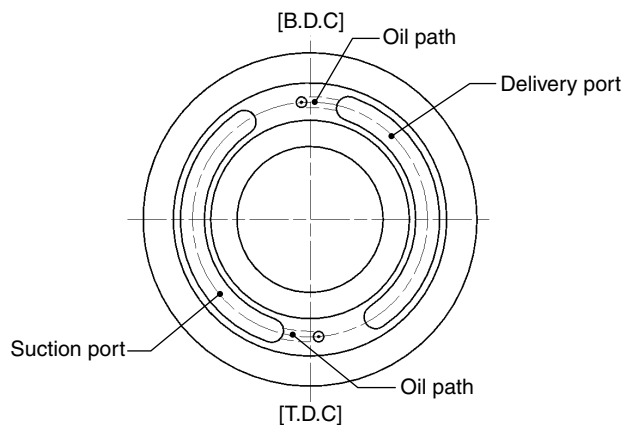


Fig. 21 Port timing change valve plate

連通させ、シリンダ内容積が減少している工程においてシリンダ内圧力を吸入ポートへ導くことにより、なだらかな圧力の変化をつくっている。

Fig. 22 にシリンダ内圧力、Fig. 23 に斜板モーメント変動の実験結果を示す。ポートタイミングを変更した弁板仕様はシリンダ内圧力の $\theta 1$ 、 $\theta 2$ 共にほぼ20degにコントロールできている。また基本仕様に対して斜板モーメント変動は低減されており、シリンダ内圧力の $\theta 1$ 、 $\theta 2$ を20degにすることによる効果を示すものである。

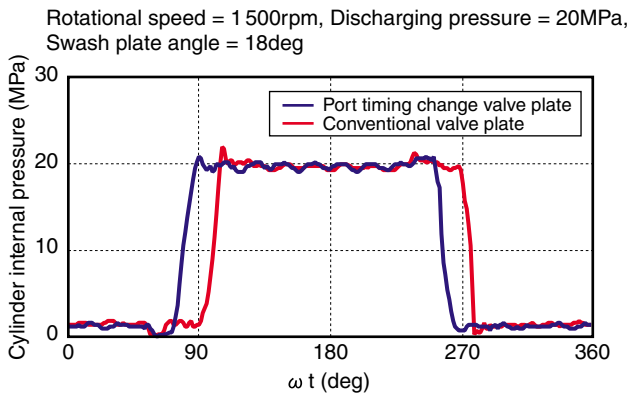


Fig. 22 Cylinder internal pressure with port timing change valve plate

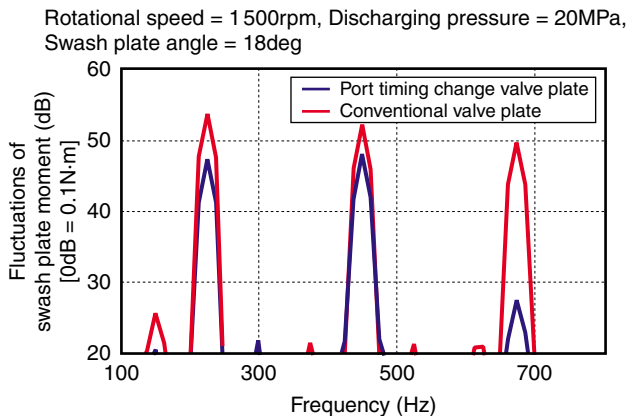


Fig. 23 Fluctuations of swash plate moment with port timing change valve plate

5.3.2. ピストン本数

ピストン本数の増加による騒音低減について述べる。Fig. 24 はピストン本数違いによるシリンダ内圧力の θ ($\theta 1 = \theta 2$)と斜板モーメント変動の関係を示したものである。 θ が同じ場合にピストンを11本にすることにより9本のときに比べ斜板モーメント変動を小さくできる。

Fig. 25 は Mt 点変位のテスト結果である。Mt 点変位のピークは低減しておりピストンを11本にしたことによる効果が認めらる。

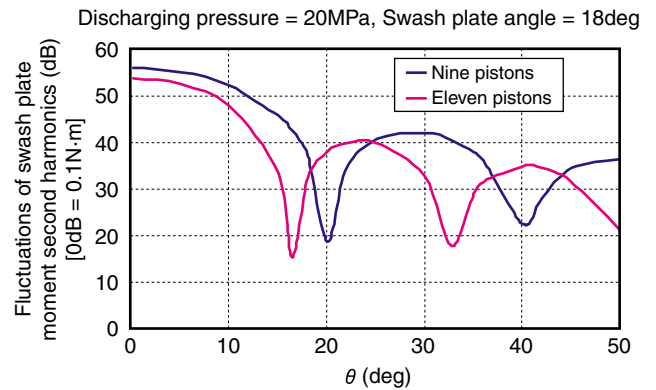


Fig. 24 Relation between number of pistons and fluctuations of swash plate moment

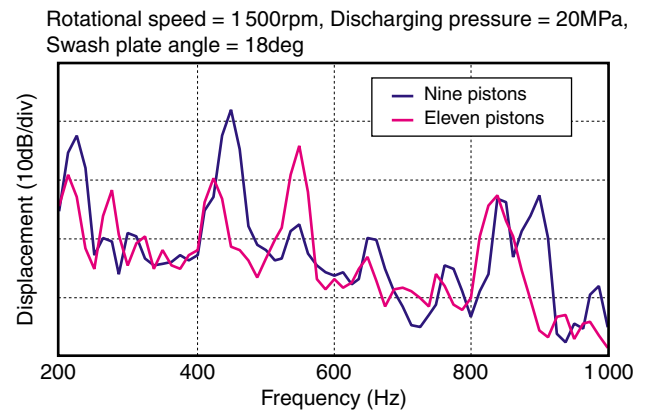


Fig. 25 Relation between number of pistons and displacement of mounting point

5.3.3. 可変ポートタイミング機構

Fig. 26 にポンプの様々な運転条件(圧力、斜板角度、回転)で最適のシリンダ内圧力を得るために考案した可変ポートタイミング機構を示す。これはシリンダのポートが弁板の吐出側ポート、吸入側ポートと連通するタイミングを制御することにより、異なる運転条件においてもシリンダ内圧力の $\theta 1$ 、 $\theta 2$ を20deg 近傍にするものである。

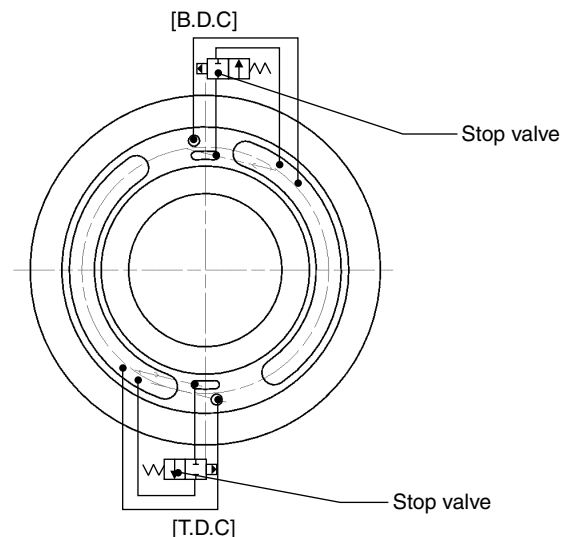


Fig. 26 Variable port timing system

Fig. 27 は車両低速時を想定した斜板角度 6deg, ポンプ回転速度 700rpm, 圧力 10MPa 時の Mt 点変位であり, 可変ポート閉の方が Mt 点変位が小さい。Fig. 28 は車両加速時を想定した斜板角度 18deg, ポンプ回転速度 1500rpm, 圧力 20MPa 時の Mt 点変位であり, 可変ポート開の方が Mt 点変位が小さい。このように可変ポートの開, 閉を選択することにより様々なポンプ運転条件での騒音低減が可能となった。

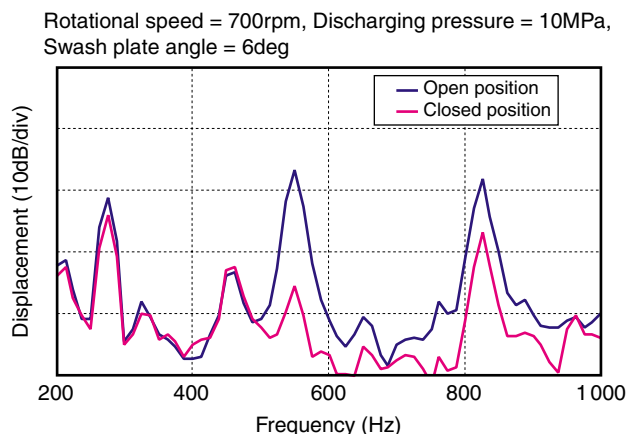


Fig. 27 Displacement of mounting point at low vehicle speed

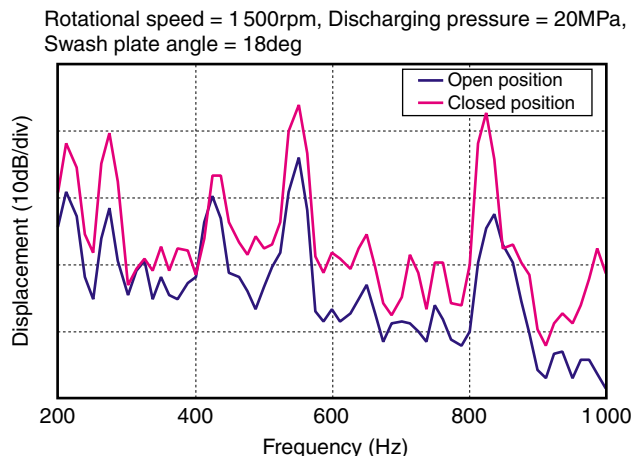


Fig. 28 Displacement of mounting point when accelerating

5.3.4. 不等ピッチポートシリンダ

ポンプの基本次数およびその高周波成分を際立たせないようにする目的で Fig. 29 に示す不等ピッチポートシリンダを採用した。これはピストンの位置は等間隔のままポートの位置を不等ピッチとすることによりシリンダ内圧力の変化タイミングをずらすものである。計算により斜板モーメント変動が大幅に増加せずに特定の周波数の変動が大きくなる仕様を選定した。

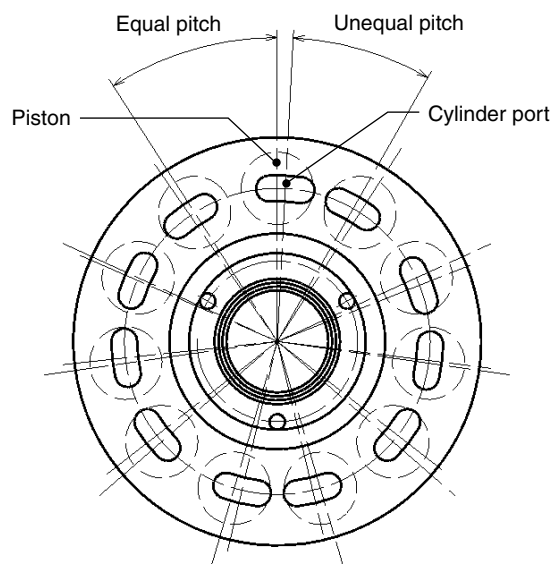


Fig. 29 Unequal pitch cylinder port

Fig. 30 は Mt 点変位を等ピッチのポートシリンダと不等ピッチのポートシリンダで比較したものである。不等ピッチ化により Mt 点変位のピークを低減すると同時に特定の周波数の変位が大きくなる効果が高周波数側で得られている。この効果により音質が耳ざわりでなくなり, 実車室内におけるポンプ騒音はデータから予想される以上に低減した。

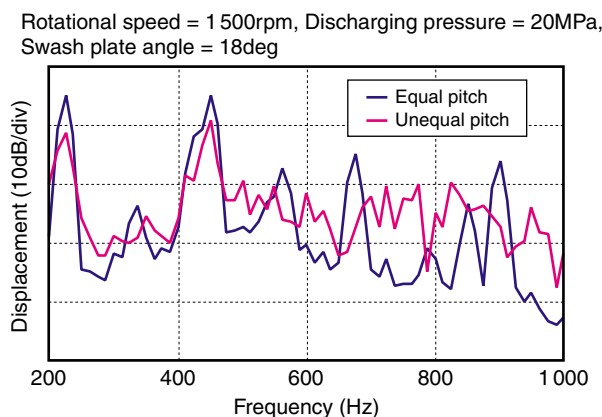


Fig. 30 Displacement of mounting point when unequal pitch cylinder port

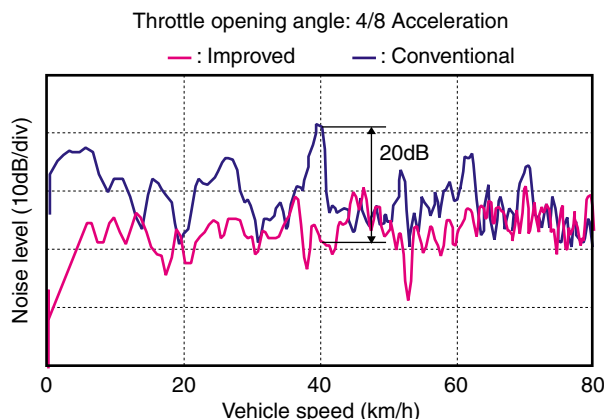


Fig. 31 Pump noise level in the cabin

以上の低減手法を適用することにより Fig. 31 に示すように車室内におけるポンプ騒音レベルを従来に対して最大 20dB 低減することができた。またこれらの低減手法はモータに対しても有効である。

5. まとめ

エンジン横置きの前輪駆動車で大排気量エンジンに適用できる乗用車用油圧式 CVT の研究を行い、以下の結果を得た。

- (1) 油圧 CVT として、効率の高い HMT にロックアップブレーキの採用とポンプおよびモータに部分給油を行いオイルのかくはん損失を低減することにより、高いクルーズ効率が得られた。
- (2) モータの回転速度は車両の最高速度時に 7 000rpm に達するが、遠心力の影響が少ないわん形スリッパと斜板のしゅう動部を別体にして冷却することにより、耐久性の見通しが得られた。
- (3) 実車騒音とポンプおよびモータの斜板モーメント変動に相関があることを明らかにし、ポンプを例にして斜板モーメント変動の計算値と実験値が一致することを確認した。更に、運転条件に応じてシリンダ内圧を調整する可変ポートタイミング機構と、ピストン本数を 11 本に増やすことにより斜板モーメント変動を低減した。また、不等ピッチシリンダにより高周波数側で特定の周波数の変位が大きくなり、音質が耳ざわりでなくなってポンプ騒音が低減した。

謝 辞

本研究にあたり、御協力を頂きました社内外の関係者の方々に紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

6. 参考文献

- (1) 西村定徳ほか：小型乗用芝刈機用油圧無段変速機，HONDA R&D Technical Review, Vol.2, p.67-77 (1990)
- (2) 斎藤充：ATV 用電子制御 HMT システムの紹介，日本フルードパワーシステム学会 オータムセミナー 2001, p.43-50 (2001)
- (3) 石原貞夫：ピストンポンプおよびモータの理論と実際，東京，オーム社，1979, p.127-133
- (4) 油圧ポンプの発生騒音とその低減方法 山内一弘，山本次男：三菱重工技報 Vol.12 No.4 p.78-85 (1975.7)
- (5) 可変容量形斜板ポンプの騒音特性の一研究 井上 淳，中里雅一：カヤバ技報 第 9 号 p.10-17 (1994.10)
- (6) ピストンポンプに作用する加振力 荏原中研 佐野勝志 日本機械学会関西支部第 236 回講演会 講演論文集 p.37-40 (1976.11.5)

■ 著 者 ■



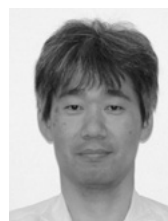
飯野 尚 史



奥田 昭 仁



酒井 和 明



高野 幹 広



浅野 哲 史



伏見 宏 一



田 中 正 志

フィット用新CVTの開発

Development of a New Compact CVT for the Fit

角 誠*
Makoto SUMI
一條 秀治*
Shuji ICHIJO

國井 久史*
Hisashi KUNII
長谷川 隆*
Takashi HASEGAWA

藤本 修一*
Shuichi FUJIMOTO
福島 幸彦*
Yukihiko FUKUSHIMA

要 旨

ABSTRACT

新世代パワープラント用の軽量コンパクトな新CVT ホンダマルチマチックSを開発し、「フィット」に搭載した。このCVTは、新しい構造のフライホイール、オイルポンプ、クラッチ、及びトランスミッションケースなどを採用して部品点数を15%削減すると同時に、低フリクション化も行い、伝達効率を99年モデル「ロゴ」比5%向上した。また、新しい電子制御として、走行状態に応じた最適なクリープ力制御、及び変速スケジュールの自動切替えを行うことにより燃費低減と、ドライバーのさまざまな要求に対応した走行フィーリングを両立した。

Honda has developed a new continuously variable transmission (CVT) for use with new-generation power plants, and this compact, lightweight CVT, known as the Multimatic S, has been installed on the Fit. The redesigned flywheel, oil pump, clutch, and transmission case used in this CVT reduce the number of parts by 15% while simultaneously lowering friction and improving transmission efficiency by 5% over the 1999 model Logo. The new electronic control also provides creep control optimized for cruising conditions and automated switching of the shift schedule. These have yielded both improved fuel economy and a feeling of responsiveness to a wide range of driver demands.

1. まえがき

地球環境保護、省資源が世界的に注目される中、自動車の省燃費性能に対する要求は年々高まっている。ホンダは燃費効率に優れたホンダマルチマチックを96年モデルのシビック、及び98年モデルの「ロゴ」へ搭載した。さらには、高効率、コンパクトCVTのホンダマルチマチックSを99年モデルのハイブリッドカー「インサイト」に搭載した。⁽¹⁾

今回、「ロゴ」に代わる新世代ニュースモール「フィット」用CVTの開発にあたり、インサイトで採用したコンパクト化技術をベースに改良を行った。

ここでは、この新技術について紹介する。

2. 開発のねらい

「フィット」のコンセプトを実現するため、本CVTは、下記の性能向上及び生産性向上を追求した。

*栃木研究所

- (1)「広い室内空間」と「クラスでトップの衝突安全性能」を両立するショートノーズパッケージングレイアウトに対応するコンパクト設計。
- (2)「クラスで世界一の低燃費性能」に寄与する低フリクション、高効率化、及びCVT制御の改良。
- (3)ドライバーの感覚にマッチした「スムーズさと走る楽しさ」を満足する発進及び変速制御。
- (4)部品点数の削減による生産性の向上。

3. 基本レイアウトと主要諸元

Fig. 1, Fig. 2 に本CVTの主断面と外観図を、Table 1 に主要諸元を示す。

99年モデル「ロゴ」(以下旧モデル)からの主な変更点は、プーリ軸間の短縮、オイルパンの廃止(オイルパンレス構造)、制御系の配置変更、トロコイドポンプ採用と駆動チェーン廃止、及びシングルマスフライホイールの採用である。

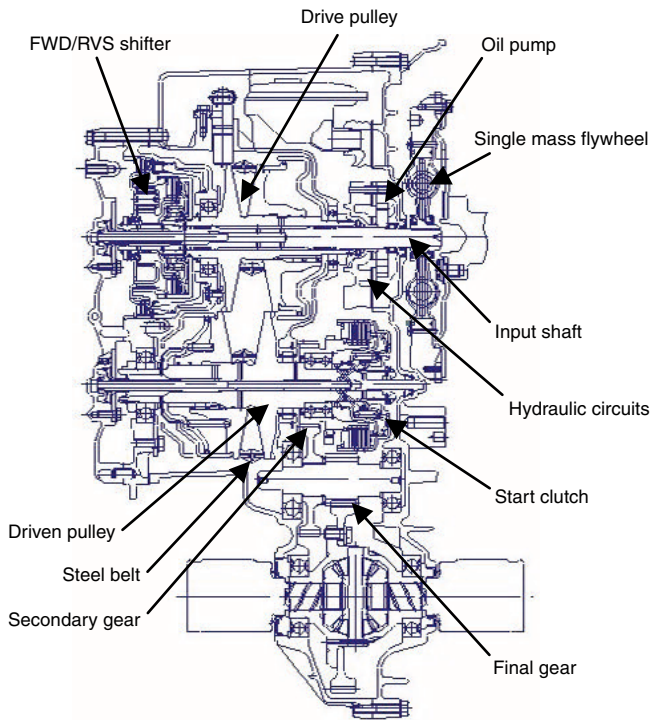


Fig. 1 Main section of CVT

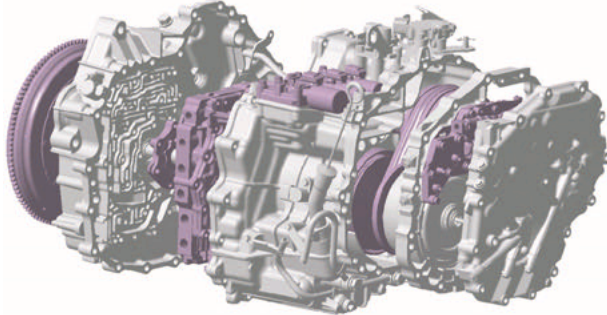


Fig. 2 View of CVT for Fit

その結果、旧モデル比、全幅で6.2%のコンパクト化、重量で7.3%の軽量化を達成した。部品点数も770点から655点へ、15%削減している。Fig. 3に旧モデルとの部品点数及びウェイト比較を示す。

Fig. 4に旧モデル(輪郭)との外観形状の比較を示す。

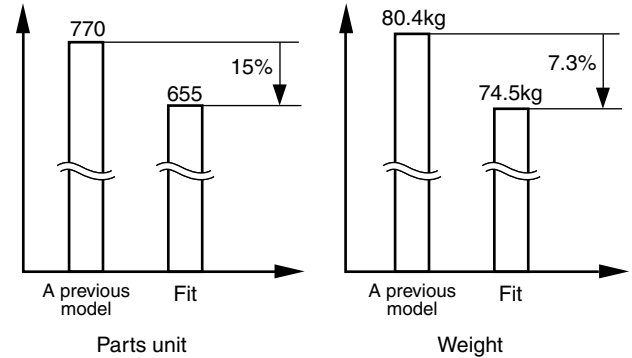


Fig. 3 Comparison of complete parts unit and weight

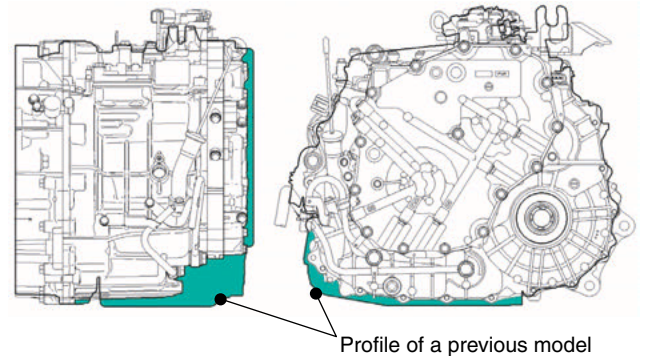


Fig. 4 View of CVT for Fit

4. 採用技術

4.1. シングルマスフライホイール

4.1.1. 適用背景

旧モデルでは前後進切り換え用プラネタリギヤから発生するリバースアイドルリング時のギヤラトル音を防止するため、減衰性能の高いデュアルマスフライホイール採用して

		2002 model Fit	1999 model Logo
Engine Specification	Type	1.3L 2VLV	1.3L 2VLV
	Max. power (kW/rpm)	63/5 700	49/5 500
	Max. torque (N·m/rpm)	119/2 800	103/2 500
Ratio	LOW	2.367	2.466
	}	}	}
	OD	0.407	0.449
	Secondary	1.333 (52/39)	1.333 (52/39)
	Final (2WD)	4.333 (65/15)	4.357 (61/14)
	Final (4WD)	4.714 (66/14)	
Dimension	Overall length (mm)	349	372
	Pulley axis length (mm)	143	155
	Reverse	4.226~2.367	2.466
Weight (Wet)	2WD (kg)	74.5	80.4

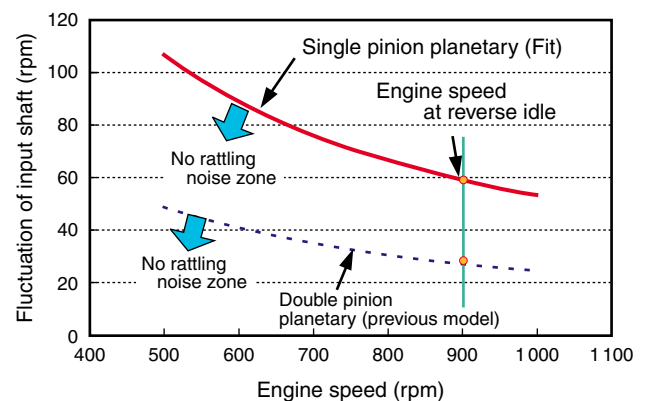


Fig. 5 Rattling noise zone chart

いた。プラネタリギヤをダブルピニオン形式からシングルピニオン形式に変更した事と、プーリ軸間距離の短縮によるプーリイナーシャ低減の2つの効果により、回転変動によるギヤトル音の発生限界が従来比2倍以上となり、シングルマスフライホイールの採用が可能となった。Fig. 5にシングルとダブルピニオンプラネタリギヤのリバース時ギヤトル音発生限界を示す。

4.1.2. 基本構造

シングルマスフライホイールは慣性質量を分割していないため、デュアルマスフライホイールに対し、シンプルな構造となっている。部品点数で比較するとデュアルマスフライホイールの39部品に対して29部品となっている。Fig. 6にシングルマスフライホイールの構造を示す。

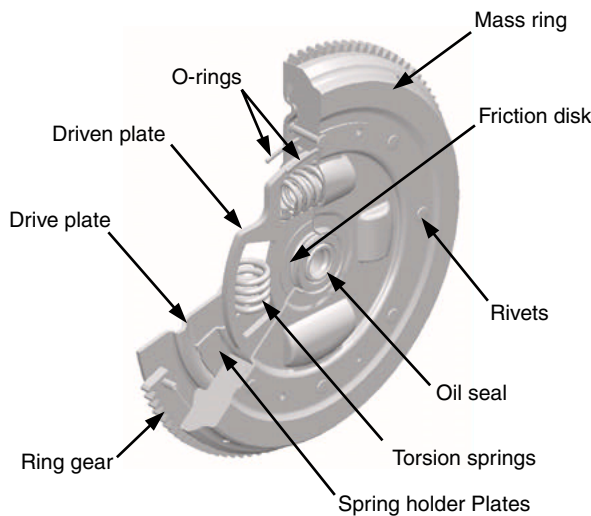


Fig. 6 Structure of single mass flywheel

ねじり特性は Fig. 7 に示すように3種類のスプリングを各2個使用した3段特性で、最大ねじり角が ± 25 度でトルク容量が207Nmのロングトラベルタイプとしている。

また、ヒステリシストルクを発生させるため、スプリングホルダプレートとドリブンプレートの間に樹脂製のフリクションディスクを各1枚設け、スプリングホルダプレートの弾性変形を利用してフリクションディスクの押し付け荷重を発生させている。

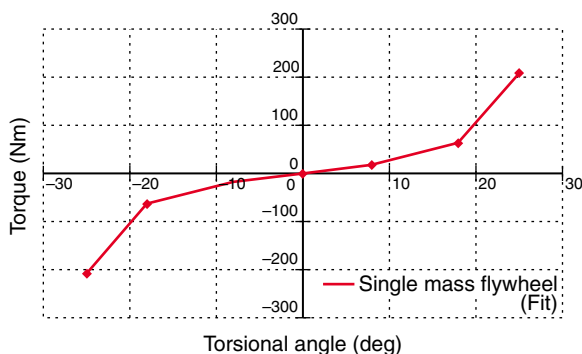


Fig. 7 Torsion characteristics

4.1.3. NV性能向上効果

デュアルマスフライホイールで1次側と2次側に分割されていた慣性質量が、シングルマスフライホイールでは一体となり、エンジン側慣性質量を増加することができた。その結果、エンジンの回転変動が低減し、サージ、こもり音などのNV性能が向上した。

Fig. 8 に両フライホイールのエンジン回転変動を示す。

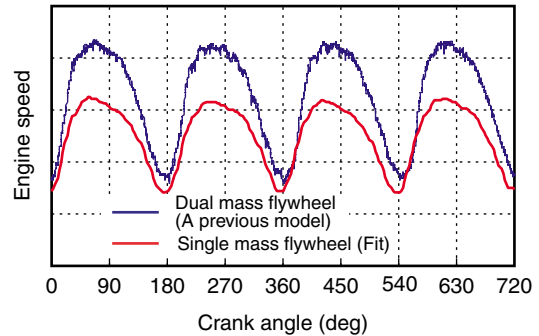


Fig. 8 Cycle irregularity

4.2. 直動トロコイドオイルポンプ

4.2.1. 部品点数削減(合理化設計)

旧モデルは、入力軸からチェーンでポンプ軸を駆動していた。本CVTでは入力軸で直接ポンプを駆動する方式を採用しチェーン、スプロケットなどを廃止して部品点数を削減した。

ポンプ形式は焼結ロータを用いたトロコイドポンプとし、インナロータを入力軸のスプラインで駆動する方式とした。

旧モデルとの構造比較をFig. 9に示す。

4.2.2. 高圧化対応

本CVTは3.5MPa以上の吐出圧を使用するため、ポンプボデーの変形による吐出性能低下の課題がある。そこで、FEM解析を用いてポンプ各 부품の形状を最適化するとともに、ポンプボディを鋳鉄製として変形を少なくすることにより高圧状態での吐出性能を確保した。

Fig. 10にFEM解析結果を示す。

またポンプロータとボディの膨張係数がほぼ同等なため、温度変化に対してサイドクリアランスの変化が少なく、安定した吐出性能が得られた。

4.2.3. 吐出性能

オイルポンプ吐出性能をFig. 11に示す。理論吐出量を9cc/revとし、高油温、低回転速度において従来と同等以上のポンプ吐出量を確保した。

4.2.4. フリクション低減

トロコイドポンプの多くはインナロータにつばを設けブッシュにて支持する構成としている。この構成では油圧によるインナロータへの荷重とそれを支えるブッシュのずれによりモーメント荷重が発生する。

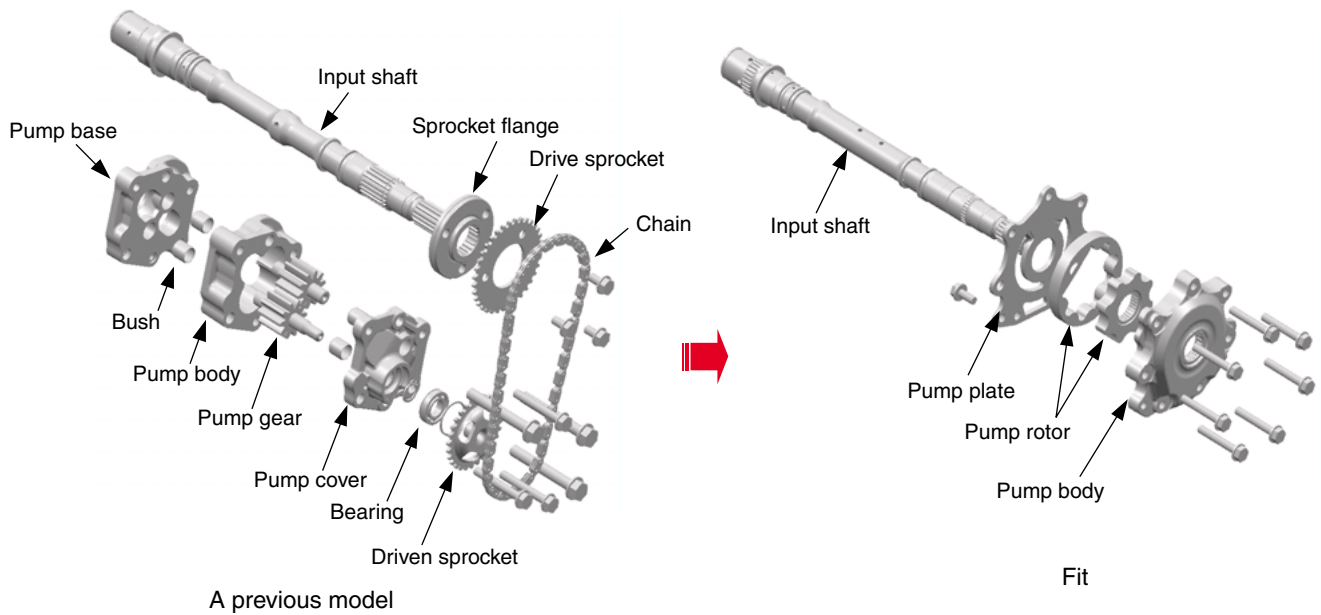


Fig. 9 Oil pump structure

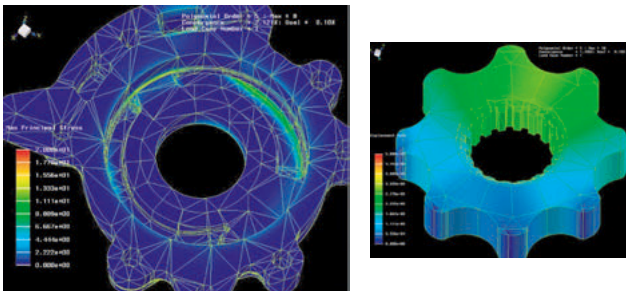
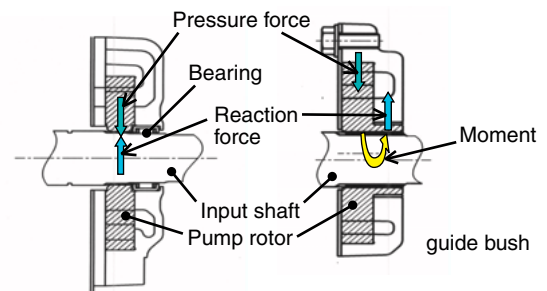


Fig. 10 Pump body stress analysis with FEM



Trochoid pump for Fit Conventional trochoid pump

Fig. 12 Reduction of oil pump rotor friction

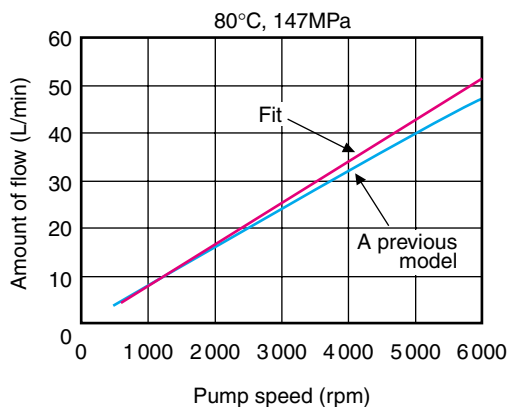


Fig. 11 Oil pump delivery performance

本オイルポンプではこの偏荷重によるフリクションを無くするため、入力軸にインナロータを支持し、ポンプボディにニードルベアリングを設けて入力軸の位置決めを行う構成とした。

Fig. 12 に、従来構造との比較を示す。

また、ポンプ駆動用チェーンの廃止により駆動フリクションとオイルかくはんによるフリクションの両方を削減した。

4.2.5. ポンプ騒音低減

ポンプ音の改良は、ポンプ自体の発生する放射音低減と、ポンプ振動の車体への伝達低減が必要となる。

ポンプ単体放射音の改良として、吸入ポートタイミングの進角量を吸入負圧と吐出性能がバランスする設定とし、吸入ポートから吐出ノッチまでの間の与圧縮量と、吐出ノッチ1段目フラット部分のタイミング、幅、及び深さの設定により吐出音対策を行った。さらに2段目の円錐形状の設定により吐出時の圧力変化を緩やかにしキャビテーション音の発生を防止した。Fig. 13 に吐出ノッチ形状を示す。

伝達騒音対策として、フライホイールケースのリヤマウント取付け部にリップを設けポンプ振動の車体への伝達を低減し、車体客室騒音を低減した。

4.2.6. 生産性向上

(1) 加工性 インナロータにつばを持たないため、ロータサイド面の研磨加工を両頭研磨機により同時に加工することが可能となり、寸法精度及び加工スピードを向上することができた。

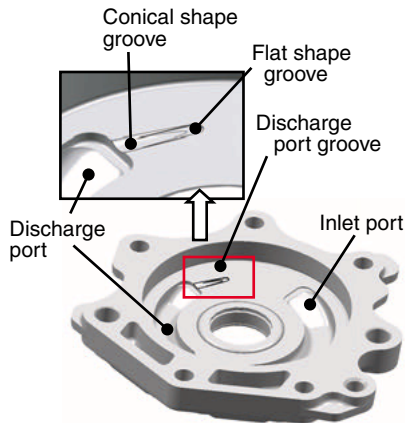


Fig. 13 Shape of discharge port notch

(2) 組み付け性 本CVTでは、オイルポンプを取り付けたバルブボデーをフライホイールケースに直接配置してインプットシャフトから直接駆動する方式とした。

これにより駆動用チェーン、スプロケット等がなくなり組み付け性が向上した。また、ポンプボデーとロータプレートを小組構造化しポンプ単品での機能保証を可能にした。

4.3. オイルパンレス構造

従来はCVT側に配置されていたスタータモータをエンジン側に、そのスペースにオイルパンの中にあった制御ボデーをレイアウトすることにより、オイルパンを廃止し、ケース部品点数を削減した。

Fig. 14は従来のオイルパン方式CVTとの比較である。図に示すように、ドライブ及びドリブンプーリ用及びスタートクラッチ制御用の三つのリニアソレノイドバルブボデーを一体化しCVT上部外側に配置し、また、リバースインヒビタソレノイドバルブも外付け配置として電子制御部品の

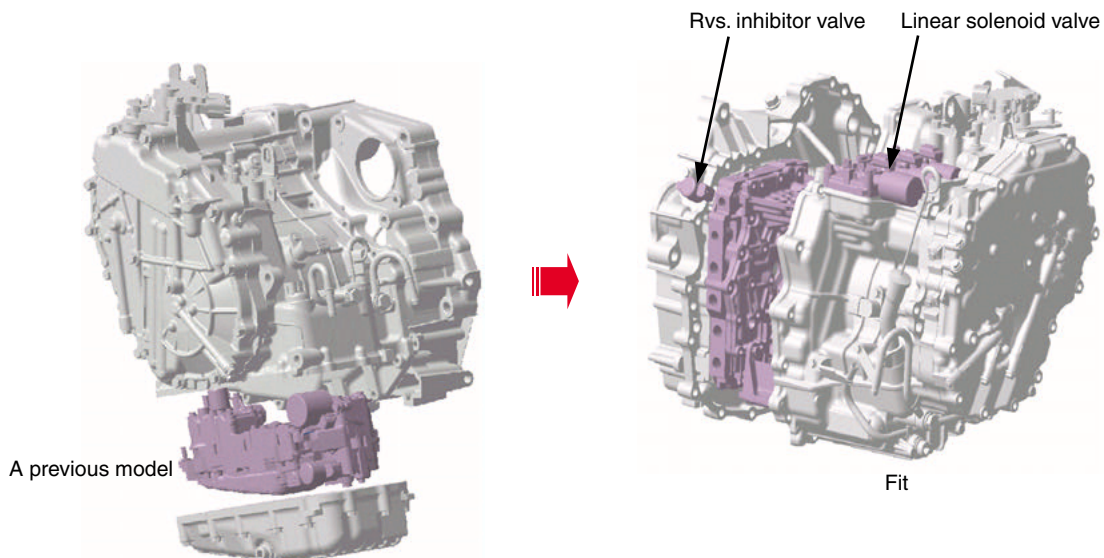


Fig. 14 Oil pan-less casing and valve body layout

メンテナンス性を向上した。また他の油圧制御部はオイルポンプと組合せて、フライホイールケースへ直接取り付けられるように配置した。フライホイールケースとその左側にあるプーリ室とのスペースには、従来、オイルポンプと駆動部品が配置されていたが、駆動チェーン、スプロケットを無くし、ポンプを制御ボデーと組合せることで従来オイルポンプのあったスペースへ油圧制御系を配置することが可能となった。

この変更により、オイル充填容量が増加した結果、油面レベルを低く設定できるようになり、かくはん抵抗が低減できた。

4.4. スタートクラッチの改良

4.4.1. ボンデッドシール

従来のクラッチピストンは別体のオイルシールを圧入しているが、本クラッチでは、ピストンとオイルシールを一体化したボンデッドシールピストンを用いている。

これによりスタートクラッチのコンパクト化及び部品点数削減が可能となった。

Fig. 15に旧モデルのクラッチピストンとの比較を示す。

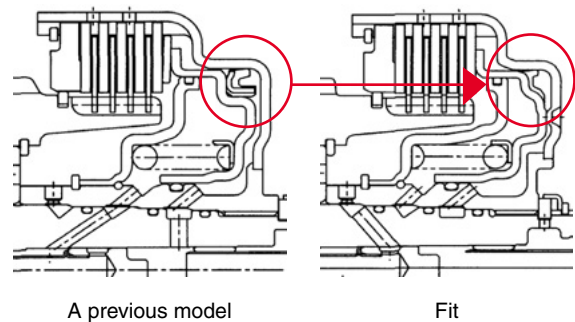


Fig. 15 Structure of start clutch

4.4.2. 摩擦材の改良

今回適用した摩擦材は従来の摩擦材に対し高耐熱繊維を追加し、他の成分の配合量についても見直しを行うことで、耐久性を向上しつつ良好な摩擦特性を確保した。

この新材の適用により、さらにスムーズな発進性能が得られた。Fig. 16は摩擦材表面を拡大したものである。Fig. 17に摩擦特性の比較を示す。全域で摩擦特性が向上している。

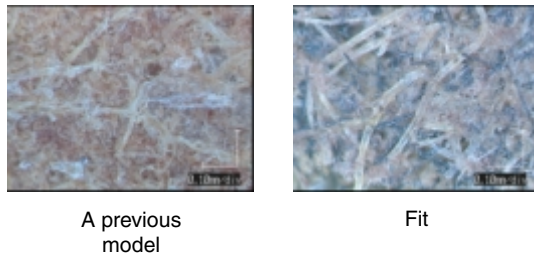


Fig. 16 Magnified disc surface

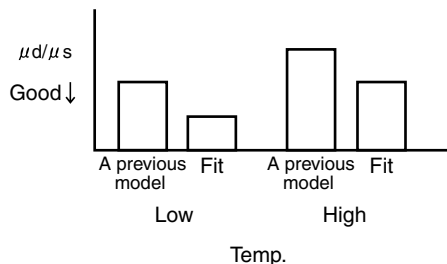


Fig. 17 Disc characteristic

4.5. クリープ制御

クリープは、発進のスムーズさと容易性から、いわゆるオートマチック車(CVT車を含む)の必須機能となっているが、一方で、ブレーキ停止時に駆動力が発生していることから、燃費、及び車体振動へ影響がある。本CVTでは、スタートクラッチのクリープ制御を改良し、クリープ機能を確保しつつ、アイドリング時の燃費及び車体振動の低減を図った。

制御の改良にあたり、まず発進時にクリープが必要とされる走行状態として、

- ・登坂路での途中発進
- ・渋滞走行でのノロノロ走行や発進、停止繰り返し
- ・車庫入れや縦列駐車時のインチャング

を洗い出し、これらを判別できる検知手段として、各々

- (1) 勾配判断
 - (2) 車速履歴判断
 - (3) シフトポジション判断
- を設定した。

登坂路検知について、従来の勾配判定方法ではある程度以上の車速(発進クラッチが完全に締結)を必要としたため、低車速では判定できなかった。本制御では発進クラッチ制御圧から伝達トルクを算出しクラッチ滑り領域の駆動力を

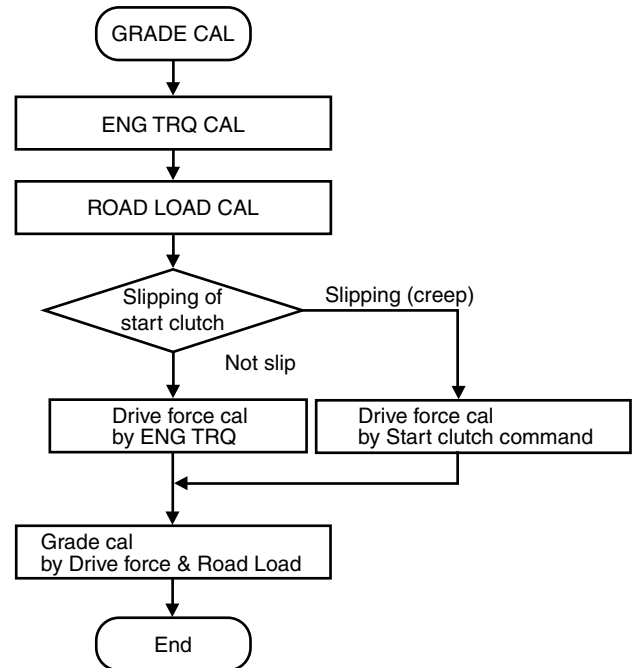


Fig. 18 Flow chart of grade calculation

推定することによって、低車速領域においても勾配判定が可能となった。

Fig. 18 は勾配判定のフローチャートである。

以上のように、クリープ駆動力を適切に判別することにより、クリープ性能を確保しつつ、停止アイドリング時の燃費及びシート振動の低減が可能となった。

4.6. 変速制御

4.6.1. 変速応答性の向上

「フィット」では、「インサイト」と同じプリー圧ダイレクト制御方式⁽¹⁾を採用し、ドライブとドリブンのプリー圧を個別に制御、変速速度を自在に設定できる。これにより迅速なキックダウン応答が可能となり、緩加速から急加速まで、ドライバーの感覚にマッチしたリニア加速フィーリングを実現した。(Fig. 19)

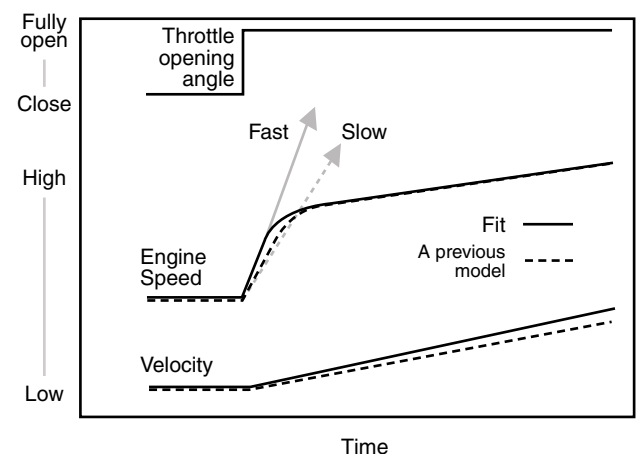


Fig. 19 Kick down response

4.6.2. 変速スケジュール

ドライブレンジの変速スケジュールは、一般道や市街地、及び高速道での流れに乗った走行などで軽快に走行できる設定としている。しかし、郊外や山岳路などドライバーがより積極的に加減速を行って走りたい(アグレッシブな走行)状況では、このD1レンジ変速スケジュールよりもエンジン回転速度を高め(ローレシオ側)に設定した変速スケジュールが望ましい。そこでフィットではドライブレンジに、D1とD2の2つの変速スケジュールを設定し、ドライバーの走行指向によってこれらの切り換えを自動的に行う制御を採用した。

(1) D1 スケジュール 燃費に重点をおいた変速スケジュールで、アクセルの低中開度領域でエンジン回転を抑えエンジントルク主体で走行する設定としている。

中開度以上では変速を素早く行うキックダウンモードにより応答性を確保している。

(2) D2 スケジュール 中程度のアクセル開度領域の回転速度をD1スケジュールよりも高く設定して駆動力を高めつつ、低アクセル開度領域はD1との差を小さく設定してクルーズ走行時のエンジンブレーキ効きすぎによるアクセル操作の繁忙感と燃費低下を防止している。

Fig. 20 にD1とD2変速スケジュールの比較を示す。

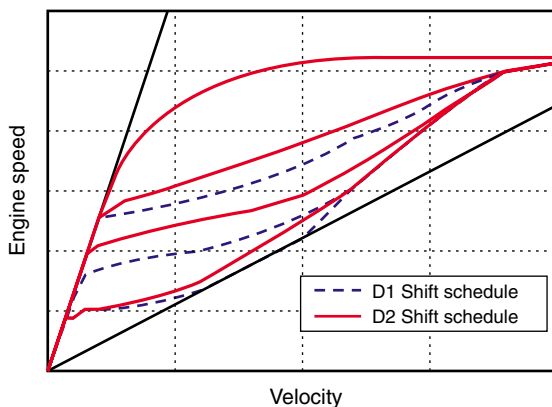


Fig. 20 D1 and D2 shift schedule

4.6.2. 変速スケジュールの自動切替え

Fig. 21 は、運転者の走行意図とスロットル(アクセル)開度との関係のイメージ図である。

運転者が一般的な流れに乗った走行を行った場合、図中で右下の領域のような低めのアクセル開度における運転状態となる。一方、山坂道など運転者が頻繁に加減速を行うような走行の場合には、アクセルの操作状態が図中で左上の領域に飛び込むこととなる。

Fig. 22 は車体速度とスロットル開度、及び変速スケジュール選択との関係を実測したものである。

図中左下の枠内は市街地を普通に走行した走行状態分布で、D1変速スケジュールが選択されている。

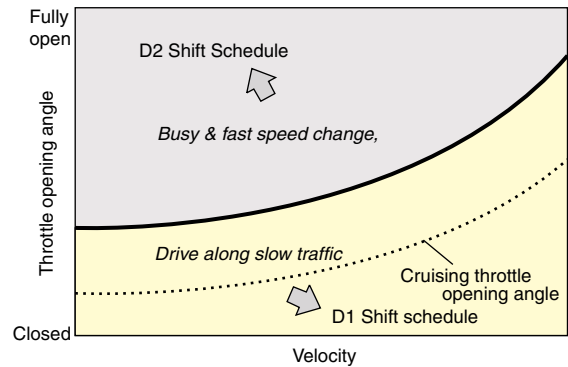


Fig. 21 Condition of shift schedule

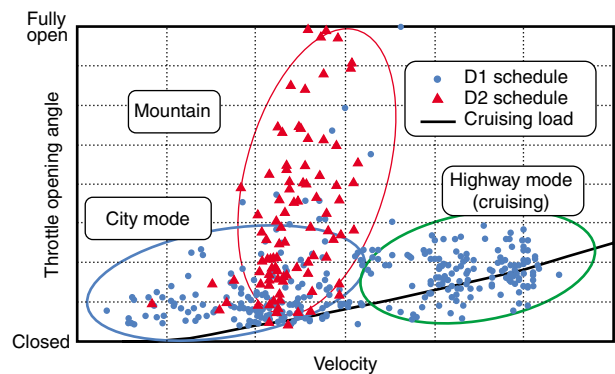


Fig. 22 Throttle distribution chart by shift schedule

図中右下の枠内は高速道路を普通に走行した走行状態分布で、追い越し加速は行わず流れに乗って走行しているのD1変速スケジュールが選択されている。

図中中央の枠内は山岳登坂路を走行した走行状態分布で、スロットル踏み込み開度が平坦路より大きくなるため、D2変速スケジュールが選択されている。

以上のように、運転者の走行パターンに応じて変速スケジュールの自動切替えを行った結果、切替えを行わなかった場合に比べ、より違和感の少ない走行フィーリングが得られるようになった。

4.7. 効率向上⁽²⁾

伝達効率を低下させる損失トルクには、金属ベルトの回転抵抗、オイルポンプ駆動トルク、オイルかくはん抵抗、などがあり、これらの各要素について低減を図った。

4.8.1. 金属ベルトの回転抵抗低減

金属ベルトは、積層リングの巻付き径差によって生じるリング間のしゅう動抵抗、及び巻き付きに伴う曲げ荷重によって回転抵抗が発生する。今回エンジンの出力特性に合わせ伝達容量の最適化設計を行った結果、リング仕様を従来の12枚2列から9枚2列へ変更が可能となり、ベルトの伝達損失を低減できた。

4.8.2. ライン圧低減によるオイルポンプ負荷軽減

旧モデルの制御方式は一つのリニアソレノイドバルブで高低2つのプリー側圧を作り、四方弁によって高圧側をレ

ベル調整し変速制御を行っているが、プーリの最小必要圧に対し常に最大変速圧を発生させているため、クルーズ走行等でレシオが安定した状態では余剰圧となり、オイルポンプ負荷を増大していた。本CVTではドライブ、ドリブンプーリ圧を個別のリニアソレノイドバルブで直接制御するので、変速要求に応じて自在にプーリ圧を制御でき、クルーズ時の余剰圧を低減することができる。また、この制御方式の採用によってドライブとドリブンプーリの異径化が可能となり、走行中に高圧側となるドライブプーリ側のピストン面積を大きく(ドリブン側の1.3倍)設定することによってライン油圧をさらに低減することができた。

Fig. 23 にプーリ側圧ダイレクト制御システムを示す。

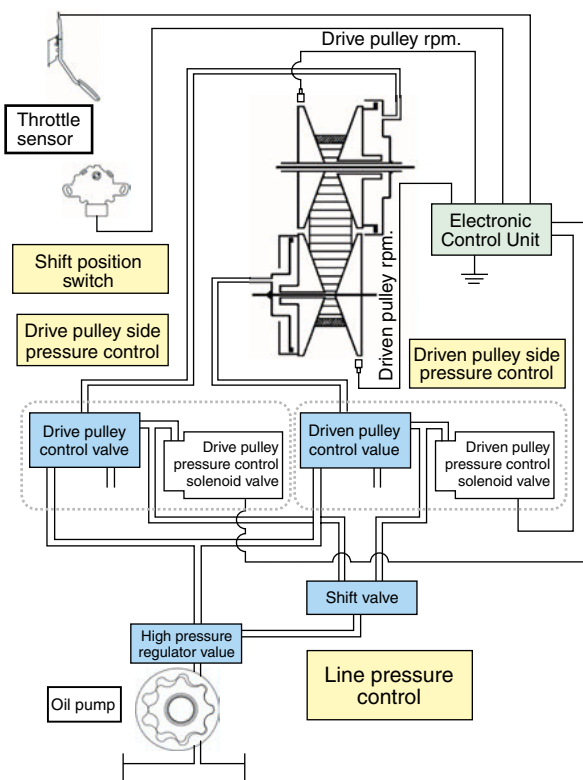


Fig. 23 Pulley side-pressure direct control

4.8.3. オイルかくはん抵抗低減

かくはん抵抗は、回転部分とオイルの接触によって発生し、油面レベルが低いほど小さい。

本CVTは、4.3.で述べたとおりオイルパンレス構造により、油面レベルを低減しているが、さらに低減化を図るため、低油温時のエアレーション対策を行った。

低油温における運転は、オイル粘度が増大し、各潤滑部へ供給されたオイルや、かくはんによって飛散したオイルの戻りが遅くなるため、油面レベル低下が大きい。このため油面レベル設定は、低温でのエアレーション限界によって

行われるが、逆に高油温時には油面レベルが上がりかくはん抵抗増加の原因となる。そこで、低油温時に潤滑圧を下げ、各潤滑部への給油量を減少させ、余剰分をオイルポンプへ直接還流させる潤滑圧切替え制御を付加した。この結果、低油温時にストレーナから吸入されるオイル量が削減され、油面レベル低下量が減少した。これにより、充てん時の油面レベル設定値を、ドライブプーリシャフト中心基準で12%低く(充填油量で8%低減)設定できた。

この油面レベル低減と、オイルポンプ駆動チェーン廃止により、かくはん抵抗を低減した。

以上、4.8.1. から 3. で述べた三つの損失トルク低減の結果、60km/hクルーズ時の伝達効率を5%向上することができた。

Fig. 24 は、旧モデルのCVTとの伝達効率比較である。

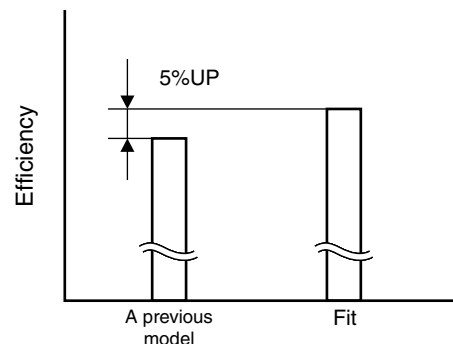


Fig. 24 Cruise efficiency at 60km/h

5. まとめ

「フィット」のコンセプトを実現するべく新しいCVTを開発し、以下の結果を得た。

- (1) オイルパンレス構造、制御系配置変更等のコンパクト設計により旧モデルに対し、全幅で6.2%のコンパクト化を達成した。
- (2) かくはん抵抗、オイルポンプ駆動損失、及び作動油圧の低減により、旧モデルに対し60km/h時の伝達効率を5%向上。また、燃費低減に貢献するクリープ制御を開発した。
- (3) 変速応答性の向上、及び変速スケジュールの自動切替えにより、省燃費性能とあらゆる状況に対応できるリニアな加速性能を両立した。
- (4) オイルパンレス構造、シングルマスフライホイール、及び直動ポンプ等の採用によって、旧モデル比重量で7.3%の軽量化、部品点数も15%削減した。

6. おわりに

今回開発したコンパクト CVT「新ホンダマルチマチック S」は、1.3L クラスだけでなくさらに上の排気量にも対応可能なトランスミッションとして基本設計されている。今後、適用車種拡大の中でさらに高効率化を図るべく研究を続けていく所存である。

最後に、本トランスミッションの開発にあたり、多大なるご協力を頂いた開発メンバーはじめ社内外の方々に厚く感謝申し上げます。

参考文献

- (1) 太田庄次, 國井久史, 角誠, 藤本修一, 山口徹朗: ハイブリッドカー「インサイト」用コンパクト CVT の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.61-70 (2000)
- (2) 角誠, 藤本修一: ハイブリッド自動車用コンパクト CVT の開発, 自動車技術, Vol.54, No.4, p.48-54 (2000)

■ 著 者 ■



角 誠



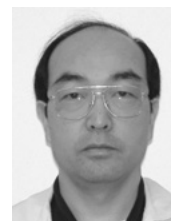
國井久史



藤本修一



一條秀治



長谷川隆



福島幸彦

技術部品表データマネジメントシステムの開発

Development of Engineering BOM Data Management System

山 本 雅 貴*

Masataka YAMAMOTO

田 中 秀 幸*

Hideyuki TANAKA

藤 田 渉*

Wataru FUJITA

要 旨

開発期間短縮及び部品表精度向上のため、車の全機種、全派生、フレームとエンジンやトランスミッションの結合等の製品基本情報を統合的に管理でき、出図処理効率の向上及び他のシステムとの連携を容易にする新しい技術部品表システムの構築を行った。本システムは市販の製品データ管理ソフトをベースに、3層構造システムアーキテクチャによりデータ連携の容易性を確保し、高性能 Windows NT サーバの採用により応答性能の向上を実現した。これにより、車全機種の基本製品情報管理のみならず開発初期段階から量産までの情報共有や図面データの一元管理を可能とし、結果として設計出図作業及び受付作業効率を大幅に短縮する事ができた。

ABSTRACT

A new engineering bill of material (BOM) system was developed in order to shorten the development cycle and improve BOM accuracy. This BOM can perform integrated management of basic product information of all vehicle models, all types, and combinations of frame, engine, transmission, and so on. It also improves drawing release efficiency and facilitates connection with other systems. Based on a commercially available product data management package, this system has a three-tier system architecture for easier data linkage, and it runs on the sophisticated Windows NT Server for improved operation performance. This not only allows management of basic product information for all vehicle models, but also makes it possible to centrally manage information sharing and drawing data from the initial development stage through to mass production. Significant improvements have been made in the efficiency of design drawing release and reception work flow as a result.

1. まえがき

栃木研究所システム部門では、出図期間の短縮及び部品表情報の精度向上のために、1980～90年前半にかけて技術部品表(Honda Structure System, 以下 HSS とする)を含め多くのシステムの開発を図ってきた。例として、部品データの装備適用指示及び製品バリエーション適用の自動計算を可能にした部品適用指示処理システム(Honda Feature System, 以下 HFS とする)、CATIA 図面データから適用や図面経歴及び構成のチェックを行う出図支援システム、取引先や製作所へ図面の配信を行う図面配信システムなどがあげられる。HSS開発当時は開発拠点1、生産拠点5、機種数8、製品バリエーション数は約400であり、システムはそれぞれの業務におけるニーズを反映して効果を上げてきた。しかし、近年開発規模は拡大し、機種数は当時に比べ約4倍、製品バリエーション数は約10倍となり、従来のシ

ステム能力では処理を行うのが困難な状態となっていた。このような問題に加え、近年の新しい開発スタイルへのシステム適合の必要性から、車の製品基本情報を統合的に管理でき、出図処理作業効率の向上及び他のシステムとの連携を容易にする新しい技術部品表システム(New Engineering Worldwide System, 以下 NEWS とする)の構築を行った。

今回の部品表は、量産自動車メーカーとしては世界で初めて市販ソフトをベースにその上に本田の独自技術を構築する形態で開発した。これにより、従来ブラックボックス化し、技術進化させることができなかったこの領域に、技術進化の激しいデータ通信領域や、IT領域等の技術進化を容易に取り込めるだけでなく、他のシステムとの連携もデータのコピーを用いることなく可能にした。また、システム構成についても従来型システムは、ホストコンピュータ上で動く形態で構築されていたが、今回のシステムは、ビジネスロ

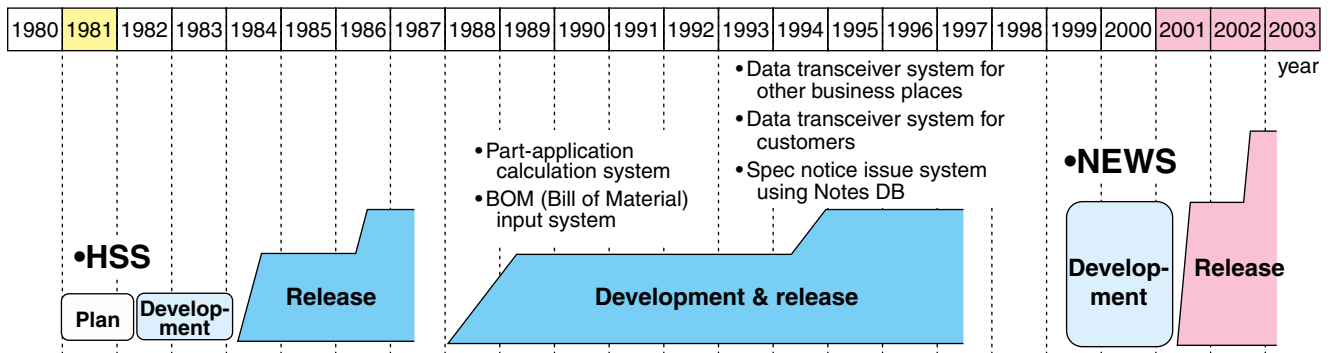


Fig. 1 The history of system development

ジック計算領域に高速 PC を利用し性能を向上させ、その場合課題となるシステム安定稼働率についても、ハード構成の多重化と独自の制御プログラムの開発によりホストコンピュータ並の安定稼働率を達成した。

2. 開発のねらい

2.1. 従来の部品表システムの問題点

2.1.1. 非効率な部品適用方法

従来のシステムではフレーム、エンジン及びトランスミッションに対しフレームファミリー単位でデータ管理を行っているため、仕様変更が生じた場合ファミリー全体の作業に影響が起こっていた。例えばフレームのバリエーションに変更が発生した場合、エンジン及びトランスミッションファミリーの設計変更作業を同時ストップさせなければならなかった。また、フレームに対し適用するエンジンやトランスミッションデータを紐付ける結合データが部品表データとして存在していなかった。

2.1.2. 不完全な部品データ管理

HSS では、標準で適用される部品と、全てのオプション適用される部品を一緒に検索してしまう。そのため、あるオプション装備車に適用される部品だけを限定して抽出することができなかった。

2.1.3. 共有化されていないデータ

出図以前に設計者が作成するデータ(出図予定など)は、従来のシステムでは正式には管理されていなかった。また、他部門とのタイムリーなデータ共有が出来ていないことから各工程での並行作業が人のコミュニケーションに依存し、開発期間の確実な短縮を阻害する原因になっていた。

2.1.4. 点在するシステム

Fig. 1 に部品表と関連システムの開発の歴史を示す。HSS 導入後に目的に合わせてさまざまな周辺システムを構築してきた。これまで開発されてきたシステムはデータの流れが一方方向であるため、データの相互利用という意味ではそれぞれ連携していない。そのため他システムとの連携には、システム間でデータコピーを行うといった作業が発生して

いた。また、設計者は開発業務を進める上で多くの画面を立ち上げ多くのフォーマットに同じデータをハンド入力しなければならなかったため、多くの重複作業が発生し設計作業負荷が増大していた。

2.1.5. 図面配信システムの低信頼性

図面データの配信において、従来のシステムでは送信管理しか行っておらず着信エラー率が 10%と信頼性が低い。さらに取引先へ転送する場合には、取引先の受取環境をその都度調べ手作業で処理を行うため工数が発生していた。

2.1.6. システム能力の限界

バリエーションの増加もシステムの性能に大きく影響している。システム開発当初の機種バリエーション数は 400 程であったため、システムは約 3000 バリエーションまで処理できるよう拡張しながら運用開発された。しかし現在バリエーション数はシステム処理能力の限界を超えた 4000 程となり、システムトラブルが発生し後処理に時間がかかっていた(Fig. 2)。

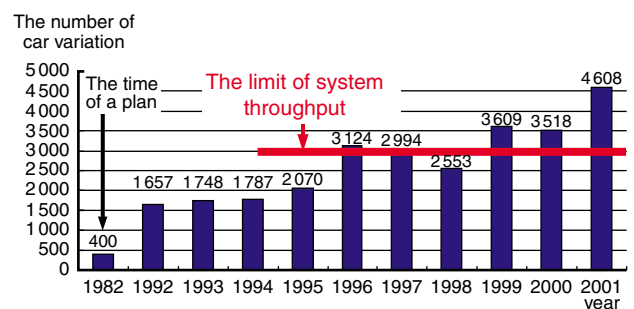


Fig. 2 Transition of the number of car variations

2.2. 開発のねらい

以上の課題からシステム構築にあたってのねらいを以下のように設定した。

- (1) 車両一台分の部品を完全にデータ管理する。
- (2) 情報共有による同時並行開発を可能とする。
- (3) システム統合化によるデータフローの一元管理を可能とする。

また、処理データ量の限界値の無制限化及び各システム間の連携の容易性を実現するシステムを構築することによって、開発期間の短縮へ貢献することをシステムの開発目標とした。

3. 開発の内容

3.1. 開発された機能

NEWSでは、従来複数のシステムで稼動していた機能が開発のねらいにそって改善され実装された。以下開発された機能について説明する。

3.1.1. 車両一台分の部品データ管理

(1) 装備適用表 (Feature-application List, 以下 F-List とする) グレードのバリエーションに対し、装備の適用を定義する。Fig. 3 に例を示す。表中の“○”は適用されていることを表し、“—”は適用がないことを表している。

Family		TNAEF									
Model		S02A									
Destination		J									
Sec	Idx	Grade	EL	ML	ML-2	MT-A	MT-B	VI	VI-A	VI-B	
Vertical Set											
A00		ABS									
A00	1	ABS	○	○	○	○	○	○	○	○	
A00	1	DR SRS	○	○	○	○	○	○	○	○	
A00	1	MISSION									
1		MT	○	○	○	○	○	○	○	○	
2		AT	○	○	○	○	○	○	○	○	
3		CVT	-	-	-	○	○	○	○	○	

Fig. 3 F-List

(2) 部品適用表 (Part-application List, 以下 P-List とする) 自動計算された装備組み合わせに対して部品適用を指示することで、製品に対する部品適用を自動計算する。Fig. 4 に例を示す。表右上の“○”が記述されている列が装備の仕様差を表し、左下に部品番号を入力することにより仕様差別の部品適用を指示できる。また右下の数字は部品の適用される個数を表している。

ここで部品適用指示の仕組みについて説明する。まず、機種開発チームと仕様管理チームとで車種に対しての装備仕様を設定し、F-Listを作成する。システム側では仕様が決定的と、装備の組み合わせから必要な製品バリエーションを計算しバリエーションコードを作成する。設計者はこのF-Listのデータを利用してP-Listを作成する。P-Listの作成においては、まず部品の仕様差を決める装備をF-Listのデータから選択する。するとその装備の組み合わせが計算され、そのパターンに対し部品番号を入力する。そして保存

を行うとシステム側では、計算された装備の組み合わせに一致する製品バリエーションを自動で検索し部品適用を決定する。この仕組みにより設計者は、全バリエーション一つ一つに対し手作業で部品適用を指示する必要がなくなった (Fig. 5)。この仕組みは HFS で実現されていたが、今回 NEWS の機能の一部として機能拡張して組み込まれた。

1		3 DOOR				
2		4 DOOR				
3		4 DOOR				
A00		SUNROOF				
1		NO SUNROOF	○	○	○	
2		SUNROOF				○
F44		SPOT LIGHT				
1		NO SPOT LIGHT	○			○
2		SPOT LIGHT		○	○	
F32		RR WASHER				
1		NO RR WASHER	○	○	○	○
2		RR WASHER				

1	62100-S02 -A000-H1	1			
2	62100-S02 -J100-H1		1		
3	62100-S02 -J100-H1			1	
4	62100-S02 -A100-H1				1
5	62100-S02 -A100-H1				
6	62100-S00 -A000-H1				

Fig. 4 P-List

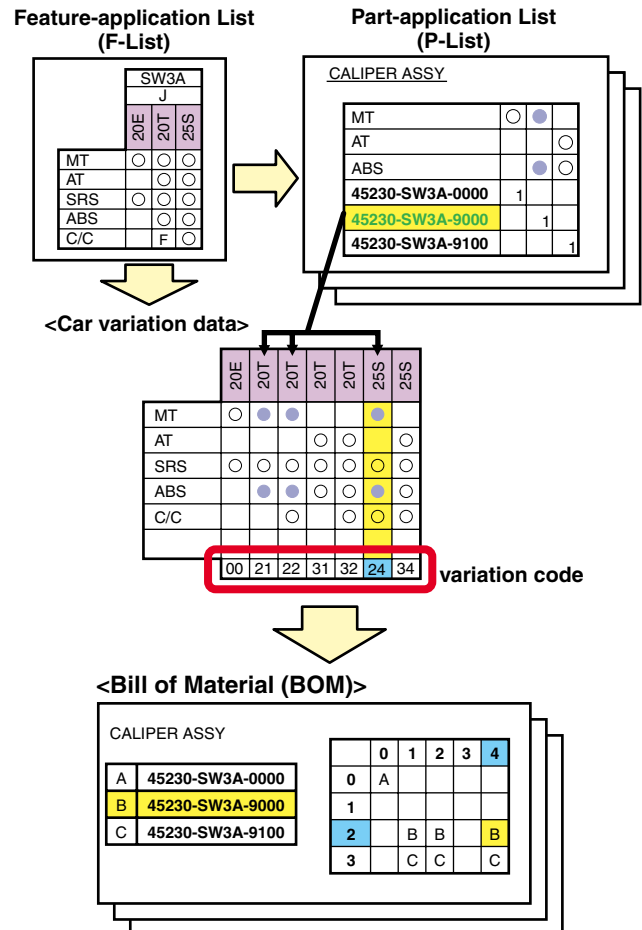


Fig. 5 Result of part-application calculation

(3) 結合表 フレーム、エンジン及びトランスミッションの各バリエーションを F-List によってそれぞれ独立して管理し、それぞれのバリエーションの組み合わせを結合表で定義して、車一台分のデータとする。

3.1.2. 情報共有による同時並行開発

・PLUI(Parts List User Interface) 企画及び構想段階でのメモ状態から、量産後の設計変更に至るまでの部品表を、同一のグラフィカルユーザインタフェース(Graphical User Interface, 以下 GUI とする)での入力や参照を可能にする。画面上からは、CAD図面の参照、コストや質量の表示、出図予定の入力等の操作が出来る(Fig. 6)。現状では、設計者が Microsoft Excel 等で企画及び構想段階の部品表(パーツリスト)を作成及びメンテナンスを実施しているが、出図後作成される技術部品表とのデータ連携がシステマ的には行われていない。また、パーツリストに付随するデータの管理が各担当者に依存することが、コストや質量の集計の精度悪化を引き起こす要因になっていた。PLUIでは、企画及び構想段階のパーツリストと技術部品表を、同一のデータベース及びGUIでメンテナンス及び情報共有していく仕組みを実現する事により、

- ・設計者作業による部品の抜け漏れの防止
- ・レイアウトやコストと質量の集計システム等への精度の高い部品表情報の提供

を可能にする。

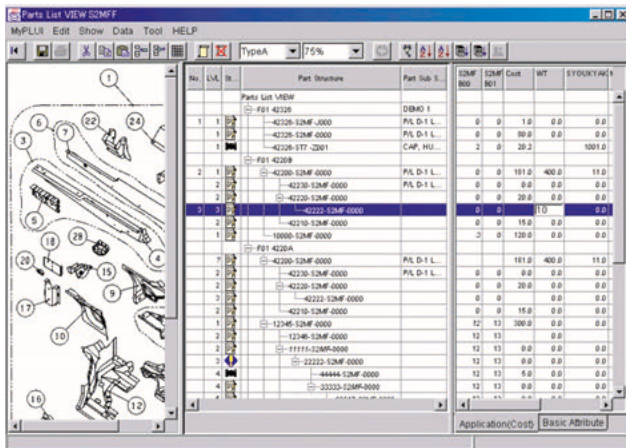


Fig. 6 PLUI display

3.1.3. データフローの一元管理

設計者の出図処理から製作所及び取引先への配信までの図面データ流れを一元管理するため、NEWSでは以下の処理機能が開発された。

- (1) 受付 CATIA データと承認サイン入り紙図面を一致させるためにバーコードによりチェックする
- (2) 総合チェック 部品適用と図面経歴、構成について成立性をチェックする。
- (3) 正式 No. 取得 正式な通報 No. を設計変更順に重複しない様に順番に取得する。
- (4) 発行先計算 全世界の事業所に対する図面や通報の発行先を部品適用から自動計算する。
- (5) 正式 No. 書き込み CATIA 図面データ内の経歴欄に正式 No. を自動で書き込む。

(6) スキャニング 紙で出図された情報をスキャニングしてデータベースに格納する。

(7) 英訳 通報の英訳を外部翻訳会社とデータ交信しながら行う。

(8) 原図庫移動 CATIA 図面データを原図庫データベースに格納する。

(9) 配信 発行先計算結果にもとづき、図面や通報データを自動配信する

(10) 生産部品表インタフェース 生産部品表に対して技術部品表データを通報 No. 順に自動配信する。

(11) 検索参照 部品表情報あるいは図面、通報情報やCAITAデータを、さまざまな角度から検索参照する。Fig. 7に画面を示す。

(12) 量産置換 CATIA図面データ中の試作部品番号を量産部品番号へ自動置き換えし、量産部品表データに移行する。

以上開発した機能について説明した。これらの機能は次で述べるシステム適用技術を基盤として開発を行った。

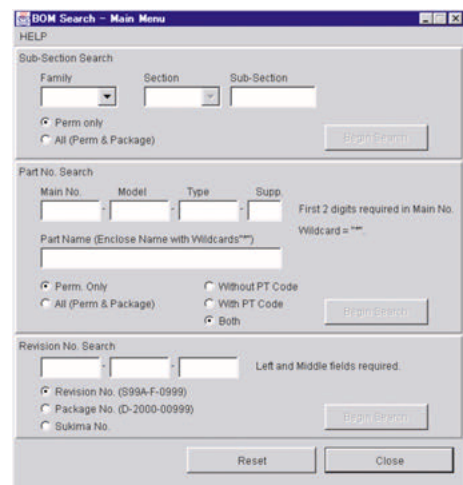


Fig. 7 BOM search screen

3.2. システム適用技術内容

本システムでは、システム進化の継続及びシステムの保守性と運用効率を高めるために、市販の製品データ管理ソフトウェアである eMatrix(MatrixOne 社)をベースに、3層構造システムアーキテクチャを採用した(Fig. 8)。クライアント側では、ユーザが部品情報を簡単に入力や参照できる GUI 画面が Java により開発された。また、CATIA とのインタフェースが開発されデータ連携が強化された。アプリケーションサーバは UNIX 及び Windows NT サーバで構成され、TCL で作成された業務ロジックが置かれた。データベースには性能と拡張性の面からオラクルが採用された。

それぞれの階層で適用した技術を以下で述べる。

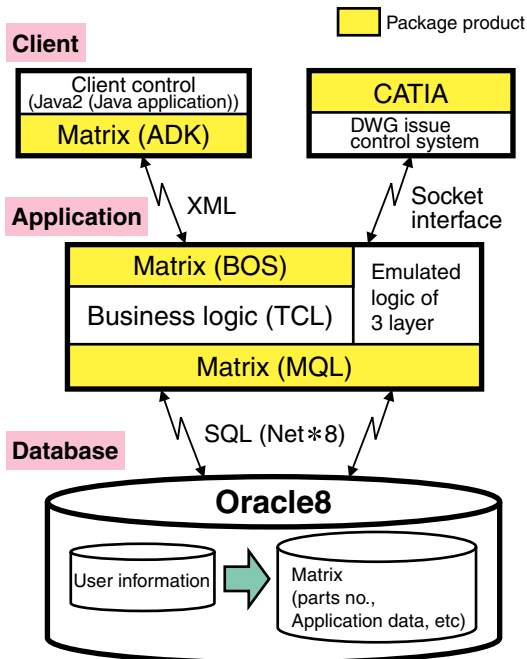


Fig. 8 3-tier architecture

3.2.1. クライアント層

(1) マルチプラットフォームと多国語対応 CAD 端末としての IBM 社, SGI 社及び HP 社製ワークステーションや OA 端末としての Windows PC で同一の操作性を確保するために, 同一の GUI を採用した. また, OS 固有の差異による影響が出ないようにするため, ①近似フォントの自動切替え, ②印刷制御及び③ファイルパス名の制御等に関して統一の共通関数を作成して利用した.

さらに, Fig. 9 に示す仕掛けを利用して, 他国語対応を実現している.

(2) ユーザフレンドリ GUI 使用者の操作性向上のため, ツリー, アイコン, ポップアップメニューなどの多彩な GUI を実現している. Fig. 10 に例を示す. 今日のアプリケーションではごく一般的な技術であるが, 従来は各サブシステム間でデータが分散しており, かつデータ格納形式がまちまちであったため, このような柔軟な GUI の実現が困難であった.

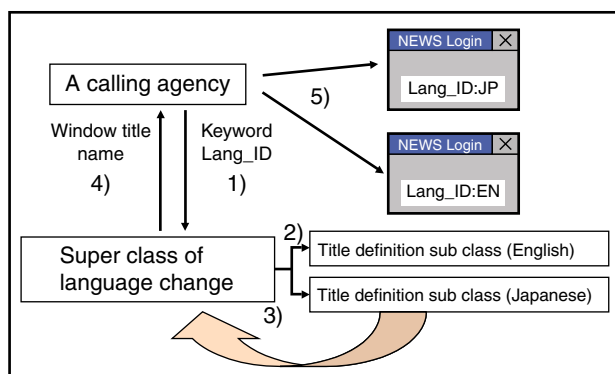


Fig. 9 Multi-language compatibility

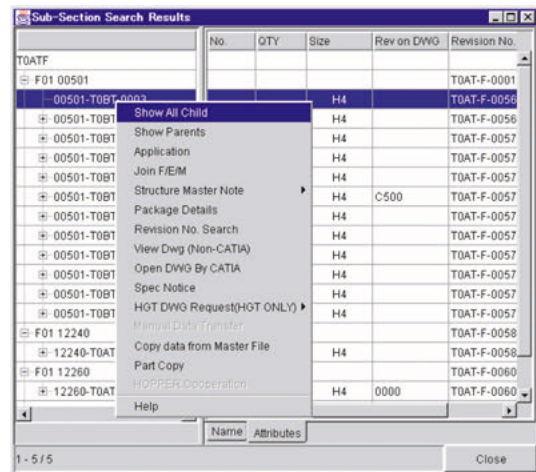


Fig. 10 Example of GUI

(3) 通信方式 NEWS では, クライアントとサーバの通信に CORBA(Common Object Request Broker Architecture)の IIOP(Internet Inter-ORB Protocol)による通信方式を採用している. 今後, アプリケーションサーバ内部では RMI(Remote Method Invocation), 外部との通信には XML(eXtensible Markup Language)を利用する通信方式への切替を検討していく (Fig. 11). XMLを利用した通信方式では, 通信を扱う部分はすべてパッケージとしてカバーされるため, 既存の業務アプリケーションをほとんど修正することなく通信の効率化を図ることが可能になる. 現在テストでは動作を確認できている.

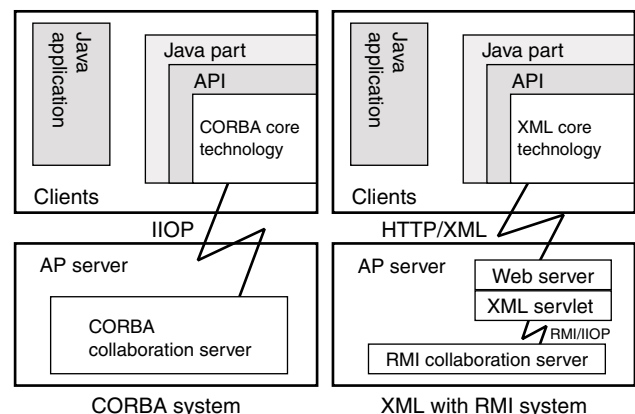


Fig. 11 Communication methods

3.2.2. アプリケーションサーバ層

本システムではアプリケーションサーバとして, 2台の UNIX サーバと 36 台の Windows NT サーバを導入した (Fig. 12). これにより以下の利点を得ることができた.

(1) 高速性 各処理はほぼ独占して CPU を利用できるため, はん用機を上回る性能を導くことができた. また, 今後ハードウェアの進化により, さらなる高速化を低コストで実現することも可能である.

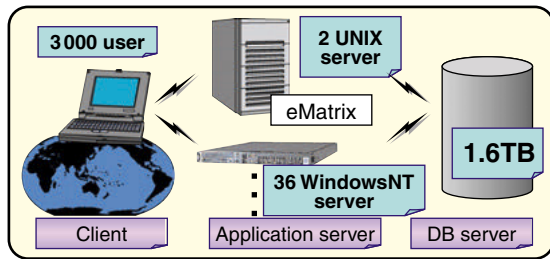


Fig. 12 System configuration

(2) 拡張性 今後、業務規模が拡大し利用ユーザが多様化した場合でも、サーバ台数を容易に増加できるためシステムとしての拡張性を保つことができる。

(3) 信頼性 一般に NT サーバの稼働率は 97%～99%とされているが、①機器の並列化及び二重化(常時稼働のバックアップ機)、②稼働監視と自動切替(しきい値監視)といった施策を施すことにより稼働率は 99.98%となり、ほぼメインフレーム並の稼働率を保証できるインフラを構築できた。

3.2.3. データベースサーバ層

本システムでは、論理的にはオブジェクト指向型のデータ管理を行っているが物理的にはリレーショナル型のデータベースであるオラクルを採用しているため、システム設計の柔軟性と実行性能の保持が両立できている。よって、データ定義設計では性能や資源節約のための制限を設けていない。このため、製品バリエーション数などの各種データ量は実質的に自由に増やすことが可能であり、開発目標である処理データ量の無制限化を実現することができた。

3.2.4. MQ を用いたデータ送受信システム

図面データの配信精度を向上させるため、本システムでは MQ(Message Queuing)を用いたデータ送受信の仕組みを採用した。Fig. 13 は仕組みの概略を表している。MQ は送受信監視ソフトであり、送信した情報と受信した情報を自動で照合する。もし情報に不足があれば、送信元にデータを自動で再送する。これにより送受信をほぼ100%保証することが可能になった。

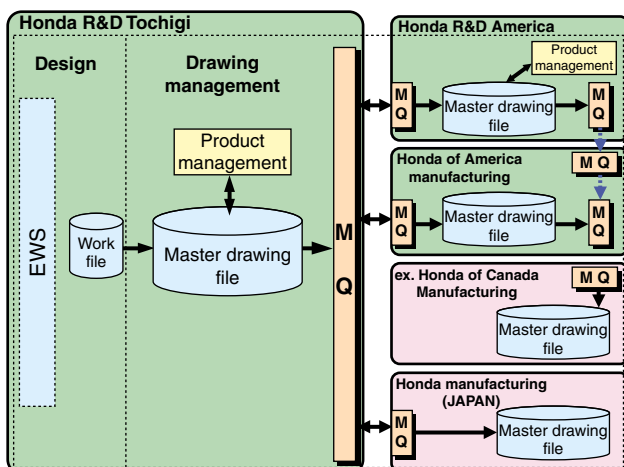


Fig. 13 Drawing transmission using MQ

4. 効果

4.1. 車両一台分の部品データ管理における効果

NEWSでは、オプション装備車に対して適用される部品を抽出することが可能となった。つまりモデルからオプションまでの部品情報を全て管理することができるようになった。また、フレーム、エンジン及びトランスミッションデータはそれぞれ別ファミリーの F-List で管理され、結合表にて組み合わせが定義されるようになった。これによりフレームのバリエーションの変更がかかったとしても、エンジン及びトランスミッションの設計変更作業を同時ストップさせる必要がなくなり作業効率が向上した。

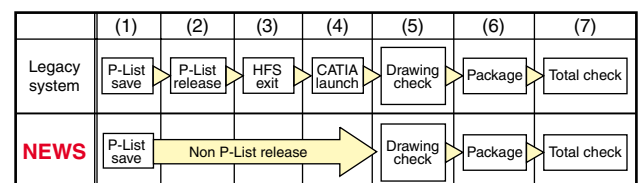
4.2. システム統合化による作業効率の向上

システムを統合化することにより、設計者の出図作業効率は向上した。Fig. 14(a) は、従来のシステムと NEWS での設計者が行う作業フローの比較を表しており、Fig. 14(b) は作業時間の比較を表している。作業が簡略化され設計出図作業効率を約30%向上させることができた。部品表精度についても、従来発生頻度の高かった親なしエラー(親が存在しない部品の存在に対して発生するエラー)の発生率をほぼ0にすることができた。

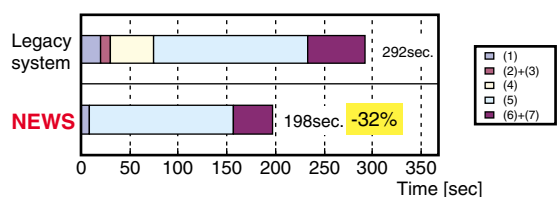
また、出図から配信までのデータフローを一元管理することが可能となった。それに伴い設計変更のプロセスは再構築され処理を効率よく行うことが可能になった。Fig. 15 は従来のシステムと NEWS での設計変更に対する受付処理時間を表している。従来のシステムでの処理に比べ NEWS では作業の簡易化及び高速化が行われ、結果として作業時間を 40%以上向上させることができた。

4.3. システム能力の向上

前章でも述べたように、NEWSでは製品バリエーションの増加にも対応できるシステムを構成することができた。



(a)



(b)

Fig. 14 Work flow on drawing release process

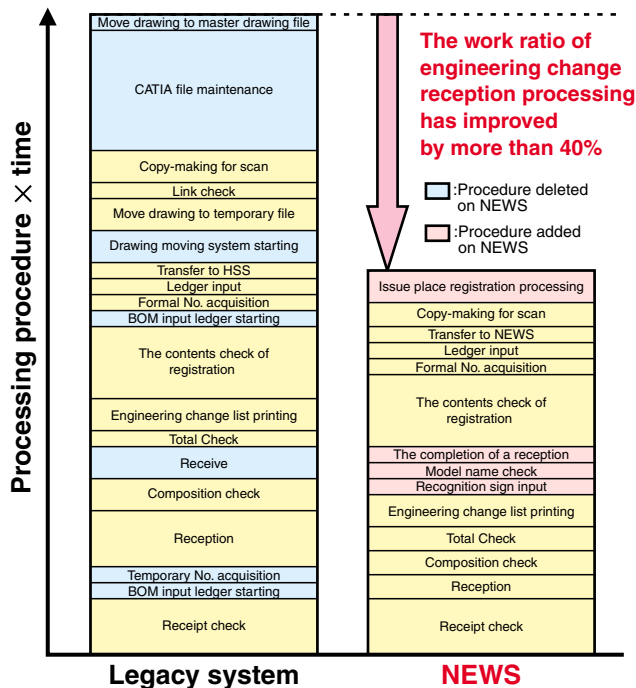


Fig. 15 Comparison of the throughput of NEWS and a legacy system

また、機器の並列化等により、システムの安定性を確保することができた。

4.4. システム連携の容易性

他システム連携として既に車両一台分のコスト自動計算、管理及び集計を行う新コストシステムに対してNEWSの部品データが連携されている。これにより検証表入力作業工数を軽減することができた。

5. まとめと今後の展開

従来の部品表及び関連システムを統合化し、車の製品基本情報の統合的な管理、出図処理効率向上及び他システムとの連携を可能にするNEWSを構築することによって以下の結果を得た。

- (1) オプション部品適用検索機能及び結合表導入により、車の全機種及び全バリエーション情報に加え、フレーム、エンジン及びミッション結合等の製品基本情報を全て管理することが可能になった。
- (2) 図面の出図及び配信機能を統合化することにより、図面データを一元管理することが可能となった。また、業務手順の簡略化により設計変更作業効率を向上させることができた。
- (3) 1機種当りの処理可能なバリエーション数の制限や部品番号数の制限による不具合を撤廃し、データの増加に適應できるシステムを構築する事ができた。また、

ハードの各領域を二重化することにより障害時でもシステムが完全に停止することがなくなった。

- (4) コストシステム連携等の例のように、他システム連携の容易性及び処理工数軽減といった効果を示すことができた。

今後はXMLを採用することにより通信方式を進化させ、システム性能の改善を行う。また、更なる他開発技術情報の統合を目指しレイアウト情報管理との連携を強め、DMU (Digital Mock Up)を利用した検証に対しても適用を行う。これにより検証準備期間短縮や工数の削減が可能になり、さらに出図前のレイアウト情報をリアルタイムに共有することにより、完成車の品質向上及び短期間開発に大きく貢献できると予想される。一方で生産領域への情報共有の拡大を目指し、カラーチャートや工場荷姿などのNEWSでまだ扱われていないデータに対しても、システム化及びデータ構築を検討していく。

6. 謝辞

本システムの開発にあたり、強力に技術支援をしていただいた富士通株式会社およびMatrixOne 株式会社の方々に対し深く感謝致します。

また、本論文を執筆するにあたって多大な協力をいただいた富士通株式会社の小嶋正博様と渡辺修様に深く感謝致します。

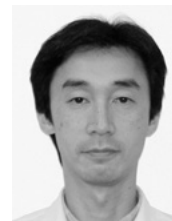
参考文献

- (1) Normile, D., Tyrka, K.: Design anywhere, build anywhere, Dos News, Vol.56, No.3, p.77-78 (2001)
- (2) Thilmany, J.: Beyond PDM, Mcch Eng., Vol.123, No.3, p.66-68 (2001)
- (3) 沖信一, 増田勝: IT による「ものづくり」革新, 三菱自動車テクニカルレビュー, No.13, p.8-15 (2001).
- (4) 河野茂, 鶴元辰巳, 月原品: 設計手配情報の流通のスピードアップ, 日産技法, No.43, p.78-81 (1998).
- (5) 丸山則夫: 勝者のデータベース経営戦略, 東京, NTT 出版, 1999, 181p.
- (6) 三喜英行, 土屋正人: 3層クライアント/サーバ・システム構築, 東京, ソフト・リサーチ・センター, 1996, 216p.
- (7) 中村正弘: 稼働率の極限に挑む, 日経コンピュータ, 日経 BP 社, p.130-147 (2001-5).

■著 者■



山本雅貴



田中秀幸



藤田 渉

内燃機関用ピストンスカート部への 固体潤滑剤付与技術とその効果

Technology for Applying Solid Lubricant to the Piston Skirt of
Internal Combustion Engine and Its Effects

荻原 秀実*
Hidemi OGIHARA

要 旨

内燃機関用ピストンしゅう動面に WPC(Wonder Process Craft)処理技術を応用し、高純度二硫化モリブデンを付与する二硫化モリブデンショットピストン製作技術を開発した。世界初となる本技術により製作されたピストンは、十分な効果持続性を有しつつ、コーティングなどの際に必要となるバインダが不要なため、大幅なしゅう動抵抗低減を低コストで実現した。また本処理では留意すべき母材の寸法、形状、面粗度変化などは発生せず製作が容易である。更に本ピストン製法においては圧縮空気と二硫化モリブデン微粉しか用いないため、排出される二硫化モリブデンはリサイクル可能であり、廃棄物ゼロを達成し環境にも優しい時代の要求に応える技術であると考えられる。

ABSTRACT

A molybdenum disulfide piston manufacturing technique was developed that uses the Wonder Process Craft (WPC) processing method to apply high-purity molybdenum disulfide onto the sliding surface of the piston skirt for an internal combustion engine. This technique is a first in the world, and the pistons manufactured using it gained the full effect of durability while also achieving significant reduction in sliding resistance at a low cost because the coating process does not require use of a binder. The technique is also noteworthy for making manufacturing easier because it does not alter the dimensions, shape, surface roughness, and so on of the base material. In addition, this piston manufacturing process uses only compressed air and molybdenum disulfide powder, so that the molybdenum disulfide that is discharged from the process can be recycled. Thus the process realizes zero waste and addresses the current need for environmentally-friendly technology.

1. まえがき

エネルギー資源の有効利用、環境保護、排出ガスのクリーン化などの観点から自動車の燃費向上は有効手段の一つである。このような中、内燃機関のしゅう動抵抗の低減による燃費改善効果は大きく、潤滑油の改良や、しゅう動面への固体潤滑剤のコーティング、メッキなどにより改善が積み重ねられてきている。その一方で、コーティングによる固体潤滑剤被膜の付与は、被膜厚さによる処理対象物の寸法変化や、接着剤であるバインダを介して固体潤滑剤を付与するため固体潤滑剤が本来持つ潤滑機能の一部抑制などの課題を抱えている。

*栃木研究所

2. WPC 処理

本報告技術の表面改質手法にはWPC処理を用いた。WPC処理とは、Wonder Process Craft処理の略称であり、ショットピーニング技術を応用し、目的に応じて材質を選定した粒径 200 μm 以下の微粒子を 100m/sec. 以上の高速度で圧縮空気と共に処理対象物表面に投射し、その最表面温度を鉄系金属では A3 変態点以上に、非鉄系金属においては再結晶温度以上に上昇させ、処理対象物最表面を瞬間的に溶融、再結晶化させることで表面性状改質を行い、しゅう動特性をはじめ、機械的諸特性向上を図る表面改質熱処理技術である。

3. 二硫化モリブデンによるしゅう動抵抗の低減

Fig. 1 に示すように、試験的にピストンスカート部に各種表面処理を施し、エンジン単体台上でモータリングフリクションを比較した。しゅう動特性向上のための表面性状改質という観点からは、しゅう動表面およびその最表層に固体潤滑剤である二硫化モリブデン層を付与する処理が最も有効であることがわかる。よってこの技術開発に取り組んだ。

この新しい処理技術を開発するにあたり、

- ① バインダレス化(最大限のしゅう動抵抗低減)
- ② 処理対象物の形状、寸法変化の抑制
- ③ 処理後排出物の完全リサイクル
- ④ 十分な効果持続性
- ⑤ 簡易な量産性
- ⑥ 低コスト

を主眼においた。またこの技術を用いて製作したピストンを二硫化モリブデンショットピストンと名付けた。

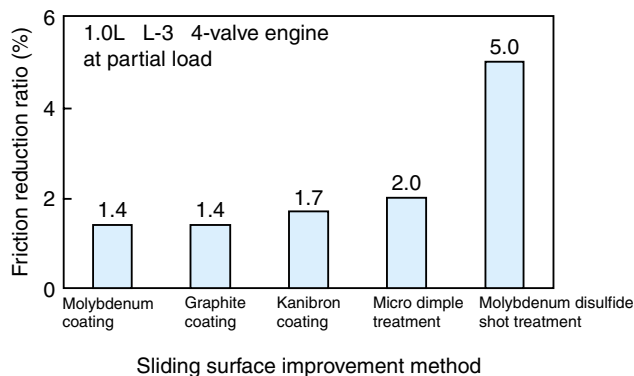


Fig. 1 Characteristics of surface treatment method and friction reduction ratio

4. 二硫化モリブデンショット処理技術の特徴

本技術はバインダを一切必要とせずに処理対象物の表面を含む最表層に高純度の固体潤滑剤層を形成することができるため、しゅう動抵抗低減効果が大きいことを特徴としている。また処理対象物に対し WPC 処理技術を用いて固体潤滑剤を一部熱拡散させながら打込んでおり、形状、寸法変化を伴わないため製作が容易であり、はがれや摩滅に対して非常に強固なゆえ、長期間に渡りしゅう動抵抗低減効果が持続する。一方で本処理は圧縮空気と二硫化モリブデンしか用いないため、排出される物質は使用後の二硫化モリブデン破砕材と空気のみである。この二硫化モリブデンの破砕材はサイズが小さくただけであり、専用に設計、製作した特殊風力分級機を用い高精度の分級を行っていることから、均一な粒度に揃っており異物の混入などもないため他用途に再利用している。よって廃棄物が一切なく環境保護の観点から、また廃棄物処理設備が不要であり設備コスト低減からも価値のある技術と考える。

5. 二硫化モリブデンのサイズ計測

鱗片状かつ不定形である二硫化モリブデンのサイズの測定には細孔電気抵抗式粒度分布計(コールタカウンタ)を用いた。この粒度分布計の測定原理の概略は、細孔を粒子が通過する際、その体積に応じた電気抵抗値の変化を球としての粒子径に換算するもので、レーザドップラ式などの二次元計測法と比較し、三次元計測法であり最も真値に近い値が得られると考える。この方法により測定される体積分布の中位径を用い二硫化モリブデンの粒度とした(以下、二硫化モリブデンのサイズはこの体積分布の中位径で記す)。

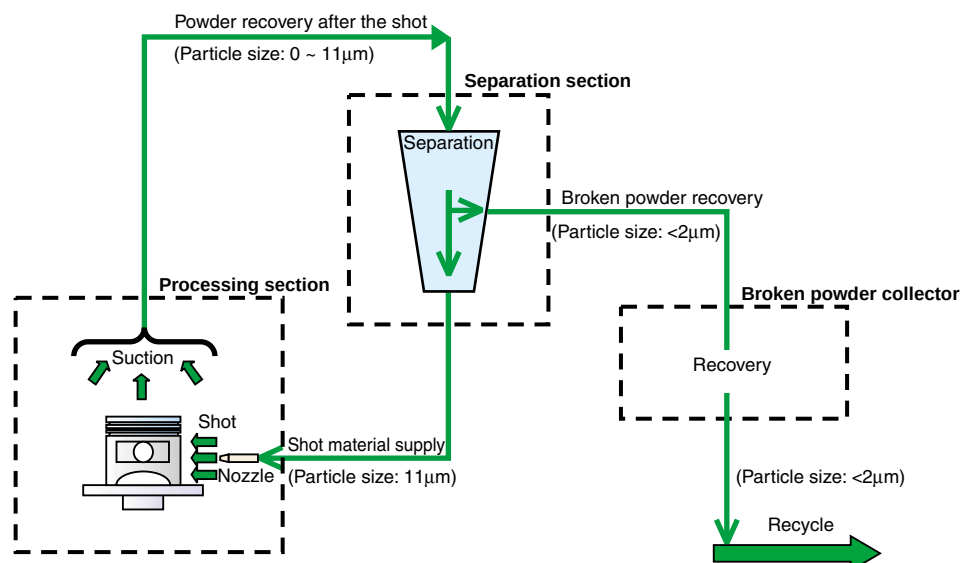


Fig. 2 Shot material supply process

6. 加工装置概略

加工装置はFig. 2に示すように、大きく分け分級セクション、加工セクション、破碎材捕集機から構成される。投射材は一度でも投射されると破碎したもの、破碎しなかったものが混在した状態になるため、投射後は専用に設計、製作した特殊な風力分級機を通し、サイズが約 $2\mu\text{m}$ より小さくなった破碎二硫化モリブデンは破碎材捕集機に回収するようにした。一方、破碎しなかった、または破碎してもまだ適度なサイズのものは分級機を通過後、再び加工ノズルに供給され、破碎し分級され破碎材捕集機に回収されるまで繰返し投射使用されるような投射材経路とした。

次に加工セクションの詳細を Fig. 3 に示す。加工に用いる二硫化モリブデンは圧縮空気を利用しピストンスカート部に投射する。ターンテーブルにセットされたピストンは回転し、それに伴い二硫化モリブデン投射ノズルは揺動し、ピストンスカート部にまんべんなく二硫化モリブデンを打込む機構とした。

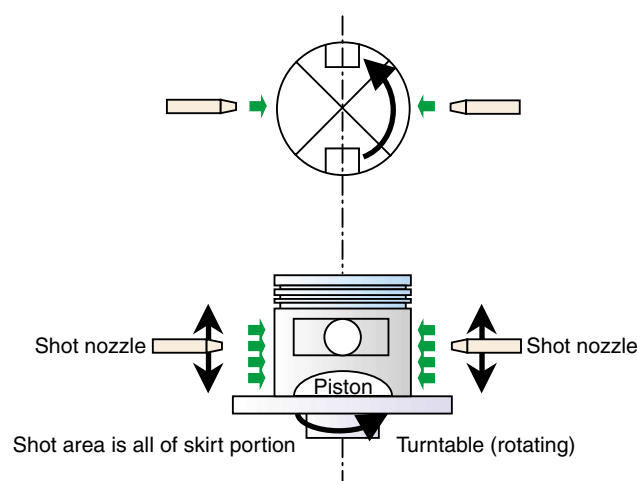
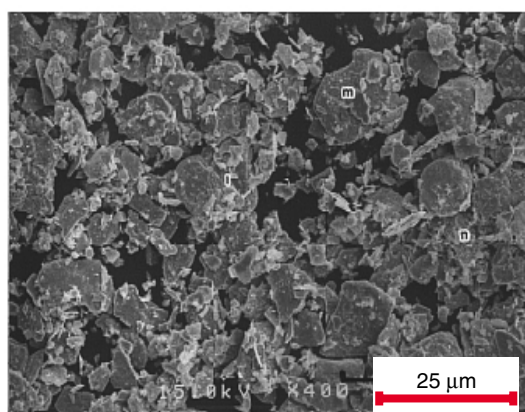


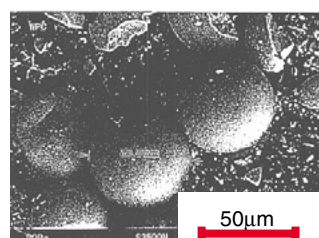
Fig. 3 Processing section outline



Molybdenum disulfide powder SEM image

Purity	98.5% over
Particle size	11 μm
Moisture	0.01%
Oil	0.03%

※ Particle size is mean of sensing zone method volume distribution



※ Reference: Ceramic beads for MD treatment

Fig. 4 Molybdenum disulfide powder for shot material

7. 最適投射条件の設定

投射加工をする際の加工条件のパラメータは、投射圧力、投射時間、投射材の材質、物性、粒度、投射材と圧縮空気の混ざり度合い、投射距離など多岐に渡る。これらはどれか一つのパラメータを変化させただけでも、投射結果として表面性状が変化する場合もあれば、複数のパラメータを変化させても結果が変わらないケースもある。またこの逆に複数のパラメータを変化させることでようやく表面性状の変化に結びつく場合もあり、最適投射条件を導き出す難易度は高い。今回の WPC 処理を用いて二硫化モリブデンを母材に打込む技術は前例がなく初の試みであり、難易度は更に高かった。このような状況の中から導き出した最適投射条件のなかで、二硫化モリブデンの打込みに対し特に効果的に作用したパラメータについて記す。

7.1. 最適投射材諸元

Fig. 4に投射材に用いる二硫化モリブデン微粉を示す。投射材として用いる二硫化モリブデン微粉は固体潤滑剤として本来有する機能を十分活用するため、バインダを一切含有しない 98.5%以上の高純度で、かつ入手できる一番大きなサイズの $11\mu\text{m}$ のものを用了。これは投射エネルギーを極力高め処理対象物に二硫化モリブデンを打込むためである。実験の結果、小さなサイズのものでは十分な深度まで打込めなかった。逆に特別に製作した市販にはない大きなサイズのものは、サイズが大き過ぎるためか、繰返し使用で急激に破碎が進行し、それに伴い打込み深度は不十分となり不適当であった。結果的に、二硫化モリブデン打込み深度、破碎による投射材の消耗、その他を考慮すると、投射材として使用できる二硫化モリブデンには最適サイズが存在し、量産品の加工にはこの最適サイズの $11\mu\text{m}$ のものを用了。

7.2. 最適投射圧力

HV 硬度 500 ～ 600(モース硬度 6 ～ 7)、比重 2.3 ～ 2.5、平均粒径 $\phi 50 \mu\text{m}$ の略球形セラミックビーズを 0.34MPa $\{3.5\text{kg}/\text{cm}^2\}$ の圧力で投射加工を行う MD 処理⁽¹⁾を参考に、モース硬度 1、比重 4.8、鱗片状の二硫化モリブデンを投射加工で処理対象物に打込むために、単位時間あたりのピストン生産個数、投射材の破碎による消耗なども考慮した上で、投射圧力を 0.902MPa $\{9.2\text{kg}/\text{cm}^2\}$ に設定した。この高圧は専用コンプレッサで作出される。この投射圧力は投射時間と密接に関係し、二硫化モリブデン打込み深度を決定する大きな要因の一つである。

7.3. 最適投射時間

最適投射圧力の実験結果から単位面積あたりの投射時間が二硫化モリブデンの打込み深度に密接に関わることが分かり、量産性、コストなども考慮した上で投射時間を設定した。投射圧力を適度に設定し、その後さらに、母材単位面積あたりへの連続投射時間を長く設定することで打込み深度を深くすることができた。Fig. 5 に示すように、投射時間が同じでも断続的に投射すると打込み深度は浅くなる。これは断続投射の場合、いったん上昇した母材温度が次の過程で投射が一時停止すると低下し、温度上昇、温度低下の繰返しになり連続投射に比較し温度上昇が低いためと推察される。連続投射の場合は母材の温度上昇が断続投射に比較し高く、結果的に打込み深度も増すものと考えられる。

この温度上昇については、モデル計算結果から最高で 1500K 以上の温度上昇が報告されている⁽²⁾。

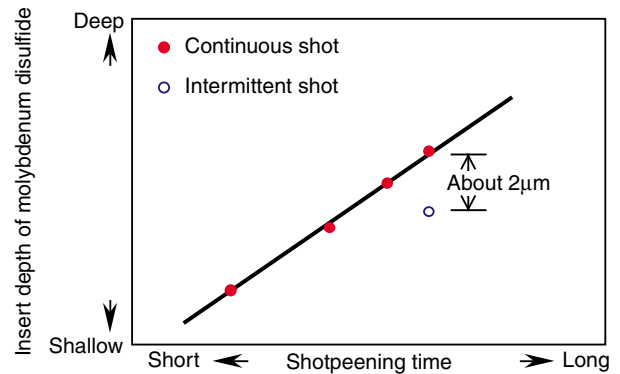


Fig. 5 Characteristics of insert depth of molybdenum disulfide and shotpeening time

7.4. 投射材の分級

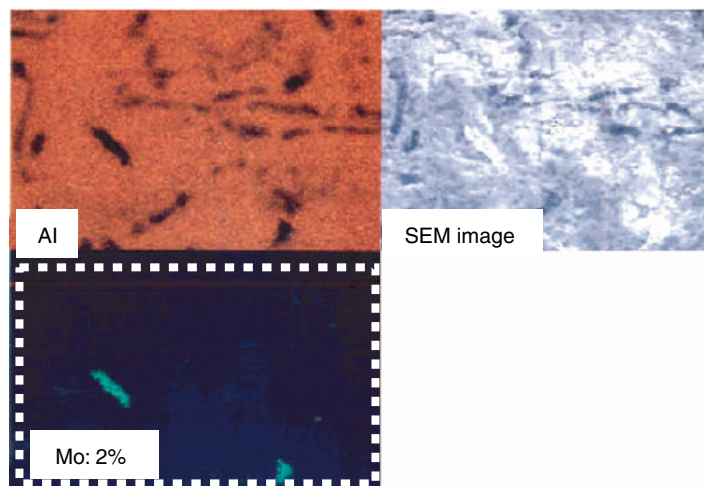
前述の加工条件は投射材の破碎も考慮し設定したが、投射材の破碎は避けられない。そこで専用開発した特殊風力分級機を用い分級し、加工に使用する投射材は常に $11 \mu\text{m}$ 程度を維持するようにした。これにより一定の打込み深度を常に維持できるようになり品質の安定化につながると同時に、投射材の消耗量を大幅に削減でき製品コスト低減にも寄与している。

8. 二硫化モリブデン打込み深度の定量化

二硫化モリブデンの母材への打込み状態はコーティングやメッキのように深さ方向に均一の膜厚となるようなもの

Depth	Surface	$1\mu\text{m}$	$2\mu\text{m}$	$3\mu\text{m}$
Molybdenum area ratio (%)	64	4	2	0

Color mapping results and molybdenum area ratio of each depth



FE-SEM/EDX surface analysis (Magnification: $\times 2000$ observation area: $60\mu\text{m} \times 45\mu\text{m}$)

Fig. 6 Measurement of molybdenum disulfide area ratio by image processing

ではなく複雑な形態を取るため、母材に打込まれた二硫化モリブデンの打込み深度を測定するにあたり、打込み深度を定義した。まず二硫化モリブデンショット処理を施した未使用のピストンのしゅう動表面を、加工の熱的影響、汚損、損傷を回避するためにイオンミリング法を用い1 μm 刻みに掘下げる。各掘下げ加工面は Fig. 6 に示すように、FE-SEM/EDX(電界放射走査型電子顕微鏡)でカラーマッピングを行い、モリブデン元素だけを表示し、次にその表示面を二値化画像処理しモリブデン面積率を算出する。

以上の方法を用いた解析の結果とモータリングフリクション測定結果から、初期摺動表面から深さ2 μm 以上に2%以上のモリブデン面積率面が存在すれば、しゅう動抵抗低減効果とその効果持続性は十分なものとなることが明らかとなったので、モリブデン面積率が2%となる最深深度を打込み深度と定義し、また二硫化モリブデン打込み深度基準を2 μm 以上と設定した。

9. しゅう動面摩滅後の二硫化モリブデンの残存と効果持続性

Fig. 7 に示すように二硫化モリブデン打込み深度2 μm のピストンをエンジン単体台上で約100時間慣らし運転を実施した。40時間運転後に部分負荷モータリングフリクションは安定し、100時間経過後もそのレベルを維持し、運転開始時に対し4%のフリクション低減となっている。また100時間経過後に、実しゅう動部であるピストンスカート部の摩滅し略平坦化した条痕先端部における二硫化モリ

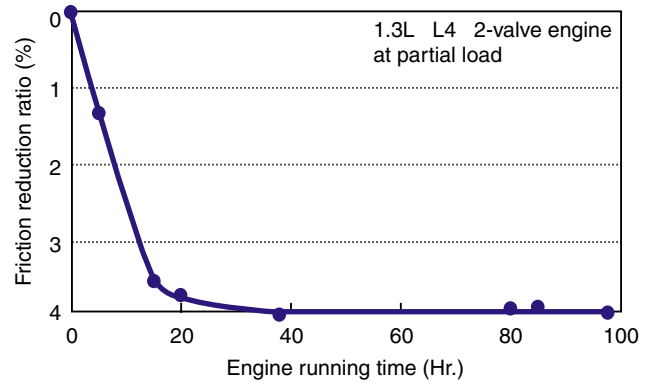


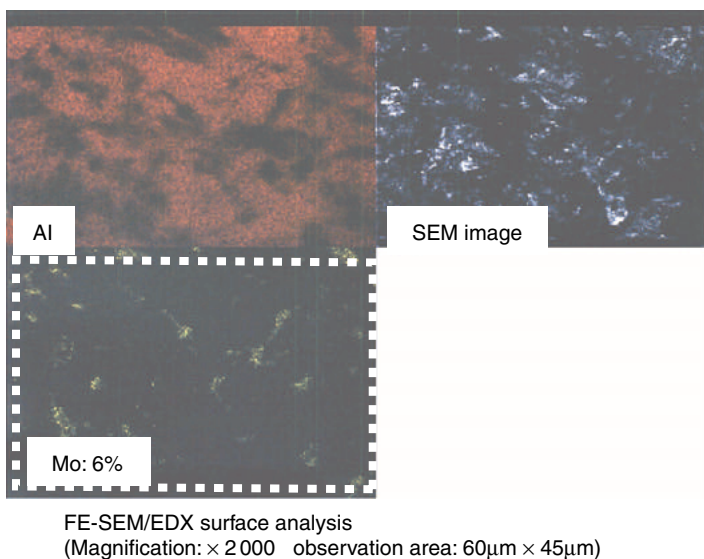
Fig. 7 Engine break-in time and friction reduction ratio

ブデンの残存の有無を、Fig. 8 に示すようにFE-SEM/EDX面分析によるカラーマッピングで観察したところ残存を認め、その面積率は6%であった。続いてその面を掘下げたところ、表面から4 μm の深さまで0.3~1%の面積率で二硫化モリブデンの存在を確認した。100時間運転後の条痕先端摩耗量は、摩滅の多い箇所では2~4.9 μm であることが確認されている。このため長時間運転後に初期打込み深度より深部から二硫化モリブデンの残存が確認されたことは、バインダを一切含有しない高純度の二硫化モリブデンを用いたことによる二硫化モリブデンの移着によるものと考えられる。

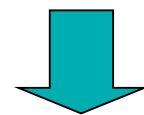
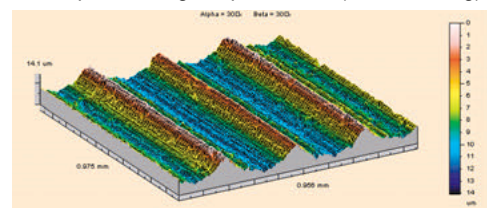
これは二硫化モリブデンの結晶構造を考えると十分推察できる。二硫化モリブデンは、一つのモリブデン原子と、二つの硫黄原子からなる化合物で、モリブデン原子が硫黄原

Depth	Surface	1 μm	2 μm	3 μm	4 μm
Molybdenum area ratio(%)	6	1	1	1	0.3

Color mapping results and molybdenum area ratio of each depth



Development image of piston skirt (Before sliding)



Development image of piston skirt (After sliding)

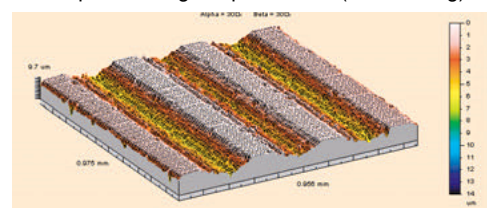


Fig. 8 Molybdenum disulfide residual on piston skirt surface after long period of running engine

子の斜め下に位置するトリゴナルプリズムの $2H_p$ 型(六方晶の層状物質)である。層内のMo-S間は共有結合であり、結合エネルギーも極めて強く原子間距離も約 $1.5 \text{ \AA}$ 程度である。一方、層と層の間は約 $3 \text{ \AA}$ のS-S間に働くVan der Waals力のみである。Van der Waals力は距離の7乗に反比例するため、層間の結合エネルギーは、層内の結合エネルギーよりはるかに小さい。そのため二硫化モリブデンは、層内の共有結合により垂直方向の力に対しては十分な強度を持つが、水平方向の力に対しては層間に働いているVan der Waals力が弱いため、層間で滑りを生じる。ただし、層間で滑るには層間が存在しなければならないため、滑りを生じるためには最小層単位が存在する。高分解能電子顕微鏡による二硫化モリブデンの摩擦部分の断面観察によれば、一回の滑り部分から4層の二硫化モリブデンが観察されている⁽³⁾。すなわち二硫化モリブデンは4分子層 3 nm の粒子で存在すると自己劈開性を発現し潤滑機能を有すると推測される。またさらに、摩擦部分でより低摩擦を発現するためには滑り方向に並行かつ荷重方向に垂直に層を配向させるオリエンテーション(結晶配向)が不可欠であるが、この結晶配向は粒子に荷重と滑りを加えることで行われるため結晶の破壊や回転を伴い、劈開した粒子の別部分への移着も促進されることが考えられる⁽⁴⁾。内燃機関のピストンのしゅう動は爆発荷重を受けシリンダに押し付けられながらのしゅう動であり、オリエンテーションをするに足る面圧を受けていることは明白である。慣らし運転終了後は安定した低摩擦を発現していることから、慣らし運転の初期に二硫化モリブデンは摩擦部分で結晶の破壊と転移を繰り返しながらオリエンテーションを終了し、安定した摩擦係数を発現する一因となっていることが推察される。以上のことから、二硫化モリブデンによるしゅう動抵抗低減効果は、その結晶構造に依存するところが大きいと考えられる。そのため、二硫化

Insert depth of MoS ₂	Friction reduction
1 μm	2.1% (Results may be vary)
2 μm	4.3%
3 μm	3.9%
4 μm	4.1%
12 μm	4.3%

Fig. 9 Characteristics of insert depth of molybdenum disulfide and friction reduction ratio

モリブデンは深く打込めば打込むほど高いしゅう動抵抗低減効果が得られるというのではなく、打込み深度がある一定以上であれば高いしゅう動抵抗低減効果が得られると推測される。実際、打込み深度を1, 2, 3, 4, 12 μm と変化させて製作したピストンでモータリングフリクションを測定したが、Fig. 9に示すように、ほぼ一様なしゅう動抵抗低減効果であった。

10. 二硫化モリブデン打込み状態の観察

母材であるアルミニウム合金への二硫化モリブデン打込み状態をTEM(透過電子顕微鏡)で観察した結果をFig. 10に示す。次にX線回折によりその元素の同定を行った結果をFig. 11に示す。以上の結果からWPC処理が表面改質熱処理技術であることを示すように、少なくとも数百度以上の温度上昇がなければ創生されないアルミニウム合金とモリブデンからなる β' -Mo₂C, Al₈Mo₃の2種類の金属間化合物を、母材と、母材の内部に打込まれた二硫化モリブデンとの界面から検出した。本処理による極小範囲の極度の温度上昇は、前述のモデル計算結果から μsec . オーダという極短時間内の現象であることも報告⁽²⁾されている。また、

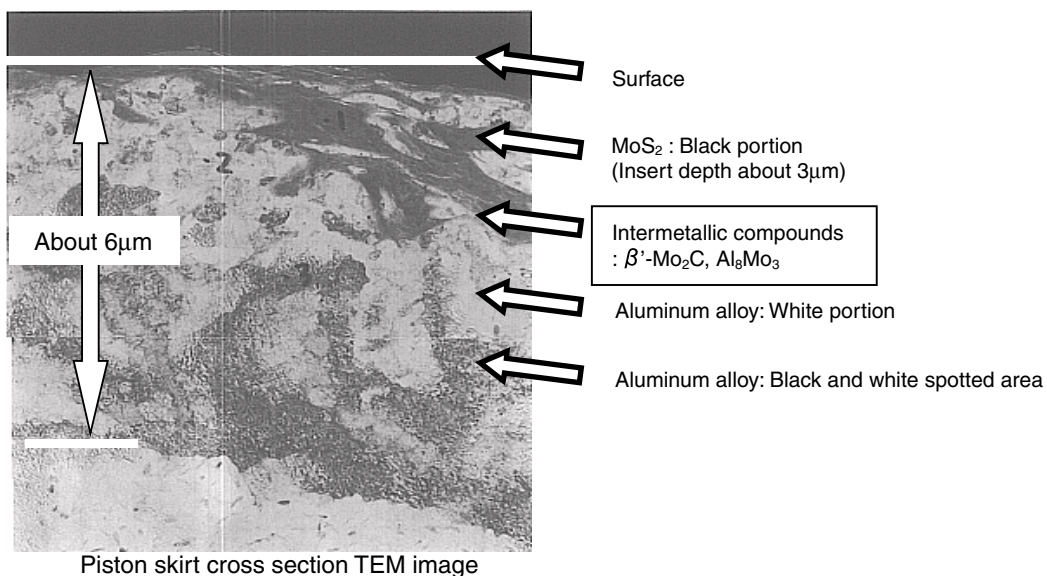
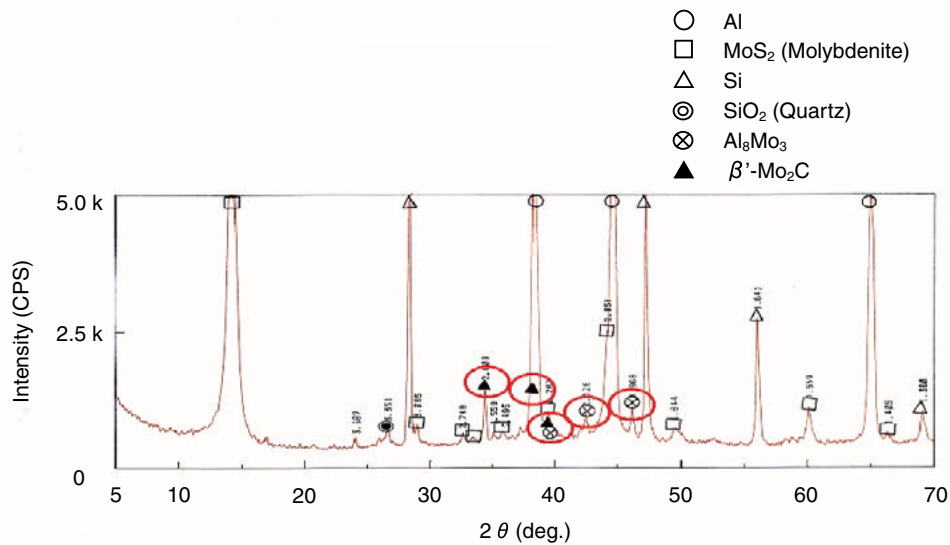


Fig. 10 Molybdenum disulfide insert condition



13. まとめ

- ・ バインダを含有しない 98.5%純度以上の二硫化モリブデン微粉を WPC 処理手法を用い、圧縮空気とともに高速度で内燃機関用ピストンスカート部に投射加工で付与し、エンジンのフリクションを4%以上低減した。
- ・ 本処理によるピストンは、しゅう動抵抗低減効果が瞬時に発現し長期間に渡りその効果を維持できる。
- ・ 本処理によるピストンの寸法変化、形状変化は発生しない。
- ・ 短時間での加工が可能で大量生産に適している。
- ・ ショット処理に伴い、唯一排出される破砕二硫化モリブデンは、完全にリサイクルできる。

14. あとがき

本研究により、固体潤滑剤の新たな使用法を開拓したものと考える。今後アルミニウム合金以外の材料にも応用できるよう研究を進め、しゅう動各部への適用を早期に実現し、省資源、環境保護の一助となるよう努力したい。

この処理によるピストンを、2001年6月より発売を開始した「ホンダフィット」用新型 1.3 リットル直列4気筒2プラグエンジン、また 2001 年 12 月より発売を開始した「ホンダシビックハイブリッド」用 1.3 リットル直列4気筒2プラグエンジンより採用している。

15. 謝辞

最後に本研究にあたり、当初より研究支援を快諾下さり、技術指導、ご助言を頂いた(株)不二製作所 間瀬氏、菅沢氏、熊谷氏、石渡氏、(株)不二機販 宮坂氏の各氏に厚く御礼申し上げます。

川鉄テクノリサーチ(株)島内氏、木下氏には、迅速かつ詳細な金属組織分析の他、ご助言、ご指導も頂き、厚く御礼申し上げます。

住鉱潤滑剤(株)柏谷氏には二硫化モリブデンに関するさまざまなご教授を頂き、厚く御礼申し上げます。

16. 文献

- (1) 荻原 秀実: 表面改質によるエンジンの摺動抵抗低減技術、微粒子衝突表面改質研究会主催「最新の表面改質技術—微粒子衝突表面改質技術の応用—」第2回技術講演会前刷り集 p.15-25(1999 年 8 月)
- (2) 江上 登, 加賀谷 忠治, 他 4 名: 微粒子ピーニングにおける粒子速度および材料表面温度分布の解析、微粒子衝突表面改質研究会主催「最新の表面改質技術—微粒子

衝突表面改質技術の応用—」第4回技術講演会前刷り集 p.18-24(2001 年 10 月)

- (3) N.Takahashi, S.Kashiwaya: High resolution transmission Wear 206 (1997) 8-14

- (4) 柏谷 智: 潤滑経済 No.385 (1988) 5-9

■ 著 者 ■



荻原 秀実

直列4気筒エンジン用エキゾーストマニホールドの 剛性と変形に及ぼす形状の影響

Effects of Shape of the Exhaust Manifold for an In-line 4-Cylinder Engine
on its Stiffness and Deformation

榎 本 勝*
Masaru ENOMOTO

要 旨

直列4気筒エンジン用エキゾーストマニホールドを設計する際に有用な、エキゾーストマニホールドの剛性および変形に関する半定量的な机上解析方法について考察した。これはエキゾーストマニホールドをはりの組み合わせと考えて解析するもので、これによりエキゾーストマニホールドの主要部分の寸法形状が剛性および変形に及ぼす影響を求める事が出来る。この結果、エキゾーストマニホールドのさまざまな形状的特性、即ちアスペクト比、ブランチ比、オフセット比が無次元剛性に及ぼす影響、およびアスペクト比が無次元化した反り量に及ぼす影響を明らかにする事が出来た。また、アスペクト比、集合部ずれ角度、ブランチ比、およびオフセット比が無次元剛性と変形に及ぼすそれぞれの影響度合を求める事により、エキゾーストマニホールドの各部寸法形状を変更する場合に、無次元剛性と変形に及ぼすそれらの影響も明らかにする事が出来た。ここに述べた手法は、特に外形寸法が限られた新しいエキゾーストマニホールドを設計する際の主要概略寸法の決定、およびその妥当性の検討に対して有効であり、この方法を用いて形状を定めたエキゾーストマニホールドに対してCAE計算を行なう事により、エキゾーストマニホールドの効率的な開発が可能となる。

ABSTRACT

Investigations were conducted on a quasi quantitative analysis method for exhaust manifold stiffness and deformation that is useful when designing exhaust manifolds for in-line 4 cylinder engines. This method analyzes the exhaust manifold as a combination of beams, making it possible to obtain the effects of the dimensions and shapes of major parts of exhaust manifold on stiffness and deformation. These results clarified the effects of various exhaust manifold shape characteristics (aspect ratio, branch ratio, offset ratio) on non-dimensional stiffness, and also the effects of aspect ratio on the non-dimensional warping quantity. In addition, the effects of each of the aspect ratio, collective part different angle, branch ratio and offset ratio on non-dimensional stiffness and deformation when the dimensions and shape of each exhaust manifold part are changed could also be clarified by obtaining the degree of effects of each factor. The proposed method is effective for determining and investigating the validity of major approximate dimensions, particularly when designing new exhaust manifolds with limited outer dimensions. Exhaust manifolds can be efficiently developed by performing CAE calculations on exhaust manifold shapes that have been determined using this method.

