

Honda R&D

Technical Review Vol.18 No.1



April 2006



表紙の言葉

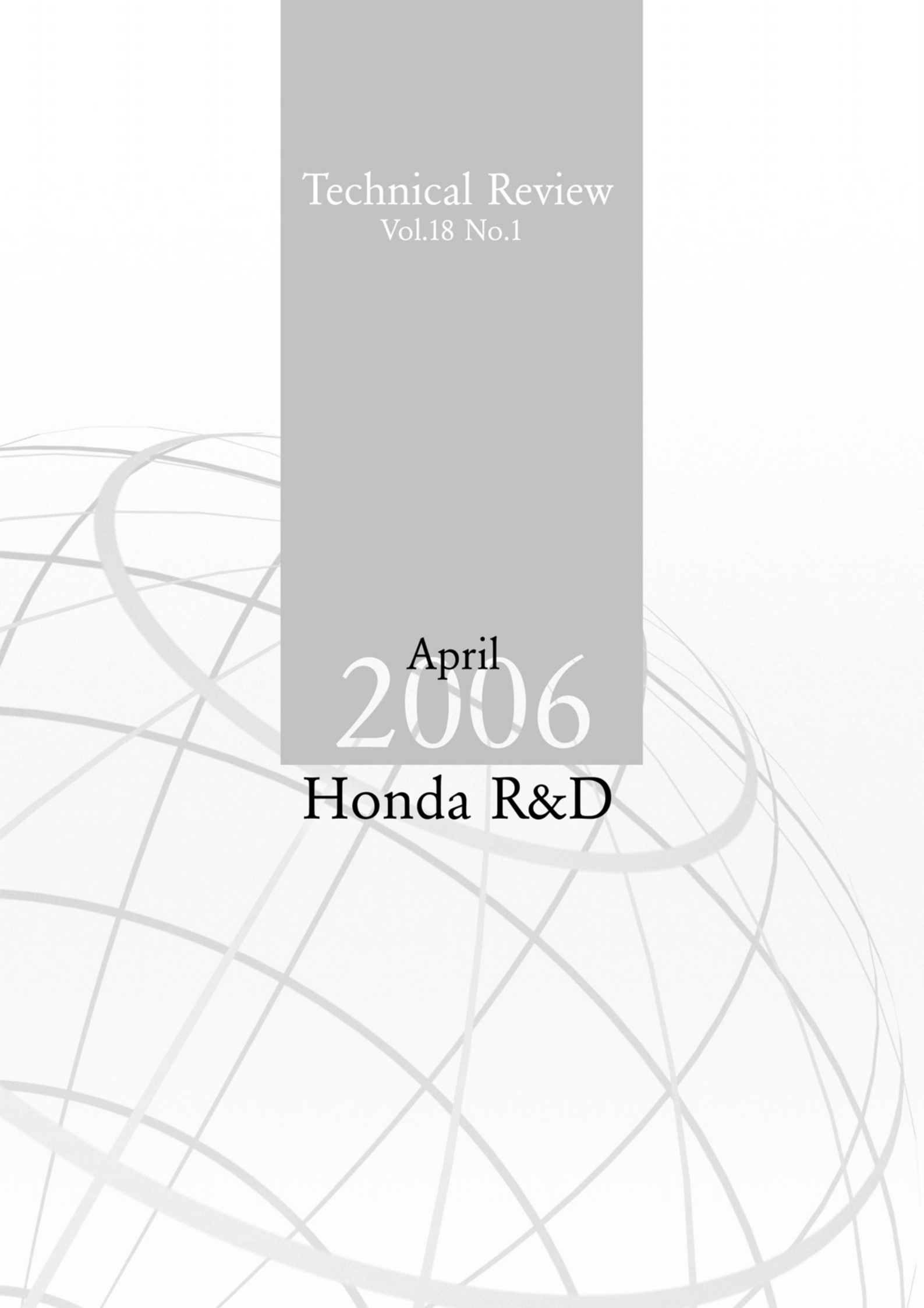
Hondaの発信するプロダクトを通して
たくさんの人と夢や楽しさを共感したい。

世界中の期待と脚光を集めて輝いている、
そんなノリノリ!!の企業でありたい。

新しいステージを創っていくのは、
Hondaを創っている私たちです。



朝霞研究所
塚崎 翼

The background features a light gray wireframe sphere. A solid gray vertical bar is positioned in the upper center, containing the text 'Technical Review' and 'Vol.18 No.1'. Below this bar, the word 'April' is written in a small serif font, followed by the year '2006' in a large serif font. At the bottom, the text 'Honda R&D' is written in a bold serif font.

Technical Review
Vol.18 No.1

April
2006

Honda R&D

目 次

技術紹介

- ◇ 新型 CIVIC Sedanの開発 森田俊郎・岡室富男
安藤公貴・松本英樹 1
- ◇ 新型CIVIC用 1.8L i-VTECエンジンの開発 瀬古一行・多賀 渉・鳥居建史
中村 聡・秋間和洋・関谷明堂 8
- ◇ 新型CIVIC Hybrid IMAシステムの開発 堀江達郎・岸 勉・長谷川 修 16
- ◇ CIVIC Hybrid用小型インバータの開発 大塚 浩・安案文雄・塚田能成 22
- ◇ 軽量コンパクト 6 速マニュアルトランスミッションの開発 松田健司・真仁田 満・横溝幸治
岩崎 徹・萩庭正大 28
- ◇ 樹脂製エクストラウインドの開発 平山貴邦・山中紀幸・佐瀬博幸
山口貴志・堀野正俊・Stuart COCK 34
- ◇ 新型ASIMOの開発 重見聡史・河口裕一郎・吉池孝英
川邊浩司・小川直秀 38
- ◇ 次世代燃料電池スタックを搭載したNew Honda FCXの開発 川崎聡志・内堀憲治・村上義一
清水 潔・藤本幸人 45
- ◇ 電子ガバナ付エンジン搭載除雪機の制御システム開発 脇谷 勉・川上俊明
清水則和・山崎信男 51
- ◇ ナビゲーションシステムにおける渋滞予測技術の研究 養父利秀・柘植正邦 57
- ◇ 二輪車用耐パンクチュープレスタイヤの開発 原田智之・山際登志夫
高橋博久・田中明子 61
- ◇ 測定データの高速サーフェス化技術の開発 原田龍太郎・石濱陽一郎・布施勇二
藤原欣哉・内田孝尚 67
- ◇ ホワイトボデーにおける解析モデル作成システムの開発 飯田 剛・佐羽内俊司・和崎知紀
小崎英明・菊地 徹・高村雅浩 71
- ◇ 非接触電磁誘導法を用いたピストン温度計測例 鈴木正剛・植田真悟 77

論文

- ◇ 汎用高膨張比エンジンの研究 — 複リンク機構の理論と熱効率の向上 — 渡辺 生・河野昌平
倉田真秀・古賀 馨 81
- ◇ i-VTEC吸気弁遅閉じ機構による燃費改善技術 瀬古一行・林 有登・中嶋摩沙洋 88

◇ シリンダボア変形を考慮したピストン挙動シミュレーションによるフリクション解析	佐藤謙次・藤井欽也 伊東 真・香田信介	94
◇ 上死点付近のピストン速度が機関熱効率に及ぼす影響	鈴木正剛・飯塚智司 久保田 良・前原勇人	101
◇ マルチボディダイナミクスを用いた補機ベルト挙動シミュレーション	高岸 広・米口 宏 坂本大智・長久保篤史	107
◇ 走行中パーキング投入における挙動解析技術の開発	山岡崇樹・小林 章 野上俊一・大本浩丈	114
◇ 二輪車用エンジンの放射音解析	桑原博幸・三木秀峰	120
◇ 実験モード解析を用いた船外機のエンジンマウント特性同定の研究	岡田 毅・塩見和之・池野哲朗	127
◇ 主成分回帰法を用いた車内音の伝達経路解析手法	能村幸介・吉田準史	136
◇ 加速運転時の車内音に対する嗜好性に関する研究	能村幸介・吉田準史	142
◇ SEA法による吸音型防音材料仕様の決定手法	野口好洋・土居隆之 多田寛子・見坐地一人	149
◇ クーラント防錆添加剤処方がアルミニウム合金の表面に与える影響	大森彩子・大澤 充	154
◇ PZEV法規に適合した樹脂製燃料タンクシェルと樹脂チューブ材の開発	中村忠久・仲井俊顕	160
◇ 高輝度シルバーメタリック塗装の開発	小川剛志・居原 理 能見恵美・倉田祐介	166
◇ 低VOCドアホールシール用シーラ材の開発	長谷川 清・谷口正将	172
◇ アルミニウム型材におけるFSWの継手強度とシミュレーション	林 誠次・小岩 剛・黒木盛男 山口俊幸・三上浩子	177
◇ SPOT溶接シミュレーション技術の開発	土井良一剛・大岡久康・梅野好和 福本 学・岡村一男・上田秀樹	185
◇ 小型二輪車触媒用メタルハニカム担体の開発	大久保克紀・辻 正光・三ツ川 誠	193

CONTENTS

Introduction of new technologies

- ◇Development of New Model CIVIC Sedan Toshiro MORITA • Tomio OKAMURO
Kimitaka ANDO • Hideki MATSUMOTO 1
- ◇Development of 1.8L i-VTEC Gasoline Engine for 2006 Model Year Honda CIVIC
..... Kazuyuki SEKO • Wataru TAGA • Kenji TORII
Satoshi NAKAMURA • Kazuhiro AKIMA • Noritaka SEKIYA 8
- ◇Development of IMA System for New CIVIC Hybrid
..... Tatsuro HORIE • Tsutomu KISHI • Osamu HASEGAWA 16
- ◇Development of Inverter for 2006 Model Year CIVIC Hybrid
..... Hiroshi OHTSUKA • Fumio ANRAKU • Yoshinari TSUKADA 22
- ◇Development of Lightweight and Compact 6-speed Manual Transmission
..... Kenji MATSUDA • Mitsuru MANITA • Kouji YOKOMIZO
Toru IWASAKI • Masahiro HAGINIWA 28
- ◇Development of Plastic Extra Window Takakuni HIRAYAMA • Noriyuki YAMANAKA • Hiroyuki SASE
Takashi YAMAGUCHI • Masatoshi HORINO 34
- ◇Development of New ASIMO Satoshi SHIGEMI • Yuichiro KAWAGUCHI • Takahide YOSHIKE
Koji KAWABE • Naohide OGAWA 38
- ◇Development of New Honda FCX with Next-generation Fuel Cell Stack
..... Satoshi KAWASAKI • Kenji UCHIBORI • Yoshikazu MURAKAMI
Kiyoshi SHIMIZU • Sachito FUJIMOTO 45
- ◇Development of Snow Thrower Control System with Engine Provided of Electronic Governor System
..... Tsutomu WAKITANI • Toshiaki KAWAKAMI
Norikazu SHIMIZU • Nobuo YAMAZAKI 51
- ◇Research on Technology Used in Predicting Traffic Congestion for Navigation System
..... Toshihide YOFU • Masakuni TSUGE 57
- ◇Development of Puncture-Resistant Tubeless Tire for Motorcycles
..... Tomoyuki HARADA • Toshio YAMAGIWA
Hirohisa TAKAHASHI • Akiko TANAKA 61
- ◇Development of Technology to Create Surfaces with High-speed from Measurement Data
..... Ryutaro HARADA • Youichiro ISHIHAMA • Yuuji FUSE
Kinya FUJIWARA • Takanao UCHIDA 67
- ◇Development of System to Generate FE Models of Body-in-White
..... Tsuyoshi IIDA • Shunji SABANAI • Tomonori WASAKI
Hideaki OZAKI • Tohru KIKUCHI • Masahiro TAKAMURA 71
- ◇Real-time Piston Temperature Measurement Using Electromagnetic Induction Telemetry
..... Masatoshi SUZUKI • Shingo UEDA 77

Technical papers

- ◇Research on Extended Expansion General-Purpose Engine
— Theoretical Analysis of Multiple Linkage System and Improvement of Thermal Efficiency —
..... Sei WATANABE • Shohei KONO
Mashu KURATA • Hibiki KOGA 81
- ◇Achievement of Enhanced Fuel Economy via i-VTEC Intake Valve Closure Delay Mechanism
..... Kazuyuki SEKO • Aruto HAYASHI • Masahiro NAKAJIMA 88

◇Friction Analysis by Piston Secondary Motion Simulation in Consideration of Cylinder Block Bore Distortion	Kenji SATO • Kinya FUJII Makoto ITO • Shinsuke KODA	94
◇Effect of Piston Speed around Top Dead Center on Thermal Efficiency	Masatoshi SUZUKI • Satoshi IJIMA Ryo KUBOTA • Hayato MAEHARA	101
◇Simulation of Accessory Drive Belt Behavior Using Multi-body Dynamics	Hiroshi TAKAGISHI • Hiroshi YONEGUCHI Daichi SAKAMOTO • Atsushi NAGAKUBO	107
◇Development of Parking Lock System Behavior Analysis	Takaki YAMAOKA • Akira KOBAYASHI Shunichi NOGAMI • Hirotake OMOTO	114
◇Study of Radiation Noise for Motorcycle Engines	Hiroyuki KUWAHARA • Hidetaka MIKI	120
◇Research on Engine Mount Characteristics Identification of Outboard Motor Using Experimental Modal Analysis	Takeshi OKADA • Kazuyuki SHIOMI • Tetsuro IKENO	127
◇Method of Transfer Path Analysis for Interior Vehicle Sound Using Principal Component Regression Method	Kousuke NOUMURA • Junji YOSHIDA	136
◇Study of Interior Sound Preferences at Acceleration	Kousuke NOUMURA • Junji YOSHIDA	142
◇Selection Technique of Sound Absorption Type Acoustic Insulation Material by Applying SEA Modeling Method	Yoshihiro NOGUCHI • Takayuki DOI Hiroko TADA • Kazuhito MISAJI	149
◇Analysis of Aluminum Alloy Surface Formed by Rust-preventive Additive Component of Coolant	Ayako OMORI • Mitsuru OSAWA	154
◇Development of Tank Shell and Tube Material for Plastic Fuel Tank to Comply with PZEV	Tadahisa NAKAMURA • Toshiaki NAKAI	160
◇Development of Super-brilliant Silver Metallic Coating	Takeshi OGAWA • Satoru IHARA Emi NOUMI • Yuusuke KURATA	166
◇Development of Low VOC Sealant for Door Hole Seal	Kiyoshi HASEGAWA • Masanobu YAGUCHI	172
◇Strength of FSW Joints in Aluminum Extrusions and Simulation	Seiji HAYASHI • Takeshi KOIWA • Morio KUROKI Toshiyuki YAMAGUCHI • Hiroko MIKAMI	177
◇Development of Resistance Spot Welding Simulation Technology	Kazuyoshi DOIRA • Hisayasu OHOKA • Yoshikazu UMENO Manabu FUKUMOTO • Kazuo OKAMURA • Hideki UEDA	185
◇Development of Metal Honeycomb Substrate for Small Two-wheeled Vehicle Catalysts	Katsunori OKUBO • Masateru TSUJI • Makoto MITSUKAWA	193

新型 CIVIC Sedan の開発

Development of New Model CIVIC Sedan

森田 俊郎*

Toshiro MORITA

安藤 公貴*

Kimitaka ANDO

岡室 富男*

Tomio OKAMURO

松本 英樹*

Hideki MATSUMOTO

要 旨

「独自の感覚と感動を与えられる車」を基本テーマとし、まったく新しい感覚と魅力を造り上げることにベクトルを合わせ新型 CIVIC を開発した。新開発のパワープラントとプラットフォーム、サスペンションを一新し、車の基本性能を革新的に進化させた上に従来のセダンの概念に捕らわれない独自のデザインと人に優しいパッケージを融合させた。

安全性能と斬新エクステリアデザイン、軽快な走行性能と安定性、先進インテリアデザインと使い勝手、高出力と低燃費のバランスの難しい事象を一つ一つ新しい基準と革新技術で克服し、斬新さだけでなく高い実用性と共に、どこにもない CIVIC 独自の感覚を持った高いレベルの次世代コンパクトセダンを開発した。

ABSTRACT

The new CIVIC was developed under the theme “a vehicle to provide unique sensations and excitement.” The developers were aiming for a completely new driving sensation and appeal. The power plant was newly developed, the platform and suspension were redesigned and the vehicle’s fundamental performance was enhanced in an innovative way. Moreover, its unique design, never before seen in the sedan concept, was combined with a people-friendly package.

Factors that are often difficult to balance – safety and novel exterior design, comfortable running performance and stability, advanced interior design and ease of use, high output and fuel economy – were mastered one by one, setting new standards and using innovative technologies to create not just a vehicle with originality, but one that is highly practical. In other words, the developers have come up with a high quality, next generation compact sedan with the never-before-seen CIVIC sensation.

1. 開発コンセプト

CIVIC は、Honda の四輪スタートの原点であり、先進性の象徴というイメージを世界中の多くの人が持ち、またそれを発展させることが使命である。現在、CIVIC は、世界 160 カ国で販売されており今回で第 8 代目となる。各国での CIVIC の役割にも大きな変化が来ている。

世界中の情報をすぐに得ることができるインターネット世代では、独自の存在感を持っているデザインであると同時に、その中身が他にない革新的性能、パッケージを合わせ持つ商品が、車に限らず、多くの人に強く支持されている。

新型 CIVIC の開発にあたっては、その要求に答えられるものとして、独自の存在感と革新性能で従来の概念を卓

越した「感覚と感動を与えられる車」を開発のコンセプトとした。

2. 全世界フォーメーション

アメリカ大陸に向けては、Baby Boomers(現在 55 才中心)から GenerationX(現在 40 才中心)より、もっと大きなボリュームとなりつつある GenerationY(現在 25 才中心)をターゲットに Sporty な外観とし、日本、アジアについてはセダンの主体年齢がやや上ということもあり Luxury な味付けとした(Fig. 1)。また搭載するパワープラントも 1.6L, 1.8L, 2.0L ガソリン車と環境先進のアピールとして、IMA 車と CNG(天然ガス)車を地域のニーズに合わせて設定した(Table 1)。



Fig. 1 Worldwide style variations

Table 1 Worldwide power plant variations

Power plant variation	North America		C., South America	Asia	EC	Japan
	CIVIC	ACURA CSX	CIVIC	CIVIC	CIVIC	CIVIC
1.8 L 140 Ps 5AT	●		●	●	●	●
1.6 L 125 Ps 6MT				1.6/1.8L	5AT 5/6MT	
2.0 L 155 Ps 5AT		●		●		
IMA 110 Ps CVT (Motor power included)	●			●	●	●
CNG 115 PS 5AT	●					

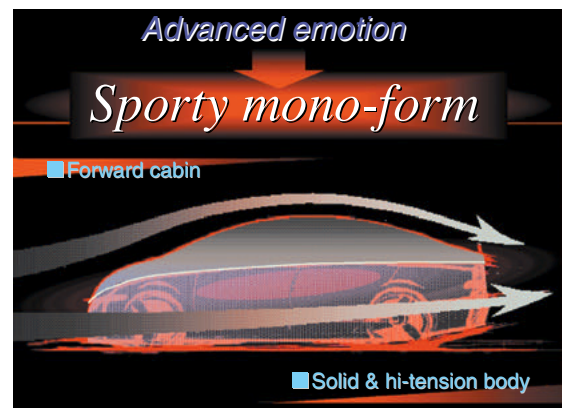


Fig. 2 Exterior design concept

3. エクステリア

3.1. デザイン

エクステリアのデザインコンセプトは、「SPORTY MONO-FORM」とし従来のセダンイメージを脱却する新しいスタイルを追求した。使い勝手部分のヘッドクリアランス、トランクルーム、視認性等はしっかり確保しながら、衝突性能もクラストップ性能とし、豊かに流れるアッパーボデーの MONO-FORM とソリッドで力強いアンダーボデーを融合させ、CIVIC 独自の存在感を表現した(Fig. 2)。

3.2. デイメンション

アッパーボデーは、全高を抑えながらフロントガラスを前モデルより 260mm 前出ししながら衝突性能を両立させ MONO-FORM を表現した。これはボデーフレーム構造変更、ハイテン材の適用拡大により衝突性能を向上かつ進化させ達成している。アンダーボデーは、前モデルよりホイールベース+ 80mm、トレッドのワイド化、16inch タイヤ標準化、タイヤとホイールアーチのギャップをコンパクトクラス世界最小としソリッド感、塊感のある力強いロアボデーを具現化した(Fig. 3)。

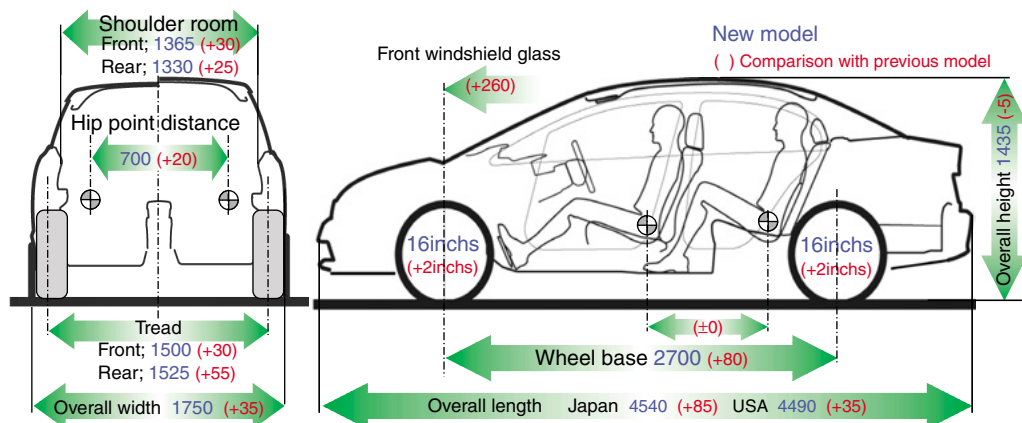


Fig. 3 Basic dimensions (mm)

アンダーボデーの塊感、スポーティな上質感を表現するためにハイカスターフロントサスジオメトリーによる転舵キャンバーを増加してホイールアーチに対してタイヤを遠ざける設定(Fig. 4)とした。またアウターパネルのリヤホイールアーチ部フランジのベンド化(Fig. 5)などにより、車両安定性を向上させながらもホイールアーチとタイヤ上端の隙をフロント、リヤ共にコンパクトクラス世界最小の50mmを実現している。

3.3. 新リンク機構フラットワイパ

MONO-FORM デザイン具現化のフロントウィンドウ前出しに伴うガラス面拡大によるワイパ払拭エリア確保及び外観のスッキリ感と上質感を向上させる目的から、世界初の新リンク機構対向式フラットワイパを開発した(Fig. 6)。

従来、対向式ワイパは、左右ワイパの停止位置間隔を大きく取るか、パンタリンクを設けて作動中の干渉を回避していた。今回開発したワイパは、近接ピボットと出力リンク、接続リンクを組み合わせてアシスタント側のワイパ速度をコントロールするシステムとしている。これにより停止位置も低く外観もスッキリしたものに仕上がっている。またデザインアームとフラットブレードを採用し一体感あるスッキリした外観とし、さらにワイパブレードは、ユーザーのメンテナンス費用を考慮しブレード単体を取り替えられる構造とした(Fig. 6)。



Conventional
(with pantograph link)

New model

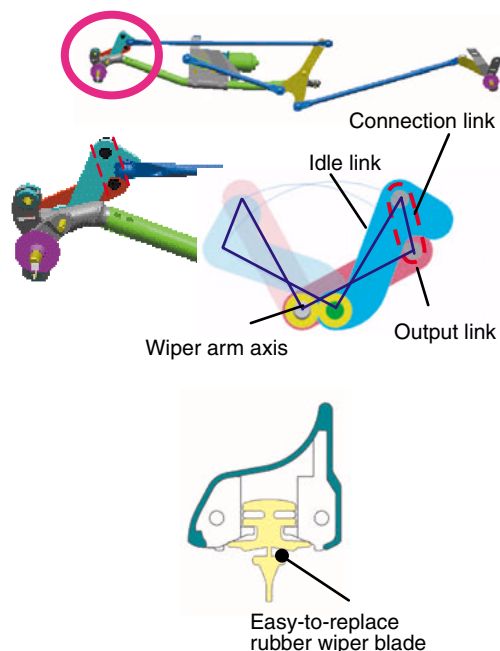


Fig. 6 Flat wiper with new linked system

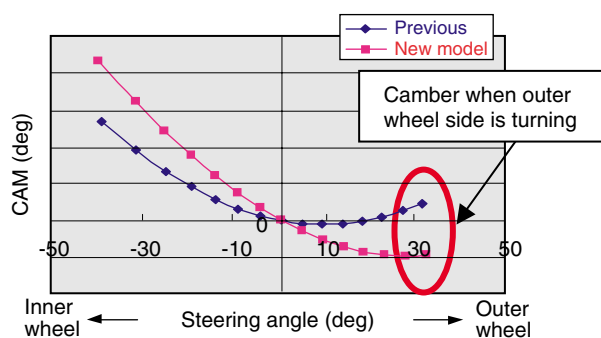


Fig. 4 High caster front suspension geometry

4. インテリア

4.1. デザイン

インテリアのデザインは、「MULTIPLEX COCKPIT」をコンセプトに機能分けされた人に優しいインターフェイスを具現化するため、ドライバ中心に運転、操作性、使い勝手を追求し、新しい感覚の快適機能空間を目指した(Fig. 7)。

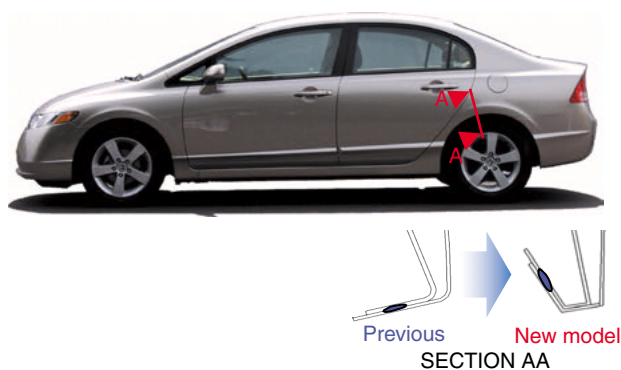


Fig. 5 Rear wheel arch bend



Fig. 7 Interior design concept

4.2. メータ

メータ廻りのデザインは、外観の MONO-FORM の特性を活用し運転中に特に優先するメイン情報(スピードメータ)と従来の情報を機能分けした。これらの情報が煩わしくなく見やすい位置、文字の大きさ、色をモニタリングし分析した結果、2層分けして構成することによって視認性のよい近未来的な演出を可能とした(Fig. 8)。

4.3. 操作系

楕円小径ステアリングハンドルとモジュール化された新機構のコンパクトシフトレバー、Zアーム式ハンドブレーキを近い位置に機能集約させ人に優しい流れるような操作を可能とする配置とした(Fig. 9)。

4.4. コンソール

操作系の集約化により、運転中ブラインド動作となるコンソール部分やドアポケット部分は、大きいスペースを確保し使い勝手のよいユーティリティを可能とした。センターコンソールには大型マグカップが2個入るカップホルダーやシフト操作に影響ない範囲で前後にも大きな収納スペースを確保し、またスライドアームレストの下にはCDが25枚入るBOXも設定した(Fig. 10)。

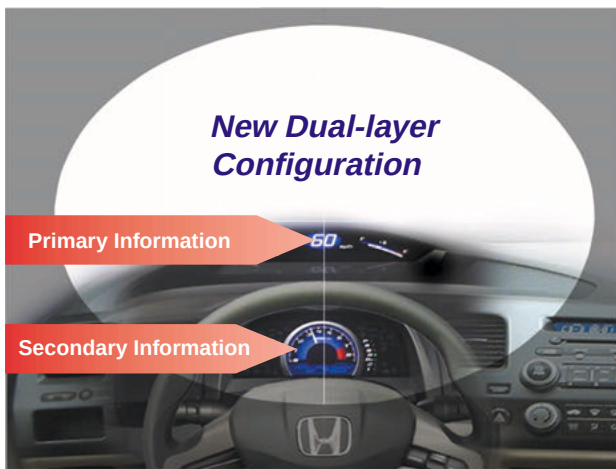


Fig. 8 Meter arrangement



Fig. 9 Control package

4.5. シート

シートは「ON THE SEAT」から「IN THE SEAT」をテーマに包み込むような感覚を具現化した。人に当たる Soft Solid 部分のボリュームをアップし、後廻りを Hard solid の Dual solid 構成とすることにより上質感と共にスポーティ感を演出した。また内部構成としては新規の高剛性フレームと骨格にフィットする樹脂製の Self-adjusting plate を設定し、長距離運転も疲れを感じさせない構成とした(Fig. 11)。

4.6. ドライビングポジション

ステアリングハンドルのチルトテレスコ、スライド式のアームレスト、操作性のよいレバー式シートハイト、オルガン式アクセルペダルを標準設定とすることにより「すべての人にベストポジション」を目標にかかげ、快適なドライビングポジションを具現化している(Fig. 12)。

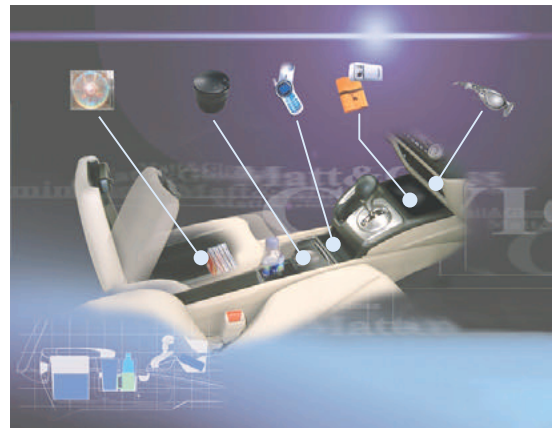


Fig. 10 Center console storage

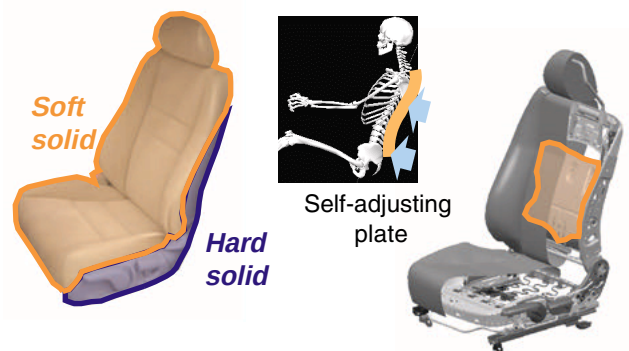


Fig. 11 Dual solid sheet

Best position for everyone

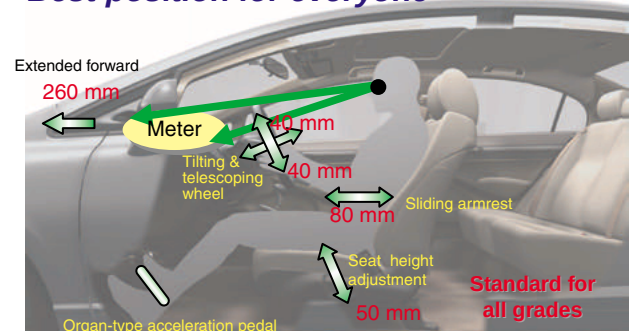


Fig. 12 Mechanics of driving position

5. パワープラント

今回、1クラス上の高出力でありながらクラストップの低燃費性能を持つ 1.8L(一部地域用に 1.6L 有) i-VTEC エンジン⁽¹⁾と走行フィールを向上した超コンパクト 5AT, 5MT (6MT) ミッションを新規に開発した。

また新規採用の Drive By Wire 制御との組み合わせにより従来にないアクセルの踏み込みに対して、加速感と反応のよいスポーティな走行フィールを実現している (Fig. 13)。地域ニーズによりアコードで搭載されている 2.0L i-VTEC エンジンや、環境性能、先進性の訴求として燃費効率およびバッテリー性能を向上した IMA 車そして天然ガスを燃料とする CNG 車も設定し、それぞれの強みをさらに発揮できるバリエーションとしている (Fig. 14)。

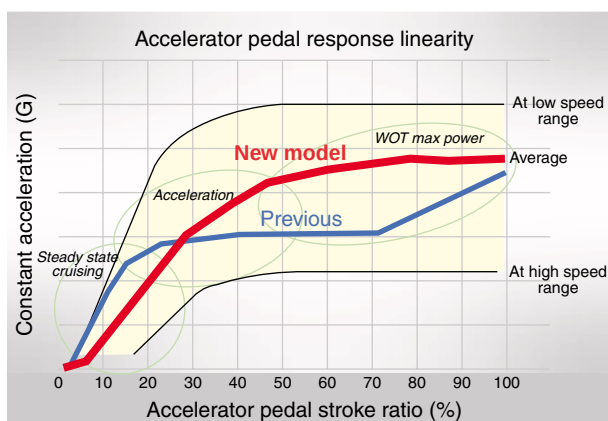


Fig. 13 Accelerator pedal response

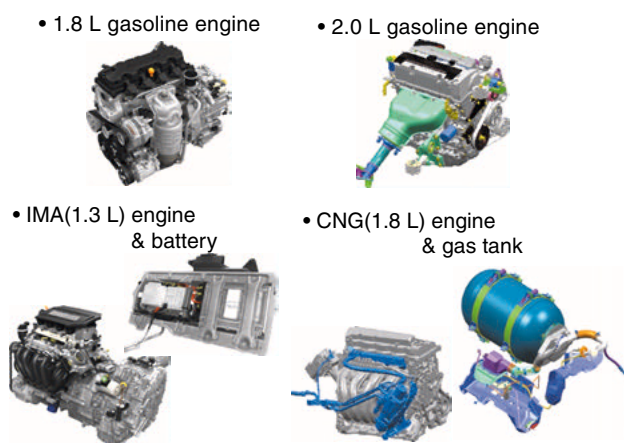


Fig. 14 Worldwide power plant variations

6. ハンドリング・乗り心地

ハンドリング、乗り心地については、特に CIVIC 独自の感覚と感動を表現するために一つ一つのジオメトリーにこだわりリニアでダイレクト感のあるハンドリングとしなやかな乗り心地の両立を追求した。まずサスペンションを支

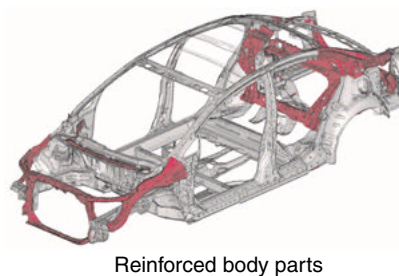
えるボデーについては、徹底的なシミュレーションとテストをおこない、前モデルよりねじり剛性で 35% 向上させ、サスペンションの性能を効果的に引き出せるものとした (Fig. 15)。

6.1. フロントサスペンション

キャスター角及びキャスタートレール量を多くすることにより旋回時の安定性、リニアな切れ戻り性能、直進安定性の向上 (Fig. 16) を図り、またセンターオフセット量低減によるキックバック、トルクステアの低減やダンパ、スプリング、ブッシュ等の特性設定の適正化によりリニアでダイレクト感のある操舵フィールを実現した。

6.2. リヤサスペンション

サススプリングを別置きにしダンパレバー比の改善と共にダンパ減衰力低減及びブッシュ特性の最適化による乗り心地向上と、アッパーアーム長アップと後傾化及びリヤ



Reinforced body parts

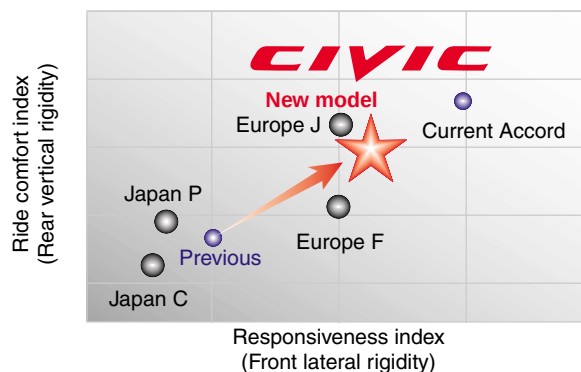


Fig. 15 Body rigidity

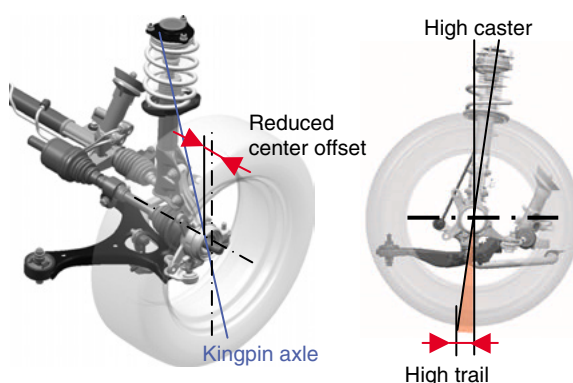


Fig. 16 Front suspension

ナックルブッシュ軸偏移等(Fig. 17)によりパンプ変化に対してリニアなキャンパ特性と接地点横剛性を上げ旋回性能の向上を図った。さらにステアリングのキックバックダンパーバルブの採用、油圧制御の変更や剛性アップ等細部に渡り見直し、旋回、直進ともに安定感を確保すると同時にリニアでダイレクト感のある爽快なハンドリングを実現した(Fig. 18)。

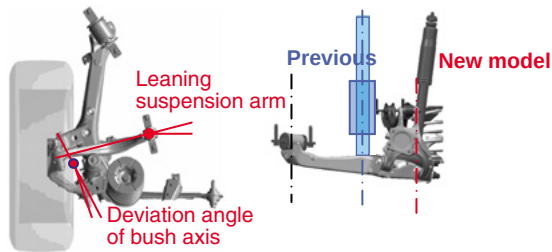


Fig. 17 Rear suspension

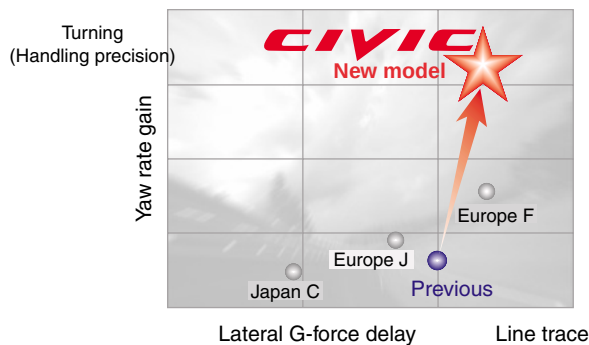


Fig. 18 Handling

7. エンジンサウンド造り

スポーティな軽快感の演出として「加速と一体感のあるエンジンサウンド造り」を目指した。その手法として2次のこもり音を低減し、4次の吸気音で車速と共にリニアに立ち上がる音造りをおこなった(Fig. 19)。

7.1. ノイズクリーニング

7.1.1. トルクロッドマウント方式の採用

エンジンマウントシステムは駆動反力をトルクロッドで前後方向に受けるトルクロッドマウント方式⁽²⁾を採用した。

クランク廻りの回転方向に作用するトルク変動振動を前後に受けることで、アイドル振動や発進時などの低回転時のこもり音を低減し、さらにトルクロッドの二重防振効果により車内に発生するこもり音とエンジンノイズを低減した(Fig. 20)。

7.1.2. 軽量吸音材適用

従来の遮音材から材料の層構造を見直し、吸音性能に優れた材料を適用する事により、軽量化しながら車体の静粛性を向上させた⁽³⁾(Fig. 21)。

7.1.3. 音進入防止構造

ドアへの吸音ホールシールの適用(Fig. 22)や、ドアシールの2重化、またボデーの板合わせ隙や穴の削減と各ビラー内部への発泡ウレタン適用により、車外からの音進入を遮断する構造とした。

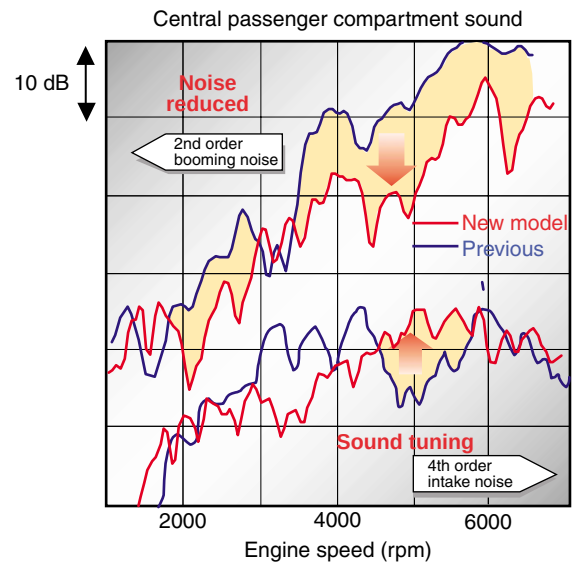


Fig. 19 Engine sound creation

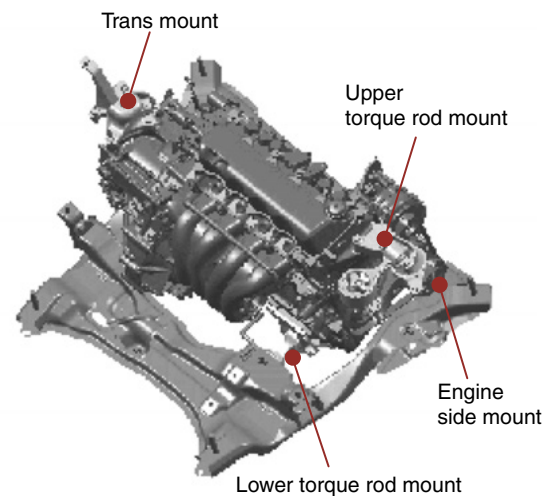


Fig. 20 Torque rod mount system

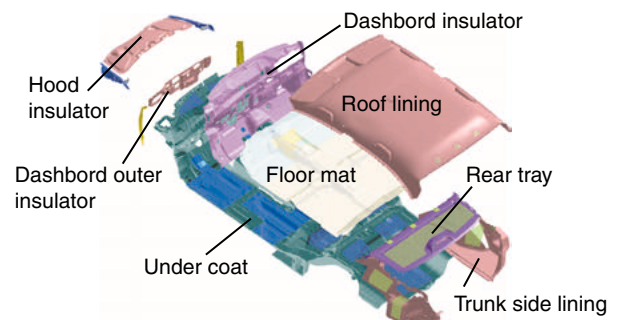


Fig. 21 Use of sound-absorbing materials

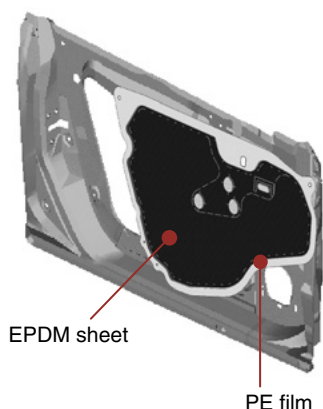


Fig. 22 Sound-absorbing door hole seal

7.2. 音造り

上記の対応を施した上で吸気系の消音デバイスによる音造りをおこない、加速に対して一体感のあるエンジンサウンドを具現化した。

8. 衝突安全性能

J-NCAP, US-NCAP, EURO-NCAP, IIHSのそれぞれの衝突安全評価においてトップ性能獲得と、さらに衝突時の自己保護性能のみならず相手車両への攻撃性低減も目標とした。さらに進化させた『コンパティビリティ対応ボディ』⁽⁴⁾ (Fig. 23)を採用すると同時に、サイドフレームにはテーラードブランク溶接を採用し衝突時の折れモードコントロールにより高効率に衝突エネルギーを分散・吸収する構造としてある。

その結果、乗員拘束装置の高効率化と併せ車体変形量の低減と乗員拘束性能向上の両立を図りクラストップの衝突安全性能を達成している。

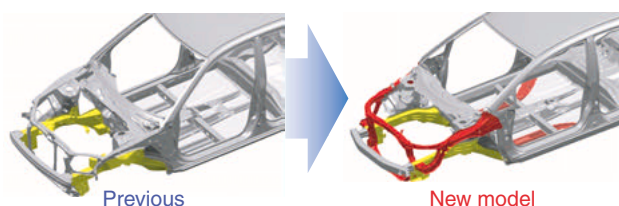


Fig. 23 Advanced compatibility engineering body

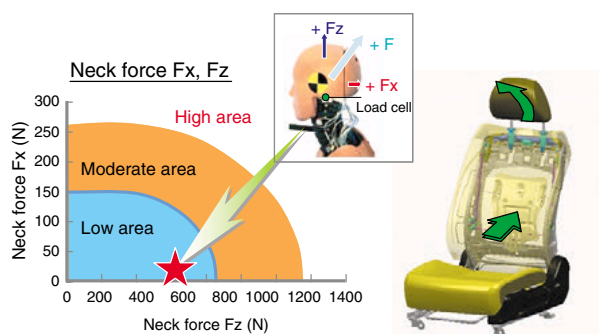


Fig. 24 Active headrest

またHonda初となるアクティブヘッドレストをフロント席に標準設定した(Fig. 24)。これは後方からの衝突時に乗員がシートバックに押し付けられる力を利用して強く押されるとシートバック内部のリンク機構が作動しヘッドレストを持ち上げながら前傾させ適切な位置へ移動する構造となっている。さらにヘッドレストの位置を保持する慣性ストッパを採用することによって、頭部の後方への動きを最小限に抑え頸部への衝撃を緩和した。

9. むすびに

世界でひしめきあうコンパクトクラスの中で「CIVIC 独自の感覚と感動を与える車を造りたい」というベクトルに向かって細部にこだわり開発を進めてきた。

その結果、独自の存在感としての Only 1 と革新性能の Number 1 を合わせもつ次世代コンパクトセダンが完成したと自負している。

参考文献

- (1) 瀬古一行, 多賀渉, 鳥居建史, 中村聡, 秋間和洋, 関谷明堂: 新型 CIVIC 用 1.8L i-VTEC エンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.8-15
- (2) 柳瀬浩, 田村勉, 高林宏幸, 池畑澄人: 大衆車用エンジンマウントシステムの振動騒音低減技術, Honda R&D Technical Review Vol.17, No.2, p.90-95
- (3) 野口好洋, 土居隆之, 多田寛子, 見坐地一人: SEA 法による吸音型防音材料仕様の決定手法, Honda R&D Technical Review Vol.18, No.1, p.149-153
- (4) 吉本毅, 田口義徳: コンパチビリティ対応ボディ, 自動車技術会春季学術講演会前刷集, No.45-04, p.11-14(2004)

■著 者■



森田 俊郎



岡室 富男



安藤 公貴



松本 英樹

新型 CIVIC 用 1.8L i-VTEC エンジンの開発

Development of 1.8L i-VTEC Gasoline Engine for 2006 Model Year Honda CIVIC

瀬 古 一 行*
Kazuyuki SEKO
中 村 聡*
Satoshi NAKAMURA

多 賀 渉*
Wataru TAGA
秋 間 和 洋**
Kazuhiro AKIMA

鳥 居 建 史*
Kenji TORII
関 谷 明 堂*
Noritaka SEKIYA

要 旨

Honda は環境性能(低燃費, 低排出ガス)と高出力を高次元で両立する軽量コンパクトな新世代 1.8L i-VTEC 4気筒ガソリンエンジンを開発した。本エンジンのi-VTECは、発進や加速時には最大出力を発生するカムで吸気弁を駆動して高出力を発生し、クルーズ走行など低いエンジン負荷の場合には吸気弁の閉じ時期を遅らせたカムに切換え、同時に電子制御スロットルを開くことによりポンピングロスを低減して燃費を改善する。本エンジン搭載の2006年モデルCIVIC は、平成 22 年度燃費基準+5%レベルとなる 10・15 モード燃費 17.0km/L の低燃費を達成した。出力特性は可変管長吸気マニホールドの採用により、低中速トルクと高出力の両立を図った。低排出ガスでは、エキゾーストマニホールド一体型シリンダヘッド、高密度直下2ベッド触媒や高精度空燃比適応制御により、平成17年度排出ガス基準75%低減レベルを達成した。また、ロアブロック構造を採用してクランク軸受廻りの剛性を向上することにより、振動騒音の低減を図った。

ABSTRACT

Honda has developed a lightweight and compact next-generation 1.8L i-VTEC 4-cylinder gasoline engine that offers a superb balance of power and environmental performance (high fuel economy and low emissions). The i-VTEC system in the new engine provides high power when the vehicle is accelerating by operating the valves with a cam that produces maximum power. When the engine is operating under a low load, e.g. when cruising, the system switches to a cam with delayed valve closure timing and simultaneously opens the electronically-controlled throttle in order to reduce pumping losses and increase fuel economy. The 2006 CIVIC in which the new engine is fitted has achieved a high level of fuel economy, obtaining 17.0 km/l in Japanese 10-15 mode, a 5% increase over the level required by Japanese 2010 fuel economy standards. The use of a variable-length intake manifold has balanced low- to medium-speed torque with high power. The integration of the cylinder head with the exhaust manifold and the employment of a high-density close-coupled two-bed catalyst and high-accuracy adaptive air-fuel control has enabled the achievement of an emissions level 75% below the level required by Japanese 2005 regulations. In addition, noise and vibration have been reduced by employing a lower block structure that increases the rigidity of the crankshaft support structure.

1. まえがき

近年のエンジン開発では、従来からの低排出ガス化に加えて、低燃費化によって省エネルギー化を進め、地球温暖化の原因となるCO₂を削減する環境性能の向上が最重要課題となっている。これに対しHondaは、VTECにカムシャフト位相連続可変機構 VTC を組み合わせた「2.0L&2.4L 4気

筒 i-VTEC」⁽¹⁾を始め、気筒休止による可変シリンダシステムを搭載した「3.0L V6 i-VTEC」⁽²⁾等の新世代エンジンを発表し、環境性能の向上を進めてきている。

今回、新たに i-VTEC 機構による吸気弁遅閉じ機構を考案し、燃費改善と高出力、及び低排出ガスを両立するR18A型 1.8L 4気筒 i-VTEC ガソリンエンジンを開発した。以下に、この新型エンジンに採用した新技術について報告する。

* 栃木研究所

** Honda R&D(Ohio)

2. 開発のねらい

R18A 型エンジンでは、Honda の新世代エンジンとして必要とされる「環境性能(低燃費、低排出ガス)とトルクフルな走りの高次元バランス」を開発コンセプトとし、具体的な開発目標を以下のように定めた。

- (1) 10・15 モード 17.0km/L の低燃費
- (2) 平成17年度排出ガス基準75%低減レベルの低排出ガス
- (3) 常用域でそう快な走りを実現する低中速トルク
- (4) 静粛性改善と軽量化の両立

3. エンジン概要と主要諸元

Fig. 1 に R18A 型 i-VTEC エンジンの外観図を、Table 1 に従来型 D17A エンジンと比較した主要諸元を示す。ガソリンエンジンの燃費改善の手段として、吸気弁遅閉じによってポンピングロス低減する手法が知られている⁽³⁾。本エンジンの特徴は、エンジンの負荷に応じてカムを切換えることにより、低負荷領域での吸気弁遅閉じによる燃費の改善と、高負荷領域での出力向上を両立させる新可変動弁機構 i-VTEC を採用していることである。

また、エンジンは軽量、コンパクト化をはかり、従来型 D17A エンジンに対して 5 kg の軽量化と、13mm の前後長短縮を実現している。

シリンダヘッドの断面図を Fig. 2 に示す。動弁系機構は、従来の D17A 型エンジンと同様に 1 本のロッカシャフトで吸気側ロッカアームと排気側ロッカアームを支持する構成とし、シリンダヘッドはバルブ挟み角を 46° から 34° まで縮小して燃焼室のコンパクト化を実現している。

また、Fig. 3 の 4 気筒集合の排気マニホールド一体のシリンダヘッドを採用して放熱面積を縮小し、触媒の早期活性化を図っている。

動弁系は、油圧・油圧切り替え方式の VTEC では初めてロッカアーム素材にアルミニウム合金を採用し、従来の鉄

Table 1 Engine specifications

Engine code	R18A	D17A
Cylinder configuration	In-line 4-cylinder	In-line 4-cylinder
Bore × stroke (mm)	81 × 87.3	75 × 94.4
Displacement (cm ³)	1799	1668
Compression ratio	10.5 : 1	9.9 : 1
Valve train	SOHC i-VTEC Inlet delayed closure	SOHC VTEC-E 1 intake valve inactive
Number of valves	4 per cylinder	4 per cylinder
Valve diameter (mm)	In. 32 Ex. 26	In. 30 Ex. 26
Cylinder offset (mm)	12	0
Intake manifold	Variable intake system	Conventional
Gasoline	Regular (RON91)	Regular (RON91)
Max. power (kW/rpm)	103/6300	96/6300
Max. torque (Nm/rpm)	174/4300	155/4800

製ロッカアームに比べ約 35%の軽量化を達成している。

ヘッドカバーは、材質を従来の軽合金(アルミニウム、マグネシウム)から樹脂製とすることにより、動弁系の放射音低減に貢献するとともに約 40%の軽量化を図っている。

主運動系は、軽量化と同時に高出力化に対応するため、Fig. 4 に示す高強度熱間鍛造クラッキングコンロッドを採用し、従来材料に対して疲労強度を約 50%高めた新材料とすることでロッド部の断面積を約 20%低減している。同時に、ロッド部とキャップ部を一体で鍛造した後クラッキングする製法を採用することにより、分割面の凹凸によって位置決めが可能となるためノックピンが不要となり、ボルトピッチを 1 mm 縮小することで、コンロッド単体で約 13%の軽量化を実現している。

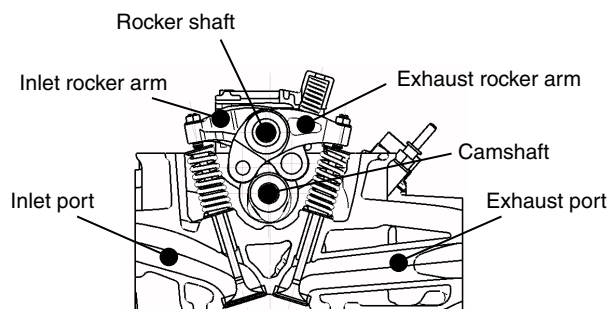


Fig. 2 Configuration of cylinder head



Fig. 1 R18A i-VTEC gasoline engine

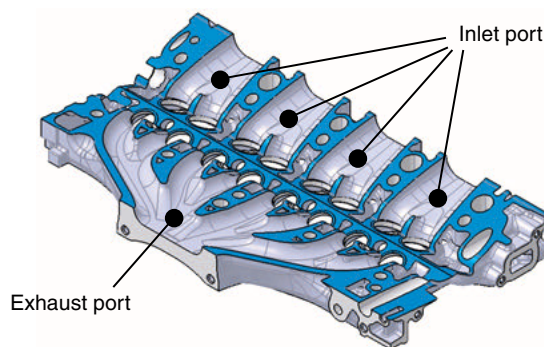


Fig. 3 Section view of exhaust manifold-integrated cylinder head

Fig. 5 にカム動弁系駆動部を示す。カムチェーンでは、チェーン配列を見直し最適化することで従来チェーンに対して1.9mmの細幅化を達成している。また、チェーンガイドやチェーンテンショナーアームを全て樹脂化し、テンショナーボディ材料にアルミニウム合金を採用することによって、動弁系駆動部全体で約35%の軽量化を達成している。

Fig. 6 に可変管長吸気マニホールドの構造を、Fig. 7 に管長切換えバイパスバルブの開閉状態を示す。この樹脂製可変管長吸気マニホールドにより、低中速域でのトルク向上と高速域での出力向上の両立を図っている。また、サージタンク部の断面形状を円形とすることにより放射音を抑制し、従来機種に対してサージタンク部の肉厚を30%低減している。

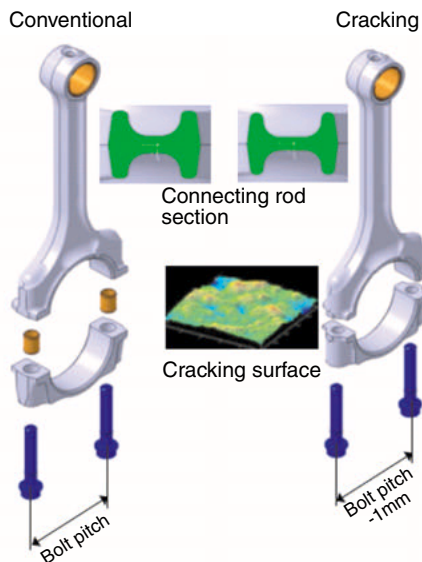


Fig. 4 Comparison of conventional and cracking connecting rod

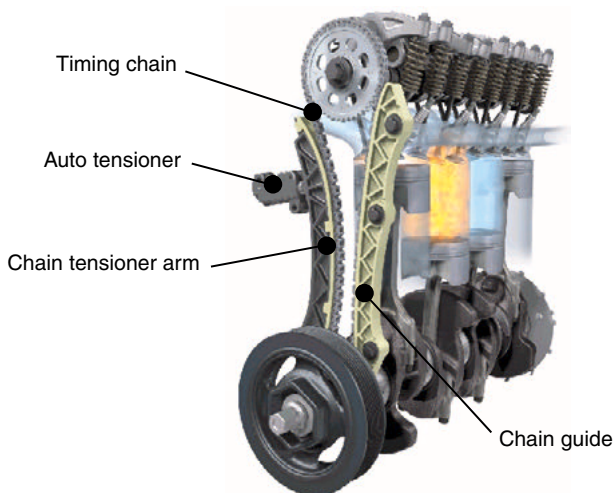


Fig. 5 Camshaft drive system

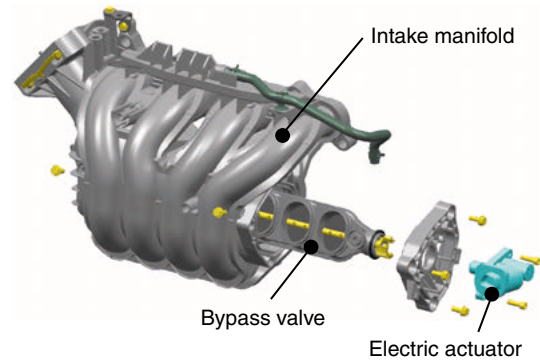


Fig. 6 Configuration of variable intake manifold

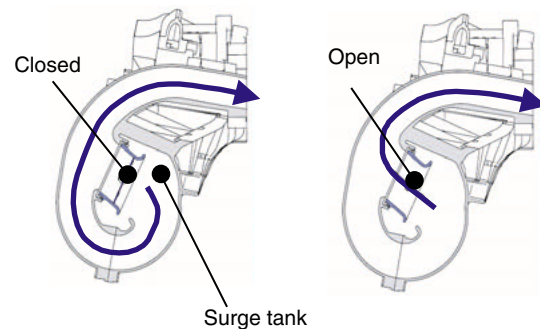


Fig. 7 Motion of bypass valves

4. 出力性能

本エンジンの出力特性を Fig. 8 に示す。可変管長吸気マニホールドによる充填効率の向上、吸気ポートと排気ポート形状の最適化、高圧縮比化、コンパクト燃焼室とピストンオイルジェットによるノッキング改善、フリクション低減技術等の出力向上技術を採用している。これにより従来型エンジンに対して排気量当りのトルクを4%向上した。

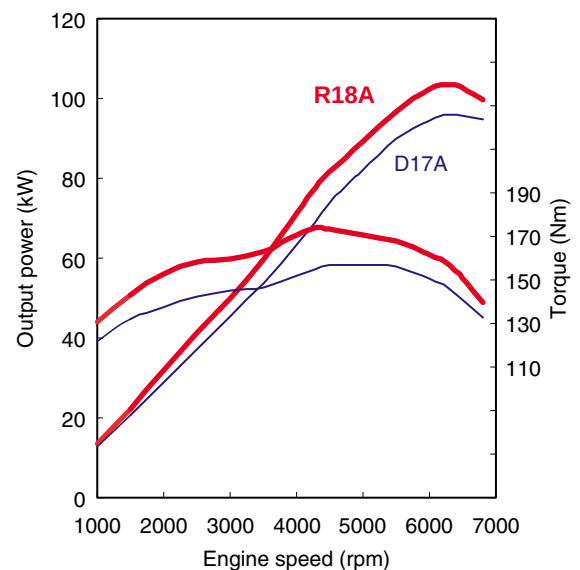


Fig. 8 Engine performance

5. i-VTEC 機構

5.1. i-VTEC 吸気弁遅閉じ機構

本エンジンの i-VTEC は、発進や加速時には最大出力を発生するカム(以下、出力カム)で吸気弁を駆動する。一方、クルーズ走行など低いエンジン負荷の場合には、片方の吸気弁の閉じ時期を遅らせたカム(以下、遅閉じカム)に切換え、同時に電子制御スロットルを開くことによりポンピングロス低減して燃費を改善する⁽⁴⁾。ここで、遅閉じカムのサイクルは、実効圧縮比より膨張比を大きくすることができる高膨張サイクルである。従来から、高膨張サイクルは燃費の向上には有効であるが、充填効率と実効圧縮比が低下するため出力の低下が課題とされている。これを解決して走りと燃費の両立を実現するため、i-VTECにより走行状況に応じて出力カムと遅閉じカムを最適に切換えることをねらいとしている。

i-VTECの切換えは、ロッカアーム内蔵のシンクロピストンを油圧で移動させることでロッカアームの連結と分離をおこなう。本エンジンでは、この切換え機構を吸気2弁の片方のロッカアームにのみ採用している。

Fig. 9 に動弁系と油路の基本構成を、Fig. 10 にロッカアーム構造とカムプロフィールを示す。この機構は CIVIC Hybrid搭載の休筒システム⁽⁵⁾と同様な機構であり、2系統油路を用いた油圧—油圧切換え方式である。

出力カム作動時はシンクロピストンBを油圧で移動させることによりシンクロピストンAを切離し、カムプロフィールAで吸気弁を駆動する(Fig.10(a))。

一方、遅閉じカム作動時は Fig. 10(b) に示すように、シンクロピストンAを油圧で移動させてロッカアームAとロッカアームBを連結し、遅閉じとなるカムプロフィールBで吸気弁を駆動する。

2系統油路の切換えには3方弁ソレノイドスプールバルブを採用し、切換え応答性を確保している。この油圧—油圧切換え方式により低回転低油圧領域から i-VTEC の切換え

が可能となり、低車速から遅閉じカムの燃費改善効果を得ることが可能となっている。また軽量化のため、油圧—油圧切換え方式では初めてロッカアームをアルミニウム合金製としている。

5.2. i-VTEC 切換制御

Fig. 11 に遅閉じカムの作動領域を示す。遅閉じカムに切換える領域はクルーズ走行の頻度が高い低回転低負荷とし、それ以外の始動、アイドル、高負荷、高回転は出力カムで作動する。また、i-VTEC の切換え条件は、エンジン回転数、スロットル開度、車速、エンジン水温等の情報をもとに判別する。

i-VTEC の負荷方向の切換えは、Fig. 12 に示すように電子制御スロットル開度と点火時期の補正でトルク段差の無いスムーズな切換えをおこなうことにより、遅閉じカムの全開トルクの約90%まで作動領域を拡大することが可能となっている。

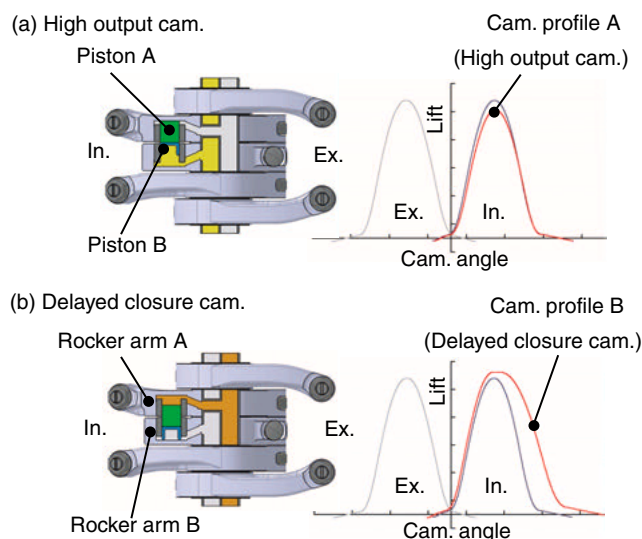


Fig. 10 Rocker arm and cam. profile

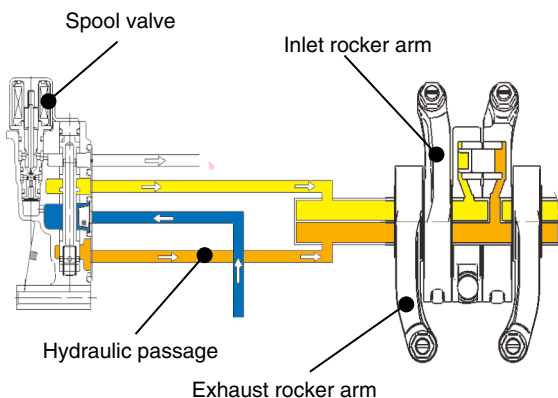


Fig. 9 Valve train and hydraulic passage

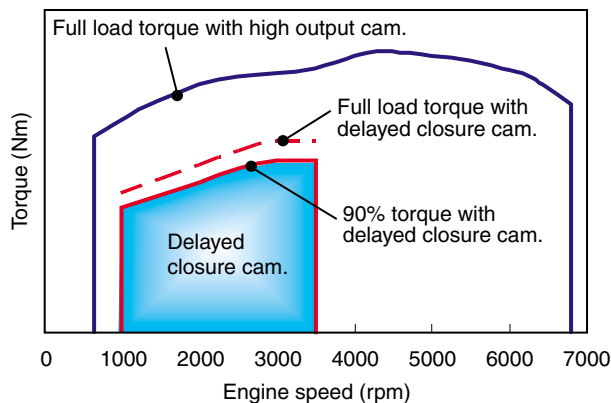


Fig. 11 Operational region of delayed closure cam.

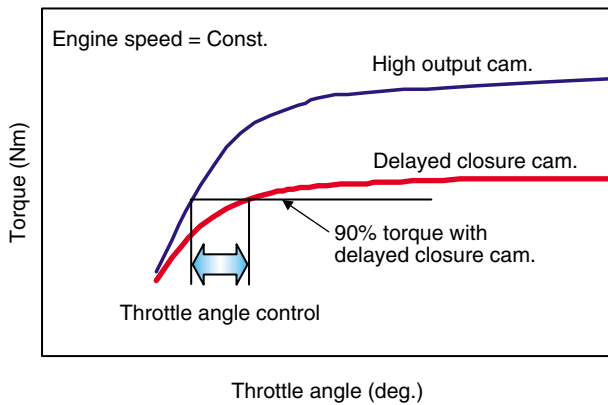


Fig. 12 Throttle angle control at i-VTEC switching

6. フリクション低減技術

吸気弁遅閉じによる燃費改善と併せて、これまでの i-VTEC シリーズエンジンで適用したオフセットシリンダ機構、ローラフォロワロッカアーム、イオンプレーティングピストンリング、ピストンスカートの二硫化モリブデンショットピーニング⁽⁶⁾、といったフリクション低減技術に加え、細幅カムチェーン、チェーンテンションスプリング荷重低減、カムジャーナル表面粗さ低減、ピストンリング張力低減等も採用している。

これらのフリクション低減技術により、従来型 D17A エンジンに対して 10%のフリクション低減を達成した。

7. エンジン単体燃費と車両燃費

Fig. 13 にエンジン総排気量に対する BSFC を示す。吸気弁遅閉じによるポンピングロスの低減とフリクション低減技術の採用により、従来型エンジンに対して BSFC を 6%改善し、希薄燃焼エンジン同等の単体燃費を理論空燃比燃焼で達成した。

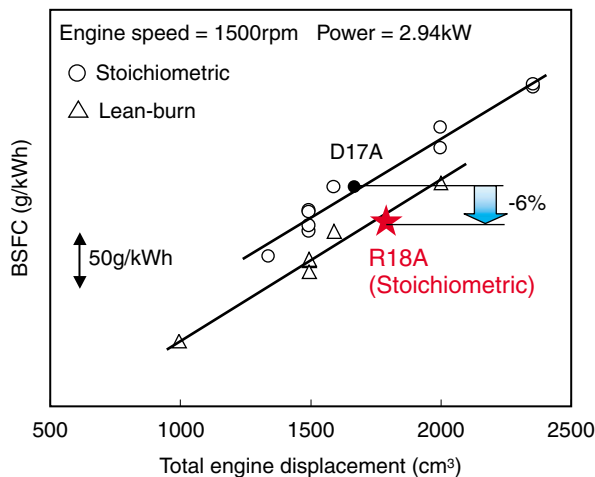


Fig. 13 Enhancement of BSFC

また、本エンジン搭載車両は、オートマチックトランスミッションのロックアップクラッチ締結領域の拡大等による燃費低減技術の採用も併せて、10・15 モード燃費 17.0km/L (平成 22 年燃費基準 + 5%) を達成した (Fig. 14)。

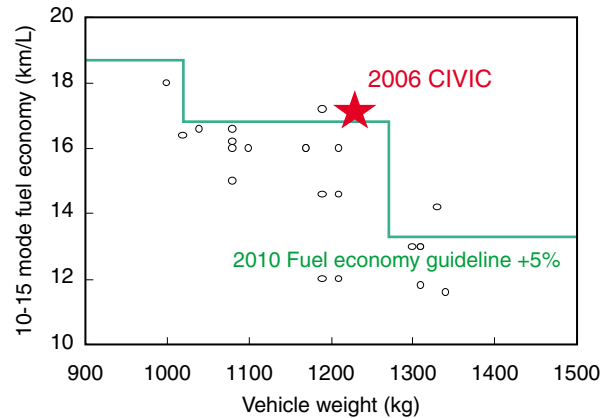


Fig. 14 Relationship between vehicle weight and 10-15 mode fuel economy in production stoichiometric gasoline vehicles

8. 低排出ガス技術

8.1. 排ガス処理システム

Fig. 15 にエキゾーストシステムを示す。排気マニホールド一体シリンダヘッドに直下 2 ベッド三元触媒を配置することにより、ヒートマスを低減して触媒の早期活性化を図っている。また触媒のフロントベッドの上流に UEGO センサ (Universal Exhaust Gas Oxygen Sensor) を、下流に HEGO センサ (Heated Exhaust Gas Oxygen Sensor) を配置し、空燃比の高精度適応制御をおこなうことにより、優れた浄化性能を実現している。これにより従来型エンジンに対して貴金属担持量を削減している。

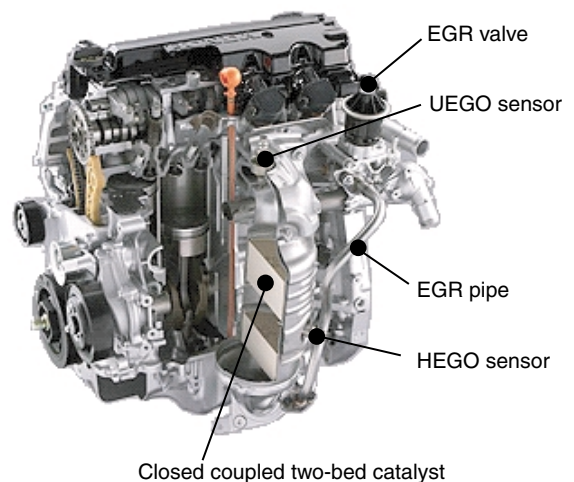


Fig. 15 Exhaust system

触媒を早期活性化してエンジン始動直後の排出ガスを低減するため、シリンダヘッド直下に2ベッドの触媒を配置している。また、Fig. 16に示すように触媒の浄化性能を最大限に活用することと劣化を抑制するため、触媒への排出ガス当たりを均一にすることが求められており、CFDを活用し触媒前方のコーン形状を最適化している。ヘッド出口直後に通路絞りを設け、絞りと触媒との間を滑らかにするベルマウス形状として排出ガスに指向性を持たせ、さらに壁面の渦損失を低減した良好なガス流れを実現している。

Fig. 17 に各気筒の排気行程における UEGO センサのガス当たり状態を示す。空燃比制御性向上のため、UEGO センサが各気筒の排出ガスをばらつきなく均等に検知できるよう、センサ配置の最適化を図っている。

8.2. EGR システム

Fig. 18 に EGR システムの構造を示す。R18A では EGR 通路の未燃 HC の除去を目的に、EGR ガスを触媒後方から取り出している。

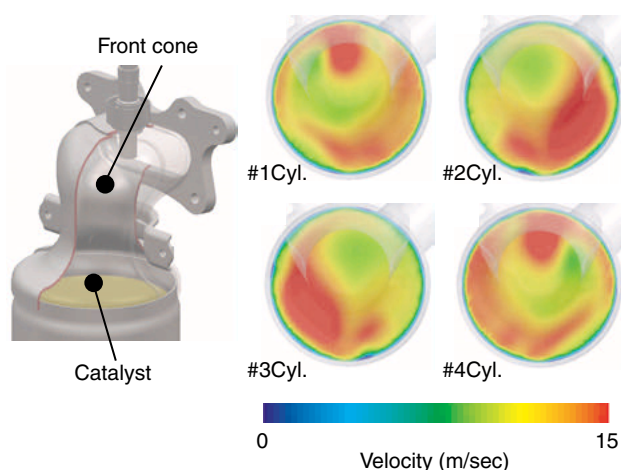


Fig. 16 Optimized exhaust gas feed to catalyst

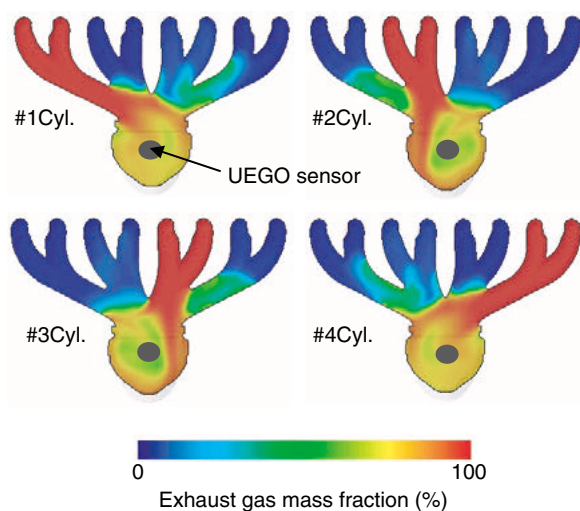


Fig. 17 Optimized UEGO sensor positioning

Fig. 19 に吸気マニホールド内の EGR 導入部付近の EGR ガス流れ解析結果を示す。スロットルバルブの低開度時はスロットルバルブ下流に反転流を生じていることがわかる。この反転流で EGR ガスがスロットルバルブに運ばれると汚れが発生するが、吸気マニホールド内の EGR 導入ジョイントの位置、導入方向を最適化することにより EGR ガスがスロットルバルブへ直接当たることを抑止している。

Fig. 20 にスロットル急閉過渡時の CFD 結果を示す。EGR ジョイントの形状、向き、長さを最適化することにより、吸

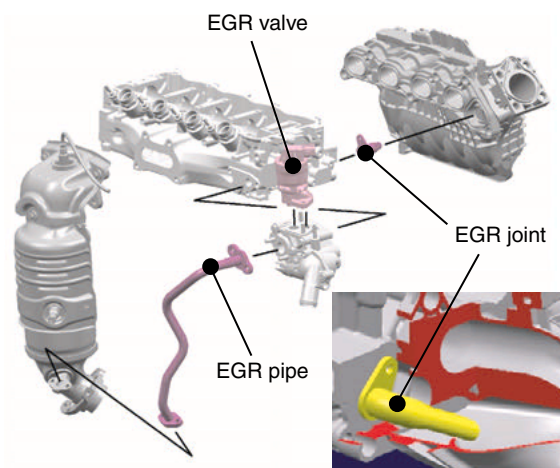


Fig. 18 Configuration of EGR system

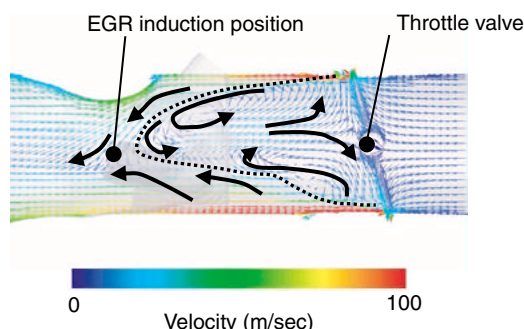


Fig. 19 Analysis of EGR gas flow around throttle valve

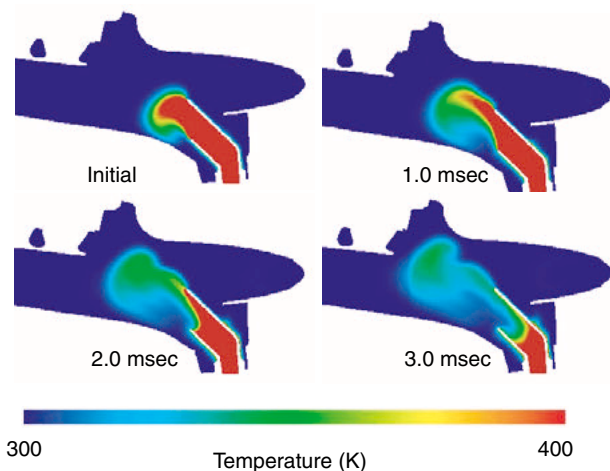


Fig. 20 Analysis of EGR gas flow at sudden throttle closing

気マニホールド壁面へ EGR ガスが直接当たることはなく、樹脂製マニホールドへの熱影響を低減している。また、EGR ガスと新気の混合が促進され、各気筒への EGR 配分も向上している。

これらの技術に加え、吸気ポートおよび燃焼室壁面への燃料付着量を抑えて始動時や暖機過程の未燃 HC 排出量を低減するため噴霧微粒化特性を改善した 6 穴マルチホールインジェクタや、電動 EGR バルブの高精度制御、エアフローセンサ、Map センサ、電子制御スロットルを用いた高精度空燃費制御の適用により、平成17年低排出ガス基準75%低減レベルの低排出ガスを実現した。

9. 振動騒音低減技術

本エンジンでは、直列4気筒エンジンで問題となりやすい加速時の 2000rpm から 4000rpm で発生する濁った音色のエンジン音(以下、ランブル音)の改善を図っている。

ランブル音は、クランク軸挙動に起因した周期的なエンジン振動がマウントを経由して車体に伝達される固体伝播音が主原因であり、その主成分はおよそ 200Hz から 800Hz である⁽⁷⁾⁻⁽⁹⁾。これを低減するため、下記の(1)から(4)を検討し、クランクシャフトで発生する源振動低減とクランクシャフトからエンジンマウントへの振動伝達感度の低減を図っている。

- (1) 往復部慣性力によるクランクシャフトの1次曲げ変形抑制
- (2) クランク軸受廻りの剛性向上
- (3) パワートレインの曲げ剛性向上
- (4) クランク軸受のオイルクリアランス縮小

クランクシャフト曲げ剛性と曲げモーメントの関係を Fig. 21 に示す。(1)については、適切なカウンターウェイト

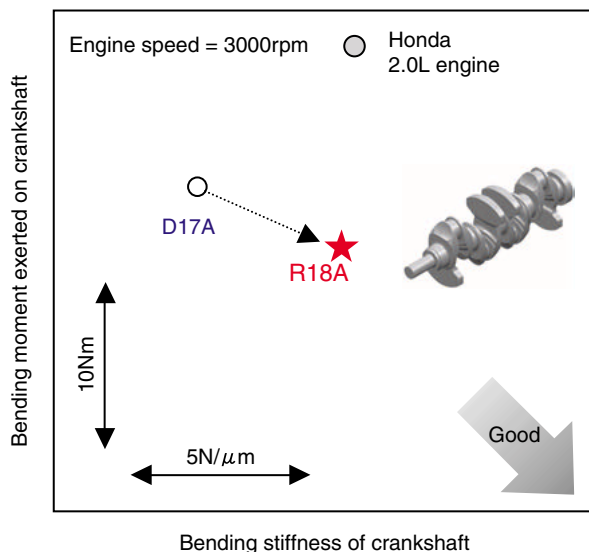


Fig. 21 Bending stiffness of crankshaft and bending moment exerted on crankshaft

トを付加することによって、クランクシャフトに作用する曲げモーメントを従来型エンジン同等以下に抑え、ピン幅の縮小、ウェブ廻りの補強等により、クランク曲げ剛性を弊社 2.0L エンジン同等としている。

(2)については、各クランク軸受と外壁面をラダーフレーム構造で一体化したロアブロック構造を採用することで、クランク軸受廻りの剛性を向上している。Fig. 22 にその構造を示す。

(3)については、軽量化を配慮しつつ、パワープラント曲げモードの腹となるエンジンとトランスミッションの結合部を重点的に補強している。その結果、従来型エンジンに対してパワープラントの曲げ共振周波数を約 20% 向上した。

(4)については、ロアブロックの各軸受部に鋳鉄(FC)を鋳込む方法が一般的であるが、R18Aエンジンでは軽量化のため FC の鋳込みを廃止している。それにより機関温度に対するオイルクリアランス変化代の増加が課題となるが、クランク軸受のかん合レンジの細分化によりクランク源振動を低減している。

Fig. 23 にエンジン回転数に対する中周波エンジン振動を示す。(1)から(4)の効果により、中回転域の中周波エンジン振動を従来型エンジンに対し約 10dB 低減し、軽量化とランブル音の改善を両立した。

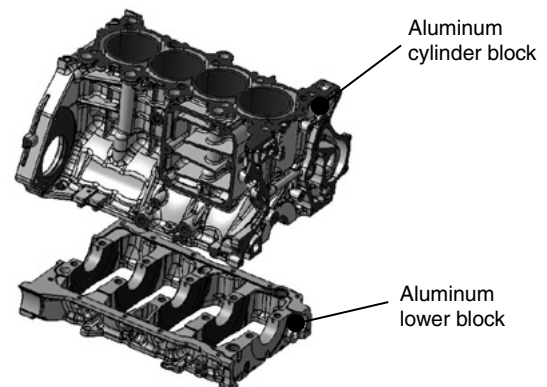


Fig. 22 Cylinder block and lower block

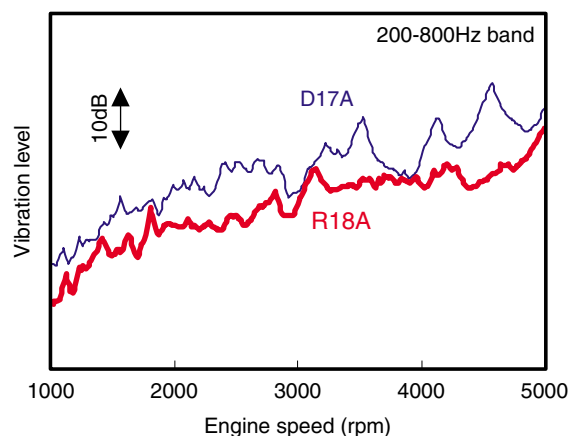


Fig. 23 Vibration level at the engine mount bracket end under full load

10. まとめ

走行条件に応じて出力カムと吸気弁遅閉じカムを切換える i-VTEC 機構を開発し、以下の結果を得た。

- (1) 従来型エンジンに対して排気量当りのトルク 4 %向上と、単体燃費 6 %改善を両立した。
- (2) R18A 型エンジン搭載車両でクラストップとなる 10・15 モード燃費 17.0km/L(平成 22 年燃費基準+5 %)を達成した。
- (3) 排気マニホールド一体シリンダヘッド、直下 2 ベッド触媒、高精度空燃比適応制御の採用により、平成 17 年度排出ガス基準 75%低減レベルの低排出ガスを達成した。
- (4) 従来エンジンに対して、静粛性を向上させつつ軽量・コンパクト化を実現した。

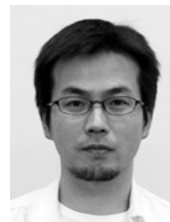
参考文献

- (1) 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
- (2) 野口勝三, 藤原幹夫, 瀬川誠, 澤村和同, 鈴木茂: V6 i-VTEC 可変シリンダシステムエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.85-92
- (3) 山名康介, 湯澤義晴, 志賀聖一, 西田憲二, 荒木幹也, 中村壽雄, 小保方富夫: 吸気弁遅閉じ超過膨張サイクルガソリン機関の性能に及ぼす吸気乱れ増大と希薄燃焼適用の効果, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.95-04, p.1-5(2004)
- (4) 瀬古一行, 林有登, 中嶋摩沙洋: i-VTEC 吸気弁遅閉じ機構による燃費改善技術, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.88-93
- (5) 松木正人, 若城輝男, 神山敏宏, 佐藤利行, 賀来嘉昭, 神田正浩: ハイブリッドカー「Civic Hybrid」用パワートレインの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.39-48
- (6) 中山幸夫, 鈴木誠, 岩田洋一, 山野順司: 2002 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
- (7) 窪塚孝夫ほか: エンジン運転中のクランク軸挙動及びエンジン振動の実験解析, 自動車技術会論文集, No.23 (1981)
- (8) Kuroda, O., Fujii, Y.: An Approach to Improve Engine Sound Quality, SAE, 880083
- (9) 柘植和廣ほか: 加速時車内騒音の音色に関する一考察, 自動車技術, Vol.39, No.12(1985)

■著 者■



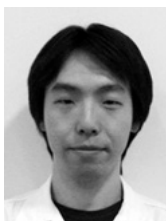
瀬古 一行



多賀 渉



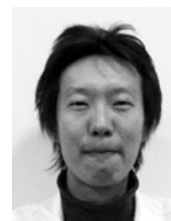
鳥居建史



中村 聡



秋間和洋



関谷明堂

新型 CIVIC Hybrid IMA システムの開発

Development of IMA System for New CIVIC Hybrid

堀江 達郎*
Tatsuro HORIE

岸 勉*
Tsutomu KISHI

長谷川 修*
Osamu HASEGAWA

要 旨

従来車を上回る燃費性能と加速性能の両立を目標とし、2006 年モデル CIVIC Hybrid を開発した。

3 ステージ i-VTEC を用いて進化させた可変シリンダシステムと IMA モータの組合せにより、全気筒休止による回生エネルギー量増加と、モータのみでの走行を可能として燃費向上を図ると共に、モータでの平角巻線の採用によるトルク向上、バッテリーの集電板の改良による低抵抗化、CVT のプーリー径拡大による高容量化と損失低減など、各コンポーネントも燃費と出力の向上につながる改良をおこなった。

これらの技術により 10・15 モードで 31.0km/L の燃費性能と、0-100km/h で 12.1sec の加速性能を両立させることを可能とした。

ABSTRACT

The 2006 year model CIVIC Hybrid was developed to surpass its former model in both fuel economy and acceleration performance.

The combination of an advanced variable cylinder management system employing 3-stage i-VTEC technology and an IMA motor has resulted in enhanced fuel economy through increased regenerative energy and motor-only operation. A variety of modifications have been made to the IMA components to increase fuel economy and power: Flat wire coils for superior motor torque, modification of current collecting plates in the battery for reduced resistance, and an increased CVT pulley diameter for enhanced capacity and reduced energy loss.

The application of these technologies has achieved both a fuel economy of 31.0 km/l in the 10-15 mode and an acceleration performance of 0-100 km/h in 12.1 seconds.

1. まえがき

地球環境保護の重要性が増す中で、燃料消費率に優れエミッションの少ない車への注目はますます高まってきている。Honda ではこれらの期待に応えるべく、1999 年に超低燃費車の Insight⁽¹⁾ を発売したのに続き、2001 年には小型セダンの CIVIC Hybrid⁽²⁾ を、また 2004 年には北米で中型セダンの ACCORD Hybrid⁽³⁾ を発売し、ハイブリッドシステムによる低燃費化を図ってきた。

本開発では、ベース車である CIVIC のモデルチェンジに合わせ、CIVIC Hybrid についても、ハイブリッド車のより幅広い普及のために、その長所である燃費性能をさらに向上させると共に、走りの良さも追及するという方向性を目指し、新しい IMA システムの開発をおこなった。ここでは、その燃費低減と出力向上のために開発した技術について解説する。

*栃木研究所

2. 開発目標

燃費と走りの両立を目指し、10・15 モードで 30km/L 以上の燃費と、0-100km/h で 12 秒の加速性能を目標とした。

3. システム構成

ハイブリッドシステム全体を Fig. 1 に、パワープラントの外観を Fig. 2 に示す。

主要コンポーネントの配置は、2003 年モデル CIVIC Hybrid (以下、従来車と呼ぶ) のシステムと同様で、エンジンルーム内にエンジンと CVT に挟まれる形で駆動・回生に用いる薄型の IMA モータを持ち、リアシートバック後方のトランクルーム内に、モータ駆動用インバータユニット、高電圧バッテリーパックなどの高圧電装部品とそれらの冷却をおこなう空冷システムをワンパックとした Integrated

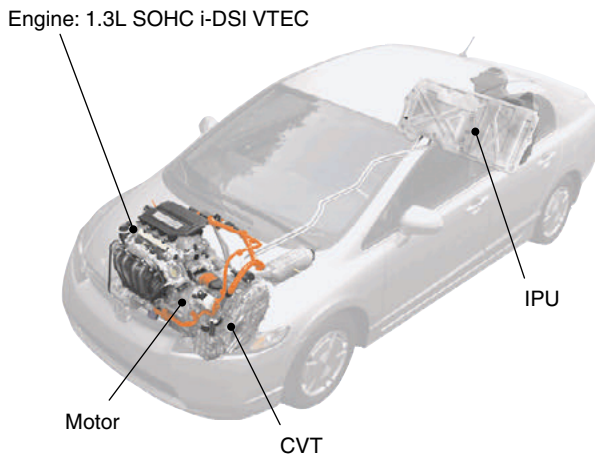


Fig. 1 IMA system configuration

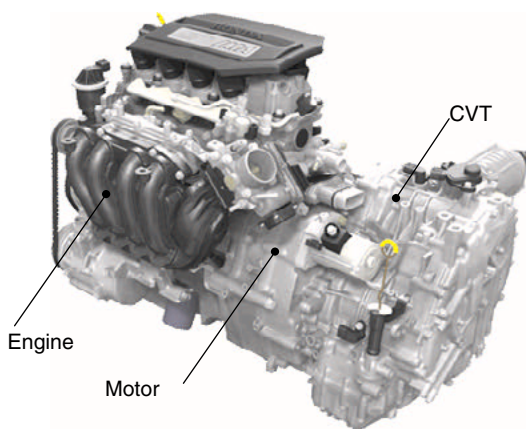


Fig. 2 View of IMA power train

Power Unit(IPU)を持っている。また、モータとインバータ間を結び駆動・回生の電力を送るためのケーブルはキャビンスペース外の車体床下に配線されている。

4. 低燃費と高出力化を両立する技術

4.1. エンジン

モータによるアシストがある分を考慮し、ベースとなるガソリン車よりも小さい排気量のエンジンを選択して基本的な燃料消費量を抑えるという考え方は、従来車と同様であるが、2006 年モデル CIVIC Hybrid では、1.3L SOHC i-DSI エンジンをベースに、可変シリンダシステム (Variable Cylinder Management system : VCM) の改良をおこなっている。

従来は、減速時の回生エネルギーを増すために3気筒を休止させていたものを、今回はさらにポンピングロス低減を図るために4気筒すべてを休止する全気筒休止をおこなっている。

また、高出力化を両立するために、3ステージi-VTECを採用した。以下その機構について説明する。

Fig. 3 は3ステージi-VTECのメカニズムを示しており、

1気筒あたり、吸気側3(低速、高速、休止)、排気側2(駆動、休止)の合計5個のロッカーアームと、それらを切替えるための3系統の油圧回路を持つ。これらによって、バルブタイミングとリフト量を可変とし、低回転から高回転まで良好な出力特性を得られ、かつバルブ休止も可能とし、その時々最適なエンジン運転モードにすることができるようにしている。また今回、高回転用カムの追加と合わせて、バルブ径を拡大することで、高出力化を図っている。

また、従来は1個しか持っていなかったスプールバルブをもう1個追加することと、気筒休止用の油路を独立させることによって気筒休止から復帰する際の信頼性を高め、全気筒の休止を可能とした。

全気筒休止が可能となったことにより、気筒休止をおこなわない場合に対してポンピングロスが低減され、Fig. 4に示すようにエンジンフリクションを最大で66%低減している。

4.2. 走行モードとシステム動作

2006 年モデル CIVIC Hybrid では、3ステージ i-VTEC と IMA モータとの組合せによりさまざまな運転モードを実現し、それらを実際の走行パターンの中で最適に使い分けることで、燃料消費に直結するエンジン運転時間の削減と減速時の回生電力量の向上をおこなうと共に、パワープラ

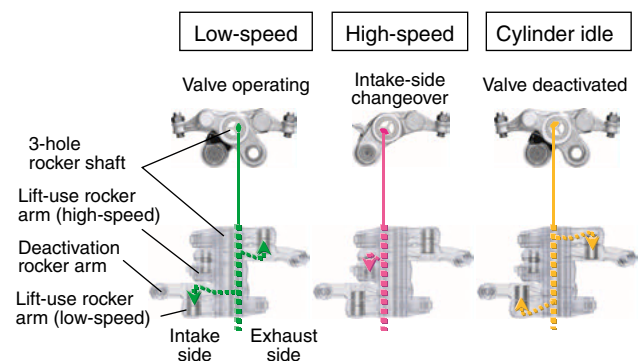


Fig. 3 3-stage i-VTEC mechanism

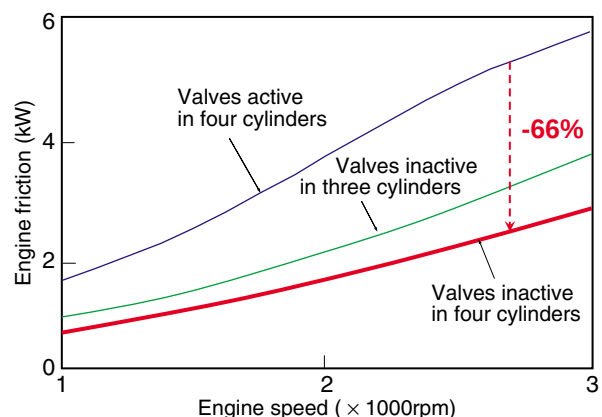


Fig. 4 Engine friction

ントータルでの出力を高め、高い燃費性能と動力性能の両立を図っている。

以下、各々の走行パターンにおける IMA システムの運転モードについて Fig. 5 を用いて説明する。

車両停止状態(Mode 1)から加速をする際(Mode 2)には、アイドル停止状態から IMA モータでエンジン始動後、エンジンに加えてモータも駆動力を発生し、十分な加速力を得られるようにしている。また、緩加速で十分な時(Mode 3)にはエンジンのみで加速する。この時、モータは駆動も回生もおこなわないが、弱め界磁制御をおこなって走行抵抗を低減する。

加速後、低速で巡航状態に入った時(Mode 4)には、バッテリーに蓄えられている電力によってモータの駆動力のみを使って走行するモードに入る。このときエンジンは全気筒のバルブを休止させる全気筒休止状態になり、これにより燃料供給を停止すると共に、ポンピングロス低減によって走行抵抗を低減し、モータ走行を可能としている。

その後、再加速をする際(Mode 5)には、エンジンはバルブの作動を再開し、再びエンジンに加えてモータでも駆動力を発生させ加速力を得る。さらに、高回転数で急な加速力が必要な時(Mode 6)には、バルブ駆動を低中速用カムから高速用カムに切替えエンジンでより高い駆動力が得られるようにしている。

その後、高速でクルージング状態に入る(Mode 7)と、エンジン(低速カム)のみで巡航する。この時、モータは弱め界磁制御をおこなって走行抵抗の低減に努めている。

減速時(Mode 8)には、モータは回生をおこない走行エネルギーを電気エネルギーに変換してバッテリーに蓄え、次の加速・巡航時のエネルギー源とする。この際、エンジンは

全気筒休止状態となりポンピングロスを低減することで、回生可能な走行エネルギーの増加を図っている。

車両停止後(Mode 1)は、オートアイドルストップをおこない、アイドリングによる燃料消費をカットしている。

以上のようにして、低回転から高回転まで安定したトルクと高出力が発揮できるエンジンと、極低回転から大トルクが発揮でき、回生電力として走行エネルギーが回収できるモータを組み合わせることで、相互補完しつつ、高効率かつ高出力な運転ができるモードを構築し、低燃費と高加速力の両立に寄与している。

4.3. ブレーキ回生協調システム

回生エネルギー量をより増加させるために Fig. 6 に示すようなブレーキ回生協調制御をおこなうシステムを搭載した。このシステムは、エンジンが気筒休止状態でも安定した油圧を得るために油圧を発生させるパワーユニットと、ブレーキ踏力を増幅して伝える油圧サーボとマスターシリンダ、油圧ブレーキ力を制御するためのソレノイドバルブと油圧センサ、必要なブレーキ力を演算する ECU から構成されている。また、パワーユニット以外はサーボユニットとしてまとめられてエンジンルーム内に配置されている。

これらにより、従来はブレーキペダル踏力で決まる必要ブレーキ力に対し一定量だけ回生をおこないつつ不足分を油圧を制御して油圧ブレーキで補っていたものを、今回は、必要減速力に応じて、回生電力量がバッテリーの受け入れ余力内で最大となるようにモータで回生をおこないつつ、不足減速力分を油圧ブレーキで確保するようにブレーキ油圧を制御している。

これらの制御をおこなうことで、減速時の車速エネルギーの回収率を 38%から 64%に向上させている。

4.4. モータの高出力化

モータについては、従来車と同様の薄型 DC ブラシレスモータ⁽⁴⁾を採用しているが、ロータ、ステータそれぞれを

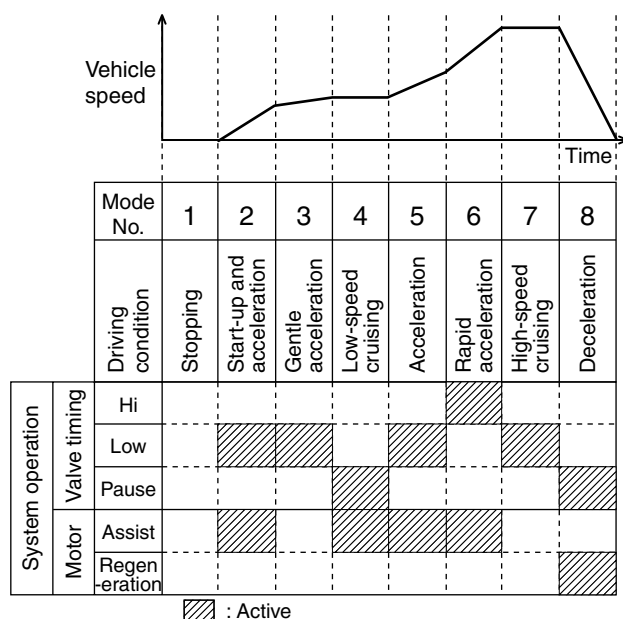


Fig. 5 Characteristics of 3-stage i-VTEC+IMA operation

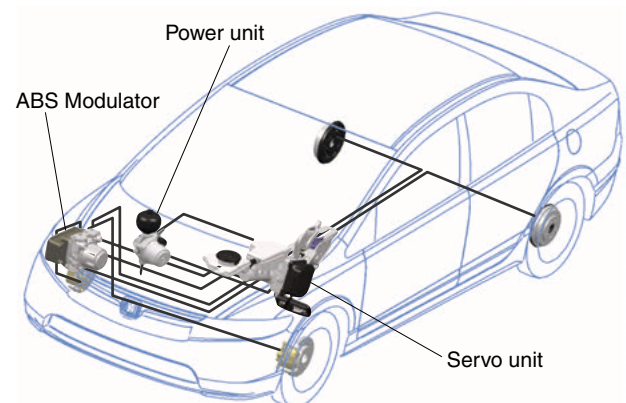


Fig. 6 Cooperative regeneration brake system

改良することで、出力とトルクの向上を図った。

ロータは Fig. 7 に示すように従来の Surface Permanent Magnet (SPM) タイプから Interior Permanent Magnet (IPM) タイプに変更し、磁気的エアギャップを短縮することと、残留磁束密度の高い高性能磁石を採用することでトルク向上を図っている。

ステータについては Fig. 8 に示すように巻線を従来の丸線から平角線とすることにより占積率を向上させ、巻線ターン数の増加によるトルク定数向上と、巻線断面積の拡大による許容電流値の拡大により、トルクの向上をおこなった。

上記技術により、従来車同一の外形寸法を維持したまま、回生出力で+22%、トルクで+14%の向上を達成している。これにより、加速性能の向上だけでなく、回生可能な電力量を増やすことで、燃費の向上にも寄与している。

4.5. バッテリーの改良技術

バッテリーモジュールは集電板の形状を見直し (Fig. 9) 電極との接点数を増やす、電極のサイズと板厚を最適化する、電解液中の高電導性電解質を多くするといった手法で抵抗を低減し、出力密度を 25% 向上した。

また従来比 +2 本の 22 モジュールのバッテリーパックとし、モジュールの改善と併せて、モータの高出力化と回生電力量増加に対応した。モジュールの配置については格子配列から千鳥配列とすることで、冷却性能も確保した上でモジュール数が増加したにもかかわらず従来同等の搭載性を可能とした (Fig. 10)。

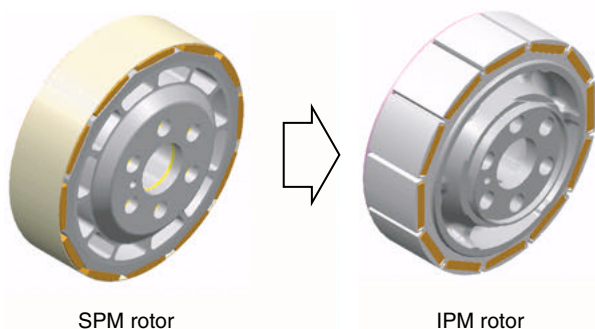


Fig. 7 Electric motor rotor

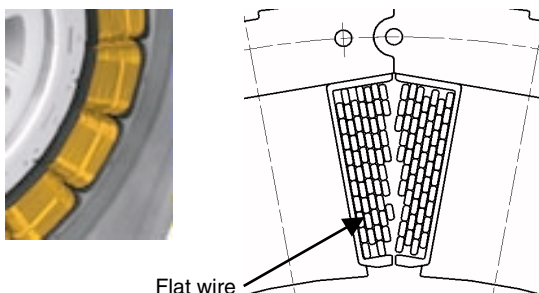


Fig. 8 Electric motor stator

4.6. CVT の高出力化対応

CVTでは燃費向上と出力向上のために、従来に対し下記変更をおこなった。

変速レシオレンジを拡大すると共に、ファイナルギヤのレシオを高く設定することで、低燃費化を図っている。

ドライブ&ドリブンプーリ軸間距離を 143mm から 156mm に拡大しプーリ径を拡大することで、高出力化に対応すると共に、駆動半径拡大によりプーリクランプ油圧を下げる事ができ、それにより CVT 効率を高め燃費向上効果も引出している。

また、発進クラッチの枚数を 4 枚から 5 枚に増やすことでトルク容量の増加を図り高出力化に対応している (Fig. 11)。

4.7. エアコンシステム

2005 年モデル ACCORD Hybrid と同様に、従来のベルト駆動に加え、高圧電源で作動する DC ブラシレスモータによる駆動でエンジン停止中も使用可能なデュアルスク

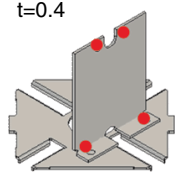
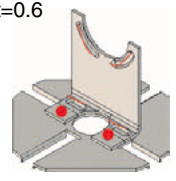
	Conventional	Developed
Collecting plate		
Internal resistance	39.24mΩ	25.2mΩ

Fig. 9 Comparison of battery collecting plates

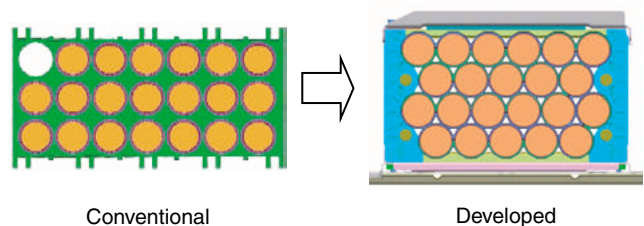


Fig. 10 Comparison of module arrangement

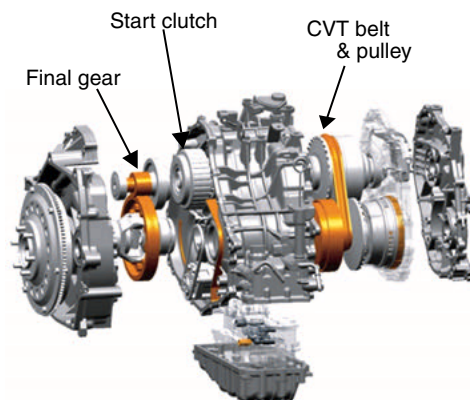


Fig. 11 CVT construction

ロールハイブリッドコンプレッサーを採用することにより、快適性を保ちつつアイドルストップ領域を拡大し燃費向上を実現している。

さらに、車室内に温度センサと一体型の湿度センサ (Fig. 12) を追加し、不快感を感じない高温・低湿度時や、ガラスの曇りを生じない車室内外気温・湿度の組合せの時はエアコンを停止する制御をおこない、快適性を保ちながら、より低燃費化を図っている (Fig. 13)。

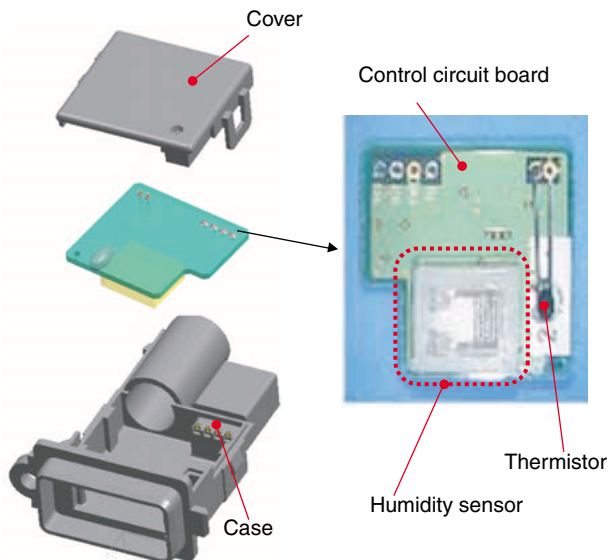


Fig. 12 Thermo & humidity sensor

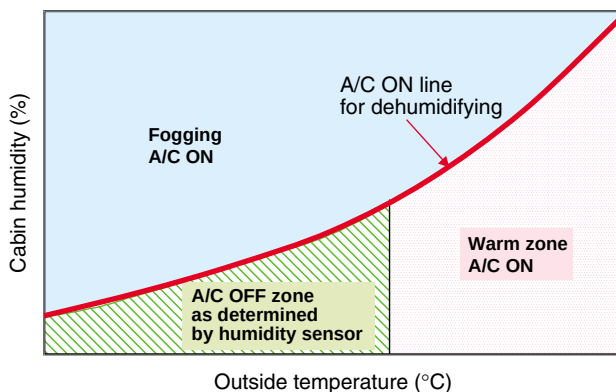


Fig. 13 Air conditioner operational chart

5. 燃費と動力性能

これまで述べた技術により、2006年モデルCIVIC Hybridでは、10・15モードで従来比5%向上させた31.0km/Lの燃費を達成することができた。

また、エンジンの出力を70kW(+11%)、トルクを123Nm(+4%)、モータの出力を15.5kW(+50%, 回生時)、トルクを123Nm(+14%, 回生時)に、それぞれ向上させたことにより、0-100km/h加速で12.1secを達成した (Fig. 14, 15)。

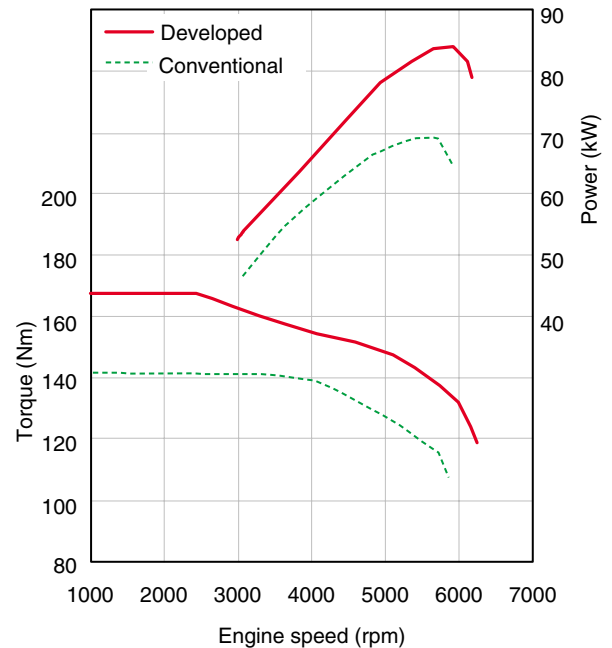


Fig. 14 Output performance of IMA system

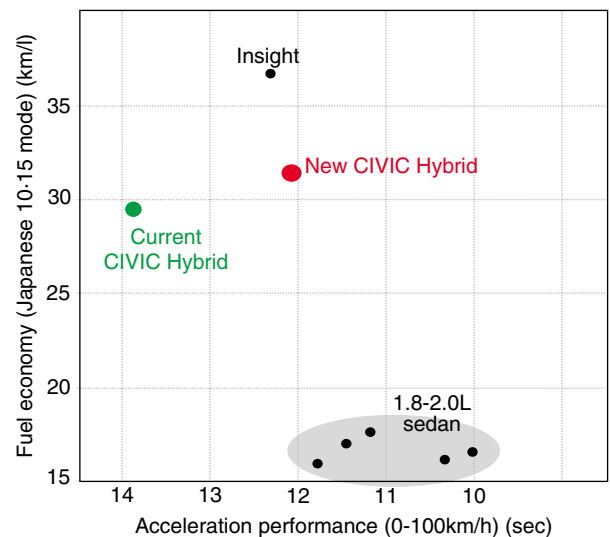


Fig. 15 0-100km/h performance/Fuel economy

6. まとめ

2006年モデルCIVIC Hybridを開発するにあたって、下記の技術により、燃費と走りの両立を図った。

- (1) 3ステージ i-VTEC による、ポンピングロス低減と高回転域のエンジン出力向上。
- (2) 全気筒休止による、回生電力量の増加とモータ走行の実現。
- (3) ブレーキ回生協調制御をおこなうことによる、回生電力量の増加。
- (4) モータ、バッテリー、CVT各コンポーネントの改良による出力向上と、回生電力量増加への対応。
- (5) ハイブリッドエアコンの採用によるアイドルストップ

領域の拡大と、湿度センサを用いたエアコン制御によるエアコン停止領域の拡大。

その結果、10・15 モード燃費では従来車 +5% の 31.0km/L, 0 - 100km/h 加速では従来車-1.8 秒の 12.1 秒を達成し、燃費と走りを両立することができた。

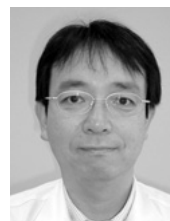
参考文献

- (1) 落合志信, 内堀憲治, 原一広, 鶴見隆史, 鈴木実: ハイブリッドカー「インサイト」用モータアシストシステムの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.1, p.7-14
- (2) 松木正人, 若城輝男, 神山敏宏, 佐藤利行, 賀来嘉昭, 神田正浩: ハイブリッドカー「Civic Hybrid」用パワートレインの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.39-48
- (3) 貝塚正明, 今井利隆, 石川享, 仁木学, 安達浩光: ACCORD Hybrid システムの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.17, No.1, p.18-24
- (4) 小川博久, 福田健児: CIVIC Hybrid 用モータの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.2, p.25-30

■著 者■



堀江 達郎



岸 勉



長谷川 修

CIVIC Hybrid 用小型インバータの開発

Development of Inverter for 2006 Model Year CIVIC Hybrid

大塚 浩*
Hiroshi OHTSUKA

安楽 文雄*
Fumio ANRAKU

塚田 能成**
Yoshinari TSUKADA

要 旨

CIVIC Hybrid 用 Integrated Motor Assist (IMA) システムのインバータは、従来型よりも高出力かつ小型化を目標として開発した。高出力化は、C-Cu基板の採用により放熱性能向上をねらい、従来比6%の最大出力電流向上を達成した。小型化は、Insulated Gate Bipolar Transistor (IGBT) ゲートのトレンチ構造化及び素子厚さ低減、ダイオードの分散配置、薄膜フィルムコンデンサの採用、モータ制御部品及び構造部品の統合化により、従来比47%の容積低減、25%の重量低減を達成した。

ABSTRACT

Our goals in developing the inverter used in the CIVIC Hybrid Integrated Motor Assist (IMA) system were to reduce size and increase power. To increase the power, a C-Cu substrate was used to increase heat diffusion, resulting in a 6% rise at maximum power current compared with the former model. Several different technologies have been employed to reduce the size of the unit: A trench structure was used in the insulated gate bipolar transistor (IGBT) gates, the thickness of the chips was reduced, the diodes were spread out, a thin film capacitor was used and the control components of the motor and structural components were integrated. These changes resulted in a reduction of 47% in volume and 25% in weight compared with the former model.

