

Honda R&D

Technical Review
Vol.21 No.1



April 2009



表紙の言葉

Environmental Synergy

Life is a precious gift and protecting it should be an inextricable part of any human activity.
To protect life we all collectively need to care about preserving nature.
This notion is always a vector around which Honda products are developed.
I am proud that I work for a company that always strives for the perfect balance between nature and technology.
The inspiration for the cover came from the 'marriage' between technology and environment:
Many different Honda products, all combined together as a synergy to sustain the environment.

環境とのシナジー

生命は貴重な授かりものであり、生命を守ることはあらゆる人間の活動と離れがたく結びついています。

生命を守るため、私たちすべてが自然の保護に関心を寄せるべきでしょう。

この考え方は常にホンダの製品開発のベクトルともなっています。

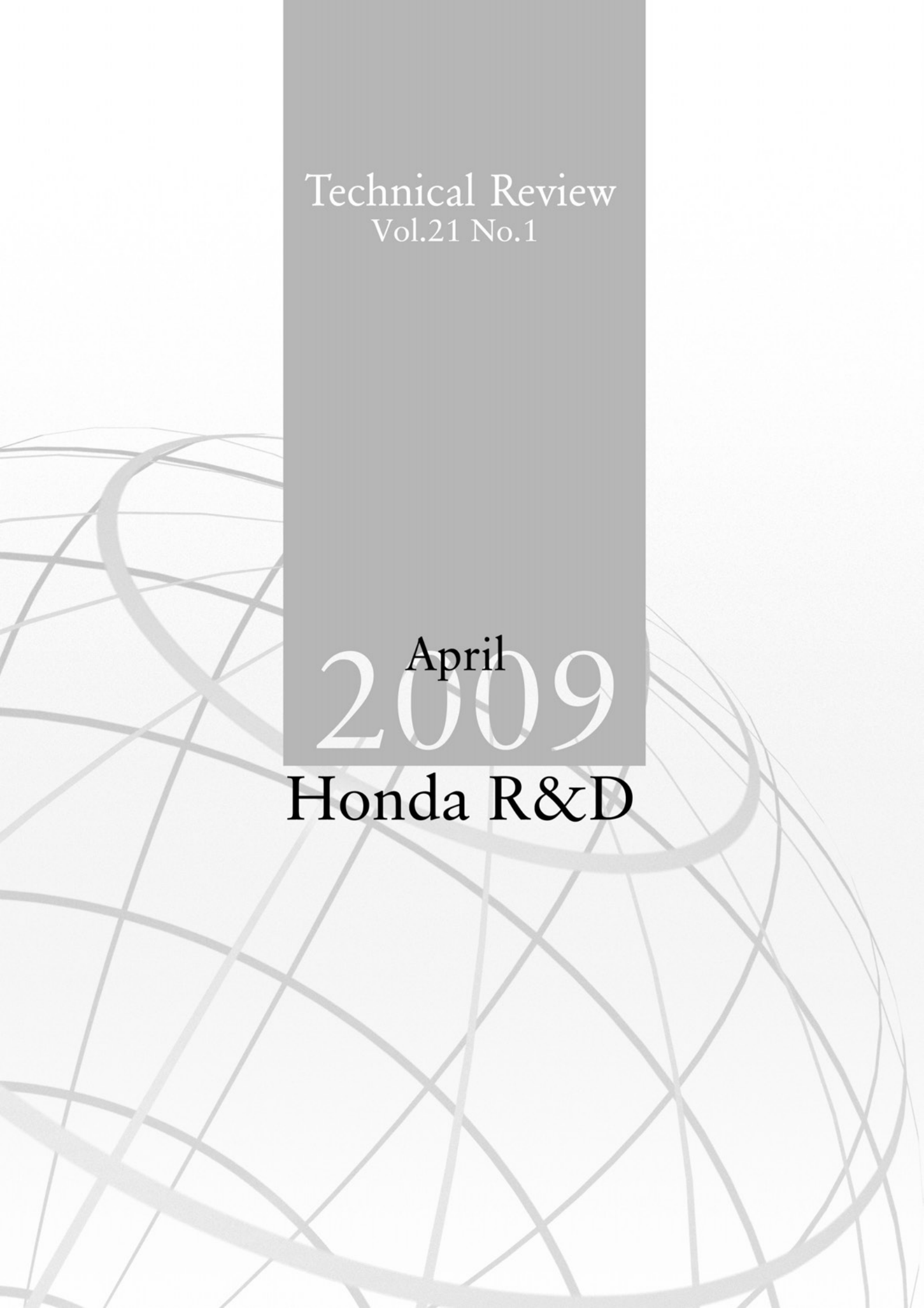
自然と技術との完璧なバランスを求めて常に努力する会社で働けることは私の誇りです。

表紙は、技術と環境の「結婚」からインスピレーションを得たものです。

様々なホンダの製品が、環境を守るためのシナジーとして組み合わせられています。



HONDA R&D
EUROPE (DEUTSCHLAND) GMBH
Dimitrios Darkoudis



Technical Review
Vol.21 No.1

April
2009
Honda R&D

目 次

燃料電池車小特集

- ◇ FCX CLARITYのデザイン 長谷川 勝・高木陽蔵
佐藤和彦・荒木圭一 1
- ◇ FCX クラリティ用 燃料電池パワートレイン 松永 稔・福嶋達也・尾島邦明
木村顕一郎・小川隆行 7
- ◇ FCXクラリティ搭載の新燃料電池スタック 斉藤信広・菊池英明・中尾靖宏 15
- ◇ FCXクラリティ用電動シフトの紹介 林 徹也・鴨志田 徹・米山竜也
九鬼廣行・片桐好浩 23
- ◇ FCX クラリティ用温度調節機能付きシート 西出治宝・吉川賢一
中川和久・江崎秀範 28
- ◇ FCX クラリティ用PDU 荒川慎一・中村弘道・山岸倫也 33
- ◇ 燃料電池自動車用リチウムイオン電池システムの開発 山本康一・姉川彰博 40
- ◇ 燃料電池システム搭載用サブフレームにおける摩擦攪拌接合技術の開発 小林 努・佐山 満
矢羽々隆憲・加藤高士 46
- ◇ 燃料電池用クーラントの開発 高柴津弓・矢川士郎 55
- ◇ 燃料電池車FCXクラリティ用駆動モータ 福嶋達也・岩井明信
山口憲隆・篠木弘明 60
- ◇ 多光子イオン化法を用いた水素の可視化 福田真弘・早野龍五・堀 正樹
信末秀雄・小山貴嗣・田中 淳 67

新型インサイト小特集

- ◇ 普及を目指したGLOBALハイブリッドカーの開発 大窪 毅・米口 宏・藤木有司
中村芳則・岡田 拓・黒瀧浩文 73
- ◇ 新型インサイト燃費向上技術 福田俊彦・江口高弘 83
- ◇ 新型インサイト用 Power Control Unitの開発 檀上靖之・深津友博 90

技術紹介

- ◇ 2009年モデル新型 US FIT の開発 太田孝弘・袴田 仁・鈴木 光
小只輝将・田島 亘 95
- ◇ FREED福祉車両の開発 西山公人 103
- ◇ 多板ロックアップクラッチ式 超々偏平トルクコンバータ 安部浩也・高橋 徹
鶴岡政昭・高野 博 107
- ◇ ハイブリッド車用FM帯ラジオノイズ可視化システムの研究 上森俊之・須永雅美 113

- ◇ スーパースポーツ二輪車用ブレーキパイワイヤシステムの開発 西川 豊・南里武彦・竹之内和也
高柳真二・谷 一彦・深谷修一 123
- ◇ オフロード二輪車およびATV用小型多層フューエルタンクの開発 小林昭仁・又吉崇裕
倉田 幸・五通英三郎 129
- ◇ 二輪車における後写鏡の後方視界シミュレーションシステム 矢萩幸一・山田弘展 136
- ◇ 4ストローク汎用エンジンを用いたレーシングカート向けエンジンの紹介 佐藤義一・坪内方則 142
- ◇ Development of Enhanced Honeycomb Barrier Finite Element Model for Rear Crash Simulations
Allen Sheldon・Emily Nutwell 150
- ◇ Improved Method to Assess Spot Weld Rupture in LS-DYNA using Solid Element Assemblies
Skye Malcolm・Emily Nutwell 158
- ◇ アジア大洋州ニーズに応える新バンパ材料の開発 本庄圭一・鈴木英治・Monchai CHAICHANA 166

論文

- ◇ 高濃度エタノール混合ガソリン(E85)の気化特性とエンジン低温始動性
相川孔一郎・桜井隆幸・林 有登 170
- ◇ バイオディーゼル燃料がエンジン油スラッジ防止性能に与える影響 下荒地大地・奥山庸介・丸山雅司 178
- ◇ クリーンディーゼルエンジンのためのモデルベース吸気マネジメント制御
上野将樹・岩垂光宏・足立修一 185
- ◇ マイクロカセグレンセンサを用いたエンジン局所空燃比計測とシミュレーション精度評価
久保田俊一・小森隆史・山本裕司
赤崎修介・池田裕二 194
- ◇ 摩擦特性に着目したAT実働時のトルク容量変動メカニズム 齋藤俊博・山岡崇樹・加藤維識
南中道 隆・星 崇司・宮本浩二 201
- ◇ MT車クラッチ締結時の車体前後振動の研究 米山 篤・片桐好浩
渡辺勝彦・尾家直樹 207
- ◇ CVTベルト用金属リングの3次元表面形状評価法 梅津健太・御子貝浩良 215
- ◇ ハンドル形電動車いすの使用による心理的効果 矢口忠博・西館有沙・安心院朗子
水野智美・徳田克己 222

CONTENTS

Special Edition for Fuel Cell Vehicle

◇Style and Design of FCX CLARITY	Masaru HASEGAWA • Yozo TAKAGI Kazuhiko SATO • Keiichi ARAKI	1
◇Fuel Cell Powertrain for FCX Clarity	Minoru MATSUNAGA • Tatsuya FUKUSHIMA • Kuniaki OJIMA Kenichiro KIMURA • Takayuki OGAWA	7
◇New Fuel Cell Stack for FCX Clarity	Nobuhiro SAITO • Hideaki KIKUCHI • Yasuhiro NAKAO	15
◇Electric Shift System for FCX Clarity	Tetsuya HAYASHI • Tooru KAMOSHIDA • Tatsuya YONEYAMA Hiroyuki KUKI • Yoshihiro KATAGIRI	23
◇Heated and Cooled Seat for FCX Clarity	Harutomi NISHIDE • Kenichi YOSHIKAWA Kazuhisa NAKAGAWA • Hidenori ESAKI	28
◇PDU for FCX Clarity	Shinichi ARAKAWA • Hiromichi NAKAMURA • Tomoya YAMAGISHI	33
◇Development of Lithium Ion Battery System for Fuel Cell Vehicle	Koichi YAMAMOTO • Akihiro ANEKAWA	40
◇Development of Friction Stir Welding Technology for Subframe for Fuel Cell System	Tsutomu KOBAYASHI • Mitsuru SAYAMA Takanori YAHABA • Takashi KATO	46
◇Development of Fuel Cell Coolant	Tsuyumi TAKASHIBA • Shiro YAGAWA	55
◇Electric Drive Motor for Fuel Cell Vehicle FCX Clarity	Tatsuya FUKUSHIMA • Akinobu IWAI Noritaka YAMAGUCHI • Hiroaki SHINOKI	60
◇Hydrogen Visualization Using Multi-photon Ionization	Masahiro FUKUTA • Ryugo HAYANO • Masaki HORI Hideo NOBUSUE • Takatsugu KOYAMA • Jun TANAKA	67

Special Editon for INSIGHT

◇Development of GLOBAL Hybrid Car Aimed at Popularization	Tsuyoshi OHKUBO • Hiroshi YONEGUCHI • Yuuji FUJIKI Yoshinori NAKAMURA • Taku OKADA • Hirofumi KUROTAKE	73
◇Technology for Increased Fuel Efficiency in New INSIGHT	Toshihiko FUKUDA • Takahiro EGUCHI	83
◇Development of Power Control Unit for 2009 Model Year INSIGHT	Yasuyuki DANJO • Tomohiro FUKAZU	90

Introduction of new technologies

◇Development of 2009 Model Year U.S. FIT	Takahiro OTA • Hitoshi HAKAMADA • Hikaru SUZUKI Terumasa KOTADA • Wataru TAJIMA	95
◇Development of FREED Assisted Mobility Vehicle	Kimito NISHIYAMA	103
◇Super Ultra Flat Torque Converter with Multi Plate Lock-up Clutch	Hiroya ABE • Tooru TAKAHASHI Masaaki TSURUOKA • Hiroshi TAKANO	107
◇Research on FM Band Radio Noise Visualization System for Hybrid Vehicle	Toshiyuki UEMORI • Masami SUNAGA	113

◇Development of Brake-by-Wire System for Super Sport Motorcycles	
..... Yutaka NISHIKAWA • Takehiko NANRI • Kazuya TAKENOUCI Shinji TAKAYANAGI • Kazuhiko TANI • Syuichi FUKAYA	123
◇Development of Small-sized Multilayer Fuel Tank for Off-road Motorcycles and ATVs	
..... Akihito KOBAYASHI • Takahiro MATAYOSHI Ko KURATA • Hidesaburo GOTSU	129
◇Rearward Visibility Simulation System of Motorcycle Rearview Mirrors	
..... Koichi YAHAGI • Hironobu YAMADA	136
◇Introduction of Kart Racing Engine Using 4-stroke General Purpose Engine	
..... Yoshikazu SATO • Masanori TSUBOUCHI	142
◇Development of Enhanced Honeycomb Barrier Finite Element Model for Rear Crash Simulations	
..... Allen Sheldon • Emily Nutwell	150
◇Improved Method to Assess Spot Weld Rupture in LS-DYNA using Solid Element Assemblies	
..... Skye Malcolm • Emily Nutwell	158
◇Development for New Bumper Face Material in Asia-Pacific Region	
..... Keiichi HONJO • Eiji SUZUKI • Monchai CHAICHANA	166

Technical papers

◇Vaporization Characteristic of High-ethanol Gasoline (E85) and Cold Startability	
..... Koichiro AIKAWA • Takayuki SAKURAI • Aruto HAYASHI	170
◇Effect of Bio Diesel Fuel on Sludge Prevention Performance of Engine Oil	
..... Daichi SHIMOKOJI • Yosuke OKUYAMA • Masashi MARUYAMA	178
◇Model Based Air-path Management Control for Clean Diesel Engine	
..... Masaki UENO • Mitsuhiro IWADARE • Shuichi ADACHI	185
◇Measurement of Local Air/Fuel Ratio and Evaluation of Accuracy of Engine Simulation Using Micro-Cassegrain Sensor	
..... Shunichi KUBOTA • Takafumi KOMORI • Yuji YAMAMOTO Shusuke AKAZAKI • Yuji IKEDA	194
◇Mechanism of Torque Capacity Change during Operation of AT with Focus on Friction Properties	
..... Toshihiro SAITO • Takaki YAMAOKA • Masanori KATO Takashi MINAMINAKAMICHI • Takashi HOSHI • Koji MIYAMOTO	201
◇Research on Longitudinal Vibration of MT Vehicle at Clutch Engagement	
..... Atsushi YONEYAMA • Yoshihiro KATAGIRI Katsuhiko WATANABE • Naoki OIE	207
◇Method for Three-dimensional Evaluation of Surface Form of Metal Rings for CVT Metal Pushing V-belts	
..... Kenta UMETSU • Hiroyoshi MIKOGAI	215
◇Psychological Effects of Use of Electric Scooter	
..... Tadahiro YAGUCHI • Arisa NISHIDATE • Akiko AJIMI Tomomi MIZUNO • Katsumi TOKUDA	222

FCX CLARITYのデザイン

Style and Design of FCX CLARITY

長谷川 勝*

Masaru HASEGAWA

佐藤 和彦*

Kazuhiko SATO

高木 陽蔵*

Yozo TAKAGI

荒木 圭一*

Keiichi ARAKI

要 旨

新型燃料電池車、FCX CLARITYは、燃料電池車(FCV)の大きなメリットのひとつであるパワープラントの分散配置によるレイアウトの自由度を最大限に活かした新しいパッケージとデザインを目指し、ゼロエミッションという高い環境性能や実用性の追求だけにとどまらず、走る楽しさや所有する喜びなどのクルマの普遍的な魅力を合わせ持った次世代のセダンとして開発した。

デザインコンセプトとして、内燃機関を持つクルマとの違いがひと目でわかる、「未来が見えるアイキャッチ・デザイン」を目指した。その中でエクステリアデザインは、ショートノーズ、ロングキャビンの新しいプロポーションをダイナミックな面構成で表現した従来のセダンとは全く異なる新しいフォルムを完成させた。インテリアデザインは、ゆとりのキャビン・スペースの中に新感覚の楽しさを凝縮した未来感あふれるコックピットと、個々に最適なゆとりのパーソナル空間を実現した。

ABSTRACT

The FCX CLARITY, a new fuel cell vehicle (FCV), has a package layout and design that make full use of one of the FCV's great advantages, that of a freedom of package layout with distributed powerplant components. On top of being a zero emissions eco-friendlier vehicle, the FCX CLARITY was developed with the goal of creating a next-generation sedan offering new value and appeal, joy of driving, and pride of ownership. The eye-catching design was meant to give a glimpse of the future in a way that makes it instantly recognizable as different from that of an internal combustion engine vehicle. This includes the exterior design that achieves new proportions with short nose and long cabin with its configuration of dynamic surfaces. The resulting new form is completely unlike that of any conventional sedan. The interior was designed ahead of its time, optimizing its wide open cabin space to create spacious and comfortable personal space, and a cockpit which gives a new sense of fun with futuristic features.

1. まえがき

Honda は 2002 年、世界に先駆けて燃料電池車(以下、FCV)、2003 年モデルの FCX を実用化することで、その基本性能の高さを実証し、以降この新技術のさらなる性能向上と普及の実現に向け、研究開発をおこなってきた⁽¹⁾。

FCV は従来の内燃機関に替わり、発電をおこなう FC スタックや駆動モータを搭載する。そして、これらを分散配置することでクルマのパッケージを大きく変えるポテンシャルを持っている。しかし 2005 年モデルまでの FCX では、大容量のパワープラントや、電気自動車 Honda EV Plus の車体流用⁽¹⁾などの制約により、パッケージやデザインにお

ける新規性がなく、環境性能以外での FCV の魅力が伝わらなかった。

新型 FCV、FCX CLARITY では、小型化された新開発の FC スタックをはじめとするパワープラントと FCV 専用の



Fig. 1 2008 model year FCX CLARITY

プラットフォームを開発し、パッケージの自由度を最大限に活かした新しいパッケージとデザインの具現化により、燃料電池という新しい技術がもたらす将来性、可能性を広く伝えることを目指した。

本稿ではFCX CLARITY(以下、CLARITY)(Fig. 1)のデザイン開発について報告する。

2. デザインのねらい

デザインコンセプトは、内燃機関のクルマでは実現できなかった新しい価値や魅力がひと目でわかることを目指し、「未来が見えるアイキャッチ・デザイン」と定めた。ひと見ただけで心奪われる、ドアを開けた瞬間に未来が見えてくる、そして未来を担う子どもたちにクルマ社会や地球環境に対する夢と希望を与える、そんな新しい魅力を持ったクルマを目指した(Fig. 2)。

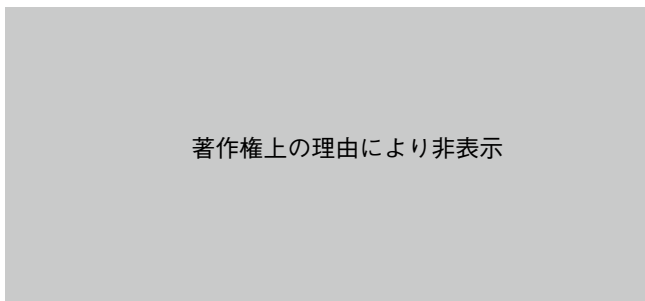


Fig. 2 Design concept

また、この FCV が持つゼロエミッションという高い環境性能、新しいパッケージが可能にするゆとりの居住空間、そしてモータによるトルクフルかつ静かな新次元の走りなどの特性が、これからのプレミアムカーにふさわしいと考え、CLARITYを「次世代のプレミアムセダン」と捉えた。デザインにおいては、これにふさわしい存在感、高級感や快適性などを表現することを目指した。

3. パッケージレイアウト

パワープラントの分散配置が可能な FCV の利点を最大限に活かしたパッケージレイアウトを具現化するため、すべてのパワープラントの効率化と小型化と、これらを効率的に配置できるFCV専用のプラットフォームを開発した(Fig. 3)。

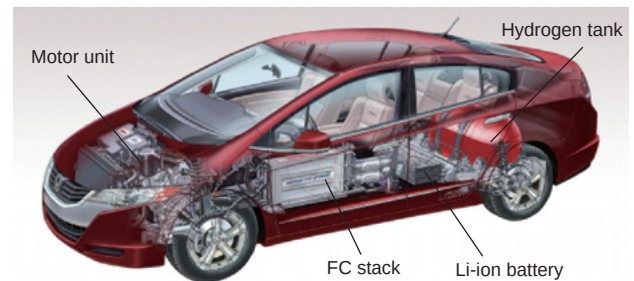


Fig. 3 Main powerplant components

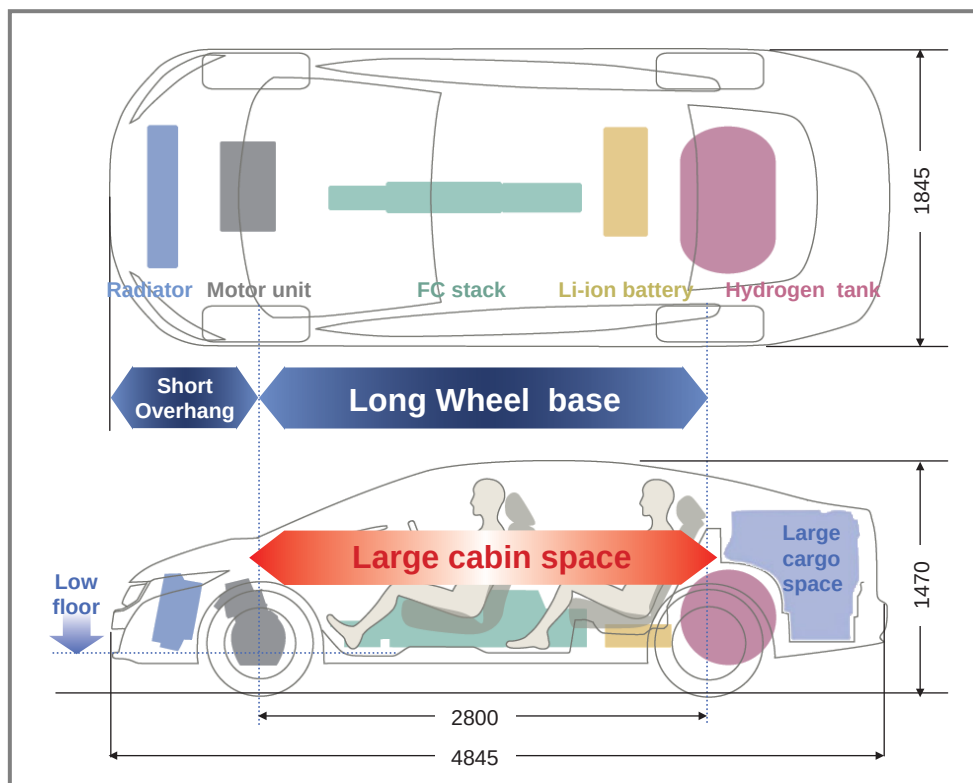


Fig. 4 Package layout

これまでの全高の高い大型の車の床下などにしか搭載できなかった大容量のFCスタックを、革新的な新構造によって高効率化、コンパクト化⁽²⁾、⁽³⁾したことにより、センタートンネルへの搭載を可能とし、従来のFCVでは実現できなかった、低床、低重心、低全高のセダンパッケージを具現化した(Fig. 4)。

さらに前輪の駆動モータの小型化⁽²⁾により、ショートノーズを可能にし、全長を抑えながら人のためのスペースを拡大したロングキャビンを実現した。これにより、ミディアムクラスのボデーにラージクラス並みのゆとりのキャビン・スペースを確保することができた。

また、水素タンクやアシスト電源⁽⁴⁾の小型化と、これらの効率的な配置、さらにハイデッキのトランクにより、ゴルフバッグなら四つ、または折りたたんだ車椅子などをそれぞれ収容可能な荷室容量も確保した。

内燃機関がなくなったことによって実現したこの新しいパッケージレイアウトは、キャビン・スペースの拡大だけでなく、デザインにも大きな自由度をもたらし、ショートノーズ・ロングキャビンの新しいプロポーションやコックピット周りの新しい造形などの「アイキャッチ・デザイン」の具現化を可能にした。

4. エクステリアデザイン

エクステリアデザインでは、革新のプラットフォームがもたらすロングキャビンの新しいプロポーションと大胆なキャビンの絞込み、そしてダイナミックな走りを感じさせるワイドに張り出したフェンダと低重心のスタンスを表現した「DYNAMIC FULL CABIN SEDAN」(Fig. 5)をコンセプトとし、どのビューからでも、ひと目で CLARITY とわかる強い存在感を目指した(Fig. 6)。

フロント周りでは、勢いとワイド感を強調するバンパからヘッドライトへと続く大胆なグラフィック(Fig. 7)と、大きく前進したフロントピラーで CLARITY のダイナミックさと先進性を表現した。

サイド周りでは、モノフォルムとなったキャビンを前後



Fig. 6 Final renderings



Fig. 7 Front view



Fig. 8 Cabin, door mirror, and exterior handle



Fig. 5 Dynamic full cabin sedan image



Fig. 9 Rear view

で大きく絞込むことによって生じた豊かなショルダーセクションにフードとトランクをシンボライズし、新しいセダンらしさを表現した。また、ドアミラーはサイドガラスのメッキモールを取り込んでボデーとの一体感を演出し、アウターハンドルは、そのシャープさと長さでキャビンのエレガントさや長さを引き立てるなど、個々の作り込み感を大事にしながらデザインした(Fig. 8)。

リヤ周りはキャビン後方の絞込みと融合する力強いリヤフェンダと立体的なリヤパネルで、これまでのセダンには無い強い個性を生み、そこを横切るエクストラウィンドウ一体型のリヤコンビネーションランプでワイド感としっかりしたスタンスを強調した(Fig. 9)。

5. インテリアデザイン

インテリアデザインでは、ドアを開けた瞬間に見える未来感や、ゆとりのキャビン・スペースを活かした、包み込まれるような心地よい空間を提供したいと考え、コンセプトを「FUTURISTIC COCOON」と定めた(Fig. 10)。

Fig. 11 と Fig. 12 に示すように、コックピット周りでは未来の車を運転していることを常に感じられる演出として、革新的な立体 FC メータや新開発のコンパクトな電動シフトなど、これまでにない楽しさをパイザ周りに盛り込んだ。FCメータの中央部に配置した新感覚の H_2 ボールメータは、

水素の消費状況をボールの色と大きさで感覚的に認識でき、機能性とエンターテインメント性を両立させた。

フロントに内燃機関が無くなったことによって広がった前方空間の爽快感と開放感を強調するため、インストルメントパネルがレイヤーとなって浮遊しているイメージの「フローティング・レイヤード・インパネ」とすることにより、その間を空気が抜けていくような空間の広がり表現した(Fig. 13)。また、4名の乗員がそれぞれ快適に過ごせるために、4座を独立した空間とし、さらにドアライニングの中央部をスプーンで大胆にえぐったような、ダイナミックなラウンドフォルムでそれぞれを包み込んだ。広がり感と包まれ感がより感じられ、乗る人それぞれが心地よさを体感できるパーソナルな空間を創出した(Fig. 14)。

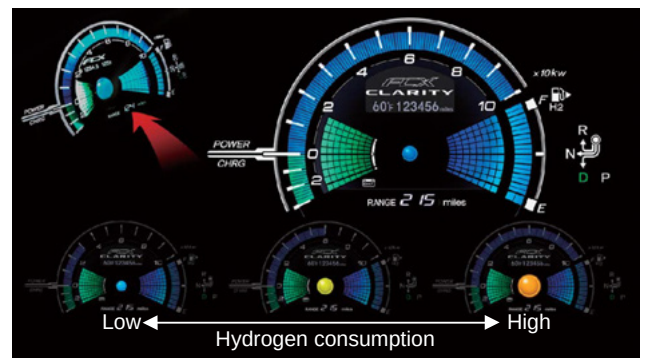


Fig. 12 FC performance meter

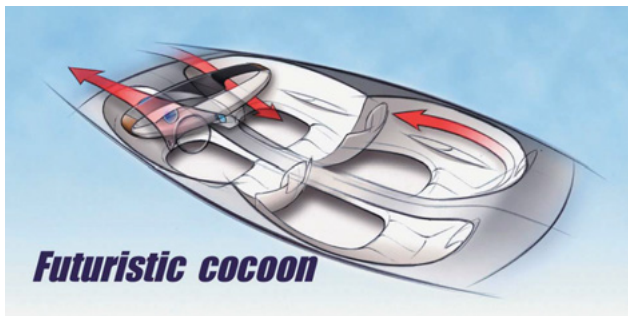


Fig. 10 Futuristic cocoon



Fig. 13 Floating layered instrument panel

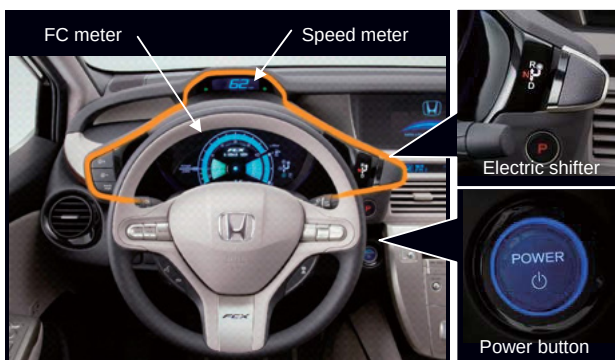


Fig. 11 Futuristic design around meter-visor



Fig. 14 Dynamic round form

6. カラーデザイン

6.1. エクステリア

エクステリアカラーは次世代のプレミアムセダンとしてのエレガントさや高級感の中に、先進性を感じさせる華やかさを求めた。プレミアムセダンらしい重厚感の表現と、フェンダやCピラーなど、立体的な面の陰影を表現することを目標とし、黒に近い深みの中に、深紅のハイライトを持つ宝石、スターガーネットに見立て、コントラストの強い新開発の塗料の採用により、先進性を表現した(Fig. 15)。また、CLARITYをアイコン的な存在にしたいという思いから、このスターガーネット・メタリック一色のみの設定とした。

著作権上の理由により非表示

Fig. 15 Star garnet image

6.2. インテリア

インテリアでは、未来的なクールさと、心地良く包まれるような温かさを、色とマテリアルのコーディネートで表現した「FUTURE CRAFT」をテーマとした(Fig. 16)。

シートをはじめ、アームレストやコンソールトレイなど、直接肌に触れる部位には、環境に配慮しながら上質な肌触りを実現した植物由来の新素材であるHondaバイオファブリック⁽⁵⁾を使用し、さらに淡いピンク系の配色とすること

著作権上の理由により非表示

Fig. 16 Interior material coordination

で温かさを表現した。また、インストルメントパネルやドアライニング等には、木目調などの伝統的な素材にシルバーのアクセントや透明のアクリルなどの新しい素材を組み合わせ、従来的高级車とは異なる新しいマテリアルのコーディネートにより、次世代のプレミアム性を表現した。

7. エンブレムデザイン

エンブレムデザインにおいても CLARITY の持つクリーンさやプレミアム性を表現した。

「FCX」の文字は、クリーンなイメージを連想させる透明素材の中に、シャープなめっき文字を浮遊させ、FCVの高い環境性能や先進性を象徴するデザインを採用した(Fig. 17)。

また、新しい名前である「CLARITY」のロゴは「FCX」よりサイズを拡大し、さらに独立タイプの文字とサテンめっき調仕上げの採用により、プレミアム性を演出すると同時に認知度の定着を図った。



Fig. 17 Emblem design

8. まとめ

FCX CLARITYは、内燃機関に替わる燃料電池という新しい技術の特性を最大限に活かしたFCV専用車として開発したことにより、ゼロエミッションという高い環境性能だけでなく新しい価値や魅力をもたらす、初めてのFCVとなった。

エコカーという枠を大きく越え、FCVとして初めて、走る楽しさや所有する喜びといったクルマの普遍的な魅力を実現しただけでなく、これまでの高級車の枠にとらわれない、「次世代のプレミアムセダン」を創造した。

デザインでは、専用プラットフォームの可能性を最大限に引き出したパッケージを活かし、これまでのセダンとは全く異なるショートノーズ、ロングキャビンのモノフォルムという新しいセダンのプロポーション、ワクワクする未来感と包みこまれるような心地よさを合わせ持つキャビ

ン・スペースを実現し、これからのクルマのパッケージとデザインに新たな方向性を示した。

FCX CLARITYが、燃料電池という新しい技術の可能性を多くの方々に伝え、また未来を担う子供たちに、地球環境やクルマ社会の未来に、夢と希望を与える存在となることを願う。

参考文献

- (1) 川崎聡志, 小椋正己, 小野徹, 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) 松永稔, 福嶋達也, 尾島邦明, 木村顕一郎, 小川隆行: FCX クラリティ用燃料電池パワートレイン, Honda R&D Technical Review, Vol.21, No.1, p.7-14
- (3) 斉藤信広, 菊池英明, 中尾靖宏: FCX クラリティ搭載の新燃料電池スタック, Honda R&D Technical Review, Vol.21, No.1, p.15-22
- (4) 山本康一, 姉川彰博: 燃料電池自動車用リチウムイオン電池システムの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.21, No.1, p.40-45
- (5) 西出治宝, 吉川賢一, 中川和久, 江崎秀範: FCX クラリティ用温度調節機能付きシート, Honda R&D Technical Review, Vol.21, No.1, p.28-32

■ 著 者 ■



長谷川 勝



高木 陽蔵



佐藤 和彦



荒木 圭一

FCX クラリティ用 燃料電池パワートレイン

Fuel Cell Powertrain for FCX Clarity

松 永 稔*
Minoru MATSUNAGA
木 村 顕一郎*
Kenichiro KIMURA

福 嶋 達 也*
Tatsuya FUKUSHIMA
小 川 隆 行*
Takayuki OGAWA

尾 島 邦 明*
Kuniaki OJIMA

要 旨

ABSTRACT

地球温暖化対策やエネルギー問題に対応するため、従来のFCXの走行性能や燃費性能を向上させ、レシプロエンジン車にはない新しい車の魅力を持った新型燃料電池車FCXクラリティを開発した。燃料電池パワートレインの小型、軽量、高効率化が開発の鍵となった。

燃料電池パワートレインは Honda 独自の V Flow FC スタック技術を核とし、従来比で、重量出力密度で2倍、容積出力密度で 2.2 倍を達成した。V Flow FC スタックは最高出力が100kWに向上するとともに、従来比で、容積出力密度が50%、重量出力密度が67%向上した。低温始動性も向上し、 -30°C での始動が可能となった。

駆動モータは最高出力が 100kW に向上し、リチウムイオンバッテリーのアシストと合わせて力強く滑らかにどこまでも伸びていく加速フィールが実現した。パワートレインの高効率化と優れたエネルギーマネジメントなどにより、走行エネルギー効率は60%を実現し、燃費は小型ガソリン車の 2.1 倍、小型ハイブリッド車の 1.4 倍に達した。

Honda has developed a new fuel cell vehicle in order to respond to global warming and energy issues. The new vehicle, the FCX Clarity, displays enhancement in driving performance and fuel efficiency against previous FCX, and embodies a new appeal not available in a reciprocating engine vehicle. The key to the Clarity's development was the achievement of size and weight reductions and increased efficiency in the fuel cell powertrain.

The FCX Clarity's fuel cell powertrain has Honda's proprietary V Flow FC stack at its core, and displays a weight power density 2 times higher and a volume power density 2.2 times higher than the powertrain of the previous FCX. In addition to increasing maximum power to 100 kW, the V Flow FC stack achieves a 50% increase in volume power density and 67% increase in weight power density against the previous FC stack. Startability at low temperatures has also increased, with the vehicle able to start at -30°C .

The maximum power of the Clarity's drive motor has been increased to 100 kW. In combination with the provision of power assist using a lithium-ion battery, this has enabled the realization of a smooth, powerful and continuously extendable acceleration feel. The increased efficiency of the powertrain and superior energy management have resulted in the achievement of a 60% operating energy efficiency, and the vehicle displays a fuel economy 2.1 times higher than that of a compact gasoline vehicle, and 1.4 times higher than that of a compact hybrid vehicle.

1. はじめに

Honda は環境対策車として燃料電池車 FCX を、2002 年に世界で初めて日米で発売した⁽¹⁾。続いて2004年には -20°C で始動可能な FC スタックを搭載した燃料電池車FCXを開発し、寒冷地区での使用が可能になった^{(2), (3)}。

*四輪開発センター

燃料電池車 FCX が追求してきた走行性能および環境性能の向上により、性能面において燃料電池車FCXはレシプロエンジン車に最早ひけをとらない存在となった。

燃料電池車のさらなる性能面での進化と、車としての魅力を向上させるために燃料電池パワートレインを徹底的に見直した。そして燃料電池システムの特長であるレイアウト

ト自由度の高さを最大限に生かすためには、燃料電池パワートレインの小型化が鍵となることが明らかとなった。

燃料電池パワートレインを新たに開発した結果、斬新なデザインで、未来感にあふれたインテリアや操作系、コンパクトな車体に対して広々とした室内空間を持ち、レシプロエンジン車では体感できないドライブフィールを実現し、レシプロエンジン車と肩を並べる航続距離を持った新型燃料電池車 FCX クラリティを紹介する。

また、航続距離と充填時間は電気で駆動される車の共通の課題であり、最新のバッテリー性能を想定した電気自動車との比較をおこなう。

2. 開発のねらい

FCX クラリティは燃料電池パワートレインを搭載している車だからこそ実現できる新しい魅力および価値を生み出すために、以下のように開発のねらいを定めた。

(1) 魅力的な車両デザインの具現化

- ・燃料電池パワートレインのレイアウト自由度を生かした斬新なエクステリア・インテリアデザイン
- ・未来の車を運転するような新感覚の Cockpit

(2) 燃料電池車ならではのフルキャビンの創出

- ・ショート、スラントノーズ
- ・広々とした室内空間
- ・低床・低全高キャビン
- ・機能的なトランクルーム

(3) 車両の基本性能の向上

- ・力強く滑らかにどこまでも伸びていく加速フィール
- ・レシプロエンジン車に遜色ない航続距離
- ・低温始動性の向上

3. 車両デザインと装備

3.1. 車両デザイン

車両外観を Fig. 1 に示す。従来の燃料電池車は発電システムを床下に搭載するSUVタイプの車両形態が主流であった。FCX クラリティは、燃料電池車パッケージの特長であるレイアウトの自由度を生かし、燃料電池車にしかできな



Fig. 1 FCX Clarity

Table 1 Major specifications

Model	FCX Clarity	2005 model year FCX
Length/Width/Height	4845 x 1845 x 1470 mm	4165 x 1760 x 1645 mm
Wheel base	2800 mm	2530 mm
Vehicle weight	1625 kg	1670 kg
Number of passengers	4	4
Maximum speed	160 km/h	150 km/h
Range (EPA combined label)	280 mile	210 mile
Maximum motor power	100 kW [136 PS]	80 kW [109 PS]
Maximum motor torque	256 Nm [26.1 kgm]	272 Nm [27.7 kgm]
Fuel cell stack	PEMFC	PEMFC
Power assist	Li-ion battery	Ultra-capacitor
Hydrogen supply system	High-pressure hydrogen tank	High-pressure hydrogen tank
Hydrogen pressure	35 MPa	34.4 MPa
Hydrogen storage volume	171 L	156.6 L

いレイアウトを追求した。その結果、斬新なエクステリアおよびインテリアデザインをまとった画期的な低床セダンプラットフォームが実現した。

リヤをハイデッキデザインにし、ドライバからの良好な後方視界とトランクルームへの外部からの視界抑制を両立させる視界制御機能を持ったエクストラウインドウを世界で初めて装備した。それにより後方視界、トランク容量を確保した。外装色には、宝石のスターガーネットをモチーフとした専用色を用いた。

車両の主要諸元を Table 1 に示す。

3.2. 主要な車体装備

3.2.1. FCX マルチプレックスメータ

FCX クラリティを運転する際に、未来の車を運転するような感覚の新デザインメータ、FCX マルチプレックスメータを装備した。メータ中央部に水素消費量を示す水素ボールメータ、左右に水素燃料計とバッテリーアシストおよび回生状況をしめすバッテリー容量計、視線移動の少ないメータバイザ上部に速度計を配置した(Fig. 2)。

Fig. 3 に示すように、水素燃料計(Hydrogen fuel meter)とバッテリー容量計(Li-ion battery meter)は、扇形に表示し容量に応じて10段階に表現した。また、最終段はさらに10段階に細分化し、見やすさと精度を向上させた。また、メータ中央部の水素ボールメータは、車両の走行状況に応じて、メータ内のボールの色と大きさで水素消費量をわかりやすく表示する。FCX マルチプレックスメータによりドライバは車両の状態を速やかに把握できる上に、未来の車を運転するような感覚を楽しめるように演出した。

3.2.2. シフト・バイ・ワイヤ

電気制御を活かし、コンパクトなシフトユニットを作り上げた。シフトレバーはFCX マルチプレックスメータの横に配置した。軽い操作荷重、短い操作ストロークでのシフト操作を可能とした(Fig. 4)。



Fig. 2 FCX multiplex meters(multi-layered instrument panel)

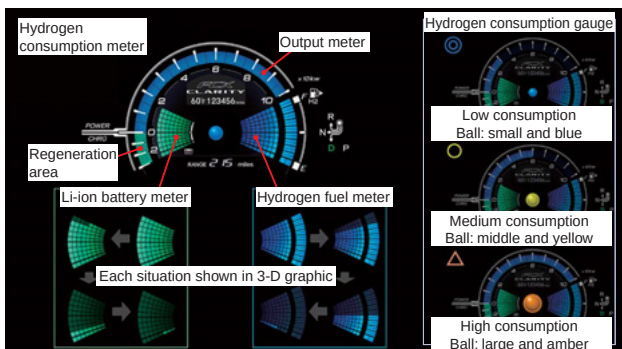


Fig. 3 Hydrogen consumption meter



Fig. 4 Shift-by-wire

4. パワートレイン搭載技術

4.1. パワートレインシステム

燃料電池パワートレインは、Fig. 5 に示すように電動駆動システム、燃料電池システム、リチウムイオンバッテリーシステム、高圧水素供給システムからなり、発電に必要なコ

ンポーネントを分散して車体内に配置できる。各コンポーネントを小型化することにより、この特長を最大限に生かすことができる。そこで燃料電池スタックを初めとして、発電に必要な個々のコンポーネントを徹底的に小型化した。その結果、本パワートレインは小型、軽量化し、従来のFCXと比べ、重量出力密度が2倍、容積出力密度が2.2倍となり(Fig. 6)、従来のレシプロエンジン車には実現できなかった広々としたフルキャビンを実現した。

本燃料電池パワートレインは、燃料電池スタックの高い出力とリチウムイオンバッテリーのパワーアシストをもとに、高出力モータによって強力な駆動力を生み出した。モータはギヤを変速することなく、トルクを発生し続けるため、発進から最高速度までの全領域で力強く滑らかに、どこまでも伸びていく異次元ドライブフィールを実現した。

4.1.1. 電動駆動システム

力強い加速性能と最高速度の向上、車両パッケージングのためのコンパクト化を目指し、駆動モータ、ギヤボックス、Power Drive Unit(PDU)で構成される新構造の電動駆動システムを開発した(Table 2)。

駆動モータのロータには独自の形状や配置の磁石を採用した。またステータには低鉄損電磁鋼板を採用し高回転時の損失を低減し、かつスロット形状を最適化することで、スロット部の占積率が向上し、巻線の抵抗を低減した。これに

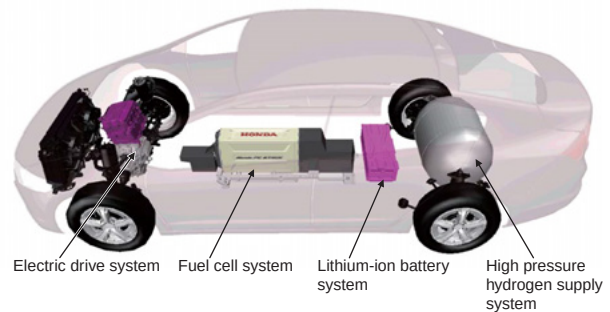


Fig. 5 FCX Clarity powertrain layout

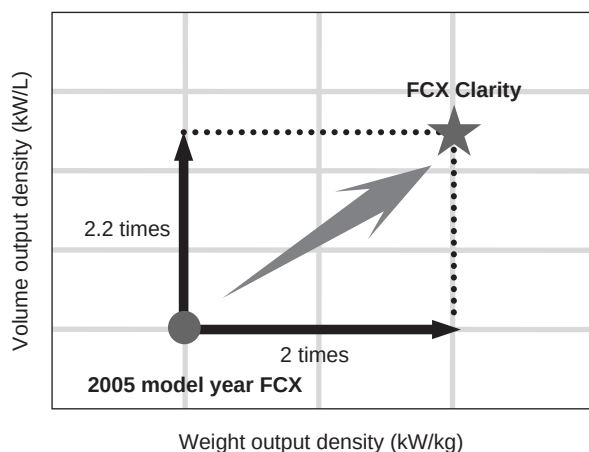


Fig. 6 Evolution of Honda powertrain

Table 2 Comparison of drive motor performance

	FCX Clarity	2005 model year FCX
Max. output	100 kW	80 kW
Max. torque	256 Nm	272 Nm
Max. rpm	12500 min ⁻¹	11000 min ⁻¹
Max. efficiency	97 %	97%

より、高出力、高トルク、高回転、高効率が可能になった。最高出力が従来の 80 kW から 100 kW ヘアアップし、さらに高回転域までこの出力が維持されるため、ゆとりのある追い越し加速を実現した⁽⁴⁾ (Fig. 7)。

また、駆動モータとギヤボックスを同軸化し、さらに PDU も一体化した。前後方向が 162 mm、高さが 240 mm 小型化した (Fig. 8)。これにより、シャープで大胆なショート・スラントノーズデザインと広々とした室内空間が実現した。

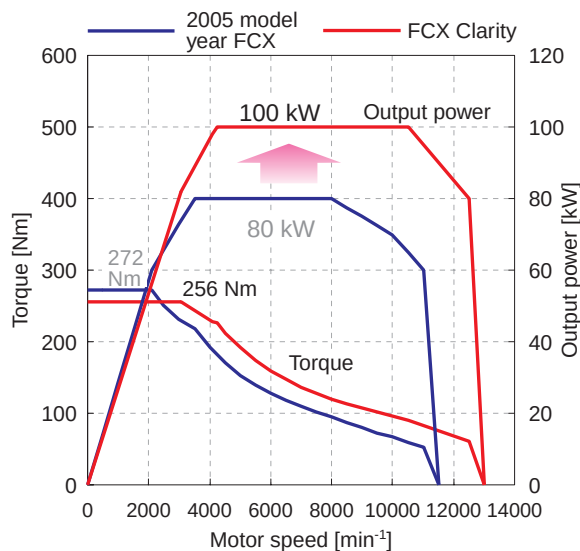


Fig. 7 Output and torque characteristics

4.1.2. 燃料電池システム

燃料電池車ならではのフルキャビンを創出するため新しい構成の燃料電池システムを開発した。

従来の Honda FC スタックは水素や酸素を横方向に流すセル構造を採用していた。V Flow FC スタックでは、縦方向に流す新しいセル構造を採用した (Fig. 9)。これにより、発電面からの生成水は重力を利用してよりスムーズに排水

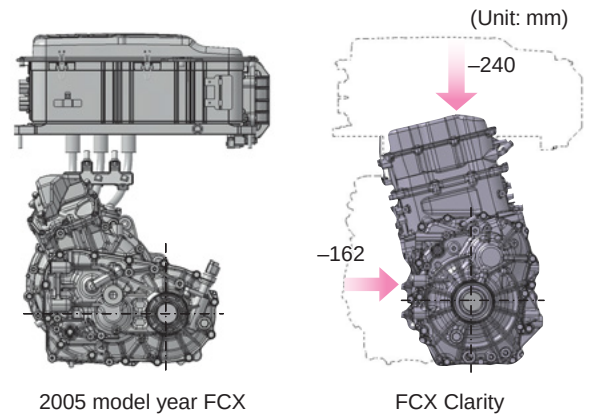


Fig. 8 Evolution of drive motor and power drive unit

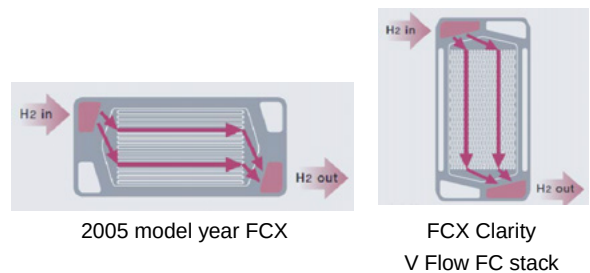


Fig. 9 Comparison of hydrogen flow

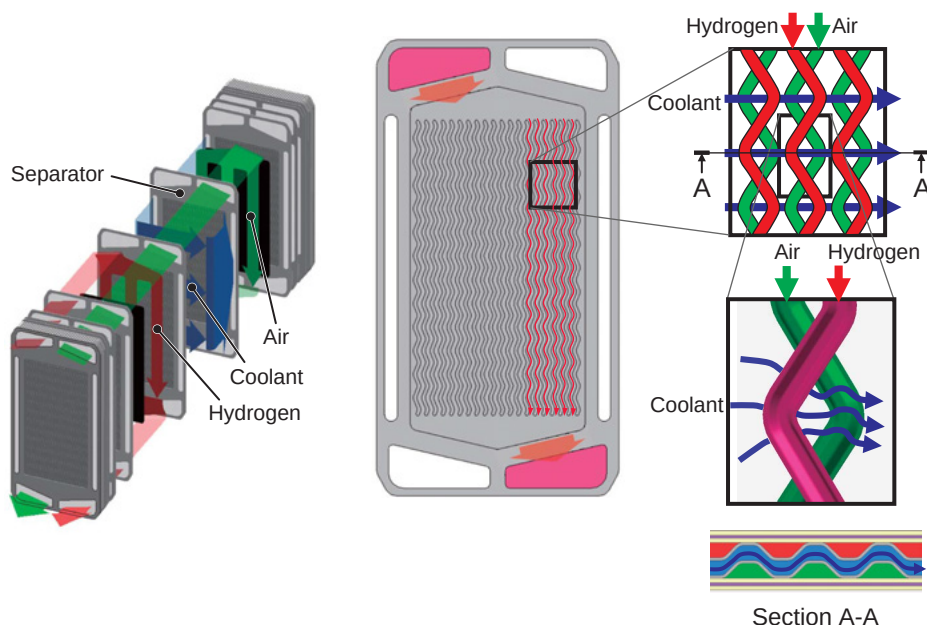


Fig. 10 Detail of wave flow channel separator

できるようになった。排水性が向上したので、流路高さを17%浅くすることができ、軽量およびコンパクト化に貢献した。

V Flow FC スタックでは、水素、酸素、冷媒を発電面内へ均等に供給するために、Wave 流路セパレータを採用した。冷媒を横方向から、水素と酸素の流路を立体的にぬうように流す構造とした(Fig. 10)。

これにより発電面を均等に冷却することが可能となったため、従来セルごとに必要だった冷却層を1/2に削減できた。内部構造の進化により、従来は2 BOX 構造だったHonda FC スタックを1 BOX に集約することが可能となった。この結果、最高出力が100 kW に達した。従来に比べて、容積出力密度が50%、重量出力密度が67%向上し、軽量およびコンパクト化が達成された^{(5)・(7)}(Fig. 11)。

また低温始動性も向上した。前述の軽量およびコンパクト化によって熱容量が約40%低減した。それにより暖機性能が高まり、 -20°C で始動した後、出力が50%に到達する時間が従来の1/4に短縮され、 -30°C での始動も可能になった(Fig. 12)。

Honda FC スタックが従来の2 BOX 構成から1 BOX への集約化したことにより、スタック間を連結する部品を簡素化・削減した。また1 BOX 化により前後に水素供給システム、加湿システム、コンタクタを一体化させることが可能

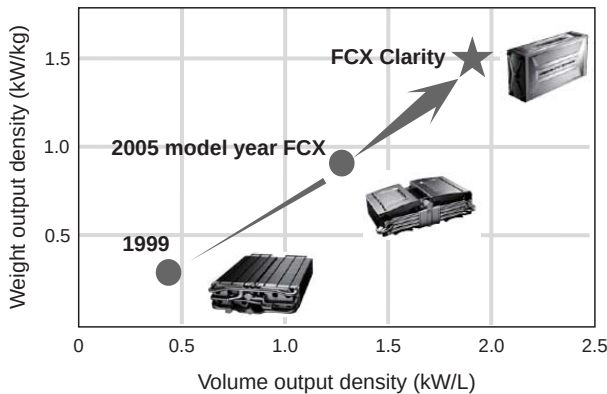


Fig. 11 Evolution of Honda fuel cell stacks

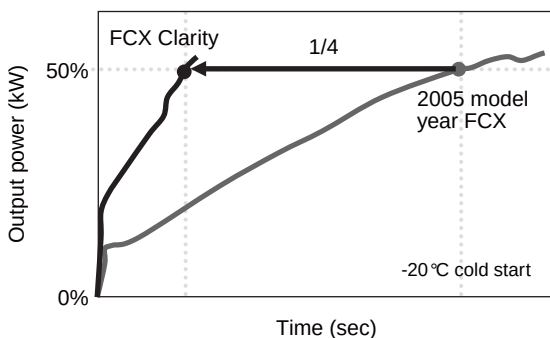


Fig. 12 Cold start performance

となり、従来の燃料電池システムボックスにくらべて、65%も小型化した燃料電池システムが完成した。これにより、燃料電池システムをセンタートンネル内に設置でき、広々とした室内空間、低床および低全高キャビンを実現することができた(Fig. 13)。

4.1.3. リチウムイオンバッテリーシステム

燃料電池のアシスト電源については、アシスト性能やエネルギー回収率の向上と、軽量コンパクト化のために、リチウムイオンバッテリーシステムを採用した⁽⁸⁾。

回生と油圧ブレーキの配分を制御する油圧協調回生ブレーキシステムの搭載によって、従来に比べて、減速時の回生エネルギーの回収率が11%向上し、全減速エネルギーの57%を回収することが可能になった(LA-4 Mode)。リチウムイオンバッテリーシステムにより、従来のウルトラキャパシタシステムに比べ、燃料電池スタックの出力を最大出力で長時間アシストすることが可能になった(Fig. 14)。

サイドフロー方式の空冷を採用し、バッテリーパックの1 BOX 化、ECU の1 BOX 化をおこなった結果、ウルトラキャパシタシステムより、重量が40%、容積が50%減少し

2005 model year FCX

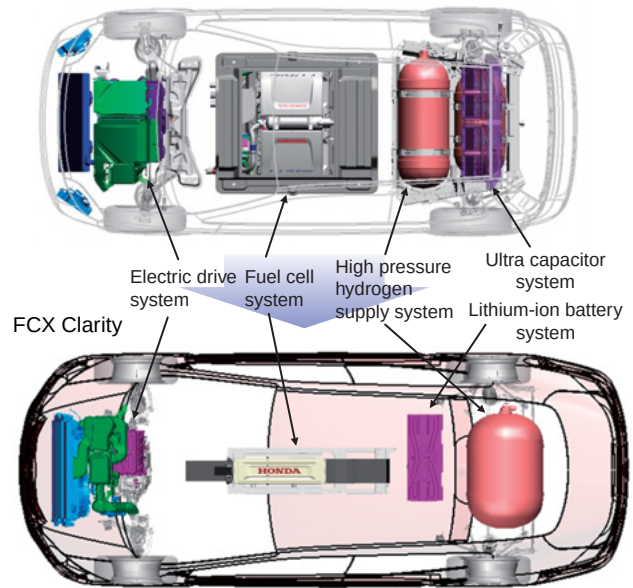


Fig. 13 Comparison of Honda powertrains

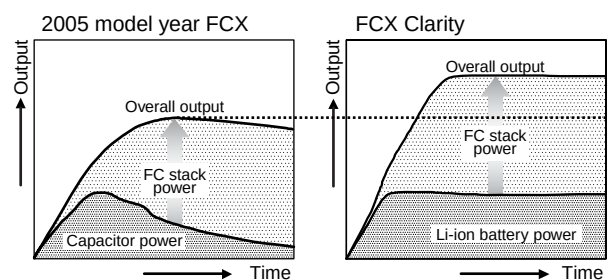


Fig. 14 Assist power characteristic

た。その結果、リチウムイオンバッテリーシステムをリヤシート下に収めることができた。これにより、広々としたリヤシートの居住性、低床および低全高キャビン、機能的なトランクルームを実現した(Fig. 15)。

4.1.4. 高圧水素供給システム

リヤ席の居住性を向上させつつトランクスペースを確保するため、従来は2本搭載していた高圧水素タンクを1本化した。さらに遮断弁、レギュレータ、圧力センサなどの充填、供給システムを、新たに開発したインタンクモジュールに集積した。それにより、高圧水素供給システムの部品点数が74%削減した。その結果、タンク容量を増加させながら、搭載スペース効率を24%向上させた(Fig. 16)。4.1.3. 項のリチウムイオンバッテリーシステムと合わせて、前モデル比3.4倍の457 L(VDA方式)となるトランクルームを実現させた。

5. 車両性能

5.1. 加速性能

燃料電池スタックを高出力化したことに加え、アシスト出力を長時間維持できるリチウムイオンバッテリーを搭載

することにより、トータル出力が向上し、かつ高出力を長時間維持できるようになった。新設計の駆動モータは最高出力が100 kWへ向上し、高回転域まで最高出力が維持されるので、発進直後から高車速域まですべての領域で高い駆動力を生み出す。

Fig. 17 に車両の加速度の立ち上がり特性を示す。電気モータの特性として低回転から最大トルクを発生できるため、加速度の立ち上がり早い。またギヤが変速することなくトルクを発生し続けるため滑らかに途切れなく加速する。発進加速時間は34%(9.7秒, 0-60 mile/h)、追い越し加速時間は75%(5.9秒, 50-70 mile/h)前モデルより向上し、力強く滑らかにどこまでも伸びていく加速フィールを実現している(Fig. 18)。

5.2. 効率と燃費

FCXクラリティは、燃料電池システムの発電効率の向上、およびリチウムイオンバッテリーと油圧協調回生ブレーキシステム搭載したことによる回生エネルギーの回収率の向上によって、走行エネルギー効率60%を達成した(LA-4 Mode)。これはガソリン車の3倍以上、ハイブリッド車の2倍以上の効率である(Fig. 19)。

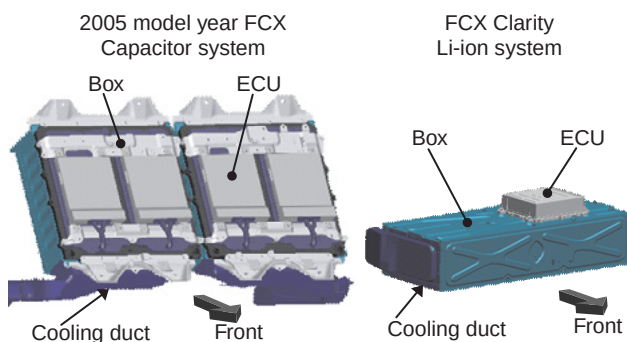


Fig. 15 Comparison of assist batteries

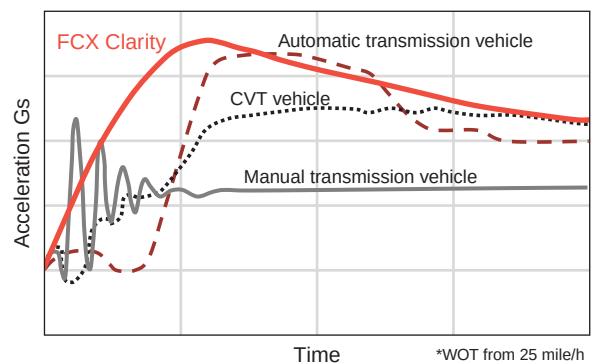


Fig. 17 Takeoff acceleration

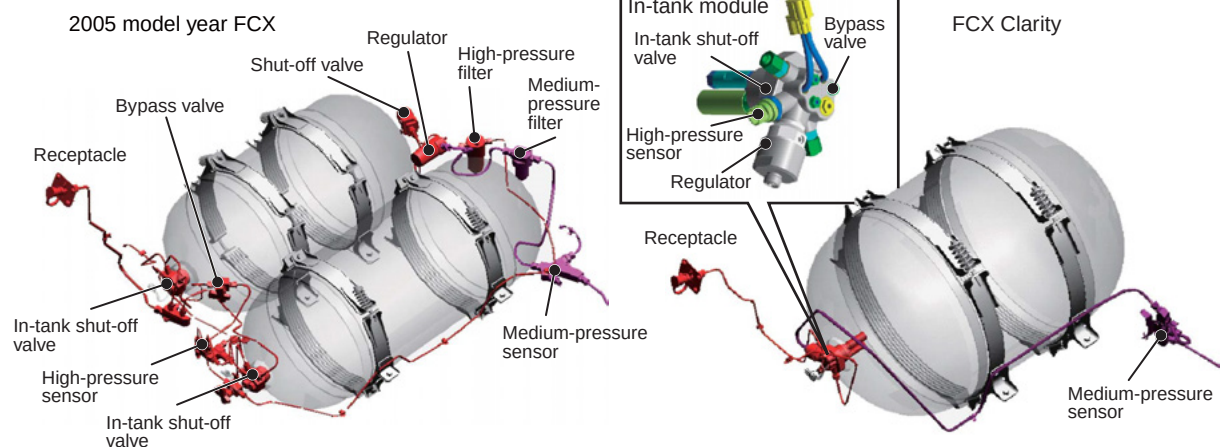


Fig. 16 Hydrogen supply system

走行エネルギー効率が向上したことに加え、走行抵抗の低減と車両の軽量化がなされたことにより、燃費性能は前モデルより 26%向上した(EPA combine)。小型高出力 V Flow FC スタックをはじめとする燃料電池パワートレインのコンパクト化によって低床セダンプラットフォームが実現できたことが、走行抵抗の低減に貢献している。

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ことができる。FCX クラリティおよびFCX クラリティと同じサイズの小型ガソリン車、小型ハイブリッド車を比較した(EPA combine)。FCX クラリティの燃費は、小型ガソリン車の 2.1 倍、小型ハイブリッド車の 1.4 倍にあたる 72 mile/kg-H₂ を達成した(Fig. 20)。

5.3. 航続距離と充填時間

燃費性能の向上に加え、水素タンク容量が前モデルより 14 L 増えたことにより、航続距離は30%向上して、280 mile となった(EPA combine)(Fig. 21)。これによりレシプロエンジン車に遜色ない航続距離を実現した。

航続距離は、燃料電池車のみならず電気自動車の課題でもある。1990年代の半ばに、自動車会社各社が電気自動車(pure EV)の開発を進めた。しかし電気自動車は、航続距離

の短さと充電時間の長さが課題となり、数多くは普及しなかった。近年、リチウムイオン電池の登場によりバッテリー性能が向上し、電気自動車の可能性が再び注目され始めている。そこで、1997 年に開発した Honda EV PLUS に搭載されている Ni-MH バッテリーを、最新の Li イオンバッテリーに置き換えた場合の航続距離、および充電時間を試算した。

計算した結果、想定した電気自動車の航続距離は約 160 mile となった。電気自動車を充電するには、家庭用の電源で充電した場合で約12時間、クイックチャージの場合でも約 1.5 時間が必要である。

近年のバッテリー性能の向上を考慮しても、航続距離や充填時間において、電気自動車とレシプロエンジン車との間にはまだ隔たりがある。電気自動車はそれらの短所があまり気にならない通勤に適している。一方FCX クラリティは、4分で約4 kgの水素をフル充填可能であり、航続距離や充填時間に制約を受けない、レシプロエンジン車と同等の利便性を持っている。

化石燃料ではなく、水素を燃料とする燃料電池車FCX クラリティは、温室効果ガス CO₂ を全く排出せず、車両性能はレシプロエンジン車に比べて遜色ないレベルである。

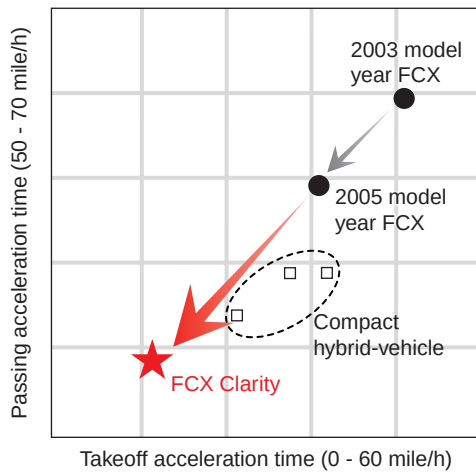


Fig. 18 Acceleration performance

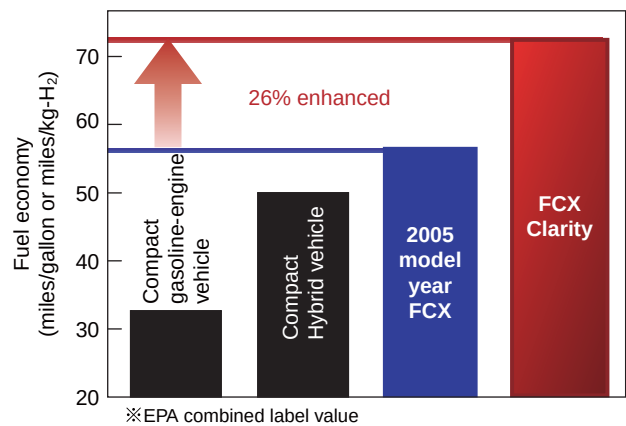


Fig. 20 Vehicle fuel economy

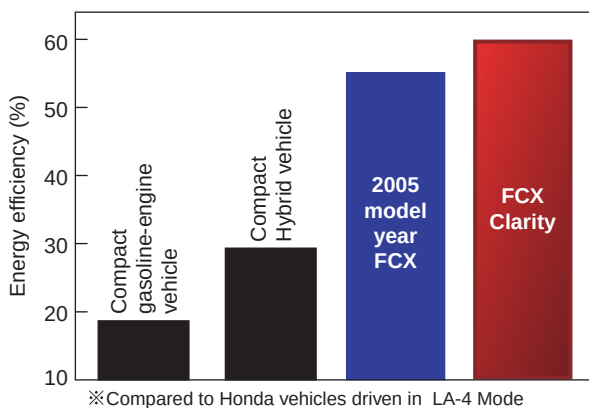


Fig. 19 Vehicle energy efficiency

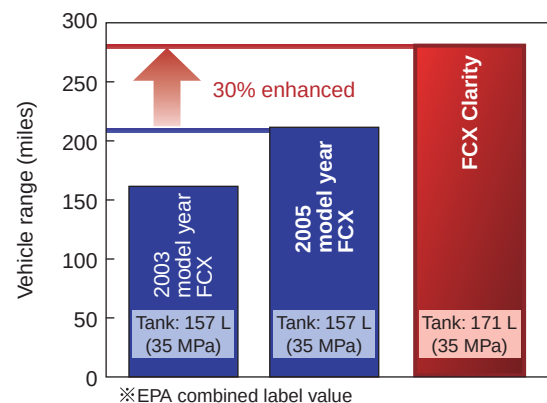


Fig. 21 Vehicle range

6. まとめ

FCX クラリティ用燃料電池パワートレインは各コンポーネントの小型、軽量および高効率化、電動駆動システムの高出力化、リチウムイオンバッテリー採用によるエネルギー回生およびアシスト性能の向上という技術により以下の項目を実現した。

- (1) 燃料電池システムをセンタートンネルに配置した低床セダンプラットフォームとFCXマルチプレックスメータに代表される未来的なコックピットを実現した。
- (2) 電動駆動システムの前後長短縮、燃料電池システムおよび高圧水素供給システムの小型化、リチウムイオンバッテリーシステムのリヤシート下配置により広々としたフルキャビンが可能となった。
- (3) 加速性能は前モデル比で発進加速時間34%、追い越し加速時間 75%向上した。
- (4) 航続距離は前モデル比 30%増の 280 mile(EPA combine)となった。
- (5) 低温始動性については前モデルより始動可能な温度域が広がり-30℃での低温始動が可能となった。

7. おわりに

FCX クラリティは従来の燃料電池車の車両性能を凌駕した。現時点では世界で最も高い性能を持つゼロエミッションビークル(ZEV)の中の1台である。FCX クラリティの車両性能やデザインなどの魅力は、レシプロエンジン車作り上げてきた魅力の枠を超えた新しい次元に到達した。

2008年7月から米国カリフォルニア州でリース販売が開始された。今後の大量普及への課題はコストの低減へ向けた量販技術の構築である。より多くの地域の、より多くのお客様に燃料電池車のすばらしさを味わっていただけるように、これからもコスト低減と量販のために技術を革新していき、地球温暖化対策やエネルギー問題の解決に貢献していく。

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) 川崎聡志, 内堀憲治, 村上義一, 清水潔, 藤本幸人: 次世代燃料電池スタックを搭載した New Honda FCX の開発, Honda R&D Technical Review, Vol. 18, No.1, p.45-50

- (4) 福嶋達也, 岩井明信, 山口憲隆, 篠木弘明: 燃料電池車FCXクラリティ用駆動モータ, Honda R&D Technical Review, Vol. 21, No.1, p.60-66
- (5) 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
- (6) 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, JSAE 20055734 (2005)
- (7) 斉藤信広, 菊池英明, 中尾靖宏: FCX クラリティ搭載の新燃料電池スタック, Honda R&D Technical Review, Vol. 21, No.1, p.15-22
- (8) 山本康一, 姉川彰博: 燃料電池自動車用リチウムイオン電池システムの開発, Honda R&D Technical Review, Vol. 21, No.1, p.40-45

■ 著 者 ■



松永 稔



福嶋 達也



尾島 邦明



木村顕一郎



小川 隆行

FCX クラリティ搭載の新燃料電池スタック

New Fuel Cell Stack for FCX Clarity

斉 藤 信 広*
Nobuhiro SAITO

菊 池 英 明*
Hideaki KIKUCHI

中 尾 靖 宏**
Yasuhiro NAKAO

要 旨

燃料電池車のコア技術である燃料電池スタックにおいて、軽量・コンパクト化と高出力化を達成した Honda 独自の構造からなる新燃料電池スタック (V Flow FC スタック) を開発した。V Flow FC スタックが開発できたことで、燃料電池スタックをセンタートンネルに搭載する V Flow FC プラットフォームが構築でき、FCX クラリティという本格的セダンのレイアウトが可能となった。

V Flow FC スタックは、V Flow セル構造および Wave 流路セパレータ、1BOX スタック構造という新しい構造からなり、従来の燃料電池スタックと比較して、容積出力密度を50%、重量出力密度を67%向上させることができた。また、この新しい構造により生成水の排出性を向上させ熱容量を低減したことで、低温時の始動特性を向上させることができた。さらに、セルを構成する MEA とセパレータの連続生産および積層の自動化、部品点数の削減をおこなったことで生産性を向上させることができた。

ABSTRACT

In order to achieve weight savings, increased compactness, and higher power output from the fuel cell stack that functions as the core technology for a fuel cell vehicle, Honda has employed a unique configuration in the development of its new V Flow FC stack. The development of the new FC stack has enabled the realization of a V Flow FC platform in which the FC stack is positioned in the center tunnel. This has in turn enabled the use of a full sedan layout.

Based on a V Flow cell structure and wave flow channel separators, and employing a one-box stack configuration, the V Flow FC stack achieves a 50% increase in volume output density and 67% increase in weight output density against the previous FC stack. In addition, the new configuration has increased water drainage capacity, which has reduced heat mass and resulted in enhanced low-temperature startability. Continuous production and automated layering of the MEA and separators that comprise the cells, in addition to a reduction in the number of parts, have enabled the achievement of increased productivity.

1. まえがき

燃料電池は地球温暖化やエネルギー問題に対応するため、CO₂ や有害物質をいっさい排出しない循環型クリーンパワープラントとして期待されている。また、燃料電池車は燃料電池から電気を取り出しモータを駆動するというシステムであることから、Honda はパワープラント搭載位置および出力特性により、新しい価値のクルマを創造できると考え、燃料電池の研究開発に取り組んでいる。

1999 年 9 月に自社開発の燃料電池スタックを燃料電池実験車に搭載して以来、2003 年 10 月にはシール一体金属セパレータとアロマトミック電解質膜という部材を開発し、高出力密度化と寒冷地での始動を可能にした Honda FC ス

タックを発表した⁽¹⁾。

引き続き燃料電池スタック構造のさらなる改良に取り組んだ結果、Honda 独自の構造である V Flow セル構造および Wave 流路セパレータ、1BOX スタック構造を開発し、容積出力密度を50%、重量出力密度を67%向上させた。この Honda 独自の V Flow FC スタックとそれをセンタートンネルに搭載する V Flow FC プラットフォームを採用した FCX コンセプトを 2006 年 9 月に発表した。そして、2007 年 11 月には FCX コンセプトを具現化した FCX クラリティという本格的セダンを発表し、2008 年 6 月に生産を開始した。

本稿では、軽量・コンパクト化を達成し、出力および低温時の始動特性、生産性を向上させた V Flow FC スタックについて紹介する。V Flow FC スタックのカットモデルを

* 四輪開発センター

** ホンダエンジニアリング株式会社



Fig. 1 Cut-away model of V Flow FC stack

Fig. 1に示す。ここで図中の赤色部分は水素およびその流れを、青色部分は空気およびその流れを示す。

2. 燃料電池とは

固体高分子型の燃料電池は Fig. 2 に示すように、固体高分子電解質膜を用い水素と酸素との電気化学反応によって化学エネルギーを電気エネルギーに直接変換するものである。

水素極(－)： $\text{H}_2 \rightarrow 2\text{H}^+ + 2\text{e}^-$

酸素極(＋)： $1/2\text{O}_2 + 2\text{H}^+ + 2\text{e}^- \rightarrow \text{H}_2\text{O}$

水素イオンを伝導する固体高分子電解質膜を二つの電極層(水素極/酸素極)と拡散層で挟み、膜電極接合体⁽²⁾(Membrane Electrode Assembly：MEA)を形成し、このMEAを2枚のセパレータで両側から挟んで1個のセルを形成する。1セルでは開回路時でも理論電圧1.23Vを超える電圧は得られないので、Fig. 3に示すようにセルを積層し、ひとつひとつのセルが発電することで大きな電圧を発生す

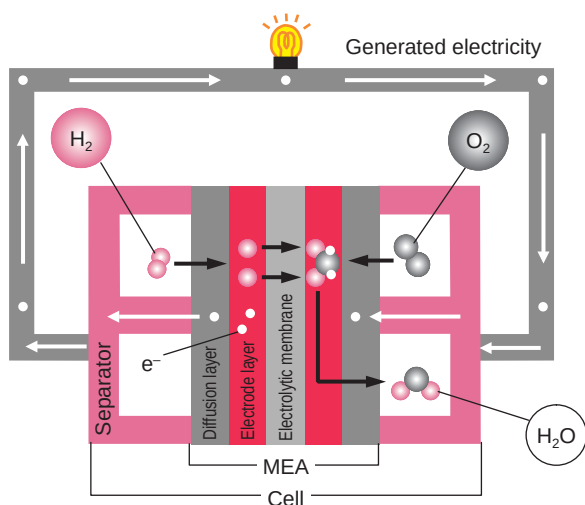


Fig. 2 Mechanism of electricity generation in fuel cell stack

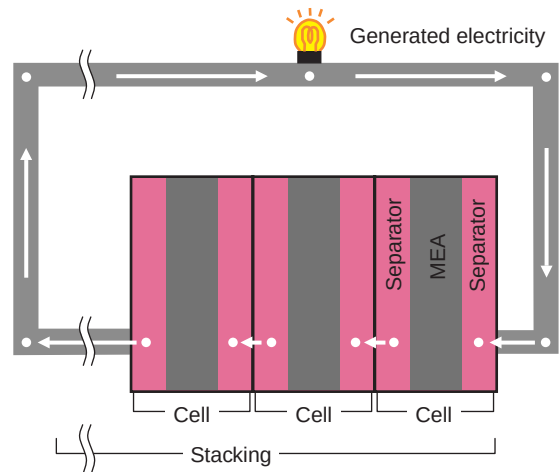


Fig. 3 Fuel cell stack configuration

るようにしている。したがって電圧はセルの積層数により、電流はセルの電極面積によって決まるので、出力を高めるには積層数を増やすか電極面積を拡大する必要がある。

3. 開発の目標

燃料電池車を開発するねらいは以下の通りである。

- (1)地球温暖化やエネルギー問題の課題を解決する。
- (2)クルマの未来を変える新しい価値を提示する。
- (3)大量普及にむけた量産技術を検証する。

よって、新しい燃料電池スタックの開発に際しては、以下の4点を開発の主要な目標とした。

- (a) 軽量・コンパクト化
- (b) 出力および発電安定性の向上
- (c) 低温始動性の向上
- (d) 生産性の向上

4. V Flow セル構造

燃料電池においてセルを発電させるためには、発電面に水素および空気を連続して供給することが必要である。しかし、水素と酸素が反応することで生成された水がガス流路に滞留するとガスの流れが阻害され、発電面への均等な水素および空気の供給ができなくなり発電が不安定になる。

また、燃料電池スタックをコンパクトにするためには、水素および空気の両ガス流路深さを浅くすることでセル厚さを低減することが必要である。しかしながら、水素および空気のガス流路を浅くすると生成水が流路に付着する力の割合が増し、生成水が滞留しやすくなる。そのためガス流路深さはガス流路への生成水の付着力と生成水の排出力に対して、以下のような関係となる(Fig. 4)。

流路深さ＝生成水の付着力／生成水の排出力

したがって、安定した発電性能とガス流路深さ低減を両立するためには、ガス流路深さ低減で生成水の付着力の割合が増した分、生成水の排出力を高めることが必要である。そこで、従来の Honda FC スタックは水素や空気を横方向に流すセル構造なのに対し、水素や空気を縦方向に流す V Flow セル構造を開発した。この構造により、従来の水素および空気を横方向に流す場合は生成水の排出力がセルの入口と出口の圧力差のみであるのに対して、縦方向に流すことで圧力差に加えて重力も利用することができることとなり、生成水の排出力を高めることが可能となった。これにより流路深さを浅くしても、安定した発電を持続させることが可能となった(Fig. 5)。この結果、従来に対して溝深さを 17%縮小することができた(Fig. 6)。

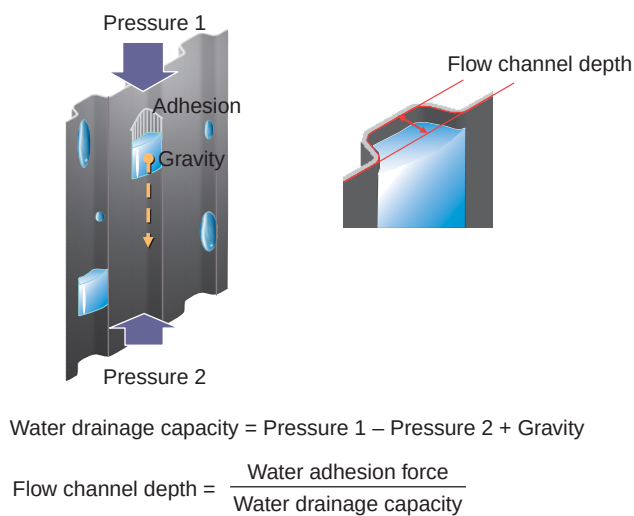


Fig. 4 V Flow cell structure

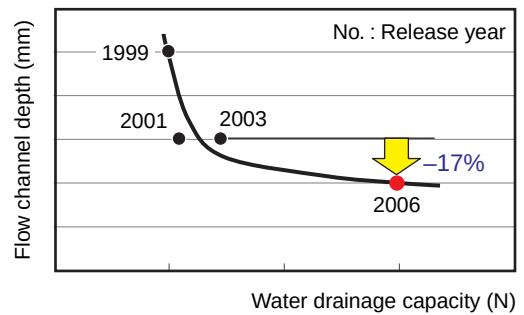


Fig. 6 Comparison of flow channel depth

5. Wave 流路セパレータ

発電性能は発電面に水素および空気、冷媒を均等に流すことで性能を最大限に引き出すことができる。特に、冷媒が均一に流れないと MEA の局部に高温部分が生じ、その部分に変化が生じる。

金属プレスセパレータを用いて流路を直線にした場合は、水素および空気、冷媒は同一方向に流す構造となる。その時、水素および空気、冷媒を各セルに分配・導入する連通口は水素および空気、冷媒と三つが並ぶ形状となるため、発電面への水素および空気、冷媒の導入幅が小さくなり、発電面へ均等に供給できなくなるという課題がある。

水素および空気を発電面に均一に供給するには、それぞれのガス連通口のみを上下に配置し、両ガスの導入幅を広くとり発電面の短辺を2分割することが有効であることが判明した。そこで、冷媒を横方向に流すため、流路をWave形状(波形形状)に設定した(Fig. 7)。冷媒を横方向に向けて

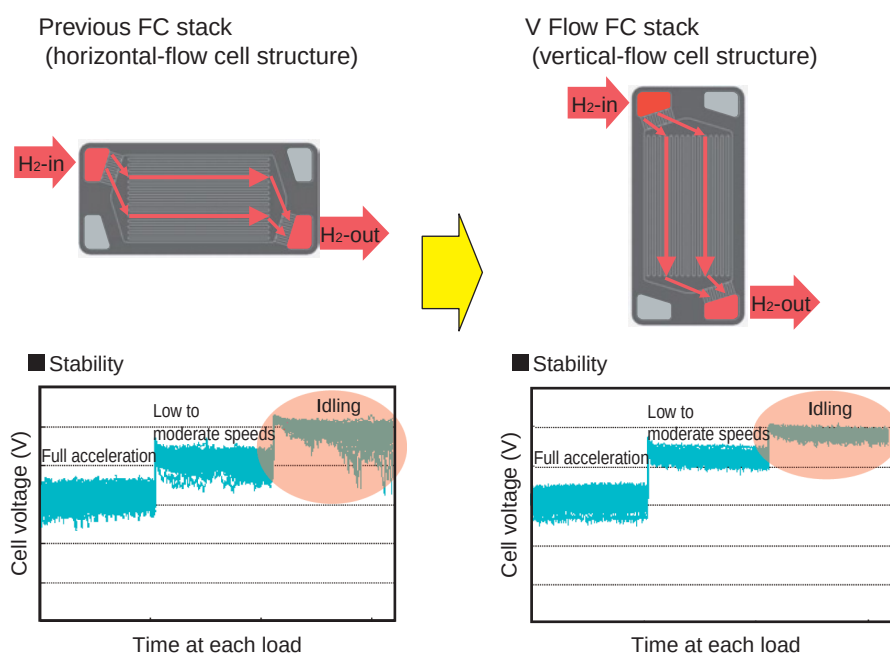


Fig. 5 Comparison of cell structure

水素および空気の流路を立体的に縫うように流す Wave 流路セパレータを開発することによって、両ガスおよび冷媒の導入幅を大きくすることができ面内の供給を均等にすることが可能となった。さらに、Wave 流路は直線流路に比べて一本あたりの流路が長く、しかも流路内の流れに変化を

つけられるため、水素および空気の拡散性を向上させることが可能となる (Fig. 8)。

その結果、電極層全面に水素および空気をいきわたらせることができ発電面を有効に利用することで、直線流路よりも 10% 高い発電性能を実現した。また、冷媒を横方向に流

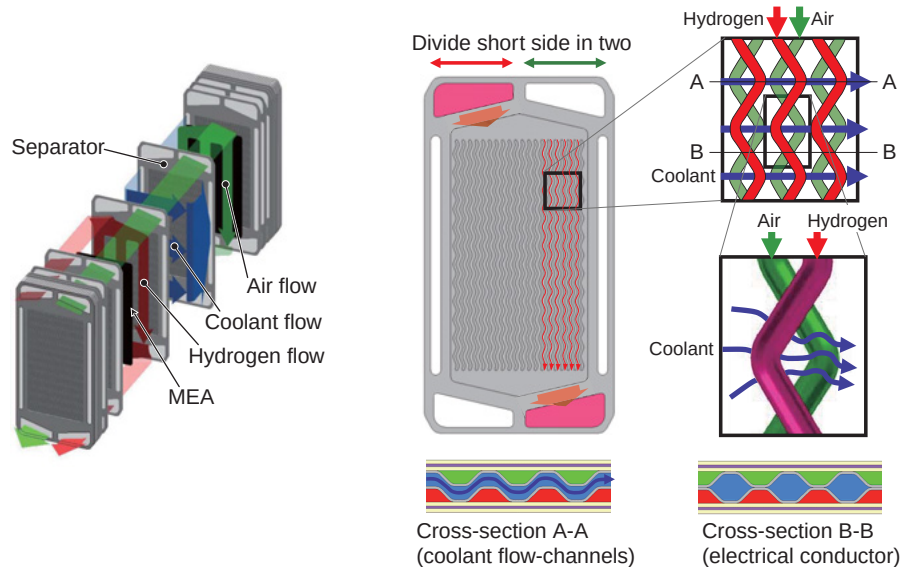


Fig. 7 Wave flow channel separator structure

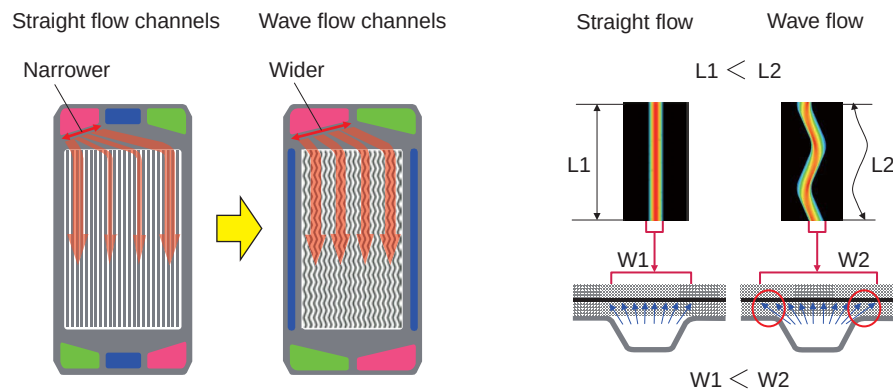


Fig. 8 Enhanced hydrogen-air distribution

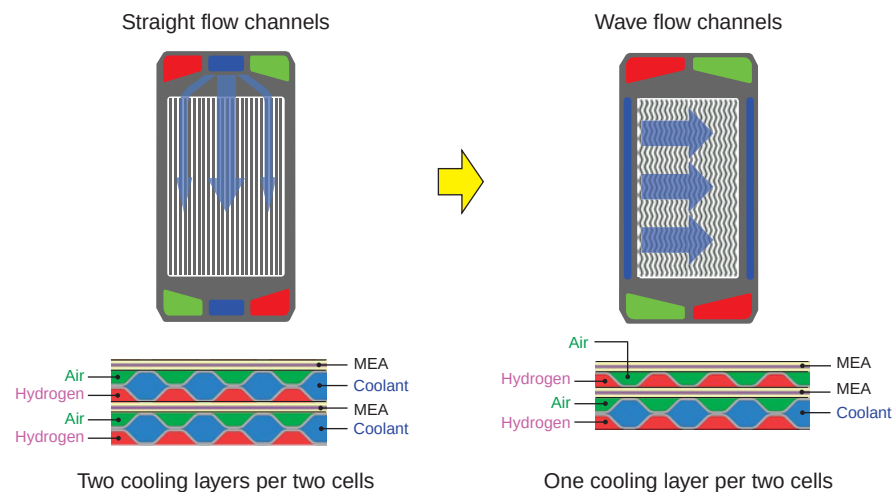


Fig. 9 Enhanced coolant distribution

し発電面を均等に冷却することが可能となったことで、従来は各セルに必要な冷却層を1/2に削減でき、2枚のMEAに対して必要なセパレータを4枚から3枚に減らすことができた(Fig. 9)。これにより、スタック積層長を20%短縮し、重量を30%低減することができた(Fig. 10)。

6. 1BOX 構造

V Flow セル構造と Wave セパレータという二つの技術をもってセル厚さを低減させたことで、従来二つの BOX に

分けて搭載していた燃料電池スタックを一つの BOX にすることが可能となった(Fig. 11)。その結果、従来比で容積出力密度を50%、重量出力密度を67%向上させパッケージ性を向上させることができた(Fig. 12)。

Honda FC スタックの進化を Table 1 に示す。容積出力密度 1.92 kW/L という性能を達成し、1BOX スタック構造としたことで、センタートンネルに燃料電池スタックを搭載する V Flow FC プラットフォームを構成した FCX クラリティという本格的セダンのレイアウトが実現できた。

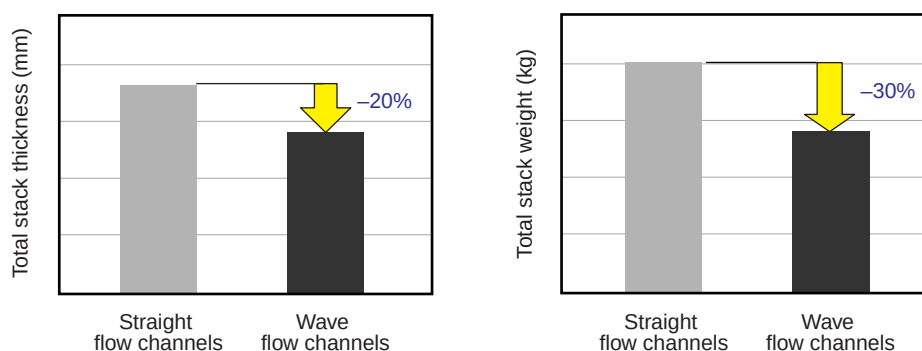


Fig. 10 Reduction of stack thickness and weight

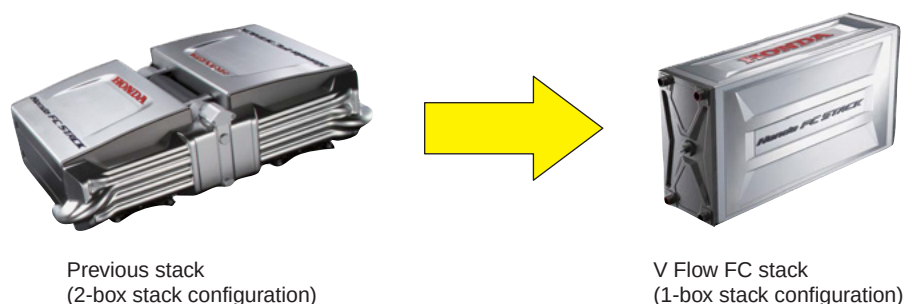


Fig. 11 Evolution of stack configuration

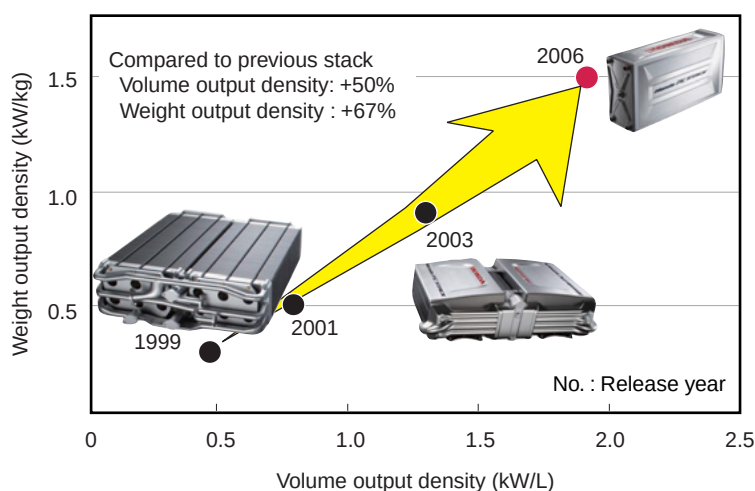


Fig. 12 Comparison of stack output density

Table 1 Evolution of Honda fuel cell stack

Release year	1999	2003	2006
Appearance			
Output	60 kW	86 kW	100 kW
Volume	134 L	66 L	52 L
Weight	202 kg	96 kg	67 kg
Electrolytic membrane	Fluorine electrolytic membrane Operating temperature: 0 °C - 80 °C	Aromatic electrolytic membrane Operating temperature: - 20 °C - 95 °C	Aromatic electrolytic membrane Operating temperature: - 30 °C - 95 °C
Stack configuration	Bolt-fastened configuration	Panel box configuration	1-box stack configuration
Cell structure	Machined carbon separators Separate seals	Stamped metal separators with unitized seals	V Flow cell structure Wave flow channel separators

7. 低温始動性の向上

従来の Honda FC スタックにおいては、膜抵抗を 1/2 としたアロマトミック電解質膜と熱伝導性に優れた金属プレスセパレータを適用することで、- 20°Cでの発電始動を可能とした。

さらなる適用地域拡大を目的に本燃料電池スタックでは、V Flow セル構造によって生成水の排出性を高めたことと、熱容量を40%低減させたことで(Fig. 13)、始動時の出力性能を向上させた。熱容量の低減は Wave 流路セパレータにより冷媒量およびセパレータ数を削減できたこと、1BOXスタック構造による BOX 部品数を削減したことで達成できた。これにより、- 20°C始動時における 50%出力に到達する

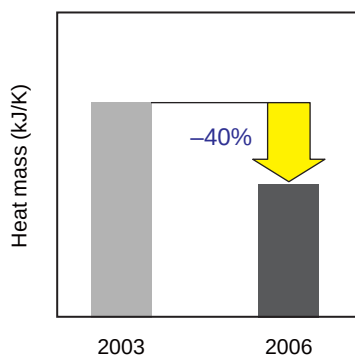


Fig. 13 Comparison of heat mass

る時間は従来と比べて1/4に短縮することができ(Fig. 14)、- 30°Cでの始動も可能となった。

8. 生産性の向上

燃料電池スタックは、何百という多くのセルを積層する構造となっているため、セル部品の生産性向上が課題となる。そこでセルを構成する MEA とセパレータおよびセルの積層について、生産性を向上させるための生産技術とそれに適した仕様の開発をおこなった。

従来の MEA は拡散層で挟む前の電極付電解質膜

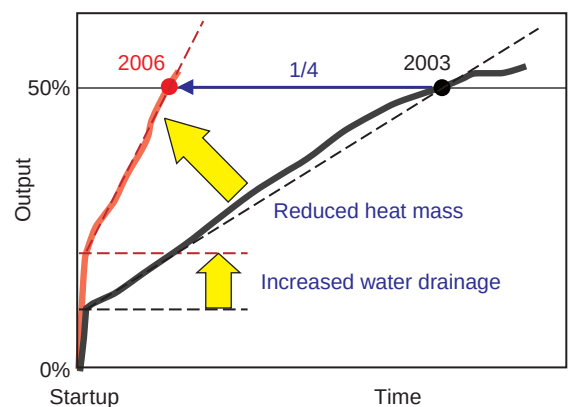


Fig. 14 Comparison of low-temperature performance (-20°C operation)

(Catalyst Coated Membrane: CCM)を作成するために、支持フィルムに電極を塗工した後、電解質膜に電極をホットプレスをして転写していた。これに対してロール状の電解質膜に決められた形状で直接電極を形成するパターン電極直接塗工法を開発したことで CCM 生産の連続化をおこなった (Fig. 15)。さらに、金属プレスセパレータは1枚1枚の板材を順次パッチ式にプレスしていた工程をコイル材を用いた順送プレスに進化させて連続化を図った (Fig. 16)。

従来 MEA は破損しやすく積層時の取り扱いが非常に困難であったが、2枚の MEA と3枚のセパレータで構成する2セルを1ユニットとして取り扱うことで本棚に本を並べるようなロボットによる自動積層が可能となった (Fig. 17)。

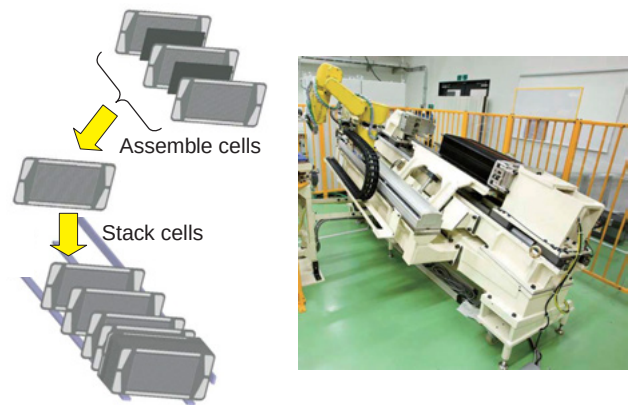


Fig. 17 Cell stacking process

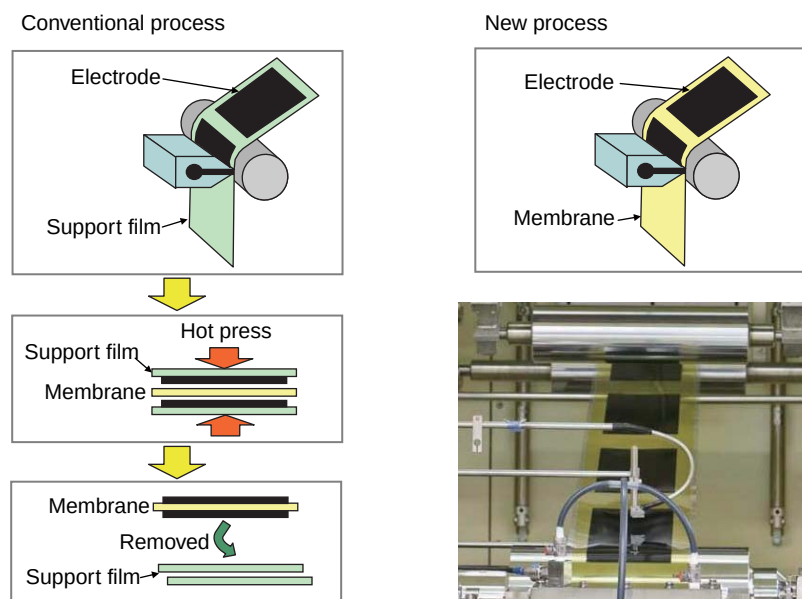
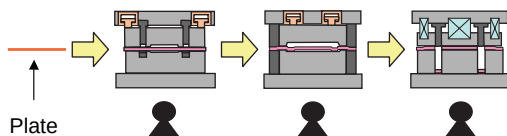


Fig. 15 Electrode coating process

Conventional process



New process

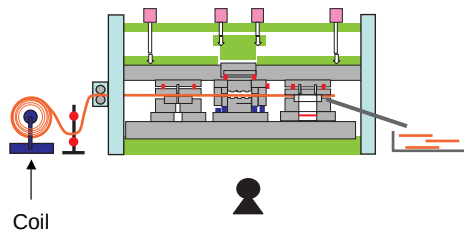


Fig. 16 Separator stamping process

また、冷却層を削減したことと、1BOX スタック構造とすることで部品点数の削減をおこなった。

以上のような生産技術とそれに適した仕様を開発することで連続生産が可能となり生産性の向上が図れた。

9. まとめ

先進的なデザインを実現した FCX クラリティにおいて、V Flow FC プラットフォームの核となる V Flow FC スタックの重要な技術についてまとめると、

- (1) 水素および空気を縦に流す V Flow セル構造を開発したことで、生成水の排出性を向上させることができ、発電安定性を保ったままコンパクト化が図れ、低温始動性も向上した。
- (2) 発電面への水素および空気、冷媒を均等に供給し冷却層の削減を可能にした Wave 流路セパレータを開発したことで、軽量・コンパクト化と出力および低温始動性の向上が図れた。
- (3) セル厚さを低減し軽量・コンパクト化を達成したことで、従来の 2BOX スタック構造から 1BOX スタック構造を可能とし、燃料電池スタックをセンタートンネルに搭載することが可能となった。
- (4) セルを構成する MEA とセパレータの連続生産および積層の自動化、部品点数の削減をおこなったことで生産性の向上が実現できた。

参考文献

- (1) 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
- (2) 竹中啓恭: 原理と電極反応, 燃料電池技術とその応用, テクノシステム, p.91(2000)

■ 著 者 ■



斉藤 信広



菊池 英明



中尾 靖宏

FCX クラリティ用電動シフトの紹介

Electric Shift System for FCX Clarity

林 徹 也*
Tetsuya HAYASHI
九 鬼 廣 行*
Hiroyuki KUKI

鴨 志 田 徹*
Tooru KAMOSHIDA
片 桐 好 浩*
Yoshihiro KATAGIRI

米 山 竜 也*
Tatsuya YONEYAMA

要 旨

Honda の先進技術を集めた FCX クラリティ用電動シフトを開発した。Shift by wire (SBW) シフタは使いやすい荷重、ストロークを実現し、適切なサイズとすることにより先進デザインを成立させた。トランスミッションのパーキングギヤのロック、解除にはパーキングアクチュエータを使い、Electric control unit (ECU) による制御で迅速な応答性を実現した。また、SBW シフタやパーキングアクチュエータコントロールユニットの冗長化により信頼性を確保すると共にバッテリー上がりによる電源供給停止に対して代替手段を備えた。

ABSTRACT

An electric shift system has been developed for the FCX Clarity, a vehicle incorporating numerous Honda advanced technologies. Optimizing the size of the shift-by-wire (SBW) shifter and setting an operation load and stroke that make the shift easy to use has enabled the realization of an advanced design. A parking actuator has been used to lock and release the transmission parking gear, and control by means of an electronic control unit (ECU) has enabled the achievement of fast responsiveness. The engineering of redundancy into the SBW shifter and parking actuator control unit has helped to ensure reliability. In addition, an alternative means of operating the parking gear has been provided in the event that the battery stops supplying power.

1. まえがき

自動車の環境負荷低減の解決手法として電気自動車や燃料電池自動車の開発、普及を進める必要がある。Honda は 2002 年に日米で量産燃料電池自動車 FCX のリースを開始し、その後もさらなる性能の進化、向上に努めてきた。一方オートマチックトランスミッションのシフタはインストールメントパネルやセンタコンソールに配置されていて、より操作性に優れた配置や先進デザインを実現するため、近年、電動シフトが市場に出始めている。電動シフトの採用により配置や操作形式の自由度が増したため、最適な操作性と先進デザインのより高いレベルでの両立が可能である。

本稿では、FCX クラリティの目指した未来感覚の操る楽しさを実現するために開発した電動シフトを紹介するとともに操作性と先進デザインの両立を実現するために採用した技術要素について解説する。

*四輪開発センター

2. 開発のねらい

電動シフト開発に際して以下の点を主要なねらいとした。

- (1) 操作性に優れたシフタの実現
- (2) メータバイザー一体先進デザインシフタの実現
- (3) ドライバの操作に対する迅速な応答性

3. システム構成

3.1. 全体構成

電動シフトシステムの全体構成を Fig. 1 に示す。ドライバがシフトポジションを操作する Shift by wire (SBW) シフタはメータバイザー内に配置した。

電動シフトの制御はシフタ信号、ポジションセンサ信号入力とパーキングアクチュエータコントロールユニット信号入出力など電動シフト系入出力だけでなく、ブレーキ信

号、アクセルペダル信号、車速信号などが必要となることから、パワープラント系全体の制御をおこなうElectric control unit(ECU)で処理する構成とした。制御ブロック図をFig. 2に示す。

ECUとパーキングアクチュエータを制御するパーキングアクチュエータコントロールユニットはインストルメントパネル内側に配置した。また、トランスミッションのパーキングギヤをロック、解除するパーキングアクチュエータはエレクトリックモータケース上に配置した。

3.2. SBWシフタ

SBWシフタおよびパーキングスイッチの外観をFig. 3に示す。SBWシフタのノブはハンドルから手を少し伸ばして届く位置に配置し、デザイナーと一緒に複数案のノブ形状

を作り、操作性の検証をおこなって指先で操作しやすい形を決定した。SBWシフタ本体はメータ横のメータバイザと一体化したデザインに対応するため、適切なサイズとした。

SBWシフタの構造をFig. 4に示す。ドライバの操作を電気信号に変換するセンサ部を機構部と別体とし、操作に伴う荷重は機構部で受け、センサ部に影響を及ぼさない構造としている。

SBWシフタの操作は複数のセンサ信号に変換されて直接ECUに入力される。センサ故障による誤選択を防止するため、センサ出力パターンは各ポジションとも、センサ信号の組み合わせで構成した。

SBWシフタのシフトパターンをFig. 5に示す。操作開始位置と各ポジションへの操作パターンを常に同じとするため⁽¹⁾、シフトノブから手を離すと元の位置に戻るホーム

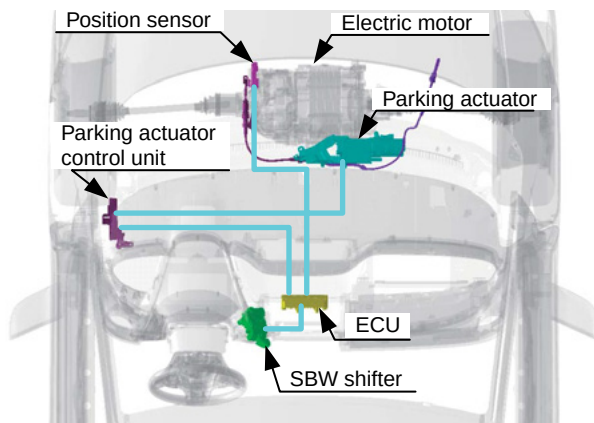


Fig. 1 SBW system layout

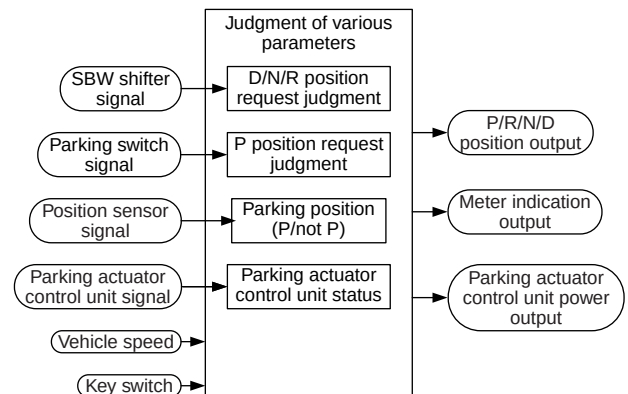


Fig. 2 Control system block diagram



Fig. 3 SBW shifter

ポジションを設けている。Dポジションはシフトノブを左下に下げるとスムーズに選択でき、RポジションはU字に動かすことで誤操作しにくいパターンとした。また、どのポジションからもPポジションへ操作することができるパーキングスイッチをSBWシフト下に配置し、ドライバの動作時間の短縮を実現した。シフトパターンのデザインは複数案から視覚的に理解しやすいという観点で検証し、それぞれのポジションへのシフトノブの動かし方を矢印で表現したデザインに決定した。

3.3. パーキングアクチュエータ

パーキングアクチュエータの構成を Fig. 6 に示す。パーキングアクチュエータはコントロールワイヤを介してパーキングギヤのロック、解除をおこなう。

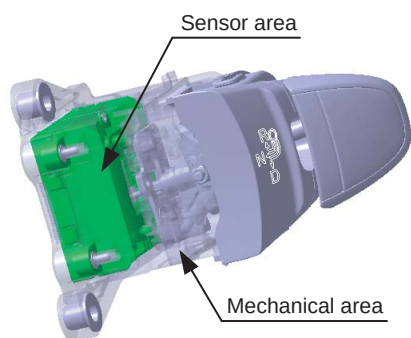


Fig. 4 Configuration of SBW shifter



Fig. 5 Shift pattern

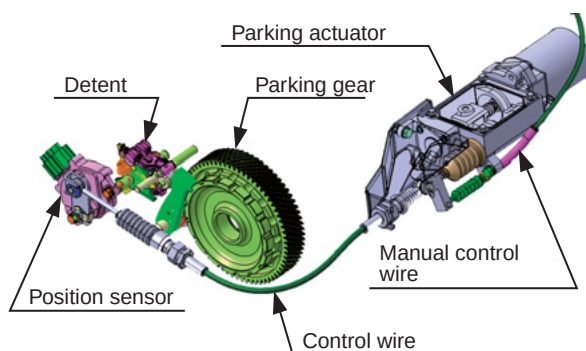


Fig. 6 Parking actuator layout

パーキングアクチュエータの構造を Fig. 7 に示す。モータの回転はボールねじによりリニアシャフトのストロークに変換される。また、ボールねじは効率の高さからリニアシャフトの手動ストロークを可能としている。

パーキングギヤのロックおよび解除はディテントにより位置決めされている。パーキングアクチュエータは、ディテントによる位置決めに合わせるため、ボールねじとリニアシャフトの接触部に遊びを持たせてあり、ボールねじの位置やコントロールワイヤなどの寸法ばらつきに影響を受けない構造としている。Fig. 8 と Fig. 9 に一例を示す。

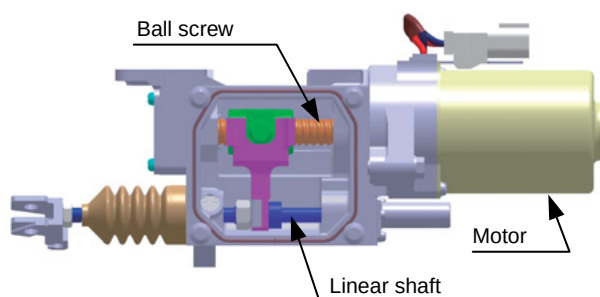


Fig. 7 Parking actuator

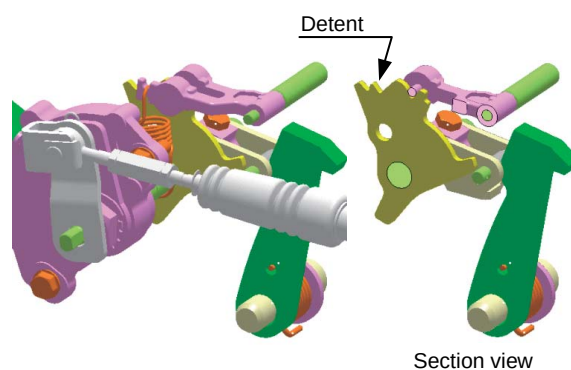


Fig. 8 Transmission detent

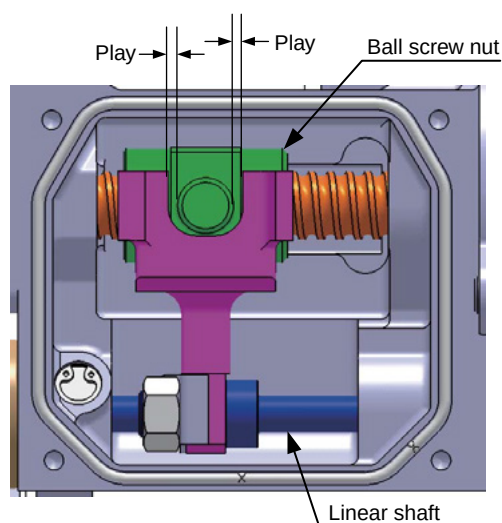


Fig. 9 Play in ball screw nut

バッテリー上がりによる電源供給停止の場合には、手でパーキングアクチュエータを動かし、パーキングギヤを解除するマニュアルコントロールワイヤを備えている。パーキングギヤの手動解除作業の様子をFig. 10に示す。解除時の引き荷重はプラスドライバを使って操作可能な荷重とした。

3.4. パーキングアクチュエータコントロールユニット

電動シフトは従来の機種が機械的に切り替えていたパーキングギヤのロック、解除を電気的におこなうので、電気的な故障が1ヶ所起きてても誤作動したりせず、パーキングギヤのロックの解除ができるように冗長回路を持つ構成とした。



Fig. 10 Parking lock release

4. 電動シフト制御

4.1. ソフトシフトロック制御

オートマチックトランスミッションではブレーキペダルを踏んだまま操作をしないとPポジションから移動できないシフトロック機能を備えている。従来はシフトがパーキングギヤのロックに直結しており、機械的にシフトレバーが動かなくなる構造となっている。SBWシフトではレバー位置が選択したポジションに固定されないので、パーキングロック解除条件を満たさない場合には、SBWシフト操作結果を反映しないという制御手法(ソフトシフトロック)を採用することにより、SBWシフトにソレノイドなどのデバイスを付加することなくシフトロック機能を実現できた。

4.2. 自動パーキングロック制御

オートマチックトランスミッションでは、シフトがPポジションに入っていないとキーが抜けられないようにするキーインターロック機能を備えている。電動シフトでは、キースイッチをI(アクセサリ)にすると同時に、自動的にPポジションに入る制御を採用したので、シフトポジションを意識することなくキー抜き取りが可能となった。

4.3. P/D/R インヒビット制御

オートマチックトランスミッションでは誤操作(走行中にPポジション、逆方向ポジション選択操作)があっても故障や、車両が不安定な状態にならないようにする制御が必要である。電動シフトでは、高い車両速度での逆方向ポジションへの操作は選択を無効として、Nポジションに入る制御とし、また、走行中のPポジションへの操作についてはPポジション選択を無効として、操作前のポジションを維持する制御とした。

4.4. 電動シフト操作アシスト

電動シフトは従来のオートマチックトランスミッションとは操作方法が異なるので、シフト操作と反映結果が異なる場合はマルチインフォメーションディスプレイに情報を表示し、ドライバーに操作方法を知らせるようにした。

Fig. 11 から Fig. 13 に表示の例を示す。

4.5. フェールセーフ制御

電動シフトでは、故障した場合の誤選択、誤作動などの場合、車両を安全に制御するため、各要素の故障を確実に検出して故障表示し、続けて故障が起こった時はSBWシフト操作を反映しない制御とした。



Fig. 11 Shift lock in operation



Fig. 12 R inhibitor in operation



Fig. 13 P inhibitor in operation

5. 性能

5.1. SBW シフタ特性

SBW シフタ操作の操作荷重・ストロークと主観評価結果を Fig. 14 に示す。SBW シフタの操作荷重、ストロークを変化させて検証をおこない、評点が高かった荷重 4.9 N、ストローク 7 mm とした。また、シフトノブをホームポジションへ自動的に戻す荷重も最適に設定され操作荷重と両立した。

5.2. パーキングアクチュエータ特性

パーキングアクチュエータはトランスミッションのポジションセンサ信号で現在の位置を認識し、ECUの指示するポジションに応じて作動する。ポジションの切替わりはポジションセンサ信号で認識してモータを停止し、リニアシャフトだけを遊動させトランスミッションのディテントにてリニアシャフトを停止している。ポジションの切替わりはPポジションから他のポジションに切り替えた場合においても迅速な応答性を有する。Fig. 15 に一例を示す。

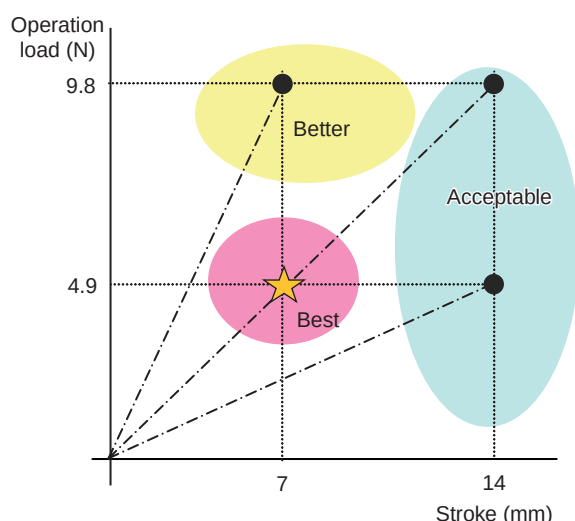


Fig. 14 Rating of SBW shifter operation

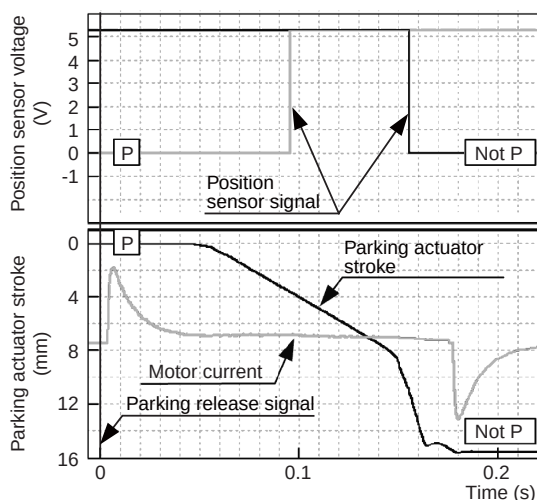


Fig. 15 Example of parking actuator control

6. まとめ

2007 年 11 月に発表された FCX クラリティ用として電動シフトを新たに開発し、最適な操作性と先進デザインを両立させた。

- (1) SBWシフタ用の新しいシフトパターンや最適荷重、ストロークにより、使いやすさが実現できた。
- (2) SBWシフタを適切なサイズとすることにより、ハンドルからすぐに手が届き、視認性に優れた位置であるメータ横に配置したメータバイザー一体先進デザインを実現できた。
- (3) 各ポジションへの切り替えは迅速な応答性が実現できた。

今後は、さらなる改良を重ねて、電動シフトをより多くの車に搭載できることを目指して開発をおこなってきたい。

参考文献

- (1) 関口純子, 木挽康志, 井上雄二, 伊東卓, 神尾茂: ハイブリッド車両用シフトバイワイヤシステム, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.68-04, p.13-16(2004)

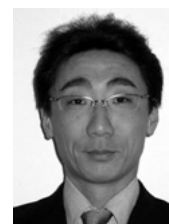
■著 者■



林 徹也



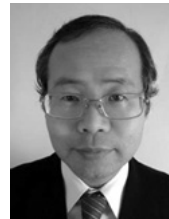
鴨志田 徹



米山 竜也



九鬼 廣行



片桐 好浩

FCX クラリティ用温度調節機能付きシート

Heated and Cooled Seat for FCX Clarity

西 出 治 宝*	吉 川 賢 一*
Harutomi NISHIDE	Kenichi YOSHIKAWA
中 川 和 久*	江 崎 秀 範*
Kazuhisa NAKAGAWA	Hidenori ESAKI

要 旨

究極のクリーン性能を実現する燃料電池車 FCX クラリティにふさわしいエコで快適な車室内空調を実現するため新素材 Honda バイオファブリックを表皮に用いて温度調節機能付きのシートを開発した。

US仕様はフロントシートのみ、日本仕様はフロントシートおよびリヤシート、それぞれのシートクッションおよびシートバックに温度調節装置を設けて、ブロワで吸い込まれた空気を温かくまたは涼しく調整し通気性を持たせたシート表皮層に送風する。

ABSTRACT

Heated and cooled seats have been developed using Honda's new "bio-fabric" material as a covering in order to enable adjustment of the vehicle cabin temperature for occupant comfort in an environmentally-friendlier manner that is appropriate for the FCX Clarity fuel cell vehicle, a vehicle that realizes the ultimate in clean performance. Thermo-control devices have been positioned in the cushions and backs of front seats (both U.S. and domestic specifications) and rear seats.

These devices heat or cool air taken in by a blower, and the air is then directed towards the covering structure of the seat, which has been rendered permeable.