1. まえがき

近年、自動車用エンジンに対する排気エミッションの浄化、および低燃費化に対する要求は世界的にますます厳しくなりつつある。そのため、エンジンの排気系に関しては、例えばエンジン始動時に触媒コンバータの温度を出来るだけ短時間に活性温度まで上げる事を目的とした排気系の低

熱容量化(薄肉化)、および低燃費化を目的としたリーンバーン化による排気温度の上昇等が顕著になっており、これらは共にエキゾーストマニホールドに対して非常に過酷な条件を強いる事となる。このため、エンジンの開発時には排気系に起因する問題も多く、更に開発時間の一層の短縮も必要である事から、開発の初期段階におけるエキゾーストマニホールドに対する最適設計が強く求められている。

*栃木研究所

最近では、CAEを利用して、エキゾーストマニホールド各部の応力、変形等を求める事も一般的に行われているが、新たにエキゾーストマニホールドを設計するためにCAEを利用する場合には、エキゾーストマニホールド各部の温度を仮定して計算を行なう必要があり、そのためには、あらかじめエキゾーストマニホールドの形状を定めておかなければ実際の計算を実行する事が出来ない。

そこで、エキゾーストマニホールドを新たに設計する際には、先ずエキゾーストマニホールド各部の寸法形状がその剛性や変形に及ぼす影響をあらかじめ知っておく事が重要であり、このための方法、即ち剛性や変形の観点からのエキゾーストマニホールド各部の主要寸法の概略的な見極めや形状の検討が机上で短時間に可能であるような方法が求められている。このように、新しいエキゾーストマニホールドの設計においては、開発効率の観点から初めに半定量的な方法により概略寸法を求め、次にそれを基にしてCAEにより精密な計算を行ない詳細を決定するという方法が望ましいと考えられる。

筆者らは先にエキゾーストマニホールドに対する信頼性の評価を拘束率により行なう方法を報告したが^{(1), (2)}、本研究はその前の段階、即ち、4気筒エンジン用のエキゾーストマニホールドを新たに設計する際に、基本的な主要寸法や形状の概略を机上で決定するために利用出来る、エキゾーストマニホールドの剛性および変位割合に及ぼす各部寸法の影響を求める方法を提案するものである。このような方法により基本寸法形状を求め、それらを基に拘束率等に関するCAE計算を行なって、最終的なエキゾーストマニホールドの寸法形状を短時間で決定する事が出来る。

尚、解析にあたっては、従来行われている直列2気筒エンジン用エキゾーストマニホールドに関する解析⁽³⁾を基とし、それらを4気筒エンジン用エキゾーストマニホールドの場合まで拡張すると共に、更により詳細な解析と検討を行なった。

記号表

a_A	エキゾーストマニホールド中心から No.2 ポート, No.3 ポート入口までの変形後の距離(Fig. 3 参照)
a_B	エキゾーストマニホールド中心から No.1 ポート, No.4 ポート入口までの変形後の距離(Fig. 3 参照)
b	ブランチ比(=U/y)
c	オフセット比(=L/y)
d_{A1}	No.2 ポート, No.3 ポートに発生する、モーメントによる変形
d_{A2}	No.2 ポート, No.3 ポートに発生する、荷重による変形

d_{B1}	No.1 ポート, No.4 ポートに発生する、モーメントによる変形
d_{B2}	No.1 ポート, No.4 ポートに発生する、荷重による変形
dx_A	No.2 ポート, No.3 ポートの変形量(Fig. 3 参照)
dx_B	No.1 ポート, No.4 ポートの変形量(Fig. 3 参照)
E	縦弾性係数
Gx_A	No.2 ポートと No.3 ポートの集合部の剛性
Gx_B	No.1 ポートと No.4 ポートの集合部の剛性
h_A	変形後の No.2 ポート, No.3 ポート長さ(Fig. 3 参照)
h_B	変形後の No.1 ポート, No.4 ポート長さ(Fig. 3 参照)
I	断面二次モーメント(=取り付けフランジ部の断面二次モーメント+ポートブランチ部の断面二次モーメント+集合部の断面二次モーメント)
L	ポート入口からポート集合部までの距離(Fig. 3 参照)
M_0	各ポートに作用するモーメント(=WL)
m	アスペクト比(=L/U)
r	エキゾーストマニホールドが変形した時の、各ポートの開きに対する幾何学的中心(Fig. 3 参照)
$S_{A\theta}$	式(51)参照
S_{Am}	式(52)参照
$S_{B\theta}$	式(56)参照
S_{Bm}	式(57)参照
$T_{A\theta}$	式(37)参照
T_{Am}	式(38)参照
T_{Ab}	式(39)参照
T_{Ac}	式(40)参照
$T_{B\theta}$	式(44)参照
T_{Bm}	式(45)参照
T_{Bb}	式(46)参照
T_{Bc}	式(47)参照
U	エキゾーストマニホールドの長さ(Fig. 3 参照)
W	各ポートに作用する荷重
y	ポート入口からポート集合部までの距離(Fig. 3 参照)
ΔZ_A	No.2 ポート, No.3 ポートの反り量(Fig. 3 参照)
$\Delta Z_A'$	No.2 ポート, No.3 ポートの見掛けの反り量
ΔZ_B	No.1 ポート, No.4 ポートの反り量(Fig. 3 参照)
$\Delta Z_B'$	No.1 ポート, No.4 ポートの見掛けの反り量
θ	集合部ずれ角度(Fig. 3 参照)
Ψ_A	変形が生じた場合の No.2 ポート, No.3 ポートの開き角度(Fig. 3 参照)
Ψ_B	変形が生じた場合の No.1 ポート, No.4 ポートの開き角度(Fig. 3 参照)

2. 解析

エキゾーストマニホールドをはりの組み合わせと考えると剛性を求める。更に、エキゾーストマニホールド各部に作用するモーメントによる変形、および荷重による変形をそれぞれ求め、それらを重ね合わせる事により全変形を算出する。

Fig. 1 に、以下で考察する 4 気筒エンジン用エキゾース

トマニホールドの概略モデルを示す。ここでエキゾーストマニホールドは左右対称とし(エキゾーストマニホールドの No.1 ポート部と No.4 ポート部が、そして No.2 ポート部と No.3 ポート部がそれぞれ互いにエキゾーストマニホールドの中心線に対して対称)、変形は WL 、および W によるものとする。

Fig. 2 は、 WL による集合部の変形、および W による

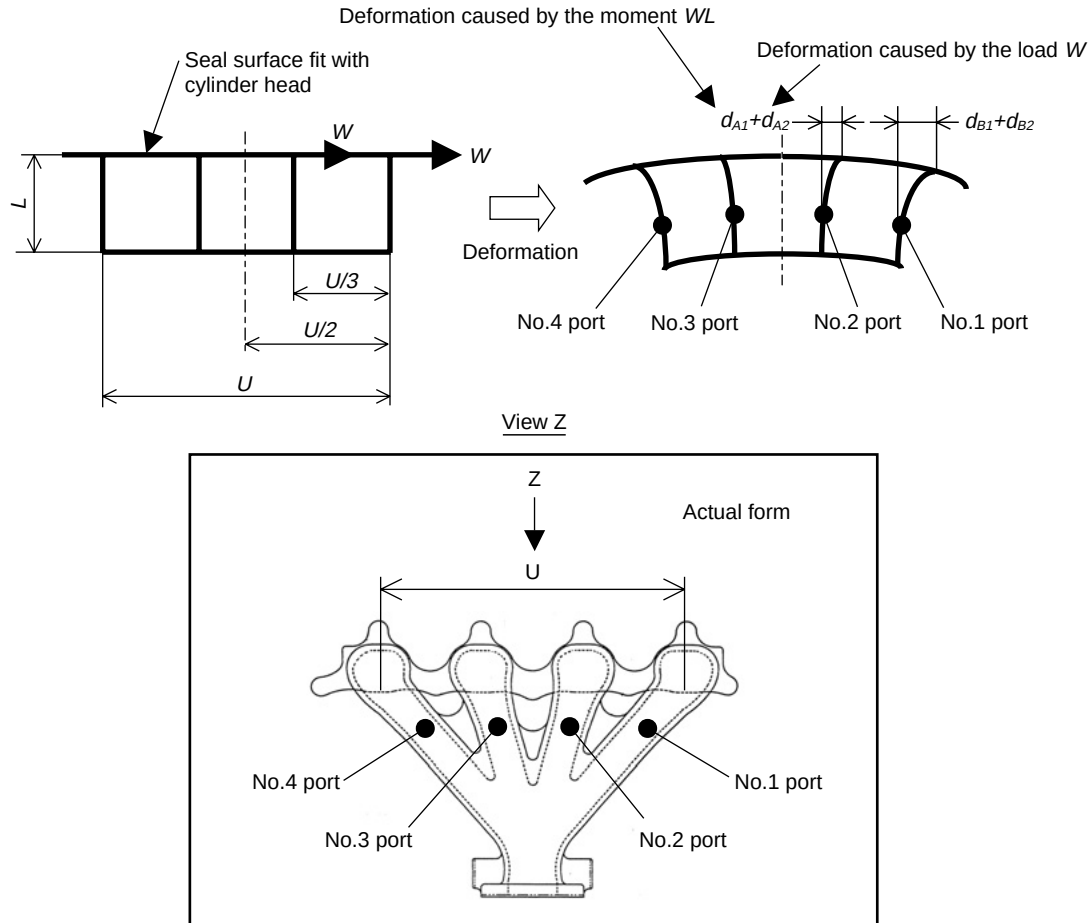


Fig. 1 Actual form and schematic model of exhaust manifold for in-line 4 cylinder engine. Deformation is caused by the moment WL and the load W .

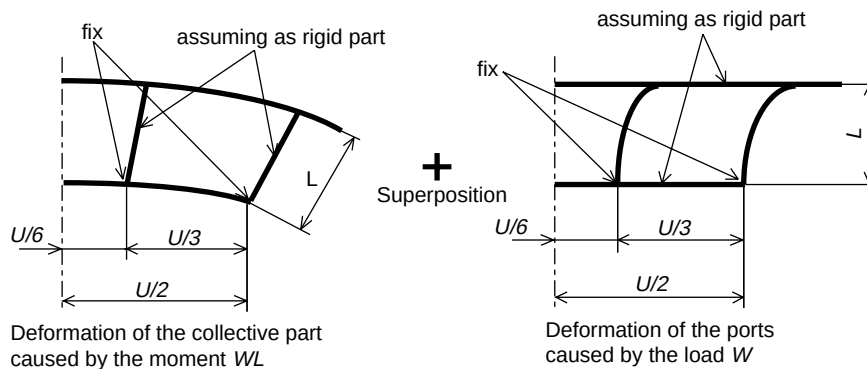


Fig. 2 Superposition of deformation of the collective part caused by the moment WL and deformation of the ports caused by the load W .

各ポート部の変形を概略的に示したものである。このような、モーメントによる集合部の変形と、荷重による各ポートの変形を重ね合わせる。

なお以下では、いろいろな寸法形状のエキゾーストマニホールドを同じ指標で解析し評価するために一般的に用いられている、エキゾーストマニホールドの形状的な特性を表す三つの無次元数、即ち、アスペクト比、ブランチ比、オフセット比を導入する。

解析に用いたモデルを Fig. 3 に示す。

2.1. 剛性に及ぼすアスペクト比、および集合部ずれ角度の影響

初めに、最も単純な形状である $\theta = 0^\circ$ の場合を考える。

d_{A1} は、長さが $U/6$ であるはりの端部にモーメント WL が作用する時に生じる変形で、式(1)で表す事が出来る。

$$\begin{aligned} d_{A1} &= M_0(U/6)^2/2EI \\ &= (WL/2EI)(U/6)^2 \end{aligned} \quad (1)$$

ここで、 EI は曲げこわさである。

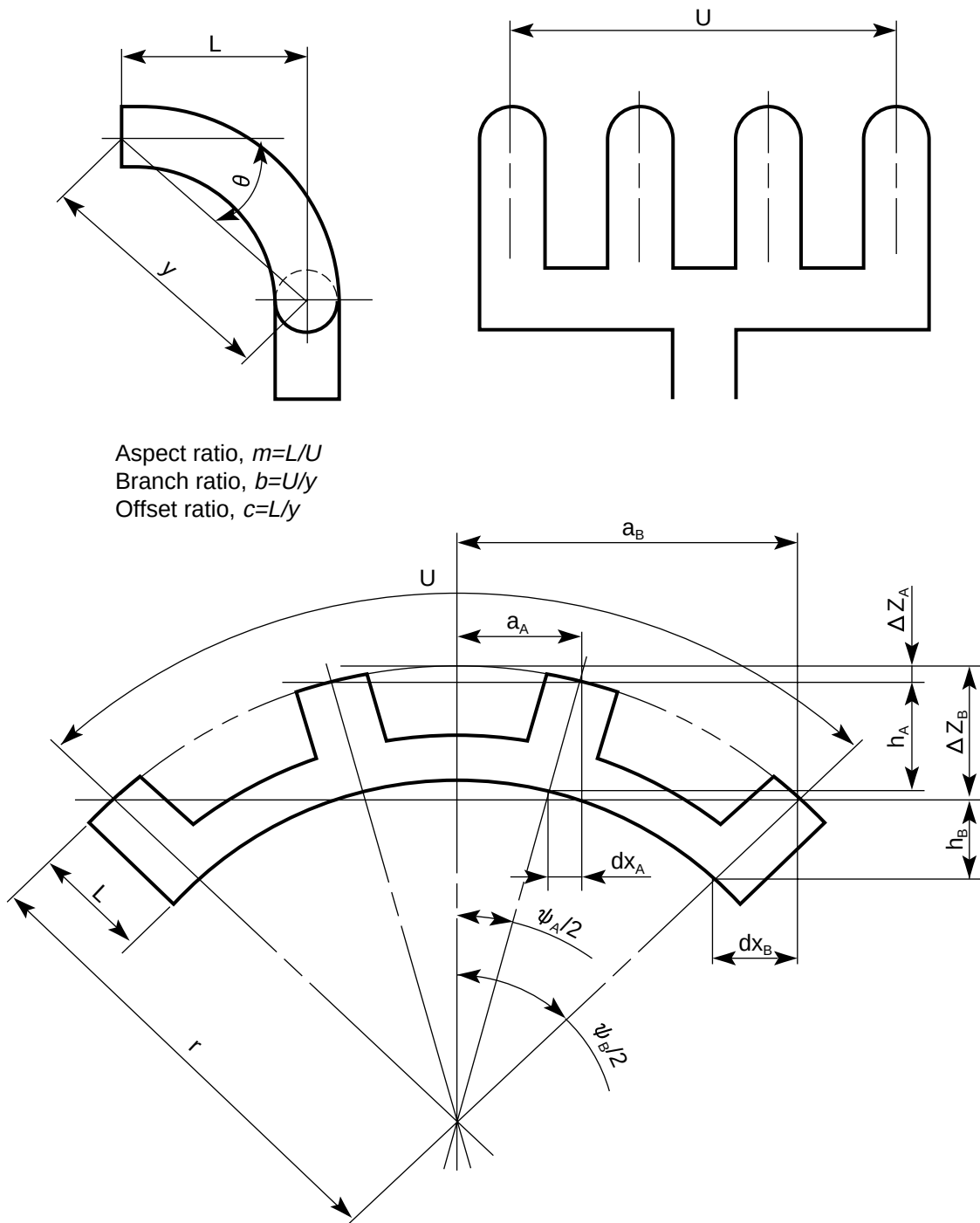


Fig. 3 Model of the exhaust manifold used for the analysis

同様に, d_{B1} は, 長さ $U/2$ のはりの端部にモーメント WL が作用する時に生じる変形で, 式(2)で表す事が出来る.

$$\begin{aligned} d_{B1} &= M_0(U/2)^2/2EI \\ &= (WL/2EI)(U/2)^2 \end{aligned} \quad (2)$$

従って, 各ブランチに作用するモーメントによる集合部先端の変形 $d_{A1} + d_{B1}$ は, 式(1), 式(2)より

$$\begin{aligned} d_{A1} + d_{B1} &= (WL/2EI)(U/6)^2 \\ &\quad + (WL/2EI)(U/2)^2 \\ &= (5WLU^2)/(36EI) \end{aligned} \quad (3)$$

次に, d_{A2} および d_{B2} は, 共に一端が固定で長さが L のはりの他端に W が作用する時の変形と考えられるので

$$d_{A2} = d_{B2} = (WL^3)/(3EI) \quad (4)$$

従って, 式(1), 式(4)より

$$\begin{aligned} dx_A = d_{A1} + d_{A2} &= (WL)(U/6)^2/(2EI) \\ &\quad + (WL^3)/(3EI) \\ &= (WL)(U^2 + 24L^2)/(72EI) \end{aligned} \quad (5)$$

式(3), 式(4)より

$$\begin{aligned} dx_B = d_{A1} + d_{B1} + d_{B2} &= (5WLU^2)/(36EI) \\ &\quad + (WL^3)/(3EI) \\ &= (WL)(5U^2 + 12L^2)/(36EI) \end{aligned} \quad (6)$$

式(5), および式(6)より各集合部の剛性は

$$\begin{aligned} Gx_A = W/dx_A &= (72EI)/[L(U^2 + 24L^2)] \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} Gx_B = W/dx_B &= (36EI)/[L(5U^2 + 12L^2)] \end{aligned} \quad (8)$$

$m = L/U$ により, 式(7)から L を消去して,

$$\begin{aligned} Gx_A &= (72EI)/[mU(U^2 + 24m^2U^2)] \\ &= (EI/U^3) \{72/[m(1 + 24m^2)]\} \end{aligned}$$

従って, No.2 および No.3 ポートの無次元剛性は

$$Gx_A U^3/EI = 72/[m(1 + 24m^2)] \quad (9)$$

同様に, 式(8)から L を消去して,

$$\begin{aligned} Gx_B &= (36EI)/[mU(5U^2 + 12m^2U^2)] \\ &= (EI/U^3) \{36/[m(5 + 12m^2)]\} \end{aligned}$$

従って, No.1 および No.4 ポートの無次元剛性は

$$Gx_B U^3/EI = 36/[m(5 + 12m^2)] \quad (10)$$

次に, θ の影響を考える.

式(1)–式(8)において, L を $L/\cos \theta$ で置き換えて,

$$d_{A1} = (WL/2EI)(U/6)^2(\cos \theta)^{-1} \quad (11)$$

$$d_{B1} = (WL/2EI)(U/2)^2(\cos \theta)^{-1} \quad (12)$$

$$\therefore d_{A1} + d_{B1} = (5WL/36EI)U^2(\cos \theta)^{-1} \quad (13)$$

$$d_{A2} = d_{B2} = (WL/3EI)(\cos \theta)^3 \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \therefore dx_A = d_{A1} + d_{A2} &= (WL/72EI) [(U^2/\cos \theta) \\ &\quad + (24L^2/\cos^3 \theta)] \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} dx_B = d_{A1} + d_{B1} + d_{B2} &= (WL/36EI) [(5U^2/\cos \theta) \\ &\quad + (12L^2/\cos^3 \theta)] \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \therefore Gx_A = W/dx_A &= (72EI)/\{L[(U^2/\cos \theta) \\ &\quad + (24L^2/\cos^3 \theta)]\} \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} Gx_B = W/dx_B &= (36EI)/\{L[(5U^2/\cos \theta) \\ &\quad + (12L^2/\cos^3 \theta)]\} \end{aligned} \quad (18)$$

$m = L/U$ により, 式(17)および式(18)から L を消去して, 無次元剛性を求めると

$$\begin{aligned} Gx_A U^3/EI &= 72/\{m[(1/\cos \theta) \\ &\quad + (24m^2/\cos^3 \theta)]\} \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} Gx_B U^3/EI &= 36/\{m[(5/\cos \theta) \\ &\quad + (12m^2/\cos^3 \theta)]\} \end{aligned} \quad (20)$$

式(19)および式(20)より, θ をパラメータとして m に対して無次元剛性 $Gx_A U^3/EI$, および $Gx_B U^3/EI$ をプロットすると, それぞれ Fig. 4, および Fig. 5 となる. また, 同様に θ に対してプロットすると, それぞれ Fig. 6, および Fig. 7 となる.

Fig. 4 – Fig. 7 から以下の事が分かる. 即ち, θ が小さい方が剛性は大きい. 但し, m が大きくなると θ の影響は殆ど無視出来る程度となる. m が小さくなると剛性は指数関数的に増加する. これらは No.1 ポート, No.4 ポート, および No.2 ポート, No.3 ポートで共に認められる. また, No.1 ポート, No.4 ポートと No.2 ポート, No.3 ポートを比較すると, 同一条件では No.2 ポート, No.3 ポートの方が No.1 ポート, No.4 ポートよりも数倍程度剛性が大きい(特に m が小さい場合).

2.2. ブランチ比に対する無次元剛性の変化

式(9)に $m = \cos \theta/b$ を代入して,

$$Gx_A U^3/EI = 72b^3/(b^2 \cos \theta + 24 \cos^3 \theta) \quad (21)$$

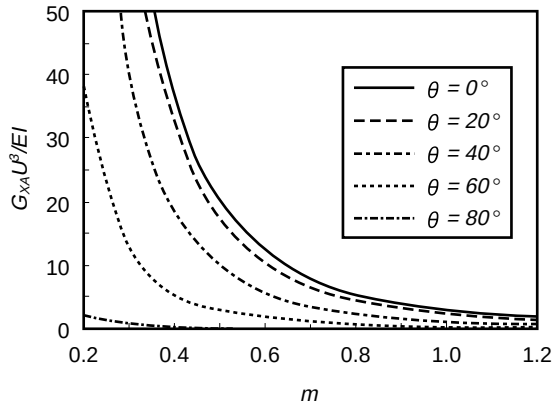


Fig. 4 Non-dimensional stiffness rigidity for No.2 and No.3 ports vs. aspect ratio “ m ”. Non-dimensional stiffness rigidity increases as “ m ” and θ become smaller.

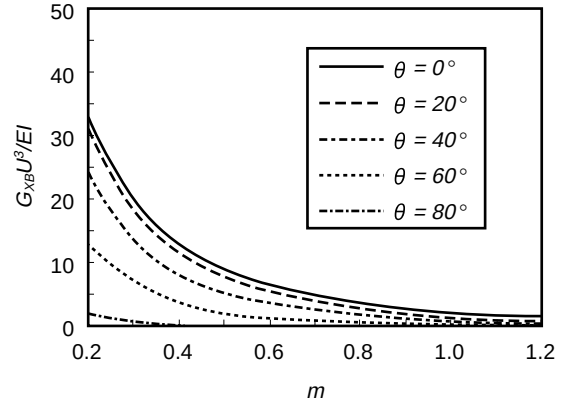


Fig. 5 Non-dimensional stiffness rigidity for No.1 and No.4 ports vs. aspect ratio “ m ”. Non-dimensional stiffness rigidity increases as “ m ” and θ become smaller. In the case of a smaller “ m ”, stiffness rigidity for the No.1 and No.4 ports is quite small compared with that of the No.2 and No.3 ports (Fig. 4).

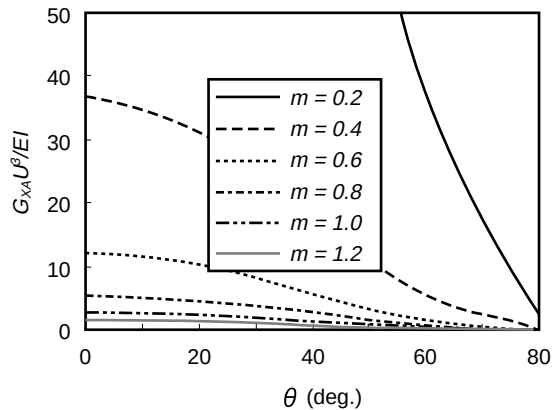


Fig. 6 Non-dimensional stiffness rigidity for No.2 and No.3 ports vs. deviation angle θ .

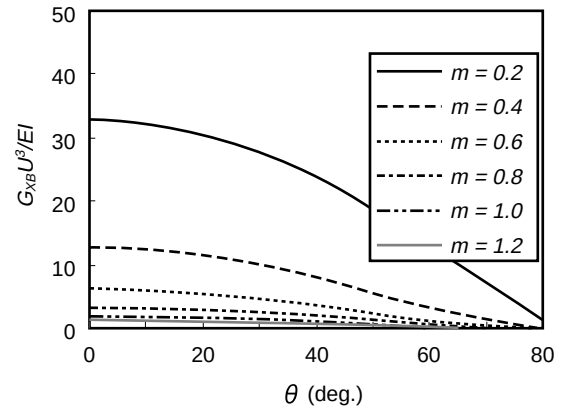


Fig. 7 Non-dimensional stiffness rigidity for No.1 and No.4 ports vs. deviation angle θ .

同様に、式(10)より

$$G_{xB}U^3/EI = 36b^3/(5b^2\cos\theta + 12\cos^3\theta) \quad (22)$$

式(21)および式(22)より、 θ をパラメータとして b に対して $G_{xA}U^3/EI$ および $G_{xB}U^3/EI$ をプロットすると、それぞれFig. 8, およびFig. 9となる。同様に θ に対してプロットすると、それぞれ Fig. 10, および Fig. 11 となる。

Fig. 8 — Fig. 11 から以下の事が分かる。即ち、 b が同じであれば θ が大きい方が剛性は大きい。但し、 b が小さくなると、その差は減少する。また、 b が大きくなると剛性は指数関数的に増加する。これらはNo.1ポート、No.4ポート、およびNo.2ポート、No.3ポート共に認められる。No.1ポート、No.4ポートとNo.2ポート、No.3ポートの剛性を比較すると、同一条件ではNo.2ポート、No.3ポートの方がNo.1ポート、No.4ポートよりも数倍程度剛性が大きい(特に

い(特に b が小さい場合)。

2.3. オフセット比に対する無次元剛性の変化

式(17)および式(18)より、 m をパラメータとしてオフセット比に対する無次元剛性を求める。その結果をそれぞれ Fig. 12 および Fig. 13 に示す。

オフセット比が同じであれば、 m が小さい方が剛性は大きい。但し、オフセット比が小さい場合にはその差は減少する。また、オフセット比が大きくなると、剛性は指数関数的に増加する。これらはNo.1ポート、No.4ポート、およびNo.2ポート、No.3ポートにおいて共に認められる。また、No.1ポート、No.4ポートとNo.2ポート、No.3ポートを比べると、同一条件ではNo.2ポート、No.3ポートの方がNo.1ポート、No.4ポートよりも剛性が数倍程度大きい(特にオフセット比が小さい場合)。

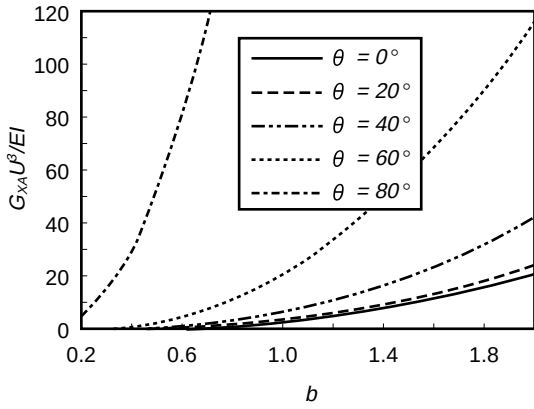


Fig. 8 Non-dimensional stiffness rigidity for No.2 and No.3 ports vs. branch ratio “ b ”. Non-dimensional stiffness rigidity increases as “ b ” and θ become larger.

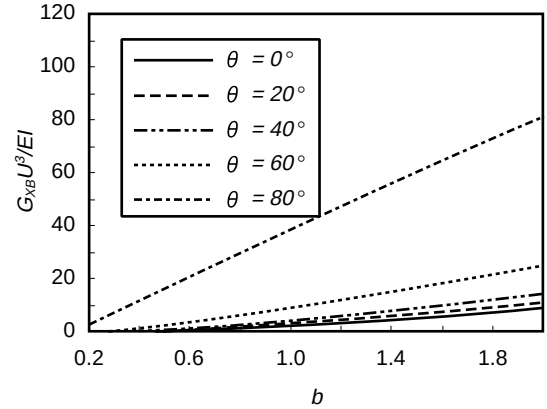


Fig. 9 Non-dimensional stiffness rigidity for No.1 and No.4 ports vs. branch ratio “ b ”. Non-dimensional stiffness rigidity increases as “ b ” and θ become larger. Especially in the case of large “ b ”, stiffness rigidity for the No.1 and No.4 port is smaller than that for the No.2 and No.3 ports.

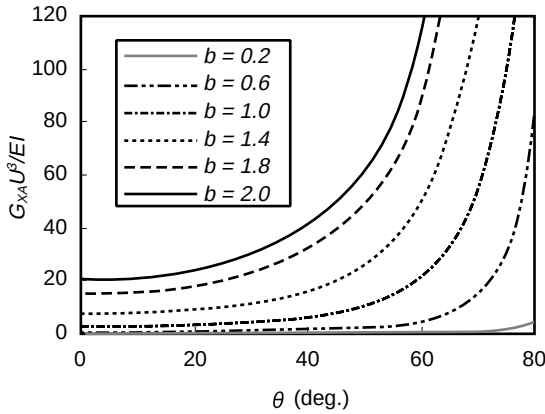


Fig. 10 Non-dimensional stiffness rigidity for No.2 and No.3 ports vs. deviation angle θ .

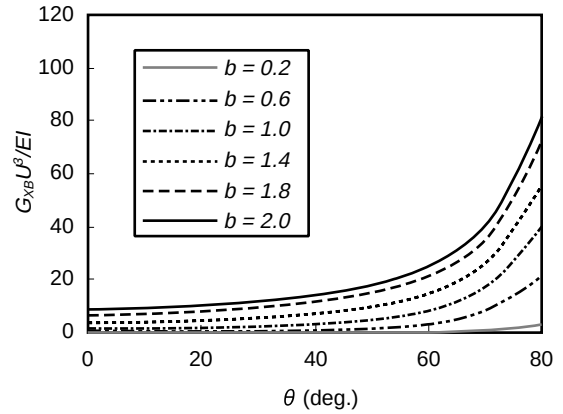


Fig. 11 Non-dimensional stiffness rigidity for No.1 and No.4 ports vs. deviation angle θ .

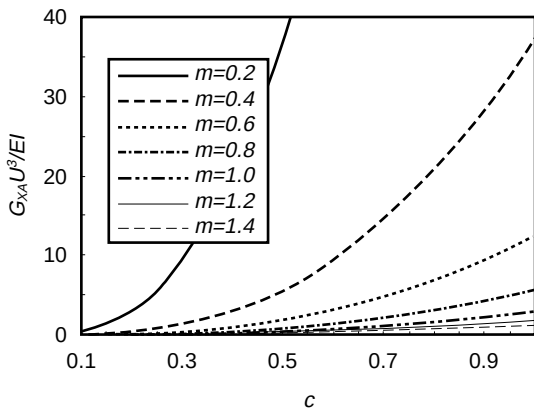


Fig. 12 Non-dimensional stiffness rigidity for No.2 and No.3 ports vs. offset ratio “ c ”. Non-dimensional stiffness rigidity increases as “ c ” becomes larger and “ m ” becomes smaller.

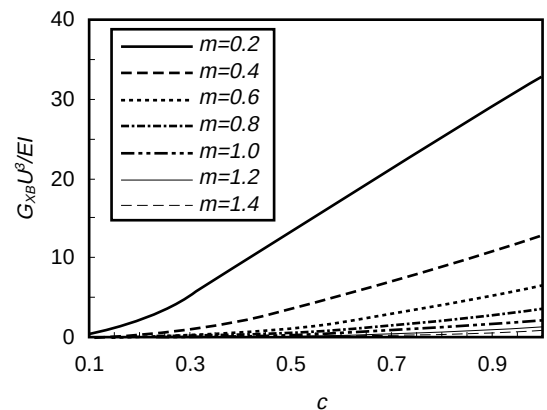


Fig. 13 Non-dimensional stiffness rigidity for No.1 and No.4 ports vs. offset ratio “ c ”. Non-dimensional stiffness rigidity increases as “ c ” becomes larger and “ m ” becomes smaller. Non-dimensional stiffness rigidity for the No.1 and No.4 ports is smaller than that of the No.2 and No.3 ports.

2.4. 反り量

i) ΔZ_A

Fig. 2 および Fig. 3 より

$$\begin{aligned} r^2 &= a_A^2 + (r - \Delta Z_A)^2 \\ &= a_A^2 + r^2 - 2r\Delta Z_A + \Delta Z_A^2 \end{aligned}$$

ここで, $\Delta Z_A \ll U$ なので

$$\begin{aligned} r^2 &= a_A^2 + r^2 - 2r\Delta Z_A \\ \therefore 2r\Delta Z_A &= a_A^2 \\ a_A &= [(U/6)^2 - \Delta Z_A^2]^{1/2} \quad U/6 \end{aligned}$$

従って,

$$\begin{aligned} 2r\Delta Z_A &= (U/6)^2 \\ \therefore r &= (U/6)^2 / (2\Delta Z_A) \end{aligned} \quad (23)$$

 $\Psi_A \ll 1$ の時

$$dx_A/h_A = \tan(\Psi_A/2) \quad \Psi_A/2$$

従って,

$$\Psi_A/2 = dx_A/h_A = dx_A/L \quad (24)$$

ここで, 半径 r , 角度 $\Psi_A/2$ の円弧の長さである $U/6$ は, (Fig. 3 参照)

$$U/6 = r(\Psi_A/2) \quad (25)$$

式(25)に式(23)および式(24)を代入して,

$$\begin{aligned} U/6 &= [(U/6)^2 / (2\Delta Z_A)] (dx_A/L) \\ &= (U^2 dx_A) / (72L\Delta Z_A) \\ \therefore \Delta Z_A &= (1/12)(U/L) dx_A \\ &= [1/(12m)] dx_A \end{aligned} \quad (26)$$

ii) ΔZ_B

同様に,

$$\begin{aligned} r^2 &= a_B^2 + (r - \Delta Z_B)^2 \\ &= a_B^2 + r^2 - 2r\Delta Z_B + \Delta Z_B^2 \end{aligned}$$

ここで, $\Delta Z_B \ll U$ なので

$$\begin{aligned} r^2 &= a_B^2 + r^2 - 2r\Delta Z_B \\ \therefore 2r\Delta Z_B &= a_B^2 \\ a_B &= [(U/2)^2 - \Delta Z_B^2]^{1/2} \quad U/2 \end{aligned}$$

従って,

$$\begin{aligned} 2r\Delta Z_B &= (U/2)^2 \\ \therefore r &= (U/2)^2 / (2\Delta Z_B) \end{aligned} \quad (27)$$

 $\Psi_B \ll 1$ の時

$$dx_B/h_B = \tan(\Psi_B/2) \quad \Psi_B/2$$

従って,

$$\Psi_B/2 = dx_B/h_B = dx_B/L \quad (28)$$

ここで, 半径 r , 角度 $\Psi_B/2$ の円弧の長さである $U/2$ は, (Fig. 3 参照)

$$U/2 = r(\Psi_B/2) \quad (29)$$

式(29)に式(27)および式(28)を代入して,

$$\begin{aligned} U/2 &= [(U/2)^2 / (2\Delta Z_B)] (dx_B/L) \\ &= (U^2 dx_B) / (8L\Delta Z_B) \\ \therefore \Delta Z_B &= (1/4)(U/L) dx_B \\ &= [1/(4m)] dx_B \end{aligned} \quad (30)$$

式(26)に対して, 見掛けの反り量 $\Delta Z_A'$ を考えると

$$\begin{aligned} \Delta Z_A' &= [1/(12m)] (\cos \theta) dx_A \\ \therefore \Delta Z_A' / dx_A &= [1/(12m)] (\cos \theta) \end{aligned} \quad (31)$$

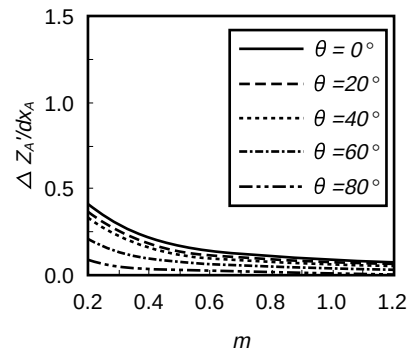
式(31)より求めた, m および θ を変化させた時の No.2 ポートおよび No.3 ポートの変位割合 $\Delta Z_A' / dx_A$ を Fig. 14 および Fig. 15 に示す。

Fig. 14 Displacement ratio for No.2 and No.3 ports vs. aspect ratio " m ". Displacement ratio increases as " m " and θ become smaller.

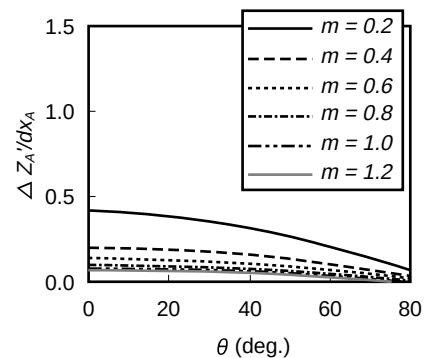


Fig. 15 Displacement ratio for No.2 and No.3 ports vs. deviation angle θ .

同様に、式(30)より

$$\Delta Z_B'/dx_B = [1/(4m)] (\cos \theta) \quad (32)$$

式(32)より求めた、 m および θ を変化させた時の No.1 ポートおよび No.4 ポートの変位割合 $\Delta Z_B'/dx_B$ を Fig. 16 および Fig. 17 に示す。

θ が同じであれば、アスペクト比が大きくなると $\Delta Z_A'/dx_A$ および $\Delta Z_B'/dx_B$ は指数関数的に低下する。また、アスペクト比が同じであれば、 θ が小さい方が $\Delta Z_A'/dx_A$ および $\Delta Z_B'/dx_B$ は大きくなるが、 θ が 0° に近づくに従ってその差は小さくなる。No.1 ポートおよび No.4 ポートの変位割合は、No.2 ポートおよび No.3 ポートの変位割合よりも数倍程度大きい。

2.5. アスペクト比に対するブランチ比

$$L/y = (L/U)(U/y) \quad (33)$$

ここで、オフセット比 $L/y = (y \cos \theta)/y$ となるので、式(33)より、

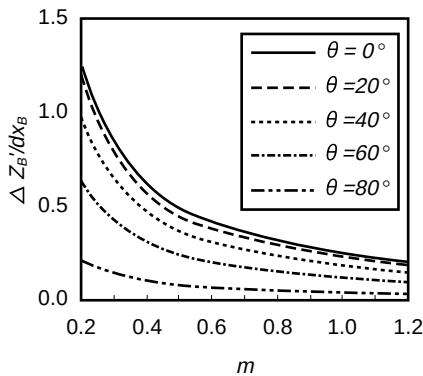


Fig. 16 Displacement ratio for No.1 and No.4 ports vs. aspect ratio “ m ”. Displacement ratio increases as “ m ” and θ become smaller. The displacement ratio for the No.1 and No.4 ports is fairly large compared with that for the No.2 and No.3 ports.

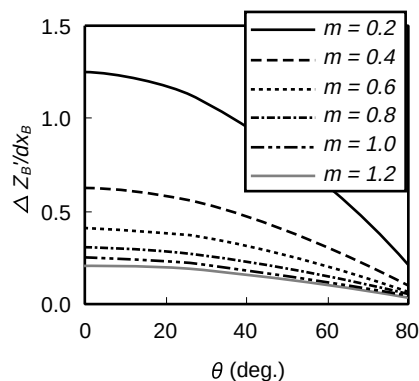


Fig. 17 Displacement ratio for No.1 and No.4 ports vs. deviation angle θ .

$$b = \cos \theta / m \quad (34)$$

式(34)より求めた、 m および θ を変化させた時のブランチ比を Fig. 18 に示す。

θ が同じであれば、アスペクト比が大きくなるとブランチ比は非線形的に小さくなる。また、アスペクト比が同じであれば、 θ が小さい方がブランチ比は大きい。

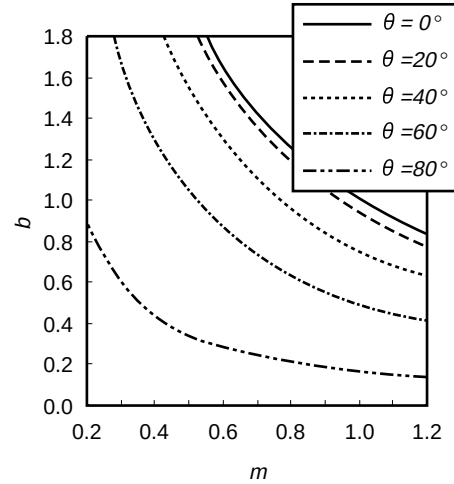


Fig. 18 Aspect ratio “ m ” vs. branch ratio “ b ”.

3. 考察

解析より得られた結果を整理すると次のようになる。即ち、一般にエキゾーストマニホールドの剛性を大きくするためには、 m を小さく (Fig. 4 および Fig. 5)、 θ を小さく (Fig. 6 および Fig. 7)、 b を大きく (Fig. 8 および Fig. 9)、そして c を大きく (Fig. 12 および Fig. 13) すれば良い。

この様に、剛性を大きくするためには y は小さい方が良く、一方、 U は大きい方が望ましい。但し、 L は m および c に対して、それぞれ相反する効果となる。また、剛性に及ぼす θ の影響は、 m および b それぞれに対し逆の効果がある。ここで例えばエンジンの寸法から U が決まっている場合には、 L を小さくすれば一般に y も同様に小さくなる。従ってこの時 c はあまり大きく変化しないものの、 L が小さくなった事により m は減少する。また、 b は (y が小さくなった事により U が一定であっても) 大きくなる。

同様に、エキゾーストマニホールドの変形を小さくするためには、 θ および m のどちらも大きくすれば良い (Fig. 14 - Fig. 17)。

エキゾーストマニホールドを設計する時には、エンジンおよびエンジンルーム側からの種々の制約があるなかで、これらの変数の間の最良の妥協点を見出す事によって、それぞれが最も良くバランスするような、寸法形状とする事が求められる。

次に、 θ , m , b そして c をそれぞれ独立に変える事が出来るものと仮定して、無次元剛性に及ぼすそれぞれの影響割合を求める。こうする事により、 θ , m , b そして c がそれぞれ変化した時の無次元剛性の変化率を求める事が出来、従ってエキゾーストマニホールドの各部寸法を変えた場合に無次元剛性に及ぼす上記 θ , m , b そして c それぞれの影響割合を、更に定量的に明確にする事が出来る。

無次元剛性は、上記四つの独立変数、即ち θ , m , b そして c の関数であるので、

$$Gx_A U^3/EI = f_A(\theta, m, b, c) \quad (35)$$

とすると、式(35)より

$$\begin{aligned} d(Gx_A U^3/EI) &= (\partial f_A / \partial \theta) d\theta \\ &+ (\partial f_A / \partial m) dm \\ &+ (\partial f_A / \partial b) db \\ &+ (\partial f_A / \partial c) dc \end{aligned} \quad (36)$$

ここで、式(21)より

$$\begin{aligned} \partial f_A / \partial \theta &= \partial [72b^3 / (b^2 \cos \theta + 24 \cos^3 \theta)] / \partial \theta \\ &= (72b^3 \sin \theta + 5184b^3 \cos^2 \theta \sin \theta) / \\ &\quad (b^2 \cos \theta + 24 \cos^3 \theta)^2 \\ &= T_{A\theta} \end{aligned} \quad (37)$$

式(19)より

$$\begin{aligned} \partial f_A / \partial m &= \partial [72 / \{m [(1/\cos \theta) \\ &\quad + (24m^2/\cos^3 \theta)]\}] / \partial m \\ &= -72 \cos^3 \theta (\cos^2 \theta + 72m^2) / \\ &\quad (m \cos^2 \theta + 24m^3)^2 \\ &= T_{Am} \end{aligned} \quad (38)$$

式(21)より

$$\begin{aligned} \partial f_A / \partial b &= \partial [72b^3 / (b^2 \cos \theta + 24 \cos^3 \theta)] / \partial b \\ &= (154b^4 + 5425b^2 \cos^2 \theta) / \\ &\quad (b^4 \cos \theta + 576 \cos^5 \theta + 48b^2 \cos^3 \theta) \\ &= T_{Ab} \end{aligned} \quad (39)$$

式(19)より

$$\begin{aligned} \partial f_A / \partial c &= \partial [72 / \{m [(1/\cos \theta) \\ &\quad + (24m^2/\cos^3 \theta)]\}] / \partial c \\ &= (82c^4 + 5424m^2 c^2) / \\ &\quad (mc^4 + 576m^5 + 48m^3 c^2) \\ &= T_{Ac} \end{aligned} \quad (40)$$

従って、式(37)－式(40)を式(36)に代入して、次の式(41)が得られる。

$$\begin{aligned} d(Gx_A U^3/EI) &= T_{A\theta} d\theta + T_{Am} dm \\ &+ T_{Ab} db + T_{Ac} dc \end{aligned} \quad (41)$$

同様に、

$$Gx_B U^3/EI = f_B(\theta, m, b, c) \quad (42)$$

とすると、式(42)より

$$\begin{aligned} d(Gx_B U^3/EI) &= (\partial f_B / \partial \theta) d\theta + (\partial f_B / \partial m) dm \\ &+ (\partial f_B / \partial b) db + (\partial f_B / \partial c) dc \end{aligned} \quad (43)$$

ここで、式(22)より

$$\begin{aligned} \partial f_B / \partial \theta &= (180b^5 \sin \theta + 1296b^3 \cos^2 \theta \sin \theta) / \\ &\quad (5b^2 \cos \theta + 12 \cos^3 \theta)^2 \\ &= T_{B\theta} \end{aligned} \quad (44)$$

式(20)より

$$\begin{aligned} \partial f_B / \partial m &= -36 \cos^3 \theta (5 \cos^2 \theta + 36m^2) / \\ &\quad (5m \cos^2 \theta + 12m^3)^2 \\ &= T_{Bm} \end{aligned} \quad (45)$$

式(22)より

$$\begin{aligned} \partial f_B / \partial b &= (180b^4 + 1296b^2 \cos^2 \theta) / \\ &\quad (25b^4 \cos \theta + 144 \cos^5 \theta + 120b^2 \cos^3 \theta) \\ &= T_{Bb} \end{aligned} \quad (46)$$

式(20)より

$$\begin{aligned} \partial f_B / \partial c &= (180c^4 + 1296m^2 c^2) / \\ &\quad (25mc^4 + 144m^5 + 120m^3 c^2) \\ &= T_{Bc} \end{aligned} \quad (47)$$

従って、式(44)－式(47)を式(43)に代入して、次の式(48)が得られる。

$$\begin{aligned} d(Gx_B U^3/EI) &= T_{B\theta} d\theta + T_{Bm} dm + T_{Bb} db + T_{Bc} dc \end{aligned} \quad (48)$$

同様の考え方により、変位割合に及ぼす θ および m の影響を求める。

$$\Delta Z_A' / dx_A = g_A(\theta, m) \quad (49)$$

とすると、式(49)より

$$\begin{aligned} d(\Delta Z_A' / dx_A) &= (\partial g_A / \partial \theta) d\theta \\ &+ (\partial g_A / \partial m) dm \end{aligned} \quad (50)$$

ここで、式(31)より

$$\partial g_A / \partial \theta = S_{A\theta} = -\sin \theta / 12m \quad (51)$$

$$\partial g_A / \partial m = S_{Am} = -\cos \theta / 12m^2 \quad (52)$$

従って、式(51)、式(52)を式(50)に代入して、次の式(53)が得られる。

$$d(\Delta Z'_A / dx_A) = (-\sin \theta / 12m) d\theta - (\cos \theta / 12m^2) dm \quad (53)$$

同様に、

$$\Delta Z'_B / dx_B = g_B(\theta, m) \quad (54)$$

とすると、式(54)より

$$d(\Delta Z'_B / dx_B) = (\partial g_B / \partial \theta) d\theta + (\partial g_B / \partial m) dm \quad (55)$$

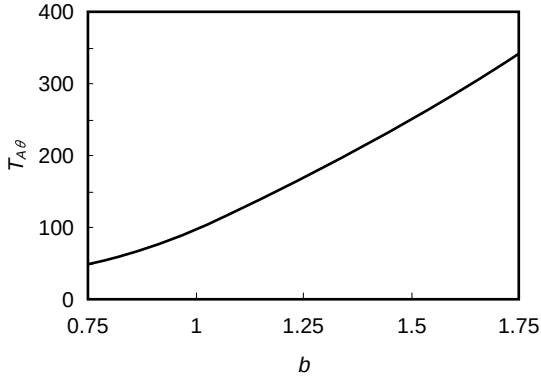


Fig. 19 “b” vs. “ $T_{A\theta}$ ” in the case of $\theta=60\text{deg.}$ (constant) derived from Eq.(37).

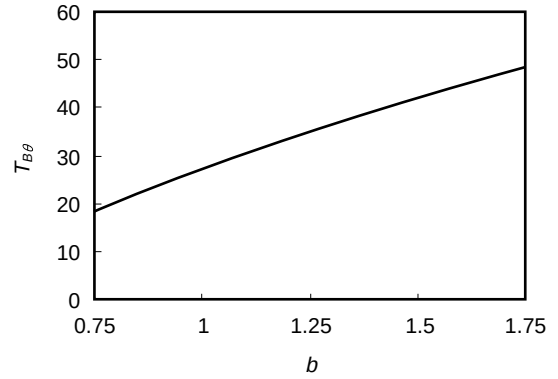


Fig. 22 “b” vs. “ $T_{B\theta}$ ” in the case of $\theta=60\text{deg.}$ (constant) derived from Eq.(44).

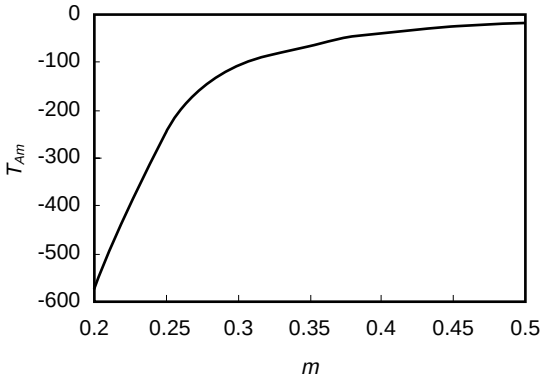


Fig. 20 “m” vs. “ T_{Am} ” in the case of $\theta=60\text{deg.}$ (constant) derived from Eq.(38).

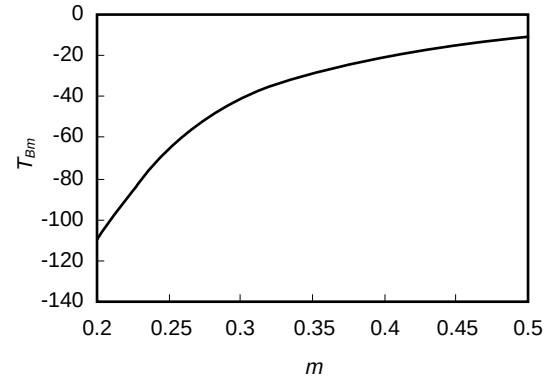


Fig. 23 “m” vs. “ T_{Bm} ” in the case of $\theta=60\text{deg.}$ (constant) derived from Eq.(45).

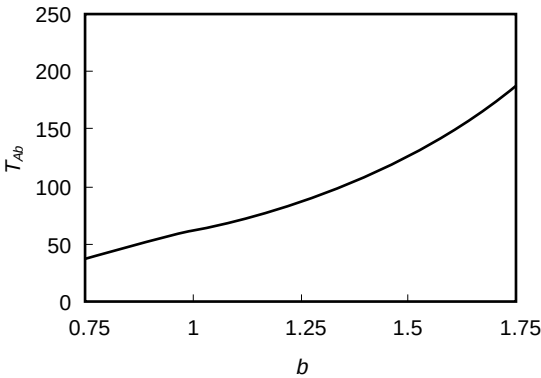


Fig. 21 “b” vs. “ T_{Ab} ” in the case of $\theta=60\text{deg.}$ (constant) derived from Eq.(39).

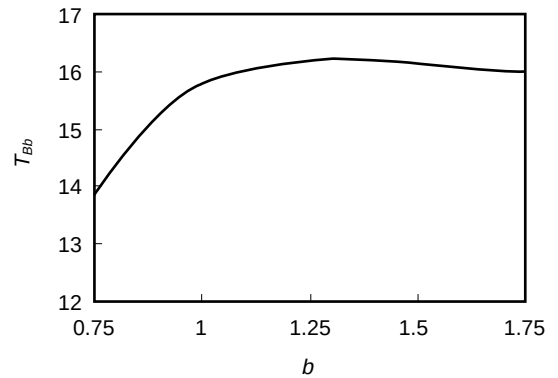


Fig. 24 “b” vs. “ T_{Bb} ” in the case of $\theta=60\text{deg.}$ (constant) derived from Eq.(46).

ここで式(32)より

$$\partial g_B / \partial \theta = S_{B\theta} = -\sin \theta / 4m \quad (56)$$

$$\partial g_B / \partial m = S_{Bm} = -\cos \theta / 4m^2 \quad (57)$$

従って、式(56)、式(57)を式(55)に代入して、次の式(58)が得られる。

$$d(\Delta Z'_B / dx_B) = (-\sin \theta / 4m) d\theta - (\cos \theta / 4m^2) dm \quad (58)$$

以上の結果から、 θ 、 m 、 b そして c がそれぞれ独立に変化した時の各剛性の変化率 $T_{A\theta}$ 、 T_{Am} 、 T_{Ab} 、 T_{Ac} 、 $T_{B\theta}$ 、 T_{Bm} 、 T_{Bb} そして T_{Bc} を、式(37)～式(40)および式(44)～式(47)より求める事が出来る。ここでは例えば $\theta = 60^\circ$ (一定)の時の結果を Fig. 19 ～ Fig. 24 に示す。このような方法により、 θ 、 m 、 b そして c がそれぞれ独立に変化した時の各剛性の変化率に及ぼす影響を定量的に明らかにする事が出来る。

これらの図から、例えば同一条件では $T_{A\theta} > T_{B\theta}$ 、 $|T_{Am}| > |T_{Bm}|$ 、 $T_{Ab} > T_{Bb}$ であり、No.2 ポートと No.3 ポートの変化率の方が No.1 ポートと No.4 ポートのそれよりも大きい事が分かる。また、No.2ポートとNo.3ポートおよびNo.1ポートとNo.4ポート共に、 m が大きい方が T_{Am} および T_{Bm} の絶対値は小さい。同様に、 b が小さい方が T_{Ab} および T_{Bb} は小さい。更に、 θ が小さい方が T_{Am} および T_{Bm} の絶対値は小さく、また同様に T_{Ab} 、 T_{Bb} 、 $T_{A\theta}$ および $T_{B\theta}$ は小さい事が分かる。

次に、 θ および m が変化した時の各気筒の変位割合の変化率 $S_{A\theta}$ 、 S_{Am} 、 $S_{B\theta}$ および S_{Bm} を、No.2 ポートと No.3 ポートに対しては式(51)および式(52)より、そして No.1 ポートと No.4 ポートに対しては式(56)および式(57)より求める。それらの結果をそれぞれ Fig. 25、Fig. 26 に示す。

これらの図から、 m が小さい程 $S_{A\theta}$ 、 S_{Am} 、 $S_{B\theta}$ そして S_{Bm}

の絶対値は大きく、従って m が小さい時には m の変化に対するそれぞれの変化率が大きい事が分かる。更に、 $S_{A\theta}$ および $S_{B\theta}$ の絶対値は、 θ の増加に伴って大きくなるが、 S_{Am} および S_{Bm} の絶対値は θ の増加に伴って反対に小さくなり、従って θ の変化に対するそれぞれの変化率が小さい事が明らかとなる。

ここで、以上で求めた関係を利用して、一例として直列4気筒エンジン用のエキゾーストマニホールドの代表的な寸法を用いて、 θ 、 m 、 b そして c の変化が、剛性の変化率および変位割合の変化率に及ぼす影響を定量的に算出する事を試みる。

使用する数値は以下とする。

$$\theta = 60^\circ$$

$$m = 0.35$$

$$b = 1.25$$

$$c = 0.5$$

以上の数値を式(37)～式(40)に代入して、No.2ポートと No.3 ポートに対して

$$T_{A\theta} = 166.7$$

$$T_{Am} = -65.5$$

$$T_{Ab} = 87.3$$

$$T_{Ac} = 48.1$$

同様に、式(44)～式(47)に代入して、No.1ポートとNo.4ポートに対して

$$T_{B\theta} = 35.0$$

$$T_{Bm} = -28.1$$

$$T_{Bb} = 16.2$$

$$T_{Bc} = 19.7$$

これから、No.2 ポートと No.3 ポートおよび No.1 ポートとNo.4 ポート共に、それぞれの変数が同程度変化した場

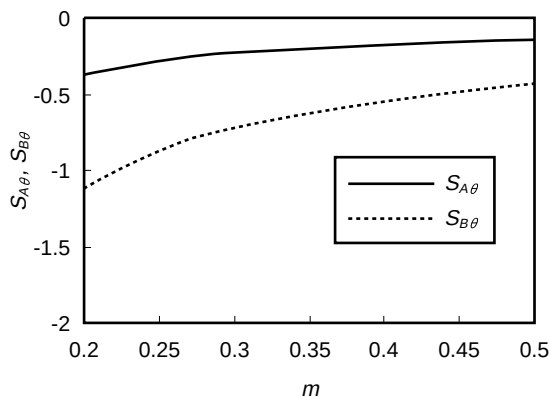


Fig. 25 “ m ” vs. “ $S_{A\theta}$ ” and “ $S_{B\theta}$ ” in the case of $\theta=60^\circ$ (constant) derived from Eq.(51) and Eq.(56).

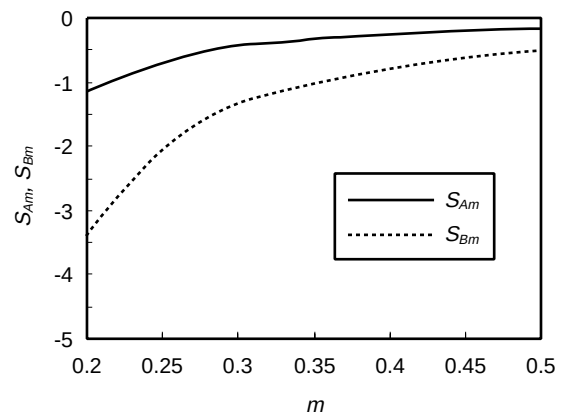


Fig. 26 “ m ” vs. “ S_{Am} ” and “ S_{Bm} ” in the case of $\theta=60^\circ$ (constant) derived from Eq.(52) and Eq.(57).

合に、剛性の変化率に最も大きな影響が有るものは θ である。特に、No.2ポートとNo.3ポートに対してその傾向が顕著である。次に影響の大きいものはNo.1ポートとNo.4ポートでは m であるものの、これはNo.2ポートとNo.3ポートおよびNo.1ポートとNo.4ポート共に b および c の影響とあまり大きな差は無い。

更に、反り量に関しては、式(51)および式(52)より、No.2ポートとNo.3ポートに対しては

$$S_{A\theta} = -(\sin 60^\circ \vartheta / (12 \times 0.35)) = -0.21$$

(θ に関して)

$$S_{Am} = -(\cos 60^\circ \vartheta / (12 \times 0.35^2)) = -0.34$$

(m に関して)

同様に、式(56)および式(57)よりNo.1ポートとNo.4ポートに対しては

$$S_{B\theta} = -(\sin 60^\circ \vartheta / (4 \times 0.35)) = -0.62$$

(θ に関して)

$$S_{Bm} = -(\cos 60^\circ \vartheta / (4 \times 0.35^2)) = -1.02$$

(m に関して)

となり、変位割合の変化率に関してはNo.2ポートとNo.3ポート、およびNo.1ポートとNo.4ポート共に m の変化率の影響が大きい。また、その影響の大きさを表す絶対値は、 m および θ の両方に関してNo.1ポートとNo.4ポートの方がNo.2ポートとNo.3ポートよりも3倍大きい。

以上のような方法により、 θ 、 m 、 b そして c をそれぞれ独立に変化させた時の、エキゾーストマニホールドの剛性と変位割合の変化率に対するそれぞれの影響を定量的に求める事が出来る。即ち、エキゾーストマニホールドを設計する際に、各部寸法形状に対する剛性および変位割合の値と共に、更に各部寸法を変化させた時に、それに伴って剛性および変位割合の変化率が定量的にどのように変わるかをあらかじめ知る事が可能となる。従って、ここで述べた考え方や方法は、新しくエキゾーストマニホールドを設計する際に、その各部概略寸法を定めるための一つの有効な指針として利用出来るものである。

4. 結論

直列4気筒エンジン用エキゾーストマニホールドの剛性、およびそのポート部に荷重とモーメントが作用した時に生じる変位割合を机上で求める方法について考察した。更に、各部の寸法形状が変化した時に、それらが剛性および変位割合の変化率に及ぼす影響も併せて求めた。ここで述べた方法はエキゾーストマニホールドを、はりを組み合わせた構造物と考える事により、剛性および変位割合に及ぼす集合部ずれ角度の影響、ブランチ比の影響、オフセット比の影

響、およびアスペクト比の影響等を求めるものである。

その結果、直列4気筒エンジン用エキゾーストマニホールド各部の寸法形状と剛性および変位割合の関係、そして更に、剛性と変位割合の変化率に及ぼす寸法形状の影響度を定量的に明らかにする事が出来た。この方法は、直列4気筒エンジン用エキゾーストマニホールドを新しく設計する場合に利用出来る、各部概略寸法を決定するための簡便で有効な方法である。

尚、本解析ではエキゾーストマニホールド取り付け用フランジの影響は考慮していないが、より詳細な解析のためにはこれらも含めた取り扱いが必要であろう。

謝 辞

本研究を行なうにあたり、有益な議論や示唆を頂いた社内外の各氏に御礼申し上げます。

参考文献

- (1) 中田 真, 石井 和夫, 榎本 勝, 高橋 伸一, 小西 泰則: 拘束率によるエキゾーストマニホールドの熱疲労寿命評価, 自動車技術会 2000 年春季大会 学術講演会前刷集, No.20005229 (2000)
- (2) Ishii, K., Nakada, M., Takahashi, S., Enomoto, M., Konishi, Y.: Evaluation of Thermal Fatigue Life on the Exhaust Manifold by Analyzing Restraint Ratio, FISITA World Automotive Congress 2000 (Seoul), No.F2000G295 (2000)
- (3) 伊藤 賢児, 大塚 公輝, 秋山 耕一, 矢野 満, 土居 滋: エキゾースト・マニホールドの熱変形, 自動車技術会 論文集, Vol. 24, No.4, p.87-92 (1993)

■著 者■



榎本 勝

車両限界挙動予測技術の研究

Study of Simulation Technology for Limit Drivability

豊島 貴行*

Takayuki TOYOSHIMA

佐藤 祐二*

Yuji SATO

宮谷 泰啓*

Yasuhiro MIYATANI

新井 信太

Shinta ARAI*

要 旨

従来の技術では、限界領域における車両挙動を機構解析的に計算し高い精度で予測することは困難であった。今回 Magic Formula を基本としたタイヤモデルを使い、限界領域に重み付けした最適化、タイヤのたわみ特性の表現、また従来の車両モデルを基本としてサスペンションレートの改良、駆動トルクコントロールの改良により、限界領域までの車両挙動を機構解析的に計算させる事を可能にした。その結果、限界領域の車両運動特性の一つである限界領域旋回性について車両の挙動を高い精度で予測することが可能となった。

ABSTRACT

Using conventional technology, it used to be difficult to calculate vehicle behavior in a limit handling situation by mechanical system analysis and predict that behavior with a high degree of accuracy. A method used tire modeling based on Magic Formula has been developed for tire optimization by improvement of weighted toward limit and for representation of the characteristics of tire deflection. In relation to vehicles, the method has been applied to improvement of the suspension rate and traction torque control. These measures have made it possible to perform mechanical system analysis calculation of vehicle handling behavior up to the limit. As a result, it has become possible to attain a high degree of accuracy in predicting vehicle limit behavior in turn, which is one of the dynamic characteristics for limit drivability.

1. まえがき

車両の操縦安定性を示す指標には様々なものがあり、それらを予測する技術も種々研究開発され実用化されてきた。しかし、限界領域の操縦安定性については予測するというのがこれまで困難とされており、高い精度で予測する技術の構築がこれまでの課題となっていた。限界領域についても、車両挙動をシミュレーション上の仮想空間に再現することができれば机上での評価が可能となり、実走によるテストの負担を減らすことが可能となる。さらに限界領域における予測技術は新たな特性検討の場を与え、より効率の高い車両開発に貢献できるものと考えられる。今回従来の車両運動予測シミュレーション技術をベースとして車両モデルを改良し、タイヤモデルを限界領域旋回性の計算用として構築することで、限界領域の旋回性についても精度よく予測しうる技術を開発したので報告する。

2. 基本的な考え方

限界領域の車両運動特性には様々な項目があるが、本研究ではその中でも限界領域旋回性についてのみを対象としている。限界領域旋回性には大きく二通りの評価方法があり、一つは定常状態で限界性を評価するものであり、ISOでは定常円旋回試験法(ISO4138)として試験法が規定され、限界性評価についても基本的な手法は定められている。もう一つは過渡状態で限界特性を評価するものであり、Jターン走行モードに代表されるような評価法であるが、こちらについては評価技術の確立がこれまでも課題となっている状況である。Fig. 1は両者の代表的な評価方法を記したものである。Jターン走行モードについてはISOでは過渡応答試験法(ISO7401)として規定はあるが、これは主に線形域の過渡応答特性を評価するのがねらいのものである。そこで本研究では過渡状態で限界特性を評価するため、ISOの試

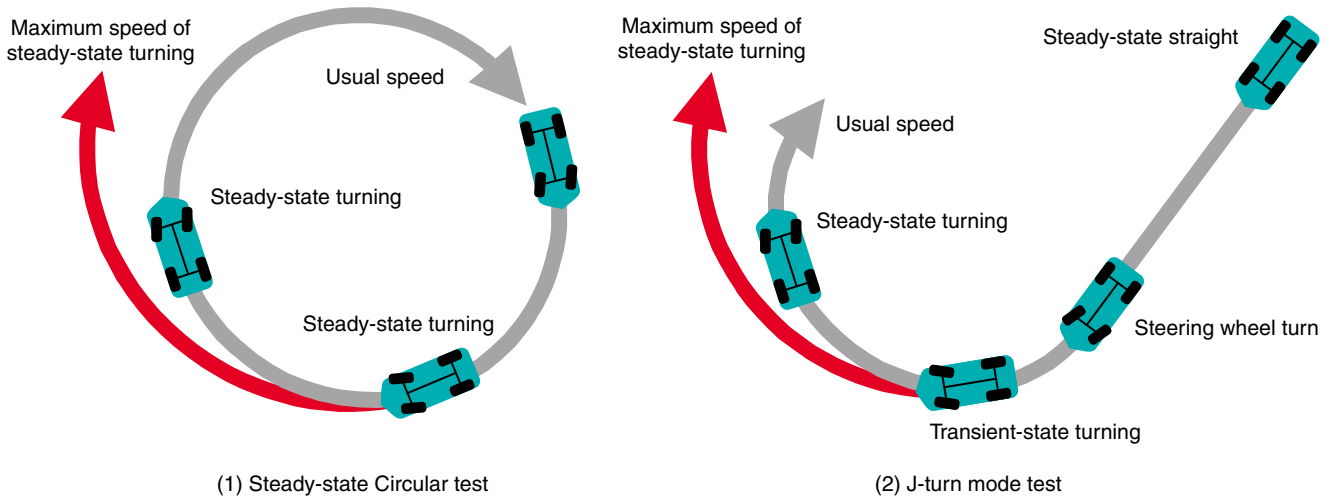


Fig. 1 Two patterns for evaluation of turning behavior

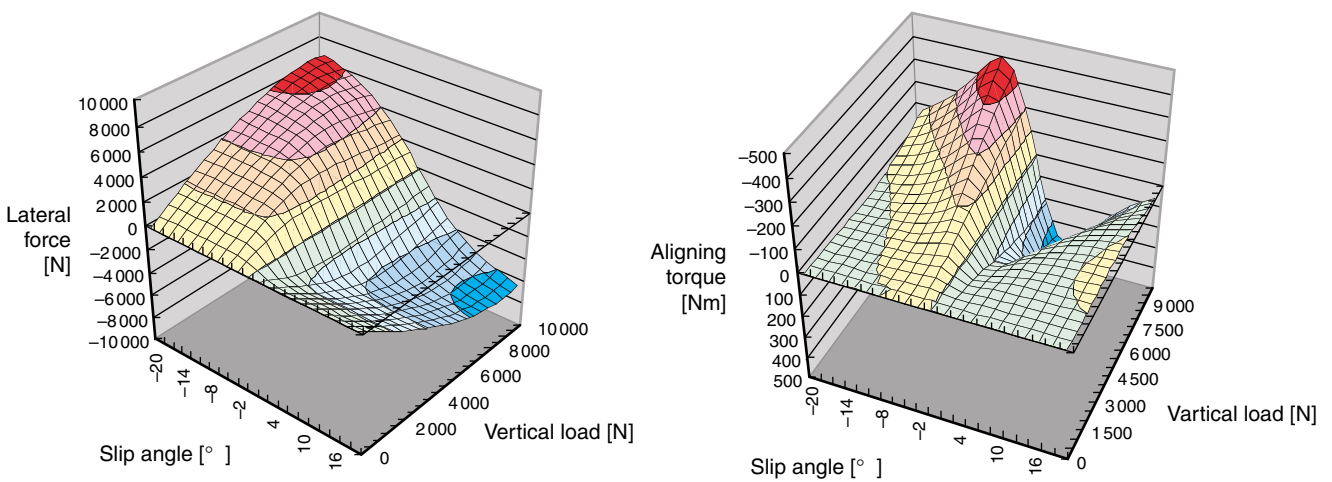


Fig. 2 Nonlinear characteristics of tire

験法を参考にしつつ別途試験法を設定した。具体的にここで述べるJターンとはハンドルを特定の舵角まで転舵させて過渡的に旋回状態に移行し、そのまま定常的な旋回状態に至るまで操舵角一定かつ一定速で走行するという走行形式のことを示している。ここでは最終的に到達する最大速度域における車両挙動を限界領域旋回性と定義し、これに対して最大速度域よりも十分低い速度域での車両挙動のことを通常領域旋回性と呼ぶこととする。

車両挙動をシミュレートし予測するツールはこれまでも幾つか開発され実用化されてきたが、いずれも限界領域におけるタイヤの強い非線形性を正確に表現できていない事、タイヤのたわみ特性が考慮されていない事などの理由から、限界領域旋回性の検討に適用することは困難な状況である。限界領域では Fig. 2 で示されるように、荷重、スリップ角等の値は極端に大きくなり発生力やトルクは強い非線形性を示す。また Fig. 3 はタイヤに発生する横力によってタイヤがたわむ様子を示したもののだが、限界領域ではこのようなたわみ量も大きな値となる。従ってこれらを見逃して計算すると結果のズレが大きくなってしまい、必要な

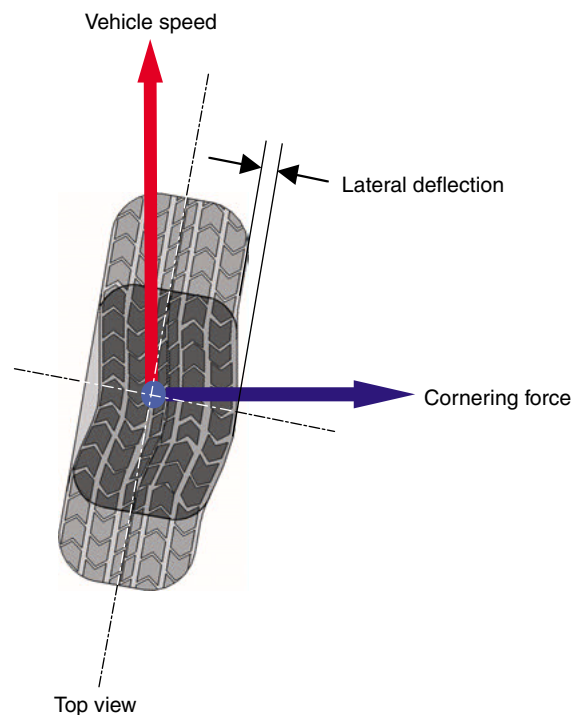


Fig. 3 Lateral deflection of tire

精度を得ることができない。限界領域旋回性を予測するためには、限界領域のタイヤコーナリング特性およびたわみ特性を正確に表現したタイヤモデルを構築することが必要となる。

またタイヤモデル以外の部分についても、定常領域と限界領域とでは状況が大きく異なるため、大ストローク域での特性設定の改善や、駆動力などの条件規定においても、限界領域を計算させるために必要となる改良を加えなければならない。

これらのモデルを改良する事によって、機構解析的に車両挙動をシミュレートし、限界領域旋回性を予測することが可能となる。

3. タイヤモデルの構築

限界領域の旋回性の予測にも適応しうるタイヤモデルの構築には、大きく以下の二つの要素がある。

- (1) 限界領域におけるタイヤコーナリング特性の表現
- (2) 限界領域におけるタイヤのたわみの表現

3.1. 限界領域におけるタイヤのコーナリング特性

車両の運動を決定する為に必要となるタイヤのコーナリング特性には Fig. 4 に示すように、主として、タイヤの前後方向に対して発生する制駆動力、タイヤに対して左右方向に発生する横力、及びタイヤの接地面垂直軸回りに発生するセルフアライニングトルクの三者があり、限界領域の車両挙動を正確に表現するためにはこの3者の絶対値を精度よく把握しモデルで正確に表現することが必要である。

タイヤのモデルには使用用途に応じた形で色々な種類が

存在するが、その中で今回は三種類のタイヤモデルを候補にあげその適性を判断した。具体的には Fiala⁽¹⁾や Gim⁽²⁾の理論に代表されるような力学モデル、FEM によるメッシュモデル、Magic Formula に代表される数式モデルの三つである。

力学モデルは、タイヤの構造を簡便なモデルに置換え力学的に力を計算するので、タイヤの構造決定の上で有意義な検討を可能にしてくれるが、限界領域において現実との誤差が甚だ大きいものになってしまうという欠点がある。これはタイヤが複雑な複合材料部品であり、簡単な構造モデルでは置き換えられないほどの複雑な変化を示すためと考えられる。従って絶対値としての精度が求められる今回のシミュレーションに適用することは不可能である。

メッシュモデルは、現実に近いタイヤ本来の特性を表現することは可能となるが、必要な精度を得るためには非常に複雑な構造を持つモデルとなり、また計算に必要な時間も複雑ゆえにおびただしいものとなるため、本研究のねらいと合致せず現時点では適用不可能である。

通常、タイヤのコーナリング特性はタイヤに掛かる荷重、スリップ率、スリップ角、キャンバー角の4つの状態量に対して連続的に変化する特性を持っているため、その特性値を状態量を引数とする適当な連続関数で置き換えてタイヤモデルを表現してやれば、その数式をもってタイヤモデルとすることができる。実測値に基づき構築される数式モデルは絶対値としての精度が高く計算も速いため、本研究に対しては最も適したタイヤモデルといえる。

Fig. 5 は今回適用したタイヤモデルの構造を記したものであるが、これは代表的なタイヤ数式モデルである Magic Formula の一つである^{(3), (4)}。

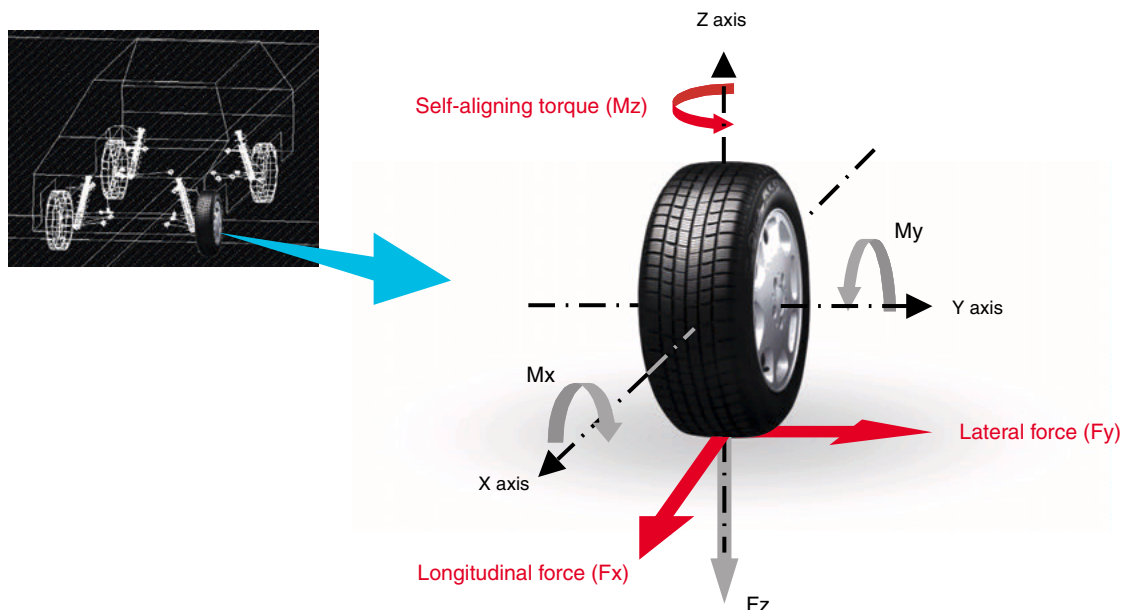


Fig. 4 Three-component forces for tire performance

Longitudinal force

$$F_x = D_{xa} \cos [C_{xa} \tan^{-1} \{B_{xa} (\alpha + Sh_{xa})\}]$$

$$F_{x0} = D_x \sin [C_x \tan^{-1} \{B_x (\kappa + Sh_x) - E_x (B_x (\kappa + Sh_x) - \tan^{-1} (B_x (\kappa + Sh_x)))\}] + S_{v_x}$$

$$B_{xa} = f(\kappa)$$

$$C_{xa} = \text{Constant}$$

$$D_{xa} = f(F_{x0}, \gamma)$$

$$Sh_{xa} = \text{Constant}$$

$$Sh_x = f(F_z)$$

$$S_{v_x} = f(F_z)$$

$$B_x = f(F_z)$$

$$C_x = \text{Constant}$$

$$D_x = f(F_z)$$

$$E_x = f(\kappa, F_z)$$

Lateral force

$$F_y = D_{yk} \cos [C_{yk} \tan^{-1} \{B_{yk} (\alpha + Sh_{yk})\}] + S_{v_{yk}}$$

$$F_{y0} = D_y \sin [C_y \tan^{-1} \{B_y (\alpha + Sh_y) - E_y (B_y (\alpha + Sh_y) - \tan^{-1} (B_y (\alpha + Sh_y)))\}] + S_{v_y}$$

$$B_{yk} = f(\alpha)$$

$$C_{yk} = \text{Constant}$$

$$D_{yk} = f(\alpha, F_{y0})$$

$$Sh_{yk} = \text{Constant}$$

$$S_{v_{yk}} = f(\alpha, \gamma, F_z)$$

$$S_{v_y} = f(\gamma, F_z)$$

$$B_y = f(\gamma, F_z)$$

$$C_y = \text{Constant}$$

$$D_y = f(\gamma, F_z)$$

$$E_y = f(\alpha, \gamma, F_z)$$

$$Sh_y = f(\gamma, F_z)$$

Aligning torque

$$M_z = -t F'_y + M_{zr} + s F_x$$

$$t = D_t \cos [C_t \tan^{-1} \{B_t \alpha_t - E_t (B_t \alpha_t - \tan^{-1} (B_t \alpha_t))\}] \cos(\alpha)$$

$$F'_y = F_y - S_{v_{yk}}$$

$$M_{zr} = D_r \cos [\tan^{-1} (B_r \alpha_r)] \cos(\alpha)$$

$$s = f(\gamma, F_z, F_y, R_0)$$

$$\alpha_t = f(\alpha, \gamma, \kappa, F_z)$$

$$B_t = f(\gamma, F_z)$$

$$C_t = \text{Constant}$$

$$D_t = f(\gamma, F_z, R_0)$$

$$E_t = f(\alpha, \gamma, F_z)$$

$$\alpha_r = f(\alpha, \gamma, \kappa, F_z)$$

$$B_r = \text{Constant}$$

$$D_r = f(\gamma, F_z, R_0)$$

Longitudinal Slip	: κ
Slip Angle	: α
Camber Angle	: γ
Normal Wheel Load	: F_z
Unloaded Tire Radius	: R_0

Fig. 5 Magic Formula model

Magic Formula の式は三角関数を組み合わせた形となっており、係数を適当に設定することでさまざまな曲線を表現することが可能であることがわかる。式の構造からスリップ角 α やスリップ率 κ に対しては高い自由度を持っており、一般的な乗用車用タイヤであればその非線型なコーナリング特性を限界領域まで表現することは可能であると予想される。しかし、キャンバー角 γ に対する自由度は比較的低いいため、コーナリング特性のキャンバー角依存性については限界領域まで精度よく表現できるかどうかについてはこれまで不明であった。Magic Formula のタイヤモデルはタイヤ試験機から同定されたタイヤ単体のコーナリング

特性にしたがって、その特性に合致するような各係数を最適化計算によって見出し、モデル化するものであるが、一般的なタイヤ試験機では、限界領域におけるタイヤの状態を正確に再現することは困難であり、限界領域でタイヤが発生している力を正確に計測することが困難である。従って、通常の最適化計算では限界領域をもカバーした Magic Formula を構築することはできなかったのである。今回実走行によるタイヤ6分力の詳細な分析とタイヤ試験機に改良を加えることによって、限界領域で発生するタイヤの力を正確に同定することに成功し、その特性変化を詳細に調査したところ Magic Formula でも十分に表現できうるもの

である事が判明した。さらにこの事実に基づき新たに限界領域におけるコーナリング特性に重み付けを偏らせて最適化する手法を設定することで限界領域でも適用可能なタイヤモデルを構築することが可能となった。Fig. 6は従来の手法で構築されるタイヤモデルと今回新たに設定した手法で限界領域旋回性計算のために構築したタイヤモデルの比較である。定常領域に比べ限界領域の精度が比較的勝っていることが確認できる。

3.2. 限界領域におけるタイヤのたわみ特性

限界領域ではタイヤは横方向に大きくたわむが、Magic Formula では横方向のたわみについて正確に表現することができない。Fig. 7は限界領域ではタイヤの横方向のたわみによって、接地中心が車両内側に変位するため有効トレッド幅が狭くなる現象を図示したものであるが、従来のシミュレーションではタイヤの横方向のたわみを表現できないため、このような有効トレッド幅が狭くなることによ

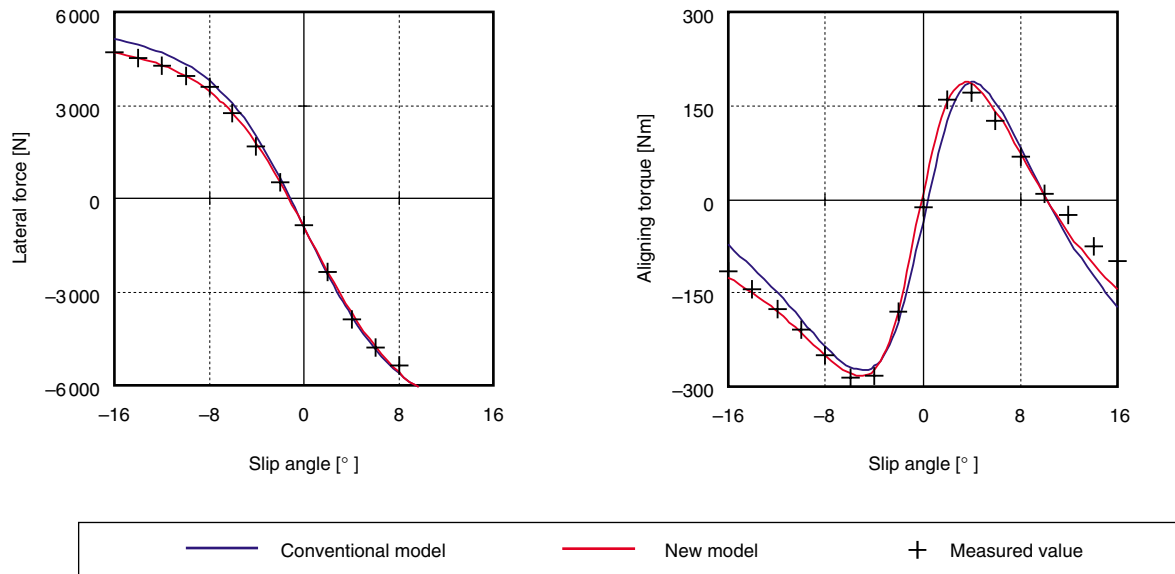


Fig. 6 Comparison between calculated value and measured value
(Load 7500N, Camber angle 10°)

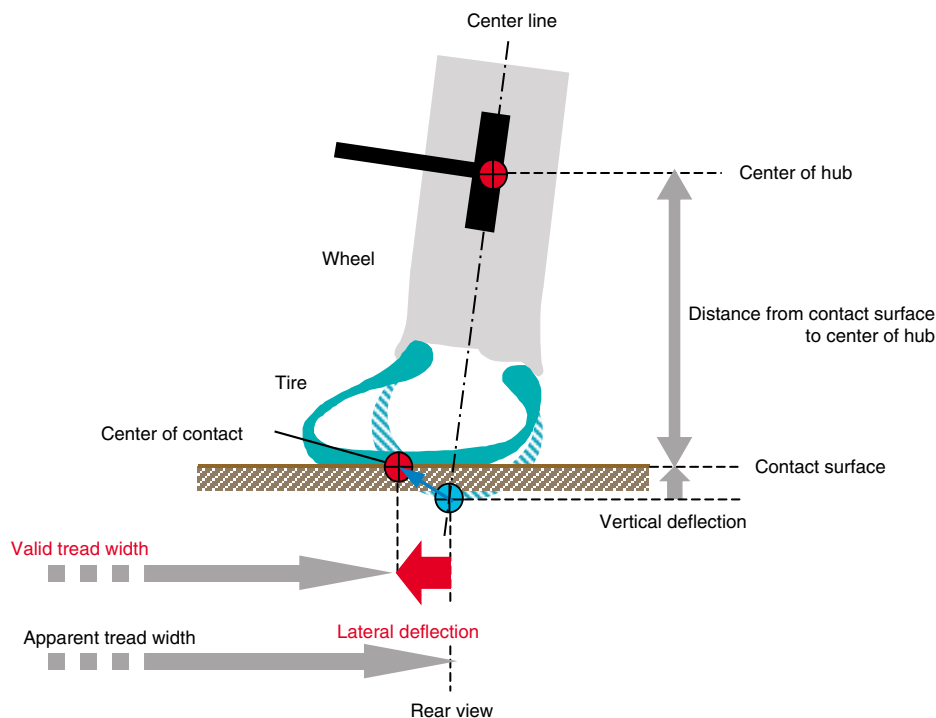


Fig. 7 Change of valid tread width

でもたらされる影響を計算に反映させることができない。

本研究ではこの有効トレッド幅の変化を、タイヤモデルと車両モデルを連結するハブ中心にバネ要素を挟み込むことで表現を可能にした。Fig. 8はスリップ角を与えた場合における接地中心のズレ量を示すグラフである。ハブ中心のバネ要素にはスリップ角と垂直荷重から決まるタイヤの発生横力に対する接地中心のズレをひずみ特性として与えている。

4. 車両モデルの改良

限界領域の旋回性の予測に必要な車両モデルの改良項目は、主に以下の二つの要素がある。

- (1) サスペンションレートの改良
- (2) 駆動トルクコントロールの改良

なおここでは速度の規定あるいは操舵の規定など、一般にはドライバモデルと呼ばれているモデルについても、タ

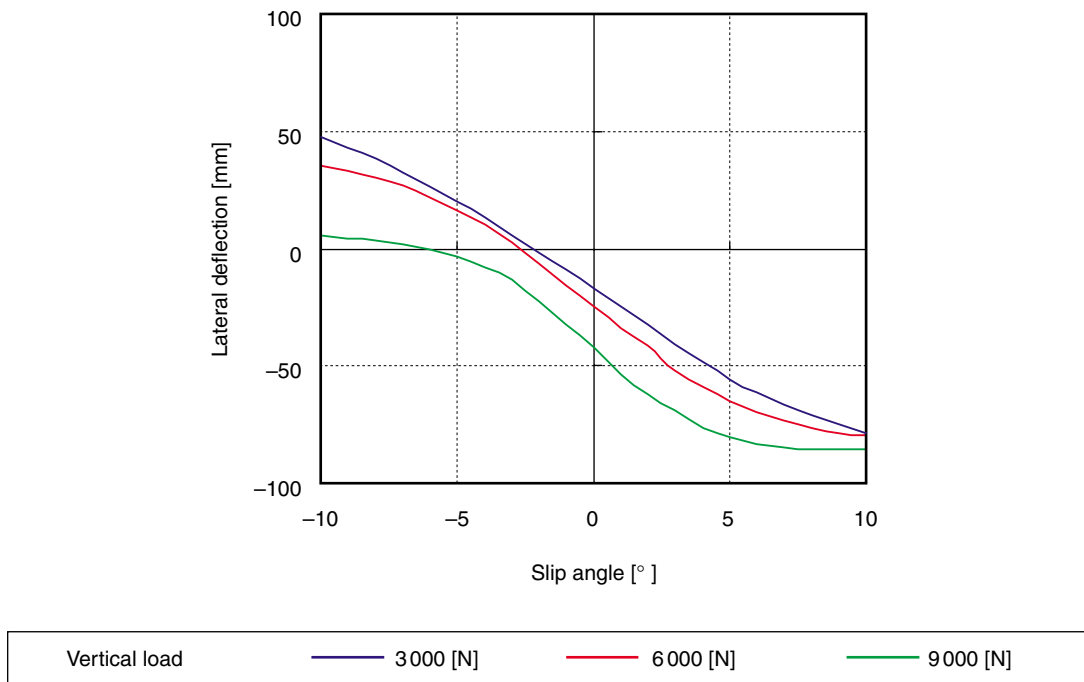


Fig. 8 Measurements of lateral deflection (Camber angle 5°)

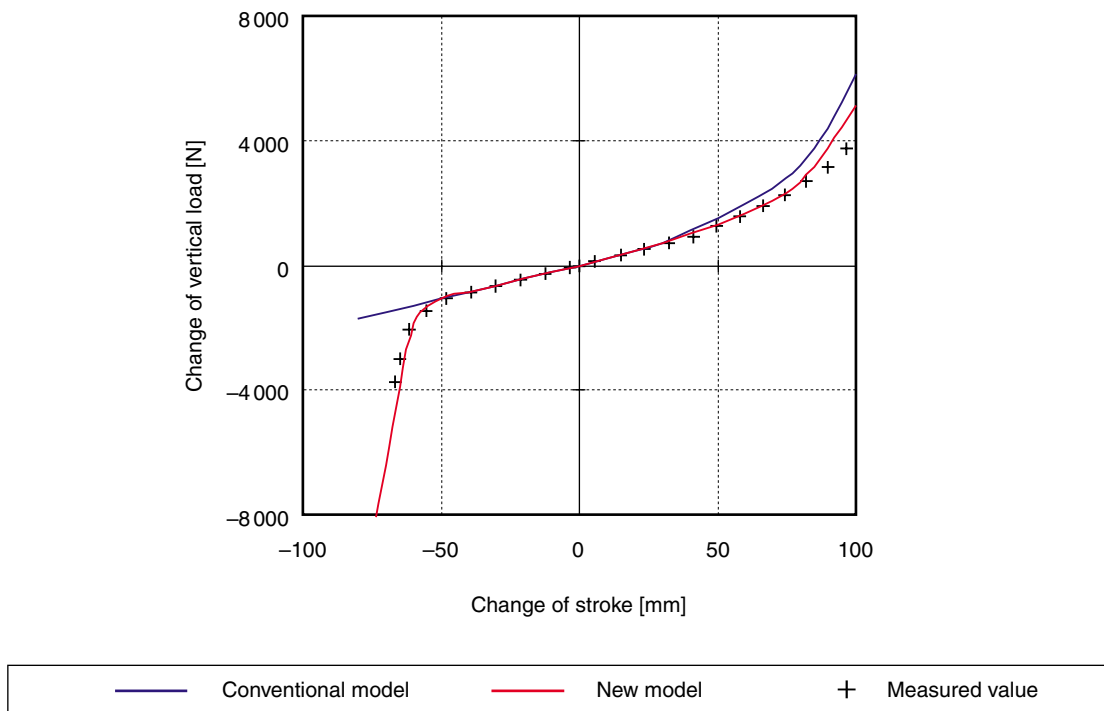


Fig. 9 Suspension rate

イヤモデル以外のシミュレーションモデルを一括して車両モデルと呼ぶこととする。

4.1. サスペンションレートの改良

限界領域ではバンプおよびリバウンドストロークが通常領域では使用しない範囲にまで及ぶため、フルバンプ状態からフルリバウンド状態までの広い範囲で、実車相当の非線形特性を設定しなければならない。Fig. 9は従来のシミュレーションモデルに採用されるサスペンションレートと今回限界領域を考慮したサスペンションレートの設定を比較した一例である。前者は通常領域の計算では問題とはならないが、限界領域の計算では後者の設定で計算する必要がある。

4.2. 駆動トルクコントロールの改良

高い速度域から急激な旋回状態に入ると、タイヤのサイドフォースの車両に対する前後方向成分が強い走行抵抗として作用する。実車テストでは速度を一定に保つため、アク

セル操作で速度コントロールをするが、従来のシミュレーションでは駆動輪にトルクを発生させて速度一定の制御をしている。通常領域を計算する場合には走行抵抗の値は比較的小さいため、駆動トルクの値が極端に大きくなることは無く問題にはならない。しかし限界領域では走行抵抗の値が大きいため急激に極端に大きな駆動トルクが発生してしまう。ゆえにタイヤの摩擦円の関係からタイヤの横力が現実に対して極端に低下してしまうという現象が起こり、計算結果に大きなズレを生じさせてしまう。そのため限界領域旋回性を計算する場合には、急激な横力の低下が発生しないように、駆動トルクコントロールを調整した。その結果速度を実車テストの値に近づけつつ、なおかつ直進時から旋回状態に移行する時に生じる駆動トルク、横力は実車に近い状態にすることができた。Fig. 10は車両4輪に働く駆動力と横力について、従来のシミュレーションモデルにより計算させた場合、今回新たに構築したシミュレーションモデルにより計算させた場合、および実走行時に生じている力の三者を比較したものである。

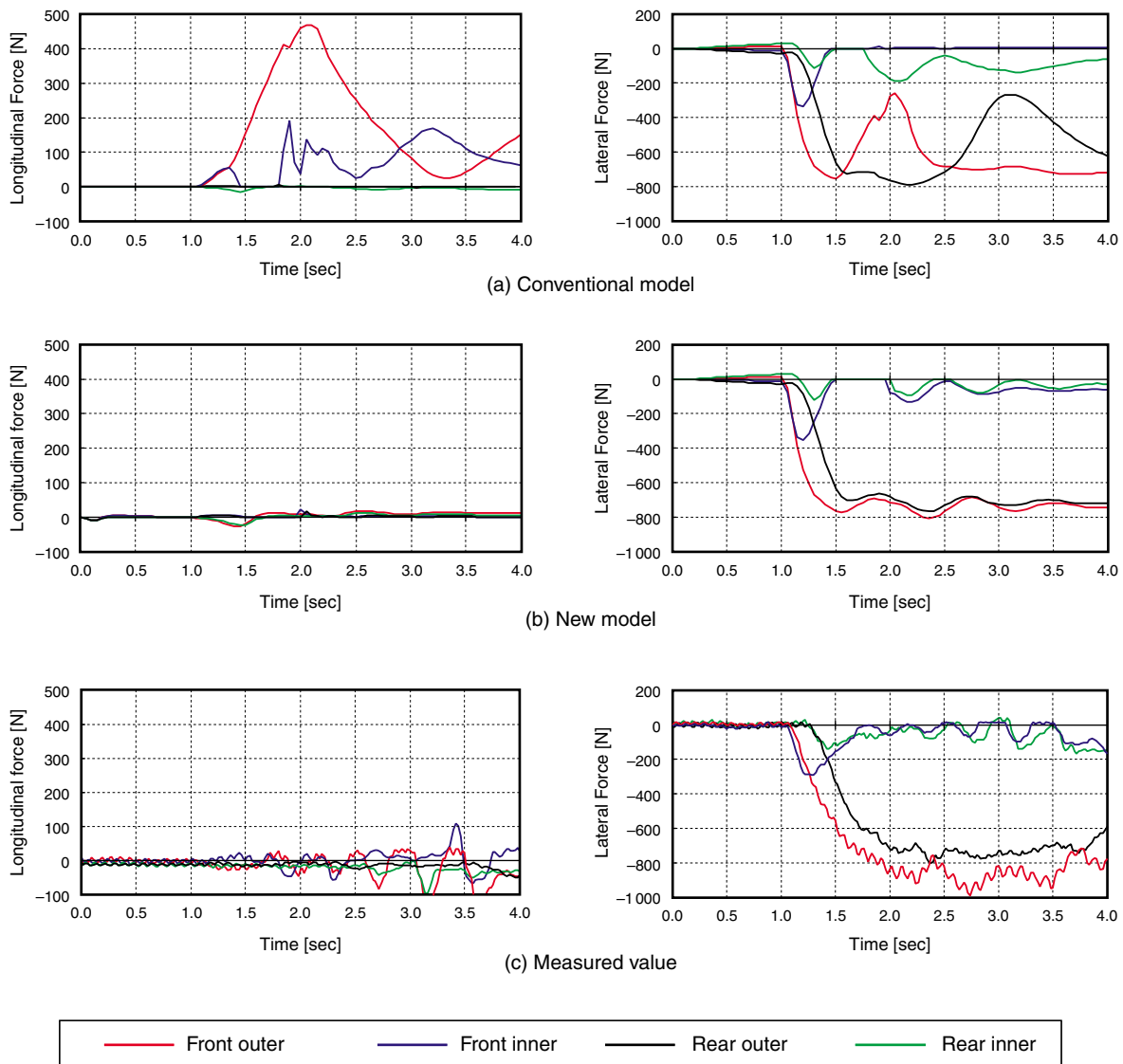


Fig. 10 Change of tire forces with torque control

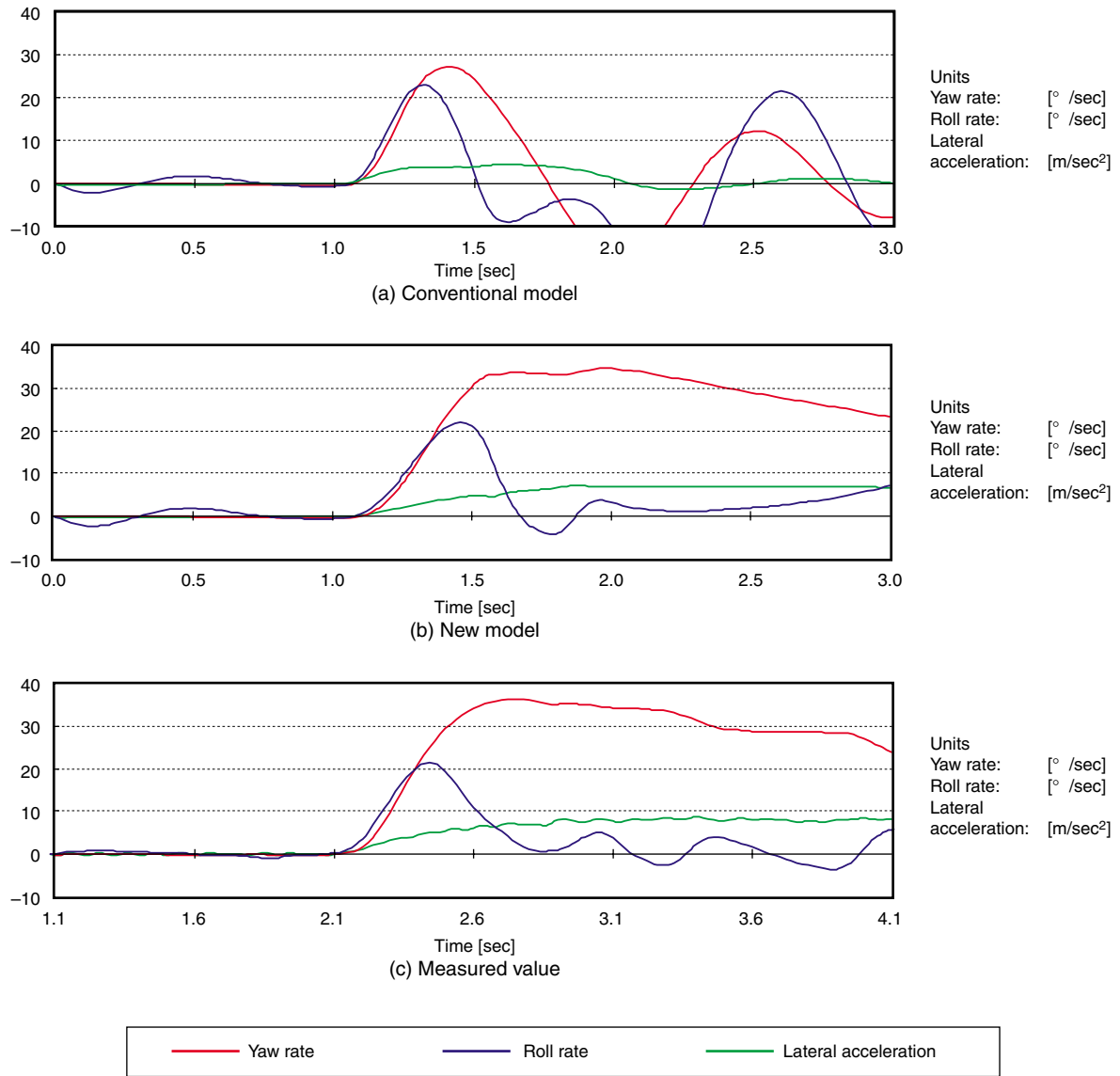


Fig. 11 Comparison between calculated value and measured value

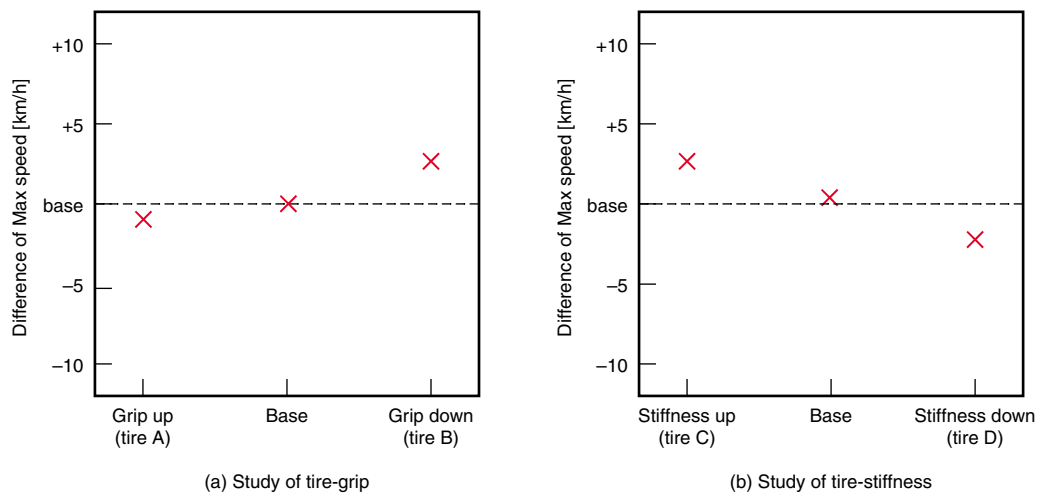


Fig. 12 Verification of simulation model

5. 計算結果

新たに構築されたタイヤモデル及び車両モデルによるJターンモード走行の計算結果を Fig. 11 に記す。(a) は従来のシミュレーションモデルによる計算結果であり、(b)は本研究により得られたモデルによる計算結果である。また(c)は実測値である。

限界領域では車両挙動が定常状態に速やかに移行せず不安定な状態が続くため、操舵入力後数秒区間の挙動予測が重要となってくる。操舵入力後約2秒間のヨー角速度、横加速度、ロール角速度等各物理量の時系列変化は、実測値と比較していずれも予測計算としては十分に高い一致度を示しているといえる。

またFig. 12は構築されたタイヤモデルを基準として、タイヤのトレッドゴムの違い(a)、タイヤの剛性違い(b)の、二通りの場合についてタイヤの種類と定常的な旋回に入れなくなった最大速度との関係をグラフ化したものである。計算結果は実走行によるテスト結果と高い一致をしめしており、このシミュレーションモデルの妥当性について確認することができる。

6. まとめ

限界領域の旋回性について高い精度で予測する技術の構築を目指し、以下の結論が得られたと考える。

- (1) 限界領域のタイヤの非線型性は、Magic Formula タイヤモデルによる表現が可能である。
- (2) タイヤの横方向のたわみはハブ中心にバネ要素をはさみ込むことで表現可能となる。
- (3) 限界領域を計算させるためには、フルバンプからフルリバウンド状態までの最大ストロークの幅で高い精度のサスペンションレートを車両モデルで設定する必要がある。
- (4) 限界領域の計算では、速度維持のために発生する極端に大きな駆動トルクを抑える必要がある。
- (5) (1)から(4)を従来技術に加味することで限界領域の旋回性を仮想空間に高い精度で再現することが可能となる。

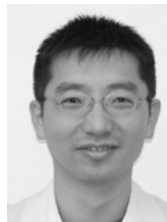
本研究の成果により、限界領域の旋回性を含めた広い範囲での車両運動特性の設計を机上で考察することが可能となり、実車による評価の削減、幅広い車両特性の検討等に向け大いなる可能性を示したと言える。

7. 参考文献

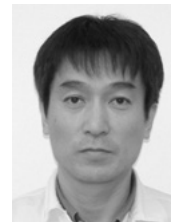
- (1) Fiala.E.: SeitenkrafteamRollenden Luftreifen. VDI, Vol.96, No.29 (1954)

- (2) Gim.G.,Nikraves.P.E.: An Analitical model of Pneumatic Tires for Vehicle Dynamic Simulations. Part1: Pure Slips, International Journal of Vehicle Design, Vol.11, No.6, p.589-618 (1990)
- (3) Pacejka.H.B.: The Tyre as a Vehicle Componet, XXVI FISITA Congres, Prague, June, p.16-23 (1996)
- (4) Maurice.J.P.,Pacejka.H.B.: Dynamic Tyre Response to Yaw Angle Variations, AVEC 9836833

■著 者■



豊島 貴行



宮谷 泰啓



佐藤 祐二



新井 信太

4ストロークパーソナルウォータークラフト用 ウォータージェットポンプの開発手法の構築

Establishment of a Development Method of Water Jet Pump for 4 Stroke Personal Watercrafts

土谷 政彦*
Masahiko TSUCHIYA

布施 知洋*
Tomohiro FUSE

渡部 尚*
Takashi WATANABE

要 旨

Honda初の4ストロークパーソナルウォータークラフト用ウォータージェットポンプを開発した。開発にあたっては、テストと計算結果のコリレーションを確認しながら、インテーク形状の最適化検討手法、翼型による特性予測計算手法およびウォータージェットポンプ性能を予測する設計ツールを確立した。これらを用いて出力が違ふ2種類の4ストロークエンジンそれぞれにマッチしたウォータージェットポンプを自社開発した。

ABSTRACT

Honda's first Water Jet Pump for Personal Watercraft installed 4 stroke engine has been developed. In the development, correlation of the calculation results with the actual test results was verified, and design tools such as an examination method of intake shape optimization, a characteristic calculation method for various aerofoil shapes, and a prediction method of Water Jet Pump performance were established. Using these tools, two Water Jet Pumps that matched each of 4 stroke engines with different output power have been developed.

