

Honda R&D



Technical Review Vol.20 No.1



April 2008



表紙の言葉

Dream

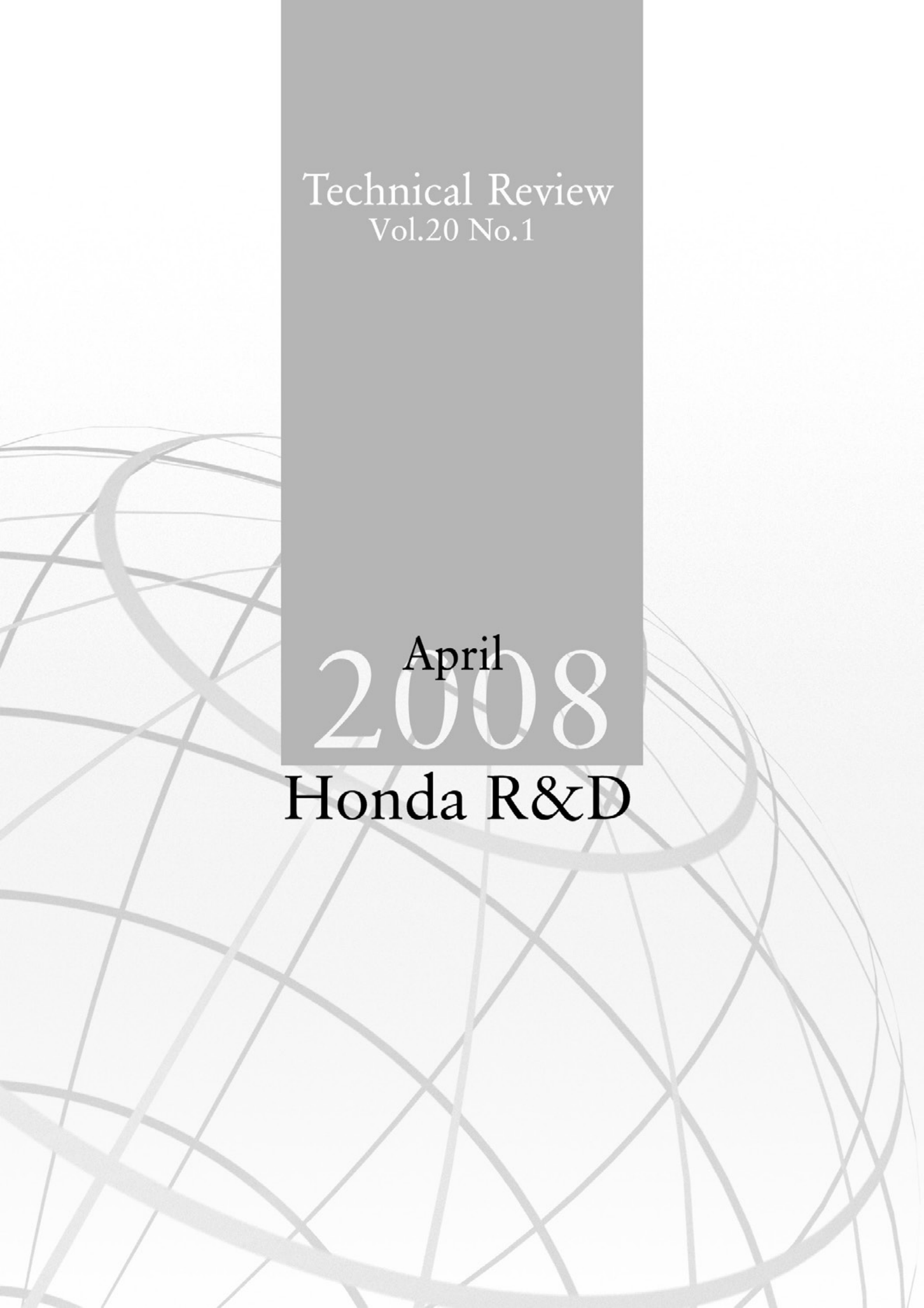
I see Honda products everywhere and it makes me happy that we are successful.
It is my dream to always have the Challenging Spirit! This cover design represents that dream.
I tried to put youthful energy and free spirit into this design.

夢

どこでもHondaの製品をよく見かけます。
それは、私たちの仕事成功している結果であり大変うれしいことです。
常にチャレンジ精神を持ち続けていたい。
それが私の夢（喜び）であり、この表紙で表現したかったことです。
若さのエネルギーと自由な精神も感じとれるようなデザインにしました。



HONDA R&D AMERICAS, INC.
Michael Furst



Technical Review
Vol.20 No.1

April
2008

Honda R&D

テクニカルレビュー20周年記念号発刊に寄せて



～“生き様”の記録～

Hondaは今年創立60周年を迎えます。これまで世に送り出してきた数々の製品そしてそこに込められた技術の歴史は、Hondaがその時代その時代、何を考え、何を望み、何にチャレンジしてきたかを形にしたものであり、“生き様”の証だといっても過言ではありません。今日、全世界で年間2300万人以上のお客様に製品を提供するメーカーへと成長することができたのも、この“生き様”をご支持いただいた結果と考えます。

しかしながら、地球規模の環境問題からみますとこれは大きな試練ともなります。製品の大半に搭載されている化石燃料を使用したエンジンの効率向上の研究はもとより、将来の究極の姿としての脱化石燃料を目指した研究開発を加速させ、世の中をリードして行くことは、世界最大のエンジンメーカーとしての社会的責任です。そしてこれを果たすことが、安全技術や個々のお客様にHondaの製品を持つ喜びを肌で味わってもらえる魅力技術とともに、Hondaの“生き様”が今後も支持され続けるためにも必要不可欠と言えます。

1989年有志によって創刊されたHonda R&D Technical Reviewも20周年記念号の発行を迎えました。Technical Reviewへの掲載は、技術者にとっては目指すべき目標の一つであり、執筆者にとっては自分の生み出した技術の確からしさとレベルを内外の識者に客観的評価を仰ぐ場になります。また、若手技術者にとっては技術的知見を得る大切な教材です。それに加えて、内容、技術の幅はともに号を追う毎に充実し、製品では表せないHondaの“生き様”を示す貴重な記録となりつつあります。

困難な状況に立ち向かい、これを克服する有力な手段として、今ほど技術の重要性が痛感される時代はありません。研究所の一人一人が知恵を出して難しい技術的課題を一步一步克服し、その結果“生き様”の記録としてのTechnical Reviewが益々充実したものになり、さらに多くの方々に活用していただくことを願っています。

加 藤 正 彰

加藤正彰

本田技術研究所 社長

目 次

技術紹介

- ◇ 新型FITのデザイン 奥本敏之・北島義也 1
- ◇ 新型FIT用 SOHC i-VTECエンジンの開発 田岸龍太郎・佐藤 務
川口 仁・萩原祥治 6
- ◇ 1.5Lクラス TC-CVT用金属ベルト 矢ヶ崎 徹・青山英明・原田雅道
春江憲治・梅津健太 14
- ◇ EURO-V対応高出力ディーゼルエンジンの開発 松井竜太・下山和明・千葉 勲
日高尚志・野中繁治 19
- ◇ 新型ACCORD用 2.4L i-VTECエンジンの開発 川口良太・山本一哉・萱場 貴
小島禎夫・新開孝裕・浅芽広一郎 25
- ◇ V6新可変シリンダシステムエンジンの開発 瀬川 誠・熊谷和英・佐藤隆治
田村勇一・藤原幹夫 33
- ◇ Computational Method to Calculate Flow Rate Distribution through Radiator Thomas N. Ramsay 40
- ◇ マグネシウムステアリングハンガービーム開発におけるCAE解析 桑野陽平・坂本靖則・鶴野 歩
畑 恒久・遠藤岳晴・Sean ATKIN 46
- ◇ エアクリーナにおける異物捕捉メカニズムと高性能ろ過材 田中征一・田中 亨
細谷隆之・古賀謙司 51
- ◇ 外装用フィルム加飾技術 大金 仁 56
- ◇ 車体用高品位ホワイトパール塗装の開発 小嶋啓介・池原慎一 61
- ◇ 太陽電池を使った水素ステーション(SHS)の実証試験 岡部昌規・中沢孝治
樽家憲司・判田 圭 67
- ◇ 2007年モデル鈴鹿8時間耐久マシンCBR1000RRWの紹介 神田英一・大東正宗・宇貫泰志
重水信男・秋津行秀 74
- ◇ 二輪車用小型燃料ポンプモジュールの開発 上野正樹・上田 稔・鶴殿隆史
赤松俊二・鳥飼峰生・福田 充 82
- ◇ 二輪車のマグネシウム製シリンダヘッドカバーに施す1コート塗装の開発 梅林不二夫・望月信介
田中明子・岡田 博 87
- ◇ ハンドル型電動車いすシミュレータの開発 矢口忠博・湊 和宏・菅家博夫 92

論文

- ◇ Removal of Grounding Cable from Hydrogen Fueling Process
Steve MATHISON・Kiyoshi HANDA・Shiro MATSUO 98
- ◇ ガスケット用窒素吸収超微細ステンレス鋼の開発 西山忠夫・桂井 隆・安達和彦 105
- ◇ 溶接可能な高強度構造用鋼の開発 新川雅樹・大塚利明・梅野好和
吉田広明・藤原正尚 111
- ◇ 環境対応型防錆ワックス 清水靖久・前田孝英・西野俊哉 117
- ◇ 高強度低コスト肌焼きボロン鋼の開発 木下 斎・村上 敦・曾田奈津子
高山 透・浜田貴成・白井佑介 122
- ◇ 二輪車の被視認性を向上させるLONG灯火器システムの研究 堤 陽次郎・丸山一幸 128
- ◇ Method for Objectively Evaluating Power Steering Pump Noise and its Correlation
with Subjective Vehicle Feeling Judgment Jinghong Yu・Drew Ritchie 134
- ◇ 実形状再現モデルによる振動解析の精度向上 神村直毅 140
- ◇ Modelling Carpet for Use in Occupant Crash Simulations Dylan Thomas 147

CONTENTS

Introduction of new technologies

- ◇Design of New FIT Toshiyuki OKUMOTO • Yoshiya KITAJIMA 1
- ◇Development of i-VTEC Gasoline Engine for 2008 Model Year Honda FIT
..... Ryutaro TAGISHI • Tsutomu SATO
Hiroshi KAWAGUCHI • Yoshiharu HAGIWARA 6
- ◇Metal Pushing V-belt for Torque Converter-type CVT for 1.5-Liter Class Vehicles
..... Tooru YAGASAKI • Hideaki AOYAMA • Masamichi HARADA
Kenji HARUE • Kenta UMETU 14
- ◇Development of High-performance Diesel Engine Compliant with Euro-V
..... Ryuta MATSUI • Kazuaki SHIMOYAMA • Isao CHIBA
Shoshi HIDAHA • Shigeji NONAKA 19
- ◇Development of 2.4 L i-VTEC Gasoline Engine for 2008 Model Year ACCORD
..... Ryota KAWAGUCHI • Kazuya YAMAMOTO • Takashi KAYABA
Sadao KOJIMA • Takahiro SHINKAI • Koichiro ASAME 25
- ◇Development of V6 Engine with New Variable Cylinder Management
..... Makoto SEGAWA • Kazuhide KUMAGAI • Ryuji SATO
Yuuichi TAMURA • Mikio FUJIWARA 33
- ◇Computational Method to Calculate Flow Rate Distribution through Radiator Thomas N. Ramsay 40
- ◇CAE Analysis for Development of Magnesium Cross Car Beam
..... Yohei KUWANO • Yasunori SAKAMOTO • Ayumu UNO
Tsunehisa HATA • Takeharu ENDO 46
- ◇Mechanism of Trapping Air Cleaner Particles and High-performance Filter Element
..... Seiichi TANAKA • Toru TANAKA
Takayuki HOSOYA • Kenji KOGA 51
- ◇Paint Film Technology for Automotive Exterior Hitoshi OHGANE 56
- ◇Development of New Pearl White Color for Body Coating Keisuke KOJIMA • Shinichi IKEHARA 61
- ◇Verification Test of Solar-powered Hydrogen Station (SHS) with Photovoltaic Modules
..... Masanori OKABE • Koji NAKAZAWA
Kenji TARUYA • Kiyoshi HANDA 67
- ◇2007 Model CBR1000RRW for Suzuka 8 hours World Endurance Championship Race
..... Eiichi KANDA • Masamune OHGASHI • Hiroshi UNUKI
Nobuo SHIGEMIZU • Yukihide AKITSU 74
- ◇Development of Small Fuel Pump Module for Motorcycles
..... Masaki UENO • Minoru UEDA • Takashi UDONO
Shunji AKAMATSU • Mineo TORIKAI • Mitsuru FUKUDA 82
- ◇One-coat Paint for Motorcycle Engine Magnesium Cylinder Head Cover
..... Fujio UMEBAYASHI • Shinsuke MOCHIZUKI
Akiko TANAKA • Hiroshi OKADA 87
- ◇Development of Handle Type Electric Wheelchair Simulator
..... Tadahiro YAGUCHI • Kazuhiro MINATO • Hiroo KANKE 92

Technical papers

- ◇Removal of Grounding Cable from Hydrogen Fueling Process
..... Steve MATHISON • Kiyoshi HANDA • Shiro MATSUO 98
- ◇Development of Ultra-fine Grained Stainless Steel by Nitrogen Absorption Treatment for Gaskets
..... Tadao NISHIYAMA • Takashi KATSURAI • Kazuhiko ADACHI 105
- ◇Development of High-strength Structural Steel for Welding
..... Masaki SHINKAWA • Toshiaki OTSUKA • Yoshikazu UMENO
Hiroaki YOSHIDA • Masanao FUJIWARA 111
- ◇Environmentally Friendly Wax for Corrosion Protection
..... Yasuhisa SHIMIZU • Takahide MAEDA • Toshiya NISHINO 117
- ◇Development of High-strength Case-hardened Boron Steel
..... Hitoshi KINOSHITA • Atsushi MURAKAMI • Natsuko SOTA
Toru TAKAYAMA • Takanari HAMADA • Yusuke USUI 122
- ◇Study of“ LONG ”Lighting System for Enhanced Motorcycle Conspicuity
..... Yojiro TSUTSUMI • Kazuyuki MARUYAMA 128
- ◇Method for Objectively Evaluating Power Steering Pump Noise and its Correlation
with Subjective Vehicle Feeling Judgment
..... Jinghong Yu • Drew Ritchie 134
- ◇Enhancement of Vibration Analysis Accuracy Using FE Model Applied
by Three-dimensional Measurement Technology
..... Naoki KAMIMURA 140
- ◇Modelling Carpet for Use in Occupant Crash Simulations Dylan Thomas 147

新型 FIT のデザイン

Design of New FIT

奥 本 敏 之*

Toshiyuki OKUMOTO

北 島 義 也*

Yoshiya KITAJIMA

要 旨

新型 FIT は、全世界のスモールカーに求められている普遍的な価値、「デザイン」、「動力性能(取り回し)」、「経済性」、「使い勝手(広さ)」そして「安全・環境」をより高いレベルで実現すべく「Next New small」というグランドコンセプトで最強のスモールカーを目指して開発した。

その中でエクステリアデザインは、広い空間や先進感のある超フォワードキャビンと前傾姿勢のダイナミックな塊を表した「スーパーフォワードイングフォルム」というコンセプトで、新しいユニークなフォルムを実現させた。

また、インテリアデザインは広々とした爽快感と凝縮されたコックピット感を合わせもつ「先進パーソナルインテリア」をコンセプトとし、扱いやすく簡単なシートアレンジ等の機能進化の追求のみならず、操る楽しさをも表現した。

ABSTRACT

The new FIT, designed with the goal of making it the “best compact car,” was created under the overall concept of the “Next New Small.” Universal values demanded the world over were realized in its compact-automobile design, engine performance (agility), economic value, versatility (space), safety, and eco-friendliness.

The design team created an exterior design that incorporates roominess with the advanced “super-forward cabin.” They combined it all with the “super-forwarding form” concept that expresses the dynamic ruggedness of the frontward-leaning frame giving the new FIT a unique feel and look.

For the interior, the designers created the new cabin under the concept of an “advanced-feel personal interior,” with the fusion of a compact cockpit and a roomy, exhilarating space. The result is enhanced functionality, including an easy-to-use, simple seat arrangement, in a new FIT that is a thrill to drive each time you slide behind the wheel.

1. はじめに

初代 Fit は 2001 年 6 月 21 日、スモールを革新するという考えのもと、世界に通用するスモールカーを目指し開発した。スモールカーとしてあるべき姿「燃費 MAX」「楽しさ MAX」「カッコ良さ MAX」この三つの MAX すべてを達成するコンセプトは市場に受け入れられ大ヒットとなり、現在世界 115 ヶ国以上にもおよぶ大変多くのお客様に喜びを持って愛され続ける商品となった。

約 6 年たった現在、ライフスタイルの変化や環境意識の向上などにより、世界的な広がりを見せているダウンサイジングの流れと共に、スモールクラスもそれまでの「足代わり」から「ファーストカー」への役割も担ってきた。

そうした中、スモールカーのグローバルスタンダードを目指す新型 FIT は、スモールカーとして普遍的な価値、「デザイン」、「動力性能(取り回し)」、「経済性」、「使い勝手(広

さ)」そして「安全・環境」を時代に合わせさらに進化させることがもっとも必要だと確信した。

デザインについては広い空間や軽快な走り、使い勝手を骨格・パッケージデザインから徹底的に進化させた。またスモールカーだからといって我慢すること無く、自分らしさを主張し誇りを持って所有していただけるクオリティの高い車を目指し開発をおこなった。それは世界のスモールカーの目指すべきコンセプトでもあり、それを高いレベルで実現することが最強のスモールカーになることだと考えた。

2. パッケージレイアウト

パッケージデザインはスポーティーグッドスタンス、広々空間、使い勝手進化のテーマを重視した「ZENSHIN-Cabin Compact」という、車全身がキャビン、前進キャビンといった意味合いをもつコンセプトでスモールカーの新しい

* 四輪開発センター

い骨格を表現した(Fig. 1)。

それらテーマを達成するために、初代 Fit に対しホイールベースを50 mm延長、トレッドも広げ、大径タイヤを車体の四隅に配置し、より低重心で安定感のあるたたずまいを表現した。フロントウインドウ下端を約 100 mm 前方に出し、先進的なワンモーションフォルムと前方に抜けるような広い空間を生み出し、クラスを超えた広さ感と爽快さを実現した。

また前後ディスタンスの拡大、埋め込み式ヘッドレストの採用により、ワンアクションでのダイブダウンと着座状態へのリバースができる、簡単に扱いやすいウルトラシートとした。

さらにはテンパタイヤのスペースを活用することで、最大約 60 L の大容量荷室床下アンダーボックスを新たに設け、スモールカーの限られた空間を有効に活用できるアイデアで便利さや使い勝手の向上をねらった。



Fig. 1 Package concept

3. エクステリアデザイン

エクステリアデザインでは、初代 Fit の強みである空間の広さと、軽快な走りのダイナミックさを融合させた「スーパー フォワーディング フォルム」をコンセプトとした。

先進感のあるユニークなモノフォルム骨格を、後ろ足で踏ん張って前に突っ込んで行くようなダイナミックな前傾姿勢で表現し、一目で新しい FIT とわかる元気なデザインとした(Fig. 2)。

徹底的に前に出したフロントピラーと後席頭上から前後に立体的に絞り込んだキャビン、引き締まったボデーから力強く張り出したリヤフェンダー体のリヤバンパ造型、張りのある塊からシャープなキャラクターが湧き出てくるイメージの面造型、これらの要素を取り込み表現することで先進性や躍動感のあるユニークなフォルムと高いクオリティ感を実現すると同時に、低燃費に効果のある空力性能も配慮したデザインを造り出した。

また伸びやかなサイドウインドウグラフィックスや、弓なり形状の極細フロントピラーと大型三角窓を採用し、爽快で優れた視界を達成している(Fig. 3)。

フロント廻りは、精悍さと親しみやすさを表現した大きくシャープなヘッドライトをフロントグリルに向かって絞り込み、若々しさや躍動感を印象付ける造型とした。

同時にコーナを絞り込んだ造型とし、小回りがしやすい取り回し性にも寄与するデザインとしている(Fig. 4)。

リヤ廻りではキャビンを絞り込み、バンパをサイドに張り出させることにより、パーソナルなイメージを表現し、また安定感のあるスポーティグッドスタンスも造り出した(Fig. 5)。

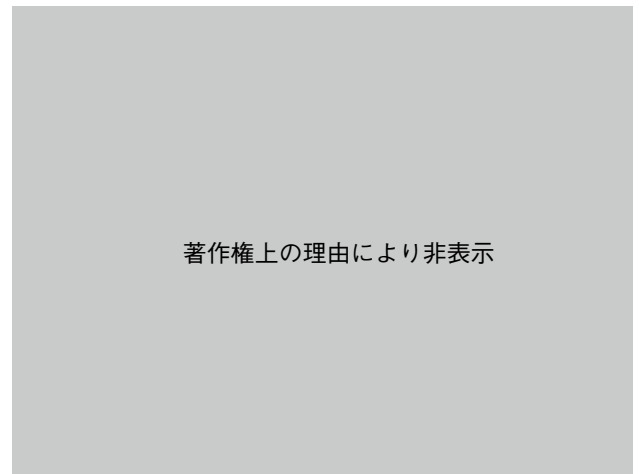


Fig. 2 Super-forwarding form



Fig. 3 Side view



Fig. 4 Front view



Fig. 5 Final rendering

4. インテリアデザイン

インテリアデザインでは、広々とした爽快感のある空間と凝縮感のある新感覚のcockpit感を融合した「先進パーソナルインテリア」をコンセプトとした。

また容易なシートアレンジ等の機能進化を実現すると同時に、先進感とスポーティなデザインで、操る楽しさをも表現させた(Fig. 6)。

インストルメントパネルはアッパー面の造型を低くし、彫刻的なデザインで陰影を強調することで、前方に抜けるような空間や実寸法以上の広さ感を与えている。

またフロントピラーの前出しによる三角窓の大型化と、視線方向のピラー幅を約25 mm縮小することで、視界のパノラミック感を強調しながら、爽快感や視認性を向上させたデザインとした。



Fig. 6 Advanced feel personal interior

視認系は立体、大型メータでより見やすく、操作系はスイッチ類をドライバ側上部に配置し、使いやすくすることでドライバオリエンテッドなスポーティさを強調し、またそれ以外を広く見せる造型で、進化したcockpitデザインとした(Fig. 7)。

さらに荷室床下アンダーボックスのリッドを可変式にすることで、上下段に荷室を使い分けできる「ウルトララゲジ」のアイデアや(Fig. 8)、グローブボックスを上下2段にするなどといった工夫により収納やスマートな使い勝手を進化させた。

またシートの座り心地の向上やシートバック形状を工夫することでワンクラス上の乗り心地と広さ感・爽快感を表現したデザインとした。

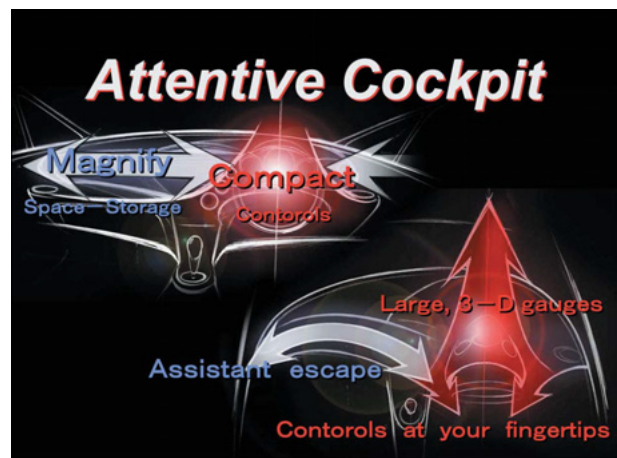


Fig. 7 Attentive cockpit



Fig. 8 Ultra luggage

5. カラーデザイン

5.1. エクステリア

エクステリアデザインの先進感とスポーティを表現するために“輝き”をテーマとした「Brilliant Exterior Color」と

いうコンセプトで力強く透明感溢れるカラーデザインを開発した。

新開発した BRILLIANT SKY M を 1.3 L のテーマカラーとし、青空の爽快感を表現した高彩度のブルーを採用。シェイド部が自然に赤みを帯びる色味で力強いボデーの面変化を強調した色となっている。

他に輝き感と内装のマッチングを考慮した4色を新開発し、さらに既存色をプラスした全12色で幅広いお客様を対象としたカラーラインナップとしている (Fig. 9)。

5.2. インテリア

エクステリアカラー同様に“輝き”をテーマとした「Brilliant Interior Color」というコンセプトで先進感、上質を追求した。黒基調の引き締まった空間にシートと加飾パーツが浮かび上がるメリハリのきいたエモーショナルなコーディネートをとらった。

1.3 L のシート表皮はラメが入ったドット柄とエンボス加工を施し、輝きが交差するような豊かな表情を演出。また加飾にガンメタリック塗装をコーディネートし、カジュアルなスポーティ感を表現した室内空間としている (Fig. 10)。



Fig. 9 Exterior colors



Fig. 10 Interior colors

6. RS デザイン

スポーティで若々しさを求めるユーザーや、車を知り尽くした本物志向のダウンサイザーをターゲットに絞った RS は、力強くダイナミックなエクステリアとスポーティで品のあるインテリアデザインとした。

そして道路を堂々と帆走するような、力強い存在感と安心の走りを表現し RS グレードの個性の明快化をねらった。

6.1. エクステリア

「よりダイナミック」「より力強く」をコンセプトに、低重心、ワイドスタンスを強調した力強い走りを予感させる存在感を追求した。

フロント廻りはガンメタリック色のアッパグリルにシルバーメタリックモールを配し、大開口ロアグリルと低くワイドに張り出した専用バンパデザインにより精悍な表情とした。

サイドビューでは大径タイヤを強調した 16 インチのアルミホイールデザインに加えて、さらに低く、躍動感あるサイドシルガーニッシュ造型により精悍さとスポーティさを高めたデザインとした。

また、リヤビューはディフューザを模した黒いモチーフを低い位置に設けた専用バンパデザインとし、存在感のあるスポーティさを演出している (Fig. 11)。



Fig. 11 RS exterior design

RS のテーマカラーである PREMIUM DEEP VIOLET M は光輝材にガラスを採用し、ガラス独特の透明感や奥行き感で、RS グレードのターゲットユーザであるこだわりを持った本物志向のダウンサイザーにふさわしい輝きを表現した。

6.2. インテリア

洗練されたムードをまとった「アダルトコンテンポラリー」というコンセプトのもと、大人の上質なスポーティを表現した。シート表皮にはスエード調ファブリックを採用したシングルステッチを施し、1.3 L 同様ラメのドット柄とあいまって、上級車と遜色の無い、高いクオリティを実現した。

さらにセンターパネルにサテン調ブラウン塗装を採用し、メーターリングやステアリング加飾などの機能部品周辺をメタリック塗装でシャープに際立たせ、黒基調の引き締まった空間とのコントラストで内装全体をコーディネートしている (Fig. 12)。



Fig. 12 RS interior design

7. まとめ

実力の高い競合車が多数存在するスモールカークラスで、初代 Fit は高い商品力をもって愛され続けて来た。

新型 FIT は最強のスモールカーを目標に、FIT の強みであり、スモールカー普遍の価値である、「デザイン」、「動性能(取り回し)」、「経済性」、「使い勝手(広さ)」そして「安全・環境」を骨格・パッケージデザインから徹底的に進化させた。

その結果、運転する楽しさを表したダイナミックで未来感のあるフォルムと、ワンクラス上の上質で爽快感溢れる室内空間を実現する魅力あるデザインを開発できたと信じている。

初代に引き続き世界中のお客様の生活にフィットし、愛され続ける FIT となってくれることを願っている。

■ 著 者 ■



奥本 敏之



北島 義也

新型 FIT 用 SOHC i-VTEC エンジンの開発

Development of i-VTEC Gasoline Engine for 2008 Model Year Honda FIT

田 岸 龍太郎*

Ryutaro TAGISHI

川 口 仁*

Hiroshi KAWAGUCHI

佐 藤 務*

Tsutomu SATO

萩 原 祥 治*

Yoshiharu HAGIWARA

要 旨

環境性能(低燃費, 低排出ガス)と高出力を両立する軽量, コンパクトな 1.3L, 1.5L 4気筒 SOHC i-VTEC ガソリンエンジンを開発した。1.3L は4バルブシリンダヘッドを採用し, 吸気1バルブ休止 VTEC による急速燃焼とフリクション低減技術の投入により 10・15 モード燃費 24 km/L を達成するとともに最大出力 73 kW, 最大トルク 127 Nm の高出力を達成した。1.5L は高出力型 VTEC を採用し最高出力 88 kW, 最大トルク 145 Nm の高出力を達成するとともに 1.3L と共通のフリクション低減技術の採用により 10・15 モード燃費 19.6 km/L を達成した。低排出ガス技術としては CIVIC にて採用した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, 高精度空燃比制御などを採用し, 10・15 と JC08C モードにて全車平成 17 年度排出ガス基準 75%低減レベルを達成した。

ABSTRACT

Lightweight, compact 1.3-L and 1.5-L 4-cylinder SOHC i-VTEC gasoline engines were developed that achieve a balance of environmental performance (low fuel consumption, low exhaust emissions) and high output. The 1.3-L model employs a 4-valve cylinder head, VTEC that operates with one intake valve inactive for rapid combustion, and friction reduction technology. As a result, it achieves 24-km/L fuel consumption in 10-15 mode as well as high power with 73 kW of maximum output and 127 Nm of maximum torque. The 1.5-L model has a high-output VTEC for a maximum output of 88 kW and maximum torque of 145 Nm, the same friction reduction technology as that of the 1.3-L model, and achieves 19.6 km/L fuel consumption in 10-15 mode. The technology for low exhaust emissions includes a close-coupled catalyst, high-accuracy adaptive air-fuel control, and a cylinder head with integrated exhaust manifold, the same as that employed in the CIVIC. As a result, using the 10-15 and JC08C mode, the engines to be used in all 2008 FIT models have achieved an emissions level 75% below the level required by Japanese 2005 regulations.

1. まえがき

近年, 環境保護のための排出ガス低減技術および地球温暖化の原因となる CO₂ の削減のため, 低燃費技術の開発が重要となってきている。これらの対応技術として, 2002 年モデル Fit に搭載のエンジンには各気筒あたりに 2 本の点火プラグを備えエンジンの運転状況に応じてそれぞれの点火時期を制御し急速燃焼をおこなう L13A 1.3L 4気筒 SOHC 2バルブ i-DSI (Dual and Sequential Ignition)⁽¹⁾を採用した。また, 2003 年に追加された 1.5L では低回転領域においてひとつの吸気弁リフト量を制限し急速燃焼をおこなう

L15A 1.5L 4気筒 SOHC 4バルブ VTEC (1バルブ休止 VTEC)を採用した。しかしながら 1.3L の i-DSI は2バルブであり, 急速燃焼による燃費優位性はあるものの, 商品魅力としての高出力化が求められていた。また, 1.5L においてもさらなる走り性能の向上が要求されていた。これらの要求に対して 2008 年モデル FIT 搭載用に 1.3L, 1.5L 共通の4バルブヘッドを採用し高出力化を図りながらフリクション低減技術, 燃焼改善技術を投入し低燃費と両立する新型エンジンを開発した。以下に新型エンジンに採用した技術について 1.3L エンジンを中心に報告する。

*四輪開発センター

2. 開発のねらい

本エンジンは「燃費の1.3L, 走りの1.5L」と排気量ごとの特徴を明確にし具体的な開発目標を以下のように設定した。

1.3L 開発目標

- (1) 燃費クラストップ 10・15 モード 24 km/L
- (2) クラストップレベルの高出力・高トルク

1.5L 開発目標

- (1) クラストップレベルの高出力
- (2) 燃費性能の向上 10・15 モード 19.6km/L

3. 1.3L i-VTEC

3.1. エンジン概要と主要諸元

Table 1 に従来型エンジンと比較した 1.3 L のエンジン主要諸元を示す。

本エンジンの特徴は、2バルブ i-DSI に対し、4バルブシリンダヘッドを採用し高出力化を図るとともに、吸気1バルブ休止 VTEC などによる燃焼向上技術およびフリクション低減技術を投入し低燃費を達成していることである。

3.1.1. シリンダヘッド

新型エンジンでは4バルブシリンダヘッドを採用し高回転での吸入効率を向上させ高出力化を図った。Fig. 1にシリンダヘッドの断面を示す。排気マニホールド一体型シリンダヘッドとし、触媒までのヒートマスを低下させ触媒の早期活性化を図っている。この構造は2006年モデルのCIVICで採用された技術である⁽²⁾。

動弁系の基本構成は Fig. 2 に示すように従来型と同様に1本のロッカシャフトで吸気側と排気側にそれぞれ2本配置されるアルミニウム製ロッカアームを支持する。

3.1.2. 吸入系および排気系

吸入系の構成を Fig. 3 に示す。吸気1バルブ休止運転から2バルブ運転への切り換え時など吸入空気量に変動する場合に高精度なトルク制御、空燃比制御をおこなうために電子制御スロットル(Drive By Wire: DBW)とエアフロメータ(Air Flow Meter: AFM)を採用した。また、樹脂製インタークーラマニホールドチャンバにトルク向上のためのレゾネータを、アルミニウム製インタークーラマニホールドのポート部に EGR パッセージをそれぞれ一体化することで軽量化を図っている。

排気系の構成を Fig. 4 に示す。排気マニホールド一体型シリンダヘッドの採用およびシリンダヘッド直下に1ベッド三元触媒を配置し触媒までのヒートマスを低下させ触媒の早期活性化を図った。また、空燃比の制御性向上のため直下触媒前に UEGO(Universal Exhaust Gas Oxygen Sensor) センサ、床下触媒前に HEGO(Heated Exhaust Gas Oxygen Sensor) センサを配置し空燃比の高精度制御により排出ガス低減をおこなった。

Table 1 1.3L engine specification

	2008 model FIT	2002 model Fit
Engine code	L13A (Developed)	L13A (Conventional)
Cylinder configuration	In-line 4-cylinder	In-line 4-cylinder
Bore × stroke (mm)	73.0 × 80.0	73.0 × 80.0
Displacement (cm ³)	1339	1339
Compression ratio	10.5 : 1	10.8 : 1
Valve train	SOHC i-VTEC 1 intake valve inactive	SOHC i-DSI
Number of valves	4 per cylinder	2 per cylinder
Valve diameter (mm)	In.	28 × 2
	Ex.	23 × 2
Gasoline	Regular (RON91)	Regular (RON91)
Max. power (kW/rpm)	73 / 6000	63 / 5700
Max. torque (Nm/rpm)	127 / 4800	119 / 2800