1. まえがき

自動車の石油消費による環境問題への対応として環境負荷物質を排出せず化石資源を消費しない次世代エネルギーを中心とした環境技術に注目が高まっている。

Honda ではエネルギー効率が高く自然エネルギーから造れる水素を使った燃料電池車の開発や、植物由来の成分を含む新素材 Honda バイオファブリックの開発に取り組んでいる。

一方で車室内の快適性向上として乗員と接触し体感性が高いシート座面温度の快適性向上にも取り組んでいる。

皮革製表皮などへのヒートッドシートや 1999 年発売のインサイトへの高通気性表皮(スペースファブリック)2004 年発売の ACURA RL へのベンチレーションシートなどをこれまでに採用し、座面を直接冷暖房する温度調整機能付きシートの研究にも 1995 年から取り組んでいる。

これは即効性が高くエアコンディショナの動力負荷を低減できることから Honda バイオファブリックとの組み合わせ

で開発をおこない FCX クラリティに搭載した。
本稿ではこの技術について紹介する。

2. 開発のねらい

燃料電池車にふさわしい環境性能と快適な冷暖房性能に加えてシート本来の機能や商品性を成立させるため下記 3 項目を開発のねらいと定めた。

- (1) 表皮に Honda バイオファブリックを使用する。
植物由来の成分を添加して作られた布地 Honda バイオファブリックを採用し温度調節シートでは初めての布表皮による自然な触感と風合いを実現するとともに石油依存度の低減によって CO₂ 排出量を削減する。
- (2) 温度調節機能は従来システムより快適にする。
冷房はベンチレーションシートより速く、暖房はヒートッドシートより速く快適にする。ファン騒音および操作性はベンチレーションシートと同等にする。
- (3) 従来シートの機能や商品性を維持する。

*四輪開発センター

従来シートの構造を変えずに温度調節装置を追加してシート本来の機能である走行時の乗員のホールド性や衝突時の乗員拘束性などを維持する。

3. システム構成

3.1. 全体構成

温度調節機能付きシートを搭載した FCX クラリティの外観を Fig. 1 に、シート全体図を Fig. 2 に示す⁽¹⁾。

従来の温度調節機能付きシートではシートクッション内に配置した一つのプロワでシートバックとシートクッションに配置した熱電モジュールに送風しているが、本機ではシートバックとシートクッションのそれぞれに一組ずつのプロワと熱電モジュールおよび座面温度センサを配置した。これにより風量をシートバックとシートクッションで個々に制御することが可能となり冷暖房効率が向上した。また、プロワと熱電モジュールを結ぶ送風ダクトをシートバックとシートクッション間への配置しないため、シートフレームの構造を変えずに温度調節機能を付加することができた。

シートバック用の熱電モジュールには排熱をシート外に



Fig. 1 FCX Clarity



Fig. 2 Heated and cooled seat

導く排気ダクトを設けてシートバック内の熱こもりによる吸気温度の上昇を防止した。

操作スイッチは Fig. 3 に示すようにエアコンディショナ操作パネルの左右に配置することで冷暖房システムとしての認知性を高めた。

3.2. 温度調節装置

シート表面に空気を送るためのプロワと熱電モジュールを Fig. 4 に示すように樹脂製のダクトで連結して一組として、スクリューによってシートフレーム側に追加したブラケットに固定した。

3.2.1. プロワ

薄型で低騒音の DC ブラシレスモータとシロッコファンを用いて商品性を高めた。また Fig. 5 に示すように吸入口に脱着式のフィルタを設けて汚れや異物の侵入を防ぐとともに容易に交換できるようにした。

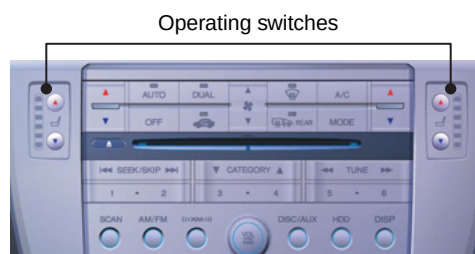


Fig. 3 Location of switches

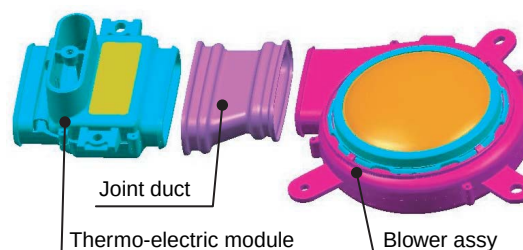


Fig. 4 Thermo-control device

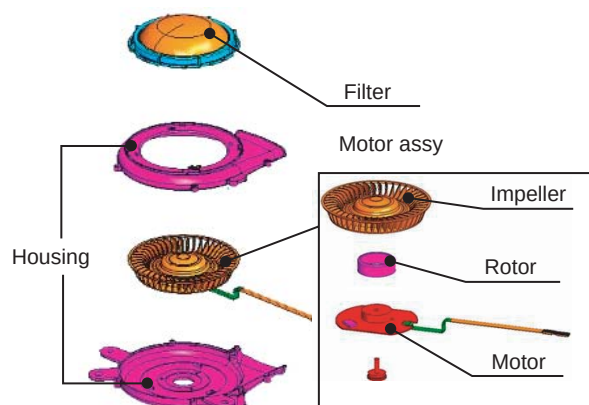


Fig. 5 Blower assy

3.2.2. 熱電モジュール

Fig. 6 に示すように電流の向きで冷却と発熱を切り換えるペルチェ素子の上下に放熱器を設けて樹脂製のハウジングにおさめた。ブロワから送風された空気はペルチェ素子上の放熱器を通過して温度調節され90度向きを変えて上方から、熱交換により不要となる排熱風は横からそれぞれ吐出される。また、ペルチェ素子の電極上に温度センサを設けて表面温度をモニタできる構造とした。

3.3. コントロールユニット

ペルチェ素子の駆動には冷房と暖房で通電する電流の向きを反転させるためにリレーが用いられるが、本機では Field effect transistor (FET) を用いて半導体リレーを構成することで無接点化による耐久信頼性の向上および無音化による商品性の向上をおこなった。

3.4. 送風用通路

Fig. 7 に示すようにシートバックおよびシートクッションそれぞれのパッド表面に溝を設けて、裏側に配置した熱

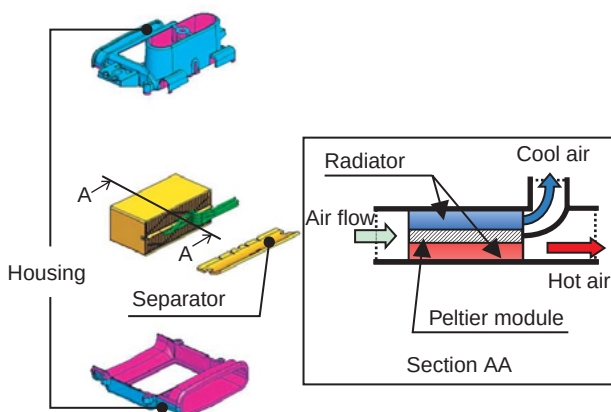


Fig. 6 Thermo-electric module



Fig. 7 Ventilation ditches

電モジュールで温度調節された空気をシート表皮層に配風する。従来の温度調節シートの表皮は皮革製であるが本機では初めて表皮材に布地を使用したため Fig. 8 に示すようにパッドの溝の上に樹脂製のプレートを立てて着座時の溝つぶれによる吐気風量の低下や外観上のくぼみおよび着座時の違和感を防止するとともにプレートの穴の位置と大きさおよび形状を調整して配風効率を高めた。Fig. 9 にプレート有無での Computational fluid dynamics (CFD) による効果解析結果を示す。プレートの追加により着座面中央部の温度が下がり冷房効率が向上していることがわかる。

3.5. 表皮層

表皮層の断面図を Fig. 10 に示す。表皮裏面のワディング層に低密度のウレタンスラブ材を用いることで高通気性と表面のタッチ感を確保した。また、Honda バイオフィブリックを用いた表皮材外観を Fig. 11 に示す⁽²⁾。従来の温度調節シートで使用される皮革表皮と同様のパンチング加工を施すことで高通気性をイメージさせる外観とした。

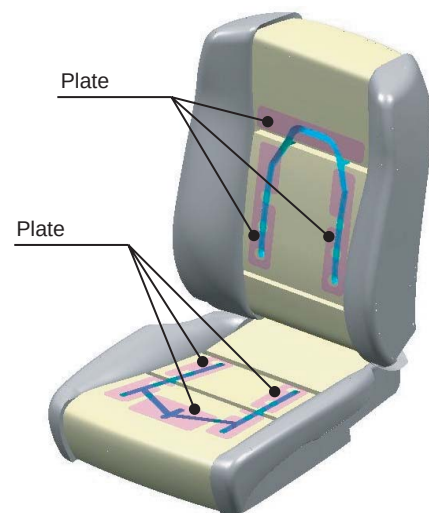


Fig. 8 Plates employed on ditches

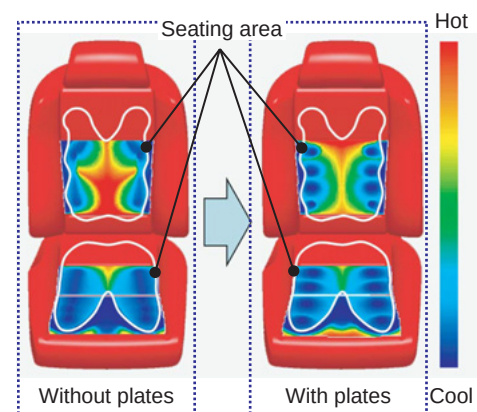


Fig. 9 Results of CFD analysis

3.6. 操作スイッチ

ACURA RL のベンチレーションシート用を流用した。動作状態はLEDの点灯で表示し、冷房を青色、暖房は赤色として区別している。

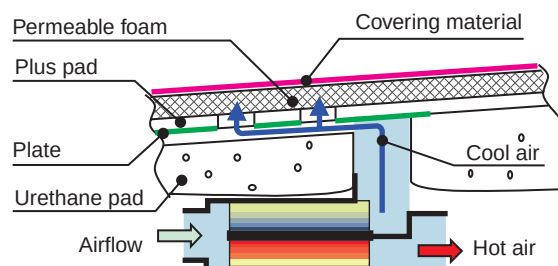


Fig. 10 Structure of seat covering



Fig. 11 Seat covering material (Honda bio-fabric)

4. 温度調節制御

Fig. 12 に温度調節制御システムの構成を示す。

冷房と暖房のそれぞれに High/Mid/Low と 3 段階の動作モードを設定し、動作モードによってシート表面の目標温度を決定してペルチェ発熱量を制御している。

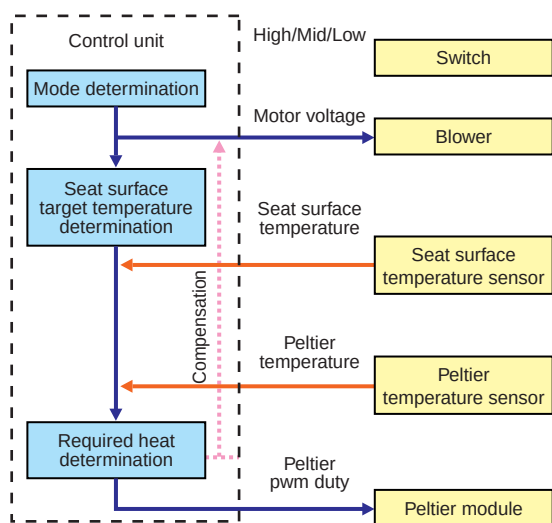


Fig. 12 Heating and cooling control system

Highモードでは暖房時の温め過ぎと冷房時の冷し過ぎによる不快感が生じないように目標温度の上下限を定めて、Mid/Lowモードでは各モードの差が体感できるように目標温度を定めた。

4.1. ペルチェ制御

シート表面の目標温度に対するペルチェの必要発熱量をシート表面に設けた温度センサとペルチェ温度センサの情報から決定しペルチェへの出力をフィードバック制御する。これによりシート表面温度のオーバーシュートおよびアンダーシュートを抑えて目標温度への到達時間を速めた。

4.2. ブロフ制御

通常は動作モードと経過時間から設定したモータの電圧テーブルによって風量を制御する。シート表面温度と目標温度の状況により風量の補正もおこなう。

5. 性能

Fig. 13に冷房の、Fig. 14に暖房の立上り特性を示す。温度調節シートが従来のベンチレーションシートに対してより涼しくヒートッドシートに対してより温かくなることがわかる。

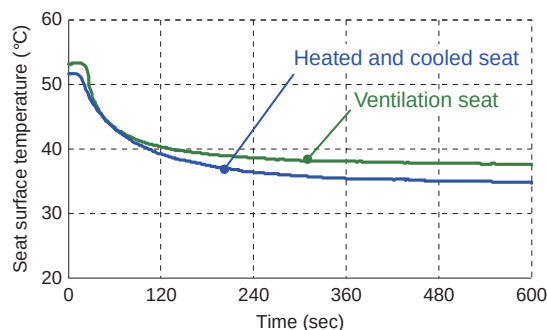


Fig. 13 Cool-down characteristic

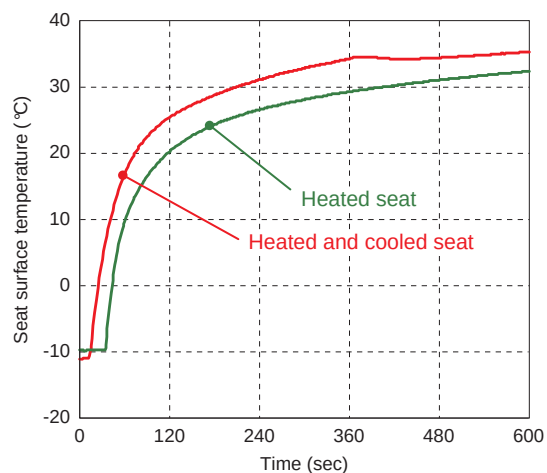


Fig. 14 Heat-up characteristic

6. まとめ

新たな快適装備となる温度調節機能付きシートを開発し、以下の結果を得た。

- (1)新素材 Honda バイオフィブリックとの組み合わせによって燃料電池車にふさわしいエコで快適な質感を実現できた。
- (2)Honda 独自の制御方法により、従来システムであるベンチレーションシートおよびヒートッドシートより速く快適な性能を実現した。
- (3)薄型軽量の温度調節装置を効率良く配置することで走行時の乗員のホールド性や衝突時の乗員拘束性など従来シートの機能と商品性を損なうことなく温度調節機能を追加することができた。

参考文献

- (1) <http://www.honda.co.jp/factbook/auto/FCX-CLARITY/200807/11.html>, 2008/7/2
- (2) <http://www.honda.co.jp/e-dream/backnum/archive/e-dream12/special8.html>, 2006/10/1

■ 著 者 ■



西出 治宝



吉川 賢一



中川 和久



江崎 秀範

FCXクラリティ用 PDU

PDU for FCX Clarity

荒川 慎一*
Shinichi ARAKAWA

中村 弘道* 山岸 倫也*
Hiromichi NAKAMURA Tomoya YAMAGISHI

要 旨

「ダイナミック・フルキャビン・セダン」という車体コンセプトへの適合を目指して、2009年モデルFCXクラリティ用PDU(Power Drive Unit)を開発した。

従来型ではPDUと駆動用モータを別体構造として、両者の間を外部露出した防水型高圧シールドケーブルで締結して電力授受をおこなっていたが、本開発のPDUでは、FEM解析を使った揺動対策、振動トラッキング解析によるモータ振動対策、冷却構造端子台による熱伝導対策、および制御回路とPDUきょう体間の静電結合レベル調整によるノイズ対策をそれぞれおこなうことにより、PDUと駆動用モータを一体型構造として、三相電力ラインを内部締結することができた。

また、内部部品の小型化と高密度実装化によるPDU単体での小型化を実施した。

これらにより、モータールーム内で「PDUと駆動用モータ」の高さを240mm低減することが可能となり、車体コンセプトの実現に寄与した。

ABSTRACT

A Power Drive Unit (PDU) has been developed for the 2009 model year FCX Clarity that conforms to the “Dynamic Full-cabin Sedan” concept established for the vehicle.

In previous models, the PDU and the driving motor were mounted separately and were connected by exposed, waterproof high-voltage shielded cables for the distribution of electric power. The newly developed PDU has been integrated with the driving motor, and the three-phase power lines are connected internally. The new configuration was enabled by the use of FEM simulations in order to develop measures to counteract wobbling, the use of vibration tracking analysis to counteract motor vibration, the employment of cooling terminals to reduce heat transfer, and the adjustment of the level of electrostatic coupling between the control circuits and the PDU case in order to reduce electrical noise.

In addition, the size of the PDU itself has been reduced by the miniaturization of components and the use of a high-density layout.

As a result of the measures indicated above, the height of the PDU and the driving motor in the motor room has been reduced by 240 mm. This has contributed to the realization of the body design concept of the 2009 model year FCX Clarity.

1. まえがき

今日、地球規模の環境意識の高まりから、自動車の低エミッション化と温暖化に対するCO₂低減がさらに求められている。Hondaではこれらの期待に応えるべく、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、世界に先駆けて2002年に日本政府と米国ロサンゼルス市に燃料電池自動車を納車した⁽¹⁾。さらに燃料電池自動車を広く普及するために低温での性能を向上させたHonda製スタックを搭載したNew Honda FCX(以降2005

年モデルFCX)⁽²⁾を開発し、2004年にニューヨーク州、2005年に北海道に納車し、世界で初めて氷点下での使用を可能とする燃料電池自動車を実用化した⁽³⁾。

2008年7月、Honda独創の燃料電池スタック「V Flow FCスタック」技術⁽⁴⁾を核に、燃料電池車だからこそできる一目で未来を感じるアイキャッチデザインと画期的なパッケージング、そして異次元のドライブフィールを実現し、究極のクリーン性能だけでなく、クルマとしての新しい価値と魅力を提案した2009年モデルFCXクラリティ(以降FCXクラリティ)を発売した。

*四輪開発センター

FCX クラリティでは、パッケージの先進さと走りの力強さを表現した「ダイナミック・フルキャビン・セダン」という車体コンセプトを実現するために、パワープラントをすべてコンパクト化し、適所にレイアウトしている。本稿では FCX クラリティ用 PDU の開発について述べる。

2. 開発の目標

FCX クラリティでは、Honda の M/M(マン・マキシマム/メカ・ミニマム)思想に基づいた「ダイナミック・フルキャビン・セダン」というコンセプトのもとに、モータールームをコンパクト化したショートノーズデザインを採用した。このデザインを実現するためには、2005 年モデル FCX に対してモータールーム内に設置されるコンポーネントを小型化することが必要であり、特にボンネットフードの高さを抑えることはデザインの成否に関わる重要なポイントである。

そこで FCX クラリティ用 PDU は、モータールーム内で駆動用モータと合わせた高さ方向のサイズを低減して、車体コンセプトに適合することを目標として開発した。

3. モーター一体型 PDU

モータールーム内での占有体積を低減するために、PDU を駆動用モータと一体化して三相電力ラインを内部締結する構造を採用した。また、両者の一体化により、揺動時の干渉防止のために必要な空間が増加するのを抑えるため、部品の小型化と高密度実装化により PDU 自体も小型化を図っている。これらにより FCX クラリティでは、Fig. 1 に示すように 2005 年モデル FCX に対して「PDU + 駆動用モータ」のサイズを高さ方向で 240mm 小型化することが可能となり、ショートノーズスタイルの実現に寄与している。

PDU をモータと一体型の構造とすることは小型化の手法として有効であるが、この構造を実現するためには以下の

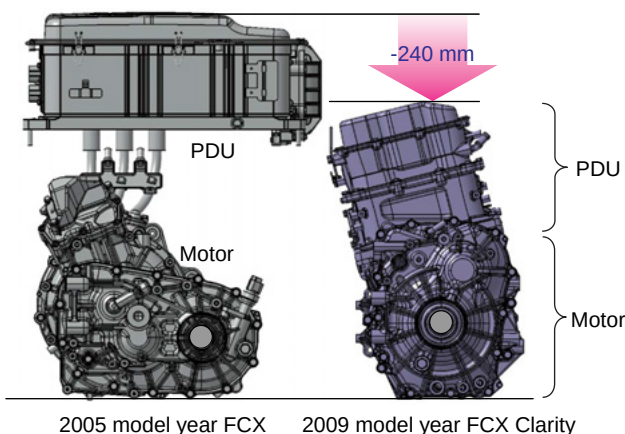


Fig. 1 Comparison of size (PDU and driving motor)

ような PDU の技術課題を対策する必要がある。

- (1) 揺動に対する PDU きょう体の変形抑制とモータきょう体との相対変位吸収
- (2) モータが発生する振動に対する PDU の振動耐久性確保
- (3) モータ側からの熱伝導による PDU 内部温度上昇の抑制
- (4) 内部部品の高密度実装やノイズ発生源との電氣的結合度が高まることに対する制御系のノイズ耐力向上

以下に、これらの技術課題を対策する技術について紹介する。

3.1. 揺動対策

モータ一体型 PDU では、PDU とモータのきょう体を直接締結して O リングでシールする構造を採用し、三相電力ラインをきょう体内部で通線することによりコンパクト化を実現している。モータ揺動時に PDU きょう体に発生する大きなモーメントによりシール面が変形して隙間が開き、シール機能が損失することがないように、PDU きょう体の剛性を確保している。

また、PDU とモータのきょう体をボルト締結することにより一体型の構造をとっている。厳密にはモータと PDU のきょう体を同一の剛体とみなすことはできないため、両者の中継する三相電力ラインの締結部には、モータと PDU の揺動による相対変位を吸収する構造が必要となる。

3.1.1. きょう体の剛性設計

実車搭載状態で PDU きょう体のシール部の変形量が最大になる走行条件を求め、この条件下でもシール部の口開き量が O リングの潰し代の設定値以内に納まるように、Fig. 2 に示すような FEM 解析による強度、振動解析を用いて、ケースおよび取り付けボスのリブの配置、壁面肉厚、締結点位置の検討をおこない、きょう体の重量増加を抑えつつ高剛性化を成立させた。

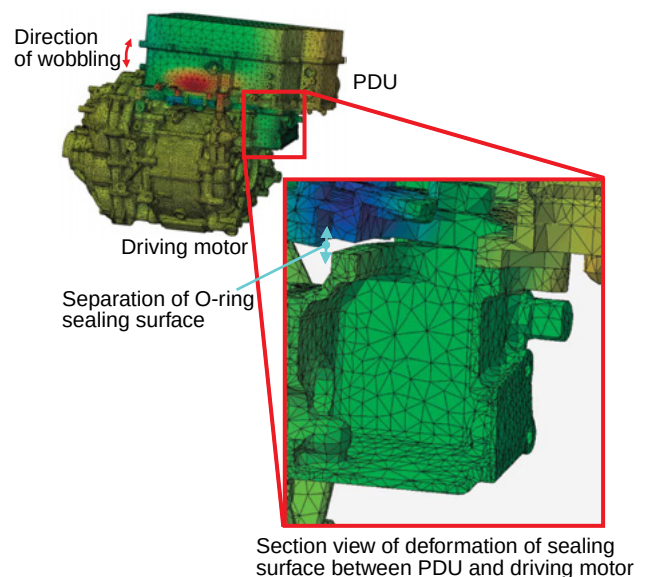


Fig. 2 Evaluation of deformation of PDU case

3.1.2. 三相電力ラインの相対変位吸収構造

揺動時には変形モードの違いや応答の位相差により、微小ながらPDUとモータの間に相対的な変位が発生する。このため、PDUに固定されているパワーモジュールとモータに固定されている巻線の間をつなぐ三相電力ラインは、揺動によるこれらの系の相対変位を吸収する機構をもつ必要がある。

そこで、Fig. 3 に示すようにパワーモジュールからのバスバーとモータ巻線をそれぞれPDUきょう体とモータきょう体に固定した端子台でいったん中継し、これらの端子台間を短い高圧ケーブルで締結する構造を採用した。この構造により、バスバーやモータ巻線に揺動による変形ストレスを与えることなく PDU とモータの相対変位を吸収することができる。

PDUとモータの一体化により、モータ側の端子台とPDU側の端子台は近接するため、両部品を接続するケーブルは省スペースでレイアウトする必要がある。しかし、従来のケーブル構造ではケーブルの耐熱温度の制限によりケーブル径が大径になるため、大きなレイアウトスペースを必要とする。そこで、以下対策をおこないケーブルの温度上昇を低減し、またケーブルの耐熱温度を向上することにより、ケーブルの線径を小径化し省スペースでのレイアウトを成立させている。

- (1) PDU 端子台、モータ端子台の積極的な冷却構造
- (2) パワーモジュール内部バスバーの積極的な冷却構造
- (3) ケーブルの高耐熱化(耐熱温度を 120℃から 150℃に上げる)

3.2. モータ振動対策

2005 年モデル FCX のように PDU を車体にマウントする場合は、PDUに印加される振動の周波数帯域は通常的車体部品と同等であり、振動耐久性についてもこれらの部品と同様の方法で検証することができる。

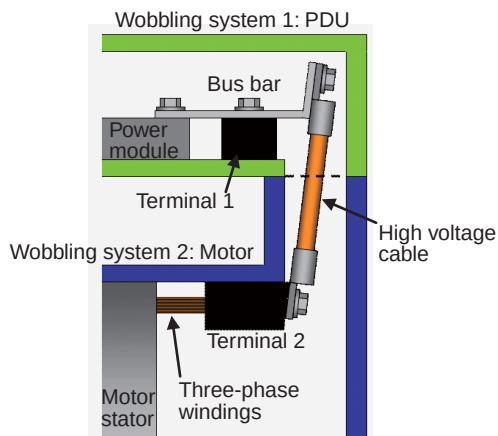


Fig. 3 Configuration of three-phase power line connection

これに対して FCX クラリティ用 PDU は駆動用モータにリジッドマウントしているため、PDUには締結部を介してモータ回転に起因して発生するモータ振動が直接印加されることになる。

3.2.1. モータ振動の特性

FCX クラリティの駆動用モータの場合、モータ振動の最も顕著な起振源は、巻線の励磁によるステータの変形である。ステータの変形にはスロット形状や極対数に依存する複数のモード(回転次数)があるが、これらはその時のモータ回転数に比例した周波数で常に同時発生しているため、モータ振動はこれらの合成振動として観測される。

また、各モードの振動加速度は、起振力(励磁によるステータ変形の大きさ)と、起振周波数におけるモータ構造体の振動応答ゲインとの積に比例するため、各モード振動の和であるモータ振動の特性は、モータの回転数と発生トルクの変化に対して複雑に変化する。

Fig. 4 に FCX クラリティの駆動用モータの最大トルク発生時における振動特性をトラッキング解析した結果を示す。

このグラフから、以下のことがわかる。

- (1) モータ振動が大きくなる特定の周波数帯域が存在する。
- (2) モータ振動が大きくなる特定の回転数域が存在する。
- (3) 特定のモード(回転次数)ラインが上記の領域にかかる
とモータ振動の大きさが顕著になる。

これらのモータ振動に関する特性をふまえた上で、PDUの設計をおこなった。

3.2.2. 振動対策設計

モータ振動の解析結果に基づいて、モータ振動が大きい周波数帯域で振動による構成部品間の相対変位が大きくならないように、各部品の拘束方法や共振特性の設定を考慮して設計をおこなった。

(1) 共振周波数調整による相対変位抑制 共振周波数をモータ振動が大きくなる周波数帯域から外すために、部品の形状や材質を設定する。

(2) 多点締結による拘束 回路基板などの面積が広い部品は、締結点間のピッチを短くして、部品の変位を抑えこむ。

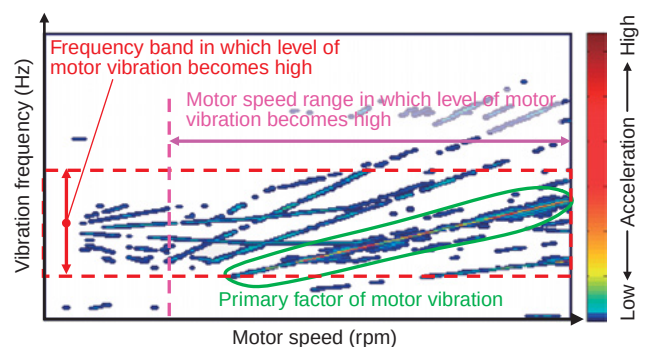


Fig. 4 Result of tracking analysis of motor vibration

(3) ゴムマウントによる振動絶縁 (1), (2)の対応では不十分な部品については、ゴムマウントによりモータ振動から絶縁する。

Fig. 5 に PDU の各部品について、振動加速度を直接測定可能な物については共振点探査を実施し、それ以外の微小部品については、材質と形状から計算によって求めた共振周波数分布を示す。

このグラフからわかるように、チップ部品などの微小部品は共振周波数が高い帯域に存在することから、モータ振動の影響を直接受けない。それ以外の部品については、共振点をモータ振動が大きくなる周波数帯域から外すことができた。

3.2.3. 振動耐久性の検証

起振力は小さいが、モータ回転数の変化に伴い各次数ラインによる共振点での振動励起を受ける部品があるため、Fig. 6 に示した手順によりこれらの部品の振動耐久性を検証した。

(1) 振動特性 サイン波基準入力振動の周波数をスイープさせて、PDU部品の振動応答特性を測定することにより、

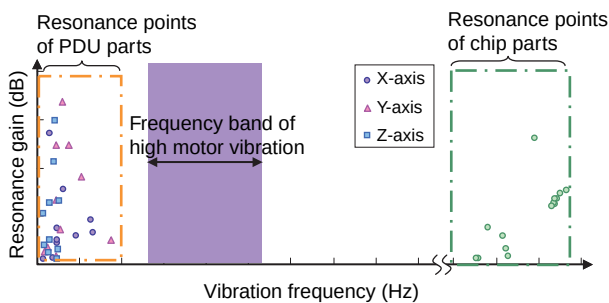


Fig. 5 Distribution of resonance frequencies of PDU parts

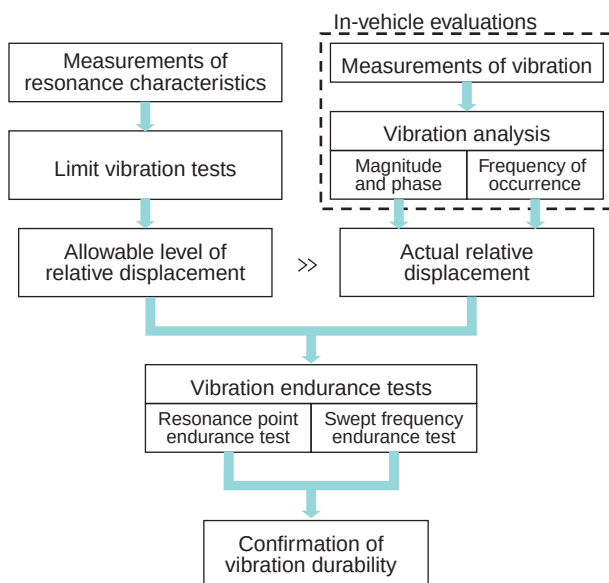


Fig. 6 Procedure for confirmation of vibration durability

各部品の共振周波数と共振倍率を特定した。また、測定結果の周波数解析により、PDUの振動印加ポイントから各部品までの振動伝達関数(ゲインと位相の周波数特性)を求めた。

(2) 許容相対変位 (1)で求めた各部品の振動特性をもとに、高い入力振動での振動耐久試験をおこない、部品が破損に至らない相対変位の許容レベルを求めた⁽⁵⁾。対象とする部品を選択的に励振するために、試験周波数は部品の共振周波数としたが、相対変位の許容レベルは周波数に依存しない(Fig. 7)。

部品の相対変位が許容レベル以下であるということは、その部品を材料の疲労限度より低い応力範囲で使用しているということを意味する。

(3) 走行時振動 完成車走行時に PDU に印加されるモータ振動の周波数解析をおこなうことにより、各部品の完成車入力振動に対する部品振動発生状況(周波数ごとの振動加速度の大きさと発生頻度)と、締結相手部品との相対変位が最大になる振動条件を求め、(2)で求めた相対変位の許容レベルに対して十分小さいことを確認した。確認結果の例を Fig. 8 に示す。

相対変位が最大になる条件はモータ振動(入力)に対する各部品振動(応答)のゲインと位相の周波数特性から決まる。ある方向の部品振動は単純化すると Fig. 9 に示すような1

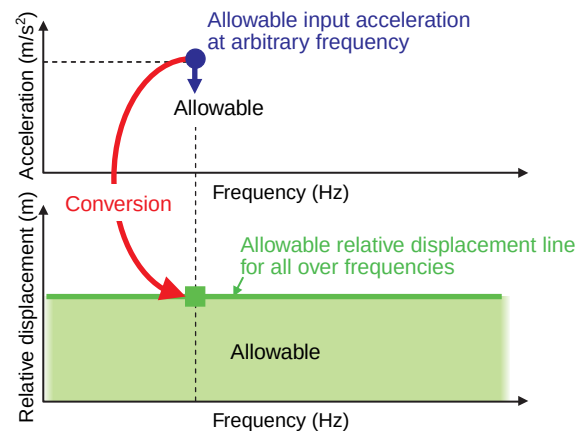


Fig. 7 Allowable relative displacement

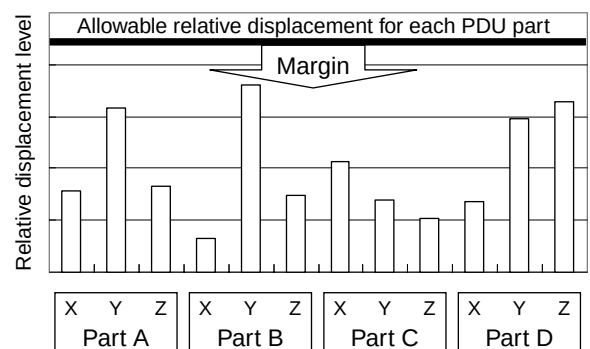


Fig. 8 Maximum relative displacement levels of PDU parts measured in vehicle

自由度の変位による強制振動と考えることができる。

土台(加振部品)が上下方向に振動する場合、土台に対する相対変位を $x(t)$ とすると、質点(被振部品)の運動方程式は、 m を質点の質量、 a を起振源(加振部品)の変位振幅、 k をばね定数、 c を減衰係数、 ω を角速度として

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = ma\omega^2 \sin\omega t \quad (1)$$

となる。定常振動を

$$x = x_{\max} \sin(\omega t - \gamma) \quad (2)$$

とすると、起振源と質点の相対変位倍率と位相遅れ角は次の式により表すことができる。

$$\frac{x_{\max}}{a} = \frac{(\omega/\omega_0)^2}{\sqrt{\{1-(\omega/\omega_0)^2\}^2 + (2\zeta \cdot \omega/\omega_0)^2}} \quad (3)$$

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{2\zeta \cdot \omega/\omega_0}{1-(\omega/\omega_0)^2} \quad 0 \leq \gamma \leq \pi \quad (4)$$

式(3)、(4)から、減衰比 $\zeta = 0.015$ とした場合の相対変位と位相遅れ角の周波数特性例を Fig. 10 に示す^{(6), (7)}。

入力変位に対する相対変位の倍率が最大になるのは部品の共振条件であるが、相対変位の大きさは応答ゲイン、位相

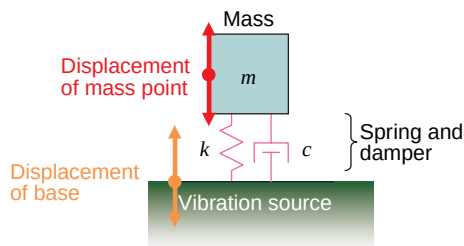


Fig. 9 Single-degree-of-freedom vibration by displacement

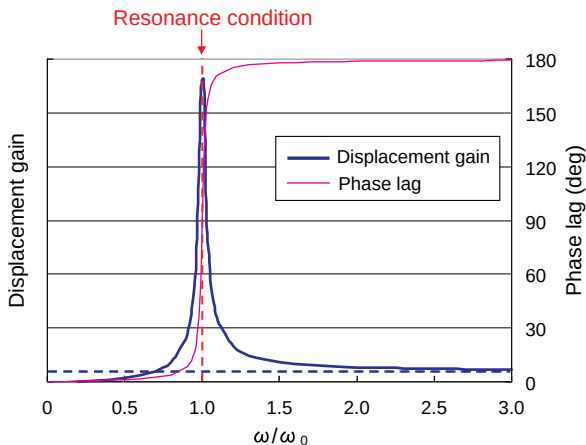


Fig. 10 Example of frequency characteristics of displacement gain and phase lag

差と入力振動の大きさから決まる。そのため、共振周波数以外で大きな入力振動が発生する場合は、相対変位が最大になる条件は必ずしも共振条件と一致するわけではないが、Fig. 11 に示した例のように、本 PDU では相対変位の測定結果からモータ振動により励振される部品の共振条件と一致している。

(4) 耐久試験 各部品の振動耐久性を実証するために、以下の耐久試験をおこない、部品に破損が発生しないことを確認した。

(a) 共振耐久試験

完成車走行時に発生する振動加速度から各部品の相対変位を解析して、締結相手部品との相対変位が最大になる振動条件(共振点における入力振動の周波数と加速度)を求めた。この結果に基づいて各部品について共振耐久試験を実施して、破損が発生しないことを確認した。

(b) スイープ振動耐久試験

完成車によるモード走行での振動発生頻度解析結果から、各部品について Fig. 12 に示すような周波数、加速度、加振時間からなる生涯走行を模したスイープ振動試験プロファイルを設定して、振動試験装置によりスイープ振動耐久試験をおこない、部品に破損が発生しないことを確認した。

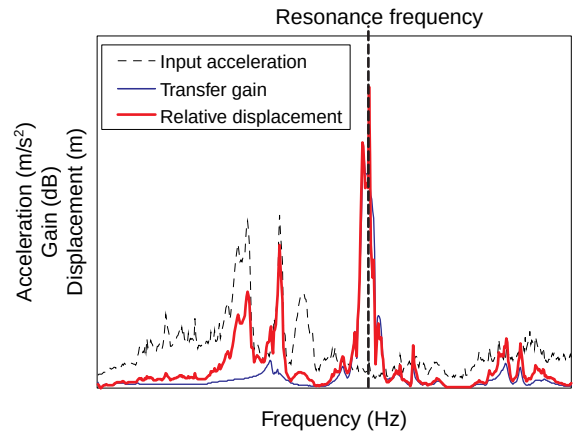


Fig. 11 Example of relative displacement characteristic

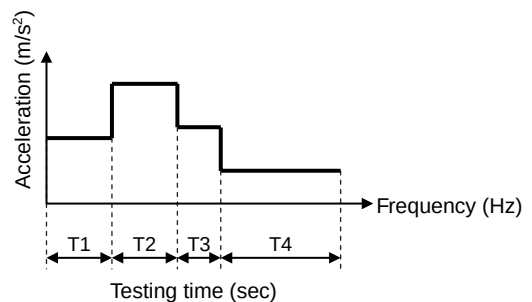


Fig. 12 Vibration profile for sweep vibration endurance test

3.3. 熱伝導対策

駆動用モータの三相巻線は PDU 内部部品に比べて高温になる。PDU と駆動用モータが別体構造の場合は、巻線の熱は両者の中継する電力ケーブルを伝導する間に外気放熱されるため、受熱による PDU 側への影響は少ない。しかし、PDU とモータを一体型構造として三相電力ラインをきょう体内で最短配線すると、巻線の熱が PDU 側に流入して PDU 内部部品の温度が上昇する。FCX クラリティではこの巻線からの伝熱を低減するため、および前述の通りケーブルを小径化するために、PDU に Fig. 13 に示すような熱伝導機構を組み込んだ中継端子台を設けた。

絶縁樹脂とアルミブロックを介して三相電力ラインの熱をヒートシンク側に逃がすことにより、Fig. 14 に示すように巻線からの受熱による端子台の端子ブロック部の温度上昇を約 11°C 低減することができた。

また、Fig. 15 に示すように、パワーモジュール内部のバスバーとモータ側の端子台にも冷却機構を設けることにより、パワー素子とモータからの熱伝導を低減している。

3.4. ノイズ対策

FCX クラリティの高電圧電源ラインはボデーから電気的にフローティングされており、PDU と外部回路とのインターフェースは、高圧電源ケーブルを除きすべて低電圧系になっている。PDU は、大電力を半導体にてスイッチングするパワー回路部と、インバータスイッチング制御と外部機器とのインターフェース機能を持つ制御回路部からなり、これらは同一金属きょう体内に存在している (Fig. 16)。

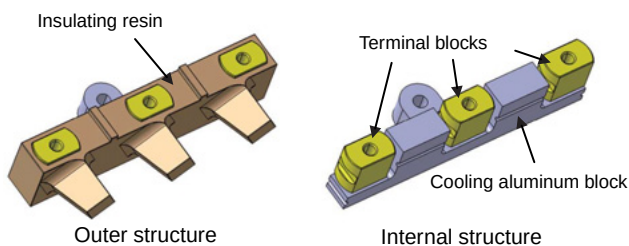


Fig. 13 Structure of cooling terminal for PDU

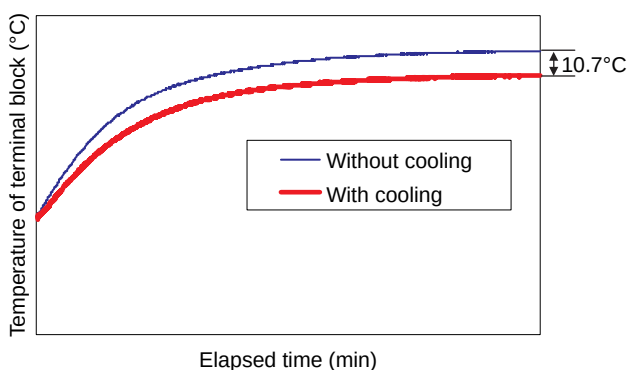


Fig. 14 Effect of cooling terminal for PDU

インバータ回路と制御回路は、ノイズによる誤動作防止、EMI 耐性強化の観点から、同一きょう体内においては高電圧回路部と低電圧回路部をできるだけ隔離するべきであるが、部品の実装密度向上とは相反する。そのため、高電圧配線部から PDU 制御基板への伝導ノイズや放射ノイズの影響を抑制し、かつ実装密度を向上させるために、高電圧配線部の形状と制御基板までの距離と配置の最適化をおこない、高密度実装化とノイズ対策を両立した。

またモータは、モータ巻線とハウジング間に浮遊インピーダンスをもつため、構造上インバータのスイッチング動作時にノイズ電流が流れる。この電流は車両全体にノイズを伝導させ、ラジオノイズや他のコンポーネントの誤動作など、車両の商品性に影響を与えることがある。このため、PDU 内にてラインバイパスコンデンサによりノイズ電流を帰還させ、車両へのノイズの影響を抑制するように最適化を図った。

さらに、この帰還電流は、PDU きょう体を流れることから、PDU きょう体内の制御基板となるプリント配線基板 (PCB) フレームと PCB 内層銅箔パターン間の浮遊容量を経由して、制御基板に対して誤動作等の影響を与えることがある。この課題を対策するための手段の一例として、Fig. 17 に示すように回路基板内の配線パターンが、基板を保持する金属フレーム辺縁部とオーバーラップしない構造とする

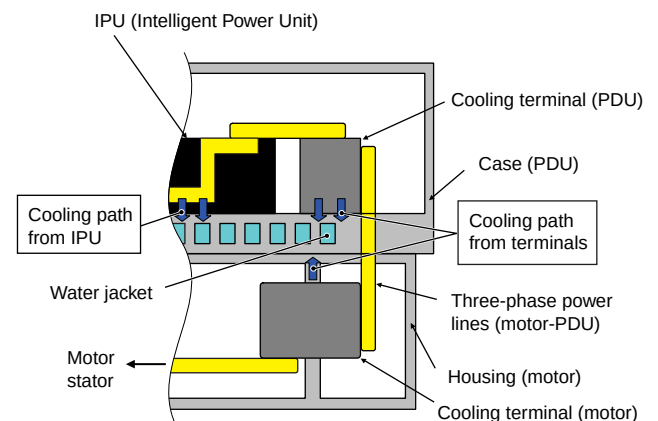


Fig. 15 Structure of cooling system for three-phase power line

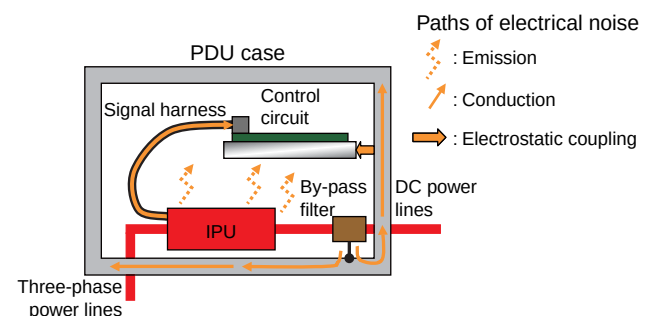


Fig. 16 Noise environment of PDU

ことにより、両者間の浮遊容量を一定値以下にすることでノイズレベルを低減した。

この対策によりノイズレベルを減少させた効果をFig. 18に示す。

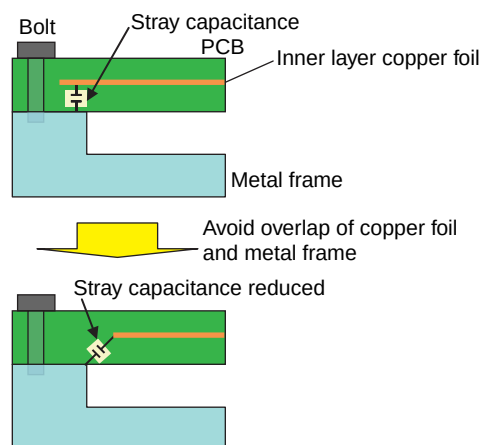


Fig. 17 Reduction of stray capacitance between inner layer copper foil and metal frame

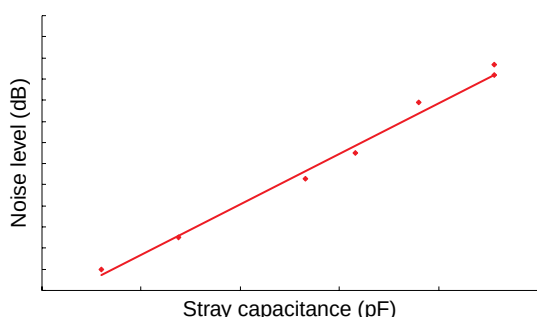


Fig. 18 Effect of reduction of stray capacitance

4. まとめ

モータールーム内での高さ方向サイズを抑えるために、駆動用モータと一体型の構造としたモーター一体型 PDU を開発した。

- (1) 高圧ケーブルを PDU きょう体内で最短締結することにより、揺動時のモータと PDU の相対変位を吸収する機構をかねたコンパクトな三相電力ライン締結構造を実現した。
- (2) モータ振動特性の解析結果に基づいた振動対策設計をおこなうことにより、PDUのモータ振動に対する耐久性を確保することができた。
- (3) 冷却構造を組み込んだ端子台で三相電力ラインの熱をヒートシンク側に逃がすことにより、モータ巻線からの受熱による PDU 内部部品の温度上昇を低減することができた。

- (4) 高電圧配線部形状、その設置位置、制御基板の配置、ラインバイパスコンデンサ容量、制御回路PCBのパターン配線とフレーム間の浮遊容量をそれぞれ最適化した。伝導、放射や静電結合により制御基板や車体が受けるノイズの影響を抑制し、高密度部品実装を実現することができた。

参考文献

- (1) 川崎聡志, 小椋正己, 小野徹, 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) 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
- (3) 川崎聡志, 内堀憲治, 村上義一, 清水潔, 藤本幸人: 次世代燃料電池スタックを搭載した New Honda FCX の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.45-50
- (4) 斉藤信広, 菊池英明, 中尾靖宏: FCX クラリティ搭載の新燃料電池スタック, Honda R&D Technical Review, Vol.21, No.1, p.15-22
- (5) 森山正人, 喜多見義, 向坊長嗣, 安藤敬祐, 高木善昭: 電装部品におけるハンダ接合の信頼性, HONDA R&D Technical Review, Vol.9, p.156-166
- (6) Steinberg, D. S., 池田義雄(監訳): 最新 電子装置の振動対策実用マニュアル, 日本技術経済センター, 376p.(1983)
- (7) 前澤成一郎: 最新機械工学シリーズ 10 振動工学(改訂・SI 併記), 森北出版株式会社, p.62-78(1991)

■著者■



荒川 慎一



中村 弘道



山岸 倫也

燃料電池自動車用リチウムイオン電池システムの開発

Development of Lithium Ion Battery System for Fuel Cell Vehicle

山 本 康 一*

Koichi YAMAMOTO

姉 川 彰 博*

Akihiro ANEKAWA

要 旨

燃料電池自動車 Honda FCX クラリティ用のリチウムイオン電池システムを開発した。

本システムは従来の Honda FCX へ搭載されていたウルトラキャパシタを超える出力を達成すると共に、エネルギー回収率を向上させることで、発進加速、燃費性能の向上を実現した。また電池に対し適切な冷却、制御を実施することで耐久信頼性においても十分に満足している。

車両搭載においては従来の Honda FCX に対し重量で40%減、容積で50%減を達成し、車両フロア下へのシステム搭載を実現した結果、キャビンスペースの拡大といった、車両の商品性を向上させた。また水や埃における耐環境性向上も実現している。

ABSTRACT

A lithium ion battery system was developed for the fuel cell vehicle Honda FCX Clarity.

This system achieves output power better than the ultra-capacitor mounted in the previous Honda FCX, and enhances both starting acceleration and fuel economy performance by increasing the energy recovery rate. In addition, durability and reliability requirements are also satisfied by performing appropriate battery cooling and control.

Regarding mounting in a vehicle, this system is 40% lighter and 50% smaller by volume than the previous Honda FCX system, and mounting the system under the vehicle floor results in expanded cabin space, which increases vehicle appeal. In addition, the new system also realizes increased resistance to environmental factors such as water and dust.

1. まえがき

環境対応が求められる今日、環境対応車として期待される燃料電池自動車には燃費性能、加速性能向上のために、燃料電池と同様に高性能なエネルギーストレージが求められる。2002 年 12 月に世界初の米国政府による燃料電池車販売認定を取得した Honda FCX⁽¹⁾を納車した。Honda FCXにはウルトラキャパシタ^{(2), (3)}を搭載し、ハイブリット車を上回る加速性能を実現した。同時にエネルギー容量を増やし、回生エネルギー回収率を向上させることで、さらなる燃費向上へ繋がることもわかった。

FCX クラリティには従来の加速性能を損なうことなく燃費向上をさせるため Honda 初となるリチウムイオン(以下 Li-ion という)を採用し、電池性能を発揮させるための冷却、制御を含んだ Li-ion 電池システムとして搭載した。

車両搭載においては車両フロア下に配置することでキャ

ビンスペース、トランクルームの拡大といった商品性向上を実現した反面、水や埃などから高電圧部品を守るために車室外環境対応の検討が必要となった。

本稿では Li-ion 電池性能、耐久性並びに Li-ion 電池システムを実車に搭載するうえでの車室外環境対応技術について解説する。

2. リチウムイオン電池の採用

FCX クラリティに搭載するエネルギーストレージには、加速性能に関わる出力密度と燃費に関わるエネルギー密度の大きく二つの性能を求めた。いくつかのエネルギーストレージのエネルギー密度と出力密度を Fig. 1 に示す。

民生機器に用いられる Li-ion 電池は、機器の長時間駆動が求められるため、エネルギー密度が高い。一方、出力密度については内部抵抗が低いウルトラキャパシタが優れてい

*四輪開発センター

る。本開発においては要求性能を実現するエネルギーストレージとして出力密度、エネルギー密度に優れている内部抵抗の低い Li-ion 電池を採用した。この Li-ion 電池は民生用の Li-ion 電池に対して正負極材料及集電構造を変更することで、ウルトラキャパシタを超える出力密度と、ハイブリッド車に搭載されているニッケル水素電池を超えるエネルギー密度を達成している。結果ハイブリッド車に対して約3倍の電池出力を達成している。また前モデルで採用したウルトラキャパシタよりも高エネルギーとなり、加速状態の持続時間が伸び、車両発進加速時間は40%向上している。減速時の回生エネルギーの回収量は高エネルギー化と回生とブレーキの配分を制御する協調回生ブレーキシステムを搭載し、10・15モード走行において13%向上し、燃費向上に繋がっている。

単電池あたりの定格電圧はニッケル水素電池の約3倍、ウルトラキャパシタの約1.5倍と高く、システム電圧が同一であれば Li-ion 電池は使用本数を抑えられ小型化が可能となるうえニッケル水素電池のようなメモリー効果が無く、電圧で充電状態が把握できることから制御システムの簡素化も可能である。

これらの理由からFCX クラリティのエネルギーストレージとしてエネルギー密度および出力密度の両面に優れた Li-ion 電池を採用した。

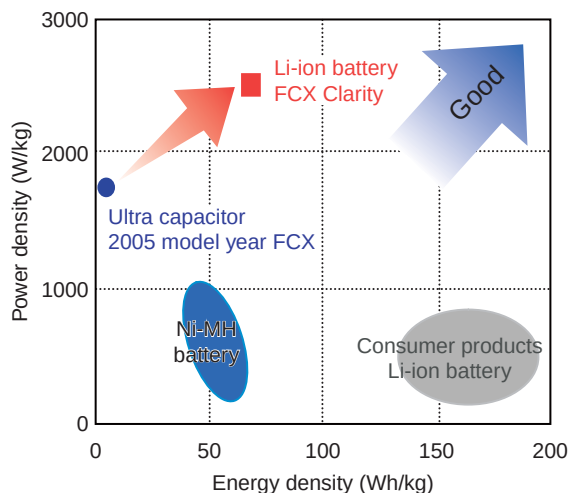


Fig. 1 Battery performance comparison

3. システムのねらい

Li-ion 電池システムの開発において以下2点をねらいとした。

(1) 電池の耐久性確立

(2) フルキャビンセダンスタイルの達成

複数の電池を用い長期間車両性能を維持するためには、電池自体の耐久性確立が重要になり、耐久性向上のために複

数の電池が常に同じ環境下に置かれるように冷却を含めたシステム構築をおこなう必要がある。

また搭載においては FCX クラリティの特徴であるフルキャビンセダンスタイルを達成するために Li-ion 電池システムの小型軽量化に重点を置き開発をおこなった。居住性と搭載性の向上をねらいキャビンスペースおよびトランクスペースをより大きく確保可能な後席フロア下に Li-ion 電池システムを搭載している。

4. 電池の耐久性

4.1. 性能低下因子と推定

Li-ion 電池は、電池充電状態(State Of Charge, 以下SOCという)や温度の影響で容量の低下や抵抗の上昇といった性能低下が発生する。特に高SOC状態や高温状態で使用を継続すると性能低下が進行する。充放電サイクル試験における環境温度違いでの容量変化を Fig. 2 に示す(以下 Fig. 2 から Fig. 7 および Fig. 9 における横軸は FCX クラリティ耐久年数を1と定義した場合の時間を示す)。環境温度が高い状態で試験をおこなうと容量低下が大きくなることがわかる。

次に放置試験による容量変化を Fig. 3 に示す。

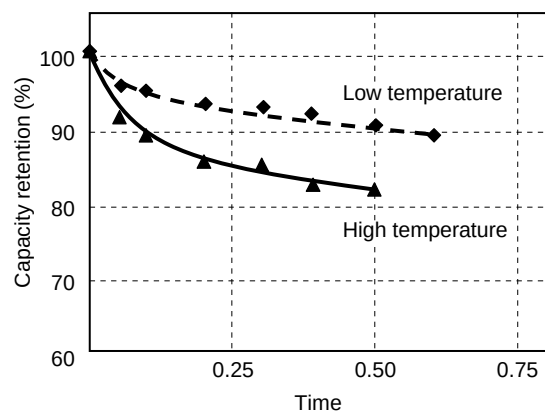


Fig. 2 Capacity retention in charge-discharge test

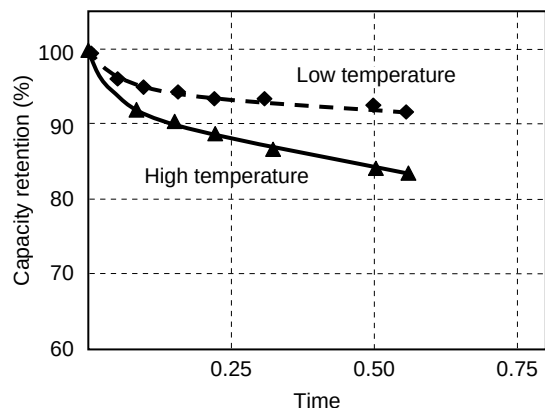


Fig. 3 Capacity retention in shelf test

充放電サイクル試験同様、環境温度の高い状態で放置すると容量低下が大きくなる。

この環境温度の違いによる性能低下の進行の違いは容量だけでなく抵抗でも同様の事象となる (Fig. 4)。

環境温度が同一でも SOC が異なることで、抵抗が変化している状態を Fig. 5 に示す。

このように Li-ion 電池の性能変化は、温度や SOC を含めた電池状態により影響を受けるが、その変化の割合は時間の $1/2$ 乗則⁽⁴⁾を用いることで整理可能である。放置試験での一例を Fig. 6 および Fig. 7 に示す。温度や SOC の条件を変化させた試験結果から、性能低下係数が算出可能であり、その係数を基に車両運用期間中の Li-ion 電池の性能変化が推定できる。

Li-ion 電池は充放電および放置状態においても性能低下が進行するため、性能低下係数を算出し、条件設定することで加速試験が可能となる。長期間での車両運用に対し短期間で性能変化がわかることは開発において有効である。

4.2. 使用温度, SOC 範囲の設定

運用される地域の環境温度、路面からの輻射熱、走行時の電流入出力による電池自体の発熱とさまざまな熱影響を

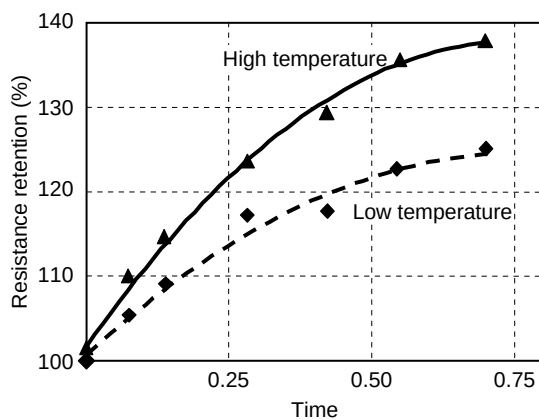


Fig. 4 Resistance retention in charge-discharge test

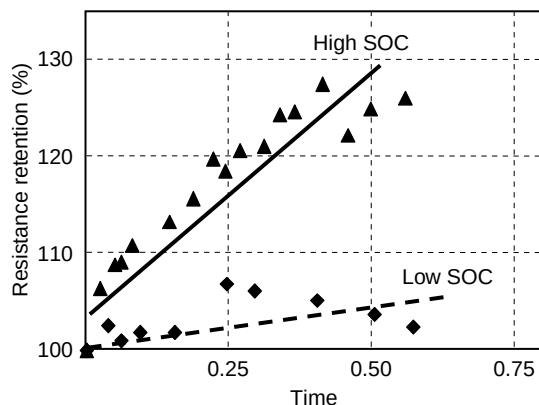


Fig. 5 Resistance retention in shelf test

想定して電池使用温度範囲並びにSOC使用範囲を取り決めなければならない。環境温度については外気温45℃といった酷暑から-30℃といった極寒地域まで想定した。電流入出力による電池自体の発熱は走行状況により変化するため、過去のガソリン車やハイブリッド車の走行データおよび前モデルの走行データを参考にし、運用データとして取り入れた。これらのデータを組合せ、評価を繰り返すことで、車両運用期間における要求性能を満足できる電池使用温度および SOC 範囲を取り決めた。

4.3. 冷却システムの構造と性能

冷却構造においては、すべての電池に対して効率良く冷却をおこなえるように、シミュレーションを繰り返しおこなった。前モデルのキャパシタシステムでは2ボックス化し、各ボックスに対して冷却をおこなっていたのに対し、本システムはすべての電池を1ボックス化して冷却をおこなうことで小型化をしている。冷却構造を Fig. 8 に示す。吸気ダクト上部より吸気された外気をダクト内で分配し、バッテリーボックス左右より冷却をする、空冷サイドフ

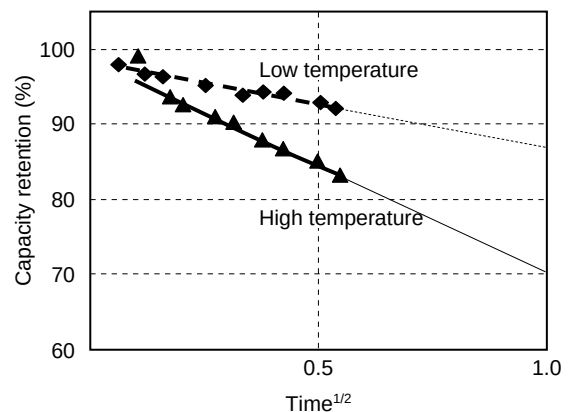


Fig. 6 Capacity retention in shelf test (acceleration test)

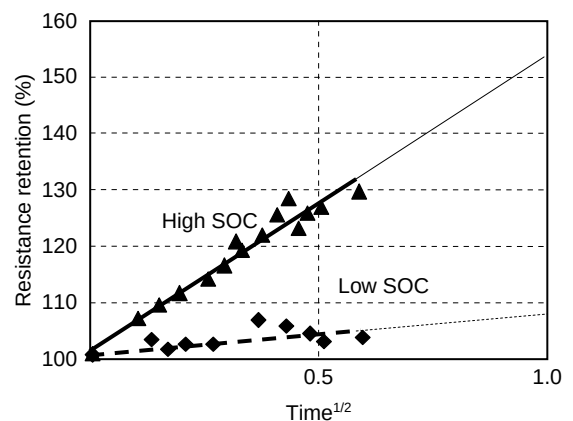


Fig. 7 Resistance retention in shelf test (acceleration test)

ローを選択した。さらにバッテリーフレームに排気ダクトを内設した。ボックス側面に構造体となるサイドプレートを設置しプレートへ開口部を作り外気導入口としている。またバッテリーフレーム中央部にも開口部を設定し排気口とした。これらの開口部面積を調整して流量調整をおこなうことで、電池温度のばらつきを低減させている。またボックス内部を前後に分け、前側の電池温度が後側の電池温度よりも数度高くなるように設計した結果、前側の電池温度に重点を置いて計測でき、電池温度検出サーミスタの本数増大を抑えることが可能となった。設定したSOC使用範囲および本冷却構造を用いた耐久試験結果を Fig. 9 に示す。想定した使い方での運用年数においてエネルギー、出力共に必要性能を満たしていることが確認できた。

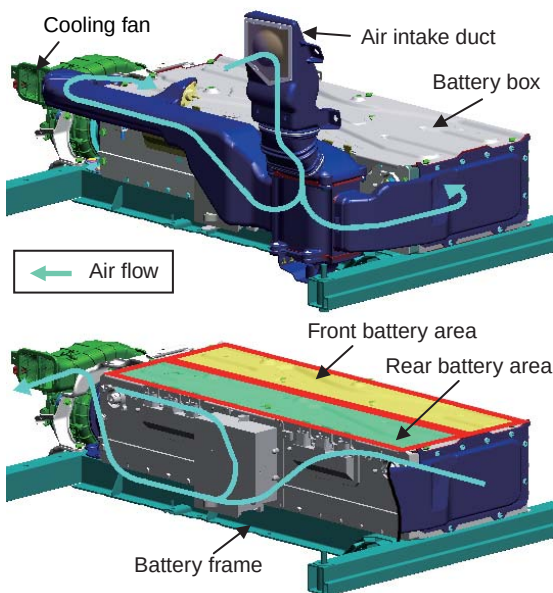


Fig. 8 Battery cooling air flow

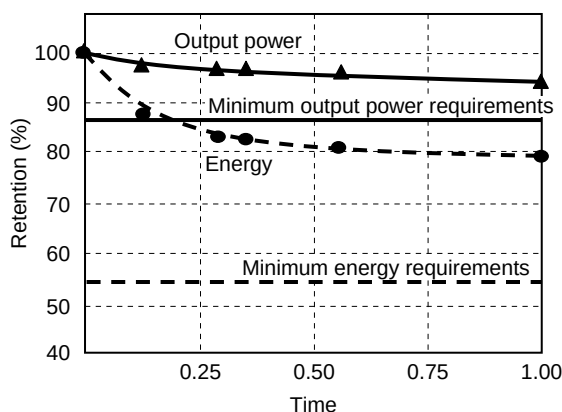


Fig. 9 Life test of Li-ion battery system

5. 車両パッケージの特徴

Li-ion 電池システムの搭載構造を Fig. 10 に示す。

後席フロア下に搭載した本システムは電池本体を取り囲むボックスを中心に、上部へバッテリー ECU、側面に冷却ファン、後方へコンタクトボックスを配置した。

先に述べたように冷却は空冷を選択し、キャビンスペースを広く確保するために構造高さを抑えられるサイドフロアとし性能と軽量の両立を図った。これは前モデルに対し、重量で 40%減、容積で 50%減を達成している。

一方、エネルギーストレージを車室外環境下に配置することは水や埃といった外的要因に対しての配慮が不可欠となり、本開発における技術課題となった。

5.1. 車室外配置構造

車室外環境下への配置、車室外吸排気といった構成を具現化するために、重要なのが水浸入対策である。高電圧を常時有する電池にとって水浸入は最終的に電池短絡まで達する危険があるためである。車室外吸排気の選択により冷却風自体に水分が含まれるため、電池個別の防水とした。本開発においては電池自体を樹脂被覆保護することで防水性や絶縁性を確保すると同時に直接冷却風をあてることを可能とした。端子部については耐候性に優れた合成ゴムによる面シール構造と接着剤による封止構造とを併用し、信頼性を確保した。バッテリー ECU や冷却ファン電気部は量産ガソリン車 ECU で採用されている接着剤シール技術を適用することで水浸入対策をおこない、バッテリーモジュール全体が没水しても絶縁性能を確保できる高い信頼性を確保した。これらの構造の長期間安定した品質を保つためには水だけではなく異物や塵埃に対する配慮が必要となる。

基本的に枯葉など大きな異物の侵入を防ぐ構造と、塵埃など細かな粒径のものを捕捉する構造の二つに切り分けた。

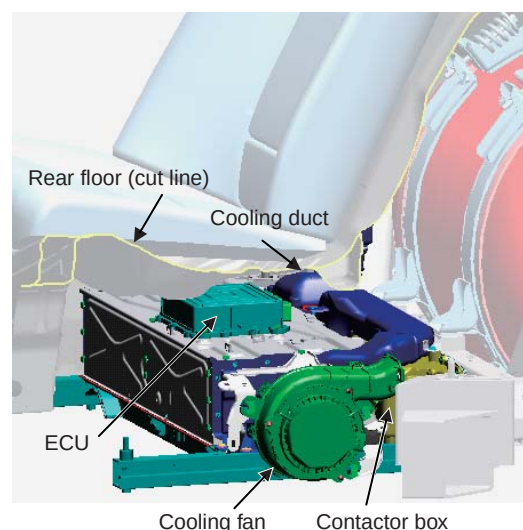


Fig. 10 Battery module placement

前者は吸気口にメッシュを採用し、後者はエアフィルタによりそれぞれ異物と塵埃の侵入防止並びに捕捉をおこなった。メッシュが取り付く吸気口は車両進行方向に対し反対となる後方へ向け、バッテリーモジュールよりも高い位置へ設置した。これは量産車エアインテーク高さとはほぼ同一となる高さであり巻き上げられた異物、水の浸入を低減させた。

吸気構造を Fig. 11 に示す。

エアフィルタは冷却能力とのバランスを考え、捕捉能力の設定をおこなった。先に述べたように電池は防水構造を有しているため、ある程度の塵埃耐性を持ち合わせているが、塵埃が与える影響として下記の3点に着目した。

- (1) 電位差と水分含有塵埃による短絡(トラッキング)
- (2) 塵埃の電池衝突による構造浸食(エロージョン)
- (3) 腐食性生成物による構造腐食(コロージョン)

各塵埃粒径における塵埃捕捉能力と3点の影響についての関係を Fig. 12 に示す。

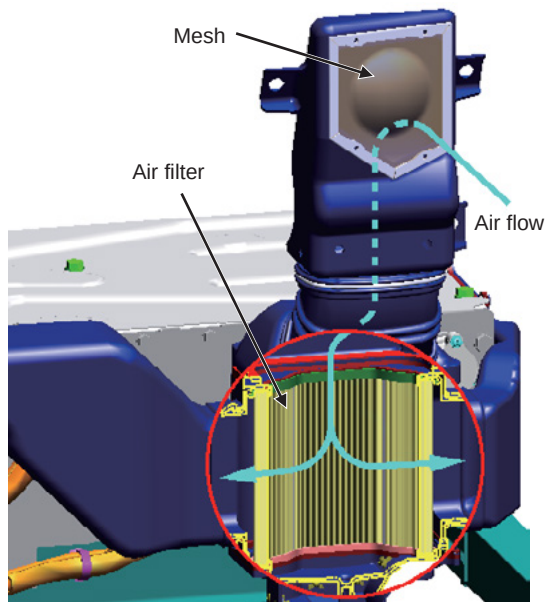


Fig. 11 Cooling duct structure

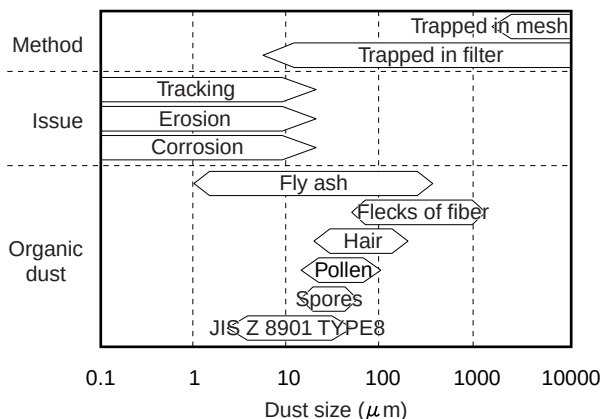


Fig. 12 Dust catching ability and issues

絶縁破壊に至るトラッキングにおいては車室外配置を考慮しJIS C0704⁽⁵⁾に定められた、導電性の汚染が存在する環境を表す汚染度3を想定し、電位差は電圧スパイクノイズを考慮し2000 V以上の耐性を確保することとした。耐性を満足するために、端子間最短距離を16.5 mmとし、トラッキングの起こしにくさを示す値である比較トラッキング指数が600以上となる樹脂材料を選定した。

エロージョンは関東ローム層(JIS Z8901 TYPE8)⁽⁶⁾をベースにダクト長、風量などから衝撃値を試算し、30 μm以下の粒径ならば問題ないことを導いた。

コロージョンは関東ローム層のような無機系主体の塵埃や花粉のような有機系塵埃まで幅広く存在する中、有機系塵埃と水分影響などによるコロージョンに重点を置いた。一般的に花粉や孢子など小さな粒子径で10 μm程度であること、エロージョンの観点でも30 μm以下の粒径は問題ないことから、10 μm程度の塵埃捕捉能力を有したエアフィルタを選定した。10 μm以下の侵入塵埃に対しては車外環境やエンジンルーム内に用いられる耐環境性に優れた樹脂材料を冷却流路に採用しコロージョン耐性を確保した。

防水と塵埃に対応できる構造とすることで車室外配置を可能とした。

6. まとめ

FCX クラリティに向けて開発したLi-ion 電池システムについて紹介した。本システムの開発において以下の結論を得た。

Li-ion 電池は他のエネルギーストレージと比較しても高密度、高出力な電池である。

電池の性能変化推定を可能とし、市場の使われ方を踏まえた耐久モードの設定並びに冷却システムの構築により、本システムは車両運用期間に渡って安定したエネルギーを供給可能なことが確認できた。

車室外配置を考慮した環境対応をおこなったことで、搭載自由度があり、室内居住性を高くすることが可能なLi-ion 電池システムである。

このように FCX クラリティに搭載されたLi-ion 電池システムは性能および信頼性も高く、FCX クラリティのトルクフルで伸びのある加速を持ち合わせた走り、ゆとりある室内空間といった魅力向上に寄与している。

参考文献

- (1) 川崎聡志, 内堀憲治, 村上義一, 清水潔, 藤本幸人: 次世代燃料電池スタックを搭載した New Honda FCX の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.45-50
- (2) 為乗浩司, 山本康一, 姉川彰博, 田口剛, 久保田真也,

- 川原誠：燃料電池自動車用電気二重層キャパシタシステムの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.1, p.25-30
- (3) 沖尚彦, 松本謙治, 佐藤健児, 池尾充, 松本康弘, 安部直行：燃料電池自動車用高出力電気二重層キャパシタセルの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.1, p.31-36
- (4) 吉田浩明, 今村文隆, 井上剛文, 駒田周美：宇宙用リチウムイオン電池の容量低下メカニズムとその寿命予測方法, Electrochemistry, Vol.71, No.12, p.1018-1024 (2003)
- (5) 日本工業規格 JIS C0704:1995, 制御機器の絶縁距離・絶縁抵抗及び耐電圧
- (6) 日本工業規格 JIS Z8901:2006, 試験用粉体及び試験用粒子

■ 著 者 ■



山本 康一



姉川 彰博

燃料電池システム搭載用サブフレームにおける 摩擦攪拌接合技術の開発

Development of Friction Stir Welding Technology for Subframe for Fuel Cell System

小 林 努* 佐 山 満*
Tutomu KOBAYASHI Mitsuru SAYAMA
矢羽々 隆 憲* 加 藤 高 士*
Takanori YAHABA Takashi KATO

要 旨

FCXクラリティ(燃料電池自動車)用に開発された燃料電池システム搭載用サブフレーム(以下、FC サブフレーム)は、軽量化と生産性向上のため、6000系アルミニウム合金押し出し材と切削部品で構成し、主要骨格部の接合に摩擦攪拌接合(以下、FSW)を適用した。FSWを適用した板組みは、重ね継手が12種類と突合せ継手1種類である。これらの継手に対して、重ね継手用5種類、突合せ用1種類のツールを開発した。FSWによる重ね継手は、下側の材料が上側の材料に侵入する現象(以下、巻き上げ)により強度低下が発生する。その発生メカニズムを明らかにし、ツールのプローブに縦溝をつけることで低減を図った。また、合せ部にRがついている形状の突合せ継手では溶加材を加えずにトンネル状に連続した穴の発生を抑える手法、すなわち、材料の厚い側にツール中心を寄せることで発生を抑制した。

以上の技術を適用することにより、従来のプレス部品構造に比べて17%の軽量化を実現した。

ABSTRACT

In order to save weight and increase productivity, the FC subframe developed for vehicle mounting of the fuel cell system employed in the FCX Clarity fuel cell vehicle is constructed from both extruded and cut parts produced from 6000 series aluminum alloy. Friction stir welding (FSW) was used to weld the main structural parts of the subframe. FSW was applied to 12 types of lap joints and one type of butt joint. Five tools were developed for the lap joints and one tool for the butt joints. The strength of lap joints formed using FSW can be diminished by the infiltration of the material in the bottom sheet into the material in the top sheet, a phenomenon referred to as "hook." The project discussed here clarified the mechanism of this phenomenon, and reduced its occurrence by forming grooves on the probes of the welding tools. In addition, in the case of butt welds of forms with radii, the occurrence of elongated cavity was controlled without the use of filler metal by having the center of the tool approach the thickest side of the material.

The use of these methods has enabled the achievement of a 17% weight saving against a conventional subframe using stamped parts.

1. はじめに

摩擦攪拌接合(Friction Stir Welding: FSW)はアーク溶接(MIG 溶接や TIG 溶接)等の熔融溶接に比べて入熱が少なく低歪化が可能であり、鉄道車両を中心に実用化がなされているものの、自動車部品の適用例⁽¹⁾としては、サスペンションアームやフード、テールゲート、ドア等の開閉体に限られている。サブフレームのように断面が中空な部品は

FSWの適用が進んでいない。これは、接合時にかかる大きな荷重によりワークが変形し、接合不具合が発生してしまうためである。

FCX クラリティ用 FC サブフレームは、Fig. 1 に示すように燃料電池システムを床下に搭載して保持、保護する部品である。軽量化を重視し、構成部材すべてにアルミニウム合金を適用したが、従来はアーク溶接による変形の課題があった。そこで主要骨格部の接手法として FSW を採用

*四輪開発センター

することにより、接合による変形の低減が図れ、さらに継手構造の簡素化および肉厚最適化による軽量化が期待できると考えた。

継手構造は接合対象部品の製造時の寸法誤差を吸収するために重ね継手とし、必要な接合強度を得るために線接合としている。しかし、FSWによる重ね継手における線接合の事例は少ない。

そのため、今回は FSW による重ね継手と突合せ継手における線接合技術を開発し、さらに重ね継手に適した構造設計をおこない実用化を図った。

本稿では、その FSW 技術の開発概要について報告する。

2. FSW と適用状況

FSW は、イギリス TWI(The Welding Institute Ltd.)が 1991 年に開発した技術である⁽²⁾。Fig. 2 に示すように、先端にプローブと呼ばれる突起の付いた接合用工具(以下、ツール)を高速で回転させながら材料にショルダ部が接するまで挿入することで接合する。プローブとショルダ周辺の材料は摩擦熱で軟化し、ツールの回転によって起こる塑性流動により固体の状態で接合される。

主にアルミニウム合金、銅合金およびマグネシウム合金等の低融点金属の接合に適しているといわれている。

特徴として、

- (1) 材料を溶融しない固相接合である。
- (2) 接合変形が少ない。
- (3) プローホール等の溶融、凝固に起因する内部品質の不具合が発生しない。
- (4) アルミニウム合金の場合、シールドガスが不要である。
- (5) 溶加材が不要である。
- (6) ヒューム、スパッタ等の発生が無い。
- (7) 大きな電力を必要としない。

等が挙げられている。また、欠点としては、

- (1) 剛性のある拘束治具が必要である。
- (2) ワーク同士のギャップ許容範囲が狭い。
- (3) すみ肉継手等の複雑形状部材の接合が困難である。
- (4) 接合終端部に穴が残る。
- (5) 低融点金属に限られる。

等が挙げられている⁽³⁾。

上記の特徴を活かして、我が国では、アルミニウム合金製の鉄道車両に採用する事例⁽⁴⁾が特に増えてきている。これは 20m にも及ぶ長尺部品が多く、従来の溶融溶接の場合は接合による変形対策を必要としていたが、変形が少ない FSW を適用することで生産性の向上に加え省エネルギーでクリーンな作業環境を提供できることによる。

また、自動車分野においては、抵抗スポット溶接のように FSW 点接合をアルミニウム合金のドアやフード等に適用した事例⁽⁵⁾が増えてきている。

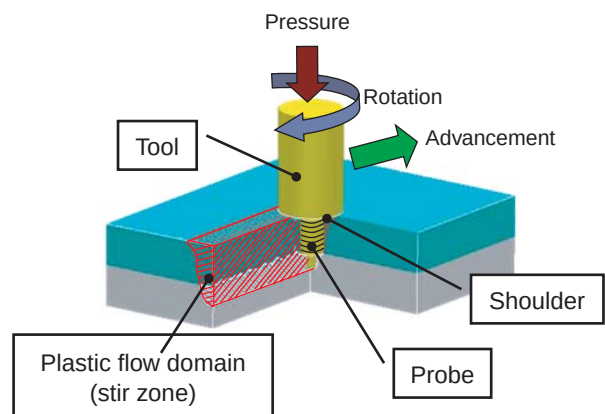


Fig. 2 Schematic illustration of FSW

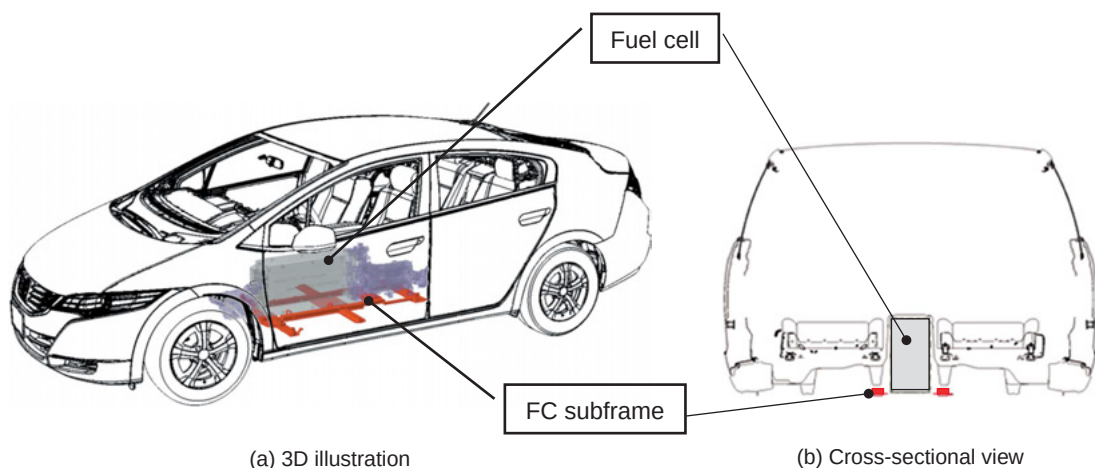
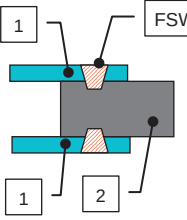
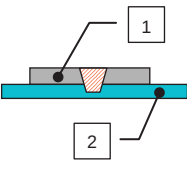
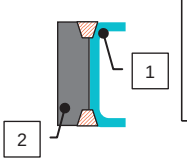


Fig. 1 Positioning of FC subframe in Honda FCX Clarity

Table 1 FSW weld structures in FC subframe

	Part 1		Part 2	
	Material 1	Thickness (mm)	Material 2	Thickness (mm)
	A6N01S-T5	1.3	A6061P-T651	
		1.5		
		2.0		
		3.0		
		3.5		
	A6N01S-T5	2.0	A6N01S-T5	2.0
			A6063S-T5	2.0
			A5052P-O	1.2
			A5052P-O	2.0
			A6063S-T5	2.0
	A6N01S-T5	2.0	A6961P-T651	7.0

3. FC サブフレーム

3.1. FC サブフレームの構造

FC サブフレームの材料構成を Fig. 3 に、FSW の継手構造を Table 1 に示す。基本構成は、アルミニウム合金の押し出し材と切削加工による中実部品（以下、中実部品）の組み合わせとした。押し出し材の断面形状を Table 2 に示す。中空かつ複雑な断面が多く、断面の外接円径は36 mmから214 mm に対して、板厚は 1.3 mm から 3.5 mm と薄い設定である。材質は、押し出し性と強度のバランスを考慮して A6N01S-T5⁽⁶⁾を適用した。中実部品は強度を優先し A6061P-

T651⁽⁷⁾とした。また、部品取り付け用のプレス部品は、強度と成形性を考慮して A5052P-O⁽⁷⁾を、その他の取り付け部品は、A6063S-T5⁽⁶⁾を適用した。

主要骨格は、押し出し材の内部に中実部品を差し込んで FSW で連結する構造とした。これは接合をおこなうときに中実部品がツールからの荷重を受ける治具として機能することをねらった構造であり、さらに、押し出し材の長さ加工誤差を吸収するためである。

従来の FC サブフレームは、接合に抵抗スポット溶接および MIG 溶接を用いていたが、板厚の組み合わせに制限があり最適化ができなかった。さらに複雑な継手構造となる

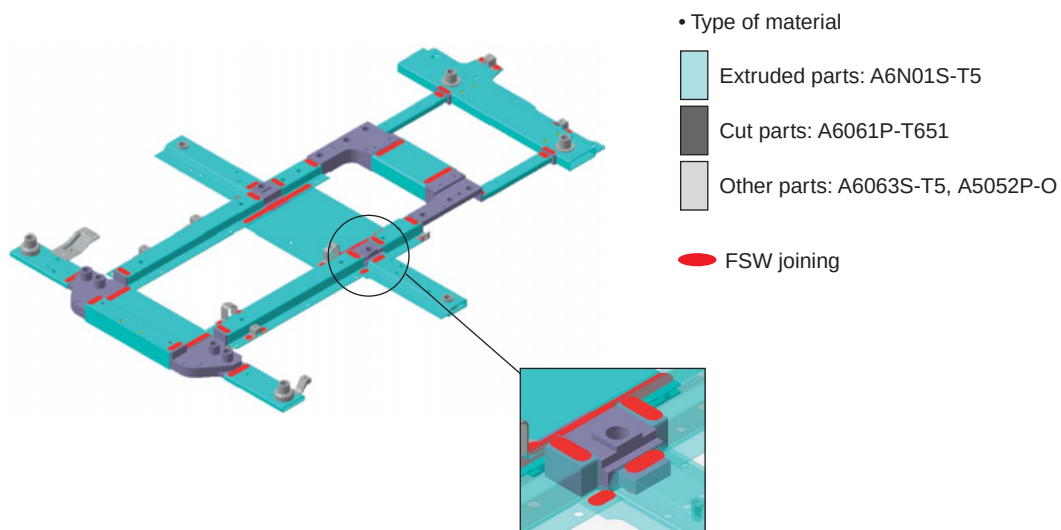


Fig. 3 Components of FC subframe

Table 2 Cross-sectional shape of extruded frames

Cross-sectional view	Circumcircle diameter (mm)	Minimum thickness (mm)	Thickness of FSW weld (mm)
	36	1.5	1.5
	73	2.0	2.0
	99	1.3	1.3
			2.0
	111	2.0	3.0
	111	2.0	2.0
			3.5
	156	2.0	2.0
	190	2.0	2.0
			3.0
	214	2.0	2.0
			3.0

ことから軽量化が困難であった。

今回の構造は FSW を前提に設計し、継手の簡素化や接合フランジの廃止、押し出し材の肉厚最適化等により 10% 以上の軽量化をねらった。また、接合後の修正作業を廃止することもねらった。

なお、本 FC サブフレームには、押し出し材の内部に厚肉の中実部品を差し込む構造とした重ね継手が 48 箇所、2 枚の薄板の重ね継手が 14 箇所および押し出し材の側面に中実部品を接合する突合せ継手が 4 箇所ある。

3.2. 継手構造の課題

突合せ継手に用いられる FSW ツールを重ね継手に用いると、引張り強度が低くなることがわかった。このメカニズムを Fig. 4 に示す。ツールの回転による摩擦発熱で加熱さ

れ軟化した材料がプローブの逆ねじの効果により、下向きに塑性流動する。プローブに沿って下向きに流動した材料は、下板で遮られて上向きかつ外側に広がるように流れる。この塑性流動域の外縁に沿って上向きの流動が周囲の軟化した材料を引きずるように持ち上げることで、上板側に下板の材料がクサビ状に侵入して巻き上げとなる。未接合の界面がそのまま上板側に侵入することで、もとの板厚から巻き上げ高さ分の板厚が減少したことになり引張り強度が低下する。

Fig. 5 に重ね継手部の断面写真を示す。塑性流動域がツール中心部から外側に広がって台形になっているのが観察される。Fig. 6 は巻き上げにより上板に未接合界面が侵入した状態を明確にするために、上板を上方へ変形させたときの断面写真である。この場合 2.89 mm の上板に対して巻き上

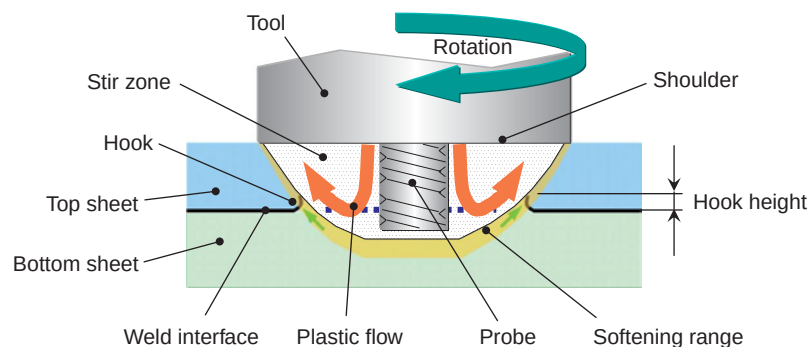


Fig. 4 Mechanism of FSW for lap joint

げ高さが、1.60 mm であり、上板の残存厚さが元板の半分以下になることから接合部の引張り強度も元板の母材強度の半分以下となっている。

Fig. 7 は、突合せ継手の接合を表した模式図である。押し出し材の角稜部の R をそのままに接合していることを示している。Fig. 8 は、トンネル状に連続した穴ができてしまった断面写真である。このような穴ができてしまうのは、一般には入熱不足などが考えられるが⁽⁸⁾、この場合は押し

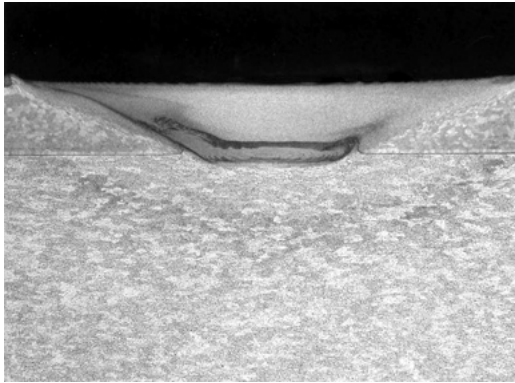


Fig. 5 Cross-sectional micrograph of FSW at lap joint

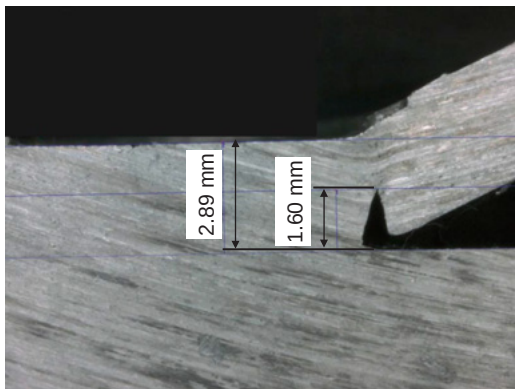


Fig. 6 Cross-sectional micrograph of FSW at lap joint when top sheet is forced upwards

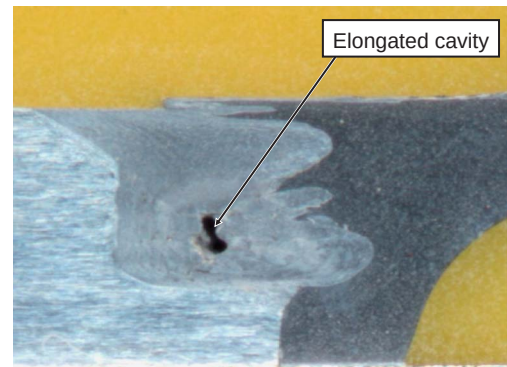


Fig. 8 Cross-sectional micrograph of elongated cavity

出し材の角稜部の R によってできる空隙が原因と考えられる。FSWは余盛りができないことにより、押し出し材の角稜部の R によってできる空隙分の材料不足が充填されずにこのような穴が形成され则认为られる。この不具合は引張り強度の低下を招くことから実用化にあたっては解決を図る必要があった。

4. 接合技術

4.1. 重ね継手の解決手法

重ね継手の引張り強度低下を防止するためには、巻き上げを抑制することが重要である。巻き上げの抑制には、縦方向の塑性流動を弱めることが考えられる。

まず、縦方向の塑性流動を弱くするにはツール回転を低速にすることが考えられる。しかし、ツール回転数が低くなると接合に必要な熱量が不足して接合が不安定になる。

Fig. 9 に 6000 系アルミニウム合金の重ね継手をツール回転数と接合速度を変化させて接合した例を示す。ツール回転数が 1000 rpm の場合は接合速度 100 - 150 mm/min において、良好な接合品質が得られた。しかし、ツール回転数を 800 rpm 以下の低回転にすると入熱不足となり接合が不安定となる。また、ツール回転数が 1100 - 1200 rpm で接合

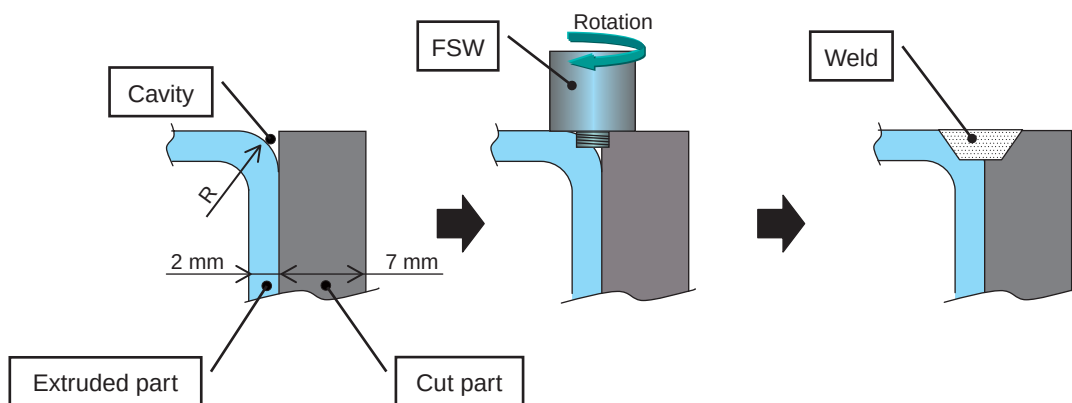


Fig. 7 Cross-sectional image of FSW butt joint

速度 100 mm/min では良好な接合品質が得られなかった。高回転では発熱過多による表面がむしれる不具合と巻き上げ過大となると考えられる。

開発したツールのプローブ形状を Fig. 10 に示す。接合に必要な回転数を維持しながら塑性流動を弱くするために、ねじ切り用タップのような縦溝をプローブに設けることにした。通常はプローブに付けられたねじが塑性流動を促進させているが、この縦溝が塑性流動を分断し、軟化した金属を縦溝内に滞留させることで流動を弱められると考えた。ねじによる下向きの塑性流動が弱まれば、巻き上げを引き起こす外側に広がりながら上向きの塑性流動も弱まることになる。さらにプローブ先端部をえぐって凹形状とし縦溝とつなげたことで、プローブ先端部のツール体積を減少させたことになる。これにより、プローブ周囲からの材料に与える圧力を低下させる効果も期待できる。プローブ先端部の圧力が低下し、周囲を押し広げる力が低減して広がりながら上向きの塑性流動を抑制できると考えた。これらを反映したプローブ形状により、接合に必要な摩擦熱を発生させるツール回転数でも巻き上げを抑制することができると考えた。

4.2. シミュレーションによる重ね継手の検討結果

ツール形状の塑性流動への影響を確認するために汎用熱流体解析ソフトウェア(ANSYS 社 FLUENT)を用いた CAE 解析を実施した。

CATIA V5 を用いて、ツールのショルダ直径の 1.3 倍ほどの直径を有する母材領域に、ツールを挿入した状態のモデルを用意し、熱流体解析ツール(ANSYS 社 FLUENT for CATIA V5)の自動メッシュ作成機能によって解析用メッシュ作成をおこなった。材料物性として密度および粘性係数を定数として設定し、ツール回転数を与え、定常状態での解析をおこなった。

Fig. 11 は、シミュレーションによって得られた縦溝の有無の違いによる流れ方向および流速分布を代表的な断面において示したものである。ただし、最大流速を 1 とした無次元数としている。

Fig. 11 から、プローブに縦溝を設けることにより、同じツール回転数においても流速が低下しているのがわかる。これは縦溝によりプローブの外縁に沿った流れが分断されるためと思われる。特に溝の内部では、流動が小さい状況であることがわかる。このことから縦方向の流速も低減し、塑性流動が弱まると考えられる。

4.3. 突合せ継手の解決手法

今回の突合せ継手は、材料の角稜部の R による空隙があるので、それを埋めるためにツール中心を中実部品側に 0.5 mm 程ずらして接合することにした。これは中実部品側から材料を流動させて空隙を埋めることができると考えたからである。また、ツールの押し込み量も通常より深くすることも、空隙を埋めるのに有効と考えて接合条件を設定した。

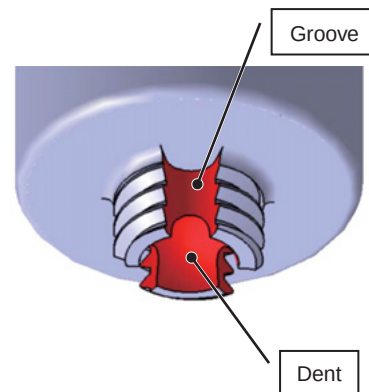


Fig. 10 Probe for developed tool

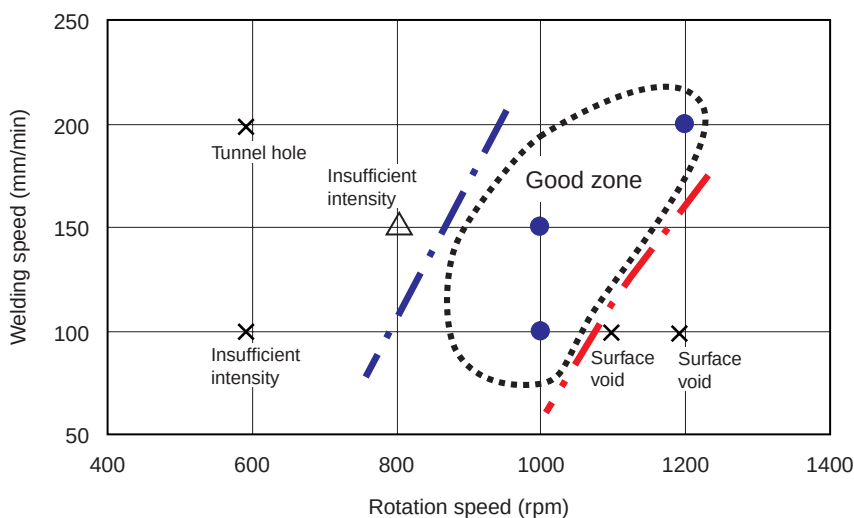
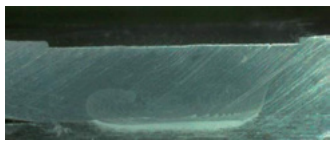


Fig. 9 Example of conditions for lap joint connection of 6000 series aluminium alloys

Table 3 Results of FSW using developed tools

No.	Joint	Type of material		Thickness (mm)	Cross-sectional micrograph	Joint efficiency
1	Lap joint	Top	A6N01S-T5	1.3		78%
		Bottom	A6061P-T6	28.0		
2	Lap joint	Top	A6N01S-T5	2.0		88%
		Bottom	A6061P-T6	28.0		
3	Lap joint	Top	A6N01S-T5	3.0		78%
		Bottom	A6061P-T6	14.0		
4	Lap joint	Top	A6061P-T6	2.0		71%
		Bottom	A6N01S-T5	3.0		
5	Butt joint	Right side	A6N01S-T5	2.0		91%
		Left side	A6061P-T6	7.0		

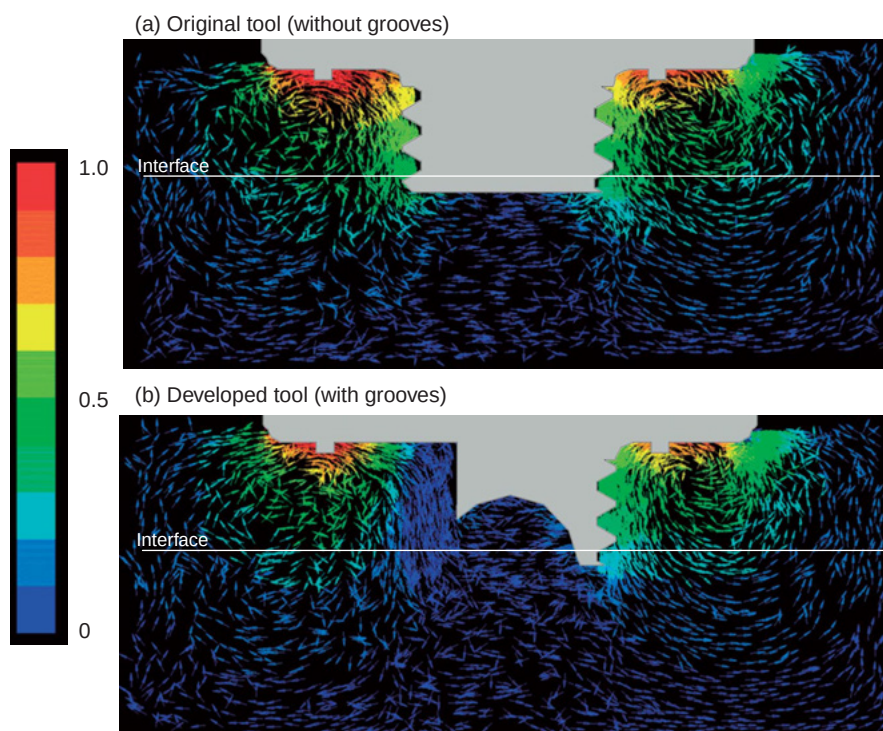


Fig. 11 Calculation of effectiveness of developed tool using CFD

4.4. 結果

今回の FCX クラリティ用 FC サブフレームでは、重ね継手12種類の板組みがあり、それぞれの板組みの上板厚に合わせて、ツールを5種類開発した。これらのツールは、プローブに縦溝を付けた形状である。突合せ用ツールは1種類開発した。

Table 3に開発ツールを用いた接合品質の検証結果を示す。巻き上げを抑制できたことにより、13種類の板組み全ての部位で母材の引張り強度に対する継手の引張り強度の割合(以下、継手効率)が60%以上であった。また、断面観察結果からも、巻き上げを抑制できていることが確認できた。

Fig. 12 に、FC サブフレームの完成品を示す。FSW の接合長は66箇所計2075 mmにおよび、接合によるひずみの量が少ないことから接合治具にひずみ量分の見込みを入れずに接合が可能となった。さらに接合後の修正をおこなわずに部品精度を満足することができたことで、修正作業工程を省略し作業効率の向上が図れた。

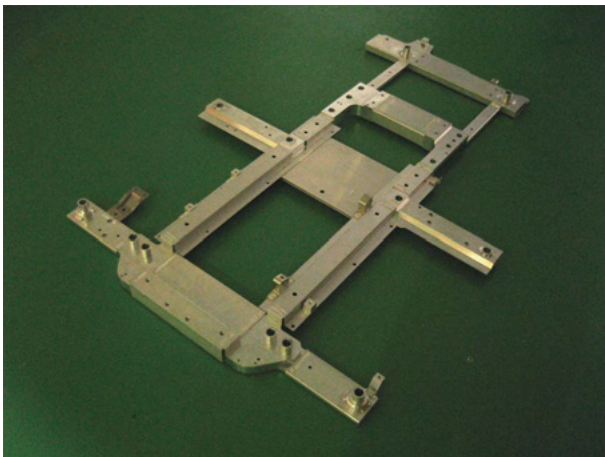


Fig. 12 Finished FC subframe

5. 量産設備

量産設備について簡単に紹介する。設備外観写真を Fig. 13 に示す。これは、FSW ツールに汎用の多関節ロボットを用いたシステムである⁽⁹⁾。二台のロボットにより支持された接合用治具に FC サブフレームをセットして、定置式の FSW 接合装置がワークを治具ごと挟んで接合する。2台のロボットの協調動作によりワークを載せた治具を動かして接合をおこなう。この装置は FSW ツールにかかる荷重を任意に制御することができるシステムであり、ロボットの動きと正確に同調することで安定した接合ができる。FSW ツールは剛性の高いフレームに取り付けられており、治具側はローラで接合荷重を支えている。また、このシステムはロボットのティーチングにより簡単に二次元はもとよ

り三次元の接合も可能である。

品質管理としては、FSW ツールの荷重や回転数、接合速度等の条件をモニタリングすることで、品質管理をおこなっている。また、6種類のツールを使用部位ごとに色分けして管理し、プローブ長と先端形状を定期的に確認している。

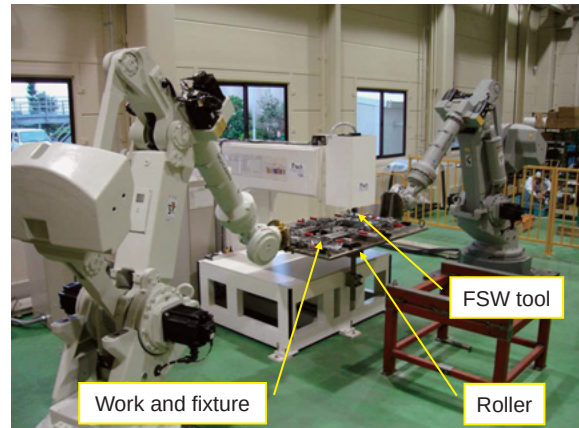


Fig. 13 Components of FSW machine

6. まとめ

本 FCX クラリティ用 FC サブフレームは、従来のアルミニウム合金板をプレスして抵抗スポット溶接と MIG 溶接で接合したものと比べて、17%の軽量化と修正作業廃止による生産性向上を達成することができた。

- (1) FSWの重ね継手では塑性流動による巻き上げが接合強度を低下させるメカニズムを明かし、流体解析ソフトウェアを用いて縦溝による巻き上げを抑えたツールを開発した。
- (2) このツールを用いることで、6000系アルミニウム合金の押し出し材と各種アルミニウム合金部材の重ね継手、突合せ継手において FSW をおこない、継手効率 60% 以上を達成した。

また、新しい量産装置としてのロボット接合システムは、接合荷重を制御して安定した接合をおこなうと同時に三次元接合も可能とした設備であり、安定した品質で FC サブフレームを生産している。

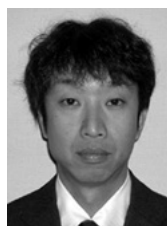
これからの自動車開発において軽量化は必須の技術であり、本技術を普及させて軽量化に貢献できると考えている。

参考文献

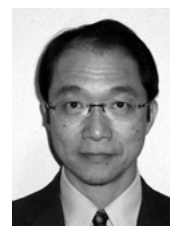
- (1) 時末光, 篠田剛, 熊谷正樹: FSW の実施例, FSW(摩擦攪拌接合)の基礎と応用, 日刊工業新聞社, p.129-161 (2005)

- (2) 藤井英俊：摩擦攪拌接合の原理と特徴，摩擦攪拌接合 (FSW のすべて)，産報出版，p.12-18(2006)
- (3) 時末光，篠田剛，熊谷正樹：FSWの原理と特徴，FSW (摩擦攪拌接合)の基礎と応用，日刊工業新聞社，p.11-12(2005)
- (4) 森久史，野田雅史，富永誉也：鉄道車両への摩擦攪拌接合の適用の現状，軽金属，第57巻，第11号，p.506-510(2007)
- (5) 古賀信次：自動車への Spot FSW の適用，摩擦攪拌接合 (FSW のすべて)，産報出版，p.232-235(2006)
- (6) 日本工業規格 JIS H4100：2006，アルミニウム及びアルミニウム合金の押出し材
- (7) 日本工業規格 JIS H4000：2006，アルミニウム及びアルミニウム合金の板及び条
- (8) 藤井英俊：摩擦攪拌接合の原理と特徴，摩擦攪拌接合 (FSW のすべて)，産報出版，p.22-24(2006)
- (9) 特開 2007-268558

■ 著 者 ■



小林 努



佐山 満



矢羽々隆憲



加藤 高士

燃料電池用クーラントの開発

Development of Fuel Cell Coolant

高 柴 津 弓*

Tsuyumi TAKASHIBA

矢 川 士 郎*

Shiro YAGAWA

要 旨

燃料電池用クーラント(以下 FC クーラント)は漏電防止のために絶縁性が必要であり、系統内にイオン交換樹脂を設置してクーラント中のイオンを除去している。本開発では FC クーラントに適切な酸化防止剤を処方することにより、耐酸化性を向上させ、発生するイオン量を低減させた。これによりイオン交換樹脂量を 40%削減することが可能となった。

ABSTRACT

Since fuel cell coolant (FC coolant) should have insulating properties for the purpose of electric leakage prevention, ion-exchange resin is used in the system to remove ions from the coolant. An antioxidant appropriate for FC coolant was formulated for the developed coolant, thereby enhancing oxidation resistance and reducing the generated ion content. This enabled a 40% reduction in the amount of ion-exchange resin.

1. はじめに

燃料電池車は走行時の CO₂ 発生のないゼロエミッションカーとして注目されるが、その発電を担う燃料電池スタックは発電に応じて発熱するためクーラントでの冷却が必要である。クーラントには漏電防止のために絶縁性が必要であり、発電中に絶縁性を確保するためにクーラント中のイオンを除去するためのイオン交換樹脂を系統内に設けている。FC冷却システムにおけるイオン交換樹脂のレイアウトを Fig. 1 に示す。

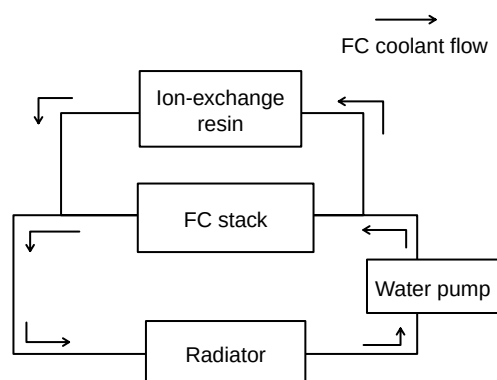


Fig. 1 Ion-exchange resin layout in FC cooling system

FCクーラントの基材に内燃機関用クーラントで使用されるエチレングリコール(Ethylene Glycol:EG)を用いた場合、不凍性は確保できるが、酸化によりイオン性物質が生成する。そのためクーラント中のイオン性物質を除去するためにイオン交換樹脂を多量に搭載する必要があった。

本開発では燃料電池車の部品軽量化のニーズに対してクーラントから発生する酸化物の生成を抑制した FC クーラントを開発し、搭載するイオン交換樹脂量を削減することを目的とした。

2. 開発のねらい

イオン交換樹脂量削減を可能とする FC クーラント開発にあたり、まずは耐酸化性を向上させて生成するイオン性物質を低減することが必要である。また冷却系部品を構成する材料に対しては、FCクーラントは材料からのイオンの溶出を促進させたり、材料の物性を大きく変化させてはならない。さらに冷却性能や寒冷地を想定した低温での不凍性を確保する必要がある。以上により本開発では次のように目標を定めた。

(1) 耐酸化性の向上

EGに対して耐酸化性を向上させ、酸化によるイオン性生成物量を 90%以上低減する。

(2) 冷却系材料からのイオン溶出性の抑制

冷却系に使用される材料からのイオン溶出を EG 水溶液同等に抑える。

(3) 冷却性材料への適合性

冷却系に使用される材料に対して、体積などの物性変化を EG 水溶液同等に抑える。

(4) 冷却性能、寒冷地区での不凍性

冷却性能、不凍性は基材と水との混合溶剤の物性であり、これを EG 水溶液同等とする。

3. 達成手法

冷却性能を発揮するために基材の検討、および耐酸化性を向上させるために添加剤の検討をおこなった。

3.1. 基材の選定

一般的な基材の主な性状を Table 1 に示す。ここでは EG、水、アルコール類、グリコール類(EG 除く)、グリコールエーテル類および炭化水素を一般的な基材として挙げ、比熱、粘度、融点を EG と比較した。まず水は比熱および粘度で優位性があるが、融点が高いため不凍性で劣る。またアルコール類、エーテル類および炭化水素は粘度および融点にて優位であるものの、比熱が低いために冷却性で劣る。したがって比熱、粘度、融点の3点の比較で EG よりも物性が優れる基材はないため、不凍性、冷却性を両立可能な基材として EG を選定した。

3.2. 添加剤の検討

3.2.1. EG 酸化反応

酸素溶存水溶液中で起こる EG の酸化反応を Fig. 2 に示す。一般にヒドロキシ基を持つ一級アルコール類はラジカル反応によりアルデヒド、カルボン酸と酸化反応が進行する。EG においても酸化反応が同様に進行し、結果的にグリコール酸(Glycolic acid)やギ酸(Formic acid)といった酸を生成する⁽¹⁾。

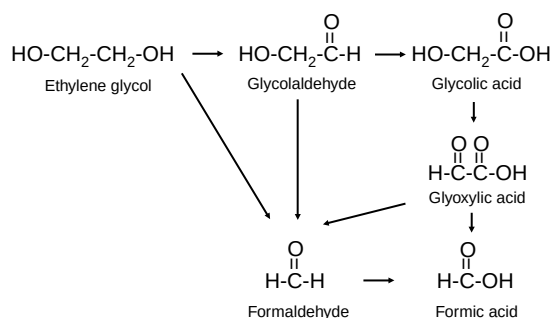


Fig. 2 Oxidation reaction of ethylene glycol

Table 1 Performance of base materials

Base material	Specific heat	Viscosity	Melting point
EG	+	+	+
Water	++	++	-
Alcohol	-	++	++
Glycol (except EG)	-	-	-
Glycol ether	-	++	++
Hydrocarbon	--	++	+

-- - + ++
Good

Fig. 3 は FC 冷却システムでの発電時におけるイオン交換樹脂の吸着イオンのうち、グリコール酸、ギ酸の吸着量を示す。FC の発電時間の増加によりイオン交換樹脂に吸着するギ酸、グリコール酸のイオン量は増加傾向にあり、FC 冷却システムにおいて EG の酸化によって生成したグリコール酸およびギ酸がイオン交換樹脂を通過の際に吸着されたことを示す。

3.2.2. 酸化防止剤の選定基準

EG の酸化を抑制する方法として

(1) 生成ラジカル捕捉による反応進行の抑制

(2) 環境温度低減

(3) 溶存酸素の除去

があるが、(2)温度および(3)酸素除去はシステム環境により決定するためクーラント側の対応は困難である。したがってラジカル捕捉、または脱酸素機能を持つ酸化防止剤を検討した。

さらに酸化防止剤の選定にあたり、酸化防止機能に加えてシステム側から要求される機能は二点ある。一つは耐熱性であり、高温領域においても酸化防止剤としての役割を発揮することが必要である。またもう一つは経路内に設置されたイオン交換樹脂によって除去されない非イオン性が必要である。

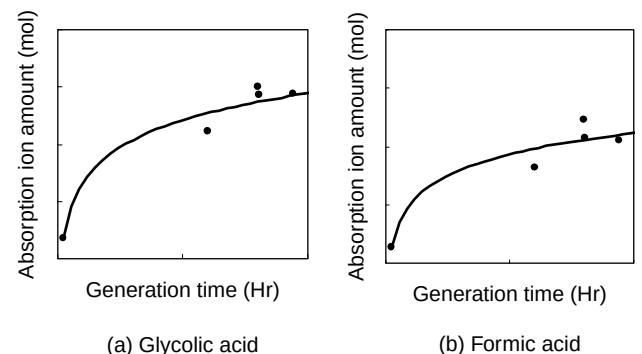


Fig. 3 Adsorption ion on ion-exchange resin (glycolic acid and formic acid)

Table 2 Performance of antioxidants

	Antioxidant	Heat resistance	Ionic
Nitrogen-containing compounds	#1	++	Ionic
	#2	++	Ionic
	#3	++	Ionic
Hydroxy compounds	#4	-	Non ionic
	#5	++	Non ionic
	#6	++	Ionic
	#7	++	Non ionic
	#8	+	Ionic

-- - + ++
Good

3.2.3. 酸化防止剤の選定結果

上記基準により、Table 2 のように #1 から #8 までの含窒素およびヒドロキシ化合物である各種酸化防止剤を選定した。耐熱性および非イオン性の条件を満たすものとしてヒドロキシ基を有する #5 および #7 を選定し、それぞれ酸化防止剤 A および B とした。

3.2.4. 酸化防止剤の反応メカニズム予測

ヒドロキシ基を持つ酸化防止剤において、一般的には次のような反応により酸化防止性能を発揮する⁽²⁾。



式(1)のように酸化防止剤 AO-H はヒドロキシ基の水素原子 H[•] を供与し、酸化防止剤ラジカル AO[•] は反応系にて発生する各種ラジカルを捕捉する。EG 酸化において推測される酸化防止剤の反応機構の一例を Fig. 4 に示す⁽³⁾。まず EG のヒドロキシ基の一つがヒドロキシラジカル等のラジカルの攻撃を受けて水素原子 H[•] を引き抜かれ、アルコキシラジカルとなり、さらに経路内の酸素と反応してグリコールアルデヒドとなる。その酸化反応の際に酸化防止剤 AO-H は、生成するヒドロキシラジカル、アルコキシラジカル、ヒドロペルオキシラジカル等のラジカルに対して水素原子を供与して安定化を図り、また酸化防止剤ラジカル AO[•] としてもラジカルを捕捉し安定化させる。

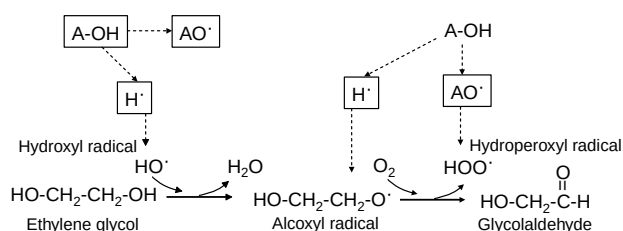
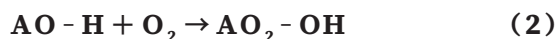


Fig. 4 Oxidation inhibition mechanism of EG by antioxidant

さらに酸化防止剤には脱酸素機能を持つものもあり、その反応例を式(2)に示す。



酸化反応速度は酸素濃度にも大きく影響され、脱酸素機能により酸化反応の速度を遅らせることが可能となる。

4. 性能評価結果

4.1. 耐酸化性評価結果

選定した基材および酸化防止剤にて FC クーラントを作製し、耐酸化性能を単体耐熱試験により評価した。基材の EG の希釈濃度は 50% とし、酸化防止剤 A または B を添加してそれぞれ FC クーラント A および FC クーラント B とした。また評価温度は 100℃ とし EG 水溶液と耐酸化性を比較した。その結果を Fig. 5 に示す。

比較となる EG 水溶液は試験時間の増加に伴い酸化生成物量は増加するが、酸化防止剤を処方した FC クーラントでは酸化物生成量は抑制され、FC クーラント A では 99% 以上、FC クーラント B でも約 80% の酸化生成物量を低減した。

また酸化防止剤の濃度を変化させたときの酸化生成物量を Fig. 6 に示す。酸化防止剤濃度を増加することにより酸

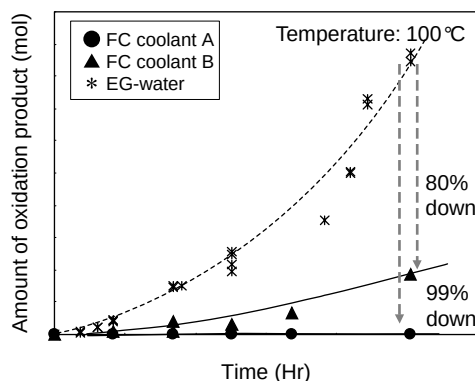


Fig. 5 Oxidation resistance test result

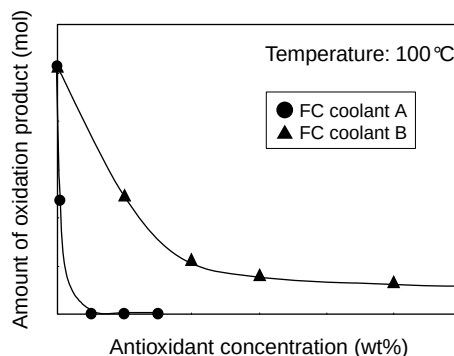


Fig. 6 Effect of antioxidant concentration for oxidation resistance

化生成物を低減させることができる。特に FC クーラント A は一定濃度以上の酸化防止剤を添加することで、酸化生成物量はほぼゼロとなり十分な酸化防止性能が得られた。

4.2. 材料溶出性確認結果

FCクーラントは先に述べたように絶縁性を維持することが不可欠であるため、流路を構成する材料からのイオン性物質の溶出を促進させてはならない。そこで冷却系部品を構成するゴム材料、樹脂材料に対する溶出性評価をおこなった。材料浸漬により溶出するイオン量を、クーラントの導電率変化にて評価した。ゴム材料、樹脂材料ともに FC クーラントの導電率は EG 水溶液に対して同等であることを確認した。Fig. 7 に例としてゴム材のイオン溶出性結果を示す。

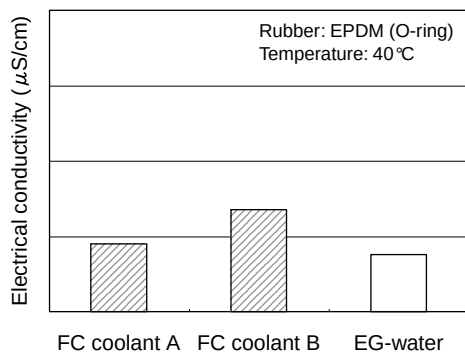


Fig. 7 Coolant extraction performance for rubber

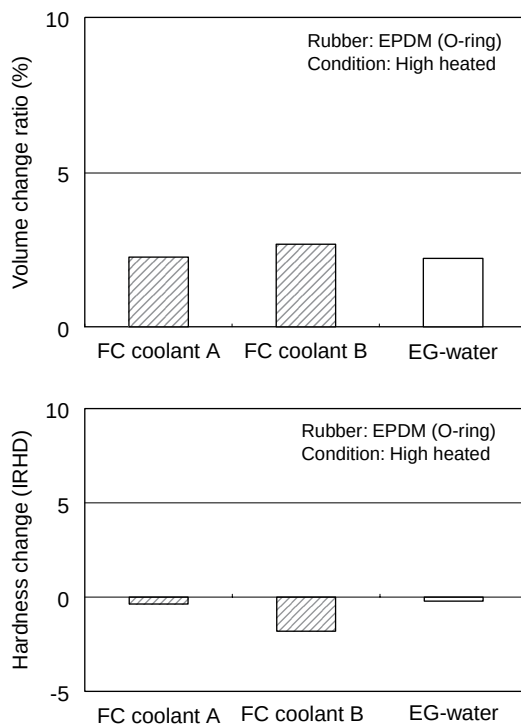


Fig. 8 Coolant application performance for rubber

4.3. 材料適合性確認結果

材料適合性は流路を構成する材料の物性の影響を確認するために、溶出性同様にゴム材料、樹脂材料にて実施した。ゴム材料は浸漬前後の体積変化、硬度変化、引張り強さ変化および伸び変化を測定し、樹脂材料は曲げ強さ変化および曲げ弾性率変化を測定した。ゴム材、樹脂材ともにFCクーラントでの変化率は EG 水溶液と同等であり、材料適合性は EG 水溶液と同等であることを確認した。Fig. 8 に例としてゴム材の材料適合性結果を示す。

5. イオン交換樹脂量削減効果

FCクーラントの耐酸化性の向上によるイオン交換樹脂量の削減効果を、特に耐酸化性に優れた FC クーラント A に対して推定した。その結果を Fig. 9 に示す。FC クーラントの耐酸化性の向上により FC クーラントの酸化によるイオン性生成物の吸着量が低減された。その結果、車両に搭載するイオン交換樹脂量を 40%低減することが可能となり、部品の軽量化を実現した。

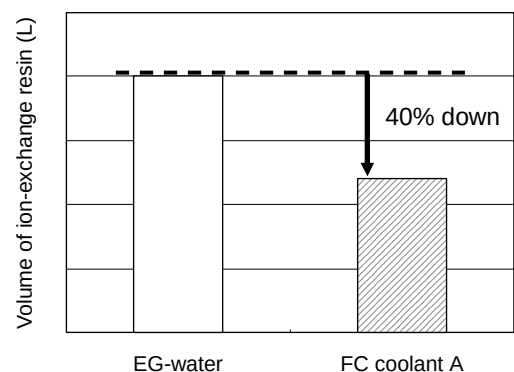


Fig. 9 Reduction of ion-exchange resin through FC coolant

6. まとめ

- (1) 酸化防止剤の添加効果により、酸化によるイオン性生成物量を EG に対して 90%以上低減する FC クーラントを開発した。
- (2) 本クーラントは冷却系部品に対して EG と同等の適合性を有することを確認した。
- (3) 本クーラントの適用により、イオン交換樹脂量を40%削減することが可能となった。

参考文献

- (1) Rossiter, W.J.Jr., Godette,M., Brown,P.W., Galuk,K.G.:
An Investigation of the Degradation of Aqueous Ethylene
Glycol And Propylene Glycol Solutions Using Ion
Chromatography, Solar Energy Materials, Vol.11, p.455-
467(1985)
- (2) 渡邊亨:酸化防止剤, トライボロジスト, 第53巻, 第
2号, p.106-109(2008)
- (3) <http://www.chem-station.com/odoos.htm>, 2008/7/30

■著 者■



高柴津弓



矢川士郎

燃料電池車 FCX クラリティ用駆動モータ

Electric Drive Motor for Fuel Cell Vehicle FCX Clarity

福嶋 達也* 岩井 明信*
Tatsuya FUKUSHIMA Akinobu IWAI
山口 憲隆* 篠木 弘明*
Noritaka YAMAGUCHI Hiroaki SHINOKI

要 旨

燃料電池自動車 Honda FCX クラリティの駆動モータとして新たに DC ブラシレスモータを開発した。

車両のパッケージング要求から、駆動モータとギヤボックスを同軸化し、さらにパワードライブユニットも一体化することで駆動ユニットの小型化をおこなった。駆動モータとギヤボックスを一体化することで、フリクションを低減し走行エネルギー効率の向上に貢献した。

また、最高速度向上のための高回転化と、動力性能向上のための高出力化を目的に IPM (Interior Permanent Magnet) ロータを採用した。インダクタンス値の設定を最高回転時の出力を得ることができる限界値として、高回転と高出力を両立させた。

以上の手法を用いることで、駆動ユニットは従来モデルに対して前後方向寸法を 162mm 短縮、高さ方向寸法を 240mm 短縮を実現した。駆動モータ性能は、最高出力 100kW、最大トルク 256Nm、最高回転数 12500min⁻¹ を達成した。また、モータの駆動効率最高 97% を達成した。

ABSTRACT

A new DC brushless motor has been developed as the electric drive motor for the Honda FCX Clarity fuel cell vehicle.

Due to the demands of vehicle packaging, a coaxial configuration was employed for the drive motor and gear box, and the power drive unit has been integrated with the drive motor, enabling the size of the overall drive unit to be reduced. The integration of the drive motor and gear box has reduced friction, contributing to increased operating efficiency.

An IPM rotor has been employed to increase motor speed in order to increase maximum vehicle speed, and to increase power output in order to enhance vehicle performance. The use of a limit value for the inductance setting that enables greater power to be achieved at maximum motor speed has reconciled high motor speed with high power.

These innovations have enabled the length of the drive unit to be reduced by 162 mm and its height to be reduced by 240 mm. The electric drive motor achieves a maximum power of 100 kW, maximum torque of 256 Nm, and maximum speed of 12500 min⁻¹. In addition, a maximum motor drive efficiency of 97% has been achieved.