1. まえがき

今回 CIVIC Hybrid のフルモデルチェンジにあたり、インバータのさらなる性能向上のため、Honda 内製インバータの開発をおこなった。インバータはFig. 1に示すように、リアシート背面に搭載されたIntelligent Power Unit (IPU)内

Power Control Unit (PCU)に内蔵され、モータとバッテリー間電力変換の役割を担う。車両の動力性能、燃費、商品性の向上を達成するため、インバータを始めIPU 部品の出力向上及び小型化を追求した。本稿ではインバータの高出力化、小型化技術について述べる。

2. 高出力化技術

インバータの最大出力電流はパワー半導体素子(以下素子)の耐熱温度により決定される。本開発ではパワーモジュール基板の放熱性能を向上することにより素子の温度上昇を低減させ、素子の最大電流値を向上させる手法を実施した。

2.1. 高放熱パワーモジュール基板

パワーモジュール基板は、放熱、絶縁、素子の固定、電気通電の機能を持ち、放熱性能が素子の温度上昇に影響する。

車両走行条件における素子の温度上昇が厳しくなる状態は、エンジン始動時等の過渡的な発熱及び連続走行時の定常的な発熱である。過渡的な発熱の場合、素子の温度上昇は

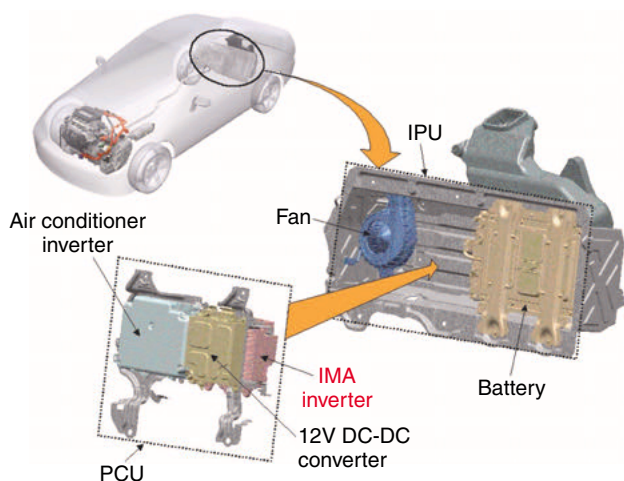


Fig. 1 Layout of IMA inverter

* 栃木研究所

**ホンダエンジニアリング株式会社

素子直下部材の熱容量と熱伝導率が支配的である。Fig. 2 上図に示すように従来のパワーモジュール基板構造は、Direct Brazed Aluminum (DBA) 基板及び放熱板から構成され、ハンダにて接続されている。素子直下の DBA 基板の構造は上層より Al, AlN, Al となっており、Al の厚さは薄く熱容量は小さい。仮に上層部の Al を厚くし熱容量を大きくした場合、素子とパワーモジュール基板を接合しているハンダ部にクラックが発生しやすくなる。これは Si を材質とする素子やセラミックである AlN に対し、Al の熱膨張率が大きく、ハンダ部にかかる応力は Al の厚さが増すほど高くなるためである。開発したパワーモジュール基板は、Fig. 2 下図に示すように上層より C-Cu, 絶縁材、放熱板となっている。C-Cu は多孔質カーボン基材に Cu を含浸させた複合材であり、Cu 同等の熱伝導率と Si 同等の熱膨張率特性をもつ。厚い C-Cu を素子直下に配置することにより、ハンダ部の応力低減と高熱容量の両立が可能となる。以上により、Fig. 3 に示すように素子発熱は C-Cu へ分散され、Fig. 4 に示すように同一素子面積において過渡熱抵抗を低減している。エンジン始動時の A ポイントにおいては従来構造比 13% の過渡熱抵抗低減を達成している。

定常的な発熱の場合、素子の温度上昇は素子から熱交換

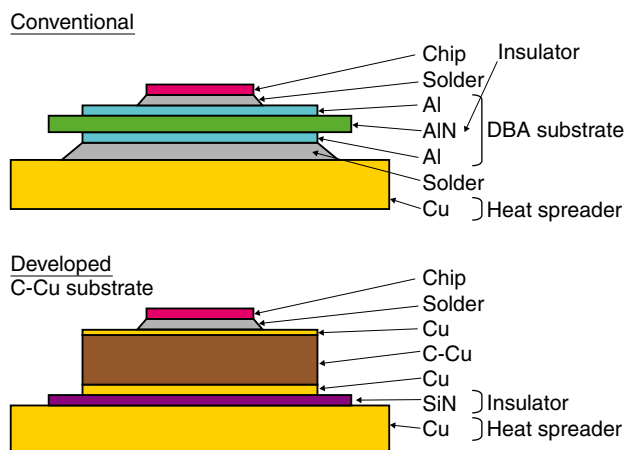


Fig. 2 Structure of power module substrate

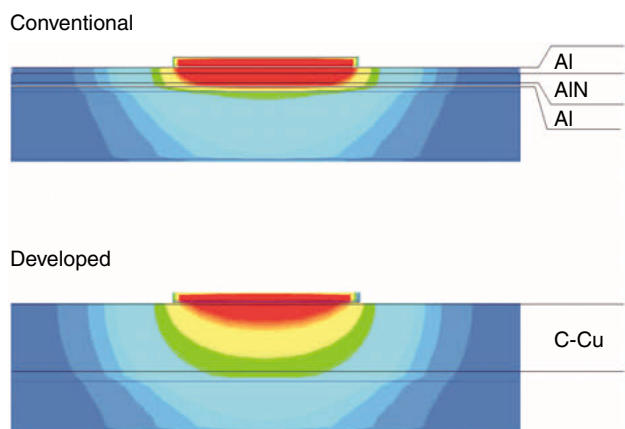


Fig. 3 Thermal simulation of transient conduction of heat

をおこなうヒートシンクまでの放熱性能が支配的である。パワーモジュール基板における放熱性能は、素子から放熱板までの熱伝導率、距離及び放熱面積により決定され、熱抵抗として表すことができる式(1)に熱抵抗の式を示す。

$$R = \frac{L}{kA} \quad (1)$$

Rは熱抵抗、Lは厚さ、kは熱伝導率、Aは面積を示す。一つの部材で考えた場合、熱抵抗を下げる方法は高熱伝導部材を使用し、熱通過面積を広くし、厚さを薄くすることである。ただしパワーモジュール基板は複数材料からなる多層基板構造であり、熱伝導率の低い部材までに熱拡散をおこない、熱通過面積を広くした方がパワーモジュール基板全体の熱抵抗が下がる。本開発では Fig. 5 に示すように熱伝導率の高い C-Cu 部を厚くして熱拡散をおこなうことで、熱伝導率の低い絶縁材の熱通過面積を広くしている。絶縁材には強度の高い SiN を選定し、薄型化を図っている。また、C-Cu, 絶縁材、放熱板をロウ付けにて一体結合することにより、熱伝導率の低いハンダを廃止している。以上により、Fig. 6 に示すように同一素子面積において、従来構造比 22% の定常熱抵抗の低減を達成している。

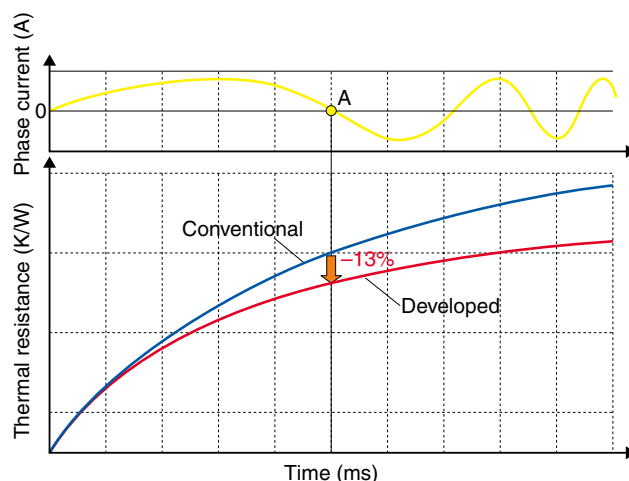


Fig. 4 Transient thermal resistance

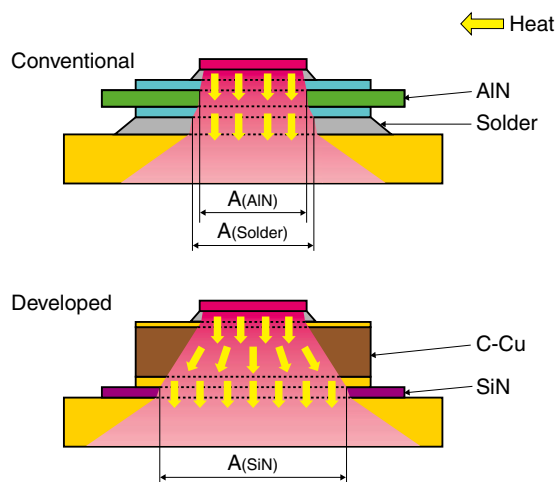


Fig. 5 Thermal diffusion

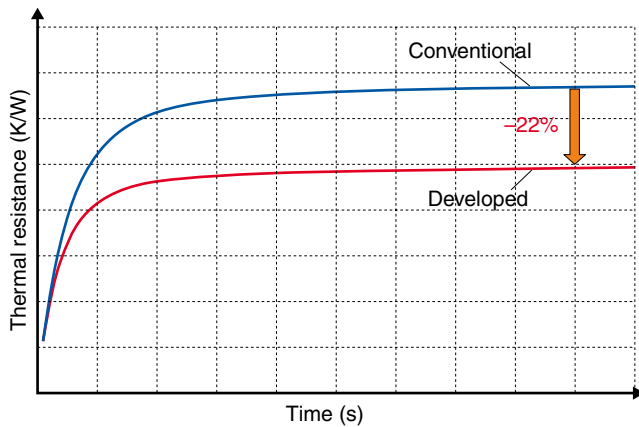


Fig. 6 Stationary thermal resistance

3. 小型化技術

インバータ及びモータ制御機能部品を Fig. 7 に示す。小型化を実施するにあたり着目した点は部品の統合である。従来まではインバータ等個々の小型化は実施してきたが、さらなる小型化のため、モータ制御機能部品及びインバータ周辺機構部品の統合を図るとともに接続部品の削減を実施した。

3.1. IGBT

本インバータではスイッチング素子として、高電力高速スイッチングが可能な IGBT を採用している。IGBT は主通電部が pnp 型バイポーラトランジスタ構造、ゲート部が Metal Oxide Semiconductor Field Effect Transistor (MOS FET) 構造となっており、パワー MOS FET の電圧駆動形での高速スイッチング特性とバイポーラトランジスタの高電圧・大電流スイッチング特性をもつ。

採用した IGBT ではセルの微細化、キャリア蓄積技術、素子の薄型化の手法を用いて、単位面積当りの損失を低減し、素子を小型化している。IGBT の構造図を Fig. 8 に示す。ゲートを素子表面に形成する従来のプレーナゲート構造においてセルの微細化をおこなった場合、空乏層の広がり

によって電流経路が狭くなり、オン抵抗が急増する。採用した IGBT では、ゲート構造を素子表面から内部に幅狭の深い溝を掘り、その側面にゲートを形成するトレンチゲート構造を採用することによりオン抵抗増加を防ぎ、セルの微細化を実施している。

また、ゲートを異間隔に配置し、ゲート間隔の広い方に絶縁膜を配することにより N 層にキャリア蓄積領域を設け、モジュレーション効果を向上している⁽¹⁾。このトレンチゲート構造の採用と素子の薄型化による比抵抗の低減により単位面積当りのオン抵抗を低減し、従来比 46% の素子面積低減を達成している。

トレンチ構造では短絡時の飽和電流増加による短絡耐量の低下及びゲート入力容量の増加によるスイッチング時間の遅れと駆動損失の増大というデメリットを生じる。採用した IGBT ではゲート間隔を部分的に広げることにより MOS 部の面積を低減し、プレーナゲート並みの飽和電流の抑制と入力容量の低減をおこなっている。

3.2. ダイオード

Fig. 9 に示すように従来の 1 チップ配置に対し、放熱性能向上のため 2 チップ配置とし熱の分散を実施した。チップ分散配置により、同一素子面積において 50% の熱抵抗低減が図れ、従来比 44% の素子面積低減を達成している。

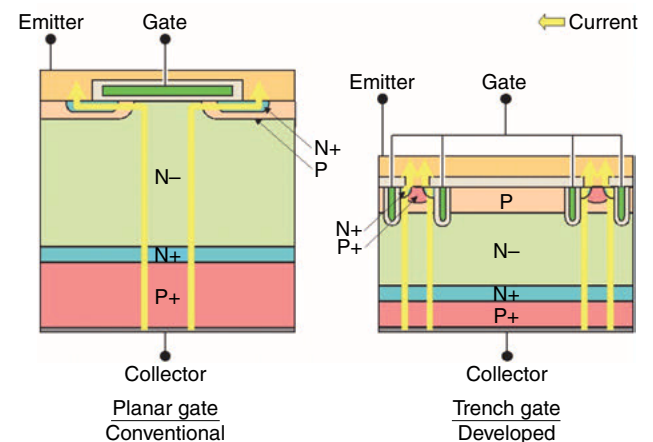


Fig. 8 Structure of IGBT

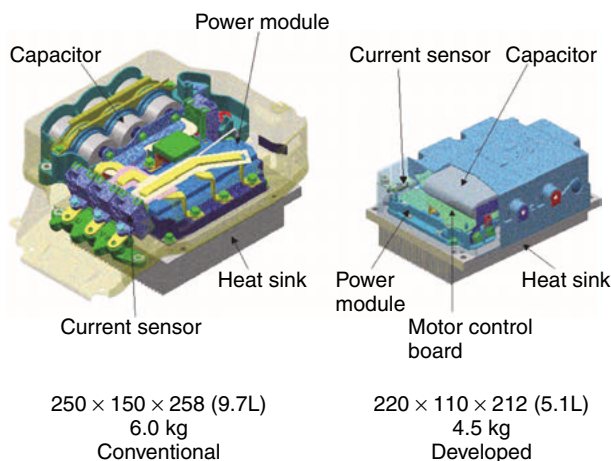


Fig. 7 Inverter configuration

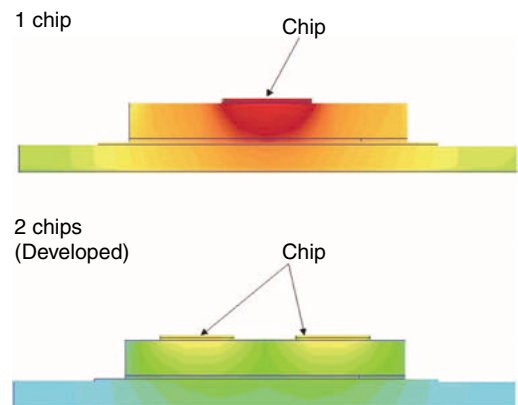


Fig. 9 Thermal simulation of conduction of heat

3.3. コンデンサ

コンデンサを小型化するために、静電容量の低減を検討した。通常IMAコンタクトは通電停止状態でのみ切り離されるが、IMA システムの異常発生時には Fig. 10 に示すように回生中に IMA コンタクトが切り離される場合があり、インバータ端子電圧が急峻に上昇する⁽²⁾。静電容量は電圧平滑だけでなく、この電圧上昇に影響し、静電容量を低減すると電圧上昇時間が早くなる。本インバータでは、過電圧保護の応答時間を従来比90%短縮することにより、静電容量の低減を実施している。

従来の電解コンデンサは静電容量は大きいですが、電解液等による等価直列抵抗(ESR)が大きいため、リップル電流による発熱が大きい。Fig. 11に示すように許容リップル電流と静電容量は比例関係にあり、電解コンデンサは静電容量を低減した際、許容リップル電流が車両の要求値を満足できず、従来からの小型化は実施できない。これに対しフィルムコンデンサは、静電容量は小さくなるが、ESR が低いため許容リップル電流が高いという特徴をもつ。本インバータでは車両用平滑コンデンサとして最小膜厚のフィルムコンデンサを採用し、Fig. 12に示すようにコンデンサ素子形状を扁平型とすることにより従来比 40%の容積低減を達成している。

3.4. モータ制御機能及び電流センサの内蔵

インバータ周辺部品のブロック図を Fig. 13 に示す。従

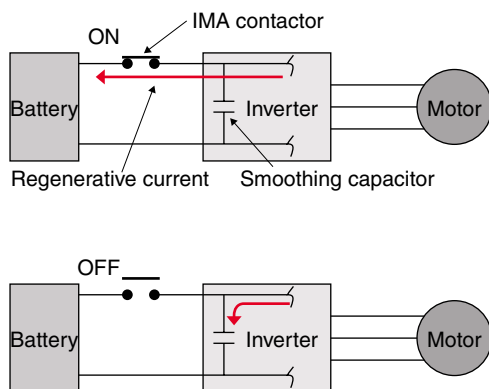


Fig. 10 IMA system diagram

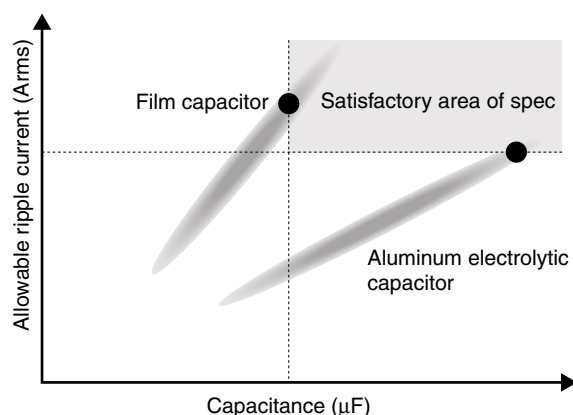


Fig. 11 Comparison of capacitor characteristics

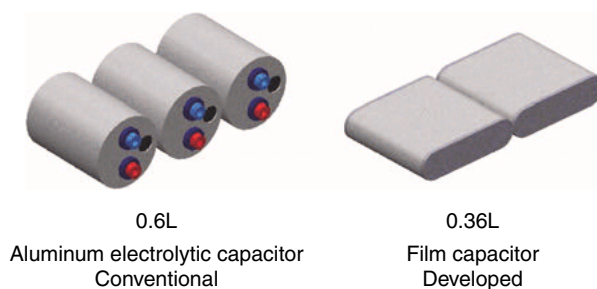
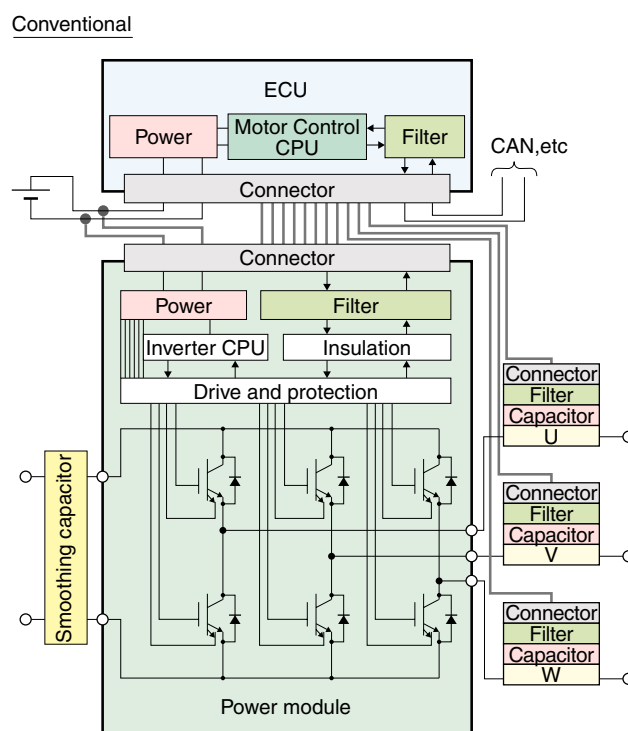


Fig. 12 Comparison of capacitor



Developed

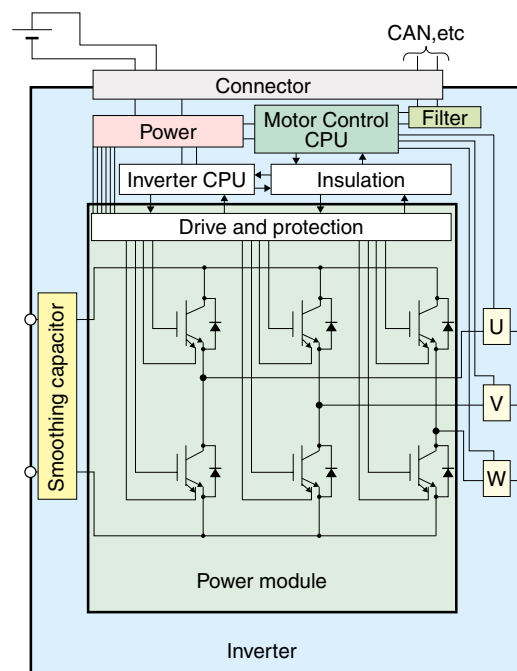


Fig. 13 Block diagram of inverter and peripheral parts

来のECUはモータ制御機能、バッテリー制御機能、冷却制御機能が一体となっており、ECUとモータ制御機能部品間を多くのハーネスで接続していた。今回システム部品の簡略化を図るため、モータ制御機能及び電流センサをインバータ内部に搭載し、他ECUとインバータ間はCANによる接続を実施した。これによりハーネス及びインターフェース回路の削減、電源、フィルタの共用化を実施している。

インバータの内部構成図を Fig. 14 に示す。ゲートドライブ基板、モータ制御基板、電流センサ基板間接続を従来のコネクタ接続からピン端子接続への変更をおこない、コネクタ及びハーネスの削減を実施している。

ゲートドライブ基板とモータ制御基板間の接続構造を Fig. 15 に示す。ピン端子 ASSY は固定ハウジング、可動ハウジング、ピン端子から構成され、組立時のゲートドライブ基板とモータ制御基板との位置ズレを可動ハウジングによって矯正し、ピン端子をモータ制御基板に挿入する構造としている。

モータ制御基板と電流センサ基板間の接続構造を Fig. 16 に示す。ピン端子は直接電流センサに設けられ、モータ制御基板にハンダにて接続される。組立時のモータ制御基板と電流センサ基板との位置ズレは、モータ制御基板側に設けられているピンガイドによりピン端子位置が矯正される。電流センサ容積はモータ制御基板との電源、フィルタ共用化を合わせ、従来比 73%の容積低減を達成している。

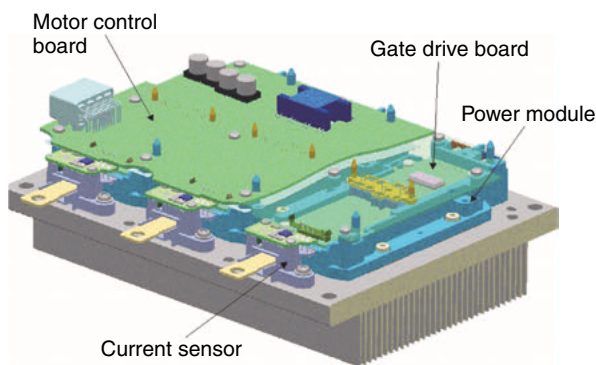


Fig. 14 Interior of inverter

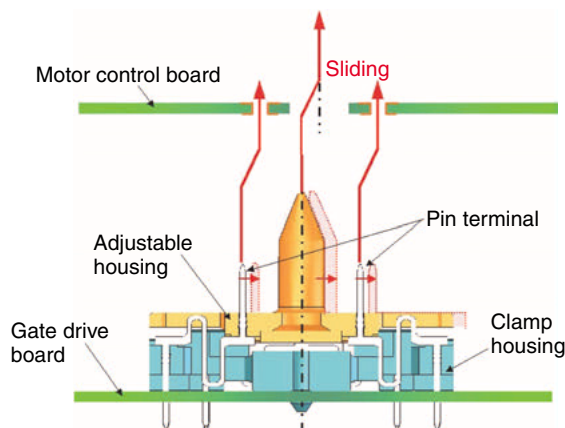


Fig. 15 Structure of pin terminal

3.5. 機構部品統合

各部品間電気接続及び部品固定の統合化のため、コンデンサユニットへの機能統合を実施した。コンデンサユニットの構成図を Fig. 17 に示す。従来のインバータカバーにコンデンサ及びノイズフィルタを固定し、同一のバスバーにて接続している。ノイズフィルタのグランドバスバーはコンデンサユニット固定部まで延長し、コンデンサユニット固定と同時にグランド接続をする構造としている。また、インバータカバーに入力端子台及び出力端子台構造を持たせ、インバータ出力バスバーを延長することにより、従来の出力バスバーを廃止している。以上により、Fig. 18に示すような部品点数削減を達成している。

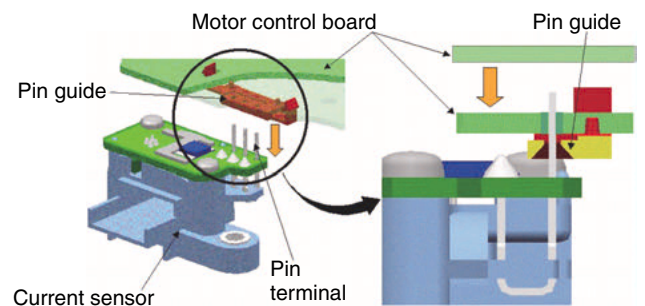


Fig. 16 Configuration of pin terminal

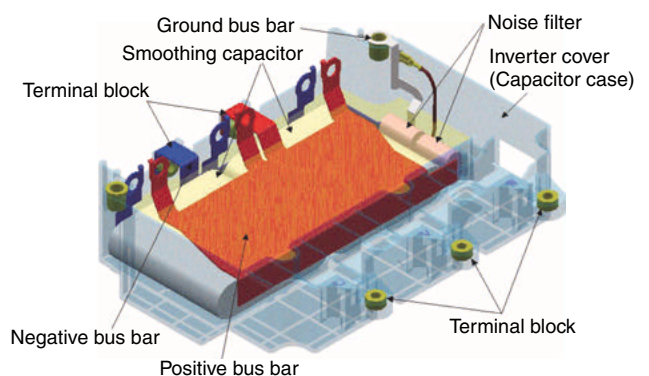


Fig. 17 Configuration of complete capacitor

Conventional

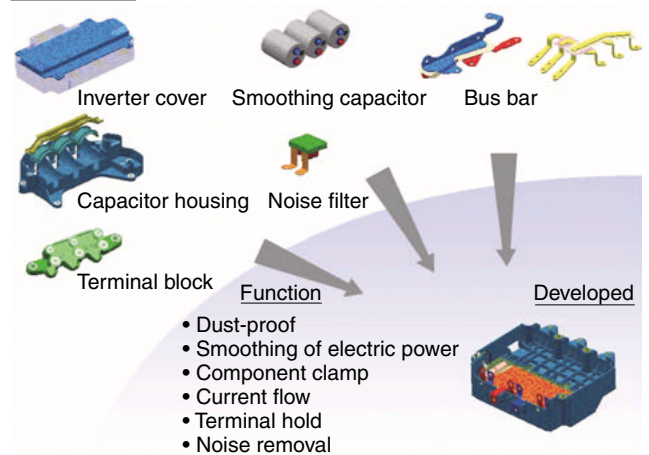


Fig. 18 Integration of capacitor components

4. まとめ

新型 CIVIC Hybrid 用インバータ開発にあたり、従来インバータに対し下記項目を達成した。

- (1)高放熱 C-Cu 基板採用によるインバータ最大出力電流 6%向上
- (2)IGBTゲートトレンチ化及び素子薄型化によるIGBT素子面積 46%低減
- (3)ダイオード分散配置によるダイオード素子面積 44%低減
- (4)薄型扁平フィルムコンデンサ採用によるコンデンサ容積 40%低減
- (5)モータ制御機能及び電流センサのインバータ内蔵によるコネクタ及びハーネスの廃止、基板実装部品の低減、電流センサ容積 73%低減
- (6)機能部品統合による部品点数削減

この結果、インバータ全体で最大出力電流値 6%向上、インバータ容積 47%低減、インバータ重量 25%低減し目標値を達成した。インバータの高出力化及び小型化技術は、Honda IMA システムの動力性能、燃費、商品性の向上に貢献した。

参考文献

- (1) Oyama,K., Kohno,Y., Sakano,J., Uruno,J., Ishizaka,K., Kawase,D., Mori,M., Hitachi Research Laboratory, Hitachi Ltd.: Novel 600-V Trench High-Conductivity IGBT (Trench HiGT) with short-Circuit Capability
- (2) Yusaku,N., Kosaka,H.: Development of intelligent Power Unit for the V6 Hybrid Midsized Sedan, SAE, 2005-01-0275

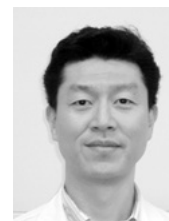
■著 者■



大塚 浩



安楽 文雄



塚田 能成

軽量コンパクト 6速マニュアルトランスミッションの開発

Development of Lightweight and Compact 6-speed Manual Transmission

松田 健司*
Kenji MATSUDA
岩 崎 徹*
Toru IWASAKI

真仁田 満*
Mitsuru MANITA
萩庭 正大*
Masahiro HAGINIWA

横溝 幸治*
Kouji YOKOMIZO

要 旨

軽量コンパクトで定評のある既存の 1.5 L 用 5 速マニュアルトランスミッションをベースにして、全長を増やすことなく高容量の 6 速マニュアルトランスミッションを開発した。高容量とコンパクトの両立のために各速のシンクロナイザスリーブストロークを短縮するとともに、各速のギヤ諸元とギヤ幅の最適化をおこなった。また CAE による解析によって軽量でありながら高剛性なケース形状とし、ギヤノイズ低減をはかった。その結果、全長 352 mm、総重量 47 kg という軽量コンパクトな 6 速マニュアルトランスミッションを開発することができた。

さらに操作する楽しさの追求のため、チェンジリンク機構を新構造にし、操作フィーリングの向上をおこなった。

ABSTRACT

A high capacity 6-speed manual transmission has been developed based on the existing compact, well-established 5-speed manual transmission for 1.5-liter engines without increasing the overall length of the transmission. In order to ensure both high capacity and compactness, the synchronizer sleeve stroke of each gear has been reduced, and the specification and width for each gear was optimized. Gear noise was reduced by using a rigid, yet lightweight case shape designed using CAE analysis. The resulting 6-speed transmission has an overall length of 352 mm and total weight of 47 kg, making it light weight and compact.

In addition, a new structure was employed for the change link mechanism in order to enhance the gear-shift feel.

1. はじめに

近年の市場動向を見ると、従来大排気量車やスポーツ車への搭載が主流であった 6 速マニュアルトランスミッション(以下、6MT と記す)が欧州を中心として、一般の小排気量車への搭載が増加している。

当社でもエンジン排気量 2.0 L 以上では既に 6MT を搭載しているが、今回小排気量エンジン搭載の小型車への適用が可能なようにコンパクト化および低フリクションを追求した 6MT を新開発した。ここでは、この 6MT の概要と主要技術を中心に紹介する。

2. 開発のねらい

今回の新 6MT 開発において、その開発コンセプトを「高容量と軽量化コンパクトの両立」、「チェンジ操作フィーリングの向上」、「伝達効率の向上」に設定した。これらを具現化するために、以下にあげる 4 項目を開発のね

らいとした。

- (1) 小排気量車への搭載自由度を確保するため、従来の 1.5 L 用 5MT と同等の全長で 6MT 化を達成。
- (2) NV(Noise, Vibration)性能の向上と軽量化の両立。
- (3) 爽快かつ明快なチェンジ操作フィーリングの実現。
- (4) 従来の 5MT 同等以下の低フリクション化の達成。

3. 基本構造と諸元

外観図と主断面図をそれぞれ Fig. 1, Fig. 2 に、主要諸元を Table 1 に示す。

6MT のギヤトレインは平行 2 軸構造で、1 速から 6 速までを常時噛合い式シンクロメッシュ構造とし、リバースギヤは選択しゅう動構造とした。高容量シングルコーンシンクロナイザの採用とベアリング配置の最適化などによりギヤトレインの低フリクション化もはかった。

また Fig. 1 に示すようにそのギヤトレイン上方に新構造のチェンジリンク機構を配置した。

*栃木研究所

Table 1 Specifications of transmission

Transmission type		6-speed Manual
Torque capacity (Nm)		Over 175
Gear ratio	1st	3.142
	2nd	1.869
	3rd	1.303
	4th	1.054
	5th	0.853
	6th	0.727
	Reverse	3.307
Weight (wet)	(kg)	47

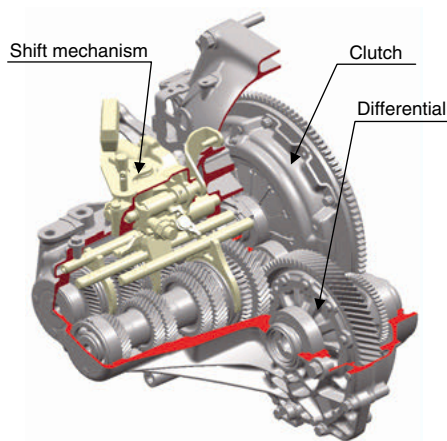


Fig. 1 View of transmission

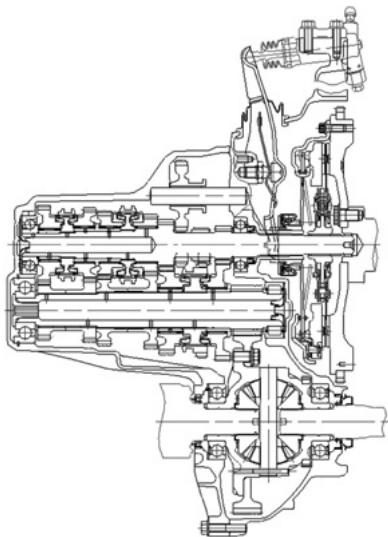


Fig. 2 Cross-sectional view of transmission

4. コンパクト化技術

4.1. ギヤトレイン構造

既存の1.5L用5速マニュアルトランスミッションをベースにして、同一全長で6MTを成立させることを目標として開発した。6MT化により予測される全長アップに対して、全長短縮技術を開発し目標を達成した(Fig. 3)。

4.2. シンクロナイザスリーブストローク短縮

マニュアルトランスミッションの全長を決める要素はギヤ、ベアリングなどの部品寸法と、シフト操作時に動くシンクロナイザスリーブ(以下、スリーブと記す)のストロークスペースがある。

スリーブは、シンクロナイザリングを作動させ同期させる機能とシフト完了後にクラッチギヤと噛合い、動力を伝達させる機能をもつ。その機能を満足する必要寸法の積み重ねによりスリーブストロークが決定される。Fig. 4にそのスリーブストローク量の構成要因を示す。今回はFig. 4に示すように、同期終了からギヤ接触までの寸法を短縮することでスリーブストローク量を短縮した。

その部分のストロークを短縮するために、1速と2速はスリーブ形状の変更、それ以外の変速段はシンクロナイザリング形状の見直しをおこなった。ここではスリーブの形状変更について述べる。

従来のスリーブは同期機能とクラッチギヤに噛み込む機能を全歯でおこなっていたが、今回は同期する歯と最初にクラッチギヤに噛み込む歯を分け、その歯の間に相対的な段差を設置することで同期からクラッチギヤ接触までの距離を短縮した。これにより6速分の合計で約5mmの全長が短縮された。またそれは後述する2段入りフィーリングの低減にも効果を示した。従来と今回のスリーブの構造比較をFig. 5に示す。

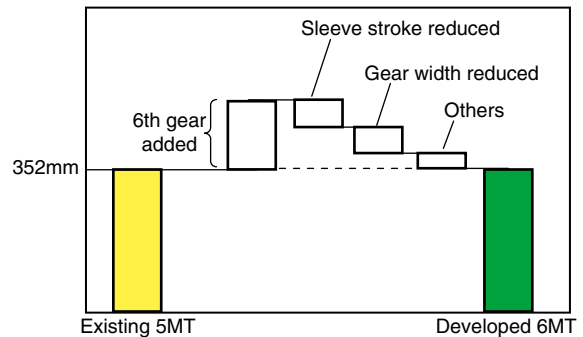


Fig. 3 Effect of reducing length of each part

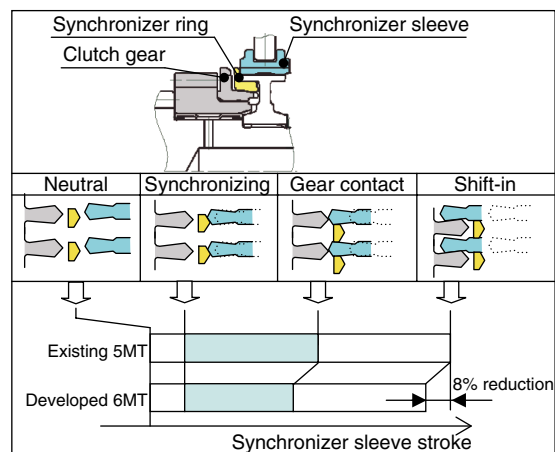


Fig. 4 Comparison of synchronizer sleeve stroke

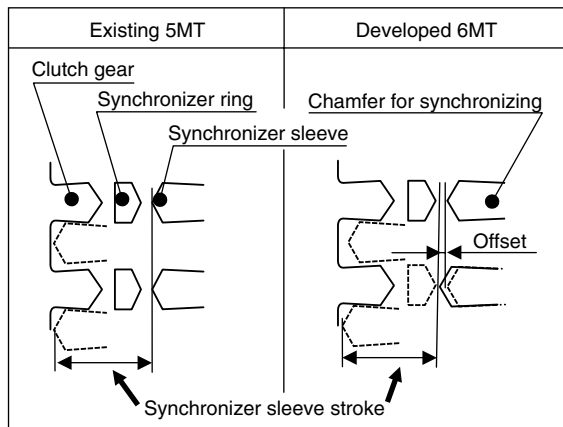


Fig. 5 Comparison of synchronizer sleeve shape

4.3. ギヤ幅短縮

ギヤ幅を短縮するとギヤ本体の耐久性と、ギヤノイズの増加が懸念される。今回は一部のギヤの小モジュール化と諸元の最適化をはかることで、耐久性を確保するとともに、ギヤノイズに影響する噛合い率の向上を実現した。その結果ギヤ幅短縮の効果で 4mm の全長短縮を達成した。

5. 軽量化技術

コンパクト化に対する技術と軽量化の取り組みをおこなった結果、6MT で 47 kg(Wet)という 5MT 同等重量のトランスミッションが開発できた。Fig. 6 にトランスミッション総重量比較を示す。ここでは代表して最も軽量化効果の大きいトランスミッションケースの設計事例を述べる。

CAE 解析技術の進歩により、設計段階で FEM モデルを使った解析をおこなうことにより、試作品を製作する前に応力、剛性、挙動が精度よく予測可能になっている。その活用は開発効率の向上だけでなく、目標値達成手段の効果予測の精度アップにより、本開発の目標である高剛性と軽量化の両立といった相反する要求に対しても効果的な設計が可能としている⁽¹⁾。

それらの解析技術を利用し、NV 性能向上のための高剛

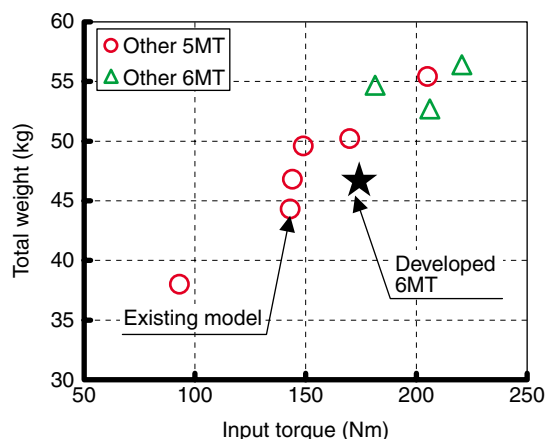


Fig. 6 Comparison of transmission weight

性を必要最小限の重量増で達成することを目指してケース骨格を新設計した。設計初期段階でケース FEM モデルによる解析を用いて振動特性、発生応力を予測し効果的なリブ配置と形状見直しをおこなうことで膜面振動低減による放射音の改善をおこなった⁽²⁾。その結果、ベース5MTに対し最小限の重量増で性能目標を達成した(Fig. 7)。

今回おこなった振動特性解析事例を Fig. 8, その解析結果から得られた振動特性を Fig. 9 に示す。

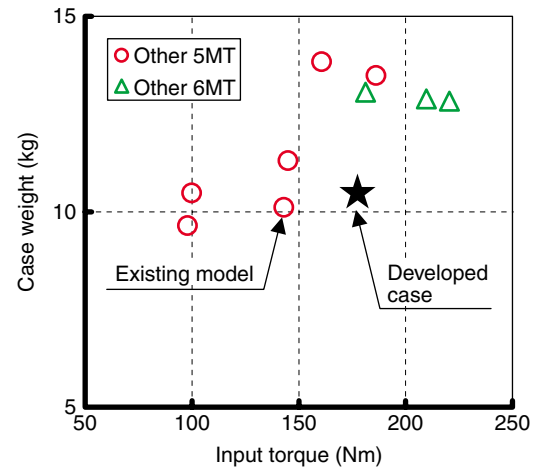


Fig. 7 Comparison of case weight

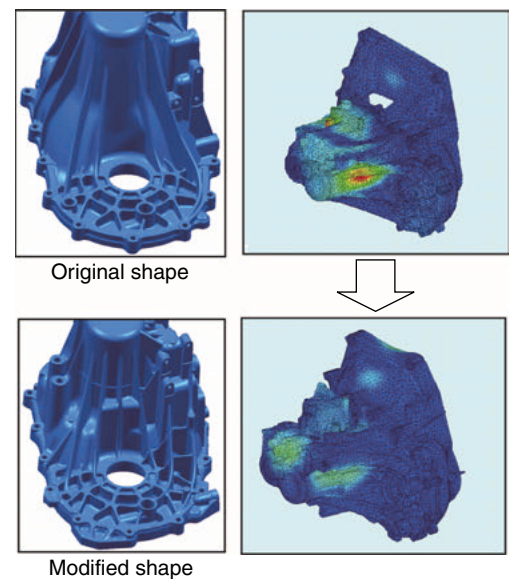


Fig. 8 Comparison of model shape

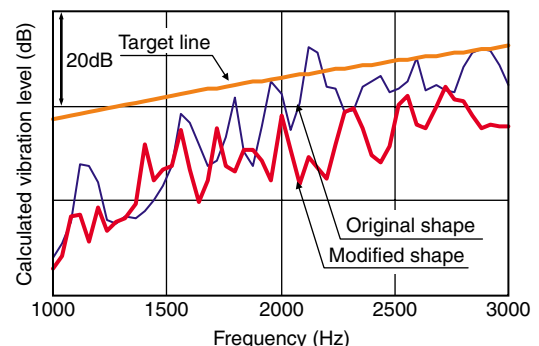


Fig. 9 Comparison of sound pressure level

6. チェンジ操作フィーリング向上

開発のねらいである「爽快かつ明快なチェンジ操作フィーリング」を具現化するために、以下にあげる項目を中心に開発をおこなった。

- (1) セレクト(横方向)操作時のフリクション低減
- (2) シフト(縦方向)操作荷重の低減
- (3) 2段入りフィーリング低減

チェンジリンク機構はシフト・セレクト機構およびリバースギヤ鳴り低減機構をユニットとして1箇所に集約しコンパクト化をはかった(Fig. 10)。

6.1. セレクト操作時のフリクション低減

Fig. 11 にセレクト機構を示す。セレクト操作時には、チェンジリンク部品の回転、しゅう動によりフリクションが発生しフィーリングを低下させる要因となっている。

そのフリクションを低減するため、セレクト操作時に最も大きなフリクションを発生させていたリンクを廃止し、セレクトケーブルが直接セレクトレバーシャフトを回転させてポジションを選択する構造とした。さらにそのシャフトの支持部ヘニードルベアリングを採用し回転フリクションを低減した。これらにより、Fig. 12に示すようにセレクト機構全体のフリクションは従来比約80%低減され、ヒステリシス感の少ない爽快なフィーリングが達成できた。

Fig. 13 にそのセレクト荷重特性を示す。

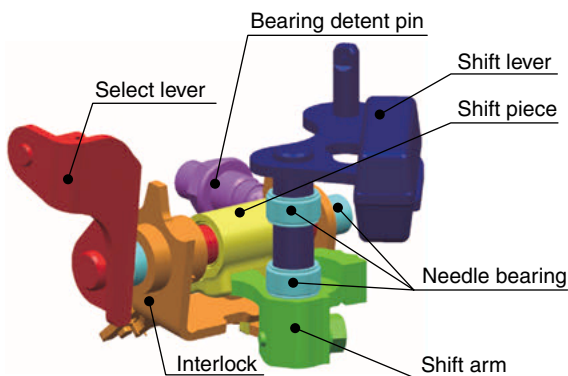


Fig. 10 View of gear change linkage

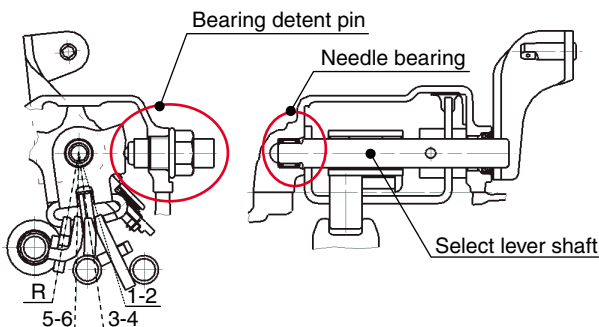


Fig. 11 Gear selector mechanism

6.2. シフト操作荷重低減

シフト操作荷重を低減する手段として、シンクロナイザの容量アップ以外に、シフトノブからトランスミッション内のスリーブまでのレバー比を大きくする手法が考えられる。しかし一般的にレバー比拡大は、シフトノブストロークを長くすることが必要となり軽快なチェンジ操作フィーリングを損ねる要素となる。

シフトノブストロークを増加させずにレバー比を拡大するため、チェンジユニット内に設置されたシフトアームの作動部形状を Fig. 14 に示すように異なる半径をもつ二つの円を組み合わせた複合円形状とし、大きな操作力が必要な同期中のみレバー比をさらに拡大する構造とした。これ

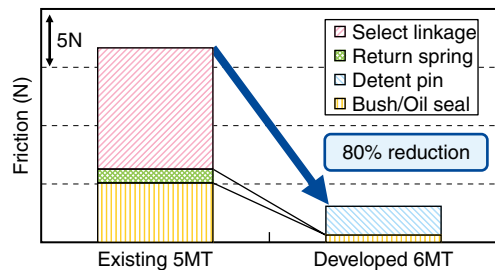


Fig. 12 Comparison of select lever friction

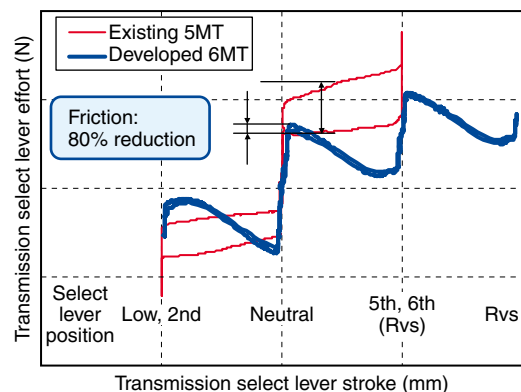


Fig. 13 Characteristics of select lever operation

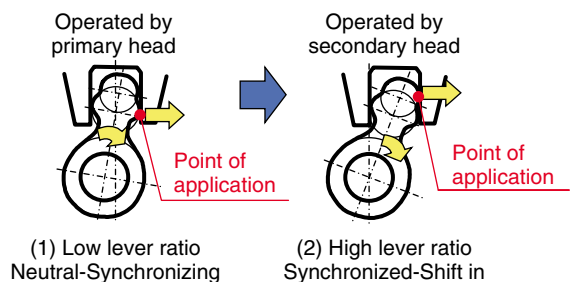
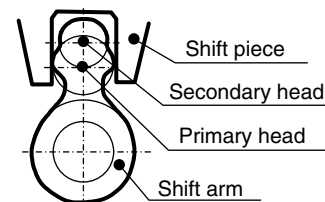


Fig. 14 Operation of variable lever ratio shift arm

により前述のスリーブストローク短縮によるレバー比拡大効果と合せて約 14%のシフト操作荷重低減がはかれた。

Fig. 15 にそのシフト操作荷重低減効果を示す。

6.3. 2段入りフィーリング低減

シフト操作時、シンクロ同期終了後に再度叩かれるような荷重が発生する、いわゆる2段入りフィーリングがありシフトフィーリングを損ねる要因となっている。これは同期時に発生する被同期側シャフトのねじれが同期終了後に開放されることによって再度差回転が生じ、スリーブがクラッチギヤに噛み込む際にその差回転によりはじかれ、その振動がシフトノブに伝達されるためである⁽³⁾。Fig. 16に2段入りフィーリング発生原理を示す。

前述したシンクロナイザスリーブストロークの短縮により、同期後からスリーブとクラッチギヤの噛み込みまでのストロークと時間が減ることで差回転の発生が抑制され、2段入り荷重を従来比で約 30%減少させることができた。

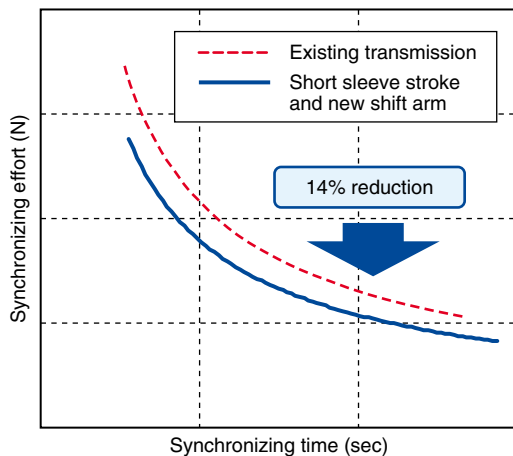


Fig. 15 Reduction of synchronizing effort

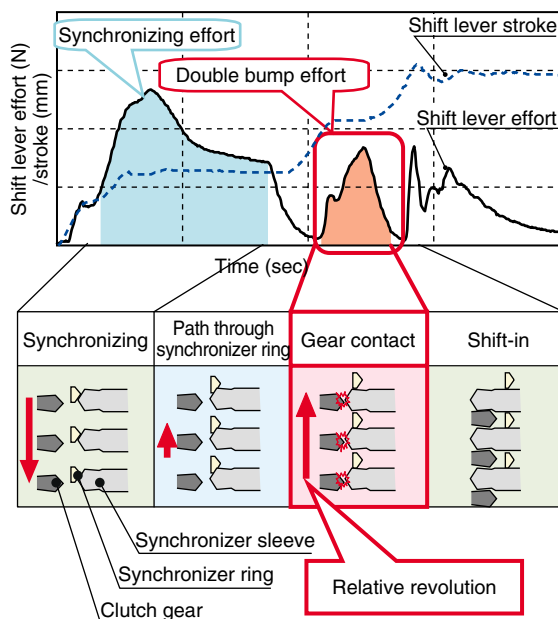


Fig. 16 Principle of double bump effort

7. 伝達効率向上

マニュアルトランスミッションの伝達効率を低下させる要因は、オイルのかくはん抵抗、シンクロナイザ、ベアリングなどのギヤトレインのフリクションなどがある。

今回採用したシフト荷重低減技術に加え、2速に高容量のシングルコーンシンクロナイザを採用したことで、従来適用していたダブルコーンシンクロナイザが廃止可能になり、シンクロナイザで発生する回転抵抗が低減できた。また、6MT化に伴いベアリング配置を見直すことで、ローラーベアリングを廃止し、またケース内壁に設置したリブの平滑化によりオイルのかくはんによる抵抗を低減させた。

その結果、Fig. 17に示すように6MT化によるフリクションの増加はあるものの、60km/hクルーズ時のフリクションを従来の5MTに対して約13%低減することができた。

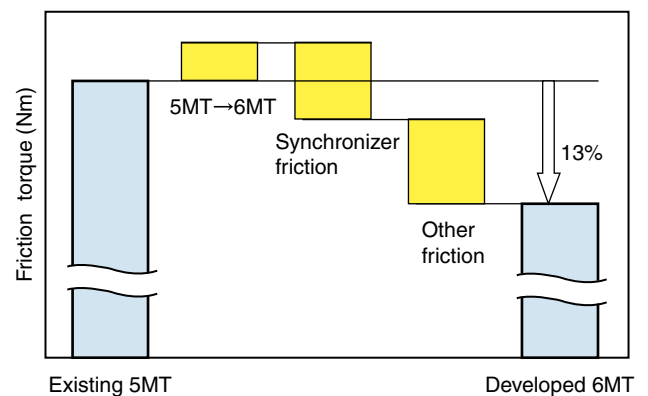


Fig. 17 Transmission friction torque at 60km/h

8. まとめ

- (1) 全長を短縮するためのシンクロナイザスリーブストローク短縮と新ギヤ諸元の技術確立し、従来5MTと同等の全長で6MTを開発した。
- (2) FEMモデル解析により高トルク対応と振動低減をはかりつつ、クラス最軽量のケース形状ができた。
- (3) チェンジリンク機構の構造と低フリクション化要素技術により、チェンジ操作時のセレクト方向のフリクションが約80%低減した。
- (4) シンクロナイザスリーブストロークの短縮やチェンジ機構の改良で、シフト荷重を低減するとともに、2段入りフィーリングが低減できた。
- (5) シンクロナイザとベアリング仕様の最適化等により、6MTでありながら、従来5MTに比較して約13%のフリクション低減を達成した。

参考文献

- (1) Koyama,S., Nagai,S., Uchida,T.: Practical Examples for CAE-based Development for Automobile Transmissions by Designers, SAE Paper 2004-01-1726
- (2) 坂口 和貴, 齊藤 和弘: トランスミッションケース放射音特性予測評価法の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.17, No.1, p.42-45
- (3) 村井 章文, 岡崎 功二, 奥野 勝則: S2000 におけるスポーティチェンジフィーリング, HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.2, p.73-78

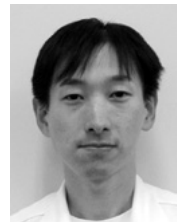
■著 者■



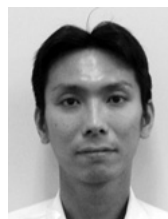
松田 健司



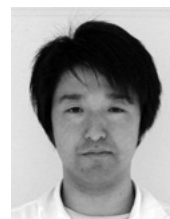
真仁田 満



横溝 幸治



岩崎 徹



萩庭 正大

樹脂製エクストラウインドの開発

Development of Plastic Extra Window

平山 貴邦*
Takakuni HIRAYAMA
山口 貴志**
Takashi YAMAGUCHI

山中 紀幸*
Noriyuki YAMANAKA
堀野 正俊**
Masatoshi HORINO

佐瀬 博幸*
Hiroyuki SASE
Stuart COCK**

要 旨

大型で3次元の複雑な形状を有する樹脂製エクストラウインドを開発し、新型ヨーロッパ CIVIC に採用した。透明樹脂と黒色樹脂のダブルインジェクションプロセスによりエクストラウインド本体を成形し、ウレタン接着剤によりテールゲートパネルに固定した。耐スクラッチ性が要求される外側全面と透明パネル内側面にはハードコートコーティングした。ハードコートには高い耐スクラッチ性を有するポリシロキサン系ハードコートの中から、優れた耐候密着性を有するものを選定した。さらに、自動化したフローコートプロセスにより適正範囲にハードコート膜厚をコントロールし、優れた耐久性能を確保した。この部品の採用によりドライバ後方の視界が補助されると同時に、新しい外観意匠を実現した。

ABSTRACT

A large, extra window made of plastic with a complex 3-dimensional shape has been developed for use on the 2006 European CIVIC. The extra window was produced by a double-injection process using transparent and black resins and fixed to the tailgate panel with urethane adhesive. To ensure scratch resistance, the full outer and transparent inner surfaces of the extra window have a hard coating. The hard coating with the best weathering resistance was chosen from among polysiloxane hard coatings with good scratch resistance. Using an automated flow coat process to apply the hard coat mean the hard coat film thickness could be controlled within the appropriate range, ensuring superior durability of the coating. The new window provides the driver with an enhanced rear view and gives the car a whole new look.

1. まえがき

従来、自動車のウインドには無機ガラスが用いられてきた。無機ガラスは他の外装部品に用いられる鋼板、アルミ板、樹脂などに比べて形状加工の自由度が低く、そのためウインドのデザインは他の外装部品よりも制限されてきた。

しかし、近年、より複雑なウインドデザインの実現のため、無機ガラス代替樹脂材料の研究、開発が盛んにおこなわれており⁽¹⁾、クォータウインドやテールゲートの一部ウインドなどへの適用も始まってきている^{(2), (3)}。

新型ヨーロッパ CIVIC のテールゲートは高い位置にテールゲートスポイラが設けられた特徴的なデザインを有し、テールゲートスポイラとウインドとが一体となった「エクストラウインド」を採用した。新型ヨーロッパ CIVIC のエクストラウインドを Fig. 1 に示す。本部品は Fig. 1 に示すように大型で3次元の複雑な形状を有する。

また、エクストラウインドに一体に組み込まれた透明パネルはドライバ後方の視界を補助する役割を持つ。

ここでは、新型ヨーロッパ CIVIC に採用した樹脂製エクストラウインドについての技術内容を紹介する。



Fig. 1 Rear view of the new European CIVIC

* 栃木研究所

** Honda R&D Europe (UK)

2. エクストラウインドの基本構造

エクストラウインドの部品形状を Fig. 2 に示す。エクストラウインドの透明パネルは深く曲がった形状を有し、透明パネルとスポイラとの間には分割ラインが存在しない。

また、エクストラウインドの内側構造を Fig. 3 に示す。テールゲートパネルへのエクストラウインド取り付けには、シール機能を確保するためウレタン接着剤による全周接着を用いた。よって、エクストラウインドの内側にはハイマウントストップランプを取り付ける構造と共に、接着剤が硬化するまでの仮保持を目的としたクリップを取り付ける構造を設ける必要がある。

このようなデザイン及び内側構造をできる限り最小限の部品点数で実現するために、透明樹脂と黒色樹脂のダブルインジェクションプロセスによりエクストラウインド本体を一体成形した。具体的には、透明樹脂でエクストラウインド全体を射出成形した後、内側の必要箇所に黒色樹脂を射出成形した。なお、内側の黒色樹脂は透明パネル外周に黒色セラミック調の外観を付与すると同時に、エクストラウインド全体の剛性向上にも寄与している。

一般的に、無機ガラス代替樹脂材料単体の耐スクラッチ性は無機ガラスに比べて著しく低い。そこで、外装部品として耐スクラッチ性が要求される外側全面と透明パネル内側面にはハードコートをコーティングした。

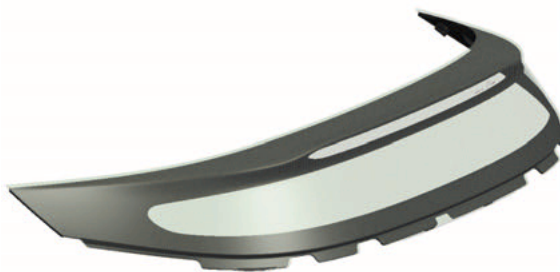


Fig. 2 Shape of extra window

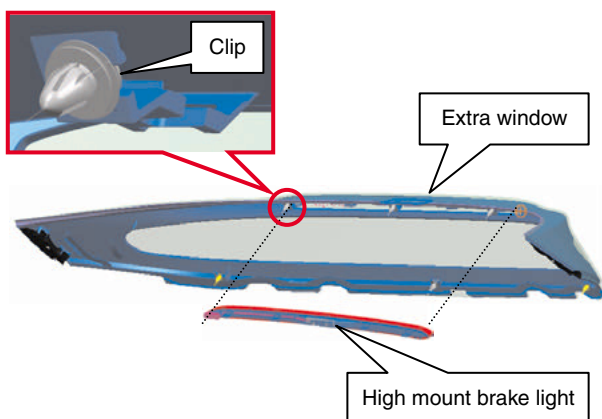


Fig. 3 Inside structure of extra window

3. 樹脂材料の選定

透明樹脂には優れた透明性と熱的安定性を有するポリカーボネートを用いた。透明樹脂はリアウインドと色を合わせるためグリーンに着色した。

一方、黒色樹脂はダブルインジェクションプロセス後の透明樹脂との層間剥離を防ぐ目的から、透明樹脂材料と同系の材料を選定する必要がある。また、ウレタン接着剤との接着性を確保するために、黒色樹脂の接着面には溶剤系の樹脂用プライマを塗布する必要がある。そのため、黒色樹脂にはポリカーボネートに比べ耐薬品性に優れたポリカーボネートアロイを用いた。

黒色樹脂とウレタン接着剤との接着性を確認するために、せん断接着性試験を実施した。その結果、接着面全面に渡ってウレタン接着剤の凝集破壊となり、十分な接着性を有することを確認した。また、黒色樹脂表面の溶解による樹脂用プライマーの塗りムラが生じないことも確認した。

4. ハードコート材料の選定

エクストラウインドの透明パネルは後方視界を補助する役割を持つため、自動車安全ガラス材料に関するヨーロッパ法規(ECE 43)の耐磨耗性テストを満足することが要求された。これを満足するためには、従来ハードコートが多く用いられてきたヘッドライトレンズよりも高い耐スクラッチ性が必要となる。そこで、エクストラウインドのハードコートにはヘッドライトレンズ等で多く用いられているアクリルウレタン系ハードコートではなく、ポリシロキサン系ハードコートを選択した。

また、エクストラウインドは比較的大きな水平意匠面を有しているため、実使用環境下で照射される紫外線の量はヘッドライトレンズに比べて多い。よって、エクストラウインドのハードコートには、より高い耐候密着性も要求された。5種類のポリシロキサン系ハードコートについてサンシャインカーボンアーク灯式耐候性試験機(Sunshine Weather O Meter : SWOM)と紫外線蛍光灯式耐候性試験機(QUV Weathering Tester : QUV)を用いて促進耐候性試験をおこない、ハードコート表面にクラックが発生し始める耐久時間を比較した。SWOMによる促進耐候性試験条件と試験結果を Table 1 と Fig. 4 に、QUV による促進耐候性試験条件と試験結果を Table 2 と Fig. 5 にそれぞれ示す。ハードコート 5 は従来一般的なヘッドライトレンズなどで適用実績のあるポリシロキサン系ハードコート(ハードコート 1-4)に比べ、SWOM で 4.5 倍以上、QUV で 5 倍以上の耐候密着性を有する。よって、エクストラウインドにはハードコート 5 を用いた。

ハードコート 5 はトップ層と下地層の 2 層で構成され、各層毎に熱硬化処理をおこなう 2 コート 2 ベーク仕様であ

Table 1 SWOM accelerating weathering test conditions

Item	Test condition
Test subject condition	Substrate: Flat piece of black polycarbonate
	Coating thickness: Proposal thickness of hard coat supplier
	Coating condition: Proposal condition of hard coat supplier
SWOM condition	Basic condition: In compliance with JIS D 0205
	Back panel temp.: 63±3°C
	Rain shower time: 12 min. during 60 min.

Table 2 QUV accelerating weathering test conditions

Item	Test condition
Test subject condition	Substrate: Flat piece of black polycarbonate
	Coating thickness: Proposal thickness of hard coat supplier
	Coating condition: Proposal condition of hard coat supplier
QUV condition	Basic condition: In compliance with JIS D 0205
	Light exposure temp.: 63±3°C
	Condensation temp.: 50±2°C
	Operating condition: Repetition of light exposure for 4 hours - condensation for 4 hours

る。ハードコート5はつぎに挙げる特徴(1)、(2)を有し、この特徴によりエクストラウインドに要求される耐スクラッチ性と耐候密着性の両立を可能としている。

(1)下地層に紫外線吸収剤を添加することにより、トップ層の表面硬度を低下させることなく多くの紫外線吸収剤を添加することができる。

(2)下地層単独で熱硬化処理をおこなうことにより、下地層の膜厚がコントロールしやすく安定したハードコート密着性を得ることができる。

なお、ハードコート5は北米でしか生産されておらず、保管期限が短いため北米からのヨーロッパ供給は困難である。そこで、エクストラウインドの開発に合わせてハードコート5のヨーロッパ現地調達をおこない、安定供給可能な体制を確立した。

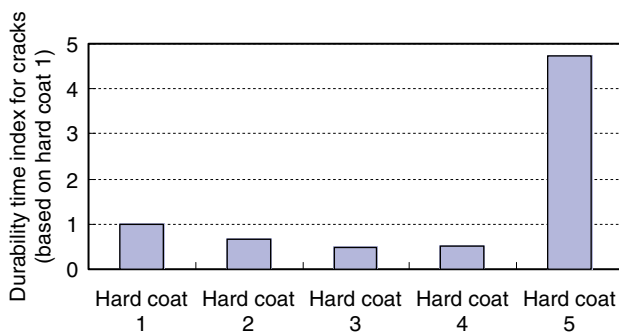


Fig. 4 SWOM accelerating weathering test results

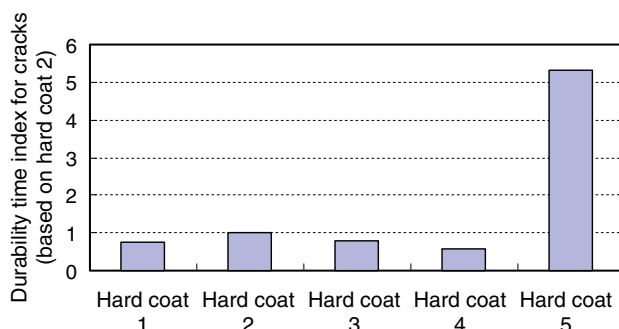


Fig. 5 QUV accelerating weathering test results

5. ハードコート膜厚のコントロール

実使用環境下でのスクラッチ及び環境劣化を防ぐためには、ハードコート材料の選定と同時に、ハードコート膜厚のコントロールが重要となる。エクストラウインドのハードコートコーティング方法には、複雑な形状物に対しても比較的均一なコーティングが可能なフローコートプロセスを用いた。なお、フローコートプロセスとはノズルからコーティング液を流出させて被塗物に流しかけ、コーティング膜を作る方法である。

さらに、フローコートプロセス中のコーティング液パラメータ、コーティング液塗布条件、及びエクストラウインド固定姿勢を最適化することにより適正範囲にハードコート膜厚をコントロールした。また、フローコートプロセスを自動化することにより、ハードコート膜厚を安定化させた。

このようにしてコーティングされたエクストラウインドは実使用環境下で想定される外的要因及び環境条件に対し、スクラッチやハードコートのクラック、透明パネルの黄変などの不具合が生じないことを、耐久試験により確認した。

6. 寸法精度、外観品質のコントロール

エクストラウインドの製造フローを Fig. 6 に示す。

ハードコートの熱硬化処理においてエクストラウインドは長時間、高温にさらされる。そのため、ハードコートコーティング後に正しい部品寸法を得るためには、熱硬化処理中の部品残留応力による変形と自重による変形をコントロールする必要がある。そこで、ダブルインジェクションプロセスにおける射出成形パラメータを最適化することにより、成形後の部品残留応力を低くコントロールした。さらに、エクストラウインドを固定する治具の形状を最適化することにより、自重による変形をコントロールした。

また、エクストラウインドは外装部品であることから高い外観品質が要求される。そこで、ハードコートのコーティング工程はすべてクリーンルームの中でおこなった。

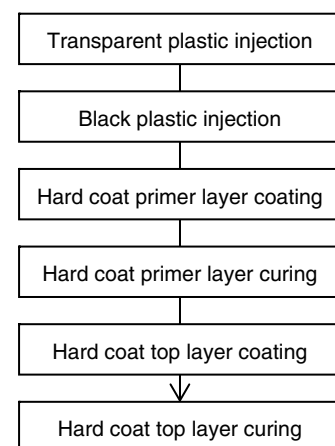


Fig. 6 Manufacturing flow for extra window

7. まとめ

ポリシロキサン系ハードコートでコーティングしたポリカーボネートを用い、テールゲートスポイラとウインドとが一体となった樹脂製エクストラウインドを開発し、新型ヨーロッパ CIVIC に採用した。

- (1)透明樹脂と黒色樹脂のダブルインジェクションプロセスで成形することにより、特徴的なデザインと内側構造を実現した。透明樹脂にはポリカーボネートを、黒色樹脂にはポリカーボネートアロイを用いることにより、優れた樹脂層間の密着性とウレタン接着剤との接着性を確保した。
- (2)耐スクラッチ性が要求される外側全面と透明パネル内側面にハードコートでコーティングした。ハードコートには高い耐スクラッチ性を有するポリシロキサン系ハードコートの中から、優れた耐候密着性を有するものを選定した。
- (3)自動化したフローコートプロセスによりハードコートをコーティングすることで、適正範囲にハードコート膜厚をコントロールした。これにより、実使用環境下において不具合の無い優れた耐久性能を確保した。
- (4)正しい寸法を確保するため、射出成形パラメータの最適化と治具形状の最適化により、ハードコートの熱硬化処理中の変形をコントロールした。また、ハードコートのコーティング工程をすべてクリーンルームの中でおこなうことで、高い外観品質を確保した。

この部品の採用により、ドライバ後方の視界が補助されると同時に、新しい外観意匠を実現した。

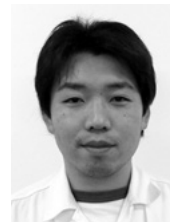
参考文献

- (1) Yoon, Y. S., et al.: A study of PC (PolyCarbonate) glasses automobile window, JSAE Annual Congress Proceedings, No. 43-05, p.13-16(2005)
- (2) Ullmann, F., et al.: Mercedes-Benz C-class sports coupe: SMC license plate surround with integrated polycarbonate panel, Plastics in Automotive Engineering (2001)
- (3) Aengenheyster, G.: freeglass Automotive Plastic Glazing- Von der Entwicklungsidee bis zur Serienanwendung, VDI-Tagungsband Spritzgiessen, VDI-Verlag, Dusseldorf, ISBN 3-18-234265-7, p.27-34(2005)

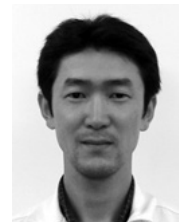
■著 者■



平山 貴邦



山中 紀幸



佐瀬 博幸



山口 貴志



堀野 正俊



Stuart COCK

新型 ASIMO の開発

Development of New ASIMO

重 見 聡 史*
Satoshi SHIGEMI
川 邊 浩 司*
Koji KAWABE

河 口 裕 一 郎* 吉 池 孝 英*
Yuichiro KAWAGUCHI Takahide YOSHIIKE
小 川 直 秀*
Naohide OGAWA

要 旨

新型 ASIMO は、「人と共存、協調して社会の中で役に立つロボット」の実現を目指したステップとして、オフィスなどの実環境で自律的に作業する能力の実現と運動能力の向上を目的として開発された。この目的を達成するために、関節軸を増やし周囲環境を認識するためのセンサを搭載した新規の制御システムと走り制御技術を開発した。その結果、歩行機能としては、障害物を検知しながら目的地まで経路を修正しつつ、実環境でも連続的に移動できるようになった。走りは、直線走行だけでなく旋回走行も実現した。また作業機能としては、トレイに載せた飲み物などの軽量物の運搬やワゴンを自由自在に押すことが可能となった。さらに人の識別の迅速化や手つなぎ歩行を実現するなど、人にリアルタイムに対応する機能も向上した。

以上の機能を総合的に実行する統合制御システムを開発し、受付案内やデリバリサービスが自動で可能となった。

ABSTRACT

A New ASIMO humanoid robot with advanced physical capabilities that can work autonomously in a real-life environment, such as in an office, was developed in an effort to realize a robot that can coexist with and assist people in society. To attain these goals, by integrating more joints and additional sensors that help ASIMO recognize its surrounding environment, a new control system was developed. The following enhancements were achieved: Obstacle detection was enhanced and route guidance was added for greater mobility; ASIMO was equipped with the ability to run in both circular and straight directions; manipulative ability was enhanced by adding new functions that allow the robot to hand-carry light objects and to push other objects using a cart; and it was provided with the ability to better interact with people.

1. まえがき

Hondaは、新しいモビリティの創造のひとつとして人と共存、協調して社会の中で役に立つことにより、新しい価値をもたらすヒューマノイドロボットの研究をおこなってきた。その研究過程において得られた人の歩行の解析結果、および二足歩行のアクチュエータ機構の設計や二足歩行の制御などの技術を活かし、1996年に世界初の自律二足歩行ヒューマノイドロボット P2 を試作し公開した⁽¹⁾。2000年11月には、人の身近で実際に人の役に立つ存在を目指して人の生活環境に適合できるミニマ

ムなサイズの ASIMO を誕生させ⁽²⁾、2001 年から国内でレンタルの形態で市場に送り出した。また 2002 年には、世界 30 カ国以上で公開して、人とロボットとの接点を通じて実際に人の役に立つ姿を探求した。さらに人との関わりを円滑にするため、人の姿勢や行動および個人の顔を認識するなどの人応答機能⁽³⁾を搭載した。このような活動を通じて人々と共にヒューマノイドロボットが活躍する夢を描き、ニーズの開拓、ノウハウの蓄積を図ってきた。

ここでは 2005 年 12 月に発表した新型 ASIMO (Fig. 1) の概要を、進化させた機能を中心に紹介する。

*和光基礎技術研究センター



Fig. 1 Humanoid robot "New ASIMO"

2. 開発のねらい

Fig. 2 は ASIMO の究極の目標である「人と共存，協調して社会の中で役に立つロボット」の実現に向けての活用ロードマップを示す。開発のステップを3段階に分け，それぞれの用途をエンターテインメント，パブリックユース，パーソナルユースに設定した。

新型 ASIMO は第2ステップに位置付けられ，オフィスなどの実環境でより自律的に作業する能力と運動能力の向上を目的として開発された。実用的な作業として，受付案内やデリバリーサービスなどを想定し，移動，作業，人対応の三つの機能を下記のように目標設定して技術開発をおこなった。

(1) 移動機能

- ・人や壁にぶつからず，スムーズに移動できる。
- ・機敏に動くことができる。

(2) 運搬機能

- ・トレイなど軽量物の運搬および受け渡しができる。
- ・ワゴンを使った運搬ができる。

(3) 人対応機能

- ・個人識別が素早くでき，相手に合わせた応対ができる。
- ・手をつないで歩くことができる。

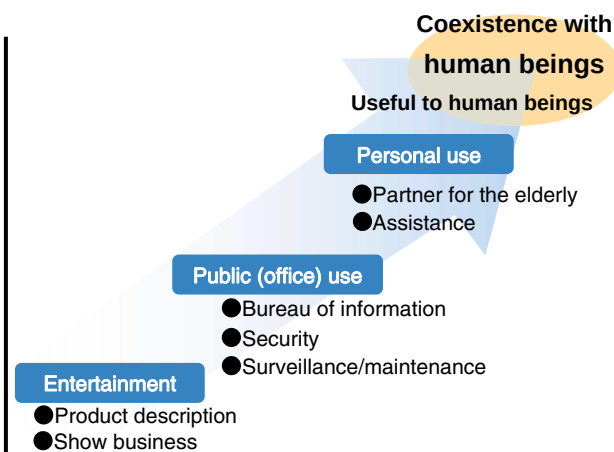


Fig. 2 Development of ASIMO

Table 1 Specifications for ASIMO

Height	1300mm	(in self-standing)
Weight	54kg	
Speed	0 - 2.7km/h (Walking) 6.0km/h (Running in straight line) 5.0km/h (Running in circular pattern)	
Sensors	· Stereo camera (for human) · Slit laser sensor (for floor shape) · Ultra-sonic sensor (for obstacles) · IC tag with optical communication unit	
Power section	51.8 V (typ) / 10Ah	(Li-ion 14 cells)

3. 主要諸元

3.1. 基本仕様

新型 ASIMO の主要諸元を Table 1 に示す。全高は1300mm，重量は54kgであり，歩行速度は人を案内する際に同じ速さで歩けるよう時速2.7 kmとした。外観デザインは，さまざまなデバイスを搭載しつつ従来の ASIMO の先進親和イメージを継承発展させたものとした。電源供給システムは，バッテリーをリチウムイオン2次電池に変更して小型化を図るとともに，オンボード充電を新たに採用して，使い勝手を向上させた。

3.2. 関節の構成

従来に対し各関節には，腰部に1軸，各腕部に2軸，各ハンド部に1軸，頭部に1軸を追加し，合計で34自由度にした。腰の回転軸は，移動のスピードアップにともなう胴体のスピンをキャンセルするために設けた。腕部については，手首に2軸を追加し7自由度とすることで，作業時の手の位置と姿勢を決める自由度が増し，作業性を大幅に向上させることができた。またハンドは，親指に自由度を追加し，軽量物などを挟むことが可能となった。頭部には，首をかしげて人に対応するときの表現力を向上できるよう1軸を追加した。脚部は，従来と同様6自由度である。関節の構成と自由度について Fig. 3 に示す。

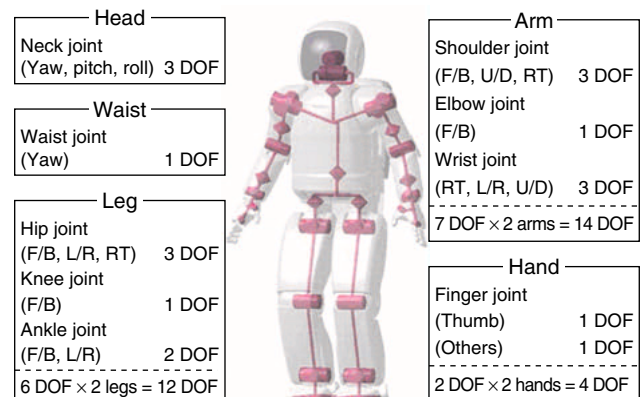


Fig. 3 Joint structure and DOF (Degree of Freedom)

3.3. 基本制御システム

新型 ASIMO では、周囲環境を素早く認識し機敏に動くためにシステムを全面的に変更した。周囲環境を認識するため、従来からある頭部ステレオカメラに加えて床面形状センサ、超音波センサ、光センサ併用IC通信カードを搭載した。さらに多数のセンサ情報に対して総合的に行動を計画する統合制御システムを開発した。また機敏に動くために、高速 Main-CPU の適用(従来比 10 倍)、Main-CPU とセンサおよびモータドライバを結ぶ体内通信系的高速化(従来比5倍)とモータドライバの高応答化(従来比4倍)をおこなった。これらにより、状況変化に対するシステム全体の応答性を大幅に向上させた。

4. 移動機能

実環境では、壁や机などの構造物あるいは人に衝突しないことや、人をとっさに避けるなど機敏に動けることが必要である。新型 ASIMO では、従来に対し経路誘導と障害物検知の能力を大幅に向上させるとともに、機敏な動きの基本となる走り制御技術を新たに開発した。

4.1. 経路誘導

ASIMOをあらかじめ設定されたルートマップに沿って誘導するために、ジャイロセンサにより計算された自己位置を床面に張られたランドマークを基に得られた実環境での自己位置で、リアルタイムに補正しながら歩容を生成する (Fig. 4)。

4.1.1. ランドマーク検出

オフィスなどの実環境では光の条件が多様に変化することから、それに対するロバスト性を高める必要がある。そのためランドマークとして再帰性反射マーカを利用し、腰部には赤外光照射用のLEDを搭載した。また検出処理には赤外光透過フィルタを通して撮影した画像 (Fig. 5) を用い、さらに撮影時のシャッタースピードを自動的に調整することにより、太陽光の直射を受けるような場所においても、ランドマーク検出の信頼性を向上させることができた。

4.1.2. 自己位置補正

新型 ASIMO では、歩行中にリアルタイムで自己位置を補正するために、ランドマークの検出位置を算出する際

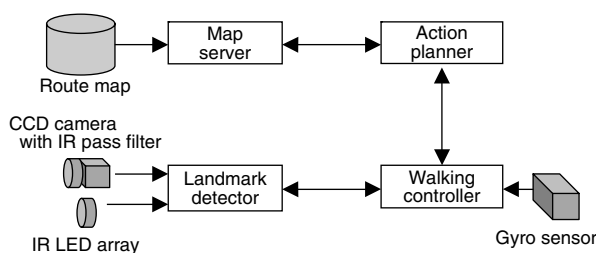


Fig. 4 Block diagram of navigation

の歩行中のゆれ成分を補償することで、計測上の自己位置の高精度化を図った。これにより歩行中に着地位置の補正が可能になり、途中で止まることなく移動できるようになった。

4.2. 障害物検出

新型 ASIMO では、Fig. 6 に示すように、検出範囲の異なる3種類のセンサ、(1)床面形状センサ、(2)超音波センサ、(3)頭部ステレオカメラを用いて障害物検出をおこなっている。各センサが出力した障害物情報をもとに行動計画部で ASIMO との位置関係を計算し、その距離や光などの周りの環境の変化に応じて減速や停止の動作を開始できるようになった。

4.2.1. 床面形状センサによる障害物検出

新型 ASIMO では、経路上の床面に存在する物体を検出するため、床面形状センサを搭載した。腰部から床面に対して複数のスリット状の赤外光を照射し、腰部に搭載された二つの CCD カメラで撮影する。それぞれのカメラで撮影した画像から光切断法により計測した点ごとに想定した床面からの高さを算出し、一定以上の高さのある測定点については想定した床面上に物体が存在するものとする。この結果から測定範囲内の物体位置と形状を計算し、障害物情

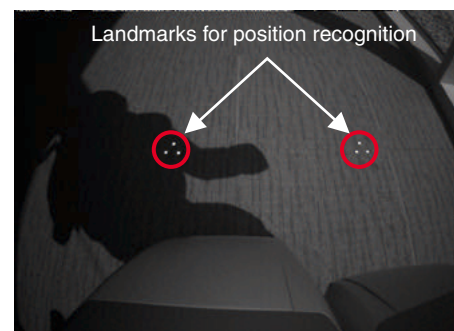


Fig. 5 Image of Landmark detection processing

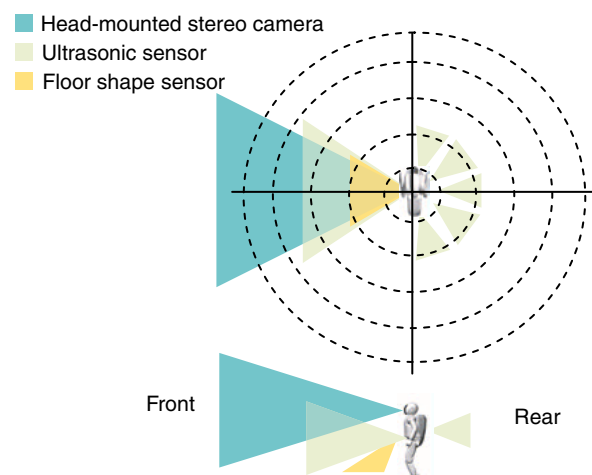


Fig. 6 Obstacle detection area

報として出力する。また、太陽光の直射を受け床面形状センサが利用できない場合には、自動的に歩行速度を落とし、他のセンサで停止判断ができるようにした。

4.2.2. 超音波センサによる障害物検出

新型 ASIMO では、床面形状センサや頭部ステレオカメラで検出できない透明なガラス窓やカメラの視野から外れる壁などを検出するために、前方1方向、後方5方向の計6個の超音波センサユニットを腰部に搭載した。

4.3. 走り制御技術

新型 ASIMO では、機敏な動きの基本としてスムーズで安定した走行を目指した。そのためには着地衝撃の低減や胴体のスピンや足のスリップの低減が課題であったが、それらを解決した結果、時速6 kmの直線走行および時速5 kmの旋回走行(回転半径 2.5m)を実現することができた。Fig. 7(a)(b) に走行時の姿を示す。

4.3.1. 着地衝撃の低減

走行時には歩行時と比較して強い着地衝撃が発生する。これを低減するためには、コンプライアンス制御の応答

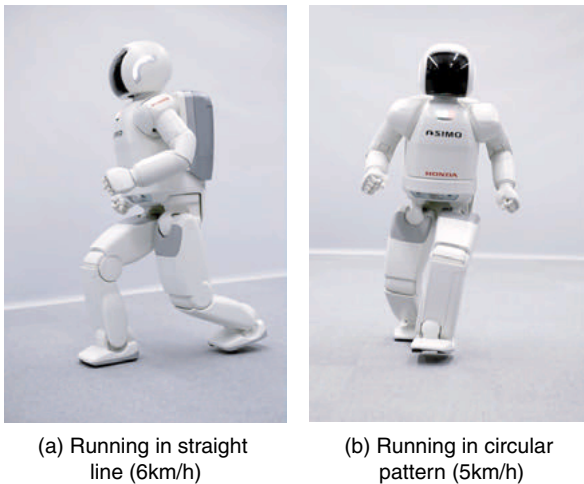


Fig. 7 Running posture

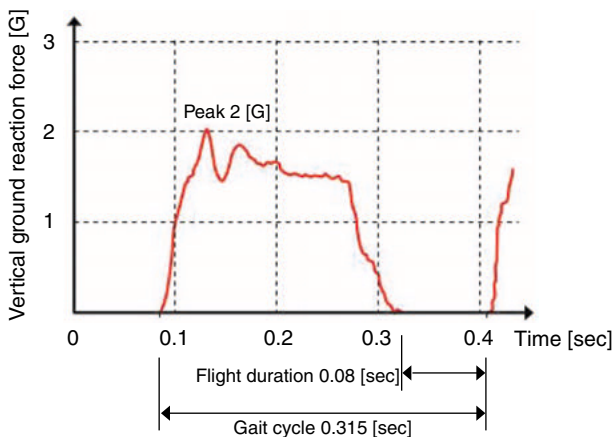


Fig. 8 Vertical ground reaction force at 6 km/h

性を向上させることが有効である。ここでのコンプライアンス制御とは、足部に設置された力覚センサ(荷重センサ)が検出した着地衝撃に応じて、脚全体を引っ込めるように脚のすべてのモータの目標角度を修正する制御である。これにより Fig. 8 に示すように時速6 kmの走行(滞空時間 0.08sec, 歩幅 525mm)(Fig. 9)にて、着地衝撃のピークを2.0Gに抑えることができた。この値は人と同等のレベルと言えるが、床に凹凸がある場合の吸収能力の向上などは、今後の課題である。

4.3.2. スピンやスリップが生じにくい目標運動の生成

ロボットが運動している時には、各部位の加減速によって慣性力が発生する。また、ロボットには重力が作用し、これらの合力を総慣性力と呼ぶ。一方、床から足部に対する反力を床反力と呼ぶ。総慣性力と床反力は、それぞれの大きさ、作用線が一致する。

従来は、Fig. 10に示すように、上半身を垂直に維持したまま床を蹴って上半身を水平に加減速することにより、総慣性力と床反力の釣り合いを取っていた。この方式をそのまま走りに適用すると、滞空時およびその前後では、接地荷重が小さくなり、蹴り力が静止摩擦力の限界を超えスリップしてしまう。

人は、例えばスケートリンクで立っているときや歩いているときに倒れそうになると、Fig. 11に示すように倒れる



Fig. 9 Flight duration while running (High speed camera)

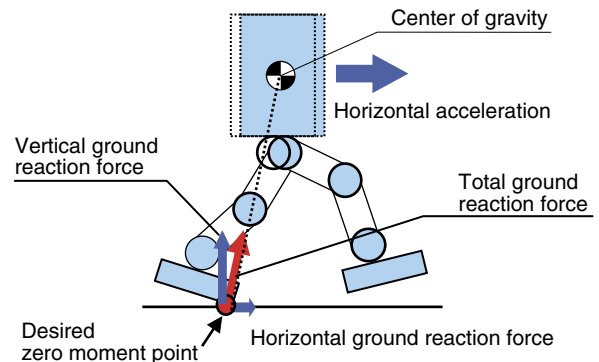


Fig. 10 Balancing motion via upper body horizontal acceleration

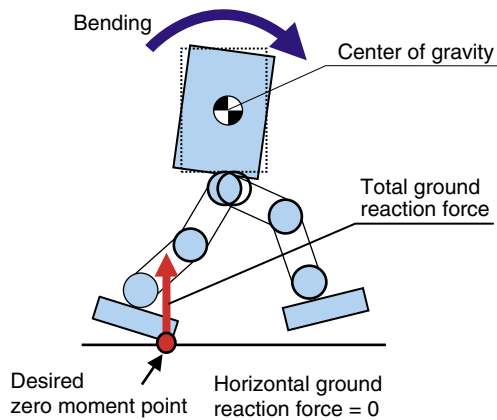


Fig. 11 Balancing motion via upper body rotation

方向に上体を積極的に傾けて、その反動を利用してバランスをとろうとする。この動作は水平摩擦力を必要としない動作である。この二つのバランス動作を静止摩擦力の限界に応じて適切に合成することにより、スリップを防止する目標運動の生成を可能にした。

また、脚を振ることによって発生するスピン力(鉛直軸まわりに回転しようとする力のモーメント)を打ち消すために、上半身を捻るようにした。

これらの動作をフィードフォワード制御とフィードバック制御の両方に用いることによって、スピンやスリップを防止しつつ、安定性の高い歩行(時速 2.7 km)と走行運動を実現した。

5. 作業機能

新型 ASIMO では、書類やトレイに載せた飲み物などの軽量物を運搬できること(軽量物運搬機能)、ワゴンを経路に沿って自在に誘導できること(ワゴン誘導機能)などのサービスが自律的にこなえるようになった。

5.1. 軽量物運搬機能

新型 ASIMO では、軽量物を把持する際に手にかかる荷重を力覚センサで検出することにより、手の開閉タイミングをロボット自ら判断することが可能となった。さらに、力覚センサによる外力検知に加え、ハンドの関節角誤差情報を用いることで運搬する物体の把持状態を検出している。また、頭部ステレオカメラによる距離情報から書類やトレイの有無を検出しており、受け渡し後の腕を下ろすタイミングを判断することが可能になった。これら視覚と力覚の情報など複数の情報を統合することで、相手の動きに合わせた自然な受け渡しを実現した。

またトレイを運搬する際には、脚の着地衝撃が手先に与える振動をどう抑えるかが課題であった。これを解決するため、物を把持した場合には歩行中に腰の振りを抑えると

ともに、手先に加わる加速度成分を速度制御ループでフィードバックさせる制振制御を導入した。その結果、トレイ位置での着地衝撃を 20%、ピッチ周りの角速度ピーク値を 40% 低減させることが可能となり、安定した軽量物運搬を実現することができた。

5.2. ワゴン誘導機能

従来から、ワゴンのような車輪を持つものをロボットが押して移動する研究⁽⁴⁾がなされているが、それらは直線的な動きに限定されていた。新型 ASIMO は、オフィスなどの実環境での通路で、ロボットがワゴンを押しながら誘導することを想定した。すなわち経路に沿って誘導する機能、直角コーナなどを曲がりながら誘導する機能、経路や路面の変化、運搬重量の変化などに素早く対応し、速度を調整する機能の実現を目指した。そのために次の三つの技術を開発した。

- (1) ワゴンの将来の動きを予測する技術
- (2) 予測されたワゴンの動きに対して、着地できない範囲や腕の伸びきりなどを考慮して全身の動きを決定する技術
- (3) 床面の変化や重量の変化に応じて、上記範囲を回避するための誘導速度の制御技術

これら一連の技術を基に行動計画の修正をリアルタイムに繰り返すことにより、外部環境の変化に即応しつつ、運動限界を超えることなくワゴンを自由自在に誘導していくことが可能となった。

6. 人対応機能

新型 ASIMO では、個人を素早く識別するとともに相手に合わせてリアルタイムに対応すること(人検出)、人と手をつないだ行動をすること(握手、手つなぎ歩行)が可能となった。

6.1. 人検出

従来は、頭部に搭載した二つの CCD カメラで撮影した画像から人の形状に近いオブジェクトを選別し、人オブジェクト情報(位置、ID、速度)として出力する方法を取っていた。新型 ASIMO では、さらに IC 通信カードを組み合わせることで、全方位の人の位置を検出するとともに人の情報を取得できるシステムを開発した。IC 通信カードシステムは、既存の無線通信に加え、光の指向性を利用して全方位を 8 方向に分割した光通信を組み合わせたものであり、Fig. 12 のようにロボットを中心として 4 m 以内に存在する人の方向を検出することが可能になった。

また、これらの機能を応用して、案内行動時には相手との距離やその方向に応じて、その人の方を向くなどの行動修正をしたり、正対して視線を合わせた発話をするなど、

ASIMO が受付などで相手に合わせた行動ができるようになった(Fig. 13).

6.2. 握手・手つなぎ歩行

手首に力覚センサを搭載し、コンプライアンス制御を採用することで、相手の動きたい方向や速度を推定して、それに対応した柔軟な行動がとれるようになった。これによって握手や手つなぎ歩行が相手に合わせてできるようになった(Fig. 14).

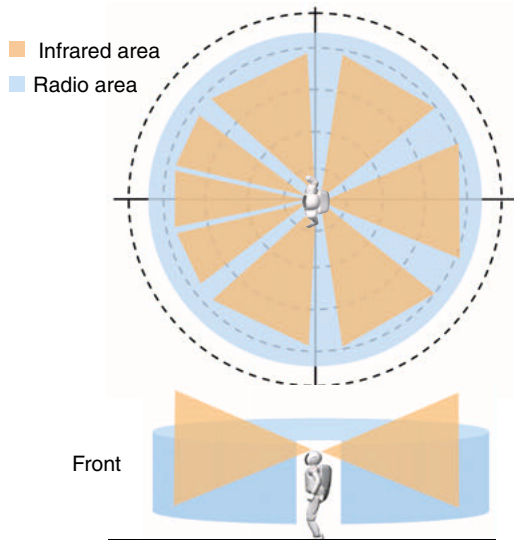
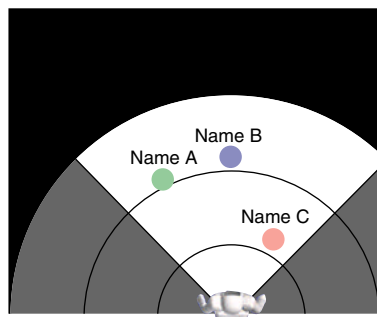


Fig. 12 Detection area of IC communication card



(a) Image processing



(b) Integration of IC communication card & Image processing

Fig. 13 Result of human detection



Fig. 14 Walking hand-in-hand

7. まとめ

「人と共存、協調して社会の中で役に立つロボット」の実現を目指したステップとして、オフィスなどの実環境で自律的に作業する能力の実現と運動能力の向上を目的とした新型 ASIMO を開発した。関節軸を増やし周囲環境を認識するためのセンサを搭載した新規の制御システムと走り制御技術を適用し、より機敏な動きと人へのリアルタイムの応対を可能とすることで、オフィスでの受付案内の自動化や運搬道具を使った実用的な作業ができるようになった。

今後は、今回開発した技術をさらに進化させることにより応用範囲の拡大を図っていきたい。

本研究を進めるにあたり、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御礼申し上げます。

参考文献

- (1) Hirai, K., Hirose, M., Haikawa, Y., Takenaka, T.: The Development of Honda Humanoid Robot, IEEE International Conference on Robotics and Automation (1998)
- (2) 広瀬真人, 竹中透: ヒューマノイドロボット ASIMO の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.1, p.1-6
- (3) 檜垣信男, 横山太郎, 藤村希久雄: 人行動理解のためのジェスチャ認識アルゴリズムと新型「ASIMO」への適用, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.1, p.95-102
- (4) Takubo, T., Inoue, K., Arai, T. : Pushing an Object Considering the Hand Reflect Forces by Humanoid Robot

in Dynamic Walking, Proceedings of the 2005 IEEE
International Conference on Robotics and Automation,
(2005)

■ 著 者 ■



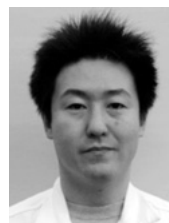
重見 聡 史



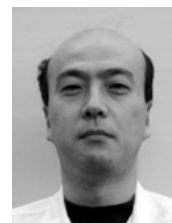
河口 裕 一 郎



吉 池 孝 英



川 邊 浩 司



小 川 直 秀

次世代燃料電池スタックを搭載した New Honda FCX の開発

Development of New Honda FCX with Next-generation Fuel Cell Stack

川崎 聡 志*
Satoshi KAWASAKI
清水 潔**
Kiyoshi SHIMIZU

内堀 憲 治**
Kenji UCHIBORI
藤本 幸 人**
Sachito FUJIMOTO

村上 義 一**
Yoshikazu MURAKAMI

要 旨

2002 年 12 月, Honda は世界で初めて燃料電池乗用車を実用化し, 日本政府とアメリカ ロサンゼルス市に納車した。さらに燃料電池車を広く普及するために, 低温での性能を向上させた Honda 製スタックを 2003 年 10 月に発表し, この燃料電池システムを搭載した New Honda FCX を開発した。2004 年 11 月にニューヨーク州, 2005 年 1 月に北海道に納車し, 世界で初めて氷点下での使用を可能とする燃料電池車を実用化した。寒冷地区を含む世界の主要な都市で使用が可能となった世界初の燃料電池自動車を紹介する。

ABSTRACT

In December 2002, Honda produced the first practical fuel cell vehicle, delivering models to the Japanese government and to the City of Los Angeles in the United States. To encourage greater public acceptance of fuel cell vehicles, Honda announced a new stack with enhanced performance in low temperatures in October 2003 and installed it in the New Honda FCX. This is the first fuel cell vehicle that can be used below freezing temperature. Vehicles were delivered to New York state in November 2004 and to Hokkaido in January 2005. This paper introduces Honda's fuel cell vehicle, the first to be used in both temperate and cold regions in major cities worldwide.

1. はじめに

Honda は, 環境対応の究極の自動車として燃料電池自動車 Honda FCX の開発を進め, 2002 年 12 月に燃料電池自動車を日本政府と米国ロサンゼルス市に世界で初めて納車した。燃料電池自動車(FCV)が実現可能な技術であることを実証し, 広く社会に認知される実績を残した^{(1), (2)}。

技術開発の次の段階は, 本格的な水素自動車社会の実現に向けた技術要素の開発である。その中で重要な課題は, 従来の燃料電池が弱点とされてきた氷点下環境での走行性能であった。Honda は, 2003 年 10 月に氷点下温度での始動性を実現したスタックと実験車を発表した。2004 年 2 月に, 北海道にてこの実験車を用いた氷点下環境の起動および走

行試験を実施し公開した。本報は, この新しい Honda FCX の技術を紹介する。

2. 開発経緯

New Honda FCX は, 2002 年に発表した車体を基本として, 開発をはじめた。技術課題の主眼となったのは, 氷点下における始動性と走行性である。

同時に基本性能である動力性能, 車両効率と航続距離の向上を目指した。車両の主要諸元を Table 1 に示す。車両の基本構造を変えず, 燃料電池システムを見直し, -20℃での始動性と走行性能, 車両エネルギー効率 50%以上, 加速性能 10%向上, 航続距離 400km 以上を目

* 栃木研究所

** 和光基礎技術研究センター

Table 1 Major specifications

Model	2005 Model FCX	2003 Model FCX
Length/Width/Height	4165 × 1760 × 1645mm	4165 × 1760 × 1645mm
Wheel base	2530mm	2530mm
Vehicle weight	1670kg	1680kg
Number of passengers	4	4
Maximum speed	150 km/h	150km/h
Range (in LA4 mode)	430 km	355 km
Maximum motor output	80kW [109PS]	60kW [82PS]
Maximum motor torque	272 N·m [27.7kg·m]	272 N·m [27.7kg·m]
Fuel cell stack	PEMFC	PEMFC
Power assist	Ultra-capacitor 9.2F	Ultra-capacitor 8F
Hydrogen supply system	High-pressure hydrogen tank	High-pressure hydrogen tank
Hydrogen pressure	34.4 MPa	34.4 MPa
Hydrogen storage volume	156.6L	156.6L

標とした。本格的な量産技術の証明として、日本国内では FCV として初めてとなる型式認証取得を目指し開発が進められた。

3. 車両概要と搭載技術

3.1. 外観，基本仕様

車両の外観を Fig. 1 に示す。エクステリアデザインとインテリアデザインは前モデルの踏襲だが、車体色により明るい透明感のあるブルー基調の外装色を採用し、新しさと先進性を表現した。今回新たに採用したマスコットマークは、水素と酸素から電気を作り、地球環境に貢献するイメージを表現している。新たにナビゲーションシステムとトラクションコントロールシステムを搭載した。ブレーキシステムは、ABS を標準装備する。フロントマクファーソンストラット、リヤ5リンク式のマルチリンクサスペンション、電子制御パワーステアリングシステムを装備する。



Fig. 1 Exterior design and mascot mark

3.2. 主要な車体装備

3.2.1. ナビゲーションシステム

Honda FCXは、FCVとして世界で初めて水素ステーションを表示するナビゲーションシステムを搭載した。水素充填施設がガソリンスタンドと同様に表示され、ルートの検索、音声による経路案内を可能としている (Fig. 2)。米国カリフォルニア州では、水素ハイウエー構想の発表タイミングと重なり、水素社会の実現を導くナビゲーションシステムとして高い評価を受けた。

また、ナビゲーションシステムに合わせて、氷点下での性能を満たすエアコンシステムを同時に搭載した。冷媒を電熱ヒーターで直接暖めるシステムであり、すばやく昇温し快適な暖房性能を提供する。

3.2.2. トラクションコントロールシステム

雪上で高い走行性能を実現するため、氷点下で走行できるFCVとして初めてトラクションコントロールシステムを搭載した。電動モータの最大トルクは、モータ回転直後から



Fig. 2 Navigation system

発生し、滑りやすい路面での発進はタイヤが空転しやすい挙動を示す。新しいトラクションコントロールシステムの採用により、雪上走行時ドライバの意図を的確に伝え、かつ滑らかな発進を可能にした。

Honda FCXの駆動システムは、モータと減速ギヤから構成され、ガソリン自動車と比べてクラッチや変速ギヤ、後退用のギヤなどがなく、構成要素の少ないシンプルな機構となっている。伝達ロスが少ない駆動機構と、ガソリンエンジンに比べて低回転域でトルクが高いモータの特性により、発進ではタイヤに伝わるトルクの立ち上がりが早く、俊敏な動力性能を実現している。この優れた基本特性を活かし、新しいトラクションコントロールシステムは、発進直後のタイヤ空転に対してブレーキなどの制御を使わずにモータトルクを直接制御するため、スリップしたタイヤがグリップを回復するまでの時間が早く、その後の車体速度に対する応答性に優れた特性を示す(Fig. 3)。Honda FCX の雪上で実現した静かで滑らかな加速感は、エンジン車と異なる新しい動力性能を運転する者に感じさせる。

3.3. パワープラントシステム

新開発した燃料電池の優れた特性を活かし従来モデルに対してパワープラント効率、燃料電池出力、モータ出力を向上させ、レスポンスのよい走り为目标として掲げた。搭載した燃料電池システムの構造図を Fig. 4 に示す。

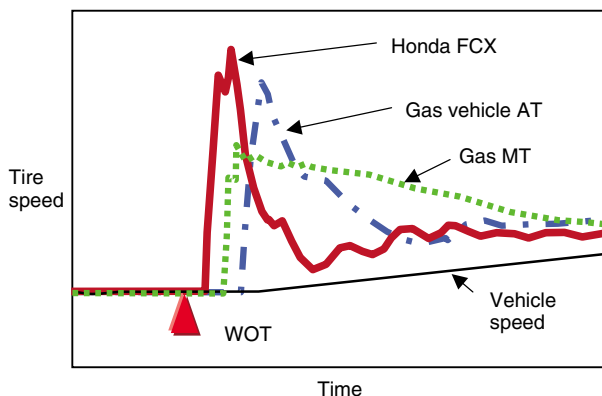


Fig. 3 Response of tire rotation on WOT

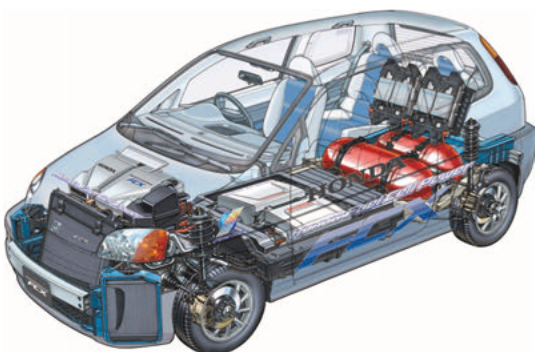


Fig. 4 Perspective view of Honda FCX

3.3.1. 燃料電池スタック

搭載された燃料電池スタックは、金属製セパレータを用い一般的に多く使われているカーボンセパレータに対して厚さを50%削減し、シール材の一体成形によりセル単体の薄型化と部品点数の削減を実現した。プレス成形した金属セパレータの弾性を利用し、積層したセルをパネルで囲むシンプルな構造により、部品点数を減らしている。これにより燃料電池スタックの軽量・コンパクト化が図られ、重量あたりの出力密度は従来比2倍以上を達成した(Fig. 5)⁽³⁾⁻⁽⁶⁾。さらに電解質膜のイオン交換基を増やし、氷点下でも膜抵抗を半減させ、高い水素イオン伝導性を確保して、 -20°C の発電始動を実現した。また新しい電解質膜は高強度・高耐熱性のアロマトニック構造主鎖によって、高温でも変形しにくく、 95°C までの高温使用が可能となり、システムの高効率化に寄与している。

3.3.2. 燃料電池システム

軽量・小型化を達成した FC スタックを2基に分割して配置し、加湿ユニットをスタックの間に一体モジュールに配することで、システム全体のスペース効率を高めた。(Fig. 6)さらに水素と空気の流路の圧力損失を低減させるこ

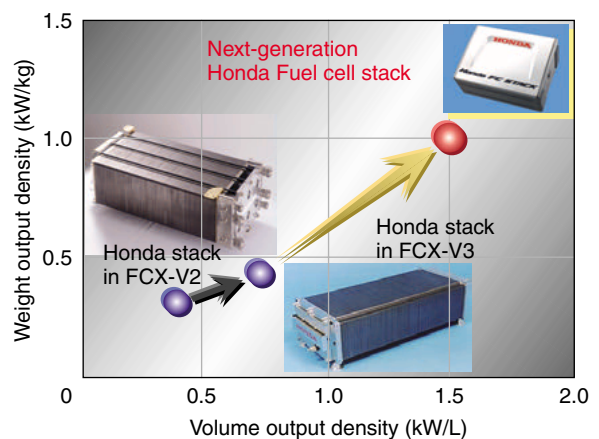


Fig. 5 Evolution of Honda stacks

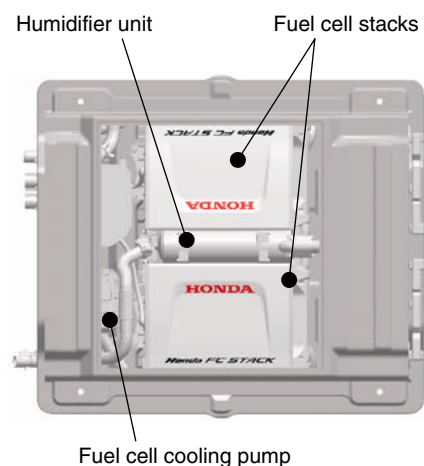


Fig. 6 Fuel cell system box configuration

とにより、供給システムの消費エネルギーが下がり、さらに低燃費を実現させた。

3.3.3. 駆動モータ

前述のように燃料電池の出力向上に合わせて駆動モータ出力も見直しをおこなった。リラクタンس併用によるロータ磁束変化の増大に対し、磁石の分割によって渦電流の発生を抑制し、さらに高耐熱磁石の採用と高出力に適した磁路構成により、高い減磁抑制効果を実現した。この結果、広範囲での高効率を維持しつつ最高出力を従来の 60kW から 80 kW へアップすることができ、走りのポテンシャルを向上させた (Table 2, Fig. 7)。

3.3.4. ウルトラキャパシタ

俊敏で力強い走りを実現するためにウルトラキャパシタを補助電源として使用している。高出力で応答性の良い走りを実現させるために、従来より高性能活性炭電極を採用しているが、電極巻回素子構造の電極体構造を見直し、セルサイズを大きくせず電極体の巻き数を増加させた。これにより蓄電されるエネルギー容量を増加させることができ、従来に対して 10% 以上のエネルギー及び出力の向上を達成した (Fig. 8)。

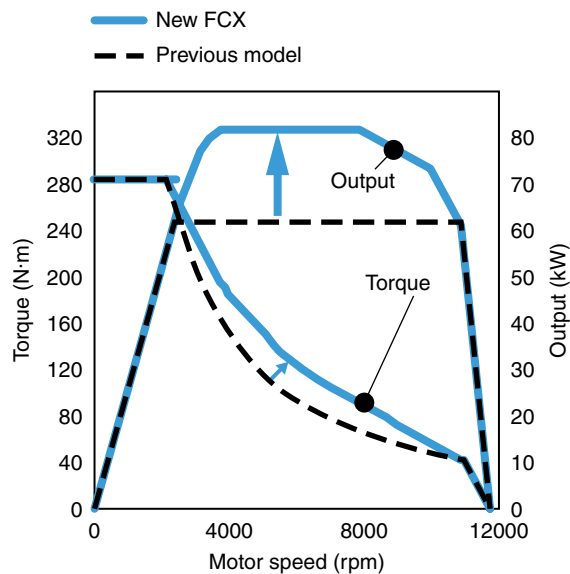


Fig. 7 Output torque characteristic

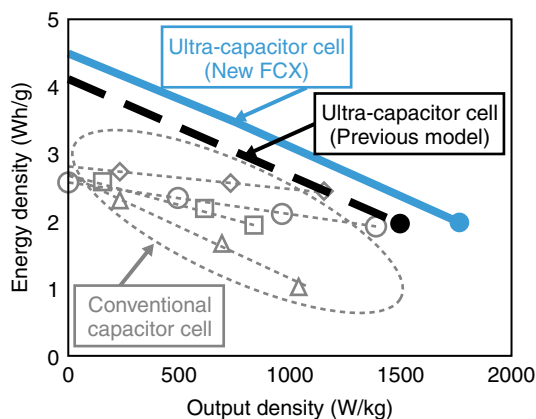


Fig. 8 Capacitor charging and discharge performance (cell unit)

Table 2 Comparison of drive motor performance

	New FCX	Previous model	EV-Plus
Max. output	80kW	60kW	49kW
Max. torque	272N·m	272N·m	275N·m
Max. rpms	11000rpm	11000rpm	8750rpm
Max. efficiency	97%	97%	96%
Avg. efficiency (LA-4 mode)	93% or greater	93% or greater	90%

4. 達成性能

4.1. 効率

Fig. 9に示すように、発電効率の向上とスタックへの空気供給システムの効率向上、水素循環システムの効率向上によって駆動エネルギー効率 (LA-4 Mode) は前モデルに比べ 22% 向上した。ウルトラキャパシタの減速エネルギー回生やスタックからの電力回収、アイドリング時の燃料電池オートアイドルストップシステムによるモータへの出力停止など、電力を効率よく使い燃料消費を抑制するエネルギーマネジメントをおこなう。ガソリン車と比較すると約 3 倍、ハイブリッド車の約 2 倍の駆動エネルギー効率 55% を達成した。

4.2. 燃費と航続距離

水素 1 kg のエネルギーと 1 Gallon のガソリンのエネルギーはほぼ等価と見なす事ができるので、同等サイズの ICEV, HEV, CNG 車の US CITY モードでの燃費を簡易的に比較した。結果を Fig. 10 に示す。燃費はガソリン車や

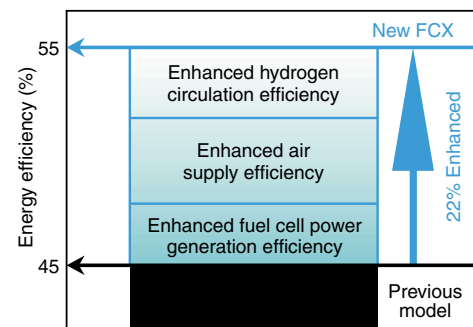
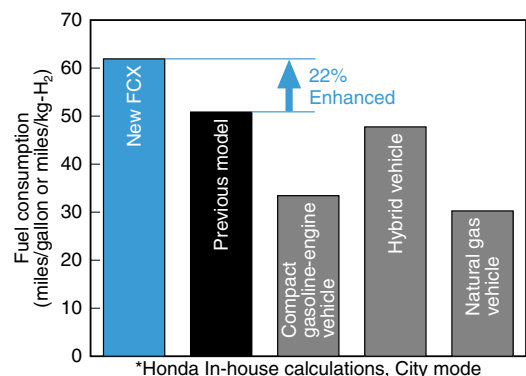


Fig. 9 Energy efficiency, LA-4 Mode



*Honda In-house calculations, City mode

Fig. 10 Fuel consumption

CNG車の約2倍、ハイブリッド車の約1.3倍となる。前モデルと比較しても燃費性能が22%向上したことで、航続走行距離を355kmから430kmへ延長することができた。

4.3. 加速性能

Fig. 11, 12に発進時の出力の応答性と車両の加速度の立ち上がり特性を示す。ウルトラキャパシタによる容量拡大と燃料電池の出力の増大により、低回転からの最大トルクを発生する駆動モータの特性を生かし、ハイブリッド電気自動車(HEV)と比較して加速度の立ち上がり応答時間を短縮することができた。さらに変速機がなくギヤチェンジがないため、滑らかな優れた加速性能が得られた。その結果、発進加速およ

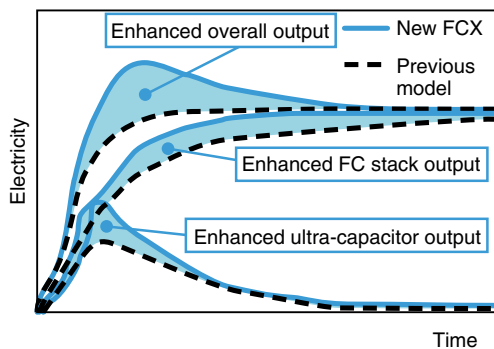


Fig. 11 Electricity at takeoff

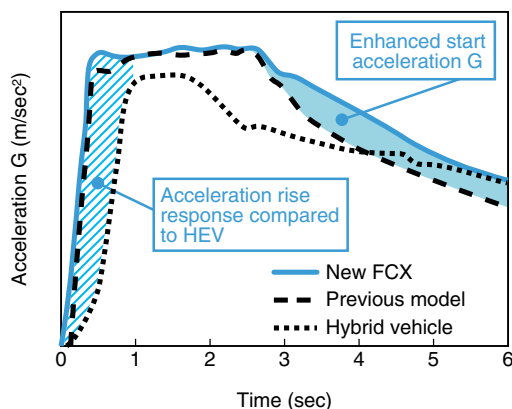


Fig. 12 Takeoff acceleration

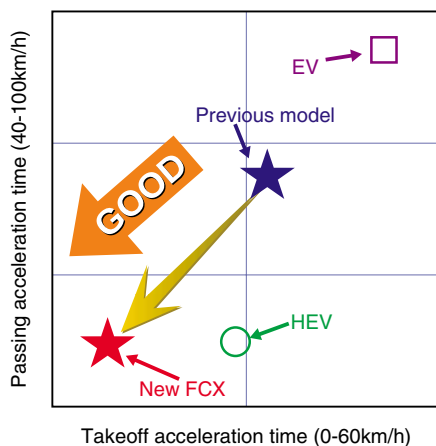


Fig. 13 Acceleration performance

び追い越し加速時間は前モデル比較で、発進加速が13%、追い越し加速が20%に向上した(Fig. 13)。

4.4. 騒音対策

従来のFCXに対して、エアポンプロータを中空構造から中実構造にすることで、気柱共鳴の発生を抑制し、吸入騒音を低減した。室内において旧モデル比-10dBを達成した。またトラクションモータステータ巻線部を樹脂モールドにすることでステータ全体の剛性を高め、モータ共振振動を低減した。室内において旧モデル比-6dBを達成した(Fig. 14)。

4.5. 低温性能

従来の燃料電池が氷点下で発電が困難だった特性要因を挙ると、低温環境において、

- ・イオン交換膜の水素イオン伝導性の低下
- ・カーボンセパレータの接触抵抗が過大
- ・カーボンセパレータの暖機性

などである。

Honda FC Stackは、新開発のアロマトニック電解質膜により高い水素イオン伝導性を達成し、金属セパレータにより接触抵抗25%低減およびセパレータの暖機時間80%短縮を達成し、これらの課題を克服した。また燃料電池システム全体の熱容量低減をおこない、システム全体でも暖機時間低減を図った。加えて燃料電池への加湿および燃料電池より排出される生成水の最適な水マネジメントをおこなった。以上の技術により、-20℃までの環境適応性能が実現し、ガソリン車と同様に雪道など氷点下環境での使用を可能とした(Fig. 15)。

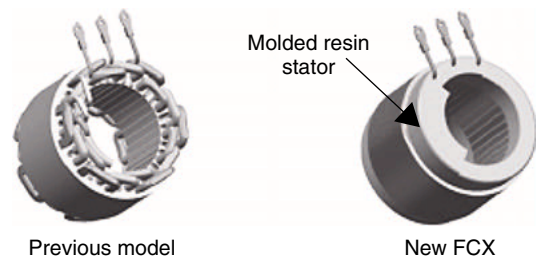


Fig. 14 Motor structure



Fig. 15 Test driving in snowy area

5. 認定

5.1. アメリカ合衆国

前モデルに引き続き、2004年7月にEPA(米国環境保護庁)とCARB(カリフォルニア大気資源局)から販売認可を取得した。寒冷地で使用できる世界ではじめての燃料電池車として認められた。Honda FCXは、排気ガスをまったく出さないゼロエミッションビークル(ZEV)として登録されている(Fig. 16)。

5.2. 日本国内

2005年3月31日に国土交通省から、世界に先駆け燃料電池自動車の安全基準、保安基準の技術指針が設定され、型式認証の申請が可能になった。衝突安全の保安基準テストとして、国土交通省の立会いによる国内初となる燃料電池自動車の衝突試験を実施した。テストの状況をFig. 17に示す。これらの衝突試験において技術基準を満たすことを証明した。2005年6月に国内において燃料電池自動車初の型式認証を取得した。



Fig. 16 ZEV label



Fig. 17 Crash tests

6. おわりに

Honda FCXは、究極の環境対応自動車の技術を実現した。技術開発の成果として、世界で初めて冬季に氷点下となる地域に販売をおこなった。2004年11月北米北東部のニューヨーク州政府に新しい車両を納車した。また2005年1月には北海道道庁に納車した。全世界の主要都市において、FCVは普及可能な自動車技術である事を実証した。

しかしながら燃料電池自動車の課題はまだ多く、克服すべき問題に対し研究開発を継続する必要がある。水素の供給を含めた環境社会の実現も重要な課題である。2004年4月から循環型水素エネルギー社会の実証実験として鹿児島県屋久島において、水力発電から製造した水素によって燃料電池自動車を走らせるプロジェクトに参加している(Fig. 18)。

Hondaは世界で初めて燃料電池自動車を市販し、環境技術の先頭を担う者として、これからも技術革新を継続していく。



Fig. 18 Test driving on Yakushima Island

参考文献

- (1) 川崎 聡志, 小野 徹, 小椋 正己, 加美 陽三: 世界初の燃料電池乗用車Honda FCXの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.1, p.1-6
- (2) 小川隆行, 木村 顕一郎, 内堀 憲治, 藤本 幸人, 清水 潔: 燃料電池乗用車 Honda FCX 用パワートレインの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.1, p.7-12
- (3) 井ノ上 雅次郎, 斉藤 信広, 内堀 憲治: Honda FCX 搭載の次世代燃料電池スタック, Honda R&D Technical Review, Vol.17, No.2, p.8-13
- (4) 井ノ上 雅次郎, 斉藤 信広, 内堀 憲治: 燃料電池乗用車に搭載した次世代燃料電池スタック, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.142-05, p.9-12, JSAE20055734(2005)
- (5) Kondo, J., Inoue, M., Saito, N.: Development of Honda Fuel Cell Stack, Proceedings of Global Powertrain Congress, Vol.35, p.66-71(2005)
- (6) Fujii, Y., Inoue, M., Saito, N.: Next-Generation Fuel Cell Stack for Honda FCX, Fuel Cell Seminar Abstracts, p.215-218(2005)

■ 著 者 ■



川崎 聡志



内堀 憲治



村上 義一



清水 潔



藤本 幸人

電子ガバナ付エンジン搭載除雪機の制御システム開発

Development of Snow Thrower Control System with Engine Provided of Electronic Governor System

脇谷 勉*

Tsutomu WAKITANI

清水 則和*

Norikazu SHIMIZU

川上 俊明*

Toshiaki KAWAKAMI

山崎 信男*

Nobuo YAMAZAKI

要 旨

ABSTRACT

一般家庭向け中型ハイブリッド除雪機に電子ガバナ付エンジンを搭載し、除雪能力の向上、操作性の向上、さらに、燃費向上を目指した電気制御システムの開発をおこなった。効率よく、きれいに除雪をおこなうには、作業負荷を適切に制御し、エンジンの回転数を一定に保つことが必要である。本開発の負荷制御では、電子ガバナより得られるエンジンのスロットル開度を、エンジン負荷を検出するパラメータとして用いている。これにより、負荷制御に必要なリアルタイムでの車速制御が可能となった。実際の除雪作業を想定した同一面積の除雪作業において、従来のハイブリッド除雪機に比べ22%の燃費向上に寄与する結果を得た。さらに、使い勝手に応じたモード制御を設定し、従来の除雪機では手動でおこなっていたエンジン回転数調整や車速調整を自動化した。これにより、初心者でも簡単に使える除雪機を実現した。

An electronic control system has been developed to enhance snow removing performance, operability and fuel efficiency of medium-sized snow throwers mounting an engine provided with an electric governor. For efficient and perfect snow removal, proper control of working load and stable engine speed are required. The load control in this development uses engine throttle opening degree as a parameter of engine load detection, which enables real-time vehicle speed control which is required for load control. In a simulation of actual snow removal work, fuel economy of new system was enhanced 22% in the same area compared with that of existing hybrid snow thrower. In addition, mode control responding to usage is provided, which controls engine speed and vehicle speed automatically which was controlled manually in existing snow thrower. It has realized a user-friendly snow thrower for beginners.