1. まえがき

パーソナルウォータークラフト(以下、PWCという)の市場では、現在、2ストロークエンジンが主流である。しかし、環境意識の高まりにより2ストロークエンジン PWC の走行が規制されるようになり、さらにエミッション規制が行なわれることになった。そこで、排出ガスがクリーンで低騒音かつ快適な4ストロークエンジンを搭載した2機種のPWC(AquaTrax F-12/AquaTrax F-12X)を開発した。Fig. 1にAquaTrax F-12X の外観を示す。



Fig. 1 External view of AquaTrax F-12X

AquaTrax F-12 は排気量1235cm³の無過給エンジン、AquaTrax F-12X は同一排気量でターボチャージャーを装着した市販最高出力のパワープラントを有する。このPWCに最適なウォータージェットポンプの開発に際し、ポンプ性能のマッチングに加えて、4ストロークの過給機付きエンジンの出力特性に対応するため、キャビテーションを大幅に抑制しなければならなかった。そこで、ポンプ設計理論における各セクションの特性要因を分析し、新たに高効率ポンプを開発するための独自の「設計ツール」を構築した。

2. ウォータージェットポンプ概要

PWC は、一般的に軸流式もしくは斜流式のウォータージェットポンプによる推進力を利用している。ウォータージェットポンプは船底に突出した部品を必要としないのでPWCに適している。また、使用されるエンジンが比較的高回転であることも、高回転域での効率が良いとされるこれらのウォータージェットポンプ型式が選択されている理由である。開発した軸流ウォータージェットポンプの各セクションごとの役割を、Fig. 2 に示すレイアウトで説明する。

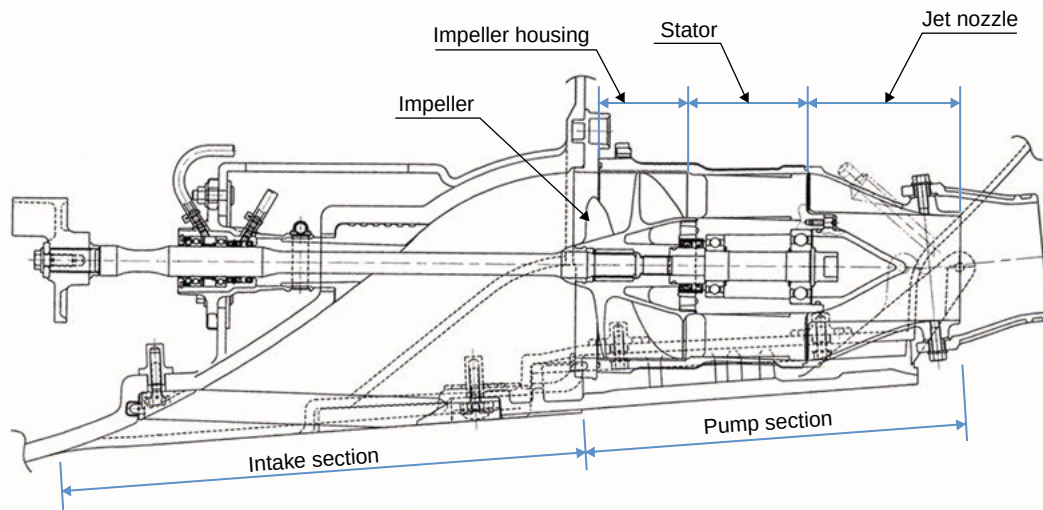


Fig. 2 Structure of developed water jet pump

2.1. インテーク部

インテーク部は、平坦な船底からインペラ手前まで水を導く曲がり管で、ウォータジェットポンプを構成する要素の一つであり、形状の良し悪しは走行性能に多大な影響を及ぼす大切な部分である。この開口部に設けられた櫛状のパーツ(インテークグレート)の形状、開口部形状、管の形状(特に高さ)、断面積、断面積変化率などがインテーク効率を左右する。

2.2. ポンプ部

軸流ウォータジェットポンプのポンプ部は、インペラを囲む円筒型のダクト(インペラハウジング)、ステータ、ジェットノズルの3つのセクションから成る。なお、本稿ではジェットノズルを便宜上ポンプ部に含むよう定義する。インペラはウォータジェットポンプの主要部品で、インテーク部から導かれた水にヘッドを与える(加圧する)ことで動力を伝える。ステータはインペラで生じた旋回流を回収し、運動エネルギーを効率よく推力に変換すると共に、インペラの軸支持を受け持つ強度部材にもなっている。ジェットノズルはポンプ部で加圧された水のヘッドを運動量に変換し、推力を得る。ジェットノズル出口径の選定は完成艇の性格を左右するポイントである。また、動圧が高いことから負圧式のビルジポンプが設置される場所である。

3. 開発のねらい

3.1. インテーク部

インテークダクトの形状決定にあたっては、キャビテーションの発生を最小限にすること、インテーク部内での圧力損失を最小にすることが重要である。船速のエネルギーが、どれだけインテークダクト内の動圧として回収されたかを表すパラメータを動圧回収率 ε として式(1)のように

定義する。

$$\varepsilon = \frac{Pa + Po}{Pa + \frac{1}{2g} V_{ship}^2} \quad (1)$$

Po : インペラ直前全圧

Pa : 大気圧

V_{ship} : 船速

g : 重力加速度

この値の大小が、特に高速域での推進効率を左右することが分かっているが、完成艇のテストで形状を改良することは、非常に工数が掛かる効率の悪い作業である。

そこで、インテーク部のスケールモデルを用い、インテーク部単体性能テストを行なった。この結果とComputational Fluid Dynamics(以下、CFD という)による計算結果とのコリレーションを確認することで、インテークダクト形状を検討する手法を開発する。

3.2. インペラ/ステータ翼型

翼の断面形状(翼型)には、翼弦長・キャンバ・翼厚がパラメータとして与えられる。そして、翼型そのものが、揚力係数(C_L)・抗力係数(C_D)といった翼の特性を左右する重要な要素となっている。また、翼面上に生じた圧力分布により、負圧がある限界を超え飽和水蒸気圧に達すると、キャビテーションと呼ばれる現象が発生する。過大なキャビテーションは、翼の特性を変化させ、効率が低下することに加え、キャビティが崩壊する時の衝撃波で、翼表面にエロージョン(壊食)を発生させ、破損に至ることもある。

ポンプ部の開発にあたっては、まず翼型による特性把握が必要である。実測による2次元翼特性計測結果をもとに、計算プログラムの最適化を図り、2次元翼の特性計算手法を開発する。

3.3. ポンプ部

既存の理論を用い、ポンプ部性能計算プログラムを作成する。そして、ポンプ部単体性能テストで計測した結果とのコリレーションを確認し、プログラムを改良して、ポンプ部の性能を予測する手法を開発する。

4. インテーク部の開発

4.1. インテーク部単体性能テスト

インテークダクト内の静圧の平均値を $\bar{a}_s$ とし、損失係数 ξ_s を式(2)のように定義する。

$$\xi_s = \frac{\frac{V_s^2}{2g} - \left(\bar{a}_s + \frac{V_i^2}{2g} \right)}{\frac{V_i^2}{2g}} \quad (2)$$

V_i ：インペラ直前平均流速

V_s ：インテーク前主流速

g ：重力加速度

Fig. 3 に示すインテーク部の2分の1スケールモデルを用いて、インテーク単体での損失係数測定、流れの可視化、流速分布の確認を行なった。スケールモデルは、キャビテーショントンネルの観測部上方部分に設置した。スケールモデルの後方に新規の流路を形成し、キャビテーショントンネル本体とは別のポンプで流速を可変させた。スケールモデル各部の圧力と流速を計測し、インテーク本体の形状違いとインテークグレートの形状違いでの損失係数を測定した。また、インペラのリーディングエッジ位置に櫛状のピトー管を組み込み、これを回転させてインペラ直前の流速分布を計測した。Fig. 4 に観測部の詳細、Fig. 5 にインペラ直前の流速分布の一例を示す。Fig. 4では、左下方にインテークグレート、中央右寄りのコーン形状部の両サイドに櫛状ピトー管が見える。このテストから、インテーク形状の影響によるインペラ直前の大きな流速差が確認できた。また、インテークダクト内の流れを可視化することで、性能への寄与が大きい部分を直接観察することができた。



Fig. 3 1/2 scale model of intake

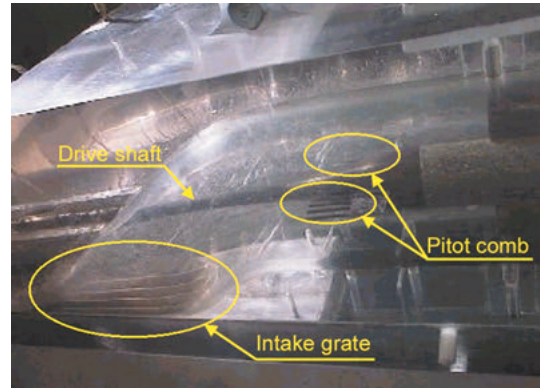


Fig. 4 Detail of intake 1/2 scale model

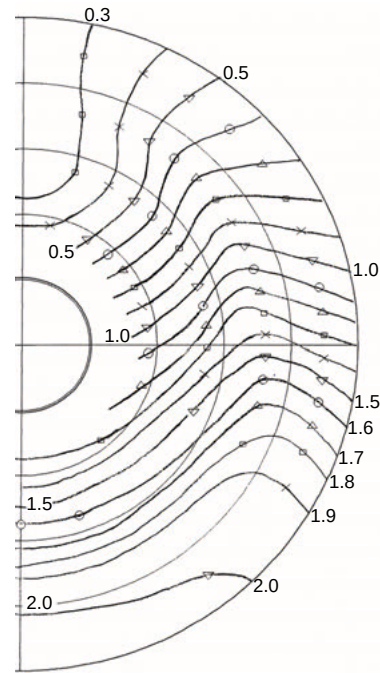


Fig. 5 Measurement result of velocity distribution inside intake duct

4.2. インテーク部設計ツール

市販の CFD ソルバーを用いて、インテーク単体性能テストと同じ形状での損失係数やインテーク内の流れの状態を確認した。そして、インテーク単体性能テストの計測結果と CFD による計算結果のコリレーションを確認し、計算条件の見直しを行った。

Fig. 6 は軸方向断面の流れ、Fig. 7 はインペラ直前のダクト断面での流速分布を示す。Fig. 6 と Fig. 7 から流速の速い部分は中心部より下に分布していることが分かる。吸入速度比 r を式(3)のように定義する。

$$r = V_s / V_i \quad (3)$$

CFD によるインテーク形状の案別検討の事例を Fig. 8 に示す。インテーク入口部を絞ることにより、Fig. 9に示すように、高速時($r=2.5$)の損失係数は減少するが、静止時($r=0$)

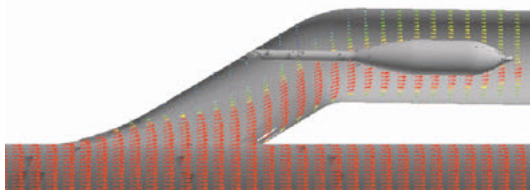


Fig. 6 Flow pattern inside intake duct by CFD
(Side view)

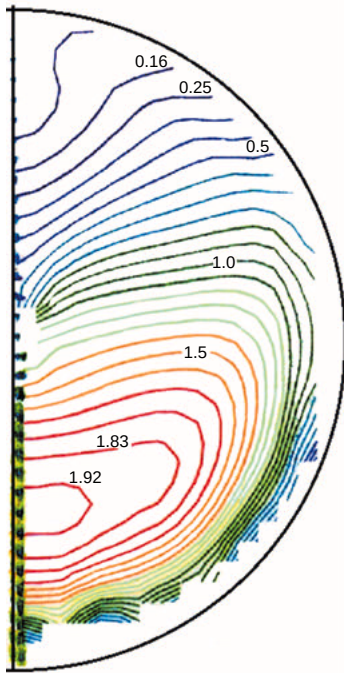


Fig. 7 Velocity distribution inside intake duct by CFD
(Front view)

の損失係数は逆に増大する。つまり、この例において、高速時と低速時の損失係数が最小となる形状はトレードオフの関係であることが分かった。

4.3. 計算結果と単体テスト結果のコリレーション

Fig. 5 と Fig. 7 から、インペラ直前の流速分布については、定性的に同様の傾向が見られることが分かった。また、Fig. 10 の CFD と実測のインテーク損失係数を比較したグラフから、CFDの結果はテスト結果と良い相関があることが確認された。この手法を用い、速度域によるバランスを考慮した損失係数の目標値を設定し、インテーク形状の改良を行なった。

5. 翼型の開発

5.1. 翼型設計ツール

既存の理論式をベースに2次元翼型の特性計算を行なうプログラムを作成した^{(1)~(3)}。PWCのウォータジェットポンプは、その使用条件が厳しいことから、キャビテーションが発生しやすいと推測できる。そのため、ノンキャビテーション状態とキャビテーション状態の両方について検討した。そして、こ

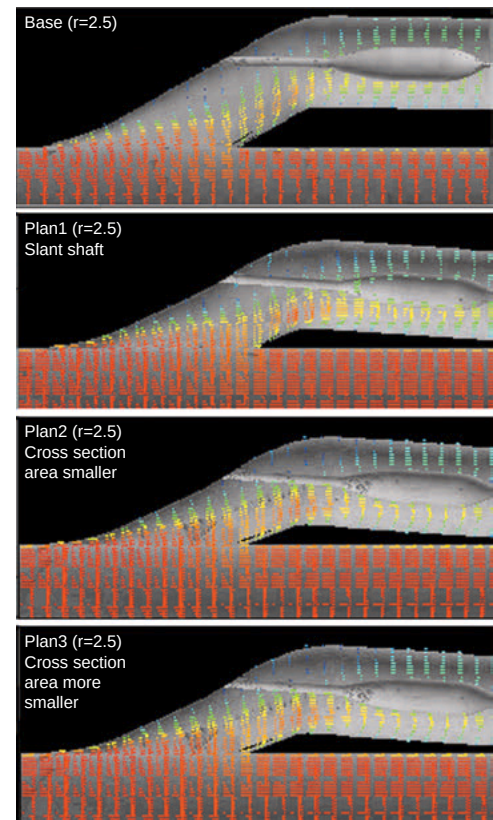


Fig. 8 CFD results of difference of flow pattern inside each intake

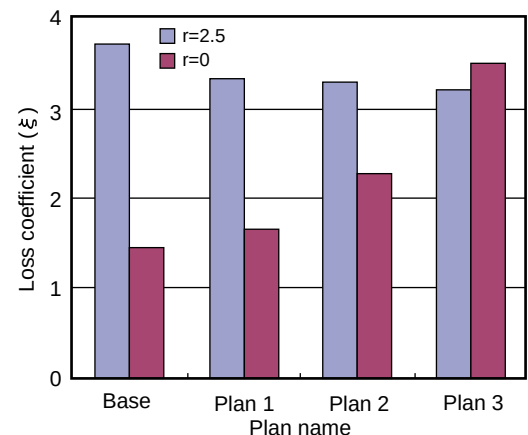


Fig. 9 Comparison of intake loss coefficient of various plans

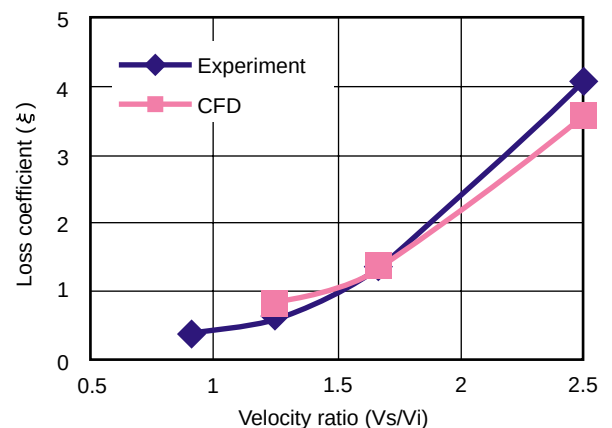


Fig. 10 Comparison of loss coefficients between experiment value and CFD value

の計算精度の確認のために NCI foil⁽⁴⁾を用いて特性計算値と実測値のコリレーションを確認した。この翼型を選択したのは、信頼できる実測値が得られる最も翼厚比(翼厚÷翼弦長×100)が小さい 3.86 のモデルであったためである。その結果、計算によって得られた揚力係数は実測値と良く一致し、抗力係数は定量的な差があるものの、実測結果の傾向を捉えていることが確認できた。しかし、我々が採用しようとしている翼厚比は3.0以下の領域である。更に計算精度を上げる検討を行なったが、より薄翼のデータが必要になったため超薄翼の特性データをテストで確認することにした。

5.2. 2次元翼特性テスト

実際の翼厚比を再現した Fig. 11 に示すテストピースを用いて、キャビテーションタンネルを使用し、2次元翼特性テストを行なった。このテストでは、2種類の翼型違いでのキャビテーションとノンキャビテーション状態の揚力・抗力とキャビテーション特性を測定し、超薄翼の特性データを得た。キャビテーション数 σ を式(4)のように定義する。これは、キャビテーションの発生しやすさを表すための尺度に用いられる数値である。Fig. 12 にテスト時の代表的なキャビテーション状態を示す。これらは、キャビテーションタンネル内の圧力(減圧)、迎角と流速を変化させ、キャビテーション数を調整しながら揚力と抗力を測定する過程で得られた、典型的なキャビテーション状態である。左から、バブルキャビテーション・シートキャビテーション・クラウドキャビテーションと呼ばれるものである。

$$\sigma = \frac{P - P_v}{\frac{1}{2} \rho V^2} \quad (4)$$

P : 流体の静圧

P_v : 流体の飽和水蒸気圧

ρ : 流体の密度

V : 流入速度

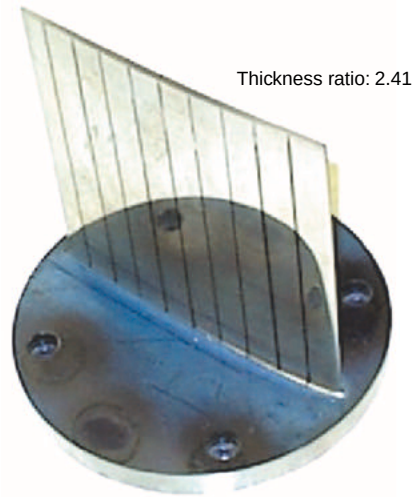


Fig. 11 Test piece of 2-dimentional aerofoil

5.3. 計算結果と特性テスト結果のコリレーション

5.2. 項で述べたテスト結果を用いて、5.1. 項に示した翼の特性計算プログラムを最適化し、未知の超薄翼型の特性が予測できる「翼特性予測計算プログラム」を完成させた。計算値と実測値の比較の一例を、Fig. 13 と Fig. 14 に示す。Fig. 13 は、迎角違いによる揚力係数・抗力係数・揚抗比をまとめたものである。Fig. 14 は、ある迎角において、キャビテーション数を変化させたときの揚力係数・抗力係数をまとめたものである。これらの結果より、作成したプログラムの予測計算精度は十分高いことが確認できた。

6. ポンプ部の開発

6.1. ノンキャビテーション状態

6.1.1. ポンプ部設計ツール

5.3. 項で完成した2次元の翼特性予測計算プログラムを3次元でのポンプ部性能計算プログラムに発展させた。本

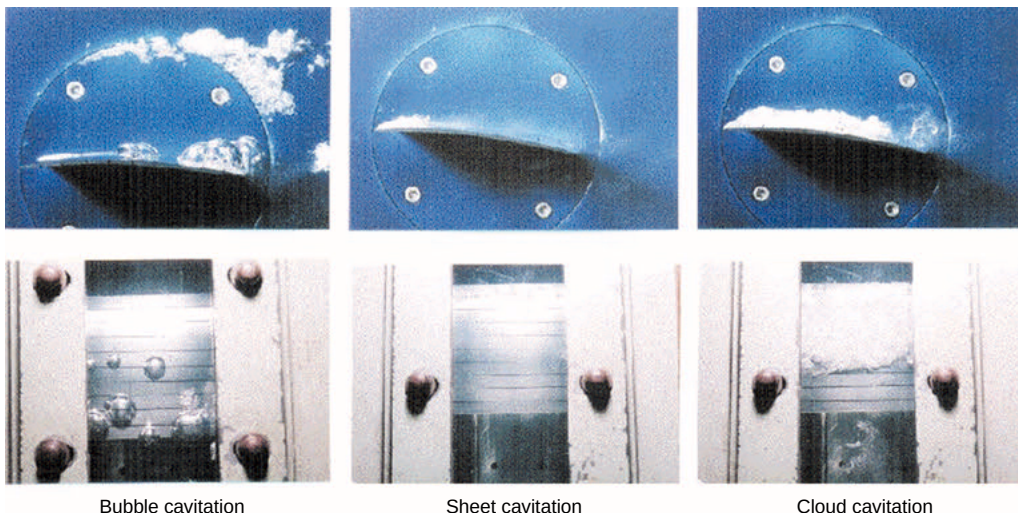


Fig. 12 Cavitations on 2-dimensional aerofoil

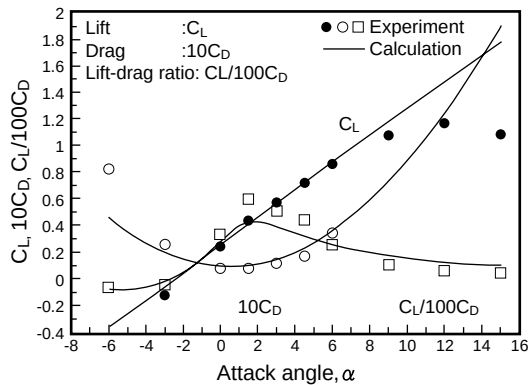


Fig. 13 Comparison of measurement results and calculation results in difference of attack angle

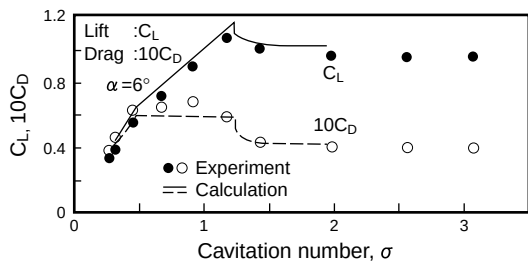


Fig. 14 Comparison of measurement results and calculation results in difference of cavitation number

プログラムは、インペラとステータの幾何形状を与えたポンプ部が均一流(一定流速分布の流れ)中においてノンキャビテーション状態で作動するときの性能を3次元揚力面理論により求めるものである。

6.1.2. ポンプ部性能単体テスト

実機のポンプ部を用いて、ノンキャビテーション状態でのポンプ部単体性能テストを行った。Fig. 15, 16にテストの実施状況を示す。このテストの過程では、下記の改良についても検討することができた。

- ・油膜法を用いて流線を可視化し、インペラ翼表面の実際の流線と計算時に想定した流線の違いを確認した。この結果により、計算アルゴリズムの最適化を図った。
- ・ビルジポンプ(ジェットノズルの動圧で発生する負圧を利用して、船内の水を排出するポンプ)効率を計測し、性能向上を図った。
- ・ステータ内部からノズルに至る強烈な旋回流を確認し、これを効率良く回収する手法を検討した。

Fig. 15 が、テスト装置に取り付けられたポンプ部である。入り口の流量/流速と、ポンプ部各部の圧力、インペラのトルクと回転数を測定することで、ポンプ性能(揚程係数、動力係数、ポンプ効率)データが得られる。Fig. 16 が本テストの稼働状態である。

6.1.3. 計算結果と単体テスト結果のコリレーション

6.1.2. 項のテスト結果を用いて、6.1.1. 項のポンプ部性能計算プログラムの係数項を調整し、設計したポンプの性能

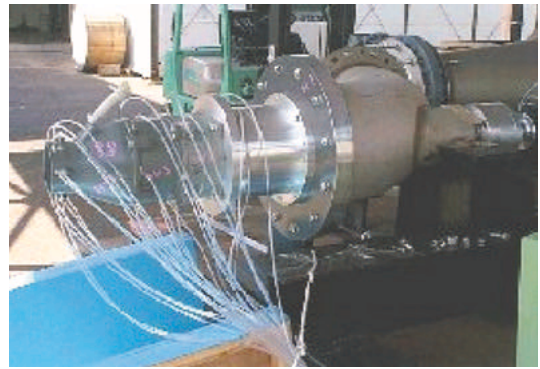


Fig. 15 Test equipment for water jet pump



Fig. 16 Test equipment for water jet pump in operating

が予測できるプログラムを完成させた。テストと実測の比較の一例を Fig. 17 に示す。この線図は、単体性能テスト結果と性能計算プログラム結果に、実走テストでのポンプ性能を重ねたもので、十分相関性が高いと判断できる。

6.2. キャビテーション状態

6.2.1. ポンプ部性能単体テスト

一般的な船用ウォータージェットポンプでは、ある定常運転条件での性能や効率を最適化すれば良い。しかし、PWCにおいては、最高速時の性能のみならず、停止からの全開発進や急激な加減速など非常に幅広い運転条件が求められる。高速回転するインペラは、キャビテーション発生の可能性が非常に高いが、上記理由から高速時のみ最適化を図る訳にもいかず、バランスの取れたキャビテーション性能が要求される。

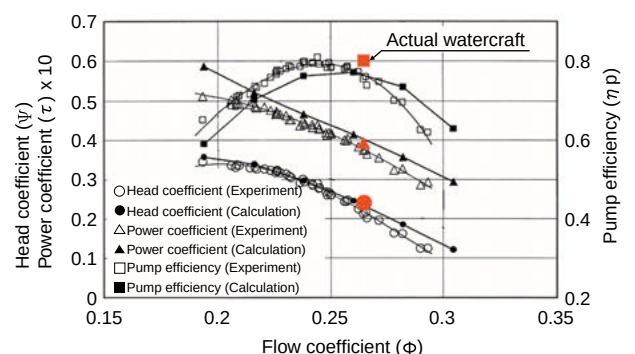


Fig. 17 Comparison of pump performance between measurement results and calculation results

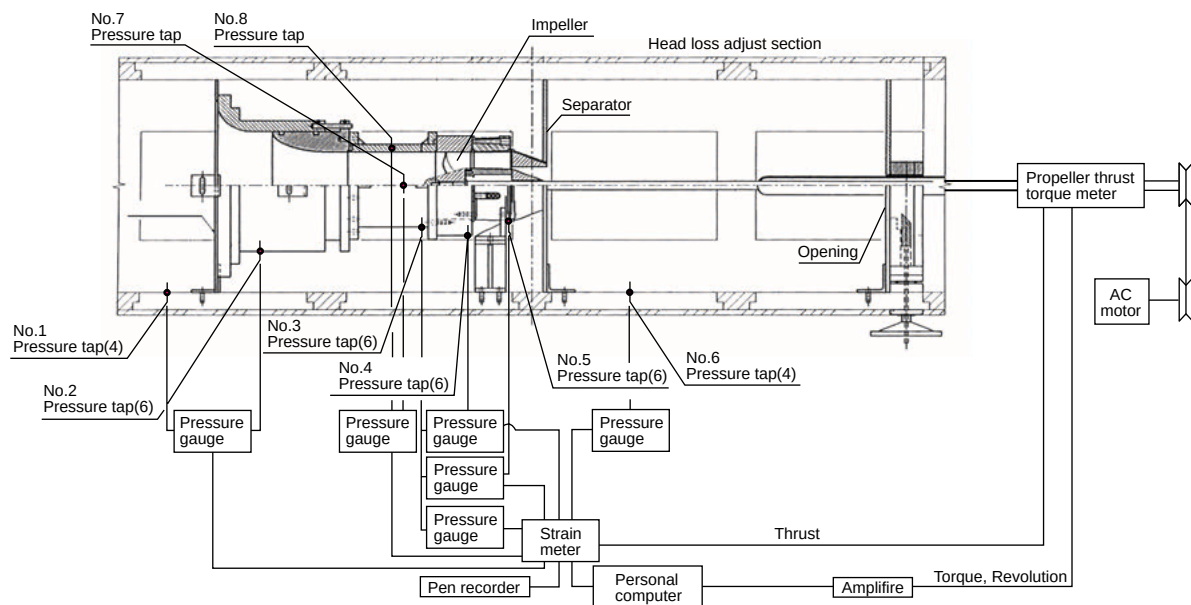


Fig. 18 Design of cavitation test equipment

加えて、開発した PWC は、4 ストロークエンジン特有のアイドル状態から最高回転数までの早い吹け上がり、ターボチャージャー装着による過給圧が上昇したときの急激な出力特性の変化によって、キャビテーションが発生しやすく、急加速時のエンジン回転数のオーバーシュート過多や加速感の不足が問題となった。対策として、キャビテーションを極限まで低減するウォータージェットポンプ開発の必要が生じた。

この現象を定量化、可視化し、広い運転状態でのキャビテーション性能を向上させるため、Fig. 18, 19 に示す実機のポンプ部をキャビテーションタンネルの流路に設置した単体テスト装置を考案した。

装置は、キャビテーションタンネルの観測部にポンプ部を組み込み、インペラのトルクとスラストが実測可能となるよう設計した。損失ヘッドを調整するため、ポンプ下流に設けた絞り弁で流量制御を行う。この装置では、減圧によるキャビテーションの可視化のみならず、Fig. 15 の単体テストでは計測できなかったスラストの値を得た。

実際のポンプ部のキャビテーション状態を可視化したことで、インペラ翼先端形状がキャビテーション発生に大きく寄与することが確認できた。また、この結果から最適形状についての傾向を把握することができた。

Fig. 20 は形状違いのインペラによるキャビテーション初生バケット図である。C12 と名付けたタイプのインペラが、最もキャビテーションが発生しにくい形状であることが確認できた。Fig. 21, 22 に実際のキャビテーションを観察した結果を示す。Fig. 21 がベースで、Fig. 22 が C12 タイプのインペラである。いずれも、高速域の同一速度の状態をシミュレートしており、翼形状を改良することでキャビテーションの発生が大幅に低減していることが確認できる。

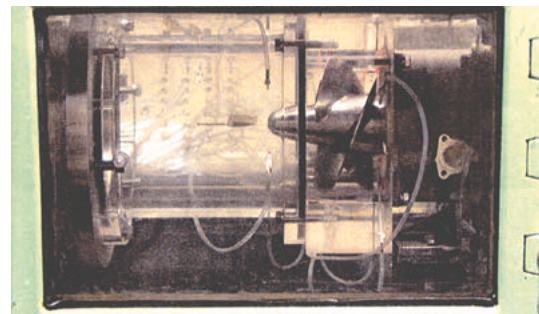


Fig. 19 Observation window of cavitation test equipment

7. 完成艇テスト

7.1. PWC に求められるウォータージェットポンプ性能

一般的なウォータージェットポンプの開発フローにおいては、まず完成艇の抵抗を推定し、エンジン最高出力にマッチしたポンプの吸収馬力を決定、ハウジング径やインペラとステータ設計、インテークまわりの形状検討、ノズル径の選定などを行なう。そして、完成艇のテストにおいては、PWC に求められるウォータージェットポンプ性能を評価する下記のポイントを目標性能通り満足することが必要である。

- ・スタート時や助走再加速時の推力が十分で、かつ有効に加速に使われているか。
- ・ライダの意志(スロットルコントロール)に忠実に推力が伝えられているか。
- ・スピン後等のオーバーレブ状態でのデッドスタート時に推力の復帰がスムーズか。
- ・フックアップ性能は十分か。

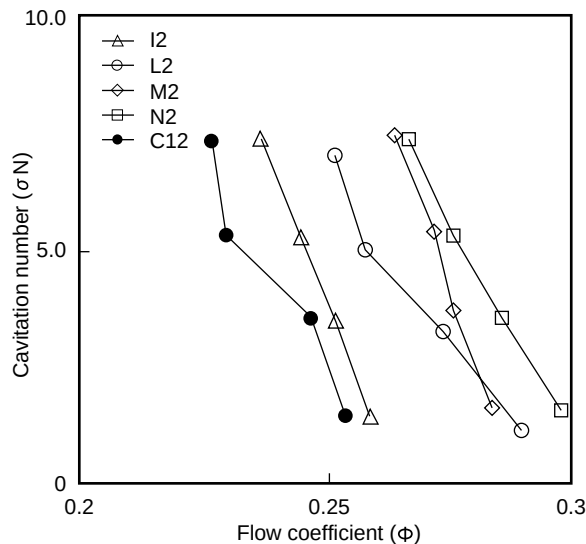


Fig. 20 Initial generation of cavitation by flow coefficient

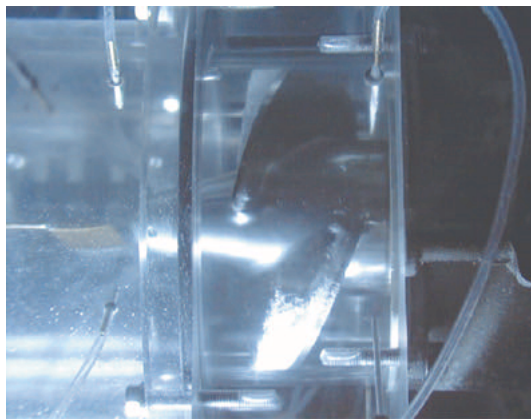


Fig. 21 Cavitation test result before improvement

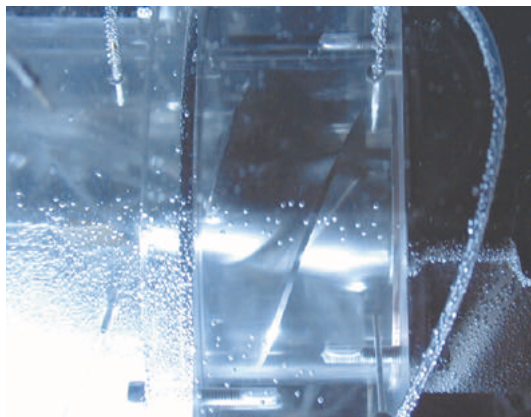


Fig. 22 Cavitation test result after improvement

7.2. 完成艇テスト結果

これまでの検討結果で設計したウォータジェットポンプについて、完成艇を用いてマッチングとフィーリング評価を行なった。基本性能に問題はなかったが、これまでの単体性能テストやキャビテーションテスト結果から得られたデータを基に改善を図り、トランジェント領域での吸収馬

力が高めになるようなチューニングを施し、さらに、エンジン出力特性を調整して加速感の持続や加速初期のフィーリング向上を達成した。

8. まとめ

出力が違う2種類の4ストロークエンジンにマッチしたウォータジェットポンプを自社開発した。開発にあたっては、下記に示す設計手法を確立し、独自のウォータジェットポンプ開発手法を構築した。

- (1) スケールモデルによる単体テストと CFD 計算結果のコリレーションを確認し、計算ノウハウを把握することによってインテーク損失係数を予測する手法を確立した。
- (2) 超薄翼の翼特性実測データと翼特性計算結果のコリレーションを確認し、未知の翼型の特性を予測する手法を確立した。
- (3) ポンプ部単体での性能テストと作成したポンプ部性能予測計算結果のコリレーションを確認し、ウォータジェットポンプ性能を予測する手法を確立した。

参考文献

- (1) 加藤洋治：キャビテーション，横書店，p.96 (1979)
- (2) Kinnas, S.A. and Fine, N.E.; A Numerical Nonlinear Analysis of the Flow around Two- and Three- Dimensional Partially Cavitating Hydrofoils, Journal of Fluid Mechanics, Vol.254, p.151-181 (1993)
- (3) 中武一明，安東潤，片岡克巳，吉武朗：簡便な一厚翼計算法，西部造船会会報，内 88 号，p.13, 21 (1994)
- (4) 山口一，加藤洋治，谷村正治，豊田真：トランス・キャビテーション・プロペラ用翼型に関する研究，日本造船学会論文集，第 182 号，p.49-57 (1997)

■ 著 者 ■



土谷 政彦



布施 知洋



渡部 尚

パーソナルウォータークラフト用オフスロットル 操舵システムの開発

Development of an Off-Throttle-Steer System for Personal Watercraft

高地 隆夫*

Takao KOCHI

浦木 護*

Mamoru URAKI

山崎 五郎*

Goro YAMASAKI

勝賀瀬 元*

Hajime SHOGASE

要 旨

ジェット水流で推進し、その水流の方向を変えることにより操舵を行う乗り物であるパーソナルウォータークラフトは、走行中にスロットルを全閉(オフスロットル)にした状態では推力が低下するため回頭性が低下する。これは陸上を走る乗り物とは異なった旋回特性である。そのため陸上用の乗り物の運転に慣れているユーザが PWC に乗った場合に感じる操舵に対する回頭性の違和感を小さくするデバイスとして、オフスロットル操舵システムを開発した。システムは、ハンドフル転舵情報をトリガとしてエンジン回転数を制御することを基本とし、スロットル開度とエンジン回転数からの船速推定と制御タイミングを特定するタイマで構成されている。これにより、高速での旋回特性と、低速でのコントロール性の両方をバランスさせ、自然な操舵特性が得られた。

ABSTRACT

Personal Watercrafts (PWC) are vehicles, which propel by water jet and steer by changing the direction of the water jet. Because of decreasing of when the throttle is fully closed during running, the steering force also decreases. This phenomenon is different from that of land vehicles. Therefore, in order to not giving uncomfortable feeling to users of land vehicles, the Off-Throttle-Steer (OTS) System has been developed as a device to reduce a different sense of steering operation. Basically, the system controls engine speeds using the signal of full steering, and also uses a throttle opening, a running speed of PWC predicted by engine speed, and a timer for determining of control timing as other control signals. Thus, a natural steering characteristic was obtained by balancing a turning characteristic at high speed and controllability at low speed.

1. はじめに

パーソナルウォータークラフト(以下、PWC という)は近年、アメリカを中心に数多くのユーザが水上レジャーとして楽しんでいる。ジェット水流で推進し、その水流の方向を変えることにより操舵を行うのが PWC の特徴である。そのような構造から、一般走行時からスロットルを全閉にした状態(オフスロットル状態)においては推力が低下し、ライダーが意図したように旋回ができない場合がある。そのため、陸上を走る乗り物に慣れたユーザが PWC に乗った場合、操舵に対する回頭性の違和感を感じるという課題があった。本稿では、これを解決する手法としてスロットルオフ時の旋回操作において、ライダーの操舵に対する回頭性の

違和感を少なくするオフスロットル操舵(以下、OTS という)システムを開発したので紹介する。本システムはHonda AquaTrax F-12/F-12X に搭載されている。

2. OTS システムの概要

OTSシステムの方式には、ラダータイプとエンジン回転を上げるタイプがあるが、本システムではエンジン回転を上げて旋回できるようにする方式を採用している。本システムのスロットルボデーの構造図を Fig. 1 に示す。

本システムは、オフスロットル状態時にハンドルをフル転舵することにより、ハンドルシャフトに設けた転舵スイッチが ON されると、ソレノイドバルブが作動し、サー

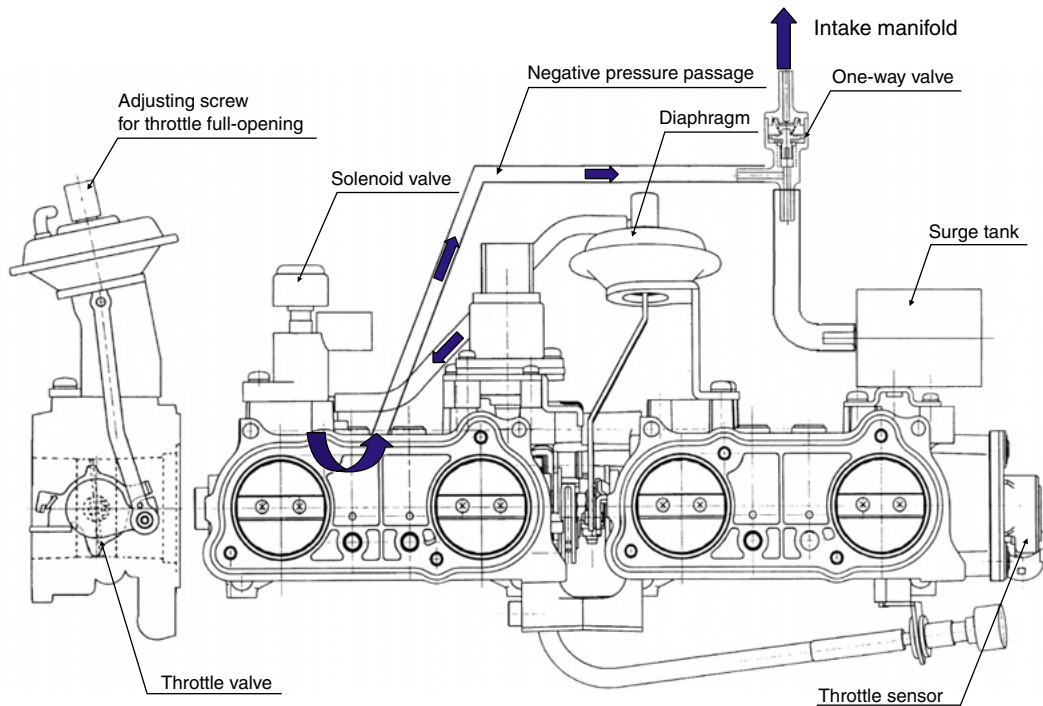


Fig. 1 Construction of OTS system

ジタンクに蓄積された負圧がダイアフラムに導かれスロットバルブを開き、エンジン回転を上昇させ旋回性を確保するものである。制御情報に必要な船速は、パドル式スピードセンサでは波などの影響を受け易く不安定であるため、エンジン回転数とスロットル開度により ECU で演算し推定した。

3. OTS システムの性能評価

3.1. 走行テスト方法

低速から最高速までの船速を変えて、オフスロットル状態からハンドルフル転舵で旋回したときの軌跡及びヨーレートなどを OTS 非装備と OTS 装備で測定して評価した。走行条件としては船速 50km/h, 70km/h, 90km/h でエンジン設定回転数を 1400 ~ 2000r/min とした。また、複数のライダーによる旋回性と加速違和感のフィーリング評価も実施した。フィーリング判定基準を Fig. 2 に示す。

3.2. 計測システム

旋回性の評価では走行軌跡の評価が重要になる。しかし、水上の乗り物の場合、走行軌跡を明確に測定することは困難であった。また、ブイなどで設定したコースを通過する評価方法も、波、風などの影響で十分な精度を得られ難く、旋回性を適切に評価する測定結果を得ることが困難であった。そこで、これらの問題を解決するために、GPS を用いた走行軌跡計測システム (Dual RTK システム) を使用した。本装置は、車載用として 2 台の高精度 GPS 受信機と A/D コンバータを装備している。移動する実験艇の位置、方向、

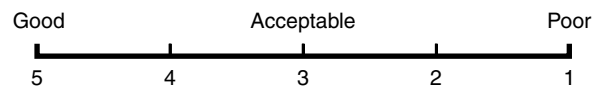


Fig. 2 Subjective evaluation rating scale

速度などを計測し、陸上に設置した基地局の GPS との相対位置関係を計算することで、 ± 5 cm の精度で 200ms 毎に軌跡データを得ることができる。また、船体前後にそれぞれ GPS アンテナを配置することで、船体の斜航角などを計測できる。船体の挙動はジャイロを使用して測定し、そのデータから船体挙動を解析した。実験艇を Fig. 3 に示す。

3.3. 目標性能

OTS システムの目標性能を明確にするために、まず OTS システム非装備でのオフスロットル時の操舵特性を計測し



Fig. 3 Prototype PWC

た。Fig. 4にスロットルを全閉にし、同時にフル転舵したときのヨーレートの時刻歴波形を示す。比較のために陸上の乗り物として、鞍乗りでかつ旋回時にバンクする挙動が似ているモータサイクル(以下、MCという)の同一初速でのJターン時のヨーレート時刻歴波形を示す。MCは、ヨーレートが一定値を保つ傾向がある。これに対し PWC は、初期のヨーレートは発生するものの、その後減少し、マイナス値(反旋回方向)となる傾向がある。Fig. 5にその時のPWC走行軌跡を示す。PWCは操舵初期には旋回挙動となっているが、図中の赤線のサークルで示すように、後半では操舵し続けているにもかかわらずほぼ直進している。実験艇の前後に装着したGPSの走行軌跡からも船体が回頭していないことが分かる。これらの事象により、旋回性に違和感を感じていると推測される。以上の結果から、OTSシステムの目標

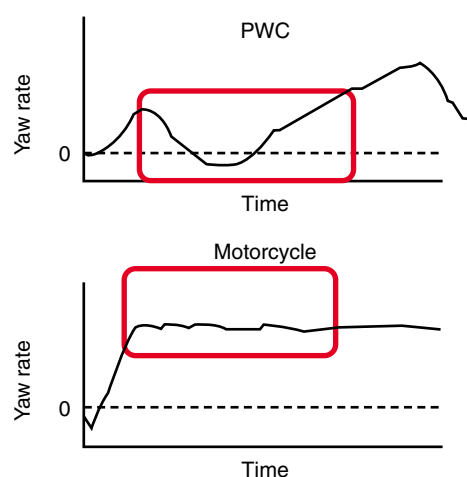


Fig. 4 Comparison of yaw rate characteristic between PWC and motorcycle

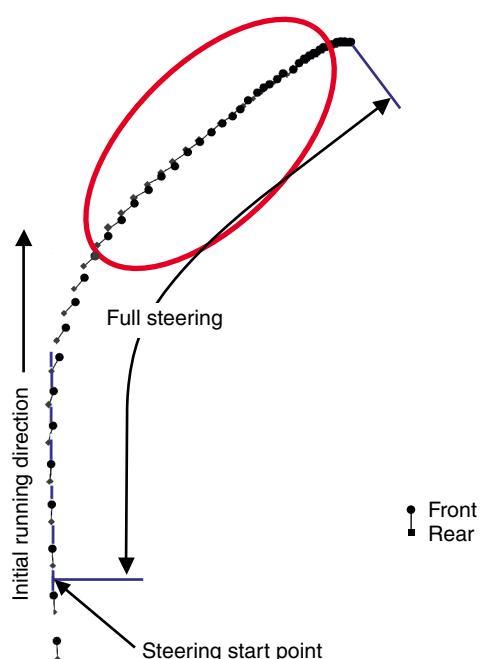


Fig. 5 Running locus without OTS system

性能を操舵し続けている間はヨーレートがマイナス値にならないように持続させることとした。

さらに、ライダーの意思に対して自然なコントロールを実現するため、以下の目標要件を設定した。

- (1) スロットルを閉じたのにエンジン回転が上昇することの不自然な感じが少ないこと。
- (2) 低速走行時は、必要条件を満たしたときのみOTSシステムが作動すること。
- (3) 最高速からOTSシステムが作動するときも、旋回挙動が安定していること。

3.3.1. OTS 作動条件

OTSシステム非装備の各船速におけるフィーリング評価結果をFig. 6に示す。エンジンとポンプが直結であるため、低速の場合はアイドル回転でもポンプからの推力が発生し、OTS 非装備でも回頭性は許容レベルであることが分かる。この結果から、OTS 作動船速はフィーリング評価が3点以下となる 40km/h 以上と設定した。

オフスロットル状態の減速時においては、エンジン回転数による船速推定は困難である。そこで、Fig. 7に示すような減速特性を考慮し、40km/h まで減速する時間をスタンバイタイムとし、オフスロットルポイント直前の推定船速に応じた時間を設定した。Fig. 8に船速とスタンバイタイムの関係を示す。オフスロットルからステアリングスイッチ

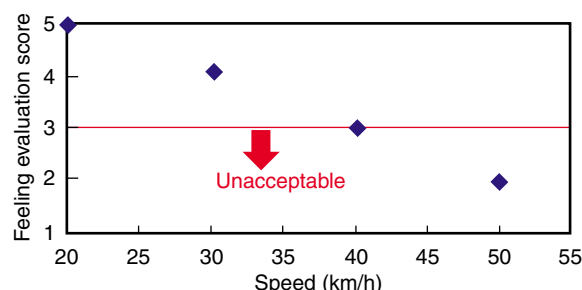


Fig. 6 Subjective evaluation result of turning feel without OTS

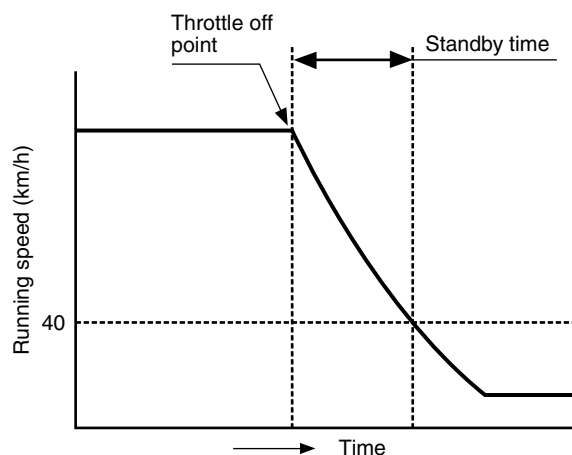


Fig. 7 Prediction of deceleration characteristic

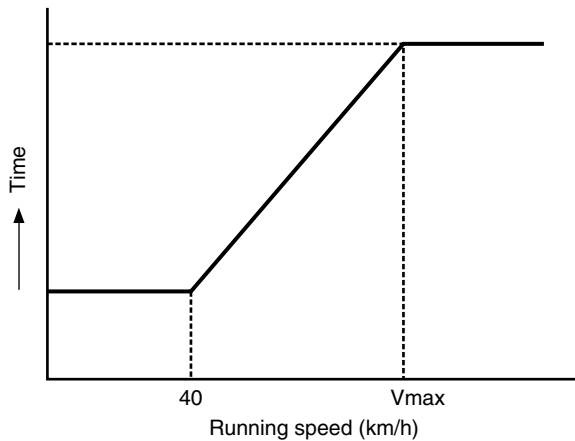


Fig. 8 Relation between PWC running speed and standby time

がONになるまでの時間がスタンバイタイム以内であれば、40km/h 以上であると判断し OTS システムが作動する。

ライダーが自分の意思で旋回をコントロールするときを OTS システムを作動させない条件として、下記のいずれかでシステムが停止するように設定した。

- ・フル転舵のステアリングスイッチが OFF になったとき。
- ・ライダーがスロットルを開けたとき。
- ・システムが作動して 7sec を経過したとき。

3.3.2. OTS 作動時のエンジン回転数

Fig. 9 に OTS システムの作動時のエンジン回転数に対する旋回性の効果と加速違和感のフィーリング評価の結果を示す。OTS システム設定回転数が高ければ、図中の破線で示すように旋回性が向上していく傾向であるが、高過ぎる場合には船体挙動が急激となり、旋回性評価は低下する。また、加速違和感は回転数が上昇することで評価が低下する。加速違和感を少なくするために、設定回転数は 2000r/min 以下とした。また、Table 1 にヨーレートの極小値の符号を示す。操舵方向と同じ向きの場合をポジティブとする。船速が速いほど、ヨーレート極小値がネガティブとなる傾向がある。1800r/min 以上であれば 90km/h でもヨーレートが持続することが分かった。フィーリング結果とヨーレートの符号より、目標設定回転数を 1800 ~ 2000r/min に決定した。

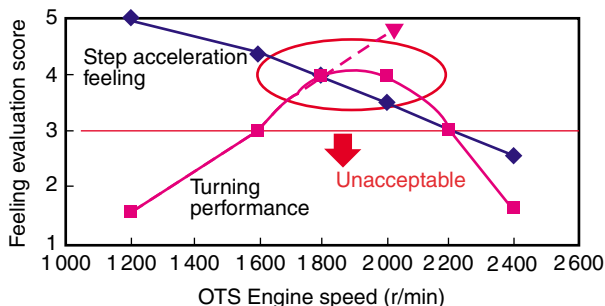


Fig. 9 Subjective evaluation results of acceleration and turning feeling by different engine speeds

3.3.3. 高速での制御

Fig. 10 に OTS 装備で、初速度を変化させたときの船速とヨーレートの関係を示す。単純なエンジン回転数上昇の制御だけでは、高速からの旋回においては、ヨーレートの落ち込みがなく増加傾向となり、過大なヨーレートを発生させることが分かる。これは、高速時、スロットルを全閉にした直後にはエンジン回転数がアイドル回転まで下がりきらず、OTS 設定回転数より高い回転数からの旋回となるためである。そこで、スロットルを全閉してから OTS システムが作動するまでのディレイタイムを設けた。種々のディレイタイムでテストした結果を Fig. 11 に示す。0.9sec 以上のディレイタイム設定であれば、ヨーレートの過大な発生を抑えられることが分かった。

Table 1 Observed direction of minimum yaw rate

Speed (km/h)	OTS Engine speed (r/min)		
	1 200	1 600	1 800
40	Positive	Positive	Positive
50	Negative	Positive	Positive
70	Negative	Positive	Positive
90	Negative	Negative	Positive

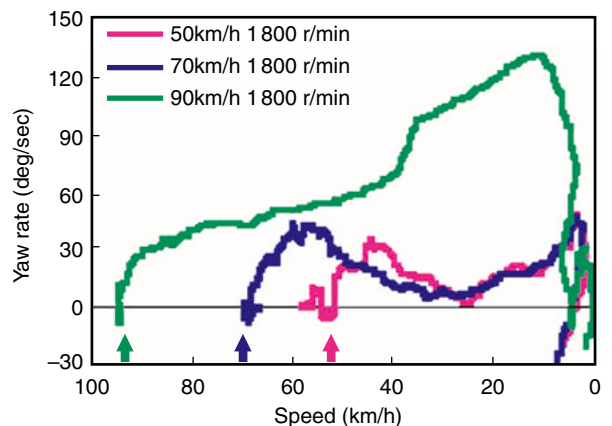


Fig. 10 Yaw rate during decelerating by different initial running speeds

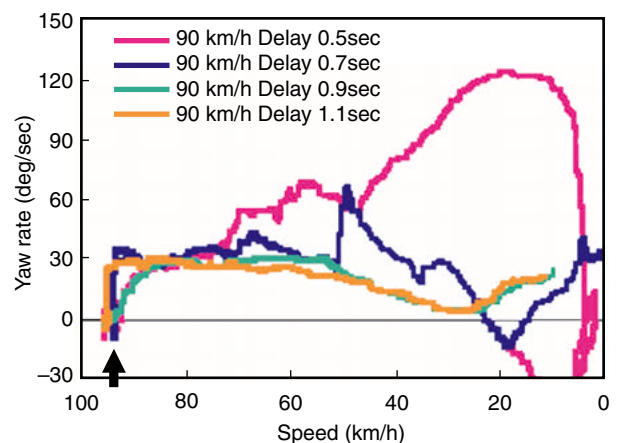


Fig. 11 Yaw rate during decelerating by different delay times

3.3.4. 全制御項目採用 OTS システムの評価

すべての制御項目を入れた OTS システムの動作図を Fig. 12 に示す。Fig. 13 にこの仕様での OTS システムでのオフスロットル時の走行軌跡を示す。また、OTS システム非装備の比較も併せて示した。操舵し続けている間は回頭が持続する旋回挙動となっていることが分かる。本システムをエンジン特性の違う AquaTrax F-12 及び F-12X に採用するにあたっては、同一システムを用い、各々の機種特性によって設定回転数とディレイタイムのみの変更で同様な評価が得られた。

4. まとめ

PWC 用 OTS システムとして、ライダーが自然と感じる OTS システムの制御が構築できた。さらに、以下の知見が得られた。

- (1) OTS を必要とする船速は、40km/h 以上であることがフィーリング評価により明らかになった。
- (2) OTS システムが作動するときのエンジン回転数は、1800 ～ 2000r/min が適切であった。
- (3) 高速時においては、過大なヨーレートを発生させないために、OTS 作動タイミングを遅らせる手法が有効であった。

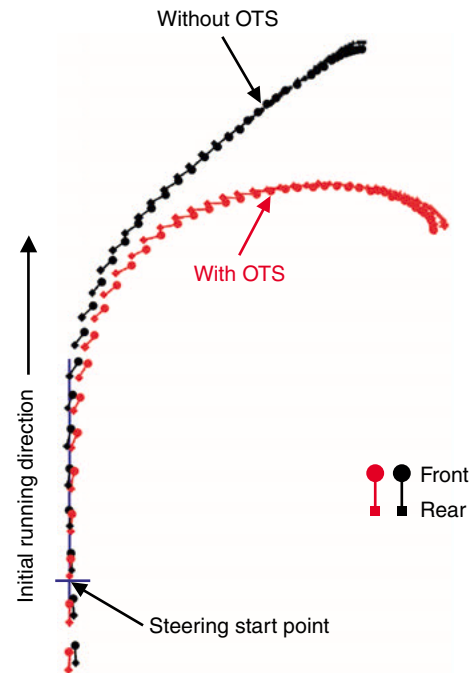


Fig. 13 Comparison of running locus between without and with OTS

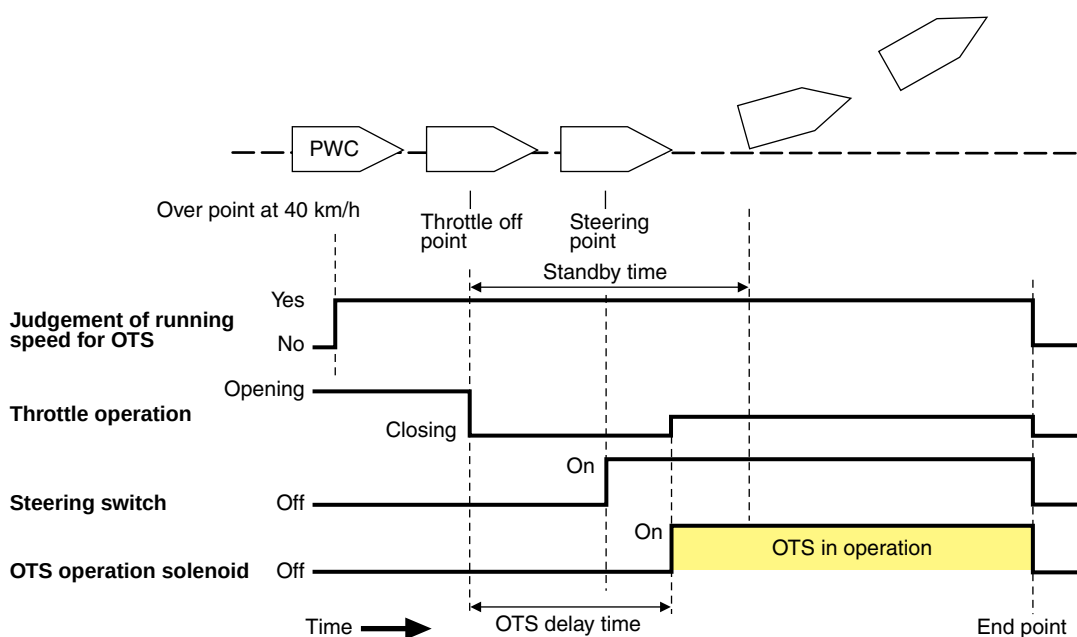


Fig. 12 OTS system operation

■ 著 者 ■



高 地 隆 夫



山 崎 五 郎



浦 木 護



勝 賀 瀬 元

電装部品におけるPbフリーはんだの信頼性とその応用

Reliability of Lead-free solder for Automotive Electronic Devices and Its Applications

畑 恒 久*

Tsunehisa HATA

森 山 正 人*

Masato MORIYAMA

大 村 淳 一*

Junichi OHMURA

渡 辺 朝 生*

Tomoo WATANABE

要 旨

現在、一般的に使用されているはんだはSn-Pb合金であるが、環境への配慮から、Pbを含まない合金が求められている。本研究はPbフリーはんだが従来のSn-Pbはんだの代替をできるかどうか、最初にはんだ接合部の信頼性の評価を行った。劣化モードとして、熱疲労、金属間化合物、クリープと振動疲労、イオンマイグレーションの信頼性5項目の評価を行った。PbフリーはんだであるSn-Ag-Cuはんだは信頼性評価で最も重要な熱疲労寿命に関して、一般的な使用温度環境では、Sn-Pbはんだより優れることが確認できた。次にSn-Ag-Cuはんだを製品として、キーレスエントリトランスミッタに適用し、製造品質及び耐久品質を満足することができた。

ABSTRACT

Although an Sn-Pb alloy is generally used for solder at present, environmental considerations have occasioned a search for lead-free solder alloys. The present research evaluated lead-free solder to determine whether it could replace Sn-Pb solder, beginning with evaluation of the reliability of the solder joint. The evaluation examined reliability under five degradation modes: Thermal fatigue, intermetallic compound layer, creep, vibration fatigue, and ionic migration. Lead-free Sn-Ag-Cu solder showed the longest life under thermal fatigue, which is the most crucial element in reliability, and it was confirmed to have reliability superior to Sn-Pb solder in the thermal environments encountered in ordinary use. The Sn-Ag-Cu solder was then put into use as a product in a keyless entry transmitter, where it was demonstrated to satisfy product quality and endurance quality requirements.

1. まえがき

世界的な環境保護の高まりの中、近年、車においても有害物質の規制が強化されつつある。EUでは家電に関する有害物規制WEEE(08)、車に関する有害物質及び廃車処理規制のEU指令(03)が決定した。国内では家電のリサイクル法が2001年より、施行されており、車においてもリサイクル法案が検討されており、Pbをはじめとする有害物質の削減あるいは全廃は不可避となってきた。一方、車載電装品は安全性の面から、高い信頼性が要求されるため、はんだ材質を変更するということへの抵抗は大きい。また、信頼性が保証されたとしても、はんだ材はもちろん、工程費、周辺材料費の増加が予想されることからコストの面で課題がある。こうしたことから、家電に比べ車におけるはんだ材のPbフ

リー化の動きは鈍いというのが実状である。

本研究は、Sn-Pbはんだで構築したはんだ接合部の信頼性評価技術を用い⁽¹⁾、Pbフリーはんだの信頼性を評価した。この裏付けを基に製品への適用を検討した。そして、信頼性、コスト面の課題を克服し、Pbフリーはんだ電装部品として、キーレスエントリトランスミッタを量産化できたのでここに報告する。

2. はんだの信頼性

車載部品はFig. 1に示す熱、振動、湿度の環境劣化因子の他に、電解、荷重等の内部劣化因子も抱えている。それらの要因とはんだの特性を踏まえてまとめたのが、Fig. 2の信頼性要因図である⁽¹⁾。

*栃木研究所

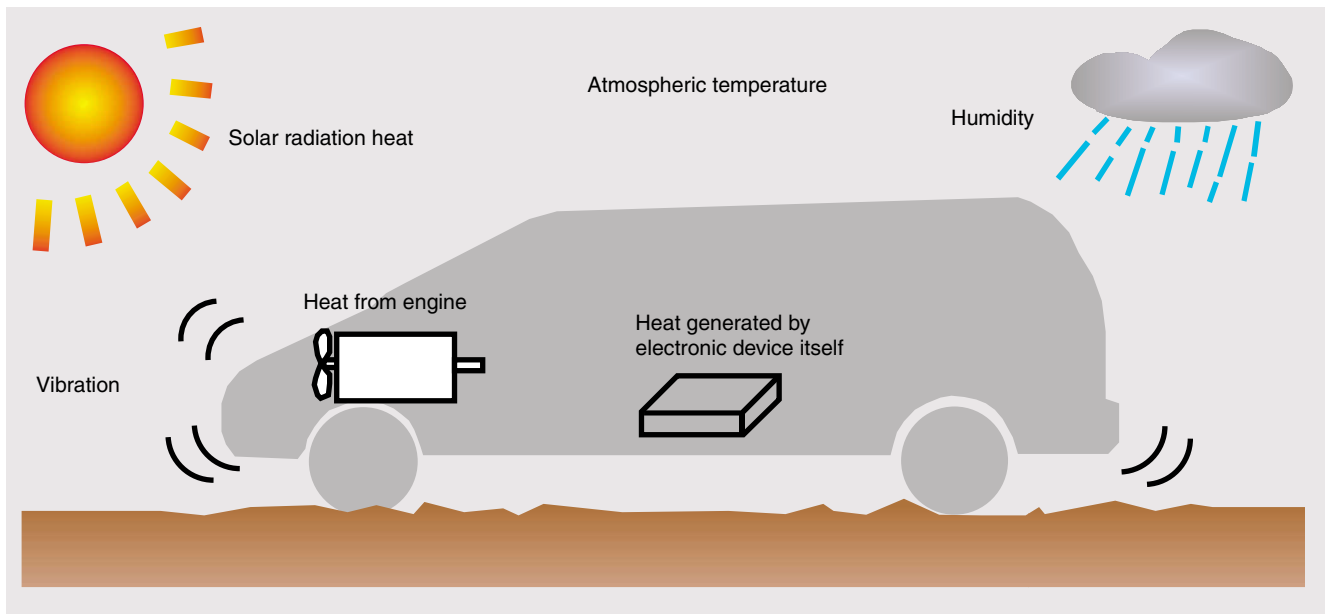


Fig. 1 Stress factors in the automotive environment

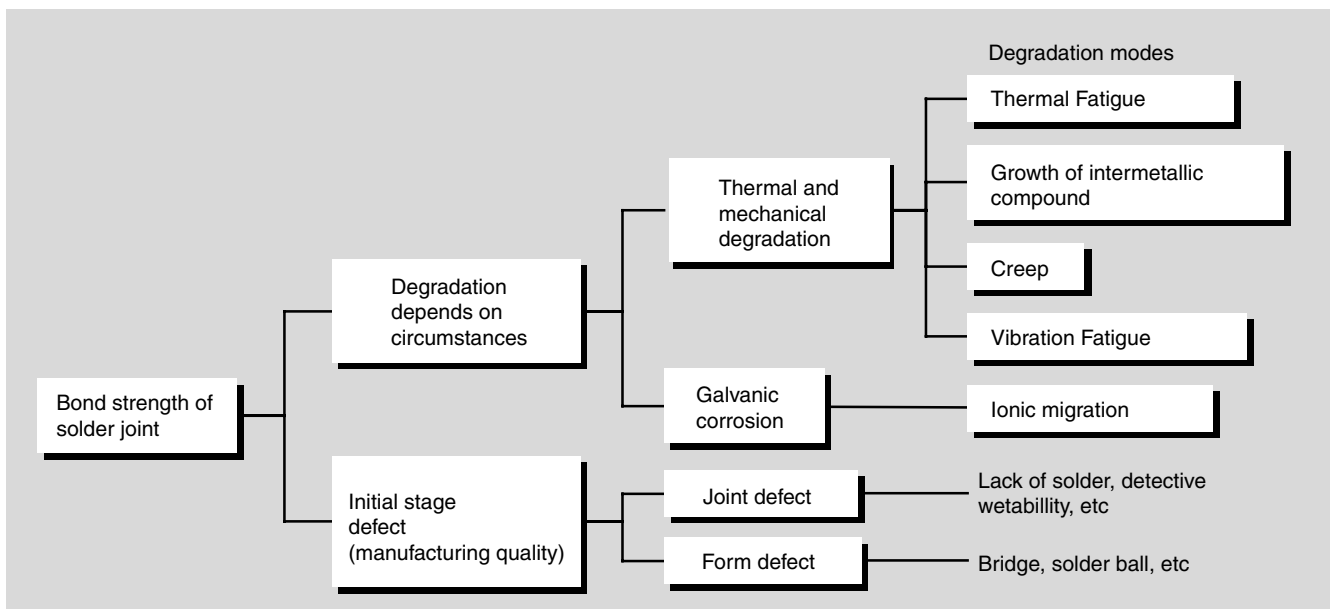


Fig. 2 Solder joint reliability factors

環境劣化モードとしては、1)熱疲労、2)金属間化合物成長、3)クリープ、4)振動疲労、5)イオンマイグレーションが考えられる。信頼性とは、与えられた条件、期間で所定の機能を維持出来るか否かの判断を行なう評価作業である。具体的にいえば、使用保証期間において環境劣化型故障が発生しないことを証明することである^{(3), (4)}。

以上を踏まえ、Pbフリーはんだとしては、各種低融点のSn基共晶型合金をSn-Pbはんだとの比較で信頼性評価を行なった。以下劣化モード5種に関して説明する。

2.1. 熱疲労

熱疲労の発生メカニズムを Fig. 3 に示す^{(1), (2)}。

劣化因子は温度変化(ΔT)であることから、加速試験と

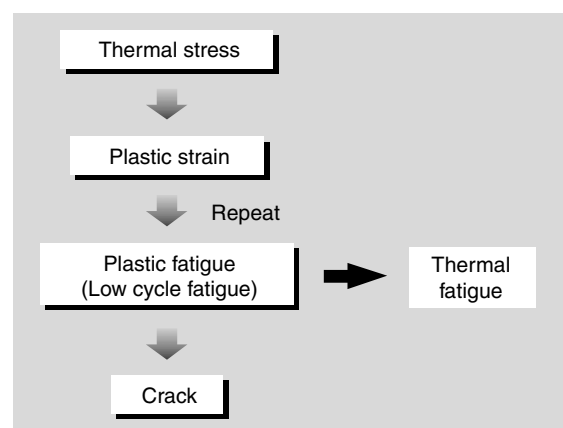


Fig. 3 Mechanism of the occurrence of thermal fatigue

しては高温と低温を交互に負荷する温度サイクル試験が最適である。まず、はんだ組成を変えて評価を行った。

① Sn-37Pb ② Sn-3.5Ag-0.75Cu ③ Sn-7.5Bi-2Ag-0.5Cu ④ Sn-8Zn-3Bi の4種のはんだを用い、基板との熱膨張係数の差が大きいセラミックス製のチップ抵抗(2125サイズ)をガラスエポキシ基板に実装した。温度サイクル条件は $-40^{\circ}\text{C} \sim 120^{\circ}\text{C}$ 、30/30分である。結果をFig. 4, Table 1, Fig. 5に示す。破壊形態と内部健全性から、現状、Sn-Bi系、Sn-Zn系の保証は困難として、以下はSn-Ag-Cu はんだに絞って評価を行った。

Sn-Ag-Cu はんだを用いて、 ΔT 違い① $-40^{\circ}\text{C} \sim 125^{\circ}\text{C}$ ② $-40^{\circ}\text{C} \sim 100^{\circ}\text{C}$ ③ $-40^{\circ}\text{C} \sim 80^{\circ}\text{C}$ の3水準の温度サイクル試験を行った。結果をFig. 6, Fig. 7に示す。Sn-Pbと比較すると、Sn-Ag-Cuは通常使用領域である低 ΔT 領域(165°C 以下)では高寿命を示すことが分かる。

次に参考として、チップ部品側の電極表面処理仕様の検討を行った。Sn-3.5Ag はんだを用いて、チップ抵抗表面処理違い品4種(①Sn-10Pb ②Sn100% ③Sn-3.5Ag ④Sn-10Bi)を実装したテストピースを用い、 $-40 \sim 125^{\circ}\text{C}$ 、30/30分の温度サイクル試験を実施した。Fig. 8に結果を示す。Sn-10Biは、低サイクルでのクラック進展率が大きく、Fig. 9に示すように部品とはんだ界面での剥離を起こす等の問題があることから、使用不可と判断した。

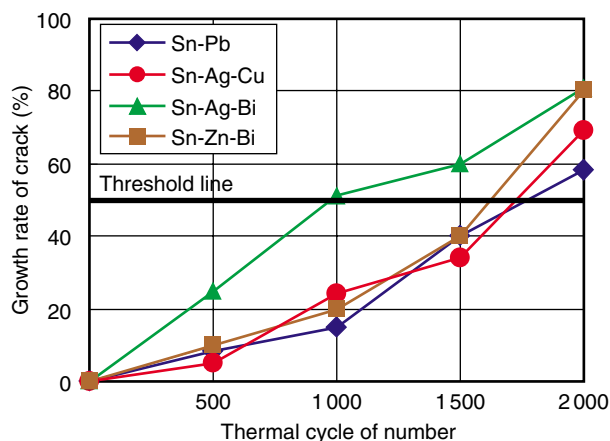


Fig. 4 Tendency of chip resistor degradation classified by solder material

Table 1 Results of thermal cycle test

Solder composition	Mean life-cycle (50% crack)	Internal soundness
Sn-Pb	1 800	OK
Sn-Ag-Cu	1 750	OK
Sn-Bi	1 000	OK
Sn-Zn	1 650	OK

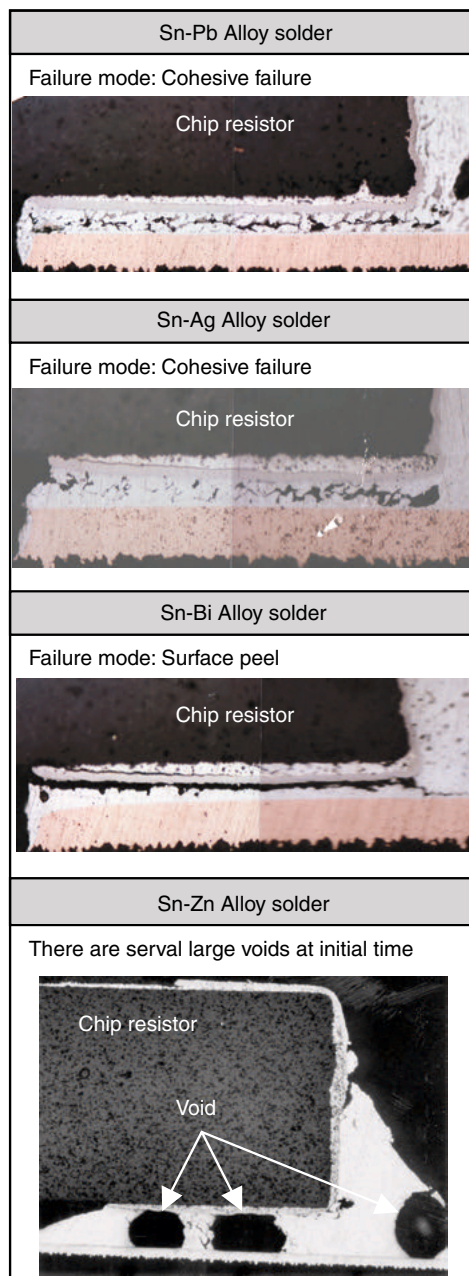


Fig. 5 Cross cut section of solder joint

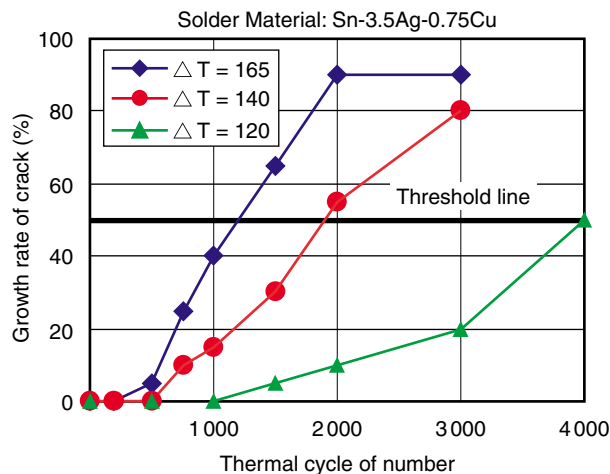


Fig. 6 Tendency of chip resistor degradation classified by ΔT

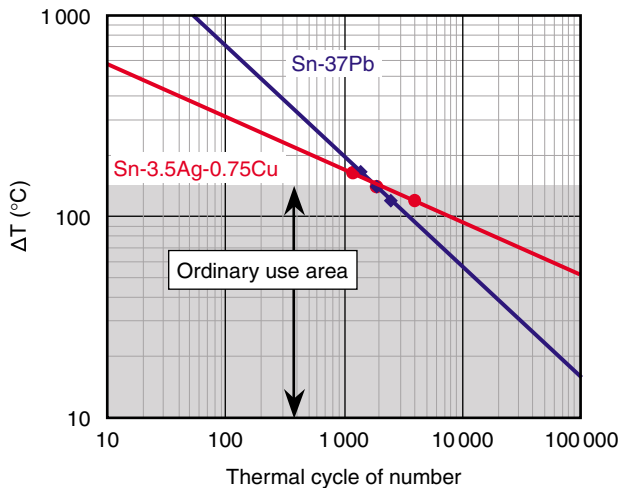


Fig. 7 Limit line of durability of thermal fatigue (chip resistor)

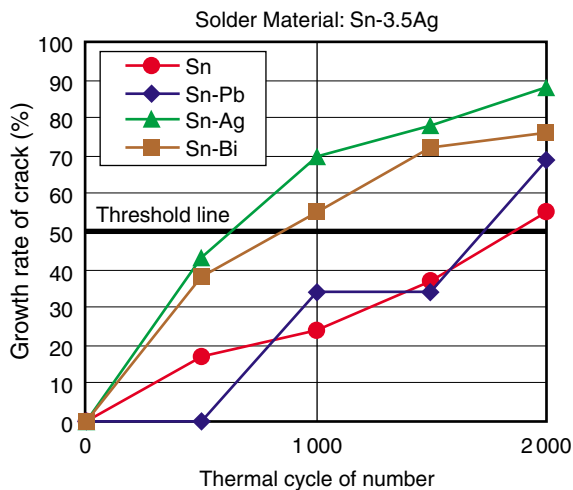


Fig. 8 Tendency chip resistor degradation classified by electrode material (chip resistor)

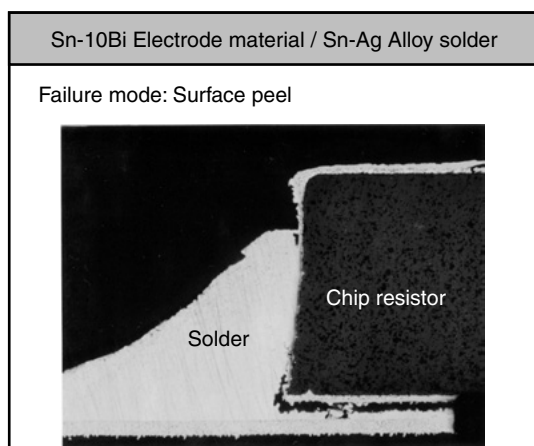


Fig. 9 Cross cut section of solder joint

2.2. 金属間化合物成長

はんだ溶融接合時、はんだ中の Sn と基板パターンを形成する金属(ここでは Cu)は、相互拡散により Fig. 10 の金属間化合物層を形成する。使用初期におけるはんだと基板上の Cu とは強固な結合を示す。しかし、使用環境下で金

属間化合物層が成長すると、安定した化合物相となり、逆に脆くなり継手寿命に影響を及ぼすことが懸念される⁽¹⁾。

Fig. 11に金属間化合物層成長のメカニズムを示す。これより、熱が劣化因子であり、加速試験は恒温放置試験が最適であることが分かる。チップ抵抗(3 216 サイズ)をガラスエポキシ基板に実装、恒温放置条件は① 150℃

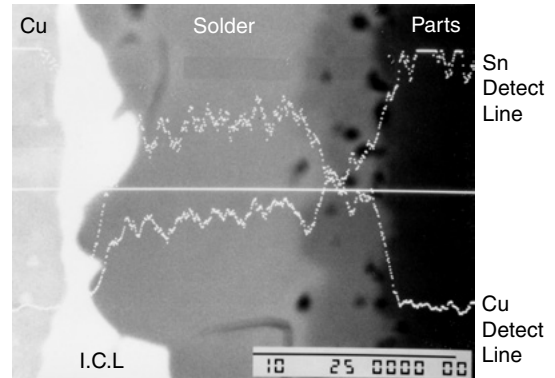


Fig. 10 Micrograph of intermetallic compound layer (I.C.L)

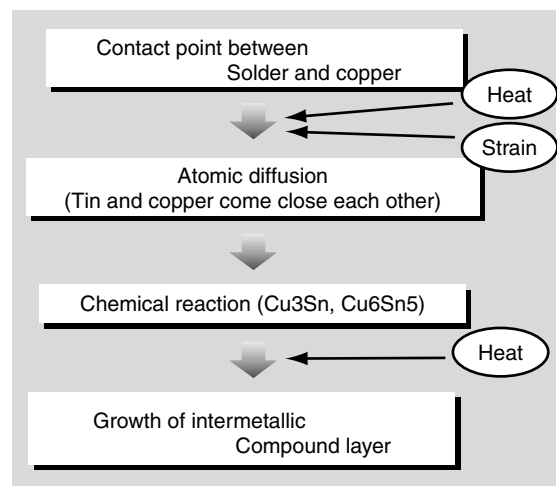


Fig. 11 Mechanism of the growth of an intermetallic compound layer

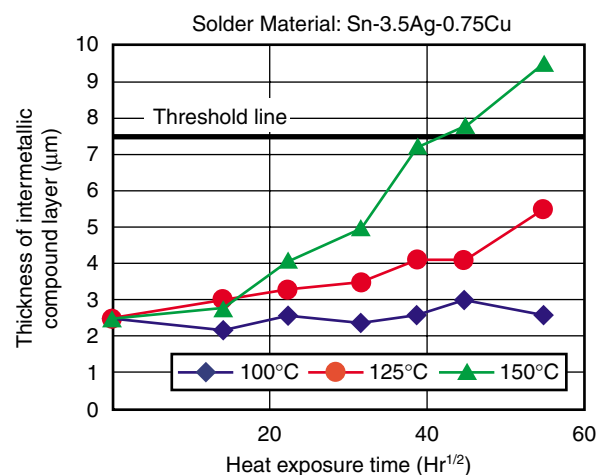


Fig. 12 Growth pattern of the intermetallic compound layer

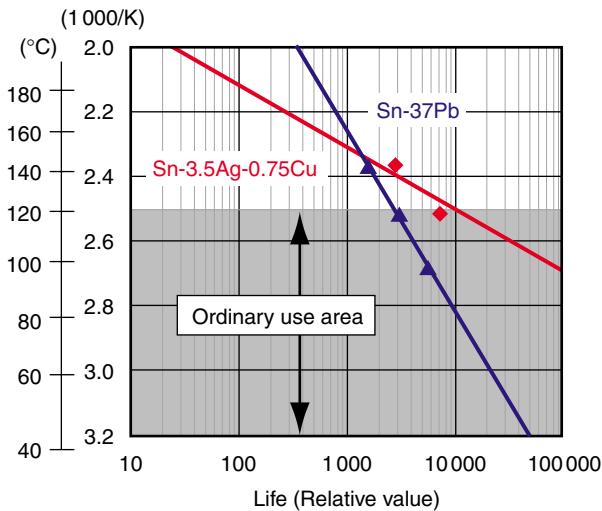


Fig. 13 Limit line of durability of the intermetallic compound layer fracture

②125℃ ③100℃の3水準で試験を行った結果をFig. 12に示す。Fig. 13は寿命線点を7.5 μmとしてプロットした寿命線図である。これにより、通常使用温度領域では、Sn-Ag-CuはんだはSn-Pbはんだに対して同等以上の信頼性を有することが分かる。

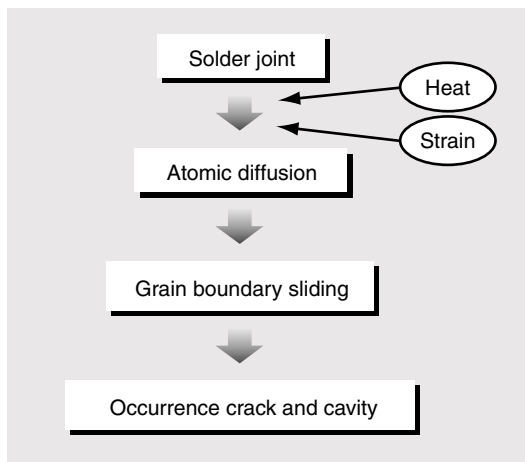


Fig. 14 The creep fracture mechanism

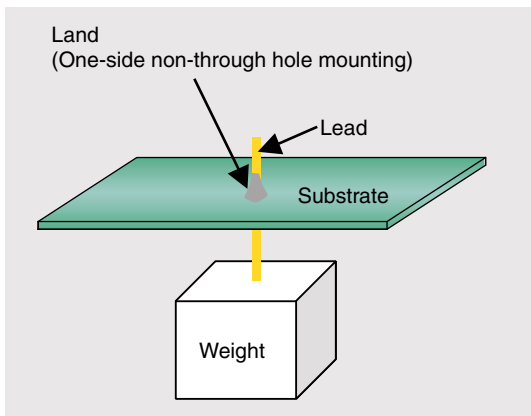


Fig. 15 Creep test method

2.3. クリープ

はんだは融点が高い為、樹脂・ゴムと同じく常温レベルでもクリープ破壊の注意が必要とされる⁽¹⁾。Fig. 14にクリープのメカニズムを示すが、劣化因子は熱と荷重である。Fig. 15に示すテストピースを用い125℃での恒温放置試験を行った。結果をFig. 16に示す。Sn-Pbはんだと比べ、Fracture timeで2ケタ以上の優位性を有することが分かる。

2.4. 振動破壊

高負荷設定が可能なPLCC(Plastic Leaded Chip Carrier)をテストピースとして、Fig. 17に示す方法で振動試験を行った。雰囲気温度125℃、加振台の周波数100Hz、加速度25Gを一定としてPLCC背面に接着した負荷の質量を数水準変化させた。なお、加振台とPLCCに加速度センサを付け、同一の振幅・位相で振動していることを確認した。結果をFig. 18に示す^{(1), (2)}。

縦軸に接合部に加わるせん断応力、横軸に破断サイクル

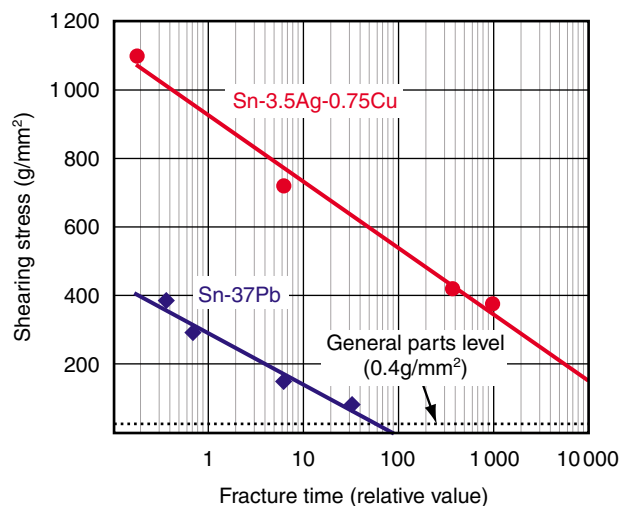


Fig. 16 Creep fracture life chart

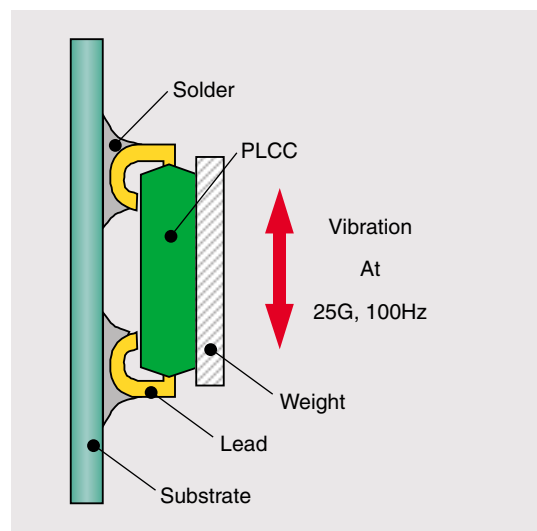


Fig. 17 Vibration test method

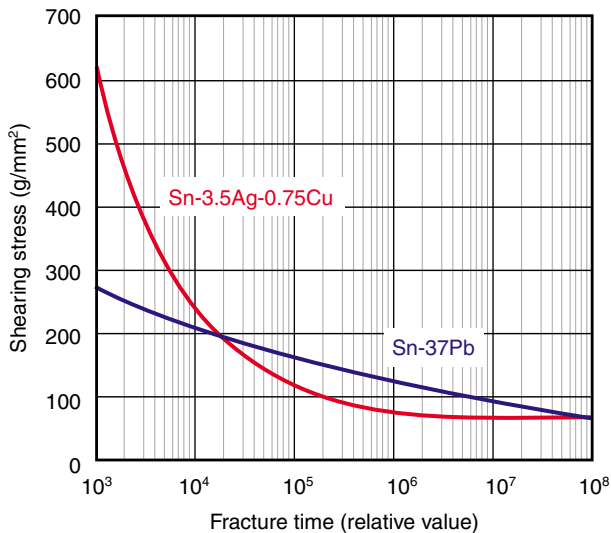


Fig. 18 Breakage probability life curve

数(寿命)の対数を示した S-N 線図(10%破断確率寿命線)である。高サイクル側でせん断応力が一定値に収束する。いわゆる疲労限の様相を呈している。Sn-Ag-Cu はんだは Sn-Pb はんだと比較してパターンに違いはあるものの疲労限レベルは同等と判断できる。

2.5. イオンマイグレーション

イオンマイグレーションとは、温湿度雰囲気下で電圧を印可した場合、プリント配線板の電極間で金属が絶縁層に溶出し、デンドライト(ウイスカともいう)が発生する現象を言う。この現象が連続して発生すると短絡に至る。イオン

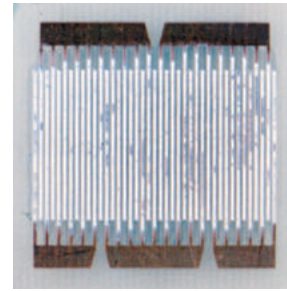


Fig. 19 Sample for ionic migration test

マイグレーションの劣化因子は湿度(雰囲気)、電解強度(電圧)、温度の3種類であり、これらが相互に作用することで短絡寿命が決まる。

試験条件は、Fig. 19 の JIS II 型櫛形電極をプリフラックス処理後、洗浄し、はんだ付けしたものを①高温高湿：85℃、85%RH、バイアス 50V で 1000 時間終了後、②結露サイクル：5℃～25℃、20分/20分、バイアス 50V で 1000 サイクルの試験を行った。本試験条件は実使用環境に対して厳しい条件であるが、結果は Sn-Pb はんだ及び Sn-Ag-Cu はんだのどちらもイオンマイグレーションの発生はなかった。

以上、信頼性工学の観点から 1)熱疲労 2)金属間化合物成長 3)クリープ 4)振動疲労 5)イオンマイグレーションのはんだ劣化モード 5 種に関して、Sn-Ag-Cu はんだの信頼性評価を行った。また、全ての劣化モードに関してマイナー則等を用いて市場寿命についても評価した結果、Sn-Ag-Cu はんだは Sn-Pb はんだと同等以上の信頼性を有することが確認された。

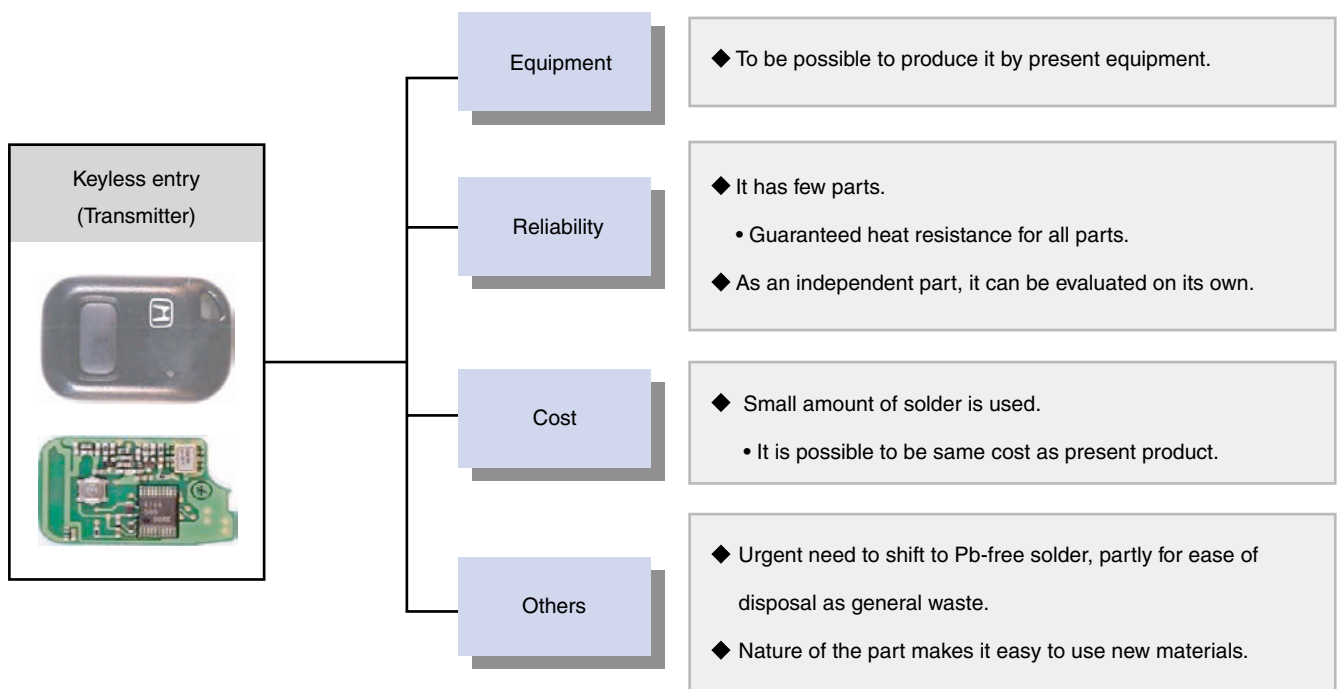


Fig. 20 Reasons for selection of keyless entry (transmitter)

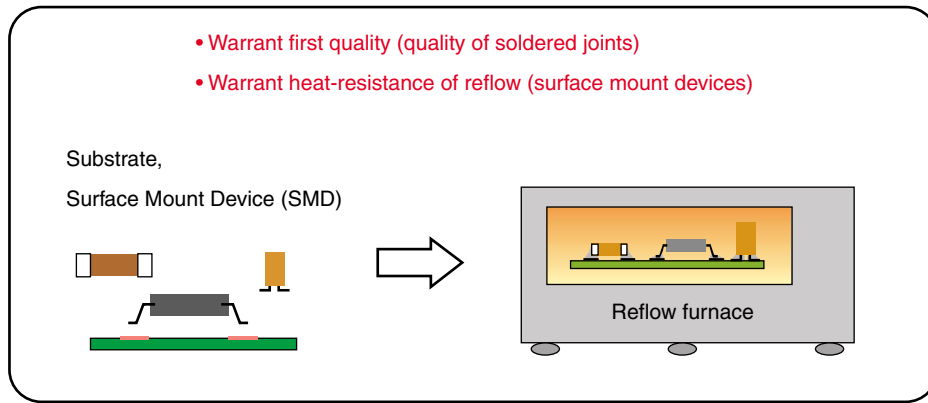


Fig. 21 Reflow soldering process

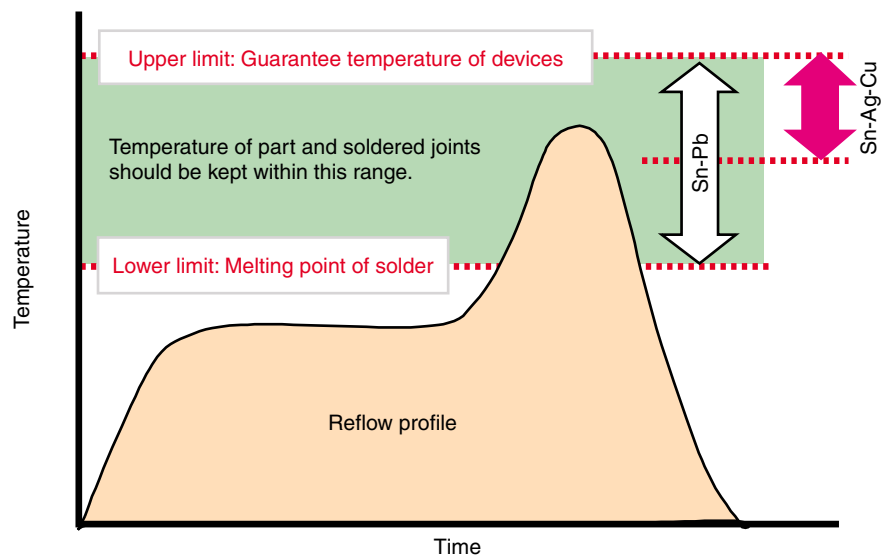


Fig. 22 Temperature profile of reflow soldering

3. 製品への適用

Sn-Ag-Cu はんだが、現行量産 Sn-Pb はんだと比べ同等以上の信頼性を有することが確認できたことより、Pb フリーはんだの製品への適用検討を行った。適用部品はFig. 20 の理由より、キーレスエントリトランスミッタを選定した。

Fig. 21 はその実装工程イメージである。

3.1. はんだ実装の考え方

Sn-Ag-Cu はんだの製品適用に於ける最大の課題は、Sn-Pb はんだに対して融点大幅に上昇(183℃→ 219℃)することである。つまり、製品構成部品の耐熱保証温度以内ではんだ接合部の品質を確保する為に、Sn-Pb はんだに比較して狭いリフロー温度管理幅で製造する必要がある。Sn-Ag-Cu はんだのリフロー実装条件の考え方を Fig. 22 に示す。

キーレスエントリトランスミッタは構成部品点数が少ないことと、部品サイズの差が小さいことより、リフロー実装

時の部品温度バラツキが小さい。この為、既存の Sn-Pb はんだ用のリフロー設備を変更すること無く、はんだ品質及び構成部品品質を確保する条件を見出すことができた。

3.2. 製品性能評価結果

Sn-Ag-Cu はんだが製品性能を満足できるか判定するため、キーレスエントリトランスミッタに必要とされる全ての信頼性評価を行った。その結果、Sn-Ag-Cu はんだはキー

Table 2 Results of model spec test

Test Item	Result
Thermal cycle	OK
Heat resistance	OK
Switch endurance	OK
Transmission performance	OK
General performance	OK

レスエントリトランスミッタに必要な信頼性を確保するとともに、従来の Sn-Pb はんだ同等以上の信頼性を有しており、キーレスエントリトランスミッタへの適合性を有することが確認された。Table 2 に製品性能評価結果の抜粋を示す。はんだの信頼性において重要な熱疲労についてはその評価結果詳細を 3.2.1 項で説明する。

3.2.1. 熱疲労

はんだの信頼性評価項目の中でも最も過酷な条件とされる熱疲労は、量産可能な製造条件のはんだ接合品質下限品にて評価した。また、その熱疲労寿命の予測についても行った。その結果、Sn-Ag-Cu はんだ接合部に熱疲労によるクラック発生は無く、十分な熱疲労寿命を有することが確認された。

Fig. 23, 24 に熱疲労試験後のはんだ接合部断面観察結果、Fig. 25 に熱疲労寿命の予測グラフを示す。

4. まとめ

(1) 信頼性工学の観点から 1) 熱疲労 2) 金属間化合物成長 3) クリープ 4) 振動疲労 5) イオンマイグレーションのはんだ劣化モードの 5 種に関して Pb フリーはんだの信頼性を評価した結果、Sn-Ag-Cu はんだは、Sn-Pb はんだ以上の信頼性を有することが確認された。

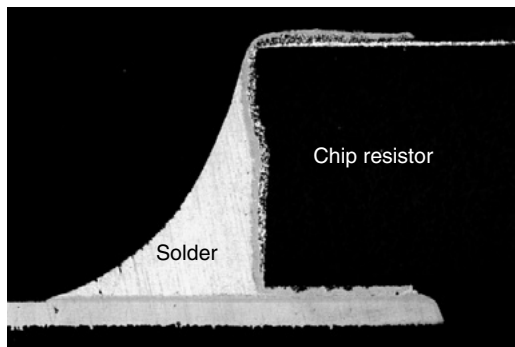


Fig. 23 Sn-Ag-Cu alloy solder cross-cut section (After the thermal cycle test)

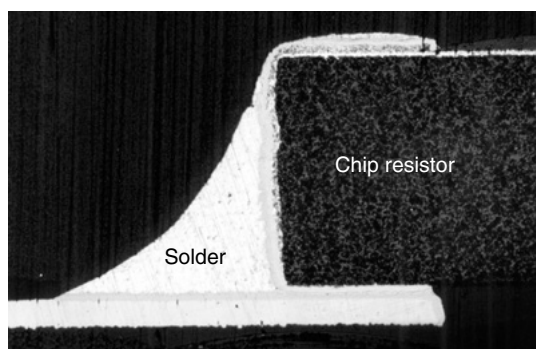


Fig. 24 Sn-Pb alloy solder cross-cut section (After the thermal cycle test)

(2) 高い信頼性が確認できた Sn-Ag-Cu はんだをキーレスエントリトランスミッタに適用した。製品適用において、コストを抑えるため、設備及び部品設計変更しないこととしたが、製造品質、製品性能及び耐久性は満足できる結果を得られた。

5. あとがき

Pbフリーはんだの信頼性については、既に本紙テクニカルレビュー(Vol.12 No.1)で報告されている⁽⁵⁾。該研究はベアチップダイボンディングタイプの試験片を用いた評価であるが、本研究は一般的な実装基板を想定し、信頼性評価を行ったものである。両研究により、Pbフリーはんだの信頼性について広い知見が得られた。

現在、家電製品は、Pbフリー化が急拡大しており、はんだ材はもちろん、部品側電極表面処理も含めた Pb フリー化が進んでいる。

はんだ材は本研究と同様、Sn-Ag-Cu はんだに収束されつつあるが、部品側電極表面処理については、半導体及びアルミ電解コンデンサ等にはんだ濡れ性向上及びリード間のウイスカ対策として、低 Bi 濃度(4%以下)の Sn-Bi メッキの採用が拡大している。本研究において、Sn-10Bi%メッキ品は熱疲労試験で信頼性が低下することが確認されており、Sn-Bi メッキ部品の混入には注意を要する。

車載電装部品の Pb フリー化については、2000 年 8 月より、徐々に量産化されつつある。一方、本田では今回、初めて Pb フリーはんだをオデッセイ、アヴァンシア等のキーレ스트ランスミッタに採用した。該製品は 2001 年 8 月より、株式会社ホンダロックで量産を開始した。今後、キーレストランスミッタを皮切りに、電装部品の Pb フリー化の着実な拡大が期待される。

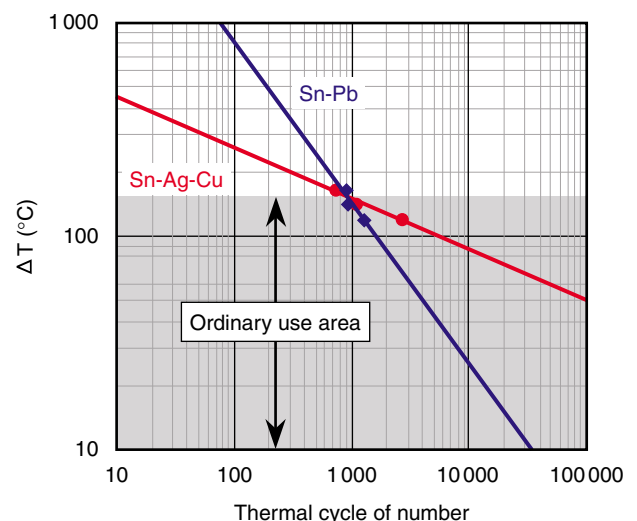


Fig. 25 Limit line of durability of thermal fatigue (chip resistor)

6. 謝辞

本研究を行なうにあたり、試験及び試料作製にご協力を頂きました、株式会社ケーヒン 島野様 佐藤様、株式会社ネステック宮坂様、また製品開発にご尽力頂きました株式会社ホンダロック 陶山様はじめ関係者に深く感謝致します。

参考文献

- (1) 森山正人ほか：電装部品におけるはんだ接合の信頼性，HONDA R&D Technical Review, vol.9, p.156-166 (1997)
- (2) 大村淳一ほか：電装部品における Pb フリーはんだ実装の研究，溶接学会 Mate 2000, p.307-312 (2000)
- (3) 日本規格協会編：マイクロエレクトロニクスの試験方法及び手順，日本規格協会，1987，東京
- (4) Jennie,S,Hwang：エレクトロニクス・パッケージ用ハンダペースト，工業調査会，1991, p.283-309, 東京
- (5) 大釜俊洋ほか：自動車環境下における Pb フリーはんだ接続部の信頼性評価，HONDA R&D Technical Review, vol.12, No.1, p.137-144

■ 著 者 ■



畑 恒久



大村 淳一



森山 正人



渡辺 朝生

焼ならし処理省略可能なクランクシャフト用 鉛フリー快削鋼の開発

Development of Pb-free Free-cutting Steel Enabled to Omit Normalizing for Crankshafts

天 孝 篤 志*
Atsushi AMATAKA

諏 方 悟*
Satoru SUWA

要 旨

ABSTRACT

製造工程の焼ならし処理省略が可能で、快削成分としての鉛添加がゼロのクランクシャフト用快削鋼を開発した。焼ならし処理省略のためには、熱間鍛造後の空冷のみで、焼ならし処理した鋼と同等の硬さと微細な組織を得ることが必要であり、鋼の成分調整により解決を図った。鉛フリー快削鋼については、カルシウム－硫黄快削鋼をベースに、従来の鉛－硫黄快削鋼と同等の生産性を目指した。鋼中の非金属介在物の種類、量、形態、分布について検討した結果、被削性向上には、その形態および分布が重要であることが分かった。これらにより、焼ならし処理コストの削減と、排気量 954cm³ の二輪車用エンジンで 13g の鉛削減を実現した。

Pb-free free-cutting steel for crankshaft which simultaneously enabled to omit the normalizing process was developed. In order to omit the normalizing process, it is necessary that adequate hardness and fine microstructure of the free-cutting steel by air-cooling after hot forging are equal to that by normalizing. We, therefore, solved the requirements by adjusting chemical composition of steel. For the Pb-free free-cutting steel developed based on Ca-S free-cutting steel, its productivity equal to the conventional Pb-S free-cutting steel was aimed. As a result of examination on a non-metallic inclusion's composition, volume, shape and dispersion in steel, it was found that its shape and dispersion contributed for an improvement of free-cutting. By manufacturing a crankshaft with this steel, the cost of normalizing process was eliminated and reduction of Pb by 13g became possible for a motorcycle equipped with 954cm³ engine.