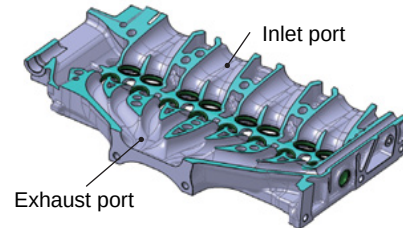


Fig. 1 Section view of exhaust manifold-integrated cylinder head

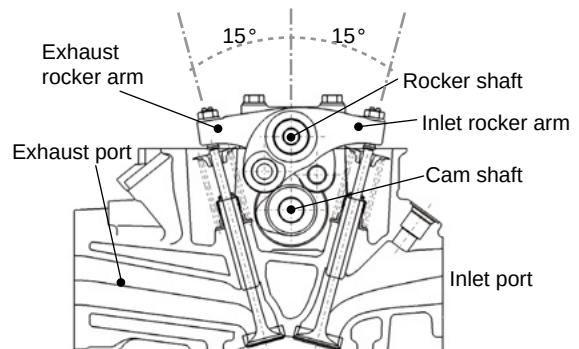


Fig. 2 Section view of exhaust manifold-integrated cylinder head

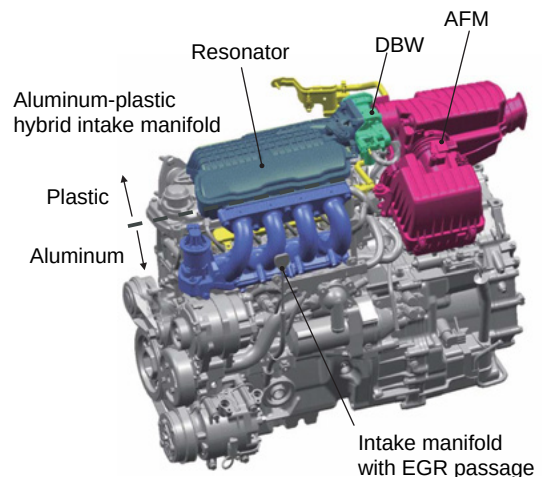


Fig. 3 Configuration of air intake system

3.2. 燃費向上技術

燃焼改善技術、フリクション低減技術、ノッキング改善技術の投入により従来型に対しエンジン単体燃料消費率を約5%改善した。

3.2.1. 燃焼改善技術

燃焼改善技術として以下の技術の採用により従来型に対し単体燃料消費率を約2%改善した。

- ・ピストン頭部形状最適化
- ・吸気1バルブ休止 VTEC 採用
- ・高着火性点火プラグ

(1) ピストン頭部形状最適化 燃焼室をコンパクトとし筒内流動の強化による燃焼改善をおこなうために、ピストン頭部形状の最適化を図った。Fig. 5に従来型と比較したピストン頭部形状を示す。従来型のピストンに対し、ピストン頭部形状を球面形状(ボールタイプ)に近づけることでタンブル流の形成に有利な形状とすると同時に燃焼室表面積を縮小している。Fig. 6にエンジン回転1500 rpm, BMEP 175 kPaでのピストン頭部形状違いによる熱勘定を示す。ボールタイプ形状の採用により時間損失および熱損失が減少し、

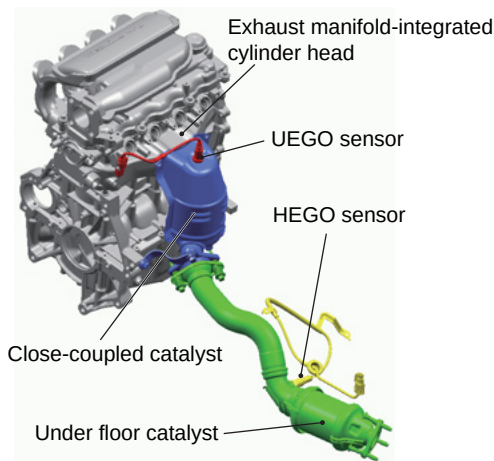


Fig. 4 Configuration of exhaust system

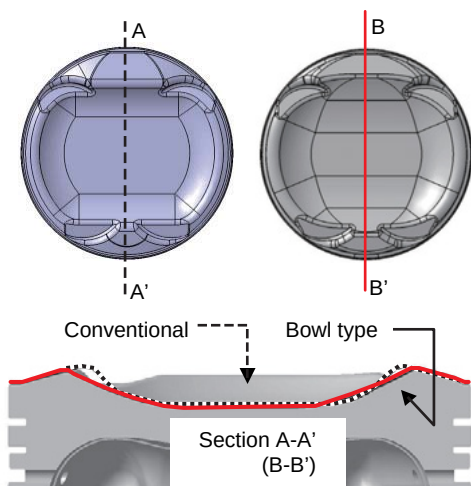


Fig. 5 Comparison of conventional and modified top form of piston

燃料消費率を約0.7%改善することができた。

(2) 吸気1バルブ休止 VTEC EGR 時の着火性および燃焼安定性を向上させるためにはスワール流強化が有効である。しかし4バルブ化により従来型の2バルブに対しスワール流が低下するため、還流できるEGRの流量が減少してしまう。本エンジンでは吸気1バルブ休止 VTEC を採用しスワール強化をおこない、EGR時の燃焼安定性を確保した。Fig. 7にバルブタイミング特性およびエンジン回転1500 rpm, インマニ圧力 -45 kPa でのバルブタイミング特性違

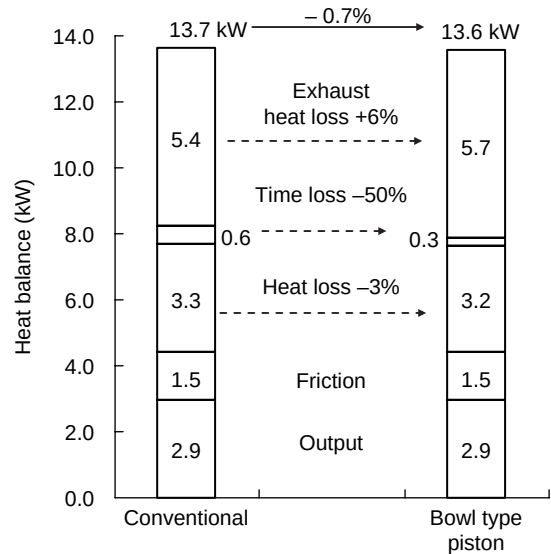


Fig. 6 Comparison of heat balance at partial load

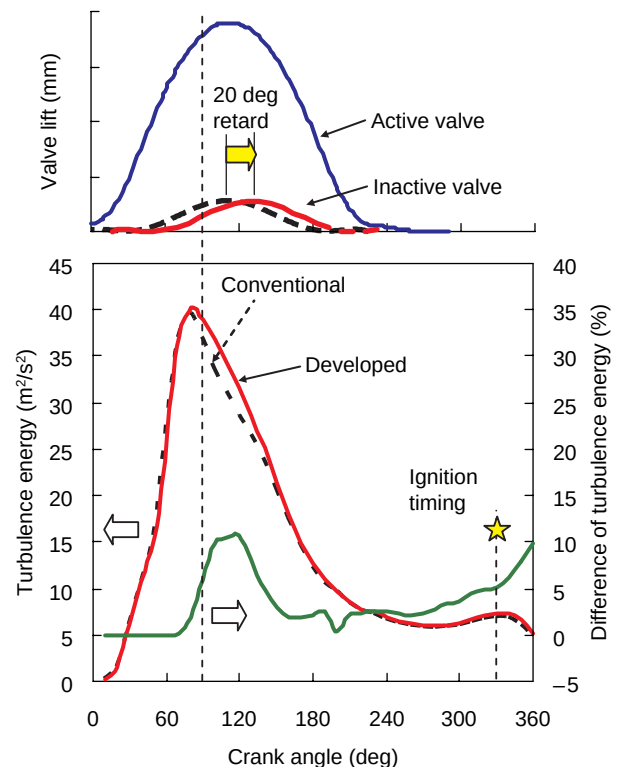


Fig. 7 Effect of inactive valve timing on turbulence energy in combustion chamber

いによる筒内乱れ強さ計算結果を示す。1バルブ休止VTECは従来型 1.5 L にすでに採用している技術であるが、新型エンジンでは筒内流動強化のため従来型よりも休止バルブのカム位相を20度遅角した。ピストンスピードが最大となるクランク角度90度前後の休止バルブリフト量が減少し筒内乱れが強化され、点火時期であるクランク角度 320 度前後においても約 5 %の乱れの強化が得られた。Fig. 8にエンジン回転 1500 rpm, BMEP 175 kPa における EGR 時の燃料消費率および燃焼安定性の試験結果を示す。EGR時の燃焼安定性が向上し燃料消費率で約 1 %の改善が得られた。

1バルブ休止と4バルブの切り替えはエンジン回転数と負荷で制御する。常用域では1バルブ休止を使用しEGRによる燃費改善を図り、トルクを必要とする領域で4バルブに切り替わる。

3.2.2. フリクション低減技術

フリクション低減技術として以下の技術を採用し、従来型に対し約 7 %のフリクション低減を得た。

- ・ピストンスカートの二硫化モリブデン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
- ・クランクジャーナルベアリングメタルの二硫化モリブデンショットピーニング
- ・シリンダライナの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
- ・補機ベルトオートテンショナ

Fig. 9 にピストンスカート部にパターンコーティングを施したピストンサイドビューを示す。パターンコーティングは、二硫化モリブデンコーティングをピストンスカート部に施す際に、格子状に配置した円形の凹凸をつくることでオイルの保持性を向上させピストンのしゅう動抵抗を低

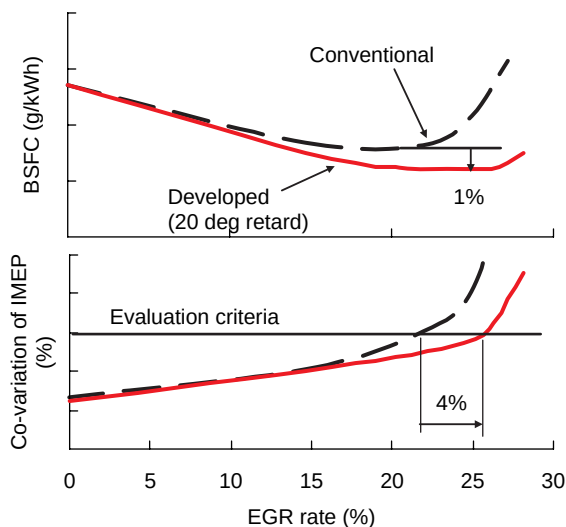


Fig. 8 Effect of inactive valve timing for BSFC and co-variation of IMEP

減する技術である。凹部は孔径および孔間の距離を考慮し摩擦係数が小さくなるように配置されている。Fig. 10にエンジン回転 1500 rpm, インマニ圧力 - 45 kPa でのエンジンフリクション試験結果を示す。パターンのない二硫化モリブデンコーティングに対し 2 %, 従来型に採用している二硫化モリブデンショットピーニングに対し 1 %のフリクション低減を得た。

3.2.3. ノッキング抑制技術

高負荷領域の運転頻度が高くなる小排気量エンジンにおいて、ノッキングの抑制は燃費改善において重要な項目である。さらに従来型のi-DSIは1気筒に2本の点火プラグを備えノッキング抑制をおこなっていたのに対し、4バルブ化にともない1点火プラグ化したため、よりノッキングの抑制が重要となる。以下のノッキング抑制技術を投入した。

- ・ボールタイプピストン
- ・冷却水循環経路最適化

(1) ピストン頭部形状 ボールタイプ形状のピストンによる筒内流動強化はノッキング抑制にも有効である。Fig. 11にエンジン回転 6000 rpm, WOTにおけるピストン頭部形状の違いによる筒内乱れ強さシミュレーション計算結果を示す。燃焼室全体の筒内の乱れエネルギーが約 2 %強化されており、特にノッキング発生位置と考えるエンドガスゾーンの流動が強化されている。Fig. 12にピストン頭部形状違いによるノッキングのリタード量を示す。グラフ縦軸はMBTを0 degとした場合のノッキング点火時期を示す。

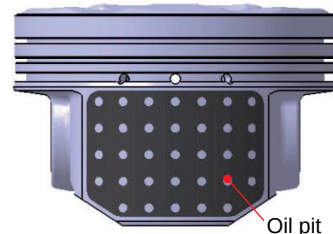


Fig. 9 Pattern coating for piston skirt

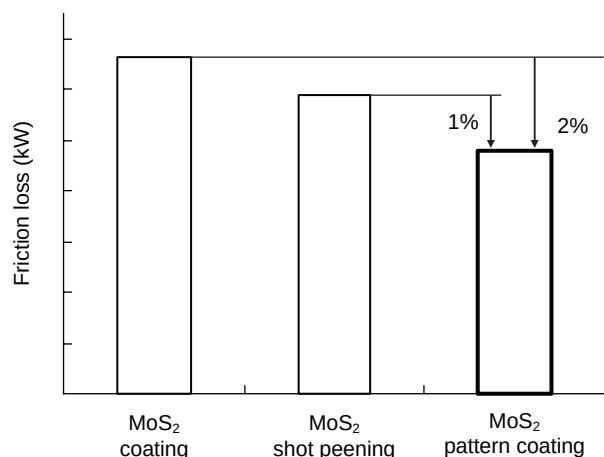


Fig. 10 Effect of pattern coating on friction loss

ボールインタイプは従来型にくらべノッキングによる点火時期リタード量が全回転にわたり 1-3 deg 減少している。

(2) 冷却水循環方式 冷却水の循環経路の最適化により各部の流速を増し、燃焼室の冷却効果を高めノッキング抑制をおこなった。Fig. 13 に従来型との冷却水循環経路の比較を示す。従来型はウォーターポンプからシリンダヘッドに入った冷却水の主流がシリンダヘッドとシリンダブロックの2系統に分かれ、さらにシリンダ側面を吸気側、排気側をそれぞれ同一方向へ流れる経路をとっていた。この方式は、冷機時にはシリンダブロックへの流れを抑制し早期暖機効果を高め、暖機時にはシリンダヘッドで

温められた冷却水をシリンダブロックへ流すことにより高温を維持しフリクションを低減することが可能であった。しかし冷却水の経路が複数となるため各部の流速は低下してしまう傾向にあった。そこでウォーターポンプからシリンダブロックへ入った冷却水の主流を一筆書きのように1本とすることで各部の流速をあげる方式を採用した。Fig. 14 にエンジン回転 6000 rpm での冷却水流速分布シミュレーション計算結果を、Fig. 15 に冷却水循環方式によるWOTでのノッキング点火時期の試験結果を示す。循環方式の変更により燃焼室周囲、シリンダブロック上部の流速が増加し冷却効果が高まり高回転におけるノッキングを抑制することができた。

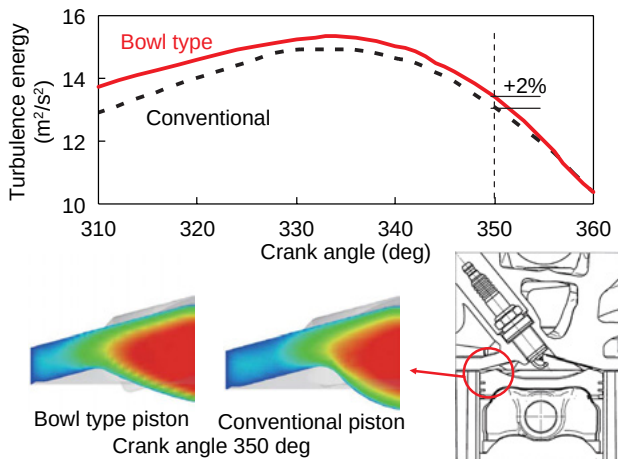


Fig. 11 Effect of piston top form on turbulence energy in combustion chamber

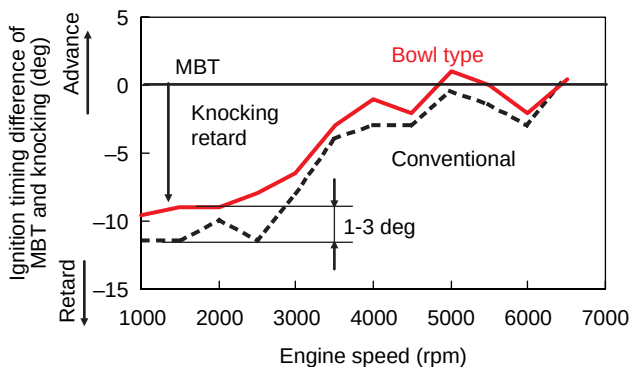


Fig. 12 Effect of piston top shape on ignition timing

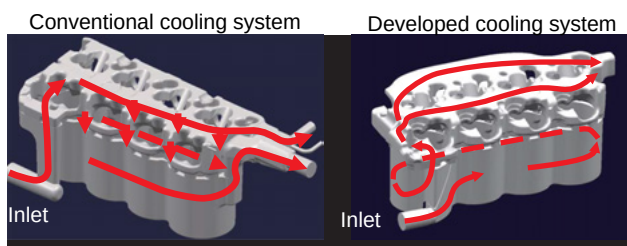


Fig. 13 Cooling circulation system

3.3. 全開出力特性

Fig. 16に全開性能曲線を示す。下記の吸入効率向上技術およびノッキング改善技術を採用し最高出力 73 kW, 最大トルク 127 Nmを達成し、従来型に対し最高出力で約20%, 最大トルクで約7%の向上を得た。

吸気効率向上

- 4バルブシリンダヘッド、ポート形状最適化
- エアクリーナ通気抵抗削減
- トルクアップレゾネーター一体型インテークマニホールド

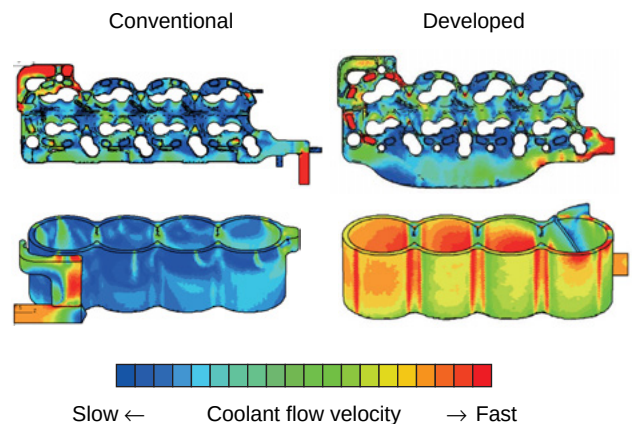


Fig. 14 Comparison of coolant flow velocity between conventional and developed flow

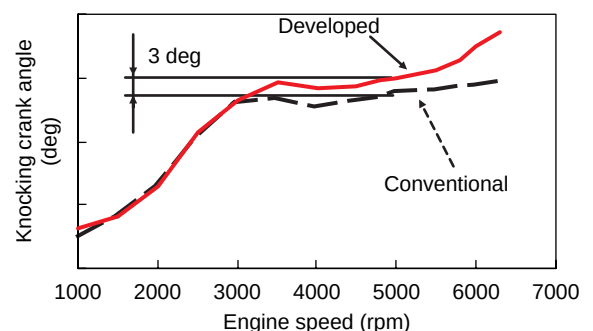


Fig. 15 Comparison of knocking between conventional cooling system and modified cooling system

ノッキング改善

- ・ボールインピストン
- ・冷却水循環経路最適化

3.4. 振動騒音低減技術

3.4.1. エンジン放射音

全開加速時の車室内エンジン透過音を低減するため、本エンジンでは 770 - 2000 Hz 領域のエンジン放射音の低減を図った。エンジン放射音対策を効率的に実施するにあたり、伝達経路解析手法⁽³⁾をエンジン単体に適用し、その結果から部位別の音発生のエネルギー寄与を算出した(Fig. 17)。その結果、オイルパンの寄与が最も高いことがわかった。オイルパン剛性の向上検討をCAEで実施し、その結果を実機に適用した結果、エンジン放射音は2.5 dBの低減を得た。Fig. 18にWOT、回転スweepにおけるエンジン放射音を示す。樹脂製ヘッドカバーの採用等を含め従来型エンジンに対し、2 - 6 dB の低減を得た。

3.4.2. ピストンスラップ音

Fig. 19 に無負荷、回転スweepにおけるシリンダライナ振動を示す。ピストンスラップ音とフリクションの低減を両立するため、ピストン挙動シミュレーション^{(4), (5)}を用い、

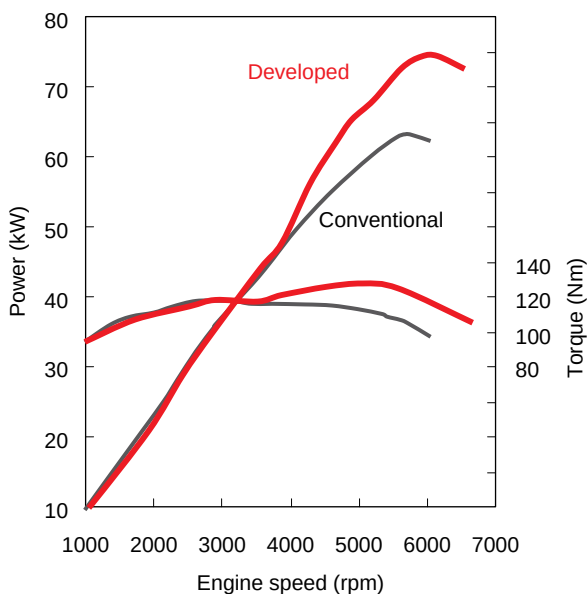


Fig. 16 Engine performance of 1.3L engine

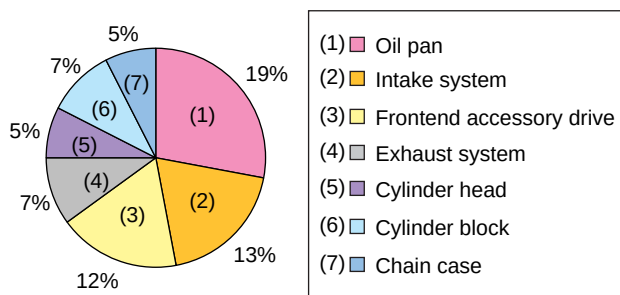


Fig. 17 Contribution to powertrain noise

ピストンオフセット量、ピストンスカート形状の適正化により、従来型エンジンに対し、シリンダライナ振動を13 dB低減しつつ、フリクションを 0.3%低減することができた。

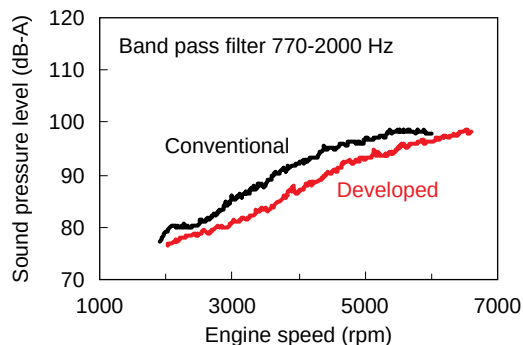


Fig. 18 Comparison of engine noise

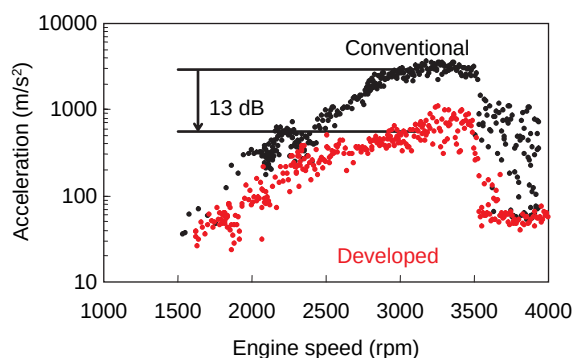


Fig. 19 Comparison of piston shape for cylinder liner acceleration

4. 1.5L i-VTEC

4.1. エンジン概要と主要諸元

Table 2 に従来型エンジンと比較した 1.5L のエンジン主要諸元を示す。従来型 1.5L が吸気1バルブ休止 VTEC を採用していたのに対し、新型においては走り性能の向上を図るため高出力型の VTEC を採用した。新型 1.3L からの主な変化点も高出力型 VTEC の採用であり、その他の基本構成は共通である。1.3L において採用した吸気1バルブ休止 VTEC と高出力型 VTEC の2種類の動弁系に対し、シリンダヘッドは共通とし、ロッカアーム、カムシャフト、ロッカシャフトホルダの変更にて対応した。Fig. 20 にロッカアーム形状を示す。動弁系については次項で詳細を述べる。

動弁系以外の出力向上技術およびフリクション低減技術は1.3Lと共通のものを採用し、従来型に対し最高出力で約 9 %、最大トルクで約 1 %の向上を得た。

4.2. 全開出力特性

Fig. 21 に従来の手法と比較した高出力型 VTEC 作動イメージを示す。高出力型 VTEC は高回転で吸気バルブを広く開角化し、バルブリフト量を増加させる技術である。従来の

Table 2 1.5L engine specification

	2008 model FIT	2003 model Fit
Engine code	L15A (Developed)	L15A (Conventional)
Cylinder configuration	In-line 4-cylinder	In-line 4-cylinder
Bore × stroke (mm)	73 × 89.4	73 × 89.4
Displacement (cm ³)	1497	1497
Compression ratio	10.4 : 1	10.4 : 1
Valve train	SOHC i-VTEC High-output VTEC	SOHC VTEC 1 intake valve inactive
Number of valves	4 per cylinder	4 per cylinder
Valve diameter (mm)	In. 28 × 2 Ex. 23 × 2	27.5 × 1 23 × 1
Gasoline	Regular (RON91)	Regular (RON91)
Max. power (kW/rpm)	88 / 6500	81 / 5800
Max. torque (Nm/rpm)	145 / 4800	143 / 4800

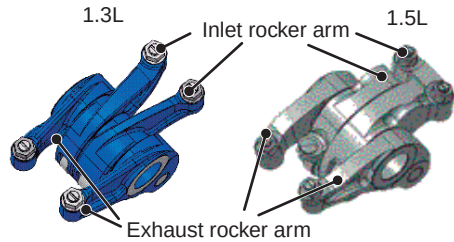


Fig. 20 Comparison of rocker arm shape

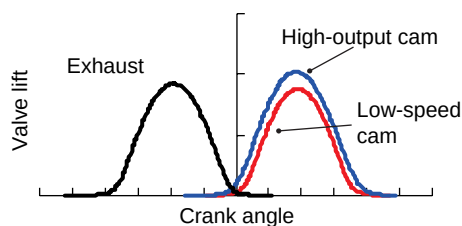
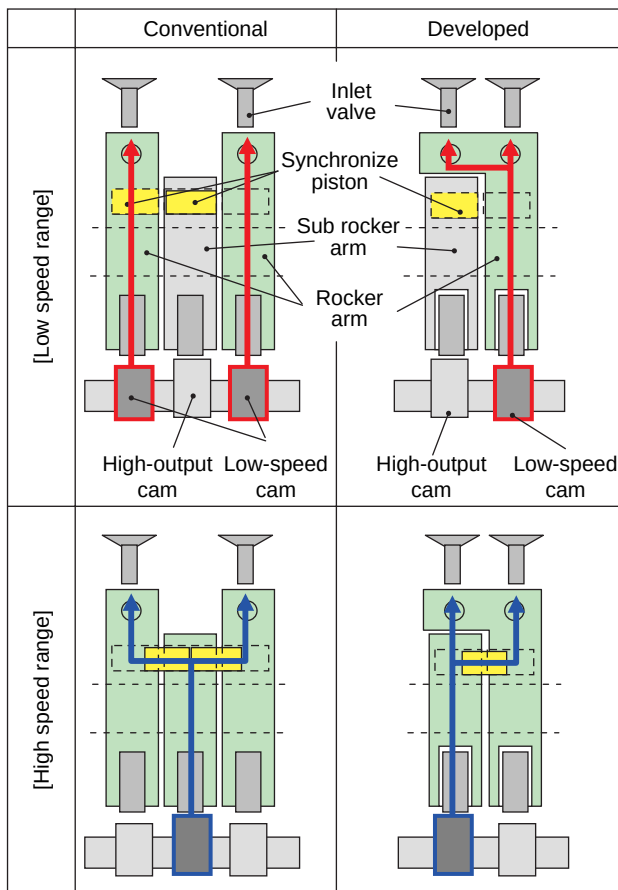


Fig. 21 Valve system operation image and cam profile

高出力型 VTEC では4バルブの場合、吸気側で3本のロッカアームを使用していた。新型エンジンではロッカアームをL字型とし、2本の吸気バルブのリフトを1本のロッカアームでおこなうようにした。これにより従来手法と同様の機能を合計2本のロッカアームでまかなうことができ、コンパクトな動弁系とすることができた。低速用カムと高出力カムの切り換え判断はエンジン回転数によりおこなう。

Fig. 22 に性能曲線を示す。高出力型 VTEC の採用および、1.3L と共通の出力向上技術により、最高出力 88 kW、最大トルク 145 Nm を達成し、従来型に対し、最高出力で約9%、最大トルクで約1%の向上を得た。

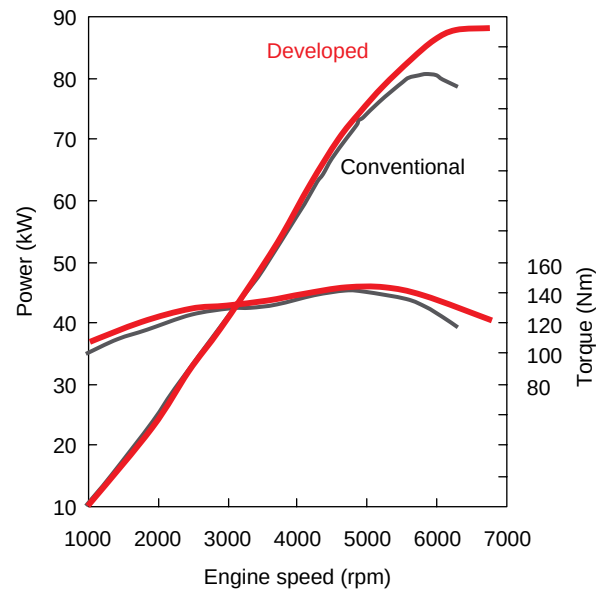


Fig. 22 Engine performance of 1.5 L engine

5. 完成車燃費

新型 i-VTEC エンジンを搭載した車両は新たに開発したトルクコンバータを採用した高効率 CVT と合わせ、1.3 L で 24 km/L、1.5 L で 19.6 km/L の 10・15 モード燃費を

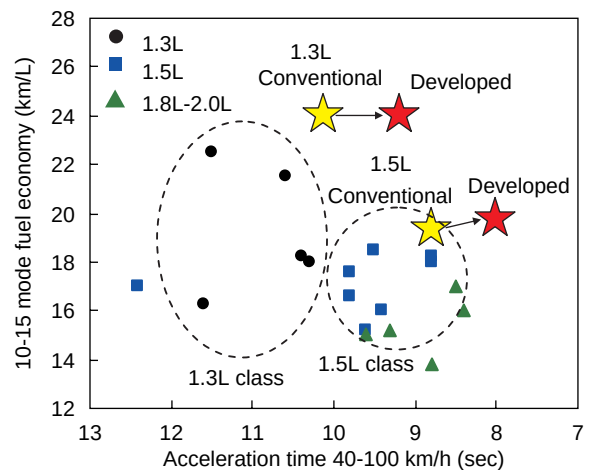


Fig. 23 Positioning of 10-15 mode fuel economy and dynamic performance

達成しつつ、高出力化による動力性能の向上を図ることができた。Fig. 23 に従来型と新型エンジンおよび日本国内で販売されている車両の中間加速性能と 10・15 モード燃費の位置づけを示す。

るフリクション解析, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.94-100

6. 低排出ガス技術

低排出ガス技術としてはエキゾーストマニホールド一体型シリンダヘッド、直下触媒の採用による触媒の早期活性化、直下触媒前に配置した UEGO センサと床下触媒前に配置した HEGO センサ、DBW および AFM 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、従来型エンジンに対し貴金属担持量を 70% 以上低減しつつ、平成 17 年度排出ガス基準 75% 低減レベルを実現した。

7. まとめ

4バルブ i-VTEC 技術、フリクション低減技術、燃焼改善技術の採用により低燃費と高出力を両立するエンジンを開発し、以下の結果を得た。

- (1) 1.3L エンジンにおいては従来型に対し最高出力で約 20 % の向上、最大トルクで約 7 % の向上を得ながら高効率 CVT を組み合わせた車両で 24 km/L の 10・15 モード燃費を達成した。
- (2) 1.5L エンジンにおいては従来型に対し最高出力で約 9 % の向上、最大トルクで約 1 % の向上を得ながら 19.6 km/L の 10・15 モード燃費を達成した。
- (3) 排気マニホールド一体型シリンダヘッド、直下触媒、高精度空燃比制御の採用により 1.3L、1.5L とともに 10・15 と JC08C モードにて平成 17 年度排出ガス基準 75% 低減レベルを達成した。

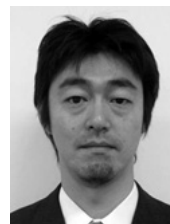
参考文献

- (1) 中山幸夫, 鈴木誠, 岩田洋一, 山野順司: 2002 年モデル「Fit」用 1.3L 2 プラグエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.2, p.43-52
- (2) 瀬古一行, 多賀渉, 鳥居健史, 中村聡, 秋間和洋, 関谷明堂: 新型 CIVIC 用 1.8L i-VTEC エンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.8-15
- (3) 能村幸介, 吉田準史: 主成分回帰法を用いた車内音の伝達経路解析手法, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.136-141
- (4) 小林利彰, 嶽和秀, 神谷満好, 高橋幸敬: 3次元ピストン挙動シミュレーションによるピストン打音予測, Honda R&D Technical Review, Vol.19, No.1, p.156-162
- (5) 佐藤謙次, 藤井欽也, 伊藤真, 香田信介: シリンダボア変形を考慮したピストン挙動シミュレーションによ

■著 者■



田岸龍太郎



佐藤 務



川口 仁



萩原 祥治

1.5L クラス TC-CVT 用金属ベルト

Metal Pushing V-belt for Torque Converter-type CVT for 1.5-Liter Class Vehicles

矢ヶ崎 徹*
Tooru YAGASAKI
春江 憲治*
Kenji HARUE

青山 英明*
Hideaki AOYAMA
梅津 健太*
Kenta UMETU

原田 雅道*
Masamichi HARADA

要 旨

1.5L クラス対応の新トルクコンバータ方式 CVT(TC-CVT)用に金属ベルトを開発した。

TC-CVT では、従来の発進クラッチ方式 CVT(SC-CVT)に対して、トルクコンバータによるトルク増幅負荷に対応できる金属ベルトが必要になる。

開発した金属ベルトでは厳しい使用条件に対応すべく、エレメントは形状を変更して強度の向上をはかり、リングは高次曲がり成分を低減することで形状精度を向上させ、挙動の安定化をはかった。さらに、リング最表面の硬度を高くして耐摩耗性を向上させた。

本金属ベルトの特徴は、1.5L クラス TC-CVT に対応できる金属ベルト仕様を、リングの積層枚数 9 枚で達成した点にある。

ABSTRACT

A metal pushing V-belt for use in a new 1.5 L class torque converter-type CVT (TC-CVT) has been developed.

Because torque is amplified by the torque converter, a TC-CVT places a greater load on the belt than a conventional starting clutch-type CVT (SC-CVT), and the new V-belt therefore had to be able to cope with this increased load.

In order to fit the developed belt for this more severe use environment, the shape of the elements was modified to increase strength, and the accuracy of the shape of the rings was increased by reducing the high order of curvature component, resulting in more stable dynamic behavior. In addition, the hardness of the surfaces of the rings was increased in order to enhance wear resistance.

A noteworthy feature of the developed metal pushing V-belt is the fact that specifications enabling use in a 1.5 L class TC-CVT were achieved using only nine layers of rings.