1. まえがき

雪国で生活している人々にとっては、冬期の雪かき作業が負担となっている。このつらい作業を軽減するために、一般家庭向けエンジン搭載除雪機の開発をおこなってきた。

歩行型除雪機は、除雪をおこなう作業部と除雪作業部に雪に押し当てる走行部で構成され、主な構成要素として、動力源となるエンジン、雪を破断するオーガ、破断した雪を投雪するブローア、投雪する雪をガイドするシュータ、走行用のクローラが挙げられる。歩行型除雪機の構成を Fig. 1 に示す。作業者は除雪作業中、雪の高さに応じてオーガ高さのコントロール、投雪方向や距離を調整するためにシュータの向きをコントロール、走行スピードのコントロールとたく

*朝霞東研究所

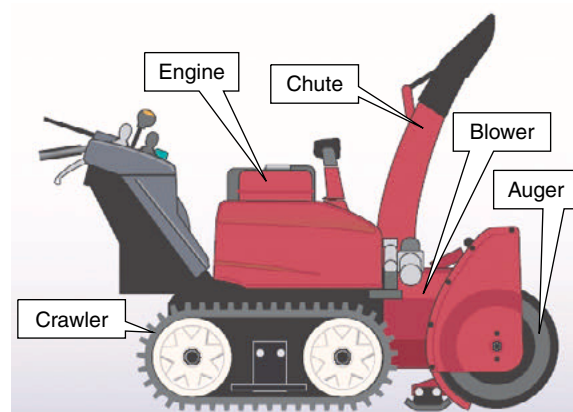


Fig. 1 Structure of walk behind snow thrower

さんの操作をする必要があり、操作に慣れを必要とする。

より速く、楽に、簡単に操作するといった目的において、Honda は 2000 年にハイブリッドシステムを導入した除雪機 HS1390i を市販化した。この除雪機のハイブリッドシステム⁽¹⁾は、除雪作業部の駆動と発電をエンジン出力でおこない、走行部の駆動は発電された電力を用いてモータのみでおこなうシリーズハイブリッド方式を採用している。電子制御化によって、なめらかな発進停止、スムーズな旋回を実現すると同時に、作業をおこなうエンジン回転数を検出し、作業負荷によって自動的に走行スピードを可変する負荷制御もおこなっている。これは作業負荷によりエンジン回転数が低下した時には、走行スピードを遅くすることで除雪する雪の量を減らし、エンジンへの負荷を軽減、回転数の低下を小さくする制御である。

本稿では、電子制御機能を装備した iGX440 エンジン⁽²⁾を搭載し、電子ガバナ⁽³⁾の特徴を生かした新たな負荷制御およびモード制御による制御システムを開発、除雪機 HSM1590i に導入したので報告する。

2. 除雪機の負荷制御

大量の雪が除雪部に入ると、エンジンの負荷が増加しエンジンの回転数が低下するだけでなく、エンジンが停止する場合がある。また、投雪しきれない雪の上に除雪部が乗り上げ車体が浮き上がってしまうと除雪部を雪に押し当てる事が出来なくなり一度下がってやり直さなければならない。さらに、作業後の路面仕上がりが悪く再度同一路面の除雪作業を必要とする場合もある。このような状況では作業効率が悪く、これを改善するためには除雪する雪の量を適切にコントロールする必要がある。走行用クローラの速度を遅くすることで除雪部に入ってくる単位時間あたりの雪の量を減らすことが出来る。すなわちエンジンの負荷に応じて走行スピードを制御することで効率のよい作業をおこなうことが出来る。

2.1. 作業による負荷調整

走行部の駆動をエンジン出力にてギア方式あるいは Hydro Static Transmission (HST) 方式による変速でおこなう除雪機の場合、エンジンの回転数に比例して走行スピードも低下する。この関係を Fig. 2 に示す。しかしながら、エンジンの回転低下に対して走行スピードの減速が十分ではないため、エンジンの回転低下や除雪部の浮き上がりを感じた場合には、作業者が自分で走行スピードを遅くする必要がある。

2.2. エンジン回転数による負荷制御

シリーズハイブリッド除雪機 HS1390i では、エンジンの回転数に関係なくモータにより走行スピードを自由にコン

トロール出来る。すなわちエンジンの負荷を検出することが出来れば、走行スピードを自動的に制御することが可能となる。

作業機に搭載されるエンジンには、キャブレタのスロットル開度を自動的に調整し、エンジン回転数を一定に保とうとする機構が装備されている。その多くは遠心ガバナ機構を応用した機械式フィードバック制御を採用しており、除雪機 HS1390i に搭載している GX390 エンジンも同様である。しかしながら、機構的に負荷によってエンジン回転数に差が生じる。GX390 エンジンの Wide Open Throttle (WOT) 出力特性および遠心ガバナの部分負荷における出力特性を Fig. 3 に示す。

除雪機 HS1390i では、遠心ガバナの特性を生かし、エンジン負荷を判断する手段としてエンジン回転数の変化を用いている。エンジン回転数に対する走行スピードの減速比率を Fig. 4 に示す。この制御によってエンジン回転数低下

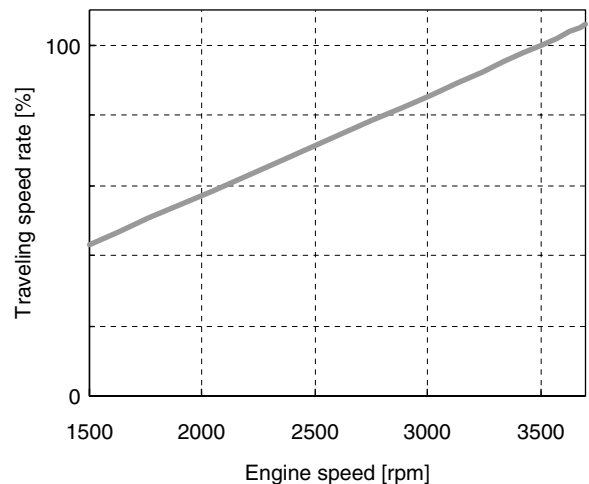


Fig. 2 Relationship between engine speed and traveling speed rate

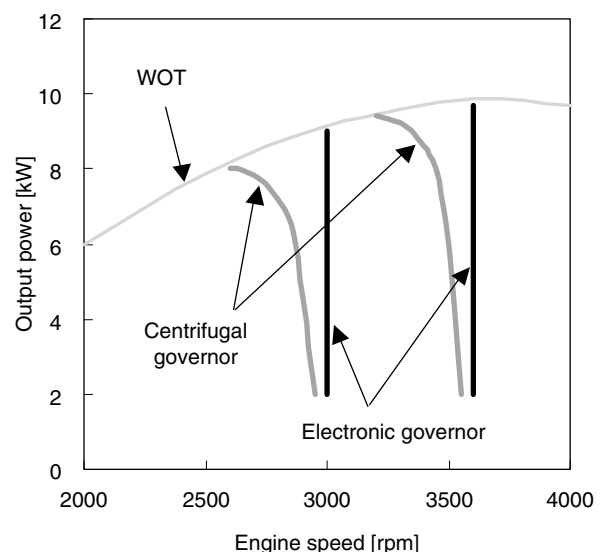


Fig. 3 GX390 engine performance

によるエンジン停止や作業部の浮き上がりは低減出来る。しかしながら、全開出力として 3200 rpm で 9.4 kW を得たい時には、遠心ガバナの調整を無負荷で 3600 rpm となるようにするため、部分負荷で作業する時は、3200 rpm より速い回転で回ってしまい、3200 rpm の回転数で十分な作業の場合、無駄に回転させていることにもなり、燃費の悪化はもとより騒音も大きくなる。また、エンジン回転数の変動によりブローの回転数も変動し投雪距離への影響が出てしまう。

2.3. エンジンスロットル開度による負荷制御

電子ガバナシステムを採用したエンジンでは、負荷の増加や減少にかかわらず目標回転数に対して一定の回転数で運転することが出来る。

電子ガバナシステムを採用したエンジンを搭載することでスロットル開度情報をエンジンから得ることが出来る。この情報により、エンジンの負荷率を制御し、設定したエンジン回転数での作業が可能になる。このスロットル開度は、

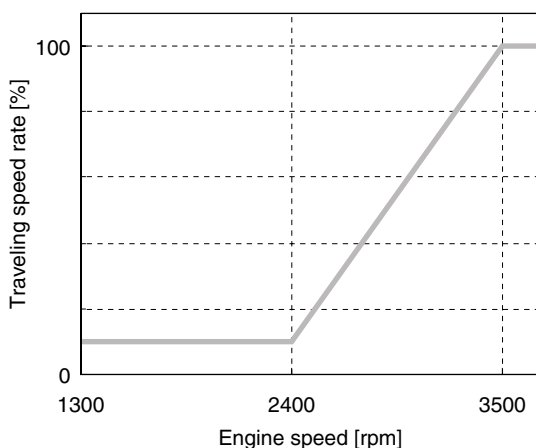


Fig. 4 Relationship between engine speed and traveling speed rate

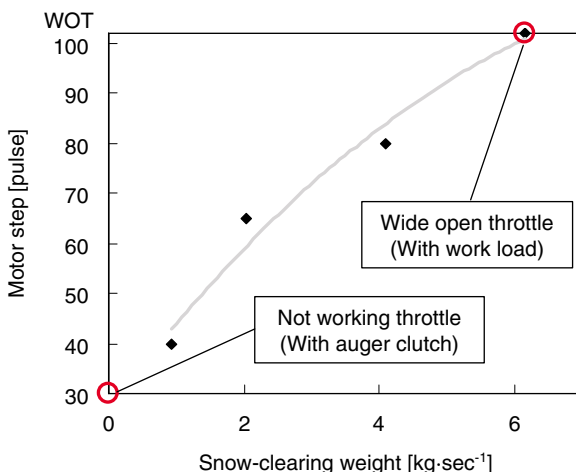


Fig. 5 Relationship between snow-clearing weight and motor step (Engine speed = 3600rpm)

電子ガバナにより制御されており、実際にはスロットルバルブをステッピングモータで駆動している。

実用テストで得られた、単位時間あたりの除雪量とスロットル開度を制御するステッピングモータのステップ数の関係を Fig. 5 に示す。ステッピングモータのステップ数が、102 パルスの時にスロットルが全開であり、エンジン回転数 3600 rpm の時に、作業部をクラッチで接続しただけの作業無負荷状態でのモータステップ数は 30 パルスである。この結果から、102 パルスはエンジン回転数変化が発生しない最大値であり、30 パルスは作業負荷のない状態を示すことになる。なお、3600 rpm では作業無負荷状態のモータステップ数は 30 パルスであるが、エンジン回転数によりこの値は変化するため、エンジン回転数毎の作業無負荷パルス数を考慮する必要がある。

負荷制御にこれを当てはめると、ステップ数 30 パルスから 102 パルスまでがスロットルによる負荷追従可能範囲となり、スロットル開度を 30 パルス以上、102 パルス以下となるように走行速度を制御すれば、エンジン回転数の変化は発生しないこととなる。また、作業負荷に変化が発生しても、エンジンに対する負荷、すなわちパルス数が常に一定となるように走行速度を可変すれば、定格運転と同等になる。エンジン負荷が安定していればエンジンスロットルの全開、全開動作がなくなり、安定した作業が可能となる。

このように、スロットル開度情報、すなわちステッピングモータステップ数を負荷制御に用いることで、エンジンの負荷状況がわかり、この負荷状況に基づき走行スピードを制御、エンジン回転数が低下する前に作業部への負荷をコントロールすることで効率のよい作業が出来るようになる。

3. モード制御

除雪作業をおこなう場合、通常搭載するエンジンの最大出力が得られる回転数 3000 rpm から 4000 rpm にエンジン回転数設定をする。除雪機は、このエンジン回転数でパフォーマンスを発揮出来るように設計されている。除雪機が除雪作業をしていない時、例えば、移動中で作業部であるオーガやブローを回していない時、作業中であっても後進している時には、大きなエンジン出力を必要としない。

走行部の駆動にエンジン出力を用いて、ギア方式あるいは HST 方式によって機械式に変速をおこなう除雪機の場合、除雪作業をおこなっておらず、大きなエンジン出力を必要としない時でも走行スピードを上げるためにはエンジン回転数を高くする必要がある。

シリーズハイブリッド方式を採用した除雪機では走行を発電された電力を用いてモータのみでおこなうため、速い走行スピードを得るための高いエンジン回転数を必要としない。不必要にエンジンを高い回転数にしないようエンジン回転数設定を作業状況に応じて変えることで、燃費向上、

騒音低減が図れる。

GX390 エンジンを搭載した除雪機 HS1390i では、ワイヤを用いてガバナスプリング荷重を変化させることにより、エンジン目標回転数の設定をおこなっていたため、エンジン回転数設定を変えるには作業者がいちいち操作をおこなわなければならなかった。

開発した制御システムでは、電子ガバナシステムを採用し電子制御機能を装備した iGX440 エンジンを搭載することにより、目標回転数の設定を、除雪機システム全体を制御する Electronic Control Unit (ECU) からおこなえ、作業者の使い勝手を考慮した三つのモードを用意している。各モードは、作業者の操作が少なくなるように、走行速度、エンジン回転数を自動的に制御する Auto モード、作業時のエンジン回転数を任意に選べ、よりパワフルに除雪作業をおこなえる Power モード、そして自動制御をほとんどおこなわず作業者が任意に操作する Manual モードとしている。これらのモードでは目標回転数だけでなく、前述した負荷制御やその他の機能も切り替えている。

3.1. モード別エンジン回転数設定

開発した制御システムでは、ECU で作業の状態を判断し、エンジン目標回転数の調整を自動的におこなう方式を採用した。Table 1 に各モードと目標回転数の関係を示す。

3.2. モード別負荷制御

Auto モードと Power モードを選択した時の負荷制御はスロットル開度に基づき走行速度を減速させるが、Manual モードを選択している時には、作業者が設定している走行速度に対して、ECU が勝手に減速する感覚がないように Fig. 2 に示したエンジン回転数に対して比例した減速のみをおこなう。Auto モードを選択している時と Power モードを選択している時のエンジンスロットルバルブのステッピングモータステップ数に対する走行速度の減速割合を Fig. 6 に示す。

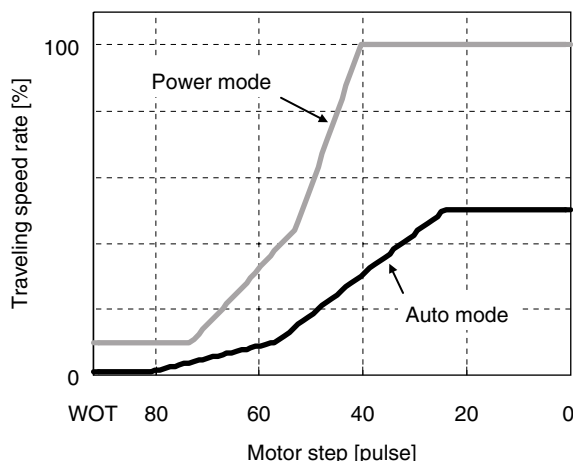


Fig. 6 Relationship between motor step and traveling speed rate

Table 1 Operation models

Mode		Auto	Power	Manual
On working	Forward and auger on	Auto set 3000 [rpm]	Speed set by user 2000 - 4000 [rpm]	Speed set by user 2000 - 4000 [rpm]
	Reverse and auger on	Auto set 2000 [rpm]	Speed set by user 2000 - 4000 [rpm]	Speed set by user 2000 - 4000 [rpm]
Off working	Forward and auger off	Auto set 2000 [rpm]	Auto set 2000 [rpm]	Speed set by user 2000 - 4000 [rpm]
	Reverse and auger off	Auto set 2000 [rpm]	Auto set 2000 [rpm]	Speed set by user 2000 - 4000 [rpm]

iGX440エンジンでは、ステッピングモータのステップ数が 92 ステップの時にスロットルが全開となる。

3.3. Auto モード

Autoモードでは、走行速度を減速することで作業部の浮き上がりを低減、エンジン回転数も Table 1 に示すように 3000 rpm とし、走行速度やエンジンの回転数の調整をせず静かに除雪出来る設定とした。

Fig. 7 に Auto モードを選択して除雪した際のエンジン回転数とモータステップ数、走行速度のデータを示す。エンジンの負荷状況を示すモータステップ数の上昇に伴い、走行速度を自動的に減速させることによりエンジン回転数を 3000 rpm 一定に保つ制御をおこなっている。

3.4. Power モード

Power モードでは、エンジンの最大出力付近を保つように走行速度を自動的に調整、エンジン回転数は最大投雪距離となる 4000 rpm、エンジンの最大出力が得られる 3600 rpm、また、静かに作業したい時には 2000 rpm など作業者が任意に選択出来る設定としている。

Fig. 8 に Power モードを選択、エンジン回転数を 4000 rpm にして除雪した際のエンジン回転数とモータステップ数、走行速度のデータを示す。Autoモード同様エンジンの負荷状況を示すモータステップ数の上昇に伴い、走行速度を自動的に減速させることによりエンジン回転数を 4000 rpm 一定に保つ制御をおこなっている。

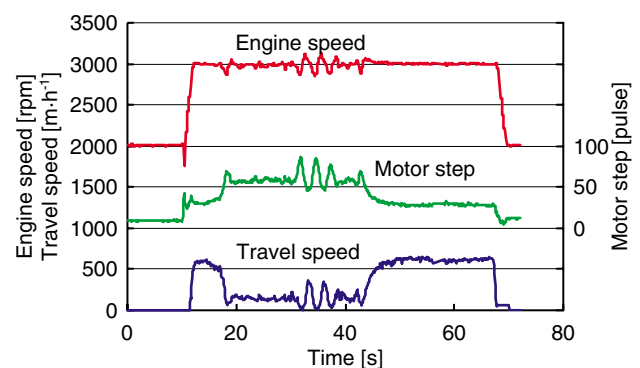


Fig. 7 Clearing snow in auto mode

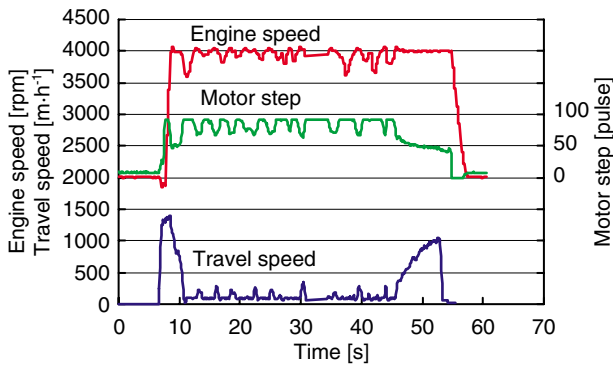


Fig. 8 Clearing snow in power mode

4. 燃費改善効果

システム構成は除雪機 HS1390i 同様、除雪をおこなうオーガ、プロペラ駆動はエンジン出力、走行をおこなうクローラ駆動はモータのみの動力とする、シリーズハイブリッド方式である。また、システム制御 ECU と iGX440 の電子ガバナとは相互データ通信をおこなっている。システム概略図を Fig. 9 に示す。

開発したシステム制御では、モード別エンジン回転数設定制御により、高いエンジン回転数が不要な時にはエンジン回転数を自動的に低くする Auto モードがあり、また、除雪機 HSM1590i は、除雪機 HS1390i と比較し最大除雪能力も向上しているため燃費が向上している。同じ面積を同じ負荷率で作業した場合の効果を以下に記す。

作業条件

- (1) 除雪面積 : 128 m²
- (2) 負荷率 : 80%
- (3) 積雪 : 0.4 m
- (4) 雪の比重 : 0.1
- (5) 実除雪幅 : 0.7 m
- (6) エンジン回転数(除雪機 HS1390i) : 3000 rpm
(除雪機 HSM1590i) : Auto モード

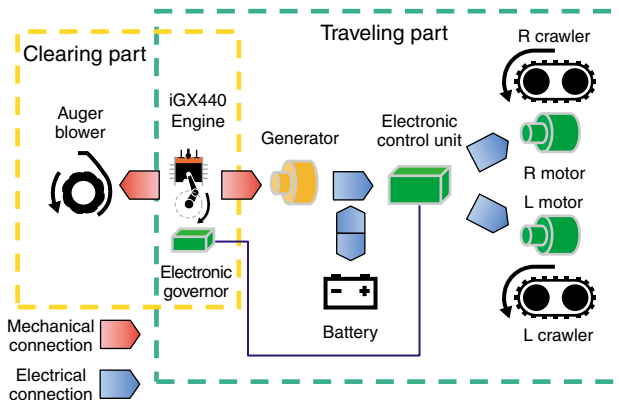


Fig. 9 System configuration

Table 2 Fuel used by HS1390i

Mode	Time required [min]	Engine speed [rpm]	Fuel efficiency [L·h ⁻¹]	Fuel [L]
Clearing snow	19.7	3000	3.30	1.08
Reverse	4.0	3000	1.32	0.09
Turning	9.3	3000	1.32	0.21
Total	33.0			1.37

Table 3 Fuel used by HSM1590i

Mode	Time required [min]	Engine speed [rpm]	Fuel efficiency [L·h ⁻¹]	Fuel [L]
Clearing snow	16.9	3000	3.20	0.90
Reverse	4.0	2000	1.16	0.08
Turning	4.7	2000	1.16	0.09
Total	25.6			1.07

エンジン回転数 3000 rpm での最大除雪能力は、それぞれ 79 ton/h, 92 ton/h であり負荷率 80%での除雪作業速度は 0.155 m/s, 0.18 m/s となる。

後進速度は共に 0.5 m/s, 方向修正回数は 56 回でそれぞれ旋回に要する時間が 10 s, 5 s であった場合の消費燃料を Table 2 および Table 3 に示す。

結果として、同一面積除雪時の燃費は除雪機 HS1390i に比べて 22%向上出来る。また、作業負荷が一定ではない実際の作業において、最大除雪能力を発揮出来る走行速度で作業するには熟練を要するが、開発した制御システムを搭載した除雪機 HSM1590i では、スロットル開度を用いた負荷制御をおこなうため、最大除雪能力を超える負荷がかからないように ECU が自動的に走行速度を減速し、初心者でも熟練者同等の除雪作業効率を得ることが出来る。

開発した制御システムを搭載した除雪機 HSM1590i の外観を Fig. 10 に示す。



Fig. 10 External view of HSM1590i

5. まとめ

電子ガバナの特徴を生かした制御システムを導入した除雪機において以下の効果を得られる。

- (1) 負荷の増減に対してもエンジン回転数を一定に保つことが出来るため、安定した投雪距離を得られる。
- (2) 負荷の増加をエンジン回転数低下前に検出することができ、除雪機の浮き上がりおよび作業者の走行スピード調整操作を減らすことが出来る。
- (3) エンジン回転数の設定が、自動的におこなえるため、高い回転数が不要な時には自動でエンジン回転数を低下させ、22%の燃費向上、騒音低減が得られる。

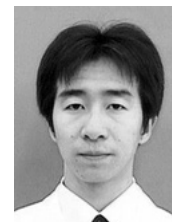
参考文献

- (1) 花房実美, 脇谷勉, 山本隆弘, 乾勉: ハイブリッド除雪機「HS1390i」の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.31-38
- (2) 伊藤慶太, 本田宗平, 斉藤照幸, 倉田真秀, 直江学: 電子制御汎用エンジン iGX440 の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.17, No.2, p.44-51
- (3) 福嶋友樹, 松田迅人, 新萩義久, 谷口洋一: 汎用ガソリンエンジンの適応制御型電子ガバナシステム, Honda R&D Technical Review, Vol.17, No.2, p.58-64

■ 著 者 ■



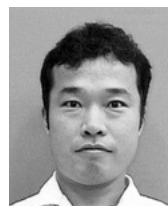
脇谷 勉



川上 俊明



清水 則和



山崎 信男

ナビゲーションシステムにおける渋滞予測技術の研究

Research on Technology Used in Predicting Traffic Congestion for Navigation System

養 父 利 秀*
Toshihide YOFU

柘 植 正 邦**
Masakuni TSUGE

要 旨

現在、ほとんどのナビゲーションシステムにおいて、エリアごとの道路状況を提供する「VICS(道路交通情報システム)」という機能が備わっており、現在地周辺の状況を確認する手段として大変有用な機能である。一方、実際の使われ方としてこの VICS 情報が提供されているエリアを越えたところにある目的地までの経路上の状況を知りたい、またその情報を反映した経路案内をして欲しいというニーズもあった。VICS データが民間でも使用できるようになったこともあり、目的地までの経路上の情報提供はもちろん、旅行時間(通過時間)を VICS 履歴データから予測することも検討できるようになった。ここでは開発した予測手法について紹介する。

ABSTRACT

Today, most vehicle navigation systems use a Vehicle Information Communication System (VICS), which provides drivers with traffic information for specific areas. VICS is extremely useful in keeping drivers informed of current traffic conditions in the area they are driving in, but drivers also require information on the traffic conditions of roads leading to destinations in other VICS areas and recommendations on alternative routes based on the information. The fact that VICS information can now be used by private companies has allowed Honda to provide information on traffic conditions up to the driver's destination and to conduct research on the prediction of the vehicle's travel time using recorded VICS data. This paper discusses the developed prediction method.

1. まえがき

ナビゲーションの進化において、これまで目的地へ正確に案内する機能が求められてきた。地図データベースや経路の計算方法を工夫して最適な経路になるような研究がおこなわれ^{(1), (2)}, 目的地までの最適な経路をわかりやすく案内する機能が備わった。1996年には以前から検討が進められていた「道路交通情報通信システム(VICS)」⁽³⁾がサービスを開始したことにより、その時々のリアルタイムな交通状況が提供され、同時にその情報を反映した最適な経路が提供できるようになった。

各エリア(主に都道府県単位)で警察や、道路単位で道路公団などの道路管理者が計測した交通状況はいったん、(財)日本道路交通情報センターで収集された後、VICS センターでナビゲーションシステムに最適化されたデータとして一括で加工・編集される。その後、光ビーコン、電波ビーコンおよび FM 波などを使用して各エリアごとに VICS 受信機を装着したナビゲーション端末に提供される(Fig. 1)。

通常提供される VICS の情報はその時刻の情報をそのエリア内のみで提供するものであり(Fig. 2)、エリアを越えた先の情報や、その到着時刻における情報は入手することができなかった。そのため、その情報を元に走行すると、情報を受信していた時刻では順調だった場所が、通過時には渋滞が始まっていた、といった状況が起こり(Fig. 3)、ナビゲーションで案内される到着時刻が不正確になってしまうということもあった。

2002 年、VICS データが民間にも提供され、テレマティクスサービス事業者などはこのデータの二次加工をおこなう利用者に提供することが可能となった。前述の課題に応えるべく、エリア外の VICS 情報を提供することはもちろん、到着時刻を予想しながら、到着時刻が正確な経路を案内できる可能性が出てきた。

今回、この VICS の履歴情報を分析して、特定の道路における渋滞などの交通状況が予測できるかどうかの検証をおこなった。

* 栃木研究所

** 本田技研工業株式会社

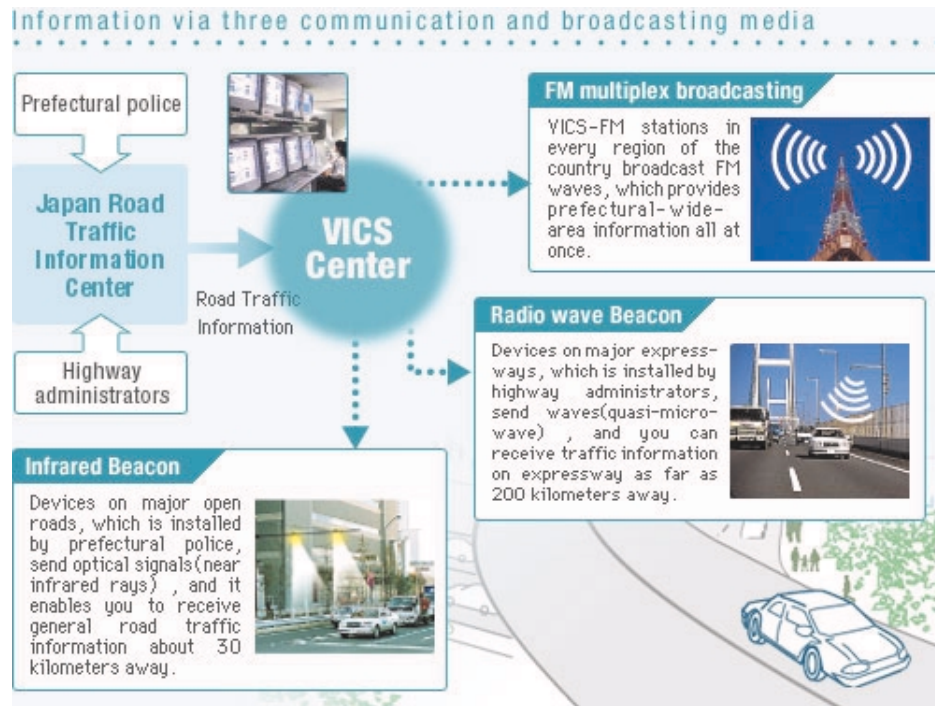


Fig. 1 VICs system schematic

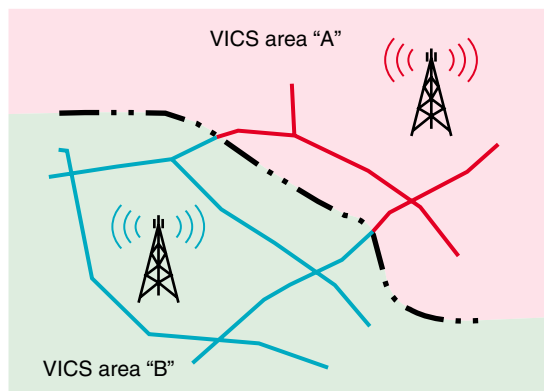


Fig. 2 Image of VICs areas

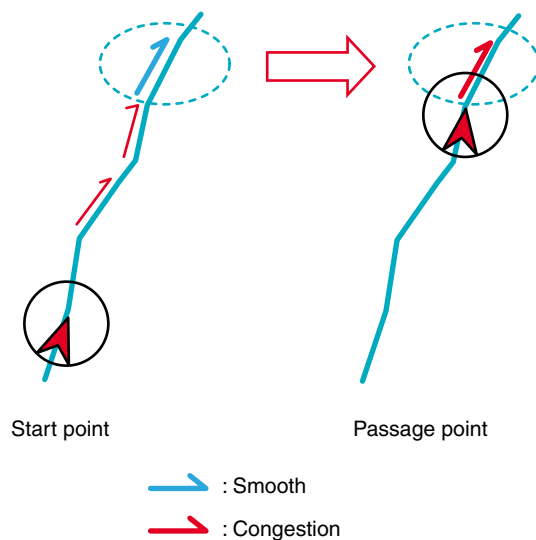


Fig. 3 Change in traffic status

2. 渋滞予測シミュレーション

2.1. 検証方法

VICs は道路データのある区間ごとに「VICs リンク」という「節」が設定されており、そのリンクごとにそのリンクを通過する時間(秒)の情報が提供されている(リンク旅行時間)。これまで、渋滞などの交通状況を予測する手段として単純に対象リンクにおける、ある日にち、時間帯の履歴データから求める方法や、対象リンクの交通流量から複雑なシミュレーションをおこなう手法などが考えられた⁽⁴⁾⁻⁽⁷⁾。

今回、精度を高めながらも効率的に予測することを目指し、履歴データの中から近似値を検索していく手法について検討した。

横軸を時刻(24時間)、縦軸を観測対象とするリンク列のリンク旅行時間というグラフを作ると、VICs情報が更新される5分おきの該当リンク列の旅行時間がわかる(Fig. 4)。

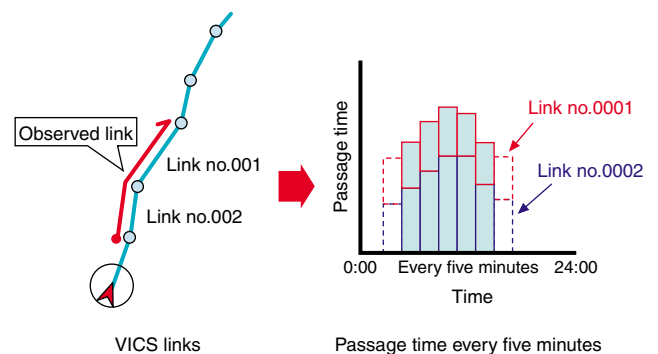


Fig. 4 Change in passage time in observed link

ここで、予測対象の時刻 t_b を設定して、直前の特定時間幅を比較のための検索元データ(マッチング時間幅 t_m)とし (Fig. 5), 履歴データの中から最も差分が少ない近似値を検索する計算をおこなう。すべての履歴データを対象に計算すると処理が多くなることも予想されるため、検索対象時間(サーチ時間幅 t_s)として計算範囲を設定、その範囲内で計算することとした。そして、最も差分の少ない近似データ列を検索後 (Fig. 6), 抽出されたデータ列のその後(予測時間)のデータを予想値とする (Fig. 7)。

この手法の中で精度を左右する主なパラメータとして以下のようなものが考えられる。

- (1) 検索元の時間幅(マッチング時間幅 t_m)
- (2) 検索対象時間幅(サーチ時間幅 t_s)
- (3) 検索対象の履歴データ群(期間, 時期など)

このシミュレーションはすべての履歴データの中から期間を分けて検証, 5分ごとに検索処理をおこない, その15分後, 30分後, 45分後, 60分後の予測値を出した実際の値と, その時刻のデータをそのままスライドした予測しなかった場合との差を, 平均二乗偏差として数値化して評価した。

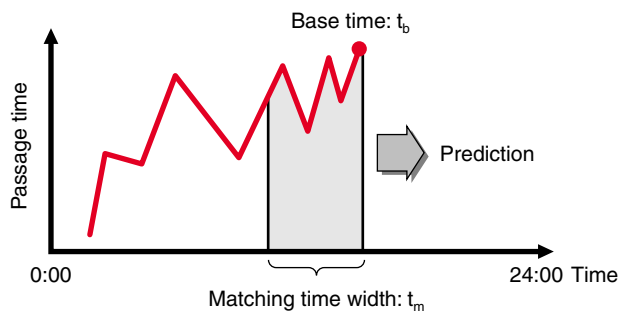


Fig. 5 Traffic status simulation procedure

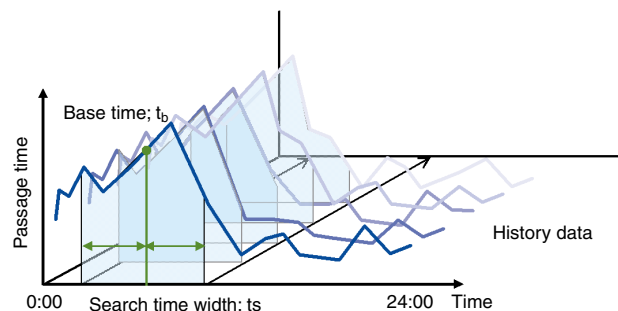


Fig. 6 Passage time each hour

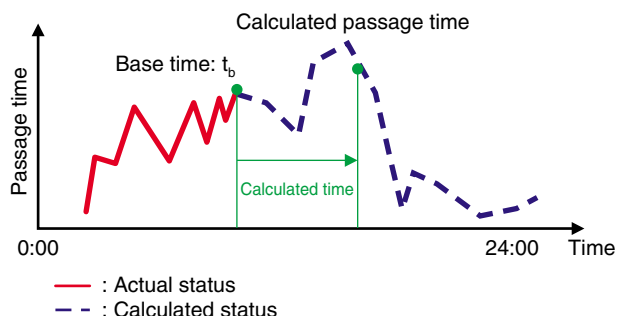


Fig. 7 Image of traffic status simulation

2.2. 対象道路

VICS のリンク一本ごとを予測及び検索対象とすると, まったく混んでいない道路など特徴が現れにくいリンクがあったり, データ検索量が多くなり処理負荷が大きくなることが予想されたため, いくつかのリンク列をまとめて対象とすることにした。対象の選び方として, 渋滞が発生しやすいリンク(交差点前後など)から次の渋滞の発生しやすいリンク間を基本に, 渋滞の度合いを見ていくつかのリンクをひとまとめに設定することとした。

ここでは, 東京都港区の赤羽橋南交差点付近から白金1交差点付近までの国道1号線を対象に検証した事例を紹介する。

2.3. 予測シミュレーションのパラメータの検証

まず, 予測シミュレーションのひとつのパラメータとして, 検索をおこなうための元データであるマッチング時間 t_m の範囲を, 予想対象時刻 t_b を基点に, 短めの15分(3点)から長めの120分(24点)までで比較してみたところ, この検索時間幅 t_m を少なくした方が予測時間によらず誤差が少なくなる結果となった。

また, もうひとつのパラメータである, 履歴データの検索対象であるサーチ時間 t_s の範囲による精度の影響についても検証をおこなった。短めの40分から長めの240分までシミュレーションを実施した結果, サーチ時間幅 t_s による大きな誤差の変化はなく, 影響は少ないことがわかった。実際の予測シミュレーションにおいては前述のマッチング時間幅 t_m の設定と共に, この範囲を小さくすることで計算負荷を減らせる可能性があることがわかった。

最後に, 三つめのパラメータである履歴データの期間による影響がないかどうかを調べるために, 履歴データを期間ごとに四つのデータ群に振り分けて検証した。

- (1) 過去1年間(2001年3月から2002年2月)
- (2) 過去3ヶ月(2001年12月から2002年2月)
- (3) 過去1ヶ月(2002年2月)
- (4) 1年前の同月(2001年3月)

履歴データは少ないデータ量でそれなりの精度を導き出すことができれば, 例えば全国レベルで予測をおこなう際の処理負荷に直接影響してくるので重要な要素となってくる。

このパラメータの検証では, より多くのデータと比較できる(1)の過去1年間の履歴を使用した方が若干誤差が少ない傾向が見られたが, 全体的には, 期間による影響はあまり無いことがわかった。

これら主要な三つのパラメータを検証した結果, 本予測シミュレーションの結果は, Fig. 8に示すように, 予測をおこなわない場合よりも, 60分後で誤差が約12%から13%程度良好な結果となった。

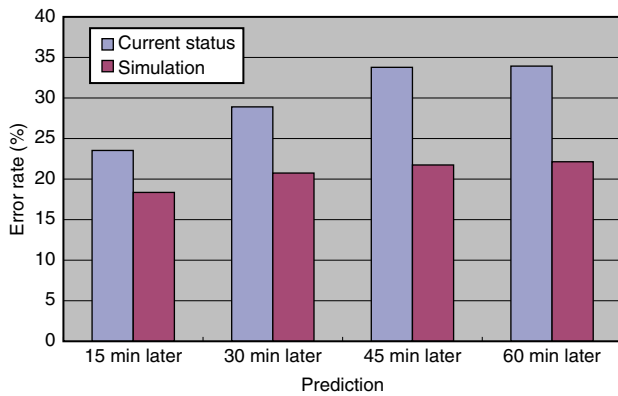


Fig. 8 Result of traffic status simulation

3. まとめ

実際に VICS 履歴データを活用した予測情報を提供するためには、当初、膨大なデータを検索・解析する予測シミュレータが必要との懸念もあった。しかし、今回の評価において負荷を大きく軽減できるようなさまざまな予測パラメータを検証することができ、同時に通常の VICS 情報のように「現在の情報をそのまま到達時刻に適用するもの」と比較して、より現実に近い予測ができることがわかった。この検証結果は現在、Honda の情報提供サービスであるインターナビプレミアムクラブで提供する渋滞予測に応用されており、予測したリンク旅行時間から次のリンク列到達時刻を求め、さらにその時刻以降の旅行時間を予測していくといった計算を次々に繰り返すことで、コース全体での細かい予測をおこなっている。また新しい取り組みとして VICS で情報を提供しきれていない道路において、ナビゲーションシステムで記録した走行データをセンターで収集、加工し再度ナビゲーションに提供するという、いわゆるプローブ情報サービスを2003年より開始した。現在はデータ量の問題からこのデータを予測シミュレーションの対象とはしていないが、予測検証に耐えうるデータ量が集まることとさらなる精度向上のための技術検討により、将来にはほとんどすべての道路で目的地到着までの交通状況を予測するサービスが実現可能になるであろう。

参考文献

- (1) 柴田潤, 天目健二, 下浦弘: ストカスティック経路探索アルゴリズムの開発, 住友電気, 第 143 号, p.164-173(1993)
- (2) 上川哲生, 後藤幸夫, 梅津正春, 古澤春樹, 中堀一郎: エリア間経路 DB を用いた高速経路算出方式, 電子・情報・システム部門誌, Vol. 120-C, No.4(2000)
- (3) (財)道路交通情報通信センター (<http://www.vics.or.jp>)
- (4) 上野秀樹, 大場義和, 桑原雅夫: 所要時間履歴情報を

用いた走行所要時間予測モデルの研究, 第 22 回交通工学研究発表会論文集, 交通工学研究会, p.169-172 (2002)

- (5) 堀口良太, 片倉正彦, 桑原雅夫: 都市街路網の交通流シミュレータ -AVENUE- の開発, 第 13 回交通工学研究発表会論文集, p.33-36(1993)
- (6) 吉井稔雄, 桑原雅夫, 森田緯之: 都市内高速道路における過飽和ネットワークシミュレーションモデルの開発, 交通工学, Vol.30, No.1, p.33-41(1995)
- (7) 赤羽弘和, 大口敬, 小根山裕之: 交通シミュレーションモデル開発の変遷経緯, 技術資料 37-5(2002)

■ 著 者 ■



養父 利 秀



柘 植 正 邦

二輪車用耐パンクチューブレスタイヤの開発

Development of Puncture-Resistant Tubeless Tire for Motorcycles

原 田 智 之*

Tomoyuki HARADA

高 橋 博 久*

Hirohisa TAKAHASHI

山 際 登志夫*

Toshio YAMAGIWA

田 中 明 子*

Akiko TANAKA

要 旨

耐パンクチューブレスタイヤは耐パンク二重構造タイヤチューブの技術を適用して開発された。開発されたチューブレスタイヤの内側は二重構造になっている。この二重構造タイヤの高温環境下と低温環境下での耐パンク性能テスト、傷の大きさの限界性能、及び穴あき状態での耐久走行テストで良好な結果を得た。高温環境下テストでは径9 mmのピンの刺し傷まで空気漏れを防ぐことが確認できた。また、刺し傷がある状態での走行耐久テストではタイヤ摩耗限界の 20 000 km まで走行可能なことが確認できた。

ABSTRACT

A puncture-resistant tubeless tire has been developed using the same principles as the puncture-resistant double-chamber inner tube. The inside of the newly developed tubeless tire is a double-chamber structure. The new double-chamber tires were tested at high and low temperatures for puncture resistance and to determine a damage-size limit. They were also endurance-tested with a hole deliberately created in the tire, and positive results were attained. The high-temperature test has proven that the tire prevents air leakage after piercing with a pin as large as 9 mm in diameter. In addition, the endurance running tests have proven that the tire with pierce damage is able to run up to the tire wear limit, 20 000km.

1. まえがき

空気入りタイヤは 1845 年に Thomson によって考案され、1888 年にイギリス人獣医の Dunlop により実用的な空気入りタイヤが開発された。それから 120 年が経過し、現在も大量に生産されている。この空気入りタイヤはタイヤの 4 大必要機能を満たしていることが特徴である。それらの機能を以下に示す。

- (1) 車の荷重を支えること。
- (2) 駆動力・制動力を路面に伝えること。
- (3) 路面からの衝撃を緩和すること。
- (4) 方向を転換・維持する最適な弾力性があること。

空気入りタイヤの歴史は、またパンク対策の歴史でもあったが有効な技術が開発されていなかった。

最近の二輪車は、製造品質や耐久性の向上などにより、走

行中のトラブルは減少している。しかし、スペアタイヤが積まれていない二輪車ではパンクが起きると修理するまで走れなくなるので、パンク耐性の高いタイヤが望まれていた。

Honda は 1996 年にタイヤチューブ用の二重構造で特殊液を封入した二輪車用パンク対策チューブを開発し、日本、インド、ブラジルなどで販売してきている。

本稿では、新たに開発したチューブレスタイヤの耐パンク性向上技術について述べる。

2. 二重構造タイヤチューブ

2.1. 二重構造タイヤチューブの構造

1996 年に開発した二重構造タイヤチューブ⁽¹⁾(以下、二重構造チューブという)はFig. 1 に示すような構造をしている。チューブのタイヤトレッド側を 180 度範囲で二重構造

にし、その空間にパンク防止液を封入する。パンク防止液室と空気室は互いに独立していて、空気圧によりパンク防止液室は常に圧力で押される状態になる。このため、パンク防止液室のどの部分に釘などが刺さっても液は圧力で押されて穴からパンク防止液が出てくる。このときに穴まわりのチューブのゴム弾性により液中の繊維などをはさみ込んで空気漏れを防いでいる。穴があいた箇所がタイヤ上方にある状態で長期駐車しても、穴周辺には常にパンク防止液が保持されているので空気漏れを防げる構造になっている。

2.2. 穴ふさぎメカニズム

二重構造チューブの穴ふさぎのメカニズムを Fig. 2 に示す。タイヤトレッド側に釘などが刺さると、通常はタイヤのパンク防止液室から空気室まで貫通する穴があく。外側のタイヤの穴から空気が抜けるときにパンク防止液の液成分が固形分の繊維を運び、この繊維がゴムの弾力ではさみ込まれる。さらに繊維間の隙間を微粉末と液が埋めて穴をふさいでいる。数種の繊維を配合することで大小の穴の穴ふさぎ性能を向上させている。チューブ内側には、空気圧があるのでパンク防止液はチューブ内圧がある限り内部に漏れない。Fig. 3は実際にパンク防止液が穴をふさいでいる画像である。繊維がゴムの間にはさまっているのがわかる。

2.3. 二重構造チューブの効果

二重構造チューブの市場での効果を検証するため、新聞

の戸別配達二輪車98台を用いて比較した。新聞配達二輪車は積載の頻度が高く、発進・加速・停止の繰り返しが多い過酷な使用状況である。従来のチューブと二重構造チューブの使用状況をそれぞれ4～6ヶ月間比較した結果を Fig. 4 に示す。二重構造チューブはパンク件数を従来のチューブより 90%低減できることが確認できた。

3. 二重構造チューブレスタイヤの概要

二重構造チューブのパンク対策技術をチューブレスタイヤにも適用してパンク対策二重構造チューブレスタイヤ(以下、二重構造タイヤという)を開発した。

二重構造タイヤの構造を Fig. 5 に示す。

タイヤトレッド側を二重構造にし、その中に開発したパンク防止液を封入している。ホイール装着状態で、パンク防止液室と空気室は互いに独立し、空気圧が常にパンク防止液室を押している。このため、パンク防止液室のどこに穴が

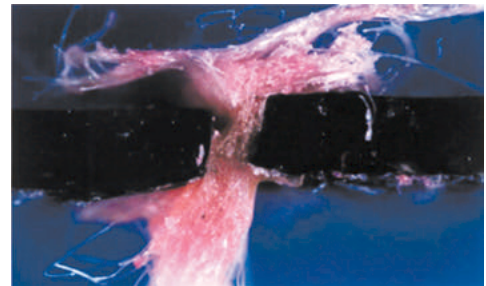


Fig. 3 Photo of filling situation

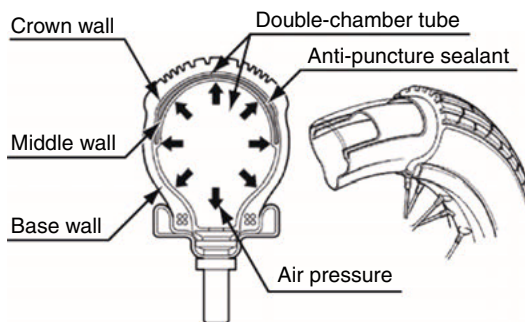


Fig. 1 Structure of double-chamber tube

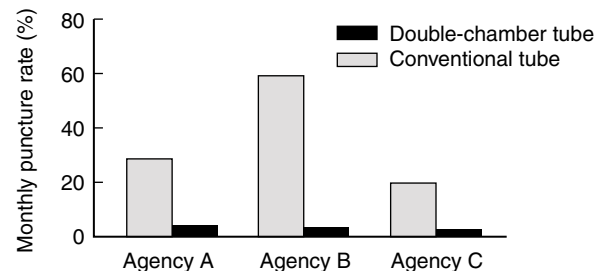


Fig. 4 Effectiveness of double-chamber tube

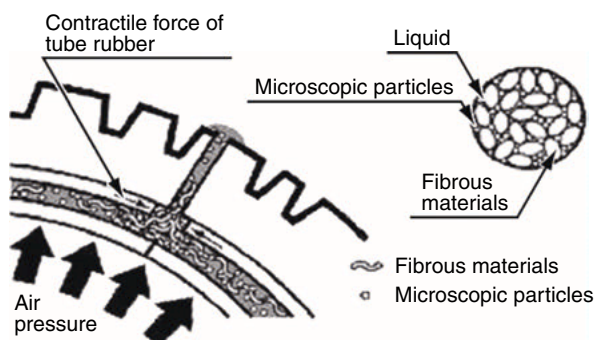
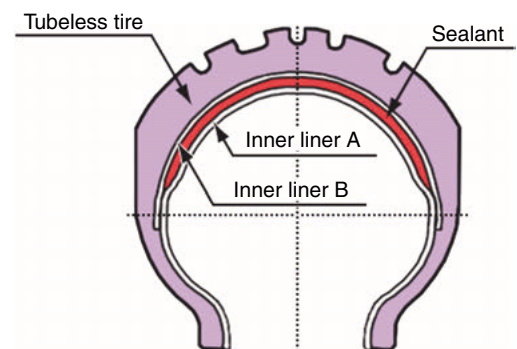


Fig. 2 Filling mechanism



Inner liner added to conventional tubeless tire

Fig. 5 Double-chamber tire

あいても空気圧で押されたパンク防止液が穴から出て空気漏れを防ぐ点は二重構造チューブと同様である。穴があいた位置が駐車状態で上方になる場合でも、穴周辺にはパンク防止液が残りシール性が確保される。点検・修理などで、タイヤ空気を抜く場合でもバルブからパンク防止液が出てくることはない。

Fig. 6にパンク対応技術における系統図を示す^{(2), (3)}。二重構造タイヤはパンク対応技術の中では、穴があいても空気圧を漏らさない技術であるため、従来の空気圧が抜けた後の対応技術とは大きく異なる開発となった。

4. 二重構造タイヤの開発

4.1. 開発目標

二重構造チューブと同等の性能をねらって、下記の開発目標とした。

- (1) 従来のタイヤ製造工程を大きく変更することなく製造できること。
- (2) 釘穴があいてもタイヤ寿命まで走行可能なこと。
- (3) ノーマルのタイヤと同等の操縦安定性能を有すること。
- (4) 従来のホイールと互換性があること。

4.2. 生産技術開発

4.2.1. 製造工程

封入液室を従来のタイヤ製造工程^{(4), (5)}の中でどのように形成させるかが課題であった。タイヤ工程を Fig. 7 に示す。

バイアスタイヤは通常、成形工程でタイヤを構成する各種のシートをドラムに順番に巻きつけて筒状に成形する。このシートは最初にインナライナと言われる空気の透過の少ないブチル系ゴムを巻きつけ、その後カーカスと呼ばれる角度をつけた織布をゴムで挟んだシートなどを設けて、最後に接地面になるトレッドゴムを巻きつける。

この生ゴムの筒を加硫型に入れて、温度・圧力を掛けてタイヤに成形する。タイヤの接地面の凸凹のトレッドパター

ンは加硫型に設けられていて、圧力で押されて形成される。

二重構造タイヤの液室は、この行程を大きく変えることなく、液室を形成するゴム間を、成形後にはく離できるようなシートで他のタイヤ材料と同様に筒に巻くことにより、液室を形成しようと試みた。

成形後にはく離させる考え方は、二重構造チューブも同様であるが、チューブは加硫行程での膨張率が10%以下と小さいことから、タルクと呼ばれる石粉を付けることでゴム間の溶着を防止し、はく離を可能としている。

しかし、タイヤは Fig. 8 に示すように、加硫工程での膨張率が150%前後と大きく、タルク粉では伸ばされて粉がなくなった部分でゴム間が接着してしまう。

よって、離形シートの条件としては以下とした。

- (1) ゴム膨張時の伸びに追従でき、離型可能なこと。
- (2) パンク防止性能に影響を与えないこと。

Table 1 に示すように各種のシート材料を検討した結果、前述の両条件を満たし、コスト面、耐久性も良好な Film D を選択し、二重構造タイヤの成形が可能となった。

4.2.2. パンク防止液の均一分布性

トレッド側の液室の液は、どこに穴があいても空気漏れを防ぐことが必要なので均一分布をしていることがよい。1本の二重構造タイヤの対角位置に径0.8 mm, 3 mm, 5 mm のピンによる刺し傷を各2個、さらに径3 mm のピンによ

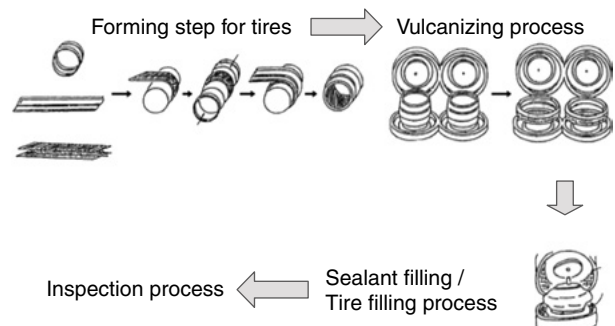


Fig. 7 Manufacturing process for tires

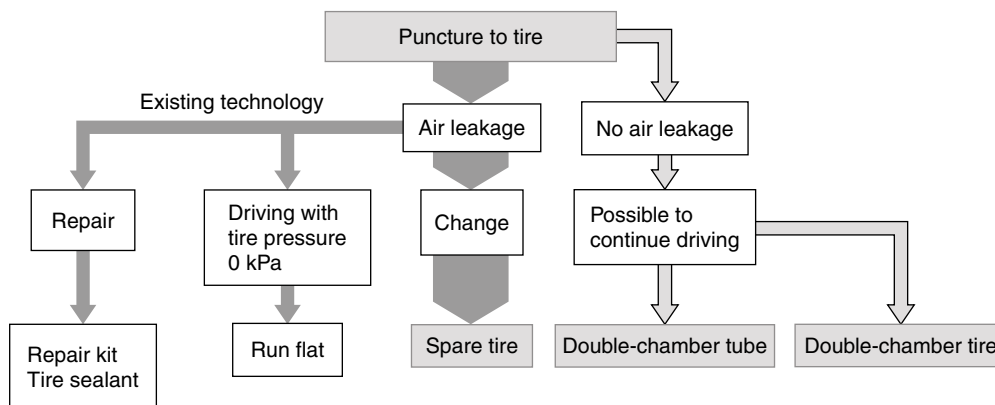


Fig. 6 Schematic diagram of technology dealing with puncture

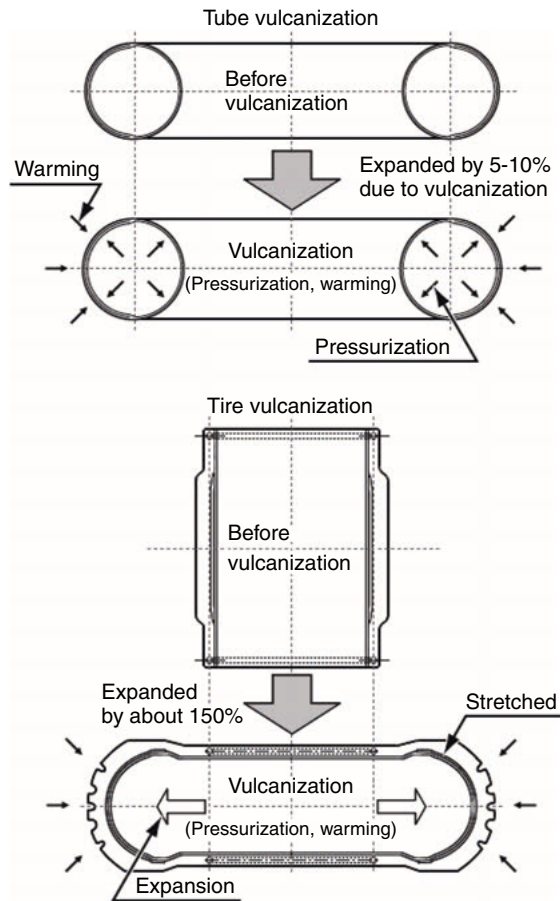


Fig. 8 Vulcanizing process

Table 1 Consideration of release agent

Test sample	Formability of fluid chamber	Initial anti-puncture performance	Anti-puncture performance after durability test
Talcum	Insufficient	Insufficient	—
Sheet A	Insufficient	Insufficient	—
Tape A	Sufficient	Insufficient	Insufficient
Film A	Sufficient	Insufficient	Insufficient
Film B	Sufficient	Insufficient	Insufficient
Film C	Sufficient	Sufficient	Insufficient
Film D	Sufficient	Sufficient	Sufficient

る刺し傷を2個の計8個設けて走行した後、CTスキャンを用いて液の分布状況を確認した。その結果をFig. 9に示す。タイヤトレッドの厚みを測定した結果、液の分布は均一性が保たれていることが確認できた。

4.3. 耐パンクテスト結果

耐パンク性能向上を目標に開発した二重構造タイヤの重要な性能は、穴があいてからも走行できることである。刺し傷を設けたタイヤでドラム耐久テストをおこなった結果、Fig. 10 に示すように走行速度 65 km/h で 10 000 km の走行が可能ことが確認できた。このテストでは、より厳しい

条件として釘を刺してから抜いた条件でおこなった。

Fig. 11 は、径 2.8 mm の釘を刺した通常のタイヤをドラム上で回転させたときの、チューブタイヤとチューブレスタイヤのタイヤ空気圧の変化を示す。

タイヤ空気圧は、釘が抜けるまでは変化は少ない。ただし、高速域で遠心力が大きくなると、釘が抜け、空気漏れが起こる。そのとき、チューブタイヤの方が、チューブレスタイヤより空気漏れが早い。また、同速度で走行した場合、半径の小さいタイヤの方が、角速度が大きくタイヤ外周で釘にかかる遠心力が大きくなる。そのため、小径タイヤの方が、刺さった釘が低速域でも抜けやすくなる。

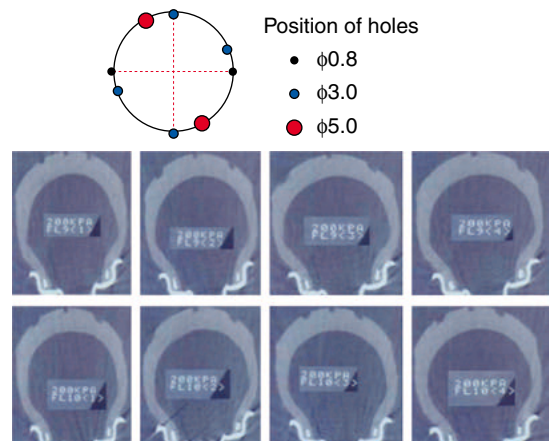


Fig. 9 Pictures of tire by CT scan

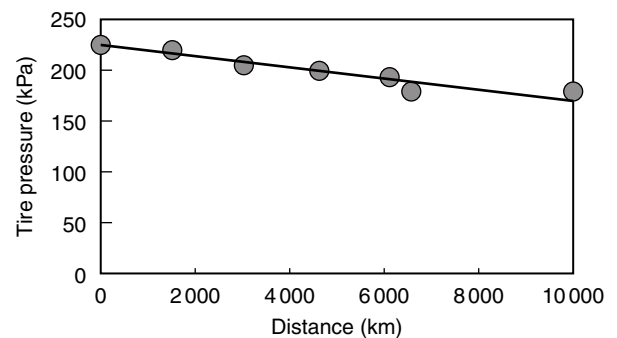


Fig. 10 Result of durability test on drum bench

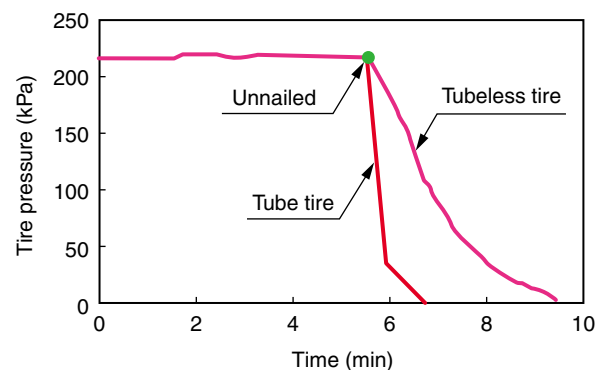


Fig. 11 Result of air leakage by drum bench test with sticking nail

4.3.1. 実走耐久テスト

実走耐久テストにおいて、刺し傷を設けた二重構造タイヤにてタイヤ摩耗限界までの 20 000 km の実走耐久を実施し、空気漏れの状態を確認した。また、限界条件テストとしての高温環境下と低温環境下での穴ふさぎ性能、および実車走行も安定した性能が得られることを確認した。

Fig. 12 は刺し傷を設けた後に 20 000 km を走行した実走耐久のテスト結果を示す。このテストではパンクの条件を厳しくするため、丸いピンによる刺し傷ではなく、幅 2 mm 厚さ 0.3 mm の刃物を用いて刺し傷を設けた。12 000 km の走行後は約 30% の空気圧低下が見られたが、その後、適正空気圧に戻した後、タイヤトレッド溝の摩耗限界である 20 000 km まで走行した。

4.3.2. 高温環境下テスト

テストは気温 48℃ の USA のデスバレーでおこなった。Fig. 13 はタイヤに刺し傷を設けた後の高温環境下における走行テストの結果を示す。同一タイヤに径 1 mm から径 9 mm までのピンを用いて径の小さい順に 9 個の刺し傷を設けた。

刺し傷を設けるごとに 6 km 走行させてタイヤ空気圧を確認している。径 7 mm のピンで刺し傷を設けたときの空気圧の落ち幅が 15% あるが、これは大きい穴が液をつかんで空気漏れを止めるまでの時間が掛かり、その間に漏れた空気圧である。

次にリヤタイヤに径 3 mm のピンで刺し傷を設けて、300 km

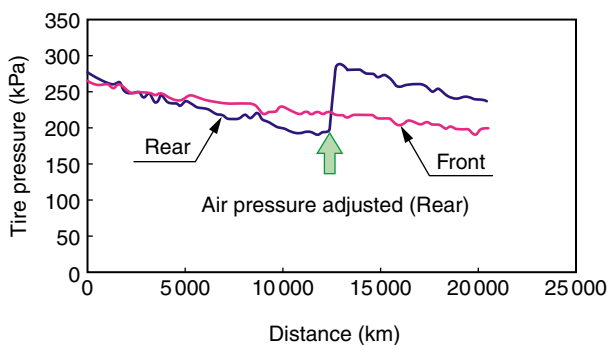


Fig. 12 Result of durability road test with tire with hole

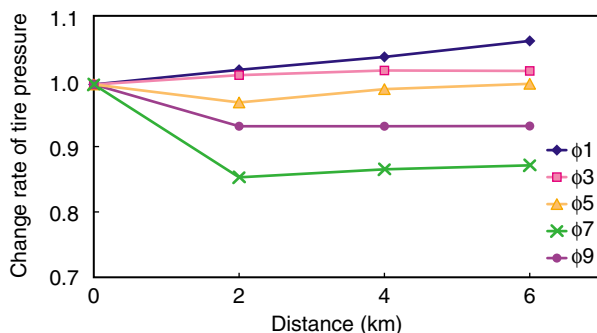


Fig. 13 Result of performance test at high temperature with tire with hole

の耐久走行をした結果を Fig. 14 に示す。刺し傷を設けていないフロントタイヤと比較した。途中の空気圧が落ちている部分は夜間の待機時間で気温が下がったときであり、その後の部分は気温の低い午前中に走行した結果である。刺し傷を設けていないフロントタイヤの空気圧変化と比較するとリヤタイヤも空気漏れがないことが確認できる。

4.3.3. 低温環境下テスト

気温 -5℃ の低温環境下で 200 km 走行させた結果を Fig. 15 に示す。リヤタイヤのみに刺し傷を設けて、フロントタイヤは刺し傷なしとした。リヤタイヤは駆動輪のために低温環境下では温度上昇がフロントタイヤより大きく、空気圧上昇が大きいことがわかる。

4.3.4. 操縦安定性

開発した小型スクータ用チューブレスタイヤで操縦安定性を確認した。タイヤの二重構造化に伴いタイヤのケース剛性が変わるので、コードアングルなどのタイヤ内部構造の変更をおこない、ノーマルタイヤと同等の操縦安定性能を得ることができた。

4.3.5. ホイール互換性検証

本開発品はタイヤ接地面のトレッド内側の構造が二重構造となっていること以外でタイヤ構造および構成について従来のタイヤと大きな変化点はない。二重構造タイヤの従来のリムに対する組付け性を確認した結果、開発目標の一つであるタイヤの組付け性には影響しないタイヤであることが確認された。

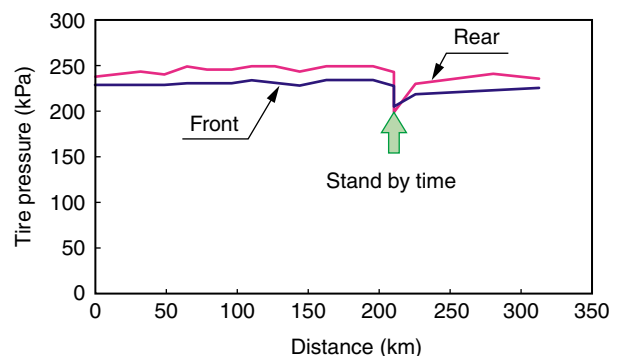


Fig. 14 Test run at high temperature with tire with hole

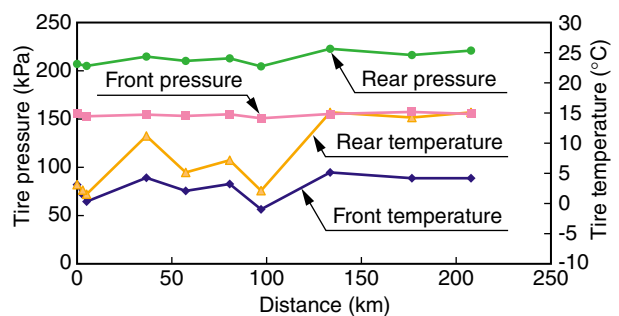


Fig. 15 Test run at low temperature with tire with hole

5.パンク対応技術比較

ランフラットタイヤのパンク後の走行可能距離のメーカーカタログ値と径3mmのピンによる刺し傷を設けたときの二重構造タイヤの走行可能距離をFig.16に示す。四輪車用ランフラットタイヤ技術としては、サイド強化式、中子式などがある。サイド強化式タイヤはサイドウォールを厚くして強化したタイプで、空気圧がなくなってもこのサイドウォールで荷重を支え走行する。中子式タイヤはいろいろなタイプがあるが空気圧がなくなると、ホイールリムに装着された中子でトレッド部を支えて走行する。PAXタイヤなどがそれである。

二重構造タイヤは空気漏れを防止して走行するためにランフラットタイヤなどより走行可能距離は長くなる。

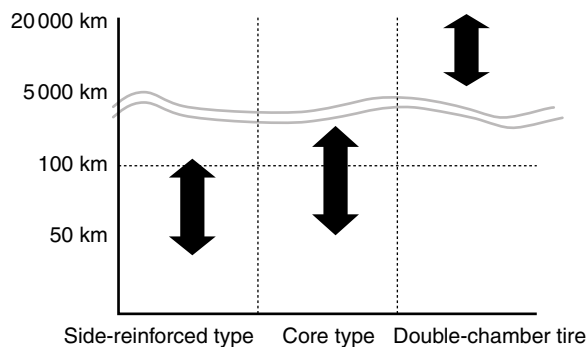


Fig. 16 Comparison of potential travel distance after puncture

6. まとめ

小径二輪車用チューブレスタイヤのパンク耐性を大幅に向上させるパンク防止液封入二重構造チューブレスタイヤを開発することができた。本開発で得られた結果は以下のとおりである。

- (1)二重構造チューブレスタイヤの仕様(材料, 構造)の妥当性と耐パンク性能が確認できた。
- (2)従来のタイヤ製造ラインを大きく変更することのない生産技術を確認した。
- (3)二重構造チューブレスタイヤの操縦安定性確保の手法が確認できた。
- (4)二重構造チューブレスタイヤの従来のリムに対する組付け性が確保できた。

参考文献

- (1) 山際登志夫, 中山研吾, 清田悟, 田中明子, 横坂昇: 二輪車の耐パンク性向上チューブの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.976, p.279-282(1997)
- (2) 馬庭孝史: 自動車用タイヤの知識と特性, 山海堂, p.211-217(1980)
- (3) 酒井秀夫: タイヤ工学, グランプリ出版, p.403 (1987)
- (4) 貞政忠利: 自動車タイヤ工学 上巻, 現代工学社, p.182 (1979)
- (5) 貞政忠利: 自動車タイヤ工学 下巻, 現代工学社, p.235 (1979)

■ 著 者 ■



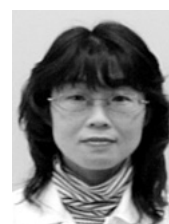
原 田 智 之



山 際 登 志 夫



高 橋 博 久



田 中 明 子

測定データの高速サーフェス化技術の開発

Development of Technology to Create Surfaces with High-speed from Measurement Data

原 田 龍太郎*
Ryutaro HARADA
藤 原 欣 哉*
Kinya FUJIWARA

石 濱 陽一郎*
Youichiro ISHIHAMA
内 田 孝 尚*
Takanao UCHIDA

布 施 勇 二*
Yuuji FUSE

要 旨

自動車開発において製品の測定データを広く活用するためには CAD 上で扱うことが有効であり、そのために測定データとの誤差が小さい測定データから生成した面(以下サーフェスという)を CAD へフィードバックしている。

しかしそのようなサーフェスを生成するには、長時間のデータ処理が必要となっていた。そこで「高精度」「高速処理」を両立させる新しいサーフェス生成のアルゴリズムを開発した。その結果、従来に比べ誤差を大きくすることなく、サーフェス生成時間を 10 分の 1 化することに成功した。

ABSTRACT

Transformation of measurement data from parts into CAD models allows the data to be more widely used in the automotive development process. Surfaces are formulated from the data and fed back into the CAD model. These surfaces must correlate well with a low degree of error against the measurement data.

However, creating these surfaces requires considerable data processing time. A new algorithm for surface creation that combines high accuracy with high-speed processing has therefore been developed. This has resulted in a 90% reduction in the time required for surface creation with no significant increase in error.

1. はじめに

近年自動車開発の設計手法においては二次元(2D)図面のほかに三次元(3D)の形状データも普及してきている。測定においては非接触測定機の進化に伴い穴径や高さなどの2D図面に記載された寸法のほか、3Dの表面形状も測定可能となり、得られる情報量としても飛躍的に増加している。

その増加した情報(データ)を自動車開発において有効に活用するには、測定データからサーフェスを生成して開発の最上流である CAD 上で使うことであり、以下に示す効果が期待できる。

(1) 3D レイアウトによる検証

設計図や CAD データの存在しない製品でも 3D レイアウトによる検証をおこなう事ができる。

(2) CAM による切削加工プログラムの作成

製品から得られた形状データに対し切削加工プログラムを作成できるため、製品形状を考慮した加工が可能となる。

(3) 修整形状を設計値へ反映

作業者が修整を施した製品形状を設計値へ容易に反映できる。

(4) 測定データを用いた CAE 解析

現物形状データから CAD データ化し、CAE 解析をおこなえるため、設計値と現物の機能比較ができる。

このような効果を得るためには、測定データとの誤差が小さいサーフェスを生成する必要がある、通常はその誤差が $\pm 0.1\text{mm}$ 以内になることが望ましいとされてきた。

しかし、測定形状が複雑になるに従い誤差を $\pm 0.1\text{mm}$ 以内とするためにトランスミッションケースのような複雑な形状では多くの時間を必要とし(Fig. 1)、測定データを活用する上での課題となっていた。

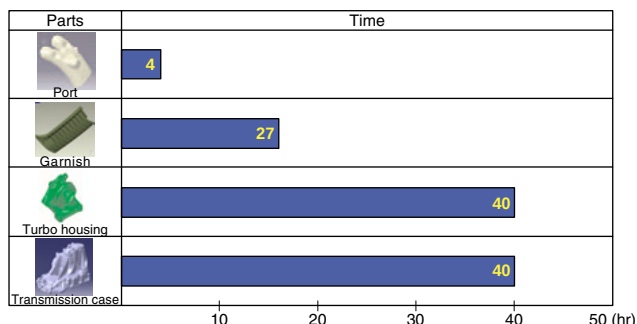


Fig. 1 Time required for creation of surfaces before software development

そこで、下記2項目を目標値とする新たなサーフェス生成のアルゴリズムを開発したのでその内容について紹介する。

- (1)生成したサーフェスの測定データとの誤差±0.1mm以内の保持
- (2)サーフェス生成時間を 10 分の 1

2. 現状把握

2.1. 改善を要する工程の明確化

測定データからサーフェスを生成する工程を以下に記す。

- 測定データの修整
- 多角形の表示(以下ポリゴンという)
- ポリゴンの修整
- サーフェスレイアウトの修整
- サーフェスの生成

まず、サーフェス生成の工程の中で改善の必要な部分を明確にするため、基準データ(トランスミッションケース)を設定し現状の各工程に要する時間の検証をおこなった(Fig. 2)。

五つの工程においてサーフェス生成時間に影響の大きい工程は

(3)ポリゴンの修整(Editing Polygon)

(4)サーフェスレイアウトの修整(Editing Surface Layout)

の二つの工程である事がわかる。

2.1.1. ポリゴンの修整

測定データの三次元座標を頂点とした三角形のポリゴンで表現される形状は、測定データの取得不良や製品の表面状態(主に光沢)で発生するポリゴンの欠落が生じる(Fig. 3)。この工程ではポリゴンの欠落を埋め、連続した滑らかな形状にする事を目的としている。

基準データでは 308 箇所のポリゴンの欠落部分が確認され、これを一箇所ずつ手動で選択しながら修整し、14時間を要した。

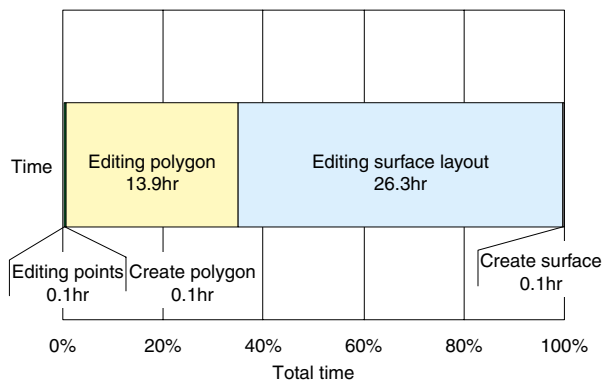


Fig. 2 Time required for each process in creation of surface

2.1.2. サーフェスレイアウトの修整

この工程の詳細(Fig. 4)を記す。

- (1)ポリゴンで表現された形状の曲率分布を計算し稜線を自動的に生成。
- (2)オペレータの判断により、エッジ形状以外に生成された稜線を変曲点に沿うように手動で修整。
- (3)稜線で囲まれた中にサーフェスを生成するために四辺で区切られた領域(以下パッチという)を自動で生成。
- (4)一つのパッチ内での曲率変化を少なくするため、パッチの配置を手動で修整。

これらの工程は測定データと生成されるサーフェスの誤差とデータサイズ(バイト)を小さくすることを目的としている。

測定データとの誤差を小さくするには、曲率変化に追従させるために制御点と呼ばれるサーフェスの形状を決定するための点を増やさなければならない。しかし、サーフェスの制御点は一行一列の単位で増え、データ容量は制御点数のほぼ二乗に比例して増加し(Fig. 5)さまざまなデータの処理時間に影響を及ぼしている。この工程について基準としたデータを用いた検証の結果、26 時間を要した。

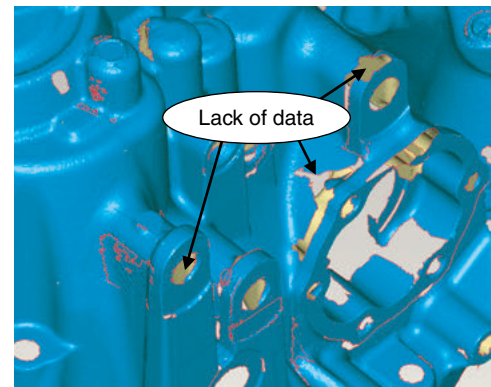


Fig. 3 Hole caused by lack of data

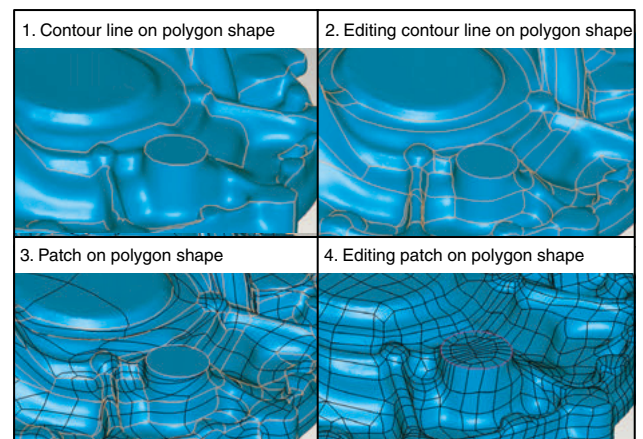


Fig. 4 Generation process of patch lay-out

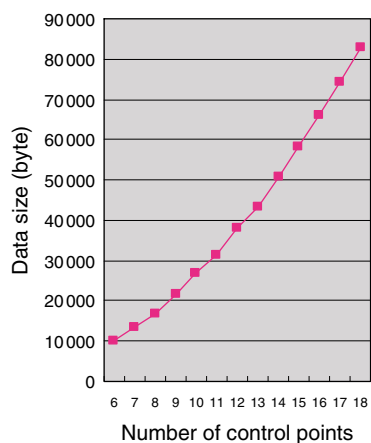


Fig. 5 Relation of control points and data size

3. 新手法

サーフェス生成時間に大きく影響している二つの工程に共通している項目は手動で修整をおこなう点である。したがって手動でおこなう項目をいかに効率的におこなうかを主眼におき、手法を考案した。

3.1. ポリゴンの修整

この工程では形状・大きさの異なる複数のデータ欠落部分をオペレータが一つずつ手動で選択して修整をおこなっていた。この問題を解決するためには複数部分を同時に修整することが望ましく、同一の修整手法を適用する部分を効率よく選択することが重要と考え以下の手法を考案した。

3.1.1. 修整部分の選択

修整する部分を選択するための条件を定義することで、その条件に合った形状を有するポリゴン欠落部分のみ選択する事とした。その条件とは欠落部分の形状の特徴を認識するもので、欠落部分に面したポリゴンの辺数・欠落部分の周長・欠落部分の輪郭線の平面度などである。これらの条件を組み合わせて定義することで、同じ特徴を持った欠落部分が選択でき一括修整を可能にした。

なお、この定義された条件はファイルとして保存しておくことで、新たに別な測定データのポリゴン修整にも適用できる。

3.2. サーフェスレイアウトの修整

この工程は、生成されるサーフェスと測定データとの誤差およびデータ容量のバランスを考慮して、自動的に検出された稜線とパッチを手動によって修整していた。この手動による修整を効率的におこなうことができる新たなアルゴリズムを考案した。

3.2.1. 稜線の生成

稜線の生成はオペレータがエッジと認識した部分と変曲点に沿うように修整をおこなうために時間を要していた。

そこで始めにポリゴンで表現される全体形状の曲率変化を計算することにより曲率の大きな部分を認識させ(Fig. 6), その中央を通るように稜線を生成させた(Fig. 7)。さらにオペレータが必要に応じて稜線を増やすことができるようにした。

3.2.2. パッチの生成

パッチを生成する際は、測定形状と生成されるサーフェスの誤差とデータサイズ(バイト)を考慮すると、一つのパッチで囲まれた測定形状は大きな曲率変化が無いことが望ましい。したがって稜線生成の際に大きな曲率形状として認識されたポリゴン上に、稜線を境界としてパッチの生成をおこない(Fig. 8)、次に残っている曲率変化の少ない部分にパッチを生成させることで、一つのパッチ内に大きな曲率変化が含まれる事が無いようにした。

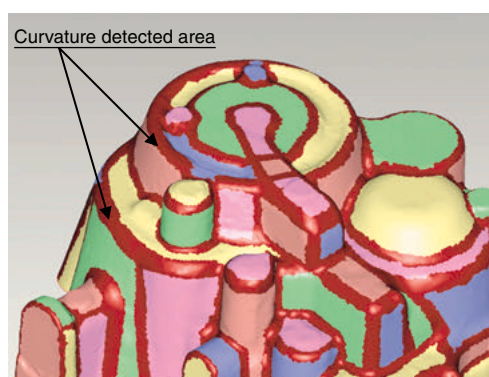


Fig. 6 Discrimination curvature

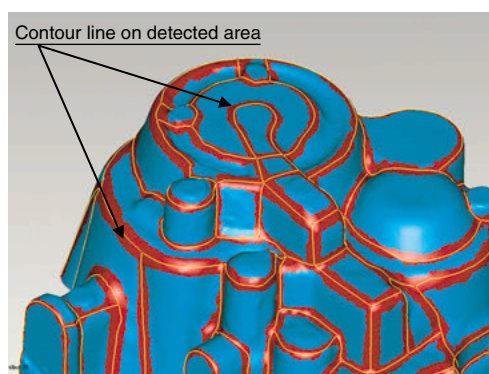


Fig. 7 Contour line created on areas of discrimination curvature

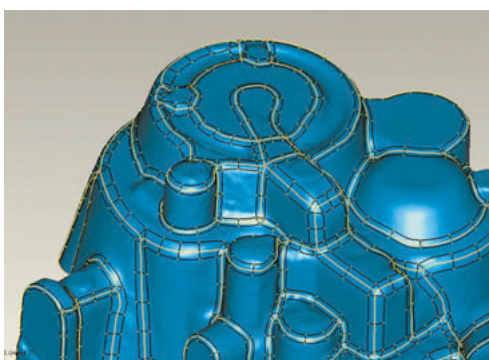


Fig. 8 Patch created on areas of greater curvature

4. 効果

このアルゴリズムを既存の工程に適用した結果、基準データの処理時間においてポリゴンの修整では14時間から1.2時間へ、サーフェスレイアウトの修整では26時間から2.6時間に短縮することが確認でき、全工程の時間において40時間のサーフェス生成時間を3.8時間へ削減することが可能となった。これにより目標として掲げていた基準データにおいて現状時間の10分の1化を達成することができた(Fig. 9)。また、その他の部品で検証した結果も従来と比べ、サーフェスの生成時間を8割以上短縮する事が確認され(Fig. 10)、生成するサーフェスの精度は保持しつつ、時間を短縮する事が可能となった。

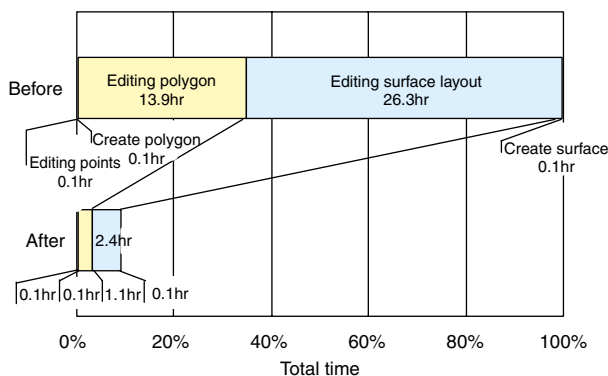


Fig. 9 Time required for each process in creation of surface before and after software development

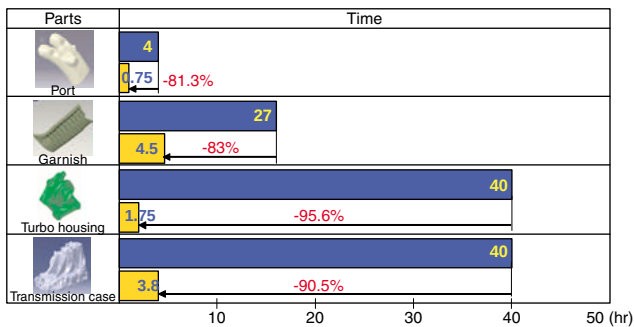


Fig. 10 Verification results of time for creation of surfaces

5. まとめ

製品データから「高精度」「高速処理」を両立させるサーフェス生成のアルゴリズムを開発した。

- (1) ポリゴン修正部分の選択方法を条件定義により一括選択することで、修整部分を手動で選択することが削減可能となった。
- (2) 曲率変化を計算して認識された部分から稜線を生成し、それを中心として大きな曲率の部分からパッチを生成することで、任意の部分への稜線修整が削減可能となった。

6. あとがき

このアルゴリズムを考案することで、トランスミッションケースのような複雑形状でもデータ供給時間を短縮することができ、要求に対してよりタイムリーなデータ供給が可能となった。

■ 著 者 ■



原田龍太郎



石濱陽一郎



布施勇二



藤原欣哉



内田孝尚

ホワイトボデーにおける解析モデル作成システムの開発

Development of System to Generate FE Models of Body-in-White

飯田 剛*
Tsuyoshi IIDA
小崎 英明*
Hideaki OZAKI

佐羽内 俊司*
Shunji SABANAI
菊地 徹*
Tohru KIKUCHI

和崎 知紀*
Tomonori WASAKI
高村 雅浩*
Masahiro TAKAMURA

要 旨

ABSTRACT

自動車車体解析における FE モデル作成工数削減のために、ホワイトボデー解析モデル作成システムを開発した。本システムはモデル管理システムと自動メッシュで構成されている。モデル管理システムは、ホワイトボデー部品の CAD モデル、板厚・材料情報、部品間結合情報を自動で登録し、作成した FE モデルもあわせて管理することができる。自動メッシュは登録された CAD モデルより FE メッシュを作成する。今回、計算精度に影響するフィレット、ビード、フランジ等の形状や、スポット溶接結合部の再現性を従来メッシュより向上させることにより、モデルの修正作業工数を削減している。

A system to generate models for body-in-white analyses has been developed that reduces the number of man hours expended on the formulation of FE models for automotive body analyses. This system comprises a model management system and an automatic mesher. The model management system automatically registers the CAD models of body-in-white parts, data on the thickness and materials, and data on connections between parts, and can also manage the formulated FE models. The automatic mesher creates FE meshes from the registered CAD models. The new mesher provides more detailed reproduction of parts that affect calculation accuracy, including the shape of fillets, beads and flanges and spot welding connections, than the previous mesher. This has reduced the amount of correction required for the models.

1. はじめに

近年、大規模な自動車車体解析が広くおこなわれ、実車ができあがる前段階から高い精度で性能評価をおこなうことが可能になり、自動車開発期間の短縮が進んできた。この大規模車体解析に用いる車体 FE モデルを効率的に作成するために、これまでもプリプロセッサが開発され、FE モデル作成期間の短縮が図られてきた⁽¹⁾。また、ホワイトボデーの FE モデル作成に用いる自動メッシュも開発され、各部品の FE メッシュ(以下メッシュ)作成の効率化も図られてきた^{(2)・(4)}。

しかし、依然として数百におよぶホワイトボデー部品の情報や、部品間の結合情報を収集するのには多大な工数が必要であり、さらなる自動車開発の期間短縮のために、より一層の効率化が求められている。また、解析結果の精度向上のために、より詳細に部品形状を再現したメッシュが要求

されるようになってきており、詳細な形状を再現するために多大な工数を必要としているのが現状である。

今回、これらの作業の効率化のために、自動でモデル登録可能なモデル管理システムと、形状再現性を向上させた自動メッシュで構成される、車体解析モデル作成システムの開発をおこなった。

2. FE モデル作成の流れ

ホワイトボデーは数百の部品を溶接等で結合して構成されている。有限要素法で解析をおこなうために、これらを FE モデルで再現する。FE モデル作成の一連の流れを Fig. 1 に示す。

まず、ホワイトボデー部品の情報を取得する。FE モデルを作成するのに必要となる、各部品の CAD モデルと板厚・材料情報、および部品間の結合情報を収集する。部品間結合

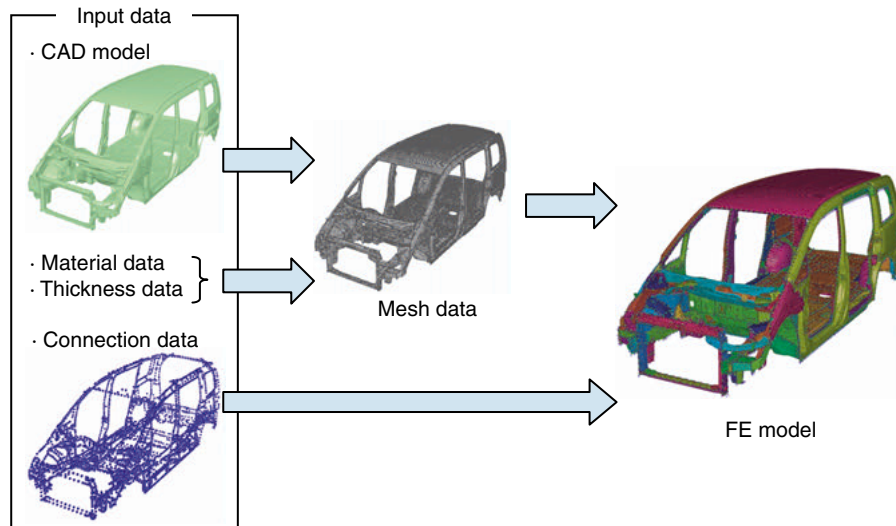


Fig. 1 Data flow of FE model generation

にはスポット溶接、ミグ溶接、ボルト締結などがあり、それぞれ結合する部品の組み合わせと位置の情報がある。

次に、各部品のCADモデルからメッシュを作成する。プレス成形部品のメッシュは三角形、四角形の二次元要素で再現する。この際に、作成された要素に板厚・材料の特性も設定する。

作成したメッシュと結合情報から、強度、振動、衝突の各解析用途にあわせてプリプロセッサでFEモデルを作成する。

3. 従来の課題

ホワイトボデーのFEモデル作成にあたり、多大な工数が必要となる部分を分析した。

3.1. モデル管理機能

メッシュ作成に必要なホワイトボデー部品のCADモデルおよび板厚・材料情報は、デジタルモックアップデータを作成・管理するDPMシステム⁽⁵⁾で一元管理されているが、従来は数百点ある部品の情報をひとつずつ手作業で取得していたため、多大な工数を必要としていた。

また、結合情報も、図面で指示されている結合情報を読み取り、1点ずつ手作業で設定していた。結合箇所はホワイトボデー全体で数千箇所におよぶため、この作業にも多大な工数を必要としていた。

3.2. メッシュ作成

車体解析用メッシュでは、計算精度向上のために元のCAD形状をより良く再現することが求められる。また、要素品質は、ソルバごとにねじれ、アスペクト比、角度などの基準値が決まっており、これを満たさないメッシュでは計算が実行できない場合や、計算結果が正しく求まらない場

合があるため、要素品質の基準値を満たしたメッシュが求められる。一般に、要素を小さくすれば形状再現性や要素品質は向上するが、要素数が増加するためにソルバの計算時間が増加してしまう。少ない要素数のメッシュで形状再現をおこなうために、フィレット、ビード等の周囲のエッジを手作業で拘束線に設定して形状を再現する必要がある。また、要素品質の基準を満たさない要素が発生した場合、これらを手作業で修正する必要があり、多大な工数を必要としていた。

4. モデル管理システムの開発

従来、多大な工数を必要としていた、ホワイトボデー部品のCADモデル、板厚・材料情報の取得、結合情報の設定、メッシュ作成の作業を効率的におこなうために、モデル管理システムの開発をおこなった。Fig. 2に本システムの概要を示す。

4.1. 部品情報取得機能

本システムでは、ホワイトボデー部品のCADモデル、板厚・材料情報、結合情報と、これらから作成するFEモデルを一元的に管理することが可能である。CADモデルと板厚・材料情報が登録されているDPMシステムとの連携機能により、ホワイトボデーの部品情報を一括して自動取得することが可能となっている。また、DPMシステムにおいて部品の登録作業が完了していない段階でも、登録された部品から順次、自動取得し、メッシュ作成作業をおこなうことが可能である。

4.2. 結合情報取得機能

結合情報も、CADモデルや他のFEモデル等に設定されている情報を取り込む機能を開発したことで、結合情報

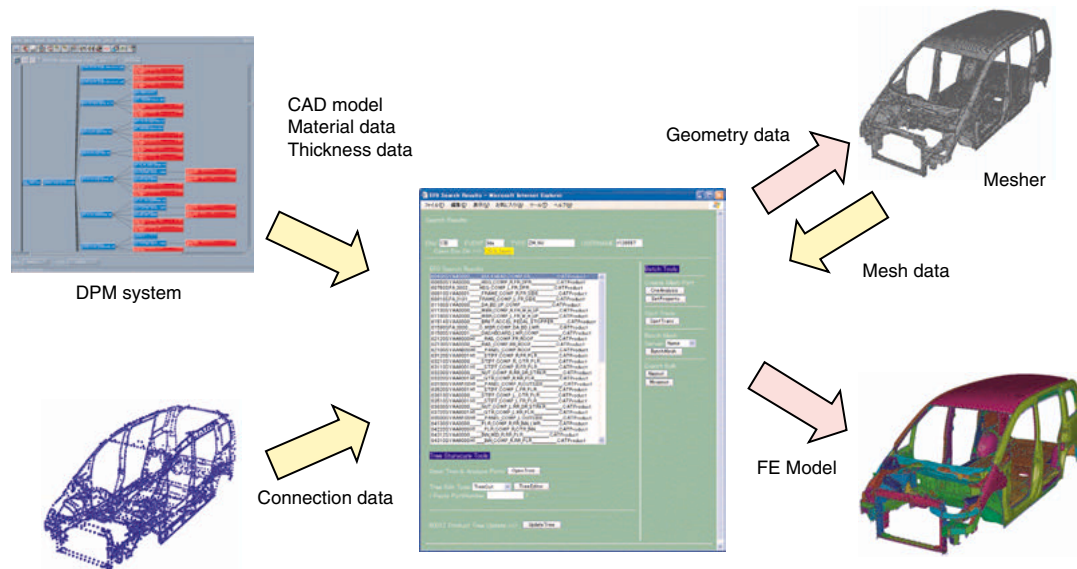


Fig. 2 System overview

を自動で設定することが可能になっている。また、結合情報が正しく設定されなかった場合は、その箇所の一覧を出力するので、作業者は不具合箇所を確認し、修正することができる。

4.3. 自動メッシュ作成機能

本システムでは、登録されている CAD モデルに対して、後述する自動メッシャでメッシュを一括作成することができる。また、自動メッシャ実行結果として、メッシュ作成成否や要素品質などを一覧で出力するため、作業者はその結果をもとに、不具合のあるメッシュのみ修正をおこなうことができる。

4.4. FE モデル出力機能

作成したメッシュと結合情報を、強度、振動、衝突の各解析に応じて、ソルバ用のデータや、プリプロセッサ用のデータとして出力することができる。

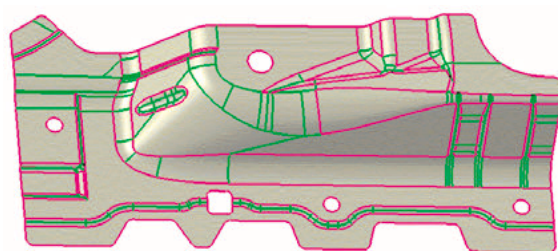
5. 自動メッシャの改良

近年、解析精度向上のために部品形状再現性やメッシュ要素品質の向上が求められており、従来の自動メッシャで

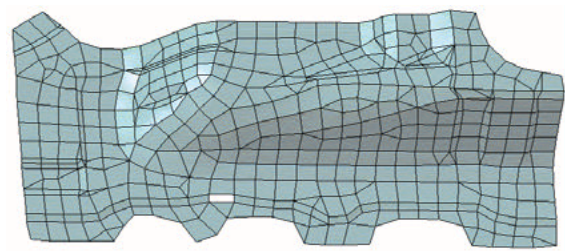
はこれらを満足したメッシュを自動作成することができなかったため、今回自動メッシャの改良をおこなった。

5.1. フィレットの形状再現性向上

一般にプレス成形部品は一般面と、その境界のフィレットで構成されている。メッシュで部品形状を再現するには、フィレットを再現することが重要である。しかし、要素サイズに比べてフィレットの幅が小さい場合には、メッシュで十分に再現されない。このようなフィレットを自動で再現するために、CAD モデルの各フェースの曲率等からフィレットを判別し、その境界エッジを自動抽出するアルゴリズムを開発した。抽出されたエッジを拘束線として用い、これに要素の辺を合わせることによってメッシュでの形状再現を図っている。Fig. 3に適用結果を示す。また、フェースの形状によっては、抽出されたエッジが非常に近接してしまい、メッシュ品質に悪影響を及ぼす場合があるので、近接したエッジの一方を除去する処理もおこない、形状再現性と要素品質の両立を図っている。Fig. 4にその結果を示す。これより、近接した拘束線によって発生しているアスペクト比の悪いメッシュが、本機能によって無くなっていることがわかる。



Constraint edges extracted from fillet faces



Mesh generated using extracted constraints

Fig. 3 Fillet representation

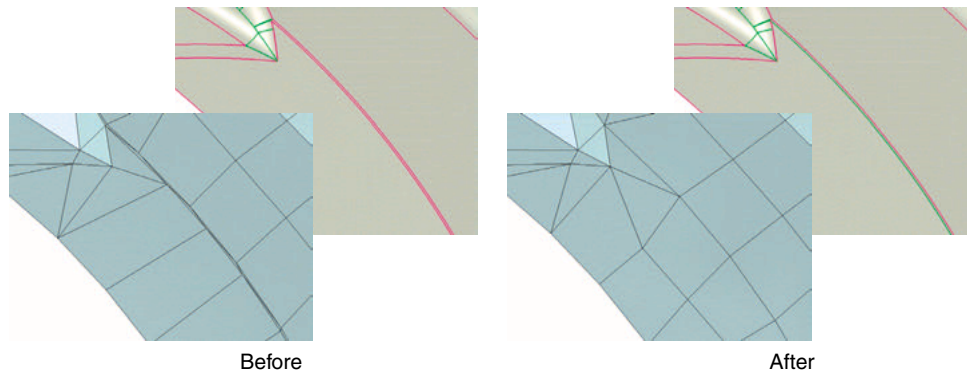


Fig. 4 Constraint simplification

5.2. ビード形状再現性の向上

ビード形状は通常、Fig. 5 のようなフェースで構成されている。ビードをメッシュで再現する場合、ビードの高さを再現することが重要である。しかし、ビードの幅が要素サイズの2倍より小さい場合、Fig. 6 に示すようにビード部に1層の要素しかできず、高さが再現されない。ビードのエッジを拘束線に設定して高さを再現する場合でも、Fig. 7 に示すようにビードの高さが十分に再現されない。ビード再現を自動化するために、CADモデルのフェース構成や曲率からビード形状を検出するアルゴリズムを開発した。さらに、Fig. 8 のように検出されたビードにおいて、頂点でカーブを自動作成し、拘束線に設定することで、Fig. 9 のようにメッシュでビードの高さを自動で再現することが可能となっている。

5.3. スポットパターン作成

強度解析においては、スポット溶接結合部の応力値評価のために、Fig. 10 のような定型のメッシュパターンを作成する。本メッシュではメッシュ作成をおこなう際に、登録されている結合情報の位置に自動で定型メッシュパターンを作成することができる。また、結合情報は結合される部品が完成した後にできるが、その前にあらかじめ作成しておいたメッシュに対して、結合情報ができ次第、結合部のみリメッシュすることも可能となっている。

5.4. 凸形状の再現性向上

フランジの端などの凸形状では、要素サイズが大きいと、CAD形状にメッシュが乗っていない領域が大きくなってしまう。Fig. 11 のような部分にスポット溶接結合がある場合、Fig. 12 のようにメッシュ上にスポット溶接結合部が乗らず、結合要素が作成できなくなってしまう。特に強度解析では、スポット溶接結合部に特定のメッシュパターンを作成するために影響が大きい。このような凸形状にメッシュを乗せるため、凸形状認識アルゴリズムを開発した。このアルゴリズムでは、エッジの曲率では判別できない接線非連続のエッジ接続で構成される凸部の検出や、フェースの湾曲

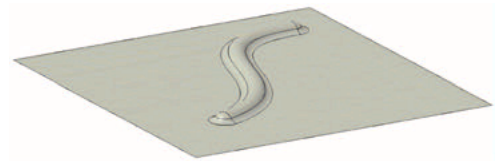


Fig. 5 Bead in CAD model

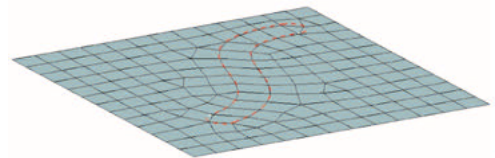


Fig. 6 Mesh generated by constraining edges only around the bead

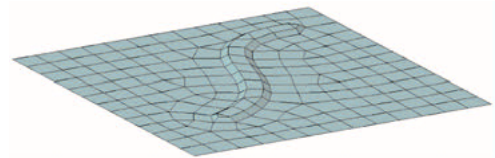


Fig. 7 Mesh generated by constraining all edges of the bead

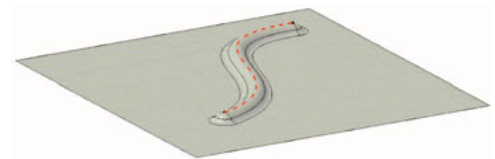


Fig. 8 Extracted ridge curve of the bead

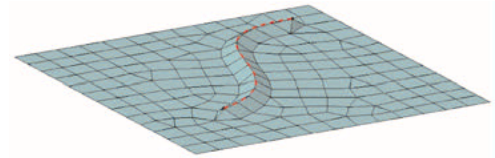


Fig. 9 Mesh generated by constraining ridge curve

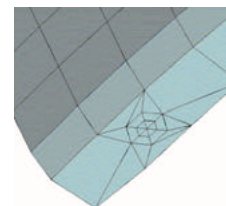


Fig. 10 Spot weld represented as hexagonal mesh pattern

部を除外して、必要な部分のみの検出が可能である。こうして検出した凸部にメッシュの節点を配置することにより、結合要素が欠落することを防止し、Fig. 13に示すようにより元形状を再現したメッシュを作成することが可能になっている。

5.5. 要素品質の改善

拘束線を設定することで、メッシュでの CAD 形状再現性は向上するが、拘束線が近接する場所では均質な要素を作成することができず、要素品質が低下してしまう。本メッシュでは、品質基準を満たしていない要素を検出し、その要素を構成する節点のうち、原因となるものに対して、最適位

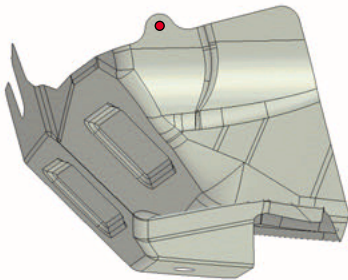


Fig. 11 Spot weld on convex flange

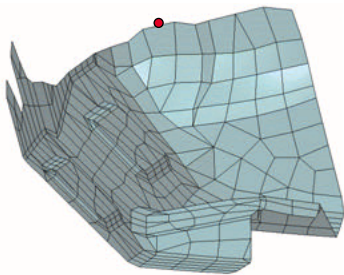


Fig. 12 Lack of elements at convex flange

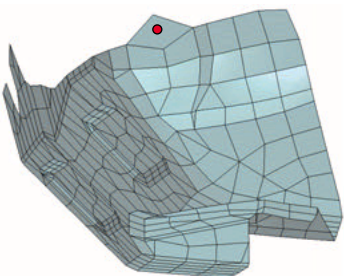


Fig. 13 Convex flange represented as mesh

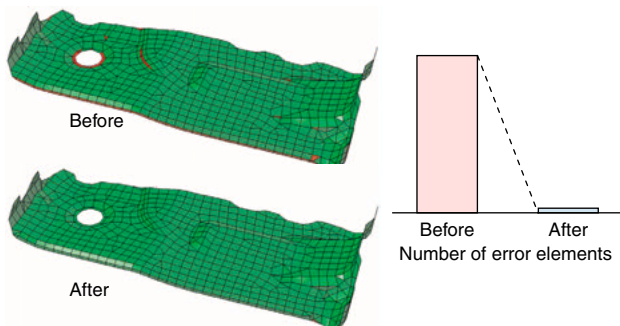


Fig. 14 Mesh refinement

置への移動や除去をおこなうことで要素品質の改善をおこなっている。この処理によって、Fig. 14に示すように、高い形状再現性と要素品質の両立を図っている。

6. 適用事例

本システムを使用して、車体振動解析用 FE モデルを作成した事例を紹介する。モデル登録作業とメッシュ作成作業の工数を Fig. 15 に示す。従来に比べ、約 8 割の工数削減を達成している。また、作成したモデルでの解析結果を Fig. 16 に示す。従来と同等の計算結果が得られており、計算精度にも問題ないことがわかる。

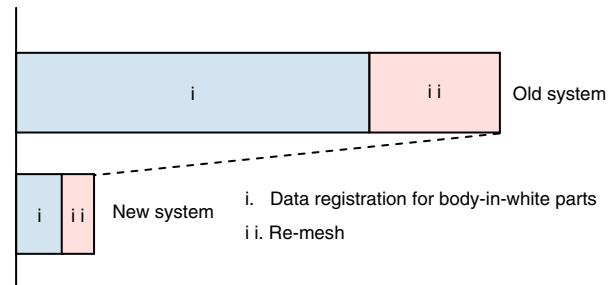


Fig. 15 Man-hour comparison

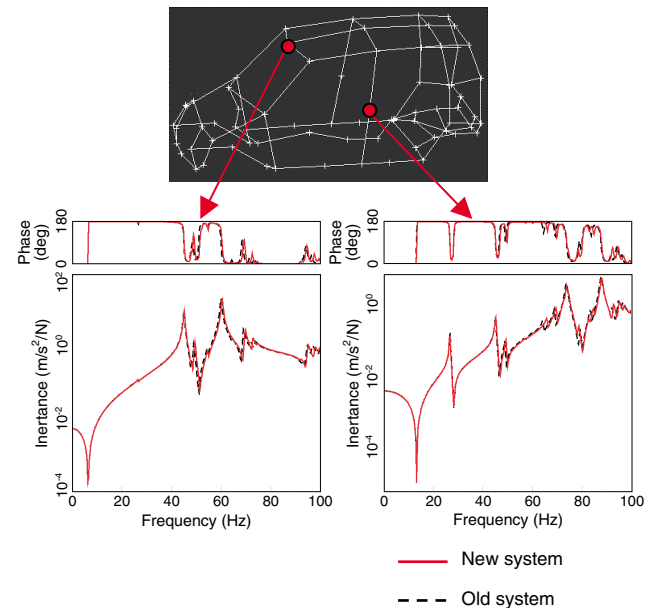


Fig. 16 Comparison of frequency response spectrum

7. まとめ

- (1) モデル管理システムを DPM システムと連携することによって、部品情報の取得を自動化した。
- (2) 従来手作業でおこなっていた、メッシュの形状再現性とメッシュ品質を向上させるための作業を自動化した。
- (3) 以上のモデル管理システムおよび自動メッシュを開発したことにより、ホワイトボデーの FE モデル作成工数を約 8 割削減することができた。

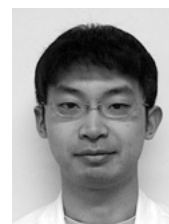
参考文献

- (1) 中野文雄, 岩本淳, 高田賢治, 松浦範和: 自動車車体解析用プリプロセッサの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.163-170
- (2) Shimada,K.: Physically-based mesh generation: automated triangulation of surfaces and volumes via bubble packing, Ph.D.Thesis. Massachusetts Institute of Technology, USA(1993)
- (3) Shimada,K., Liad,J.H., Itoh,T.: Quadrilateral meshing with directionality control through the packing of square cells, Proceedings of 7th International Meshing Roundtable, p. 61-75(1998)
- (4) Inoue,K., Itoh,T., Yamada,A., Furuhata,T., Shimada, K.: Face clustering of a large-scale CAD model for surface mesh generation, Computer-Aided Design 33, p. 251-261 (2001)
- (5) 上田宏, 中里正明, 加賀谷昭夫, 中村忠, 師鉄平, 田中秀幸: Data Proto Model のシステム開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.77-84

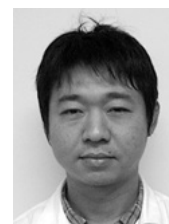
■ 著 者 ■



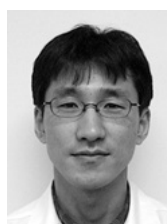
飯田 剛



佐羽内俊司



和崎 知紀



小崎 英明



菊地 徹



高村 雅浩

非接触電磁誘導法を用いたピストン温度計測例

Real-time Piston Temperature Measurement Using Electromagnetic Induction Telemetry

鈴木 正 剛*
Masatoshi SUZUKI

植 田 真 悟*
Shingo UEDA

要 旨

ピストンの耐久性はエンジンの性能を限界付ける重要な要素であり、その温度を知ることでエンジン開発上有用な情報を得ることができる。従来用いられてきた材料硬度法は、一定速運転のデータしか取れない欠点があり、多様なピストン温度測定要求に対応しきれなくなっている。そこでサーミスタによりピストンの温度を直接計測し、下死点近くで計測情報を受け渡しできる軽量小型な電磁誘導法を用いて高速回転に耐えるピストン温度計測システムを開発した。使用回転速度の高い二輪車用エンジンに適用して、15 300 r/min までの計測が可能になり、同時に 10 時間以上の耐久信頼性を確保することができた。

本研究では、この電磁誘導法を用いて、エンジン実働運転時の代表的なパラメータを変化させたときのピストン温度変化の実例を紹介し、高速回転時は各パラメータを変化させてもピストン温度が鈍感になる理由を入熱側と放熱側の熱伝達率の違いという概念を用いて説明することができた。

ABSTRACT

As piston durability is a decisive factor in the limits of engine performance, piston temperatures are useful information for engine development. Because these temperatures are typically available only under constant-speed operating conditions, conventional material hardness measurements can no longer satisfy the diversifying requirements of piston temperature measurement. Therefore, we have developed a piston temperature measurement system that directly measures piston temperatures using a thermistor, which allows the transfer of measurement information at bottom dead center using a light, compact electromagnetic induction system. This measurement system can be applied to motorcycle engines, which are often subjected to high engine speeds, and allows measurement up to 15300 r/min while ensuring endurance reliability of more than 10 hours.

In this study we introduce some actual examples of piston temperature changes measured by this electromagnetic induction system with the typical parameters altered when the engine is running. The phenomenon that the piston temperatures become less sensitive to changes of parameters under high engine speed conditions is thus explained by the difference in the heat transfer rate of the heat-input side and the heat-release side.

1. はじめに

1998 年に高松らが「高速ガソリン機関のピストン温度測定法」⁽¹⁾と題して自動車技術会に発表した計測法はピストン本体の測定したい箇所に埋め込んだサーミスタからの出力信号を下死点付近で接点を介して受け渡して温度データに変換するものであった。この測定法の特徴は、最高回転速度 12 000 r/min で 6 時間の使用に耐え、誤差は CA 熱電対と比べて 1 % というものであった。

しかしながら信号の受け渡しに接点を用いるためさらに高速運転時のピストン温度をリアルタイムで測定するには限界があった。そこでこのようなニーズに対応するため、下死点付近でデータの受け渡しをする際、接点を持たない

非接触式の電磁誘導法を利用したリアルタイム測温技術を完成させ、エンジン稼働中の代表的なパラメータである冷却用オイルジェットの効果、空燃比や点火時期の影響を測定したのでその結果を報告する。

2. 電磁誘導法の原理

電磁誘導法を用いたピストン温度測定技術は 2000 年には松井らが⁽²⁾、また 2002 年には稲見らが CART エンジンの実働時の温度計測⁽³⁾と題して共に自動車技術会で報告されている。またこれに先立って 1993 年には松浦の博士論文⁽⁴⁾のなかに詳細な報告^{(5), (6)}がある。

本方式は基本的にこれらと同じである。その測定原理に

基づく各コイルの構成を Fig. 1 に示す。

シリンダブロック側に送受信コイルを固定する一方でピストン側に共振コイルとサーミスタの閉回路を配置して下死点近傍で双方のコイル中心が一致するように取り付ける。

送信コイルに交流電流をかけると受信コイル側にも同じ周期の交流電流が流れる。このときコイル同士の相対位置による受信信号への影響を少なくするため、それぞれ2組ずつ組み合わせてある。

ピストンが下死点にくると電磁誘導により共振コイルに電流が流れ、受信コイルの電流が低下する。そのときの低下量がサーミスタの抵抗変化すなわち温度変化により増減することを利用してピストンの温度を求める。

実際のピストンに装着した例を Fig. 2 に示す。

本実施例ではサーミスタの埋め込み深さをピストン頂面中央で表面から 2 mm の位置とした。

3. リアルタイム計測事例

Table 1 に測定に用いたエンジンの主要諸元を示す。

ピストン温度の測定はあらかじめ硬度法で4気筒エンジンの第3気筒の温度が高いことがわかっていたのでこの気筒のピストン中心の表面から 2 mm 内側にサーミスタを埋め込み、各回転速度に設定後データが安定する約 60 s 後に

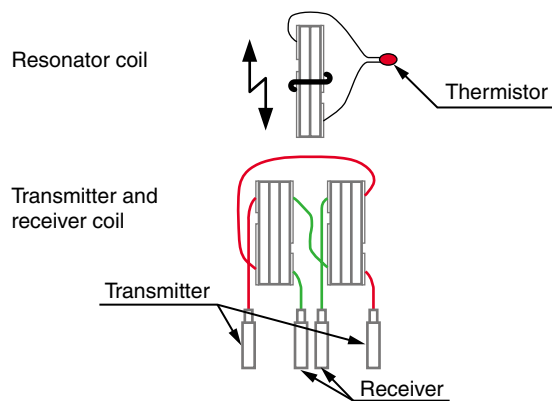


Fig. 1 Construction of electromagnetic telemetry method

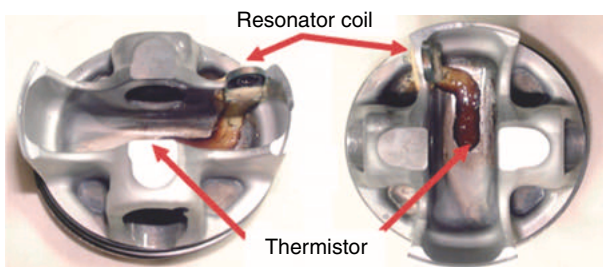


Fig. 2 Illustration of actual piston with measurement device

Table 1 Engine specifications

Engine type	Water cooled, DOHC 4-stroke 4-cylinder, gasoline
Bore × Stroke (mm)	67 × 42.5
Displacement (cm ³)	599
Compression ratio	12 : 1
Max. engine speed (r/min)	15 300
Piston cooling jet (mm)	φ0.9
Oil pressure (kPa)	590

計測をおこなった。以下に計測事例として、ピストン裏オイル冷却、燃料冷却、点火時期の効果について説明する。

3.1. ピストン冷却

点火時期は各回転とも MBT、空燃比は出力が最大となる 13 付近とし、ピストン裏側冷却用のオイルジェット有無について比較した。冷却ジェットはノズル径が 0.9 mm で 590 kPa の油圧をかけている。そのときの測温結果を Fig. 3 に示す。

ピストン冷却用オイルジェットの効果は大きく中速回転域で実に 50°C あまりの低減効果がある。一方で高速回転域ではその差が徐々に小さくなり、ついには効果がなくなっている。理由は非常に高速回転条件下では冷却ジェットが存在しなくてもピストン下部の潤滑油の状態はオイルジェット付きと同様に激しくかくはんされているためではないかと考えられる。

3.2. 燃料冷却

空燃比をストイキよりリッチにし、燃焼に関与しない燃料の気化潜熱を利用してピストン温度を下げる手法は古くから焼き付き防止、ノッキングによるピストン溶損の予防、レースにおいては過酷な条件下での運転中にピストンを冷やして残りの周回での延命効果をねらうなど、経験的におこなわれてきた。

一例として空燃比の代わりに排出ガス中の CO 濃度を変化させたときのピストン温度を回転速度 11 700 と 15 000 r/min について Fig. 4 に示す。

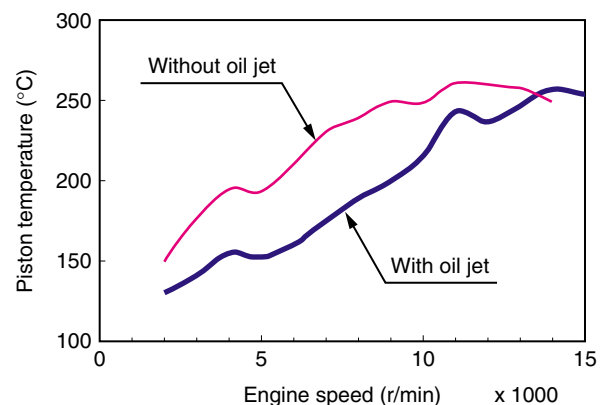


Fig. 3 Effect of piston cooling jet

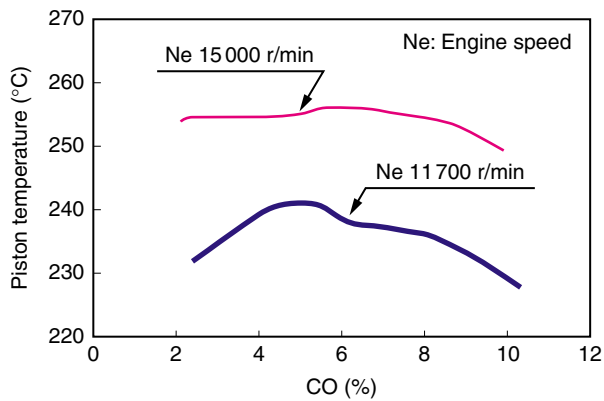


Fig. 4 Piston temperature against CO concentration

Fig. 4 からピストンの温度は回転速度が比較的低い 11 700 r/min のときは CO 濃度の影響を大きく受けるが、速度が高い 15 000 r/min になると CO 濃度に対して鈍感になっていることがわかる。

従来、経験的におこなわれてきた CO 濃度をリッチにしてピストンの耐久性を確保するという手法は、こと高速域のピストン中央部の温度に関するかぎりあまり効果的ではないという結果となった。

Fig. 5 は Fig. 4 のデータを図示平均有効圧で整理し直したものである。ピストン温度は図示仕事にほぼ比例して上昇するが、CO 濃度をリッチにすると 11 700 r/min ではピストン温度は急激に低下するのに対して 15 000 r/min では緩やかに低下する。一方、Fig. 5 の図中で丸で囲んだところのように、リーンにするとピストン温度はほとんど変化しない。

3.3. 点火時期の影響

Fig. 6 に点火時期を変化させたときの筒内最大圧とピストン温度の関係を 3.2. 節と同様にエンジン回転速度 11 700 と 15 000 r/min について示す。

点火時期を進角させると最大圧発生クランク角が上死点に近づき最大圧は高くなる。そのとき回転速度が中速の 11 700 r/min では最大圧同様に点火時期の進角に伴ってピ

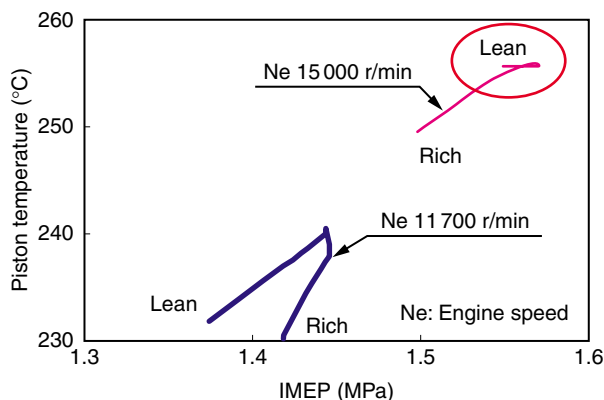


Fig. 5 Fuel cooling effect

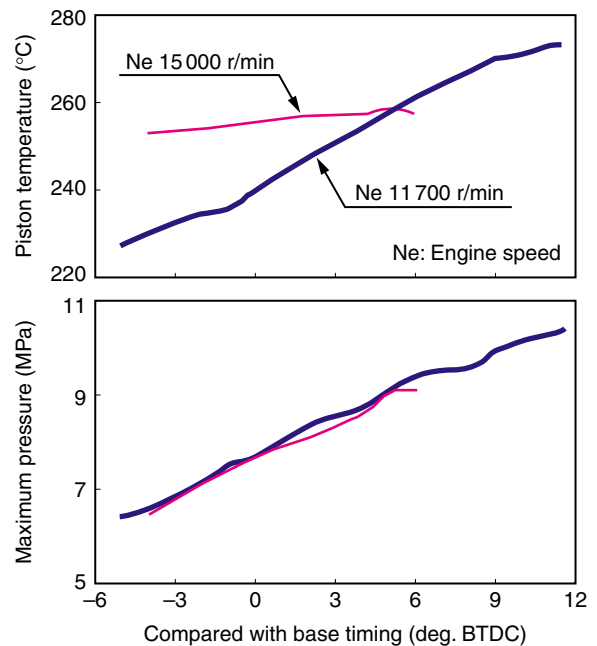


Fig. 6 Piston temperature and maximum pressure against ignition timing

ストン温度は上昇するが、高速の 15 000 r/min では点火が遅角状態からすでに充分温度は高く、さらに進角させて筒内圧が上昇しても、ピストン温度はそれほど顕著には上がらない。

また、Fig. 7 に示すように点火時期によって図示平均有効圧も変化するが、Fig. 5 と同様に 15 000 r/min でのピストン温度は筒内圧や図示仕事に対してやはり影響が小さい。

以上述べてきたように、ピストン温度は冷却オイルジェット、空燃比および点火時期による筒内最大圧あるいは図示平均有効圧に大きく影響されるが、それはエンジン回転速度が 11 700 r/min 程度の場合であって、15 000 r/min のような高速回転ではこの限りではない。この原因が高速時のピストン温度計測時の問題によるものか、あるいはピストンへの入熱とピストンからの放熱とのバランスが原因で起こる必然的な理由によるものかを次章に考察する。

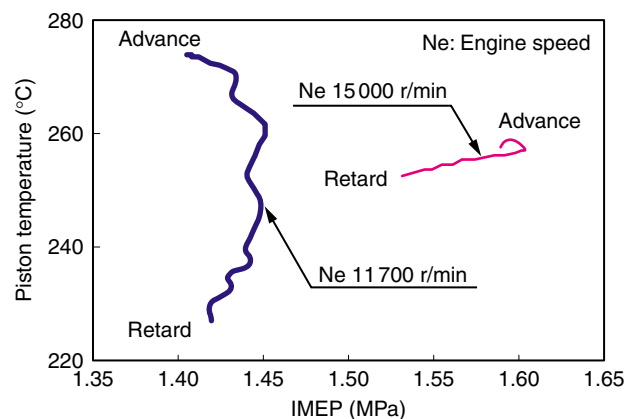


Fig. 7 Piston temperature against IMEP

4. 入熱と放熱のバランスについての考察

今回の測温は各パラメータを変化させてからピストンが定常温度に達する 60 s 後に実施した。この状態は熱伝達も定常状態となり、ピストンへの熱収支は±0である。空燃比や点火時期、回転速度といったパラメータを変化させると筒内温度とともに入熱の熱伝達率が変化すると考えられる。

一方、オイルジェットの有無や回転速度といったパラメータは放熱側の熱伝達率を変化させると考えることができる。Fig. 8は放熱側の熱伝達率を一定として、入熱側の雰囲気温度を変化させたときのピストン温度変化を入熱側の熱伝達率違いで、Microsoft Excel を用いてシミュレートしたものだが、当然ながら入熱側の熱伝達率が大きいほどピストン温度の変化が敏感になることがわかる。

ピストン温度は入熱量と放熱量のバランスによって決定されるので、中速度域で空燃比や点火時期の変化によりピストン温度変化が顕著となり、高速度域では逆にピストンの温度変化が緩やかになる現象は次のように説明できる。

中速度域では、トルクの増大と高速域に比べて熱伝達 1 サイクルあたりの入熱時間が充分あるため入熱量の変化に対してピストン温度が敏感になる一方、放熱量は雰囲気温度との差に影響されるため結局入熱側の熱伝達率に支配される。逆に高速域ではトルクの減少と 1 サイクルあたりの入熱時間が減少するために入熱側の温度変化に対してピストン温度が鈍感になる結果放熱側の熱伝達率が増大側で安定支配領域に入ったためと考えられる。

高速域で冷却オイルジェットなしでも温度が上がらなくなったのは、潤滑油によるかくはんがオイルジェットによる冷却と同等にピストン冷却に作用したので多少回転速度が変化して入熱量が変化しても放熱側の熱伝達率が増大側で安定支配領域に入ったためと考えられると説明ができる。

5. 結論

非接触式電磁誘導法を利用したピストン測温技術を完成させ、使用回転速度の高い二輪車用エンジンに適用して

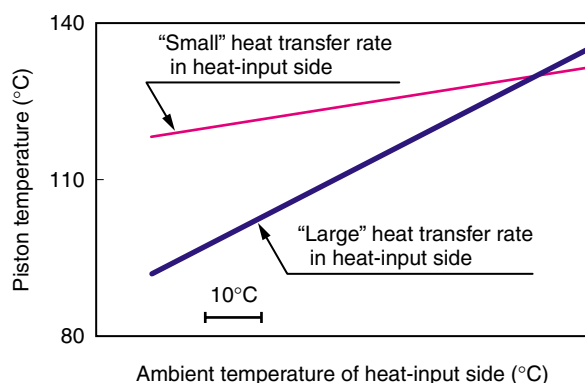


Fig. 8 Piston temperature against heat transfer rate

15 300 r/min までの計測が可能になり、10 時間以上の耐久信頼性を確保することができた。本測定法を用いて実働運転中のピストン温度をリアルタイムで測定した結果以下のような知見を得ることができた。

- (1) ピストン冷却用オイルジェット、空燃比、点火時期といった代表的なパラメータがピストン温度に及ぼす影響を定量的にとらえることができた。
- (2) 本測定法を用いて測定した温度は回転速度が 11 700 r/min のような中速度域のときは各パラメータに応じて変化するが、15 000 r/min のような高速域になるとパラメータを変化させても鈍感になりあたかも飽和状態に達したかのような結果になった。
- (3) この原因解明のために数値計算を試みたらピストンへの入熱時と放熱時の熱伝達率が変化し、中速度域では入熱側熱伝達率が支配する領域である反面高速域では放熱側熱伝達率が支配する領域と考えたと説明できる。

参考文献

- (1) 高松英俊, 金澤卓也: 高速ガソリン機関のピストン温度測定法, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.982, p.25-28(1998)
- (2) 松井淳, 志村節, 辻直樹, 森次通泰, 加藤直也: 電磁誘導法を用いたピストン温度測定技術の開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.47-00, 20005199(2000)
- (3) 稲見規夫, 竹内一雄, 加藤哲也, 大崎理江: 超高速(CART)エンジンにおける実動時のピストン温度計測, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.89-02, 20025464(2002)
- (4) 松浦健児: 電磁誘導法による内燃機関運動部の諸測定に関する研究—主としてロータリエンジンのアペックスシールの挙動—博士論文, p.110-124(1993)
- (5) Meinrad, E., Edward, K.: An Evaluation of the Potential Performance Gain From Leakage Reduction in Rotary Engines, SAE Paper, 730117(1973)
- (6) Robert, M., Gray, L.: Advanced Stratified Charge Rotary Engine Design, SAE Paper, 890324(1989)

■ 著 者 ■



鈴木正剛



植田真悟

汎用高膨張比エンジンの研究

－ 複リンク機構の理論と熱効率の向上 －

Research on Extended Expansion General-Purpose Engine

－ Theoretical Analysis of Multiple Linkage System and Improvement of Thermal Efficiency －

渡 辺 生*

Sei WATANABE

倉 田 真 秀*

Mashu KURATA

河 野 昌 平*

Shohei KONO

古 賀 響*

Hibiki KOGA

要 旨

汎用エンジンの熱効率向上を目的として、複リンク機構を用いた高膨張比エンジンの研究をおこなった。通常のクランク機構のコンロッドおよびクランクピンの間に四節リンクを構成し、その一端をクランク軸に対し 1/2 の回転数で駆動することにより、一回転毎のピストン行程を非等長とする。膨張行程長を圧縮行程長よりも長くすることで、高膨張比サイクル(アトキンソン・サイクル)を実現した。

圧縮比 8.5、膨張比 12.3 とした場合の熱効率向上効果を、理論熱効率および数値シミュレーションにより算出した。それによれば、従来型エンジンの図示熱効率 27.3% に対し、31.3% と 4.0 ポイントの熱効率向上が可能である。また、吸気弁早閉じ、遅閉じの無過給ミラーサイクルエンジンに対し、図示熱効率で 2.0 ポイントないし 2.7 ポイントの優位性があることを確認した。

本機構を用いた試験用の空冷単気筒エンジンを試作し、同出力クラスの従来型エンジンと熱効率を比較した。実測された図示熱効率は数値シミュレーション結果とほぼ一致し、同クラスの従来型エンジンに対して 4.1 ポイントの効率向上となった。

ABSTRACT

Research has been conducted on an extended expansion engine, using a multiple linkage system to increase the thermal efficiency of general-purpose engines. A four-jointed linkage was used between the connecting rod and the crank pin of a standard piston-crank system. The end of the linkage rotates at half the speed of the crankshaft, resulting in piston strokes unequal length in each revolution. The length of the expansion stroke is greater than that of the compression stroke, thereby providing an extended expansion cycle (Atkinson cycle).