1. まえがき

今日、地球規模の環境意識の高まりから、自動車の低エミッション化と温暖化に対する CO₂ 低減が求められている。Honda ではこれらの期待に応えるべく、環境対応の究極の自動車として燃料電池自動車 Honda FCX (2003 年モデル FCX) の開発を進め、2002 年に日本政府と米国ロサンゼルス市に世界に先駆けて燃料電池自動車を納車した⁽¹⁾。さらに燃料電池自動車を広く普及させるために、低温での性能を向上させた Honda 製スタックを搭載した New Honda

*四輪開発センター

FCX (2005 年モデル FCX) を開発し、2004 年にニューヨーク州、2005 年に北海道に納車し、世界で初めて氷点下での使用を可能とする燃料電池自動車を実用化した⁽²⁾。

2008 年 7 月、水素と空気を上から下に流す Honda 独創の燃料電池スタック「V Flow FC (Vertical Gas Flow Fuel Cell) スタック」⁽³⁾ 技術を核に、燃料電池自動車だからこそできるショートノーズ、ロングホイールベースによる広々とした室内空間、そして発進から最高速まで続く、力強く、なめらかな加速を実現し、究極のクリーン性能だけでなく、クルマとしての新しい価値と魅力を提案した Honda FCX クラリ

ティ(FCX クラリティ)を発売した。このFCX クラリティの駆動モータ(MCF31)では、2005 年モデル FCX の駆動モータ(MCF21)に対し小型化、高効率化、出力向上、高回転化を図ることとした。

本論文では、MCF31の開発にあたって適用した技術、得られた性能について述べる。

2. 開発のねらい

MCF31型モータ開発に際して以下の二項目を主要なねらいとした。

(1) 駆動ユニットの小型化と高効率化

(2) 出力向上と高回転化

燃料電池自動車だからこそできるショートノーズデザインと低全高デザインを実現するため、モータ磁気回路の小型化と共に、モータ、ギヤボックス、パワードライブユニットとの一体化を図り、駆動ユニットのコンパクト化を目指した。

また、走行エネルギー効率60%を実現するため、駆動効率は、モータ最高効率において MCF21 と同等の 97%を目標とし、以下の出力性能と両立させるものとした。

出力性能目標値は、車両動力性能の要求値などから下記のように設定した。

最大駆動力 F_{max} 、最高速度 V_{max} とモータ最大トルク T_{max} 、モータ最高回転数 N_{max} との関係は式(1)で表される⁽⁴⁾。

$$F_{max} \cdot V_{max} = 2\pi \cdot T_{max} \cdot N_{max} \quad (1)$$

車両目標値である 100mile/h(160km/h)の最高速度と加速時に要求される最大駆動力に対し、同軸式ギヤボックスでの減速比の成立範囲、フリクション増加などのバランスを考慮してモータ最高回転数 N_{max} を 12500min⁻¹ と設定し、それによりモータ最大トルク T_{max} は 256Nm 以上と設定した。

また、登坂発進に必要な最小駆動力から、0 min⁻¹時のモータ最低トルク値(ボトム値)を設定した。同時に0 min⁻¹駆動時の相電流値がインバータの許容最大電流を超えないように、トルク定数を高く設定した。

モータ最高出力は、ガソリン車2.4Lクラス同等以上の追い越し加速性能の実現のために 100kW に設定した。さらに、最高速度で連続走行できることという要求と登坂時にアクセル操作のみでの停止が成立するための必要トルク条件から、要求連続出力可能範囲を設定し損失低減と冷却能力向上を図った。

一方、モータの最高出力を保証する最低入力電圧は、走行エネルギー効率向上のため昇圧器を設けず燃料電池出力電圧とした。この電圧下で、高トルク定数と最高回転での要求出力確保という相反する特性の両立を図った。

Table 1 Comparison of motor specifications

	MCF21 (2005 model year FCX)	MCF31 (FCX Clarity)
Type	PM synchronous motor	PM synchronous motor
Phase	3	3
Number of poles	12	8
Rotor type	Salient SPM	IPM
Magnet	Nd-Fe-B	Nd-Fe-B
Cooling system	Water-cooled	Water-cooled

3. 適用技術

MCF31 の主要諸元を Table 1 に、モータ、ギヤボックス、パワードライブユニットを一体化した駆動ユニットの概略外形形状を Fig. 1 に示す。

モータの基本形式としては MCF21 同様のリラクタンストルク併用型 PM(Permanent Magnet)モータ形式を選択した。極数は損失(特に高周波鉄損)および騒音、振動を低減するため8極を選択した。

3.1. 駆動ユニット構造

車両パッケージングのために、以下の構造によって駆動ユニットを小型化した。また、車両の走行エネルギー効率向上のために駆動ユニットの伝達効率の向上を図った。

3.1.1. モータとパワードライブユニットの一体化

車両の全高を低く抑えるため、また衝突時の歩行者保護のために駆動ユニットを一体化し全高を短縮した。

モータとパワードライブユニットを一体化するため、モータの振動低減とパワードライブユニットの耐振動性を向上させた。これにより Fig. 2 に示すように、モータ最下部からの高さを 2005 年モデル FCX に対し 240mm 短縮して搭載空間の縮小に寄与した。

3.1.2. モータとギヤボックスの同軸化

車両のショートノーズデザインと衝突時の乗員保護の両立のため駆動ユニットの全長を短縮した。

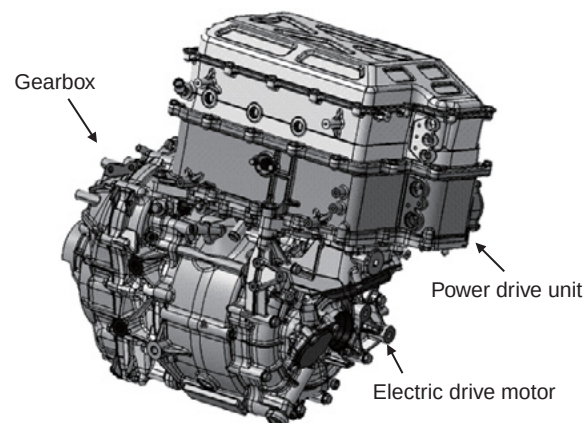


Fig. 1 Appearance of drive unit assembly

モータのロータシャフトを中空構造にし、その中にドライブシャフトを貫通させギヤボックスと同軸化した。このモータならではの画期的な新構造と4%のモータ外径縮小と合わせ、Fig. 3 に示すようにディファレンシャル軸センターからモータ最前部までの長さを、2005年モデルFCXに対し162mm短縮して搭載空間の縮小に寄与した。

3.1.3. モータ内オイル潤滑

車両の走行エネルギー効率を向上させるため駆動ユニットのフリクション低減による伝達効率の向上を図った。

2005年モデルFCX [Fig. 4 (a)] ではモータとギヤボックスを別室構造とし、ベアリングの潤滑はそれぞれグリスとギヤ油としていた。FCX クラリティ [Fig. 4 (b)] では、モータ内部部品の耐油性を向上させ、モータとギヤボックスを同室構造としてオイルシールを削減し、新開発のギヤ油潤滑ベアリングを採用し2005年モデルFCXに対して最大36%フリクションを低減した (Fig. 5)。

また、モータ内部のギヤ油によりステータ巻線温度が均一化され、高出力化と連続運転領域の拡大を達成した。

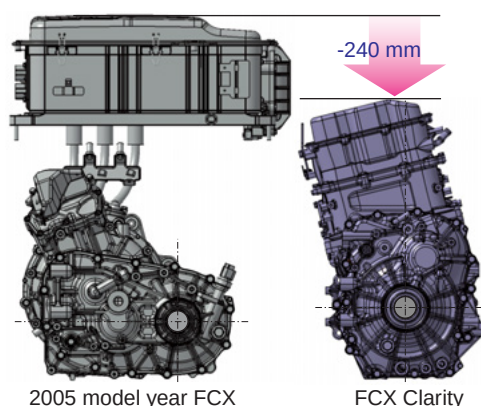


Fig. 2 Comparison of total height of drive unit

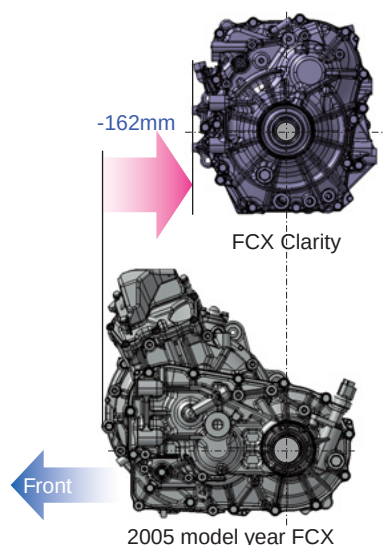


Fig. 3 Comparison of total length of drive unit

3.2. リラクタンストルク併用型 PM モータ

全運転領域での高効率化を実現するため、基本形式としてMCF21 同様のリラクタンストルク併用型 PM モータ形式を選択した。

リラクタンストルク併用型 PM モータでは、Fig. 6 に示すようにロータの磁石により発生する磁石トルクと、磁石と磁石の間にある電磁鋼板突極部により発生するリラクタンストルクを併用することができ、結果として磁石使用量を削減できるという特徴がある。

リラクタンストルク併用型のモータ発生トルク T_q は、トルク軸を q 軸、界磁軸を d 軸とし、磁石による鎖交磁束

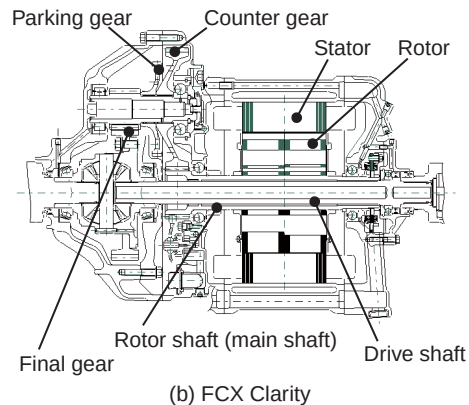
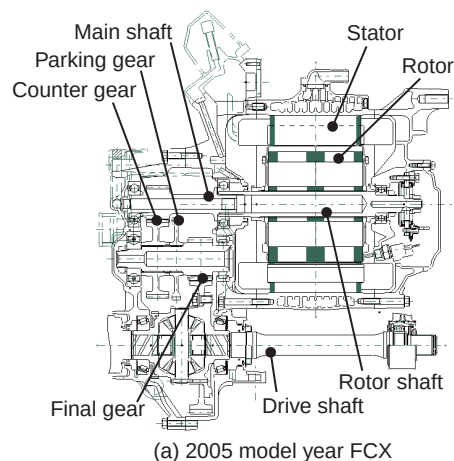


Fig. 4 Section of drive unit

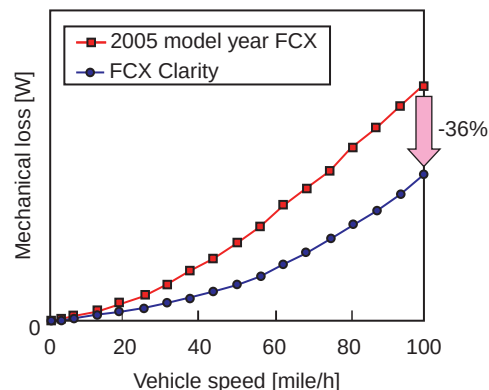


Fig. 5 Comparison of mechanical loss

を ϕa 、極対数を P_n 、 d 軸と q 軸電流をそれぞれ i_d と i_q 、 d 軸と q 軸インダクタンスを L_d と L_q とおけば式(2)のようになり、右辺第1項が磁石トルク、第2項がリラクタンストルクを表す⁽⁵⁾。

$$Tq = P_n \cdot \phi a \cdot i_q + P_n(L_d - L_q)i_d \cdot i_q \quad (2)$$

第2項よりリラクタンストルクは $(L_d - L_q)$ に比例することがわかる。

また、弱め界磁運転に必要な電流 i_d は、電気角速度を ω 、入力電圧を V_b とすれば式(3)となる。

$$i_d = -\frac{\phi a}{L_d} + \frac{1}{L_d} \sqrt{\frac{V_b^2}{\omega^2} - (L_q \cdot i_q)^2} \quad (3)$$

L_d を高める高インダクタンス化は、弱め界磁運転に必要な電流を低減させる効果がある。

一方で出力 P を近似的に表すと式(4)となり、高インダクタンス化は電圧限界での最大出力を低下させる。

$$P \propto \frac{V_b \cdot \phi a}{L_d} \quad (4)$$

3.3. ロータ形状の選定

MCF31 では MCF21 に対し、さらなる高出力化、高回転化、小型化を実現するため、ロータ形式の選定をおこなった。

高出力化、小型化を実現するためには、インダクタンス値の最適化が必要である。入力電圧範囲内で最高回転時の目標出力を確保できる限界値(最大値)に L_d を設定し、さらにこの条件下で $(L_d - L_q)$ を最大限確保するよう L_q を設定する。これにより高回転時の弱め界磁運転に要する電流を最小限化し、リラクタンストルクを有効利用することが可能となり、高出力化、小型化を達成できる。

また、高回転化を実現する上での課題として、ロータヨークの強度確保が挙げられる。最高回転時ロータヨークには

磁石の重量により大きな遠心力が作用する。この遠心力に対して強度を確保する必要がある。

インダクタンス値の最適化、ロータヨークの強度確保を目指し量産実績のある下記2形式のPMについて磁場解析および強度解析を用いて比較検討をおこなった。

形式A：MCF21 で採用した突極型 SPM (Surface Permanent Magnet) [Fig. 7 (a)]

形式B：ACCORD Hybrid⁽⁶⁾で採用した矩形磁石のセンターリブ IPM [Fig. 7 (b)]

形式Aは、磁石をステータコアに近づける配置が可能のため、 d 軸上の磁気抵抗を高められることから L_d を低く設定できる。かつ $(L_d - L_q)$ を大きく設定することができるため、高出力化に対して利点を有する。磁場解析の結果、ねらいどおりの目標トルク、出力が達成されることが確認できた。

しかし、MCF31 では高回転化に加え、MCF21 に比べて極数を減らしたことにより1極あたりの磁石量を増加させる必要があり、最高回転時ロータヨークには大きな遠心力が作用する。強度解析の結果、磁石を保持するヨークフック部に応力が集中し高回転時に強度が確保できないことがわかった。

形式Bは、センターリブを設けることで磁石を2分割し、センターリブ部とヨーク付け根部に遠心力負荷を分担させることにより、過度な応力発生を抑制することが可能である。強度解析の結果、応力を最適に分担することにより最高回転数まで強度を確保できた。

その反面 d 軸の磁気抵抗が低減されるため、 L_d が高くなり、磁場解析の結果、高回転時において目標出力に到達できないことがわかった。

以上の結果より、形式Aの高出力化に対する利点と形式Bの高回転化に対する利点の融合をねらって、形式Cの検討をおこなった。

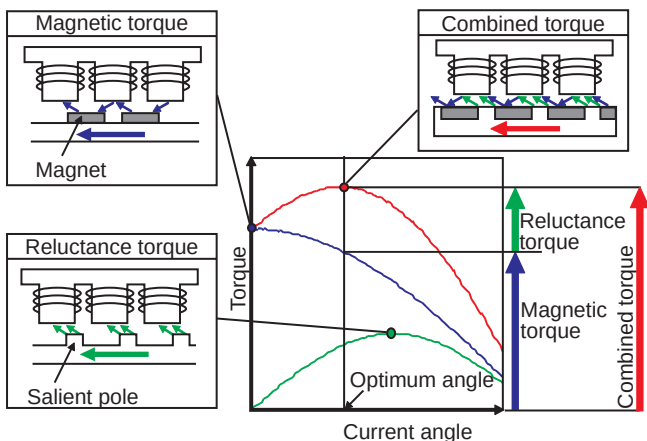


Fig. 6 Conceptual diagram of torque characteristic and current angle

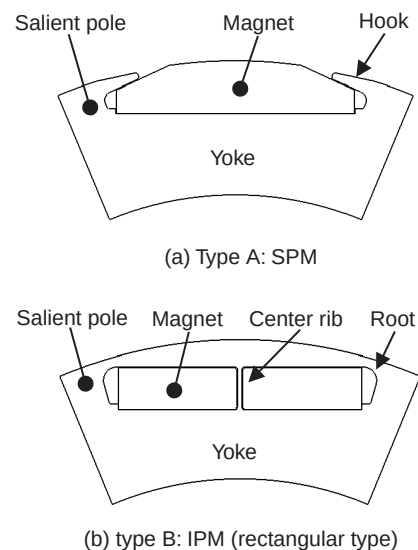


Fig. 7 Structure of rotor

形式Cは L_d を低く設定するため半月型形状の磁石を採用し、強度を成立させるためセンターリブIPM構造を採用した。磁場解析および強度解析の結果、形式Cはねらいどおりに高出力化と高回転化を両立することが確認できた(Fig. 8)ため、MCF31のロータ形式は半月型磁石形状のセンターリブIPMを選択した(Fig. 9)。非線形構造解析によるロータ回転中の磁石およびロータヨーク部の応力分布の計算結果を Fig. 10 に示す。

半月型磁石形状のセンターリブIPMにおいて詳細な検討を進めたところ、新たな課題として寸法許容範囲でのばらつき、ヨークスロット内での組付け位置ばらつきにより、高回転時にヨークに発生する応力が大きく変化することがわかった。これは、従来にない独自形状の半月形磁石をIPMとして採用したことにより、磁石とヨークスロットの接触位置が安定しないことによるものである。そこで、寸法許容差と組付け位置のいかなる組合せにおいても磁石とヨークスロットの接触位置が安定するよう磁石形状とヨークス

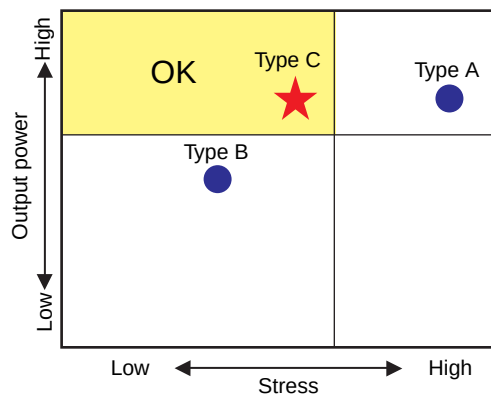


Fig. 8 Conceptual diagram of output power and stress and current angle

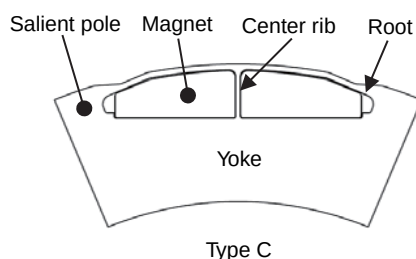


Fig. 9 Structure of IPM rotor (half moon type)

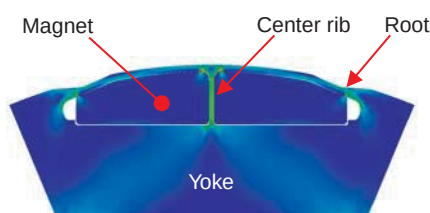


Fig. 10 Nonlinear analysis of IPM rotor (half moon type)

ロット形状を最適化した。この結果、実機での破壊試験で 23000min^{-1} 以上の破壊強度を持つことを確認した。

3.4. 磁石発熱対策と表面処理

Nd-Fe-B 磁石は温度が上がれば磁束密度が低下する特性を持つため、高回転での渦電流の増加による温度上昇に伴い鎖交磁束が低下し、式(4)にしたがって最高出力も低下する⁽⁷⁾。最高速度の確保に必要なモータ出力値と磁石の温度特性から磁石の許容温度の上限値が得られる。

ロータ内の磁束変化により磁石内部の渦電流による発熱で磁石温度が顕著に上昇する。MCF31では渦電流低減のため、磁石軸方向の分割と磁石表面に樹脂塗装を施した。その結果、発熱を抑制し磁石温度を上限温度以下に抑えることが可能となり目標の出力値を達成した。

また、駆動ユニットの小型化のためにMCF31はモータとギヤボックスを一体化したため、プライマリシャフトおよびドライブシャフトのベアリングを潤滑するためのギヤ

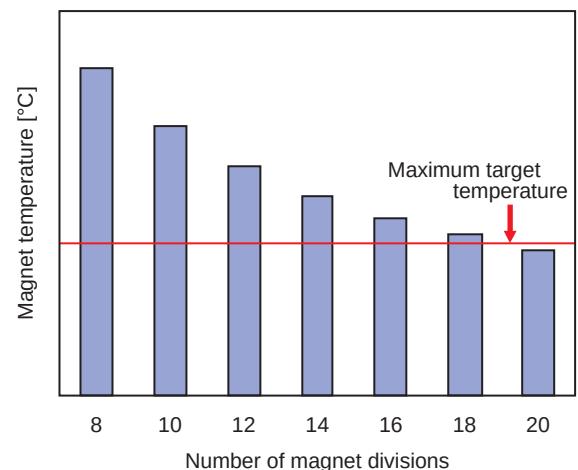


Fig. 11 Relation between number of magnet divisions and temperature

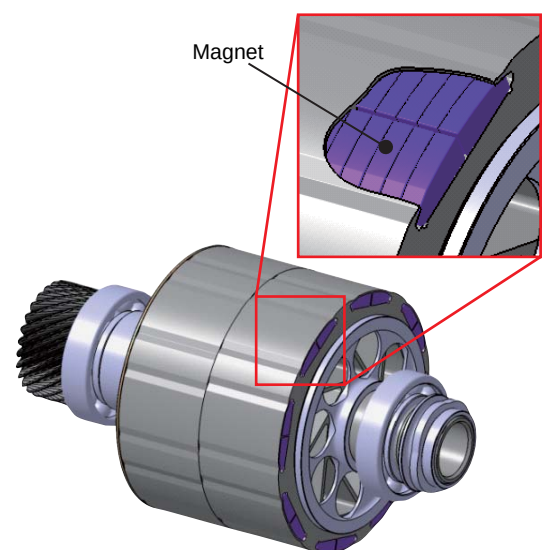


Fig. 12 Part of magnet division structure in rotor

油がモータ内部に存在している。そのため、MCF31の磁石表面処理には渦電流低減の絶縁性と防錆効果に加えて耐油性が求められたため、磁石表面に耐油性に優れた無機系の表面改質処理を施し、その上に絶縁表面処理を施すことで対応した。Fig. 11 に磁石分割数と目標温度との関係、Fig. 12 にロータ内の磁石分割配置の一部を示す。

3.5. ステータ冷却技術

登坂から最高速に至る広範囲の連続運転領域を確保するために、銅損の低減と共にステータの熱抵抗低減を図った。巻線からステータ外周のウォータージャケットに至る熱流経路の熱抵抗は、巻線とステータの接触部面積にほぼ支配されることは知られている⁽⁷⁾。MCF31では、モータの損失を低減するために極数を MCF21 の 12 極に対して 8 極へ減らした。そのため巻線とステータの接触部面積が低下し熱抵抗が増加し冷却能力が不足したため、極数 n に対するスロット数の比率を MCF21 の $3n$ から $6n$ に変更する (Fig. 13) ことで、相抵抗値(損失)削減と巻線-ステータ間の接触面積の拡大を両立させ、目標の冷却能力を達成した。

これにより、冷却困難な運転条件である登坂時と最高回転時の連続通電において、巻線温度を各部耐熱温度の許容値内にコントロールすることができた。

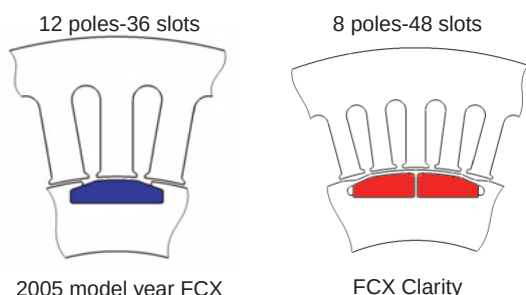


Fig. 13 Ratio of slots and poles

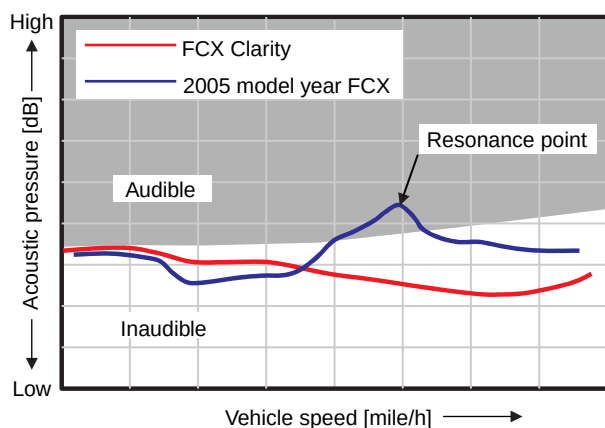


Fig. 14 Noise and vibration performance

Table 2 Motor performance

Type	MCF21 (2005 model year FCX)	MCF31 (FCX Clarity)
Maximum power [kW]	80	100
Maximum torque [Nm]	272	256
Maximum speed [min^{-1}]	11000	12500
Maximum efficiency [%]	97	97

3.6. モータ静粛性

内燃機関のピストン往復運動による振動や燃焼音が発生することもない、モータドライブならではの静けさを最高速度まで実現するためにモータの静粛性を追求した。

MCF31 では、極数を MCF21 の 12 極から 8 極に減らすことで、使用回転領域から共振点を排除した (Fig. 14)。これにより静粛性と高出力化を両立した。

4. モータの性能

MCF31 の達成性能を Table 2 にまとめる。モータの最高効率も MCF21 と同性能を達成し、トルク密度は 15% 以上、出力密度は 20% 以上向上し、重量は 20% 以上低減した。

4.1. 出力

出力アウトラインは、目標どおり最高出力 100kW、最大トルク 256Nm、最高回転数 12500 min^{-1} の試験結果を得た。結果を Fig. 15 に示す。最高出力 100kW の発生領域を約 30mile/h の中間速度域から約 80mile/h の高速度域まで可能とすることで、Fig. 16 に示すようにガソリン車 2.4L クラス同等以上の発進加速と追い越し加速を達成した。

また、連続定格出力範囲はすぐれた冷却能力により、登坂-市街地-最高速度に至る広範囲を満足している。

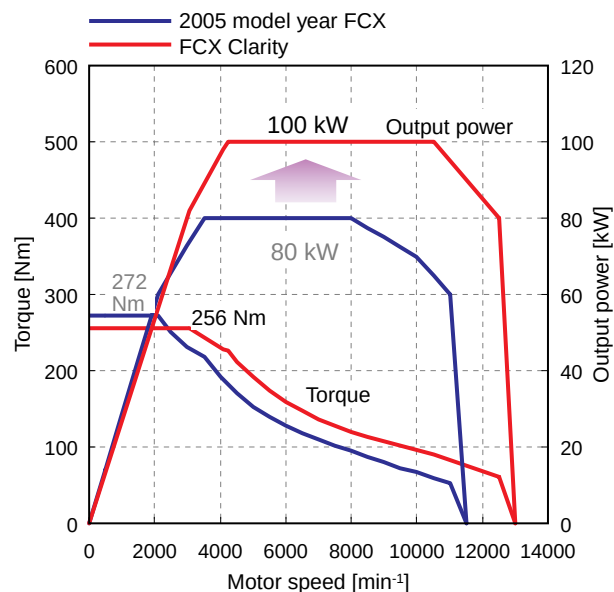


Fig. 15 Motor output performance

4.2. 走行エネルギー効率

モータ駆動時の最高効率97%の達成、駆動ユニットのフリクションロス36%の削減により、駆動ユニットの高効率化を図ることができた。

エネルギーマネジメントの最適化とあわせて、走行エネルギー効率は Fig. 17 に示すように 2005 年モデル FCX と比較し、約 10%向上し、目標値の 60%を達成した。

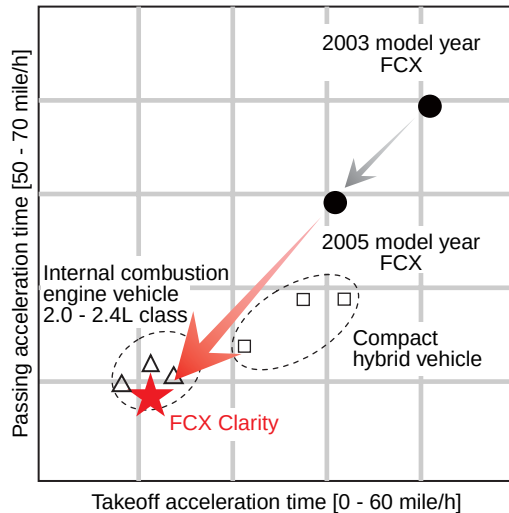


Fig. 16 Acceleration performance

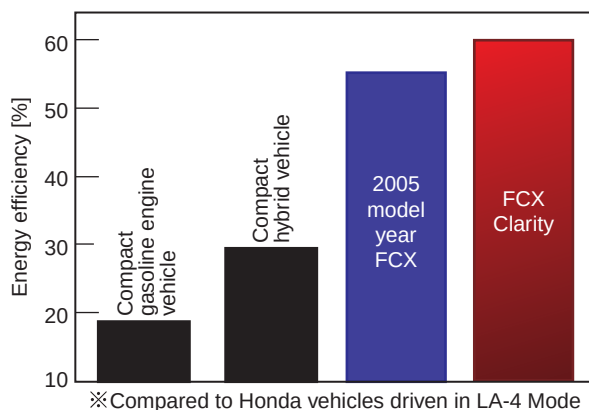


Fig. 17 Energy efficiency, LA-4 Mode

5. まとめ

FCXクラリティ用の駆動モータを新たに開発し、車両に搭載した。本開発により、下記の結果が得られた。

- (1) モータ、ギヤボックス、パワードライブユニットの一体化により、駆動ユニットを小型化し、車両のショートノーズデザインと低全高デザインを具現化した。
- (2) モータの高効率化と駆動ユニットのフリクション低減による伝達効率向上により、走行エネルギー効率60%達成に貢献した。
- (3) モータの低インダクタンス化により 100kW の高出力

を高回転領域まで維持可能になり、車両の動力性能向上を実現した。

- (4) ロータヨークの強度を向上させ高回転化を可能にしたことで、車両の最高速度向上を実現した。

参考文献

- (1) 川崎聡志, 小椋正己, 小野徹, 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) 川崎聡志, 内堀憲治, 村上義一, 清水潔, 藤本幸人: 次世代燃料電池スタックを搭載した New Honda FCX の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.45-50
- (3) 斉藤信広, 菊池英明, 中尾靖宏: FCX クラリティ搭載の新燃料電池スタック, Honda R&D Technical Review, Vol.21, No.1, p.15-22
- (4) 瀧澤一見, 伊藤智之, 佐藤博之: 小型高効率主駆動用モータの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.105-112
- (5) 森本茂雄, 上野智広, 武田洋次: 埋込磁石構造PMモータの広範囲可変速制御, 電気学会産業応用部門誌, 第114 巻6号, p.668-673(1994)
- (6) 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
- (7) 坪重光, 佐藤博之, 宮村智也, 篠木弘明: 燃料電池車用主駆動モータの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.2, p.73-78

■ 著 者 ■



福嶋 達也



岩井 明信



山口 憲隆



篠木 弘明

多光子イオン化法を用いた水素の可視化

Hydrogen Visualization Using Multi-photon Ionization

福田 真 弘*
Masahiro FUKUTA
信 末 秀 雄*
Hideo NOBUSUE

早 野 龍 五**
Ryugo HAYANO
小 山 貴 嗣*
Takatsugu KOYAMA

堀 正 樹**
Masaki HORI
田 中 淳*
Jun TANAKA

要 旨

ABSTRACT

燃料電池車の研究、開発支援の手法として「見えない水素を見えるようにする」水素可視化技術の研究をおこなった。従来のように、水素を化学センサや代替気体によって間接的に計測するのではなく、直接水素を検出し、空間中での水素拡散状態の可視化に取り組んだ。

数ある水素検知手法の中から、低濃度検出に効果的と考えられるレーザを選定した。従来の蛍光分析法と異なり、照射波長を吸収波長に一致させなくても発光する原理に着目し、水素を検出する理論を考案した。

この多光子イオン化法の原理を用いて直接水素を発光させ、検出できることを確認した。また、流量変化に追従する空間中での水素拡散状態の変化を可視化し、水素拡散の解析や計測のための技術へ成り得る可能性を示唆できた。

Research has been conducted on a hydrogen visualization technology in order to provide support to the process of research and development on fuel cell vehicles by “making invisible hydrogen visible.” The project eschewed conventional approaches such as indirect measurement of hydrogen using chemical sensors or substitute gases. Instead, it attempted to directly detect hydrogen, and to enable visualization of the state of diffusion of hydrogen in space.

The use of a laser was selected from among a variety of hydrogen detection methods, as its use is considered to be effective in detection at low concentrations. The project focused on a principle by means of which, contrary to conventional fluorescence analysis, fluorescence would occur even if the laser light for excitation did not match the absorption wavelength, and proposed a theory for hydrogen detection.

Results confirmed that the use of the principle of multi-photon ionization enabled direct fluorescence and detection of hydrogen. In addition, results suggested that the technology has the potential to be employed to visualize the changes in the state of diffusion of hydrogen in space as the flow rate changes, enabling analysis and measurement of the state of hydrogen diffusion.

1. はじめに

Honda は、化石燃料の代替、排出ガスの削減、地球温暖化への影響低減という観点から、次世代の究極クリーンパワープラントとして燃料電池車の普及とさらなる量産へ向けて開発に取り組んでいる。

燃料電池車は、水素を燃料としているため、ガソリン車には無かった水素の流れや動きを捉える技術が必要である。

まず初めに、水素の流れや動きを直接把握するため、水

素の可視化に取り組んだ。

気体を可視化する方法として、従来の蛍光分析方法が知られているが、水素原子は捉えられない。ゆえに、水素原子を直接励起し発光させ、カメラで撮影し画像化する研究をおこなった。しかしながら水素原子を発光させるためには、励起エネルギーが 13.6 eV 以上必要であり、これを発生させるためには装置が大掛かりになる。

そこで、水素原子を直接発光させるため、1台のレーザによる多光子イオン化法を用いた水素可視化技術を開発した⁽¹⁾。

* 四輪開発センター

** 東京大学

Table 1 Summary of evaluation of technologies

Technique	Distinguishing characteristic	Applicability
Passive sonar	Turbulent airflow (ultrasound)	Demonstrated Low spatial resolution Sensitivity depends on pressure and aperture
Raman-spontaneous	Allowable energy levels	H ₂ : Sensitivity of 2% demonstrated He: None - monatomic, therefore no vibration
Raman-CARS	Allowable energy levels	H ₂ : Sensitivity of 10 ppm demonstrated He: None - monatomic, therefore no vibration
Rayleigh doppler	Molecular/atomic velocities	Theoretically applicable for both H ₂ and He
Indirect thermal	Temperature	Limited by clutter?
Shearography	Index of refraction	Sensitivity limited by clutter

2. 開発のねらい

今後の水素社会到来に向け、「見えない水素を見えるようにする」可視化技術の具現化をねらいとした。

水素可視化技術の開発のコンセプトを以下に示す。

- (1) 水素を直接検出できる。
- (2) 水素を空間へ放出した場合の濃度分布を可視化できる。

3. 多光子イオン化法との出会い

3.1. 水素検出手法選定

一般的に水素を検出手法⁽²⁾を、Table 1 に示す。水素を空間へ放出した場合、拡散が早いので、低濃度になると考えられる。音波、温度、質量、屈折率、許容エネルギー単位差より検出手法があるが、この中で、CARS 法が検出下限濃度 10 ppm を達成している。これより、光学的なレーザによる計測手法が、低濃度を検出する方法として有利であると考えた。

3.2. 水素検出下限濃度の算出

Table 2 で示すように、水素は常温、常圧状態では、無色透明で無臭な気体であり、大気中における水素の拡散係数は $7.78 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ ⁽²⁾ と速いため、実体の流れや動きの把握は難しい。これらを把握する方法として、代替気体による手法があるが、質量が異なるため真値には至らない。この水素を可視化するにあたり、水素の流れや動きを捉えるために必要な検出下限濃度を求めた。

水素を開放系へ拡散させた場合、拡散係数を $D \text{ m}^2/\text{s}$ 、距離 $r \text{ m}$ と時間 $t \text{ sec}$ による水素濃度 $C\%$ は微分方程式、式 (1) に従う⁽²⁾。

$$\frac{\partial C(r, t)}{\partial t} = D \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial C(r, t)}{\partial r} \right) \quad (1)$$

Table 2 Comparison of physical properties of gasoline and hydrogen

	Gasoline	Hydrogen
State at normal temperature	Liquid	Gas
Color	Orange	Colorless
Odor	Irritating odor	No odor
Diffusion coefficient in atmosphere [cm ² /sec]	0.05	0.778

理想な点状の穴から流量 $\phi \text{ ml/min}$ で水素を拡散させた場合の水素拡散モデルを式 (2) に示す。

$$C(r, t) = \frac{\phi}{4\pi Dr} \operatorname{erfc} \left[\frac{r}{\sqrt{4Dr}} \right] \quad (2)$$

無限時間経過後の平衡濃度を式 (3) に示す。

$$C(r) = \frac{\phi}{4\pi Dr} \quad (3)$$

大気中での水素拡散係数を $D_{\text{H}_2\text{-Air}} = 7.78 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ とし、25 °C、101.3 kPa において、理想な点状の穴から各流量 $\phi \text{ ml/min}$ で水素を大気へ拡散させた場合、距離 $r \text{ m}$ での水素平衡濃度を Fig. 1 に示す。

検出下限濃度の算出条件は、市場で入手可能なレーザと

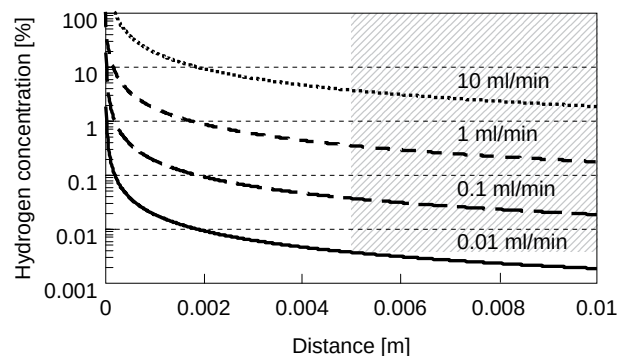


Fig. 1 Concentration of hydrogen at steady state

し、理想的な点状の穴へ近接できる距離をレーザービームの半径にあたる 5 mm と設定した。また、制御可能な流量下限値を 0.01 ml/min と設定して算出した。

これより、流量 0.01 ml/min、距離 5 mm での水素濃度は約 40 ppm となり、この検出感度を達成すれば、Fig. 1 に示す斜線の範囲で水素の拡散を捉えることが可能になる。

3.3. 蛍光分析法による水素検出の課題

従来の蛍光分析法の動作原理は、照射するレーザー波長を原子もしくはプラズマの準位間エネルギー差に対応する波長に一致させる必要がある。このため、検出しようとする気体の種類に応じ、レーザー光の波長を変化させなければならない。たとえ一致させたとしても、水素原子の準位間エネルギー差は 13.6 eV 以上あり、吸収波長は 120 nm 以下の極真空紫外領域にある。こうした極真空紫外領域の光は、大気中で即座に吸収され減衰してしまうため、検出する箇所に照射することは困難になる。

前述の課題を解決するためには、複数台のレーザーを必要とし、大掛かりな装置となる。

気体を光学的に測定する別の方法として、誘導ラマン分光法および自発ラマン分光法が知られている。しかしながら、上記手法はレーザー照射により振動または回転励起できる分子のみである。水素分子に対し、照射波長が吸収波長に一致しない 13.6 eV 以上のエネルギーを照射すると、水素分子が解離し、水素が原子状態で存在すると考えられ、検出できない。そのため、従来の蛍光分析法とは異なる手法の開発が必要であった。

3.4. 多光子イオン化法による課題解決

Nd-YAG レーザの第二高調波を用いた水素原子のイオン化実験の結果について、Fig. 2 に示す⁽³⁾。水素原子は 10^{13}

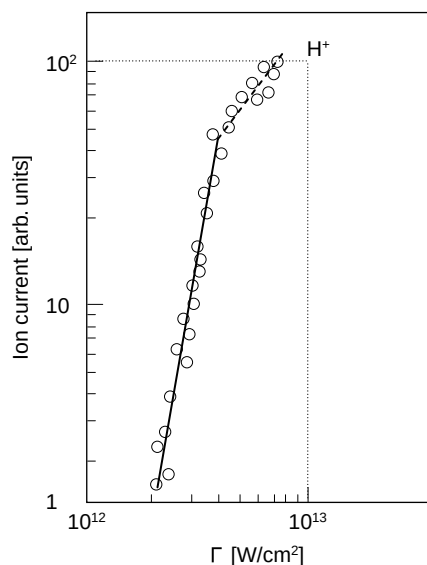


Fig. 2 Log-log plot of H^+ from H_2 as function of laser intensity I

W/cm^2 以上の強度で 100%イオン化している。イオン化した水素が安定する際に、励起エネルギーを放出し発光する。

Fig. 2 の知見より準位間エネルギー差の吸収波長に一致させなくても、水素原子が発光する現象に着目し、水素原子を発光させ、水素濃度を検出する理論を考案した。その理論模式図を Fig. 3 に示す。

計測気体に対し、光軸に垂直な断面におけるエネルギー密度が $10^{13} W/cm^2$ 以上のレーザーを照射する。この時、照射波長が、吸収波長に一致しなくても、指向性を持った光子密度の高いレーザーの作用により、Fig. 3 の複数の矢印 Y1 で示すように光子を複数個同時に吸収し、通常エネルギー準位から連続状態まで励起されイオン化する。これが多光子イオン化現象⁽⁴⁾である。

このように励起した計測気体は、その後、矢印 Y4、Y2、Y3 で示すように上位準位、下位準位 1 または 2 に脱励起し、この際に、計測気体特有の蛍光 A または B を発生する。従って、蛍光 A または B を定量的に受光することで、計測気体の濃度を算出し、撮像することで流れや動きの可視化を可能にできると考えた。

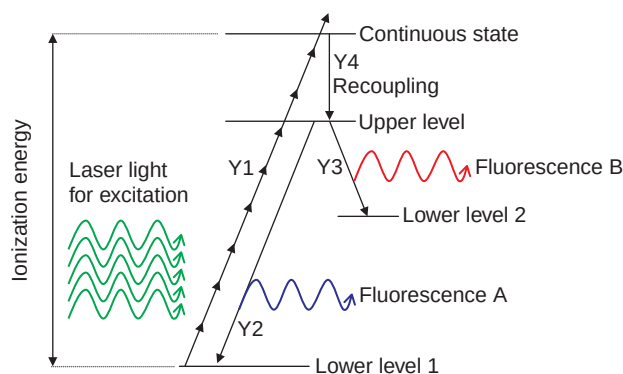


Fig. 3 Model of multi-photon ionization

4. 水素可視化技術の具現化

多光子イオン化法の原理を具現化するにあたり、光軸の垂直な断面におけるエネルギー密度が $10^{13} W/cm^2$ 以上という高いピーク強度のレーザーをいかに実現するかが課題となる。現状のエネルギー密度は $10^6 W/cm^2$ であり、要求強度は、従来の蛍光分光法と比較しても 100 倍から 1 000 000 倍に相当する。

また、原理上集光点に存在するすべての気体をイオン化し発光させるため、そのまま CCD カメラで撮影すると、集光点に存在するすべての気体による蛍光を撮像してしまう。そのため、どこに水素が存在するか不明瞭な結果となり、可視化する上で妨げとなる。次項にその対策を紹介する。

4.1. レーザエネルギー密度の向上

エネルギー密度が $10^{13} W/cm^2$ 以上という高いピーク強度

のレーザを具現化するにあたり、パルスあたりの水素発光量 N に関する式(4)を示す⁽⁵⁾。

$$N \propto \left(\frac{P}{h\nu A \Delta t} \right)^\alpha \times (n_{H_2} A L) \times \sigma(\theta) \times (\Omega \times \varepsilon_0 \times \varepsilon_d) \times \Delta t \quad (4)$$

レーザ出力	: P [J]
光子1個のエネルギー	: $h\nu$
レーザ集光面積	: A [m ²]
パルス幅	: Δt [sec]
濃度	: n_{H_2} [%]
厚さ	: L [1/m ³]
発光確率	: $\sigma(\theta)$ [m ²]
測定器立体角	: Ω [sr]
光学系効率	: ε_0
検出器の効率	: ε_d

式(4)に示すように、レーザ出力を大きくし、レーザ集光面積を絞り、パルス幅を短くすることでエネルギー密度向上が図られる。

レーザ出力は、照射する波長に依存し、光子1個当たりのエネルギーが高い方が有利である。この観点から、基本波 1064 nm の Nd-YAG レーザでは、第五高調波 213 nm が有利であるが、高調波発生器を用い変換するため変換ロスが生じ、トータルエネルギーが低下する。ゆえに、トータルエネルギーが有利となる第二高調波 532 nm を選択した。

パルス幅圧縮のため、Fig. 4 に示すような液体を媒体とするパルスコンプレッサを開発し、導入した。凹面鏡を用い集光させ、後方ブリリアン散乱と誘導ブリリアン散乱現象を利用することで Fig. 5 (a) から Fig. 5 (b) へとパルス幅の圧縮を可能にした。



Fig. 4 Pulse compressor

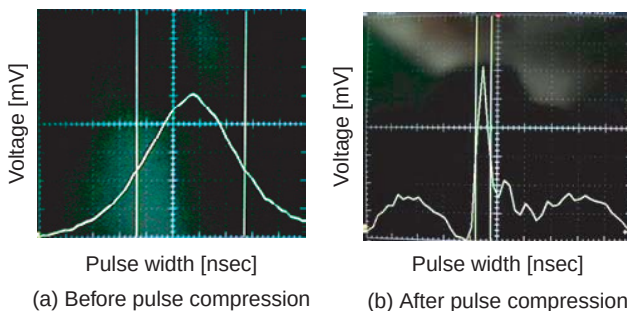


Fig. 5 Test of pulse compression

また、エネルギー密度向上のため、集光面積を絞れるレンズを開発し採用した。

4.2. 水素発光の撮像

照射したレーザ光と集光点に存在するすべての気体の蛍光から、Fig. 6 に示すような水素の特性発光スペクトルの波長域のみを選択透過させるバンドパスフィルタを作製した。この分光により、水素の特性発光スペクトルのみを撮像できる。

このバンドパスフィルタの波長選択透過の性能実験をおこなった。Fig. 7 (a) は、集光点に存在するすべての気体からの蛍光を計測しているが、Fig. 7 (b) に示すように、その蛍光をバンドパスフィルタを透過させることによって、水素の特性発光スペクトルのみを計測可能にした。

4.3. 水素可視化装置概要

水素可視化装置は主に三つの構成からなり、以下にその概要を示す。

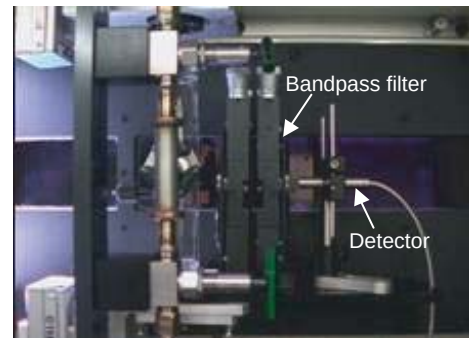
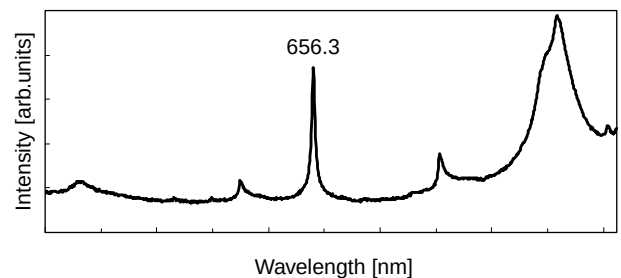
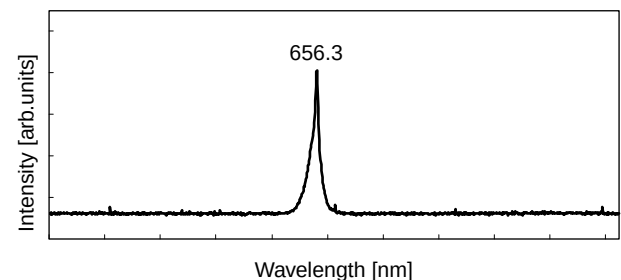


Fig. 6 Bandpass filter



(a) Before application of bandpass filter: All wavelength



(b) After application of bandpass filter: Only characteristic wavelength of hydrogen

Fig. 7 Test of bandpass filter performance

4.3.1. 発光システム

発光システムをFig. 8 (a)に示す。トップハット型のビームプロファイルが得られるQスイッチ方式のNd-YAG レーザを採用した。仕様は、波長 532 nm, エネルギー 425 mJ, 繰返し周波数 10 Hz, パルス幅は 6 nsec である。発振後の光路上中間地点に共役位相転送管を組み込んだ。共役位相転送管とは、レーザ光を光学的に逆変換することで、パルスレーザのエネルギー密度分布を維持する機能を持つ。また光学増幅器としてパルス幅を圧縮するパルスコンプレッサを配置した。そして光路末端に集光レンズを配置している。

4.3.2. 走査システム

走査システムを Fig. 8 (b) に示す。集光レンズとミラーをロボットへ組み込んだレーザ集光点の移動機構と計測環境の調整機構を担っている。受光部の CCD カメラの露光を開き、計測範囲全域でレーザ強度を変化させることなく集光点を移動させることで、面計測を可能にした。これにより、水素の流れや動きの平面的な撮像を可能にした。

4.3.3. 受光システム

受光システムをFig. 8 (c)に示す。構成は、アポクロマート望遠鏡、バンドパスフィルタと CCD カメラである。照射したレーザ光と迷光を遮蔽し、集光により発光した水素の特性発光スペクトルのみを CCD カメラで撮像する。ペルチェ素子で CCD センサを -30°C 以下に冷却する方法を採用し、熱雑音を低減させた。これにより、CCDセンサの感度は常温時と比べ約 1000 倍に高まり、微弱な蛍光を高感度で捉えることを可能にした。PCは、撮像して得たデータを画像処理して表示し、各々のシステムを同期制御する。

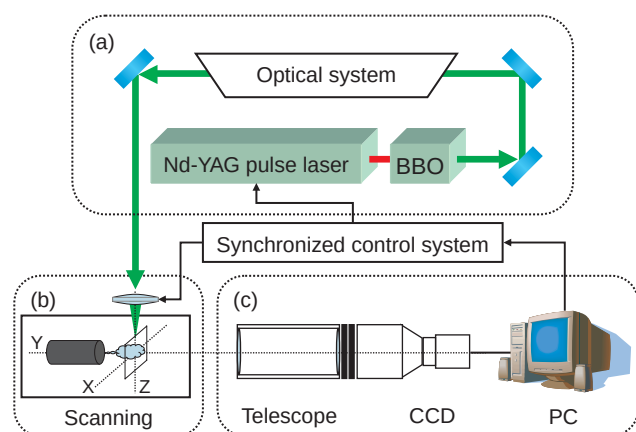


Fig. 8 Outline of hydrogen visualization system

5. 水素可視化装置による検証と実験

5.1. 多光子イオン化法の原理検証

具現化した装置を用い、多光子イオン化法の原理検証をおこなった。実験方法は、石英管へ水素 101.3 kPa 封入し、532 nm, 100 mJ, 2 nsec の条件で Nd-YAG レーザを照射

した。

Fig. 9 に示すように、レーザの集光点上で水素の発光を確認した。分光器を用いて定性分析をおこなった結果を Fig. 10 へ示す。発光した光の波長は、水素の特性波長である 656.3 nm を示した。

以上より、多光子イオン化法は、直接水素原子を発光可能な原理であることを確認した。

引き続き、水素濃度検出下限の実験をおこなった。実験方法は、石英管へ既知濃度の水素を 101.3 kPa 封入し、同様な発振条件でレーザを照射した。封入する水素濃度を低濃度側へシフトしていった結果を Fig. 11 へ示す。水素 30 ppm までの検出能力を分光器によって確認した。

5.2. 水素可視化の実験

水素を空間へ放出した場合の濃度分布を捉えるため、まず 1 点の穴から水素を拡散させ、可視化する実験をおこ

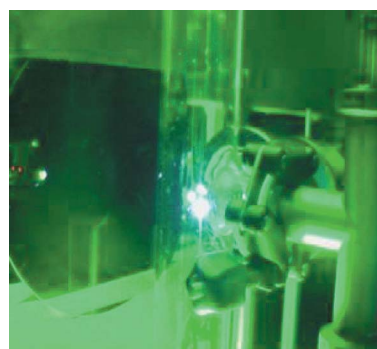


Fig. 9 Moment of hydrogen fluorescence

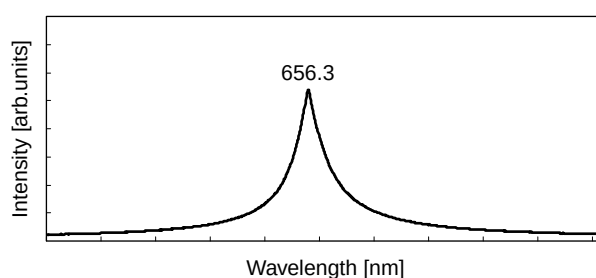


Fig. 10 Characteristic wavelength of hydrogen

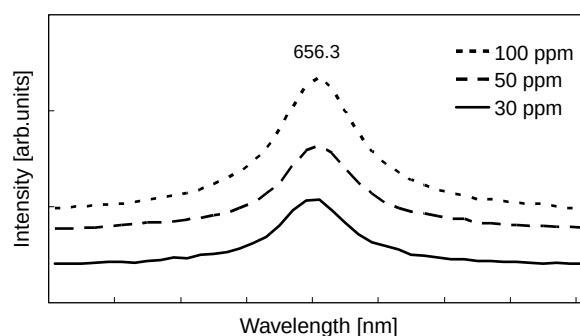


Fig. 11 Minimum limit for detection of hydrogen concentration

なった。実験条件は、直径 40 mm、厚さ 5 mm のステンレス製フランジへ直径 5 mm の貫通穴を中央へ配置した。Fig. 8 (b) で示すように、その貫通穴から水平方向に水素を拡散させ、フランジ端面から 5 mm の場所にレーザを拡散垂直方向から集光した。撮像範囲は 60 mm 角であり、最初の打点から最後の打点まで CCD カメラは連続露光をさせている。集光の打点位置は縦 5 mm 間隔、横 2 mm 間隔である。流量 25 ml/min と 50 ml/min の水素を拡散させた。

結果を Fig. 12 (a) から Fig. 12 (b) に示す。1 点の穴から上方へ水素が拡散していく状態を撮像し、可視化できることを確認した。色が付いている箇所がレーザによる水素の発光である。Fig. 12 のカラーバーが各々の相対的な濃度に対応している。また、Fig. 12 (a) から Fig. 12 (b) へ示すように、流量変化に追従する水素拡散状態の変化を可視化可能なことを確認した。

5.3. 水素可視化技術の応用実験

続いて、実体に即した条件に近い流れや動き把握するため、水素を多点の穴から拡散させた場合の可視化実験をおこなった。

Fig. 13 (a) に示すような直径 100 mm、厚さ 10 mm のステンレス製真空フランジへ、直径約 30 μ m の貫通穴 12 個をアルファベットの「H」形状に配置した。各穴から 1 ml/min、合計 12 ml/min の水素を拡散させた。

同様な発振条件で、フランジ端面より 5 mm 離れた位置

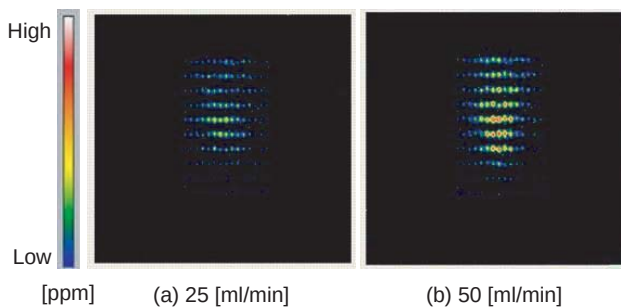


Fig. 12 State of hydrogen diffusion from single point

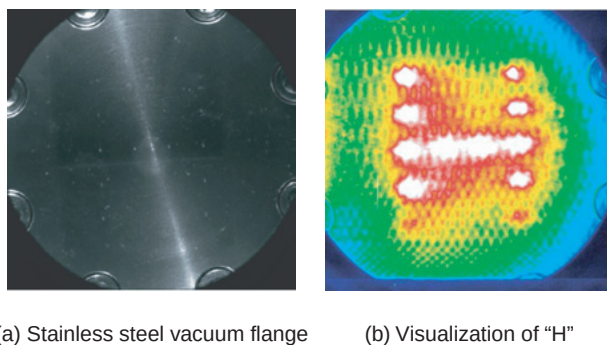


Fig. 13 State of hydrogen diffusion from multiple points

へレーザを集光させた結果を Fig. 13 (b) に示す。

1 点だけでなく、多点から拡散する水素の可視化も可能であることを確認した。

6. まとめ

多光子イオン化法を用いた水素の可視化の第 1 歩として、以下の知見を得た。

- (1) 多光子イオン化法の原理を用い、直接水素を発光させ、検出できることを確認した。
- (2) 水素を空間へ放出した場合の濃度分布を CCD カメラで撮像し、可視化することを可能にした。
- (3) 流量変化に追従する水素拡散状態変化の可視化を検証した。
- (4) 多光子イオン化法により、水素拡散の解析や計測する技術へ成り得る可能性を示唆できた。

参考文献

- (1) 国際特許, 国際公開番号 WO 2006/006628 A1
- (2) Seller, R.G., Wang, D.: Assessment of Remote Sensing Technologies for Location of Hydrogen and Helium Leaks, NASA, NAG10-0290(2000)
- (3) LuVan, M., Mainfray, G., Manus, C., Tugov, I.: Multiphoton Ionization of Atomic and Molecular Hydrogen at 0.53 μ m, Physical Review.A, Vol.7, Issue 1, p.91-98(1973)
- (4) Weyl, G.M.: Physics of Laser-Induced Breakdown: An Update, Laser-Induced Plasmas and Applications, Marcel Dekker, p.1-59(1989)
- (5) 堀正樹: Proof of Principle Experiment, 東京大学, 11p. (2003-2005)

■ 著 者 ■



福田 真弘



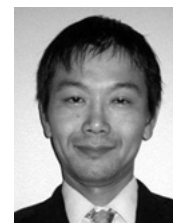
早野 龍五



堀 正樹



信末 秀雄



小山 貴嗣



田中 淳

普及を目指した GLOBAL ハイブリッドカーの開発

Development of GLOBAL Hybrid Car Aimed at Popularization

大 窪 毅*
Tsuyoshi OHKUBO
中 村 芳 則*
Yoshinori NAKAMURA

米 口 宏*
Hiroshi YONEGUCHI
岡 田 拓*
Taku OKADA

藤 木 有 司*
Yuuji FUJIKI
黒 瀧 浩 文*
Hirofumi KUROTAKE

要 旨

世界的な環境そして省エネニーズの高まりの中、普及を目指したハイブリッド専用モデルを開発した。

新開発の実用燃費向上支援システムを搭載し、空力を考慮した先進的なエクステリアデザインに、エモーショナルなインテリアデザインとハイブリッドシステムを軽量小型化することにより得られた使い勝手の良いパッケージを特徴としている。

実用燃費の向上、日常の爽快な走行性能、全世界対応の安全性能を高いレベルで実現し、世界中のお客様に喜んでいただける車に仕上げる事ができた。

ABSTRACT

Amidst rising worldwide concern for the environment and the need to conserve energy, a special hybrid model, aimed at popularization, has been developed.

This model features a newly developed Ecological Drive Assist System that enhances fuel economy, an advanced exterior design that takes into account aerodynamics, an emotional interior design, and a package with greater utility achieved by a lightweight and compact hybrid system.

This hybrid car enhances fuel economy, provides refreshing everyday driving performance, and realizes a top level of safety performance, making it a car that can delight customers around the world.

1. はじめに

世界的な温暖化および原油高騰の問題を抱えた現在、特に「CO₂削減」が課題となっている。したがってより燃費のよい車、CO₂排出量の少ない車が求められている。しかしながら電気自動車や燃料電池車はまだ高価でインフラの課題を抱えているため、しばらくの間はハイブリッドカーの時代が続くと予測される。CO₂削減のためには、お求めやすい価格のハイブリッドカーをより多くのお客様に乘っていただくことが必要となる。

そこで地球環境「CO₂削減」に貢献できるよう、普及を目指した GLOBAL ハイブリッドカー新型インサイトの開発に取り組んだ。

また、少しでも燃費をよくすることができるよう、新たに実用燃費向上を支援するシステムも併せて開発したので紹介する。

*四輪開発センター

2. 開発のコンセプト

開発のコンセプトを策定するにあたり、10年間はベンチマークとなる次世代ハイブリッドカーとなる思いを込め、グランドコンセプトを「新時代コンパクトスタンダード (NEXT ERA TRANSPORTATION)」と定めた。

その実現のために次の4項目を柱とし開発を進めた。

(1)環境に優しい Clean and Green

省燃費、低排出ガス

(2)使える Usable

コンパクトクラスの広い室内

& ラゲージスペース

(3)FUN

日常爽快性能、ハイブリッド専用ボデー

(4)廉価 Affordable

3. 環境に優しい技術

3.1. 実用燃費向上支援システム開発のねらい

市場における実走行時の燃費(以下、実用燃費)は、走行条件および各ユーザの運転操作によって影響を受ける。この走行条件およびユーザの運転操作による燃費への影響を低減し、燃費の良い運転についてユーザの理解を深めることができるよう、実用燃費向上支援システム(Ecological Drive Assist System)を開発した。

3.2. システム概要

実用燃費向上支援システムであるエコロジカル・ドライブ・アシスト・システム(エコアシスト)は、パワートレインおよび空調システムの制御を自動的に燃費優先とするECON(Effective Control)制御と、ユーザに燃費の良い運転状態を知らせ、実用燃費を向上させる運転についての理解を深めて頂くためのコーチングシステムの二つの要素から構成されている。

ハードウェア構成概要を Fig. 1 に示す。

(1)ECON スイッチ (2)アンビエントメータ

(3)ECO ガイド(マルチインフォメーションディスプレイに表示)

(4)ECO ガイド(NAVI 画面に表示)

3.3. ECON 制御

ECON スイッチ ON によりエンジン、モータ、CVT および空調システムの制御を燃費優先モードに切替え、走行条件およびユーザの運転操作による燃費への影響を低減する。

ECON スイッチ ON 時の制御概要は以下のとおり。

(1)アクセル開度—要求駆動力アクセル開度特性切り替え

(2)スロットル制限制御

(3)CVT 変速応答特性切り替え

(4)減速回生制御

(5)エアコン制御

3.4. コーチングシステム

コーチングシステムは、ユーザに燃費状態をリアルタイムに知らせるコーチング、結果としてのエコ運転度を知ら

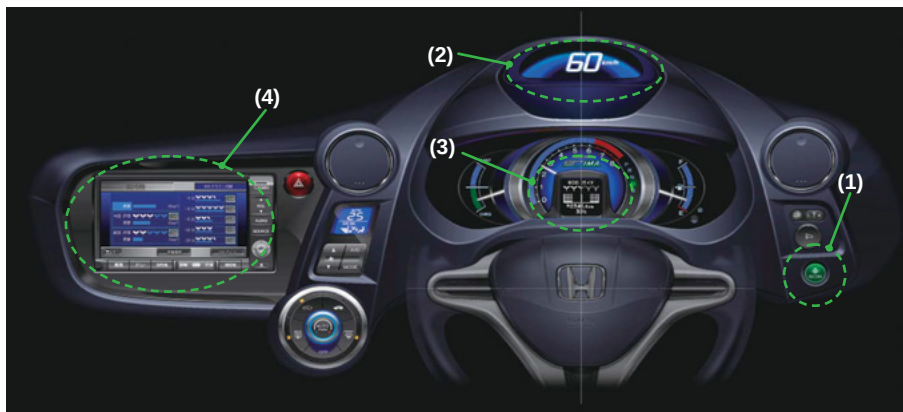


Fig. 1 Overview of ecological drive assist system

Driving condition	Coaching display	
	eco GUIDE (in multi-info. display)	Ambient meter
Efficient cruising Optimal environmental driving		
Optimal environmental deceleration		
Moderate acceleration		
Moderate deceleration		
Aggressive acceleration		
Quick deceleration		

Fig. 2 Ambient meter

せるフィードバック、各ユーザの燃費改善のポイントをアドバイスするティーチングの3段階の構成としている。

(1) コーチング

アクセルおよびブレーキ操作のエコ運転度に応じて速度計背景色(アンビエントメータ)を3段階(青、青緑、緑)に変化させ、ユーザに対しその時点での燃費効率を直感的に伝えとともに、マルチインフォメーションディスプレイ表示の1画面として ECO ガイド画面を設け、エコドライブバーによりアクセルおよびブレーキ操作のエコ運転度を表示する(Fig. 2)。

(2) ティーチング

アクセルおよびブレーキ操作を中心にユーザのエコ運転度を採点し、結果を上記 ECO ガイド画面中の植物の葉をモチーフとした「リーフ」の数により表示する(Fig. 3)。

またユーザのエコ運転習熟レベルに応じてリーフが3段

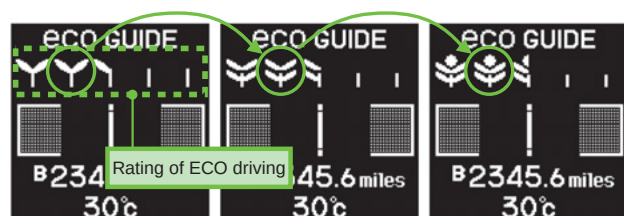


Fig. 3 ECO guide display

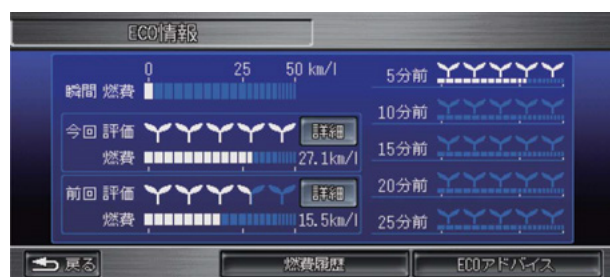


Fig. 4 NAVI display

Table 1 Mode fuel economy

Destination		Mode FE	Remarks
US	CITY	40 mpg	EPA label FE
	HWY	43 mpg	EPA label FE
EU		4.4 L/100km CO ₂ 101 g/km	
J	10・15	30 km/L	
	JC08	26 km/L	

階に成長するシステムとして、エコ運転に対するモチベーションの維持および向上を図っている。

(3) ティーチング(NAVI仕様)

実用燃費を向上させる運転についてのユーザの理解を深めるため、工場装着オプションのNAVI画面を利用して、燃費情報詳細と上記エコ運転度採点の内訳、および燃費をさらに向上させるための運転方法アドバイス等の表示をおこなう(Fig. 4)。

また、HDS(Honda Diagnostic System)端末と PC とのリンクを利用して、NAVI未装着のユーザに対しても上記と同様の情報を提供できるシステムの構築をおこなった。

さらにインターナビシステムとの連携により、ホームページ上で燃費ランキング、エコ運転度の習熟履歴、燃費向上運転のより詳細なアドバイス等の情報を提供し、楽しみながらエコ運転に取り組める環境を構築した。

3.5. モード燃費向上技術

本機種にはHondaの他のハイブリッド機種と同様に、シナプスでコンパクトかつ高効率の IMA(Integrated Motor Assist)システムを搭載し、ガソリンエンジン車に対し燃費改善を図っている。

各仕向けに対するモード燃費を Table 1 に示す。

本機種に搭載する 1.3L i-VTEC エンジンには、従来型 IMA 用エンジンに対し以下に挙げる燃焼改善、フリクション低減、ノッキング改善の各技術を投入し、単体燃費性能を 2% 改善している。

(1) 燃焼改善技術

- ・エキゾーストバルブタイミング遅角
- ・高着火性両針プラグ

これらの燃焼改善技術により安定した燃焼が得られ、大量 EGR(Exhaust Gas Recirculation)の導入を実現し BSFC(Brake Specific Fuel Consumption)を低減した。

(2) フリクション低減技術

- ・ピストンスカート MoS₂ パターンコーティング
- ・ピストンスカート形状最適化
- ・ピストンリング低張力化
- ・メインベアリング MoS₂ ショットピーニング
- ・シリンダライナプラトーホーニング
- ・カムチェーン細幅化

- ・カムジャーナル表面粗さ低減
- ・カムジャーナル接触面積縮小

これらフリクション低減技術により、従来型 IMA エンジンに対し 2% のフリクション低減を達成している。

(3) ノッキング改善技術

従来型 IMA エンジンに対し、冷却水主流の循環経路をまずシリンダブロックを取り巻くように一方向に流した後、シリンダヘッド内を一方向に流す方式とし、燃焼室まわりの冷却水流速を上げて熱伝達率を向上することによりノッキングの抑制を図った。

3.6. 空力

環境にやさしい車(省燃費、低排出ガス)を目指して、空力性能の向上に取り組み乗用車世界トップクラスの空力性能を達成した(Fig. 5)。

3.6.1. エクステリアデザイン

グランドコンセプトである環境にやさしい車(省燃費、低排出ガス)を目指して、エクステリアデザインのコンセプトを「AERO ATHLETE」とした。風洞実験により生み出された空力性能と、塊感あるスポーツカー骨格とを、高次元で融

合させた先進感あるスタイルを目指した(Fig. 6)。

フロントは、キャビンから繋がるフードの突出感を強調し、バンパからロアへの流れでHonda独自の先進感ある顔廻りを表現した。

サイドは、フードからリヤまで一気に流れる、しなやかで張りのある MONO - FORM とソリッドでスピード感ある下半身により、力強い塊感のあるスポーツカー骨格を表現した。

リヤは、絞り込んだキャビンとワイドな下半身によりスポーツカー骨格を表現するとともに、キャビン後端、ドアミラー、バンパ下端の風洞実験での適正化により、高い空力性能をも実現している。

3.6.2. 空力デバイス

空力デバイスとして車体下側の整流効果を上げるため、フロントチンスポイラ、フロントとリヤのストレーキを採用した。さらにエンジンルーム下側から、フロア、燃料タンク下、リヤバンパまではほぼフルカバーとし、フラット化をおこなった。また、フロントバンパ開口からラジエータへの整流効果向上のため、導風板を設定した(Fig. 7)。

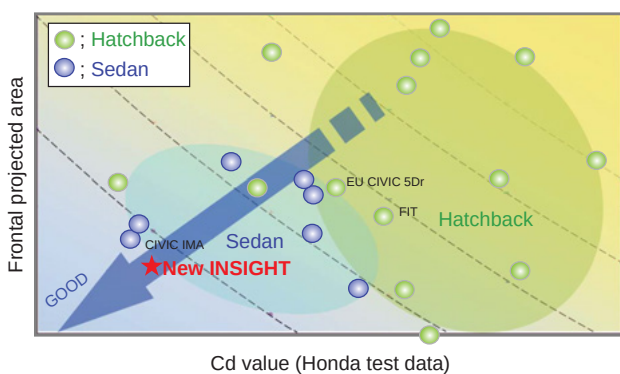


Fig. 5 Aerodynamic performance



Fig. 6 Exterior design concept

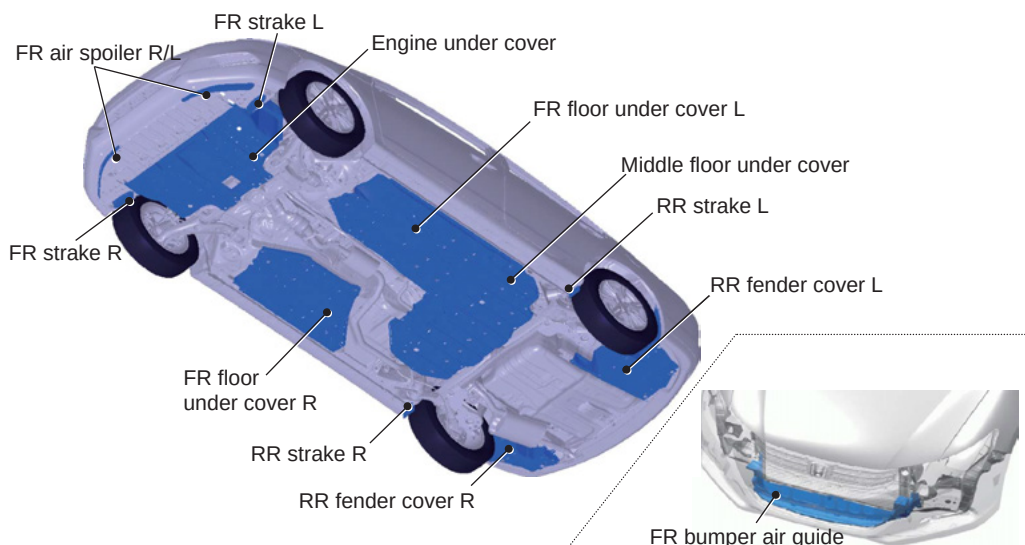


Fig. 7 Aerodynamic parts

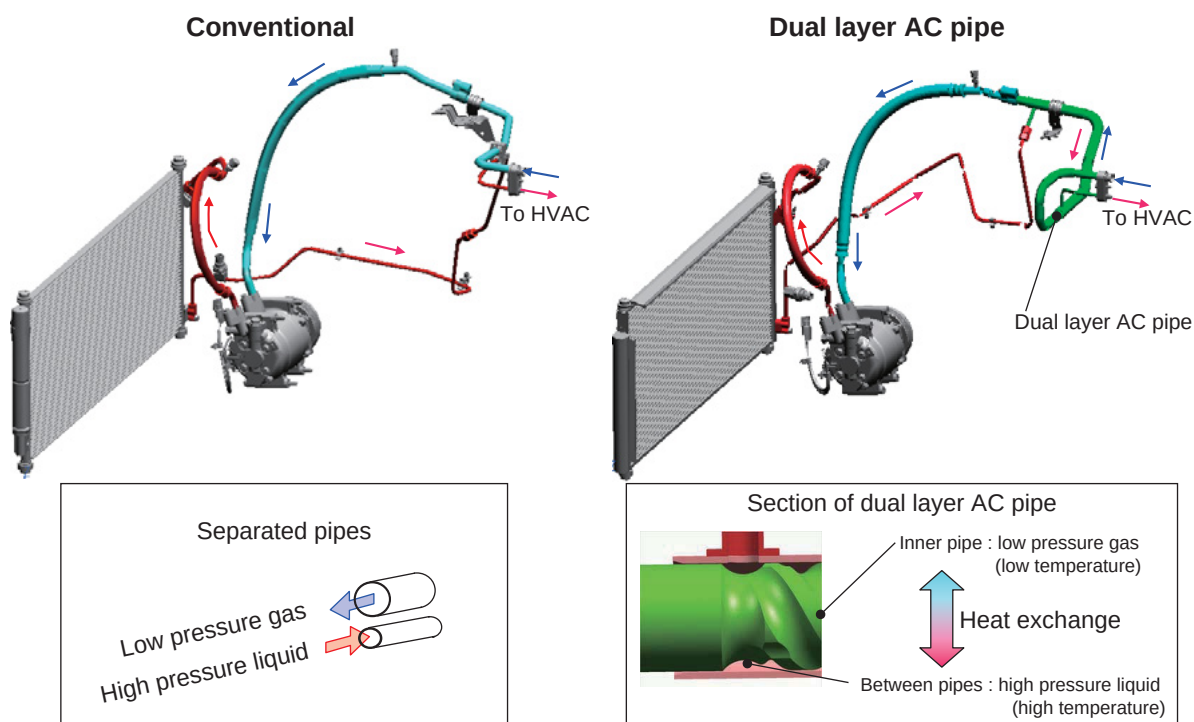


Fig. 8 Dual layer AC pipe

3.7. 空調システム

実用燃費を向上するため、エンジンルーム内二重配管を Honda としては初めて採用した。内管を螺旋溝付きの二重構造とし高圧液と低圧ガス間で熱交換することにより、サイクル効率を4%向上させた(Fig. 8)。

3.8. 低エミッション技術

エキゾーストマニホールド一体型シリンダヘッド、直下触媒採用による触媒早期活性化、直下触媒前に配置した UEGO (Universal Exhaust Gas Oxygen) センサと床下触媒前

Table 2 Mode emission

Destination		EM rating
US	KL	AT-PZEV
	KA	US BIN 3
EU		EURO 5
J		75% lower than 2005 standards

に配置した HEGO (Heated Exhaust Gas Oxygen) センサ、DBW (Drive By Wire) および AFM (Air Flow Meter) の採用による空燃比の高精度適応制御などの技術により、各仕向け高レベルのエミッション性能を実現した (Table 2)。

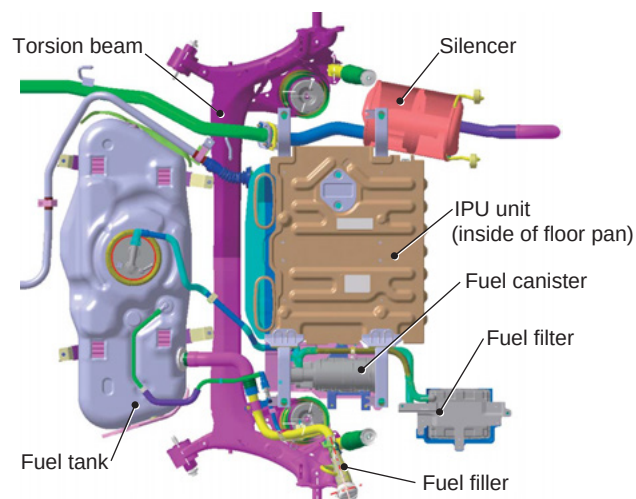


Fig. 9 Layout of fuel system

3.9. ZERO-EVAP フューエルシステム

フューエルタンクは、形状自由度が高く軽量化にも寄与する樹脂タンクを採用し、リヤシート下に搭載することにより低全高化を実現させた。また、容量は 40L を確保し、良好な燃費性能とあいまって、ハイブリッド車の優位性を実現する航続距離を確保した。

フューエルシステムは US 法規の AT-PZEV に対応するため、大型キャニスタを開発した。タンク、キャニスタおよびフィルをコンパクトに配置し、後突性能を満足する仕様とした。また同時に IPU (Intelligent Power Unit) をフロアパン内に、サイレンサ、キャニスタを床下に平行配置させることにより、荷室のフラット化が可能となり、荷室商品性向上にも貢献することができた (Fig. 9)。

4. より良い使い勝手を目指して

4.1. パッケージ

省燃費のため前面投影面積を抑える低全高としながら、大人がしっかり座れる広い室内との両立を目指した。

プラットフォームは 2008 年モデル FIT をベースに新規設計しており FIT 同様に低床構造としたが、フューエルタンクはフロントシート下ではなくリヤシート下に配置することによりシート位置を下げ、頭上空間を確保するとともにスポーティなドライビングポジションとした(Fig. 10)。

4.2. IPU パッケージ

バッテリーと PCU(Power Control Unit)からなる IPU を、全体で従来より 19%小型化、28%軽量化した。それにより IPU を荷室床下に搭載することができ、ハイブリッドカーでありながら一般的な乗用車と同等の荷室広さと低重心を達成した。

IPU の小型化のために、ニッケル水素バッテリー⁽¹⁾の性能向上により必要な出力を確保しつつ、バッテリー本数を削減することでバッテリーボックスを小型化した。PCU はインバータと DC-DC コンバータを直近配置とし、ECU を含めてひとつのケース内に収め小型化した(Fig. 11)。

4.3. インテリア

4.3.1. デザイン

開発コンセプトである使い勝手と新時代スモールスタンダードとしての先進感を表現するため、インテリアは、「EMOTIONAL HYBRID INTERIOR」をコンセプトとした(Fig. 12)。

運転する楽しさを演出するためヒーターコントロール等の操作系をドライブ中心に配置した。

先進感を表現するため、メータは 2006 年モデル CIVIC と同様に上下 2 層分けの構成とした。運転中に特に優先する情報(スピード)とそれ以外をエリア分けすることにより視認性を良くしている。CIVIC では 2 個に分けていたメータ基板とケースを一体化することによりコスト削減を実現した。

インストルメントパネルはセンタが手前に膨らんだ逆ラウンド形状とし、先進感に加え広さと爽快感を持たせている。

インテリアカラーは環境をイメージし、明るくクリーンな 2 トーンとした。

4.3.2. シート

フロントシートは形状と異硬度パッドにより高いホールド性を持たせながら、伸びのよい表皮と表皮固定位置を奥にしてたわみ代を多くすることによりソフトな座り心地を

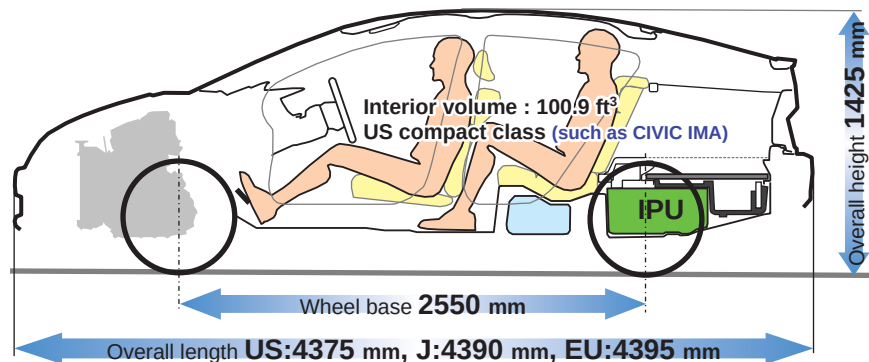


Fig. 10 Package design

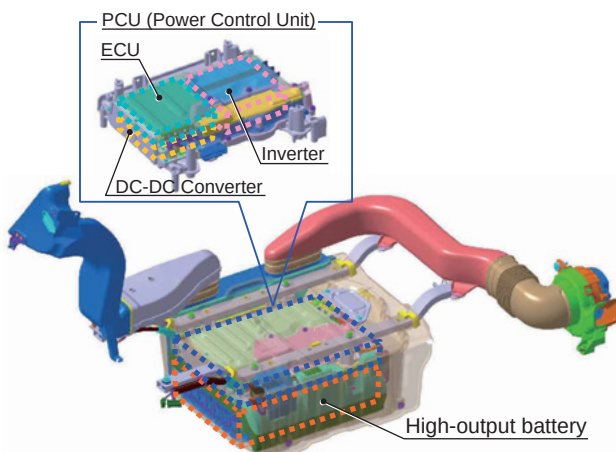


Fig. 11 Overview of IPU assy



Fig. 12 Interior design concept

両立させた。

リヤシートはシートバックを倒すだけの簡単な操作で荷室と段差の無いフロアとすることができ、またヘッドレストを埋め込みとし、センタ3点ベルトを内蔵としたことにより、後方視界を最大限に確保した(Fig. 13)。

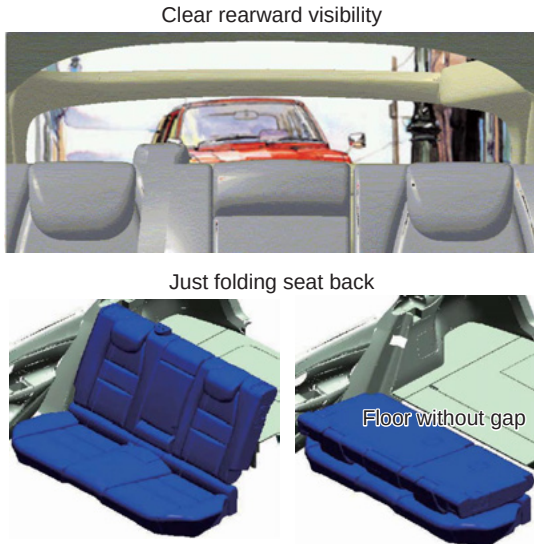


Fig. 13 Rear seat

4.3.3. 荷室

開発コンセプトである「使える」広い荷室をさらに際立たせるため、Instant mobility flat tire repair system (IMS)仕様には可変性を持たせた。ヨーロッパ CIVIC で好評の上下2段に動かせるトランクフロアとし、高さを広げることを可能とした。さらにふた付きボックスを設け、小さい物が転がらないように工夫を加えた(Fig. 14)。

スペアタイヤ有り仕様は、床下を小物収納場所とした(Fig. 15)。

5. FUN

5.1. パワートレインドライブビリティ

本機種のパワートレインはIMA システムの特徴である高レスポンスと発進クラッチ式 CVT のダイレクト感を活かし、さらにエンジン、IMA モーター、CVT の協調による発進クラッチコンタクトタイミング制御のリファインをおこない、省燃費ときびきびした加速性能の両立を実現している。

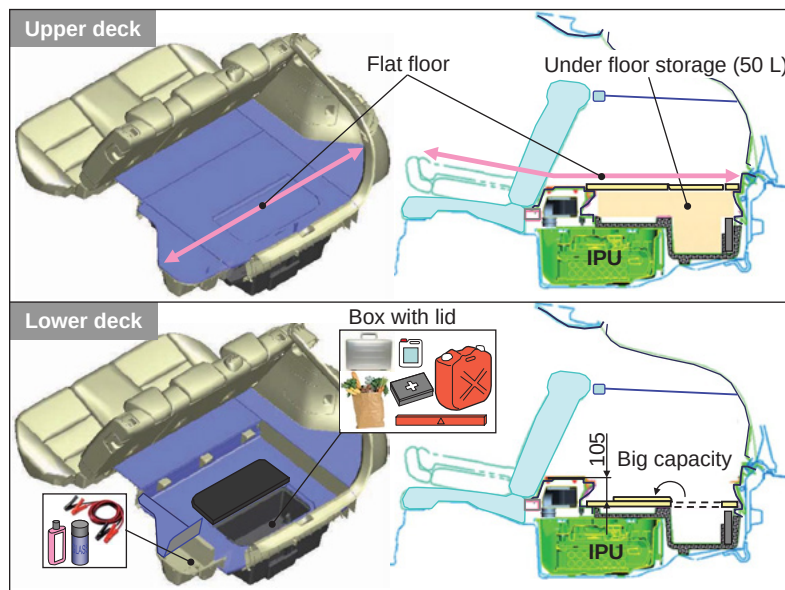


Fig. 14 Trunk with IMS

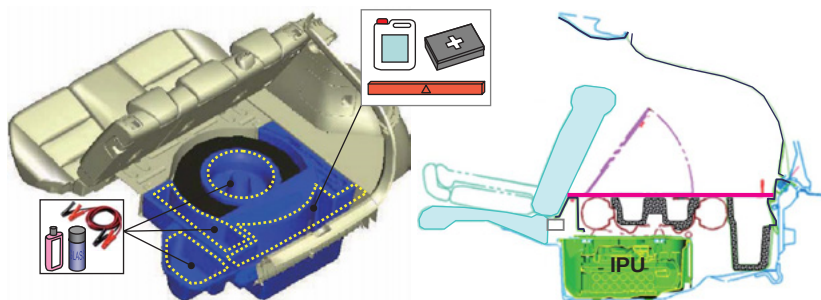


Fig. 15 Trunk with spare tire

5.2. シャシ

5.2.1. 乗り心地

フロントサスペンション形式はストラット、リヤサスペンション形式はH型トーションビームとし、フロントとリヤともスタビライザーを採用した。スプリング、ダンパ特性の専用セッティングを施しステアリングは高効率EPSを採用し専用セッティングとした。これらにより軽快かつ安定感の高いハンドリングとしなやかな乗り心地、すっきりとしたステアリングフィールを高次元でバランスさせ、日常走行での爽快な気持ちの良い乗り味を実現した。

パワートレインを支えるマウントシステムにはトルクロッドを配した3点慣性主軸方式を採用した。IMA化による搭載バランスを最適化するため、エンジンマウントおよびトルクロッド特性を専用設定とした。特にトランスマウントは液封タイプを開発し、乗り心地向上に貢献している。

5.2.2. ブレーキ

ブレーキは負圧式ブースタを採用し、ペダルストロークおよび踏力を最適化し、気持ちの良いリニアな制動フィールを実現させた。またCAS(Creep Aid System)システムは従来の別体CASユニットから、VSAにソフトを追加することによりCAS機能を付加し、コストとウェイトの低減を図った(Fig. 16)。

5.3. ボデー

5.3.1. ボデー剛性

FUNな走りを支える重要ファクターであるボデー剛性については、シミュレーションを活用し、結合剛性を高めることで、軽量かつ高剛性構造を実現した。この中で、大断面テールゲート開口部に関しては、リヤパネルを拡大した上で、フレームエンドと結合し、前倒しテールゲート開口デザインとねじり剛性の両立を図った。リヤダンパ取付部に関しては、リヤピラーダンパスティフナとリヤエンドガセット大型化により、開口断面とリヤフレームの結合効率の

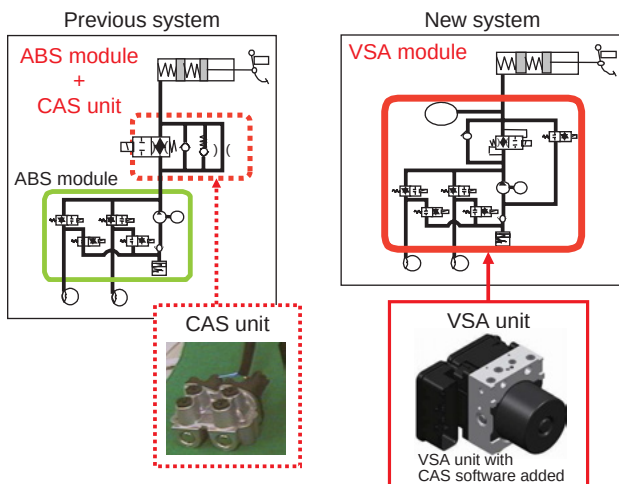


Fig. 16 CAS system

アップを図った。また、リヤコンブラブッシュ取付部に関しては、V字ブレースを適用し、コンブラブッシュ取付点横剛性アップとタンクレイアウトの両立を図った(Fig. 17)。以上、主要な項目を記したが、これらの結果、Fig. 18に示す取付点剛性を実現した。

5.3.2. 遮音 IR カット

コンパクト車としては、組み合わせが世界初となる遮音IR(Infrared Rays)カットガラスを採用した(Fig. 19)。フロントウインドシールド合わせガラスの中間膜に、遮音と遮熱の機能を付加することにより、遮音効果としては1kHz以上の高周波音を約3.0dB低減している。また、遮熱効果としては昼間のエアコン使用時約0.3km/L燃費向上

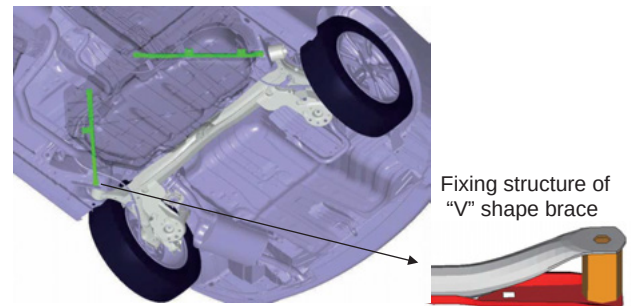


Fig. 17 Reinforcement of rear compliance

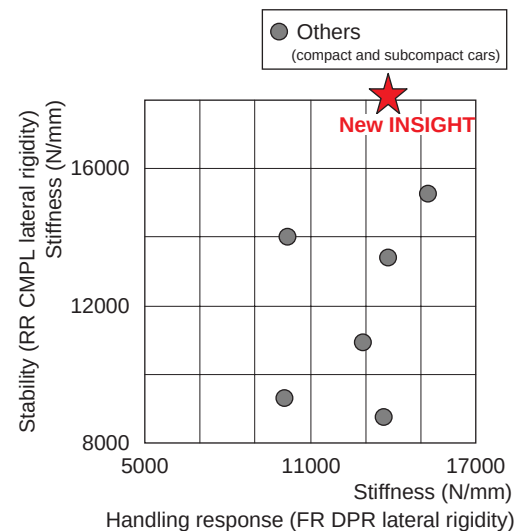


Fig. 18 Body rigidity for rear suspension

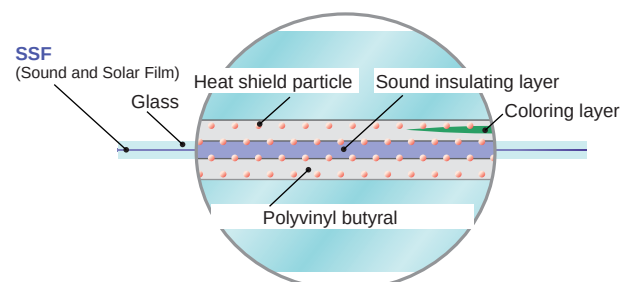


Fig. 19 Sound insulation and IR cut glass

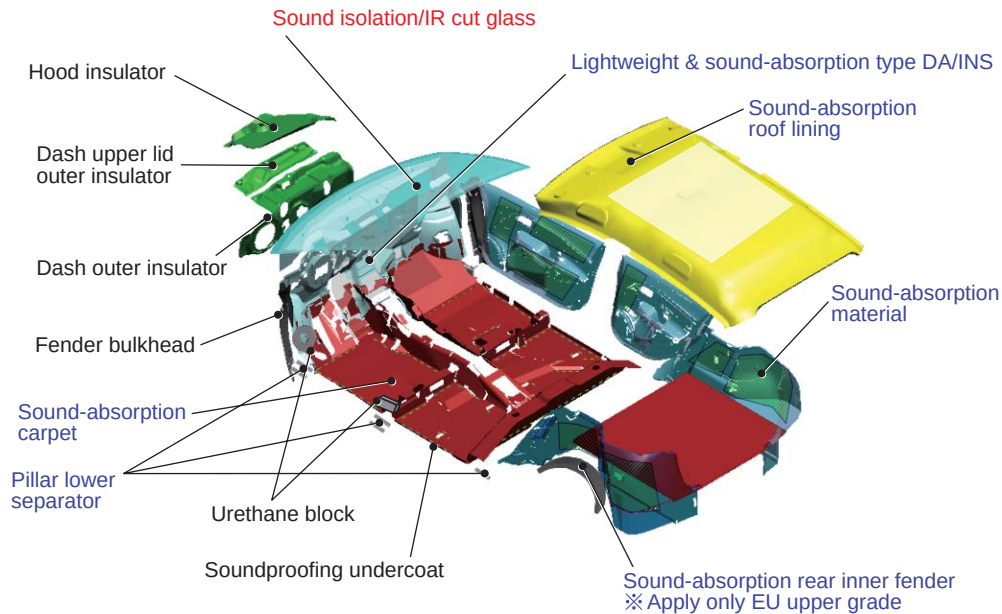


Fig. 20 Sound insulation materials

(10・15 モード走行, 外気温 40℃, 日射条件 930W/m²)の効果を得た。

5.3.3. 軽量防音パッケージ

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ことにより、軽量化しつつ車体の静粛性を向上させた。車体下部各ピラー根元に発泡充填材入りのセパレータを設け、音の侵入を防いだ(Fig. 20)。

5.3.4. 衝突安全性能

J-NCAP をはじめとする各国の衝突アセスメント評価に対し、前面オフセットバリア衝突64km/h, フラットバリア衝突 55km/h, 側面衝突 55km/h において、クラストップレベルの衝突安全性能を達成した。

フロント廻りには、コンパティビリティ対応ボデー⁽²⁾を採用し、車対車衝突で構造上のすれ違い防止を図った。

後面衝突においては、燃料系の保護に加えIPU保護のために、大断面のリヤフレーム、断面構造を追加したリヤパネル等により、短いクラッシュストロークで効率的に衝突エネルギーを吸収させる構造を採用している。

また、アクティブヘッドレストをフロント席に標準設定し、後面衝突時における頭部の後方への動きを抑え、頸部への衝撃を緩和した。

6. 廉価

6.1. ハイブリッドシステム

6.1.1. IPU コストダウン技術

IPU については上述の小型化技術に加え、インバータパワーモジュールのビームリードボンディング化、DC-DCコンバータ回路の保護構造最適化によるフューズの削減、三

相線と DC-DC コンバータ出力線の通線一体化等によりコスト削減をおこない、従来機種に対し約42%のコストダウンを達成した。

6.1.2. 薄型モータ

モータは従来型 IMA 用モータと同様の基本構造としながら、車体重量に対する出力の最適化により電磁部の厚さを22%低減、重量を15%軽量化し、製造プロセスの合理化と併せて従来機種に対し約35%のコストダウンを達成した。

6.2. シャシコモナリティ

市場で好評を博している2008年モデルFITのシャシプラットフォームを最大限に活用し、コモナリティを図りながらも、低全高化を実現するため、フューエルタンクとエキゾーストを専用設計とした(Fig. 21)。

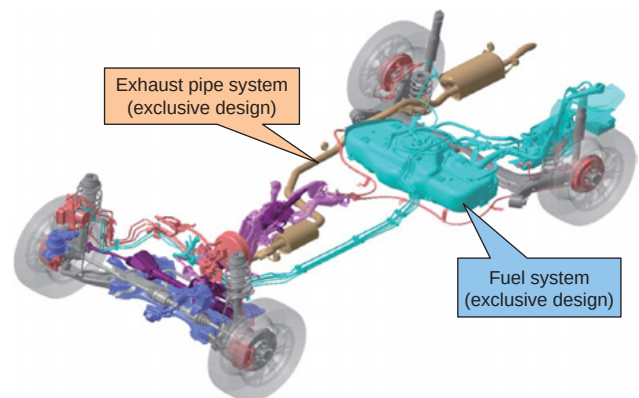


Fig. 21 Chassis platform

7. むすび

ネーミングは、欧米におけるハイブリッド技術の開拓車であり、新しい時代の到来を洞察するクルマという意味が込められていた初代インサイトの名を受け継ぎ「インサイト」と定めた。

新型インサイトはより多くのお客様に乗っていただけるお求めやすい普及型というコンセプトの基に、ハイブリッドカーの本格的な普及という新しい時代の到来を洞察するクルマという意味を込めた。

「普及を目指した GLOBAL ハイブリッドカー」としての自信作であり、より多くのお客様に乗っていただけると確信している。

参考文献

- (1) 南達郎：ハイブリッド電気自動車用ニッケル水素電池の寿命推定，自動車技術会論文集，Vol. 36, No.1, p.181-186(2005)
- (2) 吉本毅，田口義徳：コンパティビリティ対応ボディ，自動車技術会学術講演会前刷集，No.45-04, p.11-14(2004)

■ 著 者 ■



大窪 毅



米口 宏



藤木有司



中村 芳則



岡田 拓



黒瀧 浩文

新型インサイト燃費向上技術

Technology for Increased Fuel Efficiency in New INSIGHT

福田 俊彦*
Toshihiko FUKUDA

江口 高弘*
Takahiro EGUCHI

要 旨

従来を上回る実用燃費と走りの両立を目指し、2009年モデルインサイトを開発した。

ユーザの使い方での燃費低下の要因を解析すると、クルーズ時のラフなアクセル操作、加速時のアクセル踏みすぎ、エアコンなどの走行抵抗以外の負荷である。

本システムではECON切り替えスイッチにより低燃費運転を可能にする燃費優先制御を採用した。ECON ON モード時は、エンジンとトランスミッションが協調し、エンジンのスロットル制限とCVT変速応答の最適化によりラフなアクセル操作でも最小燃料消費重量(Gram Fuel ボトム, 以下GF ボトム)をトレースでき容易に低燃費運転が可能となった。上記技術により、実用燃費検証にてユーザの運転操作ばらつきを低減し、ECON ON モード時には平均燃費を9.5%向上できた。

ABSTRACT

The 2009 model year INSIGHT was developed with the goal of achieving a higher level of actual fuel efficiency and driving performance.

An analysis has revealed that the ways of operating a vehicle that result in reduced fuel economy are rough accelerator operation during vehicle cruising, excessive accelerator operation during acceleration, and accessory loads, such as air conditioning.

The developed system employs fuel economy priority control, which uses an ECON mode selector switch to permit high fuel economy driving. In ECON ON mode, the engine and transmission are coordinated with each other. Restricting the engine throttle and optimizing the CVT shift response enable the minimum fuel consumption amount (Gram Fuel minimum; hereafter called GF minimum) to be traced, even during rough accelerator operation, thus facilitating low-fuel-consumption driving. In tests of actual fuel efficiency, these technologies reduced the level of variation between users and enabled the achievement of a 9.5% reduction in average fuel consumption in ECON ON mode.

1. まえがき

CO₂削減など地球環境保護の重要性と、原油枯渇の観点から、自動車の低排出ガスと低燃費化に対する需要はますます高まってきている。Hondaは1999年にIntegrated Motor Assist(IMA)システムを開発しハイブリッド専用車としてインサイト^{(1), (2)}を発売したの続き、2001年には小型セダンのCIVIC Hybrid^{(3), (4)}を、2004年には中型セダンのACCORD Hybrid⁽⁵⁾を発売した。また2005年にはCIVIC Hybrid^{(6)・(10)}をフルモデルチェンジし、全気筒休止を含む3-stage VTEC、油圧ブースタブレーキシステムやハイブリッドエアコンを搭載し低燃費化を図ってきた。

ハイブリッド発売から10年を迎え、低コスト化による
*四輪開発センター

幅広いハイブリッド車の普及を目指し、ハイブリッド専用車を開発した。ここではさまざまなユーザに受け入れていただくための実用燃費向上技術を解説する。

2. 開発のねらい

ユーザの使い方での燃費低下の要因を解析すると

- (1)クルーズ時のラフなアクセル操作
 - (2)加速時におけるアクセルの踏みすぎ
 - (3)エアコンなどの走行抵抗以外の負荷
- である。

CVTハイブリッド車ではエンジン駆動力、モータ駆動力、トランスミッションレシオを自在に制御できる。そこで

IMA の特徴をフルに活用し、モータによるトルクアシストとトランスミッションによるアクセルに対するトルクリアリティーのある変速にて走り感を維持しつつ、エンジン制御とトランスミッションの変速制御の改良で実用燃費を10%向上させることを開発のねらいとした。

3. パワープラント概要と諸元

新型インサイトのエンジンは、2006 年モデル CIVIC Hybrid で採用した全気筒休止システムを採用し、プラトホーニングや低フリクションピストンリングなどの採用により低フリクション化しエンジン単体の燃費を2%向上させている。

モータは薄型 DC ブラシレスモータを採用し、定格電圧の低電圧化に伴いロータとステータをそれぞれ改良することで効率の向上を図った。またモータの薄型化、磁石量最小化、材料の見直しにより低価格化を実現している。

バッテリーは、出力密度向上によりセル数を削減、100V に低電圧化することにより、小型軽量化かつ低価格化を実現している。上記エンジン、モータ、バッテリーにて通常のガソリン車では得られない低回転高トルクのレスポンスのよいパワープラントとなった。Fig. 1 にパワープラントトルク、仕事率を示す。

CVT は 2006 年モデル CIVIC IMA の CVT に対し、ファイナルレシオを6.7%ローレシオ化し、パワープラントトルク、車重、タイヤ径より燃費と走りの最適化を図っている。

つぎに新型インサイトのシステムを Fig. 2 に示す。本システムでは ECON 切り替えスイッチによる燃費優先制御を採用した。ECON OFF モード時はアクセル操作に対してレスポンス良く反応するようにしている。ECON ON

モード時は容易に低燃費運転を可能にしている。ECON OFF モード、ECON ON モードで切り替える項目は次の4項目である。

- (1) GF ボトム制御⁽¹⁾
- (2)駆動力オンデマンド制御
- (3)減速回生制御
- (4)エアコン制御

以下にその詳細を述べる。

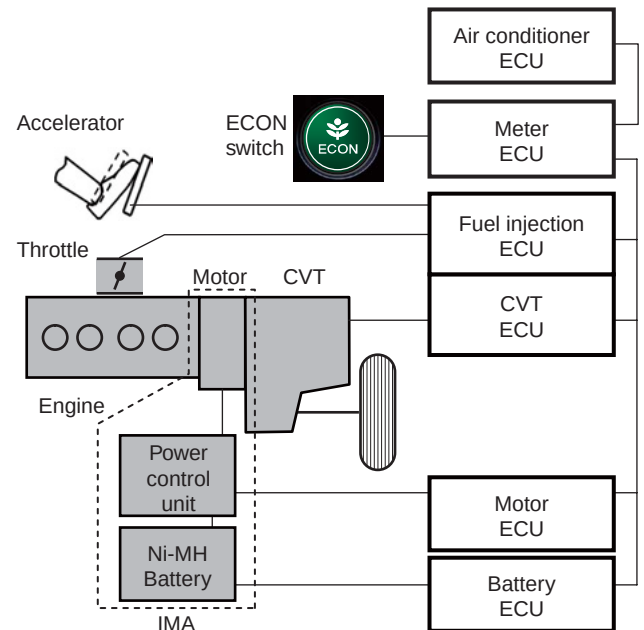


Fig. 2 New INSIGHT system

4. GF ボトム制御

ユーザの使い方による燃費低下の要因として、クルーズ時のラフなアクセル操作が上げられる。通常クルーズ時にはアクセルを一定に保つことによりCVTが最適なレシオに変速され燃費が向上する。しかしながらアクセルの踏み、戻しを繰り返すラフな操作の場合、アクセル踏み込みと同時にエンジン回転上昇側にCVTが変速しイナーシャロスが発生する。また、エンジンが高負荷になることにより、燃費最小運転点を外れ燃費低下が生じる。

そこで新型インサイトでは上記課題を考慮した GF ボトム制御を実施している。GF ボトム制御は、Brake Specific Fuel Consumption (BSFC: エンジンの正味燃料消費率) マップおよびCVTの伝達効率より、要求仕事率に対して燃料消費が最小となるようにエンジン回転数とエンジン負荷を制御することで GF ボトムトレースを達成できる。

Fig. 3 に BSFC マップ、Fig. 4 に CVT 効率を示す。Fig. 3 の BSFC ボトム目標ラインの Area 1 はエンジン回転数が低いほど CVT の効率が良い。また、Area 2-3 では 1000-1500rpm でほぼ同等の効率である。Area 4 では 1500-2500rpm

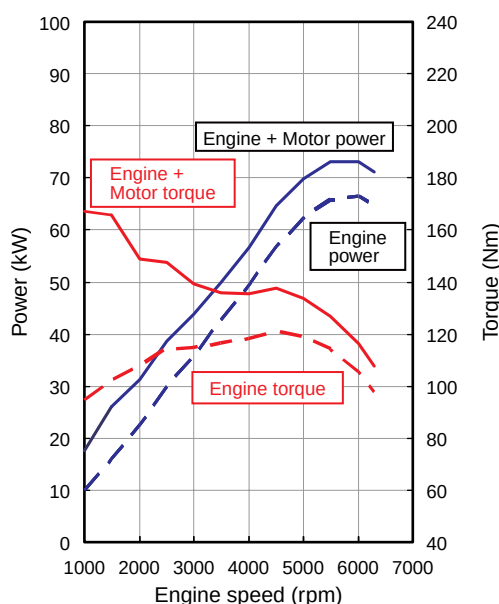


Fig. 1 Output performance of IMA system

で効率差はほとんど無い。よって本システムの場合、要求仕事率に対して BSFC ボトム目標ラインをトレースするように、エンジンの回転数とエンジン負荷を制御すれば、GF ボトムトレースを達成できる。

この GF ボトムラインをトレースするために、今回採用したエンジン回転数を決定する CVT 変速制御とエンジン負荷を決定するスロットル制御の詳細を以下に述べる。

4.1. CVT 変速制御

GF ボトムとなる CVT 変速制御について説明する。

(1) Fig. 3 に示す Area 1 は要求駆動力アクセル開度(要求駆動力を決定するための制御用アクセル開度)が極低開度の領域であり、要求仕事率の上昇に対して、燃料消費率が最小となるまで走行可能な最も低いエンジン回転数を保つ CVT 変速マップとしている。

要求駆動力アクセル開度が極低開度より踏み込んだ Area 2-4 の領域は Fig. 3 に示す BSFC ボトム目標ラインをトレースしつつ、Fig. 5 に示すように、車速上

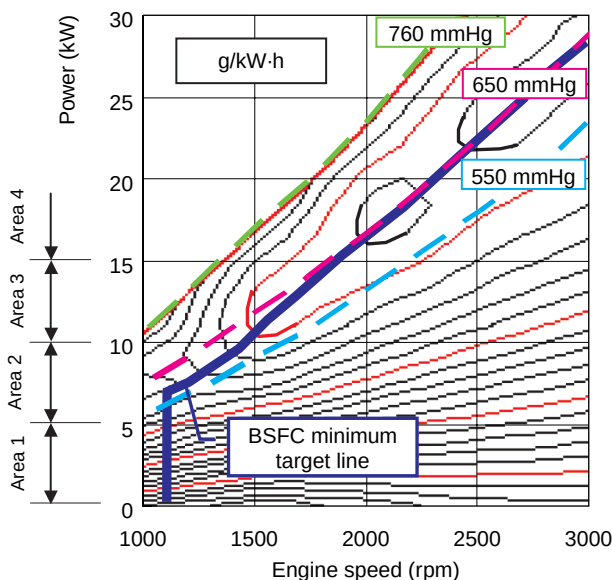


Fig. 3 Brake specific fuel consumption map

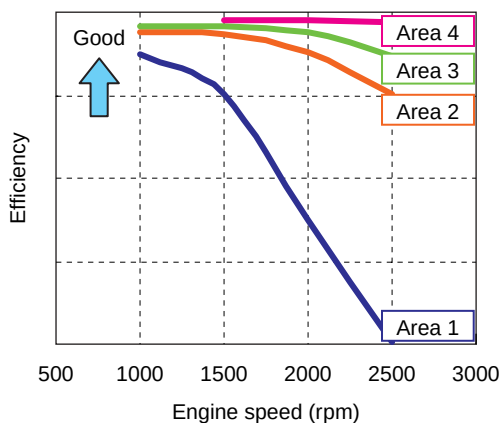


Fig. 4 CVT efficiency

昇に対してエンジン回転数の上昇がリニアとなる変速マップとし、走り感を考慮した変速マップとしている。以上より、Fig. 6 に示すように要求駆動力アクセル開度に対して発生仕事率に谷が無くリニアに駆動力が出る特性を達成している。

(2) Fig. 7 に ECON OFF モード、ON モードの CVT の変速応答特性を示す。

CVT の変速応答は Fig. 7 のとおり目標エンジン回転数と実エンジン回転数の偏差より決定する。ECON ON モード時はこの CVT の変速応答係数を小さくし、アク

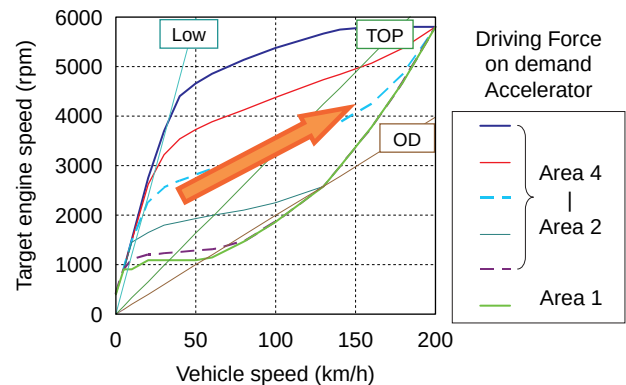


Fig. 5 CVT shift schedule

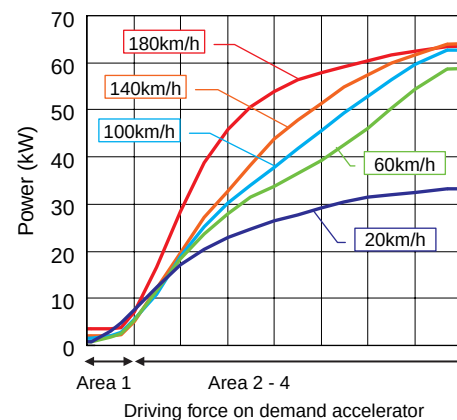


Fig. 6 Power versus Driving - force - on - demand accelerator

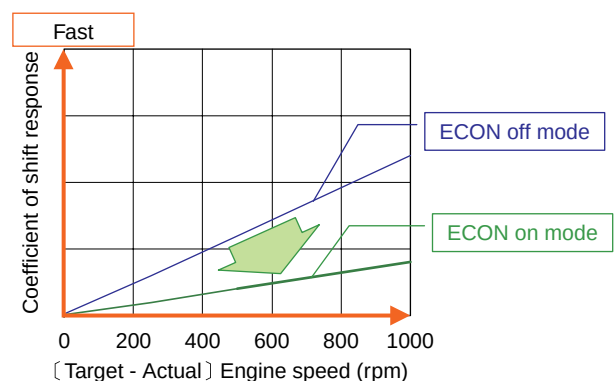


Fig. 7 Coefficient of shift response

セルオンにてダウンシフト側に変速する速度を抑えている。これによりラフなアクセル操作に対して不用意にエンジン回転数が上昇するのを抑制し、容易に低燃費運転ができるようにしている。

4.2. スロットル制御

Fig. 8 に ECON OFF モード時と ECON ON モード時のスロットル制限を示す。実エンジン回転数および要求駆動力アクセル開度に対してスロットル開度を制限すること

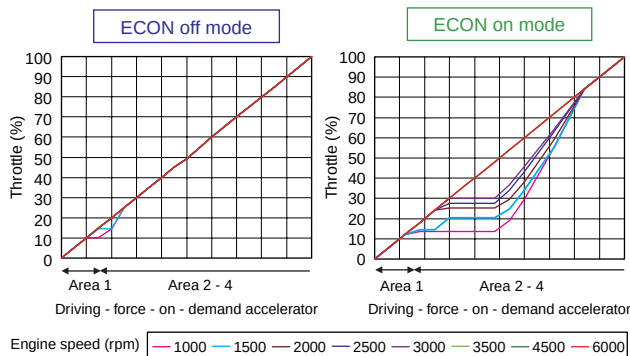


Fig. 8 Restriction of throttle

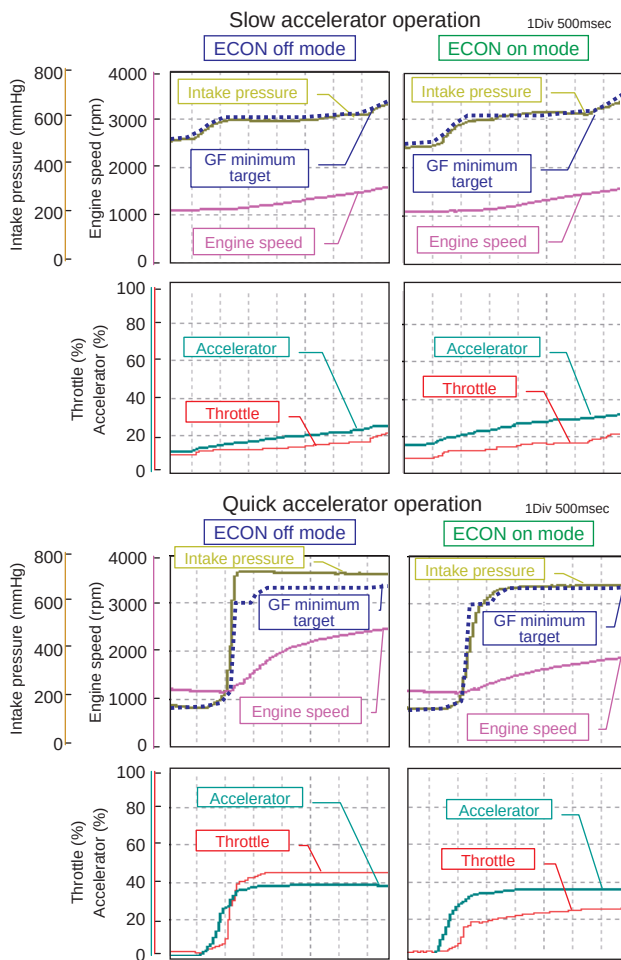


Fig. 9 Comparison using different speed of accelerator operation and control modes

により、エンジンが高負荷になり過ぎないようにしてBSFC ボトム目標ラインをトレースさせている。また、スロットル制限する領域を ECON OFF モード時と ECON ON モード時で切り替えている。

ECON OFFモード時はスロットル制限領域を最小限とすることにより、アクセル操作量が少ない低燃費運転時はGF ボトム目標ラインがトレースでき、アクセル操作量が多い時はスロットル制限しないため、素早いトルク応答性を得ている。

ECON ON モード時はスロットル制限領域を大きくすることにより、ラフにアクセル操作されても GF ボトムラインのトレースを可能としている。また、大きくスロットル制限しても、CVT のエンジン回転数の制御と IMA のモータアシストによりアクセル操作に対してリニアリティーのある駆動力を達成している。

Fig. 9 にアクセルをゆっくり操作した時、速く操作した時、および ECON OFF モード時、ECON ON モード時で

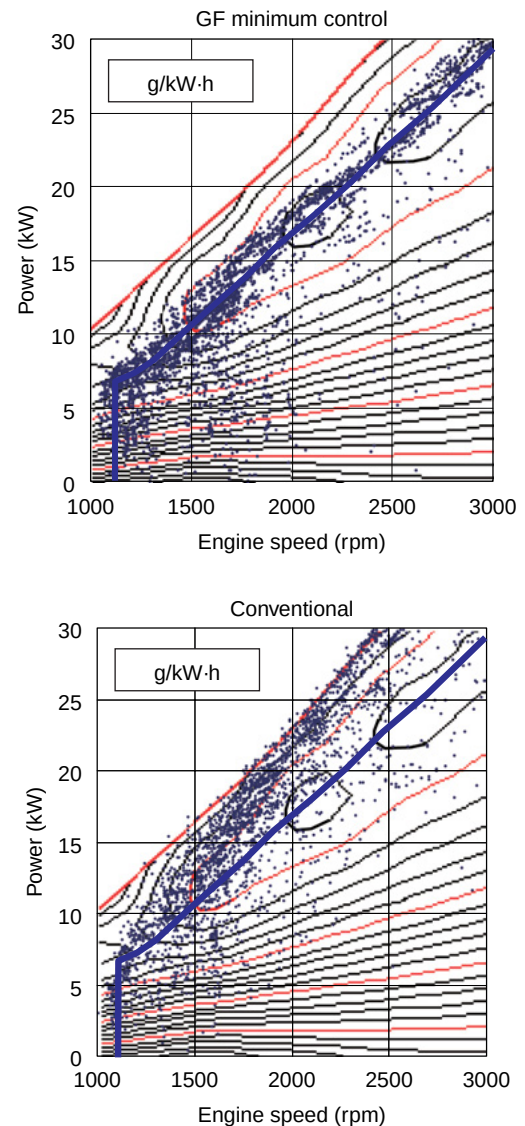


Fig. 10 Comparison with and without GF minimum control

の車両の応答特性を示す。アクセルをゆっくり操作する低燃費運転の場合、ECON OFF モード時と ECON ON モード時で差は無い。また、アクセルを速く操作した場合、ECON OFFモード時はアクセル操作に対してエンジン負圧とエンジン回転数が素早く立ち上がり機敏な特性を得ている。ECON ON モード時はスロットルの制限によりエンジン負圧が滑らかに立ち上がり、またCVTのECON ONモード用の変速応答性によりエンジン回転数の上昇が抑えられ、低燃費運転を達成している。

Fig. 10 に CVT 変速制御およびスロットルの制限制御による GF ボトム制御実施有無での GF ボトム目標ライントレース状況を示す。

このGFボトム制御により従来制御に対して、緻密にGFボトムラインをトレースすることが可能となり、10・15モードで 0.3km/L 燃費が向上した。

5. 駆動力オンデマンド制御

従来から Honda の CVT は、勾配や路面状況、アクセルペダル操作、カーブ走行時の横G等の走行状態により、16種類のマップから、最適なシフトスケジュールに切り替え、良好な走りを得ている。

しかしながら新型インサイトでは燃費と走りを両立させるために、ECON スイッチにより ECON OFF モードと ECON ONモードの切り替えをおこなっている。従来のアクセル開度に基づく CVT の変速制御では、モードを切り替えるとアクセル開度に対してトルクの出方が異なるため、それぞれのモードで変速マップを持つ必要があり CVT の制御が複雑なものとなる。また、スロットルとエンジン回転数の関係が崩れ前述の GF ボトム制御ができなくなってしまう。

それらを解決するために、新型インサイトでは駆動力オンデマンド制御を採用した。

一般的な駆動力オンデマンドは Fig. 11 に示すとおりアクセル開度から直接要求駆動力いわゆる要求仕事率を決定し、要求仕事率に対してエンジンのスロットル制御、CVT の変速制御をおこなう。よってスロットルとエンジン回転数がアクセル操作に対して独立して制御されるため、アクセル操作に対してトルクやレスポンスのリニアリティー感

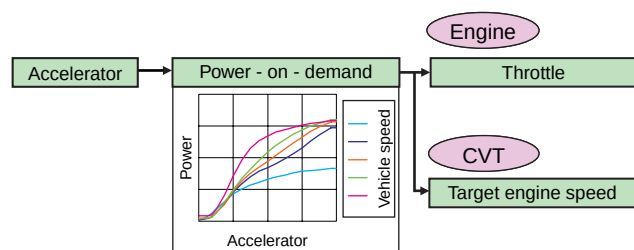


Fig. 11 Normal power - on - demand control

や、車速に対してエンジン回転上昇のリニアリティーがない場合があった。

それらの課題を解決した新型インサイトの駆動力オンデマンド制御の詳細を以下に述べる。

5.1. 新型インサイト駆動力オンデマンド制御

新型インサイトで採用した駆動力オンデマンド制御の概要を Fig. 12 に示す。

- (1)アクセル開度から、要求駆動力を決定する車速ごとの要求駆動力アクセル開度に変換する。
- (2)要求駆動力アクセル開度に基づき、エンジンのスロットル制御、CVT の変速制御をおこなう。

エンジンのスロットル制御によりクランク軸端のトルクが決定し、CVTの変速制御によりエンジン回転数が決定することにより、車速ごとの仕事率が決定する。つまり駆動力を決定することができる。

今回採用した駆動力オンデマンドは、アクセル操作に直結して制御するため、従来の利点であったトルクおよびレスポンスのリニアリティー感や車速に対するエンジン回転上昇のリニアリティー感が得られる。また、従来のCVT変速制御がそのまま踏襲でき、良好な走りをそのまま継続することが可能となる。

また、変速マップとスロットル制限を要求駆動力アクセル開度によって最適にセッティングすれば、ECON OFFモード、ECON ONモードを問わず、GFボトム制御を維持でき、アクセル開度—要求駆動力アクセル開度の特性を変更するだけで、容易に異なった走り感を演出することができる。

5.2. 要求駆動力アクセル開度特性

燃費向上技術として走行中の燃料停止技術がある。CIVIC Hybridではアクセルの低開度領域およびアクセルオフ時にエンジンを全気筒休止することによりフリクションを低減しつつ燃料を停止させ、モータのみの走行(MD: Motor

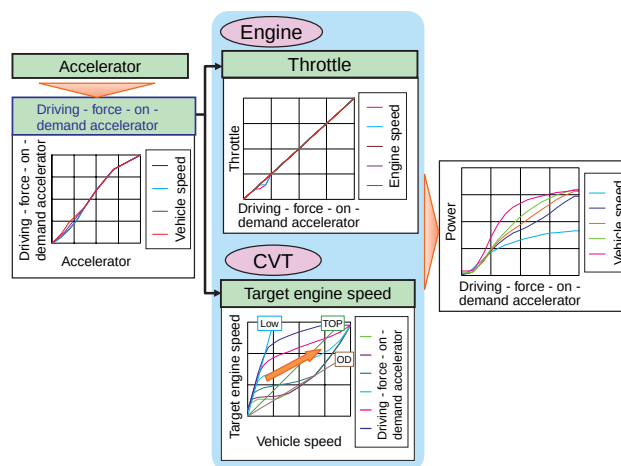


Fig. 12 New INSIGHT control

Drive)を実現している。しかしながらアクセル開度に対するMD領域が狭く、ラフなアクセル操作ではMD運転を継続させるのが困難であった。そこで新型インサイトではECON ONモード時、アクセル開度-要求駆動力アクセル開度特性のゲインを小さくすることにより、クルーズから緩加減速の操作性を向上させている。以下に特徴を示す。

(a) MD 頻度のアップ。

(b) 緩い下り坂等で FC(Fuel Cut)走行の持続性を向上。

Fig. 13 に実アクセル開度 - 要求駆動力アクセル開度ゲイン特性を示す。

ECON ONモード時、この特性変更によりMD頻度が20%向上した。また、要求駆動力アクセル開度の使用頻度が低開度側に移行し低燃費運転が可能となった。

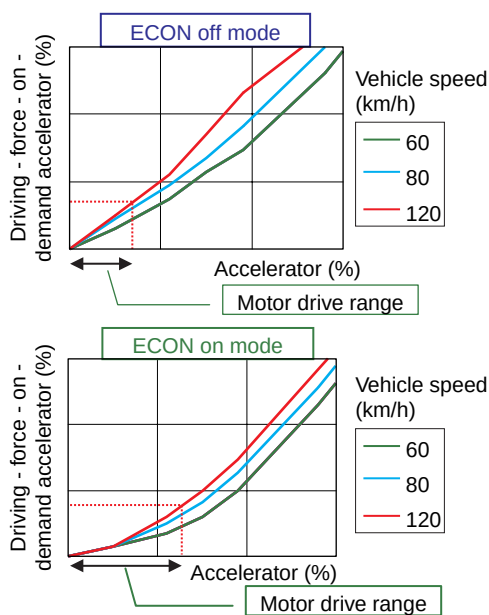


Fig. 13 Driving - force - on - demand accelerator characteristic

6. 減速回生制御

新型インサイトではブレーキ液圧に応じた減速回生をおこなうことにより燃費向上を図っている。また ECON ON

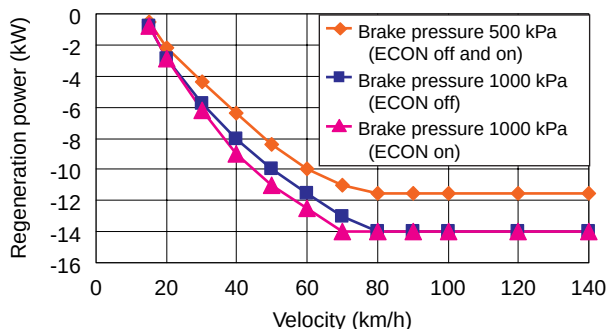


Fig. 14 Regeneration power

モード時はブレーキ液圧の高い所で回生量の増大を図りエネルギーの回収を向上させている。ブレーキ液圧が低いところではECON ONモード時とECON OFFモード時で回生量を同一としブレーキペダルタッチフィーリングを同一とした。Fig. 14 に減速回生量を示す。

7. エアコン制御

エアコン制御はECONスイッチで以下の2項目の制御切り替えを実施し、ECON ONモード時の燃費向上を図っている。

(1) アイドル停止領域の拡大

(a) ECON OFFモード制御時は窓曇りと快適性でアイドル停止時間を決定する。

(b) ECON ONモード時は窓曇りのみでアイドル停止時間を決定する。

(2) 高負荷時省動力制御

ECON ONモード時は以下の3項目を実施することにより省動力を達成した。

(a) 高外気温時に内気循環へ移行し吸込み空気負荷を低減した。

(b) 冷房領域のファン電圧低下による電気負荷を低減した。

(c) エアコンクラッチの動作頻度低減によるエンジン動力負荷を低減した。

8. 効果

男性17名、女性3名による実用を考慮したテストコースでの燃費効果確認の結果、ECON ONモード時はECON OFFモード時と比較し、平均燃費9.5%の向上効果を確認できた。

Fig. 15 にECONスイッチオン、オフでの燃費効果確認結果を示す。

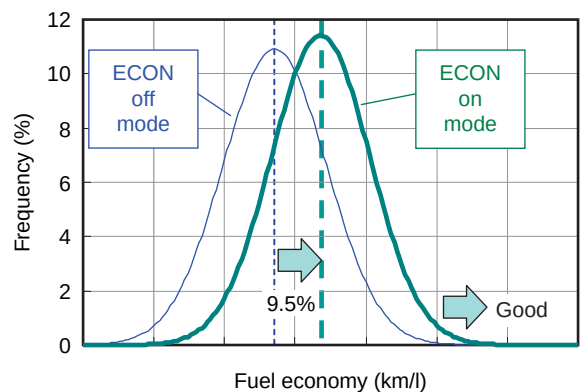


Fig. 15 Fuel economy frequency distribution

9. まとめ

エンジン・CVT 統合制御システムの開発, HONDA
R&D Technical Review, Vol.11, No.1, p.93-100

以上より新型インサイトでは燃費性能と走り性能を両立することができた。

- (1) ECON スイッチにより燃費優先制御を採用でき、ECON OFFモード時はアクセル操作量が少ない低燃費運転時のGFボトム目標ラインがトレースでき、ECON ONモード時には、ラフなアクセル操作でもGFボトム目標ラインがトレースでき低燃費運転が可能となった。
- (2) 要求駆動力アクセル開度を用いた駆動力オンデマンド制御により、アクセル操作に対して駆動力特性やレスポンスのリニアリティーや、車速に対してエンジン回転数上昇のリニアリティーがある走行性能を得られた。

参考文献

- (1) 青木薫, 梶原滋正, 佐藤浩光, 山本善夫: モータ式ハイブリッドパワートレインの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.98-99, p.9-12(1999)
- (2) 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
- (3) Ogawa, H., Matsuki, M., Eguchi, T.: Development of a Power Train for the Hybrid Automotive-the Civic Hybrid, SAE Paper, 2003-01-0083(2003)
- (4) 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
- (5) 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
- (6) 堀江達郎, 岸勉, 長谷川修: 新型 CIVIC Hybrid IMA システムの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.16-21
- (7) 奥井重雄, 岸勉, 石川直宏, 花田晃平: CIVIC Hybrid 用 1.3L 3stage i-VTEC VCM エンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.2, p.44-51
- (8) Auto Technology special 2007: Honda Hybrids, FISITA, 66p.(2007)
- (9) Ota, S., Eguchi, T.: Development of CIVIC Hybrid CVT system, CVT・HYBRID 2007 (International Congress on Continuously Variable and Hybrid Transmission), Society of Automotive Engineers of Japan, p. 183-187(2007)
- (10) 藤本修一, 太田庄次, 江口高弘, 伊藤令: ハイブリッド車用 CVT, 自動車技術, Vol.61, No.12, p.15-20(2007)
- (11) 山本和久, 阪口伸一, 岸田真, 木村英輔, 阿部浩之:

■ 著 者 ■



福田 俊彦



江口 高弘

新型インサイト用 Power Control Unit の開発

Development of Power Control Unit for 2009 Model Year INSIGHT

檀 上 靖 之*
Yasuyuki DANJO

深 津 友 博*
Tomohiro FUKAZU

要 旨

新型インサイト用Integrated Motor Assist(IMA)システムのPower Control Unit(PCU)は、リヤ荷室床下に配置するレイアウトのため、小型、低背、軽量を目標として開発した。PCUを構成するDC-DCコンバータとインバータを隣接させることにより搭載面積を低減すると共に、DC-DCコンバータ入力フィルタの廃止と端子台の削減が可能となり、小型化、低コスト化を実現した。DC-DCコンバータはメイントランス巻き線の一部を基板パターン化することで全高を抑え、PCUの低背化に寄与している。インバータは平滑コンデンサの静電容量半減による小型化、低コスト化に加え、Transfer-molded Power Module (TPM)の内部配線をビームリードとしDirect Lead Bonding(DLB)接続とすることで工程を簡略化でき、コスト低減を可能とした。

ABSTRACT

A Power Control Unit (PCU) has been developed for the Integrated Motor Assist (IMA) system employed in the new model INSIGHT. The development aimed to reduce the overall size, height, and weight of the PCU in order to realize a layout that positioned it under the floor of the rear trunk. Contiguous positioning of the DC-DC converter and the inverter in the PCU has reduced the area required for mounting the unit, in addition to enabling the DC-DC converter input filter to be removed and the number of terminals reduced. This has contributed to the realization of size and cost reductions. The total height of the DC-DC converter has been reduced through the use of copper wire printed on a substrate for part of the main transformer winding wire, contributing to the reduced height of the PCU. The use of a smoothing capacitor with the electrostatic capacity reduced by half enabled reductions in size and cost. In addition, the use of beam leads for the internal wiring of the transfer-molded power module (TPM), together with connections made by direct lead bonding (DLB), enabled the production process to be simplified and costs reduced.