1. まえがき

Hondaは、2001年から自動車メーカーとして世界ではじめて金属ベルトの内製を開始し⁽¹⁾、1.5L クラス SC-CVT 用ベルトは 2007 年 3 月に累計生産本数 100 万本を達成した。

新たに開発した 1.5L クラス TC-CVT は、SC-CVT と比較すると、発進やストール状態では、トルクコンバータによるトルク増幅により、金属ベルトに伝達されるトルクが増加する。このため、金属ベルトと各プーリの接触面で、スリップを発生させることなく、トルク伝達をおこなうために必要なクランプ力は、SC-CVT より高く設定するため、新たな負荷に対応できるベルトが必要となる。

本稿では、開発した金属ベルトの概要と主要技術について紹介する。

*四輪開発センター

2. 開発のねらい

金属ベルトに与えられるプーリからのクランプ力が増加すると、金属ベルトを構成するエレメントとリングにおいて、エレメントはプーリでクランプされている際の変形が大きくなり、リングは張力が増加する。張力はリング積層枚数の多いほうが低減されるが、コストアップとなる。1.5L クラス TC-CVT は、現状リング積層枚数 12 枚が主流であり、リング積層枚数 9 枚で開発すれば、よりコスト競争力を持つことが可能になる。

以上のことから本開発のねらいを、リング積層枚数 9 枚で 1.5L クラス TC-CVT に適用と定めた。

3. 金属ベルトの構造と仕様

金属ベルトは数百枚のエレメントと2束の積層リングにより構成される。Fig. 1 に開発したベルトの外観を、Table 1 に従来金属ベルトと開発した金属ベルトを比較した主要諸元を示す。金属ベルトの幅は1.5LクラスCVTで主流の24mmを踏襲した。

金属ベルト各部の名称を Fig. 2 に示す。Fig. 2 のエレメントボデー塗り潰し部が、従来の SC-CVT 用エレメント形状から、強度向上と面圧低減のために付加された部分である。

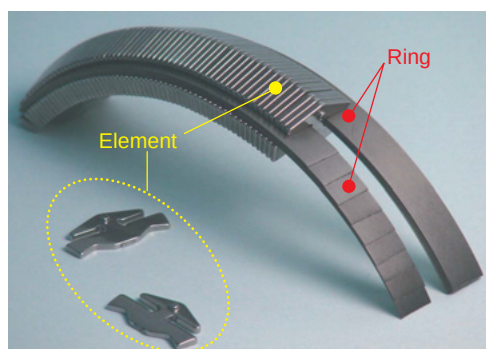


Fig. 1 Newly developed metal pushing V-belt

Table 1 Steel belt specifications

		Current	Developed
CVT type		SC-CVT	TC-CVT
Shaft distance (mm)		143	156
Ring	Width (mm) a	9.15	9.15
	Thickness (mm) b	0.184	0.184
	Diameter (mm) c	191.7	208.8
	Number of rings	9 /Each side	9 /Each side
Element	Rocking edge width (mm) d	24	24
	Thickness (mm) e	1.5	1.5
	Body height (mm) f	5.2	5.75
	Mass (g)	1.79	1.97

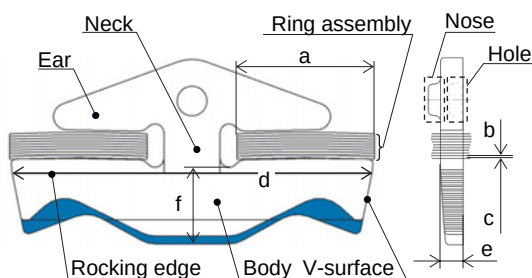


Fig. 2 Configuration of elements and ring assembly

4. エレメント強度

クランプ力が高くなることで、エレメントの変形による発生応力の増大と、プーリとエレメントの接触部面圧の増加による摩耗特性の低下を考慮する必要がある。ボデー部高さを拡大して断面形状を大きくしたことにより、発生応力を30%低減した(Fig. 3)。

さらに、V面長さの拡大により接触面圧の低減をはかった。ボデー部高さとV面長さを拡大して高剛性化しても、クランプ力に対するV面の接触面圧が均一になるような、ボデー下部の形状をCAE強度解析にて定めた。その結果、運転時の最大発生面圧を、SC-CVTでの実績と同等以下とし(Fig. 4)、かつ質量の増加を最低限に抑えた。

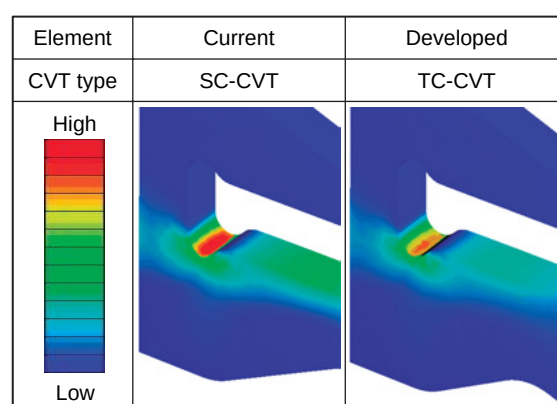


Fig. 3 Stress on element

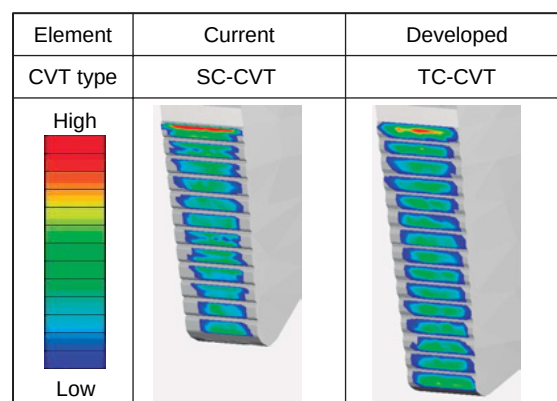


Fig. 4 Contact pressure at V-surface

5. リングの耐摩耗性

TC-CVTはトルクコンバータによるトルク増幅領域では、SC-CVT用金属ベルトのリング張力を超える。そのような高張力時は、リング挙動を安定させるため、より形状精度の高いリングが必要となる。リングは挙動が乱れると、エレメントネック部側面と干渉し、リング端部の摩耗が起こる。

本開発ではリングの耐摩耗性を向上させるため、リング

挙動測定、形状精度評価、リングとエレメントネック部側面との表面硬度差の最適化をおこなった。

5.1. リング挙動測定

Fig. 5 (a) は、Low レシオにおける、リング挙動を測定する位置であるドライブプーリからドリブンプーリ間の弦部を示し、Fig. 5 (b) はリング挙動の測定に使用したセンサの概略図を示す。

このセンサからの信号により、運転中のリングの幅方向変位を測定した結果を Fig. 6 に示す。従来リングでは、リング張力の増加にともない、弦部の左右変位は増加するが、開発したリングでは、リング張力が増加しても、左右変位の増加はなく、安定した挙動を示す。

5.2. リング高次曲がり形状

従来、リング形状精度評価は、Fig. 7 (a) に示すような形状を曲がりと呼び、量産にあたって非切断の測定手法を開発して製造管理をおこなっている⁽²⁾。

リング張力の増加にともない、弦部の左右方向の変位が増加するリングは、Fig. 7 (a) の低次数成分で構成された曲がり形状に、マイクロメータオーダの微小で高い周期性を持つ形状が合成された Fig. 7 (b) のような曲がり形状が存

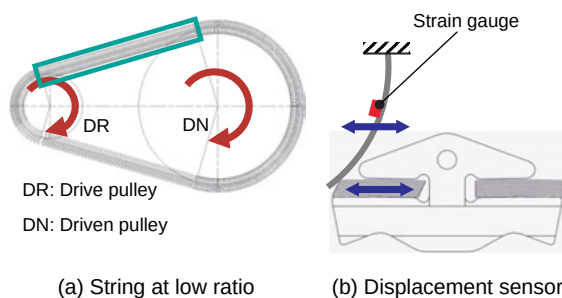


Fig. 5 Measurement of ring displacement

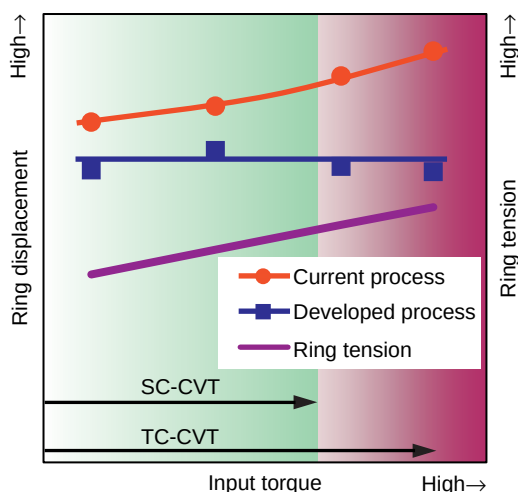


Fig. 6 Comparison of ring displacement

在することを確認した。

その曲がりの高次成分は、自動測定した曲り形状データの低次成分を除去した後、フーリエ解析を適用することで顕在化できる。この方法は、リング全長にわたる特定次数の周期性を定量化できるため、製造工程における曲がり原因の特定が可能となる。

Fig. 8 はリング 18 本の測定に対する、フーリエ解析の結果であり、Fig. 8 (a) は従来リング、Fig. 8 (b) は開発したリングである。

従来リングでは、6 次成分の振幅が顕著であることから、リングの製造工程で 6 次成分に関連する工程を検証した。その結果、圧延工程の加工用ローラ外径がリング直径の約 1/6 であり、加工用ローラの精度が影響していることがわかった。ローラの高精度化により、すべての次数で振幅が低減されており、特に 6 次成分は低減効果が高い。

5.3. 表面硬度差の最適化

リングが一時的にエレメントネック部側面と接触しても、摩耗が進行しにくくなるように、開発したリングの表面硬度は、エレメントネック部側面の表面硬度より高くなる仕様とした。

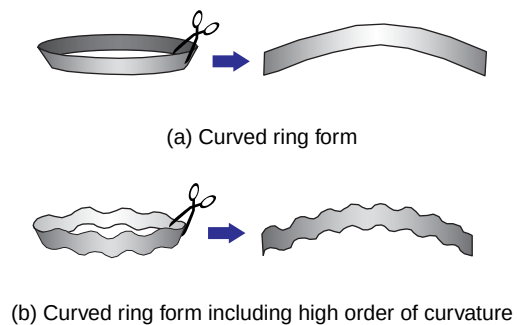


Fig. 7 Schematic of curved ring form

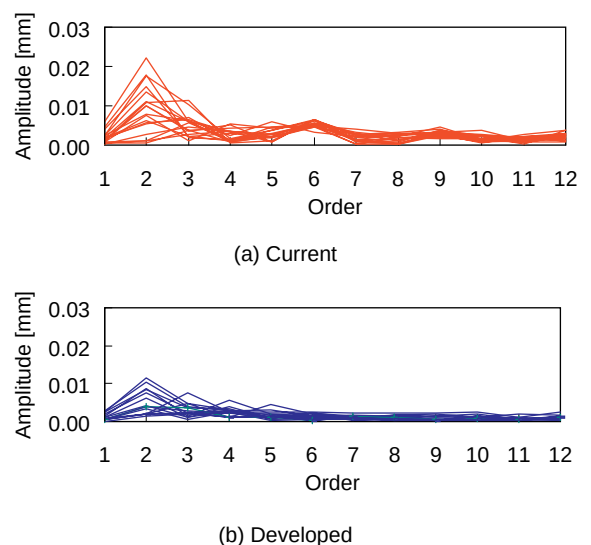


Fig. 8 Comparison of frequency component

5.3.1. リング、エレメントネック部側面の表面硬度比較

Fig. 9 は、開発したリングとエレメントネック部側面の表面から深さ方向への硬度を示した図である。

リングはエレメントネック部側面より表面硬度が高く、エレメントネック部側面の硬度は上部から下部へ硬くなる勾配を形成している。これにより、積層されたリングの中で、挙動変化の大きい外周側のリング端部が、エレメントネック部側面に接触しても、表面の硬度差が大きいいため、リング端部の摩耗は進行しにくい。

5.3.2. リング硬度

Fig. 10 は、窒化処理時の温度と組成ガス比率を変化させて、リング表面における化合物層形成の有無を示したものである。窒素ガス比率を上げることで硬度の向上をはかれるが、化合物層が形成されると耐久性の低下を招く。

開発したリングは、条件の最適化で最表面の窒素濃度を上昇させて表面硬度を高くした。また、内部硬度はリング材料のマルエージング鋼特性である強靱性を低下させない硬度としている。

5.3.3. エレメントネック部硬度

従来からエレメントネック部側面は、ウォータジェットピーニングにより圧縮残留応力を付与して、強度向上をされている。開発したエレメントでは、強度低下しない十分な圧縮残留応力を残しながら、エレメントネック部側面の最

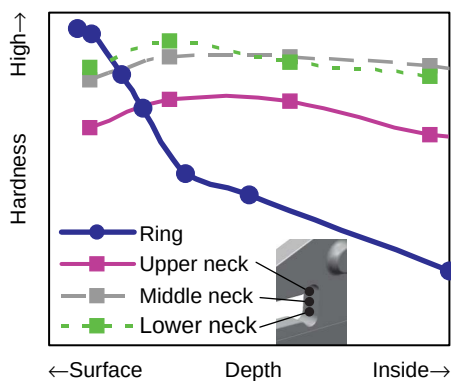


Fig. 9 Hardness of element neck and ring

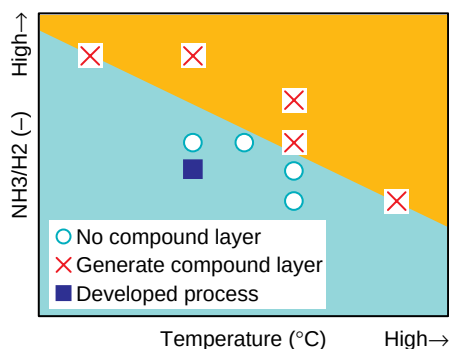


Fig. 10 Compound layer generation at nitriding

表面硬度がリング最表面硬度を上まわらない加工条件を新たに採用した。

6. 耐久強度

6.1. エレメント強度

開発したエレメントの強度を確認するため、エレメント単体の疲労強度試験で従来エレメントとの比較をおこなった(Fig. 11)。その結果、強度試験と強度計算による向上効果が、30%ではば一致することが確認できた。

6.2. リング耐摩耗性

従来金属ベルトと開発した金属ベルトで、TC-CVT の発進時を模擬したリング張力の高い耐久試験をおこなった。従来金属ベルトに対し、開発した金属ベルトはリング端部の摩耗量が 64%減少した。

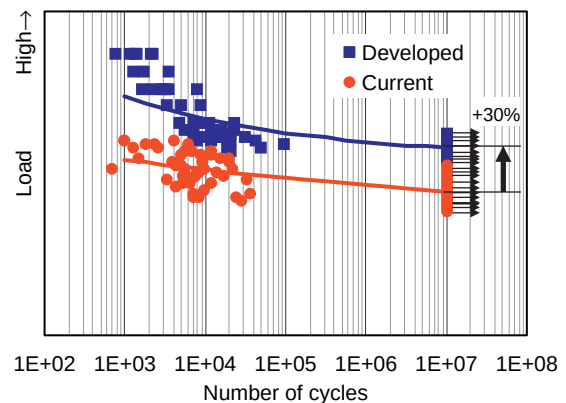


Fig. 11 Fatigue strength properties of simple element

7. 最大許容伝達容量

Fig. 12 は従来ベルトと開発した金属ベルトの最大許容伝達容量と最大許容トルクの比較を示す。エンジンの進化による出力とトルクの増加に加え、トルクコンバータによる

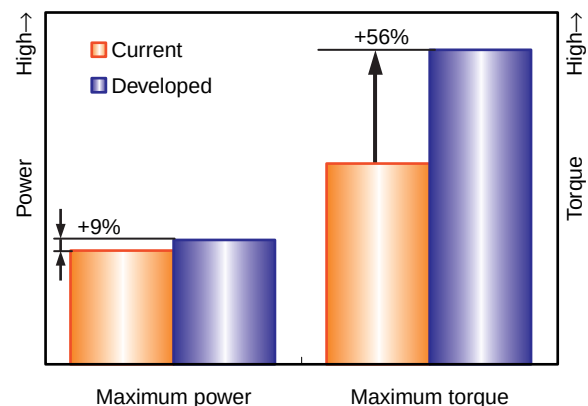


Fig. 12 Potential of newly developed V-belt

トルク増幅に対応できる金属ベルト仕様を、リング積層枚数9枚で達成した。

8. まとめ

1.5Lクラス TC-CVT に適用できる金属ベルト仕様を、リング積層枚数9枚で達成した。その開発技術内容を以下に記す。

- (1) エレメントは、ボデー高さとV面長さを拡大して、強度と摩耗特性を向上した。
- (2) リングは、高次曲がり成分を低減して形状精度を向上させ、挙動の安定化をはかった。
- (3) リングの表面硬度向上と、エレメントネック部側面との表面硬度差を最適化して、リング端部の耐摩耗性を向上させた。

9. あとがき

本稿で紹介した TC-CVT 用金属ベルトの開発は、細部を詰める開発であったといえる。細部を詰めるとは、完成したと思っている仕様もさらに性能を追求していくと、さらなる改良点が明確となり、改良をあきらめなければ次の進化につながることを示す。

今後の進化では、細部に神が宿るというミース・ファンデルローエの言葉どおり、細部をさらに詰めながら、さらなる形状の理論的探究と生産技術の開拓的開発を推進していきたい。

参考文献

- (1) 矢ヶ崎徹, 青山英明, 斉藤俊博, 石井和夫, 岡田喜成, 有川守: CVT用金属ベルトの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.181-190
- (2) 有川守, 鷗宏敏: 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

■ 著 者 ■



矢ヶ崎 徹



青山 英明



原田 雅道



春江 憲治



梅津 健太

EURO-V 対応高出力ディーゼルエンジンの開発

Development of High-performance Diesel Engine Compliant with Euro-V

松井 竜太*
Ryuta MATSUI
日高 尚志*
Shoshi HIDAKA

下山 和明* 千葉 勲*
Kazuaki SHIMOYAMA Isao CHIBA
野中 繁治*
Shigeji NONAKA

要 旨

ABSTRACT

Honda は高出力、低燃費、超低排出ガスを実現した 2.2L 4 気筒ターボチャージドディーゼルエンジンを開発した。本エンジンは 2004 年に発売した Honda 四輪自動車用として最初のディーゼルエンジンに続く、第 2 世代ディーゼルエンジンである。現行エンジンと同等の燃費性能を維持しつつ、出力向上と NV 性能の向上、そして EURO-V 排出ガス規制への適合を可能とする大幅な排出ガスの低減を実現している。排出ガス性能の向上のために、180 MPa のコモンレールシステムを採用し、燃焼室形状の最適化がおこなわれている。出力の向上に関しては、新開発の高効率バルブ、ノズル、タービン(VNT)の適用や吸排気系の高効率化をおこない、最高出力と最大トルクは従来エンジンの 103 kW/340 Nm から 132 kW/380 Nm に増加している。NV 性能は近年のディーゼル乗用車にとって課題の一つである。シリンダブロック構造の最適化によりシリンダブロック構造応答の改良をおこない、新しいチェーンドライブラインと制振、防音構造を有するチェーンケースの開発により、従来モデルに対して NV 性能の向上を実現している。

Honda has developed a 2.2 L 4-cylinder turbocharged diesel engine that has achieved high power, low fuel consumption, and ultra low emissions. This is a second-generation diesel engine, following Honda's first diesel power plant for automobiles launched in 2004. The newly developed engine has realized larger reductions in exhaust emissions, enabling compliance with Euro-V standards, as well as enhancements in output and in noise and vibration (NV) reduction, while also maintaining fuel economy equivalent to that of the previous engine. A 180 MPa common-rail system was adopted and the shape of the combustion chamber was optimized for even lower exhaust emission performance. A recently developed, highly efficient variable nozzle turbine (VNT) was adopted and intake and exhaust system performance has been upgraded for enhanced output. Where the maximum output and torque of the previous model engine were 103 kW/340 Nm, these figures have been raised to 132 kW/380 Nm, signifying a larger increase. NV performance has become a concern for diesel-powered passenger vehicles. The structural response of the cylinder block has been bettered by optimizing the cylinder block structure, and a new chain drive-line layout and chain cover structure capable of reducing vibration and noise have been developed. As a result, the NV performance of this engine is better than that of previous diesel engines.

1. まえがき

世界的規模で環境問題への関心が高まる中で、CO₂削減効果が大きく、かつ高い動力性能を有するディーゼルエンジンの需要がここ数年で欧州を中心に急速に拡大している。出力性能はガソリンエンジン並に上昇する傾向にあるいっぽうで、2009年に適用開始予定の欧州排ガス規制(EURO-V)は現行の EURO-V に対して大幅な規制強化がなされている。

Honda は 2003 年にまだ施行前だった EURO-V に適合

した初の自社製ディーゼルエンジン⁽¹⁾⁻⁽³⁾を ACCORD 用に開発し、その後 CR-V, CIVIC, FR-V 用にも適用を拡大し、市場において高い評価を得ている。その間、パティキュレートマタ(PM)の排出を極限まで低減可能なディーゼルパティキュレートフィルタ(DPF)システムを開発⁽⁶⁾、適用している。これに続いて、第 2 世代ディーゼルエンジンとして大幅な出力性能の向上と排出ガスの低減および振動、騒音の低減を達成した。本稿では、開発コンセプトと達成性能および投入技術について報告する。

*四輪開発センター

2. 開発コンセプト

本エンジンは従来モデルの燃費特性を維持しつつ、トップクラスの動力性能の達成と EURO-V の適合をコンセプトとした。特に排出ガス規制は近年強化されつつあり、EURO-V に比べ NO_x は約 28%, PM にいたっては 80%もの低減要求がなされている。これらを達成するには、高精度の燃焼制御による NO_x 低減技術の開発と 2005 年に開発された DPF による PM 低減技術の向上が重要となっている。

Fig. 1 に近年の排出ガス規制値の動向を示す。

ディーゼル特有の騒音、振動についてはすでに従来モデルで高評価を受けているが、さらにワンランクの向上を目標に設定した。課題のひとつである燃焼音の低減は排出ガスの低減と両立する必要がある、さらに高度な制御技術が必要となっている。また構造系においてはシリンダブロック、チェーンケースを中心に制振、防音が必要となっている。

これらを達成するための核技術として以下の 3 項目を追求した。

- (1) 軽量, 高剛性, 低騒音骨格
- (2) 高精度の燃焼制御
- (3) 高効率排気処理システム

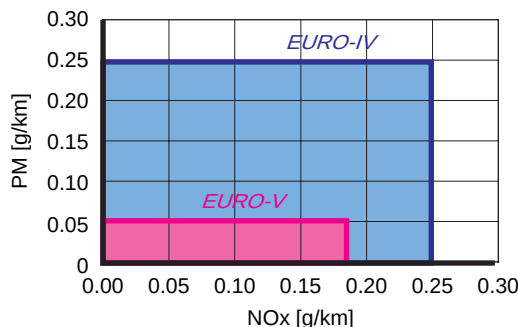


Fig. 1 Exhaust emission regulations

3. エンジン概要

3.1. エンジン概要と主要諸元

本エンジンは従来モデルに比べ最大出力は 103 kW から 132 kW へ、最大トルクは 340 Nm から 380 Nm へ向上している。出力の向上に伴う最大燃焼圧力の上昇に対応するため、シリンダブロック、シリンダヘッドをはじめとする骨格部品は強度向上をはかっている。

燃料噴射系については出力向上と EURO-V 規制への対応を両立させるべく、最高噴射圧 180 MPa のピエゾ式インジェクタを有する Bosch 製第 3 世代コモンレールシステムを採用している。

排気後処理システムは EURO-V 規制に適合するため、2005 年に開発、発売した DPF システムを改良して標準装

Table 1 Main specifications of i-DTEC diesel engine

Engine	Developed model	Previous model
Cylinder configuration	In-line 4-cylinder	In-line 4-cylinder
Bore × stroke (mm)	85 × 96.8	85 × 97.1
Displacement (cm ³)	2197	2204
Compression ratio	16.3	16.7
Valve Train	DOHC 4 valves	DOHC 4 valves
Fuel injection system	180 MPa common rail	160 MPa common rail
Maximum power [kW/rpm]	132/4000	103/4000
Maximum torque [Nm/rpm]	380/2000	340/2000

備とし、酸化触媒と共にターボチャージャー直下のレイアウトを採用することにより、DPF 再生性能の向上を可能としている。また他機種への搭載も含めたパッケージを考慮して、新たに前方排気を採用している。エンジン外観図を Fig. 2 に、主要諸元を Table 1 に示す。

3.2. エンジン主要構造

シリンダブロックは従来モデルで採用した Advanced Semisolid Casting Technology (ASCT) 製法を踏襲し、オフセットシリンダ配置のクローズドデッキ構造を

実現している。また、新構造シリンダヘッドガスケットの開発や、ベアリングキャップ廻りの強度向上により高出力化による燃焼圧力の増大に対応している。

シリンダヘッドは従来モデルと同様に、直立バルブ、センターインジェクション配置を基本設計とし、Fig. 3 に示すように軽量、コンパクト化のためシリンダヘッド高さを低減するとともに、生産性の向上と強度確保をおこなっている。燃焼圧力の上昇に対しては、ガスケット面の肉厚増大を



Fig. 2 External view of i-DTEC diesel engine

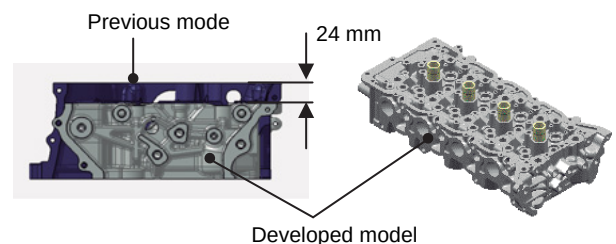


Fig. 3 Comparison of cylinder head configuration

はじめ、特にウォータージャケット内部の構造について、CAEによる構造解析をおこない、応力低減をはかり、高出力に耐えうる強度を確保している。

Fig. 4 に動弁系レイアウトと負圧ポンプ配置を前モデルと比較して示す。後述するチェーン噛み合い騒音の低減とコンパクト化をねらい、動弁駆動系は従来のバキュームポンプを駆動する3軸レイアウトに対し、排気カムシャフトのミッション側でオルダム駆動することで2軸レイアウトとした。

3.3. 燃料噴射システム

燃料噴射系は、排出ガス低減のための噴霧特性の改善と高出力の両立をねらい、最高噴射圧力180 MPaのピエゾ式インジェクタを採用している。ピエゾ素子と電極が交互に積層されたアクチュエータがボデーに内蔵されており、ソレノイド式に対し噴射時の作動部が小型化されシリンダヘッドの全高の低減を実現している。ピエゾ式インジェクタの概要を Fig. 5 に示す。

アクチュエータの高い応答性がより効率的に噴射特性に反映され、矩形に近い噴射率波形が得られる。従来モデルに比べ、最大噴射量を得るために必要なアクチュエータ駆動時間は約40%短縮されている。これらにより、排出ガスおよびNV低減のために不可欠な多段噴射時の微小燃料噴射量およびインターバルの設定自由度が向上し、高精度な燃焼制御が可能となっている。

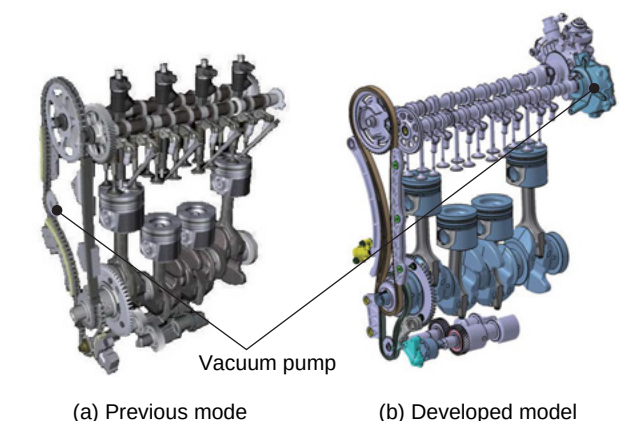


Fig. 4 Schematic diagram of drive train system

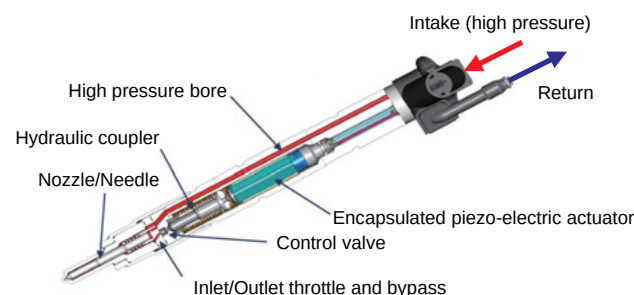


Fig. 5 Drawing of Bosch piezo-electric injector

4. 主要技術詳細

4.1. 燃焼技術

排出ガス目標達成の概略を Fig. 6 に示す。

EURO-V では、特に PM と NOx 排出量の規制強化がなされている。PM 低減については空気利用率向上が必要であり、NOxについては燃焼温度の低下が必要となっている。そこで PM 低減をねらい、燃焼室は従来モデル^{(4), (5)}に対しさらに浅皿化したりエントラント型とし、燃料噴霧の拡散による混合気の均一化および高出力化に伴う燃料噴射期間の増大による燃焼室外への燃料飛散抑制をはかっている。また、出力向上と NOx 低減の両立をねらい圧縮比は従来モデルの 16.7 から 16.3 に低減し、燃焼温度の低減を実現している。燃焼室形状を Fig. 7 に示す。

インジェクタノズルは燃焼室の中央に配置され、従来モデルに比べノズルの噴孔数は6孔から7孔に増加、噴霧傘角も広角化することによって噴霧の微粒化と空気利用率の向上をはかり PM および HC の低減を達成している。ノズル噴孔は小径化しつつ多噴孔化により総噴孔面積は従来モデルとほぼ同一とし、出力の向上とエンジンアウトの排出ガスの低減を両立している。インジェクタノズルおよび燃料ポンプの仕様諸元を従来モデルと比較してTable 2に示す。

排出ガス低減と燃料消費率の改善、さらには燃焼音を最適にバランスさせるためには、エンジンの運転条件に応じた最適な筒内流動の設定が重要である。あらゆる条件での最適なスワール生成のために、インテークマニホールドには従来モデルと同様に連続可変スワールコントロールバルブ(以下 SCV)を装備している。今回は SCV の制御方式を従来の負圧制御から電動制御に変更することによって、さらに高レスポンス、高精度な燃焼制御に対応している。

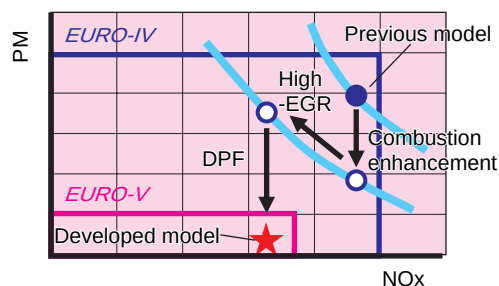


Fig. 6 Enhancement of exhaust emissions

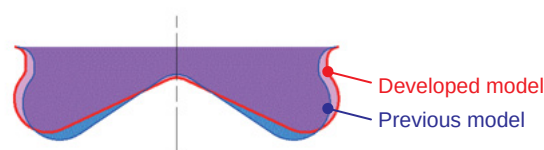


Fig. 7 Shape of combustion chamber

Table 2 Specifications of injection system

Specification	Developed model	Previous model
Injector specification		
Type	Piezo-electric	Solenoid
Max. injection pressure [MPa]	180	160
Number of holes	7	6
Hole Dia. [mm]	$\phi 0.12$	$\phi 0.13$
Spray angle [deg]	156	153
Type of sac	Micro sac	Micro sac
HP-pump specification		
Type	V	Radial
Number of plungers	2	3
Bore $\times$ stroke [mm]	$\phi 6.5 \times 6.0$	$\phi 6.5 \times 6.8$
Type of cam	2-lobe	Eccentric
Driving speed	1/2 crank speed	5/6 crank speed
Flow control	Suction control	Suction control

NO_xの低減に不可欠なEGRシステムには、高効率EGRクーラを組み合わせてEGR率の向上をはかると共に、切り替え機構を有するEGRクーラバイパスシステムにより低EGRガス温度時の燃焼の安定化を実現している。また電動EGRバルブの採用、トーナメント式EGRガス分配ポート配置により、制御応答性の向上と気筒間ばらつきの低減にも対応している。EGR率の向上によるPM排出増大については、DPFシステムの採用により対応している。

これらの技術により、EURO-V排出ガス規制適合を達成している。

ディーゼルエンジン特有の燃焼音に対しては、コモンレールシステムの利点である多段噴射を活用し、運転条件や環境条件に応じてパイロット噴射の回数やパターンを変化させて対応している。

全負荷出力の性能線図をFig. 8に示す。全負荷出力は、インタークーラ的大型化およびラジエタ前配置により新気の冷却性能が向上し、前述の燃料噴射圧力の高圧化による高噴射率化とあわせ、出力向上を可能としている。排気系に

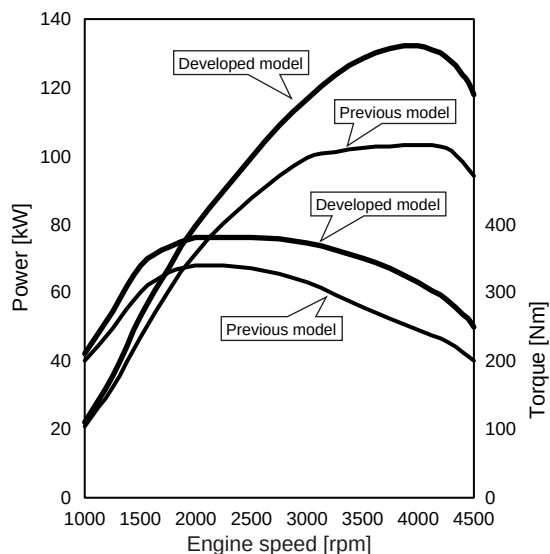


Fig. 8 Power curve of i-DTEC engine

については新開発のVNTを採用し、排気エネルギーを高い効率で過給エネルギーに変換することにより高過給、高レスポンスを実現すると共に、部分負荷領域では運転条件に応じた最適な新気量とEGR量のバランス配分を可能とし、排出ガスの低減を可能としている。VNTの概要をFig. 9に示す。また、DPFの径を拡大することにより圧損の低減をはかっている。

4.2. 排出ガス後処理技術

排出ガス低減のためには、前述の燃焼技術の開発と同時に排出ガス後処理システムの性能向上が必要不可欠である。特に排気ガス温度の低いディーゼルエンジンではコールドスタートにおける触媒の早期活性化とDPFのPM再生性能の向上が重要となる。

本エンジンの排気後処理システムは低ヒートマス構造のエアギャップを有するディーゼル酸化触媒(DOC)をターボチャージャー直下に、直後にDPFを配するレイアウトとし、暖気過程の触媒活性時間短縮とDPFの再生性能向上の両立を実現している。

4.2.1. エアギャップ酸化触媒

酸化触媒はエアギャップを有する2重構造となっており、スタート直後の低温時に触媒温度低下を抑制することにより、早期に安定した触媒活性を実現している。エアギャップ構造の概要をFig. 10に示す。