Theoretical thermal efficiency and numerical simulations were used to determine the increase in thermal efficiency at a compression ratio of 8.5 and an expansion ratio of 12.3. The results show that this extended expansion increases indicated thermal efficiency 4.0% against a conventional engine, from 27.3 to 31.3%. In addition, the new design displayed increases of 2.0 and 2.7% in indicated thermal efficiency against naturally aspirated Miller cycle engines with early valve closure and late valve closure, respectively.

An air-cooled single-cylinder engine equipped with this mechanism was constructed and its thermal efficiency was compared in tests against a conventional engine in the same power class. The results of these tests matched the simulation results almost exactly, with the new engine displaying 4.1% higher thermal efficiency than in the conventional engine.

1. まえがき

地球温暖化の防止や、化石燃料節約の観点から、乗用車、二輪車のみならず作業機械の分野においても燃費向上への要求はさらに高まっている。一般に、これら作業機械に搭載される小型汎用エンジンは、空冷であること、中高負荷での

連続運転が多いこと、進展国では低オクタン価の燃料を使用される場合があること、などの理由から圧縮比の増加はノッキングの発生を招き、単純な圧縮比増加による効率向上には限界がある。

本研究では、より汎用エンジンに適した効率向上手法として、複リンク系を用いたピストン・クランク機構により、

圧縮比を変えずに膨張比のみを高める高膨張比エンジンを設計、試作して運転試験をおこなった。その機構の理論と概要、効率向上の効果予測および、運転試験結果について報告する。

2. 複リンク式高膨張比エンジン

2.1. 背景と歴史

複リンク式の内燃機関の歴史は古く、実用化された最古のものは1886年のJames Atkinsonによる第2号機関⁽¹⁾とされる。このエンジンは、巧みなリンク設計により圧縮行程よりも膨張行程を長く設定し、圧縮比よりも膨張比が大きい高膨張比サイクル(アトキンソンサイクル)を実現した。

その後、複リンク式の内燃機関としてはいくつかの研究報告がなされている⁽²⁾⁻⁽⁴⁾が、その多くは乗用車の主に軽負荷域での燃費向上を目的とした可変圧縮比エンジンで、高膨張比エンジンへの適用事例は少ない⁽⁵⁾。

他方、高膨張比エンジンとして実用化された例⁽⁶⁾⁻⁽⁸⁾として、1940年代にRalph Millerにより提唱されたミラーサイクルエンジンがある。高い幾何圧縮比(膨張比)をもつ従来型の内燃機関を用い、吸気弁の開閉時期により吸気量を抑制し、実圧縮比を幾何膨張比よりも下げることで複雑なリンク機構を不要としたが、実用エンジンにおいては、高負荷用途には過給システムが、幅広い回転数での性能確保には可変動弁機構等の付加デバイスが必要とされた。

なお、この手法による熱サイクルを広義の高膨張比サイクルとして、アトキンソンサイクルと称した例もあるが⁽⁹⁾、吸気・圧縮行程を含めた熱サイクルとしての両者は異なり、後述するようにその熱効率には差異があることから、本報では以降、吸気弁開閉時期に依拠した高膨張比サイクルをミラーサイクルと称し、アトキンソンサイクルとは区別して使用する。

2.2. 機構と原理

本研究の対象としたエンジンの主要諸元をTable 1、複リンク機構の概要をFig. 1に示す。諸元の設定にあたっては、リンクを含む全体のサイズ、シンプルな部品構成と、目標出力、効率向上効果を勘案し、各種リンクを机上で検討のうえ決定した。供試エンジンのクランク角度に対するピストン変位の関係をFig. 2に示す。サイクル前半の吸気・圧縮行程の行程長に対し、後半の膨張・排気行程は約1.5倍の行程長をもち、アトキンソンサイクルに基づく高膨張比サイクルを実現可能なことがわかる。

リンクを構成する主要寸法をFig. 3に示す。この複リンク系の状態量は、クランク角度を θ_c として次式によって表される。

$$x = l_4 \cos \phi_4 + l_2 \sin (\phi_1 + \alpha) + r_c \cos \theta_c \quad (1)$$

Table 1 Engine specifications

Engine type		Air-cooled 4 stroke OHC single-cylinder spark-ignition
Bore (mm)		64
Stroke (mm)	Intake and compression	42.1
	Expansion and exhaust	63.3
Displacement (cm ³)	Intake and compression	135
	Expansion and exhaust	204
Compression ratio		8.5
Expansion ratio		12.3
Fuel		Gasoline
Air-fuel ratio		12.5
Gross Maximum power (kW/rpm)		3.4 / 4000

$$l_4 \sin \phi_4 + \delta = l_2 \cos (\phi_1 + \alpha) + r_c \sin \theta_c \quad (2)$$

$$l_5 - r_c \cos \theta_c + r_p \sin (\theta_p + \gamma) = l_1 \cos \phi_1 + l_3 \cos \phi_3 \quad (3)$$

$$l_6 + r_p \cos (\theta_p + \gamma) + l_3 \sin \phi_3 = l_1 \sin \phi_1 + r_c \cos \theta_c \quad (4)$$

ここで、

$$\theta_p = \eta \theta_c + \gamma \quad (5)$$

を仮定すればリンク系の自由度は1となって、クランク角度に対するピストン位置は一意に定まり、リンク系としての動作が保証される。式(5)はクランク軸によるピボット軸の駆動を表し、ギヤによる1/2減速駆動では $\eta = -1/2$ を与える。これにより、クランク軸およびピボット軸間に $\theta_c = 720^\circ$ を周期とする位相差が付与され、ピストン動作に各行程毎の行程長差が生じる。

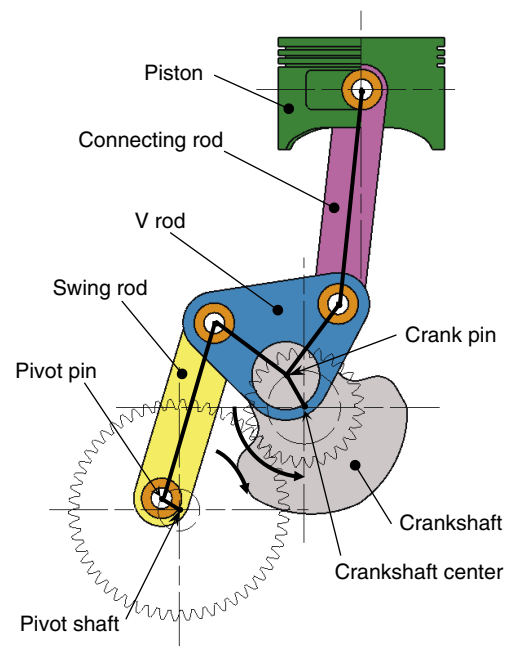


Fig. 1 Configuration of multi-link system

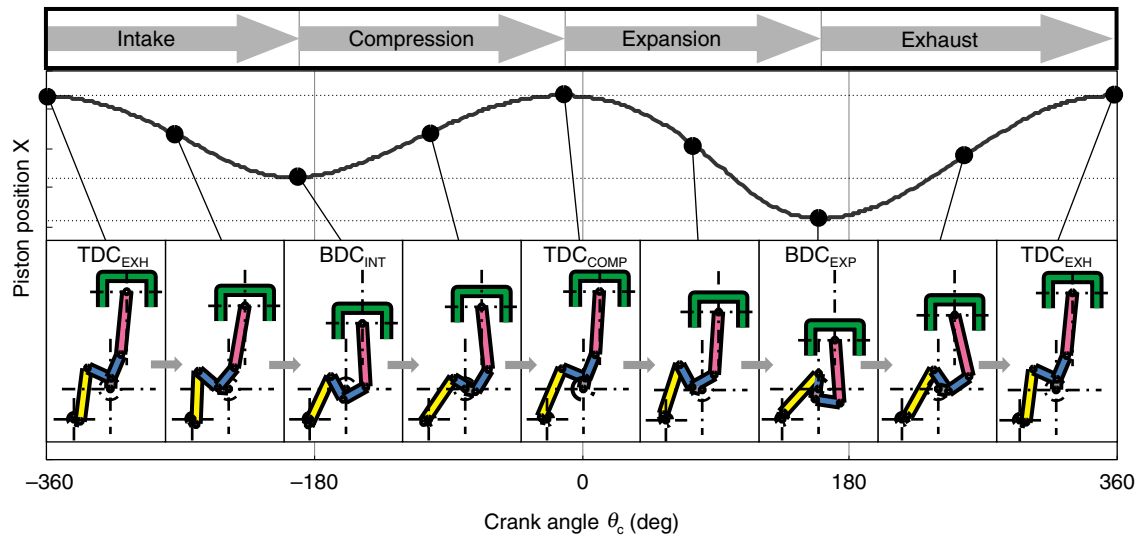


Fig. 2 Piston movement through one cycle

また初期位相差 γ は各行程の上下死点位置に関する (Fig. 4)。適切な γ を与えることで圧縮上死点と吸排気上死点のピストン位置を同じとし、吸気・圧縮行程長よりも膨張・排気行程長が長く、圧縮比 $\varepsilon_{\text{COMP}}$ よりも膨張比 ε_{EXP} が大きい高膨張比サイクルを得ることができる。

3. 性能予測

高膨張比サイクルによって得られる熱効率の向上効果を以下の手法により予測した。

3.1. 理論熱効率

一般的なOttoサイクルの理論熱効率は式(6)で表される。

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_c^{\kappa-1}} \quad (6)$$

ε_c : 圧縮比 (= 膨張比)

κ : 比熱比 (= C_p/C_v)

これを、圧縮行程に定圧区間をもつ高膨張比サイクルに拡張した場合の理論熱効率は、式(7)となる (Fig. 5)。

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_e^{\kappa-1}} - \left\{ \frac{\varepsilon_e}{\varepsilon_c} (\kappa - 1) - \kappa + \left(\frac{\varepsilon_c}{\varepsilon_e} \right)^{\kappa-1} \right\} \frac{C_v T_0}{Q_{\text{in}}} \quad (7)$$

ε_e : 膨張比 ($> \varepsilon_c$)

C_v : 等容比熱

T_0 : 圧縮開始温度

Q_{in} : 等容加熱量

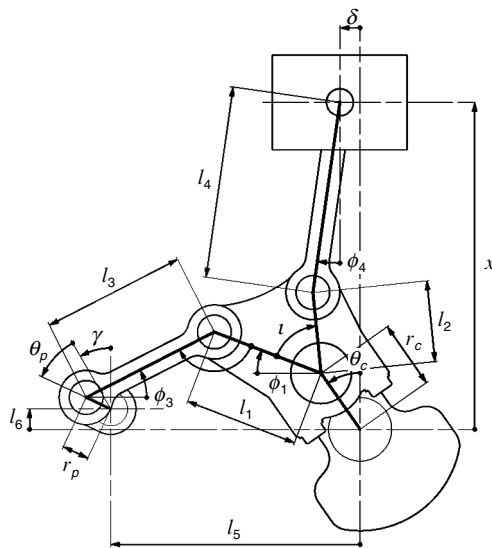


Fig. 3 Characteristic dimensions of linkage system

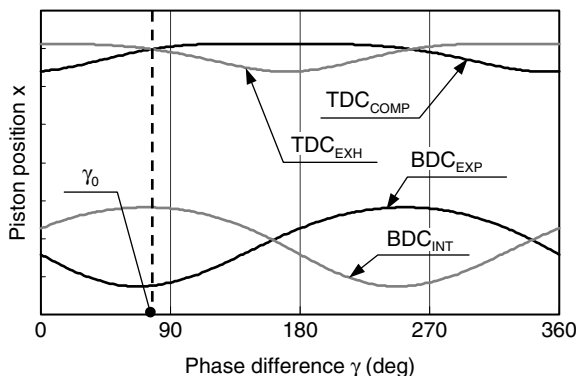


Fig. 4 Relationship between phase difference and each dead center

一般的な汎用エンジンの圧縮比8.5を基準として、圧縮比を固定し、膨張比のみを上げた場合の理論熱効率をFig. 6に示す。供試エンジンによる膨張比の増加は、約1割以上の熱効率向上のポテンシャルを有することがわかる。

3.2. 数値シミュレーション

上述の理論サイクルは、吸排気に伴うポンピングロス、膨張・圧縮行程におけるシリンダからの熱損失等を考慮しておらず、現実の熱サイクルとは異なる。高膨張比サイクルによる効率向上効果をさらに精度良く見積もるため、準一次元流れによる吸排気流動と、0次元容器による筒内燃焼、お

よびシリンダ壁への熱伝達を考慮した数値計算モデルにより、熱サイクルシミュレーション⁽¹⁰⁾をおこなった。計算にあたっては既存の自社作成ソフトウェアを機能拡張し、複リンク式高膨張比エンジンの動作に基づき、各行程毎の物理量を算出可能とした。

比較対象とした従来型エンジンの諸元および運転条件を Table 2 に示す。TYPE A は供試エンジンと同一の吸気行程容積を有する従来型エンジン、TYPE B は計算上供試エンジンと同等の全開出力を有する従来型エンジンである。

燃焼に伴う熱発生には実測結果に基づく質量燃焼割合の時刻歴を Wiebe 関数⁽¹¹⁾で近似して適用し、従来型および供試エンジンの双方で、圧縮上死点を基準として同様の熱発生が生じるものと仮定した。サイクルに供給する総熱量は、供試エンジンの全負荷時の燃料消費量から算出した値を用い、すべての仕様で同一である。熱損失の算出には、Woschini らの定式化⁽¹²⁾による熱伝達率を用い、シリンダ壁温等の境界条件は同一とした。また、空燃比、燃焼効率、弁開閉時期等の運転条件を合わせた。さらにスロットルによる絞り損失差を除外するため、吸気部の圧力損失はバタフ

Table 2 Comparison with conventional engine specifications

	Extended expansion	Conventional	
		TYPE A	TYPE B
Bore x stroke (mm)	64x42.1 / 63.3	64x42.1	64x47
Compression ratio	8.5	8.5	
Expansion ratio	12.3	8.5	
Engine revolutions (rpm)		3060	
Air fuel ratio		12.5	
Supplied heat (J/cycle)		456	
Combustion efficiency		0.725	

Table 3 Calculated work and loss of each stroke

		Extended expansion	Conventional	
			TYPE A	TYPE B
Work or loss of each stroke (J/stroke)	Intake	-3.2	-3.9	-5.3
	Compression	-31.4	-32.9	-31.8
	Expansion	178.5	163.3	162.4
	Exhaust	-1.1	-0.7	-0.8
Heat loss from cylinder wall (J/cycle)		91.3	82.1	84.9
Indicated efficiency (net)		31.3%	27.6%	27.3%

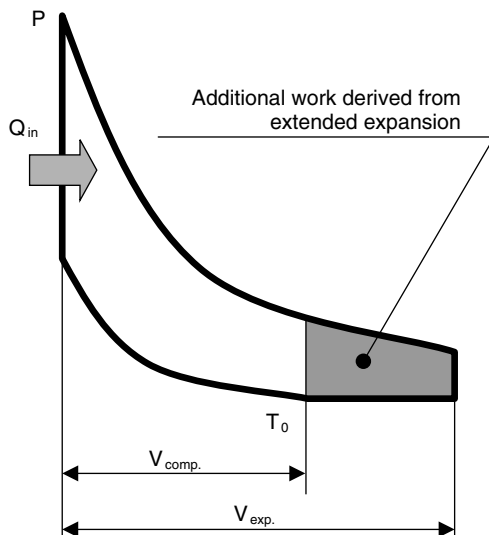


Fig. 5 Extended expansion thermal cycle

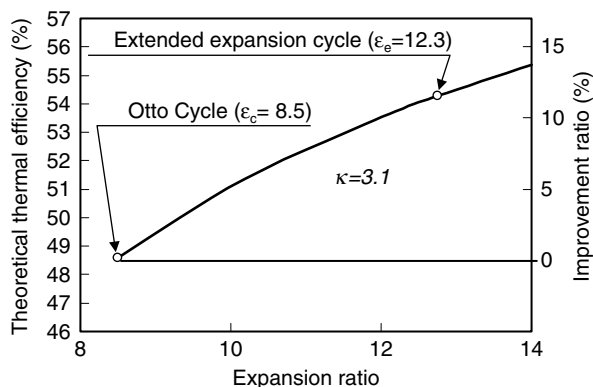


Fig. 6 Theoretical efficiency of extended expansion cycle

ライ弁全開時相当の同等値とした。

各仕様に対する計算結果を以下に示す。供試エンジンおよび TYPE A の PV 線図 (Fig. 7) を比較すると、供試エンジンでは、延伸された膨張行程間のシリンダ内圧力により、膨張端部に超過膨張仕事が付加されることがわかる。また、最大シリンダ内圧力に若干の増加がみられるが、これは圧縮上死点近傍における供試エンジンのピストン速度が、従来型に比べ遅いことによる。

効率向上の内訳をみるため、行程毎の図示仕事率およびシリンダからの熱損失の積算値を Table 3 に、投入燃料熱

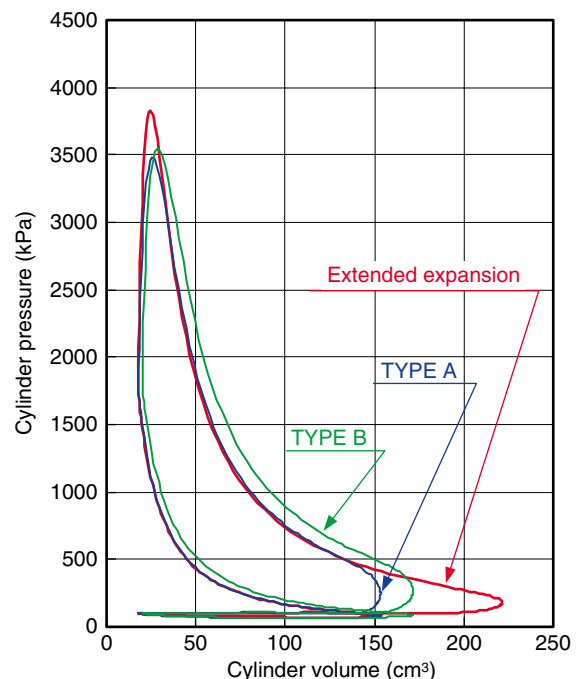


Fig. 7 Calculated P-V diagrams

量に対するエンジンの熱収支を Fig. 8 に示す。なお、以降の図示出力値は、すべて吸排気行程を含む図示出力(net)値を用いるものとする。

上記結果より以下のことがわかる。

供試エンジンは、TYPE A, B に対し

- (1) 膨張行程長が長くなるため、シリンダからの熱損失は増加する。
- (2) 排気行程長が長くなるため、排気ポンプ損失が増加するが絶対値は小さい。
- (3) 超過膨張仕事の増加により、排気熱損失は減少する。

これにより、供試エンジンの図示熱効率は 31.3% となり、トータルで TYPE A の 27.6% に対し 3.7 ポイント、TYPE B の 27.3% に対し 4.0 ポイント向上する。以上より、吸排気行程およびシリンダからの熱損失を含む、より現実に近い熱サイクルにおいても、本エンジンによる高膨張比サイクルによって、熱効率改善が可能であることが確かめられた。

3.3. 無過給ミラーサイクルとの比較

先にも述べたとおり、現在実用化されている高膨張比エンジンは、吸気弁の開時期を変化させて吸入混合気量を絞り、幾何圧縮比を高めた燃焼室と組み合わせることで膨張比を高めるミラーサイクル方式が主流である。ここでは、上述の数値シミュレーションを用いて、吸気弁早閉じおよび吸気弁遅閉じの単気筒無過給ミラーサイクルと、供試エンジンによるアトキンソンサイクルの図示効率を比較する。計算に用いたミラーサイクルエンジンの諸元を Table 4 に示す。

比較に用いるミラーサイクルエンジンの行程容積は、供試エンジンの膨張行程容積と同一とする。また幾何圧縮比を供試エンジンの膨張比と合わせることで、双方の膨張諸

Table 4 Comparison with Miller cycle engine specifications

	Extended expansion	Miller cycle	
		TYPE C	TYPE D
Bore x stroke (mm)	64x42.1 /63.3	64x63.3	
Combustion chamber volume (cm³)	18		
Geometrical compression	8.5	12.3	
Expansion ratio	12.3	12.3	
Intake valve close	STD	51deg early closure	78.5deg late closure
Engine revolution (rpm)	3060		
Air fuel ratio	12.5		
Supplied heat (J/cycle)	456		
Combustion efficiency	0.725		

Table 5 Calculated work and loss of each stroke

		Extended expansion	Miller cycle	
			TYPE C	TYPE D
Work or loss of each stroke (J/stroke)	Intake	-3.2	-8.1	-7.8
	Compression	-31.4	-36.5	-37.9
	Expansion	178.5	179.2	177.1
	Exhaust	-1.1	-1.2	-1.2
Heat loss from cylinder wall (J/cycle)		91.3	94.6	95.8
Indicated efficiency (net)		31.3%	29.3%	28.6%

元を同一とした。吸気弁早閉じのミラーサイクル(TYPE C)においては、スロットルを全開、吸気弁の開時期を固定したまま開弁期間およびリフト量を比例的に小さくした。また、吸気弁遅閉じのミラーサイクル(TYPE D)においては、スロットルを全開、吸気弁の開時期および最大リフト量を固定したまま、最大リフト時の開弁期間を延伸し、供試エンジンと同じ吸入混合気量、すなわち同じ供給熱量のもとでの運転で比較した(Fig. 9)。

各仕様に対し、シミュレーションによって得られた行程毎の図示仕事率、シリンダからの熱損失および図示熱効率の計算結果を Table 5 に示す。膨張行程仕事はすべての仕様で、先の従来エンジンを大きく上回り、高膨張比化の効果が現れている。しかし、吸気・圧縮行程では、供試エンジン

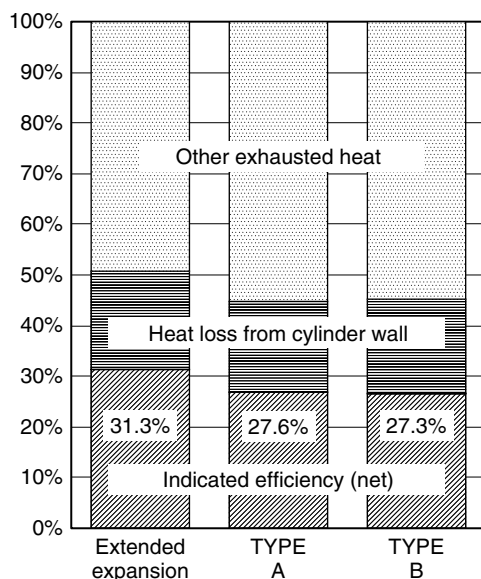


Fig. 8 Heat balance diagram

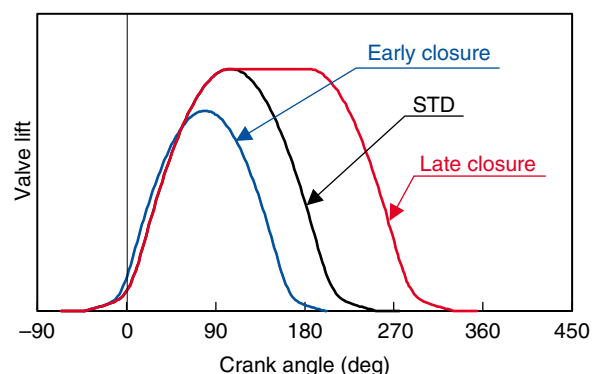


Fig. 9 Inlet valve lift curve

- に対し TYPE C, D ともに損失が大きい。これは、
- (1) TYPE C, D エンジンでは、吸気・圧縮行程長が長い。
 - (2) 現実的なバルブリフト曲線では、開閉時期付近の低リフト区間で吸気弁による絞り損失が生じる。
 - (3) このため、早閉じ (TYPE C) においては、吸気期間中のポンプ損失が増加する。
 - (4) 同様に、遅閉じ (TYPE D) においては、吸気吹き戻しによるポンプ損失が圧縮行程に発生する。

単気筒無過給ミラーサイクルは、従来型エンジンに対し 1.0 から 1.7 ポイントの図示効率の向上をもたらすが、供試エンジンの効率向上はさらにそれを上回る。以上から、本機構によって実現される理想的な高膨張比サイクル (アトキンソンサイクル) のアドバンテージが、数値シミュレーション上で確認された。

4. 試験結果

上記の検討結果を踏まえ、リンク機構の動作実証、実運転時の性能把握を目的として、複リンク機構を用いた汎用高膨張比エンジンの試作をおこなった。以下にその試験結果を述べる。

4.1. 効果予測の検証

試作エンジンのシリンダヘッドに装着した水冷式ピエゾ型圧力センサにより、運転時の筒内圧力を測定し行程仕事を算出した。Fig. 10 に全負荷時の PV 線図を、先の数値シミュレーション結果と比較して示す。最大筒内圧は実験結果がやや低い値を示し、圧縮・膨張行程での圧力変化にも若

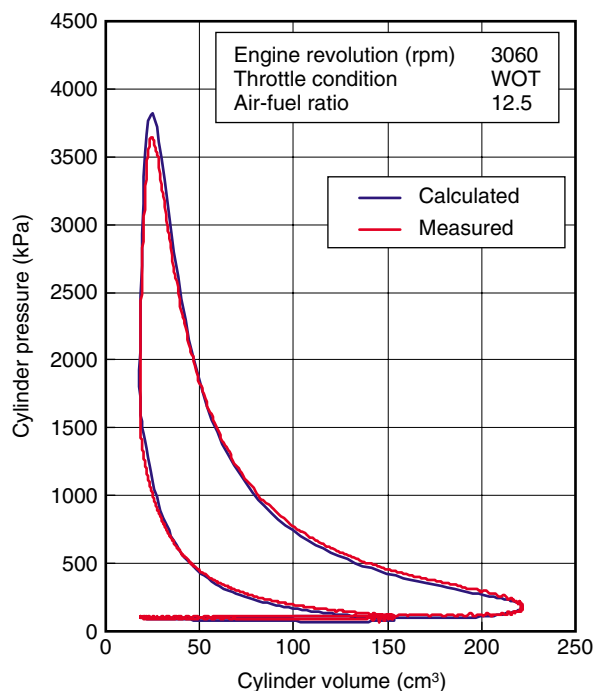


Fig. 10 Measured and calculated P-V diagrams

Table 6 Comparison of calculated and measured work

Work or loss of each stroke (J/stroke)		Calculated	Measured
	Intake	-3.2	-1.9
	Compression	-31.4	-32.7
	Expansion	178.5	179.0
Indicated efficiency (net)		31.3%	31.2%

Table 7 Test engine specifications

	Extended expansion	Baseline Otto cycle
Bore x stroke (mm)	64x42.1 / 63.3	68x45
Compression ratio	8.5	8.5
Expansion ratio	12.3	
Ignition timing (deg BTDC)	24	25
(MBT on WOT)		
Air fuel ratio	12.5	
Gross maximum power (kW/rpm)	3.2/3060	

干の差異が認められる。要因として、前者については計算に用いた熱発生モデルに、後者については熱損失モデルに精度向上の余地があると判断される。ただし、PV線図より算出した図示仕事率および図示熱効率はよく一致しており (Table 6)、先述の性能予測手法の妥当性を確認できた。

4.2. 効率向上の検証

本試験結果を同クラスの従来型エンジンと比較し、熱効率の向上効果を検証した。比較用エンジンとしては、ほぼ同等の全開出力を有する空冷、単気筒の自社製汎用エンジンを選択した。その諸元を Table 7 に示す。

同一回転数における負荷毎の図示効率を比較し、Fig. 11 に示す。すべての負荷域で効率向上がみられるが、その効果はより高負荷側で大きい。全負荷時では、比較用エンジンに

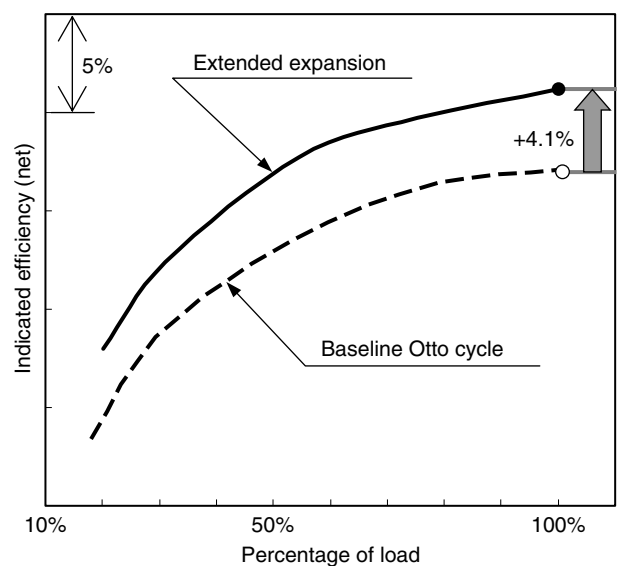


Fig. 11 Improvement of indicated efficiency (net)

対し図示効率で 4.1 ポイントの向上となり、これは従来型エンジンに対し約 15%の燃費向上に相当する。以上より、中高負荷域での効率向上が求められる汎用エンジンにおいて、本技術の適用効果が実機運転により確認できた。

5. まとめ

汎用エンジンの効率向上を目的として、複リンクを用いた高膨張比エンジンの研究をおこない、以下の結果を得た。

- (1) 数値シミュレーションによれば、圧縮比8.5、膨張比12.3の高膨張比エンジンは、同一吸気量の従来型エンジンに対し 3.7 ポイント、同等出力の従来型エンジンに対し 4.0 ポイントの図示熱効率向上効果がある。
- (2) 同エンジンは同等の膨張諸元をもつ吸気弁早閉じ、遅閉じの無過給ミラーサイクルエンジンに対し、図示熱効率で各々 2.0、2.7 ポイントの優位性がある。
- (3) 試験用空冷単気筒エンジンでの運転により、上記シミュレーションとほぼ一致する図示熱効率を得た。実測された図示熱効率は、同クラスの従来型汎用エンジンに対し 4.1 ポイント向上し、これは約 15%の燃費向上に相当する。

参考文献

- (1) Atkinson, J.: US-PAT No.336, 505(1886)
- (2) Pouliot, H.N., et al.: A Variable-Displacement Spark-Ignition Engine, SAE Paper 770114(1977)
- (3) Bollig, V.C., et al.: Kurbeltrieb fuer variable Verdichtung, MTZ 58, p.706-711(1997)
- (4) Moteki, K., et al.: A Study of a Variable Compression Ratio System with a Multi-Link Mechanism, SAE Paper 2003-01-0921
- (5) Kentfield, J.A.C.: A Simple Variable Expansion-Ratio, Spark Ignition, Four-Stroke, Engine, SAE Paper 932874 (1993)
- (6) Goto, T., et al.: Development of V6 Miller Cycle Gasoline Engine, SAE Paper 940198(1994)
- (7) 張福栄ほか：発電機用ガスエンジンにおけるミラーサイクルの効果，自動車技術会論文集，Vol27, No.1, p.79-83(1996)
- (8) Muta, K., et al.: Development of New-Generation Hybrid System THS II — Drastic Improvement of Power Performance and Fuel Economy, SAE Paper 2004-01-0064
- (9) Mallikarjuna, J.M., et al.: Theoretical and Experimental Investigations of Extended Expansion Concept for SI Engines, SAE Paper 2002-01-1740
- (10) 自動車技術会：自動車技術ハンドブック第1分冊基礎・理論編，p.68-70(2004)
- (11) Miyamoto, N., et al.: Description and Analysis of Diesel Engine Rate of Combustion and Performance Using Wiebe's Functions, SAE Paper 850107(1985)
- (12) Woschini, G., et al.: Experimental Investigation of the Instantaneous Heat Transfer in the Cylinder of a High Speed Diesel Engine, SAE Paper 790833(1979)

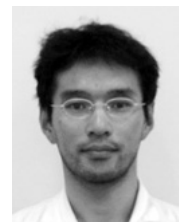
■著 者■



渡辺 生



河野 昌平



倉田 真秀



古賀 馨

i-VTEC 吸気弁遅閉じ機構による燃費改善技術

Achievement of Enhanced Fuel Economy via i-VTEC Intake Valve Closure Delay Mechanism

瀬 古 一 行*
Kazuyuki SEKO

林 有 登*
Aruto HAYASHI

中 嶋 摩沙洋*
Masahiro NAKAJIMA

要 旨

燃費改善の新たな手法として、従来の VTEC 機構に加え吸気弁遅閉じ機構を採用した新型 i-VTEC エンジンを開発した。本エンジンの特徴は、吸気弁閉じ時期を遅らせた遅閉じカムと出力カムをエンジンの負荷に応じて切換えることで低燃費と高出力の両立を図ったことにある。吸気弁遅閉じ機構では、低負荷時には遅閉じカムを用いポンピングロスを低減させるとともに、高負荷時には出力カムに切換えることで高出力を発生させる。遅閉じカムのバルブタイミング設定に際しては、実車走行条件を考慮するとともに筒内流れシミュレーションを用いた。この結果、遅閉じカムは出力カムに対してエンジン単体燃費を 6% 低減し、新型エンジンを搭載した車両では 10・15 モード燃費 17.0 km/L (平成 22 年燃費基準 + 5%) を達成した。

ABSTRACT

The conventional VTEC system has been modified with a mechanism enabling delayed closure of the intake valves as a new method of increasing fuel economy. The major characteristic of the new engine is the achievement of a balance between low fuel consumption and high power by means of switching between a delayed closure cam with delayed intake valve closure timing and a high output cam, depending on engine load. The intake valve closure delay mechanism employs the delayed closure cam when the engine is under low load in order to reduce pumping loss. The high output cam is employed when the engine is under high load, in order to produce high power. A variety of driving conditions were considered and in-cylinder flow simulations were used in setting the valve timing of the delayed closure cam. The delayed closure cam achieves a 6% reduction in engine fuel consumption compared to the high output cam. The application of the new VTEC mechanism has enabled the achievement of 17.0 km/L fuel economy in the Japanese 10-15 mode, representing a 5% increase on the level as stipulated by domestic 2010 fuel economy standards.

1. まえがき

環境問題に対する関心が高まる中、自動車用エンジンの低燃費化、低エミッション化といった環境性能向上は開発における重要な課題となっている。CO₂ 排出量低減すなわち燃費改善手法としては理論熱効率向上、ポンピングロス低減、フリクションの低減等が考えられる。Honda は環境性能向上のため、リーンバーンエンジン、筒内直噴エンジン⁽¹⁾や VTEC にカムシャフト位相連続可変機構を組み合わせた 4 気筒 i-VTEC エンジン⁽²⁾を始め、気筒休止による可変シリンダシステムを搭載した V6 i-VTEC⁽³⁾エンジンの開発をおこなってきた。

熱効率向上にむけた別のアプローチとしては、吸気弁遅閉じによって圧縮比に対して膨張比を大きくする手法が知

られており、アトキンソンサイクル、あるいはミラーサイクルと呼ばれて技術的考察がなされ⁽⁴⁾⁻⁽⁶⁾、一部のエンジンでは実用化^{(7), (8)}されている。

このように吸気弁遅閉じは燃費改善の有効な手段であるが、効率向上のために吸気弁閉時期を遅くするほど、高負荷、高回転域での充填効率低下による出力低下が課題となり、過給機やハイブリッド機構との組み合わせが必要であった。

今回、吸気弁閉時期の設定を通常と遅閉じに切換える i-VTEC 機構を考案し、低燃費と高出力、および低排出ガスを両立する R18A 型 1.8L 4 気筒 i-VTEC ガソリンエンジン⁽⁹⁾を開発した。本研究では、吸気弁遅閉じ時期がポンピングロスおよび燃焼安定性に及ぼす影響と燃費改善効果を検討した。

*栃木研究所

2. 吸気弁遅閉じについて

2.1. 熱効率への影響

従来型エンジン(オットサイクル)と吸気弁遅閉じエンジンでの P-V 線図を模式的に Fig. 1 に示す。

従来型エンジンは圧縮比と膨張比がほぼ同一であったが、吸気弁の閉時期を遅くした場合は、圧縮行程における混合気の実圧縮比(=実効圧縮比)と膨張行程における膨張比が異なる高膨張サイクルとなり、同一圧縮比のオットサイクルに対して熱効率が向上する。

Fig. 1 に示されるオットサイクルと高膨張サイクルの理論熱効率は、以下になる。

オットサイクルの場合

$$\eta_o = 1 - \frac{1}{\epsilon_o^{\kappa-1}} \quad (1)$$

ただし、圧縮比 $\epsilon_o = V_{o1}/V_{o2} = V_{o4}/V_{o3}$
比熱比 κ

高膨張サイクルの場合

$$\eta_e = 1 - \frac{\beta \epsilon_e'^{1-\kappa} \epsilon_e^{\kappa} + \kappa (\epsilon_e' - \epsilon_e) - \epsilon_e'}{\epsilon_e^{\kappa(\beta-1)}} \quad (2)$$

ただし、実効圧縮比 $\epsilon_e = V_{e1}/V_{e2}$
膨張比 $\epsilon_e' = V_{e4}/V_{e3}$
爆発度 $\beta = P_{e3}/P_{e2}$

式(1)、(2)から膨張比を 10.5 として実効圧縮比を変化させたときの高膨張サイクルと、圧縮比を変化させたときのオットサイクルの熱効率を求め Fig. 2 に示す。なお、爆発度は実機テスト結果より 4.5 とした。これより、理論熱効率の変化は膨張比が支配的であり、同一圧縮比ならば膨張比の高いエンジンが燃費に有利といえる。また、高膨張サイクルでは実効圧縮比の低下により圧縮時の筒内温度が低下し、熱損失低減およびノッキング回避の効果も期待できる。

2.2. ポンピングロスへの影響

一般的にガソリンエンジンでは低負荷時の少量空気を調整する手段としてスロットルバルブにより絞り運転をおこ

なっている。この状態では負圧下で空気を吸入するためポンピングロスが発生する。Fig. 3に従来型エンジンと吸気弁遅閉じ時期を遅閉じとしたエンジンにおけるポンピングロスの違いを模式的に示す。(b)のように遅閉じカムを用いて吸気弁閉時期を遅らせた場合は、吸入行程で筒内に入った空気の一部を圧縮行程前半でインテークマニホールドに吹き返すことによって実際の圧縮開始点がAからA'へと変化し、スロットルバルブの絞りが少ない状態で空気量を調整できるためポンピングロスが低減する。

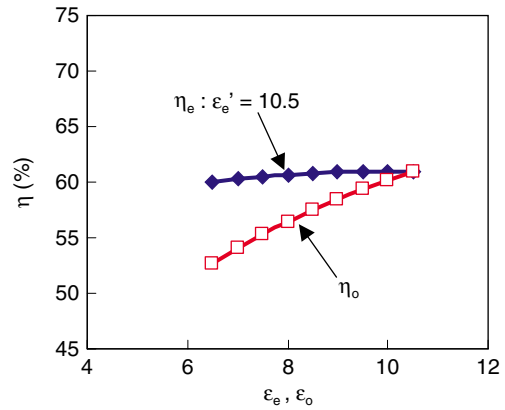


Fig. 2 Influence of ϵ_e and ϵ_o on cycle efficiency

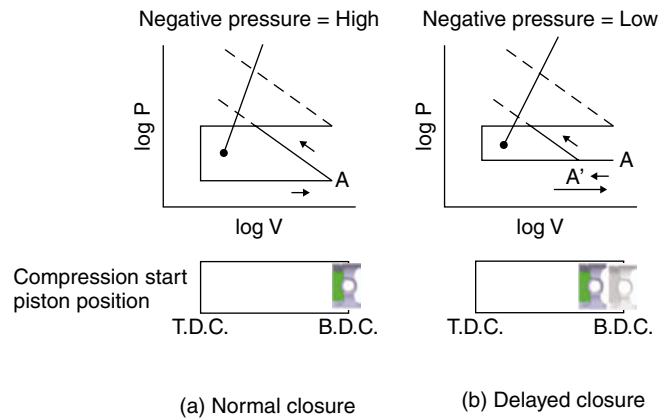


Fig. 3 Influence of intake valve closure timing on pumping loss

3. テスト装置

Table 1 に供試エンジン(R18A 型 i-VTEC エンジン)の主要諸元を示す。

供試エンジンは二つある吸気弁のうち、片方を出力カムと遅閉じカムの切換えをおこなう構造となっている。遅閉じカムの閉時期変更は種々に設定したカムに組み替えておこなった。なお、吸気弁開閉時期はバルブリフト 1mm 点で定義する。Fig. 4に出力カムと遅閉じカムにおいて設定した吸気弁閉じ時期(以下、I.V.C.)とカムプロフィールを示す。

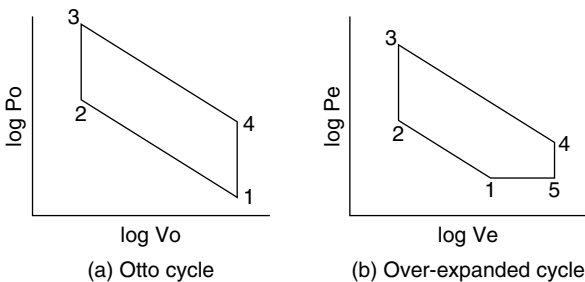


Fig. 1 Comparison of P-V diagram between Otto cycle and Over-expanded cycle

Table 1 Engine specifications

Type	R18A
Cylinder configuration	In-line 4-cylinder
Bore × Stroke (mm)	81 × 87.3
Displacement (cm ³)	1799
Compression ratio	10.5:1
Valve train	SOHC i-VTEC Inlet delayed closure
Number of valves	4 per cylinder
Valve diameter (mm) In./Ex.	32/26
Cylinder offset (mm)	12
Intake manifold	Variable intake system
Gasoline	Regular (RON91)
Max. power (kW/rpm)	103/6300
Max. torque (Nm/rpm)	174/4300

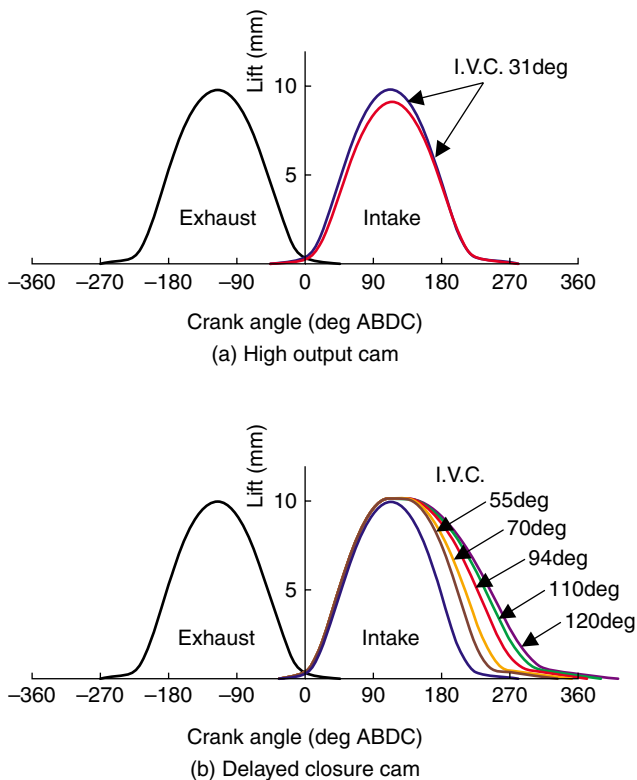


Fig. 4 Applied I.V.C and cam profiles

指圧波形は指圧センサ (Kistler 6052B) とチャージアンプ (Kistler 5011B) をもちい、クランク角 1.0 deg 毎にサンプリングした。

4. 結果および考察

4.1. 遅閉じカムがポンピングロスに及ぼす影響

Fig. 5 に同一出力における出力カムと遅閉じカムの指圧線図を示す。I.V.C. は出力カム 31 deg (ABDC, 以下同じ)、遅閉じカム 94 deg である。遅閉じカムでは圧縮行程前半で

一度吸入した空気がインテークマニホールドへ吹き返され、圧縮開始タイミングが遅れていることがわかる。また、吸入行程での平均負圧が大気側に近づきポンピングロスが低減していることがわかる。

Fig. 6 に W.O.T. における出力カムの体積効率 (以下、 η_v) と遅閉じカムの η_v の比を吹き返し割合と定義して示す。遅閉じカム作動時は、出力カムに対して 25 - 35% の空気が吹き返され、見かけの排気量が小さくなっていることがわかる。i-VTEC 機構により要求トルクに応じてカムを切替えることで、高負荷域の出力と低負荷域の燃料消費率低減を両立させている。

4.2. 遅閉じカムが熱効率に及ぼす影響

Fig. 7 に、I.V.C. を 31, 94, 120 deg と変化させた場合の図示燃料消費率 ISFC に及ぼす影響を示す。図示平均有効圧力 IMEP には、ポンピングロス分を考慮したグロス値⁽¹⁰⁾をもちいた。

供試エンジンは圧縮比が 10.5 一定のため、I.V.C. に対する ISFC に大きな変化は見られなかったものの、遅閉じカムでは ISFC が約 0.5% 低くなった。これは実効圧縮比が変

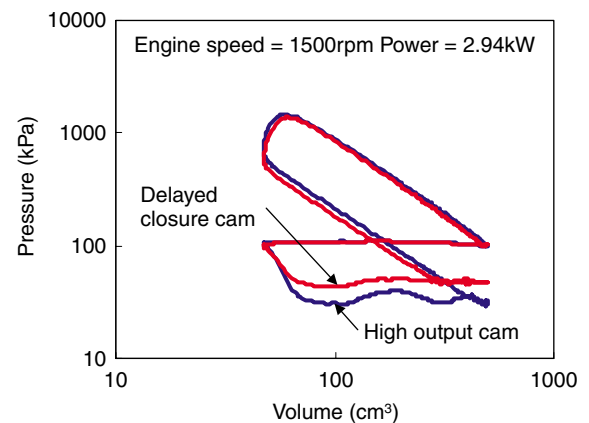


Fig. 5 Effect of delayed closure inlet valve timing for reduction of pumping loss

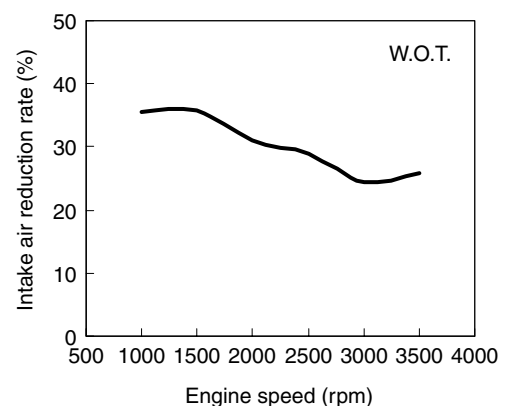


Fig. 6 Intake air reduction rate at inlet valve delayed closure

化して筒内温度が低下しシリンダ壁面への熱損失が減少したためと考えられる。また、IMEPを増加させるとI.V.C.31 deg ではノッキングによる点火時期リタードの影響を受けISFCが増加する領域があるのに対し、I.V.C.94 deg ではW.O.T.においてもノッキングは発生せずISFC増加は見られなかった。しかし、I.V.C.の遅角化とともにW.O.T.でのIMEPは低下した。

4.3. 遅閉じカムによる燃費向上効果

Fig. 8 に、I.V.C. に対するポンピングロス、正味燃料消費率 BSFC の改善効果、指圧解析結果を示す。I.V.C. を遅

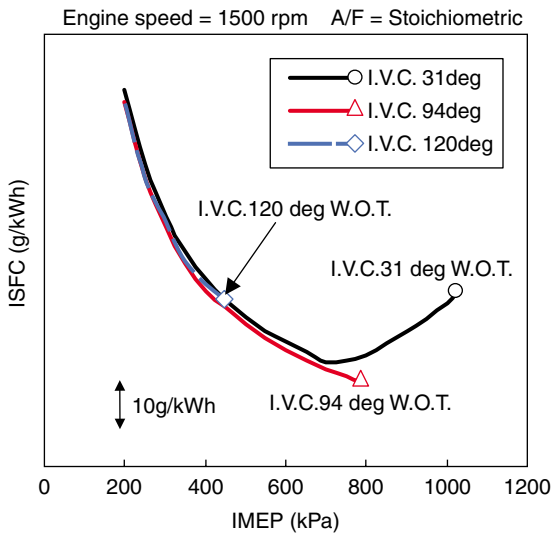


Fig. 7 Influence of I.V.C. on ISFC

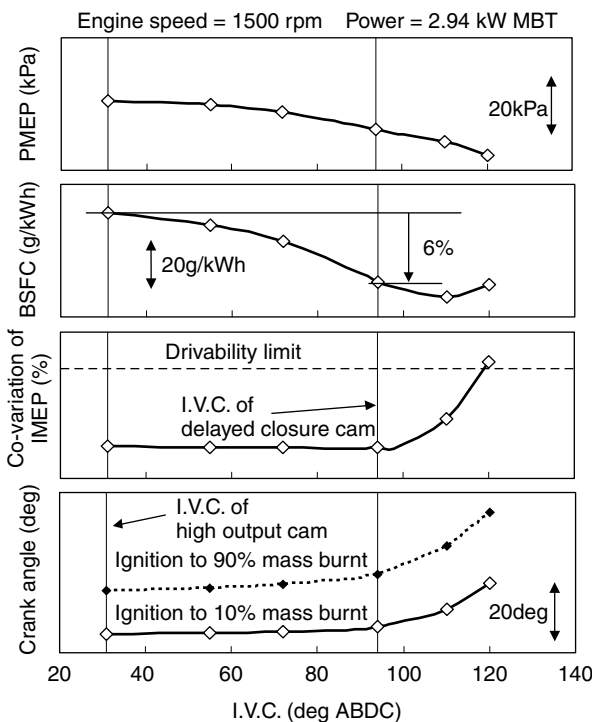


Fig. 8 Influence of I.V.C. on PMEP, BSFC, characteristics of combustion

角するにつれてポンピングロスは低減し BSFC も向上するが、110 degより遅角するとポンピングロスは低下しているにもかかわらず BSFC の向上は見られなかった。これはI.V.C.の過大な遅角によって筒内流動が減衰することと筒内温度が低下することにより、着火後の初期燃焼が緩慢になりポンピングロス低減分が相殺されたためと考えられる⁽¹¹⁾。

Fig. 9 に圧縮行程後半の筒内乱れエネルギーと燃料分布シミュレーション結果を示す。出力カム(I.V.C.31 deg)とI.V.C. 94deg 遅閉じカムのプラグ近傍における乱れエネルギーを比較すると、I.V.C. 94degでは乱れエネルギーの強い領域がやや狭くなった。これに対してI.V.C.110 degではプラグ近傍の乱れエネルギー減少が顕著になりプラグ近傍燃料分布のリッチ領域も減少した。これが Fig. 8 においてI.V.C.110 deg で初期燃焼および主燃焼期間、燃焼安定性を示す IMEP 変動率が急激に立ち上がる要因になっているものと考えられる。この結果からI.V.C.を過大に遅角すると、着火時の筒内乱れエネルギー低下とともに燃料分布がリーン化し燃焼が変化するものと考えられる。

Fig. 10 に車両における代表的なクルーズ車速に相当する負荷条件で I.V.C. を変化させた場合の出力カム(I.V.C.31 deg)に対する BSFC の改善効果を示す。車速 40 km/h では I.V.C.98 deg 付近で BSFC 改善効果が極大となったが、車速 80 km/h 以上ではI.V.C.120 deg まで遅角しても BSFC

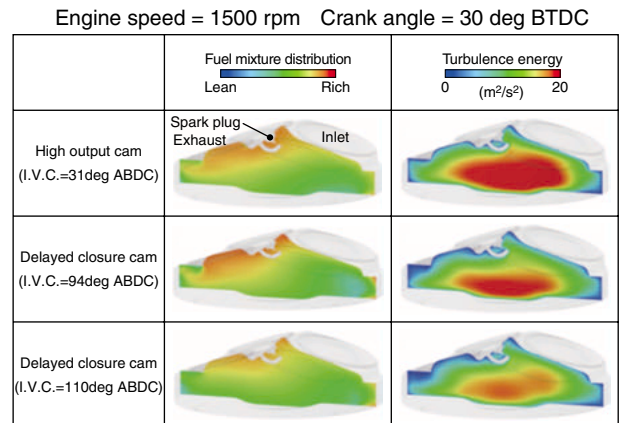


Fig. 9 Comparison of turbulence energy and fuel mixture distribution

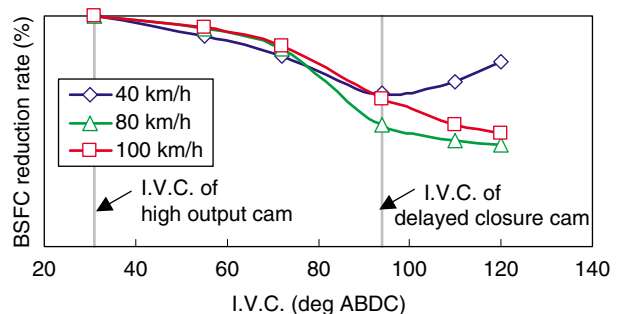


Fig. 10 BSFC reduction rate at cruise condition

のボトムは得られなかった。これは、高車速(高エンジン回転, 高負荷)よりも低車速(低エンジン回転, 低負荷)のほうが遅角側 I.V.C. での筒内流動と筒内温度の低下が大きいためと考えられる。したがって負荷条件が変化すると, BSFC が最善となる I.V.C. も変化する。遅閉じカムの I.V.C. は, 燃費改善効果と燃焼安定性を考慮し下死点后 94 deg に選定した。これにより出力カムに対して同等の燃焼を確保しつつ BSFC を 6% 改善することができた。

Fig. 11 に EGR 率に対する指圧解析結果, NOx 排出量, BSFC を示す。出力カムの方が EGR 時の燃費低減量はやや多いが, EGR を導入した場合でも遅閉じカムの優位性は変わらなかった。

EGR 率に対する燃焼特性を比較した場合, 遅閉じカムでは出力カムと比べて燃焼安定性限界 EGR 率は減少するものの, 遅閉じ化により筒内温度が低下するため BSFC 最小ポイントでの NOx 排出量は出力カムと同等となった。

4.4. 遅閉じカム切換領域と燃費改善効果

Fig. 12 に遅閉じカムの出力カムに対する BSFC 低減率マップを示す。遅閉じカムの燃費改善効果はポンピングロス低減効果の大きい低回転, 低負荷で顕著であるが, 遅閉じカムに切換えをおこなう全領域で燃費改善効果が得られた。

以上のような遅閉じカムの燃費改善効果に加え, 低フリクション技術による燃費改善技術を採用することにより, 本エンジン搭載車両は 10・15 モード燃費 17.0 km/L を達成した。

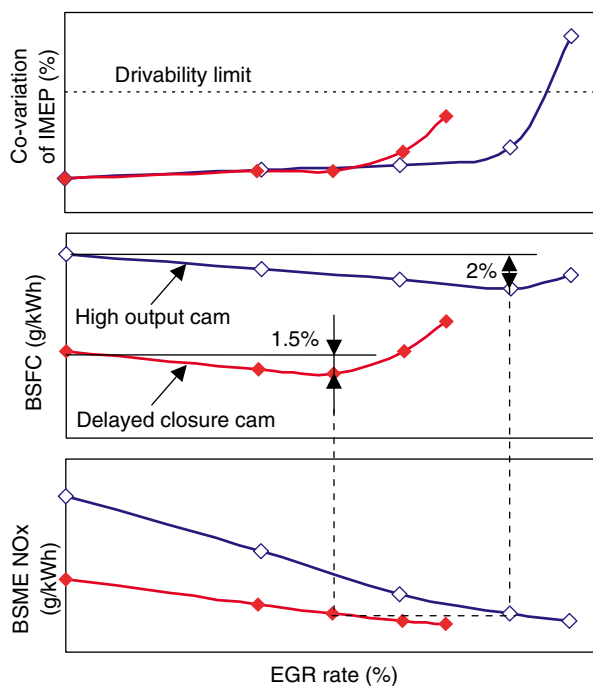


Fig. 11 Comparison of EGR characteristics between conventional valve timing and delayed valve timing

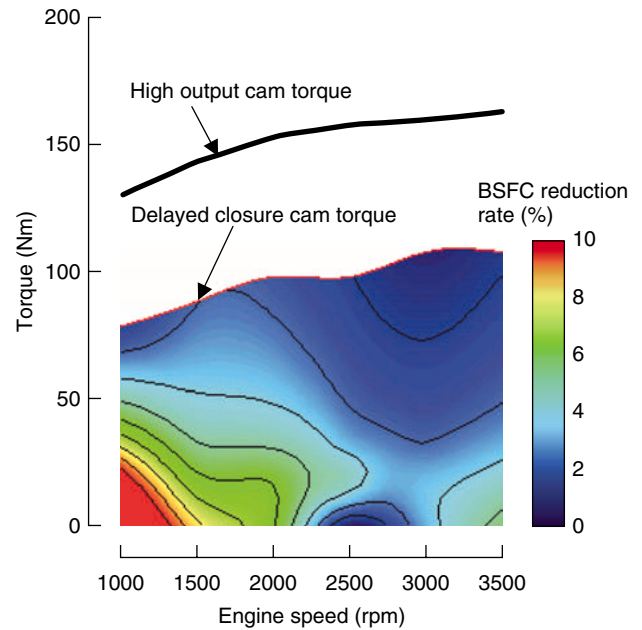


Fig. 12 BSFC reduction rate map (W/O EGR)

5. まとめ

出力カムと吸気弁遅閉じカムを切換える i-VTEC 機構を開発し, 吸気弁遅閉じ時期と燃費改善効果について検討をおこなったところ, 以下の結果を得た。

- (1) 遅閉じカム作動時は高膨張サイクルを実現することができ, I.V.C.94degにおいて出力カム(I.V.C.31deg)に対し BSFC は 6% 改善した。
- (2) 圧縮比を保ったまま出力カムと吸気弁遅閉じカムを切換えた場合, 燃費向上効果はポンピングロス低減が支配的である。
- (3) 遅閉じカムでは出力カムと比べて燃焼安定性限界 EGR 率は減少するものの, 遅閉じ化により筒内温度が低下するため BSFC 最小ポイントでの NOx 排出量は出力カムと同等となった。

参考文献

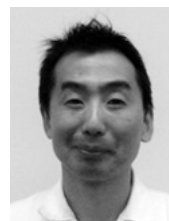
- (1) 甲田豊, 菅波友二, 小林裕幸, 小川賢: 高性能・低エミッション 2.0L 直噴ガソリンエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.39-46
- (2) 新里智則, 林有登: 新型 2.0L リーンバーンエンジンの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.45-54
- (3) 野口勝三, 藤原幹夫, 瀬川誠, 澤村和同, 鈴木茂: V6 i-VTEC 可変シリンダシステムエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.85-92
- (4) Heywood, J.B.: Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book, p.183-186(1979)

- (5) 山名康介, 湯澤義晴, 志賀聖一, 西田憲二, 荒木幹也, 中村壽雄, 小保方富夫: 吸気弁遅閉じ超過膨張サイクルガソリン機関の性能に及ぼす吸気乱れ増大と希薄燃焼適用の効果, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.95-04, p.1-5(2004)
- (6) 松岡信: 内燃機関の熱効率に関する二, 三の考察, 内燃機関, 第 23 巻, 第 4 号, p.9-26(1984)
- (7) 畑村耕一, 後藤剛, 調枝昌博, 清水弘志, 阿部宏司: ミラーサイクルガソリンエンジンの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.931, p.201-204(1993)
- (8) 高岡俊文, 広瀬雄彦, 上田建仁, 熊野靖, 多田博, 金井弘: トヨタハイブリッドシステム用高膨張比ガソリンエンジン, TOYOTA Technical Review, Vol.47, No.2, p.56-63(1997)
- (9) 瀬古一行, 多賀渉, 鳥居健史, 中村聡, 秋間和洋, 関谷明堂: 新型 CIVIC 用 1.8L i-VTEC エンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.8-15
- (10) Heywood, J.B.: Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book, p.715(1979)
- (11) 南雲慎一, 原誠之助: 吸気弁閉時期制御による燃料消費率の改善, 自動車技術会論文集, Vol.26, No.4, p.17-23(1995)

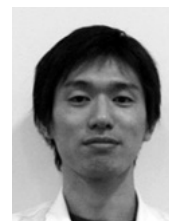
■著 者■



瀬古 一行



林 有登



中嶋 摩沙洋

シリンダボア変形を考慮した ピストン挙動シミュレーションによるフリクション解析

Friction Analysis by Piston Secondary Motion Simulation
in Consideration of Cylinder Block Bore Distortion

佐藤 謙 次*

Kenji SATO

伊東 真**

Makoto ITO

藤井 欽也*

Kinya FUJII

香田 信介*

Shinsuke KODA

要 旨

ピストンスカートのフリクションは、シリンダブロックのボア変形やピストンの挙動と従来関係があるといわれており、検証がなされていたが、単独の評価がほとんどであり、実機での仕様変更における詳細な相関性が明確になっていなかった。そこで、本研究では、コンピュータシミュレーションを用い、シリンダブロックのボア変形とピストン挙動を求め、これらを組合せることで実機との相関性向上を試みた。最初に、計算結果を計測値と比較し、その妥当性を確認した。その後、実際のエンジン開発に適用し、フリクション予測手法を構築するとともにエンジン性能の向上を検討した。また、予測はフリクションのみではなく、信頼性についてもおこなった。その結果、信頼性の向上、および、約2%のエンジンフリクション低減が実現された。

ABSTRACT

Piston skirt friction has been considered to be related to cylinder block bore distortion and piston secondary motion, but it has been studied almost exclusively in isolation, and its detailed relationship to the functioning of an actual engine has not been clarified. We used computer simulations to reproduce cylinder block bore distortion and piston secondary motion in combination to try to increase our understanding of their relationship with an actual engine. First, calculated results were compared with measured values to ascertain their validity. Next, the technique was applied to the development of an actual engine, and the engine performance was studied along with the establishment of a method to predict friction. The application of the new simulation technique in engine development resulted in increased reliability and a reduction in friction of approximately 2%, demonstrating the effectiveness of the method.

1. まえがき

エンジンの燃費を向上させる基本的な手段としてフリクションの低減が挙げられ、特にエンジンフリクションの約25%を占めるピストン廻りのフリクション⁽¹⁾低減が課題と考えられる。ピストンフリクションに相関のある要因として、シリンダブロックのボア変形と、ピストンそのものの挙動によるライナとのしゅう動がある。これらは、最近時コンピュータシミュレーションによる解析事例の報告⁽²⁾⁻⁽⁴⁾もあり、エンジン開発にも適用されつつある。そこで、これらのシミュレーションの精度を再度確認するとともに、組み合わせることで予測精度の向上を図った。実際に本予測技術はエンジン開発に適用され、そこから得られた結果についても報告する。

* 栃木研究所

**山王テック株式会社

2. 研究のねらい

シリンダブロックのボア変形およびピストン挙動の検証は従来おこなわれているが、それぞれ単独での評価がほとんどであり、仕様変更における詳細な実機性能との相関性が明確になっていなかった。また、ピストンはエンジン開発の中でさまざまな性能が要求され、総合的な判断が可能な手段を求められていた。

そこで、コンピュータシミュレーションを用いシリンダブロックボア変形とピストン挙動の双方を組み合わせ、ピストンスカート廻りの形状を変化させた場合のフリクション低減量、かじりの信頼性が精度良く判断できる予測技術の構築を試みた。

3. 計算手法

3.1. 計算の流れ

計算の流れを Fig. 1 に示す。シリンダブロックの変形・熱分布の構造計算には ABAQUS を、熱分布計算の精度を向上させるためのウォータージャケット内の熱伝達係数分布の流体計算⁽⁵⁾には STAR-CD を使用している。また、ピストンの3次元挙動計算には PISDYN を使用している。

3.2. シリンダブロックボア変形計算

Fig. 2 にシリンダブロックの熱分布・変形計算に用いる FEM モデルを示す。熱分布計算と変形計算は独立におこなわれ、変形計算の次の行程に熱分布計算の結果を参照させ

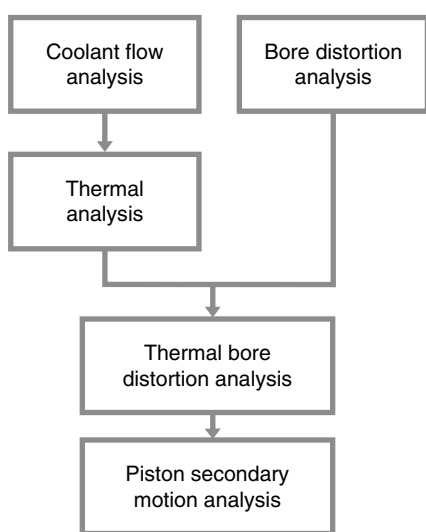


Fig. 1 Calculation flow

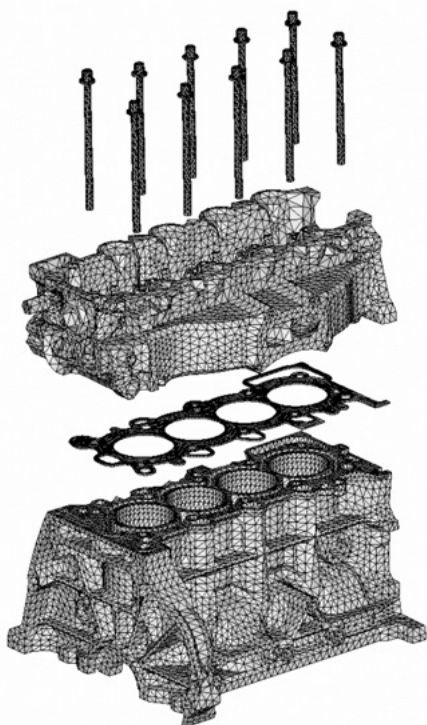


Fig. 2 Cylinder block FEM model

ることで、熱間時の変形を再現している。

熱分布計算の主な入力条件としては、各部材の熱伝導率、部材表面の熱伝達率、雰囲気温度が挙げられる。クーラントによる熱伝達率は前述のように、流体計算による熱伝達係数を構造モデルに受け渡すことで定義されている。Fig. 3 に流体計算による熱伝達係数の分布を示す。ライナ部を含むその他の部位については、計測値もしくは経験による条件設定が必要であり、現時点では実測の温度と比較をし、入力条件を修正するのが望ましい。

変形計算の主な入力条件としては、各部材のヤング率、熱膨張率、締結軸力、シリンダヘッドガスケットのばね特性が挙げられる。ヤング率、熱膨張率については温度依存性のデータを使用し、シリンダヘッドガスケットの非線形なばね特性については、単体計測試験結果を用いる。Fig. 4 にその特性を示す。

Fig. 5 にシリンダブロックの熱間時変形コンタ図を示す。

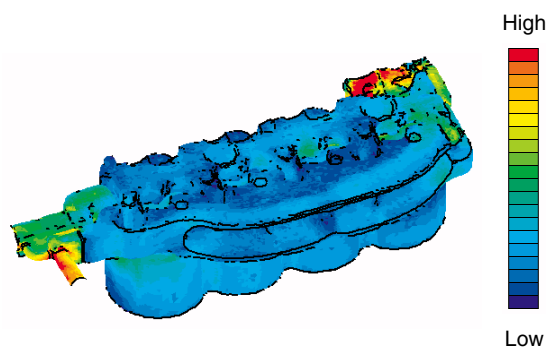


Fig. 3 Distribution of heat transfer coefficient

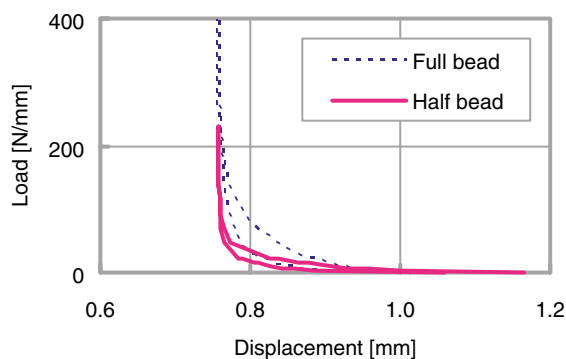


Fig. 4 Gasket characteristic

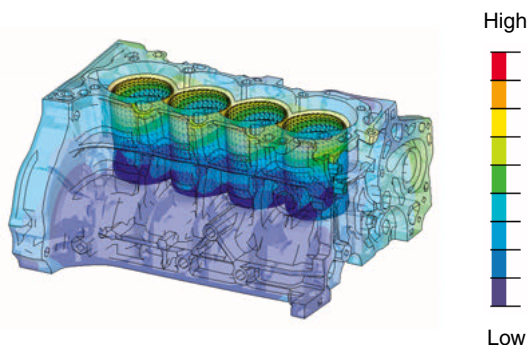


Fig. 5 Cylinder block bore distortion

3.3. 3次元ピストン挙動計算

Fig. 6 にピストンの FEM モデルを示す。ピストン挙動計算はプログラム上、半気筒でおこなわれFEMとしては、ピストンとシリンダブロックを準備し、縮退したデータを用いる。ピストンについては、温度計算を実施し、温度分布による熱膨張を考慮したモデルとしている。

シリンダブロックボア変形の計算結果は、数値データとして入力される。ピストンスカートとライナのしゅう動面には弾性流体力学(Elasto Hydro Dynamics: EHD)を考慮した油膜特性が適用され、また、表面粗さによる境界潤滑状態も考慮するため、表面粗さ R_q を測定し入力している。

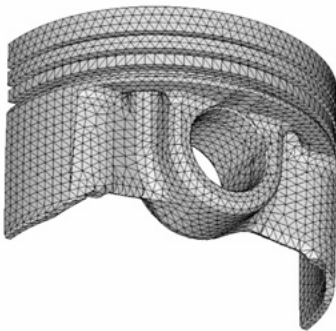


Fig. 6 Piston FEM model

4. 計算結果と計測結果

4.1. シリンダブロックボア変形

実機性能試験への適用の前に、変形計算結果の妥当性についての検証を実施した。

Fig. 7 に常温締結状態でのシリンダブロックボア変形を、Fig. 8 に高温槽での均一加熱状態でのシリンダブロックボア変形をそれぞれ IN-EX 方向での直径変化量で示す。なお均一加熱状態での比較は、常温締結での誤差をキャンセルす

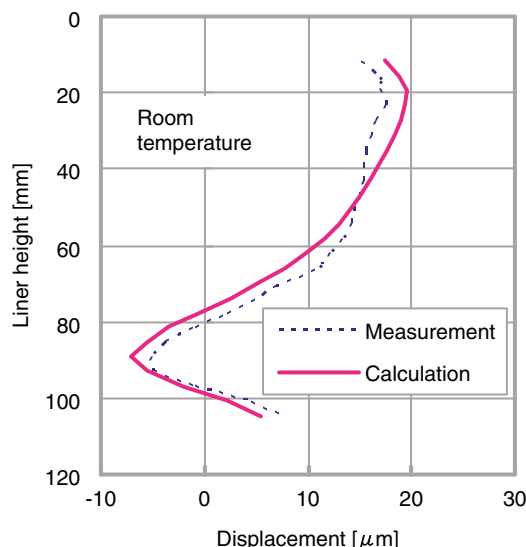


Fig. 7 Bore distortion at room temperature

るため、温度変化分での変形量で示している。計測はインコメータを使用し、L型4気筒エンジンの3番ボアを代表として比較した。それぞれ計算と計測はよい相関性を示している。

Fig. 9 に温度分布の測定箇所を、Fig. 10 に計算と計測の比較を示す。ライナ高さに対しデッキ面より9mmと89mmの2断面で温度の比較を実施した。計測には熱電対を使用し、計算と実測の温度差が10℃以内に収まるように入力条件を調整してある。

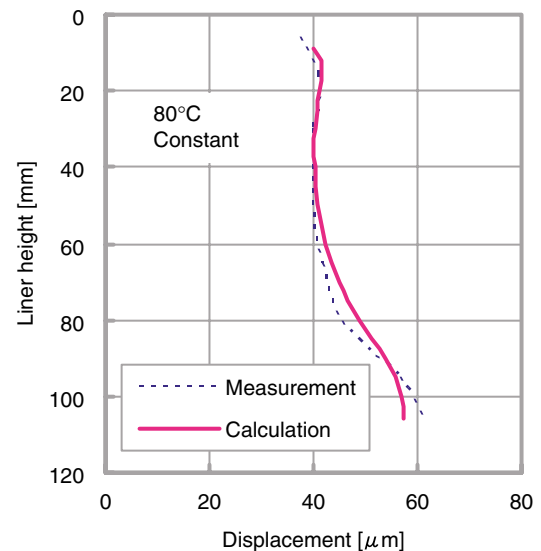


Fig. 8 Bore distortion for temperature difference

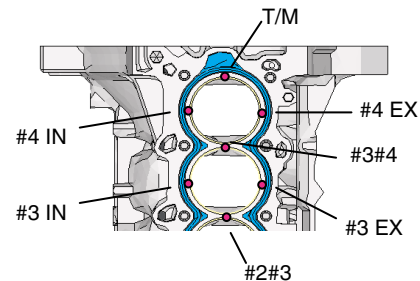


Fig. 9 Temperature measurement point

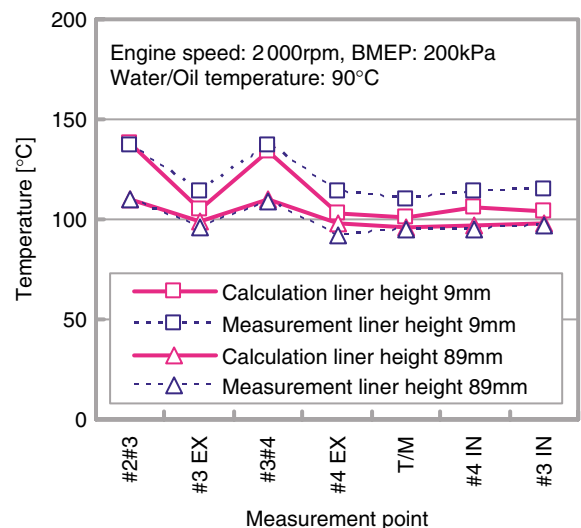


Fig. 10 Temperature distribution of cylinder block

4.2. ピストン挙動

シリンダブロックボア変形と同様に、ピストン挙動計算の妥当性を確認するために、実測との比較を実施した。

Fig. 11にピストン挙動の並進移動量の計算と計測の比較を Fig. 12 に回転移動量の計算と計測の比較を示す。計測はシリンダブロックにギャップセンサを埋め込みおこなった。センサ配置の都合から、挙動の測定は TDC 前後の約 60 度の間のみおこなわれている。

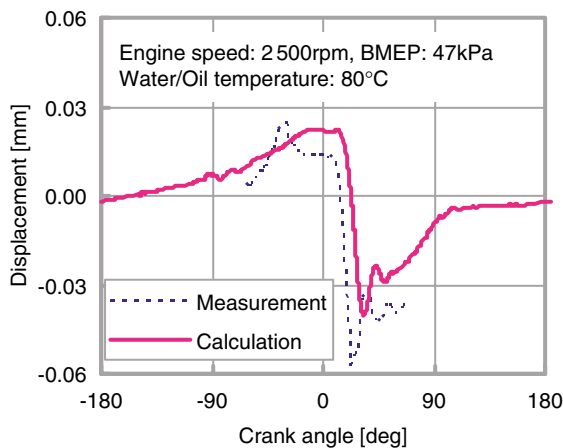


Fig. 11 Translation movement

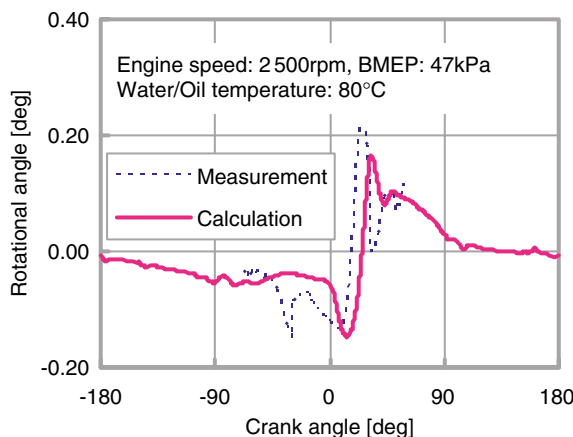


Fig. 12 Rotational movement

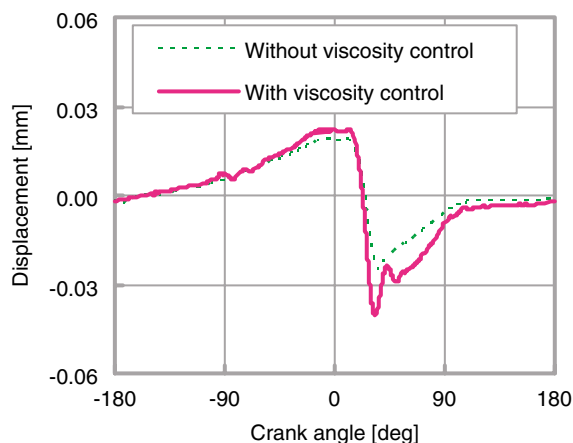


Fig. 13 Comparison of oil viscosity in piston secondary motion

Table1 Specifications of engine and piston

	Previous engine	Newly developed engine
Cylinder configuration	Inline 4-cylinder	Inline 4-cylinder
Engine type	SOHC 2 Valves	SOHC 2 Valves
Ignition system	Dual point sequential ignition	Dual point sequential ignition
Fuel supply system	PGM-FI	PGM-FI
Displacement [cm ³]	1339	1339
Bore x stroke [mm]	73 x 80	73 x 80
Compression ratio	10.8	10.8
Maximum power [kW]	63	70
Maximum torque [Nm]	119	123
Compression height [mm]	26.2	26.2
Skirt width x height [mm]	34 x 29.5	38 x 29.5
Piston weight [g]	207	205
Piston shape		

プログラム上、ピストンスカートとライナの間にはオイルが隙間無く充填されている状態となり、過ダンピングの傾向を示す。よって今回は計算上のオイル粘度を調整することにより、挙動を実測に近い状態としている。オイル粘度調整前後の並進移動量の計算結果を Fig. 13 に示す。

5. 実機適用結果

5.1. 実機エンジンとピストンの基本緒元

前述のように計算精度の妥当性が得られたので、ピストン仕様変更による実機のフリクション、信頼性向上の効果予測をおこない、試験結果との比較をした。

Table 1に従来仕様と新たに開発された仕様のエンジンおよびピストンの諸元を示す。ピストンの仕様変更は2回おこなった。1回目では、ピストン形状、材料⁽⁶⁾の変更をおこない、2回目では、ピストンフォームのみを変更した。

Fig. 14 にピストンスカート部の剛性分布を示す。また、Fig. 15にピストンスカート部剛性のピストンピン中心断面での勾配比較を示す。剛性はスカート部 FEM の各格子点に単位荷重を与え変位量を求め、バネ値を算出している。開発仕様は不均一な当りを避けるため、より柔らかく、かつ均一な剛性分布をねらって設計した。

ピストンフォームの楕円変化量は、まずピストンスカート端部の強い当りを回避することを目的に楕円量を大きくとった。次にピストンスカート中央の楕円突部の流体潤滑フリクションを低減しつつ、境界潤滑フリクションが増加

しないように調整をした。

なお、今回の検討範囲では縦変化量は楕円量に比べ、フリクションへの寄与度は低かった。

5.2. フリクション検討結果

暖機後モータリング運転条件でのフリクション低減率の計算と実測の比較を Table 2 に示す。形状・材料の変更で、1.3%の低減効果が得られ、ピストンフォームの変更にて0.7%の低減効果が得られた。従来仕様に比較し、エンジン単体フリクションで合計 2.0%の低減効果が得られ、その割合は、計算と計測でよい相関性を得ることができた。

Fig. 16に、1回目の仕様検討におけるピストンスカート円周方向での境界潤滑時の圧力分布を示す。圧力は各円周

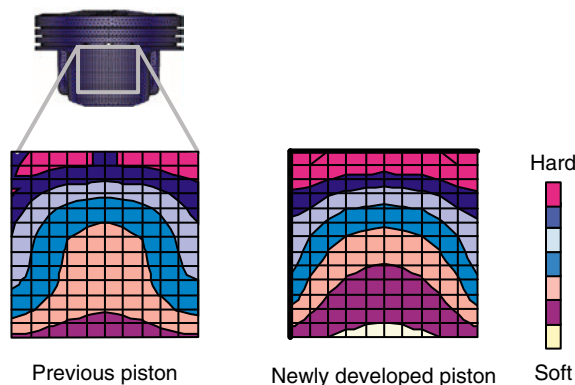


Fig. 14 Piston skirt stiffness

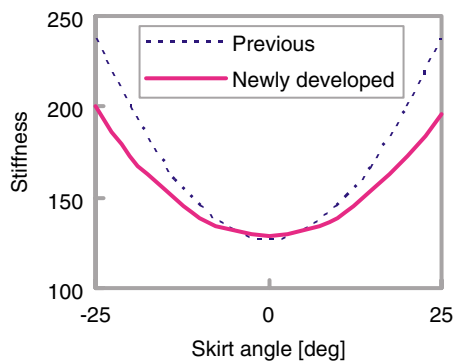


Fig. 15 Piston skirt stiffness in piston pin center section

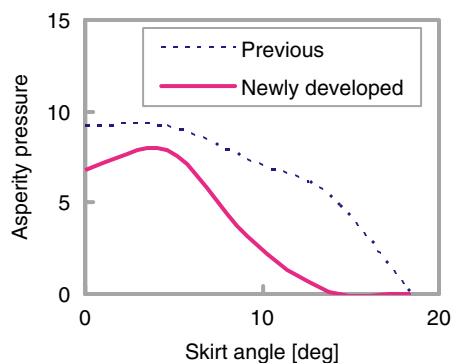


Fig. 16 Asperity pressure

Table 2 Friction reduction rates

	Calculation	Measurement
Piston shape & material	-1.4%	-1.3%
Piston form	-0.7%	-0.7%

方向断面での積分値である。前述のように開発仕様のピストン剛性はピストンスカート円周方向端部での剛性値が低いため、境界潤滑時圧力の円周方向端部に向かっての低下が大きい。スカート円周方向端部での剛性増加が少ない、より均一な剛性分布のピストンの方がフリクションの増加が少ないことがわかる。

また、Fig. 17に、1回目の仕様検討における形状・材料（ヤング率、熱膨張係数）のフリクションへの寄与度を示す。計算上で材料物性値を変更して検証した。今回の仕様変更による寄与度は、形状が74%、ヤング率が22%、熱伝導率が4%であった。

Fig. 18に2回目の仕様変更におけるシミュレーションでのシリンダブロックボア変形量の寄与度を示す。シリンダブロックボア変形量を入力することによりフリクション予測精度が向上しているのがわかる。

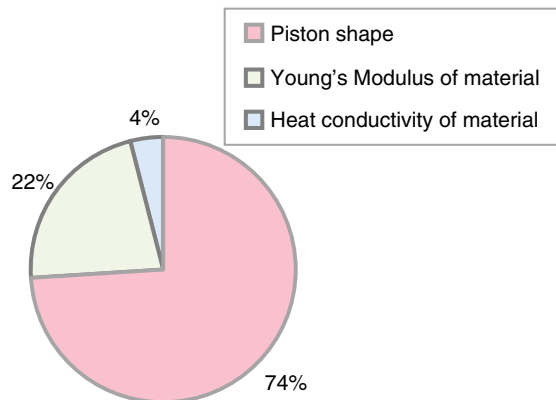


Fig. 17 Influence of piston shape and material

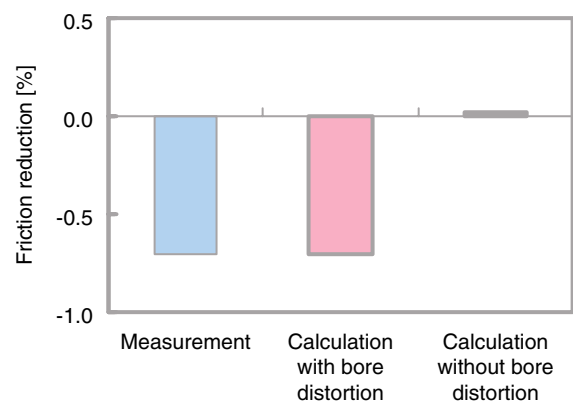


Fig. 18 Influence of bore distortion in friction prediction

5.3. かじり検討結果

信頼性の評価は、かじりの項目で実施している。評価指標にはWear Load(境界潤滑による接触の単位面積当りの仕事率、面圧×速度)を用いる。

Fig. 19 に比較結果を示す。検討は、シリンダブロックの温度を変化させた状態でのシリンダブロックボア変形量の傾向から、変形量の上下限を考慮している。図中の誤差

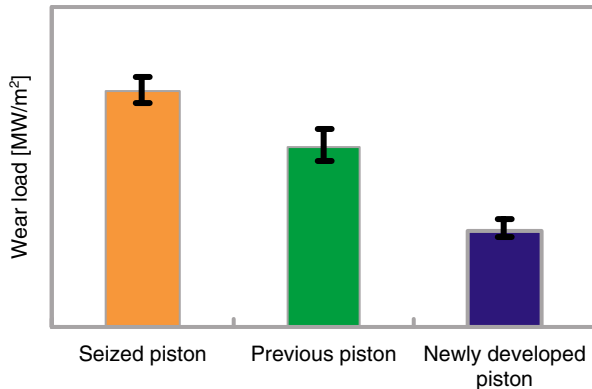


Fig. 19 Comparison of wear load

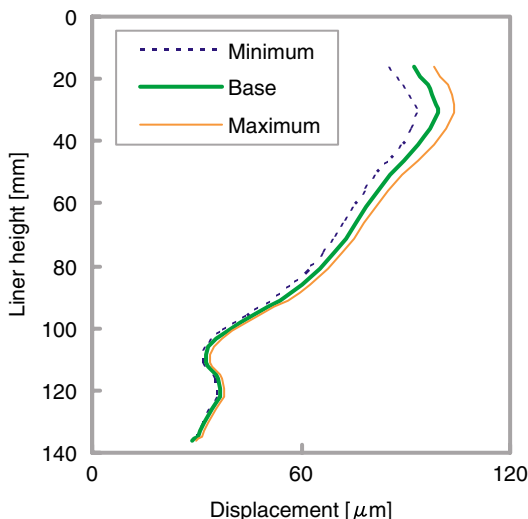


Fig. 20 Bore distortion by temperature difference

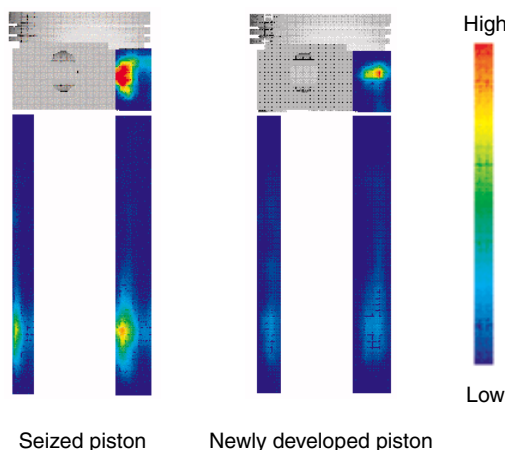


Fig. 21 Distribution of wear load

表示はシリンダボア変形量の上下限での Wear Load である。Fig. 20 にシリンダブロックボア変形の温度による影響を示す。

従来仕様のピーク値は実機試験でかじりを起こした仕様に比べ低く、開発仕様はさらに低い値となっている。

Fig. 21 にピストンスカート部の Wear Load の分布状態の比較を示す。Wear Load の分布が狭くなっていることがわかる。これは、フリクションと同様に、スカート端部の剛性が低いこととピストンフォームの楕円量を大きくしたことで、ピストンスカート端部の強い当たりが回避できているためである。

今回の仕様にて実機試験をかじりの発生なく終了することができた。

6. まとめ

- (1) 耐久信頼性の傾向を判断しつつ、フリクション低減の詳細な机上検討が可能となった。
- (2) 実際のエンジン開発に適用し、フリクション低減-2%の効果を得られた。
- (3) ピストンスカートの剛性は端部での増加の少ない、より均一な剛性がフリクション低減に効果がある。
- (4) 開発仕様のピストンのフリクション低減への寄与度は、形状が74%、ヤング率が22%、熱伝導率が4%であった。
- (5) ピストンフォームによるフリクション低減効果は0.7%あり、ピストンフォームによる改善も可能である。
- (6) かじりについては、Wear Loadによる評価が可能である。
- (7) フリクション、かじりの双方の評価において、シリンダブロックボア変形の入力が必要であり、その精度により評価結果が変化することがわかった。

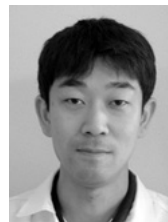
参考文献

- (1) 自動車技術会：自動車技術ハンドブック、＜第3分冊＞試験・評価編、p.38(1991)
- (2) Maassen, F., et al.: Analytical and Empirical Methods for Optimization of Cylinder Liner Bore Distortion, SAE Technical Paper, 2001-01-0569(2001)
- (3) Tomanik, E., et al.: Reduced Friction Power Cell Components, SAE Technical Paper, 2000-01-3321(2000)
- (4) Hoffman, R., et al.: Robust Piston Design and Optimization Using Piston Secondary Motion Analysis, SAE Technical Paper, 2003-01-0148(2003)
- (5) Xin, J., Shih, S., Itano, E., Maeda, Y., Kawamoto, M., Yamamoto, Y.: Theoretical Consideration to Improve Engine Cooling and Application of Coupling 3D Combustion Simulations with Heat Transfer in Water

Jacket and Components, Honda R&D Technical Review,
Vol.15, No.2, p.117 - 126

- (6) 谷畑昭人, 佐藤謙次, 古川和也: 高強度ダイカストピ
ストン材の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.17,
No.2, p.122 - 128

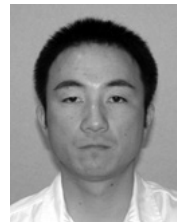
■ 著 者 ■



佐藤 謙次



藤井 欽也



伊東 真



香田 信介

上死点付近のピストン速度が機関熱効率に及ぼす影響

Effect of Piston Speed around Top Dead Center on Thermal Efficiency

鈴木 正 剛*

Masatoshi SUZUKI

久保田 良*

Ryo KUBOTA

飯 嶋 智 司*

Satoshi IJIMA

前 原 勇 人*

Hayato MAEHARA

要 旨

往復動内燃機関において、圧縮比が同じであればオットサイクルが熱効率は最大になる。このことは上死点で瞬時に燃焼をおこなわせることであり実際には不可能である。そこで、上死点付近でピストン速度を緩やかに変位させることができれば、その間に燃焼を進行させ、筒内圧を高めて等容度が増し、熱効率の改善につなげることが可能になると考えられる。このことを確かめるために極力定容燃焼が可能となるようにピストンを緩やかに変位させた機関をつくり実験をおこなった。予想どおり等容度は向上したものの熱損失の増加により熱効率は改善しなかった。そこで熱損失を選択的に減じることができる直噴成層燃焼機関において実験をおこなったところ期待どおり高い熱効率を得ることができた。

ABSTRACT

In a reciprocating internal combustion engine, the Otto-cycle allows for maximum thermal efficiency with a same compression ratio, which means complete combustion in a moment at top dead center, which is practically impossible. In view of this fact, it can be considered that a slower transition of the piston speed near top dead center would promote combustion during that period. This, in turn, would increase the in-cylinder pressure and degree of constant volume thereby improving thermal efficiency. To prove this, an engine in which the piston can be displaced moderately to achieve ideal constant volume combustion was prepared and experiments were carried out. As anticipated, while the degree of constant volume increased, the thermal efficiency did not improve due to increased heat loss. Subsequently, further experiments were carried out using a direct injection, stratified charge engine which allows selective reduction of heat loss, and a high thermal efficiency was attained.

1. はじめに

急速燃焼は内燃機関の等容度を上げ、熱効率を向上させるための有効な手段のひとつである。そのためにスワールや筒内乱れを利用して燃焼速度を高めたり⁽¹⁾、燃焼室のコンパクト化⁽²⁾や複数の点火プラグ⁽³⁾によって火炎の伝ば距離を短くすることがおこなわれてきた。近年では予混合圧縮着火システムも同様の手法で熱効率改善に効果があると着目されている⁽⁴⁾⁻⁽⁷⁾。いずれも燃焼に要する時間を短縮し理想オットサイクルに近づけて P-V 線図で囲まれた面積を増加させようという試みである。一方機構的に P-V 線図の面積を向上させる試みも三輪ら⁽⁸⁾によって報告されている。

ここで筆者らは従来のクランク、コンロッド機構を用いながら上死点付近のピストン速度を遅くして、その間に燃焼を進行させ、等容度を高めて熱効率の改善が可能かどうかを二種類の試作機関を製作し実験をおこなった。またこれらの機関の欠点を補うため第三の試作機関を直噴式として、実験をおこなったのでその結果を報告する。

2. 従来機関

往復動内燃機関においてピストンは上死点と下死点で減速後いったん停止する。燃焼室の容積変化割合が停止するため、その間に燃焼を完了させたり、吸排気弁の開閉により

ガス交換の助走時間を稼ぐという大切な役割を担っている。今日、一般に普及している内燃機関では上死点と下死点でその挙動は異なる。Fig.1に示すようにクランク軸がある任意の角度だけ回転したときのピストン変位は上死点側の方が下死点側のそれより大きいことが知られている。

そこで仮に上死点でピストンを下死点と同等に変位させることができたなら、上死点付近のピストン変位は少なくなって燃焼室容積があまり変化しないうちに燃焼を終了させ、等容度を高めて熱効率の改善につなげることが可能であろうかと考え、実験による検証をおこなった。

3. 試作機関

3.1. ICVC 機関

3.1.1. ICVC 機関諸元

この問題を解決するために4ストローク、空冷単気筒、125 cm³の二輪車用ガソリン機関をベースに次のような改造を加えた。Fig. 2に示すように通常のピストン下方に同一シリンダ内を正規のピストンと一緒にしゅう動するサブピストンが装備され、このサブピストンには長いピストンピンがシリンダを貫通して装備されている。ピストンピンの両

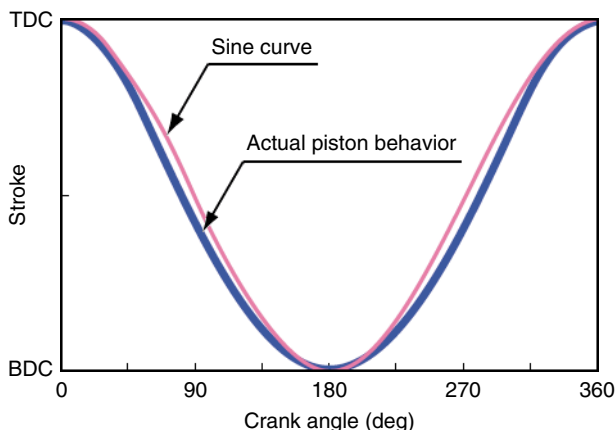


Fig. 1 Actual piston behavior against crank angle

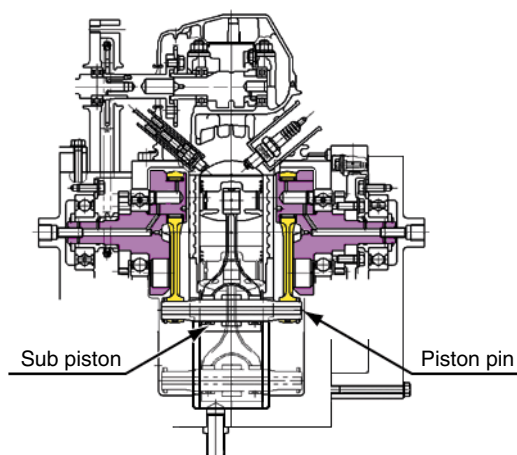


Fig. 2 Ideal constant volume combustion engine

端には一対のコンロッドの小端がそれぞれ揺動自在に装着され、それぞれのコンロッド大端側は二分割された片支持のクランク軸のクランクピンに結合されている。そしてピストンにガス圧が作用した際、コンロッドが当該クランクピンを引っ張るようにクランク軸に回転力を与える。このようにして通常の下死点に相当する燃焼室の容積変化率で燃焼をおこなわせるような機関を製作してこれを Ideal Constant Volume Combustion (ICVC) 機関^{(9), (10)}と名づけた。

Table 1にこの機関の主要諸元を示す。ピストン、シリンダ、シリンダヘッド、コンロッドなどはベース機関と同一部品を使用し、ベース機関の下死点に相当する位置で燃焼をおこなわせることに専念した。

3.1.2. ICVC 機関実験結果

実験は機関回転速度 3000 r/min、燃料消費量が 640 g/h の部分負荷、点火時期は MBT、理論空燃比においてベース機関と比較しておこなった。Fig. 3 にその結果を P-V 線図で示す。ICVC 機関では等容度が上がり、明らかに理想otto サイクルに近い P-V 線図になっているのがわかる。

図の P-V 線図の面積を計算して、図示仕事を求めた結果を Table 2 に示す。表から等容度が上がり、最大圧力は約 15%

Table 1 ICVC engine specifications

Items	Base engine	ICVC engine
Engine type	4-stroke, air cooled, single cylinder	
Bore x Stroke (mm)	52.4 x 57.8	
Displacement (cm ³)	124.6	
Compression ratio	9.35 : 1	9.32 : 1
Connecting rod length (mm)	93.5	

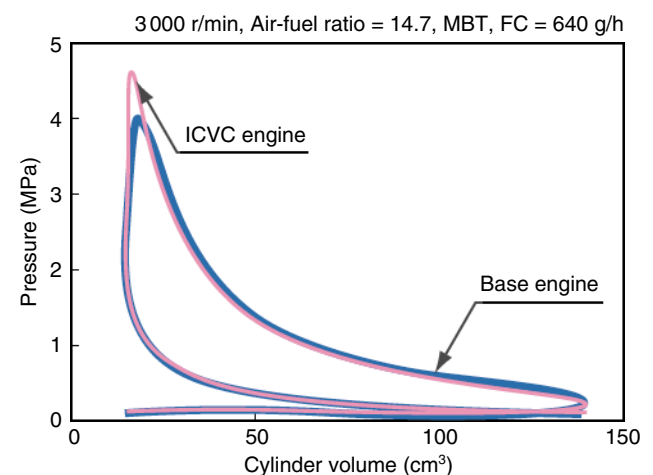


Fig. 3 P-V diagram comparison

Table 2 Test results of ICVC engine

3000 r/min, FC = 640 g/h, Air-fuel ratio = 14.7, θ_{ig} = MBT

Engine	Pmax (MPa)	Deg. of C.V.	Pmi (kPa)	ISFC (g/kWh)
ICVC engine	4.64	0.97	846	243
Base engine	4.02	0.94	893	230

Deg. of C.V. : Degree of constant volume

増加したにもかかわらず膨張行程の圧力が低下して図示平均有効圧は5%下がり熱効率が低下してしまったのがわかる。

3.2. APC機関

3.2.1. APC機関諸元

等容度が向上したにもかかわらず熱効率が低下した原因を詳しく調べるため上死点付近のピストン速度をいっそう遅くした Fig. 4 に示すような機関を作り、Active Piston Control (APC) 機関^{(9), (10)}と名づけた。

クランク軸をシリンダ軸心から大きくオフセットさせ、ピストンで受けたガス圧を二本のコンロッド A, B を介して ICVC 機関のときと同様にクランク軸を引っ張るようにしてクランク軸を回転させる構造である。二本のコンロッド A, B 間の接合部の位置を規制するためにコントロールロッドが結合されており、コンロッド A のシリンダ軸心とのなす角度が大きくならないようにしている。

図に示すようにクランク軸が反時計方向に回転する際はピストンの下降行程に要するクランク角が 213 度、上昇行程は 147 度と圧縮行程と膨張行程の長さが異なる多節リンク構造からなる機関である。

APC 機関のピストン変位を Fig. 5 に、主要諸元を Table 3 に示す。同機関は排気量 195 cm³ の水冷単気筒ガソリン機関で圧縮比は 11.5:1、気筒あたり二本の点火プラグを装着し、ヘリカル吸気ポートを備え、オリジナル運転時最小図示燃料消費率は 220 g/kWh (2 700 r/min, BMEP300 kPa 時) を発揮する。

またこの機関は逆転運転が可能のようにカム軸が用意され、オイルポンプや冷却水ポンプは外部より規定の量を所定温度で供給できるように設計してある。

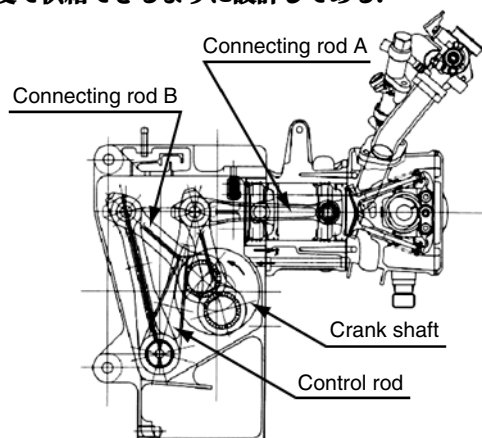


Fig. 4 Active piston control engine

3.2.2. APC 機関実験結果

Fig. 6 に機関回転速度 3 000 r/min、容積効率 34%、理論空燃比点火時期は MBT において APC 機関の実験結果をオリジナル機関と比較して P-V 線図に示す。APC 機関はクランク軸がシリンダ軸心から大きくオフセットした多節リンク構造であり、各リンクには非常に大きな荷重が作用するため弾性変形が大きく、クランク位置によってピストン変位(燃焼室容積)が定まらないことが判明した。そのため Fig. 6 では APC 機関の等容度は ICVC 機関のときのように向上しないで Pmax が低下してしまう結果となった。

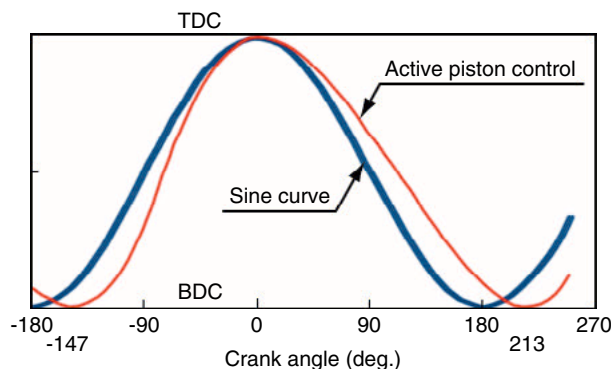


Fig. 5 Piston behavior of APC engine

Table 3 Specifications of APC engine

Engine type	4-stroke, water cooled
Bore x Stroke (mm)	59 x 71.3
Displacement (cm ³)	195
Compression ratio	11.5 : 1
Spark plug	Twin plug

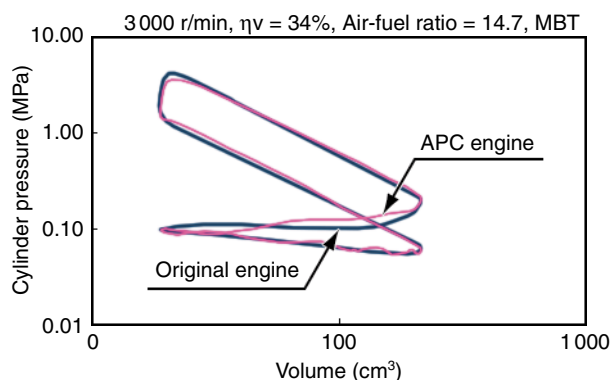


Fig. 6 P-V diagram comparison between APC engine and original engine

Table 4 Test results of APC engine

3 000 r/min, $\eta_v = 34\%$, $\theta_{ig} = \text{MBT}$, Air-fuel ratio = 14.7

Engines	Fuel consumption (g/h)	Exhaust gas		Cooling water (out-in)	
		Temperature (K)	Exhaust loss (kW)	Temperature (K)	Heat loss (kW)
APC engine	490	901	2.40	6.0	1.55
Original engine	494	920	2.47	4.8	1.24

そこで P-V 線図から図示仕事を求めることは断念し、各部の測温結果より検討を加えることにした。Table 4 に、3000 r/min, $\eta_v 34\%$ における燃料消費量の測定結果と排出ガス温度並びに冷却水の機関出口と入り口の温度差をオリジナル機関と比較して示す。表から APC 機関では排出ガス温度が低下している反面、冷却水への放熱を示す水温上昇が著しいことがわかる。

一方、供給混合気が理論空燃比であるため排出ガス温度に燃料消費量を乗じたものは排気損失に比例すると考えることができる。このようにして熱バランスを計算した結果を Fig. 7 に示す。

冷却水への放熱量は熱損失に相当すると考えられ、ICVC 機関で等容度が向上したにもかかわらず熱効率が改善しなかった主因は、熱損失の増加によるものと考えられる。

このことを確認するために、冷却水温度を 60°C から 100°C まで変化させ、そのときの排出ガス温度と冷却水の出入り口温度差に冷却水流量を乗じて仕事率に換算したものを縦軸にして Fig. 8 に示す。冷却水温を上げると熱損失を 0.4 kW 減少させ、排出ガス温度が 59°C 上昇した。これを仕事率に換算

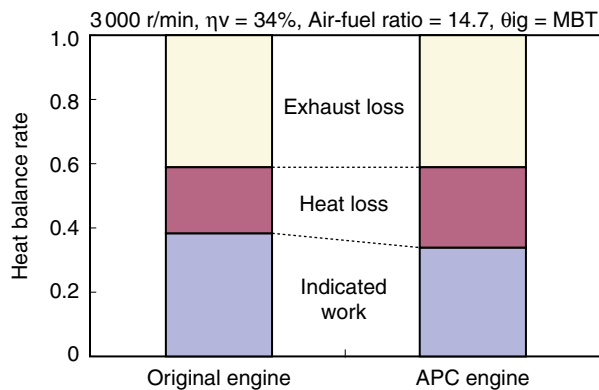


Fig. 7 Heat balance rate of test results

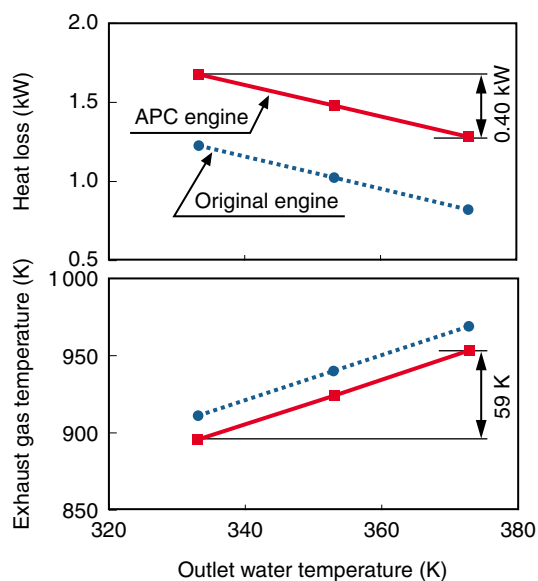


Fig. 8 Heat loss and exhaust gas temperature

すると 0.29 kW に相当し減少した熱損失の約 75%が排気損失の増加に変わったことになる。そしてこれは APC 機関もオリジナル機関も変わらないという結果であった。

結局上死点付近でピストン速度を遅くすることは熱損失の増加を招き、熱損失と排気損失の和は一定の関係にあるため熱損失のみを選択的に減じることはできないことがわかった。

この関係をさらに深く追求するために本 APC 機関を逆転運転が可能となるようにカム軸を組み替えて実験をおこなった。さらに熱損失を変化させるために点火時期を MBT 中心から前後にクランク角 10 度ずつ変化させたときの冷却水出入口温度差 Δt 、排気ガス温度の測定結果を Fig. 9 に示す。APC 機関逆転時は圧縮行程がクランク角 213 度となる一方、膨張行程がクランク角 147 度と短くなるので、排気損失を示す排気温度はオリジナル機関よりも高くなることが予想され、そのとおりの結果が得られた。しかし、期待した冷却水出入口温度差は小さくならず正転運転時と同等の結果であった。

Fig.10 に上死点付近のピストン変位を拡大して示す。APC 機関では逆転時でも上死点後クランク角 45 度近くまでピストンはオリジナル機関より緩やかに変位するため、

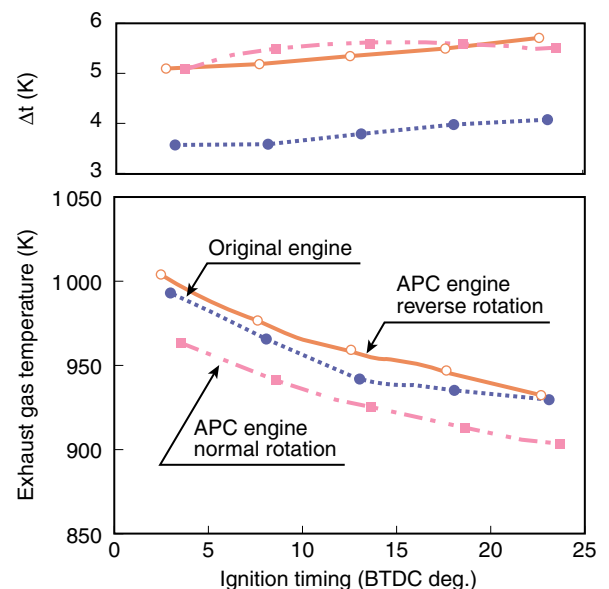


Fig. 9 Heat loss and exhaust gas temperature against ignition timing

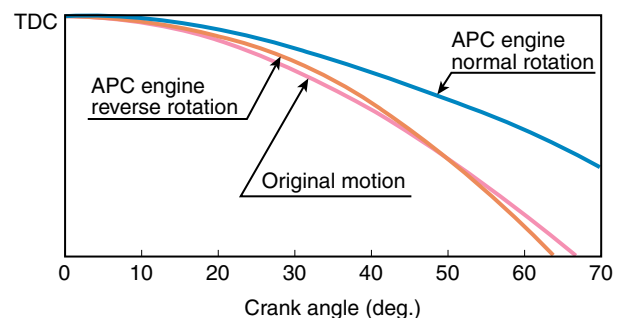


Fig. 10 Detailed figure near TDC including reverse rotation

この間に熱損失は燃焼室壁面から冷却水へ流出されたものではないかと考えられる。

4. 直噴機関との組合せ

4.1. $\lambda = 8$ 機関

4.1.1. $\lambda = 8$ 機関諸元

APC機関は各リンク部の弾性変形が大きくクランク角度に対するピストンの位置が一義的に定まらず、したがってP-V線図から図示仕事を求めることができなかった。そこで従来のコンロッド、クランク機構を踏襲しつつ、上死点付近のピストン速度がコンロッド長 l とクランク半径 r の比 λ ($=l/r$ と定義) を変えることにより種々変化し、この値を極力大きくすることによりサインカーブに近づけることができる。そこで現実的な値として λ が 8 となるような機関で実験をおこない、P-V線図から解析をおこなうことにした。Fig. 11 に示すように従来機関と比べるとコンロッドが非常に長い機関である。

Fig. 12 には本機関の上死点付近のピストン挙動を拡大して示す。ベース機関の λ が 3.34 であり本機関はちょうどサインカーブとの中間くらいの変位特性を示している。

ボア・ストロークや燃焼系諸元は先の APC 機関と同じである。この機関を通常の予混合ポート噴射(PI)仕様および熱損失のみを選択的に減少できるといわれている筒内直噴(DI)式成層燃焼と比較した。

4.1.2. $\lambda = 8$ 機関実験結果

実験は機関回転速度 3000 r/min, 負荷は 0.3 から 0.75 MPa についておこない結果を Fig. 13 に示す。ベースの図示燃料消費率はポート噴射の予混合に比べて直噴では約 13.7 g/kWh 向

上するのに対して、 λ が 8 の機関ではポート噴射では 8 g/kWh 悪化するけれど、直噴同士では 48 g/kWh 改善し、ベストの図示燃料消費率を示した。

4.2. 熱損失とピストン挙動についての考察

Fig. 13 のそれぞれ中央のデータを熱損失および排気損失の割合がどのように変化したのかを抜き出して Fig. 14 に熱バランスで示した。熱損失は先に述べたように冷却水出入り口の温度差に流量を乗じて求め、排気損失は図示仕事と熱損失の和を投入熱量から差し引いて求めた。

λ の大きい機関はポート噴射では熱損失が増加して図示仕事が減少したが、直噴では元々熱損失が少なく、 λ を大きくすることにより熱損失は増大するが等容度の向上による排気損失低減効果が上まわり図示仕事は最大の 42.7% を得た。

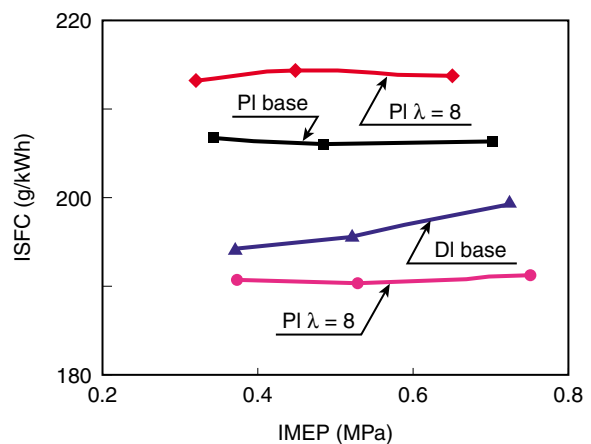


Fig. 13 ISFC comparison between PI and DI engine

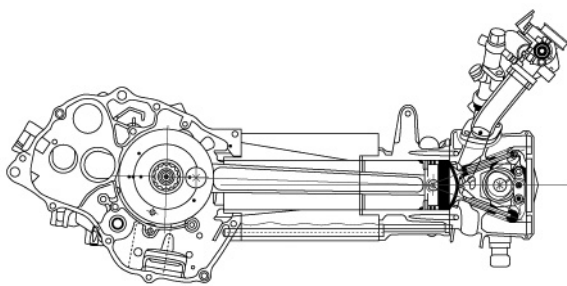


Fig. 11 $\lambda = 8$ engine

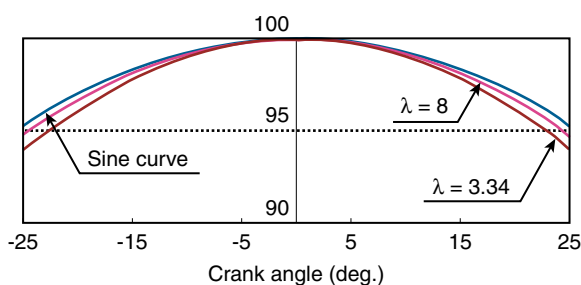


Fig. 12 Piston behavior around top dead center

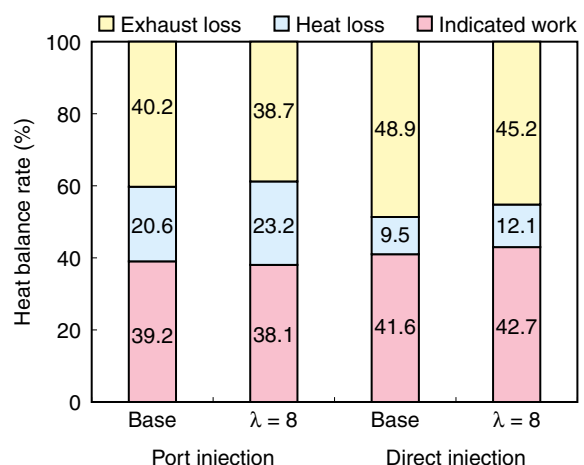


Fig. 14 Heat balance rate

5. 結論

上死点付近のピストン変位を緩やかに変化させ、等容度を高めて熱効率の改善を図る目的で ICVC 機関ならびに圧縮行程と膨張行程の長さの異なる APC 機関を作り実験を試みた結果以下の所見を得た。

- (1) 熱損失が増加して熱効率の改善には至らなかった。その原因は上死点近傍で高い圧力、温度を維持している時間が増えたためと考えられる。
- (2) 熱損失を抑えるべく冷却水温を変化させた結果、排気温度が上昇し熱損失と排気損失はお互いトレードオフの関係にあることがわかった。

そこで熱損失を選択的に減じるため直噴機関を成層燃焼運転させ、新たに λ が 8 となる機関で実験をおこなった結果、熱損失のみを選択的に減じることができ、等容度が向上して熱効率は 1.1 ポイント増加し、最大値である 42.7% を達成できた。

謝 辞

本研究にあたっては、千葉大学工学部の森吉泰生助教授の助言を頂いた。紙面をお借りしてお礼を申し上げる。

参考文献

- (1) 池上詢, 浜本嘉輔: 内燃機関における乱流燃焼, 日本機械学会誌, 第 83 巻, 第 744 号, p.109-114(1980)
- (2) Pozniak, D. J., Rydzewski, J. S.: A Study of In-cylinder Air Motion in the General Motors VOLTEC™ 4.3l V-6 Engine, SAE Tech Paper, 850510(1985)
- (3) Suzuki, M., Ando, R., Ishibashi, Y.: Paradoxical Approach to Improve Fuel Economy for Small Practical Motorcycle, SAE World Congress, SAE Paper, 2004-01-0989(2004)
- (4) Klingmann, J., Johansson, B.: Measurement of Turbulent Flame Speed and Internal Length Scales in a Lean Stationary Premixed Flame, SAE Paper, 981050(1998)
- (5) Grimaldi, C. N., Battistoni, M., Uccellani, M.: Dependence of Flow Characteristics of a High Performance SI Engine Intake System on Test Pressure and Tumble Generation Condition - Part 1: Experimental Analysis, SAE Paper, 2004-01-1530(2004)
- (6) Hultqvist, A., Christensen, M., Johansson, B., Franke, A., Richter, M., Alden, M.: A Study of the Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion Process by Chemiluminescence Imaging, SAE Paper, 1999-01-3680(1999)
- (7) Olsson, J. O., Tunestal, G., Haraldsson, G., Johansson, B.: A Turbo Charged Dual Fuel HCCI Engine, SAE Paper, 2001-01-1896(2001)
- (8) 三輪恵, 木戸口善行, 吉川大輔, Mohammadi, Ali: 菱形リンク Z クランク型内燃機関による新燃焼サイクルの検討, 第 16 回内燃機関シンポジウム講演論文集, p.25-30(2000)
- (9) Suzuki, M., Iijima, S., Moriyoshi, Y., Sano, M.: A Trial of Improving Thermal Efficiency By Active Piston Control-Speed Control Effect of Combustion Chamber Volume Variation on Thermal Efficiency, Small Engine Technology Conference, SAE Paper, 2004-32-0080(2004)
- (10) Moriyoshi, Y., Sano, M., Suzuki, M., Iijima, S.: Numerical Examinations on the Effect of Active Piston-Movement Control, Small Engine Technology Conference, SAE Paper, 2004-32-0065(2004)

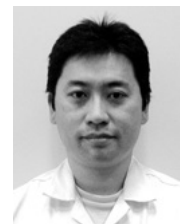
■ 著 者 ■



鈴木 正剛



飯 嶋 智 司



久保田 良



前原 勇 人

マルチボディダイナミクスを用いた 補機ベルト挙動シミュレーション

Simulation of Accessory Drive Belt Behavior Using Multi-body Dynamics

高 岸 広*
Hiroshi TAKAGISHI
坂 本 大 智*
Daichi SAKAMOTO

米 口 宏*
Hiroshi YONEGUCHI
長久保 篤 史**
Atsushi NAGAKUBO

要 旨

補機ベルトのスリップと弦振動予測を目的としたシミュレーション手法を考案した。これらの現象を再現するため、マルチボディダイナミクスシミュレーションを用いベルトを有限個のパネマスに置き換えたセクションバイセクションモデルで補機ベルトのモデル化をおこなった。ベルトは進行方向およびこれと垂直方向に振動できるモデルとし、プーリとベルト間に摩擦接触要素を定義した。摩擦係数はスティックスリップを予測できるよう滑り速度に対し可変とした。これらの手法でベルトのスリップ量と弦振動振幅を精度よくシミュレートすることが可能となり設計段階で最適なベルトレイアウトを見出すことが可能となった。

ABSTRACT

A simulation method was proposed to predict the slippage and transversal vibration of the accessory drive belt. To reproduce these phenomena, the accessory drive belt was represented by a section-by-section model in which the belt was replaced by a finite number of masses and springs using multi-body dynamics simulation. In this model, the belt was able to vibrate in both the direction of advance and the direction perpendicular to it, and a friction contact element was defined between the pulley and the belt. The coefficient of friction was made variable with respect to the slippage speed to enable stick and slippage to be predicted. This method allows for accurate simulation of the amount of belt slippage and the amplitude of transversal vibration, thus enabling the optimum belt layout to be determined at the design stage.