1. まえがき

今日、地球温暖化の原因となる温室効果ガス低減のため、自動車の排気ガス中に含まれるCO₂削減、燃費向上技術に対する要望はさらなる高まりを見せている。その課題のひとつの対策手法としてハイブリッドシステムが存在し、Hondaは独自に開発したIMAシステムを初代インサイト、シビックハイブリッド、アコードハイブリッドに搭載してきた。従来のガソリン車に比べて燃料消費量が少ないIMAが本格的に普及すればCO₂削減効果が期待できる。そのためには低コスト化と同時に商品性の向上が必須であり、その要望に応えるPCUの開発が求められた。

*四輪開発センター

IMAを構成するユニットのうち電力変換を担うPCUに採用した、商品性向上(小型化、軽量化)と低コスト化の技術について以下に述べる。

2. 開発のねらい

初代インサイト、シビックハイブリッド、アコードハイブリッドに搭載されたIMAシステムは、燃費性能を軸に開発を進め進化を続けてきた。初代インサイトを除き4ドアセダンのボデー形状を持ち、Intelligent Power Unit(IPU)はリヤシートの背もたれ裏に搭載されている。IPUはその構成上貫通穴を設けることができずトランクスルーができな

いため、従来のIMA搭載車では長尺物の搭載には対応できなかった。

新型インサイトに搭載した IMA の IPU は、ミドルサイズの 5 ドアハッチバックというボデー形状とリヤシート背もたれの分割可倒レイアウトを実現するために、従来の IMA の技術をベースとしつつ可能な限り小型化、軽量化を図り、荷室床下に搭載する必要があった (Fig. 1)。

また、小型、軽量化と共に PCU の低コスト化を目標とし、開発をおこなった。

PCU は内部レイアウト最適化と部品共用化、インバータと DC-DC コンバータはそれぞれ新構造を採用することで小型、軽量、低コスト化をねらった。

Fig. 2 は IPU の外観であり、Fig. 2(a) は従来構造、Fig. 2(b) は新構造である。

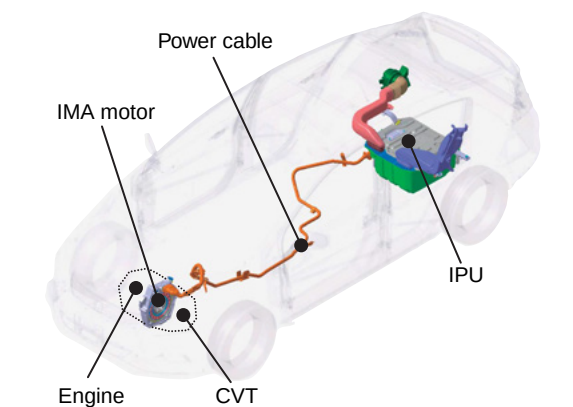


Fig. 1 Configuration of IPU

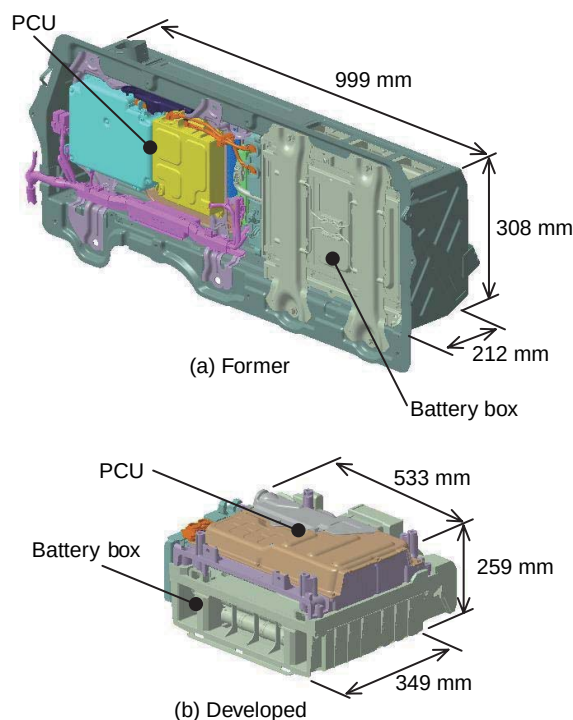


Fig. 2 Comparison of IPU

3. 小型化、低コスト化技術

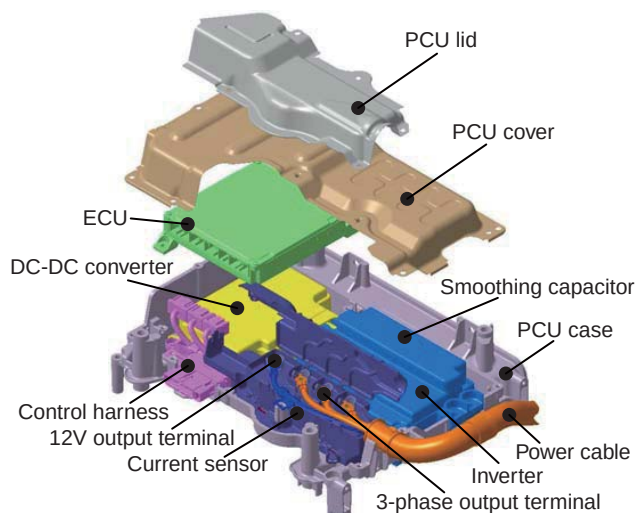
3.1. PCU 構造

PCU は、インバータ、DC-DC コンバータ、ECU、電流センサ、およびこれらを接続する制御ハーネスで構成されており、IMA システムの高電圧バッテリーとモータ間の電力変換制御および、12V 負荷電力を供給する役目をもつと同時に、電磁波シールド構造と配電構造が必要となる。

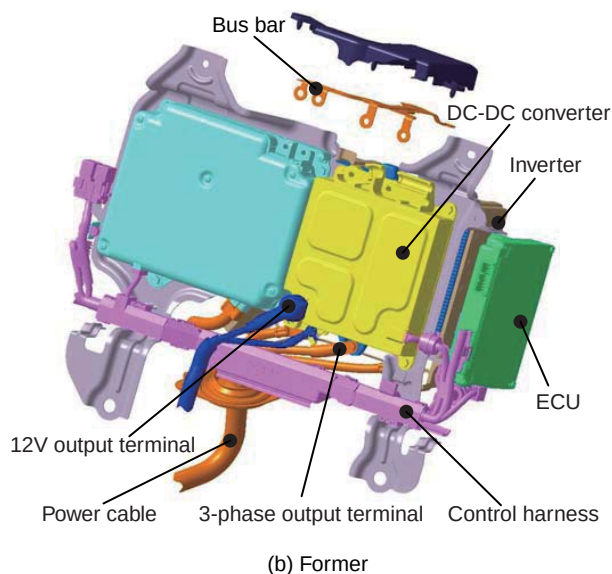
Fig. 3 は PCU の外観であり、Fig. 3(a) は新構造、Fig. 3(b) は従来構造である。

3.1.1. 電磁波シールド構造

高電圧スイッチング回路を内蔵している PCU は、スイッチングノイズが車両に影響を与える可能性があり、電磁波シールドが必要となる。そのため従来の PCU はインバー



(a) Developed



(b) Former

Fig. 3 Comparison of PCU

タ、DC-DC コンバータ、ECU それぞれが個別の金属筐体に収められていた [Fig. 3(b)].

今回開発した PCU は、PCU ケースと PCU カバーにより一括シールドされ、インバータ、DC-DCコンバータ、ECU が発生するスイッチングノイズの伝播や放射を抑制する構造とした。これによりインバータ、DC-DCコンバータのカバーを最小限の樹脂にすることができ、小型化と軽量化に寄与している。

また、モータケーブルと 12V 出力ケーブルをアルミパイプに内蔵したパワーケーブルの採用により、パワーケーブルのシールドと PCU カバー、PCU ケースを電氣的に接続することができ、IMA の高電圧ユニットをトータルでシールドする構造を簡易で低いコストで実現することが可能となった [Fig. 3(a)].

3.1.2. 配電構造

PCU 構成部品のなかで高電圧バッテリーからの電力を供給されるユニットは、インバータと DC-DC コンバータである。従来構造ではインバータと DC-DC コンバータが向かい合わせに配置され、それぞれの高電圧入力部を接続するバスバーが必要であった [Fig. 3(b)]. 新構造の PCU では DC-DCコンバータをインバータに隣接配置し、電力を供給する構造としたことで、DC-DCコンバータ入力バスバーを削減するとともに、インバータの平滑コンデンサを利用して、DC-DCコンバータのフィルタコンデンサ容量を削減した。これにより PCU の小型化と低コスト化をおこなった [Fig. 3(a)].

また、従来の 3 相出力、12V 出力の出力端子台は、インバータ、DC-DC コンバータがそれぞれ独自に持っており、ケーブルの接続と通線には広い面積を必要とした [Fig. 3(b)]. これに対し新構造の PCU では電流センサに出力端子台機能を付加したことで、インバータの三相交流出力と DC-DC コンバータの 12V 出力をコンパクトにまとめることができ、小型化と前述のシールド構造の低コスト化に寄与している [Fig. 3(a)].

これらの技術により PCU の底面積をバッテリーボックスの上方投影面積内に収めることが可能となり、IPU を車体のサイドフレーム間に収め荷室床下への搭載を実現した。これによって 5 ドアハッチバックというボデー形状を実現した。

3.2. インバータ

IMA システムでは、DC ブラシレスモータを駆動するためにインバータを搭載しており、高電圧 DC と 3 相 AC の電力変換をおこなっている。インバータの基本構成は、高電圧、大電流をスイッチングするパワー半導体モジュール、スイッチング制御、保護機能、通信機能を有する制御基板、高電圧入力部の平滑を担う平滑コンデンサ、インサートモールドバスバーによる高電圧配線部ケース、ヒートシンク、カ

パーからなっている。従来のインバータと開発したインバータの外形比較を Fig. 4 に示す。

3.2.1. インバータ平滑コンデンサ容量削減

インバータは、DC 入力電圧、電流の変動を低減するために平滑コンデンサを搭載している。

平滑コンデンサの静電容量はシステム異常時の電圧上昇速度にも影響し、静電容量を削減するには保護の応答時間を短縮する必要がある。本インバータでは応答時間を従来比 27% 短縮することで、従来比 50% の静電容量削減と低コスト化を実現した。

素子の材料には薄膜ポリプロピレンフィルムを採用しコンデンサ単体の 45% 小型化、軽量化に寄与している。従来品と本開発品のコンデンサを Fig. 5 に示す。

3.2.2. TPM 内部配線の DLB 構造

Fig. 6 はインバータのパワー半導体モジュールの外観であり、Fig. 6(a) は従来構造、Fig. 6(b) は新構造である。パワー半導体モジュールは、3 相のうちの 1 相分を 1 パッケージにした TPM 構造を採用している。

TPM 内部にはパワー素子 (IGBT, ダイオード)、絶縁基板、バスバーを収納しており、パワー素子とバスバーを電氣的に接続するために、DLB 構造を採用している Fig. 6(b)。従来構造ではパワー素子とバスバーの接続にワイヤボンディングを用いており Fig. 6(a)、パワー半導体モジュール製造工程で大きな割合を占めていた部分である。DLBはこの工程の簡略化を実現しコストダウンを可能とする手法である^{(1), (2)}。

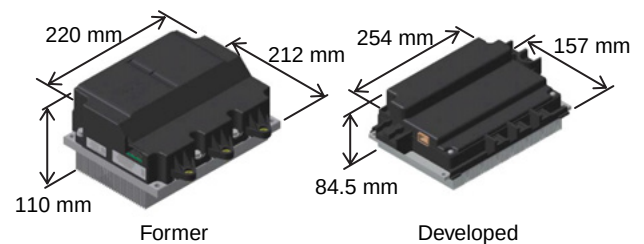


Fig. 4 Comparison of inverter

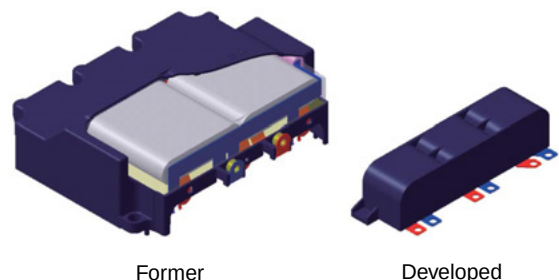


Fig. 5 Comparison of capacitor

3.2.3. パワー素子の許容接合温度の高温化

パワー素子は通電電流による発熱で接合温度が上昇し、許容温度を超えると破損する。温度上昇を小さくするには素子面積を拡大することで解決できるが、コストに影響するため素子面積は可能な限り小さくしたい。

本開発品では前述の DLB 化による信頼性向上の効果により許容接合温度を17%引き上げることに成功し、従来と同じ素子面積で通電電流 38%増加に対応可能とした。

上記の技術により、パワー半導体モジュール容積を60%低減した。

3.3. DC-DC コンバータ

IMA システム搭載車は、12V 補機負荷の電源供給に DC-DC コンバータを用いており、高電圧のスイッチング素子、トランス、整流ダイオード、チョーク、フィルタ、接続バスバー、ヒートシンク、および制御基板で構成されている。

従来のコンバータと開発したコンバータの外形比較を Fig. 7 に示す。

3.3.1. トランス巻き線構造

Fig. 8 はトランスの外観であり、Fig. 8(a) は従来構造、Fig. 8(b) は新構造である。

従来の一次巻き線は Fig. 8(a) のように、銅線をボビンに巻きつける単芯銅巻き線構造であった。このため、電氣的接続は端子を用いたねじ止め構造となり、プリント基板上の回路部品のはんだ付け工程とは異なる接続工程が必要であり、製造工程が複雑化していた。新構造の一次巻き線は Fig. 8(b) のように、プリント基板の各層に設けられた2ターン

分のコイル状導体パターンと3ターン分の銅板金で構成されている。これにより電氣的接続はプリント基板上の回路部品と同一のはんだ付け工程でおこなうことが可能になり、製造工程簡略化によるコストダウンを実現した⁽³⁾。

また、従来構造では一次巻き線を必要巻き数確保すると全高が高くなってしまったが、新構造ではプリント基板になるため、DC-DC コンバータの低背化にも寄与している。

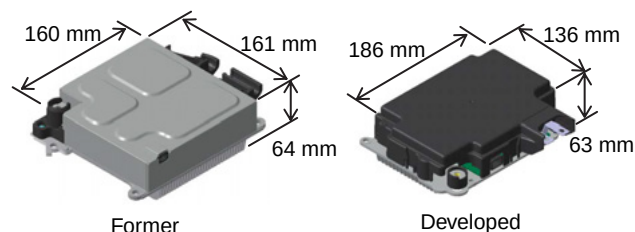
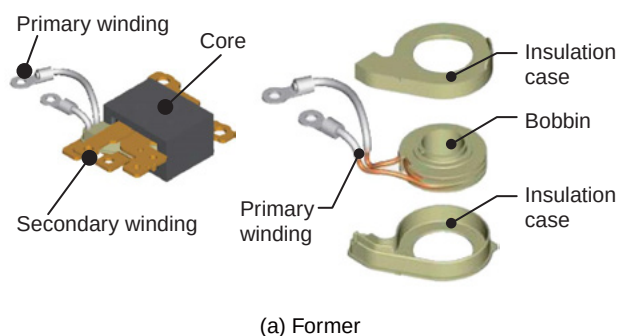


Fig. 7 Comparison of DC-DC converter



(a) Former

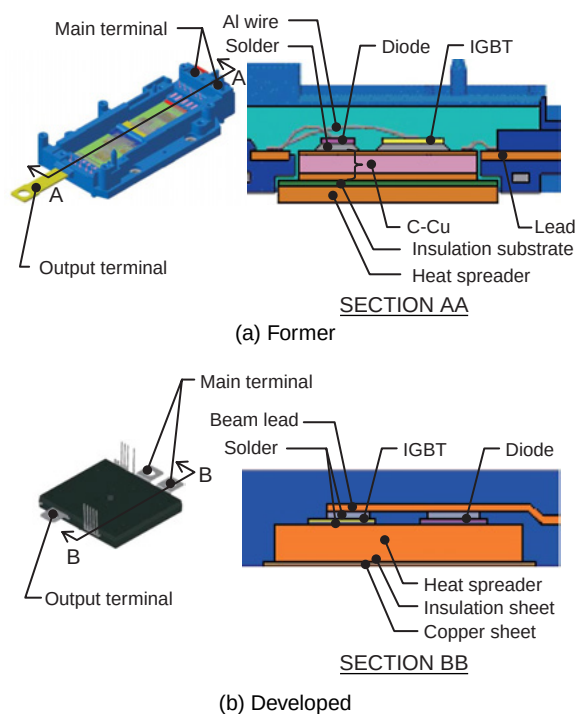
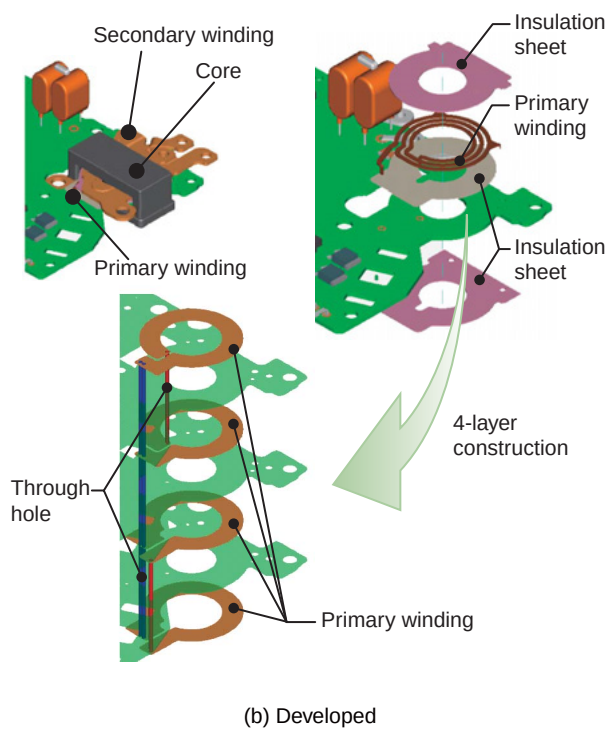


Fig. 6 Comparison of power module



(b) Developed

Fig. 8 Comparison of transformer

3.3.2. 高電圧入力部のフィルタ回路削減

従来の DC-DC コンバータは高電圧入力部の外乱ノイズを軽減するために Fig. 9 に示すフィルタ回路を搭載していた。本開発では、PCU ケース内の DC-DC コンバータの配置を最適化することにより入力部のフェライトコアフィルタ、Y コンデンサを削除し、DC-DC コンバータ入力フィルタコンデンサの静電容量を、従来比 60%削減した。

3.3.3. 効率向上

燃費性能達成のためには PCU ユニット小型化による電力変換効率の低下を防ぐ必要があり、電力変換部のデバイスと回路の高効率化も重要な要因である。

従来は低耐圧で低損失の整流ダイオードを使用するために、2次側に共振スナバ回路を設けていたが、本開発品は1次側のスイッチングによるサージ電圧を抑制する回路に変更したことで、さらに低損失の整流ダイオードを採用することができた。これにより常用使用領域の効率を0.5%から1%改善した。損失を低減したことでヒートシンクの30%軽量化にも寄与している。効率比較を Fig. 10 に示す。

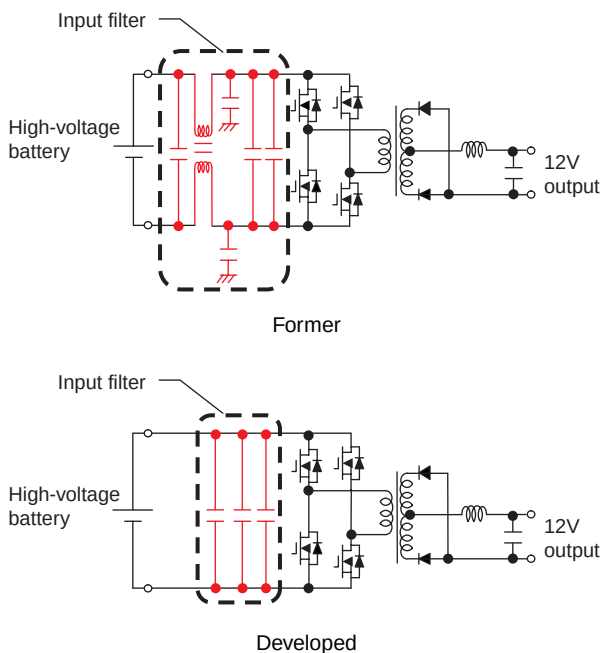


Fig. 9 Comparison of input filter

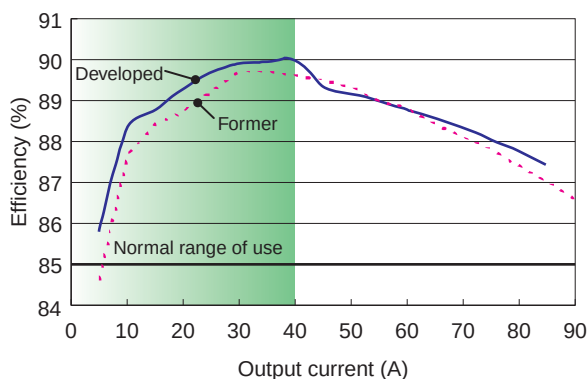


Fig. 10 Comparison of conversion efficiency

これらの技術により、DC-DCコンバータを、従来と比較して重量 46%、容積 3%削減を実現した。

4. まとめ

新型インサイト用 PCU 開発にあたり、従来 PCU に対して下記項目を達成した。

- (1)インバータは、過電圧検知の高速化を図ることで、平滑コンデンサ容量を 50%削減した。また、配線 DLB 化、パワー素子接合部許容温度の17%引き上げをおこない、効率を犠牲にすることなく、パワー半導体モジュール容積を 60%低減した。その結果、重量を 36%、容積を 35%低減した。
- (2)DC-DCコンバータは、トランス巻き線を部分的に基板化することと低損失整流ダイオードの採用、PCU内部最適配置による入力フィルタ削減で、重量を46%、容積を3%低減した。
- (3)PCUでは電磁波シールド構造と配電構造の最適化、インバータでは平滑コンデンサ静電容量削減と DLB 構造の採用、DC-DCコンバータでは新構造トランス巻き線構造の採用、入力フィルタの削減によりコスト低減を可能とした。

この結果、PCU 全体として低背化 41%、軽量化 31%、容積小型化 10%を達成した。

参考文献

- (1)大塚浩, 安楽文雄, 塚田能成: CIVIC Hybrid 用小型インバータの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.22-27
- (2)片岡正行, マジウムダールゴーラフ: 新デバイスで拓くパワーエレクトロニクス, 三菱電機技報, Vol.81, No.5, p.308-312(2007)
- (3)特開 2008-4823

■ 著 者 ■



檀上 靖之



深津 友博

2009 年モデル新型 US FIT の開発

Development of 2009 Model Year U.S. FIT

太田 孝弘*
Takahiro OTA
小只 輝将*
Terumasa KOTADA

袴田 仁*
Hitoshi HAKAMADA
田島 亘*
Wataru TAJIMA

鈴木 光*
Hikaru SUZUKI

要 旨

ABSTRACT

初代 US Fit(旧モデル)は、北米での Sub Compact 市場において、従来にはない「ユーティリティ」と「スポーティ」という新しい魅力を持って、独自のポジショニングを作り上げた。

2代目では、その強みをさらに強化、磨き上げ、お客様に驚き、喜びを感じていただくことを目指した。

現在では全世界車となった Fit であるが初代 Fit の DNA である、かっこよく、小さな車体と広い空間、使い勝手のよさ、環境、燃費、安全そして乗って運転して楽しいスポーティな走りを北米市場にあわせて細部までこだわり、見直しをかけた。

その結果、商品力は旧モデルを上回る進化を遂げ、若者だけではなく、昨今増加傾向にあるダウンサイザのお客様にも充分満足いただける「次世代 Sub Compact Car」として具現化された。

The first-generation U.S. Fit embodied a new appeal — a utility and sportiness not previously seen in the North American sub-compact car market — which gave the vehicle a unique position in the market.

The development of the second-generation U.S. FIT sought to polish and enhance the strengths of the original vehicle, while also attempting to both surprise and please North American customers.

The Fit is now a global vehicle platform, and the development of the new model focused on redesigning even small details in order to optimize the first generation Fit's "DNA," its stylish small body and spacious cabin, ease of use, safety and environmental performance, and fuel efficiency, as well as the riding and driving pleasure it offers, for the North American market.

This has advanced the appeal of the Fit beyond the previous model and resulted in the realization of a "next-generation sub-compact car" able to satisfy not only younger users, but also users seeking a smaller car as their next vehicle, a market segment expected to increase in the future.

1. まえがき

初代 US Fit は、トランスミッションを AT 化、デザインをモデファイするなどし、日本より4年後の2006年に北米市場に投入された。それまでのUSにおけるサブコンパクトカーは価格の安さと燃費の良さを売りにする傾向であったが、その中さらに新型 FIT はセンタータンクレイアウトから創出される高い「ユーティリティ」と北米専用となる「スポーティ」な味付けで独自のポジションを作り上げた。

企画はスタートしたものの US 市場評価が伝わって来な

い状況下で、Fit 独自の「ユーティリティ」や「スポーティ」が受け入れられているかもわからなかった。

そこで短期間に情報を集めるべく、ユーザグループインタビュー、ディーラサーベイ、デザインクリニック、現地でのサブコンパクトカー試乗を集中しておこない、そこで聞いたこと、感じたことを基にコンセプトを構築することとした。

2. コンセプト

多くのユーザ、営業マンとの交流の結果、当初のねらい

通りに初代 Fit が受け入れられていること、市場はさらなる進化を期待していることがわかった。

具体的には外観からは想像もできない広い室内空間やマジックシートを主とした使い勝手の良さ、街中でのきびきびしたハンドリングやフリーウェイ合流での加速の良さに好評を頂いた。

市場に目を向けると北米も日本同様にガソリン高騰等による大型車からのダウンサイジングの兆しが見えてきた。

これらのことを踏まえ、初代の魅力である「ユーティリティ」と「スポーティ」に磨きをかけ、さらにダウンサイズのお客様にも満足いただける様に質感を向上させることを目指し「Sporty & Utility + Refinement」をコンセプトとした(Fig. 1)。

またこの機種のベースとなる日本 FIT 開発時から北米対応を考慮し、さらなるコモナリティアップを実現した。それにより商品性とコスト、ウェイトを高次元で両立させることを目指した。

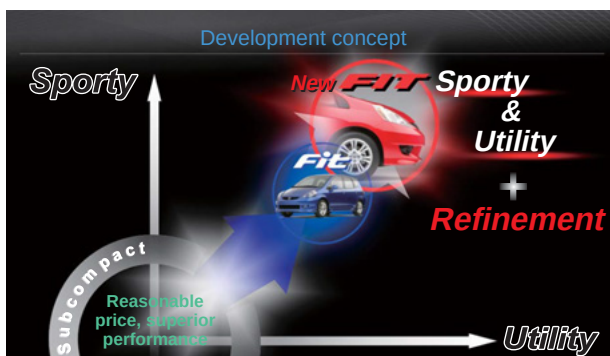


Fig. 1 Development concept

3. エクステリア

3.1. デザイン

エクステリアデザインは、「スーパーフォワードディングエアロフォルム」をコンセプトとし、先進的な超フォワードキャビン、ダイナミックな前傾姿勢とかたまり感を追及した(Fig. 2)。

スーパーフォワードディングエアロフォルムと上下左右方向の視界拡大のため、

- ・ A ピラー前出し(旧モデル比 110 mm)
- ・ A ピラー細形化(旧モデル比 40 mm から 10 mm)
- ・ ガラスエリア拡大(フロントウィンドウ、フロントクォータウィンドウ)

をおこなった。

上記デザインによるボデー骨格断面減少については、スティフナの追加と断面変化を少なくする A ピラー断面の構造変更により対応した(Fig. 3)。

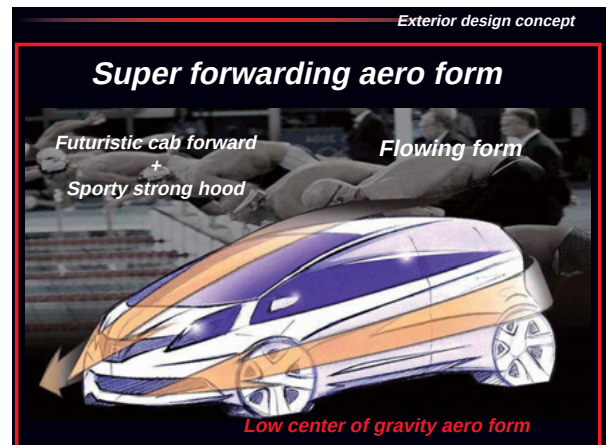


Fig. 2 Exterior design concept

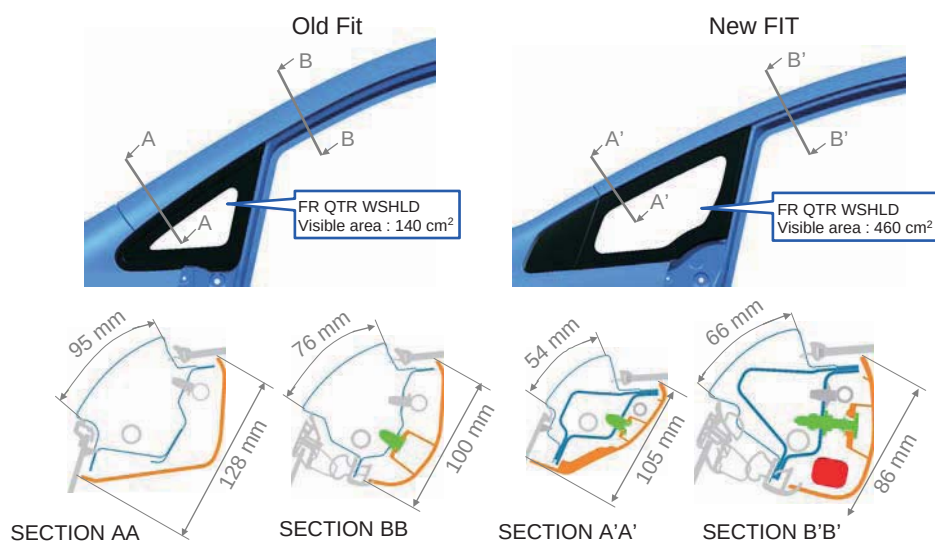


Fig. 3 Structure of front pillar

日本 FIT に対しさらにスポーティさを強調するため、フロントオーバーハングを150 mm延長し、フロントバンパ、フロントフェンダ、フードを北米専用デザインとした。

さらに、スポーティーな FIT SPORT 用とベースの FIT 用の二つのフロントバンパデザインを用意し、若者からダウンサイザまで多くのユーザーに対応した。

3.2. ディメンション

ホイールベースは旧モデルに対し 50 mm 増の 2500 mm とし、タンデムディスタンスの拡大とリヤサスペンション

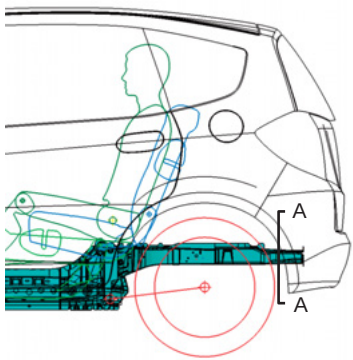


Fig. 4 Section of rear frame

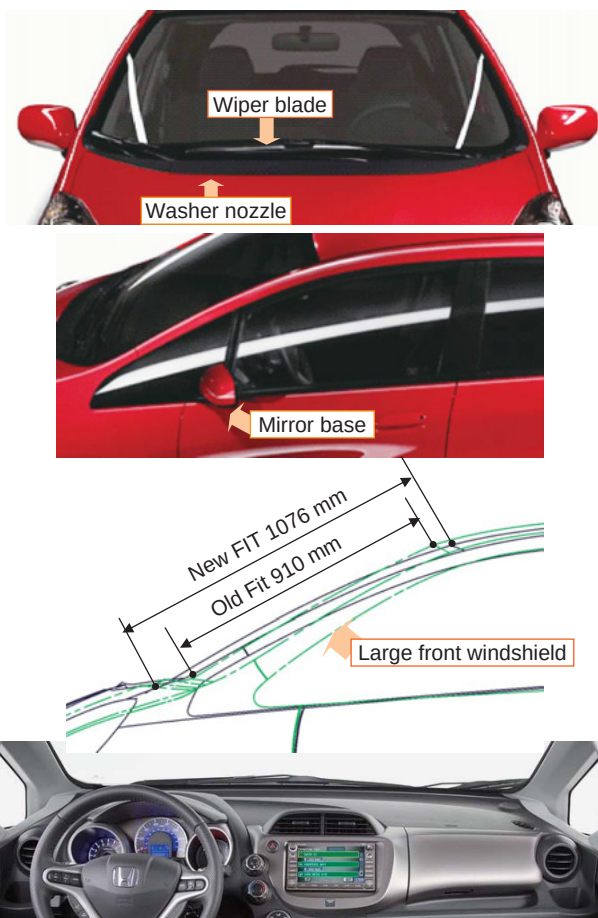


Fig. 5 Forward visibility

ジオメトリー見直しによる乗り心地の向上をおこなった。

また、リヤフレーム断面の拡大、多角形化および板厚の最適化などの構造変更により、ショートストロークにて高いエネルギー吸収性能が得られたことから全長拡大を最小限で後面衝突にも対応できた(Fig. 4)。

3.3. 爽快視界

上下方向の視界の拡大と左右の可視エリアを拡げるため、

- ・全長 1076 mm の超大型フロントウィンドウ(旧モデルに対して 166 mm 増)
- ・デザインワイパーブレードの採用
- ・前方視界をさえぎらないワイパ配置
- ・ウォッシャーノズルのカウルトップ内配置
- ・小型ミラーベースによるスッキリデザインを採用し、パノラミックな視界を実現させた(Fig. 5)。

4. インテリア

4.1. デザイン

インテリアのデザインは「先進パーソナルインテリア」をコンセプトに扱いやすさと爽快感を達成させるためドライバ中心に操作系スイッチを集中配置し、瞬間認知と直感操作で操る楽しさを追及したスポーティデザインを目指した(Fig. 6)。

4.2. パッケージ

パッケージにおいては、センタータンクレイアウトを継承しながら、室内空間の拡大と使い勝手の向上を追及した。

ドアライニングの形状やシートの形状など、あらゆる部位においてさまざまな工夫を凝らし、さらに広い室内空間を達成した。

また、大型フットレスト、テレスコピックステアリング機構の追加とシートハイトアジャスト量を増やし、ドライ

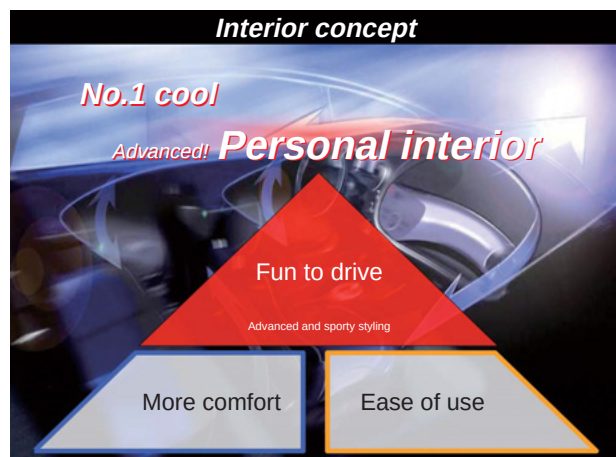


Fig. 6 Interior concept

バが快適で最適なドライビングポジションをとれるようさらに向上した(Fig. 7).

4.3. インストルメントパネル

ドライバの手が届く範囲内にヒーターコントロールスイッチを配置し視線移動を最小にして操作できるようにした。インストルメントパネル内ダクトの形状を薄型タイプとすることでインストルメントパネル上面を下げて爽快視界を達成した(Fig. 8)。

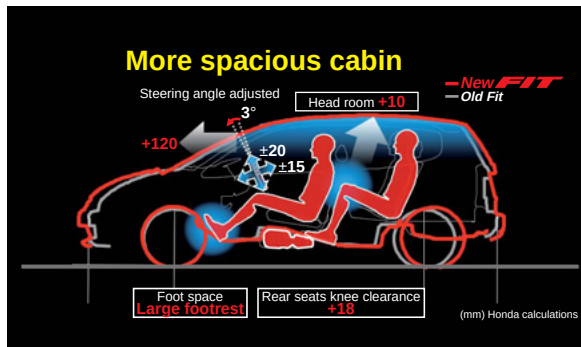


Fig. 7 Package layout

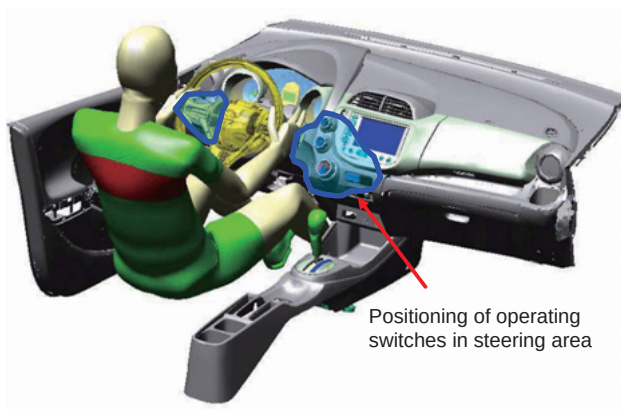


Fig. 8 Enhanced maneuverability

4.4. 収納

乗員から手の届きやすく使いやすいインストルメントパネル両サイドの位置にカップホルダを配置、またコンソール、ドアに合せて 10 個のドリンクホルダを設定した(Fig. 9)。

4.5. シート

シートはクッションのパネを縦方向に配置した上級車種のフレームを基本仕様とし、かつ座面と土手部を深い溝で分離することで十分なクッション性とホールド性を両立させ、包み込み感のあるシートとした(Fig. 10)。

リヤシートはクッション厚をアップさせ乗り心地を向上させるとともに、シートアレンジをレバーによるワンタッチ操作で簡単にできるようにした(Fig. 11)。



Fig. 10 New seat frame



Fig. 11 One motion dive-down

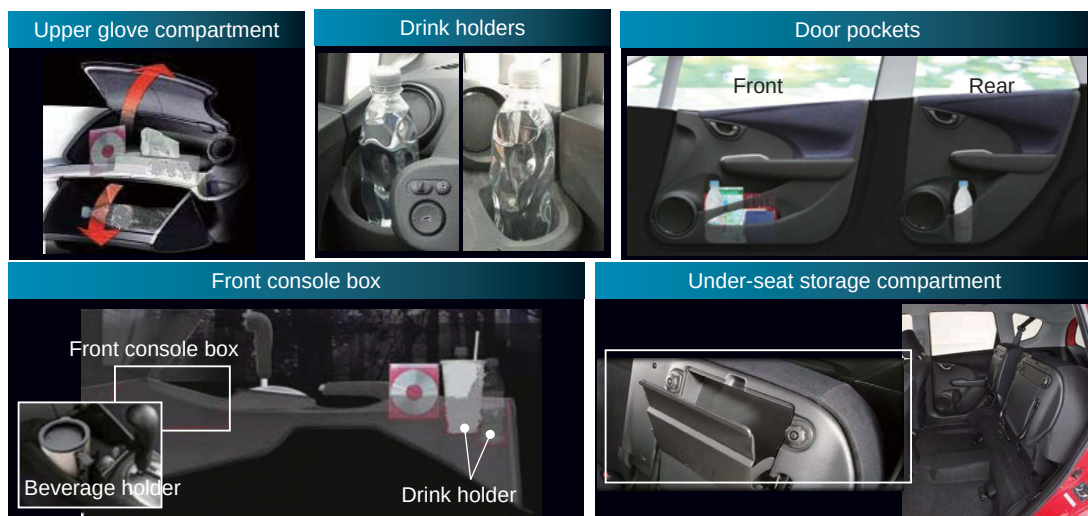


Fig. 9 Storage

5. パワープラント

パワープラントはグローバルモデルである Fit のモデルチェンジにあわせ、出力向上、フリクション低減による燃費改善、環境対応レベルの向上を図った i-VTEC エンジン⁽¹⁾を開発した(Fig. 12)。

旧モデルの1バルブ休止 VTEC に対して、吸気側2バルブ Lo-Hi 切り替えの高出力型 VTEC 機構を採用して最高出力の向上を図るとともに、エンジン内部の冷却水の流し方の見直しによるノッキング抑制、レゾネータ付きインテークマニホールドの採用等により出力特性を向上した。

環境対応としてはエアフローメータ、LAFセンサによる高精度 A/F 制御、エキゾーストマニホールド一体型ヘッドと直下触媒の採用による浄化性能向上を組み合わせることでカリフォルニア州の LEV II ULEV 規制に適合させた(Fig. 13)。

市場への適合として、乗り味を左右する DBW(電動スロットル)制御の特性を北米市場、特に市街地に合わせて設定することで俊敏な加速感を実現させた。

6. 電装系

6.1. メータ類

立体成型したヘアライン処理入り文字盤の採用とスピード・タコメータ・FUEL 目盛りにはアクリル目盛りを採用

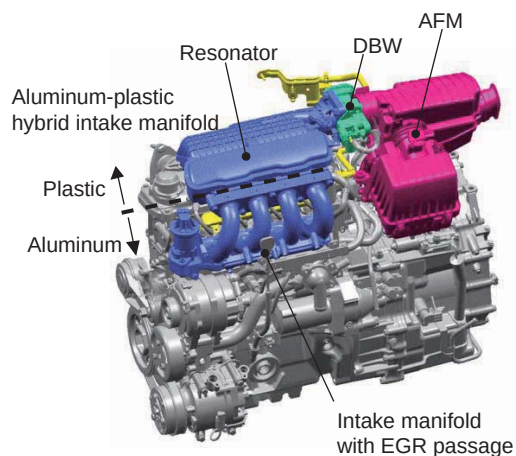


Fig. 12 2009 Model engine

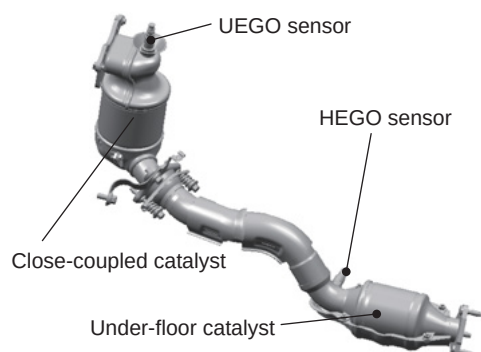


Fig. 13 Configuration of exhaust system

して立体感を際立たせると共に、視認性向上のために常時発光方式とし、ブルー照明にて先進性と高級感を演出した。

また、中央に配置したインフォメーションディスプレイもブルーバックライトで統一し、表示コンテンツには、常時表示の瞬間燃費計や平均燃費計を追加することで、エコドライブを支援する(Fig. 14)。

6.2. オーディオ

専用フェイスパネルを採用したオーディオは、MP3/WMA 対応をすると共に、車速連動ボリュームを標準装備とした。また、携帯音楽プレーヤなどの接続ニーズに対応するためにパネル前面に外部入力用ジャックを標準装備し、SPORT グレードには、iPod がオーディオにて操作可能な USB インターフェースを標準装備した(Fig. 15)。

6.3. ナビゲーションシステム

SPORT グレードには、US Fit では初めて DVD ナビゲーションをメーカーオプションで用意した。

6.5インチワイドのタッチスクリーンディスプレイと音声認識機能を特色とするシステムである(Fig. 16)。



Fig. 14 Meters



Fig. 15 Audio



Fig. 16 Navigation system

7. ハンドリング・乗り心地・NV性能

ハンドリング、乗り心地に関しては、北米市場におけるFitの強みであるFun to driveを継承し、コンセプトを「スポーティ No.1 のFitブランド盤石化」とした。

この実現に向け、初代のUS Fitに対して、ボデー剛性の向上、ステアリング、フロントおよびリヤサスペンションの設計変更をおこなった。

また、ステアリングとサスペンションのセッティングは北米向け専用とし、現地の路面に合わせたテストを何度もおこない、不整路でもショックの少ない乗り心地とキビキビとしたハンドリングを追求した(Fig. 17)。

7.1. ボデー剛性

動的性能の基本となるボデーについては、ゼロから新規開発をした(Fig. 18)。

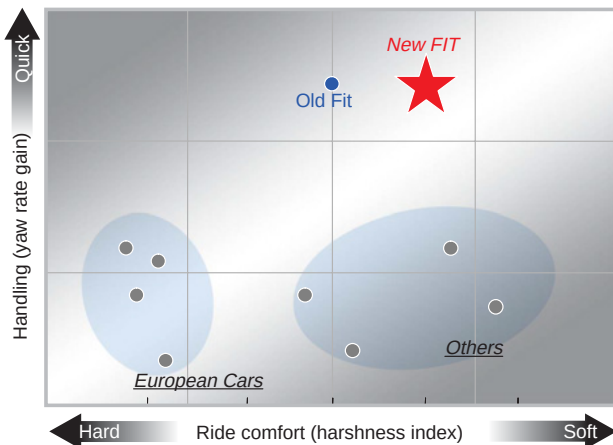


Fig. 17 Handling

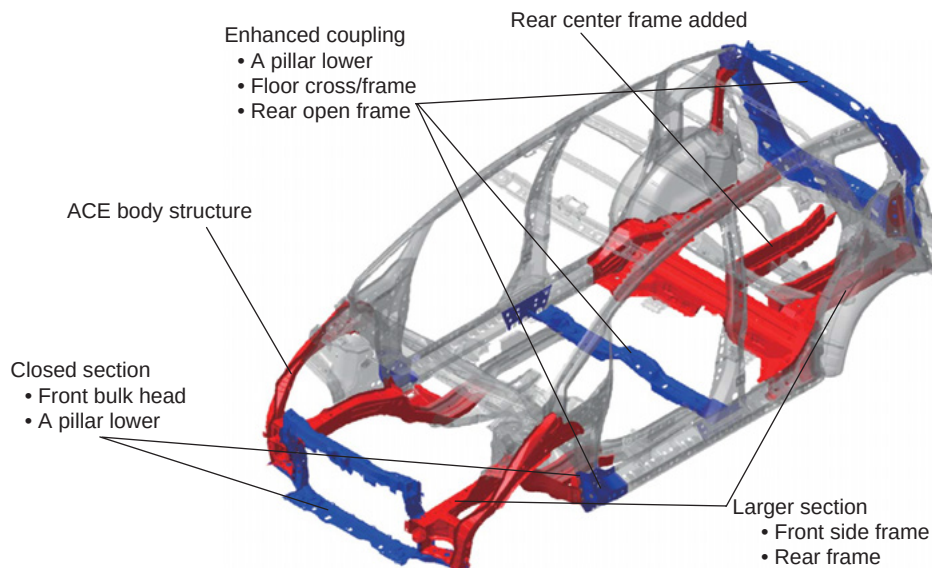


Fig. 18 High-rigidity body structure

ただし、性能向上に伴う重量増を防止するため、CAEをフルに活用することにより、形状と板厚の最適化、結合の効率をアップ等、グラム単位での軽量化を繰り返しおこなった。

主に、

1. 基本骨格の大断面化
2. ACE(Advanced Compatibility Engineering body)骨格採用
3. リヤセンターフレーム追加
4. 結合効率向上
5. 閉断面化等を採用した。

動的性能に対しては、全体剛性は、ACE骨格採用等により旧モデル比 164%向上させた。

また、リヤサスペンションの取付け部についても27%向上した(Fig. 19)。これにより、1クラス上であるCIVICに迫るボデー剛性を達成した。

7.2. ステアリングシステム

キビキビとしたステアフィードバック実現のため、北米専用の大容量EPSを採用しクイックレスポンスを実現した。ギヤボックスの剛性アップもおこない、マウント形式は高い支持剛性を確保するよう新設計した(Fig. 20)。

7.3. サスペンション

フロントサスペンションは、コンプライアンスブッシュの回転軸をロアアーム支持部と同軸上に配置しストローク時のこじりがないように、乗り心地を向上した(Fig. 21)。

リヤサスペンションは、トレーリングアーム長の40 mm延長とスプリングレバー比縮小(10%減)で乗り心地向上をはかった(Fig. 22)。SPORTグレードにはφ17 リヤスタビ

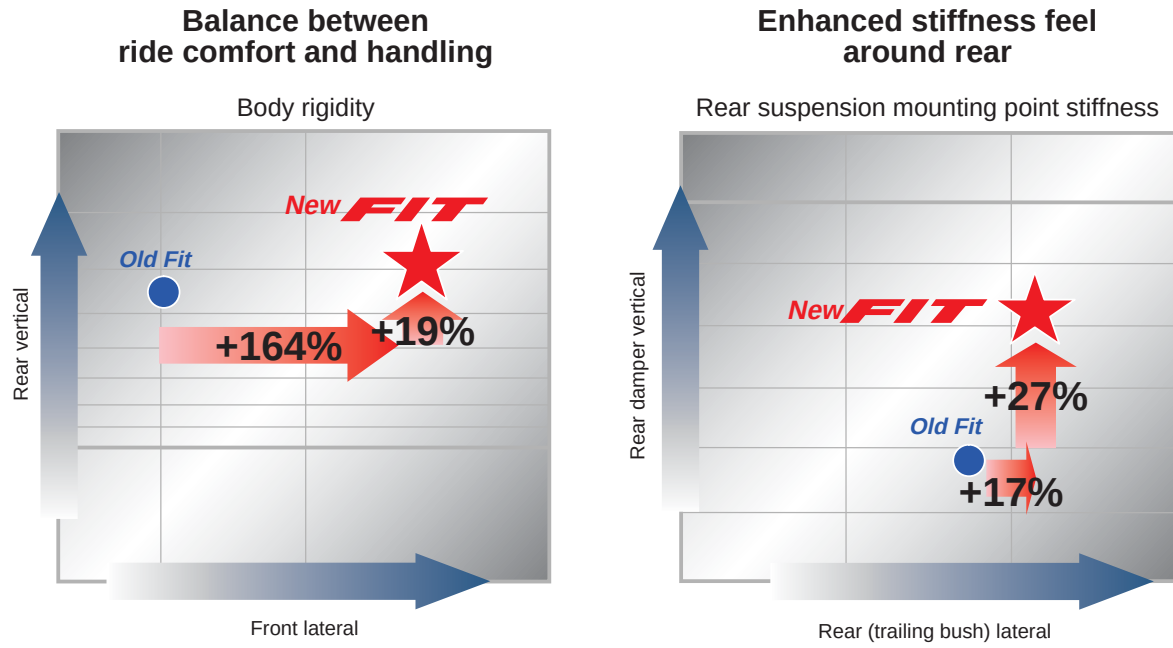


Fig. 19 Body rigidity

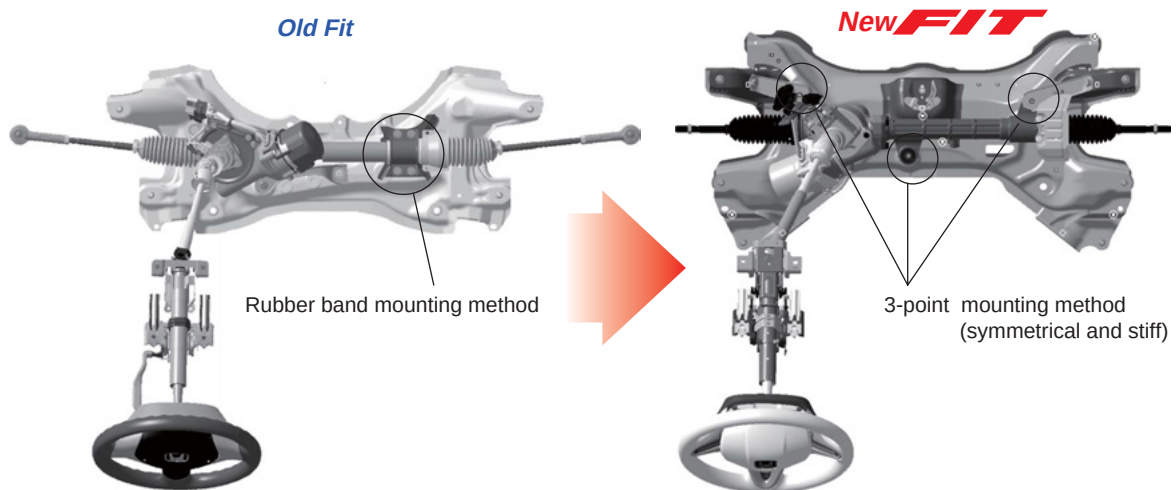


Fig. 20 Steering system

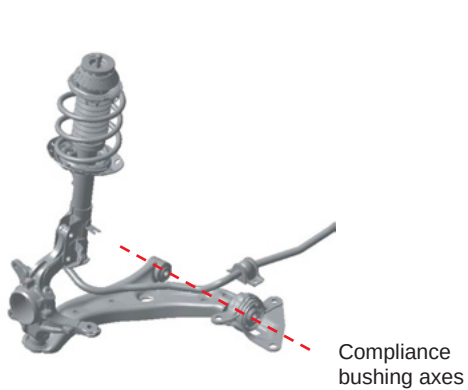


Fig. 21 Front suspension



Fig. 22 Rear suspension

ライザを追加し、よりスポーティーなサスペンションセッティングとしている。フロント、リヤサスペンション共にブッシュ容量アップ、ダンパ減衰力等の細部にわたる最適なセッティングをおこない、しなやかで軽快な走りを実現した。

7.4. NV 性能

新型 US FIT のキャラクタである「CITY ドライブでの軽快感」を表現するにあたり、「STOP and GO」などのシーンにおいてエンジン騒音の影響は大きい。

また、北米市場においては低排気量車の部類に入る Fit は、アクセル全開でハイウェイの合流などをおこなう頻度が高い。よって、アクセル全開加速時のエンジン騒音に着目し静粛性向上を図った。

静粛性向上手段は、入力低減と車体性能向上の各々に対応をおこなった。入力低減手法は、エンジン放射音低減⁽¹⁾トルクロッドマウント方式の採用をおこなった(Fig. 23)。

車体性能向上手法としては、従来の遮音材から吸音性能を重視した材料へ変更することにより、6.3 kg の軽量化を達成しつつ静粛性を向上させた。

結果として、多用される 3000 - 6000rpm での加速エンジン音中周波で 5 dB 程度低減した(Fig. 24)。

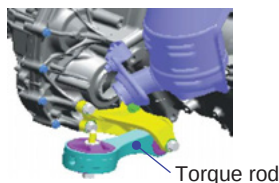


Fig. 23 Torque rod-type engine mount

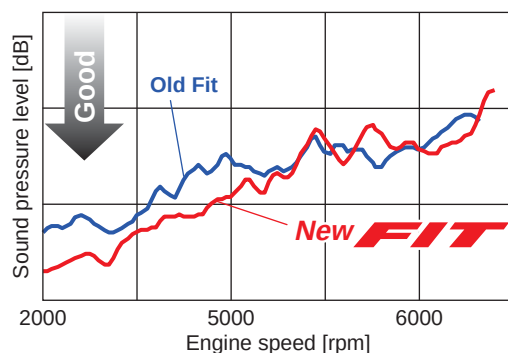


Fig. 24 Middle-frequency engine noise

8. まとめ

私達が 2009 年モデル新型 US FIT を開発している間にも地球環境の変化、ユーザの意識の変化やガソリン価格高騰は予想以上に進み、北米の自動車市場においてもサブコ

ンパクトカーの位置づけは、重要なものとなってきた。

勿論それは経済的で、環境に優しい、という大きな流れに沿ったものであるが、それだけでない期待もあることを、開発中あらゆる場面を通じて感じてきた。

その期待に答えるべく基本となる燃費や環境を守りつつ、US 専用のデザインや乗り味等に対して細部までこだわることで、他社のサブコンパクトカーとは違った Fun と高い質感をプラスできたと考える。

この車は、大型で大排気量車に慣れ親しんできた北米のお客さまにとって新鮮で驚きや喜びを拡大させるものと確信している。

参考文献

- (1) 田岸龍太郎, 佐藤務, 川口仁, 萩原祥治: 新型 FIT 用 SOHC i-VTEC エンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.20, No.1, p.6-13

■ 著 者 ■



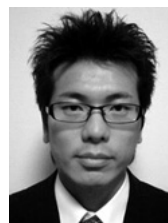
太田 孝 弘



袴 田 仁



鈴木 光



小 只 輝 将



田 島 亘

FREED 福祉車両の開発

Development of FREED Assisted Mobility Vehicle

西山 公人*
Kimito NISHIYAMA

要 旨

本稿は、FREED福祉車両開発に試みた二つの取り組みとその具体例を紹介するものである。

第一の取り組みは、ベース仕様車の企画レイアウト時点より各種仕様の福祉車両を同時開発したことである。その中で福祉車両に求められる最適なパッケージレイアウトを実現した。また合理的な部品設計やデザインフィジビリティにより部品の共用化をおこなった。

第二の取り組みは、福祉車両を量産車と同一製造ライン内生産させたことである。

上記により、従来車種に対して商品性、生産性を向上させた。

ABSTRACT

This paper introduces two approaches that were applied when developing the FREED assisted mobility vehicle, and gives specific examples of each.

The first approach is to simultaneously develop an assisted mobility vehicle with various specifications from the base specification vehicle planning and layout stage. The optimum package layout for an assisted mobility vehicle was realized within that process. In addition, common parts were shared by establishing the streamlined parts design and investigating design feasibility.

The second approach consists of simultaneously producing assisted mobility vehicles within the same production line as mass production vehicles.

Applying the above development methods enhanced product appeal and productivity compared to conventional models.

1. はじめに

先に、大型外装樹脂部品の少量生産技術の開発⁽¹⁾で特別仕様車における少量生産技術の研究報告をおこなったが、今回紹介する FREED 福祉車の開発においては、少量生産であるがゆえの投資額最小化によるコストの低減を目指しつつ、ユーザの使い勝手や商品性向上を図った。

2. FREED 福祉車両

FREED福祉車両は、コンパクトなボデーサイズながら広い室内空間の確保という特性を生かし、ベース車に対して最小限の変更で福祉車両としての十分な機能を有すようにした。さらに多様なユーザーニーズに応えられるように各種仕様を用意した。3タイプの福祉車両を Fig. 1 に示す。



Fig. 1 FREED with side and assistant lift-up seat and wheelchair vehicle (with third seat)

*四輪開発センター

Fig. 1 (a) はサイドリフトアップシート仕様車である。

乗降時介護しやすい2列キャブテンシート4人乗り仕様でリフトアップシート昇降時にも十分なスペースが確保できるようにスライドドアの開口幅 600mm が確保されている。

次に、Fig. 1(b) は助手席リフトアップシート仕様車である。

コミュニケーションがしやすい3列キャブテンシート7人乗り仕様で十分な乗降スペースが確保できるようにベース車に対し 16.5 度ドア開度を拡げている。

最後に、Fig. 1(c) は車いす仕様車である。

2列キャブテンシート5人乗り仕様と3列キャブテンシート7人乗り仕様の2タイプを設定。車いす乗員用3点式シートベルトを設定し、ユーザの使い勝手を向上させている。

3. パッケージレイアウトとベース車との部品共有化

3.1. 福祉車3タイプ同時開発

改造車である福祉車両においては、従来以下の事柄が望まれてきた⁽²⁾。

(1) 大掛かりな改造を必要としないこと
(2) 障害者のニーズに合った装備が設定可能であること
またユニバーサルデザインの観点からは、誰にでも使いやすい福祉車の開発が求められてきた⁽³⁾。FREEDの開発では一般車両、改造車両といった異なる別々の車を開発するという考え方ではなく、FREEDのバリエーションの一つとして位置付けた。具体的には

(1) 福祉仕様も含めた FREED としての最適なパッケージレイアウトの成立
(2) FREED ベース車と福祉車両との部品の共用化
(3) 最小のライン設備変更による福祉車両のライン生産を効果的に達成できるように各仕様車を同時開発した。

以下に車いす仕様車での開発例を記す。

3.2. 合理的なパッケージレイアウト

ベース車のパッケージを生かして、車いす仕様車として成り立つようにした。

エキゾーストパイプ、燃料タンクおよびその配管、リヤサスペンション、ハーネス等のレイアウトを検討し、FREEDと同じコンパクトクラスミニバンの車いす仕様車と比べ、幅広いスロープ、高いリヤ開口、広い車いす乗車スペースで優れたパッケージレイアウトとなった。なおこの値はミドルクラスミニバンの車いす仕様車とほぼ同等の値となっている。

車いす仕様車の主要寸法とその比較を Fig. 2 に示す。

(1) 車いす乗降用スロープ横幅 700mm(同クラス他車比

+20mm)

(2) 車いす乗車スペース高さ 1345mm(同クラス他車比 +95mm)

(3) 開口部高さ 1315mm(同クラス他車比 +90mm)

3.3. ベース車との部品の共用化の具体例

3.2. 節で前述した車いす仕様車主要寸法を確保したうえで、新規投資を抑えるため Fig. 3 に示すようにベース車との部品共用化をおこなった。

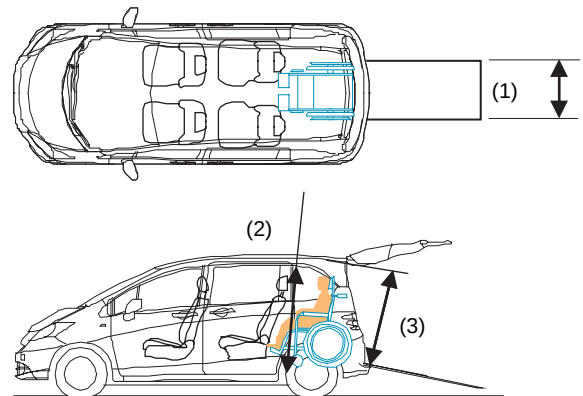


Fig. 2 Main dimensions of FREED wheelchair vehicle

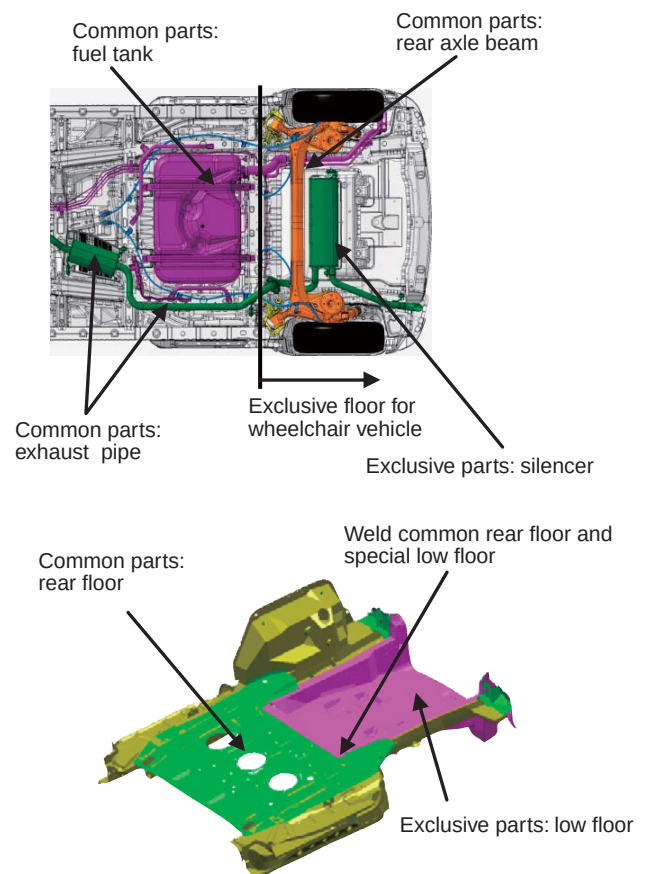


Fig. 3 Structure of FREED wheelchair vehicle

主要ベース仕様車との共用部品を Fig. 4 に示す。

- (1) 低床部より前方のエキゾーストパイプ部
- (2) 低床部より前方の燃料タンク部
- (3) リヤアクスルビーム部
- (4) 低床部より前方のフロア部(構造部)

上記は、車の基本性能に大きく関与する部品であり、共用化によって開発工数も合理化することができた。

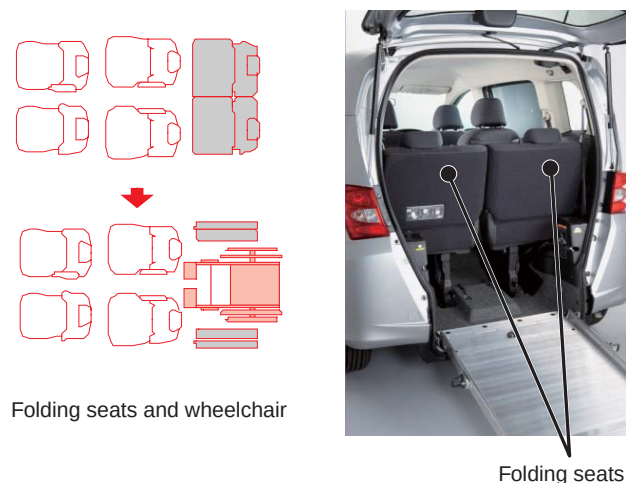


Fig. 4 FREED wheelchair vehicle (with third seat)

3.4. 3列目シートも使えるコンパクトサイズの車いす仕様車

さらに、FREED車いす仕様車では、ベース車の7／5人乗りのパッケイレイアウトを最大限生かすよう検討し、コンパクトサイズのミニバン車ながら、車いすを使用しない時は大人7人が乗れる3列シート仕様とした。また車いすを使用する時は大人5人が乗れる2列シート仕様として、ユーザの色々な使い勝手に対応できるようにした。

3.5. 車いす乗員用3点式シートベルト他

FREED車いす仕様車では、Fig. 5に示すように、腰部と

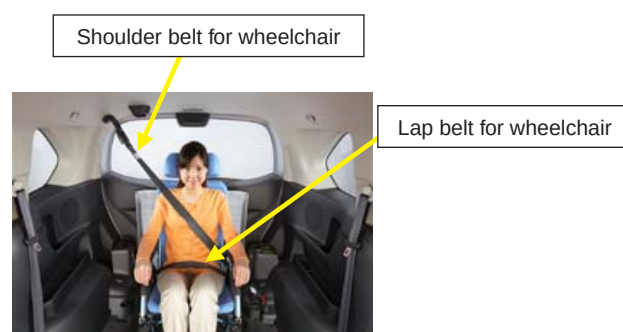


Fig. 5 Photograph of FREED wheelchair vehicle (with 3-point seatbelt for wheelchair)

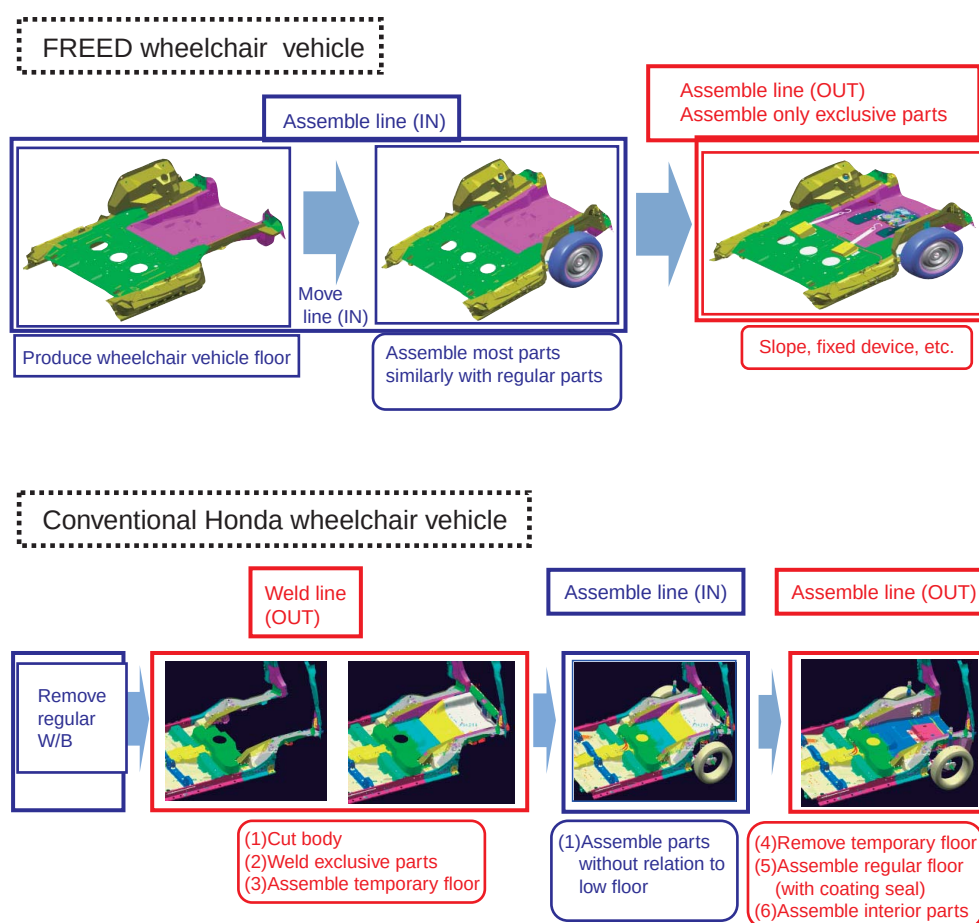


Fig. 6 Manufacturing outline of FREED and conventional wheelchair vehicles

胸部ベルトの2本のベルト構成による車いす乗員用3点式ELRシートベルトを設定した。車体取付け部は、ベース仕様との部品共用化を成立させた。また2本のベルトは各々独立しユーザの使い勝手へも配慮した。さらに、2列目シートの背面にはアシストグリップを装備し、車いす乗員の姿勢保持もしやすくした。

4. ベース車との製造工程の共有化

Fig. 6 に FREED 車いす仕様車と、従来の Honda 製車いす仕様車の工程概要図を示す。図中青色枠で囲った工程は量産車製造ライン内の工程を示しており、赤色枠で囲った工程は量産車製造ライン外の工程を示している。また上段は FREED 車いす仕様車の工程概要を、下段は従来車の工程概要を示している。下段に示す従来車ではボデーのカット、専用部品の溶接、仮設フロアの組み付けと取り外し、ベース車フロアへのボルト締結(シーリングを含む)、専用内装部品の組み付けと多数の工程をライン外でおこなっているが、上段の FREED 車いす仕様車では、スロープや車いす固定装置等一部の部品の取り付けのみをライン外でおこなっている。

5. まとめ

本開発では、

(1)福祉車両をベース仕様車と同時開発させる。

(2)福祉車両を量産車と同一製造ライン内生産させる。

という二つの取り組みにより、コンパクトながら高いユーティリティを持つフリードのパッケージ特性を生かし、省資源、省エネルギーの観点にも配慮したフリード福祉車両のコンセプトを具現化した。

これから日本が迎える高齢化社会に向けて、ますます福祉仕様車の社会的必要性は増してくるものと思われる。しかしながら、その生産量は少量の域を出ず、福祉車両開発としてはさらなる使い勝手や商品性向上とともに、少量生産車として合理的な車造りを進化させていくことが求められてくると考える。

本開発に際しては介護施設の現場から数多くの貴重なご助言を頂いた。ここにご協力頂いた皆様に対し深く感謝の意を表するものである。

参考文献

- (1)西山公人, 江井良治, 加藤良幸, 石橋一穂: 大型外装樹脂部品の少量生産技術の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.1, p.173-178
- (2)岩崎満男, 荒力: 使い手の立場からの福祉車両への期待, 自動車技術, Vol.60, No.3, p.37-41(2006)

- (3)金森等, 渥美文治: 人間特性にもとづいたユニバーサルデザインの取組み, 自動車技術, Vol.60, No.3, p.55-60(2006)

■著 者■



西山公人

多板ロックアップクラッチ式 超々偏平トルクコンバータ

Super Ultra Flat Torque Converter with Multi Plate Lock-up Clutch

安部 浩也*

Hiroya ABE

鶴岡 政昭*

Masaaki TSURUOKA

高橋 徹*

Tooru TAKAHASHI

高野 博*

Hiroshi TAKANO

要 旨

三次元粘性数値流体計算に基づくトーラス断面とブレード形状の最適化、および新ステータ翼の採用により、流体性能を維持しながら、偏平率 50%となる薄型のトルクコンバータ流路を開発した。この流路の採用で創出したスペースに、従来の単板ロックアップクラッチに対し約2倍の耐熱性能を有す多板ロックアップクラッチを配置した。これにより、従来に対しトルクコンバータの全幅を増加させることなく、全域ロックアップ制御を可能とする、FF車に搭載可能な多板ロックアップクラッチ式超々偏平トルクコンバータを開発した。その結果、US06モードと実用燃費で約3%の向上と、0 km/h から 100 km/h までの全開加速時間0.2 sec短縮などダイレクト感ある走行フィーリングを可能とした。

ABSTRACT

Three-dimensional CFD was used to optimize the torus section and stator blade shape, and newly developed stator blades were also employed to develop the fluid flow channels for a thin type torque converter with a flattening ratio of 50%, while maintaining torque converter performance. A multi-plate lock-up clutch with heat-resistant performance approximately twice that of a conventional single-plate lock-up clutch has been positioned in the space created by the use of these new fluid flow channels. The developed Super Ultra Flat torque converter with multi-plate lock-up clutch enables all-area LC control without increasing the overall width compared to the previous torque converter, and can be fitted in an FF vehicle. As a result, in real-world driving, the new system increased fuel efficiency by approximately 3% in US06 mode, and enabled a more direct driving feeling by shortening the time from 0 to 100 km/h at 100% throttle acceleration by 0.2 s.

1. まえがき

近年、地球温暖化への意識の高まりから、オートマチックトランスミッション(AT)の発進デバイスであるトルクコンバータに対して、特に車両の発進時に発揮される滑らかなトルク伝達性と、燃費向上に寄与するスリップの少ないダイレクトなトルク伝達性の両立が一層求められている。同時に、衝突安全性の確保の観点から AT の軸寸法が増加しないように、トルクコンバータ全幅の設計的な制約も大きい。

トルクコンバータ流路の偏平率 80%台が一般的な中で、Honda は 2001 年モデルより世界に先駆けて偏平率 60%台の超偏平トルクコンバータの量産をおこなっているが、さ

*四輪開発センター



Fig. 1 Side view of developed torque converter

らなる燃費向上を目的として、全域ロックアップ制御を可能とするロックアップクラッチ(LC)システムと、偏平率50%となる新たな流路で構成された、FF車に搭載可能な多板ロックアップクラッチ式超々偏平トルクコンバータを開発した(Fig. 1)。

この多板ロックアップクラッチ式超々偏平トルクコンバータについての開発目標、技術的課題とその対応、および性能向上について報告する。

2. 開発目標

滑らかなトルク伝達性とダイレクトなトルク伝達性の両立のために、以下の目標を設定し開発を進めた。

(1) LC 性能の向上

従来比：LC 耐熱性能 2倍

LC 締結性能 作動範囲：0.5 < 速度比 < 1.5

応答時間：0.5 sec 以下

(2) 流体性能は従来同等

(3) トルクコンバータ全幅は従来同等

今回、燃費向上に寄与するダイレクトなトルク伝達性を達成するために採用した全域 LC 制御は、Fig. 2 のとおりであり、従来に対し高スロットル(以下Th)、低車速領域まで LC が作動する。

開発目標の LC 耐熱性能は、高 Th 領域や変速中において、自在に LC の締結と解除を可能とするために必要であり(Fig. 2 の A 領域)、LC 締結性能は、減速時の LC を確実に作動させて、燃費向上に寄与するフューエルカット時間を長くするために必要である(Fig. 2 の B 領域)。

さらに、滑らかに発進直後、LCフェーシング材に過度の熱的負担をかけることなく LC 締結走行に移行するためには、容量係数とトルク比に代表されるトルクコンバータの流体性能は従来同等レベルが必要となる。

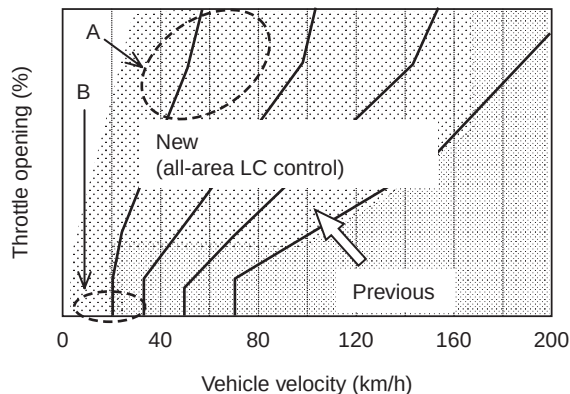


Fig. 2 Operating range of lock-up clutch

Table 1 Comparison of LC systems

	Single-plate type (previous)	Multi-plate type
Typical layout		
LC operating pressure		
Comparison	○ : Good ◎ : Very good	
(1) LC heat resistant-performance	○	◎
(2) LC response time operating range	○	◎
(3) Torque capacity	○	◎
(4) Width	◎	○

3. LC システム

開発目標の LC 性能を達成するため、Table 1 に示す観点で、LC システムを検討した。単板 LC は部品構成が簡素であることからスペース効率に優れ、FF車用のトルクコンバータに採用されている。

一方、Table 1 に示す通り、多板 LC は単板 LC に対し、LC 作動圧が閉空間であるピストン室に作用することから、フェーシング材が作動油圧をシールする必要がない。このため、フェーシング材表面への潤滑溝の設定が可能となり、耐熱性能が高くなる〔Table 1(1)〕。また、LCピストンの作動がトルクコンバータ内部流の影響を受けないことから、LC 作動範囲および作動時間も有利である〔Table 1(2)〕。またフェーシング面が複数であることからクラッチ容量も大きく、大排気量エンジンへの搭載に有利である〔Table 1(3)〕。

以上の性能比較と搭載されるエンジン排気量も合わせて考慮し、LC システムは多板 LC を選択した。しかしながら、多板 LC がピストン室や複数のディスクプレート、クラッチガイドなど複数部品で構成されるため、従来の流路幅ではトルクコンバータの軸寸法増加は避けられず、FF車へ搭載するため、ブレードとトーラス断面で構成される流路の軸寸法の短縮が必要となった。

4. 超々偏平流路の開発

トルクコンバータの流体性能は、容量係数とトルク比で代表され、容量係数が多いほど流体によるトルク伝達時のエネルギーロスは少なくなり、トルク比が多いほど発

進時の駆動力は大きい。これら流体性能は、ポンプ、タービン、ステータの各要素で流体を転向させることで作り出される流体の運動量変化により決定される。高い流体性能を得るには、回転する三次元空間の中で、遠心力と圧力勾配の不釣り合いにより発生する二次流れや、剥離など流体損失を最小限に抑えながら、流体を転向させる必要がある。

4.1. トーラス断面の偏平率とアスペクト比の設定

流路の軸寸法を短縮するには、Fig. 3 に示すとおり、各ブレード要素の入口半径 r_1 と出口半径 r_2 を変えずにトーラス断面を偏平化する方向性と、偏平率はそのままでアスペクト比を大きくしてトーラス断面全体を縮小する方向性がある。

トーラス断面を偏平化した場合は、流路の曲率が小さくなることからトルクコンバータ内部での流体損失が大きくなり、特に流体を反転させることでトルクを発生させるタービンにおいて、その傾向が顕著となる。一方、トーラス断面のアスペクト比を大きくした場合は、Fig. 3 に示すとおり、半径比 r_2/r_1 が小さくなり、ポンプ出口と入口部での流体の運動量差が作り出しにくくなることから、容量係数が小さくなる傾向となる。

流路の軸寸法を短縮するために、この二つの方向性について、軸寸法短縮の効果と流体性能の変化率の関係を検証した。比較のために用いた仕様は Table 2 に示すとおりであり、羽根角度、翼列間数、羽根枚数は同一として、トーラス断面の偏平率、アスペクト比のどちらか一方のみを変化させた場合の、燃費への影響が大きい、速度比 0.8 における容量係数の計算結果を Fig. 4 に示している。

流体性能は、離散化に有限体積法を用いる汎用ソフトによる三次元数値流体計算(CFD)から算出したものであり、乱流モデルは標準 $k-\varepsilon$ モデル⁽¹⁾、解析アルゴリズムとし

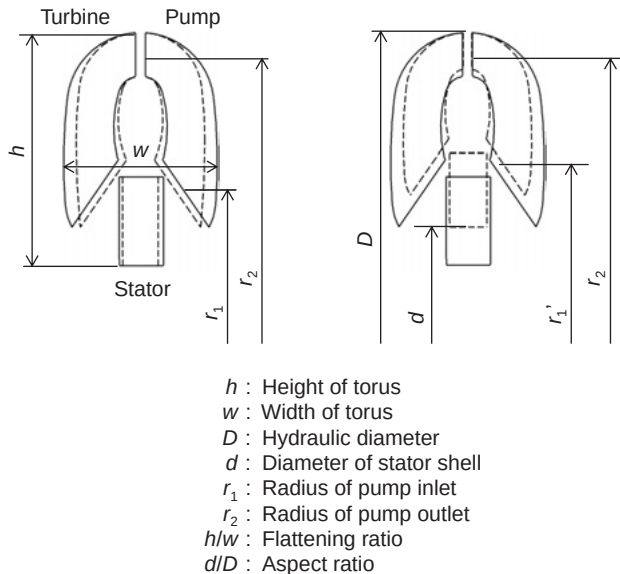


Fig. 3 Approaches to decrease axial length of torus

Table 2 Torque converter specifications and calculation conditions

Hydraulic diameter (mm)		252
Flattening ratio (%)		65
Number of blades	Pump	29
	Turbine	27
	Stator	15
Aspect ratio of torus		38
Rotation speed of input shaft (rpm)		2000
ATF temperature (°C)		85

ては SIMPLE 法⁽²⁾を使用している。

検証の結果、同一の軸寸法短縮の効果を得るには、アスペクト比を大きくするより偏平率を小さくした方が流体性能低下の割合は少ないことが確認できた。

また、Fig. 4 中の Type A と Type B の乱流エネルギーを計算した結果を Fig. 5 に示す。この乱流エネルギー κ は $\kappa-\varepsilon$ モデルを解くことで求められるものであり、 κ が大きい部位において流体損失が大きくなっていることを示す。

Fig. 5 に示すとおり、Type B は Type A に対し、内部流の流速の増加にともない乱流エネルギーも増加傾向であり、前述の検証結果も踏まえ、トーラス断面は従来に対し、流路のアスペクト比は変更せず偏平率を小さくすることとした。

以上のとおり、トーラス断面のアスペクト比と偏平率を設定後、さらにトーラス断面のコア形状とブレード形状、ステータ翼での流体損失の軽減を図った。

4.2. トーラス断面のコア形状とブレード形状の最適化

トーラス断面のコア形状とブレード形状の最適化には、

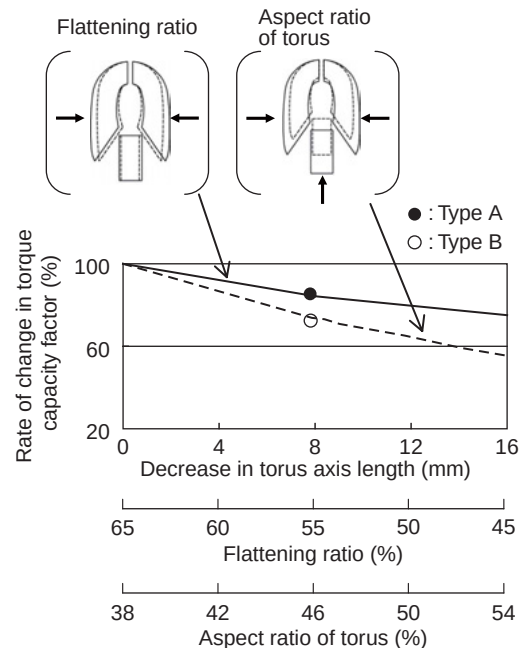


Fig. 4 Influence of flattening ratio and aspect ratio of torus

設計パラメータであるトーラス断面形状、各ブレード入口での流路面積設定、ブレード角度とブレード出入口半径、翼列間数、パイアス角度、羽根枚数など膨大な組み合わせについての検証が必要となる。

そこで一次元角運動量理論をベースに自社開発した性能予測手法⁽³⁾を活用した。本計算予測手法の特徴は以下のとおりである。

- (1) 偏平化に伴う流路内損失を仮想曲がり管モデルにて表現
- (2) ステータの損失が容量特性に与える影響をステータ流出角修正関数で表現

以上の計算予測手法により、基準となるポンプ出口における流路面積、偏平率、ブレード角度とブレード出入口半径など、ベースとなる設計パラメータの組み合わせを決定後、さらに三次元数値流体計算を用い、タービン流路内の圧力勾配を適正化する観点で、翼列間数、パイアス角度、羽根枚数を設定した。

最適化前後における、ストール状態でのタービン流路内での乱流エネルギーの変化について、乱流エネルギーの計

算値が最大となる流路断面上の比較結果を Fig. 6 に示す。Fig. 6に示すとおり、特にタービン入口付近のサクション側での流体損失の軽減効果が大きく、流路空間の平均では約13%の流体損失の軽減が確認できた。

4.3. 新ステータ翼の開発

従来より超偏平トルクコンバータのステータに採用されてきたコアリングとステータ翼のプレッシャー面が接する部分を球状の隆起形状とした翼形状を発展させ、サクション側で発生する剥離現象⁽⁴⁾による流体損失を軽減する観点で、翼形状、流路断面積、羽根枚数を新規に設定した(Fig. 7)。この隆起形状は、ステータの製造方法であるダイカストの型分割方案を複雑にすることなく、ステータのコアリング周辺で発生する流体損失を軽減できるものであり、内部流の流速が速いストール状態ではトルク比を約5%向上させる効果がある。

Fig. 8 は最適化前後での、ストール状態におけるステータ翼中央断面上における乱流強度の計算比較であり、ステータ翼の前縁と後縁部分で乱流強度が低下しているのわかる [Fig. 8(1)]。

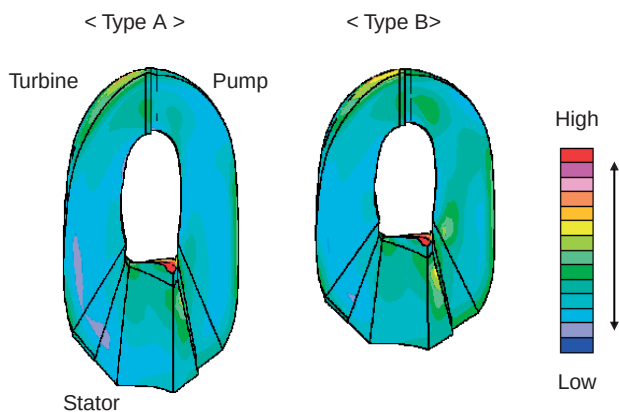


Fig. 5 Calculation results of turbulence kinematic energy

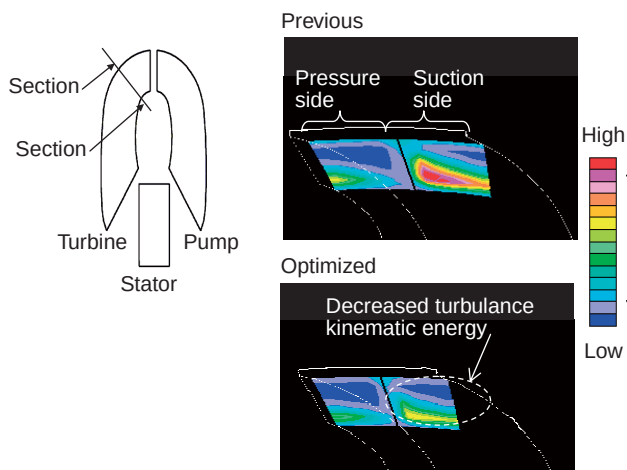


Fig. 6 Calculation results of turbulence kinematic energy at turbine inlet

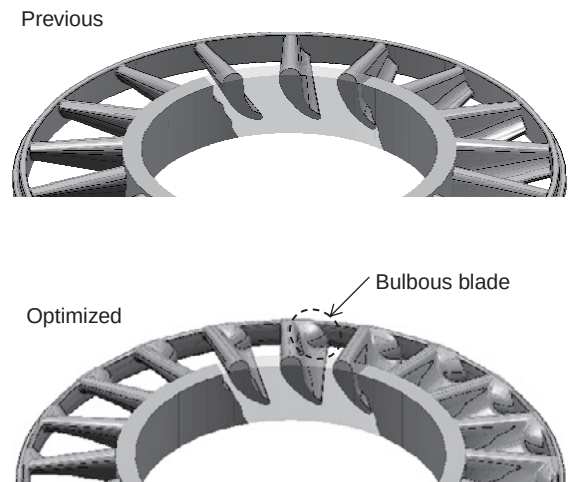


Fig. 7 Comparison of conventional and optimized stator blades

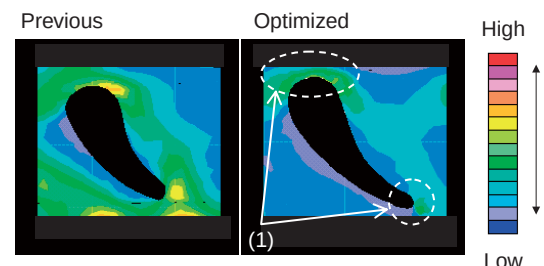


Fig. 8 Calculation results of turbulence kinematic energy at stator blades

5. 性能確認結果

5.1. LC 性能

以上のプロセスを経て開発された超々偏平流路の採用により創出したスペースに、前述の Table 1 に示す構造的メリットを有す多板 LC を配置した。LC のサイズ、フェーシング面内外径、クラッチプレート枚数は許容軸寸法と必要クラッチ容量をもとに設定し、フェーシング材表面の潤滑溝の数と形状は LC 耐熱性能とクラッチひきずりの量を考慮して設定した。

従来と新トルクコンバータについて、LC 締結性能と LC 耐熱性能についての比較をそれぞれ Fig. 9 と Fig. 10 に示す。

Fig. 9 に示すとおり、従来に対し LC 作動範囲も広域であり、LC 応答時間も安定して速いことがわかる。

Fig. 10 は Table 3 に示すテスト条件にて、LC がスリップ制御中のフェーシング表面温度を、トルクコンバータ状態で測定した結果である。LC スリップ制御中で、高負荷領域の 3100W にて、従来の単板 LC のフェーシング表面温度が 200℃を超えるのに対し、新トルクコンバータでは約 160℃と許容範囲となっていることがわかる。

さらに、確認の結果、単板 LC でフェーシング表面温度が 160℃に到達する LC 仕事量が約 1330kW であることから、新 LC は従来に対し LC 耐熱性能が 2 倍近いことが確

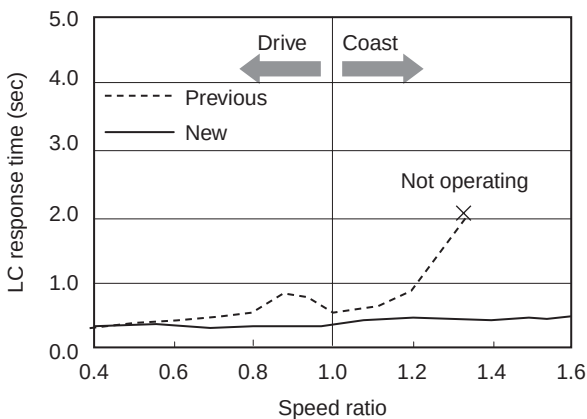


Fig. 9 Test results of LC response time

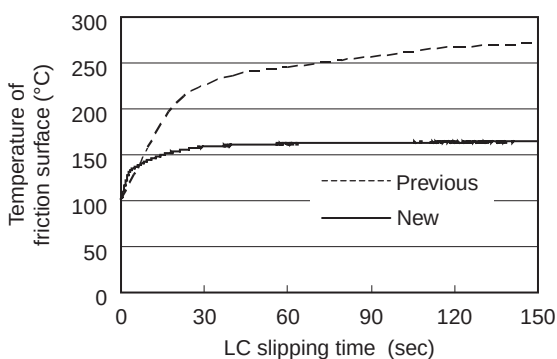


Fig. 10 Test results of facing temperature

Table 3 Test conditions

Measuring point: ●	
Single-plate type (previous)	Multi-plate type
ATF temperature (°C)	100
LC transmitted power (W)	3100
Cooling flow rate (L/min)	4

Table 4 Comparison of torque converter specifications

		Previous	New
Hydraulic diameter (mm)		252	260
Flattening ratio (%)		65	50
Number of blades	Pump	29	31
	Turbine	27	29
	Stator	15	21

認できた。

以上のように、LC 締結性能と LC 耐熱性能が向上したことから、従来では LC 締結ができなかった高 Th 領域、低車速領域まで LC が作動可能となり、実走行においては LC 締結走行頻度が約 1.5 倍に増加した。この全域 LC 化の効果により、実車において、US06 モードと実用燃費にて約 3 % の燃費向上と、0 km/h から 100 km/h までの全開加速時間 0.2 sec 短縮を可能とした。

5.2. 流体性能

新トルクコンバータと従来品の主要な諸元の比較を Table 4 に、流体性能のテスト結果を Fig. 11 に示す。3.5L エンジンに対応した流体性能は Fig. 11 のとおりであり、偏

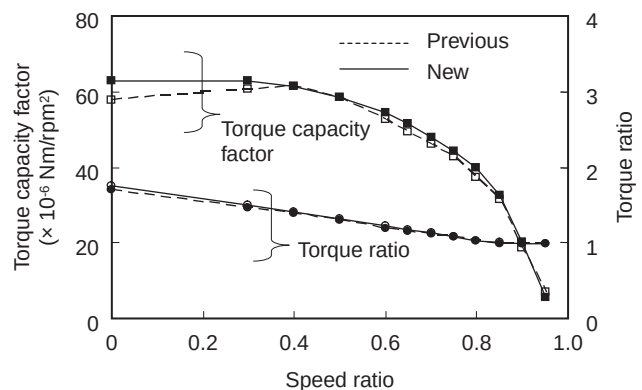


Fig. 11 Torque converter performance

平率が65%から50%に変更されたのにも関わらず、容量係数、トルク比とも同等を達成した。

6. まとめ

トルクコンバータ全幅の設計的な制約の中、車両の発進時に発揮される滑らかなトルク伝達性と、燃費向上に寄与するスリップの少ないダイレクトなトルク伝達性との両立を目指した。

偏平率 50%となる薄型の流路と、従来の単板ロックアップに対し約2倍の耐熱性能を有す多板ロックアップの採用により、全域ロックアップ制御を可能とした。その結果、US06モードおよび実用燃費で約3%の燃費向上と、0 km/h から100 km/h までの全開加速時間 0.2 sec 短縮などダイレクト感ある走りを可能とした。

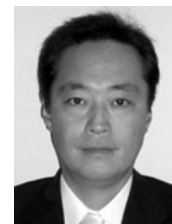
参考文献

- (1) Launder, B. E., Spalding, D. B.: The numerical computation of turbulent flows, Comput. Methods Appl. Mech. Eng., Vol.3, p.269-289(1974)
- (2) Patankar, S. V., Spalding, D. B.: A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-Dimensional Parabolic Flows, Int. J. Heat Mass Transf., Vol.15, p.1787-1806(1972)
- (3) 安部浩也, 名井信雄, 山下徹, 白木川孝一: トルクコンバータにおけるステータ翼列流出角修正による簡易性能予測法, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.951, p.121-124(1995)
- (4) 安部浩也, 丸山徹郎, 坂藤征利: 三次元数値流体計算の活用による超偏平トルクコンバータの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.1, p.75-80

■ 著 者 ■



安部 浩也



高橋 徹



鶴岡 政昭



高野 博

ハイブリッド車用 FM 帯ラジオノイズ 可視化システムの研究

Research on FM Band Radio Noise Visualization System for Hybrid Vehicle

上 森 俊 之*
Toshiyuki UEMORI

須 永 雅 美*
Masami SUNAGA

要 旨

ABSTRACT

ハイブリッド車の高圧電装部品から発生する FM 帯ラジオノイズを可視化するシステムを研究した。

本システムは、電磁波ノイズを検出する電磁界検出部、それを走査させる測定装置とインターフェース、電磁波ノイズを周波数解析するスペクトラムアナライザ、データ処理をおこなう PC によって構成されている。

システムのノイズ源特定方法は、ハイブリッド車に搭載されている高圧電装部品の上にカメラを組み付け、ユニットを撮影し、測定装置に組み換えて高圧電装部品の各動作状態におけるノイズを検出する。次に検出したノイズをスペクトラムアナライザにて周波数解析した電界強度データと写真データを合成してコンター図表示することにより、ノイズ源を特定する。

以上により、ノイズ源や周波数帯域の特定が容易にでき、従来に対しノイズ源特定時間、および対策時間を 1/3 にできた。

Research has been conducted on a system enabling visualization of FM band radio noise produced by the high-voltage components in a hybrid vehicle.

The system is composed of an electromagnetic field detection device that detects electromagnetic radiation noise, a measuring device and interface that scan the output of the electromagnetic field detection device, a spectrum analyzer that analyzes the frequency of the electromagnetic radiation noise, and a PC that processes the data.

The system employs a camera mounted above the high-voltage components in the hybrid vehicle. The camera records images of the components. In combination with the measuring device, this enables noise to be detected in each operating state of the high-voltage components. Electric field strength data that has been analyzed for frequency by the spectrum analyzer and photographic data are then synthesized to produce contour diagrams, enabling noise sources to be identified.

This method has enabled simple identification of noise sources and noise frequency bands, thereby reducing the time needed to identify a noise source and apply a countermeasure to one-third against conventional methods.

1. まえがき

近年、原油高騰や環境保護への関心が高まる中で、低燃費で CO₂ の削減効果が高いハイブリッド車の需要が拡大している。

ハイブリッド車の開発において、高圧電装部品から発生する FM 帯(76-108 MHz)ラジオノイズが商品性上の課題である。高圧電装部品から発生するコモンモードノイズと

ディファレンシャルモードノイズが車体やケーブル、ハーネスを伝搬し、電磁波ノイズとなり放射される。この電磁波ノイズがラジオアンテナに受信され、ラジオ音声出力に雑音となってラジオの商品性に影響を与えている。

今回、この課題克服のために高圧電装部品のノイズ源特定と対策効果を短時間で確認できる FM 帯ラジオノイズ可視化システムの研究をおこなった。本稿では、開発コンセプト、ならびに可視化技術について報告する。

*四輪開発センター

2. システムコンセプト

従来のノイズ源特定フローチャートをFig. 1に示し、Fig. 2に従来の特定方法とノイズの種類を示す。従来は、聴感試験によりノイズ増加周波数を特定し、電磁界プローブを用いて高圧電装部品のノイズを手動で検出し、スペクトラムアナライザにて周波数解析をおこなって対策を実施していた。この手法では、その場で他の部位や他の周波数域でノイズが増加していることがわからず、聴感試験によってノイズ増加を確認していた。この繰り返しにより、ノイズ源特定と対策に時間を要していた。

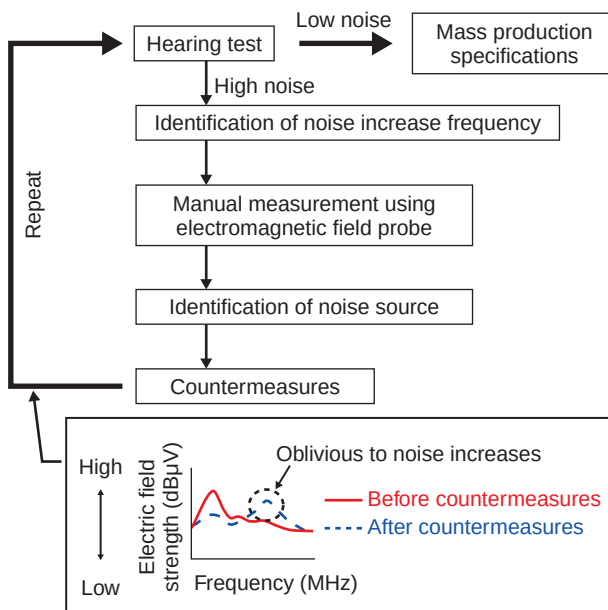


Fig. 1 Noise source specific flow chart

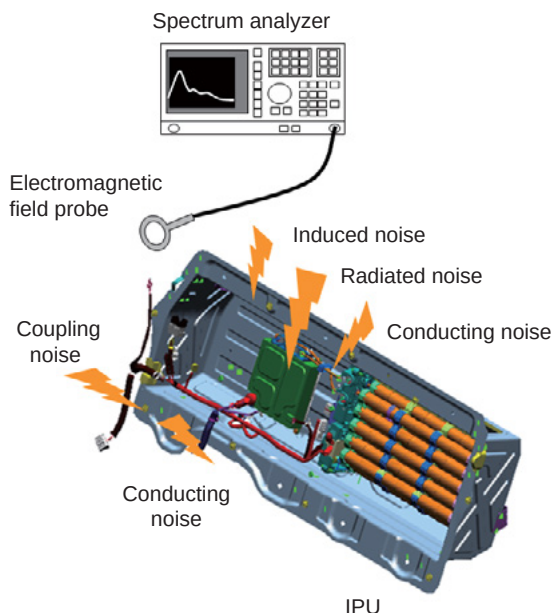


Fig. 2 Conventional method and kind of noise

本システムでは、短時間でノイズ源を視覚的に定量化できる評価システムの研究をおこなった。

システムコンセプトを以下の通り設定した。

- (1) 高圧電装部品と車体グランド間に発生するコモンモードノイズ、および回路間に発生するディファレンシャルモードノイズを自動計測し、可視化表示にてノイズ源を特定できること。
- (2) ノイズ源の周波数を指定して解析ができること。

3. システム概要

ハイブリッド車に搭載される高圧電装部品 Intelligent Power Unit (IPU) は、Power Control Unit (PCU)、高圧バッテリー、ジャンクションボードで構成したユニットで、PCU は Power Drive Unit (PDU) や DC-DC コンバータ、ECU で構成されたユニットである。ユニット構成をFig. 3に示す。

これらユニットからノイズが発生してケース、カバー、ハーネス、ケーブル、車体などを伝搬して放射される。

3.1. システム構成と諸元

本システムの構成をFig. 4に示す。本システムは、測定装置をハイブリッド車の高圧電装部品の上に取り付けて電磁界検出部を X-Y 平面に走査させ電磁波ノイズを検出し、スペクトラムアナライザにて周波数解析をおこなう。解析したノイズ電界強度データを別途撮影した高圧電装部品の写真と合成してノイズ電界強度分布をコンター図で可視化表示してノイズ源が特定できるシステムである。

本 FM 帯ラジオノイズ可視化システムの諸元を Table 1 に示す。

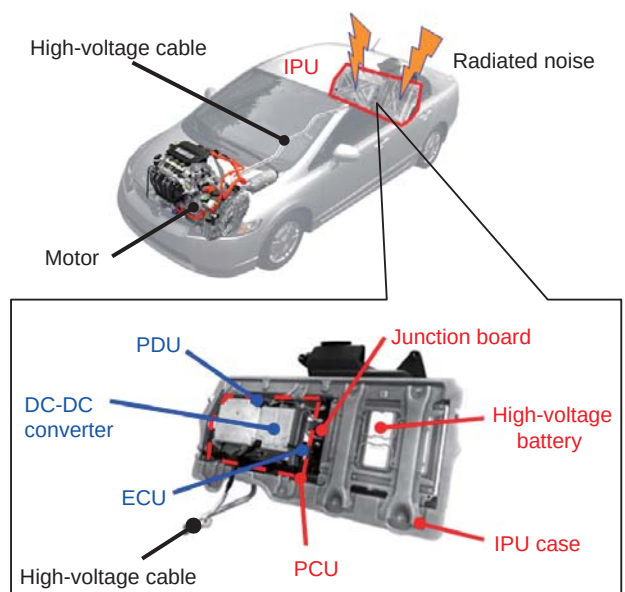


Fig. 3 IPU configuration

Table 1 Noise visualization system specifications

Item	Specification	
	Large measuring device	Small measuring device
Measurement object	High-voltage electronic components	Small electronic components and harness
Electromagnetic field detection device	4 probes in array configuration	3 probes in series configuration
Sweep method	X-Y plane	Y axis
Z axis movable range	50 (mm)	50 (mm)
Measurement area	500 × 600 (mm)	60 × 100 (mm)
Detailed measurement area	Arbitrarily set	Arbitrarily set
Measurement prohibition area	Arbitrarily set	—
Pitch measurement	1, 2, 4, 5, 10, 20, 50 (mm)	1, 2, 4, 5, 10 (mm)
Probe type	Vertical magnetic field probe Horizontal magnetic field probe Electric field probe	
Amplifier amplification rate	40 dB	
Measurement frequency bandwidth	76 - 108 MHz	
Frequency resolution	1001 point	
Display resolution	Electric field strength is displayed by dividing the range of the maximum value and the minimum value into 8 sections.	

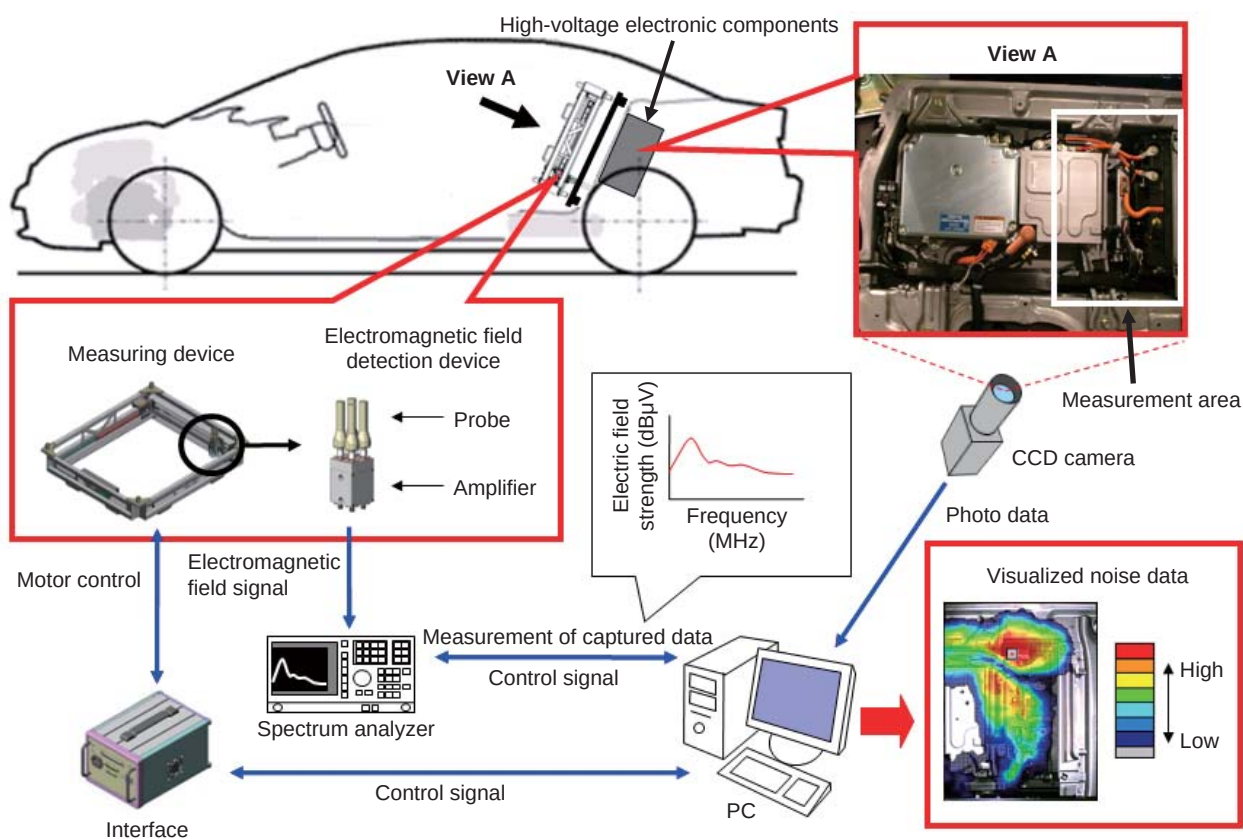


Fig. 4 Configuration of noise visualization system

3.2. 測定装置構造

測定装置は、大型版と小型版の2仕様を設定し、測定対象部位に応じてどちらかを選択する。また、大型版、小型版ともにプローブの検出感度アップのために被測定物との距離を近づけるZ軸上下可動機構を採用した。

大型版測定装置のZ軸上下可動機構は、高圧電装部品とプローブの間隔を調整できるよう、電磁界検出部のアンプ部にプランジャを設け、高さが0から50mmの範囲を5mm間隔で調節できる機構を採用して車両レイアウトに対応できるように設定している。大型版測定装置構造をFig. 5に示す。

小型版測定装置は、ハーネス、または小型電子部品を測定するため、プローブの間隔調整や車内の起伏に対応できるように4本のフットを独立して高さ調整ができる送りねじ機構を採用した。調整範囲は0から50mmで、フット1回転で0.7mmの微動調整がおこなえるようにした。さらに、粗動調整のためのクイックリリース機構を設けてあり、フット側面のボタンを押下することで素早く高さを変更できる仕様としている。小型版測定装置構造をFig. 6に示す。

電磁界検出部は、プローブとアンプとからなり、プローブ感度向上と、スペクトラムアナライザ50Ω系同軸ケーブルへのインピーダンス整合のため、プローブ直下にアンプを配置している。構造をFig. 5, Fig. 6に示す。

大型版のプローブ配置は、測定速度向上と測定時間短縮のために4本のプローブをアレイ状に配置した構造を採用

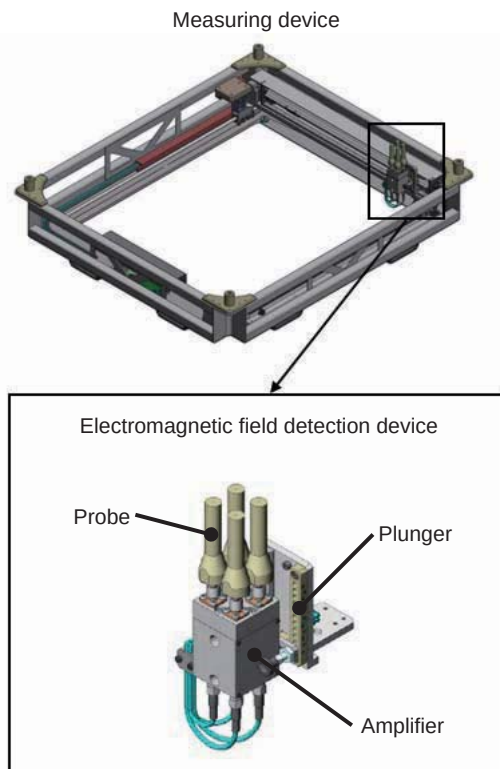


Fig. 5 Configuration of large measuring device

し、X-Y平面の1移動に対して、4区画を処理できるようにした。

小型版は、ハーネスや小型部品などの測定を目的としているため、測定エリアを狭く設定し、測定精度が低下しないように3本のプローブを直列配置した構造を採用している。プローブは、垂直磁界、水平磁界、電界の測定が可能な仕様を設定した。内部構造をFig. 7に示す。

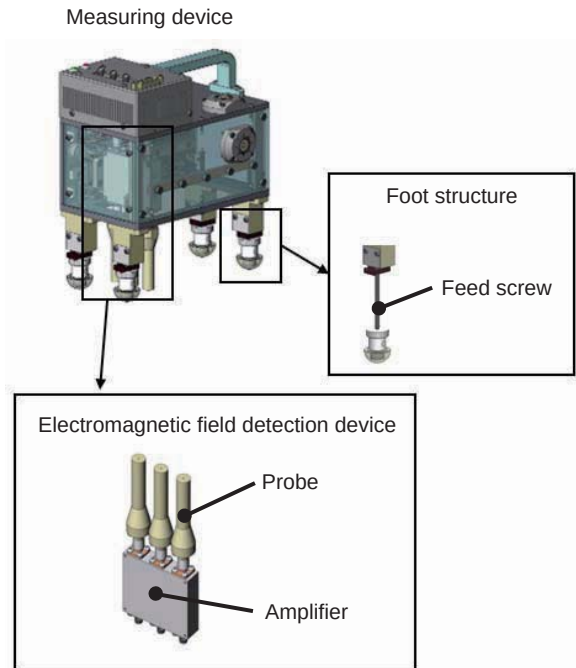


Fig. 6 Configuration of small measuring device

Vertical magnetic field probe	Horizontal magnetic field probe	Electric field probe
Ferrite cores Coil	Coil	Metal plate

Fig. 7 Internal configuration of probes

4. 可視化技術詳細

4.1. 電磁波ノイズ発生メカニズム

導体に高周波電流が流れると磁界が発生し、電磁誘導の法則より、磁界の変化によって起電力が生じて電界が発生する。さらに電界の変化により電束電流が発生して磁界が発生する。このように次々と連鎖的に電界と磁界が発生し

て空間に広がって電磁波ノイズ^{(1), (2)}となる。この電磁波ノイズ発生メカニズムを Fig. 8 に示す。

4.2. ノイズ可視化原理

高圧電装部品の測定エリアを設定し、電磁界検出部で測定エリアを X-Y 方向に走査し、検出した電磁界ノイズをスペクトラムアナライザで周波数解析する。エリア 1 個のデータは周波数軸 1001 ポイントの分解能で PC に取り込

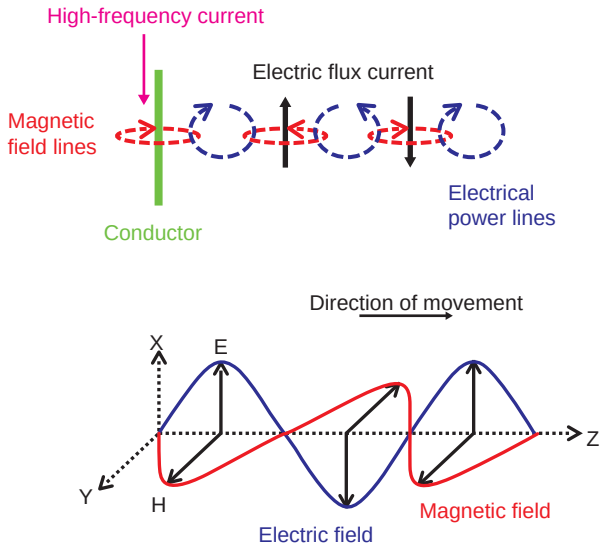


Fig. 8 Mechanism of generation of electromagnetic radiation noise

み、全エリアのデータを保存する。保存されたデータは、測定周波数全域、または指定した範囲内のピークレベルを抽出し、各エリアのノイズ電界強度データを強度分布図として表示する。

Fig. 9 に 9 個 (3 × 3) の測定エリアを想定した可視化原理図を示す。表示データの分解能は、各エリアの最大点と最小点を 8 段階の均等レベルで色分けをおこない、ノイズ電界強度の高い部位を赤色、低い部位を青色、無色に表示する。得られた強度分布図に対してソフトウェア処理による補間処理をおこない、滑らかな等高線状のコンター図を表示する。補間処理は、近接する強度レベルとの直線補間をおこない、中間の強度レベルと位置を算出する。

Fig. 10 に補間処理概念図を示す。測定エリア中心の電界強度レベル(大文字の数値)に対して、8 方向の近接するエリアの中心強度を直線で結び、強度差のレベルを等間隔に算出する。レベル差の大小により変化の密度が異なり、Fig. 10 の小数字が演算によって得られ、中間レベルとなる。この処理により得られた同一レベルを同じ色で結ぶことで、強度レベルの分布図を作成する。この処理をすべての測定エリアに対しておこない、中間レベルを算出して分布図を作成する。

4.3. 測定分解能とエリア指定

本システムは、測定対象物の写真データとノイズ電界強度データを重ね合わせるにより、ノイズ源を特定する。

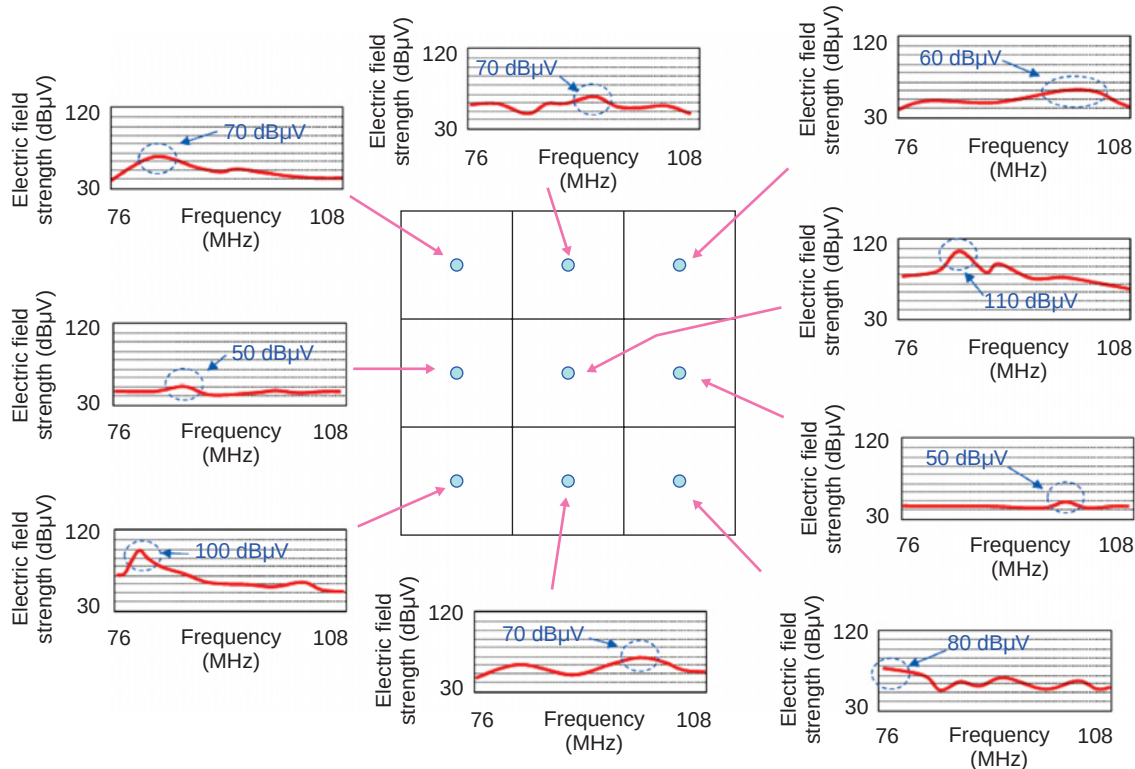


Fig. 9 Principle of visualization

それには、測定分解能が重要で、Fig. 11に示すように高圧電装部品のサイズに対する測定許容分解能を検討し、装置仕様として1, 2, 4, 5, 10, 20, 50(mm)の分解能を設定した。測定エリア500×600(mm)を測定分解能最少ピッチ1mmで測定すると膨大な時間となり、現実的ではない。そのため、初めに測定分解能最大ピッチ50mmの粗い分解能にて短時間でノイズ発生エリアを特定する。次に、そのノイズ発生エリアの部品サイズより、測定分解能を選定し、詳細に測定することでノイズ源を特定する。これにより、測定時間を短縮できる。

以上より、本システムでは、測定分解能の設定に加え、測定エリアを自由に設定できる機能を取り入れた。詳細測定イメージを Fig. 12 に示す。

4.4. 周波数解析

コンター図表示されたノイズ電界強度分布において、周波数域でノイズ電界強度が最大となる部位にポイントを表示し、そのスペクトラムを確認する。また、各部位のスペクトラムが確認できるようにポイントを任意に動かせる機能を設定している。さらに、コンター図で可視化表示する周波

数の範囲を任意で指定できる仕様としているため、聴感結果でノイズが増加している周波数に絞り込んで電界強度分布をコンター図表示し、詳細なノイズ源の特定がおこなえる。Fig. 13に全周波数帯域のコンター図とスペクトラム解析データ、および周波数帯域ごとのコンター図を示す。

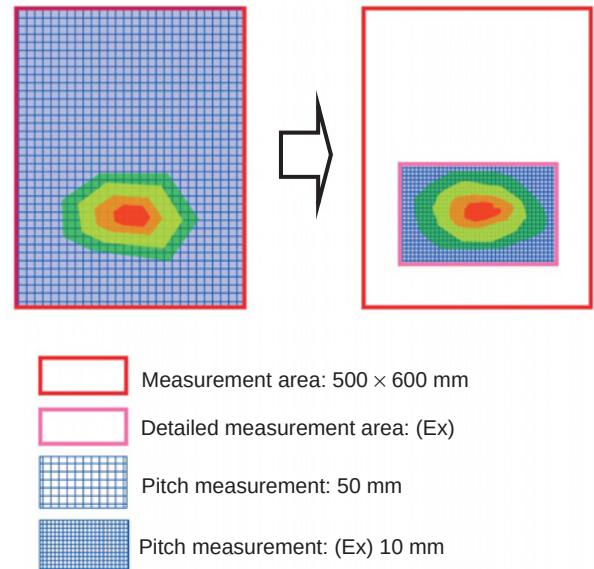


Fig. 12 Image of detailed measurement

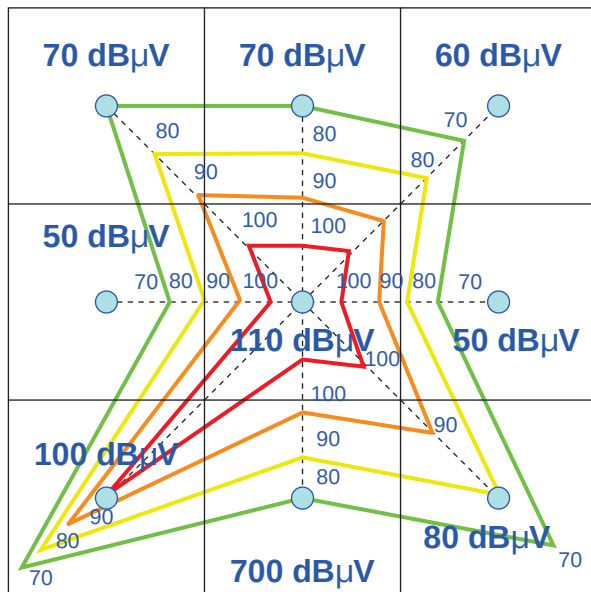


Fig. 10 Concept of interpolation

Parts	Size (mm)	Pitch measurement (mm)					
		10	20	30	40	50	60
PCU	600						
PDU	200						
DC-DC converter	150						
Connector	50						
Cable	10						
Harness	2						

Fig. 11 Pitch measurement

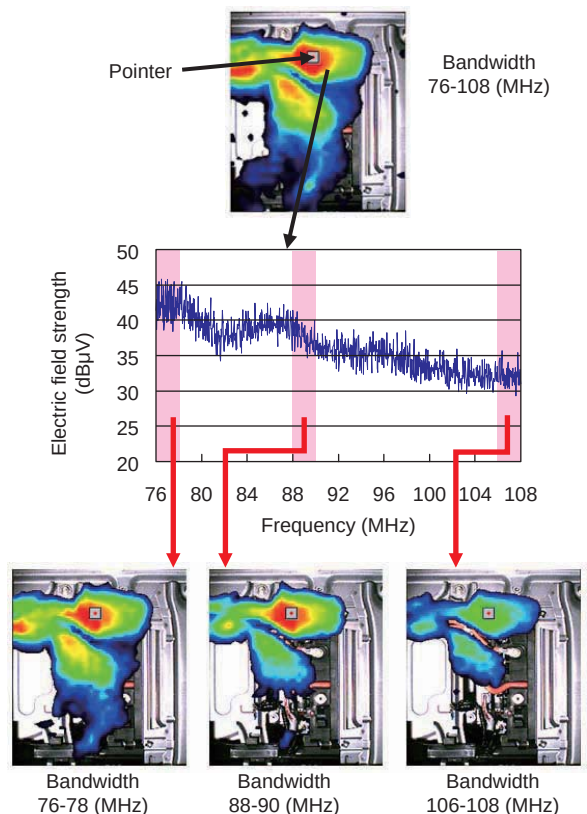


Fig. 13 Frequency analysis

5. 検証結果

本システムの検証を 2009 年モデルの INSIGHT を用いて実施した。検証の結果、ノイズ源と伝搬経路の特定が実証できた。さらに、従来手法に対してノイズ源特定時間を 1/9 以下、ノイズ対策時間を 1/3 以下に短縮を実現した。