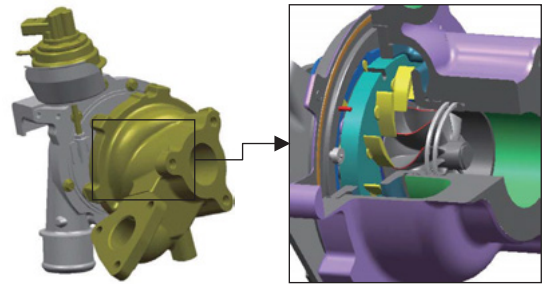


Fig. 9 Variable nozzle turbocharger

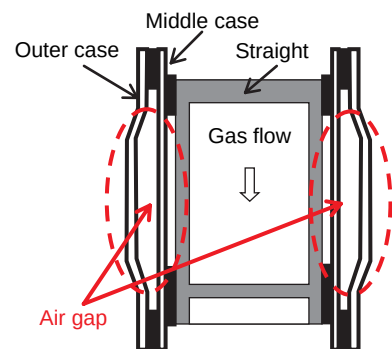


Fig. 10 Close coupled DOC with air gap

4.2.2. DPF システム

排気系のレイアウト図を Fig. 11 に示す。

本エンジンでは DPF を DOC の直後に配置することで再生時に DPF までの排ガス温度の低下を抑制でき、同一 DPF 温度の条件で DOC 温度を 100 °C 近く低減することが可能となっている。再生時の DPF の温度特性を Fig. 12 に示す。この DOC 温度の低減効果を生かし、再生時の DOC 温度の上昇を抑えつつ DPF 温度を 30 °C 近く上昇させることができた。その結果、PM 燃焼速度の向上と貴金属量の低減と排ガス浄化性能の劣化抑制を実現している。また、DPF 前の排気系ヒートマスの低減により、再生時の昇温時間を短縮することができた。

再生時の所要時間と総ポスト噴射量の低減効果を Fig. 13 に示す。従来モデルに対し再生所要時間の 19% 短縮と総ポスト噴射量の 37% 低減を実現した。

4.2.3. DPF 制御の改善

DPF 再生にはポスト噴射を使用するが、その際に燃料の軽油分がエンジンオイルに溶解（以下、オイルダイリューション）し、耐久信頼性が懸念となる。従来モデルではユーザーによる最も厳しい使用条件を想定してポスト噴射量を制限する必要があった。そこで本エンジンでは、オイルダイリューションの発生と蒸発メカニズムを解明することによって ECU 内でオイルダイリューションのレベルを計算し、信頼性を保ちつつ再生性能を向上することが可能となっている。これらにより、トップクラスの再生性能を達成している。

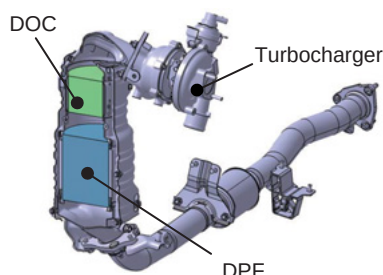


Fig. 11 Close coupled DOC and DPF

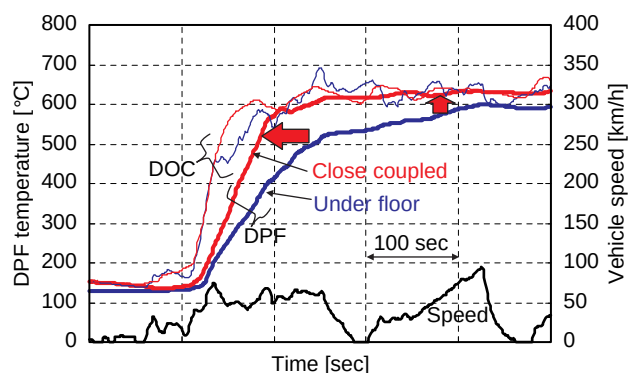


Fig. 12 Effect of close coupled DPF for DOC and DPF temperature

4.3. NV 低減技術

ディーゼルエンジンで一般的に用いられるローラチェーンではチェーン噛み合い騒音の低減が静粛性確保の観点で重要である。本エンジンでは、レイアウト変更を含めた対応によりチェーン噛み合い騒音を低減している。また、出力向上に伴う騒音増大に対し構造系での対応をおこなっており、以下にその内容を述べる。

4.3.1. チェーン騒音の低減

カム駆動チェーンを、バキュームポンプをスプロケットで駆動する 3 軸レイアウトから、排気カムシャフトを介したオルダム駆動にすることで 2 軸レイアウト化をはかった。これにより、小径スプロケットで噛み合い起振力の大きいバキュームポンプ軸を外すことができ、カム駆動チェーンの噛み合い騒音は低減している。

チェーン騒音メカニズムの中で、チェーンケースの放射特性は大きな影響要素であるが、ケースをディンプル形状とし制振板を多層化するなどの制振性能の向上策を投入し低減効果を得ている。Fig. 14 にチェーンケース形状を示す。

これらの対応をおこなった結果、従来モデルに対しオイルポンプ駆動側も含めチェーン噛み合い騒音を低減している。チェーン騒音の達成レベルを Fig. 15 に示す。

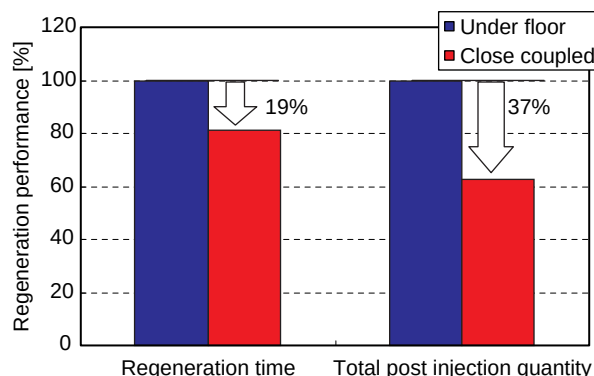


Fig. 13 Effect of close coupled DPF for regeneration performance

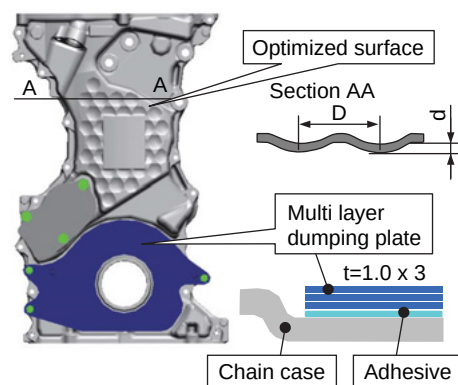


Fig. 14 Optimized chain case

4.3.2. 放射音の低減

出力向上にともなう燃焼圧の増大により、放射音の基となる燃焼加振力は増加傾向であり騒音増大の要因となる。

この課題に対し、クランクシャフト、シリンダヘッド、シリンダブロック等の形状最適化により強度、剛性確保とあわせて構造減衰の改善をはかっている。さらに、前述のチェーンケースやオイルパン面形状の最適化、多段噴射による燃焼音低減効果をあわせ、40 Nm の出力向上をおこないながら、従来モデル同等の騒音レベルを達成している。放射音の達成レベルを Fig. 16 に示す。

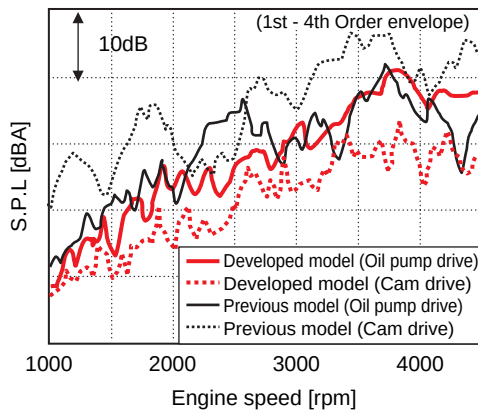


Fig. 15 Effect of developed chain drive system and chain case for chain drive noise reduction

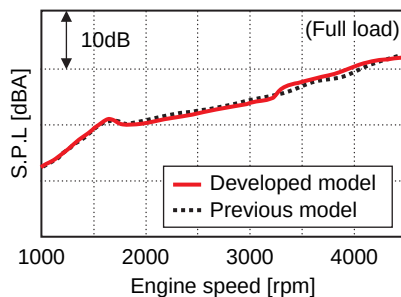


Fig. 16 Comparison of engine radiation noise

5. まとめ

CO₂ 低減と EURO-V 排出ガス規制に適合しうる低排ガス性能という高い環境性能に加え、高い出力性能と静粛性を同時に実現し、高い次元でユーザの走る楽しみを満足しうる第2世代ディーゼルエンジンを開発した。本エンジンの開発を通じて以下の成果を得た。

- (1) 新燃焼室形状、180 MPa コモンレールシステムの採用および、高効率排ガス後処理システムの組み合わせによりいち早く EURO-V 排出ガス規制に適合した。
- (2) 低圧縮比化、高効率 VNT の採用および吸排気系の改良により、排ガス低減をおこないながら高い動力性能を達成した。

(3) 静粛性、燃費においてトップクラスの性能を確保できた。

(4) 低水温、低負荷運転時のDPF再生性能向上とエンジンオイルへの燃料希釈マネジメントにより、高性能かつ信頼性の高い後処理システムとすることができた。

参考文献

- (1) Abe, T., Nagahiro, K., Aoki, T., Minami, H., Kikuchi, M., Hosogai, S. : Development of New 2.2-liter Turbocharged Diesel Engine for the EURO-IV Standards, SAE Paper, No.2004-01-1316(2004)
- (2) 阿部智也, 長弘憲一, 辻義仁, 月村清, 大崎浩一, 小沢一則 : 新型コモンレールターボディーゼルの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.103-110
- (3) 菊地正弘, 大河原謙一, 三宅哲也, 後藤新三, 松井一博, 小出創平 : 新型コモンレールターボディーゼルシリーズの開発, Journal of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol.59, p.124-127(2005)
- (4) Kanda, T., Kobayashi, S., Matsui, R., Sono, H. : Study on Euro IV Combustion Technologies for Direct Injection Diesel Engine, SAE Paper, No.2004-01-0113(2004)
- (5) 神田智博, 小林慎一, 松井竜太, 園比呂志 : 直噴ディーゼルエンジンの Euro-IV 対応燃焼技術, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2, p.139-146
- (6) 千葉勲, 金子功, 松井竜太, 石原佳敬, 松門龍司 : EURO-IV 対応ディーゼルエンジン用 DPF システムの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.103-05, p.15-18 (2005)

■ 著 者 ■



松井 竜太



下山 和明



千葉 勲



日高 尚志



野中 繁治

新型 ACCORD 用 2.4L i-VTEC エンジンの開発

Development of 2.4 L i-VTEC Gasoline Engine for 2008 Model Year ACCORD

川口 良太*
Ryota KAWAGUCHI
小島 禎夫*
Sadao KOJIMA

山本 一哉*
Kazuya YAMAMOTO
新開 孝裕*
Takahiro SHINKAI

萱場 貴*
Takashi KAYABA
浅芽 広一郎*
Koichiro ASAME

要 旨

高出力と低排出ガスとの両立をねらいとして 2008 年モデル ACCORD 用 2.4L 直列 4 気筒 i-VTEC ガソリンエンジンを開発した。

このエンジンの i-VTEC 機構は、インレット側、エキゾースト側それぞれ異なる回転数にてバルブタイミングを切換えできる進化した VTEC 機構を採用している。エキゾースト側は低回転運転時には 1 バルブを休止させ、排気ガスの流動を高め、後燃えを促進することによって触媒温度を上昇させた。さらに 1 バルブを休止することによって排気干渉が低減され低速トルク向上効果も得られた。インレット側はカムシャフト位相連続可変機構と組合せ、低回転高回転側それぞれに最適なバルブタイミングを設定した。

この新 VTEC 機構の採用に加え、エキゾーストマニホールド一体シリンダヘッド、直下触媒をはじめとする新技術を採用した結果、最高出力 142kW、最大トルク 220Nm とクラストップレベルの高い動力性能を達成しつつ、従来モデル同等の US LEV II SULEV 規制適合の低排出ガス化、低燃費の両立を実現した。

ABSTRACT

A 2.4 L in-line 4-cylinder i-VTEC gasoline engine for the 2008 model year ACCORD was developed with the aim of balancing high output with low exhaust emissions.

The VTEC mechanism of this engine with the i-VTEC system was developed to switch between cams on the intake and exhaust valve sides at different engine rpms. On the exhaust side, at low speeds it operates with one exhaust valve inactive to increase the flow motion of the exhaust gas and promote after-burning. This raises the catalyst temperature. Operating with one valve inactive also reduces exhaust interference and increases higher low-speed torque. On the intake side, the variable camshaft phasing mechanism, together with the variable valve timing and lift, enable optimum valve timings to be set for the low-and high-speed engine rpm. In addition to this new VTEC mechanism, the developed engine also adopted a cylinder head with exhaust manifold, a close-coupled catalytic converter, and other new technology. The result is an engine that achieves maximum output of 142 kW, maximum torque of 220 Nm, and power performance at the top level in its class. At the same time, this engine also realizes a balance between low fuel consumption and low exhaust emissions for U.S. LEV II SULEV regulation on par with that of previous models.

1. まえがき

近年のエンジン開発では地球環境保護、省エネルギーの要求に答えつつ、走りを向上させることが重要な課題となっている。

Honda としては、気筒休止による可変シリンダシステムや筒内直噴リーンバーンシステム、ターボチャージャ追加

*四輪開発センター

による排気量のダウンサイジングなどの技術を採用した新世代エンジンを開発している。

従来のエンジンでは高い動力性能と環境性能を高次元で両立させることは課題であった。

今回のエンジンでは高出力化については VTEC にカムシャフト位相連続可変機構(VTC)を組合せた従来の 4 気筒 i-VTEC 機構⁽¹⁾をベースに吸排気抵抗の低減や圧縮比の向上

による燃焼改善をおこない最高出力 142 kW と高出力化を達成した。

また低排出ガス化については、エキゾーストマニホールド一体ヘッド、直下触媒、高精度空燃比適応制御に加え新規 VTEC 機構、高着火性プラグ、新規フューエルインジェクタの開発、触媒の改良により高出力を達成しつつ US LEV II SULEV⁽²⁾ に適合する低排出ガス化を達成し出力性能と環境性能を高い次元で両立させることを実現した。本稿ではこの新型エンジンコンセプト、ならびに投入技術内容の構造と概要について述べる。

2. 開発のねらい

新型 ACCORD 用エンジンのねらいは社会性の観点から高いエミッション要求に応えつつ、卓越した出力性能を実現することとし開発コンセプトは“ The World's BEST! Highest Output & Lowest EM L4 Engine ”とし下記項目を目標とした。

- (1) レギュラーガソリンにて 142kW の達成
- (2) US LEV II SULEV の低排出ガス規制適合
- (3) クラストップレベルの燃費
- (4) より高い静粛性の追求

3. エンジン概要と主要諸元

Table 1 に新型エンジンと従来型エンジンの諸元を示す。

また新型エンジンの外観図を Fig. 1 に示す。

従来型に対し、今回開発したエンジンは高出力化を目的としエンジンの高回転化、バルブタイミング最適化、高圧縮比化、インレット、エキゾーストバルブ径拡大などの技術の採用により出力向上を図っている。

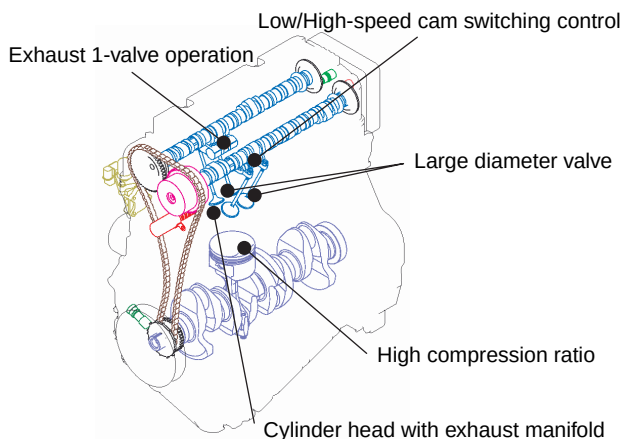


Fig. 1 New application technologies for developed K24A engine

Table 1 Engine specifications

Engine code	K24A (Developed model)		K24A (Previous model)	
Cylinder configuration	In-line 4-cylinder		In-line 4-cylinder	
Bore × stroke (mm)	87 × 99		87 × 99	
Displacement (cm ³)	2354		2354	
Compression ratio	10.5 : 1		9.7 : 1	
Valve train	DOHC i-VTEC		DOHC i-VTEC	
VTEC Type	Inlet	Low-speed / High-speed	1-valve operation	
	Exhaust	1-valve operation	N/A	
Number of valves	4 per cylinder		4 per cylinder	
Valve diameter (mm)	Inlet	36	35	
	Exhaust	31	30	
VTC angle (deg)	50		25	
Intake manifold	Resin with glass fiber		Aluminum alloy	
Exhaust manifold	Integrated with cylinder head		Double stainless steel pipe	
Oil pan	Aluminum		Steel plate	
Catalytic converter (L)	Close-coupled (1.0) + under-floor (1.0)		Under-floor (1.0 + 1.0)	
Recommended gas	Unleaded regular (RON 91)		Unleaded regular (RON 91)	
Max. power (kW/[PS]/rpm)	142 [193] / 7000		125 [170] / 5800	
Max. torque (Nm/[kgm]/rpm)	220 [22.4] / 4400		220 [22.4] / 4000	

4. 出力性能について

4.1. 出力性能

新型エンジンの出力特性を Fig. 2 に示す。

本エンジンではエンジン高回転化、バルブタイミング最適化、高圧縮比化、インレット、エキゾーストそれぞれのバルブ径拡大などによる出力向上を図っている。また、M12ロングリーチ点火プラグやピストンオイルジェットを採用によりノッキングを改善し出力 142 kW トルク 220 Nm を達成している。

4.2. 高出力化達成技術

従来からエキゾーストマニホールド一体シリンダヘッド採用 4 気筒エンジンでは排気干渉により高出力化が困難であった。Fig. 3 にシミュレーション解析結果を示す。1 番シリンダの排気開始から吸気に至る過程での排気ポート内の圧力分布シミュレーション結果において 1 番シリンダの排気、吸気行程のオーバラップ領域にて、1 番シリンダのポー

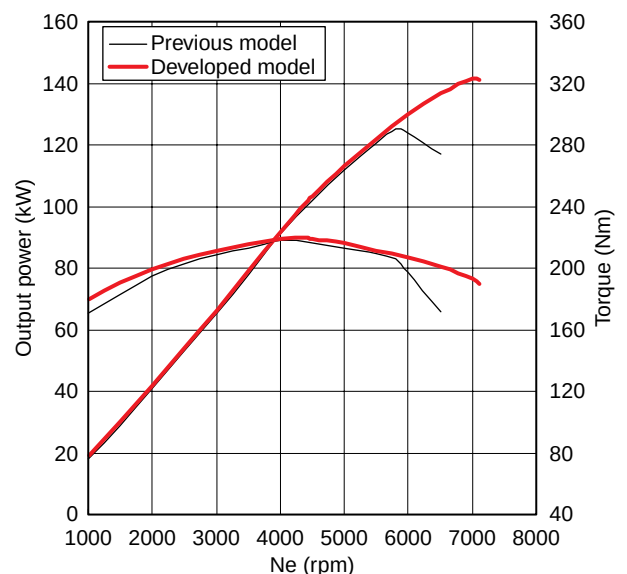


Fig. 2 Engine performance

ト内圧力が再び上昇することがわかった。原因解析として排気ガスシミュレーションを実施した結果、3番シリンダの排気が1番シリンダ側に回り込んでくるために、1番シリンダの排気ポート内圧が上昇し、掃気効果が得られないことがわかった。同様の事象は4番シリンダにも発生するため排気ポート形状は2番、3番シリンダの排気ガスが1番、4番シリンダの掃気を妨げない形状とする必要があることがわかった。

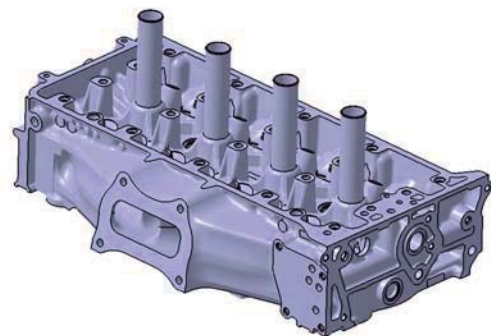
1番、4番シリンダの掃気を妨げないポート形状とするには Fig. 4 に示すように θ を大きくとり、 L を短くし S を大きくとる形状が最適であり、本形状を採用することにより高出力化を達成した。

またバルブタイミングについても同様に、排気ガスが回りこむ前にエキゾーストバルブを閉じる設定とし、エキゾーストマニホールド一体シリンダヘッドを採用しても高出力化を達成することができた。

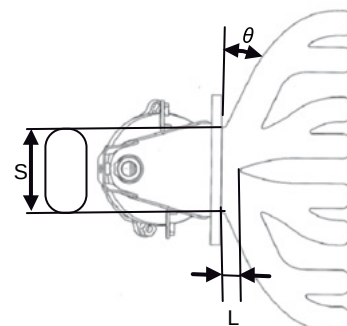
従来から低排出ガス化を促進するにあたり排気系が通路抵抗になってしまうことが課題であった。

しかし本エンジンでは高出力化対応のため低セルにて低排出ガス化が可能な新触媒を開発した。低セル化による幾

何学的表面積の減少と、貴金属量低減による触媒機能の低下を解決するために、触媒ウォッシュコート低減させ幾何学的表面積を向上すること、および触媒層内の細孔制御を実施し反応ガスの触媒深層部への拡散性を向上させている。触媒ウォッシュコート低減は、ヒートマスを低減させ、触媒のライト・オフ性能を向上させている。しかし、触媒の OSC 性能を低下させる可能性があるため、Ce/Zr 複合酸化物の最適化をおこない、OSC 材料の耐熱性を改善し触媒の OSC 能力を向上させた。これらの技術採用により、低排出ガスと高出力を高次元で両立させ、さらに従来触媒に対し貴金属使用量を 50%低減することができた。

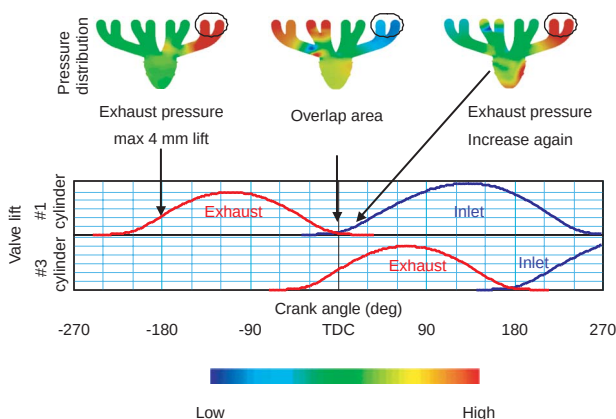


(a) Overview

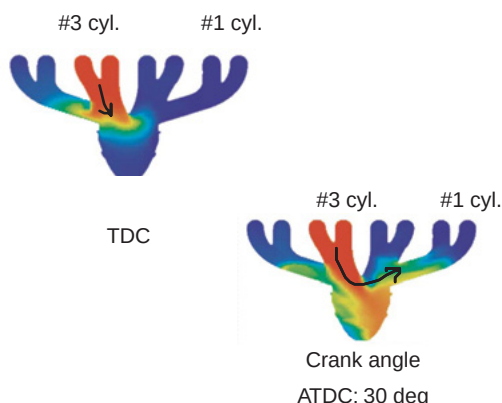


(b) Section view

Fig. 4 Cylinder head exhaust port shape



(a) Exhaust gas pressure distribution



(b) #3 Cylinder exhaust gas flow

Fig. 3 Exhaust gas flow and pressure distribution in exhaust port

5. i-VTEC 機構

本エンジンはインレット側に従来の Low/High バルブタイミングリフト切替え機構とエキゾースト側に1バルブ休止機構を採用した。

Fig. 5 に本エンジンにおける VTEC 切替え機構を示す。インレット側は高回転、エキゾースト側は低回転での異なるエンジン回転数での切換えが必要なため、それぞれの油回路を独立させ2系統あるスプールバルブを新規に開発し3ステージでの切換えを実現した。

インレット側については従来機種同様の Low/High 切替えの3ロッカアームに Honda としてはじめてアルミニウム材料を適用した。3ロッカアームにアルミニウム材料

を適用するにあたり、高強度の新材料を開発した。開発した新材料は1台当たり0.21kgの軽量化とコストダウンを達成した。

またエキゾースト側については1バルブ休止機構を採用した。1バルブを休止することにより排気ガスが斜流になり強い旋回流が発生する。Fig. 6に排気ガスシミュレーション結果を示す。その結果乱流成分が増大することがわかった。

低温始動時における実機検証結果をFig. 7に示す。ポート内部において乱流成分が増大し、フィードガス中の酸化

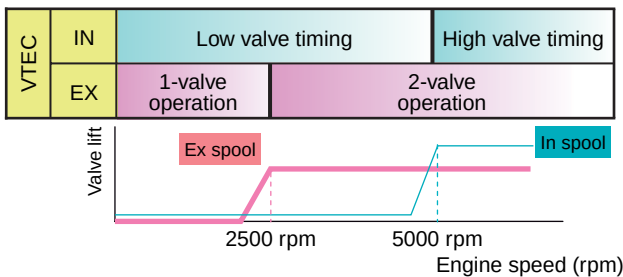
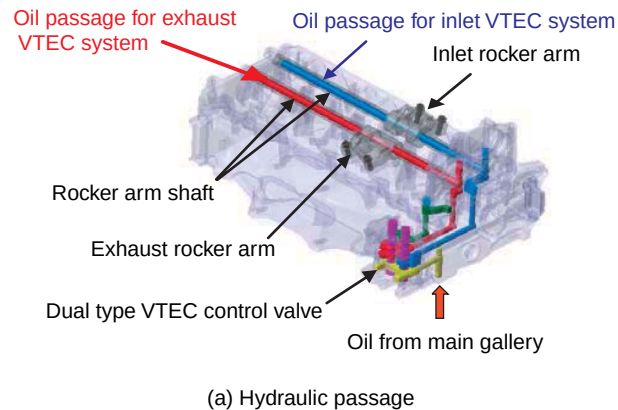


Fig. 5 VTEC unit and operation map

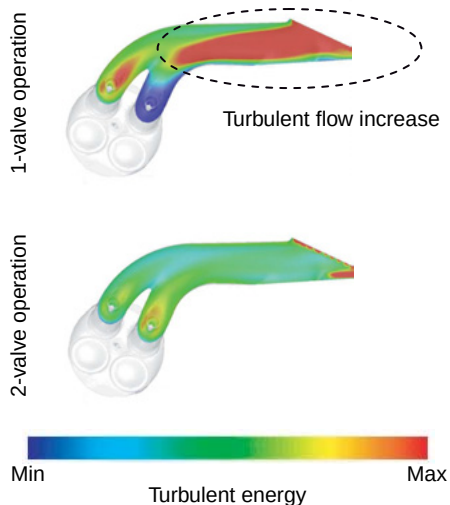


Fig. 6 Comparison of exhaust gas flow between 1-valve operation and 2-valve operation

反応が促進される。その結果反応熱が発生し、触媒が早期活性化され HC 排出量を大幅に低減することができた。

またエキゾースト1バルブ休止がもたらすもう一つの効果として低回転領域での体積効率向上がある。両バルブ駆動時との出力特性比較をFig. 8に示す。低回転領域では1バルブを休止させることにより筒内への排気吹き返しが低減され低速トルクが向上した。

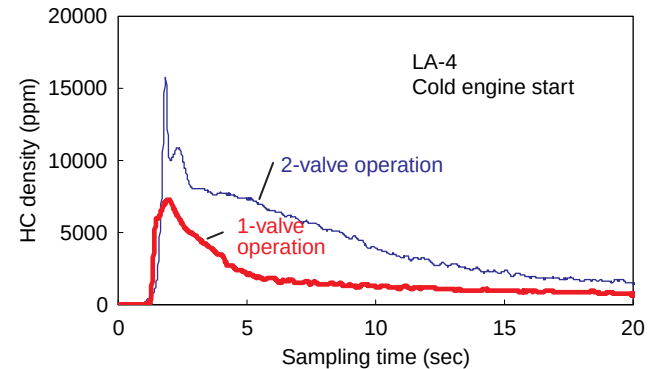


Fig. 7 Comparison of amount of HC emission between 1-valve operation and 2-valve operation

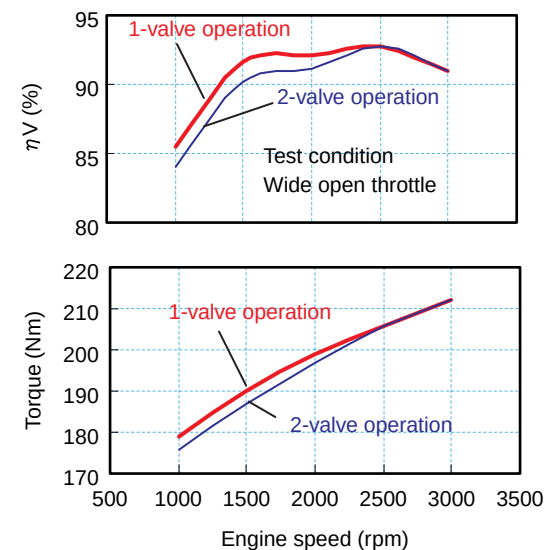


Fig. 8 Comparison of output performance

6. 低排出ガス

6.1. 排気ガス処理システム

Fig. 9に排気ガス浄化システムを示す。エキゾーストマニホールド一体シリンダヘッドに直下1ベッド、エキゾーストパイプを介し、床下に1ベッドの三元触媒を配置した。

6.2. 低排出ガス化達成技術

本エンジンに適用した低排気ガス技術は大きく分けて以下に示す6項目である。

(1) 低ヒートマス化による触媒の早期活性化

エキゾーストマニホールド一体シリンダヘッドと直下コンバータの採用によりヒートマスを低減し触媒の早期活性化を図っている。

(2) 空燃比の高精度制御

空燃比の高精度化のために直下コンバータの上流に UEGO センサ(Universal Exhaust Gas Oxygen Sensor)を下流に HEGO センサ(Heated Exhaust Gas Oxygen Sensor)を配置し、従来機種と同様に PRISM (Prediction and Identification type Sliding Mode Control)制御⁽²⁾を採用し空燃比の高精度化を実現した。さらにエンジン始動直後の燃料噴射タイミングの最適化により触媒活性前の HC を低減した。

(3) 高着火性スパークプラグ採用による点火時期遅角制御

本エンジンには Fig. 10 にあるような外側電極に円筒状の貴金属を溶接した高着火性スパークプラグを使用した。接地電極を針状にすることで、火炎核の消炎作用を小さくし、着火安定性を向上させた。Fig. 11 に示すように、従来のイリジウムプラグと比較して、点火時期を10度遅角化でき、排ガス温度を150℃向上、HC を75%低減させることができた。本スパークプラグによるLA-4モードでのNMOG

低減効果は13%であり低排気ガス化を実現した。

(4) インジェクタの高精度燃料噴射

出力アップと低エミッション化を両立するため、従来よりも性能を向上させた新型インジェクタを開発した。主なねらいは微粒化性能の向上と噴射可能領域の拡大(ワイドレンジ化)である。本インジェクタの構造を Fig. 12 に示す。

微粒化の促進については、燃料通路の圧力損失の低減と噴霧同士の干渉を防止することが有効であり、圧力損失の低減については燃料通路形状および通路面積の最適化をおこなった。また噴霧干渉の防止のためにフォームコントロールプレートの採用やCAEを用いた燃料通路および噴孔配置の最適化をはかった。その結果従来機種に対し粒径を40%低減し、従来のエアアシスト機構を採用したものと同等の粒径を達成した。

またワイドレンジ化についてはバルブ開閉の応答性改善が有効であり、ニードルバルブの軽量化やストロークの最適化、吸引力アップにより従来機種に対して20%のワイドレンジ化を達成し高出力化に貢献した。

(5) 排気ガス流れ改善効果

触媒の浄化性能を最大限に活用し、かつその劣化を抑制するためには、排気ガスを触媒に均一に導入することが必

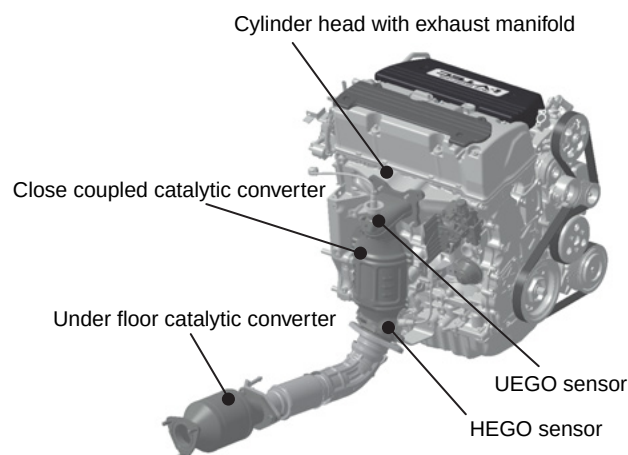


Fig. 9 Exhaust system arrangement

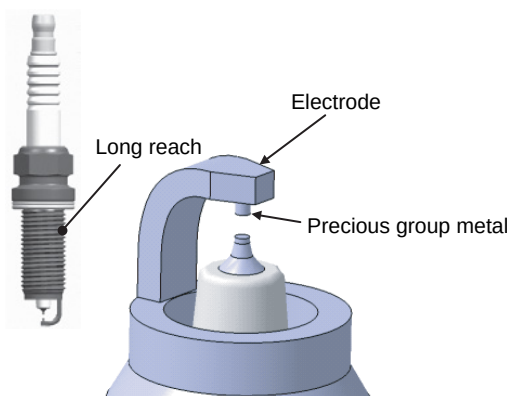


Fig. 10 High ignitability plug

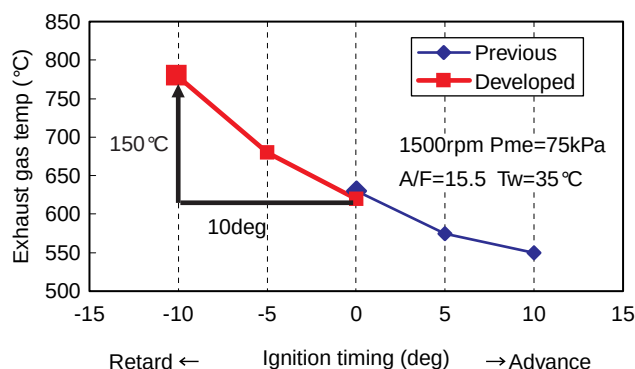


Fig. 11 Comparison of plug performance

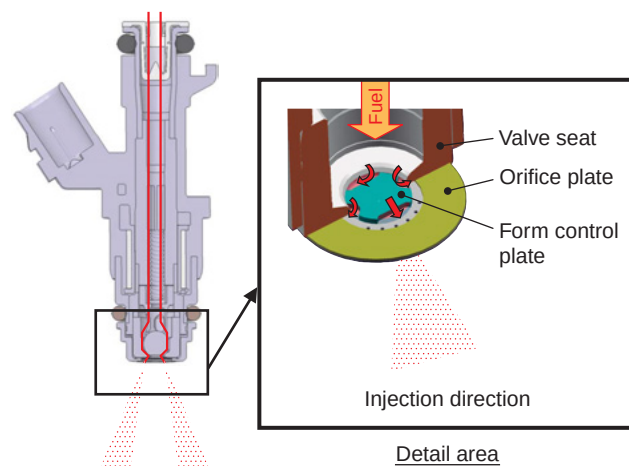


Fig. 12 Detailed structure of injector unit

要である。これは排気ガスの圧力損失を低下させるという点で出力向上にも有効である。Fig. 13にフロントコーン形状を示す。今回のエンジンの排気システムではエキゾーストマニホールド一体型シリンダヘッドの直後に触媒を配置しており、ポートから出てきた排気ガスを屈曲して流さねばならず排気ガスを均一に導入することが困難なレイアウトとなっている。