1. はじめに

これまでの大型二輪車用クランクシャフトは、熱間鍛造、軟窒化処理を基本製法とし、強度、生産性を満足する S48CL1S1 鉛－硫黄二元快削鋼が使用されてきた。

今回、四輪車で採用されている製造工程における焼ならし処理省略可能な鋼を、二輪車用に最適化するとともに、鉛フリー化についても検討した。クランクシャフトの製造工程を、Fig. 1 に示す。機械加工工程には、レース加工、ドリル加工、研磨加工、ギヤ加工の 4 工程があり、加工する機械や工具の違い、加工条件の違いを含めると 120 種類以上の加工が施されている。そのため、クランクシャフト用材料の

加工性を、単純化した加工試験のみで判定することは非常に難しい。

そこで、従来の鉛－硫黄二元快削鋼(以下、従来材という。)から鉛を除いた硫黄快削鋼の鍛造素材を、クランクシャフトの量産製造工程で加工し、問題点の抽出を行った。その結果、ドリル加工、研磨加工、ギヤ加工は従来材と同等で問題はなかったが、Fig. 2 に示す切屑に見られるようにレース加工での切屑破砕性が悪く、加工機から自動排出でなかった。

このことから、快削鋼の鉛フリー化を実現するために、切屑破砕性の改善に注目して検討を行った。

*朝霞研究所

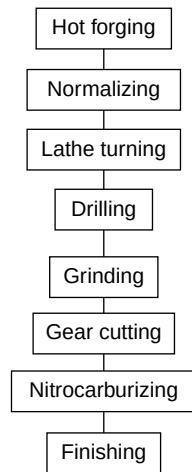


Fig. 1 Production process for crankshaft

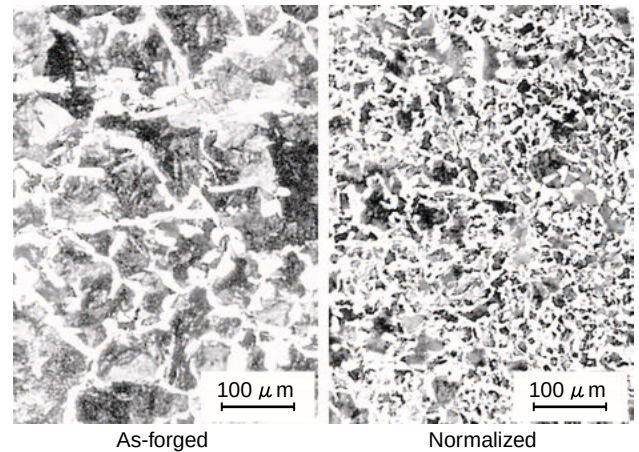


Fig. 3 Microstructure of conventional steels



Fig. 2 Chips of sulfur free-cutting steel generated by lathe turning

2. 合金設計

2.1. 焼ならし省略の検討

焼ならし処理は、熱間鍛造時の加熱、鍛造、冷却によって荒れた組織の改善が目的である。

1200℃に加熱、鍛造、冷却された組織と、その後焼ならし処理された組織を Fig. 3 に示す。鍛造後の粗大なフェライト・パーライト組織が焼ならし処理で微細な組織となっている。

一方、炭素Cおよびマンガン Mn 量の低減によるフェライト面積率の増加と窒素N添加によるフェライト析出サイトの増加により、鍛造後の焼ならし処理を省略しても微細な組織が得られることが知られている⁽¹⁾。

そこで、開発材のフェライト面積率は、焼ならし処理された S48C と同等の 40% を目標とした。二輪車のクランクシャフトでは、ギヤ、スプライン、タイミングスプロケット等を直接切削加工することが多く、タイミングスプロケットは耐摩耗性向上のために高周波焼入れを行い、HRC50以上の焼入れ硬さを得ている。そのため、C量は0.40%を下限とした。

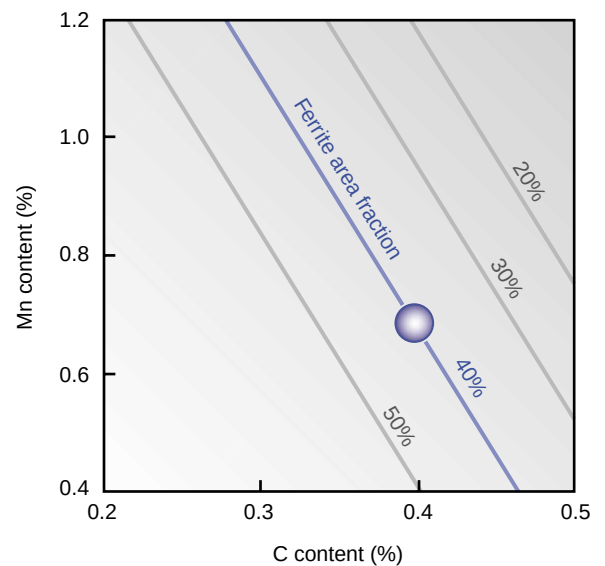


Fig. 4 Influence of carbon and manganese on ferrite area fraction

C量および Mn 量とフェライト面積率には、Fig. 4 の関係がある。フェライト面積率の増加にはC量低減効果が大いなので、C量は下限値の0.40%に、Mn量は0.70%に設定した。N量は0.020%以上では硬さ増加が顕著となるため、0.020%を上限とした。

2.2. 鉛フリー化の検討

快削鋼の鉛フリー化については、規制動向や加工影響に関する報告^{(2), (3)}のほかに、鉄鋼メーカーからも各種の鉛フリー快削鋼の提案がある^{(4)~(12)}。その手法は、次の二つに大別できる。

- ・鉛の代替のために Bi, BN などの新しい物質を添加^{(4)~(6)}
- ・従来の快削鋼の改良^{(7)~(10)}

Table 1 Target of chemical composition of developed steel

	C	Si	Mn	P	S	Cr	N	Pb	Ca
Developed steel	0.40	0.20	0.70	0.017	0.050	0.06	0.017	—	0.0020

mass (%)

Table 2 Chemical composition of developed and conventional steels

	C	Si	Mn	P	S	Cr	N	Pb	Ca
Developed steel	0.40	0.19	0.72	0.017	0.049	0.06	0.017	—	0.0022
Conventional steel S48CL1LS1 *	0.47	0.18	0.78	0.025	0.047	0.17	0.010	0.07	—
Comparison steel S40CS1U *	0.40	0.18	0.70	0.010	0.049	0.07	0.016	—	0.0017

mass (%)

* JASO M 106-92

前者は、新しい物質の規制動向、将来にわたっての入手性等に不明な点が多い。後者は、従来から快削成分として実績のある元素添加による手法で、我々はSとCaの添加をベースに検討した。

一般に快削性は、切屑破碎性、工具寿命、切削抵抗、仕上げ面あらさ等で評価される。

快削鋼に添加される鉛の主な効果は、切削時の溶融脆化作用、応力集中作用による切屑破碎性向上である⁽⁴⁾。

従来材と鉛を除いた硫黄快削鋼のクランクシャフト加工試験でも、切屑が青色に変色している鉛の溶融脆化が機能する領域で、その効果が確認できた。そこで、開発材のレース加工工程での切屑破碎性の目標を従来材同等とし、SとCaの添加をベースに、非金属介在物の種類、量、形態および分布を決定した。

非金属介在物の種類は、硫化物系非金属介在物 MnS と低融点 CaO 系複合介在物(CaO・Al₂O₃・SiO₂ 等)を主体とした。MnSは、量の増加とともに被削性向上が認められるが、高周波焼入れ時に焼割れを引き起こす場合がある。そのため、S量は従来と同じ JASO の S1 レベルの 0.050%とした。CaO 系複合介在物は、Ca 添加量、溶鋼の酸素量等

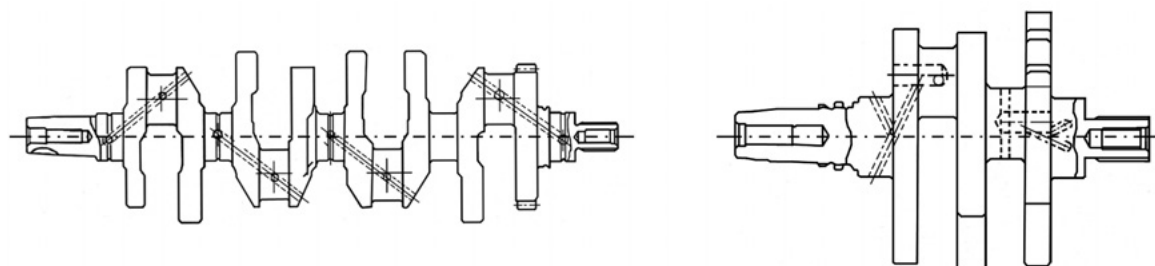
によって、組成や形態が変化する⁽¹²⁾。そのため、Ca 量を 0.0020%に設定し、酸素量を最適化して低融点 CaO 系複合介在物を調整した。

非金属介在物の形態および分布は、微細分散、均一分布を図った。開発材の基本化学成分ねらい値を Table 1 に示す。

3. 試験方法および試験結果

3.1. 材料特性試験

開発材、従来材、および比較材として開発材と非金属介在物の分布状態の異なるカルシウム硫黄快削鋼 S40CS1U を準備した。供試材の化学成分を Table 2 に示す。開発材と比較材は、70ton 転炉で溶製、連続鋳造後、直径80mm の丸棒に熱間圧延した。従来材は、90ton 電気炉で溶解、連続鋳造後、材料特性に影響しない範囲で識別を容易にするために直径 78mm の丸棒に熱間圧延した。全ての材料は、熱間鍛造を想定して 1 200℃に加熱後、空冷した。その後、従来材は、880℃で 4 時間保持後に空冷の焼ならし処理を行った。



Crankshaft of in-line 4 cylinder engine

Crankshaft of V-twin engine

Fig. 5 Geometry of crankshafts for motorcycle

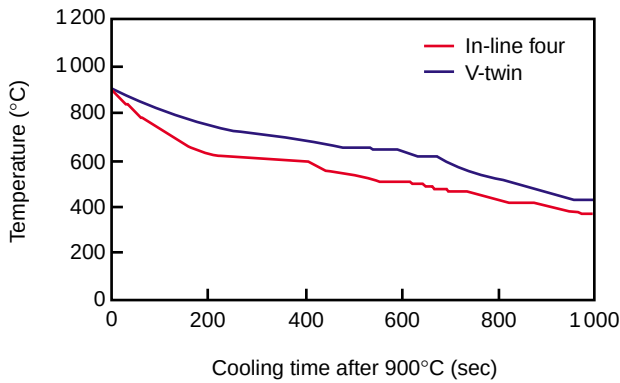


Fig. 6 Cooling curve of air-cooled crankshafts after hot forging

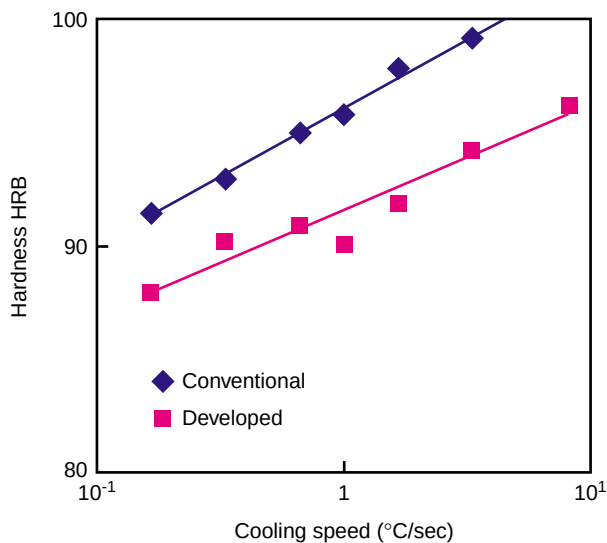


Fig. 7 Influence of cooling speed on hardness after hot forging

3.1.1. 熱間鍛造後空冷の組織と硬度

焼ならし処理の省略を行う場合、熱間鍛造後の空冷だけで所定の組織、硬度を得る必要がある。そこで、代表的なクランクシャフトの熱間鍛造後空冷の冷却速度を調べた。直列4気筒およびV型2気筒エンジン用クランクシャフトの形状を Fig. 5 に、冷却曲線を Fig. 6 に示す。クランクシャフトの熱間鍛造後 900°C から 700°C までの平均冷却速度は、0.56 ~ 1.56°C/sec であった。

次に、加工フォーマスター試験機で加熱温度 1250°C、加工温度 1100°C で 50% 圧縮加工後、0.17 ~ 8.33°C/sec で冷却し、硬度を測定した。冷却速度と硬度の関係を Fig. 7 に示す。開発材は、従来材よりも約 3~6 ポイント低い硬度が得られている。また、実際のクランクシャフトの鍛造後空冷相当の冷却速度 1°C/sec で、開発材は従来材の焼ならし後の硬度と同等の HRB90 を得られることが分かった。

3.1.2. 非金属介在物

開発材と比較材の圧延長手方向断面の非金属介在物の分布と種類の確認を行った。Fig. 8 上側の写真に非金属介在物の分布状態を示す。開発材の硫化物系非金属介在物は、比較材よりも微細分散していることが分かる。

次に、開発材の酸化物系非金属介在物について EPMA で定性分析した結果を、Fig. 8 下側に示す。開発材の酸化物系非金属介在物は、Ca, Al, Si を含む低融点 CaO 系複合介在物である。

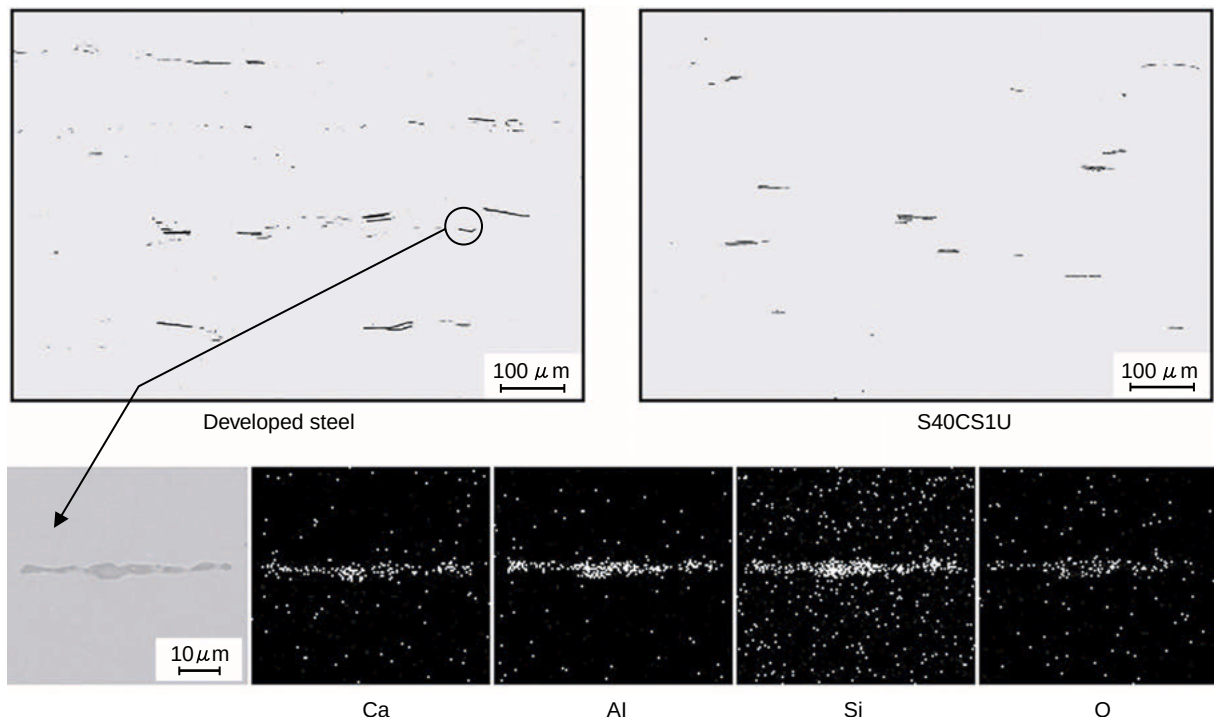


Fig. 8 Distribution of non-metallic inclusions and oxide inclusion image by EPMA

3.1.3. 切屑破碎性

開発材と比較材を用い、非金属系介在物の形態、分布が切屑破碎性に及ぼす影響を比較した。加工形状、条件は、クランク加工で切屑破碎性が最も悪い部位の条件を使用した。加工形状、条件を Fig. 9 に示す。

切屑破碎性の評価のため、総切込み 6 mm で得られた切屑を大きい方から 10 個採取し、重量を測定した。非金属系介在物の形態および分布の評価は、圧延長手方向断面の 100 倍の顕微鏡写真 8 視野に含まれる非金属系介在物個数を測定した。切屑重量と非金属系介在物個数の関係を、Fig. 10 に示す。なお、非金属系介在物個数については、切屑の自動排出が可能なレベルを 1 として指数化した。非金属系介在物個数の増加に従って切屑重量が軽くなり、切屑破碎性が向上して

いることが分かる。開発材と比較材の化学成分は、S40CS1U でほぼ同一であるが、Fig. 8 に示すように硫化物系非金属系介在物の分布状態のみが大きく異なっている。開発材の良好な切屑破碎性には、主に硫化物系非金属系介在物の微細分散が寄与しているものと考えられる。

3.1.4. 機械的性質

開発材と従来材の機械的性質を、Table 3 に示す。開発材の引張強度 TS は従来材と同等であるが、耐力値 YP、伸び EL、およびシャルピー衝撃値は、従来材に対し約 20 ～ 30 % 低下している。しかし、鉛フリー快削鋼で問題とされる圧延直行方向 C と圧延長手方向 L のシャルピー衝撃値の比 (C/L 値) は、開発材が 0.35、従来材が 0.31 で、開発材の材料異方性は従来材と同等であった。

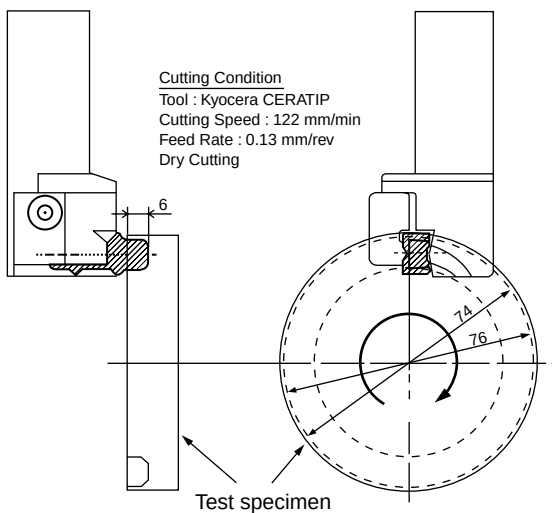


Fig. 9 Geometry of cutting test specimen and cutting condition

Table 3 Mechanical properties of developed and conventional steels

	Direction	TS (MPa)	YP (MPa)	EL (%)	Impact value (J/cm ²)	Impact value Ratio C/L
Developed steel	L	660	311	23.8	52.0	0.35
	C	638	303	10.9	18.4	
Conventional steel	L	699	455	28.6	76.0	0.31
	C	704	448	14.6	23.6	

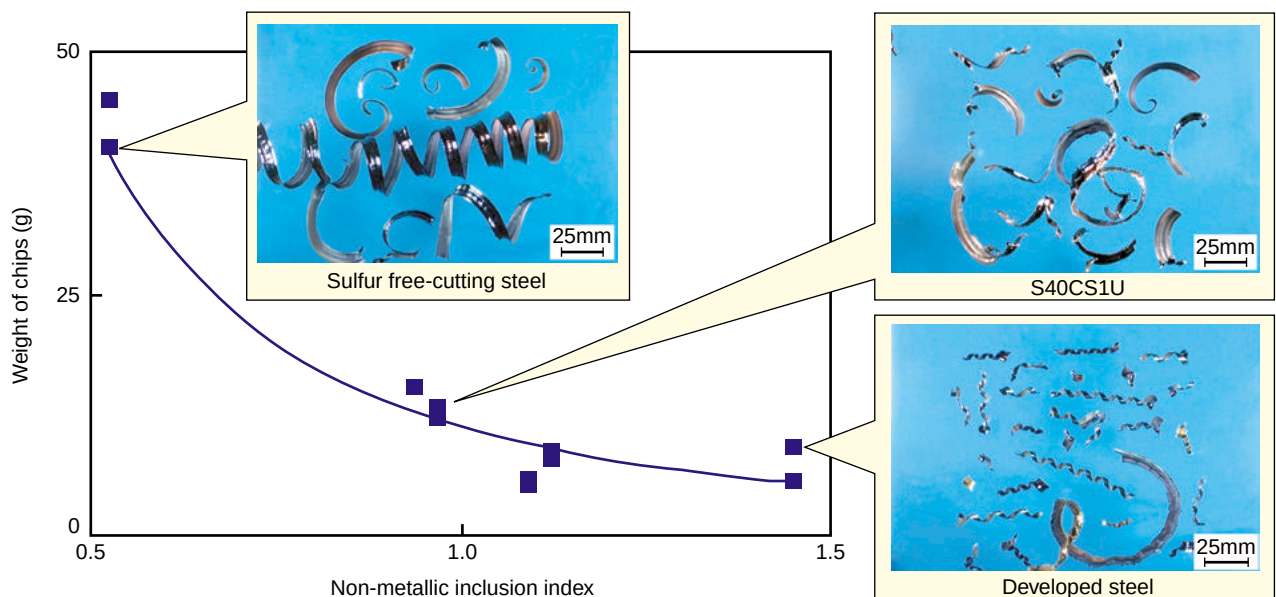


Fig. 10 Influence of non-metallic inclusion index on weight of chips generated by lathe turning

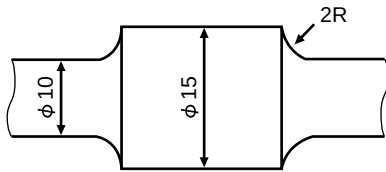


Fig. 11 Geometry of rotating-bending fatigue test specimen

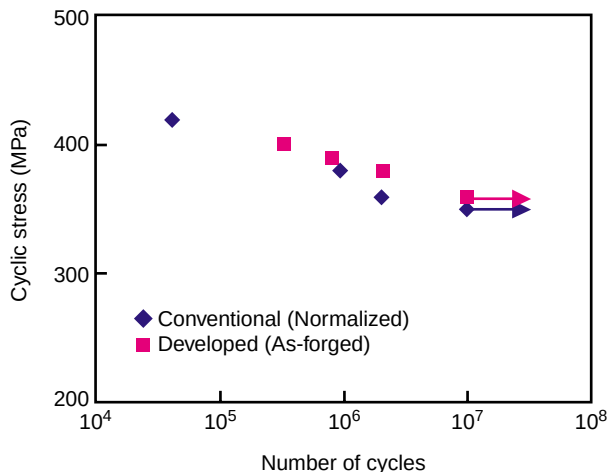


Fig. 12 Result of rotating-bending fatigue test

3.1.5. 回転曲げ疲労強度

開発材と従来材について、小野式回転曲げ疲労試験を行った。試験片は、580℃で70minの塩浴軟室化処理したものを用いた。その形状を Fig. 11、試験結果を Fig. 12 に示す。開発材は、従来材と同等の疲労強度を有することが分かる。

3.2. クランクシャフト試験

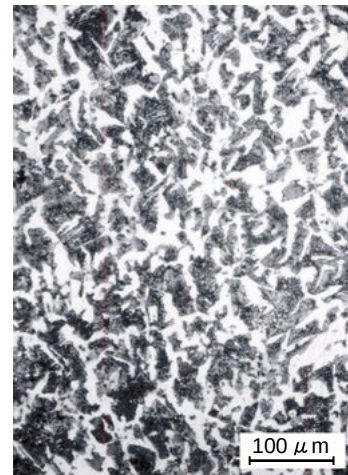
開発材と従来材のクランクシャフトの特性比較試験を行った。供試クランクシャフトは、Fig. 5左側の直列4気筒エンジン用とし、3.1. 項の開発材および従来材で作製した。加工工程は、開発材で焼ならし処理を省略した以外は、従来材と同じ Fig. 1 の工程とした。

3.2.1. 熱間鍛造後空冷の組織と硬度

クランクシャフトの熱間鍛造、空冷後の組織を Fig. 13 に示す。鍛造後空冷だけで、目標としていた HRB89 の硬度と細かい組織が得られた。

3.2.2. 加工性

量産加工でのレース加工工程の切屑破碎性を比較した。開発材と従来材の切屑状態を Fig. 14 に示す。また、3.1.3. の方法で測定した切屑重量は、開発材で5.5g、従来材で8.2gであり、開発材は従来材より良好な切屑破碎性が得られた。



In-line four type crankshaft HRB 89

Fig. 13 Microstructure of developed steel after hot forging



Developed steel



Conventional steel

Fig. 14 Chips of developed and conventional steels generated by lathe turning

開発材は、ドリル加工、研磨加工、ギヤ加工の各工程においても従来材と同等の加工性を示し、レース加工工程の加工条件、刃具交換頻度も従来材に対するのと同等の設定が可能である。

3.2.3. 軟窒化特性

クランクシャフトを 580℃で 70min 塩浴軟窒化処理をしたときの特性を Table 4 に示す。開発材の表面硬さ、実用窒化深さおよび化合物層厚さは、従来材と同等であった。

Table 4 Comparison of nitrocarburized properties between developed and conventional crankshafts

		Developed steel	Normalized conventional steel
Compound layer depth after lapping	mm	0.008	0.008
Surface hardness	Hmv	630	639
Practical case depth	mm	0.35	0.26

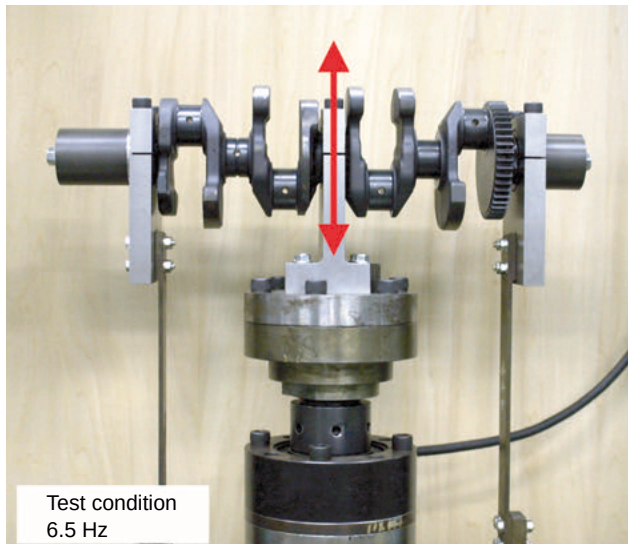


Fig. 15 Bending fatigue test method for crankshaft

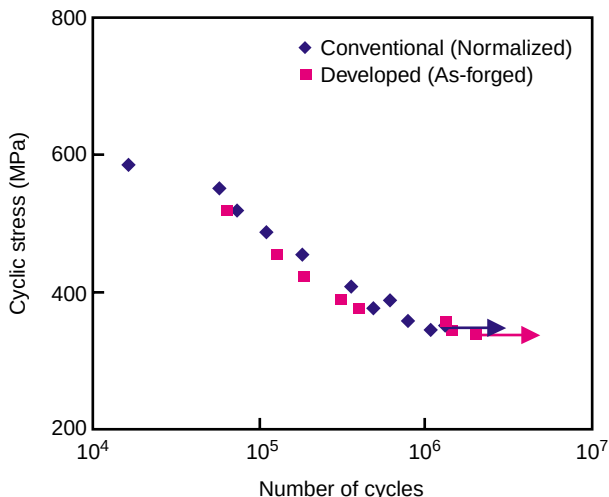


Fig. 16 Result of bending test for crankshafts

3.2.4. 曲げ疲労強度

開発材と従来材のクランクシャフトの曲げ疲労強度比較を Fig. 15 に示す方法で行った。クランクシャフト両端のジャーナルを保持し、センタジャーナルを完全両振り加振した。発生応力は、センタジャーナルのフィレット部にひずみゲージを貼って測定した。開発材の曲げ疲労強度は、Fig. 16 に示すように従来材と同等であった。

4. まとめ

クランクシャフト用材料として、既に四輪車で量産されている鍛造後の焼ならし省略技術を二輪車用に最適化すると共に、快削鋼の鉛フリー化を行った。その特徴をまとめると、次のとおりである。

- (1) 鋼の炭素、マンガン、窒素量の調整で、鍛造後の焼ならし処理の省略が可能である。
- (2) カルシウム-硫黄快削鋼の非金属介在物の種類、量、形状、分布を適切にすることで、従来の鉛-硫黄快削鋼と同等の切屑破碎性を確保し、従来と同等の加工条件、工具交換頻度を維持しながら鉛フリー化を図ることが可能である。
- (3) 開発材は、クランクシャフトとしての軟窒化特性、疲労強度についても従来の鉛-硫黄快削鋼と同等である。

なお、開発鋼は、二輪車、四輪車それぞれに最適化を図り、各種特性を損なうことなく鉛フリー化を達成し、2002 年モデル CBR954RR、軽四輪車 That's に量産適用された。

謝 辞

本開発に際し、多大なご協力をいただいた(株)住友金属小倉の関係者各位に深く感謝いたします。

参考文献

- (1) 松村康志, 紅林豊: 軟窒化クランクシャフト用鋼の開発, 電気製鋼, Vol.71, No.1, p.73-80 (2000)
- (2) 片山昌: 鉛規制が切削加工に及ぼす影響と対策, 機械技術, Vol.48, No.6, p.18-23 (2000)
- (3) 西嶋祐: 避けられぬ被削性改善鋼の鉛フリー化, 機械技術, Vol.48, No.6, p.24-28 (2000)
- (4) 染川雅実, 鹿磯正人, 松島義武, 家口浩: 鉛フリー快削鋼, 神戸製鋼技報, Vol.51, No.1, p.13-16 (2001)
- (5) 岩間直樹: Bi 快削鋼・硫化物制御型超快削鋼の開発, 機械技術, Vol.48, No.6, p.37-40 (2000)
- (6) 白神哲夫: 鉛フリーBN快削鋼, 機械技術, Vol.48, No.6, p.44-45 (2000)
- (7) 阿部山尚三, 木村篤良, 中村貞行: 硫化物形態制御快

- 削鋼(SSS 快削鋼)の開発, 日本金属学会会報, Vol.24, No.6, p.518-520 (1985)
- (8) 狩野隆, 次井慶介, 中村貞行: Ca+S系介在物形態制御型快削鋼, 電気製鋼, Vol.71, No.1, p.89-94 (2000)
- (9) 狩野隆: Ca+S系介在物形態制御型快削鋼, 機械技術, Vol.48, No.6, p.46-48 (2000)
- (10) 常陰典正: S-Ca快削鋼の開発, 機械技術, Vol.48, No.6, p.41-43 (2000)
- (11) 大野鐵: 鋼の被削性研究の近況, 住友金属, Vol.48, No.1, p.4-21 (1996)
- (12) 荒木透ほか: 第 96・97 回西山記念技術講座 快削鋼の製造技術の発展と品質の向上, 東京, 社団法人日本鉄鋼協会, 1984, 215p

■ 著 者 ■



天孝篤志



諷方 悟

オフグレードスポンジチタンを利用した チタン材料の開発

Development of a Titanium Material by Utilizing Off-Grade Titanium Sponge

丸 井 勇 治*
Yuji MARUI

木 下 豊 隆*
Toyotaka KINOSHITA

高 橋 恭*
Kyo TAKAHASHI

要 旨

二輪車の車体軽量化とエンジン性能の向上を目的として、廉価な排気系用純チタンおよび鍛造用チタン合金を開発した。この材料は、チタンインゴットの原材料として、不純物が多く含まれるオフグレードスポンジチタンを利用したことを特徴とする。許容不純物量は、機械的性質および生産性を検討することにより設定し、酸素当量を管理することで安定した特性を得ている。本材料設計により、廉価でありながら従来材料と同等の強度設計基準と、既存設備による材料の生産性を得ることができた。一方、部品の生産性においても、本材料を用いて素形材製造工程や表面処理工程を見直すことで、チタン部品の廉価に提供することを可能とした。本技術は、自動車用チタンとしての原材料基礎技術であり、他のチタン合金にも広く応用展開が期待できる。

ABSTRACT

A forging titanium alloy and a pure titanium material for exhaust system that are both inexpensive have been developed for the purpose of lightweight of motorcycle frame and improvement of engine performance. A feature of the material is use of off-grade titanium sponge that includes a lot of impurities for the raw material for titanium ingot. Stable characteristic has been obtained by controlling oxygen equivalent after setting the volume of tolerable impurities in consideration of mechanical property and productivity. In spite of low-cost, this material design provided the same design strength compared to conventional material, and enabled material productivity with existing equipment. Using this new material and changing a manufacturing and a surface treatment process enabled to provide titanium parts at low-cost. This technology is a fundamental one for producing a raw material of titanium for motorcycles and automobiles, and it can be expected to apply for other titanium alloys.

1. はじめに

近年、環境問題に関しては、自動車のみならず二輪車にも厳しい規制が世界的に広がってきており、低エミッション技術や低燃費技術の要求が高まっている^{(1), (2)}。このため、二輪車の運動性能の向上や燃費低減のために、部品のチタン化は重要な技術となってきている。しかし、二輪車にチタン部品を適用するためには材料が高価であることが大きな障害となっていた。大型二輪車ではエンジン出力及び走行安定性に大きな影響を与える排気管やマフラーなどの排気系部品にチタンを採用する要望が強い。しかし、車体の大型構成部品はチタン材料の使用量が多いため、エンジン部品に比較してより低コスト化が必要である。我々は、以前エンジン部品のチタン化にあたって、プラズマ積層凝固炉(PPCF)を用いたスクラップ材の再使用により、従来法に比べ廉価な自動車用チタン合金を開発し、世界で初めて量産二輪車にチタン製コンロッドを適用した^{(3), (4)}。

今回、更なるチタンの低コスト化と適用拡大を行うために、チタン材料製造の原材料として材料価格の1/3以上を占めるスポンジチタンに着目し、廉価な純チタンとチタン合金を開発した。本材料を2002年モデル欧州向けFire Blade、並びに北米・国内向けCBR954RRのエキゾーストパイプ、可変制御バルブデバイス(H-TEV: Honda Titanium Exhaust Valve)、マフラー、CRF450Rのエキゾーストパイプ、吸気バルブに適用した。これらの外観をFig. 1, 2に示す。

2. 開発のねらい

2.1. チタン展伸材の製造工程

チタン展伸材は、1999年に11662tonが生産されており、そのほとんどにクロール法が用いられている⁽⁵⁾。ルチル鉱を出発原料とし、これに塩素と炭素を加え中間材料である粗四塩化チタン(TiCl_4)を作製し、蒸留精製を経てマグネシ

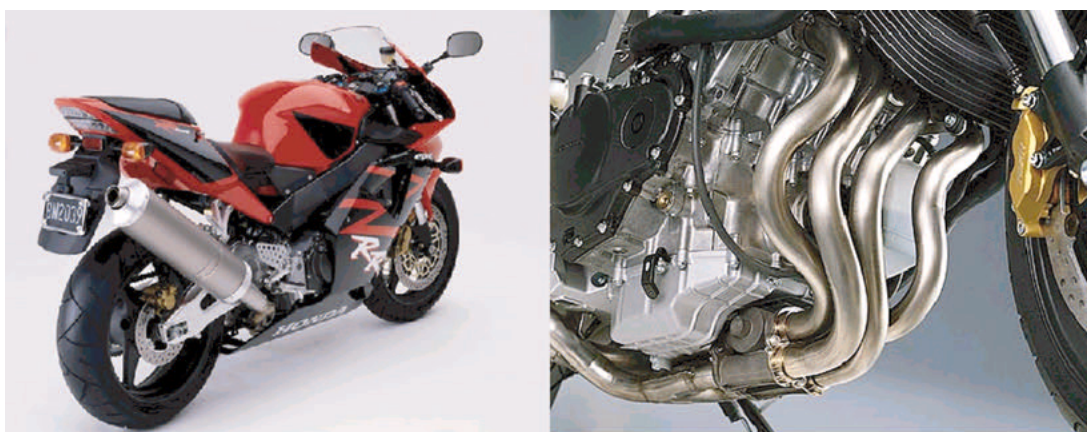


Fig. 1 CBR954RR and titanium parts (Muffler, Exhaust pipes, H-TEV)



Fig. 2 CRF450R and titanium parts (Exhaust pipe, Inlet valves)

ウムで還元することにより、99.995%以上の非常に純度の高いスポンジチタンを得ている。その後スポンジチタンを破碎成形して溶解電極とし、チタンインゴットを製造する。この後、鍛造圧延工程を経ることで目的の展伸材素材(板、棒、線など)ができる。チタン展伸材は高価であることは、このように長く複雑な工程を経て製造されるのも一因である。これらの従来材の製造工程と本開発材での製造工程の比較を Fig. 3 に示す。

2.2. オフグレードスポンジチタンの現状

スポンジチタンは、日本で年間27 000tonが生産されている⁽⁵⁾。しかし、スポンジチタンは世界的に供給メーカーが限られていることもあり、航空機の需要量によりコストが大きく変動する。廉価で安定したコストでチタン材料を得るためには、航空機仕様で求められる高純度スポンジチタンに対し、自動車用途としてのスポンジチタン仕様を見直す必要があった。スポンジチタン塊の中で展伸材用として

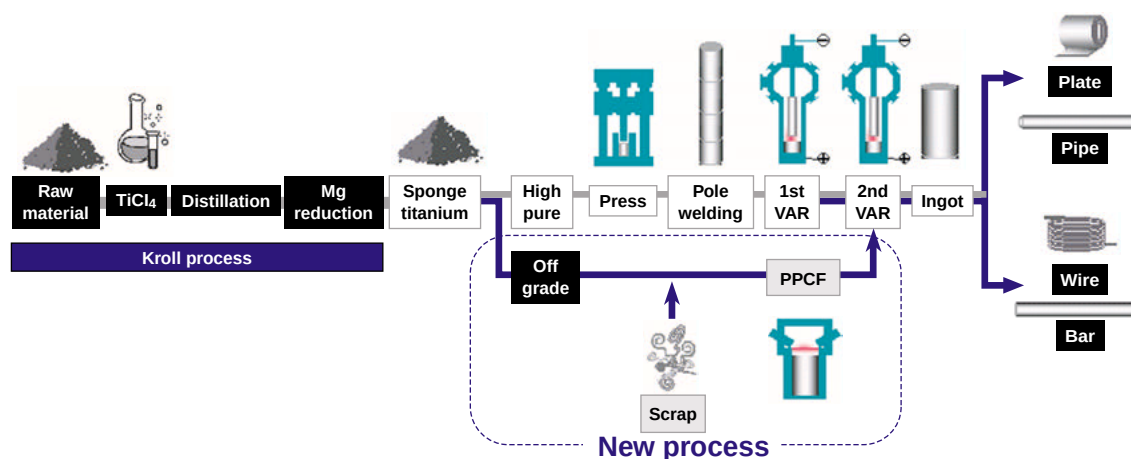


Fig. 3 Manufacturing process of titanium

利用できる高純度なものは、スポンジチタン塊の中央部のみであり、全重量の8～9割程度である。中央部以外の外周部位はオフグレードスポンジチタンと呼ばれ、側面部はマグネシウム還元工程のステンレス製反応容器から侵入するFe, Ni, Cr, 底部には塩化還元工程でのN, Cl, Mgなどの不純物を含んでいる。このオフグレード部は主に鉄鋼添加用に用いられている。今回、JIS H-1610に基づきオフグレードスポンジチタンの成分検証をおこなったところ、MILやASTM規格には合致しないものの6～8割ほどは、Fig. 4に示すようにFe量が多く含まれるのみであり比較的純度が高いことが判明した。そこで、これらを利用した展伸材化を検討した。

3. 材料設計

3.1. 純チタンの成分設計

現在、二輪車に使用される純チタン材料は、主に排気系部品であるエキゾーストパイプやマフラ用がほとんどであり、強度と加工性よりJIS 2種を使用している。これらの部品は、冷間のプレス加工や曲げ加工が主な成形方法となる。オフグレードスポンジチタンを展伸材化すると、その不

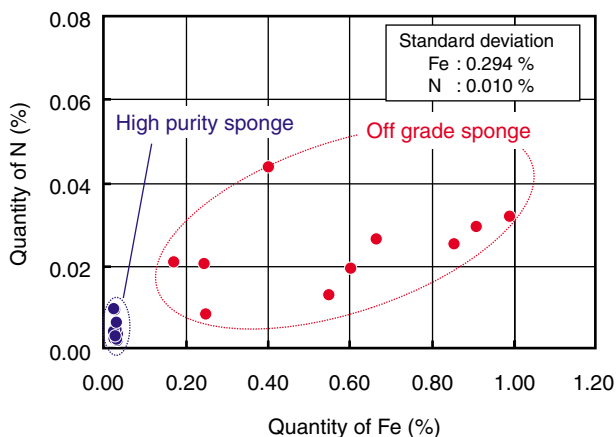


Fig. 4 Distribution of impurities constituent

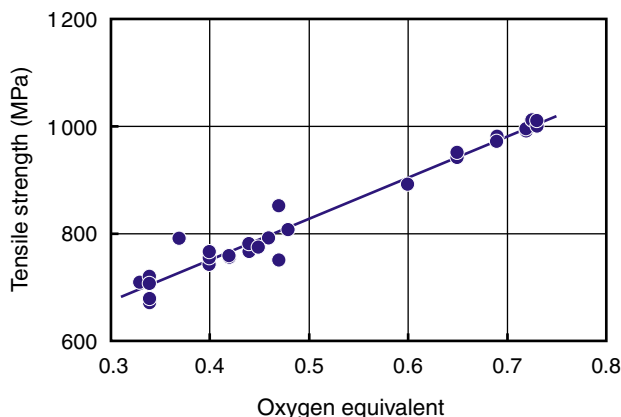


Fig. 5 Relationship between oxygen equivalent and tensile strength

純物の影響により、強度が高く伸びが小さい傾向になる。このため加工工程において最も厳しい機械的性質が要求されることから、加工上必要十分な伸びが確保できるところまでは不純物量を許容することができるという。

各種成形加工に必要な伸びの検討を行い、必要十分な伸びとしてMin30%の確保を目標とした。また、オフグレードスポンジチタン中の不純物元素は多種あるが、機械的性質に影響を与える主な元素Fe, O, Nに注目した。これらは実験式(1)の許容酸素当量として表すことができる。酸素当量とは、これらの不純物元素の、酸素と比較した機械的性質への影響を係数とし、その成分量に乗じた総和であり、機械的性質と比例する。その関係をFig. 5に示す。式(1)からは、Feの影響が非常に小さいことが分かる。

$$\text{酸素当量 } O_{eq} = [O] + 2.77[N] + 0.086[Fe] \quad (1)$$

この目標の酸素当量とスポンジチタンの成分分布実力から、各元素の許容値を決定した。これにより定めた開発純チタン材料の成分規定をTable 1に示す。その成分で製造された板をHTPR(Honda Titanium Plate Refine)、管をHTTR(Honda Titanium Tube Refine)と呼称する。

3.2. 合金チタンの成分設計

合金チタンは、強度と材料の入手性より、エンジン部品ではTi-6Al-4Vがよく使われている。これらの部品は、ベース合金の機械強度が高く、不純物が機械強度に与える影響が小さいため、純チタンより許容限の緩和が可能である。また、これら部品の素形材の製法は主に熱間鍛造となるため、特に大きな伸びを必要としない。しかし、不純物量は上述の機械的性質の変化のほかに、式(2)のようにβ変態点温度を変化させる。

Table 1 Chemical composition of HTPR

	wt %			
	H	O	N	Fe
HTPR	0.013 max	0.10 max	0.020 max	0.52 max
JIS TP340-C	0.013 max	0.20 max	0.050 max	0.25 max

Ti: Bal

Table 2 Chemical composition of Ti-64FE

	wt %				
	Al	V	Fe	O	N
Ti-64FE	5.50 ~ 6.75	3.50 ~ 4.50	1.0 max	0.21 max	0.05 max
ASTM Ti-6Al-4V	5.50 ~ 6.75	3.50 ~ 4.50	0.4 max	0.20 max	0.05 max

Ti: Bal

$$T \beta = 886.0 + 147.7[\text{O}] + 294.3[\text{N}] + 20.4[\text{Al}] - 13.1[\text{V}] - 19.8[\text{Fe}] + K \quad (2)$$

K: その他の成分(C, Mn 等)による影響値

$\alpha + \beta$ 相を維持し部品化するためには、従来の鍛造条件から鍛造温度を下げる必要がある。このため鍛造素材の生産性、歩留りを考慮して、従来のチタン鍛造温度に比較して30℃まで低く設定した。これにより鍛造温度低下を満足する許容不純物量をスポンジチタンの成分分布実力を加味して設定した。開発チタン合金材料(以下、Ti-64FEという)の成分規定を Table 2 に示す。

4. 結果

4.1. 成分

4.1.1. 成分の相関

所定の純チタン又はチタン合金を得るためには、スポンジチタンを添加元素とともに溶解し鑄塊とする。しかし、他の金属と異なり溶解中に組成のコントロールができず、真空アーク溶解(VAR)を2回行うことで均一な組成としている。また、水素以外の不純物は溶解中の精錬により除去できない。このため、オフグレードスポンジチタンの設定組成に対するインゴット組成の変化を数ロットに渡る実炉溶解で検証した。成分の測定部位は、インゴットのトップ、ミドル、ボトム部である。結果をFig. 6に示す。これによれば、スポンジチタンでねらった成分はインゴットによく反映されており、部位による著しい成分偏析も見られなかった。

4.1.2. 低密度介在物

低密度介在物(LDI: Low Density Inclusion)は、インゴットの中でO, Nなどの α 安定化元素が局部的に濃化したもので、非常に硬くもろい特徴を持つ。スポンジチタン中の窒

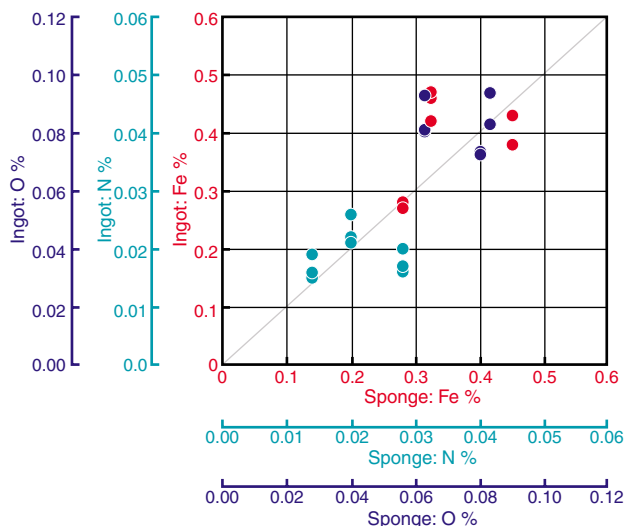


Fig. 6 Comparison with impurities constituent

化物の混入がこの欠陥の主たる原因である。TiN のようなチタンの窒化物は融点が高く、VARにより完全に溶解することは困難である。オフグレードスポンジチタンを使用する上で、合金チタンのLDIの検証は特に重要である。これは、主にエンジンの強度部品として使用した場合、その疲労強度に大きな影響を与えるためである。オフグレードスポンジチタンを原材料としたことによるLDIの発生の検証は、800g ボタンメルト溶解で得られるインゴットにて評価した。溶解するスポンジチタンを以下に示す3種類で比較し、スポンジ表面の成分分析も併せて行った。

(1) 本材料向けの不純物量上限のスポンジチタン

(2) 本材料に不適な多量の不純物を含むスポンジチタン

(3) 強制窒化した高純度スポンジチタン

結果は(3)に2箇所のLDIが確認されたのみであり、他に異常は認められなかった。また、スポンジ表面の不純物成分は、ほとんどがFeであり、(2)でまれにMg, Clの付着が確認されたのみである。LDIとして懸念されるTiNは確認されなかった。

4.2. 機械的性質

4.2.1. 静的強度

HTPR および Ti-64FE の引張り試験結果を Table 3 に示す。前述のように、従来材に比べ酸素当量が高いため抗張力、耐力とも高く伸びが低下する傾向を確認した。HTPRにおいて特に注目した伸びについては、成分設計上での酸素当量上限でねらい通りの30%以上をほぼ確保することができた。

4.2.2. 動的強度

純チタンは、主に板金溶接で製造される排気系部品が適用の対象となる。このため母材疲労強度のほか、溶接ビード部や熱影響部での疲労強度評価も重要となる。HTPRの疲労強度評価は、シェンク式両振り平面曲げ疲労試験機で行った。試験には平滑のほか、開先形状と溶加材の有無によるTIG溶接形態別の試験片を用いた。いずれの試験結果も、

Table 3 Mechanical properties

			σ B (MPa)	σ Y (MPa)	EL (%)
Ti alloys	Ti-64FE		1 099 ~ 1 102	1 035	15.0 ~ 15.6
	Ti-6Al-4V (ASTM SPEC)		895 min	825 min	10 min
CPTi	HTPR ¹⁾	L direction	500 ~ 510	333 ~ 343	29 ~ 30
		C direction	510 ~ 519	402 ~ 412	33 ~ 35
	JIS Grade 2	L direction	353 ~ 363	206 ~ 216	37 ~ 40
		C direction	372 ~ 382	235 ~ 245	39 ~ 40

HTPR¹⁾: Oeq Max condition
L: Rolled direction
C: Rolled perpendicular direction

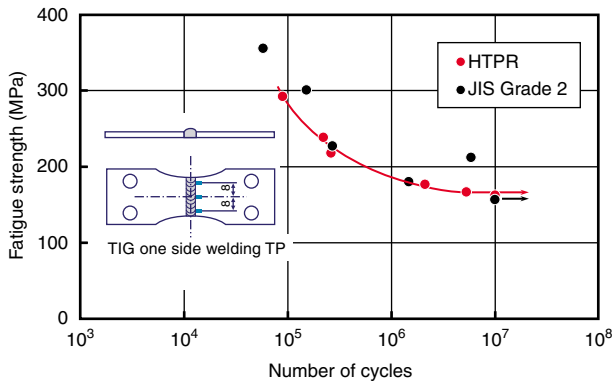


Fig. 7 Fatigue strength of TIG one side welding

JIS 2種と同等以上を示すことが分かった。Fig. 7に突合せ継手での片面 TIG 溶接の比較結果を示す。

強度部品に用いられるチタン合金は、切り欠きに対する疲労強度の低下が大きく、4.2.1.項で述べたように、許容不純物量の緩和により高強度化傾向にある。また 4.4. 項で述べる酸素拡散処理を施すことで更にその傾向が顕著になる。Ti-64FEの疲労強度特性の比較を小野式回転曲げ疲労試験機にて行った。試験には大気中で加熱により酸素拡散させ、表面を硬化させた(以下 OD 処理という)平滑、ノッチ付き試験片を用いた。結果を Fig. 8 に示す。Table 4 に示すように、いずれの疲労強度も従来材と同等以上を示すことが分かった。以上より、両材料とも従来材と同一の基準で強度設計が可能である。

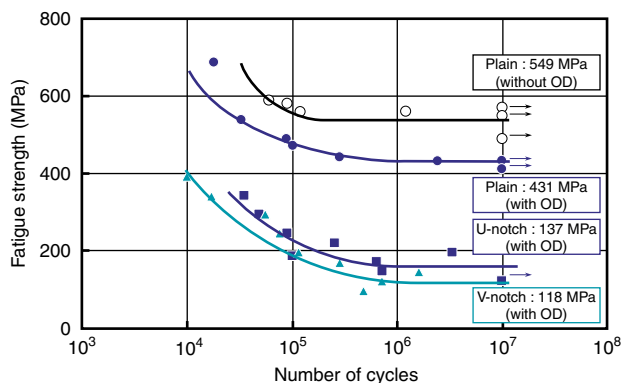


Fig. 8 Fatigue strength of Ti-64FE

Table 4 Comparison of fatigue strength

	Ti-64FE		Ti-6Al-4V	
	with OD	without OD	with OD	without OD
Plain	431	549	323	431
U-Notch	137	314	147	314
V-Notch	118	108	88	118

(MPa)

4.3. 溶接性

4.2.2. 項で作成した試験片を用い、TIG 溶接部の断面組織と不純物の偏析を調査した。結果を Fig. 9 に示す。断面組織観察によると、HTPR の母材および溶融部の組織は微細化の傾向にある。これは、不純物成分である Fe の影響であると思われる。EDSにより溶接部の成分偏析を調査したが、いずれの成分も著しい偏析は認められなかった。また、従来材と同一の溶接条件において、溶け込み量や熱影響を受ける範囲に差異がなく溶接性は同等である。

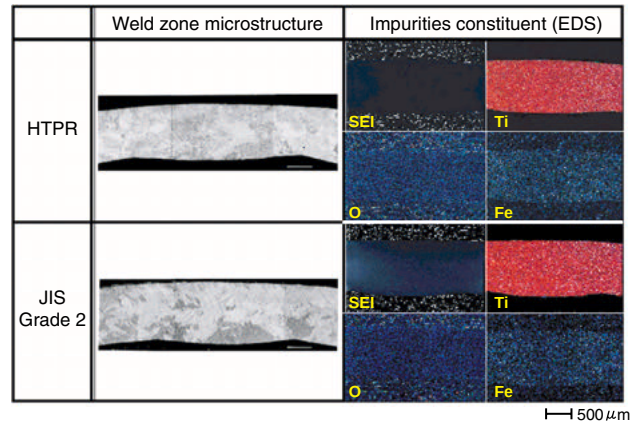


Fig. 9 Weld zone microstructure and impurities constituent

4.4. 耐摩耗性、耐焼付き性

チタンは金属面のままでは極めて焼付き易い性質がある。そのため、チタン部品の摺動面には焼付き防止の表面処理を必要とする。我々は従来から OD 処理により、耐焼付き性を確保してきた⁽⁶⁾。不純物の酸素拡散に対する影響を確認するため、現行材と Ti-64FE の OD 処理による組織、硬さ、ファレックス試験による限界焼付き荷重を比較した。ファレックス試験結果を Fig. 10 に示す。Ti-64FE の OD 処理組織や硬さに差異はなく、焼付き限界荷重は現行以上の値を示す。これは、母材の硬度が従来材より高いことによるものと推定できる。

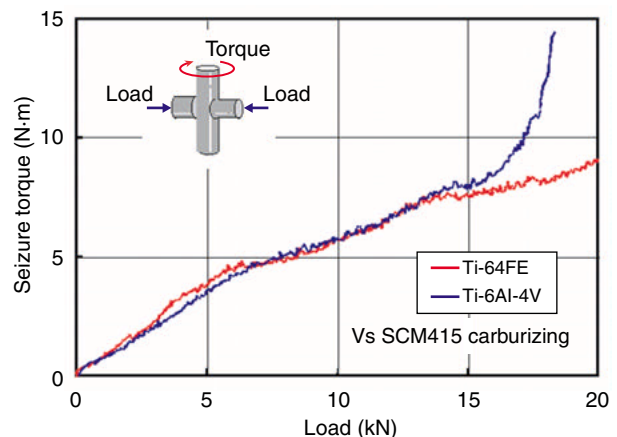


Fig. 10 Seizure property

4.5. プレス加工性

一般にチタンの冷間プレス加工性は、 n 値(加工硬化指数)が小さく、 r 値(異方性)が大きいことにより Table 5 のようにスチールと異なる特徴を示す⁽⁷⁾。また、HTPR を用いた場合の限界を把握するため、テストピースにより、部品製造にあたって必要となる成形性への影響を検証した。これらは、曲げ試験(曲げ加工性)、エリクセン試験(張り出し加工性)、穴広げ試験(伸びフランジ性)による。この結果を Table 6 に示す。HTPR は、およそ JIS 2 種と 3 種の中間にあたる特性値を示し、従来材よりやや成形性(特に曲げ性)が劣る。これは機械的性質の伸び値が最も密接に関係する。HTPR では JIS 2 種規格と同じ伸び値を設定しているものの、従来材の伸びの実力値が高いことによるものである。部品化にあたっては、これら特性値の差異を考慮した形状設計が非常に重要である。

4.6. 機械加工性

エンジン部品へのチタン合金適用にあたっては、生産性とコストを考慮する上で、機械加工性の差異の検証が重要である。前述のように、Ti-64FE では不純物の増加により母材硬度が高い傾向にある。このため機械加工性を、以前量産に適用したチタン部品の加工条件において Ti-64FE を加工した時間の差異で比較した。確認を行った機械加工工程は、フライス加工、ドリル加工、FB加工、仕上げ研削加工である。各工程とも、従来材料と同条件で同じ加工時間のデータが得られ、機械加工性に差異がないことが分かった。さら

に、これらの条件を、超硬一体ツールをスローアウェイ式に変更、加工条件(切削速度と送り量)の最適化、工具へのコーティング追加などの観点で見直すことにより、従来の 1/2 の加工時間まで短縮が可能であるという結果を得た。

5. 部品製造技術

5.1. マフラ

4.5.項で述べた冷間プレス加工の単独の成形因子評価に対し、実際の部品の製造においては各成形因子が複合化したものとなり、部品のプレス方案を設定する場合単独の成形因子評価では不充分である。このため、成形限界のマップとして、FLD(Forming Limit Diagram)を作成した⁽⁸⁾。これは、素板にスクライブドサークルを描き、この板を互いに垂直の種々の変形を与えた場合の最大(破断)ひずみ値をプロットしたものである。これにより、強加工部における成形進行に伴うひずみの成長パターンから、割れ発生の危険度あるいは割れ回避に対する安全度が推定できる。HTPR での FLD を Fig. 11 に示す。従来材と比較して張り出し成形領域において、方案を留意しなければならないことが分かる。

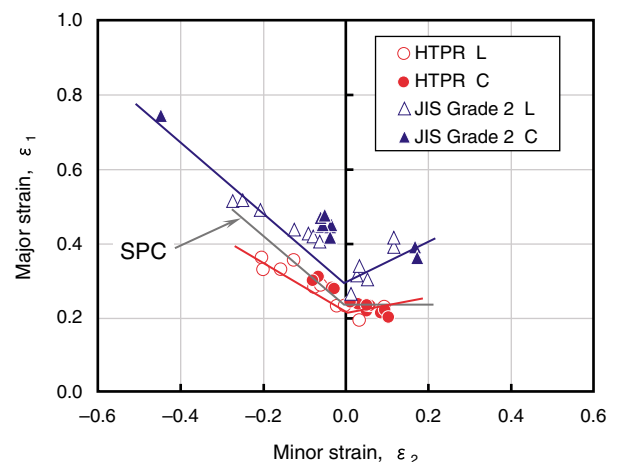


Fig. 11 Forming limit diagram of HTPR

Table 5 Property of the formability of titanium

1) Small $\sigma_{0.2} / E$	Poor	Large spring back
	Good	Easy sharp forming
2) Hard to carry out work hardening. (n Value)	Poor	Low limit of forming
		Easy to come out of sectional deformation
3) Large anisotropic (r Value)	Good	Excels as compared with steel sheets (deep drawing)
	Poor	Large radius of bend

Table 6 Formability of HTPR

	n Value		r Value		Erichsen cupping test	Guided bend test	Punch stretch test
	L direction	C direction	L direction	C direction	Erichsen Number	Radius of bend	$\phi 12$ Hole expansion
HTPR	0.131	0.085	2.3	5.6	8.5	1.5t	83%
JIS Grade 1	0.141	0.074	1.9	9.9	13.0	Close contact	165%
JIS Grade 2	0.135	0.089	2.5	6.3	10.5	Close contact	140%
JIS Grade 4	0.100	0.083	1.0	5.5	5.7	2.5t	64%
SUS304	0.470	0.511	1.0	1.0	—	—	—

L: Rolled direction

C: Rolled perpendicular direction

本マフラの外観上の特徴として、外筒の外観色が挙げられる。通常、チタンの外観色を得るためには、めっきなどの表面処理もしくは大気炉での加熱や陽極酸化による酸化干渉色を用いるのが一般的であるが、本マフラでは外筒にショットピーニングを施すことで今までの表面処理にない新しい外観を表現している。

5.2. エキゾーストパイプ

エキゾーストパイプは主に管の曲げ加工と溶接により製造される。特に CRF450R 用のエキゾーストパイプの曲げ加工には、 $\phi 41 \pm 1.0$ の管を R60 (1.5D) に U 字曲げを施すという非常に難しい加工が要求された。このため、引き曲げベンダに芯金を用いた。芯金材質には Cu 系合金を用い、その突き出し量、後方からの管押し荷重などの最適な曲げ条件を見出した。これにより、扁平率 95% 以上を確保した上で、前述の曲げ形状を安定して得ることができた。また、曲げ外 R 部の板厚減少も 10% 以内に抑えることができた。

エキゾーストパイプ構成部品との溶接は、主に TIG 溶接が用いられるが、エキゾーストパイプ口元のマウスカラーの接合には、生産性とコストを考慮してシーム溶接を適用した。シーム溶接では電流値、通電パルスパターン、加圧力が重要な要因である。HTTR では、JIS 2 種と同一の条件で良好なナゲットを得ることができた。

5.3. 吸気バルブ

吸気バルブの仕様を Table 7 に示す。部品コストの低減のために、材料を Ti-64FE とするほか、素形材の製造方法も大幅に変更した。一般にバルブの鍛造素材は、傘部をアップセット鍛造で行い製造するため、ステム径と略同径の線材が用いられる。しかしチタン線の製造には、圧延、伸線、焼鈍工程を繰り返し、表面酸化層の除去を行うため歩留まりが悪く棒材に比較して高価となる。そこで本バルブ素材の製法に、廉価な棒材からバルブの鍛造素材が得られる押し鍛造法を採用した。押し鍛造の条件では、特に温度に配慮した。低温では軸部の曲がりや傘の成形不足となり、 β 変態点近傍では軸部の割れが発生する。

Table 7 Specification of titanium inlet valve

Material	Ti-64FE	
Stem end	Oxygen diffusion	
Stem	Oxygen diffusion	
Face	Oxygen diffusion	

このため、不純物量の設定と成形条件により安定した成形ができる温度域を見出した。耐摩耗処理は、廉価な OD 処理を全面に施す仕様とした。併せて、前処理工程の簡略化も行った。これらにより、廉価な部品とすることが可能となった。

6. 実機での効果

従来のステンレス製と比較して、CRF450R のエキゾーストパイプでは 400g、CBR954RR のエキゾーストパイプとマフラではそれぞれ 1.3kg、1.2kg の軽量化効果を得ることができた。この軽量化は、良好な動力性能や操縦安定性能に寄与している。また、吸気バルブにおいては、大径傘でありながら重量を 25g とし、従来の耐熱鋼比 40% 以上の軽量化を達成した。これにより必要回転数領域での動弁系挙動の安定性を確保することが可能となった。また、バルブスプリングの格納スペースを最小限まで小さくし、カムシャフトを限界まで下げることを可能とした。これにより、シリンダヘッドの高さ増を抑制し軽量化でコンパクトなシリンダヘッドを実現した。これらの性能向上に対する効果に加え、チタン製部品という高い商品性をも持っている。

7. 結論

オフグレードスポンジチタンを原材料とした展伸材として、廉価かつ市況相場の価格に影響され難い純チタンとチタン合金を開発した。

- (1) 部品製造から要求される必要充分な特性値の検証と、酸素当量による不純物管理を行うことにより、オフグレードスポンジチタンの使用を可能とした。
- (2) 本材の特性諸値は現行材料と同等以上であり、従来と同じ設計基準で部品検討することが可能である。また、既存の設備で製造が可能であり、新たな投資を必要としない。
- (3) 材料とともに、現状の部品製造工程を見直すことにより量販車に廉価なチタン部品を提供することができた。

本技術は、自動車用チタンとしての原材料における基礎技術であり、更に他の工業分野のチタン合金にも広く応用展開が期待できる。

謝 辞

最後に材料について共同開発を行った新日本製鐵(株)、(株)神戸製鋼所、大同特殊鋼(株)および部品製造において三恵技研工業(株)、日鍛バルブ(株)の関係者の皆様に、深く感謝の意を表します。

参考文献

- (1) 堀池達ほか：「VFR800FI」の排気エミッション低減技術の紹介, HONDA R&D Technical Review Vol.10, p.42-48 (1998)
- (2) Tsukui, T. et al.: Development of the Directory Activated Variable Valve Control System, SAE Paper 1999-01-3319
- (3) 加藤剛志：PPC 炉の開発と装置について, チタン・ジルコニウム, Vol. 32, No.2, p.96 (1984)
- (4) 山田博之：電気製鋼, 54 巻, No.1, p.53 (1983)
- (5) (社)日本チタン協会刊, チタンの世界, p.27
- (6) 萩原好敏ほか：二輪車用軽量チタンコンロッド, HONDA R&D Technical Review, Vol.2, p.229-237 (1990)
- (7) (社)チタニウム協会編, チタンの加工技術, p.71
- (8) 日本塑性加工学会編, プレス絞り加工工程設計と型設計, コロナ社刊, p.16

■ 著 者 ■



丸井 勇治



木下 豊隆



高橋 恭

樹脂フォーム材料による車体フレーム軽量化の試み

Weight Reduction with Plastic Foam for Structural Components of Vehicle

利 光 康* 藺 田 晃 史**
Yasushi TOSHIMITSU Akifumi SONODA

要 旨

車体のサイドフレームが前面衝突時に圧縮変形する時の吸収エネルギーに着目し、ウレタンフォームを充填することで、車体フレームのエネルギー吸収効率を向上し、軽量化を図った。具体的には、車体フレームに対して吸収エネルギーと曲げ剛性を維持した上で、ウレタンフォーム充填および断面構造の変更により、30%程度の軽量化が可能であるということが分かった。同時に樹脂フォーム材料を充填した軽量車体フレーム構造検討を可能とするCAE技術の構築にも取り組んだ。具体的には、アルミニウムパイプ(シェル要素)にウレタンフォーム(ソリッド要素)を充填したハイブリッドフレーム単体で、50%以上の圧縮変形において、実験とCAEの吸収エネルギーの差が10%程度にシミュレートできた。

ABSTRACT

Focusing on absorbed energy of a vehicle side frame as compressive deformation occurs on frontal impact, an improvement in energy absorptance and a weight reduction of the structural components of a body by filling urethane foam are performed. Especially, it was found that it is possible to achieve approximate 30% weight reduction by filling urethane foam and modifying cross-section structures with insuring flexural rigidity and absorbed energy equal to a body frames. At the same time efforts were also made to construct CAE technology that enables to investigate a lightweight body frame structure filled with plastic foam. Concretely, the difference in absorbed energy between CAE simulations and actual tests with an actual hybrid frame unit consisting of aluminum piping (shell element) filled with urethane foam (solid element) was approximately 10% under the condition of 50% compressive deformation or more.

1. まえがき

近年、自動車に衝突安全性能の向上が求められ、その性能が飛躍的に向上している中で車体重量が増加してきていることは否めない。一方で温室効果ガス排出削減に向け、CAFEの目標値が定められる等、燃費向上が義務付けられるような状況の中で、車体に対しては軽量化という相反する要求が高まっている。

樹脂フォーム材料は、従来主に遮音等の目的で車体に用いられてきており、衝突性能向上の目的で車体フレームに取り込んだ事例は希である。そのような公知の適用例としては、樹脂フォーム材料を充填した車体フレームの曲げ変形時の吸収エネルギー向上及び車体変形量低減⁽¹⁾に着目したものであり、主にエポキシフォームを用いている。

本テーマでは衝突安全性能を維持した上で軽量化が可能で、樹脂フォーム材料を充填した車体フレーム構造についての研究を行ったので、これについて報告する。

2. 軽量化の概念

まず樹脂フォーム材料を用いた時の軽量化の概念について説明する。車体の所謂サイドフレームのように、閉断面を長手方向に構成する金属パイプを圧縮変形させると、一般的にFig. 1のような変形形態を示し、その時の変形量に対する荷重はFig. 2-aのようなになる。またその時の吸収エネルギーと変形量の関係はFig. 3-aとなる。一方同じ金属パイプに樹脂フォーム材料を充填すると、変形量に対する荷重、変形量に対する吸収エネルギーはそれぞれFig. 2-b, Fig. 3-bのようなになる。衝突時に車体のメインフレーム(例えばサイドフレーム)が圧縮変形をしたとすると、正にFig. 2・Fig. 3のような性能を持つことになる。特に重要な吸収エネルギー(Fig. 3)を見てみると、同じ変形量に対しても樹脂フォーム材料を充填したものの方が吸収エネルギーが高い。これが樹脂フォーム材料充填の効果である。逆に吸収エネルギーを同じとした場合、Fig. 4のよ

* 栃木研究所

** (株)PSG

うに金属パイプの肉厚を落す等が可能になる。このとき、充填した樹脂フォーム材料の重量は増加するが、金属パイプの薄肉化によりそれ以上の重量低減が図れ、これが軽量化の取り分となる。

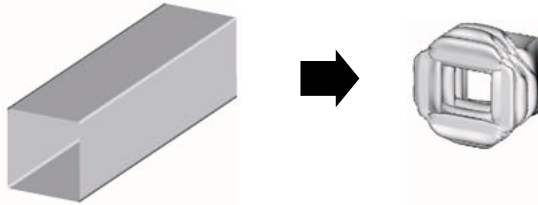


Fig. 1 Compressed deformation shape of metal frame

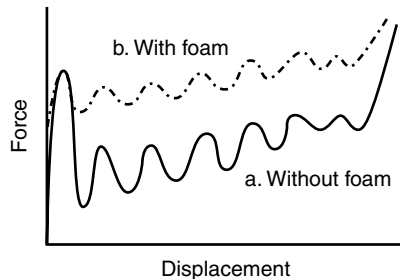


Fig. 2 Force vs. axial displacement

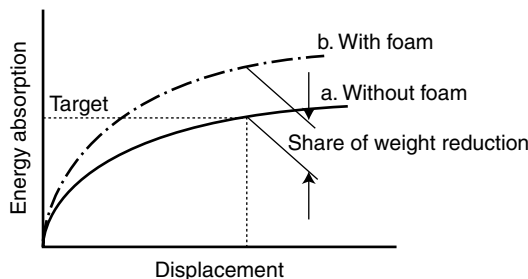


Fig. 3 Energy absorption

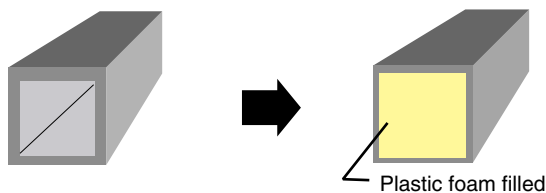


Fig. 4 Concept of weight reduction by means of plastic foam

3. 研究のアプローチ

本研究に際しては、下記三つの観点でアプローチを行った。

3.1. 樹脂フォーム材料の選択

樹脂フォーム材料には、ウレタン系・エポキシ樹脂系・ラバー系・PET 系等さまざまなものがあるが、ねらいとしては圧縮率50%以上という大きな変形が可能で、その過程において、より大きな荷重を発生するものを選択することにした。

3.2. 樹脂フォーム材料充填による効果検証

既存の軽量なエネルギー吸収構造体(例えばサイドフレーム先端に取り付けられているフレーム構造物の一種：クラッシュボックスと呼ぶ)に対し、樹脂フォーム材料充填フレーム(ハイブリッドフレームと呼ぶ)の肉厚・断面の大きさ・構造等を変化させることにより、吸収エネルギーと曲げ剛性について性能検証を行うことにした。

3.3. 軽量化構造検討の為の CAE 技術の構築

ハイブリッドフレームの構造仕様に対する性能をCAEにより予測可能とする為に、フォーム部と金属部それぞれの性能予測技術構築を初期課題として、その後にハイブリッドフレームの性能予測技術構築を行うことにした。

4. 目標設定

本研究における目標設定の考え方は下記の通りである。

- (1) 既存のエネルギー吸収構造に対して大幅な軽量化が可能であること。具体的には、クラッシュボックスに対し、車体フレーム性能(圧縮吸収エネルギー・曲げ剛性)を同等とした上で重量-30%とする。
- (2) ハイブリッドフレームの衝突性能予測を可能とする CAE 技術が構築できること。

5. 検討経過

5.1. 樹脂フォーム材料の選択

各種樹脂フォーム材料を Fig. 5 に示す形状のテストピースに成形し、アムスラー試験機により圧縮試験を行い、荷重と変形量を測定したものを Fig. 6 に示す。発泡倍率は等しく3倍とした。これより、硬質ウレタン系フォーム材料⁽²⁾が樹脂フォーム材料の選択のねらいに最も当てはまるので、樹脂フォーム材料としては、硬質ウレタンを選択した。また、Fig. 7 から分かるように、重量に対する吸収エネルギーはほぼ線形であり、50%以上の変形、即ち2倍以上の圧縮が可能で、かつより大きな吸収エネルギーが要求されることから、発泡倍率は3倍とした。

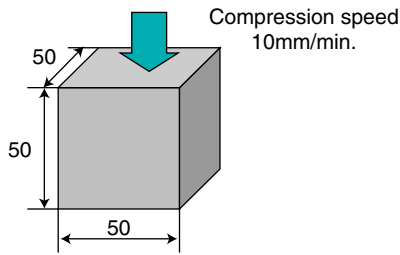
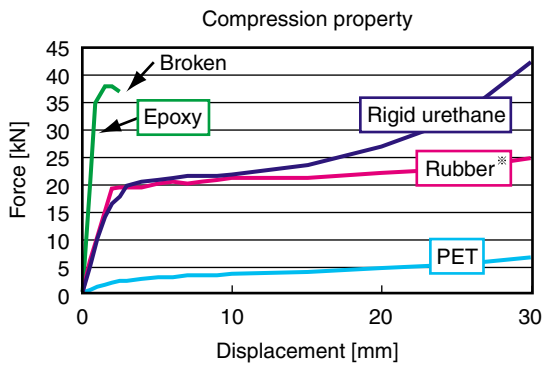


Fig. 5 Plastic foam test piece and compression test



※ Rigid plastic foam using rubber principal-based material

Fig. 6 Compression test result of plastic foam

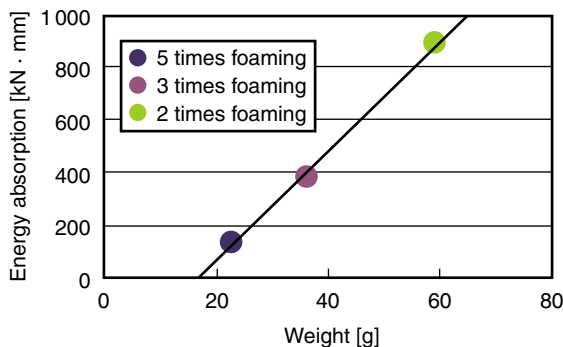


Fig. 7 Axial compression test result

5.2. ハイブリッドフレームの軽量化効果検証

軽量化効果を定量的に明らかにするために、試験品を製作し、圧縮・曲げ試験を行った。試験に供したものは、その一覧を Table 1 に示す通り、さまざまな断面の大きさと肉厚をもったものを製作した。サイドフレームに相当する金属パイプにはクラッシュボックスに用いているものと同等のアルミニウム材料を用いた。圧縮試験用には長さを一様に 240mm とし、曲げ試験用には同じく 800mm とした。試験方法はアムスラー試験機を用い、圧縮試験は Fig. 8、曲げ試験は Fig. 9 に示す要領で行い、荷重と変形量を測定した。

Fig. 10 は、Table 1 に示す試験品の圧縮試験結果を、重量と吸収エネルギーで表したもので、図中矢印はウレタンフォーム有無の変化を示したものである。これより、圧縮吸収エネルギーが同等以上で、重量 - 30% を可能にする仕様は、Table 1 に示す④-a であることが分かる。更に Fig. 11

Table 1 Section form for supplied test pipes

1. Aluminum pipe

①-a	①-b	②-a	②-b	③-a	③-b
φ 60-t2 Foam filled	φ 60-t2	φ 50-t2 Foam filled	φ 50-t2	φ 50-t3 Foam filled	φ 50-t3

2. Aluminum dual pipe

④-a	④-b	⑤-a	⑤-b
φ 60-t2/φ 40-t1 Foam filled	φ 60-t2/φ 40-t1	φ 55-t2/φ 40-t2 Foam filled	φ 55-t2/φ 40-t2

3. Aluminum hexagon pipe

⑥-a	⑥-b	⑦
Width50 All holes filled	Width50	Width90 (Crash box)

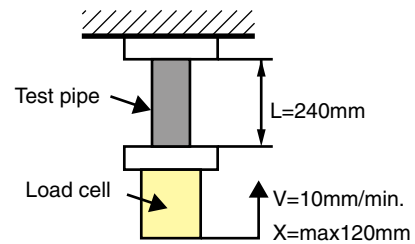


Fig. 8 Axial compression test setup

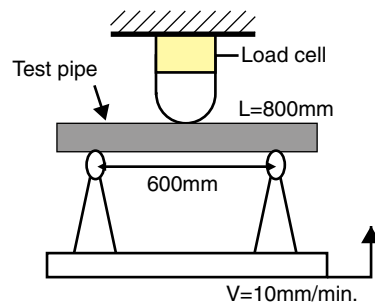


Fig. 9 Bending test setup

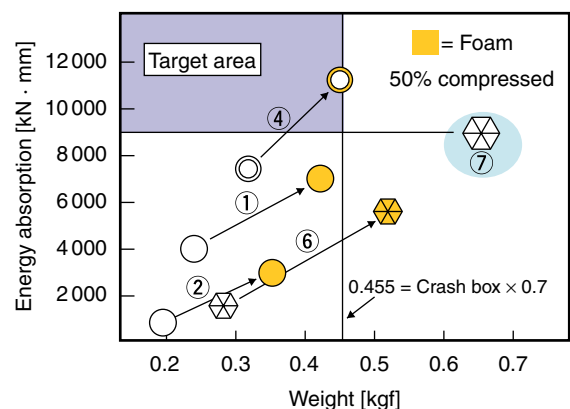


Fig. 10 Axial compression test result

は、この仕様とクラッシュボックスの圧縮性能・吸収エネルギー・曲げ剛性の比較を示しており、本仕様は曲げ剛性においてもクラッシュボックスと同等以上の性能を有していることが分かる。これらから、前記試験品の中で目標を満足する結果が得られたハイブリッドフレームは Table 1 に示す二重管アルミニウムの中にウレタンフォームを充填する仕様(④-a)であることが明らかになった。

5.3. 軽量化構造検討のための CAE 技術の構築

樹脂フォーム材料を使用した、ハイブリッドフレームの大変形シミュレーションの数少ない事例⁽³⁾において、実験結果に対しCAEの結果が必ずしも精度良く再現されているとはいえない。本研究では、変形量に対する荷重の波形および吸収エネルギーの大きさの再現を目差した。解析には陽解法ソフトの RADIOSS を用いて検討を行うことにした。

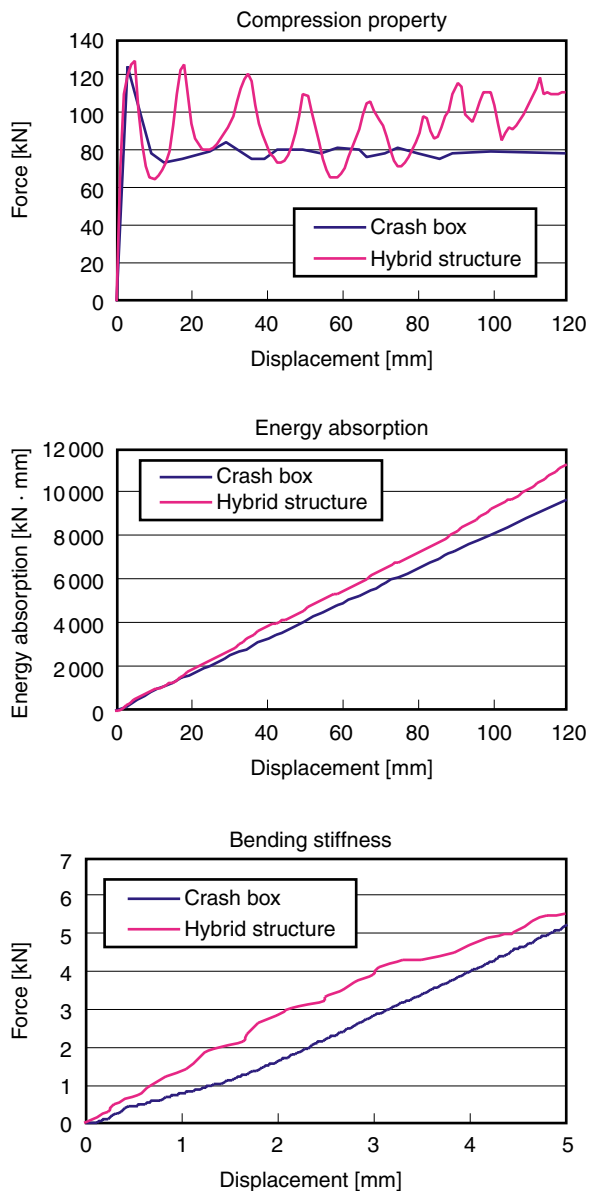


Fig. 11 Test result of compression and bending test

5.3.1. フォーム部シミュレーション

Fig. 6 に示す樹脂フォーム材料の変形量に対する圧縮荷重の中でウレタンフォームの線図に最も近いシミュレーション結果が得られる材料則を選択した。計算モデルは、実験と同様1辺が 50mm の立方体をソリッド要素で Fig. 12 のようにモデル化した。

Fig. 13に実験と先に選択した材料則で行ったシミュレーションの圧縮変形後の形態を示す。樽状に膨らみ圧縮変形した様子も実験結果をほぼ再現することができた。また、Fig. 14は変形量に対する荷重および吸収エネルギー線図であるが、どちらも実験との差は2~3%と良く合っている。

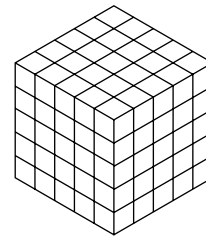


Fig. 12 CAE model for plastic foam

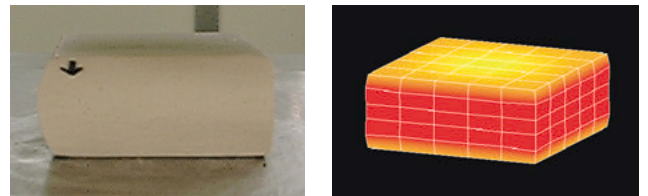


Fig. 13 Compressed deformation shape of plastic foam

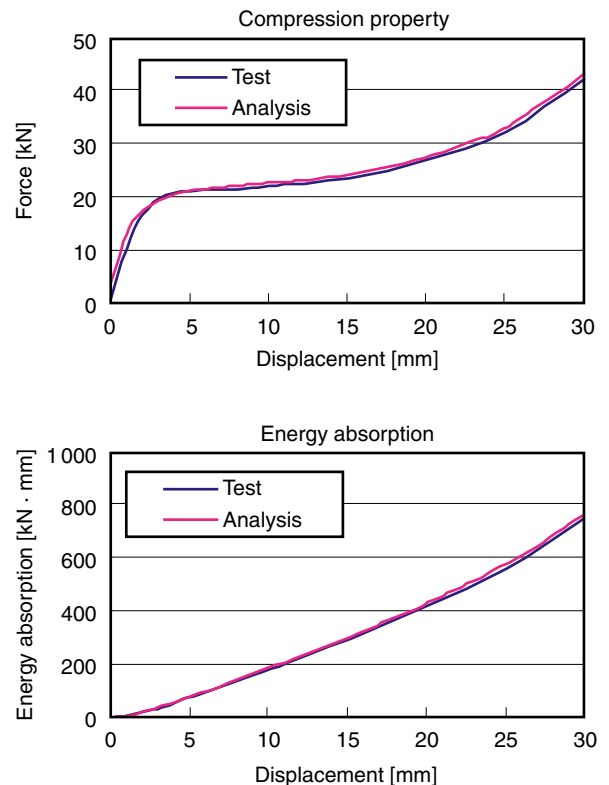


Fig. 14 Comparison of compression quality for plastic foam

5.3.2. 金属部シミュレーション

金属部は Table 1 のアルミニウムパイプ(①-b)を用い、計算モデルとしては Fig. 15 のような径方向の 1/4 断面をもつ長さ 240mm のモデルを作成し、メッシュピッチは蛇腹状に変形する部分を精度良く再現することと、計算時間とのバランスを考慮して作成した。このとき、クラッシュボックス相当の材料物性データを使用した。

Fig. 16 にアルミニウムパイプの実験とシミュレーションの圧縮変形後の形態を示す。蛇腹部分もほぼ再現することが出来た。また、Fig. 17 に示す通り、荷重の変動成分の実験結果を精度良く再現しているとはいえないものの、吸収エネルギーについては、約 10%の差で再現することができた。



Fig. 15 CAE model for metal pipe

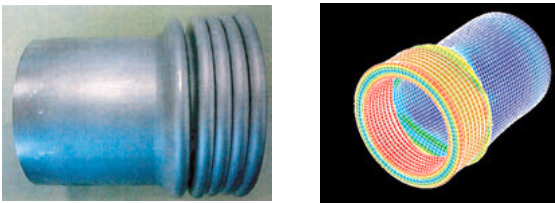


Fig. 16 Compressed deformation shape of aluminum pipe

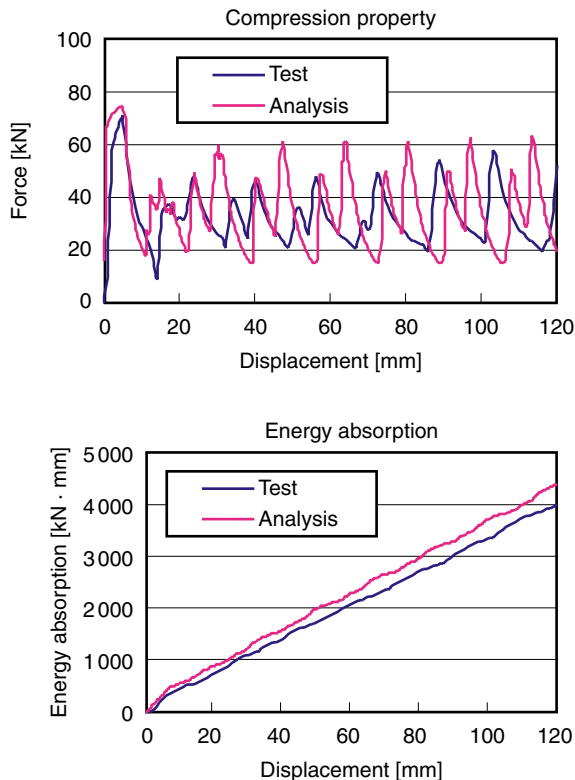


Fig. 17 Comparison of compression quality for aluminum pipe

5.3.3. ハイブリッドフレームシミュレーション

フォーム部および金属部で行ってきたシミュレーション内容を反映し、ハイブリッドフレームのモデルを作成した。モデルは Table 1 のアルミニウムパイプにウレタンフォームを充填した仕様(①-a)で、Fig. 18 のように長さ 240mm の 1/4 断面モデルを作成し、ソリッド要素のメッシュピッチを、複雑な変形をする部分を細かくし、他を粗くすることで計算時間を削減した。

Fig. 19 にハイブリッドフレームの実験とシミュレーションの圧縮変形後の形態を示す。また、Fig. 20 に荷重に対する変形量と吸収エネルギー線図を示す。両側から蛇腹状に

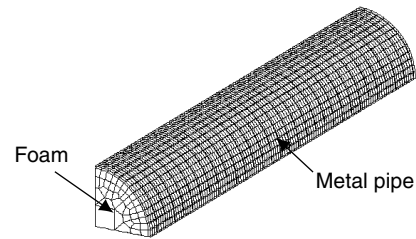


Fig. 18 CAE model for hybrid structure

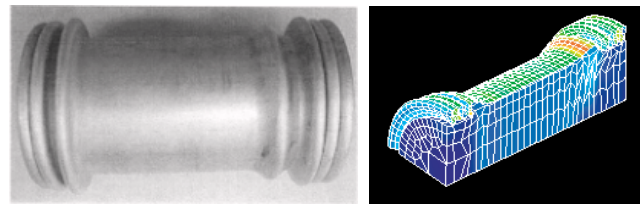


Fig. 19 Compressed deformation shape of hybrid structure

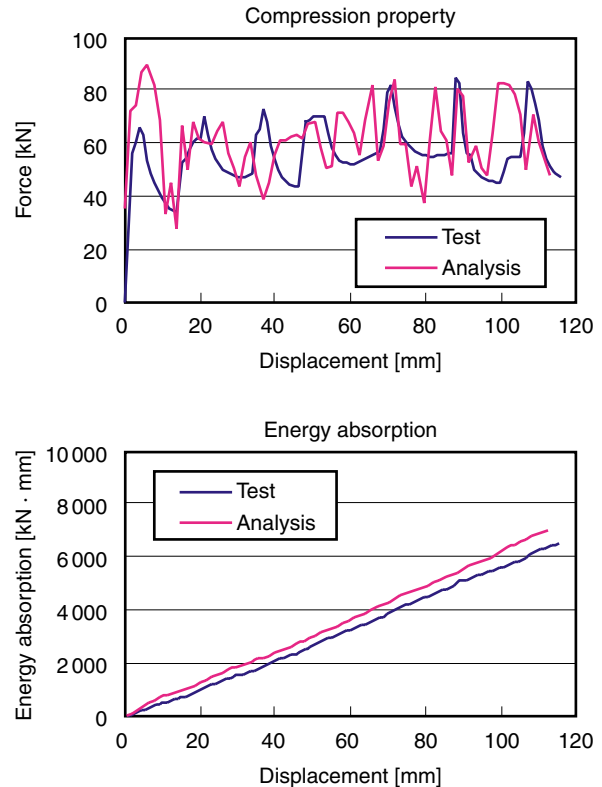


Fig. 20 Comparison of compression quality for hybrid structure

つぶれるところまで再現されているものの、荷重変動で見ると再現できているとはいえない。しかし、吸収エネルギーについては、約 10%の差で再現することができた。

7. まとめ

- (1) Table 1に示すクラッシュボックス(⑦)に対し、アルミニウム二重管中間充填構造(④-a)とすることで、圧縮吸収エネルギーと曲げ剛性の性能を維持した上で、軽量化が可能になることが証明できた。
- (2) RADIOSSを用いて Table 1に示すハイブリッドフレーム(①-a)で検討した結果、吸収エネルギーで見た場合、実験結果と10%程度の差で予測できたものの、変形量に対する荷重の変動成分を含めた波形では相関が不十分であり、今後の課題である。

謝 辞

本研究を進めるにあたり、ご協力頂いた東海ゴム工業株式会社 防振開発室および研究開発部の関係者の方々に、深く感謝の意を表します。

参考文献

- (1) 石田恭聡, 深堀貢, 花川勝則, 田中英昭, 松田健二: 樹脂充填によるボディーフレーム強化技術の開発, 自動車技術会, 学術講演会前刷集, No.7, p.21-24 (2000)
- (2) 今井嘉夫: 硬質ポリウレタンフォーム, ポリウレタンフォーム, 京都, 高分子刊行会, 1987, p.79-91
- (3) Jamil M.Alwan, Chi-Chin Wu, Clifford C.Chou: Effect of Polyurethane Foam on the Energy Management of Structural Components, SAE Paper 2000-01-0052

■ 著 者 ■



利光 康



田田 晃 史

自動車車体解析用プリプロセッサの開発

Development of New Pre-processor for Car Body Analysis

中野 文雄*

Fumio NAKANO

高田 賢治*

Kenji TAKADA

岩本 淳*

Atsushi IWAMOTO

松浦 範和*

Norikazu MATSUURA

要 旨

自動車車体 FE モデル作成期間短縮と計算精度向上のために、新しいプリプロセッサを開発した。本プリプロセッサは、ホワイトボデーの要素分割以後の要素間に生じている干渉及び貫通のケース分けによる自動修正、スポット等の結合情報の解析別自動 FE データ化、物性値・部品・質量データベース化による正確な物性値の設定や付加質量およびダミーやバリア等の組み込みの自動化によって、モデル作成者のスキルに依存せず質の高いモデルを効率よく短期間作成する事が可能になった。また簡易形状変更機能を持たせることによって仕様検討時のモデル変更も短期間で行なえるようになった。

ABSTRACT

A new pre-processor was developed to shorten the finite element modeling period and improve calculation accuracy for car body analysis. The new pre-processor made it possible to create high quality models efficiently in a short time regardless of the skills and experience of the modeler. This was achieved by automatically identifying and correcting penetration and intersection between elements after division of a body in white into shell elements, automatically analyzing and converting spots and other connection data into finite element data, setting accurate material properties, automatically adding mass and incorporating dummies and barriers by compiling a material property, parts and mass database. In addition, the pre-processor was also given simple shape modification functions allowing model changes to be made in a short time when investigating specifications.

1. まえがき

近年の商品開発は、性能、品質の高いものを短期間に開発する事が強く求められている。その手段として、三次元 CAD データによる詳細なデジタルモックアップでの検証が行われるようになり、自動車車体 FE モデリングにおいても、このデジタルモックアップから自動要素分割アルゴリズムの開発^{(1)~(3)}により CAD データの簡略化や要素分割のための精度向上なしに短期間でモデリングが行なえるようになってきた。しかし、その一方では計算精度向上の要求、コンピュータ能力の向上により、モデルの大規模化及び詳細化が進んできた⁽⁴⁾ことで、

(1)要素(部材)間の初期干渉

(2)スポット結合部周辺の要素形状の品質

に代表される計算精度に大きな影響を及ぼす計算モデル品質が課題となってきた。このため、要素分割が自動化で速

くなくても、モデル修正のための工数が増大し、計算精度の高いモデル完成までには相変わらず長い期間を必要としていた。

開発期間の短縮のニーズに応えるためには、モデリング期間の短縮が必須であり、またモデル作成者による計算結果の違いを出来るだけなくすために、修正に関わる作業やホワイトボデー以外の FE データの追加、質量配分等を自動化もしくは容易に操作できる必要が出てきた。本稿ではこれらの課題に対応した自動車車体解析用プリプロセッサの開発を行なったのでここに報告する。

2. 解析の流れ

FEM解析では、メッシュと呼ばれる要素に分割し数値計算を行う。現在、車体解析を行うためのホワイトボデーのメッシュは、三次元 CAD データから内製の自動メッシュ

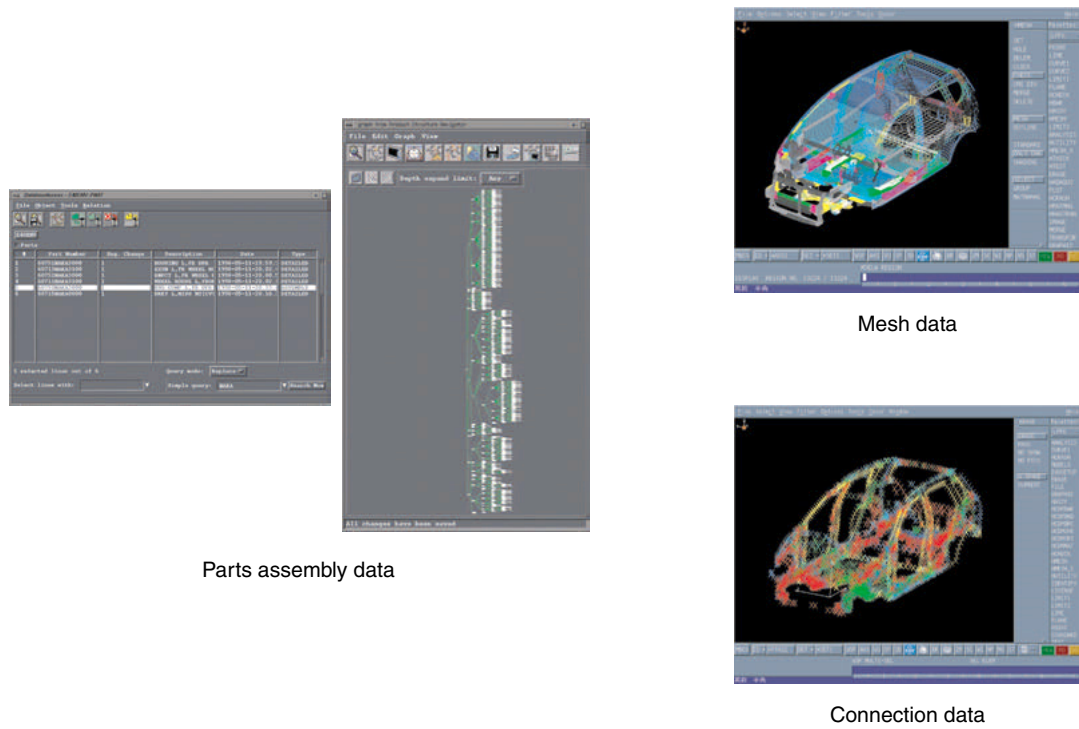


Fig. 1 In-house mesh generator

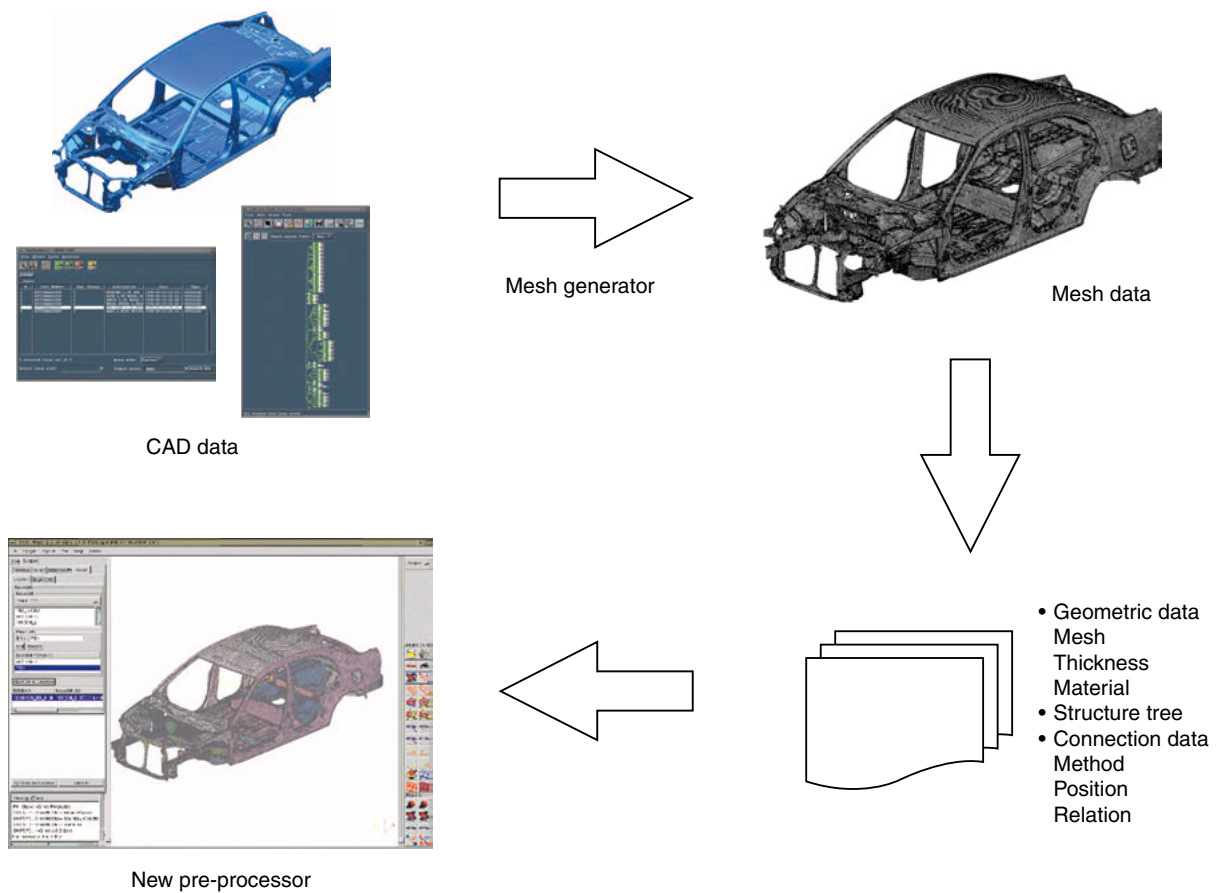


Fig. 2 Mesh data flow

を用いて作成している。ボデー一台分のメッシュデータはこの自動メッシュソフトで部品構成ツリーと同じ形で、結合情報(例えばスポット溶接、ミグ溶接等の結合方法、結合位置)と共に管理され(Fig. 1)、衝突、振動解析等の解析ごとに異なるモデルが自動作成される。

本プリプロセッサにおいては、この自動メッシュで作られたモデルに対して、

- (1) FE データおよび結合情報の取り込み
- (2) 要素間の初期干渉修正
- (3) 結合要素の自動発生および修正
- (4) 物性値の設定
- (5) ホワイトボデー以外の部材結合
- (6) 質量設定
- (7) 境界条件

の車体解析モデリングの一連の流れに沿って極めて短期間で作業できるよう機能の開発を行なった。本稿では、モデリング作成期間大幅削減に寄与した(1)から(6)の項目および仕様検討時に必要な形状変更機能について紹介する。

3. 本プリプロセッサの機能

3.1. FE データおよび結合情報の取り込み

まず、自動メッシュで作られたホワイトボデーの部材ごとのメッシュデータ(節点、要素、板厚、材料)および結合情報(結合方法、位置、結合される部材名)と部品構成を読み込む(Fig. 2)。

3.2. 初期干渉の修正

衝突解析においては、変形前の初期状態で要素が干渉あるいは貫通しているとその時点で反力が発生し計算精度に影響を及ぼすため、極力なくす必要があるが、要素分割の元となる三次元 CAD データ間に干渉がなくても曲面の曲率と要素サイズの問題などにより、メッシュデータでの干渉が起こる場合がある(Fig. 3)。そこで、本プリプロセッサでは以下の四種類の方法を順に行なうことによって、初期干渉の修正を容易にした(Fig. 4)。

- (1) 貫通自動修正
- (2) 貫通した節点の修正方向を表示し、作業者の確認後に自動的に移動
- (3) 貫通した節点を直接マウス操作により移動
- (4) めり込み自動修正

貫通部に関しては、(1)により約 50%、(2)により約 20%、(3)により残り約 30%が修正された事例がある。

これらの機能を使用することにより、従来では約十日かかっていた作業が一日以下で行なえるようになった。

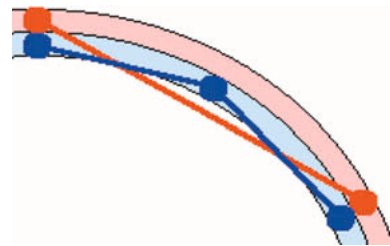
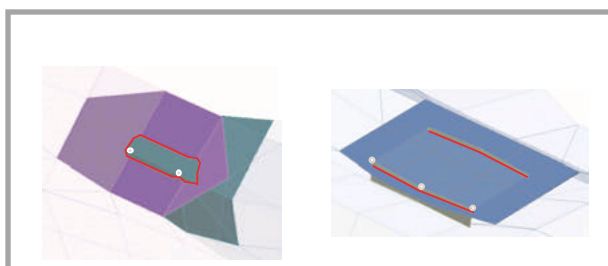
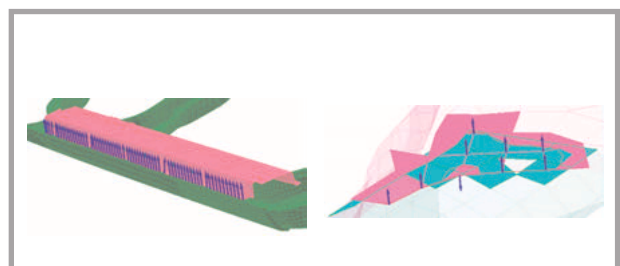


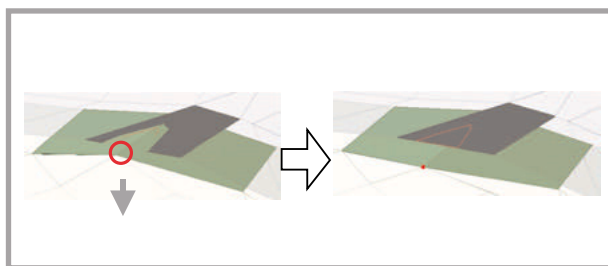
Fig. 3 Initial penetration by difference of mesh size



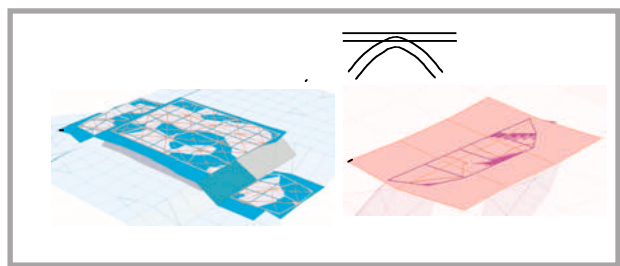
i Automatic correction of initial penetration



ii Automatic correction of initial penetration after displaying direction of correction



iii Manual correction



iv Automatic correction of initial interference

Fig. 4 Correction of initial penetration and interference

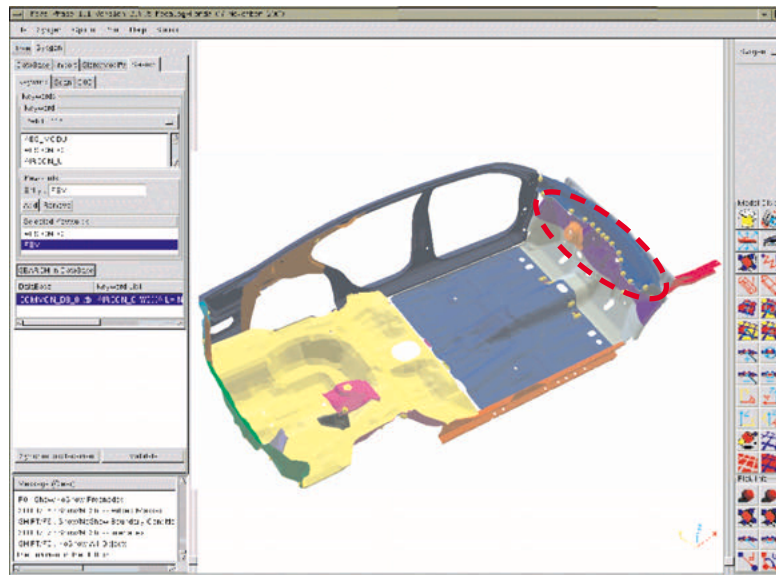
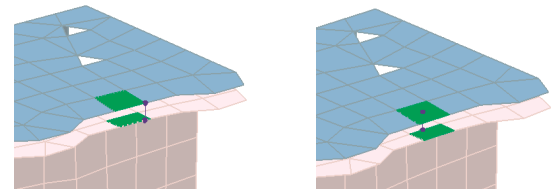


Fig. 5 Display of bad geometric data spots

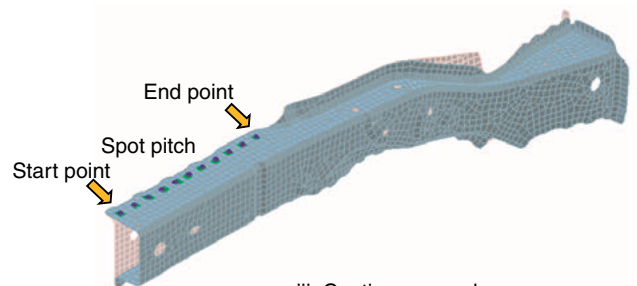
3.3. 結合要素定義

3.1. で読み込みを行なった結合情報を利用して自動的にスポット溶接、ミグ溶接、ボルト結合、ヘミング、接着剤の要素を定義する。現在の衝突解析プログラムにおいてはRADIOSSの接触タイプ2 (INTERFACE TYPE2)^{(5), (6)}のようにスポットデータ定義に関して、スポット位置に要素を構成する節点を用いない方法があるが、その場合スポット位置から近傍の要素に対して正常に投影できない場合は計算が異常終了することがある。本プリプロセッサではそのようなスポットデータを表示し(Fig. 5)、修正する機能(Fig. 6)や簡易的にスポットを作成する機能を作成した(Fig. 7)。また、衝突解析以外への対応のために強度、剛性解析用のスポットモデル(Fig. 8)や他のスポットモデル作成機能等も追加した。



i Node to node

ii Element to element



iii Continuous mode

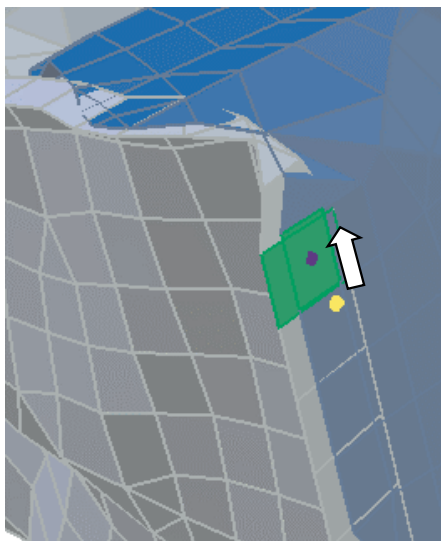


Fig. 6 Modification of spot data

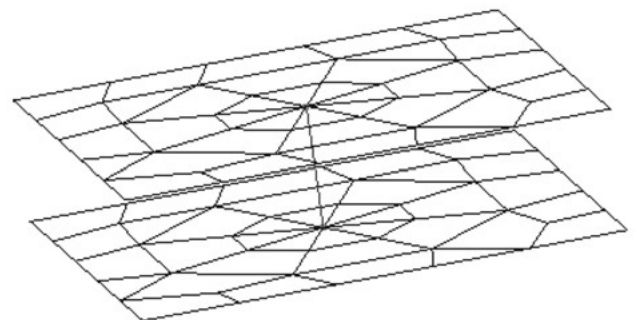


Fig. 8 Spot data for strength analysis

3.4. 物性値・部品・質量データベース

今後のFEM解析の精度改善と詳細な結果検討を行うためには、FEモデルの再現性向上が非常に重要な項目となる。そのためのキーポイントとして、以下の項目が考えられる。

- (1) 物性値の正確な設定
- (2) 部品のモデリングと設定
- (3) 質量データの設定

3.4.1. 物性値データベース

非線形問題を解析する際は、当然ながら材料の応力-歪線図を精度良く設定しなければならない。更に、衝突解析においては、降伏応力の歪速度依存性をも考慮しなければならない。

自動車を構成している材料の種類は非常に膨大であるため、従来これらを忠実に設定することは非常に困難で、計算精度の悪化をもたらしていた。そこで本プリプロセッサでは、物性値データベースを構築し、メッシュデータに記載されている物性名を読み込んだ後、自動的に正しい応力-歪線図を設定できるようにした。

更に、物性値の仕様変更の際には、作業者がデータベースにアクセスし、最適なものを選択可能な機能も設けてある。

3.4.2. 部品・質量データベース

今後、FEM解析において、ホワイトボデー以外の部品の取り扱いが非常に重要となる。例えば、振動解析における高周波数領域での計算精度向上、衝突解析における変形量、加速度の精度向上においては、部品の再現性に影響される。

現状の課題としては、必要とされる部品のFEモデル作成するために、ほぼホワイトボデーと同様な要素数、作成期間が必要とされることである。

ホワイトボデーに関しては、自動メッシュにより、作成期間の短縮化が図られている。そのため、部品モデルもホワイトボデーが完成と同時に出来上っていないといけない。更に、部品を結合させる際、結合方法および貫通補正も自動化させないと、解析期間の短縮を達成できなくなる。

一方、必要となる部品をホワイトボデーに設定し、解析を行った後、仕様を変えたいケースが発生した場合、部品の入換え作業が必要となる。汎用のプリプロセッサでは、一度設定した部品の取り外し、再設定作業を行うと、元のFEデータ不具合が発生するケースが多い。特に、本プリプロセッサが対象としているモデルは、多くの部品と結合データとで構成されており、単に一個の部品の入換えでも、それに関連する結合データ、質量データ、境界条件等をすべて正確に削除する必要がある。

以上の問題点を解決するために、本プリプロセッサでは、データマネージング機能を含んだ部品・質量データベースを開発した(Fig. 9)。

ホワイトボデー以外の部品に関しては、FEモデル等でモデル化するものとししないものに分けて登録を行なうが、登録時には部品名、部品番号、仕向地、解析種類等のキーワードを付加し誰でも確実に目的の部品を読み出せるようにし、また他モデルへの流用部品検索においても効果的となった。

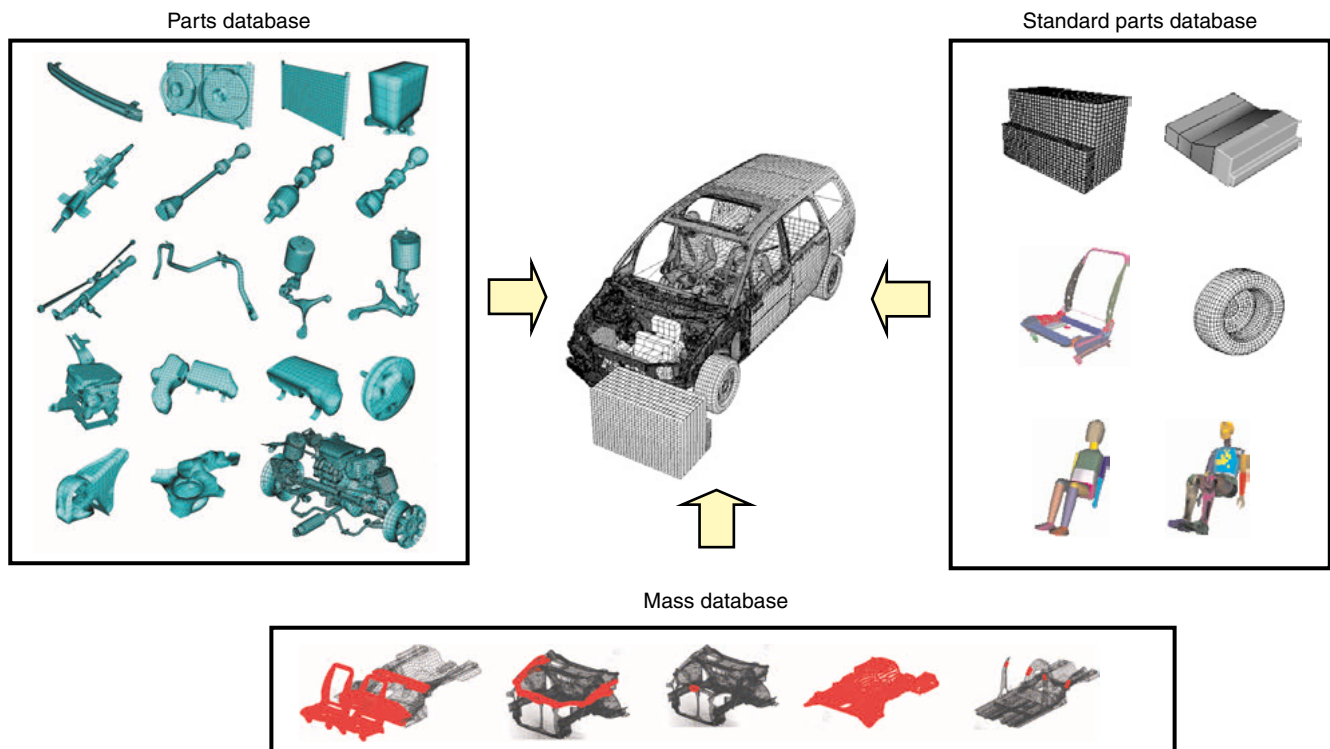


Fig. 9 Parts and mass databases

部品データベースに保存された部品のホワイトボデーへの取付け作業に当たっては、各解析種類ごとに必要なテンプレートを設定してあり、これに沿って以下の作業を行えば初心者でも部品を正確に取り付け、かつ付け忘れを防ぐことが可能になっている (Fig. 10)。

- (1) 位置設定
- (2) 干渉確認および修正
- (3) ホワイトボデーへの結合

結合作業については、結合位置付近の部品を近傍検索で表示させる機能があり、結合相手の部品名等を知らなくて

も作業をすることができる。また、結合種類別に結合済み、未結合箇所が色分けされるようになっており、結合忘れを容易に確認することが可能になっている。

また、登録された質量データについては、部品データベース同様にテンプレートを用いて、質量を付加すべき部品へ自動的に分布させることが可能になっている (Fig. 11)。

また、通常は完成した FE モデルと実車とでは質量および前後バランスが合わないため、目標質量および前後バランスに自動的に合うように質量を付加する機能も開発した (Fig. 12)。

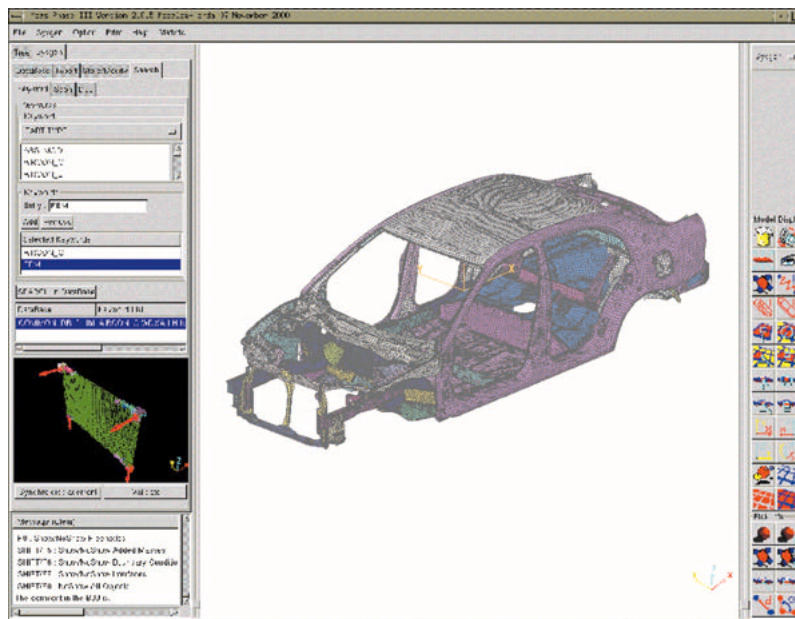


Fig. 10 Menu for automatic connection from parts database

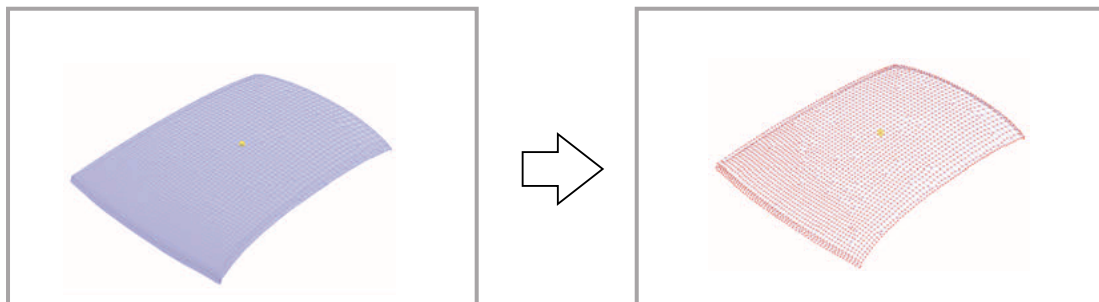


Fig. 11 Automatic mass distribution

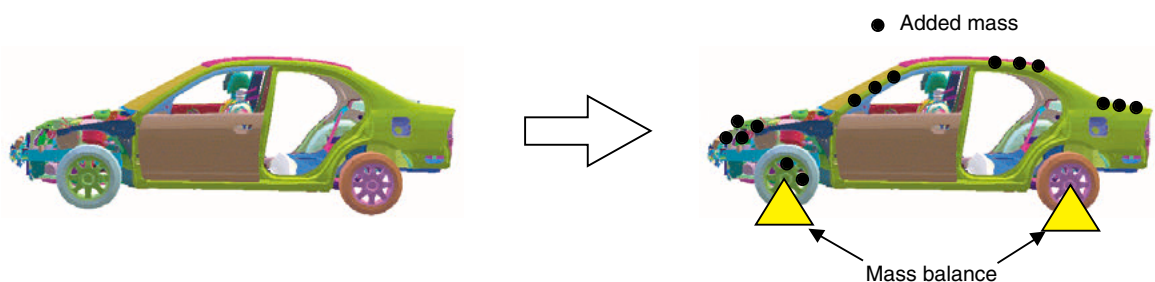


Fig. 12 Automatic mass distribution

3.5. 簡易形状変更機能

FEモデルの形状を変更する際、本来CADデータにて形状変更を行い、再度メッシュ分割するのが理想的であるが、その場合、毎回初期貫通補正、結合条件の設定、部品設定の作業を繰り返さなければならない。そこで、一度作成したFEモデルを用いて、簡単に形状変更を可能にするため以下のような機能を開発し、案別検討時の解析工数の短縮化を

図った(Fig. 13)。

(1)断面形状変更

(2)引き伸ばし

(3)断面拡大

(4)回転、移動

(5)対称化

(6)節点オフセットによるコピー

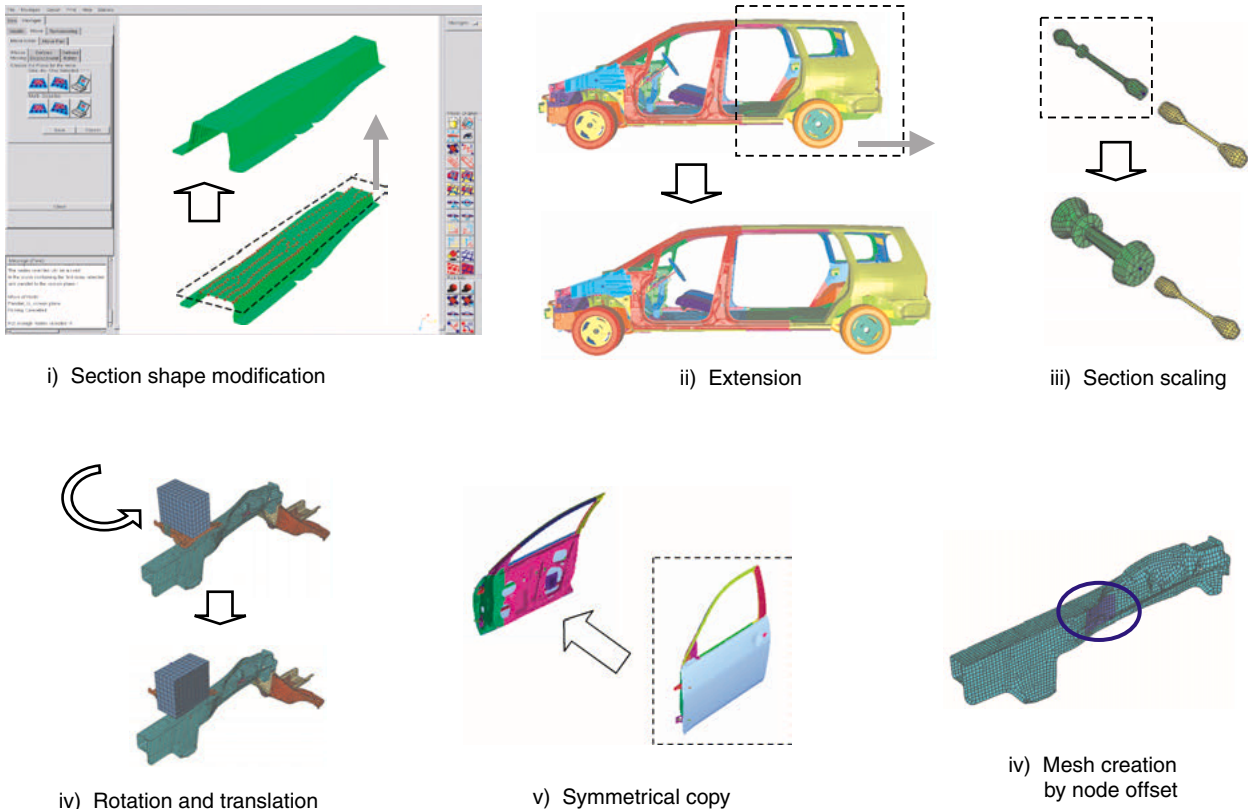
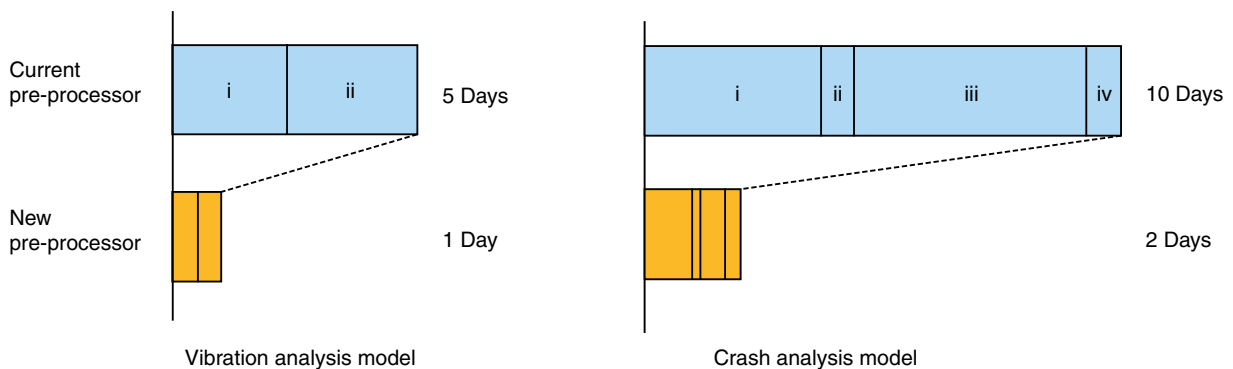


Fig. 13 Mesh data modification



- i Correction of initial penetration and interference
- ii Creation and modification of connection data
- iii Adding other mesh data and mass
- iv Creation of initial conditions and boundary conditions

Fig. 14 Modeling period

4. 適用事例

ここでは、実際に本プリプロセッサを用いて作成されたモデル事例を紹介する。

Fig. 14には従来モデリング手法とのモデリング期間の比較, Fig. 15にはテストとの計算結果の比較を示す。この例からも従来モデリング手法よりもモデリング期間を削減し、かつ計算精度も良好であることがわかる。

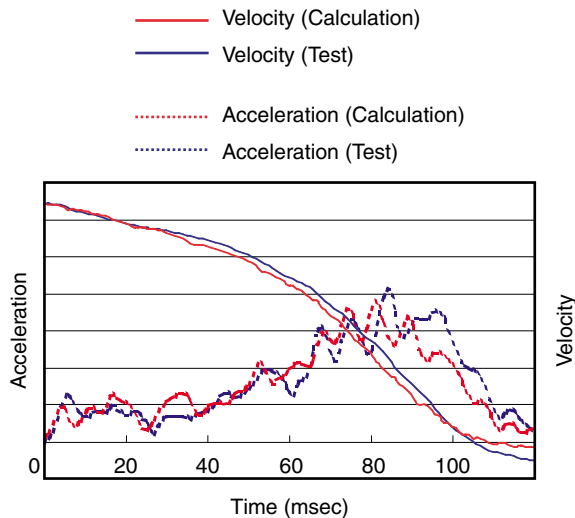


Fig. 15 Acceleration and velocity of floor in frontal offset crash

5. まとめ

上述の初期干渉自動修正機能, 解析別結合モデル自動作成機能, および物性値・部品・質量データベースの利用により,

- (1) 自動メッシュでホワイトボデーモデルが完成した後二日間で計算条件が付加できるようになった。
- (2) 従来, 専門者が行っていた解析業務にかかわって, だれでも行なうことができるようになった。
- (3) 仕様変更が容易かつ迅速に行われるようになった。

6. 参考文献

- (1) Shimada, K.: Physically-based mesh generation: automated triangulation of surfaces and volumes, Ph.D. Thesis, Massachusetts Institute of Technology, USA (1993)
- (2) Shimada, K., Liad, JH., Itoh, T.: Quadrilateral meshing with directionality control through the packing of square cells, Proceedings of 7th International Meshing Roundtable, p. 61-75 (1998)

- (3) Inoue, K., Itoh, T., Yamada, A., Furuhashi, T., Shimada, K.: Face clustering of a large-scale CAD model for surface mesh generation, Computer-Aided Design 33, p. 251-261 (2001)
- (4) 藤谷克郎: 自動車の設計開発とシミュレーションの現状と展望, 自動車技術, Vol.55, No.6, p.4-8 (2001)
- (5) RADIOSS-CRASH バージョン 4.2 マニュアル(2000), メカログジャパン株式会社
- (6) RADIOSS ENVIRONMENT 例題集 GUIDELINE バージョン 4.1(1999), メカログジャパン株式会社

■ 著 者 ■



中野 文雄



岩本 淳



高田 賢治



松浦 範和

フルビークルモデルによる車体振動解析技術の研究

Research for Vibration Analysis with Full-Vehicle model

横井 俊也*
Toshiya YOKOI
二宮 次郎*
Jiro NINOMIYA

岡村 健吾*
Kengo OKAMURA
長久 真樹*
Masaki NAGAHISA

要 旨

フロアとステアリングの振動低減技術構築を目的とし、サスペンションからボデーまで関係する部品全てを対象とするフルビークル解析技術に、実験的手法とシミュレーション技術の両面から取り組んだ。実験的手法においてはサスペンション加振による、フルビークルモーダル解析、実挙動解析、伝達経路解析を実施し、振動発生メカニズムを明確にした。得られた結果を基に実車改修を行った。シミュレーション技術においては対象部品すべてをモデル化し、実車と高い精度で一致する有限要素モデル(16万節点)を作成した。次に感度解析による弱点解析と有限要素モデル上での改修計算を実施した。実験的手法及びシミュレーション技術とも実車で振動レベル低減を確認し、解析技術の有効性を確認する事が出来た。

ABSTRACT

Techniques of full vehicle analysis directed at all suspension and body-related parts were combined with test-based engineering and simulation techniques in a two-sided approach intended to develop a technology for reduction of floor and steering vibration. The test-based engineering clarified the mechanism of vibration initiation by means of full vehicle modal analysis, operational deflection shape analysis, and transfer path analysis implemented by excitation of the suspension. Modifications were then made to an actual car based on the results obtained from analysis. The simulation techniques involved modeling of all the subject parts, and the creation of a finite element model (160,000 nodes) that matched the actual car with a high degree of accuracy. Sensitivity analysis was then applied to analyze the weak points, and calculations were made to implement modifications in the finite element model. Both the test-based engineering and the simulation techniques were confirmed to reduce vibration levels in the actual car, thus substantiating the validity of these analytical techniques.