検証に用いた 2009 年モデル INSIGHT の高圧電装部品を Fig. 14, Fig. 15 に示す。高圧電装部品の IPU は、PCU と高圧バッテリー、ジャンクションボード、IPU ハーネス、IPU フレームから構成されたユニットで、この中の PCU は、PDU と DC-DC コンバータ、ECU、PCU ハーネス、PCU ケース、PCU カバーで構成されたユニットである。

5.1. ノイズ源と伝搬経路の特定

高圧電装部品 IPU の上に大型版測定装置を取り付け、PCU カバーを外した状態にて PCU 内部を測定し、どのユニットがノイズ源であるか、また、どのハーネスやケーブルが伝搬経路であるかを特定した。

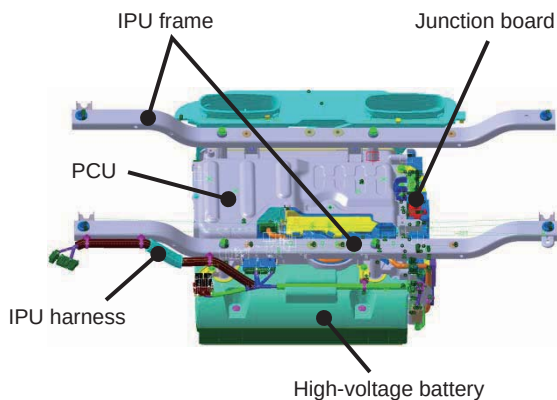


Fig. 14 IPU configuration

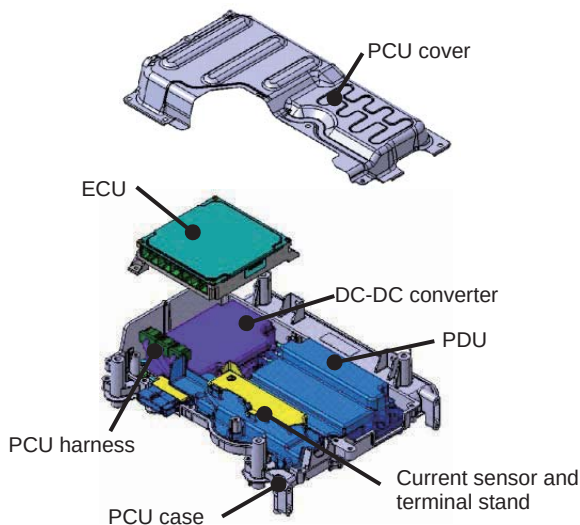


Fig. 15 PCU configuration

PCU 内部の各ユニットから放射される電磁界ノイズのノイズ電界強度分布の測定結果を Fig. 16 に示す。この結果から PDU 入力部や出力部、DC-DC コンバータ出力部、PCU ハーネス、IPU ハーネス、DC-DC コンバータ出力ケーブル、高圧ケーブルからノイズが発生していることを確認でき、IPU のノイズ源を詳細に特定することができた。

次に PCU にカバーを付け、PCU 内部の各ユニットから発生したノイズが、どの経路から伝搬して放射しているかを確認した。Fig. 17 にノイズ電界強度分布を示す。この結果から PDU や DC-DC コンバータから発生するノイズは、PCU カバーによりシールドされて IPU ハーネスや DC-DC コンバータ出力ケーブル、高圧ケーブルを伝搬して放射しているのがわかる。今回、PCU カバーのノイズ低減効果の検証とノイズ伝搬経路の特定ができた。

IPU ハーネスのノイズ伝搬回路特定には、小型版測定装置を用いて、どの回路を伝搬しているのかを特定した。IPU

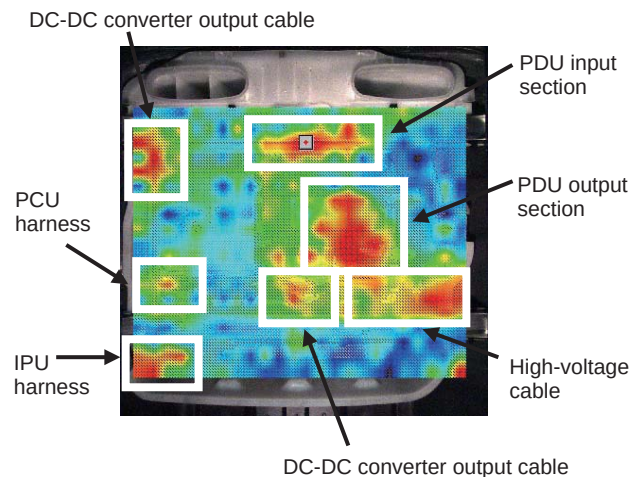
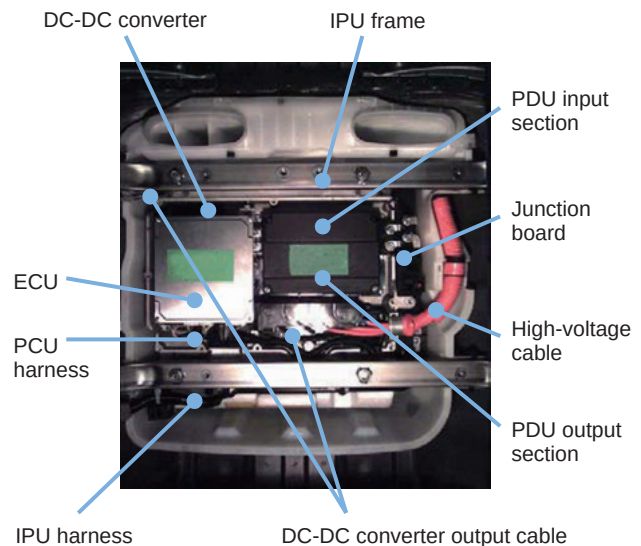


Fig. 16 Identification of noise sources

ハーネスのノイズ電界強度分布測定結果を Fig. 18 に示す。この結果からわかるように PCU 内部の PDU, ECU に通線される電源線とモータ制御線から伝搬していることが特定できた。

以上より、本システムの大型版測定装置、小型版測定装置を測定部位に応じて使いわけることによってノイズ源と伝搬経路を詳細に特定できることが検証できた。

5.2. 周波数解析

本システムの周波数解析機能は、聴感でノイズが増加している周波数に対して最適な対策を施すために用いる。

2009年モデルINSIGHTでは、ノイズ伝搬経路であるIPUハーネスのノイズ増加周波数域の特定をおこない、その周波数で最もノイズ低減効果が高いノイズ対策部品を選定して仕様に反映した。

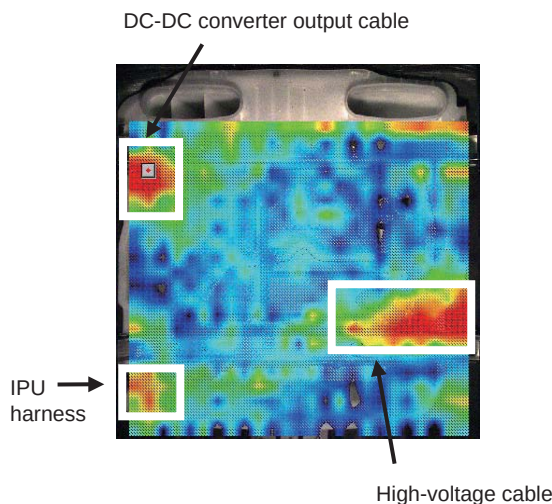
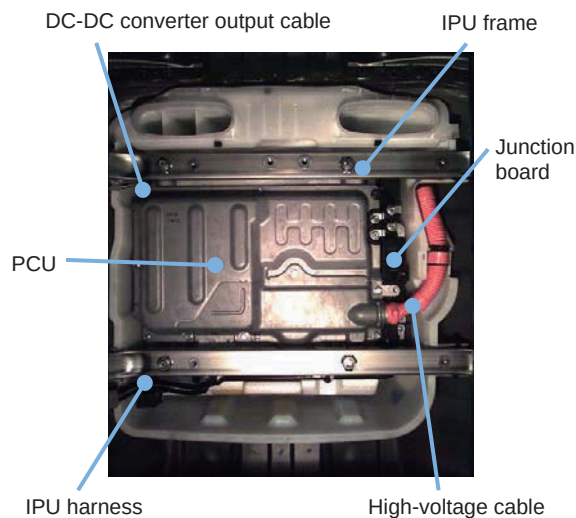


Fig. 17 Identification of propagation route

本対策内容は、シールドハーネスとフェライトコアの部品選定とコアの巻き数設定である。この IPU ハーネスの対策仕様を Fig. 19 に示し、ノイズ低減効果を Fig. 20 に示す。また、IPUに対策ハーネスを投入したときのノイズ低減効果を Fig. 21 に示す。この IPU 全体のノイズ低減効果は、シールドハーネス両端のドレインをPCU ケースと車体に接地させることでPCUの接地インピーダンスを低減させてグランド電位の変動を抑えたことによるものである。

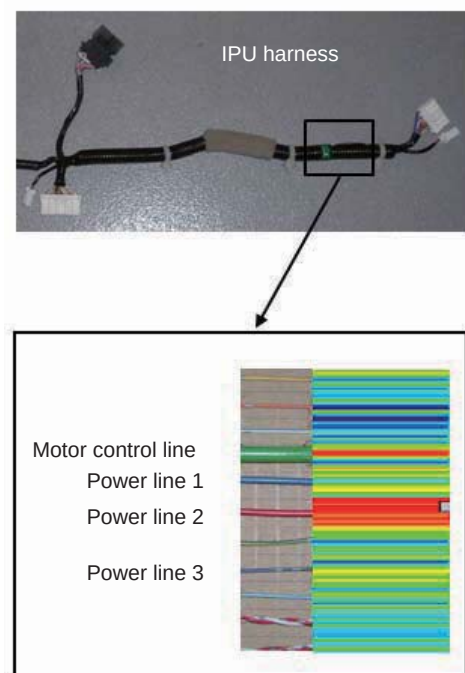


Fig. 18 Measurement results for harness

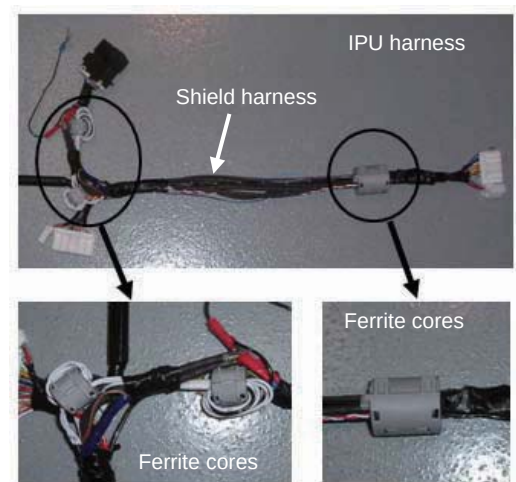


Fig. 19 Countermeasures

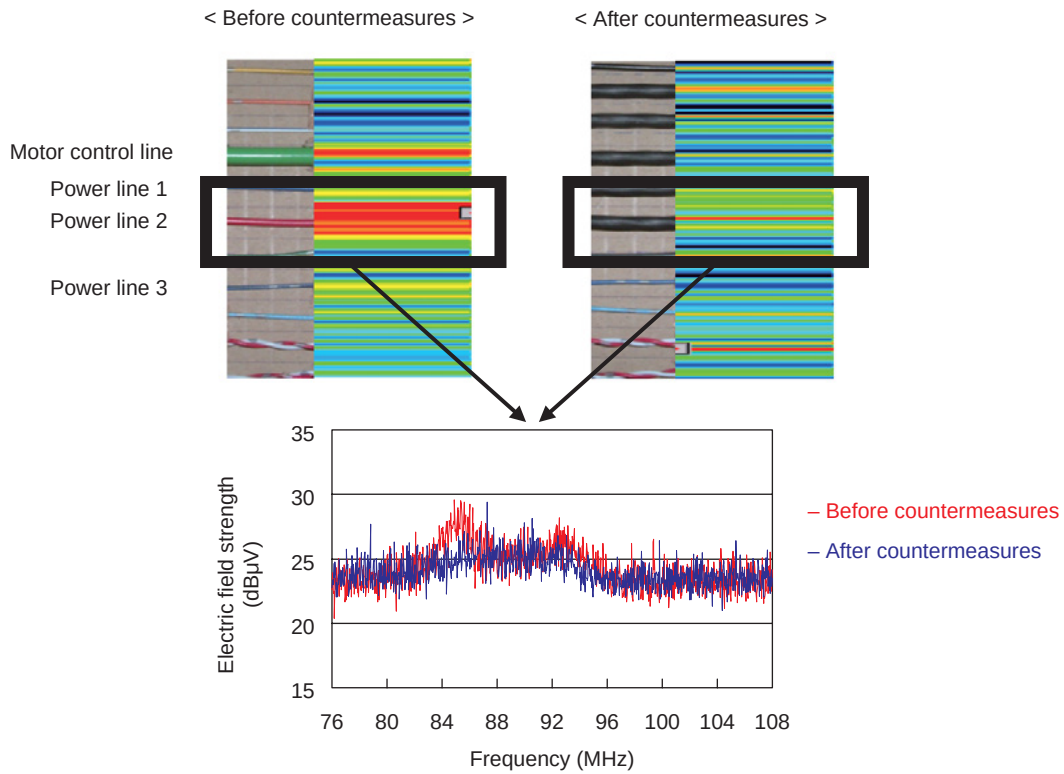


Fig. 20 Noise reduction effect of IPU harness

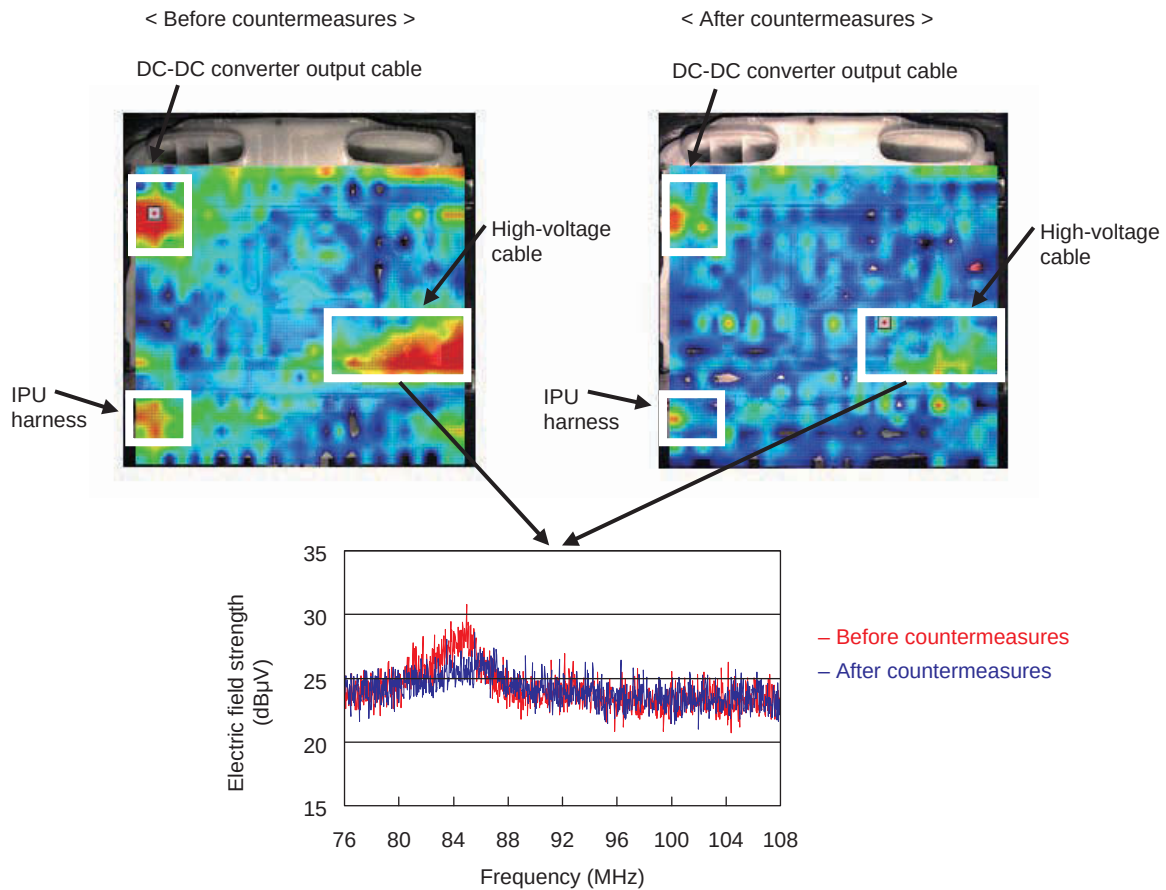


Fig. 21 Noise reduction effect of IPU unit

6. まとめ

FM 帯ラジオノイズ可視化システムの研究により、以下の成果を得た。

- (1) 車両組み付け構造としたことで、高圧電装部品の負荷に応じたノイズ源特定が可能となった。
- (2) 自動測定、アレイ型プローブの採用、分解能設定、エリア指定詳細測定機能により、測定時間の短縮を達成した。
- (3) コンター図表示、およびポインタ表示により、瞬時にノイズ源の特定ができ、周波数成分の特定も可能となった。
- (4) ノイズ源を明確に特定でき、ノイズ源の周波数帯域に応じた対策仕様と部品の選定が的確にできるようになった。

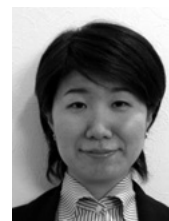
参考文献

- (1) 西村久: マックスウェルの方程式と電磁波, 電磁気学, 森北出版株式会社, p.158-180(1991)
- (2) 松本欣二: 電磁波の基礎, 電波工学入門, 朝倉書店, p.32-50(1969)

■ 著 者 ■



上 森 俊 之



須 永 雅 美

スーパースポーツ二輪車用 ブレーキバイワイヤシステムの開発

Development of Brake-by-Wire System for Super Sport Motorcycles

西 川 豊*
Yutaka NISHIKAWA
高 柳 眞 二*
Shinji TAKAYANAGI

南 里 武 彦*
Takehiko NANRI
谷 一 彦*
Kazuhiko TANI

竹之内 和 也*
Kazuya TAKENOUCHI
深 谷 修 一*
Syuichi FUKAYA

要 旨

ABSTRACT

Hondaは、さまざまな二輪車用ブレーキ技術を提供してきた。しかしながら、スーパースポーツ二輪車、CBR600/1000RRは、短いホイールベースという車体の特性からハードブレーキ時にピッチングを起こしやすいので、従来のABSが適用できなかった。さらに機械式 Combined Brake System(CBS)も、その特性からスポーツライディングへの対応が困難であった。今回、新たにブレーキ入力を液圧センサで検知して、パワーユニットでブレーキ液圧を可変制御するブレーキバイワイヤシステムを開発した。本システムは新開発のストロークシミュレータによって従来ブレーキ同等の操作フィーリングを実現するとともに、緻密な液圧制御によって、ブレーキ性能と車体の安定性を両立させたものである。本システムは、スーパースポーツ用として世界初であり、2009年式モデルのCBR600/1000RRに採用されている。

Honda has developed a variety of innovative motorcycle brake technologies. Super sport motorcycles, CBR600/1000RR, have a unique combination of short wheel bases and center of gravity locations as vehicle characteristics, and the possibility towards pitching under hard braking has prevented conventional ABS from being used in these motorcycles. In addition, the characteristics of mechanical combined brake systems (CBS) make it challenging to adapt them for sport riding. Therefore, a new brake-by-wire system has been developed in which brake input is detected by a hydraulic sensor and the brake hydraulic pressure is varied by a power unit. A newly developed stroke simulator has enabled the achievement of an operation feeling similar to that of a conventional brake. In addition, the precise control of hydraulic pressure achieved by this system has enabled pitching to be controlled and made ABS/CBS compatible with sport riding. The new system represents a first for super sport motorcycles, and has been employed in the 2009 model year CBR600/1000RR.

1. まえがき

Hondaは二輪車のブレーキ性能向上のために、アンチロックブレーキシステム(ABS)、前後輪連動ブレーキシステム(CBS)、ABS付前後輪連動ブレーキ(コンバインドABS)といったブレーキ技術を多くの250cm³以上クラスのオンロード二輪車に適用してきた^{(1), (2)}。しかし、これらのシステムをスーパースポーツ二輪車、CBR600/1000RRに、適用するためには以下の課題があった。

- (1)短いホイールベースのため、ABSが作動する高減速度では大きなピッチングが発生しやすい⁽³⁾。
- (2)従来のCBSは機械式バルブで前後ブレーキ力を配分していたため、配分パターンの変更ができない。
- (3)車体の小型軽量化およびマス集中化のために車体内部に補機を取り付けるスペースが少ない。

- (4)二系統キャリパ、二次マスタシリンダなどのCBS専用部品を取り付けることでばね下質量が増加する。

そこで、これらの課題を解決するために、ブレーキ入力を液圧センサで検知して前後輪のブレーキ力を完全独立制御するブレーキバイワイヤシステムを開発した。

本稿では、2009年式モデルのCBR600/1000RRに採用された新ブレーキシステムの概要を説明する。

2. 開発のねらい

スーパースポーツ二輪車用ブレーキバイワイヤシステムの開発目標を次のように定めた。

- (1)ABS 作動時に高い減速度と車体安定性が両立できること。
- (2)CBS の特性がスポーツライディングを妨げないこと。

- (3) スーパースポーツ二輪車に搭載可能なサイズであること。
- (4) 従来型ブレーキキャリパを用いることで、ばね下質量を大幅に増加させないこと。
- (5) ブレーキ操作感は従来のブレーキと比べて違和感がないこと。
- (6) システムフェール時にブレーキ機能を確保すること。

3. 構成部品

Fig. 1 に本システムの作動状態を、Table 1 に Fig. 1 のダイアグラムおよび、本文で用いている記号の一覧を示す。以下、各コンポーネントの特徴を説明する。

3.1. ECU

電子制御ユニット(ECU)は、本システムの制御の中心部分である。車輪速センサ(3.6 節)、圧力センサ(3.3 節)の信号を内部のCPUで処理し、ソレノイド(電磁)バルブやモータの制御、システム診断をおこなう。

3.2. パワーユニット

パワーユニットは、ECU からの制御信号によりブレーキ圧の加減圧をおこなう。その基本構造を Fig. 2 に示す。Fig. 2 の状態はパワーピストンの初期セット位置である。この位置からパワーピストンが上昇するとブレーキキャリパが加圧され、下降する過程で減圧がおこなわれる。本シ

ステムではパワーユニットを小型化するために、モータとパワーピストンを平行に配置した。また、モータの回転をパワーピストンの直線運動に効率良く変換するためにボールねじを採用した。

Table 1 Codes used in diagram of brake-by-wire system

Codes	Meanings
SNOM	Solenoid valve, normal open, master cylinder
SNCS	Solenoid valve, normal close, simulator
SNCP	Solenoid valve, normal close, power unit
PMC	Pressure sensor (master cylinder)
PFS	Pressure sensor (fail safe)
PCC	Pressure sensor (brake caliper cylinder)
VOW1	One-way valve
VOW2	One-way valve
SWSF	Front wheel speed sensor
SWSR	Rear wheel speed sensor
SymF	Front brake stroke simulator
SymR	Rear brake stroke simulator
MCF	Front brake master cylinder
MCR	Rear brake master cylinder
LWG	Warning lamp
Batt	Battery
ECU	Electronic control unit
M	Motor

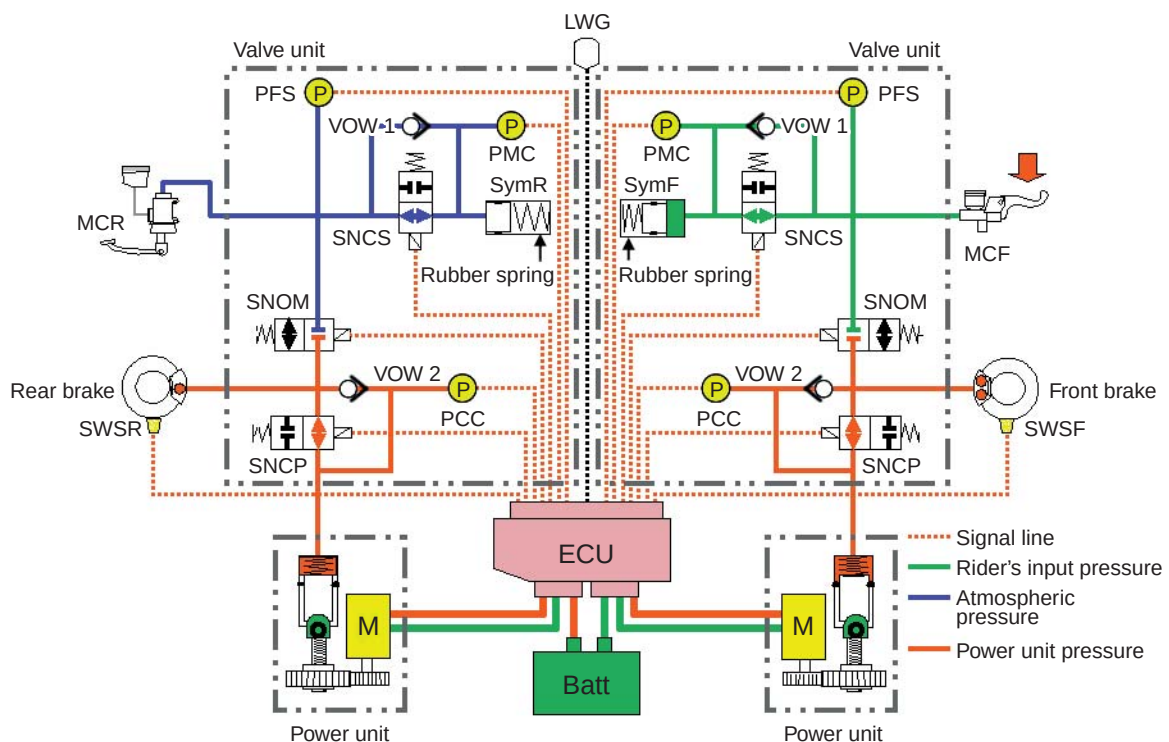


Fig. 1 Diagram of brake by wire system (Activated)

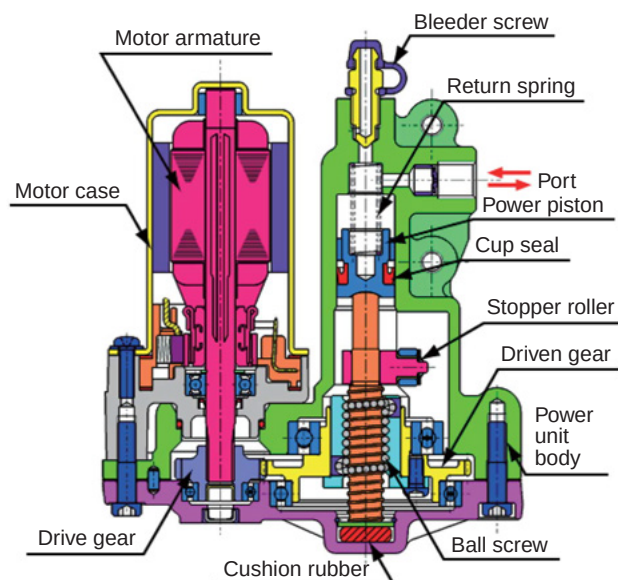


Fig. 2 Power unit

3.3. 圧力センサ

圧力センサはブレーキ液圧を検知する部品である。一般に圧力センサは、圧力を検出部のひずみ量として検知している。したがって、圧力に対するひずみ量が多いほど検知できる分解能は高くなるが、検出部自体の耐圧強度は低下する。二輪車の使い勝手の中では、瞬間的に高液圧が発生する場合がある。従来、高分解能と高耐圧が両立する圧力センサは存在しなかった。

本システムでは入力圧を基にすべてのブレーキ制御をおこなうため、誤検知を防止する必要がある。そこで、ソレノイドバルブ SNCS の上流側に高耐圧センサ PFS を配置し、下流側に高分解能センサ PMC を配置した。これによって液圧を相互比較してシステムの失陥を自己診断できるようにした。入力側の高分解能センサの破損を防ぐため、設定を超える高い入力圧が作用した場合には、センサ保護のために SNCS が閉鎖される。上流側の高耐圧センサの耐圧強度はブレーキキャリパと同等とした。ブレーキキャリパの液圧を検知する高分解能センサ PCC は、入力側の PMC と同一仕様であり、同様の理由からソレノイドバルブ SNCP の下流側に配置されている。出力圧センサ PCC はモータの作動状態を併せて監視することで、自己診断をおこなうことができる。

3.4. ストロークシミュレータ

ライダーがブレーキレバーやブレーキペダルを操作したときの反力を再現するのがストロークシミュレータである。運転中、ライダーはレバー操作の反力とブレーキ力の強さを体感しながらブレーキを操作している。特に旋回時のブレーキング制御では、ライダーの手足に伝わる微妙な反力の違いが重要となる。したがって、ライダーの微妙なブレーキ操作に対応するためには、入力に応じた操作反力を発生させ

る機能が必要となる。Fig. 3 は、バルブユニット(3.5 節)内にあるストロークシミュレータ部分の断面図である。ストロークシミュレータはソレノイドバルブ SNCS の下流側に設置されており、バルブが開くとマスタシリンダと連通するようになっている。ライダーがマスタシリンダを操作して発生した圧力は、ソレノイドバルブ SNCS を通じてシミュレータピストンに作用する。このピストンに組み付けられたラバースプリングの荷重特性は、通常のブレーキ操作感と同じになるように設定されている。より実機に近い操作感を再現するため、本システムでは荷重特性の異なる二種類のラバースプリングを組み合わせている (Fig. 4)。

3.5. バルブユニット

バルブユニットには、ソレノイドバルブ、圧力センサ、ストロークシミュレータが内蔵される。ソレノイドバルブは電磁コイルの通电によってバルブの開閉をおこなう。通电状態でバルブを開放するノーマルクロズバルブと、通电状態でバルブを閉鎖するノーマルオープンバルブの二種類がある。ECU からの信号により各電磁バルブが作動して、マスタシリンダ、ブレーキキャリパ、パワーユニット、ストロークシミュレータ間の連結および遮断をおこなう。

3.6. 車輪速センサ

車輪速センサ SWSF, SWSR は、スリットを打ち抜いて作られたパルサーリングの回転をホール素子で検出するもので、現行の量産二輪車用 ABS に広く用いられている。

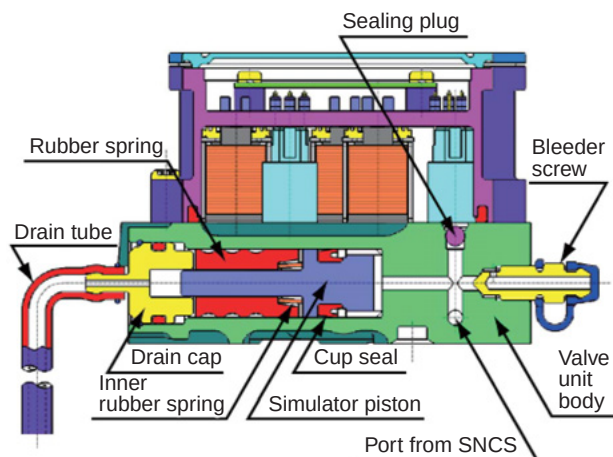


Fig. 3 Valve unit

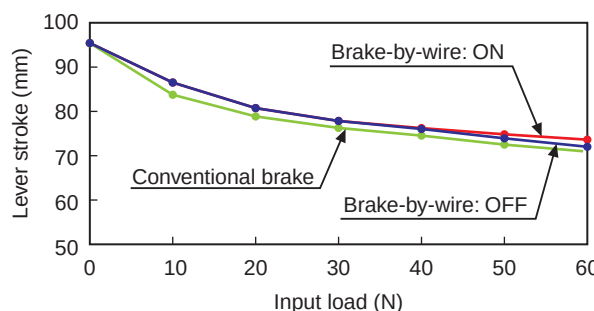


Fig. 4 Load deformation characteristics of stroke simulator

4. 実車への搭載

二輪車用液圧式ブレーキシステムは、ライダーがブレーキレバー(またはブレーキペダル)を操作して液圧を発生させるマスタシリンダ、液圧をブレーキ力に変換するブレーキキャリパ、およびそれらの部品を連結するブレーキホースで構成されている。Fig. 5 は、本システムの実機搭載を示す。本システムは、ECU、パワーユニット、バルブユニット、および車輪速センサが、通常の液圧式ブレーキシステムに追加された構造となっている。スーパースポーツ二輪車は、マス集中化のために車体内部にスペースが少ない。そこで、本システムでは実車への搭載を容易にするため複数の小ユニットに分割した。

パワーユニットとバルブユニットはマスタシリンダとブレーキキャリパの間に連結され、各ユニットは信号線を通じてECUと電気的に接続される。従来の機械式CBSのような前後のブレーキ系を連結するブレーキ配管や専用の二系統キャリパ、二次マスタシリンダは不要であり、通常のブレーキキャリパでCBSが実施可能である。車輪速センサ以外にばね下質量の増加はないため、スーパースポーツ二輪車に要求される高い運動性能を維持できる。

5. ブレーキバイワイヤシステムの作動

5.1. システム不動作状態

Fig. 6 のシステム図は、本システムが作動していない状態である。二輪車が停止しているとき、前輪側マスタシリン

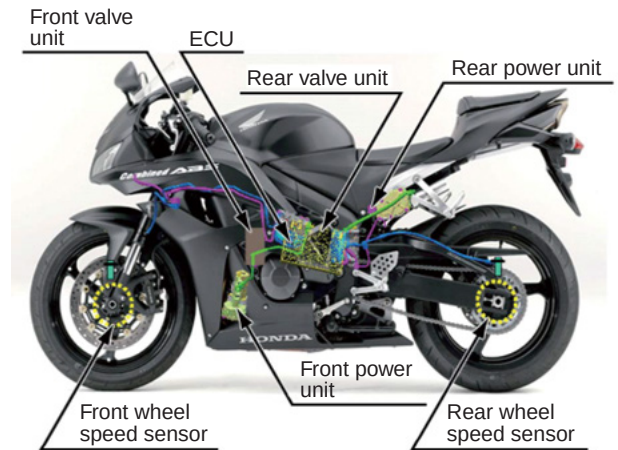


Fig. 5 Layout of brake-by-wire system

ダ MCF と後輪側マスタシリンダ MCR は、ノーマルオープン型ソレノイドバルブSNOMを通じてそれぞれのブレーキキャリパに連結されている。このとき、ストロークシミュレータとマスタシリンダを連結するソレノイドバルブSNCS とブレーキキャリパとパワーユニットを連結するソレノイドバルブSNCP は、ノーマルクローズ型なので閉じられている。この状態で、ライダーがブレーキを操作すると、発生したブレーキ液圧は Fig. 6 の緑色のラインの経路で直接ブレーキキャリパに作用する。したがって、システムが作動していない状態でも、ライダーは通常のブレーキ操作が可能である。

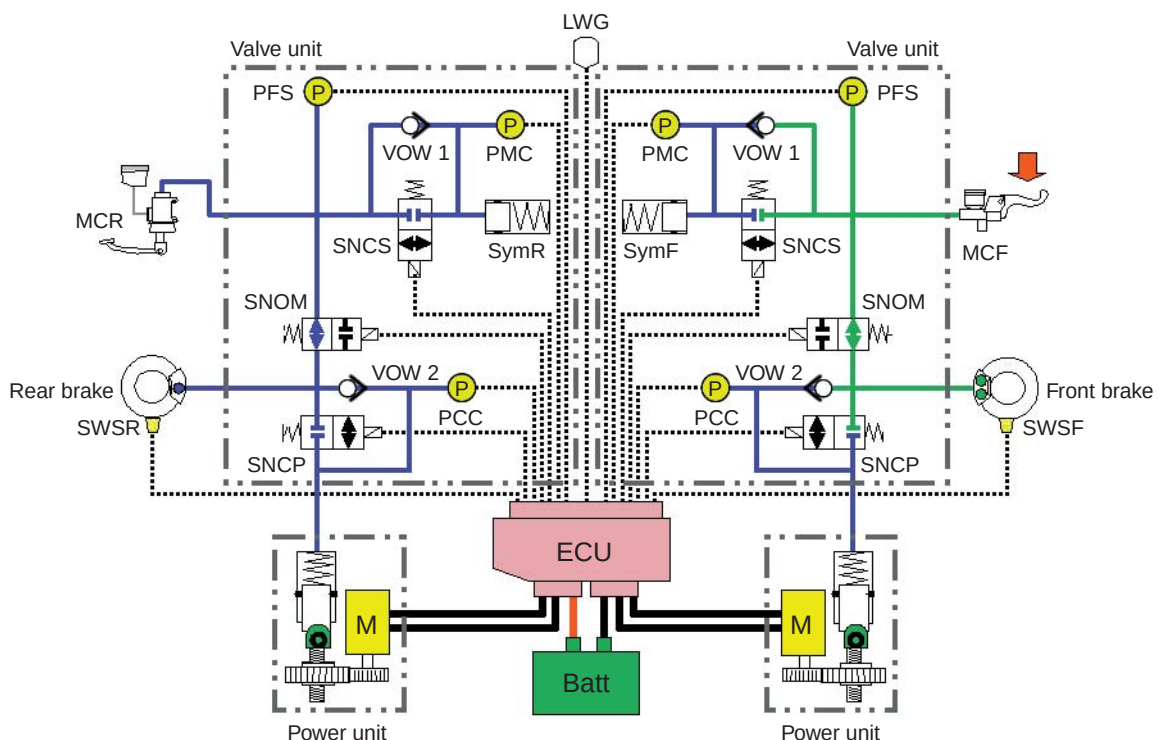


Fig. 6 Diagram of brake-by-wire system (Deactivated)

5.2. システム作動状態

車両の速度が6 km/hを超えるとスタンバイ状態となる。この状態でソレノイドバルブ SNCS が開き、高分解能圧力センサ PMC が入力圧を検知できるようになる。ライダーがブレーキレバーを操作して入力液圧が設定されたレベルを超えると、システムはバイワイヤ状態に移行する (Fig. 1)。ソレノイドバルブ SNOM は、マスタシリンダからブレーキキャリパまでの通路を閉じ、同時に、ライダーからの入力圧はソレノイドバルブ SNCS を通じてストロークシミュレータ SymF のシミュレータピストンに伝えられる。入力圧と圧力増加率から ECU は必要なブレーキキャリパの圧力を計算する。モータが回転してボールねじがパワーピストンを上昇させると液圧が発生する。前輪側パワーユニットで発生した液圧はソレノイドバルブ SNCP を通じて前輪側ブレーキキャリパに伝えられ、ブレーキ力が車輪に作用する。また、ECUは、前輪側のブレーキキャリパ圧に応じて、後輪ブレーキ側が最適のブレーキ力となるように後輪側のパワーユニットを制御する (CBS 制御)。なお、ブレーキペダルを操作した場合も同様である。一方、車輪のスリップ率が設定値を越えると、ECUがモータを逆転させる。パワーピストンが下降してブレーキキャリパ圧が減少し、その後は適切なスリップ率となるようにキャリパ圧をコントロールする ABS 制御をおこなう。

5.3. システムフェール

イグニッションスイッチが ON の間、ECU はシステムの作動不作動に係わらず、常時自己診断をおこなっている。万一、システム作動中にフェールが発生した場合には、ECU が各ソレノイドバルブとモータの電源供給を遮断する。ソレノイドバルブは内部のスプリングにより元の状態に戻り、通常のブレーキラインが確保される。

6. ブレーキバイワイヤの効果

6.1. CBS 配分の設定

Fig. 7 に CBS 制御の概念を示す。左側の図は前後ブレーキ力の配分パターンであり、右側の図はその配分パターンに従ってブレーキをかけ始めてから解除するまでの後輪ブレーキ力の時間変化を示したものである。Fig. 7 (a) は機械式 CBS、(b) は本システムの例である。機械式 CBS ではブ

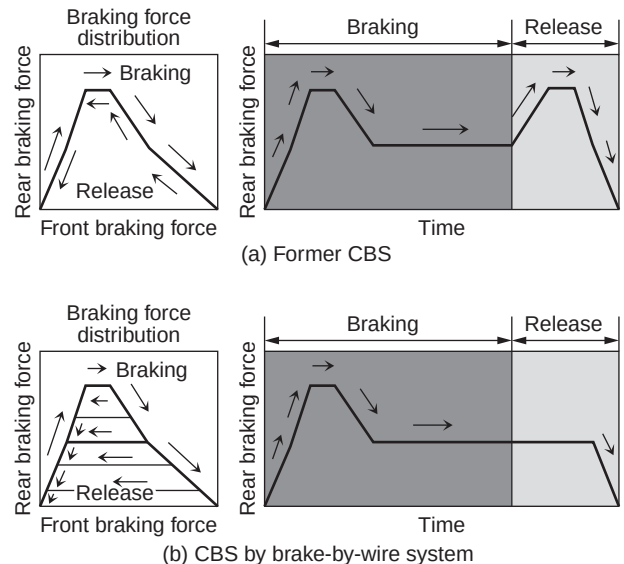


Fig. 7 Braking force distribution pattern of CBS

レーキ入力時と解除時の前後ブレーキ力配分パターンが同一のため、解除時には瞬間的な後輪の引きずりが発生する。この特性がスポーツライディングを妨げていた。本システムはブレーキ力配分を前後独立して自由に設定できるので、解除時に後輪ブレーキ力が増加することがない。

6.2. ピッチング制御

スーパースポーツ二輪車は高減速度域で大きなピッチングが発生し、自然な姿勢を保ちにくいことがある。この時ABSを作動させれば大きなピッチングの発生を防ぐことが可能である。しかし、ブレーキ入力速度や前後輪の荷重移動の状況によってはスリップ率が増加しないため、従来のスリップ率感応型ABSでは対応できなかった。そこで、本システムではブレーキ入力圧と昇圧率からピッチングの発生を予測して、最適のタイミングでABSを作動させることで、車体のピッチング発生を抑制するピッチング制御をおこなっている⁽³⁾。

本システムを組み込んだスーパースポーツ二輪車を使い Table 2 のテスト条件で、ピッチング制御の有効性を確認した。テストに用いたスーパースポーツ二輪車の主要諸元を Table 3 に示す。Fig. 8 はピッチング制御がない場合の例である。ブレーキ開始直後は 0.8 G の減速度が発生しているが、直後に大きなピッチングが発生したため、ライダーは、途中でブレーキ操作をやめている。

Table 2 Test conditions

	Brake-by-wire system	Brake operation	Brake control system		
			ABS	Combined brake	Pitching control
Test 1	Deactivated	Conventional brake (hand and foot)	Deactivated	Deactivated	Deactivated
Test 2	Activated	Hand-operated combined brake	Activated	Activated	Deactivated
Test 3	Activated	Hand-operated combined brake	Activated	Activated	Activated

Fig. 9は、ピッチング制御を実施したときの例である。前輪ブレーキ入力の昇圧率から ECU がピッチングの発生を予測して、前輪ブレーキキャリパ圧を急昇圧させている。これによって、前輪ブレーキはABS作動状態となり、最大ピッチングも 5 deg 程度に抑えられている。通常のブレーキにおいて発生するノーズダイブが 6 deg 程度なので、ピッチング制御が有効に機能したと判断できる。

Table 3 Specifications of test motorcycle

Items		Test motorcycle
Brake system	—	Brake-by-wire
Wheelbase	L (m)	1.372
Curb mass	M (kg)	185.6
Height of C.G.	H (m)	0.681
Distance between C.G. and rear axle	X (m)	0.663
Distributed load of motorcycle with one rider	Front (N)	1 235
	Rear (N)	1 321
Pitching factor	(L-X)/H	1.04
Engine displacement	V (cm ³)	599

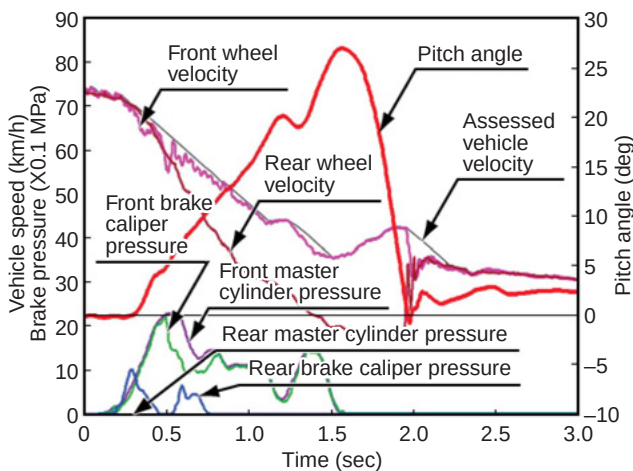


Fig. 8 Example of time history data (Pitching control deactivated)

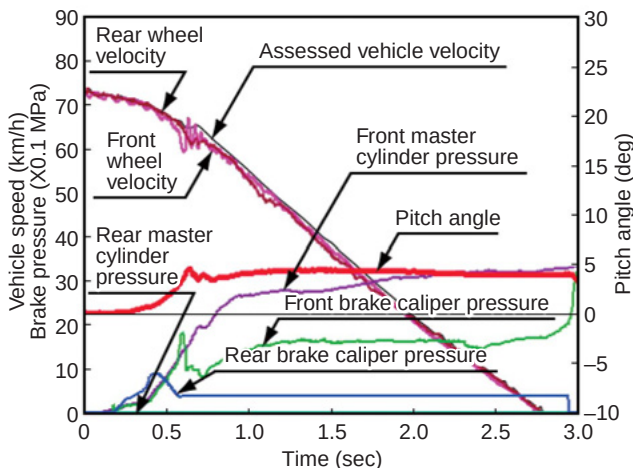


Fig. 9 Example of time history data (Pitching control activated)

7. 結論

スーパースポーツ二輪車用ブレーキパイワイヤシステムが開発できた。その成果は以下の通りである。

- (1)ピッチング制御により、ABS 作動時の高い減速度と車体安定性が両立できた。
- (2)スポーツライディングと CBS が両立できた。
- (3)スーパースポーツ二輪車に搭載可能なサイズを実現できた。
- (4)ばね下質量の増加は、操安性に影響を与えないレベルに抑えられた。
- (5)新開発のストロークシミュレータによって従来ブレーキ同等の操作フィーリングが達成できた。
- (6)電源 OFF 時およびシステムフェール時にブレーキ機能が確保できた。

参考文献

- (1)西本幸正, 谷一彦: 二輪車のブレーキシステムの現状と将来, 自動車技術会シンポジウム, 20054590, No.05-05, p.41-46(2005)
- (2) Tsuchida T., Nishimoto Y.: Advanced Brake Systems for Powered Two Wheelers: CBS, ABS and Future Directions, 4th International Motorcycle Conference, p.379-396(2002)
- (3) Nishikawa, Y., Nanri, T., Takenouchi, K., Takayanagi, S., Tani, K., Fukaya, S.: Experimental Study of Pitching Control of Large Motorcycle with Short Wheelbase Using a Brake-by-Wire System, 7th International Motorcycle Conference (2008)

■ 著 者 ■



西川 豊



南里 武彦



竹之内和也



高柳 真二



谷 一彦



深谷 修一

オフロード二輪車および ATV用小型多層フューエルタンクの開発

Development of Small-sized Multilayer Fuel Tank for Off-road Motorcycles and ATVs

小 林 昭 仁*

Akihito KOBAYASHI

倉 田 幸*

Ko KURATA

又 吉 崇 裕*

Takahiro MATAYOSHI

五 通 英三郎**

Hidesaburo GOTSU

要 旨

ABSTRACT

米国EPAガソリン透過規制に対応して、オフロード二輪車・ATV(All Terrain Vehicle)用ポリエチレン樹脂多層燃料タンクを開発した。二輪車・ATV用タンクは複雑なくら型形状であり、かつ、インサートの溶着成形、外装デザインを採用しているため、ブロー製法で多層化するために次の四つの課題が発生し対応した。くら型形状を成形するために、ブロー成形時のプリブロー減圧技術により肉厚を均一化した。パリソンの耐ドロウダウン性、インサートの耐溶損性とインサートの溶着性を両立する温度領域を見出してインサートの溶着強度を向上させた。ガソリン透過バリア材のEVOH用変性ポリエチレン接着剤の材料設計を見直して衝撃によるインサートの層間はく離強度を高めた。さらに金型転写の不足を隠すことが可能な金型の表面シボ形状を設定して外装タンクのデザイン要求を満たした。

A multilayer polyethylene resin fuel tank for off-road motorcycles and All-Terrain Vehicles (ATVs) has been developed to comply with U.S. EPA gasoline permeation control regulations. Motorcycles and ATVs employ complex saddle-shaped tanks with weld-molded insert parts and requirements for exterior design, and the following four issues were therefore identified and addressed for the multilayer blow molding process. To enable the saddle shape to be molded, pre-blowing and depressuring were employed in the blow molding process in order to achieve a uniform wall thickness. A temperature range that balanced resistance to drawdown in the parison, resistance to melting damage in the insert parts, and adhesion of the insert parts enabled the adhesive strength of the insert parts to be increased. Changes to the design of the modified polyethylene adhesive used to bond the EVOH, which forms a gasoline permeation barrier, have increased the resistance of the insert parts to delamination as a result of impact. The employment of a mold surface treatment producing a surface roughness able to conceal mold transfer defects has enabled the external design requirements for the tank to be satisfied.

1. はじめに

自動車の環境汚染に対する取り組みは近年著しく、二輪車においても排出ガスに代表されるように環境汚染に対する要求は年々高まっている。そのような背景の中、世界中でも北米の規制は他国に比べて排出制限要求が高く、2008年販売モデルに対し米国EPA(Environmental Protection Agency)より新たにガソリン排出に関しての法規が制定されるに至った。燃料透過を抑制するためには、金属製の燃料タ

ンクに変更することで一般面からの透過はなくなるが、軽量、耐腐食性、形状自由度、コストアップ、衝撃に対する復元性などの点で優れた樹脂製の燃料タンクで透過規制に適合させることとした。従来機種に使用しているPE(polyethylene)単層樹脂タンクでは、燃料透過法規に適合することが困難なため、さまざまな候補仕様の中より透過性、耐久性、部品機能を考慮しEVOH(ethylene-vinylalcohol copolymer)のバリアを有する4種6層多層連続ブロー製法に決定した。

* 二輪開発センター

** 本田技研工業株式会社

くら型形状の大延性成形の外装燃料タンクにおいては、延性部のブロー成形時の穴あきが発生する。多層連続ブローと二輪車、ATV 特有の手法であるインサート成形の組合せにおいて、従来の PE 単層アキュムブロー製法に対しパリソンの押出し後の樹脂温度が低下することより、燃料漏れにつながるインサート部品の溶着性能低下が発生する。インサート成形部品の接合部は、衝撃時の負荷を受けた際に、単層 PE と異なり多層の層構成中の EVOH と HDPE (high-density polyethylene) の接合部への層間はく離による燃料漏れにつながる破損形態が発生する。また、タンク表面のゆず肌やダイラインによる外観低下が発生する。

本開発において、上記の課題に対してブロー成形時のプリブローと減圧排気条件の制御、溶着部の温度挙動、接着剤層の接着強度設計、金型表面処理に着目し、ガソリン透過規制に適合した多層連続ブローとインサート成形製法を確立し、大延性くら型の多層製樹脂外装燃料タンク機能を満たすことを目標とした⁽¹⁾。

2. オフロード二輪車の燃料タンクの特徴

鉄製のメインパイプを車体の中央に位置するタイプのオフロード二輪車のタンクは、メインパイプをまたいだくら型形状が求められる。この形状は四輪車の箱型形状に比較し、凹凸差が大きいものを特徴としている。Fig. 1 に二輪車くら型タンク外観を示す。

インサート部品として、燃料フィラーキャップ部、燃料コック取付け部、タンクシュラウドおよびシート取付け用の金属製ナットのモールドが存在するが、溶着によりタンク母材となるパリソンと接合する。インサート方式の部品溶着手法は、外装カバーとのレイアウトのクリアランスが少ないオフロード二輪車と ATV の燃料タンクにとっては、容量を確保する上でスペース効率上、適した製法であり後溶着法と比較しても有利である。Fig. 2 にオフロード二輪車燃料タンクのインサート部品レイアウトを示す。

インサート部品の溶着部への衝撃負荷により、PE 単層では発生しなかった多層材の層間はく離の現象が発生した。



Fig. 1 Appearance of saddle-type fuel tank for motorcycle

HDPE 層と EVOH 層を接合する接着層の強度が低いために発生した現象である。インサート成形溶着部品端末部の応力が、後溶着に比較して高いことが予測される。

オフロード二輪車の燃料タンクは、ブロー成形品の表面が外観面として使用される。外観は金型の表面処理形状の製品への転写により形成される。

個別の技術説明の前にブロー成形工程について概略を述べる。

- (1) 樹脂原材料を押出しシリンダ内のスクリー部にて熱をかけて混練し溶融する。
- (2) スクリューにて押出した樹脂をシリンダ先端よりダイヘッドにリング状に流動させる。
- (3) 各層の樹脂用の押出しシリンダより同様にダイヘッドに流動しリング状の各材が下方向に筒状にタレ落ち、各材料が密着し層状の筒が形成される。この高温の筒状樹脂をパリソンと呼ぶ。
- (4) 各シリンダより樹脂を押出すことにより、パリソンは徐々にダイヘッドより下方に形成される。
- (5) パリソンの下端部をつまみ、袋状にする。

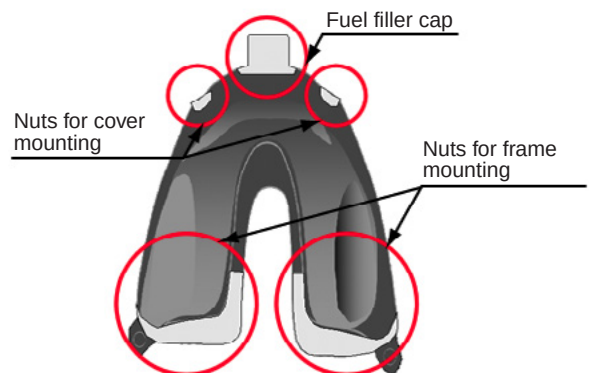


Fig. 2 Insert parts layout of fuel tank for off-road motorcycle

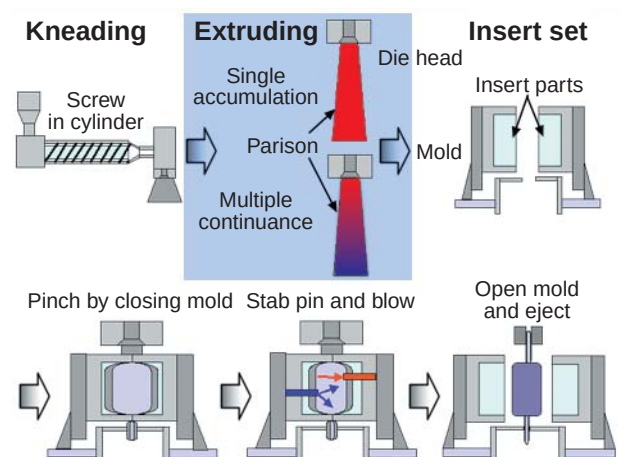


Fig. 3 Blowing process

- (6) 袋状にしたパリソンにダイヘッド部のエア通路よりプリブロー、減圧排気をおこなう。
- (7) 金型にてパリソンをはさむ。
- (8) 金型に設置されたブローピンをパリソンに挿す。
- (9) 挿したブローピンよりエアを吹き込み、型にパリソンを押し付け成形する。
- (10) 金型を開き成形品を取り出す⁽²⁾。

Fig. 3 にブロー工程を示す。

3. 多層連続ブローの二輪車タンクの課題

- (1) 二輪車のくら型形状の燃料タンクは、四輪車と比較して大延性成形であり、延性部のブロー成形時に穴あきが発生する。
 - (2) 多層連続ブローは、従来の PE 単層アキュムブロー製法に対しパリソンの押出し後の樹脂温度が低下することより、二輪車、ATV 特有の手法であるインサート成形の組合せにおいて、燃料漏れにつながるインサート部品の溶着性能低下が発生する。
 - (3) インサート成形部品の接合部は、衝撃時の負荷を受けた際に、単層 PE と異なり多層の層構成中の EVOH と HDPE の接合部への層間はく離による燃料漏れにつながる破損が発生する。
 - (4) 二輪車の燃料タンクは外装として使用するため、表面のゆず肌やダイラインによる外観の向上を必要とする。
- 上記の二輪車の燃料タンクに特有の課題を解決するための対策技術の構築を必要とした。

4. 大延性成形のくら型燃料タンクの成立

オフロード二輪車の燃料タンクは、くら型の凹凸が大きい形状が必要とされる。Fig. 4 に四輪車燃料タンクとの成形延性の比較を示す。

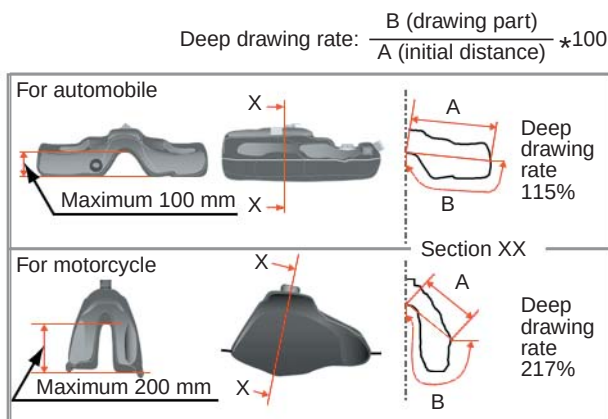


Fig. 4 Comparison of forming ductility with automobile fuel tank

4.1. プリブロー成形

ブロー成形を実施する際にマシンのダイコアより吐出されたパリソンを直接ブローすると、パリソンは容易に金型へ接触する。触れたパリソンは金型へ密着し、接触点間のパリソンが延性され成形される。接触点間の延性された部分の肉厚は薄くなり、凹凸の大きなくら型タンクでは穴あきが発生する。ブロー成形後の肉厚を均一化するために、本ブロー前にプリブロー実施し、事前にタンクに必要な周長を形成することは非常に重要な成形技術手法の一つであり、この手法無しでは大延性くら型タンクの成形は成立不可能である。Fig. 5 にプリブロー時のパリソンの挙動を示す。

プリブロー時間は、不足するとブロー時にパリソンの薄肉部より穴あきが発生し、過剰の場合にはプリブロー時点でパリソンに穴あきが発生してしまう。プリブロー条件の設定は、肉厚を均一化する上で重要である。

本稿のくら型燃料タンク形状におけるプリブロー形状では、プリブロー間を 0.4 秒に設定することでより均一な肉厚設定が可能となった。Fig. 6 にプリブロー時間と製品最小肉厚の関係を示す。

4.2. 減圧・排気成形

肉厚を均一化する上で、プリブローにも増して重要な工程が、減圧排気工程である。減圧排気工程を実施しなければプリブローをおこなったパリソンは、型閉じ時に金型表面への接触および設定以外の部位の金型による食い切りが発生し製品の薄肉につながる。プリブローをおこなったパリソンを減圧することにより径方向のたるみを形成し、パリソンの実周長を変えることなくパリソン最外径を縮小し、パリソンの型接触と不要な食い切り部を避け延性したパリソンの周長を最大限に活用することが可能となる。しかし、減圧排気を継続した場合にはパリソンの内部面が癒着を発生しその後のブロー成形が不可能となるため、最適域の設定が必要である。

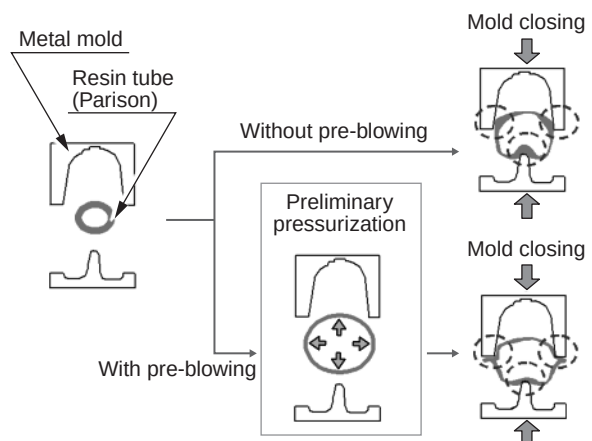


Fig. 5 Behavior of parison during pre-blowing

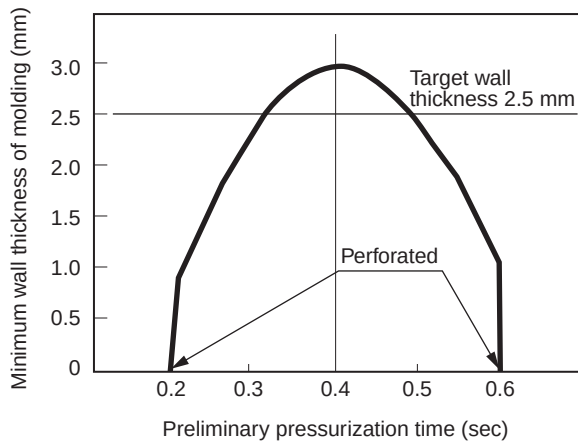


Fig. 6 Relationship between preliminary pressurization time and minimum wall thickness of molding

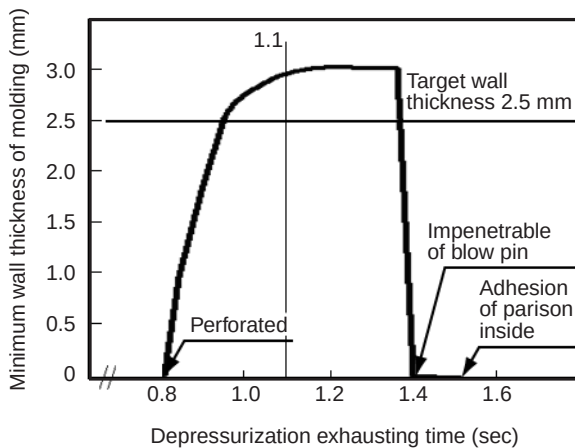


Fig. 7 Relation between depressurization exhaust and minimum thickness of molding

本稿のくら型燃料タンク形状における条件例では、減圧排気時間を 1.1 秒に設定することで金型への接触と不要な食い切り部とパリソン内面の耐癒着性のバランスをとることができ、より均一な肉厚設定が可能となった。Fig. 7 に減圧時間と製品最小肉厚の関係を示す。Fig. 8 に減圧・排気工程時のパリソンの挙動を示す。

5. インサート溶着性の成立

5.1. パリソン温度

インサート部品はタンク本体となるパリソンと溶着されており、特に燃料フィラーキャップ部、燃料コック取付け部のインサートは、溶着不良が発生すると燃料漏れにつながるためインサートの溶着性能は非常に重要である。従来の単層ポリエチレンタンクはアキュム方式ブローにて成形されている。この方式は成形機内に樹脂をためておき成形の直前にパリソンを押出し、炉の中で予熱されていた樹脂製のインサート部品をセットした型にてブロー成形をおこ

ない、インサートとパリソンとの溶着をおこなう。パリソンを押出してからの時間が短くインサート部品との溶着性が良好である。

一方、多層連続ブロー方式ブローにては、EVOH の熱劣化を避けるために成形機内にためることなく連続でパリソンを押出し続ける。そのために初期に押出したパリソンの先端は、樹脂温度が低下する。これはインサート部品の溶着成形にとって不利な条件である。従来の単層ポリエチレンと同様の温度設定では、溶着時に十分な温度が確保できずに溶着はく離が生じガソリン漏れが発生した。溶着性能向上のため、パリソン温度を単層ポリエチレンのアキュム方式時の設定に対し 40、30℃に上げて成形した結果、パリソン自身の重量でパリソンが切れて落下する現象であるドロダウが発生した。単純に樹脂温度を高く設定するとパリソン樹脂の熱劣化やパリソン自身のドロダウが発生しパリソン切れにつながる不良となるため、温度上昇には制約があり溶着と両立させることがポイントとなる。溶着性能向上を目的としてパリソン温度を従来条件より 20℃上昇させることにより、耐ドロダウ性と溶着性の両立が可能となった。パリソンの押出し後の温度推移を Fig. 9 に示す。

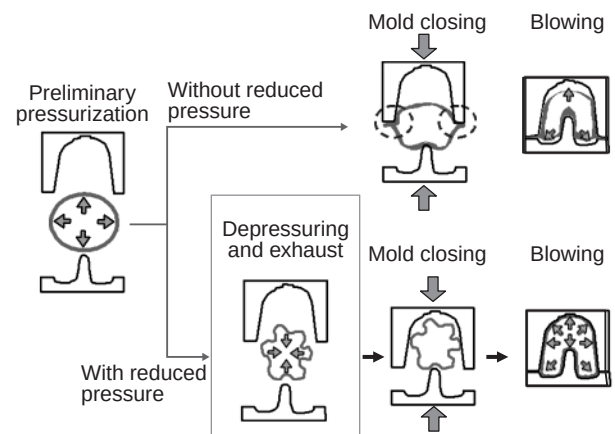


Fig. 8 Behavior of parison during depressuring and exhaust

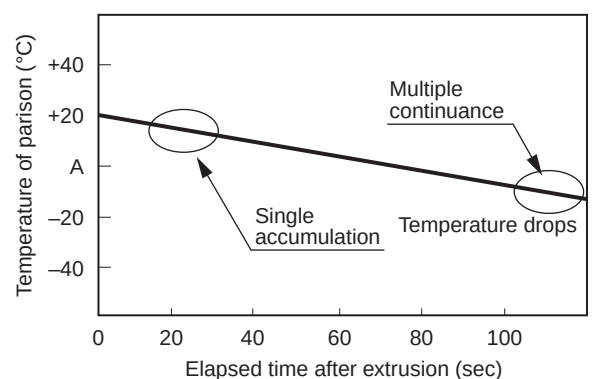


Fig. 9 Temperature transition after parison extrusion

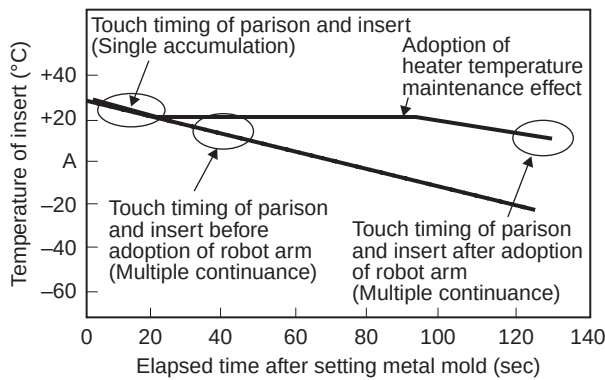


Fig. 10 Temperature transition of insert parts with thermal heater temperature maintenance effect after removal of insert parts from heating oven

5.2. インサート部品温度

5.1. 節でパリソンの温度に関して説明をしたが、パリソン温度だけでは、インサート部品の溶着は成立しないことが判明した。併せてインサート温度に対しても対応が必要と判断し、インサート温度に対しても設定温度の見直しを実施した。インサート部品は、あらかじめ加熱炉内にて加熱しブロー成形前に型内にセットしその後ブロー成形をおこなう。インサート予熱温度を従来の単層ポリエチレンアキュム方式より 40、30℃高く設定し成形トライを実施した。その結果は、インサートの炉内の溶損や炉から取り出した後のハンドリング時にインサート部品の変形が発生した。インサート部品は加熱炉から取り出した後に温度が低下する挙動を示す。金型にセットされると金型への放熱によりインサート部品の温度はさらに低下が顕著となる。インサート部品においても溶着性能向上を目的として予熱温度を従来条件より 20℃上昇させた。

また、インサート部品の金型へのセット工程を安全の観点と生産性向上のため、人手による方式からロボットアームによる方式へ変更をおこなった。そのため、炉から取り出して金型にセットする時間がさらに長期化したため、インサート温度の低下が発生した。このインサート温度の低下を避けるために、ロボットアームがつかむ前の待機時に溶着面への保温ヒータによる補熱を追加し温度低下を回避することが可能となった。インサート部品の保温ヒータによる温度推移を Fig. 10 に示す。

6. 多層用接着剤の設定

PE は接着困難な材料特性を持つので、EVOH との密着をおこなうために変性ポリエチレンの接着剤を PE と EVOH の間に設定する。接着剤の接着強度は、燃料タンクの低温衝撃時の強度、破損形態に影響を与える。インサート部品を使用するタンクは、インサート部品の外側末端を起点した接

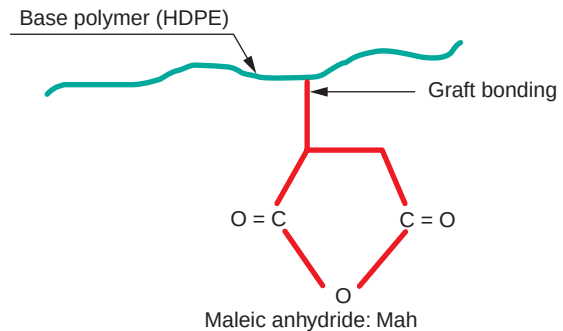


Fig. 11 Bonding structure of olefins and maleic anhydride

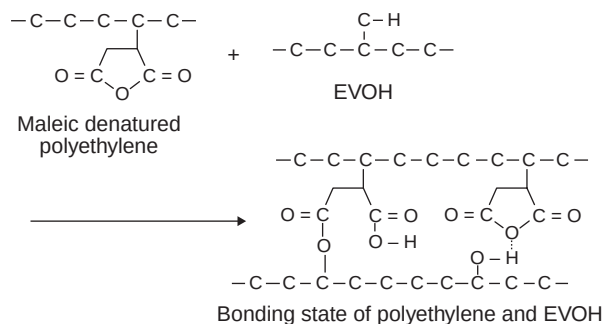


Fig. 12 Reaction mechanism of maleic anhydride and EVOH

着層よりはく離を伴う破損が発生する。この破損形態は後溶着法では発生しない現象でインサート方式に特有であり、衝撃強度を上げるためには対応が必要な項目である。接着剤は接着性能を付与するために無水マレイン酸変性している。無水マレイン酸はビニル基を持つのでポリオレフィンとの反応が容易である。Fig. 11 にオレフィンと無水マレイン酸の結合構造を示す。Fig. 12 に無水マレイン酸と EVOH の反応機構を示す。

接着強度の性能に影響する主な要因として接着剤中の無水マレイン酸の量が挙げられる。無水マレイン酸量を上げると接着強度は向上する。無水マレイン酸は高価な材料なので、無水マレイン酸量に関して、接着性能とコストのバランスをとる必要がある。無水マレイン酸量を後溶着タイプで使用されている割合の 0.05、0.1、0.15 とした接着剤を用いて成形した燃料タンクの低温衝撃試験結果、インサート端末を起点とし接着層のはく離する破損の発生が確認された。さらに、マレイン酸割合を上げて 0.3 を越える領域において低温衝撃試験後に接着層のはく離がない結果を得ることができた。無水マレイン酸量の指標としての無水マレイン酸割合は安全を見越して 0.35 に設定することにより安定した接着強度とコストミニマムの両立が可能となる。Fig. 13 に接着強度と無水マレイン酸量の関係を示す^{(3), (4)}。

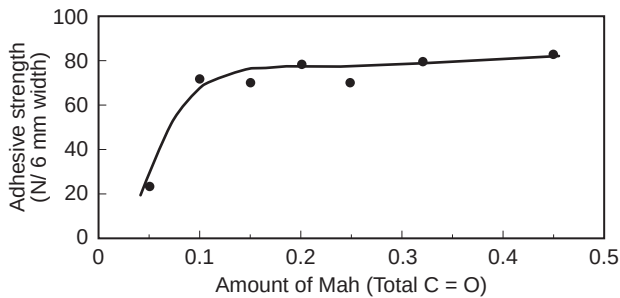


Fig. 13 Relationship between Adhesive strength and amount of maleic anhydride

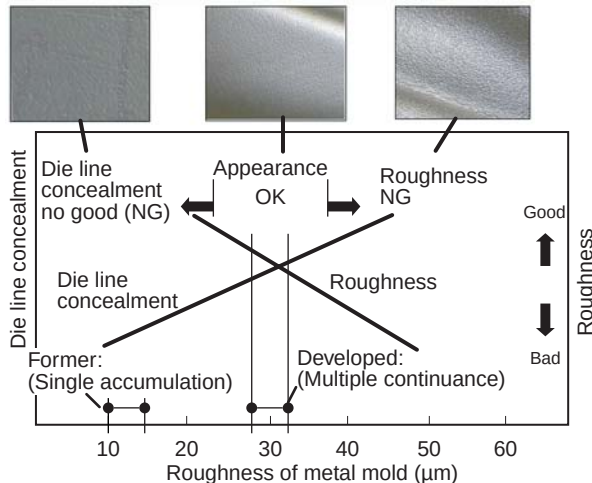


Fig. 14 Relationship between roughness and roughness of metal mold for finishing

7. 燃料タンク外装意匠面の金型表面処理

オフロード二輪車の燃料タンクは、四輪車の内蔵燃料タンクと異なり、樹脂の着色外観を外装デザインとして使用しており外観を要求される。多層連続ブロー製法は、PE単層アキュムブロー製法に比較しパリソンの樹脂温度が低く金型転写が劣るため、着色樹脂外観に関しても不利となる。金型表面処理は、従来ショットブラストによる細かい凹凸(10-20 μm)を実施している。パリソン樹脂温度が低下する多層連続ブローでは、パリソン表面のダイラインのうねりをショットブラスト処理の凹凸で埋めることができないのでスタイルデザイン上成立しない。パリソン表面の凹凸を隠すために充分な深さ(30 μm)・形状の化成処理シボを適用し、外装デザインとしての要求を満たした。Fig. 14に外観成立と金型表面処理深さの関係を示す。

8. 適用効果

本開発燃料タンクは、樹脂製燃料タンクを搭載するオフロード二輪車の2008年モデルのCRF-F、CRF-Xシリーズ、

ATVの全機種に適用している。ガソリンの大気への排出の大幅な低減により環境に貢献することができた。また、多層連続ブロー成形とインサート溶着手法の組合せを成立することができたため、オフロード二輪車、ATVのタンク周辺のカバー、シート底板とのレイアウトを変更することなく高いスペース効率を提供することにも貢献している。2008年モデル以降の米国EPA透過規制の該当機種についても、順次適用を拡大していく予定である。

9. 結論

オフロード二輪車、ATV向けの多層連続ブローとインサート成形の組合せによる燃料タンクの開発において以下のことが明らかとなった。

- (1) くら型燃料タンクの大延性成形を成立するためには、本稿の形状例においては、プリブロー間を0.4秒、減圧排気時間を1.1秒に設定することで、肉厚バランスが良好な成形が可能となった。
- (2) 多層連続ブローとインサート溶着成形の溶着性能において、インサート予熱温度とパリソン温度を各々20℃上昇することと、インサート部品の金型セットのロボットアーム採用に対しては、保温ヒータにより補熱をおこなうことで、溶着性能とインサート部品の耐溶損およびパリソンの耐ドロワーダウンの両立が可能となった。
- (3) 多層パリソンのEVOH層とHDPE層を接着する接着剤の無水マレイン酸価を0.35とすることで、インサート溶着ブロー成形燃料タンクの衝撃強度に必要な接着強度を得ることができた。
- (4) 外装意匠面の成立は、金型の表面処理を化成処理シボの採用とシボ深さを30 μmに設定することでオフロード二輪車の燃料タンクとして良好な外観が可能となった。

10. 謝辞

本開発において多層材料に関して、ご協力いただいた(株)日本ポリエチレンの方々に感謝の意を表します。

参考文献

- (1) Kobayashi, A., Matayoshi, T., Kurata, K., Gotsu, H.: Development of a Small-Sized Multilayer Fuel Tank for Motorcycles and ATVs Complying with EPA Gasoline Permeation Controls, SETC2008, 2008-32-0041 (SAE) / 20084741 (JSAE)(2008)
- (2) 杉江健志: 樹脂製燃料タンクの製造技術について, 自動車技術, Vol.45, No.5, p.67-72(1991)

- (3) 金澤聡：ポリエチレン樹脂—多層プラスチック燃料タンクへの展開，ポリファイル5月号，p.49-53，(株)大成社(2008)
- (4) 金澤聡：プラスチック製燃料タンク—材料開発状況，自動車技術会春季学術講演会 GIA ダイアログテキスト，20064408，p.34-38(2006)

■著 者■



小林 昭 仁



又吉 崇 裕



倉田 幸



五通 英三郎

二輪車における後写鏡の 後方視界シミュレーションシステム

Rearward Visibility Simulation System of Motorcycle Rearview Mirrors

矢 萩 幸 一*
Koichi YAHAGI

山 田 弘 展*
Hironobu YAMADA

要 旨

二輪車における後写鏡の視認性には法規制があり、その測定が必須である。これまでは、2次元CADで検討後、実機を試作し法規制の基準を確認してきた。しかし、二輪車特有の乗員乗車時の後写鏡の位置のずれによる後方視界への影響などにより2次元では十分な検討ができずに設計仕様決定が遅れていた。これに対し法規の前提条件を Newton-Raphson 法および二分法を組み合わせて自動的に設定する機能を組み込み、3次元 CAD によるシミュレーションシステムを開発した。これにより設計レイアウト段階での判断が可能となり、レイアウトの早期熟成に貢献できた。

ABSTRACT

Visibility provided by the rearview mirrors of motorcycles is regulated by law, and should be measured. Thus far, compliance with legal standards has been checked first by investigation using 2-dimensional CAD, and then manufacturing a prototype motorcycle. However, an issue unique to motorcycles is displacement of the rearview mirror when the rider rides the motorcycle, which affects rearward visibility. This factor hindered sufficient investigation in two dimensions, which delayed determination of the design specifications. Therefore, a simulation system has been developed that uses 3-dimensional CAD, which incorporates a function that automatically sets the legal prerequisites using a combination of the Newton-Raphson method and bisection method. This enabled assessment in the design layout stage, and contributed to early layout maturation.

1. まえがき

二輪車において、安全面を確保するために世界各国で後写鏡のライダーの映り込みおよび後方の視界の基準が規定されている。これまでは2次元 CAD で確認し、その後、実機を試作し法規制の基準を満たしているかどうか判断してきたため、法規適合性の判断が遅くなっていた。2次元CADでは、乗員乗車時の後写鏡の位置のずれ等の検討が難しい。そこで、3次元 CAD データを用いて、より実機に近いシミュレーションを実施するためのシステムを開発した。このシステムにより後写鏡やライダーの諸元データを元に短時間により正確に法規制の基準を満たしているかどうかの判断が可能となった。

本稿では、この二輪車における後写鏡の後方視界シミュレーションシステム概要と後写鏡鏡面制御について報告する。

*二輪開発センター

2. 法規対応

二輪車における後方視界の法規制の代表例を Table 1 に示す。法規適合性判断には、与えられた設定状態を実現する必要がある。このためシミュレーションシステムの実現には、この条件を3次元 CAD 上で設定する機能が不可欠となる。

3. 二輪車における後写鏡の後方視界の特徴

二輪車では、四輪車と違い乗員乗車時のタイヤ変形による後写鏡の位置ずれによる後方視界への影響が大きい。後写鏡の位置合わせをすることにより、より実機に近いシミュレーションを実施することができる。したがって、シミュレーションの実施には、まず乗員乗車時の後写鏡とライダーの位置関係を求める必要がある (Fig. 1)。

Table 1 Laws and regulations for motorcycle rearview mirror

Regulations	Setup	Points to be checked
Rearward visibility of rearview mirror in Japan	Align center point of mirror surface with point, reflecting on mirror surface, 50 m behind.	Non-visible range equal to or less than 25%
Verification of regulation conformity in Belgium / Netherlands	Align corner point of maximum rectangle which is inscribed around edge of mirror surface, with point on ground line, reflecting on mirror surface, 10 m behind reference eye point.	Reflection on 10 m line equal to or more than 2.5 m.
Verification of regulation conformity in Germany	Align lower corner point (vehicle side) of maximum rectangle which is inscribed around edge of mirror surface, with point on ground line, reflecting on mirror surface, 20 m behind reference rear view mirror point.	Reflection on 20 m line equal to or more than 2.5 m.
Verification of regulation conformity in EEC	Align lower corner point (vehicle side) of maximum rectangle which is inscribed around edge of mirror surface, with point on ground line, reflecting on mirror surface, 10 m behind reference rear view mirror point.	Reflection on 10 m line equal to or more than 2.5 m.

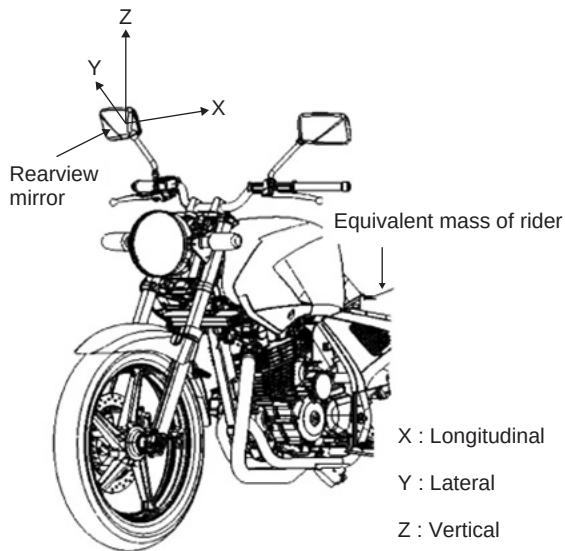


Fig. 1 Positional relationship of rearview mirror and rider when rider rides

4. システム概要

4.1. フローチャート

シミュレーションシステムのフローチャートを Fig. 2 に示す。まず、初めにライダーの位置や後写鏡位置などを入力する。その後、レイアウト 3 次元データおよび諸元データを元に乗車時のライダーの位置を求め、その後にシミュレーションを開始する。なお、実機の測定方法は「JASO T009-94⁽¹⁾ 二輪自動車のリヤビューミラー視界測定方法」を用いる。シミュレーションは、この測定方法に合わせ鏡面の位置調整により後写鏡の位置合わせをおこなう。

4.2. 幾何学的背景

二輪車ライダーの目の位置 (Eye Point) から見て対象物 (Object Point) が鏡面上のどの点 (反射点: Reflection Point) に写るかを求める。後写鏡を固定している接続位置 (Joint Point) を固定した状態で、球の中心点 (Center Point) を可動することにより鏡面への反射点等を幾何学的に計算する。鏡面イメージを Fig. 3 に示す。反射点は、下記の三つの条件にて求めることができる。

- (1) 反射点は、目の位置・対象物体の位置 (Object Point) ・鏡面中心点を通る平面上にある。
- (2) 反射点は鏡面中心点を中心とした半径 r の球である。
- (3) 反射点から目の位置の点へのベクトルと反射点から対象物体の位置の点へのベクトルは、鏡面中心点から反射点へのベクトルによってなす角が二等分される。

4.3. 初期値の設定

下記のようにパラメータを設定する。

- $R(x, y, z)$: 反射点 (Reflection Point)
- $E(E_x, E_y, E_z)$: 目の位置 (Eye Point)
- $O(O_x, O_y, O_z)$: 対象物体の位置 (Object Point)
- $C(C_x, C_y, C_z)$: 球の中心点 (Center Point)
- $M(M_x, M_y, M_z)$: 鏡面中心点 (Mirror Point)
- $J(J_x, J_y, J_z)$: ミラー接続点 (Joint Point)
- $G(G_x, G_y, G_z)$: 初期値推定値 (Guess Point)
- r : ミラー半径 (Mirror Radius)
- α, β : 推定値を求めるための基準点
- $f(x, y, z)$: 平面 CEO 上にあるかの判定式
- a, b, c, d : $f(x, y, z)$ の係数
- $g(x, y, z)$: 平面上にあるかの判定式
- A : Guess Point の移動量

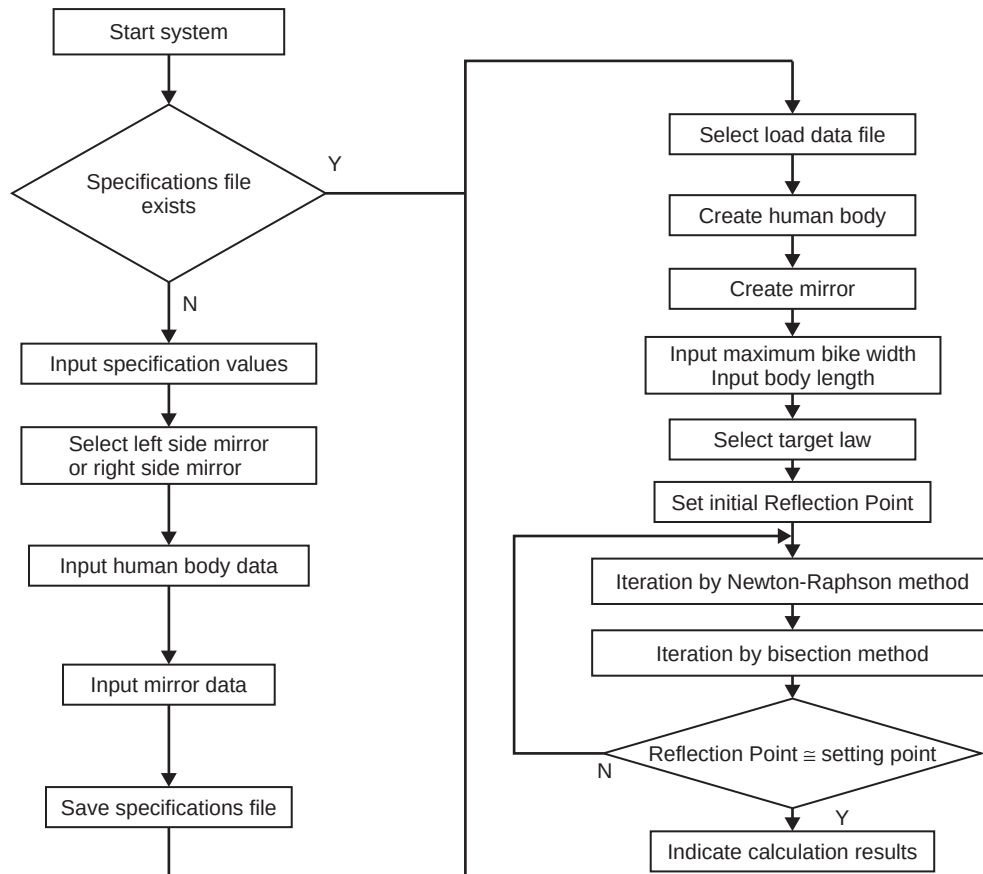


Fig. 2 Simulation flowchart

初期値の座標説明図を Fig. 4 に示す。初期値が不適切な場合、例えば、解を捜す区間に変曲点がある場合には、近傍の解には収束しないか、収束しても収束速度は速くない。そこで、初期値としては解に近いと思われる値を用いる必要がある。ここでは、初期値として、Fig. 4 に示す鏡面上の2点 α , β の中点を設定する。

したがって、鏡面中心点から初期値のベクトルは、

$$\vec{G} - \vec{C} = \frac{\vec{\alpha} + \vec{\beta}}{2} \quad (1)$$

4つのベクトル $\vec{G}$, $\vec{C}$, $\vec{\alpha}$, $\vec{\beta}$, は、原点からそれぞれの該当点へのベクトルを表す。

すなわち、初期値の推定値は、

$$G(Gx, Gy, Gz) = \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{\vec{CE}}{|\vec{CE}|} + \frac{\vec{CO}}{|\vec{CO}|} \right) \cdot r + 2\vec{C} \right\} \quad (2)$$

として表すことができる。

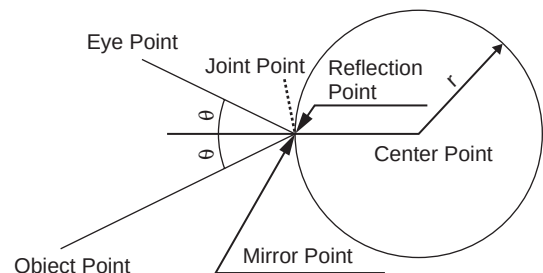


Fig. 3 Mirror surface image

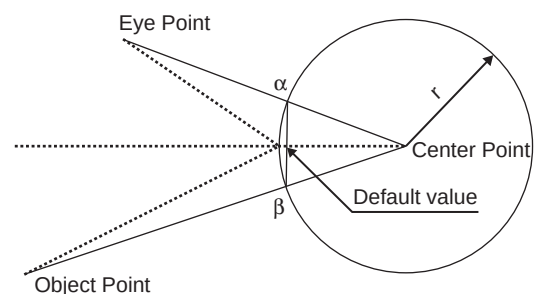


Fig. 4 Image of default coordinate value

4.4. 計算アルゴリズム

計算は次の手順でおこなう。

- (1) 初期値からスタートし繰り返し計算により鏡面における反射点を求める。
 - (2) 求めた反射点が法規の位置に合うように後写鏡の位置を合わせる。このとき、Center Pointも動くため、反射点は誤差が出てくる。
 - (3) 新たに初期値を与える。
- 以上の(1) - (3)の手順を収束するまでおこなう。

4.4.1. 鏡面の反射点の求め方

反射点を求めるために収束の速い Newton-Raphson 法を3次元に拡張して用いる⁽²⁾。Fig. 5 に反射点を求めるアルゴリズムフローを示す。このフローの中のAの各成分がそれぞれ限りなく0に近づいたときにループを抜けるのだが、収束しない場合のことを想定して、ループが100回したら抜けるようにしておく。

各ベクトルの各成分と切片から求める式(3)の関数が0になるとき、Reflection Point は C, E, O を通る平面上にあるといえる。

$$f(x, y, z) = ax + by + cz + d \quad (3)$$

球の方程式より式(4)の関数が0になるとき、Reflection Point は C を通り、半径 r の球上にあるといえる。

$$g(x, y, z) = (x - Cx)^2 - (y - Cy)^2 - (z - Cz)^2 - r^2 \quad (4)$$

4.2.(3)で述べた角度二等分の条件より、

$\overrightarrow{CR}$ と $\overrightarrow{RE}$ のなす角、 $\overrightarrow{CR}$ と $\overrightarrow{RO}$ のなす角が等しいとき、Oから出た光は、Rで反射してEに届く。

式(3)を用いて1変数ではなく三次元連立非線形に拡張したものを下記に示す。

$$\begin{bmatrix} x_n - x_{n+1} \\ y_n - y_{n+1} \\ z_n - z_{n+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f(x_n, y_n, z_n) \\ g(x_n, y_n, z_n) \\ q(x_n, y_n, z_n) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial f}{\partial x_n} & \frac{\partial f}{\partial y_n} & \frac{\partial f}{\partial z_n} \\ \frac{\partial g}{\partial x_n} & \frac{\partial g}{\partial y_n} & \frac{\partial g}{\partial z_n} \\ \frac{\partial q}{\partial x_n} & \frac{\partial q}{\partial y_n} & \frac{\partial q}{\partial z_n} \end{bmatrix}^{-1} \quad (5)$$

ここで、 $|x_n - x_{n+1}|$ 、 $|y_n - y_{n+1}|$ 、 $|z_n - z_{n+1}|$ の値がそれぞれすべて限りなく0に近づいたとき、連立方程式の解は収束されたといえる。

4.4.2. 後写鏡の位置合わせ

鏡面の反射点が求まったら、その点が法規で定められている設定位置になるよう後写鏡の位置合わせをおこなう。後写鏡の位置を合わせる上で比較的高速に解が求まる Newton-Raphson法では解が発散する可能性があるため、計算区間が決まっていれば解が必ず収束するという観点から二分法を採用した。その二分法について概略を説明し、それを応用した鏡面上の反射計算について後述する。

(1) 二分法

後写鏡の位置を合わせるために用いる二分法の定理(計算方法)⁽²⁾を以下で説明する。

実際の数値計算は、 $f(a)f(b) < 0$ であるような2点 a, b ($a < b$) を初期値として計算を始め、区間 $[a, b]$ を二分する点に $c = (a + b) / 2$ 対して、 $f(c)$ の計算をおこなう。 $f(c)f(a) < 0$ ならば b を c と置き換え、 $f(c)f(a) > 0$ ならば a を c と置き換える。このように、絶えず、 $[a, b]$ 区間の間に解があるように操作を繰り返し、区間の幅 $|b - a|$ が解の精度を制御する判定用の値 ε よりも小さくなったならば、計算を終了する。二分法のアルゴリズムフローを Fig. 6 に示す。

(2) 二分法の鏡面反射計算への応用

鏡面反射に二分法を応用する際のイメージ図を Fig. 7 に示す。Center Point と Reflection Point 1 を結ぶベクトルを $\overrightarrow{CR_1}$ 、Center Point と Reflection Point 2 を結ぶベクトルを $\overrightarrow{CR_2}$ 、Center Point と Target Point を結ぶベクトルを $\overrightarrow{CT}$ とする。 $\overrightarrow{CT}$ と $\overrightarrow{CR_1}$ のなす角を $\theta 1$ (一方方向) とし、 $\overrightarrow{CT}$ と $\overrightarrow{CR_2}$ のなす角を $\theta 2$ (他方向) とする。この $\theta 1, \theta 2$ を 4.4.2.(1) で述べた二分法の a, b に置き換える。

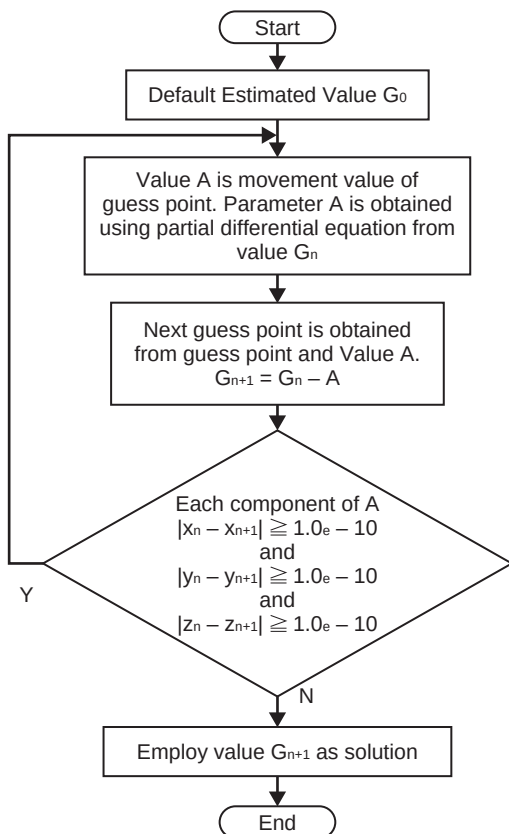


Fig. 5 Newton-Raphson method algorithm flow

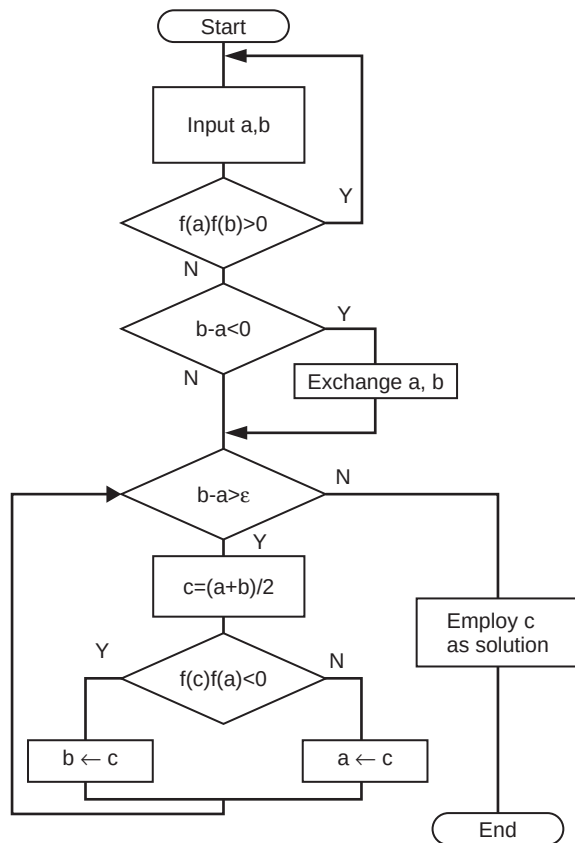


Fig. 6 Bisection method algorithm flow

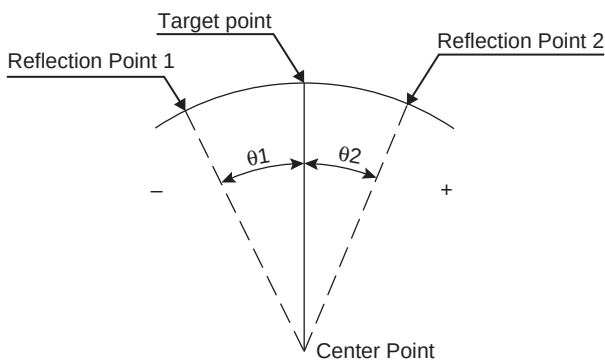


Fig. 7 Image of bisection method in mirror reflection

(3) 後写鏡自動調整による鏡面に写り込む基準位置と視線の位置合わせ

二分法を用いて実際に視線の位置と後写鏡調整角度を求めるアルゴリズムフローを Fig. 8 に示す。Fig. 8 に示すように鏡面上の基準位置と視線を合わせるといったパターンは無数に存在するため、X軸に対して考慮せず計算している。

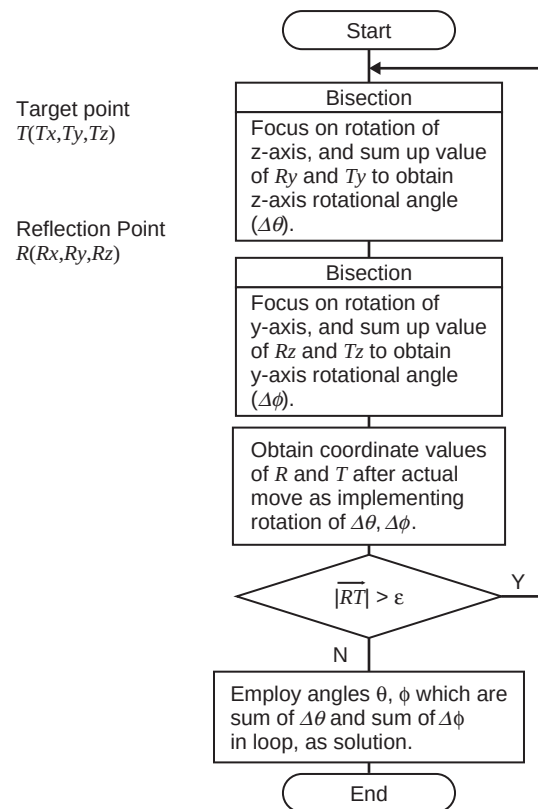


Fig. 8 Mirror automatic adjustment flow

4.5. グラフィカルユーザインターフェース(GUI)

適用法規の設定や後写鏡への対象物の写りこみ結果表示の簡易化のために GUI を作成した(Fig. 9)。これにより法規を選択し直しが容易となり、自動調整ボタンを押すことで、結果を視覚的かつデータとして得ることができる。

5. シミュレーションシステムにおける後写鏡の位置合わせの結果

適用例として後写鏡後方視界の法規適合を確認するために後写鏡の位置合わせの結果を紹介する。諸元データのみで法規適合確認のために位置合わせをしていない状況を Fig. 10 に示す。また、法規適合確認のために自動で位置合わせした結果を Fig. 11 に示す。なお、鏡面上の黄色部はライダの腕の写り込みを表している。

これにより、鏡面中心を後方50 mの点に合わせるといった法規設定のための後写鏡の位置合わせをすることができていることがわかる。これにより手動で位置を合わせる必要がなくなり、短時間に結果が得られ、シミュレーションを何度も実施し法規制に適合しているのか確認することができた。

他の法規に関しても同様にそれぞれの法規の基準に自動で後写鏡の位置を合わせることができる。

6. まとめ

二輪車の後写鏡における法規制適合確認のために、Newton-Raphson法と二分法を用いて法規の前提条件を自動的に設定する機能を有する三次元 CAD シミュレーションシステムを開発した。

- (1) 3DCAD上でシミュレーションができることにより、試作車を作成することなく法規適合の確認ができる。
- (2) さまざまな法規の場合においてもシミュレーションすることで、設計者は最新の情報でシミュレーションできる。
- (3) 設計における 3D レイアウトの早期熟成につなげることができる。

参考文献

- (1) JASO T009-94, 二輪自動車のリヤビューミラー視界測定方法, (社)自動車技術会(1994)
- (2) 阿部剛久, 古城知己, 都築みさを, 小池実, 清水真: 非線形方程式, 科学技術系の数値解析入門, 昭晃堂, p.8-24(1992)

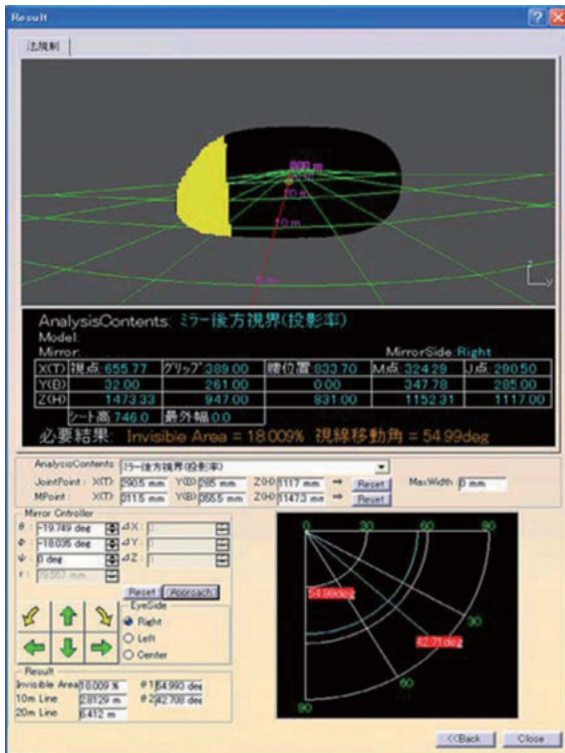


Fig. 9 Graphical user interface (GUI) of simulation system

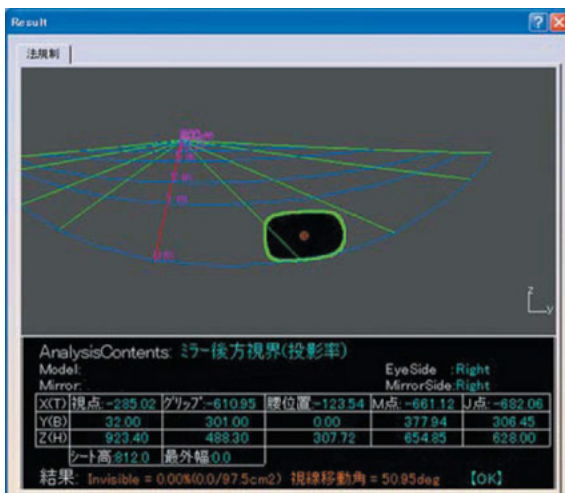


Fig. 10 Before mirror adjustment

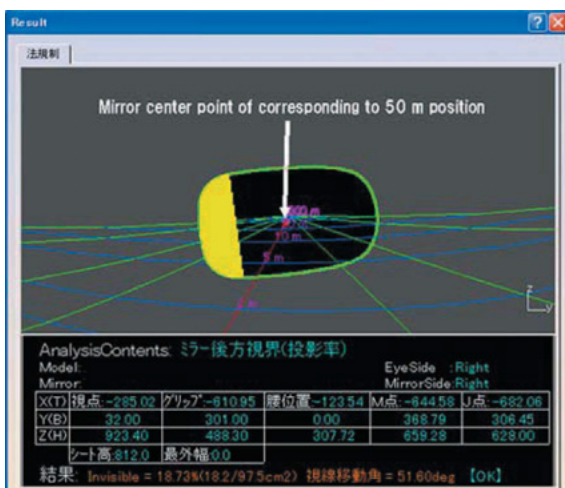


Fig. 11 After mirror automatic adjustment

■ 著 者 ■



矢萩 幸一



山田 弘展

4ストローク汎用エンジンを用いた レーシングカート向けエンジンの紹介

Introduction of Kart Racing Engine Using 4-stroke General Purpose Engine

佐藤 義一*
Yoshikazu SATO

坪内 方則*
Masanori TSUBOUCHI

要 旨

本田技術研究所の特別自己啓発活動の一環として、排気量 196.1 cm³ の4ストローク汎用エンジン GX200 をベースに、レーシングカート向けエンジンを製作した。一般的な汎用エンジンよりも高回転域における充てん効率を確保するため、OHV構造により4バルブを駆動するシリンダヘッドを新規に設計した。また高回転運転および実走行時の給油安定化を図るために、潤滑方式をはねかけ方式から強制給油方式に変更した。その結果、ベースエンジンの最大出力 4.1 kW/3,600 rpm に対し、12.0 kW 以上 /8,500 rpm を達成した。このエンジンを搭載したカートにより実走行した結果、既存のカート用2ストロークエンジン同等以上の走行タイムで周回できることが確認できた。汎用エンジンをベースとすることで、カート用2ストロークエンジン同等の搭載性を保ちつつ、入門クラスのレーシングカートに搭載し得るエンジンを製作した。

ABSTRACT

As a part of Honda R&D's Special Self-study Activities, a kart racing engine was manufactured using the GX200 4-stroke general purpose engine with a displacement of 196.1 cm³ as the base engine. A cylinder head that drives four valves using an OHV configuration was newly designed to secure charging efficiency at higher engine speeds than the typical range of general purpose engines. In addition, the lubrication system was changed from that of a splash lubricant system to a pressure lubrication system to help stabilize lubrication at high engine speeds and during actual driving. As a result, the developed kart engine achieved a power output of 12.0 kW or more at 8 500 rpm, as compared to the maximum power output of 4.1 kW at 3 600 rpm of the base engine. A kart fitted with the developed engine recorded actual lap times equivalent to or better than that of a kart fitted with an existing 2-stroke kart engine. Using a general purpose engine as the base engine enabled an engine to be manufactured that can be mounted in a beginner class racing kart with equivalent ease to that of a 2-stroke kart engine.

1. まえがき

本田技術研究所の特別自己啓発活動は、会社が活動場所や製作のサポートをおこない、従業員の自主的なモノ作りや活動を通じ、夢の具現化や技術、知識を習得することを目的とした活動である。その活動を通じてレーシングカートに搭載し得る汎用エンジンを製作した。

カートにはいくつかのクラス分けがされており (Fig. 1)、最も手軽に楽しめるものにレンタルカートがある。身長や年齢などの一定条件を満足していれば、だれでも有料で利用できる。搭載エンジンの多くは4ストローク汎用エンジンで、排気量は 160 cm³ から 200 cm³ の最高出力が 4 kW 前後のものが使われる。これは始動性に優れ、オイル混合ガソリン

*汎用開発センター

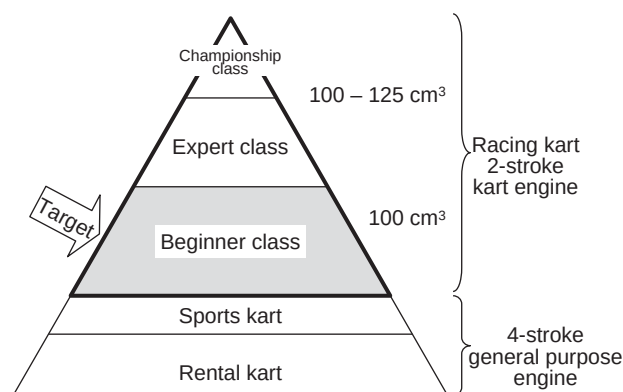


Fig. 1 Kart class conception diagram

Table 1 Major specifications

		Kart engine	Base engine
Engine type		Air-cooled 4-stroke OHV single-cylinder	
Displacement (cm ³)		196.1	
Bore x Stroke (mm x mm)		68.0 x 54.0	
Compression ratio		10.0 : 1	8.5 : 1
Valve diameter	Inlet (mm)	25.5	25
	Exhaust (mm)	22	24
Number of valves		4	2
Max valve lift	Inlet (mm)	6.4	5.7
	Exhaust (mm)	5.9	5.7
Max power (kW/rpm)		12.0 / 8,500	4.1 / 3,600
Ignition system		Digital C.D.I.	Transistor magneto
Lubrication system		Pressure lubrication	Forced spray

が不要で、2ストロークエンジンに比べ耐久性や実走燃費が良いことからランニングコストに優れるためである。

次にスポーツカート⁽¹⁾、⁽²⁾と呼ばれるクラスは、レーシングカートのシャシに汎用エンジンを搭載し、扱いやすい出力特性でモータースポーツを始めるには適したクラスである。従来はスクータ用の2ストロークエンジンが多かったが、近年は汎用エンジンが普及している。国内各地ではスポーツカートのシリーズ戦が開催され始め、また欧米では2ストロークエンジンに比べ排気ガスの白煙や臭い、騒音が少ないことなどから、インドアカート場を中心に4ストローク汎用エンジンが普及している。

さらに上位クラスに位置するレーシングカートでは軽量、高出力の2ストロークエンジンが一般的である。入門クラスでは排気量 100 cm³ のエンジンで軸出力は 10 kW 以上、上級者クラスでは排気量が 125 cm³ で軸出力は 20 kW 以上を発揮し、走行時の横加速度は 3 G 以上となる。

汎用エンジンは、二輪車用エンジンのような変速機を持たないためにエンジン単体重量が比較的軽く、搭載性も良いことからレーシングカートへの搭載が望まれるが、その軸出力は2ストロークエンジンに比べて低く、高出力が求められるレーシングカート用としては不向きとされてきた。高出力を求めて大排気量の汎用エンジンを搭載することもあるが、エンジンサイズが大きくなることで車体への搭載が難しくなり、エンジン重量が増えることでカート特有のクイックなドライビングを欠くこととなる。

そこで搭載性に優れる中型汎用エンジンGX200をベースエンジンとして、吸排気系の見直しをしたシリンダヘッドと潤滑系を新たに設計することで、高回転、高出力を達成し、入門クラス用エンジンに値するレーシングカート向け汎用エンジンを製作したのでここに紹介する。

2. 設計コンセプト

レーシングカート用エンジンに要求される基本性能は、

(1) 軽量で操縦安定性を欠くことなく、コンパクトで搭載性に優れる。

(2) 高回転、高出力で、コーナー立ち上り時の瞬発性に優れる。

の二点が挙げられる。

2ストロークカート用エンジンが主流であるレーシングカート用エンジンを、4ストローク汎用エンジンをベースとして製作するにあたり、下記三項目を設計目標とした。

(1) サーキット場での走行タイムが、排気量 100 cm³ の2ストロークカート用エンジン搭載車両に対し、同等以上のこと。

(2) 軽量、コンパクトで、2ストロークカート用エンジンとの搭載互換性を有すること。

(3) サーキット場でギヤ比セッティングが容易な構造であること。

3. 製作エンジン概要

Fig. 2 に製作したエンジンの外観図を示す。Table 1 に製作したエンジンの主要諸元、およびFig. 3に軸出力をベースエンジンと比較して示す。ボアおよびストロークはベースエンジンと同一とし、シリンダヘッドを4バルブの動弁



Fig. 2 External view of engine

系に対応するよう新たに製作した。高オクタン価ガソリンの使用を前提とし、出力増大の手段として圧縮比を 8.5 から 10.0 に上げた。高回転に対応するために潤滑方式をオイルポンプによる強制潤滑方式とした。

Fig. 4 にエンジンレイアウト図を示す。汎用エンジン搭載時は通常、出力の取り出しがクランクケースカバー側からおこなわれるため、カートに搭載した場合にエンジンとドライバーとの間に動力伝達用のチェーンが配置され、スプロケットの変更が困難となる。変速機をもたないカートでは各サーキットに合わせたギヤ比の選択が重要なセッティング要素となるため、スプロケットの変更が容易なことが必要である。2ストロークカート用エンジンは、エンジンとタイヤ間の車両右側から出力を取り出す構造であり、製作したエンジンも出力取り出し方向を2ストロークカート用エンジンと同様にした。この構造の詳細は 4.5. 節で紹介する。

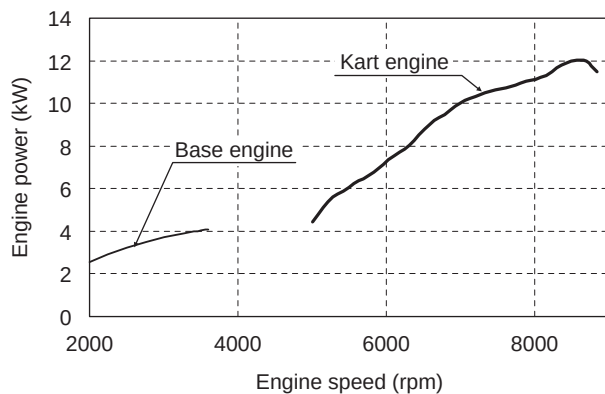


Fig. 3 Engine performance

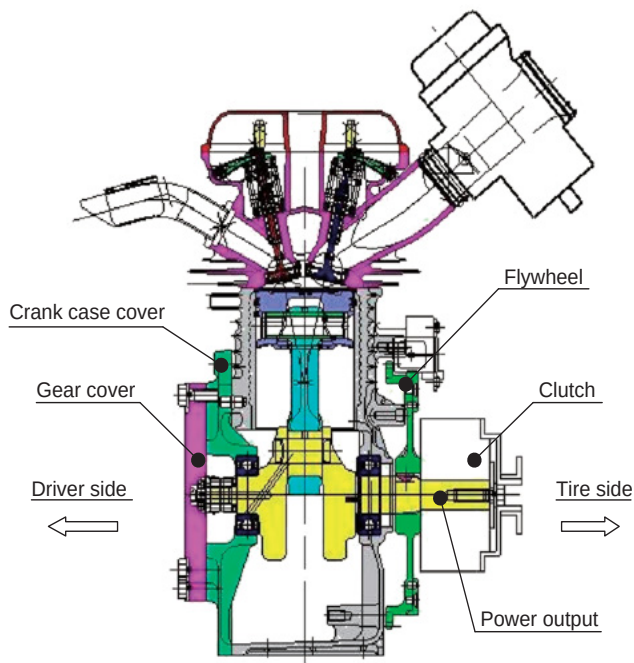


Fig. 4 Layout of kart engine

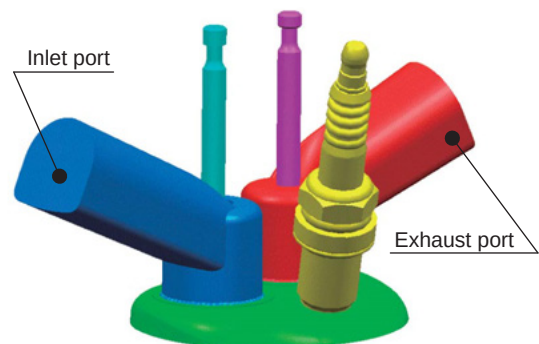
4. 高回転—高出力技術

ベースエンジンの最高回転数は 3,600 rpm であるが、製作したエンジンでは基本骨格を変更することなく 8,000 rpm 以上まで回すことを目標とした。ベースエンジンから変更した主要技術について紹介する。

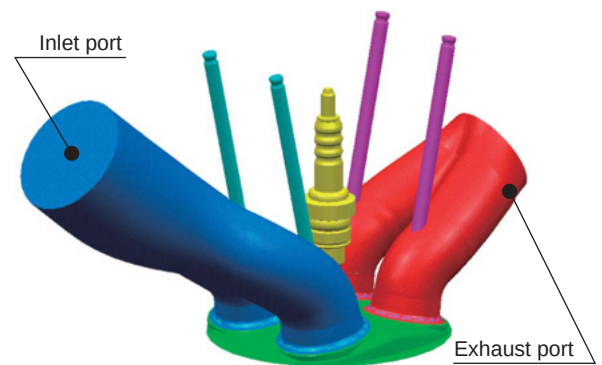
4.1. 吸入空気量増大

高回転域での充てん効率を確保するためには、吸気ポート性能を向上させる必要がある。ベースエンジンは、発電機や耕うん機に搭載され、2,500 rpm から 3,000 rpm で充てん効率が良くなるように設計されている。しかしさらにエンジン回転数を上げると、その吸気流速が上がることで通気抵抗が増大し、高回転域における充てん効率は低下する。

また、ベースエンジンのシリンダヘッドの製法は大量生産による生産性を重視したハイプレッシャダイカストであり、金型構成上必要な鋭角部が吸気ポート内に形成されてしまう。Fig. 5 の (a) にベースエンジンの吸排気ポートの形状を、(b) に製作したカート用エンジンの吸排気ポート形状を示す。製作したエンジンでは吸気性能を最重視して砂型鑄造によるスムーズなポートに変更すると共に、ベースエンジンの吸気バルブ数が 1 本だったのに対し、吸気バルブを 2 本にした。



(a) Base engine



(b) Kart engine

Fig. 5 Inlet and exhaust port 3D shape

ここで吸気系性能を評価する指標として、自社開発の Computational Fluid Dynamics (CFD) ソフトを用いて⁽³⁾バルブリフトに対する有効開口面積(Z)を計算した。Fig. 6 に計算結果を示す。新たに設計した吸気ポートでは有効開口面積の最大値が 2.3 倍向上し、高回転域における通気抵抗を減らせることが予測できた。

燃焼室はペントルフ形状とし、点火プラグは軸径が 8 mm の細軸径プラグを適用し、燃焼室の中央に配置した。なお、二つのエキゾーストバルブシート間は熱負荷が高くなることから、冷却穴を設けて積極的に冷却風を導入した。

4.2. 動弁系の高回転

動弁系の基本構造をベースエンジンの OHV 機構としたまま、吸排気バルブ数を増やすために、2 本のプッシュロッドで 4 本のバルブを駆動する機構を新たに考案した。OHV で 4 バルブを駆動する機構は過去にもいくつか報告されているが^{(4), (5)}、本エンジンではメインロッカーアームに対しサブロッカーアームを直交して配置することで、従来のロッカーアームの動きで吸気、排気それぞれ 2 本のバルブを作動している。Fig. 7 に動弁系の構成を示す。

バルブサイズはベースエンジンの IN: $\phi 25 \text{ mm} \times 1 \text{ 本}$, EXH: $\phi 24 \text{ mm} \times 1 \text{ 本}$ に対して、IN: $\phi 25.5 \text{ mm} \times 2 \text{ 本}$, EXH: $\phi 22 \text{ mm} \times 2 \text{ 本}$ とした。さらに、バルブステム径をベースエンジンの $\phi 5.5 \text{ mm}$ から $\phi 4.0 \text{ mm}$ へと細軸化し、バルブ 1 本あたり吸気バルブで 4 g、排気バルブで 7 g の軽量化と、吸入時抵抗の低減を図った。リテーナは高回転に

耐え得るコッター支持式へと変更し、バルブスプリングは不等ピッチの専用スプリングを新設計した。OHV エンジンのプッシュロッドはベースエンジンでは $\phi 4.0 \text{ mm}$ のスチール製であるのに対し、同等以上の剛性を得つつ、線膨張係数がシリンダブロックと同じになる $\phi 7.5 \text{ mm}$ のアルミ中実材のプッシュロッドを用いた。またバルブリフトには肉抜き加工を施し 3 g の軽量化をした。Fig. 8 に加工形状を示す。

上記により、ベースエンジンに対しバルブおよびロッカーアームが 2 個追加となったにもかかわらず、往復部等価重量はベースの 70 g に対し 128 g と、1.8 倍の増加に留まった。

しかしながら、1 本のプッシュロッドで 2 個のバルブを作動させる本エンジンでは 1 カムあたりの等価重量は大きく、高回転域では動弁系の動剛性の影響を受けてバルブ挙動が不安定となる可能性がある。そこで高回転域での充てん効率向上とバルブ挙動の安定化のため、バルブリフトにおける正加速度的見直しをおこなった。具体的にはオー

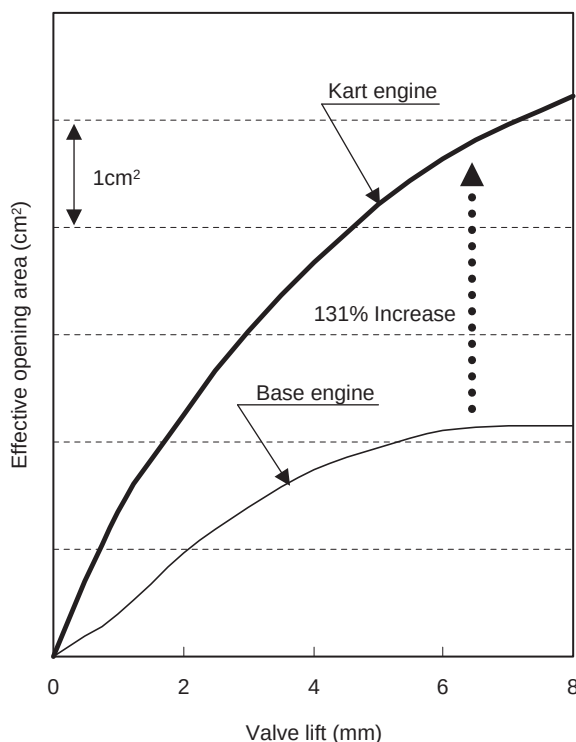


Fig. 6 Calculated intake effective opening area

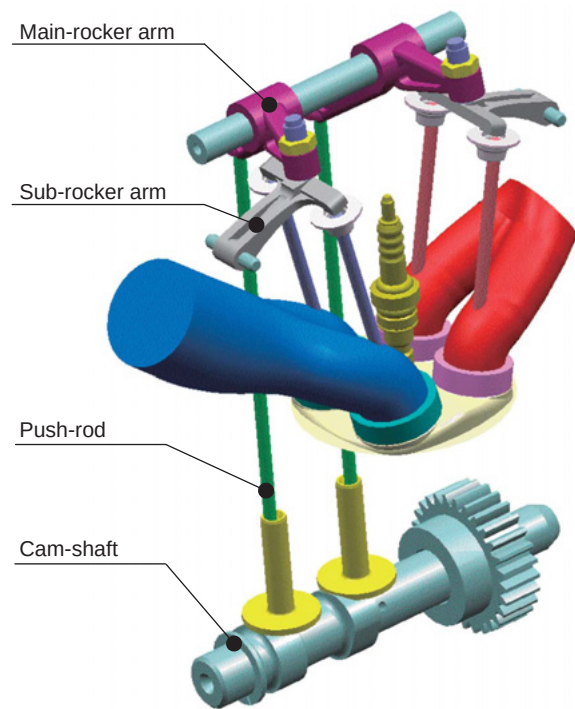


Fig. 7 Cylinder head for OHV 4-valve configuration

	Kart engine	Base engine
Shape		
Mass (g)	16	19

Fig. 8 Comparison of valve lifter shape

オーバーラップの拡大および吸気閉タイミングの遅角化により正加速度の最大値をベースエンジンの47%まで抑えた。最大バルブリフト量が大いほうが軸トルクは増したが、最高回転数よりも低い回転域で発生する、不安定なバルブ挙動が原因と考えられる動力性能の低下とドライバビリティの低下が確認されたため、バルブリフト量はIN:6.4 mm EXH:5.9 mm とした。上記により最高回転数 8,000 rpm 以上を達成した。

4.3. ピストン・ピストンリング

高回転運転に伴って発生する往復部慣性力を低減し、運転時の振動を最小限にするために、ピストンをショートスカート化し、約10 gの軽量化を図った。シリンダボアとのしゅう動面には二硫化モリブデンコートを施し、フリクションを低減した。Fig. 9 にピストン形状の差異を示す。

ピストンリングは、往復部の軽量化とフリクションの低減のため薄肉化をおこなった。Top および 2nd リングは、スチール材で h1 寸法を 1.2 mm から 0.8 mm にした。Oil リングについても従来の h1 寸法 2.5 mm を 2.0 mm に薄肉化した。さらにレースにおけるオイル消費性能を満足し、適切な追従性を保持しつつ合計張力を 47%の張力低減をおこなった。Table 2 にピストンリング断面形状の比較を示す。

4.4. 潤滑系

ベースエンジンは、エンジンブロック内下面に潤滑油をためて、コネクティングロッドと一体構成されたディップにより潤滑油をはねかける“はねかけ潤滑”方式である。製作エンジンでは 8,000 rpm を超える回転数と後述の横加速度を受けた際の油面変化に対応するために、コネクティングロッド大端部へ安定した潤滑油の供給が必要となる。このためオイルポンプを、新たに製作したクランクケースカバーに内蔵し、クランク軸からカム軸を介してオイルポンプギヤを駆動させる強制給油構造とした。その潤滑経路はオイルポンプからシリンダヘッドを通してロッカーアーム部へ、またオイルポンプからクランク軸を通してコネクティングロッド大端への二系統である。

ベースエンジンのコネクティングロッドはアルミ材で、
本エンジンでもロッド部はベースエンジンと同一にした。

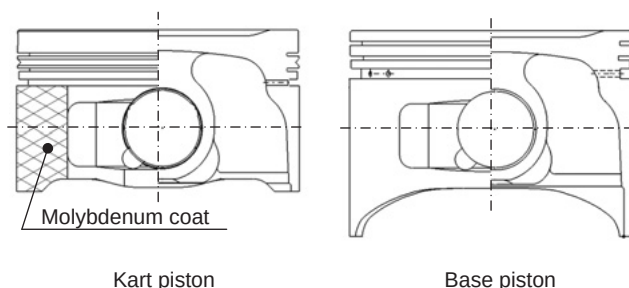


Fig. 9 Comparison of piston shape

Table 2 Comparison of piston ring

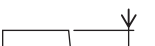
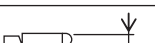
	Kart engine	Base engine
Top Ring	 h1=0.8mm	 1.2mm
2nd Ring	 0.8mm	 1.2mm
Oil Ring	 2.0mm	 2.5mm

Fig. 10 にコネクティングロッド形状の差異を示す。キャップ側は高回転運転に伴い上死点付近で発生する往復運動部の慣性荷重が大幅に増えることから、肉厚を 1.7 倍にして円環剛性を向上させた。オイルクリアランスについては、低温地域から高温地域までさまざまな環境を想定している量産仕様に対し、製作したエンジンは、氷点下ではレースが開催されないことを考慮し、オイルクリアランスを狭め、大端の剛性向上と合わせて高回転域での油膜保持タフネスを向上させた。

次に実走による油面の変化が潤滑に与える影響を確認した。台上試験と実走行試験とでの大きな差異は、コーナリング中に発生する横方向の加速度(以下 横G)の有無である。発電機や耕うん機などに搭載される汎用エンジンは、急激かつ長時間の横Gが発生することは稀である。しかしカートに搭載した場合、その横Gは 1.5 G から 2.0 G 相当発生し、5秒から7秒近く継続することがある。このとき、油面状態は Fig. 11 のように傾斜すると考えられ、はねかけ潤滑方式ではディップが油面に当たる量、およびカムギヤによるはねかけ量が減少する。

Fig. 12に実走行時の発生横Gと油温変化を示す。横軸に時間、縦軸に油温の変化と発生横Gを示す。上段赤線は強制潤滑方式の油温変化を示し、中段青線は従来のはねかけ潤滑方式の油温変化を示す。発生横Gは下段のグラフに示す。発生横Gは、発生横Gのピーク値が、強制潤滑方式では約1.5g、従来のはねかけ潤滑方式では約2.5gと、強制潤滑方式の方が約1.0g低いことが確認できる。また、油温変化は、強制潤滑方式では約10℃、従来のはねかけ潤滑方式では約15℃と、強制潤滑方式の方が約5℃低いことが確認できる。

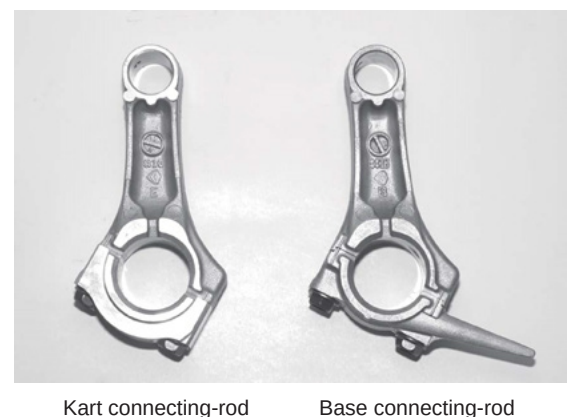


Fig. 10 Comparison of connecting-rod shape

滑方式の油温変化を示す。下段の橙色の線に示した横Gが発生するタイミングで油温は上昇し、これはコーナリング中に潤滑が不足し、コネクティングロッド大端部の摩擦熱が増しているためと考えられる。Fig. 13に強制給油方式とした本エンジンの図を示す。オイル吸入口を横Gに伴う油面変化の少ないケース内の中央近くに配置し、さらに油面変化の影響を軽減するために吸入口の周囲にバッフルプレートを取付けた。強制給油方式に変更し、コネクティングロッド大端部へ安定して潤滑油を供給したことで、横G状態時の油面変化に伴う油温変動を抑えるのに有効であることが確認できた。

4.5. 駆動系

変速機を持たないカートでは、サーキットによって最高速を重視するコースやコーナリングの加速を重視するなど、スプロケットを交換してギヤ比でセッティングを変更する。Fig. 14は汎用エンジンを搭載した一般的なカート車両であ

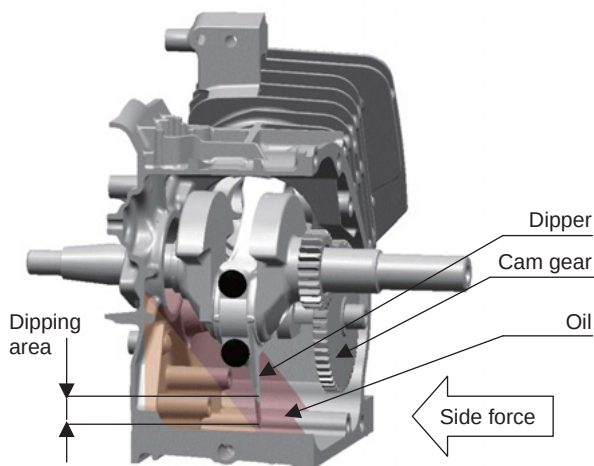


Fig. 11 Lubricant system of general purpose engine

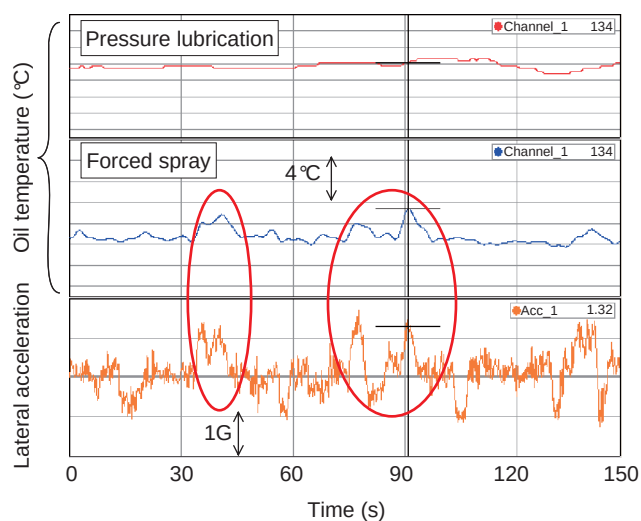


Fig. 12 Relation between lateral acceleration and oil temperature

るが、出力取出しは車両内側となるクランクケースカバー側にある。そのため、リヤのスプロケットを代える場合にはアクスルシャフトを抜いてチェーンと共に交換をおこなうことが強いられ大きな手間となっていた。リヤスプロケットを半割にして組付けすることも可能だが、組付け時の段差によりチェーン外れの原因になる。さらにスプロケット変

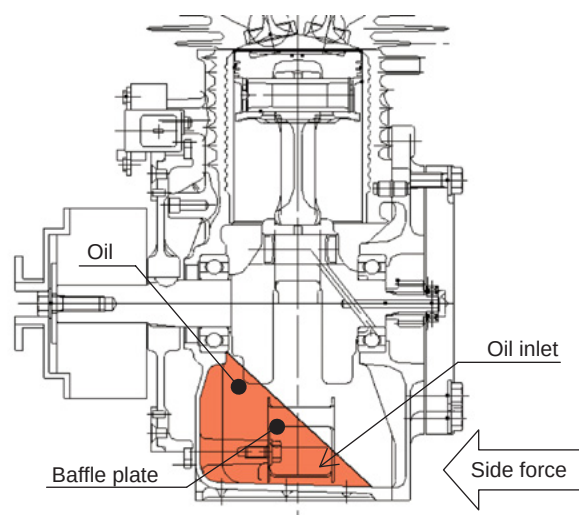


Fig. 13 Lubrication system of kart engine

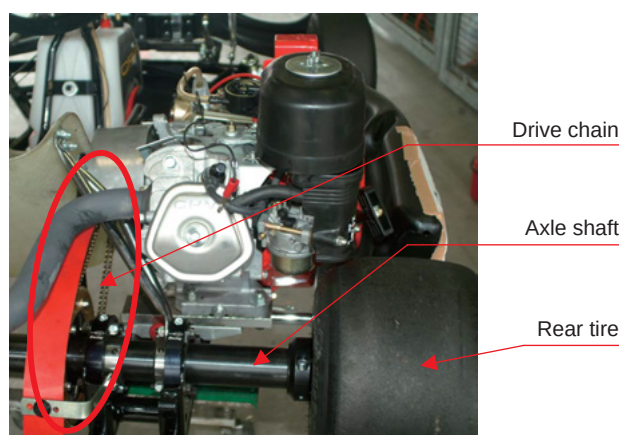


Fig. 14 Drive chain placement with general purpose engine

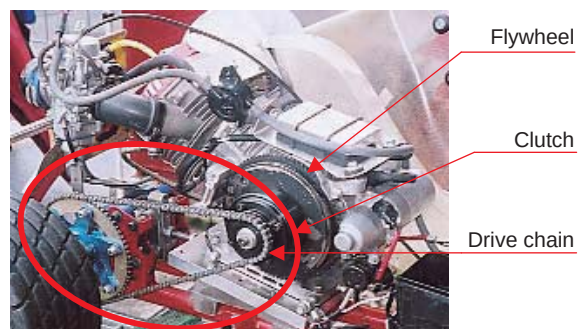


Fig. 15 Drive chain placement with kart engine

更に伴いチェーン長さを変える必要がある場合には対応できない。

そこで製作したエンジンでは出力取出しを車両外側となるフライホイール側に変更し、遠心クラッチを取付ける構造とした。Fig. 15に車両に搭載した写真を示す。これでアクスルシャフトを抜かずに、エンジン搭載状態でもスプロケットやチェーンの交換が可能となり、カート用エンジンと同様に容易にサーキット場でギヤ比をセッティングすることが可能となった。

5. 実車走行結果

今回製作したエンジンとベースエンジンをカートに搭載し、ツインリンクもてぎのロードコースで、走行周回タイムによる動力性能比較をおこなった。ロードコースは一周

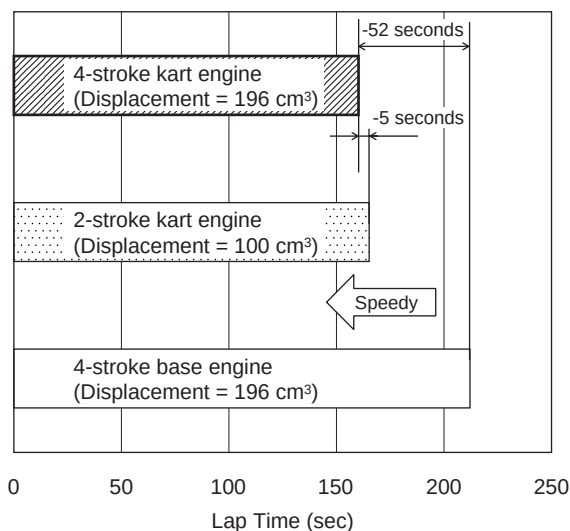


Fig. 16 Comparison of lap time

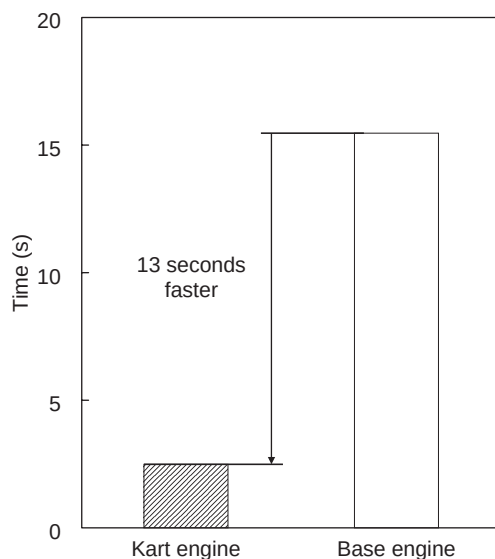


Fig. 17 Comparison of acceleration time

4.8013 km のサーキットである。Fig. 16 に同一テストドライバがサーキットを1周に要した時間を示す。ベースエンジンGX200の調速機構を外した仕様に対して、製作したエンジンを搭載したカートは52秒の短縮を達成した。これはベースエンジンを搭載した時の周回平均車速が81 km/hであるのに対し、製作したエンジンを搭載した時の周回平均車速は108 km/hであることを意味する。さらに排気量100 cm³ の入門クラス2ストロークカート用エンジンの搭載車両に対しても5秒以上のアドバンテージを持って走行することが分かった。

また、コーナーからの立ち上がり速度の比較として、時速85 km/h から95 km/h への加速時間の比較を Fig. 17 に示す。ベースエンジンに対して大幅な加速性能の向上を図ることができた。

6. まとめ

汎用エンジンの長所を活かしながら、軽量、コンパクト、高出力のレーシングカート用エンジンを製作した。製作したエンジンを搭載し走行したカート車両を Fig. 18 に示す。

- (1) OHV の4バルブの動弁系機構に対応したシリンダヘッドを新たに製作し、12.0 kW/8,500 rpm以上を達成した。
- (2) 4ストローク汎用エンジンをベースとして、2ストロークカート用エンジン同等の搭載性に優れたエンジンを製作できた。さらにエンジン出力をフライホイール側から取り出す構造とし、従来のカート用エンジンと同等のギヤ比セッティング性を確保した。
- (3) 強制給油方式を採用することで長時間にわたり横Gを受ける状態での油温変動が安定し、高回転運転での信頼性を確保した。
- (4) 1周 4.8013 km のサーキットの実走行テストで、排気量100 cm³ の2ストロークカート用エンジン搭載車両に対し、5秒早いラップタイムで周回できることを確認した。



Fig. 18 Kart race at TWIN RING MOTEGI

7. あとがき

汎用製品はモータースポーツとは比較的疎遠であると思われがちだが、今回自主的にレース用エンジンを設計、製作しカートレースに出場したことで、自らのアイディアの具現化と、ホンダの三現主義である現場、現物、現実を尊重する、ということを実践することができた。これは若手技術者にとって大きなモチベーションの向上になり、今後は、得られた技術やアイディアがその他の汎用製品にもフィードバックされていくことを期待したい。

参考文献

- (1) モーターブックス編：ザ・カート，山海堂，p.20(2002)
- (2) 伊藤隆洋，古屋彰，宮崎了：スポーツカート専用エンジンKX21の紹介，自動車技術，Vol. 62, No. 9, p.99-102 (2008)
- (3) 高橋易資，村上泰男：CFD を用いた吸気ポート設計支援ツールの構築，Honda R&D Technical Review, Vol. 15, No. 1, p.103-108
- (4) 堀良昭，関文三，鈴木秀明，中村道郎，工藤一浩：実用ATV「RINCON TRX650FA」の紹介，Honda R&D Technical Review, Vol. 15, No. 1, p.59-68
- (5) 長尾不二夫：内燃機関講義 上巻，養賢堂，p.429(1967)

■ 著 者 ■



佐藤 義一



坪内 方則

Development of Enhanced Honeycomb Barrier Finite Element Model for Rear Crash Simulations

Allen Sheldon*

Emily Nutwell*

ABSTRACT

This paper explains the development of an enhanced finite element barrier model for use in simulating the FMVSS 301 high speed rear crash test.