Fig. 14にフロントコーンの排気ガス流れ解析を示す。2番、3番ポートからの排気ガスは慣性力によりフロントコーン外壁を流れる傾向がある[Fig. 14(a)]。また1番、4番ポートからの排気ガスはポートからの通路が急峻であることからフロントコーン集合部で旋回流となり、旋回したままコンバータ外縁部へ流れてしまう[Fig. 14(b)]。

そこで、Fig. 14のガス流れ特性を考慮しフロントコーン形状を最適化したことによって Fig. 15 に示すように排気ガスが外縁部へ集中していたものを中央に流動させ均一な

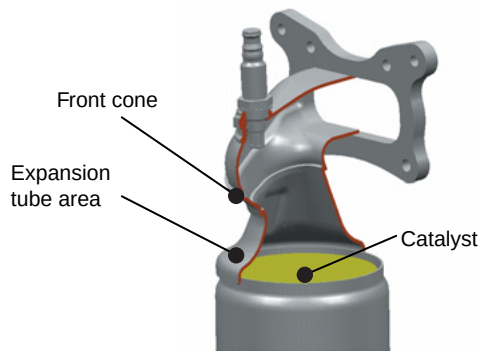


Fig. 13 Front cone section view

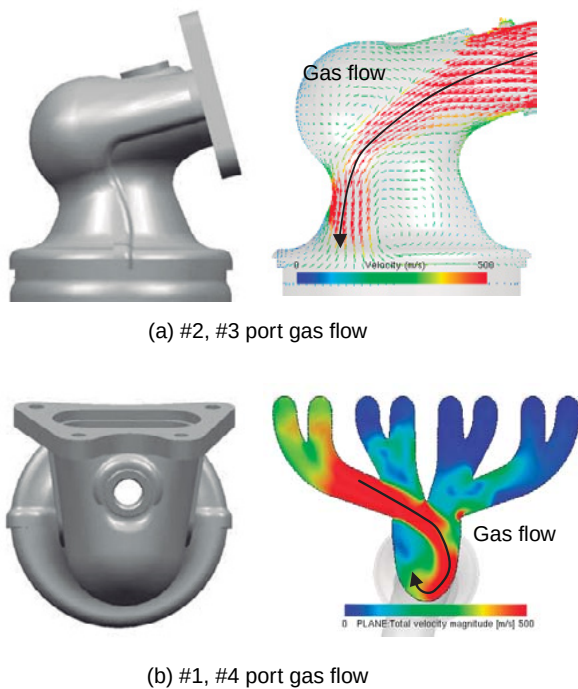


Fig. 14 Analysis of exhaust gas flow

ガス当たりを実現することができた。

さらに下流の拡管領域では、コーン形状をベルマウス型に近づけることで、壁面の渦損失の低減をはかった⁽³⁾。

(6) 空燃比制御性向上

Fig. 16 に各気筒の排気行程における UEGO センサのガス当たり状態を示す。空燃比制御性向上のためには、UEGO センサが各気筒の排出ガスを均等に検知することが必要である。各シリンダからの排気ガスをCFDシミュレーションにて解析しセンサ配置の最適化をおこなった。この結果すべてのシリンダからの排気ガスを均等にセンサに当てることができより精度の高い空燃比制御性を実現した。

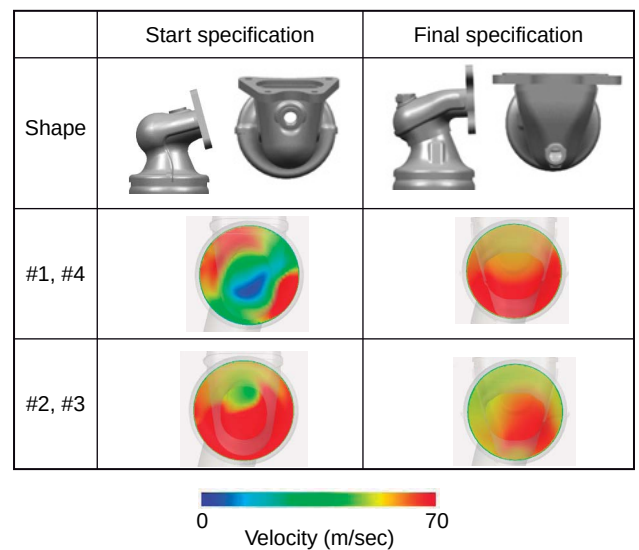


Fig. 15 Optimized exhaust gas feed to catalyst

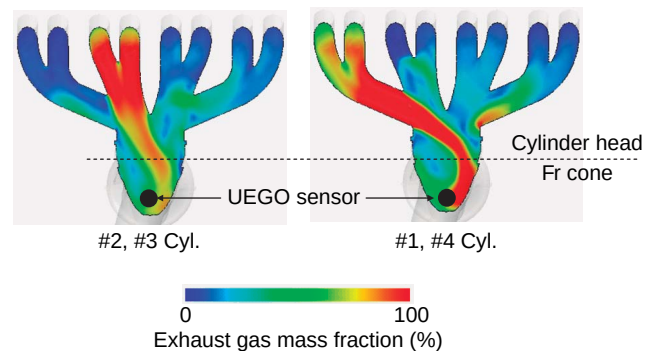


Fig. 16 UEGO Sensor arrangement optimization

7. 燃費

7.1. エンジン単体燃費

Fig. 17 にエンジン総排気量に対するBSFCを示す。VTCを従来の25 degから50 degに拡大することにより内部EGR効果が得られポンピングロス低減し、従来型エンジン同様に理論空燃比燃焼にてBSFCを4.1%改善し、単体燃費を向上した。

7.2. 燃費改善技術

今回のエンジンでは従来から採用している VTC 機構の作動角を 25 deg から 50 deg に変更した。変更効果を Fig. 18 に示す。従来 VTC の作動角が 25 deg であったものを

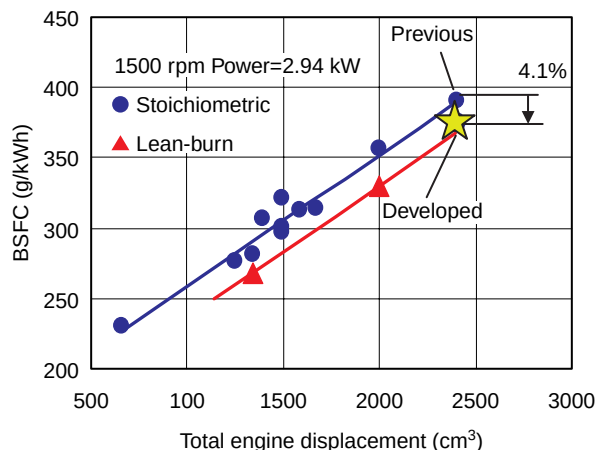


Fig. 17 Effect of BSFC decrease

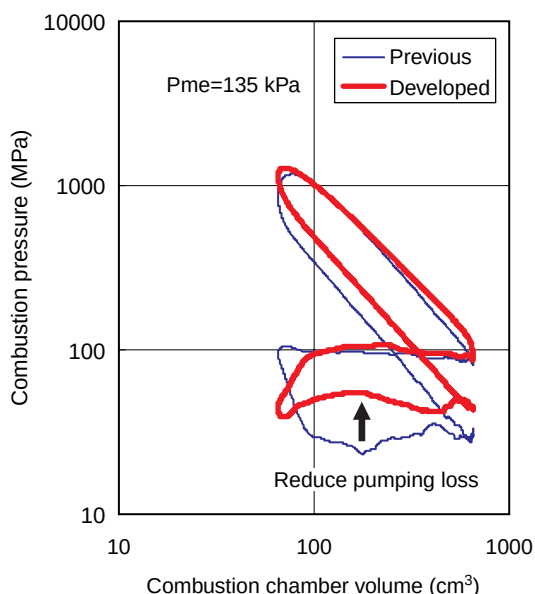


Fig. 18 Effect of new VTC angle

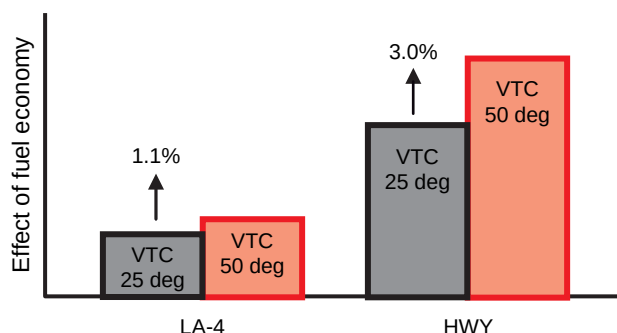


Fig. 19 Effect of fuel economy on VTC angle

50 deg まで拡大することにより内部 EGR 効果によって吸気行程でのポンピングロスが低減されることがわかる。

各運転領域で最適な VTC 角度に設定した結果、Fig. 19 に示すように低中負荷運転領域での評価である US LA-4 モードで約 1%，HWYモードで約 3%の燃費向上効果が認められ、クラストップレベルの燃費を達成した。また直下コンバータのキャタマットに新たに高耐熱材を開発することによって、従来の床下コンバータ機種と同等の理論空燃比運転領域を確保することができた。

8. 振動騒音低減技術

より高い快適性の達成のため、NV(Noise Vibration)性能は大切な要因である。Fig. 20に示すように従来エンジンをより高出力化するにあたり、単体放射音の増加が懸念となってしまう。

しかし、このエンジンではアルミオイルパンを採用しワーブラント剛性を向上させることにより従来機種同等の NV レベルを達成した。

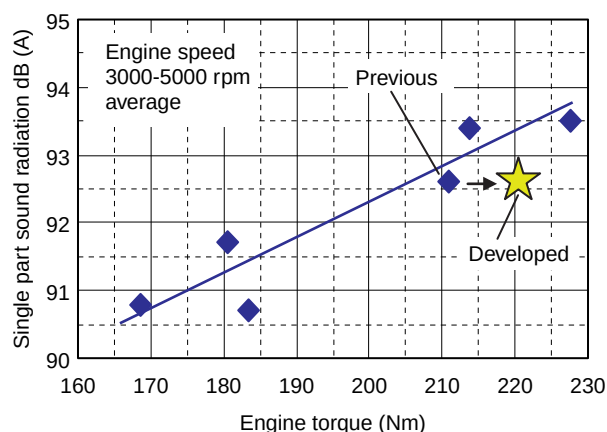


Fig. 20 Positioning of noise vibration

9. まとめ

今回開発したエンジンでは以下の知見が得られこれらの技術を具現化することにより高いエミッションレベルと卓越した出力性能を高次元でバランスすることができた。

- (1)直列4気筒エンジンでの排気干渉の影響を解析することによりエキゾーストマニホールド一体シリンダヘッド構造においても、142 kW 220 Nm とクラストップレベルの高い出力性能を達成した。
- (2)エキゾーストバルブ1バルブ休止や排気ガス流れ改善による浄化性能の改善、高着火性プラグ等の技術を採用したことにより従来機種よりも高出力化したにもかかわらず US LEV II SULEV に適合し従来機種同等の低エミッションレベルを達成した。

- (3) VTC 機構を従来の 25 deg から 50 deg に変更したことにより内部 EGR 効果が働きポンピングロスが低減され燃費を向上した。
- (4) パワープラント剛性を向上させたことにより従来機種に対して高出力化を達成したにもかかわらず従来と同等レベルの静粛性を確保した。

参考文献

- (1) 新里智則, 林有登: 新型 2.0L リーンバーンエンジンの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.45-54
- (2) 北川浩, 三部敏宏, 岡松和則, 安井裕司: 「ACCORD SULEV」用極超低エミッションシステム, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.37-44
- (3) 瀬古一行, 多賀渉, 鳥居建史, 中村聡, 秋間和洋, 関谷明堂: 新型 CIVIC 用 1.8Li-VTEC エンジンの開発 Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.8-15

■ 著 者 ■



川口良太



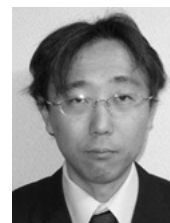
山本一哉



萱場 貴



小島 禎夫



新開 孝裕



浅芽広一郎

V6 新可変シリンダシステムエンジンの開発

Development of V6 Engine with New Variable Cylinder Management

瀬川 誠*
Makoto SEGAWA
田村 勇一*
Yuuichi TAMURA

熊谷 和英* 佐藤 隆治*
Kazuhide KUMAGAI Ryuuji SATO
藤原 幹夫*
Mikio FUJIWARA

要 旨

高出力、低燃費、低排出ガスをねらいとして、新しいV6 3.5-Li-VTEC可変シリンダシステムエンジンを開発した。本エンジンはVTEC機構を用いた気筒休止機構の採用で、運転状況に応じ3気筒、4気筒、6気筒と、従来の気筒休止エンジンに対し4気筒モードを追加した3モードの気筒数コントロールを可能としている。気筒休止モードの追加に合わせ、油圧回路、油圧切換え機構、および切換え制御を新たに開発したことで、従来同様、ドライバビリティを損なわない瞬時の作動気筒切換えを可能とした。本エンジンを新型モデルのACCORDに搭載し、クラストップレベルの出力と燃費を実現すると同時に、米国カリフォルニア州 Partial Zero Emission Vehicle(PZEV)規制に適合させた。

ABSTRACT

A new V6 3.5-L i-VTEC variable cylinder management (VCM) engine was developed with the goals of high output, low fuel consumption, and low exhaust emissions. This engine employs a cylinder deactivation mechanism that uses variable valve timing and lift electric control (VTEC) that enable operation with three, four, or six cylinders according to operating conditions. With the addition of 4-cylinder operation, this realizes three-mode control over the number of cylinders, one mode more than previous cylinder deactivation engines. The increase in the number of cylinder deactivation modes was combined with the new development of hydraulic circuits, a hydraulic switching mechanism, and switching control. This has enabled the instantaneous switching of operating cylinders without losses of drivability, as in previous models. This engine is being installed in the new model ACCORD, giving this vehicle output and fuel economy at the top of its class, and at the same time complying with Partial Zero Emission Vehicle (PZEV) regulations in the U.S. state of California.

1. はじめに

環境と経済の両面から自動車に対し、低燃費と低排出ガスの要求が高まっている。自動車エンジンとしてはこれらの要求にこたえながら、走行性能の改善も求められる。この要求を満足するため、2003年モデルINSPIREで可変シリンダシステム(Variable Cylinder Management System:以下従来VCMシステム)を採用したV型6気筒エンジンを発表している⁽¹⁾。このシステムは、6気筒モードと3気筒モードを切換えて使用するが、今回はこれに4気筒モードを追加したシステムを開発し、気筒休止状態で運転できる領域を広げることで、さらなる燃費改善を図ることができた。

本稿では、新開発V6 3.5-Li-VTEC VCMエンジン(以下VCMエンジン)の燃費低減効果とその達成手法について述べる。

*四輪開発センター

2. 開発のねらい

VCMエンジンの開発のねらいは、大排気量エンジンの出力を損なうことなく小排気量エンジン並みの低燃費、低排出ガス性能を両立することである。次世代大排気量エンジンとして世界に通用する環境技術の開発のねらいを、
(1)V6エンジンにふさわしい高出力性能
(2)クラスを超えた高い燃費性能
(3)米国カリフォルニア州PZEV規制への適合と定めた。

3. エンジン概要と諸元

Table 1 に本エンジンの主要諸元を示す。

Table 1 Engine specifications

Engine code		J30A8	J35Z2
Cylinder configuration		60° V-6 cylinder	60° V-6 cylinder
Bore × stroke (mm)		86 × 86	89 × 93
Displacement (cm ³)		2997	3471
Compression ratio		10.0	10.5
Valve train		SOHC VTEC	SOHC i-VTEC VCM
Number of valves		4 per cylinder	4 per cylinder
Valve diameter (mm)	Inlet	35	36
	Exhaust	30	30
Fuel		Regular	Regular
Maximum power (kW/rpm)		182 / 6250	200 / 6200
Maximum torque (Nm/rpm)		286 / 5000	336 / 5000
Fuel economy (CITY/HWY)		18/26	19/29

3.1. VCM システムの概要

VCMシステムは、吸排気バルブを休止させ同時に燃料噴射停止をおこない、吸排気弁が閉じた状態でシリンダ内を密閉状態とすることでエンジンのポンピングロスを低減させて燃料消費率を改善する技術である (Fig. 1)。

新開発の VCM システムは、従来の 3 気筒－6 気筒モードに対し 4 気筒モードを加え、3 気筒－4 気筒－6 気筒の切換えを可能とし実用燃費の向上を図ったものである。

切換えの運転条件としては、車両がクルーズ走行などでエンジンへの負荷が少ない場合には 3 気筒モード、3 気筒モードでは余裕駆動力が不足する緩加速領域や高車速域では 4 気筒モード、さらに駆動力が必要な場合は 6 気筒モードを選択する。このようにこのシステムでは駆動力に応じて最も燃費のよい気筒数を選択するシステムである。

VCM システムは従来の可変バルブタイミング・リフト機構 (Variable valve Timing and lift Electric Control: VTEC) の技術に応用したものであるが、気筒休止の切換えパターンが増えたことに合わせ、新たな油圧回路、油圧切換え機構、および切換え制御を開発した。

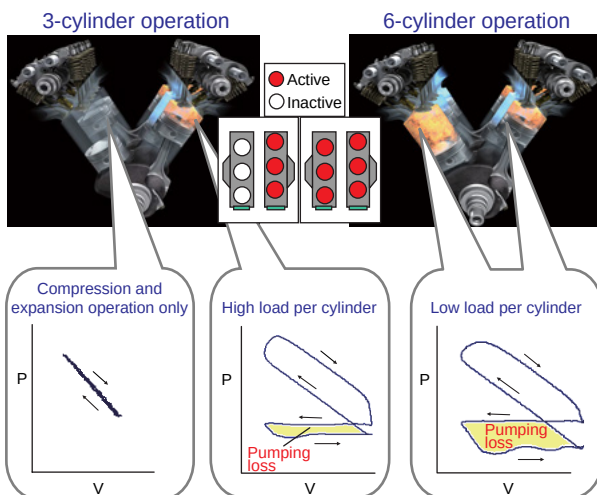


Fig. 1 Pumping loss

3.2. 基本構造

Fig. 2 に本システムの動弁機構概略を示す。

バルブ作動と休止の切換え機構は、従来 VCM システムと同じ「油圧－油圧切換え」機構を採用している (Fig. 3)。各ロッカアームには、2 個の油圧ピストンがあり、油圧ピストン A 側に油圧がかかると、油圧ピストンが連結状態になる。油圧ピストン B 側に油圧がかかると、非連結状態になる。

Fig. 4 に各運転モードごとの気筒の休止状態を示す。バンク 1 側は、4 気筒モード時に 1 気筒のみを休止、3 気筒モード時に 3 気筒すべてを休止することが要求されるため、

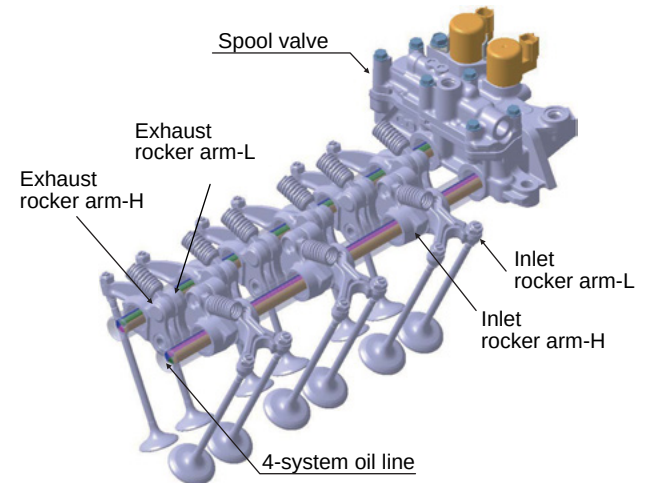


Fig. 2 VTEC VCM valve train

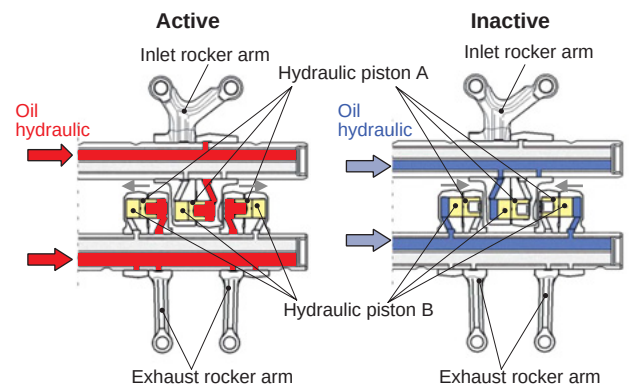


Fig. 3 2-way hydraulic passage VTEC mechanism

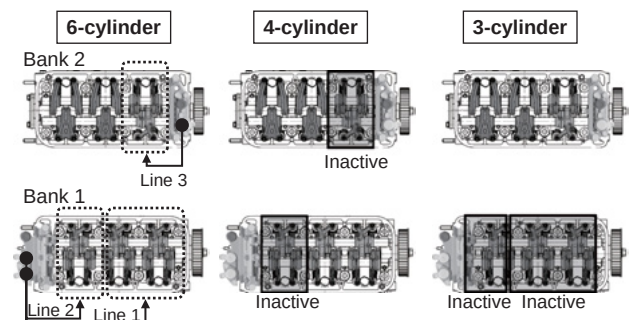


Fig. 4 State in each mode

気筒群ごとに独立した切換え油圧回路が必要となる。そのため2系統からなる「油圧・油圧切換え」経路を2組、合計4系統の油圧回路で構成される。一方バンク2側は、4気筒モード時に1気筒のみを切換える動作のため、2系統切換え油圧回路1組で構成される。

これらの切換え油圧回路を構成するために、バンク1側のロッカシャフト内は4部屋構造となる。Fig. 5に油圧回路を示す。

この油路の油圧を制御するスプールバルブユニットが、(バンク1, 2)それぞれのロッカシャフトの端部に設置される。バンク1側に設置されるスプールバルブユニットは、2組の「油圧・油圧切換え」の制御を独立して作動させるために2本のスプールバルブで構成される。従来 VCM 構造の延長線であれば、独立した油圧回路を2セット構成することとなるが、今回2本のスプールバルブを油圧回路として直列配置した。この回路構成を採ることで、独立回路ならば2個となる故障検知用の油圧スイッチを1個にすることができた。また、下流側のスプールバルブに2方弁ソレノイドを適用した。4気筒モードを高車速域に限定したことで、油圧の高いエンジン回転領域限定で作動させることができ、構造がよりシンプルな2方弁を使うことができた。その他にも部分的ヘッドカバー内蔵化、ホルダとの一体化、油圧回路の合理化等により小型化および軽量化を図っている。

また、4部屋構造となるロッカシャフトも、各部屋を仕切る内管を突き当てさせてシールする構造を採ることで、内管を4本もつ構造に比べ合理化と軽量化を図っている。

3.3. 切換え制御

6気筒モード、4気筒モード、3気筒モードのバンク1側のスプールバルブの作動状態を、Fig. 6 - Fig. 8 に示す。赤色の経路は、油圧がかかっている状態をあらわす。

6気筒モードにするには、SPL-A-SOL(スプールバルブAソレノイド)およびSPL-B-SOLをOFFに制御する(Fig. 6)。

6気筒モードから4気筒モードにするには(Fig. 7), SPL-B-SOL を ON にする(1)。これにより SPOOL-VLV-B(ス

プールバルブB)に油圧を供給し(2), SPOOL-VLV-B を移動させる。SPOOL-VLV-Aは二つのシリンダのロッカアームの油圧ピストンの作動側に油圧を供給する(3)。SPOOL-VLV-B は SPOOL-VLV-A を経由してきた油圧(4)を、残りの一つのシリンダにあるロッカアーム油圧ピストンのロッカアーム休止側に導く(5)。このシリンダは6気筒モード時は、作動側に油圧が供給されていたが、この油圧は(6)から排出される。これによりロッカアーム油圧ピストンが休止側に動き、バルブが休止する。同時にバンク2側も SPOOL-VLV-C を ON にすることで1気筒を休止させ、4気筒モード状態となる。

4気筒モードから6気筒モードに戻る時(Fig. 6)は、SPL-B-SOL を OFF にする(1)。SPOOL-VLV-B への油圧供給が停止され、オイルは(2)から排出される。SPOOL-VLV-B の油圧が低下すると、SPOOL-VLV-Bはスプリング力により戻る。これにより、SPOOL-VLV-B の油圧回路が切換わる。作動側に油圧が供給され(3)、休止側油圧は、(4)から SPOOL-VLV-B に入り、(5)を通して SPOOL-VLV-A(6)から排出される。これによりロッカアーム油圧ピストンが作動側に動き、バルブが作動する。同時にバンク2側も SPOOL-VLV-C を OFF にすることで、6気筒モード状態に戻る。

6気筒モードから3気筒モードにするには(Fig. 8), SPL-A-SOL を ON にする(1)。これにより SPOOL-VLV-A に油圧を供給し(2), SPOOL-VLV-A を移動させる。SPOOL-VLV-A は二つのシリンダのロッカアーム油圧ピストンの休止側に油圧を供給する(3)。このシリンダの作動側油圧は(4)から排出される。これによりロッカアーム油圧ピストンが休止側に動き、バルブが休止する。SPOOL-VLV-B は SPOOL-VLV-A を経由してきた油圧(5)を、残りの一つのシリンダにある油圧ピストンの休止側に導く(6)。このシリンダの作動側油圧は(7)から SPOOL-VLV-B に入り、(8)を通して、SPOOL-VLV-A(4)から排出される。これによりロッカアーム油圧ピストンが休止側に動き、バルブが休止する。

3気筒モードから6気筒モードにするには(Fig. 6), SPL-A-SOL を OFF にする。SPOOL-VLV-A への油圧供給が停止され、オイルは SPL-A-SOL(7)から排出する。SPOOL-VLV-A の圧力が低下すると、SPOOL-VLV-A はスプリング力により戻る。これにより、SPOOL-VLV-Aの油圧回路が切換わる。このように SPL-A-SOL, SPL-B-SOL および SPL-C-SOL を制御し該当する気筒の作動と休止をコントロールすることで、三つのモードの切換えが可能となる。

SPOOL-VLV-A と SPOOL-VLV-B は、バルブ部のオイルの排出を SPL-A-SOL 部でコントロールする(SPOOL-VLV-A)かコントロールしない(SPOOL-VLV-B)かが異なる。排出をコントロールすることで、油圧供給時の油圧漏れがなくなるため、低油圧から切換え可能となる。4気筒モードを油

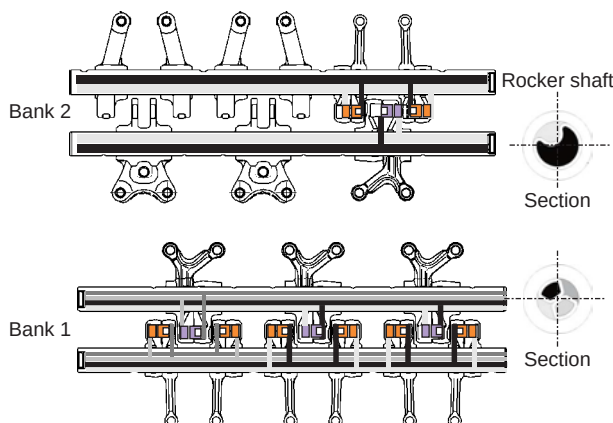


Fig. 5 View of valve train and hydraulic passage

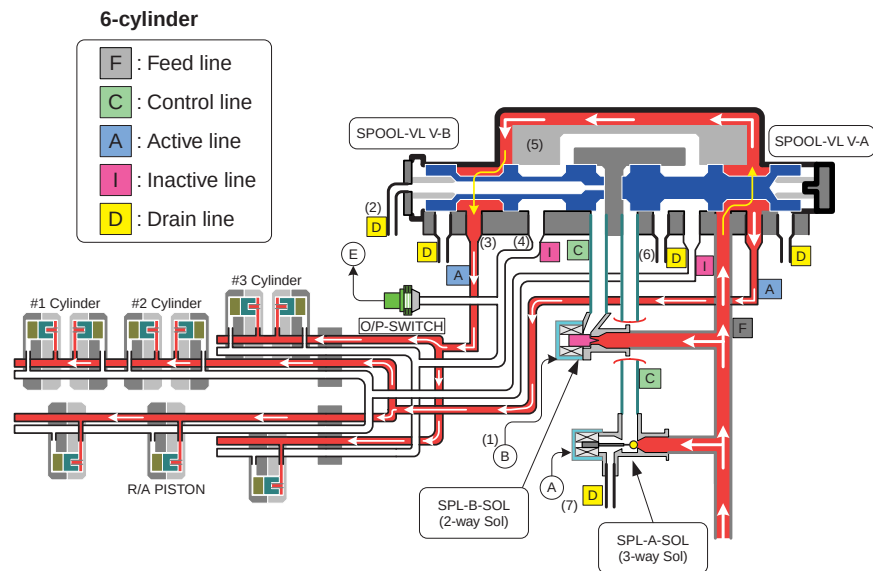


Fig. 6 6-cylinder oil-hydraulics control

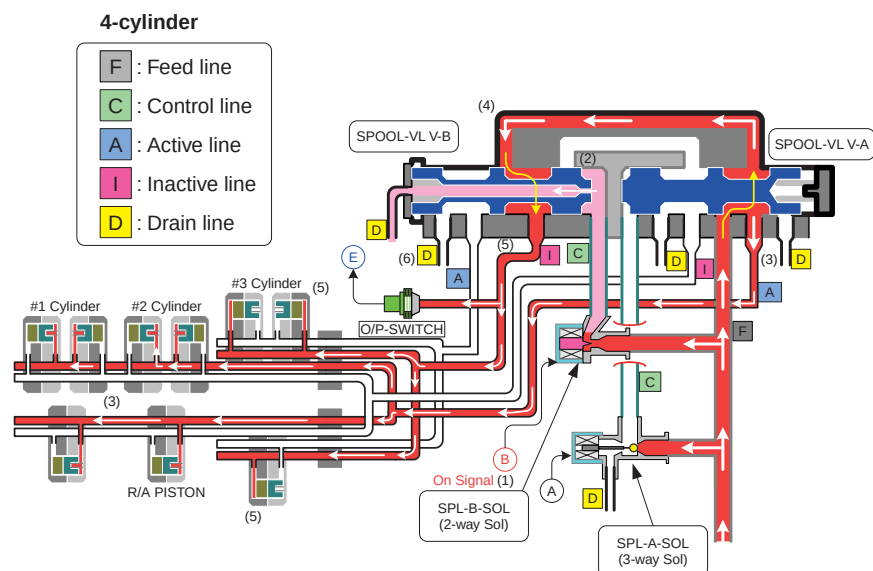


Fig. 7 4-cylinder oil-hydraulics control

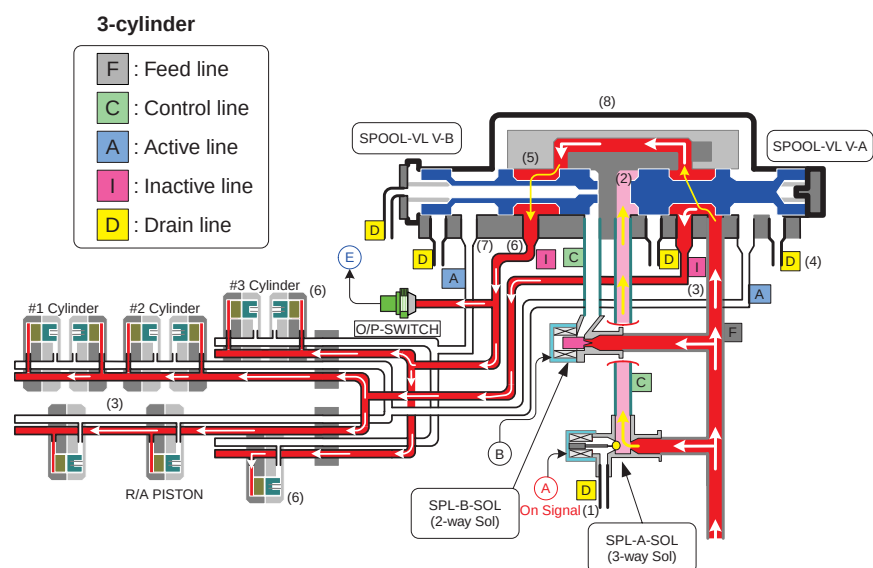


Fig. 8 3-cylinder oil-hydraulics control

圧の高いエンジン回転領域に限定したため、構造のシンプルな SPOOL-VLV-B を使うことができた。

最適気筒数の選択方法、気筒数切換え制御方法については従来 VCM システムと基本的に同じとなっている。Fig. 9 にエンジン制御の概要を示す。

3.4. 出力性能

新 VCM エンジンの出力特性を Fig. 10 に示す。レギュラガソリン指定で 200 kW/6200 rpm, 336 Nm/5000 rpm を得ている。

これらの性能を得る手段を以下に示す。冷却性能の改善のため、シリンダブロックとシリンダヘッドの冷却水循環経路の改良とスパークプラグのネジ寸法を M14 から M12 でかつロングリーチとすることによる燃焼室周りのウォータージャケットの薄肉化をおこなった。また、ピストンオイ

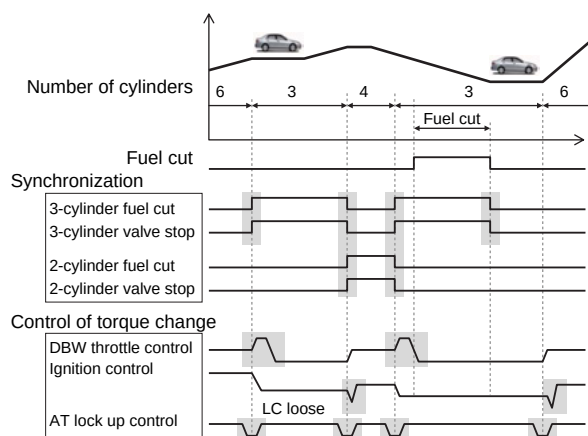


Fig. 9 Pattern of VCM operation

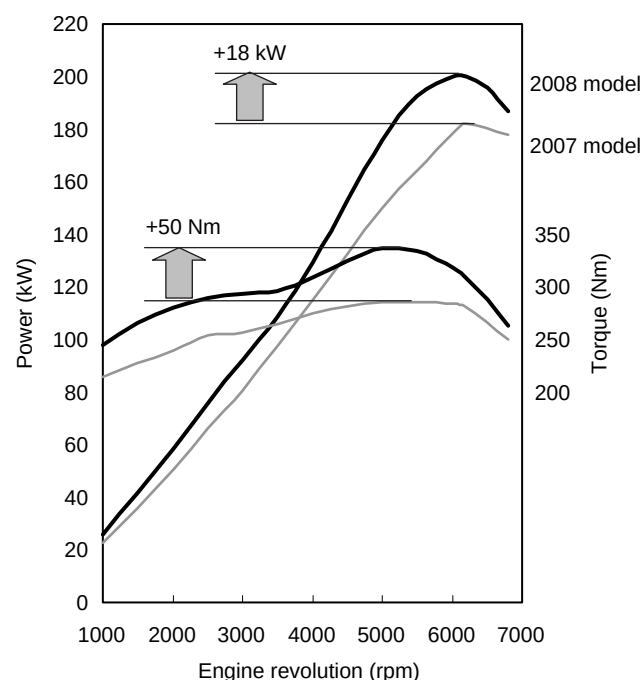


Fig. 10 Output performance

ルジェットによるピストン温度低減によりノッキングが抑制され、圧縮比を 10.5 に設定することができた。その他バルブタイミング、吸気系およびインテークマニホールド形状の見直し、バルブ傘径の拡大などにより吸入効率を向上、排気管構造見直しによる排気効率の向上により上記性能を得た。