1. はじめに

最近時の新車開発においては、環境対策として車体軽量化のニーズはますます強くなっている。また、衝突安全性能に関しても様々な衝突パターンでの試験方法が設定され、車体構造やボデー剛性に対し多くの要求がなされている。

一方、走行時のフロア及びステアリング振動は軽量化、衝突安全対策と背反する場合が多い。フロア及びステアリング振動に対する要求品質も以前より高くなっており、これら他性能と両立させるためには、発生要因を明確にした効率的な振動対策が必要になっている。しかし振動発生要因

はタイヤやサスペンションだけでなく、ボデーやステアリング構造など多くの部品に関与しているため、発生メカニズムを明確にする事が難しく、高度な解析技術が要求されている。

本研究はフロア及びステアリング振動に寄与する部品全てを対象としたフルビークル解析技術に取り組んだ。アプローチ手法として実車による実験的手法と有限要素法によるシミュレーション技術に取り組んでいるが、それぞれ振動の発生メカニズムを明確にし、振動の根本原因を対策することにより振動低減を実現したのでその内容を報告する。

2. 実車解析

2.1. 目標領域設定

はじめに、ステアリングホイールとフロアを評価点として、比較車との振動レベル差を感じやすい路面と車速条件を実走行で選定した上で、評価点振動レベルを計測した。選定した条件は少し荒れた路面で、車速は 45km/h である。計測結果をテスト車と比較車併せて Fig. 1 に示す。

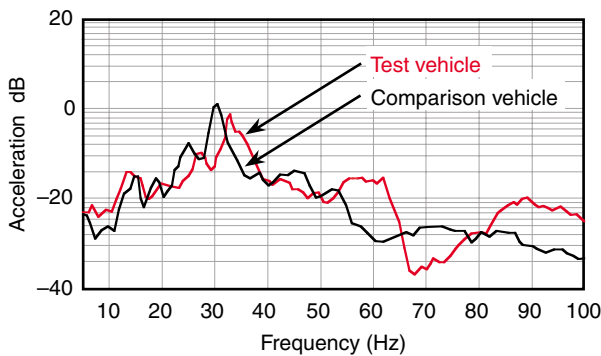


Fig. 1 Steering wheel vertical acceleration

このように二つの評価点の3方向並進加速度を計測し、比較車に対して劣っている周波数領域を抽出した。これを後に述べる実挙動解析と主成分分析を用いて、実車の動的挙動と入力寄与から要因が同じ領域で分類した。以下に、これら解析手法の概要を述べる。

2.2. 実挙動解析

実走での車両の挙動を解析する手法で、今回はサスペンションとボデーとを合わせて 341 点の3並進方向の加速度を実走計測し、アニメーション観察から該当周波数域での挙動形態を特定した。

2.3. 主成分分析

従来前輪と後輪を個別に加振して評価点応答に対する入力寄与を求めていたものを、多変量解析の手法を応用して、

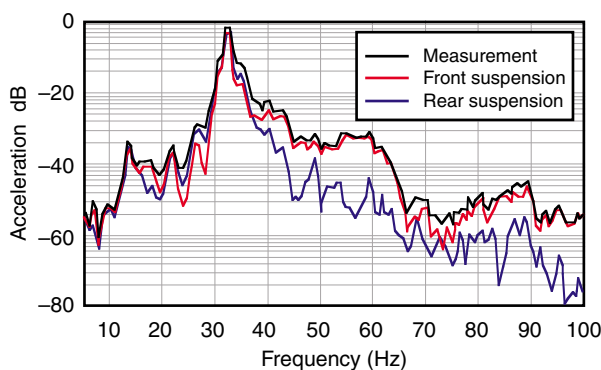


Fig. 2 Contribution of input force for steering wheel vertical acceleration

評価点振動方向別に入力形態の寄与を特定する手法で、実挙動解析の実走データをそのまま用いる。この結果、実走での評価点振動に対する入力寄与を周波数領域別に把握することが可能となる。以下にステアリング上下振動に対する主成分分析の計算結果を例として Fig. 2 に示す。

2.4. フルビークルモーダル解析

以上、目標領域設定に用いた解析手法を紹介したが、更に詳細に現象把握するために用いた他手法を以下に紹介する。一つ目は、いわゆる台上モーダル解析であるが、今回は実車で、前後輪別にばね下(ロアアーム)をバーストランダム加振した。このように実走時の入力点を加振することで、実走で励起されるモードを抽出出来る。また、この際同時に車体を2.5Hzで上下に定常加振を行い、高周波のフリクション成分の除去を行った。これにより、解析周波数は8~100Hzとした。

2.5. 伝達経路解析

ばね下は複数のサスペンションアーム等でボデーに接続されており、伝達経路別に寄与が分かれば、サスペンションブッシュでの対策も可能になる。二つ目の手法は、この経路別寄与を求めるための手法で、これには二つの計測が必要となる。一つは評価点を加振してサスペンション取り付け点の応答を計測(ボデー伝達関数計測)することであり、もう一つは実走でのサスペンションブッシュの変位を相対加速度から演算で求めてブッシュ動ばね定数を掛け合わせることでブッシュ伝達力を求める計測(入力計測)である。これを全てのサスペンション取り付け点の3軸方向で行うことで入力×ボデー伝達関数の総和として評価点の応答が計算上得られることになる。剛性が高いブッシュは変位が小さく、計測精度を確保することが困難な手法ではあるが、ステアリング前後振動に対する伝達経路解析の計算結果を例として Fig. 3 に示す。

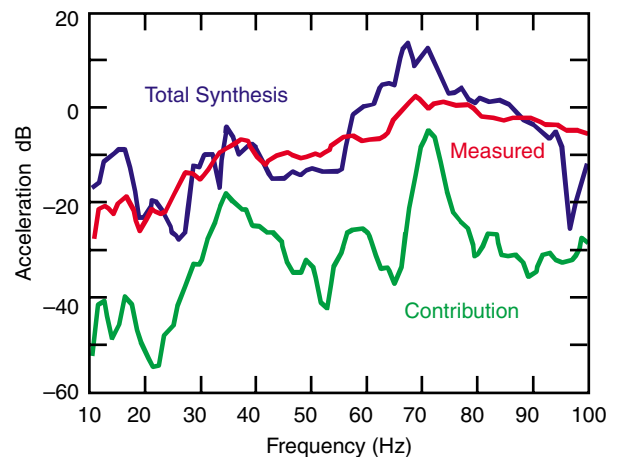


Fig. 3 Result of transfer pass analysis for steering fore-aft vibration

図中、赤線は評価点であるステアリング前後加速度計測値で、青線が同計算値であり、傾向的には似ている。計算値のうちの一伝達経路例が緑線である。35Hz および 70Hz 付近のピークに対して緑線で示した伝達経路の寄与が大きいことが確認できる。

2.6. 弱点解析結果

以上、解析手法の概要を紹介したが、これらを用いてテスト車が比較車に対して劣っている領域に対して各々の要因を解析した結果を二つ例をあげて示す。

最初の例は、26Hz付近でフロアとステアリングホイール共に上下方向が劣っている領域である。フルビークルモーダル解析では、この領域で① 25.43Hz のリヤサスペンション上下モードと② 27.89Hz のボデーせん断曲げモード、③ 32.07Hz のリヤサスペンション前後モードが抽出され、ステアリングホール上下振動に寄与が大きいのはモードシェープから②と③と予想された。各モードシェープを Fig. 4 ～ 6 に示す。

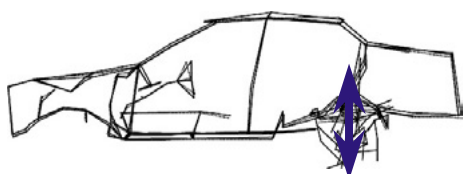


Fig. 4 Rear suspension vertical modal shape (台上モーダル解析)



Fig. 5 Body 2nd bending modal shape (台上モーダル解析)

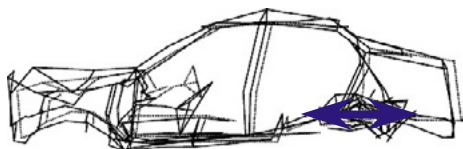


Fig. 6 Rear suspension fore-aft modal shape (台上モーダル解析)

ここで、実挙動解析の結果を確認すると、26.86Hz でボデーせん断曲げが抽出されて、その時のリヤサスペンションの動きは前後よりも上下に近いことが分かった。(Fig. 7)

台上モーダル解析だけでは、サスペンションの前後振動に注目してしまうが、この場合は上下振動を対策しなければならず、複数の手法で現象を正確に把握することの重要性が分かった。



Fig. 7 Body 2nd bending shape (実挙動解析)

二つ目の例は、75 ～ 100Hz でのステアリングホイール左右振動に対してである。台上モーダル解析の結果から 92.18Hz にフロントサブフレームの回転と前後動がステアリングシャフトの左右曲げを励起して、ステアリングホイールの左右振動が大きくなっていることが確認できた (Fig. 8)。通常、難しいといわれる高周波領域のモード分離であるが、線形性、相反性などを充分確認して計測した事と、モード分離を何度も確かめながら行う事により精度良く分離することが出来た。

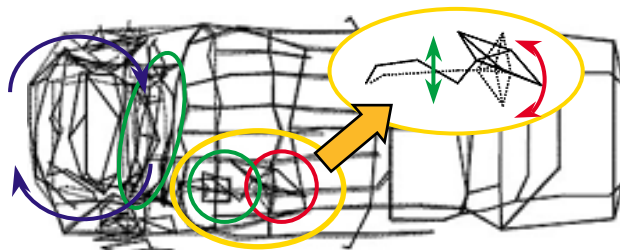


Fig. 8 Front sub frame yaw rotation modal shape (台上モーダル解析)

3. 実車改修による効果確認

3.1. モーダル感度とモーダルデザイン

以上の手法を用いて個々の弱点領域の要因は分かったが、より効果的な対策部位及び手法を特定するためには、感度の高い部位を特定する必要がある。

今回はモーダル感度解析の手法を用いて、対策必要部位の特定を試みた。感度解析の例を Fig. 9 に示す。

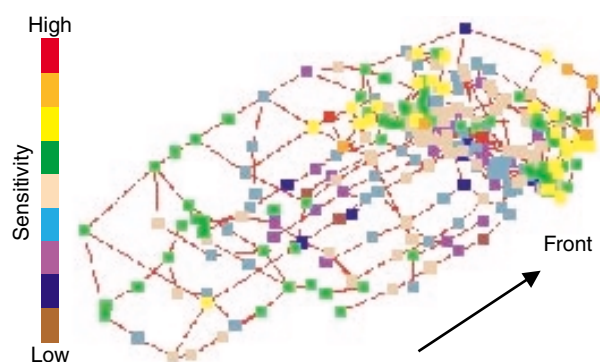


Fig. 9 Modal sensitivity

モーダル感度解析は、対象物の質量と剛性を変更した場合に、モード固有値と振幅レベルがどれだけ変化するかを算出する手法で、対策効果の高い部位を特定するのに有効である。

また、実際の構造に依らずに部位間に架空の剛性部材を付与することも出来るため、新規構造を検討することも可能である。

次に、質量と剛性の変更を施すことによる効果予測をモーダル改修計算の手法を用いて行った。モーダル改修計算では、まずモーダルモデルに対して質量と剛性の変更を行い、改修モデルを作成する。このモデルでの固有値解析から、質量と剛性変更前後のモード固有値と振幅レベルを比較することが可能となり、対策による効果度合いをFig. 10のように予測することができる。

さらに、質量と剛性変更後の伝達関数を合成計算することで、対象モードから離れた周波数域についての特性変化も確認できる。合成計算の例を Fig. 11 に示す。

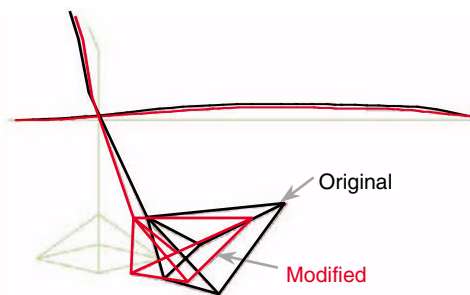


Fig. 10 Modal sensitivity
(Steering wheel lateral acceleration)

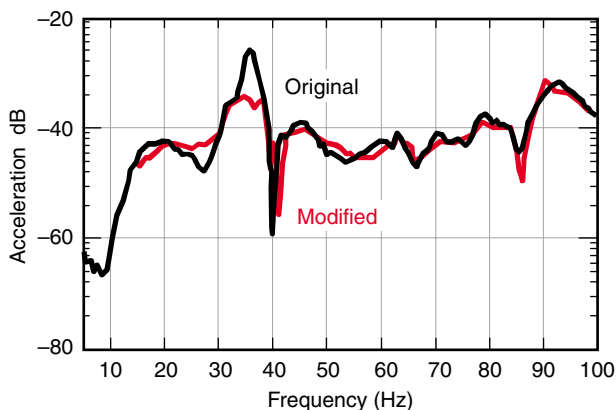


Fig. 11 FRF's synthesis

3.2. 実車改修例

以上述べたモーダル感度解析とモーダル改修計算により、振動低減に対して効果的な改修案を見出せた。

そこで実車を改修し、振動対策車を製作した。改修した内容の例を Table 1 に示す。

Table 1 Example of modification

Target modes	Details of modification
Local modes steering wheel, shaft hanger	· Increase stiffness for steering shaft bending · Reinforce steering hanger right connection to A-pillar
Local modes of rear sub-frame	· Front part of rear sub-frame reinforce + additional beam to body · Rear suspension lower arm connecting point reinforce
2nd body bending mode	· Increase stiffness of rear side frame · Front body (lateral and vertical) reinforce

3.3. 改修効果確認

実車解析をベースに製作した対策車の振動レベルを実走計測し、目標レベルに対する達成度合いを検証した。

今回の対策による効果確認結果を Fig. 12 に示す。ステアリング振動レベルが多くの周波数帯域で低減され、特に 25 - 40Hz においては大幅な低減が達成されていることが確認された。

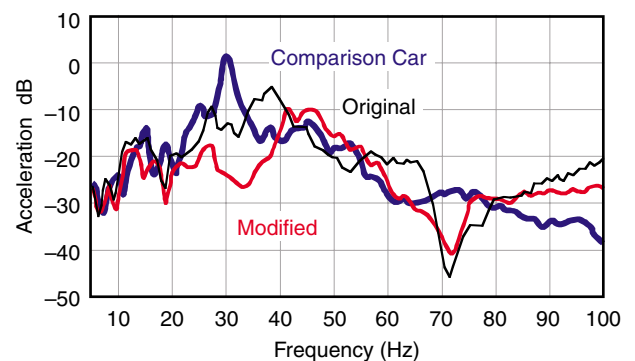


Fig. 12 Result of modification
(Steering wheel vertical acceleration)

4. シミュレーションモデル作成

いままで述べてきた手法はテスト車を必要とするが、新車開発サイクルの短縮によって、テスト車なしで振動レベルを予測しなければならない場合がある。

そこで次に予測技術のためのフルビークル有限要素モデルを作成した。台上モーダル試験データとコリレーションを取るため、ばね下(ロアアーム)～フロア及びステアリング間の周波数応答関数(Frequency Response Function, 以下 FRF と述べる)が計算できることをモデル作成の目標とする。これに実走より求めた路面入力を掛け合わせ、実車のフロアとステアリング振動を予測計算する事が可能となる。

4.1. モデル作成の流れ

対象とした部品は、サスペンション、エンジン及び排気系、トリムボデー、ステアリングシステム(ギアボックス、ハンガー、コラム、ホイール)である。ここでいうトリムボ

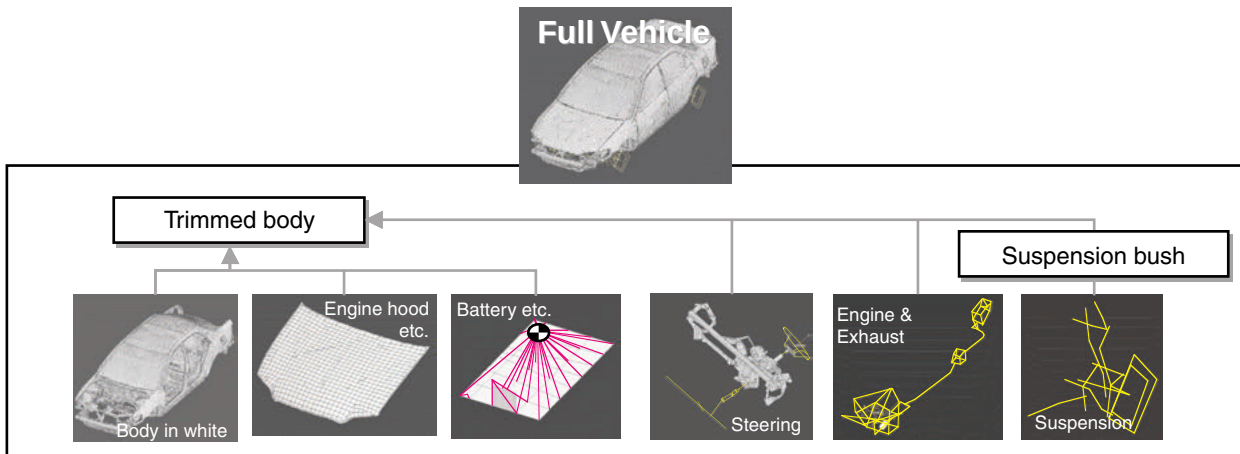


Fig. 13 Flow of full vehicle modeling

デーとは、実車からサスペンション、エンジン及び排気系、ステアリングシステム(ホイール、コラム、ギアボックス)を除いたものをいう。

まず単体部品ごとに有限要素モデルを作成し、単体試験結果によりコリレーションを行った。モデル化手法は各部品の振動に対する影響度を考慮して部品ごとに変えてある。次に各部品を結合してフルビークル有限要素モデルを作成する。

手順を取った。この手法はモデル作成を3-4人で平行して行うことが可能で、有限要素モデル不具合の原因究明が早くなる手法である。モデル作成の流れを Fig. 13 に示す。

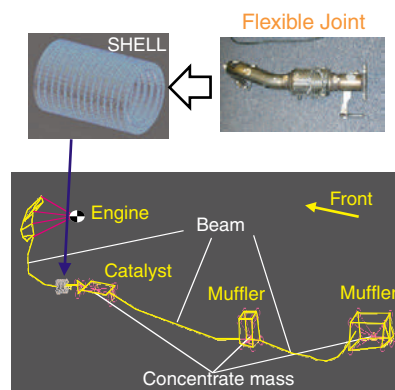


Fig. 14 Engine and Exhaust model

4.2. トリムボデー

音響解析用に作成されたトリムボデーの有限要素モデルを使用した。このトリムボデーモデルはホワイトボデーモデルから作成され、トリムパーツの内、エンジンフードのように精度に影響する部品は詳細にモデル化され、バッテリーなどは影響度が少ないとして単に集中マスとした。また、サブフレームもここで詳細にモデル化されている。モデルはホワイトボデーとトリムボデーの実験モーダル結果と比較しコリレーションを行っている。ここで重要なのはサスペンション取付点の局所的な剛性であり、取付点イナータンスを指標にコリレーションを行った。

4.3. エンジン及び排気系

エンジンは加振結果より 200Hz 以下に共振点を持たないため集中マスとして、質量と慣性モーメント(6方向)を与えた。

排気系は 100Hz 以下に多くのモードを持つためモデル化が必要だが、排気管はBAR要素、触媒ユニットとマフラーは集中マスで表現した。実験モーダル結果とコリレーションを取った結果、フレキシブルジョイントは詳細にモデル化する必要があることが分かり、SHELL 要素で表現した。作成されたモデルを Fig. 14 に示す。

4.4. サスペンション

サスペンションは単体の実験モーダル試験を行い、得られたモーダルパラメーターを直接マトリクス入力形式(DMIG 形式)に変換する事により有限要素モデル化している。この手法の利点は、非線形性が強く有限要素モデル化が難しいサスペンションを74節点という非常に小さなモデルで表現できることである。さらに実験モーダルにより得られるデータをそのまま入力するため高精度である。逆に欠点は一度作成したモデルは仕様変更ができない事である。単体の試験を行うため、今回はコンクリートのジグでしっかりと固定したサブフレームにサスペンションを取付け加振試験した。作成されたモデルはサスペンションブッシュを介してサブフレームに結合している。ブッシュの特性は単体で計測された動バネ値を使用している。作成されたモデルを Fig. 15 に示す。

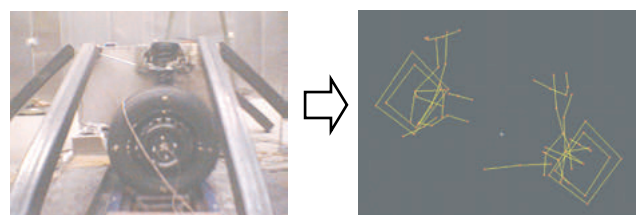


Fig. 15 Testing of suspension and FE-model

4.5. ステアリングシステム

ステアリング振動を良好に再現するため、ハンガー、コラム、を SHELL 要素で詳細にモデル化した。ただし、ギアボックス、とホイールは BAR 要素で簡易的にモデル化している。これも加振試験結果とコリレーションを行った。作成されたモデルを Fig. 16 に示す。

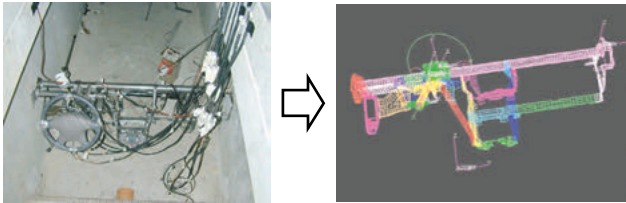


Fig. 16 Steering system

4.6. フルビークルモデリング

各サブモデルをつなげる事により作成したフルビークルモデルを Fig. 17 に示す.

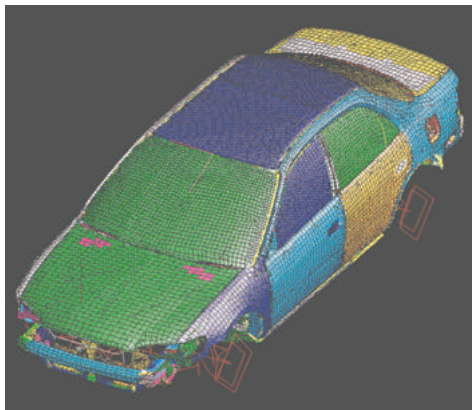


Fig. 17 Full vehicle FE-model

得られたモデルでサスペンション入力に対するフロアとステアリングの応答(3方向)を実車計測結果と比較し、コリレーションを行った。ここでは主にサブモデルの結合部の剛性を変更する事により精度向上を図った。

最終的に出来上がったモデルの精度を、ばね下～ステアリングとフロアの FRF で表したのが Fig. 18, 19 である。

10 ～ 90Hz の周波数帯域で実車計測データ (Actual Car) と比較した結果、今回作成した有限要素モデルの精度は、振動レベル予測に十分使用できると判断した。

5. 改修計算による構造検討

5.1. 概略

第4章で説明した振動解析用フルビークルモデルを用い、振動レベルを目標値に低減する改修案の検討ならびにその効果予測を行った。まず、感度解析で改修すべき部位を特定

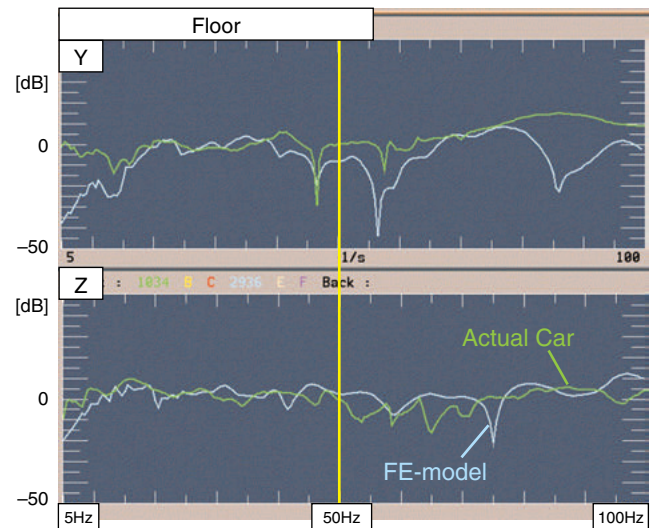


Fig. 18 Final synthesis with full vehicle model

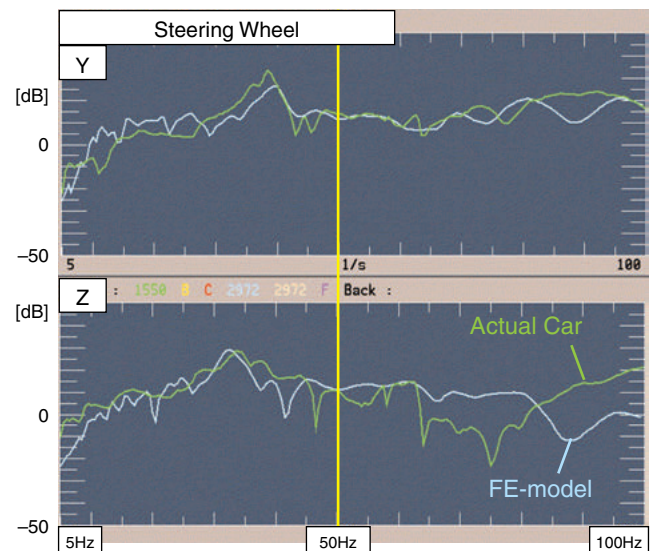


Fig. 19 Final synthesis with full vehicle model

し、次に簡易的な改修を行い、その効果を予測した。

本検討によって、振動レベルを効果的に低減する改修を行うことが可能となった。

5.2. 改修部位の特定

効率よく改修を行うために、以下に説明する三つの手法を用いた。

(1) 主要モードシェイプの観察

これは、評価指標に影響の大きい主要なモードシェイプを抽出し、定性的に補強が必要な部位を決定するための方法である。Fig. 20に評価指標の一つに影響の大きいステアリングホイール左右曲げモードの形状を示す。

(2) ひずみエネルギー

この手法は、定量的に改修すべき部位を特定するためのものである。(1)で選択した主要モードすべてのひずみエ

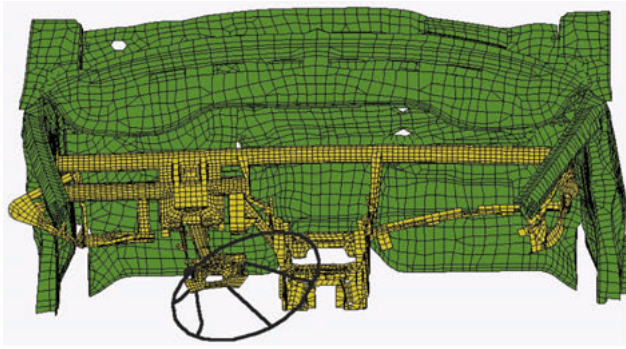


Fig. 20 Steering wheel lateral bending mode

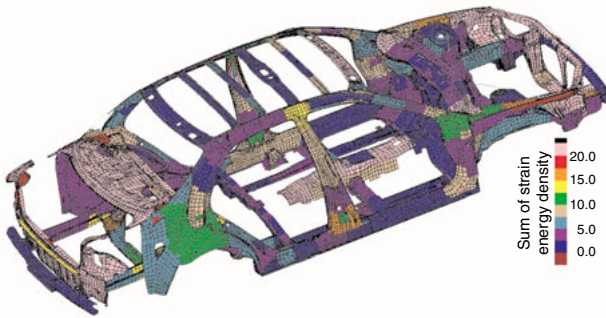


Fig. 21 Strain energy density of body shells

エネルギー密度を合計し、改修部位を特定する。Fig. 21にグループごとのひずみエネルギー密度の合計値分布を示す。ここで、ホワイトボディを構成する各部品をそれぞれ一つのグループとしてひずみエネルギー密度を算出している。本手法では、ひずみの大きさによって、改修効果の高いグループ、つまり部品を特定する。

(3) 周波数応答関数(FRF)感度

最後に、実際に評価関数として用いているFRFの感度を用いる手法を説明する。感度計算には、通常の有限要素法を用いた。Table 2に感度解析の目的関数、制約条件、および設計変数を示す。目的関数には、サスペンション入力によるフロア三方向およびステアリング三方向の合計六つのFRFレベルを用いた。Fig. 22に示すように、各FRFで着目周波数 $\pm \Delta f$ [Hz]の応答ゲインの和を求め、フロアおよびステアリング三方向のFRFの和を合計した値を最小にすることを目的関数としている。

Table 2 Calculation conditions of sensitivity analysis

Objective function	minimize	$\sum_{j=1}^6 \sum_{i=1}^n G_j(f_i)$
Constraint condition	subject to	$W_{opt} \leq W_{init}$
Design variance		shell thickness

$G_j(f_i)$: FRFj Response gain at f_i ($i = 1, 2, \dots, n$; $j = 1, 2, \dots, 6$)

n : Number of evaluation frequencies

W_{opt} : Optimized weight

W_{init} : Initial weight

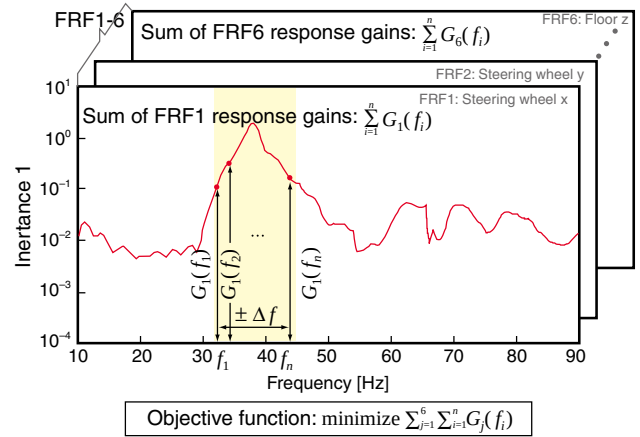


Fig. 22 Objective function of sensitivity analysis

この計算によって得られたFRF感度をFig. 23に示す。ここで(2)と同様に、感度はホワイトボディを構成する各部品をそれぞれ一つのグループとして、グループごとに計算している。本手法では、直接FRFに対する感度を計算しており、ひずみエネルギーを用いた場合よりも効果的に改修効果の高い部位を特定できる。

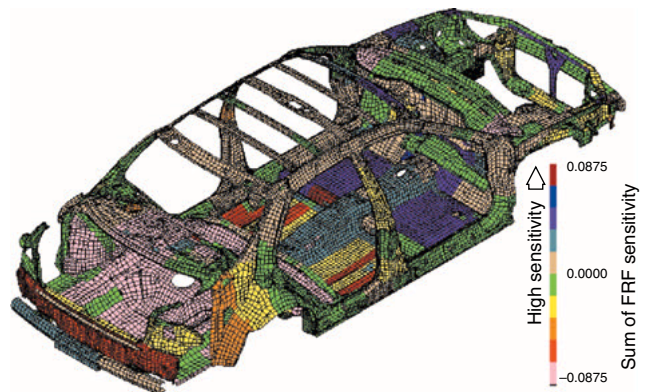


Fig. 23 FRF sensitivities of body shells

5.3. 改修案効果予測結果

前節で述べた手法を用いて行った改修の効果予測結果を示す。Fig. 24にボデー改修の例を、また、Fig. 25にステアリング改修の例と評価指標への効果を示す。この図より、各々の改修によって10～30%の振動レベル低減が可能となることがわかる。これらの改修を行った場合のフロア2方向、ステアリングホイール2方向の実走振動レベル予測結果をFig. 26、およびFig. 27に示す。この結果より、これらの改修を行うことにより、70～90Hz領域と35～40Hzのステアリングの振動レベルを低減できると予測された。

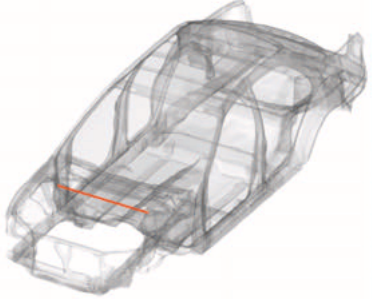
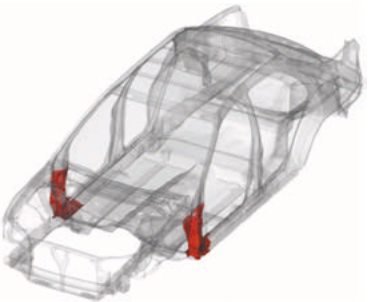
Countermeasure		Effect
Lateral stiffness between front damper base		Floor y, z: -20%
A-pillar lower and side sill connection		Floor Y, Z: -10% Steering wheel x, y, z: -10%
Thickness x 2		

Fig. 24 Examples of body refinement for floor and steering wheel response

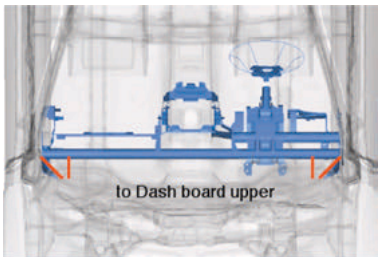
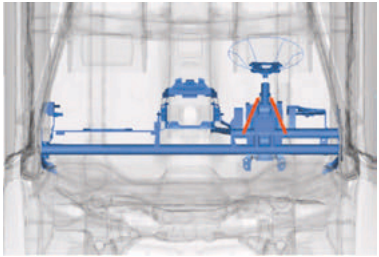
Countermeasure		Effect
Connection from steering hanger to body		Floor y, z: -25% Steering wheel x, z: -30%
Connection from steering outer shaft to hanger		Steering wheel y: -25%
Additional bars		

Fig. 25 Examples of steering refinement for floor and steering wheel response

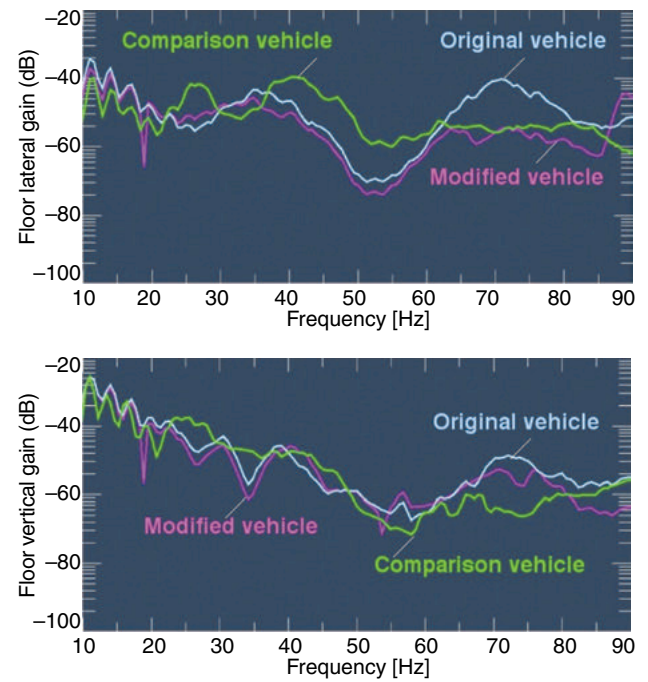


Fig. 26 Floor response gain of comparison, original and modified vehicles

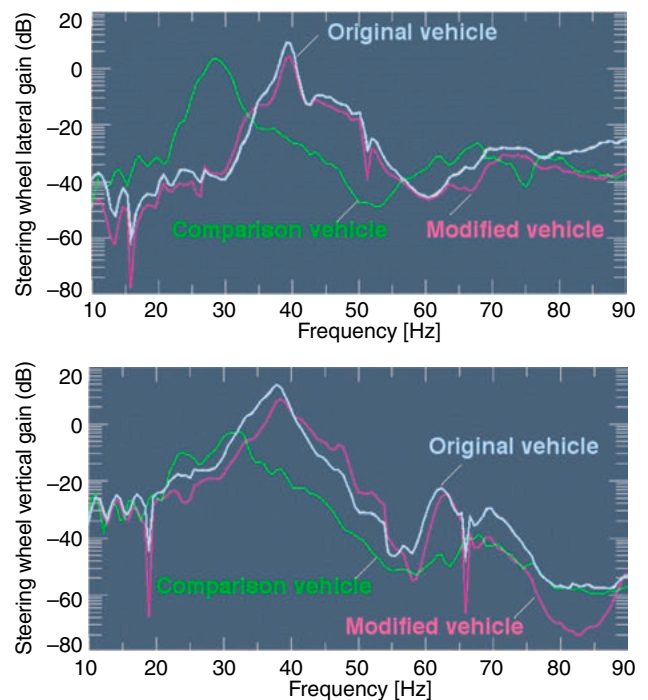


Fig. 27 Steering wheel response gain of comparison, original and modified vehicles

5.4. 改修案効果実測結果

計算結果より得られた対策をもとに実車改修を行い効果を確認した。フロアの上下方向振動レベルが Fig. 28, ステアリングの上下方向振動レベルが Fig. 29 である。

70 - 90Hz 領域と 35 - 40Hz のステアリング応答の改善効果が、計算結果と一致し、振動レベルを低減することが出来た。

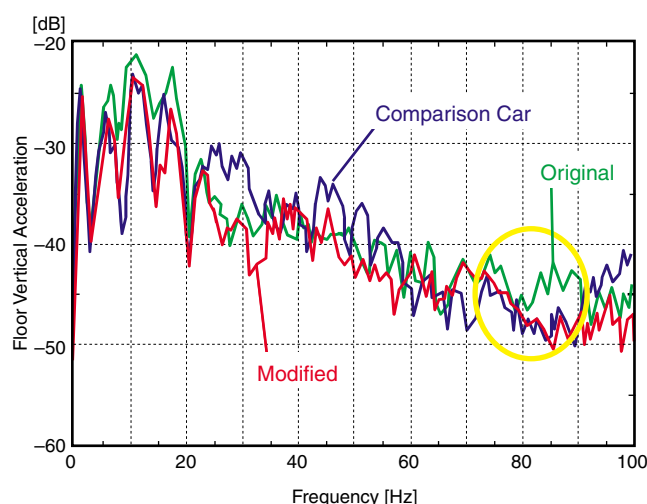


Fig. 28 Floor vertical acceleration

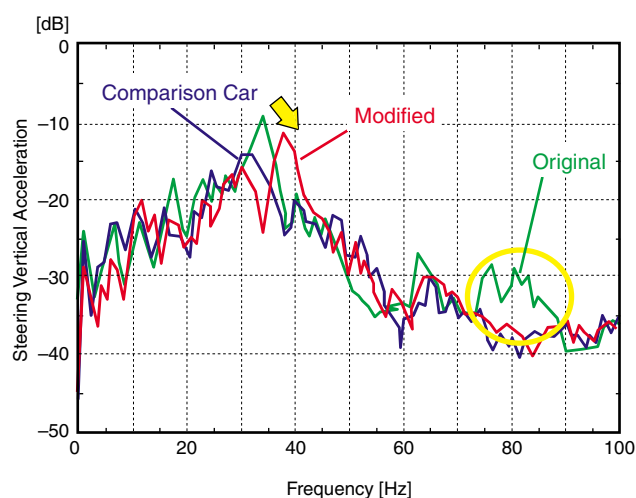


Fig. 29 Steering vertical acceleration

実際には、実現象の把握を実験的手法で行い、メカニズム解析と改修案の検討は実験的手法とシミュレーション技術の両面から行う。そして改修の効果を実験的手法で確認するという、実験的手法とシミュレーション技術を融合させた開発(ハイブリッド開発)が、解析時間、解析精度、効果的な対策の面で優れていると考える。

7. 謝辞

本研究においては、LMS International の皆様の多大な御協力を頂きました。本紙面を借りてお礼申し上げます。

6. まとめ

本研究により、フロア及びステアリングの振動解析について以下の成果を挙げる事が出来た。

- (1) 実験的手法、シミュレーション技術の両面からフルビークル解析に取り組み、振動の根本原因を対策する改修を予測する事が出来た。
- (2) その内容で実車を改修して、振動低減効果の傾向が予測と一致する事が確認できた。

また今回フルビークル解析で実験的手法とシミュレーション技術に取り組み、それぞれの利点を改めて把握する事が出来た。

・実験的手法の利点

振動レベルが正確に確認できる。

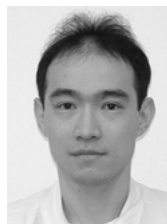
実際の振動発生メカニズムを正確に把握できる。

・シミュレーション技術の利点

実車無しで振動レベル予測とメカニズム解析が行える。

実車では不可能な構造検討が出来る。

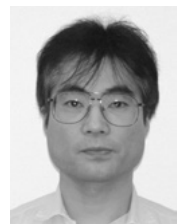
■ 著 者 ■



横井俊也



岡村健吾



二宮次郎



長久真樹

CVT用金属ベルトの開発

Development of Metal Pushing V-Belt for Continuously Variable Transmission

矢ヶ崎 徹*
Tooru YAGASAKI
石井 和夫*
Kazuo ISHII

青山 英明*
Hideaki AOYAMA
岡田 善成*
Yoshinari OKADA

斎藤 俊博*
Toshihiro SAITO
有川 守*
Mamoru ARIKAWA

要 旨

金属ベルトは CVT の核技術であり、Van Doorne & Transmissie b.v. 以外量産に至っていなかった。Honda は長年に渡り行ってきた伝導機構解析による知見と、新たに行った緩み側の機構解析および数値解析手法を活用し、自動車メーカーとして世界で初めて金属ベルトの自社開発に成功した。本金属ベルトの特徴は CVT のコンパクト化およびレシオレンジの拡大をはかるため、プーリへの最小巻き付き径の小径化と高強度化を達成したことである。

ABSTRACT

Metal pushing V-belt is the core technology of CVT. Up to the present, only Van Doorne's Transmissie b. v. has engaged in mass production. As a result of knowledge obtained from ongoing analysis of the power transmission mechanism, newly conducted measurements of block compression force for slack string and numerical analysis, Honda is the first automotive manufacturer to have independently developed the metal pushing V-belt to mass production stage. This newly developed metal pushing V-belt features reduced pitch diameter and increased power transmission, to achieve compactness of the CVT and a wider ratio range.

1. まえがき

金属ベルトは、各社で長年研究されているが、VDT 社 (Van Doorne & Transmissie b.v.) 製以外量産には至っていなかった。この原因として、CVT (Continuously Variable Transmission) は理想の車両用変速機として研究されてきたものの、金属ベルト CVT においては伝達容量、伝達効率、発進性能、量産性等の困難な多くの課題のため普及が遅れていて⁽¹⁾、金属ベルトの開発についての論文が現在までほとんどなく、その技術の全貌が明らかにされていなかった⁽²⁾ ことおよび、VDT 社の特許網が強固であること⁽³⁾ が考えられる。今回、Honda が長年に渡り行ってきた伝導機構解析による知見 (同志社大学との共同研究)^{(4)~(6)} と新たに行った緩み側の機構解析および数値解析手法⁽⁷⁾ を活用し、金属ベルトの自社開発に成功した。本稿では、ベルトの諸元と開発概要について紹介する。

*栃木研究所

2. 開発コンセプト

CVT にはコンパクト化と、発進駆動力の確保および燃費向上のため、レシオレンジ拡大のニーズがある。コンパクト化をはかるには、軸間距離の短縮が必要であり、その際、レシオレンジを維持もしくは拡大するには、最小巻き付き径の小径化が必要となる。しがしながら、最小巻き付き径を小径化し、同じトルクを伝達する場合、金属ベルトは必要側圧が高くなるため、リングに作用するの平均張力と、ベルトがプーリに巻き付く際の曲げによるリングの応力振幅が増加するため、高強度化が必要となる。そこで本開発のコンセプトを下記に定めた。

金属ベルトの構造をプーリへの最小巻き付き径の小径化が可能な構造とすると共に、リングに対する負荷を軽減し、耐久性を向上させる。

3. 金属ベルトの構造および各部の諸元と改良の要点

3.1. 金属ベルトの構造

金属ベルトは数百枚のエレメントと複数層、二束のリングにより構成される (Fig. 1 参照)。

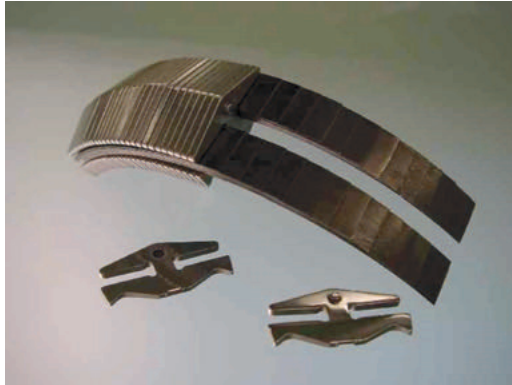


Fig. 1 Metal pushing v-belt

3.2. エレメント

エレメントはプーリに挟まれた、推力を支持する可動ブロックであり、左右二束のリング軌道上で互いに押し合うことにより、ドライブプーリからドリブンプーリへのトルク伝達を行う。Fig. 2はエレメントの構造と名称を示した図である。

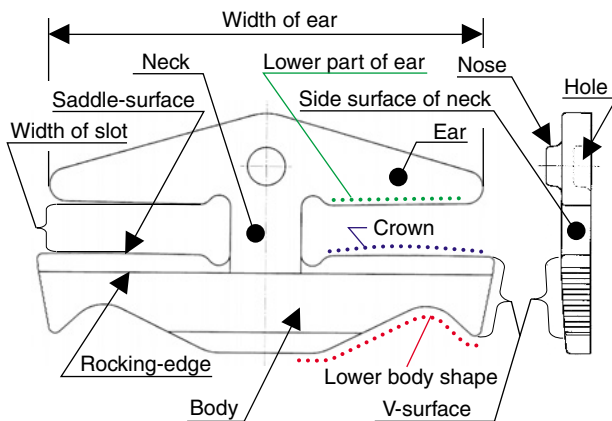


Fig. 2 Configuration of elements

3.2.1. V面長さ

同一シャフト径のプーリにおいて最小巻き付き時、従来使用していた他社製金属ベルトのエレメント (以下従来エレメントと略す) ではV面下部がプーリシャフトに最も干渉しやすい位置であった。本開発のエレメントでは、V面長さをボデー下部よりも短縮することで、V面とプーリシャフトの干渉を防止でき、最小巻き付き時の小径化を可能とした。その結果同一軸間距離、同一プーリで10%のレシオレンジ拡大が可能となった。Fig. 3は従来使用していた他社製金属ベ

ルト (以下従来ベルトと略す) と本開発ベルトについて、最小巻き付き時のプーリとエレメントの位置関係を示した図である。

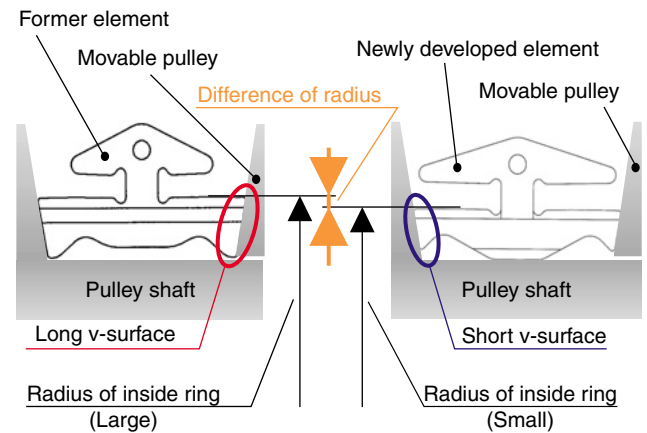


Fig. 3 Achievement of wider ratio

3.2.2. V面剛性

エレメントのV面がプーリV面と平行に変位することで良好な摩擦特性を確保できるよう、ボデー下部形状を、エレメント強度とV面摩擦特性から設定した。

3.2.3. V面溝 (溝幅/ピッチ)

本開発のベルトでは、V面長短縮による実接触長さ確保のため、従来ベルトが75%であったエレメントのV面溝比を45%とし、従来ベルトと同等の摩擦係数、潤滑性能、耐摩耗性を確保した。

3.2.4. イヤー幅

最外周リングとの接触により、リングに発生する応力を低減するため、イヤー下部がリングのクラウニング中心からプーリ寄りで接触するように、従来エレメントよりイヤーの幅を延長した。

3.2.5. スロット幅

従来エレメントよりイヤー下部とサドル面間のクリアランスを大きくした。これにより、エレメントのノーズ、ホール部が、常にリングとイヤー下部よりも先行して接触する構造とし、リングとの接触応力を緩和した。

3.2.6. ノーズ高さ

耐久劣化によりトータルエレメント間クリアランス (3.4.1. 参照) が拡大しても、ノーズがホールから外れることなく、整列性を確保するため、従来エレメントよりノーズを高く、ホールを深く設定した。

3.2.7. ノーズ、ホール位置と径

成形の容易なイヤー部中央に設置し、エレメントのノーズとホールの接触が、イヤー下部とリングの接触よりも先に発生する構造とした。ノーズ、ホール径を拡大すると共に、ノーズ、ホールの根元R形状やテーパ角を変更し、ノーズ、ホール強度を向上させた。

3.2.8. エLEMENT接触面

ELEMENTが弦部で整列して動力伝達を行う際、前後のELEMENT同士が接触する位置をイヤーの両端二箇所とネック下部からロッキングエッジ中央部の三箇所に限定した。これにより、弦部でのELEMENT整列性を良好に保つことができ、ベルト挙動を安定させられる。さらに、プレス加工における板厚、金型の管理を容易にした。

3.2.9. クリアランス調整用ELEMENT板厚

クリアランス調整用ELEMENTに板厚 1.6mm のELEMENTを用いることで、調整用に板厚1.4mmのELEMENTを用いた従来ベルトと同等のトータルELEMENT間クリアランス(3.4.1. 参照)の調整能力を持ちながら、ELEMENTの強度を向上することができた。

3.3. リング

リングは複数枚に積層した二束のアセンブリ状態で使用し、プーリ巻き付き部で、ELEMENTをプーリに押し付ける作用を受け持ち、二つのプーリ間(弦部)でELEMENT軌道を定める。Fig. 4はリングおよびリングアセンブリの構造と名称を示した図である。

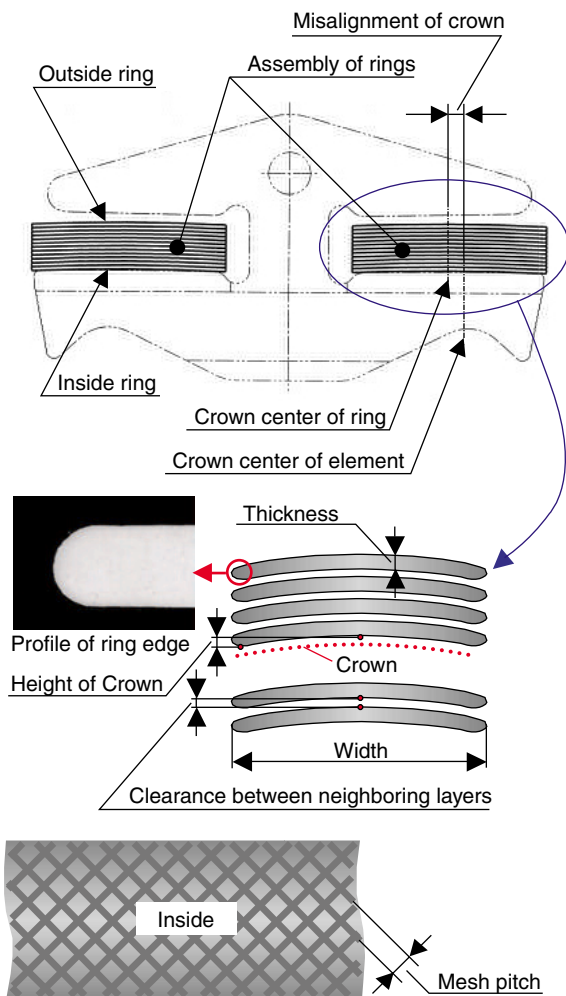


Fig. 4 Structure of rings and ring assembly

3.3.1. 幅

一般的にプーリ可動に伴い、ミスアライメントが生じることが知られる⁽²⁾。したがって、レシオレンジ拡大により増加するプーリ間のミスアライメントを吸収できるように、リング幅を短縮した。また、ELEMENTサドル面とのオーバーハング量を耐久性に悪影響のない範囲に設定した。

3.3.2. 端部形状

リング端部のELEMENTのネック側面、あるいはプーリV面との接触時に、リングが受ける負荷を低減するため、リング端部はフルラウンド形状とした。

3.3.3. メッシュ形状

リング間の油膜保持、センタリング性確保、および生産性確保のため、メッシュ形状を等ピッチに設定した。

3.3.4. クラウニング形状

リングとELEMENTのクラウニング中心のオフセットにより、金属ベルトの運転時、積層リングには、プーリV面側に向かう力が発生し、安定した挙動を示す。これにより、リングが常にELEMENTのネックに比べ、より滑らかなプーリV面側に寄るため、不連続面であるELEMENTのネックとリング端部が接触する頻度が少なく、リング端部の摩耗や損傷の防止の効果を持たせた。

3.3.5. 曲がり

製造工程で曲がったリングが組付けられると、リング端部が局所的にプーリV面やELEMENTネックの端部に接触して金属ベルトの耐久性に影響を与える。また、積層されているリングは、上下に位置する別のリングとクラウニング中心が不一致となるため、センタリングが不安定になり、内周面や外周面あるいは各層のリング端部で異常な摩耗が発生し易くなる。このため、新たに考案したリング曲がり測定手法により、リング曲がり量を規定の範囲内に管理した。

3.3.6. 積層クリアランス

リングの耐久性向上および潤滑性確保のため、リング間クリアランスに対し適切な範囲を設定した。

3.4. ベルトアセンブリ

金属ベルトアセンブリは、数百枚のELEMENTと、二束のリングを組み合わせた状態であり、組み合わせたELEMENTとリングの単品精度の累積が精度に表れる。

3.4.1. トータルELEMENT間クリアランス

トータルELEMENT間のクリアランスが大きいと、ドライブ側プーリ内でのELEMENTのスリップ範囲と速度が増大し、プーリV面の摩耗が促進される。

(4.1.2. Fig. 7 参照)

また、小さすぎると効率に悪影響を与えるため、適切な範囲を設定した。Fig. 5においてシックネスゲージが挿入された隙間がトータルELEMENT間クリアランスである。

3.4.2. ELEMENT間クリアランス左右差

ELEMENT間クリアランスの左右差が大きな場合、プー

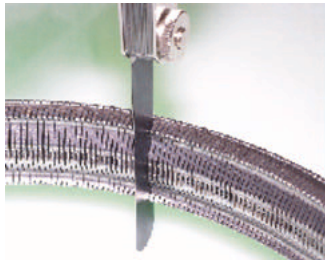


Fig. 5 Total clearance of elements

リV面とエレメントV面の接触に偏りが生じ、摩耗が促進されるため、一定値以下に管理した。

3.4.3. 左右リング周長差

左右リングの内周長が異なる場合、片側のリングのみが大きな張力を分担することになり、耐久性に悪影響を与えるため、一定値以下に管理した。

3.4.4. エレメントの平均板厚差(上下差, 左右差)

上下方向にエレメント板厚が偏っている場合、サドル面がリングを押し上げてリングに過大な張力を発生させたり、最外周リングとイヤー下部が接触し、挙動が不安定になる等により、ベルトの寿命に悪影響を与える。また左右方向に偏っている場合、エレメントのネック側面とリング端部が接触し、リングの端部が局部的に高面圧を受ける可能性があるため、エレメント平均板厚差を規定範囲内に管理した。

4. 機構解析

金属ベルトの機構解析として、緩み側弦部のエレメント間隙を測定し、適切なトータルエレメント間クリアランスを設定した。

4.1. トータルエレメント間クリアランス設定

4.1.1. 運転中のエレメント間隙量変化

Fig. 6 は、縦軸を運転中のエレメント間隙量、横軸を時間とし、トータルエレメント間クリアランスの設定に対する挙動変化を示したグラフである。運転中のエレメント間隙量は、ドリブンプーリからドライブプーリに掛けての弦

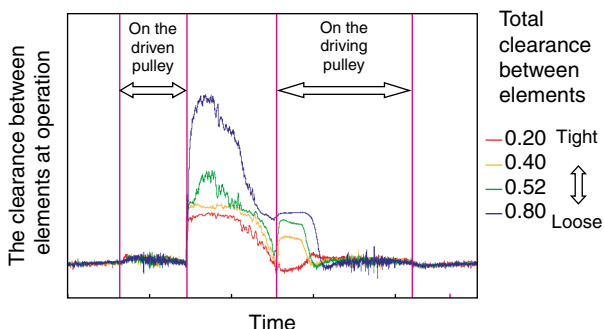


Fig. 6 Clearance between elements at operation

部で最大値を取った後、ドライブプーリ入口で急激に減少する。さらに再びドライブプーリ上で増大し、ドライブプーリ中程で急激に減少しゼロとなる。また、トータルエレメント間クリアランスが増加するに連れ、運転中のエレメント間隙量は増大する傾向を示している。

4.1.2. ベルトとプーリの相対スリップ速度

Fig. 7 は運転中のエレメント間隙量がドライブプーリ中程で急激にゼロになる際の、ベルトとプーリの相対スリップ速度を算出して示したグラフである。

縦軸にベルトとプーリの相対スリップ速度、横軸にトータルエレメント間クリアランスを示している。ベルトとプーリの相対スリップ速度は、トータルエレメント間クリアランスがp点まではほとんどゼロであるが、p点～q点を過渡領域として、q点以降増加する。本開発のベルトでは、p点以降、ベルトのプーリに対するスリップ速度の増加により、エレメントV面、プーリV面間の摩耗が発生し易くなることを考慮し、ベルトアセンブリとして適切なトータルエレメント間クリアランスの範囲を設定した。

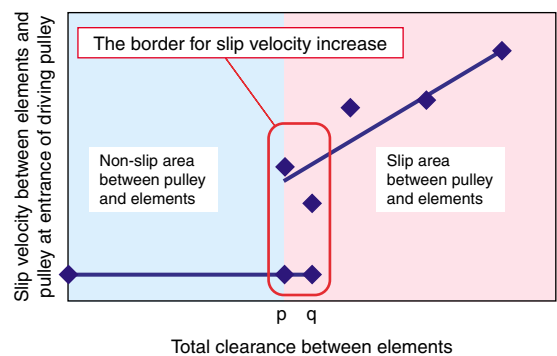


Fig. 7 Slip velocity between elements and pulley on driving pulley

5. 耐久性と信頼性

ベルトの強度は各種耐久試験の実施および、その条件に対する応力シミュレーションの実施により、向上をはかった。材料では介在物の新しい評価手法を確立した。

5.1. ベルト挙動・応力シミュレーション

シミュレーションの手法については既報⁽⁷⁾に掲載しているため割愛する。

5.1.1. ベルト耐久強度

Fig. 8 は縦軸に最内周リングの応力振幅、横軸にベルトの繰り返し曲げ回数を示したS-N線図である。従来ベルトに対する本開発ベルトの応力を、二水準の負荷に対し解析した。その結果、本開発ベルトは、従来ベルトより低い応力を示した。

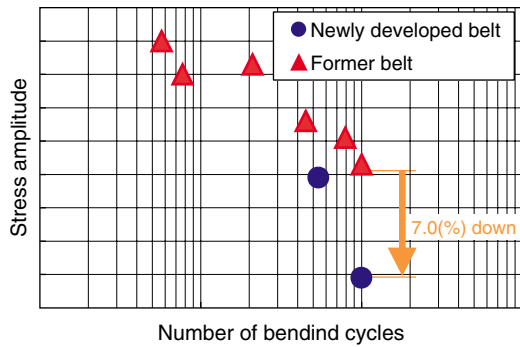


Fig. 8 S-N diagram of CVT belt

5.1.2. リング応力差の原因

さらに、運転条件を同一としたときの最内層リングに発生する応力の波形を Fig. 9 に示す。応力波形の違いは Fig. 9 中 e および f で示したドリブnpリー巻き付き部の応力変化に顕著に表れている。本開発ベルトの波形はプリー出入口で滑らかに変化しており、エレメントのピッチング挙動の変化率に着目し比較してみると、プリー出入口近傍で、ピッチング変位角度変化が小さいことがわかった。(Fig. 9 中 g および h の領域)。Fig. 10 はドライブプリー出口からドリブnpリー入口に掛けてのエレメントのピッチング変位角度変化を示した図である。

リングはピッチング変位角度変化の反力を受けることから、本開発ベルトは、従来ベルトに対し、リングに作用する荷重も小さくなり、リング応力が軽減されていると考えられる。これはエレメントV面長さが短いため、ロッキングエッジとV面中心が近付いたことに起因している。

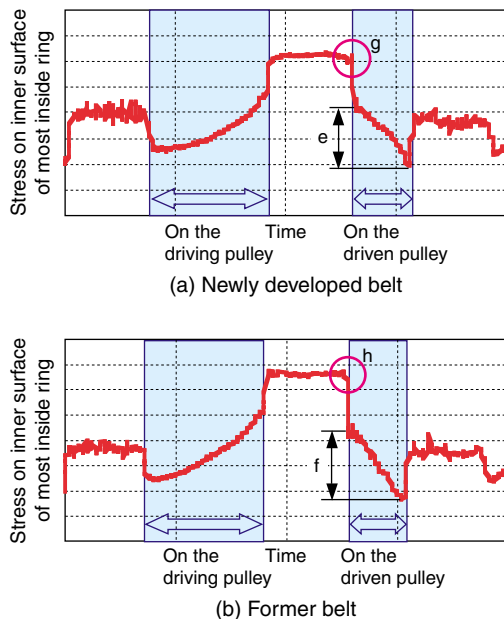


Fig. 9 Ring stresses

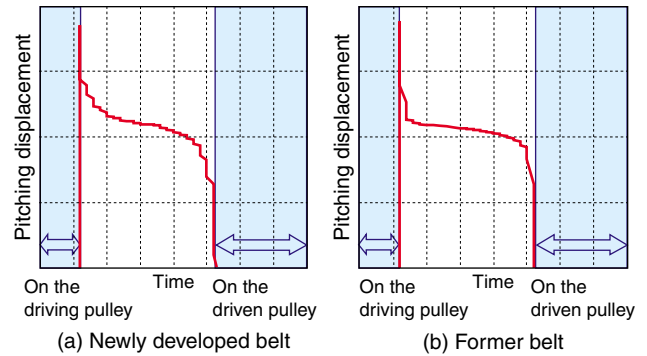


Fig. 10 Element pitching behavior

5.1.3. エレメントノーズ強度

ノーズの役割は運転中のベルト整列性を良好に保つことであるが、過大な荷重が入力されると破損に至る場合がある。後述するエレメント単体試験から、破損を生ずる限界荷重が既に明らかになっている。このため、運転中のノーズ荷重を見積もることがベルトの耐久性を判断する上で重要である。この荷重はノーズ・ホール間のクリアランスおよび、スロット幅の設定値により影響を受ける。Fig. 11 にベルトの運転中にノーズおよびホールに作用する荷重を示した。ノーズ・ホール間接触はエレメント間押し力の発生しない側の弦部で見られ、プリー出入口近傍でノーズ荷重は最大値をとる。

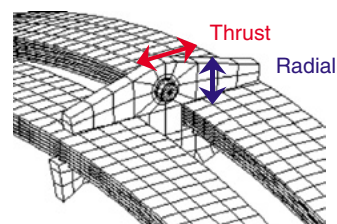
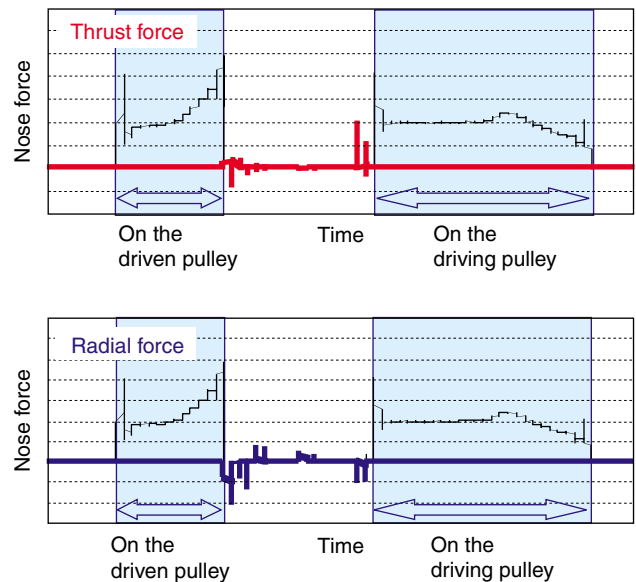


Fig. 11 Nose-hole contact

次にノーズ・ホール間クリアランスを変化させたときのノーズに発生する最大荷重をFig. 12 に示す。この結果より、クリアランスがある値を越えると急激にノーズ荷重が上昇することがわかる。これはクリアランスを広げることでよりベルトの整列性が悪化するためと解釈できる。また、スロット幅がノーズ荷重に及ぼす影響をFig. 13 に示す。その結果、スロット幅がある値を越えるとノーズ荷重は増加し、その一方で、リング応力は減少することが明らかになった。

以上のことから、適切なノーズ・ホール間クリアランスとスロット幅の設定によりリング応力を低減できることを証明した。

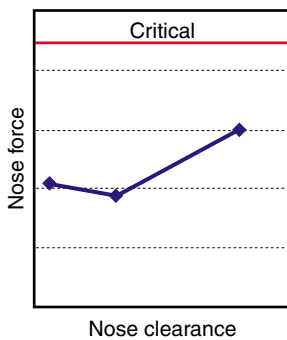


Fig. 12 Nose-Hole reaction forces by the clearance

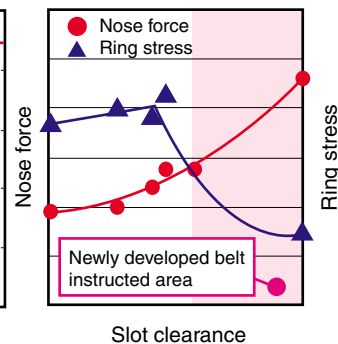


Fig. 13 Nose-hole reaction force and ring stress by element slot clearance

5.2. エレメント強度

エレメント材は、過共析鋼に焼入れ、焼戻しをして必要な靱性と疲労強度を得ているが、この特性を得るための熱処理条件について、これまで明確にされていなかった。そこで Fig. 14 に示す手法でノーズ部の単体強度疲労試験を行い、主に熱処理・形状精度が疲労強度に与える影響について評価を行った。

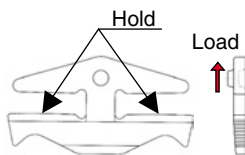


Fig. 14 Test mode

Fig. 15は熱処理、主として焼入れ加熱時の保持時間を変化させたものであるが、これにより疲労強度は加熱保持時間が長くなるに連れ低下することが確認された。

この原因は結晶粒の成長および Fig. 16 に示す微細な片状析出物であると考えられ、この析出物は同定結果からセメンタイト(Fe_3C)であることが確認された。また、Fig. 17 は疲労試験後の破面の写真であるが、加熱保持時間の長いものは粒界破面を呈していることが確認される。Fig. 18 はノーズ部の形状精度による影響を確認したものである。

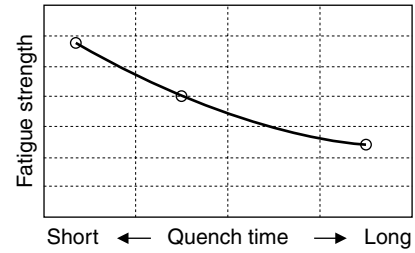


Fig. 15 Relationship between quench time and fatigue strength

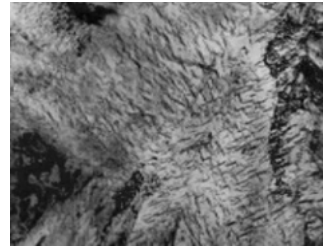


Fig. 16 Precipitation pieces in a phase

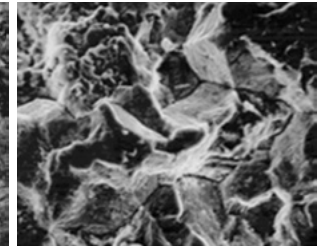


Fig. 17 Fatigue fracture surface for long quench time

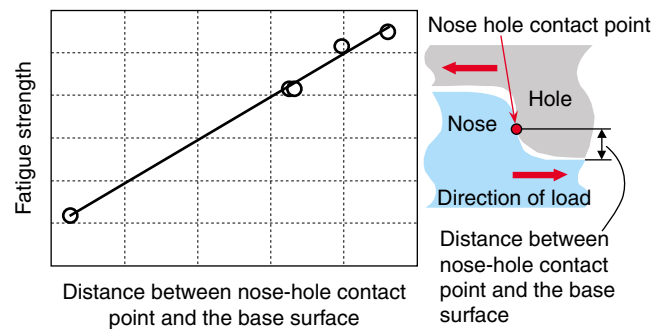


Fig. 18 Relationship between distance between nose-hole contact point and the base surface and fatigue strength

主としてノーズとホールの接触位置により強度が左右され、目標とする精度が得られない場合に疲労強度は低下することが確認された。これらのことから適切な熱処理条件およびノーズ部に要求される形状精度が把握され、エレメントの仕様を決める一助となった。Fig. 19はベルトアッセンブリにて耐久試験を行った結果であるが単体疲労試験の

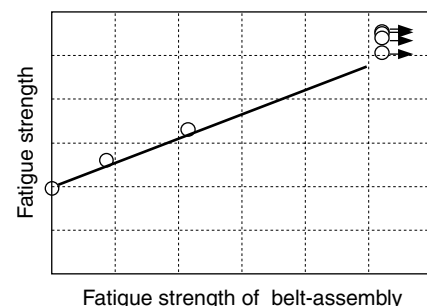


Fig. 19 Relationship between fatigue strength of belt-assembly and fatigue strength of elements

結果と良好な相関が得られた。これらのことからノーズ部の疲労強度として必要な強度保証値が得られ最終的な仕様を設定した。

5.3. リング強度

リングは厚さを 0.18mm としている。これは、ベルトがプーリに抵抗なく巻き付くためにはリングがしなやかに屈曲することが要求されるためである。換言すれば、巻き付いた際の曲げ応力を小さな値とするためである。このような極めて薄い板でありながら張力に対して降伏しない高い強度と、繰り返し屈曲に対する高い疲労強度が要求される。このような観点からリングには工業的に用いられている材料の中でも最も高強度な材料の一つである 18Ni マルエージング鋼を用いた。本開発では、18Ni マルエージング鋼の優れた特性をさらに引き出すために、材料の非金属介在物低減と熱処理条件を改善することにより、疲労強度を飛躍的に向上している。

5.3.1. 介在物

リングは、超高サイクルでの強度が要求される。高強度鋼のこれまでの研究では 10^7 回以下の高サイクルでは表面起点による破断となり、超高サイクル(10^7 回以上)での疲労破断は内部の介在物が起点となることが報告されている^{(8)~(10)}。一方で、マルエージング鋼は介在物 Ti(C, N) が起点となり、 10^6 くらいでも疲労により破断することが報告されている⁽¹⁰⁾、マルエージング鋼の超高サイクルでの疲労挙動は、必ずしも明確とはなっていないため、まず超高サイクルでの疲労挙動を試験する必要があると判断した。従来の一般的な回転曲げ疲労や引き圧式の疲労試験では 50Hz くらいが上限であった。このため、 10^8 回までには 20 日以上を要し、時間的な制約により、このような超長寿命領域での評価が極めて困難であった。しかしながら近年、超音波疲労試験による超高サイクル疲労評価が可能となってきている^{(11), (12)}。本開発においてもこの試験方法を導入することにより、マルエージング鋼の超高サイクル疲労挙動を明らかにした。その結果、このような超高サイクル疲労に対して悪影響を与えない介在物径の限界値があることを見いだした。リングには全周に屈曲応力が加わるため、前述の通り、介在物起点の破断が生じる可能性が有り、介在物評価に関しては、より一層の信頼性が要求される。介在物の評価については、従来は光学顕微鏡による断面の観察が一般的であったが^{(13), (14)}、検出能力の点で限界があった。このため、溶解抽出法を適用して検出能力向上を試みた。溶解液には 10% 臭化メタノール溶液を用い、5 g の評価材料を溶解し、その残渣をろ過後に SEM 観察した。SEM 観察像を Fig. 20 に示す。

介在物は、その大きさによる投影面積が疲労に影響を与えるとされており、面積の平方根をパラメータとすることが一般的であるが⁽¹⁰⁾、ここではさらに以下の式によって円

相当径 d^* を求め、これを評価パラメータとした。

$$d^* = 2 \sqrt{\frac{ab}{\pi}} \quad (1)$$

a, b : 介在物の長辺と短辺の長さ

抽出され介在物は画像処理によりすべてについてその円相当径 d^* を求めた。ここで、鋼材 K (従来ベルトのリング材料に用いている鋼材) と鋼材 L (本開発ベルトのリング材料に用いている鋼材) について前述の溶解抽出法により介在物径 d^* を求め、これを極値統計グラフにプロットした結果が Fig. 21 である。

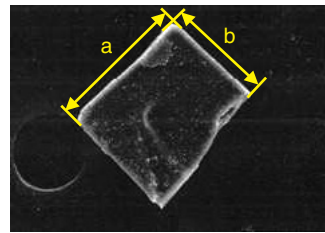


Fig. 20 SEM photograph of Ti (C, N) inclusion

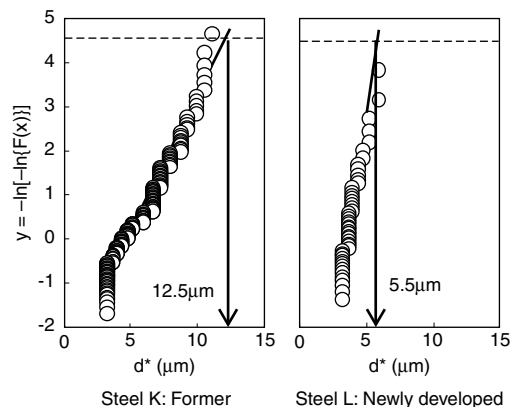


Fig. 21 Diameter distribution of non-metallic inclusions

この図からわかるように、鋼材 K、鋼材 L ともに二重指数分布により最大径が予測可能であるといえる⁽¹⁵⁾。最大径の予測には極値統計の再帰区間を設定する必要があるが、ここでは 99% の確度をねらい、 $y=4.6$ を再帰区間とする。このときの値をグラフ上から読み取ると、鋼材 K、L の最大径予測値はそれぞれ $12.5 \mu\text{m}$ 、 $5.5 \mu\text{m}$ と予測される。このような一連の処理を行うことにより、高い精度と確度で最大介在物径を予測できる。これらの鋼材で超音波疲労試験機による疲労試験を行った。試験中の応力は試験片先端の変位を渦流式変位計で測定し、得られた変位から計算した⁽¹¹⁾。試験の結果得られた S-N 線図を Fig. 22 に示す。一般的に高強度鋼は超長寿命領域で疲労限をもたない S-N 線になり^{(9)~(11)}、本試験結果でも同様の傾向が認められた。また、鋼材 L の方が鋼材 K よりも 10^9 疲労強度が優れている

ことがわかる。さらに、疲労破面の SEM 観察の結果、鋼材 K はすべてが介在物起点であることがわかった。代表的な写真を Fig. 23 に示す。

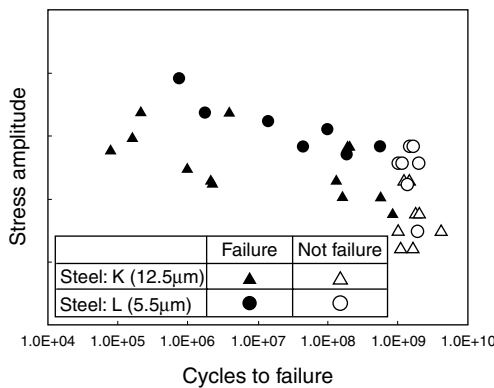
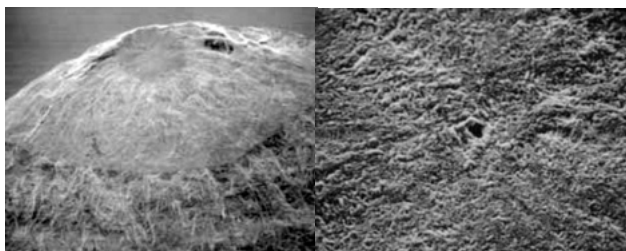


Fig. 22 S-N diagram by ultrasonic fatigue test



(a) Fracture face (b) Ti (C, N) at crack initiate point

Fig. 23 SEM photograph of fracture face

分析によってTiが検出されることと、結晶形状が矩形であることから、破損起点の介在物がTi(N, C)であることがわかる。一方、鋼材Lは疲労破面をSEM観察したところ、表面起点での破損と介在物起点の破損が混在していることがわかった。どちらの起点であってもS-N線図上では同じ寿命であることがわかる。したがって、鋼材Lのように極値統計による最大径予測値が5.5 μm以下であれば疲労寿命に対して悪影響を与えないことが明らかとなった。したがって、リング材料としては介在物径をコントロールするような材料の製造プロセスコントロールを行っている。

5.3.2. 熱処理

リング素材は溶接により円筒状にした後、リング状に切断し、これを圧延する。その後、圧延による加工組織を均質化するための溶体化熱処理を行い、矯正加工(周長の補正)後に時効処理および窒化処理を行って完成品のリングとする。この一連の処理の中で、溶体化処理および時効処理については最終処理後の硬度および引張り強度が極大となる条件が最適条件であるとされてきた。しかしながら、金属ベルト用のリングとして最も重視される特性は繰り返し曲げに対する疲労強度であるため、この観点で処理条件を最適化する必要がある。疲労特性に対しては硬度が高いことも

必要条件ではあるが、窒化を施すことにより生ずる表面の圧縮残留応力の方がより効果大きい。このため、窒化後の表面残留応力と熱処理条件との関係について、実験結果に基づき、条件を最適化した。表面の残留応力測定はX線回折により測定した。圧延直後の溶体化処理温度と残留応力との関係について調べ、さらにシャルピー試験により溶体化温度が靱性に与える影響を確認した。その結果をFig. 24に示す。

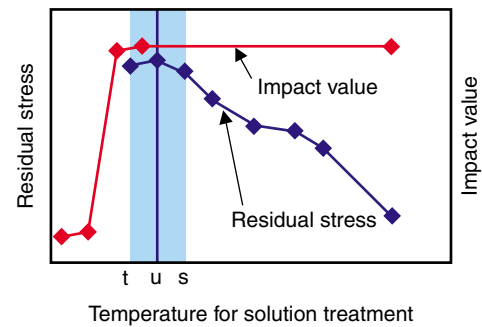


Fig. 24 Relationship between solution treatment condition and residual stress or Charpy impact value

ここに示すように溶体化条件により残留応力が変化することが明らかであり、s点温度以下で圧縮残留応力が極大となることがわかる。また、シャルピー試験結果より、溶体化が低温であると加工硬化が残留することにより靱性が低下し、t点温度以下で衝撃値が急激に低下することがわかる。以上より、表面残留応力と靱性を両立するためにu点温度の溶体化熱処理条件を設定した。

本開発リングと従来のリングをFig. 25に示す回転曲げ疲労試験機で疲労試験した結果をFig. 26に示す。縦軸の負荷パラメータは、張力を用いている。

従来リングにおいて $10^4 \sim 10^5$ で破断しているものはFig. 27に示すように、Ti(C, N)介在物が起点となって破断している。一方、本開発リングは介在物起点で破断することなく、 10^8 の超長寿命領域において、従来のリングに対して疲労強度が30%向上している。

以上のように、介在物径を疲労寿命に影響を与えないサイズとすること、熱処理条件を最適にすることで、大幅な疲労強度の向上を達成することができた。

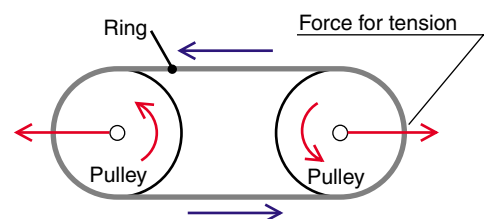


Fig. 25 Illustration of the ring fatigue test

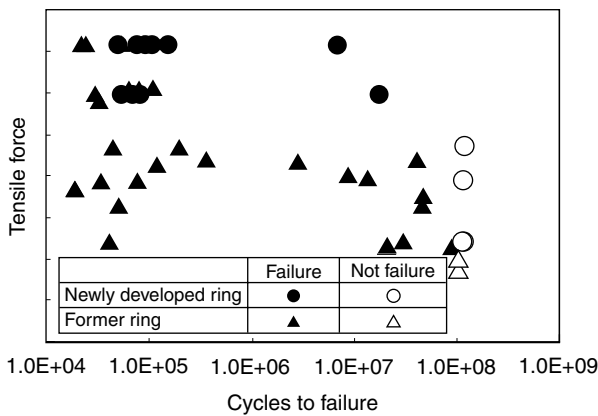


Fig. 26 Comparison of fatigue behavior in former and newly developed rings

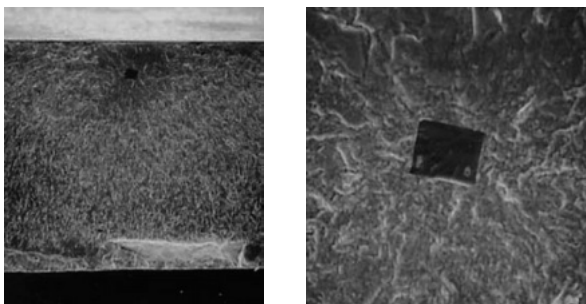


Fig. 27 SEM photograph of fracture face

6. まとめ

プーリへの最小巻き付き径の小径化を可能とし、さらに、リングに対する負荷を軽減して疲労強度を向上させたCVT用金属ベルトを自社開発し、量産することに成功した。自社開発した CVT 用金属ベルトの特徴を、以下に記す。

- (1) トータルエレメント間クリアランスが大きいと、ドライブ側プーリ内でプーリとエレメントのスリップ速度が急激に増大し、プーリV面の摩耗が促進されるため、一定値以下の設定を行った。
- (2) レシオレンジ拡大のため、エレメントのV面長を短縮した。V面長短縮は、ピッチングモーメントを低減する効果も有しており、プーリ巻き付き部のリング応力を低減させた。
- (3) スロット幅を拡大し、さらにノーズとホール間のクリアランスを適切な範囲に設定することで、イヤ下部がリングに接触するよりも先にノーズとホールを接触させ、リングに作用する応力を低減させた。
- (4) エレメントのノーズ、ホール部の疲労強度には、エレメントの熱処理(主として焼入れ加熱時の保持時間)とノーズとホール部の形状精度(主としてノーズとホールの接触位置)が大きく影響するため、最適な処理および形状を設定した。

(5) リングの介在物の評価法として溶液溶解法と極値統計解析を組み合わせることで、精度良く介在物最大径を予測することが可能となり、疲労強度に対して不感となる最大径を設定することでリングの疲労強度を大幅に向上させた。

(6) リング表面の圧縮残留応力は、溶体化条件の影響を受けて変化しており、靱性とバランスさせた熱処理条件の設定により、リングの疲労強度を向上させた。

7. あとがき

本開発の成功は既に量産化に成功している VDT 社製ベルトによって指針を得たことによる。今後の進化は、形状の理論的探究に加え、生産技術の開拓的研究によるところが大きいと考える。

最後に本開発、推進に携わった多くの関係者および、Honda が金属ベルトを量産化することに対しご理解頂いた VDT 社に対し、深く感謝の意を表します。

8. 参考文献

- (1) 大藁耕平, 青木隆: 全電子制御金属ベルト CVT の開発, HONDA R & D Technical Review, Vol.8, p.21-33 (1996)
- (2) Hendriks E. et al.: Aspects of a metal Pushing V-Belt for Automotive Cut Application.
- (3) Van Doorne & Transmissie b.v.: カタログ
- (4) 金原 茂ほか: 押しブロック式金属ベルトの伝達機構に関する研究, HONDA R & D Technical Review, Vol.7, p.49-67 (1995)
- (5) Yoshida H.: A Study of Forces Acting on Rings for Metal Pushing V-Belt Type CVT, SAE Paper 970686
- (6) 藤井 透ほか: 金属Vベルトを用いた CVT に関する研究, 自動車技術会学術講演会前刷集 No.975, p.269-272 (1997-10)
- (7) 斎藤 俊博ほか: CVT金属ベルト応力シミュレーション技術の開発, Honda R & D Technical Review, Vol.13, No.1, p.125-130 (2001)
- (8) 江村秀樹ほか: 高強度鋼の疲労強度特性, 日本機械学会論文集(A編), 55 巻, 509 号, p.45-50 (1989)
- (9) 安部孝行ほか: 高強度鋼の疲労破壊における表面破壊と内部破壊, ばね技術会 1998 年春季講演会講演論文集, p.17-20 (1998)
- (10) 村上敬宜ほか: マルエージング鋼の疲労強度に及ぼす微小欠陥と介在物の影響, 日本機械学会論文集(A編), 53 巻, 492 号, p.1482-1491 (1987)
- (11) 石井仁ほか: 超音波疲労による機械構造用合金鋼の長

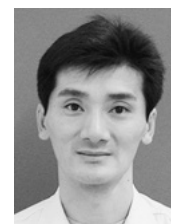
寿命疲労特性評価, 日本機械学会材料力学部門講演会
講演論文集, p.591-592, 1999

- (12) Ishii H., Yagasaki T., Akagi H.: Evaluation of giga-cycle fatigue properties of some maraging steels by intermittent ultrasonic fatigue testing, Proceedings of the International Conference on Fatigue in the Very High Cycle Regime, p.89-96 (2001)
- (13) 鋼の非金属介在物の顕微鏡試験方法, JIS G 0555
- (14) Standard Practice for Determining the Inclusion Content of Steel, ASTM E 45
- (15) 柴田俊夫: 極値統計学の発展と材料問題への応用, Sanyo Technical Report, Vol.3, No.1, p.8-16 (1996)

■ 著 者 ■



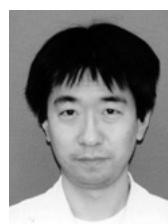
矢ヶ崎 徹



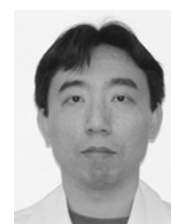
青山 英明



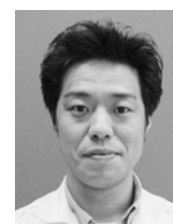
斎藤 俊博



石井 和夫



岡田 善成



有川 守

CVTプーリ剛性を考慮した 金属ベルト応力シミュレーションの適用

Application of Metal Pushing V-Belt Stress Simulation with CVT pulley stiffness

斎藤 俊博*
Toshihiro SAITO

岡野 武政*
Takemasa OKANO

要 旨

CVTの骨格部品である金属ベルトの耐久性を予測するためベルト挙動とベルト応力を同時に解くシミュレーション手法を開発した。本手法ではCVTの高速運転領域を再現させるため衝突解析に用いられる有限要素法を採用した。本稿ではプーリ挙動に着目し、新たにその剛性をシミュレーションに反映できるよう改良を加えた。プーリ剛性値は3次元の FEM モデルに静荷重を与えることで求めた。その結果、たおれ剛性がプーリ入り口でのリング衝撃応力に影響を及ぼしていることを明らかにした。更に、プーリのたおれ挙動によりリングのミスアライメントが変化するため、その端部がプーリもしくはエレメントに接触するケースも明らかにした。これらのことから、ベルト耐久性を考慮したプーリ剛性の設計指針が初めて得られた。

ABSTRACT

A simulation method was developed allowing simultaneous evaluation of dynamic behavior and ring stress for estimation of durability of metal pushing V-belts for CVT. The high rotational speed range of the CVT is simulated utilizing the finite element method used in crash analysis. This paper focuses on dynamic behavior of the pulley behavior, and the simulation method is newly improved to allow the pulley stiffness to be reflected. The pulley stiffness values are found by applying static loading to the three-dimensional FEM model. As a result, it is found that the flexional stiffness affects the ring impact stress at the pulley entrance and exit. Furthermore, the mechanism of contact between the ring edge and pulley surface or the element due to the ring misalignment caused by the pulley flexion is clarified. For the first time, these results make it possible to obtain design guideline for the pulley stiffness that includes consideration of belt durability.