1. まえがき

近年、複数の補機を一本のベルトで駆動する手法が普及してきている。これはVリブドベルトを用いて各プーリをサーペンタイン状に連結し駆動するものである。これによりエンジンの幅方向寸法が節約できコンパクト化に貢献している。その一方でベルトに入力される負荷は従来に比べ大きくなり、スリップや弦振動を起こしやすく耐久性や音振動の問題が発生しやすくなってきている。このため、複雑な理論式あるいはシミュレーションを用いてこれらの問題を予測する研究が現在までに数多くおこなわれている⁽¹⁾、⁽²⁾。一般的にベルトのスリップや弦振動を支配しているのはベルト張力の変動である。ベルトシステムはベルトの長

手方向の剛性と各補機の慣性重量で決まる共振を持ちプーリの回転振動を発生する。以後この振動を縦振動と呼ぶ。サーペンタイン方式のVリブドベルトではこの縦振動共振とクランクシャフトの角速度変動が一致し常用域内に高い張力変動が存在するケースが多い。このため、シミュレーションに使われてきたのは1次元縦振動モデルが主流であった。ベルトとプーリ間のスリップやベルトの弦振動もこの縦振動モデルで得られた張力変動から推察していた⁽³⁾、⁽⁴⁾。しかしこの方法は計算時間が短いメリットはあるもののスリップや弦振動を直接予測するものではなかった。そこで、この問題を解決するためベルトを有限個のパネマスに置き換えたセクションバイセクションモデルでシミュレーション技術を確立したので、その内容を報告する。

* 栃木研究所

**株式会社ピーエスジー

2. ベルトのモデル化

シミュレーションモデルは補機ベルトとそれを駆動するクランクシャフト部分から構成されている。

ベルトは有限個の質点に分割し、それらをはり要素で連結している。各質点はベルト進行方向のみならずこれと垂直に振動でき、1次元縦振動モデルで予測できなかったベルト弦振動が予測可能となっている。このモデルはセクションバイセクションモデルと呼ばれ⁽⁵⁾、Fig. 1 にその模式図を示す。

Fig. 2 にベルトモデルの連結要素を示す。ベルト芯線の剛性はゴムに対して高くベルトは芯線で荷重の伝達をおこなう。そのためシミュレーションでは芯線の位置で各質点間を連結している。連結にははり要素を用いている。これにより曲げ変形は芯線が中立軸となり実際のベルトと同様の挙動を再現できるようになっている。ベルトの曲げ剛性はベルトの加振試験より同定した値を適用している。さらにベルトは製作時円筒状の型で加硫され初期形状は円形であることからシミュレーションも無負荷のプーリに巻きついていない状態でベルトが円形となるように設定している。

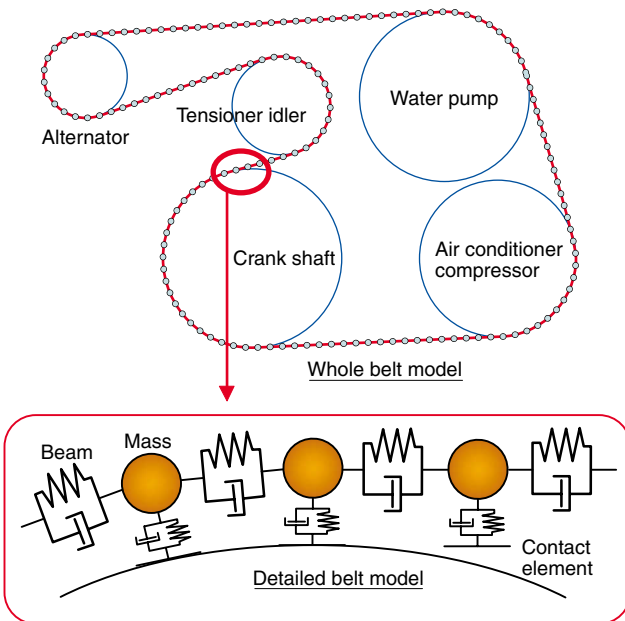


Fig. 1 Section-by-section model of belt

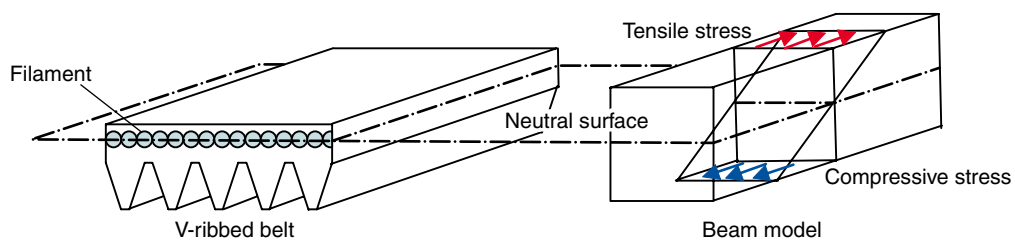


Fig. 2 Neutral surface of V-ribbed belt

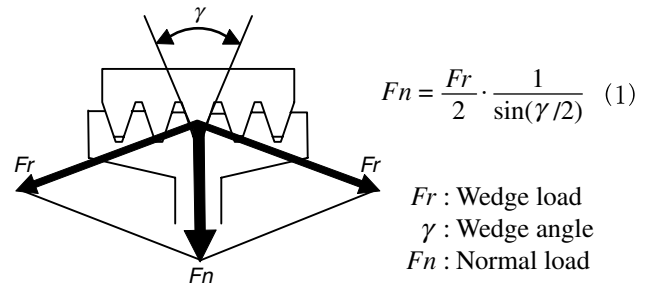


Fig. 3 Wedge load between belt and pulley

また、平ベルトに比べVリブドベルトはプーリとかみ合う時 Fig. 3 に示すようにくさび効果で高い摩擦力を発生するためシミュレーションでもくさび効果を考慮した式(1)で表される摩擦力を与えている。さらに摩擦係数はベルトとプーリ間のスティックスリップを再現できるよう速度依存とし低速で摩擦係数を増加させている。摩擦係数は三つのパラメータから以下の補間式(2)を用いて計算している⁽⁶⁾。計算式と摩擦係数の例を Fig. 4 に示す。

$$\mu = A \cdot \sin \left\{ 2 - \frac{2}{\pi} \cdot \sin^{-1} \left(\frac{B}{100} \right) \right\} \cdot \tan^{-1} \left\{ S \cdot \frac{100}{C} \cdot \left[\tan \frac{\pi^2}{4 \cdot \left(\pi - \sin^{-1} \left(\frac{B}{100} \right) \right)} \right] \right\} \quad (2)$$

μ : Friction coefficient

S : Slippage

$A = \mu_{\max}$

$B = \mu_{100}$

$C = S_{\max}$

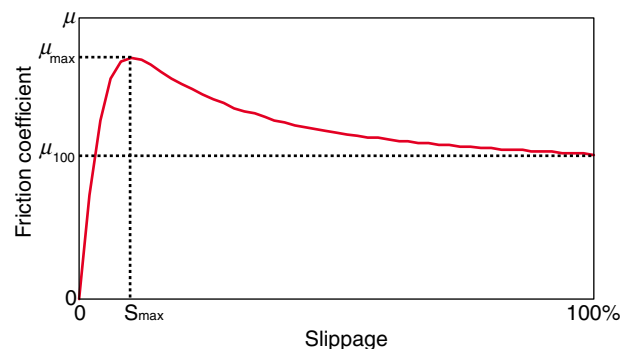


Fig. 4 Friction coefficient

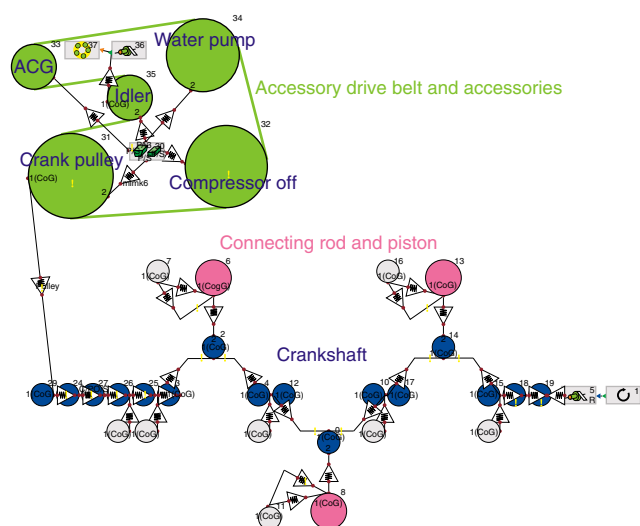


Fig. 5 Simulation model

以上のようにモデル化されたベルトはクランクシャフトプーリ部に取り付けられ複数の補機プーリを駆動する。各プーリは各補機相当の慣性重量が考慮されている。また各補機が発生する負荷も速度ごとに定義されている。エアコンディショナのコンプレッサは作動時と非作動時に慣性重量と負荷が変化する。これらも解析条件に考慮されている。クランクシャフトプーリは角速度変動を再現するためにエンジン筒内指圧で駆動するクランクシャフトモデルを作成し適用している。ベルト張力変動を支配しているのがクランクシャフトの角速度変動であることからクランクシャフトモデルは回転だけを考慮するトーショナルモデルとしている。Fig. 5 にシミュレーションモデルを示す。

3. 実験装置概要

シミュレーションの検証に使用したエンジンは排気量660cm³直列3気筒ターボ過給ガソリンエンジンである。装着されている補機ベルトのレイアウトをFig. 6 に示す。ベ

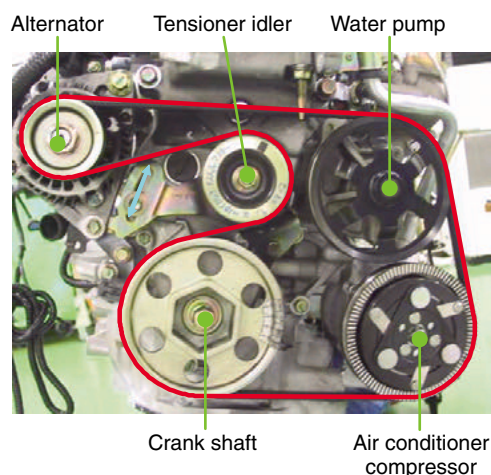


Fig. 6 Accessory drive layout

Table 1 General specifications of test

Engine type	Liquid cooled 3-cylinder turbo charged engine
Flywheel	Single mass flywheel
Crank pulley	Rigid pulley
Displacement	660 cm ³
Accessory drive belt	Serpentine V-ribbed belt
Filament of belt	Polyethylene terephthalate (PET)
Number of ribs	5 ribs
Material of rubber	Alkylic chloro sulfonated polyethylene rubber (A-CSM)
Tensioner	Fixed tensioner

ルトはPET芯線の5山Vリブドベルトを使用した。駆動された補機はオルタネータ、ウォーターポンプ、エアコンディショナのコンプレッサである。またアイドラの固定位置を変えることでベルト張力を調整した。このアイドラを以下固定テンショナと呼ぶ。詳細なエンジン仕様をTable 1 に示す。

ベルトスリップの検証に当たってはベルトとクランクシャフトプーリの速度を非接触で精度高く測定する必要が

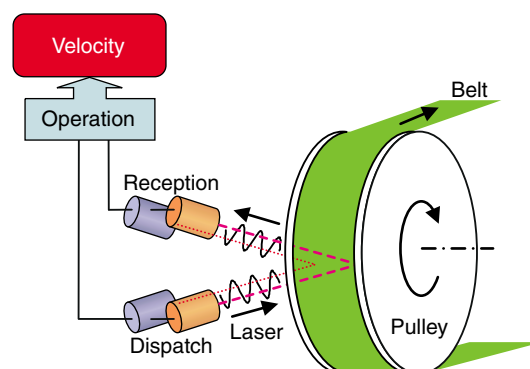


Fig. 7 Measurement of slippage

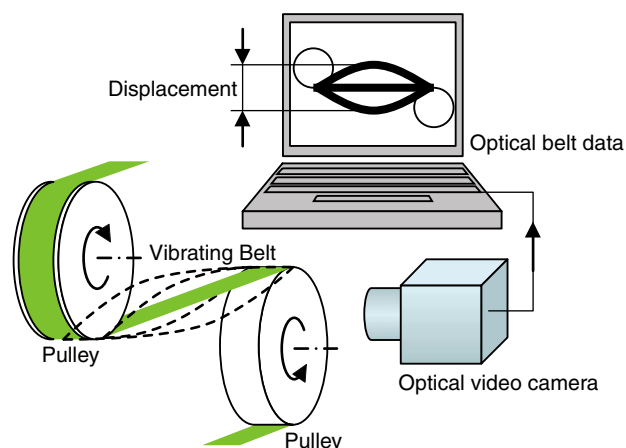


Fig. 8 Measurement of transverse vibration

ある。そこでレーザドップラ方式でそれぞれの速度を測定した。これは被測定物にレーザを照射し反射波と入射波の周波数差から対象の速度を計算する手法を用いた。測定装置の概略を Fig. 7 に示す。

また、弦振動の検証でもベルトの変位を非接触で精度高く測定する必要がある。光学式変位計により非接触でベルトの動きを測定した。この方式では撮影されたベルトの映像を解析し変位量を算出した。測定機の概略を Fig. 8 に示す。

4. 検証結果

シミュレーションの検証では張力変動とスリップおよびベルト弦振動に着目する。これらはベルトの耐久性や音に対して影響を及ぼし縦振動モデルでは予測が難しい現象である。そこでこの3現象で検証をおこなう。

4.1. ベルト張力変動

張力変動はクランクプリー角速度変動とベルトの共振に起因すると考えられる。検証をおこなう3気筒エンジンの場合、弦振動が発生しやすい低速域では回転の1.5次成分がクランクシャフトの角速度変動の主成分となっていた。これは爆発力が慣性力より大きいためである。また、クランクシャフトのねじり振動による角速度変動の時系列データ検証結果を Fig. 9 に、その周波数分析結果を Fig. 10 に示す。この1.5次成分に加えクランクシャフトのねじり固有振動数575Hzによる10.5次角速度変動成分も再現できている。この高周波成分はベルトのスリップに大きな影響を与えることから精度の高い予測が必要であるがシミュレ-

ーションは高周波成分まで含め角速度変動を精度良く表している。

次にベルトの共振に着目する。ベルトの共振にはベルトが進行方向に揺れる縦振動とそれと垂直方向に揺れる弦振動が存在する。まずベルトシステムの縦振動共振を調べるため、クランクシャフトのプリー部にステップ状の角速度変動を与えその応答を調べる。ステップ状の角速度変動はインパルス状の角加速度を生じる。そのためインパルス応答と同等の周波数応答結果が得られる。加振により得られたオルタネータプリーの角速度変動の周波数分析結果を Fig. 11 に示す。このベルトシステムがいくつか持っている縦振動共振モードの中で最も振幅の大きい共振周波数は75Hz近辺にあることがわかる。これはオルタネータの等価慣性重量が大きいいため、オルタネータが中心になって揺れる1次振動モードである。この共振がクランクシャフトの1.5次角速度変動と一致する $75 \times 60 / 1.5 = 3000 \text{rpm}$ にベルト張力変動のピークが発生する。エンジン回転数に対するオルタネータと固定テンション間ベルト張力変動の最大値を Fig. 12 に示す。両者とも3000から3300rpm近辺に張力変動のピークが発生しておりシミュレーションは実際の張力変動を精度良く再現している。3300rpmでのピークの原因としては縦振動共振とクランクシャフト角速度変動1次成分の接近やオルタネータと固定テンション間の弦共振180Hzとクランクシャフト角速度変動3次成分の接近が挙げられる。

4.2. ベルトスリップ

ベルトの耐久性および異音に大きな影響を及ぼす原因としてベルトとプリー間のスリップが挙げられる。過大なス-

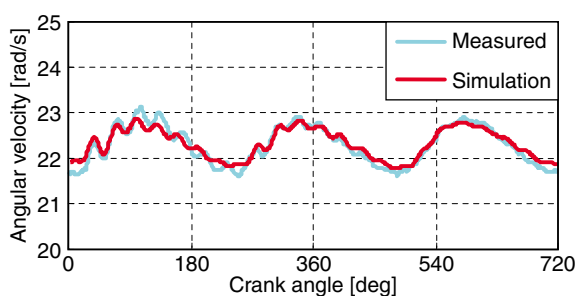


Fig. 9 Measured and simulated crankshaft speed fluctuation

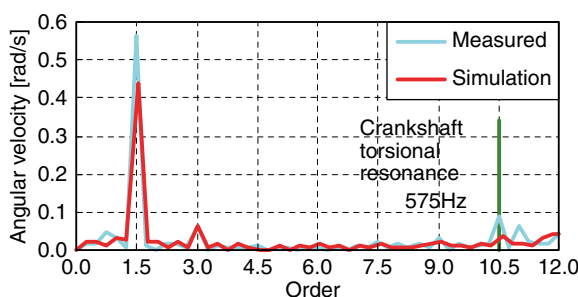


Fig.10 FFT result of crank shaft rotational speed

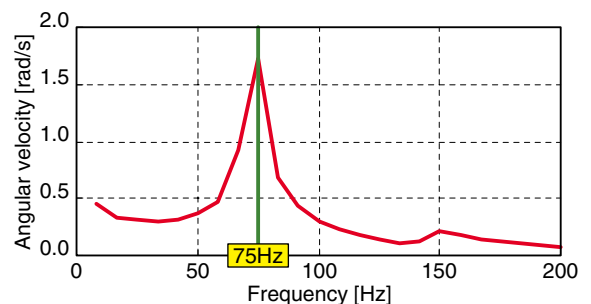


Fig. 11 Step response of angular velocity on alternator

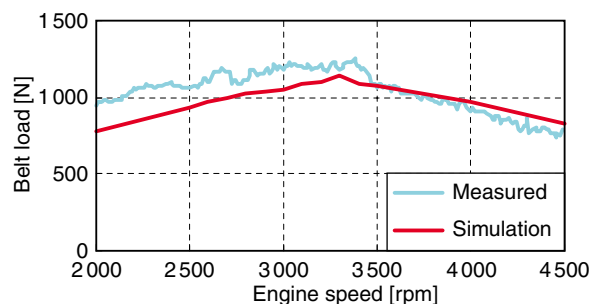


Fig. 12 Maximum value of belt load

リップはベルトの磨耗を引き起こす。またベルトとプーリー間の静摩擦が動摩擦に比べ高い場合ベルトのスティックスリップを引き起こし異音の原因ともなる。そこでベルトスリップに着目し検証をおこなう。

スティックスリップを起こし異音が発生したベルトとスティックスリップが生じていなかった正常なベルトの2種類で検証をおこなう。比較は張力変動とプーリーの角速度変動が大きくスリップを発生しやすい2800rpmでおこなう。その結果を Fig. 13 に示す。左がスティックスリップを起こすベルト、右が起こさないベルトの結果である。スティックスリップを起こすベルトではベルト角速度の瞬間的な減速が速度変動最大値近辺で発生し、ベルトが滑ったことがわかる。一方シミュレーションにおいても試験結果と同一の滑り出しのタイミングでベルトのすべりが再現できており、クランクシャフトの捻り振動特性がスティックスリップに影響を与えていることがわかる。

また、スティックスリップを起こさないベルトではベルトが速度変動最大値近辺で滑ったもののスリップ量が小さく滑らかに滑った様子を的確に再現している。この時使用した摩擦係数を Fig. 14 に示す。スティックスリップを起こすベルトは起こさないベルトに対し低速時に高い摩擦係数を与えることで実際の現象を再現することができている。ここで使用した摩擦係数は一般的におこなわれる測定結果に対して非常に高い値となっている。原因として摩擦係数の設定が考えられる。計算上相対速度の符号が反転すると摩擦力の符号も反転させる必要があり、速度0の時の摩擦

係数が0となる。このため動き始めでスティックさせるために低速時高い摩擦係数を与える必要がある。一方で一般的な摩擦係数の測定は実際のスティックスリップに比べ速度変化が緩慢であり、高い周波数での摩擦係数の変化を正確に捉えていない可能性もある。このようにスティックスリップを予測する場合、実際の挙動と一致するように推察した摩擦係数を用いるのが妥当と考えられる。

4.3. 弦振動

ベルト騒音の原因のひとつとしてベルト弦振動が挙げられる。そこで、弦振動を発生しやすい位置であったオルタネータと固定テンション間のベルト変位量に着目し弦振動の検証をおこなう。

ベルトの弦振動の原因はベルトの張力変動と弦共振と考えられる。クランクシャフトの角速度変動周期とベルト

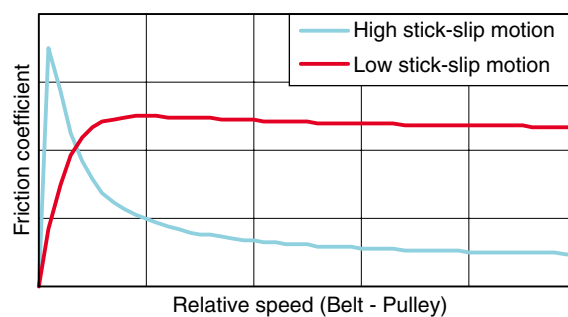


Fig. 14 Slip characteristics for investigated belt designs

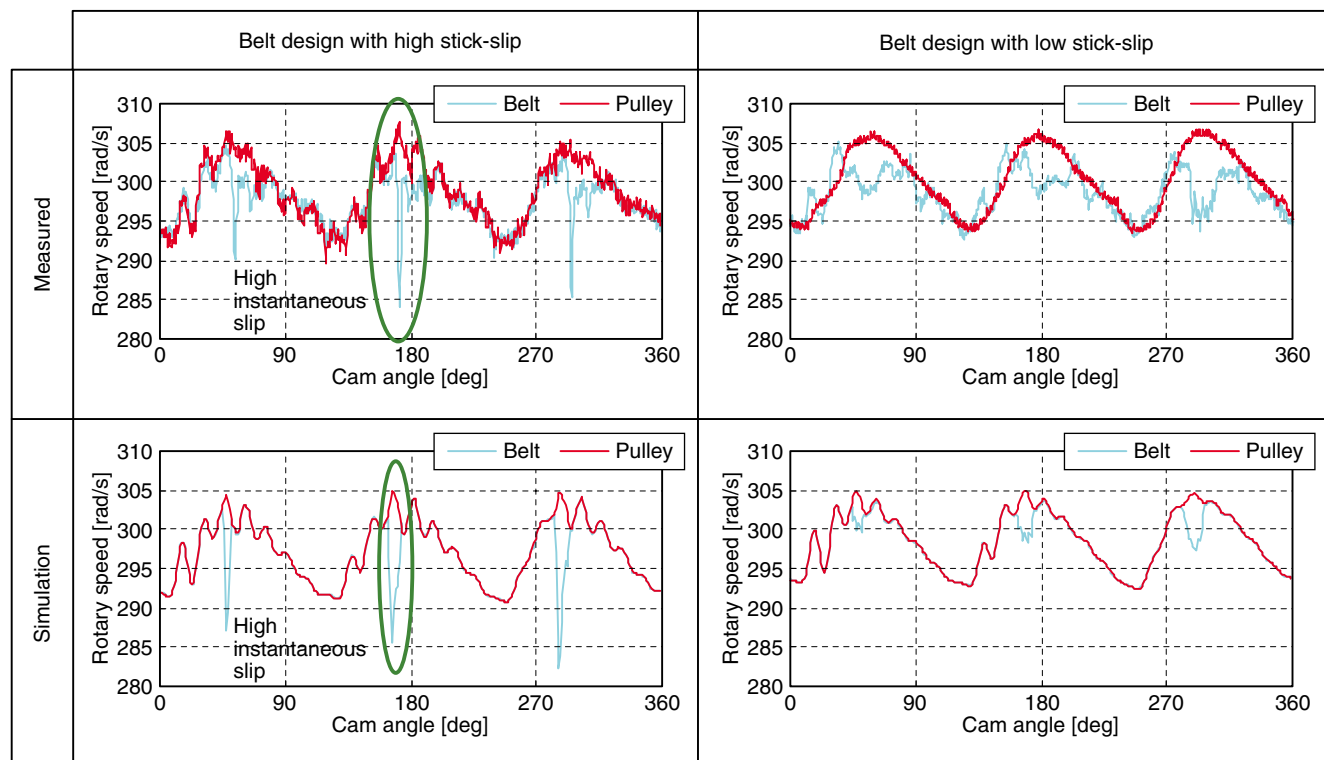


Fig. 13 Stick-slip motion at crankshaft pulley for two different belt designs

システムの縦共振が一致することが張力変動を大きくし、さらにこの張力変動の周期と弦振動の周期が一致することで弦振動を誘発する。この時プリロードに対し張力変動が大きいと弦振動の不安定領域が拡大し、より広い周期でベルトに弦振動が発生する。また、そのほかに弦振動を増大させると思われる原因は、プーリの偏芯、噛み離れ時の摩擦力、ベルト慣性力、ベルト曲げ剛性によるスプリングバック、エンジン振動などが考えられる。これらのうちベルト慣性力、ベルト曲げ剛性によるスプリングバックはセクションバイセクションモデルの中ですでに考慮されている。また、シミュレーションの開発にあたっては初期設計段階での予測を最重要目標とする。そのため、シリンダブロックレイアウトが無いと予測できないエンジン振動は考慮から除外する。これらを考慮に入れた計算結果を Fig. 15 に示す。

2600rpm と 2900rpm でシミュレーションは実際のベルト弦振動を精度良く再現することができる。さらにその 2900rpm でのベルト弦振動周波数解析結果を Fig. 16 に示す。

検証をおこなうエンジンは3気筒であるためクランクシャフト回転 1.5n 次の角速度変動が発生する。そのため 2900rpm では 72.5Hz(1.5次), 145 Hz(3次), 217.5 Hz(4.5次), 290 Hz(6次), 362.5 Hz(7.5次)の 1.5n 次成分(nは整数)が弦振動を支配していることがわかる。また動いているベルトの弦共振は以下の式(3)(4)で表される⁽⁷⁾。これより、オルタネータと固定テンシヨナ間のベルト弦共振周

波数は $f_0=215\text{Hz}$ である。

$$f_0 = \frac{1}{2L} \left[c_0 - \frac{v^2}{c_0} \right] \quad (3)$$

$$C_0 = \sqrt{\frac{T}{\rho}} \quad (4)$$

f_0 : Natural frequency of transverse vibration

L : Span of belt

v : Velocity of belt

c_0 : Transverse wave propagation speed

T : Tension

ρ : Belt mass per length

この時弦共振を引き起こす代表的な張力変動周期は $2/3*f_0=143\text{Hz}$, $f_0=215\text{Hz}$, $2*f_0=430\text{Hz}$ が考えられる⁽⁷⁾。確かに 143Hz, 215Hz 付近でピークが観察できる。しかし、他にも顕著なピークが観察される。これは張力変動が大きいことが原因と考えられる。張力変動を Fig. 17 に示す。このように平均張力に対し変動成分が大きい場合、弦共振の領域が拡大し広い周波数域で弦振動が発生する。そのため、1.5 次から 7.5 次までの幅広い周期で弦振動のピークが発生したと考えられる。

このように、それぞれの起振力と共振を考慮できる本シミュレーションモデルでは弦振動の振幅を精度よく再現できる。

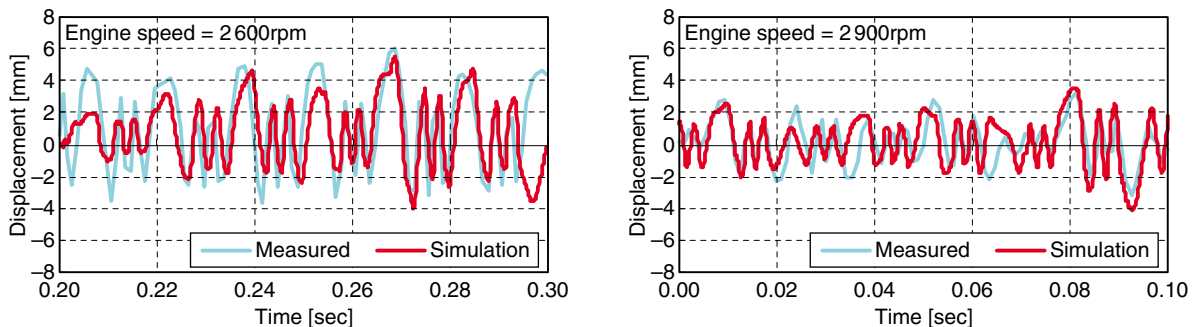


Fig. 15 Transverse belt motion

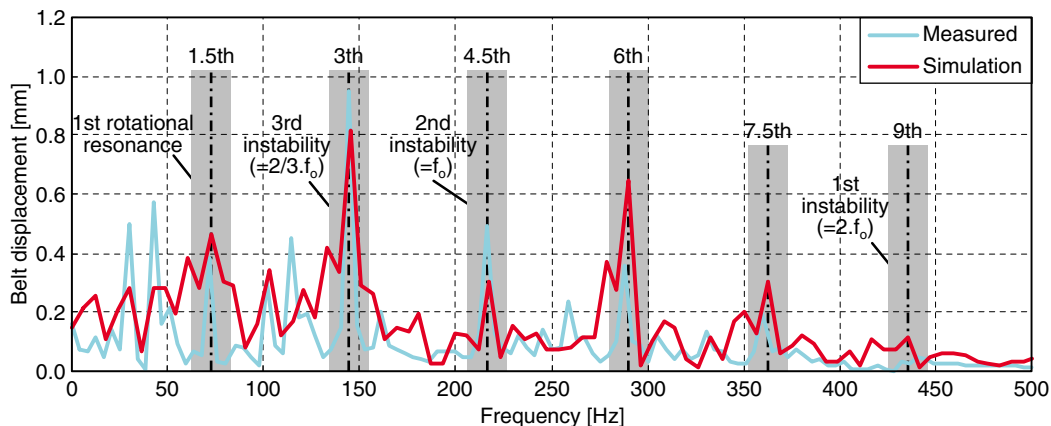


Fig. 16 Frequency contents transverse span vibration at 2900 rpm (300 N belt pre-load)

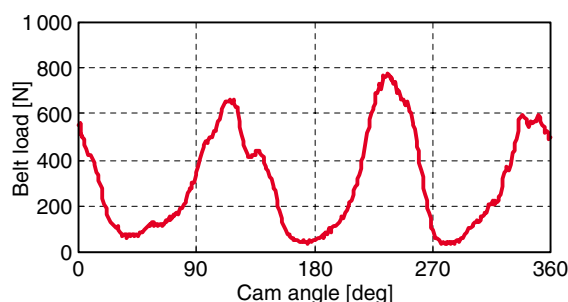


Fig. 17 Belt load between alternator and tensioner

(6) AVL: Tycon User's guide H(2005)

(7) Sauer, B.: Stationäre Schwingungen von Keilriemengetrieben im Frequenzbereich bis 240 Hz, VDI-Fortschrittsbericht, Nr. 160, VDI-Verlag, Duesseldorf (1988)

5. まとめ

セクションバイセクションモデルを用いたシミュレーションで以下の結果を得られ、補機ベルト挙動予測技術を確立した。

- (1) クランクシャフトを含むVリブドベルトモデルを作成し、角速度変動とベルト張力変動を精度よく再現することができた。
- (2) 速度依存摩擦係数を使うことでスティックスリップ状態まで含めた幅広いスリップ状態の予測が可能となった。
- (3) プーリの偏芯、噛み離れ時の摩擦力などを考慮することでVリブドベルトの弦振動を精度よく予測できた。

このように補機ベルトの挙動を予測できることにより設計段階で最適なベルトレイアウトを見出すことが可能となった。

参考文献

- (1) Hwang, S.J., Perkins, N.C.: Super Critical Stability of an Axially Moving Beam Part 1, Journal of Sound and Vibration, No.154(3), p.381-396(1992)
- (2) Pellicano, F., Vestroni, F., Fregolent, A.: Experimental and Theoretical Analysis of a Power Transmission Belt, ASME2000 Vibration and Control of Continuous Systems, Vol.107, p.71-78(2000)
- (3) Hwang, S.J., Perkins, N.C., Ulsoy, A.G.: Rotational Response and Slip Prediction of Serpentine Belt Drive Systems, Journal of Vibration and Acoustics, Vol.116, No.1, p.71-78(1994)
- (4) 栗栖 徹: エンジン補機Vベルトスリップ挙動シミュレーション, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.976, p.173-176(1997)
- (5) Sopouch, M., Takagishi, H., Yoneguchi, H., Thiele, I.: Simulation of belt system dynamics using a multi-body approach, 10. Tagung Zahnriemengetriebe am Institut fuer Feinwerktechnik der TU Dresden, 13./14.9.2005

■著 者■



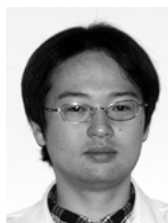
高岸 広



米口 宏



坂本大智



長久保篤史

走行中パーキング投入における挙動解析技術の開発

Development of Parking Lock System Behavior Analysis

山岡 崇 樹*

Takaki YAMAOKA

野上 俊 一*

Shunichi NOGAMI

小林 章*

Akira KOBAYASHI

大本 浩 丈*

Hirotake OMOTO

要 旨

自動車用自動変速機のパーキングロック機構について、誤操作による走行中パーキング投入に対し、パーキングロックが防止できる仕様を求める予測技術の開発をおこなった。現象把握と予測精度向上のため、ギャップセンサを用いて実車でのパーキング構成要素の挙動計測を可能とし、高車速でのパーキングロック発生メカニズムを再現した。予測手法には機構解析を用いて、各構成要素間の衝突を考慮した。予測精度の向上のために、計測結果を基にした反発係数やスプリング減衰力の同定をおこなった。これにより、仕様検討の段階においてレイアウトの制限を考慮しながら、パーキングロックを防止する仕様を予測できるようになった。

ABSTRACT

Parking lock can occur when a driver inadvertently puts the automatic transmission lever into park while the vehicle is in motion. Prediction technology was developed to determine specifications that could help prevent the occurrence of parking lock. In order to understand the phenomenon and increase prediction accuracy, gap sensors were used to measure the behavior of the component elements of the parking lock device in an actual vehicle and parking lock was reproduced in a vehicle moving at high speed. In the prediction, multibody dynamics analysis was used to take into account collisions between component elements. The prediction accuracy was increased by identifying the restitution coefficient and the spring damping force. As a result, it was possible to predict the specifications that could help prevent parking lock from occurring while taking into account various layout restrictions at the investigation stage.

1. まえがき

近年、自動変速機の小型、低コスト化から、そのパーキングロック機構においても、構成要素の小径化、共用化、配置位置の多様化などへの対応と、開発期間の短縮化による短期間での仕様決定が必要とされている。

パーキングロック機構の機能は駐車時の駆動系ロックであるが、走行中パーキング投入する誤操作に対し、逆に駆動系ロックを防止しなければならない。従来も仕様によるロック発生の有無に対して定性的な傾向は把握されており、繰り返しのテスト確認により最終的な仕様熟成をおこなっていた。ただし、テストは実車でおこない、多数の仕様確認には工数を要するため、仕様によるロック発生の有無を予測する技術の構築が求められていた。

しかし、走行中パーキング投入に対して予測技術による

内部現象の考察⁽¹⁾が報告されているが、ロックの再現を目的としたものではなく、パーキングギヤとパーキングポールの衝突に対する定性的な傾向把握に止まっていた。

このシステムに対して、構成要素の高速挙動を把握する計測技術、及び機構解析による予測技術の構築をおこない、定量的に仕様変化による効果を把握し、また予測する事が可能となり、より効率的な開発が可能となったので、その内容を報告する。

2. 開発のねらい

2.1. 機構の説明

自動変速機のポジション切替え装置を Fig. 1 に示す。運転席側のセレクトレバー、変速機側のコントロールシャフト、および両者を直結するワイヤから構成される。レバー操

*栃木研究所

作により、ワイヤを介してコントロールシャフトが回転する。コントロールシャフト上には、パーキングポジション（以下 P ポジション）時駆動系をメカ的にロックするパーキングロック機構が配置されている。

このパーキングロック機構の構成を Fig. 2 に示す。Honda では他社の採用しているコーン式と異なるレバー式の機構を多くの車種で採用している。パーキングブレーキレバー（以下 レバー）のローラを介して、パーキングボール（以下 ポール）が作動してギヤへ噛み込み、駆動系はロックされる。P ポジション以外のレンジでは、ボールはボールスプリングにより回転規制用のストップ側へ押し付けられている。また、停車時にパーキングギヤ（以下ギヤ）の位相によらず P ポジションへのレバー操作を可能とするため、Fig. 3 に示すように待ち機構としてレバーがねじりコイルスプリングを介してコントロールシャフトに組みつけられている。

2.2. 走行中パーキング投入

走行中にセレクトレバーを P ポジションに投入する誤操作をおこなうと、タイヤから駆動され回転しているギヤに、セレクトレバーに直結しているパーキングロック機構のボールは投入されるが、前述の待ち機構によりボールはギ

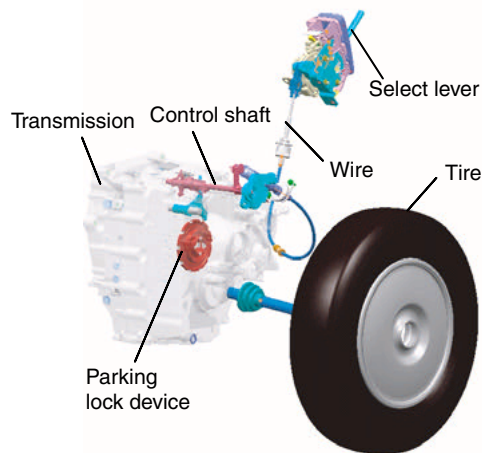


Fig. 1 Position selector

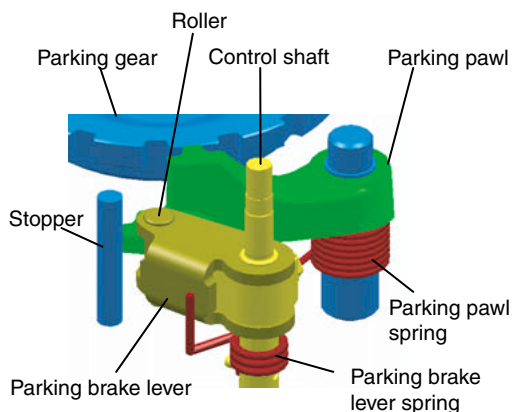


Fig. 2 Components of parking lock device

ヤに弾かれ噛み込まず、パーキングロックは防がれる。しかし、パーキングロック機構の仕様設定が不適切であると、比較的高い車速域でパーキングロックの発生する事が開発途中段階のテスト結果からわかっている。

2.3. 従来開発手法の課題

従来は実車による走行中パーキング投入テストで、ギヤの歯数、歯溝幅、面取り角度、ボール爪の角度、角 R の大きさ、レバースプリングの荷重などの各種仕様の効果確認をおこない、仕様決定していた。しかし、各仕様の効果が定量的ではなく、互いに影響しあうため、要件を満たす仕様の決定に多数のテストを必要とした。

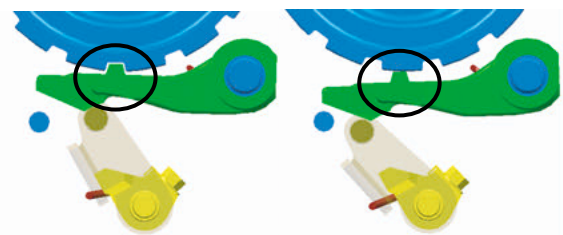
テストは駆動系の慣性マス及び剛性の違いにより、ベンチではなく実車でおこなわれる。計測は車速と加速度のみで、仕様の効果度合いの判定は困難であった。

このため仕様差効果を判定できる計測手法が必要とされ、実車変速機内部のパーキング構成要素の動きを把握できる計測技術の確立が必要であった。

また、自動変速機の小型、低コスト化に伴う構成要素の小径化、共用化、Fig. 4 に示すような配置位置の多様化、及び開発期間の短縮化などへの対応をおこなうために、予測技術の構築も必要とされていた。

そこで、下記をねらいとして開発をおこなった。

- (1) 走行中パーキングロック発生メカニズム再現
 - (2) 走行中パーキングロック予測技術の構築
- 以下に詳細を述べる。



(a) Locked state (b) Unlocked state

Fig. 3 Position of parking pawl and parking gear

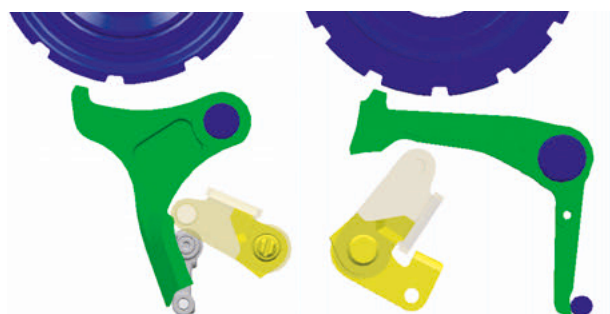


Fig. 4 Variations of parking lock devices

3. 実験解析技術

走行中パーキング投入時に実車変速機内部で起こるパーキング構成要素の挙動計測手法を構築した。これにより、走行中パーキングロックが発生するメカニズムの再現や、各仕様効果の定量的な把握を可能とした。

3.1. センサの選定と配置

計測対象はパーキング機構の構成要素であるボール、レバー、ギヤ、コントロールシャフトの回転挙動である。走行中パーキング投入により各要素は非常に高速で運動するため、高い応答性をもつ計測手法が必要であり、回転角についてもボールのギヤへの噛み込み量判定のできる高い分解能を持つ計測手法が必要である。また、計測はベンチではなく実車でおこなうため、変速機内部に設置できる必要がある。以上より、これらの要求を満足する小型で高応答性、高分解能なギャップセンサ(渦電流式センサ)を採用した。

変速機内部でのセンサの配置を Fig. 5 に示す。ボール挙動は回転方向に配置したギャップセンサから検出した距離を角度に変換し計測した。ストッパの無いレバーの挙動は回転量が大きく、回転方向にセンサを配置できないため、レバー端面に傾斜を設けてセンサを回転方向と直角に配置し計測した。ギヤは歯溝の位相を検出した。コントロールシャ

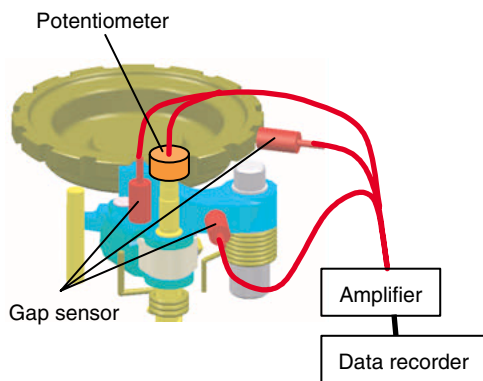


Fig. 5 Sensor layout inside transmission

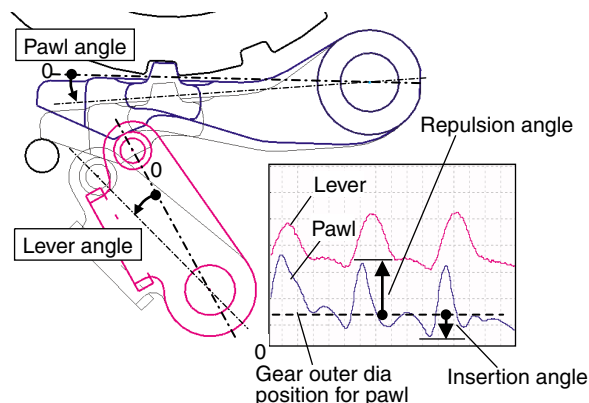


Fig. 6 Definition of pawl and lever angles

フトはケース外側に貫通しているため、ケース外部からポテンショメータで計測をおこなった。Fig. 6は各回転角の定義と出力例を示す。回転角はPポジションでの噛み込み状態を0としている。

3.2. 計測結果

この手法を用いて所定の車速からの投入で得られたレバーとボールの回転挙動の計測結果として、投入から停止までの間のレバーとボールの回転挙動をFig. 7のAに示す。停止までに数千回のボールとギヤの衝突が発生し、ある車速域で非常にボールの噛み込み量と、レバーの弾かれる量が大きくなる車速領域(以下 同期域)のある事をこの結果は示している。各車速域での挙動を考察する。

Fig. 7のBに、同期域における0.1secの間の挙動を示す。ボールはストッパとギヤとの間で回転規制され、ギヤからの弾かれによりその間を振動するが、レバーは回転規制されず、ボールからの弾かれにより大きな回転が発生している。これは、レバーとボールで回転挙動が異なり、レバーはボールに従動していない事を示している。

Fig. 7のCは、同期域よりも低車速域での0.1secの間の挙動を示す。回転量が小さく、ボールとレバーの動きが同じである事から、レバーとボールは離れずに従動している。

また、仕様の異なる計測結果を Fig. 8 に示す。この仕様では同期域が見られず、全域においてギヤとボールは従動している。

3.3. 弾かれ挙動の考察

仕様及び車速により弾かれる量が異なる原因は、大別して二つである。一つは弾かれる量を左右するボール爪部の

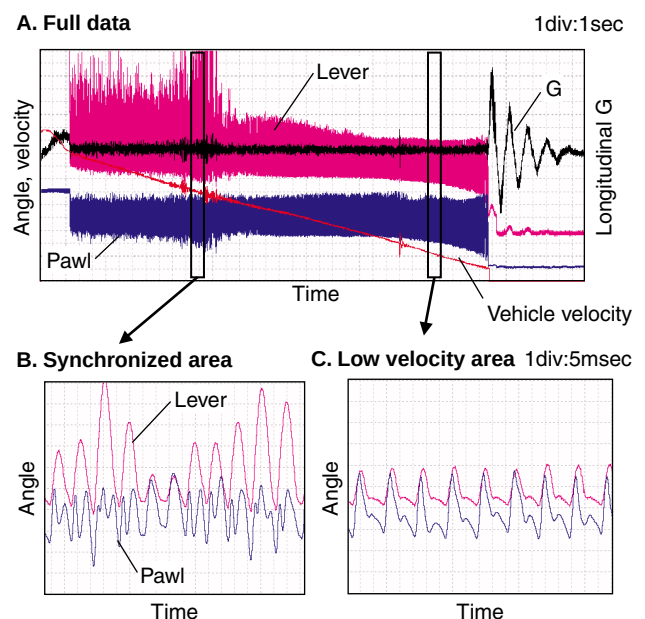


Fig. 7 Example of measurement result

ギヤと接する面の角度、及びボールがレバーのローラと接する面の角度である。ボールの弾かれる量はギヤとの衝突角度と衝突速度に依存する。例として Fig. 9 の A に示すようにギヤ面取り部とボール爪の R 部が衝突する場合には、衝突角度が大きいため衝突面垂直方向への衝突速度成分は大きくなり、ボールの大きな弾かれが生じる。一方、Fig. 9 の B に示すようにギヤの面取り角部とボール爪の端部が衝突する場合には、衝突角度が小さいため衝突面垂直方向への衝突速度成分は小さくなり、ボールの弾かれる量は小さい。同様に、レバーの弾かれる量はボールとレバーのローラとの衝突角度と衝突速度に依存する。

もう一つはタイミングを左右する歯溝の数である。ボールがギヤに弾かれ、レバースプリング荷重やストッパでのねられにより再びギヤに戻った時に、歯溝へ直接入るようにタイミングが一致した場合には、ボールがギヤ外周を摺動し歯溝へ入り込む場合に比べ、噛み込み量は大きくなり、非常に大きな弾かれが生じる。

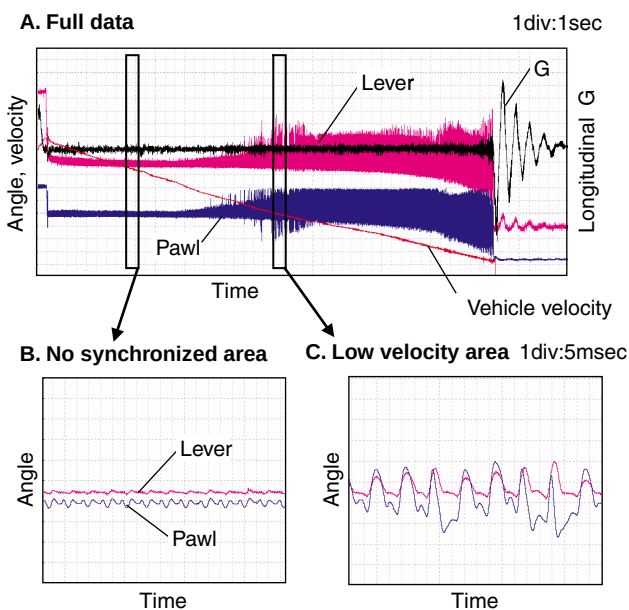


Fig. 8 Measurement result of other variation

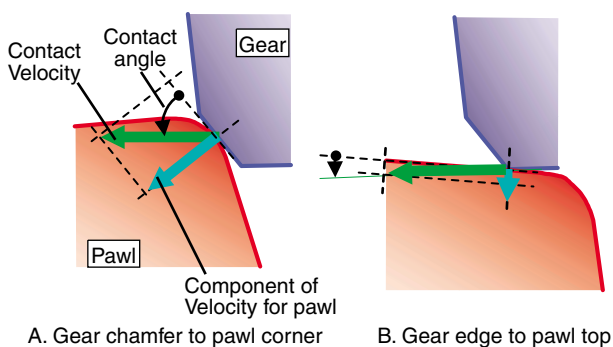


Fig. 9 Contact between gear and pawl

3.4. 走行中パーキングロックのメカニズム

Fig. 10 にボールの回転角(ギヤ噛み込み量)によるレバーの衝突角度変化を示す。ローラがボールのレバー側の角を越えて衝突角度が大きく変化し、Fig. 10 の B のようにレバーの回転方向成分がほとんど発生しなくなった場合に、ギヤがボールを弾き出せずロックが生じる。

しかし、高車速時はボールの噛み込む速度に対しギヤ歯溝の開いている時間が少ないため、レバーとボールが従動している通常の状態では、レバーの押し込み力で歯溝奥までボールが噛み込む事はできない。

上述した位置まで高車速時にボールがギヤへ噛み込むメカニズムを再現するため、開発途上でロックが生じやすかった仕様にてロック発生時の内部挙動計測をおこなった。Fig. 11 にロックが生じる数 msec 前までの挙動を示す。図内の破線はギヤ歯溝が現れるタイミングを示し、太枠内は噛み込み停止の瞬間の挙動であり、合せてこの時の挙動を図示している。ボールの戻り周期と、ギヤ歯溝周期が一致し

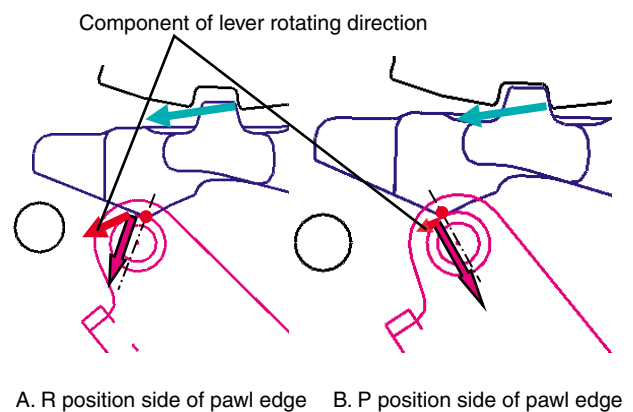


Fig. 10 Relation between lever and pawl

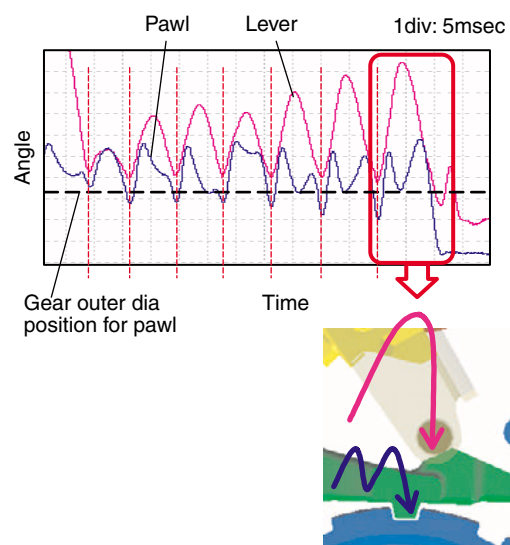


Fig. 11 Parking lock at high speed

始めると、噛み込み量の増大によりポール及びレバーの弾かれる量は大きくなり、これにレバーの戻り周期も同期した場合、ポールは高速でギヤ歯溝奥へ押し込まれ、ロックが発生した。

計測の結果、この特性に大きく影響する因子は、ギヤの回転速度、歯数、レバースプリング荷重、ギヤとポールの衝突角度、及びポールとレバーの衝突角度であった。

4. 予測技術

計測で得られた特性を基に、機構解析によって予測モデルを構築し、仕様による走行中パーキング投入でのロックの発生有無を予測可能とした。

4.1. 予測手法の構築

3.2. 節にて得られた計測結果は、内部挙動が非常に複雑で、互いの挙動が相互に影響し合う非線形な挙動である事を示している。このため走行中でのパーキングロックを予測するには、回転規制や部品間の衝突を考慮してこの挙動を再現する必要があった。そこで予測には衝突と回転挙動を高速で演算できる機構解析を使用した。

Fig. 12に予測に用いたモデルを示す。走行中パーキングロックの再現には車両までを考慮する必要があるが、寄与度分析の結果、モデルをパーキングロック機構周りと駆動系のイナーシャモーメントのみに簡易化している。

モデルでは各部品間の衝突を考慮しており、特にギヤとポール間では面や角等のどの部分同士が衝突するかといったさまざまな衝突形態に対応するため、曲面同士の接触を計算できる接触要素を用いた。計算エラー回避のため、ギヤの面取り角部等のピン角部は解析上微小なRを付加してモデリングしている。

また、計測でポールの噛み込み時に駆動系に振れが発生し、ギヤ側の回転速度に変動が生じていたため、モデルではギヤ側とタイヤ側のイナーシャモーメントを駆動系の振れ剛性相当のバネにて結合した。車体の等価イナーシャモーメントは、タイヤ側に付加している。

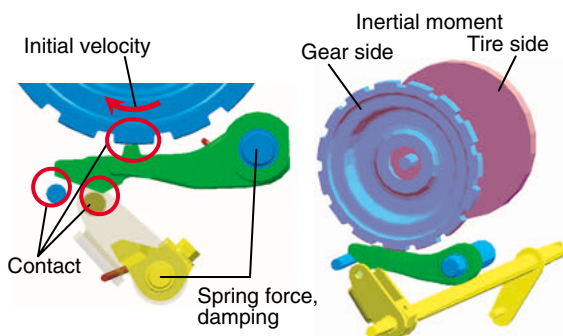


Fig. 12 Simulation model

解析のプロセスは実測と同様に、まずギヤとタイヤを初期回転速度とし、トルクをタイヤ側に与えて減速をおこない、続いてコントロールシャフトをPポジションまで回転させ、走行中パーキング投入の状態を再現している。

解析によるギヤ停止までの内部挙動の予測結果から、ポールの噛み込み量が 3.4. 節で前述した位置まで発生するかにより、パーキングロック発生を判定している。

4.2. 予測精度の向上

4.2.1. レバースプリング部の減衰係数同定

レバースプリング部で発生する減衰は、スプリングの線間摩擦、及びシャフトやレバーとの摺動により発生する。減衰は速度依存であるため、高速挙動するこの機構においては弾かれ挙動の抑制に大きく影響し、予測にはこの同定が不可欠である。この減衰の同定は実際の弾かれ状態の速度にておこなう必要があるが、非常に高速であるため単体で再現するのは困難であった。このため、コントロールシャフトにひずみゲージを貼り、レバースプリング部で発生するトルクを走行中パーキング投入時に計測した。得られた値から計測回転角とバネ乗数より計算されたバネ力を引いて減衰力を求め、減衰係数を得た。

4.2.2. 反発係数の同定

衝突挙動の予測にて考慮される反発係数は、各部品単体の衝突テストをおこない、その挙動を予測にて逆算する事により得られた。得られた値は一般的な値よりも低く、システムの他の部位の影響も含む値となっていると推定される。

4.3. 予測精度の検証

ある機種での、車速に対するポール噛み込み量の計測結果と予測結果を Fig. 13 に示す。太枠内が同期を示している領域である。ポールのギヤへの噛み込み量、同期車速とも良い相関を示している。

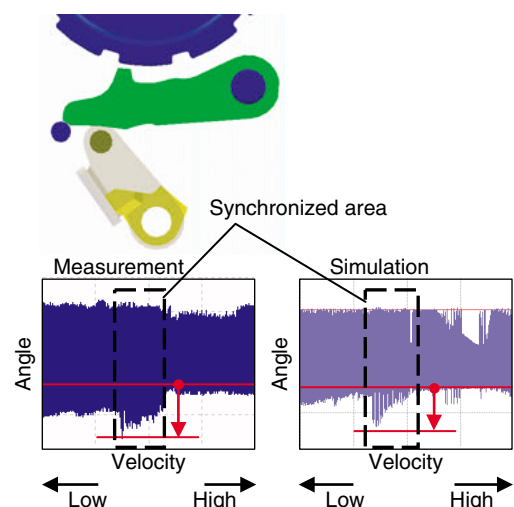


Fig. 13 Comparison between measurement and simulation

5. まとめ

自動車用自動変速機のパーキング機構について、回転挙動を計測可能として、パーキングロックの発生するメカニズムを再現し、その予測手法を構築した。

以下に要点をまとめる。

- (1) 実車走行中にパーキング投入をおこなった場合のパーキングロック機構の回転挙動を、ギャップセンサを用いる事により計測可能とした。
- (2) 計測結果により、高車速パーキング投入で、ギヤの歯溝周期とポールとレバーのギヤに弾かれて戻る周期が同期した時に大きな噛み込みが発生し、パーキングロックの発生するメカニズムを再現した。
- (3) 機構解析により走行中パーキングロックの予測手法を構築し、計測データから得られたブレーキスプリングの減衰係数等により予測精度を向上した。

これにより各種の設置上の制限を考慮しながら、走行中のパーキング投入によりパーキングロックを防止できるパーキング機構の仕様決定が可能となった。

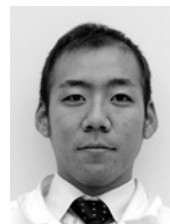
参考文献

- (1) 工藤潔, 若林由浩: オートマチック車パーキングシステムの作動シミュレーション, 自動車技術会, 学術講演会前刷集, No. 954, p.65-68(1995)

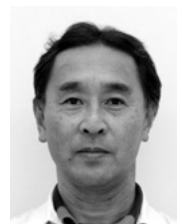
■著 者■



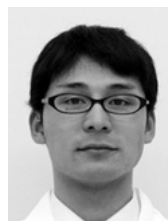
山岡 崇樹



小林 章



野上 俊一



大本 浩丈

二輪車用エンジンの放射音解析

Study of Radiation Noise for Motorcycle Engines

桑 原 博 幸*

Hiroyuki KUWAHARA

三 木 秀 峰*

Hidetaka MIKI

要 旨

二輪車の加速走行騒音低減において、エンジンからの放射音低減はきわめて重要である。エンジン放射音を低減させるためのエンジン放射音解析技術を開発した。エンジン放射音解析においては、ケースやカバーの高周波数に対応した振動解析技術、エンジンに入力される加振力の予測、さらには得られたエンジン表面振動から、音響評価をおこなう解析技術が必要である。今回、それぞれの技術課題を克服し、二輪車エンジンの放射音特性を評価できるようになった。以上の解析を直列4気筒の二輪車エンジンの放射音対策に適用し、試作エンジンにて、加速走行騒音が低減されることを確認した。

ABSTRACT

In reducing the noises emitted by a motorcycle during acceleration, it is very important to reduce the noise radiated from the engine. To reduce engine noise radiation, we have developed an engine-noise-radiation analysis system. In analyzing engine-noise radiation, vibration analysis techniques appropriate for the high frequencies of the engine case and covers, a technique for estimating the excitation force input into the engine, and an analysis technique to assess acoustic output from the measured engine surface vibrations, are required. After overcoming all technical obstacles, our newly-developed system allows assessment of the noise radiation characteristics of motorcycle engines. The above-mentioned analysis method has been applied to reduce noise radiation from an inline four-cylinder motorcycle engine. The reduction of engine noises during acceleration has been confirmed from a modified engine.

1. まえがき

二輪車において、吸排気音や駆動系音などの低減対策が進んできた結果、従来に比較し、エンジン音が音源に占める割合が大きくなっている。今後、さらなる静粛化をおこなうために、エンジン放射音の低減対策が必須である。二輪車エンジンの放射音は、燃焼圧力による起振力だけでなく、トランスミッションがクランクケースと一体構造であることから、ギヤ音に起因することが多い。ギヤ音の周波数は約 3 kHz であり、ケースやカバー表面の振動モードが問題となることが多い。そのため、リブ追加、肉厚増加及びカバー裏側にラバーを鋼板で押さえて表面振動を抑制してきた。今までの音響解析では、加速度計やレーザ振動計を用いて実機エンジンの表面振動速度を測定し、その測

定値を用いて汎用音響解析ソフトで解析していた。これにより、どの部分の音響放射エネルギーが大きいかを判断した。また、エンジン各部の騒音寄与率が詳細に分析できるようになった。しかし、定量的な対策効果は得られないので、従来と同様に重量増やコスト増を伴っていた。したがって、最終的な判断のために、実機振動計測ベースでなく、エンジン表面振動を予測して、定量的な放射音評価が必要である。

二輪車エンジンの騒音エネルギーの周波数別の割合は、Fig. 1 に示すように約 80% が 1 kHz 以上、約 50% が 2 kHz 以上の周波数成分であり、吸気音、排気音などの音源と比較して非常に高い周波数帯域を占めている。放射音解析に用いる構造 FEM モデルは、個々の部品レベルの解析精度向上に対するモデル化手法の設定、部品間の結合条件の設定

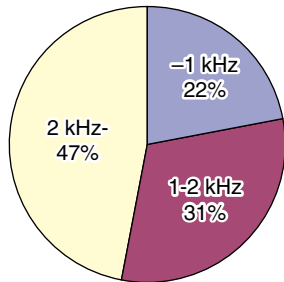
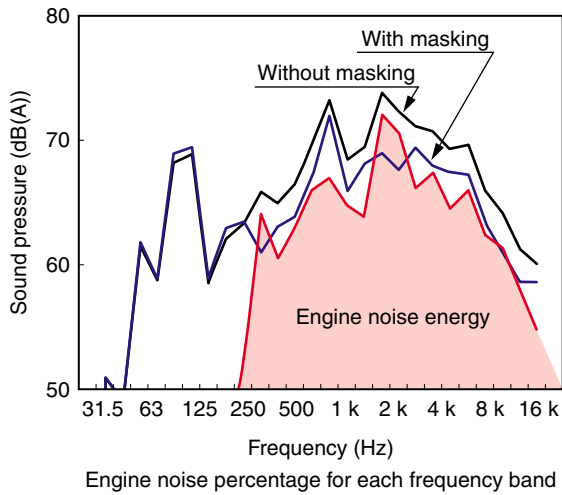


Fig. 1 Engine noise

方法などに最適化手法を適用して決定した。さらに、二つの対策仕様を用いて同一加振力で計算した結果を比較することにより放射音の優劣が相対比較できるかどうかを検討した。その結果、対策仕様を比較するためには、たとえ相対比較であるとしても、実機に近い周波数特性の加振力を入れることが必要であるということがわかった⁽¹⁾。エンジン放射音の解析フローを Fig. 2 に示す。

2. エンジンケースとカバーの FEM モデル

エンジンケースとカバーの FEM モデルは、CATIA-3D モデルから CATIA FEM のオートメッシュ機能を用いて生成した。二輪車エンジンを構成する部品群の例を Fig. 3 に示す。モデルサイズ(約30万節点)は現状の計算リソースを考慮して決定した。さらに、LMS 社の Gateway ソフトウェア

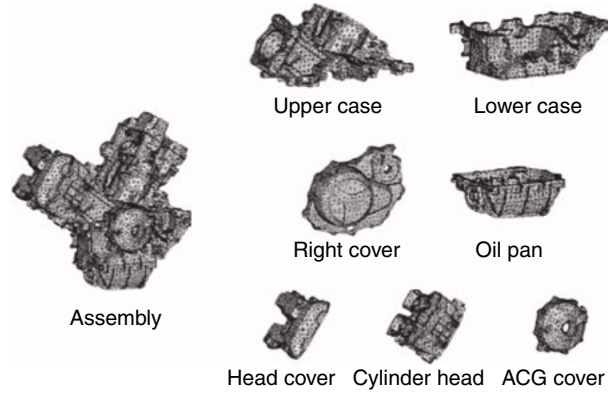


Fig. 3 Parts

アを用いて、すべての部品の実験モーダル解析結果により精度を検証した。周波数誤差や挙動の相関性の指標である Modal Assurance Criterion (MAC) 値を参照してモデル化の際の重要部位や形状ごとのメッシュサイズを決定した。二輪車のクラッチカバーの解析結果を実験結果と合わせるために、ソリッドメッシュのヤング率をパラメータとして、最適化計算を実施した。そのヤング率の変化量を Fig. 4 に示す。これによると、角部や開放部のヤング率を下げるように示され、その部分のメッシュサイズが粗いことがわかったため、全体メッシュサイズや局所メッシュサイズの適正化

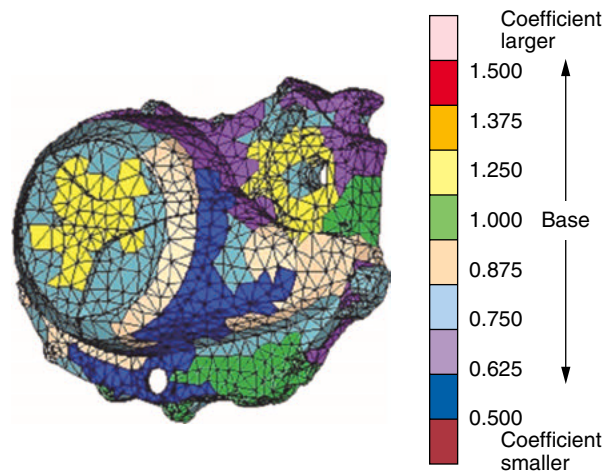


Fig. 4 Coefficient of Young's modulus

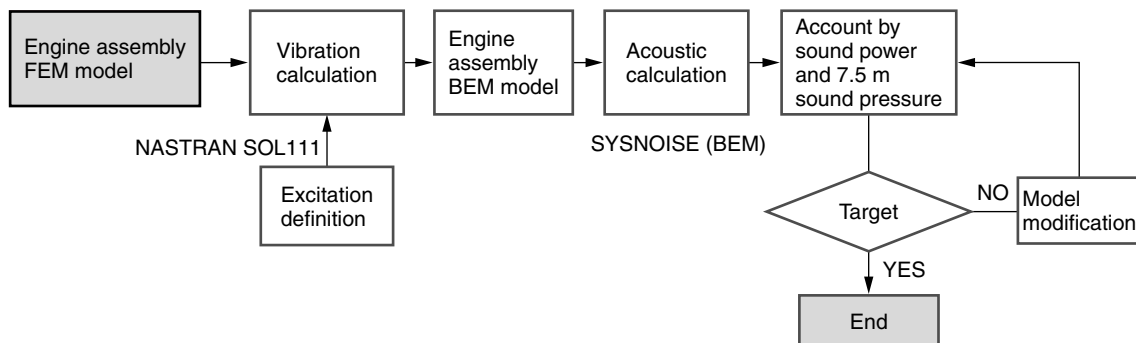


Fig. 2 Analysis flow

を実施した。メッシュサイズの適正化をおこなう前後の伝達関数の変化を Fig. 5 に示す。

各部品間の結合面境界については、GAP解析を用いて事前に結合面の接触領域を計算し、硬く接触する部分にバネを適用する方法⁽²⁾がある。しかし、本手法では部品間の結合面境界のメッシュを合わせないで、それぞれの部品のボルト穴内部を NASTRAN の RBE3 要素で結合し、それぞれの RBE3 要素を6方向のバネ要素で結合している。バネ定数は、エンジンケースとカバーの結合状態の実験モデル解析結果と照らしあわせて決定した。ヘッドカバーのラバーフローティング部分を除き、すべて同一の値である。結合状態での伝達関数の計算と実験の比較を Fig. 6 に示す。結合状態での MAC 値は 1.5 kHz ぐらまでは 0.5 以上であるが 1.5 kHz 以上では、モード密度が高くなるため、伝達関数のレベルで精度を判断した。本モデルは、後述する軸受加振力の同定にも用いるので解析モデルの精度確保が重要である。

3. 実稼動時のエンジン表面加速度測定と軸受加振力の推定

軸受上の加振力を解析的に予測する既存手法としては、特にエンジン部品の強度を保証するため、EXCITE(AVL社)により燃焼圧力からピストンとクランク機構を介して求め

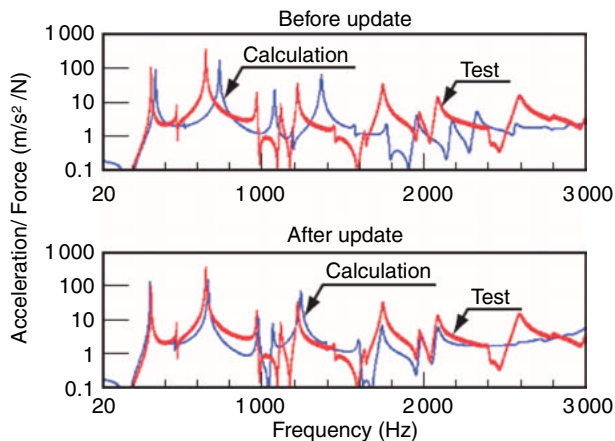


Fig. 5 Transfer function of right cover

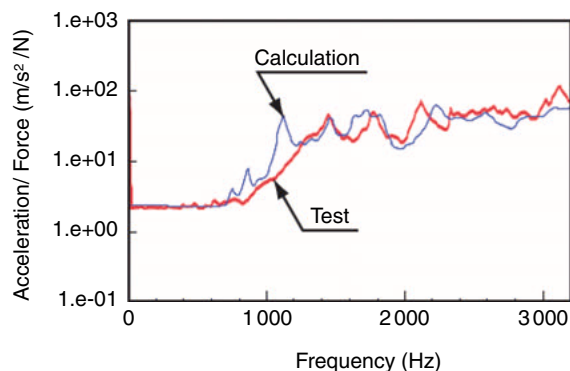


Fig. 6 Transfer function of engine assembly

る方法や軸受応力測定結果から軸受加振力を推定する手法などがあるが、保証精度が 1 kHz 以下であることと、エンジンの加振源が燃焼圧力だけではないために適用しなかった。本研究では、実機エンジン表面の振動を複数点で計測して、逆行列法により仮想の軸受加振力を推定する方法^{(3), (4)}を用いた。何点の軸受加振力を想定すれば、エンジン各部の振動が正しく表現できるかを机上検討し、最低3点あればエンジン挙動が表せられることを確認した。さらに実験的に同時に測定できる測定点条件から仮想の軸受加振をクランクシャフト部2点、トランスミッション部2点の合計4点とした。測定方向はそれぞれ3方向として、合計12自由度の仮想加振力を求めることとした。最終的に48自由度の同時計測結果をもとに、最小二乗法を用いて、12自由度の仮想加振力を求めた。その原理をFig. 7に示す。伝達関数、加振力および加速度の関係は、式(1)で表せるので、逆に加振力は伝達関数の逆数に加速度を掛ければ良いことになる(式(2))。12x48=576個の伝達関数を構造解析で求めて、48個の同時計測の加速度から12個の加振力を求めた。

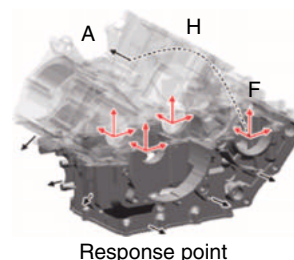
$$A = H * F \quad (1)$$

$$F = H^{-1} * A \quad (2)$$

この逆行列計算は Math Works 社の Matlab ソフトウェアを用いている。推定手法の概念を Fig. 8 に示す。なお、測定点は求める仮想加振力点に近い上下ケースのみを利用している。求めた加振力を用いて振動計算をおこなった結果例を Fig. 9 に示す。本結果は V ツイン 1000 cm³ エンジンでエンジン回転数が約 2800 r/min の結果である。約 3 kHz まで予測されていることがわかる。

4. エンジン放射音予測検証結果

3章で求めた振動結果から、SYSNOISE の BEM の直接法により音響解析を実施した。一方、エンジンダイナモ上で実稼動時の約 700 点のエンジン表面振動計測を実施し、実測結果と計算結果を同一モデルで音響解析を実施した。その結果、音響パワーで 3 dB 以内の精度で計算することができた。解析検証の結果を Fig. 10 に示す。また、音響パワー

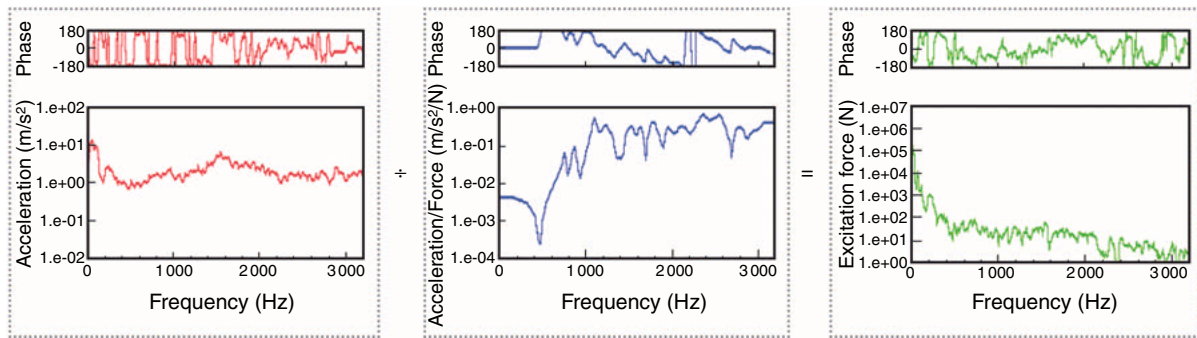


$$\{A\} = [H]\{F\}$$

{A} Acceleration
{F} Excitation force
[H] Transfer function

Response point

Fig. 7 Definition of excitation force



Acceleration (Test) + Transfer function (CAE) = Excitation force (Estimation)

Fig. 8 Estimation of excitation force

のピークである表面音圧分布の比較を Fig. 11 に示す。表面音圧レベル、分布ともに良く予測されていることがわかった。これらの結果から、クラッチカバーやカムチェーンチャンバからの放射音が大きいことがわかった。

5. 実車適用事例

本解析手法を直列4気筒1000 cm³エンジンに適用した事例を示す。エンジンの3Dモデルを Fig. 12 に示す。加

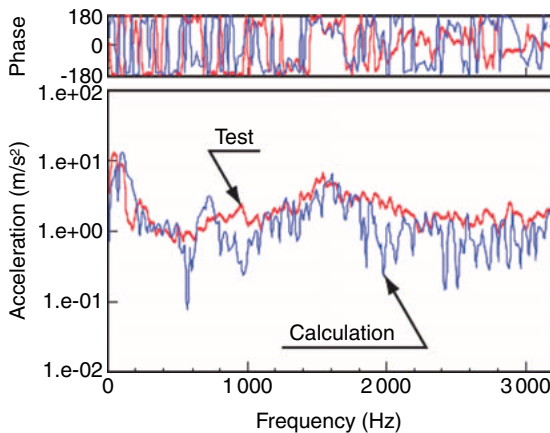


Fig. 9 Comparison of responses between test and calculation

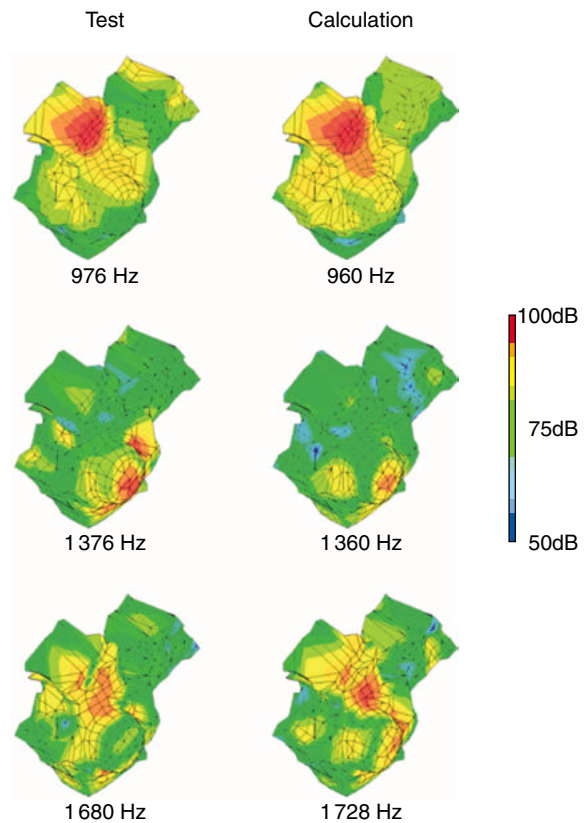


Fig. 11 Comparison of sound pressure distributions between test and calculation

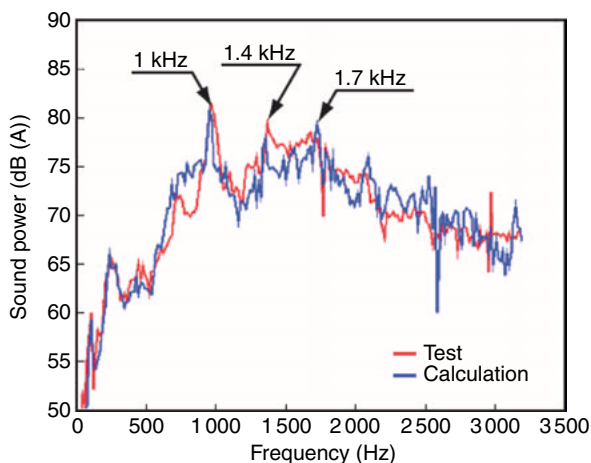


Fig. 10 Comparison of sound powers between test and calculation

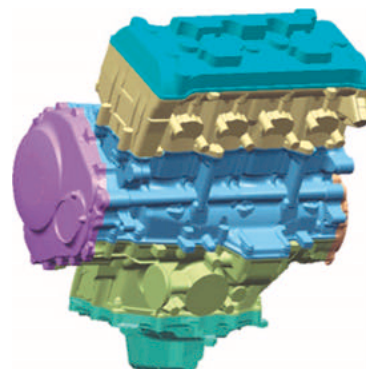


Fig. 12 Engine 3D model

振力同定のため、上下ケース 16 点 3 方向の振動計測をエンジン回転数約 4 900 r/min で実施した。その表面加速度の計測結果を Fig. 13 に示す。また、計測結果をもとに仮想加振力の計算結果を Fig. 14 に示す。Fig. 13, 14 からわかるように、Vツイン 1 000 cm³ の事例 (Fig. 9) とは異

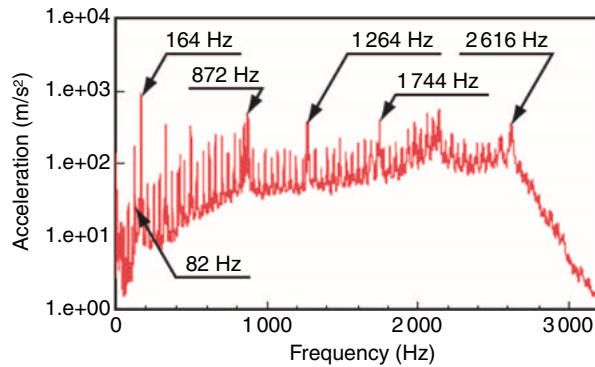


Fig. 13 Measured surface vibration

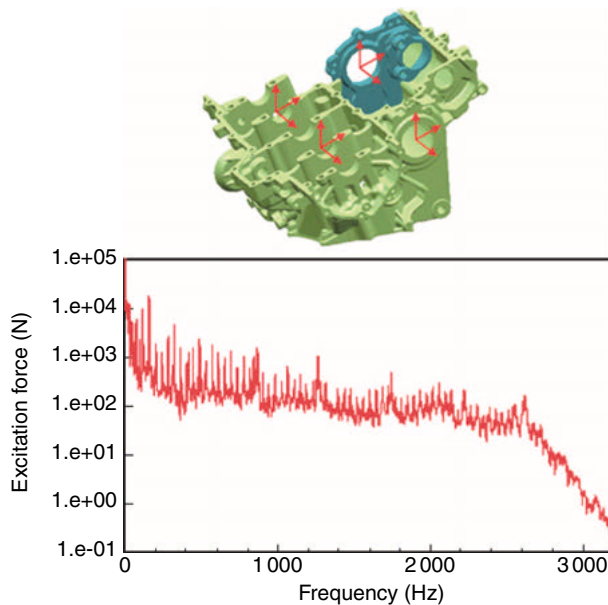


Fig. 14 Estimated excitation force

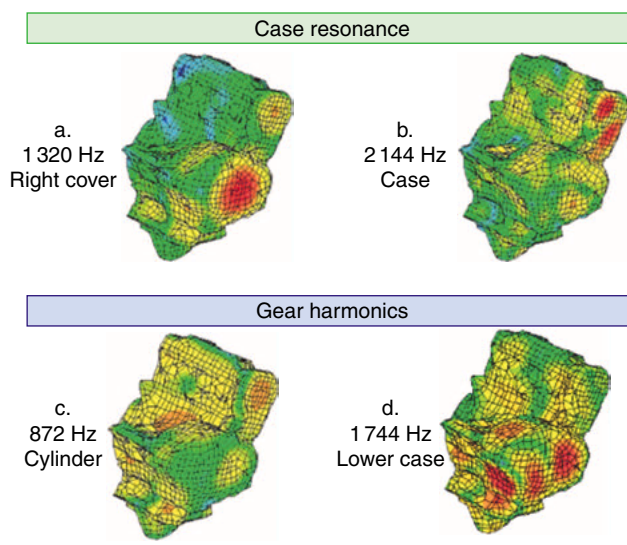


Fig. 15 Calculation result (sound power and surface pressure distribution)

なり、ギヤのかみ込み周波数の寄与が大きいことがわかる。これらの結果を用いて音響解析を実施した。エンジン音響パワーおよびピーク周波数の表面音圧分布を Fig. 15 に示す。これらの結果から、周波数ごとに放射部位が変化していることがわかる。それぞれの音響解析結果に対応する対策内容 (Fig. 16) を検討し、リブ追加、肉厚増加等を施

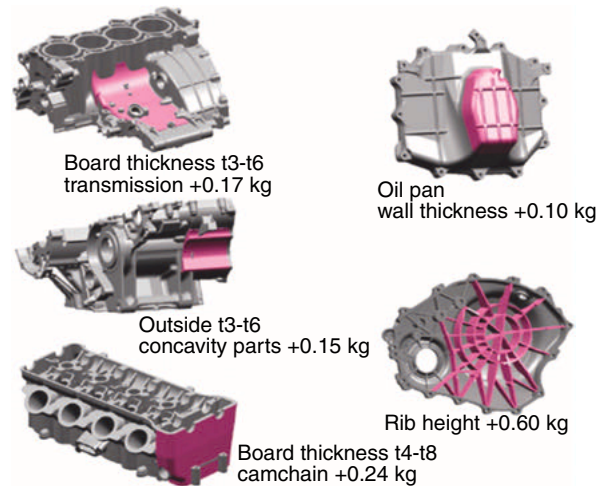


Fig. 16 Modified case and cover

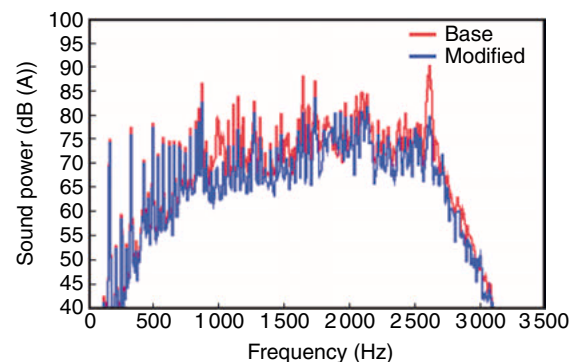
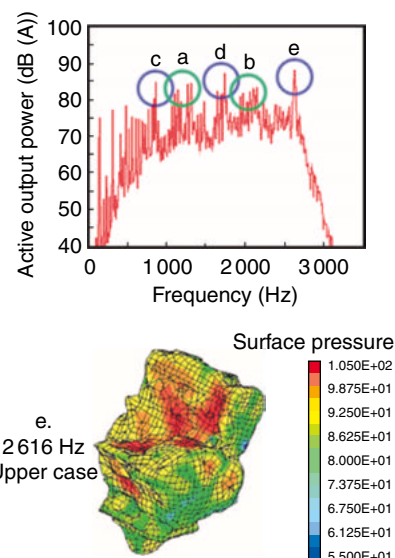


Fig. 17 Comparison of sound powers between base and modified case and cover



して計算した音響パワーの変化を Fig. 17 に示す。音響放射パワーのオーバーオールで約 3 dB の低減効果が得られた。また、対策前後の表面音圧分布の変化を Fig. 18 に示す。それらの対策効果を確認するため、砂型鑄造のエンジンケースとカバーの組合せで対策効果を確認した結果、Fig. 19 に丸で示されている 4 仕様の実走テストを実施した。その結果、Fig. 20 に示すように計算した音響パワーの低減効果と実機の走行騒音レベルの低減には相関が見ら

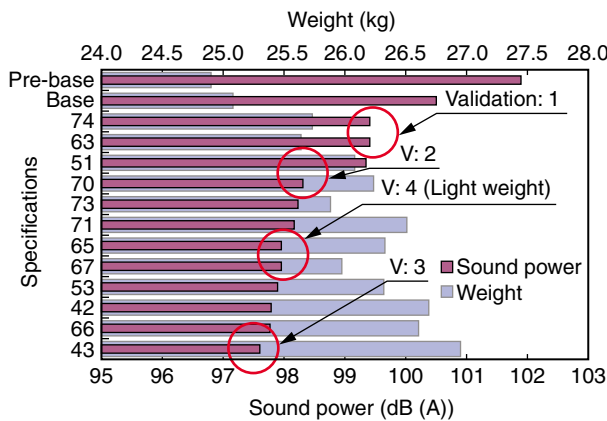


Fig. 19 Sound power versus weight

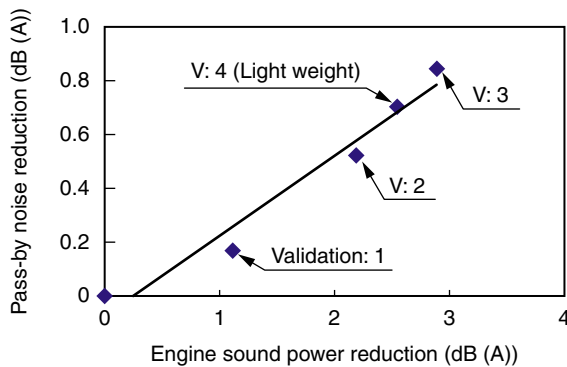


Fig. 20 Effect of engine sound power reduction

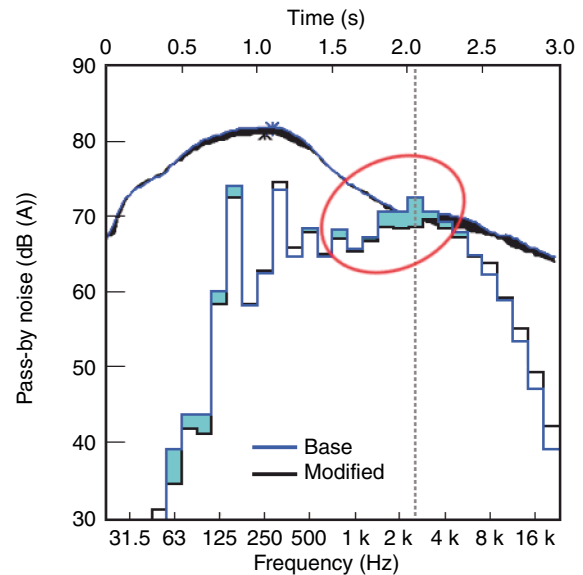


Fig. 21 Pass-by noise

れた。また、Fig. 21 に示すようにエンジンに起因する走行騒音の周波数が低減することがわかった。走行騒音で約 0.8 dB の低減が図られ、エンジンの走行騒音寄与率から見ても、妥当な結果である。

経験則により理解できている騒音低減手法ではあるが、本解析を通じて改めて以下について把握することができた。

- ・ギヤ噛み込み周波数と各部品の共振周波数を一致させない。
- ・共振ピークが重ならないように、各部品の共振周波数を分散させる。
- ・弱点部位の剛性を高めて振動レベルを低減させる。
- ・1 kHz 以下のギヤ噛み込み周波数の最初の共振ピークをなるべく高くする。
- ・マスを付加して、応答レベルを下げる。

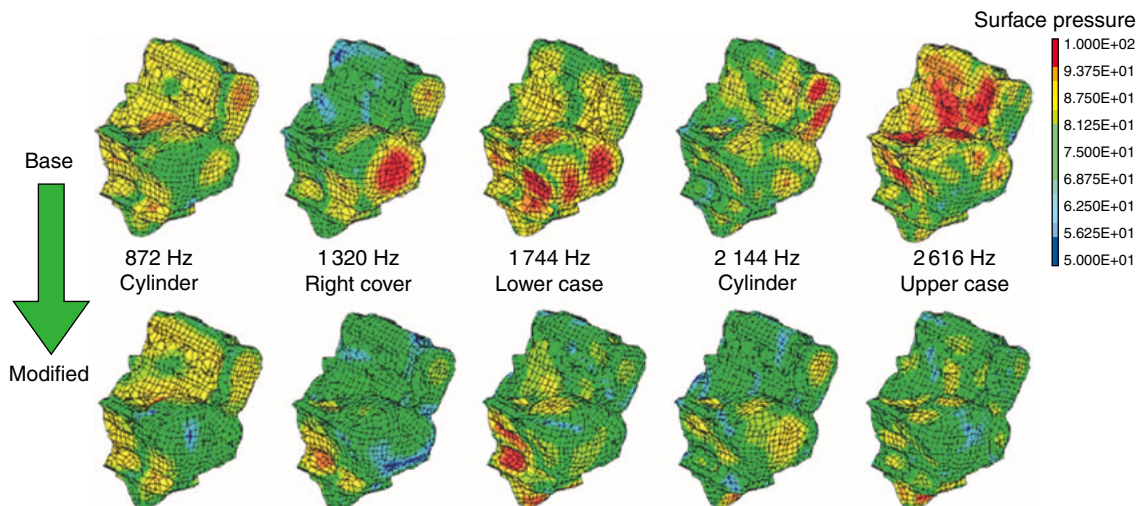


Fig. 18 Comparison of sound pressure distributions between base and modified case and cover

6. まとめ

- (1) 実機を用いて聴診器や加速度計で振動部位を特定して対策法を検討するトライアンドエラー手法に替えて、本技術により、机上で放射音対策効果を定量的に判断することができるようになった。
- (2) 試作したケース、カバーの対策内容に応じた走行騒音低減の検証結果が得られ、放射音解析の有効性が確認できた。

今回、軸受加振力として実機計測結果を元に実施した。今後は、エンジン内の部品を解析に取り込み、燃焼圧力やギヤの伝達誤差による変位加振力による軸受加振力を予測し、図面データを用いて計算できるようにしたいと考えている。

参考文献

- (1) 坂口和貴, 斉藤和弘: トランスミッションケース放射音特性予測評価法の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.17, No.1, p.42-45
- (2) 桑原博幸, 福井要治: 二輪車の振動予測における結合部のモデリングについて, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.2, p.167-174
- (3) Sumi K., Yamamoto K., Gielen L.: Development of Hybrid Model for Powerplant Vibration, SAE paper 1999-01-1656
- (4) 酒井竜英, 寺田匡弘, 小野修一, 神村直毅: 室内音予測を目的としたヴァーチャルピークル解析手法, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.2, p.195-204

■ 著 者 ■



桑原 博幸



三木 秀峰

実験モード解析を用いた船外機のエンジンマウント特性同定の研究

Research on Engine Mount Characteristics Identification of Outboard Motor
Using Experimental Modal Analysis

岡田 毅*
Takeshi OKADA

塩見 和之*
Kazuyuki SHIOMI

池野 哲朗*
Tetsuro IKENO

要 旨

船外機のエンジンマウントの振動特性を把握することを目的に、船外機から直接エンジンマウントの動剛性を求める手法の研究を行なった。

まず、船外機の実験モード解析から得られるモード特性から、物理座標のエンジンマウントの動剛性を同定する手法を構築した。有限要素法を用いた船外機モデルの計算結果を用いてこの手法を検証したところ、高い精度で動剛性を算出できることが証明できた。

次にこの手法を小型船外機 BF5(3.7kW)と大型船外機 BF225(165kW)の2機種に適用した。実験モード解析結果からエンジンマウントの動剛性を同定し、従来手法である単体動ばね試験結果との比較を行なった。その結果、推力が付加された状態や、船外機支持構造の剛性が低い状態でも、本手法は従来手法よりもエンジンマウントの動剛性を適切に算出できることがわかった。

ABSTRACT

Research was conducted on a method which can directly determine the engine mount dynamic stiffness in an outboard motor to gain a better understanding of the engine mount vibration characteristics of an outboard motor.

First, a method was established to identify the dynamic stiffness of the engine mount in a physical coordinate system using modal parameters acquired from experimental modal analysis. Using the calculation results obtained by the finite element method applied to the outboard motor model, it was revealed that this method has the ability to identify dynamic stiffness with high accuracy.

Next, the method was applied to two outboard motor models, the small BF5(3.7kW) and the large BF225 (165kW). The dynamic stiffness of the engine mount was identified by the results of experimental modal analysis and it was compared to the result obtained by the conventional method using the dynamic stiffness measurement equipment. The results show that this method can identify the engine mount dynamic stiffness more adequately than the conventional method, even when the engine mounts are subjected to loads corresponding to thrust force or even in the case that the stiffness of the parts supporting an outboard motor is low.