To create the barrier model, material testing was conducted on the aluminum honeycomb, cladding sheets, and adhesive which comprise the barrier. Particular emphasis was placed on the modeling of the aluminum honeycomb, which has been traditionally very challenging to model due to its highly anisotropic behavior. Recently developed modeling features were used to capture the complex behavior of the honeycomb material and extensive testing was conducted to define its behavior.

To validate the barrier model, a series of specification impact tests were conducted. These tests were chosen to represent the various load conditions the barrier might experience during crash testing. Each impact test was simulated and the barrier model was correlated to the test results.

Finally the barrier model was used in a full-vehicle crash simulation for verification. In this full-vehicle crash simulation, a significant improvement in the correlation of the model to test results was achieved. The results clearly indicate that improved predictive accuracy in crash test simulations can be obtained with the use of this new barrier model.

1. Introduction

Many automotive crash tests involve impact with a honeycomb barrier as a surrogate for another vehicle. During these crash test events, the honeycomb barrier typically undergoes severe deformations and extreme non-linear behavior. The simplicity of the construction of these barriers can lead one to believe that modeling them would be rather straightforward, but this simplicity

is deceptive. To capture the behavior of these barriers with a finite element model has been, and continues to be, a major challenge for the automotive industry.

The new FMVSS 301 high speed rear crash test uses the same Moving Deformable Barrier (MDB) as the FMVSS 214 side impact test⁽¹⁾. The MDB has a honeycomb barrier face mounted to the front of the cart. In the new high speed rear crash test, the MDB impacts the vehicle at 50 mph with 70% overlap. As Fig. 1



Fig. 1 Typical damage to honeycomb barrier seen after FMVSS 301 high speed rear crash test

shows, the severity of this collision causes extreme deformation of the honeycomb barrier face. The current barrier model is not able to capture this behavior accurately; so as a result, there is poor correlation of the simulation model.

To enhance the predictive accuracy of rear crash test simulations a new barrier model was created. This model utilizes recently developed features in LS-DYNA for modeling aluminum honeycomb to more accurately capture its off-axis strength and shear behavior. Also, a new approach for modeling the adhesive that bonds the honeycomb to the cladding was developed. This model was correlated to a number of different specification tests and has shown significant improvement to rear impact simulation correlation.

2. Barrier Modeling

2.1. Barrier Construction

The barrier used in the rear impact testing consists of a face assembly and a bumper assembly⁽²⁾. The face assembly is comprised of the main honeycomb block and cladding sheets. The crush strength of the face assembly honeycomb is 45 psi. This assembly has two aluminum cladding sheets with a thickness of 0.812 mm. The face sheet is bonded to the front side of the main honeycomb block and wraps around the top of the block (no adhesive is applied to the top portion). The main honeycomb block is also bonded to an aluminum backing sheet. The bumper assembly consists of the honeycomb bumper having a crush strength of 245 psi and two aluminum cladding sheets with a thickness of 3.175 mm. The front cladding sheet is bonded to the front face of the bumper honeycomb while the bumper backing sheet is bonded to the back face of the bumper honeycomb. Finally the bumper assembly is bonded to the face assembly. This barrier construction and adhesive layers are detailed in Fig. 2.

The barrier is mounted to a cart designed to meet specified values for center of gravity and inertia. This cart is typically a space frame style design made from steel or aluminum tubes. The cart has four wheels with pneumatic tires mounted to it, but no suspension.

2.2. Barrier Model Construction

The aluminum honeycomb material is modeled using solid elements. In LS-DYNA, a solid element formulation is assigned that allows for the elements to undergo the extreme shear behavior possible in honeycomb material. The cladding is modeled with shell elements, and all adhesive layers are modeled with solid elements. The material modeling used for these components will be described in the next sections.

The cart for the barrier is modeled as a rigid body. Rigid solid elements are used to represent the basic space frame structure of the cart and the proper values for the inertia and center of gravity are applied using an inertial card in LS-DYNA. Each tire is modeled with shell elements and an air volume is defined between the tire and wheel. Each tire is attached to the cart using revolute joints to allow for rotation.

2.3. Aluminum Honeycomb Modeling

The deformation behavior of aluminum honeycomb is extremely difficult to capture accurately in a finite element model. This material is extremely anisotropic in its behavior: it can exhibit high crush strength in the strong direction (T direction), while showing extremely weak crush strength in an orthogonal direction (W and L directions). These directions are illustrated in Fig. 3.

While many recent published attempts to model aluminum honeycomb have used shell elements to provide an explicit representation of the cell structure⁽³⁾⁻⁽⁵⁾, the model described here uses brick elements to limit the model's size and run time. Recently developed

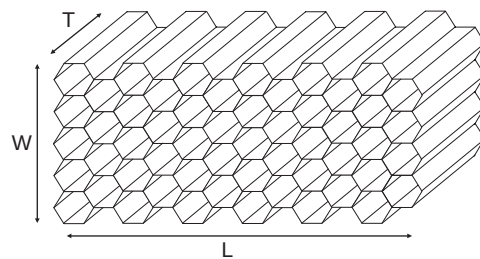


Fig. 3 Description of aluminum honeycomb

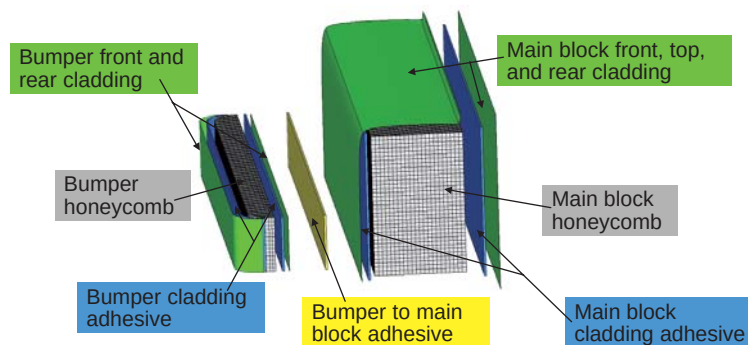


Fig. 2 Barrier construction

features in LS-DYNA are used to allow the brick elements to capture the honeycomb behavior.

With the traditional material model for aluminum honeycomb, a user could define the crush strength of the honeycomb in the strong and the weak directions. This material modeling method was found to over predict the material strength in an off-axis loading case⁽⁶⁾. To address this issue an improved honeycomb material model was developed by Kojima et. al. and implemented in LS-DYNA with the Mat_Modified_Honeycomb material model^{(6), (7)}. With this material model, a yield surface can be defined such that the limit stress, σ^y , is a function of the angle, φ , with the strong axis and the volumetric strain, ε^{vol} :

$$\sigma^y(\varphi, \varepsilon^{vol}) = \sigma^b(\varphi) + (\cos \varphi)^2 \sigma^s(\varepsilon^{vol}) + (\sin \varphi)^2 \sigma^w(\varepsilon^{vol}) \quad (1)$$

In LS-DYNA, load curves are used to define σ^b , σ^s , and σ^w in Eq. (1) with respect to volumetric strain. The crush strength of the honeycomb with respect to the angle of crush is defined by σ^b . Stiffening effects observed in the honeycomb as it is crushed to its fully compacted state are defined by σ^s and σ^w in the strong axis or weak axes respectively.

Defining σ^b is critical to the accuracy of this material model and is not a trivial undertaking⁽⁶⁾. To produce this, load curve samples must be cut from the honeycomb block at a variety of angles. Figure 4 shows



Fig. 4 Samples cut from honeycomb block at different angles

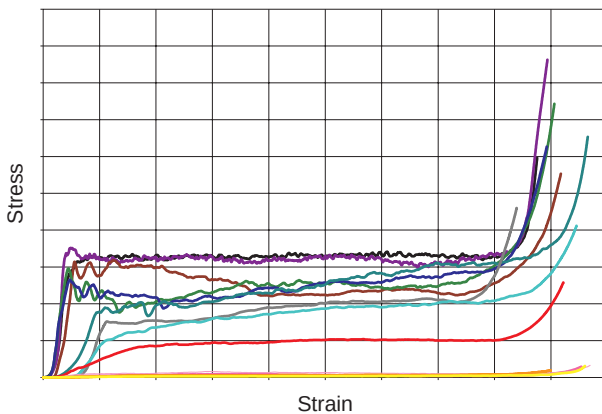


Fig. 5 Load versus displacement curves for honeycomb samples

the samples removed from the honeycomb block. Each sample was crushed, and a load versus displacement graph was generated. A number of the resulting curves are shown in Fig. 5. From these curves, the plateau strength of the honeycomb can be determined for each sample. Finally, a curve can be generated which shows the strength versus angle of crush. A representation of this curve is shown in Fig. 6. By using this curve, a steady decrease in honeycomb strength can be obtained as the orientation of the crush direction transitions from the strong direction to a weak direction. Thus, the off-axis loading can be accurately defined.

2.4. Cladding Modeling

The aluminum cladding sheets were tested using uniaxial samples to provide a stress-strain curve. This curve was adjusted to a true stress versus effective plastic strain curve and smoothed using a power law fit. Finally, it was sampled at 100 equally spaced intervals and used with a piecewise-linear plasticity material model in LS-DYNA. This curve is shown in Fig. 7. Failure was allowed using an effective plastic strain value beyond which the element would be eliminated. This failure strain was adjusted from the tested value to provide reasonable correlation of the cladding failure in each of the specification tests.

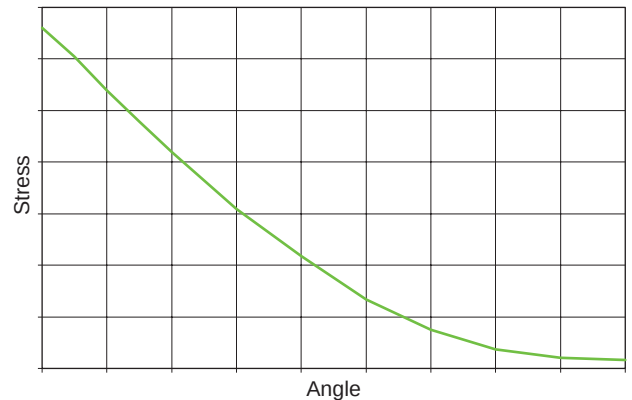


Fig. 6 Representation of curve defining crush strength versus angle of crush

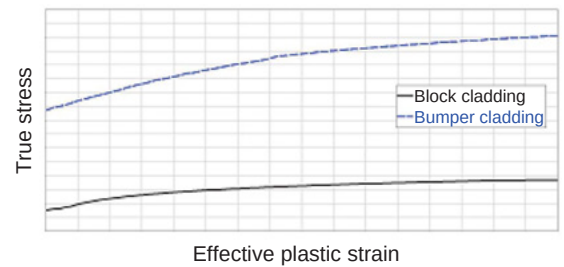


Fig. 7 True stress versus effective plastic strain for aluminum cladding material

2.5. Adhesive Modeling

2.5.1. Honeycomb to cladding adhesive

The honeycomb to cladding adhesive, indicated in Fig. 2, is modeled as a single layer of solid elements that is attached to the honeycomb and cladding using a tied contact. The adhesive layer material definition is identical to the main honeycomb block with the exception that failure parameters are defined using tensile and shear strain limits. As Fig. 8 shows, the specification tests demonstrate that the failure mode is the tearing of the honeycomb material rather than the separation of the adhesive layer. Therefore, the model represents the failure in the honeycomb, and the adhesive is represented as the tied contact.

2.5.2. Cladding to cladding adhesive

The bumper rear cladding and block front cladding are attached using an adhesive. This is represented in the model as a thin layer of solid elements which are attached to the cladding sheets through a tied contact definition. The solid adhesive layer material model includes the following failure function to represent the adhesive failure:

$$\left[\frac{\max(N_{rr}, 0)}{N_{rrf}} \right]^2 + \left[\frac{N_{rs}}{N_{rsf}} \right]^2 + \left[\frac{N_{rl}}{N_{rlf}} \right]^2 + \left[\frac{M_{rr}}{M_{rrf}} \right]^2 + \left[\frac{M_{ss}}{M_{ssf}} \right]^2 + \left[\frac{M_{ll}}{M_{llf}} \right]^2 - 1 = 0 \quad (2)$$

The numerators in the failure definition are the resultants calculated in the model, and the denominators are the failure values specified in the material model⁽⁷⁾.

The failure parameters for all adhesive layers in the barrier model were determined using barrier specification tests that were conducted in order to validate the material models. Each barrier specification test produced unique failures of the adhesive layers. By adjusting the failure parameters in Eq. (2), the simulation could match the adhesive failure seen in the specification test. It was found to be impossible to exactly match the adhesive failure seen in all specification tests with the same failure parameters. This is likely due to the variability seen in the barriers where the adhesive bond between the honeycomb and cladding is not consistent. Ultimately, a single set of failure parameters was selected where the adhesive layer showed reasonable failure correlation for all specification tests.

3. Barrier Specification Testing and Modeling

3.1. Flat Wall Specification Test

The flat wall specification test validates the material properties for the main block honeycomb material. There is no failure in the honeycomb block since the test applies a uniform load on the face of the barrier. Since there is no block failure in the test, the simulation model and the test show a high level of correlation as shown in Fig. 9.

3.2. Offset Flat Wall Specification Test

The 70% offset wall specification test showed no cladding failure. The plastic failure strain for the cladding material was adjusted so that little or no

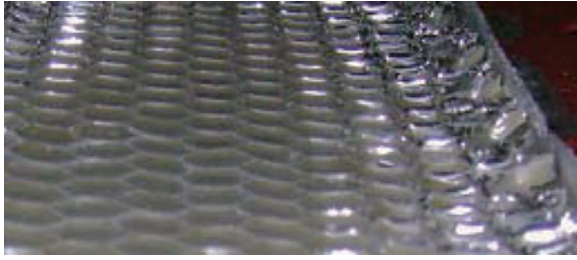


Fig. 8 Honeycomb layer torn away with cladding (note undisturbed layer of adhesive present under torn honeycomb layer)

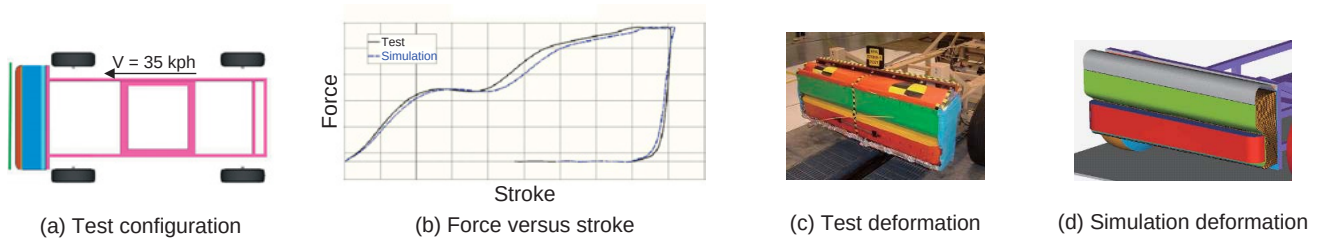


Fig. 9 Flat wall specification test

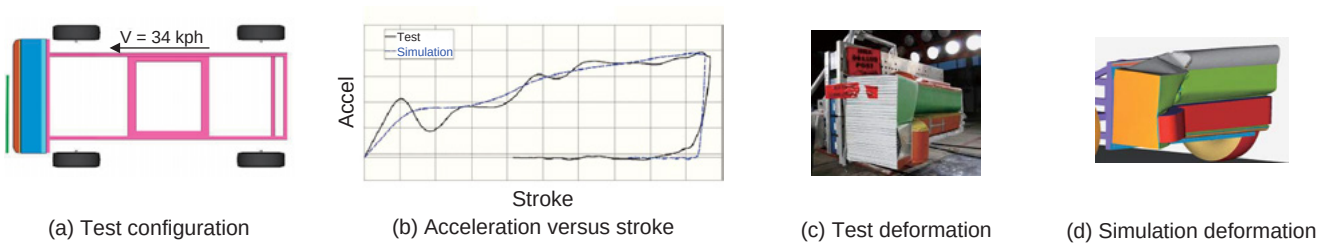


Fig. 10 Offset wall specification test

cladding failure was present in the model. The failure parameters from Eq. (2) for the adhesive layer between the block front cladding and bumper rear cladding were also set in order to correlate to this test. Although separation of the bumper assembly from the block does not occur in the simulation model as is does in the test, the correlation level shown in Fig. 10 is judged to be well within the variability for the barrier's performance.

3.3. Pole Specification Test

In the initial stages of the pole impact, the test and the simulation model correlate very well. However, towards the end of the event, the simulation model diverges from the test results by behaving stiffer than the physical barrier. Although the honeycomb material definition allows the user to define various failure functions, the main honeycomb block does not have a defined failure behavior. Failure was not added to the honeycomb material at this point to try and ensure that the barrier model would behave very robustly in full vehicle simulations (this is discussed further in Section 4.1). As can be noted in Fig. 11 (c), the main honeycomb block clearly has some failure that allows the pole fixture to punch into the honeycomb block. Since the simulation model correlates very well until late into the event, the discrepancy is judged to be reasonable, and the overall correlation level is judged to be acceptable.

3.4. Offset Bumper Test

The overall deformed shape of the offset bumper simulation model compared to the test result shows an acceptable level of agreement as shown in Fig. 12. The bumper component remains attached to the block face as the block cladding tears at the impact point. However, there is a great deal of failure of the honeycomb block in this test. If failure in the honeycomb block were to be modeled, the correlation to the test would become very close. However, in order to maintain contact stability and overall robustness of the simulation model, failure is not applied to the main block honeycomb. This results in a stiffer response to this load case. This type of isolated failure in the barrier block is not usually noted in a full vehicle testing, and the overall correlation level is judged to be acceptable.

3.5. Angle Wall Specification Test

With the selected material model used for the honeycomb material, shear stability can at times be poor. This is noted in Fig. 13 where the barrier model was used in a FMVSS 214 side impact full vehicle simulation. With this test mode, the barrier impacts the vehicle in a "crabbed" manner which introduces a shear load into the honeycomb block. In the simulation model, the barrier block was sheared in a manner that was not physically representative of the actual behavior.

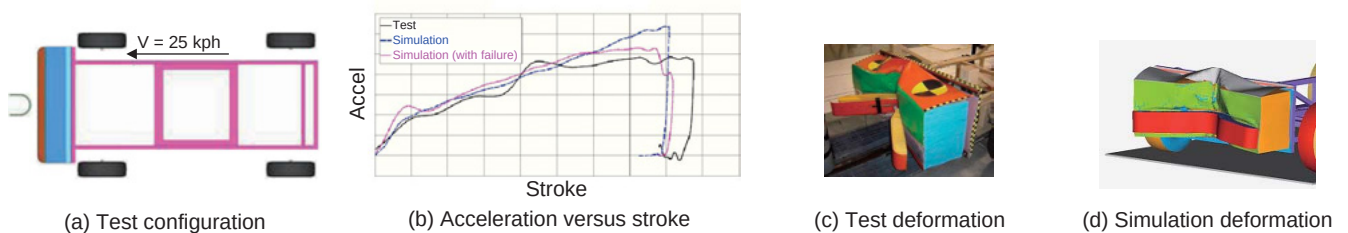


Fig. 11 Pole specification test

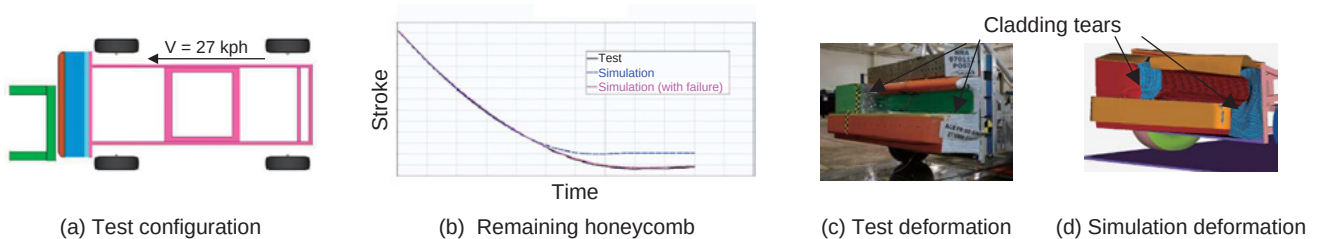


Fig. 12 Offset bumper test

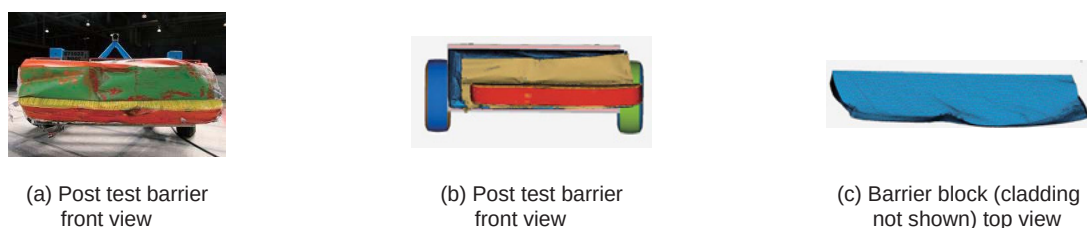


Fig. 13 Top view of initial model's barrier block illustrating non-physical shearing behavior

To prevent this type of unstable shear behavior, LS-DYNA has the option to apply limits to the shear and hydrostatic stresses⁽⁷⁾. These limits allow for the material to develop resistance to shear and hydrostatic stress while the uniaxial response remains unaffected and is still governed by Eq. (1). The hydrostatic and shear limit stresses are given as functions of volumetric strain by Eqs. (3) and (4) respectively:

$$\sigma_p^Y(\epsilon^{vol}) = \sigma_p^Y + \sigma^s(\epsilon^{vol}) \quad (3)$$

$$\sigma_d^Y(\epsilon^{vol}) = \sigma_d^Y + \sigma^s(\epsilon^{vol}) \quad (4)$$

The same load curve defined for Eq. (1) is represented by σ^s , which provides for stiffening of the material as it is crushed to its fully compacted state. The parameters σ_p^Y and σ_d^Y were determined using the offset bumper specification test from Fig. 12 and the angled wall specification test shown in Fig. 14.

For the angle wall impact test, the barrier model without any limits to the shear or hydrostatic stresses shows the unstable shear behavior noted in the side impact test. This can be seen in Fig. 15 (b) where the simulation model shows excessive shearing of the honeycomb elements to the side versus the actual behavior shown in the test barrier of Fig. 15 (a). Applying the limit stresses can cause excessive stiffening in the shear behavior of the honeycomb so a compromise must be implemented. By adjusting the limit stresses for the angle wall specification test while monitoring their effect on the offset bumper impact, values were obtained that provided the needed shear stability, and also kept the correlation of the offset bumper impact at an acceptable level. The result for the angle wall simulation is shown in Fig. 15 (c).

4. Model Robustness and Efficiency

4.1. Model Robustness

A major goal for updating the barrier models, other than enhanced accuracy, is improved barrier robustness. This is a critical issue when running large models such as full vehicle crash models. With the material models and element formulations chosen for this model, the new barrier has proven to be very robust in full vehicle simulations. It can undergo the severe deformations seen in the actual barriers and still remain stable. Thus, the new barrier model can be applied in production use.

It has been shown that adding failure to the honeycomb block can improve the correlation to the specification tests. Also, honeycomb failure in the main block can be present in rear offset tests as is evidenced by Fig. 1. This may lead to the desire to incorporate honeycomb material failure into the material model, but adding this failure to the honeycomb block can lead to stability issues and unexpected results if the barrier model were to experience a deformation mode significantly different from those encompassed by the specification tests. To avoid these troubles, an attempt was made to avoid applying failure to the honeycomb block material model. This has proven to be successful as the barrier shows good correlation for all specification tests and for full vehicle simulations (detailed in Section 5). Thus, the goal of achieving a barrier model with excellent robustness and accuracy has been achieved.

4.2. Model Efficiency

Another goal for the barrier model is to maintain computational efficiency while enhancing accuracy. Ultimately, barrier models should be a shell mesh of the aluminum foil that makes up the actual honeycomb

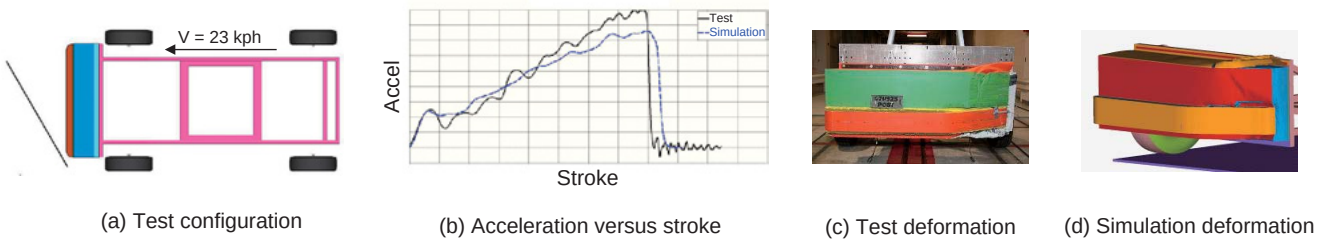


Fig. 14 Angle wall test

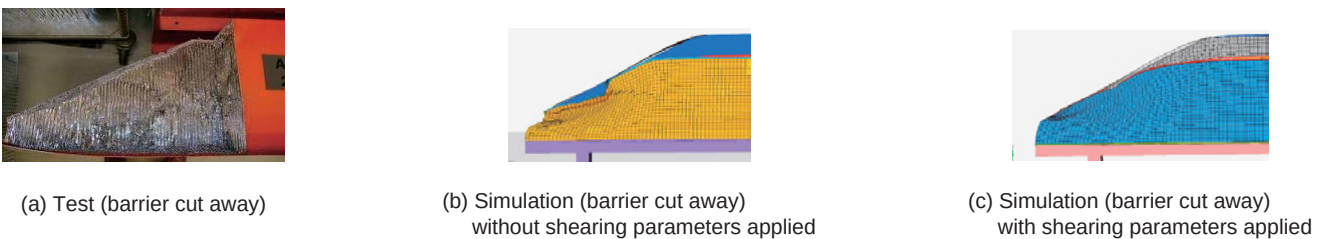


Fig. 15 Top view of section cut of test barrier compared to simulation

structure; however with current techniques this would be far too computationally expensive (the run time penalty factor would be approximately 15), so compromises must be made. One possibility is to use a shell mesh of the of a honeycomb structure where the cells are scaled up from their actual size. This leads to a lower cell density, fewer elements, and thus, improved computational efficiency over a barrier with a shell mesh at the actual cell density⁽³⁾⁻⁽⁵⁾. But, for the rear impact barrier this would still lead to a barrier with a large computational expense penalty over the current barrier model. Therefore, an attempt was made to develop a barrier model utilizing solid elements to keep the computational cost penalty to a minimum. With the barrier model developed here, the computation time is increased by a factor of 1.25 compared to the old barrier model. This is an acceptable increase, given the improvements in accuracy, because this increase is well with in the range that can be overcome by adding additional CPU's for each simulation.

5. Full Vehicle Verification

With the barrier properly correlated to spec tests, its performance in full-vehicle rear crash models was evaluated. The old barrier showed significant weakness in rear crash simulations - often producing results with excessive deformation to the vehicle and even incorrect deformation modes. It was thought that an improved barrier model would resolve these issues.

The new barrier model has shown a significant improvement to full-vehicle simulation accuracy. The difference in intrusion between the simulation prediction

and the test result has been greatly reduced with the use of the new barrier model. Also, the deformation modes appear much closer to that of the test. These results are shown in Fig. 16.

6. Conclusion

A new barrier model for rear crash simulation has been developed. This model takes advantage of new modeling features in LS-DYNA to more accurately capture the behavior of the aluminum honeycomb. The model was correlated to a number of specification tests. While perfect correlation to every specification test was found to be impossible, a reasonable compromise in correlation to each specification test was achieved. This new barrier model has been used in full-vehicle, rear crash simulations where it has shown significant improvements in its correlation to test results. The barrier model has proven to be very robust in actual usage by avoiding any instabilities that could lead to incomplete or pre-maturely terminated simulation runs. The barrier does increase the computational time needed to run a model. However, in comparison to an approach that would introduce computationally intensive shell elements, the increase in time is deemed reasonable. These improvements to the barrier model provide for an accurate, predictive, rear crash simulation tool that can be used in vehicle development.

There are of course still areas where further enhancements could be made to the barrier model. Future work should address items such as 1) incorporating failure into the aluminum honeycomb block in a robust accurate manner, 2) moving toward a

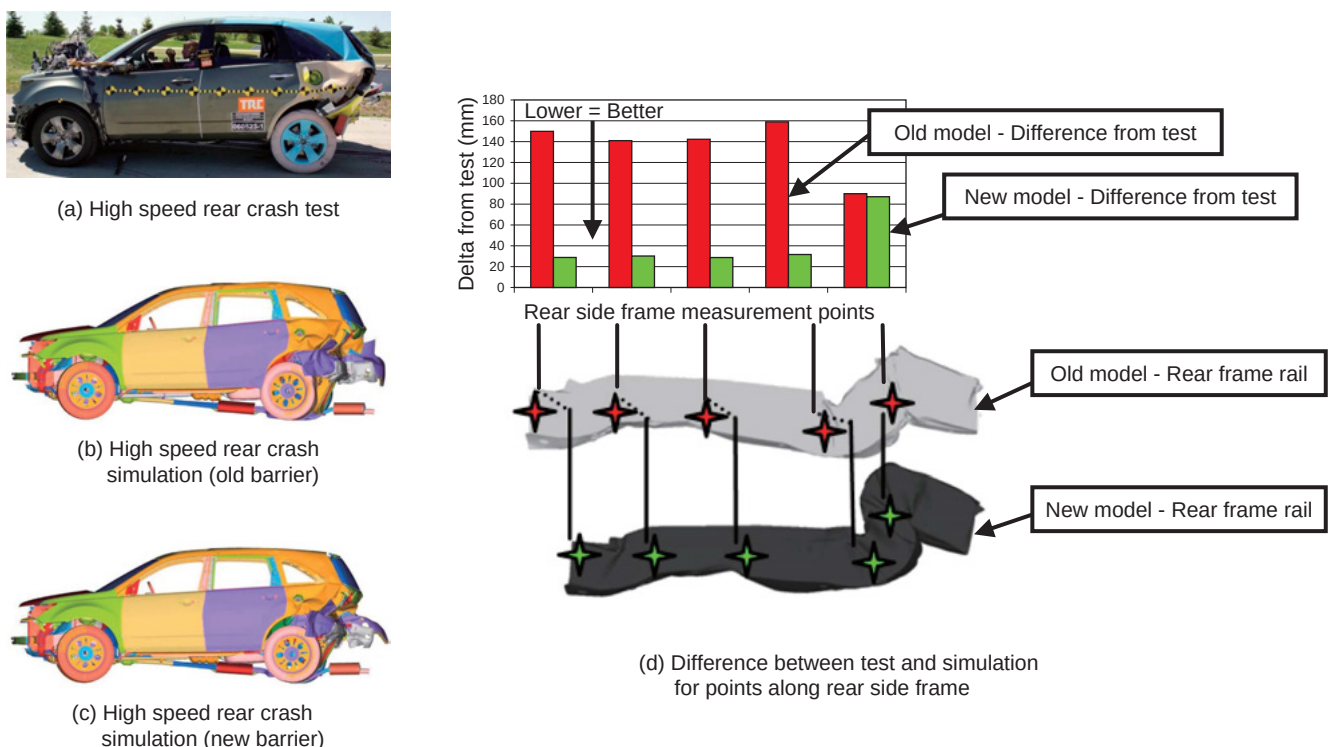


Fig. 16 Correlation of rear frame rail with new barrier model

shell element model when computational speed increases, and 3) accounting for any dynamic effects present in the barrier at high speeds.

References

- (1) United States Code of Federal Regulations, Title 49 - Transportation, Chapter V - National Highway Traffic Safety Administration, Department of Transportation, Subpart B - Federal Motor Vehicle Safety Standards, Section 571.301 - Standard Number 301; Fuel System Integrity. [49CFR571.301]
- (2) Plascor Deformable Barrier, US (Federal) Side Impact FMVSS 214, www.plascor.com.
- (3) Tryland, T.: Alternative Model of the Offset Deformable Barrier, 4th LS-DYNA Forum, Bamberg, paper B-II_33 (2005)
- (4) Tryland, T.: Alternative Models of the Offset and Side Impact Deformable Barriers, Proceedings of the 9th International LS-DYNA Users Conference, paper 1-9 (2006)
- (5) Kojima, S., Yasuki, T.: Development of Aluminum Honeycomb Model Using Shell Elements, Proceedings of the 9th International LS-DYNA Users Conference, paper 18-1 (2006)
- (6) Kojima, S., Yasuki, T., Takatsudo, T.: A Study on Yielding Function of Aluminum Honeycomb, Proceedings of the 5th European LS-DYNA Users Conference, paper 5b-18 (2005)
- (7) Hallquist, J. O.: LS-DYNA. Keyword User's Manual, Vol. 2, p. 110-114. Livermore Software Technology Corporation (2007)

■ 著 者 ■



Allen Sheldon



Emily Nutwell

Improved Method to Assess Spot Weld Rupture in LS-DYNA using Solid Element Assemblies

Skye Malcolm*

Emily Nutwell*

ABSTRACT

Various methods of modeling spot welds with failure criteria are considered for the solver LS-DYNA, a general purpose transient dynamic finite element program. These methods include the failure methodology of the spot weld, the meshing technique of the weld itself, and the resulting dependence on the mesh of the sheet metal attached to the weld. A force-based failure criterion as measured through an assembly of 8 hexahedrons is used to best judge spot weld rupture. This judgment method is calibrated in weld coupon simulations. A script is written in the simulation preprocessor to apply the calibrated failure parameters efficiently in simulations with thousands of spot welds. Finally the method is applied to full vehicle safety simulations where the correlation to actual test results is verified.

1. Introduction

Our overall goal is to create a reliable and efficient method to evaluate the strength of spot welds in automotive structures in computer simulations of static and dynamic safety tests. We set out to reliably predict the rupture of spot welds during the simulation so as to be able to visualize the effects of that rupture on the overall structure and improve the robustness of the design.

Our work was driven by the more specific goal of using a spot weld failure methodology based on peak force through the weld. This matches our current evaluation criteria for spot welds in actual vehicles. In fact, we could draw upon an existing library of spot weld strength data from single spot weld coupon tests. This library is based primarily on material strength and thickness of the sheet metal being welded. Therefore, our strategy is to use a force-based failure criterion in the simulations.

There are several existing weld modeling methods which can be used to assess the strength of those welds. The first existing method is the mesh dependent rigid body weld. This method has a proper failure criterion, but due to efficiency considerations and the inability to model 3 sheet welds easily, its disadvantages outweigh its benefits. Another method is the beam weld which is not directly attached to the nodes of the shell mesh but is instead tied to an arbitrary point on the shell's surface with a so-called tied contact. This method is

very efficient when constructing models and can model 3 sheet welds easily. Unfortunately, due to the single point contact with the shells, the force measured by this type of weld varies enough to add an unacceptable level of uncertainty into the measured force. The final existing method is a single hexahedron element, again tied to the shell surface through a tied contact and not through coincident mesh methods. However, even this type of element displays distortion of the force due to penetrations of the shells into this solid element in certain cases. Since all these existing methods can not be improved upon, we worked in conjunction with a software maker to create a new weld method made from an assembly of hexahedron elements through which the sum of all forces was combined into a single resultant force representing the load measured by the whole weld.

Having made a truly mesh independent representation of the force in the spot weld, we then show the simulations representing the library of spot weld coupon tests to determine the failure parameters. These failure parameters are set using the failure forces from the test library and confirmed by a DOE study of all the material strength and gage combination in a parameterized model run using optimization software to automatically prepare, run and analyze several dozen simulations efficiently.

Then we describe an efficient method to assign the proper failure parameters to each weld stack up in vehicle model with thousands of spot welds. An algorithm designed and programmed as a custom macro in the preprocessor allows the engineers working on a

* HONDA R&D AMERICAS, INC.

large model to select some or all of the spot welds and quickly assign or reassign weld strengths to those welds. Finally, the accuracy of this method is shown in a full vehicle side impact model and compared to an actual crash test.

2. Failure Method Based on Peak Force

In order to select which failure methodology to focus on, the available methods in LS-DYNA are evaluated and relative merits are considered.

The oldest failure method, so-called the “*CONSTRAINED_SPOTWELD” method, is also closely tied to the meshing technique, because it is a mesh dependent method. It requires a node of the shell elements representing the sheet metal to be coincident with the node of the rigid body representing the spot weld. The failure criterion is shown in Eq. 1⁽¹⁾ for this method and is valid once FC becomes greater than 1 as the normal force f_n and the shear force f_s increase to their respective strengths, S_n and S_s .

$$FC = \left(\frac{|f_n|}{S_n} \right)^p + \left(\frac{|f_s|}{S_s} \right)^q \quad (1)$$

Although the failure method available for *CONSTRAINED_SPOTWELD takes into account shear and tensile loads, the resulting inefficiency imposed on the model build process by having to mesh the shells with the weld points predefined is simply too great an expense. In addition, this method is difficult to apply to 3 or 4 sheet welding because there will be nodes that are constrained by more than one rigid body. For these practical considerations this method is rejected.

A second method considered called *MAT_100_DA is still in development during this period of research. Because it is undergoing changes, there are practical issues of limited access to versions of both the solver, LS-DYNA, and of a preprocessor which supports all the features necessary to implement that failure method. Because of these practical considerations this method is also rejected.

The third and final failure method we ultimately chose to use is based on force and initially available for beams or a single hexahedron. This method is called *MAT_100 with the option flag set to zero. Ultimately, the LS-DYNA code is modified to also allow this failure criterion to work with the resultant force-based failure criteria as measured through an assembly of 8 hexahedrons. This method takes into account forces and moments in three axes for a total of six failure criteria as shown in Fig. 1 and Eq. 2⁽¹⁾.

$$FC = \sqrt{\left(\frac{\max(N_x, 0)}{NRR} \right)^2 + \left(\frac{N_y}{NRS} \right)^2 + \left(\frac{N_z}{NRT} \right)^2 + \left(\frac{M_x}{MRR} \right)^2 + \left(\frac{M_y}{MSS} \right)^2 + \left(\frac{M_z}{MTT} \right)^2} \quad (2)$$

NRR (tension) is a function of thickness and nugget

diameter. NRS equals NRT (shear) and they are a function of thickness, nugget diameter and material grade. MRR (torsion) is a function of thickness, and nugget diameter. MSS equals MTT (peel) and they are a function of thickness, nugget diameter, and material grade.

It should be noted that there is no strain rate component to the weld evaluation data or criteria. The basis for this omission is the research from Madasamy⁽²⁾. In his study, spot weld coupon tests using mild and high strength steels in hundreds of thickness and material combinations have showed insignificant strain rate dependence.

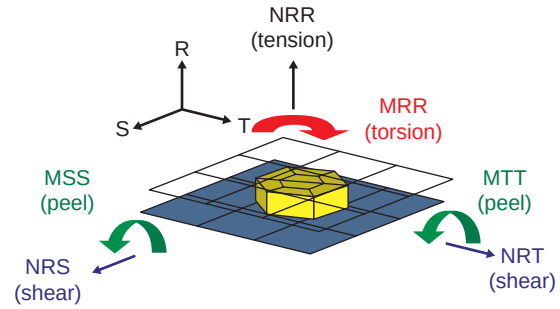


Fig. 1 Single weld assembly illustrating directions of failure criteria

3. Achieving True Independence from Artifacts of the Mesh

First, although it may be assumed that the mesh dependence of beam welds with single point constraints to the shell mesh representing the sheet metal is well known, a small experiment is done to demonstrate this fact. A coupon welded by a single beam is put in shear and the force through the beam is measured. This beam is placed at the center of the quad shell element, then at a node and finally at an edge and the force of the beam plotted is easily shown to be dependent on its position on the shell mesh. This violates the assumption of mesh independence our failure criterion requires and thus invalidates the use of beams of this type. Figure 2 below shows this variability in the force.

Next, the more subtle distinction can be shown between hex representations of the spot weld. The internal weld forces used as the weld failure criteria should remain consistent regardless of relative placement of the weld to the master segments of the sheet metal in order to successfully apply predictive weld failure. In this study, the mesh of the weld is refined from 1-hex representation and then further refinement of 4-hex, 8-hex, and 16-hex representation is performed in order to determine the best weld configuration for the application of weld failure. The internal weld forces are then

compared to the external forces of the model to confirm that they are in good agreement, and in order to evaluate the mesh independence of the weld⁽³⁾. The mesh size of the master segment is set to 5 mm, which is an appropriate mesh size for full vehicle crash models, while the diameter of the weld is 8 mm, a large but plausible size of a spot weld applied to the vehicles. Four cases are considered as shown in Fig. 3 and the experimental set up is shown in Fig. 4.

Comparing the internal weld forces in Fig. 5, the single hex weld is subject to spurious weld forces due to the master segment passing through the weld. The 4-hex assembly compares reasonably well to the more detailed weld representations. There is a minimal difference between the 8-hex and 16-hex configurations indicating that further mesh refinement beyond eight

elements is unnecessary. By taking a cross section cut view of the model through the weld in the deformed shape, the importance of the mesh refinement becomes clear, as shown in Fig. 6. As the number of nodes is increased on the slave side of the weld contact, the contact becomes more robust; therefore, it becomes a more stable representation of the weld connection.

The underlying cause of this phenomenon is illustrated in Fig. 7(a) through Fig. 7(c) where we can see almost by inspection that the root of this problem is the simple mismatch between the master shells of the contact and the slave nodes in the weld. Fig. 7(a) shows the tied contact for a single hex weld. The center element of the master segment is not included in the tied contact because the weld element is larger than the master segment mesh. This allows the master segment

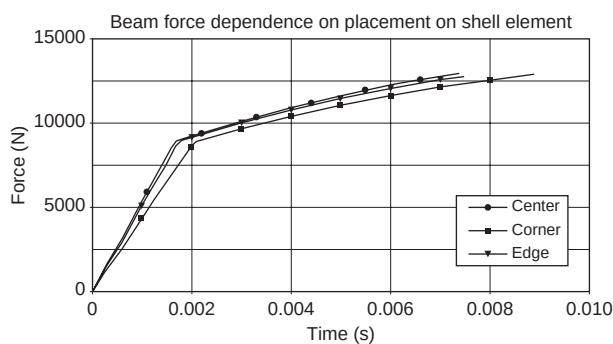


Fig. 2 Illustration of mesh dependence of beam welds

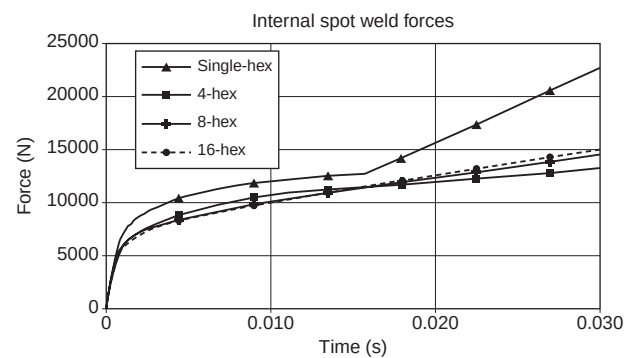


Fig. 5 Internal weld forces comparing effects of mesh refinement of weld

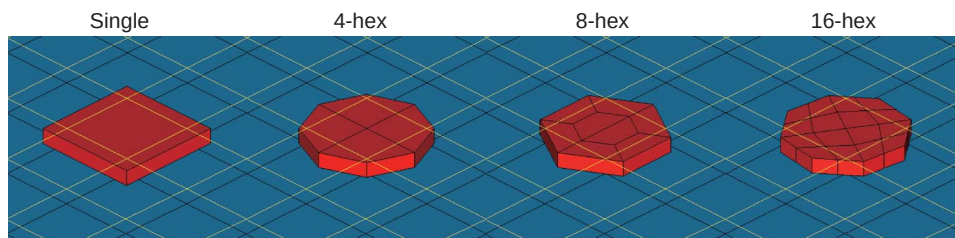


Fig. 3 Hex weld mesh refinement ranging from 1-hex to 16-hex configurations

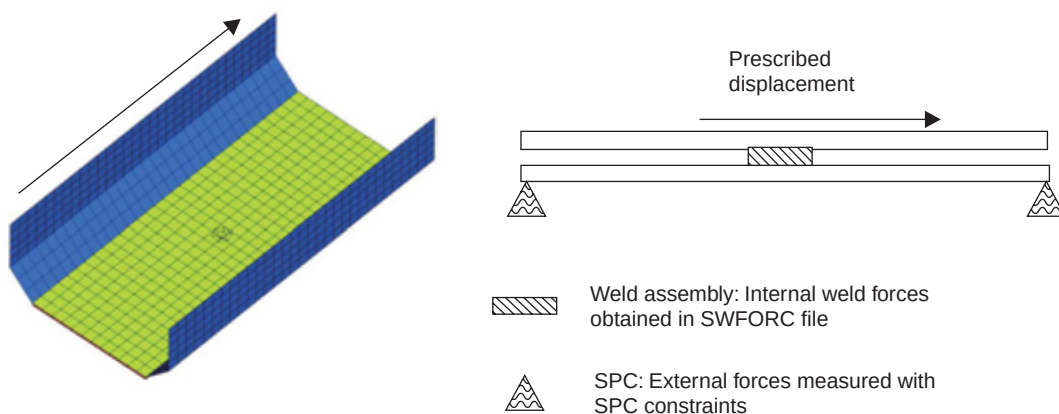


Fig. 4 Mesh and schematic diagram of simple test model to evaluate mesh independence within LS-DYNA

to pass through the weld. This results in a non physical representation of the weld. Fig. 7(b) shows the 4-hex configuration. As the master segment deforms, there remains some pass through with the tied contact because the mesh of the weld continues to be coarse. This is accounted for to a point by using the SPOTHIN parameter. This results in a softening of the weld internal forces because it allows the master sheets to move closer together inside the weld which is not physical. Finally, Fig. 7(c) shows the contact patch for the 8-hex configuration which is similar to that of the 4-hex weld. The tied contact is more robust due to the weld consisting of an inner ring of nodes, rather than a single node for the 4-hex assembly. The internal weld force is within 1% of the 16-hex configuration indicating

that the refinement of eight elements for the weld is sufficient.

In order to properly connect the two under all circumstances it is necessary to have at least one node from the weld on each master segment of all the shells in direct contact with the weld. For the range of mesh sizes studied here, it was determined that the 8-hex assembly shown in Fig. 7(c) was independent enough of the adjoining shell mesh as to render it reliable.

Mesh dependence is considered for the case of changing the relative position of the weld to the master segment as shown in Fig. 8. The mesh density of the master segment is slightly altered in order to avoid

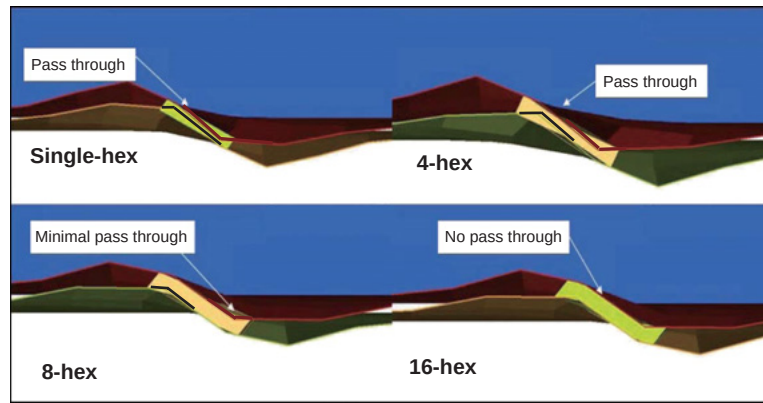


Fig. 6 Cross section view of deformed shape for various weld mesh densities

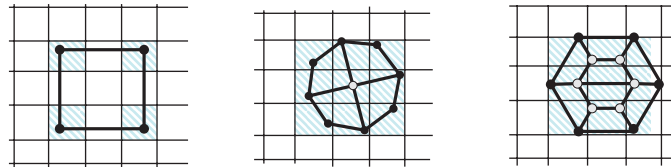


Fig. 7 Schematic of tied contact patch for 1-hex (a), 4-hex (b), and 8-hex (c)

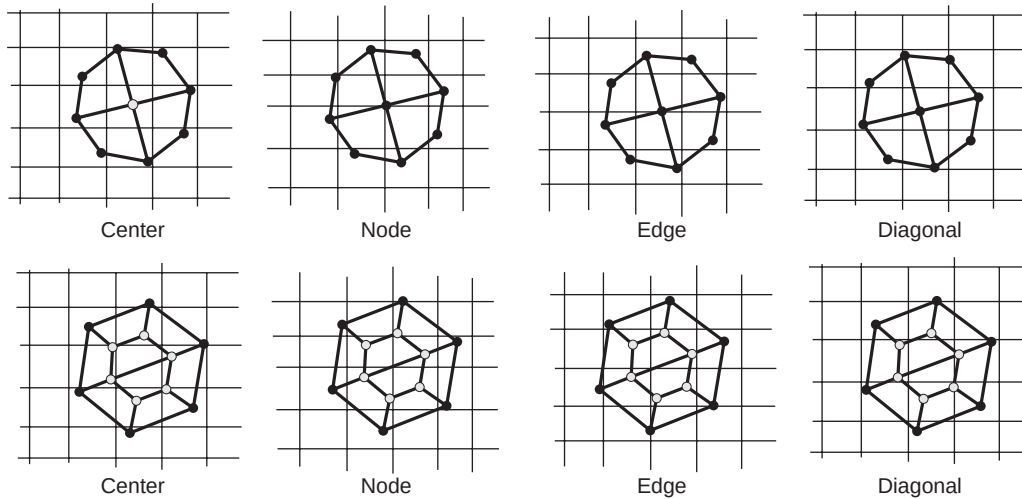


Fig. 8 Positional cases evaluating mesh dependence for 4-hex and 8-hex weld assemblies

moving the weld which would change the physicality of the model.

The internal and external forces shown in Figs. 9 and 10 compare well for both the 4-hex and 8-hex welds. However, there are spurious weld forces in the 4-hex case due to the contact not being as robust and allowing the master segment to pass through the weld. The severity of this pass through is dependent on the location of the weld relative to the master segment. This issue does not present itself in the case of the 8-hex weld assembly.

Mesh dependence is then considered for the case of rotating the weld relative to the master segment as shown in Fig. 11.

Mesh dependence of the 4-hex assembly is noted when comparing the internal and external forces [Fig. 12(a)]. The 8-hex weld assembly has a much greater internal energy since the tied contact is much more robust and the mesh is fine enough to capture the deformed shape of the weld [Fig. 12(b)]. This results in the internal forces of the weld to be very stable and in good agreement with the external forces. However,

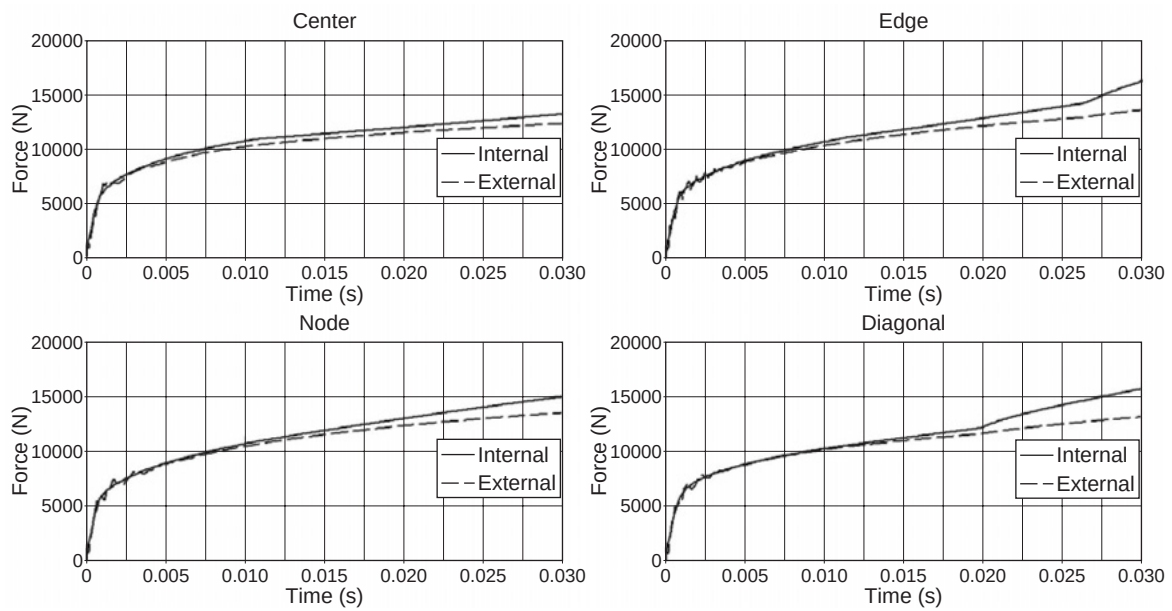


Fig. 9 Comparison of internal weld forces to external forces of 4-hex welds

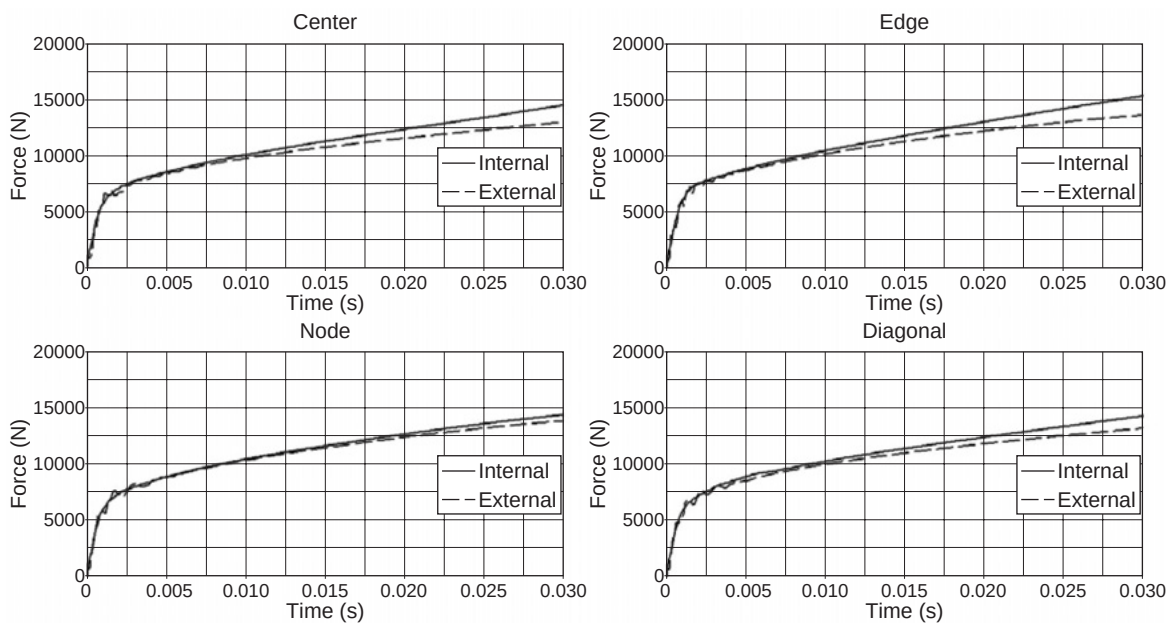


Fig. 10 Comparison of internal weld forces to external forces of 8-hex welds

the 4-hex weld assembly exhibits severe hour glassing, indicating a lack of robustness with the tied contact, and that the mesh is too coarse to capture physical behavior of the weld. This results in measurable mesh dependence, and a lack of agreement between the internal weld forces and the external forces.

Although not shown in detail here, the 16-hex weld assembly does not exhibit any further benefits from the 8-hex version. Therefore to avoid unnecessary complexity and based on these results, the best weld configuration is an 8-hex weld assembly in order to successfully apply weld failure in a predictive manner. Internal weld forces, which are used as the criteria for the failure model, are stable. No error will be introduced as a result of any mesh dependence of the weld.

4. Calibration of the Failure Parameters to Coupon Tests

One assumption of this work is that there exists a database of spot weld strengths for the entire matrix of spot welds. These strengths depend on the thickness and material of each sheet in the weld, the number of sheets and the nugget diameter (which itself depends on the welding schedule). From an iterative routine using commercially available optimization software the correct values for the failure parameters NRR, NRS/NRT, MRR, and MSS/MTT are determined stochastically. The starting values for the failure parameters are the external peak loads achieved by actual tests. However, due to the slight differences seen in the previous section between the internal weld forces and the externally

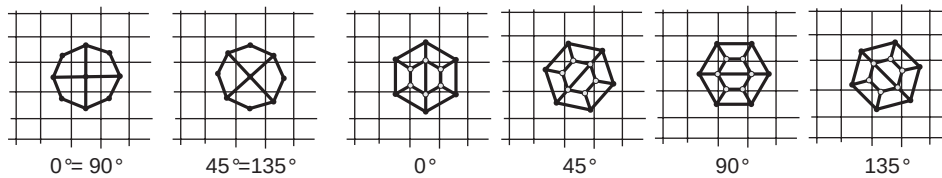


Fig. 11 Rotational cases evaluating mesh dependence for 4-hex and 8-hex weld assemblies

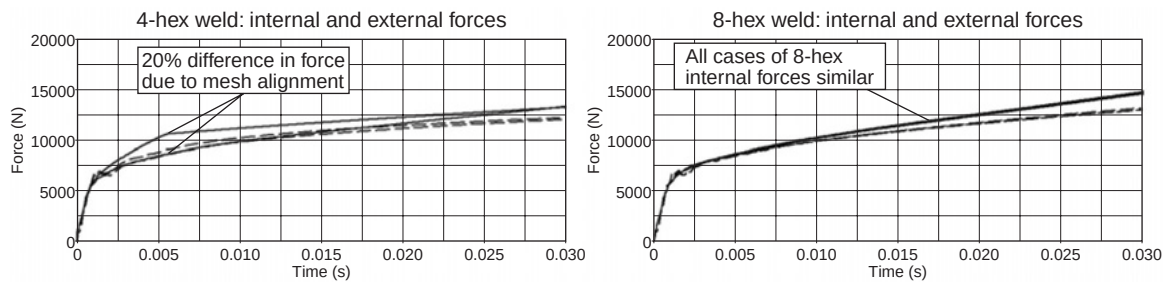


Fig. 12(a) Comparison of internal weld forces to external forces of 4-hex and 8-hex welds for each rotational case

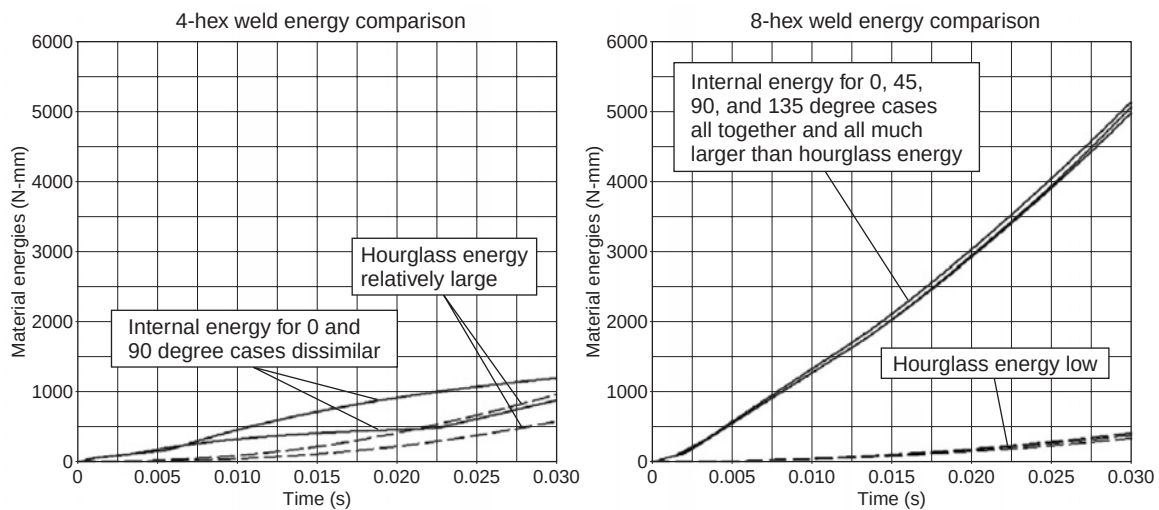


Fig. 12(b) Internal and hourglass energy for 4-hex and 8-hex weld assemblies for each rotational case

measured load, these values do undergo adjustment on the order of 10% until the measured load achieved by simulation matches the target values. This method is sufficient to determine NRR, NRS and NRT. The weld coupon simulation models used for this correlation are shown in Fig. 13.

These two experiments are sufficient to determine the shear and tensile failure parameters. Furthermore, these are the only existing experiments where complete data for all material grades and sheet thicknesses are available. However, the torsion and moment failure parameters of MRR and MSS/MTT are still unknown. If the values are left as 0 in the material definition, then the failure criteria may not be reached in certain limited load cases, which are not common as the initial rupture, but can become the failure mode after several welds have ruptured. The following process is used here. MRR is assumed to be proportional to NRS/NRT and MSS/MTT are assumed to be proportional to NRR. Keep in mind that MRR, MSS, and MTT are not forces but moments.

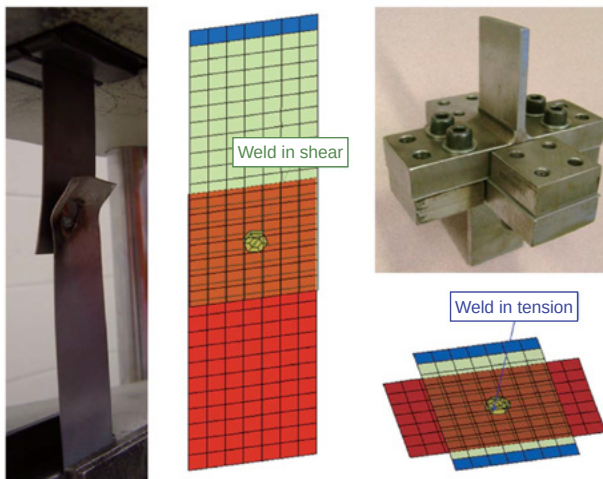


Fig. 13 Test and simulation spot weld coupons showing shear and tensile load cases

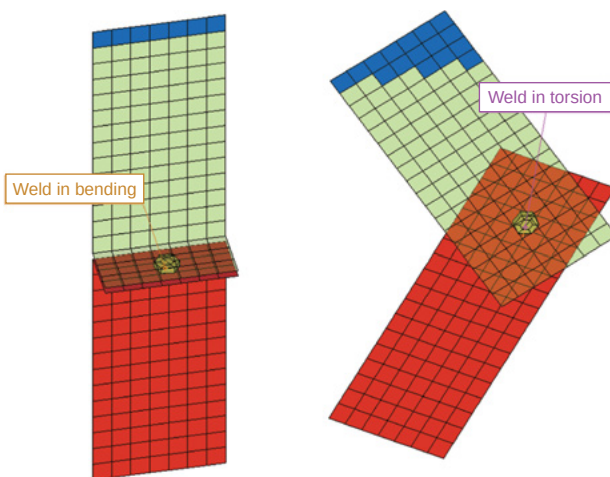


Fig. 14 Bending and torsion parameter check simulations

Once this proportionality relationship is assumed a very limited subset of simulation experiments is run and checked against a single case in the published literature and a single internal experiment⁽⁴⁾. These simulations are shown in Fig. 14.

5. Automatic Assigning of Failure Parameters in Large Models

A proprietary script is developed for multiple preprocessors which interrogates each weld and determines its connections. Thickness of the sheet metal, material grade of the sheet metal and the total number of sheets in the weld are all taken into consideration for the script. Once the script determines this data for a given spot weld, a look up table of weld failure parameters is consulted by the script and a MAT_100 material is created with those failure parameters and that weld element is moved into that part. If a part with those same properties already exists, then the weld is simply moved into that existing part with other welds of the same configuration.

This script works in conjunction with the entity known as a connector which already contains the connection information and as is the case can create the mesh element from the connector format efficiently. As a result of careful programming of the script, we are able to assign or reassign all the welds in a full vehicle model on the order of 10 minutes using commonly available engineering computer workstations.

6. Results in Full Vehicle Crash Simulations

The 8-hex welds and the automatic assigning of the material failure parameters through the preprocessor scripting have shown to be usable in a development engineering setting. An example illustrated here is a side impact crash simulation of a vehicle with several million elements. The automatic assigning script process has been used to set the material failure parameters for all the spot welds in the vehicle, so each has the potential for failure criteria to be achieved depending on the loads seen during the simulation. Furthermore, the impact on analysis run time between beam welds and 8-hex assembly welds with failure criteria was approximately 5% of the overall run time of approximately 24 hours in this case. This lack of time penalty caused by the decrease in mesh size is due to the artificial scaling of the modulus of elasticity in the weld material definition. Although this decrease is significant and smaller than what is being applied to the beams, it does not seem to cause a significant change in the intrusion measurements compared to the beams or compared to the actual test result. The correlation between the welds which ruptured in the actual test compared to the welds which failed in the simulation was good. The simulation showed only 3 welds in the front of the side sill area near the front wheel which ruptured. This comparison is shown in Fig 15.

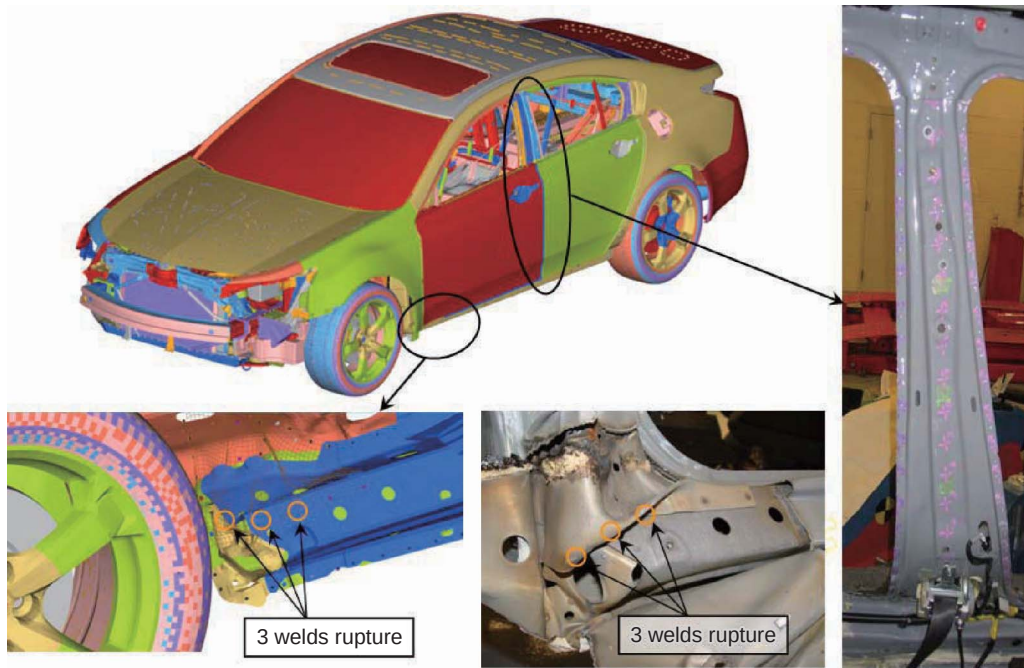


Fig. 15 Comparison of side impact simulation and test results

7. Conclusion

By determining a method to create truly mesh independent weld elements with an appropriate failure criteria method, a practical method to help predict spot weld rupture behavior has been achieved.

As a practical matter, since the precision of the prediction methods is within the variability of the test results, the methods developed here have been proven useful for development work. In addition, other practical considerations such as model fidelity, computational run time, and model set up have only been impacted to a small degree. Therefore these methods should be viewed as viable tools during the development of spot welded structures.

References

- (1) Hallquist, J.: LS-DYNA User's Keyword User's Manual, Volume 1, May 2007, Version 971, Livermore Software Technology Corporation (2007)
- (2) Madasamy, C., Guimberteau, T., Tyan, T., Faruqu, O.: An Investigation of Spot-Welded Steel Connections Using a DOE Approach, SAE Paper, 2003-01-0612 (2003)
- (3) Malcolm, S., Nutwell, E.: Spotweld Failure Prediction using Solid Element Assemblies, 6th European LS-DYNA Users' Conference, p 2.47-2.55 (2007)
- (4) Utsumi, Y., Sato, K., Nomura, N., Suganuma, H., Takada, K., Nii, N., Fujimura, T., Inoue, T., Satonaka, S.: Investigation and Research into CAE Technique for Spot Weld Rupture (Part 1) - Effect of tensile speed on fracture strength of various joints - , JSAE Proceedings May, 2005, no.49-05, JSAE Paper 20055072

■ 著 者 ■



Skye Malcolm



Emily Nutwell

アジア大洋州ニーズに応える新バンパ材料の開発

Development for New Bumper Face Material in Asia-Pacific Region

本 庄 圭 一*
Keiichi HONJO

鈴 木 英 治*
Eiji SUZUKI

Monchai CHAICHANA*

要 旨

ポリプロピレン(PP)製バンパ材料に関して、アジア大洋州拠点において全世界要求品質である低温高衝撃や低比重を満たしながらも低コストな材料を開発した。

従来、バンパ特性として、低温物性、高剛性そして低比重を両立するために、主組成のポリプロピレンブロックコポリマ(BCPP)を重合した後、次工程のコンパウンド工程において高価なゴム材料と高結晶 PP を添加する必要があった。

本開発では、新規触媒性状と形状の適正化で衝撃性に有利なゴム成分を多く含み、剛性も向上した BCPP を製造可能とした。この BCPP をベース樹脂として生産性の良い廉価なバンパ材料を開発した。

ABSTRACT

This paper describes the development of a low-cost polypropylene (PP) bumper face material at Honda R&D Asia Pacific. This material realizes high impact performance at low temperature, and low specific gravity, which are Honda's worldwide quality requirements.

In order to simultaneously realize good low-temperature properties, high rigidity, and low specific gravity as the conventional bumper characteristics, it was necessary to polymerize block co-polymer polypropylene (BCPP), the main component, and then add expensive rubber material and high crystallization PP during the subsequent compounding process.

In this development, new catalyst properties and profile rationalization were employed, permitting manufacture of a more rigid BCPP that contains a large amount of rubber, which is advantageous for impact performance. By using this BCPP as a base resin, a less expensive bumper face material that had good productivity was developed.

1. まえがき

近年、原油価格の高騰によりナフサの価格も上がり、それを原料とするポリプロピレン(PP)もやはり Fig. 1 のような上昇となっている^{(1), (2)}。この状況は鉄、銅その他の金属材料も同じ傾向にある。工業製品を扱うサプライヤはこの材料価格上昇への対処として、材料そして部品コストの低減化をあらゆる方面から探索し、実行することが必須となっている。

アジア大洋州の昨今の車事情においても、インドを中心とする小型車の拡大動向、そしてタイでは Eco-car 構想が具現化し、小型モデルのコスト競争力強化のためにそれに焦点をあてた開発が急務とされている。

コスト低減の対応策を考えると、まずは材料開発として廉価で優れた物を作り出す、つまり高性能で高機能な材料を探し出し、高価な材料の代替えや使用量削減に貢献する

ことである。第二に徹底的に無駄を省くこと、工程削減、合理化や統合化そして精度や歩留まりアップなどで投資削減や生産性向上に努めることも重要である。第三に、特に海外

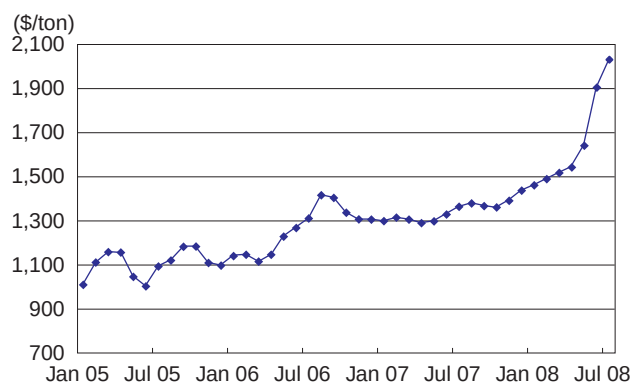


Fig. 1 Polypropylene price (platts)

* HONDA R&D ASIA PACIFIC CO.,LTD.

拠点における原材料を安くすること、現地特産品や現地調達を前提とした材料を使用し、輸送費、関税、管理費などを無くすことである。その切り口として、バンパ材料の低廉化をねらって開発したのでそれを紹介する。

2. 材料組成とコストダウンに向けた提案

部品機能におけるバンパ材料の役割は、バンパ肉厚が薄くても形状を保持し、熱間時の変形を無くすために剛性を確保すること、そして軽衝突時に変形や割れを生じないことである。もちろんそれらは軽量で廉価であることが望ましい。その要求を満足させるために材料組成としてTable 1に示すようにベース樹脂であるポリプロピレンブロックコポリマ(BCPP)、そして高結晶 PP、ゴム、タルクから構成されている。製造プロセスは、Fig. 2に示すように、ナフサから PP を重合していくプロセスと、さらなる物性と色を調整する混練(コンパウンド)工程を経て、樹脂ペレット化され、最後に射出(インジェクション)成形へと進むのである⁽³⁾。

本開発ではコスト削減の観点で新たな材料設計を考慮した。バンパ材料の組成のうち BCPP は Fig. 3 に示すように高結晶 PP 成分の「海」の中にゴム成分の「島」がある構造になっている。従来、材料特性については、剛性と耐衝撃性の確保をねらいとするが、この BCPP 単独ではその要求物性をすべて満足することはできないため、後工程のコンパウンド工程にてゴム、高結晶 PP およびタルクを配合している。しかしこのゴムは、生産効率の低さにより BCPP と比較して高コストな材料であり、本来は添加量の削減または廃止が望ましい。また高結晶 PP についても同様で可

Table 1 Role of material

Process	Composition	Role
Polymerization process	BCPP	Rigidity, paintability and impact
Compound process	High crystallization PP	Rigidity
	Post-addition elastomer	Impact and paintability
	Talc	Rigidity

能な限り結晶化を促しその量を削減することがコストダウンに貢献できるはずである。それらを合わせて材料組成の考え方のイメージを作成したのが Fig. 4 である。

つまりコスト削減のための材料設計とは、BCPP重合工程でできるだけ最終組成に近づけ後の添加や調整を省くことである。具体的には、高ゴム含有化⁽⁴⁾と PP の高結晶化を促進することであり、次項でそれぞれについて述べる。

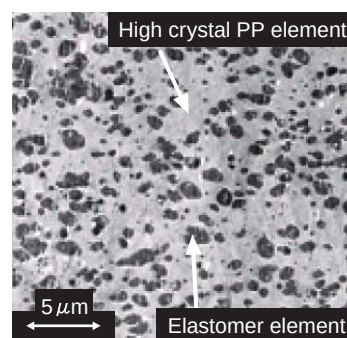


Fig. 3 Structure of BCPP

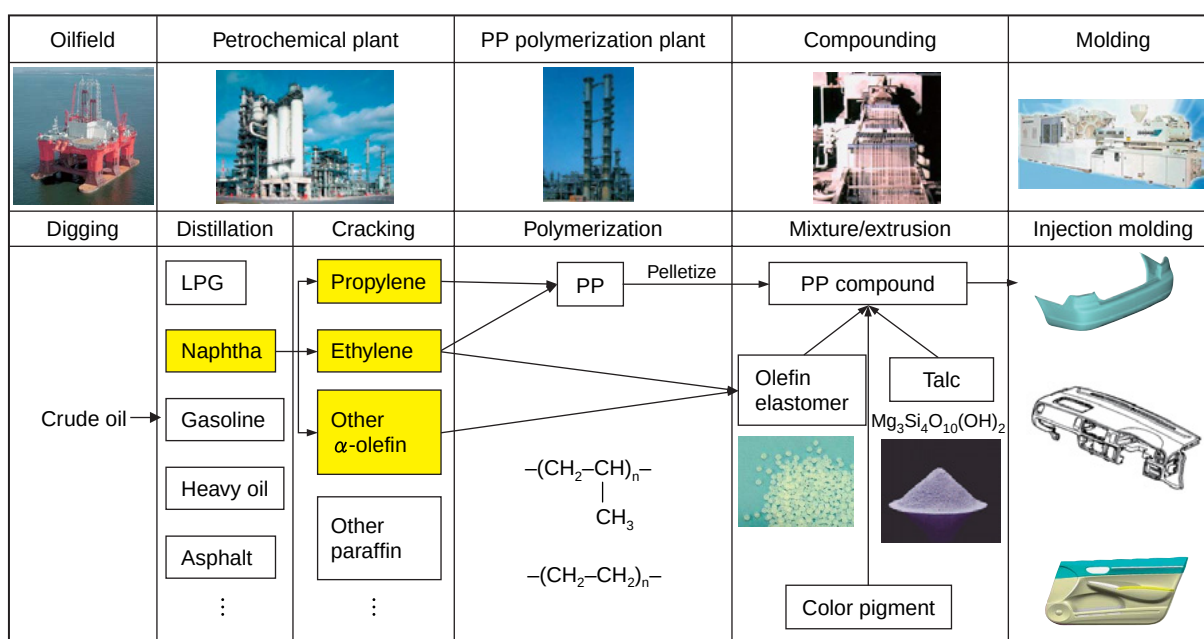


Fig. 2 Manufacturing process

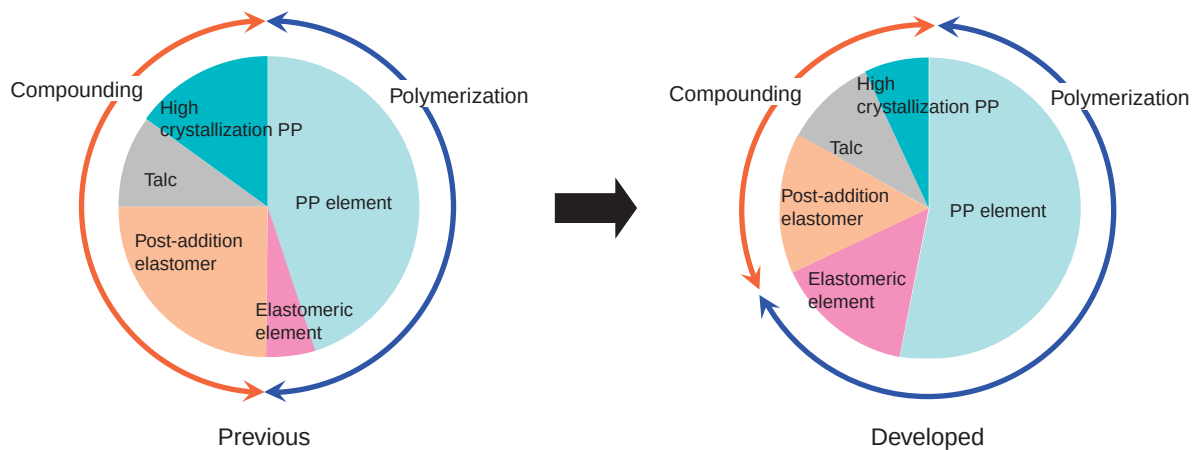


Fig. 4 Idea of bumper material composition design

3. BCPP の高ゴム含有化

高ゴム含有化については、PP重合の触媒が鍵となる。PP重合プラントからその反応後に取り出されるBCPPはFig. 5に示すように従来は粒子径約0.5mmのブロッキングを生じないさらさらなパウダ状である。この状態でゴム含有量を上げていくと、Fig. 6のようにパウダ粒子表面にゴム成分が多く存在し、べたつきを生じやすく、固着や流動性低下を引き起こし生産性の低下を招く。そこでまずは、BCPPパウダの比表面積の減少によるゴムの接触機会の減少をねらった大粒径化を検討した。パウダの粒径は重合触媒の粒径に依存するため、触媒径の大径化をおこない Fig. 7⁽³⁾に示すような粒子径約1.5mmのパウダを得た。さらにパウダ表面のゴム成分を減らすために触媒形状の検討をおこない、ポーラス状にした結果ゴム成分はパウダ内部に多く取

り込まれるようになり、Fig. 8に示すようにパウダ表面に濃化は認められなくなった。

Fig. 9は触媒の粒径に対するパウダのゴム含有量と流動性の関係である。流動性とは重合反応装置内のPPパウダ

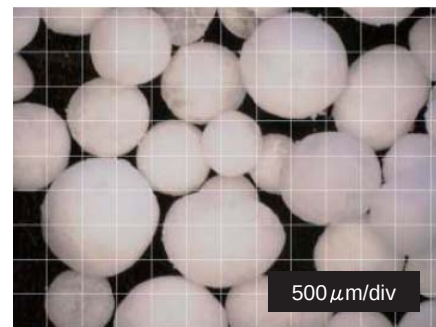


Fig. 7 BCPP powder

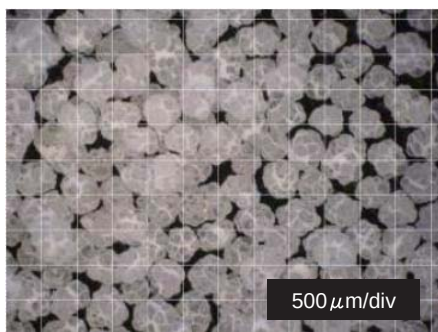


Fig. 5 BCPP powder

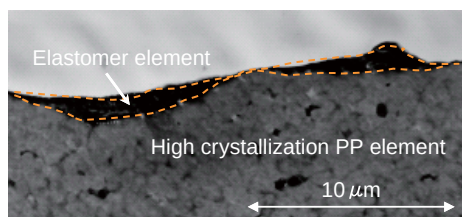


Fig. 6 Surface of BCPP powder

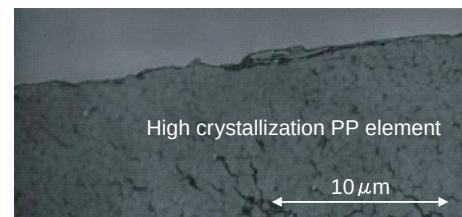


Fig. 8 Surface of BCPP powder (porous catalyst)

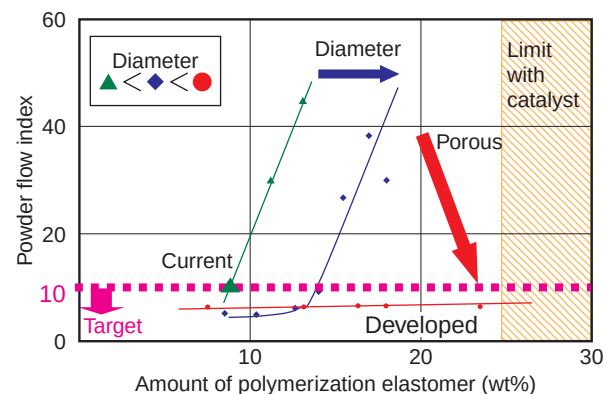


Fig. 9 Effect of BCPP elastomer content

Table 2 Effect of nucleator

Properties	Unit	Homo PP	Homo PP + nucleator
Specific gravity	—	0.9	0.9
Flexural strength	MPa	54	65
Flexural modulus	MPa	1850	2250
Izod impact (23 °C)	J/m	22	20

Table 3 Physical properties of BCPP

Properties	Unit	Previous	Developed
Specific gravity	—	0.9	0.9
Flexural strength	MPa	35	27
Flexural modulus	MPa	1200	1000
Izod impact (23 °C)	J/m	50	90

落下速度から、ゴム成分のべたつき度合いをあらわす指数であり、10以下を目標と定めた。従来のパウダ粒径では生産性確保のためにはゴム含有量を約10% 迄しか含有させることができない。パウダ粒径を上昇させていけばゴム含有量は上がり、さらに触媒のポーラス化を組み合わせることにより約 23%以上の含有量が達成できることがわかった。ただし触媒自体のポーラス度と粒径アップには限界があるため、現実的な生産を考慮して触媒の最適化をおこない、ゴム含有量を設定した。

4. バンパ材の高剛性化

従来のバンパ材では、BCPP の剛性を補うためにコンパウンド工程で高結晶 PP を後添加していた。しかし、開発したバンパ材料ではコンパウンド工程で結晶核剤を添加することにより結晶化度を上げて剛性を高めたため、後添加の高結晶 PP 添加量の削減が可能となり、コストダウンに寄与できた。Table 2 は特に剛性に焦点を当て、Homo PP にてその効果を確認した事例である。

5. 開発材の性能

開発した BCPP の物性を Table 3 に示す。BCPP の状態で高ゴム含有化により衝撃性能を80%上げることができた。このBCPPを用いることによりHondaとしてのグローバル規格を満足する、現行材同等性能のアジア大洋州用新バンパ材料を開発することができた。

6. 適用の効果

重合時の高ゴム含有化と結晶核剤による高剛性化により、

従来比6%の低コスト化を達成できた。

また従来、アジア大洋州地域においてはその地域限定の専用材料とHondaとしてのグローバル規格材料とを併用してきたが、今回の廉価材開発により二つの材料の統合化をおこなうことができ、材料の切替えロスを無くすことができた。

7. まとめ

新規触媒技術を用いた高ゴム含有 BCPP と高結晶化度の技術を併用した新規バンパ材料を開発し、タイ生産の2008年モデル新型 ACCORD より適用を開始した。

- (1) ベースポリマである BCPP の重合触媒に大粒径ポーラス触媒を用いることにより、高ゴム含有量(約20%)のBCPPを開発し、この結果、高コストである後添加ゴムを削減(約5%)することができた。
- (2) 同時に PP の結晶化度を高めることにより、後添加の高結晶 PP の添加量を削減(約5%)した。
- (3) この結果、Hondaとしての全世界要求品質(低温衝撃、高剛性、低比重)を保持しつつ生産性を確保した低コストな新バンパ材を開発できた(従来比6%ダウン)。
- (4) 2008年モデル新型 ACCORD 以降タイ生産全モデルへ適用し、さらにアジア大洋州周辺国(台湾、マレーシア、インド、パキスタン)へも適用を拡大した。

参考文献

- (1) 財務省「貿易統計」CIF 価格, <http://www.customs.go.jp/toukei/info/tsdl.htm>
- (2) 館和久：ポリプロピレン，プラスチック，Vol.57, No.1, p.31-36(2006)
- (3) 特開 2007-56096
- (4) 新井雅之，前原浩之：オレフィン系樹脂の改質，プラスチックエージ，Vol.50, Oct., p.72-76(2004)

■著者■



本庄 圭一



鈴木 英治



Monchai CHAICHANA

高濃度エタノール混合ガソリン(E85)の 気化特性とエンジン低温始動性

Vaporization Characteristic of High-ethanol Gasoline (E85) and Cold Startability

相 川 孔一郎*
Koichiro AIKAWA

桜 井 隆 幸*
Takayuki SAKURAI

林 有 登*
Aruto HAYASHI

要 旨

本研究では高濃度エタノール混合ガソリン(E85)の気化特性と低温始動性を調べた。同一のリード蒸気圧(RVP 71kPa at 37.8°C)を有する E85(ASTM Class 3)とガソリンの-30°Cにおける低温始動性を調べた。その結果、ガソリンで始動可能である燃料供給量において、E85 は始動不可能であった。混合気中の燃料濃度(混合気濃度)をシミュレートした結果では E85 はガソリンに対し混合気濃度が小さく、始動に必要な混合気濃度に達していないことがわかった。低温始動を成立させるためにはクランキング中に混合気濃度を約 2vol% にする必要があることがわかった。混合気濃度を高めるには燃料供給量の増量が有効であることがシミュレーションおよび実験にて示された。混合気濃度を高める他の手段として RVP を高めることが有効である。ガソリンと同等の燃料供給量で低温始動性を成立させる条件をシミュレートした結果、ガソリンに対し 30-35kPa 程度 RVP を高める必要があることがわかった。

ABSTRACT

The research discussed in this paper focused on the vaporization characteristics of high-ethanol gasoline (E85) and cold startability. The cold startability of an E85 (ASTM Class 3) and a gasoline with identical Reid Vapor Pressures (RVP: 71 kPa at 37.8 °C) was tested at -30 °C. When the E85 was injected in the same quantity as that which enabled engine start using gasoline, the engine failed to start. The results of a simulation of the fuel concentration in the air-fuel mixture showed that the mixture concentration formed by the E85 was lower than the mixture concentration formed by the gasoline, and that the E85 mixture did not reach the concentration required for engine start. Meanwhile, the formation of a mixture with a fuel concentration of approximately 2 vol% during cranking was necessary for engine start at low temperatures. Both simulation and test results showed that increasing the fuel injection quantity was an effective method of increasing the mixture concentration. Increasing the RVP of the fuel is another effective method of increasing the mixture concentration. The results of a simulation of the conditions required for low-temperature engine start using E85 at the same injection quantity as gasoline indicated that it would be necessary to increase the RVP of the E85 by approximately 30-35 kPa against that of gasoline.

1. まえがき

近年、エネルギー問題やCO₂排出量削減の観点からエタノールが代替燃料として注目を浴びている。エタノールは主にコーン、サトウキビ、甜菜などの植物を原料としているため、燃焼時に排出される CO₂ は植物が吸収した CO₂ と

*四輪開発センター

同量という考えからカーボンニュートラルとみなされるためである。現在、各国においてさまざまな形でエタノールが燃料として運用されており、ガソリンに 5-10%(E5-E10)程度を混合して用いる方法が最も普及している。一方ブラジルではエタノール 100%(E100)が高い普及率であり、またアメリカ(US)、ヨーロッパ(EU)ではエタノールに 15%

Table 1 Specifications for ethanol fuel

Property	US E85			EU E85	
	ASTM D5898			CWA 15293	
Volatility class	1	2	3	A	B
Alcohol [vol%]	79 min	74 min	70 min		
Ethanol [vol%]	–			75 min	70 min
Methanol [vol%]	0.5 max			1 max	
High alcohol (C3-C8) [vol%]	2 max			2 max	
Hydrocarbons [vol%]	17-21	17-26	17-30		
Water [vol%]	1 max			1 max	
RVP [kPa]	38-59	48-65	66-83	35-60	50-100

Table 2 Test fuel characteristics

Property	No. 1	No. 2	No. 3	No. 4	No. 5
Standard	ASTM D5898		CWA 15293	ASTM D4814	
Volatility class	1	3	B	C	D
Ethanol [vol%]	81	71	75	–	
Water [vol%]	1	1	1	1	1
RVP [kPa]	40	71	55	71	83

のガソリンを混合した E85 燃料など高濃度のアルコール混合ガソリンも普及しつつある。高濃度のエタノール混合ガソリンを用いる場合、低温時にエタノールの気化量が低下することから低温始動が問題となることがある^{(1)・(7)}。これに対し E100 を運用しているブラジルでは低温下で使用される場合を考慮し、サブフューエルタンクに気化性の良いガソリンを別途設け、低温時にはこれを用い始動性の確保をしている。一方、US、EU の E85 燃料では季節ごとに RVP を変化させ低温始動性を確保している。

ガソリンの RVP と低温始動性には密接な関係があることが報告されている⁽⁸⁾。これは混合気が着火、爆発するには適正な混合気濃度が必要であり RVP が大きい燃料ほど低温においても気化しやすく、空燃比を可燃範囲に制御しやすいためである。E85 では RVP をガソリンで始動可能なものと同等にしても始動できないなど、ガソリンとは異なった特性がある。このように低温始動性を考える上で気化特性を調べることは大変興味深い。しかし、今までに低温始動を改善する方法としてエンジンハードの改善を報告した事例が主であり^{(1)・(7)}、気化特性に注目した事例⁽⁹⁾は少ない。本研究の目的は E85 の気化特性を調べると共に、その結果より低温始動に必要な条件を考察することである。

2. 試験条件

Table 1 に US、EU で現在適用されている E85 燃料規格を示す。E85 燃料のエタノール濃度および RVP は適用季節ごとに異なっている。エタノール濃度の下限は 70%、上限は適用国によって異なるが約 85% となる。RVP は寒冷期になるほど高くなっている。これは、低温始動性を考慮に入れたためと考えられる。本研究では高濃度エタノール混合ガソリンとしてアメリカ ASTM 規格 D5788-06⁽¹⁰⁾における E85 の夏用燃料 Class 1(Fuel No.1)および冬季燃料 Class 3(Fuel

Table 3 Test engine specifications

Cylinder configuration	In-line 4-cylinder
Bore × Stroke [mm]	81.0 × 87.3
Displacement [cm ³]	1799
Compression ratio	11.5
Valve train	SOHC
Number of valves	4 valves / cylinder
Fuel injection system	MPI

No.2)、ヨーロッパ CWA 15293⁽¹¹⁾における冬規格燃料 Class B(Fuel No.3)を検討した。比較のため US E85 Class 3 と同等の RVP を有するように調整した ASTM D4814-06⁽¹²⁾Class C ガソリン(Fuel No.4)さらに秋-冬用 Class D ガソリン(Fuel No.5)を用いた。それぞれの代表性状を Table 2 に示す。低温始動性を評価するエンジンとして 1800cm³、自然吸気 4 気筒エンジンをを用いた。Table 3 に本エンジンの仕様を示す。低温始動性評価温度は−30℃とした。

3. 高濃度エタノール混合ガソリンの特性

3.1. 混合気濃度および蒸気圧の算出

ガソリンや E85 燃料のように多成分で構成される燃料の混合気濃度や蒸気圧を算出することは、共沸現象に代表される成分同士の相互作用などがありとても複雑である。そのため化学工学プロセスシミュレータ CHEMDAD (Chemstations 社)を用いて算出をおこなった。算出に用いる各燃料の構成成分はガスクロマトグラフィーおよび質量分析(GC-MS)により定性分析をおこない、水素炎イオン化検出器(FID)により定量分析をおこなったものを用いた。

3.2. 飽和蒸気圧と低温始動性の関係

Fig. 1 に試験燃料の飽和蒸気圧の温度特性を示す。なお、図中の蒸気圧において、実測点はプロットで示し、実線につ

いてはシミュレーションにて算出した結果である。RVP 測定には SETAVAP TESTER (Stanhope-seta 社製) を用いた。低温での蒸気圧測定は Fig. 2 に示すステンレス製の容器中に燃料を供給し内部圧力測定をおこなった。E85 (Fuel No.2) と同等の RVP を有するガソリン (Fuel No.4) の飽和蒸気圧を比較すると低温下においても両者はほぼ同等の飽和蒸気圧を有することがわかる。Fig. 3 は炭化水素 (HC) の飽和蒸気圧を炭素数別に示したものであるが、低温下では蒸気を形成する主なものはブタン (C4)、ペンタン (C5) のような軽

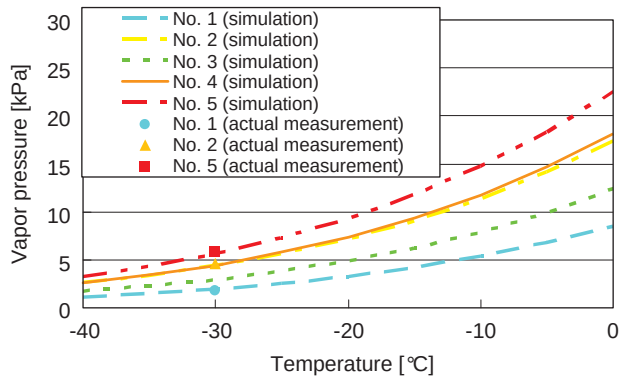


Fig. 1 Vapor pressure of test fuels

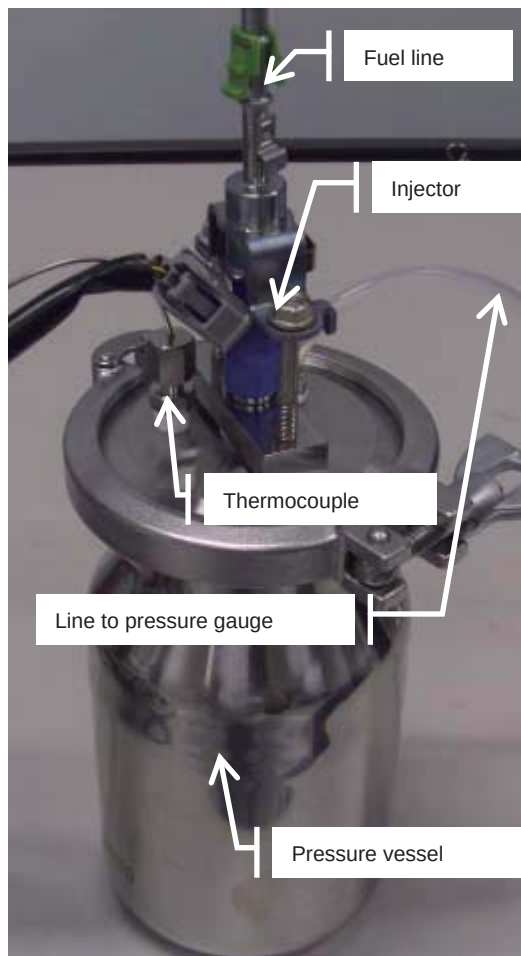


Fig. 2 Vapor pressure measurement device

質分であることがわかる。-30°Cで蒸気を形成するのは軽質な HC 成分であり、かつ飽和蒸気圧が同一であれば同等の始動性が予測される。Fig. 4 は Fuel No.2 および Fuel No.4 の始動性を -30°C で確認した結果である。なお、燃料の影響のみを検証するために燃料供給量や点火時期などは Fuel No.4 にて始動可能なものを用いている。予想に反し両者の始動性には大きな違いがあり E85 燃料を用いた場合始動には至らなかった。この結果はたとえ飽和蒸気圧が同等でも E85 燃料の気化形成がガソリンとは異なることを示唆している。

3.3. 不飽和領域の混合気濃度

Fig. 5 は -30°C における Fuel No.2 および Fuel No.4 の燃料供給量 (空気 1000cm³ に対する供給量) と混合気濃度の関係をシミュレーションしたものである。燃料供給量が十分である場合、すなわち混合気中の燃料蒸気が飽和状態である場合では両燃料ともほぼ同等の混合気濃度を示す。しかし、燃料の供給量が少ない領域、すなわち不飽和蒸気にお

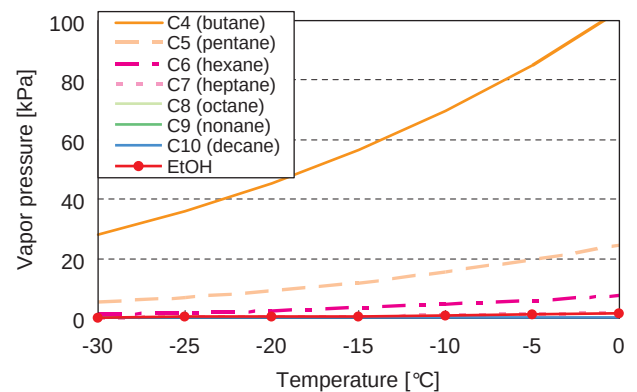
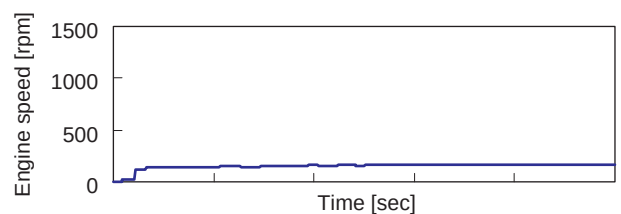
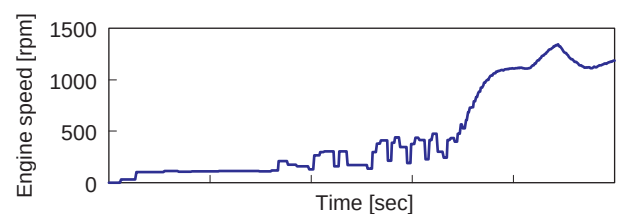


Fig. 3 Vapor pressures of ethanol and hydrocarbons [C4-C10]



(a) Fuel No. 2



(b) Fuel No. 4

Fig. 4 Cold startability with Fuel No. 2 and No. 4 at -30 °C

いては混合気濃度に差があることがわかる。これは燃料を構成する成分がガソリンと違うためと考えられる。Fig. 6は Fuel No.2 および No.4 の構成成分割合を示したものであるが、Fuel No.4(ガソリン)は C5 の割合が Fuel No.2(E85)に比べ高いことがわかる。不飽和領域の燃料供給量では、低温で気化できる C5 の含有量が多い Fuel No.4 の方がより高濃度の混合気を形成できると考えられる。Fig. 4の始動確認で適用した燃料供給量は空気 1000cm³ 当たり 1g 程度であり、混合気は不飽和状態である。このとき Fuel No.2 が形成する混合気濃度は No.4 に対し 6 割程度の混合気濃度しかない。これらの燃料における低温始動性の違いは、この混合気濃度差が大きく関わっていると考えられる。

本結果より同一の RVP でも E85 の気化量はガソリンに比べ少なく低温始動性が劣ることがわかった。E85 の実用を考えると、低温始動性をガソリンと同等にする必要がある。始動性の違いが混合気濃度の差によるものであるならば、E85 の気化量をガソリン同等に高めれば低温始動性が向上する可能性があると考えられる。混合気濃度を上げる手段として燃料に熱エネルギーを与えることが有効な手段であると考えられる。熱エネルギーを与える手段として、圧縮比を上げることや、断熱圧縮にできるだけ近づけるために始動時のクランキング回転数を上げることなどが考えられる。また、Fig. 5に示すように燃料の増量も燃料の気化量を上げる手段として有効であることがわかる。

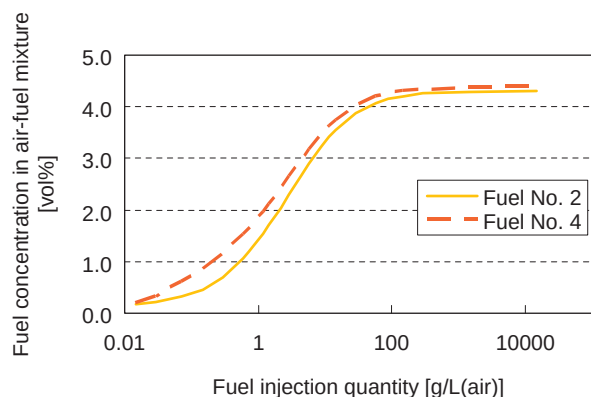


Fig. 5 Relationship between fuel injection quantity and fuel concentration in mixture at -30 °C

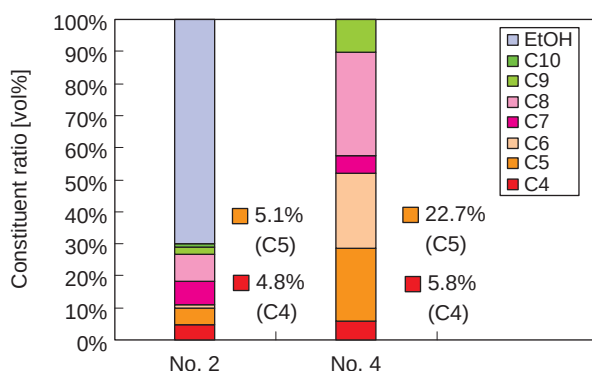


Fig. 6 Constituent ratio of fuel No. 2 and No. 4

Table 4 Combustible concentration of hydrocarbons

	Butane	Pentane
Combustible concentration [vol%]	1.6 – 8.5	1.5 – 7.8

4. 始動に必要な混合気濃度

4.1. 可燃混合気濃度

混合気を引火させるにはある程度の混合気濃度が必要である。エンジンを始動させるには始動クランキング中に混合気濃度を可燃範囲に入れて引火させなければならない。混合気濃度は気化した燃料がどれだけの空気と混合したかによって決まる。たとえば燃料の蒸気量がわずかな場合でも混合する空気の量を調整することで混合気濃度を高めることはできる。しかし、実際のエンジンで、始動クランキング中のインテークマニホールド内圧力を測定するとほぼ大気圧であり空気の量を調節することは難しい。以上の理由でクランキング中の引火の可否は大気圧下において混合気濃度がどの程度形成されるかで見積もることができると考えられる。Table 4は低温下における混合気中燃料の主成分であるブタン(C4)、ペンタン(C5)の可燃濃度⁽¹³⁾である。低温時の混合気の燃料成分は、燃料の構成成分や温度によって若干変化してしまうが、主成分がブタン、ペンタンであることから E85 やガソリンの氷点下における可燃混合気濃度の下限を見積もると、ルシャトリエの式⁽¹³⁾より約1.5vol%程度となった。すなわちガソリンおよび E85 燃料で低温始動を成立させるためにはクランキング中に混合気濃度を最低でも 1.5vol% 以上にしなければエンジンの始動は成立しないと考えられる。

4.2. 低温始動が可能な混合気濃度

4.1. 節では混合気の着火に必要な最低混合気濃度を推定したが、実際のエンジンではピストンを押し下げクランクを回転させるだけのエネルギーが必要なため、混合気が可燃であることが始動の条件にならない場合がある。たとえば、着火はするが始動には至らない場合などである。そこで、試験エンジンにおいて始動を成立させるために必要なクランキング中の混合気濃度を検討した。評価燃料として RVP が最も高く混合気濃度をコントロールすることができるガソリン(Fuel No.5)を使用した。-30°Cにおける始動に必要な最低燃料供給量を求め結果空気 1000cm³ に対し約 0.8g の供給量が最低限必要であった。Fig. 7 は-30°C下における Fuel No.5 の燃料供給量と形成される混合気濃度の関係をシミュレーションした結果である。なお、混合気的全圧は1気圧(101.325kPa)とした。シミュレーション結果によれば空気 1000cm³ に対し 0.8g のガソリンを供給した場合混合気濃度で約 2vol% になる。同条件にて圧縮上死点における混合気をサンプルし、混合気濃度を実測した結果

1.7vol%であった。混合気の分析誤差を考えればほぼシミュレーションどおりであり、試験エンジンの低温始動には2vol%以上の混合気濃度が必要であると推測される。

5. 圧縮比およびクランキング回転数の効果

本章では燃料の気化量を上げる手段として考えられる圧縮比を上げる効果およびクランキング回転数を上げる効果について検証する。圧縮による温度の変化は短時間におこなわれるので熱電対などを利用して直接測定することは応答性の点で難しい。そこでわれわれは燃料が多成分で構成され、温度によって形成する蒸気の構成成分が変化することに着目した。Fig. 8 に US E85 Class 3 (Fuel No.2)を空気1000cm³に燃料を2.4g混合した(全圧は101.325kPa)際に形成される混合気の構成割合をシミュレートしたものを示す。温度が上がると炭素数の大きい成分と、エタノールの構成割合が増えることがわかる。この性質を利用して燃焼室より混合気を直接採取し、混合気の構成成分を分析すれば温度が予測できると考えた。ガスサンプル方法の概略図をFig. 9に示す。プラグ穴よりパイプを介して圧力リリーフバルブをつなぎ、任意の圧力で燃焼室内ガスを取り出すことができる。取り出したガスはエアバッグに一度採取し、その後GC-MSおよびFIDにて混合気成分の構成比を分析した。

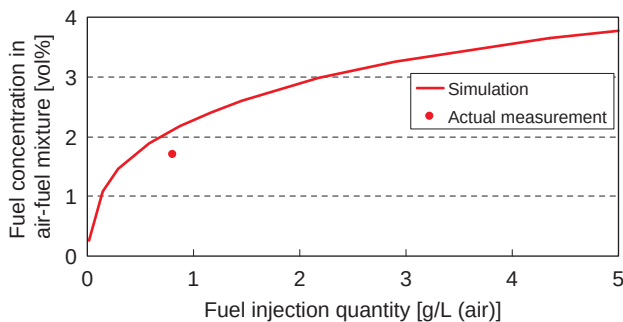


Fig. 7 Relationship between quantity of fuel injection and fuel concentration in combustion chamber for fuel No. 5 at -30 °C

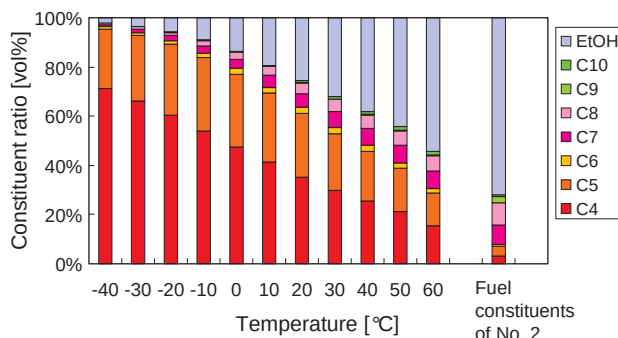


Fig. 8 Temperature dependence of mixture constituents for fuel No. 2

5.1. 圧縮比の影響

燃焼室からのガスサンプルは圧力リリーフバルブでおこなうために、任意の圧力にてガスのサンプルが可能である。サンプルをおこなう圧力を変化させることと、圧縮比を変化させることは同義と考えられるので、圧縮比の影響はガスサンプルの圧力を変化させる方法でおこなった。供給した燃料量は1気筒あたりのシリンダ容量450cm³あたり2.4gとした。Fig. 10 にリーフ圧を686kPaおよび1177kPaに設定し、サンプルした混合気の燃料成分の構成割合を示す。両者の燃料成分構成はほぼ同等のもので、かつ計算上で得られる-30℃における混合割合に近いものであった。Fig. 11にさまざまなリーフ圧に対しサンプルした混合気濃度を示す。リーフ圧すなわち圧縮圧に対し混合気濃度はほとんど変化しない結果が得られた。これらの結果は圧縮圧を変化させてもほとんど気化の促進にはつながらないことを示唆している。この圧力差は圧縮前圧力を1気圧、ポリトロップ指数を1.3とすれば圧縮比で2.3程度の差となり、圧縮上死点の温度として50℃程度の差があるはずである。しかし、圧縮圧を上げる効果が小さいのは以下のような原因が考えられる。低温環境下では、エンジン自体が低温であるために圧縮熱はエンジン側に流出してしまい温度としてはさほど上がらないことや、実際に温度が上がっても燃料液滴の熱伝達率が小さく圧縮熱を実際に受け取ることのできる時間は一瞬であるため液滴が十分に温まらず気化できない等の理由が考えられる。

5.2. クランキング回転数の影響

Fig. 12 にクランキング回転数125rpmおよび175rpmにてサンプルした混合気の燃料成分構成割合を示す。燃料および燃料供給量は圧縮比の検討時と同じ条件を用いた。クランキング回転数を変化させた場合においても両者の成分

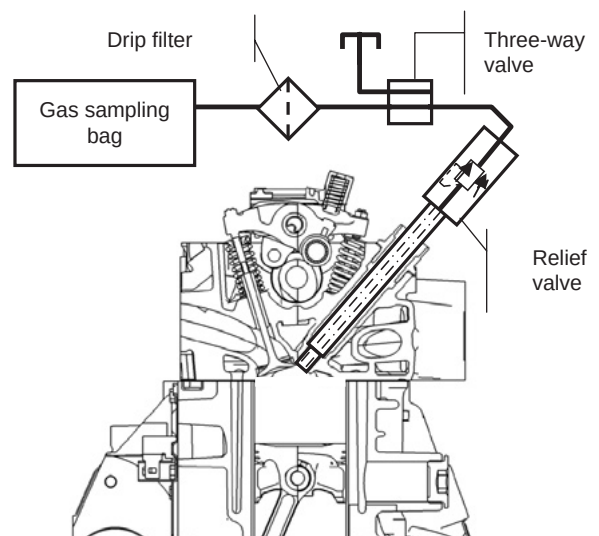


Fig. 9 Gas sampling device

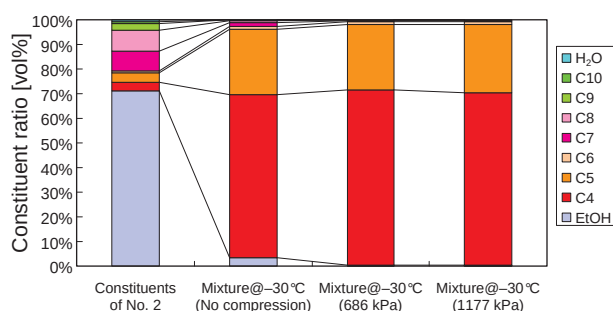


Fig. 10 Comparison of mixture constituents at 668 kPa and 1177 kPa at -30 °C

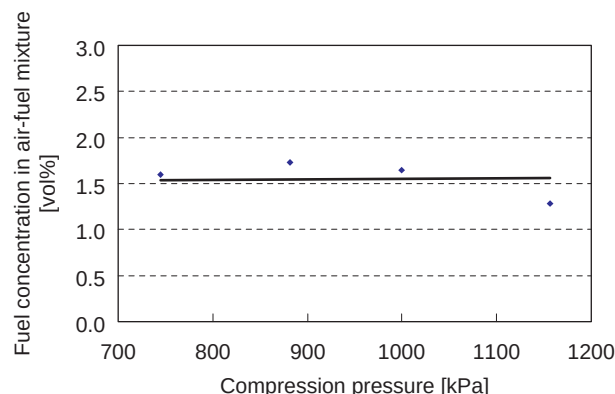


Fig. 11 Relationship between compression pressure and fuel concentration in combustion chamber at -30 °C

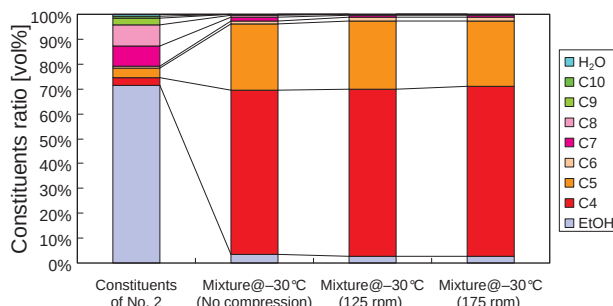


Fig. 12 Comparison of mixture constituents at 125 rpm and 175 rpm at -30 °C

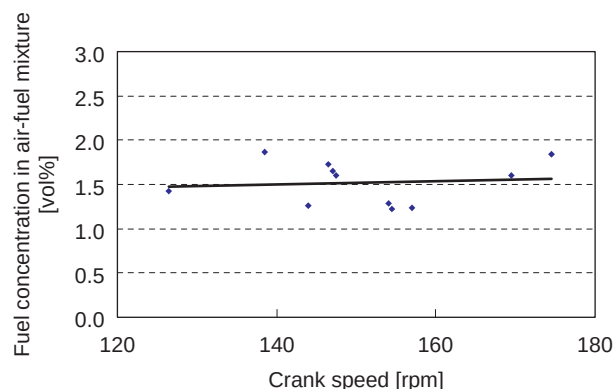


Fig. 13 Relationship between crank speed and fuel concentration in combustion chamber at -30 °C

構成はほぼ同等のものかつ、計算上で得られる-30°Cにおける混合割合に近いものであった。また、圧縮圧を変化させた場合と同様に、さまざまなクランキング回転数でサンプルした混合気濃度を Fig. 13 に示す。クランキング回転数を変化させても混合気濃度の上昇は見られない。これらの結果より、低温下では圧縮比を上げることやクランキング回転数を上げることによる低温始動性改善効果は小さいことがわかった。

6. 燃料増量による影響

第5章の結果では圧縮後の混合気中の燃料成分構成は圧縮前の成分構成とほぼ同等である。すなわち低温始動性は混合気がシリンダに入る前に形成された混合気濃度が重要であると考えられる。シリンダに入る前に混合気濃度を高める方法として Fig. 5 が示すように燃料の増量が有効であることがわかる。Fig. 14 は-30°Cにおける燃料供給量と混合気濃度の関係をシミュレートしたものである。E85 寒冷期用(Fuel No.2 および No.3)では燃料供給量を増やすことで混合気濃度が 2vol% になることがわかる。3.2. 節で述べたとおり燃料供給量の調整をおこなわない場合Fuel No.2では-30°Cでの始動が成立していない。4.2.節では始動に必要な混合気濃度を約 2.0vol% と結論づけたが、Fig. 14 に示すとおり Fuel No.2 においても燃料供給量を増量することで-30°Cで始動できる可能性がある。一方、Fuel No.1では増量をおこなっても 2vol% に達することはなく-30°Cで始動できる可能性が小さいことがわかる。なぜならば-30°Cでの飽和蒸気圧から混合気濃度を求めると計算上 1.85vol% であり、これが Fuel No.1 が形成する最大の濃度であるためである。本試験エンジンで供給できる最大燃料量から Fuel No.1の混合気濃度を計算すると約1.2vol%となる。したがって計算上では Fuel No.1 は増量による-30°Cのエンジン始動は不可能であるといえる。

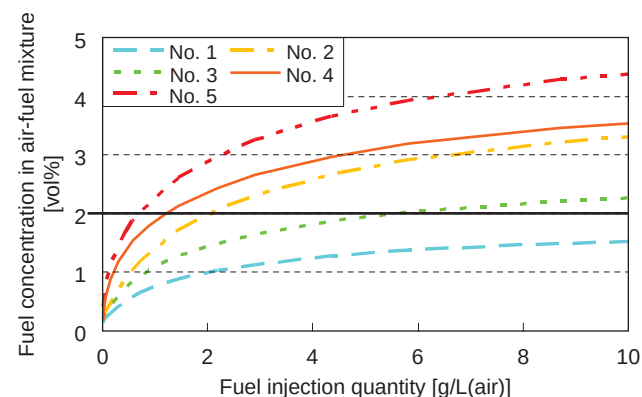


Fig. 14 Relationship between fuel injection quantity and simulated fuel concentration in mixture for test fuels at -30 °C

7. 実機による検証

Fig. 15 は計算上の混合気濃度が約 2vol% になる燃料供給量で、E85 燃料(No.1, No.2, No.3)の低温始動性を -30°C で確認した結果である。なお、Fuel No1に関しては計算上 2vol% にすることができないので、試験エンジンに可能な限り燃料を供給した結果である。RVP が低い燃料ほど始動に時間がかかっているものの、燃料の供給量を調整することで Fuel No.2 および Fuel No.3 は -30°C の始動が確認できた。一方、計算上に可燃濃度に入れることのできないとされた Fuel No1は始動することができなかった。このように、燃料の増量は混合気濃度を高めるには有効な手段であるが、増量により混合気を始動に必要な混合気濃度にするのできる燃料だけに有効な手段であることがわかる。

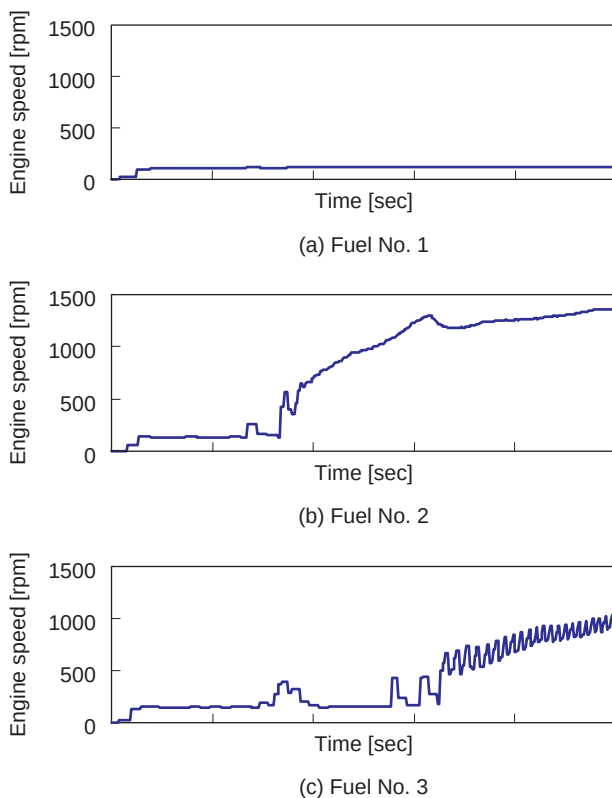


Fig. 15 Cold startability with optimized fuel injection quantity at -30°C

8. E85 燃料の始動限界温度

Fig. 16 はさまざまな RVP を有する E85 燃料の -30°C における混合気濃度をシミュレートしたものである。なお燃料供給量は本試験エンジンで最大限に供給できる空気 1000cm^3 あたり 4.8g としている。燃料構成により若干のばらつきはあるが、ほぼ RVP と混合気濃度には相関がある。RVP 55kPa の E85 で 2vol% となることがわかる。すなわち試験エンジンは最大燃料供給時に、RVP

55kPa 以上の E85 で -30°C の始動が可能と予測できる。同様にさまざまな温度や燃料供給量で始動可能な RVP を予測した結果を Fig. 17 に示す。比較のためガソリンを用いた場合も併記している。E85 の低温始動の限界はガソリンの場合と同様に RVP と燃料供給量に依存することがわかる。同一の燃料噴射量(空気 1000cm^3 当たり 0.8g)で比較した場合、E85 での始動に必要な RVP はガソリンに比べ $30 - 35\text{kPa}$ 程度高めに設定する必要があるといえる。また、増量をおこなった場合は ASTM Class 3 で 3 倍、CWA Class B で 6 倍程度増量が必要であるといえる。

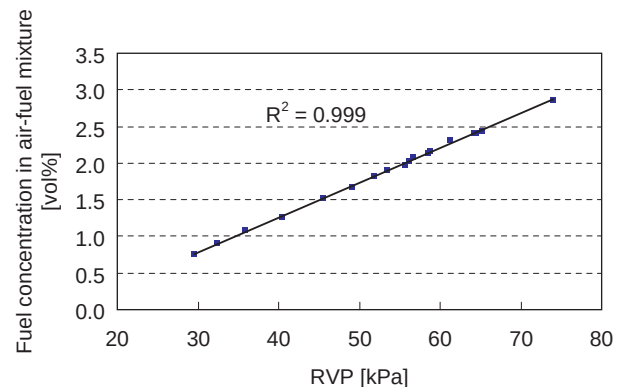


Fig. 16 Relationship between RVP and fuel concentration in mixture at maximum fuel injection quantity in test engine at -30°C

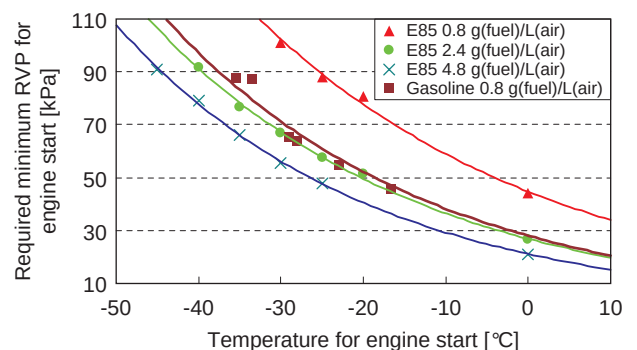


Fig. 17 Estimation of required RVP for cold engine start

9. 考察

E85 は気化量が少なく、同等の RVP を有するガソリンと比べ低温始動性に劣ることがわかった。これは、たとえ RVP が同等でも低温下の混合気濃度がガソリンに比べ低いからである。低温下での混合気中の燃料成分は C4, C5 の軽質な HC 成分で構成されるためこれらの濃度を如何に高めるかが重要になる。その方法の一つに燃料供給量を増やすことが有効であることがわかった。これは燃料をより多く供給することで、C4, C5 の供給量が絶対的に多くなるためである。しかし、燃料供給量を増やすことにより燃費が低

下する⁽¹⁴⁾などの弊害がある。また、増量はある一定の蒸気圧を持つものでないと効果が無い。他の方法として、燃料のRVPを高めることが挙げられる。この方法は確実に混合気濃度を高めることができるため低温始動性改善には確実な方法である。しかし、ガソリンに比べて30-35kPa程度RVPを高く設定しなければならない。RVPを高めすぎるとベーパーロックを生じる可能性が考えられる。以上のように、高濃度エタノール混合ガソリンの低温始動性を考える上で、燃料噴射量と燃料性状のバランスが重要で、実際の運用にはこれらを十分に検討する必要がある。

10. まとめ

本研究では高濃度エタノール混合ガソリンの気化特性と低温始動性の関係を調べた結果以下の知見が得られた。

- (1) RVPが同一のE85とガソリンを比較した場合、E85はガソリンに比べ気化量が少なく低温始動性に劣る。
- (2) 混合気濃度をガソリン同等にすれば同等の始動性が得られる。低温始動に必要な混合気濃度は約2vol%である。
- (3) 低温における混合気の主成分はC4、C5の炭化水素である。
- (4) 混合気濃度を上げるには燃料供給量の増量と燃料のRVPを上げることが有効である。
- (5) ASTM E85 Class 3 および CWA E85 Class B でガソリン同等の始動性を実現するためには、ガソリンに対しそれぞれ3倍および6倍の燃料増量が必要である。

11. あとがき

現状実際に運用されているUS ASTM D5788-06 およびヨーロッパE85規格CWA-15293で規定される寒冷期用E85のRVP下限値はそれぞれ66kPaおよび50kPaである。10章でも述べたが、これを元に-30℃以下の低温始動性を検討すると、ガソリン(ASTM D4814-06 Class D, RVP83)に対しそれぞれ3倍および6倍の増量が必要であると考えられる。このためより効率のよい低温始動性を実現するためにもRVP規格の改善が望まれる。

参考文献

- (1) Davis, G. W., Bouboulis, J., Heil, E. T.: The Effect of a Multiple Spark Discharge Ignition System and Spark Plug Electrode Configuration on Cold Starting of a Dedicated E85-Fueled Vehicle, SAE Paper, 1999-01-2664(1999)
- (2) Nakata, K., Utsumi, S., Ota, A., Kawatake, K., Kawai, T., Tsunooka, T.: The Effect of Ethanol Fuel on a Spark Ignition Engine, SAE Paper, 2006-01-3380(2006)

- (3) Marriott, C. D., Wiles, M., Gwidt, J. M., Parrish, S. E.: Development of a Naturally Aspirated Spark Ignition Direct Injected Flex-Fuel Engine, SAE Paper, 2008-01-0319(2008)
- (4) Cao, Y.: Operation and Cold Start Mechanisms of Internal Combustion Engines with Alternative Fuels, SAE Paper, 2007-01-3609(2007)
- (5) Davis, G. W., Heil, E. T.: The Development and Performance of a High-Blend-Ethanol-Fueled Vehicle, SAE Paper, 2000-01-1602(2000)
- (6) Aubin, K., Smith, H.: Evaluation of Tailpipe Emissions and Cold Start Performance of E85 Vehicles from the 2000 Ethanol Challenge, SAE Paper, 2001-01-0678(2001)
- (7) Tsunooka, T., Hosokawa, Y., Utsumi, S., Kwai, T., Sonoda, Y.: High Concentration Ethanol Effect on SI Engine Cold Startability, SAE Paper, 2007-01-2036(2007)
- (8) 自動車用ガソリンエンジン編集委員会：自動車用ガソリンエンジン, 山海堂, p.190(1988)
- (9) Silva, N. R., Sodré J. R.: Using Additive to Improve Cold Start in Ethanol-Fuelled Vehicles, SAE Paper, 2000-01-1217(2000)
- (10) ASTM D5798-06: 2006, Standard Specification for Fuel Ethanol (Ed75-Ed85) for Automotive Spark-Ignition Engines
- (11) CWA 15293: 2005, Automotive fuels. Ethanol E85. Requirements and test methods
- (12) ASTM D4814-06: 2006, Standard Specification for Automotive Spark-Ignition Engine Fuel
- (13) 日本産業・医療ガス協会: 高圧ガスハンドブック, p.134(2008)
- (14) Ku, J., Huang, Y., Hollowell, B., Belle, S., Matthews, R. D., Hall, M. J.: Conversion of a 1999 Silverado to Dedicated E85 with Emphasis on Cold Start and Cold Driveability, SAE Paper, 2000-01-0590(2000)

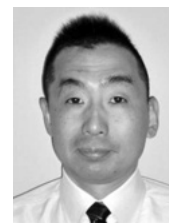
■著者■



相川孔一郎



桜井隆幸



林有登

バイオディーゼル燃料がエンジン油 スラッジ防止性能に与える影響

Effect of Bio Diesel Fuel on Sludge Prevention Performance of Engine Oil

下荒地 大地*
Daichi SHIMOKOJI

奥山 庸介*
Yosuke OKUYAMA

丸山 雅司*
Masashi MARUYAMA

要 旨

本研究では、バイオディーゼル燃料(Bio Diesel Fuel: BDF)が、エンジン油の有効なスラッジ生成指標である塩基価(Base Number: BN)と酸化誘導時間(Oxidation Induction Time: OIT)に与える影響を明らかにした。BDFを混合したエンジン油の単体試験による検証をおこなった結果、不飽和結合を多く含む BDF は、エンジン油のスラッジ生成を加速させることが示された。

ABSTRACT

The research discussed in this paper clarified the effect of biodiesel fuel (BDF) on two effective sludge generation indexes of engine oil, the base number (BN) and the oxidation induction time (OIT). The results of laboratory tests of oil deterioration using an engine oil mixed with BDF showed that BDF, which contains a large number of unsaturated bonds, accelerates sludge generation of engine oil.