1. まえがき

近年、自動車のさらなる環境対応の要求が高まる中で CVT は走りと低燃費を両立できるトランスミッションとして各社が目指す技術である。その走りにおいてはシフトショックのないスムーズな加速と静粛性を特徴とし、燃費においてはエンジンとの統合制御により燃焼効率の高い回転数を維持することでATをしのぐ低燃費を実現している。そのため、今後ますます CVT の伝達容量を拡大していくニーズが高まる一方で、CVTの軽量化という相反する命題を両立させていくことが不可欠となってきている。なかでもベルト・プーリ系の CVT 重量に占める割合が高いことから、これらをいかに耐久性を確保しながら軽量化していくかが課題である。そこで、本稿では既報で開発した金属ベ

ルト挙動・応力シミュレーション技術⁽¹⁾にプーリたおれ剛性を考慮できるよう改良を加えた。その結果、プーリ剛性がベルト強度に及ぼす影響を初めて明らかにしたので報告する。

2. 開発のねらい

今回用いた CVT の主断面を Fig. 1 に示す。駆動トルクは金属ベルトによりドライブプーリからドリブンプーリに変速し伝達される^{(2), (3)}。

このとき、ドライブプーリとドリブンプーリに巻き付く金属ベルトの中心は1平面内だけで運動するのではなく、わずかながら面外の挙動も起こす。この面外の金属ベルト変位をミスアライメントと呼んでいる。ミスアライメントが大きくなると金属ベルト寿命が低下することが耐久試験

*栃木研究所

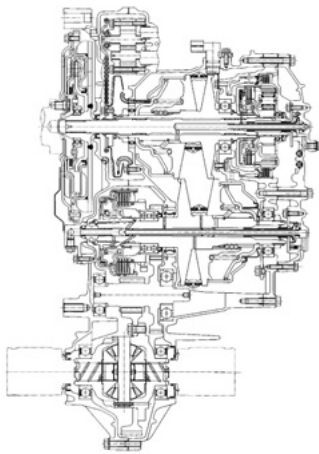


Fig. 1 CVT main section

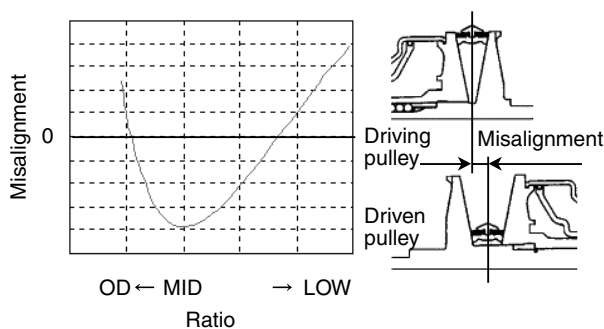


Fig. 2 Belt misalignment variation by ratio

などから知られている。このミスアライメントはプーリを剛体と仮定してもゼロにはならず(Fig. 2), その大きさはプーリ軸間距離とレシオによって決定される。

更に実際のプーリは有限な剛性値を持つことから、その変形量をミスアライメントに考慮することが重要⁽⁴⁾となる。しかしながら、現状ではCVT運転中のミスアライメント量と金属ベルト強度との関係が十分に明らかにされているとはいえない。

以上のことから本研究のねらいとして、

- (1) CVT 運転中のミスアライメントの解明
- (2) プーリ剛性のベルト強度への影響を定めた。

3. ミスアライメント

3.1. 運転中のミスアライメント

運転中のベルトアライメントを計測することは困難であることから、まず既報⁽¹⁾で述べたシミュレーション手法を用いてこの挙動を調べた。Fig. 3にシミュレーションに用いた解析モデルを示す。ここではプーリ剛性の影響を知ることが目的であることからエレメント個数は280個に、またリング枚数は各層3枚ずつに減じた簡易モデルとし、計算時間の短縮を図っている。

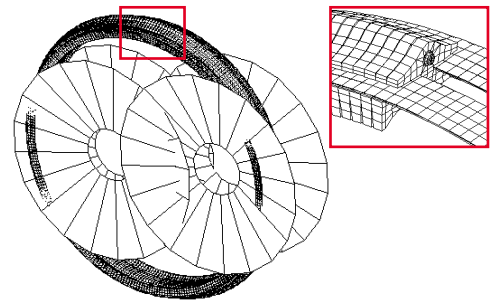


Fig. 3 Metal pushing V-belt Model

このときプーリはドライブ側、ドリブン側ともに剛体として定義されており、プーリのたおれは考慮されていない。ここでは所定のミスアライメント量のみが初期条件として設定されている。Fig. 4 中の a, b, c, d はベルト軌道上の境界点を表し、DRはドライブプーリに巻き付いている区間 b-c, DN はドリブンプーリに巻き付いている区間 d-a を表す。ここから、あるエレメントのミスアライメントはドライブプーリ及びドリブンプーリに巻き付いている区間では一定値を示しており、ドライブプーリ入り口直前で急激な挙動変化を起こしている。尚アライメントの基準0はドリブン側の対向するプーリ間中心を示す。

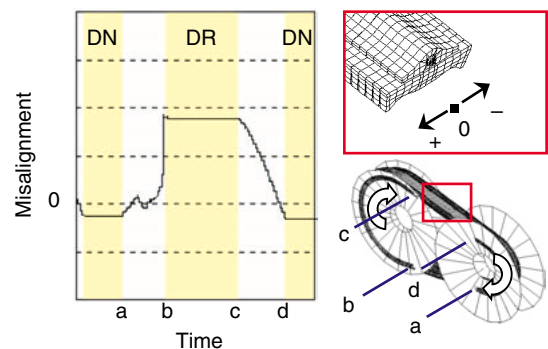


Fig. 4 Misalignment of element

一方、Fig. 5 に示すように左右リングのミスアライメントはエレメントのそれとは異なり、エレメントのサドル面上を相対速度差を持ちながらなめらかに運動している。

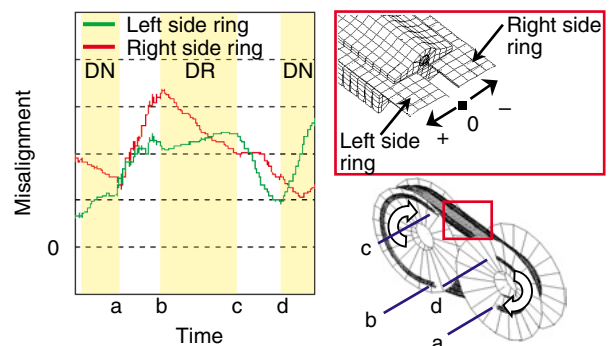


Fig. 5 Misalignment of rings

3.2. リング応力への影響

このときの左右のリング端部に発生する応力波形を Fig. 6 に示す。リングはエレメントのミスアライメントの影響を受け左右リングでそれぞれ異なる応力状態となっており、更にリング端部では応力が高くなることが分かる。

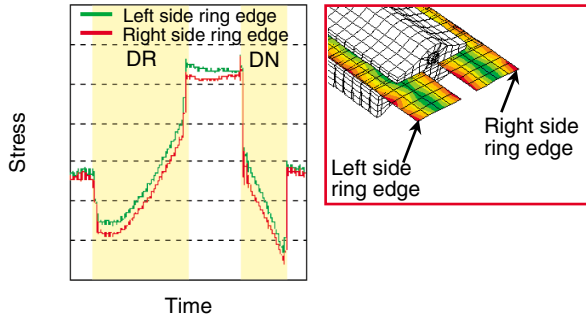


Fig. 6 Ring stress distribution

4. プーリたおれ剛性

4.1. プーリ剛性とミスアライメント

次にプーリ剛性の影響を調べるため既報⁽¹⁾のシミュレーションモデルにプーリたおれ剛性を表わす回転ばね (Fig. 7) を新たに追加した。たおれ剛性の値はプーリの3次元FEMモデルを作成しベルト荷重を静的に加えることで算出した。プーリはその剛性に応じて半径方向や円周方向にも変形を見せるが、それらの中で軸方向へのたおれ変形が最大であることから、ここではプーリたおれのみに着目した。

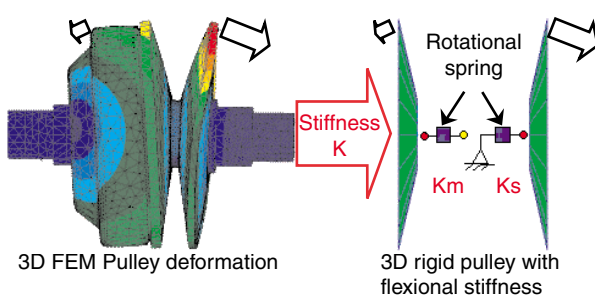


Fig. 7 Analysis model

Fig. 8 にたおれ剛性を考慮したときのエレメントのミスアライメントを示す。プーリ剛性はたおれ量の大きいドライブ側だけを考慮しており、左右プーリでそれぞれ異なる値が設定されている。これはプーリ断面形状が通常左右で異なるためである。その結果、ドライブプーリ巻き付き時のアライメント量が先の剛体プーリのそれと比較して増加していることが分かる。

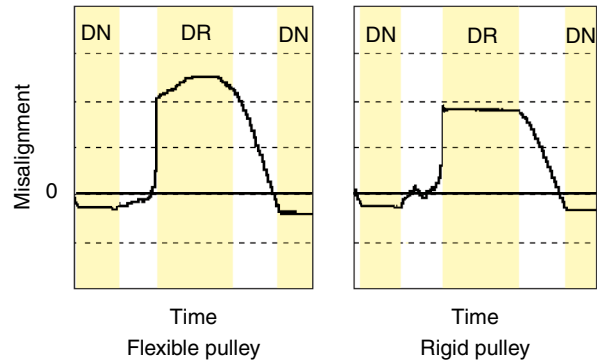


Fig. 8 Influence of flexibility on misalignment

4.2. プーリ剛性のパラメータスタディ

そこで次に、プーリ剛性によってリング応力がどのように変化するかを調べる。Fig. 9 にパラメータスタディに用いた左右プーリ剛性値の組み合わせを①から⑥に示す。

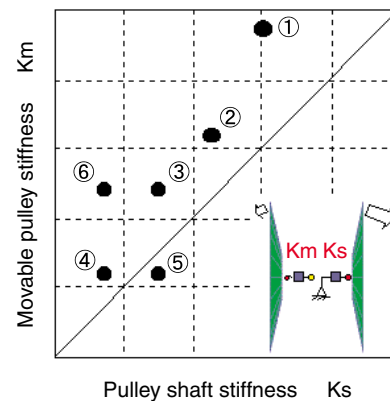


Fig. 9 Pulley stiffness used in parameter study

4.2.1. プーリ剛性の絶対値

左右プーリの剛性比はそのままにその絶対値のみを変化させた場合、高剛性にするほどリングに発生する応力振幅は増加する。Fig. 10 の中の A, B, C, D はリング幅方向の位置を表し、応力値は周方向で最大となる値をプロットした。

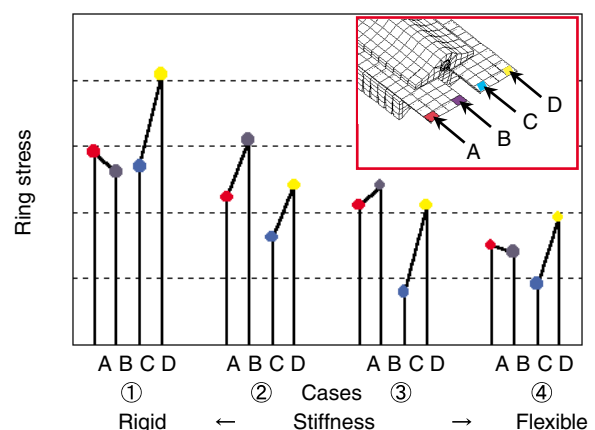


Fig. 10 Ring stress distribution by absolute values for stiffness

Fig. 11に剛性値の組み合わせ①と④のリングの応力波形を示す。④に比べ剛性を高くした①では、プーリ出入口の応力振幅が増加していることが分かる。

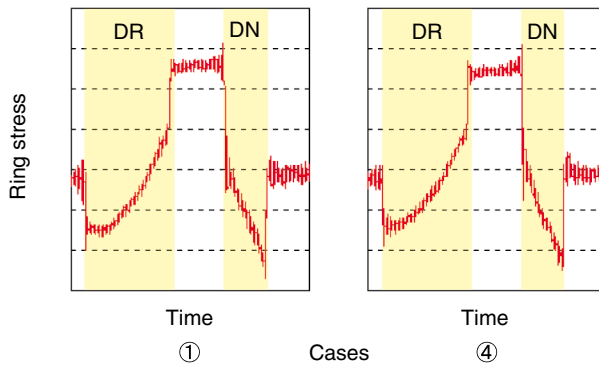


Fig. 11 Ring stresses difference

これはたおれ剛性が高いとプーリ入り口でエレメントV面に発生する衝撃荷重が増加し、これによりリングの応力が助長されるためと考えられる。(Fig. 12)

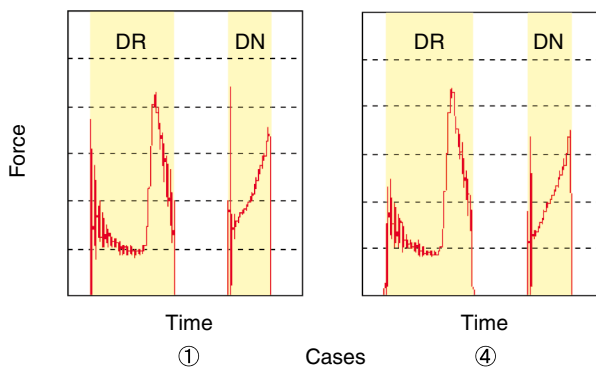


Fig. 12 Element normal force on V-surface

4.2.2. プーリ剛性比

次に左右プーリの剛性比を変化させた際のリングに発生する応力振幅を Fig. 13 に示す。

応力振幅に若干の変化が見られるものの、その影響の度合いは小さいことが分かる。

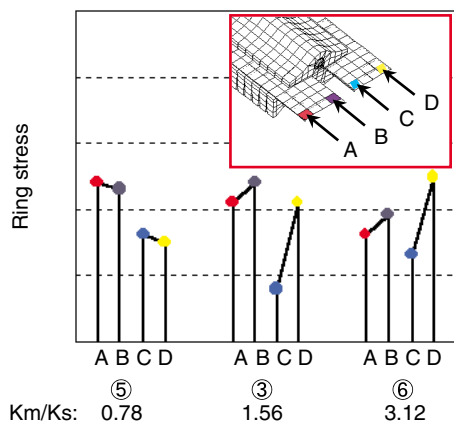


Fig. 13 Ring stress distribution by stiffness

しかしながら、プーリ剛性比はエレメントとリングの相対的なアライメント位置に対して直接影響を及ぼしている。プーリ剛性⑤を例にベルト1サイクル中におけるエレメントとリング端部間のクリアランス変化を Fig. 14 に示す。

ドライブプーリ内ではエレメントとリング間の相対的なクリアランスは減少しており、端部接触が懸念される。

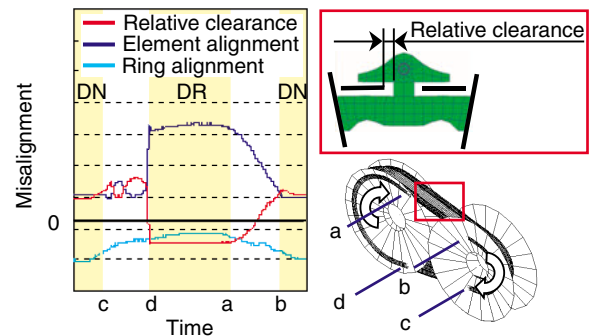


Fig. 14 Relative clearance between element and ring

同様に左右プーリの剛性比を変化させた際のリング端部のクリアランスを Fig. 15 に示す。E と H は左右のリング端部とプーリ間、F と G は左右のリング端部とエレメントネック部間のクリアランスを表す。

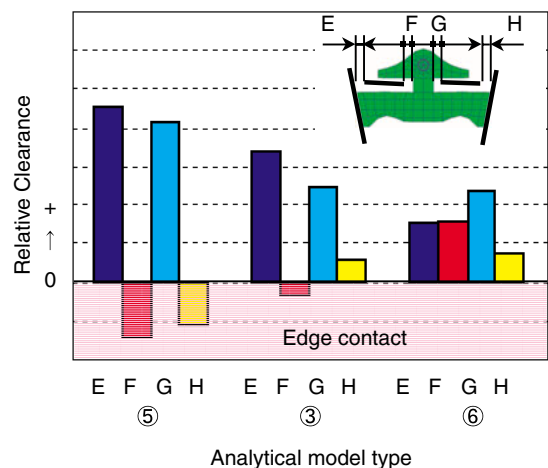


Fig. 15 Ring edge contact by stiffness

すなわち、剛性比によってはリング端部とプーリもしくはエレメントネック部とのクリアランスが減少するため、CVT運転中にリング端部が接触する頻度が増加する。更に、この接触を起こす際にリングはプーリ及び、エレメントと相対速度差を有していることからリング端部摩耗等のダメージも懸念される。このため、プーリ剛性比はリングのミスアライメント量に注意して決定することが重要である。

5. まとめ

プーリ剛性がベルトのミスアライメント及びそのときのリング応力に及ぼす影響を解析することで以下の知見を得た。

- (1) プーリたおれ剛性を高くするとプーリ出入口でのリング衝撃応力が助長されるため、応力振幅が増加する。
- (2) 左右プーリの剛性比はリング応力振幅に与える影響はわずかである。ただし、剛性比によってはミスアライメントの変化によるリング端部接触が発生するケースがある。
- (3) 上記のことから、ベルト耐久性を考慮したプーリ仕様を決定するにはリングの衝撃応力と端部接触に注意する必要がある。

6. あとがき

CVT 構成部品の中でベルト・プーリ系の重量に占める割合が高いことから、軽量化が常に求められる。そのなかで動力伝達に必要なプーリ剛性をベルト耐久性の観点から明らかにすることはCVT基本骨格を決定する上で重要な意味をもつ。

最後に本シミュレーションを開発するにあたり、ソルバーの改良で多大なる御協力を頂いた Hibbitt, Karlsson & Sorensen, Inc. の関係者の方々に感謝の意を表します。

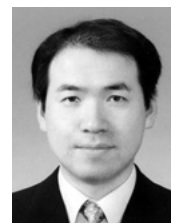
7. 参考文献

- (1) 斎藤 俊博ほか: CVT 金属ベルト応力シミュレーション技術の開発, HONDA R & D Technical Review, Vol.13, No.1, p.125-130 (2001)
- (2) 金原 茂ほか: 押しブロック式金属ベルトの伝達機構に関する研究, Honda R & D Technical Review, Vol.7, p.49-67 (1995)
- (3) 浅山 弘樹ほか: 金属製圧縮タイプベルトの駆動メカニズム, 自動車技術, Vol.26, No.2, p.78-81 (1972)
- (4) Sauer, G.: Grundlagen und Betriebsverhalten eines Zugketten Umschlingungsgetriebes, Nr.293, Dusseldorf: VDI-Verlag 1996.

■ 著 者 ■



斎藤 俊博



岡野 武政

CVTプーリカバーかしめ締結技術の開発

Development of a Spin Forming Procedure for CVT Pulley Covers

大橋 章 人*
Akihito OHASHI

斎藤 俊 博*
Toshihiro SAITO

久恒 豊 次*
Toyoji HISATSUNE

要 旨

ABSTRACT

金属ベルト式 CVT のプーリは油圧室を構成するために可動側プーリとプーリカバーの2部品を締結する方法がよく適用されている。ここでは、プーリカバーかしめ締結部において、開発時に発生したプーリカバー破損のメカニズムを解明した。破損メカニズム解明のために、かしめ加工を施したプーリカバー局部を走査型電子顕微鏡により観察したところ、延性破壊理論で証明されているとおりの内部空孔（ボイド）が発生しており、その形態により耐久強度が変化することを確認した。また、ボイドの発生メカニズムについては McClintock のダメージ評価式を用いて数値解析によるダメージの定量化を可能とした。さらに、これらの数値解析結果とプーリの耐久試験結果が合致することを確認し、解析値の妥当性を検証した。

The metal pushing V-belt type continuously variable speed transmission (CVT) commonly has a hydraulic chamber that is formed by fastening together the movable pulley and pulley cover parts. The mechanism by which damage occurred to the pulley cover in the spin-formed fastening portion during development was clarified. In order to understand the damage mechanism, the area of the pulley cover subjected to spin forming was examined with a scanning electronic microscope. This revealed that voids had formed inside the examined area, as expected under the theory of ductile fracture, and it was confirmed that durability varied with the form of the voids. Quantitative treatment of the damage was made possible by numerical analysis of the mechanism of void formation using McClintock's equation for damage evaluation. It was further confirmed that the results of this numerical analysis agreed with the results of durability tests of the pulley, verifying the validity of the analytical values.

1. まえがき

四輪車として金属ベルト式 CVT の適用が拡大されている現在、CVTの各機械要素に対してさまざまな新規開発技術が盛り込まれている。中でも金属ベルト式CVTの中核を成すプーリに関しては製法、コスト、重量など各々に対して高い要求がある。

CVT のプーリは可動側と固定側から構成されており、可動側プーリは油圧により固定側プーリとの間にベルトを挟むことにより駆動トルクを伝達する。ベルトを挟み込む力は、可動プーリ背面に構成される油圧室に油圧をかけることにより発生する。この油圧室を構成するためにはプーリとカバーを締結する必要がある。締結の手法には圧入、かしめ、あるいはねじ締結などがあり、さら

にはプーリとカバーの一体成形など多様な方式が実用化されている。この中でかしめ加工は、プレス成形したカバーを塑性加工によりプーリに締結する手法であり、製造コストも低くできる優れた手法である。しかしながら、かしめ加工については、その締結強度に関する十分な研究成果が公表されていない。特に、締結部プーリ側の溝形状とプーリカバー締結強度に関する定量的な成果は皆無に近い状況である。

そこで本稿では、プーリの試作品において発生したプーリカバー締結部のクラックについて、材料的見地に立った発生メカニズムの解明を行なうと共に数値解析による発生メカニズムの定量化を行なった。これにより、かしめ締結強度技術を構築し、CVTプーリの強度および信頼性を確立したので報告する。

2. 開発のねらい

今回の成果を反映した CVT の主断面を Fig. 1 に示す。図に示すように駆動プーリ、被駆動プーリとも油圧室を構成するためのプーリカバーはプーリに対してかしめにより締結されている。ここで言うかしめとは、おわん状のカバーを可動プーリにかん合した後、Fig. 2に示すようにプーリと一体で回転するカバーを外周からローラにより押し込んでいく加工を意味する。この際、加工を行なうローラに回転力はなく、カバーに連れ回りながらカバー半径方向に並進運動をする。

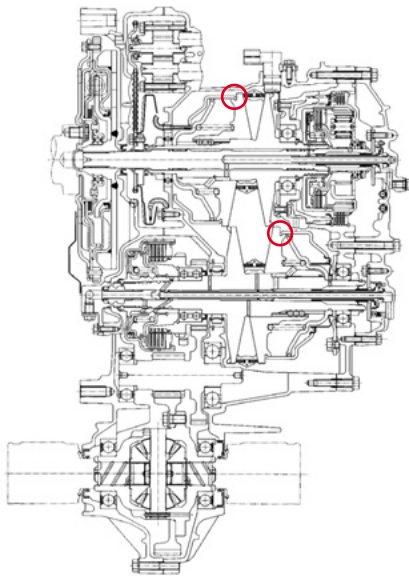


Fig. 1 CVT main section

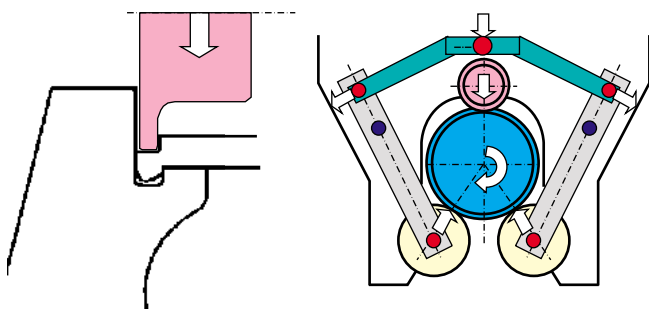


Fig. 2 CVT pulley cover forming

プーリかしめにおける締結強度は、押し込まれたカバー材がプーリ溝部の両面に挟まれ、この部分に発生する面圧によって決定される。よって、締結強度の影響因子は Fig. 3 に示すかしめ深さ、かしめ位置、プーリ溝部エッジ形状などが挙げられるが、特に溝部エッジ形状の寄与度が高いことが実験的に確認されている⁽¹⁾。実機耐久試験において

プーリのエッジ形状が鋭角保存状態の場合、Fig. 4に示す方向にクラックが発生する。これに対してエッジ部に数十 μ mの円弧状の成形を施した場合、上記のようなクラックは発生しない。このとき、いずれのかしめ加工においても成形後のプーリエッジ部に対応するカバー側の形状は、プーリの形状に沿って密着した状態で成形される。実機における耐久試験結果をプーリがベルトを挟む力と寿命の関係として Fig. 5 に示す。この結果からプーリエッジ部の微小な円弧形状により寿命が数十倍になっていることが分かる。

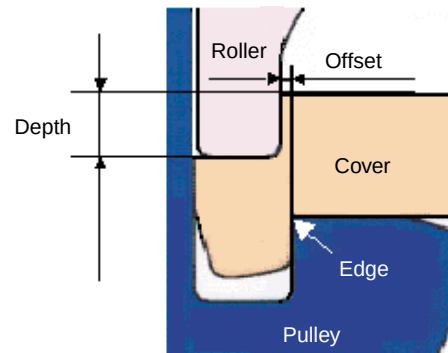


Fig. 3 CVT pulley cover forming



Fig. 4 Section of pulley crack

この微小な形状の差異がかしめ締結強度に及ぼす真の原因を明らかにすることにより、一定水準以上のかしめ強度を確保することができ、安定した締結が成立する。

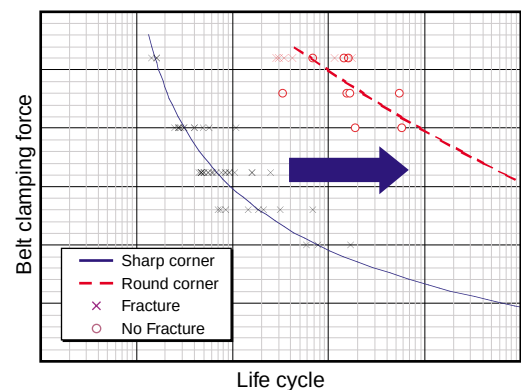


Fig. 5 Loading condition

3. 破損メカニズム解析

3.1. 応力集中率の影響

プーリカバー破損の起点となるカバーのエッジ部には、金属ベルトからプーリV面へ負荷される反力により、繰返し曲げ応力が発生している。このような繰返し曲げを受けるプーリカバーエッジ部における鋭角形状と微小円弧形状の差が締結強度に影響を及ぼす第一原因として、エッジ部における応力集中の違いが考えられる。

そこで、微小円弧形状の半径の違いが材料疲労強度に与える影響を明確にするため、カバーと同一材である圧延鋼板からV型切欠き溝先端半径の異なる試験片を研削により製作し、完全片振り条件で平面曲げ疲労強度を測定した。試験片形状を Fig. 6 に、試験結果を Fig. 7 に示す。

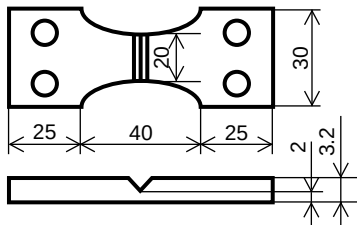


Fig. 6 Fatigue test specimen

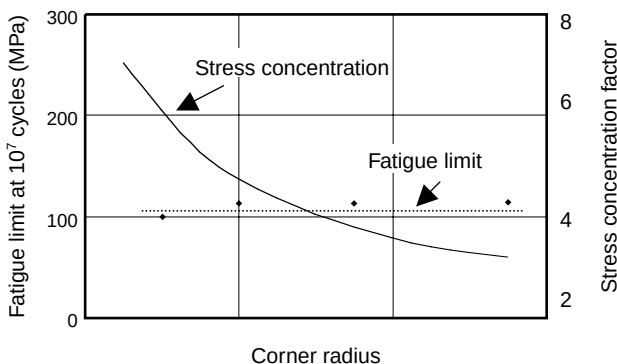


Fig. 7 Relationship between fatigue limit stress and stress concentration factor

この結果より、微小切欠き溝の先端円弧領域においてカバー材の応力集中係数は円弧の半径寸法の減少と共に増加するが、材料の疲労強度は変化がなく一定値を示している。

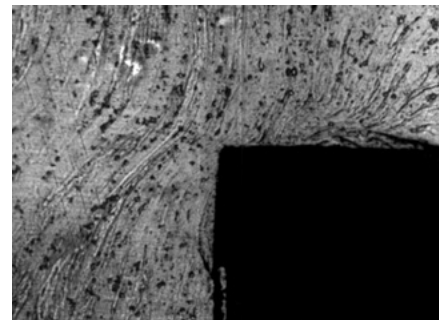
すなわち、プーリカバーエッジ部の鋭角形状と微小円弧形状のプーリカバー耐久性の違いは、エッジ部における応力集中率の違いからは説明できない。

3.2. かしめ部の塑性加工ダメージの影響

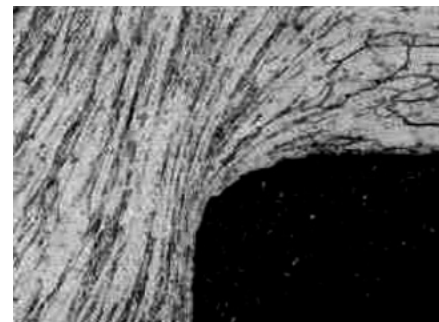
プーリカバーのかしめ部は局部的に大きなせん断塑性加工を受けている。このときカバー材料に与えられる塑性加工ダメージがプーリエッジ部の鋭角形状と微小円弧形状に

より異なっていることが考えられる。この加工ダメージの違いをかしめ部断面組織観察により調査した。Fig. 8に光学顕微鏡による 400 倍の観察結果を示す。

この結果から、Fig. 8-(a) に示す鋭角のプーリではカバー材のファイバフローが鋭角形状に沿わず、エッジ部で切断されているのに対して、Fig. 8-(b) に示す微小円弧を持つプーリでは円弧形状に沿ったファイバフローが認められるという違いが見られる。ファイバフローとは、金属組織が変形方向に引き伸ばされて植物繊維状につながったものを指す。



(a) Sharp corner



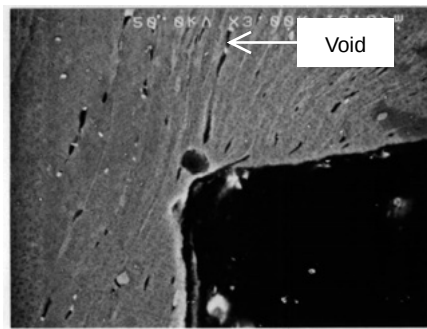
(b) Round corner

Fig. 8 Microstructure of pulley cover

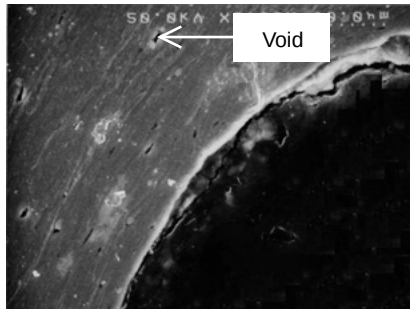
ここで、プーリのエッジ部が鋭角形状の場合と微小円弧形状の場合でファイバフローの流れに違いがあることは明らかになったが、ファイバフローの流れが材料強度にどのような影響を及ぼすかは、依然明確ではない。

そこで、走査型電子顕微鏡(SEM)によりカバー材の組織をさらに 3000 倍まで拡大した結果を Fig. 9 に示す。

SEM 組織観察から Fig. 9-(a), (b) に示すようにプーリのエッジ部が鋭角形状の場合、微小円弧形状の場合共に、せん断加工部にボイドの発生が見られる。ボイドは母材の塑性変形時に介在物と母材の界面に転位が堆積して発生し、組織の変形方向つまり、ファイバフロー方向に成長することが知られている。したがって Fig. 9-(a) に示すようにプーリのエッジ部が鋭角の場合、ファイバフローが切断されるとボイドは材料表面に現れることになる。そしてこのよう



(a) Sharp corner



(b) Round corner

Fig. 9 SEM image microstructure of pulley cover

な、材料表面のボイドはマイクロクラックと同様に、疲労破壊の起点となりやすいと考えられる。

以上のことから、プーリのエッジ部に鋭角形状を有するプーリカバーの締結強度が低下するのは、かしめ部の塑性加工時に発生するボイドがファイバフローの切断により材料表面に現れるためであり、プーリエッジ部に微小円弧形状を付けることにより、材料表面へのボイドの発生を抑制しプーリカバーの締結強度を向上させることが可能となる。

4. 成形ダメージの定量化

プーリカバーのエッジ部近傍にボイドの発生が明らかになり、その数や大きさがかしめ耐久性に影響を及ぼしているものと推定されることから、次にこれを成形ダメージとして定量化することを考える。

4.1. 延性材料の破壊説

一般に延性破壊は材料介在物などが起点となり、微小なボイドが発生し、これらが徐々に成長し、ついには合体することにより破壊に至ることが知られている。特に材料の表層近傍に現れるボイドを定量化することが重要である。そこでいくつかある破壊説の中から採用したのがMcClintock⁽²⁾の式(1)である。

$$\varepsilon \int \left[\frac{2}{\sqrt{3(1-n)}} \sinh \left\{ \frac{\sqrt{3(1-n)}}{2} \frac{(\sigma_1 + \sigma_3)}{\sigma} \right\} + \frac{(\sigma_3 - \sigma_1)}{\sigma} \right] d\varepsilon = C_3 \quad (1)$$

このMcClintockの式はボイドの発生によるダメージを応力と塑性歪みの履歴で表わしており、その特徴として材料のせん断変位に敏感に応答するよう定式化されていることが挙げられる。

4.2. 成形シミュレーション手法の開発

実際のかしめ成形工程をシミュレートするために用いた計算モデルおよび、変形図をFig. 10に示す。ここではかしめストロークを成形ローラに与え、ワークを回転させながら2個のサポートローラで支持するモデルとし、そのシミュレーション結果において、成形ローラの反力が実測値と一致したことから成形工程を再現していると判断した。しかしながら、ソルバとして衝突解析コードに分類される汎用有限要素法を採用していることや3次元モデルを用いたシミュレーションであることなどからプーリカバーのエッジ近傍を詳細に調べるには計算時間が膨大になり現実的な解法とならない。

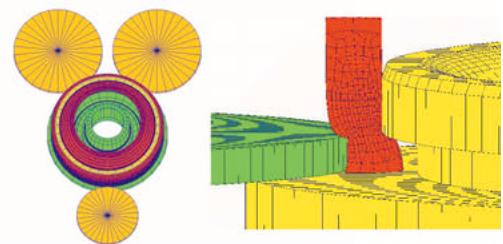


Fig. 10 Forming simulation in 3D

そこで、新たに3次元モデル断面と同じメッシュ分割を持つ2次元モデル(Fig. 11)で成形ダメージを比較した。その結果、両者が定量的に一致することを確認できたことからこの2次元モデルを用いてプーリエッジ近傍の詳細解析を行なう。

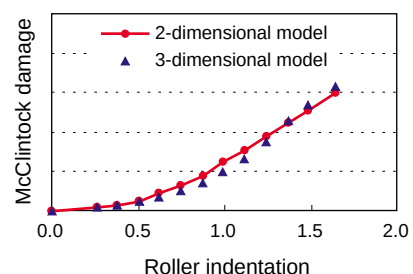


Fig. 11 Comparison of analyses

4.3. プーリエッジ部円弧形状の効果

Fig. 12にプーリエッジ部円弧形状の効果を調べるために用いた2次元モデルの変形図とMcClintockダメージの分布図を示す。変形図は実際のかしめ断面形状をよく再現しており妥当な結果と考えられる。

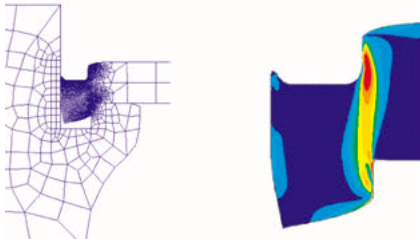


Fig. 12 McClintock damage distribution

一方、ダメージの最大値はエッジ近傍のカパークラック起点位置と一致していることから、次にいくつかのエッジ部円弧形状半径寸法に対し同様にダメージを計算した。このときかしめ深さは一定値としている。その結果、Fig. 13 に示すようにエッジ部円弧形状半径寸法がある値**b**より小さくなるとダメージ値が急激に増加することが明らかになった。すなわち、プーリエッジ部に円弧形状を施すことでかしめ加工時のプーリカバー締結強度が飛躍的に伸びることを裏づけることができた。

さらにプーリエッジ部円弧形状寸法とかしめ深さとの関係を Fig. 14 に示す。ここでは円弧形状寸法がc点の示すある値より大きくなると、かしめ深さが大きくなってもダメージが顕著には増加しないことが判明した。

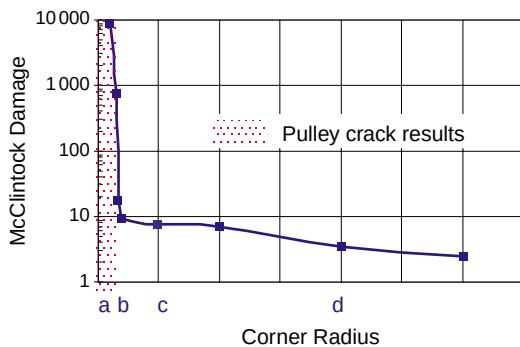


Fig. 13 Damage versus edge radius

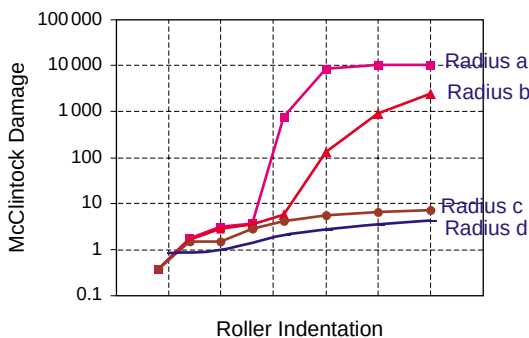


Fig. 14 Damage versus indentation

5. 締結強度の耐久信頼性の検証

プーリカバーの締結強度低下はベルト反力をかけた耐久試験を行った際に発生していることから、運転中に成形ダメージや応力がどのように変化していくのかを調べる。

5.1. 耐久シミュレーション

耐久試験はかしめ成形されたプーリに金属ベルトを巻き付けて所定のスピードレシオ、ベルト挟み力および回転数で運転される。このときベルト反力はプーリのほぼ半周分に負荷されるので、3次元モデルによる解析が必要となる。そこで、先に求められている2次元の成形シミュレーション結果を3次元結果として展開したのちにベルト反力を静的に負荷した。なお、ベルト反力は既報⁽³⁾に掲載した金属ベルト挙動および応力シミュレーションの結果を用いた。

Fig. 15にこのようにして得られた成形履歴をもつプーリの応力分布図を示す。

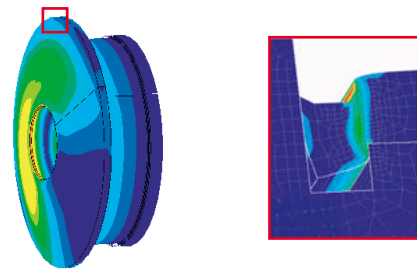


Fig. 15 Pulley stress with belt loading

5.2. 運転中のダメージ増加量

次に運転中のダメージの増加量を Fig. 16 に示す。この図からダメージ増加量は成形時の0.1%から1%程度であることが分かった。このことは運転中のプーリは材料の弾性域内で使用されていることを表わしており、ダメージの観点からは成形工程が支配的であることを示している。

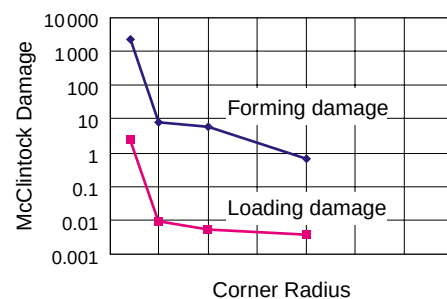


Fig. 16 Damage increment under loading

5.3. 運転中の応力増加量

締結強度の耐久信頼性を検証する上で運転中に発生する応力状態を知ることが重要である。そこで、Fig. 17に示すベルト挟み力の異なる3条件A, B, Cに対し本シミュレーションを適用し、かしめ部位の応力増加量を求めた。

その結果、応力の増加量は Fig. 18 に示すとおり寿命が短くなるほど大きくなることが分かるが、その増加量は0.004から0.009と極めて小さい。これはかしめ部位が成形時に塑性域に達したまま残留応力を保持しているためで、ベルト反力に影響されにくい状態にあるものと推定される。

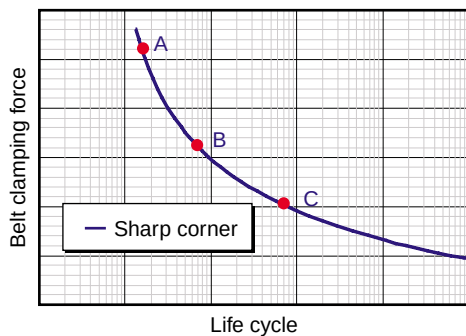


Fig. 17 Three loading conditions

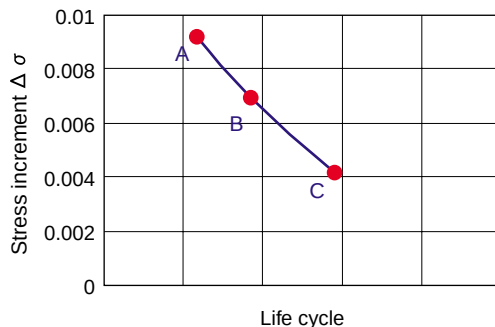


Fig. 18 Stress increment with belt loading

6. まとめ

金属ベルト式 CVT のプーリカバーかしめ締結強度を一定水準以上確保するために以下の技術を確立した。

- (1) プーリカバー材を用いた極小半径のV型切欠き試験片による疲労試験において、切欠き先端円弧半径が数十 μm を下回っても疲労強度の低下の差異は見られない。
- (2) プーリカバーかしめ加工におけるプーリカバーのエッジ部近傍では材料の逃げ場のない状態、いわゆる静水圧場に近い状態が生成され、ボイドの発生が確認される。
- (3) かしめ締結を行なう際、プーリエッジ部の円弧形状半径寸法が一定値以下になると、カバー側材料の塑性流動が阻止されて、ボイドが表層に現れ材料強度を低下させる。

(4) McClintock の式を用いたかしめ部ダメージのシミュレーションにより、プーリのエッジ近傍で起こるプーリカバー材料の状態変化を定量化する技術を構築した。プーリ締結部クラックの原因は、単純な応力集中ではなく、加工時の材料流動性をボイドの発生状態まで考慮して保証しなかったことによることが分かった。今後、かしめのような大変形を伴う塑性加工を行なう場合、材料的観点および付与したダメージなどの観点から加工後の強度状態を判定することが肝要と考える。

7. 参考文献

- (1) 特許出願公開番号 特開平 8-210454 号：無段変速機用プーリにおけるアクチュエータケースのかしめ構造
- (2) McClintock, F.A.: A criterion for ductile fracture by the growth of holes, J. Applied Mechanics, p.363-371 (1968)
- (3) 斎藤 俊博ほか：CVT 金属ベルト応力シミュレーション技術の開発, Honda R & D Technical Review, Vol.13, No.1, p.125-130 (2001)

■ 著 者 ■



大橋 章人



斎藤 俊博



久恒 豊次

Optimisation of Transonic Gas Turbine Blades with Evolution Strategies

Markus OLHOFFER*
Toyotaka SONODA**

Toshiyuki ARIMA**
Bernhard SENDHOFF*

Yaochu JIN*

ABSTRACT

要 旨

Evolution strategies belong to the class of evolutionary algorithms which are direct pseudo-stochastic search methods which mimic the principles of Neo-Darwinian evolution. They are known to be powerful optimisation techniques in particular for the solution of multi-modal, noisy and non-differentiable complex problems. For problems where a continuous representation is “natural”, like the geometry of gas turbine blades, evolution strategies are particularly suitable. Besides the choice of the search operators, the representation is one of the most crucial elements in optimisation. The advantages and disadvantages of different approaches are discussed in this work. Furthermore, to evaluate different geometric alternatives the fluid-dynamical properties of the blades have to be estimated. We propose a framework in which a Navier-Stokes solver and a neural network approximation model are combined. In this way, the computationally expensive evaluation of the fluid dynamics can be reduced while guaranteeing correct convergence of the optimisation algorithm. Finally, the optimisation results are discussed and the performance of the optimised and the original blades are compared both for the simulation method and for the transonic windtunnel experiment. In both results it can be seen, that a high performance increase is achieved.

進化的戦略(ES)はネオダーウィニズム的な進化論の原理を模倣した、直接的に擬似確率探索を行う進化的アルゴリズムの一つである。ESは多峰性でノイズのある微分不可能な複雑問題の解に対して特に強力な最適化技術であることが知られている。最適化問題において、表現形の記述手法は探索アルゴリズムと共に極めて重要な要素であるが、ESはガスタービン翼形状のように連続的な表現形の記述が必要な問題に特に有効である。本論では幾つかの異なった表現形記述手法についてそれらの得失を議論する。次に、異なったブレード形状の空気力学的特性を効率的に評価するための手法として、ナヴィエ・ストークスソルバーとニューラルネットワークを結合した手法を提案する。本手法は探索アルゴリズムの最適解への収束を保証しながら、計算コストの高い計算流体力学(CFD)による空気力学的特性の評価回数を短縮することができる。最後に、CFDシミュレーションと遷音速風洞実験の結果により、最適化された翼の特性について議論し、従来設計法による翼の性能を比較する。その結果、ESによる最適化翼の高い性能が実証された。

1. Introduction

The application of optimisation methods to complex systems in control, manufacturing and design has significantly increased in recent years. This increase is due to the development of new powerful optimisation methods which can handle nonlinear, multi-modal, non differentiable, dynamic, noisy and mixed combinatorial/continuous optimisation problems. Furthermore, the sharp increase of the available computing power makes

extensive simulations like in computational fluid-dynamics feasible even in an optimisation framework.

Evolutionary algorithms and the evolution strategy, which is employed in this work for the problem of design optimisation, are among the most powerful and most versatile of these new optimisation methods.

Examples for the application of evolutionary algorithms can be found in very different areas ranging from chip design⁽¹⁾⁻⁽³⁾ and the optimisation of mechanical structures^{(4), (5)} to the generation of neural structures^{(6), (7)} and even to

* Honda R&D Europe (Germany) GmbH

**和光基礎技術研究センター

the optimisation of the aesthetic of a design⁽⁸⁾. Applications for the optimisation of aerodynamic properties can be found in different areas of the aircraft design. Whereas Obayashi et al.⁽⁹⁾ and Sobieszanski-Sobieski et al.⁽¹⁰⁾ focus on the optimisation of the plane body, Vicini et al.⁽¹¹⁾, Doorly⁽¹²⁾ and Jones et al.⁽¹³⁾ target the optimisation of the inner air flow in gas turbines.

Although a solid theoretical basis of this type of optimisation algorithms is available, still constructive methods on how the algorithm has to be adapted to a particular problem and how the overall system has to be designed are sparse. Particular attention has to be paid to the representation of the optimisation problem, e.g. the geometry of a gas turbine blade and the way in which changes are inflicted on the representation in order to obtain alternative solutions. Since the computational cost of the fluid-dynamics simulations is very high, measures have to be taken to reduce the number of evaluations of alternative solutions. We approach this problem by employing a specific strategy which exploits information from past optimisation steps to minimise the necessary number of calculations. Furthermore, another recently developed method from computational intelligence, the neural network is used as an approximation tool to *learn* the fluid-dynamical properties of certain geometries. Some geometries can then be evaluated without the use of the computational fluid dynamics (CFD) solver.

In this paper, we will outline the set-up of a successful optimisation project consisting of several modules which address the questions raised in the previous paragraph. The core modules are the optimisation method and the CFD solver. The problem of representation is discussed in the context of the design of gas turbine blades and a framework for the integration of neural networks as approximation tools into the overall optimisation approach is described. In the last sections, we discuss the results of the optimisation both with regard to the results of the CFD calculations, as well as, to physical measurements in a transonic windtunnel.

2. Evolutionary Algorithms

2.1. Principles

Evolutionary algorithms are direct pseudo-stochastic search methods which mimic the principles of Neo-Darwinian evolution, see e.g. by Fogel⁽¹⁴⁾. A population of possible solutions (e.g. a vector of continuous parameters, the objective variables, describing a blade geometry) is adapted to solve a given problem (e.g. minimisation of pressure loss) over several generations. The adaptation occurs by variation of solutions contained in a population and by selection of the best solutions for the next generation. The variations can be classified as purely stochastic (usually called mutation) and combinatoric/stochastic (usually called recombination or in the context of genetic algorithms crossover). Formally, an evolutionary algorithm can be described as follows, schematically the evolution cycle is shown in Fig. 1:

ALGORITHM

$t := 0;$

initialise $P_g(0) := \{g_1(0), \dots, g_\mu(0)\}$

decode and evaluate $P_g(0) : \Psi(c_{\theta_c}^{-1}(P_g(0)))$

do

recombine $P'_g(t) := r_{\theta_r}(P_g(t))$

mutate $P''_g(t) := m_{\theta_m}(P'_g(t))$

decode $P''_p(t) := c_{\theta_c}^{-1}(P''_g(t))$

evaluate $P''_p(t) := \Psi(P''_p(t))$

select $P_p(t+1) := s_{\theta_s}(P''_p(t) \cup Q)$

code $P_g(t+1) := c_{\theta_c}(P_p(t+1))$

$t := t + 1$

until stop

NOMENCLATURE

$P_g(t)$	genotype population, generation t
$P_p(t)$	phenotype population, generation t
Q	additional set of individuals, e.g. $P_p(t)$
$g_1(t)$	genotype of the first individual
Ψ	fitness function
μ, λ	population size (parents, offspring)
r_{θ_r}	recombination operator
m_{θ_m}	mutation operator
$c_{\theta_c}, s_{\theta_s}$	coding and selection operator

In the formal description, the coding and decoding processes have been explicitly included. They describe the transition from the genotype, which is also called the representation or the blueprint, to the phenotype, which is evaluated. The representation is one of the most important factors in the design of evolutionary algorithms. Together with the search operators most of the current algorithms can be classified with respect to the representation they use, e.g. genetic algorithms, evolution strategies, genetic programming and evolutionary programming.

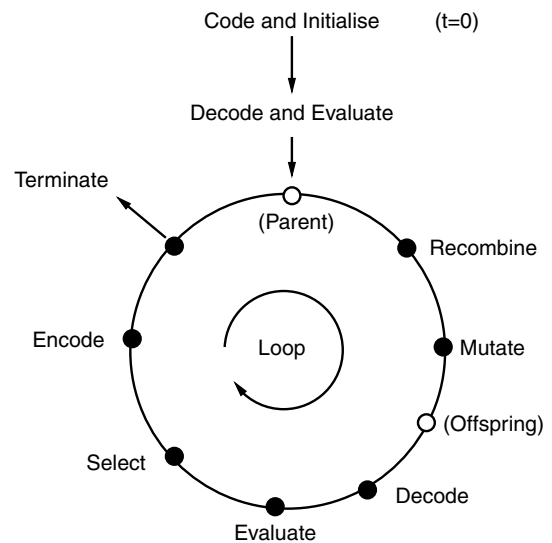


Fig. 1 The evolution cycle.

2.2. Evolution strategy

In the evolution strategy (ES) the essential variations during the evolutionary search are mutations which are realized by adding normal distributed random numbers to the objective variables. In Fig. 2 different normal distributions are shown; they determine the distribution of the offspring around the parent. The variances σ^2 of the normal distribution are called the strategy parameters of the search process and their values determine the width of the search. The variances have to adapt during the process to the local topology of the search space. This process of *self-adaptation* is one of the key principles of ES. It relies on a “second-order” or indirect selection of the strategy parameters which are part of each individual. In Fig. 3 a bird’s eye view of different normal distributions $N(\mathbf{a}_1, (\sigma_1^1, \sigma_1^1))$, $N(\mathbf{a}_2, (\sigma_2^1, \sigma_2^1))$ and $N(\mathbf{a}_3, (\sigma_3^1, \sigma_3^2))$ is shown for a two dimensional representation space. The “probability axis” would be perpendicular to the paper and the circles (ellipse) correspond to lines of equal probability (due to the symmetry of the normal distribution). These lines are also called iso-density lines. Thus, if the parent vector is given by $\mathbf{a}_1$, ca. 46% of all offspring will lie within the shown circle with radius σ_1^1 (91% for radius $2\sigma_1^1$).

In the standard evolution strategy only a diagonal covariance matrix is used, i.e. the mutation of the objective x is carried out by adding $N(0, \sigma_i^2)$ distributed random numbers z_i to each component x_i . The “step-sizes” σ_i are also subject to mutations (log-normal distributed) both for each component separately (parameterised by τ) and overall (parameterised by τ'). Thus, the individual consists of both the objective and the step-size vector. Formally, the standard evolution strategy with self-adaptation can be expressed as follows: (see e.g. Schwefel⁽¹⁵⁾)

$$\sigma_i(t) = \sigma_i(t-1) \exp(\tau' z) \exp(\tau z_i) \quad (1)$$

$$\mathbf{x}(t) = \mathbf{x}(t-1) + \tilde{\mathbf{z}} \quad (2)$$

$$z_i, \mathbf{z} \sim N(\mathbf{0}, 1), \tilde{\mathbf{z}} \sim N(\mathbf{0}, \tilde{\sigma}(t)^2).$$

The selection in ES is typically deterministic, i.e. from μ parent individuals, λ offsprings are produced and from these the best μ individuals are selected to form the parent population of the next generation. This method is usually abbreviated to (μ, λ) -selection.

Evolution strategies are often used with some kind of recombination operator (discrete or intermediate), which is basically the same as the crossover operator in genetic algorithms, however, it usually plays a minor role for the search process and is completely omitted in this work.

Covariance matrix adaptation The derandomized Covariance Matrix Adaptation (CMA)⁽¹⁶⁾ differs from the standard ES mainly in three respects:

- Instead of the variances (σ_i^2) , the full covariance matrix of the probability density function

$$f(\mathbf{z}) = \frac{\sqrt{\det(\mathbf{C}^{-1})}}{(2\pi)^{n/2}} \exp\left(-\frac{1}{2}(\mathbf{z}^T \mathbf{C}^{-1} \mathbf{z})\right). \quad (3)$$

is adapted for the mutation of the objective parameter vector. The (σ_i^2) can only describe probability distributions with the main axes parallel to the coordinate axes. Using the full covariance matrix $\mathbf{C}^{-1}$, rotated distributions, like the blue ellipse in Fig. 3, can be represented. Since $\mathbf{C}^{-1}$ has to be positive definite with $\det(\mathbf{C}^{-1}) > 0$, the different matrix entries cannot be determined independently and the detailed adaptation algorithm is a little more involved.

- In order to reduce the stochastic influence on the self-adaptation, one stochastic source for both the adaptation of the objective and of the strategy parameters is used. Note, that in eqs. (1) and (2), the stochastic elements (z, z_i) and $\tilde{\mathbf{z}}$ are independent. In the derandomized approach, the *actual* step

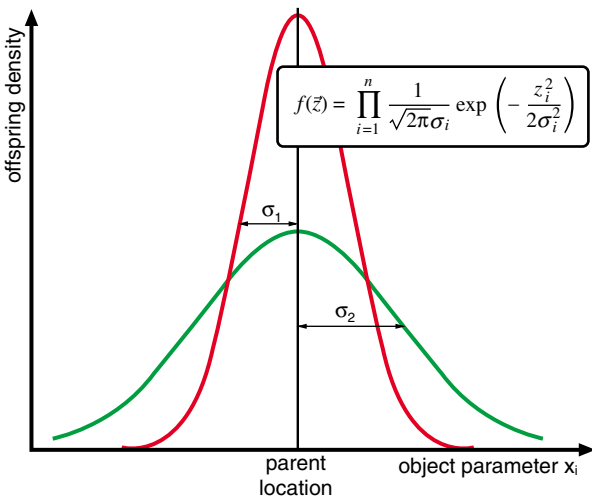


Fig. 2 The normal distribution $N(0, \sigma^2)$ for different variances σ^2 . For the n -dimensional case, $f(\mathbf{z}) \sim N(\mathbf{0}, \sigma^2)$ is given.

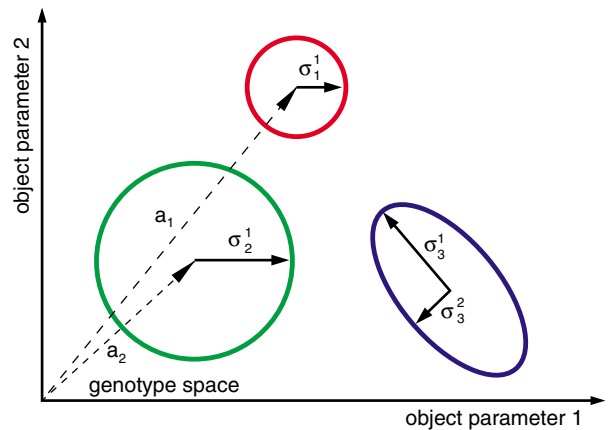


Fig. 3 Iso-density lines for three different two dimensional normal distributions.

length in the objective parameter space is used to adapt the strategy parameter.

- The second method is the introduction of the cumulative step size adaptation. Whereas the standard evolution strategy extracts the necessary information for the adaptation of the strategy parameters from the population, the cumulative step size adaptation additionally relies on information collected during successive generations. This leads to a reduction of the necessary population size.

3. Overview of the gas turbine engine

3.1. A single gas turbine engine

The simplest gas turbine engine for an aircraft is a turbojet. As shown in Fig. 4, the turbojet engine is essentially designed for the purpose of producing high-velocity gas at the jet nozzle. An axial flow compressor is located in the forward section of the engine. The compressor is followed by a combustion chamber. Behind which is an axial flow turbine that produces the power needed to drive the compressor. Lastly, there is the jet nozzle. The compressor raises the pressure of the incoming air before it enters the combustion chamber. Fuel is sprayed through nozzles into the front of the chamber. The resulting mixture of fuel and air is burned and the expanding gas rushes into the turbine section, causing the turbine rotors to rotate. On leaving the turbine section, the gas is expelled to the outside air through the jet nozzle. The power that the turbine rotors extract from the gas is used to drive the compressor. The turbine must produce sufficient power to turn the compressor and yet leave enough energy in the exhaust gas to generate a worthwhile amount of forward thrust. Superior compressor and turbine combinations eventually led to successful engines.

3.2. Axial flow compressor blades

The axial flow compressor consists of a multi-stage unit comprising of a row of rotor blades followed by a row of stator blades. As shown in Fig. 5 (a), the absolute velocity is initially accelerated by the rotor blades, and then decelerated in the stator blade passages wherein the kinetic energy transferred in the rotor is

converted to the static pressure. The process is repeated until the required pressure rise is achieved. The rotor and stator blades consist of airfoil sections with the passage between adjacent blades forming a divergent duct. Therefore, the flow velocity relative to the rotor and stator is decreased. The stage is usually designed to give a pressure gradient along its length to ensure that the fluid maintains a reasonably uniform axial velocity as the density increases toward the downstream. That is why there is a gradual reduction of the air annulus area in the compressor meridional passage, see Fig. 4.

3.3. Axial flow turbine blades

As mentioned earlier, the turbine has the function of providing the power to drive the compressor. To produce the driving power, the turbine consists of fewer stages, each stage comprising of a row of stator blades followed by a row of rotor blades, as shown in Fig. 5 (b). However, the passage between adjacent blades forms a convergent duct. The flow is relatively stable due to a negative pressure gradient, as compared with the positive pressure gradient for the compressor blades. This is why a single stage turbine can drive a large number of compressor stages. When the gas expands in the combustion process, it forces its way onto the turbine stator blades where it is accelerated to about the speed of sound due to the convergent shape of the blade. At the same time the gas is swirled by the stator blades in the direction of the rotation of the rotor blades. Due to the impact of the gas on the rotor blades and due to the subsequent flow of the gas through the rotor blades, energy is absorbed which causes the rotor blades to rotate at high speed and in turn provides the power for driving the compressor.

3.4. Seeking a new design principle

In order to reduce the engine weight and the manufacturing cost, it is very attractive to reduce considerably the number of stages needed in the compressor and/or turbine part of the engine while maintaining the same level of efficiency. However, in order to realize such a reduction, the aerodynamic engineer has to uncover new design principles for very highly loaded gas turbine blades. Many aerodynamic

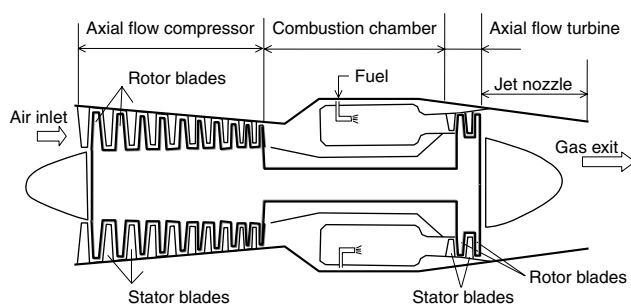


Fig. 4 Schematic view of a typical single gas turbine engine.

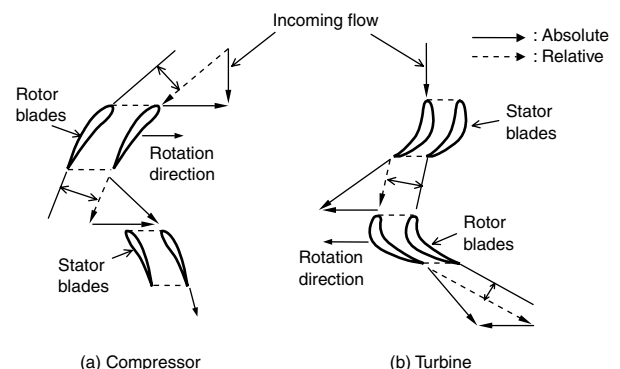


Fig. 5 Comparison of typical forms of (a) the compressor and (b) the turbine blades.

properties have to be taken into account for the design of very high loaded blades. The designer has to pay attention to the steady pressure loss due to *shock waves themselves*, due to *an interaction of the shock waves with boundary layers*, due to *the secondary flow* and due to *the tip clearance flow*. Furthermore, the designer has to consider the effect of the Reynolds number on the compressor and on the turbine. The Reynolds effect will be a critical problem especially for a low-pressure turbine in a twin-spool small turbofan engine. Other potential sources of pressure losses are *unsteady phenomena*, like an interaction of stator blades with rotor blades.

By concentrating on conventional designs, the “expert’s way of thinking” can be too restricted. In these cases, stochastic optimisation methods like evolution strategies can uncover new principles due to their “inherently unbiased” approach.

4. Optimisation of gas turbine blades

In order to apply evolution strategies to the optimisation of blade geometries, we have to define a suitable representation. This set of objective variables describes a blueprint for the construction of a blade and is stored in the individual, see Fig. 10. Of course different blueprints or blade models are possible, all with specific drawbacks and merits. Examples of models which have been used previously for the optimisation of gas turbine blades are described in Section 4.1.

In order to evaluate the quality of a geometry, computational fluid dynamic (CFD) calculations are used which are described in more detail in Section 4.2 and which allow an accurate prediction of the streaming conditions around the blade for realistic transonic constraints.

Due to the high computational demand of CFD calculations, additionally an approximation model has been used to speed up the estimation of the blade quality, see Section 4.3. Finally, in Section 4.4. the overall system architecture is described and in Section 4.5 some results of the optimisation are given.

4.1. Representation of the blade geometry

In Figs. 6, 7 & 8, three blade models are described. The main difference is the degree of freedom which they allow in order to modify the geometry. A representation, which allows a detailed description of the geometry, tends to need a large number of parameters. On the other hand, the number of parameters determines the dimension of the search space and significantly influences the number of iterations which the optimisation methods need to find an optimal or near optimal solution. In general, an optimal representation of a geometry is flexible enough to describe any geometrical property, using only a minimal number of parameters, i.e. it is compact and flexible. Compactness of a blade model can be achieved by using expert knowledge about the problem and about known solutions.

An example for such a kind of model defined for sub-sonic stationary blades is given in Fig. 6. Only

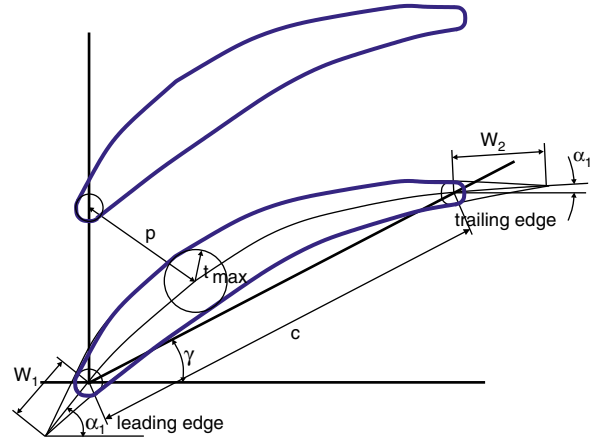


Fig. 6 Encoding of a compressor stator blade which is strongly based on a priori knowledge.

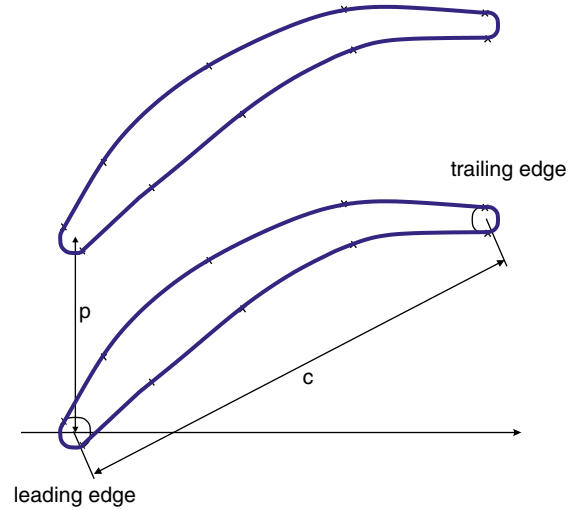


Fig. 7 Extended encoding for the suction and pressure side of the blade.

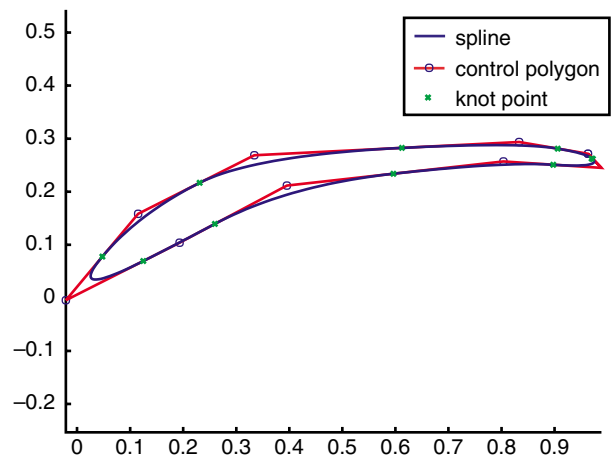


Fig. 8 Spline encoding of the compressor stator blade with increased degree of freedom at the cost of a higher dimensional search space.

parameters which are assumed to be very important for both the flow conditions and the stability of the design are included in the model. The curves describing the suction and pressure side of the blade are defined by 3rd order Bézier splines. The splines are fixed by angles and radii at the leading and trailing edge and by a defined radius in the middle section of the blade which defines for example the thicknesses and wedge angles. This model allows a highly compact representation of the design, however, the freedom for modifications of the geometry is restricted. In turn this restricts the possible outcome of the optimisation.

A more detailed description of the curves can be achieved by increasing the degree of freedom at the middle part of the blade. Such an extended model is shown in Fig. 7 where the curves at the suction and pressure side are defined by higher order polynomials which are tangential to the circles at the leading and trailing edge. In this case, a more detailed description of the blade is realised at the cost of a higher dimensional search space. This representation has been successfully employed for the optimisation of gas turbine blades with evolution strategies by Olhofer et al.⁽¹⁷⁾.

An even more flexible model describing the cross section of a blade is shown in Fig. 8. The description is based on a cyclic Non-uniform Rational B-spline (NURBS). Besides elementary constraints like closeness, continuity and differentiability only the number of control points is predetermined, which influences the smoothness of the spline and at the same time the degree of details which can be represented. The degree of freedom of this model can be increased or decreased by inserting or removing control points in the spline description. A priori knowledge can still be represented by defining a suitable initialisation of the blade geometry. This can be seen in Fig. 9, where the same model is used to describe a rotating turbine blade. In particular due to the changeable degree of freedom this model is used in the optimisation discussed in the remainder of this paper. In Fig. 10 the complete representation of the blade and the strategy parameters, which are contained in each individual, are shown.

4.2. Notes on the CFD calculations

In this section the flow solver used in this work and its most important features will be described. The performance of the solver was investigated in detail and demonstrated by Arima et al.⁽¹⁸⁾

The basic equations governing the viscous flow through blade rows are the three-dimensional, Reynolds-averaged, Navier-Stokes equations. To complete the system of governing equations, the Reynolds stress tensor, which results from the Reynolds-average for the Navier-Stokes equations, is evaluated using a low Reynolds number (κ - ϵ) equation proposed by Chien et al.⁽¹⁹⁾.

The governing equations are solved using an implicit time-marching finite-difference scheme to obtain a steady-state solution. The implicit approximate factored (IAF) scheme based on the diagonal alternating-

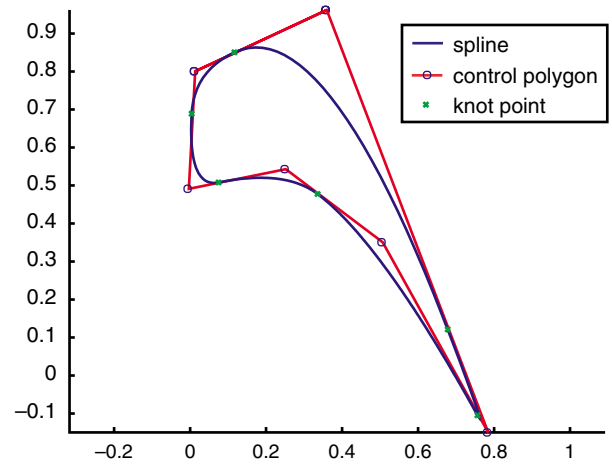


Fig. 9 Spline encoding of a turbine rotor blade using the same model as in figure 8.

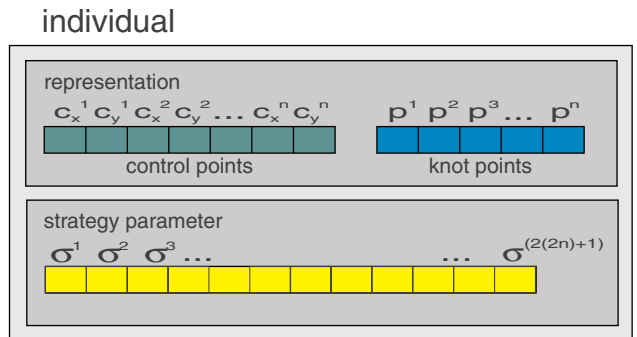


Fig. 10 Set-up of each individual, consisting of the representation of the blade, which are the control and knot vectors of the splines, and the strategy parameters of the CMA evolution strategy.

direction-implicit (ADI) scheme developed by Pulliam and Chaussee⁽²⁰⁾ has been applied for the time integration. The high-accuracy total-variation-diminishing (TVD) formulation proposed by Chakravarthy and Osher⁽²¹⁾ has been used for the inviscid terms. The viscous terms have been evaluated using standard second-order, central-difference formulae. The turbulence quantities are obtained by lagging, once the mean flow equations have been updated.

The boundary conditions are needed to calculate the flow field in blade rows. Along the blade surfaces, the no-slip condition is imposed on the velocities. The pressure is extrapolated from the adjacent grid points and the density is computed using the adiabatic wall condition. The turbulent kinetic energy, κ and the isotropic dissipation rate, ϵ are set to zero along the solid boundaries.

At the inflow boundaries, the total pressure and temperature profiles and two inlet-flow angles are specified; and the static pressure is extrapolated from the interior flow field domain. The turbulent kinetic energy and dissipation rate imposed at the inflow boundary are

derived from the specified free-stream turbulence intensity and the unit eddy viscosity at the inflow boundary. At the outflow boundaries, the static pressure is specified. The density and velocity components, κ and ε are extrapolated from those at interior points. At the periodic boundaries upstream of the leading edge and downstream of the trailing edge, the values at two corresponding points should be equal. The detailed numerical procedures have been previously reported by Arima et al.⁽¹⁸⁾.

4.3. Neural network models and evolution control

Since the computational cost of numerically solving the Navier-Stokes equations is very high, it is important in aerodynamic optimisation to reduce the number of CFD simulations. One way to achieve this is to build an approximate model with a priori knowledge from both design engineers and previous design optimisation. To this end, artificial neural network models, described for example in Bishop⁽²²⁾, can be used.

Artificial neural networks are parallel computational systems consisting of a large number of simple nonlinear processing elements (known as neurons) connected by weights. One of the most important features of neural networks is their ability to learn from human knowledge and experimental data like described e.g. by Jin et al.⁽²³⁾ by adjusting the structure of networks and the strength of the weights. After the learning (also called training) process has been completed, the neural network model can be used to predict an unseen value for a given input. In this work, neural networks are used to approximate the task of a Navier-Stokes solver. Although the applicability of the neural network will be restricted to geometries which are similar to the ones it has learned before, it can evaluate the different designs at a much faster speed than the CFD method. In other words, given the parametric description of the blade geometry, the neural network is able to predict the performance of the blade at a much lower computational cost than a Navier-Stokes solver. Of course, it is assumed that the neural network has been successfully trained.

Feedforward multi-layer perceptron (MLP) neural network models are employed in this work. As discussed in Section 4.1, Non-uniform Rational B-Splines (NURBS) have been used to represent the blade geometry. Therefore, the input-output relationship of the neural network model can be described as

$$\mathbf{P} = NN(\mathbf{CP}), \quad (4)$$

where $\mathbf{P}$ is a vector of performance, such as pressure loss and deviation angle, and $\mathbf{CP}$ is a vector of control points of the NURBS. The structure of the neural network model used in this work is illustrated in Fig. 11, where

$$\mathbf{CP} = (x_1, y_1, \dots, x_n, y_n) \quad (5)$$

are the x and y coordinates of the control points of the B-splines; $\mathbf{P} = (\omega, \alpha_2)$ are the pressure loss and the deviation angle.

It is unlikely that the neural network model will show

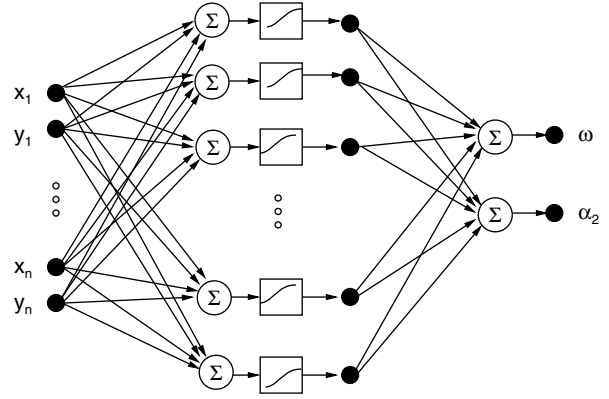


Fig. 11 The neural network model.

the same performance as the CFD solver. This is mainly due to the limited a priori knowledge, sparse data available for training, and the high dimensionality of the input space, i.e. large n in eq. (5). For example, in our work, 26 control points have been used to describe the blade geometry. For a two-dimensional description of a blade, the input space of the network is therefore 52 dimensional. On the other hand, the data is usually limited because of the high computational cost for their generation. As found by Jin et al.⁽²⁴⁾, the evolutionary algorithm may converge incorrectly when false minima are present in the neural network model. This problem can be addressed in two respects. Instead of a global model, a local model should be used which approximates only a part of the search space. In this way, it is much easier to get a high quality model with limited training data. Furthermore, the network model should not be used to replace the CFD method, but to supplement it. This approach has been called “evolution control”⁽²⁴⁾ and will be introduced in the following.

Individual-based and generation-based evolution control schemes have been suggested by Jin et al.⁽²⁴⁾. A key issue in evolution control is how often the approximate model should be used, which is usually called model management in optimisation. So far, this has not received much attention in evolutionary optimisation with approximate models. Either the approximate model is assumed to be correct and no evolution control is considered like in the work of Redmond et al.⁽²⁵⁾, or the approximate model is used at a fixed frequency like by Ratle et al.⁽²⁶⁾. To use the neural network model more effectively, a framework for model management in evolutionary optimisation has been used here, see Fig. 12 and by Jin et al.⁽²⁷⁾. The main idea behind the framework is that the better the fidelity of the neural network model is, the more frequently the model should be used. In other words, the evolution control frequency is adjusted adaptively during optimisation based on the model quality, which can be estimated using the past data both from the Navier-Stokes solver and from the neural network model.

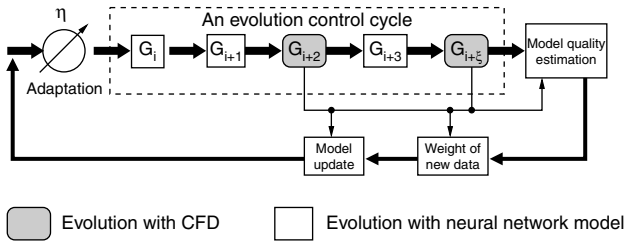


Fig. 12 A framework for evolution control. In an evolution cycle, there are ξ generations, among which η generations use the CFD solver, and $(\xi - \eta)$ generations use the neural network model for fitness evaluation.

From Fig. 12, it can be seen that in an evolution cycle, there are ξ generations in total, among which η generations use the CFD solver, and $(\xi - \eta)$ generations use the neural network model for fitness evaluation. Once the CFD solver is used, new data become available. The training data will be used both for the estimation of the model quality and during on-line learning (model update). Three steps are implemented after each evolution control cycle. Firstly, the model quality is estimated, which is achieved by comparing the results from the CFD solver with the ones from the neural network model. Secondly, the covariance matrix of the CMA evolution strategy is exploited to assign a weight to the new data samples for on-line learning. This is useful because the covariance matrix contains information on the search direction of the evolution strategy. The more likely it is that the evolution strategy will visit a particular region in search space in the next steps, the larger the weights will be that are assigned to the samples from this region. The larger the weight of a sample the more important this sample will be during on-line learning. Thirdly, the neural network model will be updated using the new samples collected within the last evolution control cycle. Suppose that in an evolution control cycle, N new samples have been collected, then the cost function for on-line neural network learning with weighting is described as follows:

$$E = \frac{1}{E} \sum_{i=1}^N w(i) (\omega(i) - \hat{\omega}(i))^2, \quad (6)$$

where $\omega(i)$ is the i -th new sample calculated from the CFD solver and $\hat{\omega}(i)$ is the one predicted by the neural network model for the same blade geometry; $w(i)$ is the weight for the i -th sample obtained in the following way:

$$w(i) = \exp\left(-\frac{1}{2} (\mathbf{P}_A(i))^T \mathbf{C}^{-1} \mathbf{P}_A(i)\right) \quad (7)$$

$$\mathbf{P}_A(i) = \mathbf{C}\mathbf{P}(i) - \mathbf{C}\mathbf{P}_R(i),$$

where $\mathbf{C}\mathbf{P}(i)$ is the input vector to the neural network (the geometry) for the i -th sample, $\mathbf{C}\mathbf{P}_R(i)$ is a reference vector, usually the best geometry in the last generation in which the CFD solver has been used for fitness

evaluation, and $\mathbf{C}^{-1}$ is the covariance matrix of the evolution strategy discussed in Section 2.

4.4. Overall system architecture

The overall system architecture is shown in Figure 13. All parts of the program including the optimisation algorithm, as well as, the quality evaluation are realised as modules which can easily be modified or exchanged according to the needs of the optimisation task.

The algorithm is initialised with a known geometry, which is the starting point for the optimisation. This assures that basic properties and constraints are fulfilled so that the flow can be calculated using the CFD method described in Section 3. In particular for the optimisation of the blade geometry in this work, a proper initialisation is important, since non-stationary flow fields cannot be evaluated.

After the initialisation of the algorithm the iteration process – over different generations – starts with the reproduction of the initial parent population.

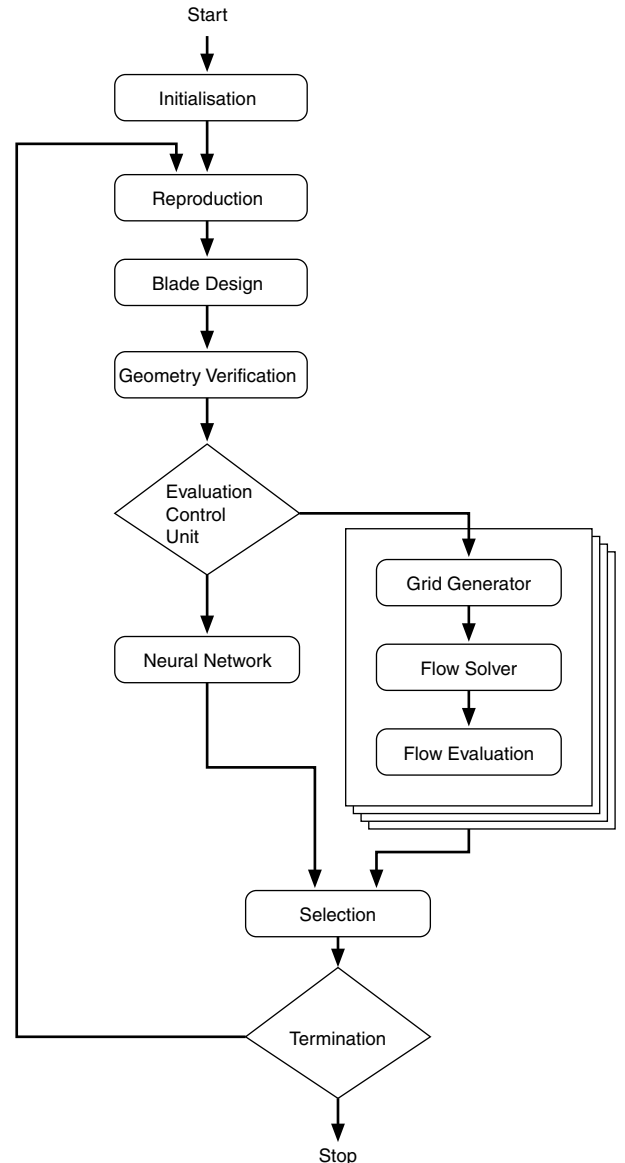


Fig. 13 The overall, modular system architecture.

The representations of the geometries – the blueprints, which are generated in the reproduction step, are mutated according to the used method, see Section 2. Next, in the “design module” the blade models are generated from the representations. In order to determine the quality, different criteria have to be taken into account. In addition to the flow conditions, constraints concerning the mechanical and thermal stability have to be evaluated in the “geometry verification” module.

Thereafter, two different modules are used to estimate the fluid-dynamics properties of the blade. On the one hand, the Navier-Stokes flow solver is used. The results are in very good agreement with physical measurements, however, at the drawback of a high calculation time. Therefore, this part of the system is parallelised: the quality of different geometries is evaluated in parallel on different machines of a computing cluster which was built for this purpose. In this work, the communication between different processes has been organised with the message passing library PVM described by Geist et al.⁽²⁸⁾. On the other hand, a neural network model is used to further increase the calculation speed. The frequency with which the neural network model is used is determined by the evolution control method, which was outlined in the previous section.

After the evaluation of all geometries within the actual population the best ones are selected and used as parents in the next reproduction step – the next generation. The algorithm is terminated after it has converged to an optimised geometry or after a given time limit has been reached.

4.5. Optimisation results

Firstly, we will present the results from optimisation runs using the CMA evolution strategy, see Section 2, without using the neural network module.

In a second part, the speed up due to the use of a neural network is demonstrated by an example of an optimisation of a transonic turbine blade.

In the last part, the comparison of the performance of an optimised turbine blade with the previously available blade geometry is shown. Additionally, results from a physical measurement in the transonic wind tunnel for plane cascades of the DLR (Deutsches Zentrum für Luft und Raumfahrt e.V / German Aerospace Centre) Göttingen are presented in the figure in order to allow a comparison of the simulation results and the physical measurements both of the optimised and the initial geometry.

Evolution strategy The presented results were obtained with a $(\mu, \lambda)=(1,12)$ evolution strategy. The population was initialised with an existing blade geometry. In Fig. 14 the history of the overall quality during the optimisation process is shown. The number of quality evaluations (calculations) rather than generations is shown on the x -axis of all plots. Figures 15 (a) & (b) show the development of the pressure loss

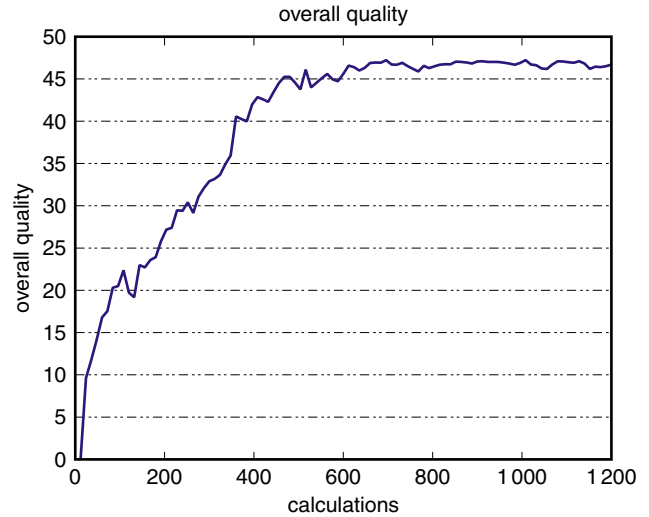
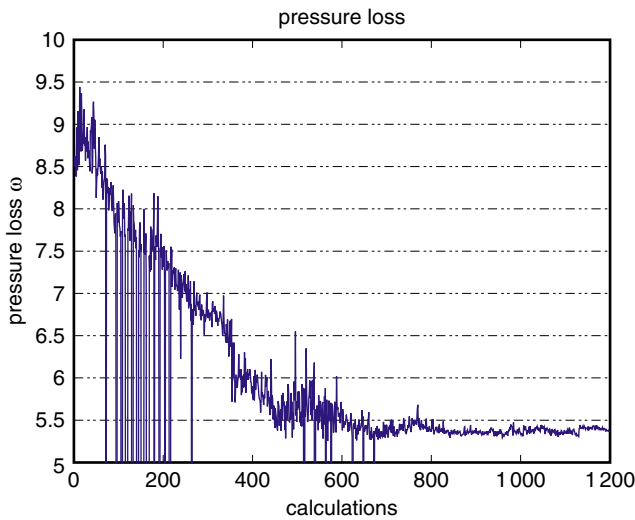
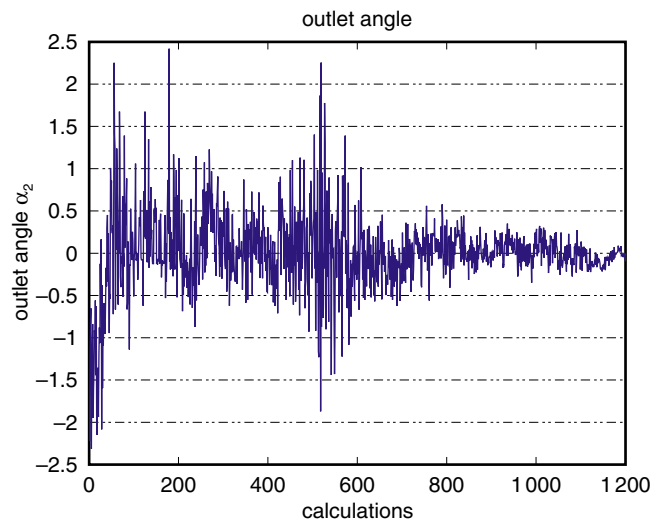


Fig. 14 Blade Quality.



(a)



(b)

Fig. 15 (a) Total pressure loss and (b) outlet angle.

ω and the deviation angle α_2 during the optimisation, which are the main criteria for the optimisation. The outliers in Fig. 15 correspond to simulations which did not converge mainly due to unstable non-stationary flow conditions. These geometries were removed from the population.

In order to generate valid geometries, we introduced in the quality function a strong bias towards geometries which fulfil all constraints. Therefore, during the first generations mainly the deviation angle is adapted to the desired value. Thereafter, the deviation angles of the individuals fluctuate within the given tolerance range and the optimisation focuses on the pressure loss.

In order to observe the self-adaptation of the strategy parameters, the global step size δ and the condition of the covariance matrix during the optimisation are shown in Figs. 16 (a) & (b). The condition of a matrix is the relation between its largest and smallest eigenvalue. If

all eigenvalues are equal, i.e. the condition of the matrix is one, the iso-density lines of the probability density function for the mutation of the parameters are circles and no adaptation of the strategy parameters has taken place. The larger the difference between the eigenvalues the more pronounced is the “cigar-shape” of the iso-density lines and the more distinct is the preference to one direction. The magnitude of the mutation is controlled by the global step size. In these figures it can be seen, that the global step size as well as the preferred search direction, given by the covariance matrix of the normal distribution, are adapted very early and continuously during the optimisation to the local structure of the quality function. To draw general conclusions, e.g. on the nature of the search space, from these observations which only rely on one particular optimisation run is difficult. However, we can conclude that a self-adaptation of the strategy parameters indeed

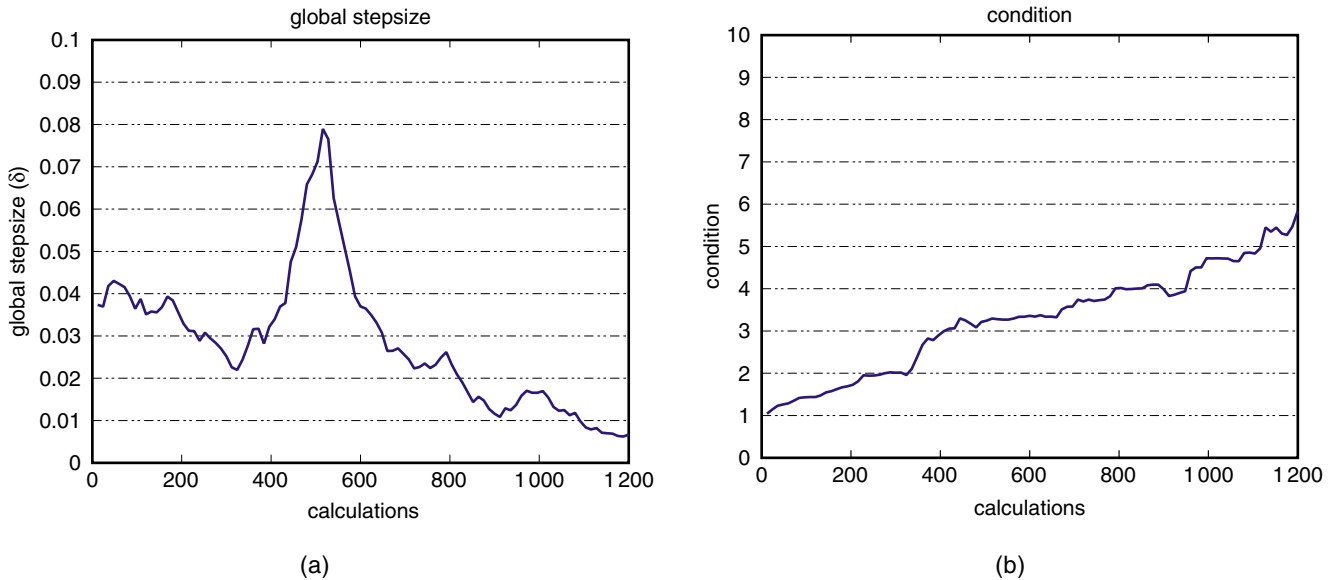


Fig. 16 (a) Global step size of the CMA algorithm and (b) condition of the covariance matrix.

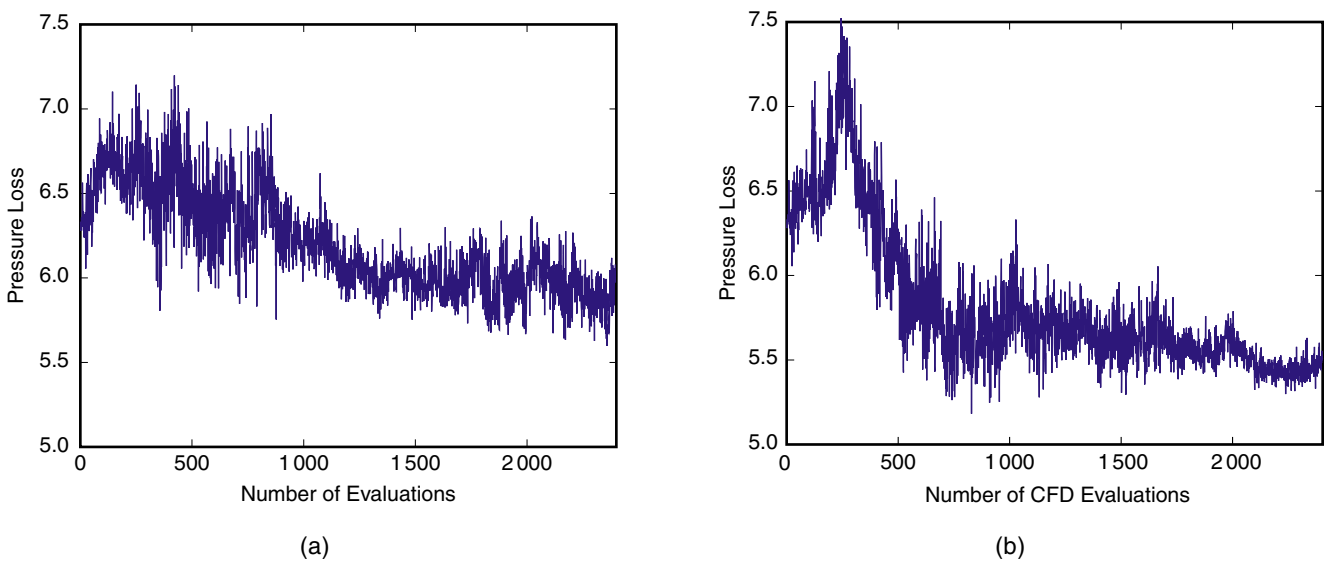


Fig. 17 Optimisation without (a) and with (b) the neural network.

occurs and that it is guiding the process of evolution to regions of the search space where high quality geometries can be identified.

Neural network approximation Due to the extremely high computational cost of CFD simulations it is beneficial to use approximation models for the estimation of the quality of geometries. Besides being universal approximators, neural networks are particularly suitable for this application because they can be adapted online to new search regions during the optimisation.

Even in case of a lower accuracy of the estimated quality compared to CFD simulations the overall calculation time for optimisations can be reduced often by a factor of two. In Fig. 17 (a) the pressure loss of generated geometries during an optimisation run is shown without using a neural network. In Fig. 17 (b) the result of the same optimisation is shown, but with additional use of the approximation model. On the x -axis of both figures the number of CFD evaluations is plotted. Since this is the time consuming part in the optimisation, this number is proportional to the overall computation time. Therefore, using the approximation model, we can increase the total number of evaluations while maintaining a constant overall computation time. In the example the quality which is reached after about 2000 CFD simulations can be reached with the help of an approximation model after some hundred CFD evaluations.

Physical measurement Besides high performance at the design point, another aim of the optimisation of turbine parts is good performance under variations of the working conditions. In Fig. 18 the total pressure loss ω for the optimised blade is plotted for different outlet velocities m_2 . The variations of m_2 are a result of the variations of the thrust in turbines used for the propulsion of aircrafts. The design point which was the target for the optimisation is at ca. $m_2 = 1.136$ *mach* which is marked by the black vertical line in the figure.

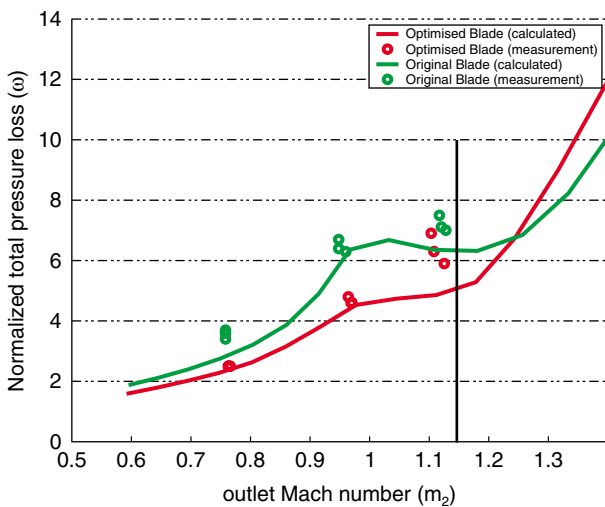


Fig. 18 CFD simulation and physical measurement results for the initial and the optimised blade geometry.

The green line shows the pressure loss for the initially available, original turbine blade whereas the red line shows the pressure loss for the optimised design.

In the simulation the total pressure loss at the design point of the optimised blade geometry is ca. 20% less compared to the original blade. The performance for larger and smaller velocities around the design point is also considerably improved, for smaller m_2 even to a larger degree than at the design point. This tendency is supported by the physical measurement at the DLR transonic wind tunnel for plane cascades in Göttingen, Germany; the data is shown as circles. Both the measurements, as well as, the simulations are very complicated and error-prone, therefore, slight variations like at the design point are to be expected. In addition to the substantial reduction in the pressure loss, the optimised blades did also show unique and previously unknown geometric properties, which exploited some nonlinearities in the flow around the blade to minimise the loss. The turbine experts were able to understand and interpret the flow physics induced by these geometric peculiarities and therefore, new design principles were formulated as a result of the optimisation.

5. Discussion and Summary

In this paper, we outlined the optimisation of transonic turbine blades, starting with the description of the evolution strategy, the optimisation algorithm, which we employed. When we choose the representation, we usually have to face a trade-off between compactness and flexibility. A compact representation allows us to operate in a lower dimensional search space, however, we might not be able to describe all geometrical variations. A higher degree of flexibility gives us a higher degree of freedom for the design, however, the optimisation task will be harder. In order to overcome this problem, recently, adaptive representations have been suggested which aim at combining the best of both worlds, i.e. starting with a compact representation and increasing the flexibility only at specific parts of the geometry during the optimisation, see Olhofer et al.⁽²⁹⁾

CFD simulations are computationally expensive, therefore, we proposed a framework in which approximate models, in our case neural networks, can be efficiently combined with the Navier-Stokes solver. The framework takes the actual model fidelity into account and thus, guarantees correct convergence while minimising the number of necessary evaluations using the CFD solver.

The results of the optimisation show that the evolution strategy is able to adapt to the specific topology of the search space. The pressure loss of the optimised blade geometry is reduced by 20% compared to the original, standard blade. Furthermore, it was possible to associate properties of the optimised flow field to geometric changes of the blade. Thus, new design *principles* have been extracted besides of generating one singular optimisation result.

The high quality of the simulation method was finally

demonstrated by comparing the physical measurement in a transonic windtunnel to the numerical results both for the original and the optimised blade.

New, "intelligent" optimisation methods together with the latest developments in numerical simulations of system properties, e.g. fluid-dynamics, and processes, e.g. controllers, are likely to play an increasing role in the future of system engineering. Although much remains to be learned from the biological principles of evolution, the optimisation set-up outlined in this work already provides a powerful framework for the solution of complex problems.

Acknowledgements

The authors would like to thank E. Körner and M. Hasenjäger for stimulating discussions and their support and advice.

References

- (1) T. Arslan, E. Ozdemir, M. S. Bright, and D. H. Horrocks. Genetic synthesis techniques for low-power digital signal processing circuits. In *Proceedings of the IEE Colloquium On Digital Synthesis*, pages 7/1-7/5. IEE, London, UK, February 1996.
- (2) R. S. Zebulum, M. A. Pacheco, and M. Vellasco. Synthesis of CMOS operational amplifiers through Genetic Algorithms. In *Proceedings of the Brazilian Symposium on Integrated Circuits, SBCCI'98*, pages 125-128, Rio de Janeiro, Brazil, September 1998. IEEE.
- (3) M. S. Bright and T. Arslan. Multi-objective design strategies for high-level low-power design of DSP systems. *IEEE International Symposium on Circuits and Systems, ISCAS 99*, 1:80-83, May-June 1999.
- (4) G.M. Robinson. Load cell shape optimisation using genetic algorithms and finite elements analysis. In *Proceedings of the 14th IMEKO TC3 Conference*, pages 167-172, Warsaw, Poland, 1995.
- (5) A.J. Keane and S.M. Brown. The design of a satellite boom with enhanced vibration performance using genetic algorithm techniques. In I.C. Parmee, editor, *Proceedings of the Conference on Adaptive Computing in Engineering Design and Control 96*, pages 107-113, University of Plymouth, Plymouth, 1996.
- (6) Xin Yao. Evolving artificial neural networks. *Proceedings of the IEEE*, 87(9):1423-1447, 1999.
- (7) B. Sendhoff and M. Kreutz. Variable encoding of modular neural networks for time series prediction. In V.W. Porto, editor, *Congress on Evolutionary Computation CEC*, pages 259-266. IEEE Press, 1999.
- (8) H. Furuta, K. Maeda, and W. Watanabe. Application of genetic algorithm to aesthetic design of bridge structures. In *Microcomputers in Civil Engineering*, 10/6:415-421, 1995.
- (9) S. Obayashi, Y. Yamaguchi, and T. Nakamura. Multiobjective genetic algorithm for multidisciplinary design of transonic wing planform. *Journal of Aircraft*, 34(5):690-693, 1997.
- (10) J. Sobiesanski-Sobieski and R. T. Haftka. Multidisciplinary aerospace design optimization: Survey of recent development. In *34th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, Reno, Nevada, 1996. AIAA Paper 96-0711.
- (11) A. Vicini and D. Quagliarella. Airfoil and wing design through hybrid optimization strategies. In *16th Applied Aerodynamics Conference*. American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1998. AIAA Paper 98-2729.
- (12) D.J. Doorly. Parallel genetic algorithms for optimization in cfd. In J. Périaux and G. Winter, editors, *Genetic Algorithms in Engineering and Computer Science*. Wiley, 1995.
- (13) Brian R. Jones, William A. Crossley, and Anastasios S. Lyrintzis. Aerodynamic and aeroacoustic optimization of airfoils via a parallel genetic algorithm. In *Proceedings of the 7th AIAA/USAF/NASA/ISSMO Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimization*, 1998. AIAA Paper 98-4811.
- (14) D.B. Fogel. *Evolutionary Computation*. IEEE Press, 1995.
- (15) H.-P. Schwefel. *Evolution and Optimum Seeking*. John Wiley & sons, New York, 1995.
- (16) N. Hansen and A. Ostermeier. Completely derandomized self-adaptation in evolution strategies. *Evolutionary Computation*, 9(2):159-196, 2001.
- (17) M. Olhofer, T. Arima, T. Sonoda, and B. Sendhoff. Optimization of a stator blade used in a transonic compressor cascade with evolution strategies. In I. Parmee, editor, *Adaptive Computation in Design and Manufacture (ACDM)*, pages 45-54. Springer Verlag, 2000.
- (18) T. Arima, T. Sonoda, M. Shirotori, A. Tamura, and K. Kikuchi. A numerical investigation of transonic axial compressor rotor flow using a low-Reynolds number κ - ϵ turbulence model. *Journal of Turbomachinery*, 121:44-58, 1999. Transactions of the ASME.
- (19) K. Y. Chien. Predictions of channel and boundary-layer flows with a low reynolds number turbulence model. *AIAA Journal*, 20:33-38, 1982.
- (20) T. H. Pulliam and D. S. Chaussee. A diagonal form of an implicit approximate factorization algorithm. *Journal of Computational Physics*, 39:347-363, 1981.
- (21) S. R. Chakravarthy and S. Osher. A new class of high accuracy tvd schemes for hyperbolic conservation laws. In *AIAA 23rd Aerospace Sciences Meeting*. American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1985. AIAA Paper 85-0363.
- (22) C. M. Bishop. *Neural Networks for Pattern Recognition*. Oxford University Press, Oxford, UK, 1995.
- (23) Y. Jin and B. Sendhoff. Knowledge incorporation into neural networks from fuzzy rules. *Neural Processing Letters*, 10(3):231-242, 1999.
- (24) Y. Jin, M. Olhofer, and B. Sendhoff. On evolutionary optimization with approximate fitness functions. In *Proceedings of the Genetic and Evolutionary Computation Conference*, pages 786-792. Morgan Kaufmann, 2000.
- (25) J. Redmond and G. Parker. Actuator placement based on reachable set optimization for expected disturbance.

- Journal Optimization Theory and Applications*, 90(2):279-300, August 1996.
- (26) A. Ratle. Optimal sampling strategies for learning a fitness model. In *Proceedings of 1999 Congress on Evolutionary Computation*, volume 3, pages 2078-2085, Washington D.C., July 1999.
 - (27) Y. Jin, M. Olhofer, and B. Sendhoff. Managing approximate models in evolutionary aerodynamic design optimization. In *Congress on Evolutionary Computation (CEC)*, volume 2, pages 592-599, Seoul, Korea, May 2001.
 - (28) A. Geist, A. Beguellini, J. Dongarra, W. Jiang, R. Manchek, and V. Sunderam. *Parallel Virtual Machine: A Guide to Networked and Parallel Computing*. The MIT Press, 1994.
 - (29) M. Olhofer, Y. Jin, and B. Sendhoff. Adaptive encoding for aerodynamic shape optimization using evolution strategies. In *Congress on Evolutionary Computation (CEC)*, volume 2, pages 576-583, Seoul, Korea, May 2001.

■ 著 者 ■



Markus Olhofer



Toshiyuki Arima



Yaochu Jin



Toyotaka Sonoda



Bernhard Sendhoff

エンジンのガス流れに関する 簡易シミュレーションモデルの開発

Development of a Simple Model for Simulation of Engine Gas flow

小 林 浩*
Hiroshi KOBAYASHI

山 口 聡*
Satoshi YAMAGUCHI

片 倉 文 寛*
Fumitomo KATAKURA

要 旨

システム設計検討ツールおよび ECU 開発としての HILS (Hardware In the Loop System)適用のため、実時間での演算と再利用性の高いエンジンモデルの開発を行ってきた。

このモデルは、エンジンを流れるガスについてエネルギーと質量の保存則の適用とガス成分を考慮したエンジン部品単位の簡易モデルによって構成することを特徴とする。

ラピッドプロトタイプシステムにモデルを搭載し実車両を走行させながらの比較検証を行った結果、エンジンの吸入空気量や吸排気管内の圧力および温度を概して模擬できるレベルであることを確認した。

ABSTRACT

An engine model allowing real-time computation and having a high degree of reusability was developed for application as a system designing tool and as a hardware in the loop system (HILS) for electronic control unit (ECU) development.

A distinctive feature of this model is that it is composed of simple models of engine parts. These parts are units in which the gases that flow through the engine are modeled by application of the law of energy and mass conservation in light of the components of the gases in each unit.

The model was installed in a rapid prototype system and used to conduct comparison with an actual vehicle while it was in operation. The results of the comparison confirmed that the engine air inlet mass and the pressure and temperature in the inlet and exhaust pipes were generally at levels predictable by the model.

1. はじめに

お客様に品質が良くタイムリーで価格が安い製品を提供するため、自動車会社は開発効率を一層高める必要性に迫られている。

そのため試作数を減らすべく設計段階で部品の精密モデルを作成しシミュレーションによって性能予測を行うことが一般的になりつつある。最近では CAD と CAE を融合し、モデルデータ作成の省力化や設計フローへシミュレーションを組み込むことによって設計品質を高める動きもある⁽¹⁾。このような部品単位での CAE 活用が一般的になりつつある一方、部品を組み合わせたシステム全体での性能予測に対する要求も高まっている。

一方、ECU 開発では HILS と言われるコンピュータに仮

想なシステムを構築し、制御プログラムの開発および検証を行うシステムも脚光を浴びつつある。

また、このようなシステム設計と ECU 開発の現場においては異なったモデルや環境でシミュレーションが実施されているのが一般的であるが、設計段階で構築されたシステムを試作車の完成を待たずに仮想システムという形で ECU 開発現場に受け渡すことができれば、同じ並行開発によって開発効率を上げることが可能である。

本研究は、エンジンシステムにおけるガス流れに注目し、例えばターボチャージャマッチングといった性能予測および ECU 開発としての HILS の両方へ適用できるシミュレーションモデルを提案するものである。本稿ではそのためのモデルのコンセプト、アルゴリズムについての検討およびモデルと実車両での比較検証結果について報告する。

*栃木研究所

2. モデルのコンセプト

システム性能予測と HILS への適用という目的から、モデルに対して次のような要求があると考えた。

- ①実時間演算
- ②再利用性

実時間演算は HILS への適用を考えた場合、必須条件である。そのためコンピュータの性能が向上してきたとは言え計算負荷の重い分布定数系の厳密モデルでは計算に時間がかかり現実的でなく、集中定数系による近似モデルを扱うのが一般的である。本研究で扱うエンジンのガス流れは、脈動や干渉といった厳密モデルでしか表せない現象が存在するが、一方で集中定数による近似モデルでも十分な成果を挙げることができることが分かっている⁽²⁾。本研究においても計算速度を優先する集中定数系モデルを前提とし、分布定数系で表される現象は補正值として表すことにした。

一方、作成したモデルを再度利用できるようにすることは、他のシステムを検討するために改めてモデルを作成する負担を軽減することができ、開発効率を高める上で有用である。このような再利用性のためには部品単位のモデル化とモデル間の接続に制約を与えない入出力パラメータを考慮することが重要であると考え、本研究では部品間を流れるガスにエネルギーと質量の保存則を適用し、モデル間の共通な入出力としてエネルギーを算出するガスの質量流量、ガス成分比、温度と質量流量の算出にかかわる圧力とした。

ガス成分は高橋ら⁽³⁾が述べているように、EGRガスによる燃焼への影響を考慮した場合に必要である。特に直噴ガソリンエンジンやディーゼルエンジンに見られる希薄燃焼では余剰空気を含んだ排気ガスが EGR バルブを介して再びシリンダへ吸入されるため、影響はさらに大きくなる。本研究では各成分の流量を計算するとともに、成分の質量割合によって変化するガス比熱を逐次計算し、その比熱の影響を受ける圧力と温度の計算へ反映した。

次章以降でモデルの詳細と実車両との比較検証結果について説明する。

3. モデルの計算アルゴリズム

3.1. 全体概要

エンジンの構成部品であるターボチャージャ、インタークーラ、吸排気管、EGRバルブ、スロットルバルブ、シリンダについて、ガスの流れに注目したモデルを作成した。つまり、EGRバルブの機械的部分などについて今回は考慮していない。吸気管と排気管、EGRバルブとスロットルバルブおよびターボチャージャノズルはそれぞれガス流れの機能としては同等であると考え、基本的に同一モデルを用いた。データ量や計算負荷削減のため、可能な限り物理式を用

い、計算ステップは時間ベースとした。
次に各モデルについて説明する。

3.2. ガスモデル

3.2.1. エネルギーと質量の保存則の適用

エンジンを流れるガスは、ターボチャージャによる圧縮と膨張、インタークーラでの冷却、シリンダでの燃焼そして EGR によるガス混合によって圧力、温度、ガス成分がさまざまに変化する。そして、その変化は気体状態方程式(式(1))で表す複数パラメータの従属的な関係によって成り立っている。

$$pv = mRT \quad (1)$$

p : 圧力 v : 容積 m : 質量
 R : ガス定数 T : 温度

このようにエンジン部品機能によってさまざまに変化するガスの状態は、エネルギー保存則と質量保存則の考え方を適用することで、例えばインタークーラでの冷却は物質交換が無い場合熱エネルギーの減少として捕らえることができ、また EGR におけるガス混合は物質交換であるから空気と EGR ガスがそれぞれ持つエネルギーと質量の加算として考えることができる。このようにガスを取り巻くさまざまな現象をエネルギーと質量の単純な加減演算で表すことで、温度や圧力といった測定可能な物理量に換算することが容易になる。

3.2.2. ガス成分

ガス成分によって変化する比熱は、成分とその質量割合によって決定することになる。特に EGR バルブでは排気ガスの還流量を常に調整するものであるから、空気と排気ガスの混合割合とともに比熱も常に変化することになる。そのためモデル計算においても吸気管内のガス比熱は常に計算する必要がある。

排気ガスのうち燃焼によって発生したガスは、 CO_2 (二酸化炭素)と H_2O (水)のみを取り扱い NO_x (窒素酸化物)、 CO (一酸化炭素)、 HC (炭化水素)は通常燃焼では微量であるとして除外した。また空気(N_2 , O_2)と燃料(C_nH_m)が理想空燃比で反応した後の CO_2 、 N_2 (窒素)および H_2O をまとめて燃焼ガスと定義し、モデルで扱うガスはこの燃焼ガスと空気の2種類のみとした。燃焼ガスの成分は常に一定と仮定し、その比熱を定数として取り扱う(式(2))。

$$C_{cmb} = K_{CO_2} \cdot CO_2 + K_{H_2O} \cdot H_2O + K_{N_2} \cdot N_2 \quad (2)$$

C_{cmb} : 燃焼ガス比熱
 CO_2 : 二酸化炭素分子量
 H_2O : 水分子量
 N_2 : 窒素分子量
 K_{CO_2} , K_{H_2O} , K_{N_2} : 定数

このように、エンジン内を流れるガスを空気と燃焼ガスの2つの成分のみとして取り扱うことで、常に変化する比熱の計算負荷を下げる事ができる(式(3))。

$$c_{mix} = c_{air} \cdot (1-\lambda) + c_{cmb} \cdot \lambda \quad (3)$$

c_{mix} : 空気と燃焼ガスの混合ガス比熱

c_{air} : 空気比熱

c_{cmb} : 燃焼ガス比熱

λ : ガス成分比

3.3. ターボチャージャ

ターボチャージャは空気を圧縮するコンプレッサ部と排気ガスエネルギーを回収し回転エネルギーに変換するタービン部に分けて考える。また、コンプレッサとタービンの膨張および圧縮仕事から受けるタービン軸トルクのバランスからターボチャージャ軸の回転数を決定する。

3.3.1. コンプレッサモデル

コンプレッサモデルは、コンプレッサ上下流の各圧力、上流ガス温度、軸回転数からコンプレッサ上下流の各ガス流量、成分比、下流ガス温度および圧縮に必要な軸トルクを算出する。上流ガス流量は、Fig. 1 の (a) に示すような上下流の圧縮比とタービン回転数による3次元特性テーブルから算出する。特性テーブルで算出したガス流量は上流側での体積流量であるため上流ガス温度および圧力より質量流量に変換する。また、コンプレッサは機能的に物質交換が無く上下流の各ガス流量および成分比は同じであるとした(式(4)、(5))。

$$G_{C_{in}} = G_{C_{out}} = f(N_{tb}^*, \lambda_{C_{in}}, T_{C_{in}}, P_{C_{in}}, P_{C_{out}}) \quad (4)$$

$$\lambda_{C_{out}} = \lambda_{C_{in}} \quad (5)$$

$G_{C_{in}}$: コンプレッサ上流ガス流量

$G_{C_{out}}$: コンプレッサ下流ガス流量

N_{tb}^* : タービン回転数

$\lambda_{C_{in}}$: コンプレッサ上流ガス成分比

$\lambda_{C_{out}}$: コンプレッサ下流ガス成分比

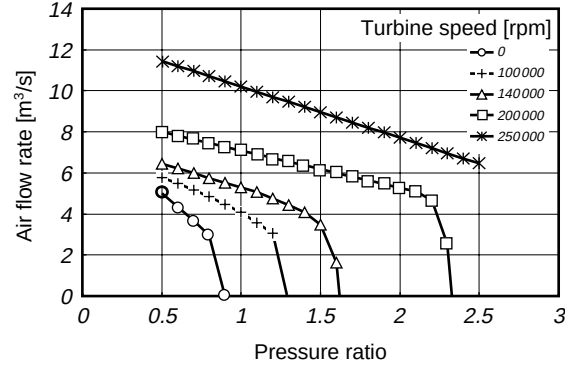
$T_{C_{in}}$: コンプレッサ上流ガス温度

$P_{C_{in}}$: コンプレッサ上流圧力

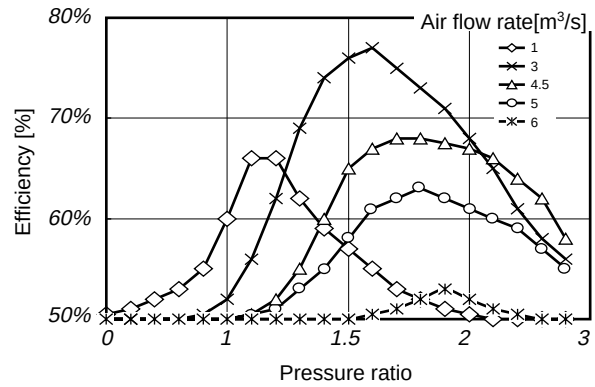
$P_{C_{out}}$: コンプレッサ下流圧力

なお(式(4))に示す*印はモデル内部で扱うパラメータを表し、これ以降外部入出力パラメータとの区別に用いる。

下流ガス温度は圧縮されることで上昇するが、理想的な断熱圧縮に対し実際は温度が高くなる傾向を示す。これを表す無次元量として Fig. 1 の (b) に示すような上下流の圧縮比と (a) で算出するガス流量によって求められるコンプレッサの断熱効率特性を用い、コンプレッサ下流温度を算出する(式(6))。



(a) Air flow rate



(b) Efficiency

Fig. 1 Turbine Characteristic 3D Table

$$T_{C_{out}} = f(\eta_{tb}^*, \lambda_{C_{in}}, T_{C_{in}}, P_{C_{in}}, P_{C_{out}}) \quad (6)$$

$T_{C_{out}}$: コンプレッサ下流ガス温度

η_{tb}^* : コンプレッサ断熱効率

$\lambda_{C_{in}}$: コンプレッサ流入ガス成分比

ガスを圧縮するために用いた機械エネルギーはエネルギーの保存則にもとづき、コンプレッサ上下流のガスエネルギー差に等しいと考え、これから圧縮に必要な軸トルクを算出する(式(7))。上下流の各エネルギーは、式(4)、(5)、(6)で用いた温度、ガス成分、通過ガス流量から求める。

$$M_C^* = f(N_{tb}^*, h_C^*) \quad (7)$$

M_C^* : 圧縮に必要な軸トルク

h_C^* : コンプレッサ上下流のガスエネルギー差

3.3.2. タービン

タービンモデルは可変ノズルを装備したものを想定し、タービン上下流の各圧力、上流ガス温度、軸回転数およびノズル開度からタービン上流ガス流量、下流ガス温度および膨張によって得た軸トルクを算出する。

タービン上下流ガス流量はコンプレッサと同様に特性テーブルより算出する方法もあるが、データ量削減を考え

てベルヌーイの原理にもとづく物理式を適用した。また、コンプレッサと同様に上下流ガスの流量および成分比は同じであるとした(式(7)、(8))。

$$G_{tb_in} = G_{tb_out} = f(A_{tb}, \lambda_{tb_in}, T_{tb_in}, P_{tb_in}, P_{tb_out}) \quad (7)$$

$$\lambda_{tb_in} = \lambda_{tb_out} \quad (8)$$

G_{tb_in} : タービン上流ガス流量

G_{tb_out} : タービン下流ガス流量

A_{tb} : タービンノズル開口面積

λ_{tb_in} : タービン上流ガス成分比

λ_{tb_out} : タービン下流ガス成分比

T_{tb_in} : タービン上流ガス温度

P_{tb_in} : タービン上流圧

P_{tb_out} : タービン下流圧

下流ガス温度は、コンプレッサと同様にタービンの断熱効率を用いて算出する(式(9))。

$$T_{tb_out} = f(\eta_{tb}^*, \lambda_{tb_in}, T_{tb_in}, P_{tb_in}, P_{tb_out}) \quad (9)$$

T_{tb_out} : タービン下流ガス温度

η_{tb}^* : タービン断熱効率

タービンを回転させるための機械エネルギーはタービン上下流のガスエネルギーの差と等しいと考え、これからタービン回転に必要なとする軸トルクを算出する(式(10))。

$$M_{tb}^* = f(N_{tb}^*, h_{tb}^*) \quad (10)$$

M_{tb}^* : 膨張によって得た軸トルク

h_{tb}^* : タービン上下流のガスエネルギー差

3.3.3. 回転数計算

タービン回転数はコンプレッサとタービンで求めた軸トルクの差および回転軸での摩擦トルクから算出する(式(11))。

$$N_{tb}^* = K_N^* \cdot \int (M_{tb}^* - M_C^* - M_f^*) dt \quad (11)$$

M_f^* : タービン軸摩擦トルク

K_N^* : 定数

3.4. インタークーラ

インタークーラは上流ガス流量から算出する冷却効率、上流ガス温度および外気温度から下流ガス温度を算出する(式(12))。

$$T_{IC_out} = f(\eta_{IC}^*(G_{IC_in}), T_{IC_in}, T_a) \quad (12)$$

T_{IC_out} : インタークーラ下流ガス温度

η_{IC}^* : 冷却効率

G_{IC_in} : インタークーラ上流ガス流量

T_{IC_in} : インタークーラ上流ガス温度

T_a : 外気温度

インタークーラでは物質交換が無いことから、下流ガス流量および成分比は上流と等しいとする。また圧力損失を無視できるとして上下流の各圧力には変化が無いとした。

3.5. スロットルバルブ、EGR

スロットルバルブ・EGR モデルともターボチャージャの可変ノズルと同様に、ベルヌーイの原理を用いて上下流の各ガス流量を算出する。

3.6. 吸排気管

吸気管および排気管は両方ともガスが流出入する定容室として考える。管内の圧力と温度は、流出入するガスエネルギーと質量バランスから算出する(式(13-1)(13-2))。

$$P_{ch} = f(V_{ch}, \lambda_{ch_in}, \lambda_{ch_out}, G_{ch_in}, G_{ch_out}, T_{ch_in}, T_{ch}) \quad (13-1)$$

$$T_{ch} = f(V_{ch}, \lambda_{ch_in}, \lambda_{ch_out}, G_{ch_in}, G_{ch_out}, P_{ch}) \quad (13-2)$$

P_{ch} : 管内圧力

V_{ch} : 管内容積

λ_{ch_in} : 管内流入ガス成分比

λ_{ch_out} : 管内流出ガス成分比

G_{ch_in} : 管内流入ガス流量

G_{ch_out} : 管内流出ガス流量

T_{ch_in} : 管内流入ガス温度

T_{ch} : 管内温度

流出するガス成分比は、定容室で滞留した空気と燃焼ガスが完全に混合したものとした。

3.7. シリンダ

シリンダモデルは、シリンダ流入ガスの圧力、温度および成分比、燃料流量、さらにエンジン回転数よりシリンダ流入ガス流量、排気ガス流量、温度および成分比を算出する。

3.7.1. 流入ガス

シリンダモデルは気筒数やピストンの往復運動による間欠的なガス流動は考慮せず、時間ベースの定常流として表す。流入ガス流量は吸気体積効率、吸入ガス圧力、温度およびシリンダの排気量から算出する(式(14))。

$$G_{cyl_in} = f(V_{cyl}^*, \eta_{v_cyl}^*, Ne, \lambda_{cyl_in}, T_{cyl_in}, P_{cyl_in}) \quad (14)$$

G_{cyl_in} : シリンダ吸入ガス流量

V_{cyl}^* : 排気量

$\eta_{v_cyl}^*$: シリンダ吸入体積効率

Ne : エンジン回転数

λ_{cyl_in} : シリンダ流入ガス成分比

T_{cyl_in} : シリンダ流入ガス温度

P_{cyl_in} : シリンダ流入ガス圧力

3.7.2. 排気ガス

排気ガスはシリンダ流入ガス流量と燃料流量の合算と

して算出する(式(15)).

$$G_{cyl_out} = G_{cyl_in} + G_{fuel} \quad (15)$$

G_{cyl_out} : 排気ガス質量流量率

G_{fuel} : 燃料噴射質量流量率

排気ガスエネルギーは吸入ガスエネルギーと燃焼エネルギーの一部が排出されると考える。燃焼による熱エネルギーは発生した水が蒸気のままであると仮定し、単位重量あたりに燃料が発生するエネルギーとして低発熱量を用いる。排気損失率と定義した流入エネルギーと排気ガスエネルギーの割合から、排気温度を算出する(式(16)).

$$T_{cyl_out} = f(\eta_{ex_cyl}^*, \lambda_{cyl_in}, G_{cyl_in}, G_{fuel}, T_{cyl_in}) \quad (16)$$

T_{cyl_out} : 排気ガス温度

$\eta_{ex_cyl}^*$: 排気損失率

λ_{cyl_in} : シリンダ流入ガス成分比

G_{cyl_in} : シリンダ流入ガス流量

G_{fuel} : 燃料流量

T_{cyl_in} : シリンダ流入ガス温度

燃料流量と理想空燃比から完全燃焼に求められる空気最低必要量に対し、吸入ガス中に含まれる空気量が下回った場合は、燃料の一部がそのまま排出されるとする。

4. 実機との比較検証

4.1. 比較用実機エンジンシステム

今回使用した実機エンジンはターボチャージャ、EGRを搭載したものをを用いた。Fig. 2は部品単位で作成したモデルを接続し、実機エンジンと同じシステム構成としたブロック図を示す。

4.2. 実機との比較検証環境

実機との比較検証は、車両にモデルを搭載し、実車走行させながらモデル計算と実機計測値との比較をリアルタイ

ムに行う方法を用いた。走行させながらの検証は、さまざまな走行条件での比較を即座に行う利点がある。

Fig. 3 に検証で用いたシステムを紹介する。パーソナルコンピュータ(以下PC)においてブロックダイアグラムで記述したエンジンモデルを作成しラピッドプロトタイプシステム(以下RPS)の実行形式に変換した後、RPSにダウンロードし実行する。一方エンジンECUからエンジン回転数、EGRバルブ開度などのモデル入力データと吸入空気量などの実機比較用データをRPSに渡す。さらに排気圧力および温度といった ECU で計測しないデータは、信号処理装置を通して RPS が持つ AD コンバータに入力する。RPS で取り込んだ実機比較データは、モデル計算した値とともにPCでリアルタイムに観測することができる。

今回使用した RPS にはモトローラ社の PowerPC (100MHz)が搭載され、浮動小数点での計算が可能である。モデルの計算負荷は上記システムにおいてモデル計算時間は約 2msec で、計算周期を 10msec とした。

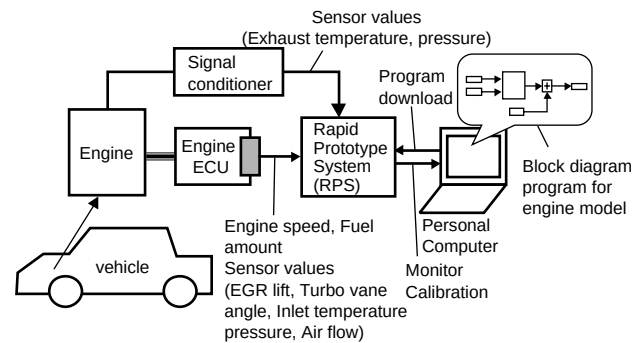


Fig. 3 Model verification system

4.3. 比較検証結果

Fig. 4 に検証結果の例を示す。車両の運転は任意に加減速を繰り返したものである。モデルの精度検証として、吸入空気量と吸排気管内の圧力および温度の挙動について比較した。

Fig. 4 の (a) ではエンジン回転数、EGR バルブ開度およびターボチャージャノズル開度の挙動を示す。これらの値は ECU によって計測され、モデル計算の入力となったものである。(b) は (a) と同じ時間軸で、吸入空気量について実機とモデル計算値の挙動を比較したものである。また吸排気管において (c) は圧力を、(d) は温度をそれぞれ比較したものである。

検証の結果、高負荷から負荷が低下する時や排気温度の誤差が目立つものの、簡易モデルでありながらエンジン各部のガス挙動を概して模擬できるレベルであると考えられる。誤差の原因はターボチャージャ特性精度、吸排気管の放熱とその動的な特性を考慮していないことおよび計測精度に起因しており今後改善していく予定である。

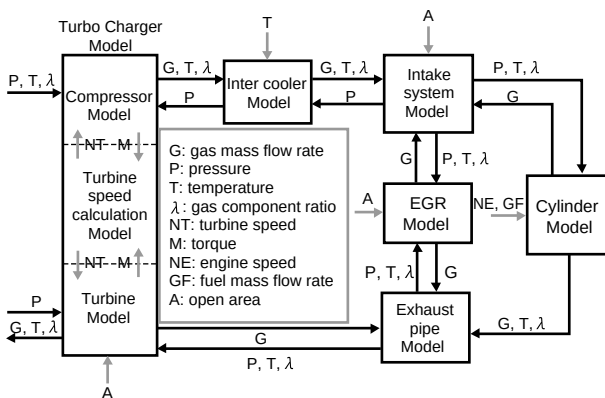
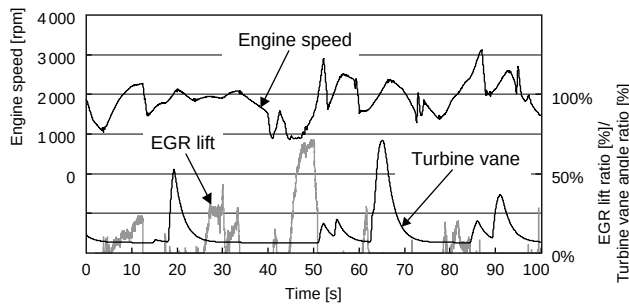
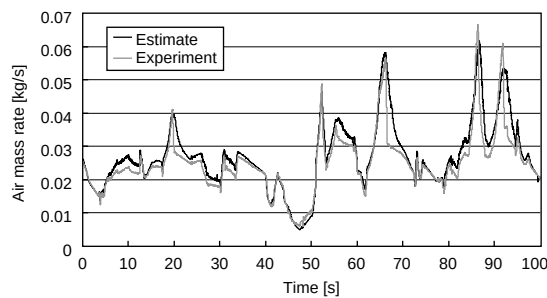


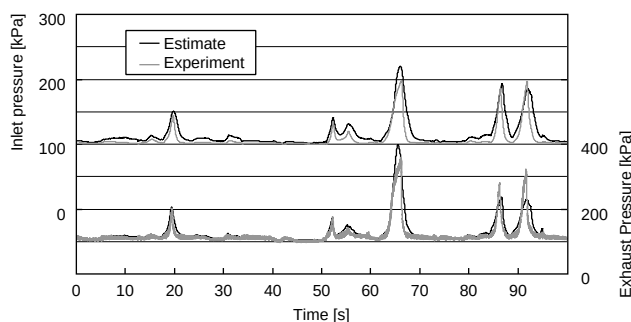
Fig. 2 Engine model block diagram



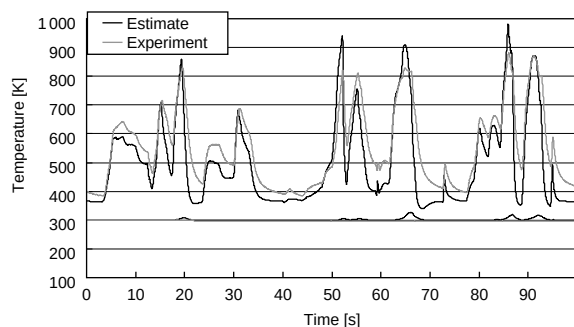
(a) Dynamic behavior of actual engine and actuator



(b) Air mass rate of engine intake



(c) Dynamic behavior of inlet and exhaust pressure



(d) Dynamic behavior of inlet and exhaust temperature

5. まとめ

エンジンにおけるガス流れについて、システム性能予測と HILS への適用を考え実時間演算及び再利用性をコンセプトとしたモデルを作成した。実時間演算では集中定数によるモデル化を前提として作成した。再利用性では部品単位のモデル化に加え、各モデルに共通入出力パラメータを設定することでモデル間接続への制約が解消し、別システムに対するモデルの再利用性が高まったと考える。これは、エネルギーと質量保存則を適用することで達成できた。

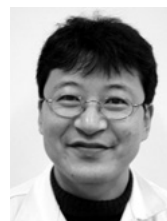
これらのコンセプトにもとづいたモデルの精度について、車両にモデルを搭載し実時間演算で比較検証した結果、実機計測や計算の手法および精度で改良の余地は残されているが、簡易モデルでありながらガスの各部挙動を概して模擬できることを確認した。高い精度を必要としなければ概略的なシステム検討および HILS への適用としては見通しが立ったと考える。

今後精度が要求されるシステム検討ツールへの適用のためさらにモデル精度を向上するとともに、ガス流れやエンジン以外の部分へも同じコンセプトのもとにモデルを展開していき、開発現場に貢献できるものとしていきたい。

参考文献

- (1) 沢田龍作：シミュレーション技術と CAD システムの融合，自動車技術，Vol.55, No.6, p.14-18 (2001)
- (2) Itoyama, H. et al.: A Study of an EGR Control System for Diesel Engines Based on an Intake/Exhaust System Model, SAE TECHNICAL PAPER SERIES, 970621
- (3) 高橋信補ほか：エンジン制御系設計・評価のための排気ガス再循環モデル，計測自動制御学会論文集，Vol.35, No.2, p.230-237 (1999)

■ 著 者 ■



小林 浩



山口 聡



片倉 文寛

Fig. 4 Test comparison

タイミングチェーン荷重予測手法の確立

Prediction of Chain Load in Timing Chain System

高 岸 広*
Hiroshi TAKAGISHI

菅 原 一 志*
Hitoshi SUGAWARA

要 旨

可変バルブリフトタイミング機構および連続可変バルブタイミング機構下でのタイミングチェーン耐久性検討を目的としたチェーン荷重予測手法を確立した。リリーフバルブ付テンショナ及び動弁系のモデル化により、異なるリリーフ圧およびバルブタイミングでのチェーン荷重予測を可能とした。更に、従来不可能であった高回転域でのチェーン荷重の直接測定を可能とするテレメータ手法も開発し、シミュレーションの妥当性を実機で検証した。これらにより、異なるリリーフ圧、バルブタイミング下で高回転域までチェーン荷重の予測が可能となった。

ABSTRACT

A chain load prediction technique was established to investigate timing chain durability under conditions of a variable valve lift timing mechanism and a continuous variable valve timing mechanism. Modeling a tensioner with a relief valve and the valve train made it possible to predict the chain load at different relief pressures and valve timings. Furthermore, telemeter techniques were also developed enabling direct measurement of the chain load at high engine speeds, which was formerly impossible, and the validity of the simulation was verified using an actual engine. These developments made it possible to predict the chain load up to high engine speeds at different relief pressures and valve timings.