1. まえがき

船外機のエンジンは 2 kW クラスの単気筒で小型のものから 180kW を超える V 型 6 気筒などの大型までさまざまで、重量、形状、構造の異なる世界各地の多種多様なボートに搭載されている。エンジンの発生する加振力はエンジンの種類ごとに多様であるうえ、ボートごとの振動系や音場も多様なので、船外機とボートの組み合わせ系の振動や騒音の発生は千差万別である。このことが、モータサイクルや

＊朝霞東研究所

自動車のようなエンジンと車体がセットで開発される製品の振動騒音問題との違いのひとつであり、分析や対策を難しくしている。

一方、ボートの振動騒音は、モータサイクルや自動車と同様に絶対値を低減するばかりでなく、より快適な音や振動が強く求められる。そのため船外機には船外機本体の振動騒音の低減だけでなく、どのように搭載すればボートの振動騒音を改善できるかということも重要になってくる。船外機の振動低減とエンジンマウントの最適化に関しては

振り子マウント法による船外機の振動低減の例⁽¹⁾が報告されている。しかし、前述のような理由でボートを含めた振動騒音の分析や対策は個別の対応となるため、系統だった研究は難しく報告例もわずかである。

このような複雑な構造系の振動騒音の分析をする技術としては伝達経路解析という手法が知られている^{(2), (3)}。これは自動車などの実際の構造物において力がどのように伝達していくかを分析する技術である。伝達力の同定は、動ばね定数⁽⁴⁾を用いる動ばね法と伝達関数の逆行列を用いる逆行列法が代表的である。前者は物理座標の動剛性を直接用いるため、構造物の特性や形状の変更効果を容易に扱える半面、マウンティングフレーム等の船外機支持部分の剛性や非線形特性の影響を受けやすく精度の確保が難しい。後者は、精度は改善される傾向にあるものの構造物の特性や形状の変更効果を扱うことが難しい。

船外機とボートの組み合わせ系の振動騒音の分析や対策を行なうには、船外機とボートのさまざまな組み合わせに対し扱いやすく精度の高い伝達経路解析が求められる。このような背景から実験的に船外機のエンジンマウントの動特性を解明する試みを行なった⁽⁵⁾。これは、組み立て状態のボートと船外機に対して実験モード解析を行ない、直接、物理座標の動剛性を算出する方法である。この方法が確立できれば、自重や推力を付加した状態でのエンジンマウントの動剛性を求めることができる。したがって、エンジンからボートに伝わる力を正確に把握できるようになり、振動騒音の分析精度が向上する。

2. エンジンマウント動剛性同定手法

Fig. 1にエンジンマウント動剛性同定手法の概要を示す。

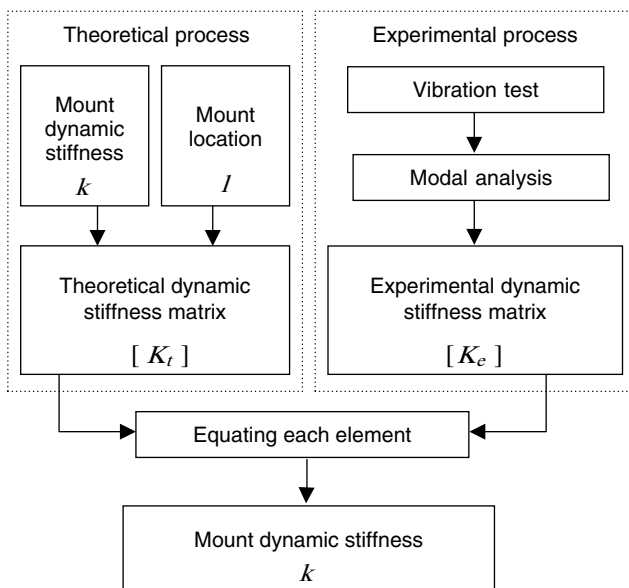


Fig. 1 Outline of engine mount dynamic stiffness identification method

理論式から振動系の動剛性行列を算出するとともに、実験からも動剛性行列を算出する。両者の行列成分を等価として連立方程式を解き、各エンジンマウントの動剛性を同定する。

2.1. 理論的動剛性行列の算出

各マウントラバー部は Fig. 2 のようにモデル化する。ひとつのラバーを4箇所の動剛性に分け、1箇所につき3方向の並進剛性、 k_x , k_y , k_z を定義する。これでマウントの回転剛性を並進剛性で表現できる。

また、船外機や、それを支持するマウンティングフレーム部分はマウントラバーと比較して剛性が高いと仮定する。そこでマウントラバー以外の部分を剛体としてモデル化することにより、マウントラバーで支持された船外機は6自由度系となる。したがって、力の釣り合い式は(1)のように書ける。

$$[K_t] \{u_o\} = \{f\} \quad (1)$$

ここで、

$$\{u_o\} = \{x_o \ y_o \ z_o \ \theta_x \ \theta_y \ \theta_z\}^T$$

$$\{f\} = \{f_x \ f_y \ f_z \ T_x \ T_y \ T_z\}^T$$

u_o は変位、 f は力である。

また、理論的動剛性行列 $[K_t]$ は式(2)のように表現できる。

$$[K_t] = \begin{bmatrix} K_{11} & & & & & \\ 0 & K_{22} & & & & \\ 0 & 0 & K_{33} & & & \\ 0 & K_{42} & K_{43} & K_{44} & & \\ K_{51} & 0 & K_{53} & K_{54} & K_{55} & \\ K_{61} & K_{62} & 0 & K_{64} & K_{65} & K_{66} \end{bmatrix} \quad \text{SYM.} \quad (2)$$

ここで、

$$K_{11} = \sum_{i=1}^n k_{xi}, \quad K_{22} = \sum_{i=1}^n k_{yi}, \quad K_{33} = \sum_{i=1}^n k_{zi}$$

$$K_{42} = - \sum_{i=1}^n l_{zi} k_{yi}, \quad K_{43} = \sum_{i=1}^n l_{yi} k_{zi}$$

$$K_{51} = \sum_{i=1}^n l_{zi} k_{xi}, \quad K_{53} = - \sum_{i=1}^n l_{xi} k_{zi}$$

$$K_{61} = - \sum_{i=1}^n l_{yi} k_{xi}, \quad K_{62} = \sum_{i=1}^n l_{xi} k_{yi}$$

$$K_{44} = \sum_{i=1}^n (l_{zi}^2 k_{yi} + l_{yi}^2 k_{zi}), \quad K_{54} = - \sum_{i=1}^n l_{xi} l_{yi} k_{zi}$$

$$K_{55} = \sum_{i=1}^n (l_{zi}^2 k_{xi} + l_{xi}^2 k_{zi}), \quad K_{64} = - \sum_{i=1}^n l_{xi} l_{zi} k_{yi}$$

$$K_{65} = - \sum_{i=1}^n l_{yi} l_{zi} k_{xi}, \quad K_{66} = \sum_{i=1}^n (l_{yi}^2 k_{xi} + l_{xi}^2 k_{yi})$$

K はマウントラバーの動剛性, l はマウントの位置, n はマウントの数, 添え字 i はマウント番号を示す。つまり, 理論的動剛性行列 $[K]$ は未知数であるマウントラバー剛性 k により式(2)のように定式化できる。

2.2. 実験的動剛性行列の算出

次に振動試験の結果から剛性行列 $[K_e]$ を算出する手法について説明する。

まず, Fig. 3 のように固定された船外機を加振し, 船外機がほぼ剛体として振動する最初の6モードの固有振動数と固有モードベクトルを求める。船外機を剛体と仮定すると, あるモードの固有モードベクトルは並進3, 回転3の計6自由度成分で表すことができる。測定点 i についての正規固有モードベクトル $\{\phi_i\}$ と剛体運動を表す6自由度成分の $\{\phi_0\}$ の関係は式(3)となる。

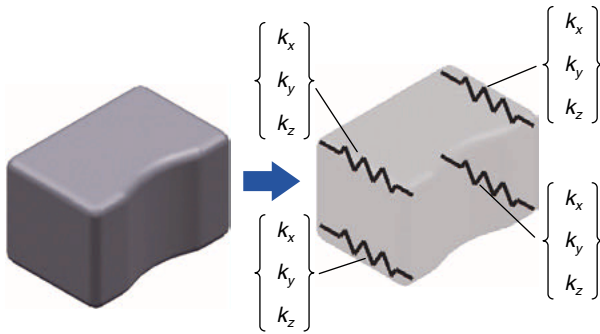


Fig. 2 Modeling of rubber mount



Fig. 3 Outboard motor BF5

$$\{\phi_i\} = [T_i] \{\phi_o\} \quad (3)$$

ここで,

$$\{\phi_i\} = \{\phi_{xi} \quad \phi_{yi} \quad \phi_{zi}\}^T$$

$$[T_i] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_i & -y_i \\ 0 & 1 & 0 & -z_i & 0 & x_i \\ 0 & 0 & 1 & y_i & -x_i & 0 \end{bmatrix}$$

$$\{\phi_o\} = \{\phi_{xo} \quad \phi_{yo} \quad \phi_{zo} \quad \phi_{\theta_x} \quad \phi_{\theta_y} \quad \phi_{\theta_z}\}^T$$

$[T_i]$ は座標変換行列である。 x, y, z は測定点位置座標, i は測定点番号を示す。測定点数を P 点として, すべての測定点について式(3)をまとめると式(4)のようになる。

$$\{\phi\}_{3P \times 1} = [T]_{3P \times 6} \{\phi_o\}_{6 \times 1} \quad (4)$$

この式を変換して剛体モード行列 $\{\phi_0\}$ を算出する。

$$\{\phi_0\} = ([T]^T [T])^{-1} [T]^T \{\phi\} \quad (5)$$

6モードすべてに対して式(5)の操作を行なうと 6×6 の剛体モード行列 $[\Phi_0]$ が得られる。

最後に剛体モード行列 $[\Phi_0]$ と不減衰固有角振動数の2乗を対角に持つ行列 $[\Lambda]$ から, 実験的剛性行列 $[K_e]$ を算出する。

$$[K_e] = [\Phi_0^T]^{-1} [\Lambda] [\Phi_0]^{-1} \quad (6)$$

2.3. エンジンマウントの動剛性の算出

式(2)の理論的動剛性行列 $[K]$ の非ゼロ成分部分と式(6)の実験的動剛性行列 $[K_e]$ の成分は等価とすると, 15の方程式を得ることができる。これらを未知数であるマウントラバー動剛性に関する連立一次方程式の形に書き換えると次のようになる。

$$[L] \{k\} = \{b\} \quad (7)$$

ここで

$$\{k\} = \{k_{x1} \quad k_{y1} \quad k_{z1} \dots\}^T$$

$$\{b\} = \{K_{e11} \quad K_{e22} \quad K_{e33} \dots\}^T$$

未知数の数を m とすると, 行列 $[L]$ はマウントラバー位置座標からなる $15 \times m$ の行列, $\{k\}$ は未知のマウントラバー動剛性からなる $m \times 1$ の列ベクトル, $\{b\}$ は式(6)の成分からなる 15×1 のベクトルである。式(7)において, $m=15$ であり, かつその配置による行列 $[L]$ がフルランクとなれば, マウントラバー動剛性 k は一意的に算出できる。

しかしながら, 実際のマウント配置では, 仮に $m=15$

と設定しても、この行列 $[L]$ がフルランクとならない場合がある。その場合はいくつかのマウントラバー未知数は他のものと同じであると設定し、マウントラバー動剛性を求める。

3. FEMモデルを用いたシミュレーション

本同定手法を実機に適用する前に、船外機とエンジンマウントを有する有限要素法(以下FEM)モデルに対して本手法を適用し、その妥当性を確認した。

Fig. 4 に FEM モデルの形状を示す。船外機形状は 4.1 節で実機検証する BF5 とほぼ同じ形状とした。マウントラバーは上下、左右の4箇所船外機を支持し、左右のマウントラバーは同一の動剛性を有する。マウントラバーの外側を拘束した条件で固有値解析と周波数応答解析を行ない、その結果の固有振動数、固有モードベクトル、任意の点の周波数応答結果を用いてマウントラバーの動剛性を同定した。

3.1. マウントラバーのモデル化方法

各マウントラバー部はX, Y, Z方向の剛性を有するものとして同定するが、2.3 節で述べたようにマウントラバー配置によっては行列 $[L]$ がフルランクとならないため、いくつかのマウントラバーは同じ動剛性として解くことになる。今回の FEM モデルではアッパーマウントラバーとローアマウントラバーのZ方向の動剛性がそれに相当する。アッパーマウントラバーとローアマウントラバーの配置は左右と前後の位置が同じであるため、Z方向の変

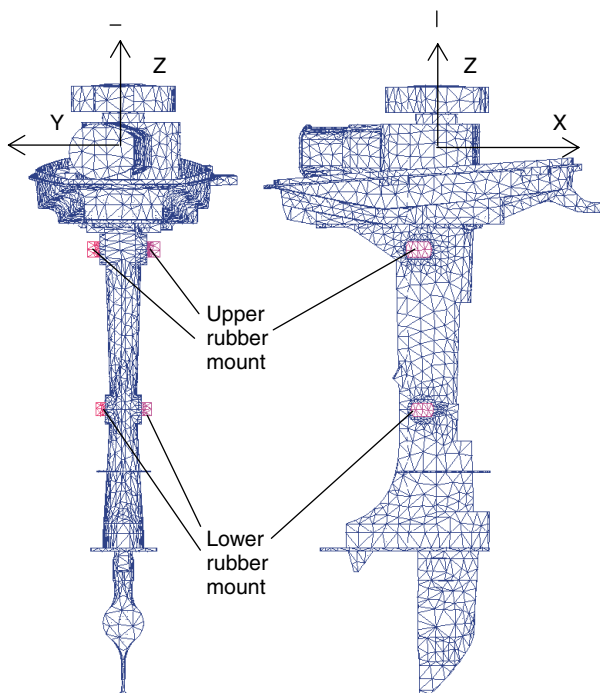


Fig. 4 Schematics of simulation model

Table 1 Results of mount stiffness in simulation study

		Identified	True
Upper mount	k_x	54	54
	k_y	249	261
	k_z	58	49
Lower mount	k_x	72	73
	k_y	351	363
	k_z	58	67

$\times 10^3$ [N/m]

位に対してはマウントラバーの上下で相対変位を生じない。したがって、独立して算出することができないので、上下同じ動剛性として求めた。左右のマウントラバーのY方向動剛性についても同じことがいえるが、FEMモデルは左右のマウントラバーの動剛性は同一としているので問題ない。したがって、マウントラバー変数は k_{Ux} , k_{Uy} , k_{Uz} , k_{Lx} , k_{Ly} の五つとなる。

3.2. 同定結果

Table 1に本手法によって同定されたマウントラバー動剛性を示す。上下同一として求めたZ方向の動剛性も合計値として評価すると真の値と一致しているため、同定結果は十分な精度を持つことがわかる。

次に、同定結果の妥当性を検証するために、求めた動剛性とFEMで使用した船外機の質量特性を用いて測定点の周波数応答関数(以下 FRF)を算出した。Fig. 5 は船外機下部のY方向加振点のFRFである。今回、Z方向の動剛性は上下同じとして同定したが、その同定値を用いたFRFが真の値とよく一致していることがわかる。以上により本手法によってマウントラバーの動剛性を得られることが示された。

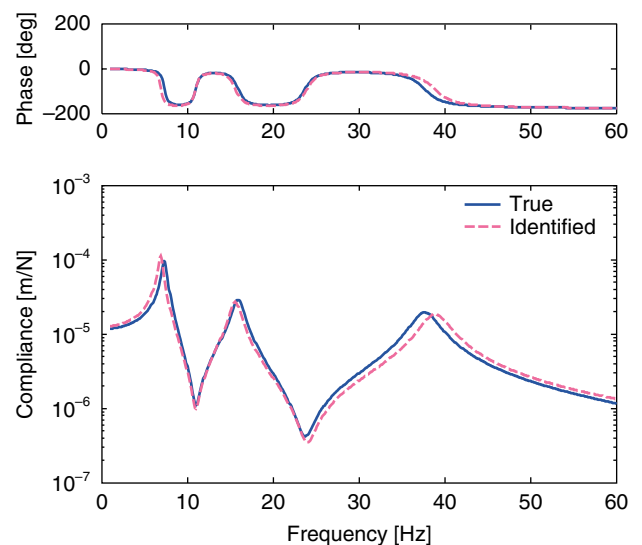


Fig. 5 Fitting of FRFs between identification and FEM model

4. 小型船外機への適用

4.1. 構造とモデル化

本手法を用いてまず重量 20kg 程度の小型船外機, BF5 のマウントラバー動剛性の同定を行なった。

Fig. 3 に船外機の外観, Fig. 6 にマウントラバーの配置を示す。マウントラバーは上部に二つ下部に三つ配置されている。左右のマウントラバーは同じである。3 節の FEM モデルとの違いは下部にマウントラバー #5 が追加されていることである。#5 のマウントラバーは #3, #4 に対して近接しているため, 独立して剛性を求めると行列 $[L]$ が特異となり, 大きな誤差を生じると考えられる。そこでマウントラバー #5 はマウントラバー #3, #4 に含まれるものとした。FEM モデルと同様にアッパーマウントラバーとローアマウントラバーの Z 方向の動剛性は同一として取り扱う。したがって, 求める動剛性は k_{Ux} , k_{Uy} , k_{Uz} , k_{Lx} , k_{Ly} の五つである。

4.2. 同定結果

Fig. 3 のように船外機を固定して, ハンマによる打撃試験を行ない, FRF を計測した。計測結果から求めた最初の 6 モードの固有振動数を Fig. 7 に示すが, 最大でも 50Hz 程度である。これに対し船外機の弾性体の一次モードは 130 Hz 程度なので, 最初の 6 モードでは, 船外機はほぼ剛体として運動すると考えられる。したがって, 船外機を剛体と仮定して解く本同定手法を用いてマウントラバー動剛性を算出しても問題ないと判断できる。

Table 2 は本手法によるマウントラバー動剛性同定結果と従来の動ばね試験機によるマウントラバー単体動剛性測定結果との比較である。次に同定精度を検証するために, 3.2 節と同様に動剛性から測定点の FRF を算出した。Fig. 8 に船外機下部の加振点の, 実験 FRF, 同定結果から求めた

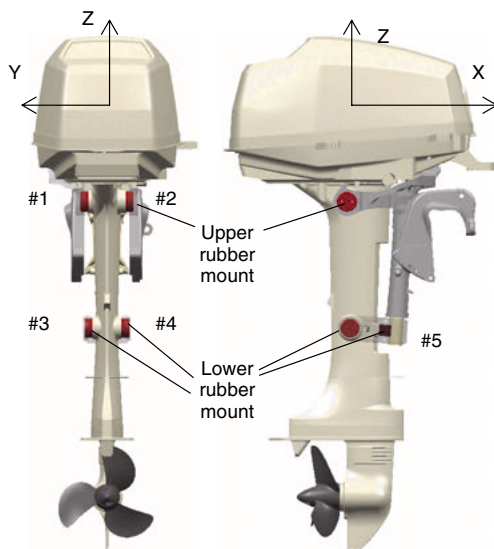


Fig. 6 Schematics of tested outboard motor BF5

Table 2 Results of mount stiffness BF5

		Thrust force		
		0[N]		500[N]
		Identified	Conventional method	Identified
Upper (#1,2)	k_x	52	106	103
	k_y	138	263	181
	k_z	153	101	174
Lower (#3,4)	k_x	414	351	805
	k_y	312	359	432
	k_z	155	211	175

$\times 10^3$ [N/m]

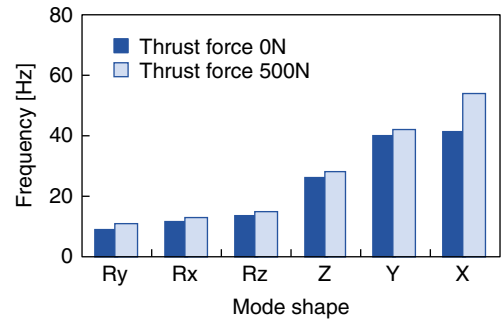
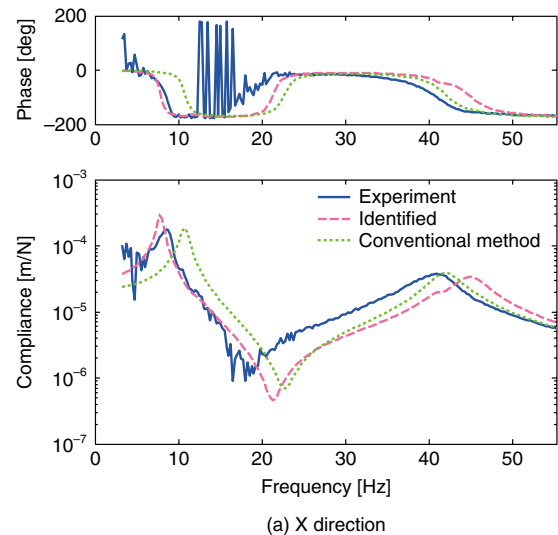
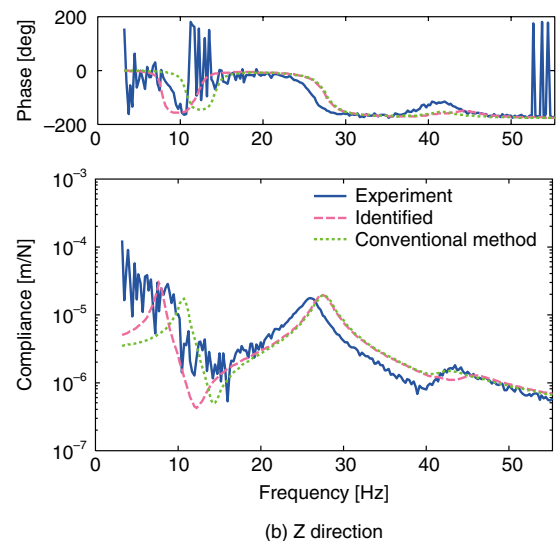


Fig. 7 Natural frequencies



(a) X direction



(b) Z direction

Fig. 8 Comparison of FRFs between identification and experiment

FRF, 従来手法による単体動剛性から求めた FRF を示す。本手法, 従来手法ともにおおむね実験結果と一致している。

4.3. 推力付加によるマウントラバー動剛性の変化

本手法はマウントラバーを実機に組み込んだ状態で動剛性を同定できる。この特徴をいかにせば, 今までわからなかったプロペラ推力によるマウントラバー動剛性の変化を知ることが可能となる。そこで柔らかいゴムを介してプロペラ部に最大推力相当(500N)の静荷重を与えて加振実験を行ない, マウントラバー動剛性を同定した。

Fig. 7に示すように, 推力付加により固有振動数はやや上昇する。また, Table 2に示すようにマウントラバー動剛性も高くなっていることがわかる。特に, X方向のマウントラバー動剛性は約2倍と大きく変化している。次に同定された動剛性を用いて FRF を算出し, 実験値と比較した。Fig. 9に示すように, 同定結果は実験値とほぼ一致しており, 推力付加による動剛性の変化を良く表現していることがわかる。

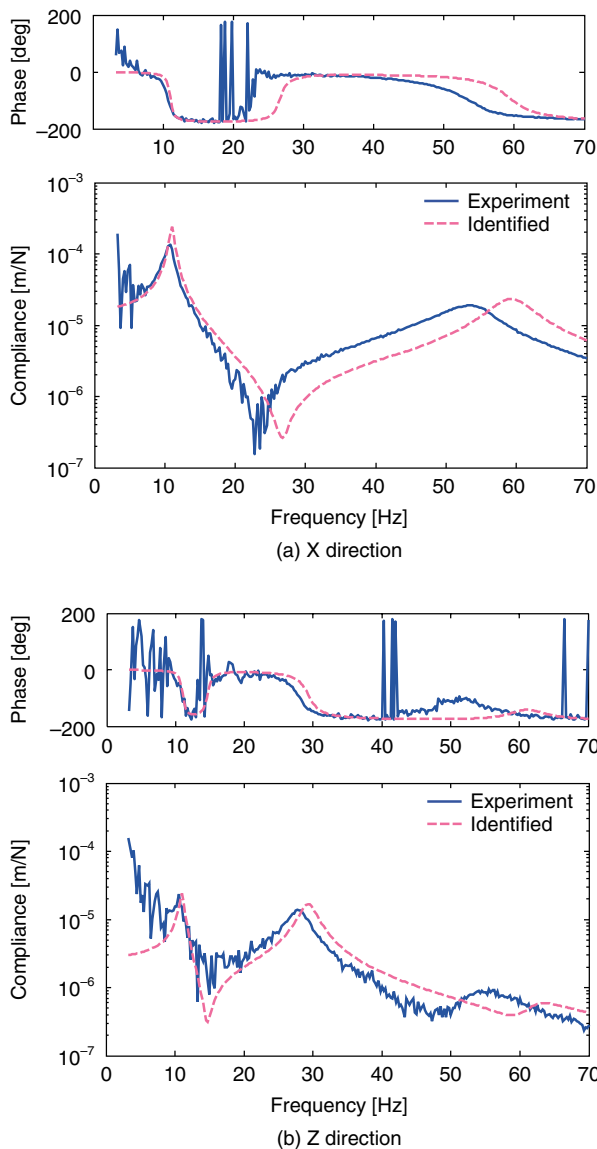


Fig. 9 Comparison of FRFs between identification and experiment

5. 大型船外機への適用

5.1. マウントラバー構造とモデル化

次に, 大きさもマウントラバー構造も異なる大型船外機に本手法を適用し, その妥当性を再度検証した。使用した船外機は BF225, 重量は約 270kg である。

Fig. 10に実験に使用した船外機とマウントラバー支持構造を示す。船外機本体はマウンティングフレームに取り付けられた上部2個, 下部2個のマウントラバーで支持されている。

Fig. 11にロワーマウントラバーの構造を示す。ロワーマウントラバーは推進力の上昇に伴いたわんでいき, 最終的

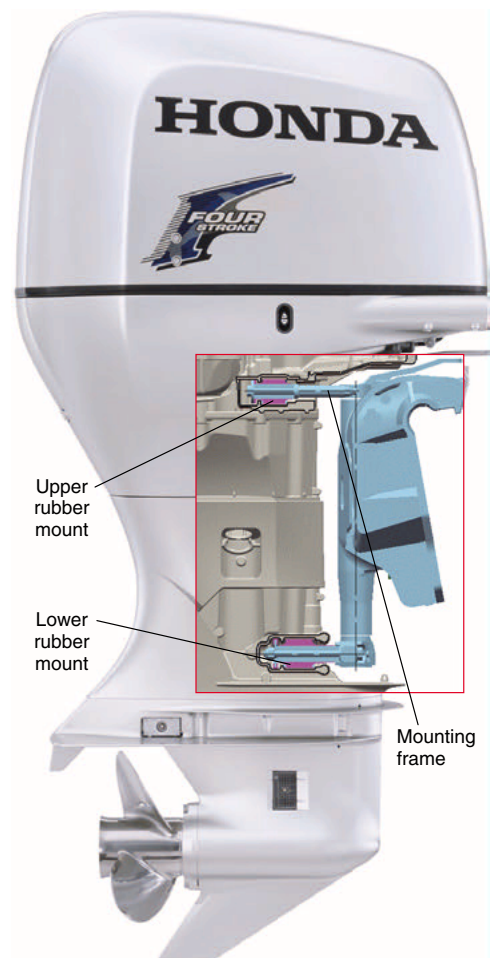


Fig. 10 BF225 side view

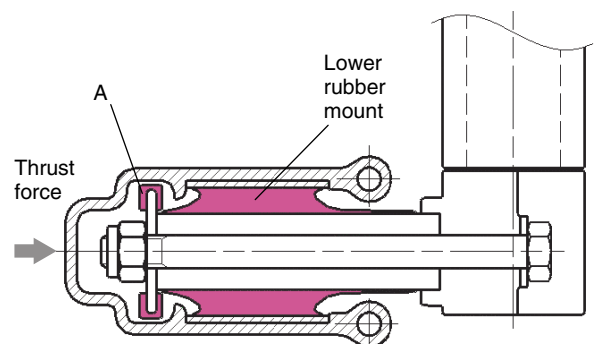


Fig. 11 Section of lower rubber mount

Table 3 Results of mount stiffness BF225

		Thrust force		
		0[N]		8000[N]
		Identified	Conventional method	Identified
Upper (#1,2)	k_x	1550	2280	2940
	k_y	680	14700	850
	k_z	1880	14700	3190
Lower (#3,4)	k_x	1540	1490	15200
	k_y	1100	10930	1690
	k_z	1880	10930	3190

$\times 10^3$ [N/m]

にはA部が接触する構造となっている。このため、最大推力時にはロワーマウントラバーの動剛性は大きく変化すると考えられる。

小型船外機と同様にマウントラバーのZ方向の動剛性はアップパー、ロワーともに同じとして取り扱う。したがって同定される動剛性は、 k_{Ux} , k_{Uy} , k_{Uz} , k_{Lx} , k_{Ly} の五つとなる。

5.2. 同定結果

Table 3は本手法による同定結果と従来の動ばね試験機による単体動剛性との比較である。本手法による同定結果はアップパー、ロワーともにYおよびZ方向の動剛性が著しく低く見積もられた。次にこの同定精度を検証するため、動剛性から算出した加振点のFRFをFig. 12に示す。また、船外機がほぼ剛体として振動する最初の6モードの固有振動数をFig. 13に示す。従来法ではX方向、Z方向のFRFは両方とも大きく異なり、また固有振動数もX方向モード、Y方向モード、Rxモードに関してはまったく異なっている。一方、同定結果から算出したFRFは従来法より精度が高く、固有振動数もすべてのモードに対して大幅な差異はない。したがって、艇体への振動の影響を評価、分析するためには本同定方法で求めたマウントラバーの動剛性が適していると考えられる。

5.3. 推力付加時の同定

最大推力(8000N)付加時の固有振動数の変化をFig. 14に示す。全体的に固有振動数が上昇しており、Xモードでは約2倍となっている。同定されたマウントラバー動剛性をTable 3に示す。推力付加の場合、マウントラバー動剛性も高くなっていることがわかる。特にロワーマウントラバーのX方向動剛性は約10倍と著しく硬くなっている。これは5.1節で述べたようにマウントラバーのA部の接触による影響と考えられ、推力付加によりマウントラバー特性が大幅に変化していることが確認できた。

次に、同定された動剛性を用いて加振点のFRFを算出した結果をFig. 15に示す。従来手法の単体動剛性測定値をもとにしたFRFが実験値と大幅に異なるのに対して、同定結果をもとにしたFRFは固有振動数にはやや違いが見られ

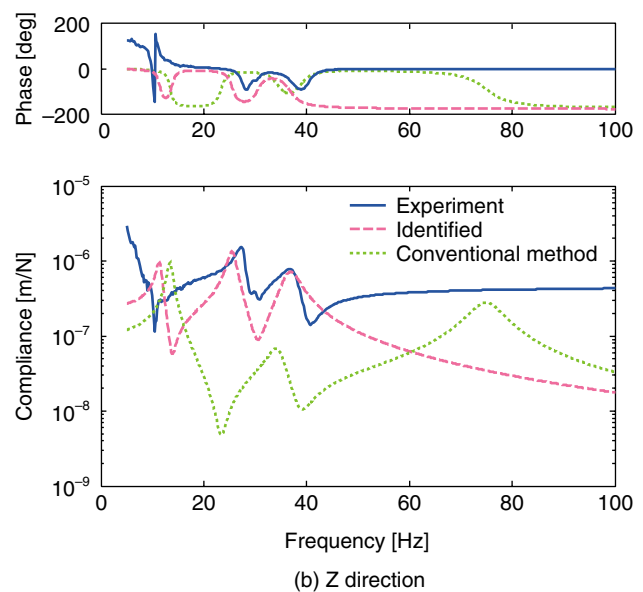
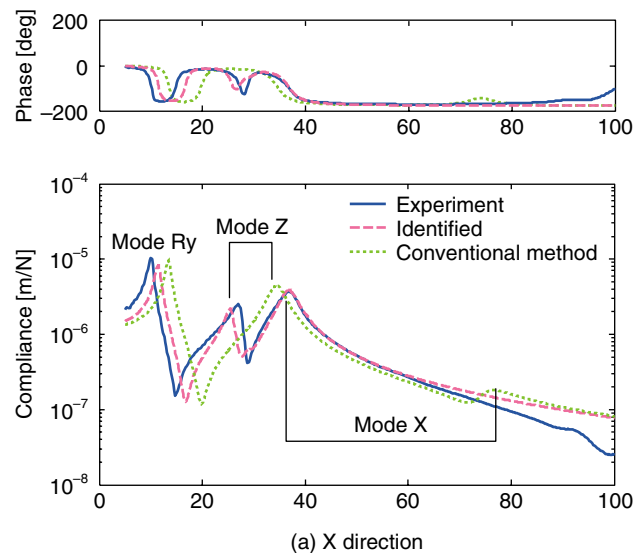


Fig. 12 Comparison of FRFs between identification and experiment

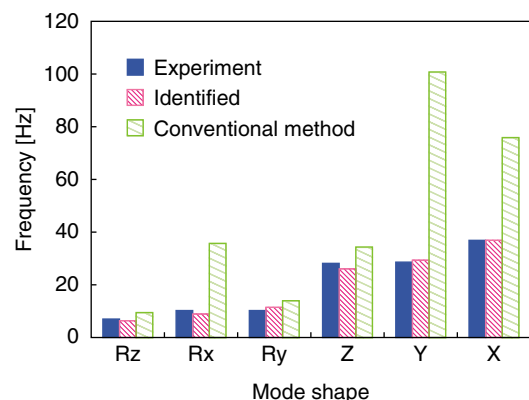


Fig. 13 Natural frequencies

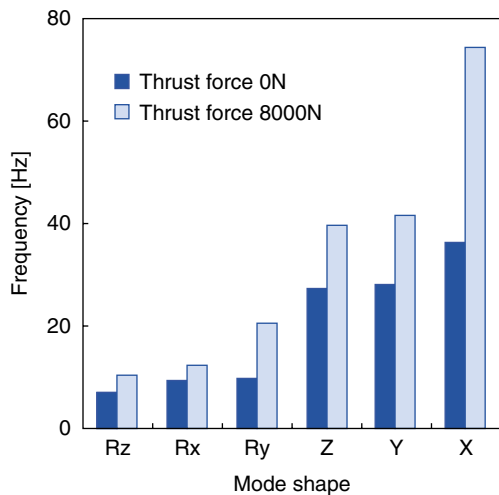


Fig. 14 Natural Frequencies

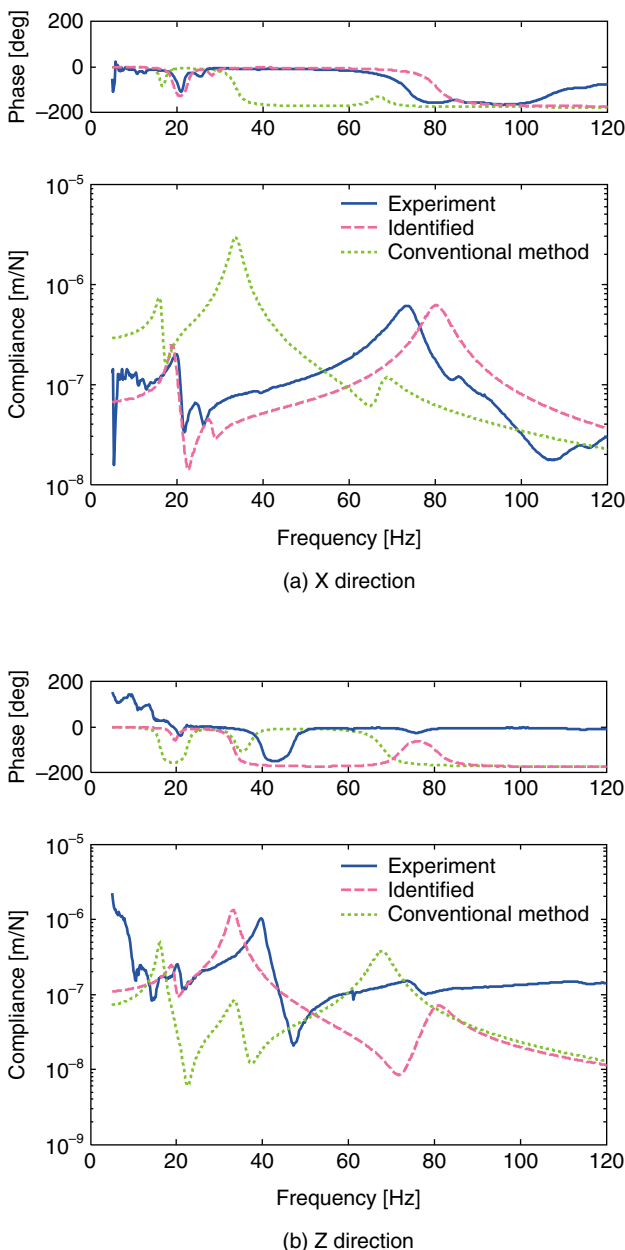


Fig. 15 Comparison of FRFs between identification and experiment

るが、FRFの傾向は比較的一致している。つまり、荷重によって大幅に特性が変化するマウントラバーの場合、従来法の動剛性では振動を精度よく分析できないと考えられる。

5.4. 従来手法との差異考察

BF225のマウントラバーは円筒形状なので、動ばね試験結果のようにX軸方向に柔らかく、他の方向に硬くなるはずである。しかし、本手法による同定結果はY方向剛性が非常に柔らかく、特にアップーマウントラバーは1/20程度となっている。実機に組み込まれただけの理由でこれほどの差異が生ずるとは考えにくい。そこで、この理由を考える。

本同定手法は、船外機と船外機支持部分の剛性が十分に硬く、マウントラバーの共振域ではほぼ剛体という前提をもとにしている。マウントラバーによる最初の6モードの固有振動数は推力付加状態でも80 Hz以下であり、これに対して船外機の弾性1次モードが200 Hz以上であり、影響は少ないと考えられる。しかし、船外機支持部分の剛性については実験前に未確認だったため、実験後に改めて確認した。

船外機とマウントラバーを取り外した状態で船外機支持部分の打撃試験を行なったところ、1次の固有振動数は100 Hz付近にあることが判明した。実際には、船外機の重量が加わるため、固有振動数はもっと低くなる。またマウントラバー動剛性同定の打撃試験時に船外機支持部分の測定も同時に行なったところ船外機支持部分が弾性変形していることがわかった。

すなわち、船外機支持部分の剛性がマウントラバーに比較して低いため、同定された動剛性はマウントラバーだけの動剛性ではなく、船外機支持部分の剛性も含んだ値となっていると考えられる。船外機支持部分の剛性を除いたマウントラバーだけの動剛性の算出は今後の課題であるが、5.3節で述べたように同定された動剛性を用いて船外機の振動を表現することが可能である。つまり、本手法ではエンジンマウントと船外機支持部分の全体の剛性を同定できるため、従来手法よりも実用性が高いと考える。

6. まとめ

船外機の実験モード解析結果からエンジンマウントの動剛性を同定する手法を構築した。

- (1) FEMモデルに対するシミュレーションを行ない、本手法の妥当性を確認した。
- (2) 実際の船外機で振動試験を行ない、マウント動剛性を同定した。同定結果から算出したFRF(周波数応答関数)と実験FRFの間におおむね良好な相関を得た。
- (3) 船外機支持部分の剛性が低い場合、従来手法の動ばね試験結果では振動特性の精度が悪い。

(4) 本手法は従来の単体動ばね試験機による測定方法に対して以下の点が優れている。

- ・ 組み立て状態の船外機の振動試験結果を用いて同定を行なうので、自重や実機走行相当の推力が付加されたときのマウントの動剛性を同定可能である。
- ・ エンジンマウントを含めた船外機支持部分全体の動剛性を同定するため、船外機支持部分の剛性が低い場合でも同定できる。

謝 辞

本研究にあたり、御協力を頂いた東京工業大学大学院理工学研究科、大熊政明教授、戸松太郎様ならびに関係者の方々に紙面を借りて厚くお礼申し上げます。

参考文献

- (1) 塩見和之, 岡田毅, 大川道春, 池野哲朗: 振り子マウント法による2気筒船外機の振動低減, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.119-126
- (2) 久世正文, 高橋康一, 酒井竜英: 低周波振動騒音に対するサスペンション・エンジンマウント伝達経路解析の精度向上, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.197-200
- (3) Plunt, J.: Examples of using Transfer Path Analysis (TPA) together with CAE-models to diagnose and find solutions for NVH problems late in the vehicle development process, SAE2005-01-2508
- (4) 加硫ゴムの動的性質試験方法, JIS K 6394
- (5) 戸松太郎, 岡田毅, 池野哲朗, 塩見和之, 大熊政明: 実験モード解析を用いたエンジンマウント剛性値測定方法, 日本機械学会論文集(C編)71 巻 709 号, p.49-56

■ 著 者 ■



岡田 毅



塩見 和之



池野 哲朗

主成分回帰法を用いた車内音の伝達経路解析手法

Method of Transfer Path Analysis for Interior Vehicle Sound
Using Principal Component Regression Method

能 村 幸 介*

Kousuke NOUMURA

吉 田 準 史*

Junji YOSHIDA

要 旨

自動車の車内に到来する固体伝播音や空気伝播音の伝達特性を高精度で分離し、それぞれの伝達経路の寄与を把握可能な時間領域伝達経路解析手法を構築した。本手法は、運転中の車両において音源と見なせる点の振動加速度信号と音圧信号、応答点として車内音圧信号のそれぞれを同時に計測し、計算により伝達関数を算出する。高精度な伝達関数を得るために、その算出には主成分回帰法を導入し、多点入力を想定した際に考慮しなければならない各伝達関数間に重複する成分の除去と、計測データに含まれるノイズ成分の除去をおこなう。また、単位の異なる音圧と振動加速度の混在する計測データに対し、独自に考案した正規化手法を導入することで、従来おこなわれているような加振実験を必要としない高効率な伝達経路解析が可能となった。

ABSTRACT

This paper describes a time domain transfer path analysis method that can obtain transfer functions and the contributions of structure-borne and airborne sounds in a vehicle's interior. Vibration acceleration and sound pressure signals at the sound sources (reference points) and the sound pressure signal in the cabin (response point) were measured simultaneously to obtain the transfer functions when the test vehicle was driven. Principle component regression method (PCR), which can eliminate both crosstalk among transfer functions and noise in the measured data, was employed to obtain transfer functions accurately. In addition, a normalization procedure was developed to perform the PCR for combined data sets in which both vibration acceleration and sound pressure signals exist.

By applying the above methods, a highly accurate and efficient transfer path analysis method was developed that does not require a hammer test.

1. まえがき

走行中の自動車の車内における主な音や振動は、エンジンやタイヤなどで励起された振動が複数の伝達経路を経由して到来することで発生する。車内で問題となる音や振動を効率良く対策するためには、これら複数の伝達経路の中から、原因として寄与の高い経路を特定し、振動源や伝達特性の改善をおこなうことが肝要となる。近年、このための解析技術として伝達経路解析手法が提案^{(1), (2)}されている。伝達経路解析は、複数の音や振動の入力点に対する応答点の伝達関数を求めることと、求められた伝達関数に対して計測された複数の入力点の信号を掛け合わせて合成信号を作成することの主に二つのステップを実施することで、応答点に対する各伝達経路の寄与を把握することができる技術である。従来の伝達経路解析事例⁽³⁾においても有効性は確認されている。しかしながら、従来の伝達経路

解析手法^{(1), (2)}は車内音における固体伝播音と空気伝播音の成分寄与を精度良く分離できず、車内音質の改善を目的とした手法としては課題を残す。また伝達関数の計測にも多くの工数を必要とし、近年の短期間での自動車開発の現場では、時間的制約から実施できない場合があり、簡易的な伝達経路解析手法が求められている。

本稿では、固体伝播音と空気伝播音を精度良く分離可能で、かつ実用性の高い伝達経路解析手法を構築したので、その手法の提案と、実際に加速中の車内音を対象に適用した事例について述べる。

2. 新手法の提案

車内のある点における音圧を応答点の信号とし、エンジンやタイヤなどを音源とする場合、固体伝播音の参照点の信号は、エンジンマウントやサスペンション付近の車体骨

*栃木研究所

格上の主要な部位の振動加速度とし、空気伝播音の参照点の信号はエンジンルーム内の任意の位置や排気系部品の放射面積の大きな部位近傍の音圧信号とし、それぞれの参照点に対する応答点の伝達関数を求める。そしてその伝達関数に対して、負荷運転中に参照点で計測された信号を掛け合わせ、想定した全経路の信号を合成し車内音を作成する。この合成車内音が実測した車内音に対し一定の精度以上で再現されたことを確認した後、各経路の寄与を観察する。なお各経路の信号はベクトル加算されるため、単純なレベルの大小で寄与の程度を論じることはできない。また、本手法は、音源の分布が一様ではないために少ない点を参照点として代用することが困難な空力騒音に関しては対象外とし、計測は空力騒音の発生しない条件となる台上試験装置上でおこなうものとした。

2.1. 固体伝播音の参照点信号

従来の伝達経路解析手法では、伝達関数の取得のために参照点を加振し、直接計測する必要がある。しかしながら、自動車のエンジンルーム内では加振に必要なスペースの確保が困難である場合が多い。また加振実験時にはハンマ先端に取り付けられたセンサにより力の信号を得ることは容易であるが、運転中の車両における参照点の力の信号を計測することは困難である。こうしたことから、実用性を重視した本手法では、より少ないスペースで設置が可能であり、実運転時にも計測が容易な振動加速度を参照点の信号とする。従って本手法による伝達経路解析は、式(1)に示すように応答点の音圧信号 p が再現されるような n 点の参照点の加速度信号 $\ddot{x}_i$ と、その伝達関数 h_i を乗じた信号を解析することである。

$$p = \sum_i^n \ddot{x}_i \cdot h_i \quad (1)$$

2.2. 主成分回帰法を用いた伝達関数の算出方法

式(1)では、1回の加振実験により得られる加速度信号 $\ddot{x}_i$ と音圧信号 p から、未知数である複数の伝達関数 h_i を一意的に算出することはできない。

そこで、 m ($m \geq n$) 箇所の任意の点を加振し、加振ごとの音圧信号 p_j ($j: j=1,2,3, \dots, m$) と加速度信号 $\ddot{x}_{ji}$ を、式(2)のように m 個の一次多項式が成り立つように計測する。式(2)は、計算の便宜上式(3)のように行列で表し、伝達関数 h_i を算出していく。

$$\begin{cases} p_1 = \ddot{x}_{11}h_1 + \ddot{x}_{12}h_2 \cdots + \ddot{x}_{1n}h_n \\ \vdots \\ p_j = \ddot{x}_{j1}h_1 + \ddot{x}_{j2}h_2 \cdots + \ddot{x}_{jn}h_n \\ \vdots \\ p_m = \ddot{x}_{m1}h_1 + \ddot{x}_{m2}h_2 \cdots + \ddot{x}_{mn}h_n \end{cases} \quad (2)$$

$$[P] = [\ddot{X}] \cdot [H] \quad (3)$$

なお p_j , $\ddot{x}_{ji}$, h_i は、それぞれの周波数におけるフーリエスペクトラムであり、対象とするすべての周波数においても同様に以降の演算をおこなう。

式(3)から伝達関数行列 $[H]$ を算出する方法としては、加振回数 m と参照点数 n を同数にし、加速度行列 $[\ddot{X}]$ を正方行列とすれば、式(4)に示すように $[\ddot{X}]$ の逆行列 $[\ddot{X}]^{-1}$ を両辺に掛けることにより算出することができる。

$$[H] = [\ddot{X}]^{-1} \cdot [P] \quad (4)$$

しかしながら、この方法では計測された加速度行列 $[\ddot{X}]$ と音圧信号行列 $[P]$ にノイズが含まれる場合や、計測された参照点の加速度信号の間に高い相関がある場合には伝達関数行列 $[H]$ の算出精度は著しく低下する。そこで、本手法ではこれらの問題を解消するために主成分回帰法⁽⁴⁾を用いることとした。

主成分回帰法は式(5)に示すように、まず各参照点で計測された加速度行列 $[\ddot{X}]$ に対して特異値分解をおこない、式(6)により主成分行列 $[T]$ を生成する。このとき、特異値分解によって各主成分間の相関性は完全に無相関化されている。

$$[\ddot{X}] = [U] \cdot [S] \cdot [V]^T \quad (5)$$

$$[T] = [\ddot{X}] \cdot [V] = [U] \cdot [S] \quad (6)$$

次に各主成分の大きさを表す特異値が対角項に存在する特異行列 $[S]$ に着目し、他の主成分に比べ値が十分に小さい主成分をノイズ成分とみなし、その成分を除去した特異行列 $[S_r]$ およびユニタリ行列 $[U_r]$, $[V_r]$ を作成し、式(7)によりノイズ成分が除去された主成分行列 $[T_r]$ を再生成する。

$$[T_r] = [\ddot{X}] \cdot [V_r] = [U_r] \cdot [S_r] \quad (7)$$

次にノイズ成分が除去された主成分行列 $[T_r]$ の音圧信号行列 $[P]$ に対する係数行列 $[C]$ を、式(8)により算出する。

$$\begin{aligned} [P] &= [T_r] \cdot [C] \\ [T_r]^T [P] &= [T_r]^T \cdot [T_r] \cdot [C] \\ [C] &= ([T_r]^T \cdot [T_r])^{-1} \cdot [T_r]^T [P] \end{aligned} \quad (8)$$

以上の計算により、参照点の加速度信号行列 $[\ddot{X}]$ からノイズが除去された主成分行列 $[T_r]$ に変換する係数行列 $[V_r]$ と、主成分行列 $[T_r]$ から応答点の音圧信号行列 $[P]$ に変換する係数行列 $[C]$ を算出することができ、参照点の加速度信号 $\ddot{x}_{ji}$ から独立した経路の音圧信号 p_i に対する伝達関数 h_i を式(9)により算出することができる。

$$\begin{aligned} [H] &= [V_r] \cdot [C] \\ &= [V_r] \cdot ([T_r]^T \cdot [T_r])^{-1} \cdot [T_r]^T [P] \\ &= [V_r] \cdot [S_r]^{-1} \cdot [U_r]^T [P] \end{aligned} \quad (9)$$

加振回数 m については、主成分分析により参照点に含まれるノイズ成分を除去する目的と、回帰分析において応答点に含まれるノイズ成分を除去する目的から、参照点数 n に対してより多くとる($m \gg n$)ことが望ましい。

なお、本手法はステアリング振動やフロア振動などの応答点が振動加速度でも応用可能である。

2.3. 実験による伝達関数の算出精度検証

2.2. 節で述べた主成分回帰法を用いた伝達関数の算出方法について、実験により、その優位性を検証した。

実験は、Fig. 1 に示すように、ドアと窓は残し、エンジン、タイヤ、サスペンション、シートなど主要な内外装部品を取り除いた状態の車体を用いておこなった。

計測内容としては、Fig. 2 に示すように3軸の加速度センサを左右のフレーム先端部に2箇所、車内にはマイクロホンを設置し、フレーム先端部の2箇所のそれぞれ3方向をハンマで加振し、それぞれの伝達関数を取得する。また主成分回帰法を用いて伝達関数を算出するために、このときの参照点と応答点のフーリエスペクトラムと、加えて任意の点を計6方向を加振した際の参照点と応答点のフーリエスペクトラムを取得する。次に2箇所の加振点を2個のシェーカを用いて互いに無相関なランダム信号で上下方向に加振し、その際の参照点および応答点の時間領域信号を取得する。

このようにして得られたデータから、一点入力一点応答の伝達関数と主成分回帰法を用いた2種類の伝達関数をそれぞれ求め、Fig. 3に示すように、シェーカ加振で得られた各参照点の加速度信号と掛け合わせて合成音を作成する。この処理はFinite Impulse Response(FIR)フィルタ処理で

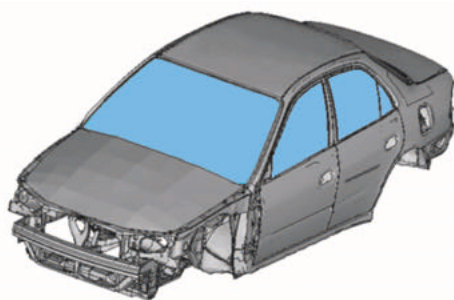


Fig. 1 Trimmed body used in experiment

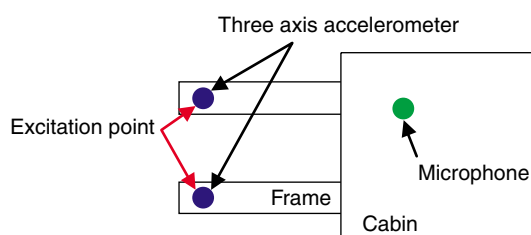


Fig. 2 Measurement and excitation points

こなっている。

応答点における実測音と手法の違いによる2種類の合成音のパワースペクトラムを比較した結果を Fig. 4 に示す。この結果から、主成分回帰法を用いた伝達関数の精度は高く、その優位性を確認することができた。

2.4. 空気伝播音の伝達関数

エンジン吸気口近傍音やエンジン放射音などのような、構造上の一点で音源として代用するには不相当だと考えられる空気伝播音に対して、主成分回帰法を用いた伝達関数の算出方法について検討した。

実用的な方法としては、スピーカなどにより音響加振をおこない任意の位置に配置したマイクロホンの音圧信号を参照点、すなわち音源として扱うことが考えられる。しかし

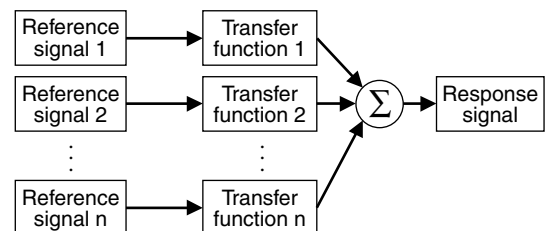
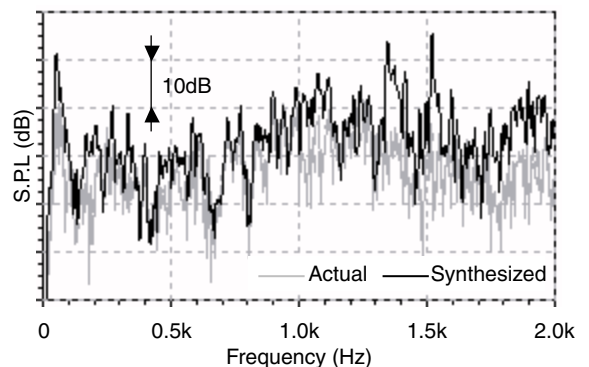
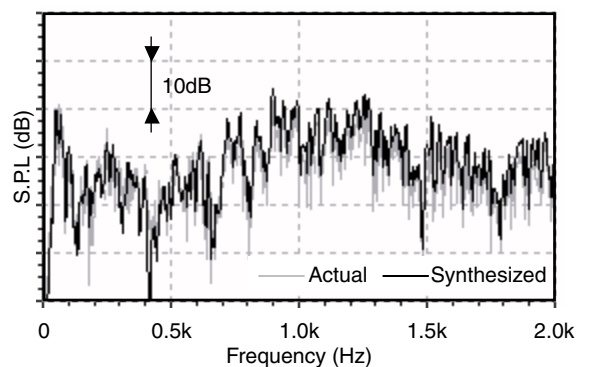


Fig. 3 Path signal synthesis with FIR filter



(a) Without principal component regression



(b) With principal component regression

Fig. 4 Comparison of actual and synthesized signals in averaged spectrum

ながら、Fig. 5に示すように、音波の放射特性が同一でない場合、参照点の音圧信号は同一にもかかわらず構造体への加振力が異なり、本来の伝達関数は得られない。この問題を解決するためには、実際の音源と同じ放射音特性となる模擬音源を使って加振実験をおこなう必要がある。

従って、本手法では実際の運転中に計測された参照点の音圧信号を用いて伝達関数を算出することとした。

2.5. 実運転データを用いた伝達関数算出方法

空気伝播音の参照点信号として、実運転時に計測された音圧信号を用いて応答点に対する伝達関数を算出する場合、応答点には参照点以外の音源による信号が発生してはならない。しかし、自動車の場合、運転中はエンジン振動などによる固体伝播音は常に同時に発生し、上記条件が満たされることは無い。そこで、固体伝播音の参照点信号も実運転時に計測された加速度信号を用い固体伝播音と空気伝播音の伝達関数を同時に算出することとした。加振回数に相当するものは、連続的に算出されたフーリエスペクトルの個数となり、最初に与える参照点信号行列と応答点信号行列の列方向に、時間経過に対し連続的に算出されたフーリエスペクトラムを与えれば良い。これにより、負荷運転中に発生する駆動輪のトルク反力を受けて変位した状態でのエンジンマウントやブッシュ類の特性も反映することができる。

2.6. 正規化方法

実運転時に計測された応答点の音圧信号行列 $[P]$ と、参照点の加速度信号行列 $[\ddot{X}]$ と、参照点の音圧信号行列 $[A]$ を用いて固体伝播音と空気伝播音の伝達関数を同時に算出するには、式(10)のように $[\ddot{X}]$ と $[A]$ を混在させた行列から以降の計算をおこなえばよいものと考えられる。しかしながら、加速度の単位 (m/s^2) と音圧の単位 (N/m^2) はそれぞれ異なり、お互いの大小関係を比較することはできない。つまり、式(10)の混合された行列 $[\ddot{X}|A]$ から単純にノイズ除去の操作をおこなうと、加速度信号と音圧信号のどちらか一方の信号成分が他方のノイズ成分に埋もれて除去されてしまう可能性がある。

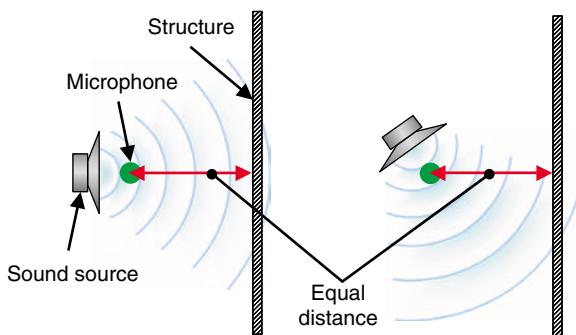


Fig. 5 Acoustic excitation power difference depending on incidence angle

$$[P] = [\ddot{X}|A] \cdot [H] \quad (10)$$

この問題を最小限に留めるために、加速度信号行列 $[\ddot{X}]$ と音圧信号行列 $[A]$ を混合する前に、それぞれの行列に対して正規化している。

3. 伝達経路解析システムの開発

主成分回帰法を実現した伝達関数算出機能と、合成音作成機能を有するソフトウェアを開発した。補助的な機能として、算出された伝達関数の妥当性を検証する機能、本手法で算出された主成分ごとの実挙動アニメーションを表示する機能などを実装した。

4. 実験による本手法の有効性検証

現在生産中のエンジン排気量が2.4Lで前輪駆動の車両に対して本手法を適用し、その有効性について検証した。

4.1. 実験方法

駆動輪のトルクを吸収可能な台上試験装置に完成車を設置し、2速ギヤに固定した状態で負荷条件を変更し、それぞれ計測した。

測定点は、参照点としてエンジンマウントのエンジン側とボデー側、タイヤ軸受け部、排気系取り付け点など計21箇所×3方向の振動加速度を、エンジンルーム内の任意の点、吸気系、排気系部品の放射音寄与の高そうな部位の近傍など、計14箇所の音圧信号とし、応答点は、助手席に搭載したバイノーラル録音が可能なダミーヘッドマイクロホンによる左右耳位置の2箇所とした。これら計79チャンネルの時間領域信号を同時計測し、同時にフーリエスペクトラムを時間経過に対して連続的に算出する。

4.2. 解析条件

対象とした車両は、加速中の負荷により駆動輪のトルク反力を受けてエンジンが後傾し、エンジンマウントの変位規制用のストッパに突き当たるためエンジンマウントのパネ定数が変化する。従って、エンジンマウント点のエンジン側振動を参照点とするボデー側振動の伝達関数の算出と、エンジンマウント点のボデー側振動を参照点とする車内音の伝達関数は Fig. 6 に示すように、それぞれ個別のモデルにて算出することとした。

4.3. 合成音の再現性精度

エンジンマウント点のボデー側振動を参照点とした場合のダミーヘッドマイクロホン左耳位置における車内音の再現性を Fig. 7 に示す。Fig. 7(a) は実測された車内音のスペクトログラム、Fig. 7(b) は参照点を加速度信号 45 チャン

ネル、音圧信号14チャンネルとしたときの合成音のスペクトログラムである。実測音 Fig. 7(a) に対して合成音 Fig. 7(b) は極めて高い精度で再現することが確認できた。

4.4. 固体伝播音と空気伝播音の分離結果

Fig. 7(b) は、すべての伝達経路の信号を合成したものであるが、各伝達経路について個別にみることも、ある範囲のみを合成してみることも可能である。Fig. 8に固体伝播音成分と空気伝播音成分に分類した結果を示す。これを見ると、例えばエンジン回転の2次成分はFig. 8(b)に示す空気伝播音成分にて比較的レベルが高いことがわかり、空気伝播音

を形成する伝達経路の一部に寄与の高いものが含まれていることがわかる。

また、あるエンジン回転速度の範囲で平均したスペクトラムにて固体伝播音成分と空気伝播音成分を比較したものを Fig. 9 に示すが、約 500 Hz 以下では固体伝播音成分の寄与が高く、約 1k Hz 以上では空気伝播音成分の寄与が高いことがわかる。

このようにして、多くの伝達経路の中から寄与の高い伝達経路を特定することが可能であり、効果的な対策指針の検討へと結びつくものと考えられる。

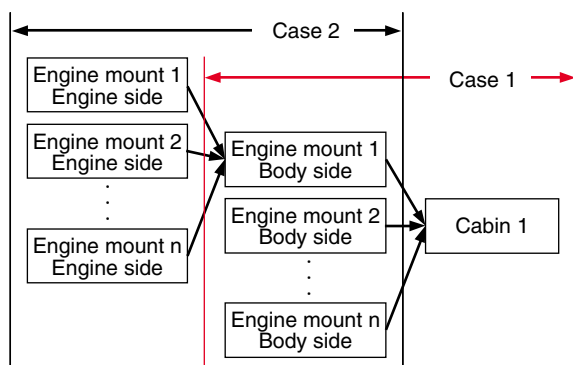


Fig. 6 Example of structural model selection

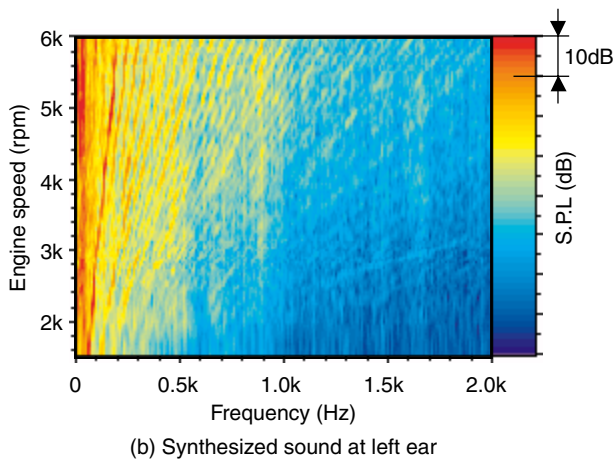
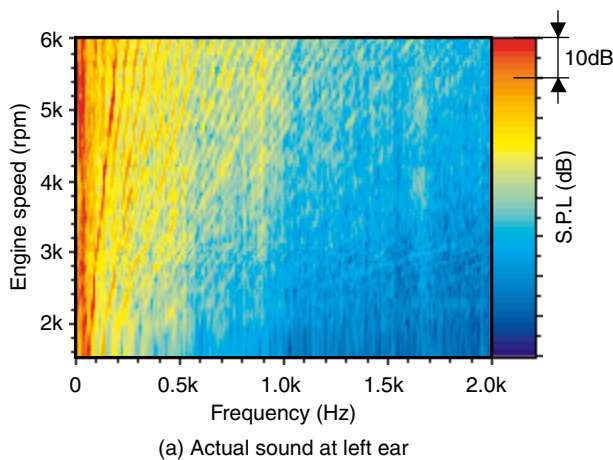


Fig. 7 Comparison between actual and synthesized sounds

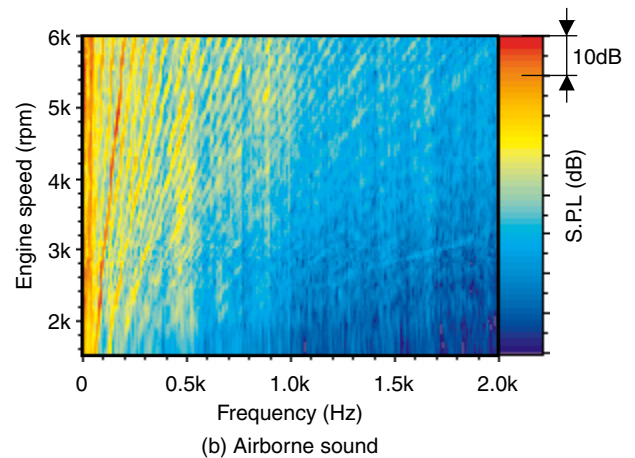
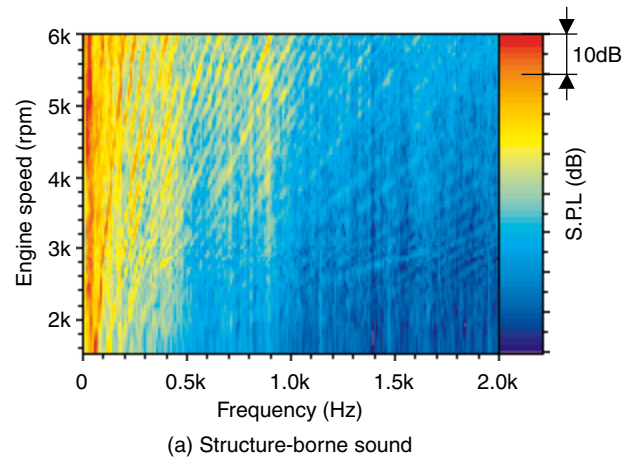


Fig. 8 Comparison between structure-borne and airborne sounds

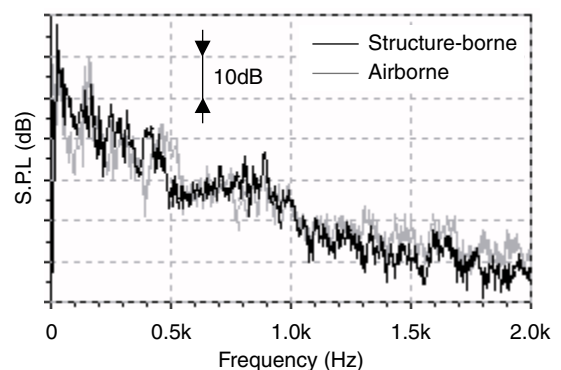


Fig. 9 Comparison between structure-borne and airborne sounds in averaged spectrum

5. まとめ

主成分回帰法と独自に考案した正規化方法を用いたことにより、加振テストを必要とせず、実運転データのみで固体伝播音、空気伝播音を分離可能な伝達経路解析手法を構築することができた。実際の車両に本手法を適用し、その効果を検証した結果、伝達経路特性を精度良く同定することが可能となり、従来手法に対して以下の優位性が確認できた。

- (1) 合成音の再現性が高いため、音質改善に対する伝達経路特性の対策指針が、より明確になる。
- (2) 加振実験の工数を必要としない。
- (3) 加速度センサとマイクロホンさえ設置できれば良いので、解析対象の制限が少ない。
- (4) 運転条件の制限が少ない。

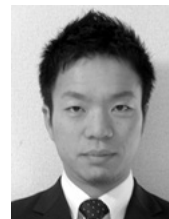
参考文献

- (1) LMS International, “Transfer Path Analysis:”The Qualification and Quantification of Vibro-Acoustic Transfer Paths, LMS International, Application Notes (1995)
- (2) Moller,N., Batel,M., Henderson,F.: Obtaining Maximum Value from Source/Path Contribution Analysis, 2005 JSAE Annual Congress Proceedings, No.5-05, p.7-10
- (3) 久世正文, 高橋康一, 酒井竜英:低周波振動騒音に対するサスペンション・エンジンマウント伝達経路解析の精度向上, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.197-200
- (4) 早川毅: 回帰分析の基礎, 朝倉書店, p.100-103(1986)

■著 者■



能村 幸介



吉田 準史

加速運転時の車内音に対する嗜好性に関する研究

Study of Interior Sound Preferences at Acceleration

能 村 幸 介*

Kousuke NOUMURA

吉 田 準 史*

Junji YOSHIDA

要 旨

日本人、ドイツ人、アメリカ人それぞれ200名ずつ、計600名の被験者を対象に、自動車の加速中の車内音に対する嗜好性動向について調査をおこなった。その結果、音の好みはおおむね4種類に分類できることがわかった。そして、これらの4種類の好みの程度を客観的な数値で算出可能な評価システムを開発した。また、被験者の属性に対する関連性を調べたところ、各国の性別、年代、自動車に対する関心度合いに依存して音の好みは変化する、女性よりは男性が、高齢層よりは若年層が、自動車に関心の無い人よりは有る人のほうが、加速に伴うエンジン音が聞こえていたほうを好む傾向にあった。

ABSTRACT

This paper describes car interior sound preferences in general public. Subjective evaluation experiments were performed in Japan, Germany and the United States to investigate the interior sound preferences. Two hundred subjects in each country (600 total) participated in the experiment. As a result, four kinds of preferences were found. A sound preference evaluation system was developed to calculate numeric preference values based on sound stimuli recorded using an artificial head microphone.

Furthermore, subjects' characteristics in each kind of preference were clarified through questionnaires. The results showed that women, older people and people not interested in cars preferred quiet sound, while men, younger people, and people who like cars preferred powerful sound.

1. まえがき

自動車の車内における音質の向上を目的として、これまで、さまざまな音質評価技術に関する研究がおこなわれている。それらの研究の結果、音の大きさ、変動強さ、などの聴覚刺激を表す尺度⁽¹⁾や、高級感、スポーティ感などの複合的な感覚量を表す尺度などが提案^{(2), (3)}され、人の音に対する感覚量を定量的に評価することが可能となってきている。しかしながら、音に対する感覚量は同一にもかかわらず、嗜好性は全く異なるということも明らかになっており⁽³⁾、どのようなユーザがどのような音質を好むのかということについては詳細には明らかにされていない。

本研究では、日本、ドイツ、アメリカにおいて音に対する嗜好性についての官能評価実験と、被験者の年齢、性別などの属性についてのアンケートを実施し統計分析をおこなった。その結果、計測された車内音の好まれる程度を客観

的な数値で算出可能とし、ユーザの属性に依存して異なる嗜好性を分類することが可能となった。

本稿では、その分析結果と嗜好度の算出手法について述べ、嗜好度の算出手法を実装した嗜好度評価システムの概要について紹介する。

2. 官能評価実験

実験では、ヘッドホンから再生される加速走行中の車内音を対象に嗜好性についての官能評価実験をおこなった。

2.1. 提示音

提示音は日欧米車 18 車種の加速中の音をダミーヘッドマイクロホンによりバイノーラル録音し、エンジン回転速度の低速域(約 1000 - 3000 rpm)、中速域(約 3000 - 5000 rpm)、高速域(約 5000 - 7000 rpm)で、各 12 種類選定し

*栃木研究所

Table 1 Number of subjects

Sound type	Japanese	German	American
Low engine speed	206	207	202
Middle engine speed	206	207	202
High engine speed	206	207	202

た。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に信号の両端 0.2 秒間に指数関数の重み付け処理を施し、コンピュータのオーディオ機能で再生可能なファイル形式で用意した。

2.2. 実験装置

実験は Fig. 1 に示すようなコンピュータとバイノーラル再生装置を用いておこなった。提示音は独自に作成した再生ソフトウェアから再生され、最大4名の被験者が同時に受聴し、官能評価がおこなえるようにした。

2.3. 被験者

被験者は、その年代と性別が、市場の自動車免許保有人数分布割合とおおむね一致するように募集した。人数は、音に対する嗜好性が多様であることが予測され、後の統計分析にて有意な結果を得るためにはより多くの被験者を必要とするため、日本人、ドイツ人、アメリカ人のそれぞれ約200人、合計約600人とした。エンジン回転速度域別の提示音ごとに実験に参加した被験者数を Table 1 に示す。

2.4. 実験方法

実験では評価の判定精度が高く、判定の程度が把握可能なシェッフェの対比較法⁽⁴⁾を用いた。

被験者には、ヘッドホンから繰り返し2回再生される一対の音を受聴した後、好きな方の音の選択と好きな程度を Fig. 2 に示す基準に基づき、回答用紙に記入してもらった。12種類の提示音での比較回数は、比較順序を考慮しない組



Fig. 1 Experimental apparatus

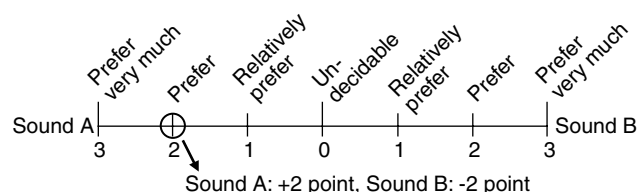


Fig. 2 Answer sheet in Sheffe's paired comparison method

Table 2 Preference value in each comparison

Sound number	No.1	No.2	No.3	No.4	No.5	No.6	No.7	No.8	No.9	No.10	No.11	No.12
No.1		1	1	2	-1	1	-1	-1	1	2	1	1
No.2	-1		-1	2	-2	-2	-2	-2	-1	-2	-2	1
No.3	-1	1		2	-2	-2	-1	-2	-1	-1	-2	1
No.4	-2	-2	-2		-2	-3	-2	-3	-2	-2	-2	-3
No.5	1	2	2	2		-1	1	-2	1	1	2	1
No.6	-1	2	2	3	1		-1	-1	1	-1	2	2
No.7	1	2	1	2	-1	1		-2	-1	-1	2	1
No.8	1	2	2	3	2	1	2		1	2	2	1
No.9	-1	1	1	2	-1	-1	1	-1		1	2	1
No.10	-2	2	1	2	-1	1	1	-2	-1		0	1
No.11	-1	2	2	2	-2	-2	-2	-2	-2	0		2
No.12	-1	-1	-1	3	-1	-2	-1	-1	-1	-1	-2	
Ave.	-0.6	1.1	0.7	2.3	-0.9	-0.8	-0.5	-1.7	-0.5	-0.2	0.3	0.8

み合わせて66通りとなり、これをエンジン回転速度域ごとにそれぞれおこなうため、被験者一人当たりの総比較回数は198回となった。また、各国の被験者は約200人で、実験は4人同時におこなうことが可能であるため、各国での実験実施回数は50回程度となる。このとき、評価における提示順序の影響を低減するため、比較対の提示順序は実験実施回数ごとに変更している。

3. 音に対する嗜好性の定量化

各エンジン回転速度域別に実施した官能評価実験の結果に対し多変量解析をおこなうことで、音に対する嗜好性の種類を分類し、それぞれについて客観的な数値で評価可能となるよう定量化をおこなった。

3.1. 低速域の音に対する嗜好性定量化

被験者1人の官能評価実験の結果から Table 2 に示すような相対的な嗜好性の程度を表す点数が得られる。この点数から提示音ごとに平均値を算出すると、その数値は嗜好性の程度を数値で表したものとなる。以降、この数値を主観的嗜好度(Subjective Preference Value: SPV)とあらわす。

Fig. 3は、日本人、ドイツ人、アメリカ人の全被験者615名分の主観的嗜好度を算出し、12種類の提示音に対して示したものである。

この結果を見ると、各提示音に対する被験者の嗜好性は多様であり、特に提示音3, 7, 11では非常に好む被験者がいる一方で好まない被験者もあり対照的な結果になって

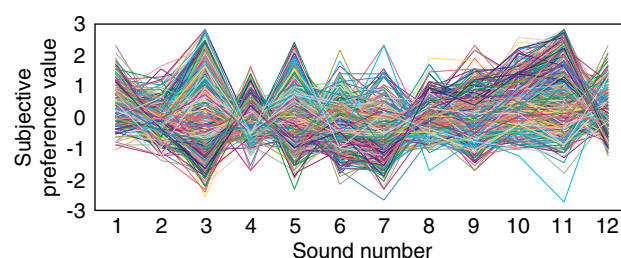


Fig. 3 Preference in each subject

いることがわかる。このことから被験者の嗜好性は一様ではなく、いくつかの種類があることが考えられる。そこで嗜好性の種類を明らかにするために、嗜好度の順序の類似した被験者を分類することができるクラスタ分析⁽⁵⁾をおこなった。

クラスタ分析の結果、低速域では Fig. 4 に示すように3種類のクラスタに分類できることがわかった。すなわち、被験者の好みの基準が個人ごとに全く異なるというのではなく、主に3種類の基準が存在し、ほとんどの人がそのどれかに属すると考えることができる。

各クラスタの人数割合は Fig. 5 に示すように、クラスタ1が最も多く、全被験者の約70%を占める。いいかえると、クラスタ1に属する被験者に好まれる音質を実現できれば、市場の70%程度のユーザが好きだと判断するということである。なお、分析により統計的に有意ではない被験者についてはその他として分類した。

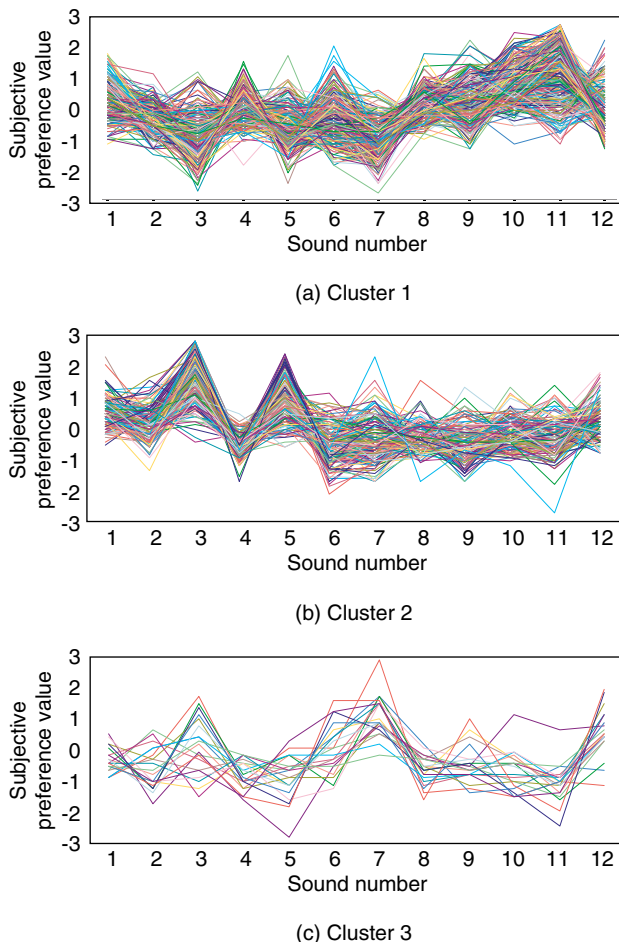


Fig. 4 Subjective preference value in each cluster

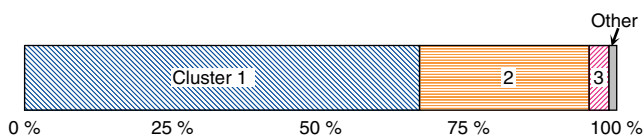


Fig. 5 Preference groupings at low engine speed

次に、各クラスタに属する被験者が好む音質を明らかにするために重回帰分析⁽⁵⁾をおこなった。重回帰分析の目的変量には、各クラスタにおける被験者の主観的嗜好度の平均値を用い、説明変量にはダミーヘッドマイクロホンで計測された実測値から算出される Honda 音質評価尺度⁽³⁾である、高級感、滑らか感、大きさ感、スポーティ感、軽快感、迫力感を用いた。

各クラスタについて重回帰分析をおこない、クラスタ1の結果を式(1)に、クラスタ2の結果を式(2)に、クラスタ3の結果を式(3)に示す。この式は、左辺の値が目的変量である主観的嗜好度と高い相関を維持するように右辺の項が選定されたものであり、左辺の値は客観的な嗜好度となる。以降、客観的嗜好度(Objective Preference Value: OPV)とあらわす。したがって、右辺の各項が各客観的嗜好度の音質を形容するものとなる。

$$OPV 1 \text{ (Cluster 1)} \\ = -5.2 \times \text{大きさ感} + 0.4 \times \text{滑らか感} - 1.3 \quad (1)$$

$$OPV 2 \text{ (Cluster 2)} \\ = -3.2 \times \text{大きさ感} + 1.3 \times \text{迫力感} - 0.4 \times \text{軽快感} - 0.7 \quad (2)$$

$$OPV 3 \text{ (Cluster 3)} \\ = 3.5 \times \text{大きさ感} + 0.8 \quad (3)$$

式(1)-(3)により算出される客観的嗜好度の音質は、クラスタ1は「小さくて、滑らかな音」を好み、クラスタ2は「軽快でなく迫力のある音」を好み、クラスタ3は「大きい音」を好む被験者であることがわかった。Fig. 6に、官能評価実験結果から得られた主観的嗜好度と、式(1)-(3)から算出した客観的嗜好度との散布図とその相関係数を示す。いずれのクラスタにおいても高い相関係数を達成しており、主観的嗜好度が定量化できているものと考えられる。

3.2. 中速域の音に対する嗜好性定量化

低速域と同様に中速域においても各被験者の嗜好度算出、

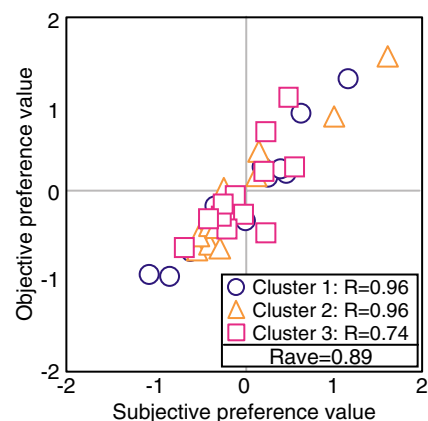


Fig. 6 Correlation between subjective and objective preference values at low engine speed

クラスタ分析、重回帰分析の順で嗜好性の定量化をおこなった。

クラスタ分析の結果、中速域ではクラスタが4種類に分かれた。その人数割合を Fig. 7 に示す。

Fig. 7 によると人数割合は、クラスタ1が最も多く 50% 程度であり、クラスタ2の人数割合も 40% 程度と高く、低速域の結果とは異なっている。

低速域と同様に、各クラスタについて重回帰分析をおこない、クラスタ1の結果を式(4)に、クラスタ2の結果を式(5)に、クラスタ3の結果を式(6)に、クラスタ4の結果を式(7)に示す。

$$\begin{aligned} OPV 1 (\text{Cluster 1}) \\ = -3.4 \times \text{大きさ感} + 1.2 \times \text{滑らか感} + 0.1 \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} OPV 2 (\text{Cluster 2}) \\ = -1.1 \times \text{大きさ感} + 0.8 \times \text{迫力感} - 0.8 \times \text{軽快感} \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} OPV 3 (\text{Cluster 3}) \\ = 1.1 \times \text{大きさ感} + 0.5 \times \text{軽快感} - 0.3 \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} OPV 4 (\text{Cluster 4}) \\ = -3.9 \times \text{大きさ感} + 0.6 \times \text{軽快感} \end{aligned} \quad (7)$$

式(4)-(7)より、クラスタ1は「小さくて、滑らかな音」を好み、クラスタ2は「軽快ではなく迫力のある音」を好み、クラスタ3は「大きく軽快な音」を好み、クラスタ4は「小さく、軽快な音」を好む被験者であることがわかった。そして、Fig. 8 に示すように、中速域の各クラスタの主観的嗜好度に対する客観的嗜好度においても高い相関係数を達成することができた。

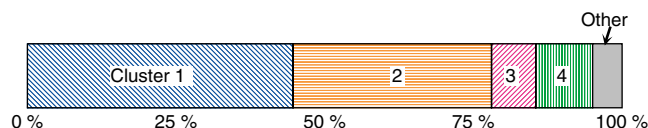


Fig. 7 Preference groupings at middle engine speed

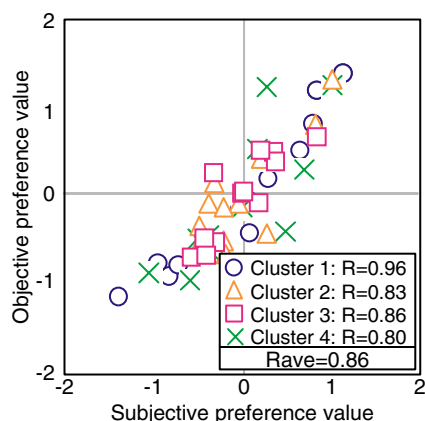


Fig. 8 Correlation between subjective and objective preference values at middle engine speed

3.3. 高速域の音に対する嗜好性定量化

低、中速域と同様に高速域においても各被験者の嗜好度算出、クラスタ分析、重回帰分析の順で嗜好性の定量化をおこなった。

クラスタ分析の結果、高速域では中速域と同様にクラスタが4種類に分かれた。その人数割合を Fig. 9 に示す。

低、中速域と同様に、各クラスタについて重回帰分析をおこない、クラスタ1の結果を式(8)に、クラスタ2の結果を式(9)に、クラスタ3の結果を式(10)に、クラスタ4の結果を式(11)に示す。

$$\begin{aligned} OPV 1 (\text{Cluster 1}) \\ = -2.9 \times \text{大きさ感} + 1.0 \times \text{滑らか感} + 1.7 \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} OPV 2 (\text{Cluster 2}) \\ = -5.3 \times \text{大きさ感} + 2.1 \times \text{迫力感} - 0.4 \times \text{軽快感} - 0.2 \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} OPV 3 (\text{Cluster 3}) \\ = 2.5 \times \text{大きさ感} - 1.2 \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} OPV 4 (\text{Cluster 4}) \\ = -2.3 \times \text{大きさ感} + 0.4 \times \text{軽快感} + 0.8 \end{aligned} \quad (11)$$

式(8)-(11)より、中速域とほぼ同様にクラスタ1は「小さくて、滑らかな音」を好み、クラスタ2は「軽快ではなく迫力のある音」を好み、クラスタ3は「大きい音」を好み、クラスタ4は「小さく、軽快な音」を好む被験者であることがわかった。そして、Fig. 10 に示すように、高速域の各クラスタの主観的嗜好度に対する客観的嗜好度においても高い相関係数を達成することができた。

以上のように、加速時の車内音に対する嗜好性は低速域

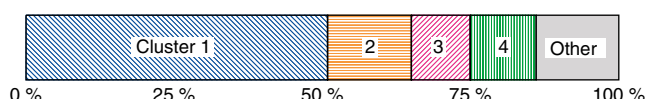


Fig. 9 Preference groupings at high engine speed

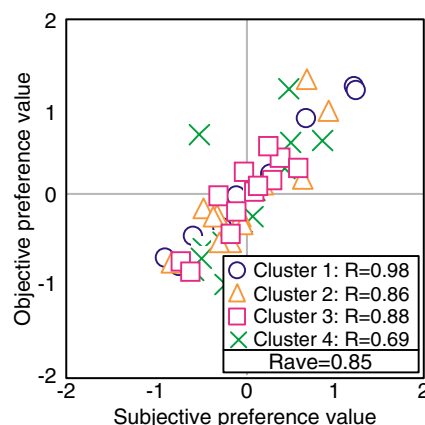


Fig. 10 Correlation between subjective and objective preference values at high engine speed

で3種類、中、高速域では4種類存在することがわかった。中、高速域で定量化された「小さく、軽快な音」が低速域で定量化されなかった理由としては、低速域ではエンジン回転速度が低いため、軽快感を知覚するのに必要な高次数成分音が小さいことによるものと考えられる。

4. アンケートによる被験者の属性調査

音に対する嗜好性と被験者の属性との因果関係を見出すために、官能評価実験に参加してもらった全被験者に対して、さらにアンケート調査を実施した。アンケート内容は下記5項目に関連した質問で構成した。

(1) 被験者個人情報

性別、年齢、職種、など

(2) 車関係情報

所有車、車への関心、車選定基準、など

(3) オピニオンリーダー性

新製品に興味有、人と広く付き合うのが好き、など

(4) 生活スタイル

仕事に重点を置く、田舎に暮らしたい、など

(5) 趣味、余暇の過ごし方

旅行に行く、スポーツをする、など

どのような被験者がどのような音質を好むのかということを確認するために、アンケートにより得られた被験者の属性ごとに、各クラスターの人数割合、すなわち嗜好性の人数分布の割合(以降、嗜好性分布割合)がどのように変化するかを分析した。

Fig. 11は、属性ごとに分ける前の全被験者を対象とした場合の嗜好性分布割合を表し、どの回転速度域においてもクラスター1の割合が高く、次にクラスター2の割合が高い。

次に、自動車の文化が全く同じではない日本、ドイツ、アメリカで嗜好性分布割合が異なるか否かは興味のあるところである。そこで、国別に分析したものを Fig. 12 に示す。これを見ると、各国ごとに若干の違いはあるものの、おおむね同様であるということがわかった。

ここからは、さまざまな被験者の属性に対して嗜好性分布割合を分析し、特に全被験者の嗜好性分布割合と比較して変化の大きかったものについて示す。

Fig. 13に年代別での嗜好性分布割合を示す。この結果から年代が高いほど小さくて滑らかな音を好む人が多く、年

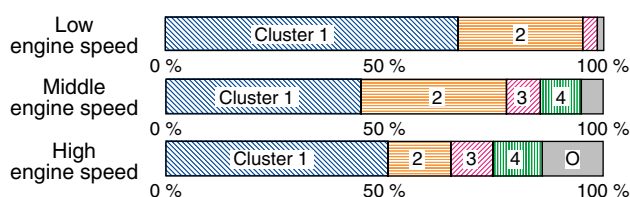


Fig. 11 Preference groupings among all subjects

代が低いほど軽快ではなく迫力のある音を好む人が多いことがわかった。特に30代以下の被験者は、中速域では軽快ではなく迫力のある音を好む人が多い。

Fig. 14 に性別での嗜好性分布割合を示す。この結果から、男性は軽快ではなく迫力のある音を好む人が多く、女性は小さくて滑らかな音を好む人が多い。また、女性に比べると男性は、大きくて軽快な音を好む人の割合が高い。

Fig. 15では、車に対する関心の有無での嗜好性分布割合を示す。この結果から、車に関心がある人は軽快ではなく迫力のある音を好む人が多く、関心がない人は小さくて滑らかな音を好む人が多い。

以上のように、さまざまな被験者の中で特に高齢層や女性は小さくて滑らかな音を好む人が多く、若年齢層や男性、車に関心のある人は軽快ではなく迫力のある音を好む

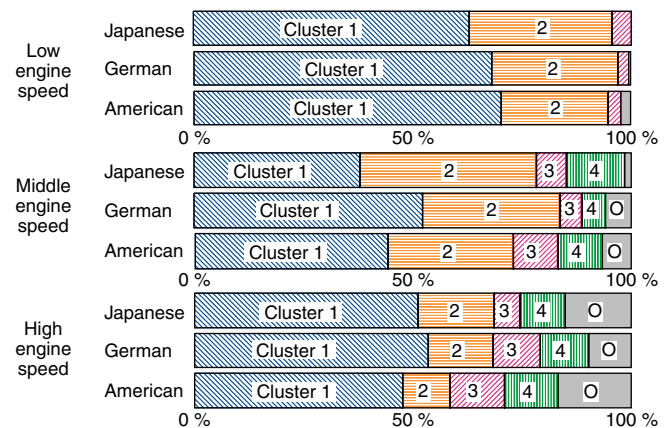


Fig. 12 Preference groupings for each nationality

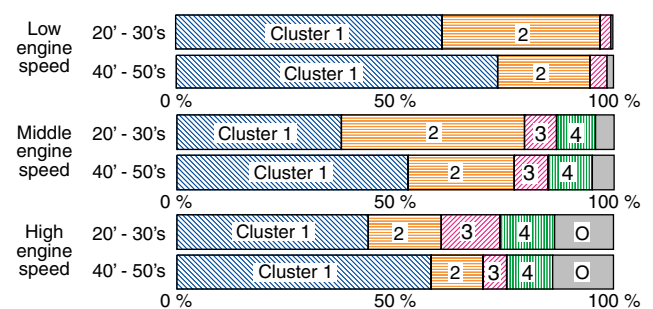


Fig. 13 Preference groupings for each generation

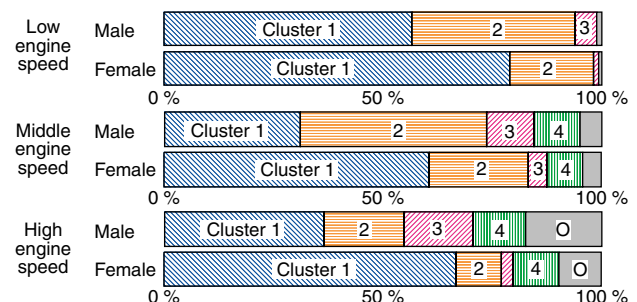


Fig. 14 Preference groupings for each gender

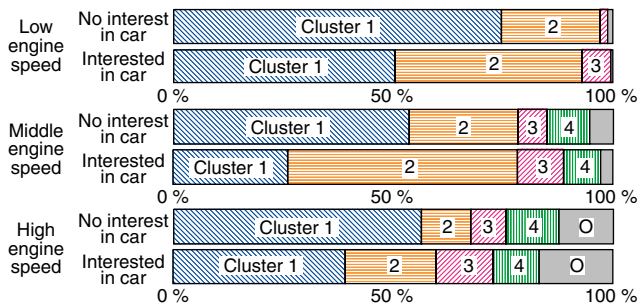
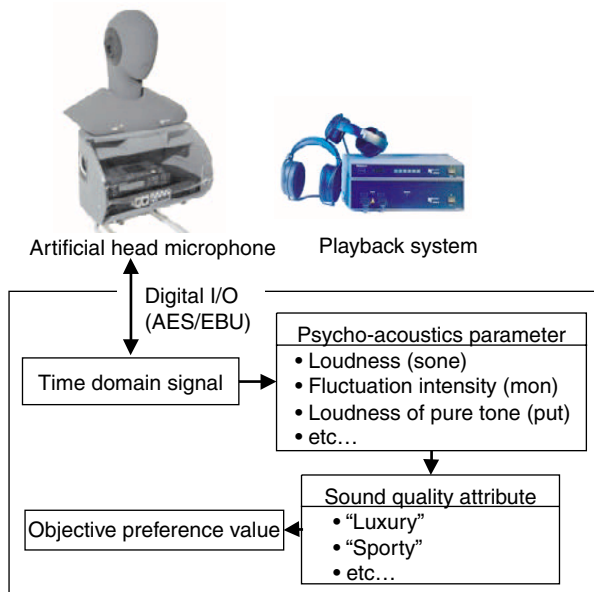


Fig. 15 Preference groupings depending on subject's car interest

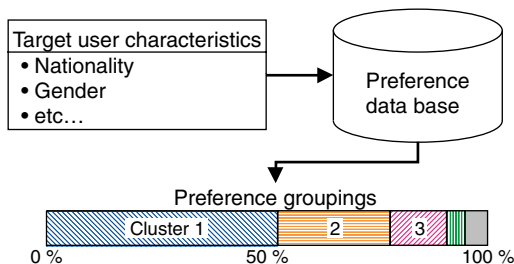
人が多い。また女性に比べ男性は大きくて軽快な音を好む人が多いことが明らかになった。

5. 客観的嗜好度評価システムの開発

車両の開発コンセプトに応じて対象となるユーザがおおよそ推定できると、本手法により重視すべき客観的嗜好度を選定することができ、その音の成分構成を明確にすることができる。これを商品開発の中で効率良く運用するために客観的嗜好度を評価可能なシステムを開発した。このシ



(a) Calculation of preference value



(b) Calculation of preference rate

Fig. 16 Preference evaluation system

ステムでは、ダミーヘッドマイクロホンを用いて計測された音圧信号を演算処理することにより、「大きさ」、「変動強さ」などの聴覚刺激量、「軽快感」、「滑らか感」などの複合的音質評価尺度、さらにこれらの値を利用して算出される低、中、高速域における各嗜好度が算出可能である。Fig. 16にシステムの概要を示す。

次に解析事例として、A車、B車の急加速中の中速域の室内音を分析した結果を Fig. 17 に、対象とするユーザを日本人で車に関心のある 20 代と 30 代とした時の嗜好性分布割合を Fig. 18 に示す。

この結果を見ると、B車の方がA車に比べ、軽快ではなく迫力のある音であり、対象とするユーザの多くに好まれるものと判断することができる。

以上のように、計測した音に対する客観的嗜好度を算出し、その音質が対象ユーザに対し好まれる音質であるか否かを容易に評価可能なシステムとなっている。

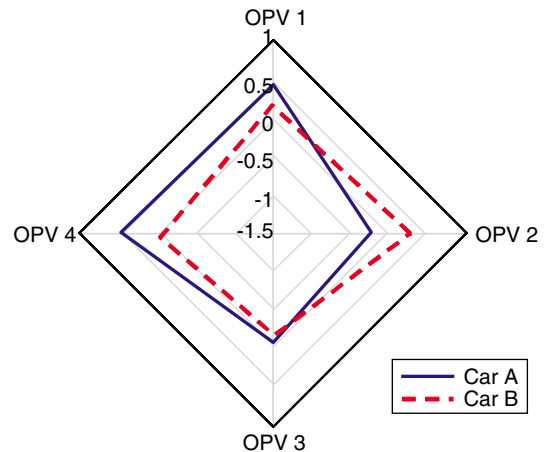


Fig. 17 Calculated preference value

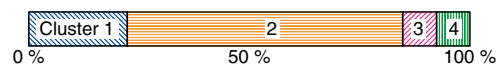


Fig. 18 Preference groupings in selected subject's characteristics

6. まとめ

本研究では、日本、ドイツ、アメリカにおいて計約 600 人の被験者を対象に官能評価実験とアンケート調査とその分析をおこない、加速中の車内音に対する嗜好性に対して以下の結果を得た。

- (1) 音に対する嗜好性はエンジン回転速度の低速域では 3 種類、中、高速域では 4 種類に分類できることがわかった。
- (2) 分類された主観的な各嗜好性を、客観的な数値で表現可能となった。

- (3)被験者の属性の中で、特に性別、年齢、自動車に対する関心の有無が、音に対する嗜好性を大きく分ける要因であることがわかった。
- (4)ユーザに好まれる音質の実現にむけて、音の改善指針がより明確に検討可能な客観的嗜好度評価システムを開発した。

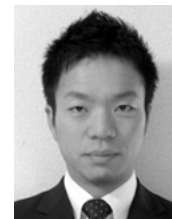
参考文献

- (1) 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
- (2) 石井康夫, 山下剛, Brandl,F.K., Thomann,S., Biermayer,W.: 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
- (3) 能村幸介, 吉田準史: 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, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.237-246
- (4) 難波精一郎, 桑野園子: 音の評価のための心理学的測定法, コロナ社, p.221(1998)
- (5) 石村貞夫: すぐわかる多変量解析, 東京図書, p.201 (1992)

■ 著 者 ■



能 村 幸 介



吉 田 準 史

SEA 法による吸音型防音材料仕様の決定手法

Selection Technique of Sound Absorption Type Acoustic Insulation Material
by Applying SEA Modeling Method

野口 好 洋*

Yoshihiro NOGUCHI

多 田 寛 子*

Hiroko TADA

土 居 隆 之*

Takayuki DOI

見坐地 一 人*

Kazuhito MISAJI

要 旨

本論は静粛性向上と軽量化を両立する防音パッケージの開発手法について述べたものである。車室内騒音対策解析シミュレーション技術として開発初期段階より適用可能なハイブリッド統計的エネルギー解析手法(SEA 法)と積層多孔質材料の音響特性予測技術を用い提案仕様検討をおこなった。

本技術の適用により、新型CIVICは前モデルに対し、ロードノイズの静粛性を向上するとともに防音仕様の軽量化も実現できた。

ABSTRACT

This paper describes an effective method of developing a soundproof package, which balances both light weight and high noise insulation performance. Since it is necessary to propose the design of sound insulation in the early stages of development, the hybrid statistical energy analysis (SEA) modeling method is applied, which is practical for high frequency analysis. Also an acoustic characteristic estimation technique for multi layer structures is used.

As a result of applying these effective methods, the new 2006 CIVIC has enhanced road noise quietness and decreased weight when compared with the previous model.

1. まえがき

自動車の車室内における静粛性向上は自動車の商品性能の魅力を上昇させる上で重要項目の一つである。一方、低燃費の観点から軽量化も必要不可欠な項目になっている。静粛性向上(防音性能向上)と軽量化は相反するケースが多い。これまでの開発では、開発中期以降(レイアウト制約あるなか)での実車を用いた対策検討が主流になっていた。そのため、静粛性向上を達成しようとする、重量増加を招き、効果効率的な対策ができていないのが現状であった。そこで本稿では、新型 CIVIC の静粛性向上と重量軽減を目的に、開発初期段階より効率的かつ定量的な車室内騒音対策を可能にする解析シミュレーション技術であるハイブリッド SEA モデル化手法^{(1), (2)}と積層多孔質材料の音響特性予測技術^{(3), (4)}を用い、防音パッケージの提案仕様を検討した。その中で、これらの技術を用い、吸音性能・遮音性能それぞれのトータル音響性能を満足する仕様を提案するという観点で検討をおこなったので、その詳細について報告する。

*栃木研究所

また、あわせて、新型モデルでの提案仕様の吸音・遮音性能及び実車のロードノイズ確認結果についても報告する。

2. 手法

2.1. 開発手順

フルモデルチェンジとなる新型 CIVIC は、前モデルに対し防音パッケージの重量を下げ、かつロードノイズの静粛性を向上させるため、車室内の高周波ロードノイズレベルの低減を目標とした軽量防音パッケージの開発を以下の手順で実施した。

- (1)ハイブリッド SEA モデル化手法により前モデルの寄与解析
- (2)上記の解析結果をもとに遮音性能が重要な箇所の選定
- (3)(2)で選定した箇所の遮音特性(CLF)を前モデルレベルを保持した上で、ロードノイズ目標レベルを達成する車室内の目標吸音特性(DLF)を決定
- (4)前モデルに対し防音材重量を30%低減し(3)で設定し

た SEA パラメータ特性 (CLF, DLF) を実現する防音材仕様を積層多孔質材料の音響特性予測手法により検討実施

2.2. 解析手法

開発に用いたハイブリッド SEA モデル化手法、積層多孔質材料の音響特性予測手法について示す。

2.2.1. ハイブリッド SEA モデル化手法

本稿で用いたハイブリッド SEA モデル化手法は、モデル内のエネルギーフローを実車同様に正確に再現するために従来の解析 SEA モデルと実験 SEA モデルを組合せたモデルで、以下に示す 6 ステップに分けたモデル作成フローより構築した。

- (1) 解析 SEA モデルの作成
- (2) パワーを入力する要素を定義
- (3) 主要パワー伝達経路ネットワーク図の作成
- (4) SEA パラメータを実験的に測定
- (5) 測定で得られた SEA パラメータを (1) で作成した解析 SEA モデルへ置換
- (6) ハイブリッド SEA モデル化

2.2.2. 積層多孔質材料の音響特性予測

今回開発対象とする防音材は Fig. 1 に示すようにフェルト材の 2 層構造で、基板も含めると 3 層構造になる。この構造はマス層を無くすことにより軽量化し、遮音性能は低下するが、吸音性の高い多孔質材を用いることによりトータルの音響特性を向上させることをねらった構造である。

フェルト 1 の境界面 1 と 2 の音圧 p_1 と粒子速度 u_1 の間に次式 (1) の関係が成立つ。

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ u_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh(\gamma_1 l_1) & (Z_1) \sinh(\gamma_1 l_1) \\ (1/Z_1) \sinh(\gamma_1 l_1) & \cosh(\gamma_1 l_1) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_2 \\ u_2 \end{Bmatrix} \quad (1)$$

同様に、フェルト 2 の境界面 2 と 3 の音圧 p_1 と粒子速度 u_1 の間に次式 (2) の関係が成立つ。

$$\begin{Bmatrix} p_2 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh(\gamma_2 l_2) & (Z_2) \sinh(\gamma_2 l_2) \\ (1/Z_2) \sinh(\gamma_2 l_2) & \cosh(\gamma_2 l_2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_3 \\ u_3 \end{Bmatrix} \quad (2)$$

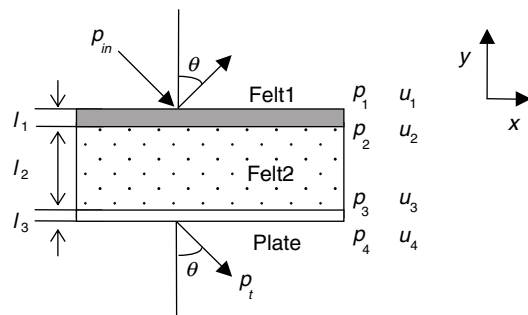


Fig. 1 Detail of three layers of a multilayered material

基板の境界面 3 と 4 の音圧 p_1 と粒子速度 u_1 の間に次式 (3) の関係が成立つ。

$$\begin{Bmatrix} p_3 \\ u_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & Z_{(3)} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_4 \\ u_4 \end{Bmatrix} \quad (3)$$

また、入力音圧 p_{in} と境界面音圧 p_1 との間には (4) 式、透過音圧の p_t と境界面音圧 p_4 との間には (5) 式の関係が成立つ。

$$p_{in} = p_1 (Z_{(1)} + \rho C_x) / 2 Z_{(1)} \quad (4)$$

(ρ : 空気の密度, C_x : 空気中の音の速度)

$$p_t = p_4 \quad (5)$$

ここで、 Z_i は各層の特性インピーダンス、 Z_0 は各層の表面音響インピーダンス、 γ_i は i 番目のフェルトの伝播定数、 l_i は i 番目のフェルトの厚さを示す。なお、フェルト材は繊維系であるので Equivalent Fluid モデルを用いて特性インピーダンスを求めた。次に、(1) から (5) 式より入力音圧 p_{in} と透過音圧の p_t を求めて (6) 式に代入し (7), (8) 式から透過損失が求められる。

$$\tau_\theta = \frac{(p_t^2)}{(p_{in}^2)} = |T_r|^2 \quad (6)$$

$$\tau = 2 \int_0^{\theta_{lim}} d\theta |T_r|^2 \sin \theta \cos \theta \quad (7)$$

(θ_{lim} : 角度限界値)

$$TL = 10 \log_{10}(1/\tau) \quad (8)$$

また、次に示す (9) から (11) 式より吸音率が求められる。

$$R = \frac{Z_{(1)} - Z_0}{Z_{(1)} + Z_0} \quad (9)$$

$$\alpha_\theta = 1 - |R|^2 \quad (10)$$

$$\alpha = 2 \int_0^{\theta_{lim}} d\theta \sin \theta \cos \theta \alpha_\theta \quad (11)$$

3. 解析結果

3.1. ハイブリッド SEA モデル化手法による前モデルの寄与解析結果

2.2 節で示したハイブリッド SEA モデル化手法を用いて作成した前モデルの SEA モデルの解析精度を確認するため、ロードノイズ評価路面を時速 80km/h 走行時における室内音レベルの予測値と実測値を比較した。その結果を Fig. 2 に示す。この結果から作成したハイブリッド SEA モデルは ± 3 dB の解析精度であることが確認できた。

次に、このモデルを用いて求めた車室内空間に隣接するサブシステムから車室内へのパワー寄与を Fig. 3 に示す。

800Hz以上の高周波に着目すると、周波数域800Hz-2kHzの音についてはトンネル部を含むフロア部からの音響透過の寄与と、トランクルームからの音響透過の寄与が高いことがわかる。また、2kHz以上ではドア廻りからの音漏れの寄与が高いことがわかる。

3.2. 遮音性能(CLF)重要箇所の選定

3.1. 節の寄与解析結果からトンネル部を含むフロアカーペットの遮音特性(CLF)とトランクルームの吸音特性及び、ドア廻りからの音漏れ対策が重要であることがわかる。車室内防音パッケージに着目すると、フロアカーペットのCLFは現行モデルの性能を保持し、目標とするロードノイズレベルを達成するのに必要な車室内のDLFを目標に防音材仕様を開発する。なお、車室内防音パッケージ以外の対策としては、トランクルーム内の吸音特性向上とドアシール性等を向上させたが、本稿では車室内防音パッケージ対策を例にとり、その検討結果を示す。

3.3. ロードノイズ目標レベルを達成する車室内の目標吸音特性(DLF)の決定

ロードノイズ入力パワーと車室内へのCLFが前モデルと

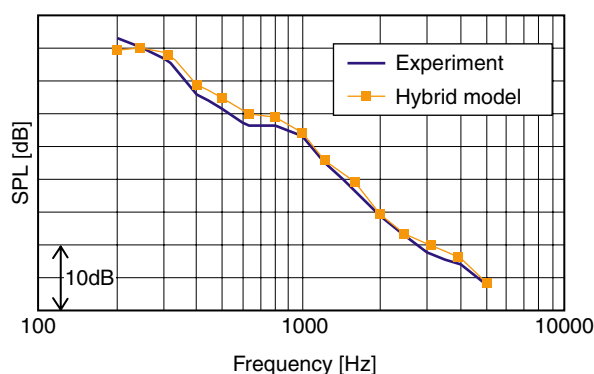


Fig. 2 Interior cavity sound pressure level (Road noise analysis)

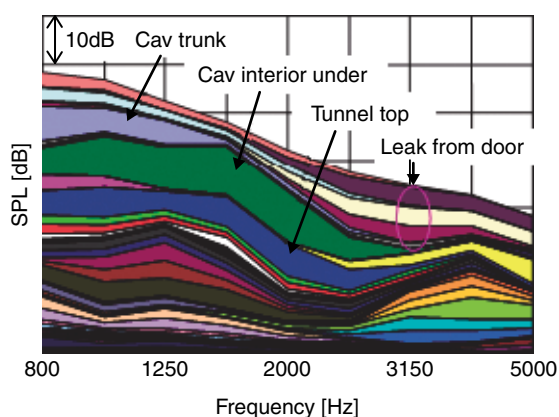


Fig. 3 Power contribution to interior cavity sound pressure level

同じであるという仮定と、車室内防音対策以外の対策効果を見込み、車室内の目標吸音特性(DLF)を決定した。決定した車室内 DLF と前モデルの DLF との比較結果を Fig. 4 に示す。

3.4. 軽量防音材の検討

目標とする車室内 DLF を達成する防音材開発の中からここでは、Fig. 1で示した3層構造防音材を基本構造とするフロアカーペットの特性について示す。

3.4.1. フロアカーペットの吸音特性と遮音特性

車室内の目標 DLF を満足させるための各部位の吸音率(α)を、車室内DLFに対する各部位の表面積寄与率から逆算して求めた。その結果、フロアカーペットの目標吸音率を前モデルに対し、1kHz以上で約3倍に設定した。また、フロアカーペットの遮音特性(CLF)は前モデルと同等レベルを保持する必要があることから目標透過損失特性は前モデルと同等とした。これらの吸音率と透過損失特性を満足するフロアカーペットを 2.2.2. 項で示した積層多孔質材料の音響特性予測手法を用いて、設計パラメータである各多孔質材の厚み及び材料特性(特に重要なのは、空気流れ抵抗値)を、先行検討段階でのレイアウト確保も見据えて検討した。その結果、Fig. 5, 6に示すように吸音率は目標特性を満足したが、遮音特性はマス層を無くしたことにより前モデルより 1-2dB 性能が劣る結果になった。

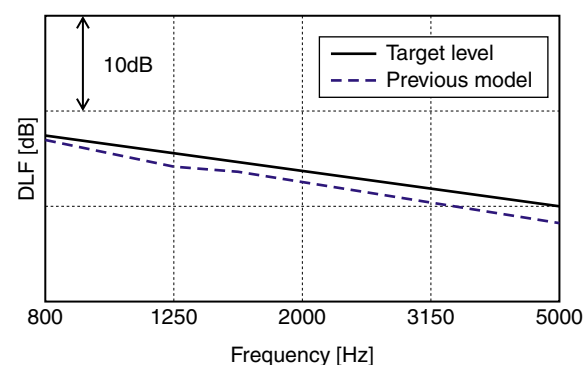


Fig. 4 Target for interior cavity DLF

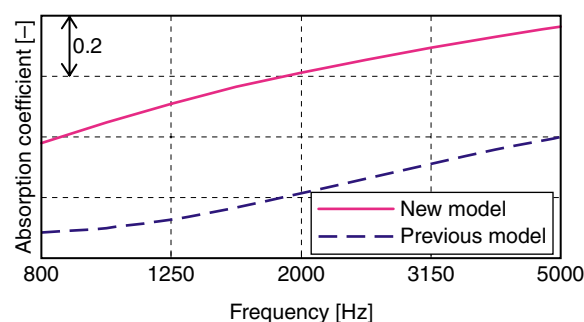


Fig. 5 Comparison of floor carpet absorption between previous and new models

3.4.2. フロアカーペットのトータル音響特性

遮音特性が前モデルに対し劣った分を吸音特性向上でリカバリできているかを車室内音場とフロアパネル、フロア下音場の3要素 SEA モデル(Fig. 7)で検証した。前モデルフロアカーペット仕様と今回検討した仕様のそれぞれにおいて、フロア下音場に同じパワーを与えた時の車室内音の差を Fig. 8 に示す。

この結果から今回検討したフロアカーペットの吸音・遮音トータル音響特性は前モデルに対し向上していることが確認できた。

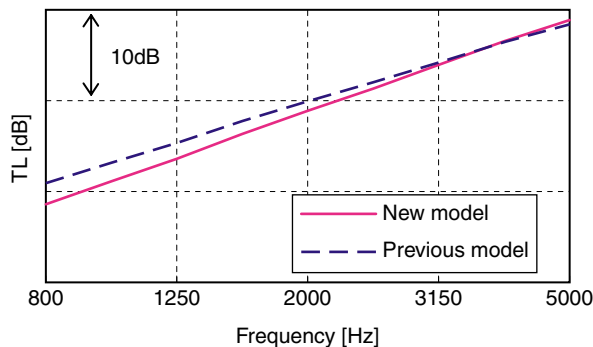


Fig. 6 Comparison of floor carpet transmission loss between previous and new models

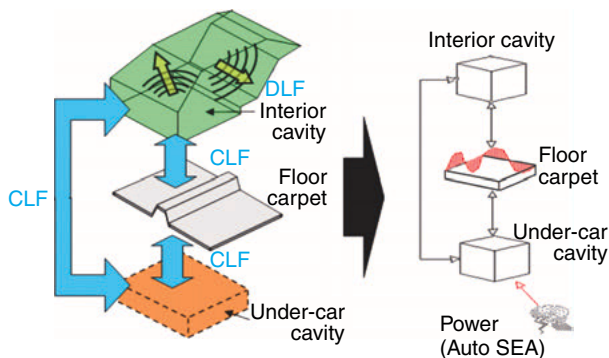


Fig. 7 SEA model (Three subsystems)

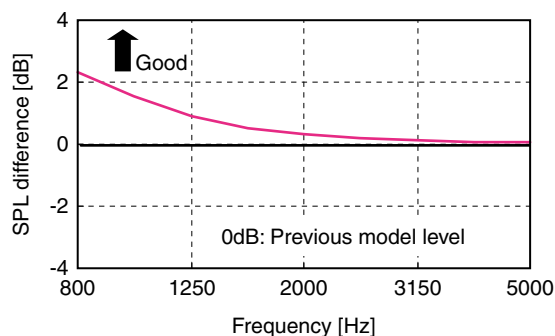


Fig. 8 Effect of new model floor carpet compared to previous model

4. 実車性能

以上の結果をもとに開発した防音パッケージを適用した実車の性能評価をおこなった結果を示す。

4.1. SEAパラメータ(DLF, CLF)

今回開発した車室内防音パッケージが目標とするSEAパラメータを満足できていることを実測し確認した。Fig. 9にFig. 5で設定した目標DLFと実測したDLFの比較を示す。Fig. 9から目標DLFを達成できたことがわかる。また、Floor下音場と車室内音場間のCLFは前モデル性能を保持する条件に対しても、Fig. 10に示す前モデルとのCLF比較結果から目標を満足したことがわかる。

4.2. ロードノイズレベル

今回開発した車室内防音パッケージ仕様のみを投入した実車と前モデル及び、その他の対策仕様(ドアシール、トランクルーム吸音対策等)をすべて投入した実車のロードノイズレベルの比較結果を Fig. 11 に示す。ここでの実測値は、ロードノイズ評価路面を時速 80km/h 走行時における車室内ロードノイズレベルを示している。

開発した車室内防音パッケージのロードノイズ効果は、高周波域で前モデルに対し約 2dB、すべての対策仕様の効果を含めると約 2 - 4dB の効果になり目標レベルを達成することができた。加えて、前モデルの防音材の使用量に対して、30%を超える軽量化を図ることができた(Fig. 12)。

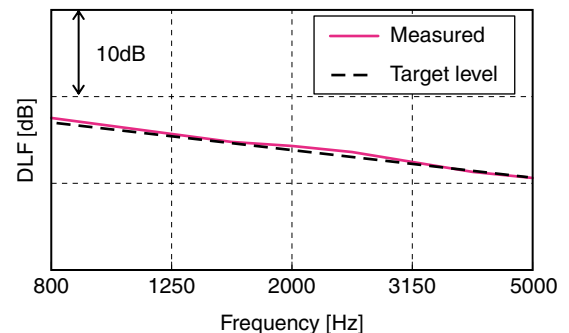


Fig. 9 Comparison of target and measured interior cavity DLF

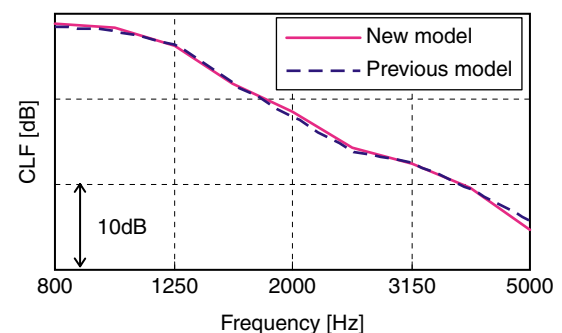


Fig. 10 Comparison of floor to cabin CLF between previous and new models

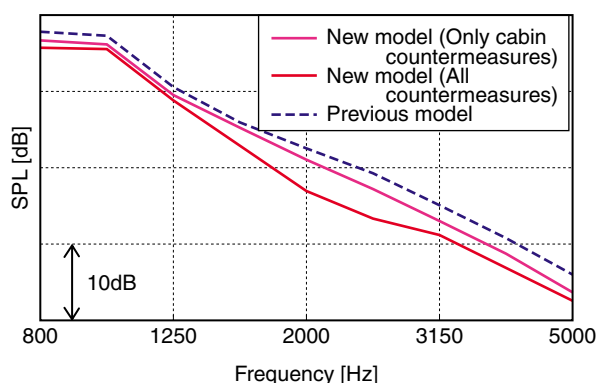


Fig. 11 Interior cavity sound pressure level at 80km/h on rough road

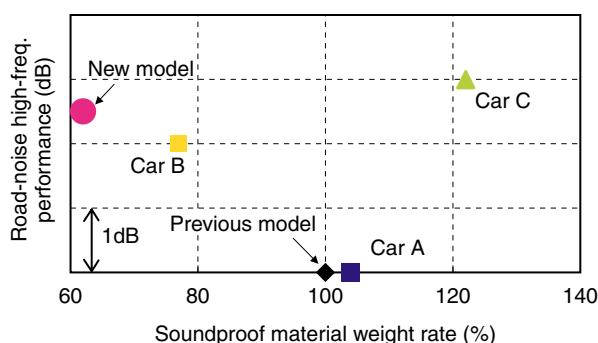


Fig. 12 Hierarchy map (weight rate / road-noise performance)

5. まとめ

開発初期段階から、ハイブリッドSEAモデル化手法と積層多孔質材料の音響特性予測技術を用いて、吸音性の向上を主とした軽量防音パッケージを開発することにより、

- (1) ハイブリッドSEAモデル化手法と積層多孔質材料の音響特性予測技術の有効性が確認できた。
- (2) 吸音・遮音によるトータル音響特性が成り立つフロアカーペット仕様をはじめとする車室内防音パッケージを構築することができた。
- (3) その結果目標とする高周波域のロードノイズ2dBの低減と、さらに30%を超える防音材の軽量化を達成することができた。
- (4) ロードノイズ静粛性(高周波域)と軽量化の観点から十分な性能を確保した新型 CIVIC を実現することができた。

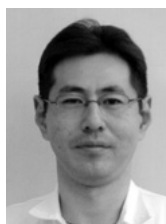
参考文献

- (1) Misaji, K., et al.: Testing Uniqueness of Hybrid SEA Modeling Solution for a Passenger Car, 2003 SAE Noise & Vibration Conference & Exhibition, 2003-01-1408
- (2) Misaji, K., et al.: Hybrid SEA Modeling Scheme for

Analysis of High-frequency Noise in Passenger Car, Review of Automotive Engineering JSAE, Vol.26, No.1, p.3-8(2005)

- (3) Misaji, K., et al.: Prediction of the SEA Input Parameters for the Sound Package, 2003 SAE World Congress, 2003-01-1022
- (4) 見坐地 一人, 多田 寛子, 野口 好洋, 来原 裕司, 山下 剛: 自動車用防音パッケージの SEA パラメータ予測, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.1, p.181-186
- (5) 見坐地 一人, 斎藤 寿信, 来原 裕司, 山下 剛: 統計的エネルギー解析手法(SEA)を用いた自動車のロードノイズ解析, 1999 年自動車技術会秋季学術講演会前刷集, No.71-99, 9939730

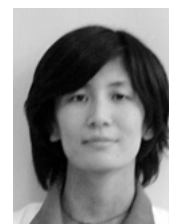
■ 著 者 ■



野口 好洋



土居 隆之



多田 寛子



見坐地 一人

クーラント防錆添加剤処方が アルミニウム合金の表面に与える影響

Analysis of Aluminum Alloy Surface Formed by Rust-preventive Additive Component of Coolant

大森 彩子*
Ayako OMORI

大澤 充*
Mitsuru OSAWA

要 旨

クーラントの重要な役割のひとつとして、エンジン内部の冷却通路を錆から守る性能、すなわち防錆性能が挙げられる。防錆性能は、処方される添加剤の種類や添加量によって定まる性能である。

近年、主に自動車に適用されているクーラントは、使用される防錆添加剤の種類によって、有機酸処方、リン酸処方、シリケート処方などに大きく分類される。

本研究では、一般に耐熱寿命の長い有機系添加剤を組み合わせた有機酸処方にてアルミニウムに対する防錆効果の高い添加剤処方の検討をおこなった。あわせてクーラントの処方の違いがアルミニウム表面に及ぼす影響を、金属腐食試験後の表面解析により明らかにしたのでその結果を報告する。

ABSTRACT

Coolant protects the engine water jacket against rusting, in other words, it acts as a rust preventive. The rust preventive performance depends upon the type and quantity of the additive.

Automotive coolants used in recent years can be broadly divided into three categories depending on the type of additive used: organic acid coolants, phosphate coolants, and silicate coolants.

In this research project, we studied coolant additives that provided aluminum with corrosion resistance, by combining organic acid coolant with organic additives that have a long heat-resistant life. The coolants were compared by analyzing the aluminum surface after the metal corrosion condition.