1. まえがき

バイオディーゼル燃料(Bio Diesel Fuel: BDF)は、原油枯渇や CO₂ 削減に有効な石油代替燃料として世界各地でその利用が拡大している。BDF は、動植物の油脂をメタノールでエステル交換処理した脂肪酸メチルエステル(Fatty Acid Methyl Esters: FAME)を軽油と混合して使用する。欧米では既に BDF の利用が進んでおり、主な FAME として欧州では菜種油メチルエステル(Rapeseed Methyl Ester: RME)、米国では大豆油メチルエステル(Soybean Methyl Ester: SME)が使用されている。

しかし、有用な反面、BDFの燃料安定性についての懸念は多い。BDFから生じる酸やデポジットの酸化生成物は、燃料フィルタの閉塞、インジェクタデポジットや材料腐食などの燃料系に影響を与えることが報告されている^{(1), (2)}。

排出ガス規制の強化に伴い、ディーゼル車においてはディーゼルパティキュレートフィルタ(Diesel Particulate Filter: DPF)の装着が一般的になっている。DPF 装着車に

おいては、メイン噴射の後、DPF 再生のためにポスト噴射がおこなわれるため、この多段噴射によって燃料がエンジン油へ混入しやすい傾向にある。そのため、エンジン油もまた影響を受ける対象に挙げられ、適切なエンジン油の交換時期を判断する上で、その影響把握は重要である。

本研究は、BDFがエンジン油性状に与える影響を、主にエンジン油のスラッジ防止性能への影響について検討した。

2. エンジン油のスラッジ生成指標

エンジン油のスラッジ生成指標として、エンジン油の清浄性能と酸化防止性能の残存量が有効であることを以前報告した^{(3), (4)}。

清浄性能の残存量については、油中の塩基価(Base Number: BN)⁽⁵⁾によって評価できることが知られている。Fig. 1 に BN とスラッジの関係として、実機におけるエンジン油劣化試験でのピストン裏の写真を示す。

BNの低下は、エンジン油添加剤である清浄剤が、熱およびブローバイガス中の NOx ガスより生じる硝酸との中

*四輪開発センター

和消耗により引き起こされる。Fig. 1 に示すように、BN の低減に伴い、清浄性能が低下し、スラッジ発生と進行が確認された。従って、スラッジ抑制には BN の保持が重要である。

一方、酸化防止性能の残存量については、高圧示差熱分析法(High Pressure Differential Scanning Calorimeter : HPDSC)による酸化誘導時間(Oxidation Induction Time: OIT)によって評価できることが知られている⁽⁶⁾。Fig. 2 に、スラッジ生成車と非生成車における OIT と nPB 不溶解分⁽⁷⁾発生量の関係を示す。

OITの低下は、エンジン油添加剤である酸化防止剤が、熱および NOx ガスと未燃燃料とのラジカル反応によって引き起こされる。Fig. 2に示すようにOITが残存していれば、スラッジが発生することはない。従って、スラッジ発生を防止するには OIT の保持が重要である。

以上のことより、BNおよびOITは、エンジン油のスラッジ生成指標として有効である。

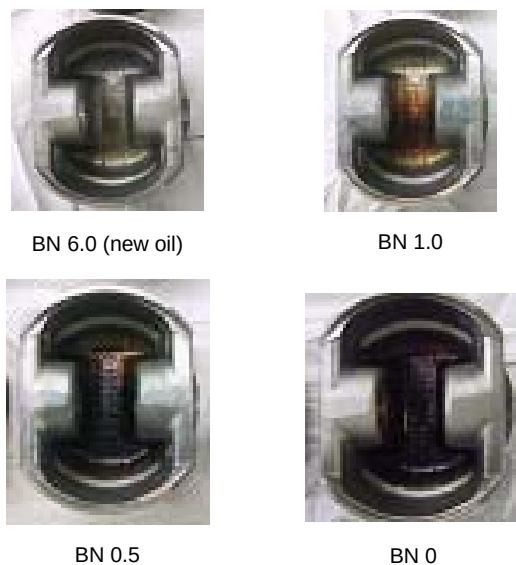


Fig. 1 Relationship between BN and deposits

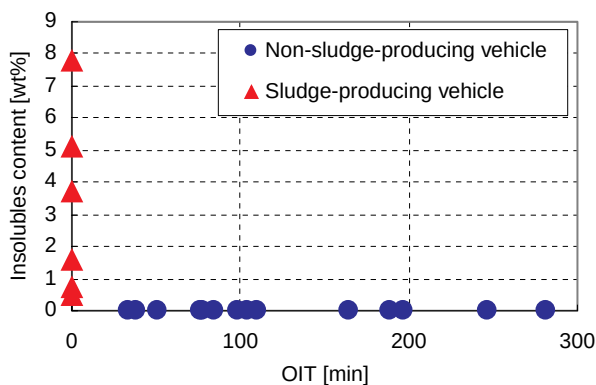


Fig. 2 Relationship between OIT and nPB insolubles

Table 1 Properties of fuel for NOx bubbling test

Items	Diesel	RME10	RME100	SME20	SME100
FAME in diesel (%)	0	10	100	20	100
Kinematic viscosity (40 °C, mm ² /s)	2.721	2.792	4.452	2.833	4.137
Sulfur (ppm)	3	3	<3	3	<3
Density (15 °C, mgKOH/g)	0.8356	0.8322	0.8831	0.8377	0.8831
Acid number (mgKOH/g)	0.01	0.03	0.1	0.06	0.17
Oxidation stability (hr) *	24.0<	18.6	7.8	2.9	1.1

* Rancimat

3. エンジン油スラッジ防止性能への影響

BDF希釈状態でのエンジン油スラッジ防止性への影響を検討するために、NOx バブリング試験を実施した。Fig. 3 に装置概略図を示す⁽³⁾。NOxバブリング試験は、熱とNOxの吹き込みによるクランクケース内でのエンジン油劣化を模擬した単体試験である。供試油には、Table 1 に示す各種 BDF を、Honda 純正油に 10 wt% 混合したものを使用し、経時での BN および OIT の低下速度を調べた。BN および OIT 低下速度をそれぞれ Fig. 4, Fig. 5 に示す。

軽油混合時と比較すると、RME10 混合時の BN および OITの低下速度の差異は認められない。しかし、よりFAME含有率の高い BDF 混合時において、低下は加速傾向にあ

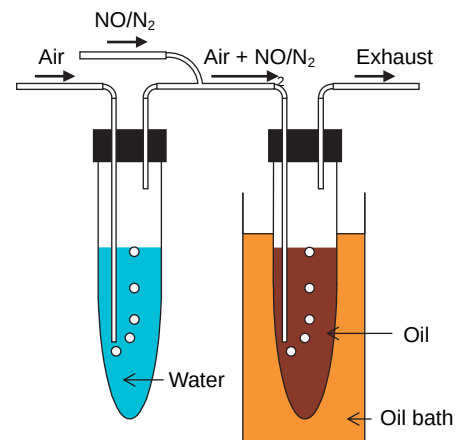


Fig. 3 NOx bubbling device

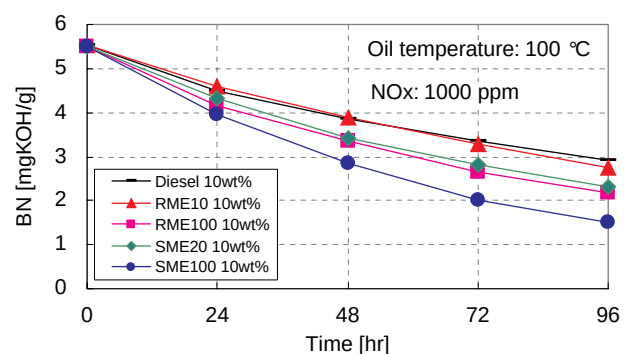
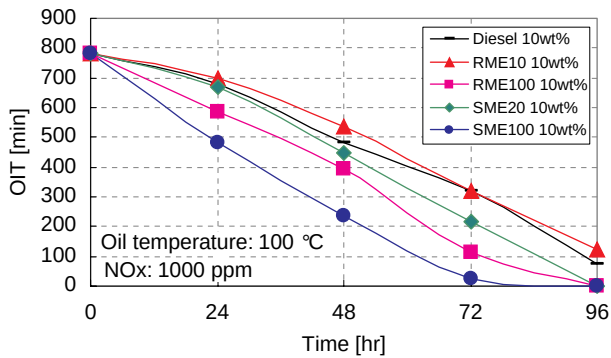


Fig. 4 BN reduction rate of BDF/oil mixture



り、影響は顕著に現れる。また、RME100 と SME100 混合時の BDF 濃度一定下において、SME100 混合時の低下速度が大きいため、BDF の原料の違いによる低下速度の差異が生じることが示された。

4. BN, OIT 低下メカニズムの検討

BDF 混合時における, BN および OIT の低下メカニズムについて検討をおこなった.

4.1. 原料の FAME 組成の違い

原料の違いでの詳細なFAME組成成分を明確にするために、ガスクロマトグラフ質量分析(Gas Chromatograph Mass Spectrometry: GC-MS)による解析を実施した。Fig. 6 に解析結果を示す。

RMEおよびSMEは、リノレン酸ME、リノール酸ME、オレイン酸MEの3種のFAMEで80%以上構成される。また、RMEはオレイン酸ME、SMEはリノール酸MEが主成分であり、組成の違いが示された。これらのFAMEは、炭素数は同一であるが、分子中に含まれる不飽和結合(二重結合)の数が異なる物質である。原料の違いによる低下速度の差異は、構成されるFAMEの不飽和結合数の違いにより発生したと推測される。

4.2. 不飽和結合数の影響

ここで、不飽和結合数の異なるFAME単体が与えるエンジン油スラッジ防止性への影響度を把握するために、リノレン酸 ME、リノール酸 ME、オレイン酸 ME をエンジン油に混合し、同様な NO_x バブリング試験を実施した。BN および OIT 低下速度をそれぞれ Fig. 7, Fig. 8 に示す。

BN, OIT の低下は, FAME の不飽和結合数に影響されることが示された。軽油混合時と比較すると, 不飽和結合数の多いリノレン酸 ME とリノール酸 ME 混合時では, BN および OIT の低下は加速傾向にある。オレイン酸 ME 混合時では, BN の低下速度の差異は認められないが, OIT には差異が認められる。

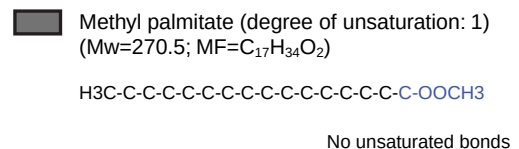
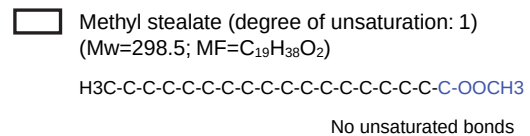
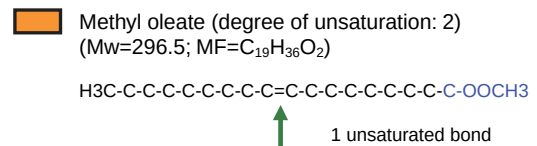
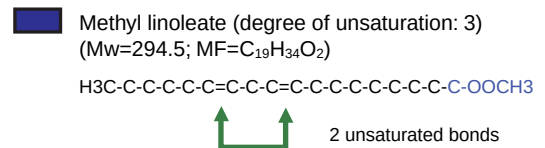
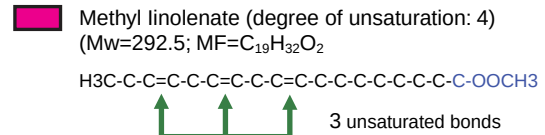
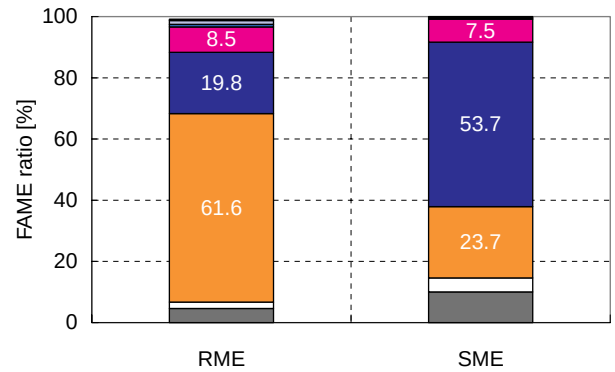


Fig. 6 FAME composition rate by GC-MS analysis

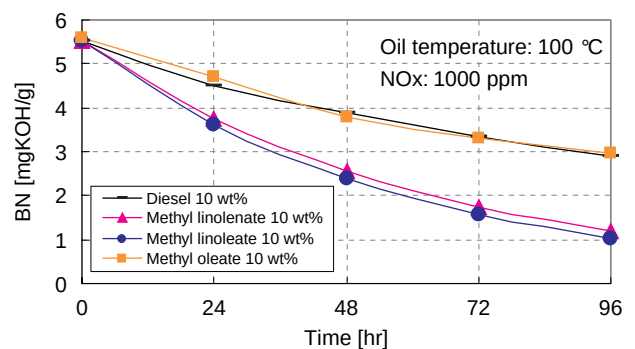


Fig. 7 BN reduction rate of FAME/oil mixture

また、BDF はこれら FAME 単体成分の混合物であるため、各 FAME が持つ低下影響度を重ね合わせたラインが、実際のBDF混合時の低下形態と一致するか検討した。Table 1 の BDF を、エンジン油に 10 wt% 混合した時、油中に存在する各 FAME 混合率を Table 2 に示す。ここで一例として、Fig. 7 のリノレン酸 ME10 wt% 混合時の BN 低下影響度に対し、5 wt%混合時の低下影響度は、おおそ中間曲線である Fig. 9 のように図示できる。同様な方法を用いて、RME100 と SME100 を 10 wt% 混合時において、油中に存在する相当量の各FAMEの低下推定曲線を作成し、それらを重ね合わせた BN および OIT の結果を Fig. 10 と Fig. 11 に示す。重ね合わせたラインと RME100, SME100 の低下形態は良好な相関関係にあった。このため、原料の違いによる低下速度の差異は、不飽和結合数の異なる FAME の組成比率によるものである。

4.3. FAME 酸化生成物の詳細解析

BN, OITの低減を加速させる低下要因としては、それぞれ酸とラジカル性物質の関与が考えられる。しかし、NOxバブリング試験での複雑な化学混合物である劣化油から、低下要因を特定することは分析上困難である。そこで、空気通気下、一定温度で FAME 単体成分を強制的に酸化させ、試験後の生成物を観察することで、BN および OIT 低下要因の推定を試みた。

Fig. 12とFig. 13は、それぞれイオンクロマトグラフィー

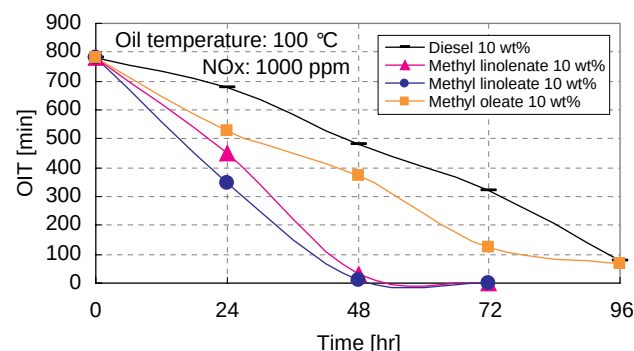


Fig. 8 OIT reduction rate of FAME/oil mixture

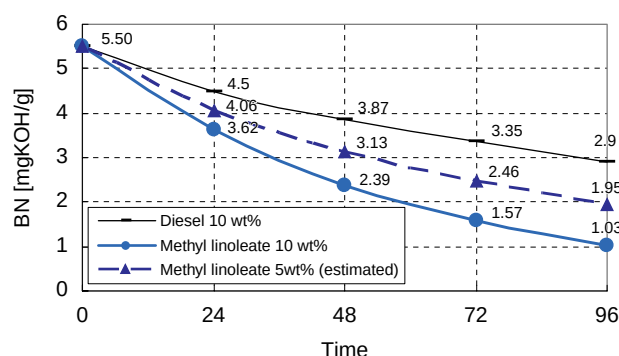


Fig. 9 Example of estimated reduction curve

Table 2 FAME rate at BDF 10 wt% mixture in engine oil

Items	Diesel	RME10	RME100	SME20	SME100
Methyl linolenate (wt%)	0.00	0.09	6.16	0.15	2.37
Methyl linoleate (wt%)	0.00	0.20	1.98	1.07	5.37
Methyl oleate (wt%)	0.00	0.62	0.85	0.47	0.75

(Ion Chromatography : IC)および GC-MS による、低分子量生成物についての解析結果である。ICによる解析結果から、低級脂肪酸の生成が示された。しかし、酸生成量はオレイン酸 ME が最も多く、これは Fig. 7 に示す BN 低下に対する影響と相反する。これは、酸の生成速度が、FAME単体とエンジン油混合状態では異なるためであると考えられる。また、GC-MS解析結果から数種のアルデヒドの生成が確認された。

Fig. 14は、ゲル浸透クロマトグラフィー(Gel Permeation Chromatography:GPC)による、高分子量生成物についての解析結果である。試験後の分子量分布結果から、FAME より高い分子量物質の生成が確認された。高分子量生成物については、リノール酸 ME で最も多い。さらに、この高分子量生成物を高速液体クロマトグラフィー(High Performance Liquid Chromatography : HPLC)にて分離精製し、大気圧イオン化質量分析(Atmospheric Pressure Chemical Ionization Mass Spectrometry:APCI-MS)にて解析した結果、各 FAME 二分子相当の質量を有することが確認

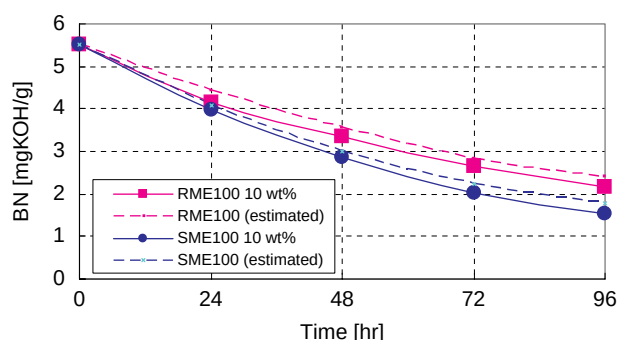


Fig. 10 Estimated BN reduction curve

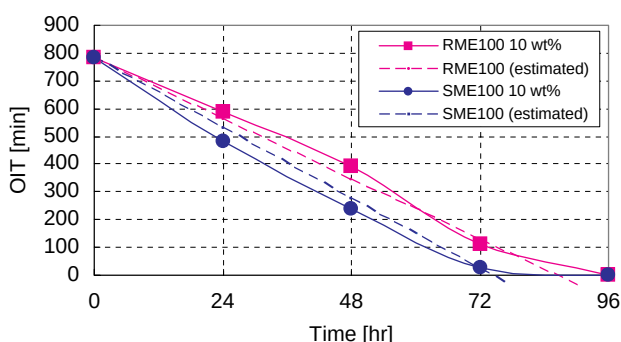


Fig. 11 Estimated OIT reduction curve

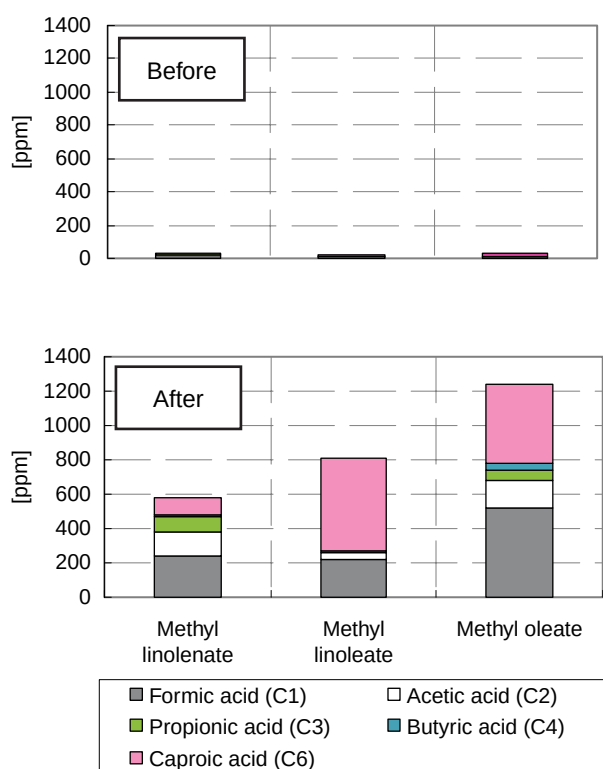


Fig. 12 Results of IC analysis after FAME oxidation test

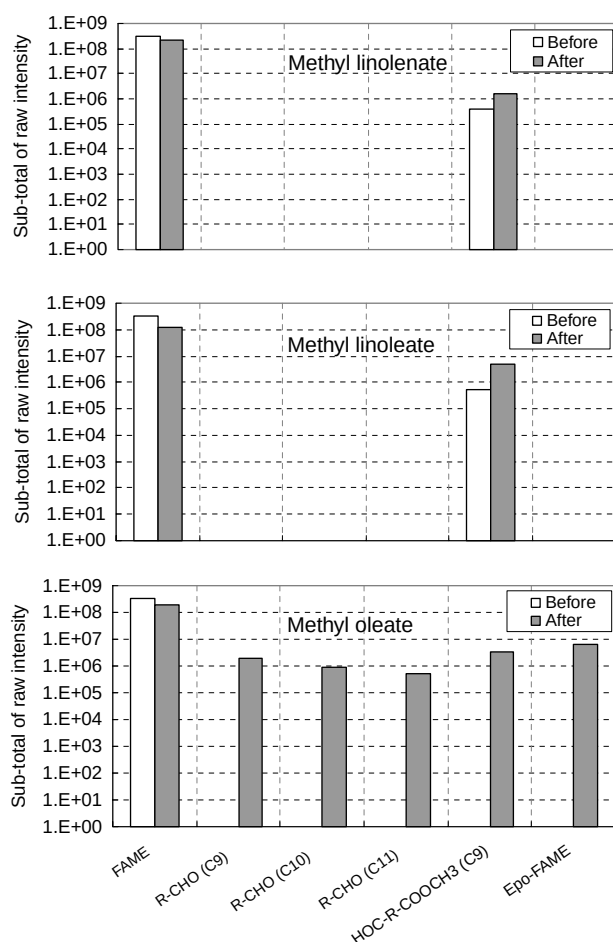


Fig. 13 Results of GC-MS analysis after FAME oxidation test

できた。この高分子量生成物は、重合反応による二量体 (Dimer)であると推測される。

4.4. FAME 酸化物生成メカニズム

一般的に、FAME の化学反応は、不飽和結合近隣のメチレン水素の脱離反応によって開始することが知られている。Fig. 15 に示すように、不飽和結合に隣接する炭素原子に結合するメチレン水素をアリル水素、不飽和結合に挟まれた炭素原子に結合するメチレン水素をビスアリル水素と呼ぶ。これらの水素は、脱離反応により炭素上に化学反応性の高いフリーラジカルを生成する。また、その脱離反応速度は、ビスアリル位水素が 100 倍大きいという報告もある⁽⁸⁾。不飽和結合が多く、ビスアリル水素を有するこ

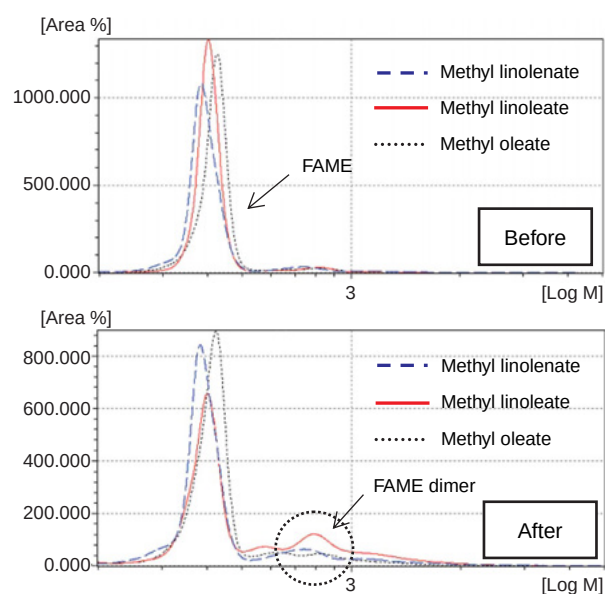


Fig. 14 Results of GPC analysis after FAME oxidation test

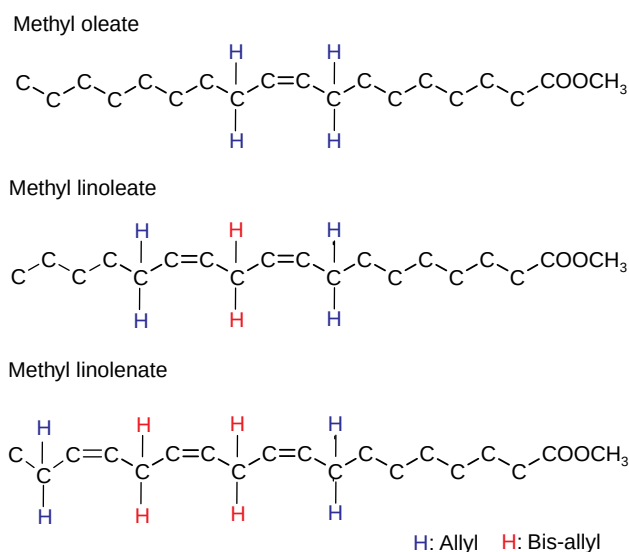


Fig. 15 Model of chemical structure of FAME

とのできるリノレン酸 ME およびリノール酸 ME は、化学反応性が高い。

Fig. 16 に、RME および SME の主成分である FAME の酸化物生成メカニズムを示す。FAME は、水素脱離反応により、フリーラジカル中間体を生成する。フリーラジカル中間体は、酸化反応と重合反応に選択的に進行する。酸化反応によって、炭素鎖が開裂し低級脂肪酸を生成する。また、重合反応によって、二分子が架橋し二量体 (Dimer) を生成する。

4.3. 項の FAME 酸化試験では、オレイン酸 ME が酸を最も多く発生し、BN 低下に対する影響と相反した結果が得られた。化学反応性の高いリノレン酸 ME およびリノール酸 ME の方が、酸生成量が多いはずである。しかし、酸生成量は少なく、Dimer を多く生成した。これは、エンジン油混合状態の FAME は、エンジン油が介在する状態で重合反応に必要な相手分子と衝突する確率が低下するため、重合反応よりも酸化反応を選択しやすいためであると推察される。

4.5. FAME 由来の BN, OIT 低下要因

以上の検討より、BN 低下要因は、FAME ラジカル中間体の酸化生成物である低級脂肪酸であると考えられる。ま

た、OIT 低下要因は低級脂肪酸の生成過程に生じる ROO ラジカル (ROO $\cdot$) であることが考えられる。Fig. 17 に示すように、もともとエンジン基油は、いったん RO ラジカル (RO $\cdot$) や ROO ラジカル (ROO $\cdot$) が発生すると、連鎖的に酸化反応が進行してしまう。この酸化反応を停止させ、RO $\cdot$ や ROO $\cdot$ を不活性化させる機能を有する添加剤として、酸化防止剤

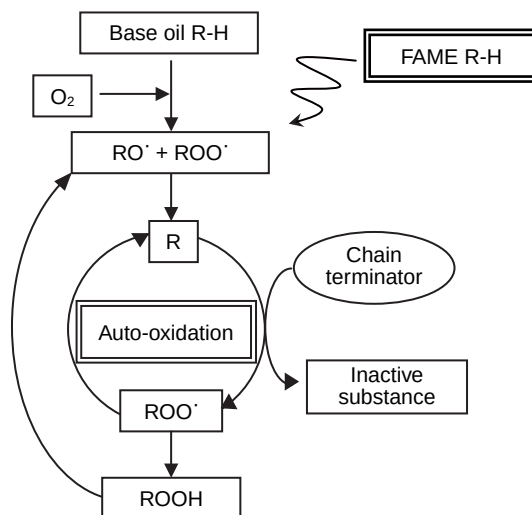


Fig. 17 Mechanism of engine oil auto-oxidation and terminal reaction with FAME mixture

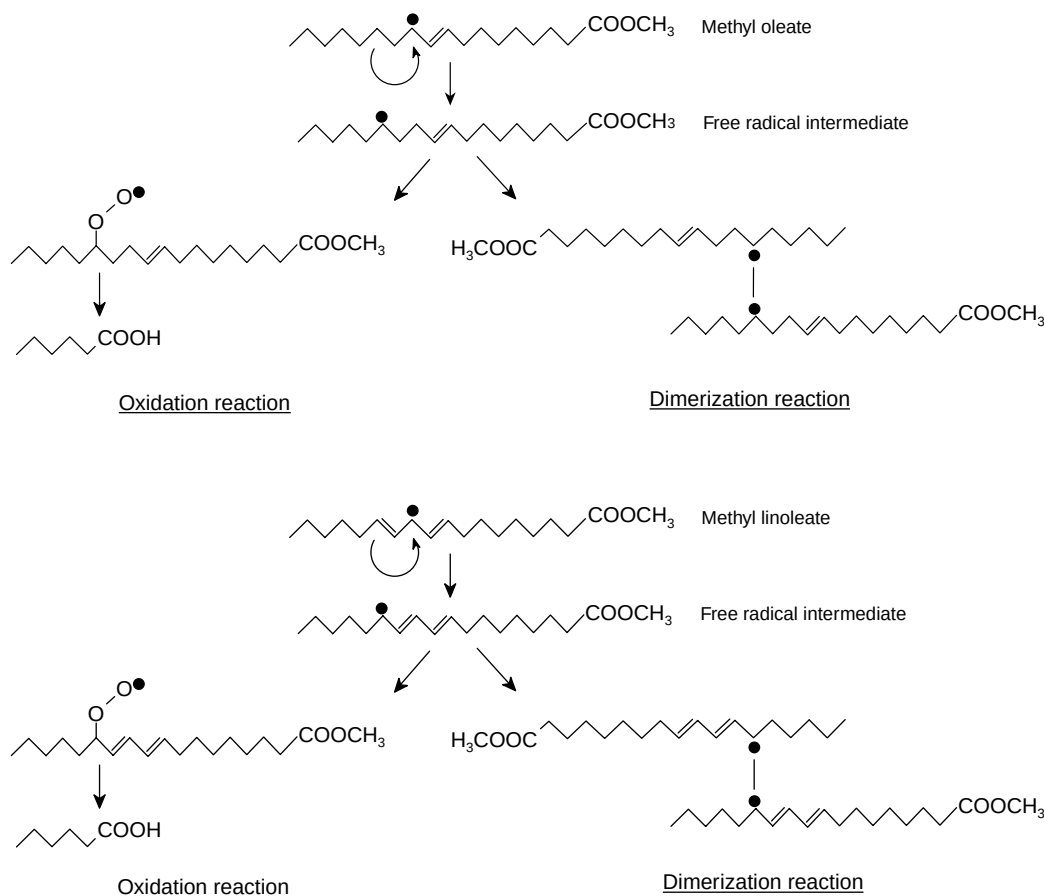


Fig. 16 Mechanism of generation of FAME oxidation compound

が知られている⁽⁹⁾。酸化防止剤は連鎖停止型と呼ばれる作用機構をとり、RO $\cdot$ やROO $\cdot$ を不活性化する機能を有している。しかし、BDF混合時には、エンジン基油だけでなく FAME から ROO $\cdot$ が生成し、酸化防止剤の消耗は促進される。そのため、BDF 混合時における OIT 低下は、加速傾向にあると推察される。

5. まとめ

バイオディーゼル燃料が、エンジン油のスラッジ生成指標である BN および OIT に与える影響を検討した結果、以下の知見が得られた。

- (1) BDF の混入により BN および OIT は低減し、スラッジ防止性能は低下する。
- (2) 不飽和結合を多く含む BDF 程、スラッジ防止性能の低下は大きい。
- (3) BN 低下要因は低級脂肪酸、OIT 低下要因は低級脂肪酸の生成過程に生じる ROO ラジカル(ROO $\cdot$)であると考えられる。これらは、BDF から発生するエンジン油スラッジ生成の加速因子である。

参考文献

- (1) 土橋敬市, 白川晴久, 奥慎一, 鈴木良二, 田島一直: コモンレール付きディーゼルエンジンに対する FAME 混合軽油の影響解析, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.146-07, p.27-30(2007)
- (2) 櫻井嘉人, 長谷川慎, 小林喜和, 大山信雄, 関本正則, 渡辺尚: 各種トランジェントモードにおけるバイオディーゼル燃料の排出ガスに及ぼす影響, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.146-07, p.31-36(2007)
- (3) 相川孔一郎, 丸山雅司: エンジンオイル劣化モニタシステムにおける塩基価推定手法の研究, Honda R & D Technical Review, Vol.18, No.2, p.176-181
- (4) 奥山庸介, 相川孔一郎, 星川渉, 丸山雅司: エンジン油劣化検知システムにおける酸化防止性能推定手法の研究, Honda R&D Technical Review, Vol.19, No.2, p.83-89
- (5) 日本工業規格 JIS K2501: 1955, 石油製品及び潤滑油 - 中和価試験方法
- (6) Method to evaluate oxidation life of used engine oils, Research Disclosure Journal, Research Disclosure Database Number 510074(2006)
- (7) 石油学会石油類試験関係規格 JPI-5S-18-80: 1980, 使用潤滑油中の不溶解分試験方法
- (8) <http://www.coenzyme-jp.com/pdf/v1n2.pdf>, 2003/4/21
- (9) 岡部平八郎, 大勝靖一: 石油製品添加剤の開発, シーエムシー出版, p.174(1998)

■ 著 者 ■



下荒地大地



奥山庸介



丸山雅司

クリーンディーゼルエンジンのための モデルベース吸気マネジメント制御

Model Based Air-path Management Control for Clean Diesel Engine

上 野 将 樹*
Masaki UENO

岩 垂 光 宏*
Mitsuhiro IWADARE

足 立 修 一**
Shuichi ADACHI

要 旨

ディーゼルエンジンの排ガス低減のためにはさまざまな燃焼技術が研究されており、その実現にはシリンダ吸気状態(EGR流量、新気流量など)の緻密な吸気制御が不可欠となる。しかし制御対象は多入力多出力系かつ干渉系であるため、PID 制御器を用いた従来手法での制御系構築は困難である。そこで多入力多出力系アルゴリズムとして知られるモデル予測制御(Model Predictive Control: 以下 MPC)を用い、これに外乱オブザーバを用いたフィードバック機能とアクチュエータ部分の非線形性補償器を追加することで、ディーゼルエンジンの吸気系に対応できる吸気制御システムを構築した。車両を用いた実験では、スロットルバルブ、EGRバルブの2入力かつ新気流量と吸気チャンバ圧力の2出力のシステムに対し、2出力を独立したそれぞれの目標値に迅速に制御できることを実証した。

ABSTRACT

Research has been conducted on a variety of combustion technologies in order to reduce diesel engine emissions. These technologies should precisely control the state of in-cylinder gas (EGR mass flow, air mass flow, and the like). However, because the controlled object is a multi-input, multi-output (MIMO) system and a coupled system, the use of control systems based on conventional methods that employ PID controllers represents a challenge. Model predictive control (MPC) is well known as a MIMO algorithm. An intake control system that could be applied to the intake system of a diesel engine was constructed by supplementing MPC with a feedback function using a disturbance observer and compensator for the nonlinear characteristic of the actuators. Performance tests using an actual vehicle verified that, when applied to a two-input (throttle valve, EGR valve), two-output (air mass flow, intake chamber pressure) system, the proposed MPC was able to rapidly control each output independently to the target value.

1. まえがき

ディーゼルエンジンは、ガソリンエンジンと比較して熱効率が高く CO₂ 排出量が少ないため、地球温暖化防止に有効な内燃機関として注目されてきている。ところがリーン燃焼のディーゼルエンジンは 100%近くの浄化率をもつ三元触媒を用いたガソリンエンジンで用いられているシンプルな後処理システムを適用することができない。よってシリンダ内での燃焼過程において NO_x や HC、スートなどの排ガス成分を十分に低減する必要がある。

ディーゼルエンジンで特に重要な NO_x エミッション低

減のためには、よく知られているように排気再循環(Exhaust Gas Recirculation: 以下 EGR)システムが有効である。このシステムは排気ガスに含まれる不活性ガスを吸気に混ぜることで酸素濃度を下げ、燃焼過程での最高温度を下げることによって、高い燃焼温度で急増する NO_x 生成を抑制する。ただし EGR 率を高くしていくとある空気過剰率に達した時点からスート発生量が増加する傾向がある。したがってスート発生を抑制した上で NO_x を効果的に低減するためには、EGR と燃料噴射の制御により空気過剰率などで代表される燃焼状態を所望の範囲に精度よく制御する必要がある。

* 四輪開発センター

** 慶應義塾大学

近年ではさらに多量の EGR を導入することで着火遅れ期間を積極的に伸ばし予混合燃焼を取り入れた PCCI 燃焼により NO_x とスートを同時に低減できる技術が研究されてきている⁽¹⁾。しかしながら、Fig. 1 および Fig. 2 に示す PCCI 燃焼の実験結果が示すように、EGR 率による排ガス特性の変動が大きく、実用化のためには燃料噴射制御と EGR 制御の性能向上により過渡運転に追従できる高応答制御系の構築が必要である。

一方、今後のさらなる排ガス低減のために、NO_x 触媒などの排気後処理システムによりテールパイプエミッションをさらに低減するための技術開発も、近年、実用化に向け研究が盛んになってきている。NO_x 触媒システムでは通常リーン燃焼時に吸着した NO_x を還元するためのいわゆるリッチスパイク制御と呼ばれる再生燃焼制御が必要である⁽²⁾。リッチスパイク制御は燃焼音やドライバビリティを低下させないように空燃比を目標値に一致させる高度な燃焼状態制御が必要となり、燃料噴射制御はもとよりシリンダに吸入される空気量および EGR 量の配分(以下吸気ガス状態)をコントロールする吸気ガス制御の高精度化も重要となる。

以上のような要求から、従来と比較して吸気ガス状態をより緻密に制御する必要性が高まってきている。

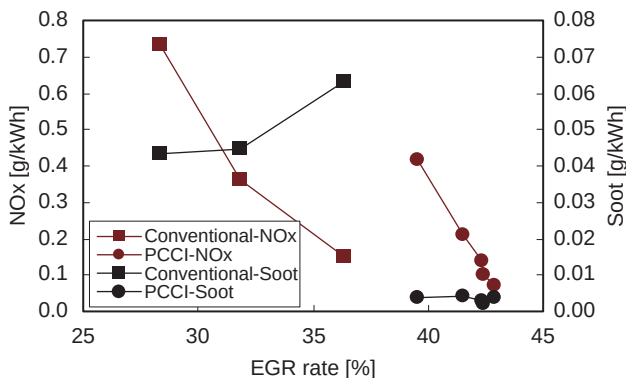


Fig. 1 Emission characteristics of conventional and PCCI combustion

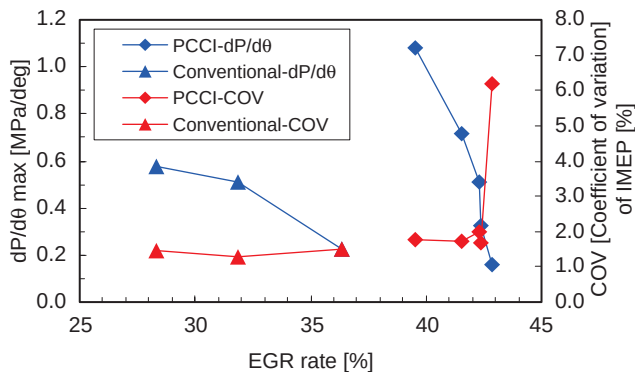


Fig. 2 Noise and vibration characteristics of conventional and PCCI combustion

2. 研究のねらい

本研究では、ディーゼルエンジンにおける吸気ガス状態のフィードバック制御系構築のため、MPCを適用した制御系の設計およびその効果検証をおこなう。

吸気ガス制御において制御したい物理量はシリンダ内の酸素量と不活性ガス量、あるいは新気量と EGR ガス量である。ここで新気とはシリンダに吸入される全てのガス成分のうち、EGR で還流されるガスを除いた吸入空気成分である。これらを制御するために直接操作可能な吸気アクチュエータは EGR 弁やスロットル弁などである。

ところが一般に吸気アクチュエータのどれか一つを変化させるとシリンダ吸気状態の両方の物理量が変化してしまう。これはいわゆる干渉系と呼ばれる制御対象となっており PID 制御器などを用いた従来手法でのフィードバック制御系構築は困難であることが知られている。Fig. 3 は上記制御対象を模擬したエンジンシミュレータに対し、一般的な PID 制御器を適用した場合の制御結果であり、干渉によって振動的な挙動となっていることがわかる。

一方、モデル予測制御(MPC)は複数の出力を目標値にフィードバックすることができる多入力多出力系に適用可能な制御アルゴリズムとして知られているが、制御周期ごとにリアルタイムで最適化演算をおこなう必要があるため、制御周期が長い石油化学プラントなどで主に実用化されてきた。

しかしながら、ECU の演算処理高速化に加え、演算アルゴリズム改良⁽³⁾等による高速化技術の進展が著しく、比較的速い系への適用⁽⁴⁾の目処が立ちつつある。そこで MPC を適用した新気量と EGR 量のフィードバック制御系を設計し、その効果を確認した。

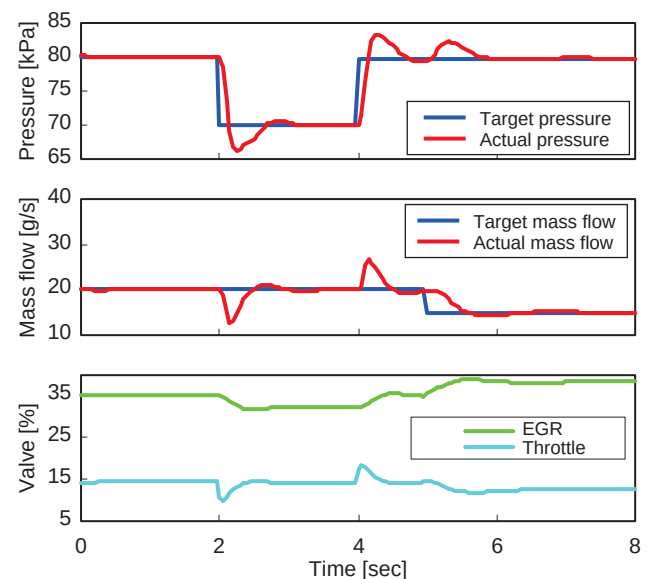


Fig. 3 PI control simulation results

3. モデリング

一般的なディーゼルエンジンは Fig. 4 に示すような吸排気系の構成をとる。本研究では入力および出力変数を下記のように定義する2入力2出力系の制御対象を考える。

入力：EGR バルブ開度，スロットルバルブ開度

出力：吸気チャンバ圧力，新気流量

本来はシリンダに吸入される新気量と EGR 量を出力パラメータとして選定したいが，双方とも直接測定が困難であるため，出力パラメータの代替としてそれぞれ新気流量と吸気チャンバ圧力を選定した。ここで，新気流量は Fig. 4 に示す位置で測定される空気の流れである。また吸気チャンバ圧力と新気流量から EGR 量が推定できることから，もう一方の出力パラメータには，吸気チャンバ圧力を選定した。

MPCに限らず最適制御や適応制御などいわゆるモデルに基づく制御アルゴリズムを適用する場合，制御対象の動特性を微分方程式または差分方程式による連立方程式，いわゆる状態空間方程式で表現することが必要となる。

最初に制御対象の構造を把握するため物理式に基づくモデリングをおこない，状態空間方程式の次数の選定をおこなった。次に，実機に組み込む制御アルゴリズムで用いる状態空間方程式を得るため，状態空間方程式を規定する物理パラメータをシステム同定により決定した。

3.1. 物理モデリング

ディーゼルエンジンの吸排気系は Fig. 4 に示すように，バルブ要素とチャンバ要素の組み合わせで構成されている。そこで，一例として Fig. 5 に示すようなスロットルバルブとその後流にあるチャンバに着目して，物理原理に基づくモデリングをおこなう。

スロットルバルブ開度を α_{th} ，その上流圧力と下流圧力をそれぞれ p_0 ， p_i ，上流密度を ρ_0 ，比熱比を κ とすると，スロットルバルブを通過する質量流量はいわゆるノズルの式(5)，(6)で表わされる。

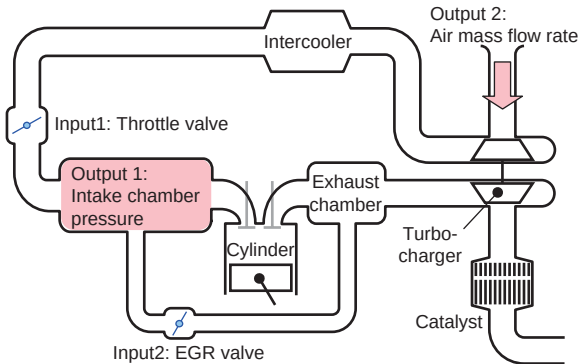


Fig. 4 Air-path system of diesel engine and definition of the controlled object

$$\dot{m}_{th} = A_{th}(\alpha_{th}) \cdot \sqrt{2p_0\rho_0} \cdot \Phi$$

$$\Phi = \begin{cases} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_i}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_i}{p_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}, & \left(\frac{p_i}{p_0} \right) > \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \\ \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1}}, & \left(\frac{p_i}{p_0} \right) \leq \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \end{cases} \quad (1)$$

ここで， $A_{th}(\alpha_{th})$ は開度 α_{th} に対する有効開口面積 A_{th} を表す関数である。

一方，吸気チャンバの圧力変化は，チャンバ内の理想気体状態方程式と質量保存則⁽⁷⁾は下式となる。

$$p_i V_i = M_i R_i T_i \quad (2)$$

$$\frac{dM_i}{dt} = \dot{m}_{th} - \dot{m}_{cyl} \quad (3)$$

このとき，吸気チャンバの圧力変化は，次のように表わされる。

$$\frac{dp_i}{dt} = n \frac{RT_i}{V_i} (\dot{m}_{th} - \dot{m}_{cyl}) \quad (4)$$

ここで n はポリトロップ指数である。

また，シリンダ吸入質量流量は次式のようにチャンバ内圧力 p_i の一次関数として表すことができる。

$$\dot{m}_{cyl} = k_{\eta v} n_e p_i \quad (5)$$

ここで n_e はエンジン速度， $k_{\eta v}$ は体積効率を含む係数である。

以上より，式(1)，(4)，(5)から一次遅れ系で表わされる次式が得られる。

$$\begin{aligned} \frac{dp_i}{dt} &= a \cdot p_i + b \cdot A_{th}(\alpha_{th}) \\ a &= -n \frac{RT_i}{V_i} k_{\eta v} n_e, \quad b = n \frac{RT_i}{V_i} \sqrt{2p_0\rho_0} \cdot \Phi \end{aligned} \quad (6)$$

しかし，遅れパラメータ a とゲインパラメータ b はともに非線形関数で表現されているため，動的挙動は動作点により変化するいわゆる非線形システムである。したがってそのままの形式では MPC を含む線形制御理論が適用できない。

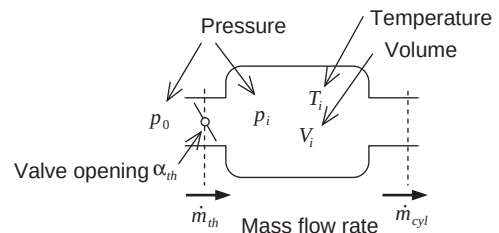


Fig. 5 Element model of valve and chamber system

そのため、入力状態線形化の手法⁽⁸⁾を用いシステムの線形化を試みた。Fig. 6に入力状態線形化による制御系構成を示す。ノズルの式(1)を用いた入力の線形化変換を制御器出力へ配置することにより、制御器からみた制御対象は線形とみなせる。したがって、式(4)および式(5)を状態方程式とした線形制御器を構成することが可能である。

制御対象には上記の例以外にも要素系が存在する。各アクチュエータの動特性はむだ時間と一次遅れ要素、エアフローメータ位置からスロットルバルブまでのチャンバへのガス充填による圧力の遅れは一次遅れ要素にて近似できる。以上から制御対象は、むだ時間要素と遅れ要素を組み合わせたシステムと考えられる。

3.2. システム同定

前節において制御対象の特性を把握することができたが、制御対象モデルに含まれるパラメータは、多くの物理定数の組み合わせで構成されており、その値を物理的に決定することは困難である。よって、実機に組み込む制御則で用いる状態空間方程式を得るため、システム同定⁽⁹⁾を実施した。

入力：スロットルバルブ部流量指示値 m_{th_cmd} [g/s]

EGR 部流量指示値 m_{egr_cmd} [g/s]

出力：吸気チャンバ圧力 p_i [kPa]

新気流量 m_a [g/s]

システム同定用の入出力データ計測方法については、上記二つの入力値に M 系列⁽¹⁰⁾と呼ばれる 2 値疑似ランダム信号を印加し、その時の二つの出力値を計測して実施した。Fig. 7 にその時の入力および出力の時系列データを示す。

制御対象のむだ時間 T は、実測した入出力時系列データからインパルス応答を推定する方法⁽⁹⁾を用いて決定した。

次に、モデルの構造を式(7)で表される 2 入力 2 出力の多変数自己回帰モデル (Auto Regressive with eXtra input model: 以下、ARX モデル) とし、実測した入出力時系列データを用いてシステム同定をおこなった。

$$\begin{aligned} y(k+1) + A_1 y(k) + A_2 y(k-1) \\ = B_1 u(k-T) + B_2 u(k-T-1) \end{aligned} \quad (7)$$

$$y(k) = \begin{bmatrix} y_1(k) \\ y_2(k) \end{bmatrix}, u(k) = \begin{bmatrix} u_1(k) \\ u_2(k) \end{bmatrix} \quad (8)$$

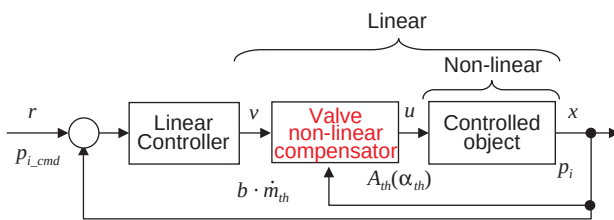


Fig. 6 Control structure with non-linear compensator

$$\begin{aligned} A_1 &= \begin{bmatrix} a_{111} & a_{112} \\ a_{121} & a_{122} \end{bmatrix}, & A_2 &= \begin{bmatrix} a_{211} & a_{212} \\ a_{221} & a_{222} \end{bmatrix}, \\ B_1 &= \begin{bmatrix} b_{111} & b_{112} \\ b_{121} & b_{122} \end{bmatrix}, & B_2 &= \begin{bmatrix} b_{211} & b_{212} \\ b_{221} & b_{222} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (9)$$

同定した 2 入力 2 出力 ARX モデルの精度を検証するため、実際の出力と ARX モデルの出力の時系列データを Fig. 8 に示す。ARX モデルの出力が実際の出力の挙動を精度よく表現できていることから、十分な精度をもった ARX モデルが得られたことが示されている。その理由としては、システム同定用の入力値とアクチュエータへ与える入力値との間に非線形補償器を挿入することにより、制御対象の非線形特性を十分に相殺でき、SN 比の高い入出力データを用意することができたことが考えられる。

さらにスペクトル解析法⁽⁹⁾による検証により、実測値と得られた ARX モデルとのスペクトルがほぼ一致することも確認しており、周波数領域においても精度の良い ARX モデルを得ることができた。

3.3. 拡大系状態空間モデル化

システム同定で得られた ARX モデルを、MPC の内部モデルとして用いるための状態空間方程式へ式変形をおこなう。

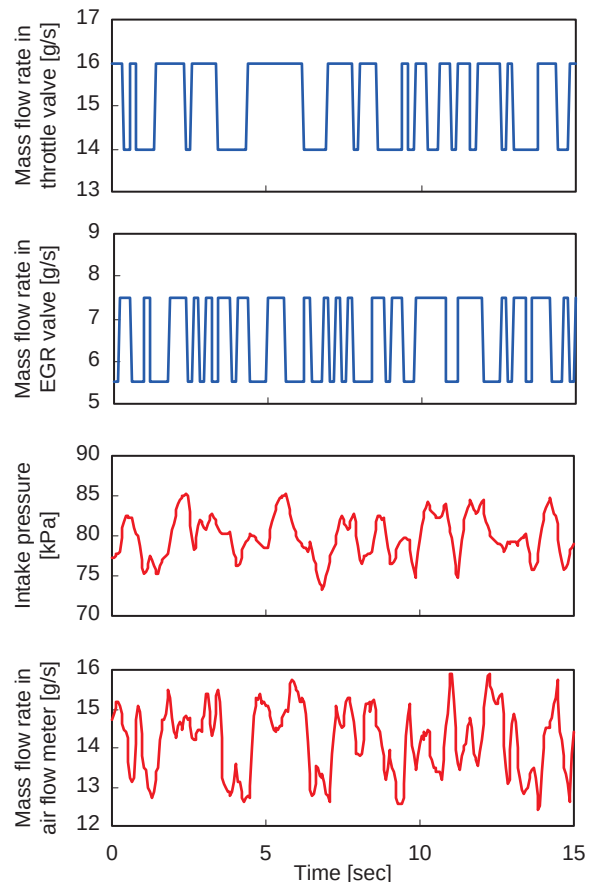


Fig. 7 Input and output measurement data

式(7), (8), (9)について行列で表現すると下式のようになる。

$$\begin{cases} X(k+1) = AX(k) + Bu(k-T) \\ y(k) = CX(k) \end{cases}$$

$$X(k) = \begin{bmatrix} y(k) \\ y(k-1) \\ u(k-1) \end{bmatrix}, A = \begin{bmatrix} A_1 & A_2 & B_2 \\ I & O & O \\ O & O & O \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} B_1 \\ O \\ I \end{bmatrix}, \quad (10)$$

$$C = [I \quad O \quad O]$$

さらに、これに一定値出力外乱を状態量に加えることにより、以下のような拡大系モデルを定義する。

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} X(k+1) \\ d(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X(k) \\ d(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} u(k-T) \\ y(k) = [C \quad I] \begin{bmatrix} X(k) \\ d(k) \end{bmatrix} \end{cases} \quad (11)$$

この拡大系モデルに対し、外乱オブザーバを用いて一定値外乱項 $d(k)$ を逐次補正する。

ここで入力、出力ベクトルを次式のように定義する。

$$u(k) = \begin{bmatrix} m_{th_cmd}(k) \\ m_{egr_cmd}(k) \end{bmatrix}, y(k) = \begin{bmatrix} p_i(k) \\ m_a(k) \end{bmatrix} \quad (12)$$

このとき、状態空間方程式は式(13), (14)で表され、本研究ではこれらの式を用いて MPC のコントローラ設計をおこなった。

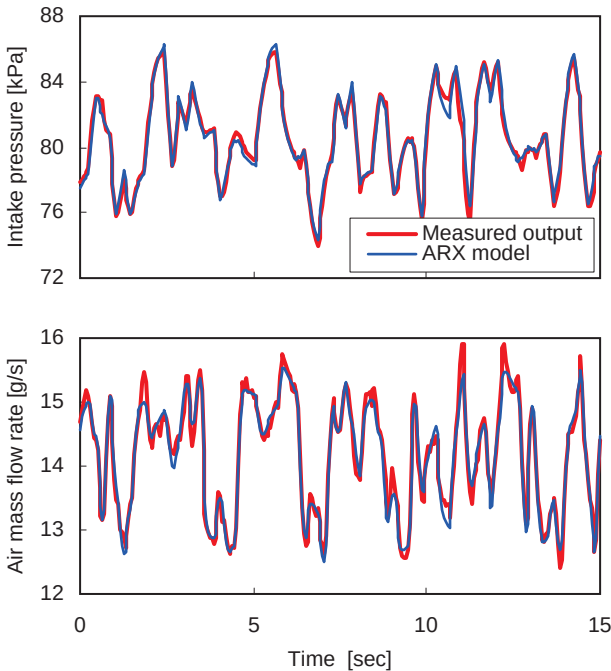


Fig. 8 Time series result

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} p_i(k+1) \\ m_a(k+1) \\ p_i(k) \\ m_a(k) \\ m_{th_cmd}(k) \\ m_{egr_cmd}(k) \\ d_{pi}(k+1) \\ d_{ma}(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & A_2 & B_2 & O \\ I & O & O & O \\ O & O & O & O \\ O & O & O & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_i(k-T) \\ m_a(k-T) \\ p_i(k-T-1) \\ m_a(k-T-1) \\ m_{th_cmd}(k-T-1) \\ m_{egr_cmd}(k-T-1) \\ d_{pi}(k-T) \\ d_{ma}(k-T) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_1 \\ O \\ I \\ O \end{bmatrix} \begin{bmatrix} m_{th_cmd}(k-T) \\ m_{egr_cmd}(k-T) \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} p_i(k) \\ m_a(k) \end{bmatrix} = C \begin{bmatrix} p_i(k) \\ m_a(k) \\ p_i(k-1) \\ m_a(k-1) \\ m_{th_cmd}(k-1) \\ m_{egr_cmd}(k-1) \\ d_{pi}(k) \\ d_{ma}(k) \end{bmatrix} \end{cases} \quad (13)$$

$$C = [I \quad O \quad O \quad I], I = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, O = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (14)$$

4. 制御系設計

4.1. 制御目的

本研究の制御対象に対する制御系設計には、以下に示すような要求事項が挙げられる。

- (1) 目標値変化に対する出力の追従速度向上
- (2) 多入力多出力系が有する相互干渉による影響の抑制
- (3) バルブ流量特性の非線形性除去
- (4) アクチュエータやチャンバ容量に起因する圧力、流量の遅れ特性の補償
- (5) アクチュエータなどの製造ばらつきや流量特性変化に対する制御性と安定性の確保
- (6) 環境変化などに起因する外乱に対する安定性確保

4.2. 制御系構成

前節での要求事項に対して、本研究では以下のような構成要素で対応した。Fig. 9 に制御系構成を示す。

構成要素	要求事項
(a) モデル予測制御器 (MPC)	(1), (2), (4)
(b) 参照軌道 (Reference trajectory)	(1), (6)
(c) 外乱オブザーバ (Disturbance observer)	(5), (6)
(d) バルブ部静的非線形補償器 (Non-linear compensator)	(3)

4.2.1. モデル予測制御

MPCは多入力多出力系制御を自然に取り扱うことができ

ることが実用面の大きな利点のひとつである。また基本的な動作概念が理解しやすいこと、実機での調整が容易かつ直感的であるということも実用上の利点と考えられる。このような利点に着目し、コントローラとして MPC を適用した。

基本動作の概念図を Fig. 10 に、手順を以下に示す。

- (1) 参照軌道(Reference trajectory)生成: プラントが設定値に向かう速さを現時刻の誤差 $e(k)$ を使用して指定
- (2) 予測軌道(Prediction trajectory)計算: 内部モデルと制御ホライズン期間での入力から予測ホライズン期間における出力のふるまいを予測
- (3) 入力軌道(input trajectory)決定: 参照軌道(1)と予測軌道(2)ができるだけ一致するような最適入力の組み合わせ(入力軌道)を最適化演算により決定
- (4) 入力値印加: 入力軌道(3)のうち一番目の要素 $u(k)$ を実際の制御対象に印加

1 サンプリング周期後、手順(1)から(4)の全体のサイクルが繰り返される。

4.2.2. 外乱オブザーバ

MPC は制御対象の動特性を表した状態方程式(以下モデル)に基づく制御則であるから、そのモデルに誤差が含まれ

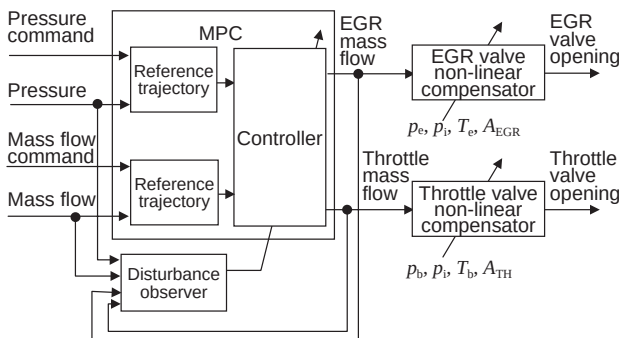


Fig. 9 Block diagram of controller

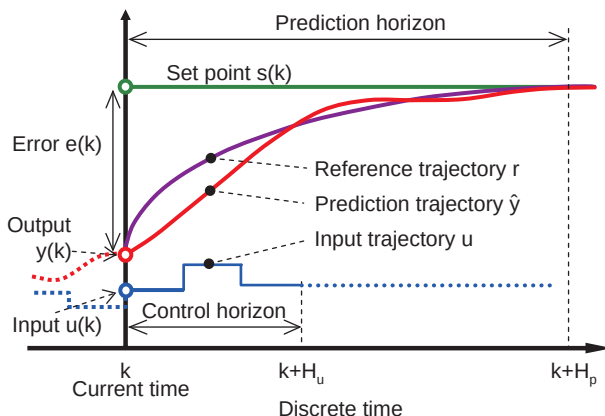


Fig. 10 Basic concept of MPC

ていると意図する振る舞いに対して誤差を生じてしまう。特にモデルの定常ゲインが正確でなければ制御対象の出力は定常偏差を生じる。その結果、デバイス特性変化やばらつき、あるいは予期できない環境変化などにより制御性能が低下するおそれがある。そこでモデルに含めることが困難な外乱による影響を抑制するため、外乱オブザーバを導入した。

MPCに外乱オブザーバを適用するには以下の手順で示すDMC(Dynamic Matrix Control)法⁽¹¹⁾と呼ばれる方法が知られており、本研究ではこれを用いて一定値外乱による影響を除去する外乱オブザーバを適用した。

MPCでの外乱オブザーバの標準的な手順としては、時刻 k において次のことをおこなう。

- (1) 実際の出力 $y(k)$ を測定する
- (2) 実際の出力と推定された出力との差として、外乱を推定する。
- (3) 予測ホライズン期間における出力を予測するために、その外乱推定値を用いる。

この方法は制御対象のすべての状態変数の情報が必要になるため、直接測定できない状態変数の推定、いわゆる状態観測器が必要になる。

式(13)で導出した出力外乱のモデルを含ませた拡大系状態空間モデルを用いて、一定値出力外乱を含めた状態ベクトルの推定をおこなうことができる。状態推定ゲイン行列を L とすると、標準的な観測器方程式は次式で表される。

$$\begin{bmatrix} \hat{x}(k+1|k) \\ \hat{d}(k+1|k) \end{bmatrix} = \left(\begin{bmatrix} A & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} L_x \\ L_d \end{bmatrix} [C \quad I] \right) \begin{bmatrix} \hat{x}(k|k-1) \\ \hat{d}(k|k-1) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} u(k) + \begin{bmatrix} L_x \\ L_d \end{bmatrix} y(k) \quad (15)$$

以上より、MPCと観測器を組み合わせた全体的な構成は Fig. 11 のように表される。

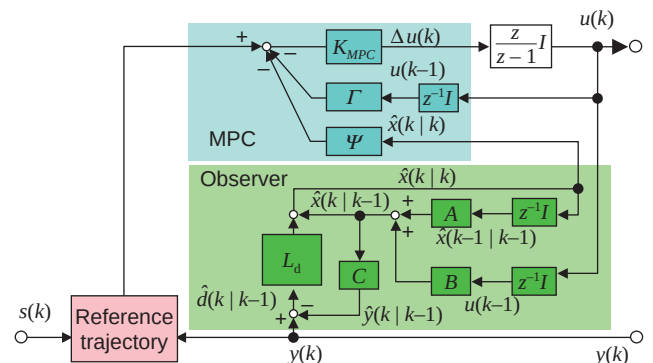


Fig. 11 Block diagram of MPC with disturbance observer

5. シミュレーションによる動作検証

5.1. 条件

MPCロジックは複雑で大規模になるため、実際のエンジンに適用する前に、アルゴリズムのデバッグと事前キャリブレーションをおこなうためにエンジンシミュレータを用いて動作検証をおこなった。用いたエンジンシミュレータの条件は以下のとおりである。

- ・エンジン性能解析用1次元流体シミュレーションソフト GT-Power Ver6.1
- ・ニューラルネットワークを用いた「平均値モデル」(MeanV Cyl)

Fig. 12にシミュレーション環境の構成図を示す。図の環境では、実際のエンジンで使用する制御アルゴリズムをMATLAB/simulinkにより記述し、これをGT-Powerと練成させている。これにより、実際のエンジンと同様の動特性を持つ制御対象を用いて制御アルゴリズムの動作の検証をおこなうことができる。

5.2. 結果

エンジン回転数および燃料噴射量を一定の条件において、目標値応答シミュレーションをおこなった。

MPCには複数のキャリブレーションパラメータが存在する。それらのキャリブレーションパラメータは、一般に知られているMPCのチューニング指標⁽¹¹⁾により選定し、シミュレーションを実施しオーバーシュートが少なく応答性が速い出力特性になるように最終的に決定した。ここでは一例として、一致点パラメータの影響について述べる。一致点パラメータとは、制御入力決定するための最適化演算において、出力の目標値から求まる参照軌道に予測値を予測ホライズン期間のどのステップで一致させるかを規定するキャリブレーションパラメータである。

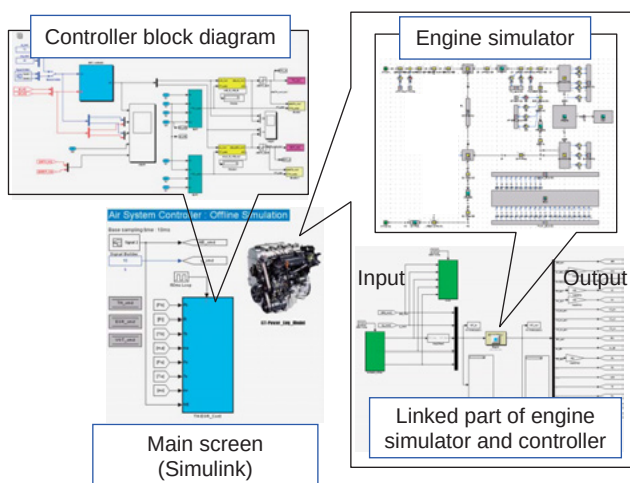


Fig. 12 Simulation environment

Fig. 13 および Fig. 14 に目標値応答シミュレーション結果を示した。予測ホライズン期間全域に一致点を設定した場合の結果を Fig. 13 に示した。十分に速い出力の応答が得られているが、特に出力が変化している過渡期間では、スロットルバルブ開度および EGR バルブ開度の入力変数に不安定な振動的挙動が発生する傾向がみられた。一方、一致点を予測ホライズン期間の初期と最終端の2点のみに設定した場合の結果をFig. 14に示した。入出力ともに応答、安定性が良く、比較的バランスが良い結果が得られた。また、

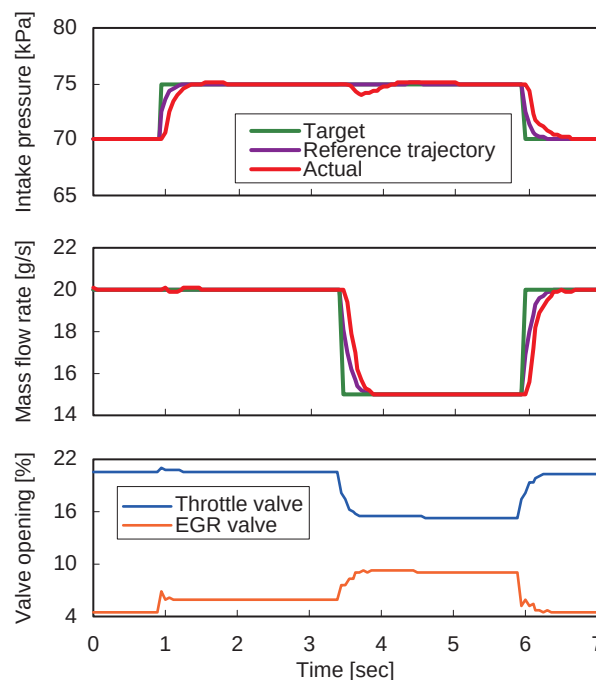


Fig. 13 Simulation results for variable coincidence point

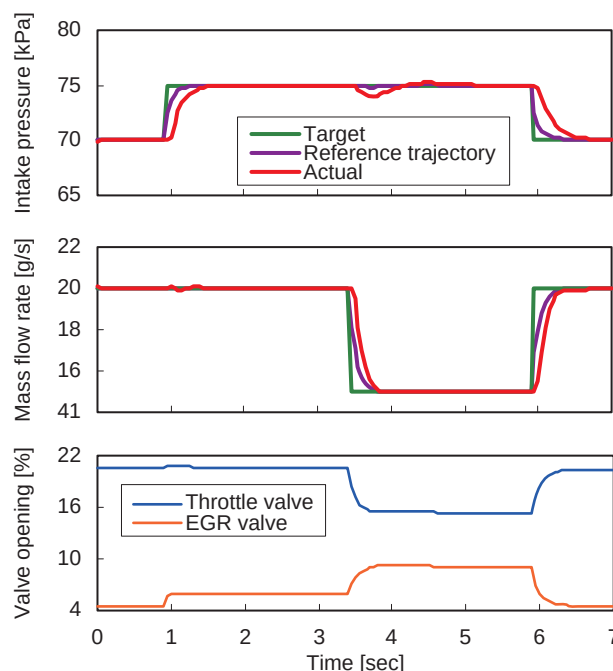


Fig. 14 Simulation results with variation of target value

一致点を少なく設定することで、ECUの計算負荷を軽減させることができる。

シミュレーション結果は、独立した二つの目標値変化に対し、干渉によるハンチングを発生することなく二つの出力値がすばやく収束し、MPCが意図どおりに動作していることを示している。

6. 実機による動作検証

次に実車にて MPC および従来制御手法のそれぞれを用いた目標値応答試験を実施した。条件はエンジン回転数と燃料噴射量を一定とした定常運転とした

Fig. 15に新気流量の目標値一定での吸気チャンバ圧力目標値ステップ応答の試験結果を示す。ここでは目標値への応答速度の指標として目標値の90%に到達する時間(90%応答時間、以下T90)で比較する。従来制御では、減少方向の場合T90は約500msec(図中a), また増加方向の場合T90は約2sec以上(図中b)を要している。これらに対しMPCでは、多少オーバーシュートはあるものの減少増加方向によらずT90は約200msec(図中c, d)であり、従来制御に対して応答速度が速い。また、新気流量の目標値に対して従来制御では実際の出力が多少ゆらいでおり、収束しきれていない。

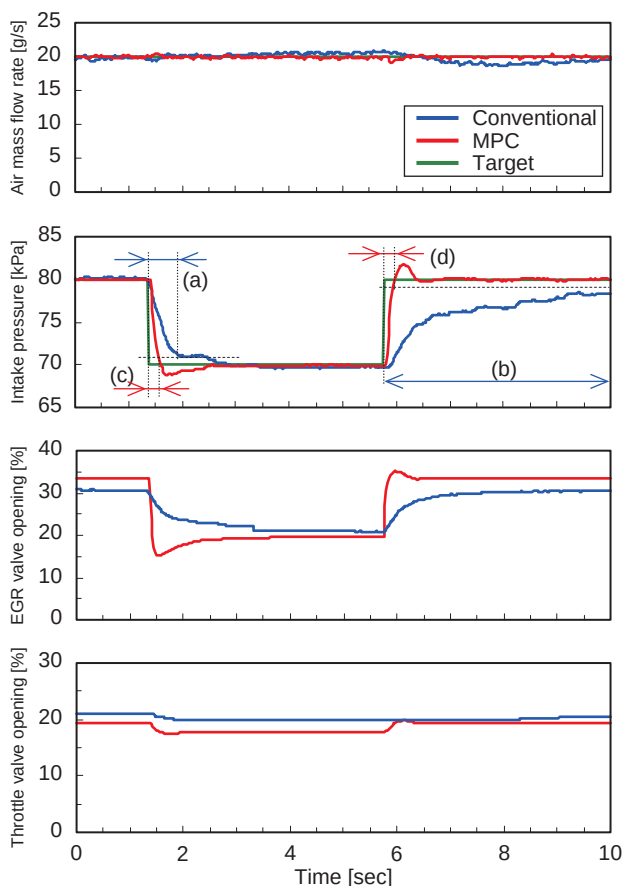


Fig. 15 Test results with variation of target pressure controlled by MPC

Fig. 16に吸気チャンバ圧力目標値一定での新気流量目標値ステップ応答の試験結果を示す。従来制御ではT90は約800msecである(図中e)。さらに一定の吸気チャンバ圧力目標値に対し、干渉の影響により実際の圧力が変動してしまう挙動が見られる。これに対しMPCはT90で約200msecであり(図中f)、干渉による圧力変動を生じることなく従来制御に対して速い応答速度を実現できた。

以上から、エンジンシミュレータでの結果同様にMPCを適用することにより、独立したそれぞれの目標値に二つの出力をすばやく収束させることができた。

本試験条件において、MPC制御は従来制御に対し目標値への収束時間が2.5倍以上速くなった。また吸気チャンバ圧力の目標値を増加させた場合および新気流量の目標値を変化させた場合、改善効果が大きくなった。

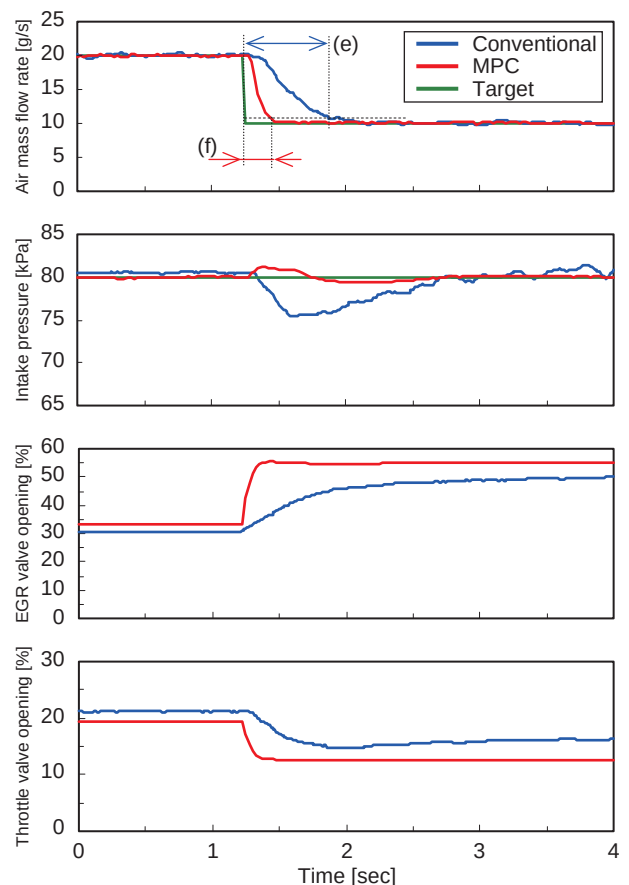


Fig. 16 Test results with variation of target mass flow controlled by MPC

7. まとめ

多入力多出力干渉系であるディーゼルエンジン吸気系にMPCを用いた吸気制御を適用し、以下に示す項目を実証した。

(1) システム同定による多変数ARXモデルおよびノズルの式に基づくアクチュエータ流量特性の非線形補償によ

り MPC の内部モデルを構築した。これにより精度の高い内部モデルを得ることができた。

- (2) ディーゼルエンジンの吸気制御に MPC を適用した。その結果、二つの出力を独立したそれぞれの目標値にすばやく収束させることができ、従来制御に対し 2.5 倍以上速い収束時間を実現した。

1 章で述べたとおり吸気状態の偏差はエミッション、燃焼音などエンジン性能の低下要因となる。このため、吸気状態の速応性を向上できる MPC を用いた吸気制御の適用により、過渡時のエミッション、燃焼音などの改善が期待できる。

今後は、エンジン回転数や燃料噴射量に変化する過渡状態を含めた全運転領域で動作するようアルゴリズムを改良し、さまざまな先進燃焼技術の実現のためより高精度な吸気制御システムの実用化を目指していく。

参考文献

- (1) Neely, G. D., Sasaki, S., Huang, Y., Leet, J. A., Stewart, D. W.: New Diesel Emission Control Strategy to Meet US Tier 2 Emissions Regulations, SAE Paper, 2005-01-1091 (2005)
- (2) Wada, K., Suzuki, N., Satoh, N., Morita, T., Yamaguchi, S., Ohno, H.: Study on Emission Reducing Method with New Lean NO_x Catalyst for Diesel Engines, SAE Paper, 2007-01-1933 (2007)
- (3) 大塚敏之: 非線形 Receding Horizon 制御の計算方法について, 計測と制御, 第41巻 第5号, p.366-371 (2002)
- (4) 浜松正則, 加賀谷博昭, 河野行伸: 非線形 Receding Horizon 制御の自動操船システムへの適用, 計測自動制御学会論文集, Vol.44, No.8, p.685-691 (2008)
- (5) 日本機械学会: 機械工学便覧基礎編 - A5 流体力学, 丸善, p.58 (1986)
- (6) 自動車技術会: 自動車の制御技術, 朝倉書店, p.17-19 (1997)
- (7) 斉藤孟, 小泉睦男: 工業熱力学, 共立出版株式会社, 193p. (1978)
- (8) 増淵正美, 川田誠一: システムのモデリングと非線形制御, コロナ社, p.230-233 (1996)
- (9) 足立修一: 制御のための上級システム同定, 東京電機大学出版局, 325p. (2004)
- (10) 片山徹: システム同定一部分空間法からのアプローチ, 朝倉書店, p.69-74 (2004)
- (11) Maciejowski, J.M., 足立修一, 菅野政明訳: モデル予測制御, 東京電機大学出版局, 397p. (2005)

■ 著 者 ■



上野 将樹



岩垂 光宏



足立 修一

マイクロカセグレンセンサを用いたエンジン 局所空燃比計測とシミュレーション精度評価

Measurement of Local Air/Fuel Ratio and Evaluation of Accuracy of Engine Simulation
Using Micro-Cassegrain Sensor

久保田 俊 一*
Shunichi KUBOTA
赤 崎 修 介*
Shusuke AKAZAKI

小 森 隆 史*
Takafumi KOMORI
池 田 裕 二**
Yuji IKEDA

山 本 裕 司*
Yuji YAMAMOTO

要 旨

サイクル変動および気筒間の燃焼状態のばらつきを改善することでさらなるガソリンエンジンの燃費向上が達成できるが、そのためには精度の高い燃焼制御が不可欠である。燃焼制御には筒内空燃比(以下A/F)、特にプラグ近傍の局所 A/F 制御が重要な因子となるため、プラグ近傍の局所 A/F を予測できる三次元エンジンシミュレーションのモデル構築をおこなった。予測精度の評価には車載エンジンでプラグ近傍の局所 A/F 計測が可能なマイクロカセグレンセンサを用いた。その結果、サイクル変動の範囲内で局所 A/F 値が予測できることを確認した。

ABSTRACT

The fuel consumption rate of gasoline engines can be decreased by reducing cyclic variation and variations in the combustion state between cylinders, but this necessitates high-precision combustion control. Control of the air-fuel ratio (A/F) in the cylinders, in particular the local A/F near the spark plugs, is an important factor in combustion control. A three-dimensional engine simulation model enabling prediction of the local A/F near the spark plugs was therefore constructed. A micro-Cassegrain sensor able to measure the local A/F near the spark plugs in a real engine was used to evaluate the accuracy of the prediction. The results indicated that the local A/F can be predicted within the range of cyclic variation.

1. まえがき

近年、環境問題がクローズアップされる中、自動車用ガソリンエンジンはさらなる排ガスの清浄化および燃費の向上を要求されている。従来のガソリンエンジンでは触媒の性能を最大限に利用するために、排ガス空燃比を高精度に制御することが一般的であったが、今後、さらに燃費の改善をおこなうには燃焼効率を向上させ、過渡状態においても燃焼状態を常に最適に保つことが求められる。

この燃焼効率改善には毎サイクル、全気筒正常燃焼させることが望ましく、Fig. 1のように平均筒内圧力以下のサイクルを平均まで押し上げることができると仮定すると、本

* 四輪開発センター

**イマジニアリング株式会社

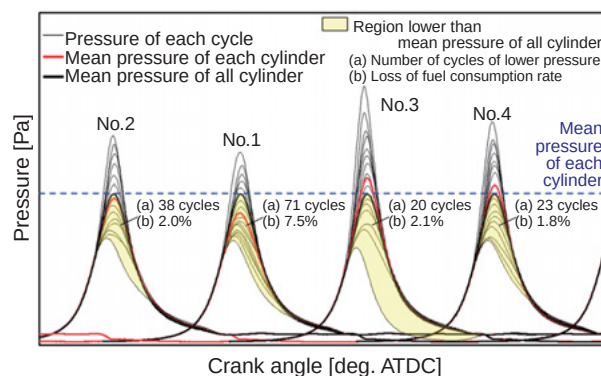


Fig. 1 Pressure history of each cylinder and cycle

供試エンジンでは1気筒あたり平均3.3%, エンジン単体では13.3%の燃費改善が見込まれる。しかし, 実際のエンジンでは燃料濃度⁽¹⁾や内部 EGR ガスの分布変動⁽²⁾などによるサイクル変動⁽³⁾や気筒間のばらつきがあり, それらがエンジンの平均性能を引き下げている要因と考えられる。

火花点火エンジンの燃焼は点火時におけるスパークプラグ近傍の混合気が理想状態であるか否かで, 着火遅れ期間が変化し, 主燃焼がサイクルごとに変動することが実験的にも明らかであった。このことから本研究では混合気, 特に着火性に影響するプラグ近傍の混合気に着目し, その制御手法を構築することを目指した。

この混合気の挙動を把握する手法として近年盛んにおこなわれている三次元シミュレーションでの解析をおこなうこととした。しかし, これまで Ishikawa⁽⁴⁾らがおこなったポート噴射における可視化エンジンでの筒内 A/F 分布の精度検証では燃焼室内の混合気分布は実測とよく一致していたものの, プラグ近傍の A/F の定量的な評価まではできていなかった。そこで本論文では, プラグ近傍の A/F 予測精度を定量的に評価するため, プラグ近傍を定量的かつ車載エンジンでそのまま計測可能なマイクロカセグレンセンサを用い, 三次元シミュレーションの予測精度を評価した。

2. 筒内局所 A/F 計測の原理

筒内の A/F 計測は一般的に単気筒エンジンによるガスサンプリング法やレーザ誘起蛍光法(LIF)による可視化計測がおこなわれてきたが, エンジンの改造箇所が多く, ピストン形状の変更, 圧縮比の低下などで筒内の流動が変化し, 充填効率や A/F が変化してしまうこと, それに伴いシミュレーションの条件設定が困難になるなど課題が出てくる。本検証では上述した課題に加え, サイクルにおける変動および気筒間のばらつきに着目していることから単気筒エンジンではなく, 多気筒かつ車載のエンジンで計測できることが望ましいと考えた。本検証に用いたマイクロカセグレンセンサは車載エンジンを無改造で計測できる利点があり, これを使用し解析をおこなった。

2.1. マイクロカセグレンセンサの計測原理

Fig. 2 にマイクロカセグレンセンサの構造を示す。マイクロカセグレンセンサは, 燃焼により発生したラジカル自発光を互いに向き合った凸面鏡と凹面鏡を用いて反射させ, 光ファイバを介しダイクロイックミラーおよび干渉フィルタを用いて OH ラジカルなどの特徴的なスペクトル波長域の発光強度を光電子増倍管にて検出する。

ファイバのコア径は 230 μm でスパークプラグへの内蔵が可能である。測定領域は 0.1 mm 以下であり, センサ先端から測定位置までの距離は 3 mm である。

2.2. 局所 A/F の計測手法

マイクロカセグレンセンサで検出された発光強度は Fig. 3 に示すように OH*, CH*, C₂* などのラジカルを検知し, その発光強度のピーク値の比によって A/F を同定でき^{(5)・(10)}, その A/F が変化すると各ラジカル発光強度比もリニアに変化する。Fig. 4 に筒内のプラグ周辺における火炎伝播と計測位置の関係の概念図を示す。筒内ではスパークプラグによって点火された混合気より火炎核が形成され, 火炎が伝播していくが, その際に火炎が計測箇所を通過することでラジカルの発光を検知する。したがって, センサが検知した発光強度のピーク時刻と点火信号の時刻を用いて着火遅れ期間を算出し, その情報を用いてプラグ位置から計測点までの距離より火炎伝播速度を取得することができる。また, 発光強度の時系列データの幅から燃焼領域幅も計測することが可能である。

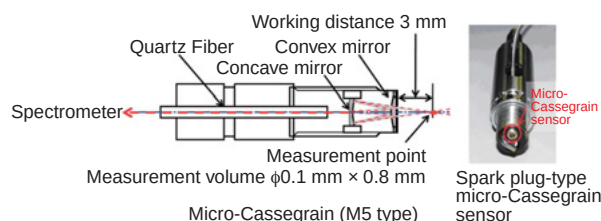


Fig. 2 Schematic of micro-Cassegrain sensor and shape of spark plug-type micro-Cassegrain sensor

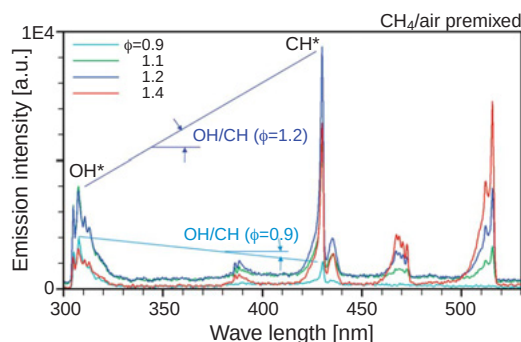


Fig. 3 Emission intensity of fuel wave length

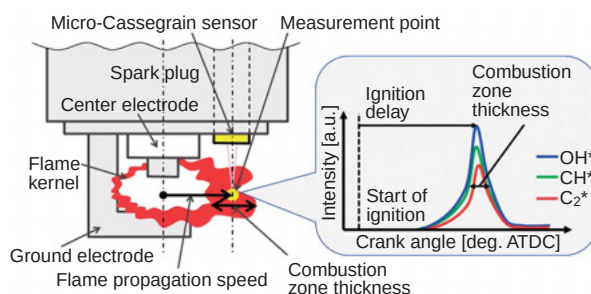


Fig. 4 Schematic of flame propagation and measurement point in cylinder

Table 1 Engine specifications

Engine	2.2L 4-cylinder gasoline engine
Bore × Stroke	87 × 90.7 [mm]
Compression ratio	11.1
Engine speed	1500 [rpm]
Tumble control valve opening	15 [deg.]
Injection	Twin, Primary, Secondary
Injection timing	44.5 [deg. ATDC] (Twin) 25.5 [deg. ATDC] (Primary, Secondary) =>60 [deg. ATDC] (Injection end)
Spark timing	35 [deg. BTDC]

3. 実験方法と計測システム

3.1. 供試エンジンの特徴

Fig. 5 に供試エンジンのインテークマニフォールドのレイアウトを示す。本供試エンジンにはタンブル比を可変できるようにタンブルコントロールバルブとインテークポート内のガス流動を整流するためのプレートを追加した。また、EGRの流動を制御するため、タンブル整流プレート下に外部EGRガス流入口を配置し、燃料供給も混合気形成を制御できるように二つのインジェクタをそれぞれのポートに設置し、各吸気バルブに向け配置した。

3.2. 運転条件と計測位置

精度検証をおこなった計測条件を Table 1 に示す。本検証では上述した二本のインジェクタを二本同時およびプライマリ側のみ、セカンダリ側のための条件で燃料噴射量および噴射終了時刻を合わせて試験をおこなった。

また、計算精度を評価するためのマイクロカセグレンセンサと圧力センサの配置を Fig. 6 に示す。圧力は A/F 評価に重要なガス流動および充填効率を評価できるように上流から下流までの七点を計測し、筒内圧はキスラー社製センサ(type6052B)を用い、合計八点の同時計測をおこなった。ただし、マイクロカセグレンセンサによる A/F 計測をおこなう際は圧力センサを付け替え、計測をおこなっている。

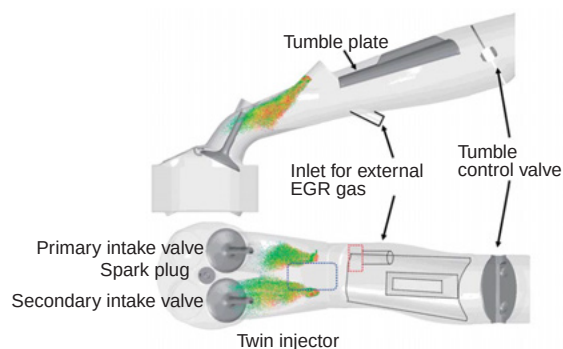


Fig. 5 Test engine intake manifold layout

3.3. 計測システム

Fig. 7 に車載エンジンにおける筒内局所 A/F 計測をおこなったマイクロカセグレンセンサを用いた計測システムを示す。この計測システムは、シリンダ内の発光を検出するスパークプラグ一体型センサ部、センサからの発光を検出する分光ユニット部、解析ソフトからなり、台上計測が可能である。また、センサは本供試エンジンの仕様に合わせて製作した。計測はエンジンのクランク角度検出器から出力された角度信号と気筒判別用燃料噴射信号を検出した発光信号と同期させ、発光強度や検出時刻等を演算し火炎伝播速度等々を出力する。

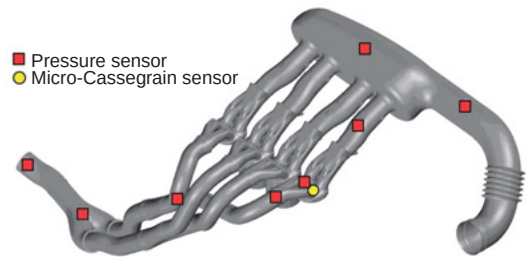


Fig. 6 Measurement point

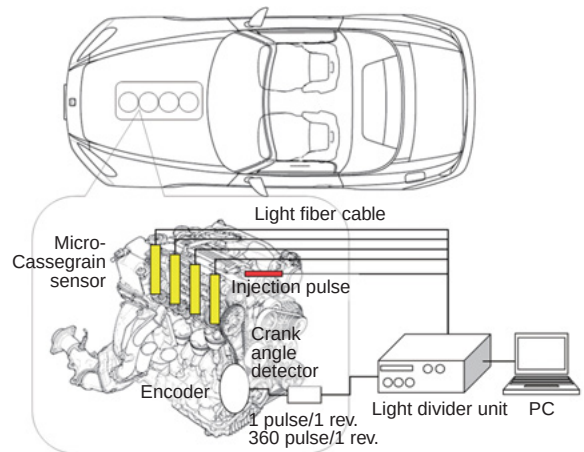


Fig. 7 Micro-Cassegrain measurement system

4. 計測結果

4.1. マイクロカセグレンセンサの局所 A/F 計測結果

Fig. 8 にエンジン設定 A/F を変化した場合のサイクルごとの局所 A/F 計測結果を示す。設定 A/F を 12 から 20 に変化させると、局所 A/F の平均値もそれに追従し、設定 A/F と局所 A/F 平均との差は 3.5%以下であった。

また、吸気圧力を変化させた場合の NTK 製 UEGO センサによる A/F 計測結果とマイクロカセグレンセンサによる局所 A/F 計測の結果を Fig. 9 に示す。UEGO センサによる A/F 計測とマイクロカセグレンセンサの A/F 計測の

結果は、いずれの吸入空気圧でもほぼ同等の結果が出ており、マイクロカセグレセンサの出力は妥当な値を出力することが確認できている。

4.2. 燃料噴射条件を変化させた場合の局所 A/F 計測結果

二本のインジェクタを用いて、両方噴射(Twin)、外部 EGR 流入配管側のみを噴射させた条件による片側噴射(Primary)、その逆側のみ噴射(Secondary)の条件で A/F の違いをサイクルごとに計測し比較した。その結果を Fig. 10 に示す。図中の円で囲われた範囲は各噴射方式による運転状態を示しており、円の半径が小さくかつ中心位置が理論 A/F に近ければ理想の燃焼状態であるということを示している。Primary 側のみの噴射は、Twin に比べ A/F のばら

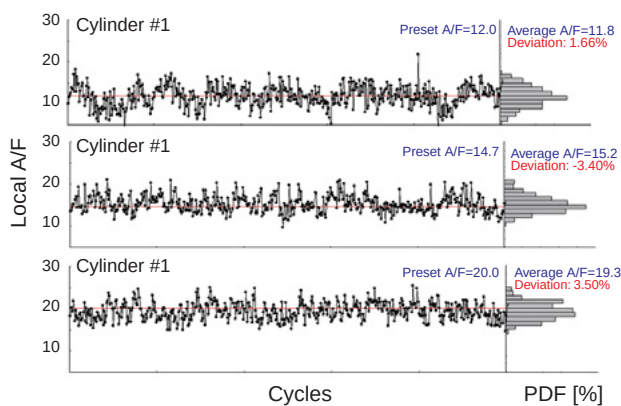


Fig. 8 Results for local A/F using micro-Casagrain sensor

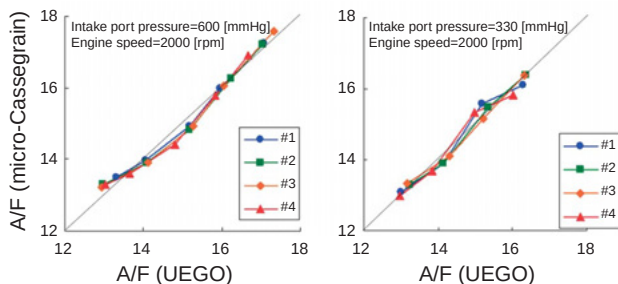


Fig. 9 Comparison of micro-Casagrain and UEGO sensors

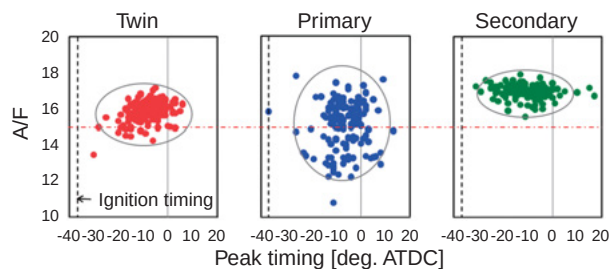


Fig. 10 Results for peak timing and A/F for different injection conditions

つきが大きく、Secondary 側のみは A/F のばらつきは小さいものの、図中の一点鎖線はガソリンの理論 A/F を示しているが、全体的にリーン側にシフトしていることがわかる。これらの結果より噴射条件を変えるとプラグ近傍の混合気濃度がサイクルごとに大きく変化することが確認できた。

横軸はラジカル発光強度検出のピーク時刻を表わしており、すなわち着火遅れ期間となる。各噴射方式とも着火遅れ期間にばらつきがあるが、時間軸方向の円の半径および中心位置がさほど変わらないことから、A/F の変動が着火遅れ期間とあまり相関がないことがわかる。したがって、着火遅れ現象には A/F 変動のほかに EGR ガス濃度など別の要因が含まれていることが考えられる。

5. 三次元シミュレーションの精度検証結果

三次元シミュレーションによる局所 A/F 予測精度評価をおこなうために Fig. 11 の手順で計算をおこなう。シミュレーションは、計測した吸排気の圧力と温度を参照し一次元ガス交換シミュレーションをおこない、三次元シミュレーションの境界条件および初期条件を取得する。三次元シミュレーションでは、単体試験で計測した燃料噴霧の条件と結果をもとに燃料噴霧設定パラメータを作成し、三次元ガス流動シミュレーションの入力データとし、吸入空気と燃料の混合および拡散や壁面付着も考慮した混合気分布を計算する。計算結果の精度評価は、前述したマイクロカセグレセンサの計測位置と同位置の A/F 値を取り出し、燃料噴射条件を変えた三条件と比較する。

5.1. 三次元エンジンシミュレーション

三次元エンジンシミュレーションには Ricardo 社製 VECTIS を使用する。その形状モデルを Fig. 12 に示す。この形状モデルに一次元シミュレーションで作成した境界条件および初期条件、噴霧設定パラメータを入力し計算をおこなう。計算に使用したメッシュを Fig. 13 に示す。メッシュサイズは燃焼室内およびインテークバルブ、エキゾー

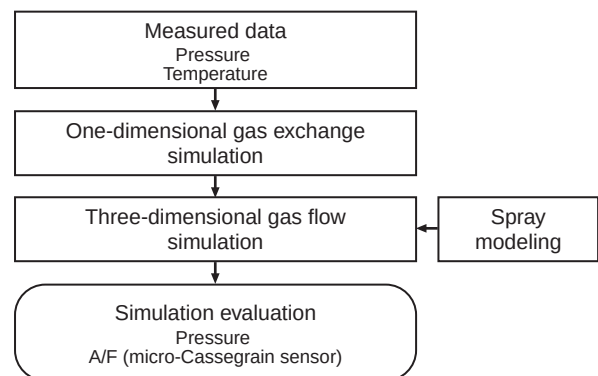


Fig. 11 Engine simulation flow

ストバルブ周りを1mm, タンブルコントロールバルブ流路は0.1mm, それ以外の箇所を2mmとする。

5.2. 一次元ガス交換シミュレーション

一次元ガス交換シミュレーションには Ricardo 社製の WAVE を使用する。そのモデルを Fig. 14 に示す。本供試エンジンの特徴であるタンブルコントロールバルブ, 外部 EGR をモデル化している。Fig. 15 (a), (b) にそれぞれ筒内圧力と吸気ポート内圧力の実測結果と一次元ガス交換シミュレーションの計算結果を示す。Fig. 15 (a) の実測の筒内圧は 100 サイクルの平均値であるが, 計算は実測を良く再現している。また, Fig. 15 (b) の吸気ポート内圧力は, 本検証エンジンに付加されているタンブルコントロールバルブによる絞りの影響で常時 60 kPa 以下の圧力になっているが, 絞り効果パラメータを適切に設定することで圧力履歴も良く再現できている。

5.3. 燃料噴霧計算設定パラメータの決定

燃料噴霧計算の設定パラメータを決定するため定容容器内に噴射した燃料噴霧の可視化計測をおこなった。計測は

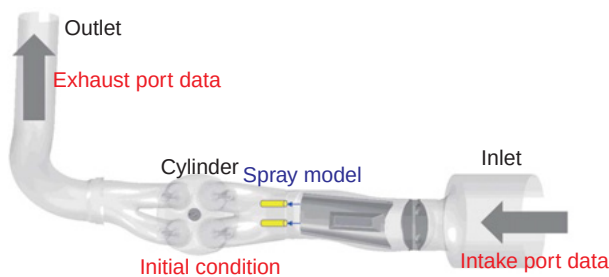


Fig. 12 Three-dimensional simulation model

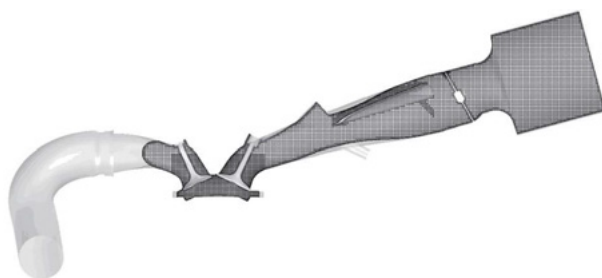


Fig. 13 Mesh used for calculation

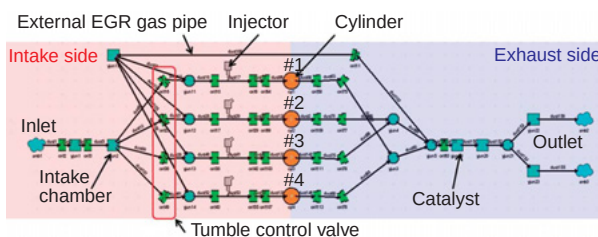
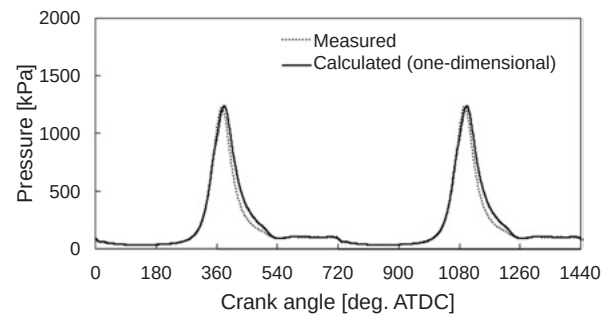


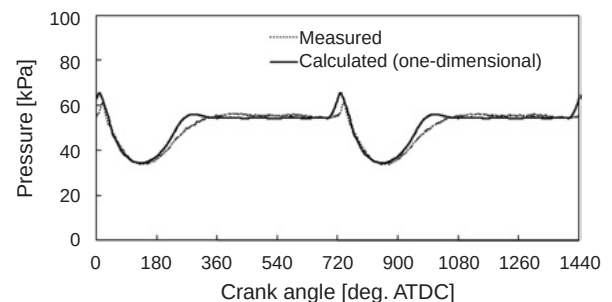
Fig. 14 One-dimensional simulation model

容器内に下方に噴射した燃料を散乱光で撮影した。この時の雰囲気条件は大気圧, 大気温度である。

燃料噴霧計算には, DDM (Discrete Droplet Model) を使用する。境界条件には実測した粒径分布を, 液滴分裂いわゆる二次分裂には Reitz-Diwakar モデル⁽¹¹⁾を使用する。計算条件は, 計測した際の雰囲気条件を初期条件に設定し, メッシュサイズを 2 mm, タイムステップを 1.0×10^{-5} s の設定でおこなう。計測した噴霧の可視化撮影結果と計算結果を Fig. 16 に示す。時刻は噴射開始後 0.4 ms である。噴霧角は 18 度を仕様値として設計された実測よりも若干広がっているが, 全体の噴霧形状は卵型になり再現できているといえる。噴霧の先端到達距離の比較を Fig. 17 に示す。先端到達距離はどの時刻においてもよく一致しており精度は充分であると考えられる。



(a) In-cylinder pressure



(b) Intake port pressure

Fig. 15 Comparison between measured pressure and one-dimensional gas exchange simulation

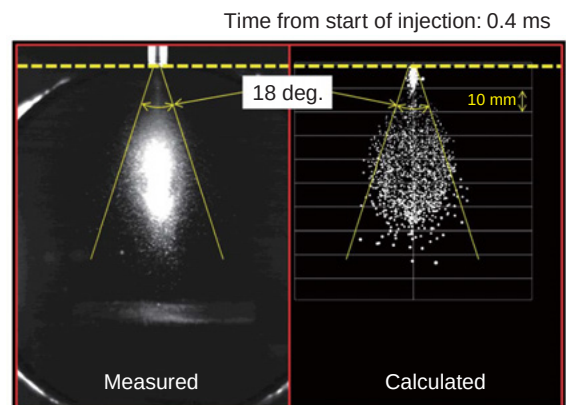


Fig. 16 Comparison of form of fuel spray

5.4. 精度評価

Fig. 18に実測と三次元シミュレーションによる筒内圧力の結果および実測と計算の差を示す。計算はガス流動および燃料と空気の混合までを計算しているため、点火時期である 35 deg. BTDC で終了している。実測と計算の差は点火時期で4.8%高いが圧力履歴はよく一致しており、筒内の圧力場が精度良く再現できているといえる。このことより、インテークポートを経てバルブを通過し、筒内に流入する空気および燃料の単位時間当たりの流量や挙動を良く再現しているものと考えられる。圧力4.8%の差は充填効率でいえば 0.8%増加、A/Fに換算すると 0.66 減少となり、計測した局所 A/F のサイクル変動幅と比べてもかなり小さく、評価に十分な精度であるといえる。

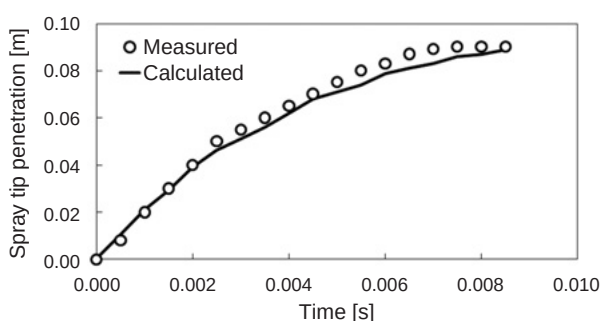


Fig. 17 Comparison between measured spray tip penetration and calculation result

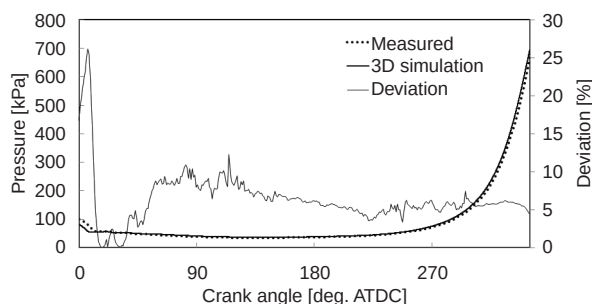


Fig. 18 Comparison between measured in-cylinder pressure and in-cylinder pressure calculation result

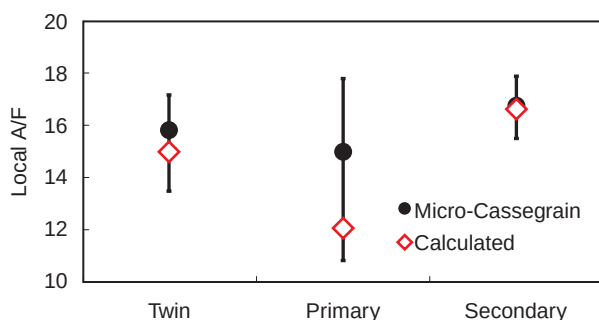


Fig. 19 Comparison between local A/F using micro-Cassegrain sensor and calculation result

Fig. 19 にシミュレーションによるプラグ近傍の A/F と計測した A/F のサイクル平均を示す。図中のエラーバーは Fig. 10 に示す局所 A/F のサイクル変動を表している。計算した局所 A/F はサイクル変動内に収まっており、また濃度の傾向も一致していることからプラグ近傍の A/F が精度良く計算できているといえる。

Fig. 20 は計算による筒内 A/F 分布を示しているが、Primary 側のみ噴射の場合、A/F の空間的ばらつきが大きいことがわかる。Fig. 19 の Primary のエラーバーすなわちサイクルごとの変動が他の条件に比べて大きな原因は、混合気濃度の空間的な分布の偏りが他の噴射条件よりも大きく、サイクルごとに流動パターンが微妙に変化することにより、局所 A/F の変動幅が大きくなっていると予測される。このことより、点火時期におけるプラグ近傍の混合気の移動範囲とその均質度がサイクル変動低減のための制御パラメータとして有効と考えられる。

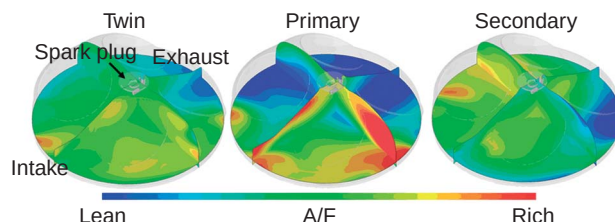


Fig. 20 Three-dimensional A/F distribution

6. まとめ

ガソリンエンジンのサイクル変動における因子としてプラグ近傍 A/F に着目し、三次元シミュレーションの精度検証をおこなった結果、以下の知見を得た。

- (1) これまで計測が困難であった車載エンジンのプラグ周りの A/F 計測をマイクロカセグレセンサによっておこない、UEGO センサなど従来の計測法と同等の結果になると確認した。
- (2) マイクロカセグレセンサおよび三次元シミュレーションのプラグ近傍 A/F を比較した結果、計算結果はサイクル変動の範囲内にあり、噴射条件による A/F の相関も得られた。
- (3) 三次元シミュレーションはプラグ近傍およびサイクル変動を踏まえたその周囲の混合気挙動を解析するために有用なツールである。

参考文献

- (1) 池田裕二, 西山淳, 竹内章, Ernst Winklhofer: 混合気不均一性計測を用いた燃料噴射の最適化, 自動車技術

- 会学術講演会前刷集, No.28-06, p.15-20(2006)
- (2) 谷野章吾, 小栗康文, 鈴木隆: ガソリン機関におけるサイクル変動と残留ガスの相関, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.118-07, p.17-21(2007)
- (3) 白石拓也, 木村宏: 点火仕様がエンジン燃焼性能に及ぼす影響, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.107-05, p.1-4(2005)
- (4) Ishikawa, N., Hiraide, A., Takabayashi, T.: Air/Fuel Distribution Simulation in a Port-injected Gasoline Lean-Burn Engine, SAE Paper, No.2001-01-1230(2001)
- (5) 小嶋潤, 池田裕二, 中島健: メタン・空気層流予混合火炎の反応帯において高空間分解能測定された自発光スペクトル(自発光強度比 OH^*/CH^* と当量比の相関), 日本機械学会論文集B編, 66 巻 647 号, p.1871-1878(2000)
- (6) Ikeda, Y., Nishiyama, A., Kawahara, N., Tomita, E., Arimoto, S., Takeuchi, A.: In-Spark-Plug Sensor for Analyzing the Initial Flame and Its Structure in an SI Engine, SAE Paper, No.2005-01-0644(2005)
- (7) 西山淳, 鄭海泳, 片野博樹, 池田裕二: マイクロカセグレンセンサを用いた冷機始動直後の筒内 A/F 計測, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.17-08, p.11-14(2008)
- (8) Ikeda, Y., Jeong, H., Nishiyama, A., Baritaud, T.: Cylinder to cylinder A/F fluctuations measurement in a racing engine by chemiluminescence, COMODIA 2008, JSME No.08-202, p.535-540(2008)
- (9) Jeong, H., Ikeda, Y., Nishiyama, A., Lee, K.: Cycle-resolved flame characteristics measurement with soot in a HSDI diesel engine using micro-Cassegrain system, COMODIA 2008, JSME No.08-202, p.541-546(2008)
- (10) Nishiyama, A., Ikeda, Y., Jeong, H., Katano, H.: Application of a Micro Cassegrain System to A/F Measurements Under Cold Start Conditions, COMODIA 2008, JSME No.08-202, p.555-561(2008)
- (11) Reitz, R. D., Diwakar, R.: Effect of Drop Breakup on Fuel Sprays, SAE Paper, No.860469(1986)

■ 著 者 ■



久保田俊一



小森隆史



山本裕司



赤崎修介



池田裕二

摩擦特性に着目した AT実働時のトルク容量変動メカニズム

Mechanism of Torque Capacity Change during Operation of AT with Focus on Friction Properties

齋藤 俊 博*

Toshihiro SAITO

南 中 道 隆*

Takashi MINAMINAKAMICHI

山 岡 崇 樹*

Takaki YAMAOKA

星 崇 司*

Takashi HOSHI

加 藤 維 識*

Masanori KATO

宮 本 浩 二**

Koji MIYAMOTO

要 旨

ABSTRACT

オートマチックトランスミッション(AT)に採用されている湿式多板クラッチのトルク容量が使われ方により変動するメカニズムを明らかにするため、クラッチ摩擦材そのものが持つ摩擦特性に着目した。クラッチ摩擦材の摩擦特性は摩擦面の温度や接触面圧および、すべり速度に影響を受ける。そこで、トルク伝達時におけるAT内部のクラッチプレート温度や摩擦面のすべり速度および、トルク伝達するギヤのたおれ量を計測した。次に、この計測結果をもとにAT内部のトルク伝達フローをシミュレートするための挙動解析モデルを構築した。その結果、一定温度条件下におけるAT実働時のトルク容量は摩擦面で摩擦力ベクトルの半径方向成分に影響を受けることを明らかにした。

The project discussed in this paper focused on the frictional characteristics of clutch facing materials in order to elucidate the mechanism by which the torque capacity of the multiple-plate clutches used in automatic transmissions (ATs) varies with their mode of use. The frictional characteristics of the facing materials are affected by the temperature, contact pressure, and sliding velocity of the friction surfaces. The temperature of the clutch plate, sliding velocity of the friction surfaces, and degree of misalignment of the gears transmitting torque were therefore measured in an AT during torque transmission. Next, a dynamic behavior analysis model, able to simulate the flow of torque transmission in the AT, was constructed on the basis of these measurement results. The results showed that the torque capacity of an AT operating at a constant temperature is affected by radial components of the friction force vectors on the friction surfaces.