1. はじめに

耐久性向上および小型化のため、エンジンのカム駆動にチェーンを使用するケースが近年増加している。このため、設計段階よりタイミングチェーンに発生する荷重を予測する必要性が生じている。そこでタイミングチェーン荷重の予測手法が10年ほど前より各社で盛んに行われているが、カムおよびチェーンをマス・バネ系と考えた簡易モデルに動弁系駆動トルクを加えて計算する簡易解析^{(1)~(3)}から、チェーンの各リンクプレートを質点に置き換えて計算を行う大規模解析^{(4)~(6)}まで幅広く報告されている。しかし簡易解析では開発上もっとも重要な油圧テンショナの影響を充分考慮できていない。また、大規模解析では膨大な計算時間によりタイムリーな解析を行えない等の問題があった。そのため本稿では、設計段階より短時間に精度よくチェーン荷重を予測できるシミュレーション技術を開発したので、その内容を報告する。

*栃木研究所

2. 着目点と課題

タイミングチェーンシステムの挙動を支配しているのは、カムとスプロケット等のイナーシャと、チェーンと油圧テンショナからなるスプリング及び各部減衰である。特に油圧テンショナは、リリーフバルブを内蔵する油圧機構であり、チェーン荷重に多大な影響を及ぼしている。

またガソリンエンジンの場合、チェーンシステム系を加振するのは動弁系の駆動トルクが支配的である。特に動弁系部品がチェーン駆動トルクに及ぼす影響は大きい。

このことより、以下の点に着目し、シミュレーション手法を構築した。

着目点1：リリーフバルブ付テンショナ特性のモデル化

課題：リリーフバルブ流路抵抗によるテンショナ周波数依存性挙動の精度保証

着目点2：チェーンの主加振力である動弁系を含んだモデル化

課題：動弁系仕様違いによるチェーン荷重変化の精度保証

3. リリーフバルブ付テンショナ特性のモデル化

3.1. シミュレーションモデル

今回用いたテンショナを Fig. 1 に示す。テンショナのプランジャに加わった力はメインスプリングと高圧室に吸入されたオイルで保持される。この時入力荷重が高いと、リリーフバルブおよびプランジャとハウジング間からのオイルの漏れで荷重の低減を図っている。

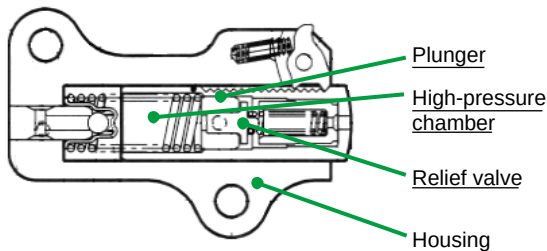


Fig. 1 Chain tensioner cross section

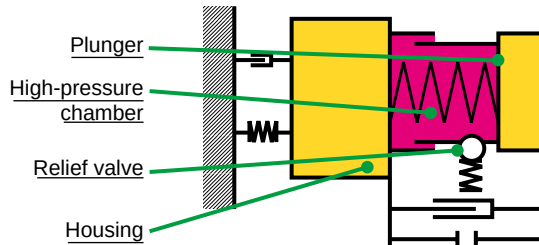


Fig. 2 Tensioner simulation model

このテンショナをプランジャ、スプリング、高圧室オイルとハウジングの連成振動モデルに置き換える。Fig. 2はそのモデルを現す。ピストンとハウジングの間にメインスプリングと高圧室モデルを配置し、空気の混入によるオイルの圧力依存非線形剛性も考慮している。また、オイル吸入用のチェックバルブが高圧室モデルに組み込まれている。オ

イルの排出は、ピストンとハウジングの隙間より洩れる分に加え、リリーフバルブによる排出もモデル化した。この時、排出時のオイルの粘性抵抗による圧力損失を考慮し、リリーフバルブを通過するオイルの流量は以下の式を用いて近似した。

$$Q = \pi \cdot d \cdot l \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_h}{\rho \cdot (1 + \xi)}}$$

Q ; 流量

d ; バルブシート直径

l ; バルブリフト

P_h ; 高圧室油圧

ξ ; 損失係数

ρ ; オイル密度

3.2. 検証テスト

テンショナ単体の動的特性を把握するため、油圧加振機での単体加振テストを行った。テスト装置の概略を Fig. 3 に示す。プランジャ上にテンショナを固定し荷重検出機にプランジャを押し当て加振を行う。加振にあたって、テンショナには外部ポンプより作動油を供給する。測定は 6 000rpm のクランク 2 次共振までを想定し 30Hz 100Hz 200Hz の 3 段階で行った。加振は変位制御で、両振幅 0.4mm

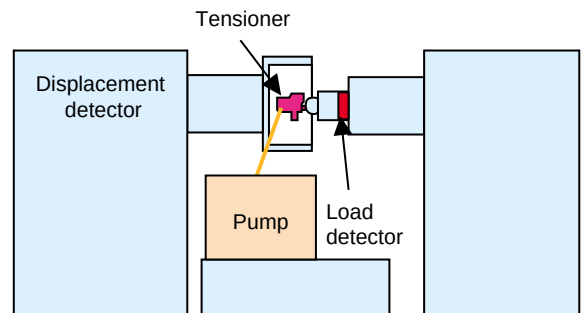


Fig. 3 Hydraulic excitation test apparatus

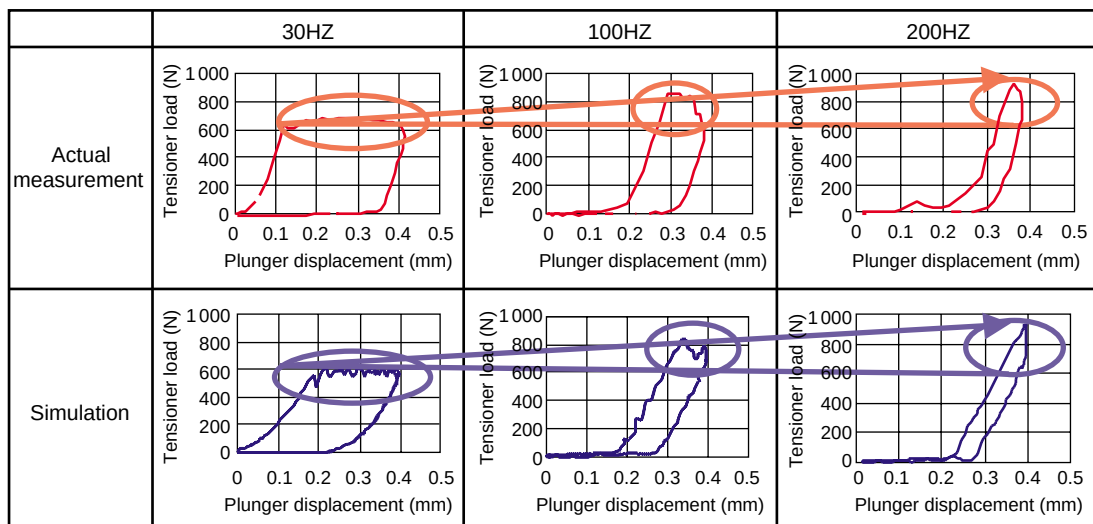


Fig. 4 Result of tensioner discrete excitation

の正弦波で行う。この時発生する荷重とテンショナの変位から、リサージュ波形を作成しテンショナ単体シミュレーションの妥当性検証をおこなった。

3.3. 検証結果

結果を Fig. 4 に示す。30, 100, 200 Hz とも、精度よく荷重と変位を再現できている。特に、高周波時のヒステリシスの減少や、荷重増加を正確に再現できている。このように、テンショナ単体で実用上十分な精度でのシミュレーションを達成できた。

4. チェーンの主加振力である動弁系を含んだモデル化

4.1. シミュレーションモデル

Fig. 5 に示すエンジンでチェーン荷重シミュレーションの妥当性検証をおこなった。これは可変バルブタイミングリフト機構と連続可変バルブタイミング機構を組み合わせ省燃費、高出力、排気ガスレベルの低減を図ったエンジンである。

シミュレーションにあたり、実動時のタイミングチェーン荷重を予測するため、動弁系を含むチェーンシステムの

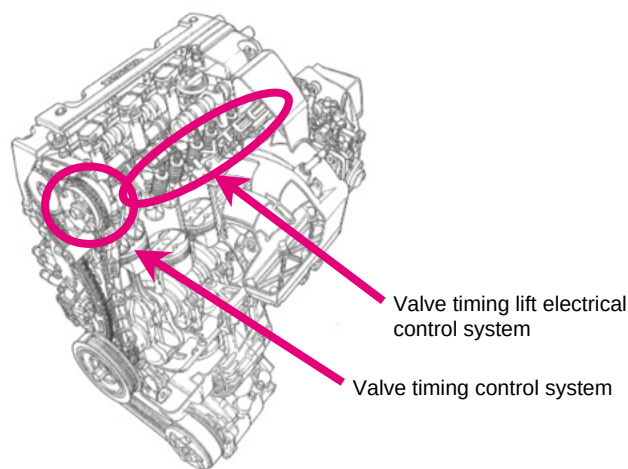


Fig. 5 Engine used for validation

計算モデルを作成した。動弁系の各部品を質点に分割し、剛性と減衰で連結するマルチボデーシステムアプローチを採用した。計算は2次の予測子修正法⁽⁷⁾を用い、定常回転状態での計算を 200rpm 間隔で行っている。

Fig. 6 にその全モデルを示す。バルブ、ロッカーアーム、カムシャフトの動弁系モデルをチェーンモデルが駆動している。また、3.1.で述べたリリーフバルブ付テンショナモデルでチェーンモデルの張力は保持されている。

以下にモデル各部の詳細を述べる。

Fig. 7 に実際の可変バルブタイミングリフト機構動弁系を、Fig. 8 にそのモデルを示す。モデル化にあたって、チェーン負荷の大きな高速用カム使用時に着目した。高速時には3つのロッカーアームはピンを介して連結されている。そこでシミュレーションでも同様に、中央の高速用ロッカーアームが左右のロッカーアームを駆動する様モデル化をおこなった。

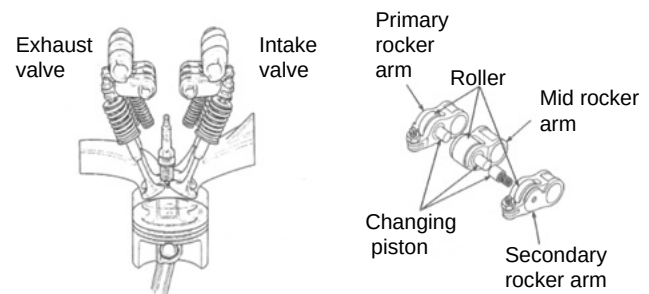


Fig. 7 Valve train

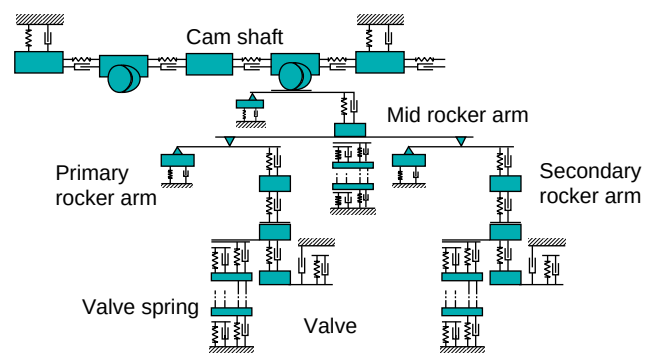


Fig. 8 Valve train simulation model

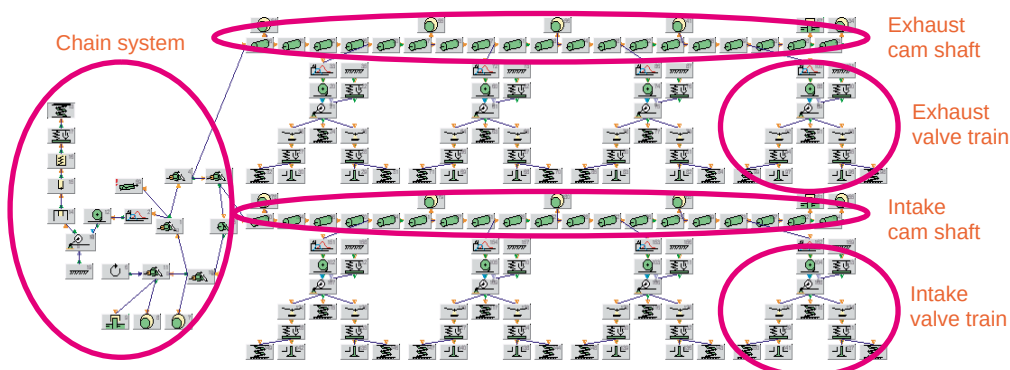


Fig. 6 Overall simulation model for timing chain load

Fig. 9 に実際の連続可変バルブタイミング機構の構造を示す。この機構はベーンタイプのアクチュエータで、4つのチャンバに充填されたオイルを介して動力を伝えている。そのため鉄系部品に対して剛性が低めとなる。

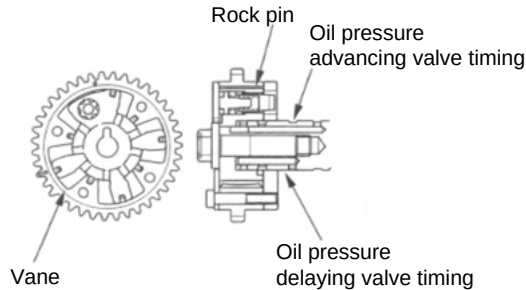


Fig. 9 Valve timing control actuator

そこで以下の式で剛性を推定しモデル化している。

$$C = 4 * K * \frac{A^2}{V} * r^2$$

C: 剛性

K: オイルの体積弾性係数(オイルの空気含有率が10%)

A: 受圧面積

V: 1チャンバーのオイル体積

r: 有効半径

Fig. 10に実際のチェーンの取り回しを示す。チェーンは6.35mm ピッチのサイレントチェーンを使用し、インテーク、エキゾーストの両方のスプロケットを1本のチェーンで同時に駆動している。

インテークカムクランク間の張り側およびインテークとエキゾーストのカム間にチェーンの横ゆれ防止のガイドがある。エキゾーストカムとクランク間の緩み側ではテンショナがアームを介してチェーン荷重を保持している。

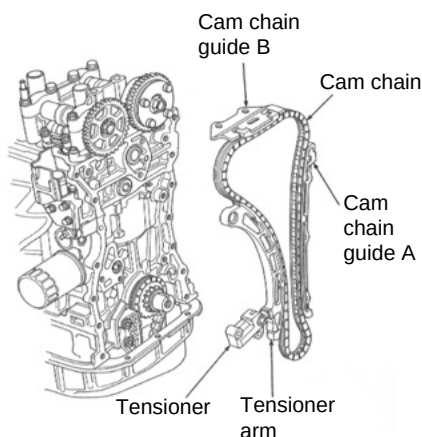


Fig. 10 Timing chain system

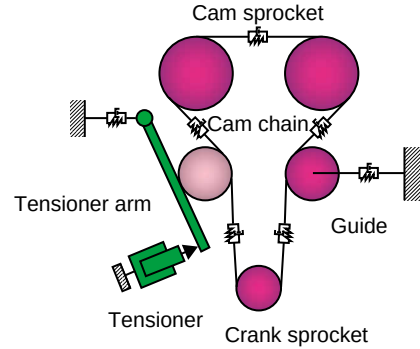


Fig. 11 Timing chain simulation model

タイミングチェーンの場合、このようにガイドおよびテンショナでチェーン進行方向と垂直に保持されている。このため正常な運転が行われている場合、テンショナブランジャ部の変位は 0.1 ~ 0.2mm 程度であり、チェーンの横振動もほとんど無いと考えて良い。そこでモデルはチェーン張力の主方向である縦振動方向1次元モデルで作成した。

Fig. 11 にチェーンモデルを示す。各部のイナーシャをチェーンの剛性および減衰で連結し、エキゾーストカム、クランク間には、実機と同じくアームとテンショナを設けている。チェーン荷重はこのアーム経由でテンショナが保持するようモデル化してある。

4.2. チェーン荷重シミュレーションの妥当性検証テスト
検証は開発途上のエンジンを用い、ファイヤリングでの測定結果と比較を行った。

4.2.1. トルク測定による検証

まず、比較的簡便なトルク測定によりチェーン荷重シミュレーションの妥当性を検証した。

クランクスプロケットに設けた薄肉円管部にひずみゲージを貼り、チェーン駆動トルクを測定した。シミュレーションも同様の軸モデルを作成し駆動トルクを計算している。この駆動トルクをスプロケットのピッチ円半径で割りチェーン荷重とし、シミュレーションの妥当性の検証を行った。比較はチェーン荷重が高い 6 000rpm 以上の高速用カムを使用する高回転域でおこなった。あわせてFig. 12に示すようインレットバルブタイミングの進角を 0, 30, 50deg の3段階に変化させて、シミュレーションの追従性を確認した。チェーン荷重の最大値を比較した結果を Fig. 13 に示す。

6 000 ~ 8 600rpm までの幅広い領域でシミュレーションはチェーンの最大荷重を再現できている。またバルブタイミングの進角の変化に対しても精度良く追従している。6 000, 7 000, 8 600rpm の各回転数におけるバルブタイミング進角 30deg での時系列データ比較を Fig. 14 に示す。各回転数において波形が一致しており、高い精度でチェーン荷重が再現できていることが確認された。

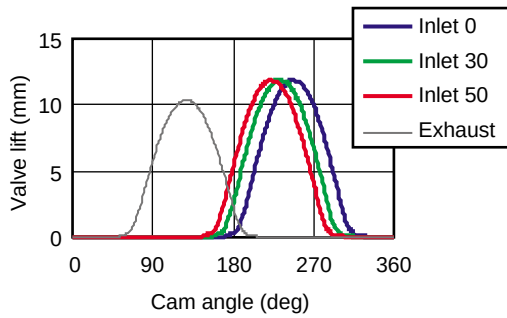


Fig. 12 Valve lift timing

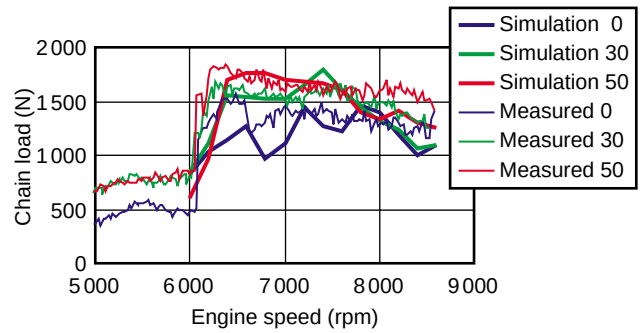


Fig. 13 Maximum value of timing chain load

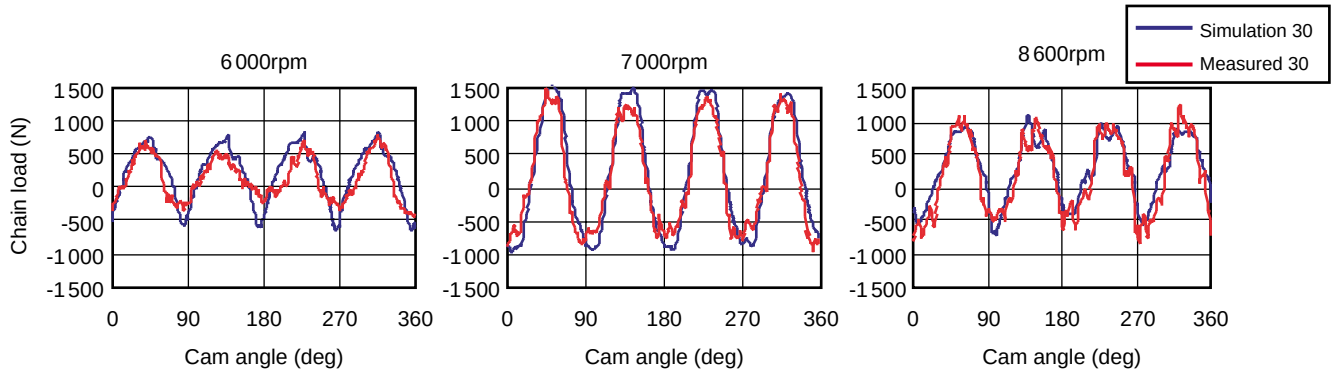


Fig. 14 Timing chain load fluctuation

次にテンショナリリーフ圧を変化させた時のシミュレーションの追従性を検証した。リリーフ圧を 2.2MPa より 1MPa へ下げた時の結果を Fig. 15 に示す。リリーフ圧の変化に対しても本シミュレーションの高い追従性が検証できた。

4.2.2. チェーン荷重測定による検証

クランク部に発生したトルクからチェーン荷重を推定する手法は簡便である。しかし、その手法ではチェーンに加わる予荷重のみならずカム間に発生するチェーン荷重も測定できない。そのためチェーン荷重を直接測定するために

は、チェーンに貼り付けたひずみゲージから信号を取り出す必要がある。従来、ピアノ線等の補助ケーブルを用いて結線し測定を行った事例もある。しかし、この手法では、チェーンカバーをはずさないと測定できない。そのため潤滑油が飛散するのみならず、ピアノ線の固定部が遠心力で外れた時ワイヤーが飛び跳ね極めて危険である。そこで、

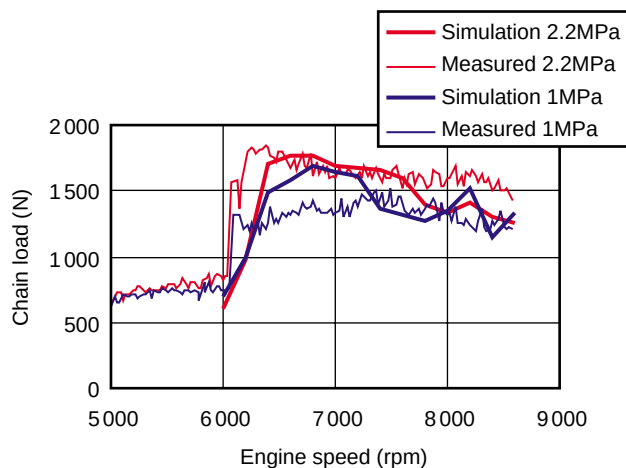


Fig. 15 Maximum value of timing chain load (Relief pressure 2.2Mpa, 1Mpa)

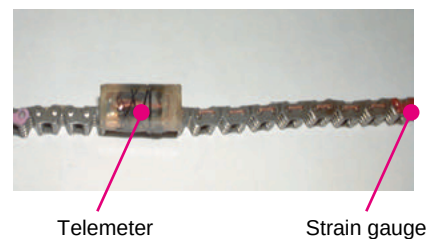


Fig. 16 Chain with telemeter

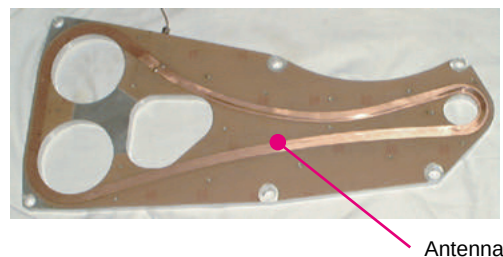


Fig. 17 Antenna for telemeter

テレメータ⁽⁸⁾を用いてこの問題を解決した。Fig. 16 にテレメータを取り付けたチェーンを示す。チェーン荷重はガイドプレート上に貼り付けたひずみゲージから検出される。高回転域まで測定できるようにホルダーを軽量化し、遠心力と慣性力の影響をひずみゲージが受けないようひずみゲージとホルダー間に適正な距離を設けている。Fig. 17 に示したアンテナよりテレメータを経由してひずみゲージへ電流が供給され、同時に検出された信号はテレメータよりアンテナを経由して外部に取り出される。

出力信号の例を Fig. 18 に示す。張り側、緩み側、カム間と各スパンをチェーンが通過する時のチェーン荷重の変化を連続的に測定できている。このテレメータシステムを用いることで、8 000rpm 以上の高回転域までチェーン荷重の直接測定が可能となった。

シミュレーションからもチェーンに発生する荷重を取り出し比較をおこなった。

テレメータを用いた各スパンでの 7 000rpm におけるチェーン荷重測定結果とシミュレーションとの比較結果を Fig. 19 に示す。各スパン間で荷重の変化を精度良く再現できていることが確認された。

5. 適用例

確立されたシミュレーションを適用し、チェーン荷重低減策を検討した。最適化前後のスプロケット形状を Fig. 20 に、その時のチェーン荷重を Fig. 21 に示す。対策としてエキゾーストカムスプロケットの慣性モーメントを 0.00029kgm^2 から 0.0007kgm^2 へ増やし、チェーンの 2 次共

振回転数をカム 2 次加振力が極小となる回転数に一致させた。これにより、チェーン荷重を約 15% 低減し、実機でもその効果を確認できた。

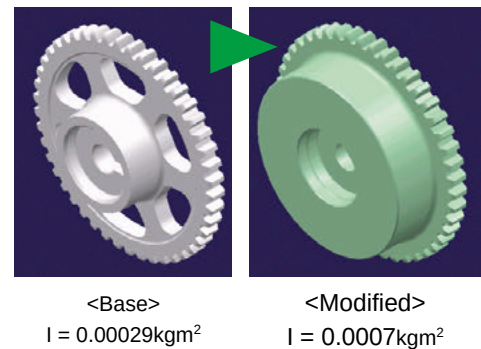


Fig. 20 Cam sprocket shapes

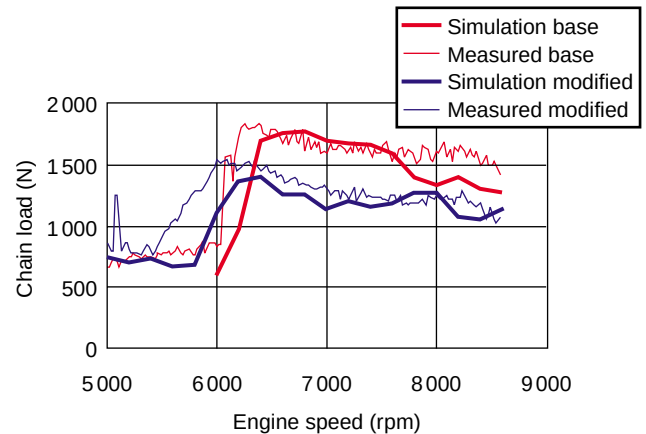


Fig. 21 Example of application

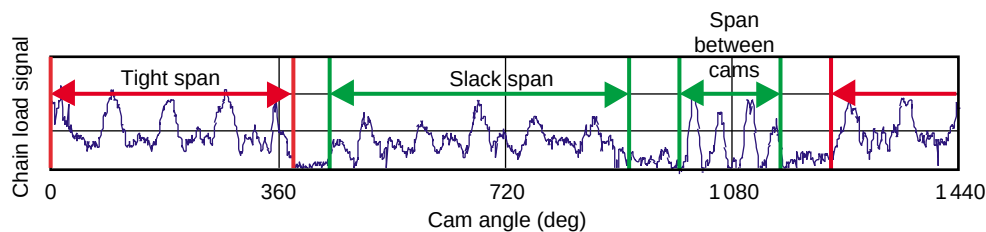


Fig. 18 Example output signal

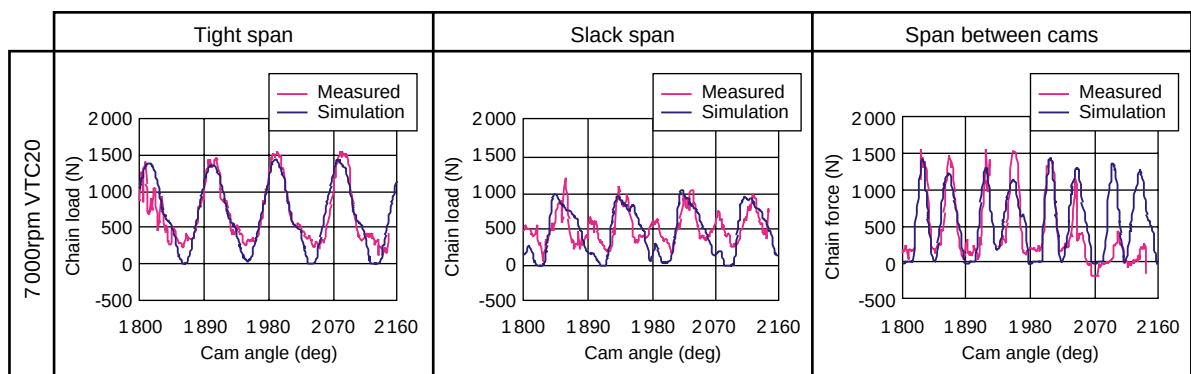


Fig. 19 Chain load comparison between simulation and telemeter measured data

6. まとめ

本研究により,

- (1) リリーフバルブ流路抵抗によるテンショナ周波数依存性挙動を考慮し, 異なるバルブタイミングで実用上十分な精度のタイミングチェーン荷重予測技術を確立できた.
- (2) 本シミュレーションを実際の開発に適用しチェーン荷重低減に有効であることを確認した.

7. 謝辞

本シミュレーションを開発するにあたり, ご協力いただいた各方面の方々に心より感謝したい.

参考文献

- (1) Wang, K.W. : Vibration Analysis of Engine Timing Chain Drives with Camshaft Torsional Excitation, SAE Paper 911063
- (2) Reinicke-Murmann, J. : Analysis and Development of Camshaft Drive Systems Using a Computer Simulation, SAE Paper 9400448
- (3) Hwang, Shng-Jiaw: Torsional Response of Automotive Timing Chain Systems, SAE Paper 940689
- (4) Gregori, H. : Simulation der dynamischen Effekte im Steuerkettentrieb mit Hilfe der FE-Method, Konstruktion 45 p.358-364 (1993)
- (5) Rosse, J. : Simulating the Dynamic Behaviour of Chain Drive Systems by Advanced CAE Programs, SAE paper 960298
- (6) 石本, 鈴木: チェーン伝動機構の動解析, TSUBAKI TECHNICAL REVIEW Vol.5 No.1 p.41-48 (1995)
- (7) Hellinger, W. Priebisch, H. H. Rainer, G.Ph.: Auslegung von Ventiltrieben für Hochleistungsmotoren - Rechnerische und Experimentelle Verfahren. 16. Internationales Wiener Motorensymposium 1995
- (8) Weber, C. : Experimental Investigation Into The Dynamic Engine Timing Chain Behavior, SAE paper 980840

■著 者■



高 岸 広



菅 原 一 志

非線型要素を考慮したギヤトレン挙動 解析技術の開発

Development of Gear Train Behavioral Analysis Technology of Considering Non-Linear Elements

植田 真 悟*

Shingo UEDA

神 谷 満 好*

Mitsuyoshi KAMIYA

鈴 木 達 夫*

Tatsuo SUZUKI

新 納 忠

Tadashi NIINO

要 旨

二輪車用エンジン内部のギヤトレンに関する挙動計算のモデル化の過程でギヤ軸受の変形、ラジアルクリアランス、および歯面の弾性変形なども回転挙動に影響することを確認した。それらを回転方向の剛性成分に変換して挙動計算に組み入れ解析精度を向上させた。さらに、クランクシャフトの挙動計算モデルと組み合わせて、時刻歴数値積分法を用いて広範囲の回転速度域に対し過渡応答計算を行ったところ、従動ギヤの応答挙動に非線形応答特有のジャンプ現象が確認された。実機エンジンとの相関を確認し、精度が高いことからエンジン開発に活用できる技術ツールとなりうる事が分かった。

ABSTRACT

During modeling of a behavior calculation for gear train system of motorcycle engine, it was confirmed that a distortion and a radial clearance of gear bearing and elastic deformation of a tooth influenced the rotation behavior. They were converted into the rigidity element of rotation direction, they were put in to the behavior calculation, and analytical accuracy has been improved. In addition, both behavior calculation models for the gear train and the crankshaft were combined. Transient response was calculated by using the time history numerical integration for various rotative speed regions. A jump phenomenon specific to non-linear response was confirmed on the response behavior of driven gear. Developed simulation technology will be useful for the development of motorcycle engines because the correlation between test result of actual engine and simulation result is higher.

1. はじめに

エンジン内部の回転伝達には、ギヤ、チェーン、CVT、フルードカップリングなど多様な機構が用いられている。

小型エンジンを代表して、Fig. 1 に示すような一般的な二輪車用エンジンでは、内部にトランスミッションを持っている。乗用車用エンジンに比べ高回転・高負荷域の使用頻度が圧倒的に高い特徴を持つにもかかわらず軽量・コンパクト化の要求が厳しいため、バルブ駆動系や補器駆動系にもギヤトレン機構が多用されている。

ギヤトレン系の激しい挙動は耐久性能劣化や騒音発生につながり商品魅力を低下させる。ギヤトレン系に悪影響を及ぼす挙動形態として、歯打ち音につながる不円滑回転、ヘリカルギヤなどに生じるスラスト運動、軸受剛性不足

などで生じる倒れなどが挙げられる。このような回転伝達機能に不必要な挙動も含めるとギヤトレン挙動の予測は困難である。

ギヤトレン系で共振が発生する場合、小さな部品で構成される二輪車用エンジンでは系の固有振動数を引き上げ、共振周波数を常用回転速度域の外に設定する対策を行うことが一般的である。また、一手法として、回転方向に緩衝作用を持つバネやダンパを用いることがある。しかし、回転方向の挙動に対してさえ、精度良く予測し検証するツールを運用していなかったため数多くの仕様を試験して仕様を決定してきた。

このような背景のもと、ギヤトレンの回転挙動シミュレーション手法を開発し、その結果から得られた非線形応答解が実験結果と一致したので報告する。

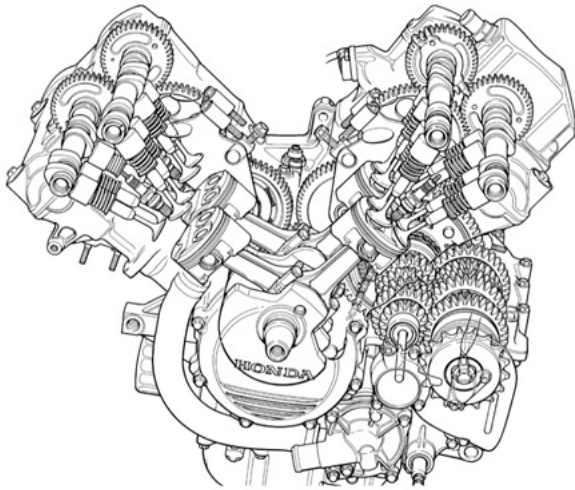


Fig. 1 Example of gear train system for a motorcycle engine

2. 回転伝達機構のモデル化

2.1. 回転伝達機構のモデル化

一般にエンジン内部の加振源はクランクシャフト系であり、従動するギヤはクランクシャフトの角速度変動による強制振動を受ける。

歯車の回転伝達要素モデルとしてギヤバックラッシュと摩擦を考慮した1自由度系の強制ねじり振動モデル⁽¹⁾を基本モデルとした。基本モデル構成を Fig. 2 に示す。ギヤトレーンのモデル化は基本モデルの直列または並列に結合して作成し、伝達部の数だけ自由度が増加する1次元モデルとした。バネ特性Kのモデル化手法は2.2. 項で説明する。ダンパ係数CはパラメータスタディによりKの関数として一義的に決めた。

Fig. 3 に示すように、摩擦抵抗については連続すべり状態とし、速度差がないときの摩擦力をゼロとし、微小速度差以上で一定の摩擦力が発生するように曲線でつないだ。ギヤ列に角速度変動を与えた場合、従動ギヤに蓄えられる回転慣性エネルギーの放出により、従動ギヤが駆動ギヤを駆動する事象が現れる。バックラッシュと角速度変動を同時に考慮すると、ギヤ歯面の接触状態が崩れる現象が頻繁に起こる。そこでギヤトレーンモデルの挙動計算はニュートンラフソン法による時刻歴数値積分法で解を求めた。

2.2. バネ特性のモデル化

シミュレーションモデルの回転方向ギヤ剛性は解析精度に影響を与える重要なパラメータである。このギヤ剛性は回転体を支持するシャフト、支持ベアリング、軸受円環、ギヤ内外周のねじれ、歯面倒れ等の各剛性の複合で成り立っている。軸受のラジアルクリアランス分などは見かけの変位に積算されるがギヤ剛性には寄与しないため、各々のギヤについて回転方向の剛性を机上で予測することと実際に

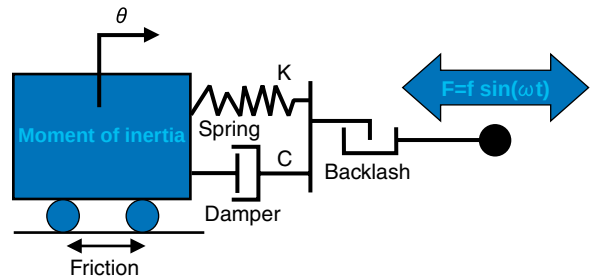


Fig. 2 Forced torsional vibration model of single degree of freedom system with clearance and friction

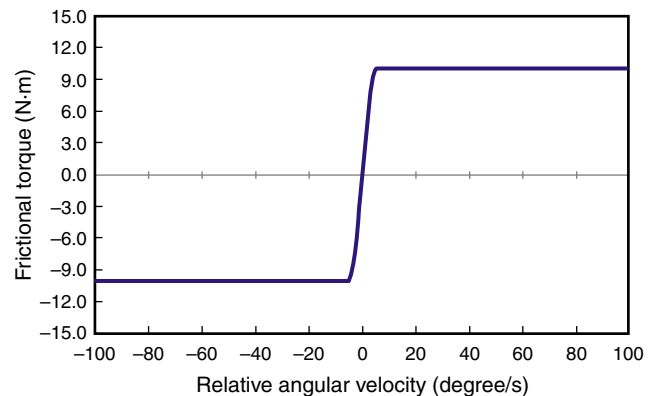


Fig. 3 Continuous friction torque

測定することは非常に困難である。

そこで、計算結果と測定結果とを組み合わせることで各ギヤの持つ回転方向の剛性を求める手法を考案した。その手法を二輪車用エンジンのカムギヤトレーン構造を題材に Fig. 4 に示すシミュレーションモデルで説明する。

まず、FEM静解析でギヤトレーン系全体の荷重-変位特性を求める。次に回転方向の変位に影響する構成因子を列挙する。ギヤトレーン系全体の回転方向変位に対し、列挙された各因子の寄与率分析を行う。また、FEM静解析の結果からは各ギヤの変形量を求めておく。

次に実際に測定を行う。クランクシャフトに回転止めを行いバックラッシュがゼロの状態からカムシャフトに既知のトルクを与え、カムギヤの歯面変位を測定してシミュレーション結果との相関を求める。反トルク方向の測定を行う際は、ラジアルクリアランス分の軸の剛体移動も合わせて測定した。測定されたギヤトレーン系全体の持つ回転方向剛性を用いて FEM 解析の精度検証を行った。回転方向剛性を求める静解析シミュレーションモデルにはギヤホルダ、シリンダブロック、測定に使用したジグ等も正確に再現し、また寄与分析を行ってジグの影響を分離した。

Fig. 5 に回転方向剛性を構成する因子の寄与率分析に用いたデータの一例を示す。FEM 静解析モデル作成において、回転変位へ影響する因子を解析モデルに順次追加していくことにより測定値と計算結果の差異が縮小していくこ

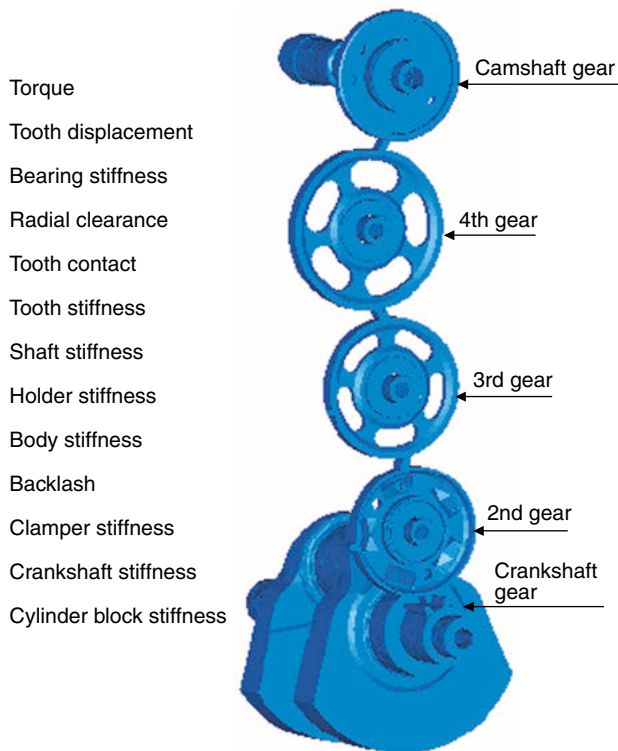


Fig. 4 Structure of gear stiffness calculation model

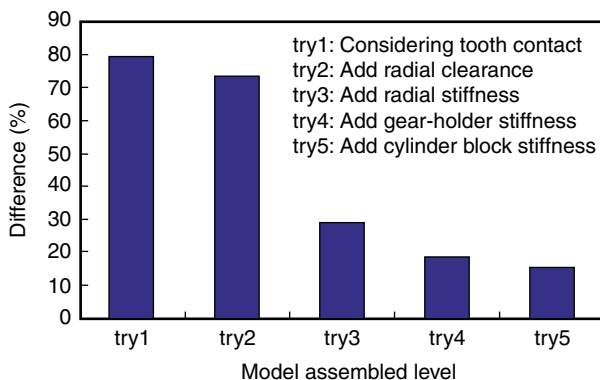


Fig. 5 Difference of gear train total stiffness between simulation results and physically measured values

とが分かる。ギヤトレン系全体剛性の相関が得られた時点で各ギヤ単品の持つ回転方向剛性を FEM 静解析結果から求めて挙動解析モデルにデータ入力した。

2.3. 非線形ダンパ構造のモデル化

ギヤトレンの特徴は変形やクリアランスを無視すると駆動側と従動側で位相差を持たないことである。実際のギヤトレンには各部変形やクリアランスが存在し、それが歯面への衝撃荷重を発生させる要因となる。そこで、歯面への衝撃荷重を緩衝させるため、回転方向に作動する硬いバネやラバーの変形を利用したダンパをしばしば用いる。このダンパの作動角はギヤトレンに位相差を発生させる。一般に変形やクリアランスで発生する位相差はダンパ作動角と比べると小さい。

シミュレーションモデルへの適用において、ダンパ特性は原則として設計値ではなく測定値を用いた。二輪車用エンジンのギヤトレンに組込まれるダンパ構造のほとんどはバネやラバーの変形でダンパを作動させ、同時に発生する摩擦力によって衝撃を緩衝させる機構が採用されている。駆動系のダンパには作動角を大きく取れる構造のものもある。

Fig. 6 に示すように代表的なダンパ特性はヒステリシスを持っている。ダンパが持つ非線形バネ特性として、上下のヒステリシス曲線の中央値を採用しダンパ作動角-トルクのスプライン関数で補間しモデル化した。また、ヒステリシスはダンパの駆動側と従動側の部品間に生ずる相対角速度ベクトルから決定してダンパモデルに入力した。

3. 実機とモデルのギヤトレン

実機の動力伝達系では、噛合い各部のバックラッシュ、ダンパなどの緩衝機構、およびその作動角に制限を与えるストッパなどが存在して各ギヤの回転の挙動を複雑にしている。特に、バックラッシュ分の回転方向の振動は歯面衝撃荷重発生のものである。また、固有振動数付近での運転ではダンパが吸収すべき作動角振幅の増大がストッパで強制的に制限を受けるため挙動はいっそう複雑となる。

本解析モデルのバックラッシュ量や各部の非線形バネ特性、ダンパストッパの剛性、さらに各部減衰特性についても、測定とシミュレーションの相関を検証して決定した。また、ヒステリシスを含むダンパ特性については測定値をスプライン関数で補間して用いた。モデルに組込むために、ギヤトレン系全体の回転方向剛性について、測定値と計算値の相関を検証した結果を Fig. 7 に示す。

また、全体剛性の相関を取ったモデルから求めた各ギヤの回転方向剛性を Fig. 8 に示す。ここでは剛性の高いギヤは傾きが小さくなるが、ギヤ自体の剛性が高くて軸受剛性が低くは傾きが大きくなってしまふ。また、各グラフの延長線と縦軸との交点は駆動トルクがゼロのときの可動範囲で大きいものほどバックラッシュやラジアル方向クリアランスが大きいことを意味する。

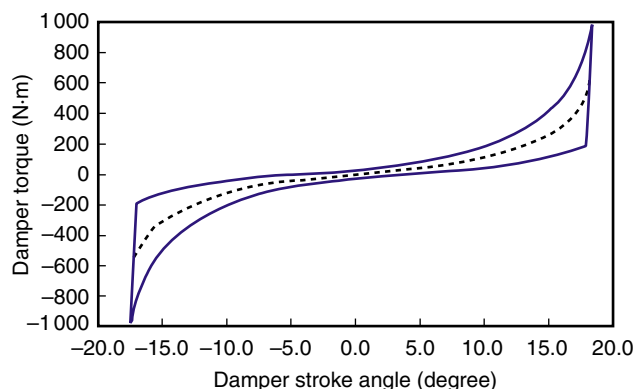


Fig. 6 Spring and friction damper characteristics

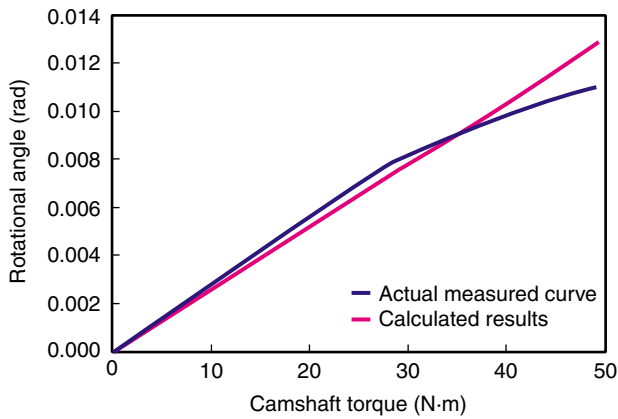


Fig. 7 Correlation between simulation and test about the gear train system torsional stiffness

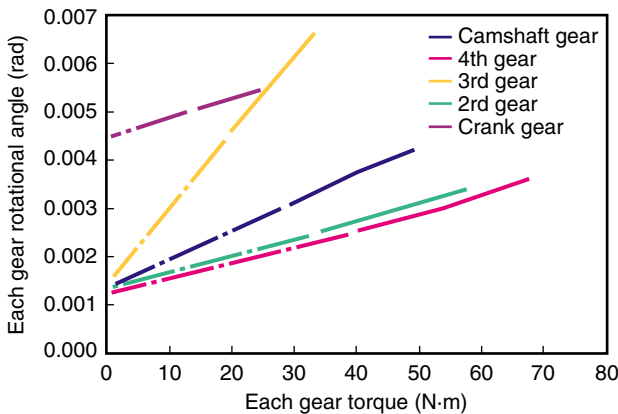


Fig. 8 Torsional stiffness of each gear

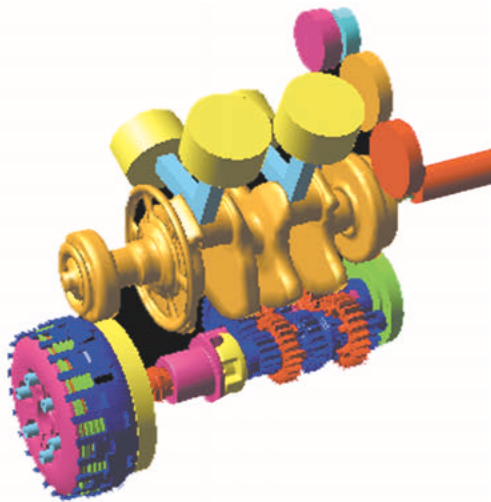


Fig. 9 Model of V4-type crankshaft behavior simulation

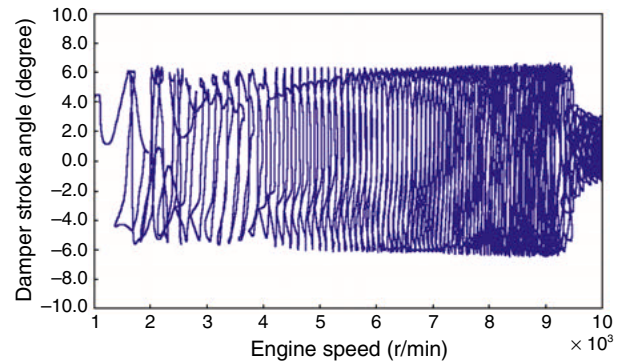


Fig. 10 Calculated damper stroke angle operating by WOT scanning mode

4. 適用事例

4.1. 発電機駆動系への適用

バンク角 90 度の V 型 4 気筒エンジンの補機駆動にギヤトレーンを採用するにあたり、Fig. 9 に示すクランクシャフトの挙動計算用シミュレーションモデル⁽²⁾を作成した。実機ファイリング運転を再現したクランク軸の回転変動を加振源に採用し、発電機駆動ギヤトレーンの挙動応答解析を行った。解析条件は、実機エンジンのダイナモベンチテストを参考に過渡運転として 3 000 ～ 10 000r/min の全負荷加速条件を設定した。Fig. 10 にダンパに発生する作動角振幅の応答挙動の計算結果を示す。低中速度域ではストップにより作動角振幅が制限されるが、ダンパモデルの慣性モーメントとバネ特性から理論的に計算される共振回転速度(9 864r/min)より 300r/min ほど低回転で振幅が不連続に収束するジャンプ現象が確認された。

また、そのときダンパで吸収している伝達トルク変動を Fig. 11 に示す。エンジン回転速度の増加に伴いトルク振幅が増加し、不連続に収束することが計算結果より確認できた。また、発生タイミングは作動角振幅のジャンプ現象と同期している。そこで、実機エンジンにシミュレーションモデルと同一諸元の非線形ダンパ構造を持つ実験用ギヤトレーンを設けて実験を行った。その結果、Fig. 12 に示すようなジャンプ現象が 8 500r/min で発生し、計算で発生したジャンプ現象が実機でも発生することを裏付けた。

これにより、作成したギヤトレーン挙動計算モデルは二輪車用エンジン特有の広範囲にわたる回転速度域に対する全負荷加速条件の運転モードで非線形応答挙動であるジャンプ現象をシミュレートすることが確認できた。

4.2. ジャンプ現象の積極活用への試み

シミュレーションと測定結果から全負荷加速条件においてジャンプ現象の発生した後はダンパ作動角振幅やトルク振幅が低減することが分った。そこで、当該エンジンで使用頻度が低く使用時間も短いと想定される 3 000r/min 以下の

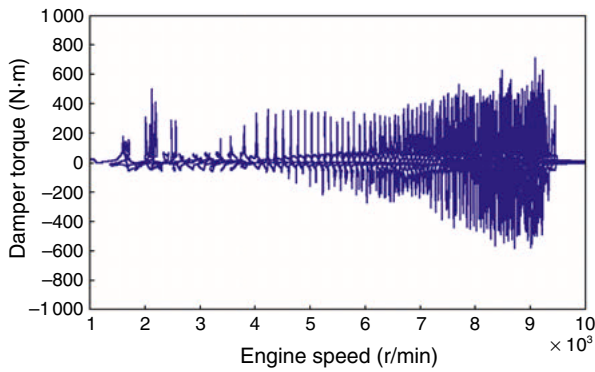


Fig. 11 Calculated results of damper torque operating by WOT, scanning mode

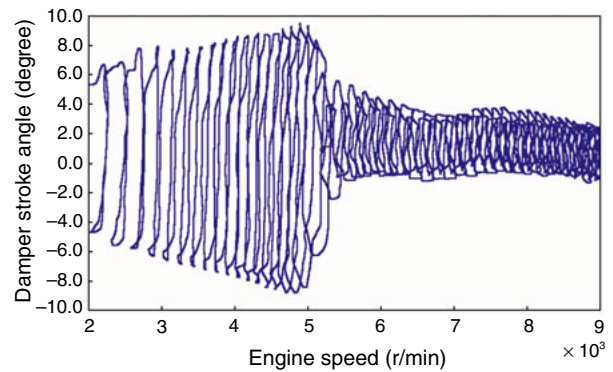


Fig. 13 Calculated damper response, in case of V4-type engine operating WOT, scanning mode

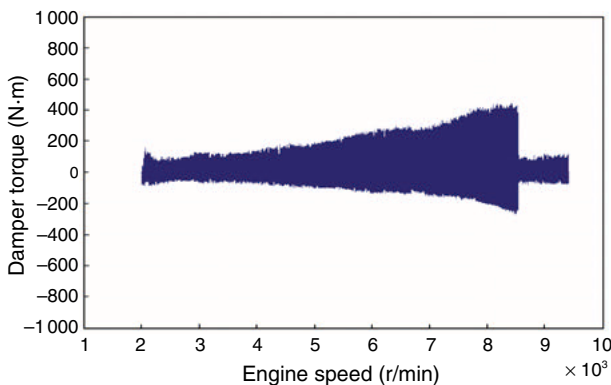


Fig. 12 Measured results of damper torque operating by WOT, scanning mode

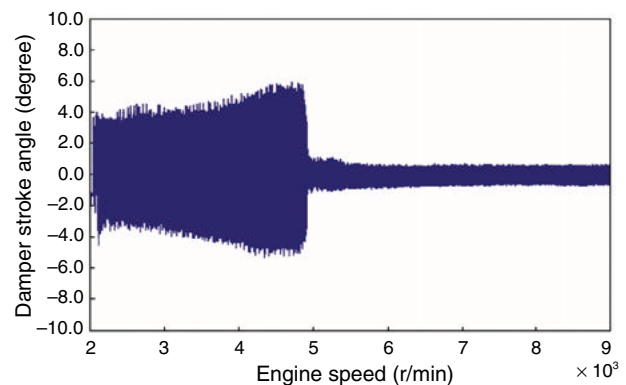


Fig. 14 Physically measured damper response, in case of V4-type engine operating WOT, scanning mode

低回転速度域で積極的にジャンプ現象を発生させ、3 000～10 000r/minの常用回転速度域では振幅の小さい安定領域を使う仕様を検討した。

いくつかのパラメータスタディからダンパの従動側部品の慣性モーメントを大きく、またダンパのパネレート小さくすることで固有振動数を下げることがジャンプ現象を低回転速度で発生させるのに有効であることが分かった。

モデルの加振源となる各シリンダ内の圧力や応答特性を左右するダンパ特性は測定データをモデルに入力することでジャンプ現象が発生する回転速度の予測精度向上を図った。得られたダンパ作動角振幅の過渡応答についてシミュレーション結果を Fig. 13 に、実機エンジンの測定結果を Fig. 14 に示す。これらを比較すると、振幅の絶対値に差異が見られるが、ジャンプ現象が発生する回転速度は共に 4 800r/min と一致し、挙動シミュレーション精度の向上が実現できた。しかし、3 000r/min 以下の回転速度域でジャンプ現象を発生させるには更に慣性モーメントを増大させ、パネレートを小さくする必要があるが、当該エンジンの内部にレイアウトするには大きすぎることが分かった。

4.3. ジャンプ現象の活用事例

更なるパラメータスタディの結果、エンジン回転速度より加振源であるクランクシャフトのトルク変動の周波数が

高い方がジャンプ現象を誘発しやすいことが分った。多気筒エンジンはトルク変動の周波数が高くなるため、検討用のエンジンとして Fig. 15 に示すようなクランクアングルで 120 度ごとに爆発行程がある水平対向 6 気筒のエンジンを選択した。ギヤトレンはこのエンジンの発電機のロータに採用されている。この発電機はクランクシャフトの回転速度変化で発生する車体ロール方向のモーメントを相殺させるため、等価慣性モーメントがクランクシャフトと同等である。発電機の駆動側にはダンパを配置した。ダンパの

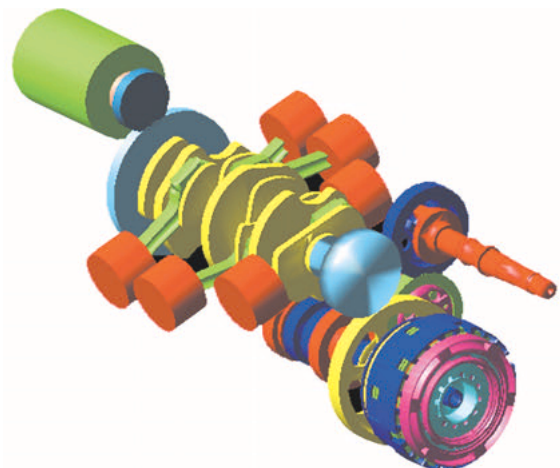


Fig. 15 Model of F6-type crankshaft behavior simulation

作動角は大きくバネレートは小さい。運転条件を 1000 ～ 5000r/min の全負荷加速条件とした。ダンパに発生するトルクの計算結果を Fig. 16 に示す。完成車の振動が小さいことを裏付けるように、アイドリング近辺の極低回転で既にトルクの振幅は小さく、計算した回転速度域では振動が絶縁できていることが分かった。

4.4. カムギヤトレーンへの適用事例

高回転型エンジンのバルブ駆動系にギヤトレーンを採用する場合がある。カムギヤトレーンの利点はカムチェーン駆動方式に比べ、運転時のバルブタイミングが正確に伝達される点にあるとされている。しかし、このカムギヤトレーンにもバックラッシュは存在しており、回転挙動が不安定になるとバルブタイミングが狂い出力性能が低下する。また、駆動されるバルブの挙動に悪影響を与え、バルブの耐久性能を著しく低下させることがある。

そこで、実験用エンジンのカムギヤトレーンにギヤトレーン挙動計算手法を適用し、挙動を測定した結果と相関性の検証を行い仕様の検討を行った。4.1. 項で述べたクランクシャフト挙動シミュレーションモデルを使ってクランク軸のトルク変動を当該エンジンのカムギヤトレーンに入力した。カムギヤ角速度変動の計算と測定の結果を Fig. 17

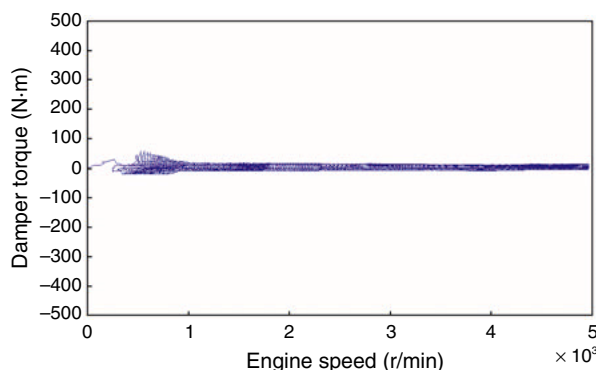


Fig. 16 Calculated damper response, in case of F6-type engine operating WOT, scanning mode

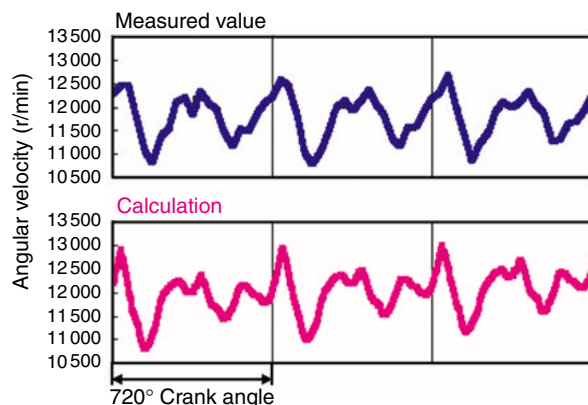


Fig. 17 Correlation between physically test and simulation about camshaft angular velocity

に示す。角速度変動特性の計算結果は実機の位相、振幅とともに再現しており、パラメータスタディによる仕様検討が可能になったことが分かった。従来、回転方向剛性を変更するには、ギヤ単体の剛性を変更することに重きを置いていたが、2.2. 項で述べたように回転方向剛性に寄与する因子を明確化したことでギヤを支えるホルダの剛性や軸受の剛性を変更することによる仕様設定の幅が広がり、試作を行う前にシミュレーションで諸元の検討ができるようになった。

5. まとめ

非線形要素を含む回転伝達機構の挙動シミュレーション手法を確立し、以下の知見を得た。

- (1) 全負荷加速運転条件による広範囲の回転速度域でギヤトレーンの応答挙動計算を行い、非線形の応答に特有なジャンプ現象を再現し、エンジン開発に応用できる精度で計算が可能となった。
- (2) ギヤ列の挙動シミュレーションを実施するにあたり、軸受の変形やラジアルクリアランス、歯面倒れ剛性といった要因を加えることで解析精度を向上できた。

参考文献

- (1) 片岡真澄, 大野進一, 鈴木常夫: がたと摩擦のある2自由度系の強制振り振動に関する研究, 東京大学 生産技術研究所報告, 第35巻, 第3号, 1989年3月
- (2) 新納忠, 岩本達也, 植田真悟: 二輪車用エンジンにおけるクランクシャフト系の動的挙動シミュレーション技術の構築, 自動車技術会 2000年秋季大会学術講演会前刷集, No.107-00, p.13-16 (2000)

■ 著 者 ■



植田 真悟



鈴木 達夫



神谷 満好



新納 忠

自動車室内音に対する，市場の違いを考慮した高級感， スポーティ感の定量化

Quantification of Luxury and Sporty Car Interior Sounds Perceived
by the General Public in Different Markets

能 村 幸 介*

Kousuke NOUMURA

吉 田 準 史*

Junji YOSHIDA

要 旨

日本，ドイツ，アメリカにおいて一般人を対象に，自動車室内音に対する音の感じ方を明確にするために，官能評価実験を行なった．統計分析の結果，各国共に高級か否か，スポーティか否かの2種類の尺度に大別され，自動車室内音は2軸で表現可能であることが分かった．更に，音の好みに対して分析した結果，これら二つの尺度で支配されていること，好みの異なる人でも高級，スポーティに対する感じ方は変わらないことが分かった．加速時の音に対してスポーティな音を好む人の割合は，日本人，アメリカ人，ドイツ人の順に高く，国ごとに異なる．また，これらの高級，スポーティの客観的な数値を算出可能なソフトウェアを開発した．

ABSTRACT

Sensory evaluation tests were conducted to clarify differences in how Japanese, Germans, and Americans perceive car interior sounds. The results of statistical analysis indicate that perceptions can be classified under the two major measures of luxury and sporty, and that car interior sounds can be represented by these two axes. Further Analysis of the sensory evaluation tests showed that sound preferences also consisted of these two measures, so that even people with different preferences perceived luxury and sporty sounds in the same way. A sporty acceleration sound was most preferred by Japanese, American, and German subjects, in that order, showing a difference by country. A software program was also developed that is capable of computing objective values for luxury and sportiness.

1. まえがき

自動車の商品性向上において車室内の音質改善は重要であり，これを達成するための客観的指標として，聴感を考慮した心理音響尺度が多く用いられるようになってきた．これまで，心理音響尺度は世界的にいくつか提案されており，ラウドネス，ラフネスのように単に刺激の度合いを表すものから，アノイアンス，スポーティネス⁽¹⁾のような複合的な尺度まで，その種類は多岐に渡る．しかしながら，指標として選択肢が多く，市場違い，運転条件違いなども考慮すると開発現場においてはその扱いがやや困難になっており，より簡便かつ合理的な指標が望まれている．

本研究では，日本，ドイツ，アメリカの一般人を対象に官能評価実験を実施し，自動車室内音に対する一般人の平

均的な感じ方を統計分析により明確にする．そして，加速，クルーズ，アイドル等の異なる運転条件においても普遍的に適用可能な客観的評価尺度を求め，その算出アルゴリズムを具現化した音質評価システムの開発を目的とした．また，音の好みに対するこれらの尺度の関係を明らかにすることで，国ごとにどのような音質が求められているのかについても言及する．

2. 官能評価実験

2.1. 被験者

国ごとに20～50代の一般人男性及び女性を被験者とした．実際の実験は運転条件ごとにTable 1に示すような人数で行った．

*栃木研究所

Table 1 Number of subjects

Driving condition	Japanese		German		American	
	Male	Female	Male	Female	Male	Female
Acceleration	23	7	25	5	18	12
Cruise	16	8	15	5	5	3
Idle	16	8	16	4	17	10

2.2. 実験に用いた提示音

提示音は、国産車及び欧米車21車種における加速、クルーズ、アイドルの運転条件で、ダミーヘッドマイクロホンによりバイノーラル録音された助手席音の中から、運転条件ごとに16種類ずつ選択した。ここで重視した点は、普遍的な客観評価尺度を求めるために、車種や運転条件をなるべく幅広く持たせるということであり、車種の構成としては3気筒の小排気量車から8気筒の大排気量車まで、加速時は緩加速から急加速まで、クルーズ時は40km/hから150km/hまでの速度の範囲としている。そして、これらの提示音は2秒の長さに編集し、不連続音の発生を抑えるため、信号の両端0.2秒間に指数関数の重み付け処理を施した。

受聴時にはヘッドホンを用いるが、周波数特性と音圧レベルがヘッドホン特性を考慮した補正がなされており、原音が忠実に再現されるものである。

Table 2 Kinds of attribute for subjective testing

	Japanese	German	American
1	大きさ	laut	Loud
2	こもり感	dröhnend	Booming
3	滑らか感	glatt	Smooth
4	鋭さ感	scharf	Sharp
5	重厚感	klingt solide	Solid
6	迫力感	kraftvoll	Powerful
7	軽快感	lebendig	Alive
8	高級感	Exklusivität	Luxury
9	ファントムドライブ	Spaß am fahren	Fun to drive
10	スポーティ感	sportlich	Sporty
11	好み	bevorzugen Sie	Preference
12	のび感	durchzugsstark	Engine extensibility

2.3. 評価尺度

評価尺度は、自動車の室内音を形容する際、良く用いられるものとして Table 2 のように、日本、ドイツ、アメリカのそれぞれにおいて12種類ずつ選択した。これらの尺度は国ごとに見比べた場合、言葉の持つニュアンスが異なるため音の印象が完全に一致するものではないが、おおむね類似したものとして選択している。

なお、本研究では言葉の持つ意味に対して厳密に感覚量に関連付けているため、言葉の持つ意味が翻訳により変わってしまうことを避けるため、敢えて日本語、ドイツ語、英語表記をそのままに扱うものとする。

2.4. 実験方法

実験を行うにあたり、被験者の判定精度を重視し、音を相対的に聞き比べて行う一対比較法⁽²⁾が最も適切であると考えた。しかし提示音の数が16種の場合120個の対を12尺度分比較し、更に3種類の運転条件ごとに行わなければならないため、実験規模が非現実的であり実質的には非常に困難である。そこで、新たな方法としてトーナメント式の一対比較法を用いることとした。この方法は、まず初めに16種の音をランダムに組み合わせ8個の対にし、Table 3に示すような評価基準に従って比較判定する。そして選択されたものを勝者とすれば、勝ち抜き戦のように繰り返し行うものである。各主観量の距離は、勝者の点数を敗者と、その敗者が勝ち上がってきたトーナメントに含まれる全てに対し減算することで求める。このとき、被験者ごとに比較対の組み合わせをランダムに変更し組み合わせの影響を除去することが重要である。

実験は、Fig. 1 に示すようにパーソナルコンピュータと再生装置を用意し、独自に作成したソフトウェアを被験者に操作してもらう形態で行った。2種類の提示音の前にはそれぞれ1秒の無音区間を与え計6秒の音とし、これを被

Table 3 Standard of judgment for subjective testing

Score	Japanese	German	American
0	判断できない	keine von beiden	Undecidable
1	ややそうである	trifft etwas zu	Applicable to some extent
2	そうである	trifft zu	Applicable
3	非常にそうである	trifft voll zu	Applicable to the greatest degree



Fig. 1 System for subjective testing

験者が判定するまで繰り返し再生する。被験者が判定すると点数の大きい方が勝ち残り、次の提示音に移る。これらの一連の動作と距離の算出等は、ソフトウェアにより自動化している。

3. 音の感じ方の分析

3.1. 自動車室内で主に感じられる評価尺度(総合的尺度)の抽出

官能評価実験により得られた各評価尺度の順序データをもとに統計分析を行った。始めに、一般人の平均的な感じ方を定量化することを目的として、被験者間で感じ方の異なる評価尺度を排除するために12種類の評価尺度のそれぞれに対して分散分析⁽³⁾を行った。日本人、ドイツ人、アメリカ人での分析結果を Table 4 に示す。このとき有意確率が 0.05 以上のものは以降の分析には用いない。

次に自動車室内で主に感じられる評価尺度を抽出するために主成分分析⁽⁴⁾を行った。

主成分分析の結果、Table 5に示すように、日本人の加速時の第一主成分に対する「スポーティ感」「のび感」「迫力感」の因子負荷量はそれぞれ 0.981, 0.952, 0.877 であることから、第一主成分はスポーティ系の尺度と定義することができる。

同様に、各国の運転条件ごとについても分析したところ、第一主成分、第二主成分は運転条件により異なるものの、スポーティ系、高級系もしくはそれらの複合的なものであり、スポーティ系、高級系の主に二軸で表現可能であることが分かった。したがって、スポーティ系、高級系の各尺度を日本人の場合は「スポーティ感」「高級感」、ドイツ人の場合は「sportlich」「Exklusivität」、アメリカ人の場合は「Sporty」「Luxury」を総合的尺度とする。

総合的尺度である「スポーティ感」「高級感」という言葉は、本来音そのものを形容する言葉ではないが、今回抽出された理由としては、市場の自動車の音を一般人が受動的に学習した結果、自動車という商品の特質として日常的に意識されがちな尺度であるためと推察される。また、これらは開発者側の視点に立てば自動車の商品コンセプトを表す尺度でもある。

Table 4 Result of analysis of variance

(1) Japanese

Attribute	Acceleration	Cruise	Idle
大きさ	0.000	0.000	0.000
こもり感	0.000	0.000	0.000
滑らか感	0.000	0.000	0.000
鋭さ感	0.000	0.000	0.000
重厚感	0.000	0.001	0.000
迫力感	0.000	0.000	0.000
軽快感	0.000	0.612	0.000
高級感	0.002	0.000	0.000
ファントムドライブ	0.000	0.000	0.000
スポーティ感	0.000	0.000	0.004
好み	0.000	0.000	0.000
のび感	0.000		

(2) German

Attribute	Acceleration	Cruise	Idle
laut	0.000	0.000	0.000
dröhnend	0.000	0.000	0.000
glatt	0.000	0.000	0.000
scharf	0.000	0.000	0.000
klingt solide	0.000	0.000	0.000
kraftvoll	0.000	0.000	0.000
lebendig	0.000	0.000	0.000
Exklusivität	0.000	0.000	0.000
Spaß an fahren	0.000	0.660	0.149
sportlich	0.000	0.000	0.006
bevorzugen Sie	0.000	0.000	0.000
durchzugsstark	0.000		

(3) American

Attribute	Acceleration	Cruise	Idle
Loud	0.000	0.000	0.000
Booming	0.000	0.005	0.000
Smooth	0.000	0.000	0.000
Sharp	0.000	0.105	0.049
Solid	0.261	0.830	0.006
Powerful	0.000	0.033	0.185
Alive	0.000	0.003	0.000
Luxury	0.000	0.000	0.000
Fun to drive	0.000	0.350	0.069
Sporty	0.000	0.341	0.360
Preference	0.000	0.000	0.000
Engine extensibility	0.000		

3.2. 総合的尺度の要素となる評価尺度(要素的尺度)の選択
前述のように、総合的尺度は音そのものを形容する言葉ではないため、半ば漠然としがちであるが、これらの総合的尺度がどのような要素的な尺度で形成されるのかが明確に

Table 5 Result of principle component analysis

(1) Japanese

Driving condition	Acceleration			Cruise		Idle		
Attribute	Factor loading 1	Factor loading 2	Factor loading 3	Factor loading 1	Factor loading 2	Factor loading 1	Factor loading 2	Factor loading 3
大きさ	0.740	-0.522	-0.228	0.942	-0.250	0.928	-0.149	0.256
こもり感	-0.611	0.484	0.529	-0.591	0.782	-0.072	0.936	0.037
滑らか感	0.055	0.944	0.037	-0.778	0.498	-0.891	-0.006	-0.307
鋭さ感	0.881	-0.256	-0.297	0.947	-0.253	0.531	-0.597	-0.212
重厚感	-0.063	0.081	0.979	-0.100	0.976	0.465	0.753	0.357
迫力感	0.877	-0.398	0.151	0.958	-0.143	0.909	0.253	0.269
軽快感	0.779	0.330	-0.460			-0.786	-0.490	-0.033
高級感	-0.325	0.865	0.079	-0.767	0.605	-0.905	0.196	0.133
スポーティ感	0.981	-0.088	-0.138	0.856	-0.306	0.174	0.194	0.952
のび感	0.952	-0.032	-0.006					
Eigenvalue	5.057	2.494	1.640	4.987	2.419	4.455	2.202	1.332
Variance %	50.566	24.941	16.395	62.338	30.240	49.497	24.466	14.800
Cumulative %	50.566	75.506	91.902	62.338	92.577	49.497	73.962	88.763

(2) German

Driving condition	Acceleration		Cruise		Idle	
Attribute	Factor loading 1	Factor loading 2	Factor loading 1	Factor loading 2	Factor loading 1	Factor loading 2
laut	0.688	0.651	0.828	0.467	0.675	0.709
dröhnend	0.428	0.611	0.773	0.531	0.458	0.81
glatt	-0.476	-0.803	-0.553	-0.814	-0.832	-0.484
scharf	0.578	0.651	0.812	0.464	0.85	0.26
klings solide	-0.476	-0.802	-0.506	-0.857	-0.947	-0.042
kraftvoll	0.853	0.424	0.791	0.526	-0.215	0.946
lebendig	0.883	0.426	0.809	0.54	0.667	0.605
Exklusivität	-0.172	-0.974	-0.501	-0.85	-0.965	-0.122
sportlich	0.889	0.389	0.805	0.49	0.521	0.74
durchzugsstark	0.941	0.26				
Eigenvalue	4.657	4.037	4.684	3.645	4.671	3.285
Variance %	46.565	40.374	52.04	40.5	51.902	36.495
Cumulative %	46.565	86.939	52.04	92.54	51.902	88.397

(3) American

Driving condition	Acceleration		Cruise		Idle	
Attribute	Factor loading 1	Factor loading 2	Factor loading 1	Factor loading 2	Factor loading 1	Factor loading 2
Loud	0.673	0.665	0.885	0.142	-0.724	0.648
Booming	0.622	0.664	0.136	0.976	-0.688	0.58
Smooth	-0.314	-0.875	-0.903	-0.3	0.892	-0.284
Sharp	0.83	0.457			-0.053	0.92
Solid					0.882	0.122
Powerful	0.901	0.334	0.789	0.462		
Alive	0.842	0.472	0.928	-0.047	-0.823	0.348
Luxury	-0.204	-0.93	-0.862	-0.252	0.829	-0.528
Sporty	0.904	0.371				
Engine extensibility	0.919	0.136				
Eigenvalue	4.851	3.211	3.843	1.342	3.936	2.098
Variance %	53.901	35.681	64.045	22.363	56.236	29.972
Cumulative %	53.901	89.582	64.045	86.408	56.236	86.207

できれば情報がより細分化され、物理量との関連付けもしやすい。よって総合的尺度を形成する要素尺度を抽出するために重回帰分析⁽⁴⁾を行った。その結果、Table 6に示すように、主に日本人は、迫力があり軽快なほどスポーティと感じ、大きさが小さく滑らかなほど高級と感じている。ドイツ人は「lebendig」なほど「sportlich」と感じ、「klingt solide」で「glatt」なほど「Exklusivität」と感じている。また、アメリカ人は「Powerful」で「Alive」なほど「Sporty」と感じ、「Loud」でなく「Smooth」なほど「Luxury」と感じている。

本研究で行った官能評価実験は、被験者の評価精度を上げるため運転条件ごとに分けて実施したので、分析により得られた重回帰式の偏回帰係数は異なる。偏回帰係数が異なった要因としては、運転条件の違いにより音の感じ方が変化したか、感じ方は変わらないが提示音が異なるために確率変数である偏回帰変数が異なったためかのどちらかによるものと考えられる。これを明確にするために共分散構造分析⁽⁵⁾を用いることとした。共分散構造分析とは複数の因果関係のあるモデルを一まとめに分析でき、第2世代の多変量解析とも呼ばれる統計手法である。運転条件間にて、総合的尺度に対する要素的尺度の因果係数を同一とした条件と因果係数を任意にした条件、即ち運転条件間にて感じ方は同じという条件と異なるという条件にて分析した結果、Table 7に示すように、日本人、ドイツ人、アメリカ人いずれにおいても、赤池情報量基準AIC⁽⁵⁾（値が小さいほど良いモデルである）が感じ方は同じとしたモデルの方が小さいので、運転条件が異なっても音の感じ方は変わらないということがわかった。最終的な要素的尺度の関連性を表す式をTable 8に示す。また、アイドル時のスポーティ感に対しては、国により分散分析で除去される、重回帰分析で相関係数が低い、共分散構造分析で共通の因果係数を見出せないな

ど、結果的に運転条件を包括する定量化式を見出せなかった。これは、今回のアイドル時の提示音では、スポーティな印象を感じにくく、被験者間で評価のバラツキが多かったためであると考えられる。

4. 主観評価尺度と心理音響尺度との関連付け

4.1. 従来の心理音響尺度の改定

従来の研究により、筆者らは先に聴覚刺激量を表す尺度⁽⁶⁾として「大きさ」、変動の程度を表す「変動音の不快感」等を報告しているが、その後の検討により「変動音の不快感」は「変動強さ」と改めた。不快感という言葉から連想される不快さは、個人の嗜好や価値観に依存する感覚であり、単なる刺激量の表現としては不適当であると判断したためである。

Table 7 Result of sound perception as same or different depends on different driving conditions

Country	Comprehensive attribute	Sound perception	AIC	Result
Japanese	高級感	Same	-15.97	Better
		Different	-12	-
	スポーティ感	Same	- 6.745	Better
		Different	- 6	-
German	Exklusivität	Same	-16.126	Better
		Different	-12	-
	sportlich	Same	- 1.998	Better
		Different	0	-
American	Luxury	Same	-16.076	Better
		Different	-12	-

Table 6 Result of multiple regression analysis

Country	Comprehensive attribute	Driving condition	Multiple regression formula		
Japanese	高級感	Acceleration	= -0.40 × 大きさ感	+0.55 × 滑らか感	
		Cruise	= -0.22 × 大きさ感	+0.78 × 滑らか感	
		Idle	= -0.65 × 大きさ感	+0.21 × 滑らか感	
	スポーティ感	Acceleration	= 0.62 × 迫力感	+0.53 × 軽快感	
		Cruise	= 0.80 × 迫力感		
		Idle	= 1.31 × 迫力感	+0.80 × 軽快感	-0.55 × 鋭さ感
German	Exklusivität	Acceleration	= 0.41 × klingt solide	+0.51 × glatt	
		Cruise	= 0.98 × klingt solide		
		Idle	= 0.77 × klingt solide	+0.22 × glatt	
	sportlich	Acceleration	= 0.77 × lebendig	+0.23 × scharf	
		Cruise	= 0.95 × lebendig		
		Idle	= 0.41 × lebendig	+0.51 × klingt solide	-0.92 × glatt
American	Luxury	Acceleration	= -0.33 × Loud	+0.55 × Smooth	
		Cruise	= -0.14 × Loud	+0.82 × Smooth	
		Idle	= -0.51 × Loud	+0.49 × Smooth	
	Sporty	Acceleration	= 0.30 × Powerful	+0.66 × Alive	

Table 8 Result of structural equation modeling (Equation)

Country	Comprehensive attribute	Driving condition	Multiple regression formula	
Japanese	高級感	Acceleration	=	$-0.32 \times \text{大きさ} + 0.65 \times \text{滑らか感}$
		Cruise		
		Idle		
	スポーティ感	Acceleration	=	$0.64 \times \text{迫力感} + 0.52 \times \text{軽快感}$
		Cruise		
		Idle		
German	Exklusivität	Acceleration	=	$0.77 \times \text{klings solide} + 0.21 \times \text{glatt}$
		Cruise		
		Idle		
	sportlich	Acceleration	=	$0.82 \times \text{lebendig} + 0.17 \times \text{scharf}$
		Cruise		
		Idle		
American	Luxury	Acceleration	=	$-0.34 \times \text{Loud} + 0.63 \times \text{Smooth}$
		Cruise		
		Idle		
	Sporty	Acceleration	=	$0.30 \times \text{Powerful} + 0.66 \times \text{Alive}$

4.2. 新しい心理音響尺度の導入

今回、従来の尺度に加え、スポーティ感を形成する要素として重要だと思われる「純音の大きさ」の算出アルゴリズムを考案し、これを導入した。「純音の大きさ」とは、ある臨界帯域(以下帯域)内の複合音において単一の純音成分が支配的になるに従って大きくなる尺度であり、概念的には「変動強さ」と「純音の大きさ」は相反する性質のものである。

また、「大きさ」の全帯域加算値に対する帯域ごとの割合を表す「大きさの割合」、二つの帯域に挟まれたある帯域の「変動強さ」の突出した量を表す「変動強さの突出量」をそれぞれ導入している。

4.3. 要素的尺度と心理音響尺度の関連付け

総合的尺度を構成する要素的尺度と物理量から算出される聴覚刺激量を表す心理音響尺度とを関連付けるために、3章と同様の方法により、重回帰分析によって関連付けに必要な心理音響尺度を抽出し、共分散構造分析により運転条件間における適合性を検証し、因果係数を算出した。その結果、Fig. 2に示すように、国ごとに物理量から算出される心理音響尺度、要素的尺度、総合的尺度と順を追って関連性も含め定量化することができた。例えば、Fig. 2 (1)の日本人の「高級感」に関して説明すると、全帯域の「大きさ」が小さく、「変動強さ」が小さいほど高級に感じる。特に「変動強さ」は高い周波数成分ほど高級感を損なう要因となる。また、Fig. 2 (2)の日本人の「スポーティ感」に関しては2～9Barkの「純音の大きさ」、2Barkの「大きさの割合」、全帯域の「大きさ」との関連性が強く、これらの値が大きくなると「スポーティ感」は上昇する。このように見ていくと、概ね、帯域ごとに影響の度合いは異なるものの「大きさ」と「変

動強さ」が小さいほど、高級に感じるということ、「大きさ」と「純音の大きさ」が大きい方がスポーティに感じるという点で各国共通している。

特異なケースとしては、Fig. 2 (2)に示す日本人の「スポーティ感」において見る事ができる。それは、1Barkの「大きさ」の増減に伴うものである。例えば、1Barkの「大きさ」が大きくなった場合、「迫力感」が増し「軽快感」が低下し、軽快系のスポーティから迫力系のスポーティに音質が変化することが知覚できても、「スポーティ感」は変化しないと感ずることがある。これは、「迫力感」の要素である1Barkの「大きさの割合」の因果係数と、「軽快感」の要素である1Barkの「大きさ」の因果係数の符号が逆であることに起因する。

5. し好性の分析

前章までは、自動車室内音の総合的尺度について分析を行ってきたが、本章では被験者のし好性について分析する。

被験者のし好性には何パターンが存在すると仮定し、その分類のためクラスタ分析を行った。また、音質の変化に富んだ音を評価することにより各被験者のし好性の違いが現われ、分類も明確になる。よって、分析の対象としたのは、総合的尺度である「スポーティ感」と「高級感」の相関が低い(Table 9)加速時の音に対して分析を行った。その結果、Table 10に示すように、日本人は「スポーティ感」と「好み」の相関が0.89であるスポーティを好む被験者群と「高級感」と「好み」の相関が0.95である高級を好む被験者群に二分された。スポーティを好む被験者群が全被験者に占める割合は59%、高級を好む被験者群が全被験者に占める割合は41%であった(Fig. 3)。また、し好性の異なる人が総合的尺

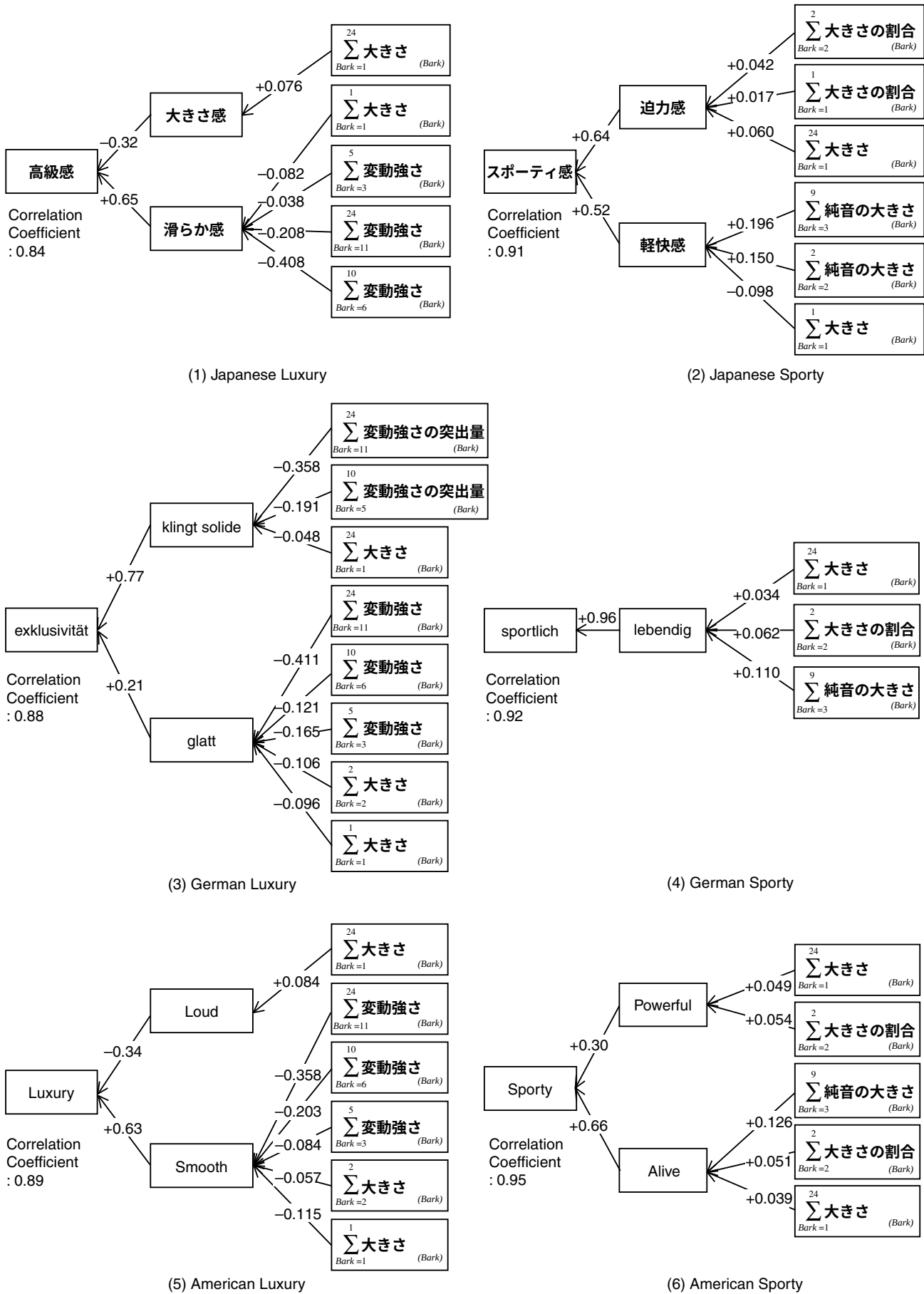


Fig. 2 Sound quality feeling model

Table 9 Correlation of luxury and sporty

Country	Acceleration	Cruise
Japanese	-0.41	-0.81
German	-0.53	-0.82
American	-0.54	

度の感じ方が同じか否かについては、Table 11 に示すように、クラスタごとの相関関係を見た結果、総合的尺度に関しては、し好性による差が無いことがわかった。アメリカ人についても同様の分析を行った結果 (Table 12, 13, Fig. 4), スポーティを好む被験者が43%, 高級を好む被験者が57%であり、総合的尺度に関しては日本人と同様にし好性によ

Table 10 Correlation of preference and each attribute (Japanese)

	高級感	スポーティ感	大きさ	こもり感	滑らか感	鋭さ感	重厚感	迫力感	軽快感
All subjects	0.36	0.50	0.15	-0.04	0.65	0.31	-0.22	0.24	0.68
Cluster 1	0.95	-0.66	-0.76	0.74	0.90	-0.72	0.21	-0.72	0.24
Cluster 2	0.11	0.89	0.68	-0.65	0.57	0.80	0.02	0.79	0.79

Table 11 Correlation of comprehensive attributes depends on preference (Japanese)

	Luxury favorite subjects “好み”	Sporty favorite subjects “好み”
All subjects “好み”	0.15	0.73
	Luxury favorite subjects “高級感”	Sporty favorite subjects “高級感”
All subjects “高級感”	0.93	0.86
	Luxury favorite subjects “スポーティ感”	Sporty favorite subjects “スポーティ感”
All subjects “スポーティ感”	0.92	0.98

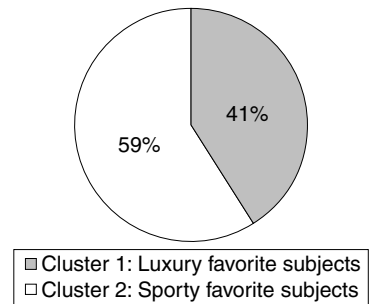


Fig. 3 Cluster of preference (Japanese)

Table 12 Correlation of preference and each attribute (American)

	Luxury	Sporty	Loud	Boom	Smooth	Sharp	Solid	Powerful	Alive
All subjects	0.51	0.27	-0.10	-0.11	0.42	0.21	0.36	0.25	0.22
Cluster 1	0.77	-0.49	-0.66	-0.63	0.79	-0.53	0.11	-0.44	-0.48
Cluster 2	-0.17	0.86	0.61	0.57	-0.52	0.78	0.60	0.80	0.85

Table 13 Correlation of comprehensive attributes depends on preference (American)

	Luxury favorite subjects “Preference”	Sporty favorite subjects “Preference”
All subjects “Preference”	0.63	0.55
	Luxury favorite subjects “Luxury”	Sporty favorite subjects “Luxury”
All subjects “Luxury”	0.93	0.93
	Luxury favorite subjects “Sporty”	Sporty favorite subjects “Sporty”
All subjects “Sporty”	0.96	0.96

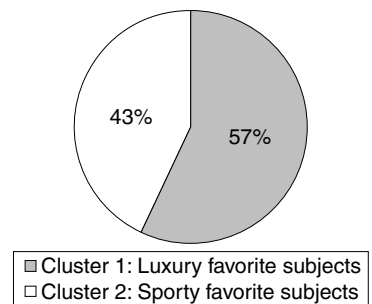


Fig. 4 Cluster of preference (American)

る感じ方の違いはない。一方、ドイツ人では(Table 14, Fig. 5)86%とほとんどの被験者が高級を好み、日本人、アメリカ人のようなスポーティを好む被験者はいなかった。

これらの結果から、音質をコントロールする際に、市場に応じてし好性も考慮する必要があることがわかる。

6. 音質評価システムの具現化

これまで、ダミーヘッドマイクロホンシステムを用いてバイノーラル録音された信号に対して、筆者らは、独自の心理音響尺度を算出可能なシステムを有していたが、これに総合的尺度の算出アルゴリズムを追加し、Fig. 6に示すようなソ

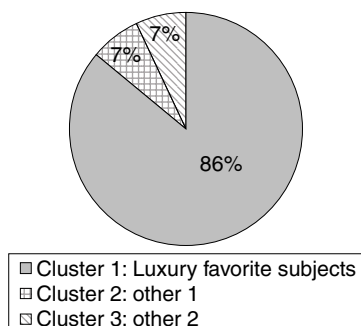


Fig. 5 Cluster of preference (German)

フトウェアを開発した。更に、その他の機能として、従来の周波数分析等の一般的な解析機能や、音をフィルタ処理により加工しリアルタイムに加工前後を比較試聴ができる等、解析から試聴まで統合化した合理的なシステムとなった。

7. 適用事例

排気量が 2000cc クラスの国産車に本手法を適用した事例を Fig. 7 に示す。これは 2 速ギヤに固定し、全負荷状態で走行した際の日本人の感じる高級感とスポーティ感であるが、これらを決めている主な心理音響尺度である大きさ、変動強さ、純音の大きさを見ると、回転数上昇に伴い大きさと変動強さが大きくなり高級感が下がっていく様子、純音の大きさが大きくなり高回転域でスポーティ感が増加していく様子が表現されている。

8. まとめ

日本人、ドイツ人、アメリカ人の一般人を対象に官能検査を実施した結果、下記の内容が明確になった。

(1)自動車室内で感じる音は、各国で程度の違いは有るものの、高級か否か、スポーティか否かの主に 2 軸で表

Table 14 Correlation of preference and each attribute (German)

	Exklusivität	sportlich	laut	dröhnend	glatt	scharf	klingsolide	kraftvoll	lebendig
All subjects	0.92	-0.45	-0.72	-0.65	0.75	-0.66	0.73	-0.53	-0.49
Cluster 1	0.95	-0.55	-0.76	-0.71	0.80	-0.69	0.76	-0.59	-0.56
Cluster 2	0.06	0.24	-0.25	0.13	-0.18	0.13	0.29	0.49	-0.01
Cluster 3	0.53	-0.08	-0.46	-0.06	-0.15	-0.58	0.15	0.32	0.44

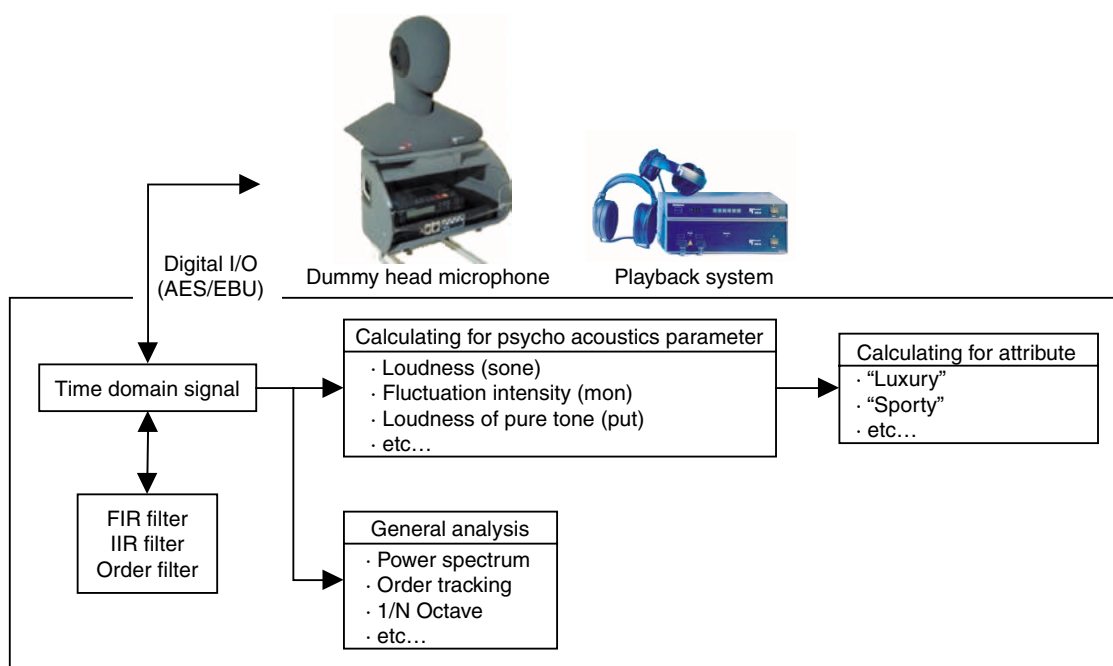


Fig. 6 Sound quality evaluation system

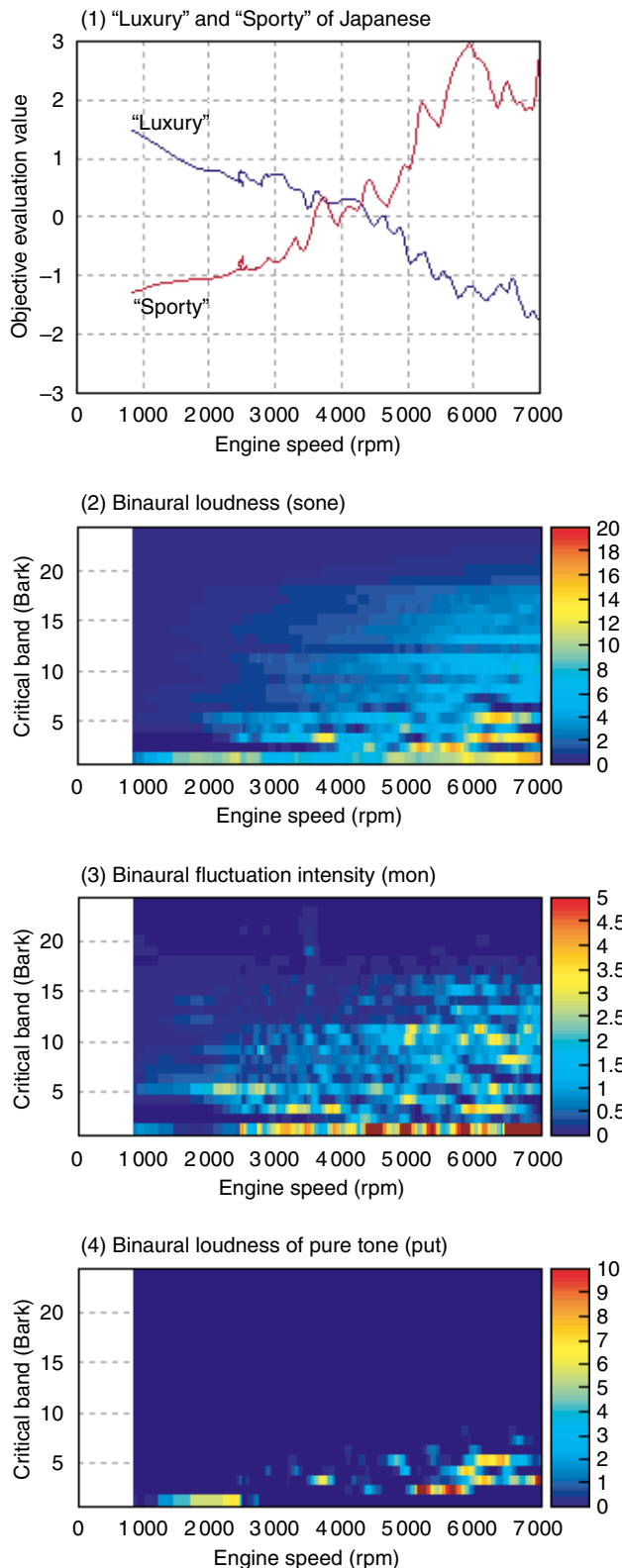


Fig. 7 Objective evaluation value of sound in cabin

現可能であることが分かった。そして、それらを客観的な数値で定量化することができた。

- (2) 運転条件が異なっても、高級成分、スポーティ成分に対する感じ方は変わらない。ただし、今回アイドルのスポーティに限っては定量化できなかった。
- (3) 高級成分とスポーティ成分をそれぞれ国ごとに比較す

ると、各尺度を構成する心理音響尺度はおおむね同様であるが、日本人のスポーティ成分に特徴がある。それは、1Bark の大きさの増減に対して「迫力感」「軽快感」が相反する傾向にあり、それぞれが相殺して「スポーティ感」の変化としてはあまり感じられないという点である。

- (4) 加速時の音に対する好みは、日本人被験者の約6割が「スポーティ感」を好み、約4割が「高級感」を好む。アメリカ人被験者は約4割が「Sporty」を好み、約6割が「Luxury」を好む。ドイツ人被験者は約9割の人が「Exklusivität」を好む。従って、一義的に良い音は決まっておらず、市場の好みを考慮した音質改善が必要である。
- (5) 従来の音質評価システムを改良し、心理音響尺度に加えて、更に総合的尺度の算出が可能なシステムを開発できた。

謝 辞

本研究にあたり多大なご協力を頂いた株式会社東陽テクニカ、ならびに、独国 Müller-BBM GmbH, Müller-BBM VibroAkustik Systeme GmbH の関係者の方々へ深く感謝の意を表します。

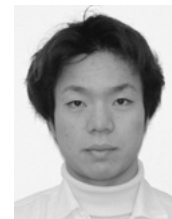
参考文献

- (1) 石井康夫ほか：スポーツカー室内音の客観的評価ソフトウェアツールの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.13, No.1, p.131-138 (2001)
- (2) 難波精一郎, 桑野園子, 音の評価のための心理学的測定法, 東京, コロナ社, 1998, 238p.
- (3) 石村貞夫: すぐわかる統計解析, 東京, 東京図書, 1993, 216p.
- (4) 石村貞夫: すぐわかる多変量解析, 東京, 東京図書, 1992, 216p.
- (5) 豊田秀樹: 共分散構造分析(入門編), 東京, 朝倉書店, 1998, 336p.
- (6) 能村幸介, 岡田義裕: 聴覚特性を考慮した自動車音質評価手法, HONDA R&D Technical Review, Vol.9, p.131-139 (1997)

■ 著 者 ■



能 村 幸 介



吉 田 準 史

鉄の半溶融成形技術の研究

Research of Semi Solid Casting of Iron

土 屋 雅 之*
Masayuki TSUCHIYA

上 野 宏 明*
Hiroaki UENO

高 木 勇*
Isamu TAKAGI

要 旨

鉄の半溶融成形技術の研究を行い、鉄の材料特性とアルミダイキャストと同等の形状自由度および寸法精度を併せ持つ部品の製造を可能とした。さらに本製法では、鑄物砂が不要となり生産現場の環境が改善され、アルミチクソ製法と設備を共有できる。この技術を確立するため、鉄-炭素系の材料成分、最適加熱速度と銅製金型材を用いた成形方法、鉄チクソ用原材料ビレットの連続鑄造製法について研究した。この製法をエンジンクランク直結型のオイルポンプカバーに応用したところ、従来のアルミダイキャスト品と同等の寸法精度の製品が得られ、剛性向上効果とクリアランス低減効果からオイルポンプの容積効率を向上できる事を確認した。

ABSTRACT

One result of research on the semi solid casting of iron is the development of parts having qualities that combine the superior material properties of iron with the dimensional accuracy characteristic of aluminum die-cast parts. In addition, this manufacturing method also improves the factory environment by eliminating the need for sand molds, and the same equipment and facilities can be shared with Al-thixo casting. To establish this technology, research was conducted on material composition of iron-carbon-silicon, molding methods using optimal billet heating speeds and copper die materials, and methods for the continuous casting of raw material billets for Fe-thixo casting. This manufacturing method was studied with an oil pump cover in which the oil pump is directly driven by the engine crank shaft, and the same dimensional accuracy was obtained as the conventional aluminum die-cast product. Furthermore, improvement in the volume efficiency of the oil pump was also confirmed due to the stiffness improvement and clearance reduction effects.