1. まえがき

防錆添加剤処方の技術向上に伴い、交換インターバルを延長したクーラントが世界各社で適用され始めている。1990年代には2－3年での交換が一般的であったが、近年では5年、もしくはそれ以上での交換を推奨するものが見られ始めている。クーラントの交換寿命の延長は、従来の無機系の防錆添加剤に加えて、耐熱寿命の長い有機系の防錆添加剤を採用し、さらに長期防錆を目的とした添加剤組み合わせの最適化が図られた結果といえる。

クーラントの処方には古くから Fig. 1 に示すような地域性がある^{(1), (2)}。近年の欧米では、有機系添加剤のみを採用した有機酸処方、もしくは無機系のシリケートを採用したシリケート処方の2種類が主に適用されている。

日本では欧米とは異なった独自の処方が採用されており、1980年代のアミン処方クーラントを経て、1990年以降はリン酸塩と有機酸塩とを組み合わせ用いたリン酸処方クー

ラントが広く適用されている。

このような背景のなかで、有機酸処方クーラントでのアルミニウムのエロージョンを指摘する報告がある⁽¹⁾。そこで、本研究では有機酸クーラントの耐エロージョン性を向上する防錆添加剤処方の研究をおこなった。さらに、腐食試験後のアルミニウムの表面解析をおこない、クーラントの処方の違いが金属表面にどのような影響を与えているかを明らかにした。

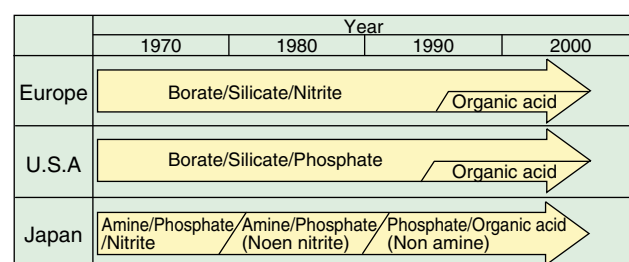


Fig. 1 Coolant formation in each region

*栃木研究所

2. 試験方法

2.1. 有機酸処方クーラントの検討

クーラントの防錆添加剤処方の検討にあたっては、特に流水環境下でのアルミニウム防錆性能、すなわち耐エロージョン性を確保することが、重要となる⁽¹⁾。そこで、いくつかの処方の有機酸クーラントを作成して、流水環境下でのアルミニウムに対する防錆性能の評価をおこなった。

防錆添加剤の組合せ選定にあたっては、以下の点を考慮した。

- (1)クーラント防錆添加剤として実績を有している有機カルボン酸塩を処方したクーラントをベースとした。
- (2)(1)のベース処方に、アルミニウムを防錆できる可能性を有する構造または官能基をもつ有機系物質を新たに採用した。

2.1.1. 試料

評価したクーラント処方の組み合わせを Table 1 に示す。いずれも基剤はエチレングリコールである。これを水で 30vol% の濃度に希釈し、希釈後の pH が 7.5-8.0 となるよう調整したものを試料とした。

また、比較としてリン酸処方クーラントとシリケート処方クーラントを用意した。

2.1.2. 試験方法

流水環境下でのクーラントの金属防錆性能を評価する装置として、Fig. 2 に示す循環金属腐食試験装置を使用した⁽¹⁾。試験装置に JIS K2234⁽³⁾ で規定された金属試験片をセットし、ヒータで加熱したクーラントを一定時間循環させた後に、アルミニウム試験片(AC2A)の質量変化、および外観を確認した。

2.2. クーラント循環試験後のアルミニウム表面解析

クーラントの防錆添加剤処方の違いが、アルミニウムの表面にどのような影響を与えているかを確認するため、循環金属腐食試験後のアルミニウム試験片の表面解析をおこなった。

2.2.1. 試料および試験片

解析の対象として、以下の3種類のクーラントでそれぞれに循環金属腐食試験をおこなった後のアルミニウム試験片を選定した。

- (1)有機酸処方Bクーラント
- (2)リン酸処方クーラント
- (3)シリケート処方クーラント

なお、試験の前後での表面の変化を観察しやすくするため、アルミニウム試験片は、事前に表面を鏡面状態に研磨したものをを用いて循環試験を実施した。

2.2.2. 解析項目

アルミニウム表面の解析項目および手法を以下に示す。

- ・表面の拡大観察：顕微鏡による表面の拡大観察

Table 1 Test coolant composition

Test coolant Additive composition	Organic acid coolant						Comparative	
	A	B	C	D	E	F	Phosphate coolant	Silicate coolant
Carboxylate-a	●							
Carboxylate-b	●	●	●	●	●	●	●	●
Carboxylate-c		●	●	●	●	●	●	●
Amino acid			●					
Organic nitride				●				
Organic sulfide					●			
Saccharide						●		
Phosphate							●	
Silicate								●
Triltriazole, etc	●	●	●	●	●	●	●	●
Others		●	●	●	●	●	●	●

- ・表面の化学組成分析：グロー放電発光分光法による表面深さ方向の化学組成の分析

2.3. クーラント入れ替え時のアルミニウムの表面変化

循環試験の途中で添加剤処方の異なるクーラントに液を入れ替えた場合に、アルミニウム表面がどのような変化するかを確認するため、処方の異なる2種類のクーラントを用いて循環試験をおこなった。

2.3.1. 試料

試験クーラントにはリン酸処方クーラントと有機酸処方Bクーラントを選定した。

2.3.2. 試験方法

金属試験片をセットした Fig. 2 の循環試験装置でクーラントを一定時間循環後、クーラントの種類を入れ替えてさらにクーラントを循環させて、試験後のアルミニウム外観や質量変化等を確認した。

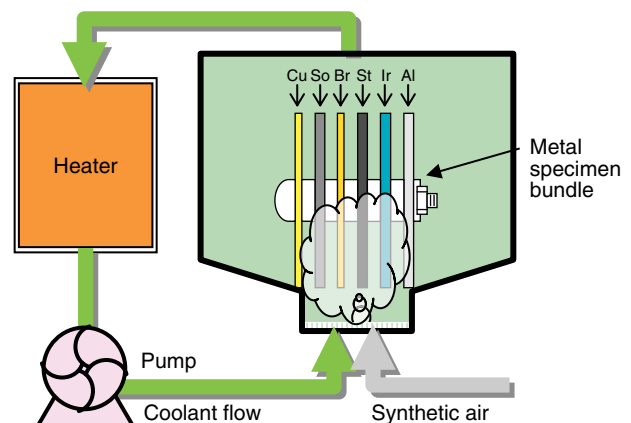


Fig. 2 Jet erosion-corrosion test apparatus

試験1：リン酸処方クーラント

→試験途中で有機酸処方Bクーラントに入れ替え

試験2：有機酸処方Bクーラント

→試験途中でリン酸処方クーラントに入れ替え

3. 結果および考察

3.1. 有機酸処方クーラント検討

Table 2に試験後のアルミニウム質量変化および外観の確認結果を示す。金属試験片の質量減少は、金属の成分がクーラント中に溶出することなどによって生じると考えられることから、クーラントの防錆性能としては、質量減少の少ないものがより優れていると判断される。

有機酸処方Aは、従来の評価でアルミニウムのエロージョンが確認されている^{(1), (4)}、有機カルボン酸塩をベースとした処方のクーラントである。試験の結果から、有機酸処方Aでは試験後のアルミニウムの質量が大きく低下していることがわかる。これに対し、有機酸処方Bクーラントでは、同様に有機カルボン酸塩をベースとした処方であるが、アルミニウムの質量低下を $-0.02\text{mg}/\text{cm}^2$ まで低く抑えることができた。

しかし、有機酸処方CからFの結果より、新規に採用した有機系物質によるアルミニウム防錆性能の向上は見られなかった。

一方で、比較となるリン酸処方、およびシリケート処方のクーラントでは、外観は試験前とほぼ同等の光沢のある銀色を維持し、アルミニウムの質量減少もなく、有機酸処方クーラントよりもさらに良好な結果を得た。

本研究では有機カルボン酸塩と各有機系物質を組み合わせた有機酸処方クーラントを作成し評価をおこなったが、有機酸処方のクーラントではいずれも試験後に質量の低下が生じ、リン酸処方、およびシリケート処方に優るアルミニウム防錆性能を有するクーラントの処方を見出すには至ら

Table 2 Results of coolant test

		Mass	Appearance
Organic acid coolant	A	$-0.83\text{ mg}/\text{cm}^2$	Black
	B	$-0.02\text{ mg}/\text{cm}^2$	Black
	C	$-0.05\text{ mg}/\text{cm}^2$	Black
	D	$-0.08\text{ mg}/\text{cm}^2$	Black
	E	$-0.17\text{ mg}/\text{cm}^2$	Black
	F	$-0.05\text{ mg}/\text{cm}^2$	Black
Comparative	Phosphate coolant	$+0.01\text{ mg}/\text{cm}^2$	Silver
	Silicate coolant	$+0.01\text{ mg}/\text{cm}^2$	Silver

なかった。

これらの検討により、有機酸処方クーラントでアルミニウムの質量減少を抑えることはできたが、有機酸処方のクーラントよりも、リン酸塩やシリケートを処方したクーラントが、アルミニウムの防錆に対してより効果的であることを再確認する結果となった。

3.2. クーラント循環試験後のアルミニウム表面

3.2.1. 表面の拡大観察

Fig. 3 に試験前後のアルミニウム試験片外観と、その表面の拡大写真を示す。試験前の試験片拡大写真で黒や灰色に見えるところは、Electron Probe X-ray Micro Analyzer (EPMA)解析の結果、アルミニウムの合金中の成分であるケイ素や銅が析出した部分と確認した。

リン酸処方、およびシリケート処方クーラント試験後の

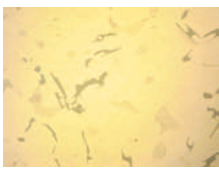
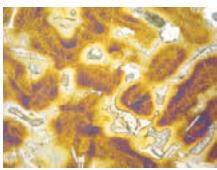
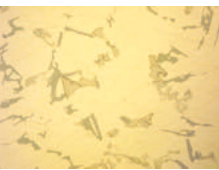
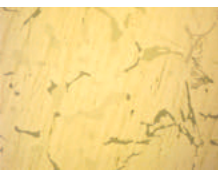
	Reference	After test		
		Organic acid coolant	Phosphate coolant	Silicate coolant
Appearance				
Magnification (x 1200)				
Mass	—	$-0.02\text{ mg}/\text{cm}^2$	$+0.01\text{ mg}/\text{cm}^2$	$+0.01\text{ mg}/\text{cm}^2$

Fig. 3 Appearance and mass of aluminum after coolant test

アルミニウム表面は、外観、および拡大写真のいずれも試験前と比較して大きな変化は確認されない。

一方、有機酸処方のクーラントの外観、および表面拡大写真は、試験前とは異なり、アルミニウム部分が全体に黒く変色し、合金中に棒状に析出したケイ素分が白く浮き上がるように観察される。これは、クーラントの流れによってアルミニウムの表面がごくわずかに削られ、アルミニウムよりも硬いケイ素分が削られずに残った結果形成されたものと考えられる。

この観察結果は、有機酸処方クーラントでのアルミニウム試験片の質量低下が、アルミニウム表層がわずかに削られることが原因で生じることを裏付けるものである。

3.2.2. 表面の深さ方向の化学組成

Fig. 4 に試験前のアルミニウム表面深さ方向の化学組成測定結果を示す。アルミニウムは表面に非常に薄い硬い酸化不動態層を形成し、大気中でアルミニウムを錆から守る役割を果たすことが一般的に知られている⁽⁵⁾。このことから、試験前の表面に検出されるアルミニウム元素と酸素の層は酸化アルミニウム層であるとわかる。

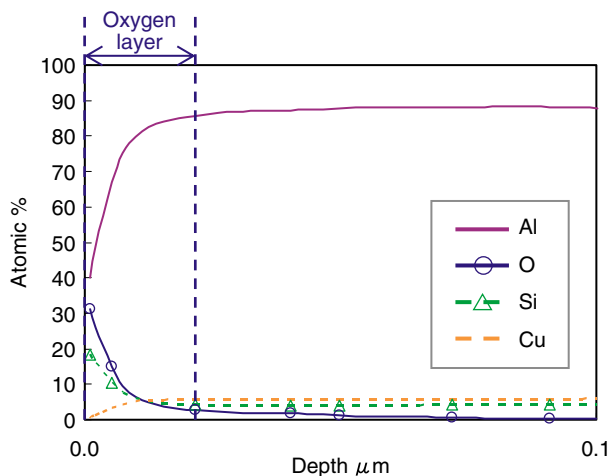


Fig. 4 Depth profile of each component of aluminum surface before coolant test

リン酸処方、およびシリケート処方クーラント試験後のアルミニウムの表面では、共に試験前と同様に薄い酸化アルミニウム層が維持されていることが確認される (Fig. 5, Fig. 6)。

一方、有機酸処方クーラントでは、表面にアルミニウム元素と酸素を検出しているが、リン酸処方やシリケート処方の試験後とは特徴の異なった厚い酸素層を形成していることがわかる (Fig. 7)。この厚い酸素層は、ラマンスペクトル解析や、X線解析の結果から、主に水酸化アルミニウムで構成される層と考えられている^{(1), (6)}。

Fig. 3 の表面拡大観察において、有機酸処方クーラントによって形成するアルミニウム表層は、クーラント中での流れによってわずかに削られることが確認されている。このことから、有機酸処方クーラントで形成している厚い水酸化アルミニウム層は、リン酸処方クーラントや、シリケート処方クーラント試験後のアルミニウム表層と比較して、流水環境下で剥がれやすい性質をもつと考えられる (Fig. 8)。

3.3. クーラント入れ替え時のアルミニウム表面変化

クーラントを入れ替えた場合、試験1、試験2のいずれ

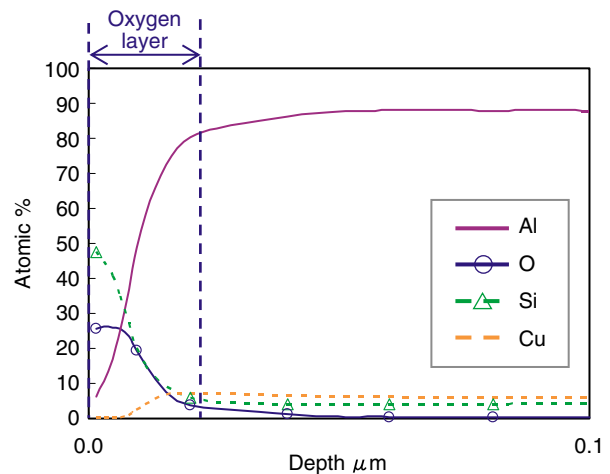


Fig. 6 Depth profile of each component of aluminum surface after silicate coolant test

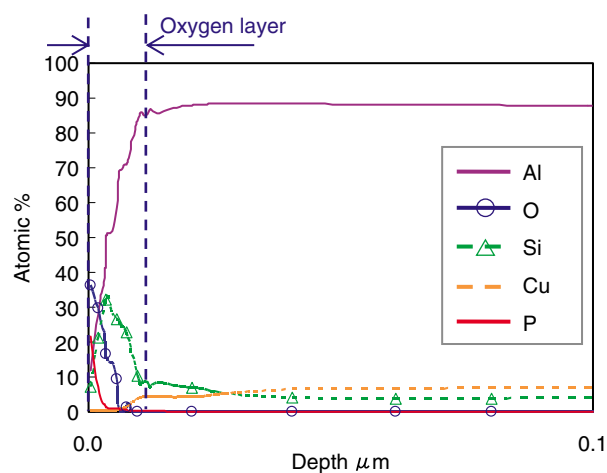


Fig. 5 Depth profile of each component of aluminum surface after phosphate coolant test

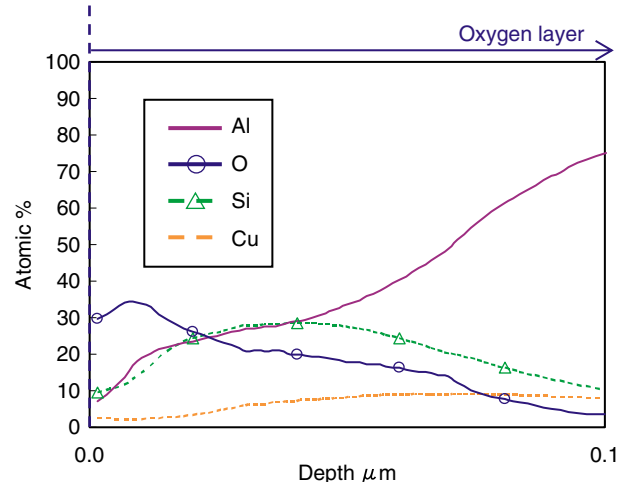


Fig. 7 Depth profile of each component of aluminum surface after organic acid coolant test

もアルミニウムの外観が茶褐色に変色し、試験片の質量の減少が見られた。また、拡大観察ではアルミニウム表面に軽微な変色と肌荒れを確認した(Fig. 9)。

深さ方向の化学組成においても、クーラントを入れ替えた場合は、どちらも有機酸クーラントのみで試験をおこなった結果と同様の厚い酸素層を特徴とする表層を確認した(Fig. 10, Fig. 11)。

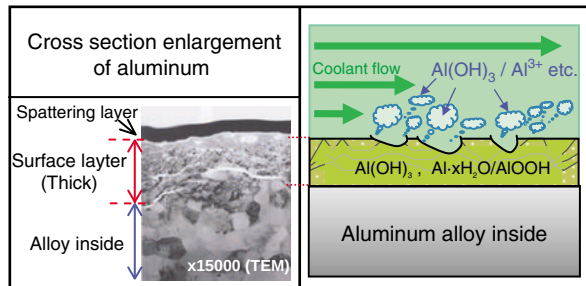


Fig. 8 Aluminum exfoliation mechanism in organic acid coolant flow

Beginning	Organic acid coolant	Phosphate coolant
Replacement	Phosphate coolant	Organic acid coolant
Appearance		
Magnification (x 1200)		
Mass	-0.06 mg/cm ²	-0.03 mg/cm ²

Fig. 9 Appearance and mass of aluminum after coolant change test

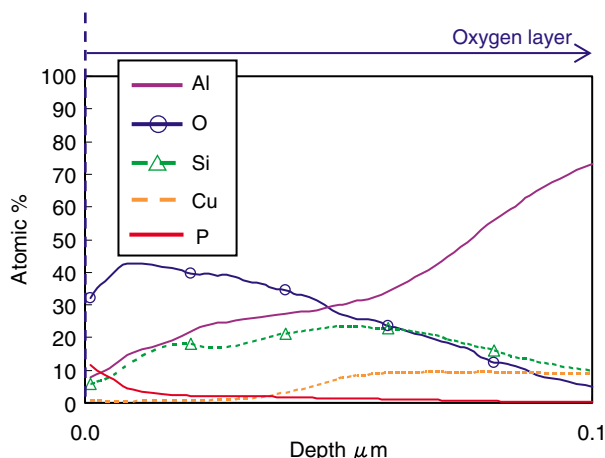


Fig. 10 Depth profile of each component of aluminum surface after coolant change test (phosphate → organic acid)

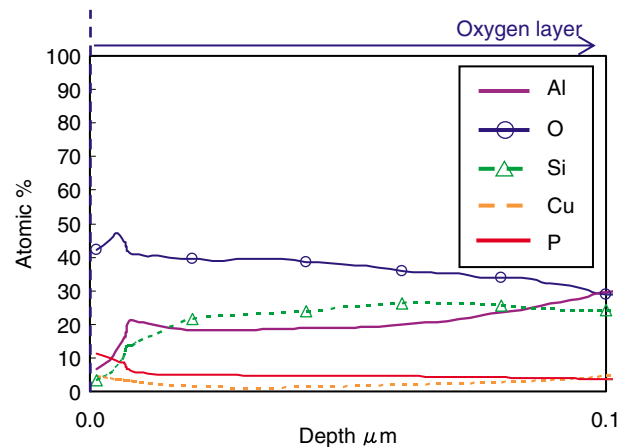


Fig. 11 Depth profile of each component of aluminum surface after coolant change test (organic acid → phosphate)

この結果から、リン酸処方クーラント使用後にクーラントを有機酸処方クーラントに入れ変えた場合、その表面は薄い酸化アルミニウム層を維持せず、有機酸処方クーラントで形成される特徴を有する厚い層に変化することを確認した。

また、有機酸処方クーラント使用後にクーラントをリン酸処方クーラントに入れ変えた場合には、その表層は有機酸処方クーラントで形成される特徴を維持し、リン酸処方クーラントによって大きく変化しないことを確認した。

4. まとめ

有機酸処方クーラントの検討、およびアルミニウム表面解析により以下の結果を得た。

- (1) 有機酸処方クーラントによる流水環境下のアルミニウム防錆性能を評価し、有機酸処方クーラントでのアルミニウム質量減少を抑えることができたが、リン酸処方クーラントおよびシリケート処方クーラントに優る結果を得るには至らなかった。
- (2) 有機酸処方クーラントはアルミニウム表面に厚い層を形成するが、その層はリン酸処方クーラントや、シリケート処方クーラント試験後のアルミニウム表層と比較して、流水環境下で剥がれやすい性質をもつ。
- (3) リン酸処方クーラント使用後にクーラントを有機酸処方クーラントに入れ変えた場合、その表層は有機酸処方クーラントで形成される特徴を有した厚い層に変化する。
- (4) 有機酸処方クーラント使用後にクーラントをリン酸処方クーラントに入れ替えた場合、その表層は有機酸処方クーラントで形成する厚い層を維持し、リン酸処方クーラントによって大きく変化しない。

以上の結果から、有機酸処方クーラントの耐エロージョン性を向上するには、今後さらなる研究の積み重ねが必要

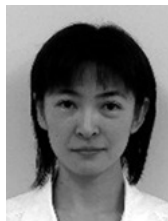
と言える。

最後に、シリケート処方クーラントはアルミニウムの防錆に効果を有することを述べてきたが、シリケートはウォーターポンプのシール性に影響する作用があることや⁽¹⁾、溶液中でゲル化する場合があることが報告されている⁽⁷⁾。さらに、シリケートは消耗が早いため⁽⁸⁾、防錆寿命に対する考慮が必要であることを付け加える。

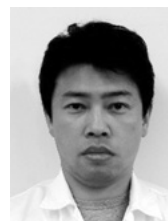
参考文献

- (1) Osawa,M., Morita,Y., Nagashima,T.,: A Study of Extension of Engine Coolant Life Using Low Phosphate Organic Acid Inhibitors, SAE 2003-01-2023(2003)
- (2) Arguing over a few percentage points : The inhibitors Automotive cooling journal, May 1999, p.22(1999)
- (3) JIS K2234, 不凍液 (Engine antifreeze coolant)
- (4) 大澤充, 福田啓三, 井島敏郎, 長島隆: 長寿命エンジンクーラントの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.159-164
- (5) 増子 昇: さびのおはなし増補版, 日本規格協会, p.27-30(1997)
- (6) Wagner, F. T., Moylan,T. E., Simko, S. J., Militello, M. C.: The Composition of Incipient Passivating Layers on Heat-Rejecting Aluminum in Carboxylate and Silicate Inhibited Coolants: Correlation with American Society for Testing and Materials D4340 Weight Losses, American Society for Testing and Materials D-15 Engine Coolant Committee Fourth Symposium on Engine Coolants, p.11-12(1997)
- (7) Hercamp,R.D., Hudgens,R.D.: Silicate Gelation in Heavy-Duty Diesel Engine Cooling Systems, SAE852327(1985)
- (8) Washington, D. A., McMullen, A. F., et al.: Performance of Organic Acid Based Coolants in Heavy Duty Applications, SAE960644(1996)

■ 著 者 ■



大森 彩子



大澤 充

PZEV 法規に適合した樹脂製燃料タンクシェルと樹脂チューブ材の開発

Development of Tank Shell and Tube Material for Plastic Fuel Tank to Comply with PZEV

中村 忠久* 仲井 俊顕*
Tadahisa NAKAMURA Toshiaki NAKAI

要 旨

US の PZEV エバポエミッション規制に適合した樹脂製燃料タンクシステムを開発し、新型CIVIC-IMAに搭載した。

樹脂製燃料タンクシステムの各構成部品の中で透過量の多い、タンクシェル・樹脂チューブ・ポンプシール部材・溶着子部品について燃料透過量低減技術を検討した。

樹脂製燃料タンクシェルの低透過層に用いる材料として、エチレン含有量を 24mol% とした EVOH を採用し、燃料透過量は従来比 1/5 以下を達成した。

樹脂チューブに用いる低透過材料としては、チューブ機能に必要な柔軟性を持たせるために、エラストマを加えてアロイ化した変性 PPS を採用した。チューブ単体の燃料透過量は、従来比 1/10 以下を達成した。

その他、ポンプシール部材、溶着子部品材の低透過化などの採用により燃料タンクシステムとして 54mg/day の規制値に対して Phase III 燃料を用いた測定で、54mg/day 以下を達成した。

ABSTRACT

A plastic fuel tank system compliant with U.S. PZEV evaporative emission standards was developed and fitted on the new CIVIC-IMA.

Techniques for reducing the high permeation that occurs from the tank shell and various tank system components, such as plastic tubes, pump gaskets, and other welded child parts, were studied.

EVOH with 24mol% ethylene content was chosen for the low-permeation layer of the plastic fuel tank shell, and the fuel permeation rate was reduced to one-fifth that of the conventional tank shell.

Modified PPS was chosen for the low-permeation tubing material. The modified PPS was alloyed with an elastomer to produce a tube with the required flexibility. By using this material, the rate of fuel permeation of the tube alone could be reduced to one-tenth that of conventional tubes.

Additionally, compared to the regulatory value of 54 mg/day for the fuel tank system, a permeation rate of less than 54 mg/day was achieved during measurement using Phase III fuel after adding low permeation parts such as pump gaskets and welded child parts.

1. まえがき

2004 年より US で施行された PZEV 法規は、エバポエミッションの規制として現在最も厳しい規制である。PZEV 法規は、メチレンターシャルブチルエーテル(以下 MTBE)を含む Phase II 燃料を試験燃料として、燃料系全部品からの燃料透過量が、54mg/day 以下となるように定められている⁽¹⁾。

しかし、US 市場のガソリン添加剤が MTBE からエタノールに変わり始めたこともあり、試験燃料としても、エタノールを含む Phase III 燃料に変わりつつある。エタノールは、樹脂・ゴムに対する膨潤が、MTBE に比べて大きく、燃料

透過量が増えるため、Phase III の方がより厳しい試験となる⁽²⁾。

こうした背景から、PZEV 法規をクリアするためには、鉄製タンクが用いられてきた。

樹脂製燃料タンクは、形状自由度が高いことや鉄製に比べて軽量であることから、現在 Honda においては生産車の約 90% が樹脂製燃料タンクを採用している。しかしながら、樹脂製燃料タンクからは、燃料透過量が鉄製と比べて多いため、PZEV 規制に適合する技術がなく、PZEV 規制に適合できる樹脂製燃料タンクシステムが求められていた。

本稿では、PZEV エバポエミッション規制に適合する樹脂製燃料タンクシステムを開発したので、その内容を紹介

*栃木研究所

する。今回開発した燃料タンクシステムは、新型CIVIC-IMAに搭載された。Fig. 1 に新型 CIVIC-IMA の樹脂製燃料タンクシステムと燃料透過量低減要素技術が取り込まれた部品を示す。樹脂製燃料タンクを搭載し、Phase III 燃料を用いた SHED 試験で PZEV 規制に適合した。また、燃料タンクの樹脂化により、従来の鉄製燃料タンクに比べて約 3kg の軽量化を達成した。

2. 燃料透過量低減要素技術

樹脂製燃料タンクシステムからの燃料透過量の測定結果を Fig. 2 に示す。燃料は Phase III 燃料を用い、測定手法は SHED 法を用いた。各構成部品からの透過量を調べるために、各部品を金属栓で塞ぎ、結合部からの透過が無いようにして透過量を測定した。

この結果から、規制値である 54mg/day 以下に抑えるには、透過量を 1/3 以下に低減しなければならないことがわかった。ここでは、各構成部品からの低減目標を、それぞれ、タンクシェル 1/5、チューブ 1/10 のように定め、全体で規制値に適合する数値目標を決定した。

燃料タンクシステムからの透過量を低減する技術要素として、次の 5 項目について検討した。

Fig. 2 からわかるように、この 5 項目(部品としては 4 種類)で全体の透過量の約 9 割を占め、これらの改良により、透過量低減効果が期待できる。

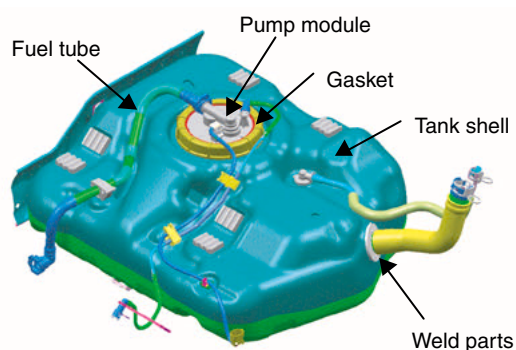


Fig. 1 Fuel tank system

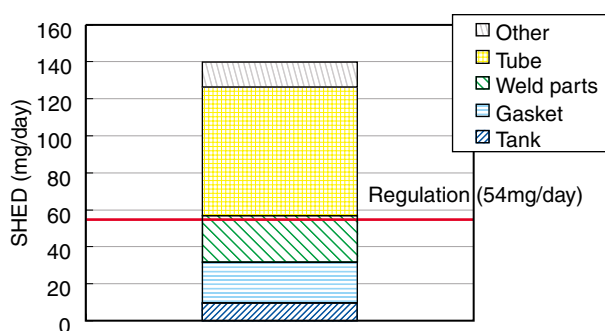


Fig. 2 Evaporative emissions from current fuel tank system

2.1. タンクシェル

樹脂製燃料タンクの燃料透過抑制層(以下バリア層)の材料組成を改良し、さらにバリア層の肉厚変更・層構成の改良をおこなった。

2.2. 樹脂チューブ材料

樹脂チューブのバリア材料を低透過のポリフェニレンサルファイド(以下 PPS)に変更し、チューブ機能を満足させるための柔軟化の改良をおこなった。

2.3. ポンプシール部材の低透過化

ポンプシール部材を、従来の NBR-PVC からフッ素系材料に変更し、シール機能を満足させるために、初期締結力を上げた。

2.4. 溶着子部品の低透過化

タンク本体に溶着する子部品からの透過量を抑えるため、子部品の材料の改良とともに、溶着条件を最適化した。

2.5. 溶着子部品の一体化

溶着子部品に対しては、ポンプモジュールに一体化可能な部品は一体化をおこない、溶着部品点数を減らすことで透過量を抑えた。

本稿では、上記 5 項目の技術要素のうち、新材料である、タンクシェルと樹脂チューブについて紹介する。

3. タンクシェル

3.1. 燃料タンクの層構成

樹脂製燃料タンクは、Fig. 3 のような 4 種 6 層構成であり、バリア材料としてエチレンビニルアルコール(以下 EVOH)を採用している。

EVOH はエチレンとビニルアルコールの共重合体で、Fig. 4 のような構造を持ち、配合割合を変えることで、透過性、機械的特性が変わる⁽³⁾。

3.2. EVOH の低透過化

EVOH のエチレンの割合と燃料透過量の関係を Fig. 5 に示す。

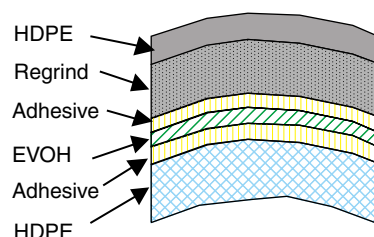


Fig. 3 Structure of fuel tank shell

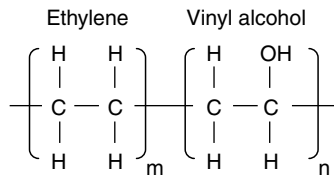


Fig. 4 EVOH structure

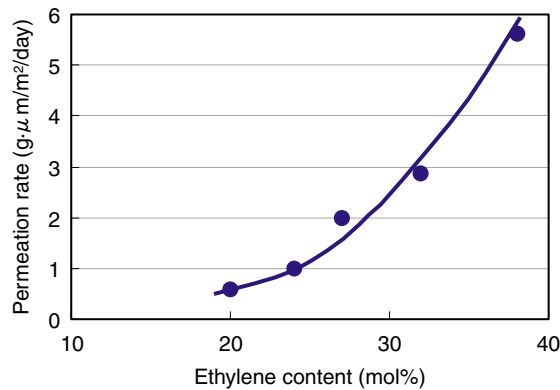


Fig. 5 Ethylene content vs. permeation rate

ビニルアルコールは極性があり、透過しようとする分子を阻害するため、ビニルアルコールの割合が多い程透過性に優れる^{(4), (5)}。

PZEV タンクシェル用の EVOH のエチレン含有量としては、透過量がほぼ最小となり、かつ現有設備で対応可能な 24mol% とした。

3.3. 層構成の最適化

Table 1 にバリア層の EVOH とタンクシェルの主材料である高密度ポリエチレン(以下 HDPE)の基本物性を示す。EVOH は HDPE に比べて硬く、伸びが 1/50 の材料であることがわかる。

タンクシェルからの透過量を少なくするには、単純に EVOH の厚さを厚くすることが良いと考えられるが、タンクシェルの耐衝撃性が低下するという課題が生じる。従って、EVOH 層の厚さが、タンクシェルの耐衝撃性にどのように影響をするかを調べるために、EVOH 層の厚さとタンクシェルの引張衝撃強度との関係を試験した。また、EVOH 層の厚さと透過量の関係を試験し、それらの結果を Fig. 6 に合わせて示す。

EVOH を厚くすれば、透過量は低減できるが、4%を超えると、衝撃値の目標である従来の構成での衝撃値を下回る。PZEV用樹脂製燃料タンクのバリア層の厚さは、衝撃強度が低下しない4%に設定した。EVOH を薄くすると引張衝撃強度は変化しないが、透過量が増えるので、EVOH 層の厚さの下限を 2.5%に設定した。

Fig. 7 にバリア層の位置と燃料透過量の関係を示す。EVOH がタンクの外側に有る程、透過性能が落ちる事がわかる。PZEV用樹脂製燃料タンクのバリア層は、内層側に寄

Table 1 General property of EVOH vs. HDPE

Item	Unit	HDPE	EVOH
Density	g/cm ³	0.95	1.19
Tensile strength	MPa	44	45
Elongation	%	>600	12
Flexural modulus	MPa	950	4770

せる程透過性能が良いが、現行量産ブロー成形機の実力の限界もあり、現行より5%寄せ、内側より35%の位置に配置することにした。

3.4. タンクシェルからの透過量

以上の対応をおこなったタンクで燃料透過量低減効果を確認した結果を Fig. 8 に示す。

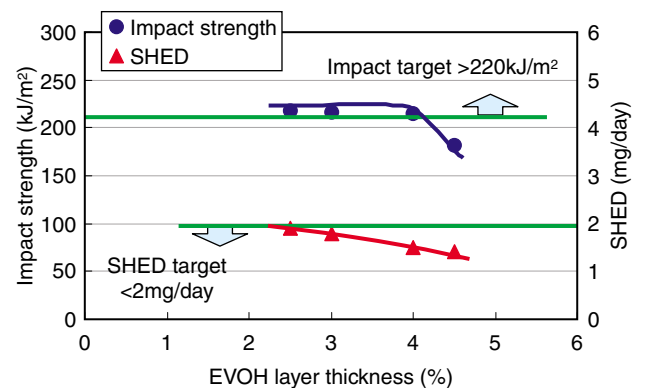


Fig. 6 EVOH layer thickness vs. impact strength and evaporative emissions

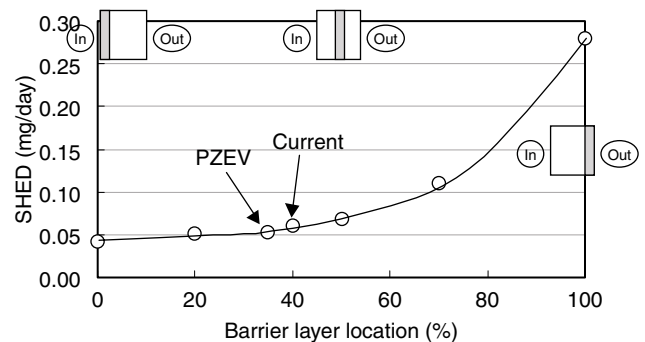


Fig. 7 Barrier layer location vs. evaporative emissions

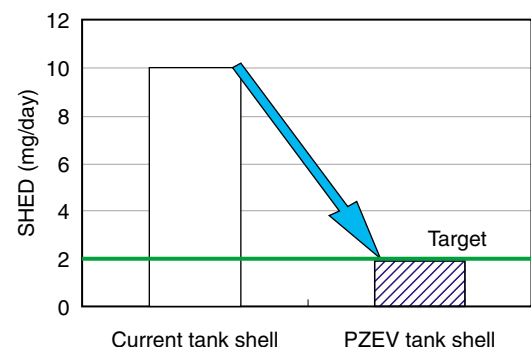
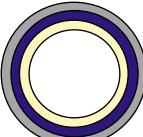
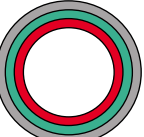
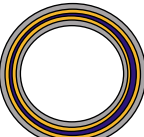


Fig. 8 Tank shell evaporative emissions

Table 2 Monitor material for low permeation tube

	ETFE	PPS	Polyester	Liquid crystal polymer	EVOH
Permeation resistance	Acceptable	Excellent	Excellent	Excellent	Good
Fuel resistance	Excellent	Good	Good	Good	Good
Chemical resistance	Excellent	Good	Acceptable	Good	Acceptable
Heat resistance	Good	Good	Acceptable	Good	No good
Flexibility	Good	Acceptable	Good	No good	Acceptable
Impact resistance	Good	Acceptable	Good	Acceptable	Acceptable
Total	Acceptable	Good	Acceptable	No good	No good

Table 3 Tube structure of present ETFE multi-layer tube and examined 2 types of low permeation tube

	ETFE multi-layer tube	PPS multi-layer tube	Polyester multi-layer tube
Structure			
Barrier layer	ETFE	PPS	Polyester
Number of layers	3	3	5
Layer composition	1 (Inner layer)	ETFE	PPS
	2	Adhesive	Adhesive
	3	PA11	Polyester
	4	—	Adhesive
	5 (Outer layer)	—	PA11

樹脂製燃料タンクシェルからの透過量を従来の 1/5 以下に抑えることができ、目標の 2mg/day 以下を達成した。

4. 樹脂チューブ材料

4.1. チューブ材料の選定

燃料チューブからの透過量目標値を従来比 1/10 以下と定めたため、バリア材料としては、透過性能が極めて優れた材料が求められる。

樹脂チューブのバリア材料として、選定した樹脂材料とその評価結果を Table 2 に示す。評価項目として、バリア性能、耐燃料油性、耐薬品性、耐熱性、柔軟性、耐衝撃性の 6 項目について比較検討をおこなった⁽⁶⁾⁻⁽⁹⁾。

PPS とポリエステル系樹脂材料は、バリア性能と樹脂チューブ材料に求められる耐熱性、柔軟性などを確保できる見通しが得られたため、多層チューブとしての性能評価をさらに進めた。液晶ポリマーはバリア性能に優れるが、柔軟性に課題があるため、多層チューブとしての検討は実施しなかった⁽¹⁰⁾。

PPS は主鎖にベンゼン環を有し、分子構造上剛直な材料のため、耐衝撃性、柔軟性が従来のエチレン-テトラフルオロエチレン共重合体(以下ETFE)に比べて劣る。そこで、バリア材料として使用する PPS には、エラストマを微分散させアロイ化し、柔軟化させた変性 PPS を用いた。その透過型電子顕微鏡(TEM)写真を Fig. 9 に示す。PPS の海相に、エラストマが島相として 1 μm 程度に均一に分散している

ことがわかる。その結果、-40℃におけるアイゾッド衝撃強度は 25J/m から 202J/m へ向上した。

4.2. 多層樹脂チューブの層構成

PPS、ポリエステル系樹脂をバリア材料として使用した多層樹脂チューブの層構成を Table 3 に示す。

PPS 多層チューブの層構成は、燃料が直接接触する最内層に、バリア性能、耐燃料油性の高い変性 PPS 層とし、最外層には、従来の ETFE 多層チューブ同様にポリアミド 11 (以下PA11)、中間層に接着層を配した 3 層構造のチューブとした。また、ポリエステル系樹脂多層チューブの構成は、最内層および、最外層にペーパ系単層チューブで用いられているPA11、中間層にバリア材料となるポリエステル系樹脂を配し、PA11とポリエステル系樹脂を接着させるためにその間に接着層を有した 5 層構造のチューブとした。

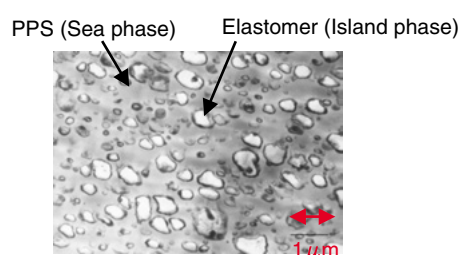


Fig. 9 TEM cross section photograph of PPS tube material

Table 4 Durability test results of multi-layer tube

Item	Tube type	Sour fuel	FUELC/E20	FUELC/M15	Brazil fuel
Cold impact	PPS multi-layer	Good	Good	Good	Good
	Polyester multi-layer	Good	Good	Good	Good
Cold bending	PPS multi-layer	Good	Good	Good	Good
	Polyester multi-layer	No good	No good	Good	Good
Adhesive force	PPS multi-layer	Good	Good	Good	Good
	Polyester multi-layer	No good	Good	Good	Good

4.3. チューブ材料の耐燃料油性評価

PPS 多層チューブとポリエステル系樹脂多層チューブの耐燃料油性を評価するために、各種燃料を使用し、耐久試験を実施した。評価燃料および、それぞれのチューブ耐久試験結果を Table 4 に示す。なお、試験温度は車体側の最大保証温度である 80℃で試験をおこなった。

ポリエステル系多層チューブは、サワー燃料にて、低温曲げ試験で割れが発生し、接着性試験では、剥がれが生じ、FUELC/E20(エタノール 20%)を用いた耐久試験においても、低温曲げ試験で割れが発生した。試験後のチューブ断面を Fig. 10 に示す。ポリエステル系樹脂と接着層の界面にクラックが発生していることがわかる。ポリエステル樹脂は主鎖にエステル結合を有するため、燃料浸漬中に加水分解により材料が分解し、劣化したと考えられる。これらの結果から、ポリエステル系樹脂をバリア材料とした多層チューブは、燃料チューブとして不適であると判断した。

PPS 多層チューブは、各種燃料にて、全ての評価項目の目標性能を満足した。Fig. 11 に PPS 多層チューブの断面状態を示す。耐久試験後断面観察から、変性 PPS 樹脂の表面及び接着層との界面でのクラックや劣化は観察されず、耐燃料油性として十分な耐久性を確認した。以上より、低透

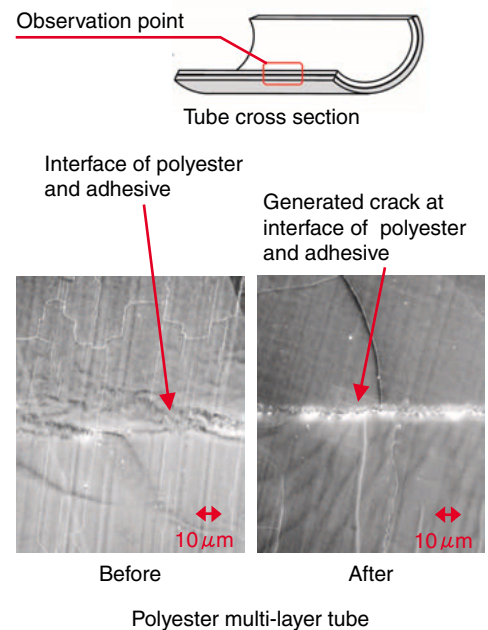


Fig. 10 SEM photograph of polyester multi-layered tube cross section before and after durability test

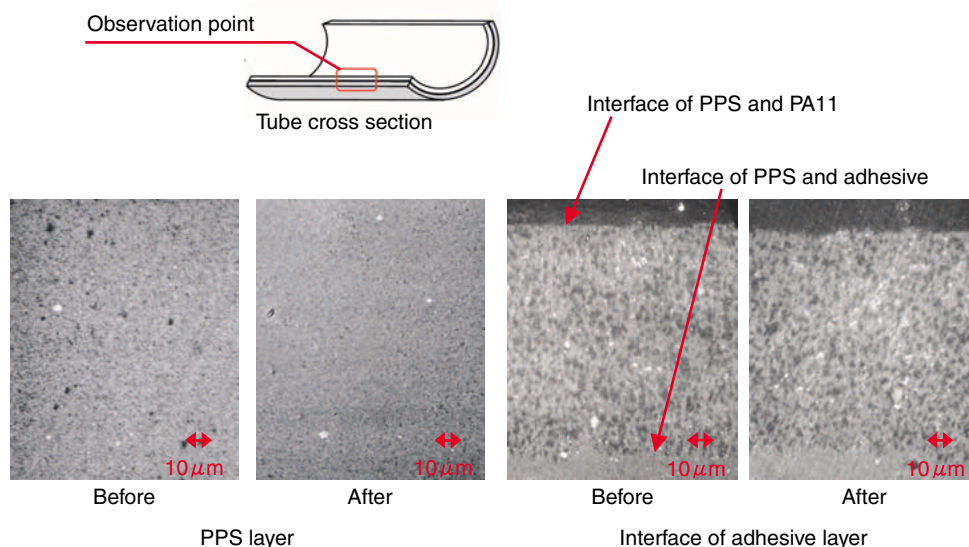


Fig. 11 SEM photograph of PPS multi-layered tube cross section before and after durability test

過樹脂チューブには変性 PPS をバリア層とした多層チューブを採用した。

4.4. 樹脂チューブからの透過量

今回開発した PPS 多層チューブからの燃料透過量低減効果を確認した結果を Fig. 12 に示す。

樹脂チューブからの透過量を従来の 1/10 以下に抑えることができ、目標の 0.6mg/m/day 以下を達成した。

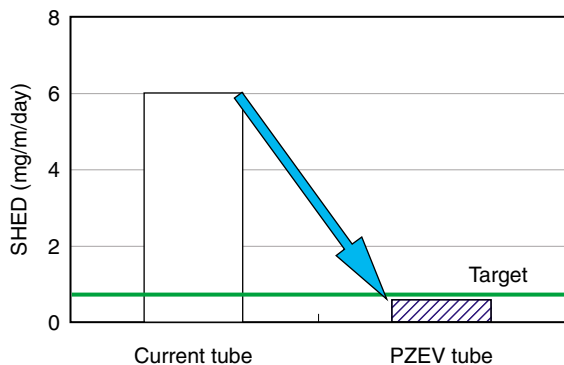


Fig. 12 Tube evaporative emissions

5. PZEV 法規適合性

PZEV 法規適合性を燃料系システムの透過量で検証した。

試験燃料に Phase III 燃料を用い、SHED 法で試験した結果を Fig. 13 に示す。

システムとしての透過量は、規制値の 54mg/day 以下を達成した。

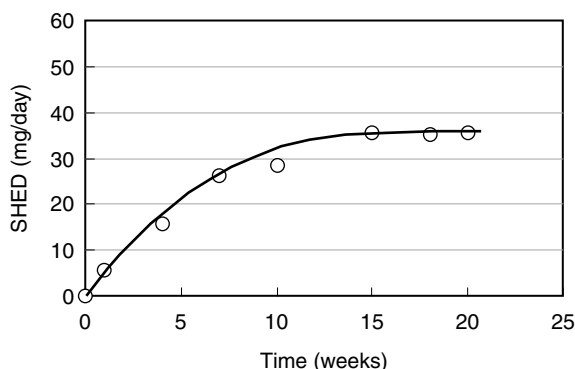


Fig. 13 Fuel system evaporative emissions

6. まとめ

PZEV 法規に適合した樹脂製燃料タンクシステムを開発し、新型 CIVIC-IMA に搭載した。

(1) 新規開発の樹脂製燃料タンクバリア材料を用い、タンクセルからの燃料透過量は 2mg/day 以下を達成した。

(2) 樹脂チューブのバリア材料に変性 PPS を用い、燃料透過量は 0.6mg/m/day 以下を達成した。

(3) 燃料システムからの透過量は、Phase III 燃料を用いた SHED 試験で、54mg/day 以下を達成した。

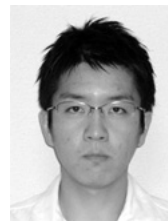
参考文献

- (1) Staff Presentation, January 25, 2001 ZEV Hearing (Air Resources Board January 2001)
- (2) 小松泰典：自動車用樹脂製燃料タンクシステムの燃料透過防止技術，プラスチック成形加工学会，要旨集，p.51-52(2005)
- (3) 猪狩恭一郎：ガス遮断性にすぐれたバリア性樹脂“エパール”，山陽技術雑誌，Vol.43, 1-2号, p.1-14(1993)
- (4) 岩崎博四ほか：エチレン-ビニルアルコール共重合フィルムの気体透過性，高分子論文集，Vol.34, No.11, p.785-791(1977)
- (5) 床尾万喜雄：EVOH 系バリア材料とその用途展開，第 34 回プラスチック研究会講座発表予稿集，高分子学会(2004)
- (6) 近藤充隆他，2 層構造低透過樹脂チューブ，豊田合成技報，Vol.43, p.81-82(2001)
- (7) 館山勝：エンジニアリングプラスチックブロー成形材料の開発と応用，PLASTIC AGE ENCYCLOPEDIA 進歩編 2001, p.182-187(2000)
- (8) Satoh, T., et al.: Development of a Gasoline-Fueled Vehicle with Zero Evaporative Emissions, SAE Paper, No.2000-01-2926(2000)
- (9) 安田武夫，エンジニアリングプラスチックの基本知識，プラスチック成形技術，第 17 巻，第 9 号(2001)
- (10) 安芸亮司，液晶樹脂の基本知識(上)，プラスチック成形技術，第 19 巻，第 7 号(2003)

■著者■



中村 忠久



仲井 俊顕

高輝度シルバーメタリック塗装の開発

Development of Super-brilliant Silver Metallic Coating

小川 剛 志*

Takeshi OGAWA

能見 恵 美*

Emi NOUMI

居原 理*

Satoru IHARA

倉田 祐 介*

Yuusuke KURATA

要 旨

自動車塗装の意匠性向上を目的として、高輝度を有するシルバーメタリック塗料技術を開発した。高輝度を有する塗装は一部の車両に適用されているが、特殊な顔料の適用や複雑な塗装工程設定が必要なため、大量生産には不向きであった。本技術では、下層への溶媒浸透により光輝顔料を最適に配向させる塗料特性を見出すことによって、現状適用されている顔料および、量産塗装工程を用いて高い意匠を達成した。これにより、従来のシルバーメタリック塗色に比べ、2倍の光輝性と顔料粒子が見えない意匠が得られた。

ABSTRACT

A technique has been developed to achieve increased brilliance in a silver metallic automotive coating. Super-brilliant coatings have been employed in the past, but the necessity for special pigments and complex paint shop processes has made it difficult to use them in mass production. The new technique exploits characteristics of the paint to achieve optimum orientation of the brilliance pigment. This results in increased brilliance when using conventional pigments and paint shop processes. The new technology produces two times the brilliance of conventional silver metallic paints, and the pigment particles cannot be individually seen, resulting in a superior finish.

1. はじめに

最近の自動車塗装のカラー動向を Fig. 1 に示す。これから、シルバーメタリック塗色は、市場ニーズが高い塗色であり、常に安定した販売比率を維持した塗色であることがわかる。また、ここ数年で販売比率が非常に大きくなっており、従来以上に市場ニーズが高まっている。一方、シルバーメタリック塗色の意匠変遷を Fig. 2 に示す。この図から、正面の輝きおよび、影となる部分とのコントラストを際立

たせる意匠進化がみられ、高級感を演出する本物の金属に近づけた塗色開発がおこなわれている。この意匠進化が市場での強い支持を得られるに到った一因となっていると考えられる。

最近では、従来から塗色進化したシルバーメタリック塗色がモーターショー等の展示車や少量の生産車で見られるようになってきた。ここでは、高い輝きとコントラストと共

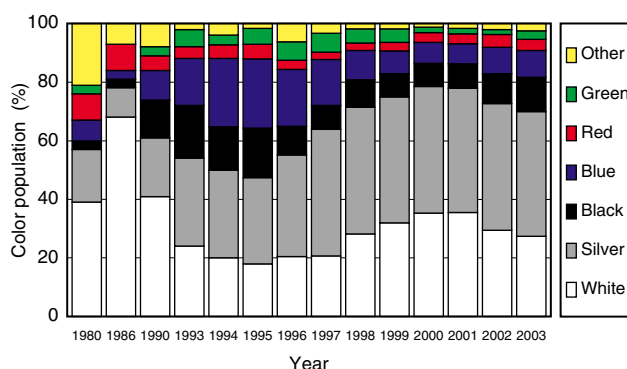


Fig. 1 Domestic (Japan) color trend for automotive bodies

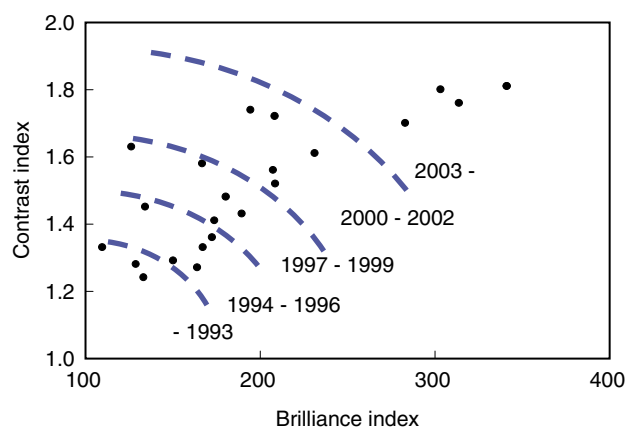


Fig. 2 Evolution of silver metallic color at Honda

*栃木研究所

に、顔料の継ぎ目(粒子感)が目立たないものとなってきた。しかし、これらの高輝度で粒子感を低減したシルバーメタリック塗色は、複雑な塗装工程⁽¹⁾や特殊な顔料⁽²⁾、⁽³⁾が必要であるため、生産性に対する高いハードルが存在する。

本稿では、大量生産ラインにて生産可能な高輝度でかつ、粒子感を低減した高輝度シルバーメタリック塗装システムの開発について紹介する。

2. シルバーメタリック塗色生産の現状と課題

自動車ボデー塗装は、一般的には Fig. 3 に示すような4層の塗膜構成となっている。シルバーメタリック塗色の輝きは、ベースコート層に含有しているアルミニウム顔料により光が反射することで発現している。アルミニウム顔料の配向状態を確認するため、現行塗装とアルミニウム顔料を配向させた塗装の塗膜表面写真を Fig. 4 に示す。この写真では、水平配向した顔料は白く、また、乱れた配向の顔料はグレーで表現されている。このことから、現行塗装の顔料が均一な並びとなっていないことがわかる。アルミニウム顔料を配向させた塗装では、顔料の均一な配向となっており、同時に高い輝度と粒子感の低減が得られた。このことから、現塗装システムは顔料配向の不均一性により、アルミニウム顔料が有する光輝特性が十分に発揮できていないことがわかる。

アルミニウム顔料の均一な配向を得る手法として、塗料の体積減少効果が一般的に知られている。これは、塗装後に溶媒である水が揮散し体積が減少すると共に、鱗片形状を

している顔料の配向が拘束されて均一化するものである (Fig. 5)。しかし、ベースコートの体積減少を大きくすることは、すなわち塗料を希釈する(塗料粘度が低下する)ことであり、結果として塗料が流動しやすい状態となる。したがって、塗料中の顔料が自由に動きやすい状態となり、均一な顔料配向を得にくい。

このように、体積減少効果と塗料粘度のトレードオフ関係が存在しているため、均一な顔料配向が困難であった。

本稿では、下層への溶媒浸透によって体積減少効果と塗料粘度を両立化させる技術について以下詳細を述べる。

3. アルミニウム顔料の高配向技術の開発

3.1. システム設定

体積減少効果と塗料粘度の両立化を解決するため、Fig. 6 に示すように、従来1層であるベースコートを2層化して、それぞれの層に機能付与することを考えた。ベースコート塗装工程は、塗装膜厚を確保するため、Fig. 7 のように塗装

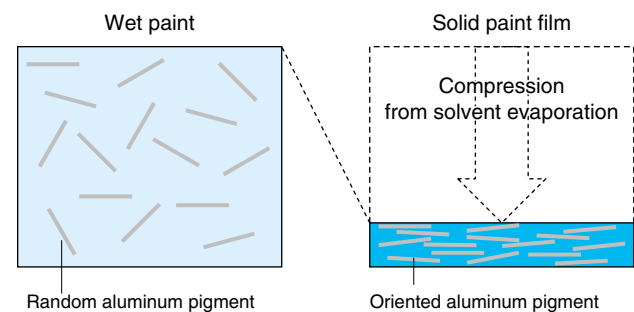


Fig. 5 Effect of shrinkage of paint layer

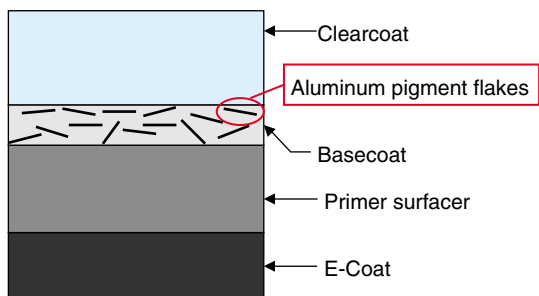


Fig. 3 Standard layer structure of body paint

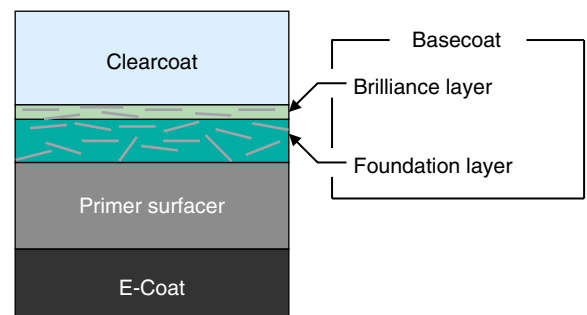


Fig. 6 Layer structure of new basecoat system

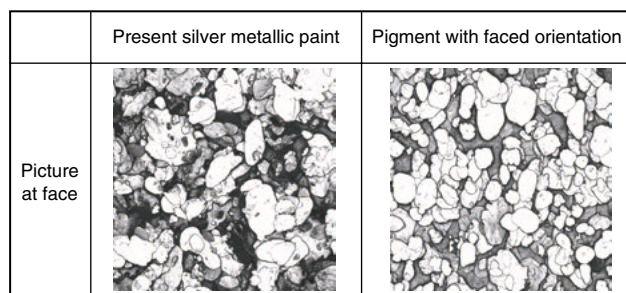


Fig. 4 Arrangement of aluminum pigment flakes in basecoat

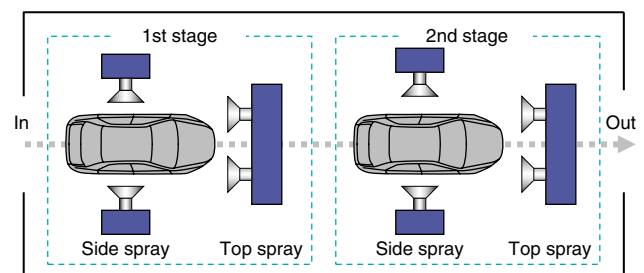


Fig. 7 Paint facility layout in basecoat booth

工程を2ステージに分割し、それぞれのステージで、同じ塗料を塗装している。従って、ベースコートに2層化して2種類のベースコート塗料を塗装する手法は、量産性を阻害しない。本システムでは、第1ステージと第2ステージで適用するベースコート塗料をそれぞれ、下地ベース塗料、意匠ベース塗料と呼んでいる。

意匠ベース塗料の機能は意匠発現であり、これは前述のアルミニウム顔料配向原理で述べた塗料体積減少効果を大きくとる設定とするため、塗料の低固形分化を検討した。また、下地ベース塗料には、意匠ベース塗料中のアルミニウム顔料の流動を抑制する機能を付与するため、粘性制御手法を検討した。具体的には、高い固形分の下地ベース塗料と低い固形分の意匠ベース塗料を組み合わせることで2つの塗料間に固形分差つけて、意匠ベース塗料の水分が下地ベース塗料に移行すると共に意匠ベース塗料の固形分上昇をさせるのである。これに伴い、意匠ベースの粘度が上昇することで、アルミニウム顔料の流動を押さえる。

本システムの原理から考慮すると、主要因となる塗料設定パラメータは、「下地ベース塗料固形分」と「意匠ベース塗料粘度」の二つであるが、予備実験でその他の塗料パラメータについても検討した結果、「意匠ベース塗料のアルミニウム顔料含有量」及び、「下地ベース塗料と意匠ベース塗料間の溶解度パラメータの差」についても検討が必要であることがわかってきた。本システムの検討に当たっては、下地ベース塗料及び、意匠ベース塗料の単独での適用では、顔料の高い配向性が得られないため、四つの塗料パラメータの検討を二つのベースコート塗料の組合せた状態で評価した結果を述べる。

3.2. 下地ベース塗料固形分

始めに水性塗料の塗料固形分変化と共に生じる相変化の現象を Fig. 8 に示す。塗料状態が水リッチな状態(水相)から焼付けまでの間に水分が蒸発し塗料固形分が上昇することで、塗料中にわずかに添加している有機溶剤がリッチな状態(油相)に変化する相転換ポイントが存在している。相転換ポイントで水分吸収が大きくなると考えられる。

最適な下地ベース塗料固形分を求めるため、下地ベース塗料の水吸収量を測定した。水分吸収量は、Fig. 9に示すよ

うに、水を満たした毛細管をウェット状態の一定膜厚の下地ベース塗膜に接触させ、測定した水の減少量から求めた。水分吸収量を測定した結果を Fig. 10 に示す。予想に反して相転換ポイントよりも低い固形分60%で最も効率良く水分を吸収することがわかった。これは、相転換ポイントでは粘度測定ができないレンジまで粘度上昇するため、水の拡散の障害になっていると考えられる。また同時に測定した意匠ベース塗装後の意匠は、水分吸収が最大となるポイントで最も高い値を示している。このことから、意匠向上原理のひとつである水分移行は有効に機能していることが確認できた。

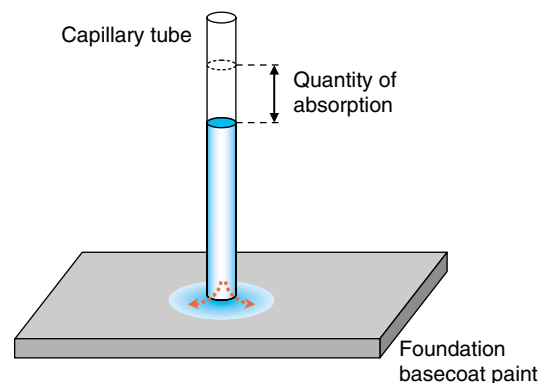


Fig. 9 Measurement of water absorption of foundation basecoat

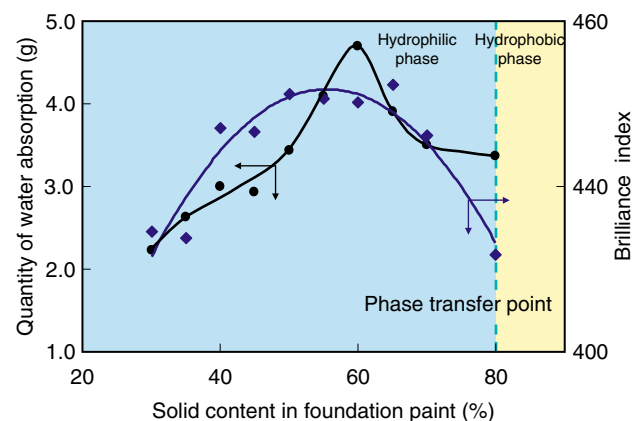


Fig.10 Solid content in foundation paint vs. water absorption and brilliance index

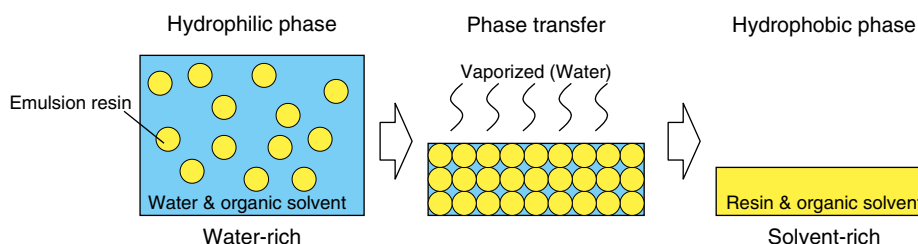


Fig. 8 Phase transfer in water-borne paint

3.3. 意匠ベース塗料粘度

意匠ベース塗料のアルミニウム顔料の流動が抑えられる粘度領域を、意匠ベース単独塗膜で測定した結果を Fig. 11 に示す。これから、アルミニウム顔料の流動を抑制する塗料粘度が $10 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 以上であることを確認した。また、この時の塗料固形分は、30%以上であった。下地ベース塗料固形分の最適値が60%であることから、意匠ベース塗料の水分が吸収された後の塗料固形分30%以上を達成するためには、意匠ベース塗料は10%以上必要であることが計算される。この効果検証として、塗装後の意匠ベースの粘度測定を試みたが、ベースコート全体の膜厚が $15 \mu\text{m}$ 程度と非常に薄膜であり、かつ、2種類の塗料を塗り重ねていることにより、塗装後の意匠ベース塗料のみの抽出が困難となり、粘度測定ができなかった。このため、意匠ベース塗料の固形分を変更させたときの意匠測定を実施した結果を Fig. 12 に示す。

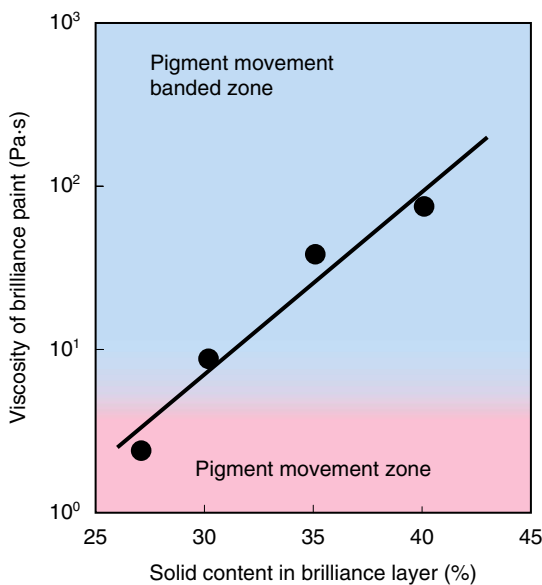


Fig. 11 Solid content in brilliance layer vs. viscosity

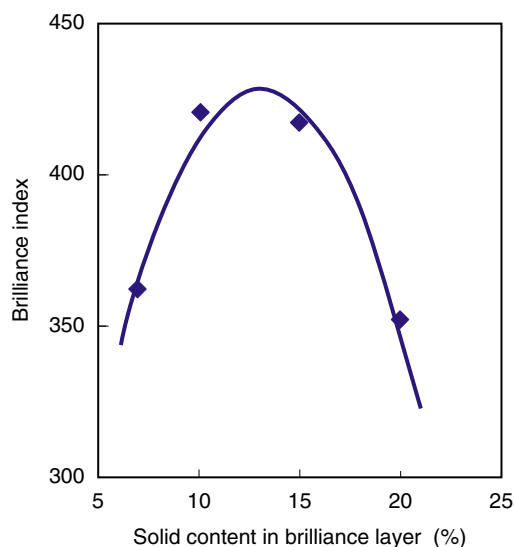


Fig. 12 Solid content in brilliance layer vs. brilliance

す。この結果、予想された10%の塗料固形分でアルミニウム顔料の配向が良好であることがわかった。また、意匠ベース塗料固形分が15%より高い領域では体積収縮効果の減少、10%より低い領域では粘度上昇の不足により、意匠が低下していると考えられる。

3.4. 意匠ベース塗料のアルミニウム顔料濃度

アルミニウム顔料濃度が意匠に影響する原因についての解析として、塗膜表面のアルミニウム顔料配向状態の観察写真を Fig. 13 に示す。この写真より顔料濃度が10%と低い領域では、顔料の表面被覆が十分でなく空白ができていることがわかる。これにより、下地ベース塗膜が透けて見えているため、意匠が低くなると考えられる。また、顔料濃度が40%と高い領域では、顔料の表面被覆は得られているが、アルミニウム顔料同士の干渉により顔料配向の乱れを生じている。従って、アルミニウム顔料の空白部位と干渉による配向乱れをなくす必要があることから、顔料濃度が要因の一つであることがわかった。

意匠ベース塗料の最適な顔料濃度を確認結果として、輝度値を測定したが、その変化が大きくないため、Fig. 14ではコントラスト値の測定結果を示す。この結果から、顔料濃度15-30%の領域で最も良い結果が得られた。表面拡大写真でアルミニウム顔料の状態を確認すると、顔料濃度20%は空白部分の存在が認められるが、顔料同士の干渉がなく良好な状態となっていることがわかる。

Pigment content	Picture at face
10%	
20%	
40%	

Fig. 13 Effect of aluminum pigment content

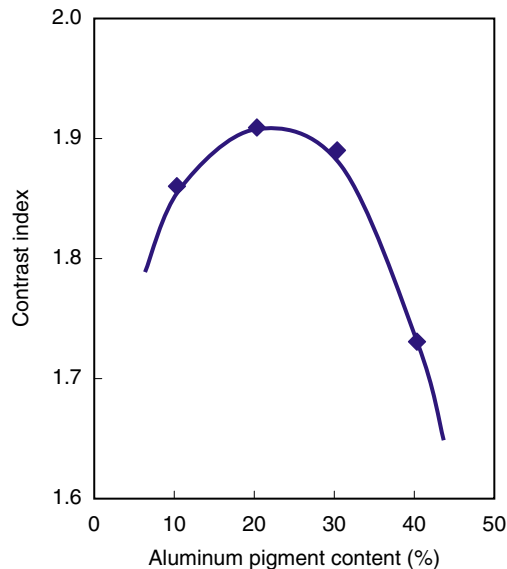


Fig. 14 Effect of aluminum pigment content vs. contrast

3.5. 下地ベース塗料と意匠ベース塗料間の溶解度パラメータの差

溶解度パラメータは、塗料中の樹脂や有機溶剤の混ざりやすさを示す指標である。このパラメータの値が近いと2種類の塗料が混合しやすくなり、また、値が大きく異なると混合しにくくなる。このことから、同じ溶解度パラメータをもつ下地ベース塗料と意匠ベース塗料の塗り重ねでは、Fig. 15 に示すように、ベースコート塗料間の混合が生じ、塗料内部の流動による顔料の動きが発生すると考えられる。

下地ベース塗料と意匠ベース塗料の溶解度パラメータ差(ΔSP)を変化させ、意匠を確認した結果を Fig. 16 に示す。 ΔSP が大きくなるに従い、意匠が向上していくことから、 ΔSP の効果を確認した。一方、 ΔSP を大きくした場合には層間の相溶性が低下するため、下地ベース塗膜と意匠ベース塗膜間の密着性低下が懸念される。塗膜切削法による塗膜間の密着力を測定した結果、 ΔSP が1.0以上の領域では密着力の低下することがわかる。

これにより、意匠と塗膜の密着性を両立するため、下地ベースの溶解度パラメータを調整することにより、下地ベース塗料と意匠ベース塗料との ΔSP を0.9-1.0の範囲で設定した。

3.6. 完成した塗膜の意匠

本システム設定を適用したシルバーメタリック塗料を作成し、意匠効果を確認した結果を Table 1 に示す。現在適用されているシルバーメタリック色(サテンシルバーメタリック)と比較すると、正面の輝きで2倍以上の値が得られており、コントラスト値でも大きく向上していることが確認できる。

Table 1 Comparison of color characteristic values

Item	Color characteristic value	
	Brilliance index	Contrast index
New system silver met.	520	1.87
Satin silver met.	196	1.49

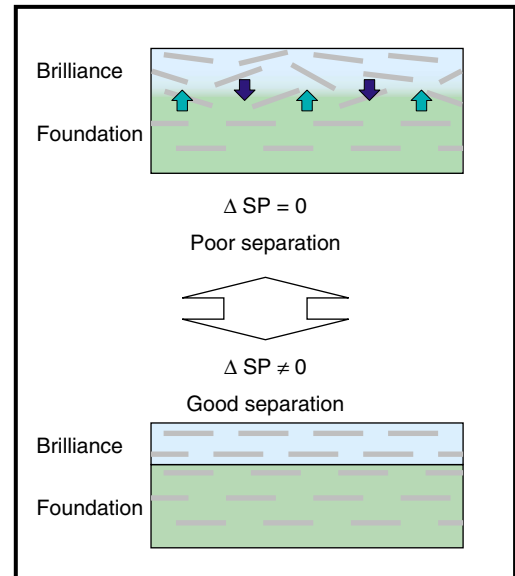


Fig.15 Influence of difference in solubility parameter

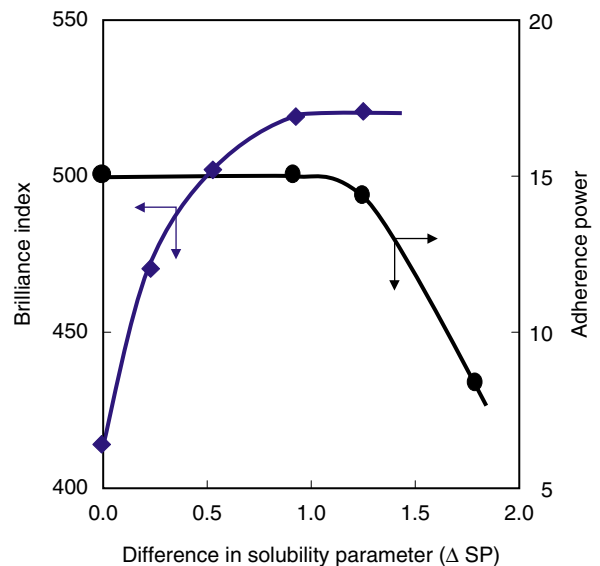


Fig. 16 Influence of difference in solubility parameter vs. brilliance and adherence power

4. まとめ

ベースコートを2層化し、下地ベース塗料と意匠ベース塗料の特性を調整することにより、従来塗色より正面の輝きと陰影性が向上し顔料粒子が見えない塗装システムを開

発し新型 CIVIC(Fig. 17)に適用した。本システムにおける塗料設定は、特殊な塗料樹脂やアルミニウム顔料を必要とせず、また、生産工程に制約を与えないため、現行生産ラインへのスムーズな導入を可能にするものである。



Fig. 17 This System was applied to the New Honda CIVIC (domestic version)

参考文献

- (1) 大村匡弘, 永野裕幸, 中尾泰志:超金属超ボディカラー トヨタ・ソアラ向け「コスモシルバー」の開発, 塗料の研究, No.140, p.20-28(2003)
- (2) 渡邊健太郎, 横山博志, 山中雅彦, 太田資良, 益子治, 越川恵子, 齋藤智好:金属調シルバーの開発, 塗装工学, Vol.39, p.366-345(2004)
- (3) 橋詰良樹, 長野圭太:色をつくる(3) アルミニウム顔料の最近の開発動向, 塗装工学, Vol.39, p.63-75(2004)

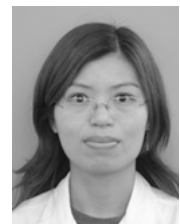
■著 者■



小川 剛 志



居 原 理



能 見 恵 美



倉 田 祐 介

低VOCドアホールシール用シーラ材の開発

Development of Low VOC Sealant for Door Hole Seal

長谷川 清*

Kiyoshi HASEGAWA

谷口 正将*

Masanobu YAGUCHI

要 旨

車室内の揮発性有機化合物(Volatile Organic Compounds: VOC)の低減対応とフィルムの保持性向上に加え、現状の作業性と作業安全性を考慮した60℃吐出タイプのシーラを開発した。

吐出性確保のため添加していた溶剤分を削減した上で、主成分であるゴム成分を従来のブチルゴムから部分架橋スチレンブタジエンゴム(SBR1)にすることにより熱間時のチクソ指数が上がり、60℃吐出と熱間時のフィルム保持を両立させた。

また、未架橋スチレンブタジエンゴム(SBR2)を併用することにより、耐熱耐久性を向上させた。

本開発は、2007年4月より適用される車室内VOC低減に対する自主取り組みの基準値をクリアすることに寄与する。

ABSTRACT

A sealer has been developed to reduce the amount of volatile organic compounds (VOC) in automotive cabins. This sealer can be discharged at 60 °C and enhances film retention. During development workability and work safety were taken into account.

Partially cross-linking styrene butadiene rubber (SBR1) has been used to replace butyl rubber as the main component of the sealer. This replacement ensures dischargeability of the sealer, eliminating the need for the solvent additive formerly used to do so. These changes have increased the Thix index of the material when heated, enabling both dischargeability at 60 °C and film retention to be achieved.

Non-crosslinking styrene butadiene rubber (SBR2) has also been used as a component of the sealer to increase heat resistance.

This new sealer contributes to meeting the standards for the “Voluntary Approach to Vehicle Cabin VOC Reduction”. These standards are slated to be applied to new model passenger cars marketed from April 2007.

1. まえがき

現在、ドアホールシールの固定は、テープタイプのもの、90℃から150℃の高温吐出タイプ^{(1), (2)}のシーラや作業性を重視した常温吐出タイプのシーラが広く知られている。

ところが、近年、自動車室内のVOCのさらなる低減化が図られている。

また、車造り、メンテナンス性に優れる大開口ドアパネルが2006年モデルCIVICに採用されている(Fig. 1)。

しかし、大開口にしたためロードノイズ等の車室内騒音対策が必要となった。その対応策として遮音シートが付いた新ホールシールを採用した。その結果、フィルムの重量増加に対応したシーラの保持性向上が必要となった。

そこで、本稿では現在の作業性と熱間時のフィルム保持

性向上を併せ持つ、60℃加温タイプの低VOCシーラを開発したので紹介する。



Fig. 1 Door panel

*栃木研究所

2. 開発のねらい

ドアホールシール用シーラ⁽³⁾は、ドアインナパネルとホールシールをシールすることにより車室内への雨水の浸入を防止するために使用されている。ドア内は夏場において、70℃程度まで高温になるため熱間時のシール性に加えて、フィルムの保持性能も要求される。

また、ドアパネル内の部品のメンテナンスの際にはホールシールを外し、作業する必要があるため再貼付けできる材料が採用されている。

そこで今回、新シーラを開発するにあたり以下5項目を開発目標とした。

- (1) 材料に溶剤を添加しないこと
- (2) ホールシールフィルムの熱間時保持性能があること
- (3) 吐出温度は作業安全性を考慮して60℃以下であること
- (4) メンテナンス性を考慮して再貼付け性があること
- (5) 組立現場での作業性が良好なこと

3. 材料の基本仕様の考え方

前述の開発目標に対し、フィルムの熱間時の保持性、吐出性能および再貼付け性についての材料設計概念をFig. 2に示し、そしてそれぞれの目標範囲を示す。また、参考に一般的に使用されている常温吐出タイプのシーラ(Current 1)と高温吐出タイプのシーラ(Current 2)の特性を示す。

現在使用されている材料は、いずれかの目標範囲に入るものの全ての目標範囲には入らないことが図中からわかる。

今回の開発コンセプトは、吐出性と保持性を両立することにある。

熱間時の保持性をよくするためには、静止時の粘度(せん

断速度が低い領域の粘度)が高く、吐出性能を良くするためには、流動時の粘度(せん断速度が高い領域の粘度)が低いことが必要である⁽⁴⁾。すなわち吐出できる粘度を確保した上で、チクソ指数を高くすることが必要と考えた。

そこでせん断速度の影響を受けやすい材料を開発するため主成分であるゴムから検討することとした。ゴムの選定は汎用性を重視しブチルゴム(IIR)、スチレンブタジエンゴム(SBR)、アクリロニトリルブタジエンゴム(NBR)系を検討したが、現在使用されている材料系のゴム(IIR)では分子構造が比較的にニアであり、せん断力速度の高低による粘度変化量が少ない。それに対しSBR、NBRは末端に官能基を有するため比較的極性が高い⁽⁵⁾。これらのゴムでは末端の官能基の分子間の相互作用を発生させ、低せん断領域ではその相互作用を保ったまま高粘度を、高せん断領域では相互作用を断ち切り低粘度化にするような効果が期待できる。

なお、低VOC化のためには対象物質を添加しないことを基本とし、無溶剤での開発とした。

4. 評価方法

実際の評価方法として、吐出性能については粘度、再貼付け性についてはフィルムの繰り返し剥離テスト、および熱間時保持性能については、Fig. 3に示す熱間クリープ試験方法にて確認をおこなった。

熱間クリープ試験は、180度方向剥離とせん断方向の試験をおこなった。荷重を全体面で受けるせん断方向の試験より、接着端面に応力集中しやすい、180度方向のクリープ試験の方がより厳しい条件となるため本稿では180度剥離クリープの結果のみ記載する。

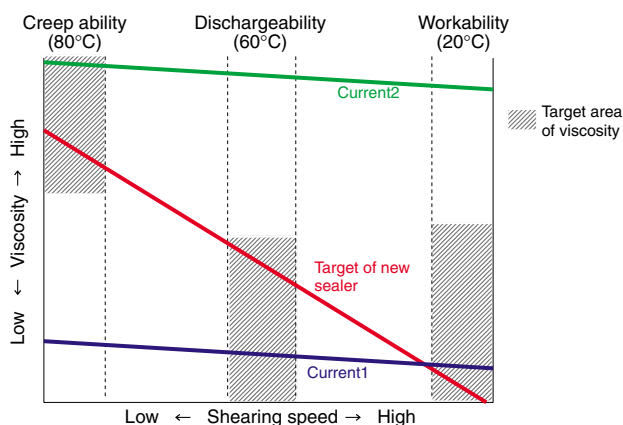
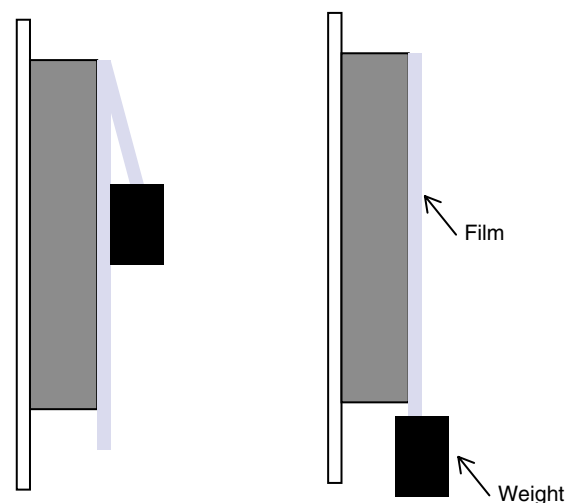


Fig. 2 Concept of viscosity design



180° Peel creep resistance test Shear creep resistance test

Fig. 3 Creep resistance test method

Table 1 Selection of main rubber

Rubber	180° Peel creep resistance 0.5g, 80°C24h	Viscosity (60°C)	Reinstallation (after heat resistance)
NBR1	5.0mm	60Pa·s	Water leakage Adhesive failure
NBR2	10mm	65Pa·s	Water leakage Cohesive failure
SBR1	1.0mm	59Pa·s	Water leakage Adhesive failure
SBR2	4.0mm	62Pa·s	Water leakage Cohesive failure
IIR	20mm	67Pa·s	Water leakage Cohesive failure

Table 2 Selection of secondary rubber

Rubber	Effect	Result			
		Reinstallation (after heat resistance)	Storage stability (Coefficient of rate of change of viscosity)	Creep ability	Workability
Blank	—	Water leakage Adhesive failure	+30%	1.0mm	Adequate
IIR	Heat resistant	Water leakage Cohesive failure	+5%	2.5mm	Inadequate
NBR2	Heat resistant	Water leakage Cohesive failure	+4%	4.0mm	Adequate
SBR2	Heat resistant	No Water leakage	+5%	1.0mm	Adequate

5. 材料の基本仕様の結果と考察

5.1. 吐出性と熱間保持性の両立の検討

主成分の選定に当たり前述の三つの開発目標について検討した結果を Table 1 に示す。

NBR, SBRについては架橋剤で部分的に加熱架橋した部分架橋タイプ(NBR1, SBR1)と未架橋タイプ(NBR2, SBR2)また, IIR は未架橋タイプのみを検討した。

結果として SBR1 が最良であった。その理由として、先に示した開発目標を達成するためには、従来使用しているシーラよりもチクソ性を上げることが必要であり、今回使用した SBR1 は架橋が局在化して分散しているためせん断速度の影響を受けやすくチクソ性が高くなったためと思われる。

また、SBR1のみでは熱老化試験により架橋が進行し、再貼付けができなくなることがわかったため、熱安定性を改良することとした。

5.2. 熱安定性の改良

熱安定性の改良に当たっては、SBR1を主成分に他のゴムと併用を検討した。

その結果を Table 2 に示す。熱安定性の観点として再貼付け性、貯蔵安定性および作業性について検討した。また、当初の目的であった熱間時の保持性についても確認した。

未架橋タイプの IIR, NBR2, SBR2 を併用することで貯蔵安定性が良好な結果となった。これは、部分架橋タイプの SBR1 を単独で使用するよりも未架橋タイプを併用することでゴム成分全体の架橋成分割合が減少し、熱による架橋反応進行を抑えることが可能になったものと考えられる。

次に熱間クリープ、水密性についてはIIR, NBR2の併用では凝集力が不足のため水密性を満足できず、クリープ量も SBR2 に比べて大きくなった。以上の結果から SBR2 を併用することとした。

5.3. 配合量検討

SBR1とSBR2の配合比率の検討をした。Fig. 4にSBR1の配合量に対する熱間クリープ量と貯蔵安定性の関係と熱間クリープ量と貯蔵安定性の目標範囲をマーキングにて示す。

SBR1の量が増えるにつれて熱間クリープ量は良好となるが、貯蔵安定性が悪くなるのがわかる。これは先に考察したようにSBR1のみでは熱老化による架橋進行で粘度が上昇し、SBR2の配合量が増加するにつれて凝集力が不足しクリープ性能が低下したためと思われる。なお、最終的な配合量はマーキング範囲で設定した。

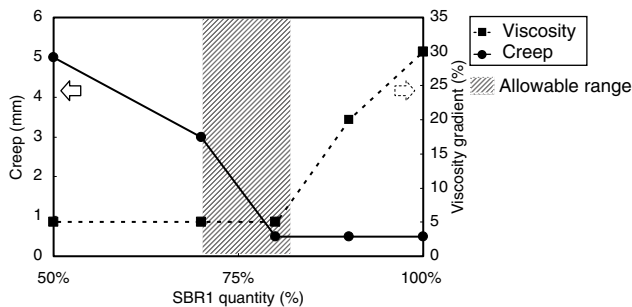


Fig. 4 Effect of SBR1 composition

6. 材料テスト結果

6.1. 吐出性

開発材料と従来材料の粘度特性を Fig. 5 に示す。開発材料の温度は 60℃、従来材料は 20℃の特性である。

開発材料は現行材料に比べ、吐出性を想定した高せん断領域において粘度が低いことから吐出性が良好となることが予想できる。一方、クリープ性能を想定した低せん断領域において粘度が高いことよりクリープ性能が向上することがグラフから読み取れる。

実際にハンドガン、量産設備にて吐出性の確認を実施した結果、吐出性は良好であった。

6.2. 熱間クリープ試験

フィルムに対する保持力の指標として 180 度剥離熱間クリープ試験をおこない、その結果を Fig. 6 に示す。

前述のゴム成分の選定検討よりクリープ性能は従来材料に対して向上が見られた。その上、最終材料は無機添加剤等の配合により熱間時のチクソ性が向上し、クリープ性能を向上させることができた。その結果、熱負荷時にはクリープ量の目標 3 mm 以下に対して、ほぼ 0 mm にすることができた。

6.3. ドアホールシーラの VOC 測定結果

開発材料、従来材料の VOC 測定結果を Fig. 7 に示す。測定方法は、(社)日本自動車工業会の測定方法⁽⁶⁾、⁽⁷⁾をベースに部品毎の測定方法を確立し、Honda 独自の評価方法に

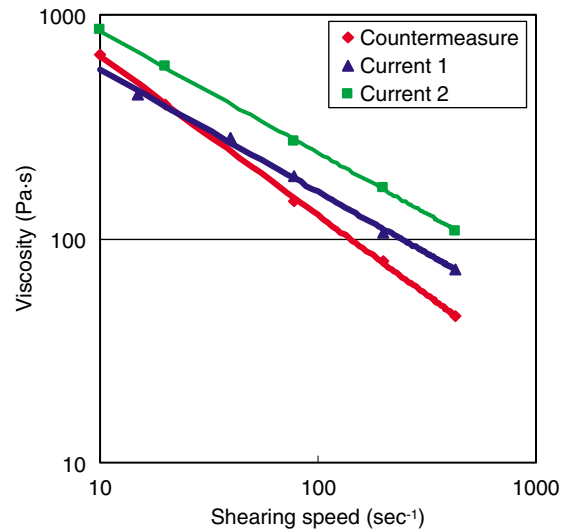


Fig. 5 Shear rate curve

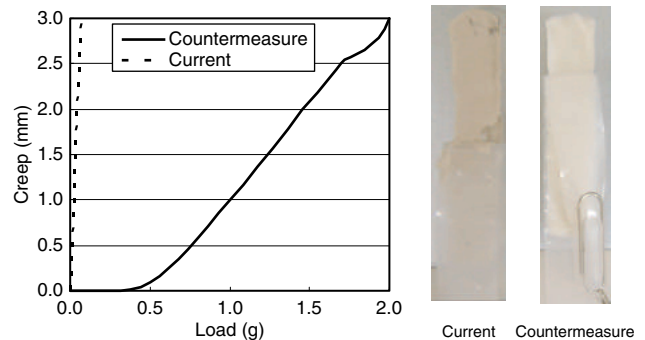


Fig. 6 Creep resistance test result

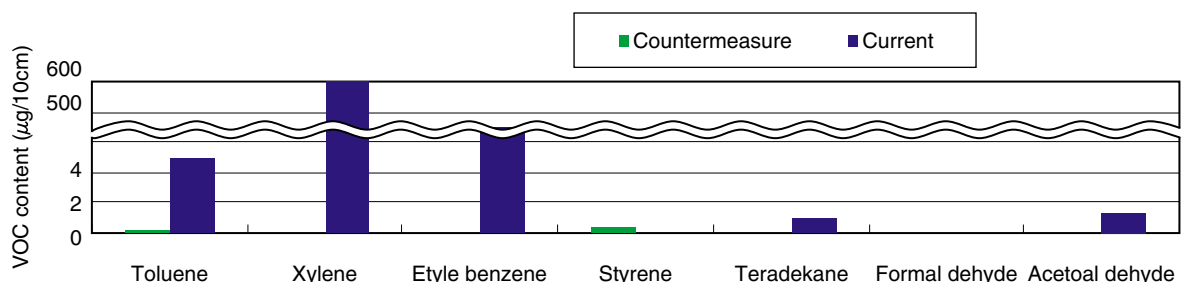


Fig. 7 VOC test result (unit)

て実施した。作業性確保の粘度調整材として使用していた溶剤を削減したため従来材料に比べ開発材料はキシレン、エチルベンゼンとも 7000 分の 1 以下に低減できた。

7. 実車テスト結果

7.1. 実車適合性

実車ドアによる冷熱サイクル試験をおこなった。試験モードを Fig. 8 に、5 サイクル後の試験結果を Fig. 9 に示す。前述の熱間クリープ試験ではフィルムとシーラが拘束されていない開放系である。本試験ではドア全周にシーラを塗布しフィルムと貼り合わせるため拘束された状態になる。よって冷熱サイクルによりフィルム自体の熱伸縮も発生するため、熱間時の保持性に加えフィルム自体の変位も考慮した複合試験となっている。今回の開発材料では単体の熱間クリープ試験の挙動と同様にクリープすることなくフィルムの熱伸縮に対しても追従し問題ない結果となっている。

また、耐久後のフィルム剥離時の糸引き性も初期時との著しい変化は無かった。その上、再貼り付け後の水漏れも無かった。以上よりメンテナンス性は、問題ないと結論づけた。

7.2. 実車 VOC 結果

実車製造から 14 日後の密閉放置における実車を測定した。測定方法は(社)日本自動車工業会の測定方法に準拠し

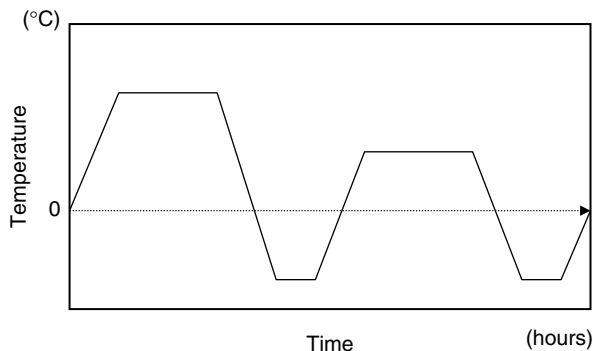


Fig. 8 Heat cycle mode

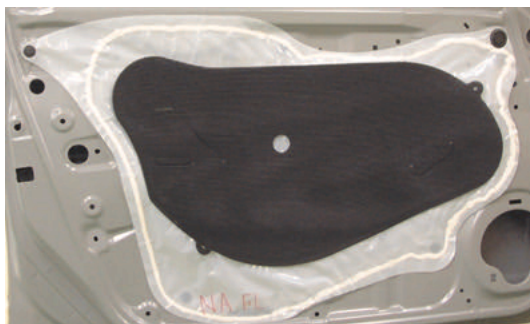


Fig. 9 Heat cycle test result (door panel)

た。今回開発したシーラを適用することによりキシレン、エチルベンゼンの濃度は基準値をクリアした。

8. まとめ

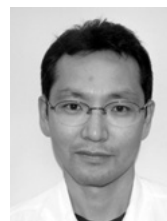
低 VOC でかつフィルムに対する保持力の向上及び従来材料同等の作業性を確保できるシーラを開発して以下の結果を得た。

- (1) 部分架橋SBRゴムを選定し、せん断速度依存性を大きくし熱間時の吐出性能を従来材料同等とした。かつ熱間時のチクソ性を向上させ、フィルムに対する保持力の向上も図られた。
- (2) 部分架橋と未架橋の配合比を検討することにより熱間時のクリープ性を維持したまま熱老化による架橋反応の制御ができ、貯蔵安定性が向上した。
- (3) 溶剤の添加を無くしたことにより車室内のキシレン、エチルベンゼン濃度は(社)日本自動車工業会の基準値をクリアした。

参考文献

- (1) 島 健太郎：機能性接着剤・粘着剤市場，シーエムシー，p.192(1995)
- (2) 特開平 02-86871
- (3) 日本接着学会編：接着ハンドブック，日本接着学会，p.883-889(1996)
- (4) Donatas, S.: 粘着技術ハンドブック，日刊工業新聞社(1997)
- (5) 日本ゴム協会編：新版 ゴム技術の基礎，日本ゴム協会，p.99-101(1999)
- (6) 車室内 VOC 低減に対する自主取り組み，(社)日本自動車工業会ニュースリリース(2005)
- (7) 車室内VOC低減に対する自主取り組み，JAMAレポート，NO.98(2005)

■ 著 者 ■



長谷川 清



谷口 正将

アルミニウム形材における FSW の 継手強度とシミュレーション

Strength of FSW Joints in Aluminum Extrusions and Simulation

林 誠 次*

Seiji HAYASHI

山 口 俊 幸*

Toshiyuki YAMAGUCHI

小 岩 剛*

Takeshi KOIWA

三 上 浩 子*

Hiroko MIKAMI

黒 木 盛 男*

Morio KUROKI

要 旨

軽量かつ低投資で高い結合効率が期待できる自動車車体構造として、アルミニウム形材を摩擦攪拌接合(Friction Stir Welding: FSW)で結合する構造を検討した。その構造構築にあたり、アルミニウム形材の FSW 継手強度を、MIG およびレーザMIG継手と比較した。試験は、衝突時の強度を考慮し、静的および動的な試験を実施した。その結果、FSW 継手の動的強度は接合条件により性能が大きく左右されることが明らかになった。加えて、FSW継手部のモデル化を試み、シミュレーション技術の構築を図った。

ABSTRACT

The use of aluminum extrusions joined by friction stir welding (FSW) was examined under the supposition that such a method might produce a vehicle body structure with highly efficient joints that is also lightweight and low cost. The strength of an FSW joint of aluminum was compared with MIG and laser MIG welding in the fabrication of such a structure. Static and dynamic tests were performed in order to evaluate the collision strength of the FSW joint. As a result, it was determined that welding conditions largely determine the dynamic strength performance of the FSW joint. Additionally, modeling of an FSW joint was attempted and simulation methods were devised.

1. ま え が き

地球温暖化、大気汚染、石油価格の高騰と自動車を取り巻く環境はますます厳しくなり、車体の軽量化が一層重要となっている。軽量化技術の一つとして、アルミニウム形材を鋳造部品もしくはプレス部品で結合する構造があり、このような構造は既に量産されている⁽¹⁾。本稿では、この結合部の鋳造部品、プレス部品を廃止し、金型投資を低く抑えられる形材で構成した構造を検討した。FSWの適用により、スポット溶接の点接合に対し連続接合ができるため、継ぎ手強度の高い構造が可能となる。また、MIG溶接に比べ熱ひずみが少ないため、車体精度を確保しやすい。加えて、レーザ溶接に比べ低投資なため、今後少量生産車を中心に、FSW の適用が増加すると予想される。

FSW はさまざまな研究がおこなわれており⁽²⁾⁻⁽⁴⁾、鉄道車両や自動車車体の一部に適用され始めている。しかしながら、生産性も含め、車体骨格への適用を考慮した重ね継手

の強度およびその動的特性についての報告例は少ない。

そこで、FSWを用いて重ね接合したアルミニウム形材フレームの強度試験をおこない、FSW継手の評価をおこなった。比較として片側アクセス可能な MIG、レーザ MIG 溶接を選択した。さらに、FSW継手のシミュレーション技術の構築をおこなった。

2. 試験体および試験方法

2.1. 試験体形状と試験内容

車体構造検討部位は、代表的な車体構造である車体前部のフロアフレーム、アウトリガ、サイドシルの接合部を想定している。本部位は、静的強度だけでなく、衝突時の動的強度が要求される。その具体的構造を Fig. 1 に示す。当該部位にアルミニウム形材を適用し、FSW接合にて閉断面化した構造を検討した。試験は本部位の荷重方向を考慮した試験体を用い、静押し試験及び落錘試験を実施し、接合部の評

価をおこなった。また、FSW継手のシミュレーション技術構築のため、高速引張試験を実施し、その動的特性について調査した。

2.2. 試験材料及び接合条件

試験母材は、A6063S-T5のアルミニウム型材であり、スペースフレームで量産実績のある材料である⁽¹⁾。試験体は型材より切り出して作成した。試験体および板厚は各試験に合わせ選択した。試験材の化学組成と機械的特性をTable 1 と Table 2 に示す。

FSW 継手強度の比較として、MIG、レーザ MIG 継手を選択した。各接合条件の決定においては外観上の品質および光学顕微鏡による断面観察により欠陥のないことを確認した。FSW のツールはショルダー径φ 15 mmを使用した。接合条件として、FSW、MIG、レーザ MIG 溶接の送り速度をそれぞれ 200、1500、2000 mm/min とした。以下の試験で使われた試験体の接合条件は、ことわりの無い限りすべて同一条件でおこなった。

2.3. 静的試験の試験方法

静的強度試験は車体の構造の一部を模した形状にて試験をおこなった。Fig. 2 と Fig. 3 に試験体と実験装置の概要を示す。圧縮試験装置は、門柱型万能試験機を使用した。

Table 1 Chemical composition of parent materials A6063S-T5 (%)

Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Al
0.40	0.15	0.00	0.03	0.47	0.00	0.00	0.02	Bal

Table 2 Mechanical properties of parent materials A6063S-T5

Tensile strength [MPa]	Yield stress [MPa]	Elongation [%]
223	202	12

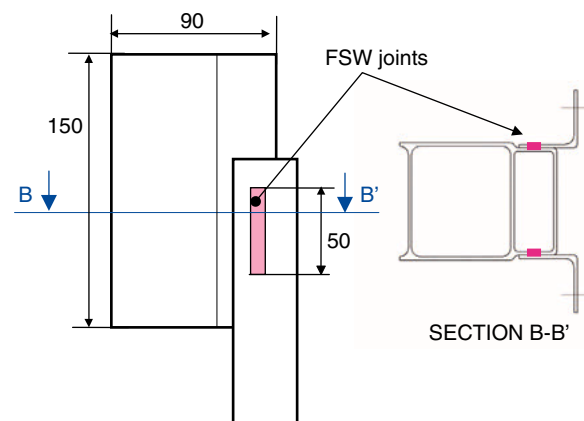


Fig. 2 Test specimen

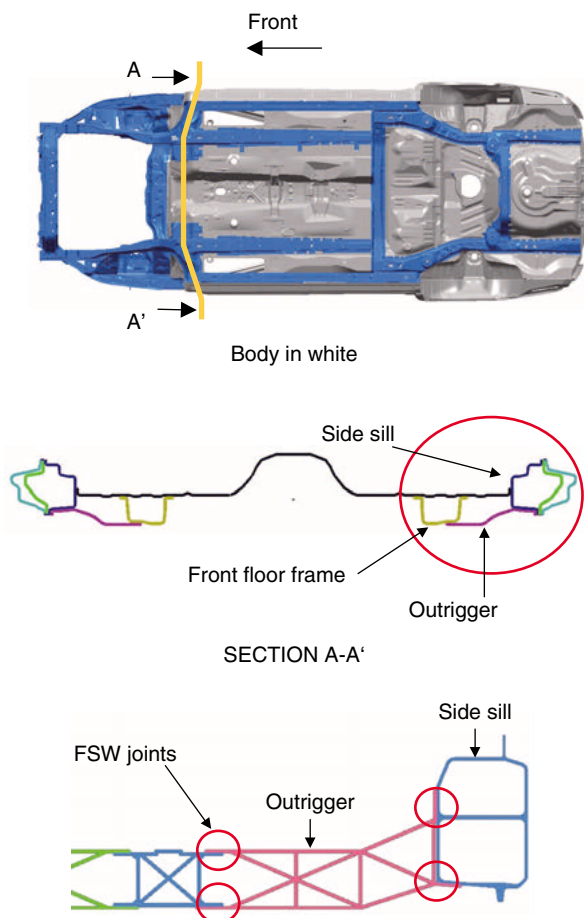


Fig. 1 Body structure with FSW joints

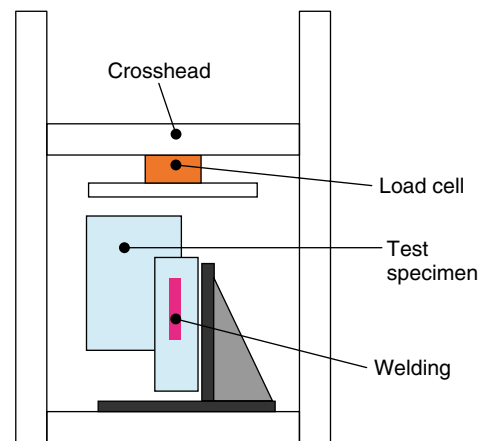
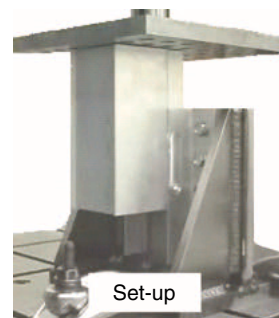


Fig. 3 Device of static load test and set-up

荷重は、クロスヘッドに取り付けられたロードセルにより測定し、ストロークはクロスヘッドの変位を値としてとった。実験での入力を想定し、接合部の中心が荷重中心になるように位置決めをおこない、接合部にせん断荷重を中心とした複合的な荷重が入るようにした。試験速度は 10 mm/min とした。

試験体は FSW とレーザ MIG は重ね継手で接合し、MIG 継手は実用性を考慮しフランジの端部を重ねすみ肉溶接した。接合部の長さはすべて 50 mm に統一した。接合方向は型材の押し出し方向である。

2.4. 動的試験の試験方法

動的強度は落錘試験により評価した。試験体は、静的試験との比較ができるように静的試験と同様、構造体の一部を模した形状の試験体とした。また、継手部にかかる荷重方向も静的試験と同じとした。継手部にかかる荷重と安定性の面から動的試験においては片持ち構造から両持ち構造に変更し、接合部の長さは 170 mm に延長した。Fig. 4 と Fig. 5 に実験装置概要と試験体を示す。試験は錘を高さ

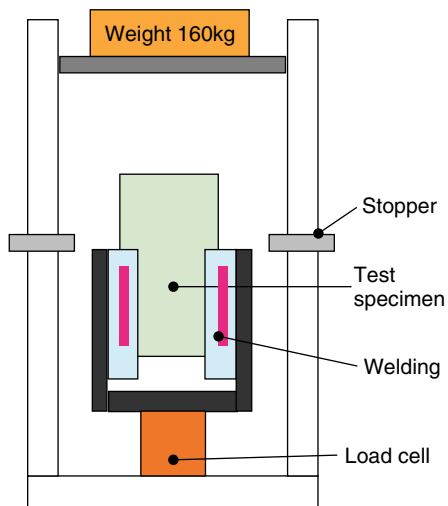


Fig. 4 Device for falling weight impact test

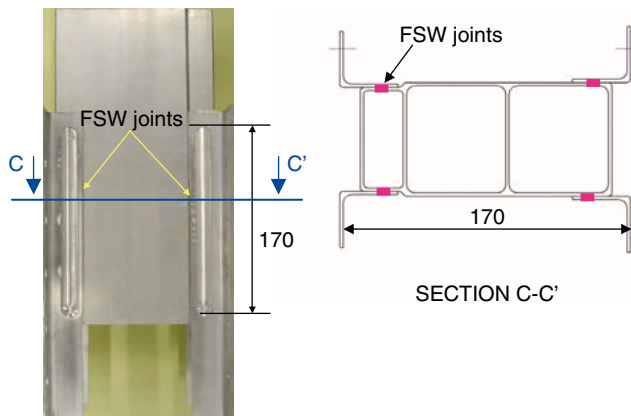


Fig. 5 Test specimen for falling weight impact test

3.5 m より自由落下させ、衝突時の錘の速度が 8.3 m/sec となるように設定した。荷重は試験体の下に設置されたロードセルにより測定し、ストロークは錘の位置をレーザ変位計にて測定した。

3. 試験結果

3.1. 静的試験結果

Fig. 6 に静的試験結果を示す。図中において荷重が急落したところは、継手部が破断したことを示している。FSW 継手とレーザ MIG 継手は、ストローク 7.5 mm のところで破断し、MIG 継手は 4.5 mm で破断した。FSW 継手の最大荷重は、MIG 継手と同等であり、レーザ MIG 継手に対し 20%の低い値を示した。FSW 継手の破断までのストロークはレーザMIGと同等の値を示した。FSW継手はMIG継手に対して同等以上の強度があることが確認できた。

破断後の各継手部の写真を Fig. 7 に示す。FSW 継手の破断形態は、接合部周辺のひずみの増大とともにL字形のフランジ部が変形し、FSW加工穴を起点として直線上に破断した。その破断面を Fig. 8 に示す。これより破断部が未接合部の端部であることが確認できた。レーザ MIG 継手は、フランジの変形の後、破断に至るが、最終的な破断形態は一樣ではなく、ばらつきがあった。MIG継手はすべて溶接ビード部にて破断した。

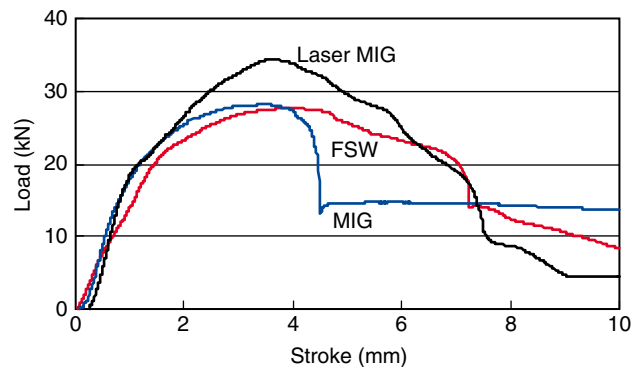


Fig. 6 Stroke – static load for welded joints

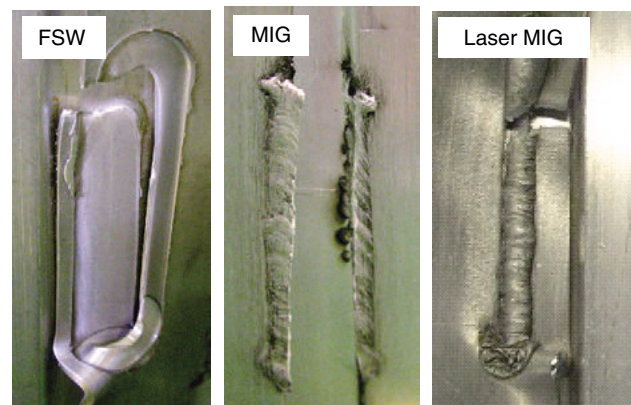


Fig. 7 Welded joints after static load test

3.2. 動的試験結果

Fig. 9 に荷重とストロークの関係を示し、Fig. 10 に試験体の破断の様子を示す。FSW継手は未接合部の端部で直線上に破断し、MIG 継手は溶接ビード部と熱影響部(Heat-affected zone: HAZ)で直線的に破断した。レーザ MIG 継手は試験体の上部が圧壊し、接合部の破断は起きなかった。FSW 継手と MIG 継手の破壊形態は静的試験と同じであった。レーザ MIG 継手の荷重は試験体が圧壊したためストローク 10 mm 以後、100 - 200 kN の間で変動した。MIG 継手の最大荷重は、レーザ MIG 継手に対し 10%低い値を示し、ストロークが 15 mm に達した後、破断した。FSW 継手の最大荷重は MIG 継手と同じであるが、MIG 継手よりも少ないストロークで接合部の破断が起きた。この結果は静的試験で得た傾向と異なり、FSW継手が衝撃に弱いことを示している。

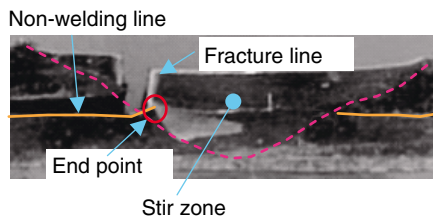


Fig. 8 Section of FSW joint after static load test

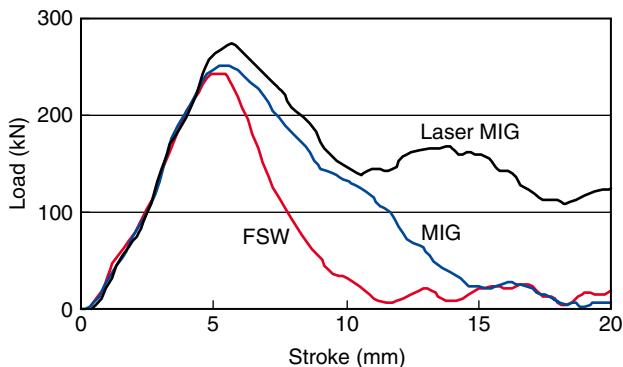


Fig. 9 Stroke-dynamic load for welded joints

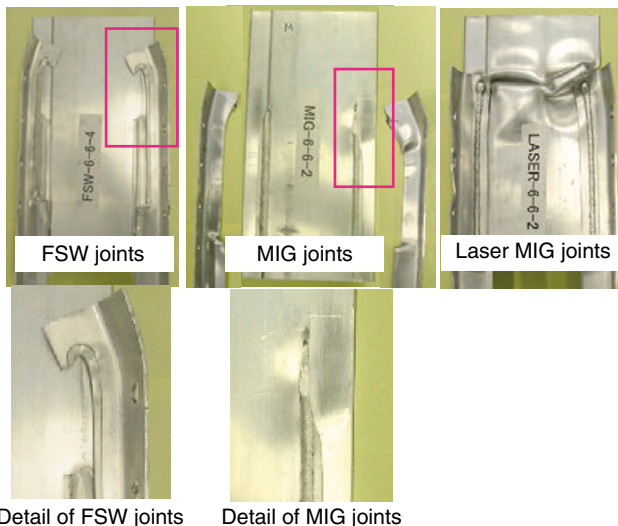


Fig. 10 Specimen after dynamic load test

4. 考察

4.1. 静的動的強度の考察

動的試験結果より FSW 継手の動的強度が、他継手に比較して弱いことがわかった。この原因の解析として FSW 継手の断面を観察した。Fig. 11 にその断面図を示す。かくはん部と母材の境界部において、下板の材料が上方向に巻上げられているのが確認できる。これは FSW の製造上の特性で発生する現象である。Fig. 12 のように重ね接合の場合、下の母材を上の方材にかくはんしなければいけない。上板と下板の境界部では上方向に巻上げられることにより一種の切欠き状になる。そのため、切欠きの形状効果により動的破壊じん性が低下し、継手部のエネルギー吸収量が低下したと考えられる。これは、ホプキンソン・バー法を応用した実験例において、アルミニウム合金の動的破壊じん性値は静的破壊じん性値より低くなっている報告より裏づけられる⁽⁶⁾。

4.2. 内部接合形状に関する解析

FSW 接合時の巻上げが継手強度に及ぼす影響について解析をするため、FSW の接合条件を変更し、巻上げを少なくした継手を作成した。改良後の FSW 継手の断面を Fig. 13 に示す。この断面から境界部の巻上げが少なくなっていることが確認できる。この接合状態を以後の説明では巻上げ

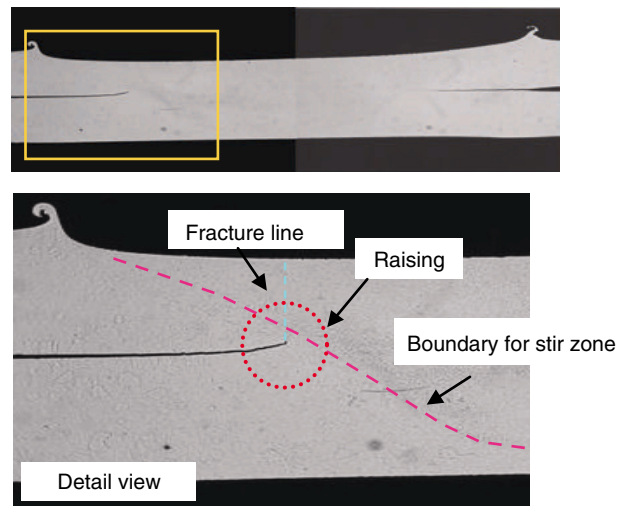


Fig. 11 Section of FSW joint

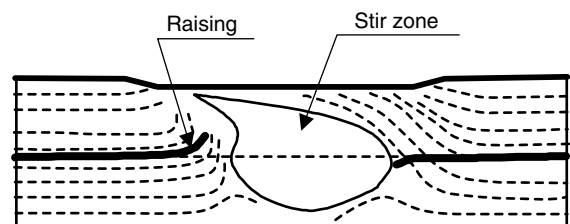


Fig. 12 Principle of FSW

なしと表現する。4章で実施した静的強度試験をおこない、巻上げありとなしの強度比較をおこなった。その結果を Fig. 14 と 15 に示す。巻上げなしの継手はありに比べ、エネルギー吸収量が増えている。これは破断形態が変わったことに起因している。巻上げありの場合は、かくはん部の片側が直線的に破断したが、巻上げなしの場合は、かくはん部の両側で破断しており、片側破断のようにき裂がすぐに伝

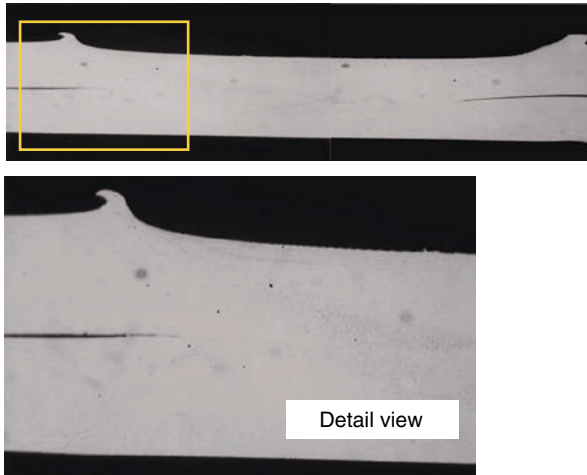


Fig. 13 Section of FSW joint under new conditions

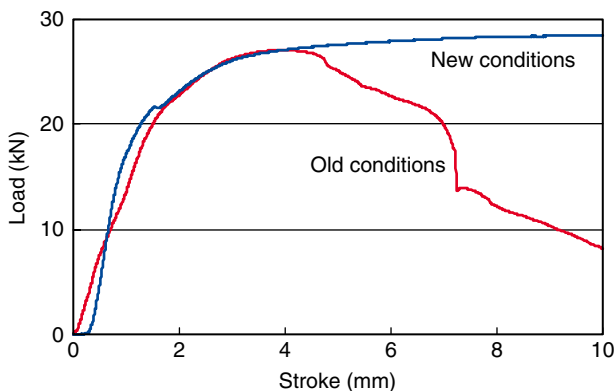


Fig. 14 Comparison of load under new and old conditions

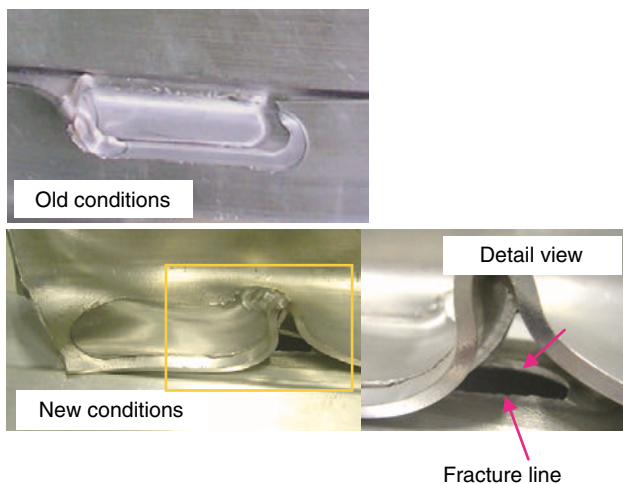


Fig. 15 Comparison of fracture mode of new and old conditions

播することがない。そのためエネルギー吸収量が増えたといえる。接合条件による巻上げの状態により、破壊形態および荷重特性が変わることがわかった。

5. シミュレーションモデル

5.1. 高速引張強度試験

高速引張試験は、FSW 継手部のシミュレーション技術を構築するためにおこなった。調査項目は継手部の引張強さとそのひずみ速度依存性である。試験片は板厚 2 mm、巾 5.4 mm のものを使用し、突合せ継手にて試験をおこなった。ひずみ速度は 0.1, 10, 200/s の 3 種類でおこなった。シミュレーションモデルのシェル要素の大きさの決定に対して参考とするため、接合部を中心とした 20 mm の区間の局部ひずみも測定した。局部ひずみは試験片の平行部を 1 mm 間隔でマーキングしておき、その伸びを測定した。

ひずみ速度 200/s の母材の引張強さは、0.1/s の場合に対して 6～7% 上昇する傾向にあった。Fig. 16 に各接合の試験結果を示す。FSW, MIG, レーザ MIG 継手とも母材と同様、ひずみ速度による引張強さの大きな違いはみられなかった。FSW とレーザ MIG 継手の引張強さが 15% 上がったことが確認できた。なお、FSW 継手の破断部位はすべて HAZ であった。

次に局部ひずみの分布を調べた。Fig. 17 に FSW 継手のひずみ分布測定結果を示す。破断部のひずみが中心になる

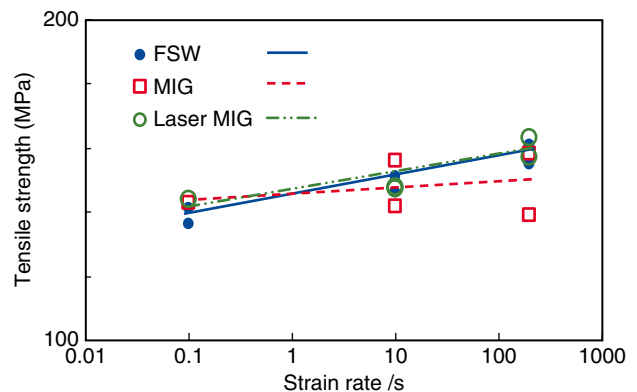


Fig. 16 Tensile strength for strain rate of welded joints

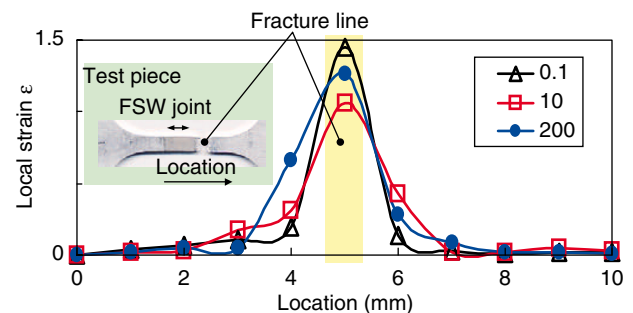


Fig. 17 Local strain for FSW joints under high-speed tensile test

ように表示しており、横軸は試験片位置を示す。試験片の破断部を中心とした10 mm区間での伸びにおいて、ひずみ速度 200/s のひずみ量は、0.1/s の場合に対し 19%増加している。破断部を中心として、2-4 mm の範囲で局部的にひずみが大きくなっていることが確認できた。

5.2. FSW 部のシミュレーションモデルの作成

高速引張試験結果およびFSW接合部の断面より、シミュレーションモデルを作成した。Fig. 18 にそのシミュレーションモデルの考え方を示す。A：かくはん部とB：HAZおよびC：母材に分けシェルモデルを作成し、材料特性をそれぞれ設定した。板厚は、接合時の板減を考慮し決定した。重ね部の板厚のオフセット量は形状効果がないようになるべく小さくした。FSW接合時に終端部にできる穴については接合長さがある程度以上であれば最大強度に影響しないことを確認できているので当該部のモデル化は省略した。

Fig. 19 は、Fig. 17 の局部ひずみ量から各長さ(Fig. 17 の横軸の区間長さ)によるひずみ量の最大値、最小値を算出したものである。最大値は破断部のひずみを中央にして計算し、最小値は破断部のひずみを端部にして計算した値である。区間長さ 4 mm の場合で、ひずみ量の最小値は 0.45, 最大値は 0.65 であることがわかる。シェルサイズは板厚および Fig. 17 のひずみ分布より決定した。ひずみ速度によりひずみの分布形態に違いがあるが、いずれも区

間長さ 4 mm 以内にひずみが集中していることから、シェルサイズは 2-4 mm が適切であると判断した。

材料定数は、試験で得られたひずみ速度係数と応力-ひずみ線図より同定をおこなった。材料モデルは等方弾塑性モデルを使用した。アルミニウム材のモデル化においては角稜部をシェル要素にて表現し、当該部位の面積に比例した板厚を設定した⁽⁵⁾。試験との相関ではひずみ速度係数と破断ひずみの二つの数値を修正した。その結果、シミュレーションモデルの FSW 継手部の破断ひずみは実験値に対して 10%低い値となった。このひずみ量は、Fig. 19 で示した実験値のひずみ範囲より小さい値であった。この理由として次にあげることが考えられる。

ひずみの値は、重ね継手ではなく突合せ継手で試験した値を使っている。突合せ継手では、重ね継手でみられた巻上げの形状効果による破壊じん性の低下の影響はない。そのため重ね継手では突合せ継手による高速引張試験の結果に対し、破断ひずみ量が小さくなっている。

5.3. 計算結果

Fig. 20 - Fig. 23 に静的試験と動的試験の試験結果と計算結果の比較を示す。それぞれ荷重-ストローク線図と試験後の破断形態の比較を示す。試験と計算との比較では最大荷重及びエネルギー吸収量共 5%以内であり、試験と計算との相関はよくとれており、破断形態も一致している。

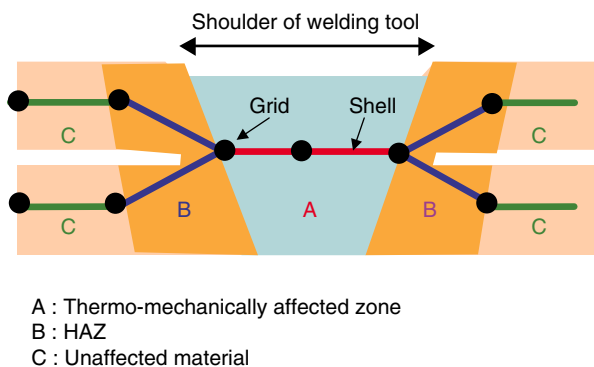


Fig. 18 Simulation model for FSW joints

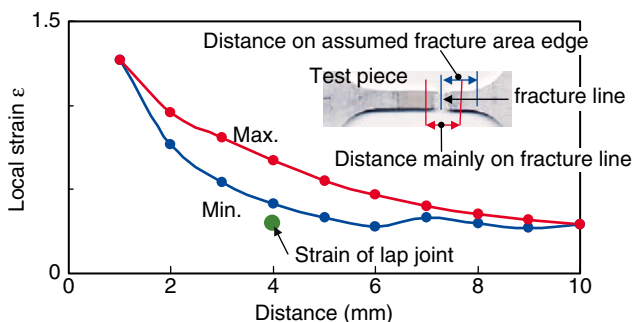


Fig. 19 Local strain distance on assumed fracture area

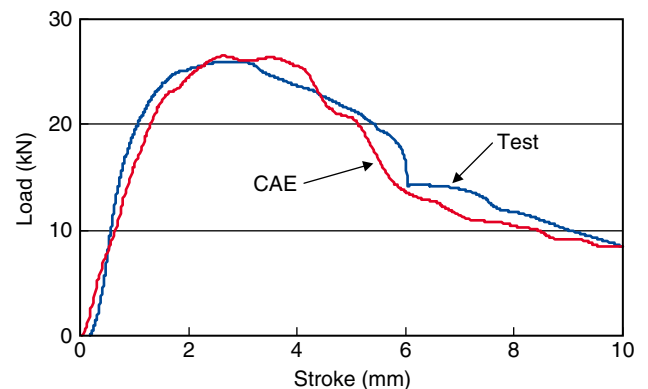


Fig. 20 Comparison of static load of test versus CAE

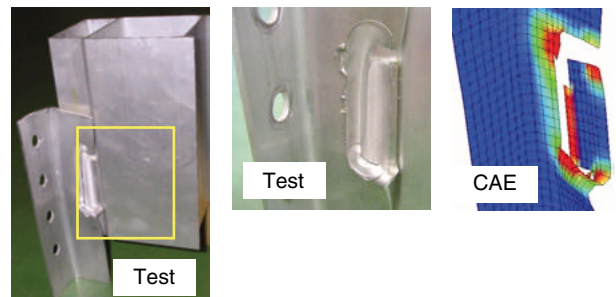


Fig. 21 Comparison of fracture mode of static load test versus CAE

5.4. シミュレーションによる巻上げの検証

巻上げのない FSW 継手は、破壊じん性の低下がないため、落錘試験ではレーザーMIG継手と同様に継手部が破断せず母材部で圧壊するであろうと予測ができる。これについてシミュレーションにて検証をおこなった。内部接合形状に関する解析より、接合条件の違いによる静的強度の比較試験では、最大荷重は変わらずエネルギー吸収量が増えることがわかった。この結果より、破断までの許容ひずみが増えていることがわかる。シミュレーションでは FSW のモデル作成で同定した破断ひずみに対して、その数値のみを

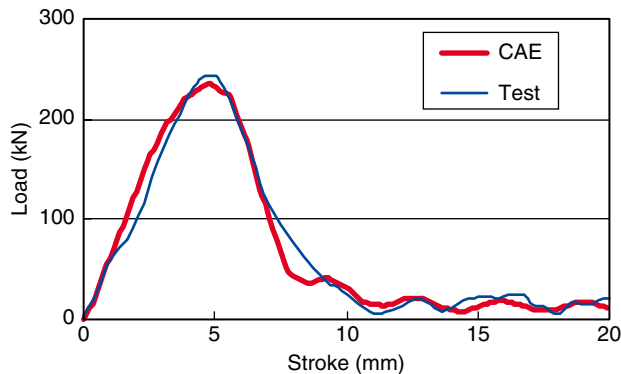


Fig. 22 Comparison of dynamic load of test versus CAE

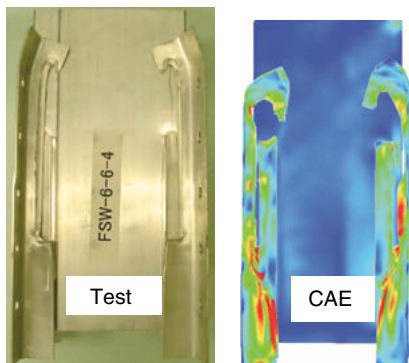


Fig. 23 Comparison of fracture mode of dynamic load test versus CAE

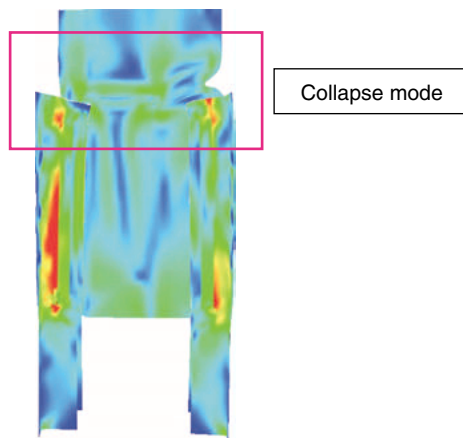


Fig. 24 Result of calculation that assumes non-rising in FSW

増加させた場合、落錘のシミュレーションでは継手部が破断せず、レーザーMIGと同様に母材部が圧壊することが予測される。

シミュレーションにおいて破断ひずみの値は、Fig. 19から得たストローク4 mmでの平均ひずみの最大値を使った。この計算結果では接合部が破断せず母材部が圧壊しており、レーザー MIG と同等の性能であることがわかった。Fig. 24に示す計算結果より、母材部が圧壊しているのが確認できる。FSW継手強度は、接合条件により破断ひずみに影響を及ぼし、動的性能に大きく影響を及ぼすことがシミュレーションで確認できた。

6. 結論

アルミニウム型材の FSW 継手について静的、動的強度の評価およびそのシミュレーション技術について研究をおこない、以下の結果を得た。

- (1) 静的強度において、巻き上げのある FSW 継手の強度は、レーザー MIG と MIG 継手の間に位置し、巻き上げを少なくした FSW 継手の強度は、レーザー MIG と同等の強度が得られる。
- (2) 動的強度において、巻き上げのある FSW 継手の強度は、レーザー MIG および MIG 継手より低い。
- (3) FSW施工時に発生する巻上げは、切欠きの形状効果により、動的破壊じん性を低下させ、破壊形態、荷重特性に影響を及ぼす。
- (4) FSW 継手のモデル化においては、継手各部位の材料特性の設定とシェル要素を使ったモデル化により、静的および動的挙動を良好にシミュレートすることができる。
- (5) シミュレーションにおいて、巻き上げのない FSW 継手の動的強度の予測をし、レーザー MIG と同等の結果を得た。

参考文献

- (1) 堀尾幸一, 藤村章, 斉藤政昭, 角田和彦, 瀧口士郎: 超低燃費ハイブリッドカー「インサイト」の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.2, p.1-8
- (2) 谷川久男, 堀久司, 宮道知典, 難波圭三: 摩擦攪拌接合継手の引張試性質, 軽金属溶接, Vol.43, No.5, p.232-239(2005)
- (3) 江口方孝, 岩木俊一, 岡田俊哉, 田中直, 大岩直貴, 難波圭三: 摩擦攪拌接合部の形態と組織, 軽金属溶接, Vol.43, No.5, p.18-29(2005)
- (4) Cederqvist, L., Reynolds, P.A.: Properties of Friction Stir Welded Aluminum Lap Joints, 2nd International Symposium on Friction Stir Welding(2000)

- (5) 漆山雄太, 山田孝之, 鈴木俊次, 河野亘: 衝突用アルミニウムエネルギー吸収部材の研究, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.2, p.141-148
- (6) 日本機械学会: 衝撃破壊工学 第8章 工業材料の衝撃強度, p.183-185

■著 者■



林 誠次



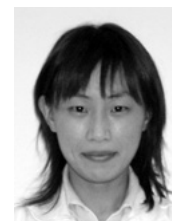
小岩 剛



黒木盛男



山口俊幸



三上浩子

SPOT 溶接シミュレーション技術の開発

Development of Resistance Spot Welding Simulation Technology

土井良 一 剛*

Kazuyoshi DOIRA

福 本 学**

Manabu FUKUMOTO

大 岡 久 康*

Hisayasu OHOKA

岡 村 一 男**

Kazuo OKAMURA

梅 野 好 和*

Yoshikazu UMENO

上 田 秀 樹**

Hideki UEDA

要 旨

ABSTRACT

完成車における板組みの早期仕様決定と溶接条件設定の迅速化を目的に、ナゲット径を予測可能なSPOT溶接シミュレーション技術を開発した。本技術では有限要素法による電場・温度場・応力場の増分連成解析を用い、必要な材料物性は、SPOT溶接過程で生じる現象を考慮し選定した。さらに、選定した各材料物性は、化学成分と機械的特性から予測可能とした。また利便性という観点から、板組みや溶接条件を任意に入力できるソフトウェアの開発をおこなった。完成車の板組みにおいて精度検証をおこなった結果、ナゲット径を±5%の精度で予測できることが確認できた。本技術を用いることで、板組みの早期仕様決定ができ、溶接条件設定に要する時間の約45%を短縮できることが期待される。

A technology for simulating resistance spot welding process has been developed that is capable of predicting nugget diameter in automotive steel sheet weldments to determine the specifications of those weldments at an early stage and speed up setting welding conditions. An incrementally coupled analysis was performed for electrical, thermal and mechanical fields using a finite element code. The material properties relevant to this analysis were selected with reference to the phenomena occurring throughout the resistance spot welding process, and they can be predicted by using the chemical compositions and mechanical characteristics. Also, software was developed to aid entry of arbitrary steel sheet combination and welding condition. Verification tests of simulations indicated that nugget diameter was predicted with an accuracy of $\pm 5\%$. We expect that this simulation method will allow us to determine the specifications for automotive welded sheet combination at an earlier stage and reduce the time for setting welding conditions by approximately 45%.