1. はじめに

近年、エンジンの高出力化に伴い、軽量、コンパクトでありながら高いトルク伝達容量をもつオートマチックトランスミッション(AT)が要求される⁽¹⁾。HondaのATの特徴として3本ないし4本の平行したシャフト上に各速の湿式多板クラッチを配したコンパクトな構造があげられる⁽²⁾。変速時にはこれに関与するクラッチのピストン圧を直接コントロールすることでシフトショックの少ないスムーズな変速応答を実現している。一方で、平行シャフト構造であるがゆえにクラッチ径に制約があり、ディスク内外径差を大きくとることでディスク単位面積あたりの発熱量を抑え、

耐久性を向上させている⁽³⁾。そのため係合時のディスク面圧分布やプレート温度分布をコントロールすることが重要である。既報⁽⁴⁾ではディスク面圧分布やプレート温度分布を定量化するシミュレーション技術を開発し、摩擦材の摩擦特性を利用してクラッチ単体の摩耗履歴を予測できることを示した。

高いトルク伝達容量への要求にはクラッチのディスク枚数を増加させることで対応している。クラッチ単体の設計は一般に簡易なトルク容量計算式が用いられる。しかしながら、このトルク容量計算式が成立するのは、クラッチが係合時に各ディスクの面圧分布が一樣であり、摩擦係数がディスク面のどの個所においても一定値をとる場合に限ら

* 四輪開発センター

** 株式会社アイティーオー

れる。既報⁽⁴⁾でも明らかなようにクラッチ単体のディスク面圧分布は一様ではない。摩擦特性はSAE#2性能試験の結果などから、ディスク面の温度や接触面圧および、すべり速度に依存することが知られている⁽⁵⁾。このためトルク容量計算式ではディスク面圧や摩擦係数は平均値が用いられてきた。

さらに、ATに組み込まれたクラッチでは駆動ギヤの傾きやシャフトたわみなどがトルク伝達容量に影響を及ぼすことが経験的に知られている。しかしながら、この経験則はATのレイアウトや摩擦特性および、運転条件などにより影響を受けるため、クラッチ単体計算式では検討が困難であった。そのため、ATのトルク容量の検証はもっぱらテスト用のトランスミッションを製作し、トルク容量試験により判断してきた。

そこで本稿ではクラッチ摩擦材そのものが持つ摩擦特性に着目した。この摩擦特性を用いてAT運転中の各クラッチへのトルク伝達フローをシミュレートする挙動解析技術を開発した。クラッチ摩擦面の摩擦力方向がAT実働時におけるトルク容量を変動させるメカニズムを明らかにしたので報告する。

2. 研究のねらい

解析に用いた5速ATの主断面をFig. 1に示す。図に示すように平行シャフト上に各速のクラッチとギヤが配置され、変速過程は回転軸内部に設けられた油圧回路の圧力をコントロールすることでクラッチからクラッチへの変速を可能としている。

Fig. 2にクラッチのトルク容量の計測結果を示す。計測

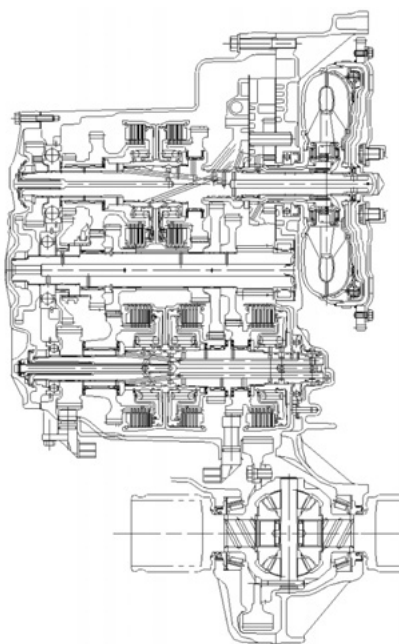


Fig. 1 Main section

の際、トランスミッション内部の温度は潤滑油やクラッチのプレートも含めて恒温状態 T_0 に保ち、ピストン推力も一定としている。図は横軸にクラッチへの入力トルクを、縦軸にディスクとプレート間の差回転数を示す。トルク容量は差回転数が規定値に達したときの入力トルクとして定義される。差回転数の規定値は潤滑油による冷却効果でプレート温度を保つことができる十分小さな値として決定されなければならない。図から明らかなように、差回転数が上昇すると伝達トルクも大きくなる傾向が見てとれる。これはクラッチ摩擦材そのものが持つ摩擦特性が影響しているものと考えられる。

クラッチ構造(Fig. 3)に着目してみると、4速と5速のクラッチはそれぞれ4枚のディスク構成の同一クラッチをガイド背面で溶接接合した構造となっている。また、摩擦材についても同一のものを使用している。しかしながら、4速と5速クラッチのトルク容量を計測してみると、4速クラッチのほうが5速クラッチよりもトルク容量が大きい。これは、クラッチ単体の構造そのものについては両クラッチに差異がないことから、トランスミッション内部のトルク伝達フローに違いがあるためと考えられる。クラッチのトルク容量が不足すると、ディスクとプレート間がすべり、差回転数が上昇する。この差回転数が大きくなりすぎると、クラッチ構造やレイアウトの変更が必要となり、開発の遅延につながる場合がある。

以上のことから本研究のねらいをAT実働時においてトルク容量が変動するメカニズムを解明することと定めた。

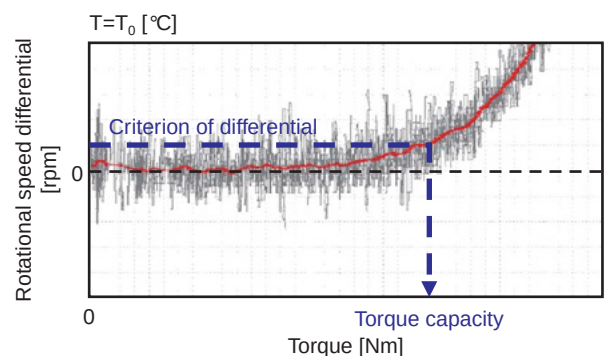


Fig. 2 Torque capacity measurement results

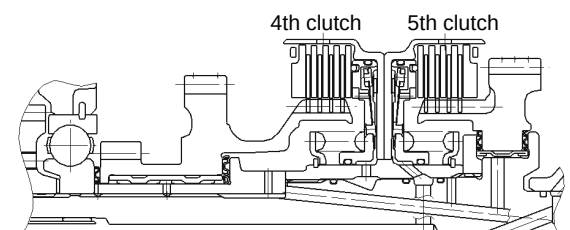


Fig. 3 Detail of clutch

3. トルク容量の変動メカニズム

3.1. トルク伝達フローの違い

解析対象としている4速と5速クラッチでAT実働時のトルク容量が変動する原因を考える。トルク伝達フローの違いとしてあげられるのが、ギヤの断面形状とその支持方法である。4速ギヤは長いニードルベアリングで支持されており、ヘリカルギヤ部で荷重伝達する際に5速ギヤに比べたおれにくいレイアウト構造と考えられる。そこで、4速および、5速ギヤのたおれ量をAT内部に設置したギャップセンサ [Fig. 4(a)] により計測した。明らかにトルク容量の大きい4速クラッチのほうが、ギヤたおれ量が少ないことがわかる [Fig. 4(b)]。

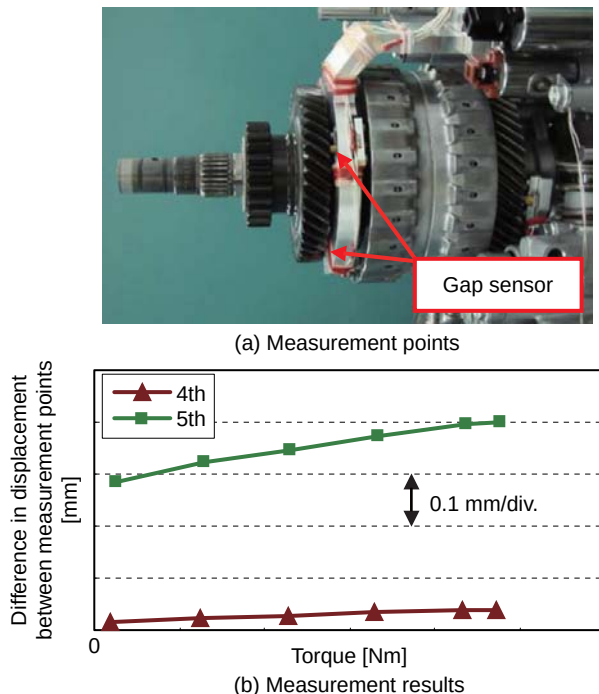


Fig. 4 Comparison of gear displacement

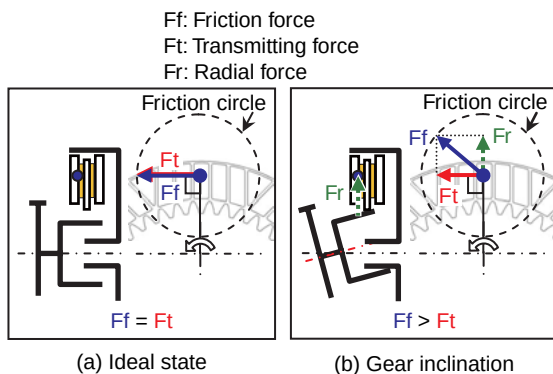


Fig. 5 Hypothesized mechanism of change in torque capacity

3.2. トルク容量変動メカニズムについての仮説

ここで、ギヤがたおれることでトルク容量が低下するメカニズムについて考えてみる。プレート温度、ディスク面圧およびすべり速度は一定とする。

まず、クラッチ摩擦面上のある1点の摩擦円に着目する (Fig. 5)。摩擦円の半径を摩擦力 F_f とすると、摩擦係数が一定であれば F_f の向きによらず摩擦円の大きさは変わらない。ギヤたおれの無い理想状態では [Fig. 5(a)]、ディスクとプレートは同軸上で回転し、 F_f は接線方向に向く。したがって、 F_f のすべてがトルク伝達に寄与していると考えられる。次にギヤがたおれた場合を考える [Fig. 5(b)]。ギヤがたおれると、ギヤとディスクのかみ合い位置で半径方向荷重 F_r が生じる。これが摩擦面に伝わり、 F_f は F_r の大きさに応じて半径方向へと傾く。すると摩擦円の大きさは変わらないので、 F_f の接線方向成分であるトルク伝達力 F_t は F_f より小さくなる。このことから、ギヤがたおれることでディスクへの半径方向荷重が増し、トルク容量は低下すると考えた。

4. トルク容量シミュレーション

前章の仮説を証明するにあたり、AT実働時における摩擦面の摩擦力およびその方向を測定するのは困難である。そこで、ギヤたおれがない理想状態のクラッチと、5速クラッチのトルク伝達フローを模擬した挙動解析モデルを構築し結果を比較する。

4.1. AT クラッチのトルク容量解析モデルの構築

Fig. 6 に AT の5速クラッチへのトルク伝達フローをシミュレートする挙動解析モデルを示す。ギヤを支持するニードルベアリングについては実際のクリアランスを再現できるように注意した。荷重条件についてはクラッチがシャフト M 上に配置されているのでシャフト M の右端を強制回転させ、シャフト C 上の5速従動ギヤ C5 にトルク負荷を徐々に加えていく。このときピストン推力は一定を維持する。トルク負荷が上昇するにつれ、ディスクとプレート間にすべり差回転を生じ始める。

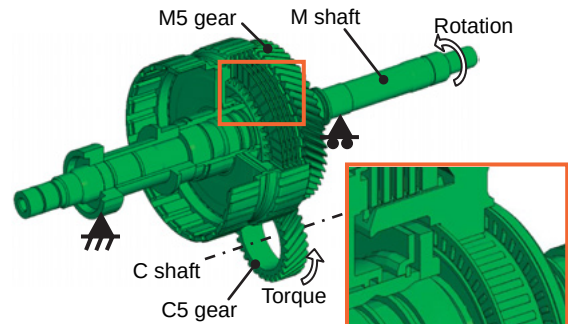


Fig. 6 Torque capacity prediction model for 5th clutch

4.2. クラッチ摩擦材の摩擦特性

クラッチ摩擦材そのものの摩擦特性を計測する試験装置として SAE#2 試験機や LVFA 試験機があげられる。しかし、これらの試験機では摩擦材を潤滑油の中にディッピングして計測するため潤滑量の影響を計測できないことや、摩擦材全体を高温に昇温し一定温度に維持することが難しい。そこで新たに Fig. 7 に示すトルク伝達特性試験装置を作成した。設計する際にはディスク面圧分布が一様になること、潤滑方法が AT と同様に軸心給油とすることや、温度コントロールがしやすい構造になるよう留意した。これにより、ディスク面の温度や接触面圧および、差回転数をそれぞれ固定しながらトルク伝達特性試験が可能となった。

Fig. 8(a) にこの装置を用いて得られた、ある一定温度条件 T_0 におけるクラッチ摩擦材の摩擦特性を示す。縦軸に摩擦係数を、横軸にはディスク面圧および、すべり速度をとっている。このとき摩擦係数は試験装置を模擬した構造解析モデル [Fig. 8(b)] を用いて同定されたものである。このクラッチ摩擦材の摩擦特性は面圧の変化には影響を受けにくい、すべり速度については正の相関があることがわかる。

Fig. 9 にこの摩擦特性を用いた 5 速クラッチのトルク容量シミュレーションの結果とその計測結果を示す。トルク負荷が増加するにつれ差回転数が上昇するという定性的な

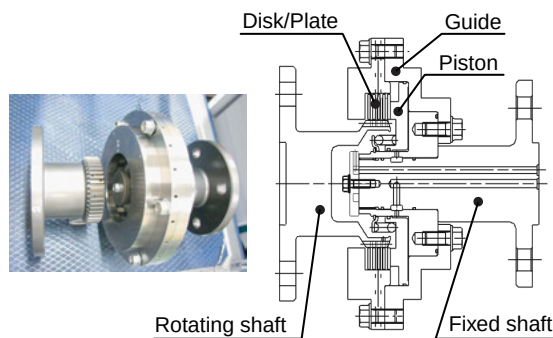


Fig. 7 Test apparatus for torque transmission characteristics

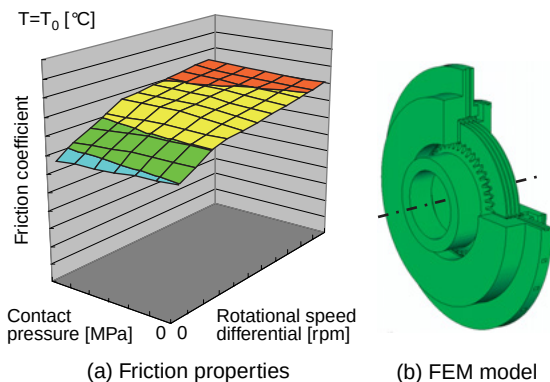


Fig. 8 Identification of friction properties

傾向を再現できている。

このとき、プレート温度は一定温度 T_0 としている。

4.3. ギヤたおれのないクラッチのトルク容量

次に、ギヤたおれのない理想状態のクラッチの解析をおこなう。解析方法は 5 速クラッチの挙動解析モデルの 5 速従動ギヤ C5 を削除し、トルクを 5 速駆動ギヤ M5 に直接負荷するようにした。このときの差回転数の結果を Fig. 10 に示す。明らかにギヤたおれがないクラッチのほうが、トルク容量は 5 速クラッチよりも大きくなるのがわかる。

4.4. ディスク面の摩擦力ベクトル

5 速クラッチとギヤたおれがないクラッチが同じトルクを伝達しているときのディスク面に作用する摩擦力ベクトルを Fig. 11 に示す。ギヤたおれがないクラッチでは摩擦力ベクトルはすべて回転方向に向いているが、5 速クラッ

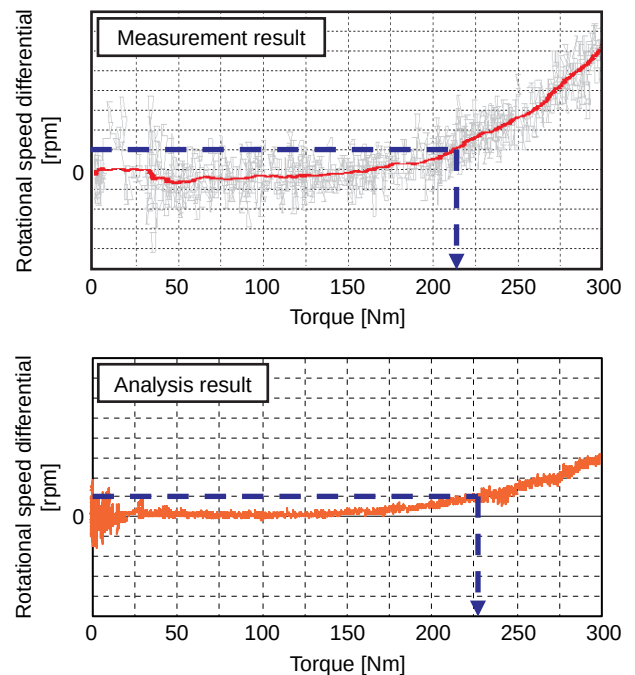


Fig. 9 Comparison of torque transmission by 5th clutch

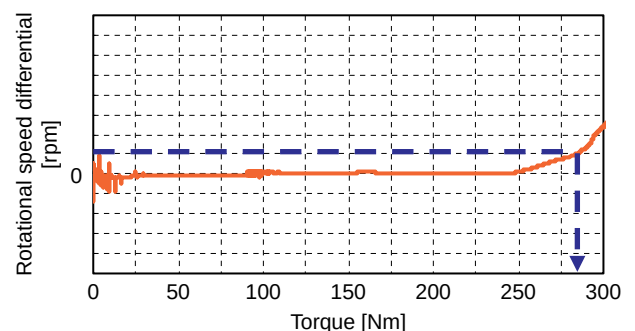


Fig. 10 Torque capacity of clutch without gear misalignment

チでは同時に半径方向にも摩擦力成分が作用している。両者は同じトルクを伝達していることから回転方向成分は等価であるが、5速クラッチでは半径方向成分も発生しているため摩擦力合力は大きい。それゆえ、5速クラッチではギヤたおれがないクラッチよりも差回転数が増加し、摩擦係数が高い状態でトルク伝達している。

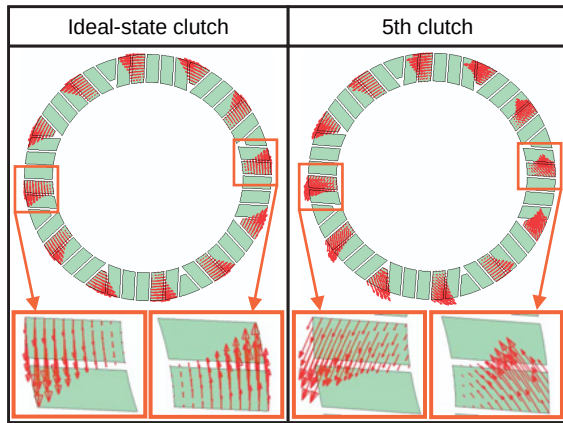


Fig. 11 Direction of friction force on disk surface

5. AT 実働時のトルク容量

ギヤたおれ量と摩擦力ベクトルの大小を4速と5速クラッチに置き換えて考えてみる。Fig. 12に示すように、駆動ギヤのたおれ量は5速クラッチに比べ4速クラッチのほ

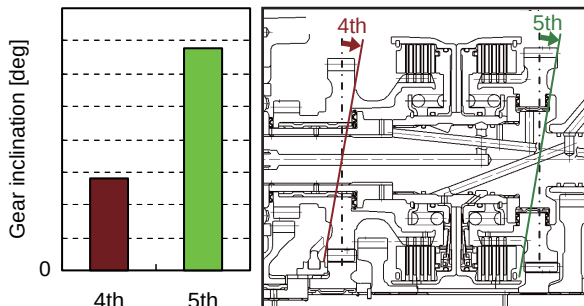


Fig. 12 Comparison of degree of gear misalignment in 4th and 5th clutches

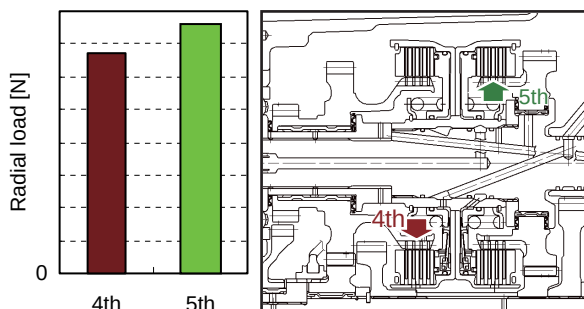


Fig. 13 Comparison of radial load in 4th and 5th clutches

うが小さい。このため、4速クラッチの駆動ギヤからディスクつめ部の接触を介して伝わる半径方向荷重も小さくなる (Fig. 13)。その結果、4速クラッチの摩擦力ベクトルの半径方向成分も小さくなるため、トルク伝達容量は5速より大きくなる。AT実働時の4速と5速クラッチのトルク伝達容量についての計算値および、計測値を Fig. 14 に示す。

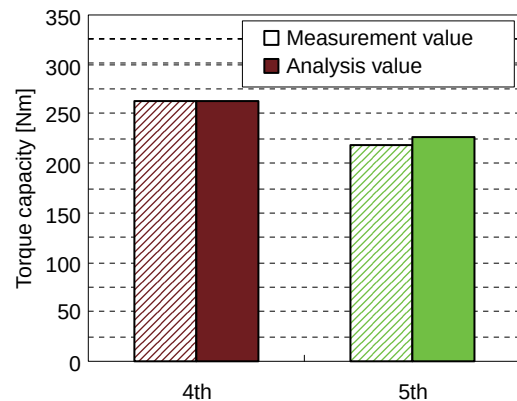


Fig. 14 Torque capacity of 4th and 5th clutches

6. まとめ

AT実働時のトルク容量が変動するメカニズムを明らかにするため、ギヤのたおれ計測および、トルク伝達フローを模擬した挙動解析モデルを用い、以下の結論を得た。

- (1) クラッチの摩擦力ベクトルの観察から、一定温度条件下におけるATのトルク容量は回転方向だけでなく、半径方向にも同時に生じる摩擦力成分に影響を受ける。この摩擦力成分が大きいとトルク伝達容量は低下する。
- (2) クラッチ摩擦材の摩擦特性を摩擦面の温度、接触面圧および、すべり速度に依存する特性として扱い、クラッチ駆動ギヤのたおれを再現することで、AT実働時のトルク容量予測を可能にした。

参考文献

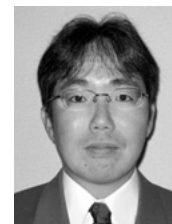
- (1) 加藤芳章, 柴山尚士: 自動変速機の構造・機能と湿式クラッチ, トライボロジスト, 第39巻, 第12号, p.6-11(1994)
- (2) 内田代志春, 宮本修秀, 大谷哲也, 丸山徹郎, 酒井和明, 谷本誠司: LIFE 用新コンパクト4速自動変速機の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2, p.79-86
- (3) Tripathi, K., Agrawal, M.D.: Design Optimization of Friction Clutch, Journal of The Institution of Engineers (India), Vol.88, Part ME Mechanical, p.29-33(2007)

- (4) 齋藤俊博, 古手川保, 松浦吉輝, 田中征一, 大概王一:
湿式多版クラッチの摩耗特性を考慮した耐久性予測技
術の研究, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.2,
p.155-162
- (5) Hirayanagi, T.: Behavior of Lubricating Oil and Friction
Characteristics for a Paper-Based Friction Material, NSK-
WARNER Technical Review, No.1, p.3-10(1995)

■ 著 者 ■



齋 藤 俊 博



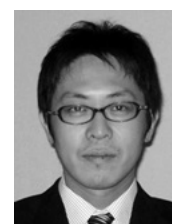
山 岡 崇 樹



加 藤 維 識



南中道 隆



星 崇 司



宮本 浩 二

MT 車クラッチ締結時の車体前後振動の研究

Research on Longitudinal Vibration of MT Vehicle at Clutch Engagement

米 山 篤* 片 桐 好 浩*
Atsushi YONEYAMA Yoshihiro KATAGIRI
渡 辺 勝 彦* 尾 家 直 樹*
Katsuhiko WATANABE Naoki OIE

要 旨

MT 車のクラッチ締結時に発生する車両の前後振動に対し定式化をおこない、振動波形から官能評価と相関の高い数値での評価指標を構築した。

クラッチ締結時における車両の前後振動に寄与する部品を明確にし、車体駆動系のねじり系 1 次振動のシミュレーションを構築した結果、試作車が存在しない開発初期段階での仕様検討が可能となった。

本開発手法を量産車開発に適用したところ、ドライブシャフト剛性やエンジン回転を早く下げる制御などの仕様決定が早期になされ、効率的な対策を提案することができた。

ABSTRACT

Formulas have been developed to describe the longitudinal vibration that occurs when the clutch engages in an MT vehicle, and the vibration waveforms have been used to formulate evaluation indices that possess a high degree of correlation with sensory evaluations.

The parts that contribute to longitudinal vibration of the vehicle when the clutch engages were determined, and a simulation of the first-order vibration of the torsion system of the body and drivetrain was constructed, enabling specifications to be evaluated at the initial stage of vehicle development, when no prototype vehicle has yet been constructed.

The use of the new method in the development of a production vehicle enabled early determination of specifications, such as driveshaft stiffness, and the application of control to rapidly reduce engine speed, enabling effective responses to be proposed.

1. はじめに

MT 車において、変速時にスムーズな運転ができることは、重要な性能のひとつである。

しかし、駆動系に過渡的の入力を与えると駆動系共振を誘発し、車体の前後振動が発生するため、ドライバにとって不快で、スムーズに運転できない現象が起きる。

駆動系に過渡的の入力を与える操作のうち、アクセルペダルを踏み込んだ際に発生する車両の前後振動は、過去の研究^{(1)・(3)}により、定量評価が可能となった。また、シミュレーションをおこない開発初期段階からの仕様検討が可能である。

しかしながら、クラッチ締結時に発生する車両の前後振動に関して、仕様検討はまだ官能評価と経験にたよ

っているところが大きい。さらにシミュレーション技術もまだ十分に確立されてないことから、開発初期段階における仕様決定ができない。

そこで本報では、クラッチ締結した際に発生する車体の前後振動において、評価手法を定式化することによる数値評価手法、およびシミュレーションモデルの構築をおこなったので、その内容を報告する。

2. 本研究のねらい

車の開発においてより効率の良い対策をおこなうために重要なことは、開発初期段階で可能な限り仕様を熟成し実車試験による試行錯誤を減少させることである。

実際、試作車が完成してからの仕様の変更は、他性能へ

*四輪開発センター

の影響が大きいため、十分にはできない場合が多い。そのため、工数をかける割に効率の良い対策をおこなうことは困難であった。

そこで本研究において、以下の二点を主要なねらいとした。

- (1) 官能評価に代わりうる数値評価手法の構築
- (2) 開発初期段階より活用できるシミュレーションの構築

3. 評価指標の定式化

評価指標を策定するため、まずは運動方程式からクラッチ締結時の車両の前後振動の定式化をおこなった。

車両の乗り心地性能を向上させるためには、ドライバーの乗り心地感覚から得られた官能評価にもとづく前後振動の評価値が必要となる。従来より、車両における乗り心地の国際標準として全身振動の暴露基準(ISO 2631)⁽⁴⁾が規格化されており、4-8Hzの上下振動や1-2Hzの水平振動に対して、人間の振動感受性が鋭敏であることが知られている。

また評価方法としても、振動及び乗り心地に関して色々な方法^{(5)・(9)}が提案されているが、室内実験装置等の限られた条件下によるものが主であり、実車での客観的な乗り心地感覚とは十分相関が得られておらず、車両開発への適用に至っていない状況であった。そこで本研究においては、実車走行試験で得られた官能評価の主成分となる物理因子を抽出し、車両挙動の物理式との相関を明らかにすることにより、車両開発に適用可能な数値評価手法を構築した。

はじめに車両挙動の物理式を考える。衝撃の大きさを評価するために Fig. 1 のようなモデルを使って検討をおこなう。球を車に衝突させ、球が車の中に止まる場合を考える。衝撃の大きさを測る量である運動量は

$$p = m \cdot v \quad (1)$$

となり、衝突している瞬間に物体が受けた力の総和を P とおくと、衝突が時刻 $t = 0$ で瞬間的に起きると考えると衝突の前後における運動量の変化は

$$\int_{0-}^{0+} dp = \int_{0-}^{0+} P(t) dt \quad (2)$$

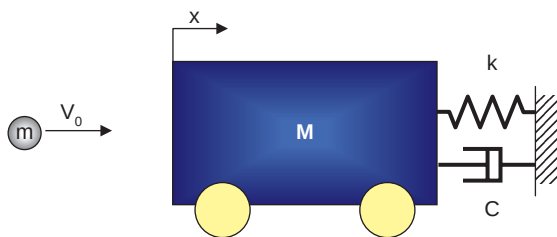


Fig. 1 Impact vibration model

となり、球の初期の運動量を p_0 とすると車を受ける衝撃は

$$-P = p_0 \quad (3)$$

となる。

衝撃により車両は x_0 変位する。減衰自由振動の運動方程式は

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2h\omega \cdot \frac{dx}{dt} + \omega^2 x = 0 \quad (4)$$

微分方程式論より解を $x = \exp^{\lambda t}$ と仮定すると、この減衰自由振動の包絡線は

$$x(t) = \left(\frac{1}{\omega \sqrt{h^2 - 1}} \cdot \frac{dx_0}{dt} \right) \cdot \exp^{-h\omega t} \quad (5)$$

となる。

Nomenclature

p : Impact power [N]

m : Mass [kg]

v : Velocity [km/s]

P : Reaction force [N]

M : Mass [kg]

c : Damping property [Nms/rad]

k : Torsional stiffness [Nm/rad]

ω : Angular velocity [rad/s]

x : Displacement [m]

以上、簡易的なモデルで評価手法の定式化ができた。

4. テスト方法

次に前記に定式化した考え方をもとにテスト手法を構築し、指標化をおこなった。

4.1. テスト手法

変速に伴う車体の前後振動周波数はギヤ比によって異なり、高速用のギヤ段になるほど周波数は高くなる。減速走行中からの変速よりも、加速直後の状態からの変速操作をした場合の方が振動は大きく、フィーリングが低下する。

特に1速から2速にシフトアップしたときの3Hzの車体前後振動が課題となる。計測例を Fig. 2 に示す。

変速に伴う車体の前後振動の発生プロセスを確認するため、実車試験にて所定のエンジン回転速度を保ち、アクセル開度を全閉にした上でクラッチを急締結する方法で変速した時のトルクと振動を計測した。シフト段、エンジン回転速度、アクセル開度をそれぞれ変更し、十数種類の車両について計測をおこなった。

4.2. 指標化

評価指標の検討にあたり、多数のドライバにより市販車両の試乗比較を実施し、主観評価を実施した。その結果と計測値を比較分析することにより、数値で評価可能な指標を構築した。

ドライバはクラッチ締結時の急激な振動ピークをショック感、その後の揺り返しをギクシャク感と感じている。アンケート調査結果より、これらの主観的な運転感覚を数値化し、二つの評価指標を構築し Fig. 3 に示した。また各数値指標を算出する式を式(3)、式(5)より以下のように定義した。

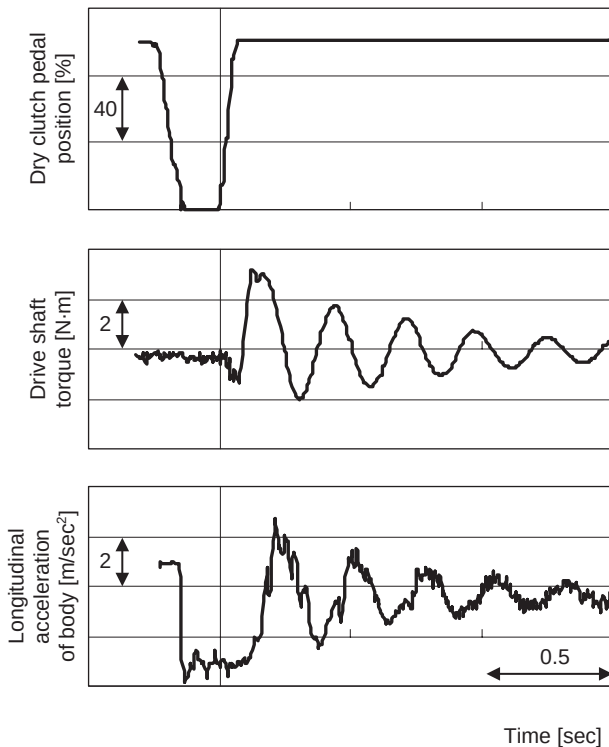


Fig. 2 Time history of body vibration by clutch engagement shock Closed accelerator, 1st-2nd gear, 3000 rpm

(a)ショック感(Kick)：衝撃力の総和と相関がある。

質量 m が大きいほど、また速度変化量 $dv(t)/dt$ が大きいほど、衝撃力は大きくなる。ここで m は車両固有の値であるため、一般化して単位重量あたりの速度変化を指標とする。

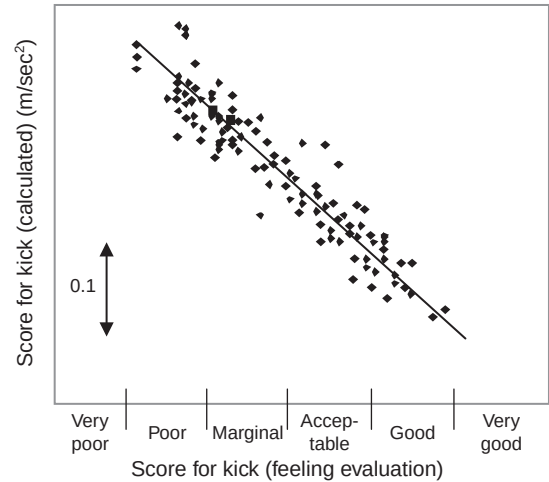


Fig. 4 Comparison of measured and calculated kick score

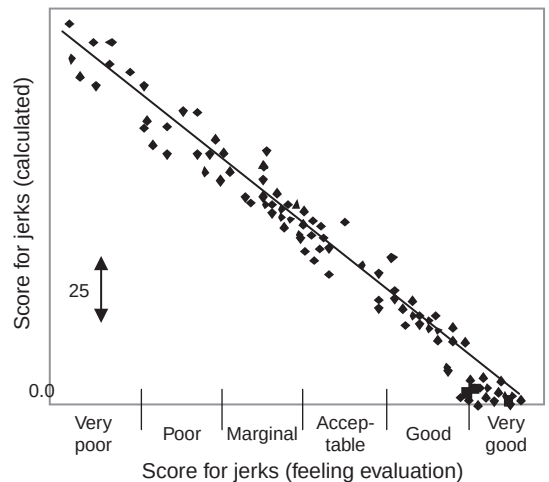


Fig. 5 Comparison of measured and calculated jerks score

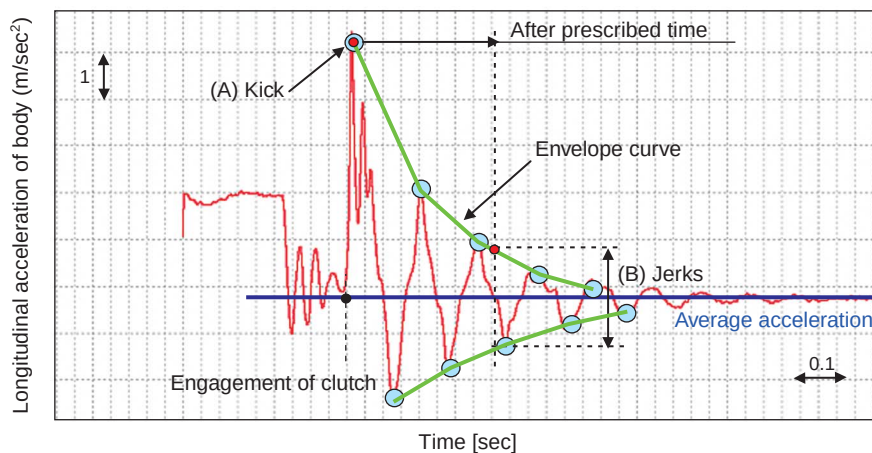


Fig. 3 Definition of index

$$Kick = \frac{1}{m} \cdot \frac{dv(t)}{dt} \quad (6)$$

(b)ギクシャク感(Jerks):減衰自由振動の包絡線の変化量と相関がある。指数 $h \cdot \omega$ が大きいほど車両の減衰性能は向上する。一般化して包絡線の初期振幅を一定とした指数を指標とする。

$$Jerks = h \cdot \omega \quad (7)$$

実車試験による官能評価と、計測データから上記計算式によって得られた二つの数値評価指標の相関を確認した結果を Fig. 4 と Fig. 5 に示す。良い相関を示すことより指標としての妥当性が確認できた。

5. シミュレーションモデルの作成

クラッチ締結に起因する車両の前後振動を再現させるには、変速時に生じる回転数差から発生する過渡トルク発生が重要となってくる。従って、従来の車体駆動系1次ねじり振動の機構解析シミュレーションモデルにあらたにクラッチ操作要素を追加し、変速時に生じるエンジン回転数差によって発生するトルクを再現した。

モデル全体概要を Fig. 6 に示す。クラッチモデルの概要を Fig. 7 に示す。クランクシャフトとクラッチハブの間に

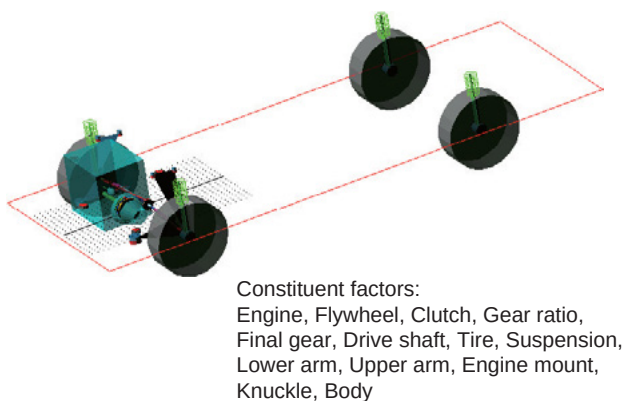


Fig. 6 Analysis Model

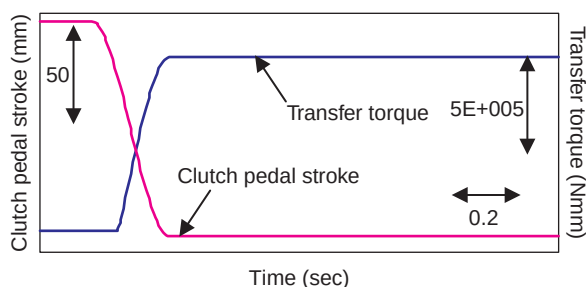


Fig. 7 Clutch model characteristic

クラッチディスクを設け、そこにトルク容量とクラッチストローク量を定義した。トルク容量はクラッチストローク量に連動して伝達トルク量が変化しながらミッション側へ伝達される。加えてクラッチペダルの遊び量もクラッチストローク量の要素に入れることにより、実際のクラッチ操作で発生する回転数差によるトルク変動を再現した。またクラッチ操作に連動してクラッチ容量を変化させるモデルを構築することにより、操作時間の違いによるショック感への影響も表現できるものとした。本モデルを用いておこなった1速から2速にシフトアップしたときの駆動系部分のシミュレーション結果を Fig. 8 から Fig. 10 に示す。Fig. 8 に示すように、クラッチストローク量が時系列で変化する(クラッチが繋がる)ことによりエンジン回転が吸収され、Fig. 9 のように1速と2速の公比に応じた回転数差が生じる。このとき吸収された回転数差によってトルクが発生し、Fig. 10 に示すようにドライブシャフトに伝達される。

シミュレーションに使用した上記各要素の特性データは設計値を使用した。

なお車体系モデルにおいて、エンジンマウント、サスペンション、前後コンプライアンス、クラッチ、ドライブシャフトは非線形特性を考慮し、荷重-変位静特性をテーブル

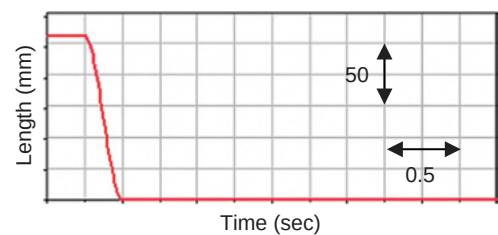


Fig. 8 Clutch operation

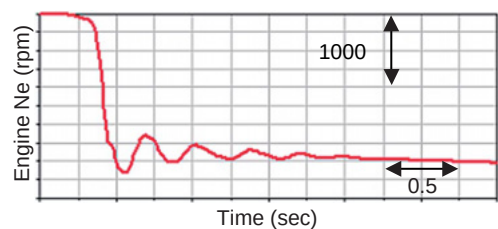


Fig. 9 Engine rotation

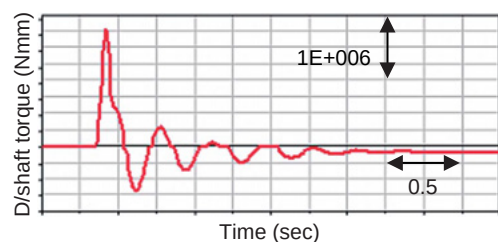


Fig. 10 Drive shaft torque

関数で与えるものとした。

1 速から 2 速にシフトアップしたときの車体前後振動のシミュレーション結果を実車計測データと比較した例を Fig. 11 に示す。

ひとつ目の振動ピークからその後の揺り返しのギクシャク振動まで再現できている。

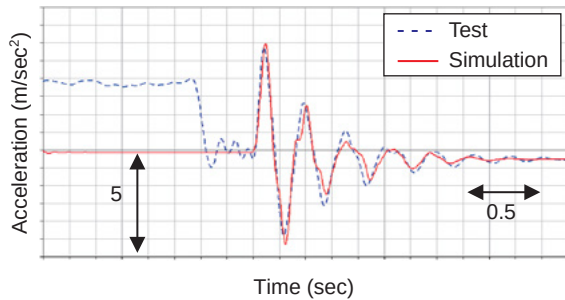


Fig. 11 Results of verification of simulation

6. 車両開発への適用事例

6.1. 車体系影響度

ある車両の開発初期段階において、今回構築したクラッチ操作要素を追加したシミュレーションを適用し、クラッチ締結時に発生する車両の前後振動に及ぼす各部品のパラメータスタディをおこなった。その結果を Fig. 12 と Fig. 13 に示す。

Part	Small ← Contribution → Big
1st/2nd gear ratio	████████████████████
Compliance bush	████████████████
Engine mount	██████████
Drive shaft stiffness	██
Clutch torsion spring	█
Others	██████████

Fig. 12 Contribution to kick of body and drivetrain parts except tires by ADAMS simulation

Part	Small ← Contribution → Big
Drive shaft stiffness	████████████████████
1st/2nd gear ratio	██████████
Engine mount	██
Compliance bush	█
Clutch torsion spring	█
Others	██████████

Fig. 13 Contribution to jerks of body and drivetrain parts except tires by ADAMS simulation

ショック感では、1 速から 2 速間の公比、コンプラブッシュ特性、エンジンマウント特性の影響が大きい。またギクシャク感に関してはドライブシャフトのねじり剛性の影響が大きい。

続いて上記影響の大きい部位を中心に、シミュレーションによりショック感、ギクシャク感、共に許容レベルを達成する仕様を検討した。その結果を Fig. 14 に示す。また、その対策を実車に適用した結果を Fig. 15 に示す。シミュレーション結果同様に 1 速から 2 速に変速する際に発生するショック感とギクシャク感に低減効果が認められた。

6.2. エンジンシンクロ制御

入力対策として、1 速から 2 速に変速する際に発生するショック感を低減するために、クラッチ締結時のエンジン差回転を約 50% 下げた場合のシミュレーション結果を Fig. 16 と Fig. 17 に示す。この結果、車体に発生するひとつ目の振動ピークは約 1/3 に低減することがわかった。

また、1 速から 2 速に変速する際に発生するギクシャク感を低減するため、ドライブシャフトに発生するトルク方

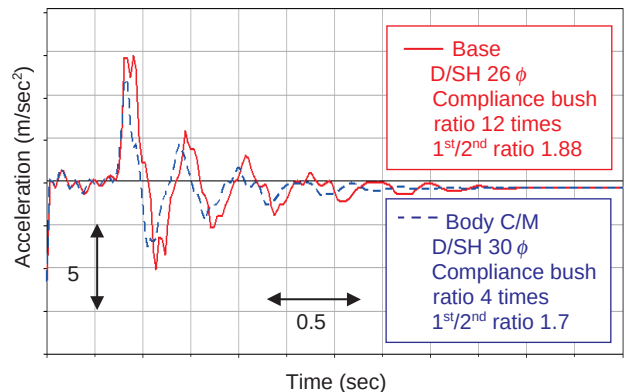


Fig. 14 Effect of body and drivetrain countermeasures by ADAMS simulation

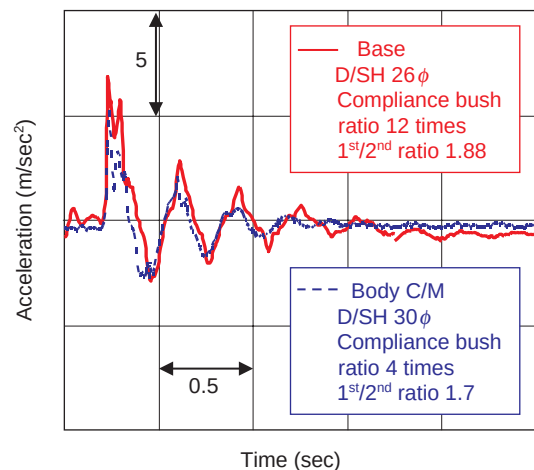


Fig. 15 Effect of body and drivetrain countermeasures in actual car

向と逆方向にエンジントルクを与えた場合^{(10), (11)}のシミュレーション結果を Fig. 18 と Fig. 19 に示す。この結果、車体に発生するふたつ目以降の変動が低減する。

上記計算予測をもとに、実際に実車に適用したエンジン制御対策の手法をシンクロ制御と称し、Fig. 20 に示す。

加速するためにアクセルペダルを踏んだ後に急にペダルを離した場合、減速ショック感が課題になるため、その場合はエンジン回転はなるべく遅く下げる必要がある。

クラッチ締結による車体の前後振動を改善するにはエンジン回転はなるべく早く下げる必要があるため、その相反する要求を解決するため、ショック感対策として、クラッチセンサを仕様に応用し、変速時のみにエンジン回転を早く下げる制御をおこなった。またギクシャク感対策として、車体特性のロバスト性を考慮して、1周期のみ点火時期制御をおこなう対策をおこなった。

シンクロ制御をテスト車に適用した結果を Fig. 21 に示す。シミュレーション結果同様に1速から2速に変速する際に発生するショック感とギクシャク感に低減が認められた。

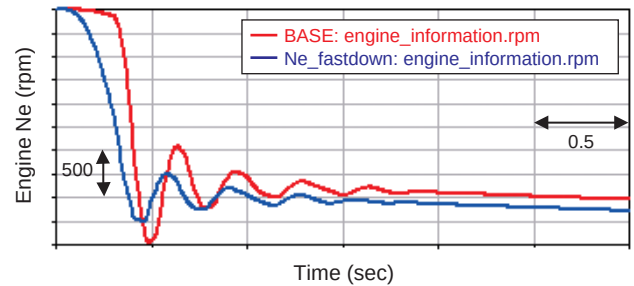


Fig. 16 Engine Ne control – Engine Ne

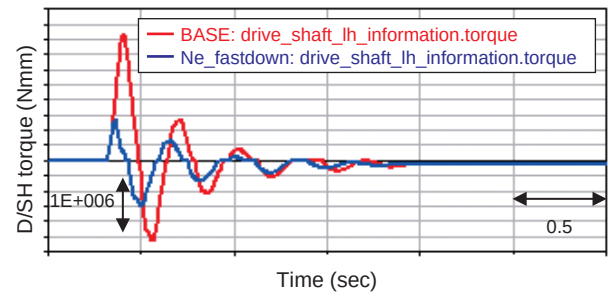


Fig. 17 Engine Ne control – D/SH torque

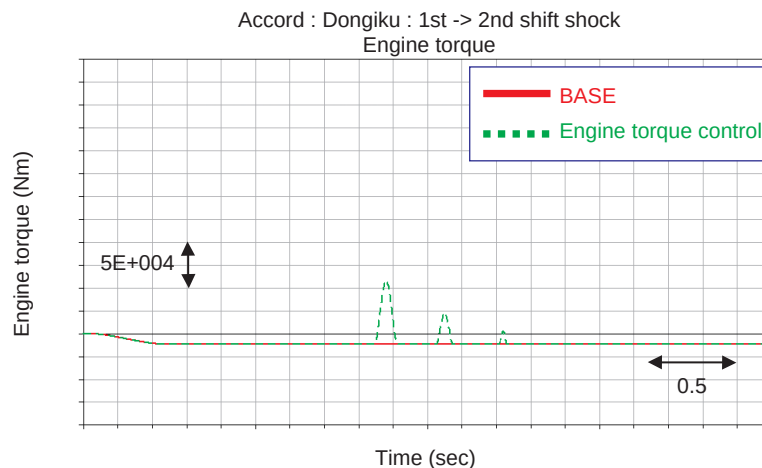


Fig. 18 Engine torque control – Engine torque

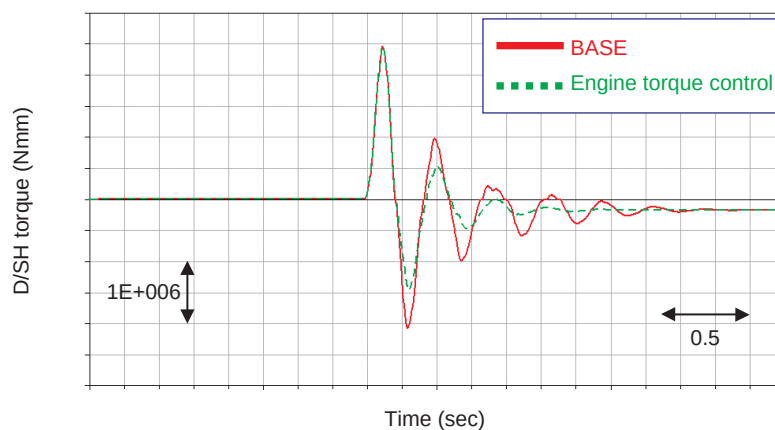


Fig. 19 Engine torque control – D/SH torque

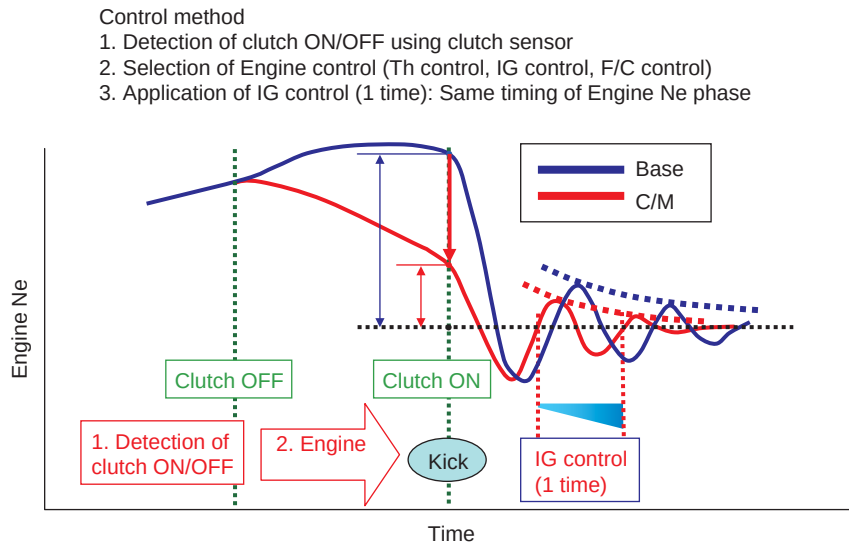


Fig. 20 Synchronizer control concept

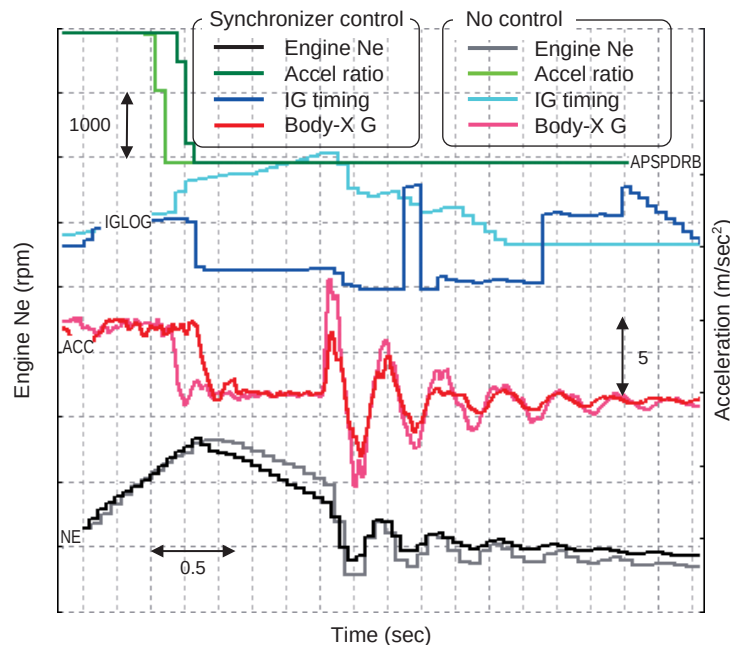


Fig. 21 Effect of synchronizer control

7. まとめ

参考文献

MT車クラッチ締結時の車体前後振動の研究をおこない、以下の結果を得た。

- (1) クラッチ締結時の車体振動における官能評価に代わりうる、ショック感、ギクシャク感を数値で評価可能な手法を構築した。
- (2) 実車結果とよく一致するシミュレーションモデルを構築した。
- (3) 上記の結果、試作車の存在しない開発初期段階での仕様検討が可能となった。

- (1) 久世正文, 渡辺賢, 酒井竜英: エンジンマウントレイアウトに対する特性行列達成度を用いた低周波振動騒音性能評価手法, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.2, p.219-224
- (2) Thompson, M., Yoneyama, A.: Development of Engine Rock Dampers for the Manual Transmission 2003 Acura 3.2CL Type-S, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.1, p.89-94
- (3) 片桐好浩, 矢谷浩, 伊神肇, 斉藤浩之, 白木達也, 大

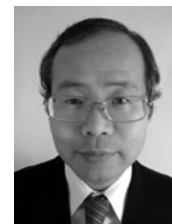
森生雄：MT 車加速時の前後振動の研究，Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.2, p.139-144

- (4) ISO 2631: 1978, Guide for the Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration
- (5) Leatherwood, J. D., Dempsey, T. K., Clevenston, S. A.: A Design Tool for Estimating Passenger Ride Discomfort within Complex Ride Environments, Human Factors, Vol.22, p.291-312(1980)
- (6) Dupuis, H., Zerlett, G.: Whole-body Vibration and Disorders of the Spine, International Archives of Occupational and Environmental Health, Vol.59, No.4, p.323-336(1987)
- (7) 土居俊一，石黒陸雄，武井一剛：車両の過渡振動と乗り心地評価，日本機械学会論文集C編，Vol.98, No.920, p.267(1992)
- (8) 高井秀之，乗り心地評価方法の変遷，鉄道総研報告，Vol.9, No.8, p.61-66(1995)
- (9) Griffin, M. J., Whitham, E. M., Parsons, K. C.: Vibration and Comfort I. Translational Seat Vibration, Ergonomics, Vol.25, No.7, p.603-630(1982)
- (10) 松山昌史，中村英夫，松木好孝，国府田康男：電子スロットルシステムを用いた駆動系ねじれ振動抑制制御の開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No. 9-99, p.5-8(1999)
- (11) Sekozawa, T., Shioya, M., Atago, T.: An Adaptive Engine Control Algorithm for Acceleration Response, SAE Paper, 910256(1991)

■ 著 者 ■



米 山 篤



片 桐 好 浩



渡 辺 勝 彦



尾 家 直 樹

CVT ベルト用金属リングの 3 次元表面形状評価法

Method for Three-dimensional Evaluation of Surface Form of Metal Rings
for CVT Metal Pushing V-belts

梅 津 健 太*
Kenta UMETSU

御子貝 浩 良*
Hiroyoshi MIKOGAI

要 旨

CVT金属ベルトに伝達されるトルクの増大に対し、リングは従来以上の高精度な形状成形が求められる。なかでもリング表面形状のさらなる高精度化が必要であり、リングの製法と製造履歴を定量的に評価可能な3次元表面形状の測定技術が求められる。従来リング幅方向の形状精度の評価方法は確立されている一方、周方向に連続な断面形状を評価する方法が確立されていなかった。本評価法では、汎用的なレーザセンサを用いて断面形状を連続的に取得する方法で、リング全周にわたる3次元表面形状を表現し、製法に依存する周期的な形状偏差を定量化した。

ABSTRACT

In order to respond to the increased amounts of torque being transmitted by the metal pushing V-belts in CVTs, it was necessary to increase precision in the formation of the metal rings employed in the belts. This necessitated the achievement of a higher level of precision in the surface forms of the rings, a requirement that demanded the development of a three-dimensional surface form measurement technology enabling quantitative evaluation of the manufacturing processes and manufacturing history of the rings. While there is a standard method of evaluating the precision of the surface form of the rings in the direction of width, no integrated method of evaluating the continuous sectional form in the direction of the circumference has been available. The developed method uses general purpose laser sensors to gather continuous data on the sectional form of the rings, enabling reproduction of the three-dimensional surface form of the rings around the entire circumference. This has enabled quantification of the cyclic deviations in surface form that occur during the manufacturing process.

1. はじめに

発進クラッチ方式からトルクコンバータ方式への仕様変更により、発進やストール状態におけるトルク増幅により、金属ベルトに伝達されるトルクは増加する。トルク増幅領域のリング高張力時は、リングの挙動を安定化させるため、より形状精度の高いリングが必要となる。それはリングの挙動が増幅されるとFig. 1のエレメントとリングが干渉し、リング端部の摩耗を発生させる一因となるためである。そのため、リング周方向にわたる設計寸法と実形状の差である形状偏差を管理する必要がある。

従来、リング全周にわたる板幅方向の形状偏差は、非切断方式の測定手法⁽¹⁾を装置化し管理してきた。またその装置を用いて、リング圧延工程のローラ精度に由来する周期的な高次の形状成分を評価し、リングの板幅方向における

形状精度の高度化を達成してきた⁽²⁾。しかし圧延ローラ精度はリング表面の形状精度にも寄与し、3次元的な表面形状を評価できる方法が合理的である。またリング製造工程のひとつである熱処理工程では、治具の干渉による熱処理

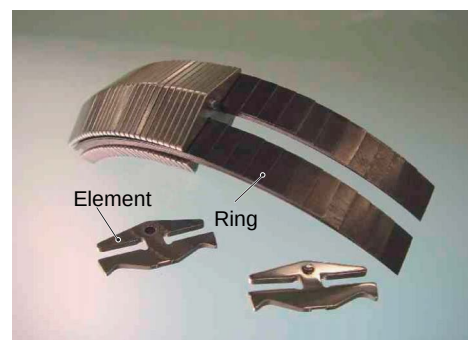


Fig. 1 Components of metal pushing belt

不良部分で表面形状に変形が生じるが、薄肉リング表面の計測と評価は難しく、測定手法が存在しなかった。開発した形状評価法は、汎用的なラインレーザセンサと簡単な位置決め機構を採用した装置構成でリング表面の3次元形状を測定する。また測定結果に対し、周波数解析を適用することで、複数の製造工程にわたる製造履歴を、形状偏差量として定量化できる。

この方法は、リング形状の高精度化の目的に対し、形状偏差の発生する製造工程の検証を効率的におこなえる点で利点がある。

2. リング形状偏差の発生メカニズム

リングの製造において、形状偏差が顕著に発生する工程に、圧延工程と熱処理工程がある。圧延工程の2次元的な模式図は Fig. 2 に示すとおりである。リングは圧延ローラと圧下受けローラ間クリアランス f で圧延成形される。X-Y座標系において、圧延ローラの回転軸 o に対し、ローラを中心 g への偏心量を e 、偏心の初期角度を ϕ_0 、圧延ローラの回転角度を θ とする。なお X 軸を基準に Y 軸に向かう角度を正とする。また圧延ローラの理想的な半径値 R に対し、半径方向の形状偏差を ΔR とすると、クリアランス f の変動 Δf は式(1)で表現される。

$$\Delta f(\theta) = \sqrt{(R + \Delta R)^2 - e^2 \cos^2(\theta + \phi_0)} + e \sin(\theta + \phi_0) - R$$

$$\approx \Delta R + e \sin(\theta + \phi_0) \quad (1)$$

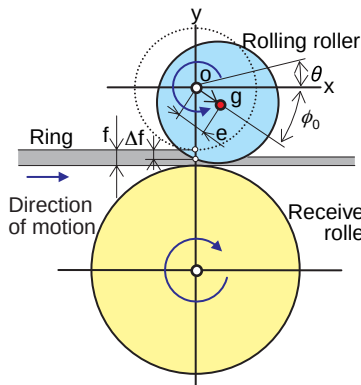
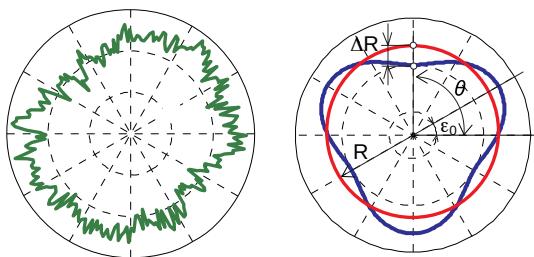


Fig. 2 Schematic diagram of rolling of steel ring



(a) Deviation of real form (b) Deviation of modeled form

Fig. 3 Deviation of real and modeled forms on rolling roller

圧延ローラの表面形状の実測値は Fig. 3(a) に示すような楕円状の2次の形状偏差を持つ。式(1)における圧延ローラの表面形状偏差 ΔR を、振幅を a 、次数を k として式(2)のとおりにモデル化する。 ϵ_0 は θ に対する初期角度であり、 k を3としたモデルは Fig. 3 (b) に示すとおりである。

$$\Delta R(\theta) = a \sin(k\theta + \epsilon_0) \quad (2)$$

式(1), (2)より角度 θ において 360 deg を1周期とすると、圧延ローラ1回転による Δf の周期性は1次と k 次となる。

これより、リングへの加圧は周期的に不均一となり、リング全周長の圧延に対して、圧延ローラに回転数 m が必要な場合、リング表面には m 次と $m \times k$ 次の周期性をもったうねり形状が成形されると予想される。

一方熱処理工程では、リングの治具への配置による物理的な干渉が原因の部分的な変形が発生する。

3. 測定原理

リング全周にわたる表面形状は、Fig. 4に示す装置構成により測定する。2個1組のプーリにリングを巻きつけ、ガイド機構上のプーリ B には、ローラを介した重り約 5 kg を連結し、リングに張力を与える。プーリ AB間の midpoint 位置には、ラインレーザセンサ(キーエンス社製 LJ-G030)を配置し、リング幅方向の全域にわたる断面形状を Fig. 5 のとおり一括して取得する。1断面あたりの測定時間は約 4 ms で、測定点数は 10 mm の評価幅で約 300 点である。取得したデータは、リング端部の2点を基準に y 軸と平行となるよう回転変換し、円弧形状の最大高さ h を算出するものとする。

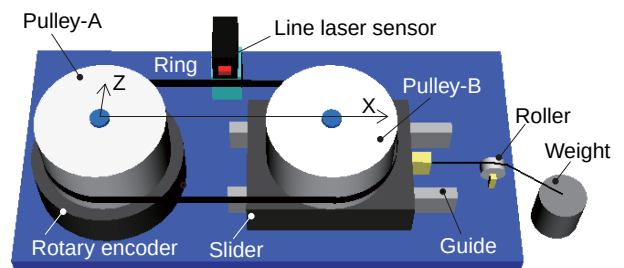


Fig. 4 Ring surface 3D measurement instrument

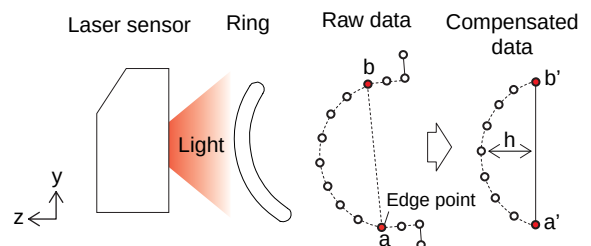


Fig. 5 Principle of data acquisition and compensation

一断面のデータ取得後は、プーリを逐次的に同一角度で回転させ、リング断面データを連続的に取得し、長さ換算した等間隔の送り量に対して断面形状を配列して3次元表面形状を創成する。そのためには個々の断面形状の測定精度を確保するために、レーザセンサの光学特性に依存したノイズの除去が必要となる。

3.1. リング断面形状評価法

レーザセンサにより取得した断面形状データに対し、リング表面の粗さやノイズを除去することを検討する。

Fig. 6 はレーザセンサにより取得した形状データの一例であるが、円弧形状の表面には、短波長成分の振幅が見受けられる。短波長成分にリング表面の粗さ成分とノイズが存在するため、Fig. 6のとおり、断面形状データに低次の近似曲線 P を求め、Fig. 7 のとおり残差を表面形状 Q とした分離をおこなう。また Fig. 8(a) のとおり Q のパワースペクトルと、その累積度数を算出する。

同様に、同一リングの同一断面をスタイラス半径 $25\text{ }\mu\text{m}$ の接触式形状測定機(Mitutoyo製CV-500)により測定し、表面形状のパワースペクトルとその累積度数を Fig. 8(b) のとおり算出する。Fig. 8(b) において、累積度数分布は10次程度まで対数的に増加し、約80%の形状成分を含んでいる。また10次までの形状成分は、波長 0.9 mm 以上のうねり領域であり、粗さの波長領域には合致しない。

接触式形状測定機とレーザセンサによる表面形状測定で算出したパワースペクトルの累積度数は、それぞれ12次と32次で80%を超えている。これより、レーザセンサで取得した表面形状の12次以上の短波長成分がレーザセンサの光

学特性によるノイズと判断し、短波長成分を遮断する gaussian フィルタ⁽³⁾を適用するものとする。なおカットオフ波長 λ_c は 0.8 mm と設定する。このフィルタによる効果は、10次、20次の形状成分でそれぞれ約50%、10%の振幅伝達率となる。

表面形状 Q に対するフィルタ効果は、Fig. 7 に示すうねり W となる。なおリング断面形状は、抽出されたうねり W に P を加算した形状と定義する。この方法では、リング端部に発生しやすいノイズと表面形状の分離をおこなうことで、測定対象である円弧形状の高さ h の測定精度を安定化させている。

3.2. 非接触式測定の精度評価

任意に選択したリング1本上の10断面の円弧形状高さ h を本装置で測定し、接触式形状測定機による測定結果と比較した。Fig. 9 に示すとおり、10断面の平均偏差は $4.3\text{ }\mu\text{m}$ 、相関係数は 0.99 であった。接触式とレーザセンサによる10断面の h かたよりは、レーザ光のリング表面に対する照射角度の垂直度が主要因であり、幾何学的な校正が可能である。

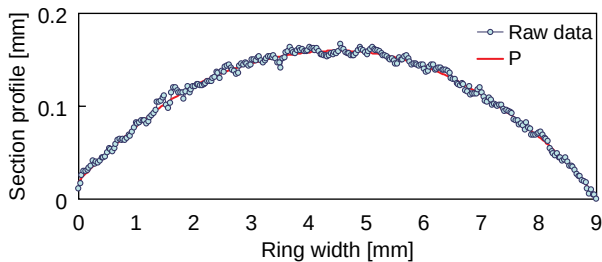


Fig. 6 Example of data acquisition by line laser sensor

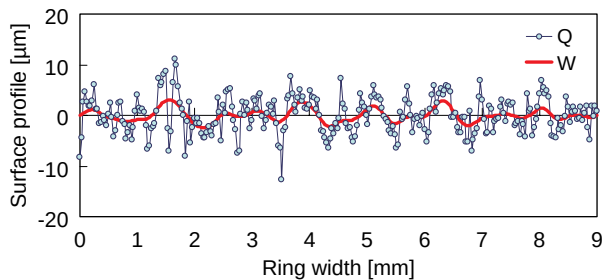
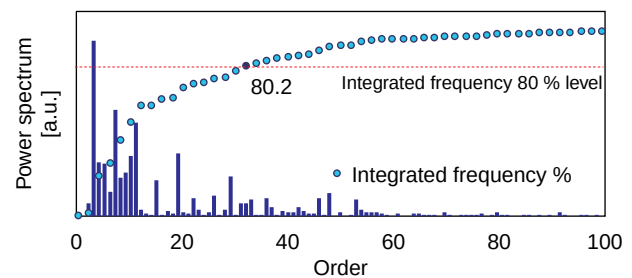
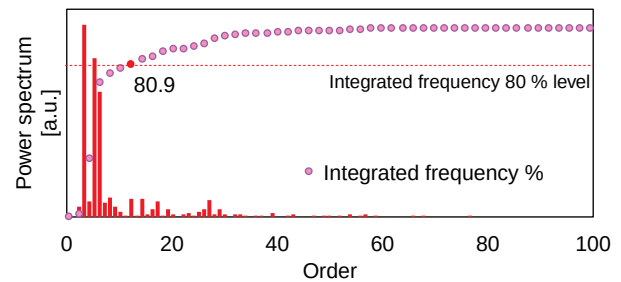


Fig. 7 Ring surface measured by line laser sensor and filtering



(a) Line laser measurement



(b) Contact-type form measurement machine

Fig. 8 Comparison of power spectrum on ring surface

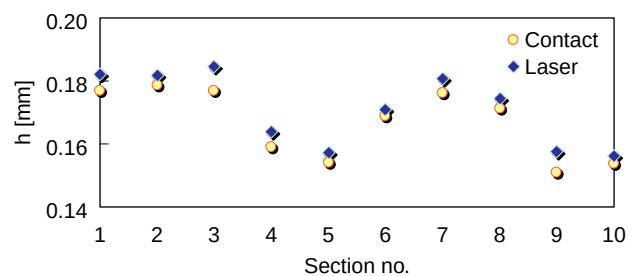


Fig. 9 Measurement accuracy based on laser sensor

Table 1 Raw data for evaluation of measurement repeatability

h mm	No. 1	...	No. 10	Average
Section 1	0.1796	...	0.1855	0.1820
⋮				
Section 10	0.1525	...	0.1543	0.1562
Average	0.1659	...	0.1720	0.1709

Table 2 Result of ANOV for measurement repeatability

S _i μm ²		n _i	M _i =S _i /n _i μm ²		μm ²
S ₁	2.9204	1	M ₁	2.92038	–
S ₂	0.0117	9	M ₂	0.001303	σ _M ² +10 σ _R ²
S ₃	0.0004	9	M ₃	4.05 × 10 ⁻⁵	σ _M ² +10 σ _E ²
S ₄	0.0017	81	M ₄	2.06 × 10 ⁻⁵	σ _M ²

本装置の繰り返し性検証として、選定したリング 10 断面をそれぞれ繰り返し 10 回測定する方法で、分散分析をおこなった。なお 1 回の測定ごとに、リングを測定装置のローラに再セットすることで、下記項目を評価している。 σ は標準偏差を表す。

- (a) σ_R : リング全域にわたる測定位置の円弧形状の高さ h のばらつき
 (b) σ_E : 同一位置の繰り返し測定で得られる円弧形状の高さ h のばらつき
 (c) σ_M : プーリの位置決めとリングの装置へのセッティングを含めた測定の繰り返し性

Table 1 に示すデータ形式に対し X_{ij} を j 番目の断面における、 i 番目の繰り返し測定結果として式(3)の計算をおこない、分散分析表 Table 2 と式(4)より σ_R , σ_E , σ_M を算出した。Table 2 における n は自由度を示す。

$$\begin{aligned}\bar{X}_i &= \frac{1}{10} \sum_{j=1}^{10} X_{ij}, \bar{X}_j = \frac{1}{10} \sum_{i=1}^{10} X_{ij}, \bar{X} = \frac{1}{100} \sum_{i=1}^{10} \sum_{j=1}^{10} X_{ij} \\ S_1 &= 100\bar{X}^2, S_2 = 10 \sum_{j=1}^{10} (\bar{X}_j - \bar{X})^2 \\ S_3 &= 10 \sum_{i=1}^{10} (\bar{X}_i - \bar{X})^2, S_4 = \sum_{i=1}^{10} \sum_{j=1}^{10} (X_{ij} - \bar{X}_i - \bar{X}_j + \bar{X})^2\end{aligned}\quad (3)$$

$$\begin{aligned}\sigma_R &= \sqrt{(M_2 - M_4)/10} = 11.3 \mu\text{m} \\ \sigma_E &= \sqrt{(M_3 - M_4)/10} = 1.4 \mu\text{m} \\ \sigma_M &= \sqrt{M_4} = 4.5 \mu\text{m}\end{aligned}\quad (4)$$

本装置による一断面あたりの円弧形状の測定精度 σ_E は $1.4 \mu\text{m}$ 、繰り返し性 σ_M は $4.5 \mu\text{m}$ である。既存の接触式測定に比べ高精度であるとは言いが、安価な汎用レーザ

センサと単純な位置決め機構を採用した測定原理であるため生産現場での展開が期待できる。

4. 測定と解析結果

本装置を用いて、製造工程間の加工履歴を定量的に把握する目的で、(1)圧延工程後のリング(2)製品リング(3)製品リングの熱処理変形部の表面形状を評価する。(1)から(3)の評価結果はそれぞれ Fig. 10, Fig. 11, Fig. 12 に示す。

本評価においては装置のプーリ最小回転角度は 3 deg と設定し、リング全長に対して約 250 断面を取得した。なお取得する断面数は任意に設定できる。

取得した 3 次元リング表面形状に対し、リングの円筒形状と表面形状を分離するため、3 次元形状データ z を式(5)にて最小二乗近似する。近似円筒曲面 z_p に対し、 z と z_p の偏差を表面形状 dz と定義する。

$$z_p(x, y) = ax^2 + by^2 + 2cxy + 2dx + 2ey + f \quad (5)$$

圧延工程後のリング表面形状 dz を Fig. 10(a) に示す。ここで、表面形状 dz の低次の形状成分を抽出するために、リング幅方向の形状へ効果を与えない式(6)のフィルタを適用する。 λ_x, λ_y はそれぞれリング周方向 x , 幅方向 y の波長を示し、カットオフ波長 λ_c は 30 mm と設定する。このフィルタにより 20 次, 30 次の形状成分でそれぞれ約 50%, 24%の振幅伝達率となる。

$$H(\lambda_x, \lambda_y) = e^{-\pi \left(\frac{\lambda_c}{\lambda_x} \right)^2} \quad (6)$$

式(6)によるフィルタ効果は Fig. 10(b) に示すとおりである。周方向で等間隔に連なる 6 個の凹凸が確認される。またリング幅位置の正方向に向かい形状の振幅が増大する傾向が見受けられる。

リングの全長にわたる表面積を A とし、式(7)のとおり面領域内の算術平均高さを SW_a とし、Fig. 10(b) の表面形状の評価をおこなうと $2.4 \mu\text{m}$ であった。

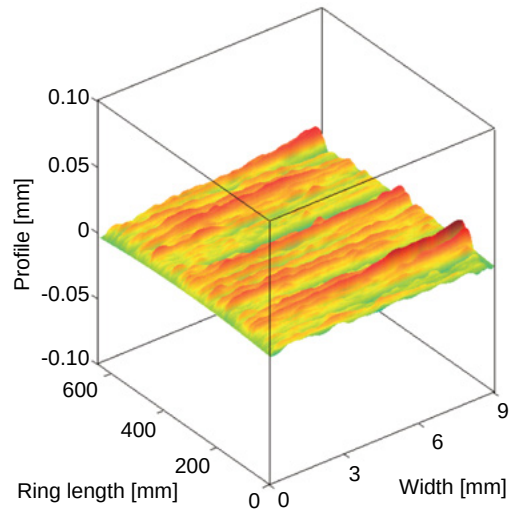
$$SW_a = \frac{1}{A} \iint_A |dz(x, y)| dx dy \quad (7)$$

式(8)の 2 次元のパワースペクトル S から、式(9)のとおり S のフーリエ逆変換 IFT から算出する C を正規化すると、自己相関関数 A_c は式(10)のとおりとなる。

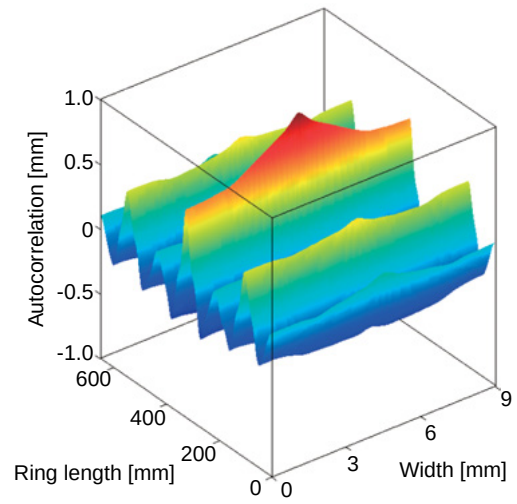
$$S(f_x, f_y) = |\text{FT}(dz(x, y))|^2 \quad (8)$$

$$C(x, y) = \text{IFT}(S(f_x, f_y)) \quad (9)$$

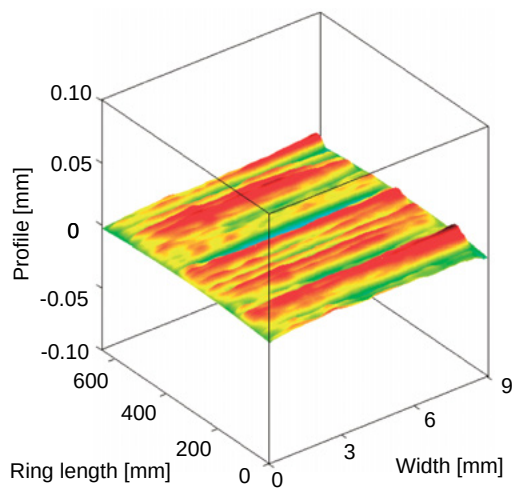
$$A_c(x, y) = \frac{C(x, y)}{C(x_0, y_0)} \quad (10)$$



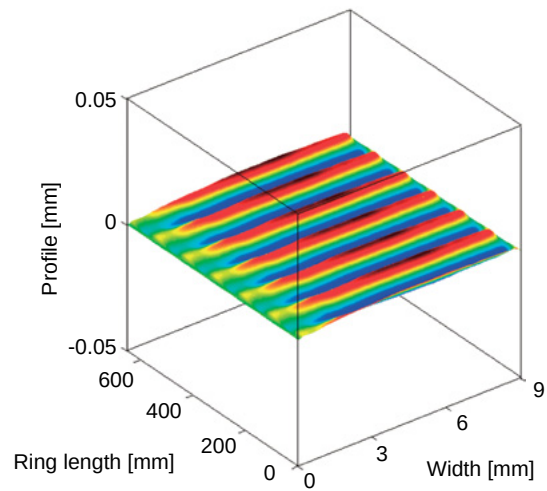
(a) Raw data of ring surface after rolling



(c) Autocorrelation of the surface in Fig. 10 (b)

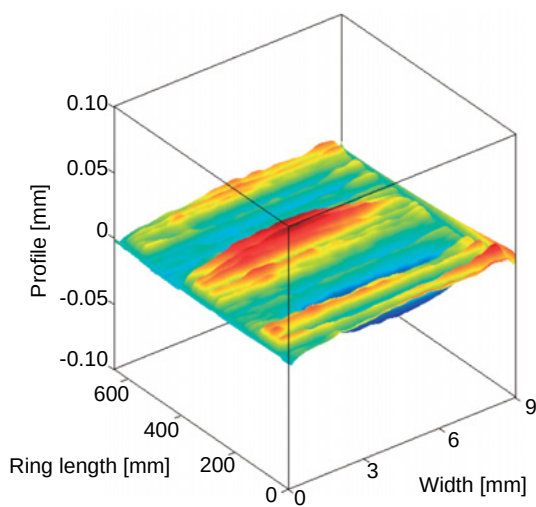


(b) After low pass filtering of the surface in Fig. 10 (a)

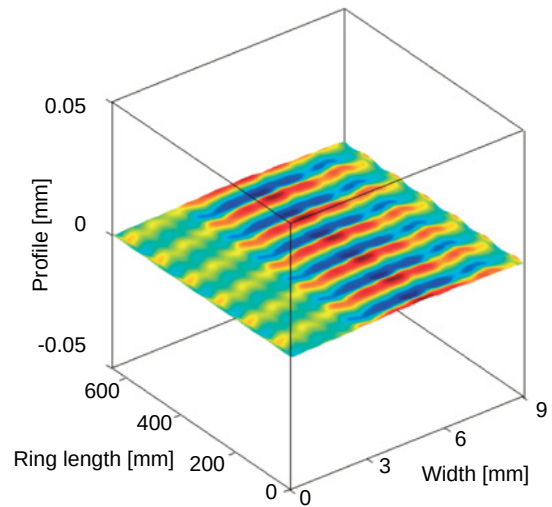


(d) Extraction of 6th-order form from Fig. 10 (b)

Fig. 10 Measurement results of ring surface after rolling



(a) After low pass filtering of raw surface data



(b) Extraction of 6th-order form from Fig. 11 (a)

Fig. 11 Measurement results of ring surface of product

自己相関関数は、主要成分の方向の判別や、方向による周期性の指標として加工面の評価に採用されている⁽⁴⁾。Fig. 10(c)は周長、板幅の中央(x_0, y_0)を基準にした自己相関関数の計算結果となる。

周方向で x_0 からの距離に比例し、相関が減少する6次の相関が確認される。周方向の110 mm, 540 mmの位置で相関が上昇するのは、3次の成分の影響によるものである。Fig. 10(b)の表面形状から周方向に6次の形状成分のみを抽出したのが Fig. 10(d) となる。板幅の広域にわたり周期的な形状が連続しているのが確認でき、その振幅の最大値 S_6 は $3.5 \mu\text{m}$ であった。

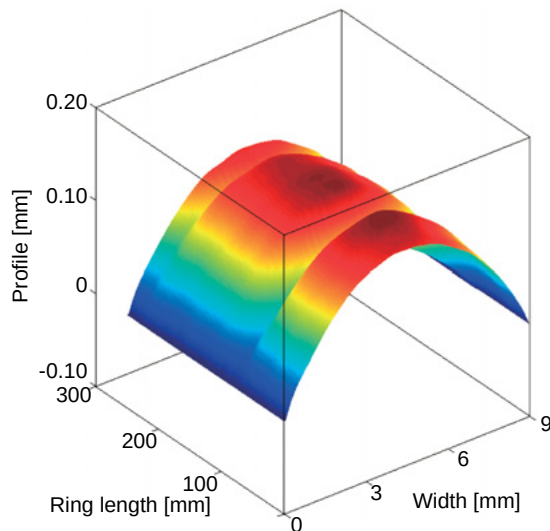


Fig. 12 Form deformation generated by heat treatment

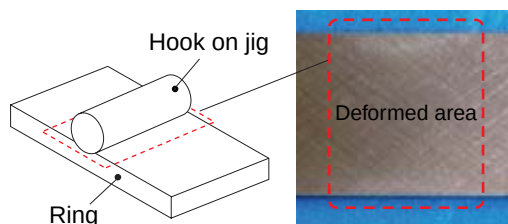


Fig. 13 Surface deformed area generated by heat treatment

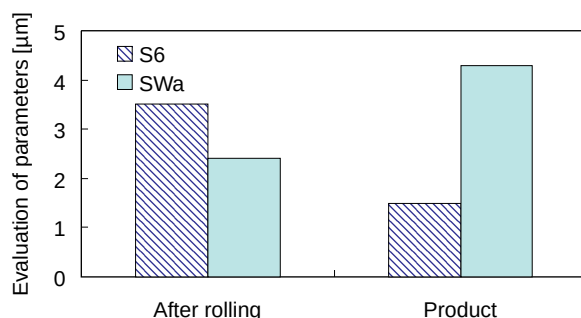


Fig. 14 Evaluation of surface height parameters

これは式(1)で示したとおり、圧延工程におけるローラの回転軸に対する偏心が原因で、リング全周長の圧延にローラの回転が6回必要であることを示している。

同様に製品リングの表面形状の測定結果を Fig. 11 に示す。Fig. 11(a)は製品リングの表面データに式(6)のフィルタを適用した結果である。Fig. 11(a)における SW_a は $4.3 \mu\text{m}$ であった。また Fig. 11(a) から6次の形状成分のみを抽出しているのが Fig. 11(b) であるが、その最大振幅 S_6 は $1.5 \mu\text{m}$ で圧延工程後と比較し、60%の低減が確認された。これは圧延工程後に、圧延ローラとは異なる径のローラでリングの長さを増大させる周長補正の影響と推測される。

Fig. 12に熱処理工程後のリング表面形状を示す。評価範囲 300 mm の範囲で2箇所、約 $40 \mu\text{m}$ の変形が測定されており、変形位置は Fig. 13 に示す白色部位置と対応している。なお変形位置は、リングを治具に掛けるときの物理的な干渉位置と一致している。

Fig. 14 に圧延工程後と製品における S_6 と SW_a の変化をまとめる。 S_6 は圧延工程から製品までの後工程で減少するのに対し、 SW_a が増大している。これは Fig. 12 に示した熱処理工程による変形を表面形状に含むことによる。 SW_a の評価のみでは、製造工程に依存した、形状偏差の履歴を捉えることは困難であるが、例えば特定周期成分のみを評価した S_6 の評価を併用する場合、製法と形状偏差の因果関係を説明できる。

5. 結論

CVT用金属リングの形状精度高度化の目的に対し、開発したリング3次元形状評価技術の結論と利点を以下にまとめる。

- (1) リング周方向の断面形状を汎用なラインレーザセンサにより取得し、取得データを連続的に配列する方法で3次元リング形状測定を実現した。簡単な構成からなる本装置は安価で製造現場への展開が容易である。
- (2) 3次元表面形状データに対して周波数解析をおこなうことで、製造工程間の形状偏差を顕在化、定量化した。また表面形状の自己相関関数による表現で、加工による特性や履歴の視覚化を実現した。
- (3) 圧延工程のローラの偏心により、リング表面に成形された6周期の最大振幅値 S_6 は $3.5 \mu\text{m}$ であったが、周長補正工程を経た製品リングにおいて S_6 は $1.5 \mu\text{m}$ まで減少しているのが確認された。またリング表面の術平均高さ SW_a は圧延工程後で $2.4 \mu\text{m}$ 、熱処理工程を経た製品リングにおいて $4.3 \mu\text{m}$ に増大した事例が確認された。

本測定解析技術により、製造工程における課題の早期発見や、試作効率の向上に寄与できることが期待される。

参考文献

- (1) 有川守, 瀧宏敏: CVT 金属ベルト用リングの形状評価技術, Honda R&D Technical Review, Vol. 14, No. 2, p. 57-62
- (2) 矢ヶ崎徹, 青山英明, 原田雅道, 春江憲治, 梅津健太: 1.5L クラス TC-CVT 用金属ベルト, Honda R&D Technical Review, Vol. 20, No. 1, p. 14-18
- (3) Geometrical Product Specifications (GPS) — Surface texture: Profile method — Metrological characteristics of phase correct filters, JIS B0632
- (4) Whitehouse, D. J.: Handbook of Surface and Nanometrology, Institute of Physics Publishing, p. 751-752(2003)

■ 著 者 ■



梅津健太



御子貝浩良

ハンドル形電動車いすの使用による心理的効果

Psychological Effects of Use of Electric Scooter

矢口 忠博*
Tadahiro YAGUCHI
水野 智美****
Tomomi MIZUNO

西館 有沙**
Arisa NISHIDATE
徳田 克己***
Katsumi TOKUDA

安心院 朗子***
Akiko AJIMI

要 旨

ハンドル形電動車いすの使用による心理的効果を明らかにすることを目的として、この機器の使用者に対する質問紙調査およびヒアリング調査を実施した。その結果、買い物や家の用事のための外出、自宅と畑の往復に関する満足度が機器の使用前と比べて使用後には有意に高まっていた。またこの機器を使うようになってから、それ以前と比べて外出時に疲れを感じにくくなった者が45%いた。さらに、一人でも出かけられる自信がついたと答えた者は4割を超えた。ハンドル形電動車いす使用者の多くは機器の購入前にそれまで使っていた移動手段を失う、歩行が困難な状態に陥るなどの経験をしている。それによって彼らの自己効力感や自尊感情は低下していたと考えられる。それがハンドル形電動車いすの使用後には回復し、自信を取り戻したわけである。これらのことから、ハンドル形電動車いすは高齢者のQuality of life (QOL)の維持や向上に貢献できる機器であると結論づける。

ABSTRACT

A questionnaire survey and interviews were conducted with users of electric scooter in order to determine the psychological effect of using these vehicles. It was found that there was a significant increase in the level of satisfaction reported by respondents in going shopping, running household errands, and traveling between their house and fields after they commenced using an electric scooter. Forty-five percent (45%) of respondents indicated that they felt less fatigued when leaving the house since they began using a scooter. In addition, more than 40% of respondents answered that the use of an electric scooter had increased their confidence when they left the house, even if they went out alone. Prior to purchasing an electric scooter, most respondents had lost the means of mobility that they had used previously, and were experiencing trouble walking. This can be considered to have resulted in a decline in their feelings of self-efficacy and self-esteem. After beginning to use an electric scooter, survey subjects recovered feelings of self-efficacy and self-esteem, and regained self-confidence. It can therefore be concluded that electric scooters are able to contribute to the maintenance or enhancement of the quality of life (QOL) of the elderly.

1. はじめに

高齢者にとって家の外に出ることは単に生活のためだけでなく、身体的にも精神的にも健康で自立した生活を送る上で重要な意味をもっている。たとえば「家の中への閉じこもりは寝たきりの一つ手前の段階である」と警告する専門家は少なくない^{(1), (2)}。家の中に閉じこもると身体を動かすこ

とが減り、視界に入る物や交流する人が限られてしまう。そのため Activities of Daily Living (ADL) や知的能動性が低下し、廃用症候群(身体を動かさないことにより筋肉の萎縮や関節の拘縮が起り、心肺機能等の低下がみられること)を生じ、寝たきりへ移行しやすくなる。内閣府(2005)の調査によると後期高齢者(75歳以上)の一日の外出回数の平均は前期高齢者(65 - 74 歳)の約6割であり、年齢が進むにつ

* 未来交通システム研究室

** 富山大学

*** 筑波大学

**** 近畿大学

れて外出の回数は減っていく⁽³⁾。これは、社会や家庭内における役割の変化などによって外出の目的や機会が減少したり、身体能力の低下によってこれまでの移動手段を失ったり、それらにより外出意欲が減退したりするためである^{(4), (5)}。それゆえ、高齢者の外出意欲を高め、屋外の円滑な移動を実現する環境整備や外出支援が求められる。

日本における高齢化の進行を見据え、Honda は 1999 年にハンドル形電動車いす(四輪)“モンパル ML100”を発売した。2006 年にはスマートパッケージとスタイリッシュデザインをコンセプトとした 2 代目“モンパル ML200”へとモデルチェンジをしている。加齢とともに、移動手段の選択肢が狭まっていく高齢者が安心して利用できる手段として、ハンドル形電動車いすの有用性は高いと考えられる^{(6), (7)}。

ハンドル形電動車いす(JIS 規格は全長 120 cm, 全幅 70 cm, 全高 109 cm, 回転半径 110 – 160 cm 程度)は道路交通法において歩行者に区分され、介護保険制度において電動車いすに位置づけられているものである。道路交通法では、最高速度は時速 6 km 以下に定められている。また JIS 規格では、登坂角度は 10 度、段差乗り越え高さは 4 cm(助走あり)、溝乗り越えの幅については 10 cm と性能が規定されており、屋外の移動に適した乗り物である。

通常の開発ループの中では、商品育成と進化を目的としたユーザ調査(質問紙法および面接によるヒアリング法)を用いておこなうが、従来の質問紙調査とヒアリング調査からは、その商品を購入したユーザの状態や商品の改良点は明らかになるものの、この機器を使用することがユーザの QOL 向上にどのように役立っているかについては明確ではなかった。

2. 本研究の目的

モビリティメーカーとして、提供する機器が高齢者の移動や生活にいかなる影響を与えているかを把握することは重要であり、そのことこそがよりよい移動支援機器の改良につながるものと考えられる。しかし、これまでにハンドル形電動車いすがそれをを使う者の心理に与える効果を明らかにした文献は報告されていない。そこで、ハンドル形電動車いすが使用者の QOL に与える影響を明らかにすることを目的として、この機器の使用による心理的効果について検討をおこなう。

3. 質問紙調査

3.1. 調査の目的

どのような人がハンドル形電動車いすを利用しているか、利用のきっかけは何か、どのように利用しているか、機器を利用することにより外出状況や外出時の意識がいかに変化したかを明らかにする。

3.2. 方法

2007 年 6 月にハンドル形電動車いす“モンパル ML200”の使用者 1000 名に質問紙を配布し、458 部を回収できた(回収率 45.8%)。質問紙は地方の販売店の店員から使用者に配られた。配布および回収の方法は各販売店の判断で直接あるいは郵送によりおこなわれた。対象者は男性が全体で 50%、女性 50%であり、70 歳代以上の者が 88%を占めていた(Fig. 1)。また、ハンドル形電動車いすを使用する前の移動手段は「自動車や二輪車等」51%、「自転車」32%、「徒歩のみ」16%であった。ハンドル形電動車いすの購入経験については「初めて購入した」73%、「以前にも購入したことがある」20%であった。

3.3. 結果と考察

ハンドル形電動車いすを知ったきっかけについて尋ねたところ「使っている人を見た」ためである者が半数(50%)を占めた(Table 1)。高齢者の中には「ハンドル形電動車いすの運転はむずかしいから自分には無理である」と感じている者が少なくないと推測されるが、彼らも他的高齢者が使っている姿を見ることで「速度がおそいので自分でも安心して乗ることができそうだ」、「あの人も使うことができているのだから自分にも運転できる」などと、ハンドル形電動車いすに関する認識を改めることができるのであろう。

購入のきっかけについて尋ねたところ、「歩いて外出するのが困難になった」(59%, 271 名)、「自動車・二輪車で外出するのが困難になった」(27%, 122 名)、「付き添いなしで自由に外出したい」(21%, 98 名)、「自転車で外出するのが困難になった」(21%, 96 名)など、移動状況を改善する

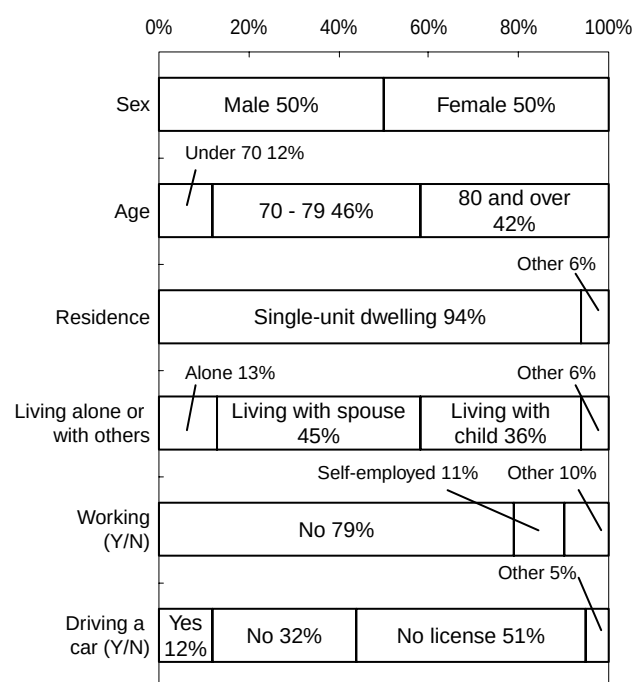


Fig. 1 Subject attributes

Table 1 How subject learned about electric scooter

I saw a user	50% (229)
I saw an electric scooter in a shop	21% (94)
I saw a leaflet	12% (53)
I saw an advertisement in the newspaper	12% (53)
I saw an advertisement in a magazine	5% (25)
I saw a TV commercial	4% (19)
I saw one on the internet	4% (19)
Other	21% (94)
No response	3% (15)

N = 458

ためであるとの回答があった。また、「家族や友人が勧めてくれた」(24%, 111名)、「販売店の店員が勧めてくれた」(12%, 56名)など、周囲の勧めなどが購入のきっかけになったと回答した者がいた。このほかに、「周りの人が使い始め、快適そうであった」(10%, 46名)、「雑誌・新聞をみてよいと感じた」(7%, 31名)、「展示会や試乗会でみてよいと感じた」(5%, 25名)などがあった。

購入に関して「本人だけで決めた」者は38%(204名)、「本人と家族が相談して決めた」45%(176名)、「家族からのプレゼントである」11%(50名)であった。また、他社の製品と比較したかについては「比較した」19%(89名)、「比較しなかった」65%(296名)であり、使用者の多くは機器についてインターネットやパンフレットの収集により情報を集めることはせず、身近にある情報(以前から交流のある販売店の店員や知り合いの紹介など)からこの機器にたどり着き、購入に至っていると思われる。

3.3.1. 機器の使用状況

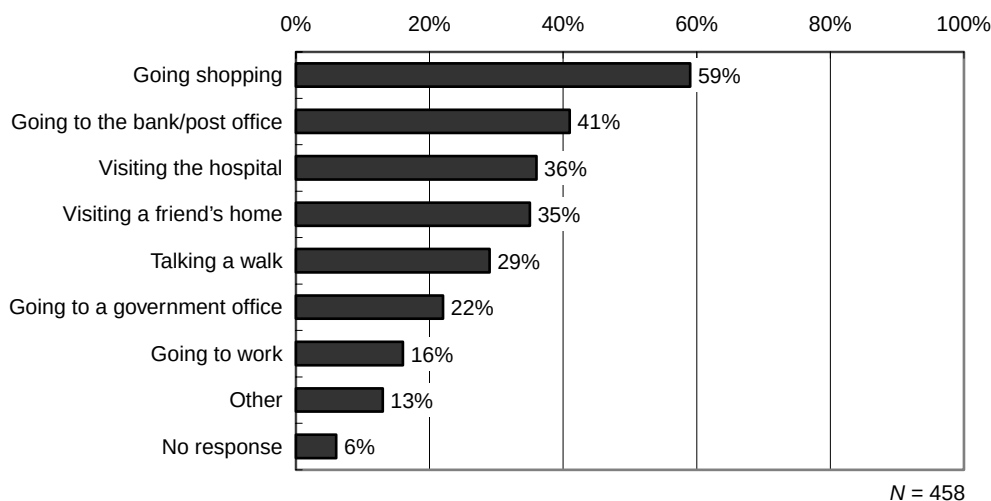
外出の意欲や必要性は同居者の有無に左右されとの指摘がある⁽⁵⁾ことから、ハンドル形電動車いすを使用した外出においても同居者の有無により使用状況に違いが生じることが考えられる。具体的に同居者のいない者では買い物や郵便局等における用足し、通院のすべてを自力でおこな

わなくてはならないので、同居者のいる者よりも外出の必要性が高いと考えられる。そこで外出の状況とその変化に関しては全体の結果を示すとともに、「独居」60名、「配偶者と二人暮らし」204名、「子ども世帯と同居」163名に分けて結果を示し、さらに3群の回答に差があるかについて χ^2 検定をおこなった。

ハンドル形電動車いすの使用用途について尋ねたところ、「買い物」が最も多く(全体の59%, 458名中273名)、「郵便局や銀行」(41%, 188名)、「通院」(36%, 165名)、「友人宅の訪問」(35%, 159名)が次いだ(Fig. 2)。同居者の有無による差があるかについて χ^2 検定をおこなったが、有意な差はみられなかった。つまり、日常の食料や生活用品を自分で買いそろえなくてはならない独居の高齢者だけでなく、家族と同居している高齢者も主に買い物を目的としてハンドル形電動車いすを使用していることが確認できた。独居者のうちハンドル形電動車いすを買い物に使用している者は63%であった。

機器の使用頻度は「毎日」が全体の31%(458名中143名)、「2日に1回」13%(61名)、「週に2-3回」27%(123名)、「週に1回」15%(69名)であった。同居者の有無による差はみられず、独居であっても週に1回しかハンドル形電動車いすを使用していない者がいた(独居者60名のうちの17%, 10名)。

1回の外出において機器を使用する平均時間は「30分-1時間」が最も多く(全体の37%)、次いで「30分以内」31%、「1-2時間」20%であった(Table 2)。1回の外出時間は1時間以内である者が約7割であったことから、多くは自宅周辺の店や郵便局、銀行、病院、友人宅等と自宅との往復にハンドル形電動車いすを使っていると推察される。また、同居者の有無によって差があるかを確認したところ、「30分-1時間」において有意傾向($\chi^2(2)=5.78, p<0.1$)が、「1-2時間」において有意な差($\chi^2(2)=9.40, p<0.01$)が認められた(Table 2)。このことから、独居者のほうがハンドル形電動



N = 458

Fig. 2 Reason for using the electric scooter

Table 2 Time spent using the electric scooter on each trip outside the house

	Overall N = 458	Living alone n = 60	Living with spouse n = 204	Living with a child n = 163	χ^2 value
For less than 30 min	31% (142)	22% (13)	33% (67)	31% (51)	2.77
For 30 min to 1 h	37% (167)	23% (14)	40% (82)	38% (62)	5.78 [†]
For 1 to 2 h	20% (93)	35% (21)	17% (35)	19% (31)	9.40**
For 2 h or longer	4% (20)	7% (4)	4% (8)	3% (5)	1.49
No response	8% (36)	13% (8)	6% (12)	9% (14)	—

** : $p < 0.01$, [†] : $p < 0.1$

Table 3 Changes in status of trips outside the house

	Overall N = 458	Living alone n = 60	Living with spouse n = 204	Living with a child n = 163	χ^2 value
I no longer become very tired when leave the house	45% (208)	45% (27)	45% (92)	45% (74)	0.00
I am now able to go places that I had been visiting less frequently	39% (183)	37% (22)	38% (77)	41% (67)	0.57
I leave the house more often	37% (174)	33% (20)	38% (77)	38% (62)	0.46
I take more walks and strolls	21% (97)	8% (5)	22% (45)	25% (40)	7.15*
I can go to places that I've never been to before	16% (77)	10% (6)	18% (37)	17% (28)	2.27
Other	9% (43)	8% (5)	11% (22)	9% (15)	—
No noticeable change	14% (66)	20% (12)	16% (33)	13% (21)	1.85
No response	4% (20)	11% (7)	29% (7)	7% (12)	—

* : $p < 0.05$

車いすに乗って移動している時間が長い傾向にあることが明らかになった。家族が同居していれば家族に外出の用を頼む、あるいは家族の運転する車に乗せてもらって外出することができる。一方、独居者は金銭の引き出しや支払い、食材の買い出しなど、生活を送る上で必要なすべてのことを自分でこなさなくてはならないこと、ハンドル形電動車いすしか移動手段がないという者も少なくないことから1回の外出で銀行・郵便局、商店、病院など複数の場所をめぐるようとしているのであろう。そのため必然的にハンドル形電動車いすの利用時間が長くなっていると考えられる。

3.3.2. ハンドル形電動車いすを使用することによる外出状況と意識の変化

ハンドル形電動車いすを使う前後で外出状況がどのように変化したかを尋ねた(Table 3)。「外出してもあまり疲れなくなった」が最も多く(全体の45%)、次いで「これまで足が遠のいていた場所に再び出かけられるようになった」39%、「これまでよりも外出する回数が増えた」37%、「散歩や寄り道をするが増えた」21%、「これまで行ったことのない場所に出かけられるようになった」16%などであった。室永、両角(2004)は高齢者の外出意欲は本人の体力や健康の状態で変化していることから⁽⁵⁾、外出時に疲れを感じないということは高齢者の外出の促進を図る上で大きな意味をもっていると言える。ハンドル形電動車いすを使用することにより疲れを感じにくくなった背景には、歩かなくても移動できるようになっただけでなく、重い荷物を持って歩かなくて済むようになったことがあると

考えられる。

外出状況の変化について同居者の有無による差があるかどうかを確認したところ、「散歩や寄り道を増やすことが増えた」において有意差($\chi^2(2)=7.15, p<0.05$)があった(Table 3)。このことから、同居者がいる者のほうがハンドル形電動車いすの使用によって散歩や寄り道の回数が増える者が多い傾向が確認できた。この理由として、一つには同居者がいる者のほうが生活にゆとりをもてる者が多いことが考えられる。独居者は自分のことをすべて一人でこなさなくてはならないのであり、そのための外出に時間と気力をとられ、散歩や寄り道をするほどの余裕をもてない者が少なくない。一方、同居者のいる者では同居の家族が本人に代わって家の用事を済ませてくれることも多く、空いた時間を散歩や寄り道に費やすことができる。また、生活において面倒をみてもらう立場にあっては同居の家族に対して気を遣うことが多く、常にいっしょにいる状態に息苦しさを覚えることもある。そのような心理的圧迫感から逃れるために、散歩や寄り道をする者がいることも考えられる。

ハンドル形電動車いすを使う前後で外出意識がどのように変化したかを尋ねた(Table 4)。「一人でも出かけられる自信がついた」(全体の44%)や「外出を面倒だと感じなくなった」(43%)が多く回答され、「外出先のさまざまな風景や光景を楽しめるようになった」(34%)、「人との出会いが楽しみになった」(25%)が次いだ。同居者の有無によって回答に差があるかを確認したところ、「外出時にだれかに同行や援助をお願いする回数が減り、気持ちが楽になった」において

Table 4 Changes in feeling towards trips outside the house

	Overall N = 458	Living alone n = 60	Living with spouse n = 204	Living with a child n = 163	χ^2 value
I am more confident when leaving the house, even if I go alone	44% (206)	42% (25)	47% (95)	42% (69)	0.85
I no longer feel that leaving the house is a hassle	43% (201)	42% (25)	42% (86)	47% (77)	1.11
I am now able to enjoy a variety of sights and scenery	34% (157)	32% (19)	35% (71)	33% (54)	0.25
I enjoy meeting people	25% (116)	23% (14)	23% (47)	26% (42)	0.39
I am more comfortable since I have to ask for help less and don't need someone to go with me	19% (90)	8% (5)	20% (41)	24% (39)	6.70*
Other	5% (24)	8% (5)	6% (12)	4% (7)	—
No noticeable change	14% (65)	12% (7)	15% (30)	15% (25)	0.49
No response	5% (23)	6% (4)	4% (9)	2% (4)	—

*: $p < 0.05$

有意な差が認められた($\chi^2(2)=6.70, p<0.05$)。つまり、配偶者や子どもと同居している者ほどこのような気持ちをもつ者が多かったことが確認されたわけであるが、独居者は同行や援助を頼もうにも身近に頼める者がいないのであるから、これは当然の結果であるとも言える。

高齢者の閉じこもりや寝たきりを防ぐ上で彼らが自己効力感(self-efficacy; 自分には物事に働きかけ、それを成すことができるという感覚)や自尊感情(self-esteem; 自分を肯定的に受け止めること)を保ち続けることは重要である。自己効力感や自尊感情が低下すれば家に閉じこもりやすくなり、それによって身体能力が落ち、自信を失い、自己効力感や自尊感情がさらに低下するという悪循環に陥ることになりかねない。ハンドル形電動車いすを使用している者の多くは機器の使用前に歩行に不安を感じたりそれまでの移動手段を手放したりしていることから、自己効力感や自尊感情が低まりやすい、あるいはすでに低下した状態にあったと言える。ハンドル形電動車いすの利用によって「一人でも出かけられる自信がついた」者は半数近くおり、また「外出時にだれかに同行や援助をお願いする回数が減り、気持ちが楽になった」者も約2割いた(Table 4)。このことから、ハンドル形電動車いすの使用が高齢者の自己効力感や自尊感情の維持や回復につながっているケースがあると推測できる。

4. ヒアリング調査

4.1. 調査の目的

ハンドル形電動車いすを使用することにより、使用前の状態と比較して外出に関する満足度がどの程度高まったかを明らかにする。

4.2. 方法

質問紙調査の対象者のうち、ヒアリング調査に協力できると回答した者の中から9名を抽出し、自宅あるいは販売店を訪問し、面接による調査を実施した。対象者の属性や歩

行能力をTable 5にまとめた。対象者のうち男性は3名、女性6名であった。年齢は60歳代が1名、70歳代が3名、80歳代が5名であり、全員が一戸建てに暮らしていた。

9名中8名は同居者がおり、1名のみが独居であった。2007年7月12日に3名(A, B, C)、7月13日に1名(D)、8月6日に3名(E, F, G)、10月17日に2名(H, I)のヒアリングをおこなった。

4.3. 結果と考察

日常の外出を1)趣味のための外出、2)買い物のための外出、3)家の用事(手紙を出すなど)を済ませるための外出、4)外出先での交友、5)通院、6)自宅と畑の往復、7)町内会等に参加するための外出、8)散歩、の8項目に分けた。それぞれについてハンドル形電動車いすの使用前と使用後の満足度を尋ね、その回答を調査者が5段階(まったく満足していないを“1”、非常に満足しているを“5”とした)で判断した。それぞれの活動について得られた結果から平均値を求めるとともに、ハンドル形電動車いすの使用前、使用後の結果に統計上有意な差があるかを確認するためt検定をおこなった(Fig. 3)。その結果、「買い物のための外出」($t(8)=2.12, p<0.05$)、「家の用事を済ませるための外出」($t(8)=2.87, p<0.05$)、「外出先での交友」($t(8)=2.24, p<0.05$)、「自宅と畑の往復」($t(8)=1.90, p<0.05$)において有意な差が認められた。

買い物や家の用事のための外出、自宅と畑の往復に関する満足度が機器の使用後に有意に高まっていたことから、ハンドル形電動車いすを使用する者の多くは機器を使用する以前の移動に相当の支障をきたしていたことがわかる。実際、9名中5名(A, B, D, E, G)は足を痛めるなどして歩行に困難が生じていた。たとえばAは杖なしでは歩けない状態にあり夫の車に乗って移動していたが、夫が亡くなったために、屋外の移動手段を失っていた。Dは足を悪くし、自転車にも乗れない状態となったために、自宅に閉じこもりがちになっていた。また、9名のうち3名(F, H, I)は高齢のために自動車や二輪車の運転をやめていた。

Table 5 Subject attributes

Subject	Sex	Age	Living alone or with others	Residence	Ability to walk
A	F	80 - 89	Living with son	Single-unit dwelling	Difficulty walking (use of cane required)
B	M	80 - 89	Living with spouse (C)	Single-unit dwelling	Ambulatory but only for short distances
C	F	70 - 79	Living with spouse (B)	Single-unit dwelling	Ambulatory
D	M	80 - 89	Living with spouse	Single-unit dwelling	Difficulty walking
E	F	70 - 79	Living with child	Single-unit dwelling	Ambulatory but only for short distances
F	F	60 - 69	Living with spouse and son	Single-unit dwelling	Ambulatory
G	F	70 - 79	Living with spouse	Single-unit dwelling	Ambulatory but only for short distances
H	F	80 - 89	Living with spouse	Single-unit dwelling	Ambulatory
I	M	80 - 89	Living alone	Single-unit dwelling	Ambulatory but only for short distances

1) Sex: F = Female, M = Male

彼らの多くは買い物や同居者にまかせていたり、自分の畑に行くのに家族の車に乗せてもらっていたりするなど、家族の手を借りなくては自分の用事を済ますことのできない状態にあった。このような状態にあったからこそ、自分の作業や家の用事を自力でこなせるようになったことに強い満足感をもつ者が多いのであろう。Aは現在、ハンドル形電動車いすを買い物や通院に使っているほか、夫の墓参りにも行っている (Fig. 4)。Dは徒歩で買い物に出た妻を途中まで迎えに行き、ハンドル形電動車いすに荷物を載せて戻ることがあると言う。EやFは、家族に迷惑をかけることもなく好きな時に畑と自宅の往復をしている。Bは妻のCとともにショッピングモールに出かけ、買い物をすることが生活の楽しみとなっている。

ハンドル形電動車いすの使用が交友の幅を広げたり深めたりすることにつながるという示唆を得ることができた。これは、機器を使うと一人で気軽に友人の元を訪れることができ、また歩く速さで進むので知り合いと会ったときに会話を交わしやすく、機器を停止させても座ったままでいられるので疲れを感じずに会話を楽しむことができるためであると考えられる。現に、Fは「モンパルに乗っていると友達と会って立ち話するときも座っていられる。休憩した

いときにはいすになる」と述べていた。高齢者においては休憩場所を確保できない場合に外出が抑制される可能性が指摘されており⁽⁵⁾、外出時に座って休憩できる場所があるかという点は重要である。ハンドル形電動車いすは止まったときに足で車体を支える必要がなく、高齢者が休憩する際のいすとして安心して活用することができる。外出先での



Fig. 4 Subject A using an electric scooter to pay respects at a gravesite

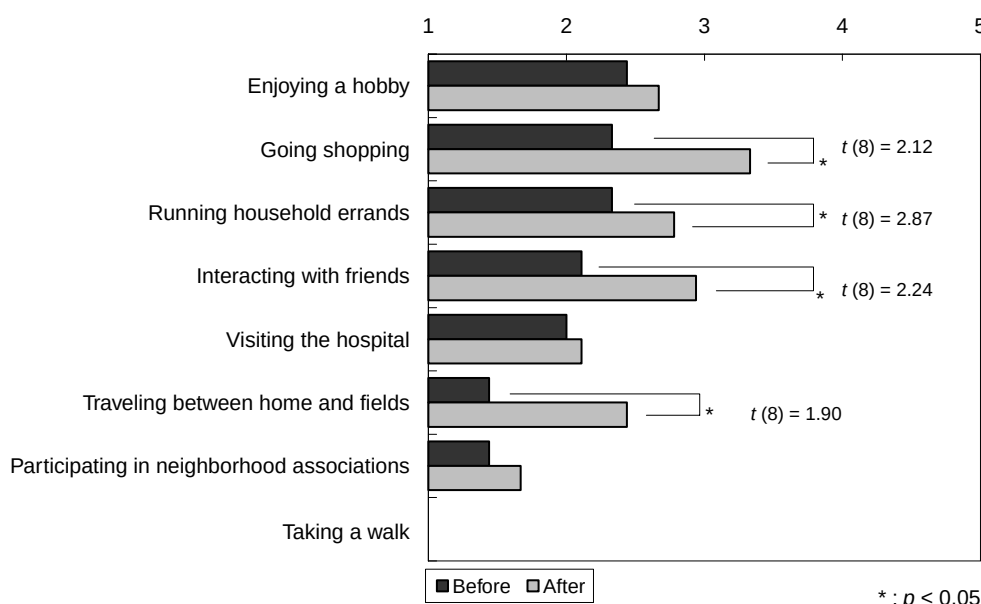


Fig. 3 Comparison of level of satisfaction when leaving the house before and after beginning to use an electric scooter

交友については「離れた場所にいる友人の元へ遊びに行けるようになった」、「以前は家族の車で畑まで送り迎えをしてもらっていたが、ハンドル形電動車いすを使うようになって畑の帰りに道端で知人や友人に会って話す機会が増えた」などの感想が挙げられた。たとえばGは6km離れた場所にいる友人宅を再び訪れるようになったと言う。

この他に、ヒアリング対象者のBは「ハンドル形電動車いすがあればビールを1箱買うことができる。米も買える」と感想を述べており、ハンドル形電動車いすの利用によって荷物の負担が軽減されたことがわかる。このように、使用者はハンドル形電動車いすを移動手段としてだけでなく荷物を運ぶ、休憩するなど、さまざまな機能をもつ移動支援機器として有効であるにとらえていることが確認できた。

5. おわりに

高齢者が家に閉じこもる理由として、出ない(本人の気持ち)、出さない(家族の意向)、出られない(社会的バリア)、行き先がないことがある⁽⁸⁾。特に後期高齢者の中には生活の用を足すことや身体の治療をすることを目的とした最低限の外出さえも満足にできず、家族などに頼らざるをえない者がいる。彼らのQOLはこの時点でかなり低下していると考えられる。ハンドル形電動車いすは高齢者の“歩くのがつらく、他の移動手段が使えないので出られない”状態を改善し、“ひとりで外出する自信がないから出ない”という意識を変えることが可能であることが確認された。また実際の外出や外出時の気持ちの変化したことにより、最低限の生活をひとりで保ち続けることができるようになったケースや生活にゆとりができ楽しみが増えたケース、自己効力感や自尊感情を取り戻したケースなどが確認された。これらのことから、ハンドル形電動車いすは高齢者のQOLの維持や向上に貢献できるものであると結論づけることができる。この結論を導くにいたった具体的知見を以下に示す。

- ・ハンドル形電動車いすを使用する前に、歩いて外出することさえ困難な状態にあった者は59%であった。
- ・ハンドル形電動車いすを使うことにより外出に疲れを感じなくなった者は半数近く(45%)にのぼった。
- ・ハンドル形電動車いすを使うことにより「一人でも出かける自信がついた」(44%)者や「外出を面倒だと感じなくなった」(43%)者が多くいた。
- ・外出のわずらわしさの軽減のみならず、外出先のさまざまな風景や光景を楽しめるようになった者(34%)や、人との出会いが楽しみになった者(25%)がいた。
- ・「買い物のための外出」($t(8)=2.12, p<0.05$)、「家の用事を済ませるための外出」($t(8)=2.87, p<0.05$)、「外出先での交友」($t(8)=2.24, p<0.05$)、「自宅と畑の往復」($t(8)=1.90, p<0.05$)の満足度が機器の使用後に有意に高まっていた。

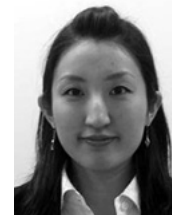
参考文献

- (1) 河野あゆみ：在宅障害老人における「閉じこもり」と「閉じこめられ」の特徴，日公衛誌，Vol.47, No.3, p.216-229(2000)
- (2) 安村誠司：高齢者における「閉じこもり」，日老医誌，Vol.40, p.470-472(2003)
- (3) 内閣府：高齢者の住宅と生活環境に関する意識調査，www8.cao.go.jp/kourei/ishiki/h17_sougou/index.html，2008/7/29
- (4) 栗原律子，桂敏樹：ひとり暮らし高齢者の「閉じこもり」予防および社会活動への参加に関連する要因，日本農村医学会雑誌，Vol.52, No.1, p.65-79(2003)
- (5) 室永芳久，両角光男：高齢者の生活環境と外出行動の促進・抑制要因に関する研究：熊本市6事例の比較分析による考察，日本建築学会計画系論文集，Vol.584, p.67-73(2004)
- (6) 浅井容子，伊藤誉志広，今昌健一，木村一裕，清水浩志郎：高齢社会において都市中心部に求められる諸機能に関する研究—タウンモビリティとコンパクトシティの可能性の検討—，福祉のまちづくり第3回全国大会概要集，p.113-116(2000)
- (7) 溝端光雄，北川博巳：ハンドル型電動車いすの普及と高齢者のモビリティに関する研究，都市計画論文集，Vol.38, No.2, p.41-51(2003)
- (8) 大田仁史：在宅におけるリハビリテーション，リハビリテーション医学，Vol.38, No.9, p.738-740(2001)

■ 著 者 ■



矢口 忠 博



西 館 有 沙



安心院 朗子



水 野 智 美



徳 田 克 己

本田技術研究所 論文委員会

委員長	橋本 健	四輪開発センター
副委員長	水村 榮	二輪開発センター
委員	山下 剛	四輪開発センター
	漆山 雄太	四輪開発センター
	佐藤 俊彦	四輪開発センター
	加藤 幹夫	二輪開発センター
	馬場 雅之	二輪開発センター
	小屋栄太郎	二輪開発センター
	塩見 和之	汎用開発センター
	永野 敬二	汎用開発センター
	西川 正恭	基礎技術研究センター
	藤平 徹	基礎技術研究センター
	園田 豊隆	航空機エンジン開発センター
事務局	郷土 健二	四輪開発センター
	白木 晶子	四輪開発センター
	小泉 伸一	二輪開発センター
	杉本 康弘	汎用開発センター
	田中 公俊	基礎技術研究センター

編集協力 二輪開発センター論文委員会
汎用開発センター論文委員会
四輪開発センター論文委員会
基礎技術研究センター論文委員会
航空機エンジン開発センター論文委員会

編集後記

研究開発の結果や思考過程をレポートにまとめることの大切さは、誰もが認めるでしょう。技術の蓄積となり、本人にとっても組織にとっても価値あることで、メモと図表だけでもいいから記録を残そうと努めるでしょう。しかし、論文にまとめ発表するとなると、ハードルが高いとか面倒だと思う人が多いのではないのでしょうか。箇条書きとグラフィックでまとめられるパワーポイントのプレゼン資料とは異なり、文章力が問われることが一因と思われます。

ある小説家が「難しいことをやさしく、やさしいことを深く、深いことを面白く」書くと言っていました。なるほどと感心しますし、そんな風書けたらと思います。人に関わる描写が欠かせない作家としての、達人の極意みたいなのでしょう。

技術論文の場合、数式が欠かせない、専門用語を用いないと説明できない、ということが少なくありません。専門家が読者であるならば、「やさしく」よりも、適切な専門用語を用いて簡潔明瞭のほうが分かりやすいかもしれません。しかし、テクニカルレビューにとっては、専門分野の異なる人でも技術的な基礎があれば理解できることが大切と思われます。

技術者は文章のプロではありませんから、達人のような文章を書きたいと思っても簡単ではありません。論理的で曖昧さがなく、読む人にストレスを与えない文章が第一歩です。「難しいことをやさしく」を頭の片隅において、どんどん書いて、成果を発表して欲しいと思います。論文をたくさん読んで、たくさん書いていくうちに、深く、面白くの域が見えてくるかもしれません。

(藤 平)

発行所 株式会社 本田技術研究所

発行人 加 藤 正 彰

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 四輪開発センター
企画室 第4ブロック
TEL 028-687-2023 FAX 028-677-7854

印刷所 ☎351-0024 埼玉県朝霞市泉水2-8-21
協永堂印刷株式会社



Honda R&D Co., Ltd.