3.5. 燃費性能

本システムでは、運転状況に応じた気筒数運転をおこなうべく該当気筒のバルブ作動を瞬時に休止することにより、ポンピングロス低減、バルブ作動ロスの低減によるエンジンフリクションの低減を実現している。また燃焼状態の良好な負荷領域を使うことによる熱効率の向上、燃料カット時間の拡大により燃費の向上をおこなっている。

エンジン回転数 1500 rpm, 出力 2.94 kW 状態でのエンジン総排気量と燃料消費率(BSFC)の関係をFig. 11に示す。6気筒モードから3気筒モードに切替わることで、約30%のエンジン単体の燃料消費率の改善効果があり、総排気量 3.5-L でありながら、総排気量 2.0-L エンジンと同等の BSFC を得た。

Fig. 12にクルーズ燃費効果と気筒休止運転可能な負荷領域を示す。低車速域では3気筒モード、高車速域では追加した4気筒モードの運転をすることで、前年モデル 3.0-L エンジンを上回るクルーズ燃費を達成した。また、Fig. 13に車速 70 mph での負荷と BSFC の関係を示す。要求駆動力により気筒数が変化し、それに伴い燃費効果も変化する。クルーズ走行時は3気筒での燃費効果が得られ、さらに大きな駆動力が要求される走行状況では4気筒での燃費効果が得られる。

新開発の VCM システムの採用に加えて、ノッキングの抑制、圧縮比アップ、オートマチックトランスミッションにおけるアクティブロックアップの高精度制御等の燃費向上技術を採用することで、Fig. 14 に示すように、3.5-L の排

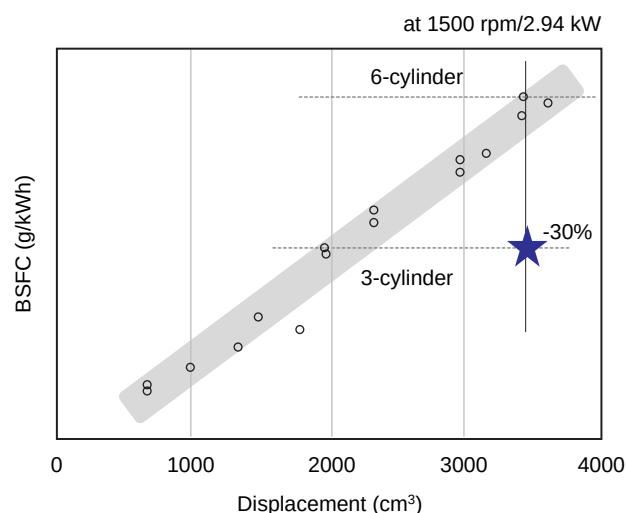


Fig. 11 VCM effect on BSFC

気量でありながら前年モデルの 3.0-L に対して燃費の向上を果たした。EPA ハイウェイモード燃費にて10%の向上が得られ、クラストップレベルの出力と燃費を両立することができた(Fig. 15)。

3.6. 排ガス性能

新 VCM システムでは米国カリフォルニア州 PZEV 規制に適合している。以下にその仕様を示す。

各バンクのシリンダヘッド直後に高密度900 CPI三元触媒を配置した。これにより熱容量の低減が図られ、コールド領域などでの昇温特性が向上し、浄化性能を改善している。また各バンクに LAF(リニア A/F)センサと O_2 センサを配置し応答性を高め、バンクごとに高精度フィードバック制御をおこなっている。また 2008 年モデルからエアフローメータを採用し、さらに空燃比制御の精度を高めている(Fig. 16)。

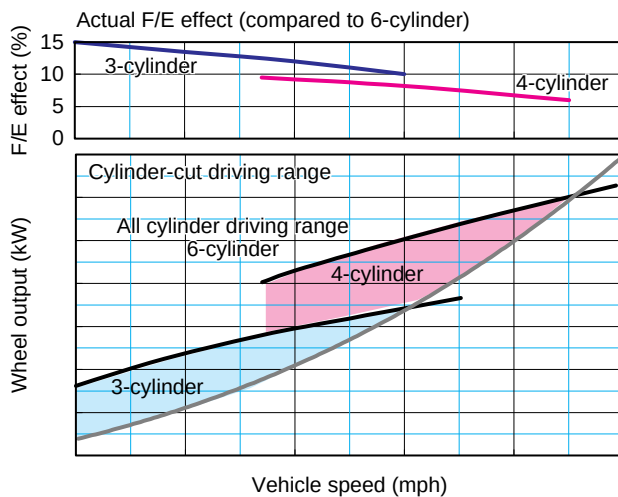


Fig. 12 Effect of VCM on fuel economy

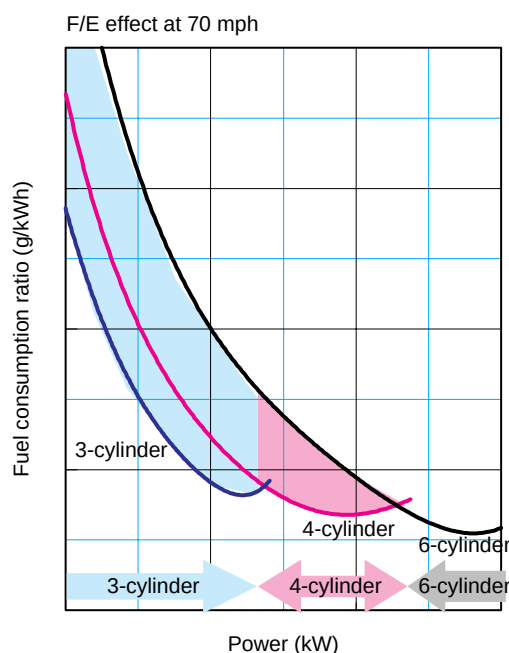


Fig. 13 Fuel consumption comparison

上記の低排出ガス技術に加え、電動 EGR バルブの高精度制御の適用、両針電極プラグによる始動 HC 低減などにより、米国カリフォルニア州 PZEV 規制に適合させ、環境性能と低燃費を両立している。

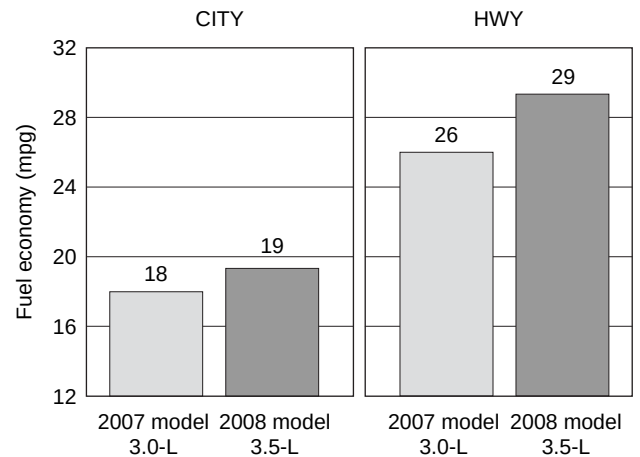


Fig. 14 Fuel economy effect

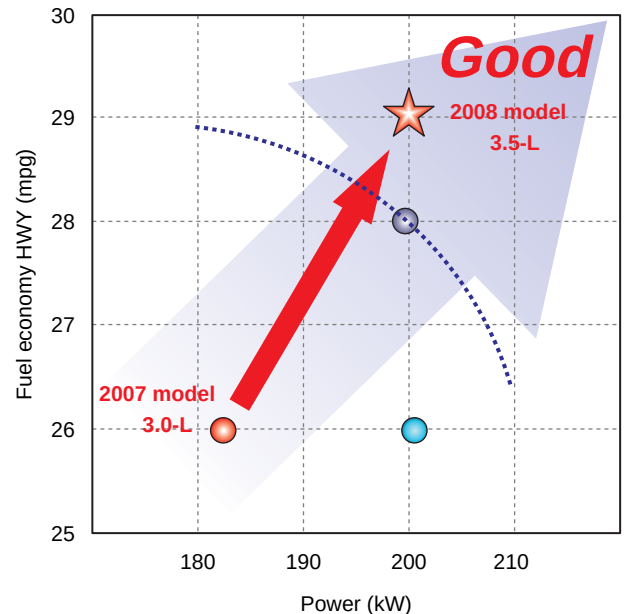


Fig. 15 Performance of 2008 model year ACCORD on fuel economy and power

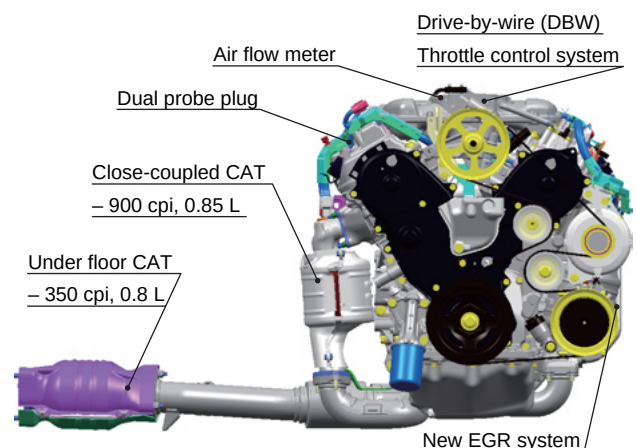


Fig. 16 Engine configuration and control system

4. 快適性

NV(Noise, vibration)性能は、上級車としての快適性を提供するための大切な要素の一つである。4気筒モードの追加により、不等間隔燃焼となるため、振動が増加する。対策として、従来 VCM で使用している NV デバイスの性能向上と、4気筒モードを高車速域限定とすることで NV 性能を満足することができた。

NV デバイスの性能向上としては下記項目を実施した。

(1) ロングトーションスプリング定数低減

従来 VCM システムから、トランスミッションのロックアップダンパにロングトーションスプリングを採用している。このスプリング定数低減により、駆動系振動をさらに低減させた。

(2) アクティブコントロールエンジンマウント(ACM)の駆動力向上と4気筒次数への対応

従来 VCM システムから、気筒休止時の振動低減に ACM を採用している。4気筒モードの振動抑制のために4気筒次数制御を追加し、また3気筒モードを含む気筒休止時の振動抑制のため駆動力向上をおこなった。

5. まとめ

- (1) 高出力、低燃費、低排出ガスをねらいとして、4気筒モードを追加した V6 新可変シリンダシステムエンジンを開発した。
- (2) 前年度モデル 3.0-L SOHC VTEC に対し 3.5-L に排気量を増加させたにも関わらず、EPA ハイウェイモード燃費にて 10%の向上を達成した。
- (3) 上記燃費性能を達成しながら、レギュラガソリン仕様にて 200 kW/6200 rpm, 336 Nm/5000 rpm とクラストップレベルの高出力性能を達成した。

参考文献

- (1) 野口勝三, 藤原幹夫, 瀬川誠, 澤村和同, 鈴木茂: V6i-VTEC 可変シリンダシステムエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No. 1, p.85-92

■ 著 者 ■



瀬川 誠



熊谷 和英



佐藤 隆治



田村 勇一



藤原 幹夫

Computational Method to Calculate Flow Rate Distribution through Radiator

Thomas N. Ramsay*

ABSTRACT

In this paper a computational method to calculate the flow rate distribution through a vehicle radiator is outlined. A typical testing method for radiator flow rate distribution is to cover the front grille openings in various combinations and then measure - via anemometers - the change in radiator flow rate to determine the contribution of a specific cooling opening to the overall cooling flow. However, this changes the contribution distribution: a low pressure region will be created behind the covered grille and will draw air from another area. It would be desirable to capture the contribution air flow distribution through the radiator during normal operating modes (e.g. when all the grille openings are clear). This would be challenging in a testing scenario, but relatively straightforward for a computational fluid dynamics (CFD) analysis. Rather than using the typical velocity magnitude or velocity vector visualization techniques, tracing path lines downstream from the cooling openings to the radiator face leads to a method to allow a more realistic description as well as a better way to convey this information. Basically, the intersection points of the path lines are trapped on the face of the radiator, and then triangulated, and the flow distribution is calculated using these triangular elements. Finally, an image is created to visually convey the flow rate distribution.

1. Introduction

In a typical testing scenario, during an engine airflow test, the front grilles would be covered in various combinations and then measure - via anemometers - the change in radiator flow rate to determine the contribution of a specific cooling opening to the overall cooling flow at the front of the radiator. However, this testing scenario does not capture the on-road contribution distribution from each cooling zone: a low pressure region will be created behind a closed grille and will simply be “filled in” by the flow field from another area - thereby potentially creating an unrealistic contribution distribution. A desirable method would be to capture the contribution air flow distribution through the radiator during normal operating modes (e.g. when all the grille openings are clear). This would be challenging in a testing scenario, but relatively straightforward for a CFD analysis. By realizing that path lines will allow downstream tracing of the flow field from the grille openings to the radiator face, a method was developed to allow a more realistic description as well as an imaging technique to convey this information. This method was developed in-house and contains four main steps: (1) path line intersection with radiator face, (2)

triangulation of intersection points, (3) calculation of individual flow rates and edge export, and (4) image creation. It is the concept of employing a triangulation algorithm (Delauney triangulation in this case) to connect the path line intersection points that makes this method novel. To the author’s knowledge, this is the first time this particular technique has been used to make a useful link between the styling-related grille openings and the performance-related cooling flow through the radiator.

2. Path Line Intersection

A full engine compartment CFD model was created and solved at typical US highway speeds, as seen in Figure 1, where the left side identifies the cooling regions and the left side shows the path lines into these cooling regions. Industry standard CFD setup parameters and solution convergence criteria were used.

Figure 2 shows the route the path lines progress from the cooling openings (grilles or bottom breather) to the radiator face. Note that the four colored areas - blue, yellow, green, and pink - represent the nexus of points that the path lines were released from. The large open arrows indicate the general direction of the cooling flow path lines from associated cooling region toward

* HONDA R&D AMERICAS, INC.

the radiator. Keep in mind that the background colors in Figure 2 will be used throughout the rest of the paper to help differentiate the originating cooling region (blue = upper grille, yellow = lower left grille, green = lower right grille, pink = bottom breather).

Path lines were generated and saved - including the coordinates and the velocity magnitudes - for all four engine cooling zones, the upper grille, the bottom breather or air dam area under the vehicle, and the lower

left and right openings. Figure 3 shows the path lines created downstream of the four individual cooling zones.

Two custom scripts were written to read in the path line file, intersect those path lines with the radiator face and then to trap all the intersection points that were within the rectangular radiator face, since some path lines would bypass the radiator altogether. Figure 4 shows these intersection points colored by originating cooling zone (blue = upper grille, pink = bottom

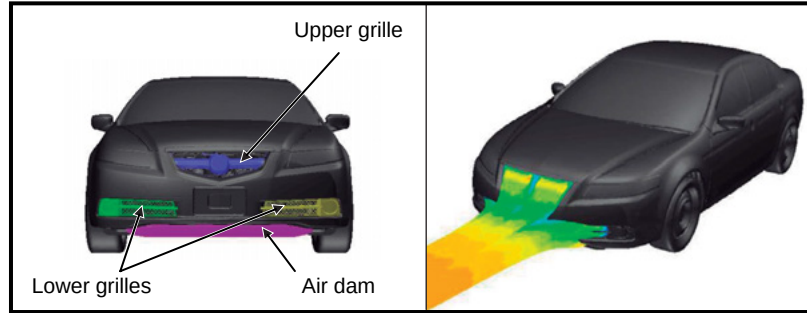


Figure 1 Front end geometry (left) and path lines passing through cooling zones

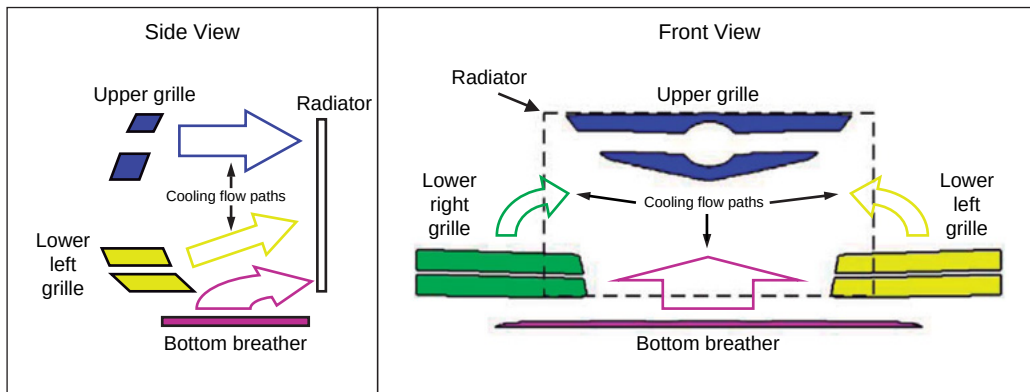


Figure 2 Conceptual path line image

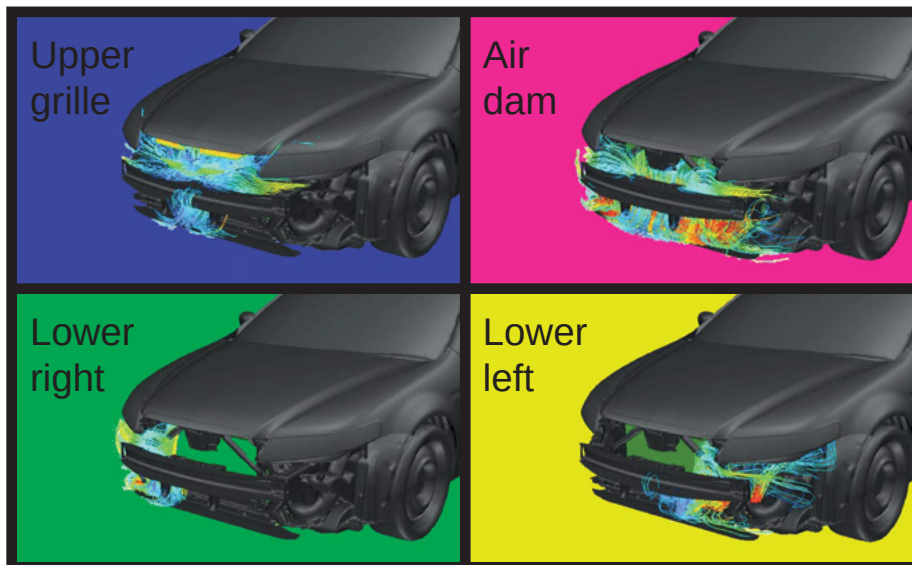


Figure 3 Path line creation

breather, yellow = lower left grille, and green = lower right grille). Each point represents the intersection of a single path line and the front radiator face.

Upon a close inspection of Figure 4, it is easily seen that there are several intersection points that are considered outliers (e.g. the blue points in the yellow region or the pink points in the green region). These points would then be determined to be outside the core contribution region for that cooling zone. Also note that due to a more direct path, the upper grille intersection points tended to have a higher density than the other three regions; however, this is also a function of the originating number of points, which is dependent on the cooling region area and mesh size.

3. Point Triangulation

Now that the relevant points on the front face of the radiator have been found, those points must be associated in some way to use them as a basis for flow rate calculation. The best way to do this is Delauney triangulation, which basically connects all the points with a series of triangular elements, in effect meshing the region, but using the pre-existing points as nodes. Figure 5 shows the Delauney triangulation of seven points, where a triangular element is created from the first three points, then as each subsequent point is added, the points are re-triangulated for a best fit of elements. This is accomplished by use of circumscribed circles. If the

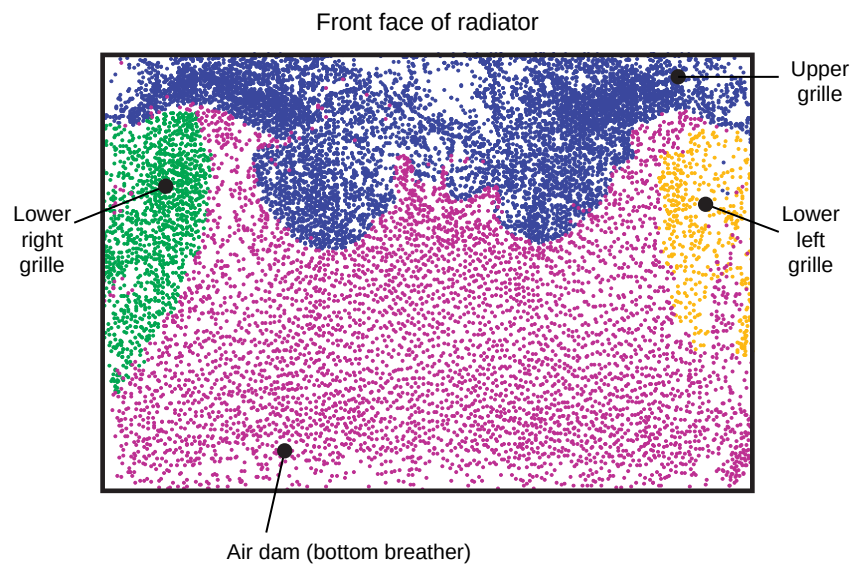


Figure 4 Path line intersection for four radiator cooling areas

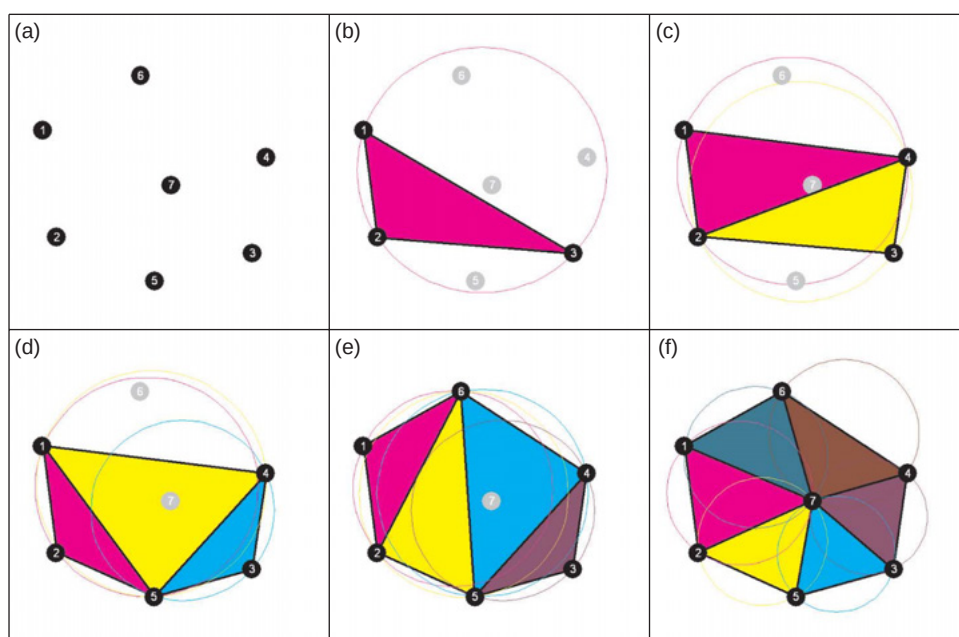


Figure 5 Delauney triangulation, forward progression

next point to be added, such as point #4 in Figure 5(b) is within any of the circumscribed circles represented by an element, then those elements will be re-triangulated with the new point. This is best shown in Figure 5(d), where the point #6 is within the circles of the pink and yellow elements, and thus re-triangulated in Figure 5(e) with the new pink, yellow, and light blue elements. Figure 6 shows the same seven points, but with the addition of triangulated points in reverse order. While the individual triangular elements are created in a different manner, the end result is the same: six triangular elements that contain no grid points within them.

Once the intersection points are triangulated, edge elements are created. In the case of Figure 5 and Figure 6, there are six edge elements (1-2, 2-3, 3-4, 4-5, 5-6, 6-1). These are found by tracking how many elements are associated with each point. Those points with only one or two elements are considered edge points. These edge points are then connected with 1D elements and those elements are sorted to form a closed

edge profile.

A realistic set of intersection points will not form a well shaped series of triangular elements, so a recursive algorithm that removes highly skewed edge elements was added. Returning to the point set of Figure 5 and Figure 6, Figure 7 shows what happens when point #6 is moved and another element is created (in red). It's pretty clear that the new (red) edge triangular element is ill-formed and would not realistically contribute to the flow rate calculation, thus would be eliminated, as in Figure 7(c).

The typical criterion for ill-formed elements is called skew and is defined based on the following equation:

$$Skew = \frac{\text{Element Area}}{\text{Ideal Area}} \quad (1)$$

Where the element area is simply the area of the triangular element, as in Figure 8(a) and the ideal element is the area of a perfect isosceles triangle that lies within the circumscribed circle of that same element, as in Figure 8(c). The skew limit was set at 0.80.

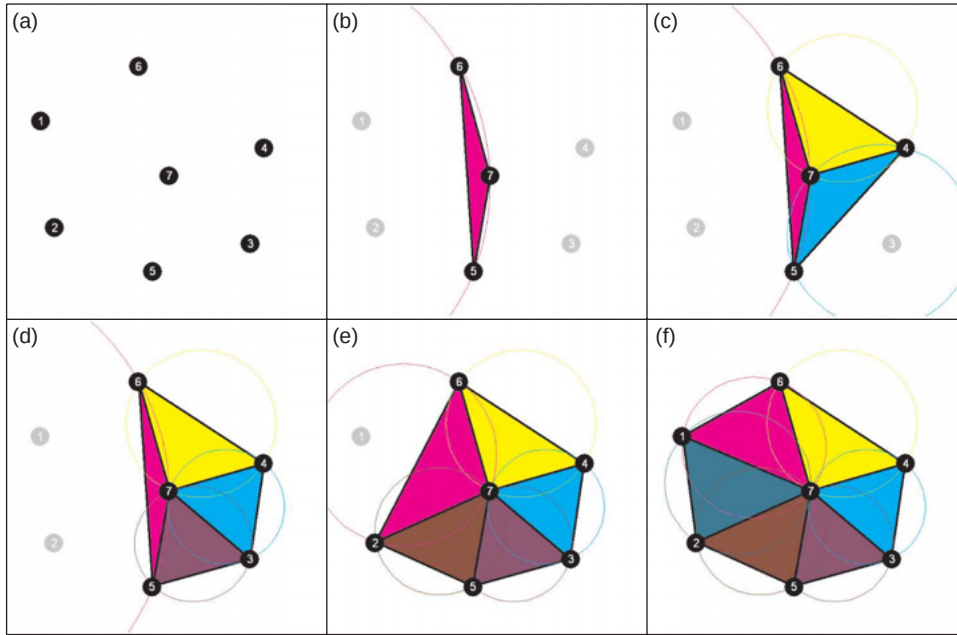


Figure 6 Delaunay triangulation, reverse progression

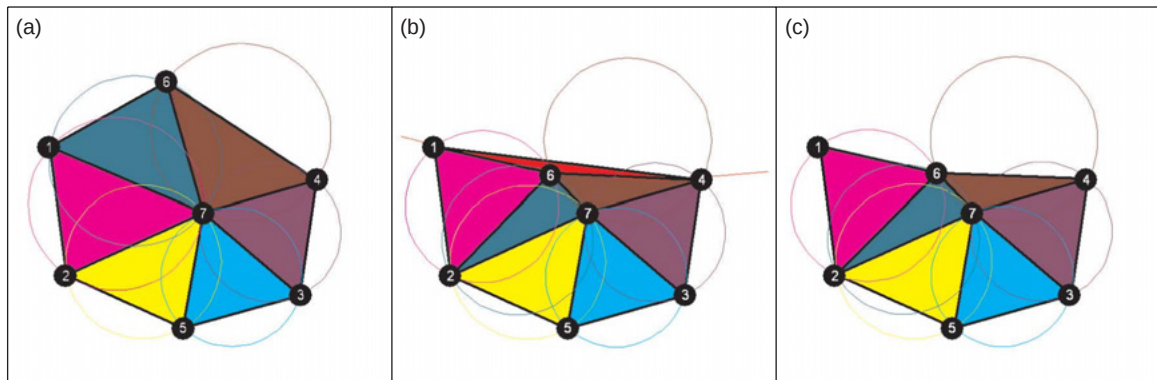


Figure 7 Triangulation for a moved point (#6)

Additionally, it was also possible that larger concave sections would be present in the point set and then large bridging elements would be created. While most of these elements would be likely eliminated by the edge-skew check, it is sometime necessary to indicate that these bridging elements are again outside the core contribution region for that particular cooling zone. Figure 9 shows the triangulated elements for the four cooling zones on the front face of the radiator. Note that there is some overlap in the regions.

4. Flow Rate Calculation

Now that the individual contribution regions have been triangulated, their flow rates can be calculated. Here is where the wisdom of carrying the velocity magnitude for each point comes into play. Realizing that the flow rate of each element can be calculated by:

$$\text{Flow Rate} = \text{Element Area} \times \text{Average Velocity} \quad (2)$$

Where the average velocity is simply computed from the velocity at all three node points. Then all the flow

rates are summed up and the total flow rate through the region of interest is computed. Figure 10 shows the total flow rates (in percentages) for the four contribution cooling zones. In addition to the contribution flow rates, the edge elements are exported as well.

5. Image Creation

Now that the contribution flow rates are calculated, this information is sent back to engineering and styling. While bar graphs of the contributions are relatively straightforward and may be created for engineering, styling prefers more visual results. Therefore, the edge elements from Figure 10 are then plotted and filled in via a simple computer drawing package. The final image is shown in Figure 11 and represents a typical contribution image that would then be shown in an analysis of the flow field. By typical image, it has been shown through past experimental testing that the bottom breather contributes a significant amount of cooling flow, but not how much (for reasons stated in the Introduction). Thus, Figure 11 represents what would be expected from a bottom breather vehicle.

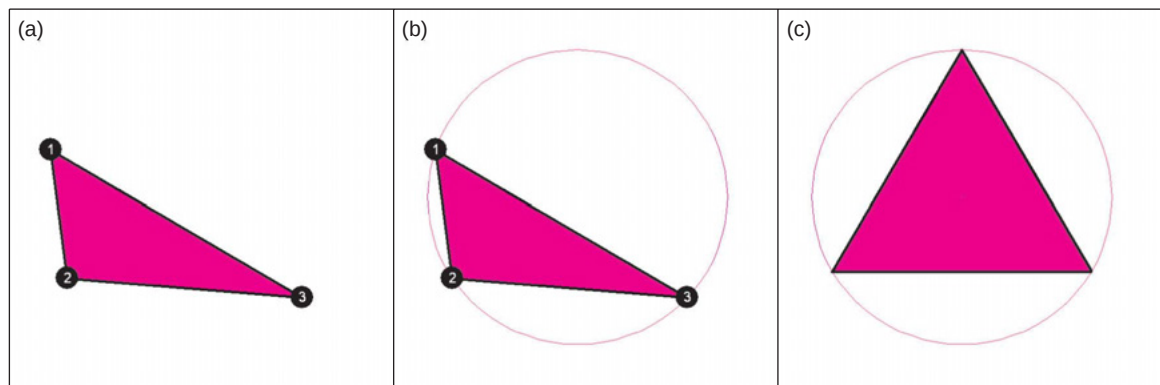


Figure 8 Element skew calculation

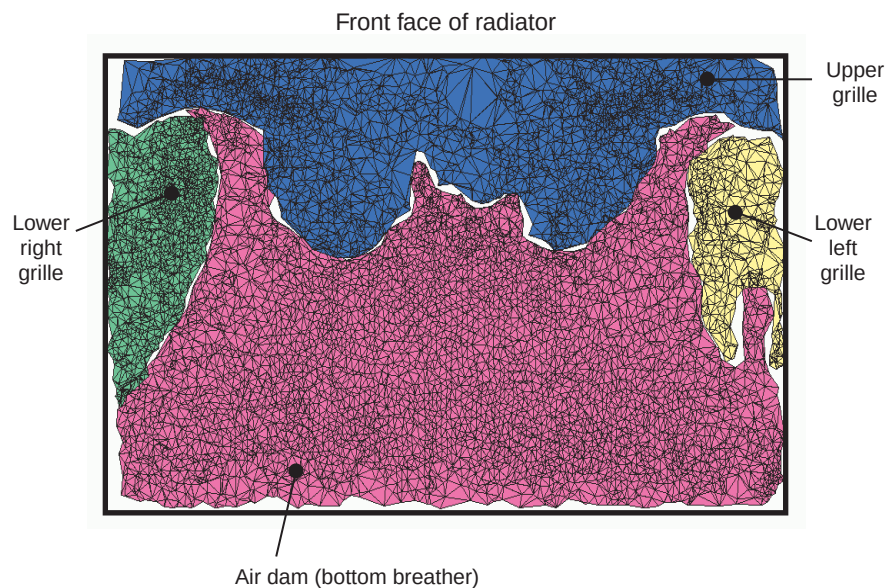


Figure 9 Triangulated contribution regions for candidate radiator

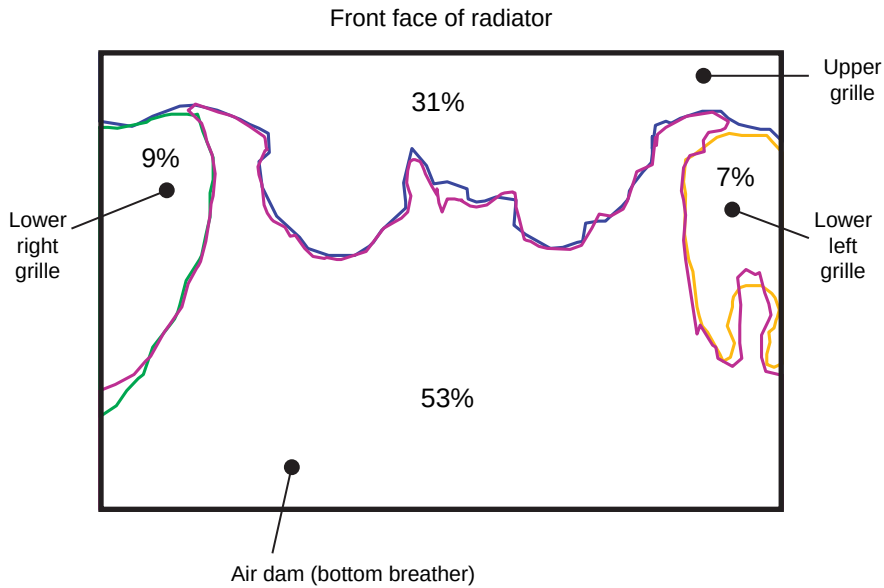


Figure 10 Radiator flow rates for the cooling zones

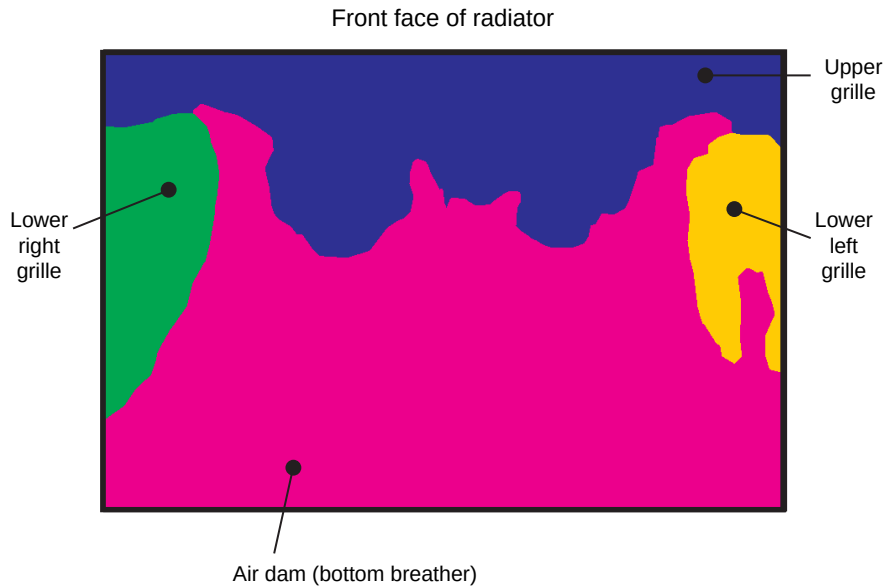


Figure 11 Contribution region final image

6. Conclusions

A method to both calculate and show the cooling zone distribution on the radiator face has been developed. In developing the proposed method, the initial impetus was to convey complex underhood flow patterns. This was accomplished by connecting CFD results (path lines) with a desired outcome (radiator flow distribution). While at this time it is quite difficult to verify this final image (e.g. Figure 11), this method is another tool that allows greater understanding of the cooling region flow field. This proposed method allows enhanced potential front end design direction to be delivered to engineers and stylists alike and increases the confidence in CFD to deliver unique flow field related

results. This better insight into the affects of front fascia design on the flow through the radiator, would, in turn, lead to better styling and performance decisions.