1. まえがき

SPOT 溶接とは任意の加圧力下にて金属の接触箇所に通電を流し、界面での接触抵抗による発熱とジュール発熱(抵抗発熱)により接触部を加熱、溶融させ接合する方法である。歴史的に、この接合方法は生産性、信頼性の観点から自動車組立工程における接合部の大部分に使用されてきた。一方、近年、車体軽量化と衝突性能向上を両立させる必要性から、ボデー骨格部品への高強度鋼板の適用が拡大している⁽¹⁾。それにともないSPOT溶接で接合する鋼板の板組みも多種多様化してきており、これらの溶接条件をより最適

に、かつ迅速に設定することが求められている。従来、各板組みの溶接条件の設定は、引張試験や断面マクロ検査等の実験的な手法によりおこなわれてきたが、高強度鋼板の適用拡大にともない今後ますます増加傾向にある板組みの多様化と車体開発の迅速化に対し、これら実験的な手法だけでは対応が困難となりつつある。

そこで、完成車における板組みの早期仕様決定と溶接条件設定の迅速化を目的に任意の板組みでナゲット径を予測可能なSPOT溶接シミュレーション技術を開発した。

本稿では、ナゲット径予測に必要なシミュレーションモデルの概要および材料物性値の定義方法を中心に述べると

* 栃木研究所

** 住友金属工業株式会社

共に、操作性向上のために開発したソフトウェア、完成車に適用した場合に期待される効果について報告する。

2. 目標の設定

現在、SPOT溶接過程のシミュレーションについては、数多くの研究がなされており^{(2)・(4)}、市販されているソフトウェアもいくつか存在する。しかし、標準で用意されている必要な材料物性の種類が少ないため、解析できる鋼種や板組みが制限されてしまうという問題がある。そこで、完成車に用いられている汎用的な板組みに対し、より容易に溶接条件を設定できるようにするため、下記項目についてそれぞれ目標を設定した。

(1)シミュレーションモデル

複雑なプロセスをとる実際の SPOT 溶接過程を再現するには、電気的、熱的、力学的な現象を連成解析する必要がある。従って、採用するシミュレーションモデルの目標は、電場-温度場-応力場の連成解析が可能なこと、および各種鋼板の相変態温度や電気的、熱的、力学的な変化にともなう材料特性の予測が可能なの二点とした。

(2)適用鋼種

現在、車体には軟鋼板から高張力鋼板まで多種多様な鋼板が適用されていることから、270 - 980MPa 級の代表的な鋼種について、任意の板組み、溶接条件にてシミュレーションでの解析が可能であることを目標とした。また耐食性の観点から、自動車用鋼板には合金化溶融亜鉛めっき鋼板(以下 GA 鋼板)が適用されているため、GA 鋼板についても非めっき鋼板同様の解析が可能であることをとした。

(3)精度目標

精度目標の対象は、溶接部の継手強度を考慮し、ナゲット径とした。

一般的に車体組立における各板組みの最適溶接条件は、必要となるナゲット径が得られる電流値からスパッタ発生までの電流値の範囲内で設定される。また、Fig. 1 に同厚二枚合せ

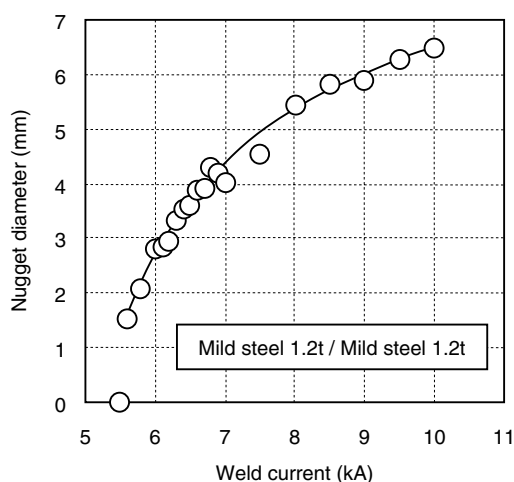


Fig. 1 Relationship between nugget and weld current

における溶接電流とナゲット径の関係を示すが、低電流域では溶接電流のわずかな違いによりナゲット径が大きく変化し、同一条件で溶接した場合でもその実測値自体のばらつきが大きくなる。従って精度検証に用いるナゲット径範囲としては、必要となるナゲット径からスパッタ発生限界電流で生成するナゲット径までが妥当であると考えた。

以上より、ナゲット径の精度目標値としては、実測ナゲット径のばらつきも考慮し、 $\pm 5\%$ 以内であることとした。

3. シミュレーションモデルの概要と材料物性

3.1. シミュレーションモデルの概要

シミュレーションモデルには Fig. 2 に示すように一对の電極と二枚以上の鋼板を含む板組みを二次元軸対称有限要素法モデルで近似したものを用いた。

SPOT 溶接での通電の初期段階における温度上昇は、界面での接触抵抗による発熱が支配的で、その発熱量は一般的に接触界面の温度と圧力に依存する⁽⁵⁾。これらの界面状態は鋼板の熱的変形にともない時々刻々と変化する。さらに加熱が進むと、ある温度域において結晶構造が変化する相変態や固体から液体への相変化が生じることから、機械的特性、熱線膨張係数といった材料物性が変化する。そこで SPOT 溶接現象を正確にシミュレーションするためには、温度上昇にともなう熱的な物性変化と変形過程を、冶金的な現象をふまえ、連成させて解く必要がある。開発したモデルでは、Fig. 3 に示すように、商用の非線形有限要素解析コードをベースとし、通電による鋼板の温度変化を計算する電場-温度場連成解析と鋼板の温度上昇にともなう機械的特性変化を計算する温度場-応力場連成解析を、材料物性の変化を考慮しながら、それぞれ十分小さな間隔で交互に繰り返す増分連成解析手法を構成した⁽⁶⁾。なお電場-温度場の計算には、温度場-応力場で計算された接触面積や圧力分布といった界面における接触の情報が反映され、温度場

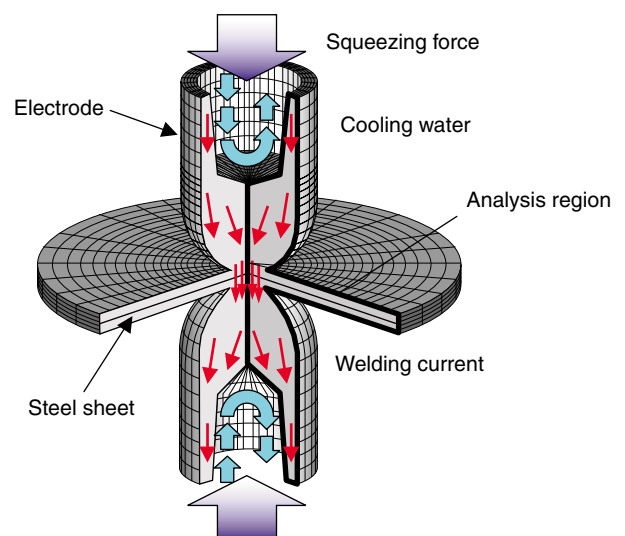


Fig. 2 Simulation model

一応力場の計算には、電場－温度場で計算された熱履歴が反映される。

3.2. 材料物性

目標精度を満足する結果を得るためには、適用鋼種全般にわたり、SPOT溶接過程の材料特性変化をシミュレーション上で考慮する必要がある。そこでシミュレーションに必要な材料物性の選定とそれら各物性の定義手法を検討した。

3.2.1. 必要材料物性の選定

SPOT溶接過程を、Fig. 4に示すように(1)加圧・通電、(2)発熱・溶融、(3)冷却の三つに分け、それぞれにおいて必要な材料物性の選定をおこなった。

(1)加圧・通電 SPOT溶接は一定形状の電極により鋼板を加圧した状態で通電が開始される。通電が始まると鋼板は界面接触抵抗による発熱とジュール発熱により温度上昇し、後述するSPOT溶接の発熱現象に対して重要なパラメータとなる界面の接触面積と接触圧力が変化する。これは温度上昇にともなう鋼板の熱的変形に起因しているため、材料物性として機械的特性と熱線膨張係数の変化を定義することが必要である。従って、加圧・通電における必要材料物

性は温度依存性を考慮した応力－歪関係(S-S特性)および熱線膨張係数と決定した。

(2)発熱・昇温 SPOT溶接による発熱は接触抵抗による発熱とジュール発熱の二つにより生じる。

通電初期に生じる接触抵抗については、いくつかのモデル式が報告されているが、本シミュレーションでは(1)式に示す Babu らによる界面抵抗モデル⁽⁷⁾を適用した。

$$R_{CA} = (\rho_1 + \rho_2) \times \left[\frac{1}{4} \sqrt{\frac{\pi \sigma_y}{\eta P}} + \frac{3\pi}{16 \sqrt{\eta}} \right] \quad (1)$$

(R_{CA} : 接触抵抗, ρ_1 および ρ_2 : 電気抵抗率, σ_y : 降伏応力, P : 接触圧力, η : 接触圧力 P の関数)

ある抵抗値の金属に電流を一定時間流した時に生じるジュール発熱量は(2)式で表現できることが知られている⁽⁸⁾。

$$Q = R \times I^2 \times t \quad (2)$$

(Q : ジュール発熱量, R : 抵抗値, I : 電流, t : 時間)

ここで(2)式を鋼板の材料物性である電気抵抗率と鋼板の温度上昇により変化する電流密度で整理すると、計算に必要な単位時間あたりのジュール発熱密度は、(3)式で表

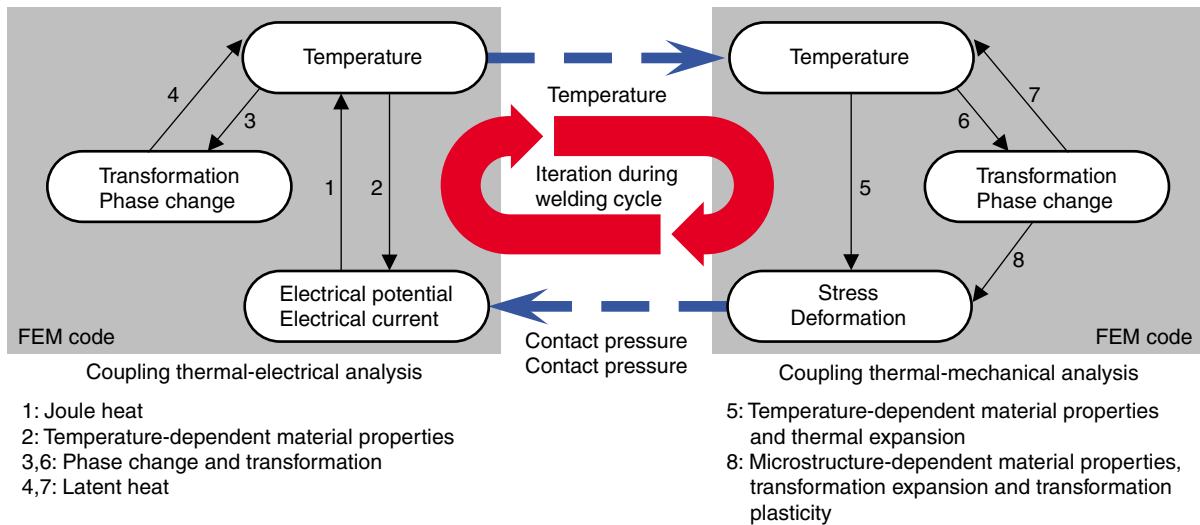


Fig. 3 Schematic illustration of the incrementally coupled electrical-thermal-mechanical analysis procedure

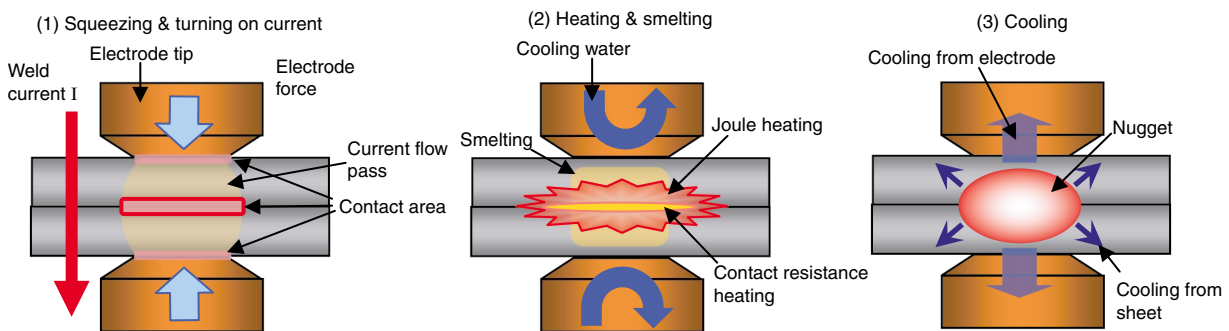


Fig. 4 Schematic explanation of the SPOT welding process

すことができる。

$$q_v = \rho \times \delta^2 \times t \quad (3)$$

$$\rho = R \times \left(\frac{S}{l} \right), \quad \delta = \frac{l}{S}$$

(q_v : 単位時間、単位体積あたりのジュール発熱, ρ : 電気抵抗率, δ : 電流密度, t : 通電時間, S : 接触面積径, l : 板厚)

SPOT 溶接過程において Δt 時間内に発生した熱量と鋼板の温度上昇の関係は、(4)式に示すように、発生した熱量と鋼板の材料物性である比熱、密度の関係によって上昇する。

$$\Delta\theta = \frac{q_v \Delta t}{(c \times D)} \quad (4)$$

($\Delta\theta$: 温度上昇, c : 比熱, D : 密度)

従って、(1)式で定義した界面接触抵抗による発熱と(3)式で定義されるジュール発熱量および(4)式で表される熱量と温度上昇の関係から、発熱・昇温で必要となる材料物性値は電気抵抗率、降伏応力、比熱、密度と決定した。

(3)冷却 一般的に温度差のある物体内ではフーリエの法則に従って、(5)式に示す物体の熱伝導率と温度勾配に依存した形で、単位時間あたりの熱量の移動が生じる。

$$q = -\lambda \cdot \text{grad}(T) \quad (5)$$

(q : 熱流束, λ : 熱伝導率, $\text{grad}(T)$: 温度勾配)

SPOT 溶接過程では、通電による発熱と電極および鋼板の熱伝導による冷却が同時に起こるため、冷却における必要材料物性を熱伝導率と決定した。

以上より、SPOT 溶接シミュレーションに必要な材料物性値としてS-S特性、熱線膨張係数、電気抵抗率、比熱、密度、熱伝導率の六つを選定した。

3.2.2. 材料物性値の定義

前項で選定した各材料物性は、すべて温度依存性を考慮する必要があるが、すべての鋼板についてそれらを実測することは非常に複雑な実験プロセスと多くの時間を要するという問題がある。そこでシミュレーションの利便性と迅速化という観点から、各物性について比較的容易に入手可能な材料物性である室温での機械的特性や化学成分等を用い予測することが必要と考えた。

(1)S-S 特性 S-S 特性については、温度依存性を考慮する必要があるが、より簡易に特性定義が可能となるよう近似式の検討をおこなった。

まず温度依存性を把握するため、各鋼種について S-S 特性の温度変化を測定した。Fig. 5-1に軟鋼板と高張力鋼板の S-S線図の実測値を示す。両鋼種とも高温になるほど強度は低下し、800℃では鋼種間の強度差異がほとんどなくなることがわかる。この理由として、結晶粒成長や相変態が生じる高温域では、鋼板の化学成分や常温でのミクロ組織の影響

がほとんどなくなるためと考えられる。

次に S-S 特性の温度依存性を規格化するために、引張強度と降伏強度の温度依存性に着目した。Fig. 5-2, Fig. 5-3に

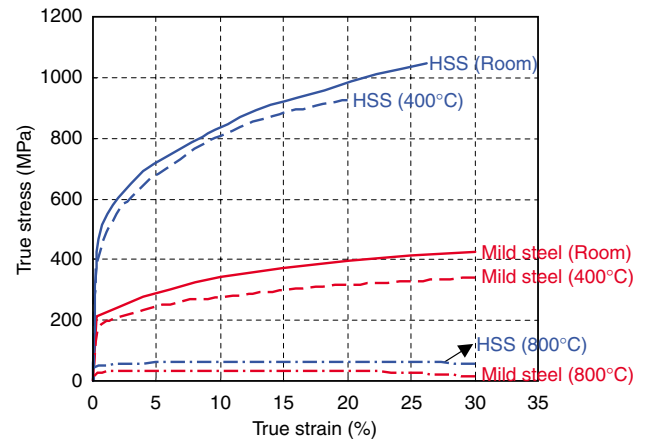


Fig. 5-1 S-S curve of mild steel and high-strength steel (HSS)

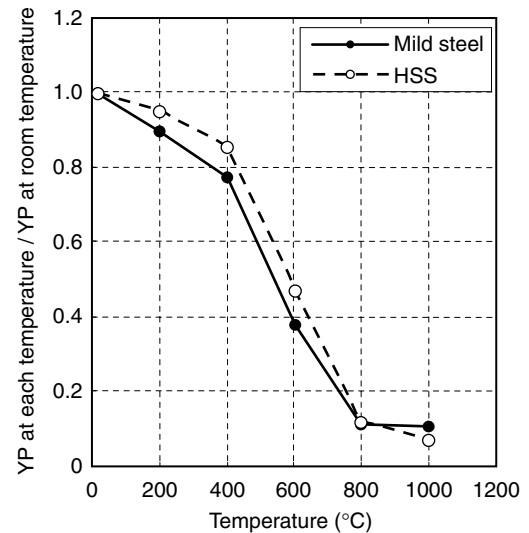


Fig. 5-2 Dependence of 0.2% proof stress on temperature

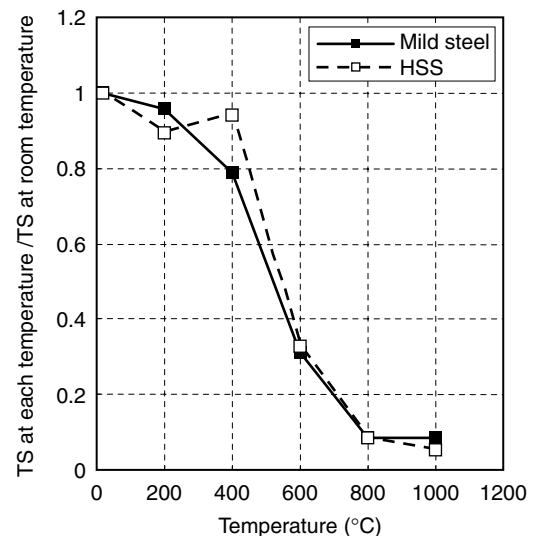


Fig. 5-3 Dependence of tensile strength on temperature

示すように、降伏強度および引張強度は温度の関数として整理することが可能である。

以上より、S-S特性の温度依存性について室温での降伏強度、引張強度、温度を変数とした近似式を構築することができ、室温時の上記物性値の入力のみで高温での S-S 特性を定義できるようになった。

(2)熱伝導率 一般的に金属の熱伝導率は自由電子による熱の伝達が大半をしめ、金属原子の熱振動、固溶元素等により影響を受けることが知られている。そこで、まず化学成分、温度を変数とし、結晶構造の違いにより場合分けした Miettinen の式⁽⁹⁾による検討をおこなった。その検討結果を Fig. 6-1 に示す。軟鋼板については、実測値と計算値でほぼ同等の値を示したものの、高張力鋼板では800℃以下で大きな離が生じている。

そこで筆者らは、この原因として Miettinen の式に要素

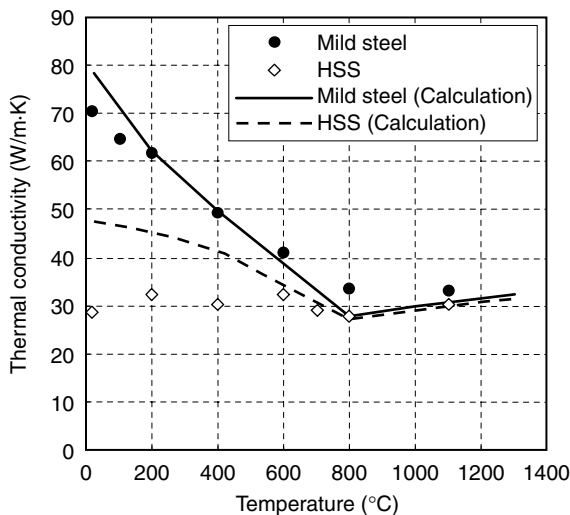


Fig. 6-1 Comparison of thermal conductivity between measurements and predictions by Miettinen's formula

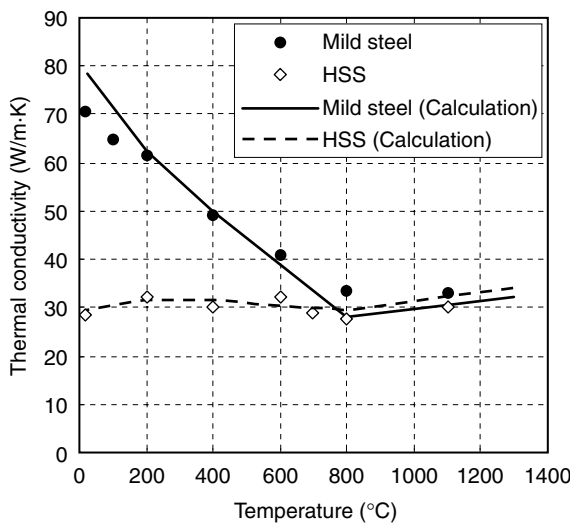


Fig. 6-2 Comparison of thermal conductivity between measurements and predictions by modified Miettinen's formula

として含まれていない元素の影響があると考え、それらの影響を加味した熱伝導率の近似式を構築した。その検証結果を Fig. 6-2 に示す。

構築した近似式による計算値と実測値は鋼種を問わず良好な相関をみせており、化学成分と温度の入力のみで熱伝導率を定義できるようになった。

(3)電気抵抗率 金属では自由電子による大きな熱伝導が支配的であるため、熱伝導率と電気抵抗率の間には(7)式に示す Wiedemann - Franz 則(以下 W - F 則)という逆比例関係が成り立つことが知られている⁽¹⁰⁾。

$$\lambda \rho = L \cdot (T + 273) \quad (7)$$

$$L = 2.45 \times 10^{-8}$$

(λ : 熱伝導率, ρ : 電気抵抗率, T : 温度, L : ローレンツ数)

そこで、まず電気抵抗率の近似式として、W - F 則の適用を検討した。Fig. 7-1 にその検討結果を示す。W - F 則から算出した計算値は、特に高張力鋼板において実測値に対し低めの値となっており、軟鋼板と高張力鋼板の差異についても十分に表現できていなかった。これは W - F 則では、ともに自由電子の移動に影響をおよぼす固溶元素の依存度が熱伝導率と電気抵抗率において、同等であるとして計算されるが、鋼板の場合には必ずしもあてはまらないと考えられる。

そこで筆者らは、金属の電気抵抗は自由電子が金属結晶を構成している原子と衝突することにより生じることから、影響因子として鋼板中に含まれる固溶元素と母材原子の熱振動があると考えた。固溶元素はC, Si, Mn等であらわされる鋼板の化学成分値とし、母材原子の熱振動は温度の関数として表現することとした。以上より、実測値をベースに

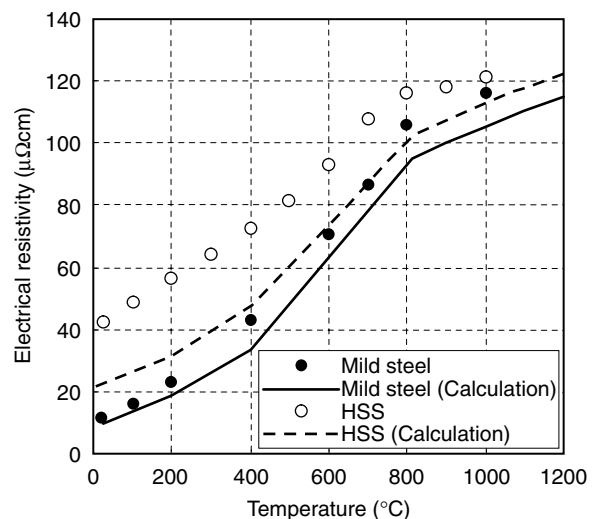


Fig. 7-1 Comparison of electrical resistivity between measurements and predictions by W-F Law

鋼種間差異を表現できるような近似式の構築をおこない、それを用いた検証結果を Fig. 7-2 に示す。W - F 則を用いた場合に比べ、実測値との相関も良く、鋼種間差異についても十分表現できるようになった。

(4)比熱 鋼板の比熱については、系統だった知見がなく鋼種間差異も不明確であったため、各鋼種における温度変化を実測した(Fig. 8)。実測結果より、比熱について鋼種間差異は認められないため、各温度における比熱は鋼種を問わず一定の値で定義することとした。

(5)密度および熱線膨張係数 密度については、従来より含有される炭素量と温度をパラメータとした Jablonka らの計算式⁽¹¹⁾が知られている。一方、自動車用鋼板はC以外にも Si, Mn 等他の添加元素により特性が大きく変化することから、本モデル式としては Jablonka らの式に Si, Mn, Cr, Mo の影響を追加した(8-1)から(8-3)式で表現される Miettinen の式⁽⁹⁾を適用した。

(オーステナイト)

$$\begin{aligned} \rho_v = & 8099.79 - 0.506T + (-118.26 + 0.00739T)C_c \\ & - 68.24C_{Si} - 6.01C_{Mn} + 12.45C_{Mo} + (-7.59 + 3.422 \cdot 10^{-3}T - \\ & 5.388 \cdot 10^{-7}T^2 - 0.014271C_{Cr})C_{Cr} + (1.54 + 2.267 \cdot 10^{-3}T - \\ & 11.26 \cdot 10^{-7}T^2 + 0.062642C_{Ni})C_{Ni} \end{aligned} \quad (8-1)$$

(フェライト)

$$\begin{aligned} \rho_a = & 7875.96 - 0.297T - 5.62 \cdot 10^{-5}T^2 \\ & (-206.35 + 0.00778T + 1.472 \cdot 10^{-6}T^2)C_c - 36.86C_{Si} - \\ & 7.24C_{Mn} + 30.78C_{Mo} + (-8.58 + 1.229 \cdot 10^{-3}T + 0.852 \cdot 10^{-7}T^2 \\ & + 0.018376C_{Cr})C_{Cr} + (-0.22 - 0.470 \cdot 10^{-3}T - 1.855 \cdot \\ & 10^{-7}T^2 + 0.104608C_{Ni})C_{Ni} \end{aligned} \quad (8-2)$$

(セメンタイト)

$$\rho_{Ce} = 7686.45 - 0.0663T - 3.12 \cdot 10^{-4}T^2 \quad (8-3)$$

熱線膨張係数に関しては、フォーマスター試験機にて温度と伸びの関係を実測しなくても、密度の温度変化から(9)式を適用して求めることができる。(9)式における密度には、(8)式により算出した値を用いることで、鋼板の化学成分の影響を反映できることから、この方法を採用した。

$$\alpha(T) = \frac{1}{T - T_R} \left[\sqrt[3]{\frac{\rho(T_R)}{\rho(T)}} - 1 \right] \quad (9)$$

($\alpha(T)$: 熱線膨張係数, T : 任意の温度, T_R : 室温,

$\rho(T)$: 任意の温度 T での密度, $\rho(T_R)$: 室温での密度)

3.3. めっき層の影響

完成車には、耐食性を確保するため、めっき鋼板が適用されている。従って、完成車板組みを想定した場合、めっき層の影響をシミュレーションへ反映する必要がある。

一般的にめっき鋼板は非めっき鋼板と比較して、同等のナゲット径を得るためには、高い溶接電流値が必要となる。その主たる要因は、母材である鉄の融点よりも低融点

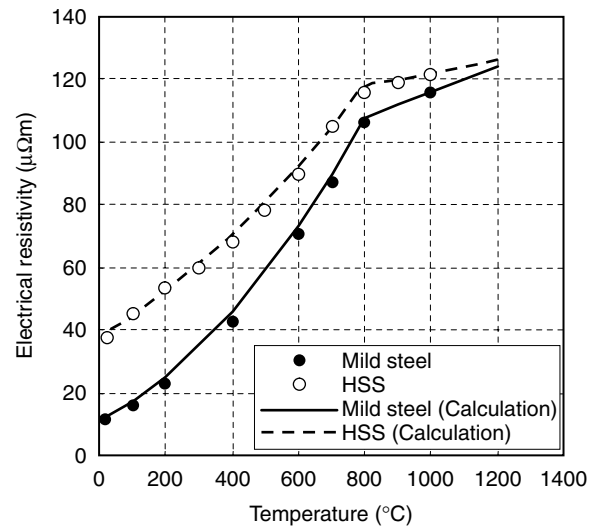


Fig. 7-2 Comparison of electrical resistivity between measurements and predictions using our modified equations

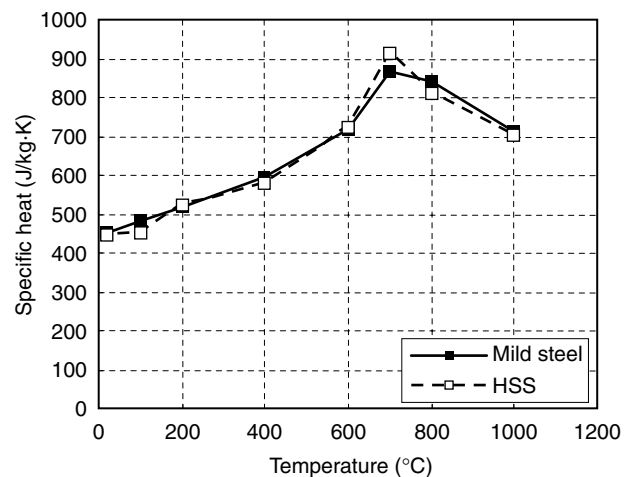


Fig. 8 Relationship between temperature and actual specific heat

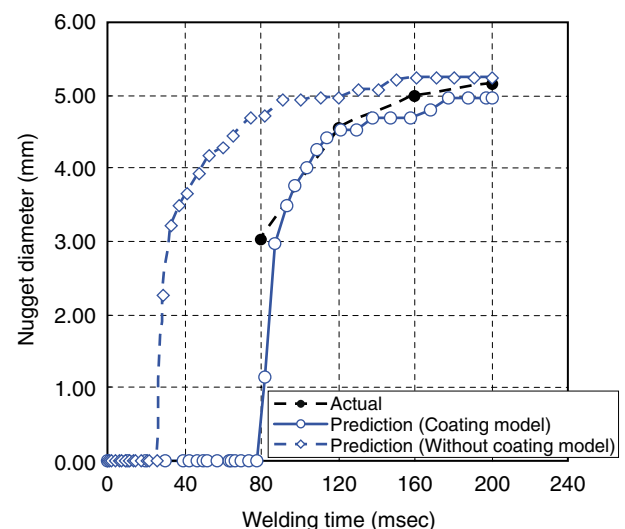


Fig. 9 Verification result of coating model

Table 1 Material properties of two-sheet combination

Sheet combination	Material	t mm	Mechanical properties		
			YP MPa	TS MPa	EI MPa
	HSS	1.6	432	811	27
	HSS	1.6	432	811	27

Table 2 Material properties of three-sheet combination

Sheet combination	Material	t mm	Mechanical properties		
			YP MPa	TS MPa	EI MPa
	Mild steel	0.7	138	305	49
	HSS	1.6	463	832	26
	HSS	2.0	568	631	18

なめっき層が先に溶融し、通電径が拡大することでジュール発熱により発生する熱量が少なくなるためであると考え、めっき層の影響として、通電径が拡大する現象をモデル化し、シミュレーションへ反映した。その効果をFig. 9に示す。めっき層の影響をシミュレーションに反映することで、計算値はナゲット生成初期段階から実測値を正確に表現できており、非めっき材同様の解析ができるようになった。

4. ソフトウェアの開発

本シミュレーションを実行するためには、任意の板組みと電極形状に対し、モデルの作製、境界条件の設定、材料物性および溶接条件の入力が必要である。これを商用の非線形有限要素解析コード上で解析用入力ファイルとして直接作製するためには、FEM解析や冶金学等の専門知識および習熟が必要である。そこで、ユーザフレンドリなインタフェースソフトウェアを開発した。

このソフトウェアを用いる事で、解析したい鋼種や板厚等の板組み情報と加圧力、通電時間、溶接電流といった溶接条件を簡単に入力できるようになり、誰でもが専門的な知識を必要とせず簡単に解析可能となった。これは解析の迅速化という観点でも非常に有効だと考えられる。

5. シミュレーション精度検証結果

代表的な完成車の板組みとして、同厚二枚合せ(Table 1)と異厚三枚合せ(Table 2)を例に、本シミュレーションの精度検証をおこなった。その結果をFig. 10およびFig. 11-1, Fig. 11-2に示す。両ケースとも計算値は実測値と良好な相関を示しており、ナゲット径を精度良く予測できている。以上より、本シミュレーションは、完成車板組みにおいてもナゲット形成を初期段階から精度良く予測できることが確認でき、目標である±5%以内の精度目標値も満足できた。

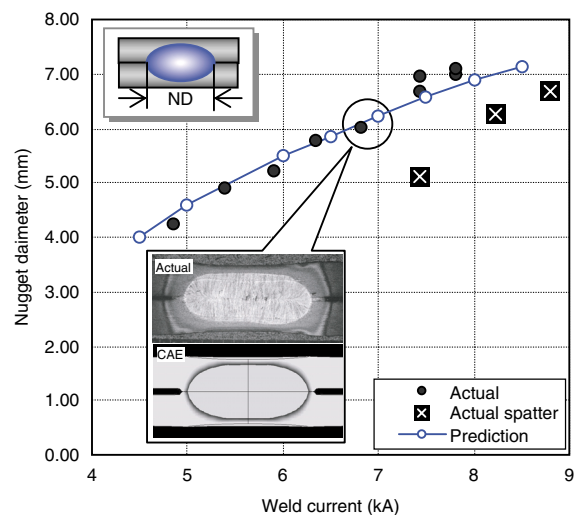


Fig. 10 Comparison of actual nugget diameter and predicted nugget diameter (two-sheet combination)

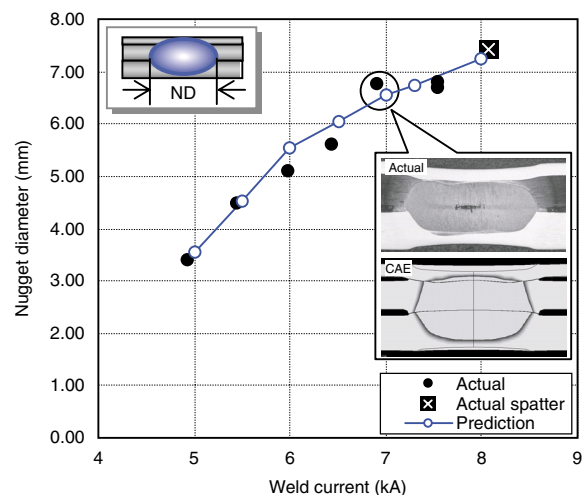


Fig. 11-1 Relationship between welding current and nugget diameter in actual sheet combination

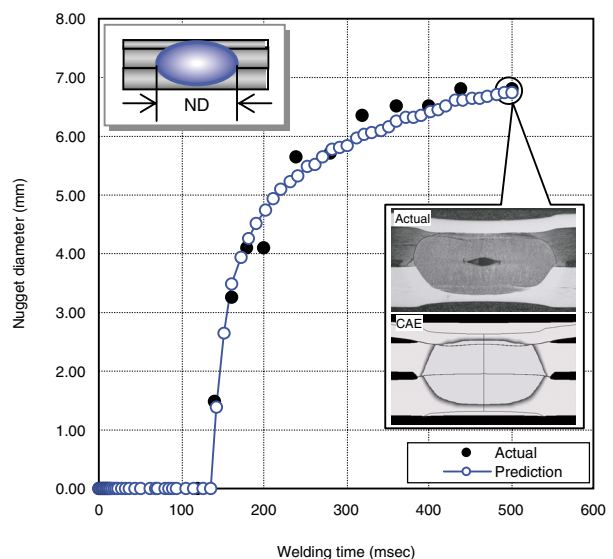


Fig. 11-2 Relationship between welding time and nugget diameter in actual sheet combination

6. 適用による効果

本シミュレーションを車体開発の中で適用した場合の効果として、板組みの早期仕様検討と溶接条件設定の迅速化が上げられる。現状、仕様検討および条件設定は、引張試験および断面マクロ検査といった実験的手法によりおこなわれているため、多くの時間が必要となっているが、本シミュレーションを活用することで、完成車における板組みの溶接可否検討を机上計算することが可能となり、早期仕様検討がおこなえる。また、溶接条件設定に関しては、断面マクロ検査によるナゲット径実測の工程を省略できる可能性があり、最大で約 45%の時間短縮が期待される。

7. まとめ

完成車板組みの SPOT 溶接条件適正化のため、電場・温度場・応力場の増分連成解析で構成された SPOT 溶接シミュレーション技術を開発した。

- (1) 電場・温度場・応力場の増分連成解析に必要な材料物性値を選定し、化学成分および機械的特性値により特性予測が可能なモデル式を構築した。
- (2) 合金化溶融亜鉛めっきの影響をシミュレーションへ反映することができた。
- (3) 任意の板組み、溶接条件を簡易にデータ入力できるソフトウェアを開発し、専門知識を持たずとも迅速に解析結果が得られるようにした。
- (4) 完成車板組みに対し、目標を満足する精度でナゲット生成過程を予測することができた。
- (5) 本シミュレーションを適用した場合、板組み仕様の机上検討が可能になるとともに、溶接条件設定の際、約 45%の時間短縮が期待される。

参考文献

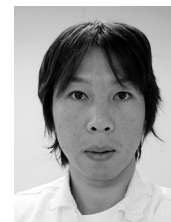
- (1) 種植隆浩, 金子勝吉: 590/780MPa 級高延性型鋼板の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2, p.183-190
- (2) Murakawa, H.: Simulation of Resistance Welding for Selection of Optimum Welding Condition and Process Control, Transactions of JWRI, Vol.32, No.1, p.215-218 (2003)
- (3) De A., Thaddeus M P., Dorn L.: Numerical Modelling of Resistance Spot Welding of Aluminium Alloy, ISIJ International, Vol.43, No.2, p.238-244(2003)
- (4) Bang, H.S., Joo, S.M., Kim, J.M., Chang, W.S.: Mechanical characteristics of resistance multispot welding joints, Science and Technology of Welding & Joining, Vol.8, No.5, p.369-376(2003)

- (5) Holm, R.: Electric Contacts, Springer — Verlag(1967)
- (6) Fukumoto, M., Fujimoto, H., Okamura, K., Fukui, K.: Finite Element Simulation of Resistance Spot Welding Process, IBEC 20037083, 2003-01-2806
- (7) Babu, S. S., Santella, M. L., Feng, Z., Riemer, B. W., Cohron, J. W.: Empirical model of effects of pressure and temperature on electrical contact resistance of metals, Science and Technology of Welding and Joining, Vol.6, No.3, p.126-132(2001)
- (8) 浮田 勇, 安陪 稔: 電気工学概論, 国民科学社, p.224 (1972)
- (9) Miettinen, J.: Calculation of Solidification - Related Thermophysical Properties for Steels, Metallurgical and Material Transaction, 28B, p.281-297(1997)
- (10) 東京大学物性研究所編, 物性科学辞典, 65(1996)
- (11) Jablonca, A., Harste, K., Scwerdtfeger, K.: Thermophysical iron-carbon alloys: density and thermal contraction, Steel Research International, Vol.62, p.24-33 (1991)

■ 著 者 ■



土井良一剛



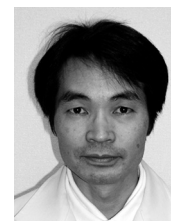
大岡久康



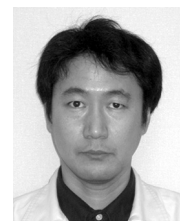
梅野好和



福本 学



岡村一男



上田秀樹

小型二輪車触媒用メタルハニカム担体の開発

Development of Metal Honeycomb Substrate for Small Two-wheeled Vehicle Catalysts

大久保 克 紀*
Katsunori OKUBO

辻 正 光*
Masateru TSUJI

三ッ川 誠*
Makoto MITSUKAWA

要 旨

世界的な環境意識の高まりの中、先進国のみならず進展国においても排出ガスエミッション規制が強化されつつある。排出ガス浄化にはメタルハニカム触媒を用いることが有効である。今回、進展国で多くの人々に使われている小型二輪車向け用途として、ハニカム触媒用のメタル担体を開発した。本開発にあたり、新たに熱応力CAE解析及び単体冷熱加振耐久試験の評価手法を確立した。これらを活用することにより、振動耐久性と冷熱耐久性を両立させた廉価なメタルハニカム担体を開発することができた。

ABSTRACT

With the growing concern on protecting the global environment, exhaust emission regulations are becoming more stringent than ever, not only in advanced countries, but also in developing countries. To purify exhaust gases, the use of a metal-honeycomb catalyst is effective. A metal substrate for a honeycomb catalyst has been developed recently to use in small motorcycles used by a large number of people in developing countries. As part of this development, we have established a new assessment method for the CAE analysis of thermal stress and the hot-cold cycle and vibration-durability tests. Making full use of the said techniques, a low-cost metal-honeycomb substrate featuring vibration resistance and hot-cold cycle durability has been developed.

1. はじめに

近年、二輪車においても先進国を中心に排出ガスエミッション規制が強化されつつあり、これに追従する形で進展国についても規制強化の動きが活発化してきた。

排出ガス浄化のために、新エンジン技術やデバイスの開発、キャブレタのセッティングや FI 化⁽¹⁾等の対策が次々ととられつつある。しかし、より高い浄化性能を追求していくと、四輪車において一般化されているハニカム担体を用いた触媒(以下、ハニカム触媒)の装着適用拡大が必要不可欠である。

二輪車の大多数はインド・中国・ASEAN 地区を中心とした進展国で生活の足として使われており、これらに装着するための廉価なハニカム触媒が要求されている。ハニカム触媒の構成要素は、排出ガスの浄化をつかさどる担体と呼

ばれる触媒コーティングと、これら担体を保持するハニカム担体とに分けられる。この中で、四輪車で主流となっている廉価なセラミックス製のハニカム担体の適用は、二輪車特有の耐振動要求特性から、振動強度上一部機種を除き困難である。このため、高コストではあるが金属製の担体であるメタルハニカム担体が採用されている。進展国向けの小型二輪車に、ハニカム触媒の適用を拡大していくためには、耐久性を損なわずにメタルハニカム担体を低コスト化することが必要不可欠である。

今回、高い耐久性を維持しつつ低コスト化を達成した小型二輪車用のメタルハニカム担体を開発した。これらを Fig. 1 に示す。2005 年のインドエミッション規制対応機種から適用を開始したこの小型二輪車触媒用メタルハニカム担体(Fig. 2)と開発に用いた手法について紹介する。



Fig. 1 Metal honeycomb substrates

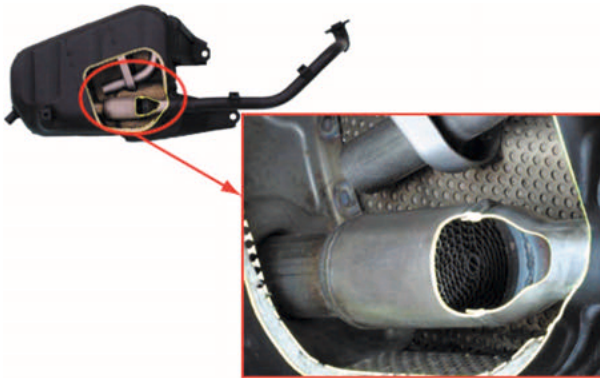


Fig. 2 Outline view of muffler with metal-honeycomb catalyst on small sized two-wheeled vehicle for India model

2. 開発の背景

メタルハニカム担体(以下、メタル担体)はフェライト系ステンレス材からなる平箔と波付け成形した波箔を重ね合わせて巻取り(ハニカムコアと呼ぶ)、これをフェライト系ステンレス材の外筒に挿入した構造体である。ハニカムコアに用いられる平箔及び波箔を Fig. 3 に示す。

これら平箔・波箔・外筒は各々接合されておりその接合方法は、ろう付け・拡散接合・レーザ溶接^{(2)・(4)}などがあり、現在は接合自由度の高い Fig. 4 に示すような Ni 系ろう材を用いたろう付け手法によるものが主流となっている。

これまでも小型二輪車向けとしてタイなど一部地域向けにメタル担体を適用してきたが、それらは小型2ストロークエンジンが全盛の 1990 年代初めに開発した仕様が主流となっていた。2ストロークエンジンは同排気量の4ストロークエンジンと比較し、ピストン、コネクティングロッドなどのエンジン往復部重量が重いため、エンジン振動が大きく、また、2ストロークエンジン搭載車はその機種コンセプトにより一般的に廉価であるので、バランスシャフトを有していないものもあった。このため、エンジン振動により発生する振動加速度(以下、振動G)が非常に高く、これに対する機械的耐久性が求められた。メタル担体の耐久性とは、



Fig. 3 Flat foil and corrugated foil

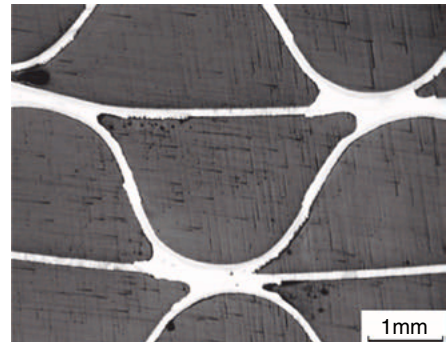


Fig. 4 Microstructure of cross section for Ni brazing

Fig. 5 の a, b に示すとおりハニカムコアが二輪車の発生する振動Gによる疲労現象によりコアが抜け落ちないための耐久性である。これに対する技術手法として、Niろう材による接合面積を増やし剛性を高めることにより耐久性を確保していた(Fig. 5-c)。

しかし、この Ni ろう材自体、高コスト材料であるため、以前からNiろう材の使用量をいかに低減するかが、二輪車向けメタル担体の技術課題となっていた。

一方、近年排出ガスのクリーン化要求より二輪車に用いられるエンジンが2ストロークから、より排出ガスがクリーンな4ストローク化⁽⁵⁾され、これに伴いメタル担体の要求特性に変化が生じた。四輪車と比較すれば、エンジンのマウント方法、マフラの固定方法の違いにより、依然要求振動Gは高いものの2ストロークエンジン車に比べ約1/2の発生振動Gとなり、一方、4ストローク化による排出ガス温度の上昇とそれに伴うハニカム内温度の昇温速度上昇により冷熱耐久性が求められるようになってきた。これらを、Fig. 6, Fig. 7 及び Table 1 に示す。

このようなことから、現在の小型二輪車のメタル担体として求められる要求特性は

- ・振動耐久性と冷熱耐久性の両立
 - ・低コスト化
- である。

これまでの開発における知見からメタル担体のろう付け面積と特性についてまとめると Table 2 のようになる。

ろう付け面積をパラメータとした場合、振動耐久強度と冷熱耐久強度・コストとは相反する要求である。これらの要

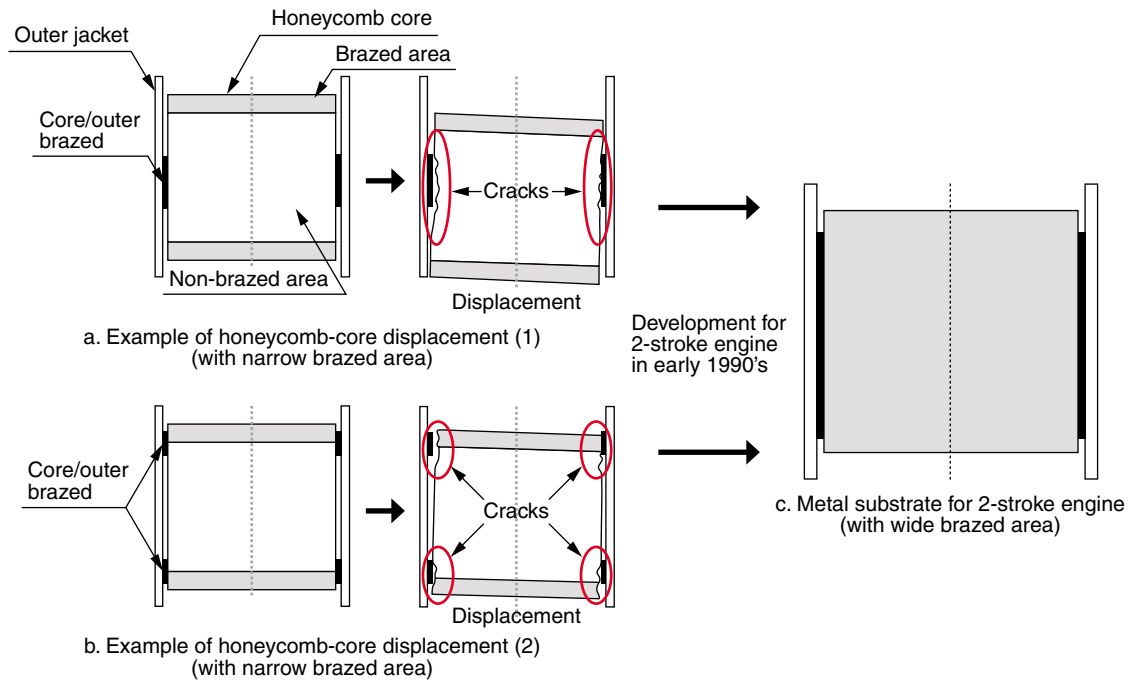


Fig. 5 Brazing joint structures of metal substrates

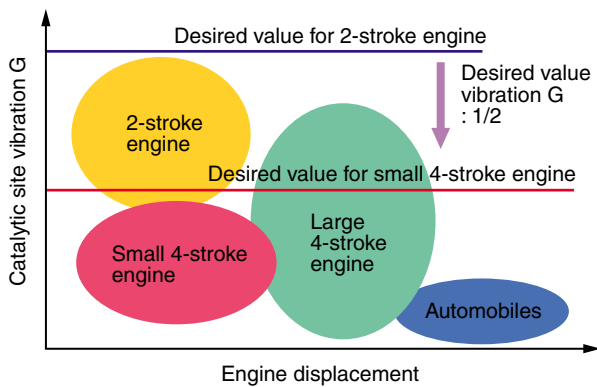


Fig. 6 Positioning of small size 4-stroke engine

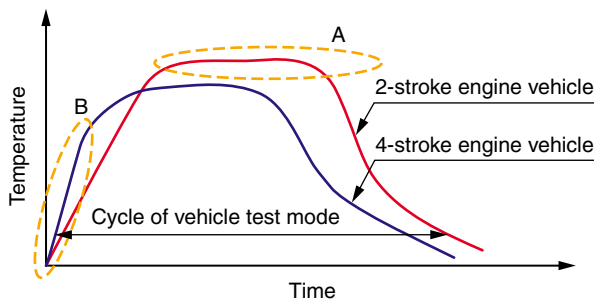


Fig. 7 Comparison of catalytic center temperature profiles during the endurance vehicle test mode

Table 1 Comparison and demand characteristic of honeycomb catalyst load of 2-stroke engine and 4-stroke engine

Items	Comparison	Requirement characteristic
Highest temperature (See Fig. 7 area: A)	2-stroke >> 4-stroke	Vibration durability (High temperature fatigue strength)
Heating rate (See Fig. 7 area: B)	2-stroke << 4-stroke	Heat cycle durability

Table 2 Relationship between brazed area and properties of metal honeycomb substrates

Property	Brazing area Wide ↔ Narrow
Durability of vibration strength heat cycle resistant	Good ↔ Bad Bad ↔ Good
Cost	High ↔ Low

には、ハニカムコア内及びハニカムコア - 外筒間のどこをろう付けするかがキーポイントとなる。

3. 開発内容

3.1. 基本コンセプト

小型二輪車の機種特性から開発コンセプトを以下のとおりとした。

- ・ 小型二輪車の振動Gに耐え得る必要最低限のろう付け面積
- ・ 冷熱耐久性を満足するろう付け位置の最適化

求を満足させるためには、必要最低限のろう材をいかに効率良く使うかという点が重要である。冷熱耐久性を向上させる手法としては、メタル担体の温度変化の際に生ずる熱応力をいかに軽減させるかが重要なポイントとなる。これ

また、更なるコスト低減のためには、単なる Ni ろう材の低減だけでなく、量産性を考慮する必要がある。このため、複雑な製造ライン構成をとらなくてすむような「単純化したろう付けデザイン」とした。

3.2. 仕様開発の技術手段

前述のコンセプトを満たすために用いた技術手段は以下のとおりである。

- ・ 冷熱耐久性：熱応力 CAE
- ・ 振動耐久性及び冷熱耐久性：新開発の単体耐久試験

メタル担体の冷熱耐久性としてはハニカムコアの、熱疲労寿命のことであり、排気系部品の熱疲労現象に対する CAE 評価については、近年四輪車のエキゾーストマニホールドの薄肉化対応^{(6), (7)}として用いられるようになってきたが、メタル担体に適用した事例は極めて少ない。また、適用事例についても熱疲労現象は塑性域疲労であることより、Marc. などの非線形構造解析での実施事例⁽⁸⁾であり、計算に数日を要し実用性の点では十分とはいえない。これに対し、今回は一般的な線形構造解析を用いて、モデル及び境界条件等の最適化を実施した解析手法を確立し、熱応力を評価パラメータとして本開発に適用した。Fig. 8に本開発で用いたモデルでの熱伝導解析の実施事例を示す。

本来塑性疲労の寿命評価をおこなう場合は、評価パラメータとして応力を用いることはできない。ただし、本開発においては、従来の仕様においても耐久要件に対してはコアが抜け落ちないレベルの十分な耐久性を有していることにより、絶対的な寿命評価は必要ではない。ねらいは、さらなる熱応力低減となるようろう付け位置の最適化であることより、相対的に熱応力を評価パラメータとして用いることができると判断した。これにより、従来はいくつもの仕様を実際に試作し実車を用いた耐久性確認試験により評価していたものが、本手法を用いることにより数時間でのスクリーニングが可能となった。

一方、振動耐久性については、加熱冷却ガスを交互に流しながら振動を加えるという単体耐久試験(以下、冷熱加振耐久試験という)装置を作成し、実機と相関をとった冷熱加振耐久試験モードを確立した。Fig. 9に本試験装置の概要を

示す。これにより、振動耐久性・冷熱耐久性の観点から机上決定した仕様の妥当性を評価した。

3.3. メタル担体の構成

メタル担体の構成要素は、前述のとおり、ハニカムコア、外筒、それらを接合するろう材とに分類できる。

ハニカム素材は、耐酸化性と強度の観点より箔厚さ 100 μm の 20Cr - 5Al フェライト系ステンレス材とした。また、外筒材質は耐酸化性の観点より、板厚 1.0 mm の Mo 添加 17Cr 系ステンレス (JIS SUS436L 相当)を選定した。

ろう材については、JIS BNi5 相当を選定した。これらを Table 3 に示す。

3.4. ろう付け最低面積の設定

Fig. 10に示すとおり、ろう付け面積を変化させて破壊荷重の測定を実施した。荷重のばらつき幅及び破壊形態も考慮し、所定の荷重値を満足するようろう付け面積を選定

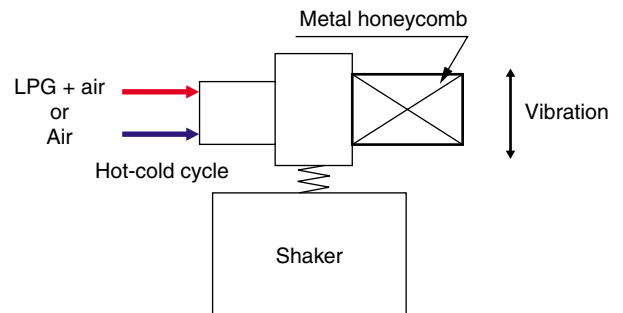


Fig. 9 Facility image of unit durability tests

Table 3 Composition of metal honeycomb substrate

Items	Materials
Honeycomb material	20Cr-5Al-REM (YUS205M1)
Outer jacket material	17Cr-Mo-LC (JIS SUS436L)
Brazing metal	Ni brazing filler metal (JIS BNi-5)

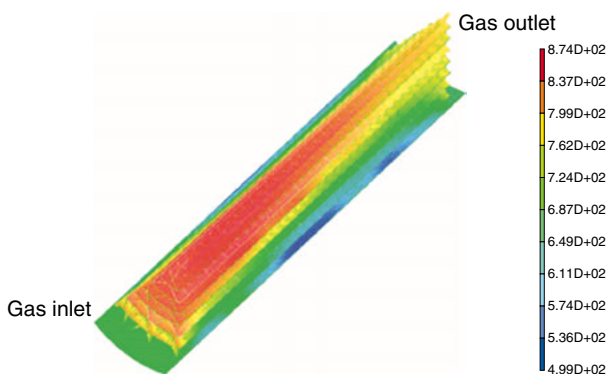


Fig. 8 CAE model; result of heat transfer analysis

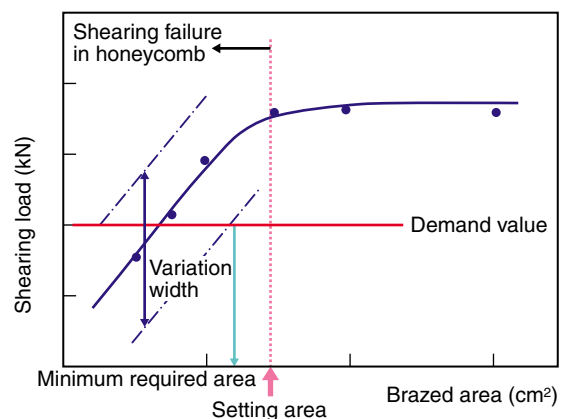


Fig. 10 Optimization of brazing area

した。この設定値は、従来の2ストロークエンジン仕様と比較し、1/2 以下である。

3.5. ろう付け位置の最適化

小型二輪車を用いて、排出ガス温度及びメタル担体内の詳細測温をおこなった。それらの数値を CAE モデルに与え、熱伝導解析、熱応力解析の順で CAE 解析を実施した。

従来の2ストロークエンジン用メタル担体とせん断荷重値より求めた必要接合面積を基準として、以下の3案について検討した。

A案：ハニカムコア、ハニカムコア-外筒間(ともに排出ガス入口側ろう付け)

B案：ハニカムコア、ハニカムコア-外筒間(ともに排出ガス出口側ろう付け)

C案：ハニカムコア(排出ガス入口側ろう付け)、ハニカムコア-外筒間(排出ガス出口側ろう付け)

CAE解析結果より、最も熱応力の低くなるB案を選定した。解析実施事例を Fig. 11 に示す。

B案のろう付け仕様とすることで、メタル担体の最弱部であるハニカムコア最外周部の応力値は、従来仕様と比較し、約 1/2 以下になることが確認された(Fig. 12)。

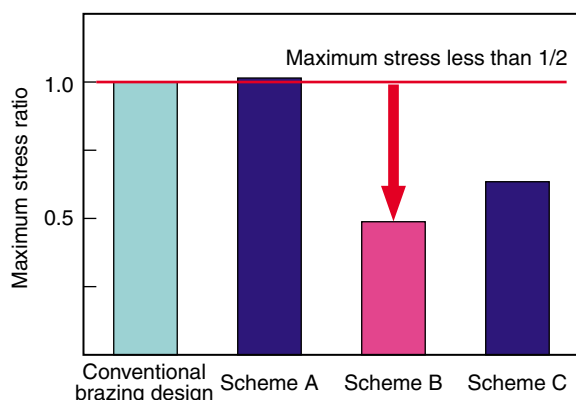


Fig. 12 Comparison of CAE results

3.6. 単体冷熱加振耐久試験結果

CAEにより決定したろう付け位置をもとに、ろう付け幅、ろう塗布量などの最適化を実施し、テスト品を作成した。テスト品の仕様を Table 4 に示す。

このメタル担体で冷熱加振耐久試験を実施し、振動耐久性及び冷熱耐久性についての評価を実施した。耐久試験後のメタル担体外観を Fig. 13 に示す。振動Gによるコア抜け破損は無く、またねらいどおりハニカムコア最外周部近傍のセル変形やクラック等も生じていない。

また、従来品と比較し、Fig. 14に示すとおり、耐久後の静的せん断荷重比で約 2.5 倍の耐久性を有していることが確認できた。

3.7. 実車耐久性評価

部品としての機能を総合評価するために、Table 4に示したメタル担体に触媒コーティングを施し、実車での耐久性試験を実施した。

Table 4 Specifications of test metal honeycomb

Items	Specifications
Cell density	100 cpsi
Honeycomb core diameter	40 mm
Honeycomb core length	90 mm

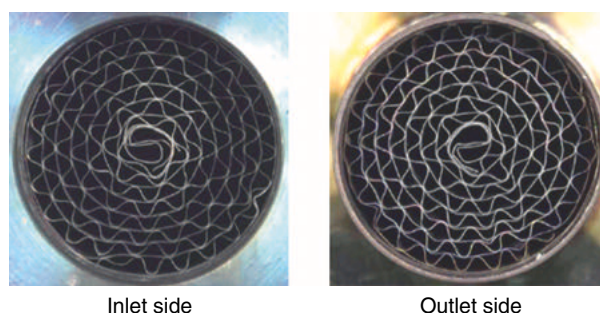


Fig. 13 Photograph of after unit durability test

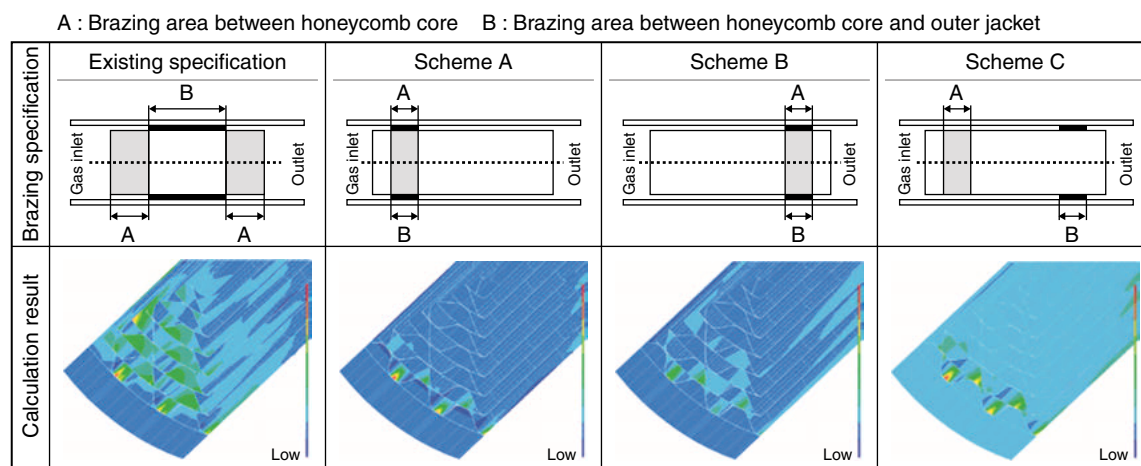


Fig. 11 CAE results of thermal stress analysis

(1) 機械的耐久性

テスト車両は要求振動Gとほぼ同じ最大振動Gを発生する機種を選定した。実車走行耐久試験後も単体試験後同様に、ハニカムコア最外周部近傍のセル変形やクラックなどは生じないで、充分な耐久性を有している (Fig. 15)。

(2) 排出ガス浄化性能

触媒コーティングの密着性を含めた排出ガス浄化性能劣化を評価するため、テスト車両のメタルハニカム触媒がついている排気管の取付け構造を工夫し、要求振動Gの約2倍のGが発生するような条件下で実車エンジンを用いたベンチでの加速試験を実施した。加速耐久試験後も、触媒コーティング層のはく離は生じていない、また Fig. 16 に示すとおり従来品同等の高い浄化性能を示すことが確認できた。

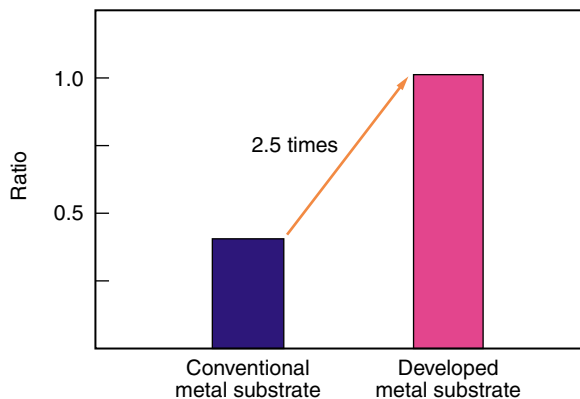


Fig. 14 Comparison of shearing load after unit durability tests



Inlet side

Fig. 15 Photograph of after vehicle durability test

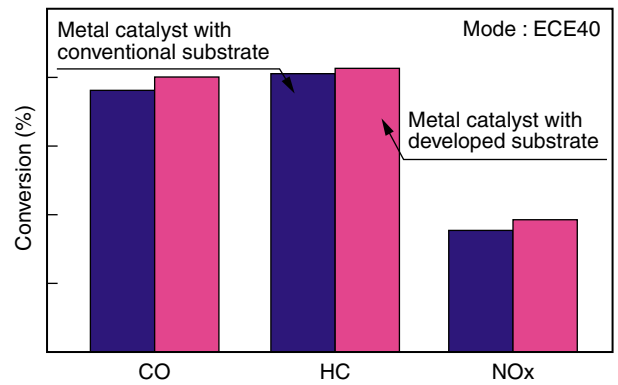


Fig. 16 Comparison of CO/HC/NOx conversion after vehicle durability tests

4. まとめ

メタル担体の開発において、熱応力 CAE 及び単体冷熱加振耐久試験の評価手法を確立した。これらを活用することにより、従来の二輪車向けメタル担体に対し、振動耐久性・冷熱耐久性を両立させた廉価なメタル担体を開発した。

- (1) 小型4ストロークエンジンの振動Gに耐え得るためのせん断荷重を設定し、必要ろう付け面積を決定した。従来品と比較してろう付け面積は 1/2 以下、すなわち、ろう材コストを 1/2 以下に低減できた。
- (2) 冷熱耐久性向上のため、ハニカムコア内の熱応力について新たに確立した CAE 手法を用い、ろう付け位置の最適化を図った。
- (3) 新たに確立した単体冷熱加振耐久試験により、振動耐久性・冷熱耐久性の評価をおこない、従来品と比較し耐久後の静的せん断荷重で2.5倍の耐久性を確認した。

開発した小型二輪車触媒用メタルハニカム担体は、2005年インド向け機種より適用を開始し、順次進展国向けを中心とした小型二輪車に適用拡大予定である。また、本開発に際し確立した評価手法は、今後さらなる浄化性能向上の要求に対し予想されるメタルハニカム担体の仕様多様化においても、有効な評価手法として活用していく予定である。

謝 辞

本開発にあたり、ご協力頂きました合志技研工業株式会社の皆様に紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

参考文献

- (1) 赤松俊二, 上田稔, 林徹, 大内勝博: 小型二輪車フューエルインジェクションシステムの開発, Honda R & D Technical Review, Vol.17, No.2, p.1-7

- (2) Takada,T., Tanaka,T.: Development of a Highly Heat – Resistant Metal Supported Catalyst, SAE Paper, No.910615(1991)
- (3) 柴田勝弘, 大内健, 西沢公良, 渡部昇: 超薄壁触媒メタル担体の開発, 自動車技術会春季学術講演会前刷集, 20025062, No.52-02, p.1-4(2002)
- (4) 大久保克紀, 仲森正治, 久保幹夫, 金田幸悟: 二輪車レーザ溶接メタルハニカム担体の開発: 自動車技術会秋季学術講演会前刷集, 9839641, No.102-98, p.9-12 (1998)
- (5) 杉岡浩一, 関谷義之, 林秀樹, 笠啓次, 中島広幸, 鳥山正雪: 4ストローク小型スクータ「ジョルノクレア」の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.2, p.9-14
- (6) 安藤聡, 中塚純一, 梅田浩美: 排気マニホールドの熱応力解析, 自動車技術会春季学術講演会前刷集 934, p.89-92(1994)
- (7) 中田真, 石井和夫, 榎本勝, 小西泰則, 高橋伸一: 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, HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.2, p.57-66
- (8) Konya,S., Kasuya,M., Okazaki,Y., Imai,A., Kikuchi,A.: Numerical Analysis of Thermal Stress Distribution in Metal Substrates for Catalytic Converters, SAE Paper, No.2002-01-0060

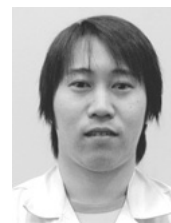
■ 著 者 ■



大久保克紀



辻 正光



三ツ川 誠

社外発表(2005. 7～2005. 12)

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2005. 7. 1	自動車技術会/自動車技術 Vol.59, No.7	多方向実車衝突実験装置の紹介	上地 幸一 吉田 勇治 真下 正	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		四輪駆動力自在制御システム SH-AWDの 紹介	渥美 淑弘	栃木研究所
2005. 7. 4 ～ 8	IFAC (International Federation of Automatic Control)/16th IFAC World Congress (Prague, Czech)	Development of Obstacle Avoidance System using Co-operative Control	藤原 幸広 照田八州志 足立 修一	栃木研究所 栃木研究所 宇都宮大学
2005. 7. 8	自動車技術会/中部支部 2005年 第一回 地区講演会 (三島)	可変バルブタイミング機構(VTEC)の 歴史と将来	熊谷 和英	栃木研究所
2005. 7.12	自動車技術会/No.05-05 シンポジウム/二輪車の運動 特性と安全性向上に関する 最新動向(東京)	二輪車のブレーキシステムの現状と将来	西本 幸正 谷 一彦	朝霞研究所 朝霞研究所
2005. 7.15	自動車技術会/論文集 Vol.36, No.4	2LクラスCVT用金属ベルトの開発	矢ヶ崎 徹 青山 英明 大貫 基範 岡田 義成 片岡 隆平	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
		センターインジェクション直噴ガソリン エンジンの燃焼室形状の最適化	阿部 晋也 石川 直宏 武田 真明 秋元 茂 松浦 浩海	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
2005. 7.16	強化プラスチック協会/強化 プラスチックス	自動車の軽量化におけるFRPの現状と 将来予測	青木 修	栃木研究所
2005. 7.17 ～ 22	ASME with the participation of the American Institute of Chemical Engineers/2005 ASME Heat Transfer Summer Conference (San Francisco, USA)	Infrared radiation from dry and wet porous silicon	阿久津和由 廣田 雅洋 北田 正吉 平田 肇 天羽 優子	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 山形大学
		Large-Scale Quantum Chemical Molecular Dynamics Simulations on the Formation Dynamics of Hydrogen by the Chemical Reactions of Water	廣田 雅洋 阿久津和由 北田 正吉 平田 肇 久保 百司 Ewa Broclawik 宮本 明 佐々木由美子 千葉 景子 Pei Qiang Abdul Rajjak 坪井 秀行 古山 通久	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 東北大学 東北大学 東北大学 東北大学 東北大学 東北大学 東北大学 東北大学
2005. 7.18 ～ 20	情報処理学会/コンピューター ビジョンとイメージメディア 研究会/MIRU2005画像の 認識・理解シンポジウム(淡路)	光線追跡によるカメラキャリブレーション	青山 千秋	和光基礎技術研究センター

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2005. 7.22	日本塑性加工学会/第240回 塑性加工シンポジウム/ 日本の製造業を支える デジタルエンジニアリング (東京)	二輪自動車部品の最適化設計	西方 恵理	朝霞研究所
2005. 7.23 ～ 24	日本認知運動療法研究会/ 第6回 認知運動療法研究会 学術集会(高知)	歩行支援ロボットによるヒト歩行機能の発達	安原 謙 平田 崇 島田 圭	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
2005. 7.25	自動車技術会/自動車技術 ハンドブック 4. 設計(パワートレイン)編	自動車技術ハンドブック設計(エンジン)編	菅 文康 伊藤 康利 山野 順司 大津 啓司 新里 智則 岩田 和之 松本 順博 香田 信介 松岡 英樹 田中 秀樹	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 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
2005. 7.26	特別独立法人 交通安全環境 研究所(東京)	HONDAの燃料電池車開発について	川口 祐治	和光基礎技術研究センター
2005. 7.30	自動車技術会/Review of Automotive Engineering Vol.26, No.3	Research on Technique for Noise Source Analysis of Pass-by Noise Using Inverse Matrix Method	半沢 幸彦 北原 純 中川 博 中島 博文	栃木研究所 栃木研究所 日東紡音響エンジニアリング(株) 日東紡音響エンジニアリング(株)
		Development of 590/780 MPa Grade High-Ductility Steel Sheets	種植 隆浩 金子 勝吉 高田 良久 伊丹 淳	栃木研究所 HONDA R&D EUROPE(U.K.)LTD. 新日本製鐵(株) 新日本製鐵(株)
		Development of Aluminum Subframe Using Hot Bulging and Vacuum Die Casting	福地 文亮 小川 努 堀 出 矢羽々隆憲 秋山 浩	栃木研究所 栃木研究所 ホンダエンジニアリング(株) 栃木研究所 HONDA R&D AMERICAS, INC.OHIO CENTER
		Development of New Intelligent Tourer 2004 Model INSPIRE	安木 茂宏	栃木研究所
2005. 8. 1	MTZ Volume 66 7-8/2005	Development of the Diesel Engine Series i-CTDi by Honda	長弘 憲一 阿部 智也 大河原謙一 山 雅和 原 幾朗	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
	AutoTechnology Volume No.4 August 2005	Honda's 2.2-Litre 4-Cylinder i-CTDi Engine	原 幾朗 金子 功 藤木 賢治 大島 正美	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
	自動車技術会/自動車技術 Vol.59, No.8	振動・騒音・乗心地(自技会誌; 年鑑号)	山下 剛 半沢 幸彦 梅村 匡一	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2005. 8. 2 ～ 6	IEEE/IROS2005 (International Conference on Intelligent Robots and Systems) (Edmonton, Alberta, Canada)	Analysis of humanoid appearance in human-robot interaction	神田 崇行 宮下 敬宏 長田 拓 配川 有二 石黒 浩	ATR知能ロボティクス研究所 ATR知能ロボティクス研究所 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター ATR知能ロボティクス研究所

発表日	発表先	表題	発表者	所属
2005. 8. 4 ～ 6	バイオメカニズム学会/ 第19回バイオメカニズム・ シンポジウム(志摩)	一関節筋と二関節筋による協調制御モデル による上肢の操作性	田島 孝光 大島 徹 橋本 英哲 加藤 泰平	栃木研究所 富山県立大学 富山県立大学 富山県立大学
2005. 8. 5	日本機械学会/日本機械 学会誌 機械工学年鑑 特集号 2005年 8 月号	自動車 生産技術・材料動向	伊藤 祐邦	栃木研究所
2005. 8. 10	日本鑄造工学会/鑄造工学 特集号	『アルミ合金製シリンダーブロックへの レオキャスト技術の適用』	山崎 雅和 黒木 孝一 末永 高弘 谷川 仁 鈴木 篤	栃木研究所 ホンダエンジニアリング(株) ホンダエンジニアリング(株) ホンダエンジニアリング(株) ホンダエンジニアリング(株)
2005. 8. 22 ～ 24	KSAE/IPC-13 (The 13 th International Pacific Conference on Automotive Engineering)(慶州, 韓国)	Application of Beamforming Method to Identification of Sources of Vehicle Pass-by Noise	半沢 幸彦	栃木研究所
		Validation and Application of Aero-acoustic Noise Measurement of Vehicle using Surface Microphone in Wind Tunnel	土屋 雅輝 山下 剛 Niels V. Bogholm 佐藤 利和 木村 正輝	栃木研究所 栃木研究所 Briel & Kjaer JapanBK JapanBK
		Study of Harshness Noise Reduction Technique	山下 太郎	栃木研究所
		Ignition and Combustion Modeling with G-Equation in Spark Ignition Engines	楊 笑風 大橋 敏宏 高林 徹 久保田俊一 勝山 秀樹 浦田 泰弘	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 栃木研究所
		Research of low tension ISG Belt-drive System for Idling Stop System	奥田 一真 藤原 正 中原 洋一 小松 康幸 青木 滋	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
		Development of ACCORD Hybrid System	武政幸一郎 貝塚 正明 今井 利隆 石川 享 安野 真次 渡辺 賢	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 栃木研究所
		Research on the Turnover Fuel cut Valve in the Fuel Injection System of a Two-Wheeled Small Vehicle	引地東一郎 山本 俊朗	朝霞研究所 朝霞研究所
		Research on Ultra Low Emission Technology for Large Displacement Motorcycles	河野 友哉 宮田 博明 浦木 護 山崎隆太郎	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
2005. 8. 22 ～ 25	日本機械学会/Dynamics & Design Conference 2005 (新潟)	振動試験と境界要素法による艇体からの 放射騒音解析	戸松 太郎 大塚 哲哉 大熊 政明 岡田 毅 池野 哲朗 塩見 和之	東京工業大学 東京工業大学 東京工業大学 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
2005. 8.22 ゝ 25	日本機械学会/Dynamics & Design Conference 2005 (新潟)	排気脈動シミュレーションを用いた吐出騒音発生メカニズムの解明と対策	桜井 雅人	栃木研究所
2005. 8.29 ゝ 9. 2	International Association for Vehicle System Dynamics/ XIX IAVSD Symposium (Milano, Italy)	Simultaneous Robust Optimization of Suspension and Active Control System of Road Vehicles for Handling Improvement	納富 信也 占部 博之 岡田 一行 堀内伸一郎	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 日本大学
2005. 9. 1	自動車技術会/自動車技術 Vol.59, No.9	F1用ギヤボックスの技術開発	眞野 敦	栃木研究所
		トライアル二輪車RTL250Fの開発	石川 英一	朝霞研究所
2005. 9. 2 ゝ 5	IEEE (The Institute of Electrical and Electronics Engineers, Inc.)/2005 IEEE Congress on Evolutionary Computation (Edinburgh, UK)	A New Approach to Dynamics Analysis of Genetic Algorithms without Selection	岡部 達哉 Yaochu Jin Bernhard Sendhoff	和光基礎技術研究センター Honda Research Institute Europe GmbH Honda Research Institute Europe GmbH
		Theoretical Comparison of Genetic Algorithms and Evolution Strategies - Dynamics of Offspring Generation -	岡部 達哉 Yaochu Jin Bernhard Sendhoff	和光基礎技術研究センター Honda Research Institute Europe GmbH Honda Research Institute Europe GmbH
2005. 9. 5 ゝ 7	計測自動制御学会/第20回 生体・生理工学シンポジウム (東京)	人間型ロボットの制御システム	竹中 透	和光基礎技術研究センター
2005. 9. 8 ゝ 9	電気化学会/2005年電気化学 秋季大会(千葉)	伝送線モデルによる電気二重層キャパシタのインピーダンス解析	中沢 寛 板垣 昌幸 鈴木 聡史 渡辺 邦洋	栃木研究所 東京理科大学 東京理科大学 東京理科大学
	AVL/17th International AVL Engine & Environment Conference (Graz, Austria)	How Up-to-Date Control Method Give the Improvement for Powertrain	山藤 靖之	栃木研究所
2005. 9.10	産学交流フォーラム運営 委員会/第6回 産学交流 フォーラム Material 21 (栃木)	ナノ構造水素貯蔵材料の研究	細江 光矢 後藤 肇 鹿屋 出 古田 照実 鈴木 貴紀	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 和光基礎技術研究センター
2005. 9.12 ゝ 14	IEEE (The Institute of Electrical and Electronics Engineers, Inc.) Microwave Theory and Techniques, Antennas and Propagations/ 2005 Workshop on Computational Electromagnetics in Time-Domain (CEM-TD 2005) (Atlanta, GA, USA)	A New Hybrid Method for Analysing Scattering Problems	春松 正敏	和光基礎技術研究センター
2005. 9.12 ゝ 15	人間－生活環境系学会/ 第3回人間－生活環境系 国際会議(東京)	New system for the analysis of thermal judgments: multi-point measurement of skin temperatures, thermal sensations, thermal affect, and their joint visualization.	江崎 秀範 大澤 直樹 中村真由美 彼未 一之 永島 計 小林 章子 小西 あき 安原 祥	栃木研究所 栃木研究所 早稲田大学大学院 早稲田大学 早稲田大学 早稲田大学 早稲田大学 早稲田大学
2005. 9.13	日本機械学会/RC221/ エンジントライボロジー 研究分科会(東京)	エンジン用軸受潤滑の一考察	町田 恭一	栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2005. 9.13 ～ 14	Technische Universitaet Dresden IFTE/Technische Universitaet Dresden IFTE/ 10. Tagung Zahnriemengetriebe (Dresden, Germany)	Simulation of belt system dynamics using a multi-body approach	高岸 広 米口 宏 Martin Sopouch Ingolf Thiele	栃木研究所 栃木研究所 AVL AVL
2005. 9.14	Carbon Nanotube and Nanofiber Materials and Applications Workshop/ Midwest Chapter of the SAMPE (Society for the Advancement of Material and Process Engineering) (Kettering, OH, USA)	The study of plasma coated carbon nanotube as composite application	三浦 一浩 大橋 俊之	和光基礎技術研究センター Honda Research Institute USA Inc.
2005. 9.15	自動車技術会/論文集 Vol.36 No.5	二輪車用エンジンバルブ制御機構の開発	仲野 是克 津久井孝明 黒木 正宏 渡邊 國昭	東北大学 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		小型二輪車用電子制御燃料噴射ユニットの 開発	仲野 是克 大内 勝博 赤松 俊二	東北大学 朝霞研究所 朝霞研究所
2005. 9.16	自動車技術会/中部支部 第15回技術交流会(安城)	EV/HEVモータ特有技術, 最新車両に 搭載した技術の紹介	山本 恵一	栃木研究所
2005. 9.18 ～ 20	SAE/Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Symposium (Lund, Sweden)	Experimental Studies on the Auto-ignition Combustion for the Petrol Engines	石橋 羊一	朝霞研究所
2005. 9.21	日本計算工学会/第18研究 分科会 多目的最適化設計, 満足化設計(東京)	A New Approach to Dynamics Analysis of Genetic Algorithms without Selection	岡部 達哉 Yaochu Jin Bernhard Sendhoff	和光基礎技術研究センター Honda Research Institute Europe GmbH Honda Research Institute Europe GmbH
2005. 9.24 ～ 28	ASME2005 International Design Engineering Technical Conferences(California, USA)	Sound-Radiation Analysis for Boat Hull Based on Hammering Test and BEM	戸松 太郎 大塚 哲哉 大熊 政明 岡田 毅 池野 哲朗 塩見 和之	東京工業大学 東京工業大学 東京工業大学 朝霞東研究所 朝霞東研究所 朝霞東研究所
		A Method to Identify the Stiffness of Engine Mounts using Experimental Modal Analysis	戸松 太郎 岡田 毅 池野 哲朗 塩見 和之 大熊 政明	東京工業大学 朝霞東研究所 朝霞東研究所 朝霞東研究所 東京工業大学
2005. 9.25	日本機械学会/日本機械学会 論文集(C編)71巻709号	実験モード解析を用いたエンジンマウント 剛性値測定方法	戸松 太郎 岡田 毅 池野 哲朗 塩見 和之 大熊 政明	東京工業大学 朝霞東研究所 朝霞東研究所 朝霞東研究所 東京工業大学
2005. 9.26	自動車技術会/エンジン テクノロジー誌40号	アクティブエンジンこもり音制御システム	井上 敏郎	栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2005. 9.27 ～ 28	体温調節，温度受容研究会/ 平成17年度 生理学研究所 研究会(岡崎)	体温調節における皮膚温の役割	江崎 秀範 中村真由美 依田 珠江 彼末 一之	栃木研究所 早稲田大学 早稲田大学 早稲田大学
2005. 9.27 ～ 29	日本音響学会/秋期研究 報告会(宮城)	気筒休止エンジンの振動騒音対策として 適用したアクティブエンジンマウント システム及びアクティブノイズコントロール システム	坂本 浩介 佐野 久 井上 俊郎 松岡 英樹	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
	International Council for Powertrain Engineering & Management/GPC2005 (Global Powertrain Congress) (AnnArbor, USA)	Next-Generation Fuel Cell Stack for Honda FCX	近藤 淳 井ノ上雅次郎 斉藤 信広	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
2005. 9.28 ～ 30	自動車技術会/2005年学術 講演会 秋季大会(福岡)	低ヒート41集合エキマニの高周波音低減 手法の研究	大内 斎 阿黒 雅樹 地主 朋恵	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		次期大衆車軽量防音パッケージの開発	野口 好洋 見坐地一人 多田 寛子 土居 隆之	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		排気脈動流れと排気吐出音のシミュレー ション技術(第2報)	桜井 雅人	栃木研究所
		夜間歩行者認知支援システムの有効性研究	橋本 英樹 高津戸 泉 辻 孝之	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		新型4気筒1.8Lガソリンエンジンの開発	瀬古 一行 多賀 渉 鳥居 建史 中村 聡 秋間 和洋	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 HONDA R&D AMERICAS, INC.OHIO CENTER
		EURO-IV対応ディーゼルエンジン用DPF システムの開発	千葉 勲 金子 功 松井 竜太 松門 龍司 石原 佳敬	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
		シリンダボア変形を考慮したピストン スカートフリクションの低減技術	佐藤 謙次 藤井 欽也 伊東 真 香田 信介	栃木研究所 栃木研究所 山王テック(株) 栃木研究所
		燃料電池乗用車に搭載した次世代燃料電池 スタック	井ノ上雅次郎 斉藤 信広 内堀 憲治	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
		ダイカスト製法を用いたピストン材料の 高強度化	谷畑 昭人 佐藤奈緒子 勝俣 耕二 白石 隆 織田 和宏 遠藤 修	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 日本軽金属(株) 本田金属技術(株)
		軽量コネクティングロッドの開発	飯田 善次 高田健太郎 長谷川達也 佐藤 武史	栃木研究所 栃木研究所 (株)住友金属小倉 (株)住友金属小倉

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2005. 9.28 ～ 30	自動車技術会/2005年学術 講演会 秋季大会(福岡)	マグネシウムダイカスト製インテーク マニホールドの開発	鷲頭 和裕 田畑 勝宗 大岸 秀高 武石伊久雄 佐藤 直樹	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
		バイラテラルサーボによる新しいパワー ウィンドウの研究	田島 孝光 斎藤 之男 大川 司	栃木研究所 東京電機大学 東京電機大学
		温冷感・快適感予測のための人体、 シート熱モデルと車室内CFDとの連成解析 (第1報)	江崎 秀範 木滝 泰隆 尾関 義一 斉藤 恒洋	栃木研究所 栃木研究所 ディー・ユー・ピー・テクノロジー(株) 旭硝子(株)
		温冷感・快適感予測のための人体、 シート熱モデルと車室内CFDとの連成解析 (第2報)	江崎 秀範 高野 茂喜 植村 健	栃木研究所 旭硝子(株) 旭硝子(株)
		CVT-HILSの開発/Development of CVT-HILS	萩原 顕治 伊藤 令 依田 公	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		自己組織化マップを用いた歯車表面の 傷検査技術の研究	江口 純司 村上 学	栃木研究所 栃木研究所
		金属ベルト挙動シミュレーションによる エレメント応力予測技術の開発	斎藤 俊博 宮本 浩二	栃木研究所 (株)アイティーオー
		金属VベルトタイプCVTの動力損失に 関する研究	片岡 隆平 吉田 秀昭 品川 佳範 藤井 透 大窪 和也	栃木研究所 栃木研究所 同志社大学大学院 同志社大学 同志社大学
		四輪駆動力自在制御システム(SH-AWD)用 クラッチの開発	平尾 泰生 國井 力也 大磯 桂一 加藤 維謙 舟根 徹 石谷 哲哉	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 (株)ダイナックス (株)ダイナックス
		ベルト式CVT油の金属間摩擦特性試験方法 の標準化	茂木 靖裕 加藤 維謙	ジヤトコ(株) 栃木研究所
		混合交通において車種間の被視認性の差を 減少させる灯体の提案	植松 功 藤本 真里 丸山 一幸	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 朝霞研究所
		二輪車の被視認性を向上させる灯火器の 一考察	丸山 一幸 堤 陽次郎 櫛田 和光	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		4ストロークエンジントライアル車 “RTL250F”の開発	滝川 俊直 石川 英一	朝霞研究所 朝霞研究所
		二輪車の環境負荷物質対応技術	富澤 勉 梅林不二夫 土屋 晴嗣	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
2005. 9.28 ～ 30	自動車技術会/2005年学術 講演会 秋季大会市民 フォーラム(福岡)	民間における交通事故対策	上地 幸一	栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2005. 9.28 ～ 30	日本鉄鋼協会/第150回秋季 講演大会(広島)	超微細粒薄板電縫管の高速圧潰シミュレーション	興津 貴隆 東 雄一	栃木研究所 栃木研究所
		非調質鋼の衝撃特性におよぼすTiの影響	長谷川達也 佐藤 武史 飯田 善次 高田健太郎	(株)住友金属小倉 (株)住友金属小倉 栃木研究所 栃木研究所
2005.10. 1	自動車技術会/Review of Automotive Engineering Vol.26, No.4	Development of New Honda LEGEND	福田 順一 渡辺 正博 瀧田 正文 中村 武文 奥 康德 根本 昭一	栃木研究所 和光研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Optimization of Combustion Chamber for Direct Injection Gasoline Engine Employing Center Injection System	阿部 晋也 武田 真明 秋元 茂 石川 直宏 松浦 浩海	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
2005.10. 2 ～ 6	IEEE/IEEE IAS 2005(中国)	Influence of PM Flux Variation and Magnetic Saturation on Sensorless Control for Interior Permanent Magnet Synchronous Motors	今井 信幸 森本 茂雄 真田 雅之 武田 洋次	栃木研究所 大阪府立大学 大阪府立大学 大阪府立大学
2005.10. 4	自動車技術会/北海道支部 講演会(札幌)	イオン電流計測を用いたフォーミュラ 1 エンジンの燃焼モニタリングシステム	島崎 勇一	栃木研究所
2005.10. 4 ～ 5	自動車技術会/No.07-05 シンポジウム/心地よい音を はかる技術, つくる技術 (東京)	スポーティサウンド具現化支援ツールの 開発と適用	石井 康夫	栃木研究所
2005.10. 4 ～ 6	ELSEVIER/Grove Fuel Cell Symposium (London,UK)	Fuel Cell development for automobile application	川口 祐治	和光基礎技術研究センター
2005.10. 5 ～ 6	Institute of Automotive Engineering Aachen/ Aachen University of Technology/14th Aachen Colloquium“ Automobile and Engine Technology ” (Aachen, Germany)	Development of Low Emission Diesel Engine with DPF System	金子 功 千葉 勲 松井 竜太 松門 龍司 石原 佳敬	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
2005.10.12	自動車技術会/Motoring No.21号 クリーンエンジン 燃焼	新型 4 気筒吸気遅閉じVTECガソリン エンジン	中村 聡	栃木研究所
2005.10.12 ～ 14	JSAE & SAE/SETC 05 (2005 Small Engine Technology Conference and Exhibition) (Bangkok, Thailand)	Development of Electronically Controlled Belt-type CVT for Motorcycles	阿隅 通雄 石川 秀夫 森 和彦 松平 直忠	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		Fuel Injection System of Air-cooled Engines for Small Displacement Motorcycles	小室 勝紀 八木澤勝一 赤松 俊二 林 徹 上田 稔	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2005.10.12 ～ 14	JSAE & SAE/SETC 05 (2005 Small Engine Technology Conference and Exhibition) (Bangkok, Thailand)	Development of High-Pressure Die-Casting Simulation and Verification in Motorcycle Parts	中川 昌彦 千葉 幸一 小屋栄太郎	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		Research of an Electronic Controlled Fuel Supply System for a Diesel Engine for Small Displacement Two-wheeled Vehicles	難波 義英 高田 良博 塩崎 智夫	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		Study of CNG Fueled Two-Wheeled Vehicle with Electronically Controlled Gas Injection System	堤崎 高司 黒木 正宏	朝霞研究所 朝霞研究所
		Effect of Active Piston-Movement Control on Thermal Efficiency in Different Heat Release Profiles	森吉 泰生 佐野 正樹 Seung-hwan Choi 鈴木 正剛 飯嶋 智司	千葉大学 千葉大学 千葉大学 朝霞研究所 朝霞研究所
		Development of Pb-Free, Free-Cutting Microalloyed Steel With High Toughness for Crankshafts of Small Multipurpose Engines	清水 真吾 田原 謙	朝霞東研究所 朝霞東研究所
		Study of Sound Isolation Structure for Engine Generators	丸山 勝巳 福田 徹 竹村 一仁 鈴木 信一	朝霞東研究所 朝霞東研究所 朝霞東研究所 朝霞東研究所
		Research on Prediction of Cooling Air Flow in Small Air-Cooled Utility Engines	櫛引 敬司 木浦 寿朗 塩見 和之	朝霞東研究所 朝霞東研究所 朝霞東研究所
2005.10.19 ～ 20	電気学会/電気学会回転機 研究会(北九州)	電動式パワーステアリング用 8 極 9 スロットモータの振動低減に関する 一考察	三好 尚 清水 康夫 米田 篤彦 辻岡 毅	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2005.10.20	自動車技術会/No.08-05 シンポジウム/ITSの周辺 ー安全工学・法工学とITS 技術ー(東京)	夜間の歩行者認知支援システムの開発	辻 孝之 橋本 英樹	栃木研究所 栃木研究所
2005.10.21	山海堂/新開発エンジン 技術ペーパー Vol.3	HONDA「ストリーム」用K20B型「i-VTEC I」 直噴ガソリンエンジンの開発	甲田 豊	栃木研究所
2005.10.21 ～ 22	日本生気象学会/第44回 日本生気象学会大会(出雲)	皮膚温、局所的溫度感覚・快適感の全身 分布とデータ可視化システムの開発	江崎 秀範 中村真由美	栃木研究所 早稲田大学大学院
		補聴器型非接触センサーによる鼓膜温測定 と皮膚血流量の関係	江崎 秀範 田中 香利 平田 耕造	栃木研究所 神戸女子大学 神戸女子大学
2005.10.23 ～ 27	361.WE-Heraeus-Seminar on Hydrogen Storage with Novel Nanomaterials/ Wilhelm und Else Heraeus-Stiftung (WE-Heraeus Foundation), H-Workshop 2005, (Bad Honnef, Germany)	Hydrogen storage properties of noble metal clusters	後藤 肇 古田 照実	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2005.10.25 27	Automotive Circle International/EURO CAR BODY 2005 (Frankfurt, Germany)	The new Honda Civic car body	伊藤 裕直 銭場 克己 安原 重人 桑川 裕邦 峰岸 孝 大倉 健司 生野 英一 福森 雅之	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 栃木研究所 栃木研究所 ホンダエンジニアリング(株)
2005.10.31	The Electrochemical Society, Inc./Journal of the Electrochemical Society	Advanced mesophase carbons for Electrochemical Capacitor	藤野 健 野口 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
2005.11. 1	山海堂/エンジンテクノロジー 新開発エンジン技術ペーパー Vol.3	可変シリンダシステムエンジンの開発	野口 勝三 藤原 幹夫 瀬川 誠 澤村 和同 鈴木 茂	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
		自動車技術会/自動車技術 Vol.59, No.11	福地 文亮	栃木研究所
		二輪車の軽量化への取り組み	西方 恵理	朝霞研究所
2005.11. 1 3	計測制御学会/第34回 制御シンポジウム(大阪)	電子制御スロットルのための適応制御	安井 裕司 橋本 英史 佐藤 正浩 石黒 哲矢 赤崎 修介	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
2005.11. 4 6	日本機械学会/M&M2005 材料力学カンファレンス (福岡)	自動車における路面負荷解析	青木 恒保	栃木研究所
		粉粒体とウレタン発泡材を充填した構造 部材の塑性曲げ解析	山崎 省二 飯村 健次 鈴木 道隆 廣田 満昭	栃木研究所 兵庫大学 兵庫大学 兵庫大学
2005.11. 5 11	ASME/2005 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition (Florida, USA)	Simulation of Fracture Behavior of Elastomer Modified Polypropylene Based on Elastoviscoplastic Constitutive Equation with Craze and Tensile Softening Law	前 博行	栃木研究所
2005.11. 8	ITS AMERICA/ITS World Congress 2005 (San Francisco, USA)	Intelligent Night Vision System	辻 孝之 橋本 英樹	栃木研究所 栃木研究所
2005.11. 9 10	HART ENERGY PUBLISHING/ WORLD FUELS CONFERENCE ASIA 2005(北京)	ENERGY DIVERSITY AND OPTIONS FOR AUTOMOBILE	堀江 薫	栃木研究所
2005.11.10	Aluminum Association Auto & Light Truck Group/ Automotive Aluminum Technology Forum (Detroit, USA)	Development of Aluminum Application Technologies for Automotive Components	柴田 勝弘	栃木研究所
	自動車技術会/No.10-05 シンポジウム/動力伝達系の 最新技術2005(東京)	四輪駆動力自在制御システムの開発	國井 力也	栃木研究所
2005.11.12 13	軽金属学会/軽金属学会 秋季大会(千葉)	TRC製法による自動車ボディ用Al-Mg系 合金板材料の開発	安永 晋拓 風間 仁 松尾 司 木原 貴志	栃木研究所 栃木研究所 (株)アルミネ (株)アルミネ

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2005.11.14	CarSim/TruckSim User Conference 2005 Japan(東京)	車両制御システム開発におけるCarSimの有効性と機能要求	嶋田 敏	栃木研究所
2005.11.14 ～ 18	Fuel Cell Seminar Organizing Committee/Fuel Cell Seminar 2005 (Palm-springs, CA, USA)	Next-Generation Fuel Cell Stack for Honda FCX	藤井 洋介 井ノ上雅次郎 斉藤 信広	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
		Research of Home Energy Station	山下 郁也 荒井 貴司	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
2005.11.15	自動車技術会/論文集 Vol.36, No.6	ダイレクト電磁クラッチの開発	岩崎 明裕 國井 力也	栃木研究所 栃木研究所
		スライディングモードアルゴリズムを用いたAMT (Automated Manual Transmission)	下城孝名子 安井 裕司 島袋栄二郎 岩城 喜久	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		初期設計段階におけるセットベース多目的設計最適化(第2報)ードアビームを用いたベンチマークテストー	南 允議 石川 晴雄 石灰 伸好 大給 博之 西垣 英一 芳賀 斉 宮地 岳彦 吉田由貴夫 渡辺 一正	電気通信大学 電気通信大学 日野自動車(株) 日産車体(株) (株)豊田中央研究所 栃木研究所 (株)日本総合研究所 関東自動車工業(株) トヨタ車体(株)
		正面衝突コンパチビリティ評価法に関する実験的考察	樋口 英生 滝沢 敏 岩部 竜男 木済 貴之 鈴木 孝之	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 (株)ピーエスジー (株)ピーエスジー
	自動車技術会/No.11-05 シンポジウム/ハイブリッド自動車に於ける新技術と今後の動向(東京)	アコードハイブリッドシステムの開発	今井 利隆 武政幸一郎	栃木研究所 栃木研究所
	AAAM, ICADTS, IRCOB, ITMA/Traffic Injury Prevention	INFLUENCE OF PEDIATRIC AGE ON THE INCIDENCE OF BODY REGION INJURY AND OVERALL INJURY SEVERITY IN CHILD PEDESTRIAN CASUALTIES	B. Johan Ivarsson Jeff R. Crandall 岡元 雅義	University of Virginia University of Virginia 栃木研究所
2005.11.16 ～ 18	電気化学会/第46回電池討論会(愛知)	Development of NiMH Battery for HEV	三森 正仁 井上 克哉 松田 剛史	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		自動車用キャパシタのための高エネルギー密度活性炭	藤野 健 李 秉周 小山 茂樹 野口 実	和光基礎技術研究センター 栃木研究所 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
		メソフェーズ系アルカリ賦活活性炭によるキャパシタの高性能化	藤野 健 李 秉周 小山 茂樹 野口 実	和光基礎技術研究センター 栃木研究所 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2005.11.17	日本トライボロジー学会/ トライボロジー会議 2005 秋 (東京)	ベルト式CVT油の金属間摩擦係数試験方法	加藤 維識 茂木 靖裕 光井 秀明 栗原 幸雄 伊藤 文高 松本 英樹	栃木研究所 ジャトコ(株) 昭和シェル石油(株) 日本ルーブリゾール(株) (株)ジャパンエナジー NSKワーナー(株)
2005.11.18	日本設計工学会/東海支部 設計フォーラム/最近の 自動車運転支援技術(名古屋)	夜間の歩行者認知支援システム	辻 孝之	栃木研究所
2005.11.18 ～ 20	日本塑性加工学会/第56回 塑性加工連合講演会(沖縄)	ヘリカルギヤの精密熱間鍛造技術開発	水野 孝樹 吉田 広明 伊藤 友規 五十川幸宏	栃木研究所 大同特殊鋼(株) 大同特殊鋼(株) 大同特殊鋼(株)
2005.11.25	日本機械学会/第1回機械 学会埼玉ブロック大会 講演会(さいたま)	SUV用低排出ガスディーゼルエンジンの開発	小林 慎一	栃木研究所
		SH-AWD(四輪駆動力自在制御システム)の 開発	渥美 淑弘 國井 力也	栃木研究所 栃木研究所
		小型二輪車のFI用インラインFFPモジュール 及びリリーフバルブ式プレッシャー レギュレータの研究	引地東一郎 中川 光雄	朝霞研究所 朝霞研究所
		上死点付近のピストン挙動が機関熱効率に 及ぼす影響	鈴木 正剛 飯島 智司	朝霞研究所 朝霞研究所
		二輪車の旋回時における振動解析	手塚 良孝 清田 悟 国分 信一 塩見 欣宣	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		二輪車のパンク対応技術	山際登志夫 原田 智之 高橋 博久 田中 明子	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		エンジン発電機の系統連系技術	新萩 義久	朝霞東研究所
2005.11.26	精密工学会/生体機構制御・ 応用技術専門委員会 第4回例会(東京)	ヒューマンフレンドリーな次世代操舵 システムの研究	田島 孝光 大島 徹	栃木研究所 富山県立大学
		ヒューマンフレンドリーな“くるま”の 進化について	平田 肇 田島 孝光	栃木研究所 栃木研究所
2005.11.30	自動車技術会/No.12-05 シンポジウム/新たな車体 疲労信頼性アプローチ(東京)	国内各地の車両負荷とデータベース化	青木 恒保 天野 学 山本 宗平 宮武 岳郎 原口 昌樹 山川 新二	栃木研究所 関東自動車(株) トヨタ車体(株) スズキ(株) トヨタ自動車(株) 工学院大学
2005.12. 1	日本軽金属学会/軽金属 第55巻12号/チタン特集号	チタン部品の二輪車への適用と将来	高橋 恭	朝霞研究所
	自動車技術会/自動車技術 Vol.59, No.12	ロールオーバーセンサ付きサイドカーテン エアバッグ	竹村 直敏	栃木研究所
		追突軽減ブレーキとE-プリテンション	小高 賢二 小田部 誠 上地 幸一 赤羽 博	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
2005.12. 1	日本機械学会/メカライフ (日本機械学会誌)	F1レースにおける安全技術	田中 尋真	栃木研究所
2005.12. 2	日本ボンド磁石工業協会/ 2005BMシンポジウム(東京)	EV・FCV・HEV用モータの開発とそれらに 適用した要素技術	山本 恵一	栃木研究所
2005.12. 5 ～ 7	日本燃焼学会/第43回燃焼 シンポジウム(東京)	筒内圧センサを用いたディーゼルエンジンの 着火時期制御の研究	長谷川 衛 島崎 勇一 山口 聡 小林 誠 坂本 英樹 北山 由人	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 栃木研究所
		ディーゼルエンジンの早期燃料噴射による PCCI燃焼の検討	箱崎 隆三 神田 智博 内本 達也 畑野 潤一 北山 由人	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
		G-方程式モデルと素反応モデルにて火花 点火エンジンのノッキングシミュレーション	楊 笑風 大橋 敏宏 高林 徹	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		キシレン異性体低温着火特性評価と分子 軌道計算による検証	村上 能規 野坂 芳雄 橋本公太郎	長岡技術科学大学 長岡技術科学大学 和光基礎技術研究センター
		クメンヒドロペルオキシドとその分解に よる燃料着火性制御	橋本公太郎	和光基礎技術研究センター
		Redox Engineering, LLC/ THE 15th INTERNATIONAL SEMINAR ON DOUBLE LAYER CAPACITORS AND HYBRID ENERGY STORAGE DEVICES (Florida, USA)	藤野 健 李 秉周 小山 茂樹 野口 実	和光基礎技術研究センター 栃木研究所 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
2005.12. 5 ～ 9	CBMM/International Symposium on Nb Containing Steel Sheet for Automotive Application (Brazil)	The weight reduction of automobile by High Strength Steel	東 雄一	栃木研究所
2005.12. 7 ～ 9	日本機械学会/第14回 交通・物流部門大会 TRANSLOG2005(川崎)	EPS 用DC ブラシレスモータのコギング トルク低減	三好 尚 清水 康夫 米田 篤彦	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		後退走行時のハンドル操作負担軽減に 関する一考察	酒井 克博 広中 慎司	栃木研究所 栃木研究所
		二輪車を操縦するロボットの制御系設計 およびその構築	栗山 猛行 景山 一郎 馬場 雅之 宮岸 俊一	日本大学 日本大学 朝霞研究所 朝霞研究所
2005.12. 9	電子情報通信学会/電子通信 エネルギー技術研究専門 委員会 第二種研究会(東京)	HEV用小型高出力DC-DCコンバータの開発	嶋根 岩夫 小栗 浩輔	栃木研究所 栃木研究所
2005.12.13	自動車技術会/No.13-05 シンポジウム/進化を続ける ガソリンエンジン(東京)	ガソリンエンジンの未来像	島崎 勇一 吉松 昭夫 漆原 友則	栃木研究所 トヨタ自動車(株) 日産自動車(株)

発表日	発 表 先	表 題	発表者	所 属
2005.12.14	日本応用数理学会/数理 研究会/数理設計(名古屋)	二輪自動車部品の最適化設計	西方 恵理	朝霞研究所
2005.12.15	自動車技術会/No.14-05 シンポジウム/振動騒音問題と うまくつきあう方法(東京)	振動・騒音対策としてのアクティブ制御 技術の適用	高橋 彰 渡辺 賢 井上 敏郎 松岡 英樹 佐野 久	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
2005.12.21	自動車技術会/No.15-05 シンポジウム/ヒューマトロ ニクス(東京)	ネットワークロボットと情報共有	坂上 義秋	和光基礎技術研究センター
2005.12.20 ～ 22	自動車技術会/内燃機関 シンポジウム(済州島, 韓国)	Two-Stroke Engines as Means of Improving Vehicle Fuel Economy -A Large Scooter Application of the Pneumatic Direct Injection- AR Engine	西田 憲二 君島 隆浩	朝霞研究所 朝霞研究所

Technical Review

Vol.18 No.1

この号の発刊にあたりご協力下さった方々

朝霞研究所：

長田邦裕，木原照雄，木村逸夫，小林昭仁，小屋栄太郎，下河辺啓吉，
星野 裕，山梨 保

朝霞東研究所：

永野敬二，久和原茂明，宮本茂男，高橋宏之，千葉省作，渡辺 生，
北條 宏，國領 喬

栃木研究所：

井上俊郎，岩垂滋人，梅野好和，小田哲也，斎藤俊博，高山修一，
中村之信，平岡昌巳，松浦浩海，松田和人，室賀茂樹，矢口博之

和光基礎技術研究センター：

野崎勝敏，芦原 淳，大津明彦

April 2006

本田技術研究所 論文委員会

委員長	杉山 智之	栃木研究所
副委員長	山川 和男	朝霞研究所
委員	山下 剛	栃木研究所
	片野 博樹	栃木研究所
	漆山 雄太	栃木研究所
	加藤 幹夫	朝霞研究所
	馬場 雅之	朝霞研究所
	塩見 和之	朝霞東研究所
	乾 勉	朝霞東研究所
	西川 正恭	和光基礎技術研究センター
	野中 賢一	和光基礎技術研究センター
	園田 豊隆	和光西研究所
事務局	郷土 健二	栃木研究所
	白木 晶子	栃木研究所
	小泉 伸一	朝霞研究所
	杉本 康弘	朝霞東研究所
	田中 公俊	和光基礎技術研究センター

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／和光西研究所論文委員会

編集後記

2006年が明け、まだ正月ボケが若干残る1月11日に栃木研究所において第4回技術論文発表会が開催されました。今回は通常の論文発表に加え、論文委員会委員長として4年間務められてきた杉山主席研究員による特別講演が行われました。冒頭に古い試験研究報告書がスライドに映され、「論文発表の原点がここにある」というようなお話で始まり、我々研究所のエンジニアにとっての3つの喜びは「研究して喜び」「開発して喜び」「発表して喜び」であり、論文発表を「発表の喜び」の場として大いに活用していただきたいという締めくくりでした。Honda R&D Technical Reviewも発刊以来18年目を迎え、多くの方々に「発表の喜び」の場として活用されてきたことと思います。もちろん執筆をされた方々の中には商品開発と執筆作業を同時に進めなければならず、大変な努力をされた方もいると思いますが、その分大きな達成感を得たのではないかと信じています。

研究の成果を文書として残すことはエンジニアとしての喜びはもちろんですが、技術・知識の伝承の手段としてきわめて重要であると考えています。しかしながら、近年「文書化」というものが軽んじられているのでは？と感じているのは私だけでしょうか。ひと昔前は試験研究報告書で目的、結論、結論に至るプロセス、結果、考察という流れで文書として人に伝えることに多くの時間と労力を費やしていましたが、パソコンが発達し、人に物事を伝える方法がずいぶんと変化してきました。絵やグラフがビジュアルに表現され、説明と一緒に聞くとその時にはわかるのですが、文章として残されていないため、後で見直したときや、説明無しに資料だけを見せられたときに、何のことだかよくわからないといった経験をされた方も少なくないと思います。そのような意味で、本誌の果たす役割は非常に大きなものであると考えます。

今回、その編集に携われたことに大きな喜びを感じるとともに、Hondaの技術・知識が伝承され、新たな創造を生むための一助として本誌が大いに活用されることを切に願っています。

(馬 場)

Honda R&D Technical Review

©2006 株式会社 本田技術研究所 (禁無断転載)

2006年3月1日 Vol.18 No.1

発行所 株式会社 本田技術研究所

発行人 白 石 基 厚

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



Honda R&D Technical Reviewは資源有効活用と環境保全の観点から
古紙100%再生紙と植物性大豆インキを使用しています。

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.