1. はじめに

鉄系合金のダイキャストについてはかつて米国および日本で研究されたことがあるが⁽¹⁾、高温の鉄溶湯の成分変動や取り扱い、金型寿命に問題があり実用化には至っていない。一方、半溶融成形(以下チクソ成形と記す)法は成分が安定した半溶融状態のビレットを用いることから、加熱ビレットの扱いが容易で、通常のダイキャストに比べて成形温度が低く設定でき、凝固潜熱が少ない。このため、金型への熱衝撃が比較的少なく、金型寿命が短くて経済的にダイキャストが成立しにくい高融点の鉄合金または銅合金を加圧成形する方法として研究されている。また、これまでの鉄部品成形法にくらべアルミダイキャストと同等の薄肉複雑形状成形が可能であることから、鉄の強度とアルミダイキャストの形状自由度が求められる部品に適した製法とい

える。アルミで確立されたチクソ製法の知見⁽²⁾を基に、本研究では鉄のチクソ成形技術を確立し、得られた部品を評価した。

研究項目として、材料成分、製法、原材料製法、応用部品の4点に整理し推進した。

2. 鉄チクソ成形原理と成形方法

2.1. 成形原理

鉄チクソ成形法は鉄合金を半溶融状態まで加熱し金型に加圧鑄造する方法である。固相と液相が混在するチクソ成形では製品の材料特性向上のために以下のことが求められる。

- ・半溶融状態で流体としての特性を持ち欠陥の少ない層流充填が成立すること

*栃木研究所

- ・凝固時の溶湯供給性に優れる共晶量(最終凝固時に存在する共晶成分の量)の存在する成分系であること^{(2), (3)}

鉄-炭素(Fe-C)系の2元系状態図を Fig. 1 に示す。半溶融領域は C=0.2%前後の 1500°C近辺(δ + Liquid)と C=2.0%前後の 1200°C近辺(γ + Liquid)に存在する。

半凝固温度域が広くビレット加熱時の均熱が容易で、成形装置や金型への熱負荷の軽減が可能であることから γ + L の半凝固領域を選択し、高温半溶融状態での粘度測定および冷却法による凝固潜熱を測定して成分系を評価した。その結果以下の事が判明し、鉄-炭素(以下 Fe-C)系でもアルミチクソ成形と同様の半凝固成形が成立することがわかった。

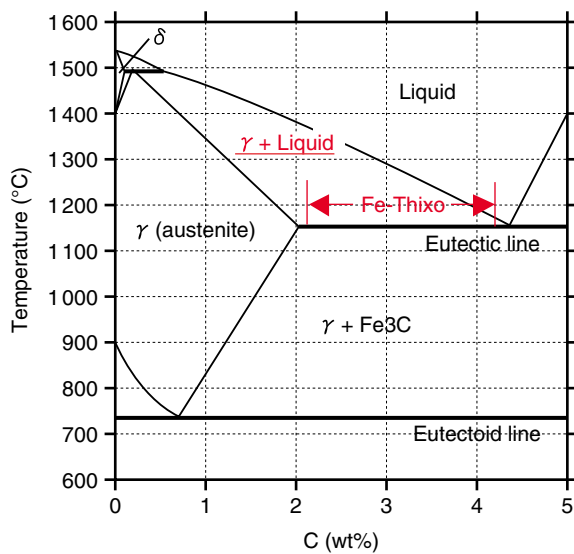


Fig. 1 Fe-Carbon

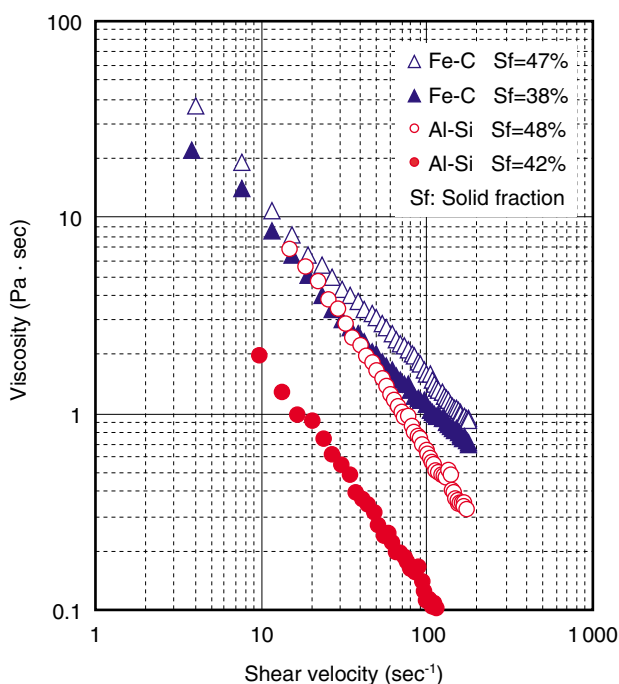


Fig. 2 Relationship between velocity and viscosity

- ・ Fig. 2 および 3 に示すように半溶融状態で固相が球状化することで、剪断速度と粘度の関係がリニアな特性を示し、Fe-C 系の半凝固領域でも Al-Si 系の半凝固成分と同様に流体としての取り扱いが可能である。

- ・ Fig. 4 に示すように潜熱分布が Al-Si 系と同様の 2 段潜熱分布を示し、最終凝固時に共晶成分が存在する。

2.2. 成形概要

実験装置での成形概要を Fig. 5 に示す。下記の手順と設備を用い鉄のチクソ成形が可能となった。

- ・ a) Fe-C 系材料では加熱時に組織中の黒鉛が固溶して体積収縮し自立困難なため、SUS 製のパレットにビレットを装填して模型加熱する。
- ・ b) 誘導加熱コイル内でビレットを 1180 ~ 1220°C まで加熱する。
- ・ c) パレットをフォークで搬送し射出口に投入する。鉄の加熱ビレットは表面に酸化膜が生成するため取り扱いが容易である。
- ・ d) アルミダイキャスト用の 200ton 横射出ダイキャストマシンを用いて成形を行う。熱処理を前提とした

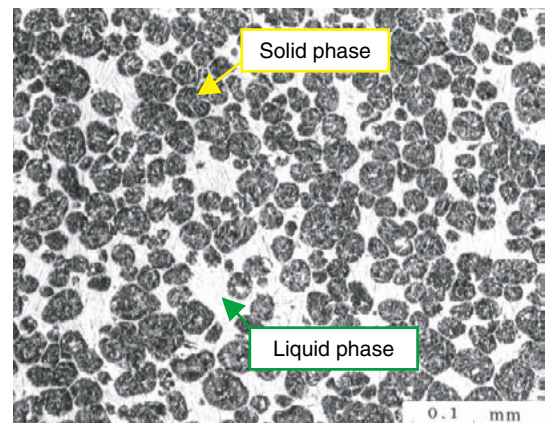


Fig. 3 Microstructure of Fe-thixo casting (etching)

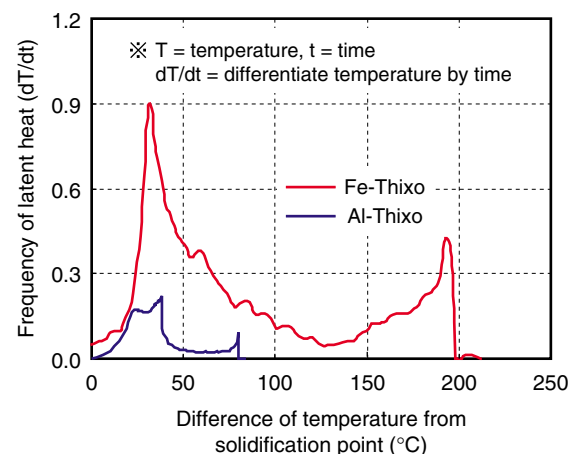


Fig. 4 Latent heat distribution

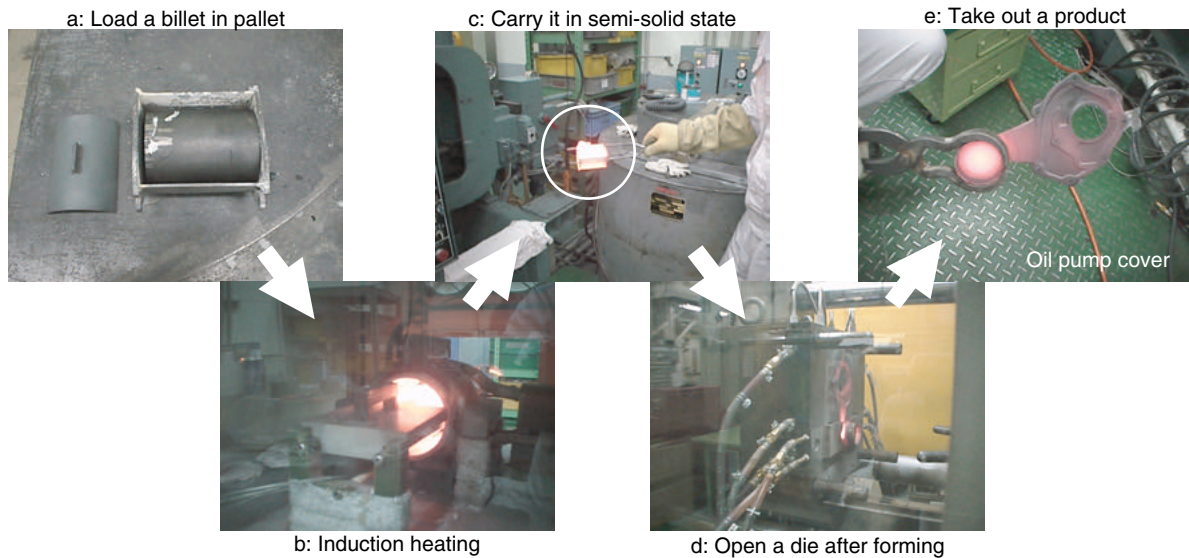


Fig. 5 Fe-thixo casting

鉄チクソ成形ではエア巻きこみによる熱処理時のブリスター発生を防止するため層流充填が基本となる。層流充填するために射出系を改良し低速射出を可能にしている。

- ・ e) ピレット表面に生成する酸化膜を除去するためゲートと分流子を金型に設け、金型内での製品クラックを防止するため金型内保持時間を5秒以下で離型する。

3. 材料特性

3.1. 成分設定

前述したようにチクソ製法では、最終凝固時に共晶成分が存在する成分系を選択することで凝固時の溶湯供給が行われ、凝固収縮部を埋める効果がある。鉄チクソに最適な最終凝固時の共晶成分量(以下共晶量)を求め、成分の設定を行った。

3.1.1. C, Si 量の設定

共晶量を設定するために、欠陥の存在に対して敏感な引張圧縮の疲労強度を評価した。共晶量を10～45%に調整した棒状のテストピースを成形し、熱処理、テストピース形状への加工後、引張圧縮の疲労強度(10⁷回で破損確率10%の値)を測定した。この測定結果を疲労限度比(引張圧縮の疲労強度を引張強度で除した値)で整理しFig. 6に示す。共晶量30%を境に二分され、内部欠陥のない鋼と同等の疲労限度比(0.45～0.60)を示すのが共晶量30%以上の領域である。共晶量を30%以上に設定することで凝固時の溶湯供給性が確保されることがわかった。

一方、共晶量が多くなると加熱後の素材が液体に近い状態になり、本来チクソ成形のメリットである加熱、搬送時の取り扱いの容易さが損なわれる。また、共晶量が50%を越

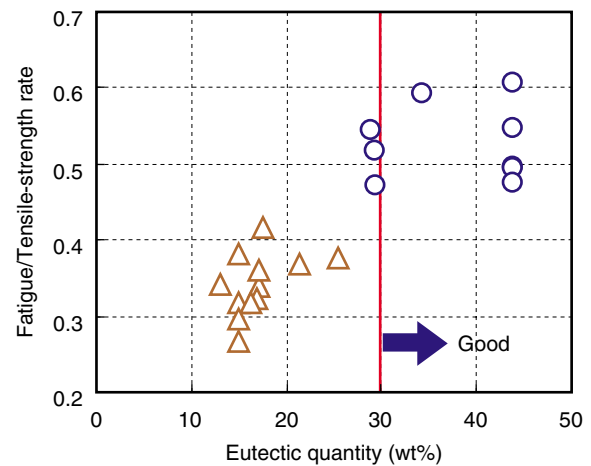


Fig. 6 Relationship between eutectic and fatigue/tensile-strength rate

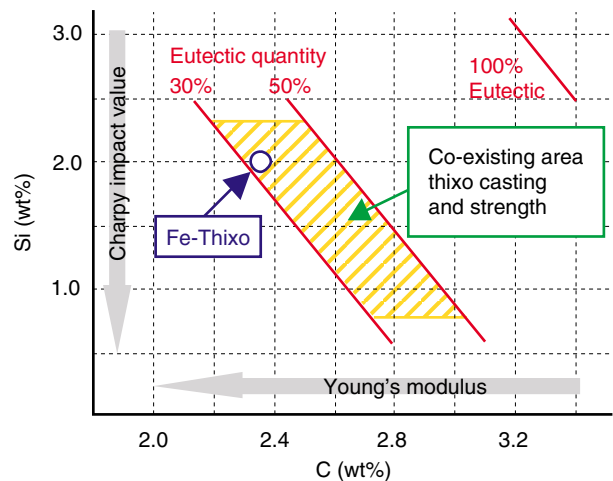


Fig. 7 Relationship between C-Si and eutectic quantity

えると最終凝固時の凝固収縮量が大きくなり、表面割れやクラックの発生が認められた。よって、鉄チクソ成形に最適な共晶量は 30%以上 50%未満である。

Fig. 7 に示すように共晶量はC量とSi量によって変化する。上記より共晶量を30%~50%をに設定した上で、鉄系材料として競争力のある球状黒鉛鑄鉄(FCD)を上回る 180GPa のヤング率と、部品として必要な FCD450 同等以上の 10J/cm²(シャルピーUノッチ・JIS3号試験片)の靱性値を目標としてC、Si 量を設定した。

C量の設定に関しては、本製法の成分系では成形品を熱処理した後の黒鉛析出によるヤング率の低下が避けられない。さらに鉄チクソ材のヤング率は析出した黒鉛面積の増加とともに低下するため、Cの添加量をなるべく少なくしなければならないことがわかった。

また、一般にSiは添加量が多くなると硬くてもろい性質のシリコフェライトを生成し、伸びおよび靱性の低下を招く。Si 量を 1.5 ~ 6.5%の間で調整し試作した材料でシャルピー衝撃試験を評価したところ、Si 添加量が 3.0%以上で靱性が著しく低下することがわかった。

上記した共晶量とCおよびSi量の関係から、鉄チクソ成形の成立範囲はFig. 7に示す斜線領域となる。原材料ピレット製造時の成分許容範囲を加味し、C=2.35%, Si=2.0%を基本成分とした。

3.1.2. Cr, Ni 量の設定

薄肉複雑形状品の成形時に発生する表面クラック防止のため、Cr と Ni を添加し最終成分とした(Table 1)。Cr は鑄造時のチル組織の強化し、Niは固相を靱性のある γ 組織にすることで表面クラックを防止する。また、これら Cr, Ni の添加量は成形品に求められる機械特性により調整し、靱性を重視する場合には Cr を添加せず Ni のみとし、強度重視の場合には Cr および Ni 両方を添加する。

Table 1 Chemical compositions of Fe-thixo casting (wt%)

C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr
2.30/2.40	1.95/2.05	0.60/0.70	<0.035	<0.04	0.50/1.00	0.00/0.50

3.2. 熱処理と機械特性

鉄チクソ製法では金型中の急冷により液相部がCを固溶した硬くて脆いチル組織となるため、必要な靱性を確保するうえで焼鈍熱処理が必須となる。本研究では最適熱処理条件を設定することにより、幅広い材料特性を得ることを目標とした。

すなわち、i)球状黒鉛鑄鉄代替をねらった引張強度 σ_B =400 ~ 600MPa 域、ii)非調質鋼代替をねらった σ_B =600 ~ 800MPa 域、iii)高強度部品代替をねらった σ_B =600 ~ 1 000MPa 域である。

設定した熱処理条件を Table 2 に、棒状テストピースを成形し各熱処理後の引張強度を Fig. 8a に示す。i), ii)については焼鈍後の冷却速度を調整することで作り分けを可能とし、i)は冷却速度 0.05 ~ 0.10°C/sec の炉中冷却で引張強度 500 ~ 700MPa、ii)は冷却速度約 2 °C/sec の大気冷却または2段焼鈍で引張強度 600 ~ 900MPa が得られ目標強度を達成した。また、iii)の高強度材料としては、焼き入れ焼戻しを行い強度と靱性を向上させる調質熱処理、あるいは焼鈍直後に300°C~450°Cの温度で恒温変態させるオーステンバ熱処理により σ_B =800 ~ 1 300MPa が得られ、鉄チクソ材料は幅広い強度レンジに適用できることがわかった。ヤング率も Fig. 8d に示すとおり 180GPa 以上を達成した。

また、引圧疲労強度試験、シャルピー衝撃試験も実施した。Fig. 8bのグラフに示すとおり、引圧疲労強度に関しても σ_B =200 ~ 500MPa の幅広い範囲の強度を得られた。また、シャルピー衝撃値に関してはFig. 8cに示すとおり炉冷材が10J/cm²を上回りFCD450 と同等の靱性値を達成した。

Table 2 Heat treatment

Tensile strength	Heat-treatment (Hardness HB)
500 ~ 700MPa	i : Furnace cooling (HB 150-200) 950°C × 60min. Cooling rate = 0.05 ~ 0.10°C/sec.
600 ~ 900MPa	ii : Annealing/Annealing (two steps) (HB 200-350) 1 000°C × 60min. Air cooling T °C × t min. Air cooling Cooling rate = 2.0°C/sec.
800 ~ 1 300MPa	iii : Heat refining/Austemper (HB 250-350) 1 000°C × 60min. Oil quench T °C × t min. T °C × 60min. Air cooling

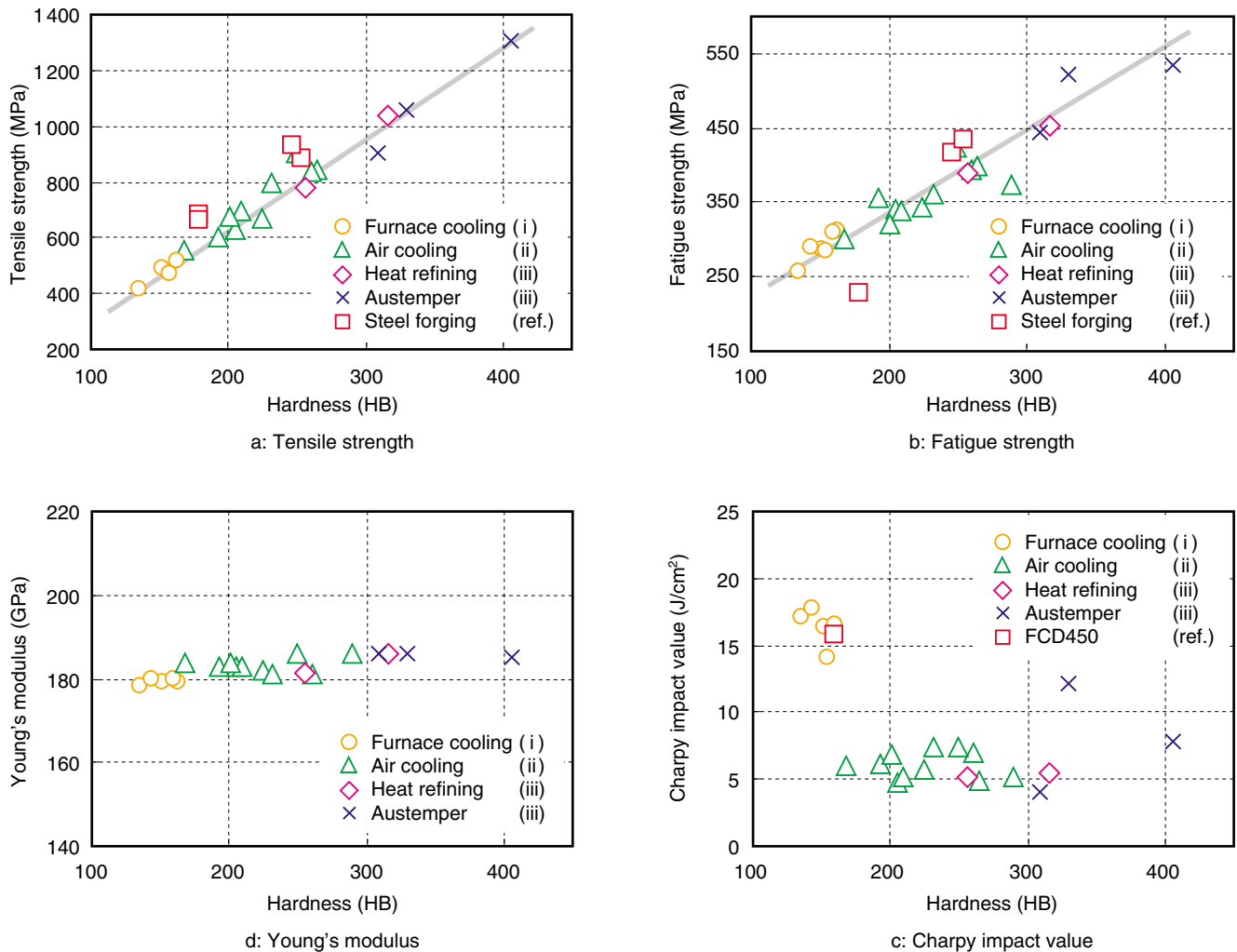


Fig. 8 Mechanical properties vs heat treatment

一般に可鍛鉄でチル化した組織を焼鈍するためには900℃近辺で5～15hr程度の保持が必要である⁽⁴⁾。それに対し鉄チクソにおいては、保持時間が1hr.以下でチルの分解が可能となる。短時間でのチル分解が可能となった要因としては、以下のようなメカニズムにより黒鉛析出サイトが多くなりCの拡散距離が短くなったためであると思われる。

- ・加熱成形時の固相部は、過飽和にC量を固溶するマルテンサイト(M)+オーステナイト(γ)組織となることから、焼鈍時の黒鉛析出サイトが多く、拡散距離が短くなり析出時間が短縮化される。
- ・液相であったチル部は、固相と広い界面を持つため熱処理時に固相であった部分とチル部との熱膨張差による歪が発生し、その部分が黒鉛がエネルギー的に安定に析出できるサイトとして寄与する。

堀江らによれば拡散距離が短く表面がエネルギー的に安定に析出するアトマイズ鉄粉でも焼鈍時間が短くなるとの報告⁽⁵⁾があるが、後者に関してはこれと同様の原理が働いていると思われる。

4. 成形方法

4.1. 加熱方法による固相の球状化

半溶融状態で流体としての特性を持つには固相が球状であることが必要である。アルミの半溶融成形では素材ビレット組織中のデンドライトを素材製造工程で分断し球状化しているが、本研究ではFig. 9aに示すような通常のデンドライト組織素材ビレットを加熱速度コントロールで分断球状化する手法を確立した。

オーステナイト変態点以上の温度域で加熱速度を変えてビレットを1200℃まで加熱し、その後水冷した組織をFig. 9b, cに示す。高速加熱(80℃/min)したビレットはデンドライトが分断されチクソ成形に適した組織となるが、加熱速度が小さい場合(44℃/min)は固相がつながり粗大化した組織を呈す。Fe-C系でデンドライトが球状化する理由として、Cの固溶限が2.1%と広いため、急速加熱時にデンドライト内にC濃度の差異が発生し、濃度の高い部分が液相に、濃度の低い部分が固相とに分かれ、デンドライトが分断されると考え

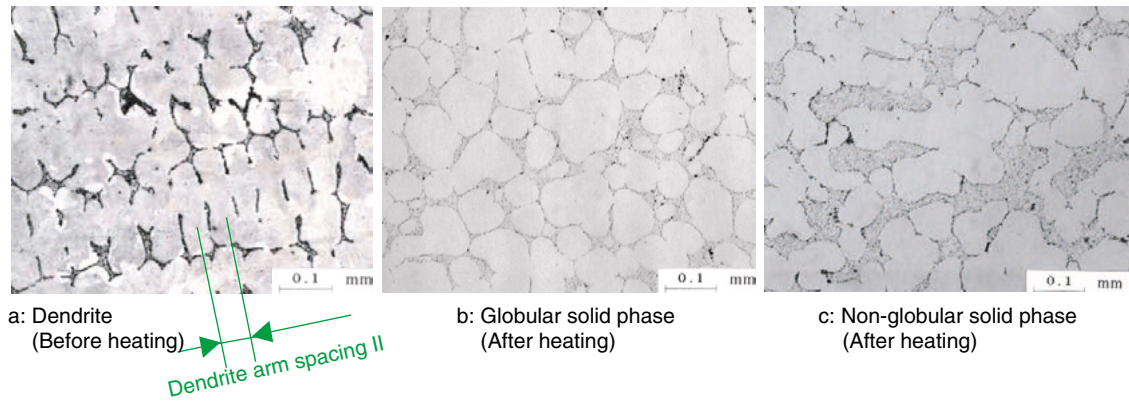


Fig. 9 Microstructure of Fe-thixo casting

られる。また、Fig. 10 に示す様に分断可能な加熱速度はデンドライト2次アームスペース(DAS II, Fig. 9a 参照)に依存することが判明した。DASIIが小さい方がCの拡散距離が短く加熱速度が小さくても分断可能と考えられる。

4.2. 金型材質

鉄チクソ成形では1200°Cの半溶融溶湯が流入するため金型は熱衝撃を受けるが、金型にCu材を用いることで金型温度上昇と発生熱応力を抑え対策した。金型の熱衝撃による2次元拘束条件下の発生熱応力は下式(1)であらわされる⁽⁶⁾。

$$\sigma = \frac{\alpha E (T_m - T_d)}{1 - \nu} \quad (1)$$

ここで σ は熱応力、 α は熱膨張率、 E はヤング率、 T_m は最大測温値、 T_d は金型予熱温度、 ν は金型材ポアソン比を示す。溶湯流入時の熱応力が金型材の圧縮降伏応力を上回ると、製品取りだし後の温度が下がった時に引張応力が金型に残留し、これが蓄積してクラックに至る。アルミダ

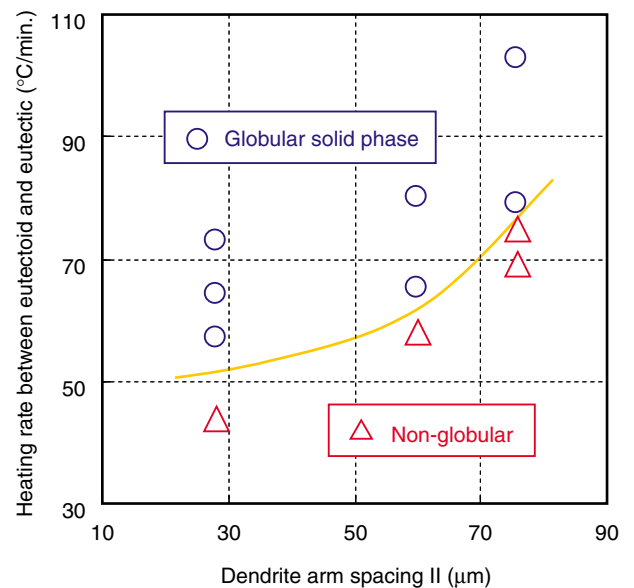


Fig. 10 Relationship between dendrite arm spacing II and heating rate

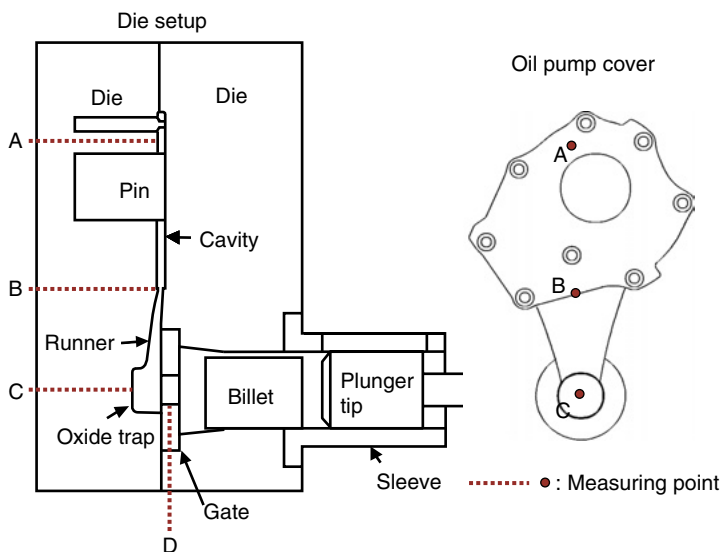
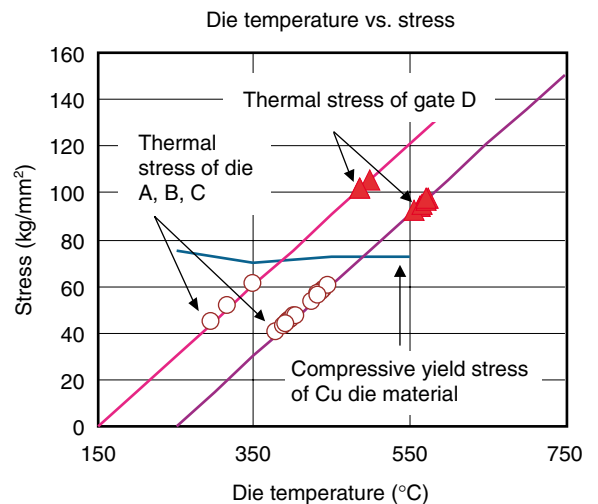


Fig. 11 Measuring points of die temperature and calculated thermal stress



イキャストで使用される鉄系金型に対し、鉄チクソではCu（日本ガイシ製 MC-9）金型を用いた。Cu 材は密度と熱伝導率が大きいので溶湯流入時の上昇温度が低く発生熱応力が小さい。溶湯接触面から深さ 1 mm 部分で熱電対による測温を行ない、各部の熱衝撃による発生圧縮熱応力を算出し Fig. 11 に示す。Cu 金型の圧縮降伏応力を超える部分は酸化膜除去用のゲートのみで湯道と製品部の発生応力は Cu 金型の圧縮降伏応力を下回る。以上のことから、ゲート部は定期交換部品とし、湯道と製品部は Cu 金型を用いることで成立することがわかった。テストピース成形に Cu 金型を用いて 1200 ショット成形したが、ヒートクラックの発生は認められなかった。

4.3. 成形サイズと流動長

ダイキャスト製法における製品流動長(2)および最大充填時間(3)Pokorny 式は下式で表される⁽⁷⁾。

$$\text{流動長 } L = \text{流速 } V \times \text{最大充填時間 } T_f \quad (2)$$

$$T_f = \frac{0.5p \times 2\{qa + c(tm - ts)\}}{k\{tm - (td \times 1.15)\}} \quad (3)$$

K：溶湯の熱伝導率，qa：溶湯潜熱，c：比熱
p：溶湯密度，tm：溶湯温度，ts：固相線温度
td：金型温度，x：肉厚の 1/2

鉄の半溶融成形ではアルミダイキャストに比べ溶湯温度と金型温度の差が大きいことから最大充填時間の短縮が懸念されたが、Table 3に示すように溶湯密度が大きく熱伝導率が低いためアルミダイキャストと同等以上の充填時間が得られる。

鉄チクソでは成形時にエア巻きこみを防止するため、充填速度をコントロールし層流充填が基本となる。層流充填を前提としたチクソ成形では流速の上限が決まるため、理論的には製品肉厚と流動長に相関があり Fig. 12 に示す各レイノルズ数の直線群下部領域が健全製品の成形可能範囲と推察される。薄板階段状テストピース等の成形にて充填可否を検証すると、Fig. 12のプロットのとおりに、5.0mmと2.5mmの肉厚部は充填するのにに対し1mm肉厚部の流動長は10mm程度であることを確認した。

Table 3 Calculated maximum filling time

		Fe-thixo	ADC12
K	cal/s · cm · °C	0.099	0.23
qa	cal/g	55	94
c	cal/g · °C	0.166	0.26
p	g/cm ³	7.1	2.4
tm	°C	1200	650
ts	°C	1150	520
td	°C	200	200
x	cm	0.3	0.3
Filling time	sec	0.21	0.14

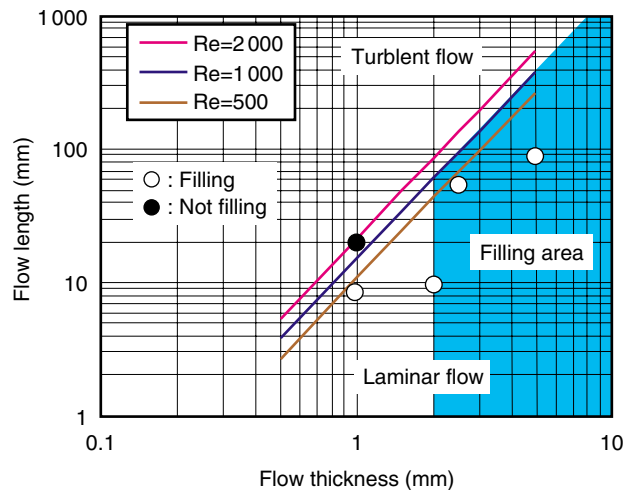


Fig. 12 Filling area of Fe-thixo

5. 原材料の連続鋳造

鉄チクソ成形に用いるピレットに関しては、成分および内部品質の安定した均一な形状の素材を低コストで大量生産する必要がある。半溶融領域が200°Cある開発材は凝固核の発生部が不安定でモールド内で破断しやすく、半溶融領域の狭い成分を選択している従来の連続鋳造技術では製造不可能で、連続鋳造技術の確立が必要であった。本研究ではモールドの材質、引抜条件、溶湯の温度制御を最適化し、Fig. 13に示すような構造で開発材の水平型連続鋳造を可能にした。

連続鋳造素材(以下連鋳材)の課題として表面の黒皮と中心部の凝固収縮欠陥が考えられたが、棒状テストピースを成形して欠陥の有無に敏感な疲労強度を評価して解決した。表面に存在する厚さ0.5mm程度の黒皮(Fig. 14)は製品内に混入すると欠陥として作用し、疲労強度の低下を招く。黒皮の存在する連鋳材を用いて成形したテストピースの疲労強度を評価し、黒皮が疲労強度に影響の無いことを確認した。

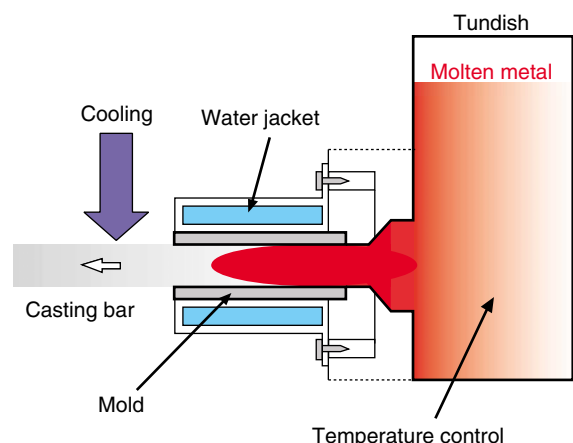


Fig. 13 Horizontal continuous casting

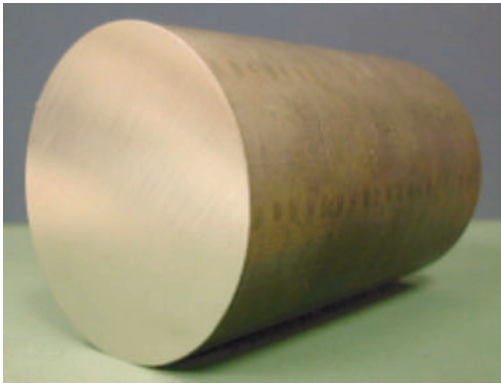


Fig. 14 Continuous casting bar

また内部欠陥については、中心に直径 5 mm 程度の空洞を意識的に作成したピレットを用いて評価した。この欠陥は加熱・成形工程を経て押しつぶされ成形品の中に欠陥として残らず、疲労強度への影響は認められなかった。

6. 自動車部品への適用例

鉄チクソ製法を用いエンジンクランク直結型オイルポンプのカバーを試作した。成形品 Fig. 15 に、ポンプ構造を Fig. 16 示す。従来アルミダイキャストで製造されている部品であるが、鉄チクソ製による剛性向上と鉄ローターとの熱間時クリアランス低減によりポンプの容積効率を向上できる。また、カバーの剛性をアルミダイキャストと同等に保てばカバーが薄肉化でき、その分ポンプローター厚さをあげられることから、クランク軸長の変更無しにポンプ容量を上げられる。他社では鋼板のファインブランピング製法で製作している例もあるが、ポート部のプレス成形後の凸部や皿ネジ締結面の加工等、ほとんどの面に加工が必要となりコストが上がる。鉄チクソ製法の特徴である鉄の材料



Fig. 15 As-cast oil pump cover

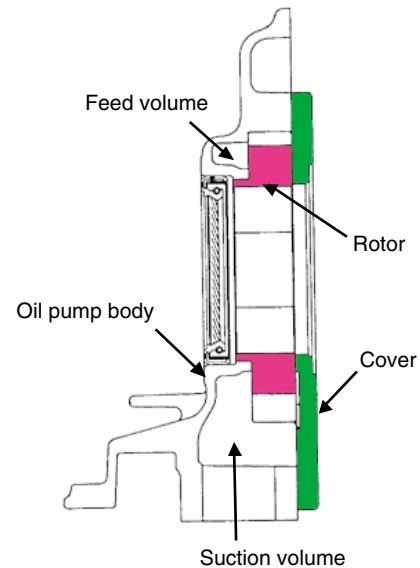


Fig. 16 Structure of engine oil pump directly driven by crank shaft

特性とアルミダイキャストの形状自由度とが生かせる部品である。

Fig. 17 に示すようにオイルポンプの単体特性試験において容積効率、ポンプ効率の向上が認められ、単体耐久試験においても流量劣化率、皿ネジ締めつけトルク劣化、摩耗、は規定値をクリアしており実用品として性能を確保している事を確認した。

また、ポンプカバーのネジ穴間寸法にて評価した寸法精

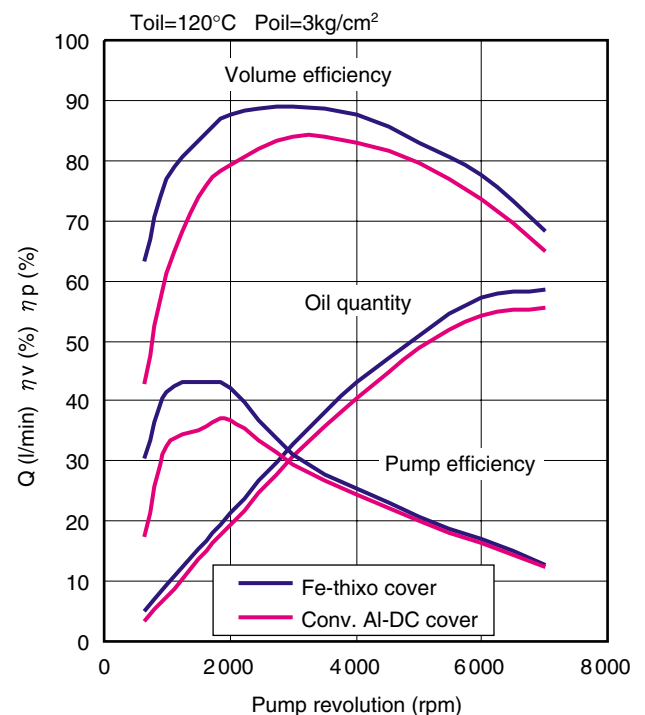


Fig. 17 Difference in oil pump efficiency between Fe-thixo and Al-DC cover

Table 4 Accuracy of Fe-thixo cover (mm)

	Size range	~30 (mm)	50-80(mm)
Fe-thixo cover	Deviation 3σ	0.16	0.31
General tolerance 1st class of JIS	Al die-cast	± 0.25	± 0.35
	Steel forging	± 0.4	± 0.6

度を Table 4 に示す。寸法設定値が 30mm 以下および 50 ~ 80mm における寸法ばらつきが 3σ でそれぞれ ± 0.25 , ± 0.35 以内であり、アルミダイキャストの JIS 一般部寸法公差 1 級を満足する。また、面粗度については熱処理を窒素雰囲気下で行うことにより 25S 以下が可能であることを確認した。

7. まとめ

良好な成形性を持ち、鉄の材料特性とアルミダイキャスト同等の形状自由度および寸法精度を併せ持つ部品の製造を可能とする鉄のチクソ成形技術確立し、以下の知見を得た。

- (1) 鉄チクソ成形では共晶量が 30 ~ 50% の組成に於いて良好な成形性を示す。成形品に熱処理を選択することにより $\sigma_B = 400\text{MPa}$ から 1000MPa 以上の幅広い強度レンジを持った材料が得られた。
- (2) オーステナイト域でのピレット急速加熱、Cu 金型材質、射出系の低速化により鉄チクソ成形が可能となる。また、最大充填時間がアルミと同等以上に得られ、部分的には 1 mm の肉厚成形が可能であった。
- (3) モールド材質、引き抜き条件、溶湯温度の最適化により、鉄チクソ用成分系の連続鑄造法を確立した。
- (4) オイルポンプカバーの試作を行い、鉄チクソ製法がアルミダイキャスト同等の形状自由度および寸法精度を併せ持つことを確認した。クランク直結型のエンジンオイルポンプカバーに適用することで、ポンプの容積効率が向上しサイズダウンが可能である。

参考文献

- (1) 宮田, 浜中, 小松, 鈴木: 鉄ダイキャストによる自動車部品の試作とその考察, 鋳物 50, p.629-635 (1978)
- (2) 斎藤, 中村ら: チクソ成形による車体継手部品の開発, HONDA R&D Technical Review Vol.11, No.2, p.149-158 (1999)
- (3) 斎藤, 椎名ら: 特許第 2794539, チクソキャストニング法
- (4) 日本鋳物協会編: 改訂 4 版鑄造工学便覧, p.688 (1986)

- (5) 堀江, 平塚, 小錦ら: アトマイズ鑄鉄粉の焼きなまし挙動, 鑄造工学 73, p.662-667 (2001)
- (6) 日本機械学会編: 伝熱工学資料改訂第 4 版, 東京, 丸善, p.32 (1994)
- (7) 全国ダイカスト工業協同組合連合会編: ダイカスト技能者ハンドブック, 東京, 軽金属通信ある社, p.169 (1988)

■著 者■



土屋 雅之



上野 宏明



高木 勇

モータ用ロータにおける焼結拡散接合技術の開発

Development of Sinter Diffusion Bonding for Rotor Core of Hybrid Car

小松 敏 泰*

Toshiyasu KOMATSU

中原 洋 一*

Youichi NAKAHARA

新 崎 知*

Satoru SHINZAKI

浅 香 一 夫**

Kazuo ASAKA

要 旨

磁気特性と機械的特性の両立を要求されるモータ用ロータにおいて、材料を接合する複合化技術に着目し、焼結材料の拡散接合とその影響因子として、接合面積について解析した。その結果、接合面の強度が接合面積に依存することがわかり、機能材料と構造材料という異種材料を拡散接合する技術を確立した。本開発では、焼結材料の熱膨張差に加えて、内側部材と外側部材の組み合わせ寸法差による圧力を付与することで接合面積を向上させ、接合強度を満足する焼結拡散接合技術を確立した。ハイブリッド車のモータ用ロータに開発材を適用することで、機能と強度の両立と生産性を大幅に改善し、50%のコスト低減を可能にした。

ABSTRACT

This research focused on composite technology to bond materials for rotor cores, which require both magnetic properties and mechanical properties at once, and analyzed diffusion bonding of sintered material and the bonding area as a factor affecting it. It was determined, as a result, that the strength of the bonding zone depends on the bonding area, and diffusion bonding was verified as a technique for bonding magnetic material and structural material, which are different materials. This report describes the establishment of a sinter diffusion bonding technique that provides satisfactory bonding strength. This was accomplished by improving the bonding area through application of pressure by press fitting of the inner and outer components, which was in addition to the difference in thermal expansion of the sintered material. Application of the developed material to rotor cores for use in hybrid cars has made it possible to achieve both functionality and strength, to significantly improve productivity, and to reduce costs by 50%.

1. まえがき

最近、地球環境保護や石油資源の枯渇の観点から、自動車の燃費向上は必須の課題である。この解決策として、近年エンジンと電気モータを組み合わせたパワープラントのハイブリッド化の取り組みが高まっている。このような状況の中、本田においてもハイブリッド車・インサイトを市場へ送り出しており、今後は基幹車種へ拡大展開していくことが必要である。そのために、モータの効率向上とコスト低減は重要な課題である。このうち、コスト低減技術としてモータ用ロータに要求されていることは、Fig. 1に示すように磁気特性と機械的特性の両立を狙いとし、安価な

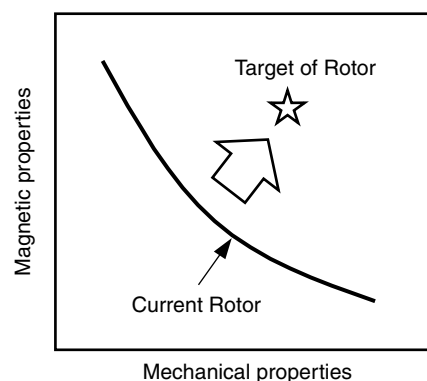


Fig. 1 Relationship between mechanical properties and magnetic properties

* 栃木研究所

** 日立粉末冶金(株)

製造技術を確立することである。一般的なモータ用ロータでは、磁気特性と機械的特性を兼備させる場合、二つの材料を機械的に接合したり、圧入後の加工が必要であるためコストの増大を招く。これに対し、粉末冶金法を用いたニアネットシェイプ成形により、加工工程を削減しコストの低減を図ることと、異種材料間の拡散接合の可能性を検討した。

焼結機械部品の用途の多様化に伴い、Fig. 2 に示すような横方向の溝付き形状や、切り欠き形状等のアンダカットを有する複雑形状部品が要求されるようになり、種々の接合法が開発されてきた。Fig. 3 は、焼結機械部品の接合法の種類を示す⁽¹⁾。このうち、イオンや原子が他の物質の中に浸透し、広がっていく現象を利用した拡散接合以外は、接合強度やコストの点からロータへの適用は難しい。また液相拡散接合(焼結過程で多量の液相を発生して、収縮緻密化と拡散接合する方法)は、特殊な材料組成を必要とするとともに、多量の液相を発生するため、寸法精度の制御が難しい。そこでロータの機能上十分な接合強度が得られる接合法として、固相拡散接合法を採用した。この方法は、焼結過程において、組み合わせ部材の熱膨張量の差を利用して、接合面で両部材を接触させ、拡散により固相状態で接合する方法である。この方法は2セットの歯を持つ自動車エンジン用スプロケット等に採用されている⁽²⁾。

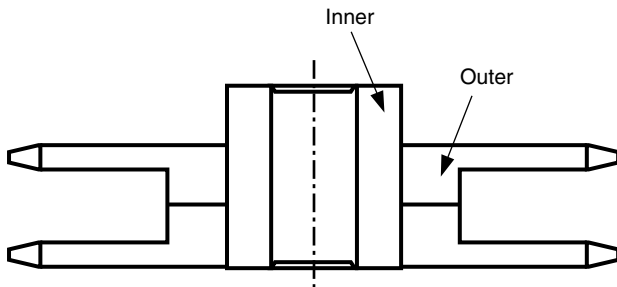


Fig. 2 Shape of undercut

しかしモータ用ロータは内側部材と外側部材の形状が自動車エンジン用スプロケットと異なり、特に外側部材が薄いため、熱膨張量の差だけでは十分な接合強度が得られなかった。そこで焼結材料の特性や初期の組み合わせ寸法差に着目することにより、異種材料の拡散接合に影響を与える要因を明確にし、接合面積と接合強度を向上する焼結拡散接合技術を開発したので報告する。

2. 接合メカニズムと技術課題

一般に、焼結拡散接合に影響を与える要因としては、焼結温度、焼結時間、及び接合面積などがある。このうち焼結温度や焼結時間は製造工程の制約を受ける。そこで本開発では接合面積を拡大することにより、接合強度の向上をめざした。これには、特に圧力因子による接合メカニズムを応用した。このメカニズムを、Fig. 4⁽³⁾に示す。2つの金属の接合面に圧力がかかると、金属原子は相互にÅレベルの距離まで近づく。そして原子間距離が、格子定数(Fig. 4 ポイントa)に近づくとき原子間力は安定し、自由電子が共通化して結合する。よって拡散接合では、圧力を効果的に用い、接合面積を向上することが重要な課題である。

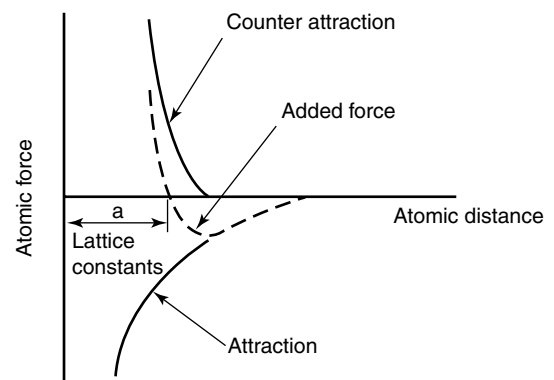


Fig. 4 Relationship between atomic force and atomic distance

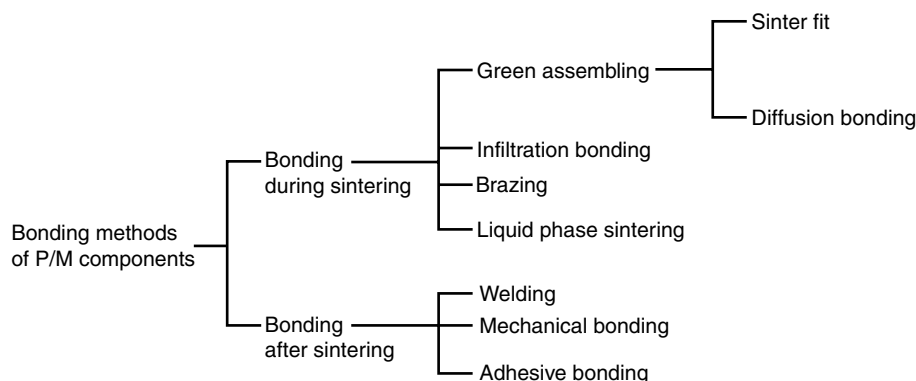


Fig. 3 Bonding methods of P/M components

3. 試験・評価方法

3.1. ロータの材料仕様

ロータの材料としては、Table 1に示すような機械的特性と磁気特性を有する材料を採用した。機械的特性の点から内側部材にはFe-Cu-Ni-C系を採用し、磁気特性の点から外側部材にはFe系を用いた。Table 2に各材料の化学成分を示す。

内側部材の原料粉末は、純鉄粉を基本として、銅とニッケル、炭素を添加した混合粉末を用い、外側部材は、水アトマイズ鉄粉とした。

Table 1 Mechanical and magnetic properties

Item	Inner	Outer
Tensile strength (MPa)	318	200
Yield strength (MPa) (0.2% Yield point)	260	—
Rotating bending strength (MPa)	190	—
Magnetic flux density (T)	—	1.04
Coercive force (A/m)	—	350
Resistivity ($\mu\Omega \cdot \text{cm}$)	—	16.4
Density (g/cc)	6.4 min	6.9 min
Apparent hardness	HRB 50 min	HRF 50 min

Table 2 Chemical composition

Chemical Composition (wt%)				
	Fe	C	Cu	Ni
Inner	Bal.	0.6	1.5	2.7
Outer	100.0	—	—	—

3.2. 熱膨張曲線の測定

内側部材と外側部材の熱膨張曲線を測定するための試験片形状をFig. 5に示す。試験装置は東京工業(株)製のジラトメータ1570を用いた。測定はボタン変成ガス雰囲気中で室温から1130℃まで昇温し、20min保持後、室温まで降温する過程で行った。

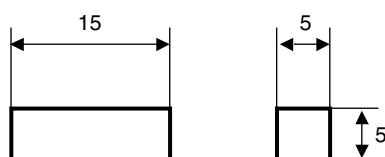
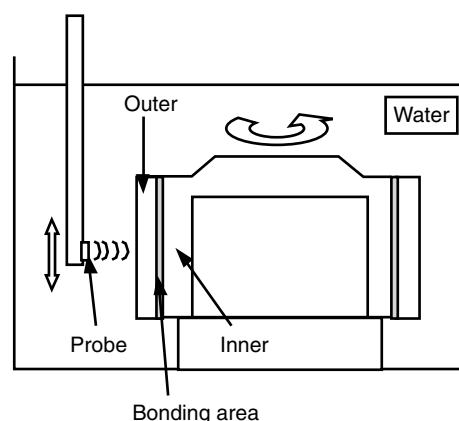


Fig. 5 Heat expansion test specimen

3.3. 接合面積の測定方法

内側部材と外側部材を、焼結拡散接合したときの接合状態を非破壊にて知る方法として、超音波探傷法を用いた。Fig. 6に測定装置を示す。水中に含油処理したロータを置き、回転させる。超音波を接合面に垂直にあてながら測定端子を上下移動して、超音波の反射波を測定した。反射波が少ないほど、十分な接合状態であることを示す。この結果より、設計上の接合面全体に対する、実際の健全な拡散接合部の面積が占める割合を接合面積率(R_s)とした。



Device for supersonic flaw detecting: Canon M-500A

Fig. 6 Device for supersonic flaw detecting

3.4. 接合強度試験

接合面の強度測定は、Fig. 7に示す試験片を用い、Fig. 8に示す方法で接合部分の抜け荷重を測定した。ロータの接合強度の求め方を以下に示す。式(1)より、単位面積あたりの抜け荷重(P_s)を算出し、式(2)より求めた接合面積(S)とともに式(3)へ代入し接合強度(P)を求めた。

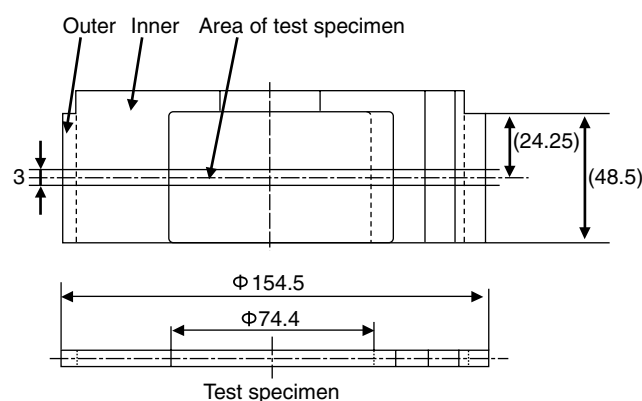


Fig. 7 Diffusion bonding test specimen

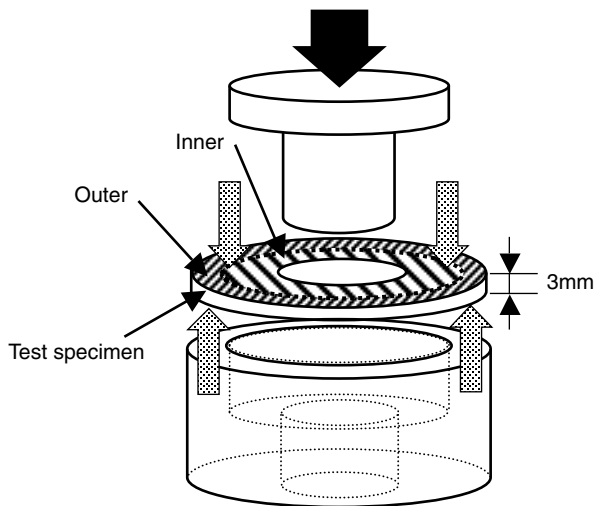


Fig. 8 Measurement method of diffusion bonding strength

$$Ps = Pt / St \quad (1)$$

$$S = A_0 \cdot (Rs/100) \quad (2)$$

$$P = Ps \cdot S \quad (3)$$

S : ロータ接合面積 (mm²)

A_0 : 設計接合面積 (mm²)

Rs : 接合面の面積率 (%)

Ps : 単位面積あたりの抜け荷重 (N/mm²)

Pt : 試験片の抜け荷重 (N)

St : 試験片の接合面積 (mm²)

P : ロータ接合強度 (N)

4. 結果

4.1. 熱膨張特性

Fig. 9 は Fe 系材料(EO 材)と Fe-Cu-Ni-C 系材料(ENK 材)の焼結過程での熱膨張曲線である。これらの曲線は、800℃までは同じような傾向を示すが、この温度を越えると Fe-Cu-Ni-C 系材料の膨張量が増えはじめ、Cu の融点である

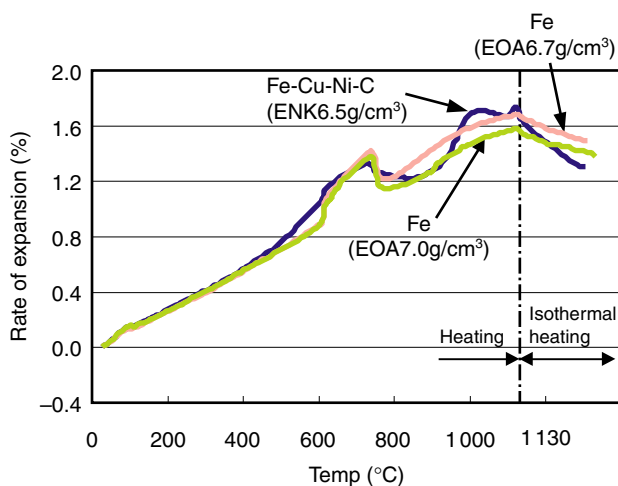


Fig. 9 Characteristic of expansion

1083℃付近では、銅の膨張により Fe 系材料よりも Fe-Cu-Ni-C 系材料の方が膨張量は大きくなっている。そこでこの膨張量の差による圧力を利用して、磁気特性に優れた Fe 系材料を外側部材として、機械的特性の高い Fe-Cu-Ni-C 系材料を内側部材として組み合わせることを検討した。

4.2. 接合面積への影響因子

Fe 系の外側部材と Fe-Cu-Ni-C 系の内側部材を拡散接合する場合の最適条件を選定するために、接合面積への影響因子を明確にした。

4.2.1. 密度の影響

内側部材と外側部材の密度と接合面積率の関係について調べた。まず内側部材の密度変化に対する面積率の関係を Fig. 10 に示す。外側部材の密度を一定とし、内側部材の密

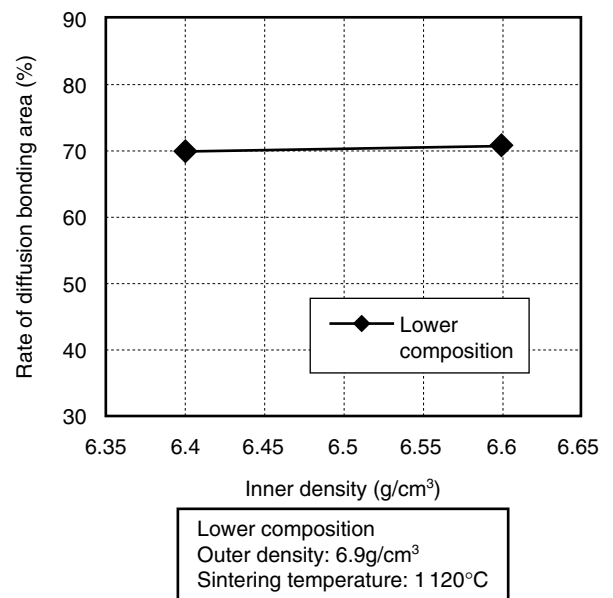


Fig. 10 Relationship between inner density and rate of diffusion bonding area

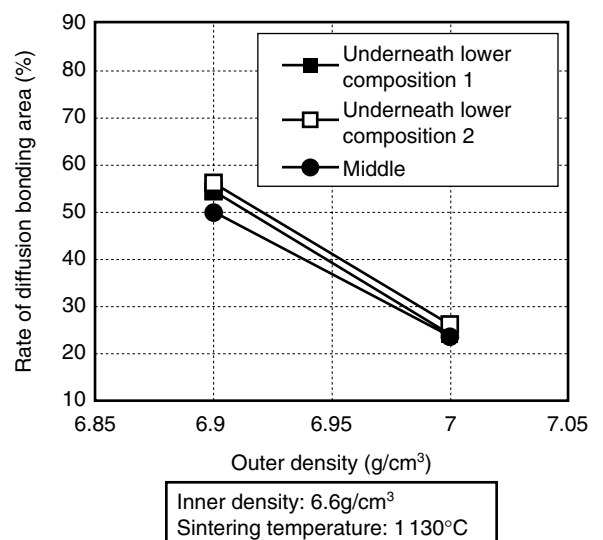


Fig. 11 Relationship between outer density and rate of diffusion bonding area

度を $6.4 \sim 6.6\text{g/cm}^3$ まで変化させても接合面積率は変わらないことが分かった。つぎに、外側部材の密度と接合面積率の関係を Fig. 11 に示す。この結果より、外側部材の密度が高いと面積率は低下する傾向にあることが分かる。

これは材料の熱膨張曲線から予想される傾向とは逆転している。つまり、一般的には外側部材の密度が高いほど熱膨張は小さくなり、内側部材の熱膨張量の増加に伴い圧力が上がり、接合面積は増加する傾向にある。ところがロータの接合では材料の熱膨張の差以外に、ロータ形状に起因する外側部材のひずみの影響があるため、熱膨張曲線だけでは接合面積を定義できない。

4.2.2. 焼結温度の影響

Fig. 12 に焼結温度と接合面積率の関係を示す。焼結温度が高いほど接合面積率は小さくなるのがわかる。熱膨張特性から、外側部材は 1150°C 付近まで膨張を続けるので、焼結温度が高いほど外側部材と内側部材間の圧力は低下し、拡散接合は進みにくくなると考える。

4.2.3. 配合組成の影響

これまでの結果より、材料の熱膨張の差が大きい場合でも拡散接合が進まないのは、内側部材から外側部材へ向かう圧力が高すぎるために、外側部材にひずみが生じていると推定した。よって、配合組成により膨張量を減らし、圧力を弱めた場合の影響を調べた。Table 3 に内側部材の Cu 添加量を減らした場合の成分を、Fig. 13 には配合組成に対する接合面積率の測定結果を示す。この結果、膨張量を減らし圧力を下げても接合面積率への影響が少ないことが明らかになった。このことよりロータ形状では、熱膨張差を用いた従来の拡散接合の手法があてはまらないことが分かった。

一般にロータの磁気特性を改善するには外側部材の密度は高い程良く、強度を増すには焼結温度が高い方がよいことは分かっている。しかしこの条件では、接合面積は低下す

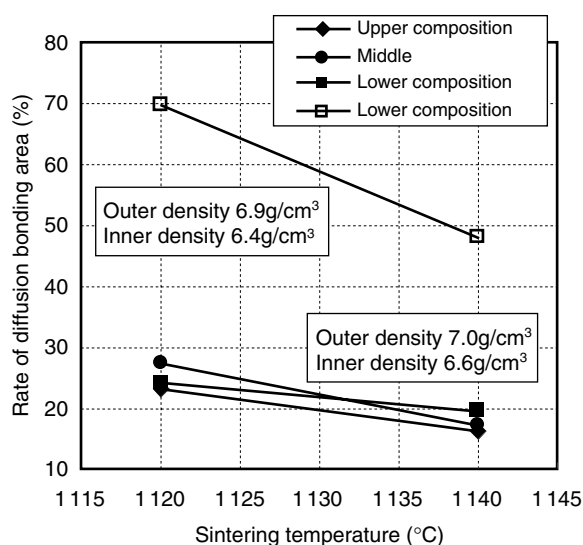


Fig. 12 Relationship between sintering temperature and rate of diffusion bonding area

Table 3 Inner chemical composition of decreasing Cu

(wt%)	Cu	Ni	C
Underneath lower composition 1	1.470	2.940	0.686
Underneath lower composition 2	1.455	2.910	0.679

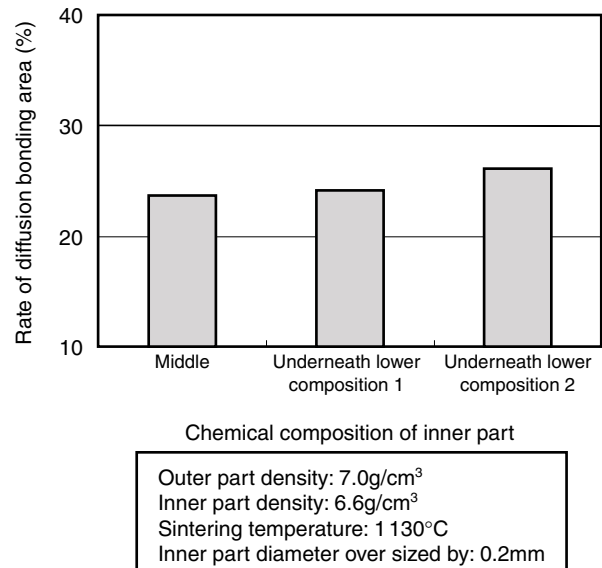


Fig. 13 Influence of chemical composition

る傾向にある。また内側部材の配合組成により銅の膨張量を小さくしても接合面積への影響は少ない。そこで接合面に熱膨張の差以外の圧力を付与することを検討した。

4.2.4. 初期の組み合わせ寸法差の影響

内側部材と外側部材を焼結中に拡散接合するためには、各々の圧粉体を製作したあとに、圧入工程を必要とする。初期の組み合わせ寸法差と面積率の関係を Fig. 14 に示す。初期の組み合わせ寸法差とは、外側部材の内径と内側部材の外径の差を意味する。この内側部材と外側部材の組み合わせ寸法差が増えるほど、接合面積率が增大することがわか

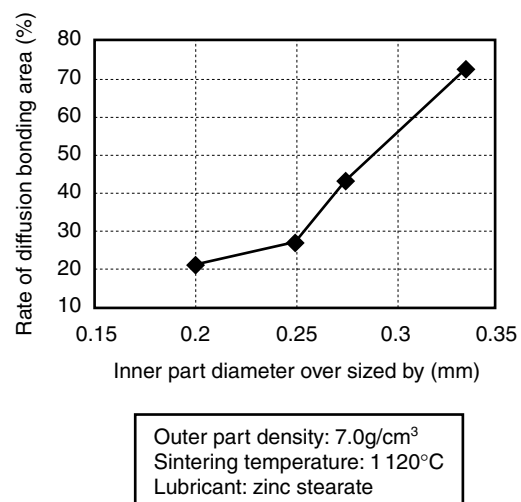


Fig. 14 Relationship between interference and rate of diffusion bonding area

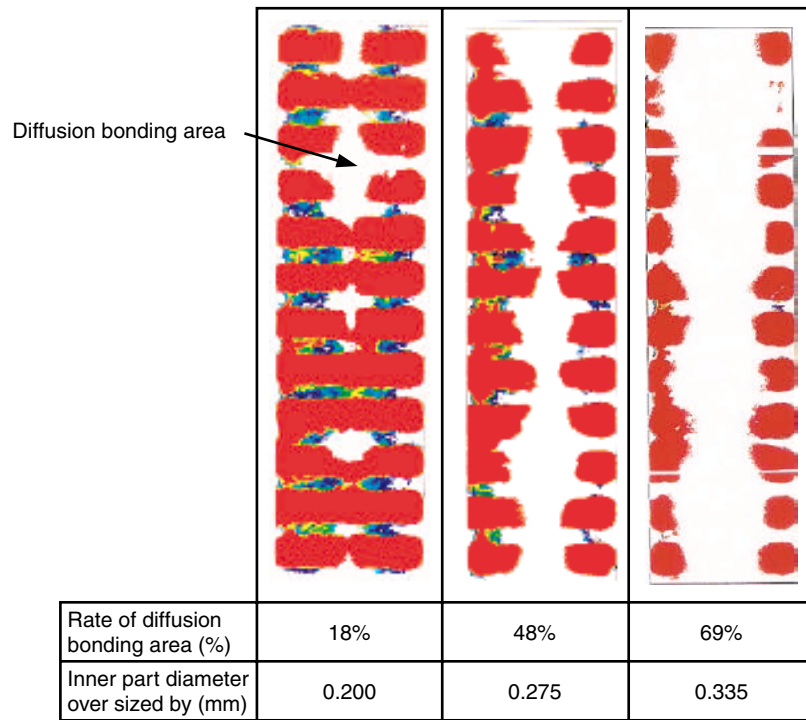


Fig. 15 Rate of diffusion bonding area measured by supersonic flaw detecting

る。従って、接合面積を管理するうえで、初期の組み合わせ寸法差は重要な因子である。しかし、これを増やし過ぎると外側部材に亀裂が生じるおそれがある。試験では、組み合わせ寸法差を0.335mmまで増加した結果、亀裂の発生は見られなかった。そこで限界組み合わせ寸法差を計算により推定した。

浅香によると⁽⁴⁾、材質がFe-Cu-C系、密度が6.7g/cm³の外側部材圧粉体ヘターパ軸を挿入した場合の限界組み合わせ寸法差が明らかにされている。これによると、内径が30mmの外側部材と内側部材の組み合わせ寸法差が75 μmのときに、外側部材の破壊率は100%であることが示されている。このことから外側部材の内径に対する初期組み合わせ寸法差の割合が、0.25%のときに破壊に至ることがわかった。ロータ形状を考慮して、外側部材の内径が144mmの場合の組み合わせ寸法差を求めると0.360mmとなり、これが限界組み合わせ寸法差と推定される。但し本開発材における外側部材はFe系であり、浅香の試験片とくらべ成分は異なるが、密度が6.9～7.0 g/cm³と高いことから圧粉体の強度は向上するため、浅香の実験結果を参考として用いた。

4.3. 接合面積率

拡散接合したロータ接合面の測定結果をFig. 15に示す。これは接合面の接合状態を展開して表したものである。拡散接合した部分は超音波が透過するため反射は弱く、白色、青色、緑色で示される。それ以外の黄色や赤色の部分は拡散接合が不十分であることを表す。

接合面積率が18%の場合、白色から緑色の接合部分がは

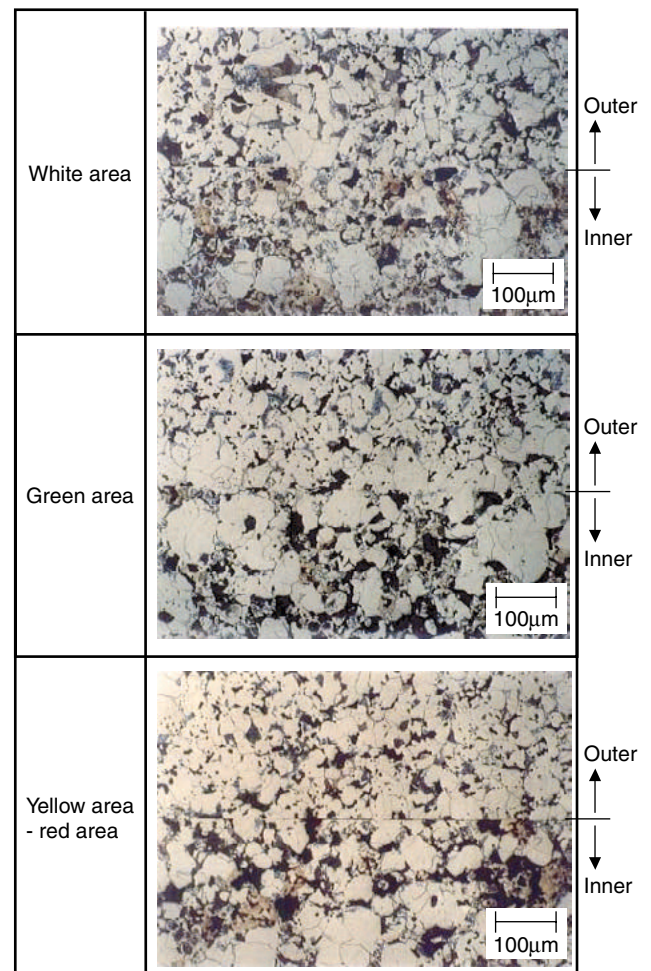


Fig. 16 Microstructure of boundary by diffusion bonding

しご状に規則的に表れている。これは拡散接合がおもに内側部材のスポーク部で促進されているためである。拡散接合の際に、外側部材より内側部材の膨張量が大きくなり、内側部材のスポーク部を中心に外側部材へ圧力がかかることにより、この部分の接合が進むと考える。だがこの状態では接合面積率は低い。したがって内側部材と外側部材の熱膨張差に加え、初期の組み合わせ寸法差による圧力を与えると、接合面積は接合面中央より増え、40～70%の接合面積率を示した。

拡散接合部の断面を組織観察した結果を Fig. 16 に示す。外側部材はフェライト組織を呈し、内側部材はフェライトとパーライトの混合組織である。拡散接合部(Fig. 15, 16の白色部～緑色部)では、接合面を越えてフェライト結晶が良く成長している。また、接合していない部分(Fig. 15, 16の黄色部～赤色部)は、接合面に1 μm 程度の空隙を形成している様子が観察された。

5. モータ用ロータへの適用

焼結拡散接合技術について得られたこれまでの知見をモータ用ロータへ適用した例を示す。

5.1. 焼結ロータの構造

Fig. 17 にモータの構成を示す。ステータは突極集中巻きの分割された磁極と樹脂一体化モールドによるバスリング、

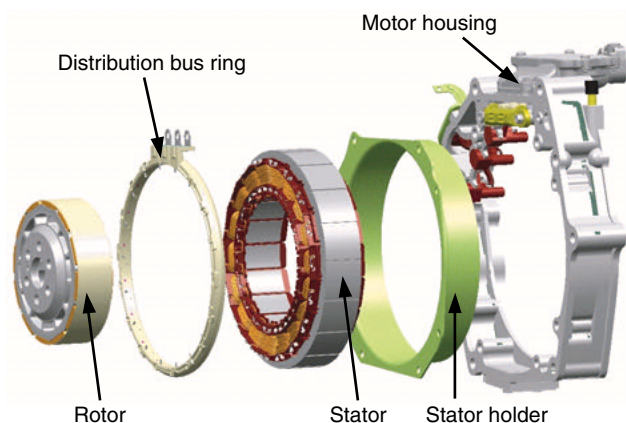


Fig. 17 Motor construction

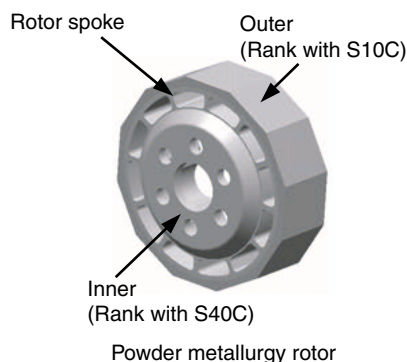


Fig. 18 Rotor construction

およびステータをモータハウジングに固定する構造部品であるステータホルダで構成されている⁽⁵⁾。焼結ロータの外周部には希土類系の焼結磁石(Nd-Fe-B 系)がガラス繊維にて固定され、コンパクト化のためにエンジンのクランクシャフトに直結される構造をとる。Fig. 18にモータ用焼結ロータの構成を示す。磁気特性を重視する外側部材と、強度特性を必要とする内側部材との異種材料からなる。

5.2. 焼結ロータの接合条件

焼結ロータとして磁気特性と機械的特性を兼備するためには、密度や焼結条件を加味した最適な接合条件の設定が必要である。まずこのロータの拡散接合部の強度評価を行うために Fig. 19 の装置を用い、接合面積率が 36%の焼結ロータの捩じり疲労試験を行った。この結果接合部は破断せず、スポーク部が先に破断することがわかった。従って拡散接合部の疲労強度はスポーク部よりも高いといえる。

この結果をもとに、接合面積率の余裕度を1.3倍として、接合面積率の下限値を50%に設定した。そしてこの条件を

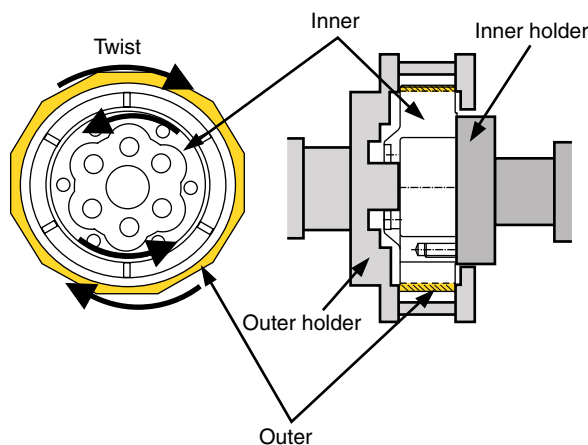


Fig. 19 Equipment of twist test for durability

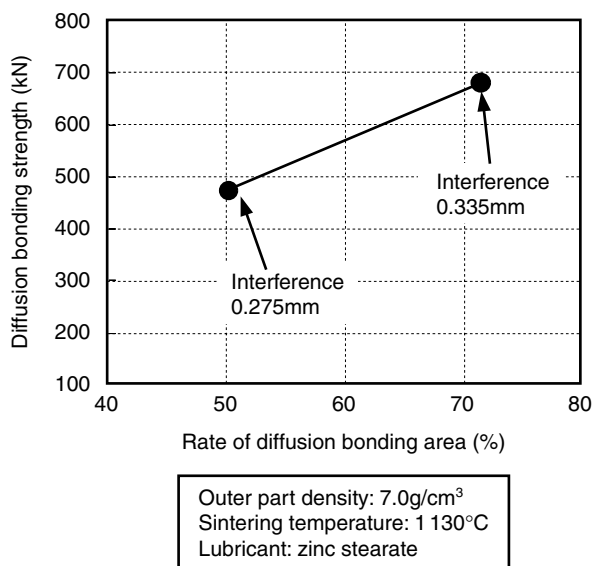


Fig. 20 Relationship between diffusion bonding strength and rate of diffusion bonding area

満足するように製作した焼結ロータの接合強度試験結果を Fig. 20 に示す。接合面積率が 50%以上を示す焼結ロータは、その接合強度も高く、台上耐久試験を満足するための目安となる 179 kN を、上回ることがわかった。そこで接合面積率が50%以上となる焼結ロータの接合条件を、内側部材と外側部材の密度、焼結温度条件、内側部材と外側部材の初期組み合わせ寸法差という観点から、Table 4に示すとおり選定した。これにより異種材料を、拡散接合により組み合わせた焼結ロータが得られた。

Table 4 Condition of diffusion bonding

Density (g/cm ³)	Outer	6.9 ~ 7.0
	Inner	6.4 ~ 6.6
Sintering temperature (°C)		1 120 ~ 1 140
Inner part diameter over sized by (mm)		0.275 ~ 0.335

5.3. 焼結ロータの耐久信頼性とコスト効果

次に実機耐久性を評価するにあたり、スポーク部の疲労強度にて判断した。スポーク部の疲労強度は190MPa(ねじりトルク 3 432N・m)であり、この結果より Fig. 21 の疲労限度線図を得た。これより、実機試験での最大発生応力値に対し、20倍以上の余裕があることがわかり、焼結ロータの耐久性は十分であると判断した。

またこの焼結ロータは、焼結拡散接合によりニアネットシェイプ形状が得られ、加工工程が大幅に削減されたため、インサイト用ロータに対し 50%のコスト低減を実現した。

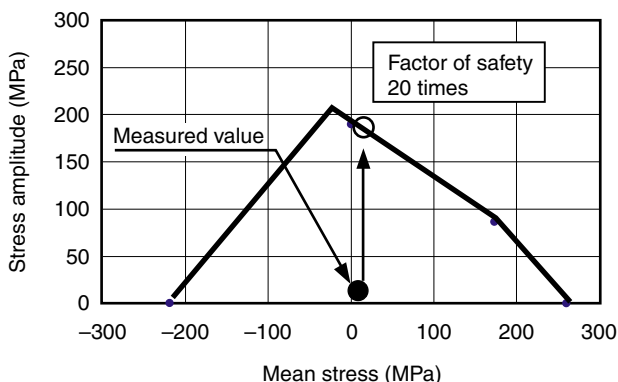


Fig. 21 Durability of boundary by diffusion bonding

6. まとめ

モータ用ロータの磁気特性と機械的特性を両立するために、粉末冶金製法に着目し、焼結拡散接合技術の開発を行った結果以下の成果が得られた。

- (1) 磁気特性と機械的特性の両立を図るために、異なる特性を有する2種類の圧粉体を、焼結拡散接合する技術を開発した。

- (2) モータ用ロータの焼結拡散接合においては、従来の熱膨張の差による接合面への圧力に加え、初期の組み合わせ寸法差による圧力を付与することが重要であることが分かった。

- (3) 拡散接合技術の適用により、実機での強度と耐久性を満足し、さらにニアネットシェイプ成形により、加工工程が削減できるモータ用ロータを供給できた。

なお、この焼結拡散接合を用いたモータ用ロータは、2001年12月よりシビックハイブリッドに適用された。

謝 辞

最後に本開発を進めるにあたり、多大なご協力を頂いた日立粉末冶金(株)の関係者の皆様に、深く感謝の意を表します。

参考文献

- (1) 日本粉末冶金工業会編：焼結機部品，東京，技術書院，1987，p.279
- (2) 藤木 章：高性能エンジン用焼結部品及び材料の開発，粉体および粉末冶金，vol.46，No.5，p.510-518 (1999)
- (3) 大塚 穎三，生嶋 明記：材料化学入門Ⅲ「機械的性質」，東京，岩波書店刊，1965，p.26
- (4) 浅香 一夫：圧粉体組み合わせ焼結拡散接合法に関する研究，学位論文，広島大学，p.61-62 (1997)
- (5) 嶋田 明吉，小川 博久，中島 稔，島田 裕央：ハイブリッドカー「インサイト」用薄型 DC ブラシレスモータの開発，HONDA R&D Technical Review，Vol.12，No.1，p.15-20 (2000)

■ 著 者 ■



小松 敏泰



新崎 知



中原 洋一



浅香 一夫

社外発表(2001. 7～2001. 12)

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2001. 6.30 ～ 7. 5	CNS 2001 Organizing Committee/Tenth Annual Computational Neuroscience Meeting CNS 2001 (San Francisco, USA)	A Computational Model of Attentive Visual System Induced by Cortical Neural Network	越 膳 孝方 赤 塚 浩二 辻 野 広司	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
		The Brain Like System Simulator BLISS	Marc-Oliver Gewaltig	Honda R&D Europe
2001. 7. 1	自動車技術会/JSAE Review Vol.22, No.3	Development of an ultra-thin DC brushless motor for a hybrid car	嶋 田 明吉 小 川 博久 中 島 稔	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Energy efficiency improvement of series hybrid vehicle	青 柳 暁 長谷川祐介 米 倉 尚弘 阿 部 浩之	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Application of the Magic Formula Tire Model to Motorcycle Maneuverability	手塚 良孝 石 井 秀文 清 田 悟	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
	山海堂/エンジンテクノロジー Vol.3, No.4	ガソリン車用触媒の構成と技術進化	菊 池 伸一	栃木研究所
	電子情報通信学会/論文誌 Vol.J84-C, No.7	流体式角速度センサにおける流路精度の解析	斎 藤 和敬 小 松 五郎 加 藤 清	栃木研究所 栃木研究所 ホンダエンジニアリング(株)
2001. 7. 2 ～ 4	Institute of Meteorology and Physics/International Conference on Fatigue in the Very High Cycle Regime/ (Wien, Austria)	断続負荷法超音波疲労によるマルエージング鋼のギガ・サイクル疲労特性評価	石 井 仁 赤 木 宏文 矢ヶ崎 徹	静岡大学 栃木研究所 栃木研究所
2001. 7. 7 ～ 11	GECCO/Genetic and Evolutionary Computation Conference/(San Francisco, USA)	Dynamic weighted aggregation for evolutionary multi-objective optimization : Why does it work and how?	Yaochu Jin Markus Olhofer Bernhard Sendhoff	Honda R&D Europe Honda R&D Europe Honda R&D Europe
2001. 7. 7	Kluwer Academic Publishers/ Journal of Intelligent Robotic Systems	The Brain-Like Sensor : Motor Control System	越 膳 孝方 上 田 雄吾 辻 野 広司	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
2001. 7.14 ～ 19	Conference Proceeding of IJCNN 2001/the International Neural Network Society & the IEEE Neural Network Council/(Washington DC, USA)	To Learn Location of Target using New Synchronous Sensorimotor Control System	越 膳 孝方 上 田 雄吾 中 村 眞 辻 野 広司	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
	Carbon 2001/American Carbon Society/(Lexington, USA)	Hydrogen Adsorption on Single Walled Carbon Nanotubes (SWNT)	藤 原 良也 B.K.Pradhan A.R.Harutyunyan G.U.Sumanasekera P.C.Eklund	和光基礎技術研究センター Pennsylvania State Univ. Pennsylvania State Univ. Pennsylvania State Univ. Pennsylvania State Univ.
		Hydrogen Storage in Tubular and Herringbone Carbon Nanofibers	A.R.Harutyunyan B.K.Pradhan 徳 根 敏生 藤 原 良也 P.C.Eklund	Pennsylvania State Univ. Pennsylvania State Univ. 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター Pennsylvania State Univ.

発表日	発 表 先	表 題	発表者	所 属
2001. 7.15	日本冷凍空調学会/冷凍 Vol.76, No.855	車室内の快適温熱環境に関して	石田 修 谷口 洋介 松永 和彦 田島克一郎 松野 孝充 矢野 輝昭 安井 清登	栃木研究所 (株)豊田中央研究所 いすゞ自動車(株) カルソニックカンセイ(株) トヨタ自動車(株) マツダ(株) 三菱重工業(株)
2001. 7.16	自動車技術会/電気動力 技術専門委員会/(東京)	ハイブリッド車モーター駆動用電力半導体の耐久信頼性評価	古川 勝彦 篠原 貞夫	栃木研究所 栃木研究所
	自動車技術会/ドライバー 評価手法の現状と将来 シンポジウム/(東京)	ドライバーサポートシステムの評価の 一手法	石田真之助 田中 純 近藤 聡 川越 浩行	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2001. 7.24	日本トライボロジー学会/ 固体潤滑研究会 第2回固体 潤滑研究会/(東京)	WPC処理による摺動面ならびに表層への 固体潤滑剤層の形成による摺動抵抗低減 技術	荻原 秀実	栃木研究所
2001. 7.25	日本機械学会/論文集A編 67巻659号	形状記憶合金で作られた柱の座屈現象に ついて(第1報)	漆山 雄太 David Lewinnek 谷 順二 裘 信浩	栃木研究所 Teradyne, Inc 東北大学 東北大学
	FCDIC/FCDIC第80回研究会/ (東京)	本田における燃料電池自動車の開発と動向	守谷 隆史	和光基礎技術研究センター
2001. 7.30 ゝ 8. 3	ICBP2001/4th International Conference on Biological Physics/(京都)	Brain Science based on an Engineering approach	辻野 広司	和光基礎技術研究センター
2001. 8. 1	自動車技術会/自動車技術 Vol.55, No.8	電気自動車・ハイブリッド車	北見 康夫 細谷 英昭	栃木研究所 栃木研究所
2001. 8. 7	日本機械学会/福祉工学 シンポジウム/(東京)	歩行機能補助装置の研究	加藤 久 平田 崇	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
2001. 8.10	プラスチックエージ/プラス チックエージ臨時増刊号 2001 Vol.47	自動車プラスチック部品のリサイクルの 考え方	須佐 大輔	栃木研究所
2001. 8.15	日本人間工学会/人間工学 第37巻4号	ブレーキ時の心拍加速反応からみた パニック同定の試み	谷田 公二	栃木研究所
2001. 8.20 ゝ 24	International Association for Vehicle System Dynamics/ The 17th IAVSD Symposium, The Dynamics of Vehicles on Road and Tracks/ (Copenhagen, Denmark)	Stochastic Robustness Analysis and Synthesis of Nonlinear Vehicle Dynamics Controller	堀内伸一郎 岡田 一行 納富 信也	日本大学 理工学部 日本大学 理工学部 栃木研究所
2001. 8.21 ゝ 25	International Conference on Artificial Neural Networks 2001/European Neural Network Society (Vienna, Austria)	Using Maximal Recurrence in Linear Threshold Competitive Layer Networks	Heiko Wersing Helge Ritter	Honda R&D Europe University of Bielefeld
2001. 8.22 ゝ 24	電気学会/産業応用部門大会 (シンポジウム)/(松江)	安全とセンサ	斎藤 徹	栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2001. 8.23	自動車技術会/ガソリン機関部門委員会/(東京)	PFIガソリンリーンバーンエンジンにおける混合気分布予測	石川 直宏 平出 篤志 高林 徹	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2001. 8.28 ～ 30	日本機械学会/先端技術フォーラム/(福井)	ホンダにおけるハイブリッドシステムの概要と今後の展望	山本 恵一	栃木研究所
2001. 8.29	日本機械学会/2001年度年次大会行事 先新技術フォーラム/(福井)	スポーティーカー用縦置き 6 連MT	北島 恭司	栃木研究所
		ホンダにおける燃料電池自動車 FCX-V3の開発	守谷 隆史	和光基礎技術研究センター
2001. 9. 1	システム制御情報学会/システム制御学会論文誌 Vol.14, No.9	実車走行時に適した覚醒度判定システムの開発	西尾 恭幸 小島 康一	(株)オムロンライフサイエンス研究所 栃木研究所
	自動車技術会/自動車技術 Vol.55, No.9	SULEVシステムの開発	北川 浩 安井 裕司 浦田 泰弘 三部 敏宏	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		指圧波形解析における最新技術動向について	長島 慶一 賀羽 常道 小山 哲司 柳原 茂 土屋 一雄	栃木研究所 司測研 司測研 司測研 明治大学
	日本機械学会/論文集/067巻 661号C編	気体式角速度センサにおける流体挙動解析	斎藤 和敬 小松 五郎 加藤 清	栃木研究所 栃木研究所 ホンダエンジニアリング(株)
	The MIT Press/Neural Computation Vol.13, No.9 September 2001	Learning Optimized Features for Hierarchical Models of Invariant Recognition	Heiko Wersing Edgar Koerner	Honda R&D Europe Honda R&D Europe
	Elsevier Science/Neural Networks Vol.14, 2001	Propagation of synchronous spiking activity in cortical networks.	Marc-Oliver Gewaltig	Honda R&D Europe
	日本AEM学会/日本AEM学会誌 Vol.9, No.3	ホンダにおける燃料電池自動車の開発	守谷 隆史	和光基礎技術研究センター
2001. 9. 3 ～ 4	文部科学省・日本マグネシウム協会/先端マグネシウム合金およびその応用に関する台湾－日本ワークショップ/(大阪)	マグネシウム材料の自動車への利用－現状と将来－	白石 隆	栃木研究所
2001. 9. 6 ～ 7	AVL/Engine & Environmental Conference 2001/(Groz, Asutria)	Honda Fuel Cell Vehicle Development	守谷 隆史	和光基礎技術研究センター
2001. 9. 7 ～ 8	日本機械学会/関東支部ブロック合同講演会/(鳩山)	直押し動弁系バルブ休止機構の開発	津久井孝明	朝霞研究所
		二輪車用可変吸排気コントロールシステム	中安 哲也	朝霞研究所
2001. 9. 8 ～ 9	日本熱処理技術協会/第 2 回アジア熱処理会議/(松江)	ロッカーアームの熱処理技術	山田 範之	栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2001. 9.12	自動車技術会/自技会シンポジウム/(東京)	ICVSに組込まれた隊列走行システム	田村 和也 古川 修	栃木研究所 栃木研究所
	日本油空圧学会/2001年度オートムセミナー/(東京)	ATV用電子制御HMTシステムの紹介	斉藤 充	朝霞研究所
2001. 9.14	Qinetiq/36th UK Group Conference on Human Response to Vibration/(Farnborough, UK)	乗用車シートに着座した人体の3次元動的FEMモデルについて	栗城 信晴 山田 幸子 高田 信明 久保 光徳	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 千葉大学工学部
	DBF-2001/The 6th Tamagawa Dynamic Brain Forum DBF-2001/(Breisach, Germany)	Rubust recognition with learning from few samples by utilizing a hierarchical set of local alphabets	Edgar Koerner Heiko Wersing	Honda R&D Europe Honda R&D Europe
2001. 9.16	京都大学/バイオマス研究会内燃機懇話会/(京都)	有害排出ガスをほとんどゼロレベルにした天然ガス自動車	須賀 稔之	栃木研究所
2001. 9.19	日本機械学会/交通物流部門ニュースレターNo.22	VGS (Variable Gear-ratio Steering)の開発ー理想のステアリングを目指してー	清水 康夫	栃木研究所
	日本モーダル解析協議会/JMAC Conference/(東京)	低周波ロードノイズのアクティブ制御システムの開発	井上 敏郎 高橋 彰 佐野 久 山下 剛 石原 大	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2001. 9.20	自動車技術会中部支部/第52回自動車技術講習会/(名古屋)	燃料電池開発の最新動向	守谷 隆史	和光基礎技術研究センター
2001. 9.30 10. 4	ITS/8th World Congress on Intelligent Transport Systems/(Australia, Sydney)	A study for early detection of pedestrians in the nighttime	高橋 昭夫 浅沼 信吉	栃木研究所 栃木研究所
2001.10. 1	IEEE/IEEE Transactions on Speech & Audio Processing Vol.9, No.7	Active Control System for Low-Frequency Road Noise Combined with an Audio System	佐野 久 井上 敏郎 高橋 彰 寺井 賢一 中村 由男	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 松下電器産業(株) 松下電子部品(株)
	SAE/Automotive and Transportation Technology Congress & Exhibition 2001/(Spain, Barcelona)	Description of the hybrid technology mounted to production model	落合 志信 大貫 泰道	栃木研究所 栃木研究所
	自動車技術会/自動車技術 Vol.55, No.10	FRP構造強度部材のエネルギー吸収特性	中谷 有 横山 敦士 後藤 彰彦 後呂 学 宗村 昌幸 小池 朝夫 立石 源治 山根 保夫	(財)日本自動車研究所 京都工芸繊維大学 大阪産業大学 三菱自動車工業(株) いすゞ自動車(株) (株)いすゞ中央研究所 日本MSC(株) 栃木研究所
		ISO/TC22/SC10(自動車リサイクル可能率)への対応	永岡 一信 汲田 邦彦	栃木研究所 (株)トヨタ自動車
	株式会社リンクス/2001Linux NEWS秋号	自動変速機(AT)制御システム開発へのHILSの適用	寺山 哲 萩原 顕治 依田 公	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2001.10. 1	自動車技術会/モーターリンク No.13	二輪車の操縦安定性・乗り心地性能技術について	馬場 雅之	朝霞研究所
		環境対応・生産性を追及したアルミ材料技術	上田 順一	朝霞研究所
		二輪トライアル競技「人とマシンの融合」	松下 英介	(株)ホンダレーシング
2001.10. 2	日本塑性加工学会/第205回 塑性加工シンポジウム/ (名古屋)	新型CIVICへのハイドロフォーム適用事例	和久 繁巳	栃木研究所
2001.10. 3	微粒子衝突表面改質研究会/ 第4回技術講演会/(東京)	WPC処理を用いた内燃機関ピストン摺動部 への固体潤滑剤付与技術とその効果	萩原 秀実	栃木研究所
2001.10. 4	JSAE/JSAE Review vol.22, No.4	Numerical Analysis of optimal vehicle trajectories for emergency obstacle avoidance	堀内伸一郎 岡田 一行 納富 信也	日本大学 理工学部 日本大学 理工学部 栃木研究所
2001.10.10 ～ 12	日本溶接学会/秋季全国大会/ (盛岡)	チタンのパルスMIG溶接の研究 ー薄板における実用化への検討ー	伊藤 龍太 横田 武平 大縄登史男 近藤 穆	朝霞研究所 朝霞研究所 株式会社ダイヘン 大同特殊鋼株式会社
2001.10.15	自動車技術会/論文集 Vol.32, No.4	オーディオシステムと融合した低周波 ロードノイズのアクティブ制御システムの 開発	佐野 久 井上 敏郎 高橋 彰 石原 大 山下 剛 寺井 賢一 中村 由男	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 松下電器産業(株) 松下電子部品(株)
2001.10.18	ESI Group/Europam2001/ (Heidelberg, Germany)	Development and Application of the simulation model of BioRID II Dummy	佐野 浩司 独古 泰裕 後藤 司 小野古志郎	栃木研究所 栃木研究所 (財)日本自動車研究所 (財)日本自動車研究所
2001.10.20 ～ 24	Electric Vehicle Association of the Americas/The International Electric Vehicles Symposium & Exhibition/ (Berlin, Germany)	Development of simultaneous analytial system in motor performance measurement	新 博文 村山 芳成 岸田 真 山下 裕一	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2001.10.23 ～ 26	自動車技術会/学術講演会 秋季大会/(札幌)	新型マニュアルトランスミッションの開発	根本 啓司 熊谷 利治 大沼 靖史	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		体感ブレーキ警報による停止操作支援 システムの実験評価	間下 博 福丸 智之 古川 修 加世山秀樹	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		ハンドリングへのボディ首振り剛性の影響	日下 馨 長久 真樹 西村 哲志	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		ばね上挙動が車両運動性能に与える影響	樋口 実 種子田和宏 芝端 康二 皆川 正明	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 Honda R&D Europe
		2002モデル「新型スモール」用エンジンの開発	右田 英生 雨宮 徹 横尾健太郎 飯塚 義章	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2001.10.23 ～ 26	自動車技術会/学術講演会 秋季大会/(札幌)	二輪車空力シミュレーションシステムの 構築と実開発機種への適用	渡辺 尚 大久保武文 岩朝 睦美 青木 浩之	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
2001.10.25	日本ガスタービン学会/ 第16回 ガスタービン秋季 講演会/(秋田)	遷音速ファン動翼における翼端まわりの 3次元流れ場	星野 元亮 高堂 純治 寺村 実	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
2001.10.29 ～ 31	表面技術協会/Frontiers of Surface Engineering 2001 Conference/(名古屋)	Entropy control and surface analysis of energy storage systems for advanced vehicles	佐藤 登	栃木研究所
2001.10.31	5th International Symposium on Computer Methods in Biomechanics and Biomedical Engineering (BioRome)/ University of Wales College of Medicine (Rome, Italy)	A Computational Framework for Analysis of Control Strategies in Human Augmentation Devices	Behzad Dariush	Honda R&D Americas
2001.11. 1	機械学会/日本機械学会 会議室/(東京)	複雑化するエンジン制御系開発への取り組み	赤崎 修介	栃木研究所
2001.11. 2	高分子学会/高分子学会 茨城地区若手の会/(鹿島)	自動車の外装樹脂材料	竹内 淳	栃木研究所
2001.11. 3 ～ 4	日本機械学会/熱工学講演会/ (岡山)	図示平均有効圧計測におけるサンプリング データ数減少の影響	長島 慶一 青木 満彦 土屋 一雄	栃木研究所 三菱自動車工業 明治大学
2001.11. 5	自動車技術会材料部会/ 自動車技術会シンポジウム/ (千葉)	アルミハイブリッドBODYの開発	安永 晋拓 岩月修一郎	栃木研究所 栃木研究所
2001.11. 5 ～ 7	日本機械学会/第11回設計 工学・システム部門講演会/ (香川)	人体振動有限要素モデルの可能性と問題点	久保 光徳 栗城 信晴 山田 幸子 松岡 由幸	千葉大学工学部 栃木研究所 栃木研究所 慶応大学理工学部
		油圧パワーステアリング用ベーンポンプの 放射音解析	望月 隆志 長尾 豊 稲葉 和彦 伊藤 和宏	(株)エステック (株)エステック 栃木研究所 栃木研究所
2001.11. 5 ～ 6	メカニカル ダイナミクス ジャパン(株), (株)エステック/ メカニカル ダイナミクス ユーザーコンファレンス 2001/(東京)	完成車システム特性利用によるMT車加速時 車体振動解析	伊神 肇 若林 由浩	栃木研究所 (株)エステック
2001.11. 6 ～ 9	SAE/The 11th International Pacific Conference on Automotive Engineering/ (Shanghai, China)	Three-dimensional Simulation of Engine Intake Noise	高林 徹 保戸塚康晶	栃木研究所 栃木研究所
		The influence of body lateral bending on the handling characteristics	日下 馨 長久 真樹 西村 拓志	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Development of new 2.0L lean-burn engine	林 有登 新里 智則	栃木研究所 栃木研究所
		Development of a Virtual Road Simulator for Motorcycles	長谷川 誠 山口 秀樹	朝霞研究所 朝霞研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2001.11.7	福島県産業振興センター/ 微細加工技術研修/(郡山)	自動車分野におけるマイクロマシン技術と 応用	斎藤 和敬	栃木研究所
2001.11.7 ～ 9	The Instrumentation Systems and Automation Society, 日本電気計測器工業会, 計測自動制御学会/ INTERMAC2001 Joint Technical Conference/(東京)	Development of Simultaneous Analytical System in Motor Performance Measurement	岸田 真 山下 裕一	栃木研究所 栃木研究所
2001.11.12 ～ 14	SAE/Environmental Sustainability Conference/ (Graz, Austria)	ハイブリッド自動車によるライフサイクル CO ₂ 低減効果	林 直義	栃木研究所
2001.11.14 ～ 15	日本材料学会/第18回材料 構造信頼性シンポジウム 講演会/(名古屋)	ワイヤの疲労強度に及ぼす摩擦現象の影響	木村 雄二 大輪 明弘 清水 康夫 陶山 孝一	工学院大学 工学院大学 栃木研究所 栃木研究所
2001.11.14 ～ 16	日本学術振興会/International Symposium Nanocarbons 2001 Nagano/(長野)	A characteristic of alkaline mesophase based carbon for Electrochemical Capaciter	藤野 健 小山 茂樹 沖 尚彦 野口 実 佐藤 健二 遠藤 守信 Yong-Jung Kim	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 信州大学 信州大学
2001.11.15 ～ 17	日本機械学会/The JSME International Conference on Motion and Power Transmissions MPT2001/ (福岡)	Fatigue Failure of Synchronous Belts for Automobile under Fluctuating Torque	友野 清久 高橋 秀明 飯塚 博	栃木研究所 栃木研究所 山形大学
2001.11.16	日本イーエスアイ株式会社/ PUCA2001(Pam-Crash User's Conference in Asia)/(東京)	BioRID IIダミーシュミレーションモデルの 開発および適用	佐野 浩司 独古 泰裕 後藤 司 小野古志郎	栃木研究所 栃木研究所 (財)日本自動車研究所 (財)日本自動車研究所
	自動車技術会/エレクトロ ニクス部門委員会 シンポジウム/(東京)	パネルディスカッション 新しい視点で語る 「21世紀の自動車は人間にとってどんな道具？」	坂上 義秋	和光基礎技術研究センター
	日本機会学会/機会学会 講習会/(東京)	ホンダにおける燃料電池自動車開発	守谷 隆史	和光基礎技術研究センター
2001.11.26 ～ 27	L'Institut Français du Pétrole/ IFP International Congress/ (Paris, France)	Activated Radical Combustion in A High-Speed High-Power Pneumatic Direct Injection Two Stroke Engine	石橋 羊一 西田 憲二 浅井 正裕	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
2001.11.28 ～ 29	(財)日本電動車両協会/ 平成13年度JEVA電気自動車 フォーラム/(東京)	モーター性能の即時解析システムの開発	新 博文 村山 芳成 岸田 真 山下 裕一	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2001.11.28 ～ 30	SAE/2001 Small Engine Technology & Exposition/ (Pisa, Italy)	Development of a 1.6L VTEC-E engine for the 2001 Civic	渡辺 勝志 松木 正人	栃木研究所 栃木研究所
		Reducing Vibration of a 2-Cylinder Outboard Motor by the Pendulum Motion Mount Method	塩見 和之 岡田 毅 大川 道春 池野 哲朗	朝霞東研究所 朝霞東研究所 朝霞東研究所 朝霞東研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2001.11.28 ～ 30	SAE/2001 Small Engine Technology & Exposition/ (Pisa, Italy)	A New Analysis Approach for Motorcycle Brake Squeal Noise and Its Adaptation	中田 博之 小林 清志 梶田 昌史	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		Study on the Life Cycle Assessment Application to Motorcycles	立道 誠彦 吉田 武	朝霞研究所 朝霞研究所
		Virtual Assessment of Motorcycle Vibrations	桑原 博幸 福井 要治 P. Mas B. Vandenolas	朝霞研究所 朝霞研究所 LMS International LMS International
		Study on the Process of Backfiring	斉藤 信二 安達 真也	朝霞研究所 朝霞研究所
		Development of 7003 Aluminum Extrusions for Motorcycle Frame Applications	Rowdy Joseph 上田 順一	Honda R&D Americas 朝霞研究所
2001.11.29	Material Research Society/ 2001 Fall Meeting/(Boston, USA)	Large Cryogenic Storage of Hydrogen in Carbon Nanotubes at Low Pressures	B.K.Pradhan A.Harutyunyan D.Stojkovic J.Grossman P.Zhang M.W.Cole V.Crespi 後藤 肇 藤原 良也 P.C.Eklund	Pennsylvania State Univ. Pennsylvania State Univ. Pennsylvania State Univ. Pennsylvania State Univ. Pennsylvania State Univ. Pennsylvania State Univ. Pennsylvania State Univ. 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター Pennsylvania State Univ.
2001.11.30	軽金属学会/軽金属平成13年 11月号	マグネシウムを語る	白石 隆	栃木研究所
2001.12. 3 ～ 8	The NIPS 2001/Neural Information Processing Systems 2001/(Vancouver, Canada)	Learning Methods for Perceptual Grouping Lateral Interactions	Heiko Wersing	Honda R&D Europe
		Density formulation of I&F population dynamics	Julian Eggert Berthold Baeuml	Honda R&D Europe DLR
		Categorization by Learning and Combining Object Parts	Bernd Heisele	Honda R&D Americas
		Face Recognition for intelligent robots and smart cars	Ming-Hsuan Yang	Honda R&D Americas
2001.12. 4	自動車技術会/自技会構造 強度部門委員会/(東京)	多点時刻歴入力でのRear AxleBeamの 疲労強度解析	芳賀 斉 坂本 次郎	栃木研究所 栃木研究所
2001.12. 5 ～ 7	日本機械学会/第10回交通 物流部門大会/(川崎)	確立的な手法を用いた非線形車両運動 制御系のロバスト性評価	納富 信也 堀内伸一郎 岡田 一行	栃木研究所 日本大学 理工学部 栃木研究所
		ねじり剛系の低い電動パワーステアリング (EPS)車両の操縦性に関する一考察	酒井 克博 米田 篤彦 清水 康夫	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		スリップ制御による車両のスタビリティと ステアビリティの向上	金 圭勇 矢野 修 占部 博之	栃木研究所 (株)PSG 栃木研究所
		運転状態図を用いたアンダーステア時に おける操舵反力制御とその効果	山脇 茂 清水 康夫	栃木研究所 栃木研究所
		VGS (Variable Gear-ratio Steering)の開発 ー理想のステアリングを目指して	清水 康夫	栃木研究所

発表日	発 表 先	表 題	発表者	所 属
2001.12. 9	IEEE/IEEE Computer Society Conference on Computer Vision and Pattern Recognition/ (Lihue, USA)	Feature Redaction and Hierarchy of Classifiers for Fast Object Detection in Video Images	Bernd Heisele	Honda R&D Americas
2001.12.10	Kookmin University/ International Conference on Automotive Engineering/ (Seoul, Korea)	VGS (Variable Gear ratio Steering) System	河合 俊岳 芝端 康二 清水 康夫 河野 史男 佐野 彰一	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 東京電機大学
2001.12.14	自動車技術会中部支部/ 自動車技術会中部支部 第3回地区講演会/(浜松)	新型4気筒1.3L 2プラグ「I-DSI」エンジンの 開発	雨宮 徹	栃木研究所
2001.12.26	自動車技術会・日本機械学会/ エンジンテクノロジー Vol. 3, No. 6 November 2001	フライホイールバッテリーによるエネルギー 貯蔵	板井 幸彦	栃木研究所

本田技術研究所 論文委員会

委員長	畑中	徹	栃木研究所
副委員長	森田	勇	朝霞研究所
編集長	鶴賀	孝廣	栃木研究所
委員	赤木	正俊	朝霞研究所
	浦田	秀夫	朝霞東研究所
	片野	博樹	栃木研究所
	加藤	幹夫	朝霞研究所
	高堂	純治	和光基礎技術研究センター
	西川	正恭	和光基礎技術研究センター
事務局	青山	登志彦	栃木研究所
	市川	愛子	栃木研究所
	工藤	賢一	和光基礎技術研究センター
	小泉	伸一	朝霞研究所
	白木	晶子	栃木研究所
	杉本	康弘	朝霞東研究所

編集協力 朝霞研究所論文委員会
朝霞東研究所論文委員会
栃木研究所論文委員会
和光基礎技術研究センター論文委員会

編集後記

Honda R&D Technical Reviewは発刊以来すでに14年目となり、年間2冊の発行となつてからでも3年を経過した。Vol. 14, No. 1の発行にあたって、既刊における投稿件数の推移を調べてみた。

年間2冊の発行となつて心配されたのは投稿件数の減少であった。年間1冊発行当時の1冊あたりの平均投稿件数は25.1件(1993年のF-1 Special 1冊を含む。)であった。これに対し、年2冊発行になつての1冊あたりの平均投稿件数は25.3件と1冊発行当時と遜色のない投稿件数である。また、その内容の充実も計られている。論文作成は商品開発のはざ間で限られた時間を有効に使つて進められる作業である。それでも前述した投稿件数のものを毎年2冊発行できるのは、著者及び関係諸氏の多大なる努力によるものと頭がさがる思いである。

いまや、本誌の投稿記事は英文化されイントラネットで閲覧できるようになっている。閲覧システムは全文検索機能により必要とする論文をすばやく見つけだすことができるようになっている。このサイトへのアクセス状況は記録されており、日本語版(オリジナル版)サイトへのアクセス件数は600件/月であり、英語版サイトへのアクセス件数は200件/月である。

また、閲覧公開によって啓発されたのか、最近はHondaの海外研究所からも投稿が以前よりも多くなった。このような状況から、本誌の目的である技術屋のコミュニケーションツール、技術伝承ツールとして機能することが定着してきていると評価できる。

Hondaにおける論文活動、特に社内技報である本誌の発行は地道な活動であるが、このように技術屋のコミュニケーションツールとして社内への着実な浸透と定着を見ることは、論文活動に携わるものにとって最大の励みとなる。

(赤 木)

Honda R&D Technical Review

©2002 株式会社 本田技術研究所 (禁無断転載)

2002年4月1日 Vol.14 No.1

発行所 株式会社 本田技術研究所

発行人 福 井 威 夫

編集人 本田技術研究所 論文委員会

事務局 ☎321-3393 栃木県芳賀郡芳賀町下高根沢 4630 番地
株式会社 本田技術研究所 栃木研究所
技術情報室 TEL 028-687-2023
FAX 028-677-7854

印刷所 ☎351-0024 埼玉県朝霞市泉水 2-8-21
協永堂印刷株式会社

Honda R&D Co., Ltd.