■著 者■



Thomas N. Ramsay

マグネシウムステアリングハンガービーム開発 における CAE 解析

CAE Analysis for Development of Magnesium Cross Car Beam

桑 野 陽 平*
Yohei KUWANO
畑 恒 久*
Tsunehisa HATA

坂 本 靖 則*
Yasunori SAKAMOTO
遠 藤 岳 晴*
Takeharu ENDO

鶴 野 歩*
Ayumu UNO
Sean ATKIN**

要 旨

車体軽量化による燃費向上の目的から、安全性能を維持させ、マグネシウムステアリングハンガービームの開発をおこなった。

マグネシウムステアリングハンガービームの開発において、割れ、伸び、変形の予測精度を向上させるためCAE解析を用いた。その開発における CAE 解析を紹介する。

このマグネシウムステアリングハンガービームは2008年モデルの FCX に採用されている。

ABSTRACT

A magnesium cross car beam has been developed in order to achieve automotive weight savings and thus greater fuel efficiency, while maintaining safety performance.

In the development of a magnesium cross car beam, CAE analysis was used to increase the accuracy of predicting cracks, elongation, and deformation.

This paper will discuss the use of CAE analysis in this development project.

The developed magnesium cross car beam will be employed in the 2008 year model FCX.

1. まえがき

年々低燃費のための軽量化ニーズが高まっており、欧米を中心にステアリングハンガービームのマグネシウム、アルミニウム化が進んでいる⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾。

マグネシウムは、鉄、アルミニウムに比べもろい材料であるため、衝突時の割れ、伸び、変形を高精度に予測することがマグネシウムステアリングハンガービームにとっての課題である。

その課題克服のため、CAE解析により割れを予測し、マグネシウムステアリングハンガービームの開発をおこなった。以下にそのマグネシウムステアリングハンガービーム開発に用いた CAE 解析を紹介する。

マグネシウムステアリングハンガービーム開発において CAE 解析を用いることにより、鉄ステアリングハンガービーム同等の性能を確保し約 5 kg(40%)の軽量化を達成した。

* 四輪開発センター

** Meridian Technologies Inc.

2. CAE 解析による開発

衝突 CAE 解析を検討段階で何度も計算することは多大な時間を要する。このため初期検討の衝突CAE解析を、計算時間が短い簡単な静押し CAE 解析に置き換えた。

また、課題であるマグネシウムステアリングハンガービームの割れの予測手法は Meridian Technologies Inc. のホットスポット同時観察法⁽⁵⁾により判断した。ホットスポット同時観察法とは、ひずみ、最大主応力の両方の数値が高い、ホットスポットが現れた部位で引張り応力が作用していることを示し、破断の可能性を示唆する。これにより割れを予測した。

2.1. ステアリングハンガービーム基本形状と CAE 解析
従来の鉄ステアリングハンガービームと今回のマグネシウムステアリングハンガービーム構造を Fig. 1 に示す。

従来の鉄ステアリングハンガービームはメインビームと

Table 1 Chemical composition of AM60B (weight %)

Al	Zn	Mn	Si	Cu	Ni	Fe	Others
5.5-6.5	≤0.22	0.24-0.6	≤0.10	≤0.010	≤0.002	≤0.005	≤0.02

Table 2 Mechanical properties of AM60B

Tensile strength [MPa]	Yield stress [MPa]	Elongation [%]
223	124	10

なるパイプとステアリングコラム部、センタフレームなどプレス部品の溶接構造となっている。

マグネシウムステアリングハンガービームにおいて、メインビーム、ステアリングコラム部、センタフレームなど成型可能な部位は、ダイカスト一体成型構造とした。一般部肉厚は2.5 mm、メインビーム基本断面形状はコの字断面形状とし、CAE 解析を重ねることにより、リブや肉厚増加、隅R形状変更の必要部位を割り出し、形状の最適化をおこなった。

以上のような構想で CAD レイアウトをおこない、CAE 解析用メッシュモデルを作成した。

2.2. ダイカスト材料

マグネシウムステアリングハンガービーム材料として使用した AM60B 材^{(6)・(8)}の化学成分を Table 1 に、機械的特性(代表値)を Table 2 に示す。

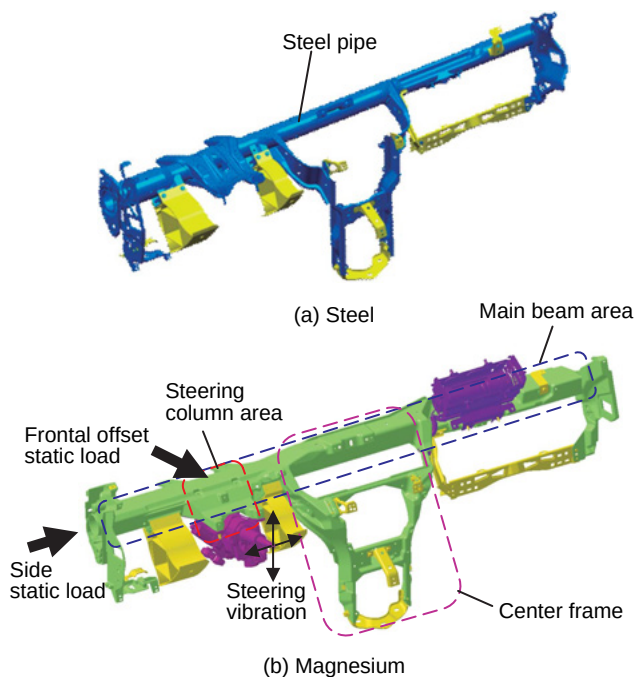


Fig. 1 Cross car beam configuration

3. CAE 解析結果

Fig. 2 にステアリング振動 CAE 解析結果(上下方向ひずみエネルギー分布図)を示す。ひずみエネルギーの高いところが、ステアリング振動において感度が高いことを示している。この結果からステアリング振動性能は運転席側のメインビーム部およびセンタフレーム剛性が重要であることがわかった。

Fig. 3 にオフセット前面静押し CAE 解析結果を示し、Fig. 4 に側面静押し CAE 解析結果を示す。結果よりオフセット前面静押しはメインビームの運転席側が、側面静押しはメインビームの運転席側から助手席側にかけて応力を受けていることがわかった。

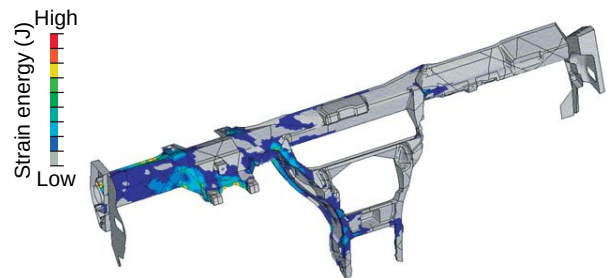


Fig. 2 Steering vibration CAE result (strain energy distribution)



Fig. 3 Frontal offset static load CAE result (Stress distribution)

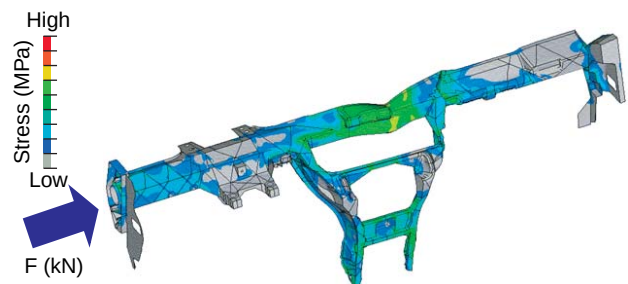


Fig. 4 Side static load CAE result (Stress distribution)

4. CAE 解析と試験結果のコリレーション

試作金型品により試験を実施した。代表的な試験結果と CAE 解析のコリレーション結果を述べる。

4.1. ステアリング振動試験結果

Fig. 5 に単体ステアリング振動試験結果(ステアリング上下固有値)を示す。マグネシウムステアリングハンガービームの方が、鉄ステアリングハンガービームより固有振動数が高いことを示している。また、完成車試験結果から、マグネシウムステアリングハンガービームは鉄ステアリングハンガービームと同等の性能を確認している。

4.2. 静押し試験結果と CAE 解析のコリレーション

Fig. 6 に側面静押し試験の荷重とストロークの関係を示し、Fig. 7 に CAE 解析と試験時の変形の様子および最大荷重時の割れの比較を示す。目標荷重は達成したが、CAE 解析と試験結果を比較すると最大荷重に誤差がある。今後この CAE 解析の誤差を考慮して設計する必要がある。また、変形は CAE 解析とほぼ同等の結果が得られた。CAE 解析

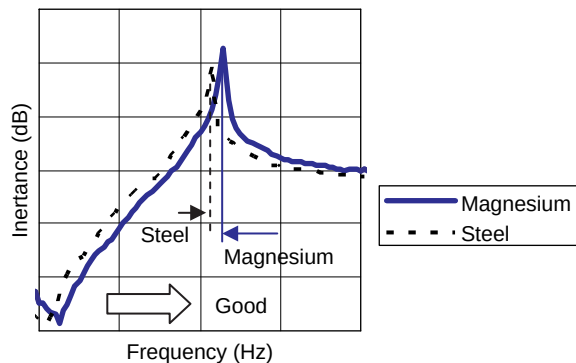


Fig. 5 Steering vibration test result (Vertical steering natural frequency)

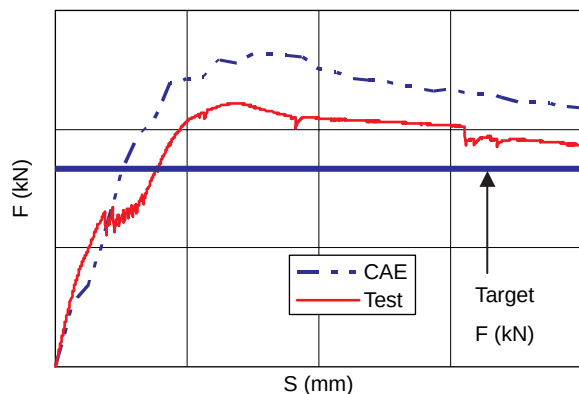


Fig. 6 CAE and test results for side static load: FF (kN)-S (mm)

で予測した部位で最大荷重時の割れが発生し、ホットスポット同時観察法⁽⁵⁾の有効性が確認された。

Fig. 8 にオフセット静押し CAE 解析と試験時の変形の様子および最大荷重時の割れの比較を示す。オフセット前面静押しでも同様の結果が得られた。

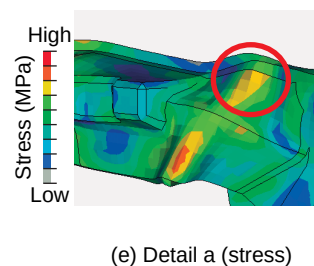
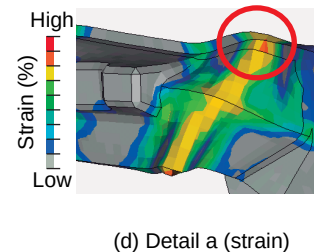
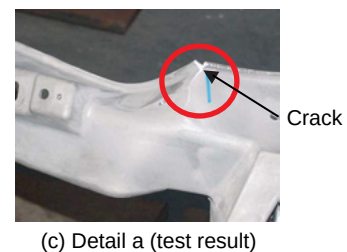
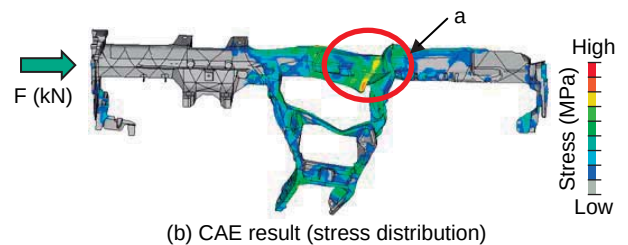
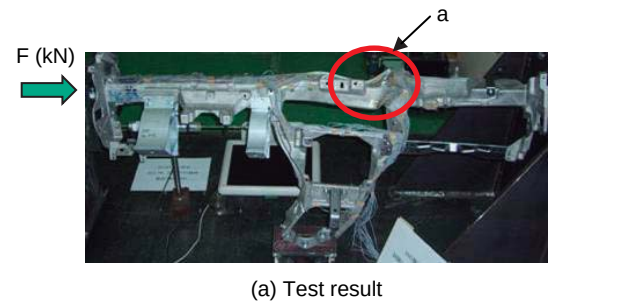


Fig. 7 CAE and test result for side static load

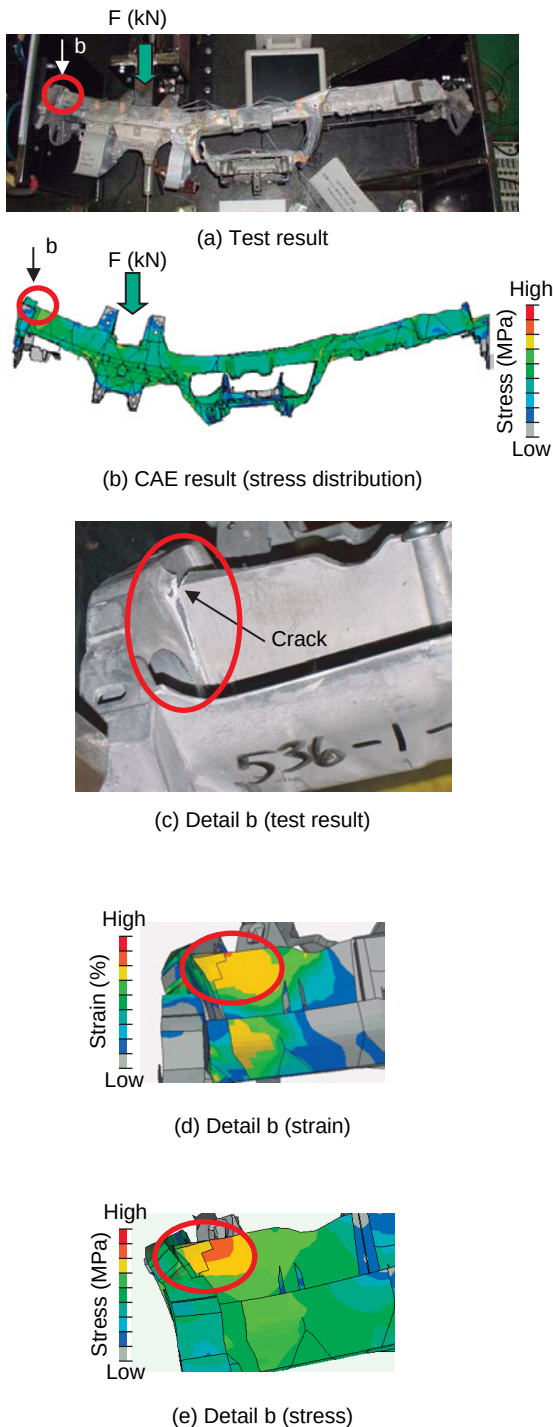


Fig. 8 CAE and test result for frontal offset static load

4.3. 衝突試験結果

以上の静押し試験結果をふまえ、完成車衝突試験を実施した。

Fig. 9 にオフセット前面衝突試験後の写真を、Fig. 10 に側面衝突試験後の写真を示す。オフセット前面、側面衝突共に、メインビーム部に割れは発生しなかった。また乗員傷害値も衝突安全基準に適合し、変位量も鉄ステアリングハンガービームとほぼ同等の結果が得られた。

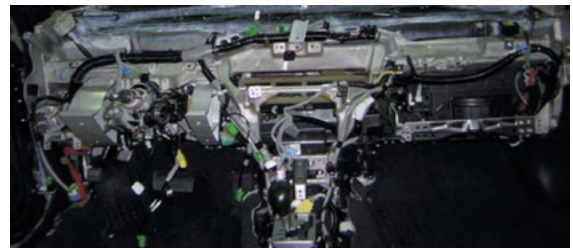


Fig. 9 Frontal offset crash test result



Fig. 10 Side crash test result

5. まとめ

CAE解析によるマグネシウムステアリングハンガービームの開発をおこない以下の結果が得られた。

- (1) CAE解析による割れの予測手法を試験結果により確認でき、CAE解析による開発が有効であることがわかった。その際 CAE 解析と試験の誤差をあらかじめ考慮することが必要である。
- (2) 静押し試験手法を用いることで、完成車衝突試験においても割れが発生しないことが確認でき、静押し試験の有効性が確認できた。

また、鉄ステアリングハンガービーム同等の機能およびインストルメントパネル内スペースにてマグネシウムステアリングハンガービームを成立させ、約40%の軽量化を達成した。

参考文献

- (1) Simonds, G., Su, B.: 自動車におけるマグネシウム適用の今後の方向とその優位性, マグネシウム, Vol.35, No.10, p.8-13(2006)
- (2) Li, N., Chen, X., Hubbert, T., Berkmortel, R.: 2005 Ford GT Magnesium Instrument Panel Cross Car Beam, SAE Paper, 2005-01-0341(2005)
- (3) 宇都秀之: 軽量・小型化に寄与する非鉄金属材料の現状と将来, 自動車技術, Vol.59, No.11, p.11-16(2005)
- (4) マグネシウム合金製品の設計指針, マグネシウム技術便覧, 日本マグネシウム協会編, カロス出版, p.385-391 (2000)
- (5) Simonds, G.: 自動車用マグネシウムダイカスト構造部

品の設計, アルトピア, カロス出版, Vol.37, No.8, p.25-30(2007)

(6) Alain, R., Lawson, T., Katool, P., Wang, G., Jekl, J., Berkmortel, R., Miller, L., Svalestuen, J., Westengen, H.: Robustness of Magnesium Castings, 自動車技術会論文集, Vol.36, No.6, p.151-156(2005)

(7) マグネシウム合金の鋳造, マグネシウム技術便覧, 日本マグネシウム協会編, カロス出版, p.157-158(2000)

(8) マグネシウム関係の規格, マグネシウム技術便覧, 日本マグネシウム協会編, カロス出版, p.449-459(2000)

■ 著 者 ■



桑野 陽平



坂本 靖則



鵜野 歩



畑 恒久



遠藤 岳晴



Sean ATKIN

エアクリーナにおける異物捕捉メカニズムと高性能ろ過材

Mechanism of Trapping Air Cleaner Particles and High-performance Filter Element

田 中 征 一*

Seiichi TANAKA

細 谷 隆 之*

Takayuki HOSOYA

田 中 亨*

Toru TANAKA

古 賀 謙 司*

Kenji KOGA

要 旨

消耗部品となっているエアクリーナエレメントの構成材料であるろ過材料の長寿命化を達成するため、ウェットタイプ不織布とドライタイプ不織布を積層した高性能長寿命エレメントを開発した。

ダスト異物捕捉のメカニズム解析により得られた結果から、ウェット層には繊維の親油性を向上させた不織布にオイルを保持させ、ダストを繊維上に凝集させ目詰まりを低減したウェットタイプ不織布ろ過層を形成した。さらに、ドライ層を積層させた多層化構造とすることにより、ダスト異物の大きさや種類によらず高い捕捉能力とライフ性能の両立を可能とした。

ABSTRACT

Attempting to extend the life of the air cleaner filter element, a consumable part, the project discussed in this paper layered wet- and dry-type non-woven filters to develop a high-performance long-life element.

Based on the results of an analysis of the mechanism of capturing dust particles, the lipophilic properties of the fibers of the non-woven used in the wet layers were enhanced to increase oil retention, enabling dust to be accumulated in specific areas and thus reducing clogging. Dry layers have also been used to produce a multi-layered structure, reconciling the achievement of extended life with a higher level of efficiency in capturing particles of all sizes and types.

1. まえがき

自動車開発では、地球環境保護の観点から、低燃費、リサイクル性の向上、排出ガスのクリーン化等に取り組んでいる。また、エンジンオイル等の油脂類のメンテナンスインターバル延長や消耗部品の交換寿命を伸ばすことで、廃棄物の削減とユーザの利便性を向上することも積極的におこなわれている。エアクリーナエレメント(以下エレメント)は定期的メンテナンスと定期交換が必要な部品の一つであり、地域ごとの異物の特徴に合わせ各種ろ過材を使い分けると共に、メンテナンスインターバルを設定している。特に、砂塵地区などのダスト環境に厳しい地域では微細な異物を除去する必要があり、目の細かく寿命の短いエレメントを使う必要があった。エレメントろ過材料の異物の捕捉メカニズム解析に基づき新発想による長寿命化と微細ダス

*四輪開発センター

トの捕捉性能を両立できるろ過材を用いた高性能エレメントを開発した。その結果、エレメントのメンテナンスインターバルの延長を図ることが可能となった。

2. エレメントへの要求機能

エレメントへの基本的な要求機能は下記の3点である。

(1)ダストライフ

市場交換距離迄に捕捉できる異物量(寿命)

(2)清浄効率

各粒径の異物の捕捉量と異物ろ過した分離量の割合

(3)通気抵抗(空気の通しやすさ)

このうちダストライフと清浄効率向上は一般に相反する性能である。たとえばエンジン内部への異物侵入を低減するため、目の細かいろ過材にて清浄効率を向上

させると、目詰まりが起こりやすくダストライフが低下し、部品の交換サイクルが短くなってしまう。

3. エLEMENTの捕捉異物の種類

市場で使用されたELEMENTを回収し、捕捉異物の分析をおこなった。その結果、異物は組成および性状から大きく三つに分類される。

(1) カーボン異物

粒径は $1\mu\text{m}$ 以下であり、大気中のPM(粒子状物質)等が考えられる。

(2) 無機系ダスト異物

粒径 $1\text{--}50\mu\text{m}$ 程度の大きさであり、砂塵等の鉱物に由来するケイ酸塩(砂、クレイ)を主体としたものである。

(3) その他の異物

上記(1)、(2)以外の異物。タイヤ磨耗粉のゴム系異物が多い。Fig. 1 にその重量割合の一例を示す。

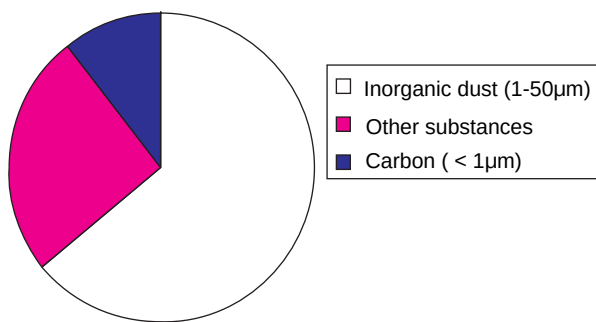


Fig. 1 Classification of trapped particles from used elements in Japan

4. 各異物の捕捉メカニズム

(1) カーボン異物捕捉メカニズム

カーボン異物は粒径が小さいため、空気とELEMENT繊維の摩擦で発生する静電気力を利用して捕捉することが一般的である⁽¹⁾。したがって、カーボン異物はろ過材料が帯電することで捕捉される。体積固有抵抗値が高いほど帯電量は増加することから、ろ過材料の体積固有抵抗値が高いほど清浄効率が高い(Fig. 2)。

(2) 無機系ダストとその他の異物捕捉メカニズム

ELEMENTの繊維にダストが捕捉された状態を Fig. 3 に示す。ダストは繊維のすき間に捕捉されており、ダストの粒径により、その捕捉メカニズムは異なる。粒径の大きなダストに対しての、ろ過材空間率と捕捉清浄効率の関係を Fig. 4 に示す。ろ過材の空間率が低い、すなわちろ過材の目が細かいほど清浄効率は向上する。一方 $5\mu\text{m}$ 以下の微細粒子の捕捉に対しては、カーボン異物

と同様に静電気による捕捉の効果が大きい(Fig. 5)。また、ペーパータイプのろ過材料にオイルを保持させたウェットタイプELEMENTでは、フィルタ表面のオ

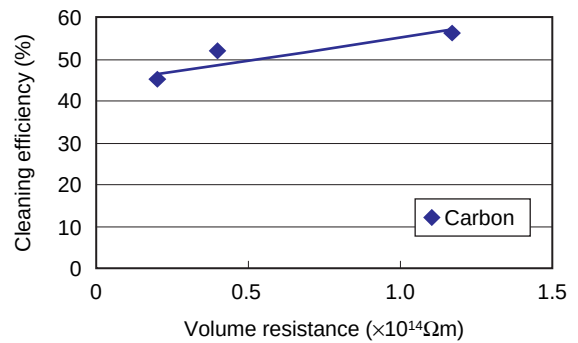


Fig. 2 Cleaning efficiency by Volume resistance



Fig. 3 Dust (1-50 μm) and other substances trapped in filter-fiber

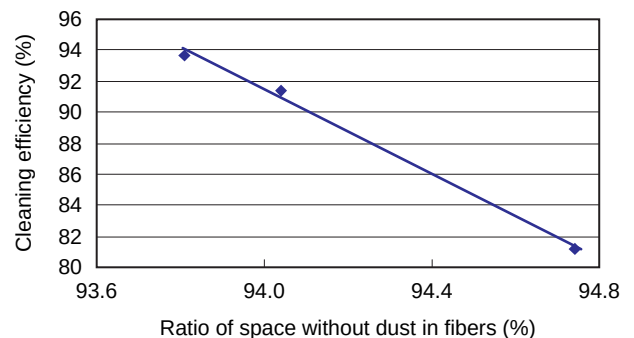


Fig. 4 Correlation of space ratio and cleaning efficiency

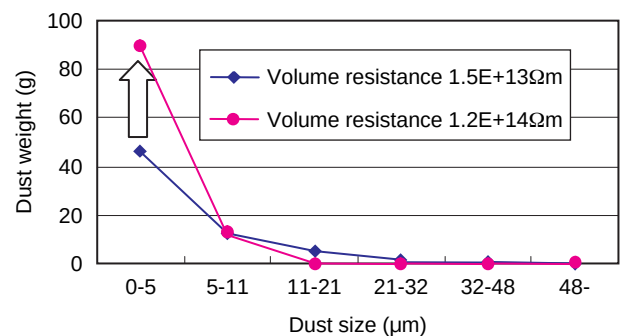


Fig. 5 Ultraparticle dust capture by static electricity

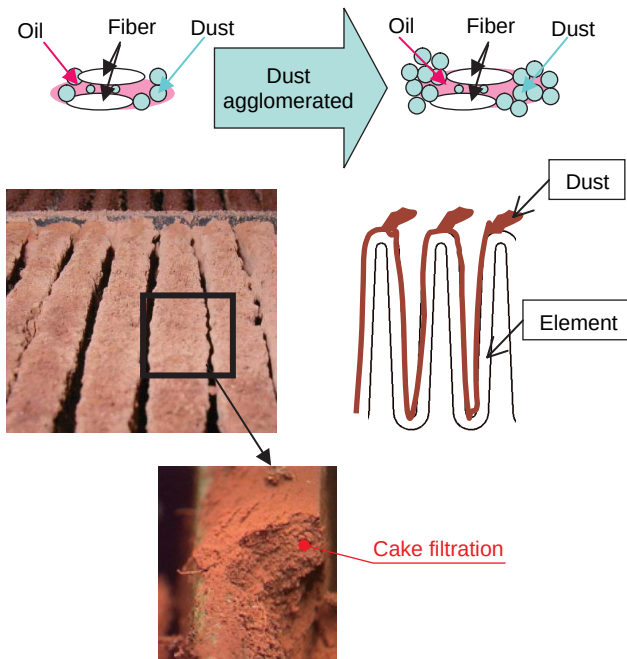


Fig. 6 Cake filtration

イルに捕捉されたダストにオイルが浸透し、そのダストがさらにダストを捕捉するという現象が連鎖的に起こるケーキろ過というメカニズムも起こる⁽²⁾(Fig. 6)。

5. ろ過材の種類と特徴

エレメント素材としては、一般的にペーパータイプのろ過材料、不織布、多孔質フォーム等が使われており、これらは素材で分類すると主にペーパータイプのろ過材料と不織布であり、また、助剤使用(油含浸)の有無でさらにドライとウェットに分けられる。

このうちダスト清浄効率とカーボン清浄効率を重視し一般的には3種類の組み合わせが使われている。各ろ過材の特徴をFig. 7に示す。Fig. 7(a)はダスト清浄効率、Fig. 7(b)はダストライフ、Fig. 7(c)はカーボン清浄効率、Fig. 7(d)はカーボンライフを示す。ドライのペーパータイプのろ過材料は清浄効率が高いが、ダストとカーボンライフが短い。ウェットのペーパータイプのろ過材料は、ダストライフは長いが、カーボン清浄効率が低い。ドライの不織布は、ダストライフは長くカーボン清浄効率も高いが、ダスト清浄効率が低いことがわかる。

また、不織布はその設計、製造自由度の高さから各層の密度や厚みを変化させることができ、多層化をおこなうことでFig. 8のように同一圧損におけるダスト清浄効率の向上を図ることができることも特徴である。

しかし、不織布はドライのペーパータイプ並みの清浄効率とダストライフ延長の両立をすることができない。このため異物が特に細かく量の多い地域では、目の細かいドラ

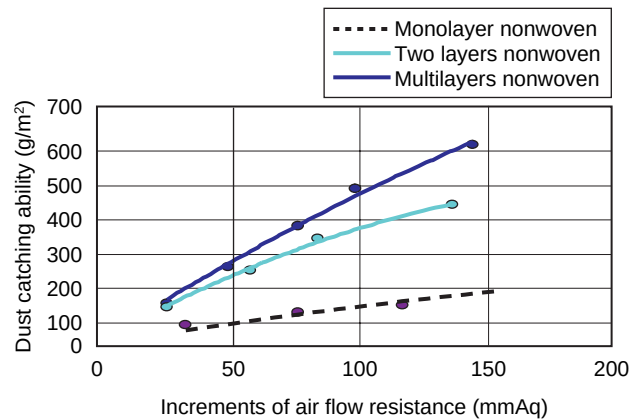


Fig. 8 Effect of multilayer structure

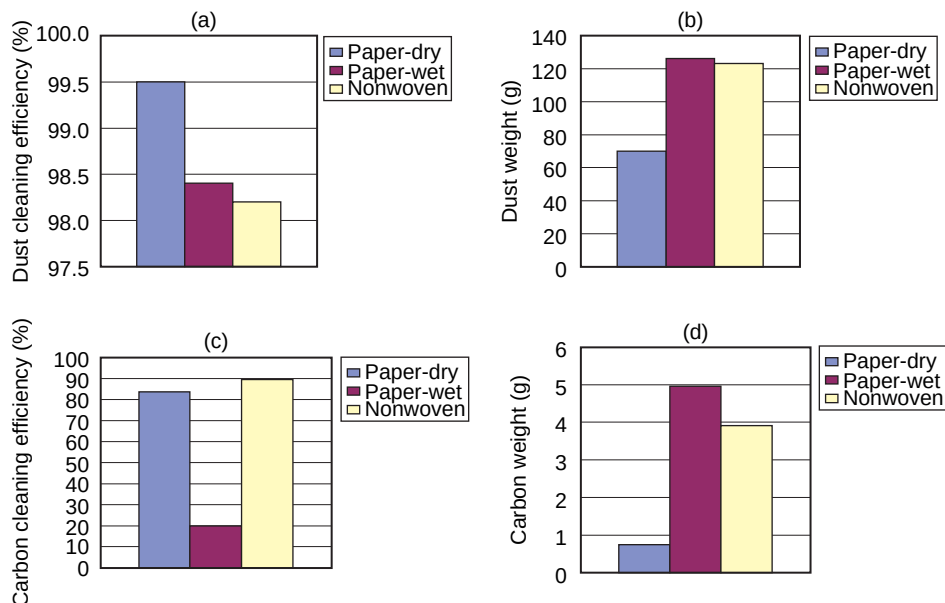


Fig. 7 Filter performance by structure

イのペーパータイプのろ過材料を用い、たとえば走行距離 1 万 km ごとにエアブロー等のメンテナンスが必要とされていた。

6. 高性能ろ過材の開発

ペーパータイプのろ過材料では製法上細かい目をもつ材料構造となるため、さらなる長寿命化は困難である。そこでライフ性能を大きく向上させるため、ライフ性能の高いウェットタイプと不織布を組み合わせたろ過材を検討した。これは繊維の空間で異物を捕捉する不織布のろ過形態に加え、ウェットタイプとすることでケーキろ過によりろ過材表面での異物捕捉を可能とするものである。

6.1. 含油不織布

不織布を用いてケーキろ過をおこなうためには、繊維自身のオイル保持性が重要となる。その一つの手法として異形繊維による表面積拡大と繊維のオイル保持性および付着

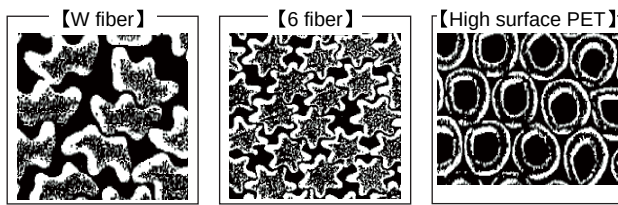


Fig. 9 Photo of fiber cross section

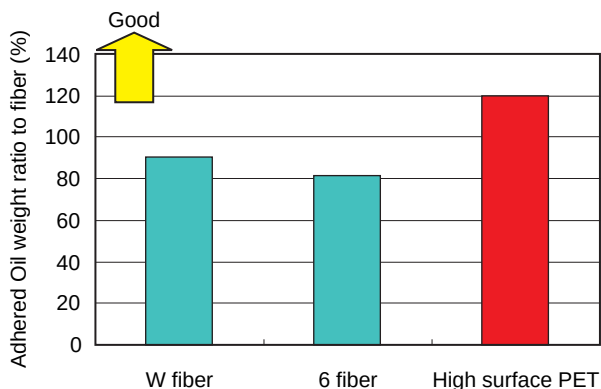


Fig. 10 Property of oil adhered to fibers

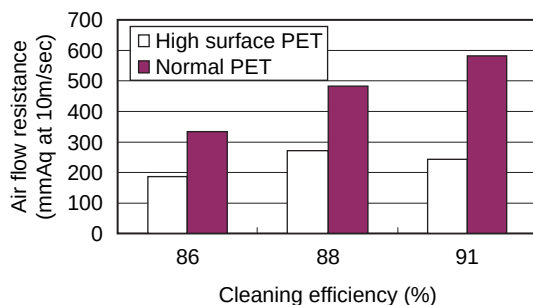


Fig. 11 Dust cleaning efficiency performance

状態を比較した。比較した繊維の断面を Fig. 9 に、Fig. 10 にオイル保持量の比較結果を示す。High surface PET のオイル保持性が最も良好なことが示された。

一般的な円形断面の PET と High surface PET をそれぞれウェット化した性能を比較すると Fig. 11 に示すように清浄効率同等の場合は、通気抵抗の低減が図れた。これは目でのトラップではなく繊維自身で捕捉することを実現できたためと考えられる。ただし、ウェット化したことにより繊維の静電気量が低下しカーボン清浄効率が低下するため、カーボン捕捉層を設ける必要がある。

6.2. 多層化によるろ過性能とダストライフの最適化

Fig. 12 にカーボン捕捉のためのドライ層を追加した開発エレメントの層構成の一例を示す。

ダスト側には含油繊維を用いた粗いウェット層を配置し、クリーン側には繊維密層の高いドライ層を設けた多層化構造とすることで、ダスト清浄効率とカーボン清浄効率およびダストライフのすべてを向上させる構造とした。

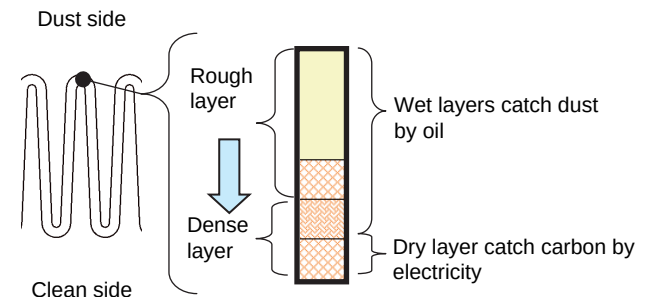


Fig. 12 Filter composition

7. 高性能エレメントの性能

開発した新エレメントのライフ性能を Fig. 13 に示す。従来に対し、清浄効率やカーボンライフを犠牲にするこ

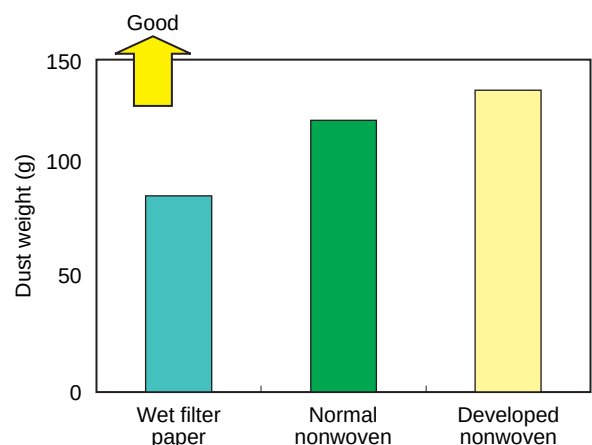


Fig. 13 Trapping dust weight by filter structure

となくダストライフを向上した。

また、繊維・粗密の最適化により、Fig. 14に示すように、異物の大きさや種類によらず、特に細かい異物(JIS11種)の捕捉能力が強化された。

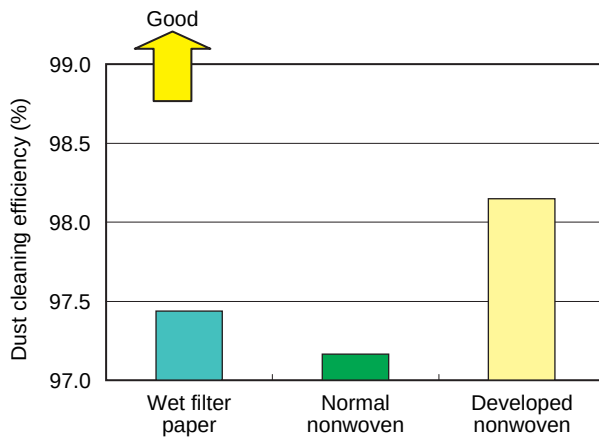


Fig. 14 Cleaning performance for ultra-fine particle (JIS Z 8901 TYPE11) dust

8. まとめ

エレメントの課題であった長寿命化と微細異物の捕捉能力強化に対し、各種異物の捕捉メカニズムを解析することで、相反する特性である異物の捕捉性能とライフ性能を両立させた多層化構造を開発した。

本仕様の確立により、ダスト環境の厳しい地域におけるダスト捕捉性能を確保しつつ、ダストとカーボンライフの向上が図れた。既に本技術は新型 ACCORD, FIT に量産適用されている。

参考文献

- (1) 杉本泰治：濾過，メカニズムと濾材・濾過助剤，地人書館，p.405(1992)
- (2) 高橋幹二：応用エアロゾル学，株式会社養賢堂，p.328 (1984)

■著 者■



田中 征一



田中 亨



細谷 隆之



古賀 謙司

外装用フィルム加飾技術

Paint Film Technology for Automotive Exterior

大 金 仁*
Hitoshi OHGANE

要 旨

最表層に UV 硬化型のクリア層を有し、真空貼合工法で部品へ貼合後、UV硬化させるシステムにより、自動車外装用途へ適用可能な金属調意匠加飾フィルムを開発した。

ベース層には汎用的なアルミ顔料を用い、塗料粘度と塗工条件を工夫することで金属感を発現させるとともに、表層にエンボス処理をほどこすことで艶消しサテンめっき調などの意匠表現を可能にした。従来の外装用加飾フィルムにくらべて成型時の延伸性と部品状態での表面性能に優れており、金属めっきに対して柔軟性を有するなどの特徴を持つ。

このフィルムを新型 Acura TSX のフロントグリルに採用した。

ABSTRACT

A metallic finish decorative film that is able to be applied to automotive exteriors has been developed. Following application using a vacuum forming method, the film is UV-cured. The top layer is a clear UV-cured layer.

General purpose aluminum flakes have been applied in the base coat, and the paint viscosity and coating conditions have been adjusted to enable the achievement of a metallic finish. In addition, embossing of the top layer enables various design expressions, such as a matte satin plating. The new film shows greater elongation during forming and superior adaptability to parts than conventional decorative films, and is also more flexible than metallic plating.

The new film has been applied on the front grille of the new Acura TSX.

1. まえがき

プラスチック部品の質感を向上させる加飾方法としては、樹脂素材への着色、塗装、めっき、フィルム加飾などが一般的に採用されているが、中でもフィルム加飾は塗装やめっきなどに比べて加飾工程における溶剤および有害物質の使用や排出^{(1), (2)}が少なく、かつ印刷柄など意匠的な応用性が高い加飾技術として知られる。

特に近年では、環境規制の強化および自動車の質感やスタイリング向上のニーズを背景として、自動車用の新しいフィルム加飾技術の開発、提案が盛んにおこなわれている。

Hondaにおいても内装の木目パネル類を代表として広く採用されている。しかし一方で車体外装では木目などフィルム加飾の特徴である印刷柄の意匠ニーズが少ないことから、これまではドアプロテクタのボデー色塗装代替など一部の用途に限定されており、フィルム加飾の意匠応用性を活かした技術提案が望まれていた。

*四輪開発センター

2. 外装用フィルム加飾の方向性

2.1. 外装プラスチック部品の加飾色

外装プラスチック部品の加飾色ニーズの一例としてFig. 1に Honda 国内機種種のフロントグリルにおける加飾色分類を示す。

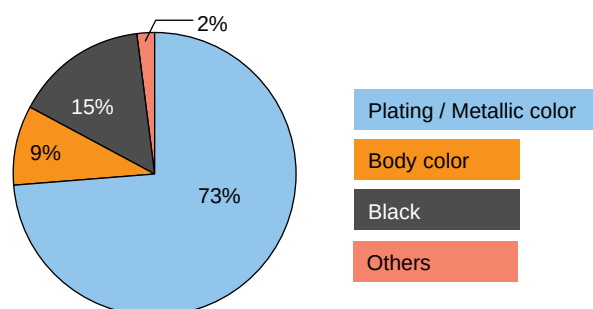


Fig. 1 Honda front grille color

フロントグリルの加飾色はその約 3/4 がめっきまたはメタリック塗装といったいわゆる金属調加飾である。自動車外装部品の中でも意匠的な要求の高いフロントグリルについては、金属調意匠のニーズが高いことがわかる。

2.2. 外装用フィルムの要求性能

外装用途におけるプラスチック加飾の類似実施例として、インジウム蒸着による光輝加飾技術と、サイドプロテクタ用フィルム加飾技術が挙げられる。サイドプロテクタ用フィルムはボデー色での実績があるものの、金属調意匠を採用した場合には、洗車傷や薬品付着による表面劣化、汚染などがより目立ちやすくなる懸念がある。金属調意匠を有するフィルム加飾技術の要求性能として、フィルムの密着性能などの基本性能に加えて、金属調意匠上の耐傷付き性や耐薬品変色など耐久後の外観商品性などについては、インジウム蒸着同等以上の商品性が求められる。

また、フロントグリルはサイドプロテクタなどに対して形状が複雑であることから、塗膜性能と色調の両方を保持可能な延伸率の向上が求められる。

3. フィルムの基本仕様

3.1. フィルム層構成

Fig. 2 にフィルムの層構成図を示す。従来の車両用加飾フィルムの多くはポリメチルメタクリレート (PMMA) などの熱可塑性樹脂を押し出し製法によりシート化したものであるが、本開発では新たな試みとして塗料をフィルム化する

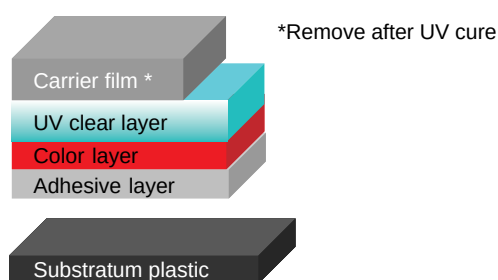


Fig. 2 Film layer construction

る手法を採用した。キャリアフィルム上に、クリア層、着色層、接着層の順に塗料を塗工し、接着層側を基材樹脂に貼りあわせる。熱可塑性樹脂製のバックングシートを有する従来の加飾フィルムに対して、プリフォームとトリミングの工程を省くことが可能となり、また、塗料をスプレー塗装する場合に比べると加工工程での溶剤排出が少ないという利点がある。

最表層には、車体外装用途で金属調意匠を表現することを考慮し、高い耐スクラッチ性と耐薬品性を有する紫外線 (UV) 硬化型の塗料を採用することとした。

また、外装樹脂部品においてはリペアコストの観点から軽微な衝突で容易に壊れないことが望ましい。そこで樹脂基材としてはフロントグリルおよび樹脂製フロントフェンダなどで採用実績のある高衝撃性のポリアミド + アクリロニトリル / ブタジエン / スチレン共重合体樹脂 (以下 PA + ABS) を選択することとし、PA + ABS への良好な密着性を発現する接着層を開発した。

3.2. 貼合工法

フィルムを部品へ貼合するための工法として、真空貼合工法を採用した。Fig. 3 にその工程概略図を示す。

完全に密閉された真空槽中で、加熱し軟化させたフィルムを真空成型法によって部品へ貼合する。この時点では UV クリアは未架橋状態にあり高い延伸性を有する。次に樹脂基材に貼合されたフィルムに、キャリアフィルムの上から紫外線を当てて UV クリア層を硬化させる。最終工程でキャリアフィルムを剥離することで製品の表面には塗料層 3 層のみが残ることになる。

貼合後に UV 硬化をおこなう本システムを採用することにより、貼合時の形状追従性を確保しながら、製品状態で架橋密度の高い最表面層を付与することが可能となる。

4. 金属調意匠

4.1. 着色層の高輝度化

金属調意匠フィルムの市場実施例としては、金属蒸着層をラミネートした事例などが知られている。しかし、ラミネートフィルムではフィルム製造時の工程数や層構成が増

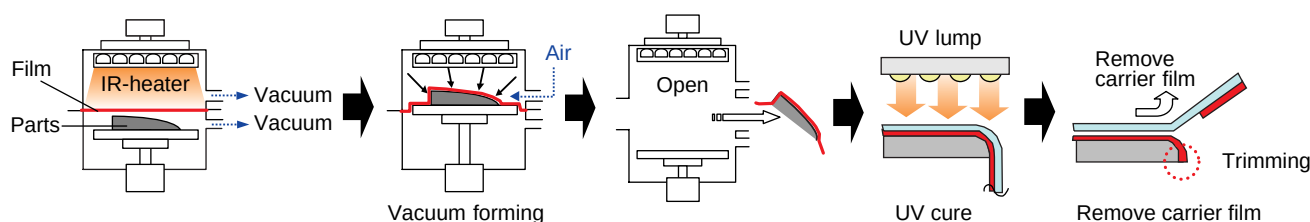


Fig. 3 Vacuum forming and UV cure process for paint film

えてしまうことから、ここではより簡素かつ廉価な方法として、汎用的なアルミ顔料を用いて金属感を発現する方法を採用した。

着色層は UV クリア層上にコータを用いて塗工される。

Fig. 4 にフィルム塗工方法の概要図を示す。

Fig. 5 に着色層の塗料粘度と輝度(正面の輝き)の関係の一例を示す。5000 cps くらいまでは塗料粘度が高くなるほど輝度は上がる方向にあるが、その粘度を超えると輝度はほぼ飽和、一定化し、さらに高粘度になると塗工スジなどの不良が発生し始める。ここでは 2000 cps から 6000 cps が高輝度発現の適正粘度である。

Fig. 6 に塗工速度と輝度の関係を示す。塗工速度が速くなるほど輝度は上がる方向にあるが、10 m/minを超えると輝度はほぼ飽和、一定化した。これらの結果より、フィルム塗工で高輝度意匠を発現するポイントは、アルミ顔料を含んだベース塗料にいかにか剪断力を与えるかにあるといえる。ベース層に強い剪断力を与えることにより、鱗片状のアルミ顔料の配向性が強くなり輝度が向上するものと考えられ

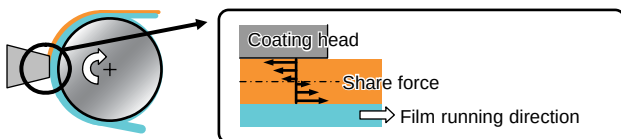


Fig. 4 Image of base paint coating

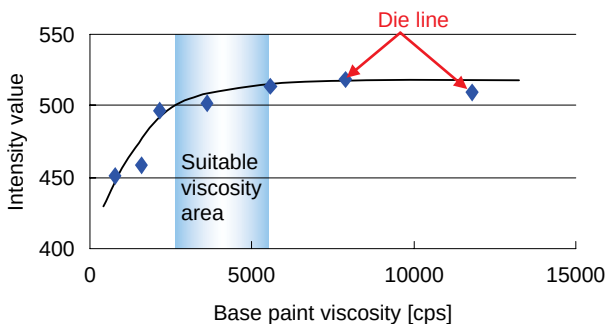


Fig. 5 Relationship between paint viscosity and brilliance

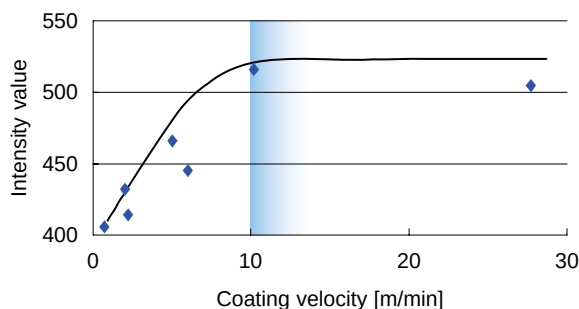


Fig. 6 Relationship between coating velocity and brilliance

る。Fig. 7に、一般的なスプレー塗装による金属調フロントグリルと、今回開発したフィルムとの輝度対比結果を示す。対比である塗装品に対し、フィルム塗工ではより高い輝度を発現させることが可能となった。スプレー塗装に比べてフィルム塗工ではアルミ顔料の配向性を向上させることが容易であるためと考えられる。

4.2. 表層へのエンボス付与

転写貼合タイプの特徴を活かし、キャリアフィルムへのエンボス(絞)付けによる意匠表現検討をおこなった。Fig. 8にエンボス転写の概要図を示す。金属調意匠を有するベース層との組み合わせにより、例えばサテンめっき(艶消しめっき)調などの意匠表現が可能である。

Fig. 9 にサテンめっき調フロントグリルの試作部品の外観を示す。また、Table 1にサテンめっきとサテンめっき調フィルムの外観データを示す。ベース層の輝度とエンボスを最適化することで金属サテンめっきに近い外観を表現することができた。さらに、ベース層に用いる顔料の種類変更、キャリアフィルムのエンボス変更などにより、金属めっきに対し意匠バリエーションの拡大も可能である。

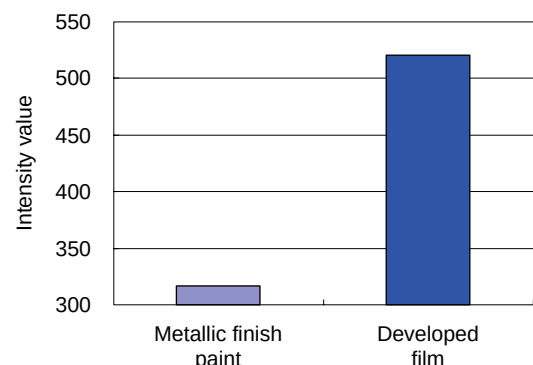


Fig. 7 Comparison between spray paint and film

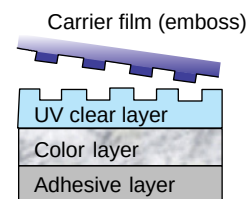


Fig. 8 Image of embossing

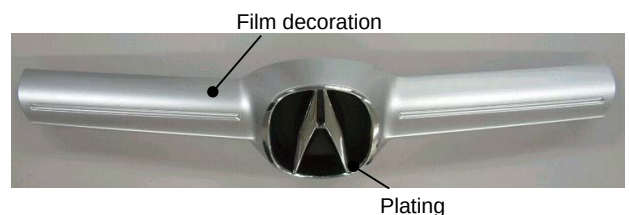
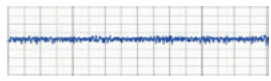
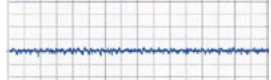


Fig. 9 Satin film proto-part

Table 1 Comparison between satin plating and developed satin film

	Surface roughness chart	Intensity value	Gross
Satin plating		450	55
Developed satin film		480	58

5. 製品性能

5.1. 柔軟性

金属めっきに対するフィルム加飾の優位性として、塗膜の柔軟性があげられる。しかし、自動車のヘッドライトレンズ用途などで用いられる一般的な UV 硬化型塗料は柔軟性が低く、そのままでは金属めっきに対する優位性を十分に発揮することができない。軟質樹脂基材への適合性を考慮し、UV 硬化型塗料に柔軟性を付与する改良をおこなった。柔軟性は、基材へフィルムを貼合した状態での屈曲性試験で評価した。Fig. 10 に屈曲性試験方法を示す。直径 1/2 インチの鋼棒に沿って、フィルムを貼合した樹脂試験片を約 1 秒で 90° 折り曲げ、試験片の破壊形態を確認した。Table 2 に試験結果を示す。対比として UV ハードコート、一般樹脂用塗料を同時評価し、樹脂基材はすべて PA + ABS とした。この結果より、開発したフィルムは外装用途として十分な柔軟性を有することが確認できた。

5.2. 塗膜性能

Table 3 に耐洗車傷つき性試験結果を示す。耐傷つき性の評価点は最良のものを 1 点とした。UV 硬化型クリア層の採用により、従来の外装用フィルムにくらべ耐洗車傷つき性が改善し、目標であるインジウム蒸着加飾同等の耐洗車傷つき性能を達成した。また耐ガソール性を含め、外装加飾に要求されるその他の性能を満足することを確認した。

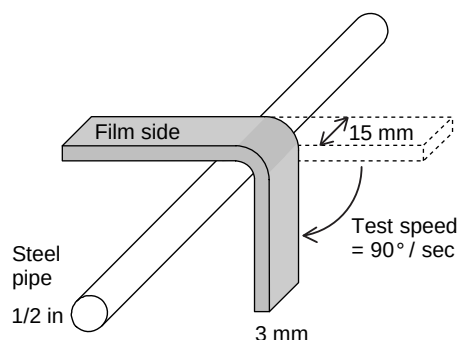


Fig. 10 Bending test method

Table 2 Bending test result

Test temp.	Criteria	UV hard coat	Painted front grille	Developed film
Room temperature	Film non-break	Break	Non-break	Non-break
-30°C	Base resin non-break	Break	Non-break	Non-break

Table 3 Car wash machine test result

		Top layer material	Rating point of car wash resistance
Film	Developed	UV cure type acrylic resin	1
	Body color film for door molding	PVDF / PMMA	5
	Spray paint	Polyurethane	1

Rating point: GOOD ← 1 2 3 4 5 → POOR

Table 4 Film elongation and property

Item	Film elongation rate		
	100% (initial)	150%	200%
Color retention	Initial	$\Delta E \leq 1.5$	$\Delta E \leq 3.0$
Adhesion	100/100	100/100	100/100
Chemical resistance	No change	No change	No change
Gasohol resistance	≥ 60 min	≥ 60 min	≥ 60 min
Rating point of car wash resistance	1 point	1 point	1 point
Bending resistance	Non-break	Non-break	Non-break
Weatherability	No problem	No problem	No problem

Table 4 に延伸率と塗膜性能の抜粋を示す。最大延伸率 200% 延伸まで、色調および耐久性を含めた塗膜性能目標値を満足することを確認した。

5.3. 部品への適用

この加飾フィルムを新型 Acura TSX のフロントグリルに採用した。その他、本フィルムは以下の特徴および技術優位性を有しており、今後の幅広い部品適用が期待できる。

- (1) 金属めっきに対しては、耐屈曲性を有しており、軽微な衝撃などある程度の変形であれば塗膜割れを生じないことから修理費用などの低減が期待できる。また、ミリ波レーダー透過範囲の外縁部など、金属めっきの使用が制限される部位への応用性が期待できる。製造工程においても重金属などの有害物質排出がない。
- (2) スプレー塗装に対しては、部品加飾工程における溶剤排出が少なく、塗装では表現が困難な独自意匠が表現できる。
- (3) 従来のフィルム加飾に対しては、成型時の延伸性と、部品状態での表面性能を高いレベルで両立できる。また、バックグシートを有さないためプリフォーム、トリミング工程を削減または簡略化できる。

6. まとめ

- (1) UV硬化クリア層を有し、真空貼合工法で部品へ転写貼合後、UV 硬化させる加飾フィルムを開発した。
- (2) このフィルムはサテンめっき調などの金属調意匠を有し、耐洗車傷つき性ほか外装部品への適用に必要な性能を満足した。
- (3) 耐屈曲性を有する、製造工程での有害物質の排出が少ないなどの特徴を有している。
- (4) この加飾フィルムを新型 Acura TSX のフロントグリルに採用した。外装樹脂部品の金属調表現手法のひとつとして今後の幅広い部品適用が期待される。

参考文献

- (1) 笠原浩：有機廃棄処理システム，環境対応型表面処理技術，テクノシステム，p.389-392(2005)
- (2) 仲村太一：プラスチックメタライジング技術と環境対応，環境対応型表面処理技術，テクノシステム，p.571-575(2005)

■ 著 者 ■



大金 仁

車体用高品位ホワイパール塗装の開発

Development of New Pearl White Color for Body Coating

小 嶋 啓 介*

Keisuke KOJIMA

池 原 慎 一**

Shinichi IKEHARA

要 旨

自動車の魅力の主要な要素であるスタイリングの中でカラーの果たす役割は大きい。とりわけホワイパールカラーはプレミアム性を付与するカラーとして重要視されている。このような理由から国内市場での適用率は高く成熟カラーとなっており、より一層の商品性向上が望まれているため、高品位ホワイパール塗装技術の開発に着手した。まず、顧客視点の嗜好調査をおこない質感の定量軸を抽出し開発目標を設定した。その上で耐イエローイング高隠蔽ホワイト中塗り塗料の開発でホワイトカラーベース工程を廃止し、マイカベースの高微粒化2ステージ塗装を可能としマイカを高度に配向せしめ、従来の大量生産ラインでは達成できなかった高度なパール感を備えたホワイパールカラーを発現させた。

ABSTRACT

Color plays an important role in styling, which is a major element in the appeal of a vehicle. Pearl white is particularly important as a color imparting a “premium” quality to a vehicle. Because of this, the rate of use of the color in the domestic market is high, and it has reached market maturity. In order to increase the commercial appeal of the color, the project discussed here focused on the development of a new high-quality pearl white coating. First, a survey of customer preferences was conducted, enabling quantitative axes for the evaluation of feelings in relation to color to be established. Development targets were set on this basis. The development of a white primer surfacer with high yellowing resistance and color hiding ability enabled the process of application of a white color base coat to be discontinued. As a result, a higher level of atomization could be achieved and the mica base coat could be applied in two stages, producing a higher level of orientation of the mica. This has enabled the realization of a pearl white color with a strong pearl feeling previously unattainable on a conventional mass production line.

1. まえがき

自動車の魅力の一つとしてスタイリング要素がある。2002年のJDパワー社の自動車の魅力調査APEALデータの解析結果においても、近年の顧客はスタイリング要素を自動車の魅力の筆頭に挙げていることが示されている(Table 1)。スタイリングといえばボデー造形をイメージするが、塗装の見映えも重要なスタイリング要素で116カテゴリー中上位7位に位置している。カラーは塗装の見映えの主要要素である。カラーの流行はその時代の社会、経済情勢等で左右されるが、近年の自動車ボデーカラー構成動向を見るとシルバーの順位がトップでありホワイトがそれに次いでいる。国内市場においてホワイトは80年代にスー

パーホワイトの大流行があり、90年代に入り陰が見えたものの現在まで堅調に推移している定番カラーである。特に近年ではホワイトはほとんどがホワイパールに置き換わっている。さらに北米市場においてはホワイパールは高級車専用カラーとしてプレミアムブランド力強化のための重要なカラーとなっている。

以上の背景より、国内市場においては成熟カラーから脱却した価値のある、また北米市場においてはよりプレミアム性の高いホワイパールが望まれているが、塗装工程や製造コストの制約から実現が難しいのが現状である。

本稿では、大量生産ラインに適合しかつ高い質感を備えた高品位ホワイパール塗装技術について説明する。

* 四輪開発センター

** 本田技研工業(株)

Table 1 Correlation coefficient of “Fun to Drive” score and score of each question

Ranking	Questionnaire		Correlation coefficient
1	Style	Overall rating	0.931
2	Style	Side profile appearance	0.928
3	Style	Uniqueness of your vehicles overall styling	0.925
4	Style	Front end style	0.923
5	Style	Exterior styling	0.918
6	Style	Appearance of exterior molding and trim	0.911
7	Style	Appearance of exterior paint	0.897
8	Handling	Feel of steering wheel	0.896
9	Style	Ext/int color coordination	0.891
10	Style	Appearance wheels/rims	0.890
11	Style	Rear end style	0.887
12	Handling	Steering effort	0.854
13	Other	Heater keeps interior warm	0.844
14	Interior	Styling of the seats	0.838
15	Handling	Brakes smooth in panic stop	0.835
16	Interior	Overall rating	0.834
17	Interior	Interior styling	0.834
18	Interior	Interior smell	0.834
19	Handling	Brakes slow vehicle quick and safe	0.831
20	Handling	Hold driver when cornering	0.830
21	Other	Rate how quickly the heater gets warm	0.830
22	Style	Open/close side door	0.829
23	Handling	Overall braking	0.825
24	Interior	Interior color coordination	0.821
25	Other	Front defroster performance	0.817
26	Handling	Stability on winding roads	0.815
27	Interior	IP design	0.815
28	Handling	Overall rating	0.813
29	Power plant	Perf in 2-wheel drive	0.811
30	Interior	Understand gauges/instr	0.811
31	Interior	Look/feel of ip materials	0.804
32	Power plant	Smoothness during hard accel	0.801

Table 2 Adjective pair and result of factor analysis

Adjective pair				Factor loading			
				1st factor	2nd factor	3rd factor	4th factor
7 ← Score → 1				Pearl feeling	Novel feeling	Male-female feeling	?
Feminine	女性的な	Masculine	男性的な	0.0166	0.1941	0.9071	0.2989
Natural pearl	天然パールのようだ	Artificial pearl	人工パールのようだ	0.7373	-0.1129	0.6604	0.0792
Silky	シルキーな	Glare	キラキラしている	0.8101	-0.2202	0.4122	-0.0201
Delicate	落ち着いた	Glitter	派手な	0.5361	-0.8026	0.1970	-0.1456
Three dimensional	3次元的な	Non three dimensional	3次元的でない	0.7742	0.2242	-0.0330	-0.3200
Bright	明るい	Dark	暗い	-0.2307	0.6338	0.1509	0.5502
Luxury	ラグジュアリー	Sporty	スポーティ	0.3789	-0.1100	0.8620	-0.1712
Color travel	色が変化する	Non-color travel	色が変化しない	0.5971	0.7856	-0.0562	-0.0688
Gentility	上品な	Vulgarity	下品な	0.8179	-0.4007	0.2891	0.0430
Valuable	高価に見える	Cheap	安っぽく見える	0.9187	0.0676	0.2503	-0.0728
Novel	目新しい	Commonplace	ありきたりな	0.0901	0.9349	-0.0739	-0.0009
Fine particles	粒子が詰め込まれた	Rough particles	粒子が詰め込まれていない	0.9002	0.1620	0.2311	-0.0910
Gorgeous	ゴージャスな	Simple	シンプルな	0.1892	0.8785	0.3065	-0.0602
Warm	暖かい感じ	Cool	冷たい感じ	0.3223	-0.0780	0.9099	-0.1068
Contemporary	先進的な	Classic	クラシックな	-0.3141	0.7466	-0.3526	0.4018
Like	好みのカラーだ	Dislike	嫌いなカラーだ	-	-	-	-
Contribution ratio(%)				37.62	25.92	25.48	3.56
Accumulative contribution ratio(%)				37.62	63.54	89.02	92.58

2. ホワイトパールの質感の評価軸と目標値

成熟市場で顧客への訴求力を高めるためには、顧客の嗜好把握が欠かせない。そこで顧客がホワイトパールカラーに対しどのような質感を感じとるのかを知るために因子分析をおこなった。サンプルパネルとしては12種の異なるホワイトパール色カラーが塗装されたスポーツカーシェイプ

モデルを用いた。

因子分析に先立ち Table 2 に示すカラーデザイン分野で用いられる意味言語を15対整理した。これら対極をなす意味言語対および嗜好性を7段階にランク付けし調査をおこなった。対象はカラー知識のない20代から50代の日本のHonda 従業員(男性38名、女性23名)とした。

得られた因子分析結果を Table 2 に示す。第3因子まで

の累積寄与率が89%であり、第4因子以降は各々寄与率が3.6%以下のため考慮から外した。第1因子は因子負荷量の大きい意味言語からパール感を表す軸、第2因子は目新しさ感を表す軸、第3因子は男性－女性感を表す軸と判断した。一方、これら三つの因子スコアと併行して調査した嗜好性スコアとの相関性を Fig. 1 に示す。パール感因子スコアは相関係数 0.8325 と強いが、目新しさ感因子スコアおよび男性－女性感因子スコアはそれぞれ 0.0700, 0.1442 と相関が認められなかった。以上より顧客はホワイトパールカラーに対しこれら三つの質感を感じとるものの、嗜好性の評価にはパール感因子しか使われないため、ホワイトパールカラーの魅力向上の方向性はパール感向上にあると判断した。

パール感の評価軸はパール感を表す第1因子に対し因子負荷量の大きい意味言語から、3次元的に見えるイメージ(以下立体感という)およびマイカ粒子が高密度に敷き詰められた質感(以下、緻密感という)を抽出し、さらに独自のデザインテイストとして先進感をイメージする輝度感を加えた三つの軸とした。三つの軸の定量指標としては、立体感はフリップフロップ度(FF 値)、緻密感は HB 値、輝度感は IV 値をもちいた。FF 値はハイライト部とシェード部の明暗のコントラストの度合いを示す指標で、値が高い程車体の曲面形状がより立体的に見える。HB値は光輝粒粒子のギラギラ度を示す指標で、緻密に充填されている程よりシル

キーに見えるので値は低くなる。IV 値はハイライト部の輝度を示す指標で値が高い程輝いて見える。

そこで開発目標値はこれら三つのパール感評価軸上において、現行ホワイトパールカラーに対し格段に優位性のある水準へ設定した(Fig. 2)。

3. 高品位ホワイトパール塗装

3.1. マイカの配向状態とパール感

車体用ホワイトパール塗装は一部を除き Fig. 3 に示す塗膜構成が主流である。パール感はマイカベース塗膜に含有されるマイカの配向状態に伴う光の反射、透過、干渉度合いで変化すると考えられる。そこでマイカの配向状態とパール感の関係を把握するため、配向状態が異なる2種の塗膜を作製し評価した(Fig. 4)。マイカが塗膜表面に対して平行に配向した部分は白色、そうでない部分は灰色で表されるので、白色比率の高いサンプルBのほうがマイカの配向率が高く、FF 値、HB 値、IV 値も良好な数値を示した。

すなわちマイカの配向率向上はパール感向上と方向が一致する。

3.2. ホワイトパール塗装の現状と課題

現状の塗装プロセスや塗料材料においては前述の目標値を達成させることはかなり困難といえる。その要因は大き

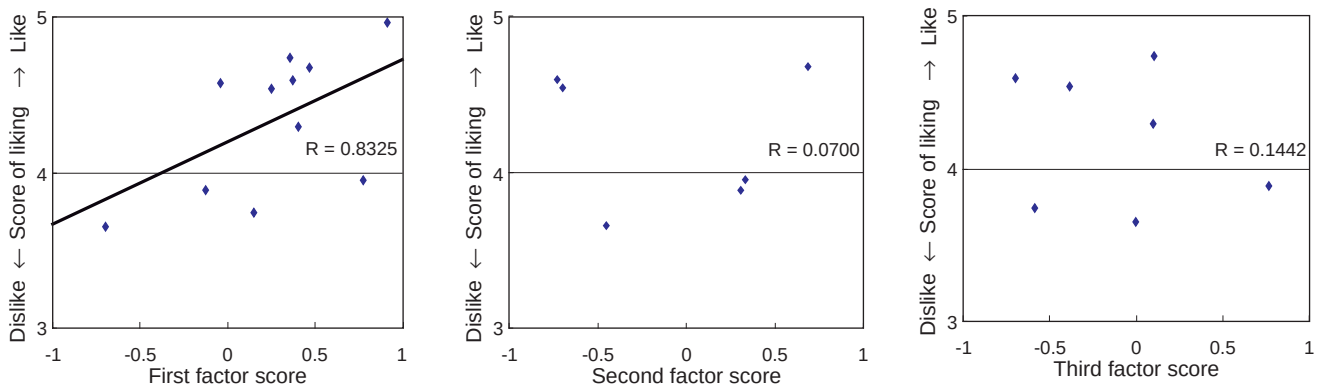


Fig. 1 Correlation between score of liking and each factor score

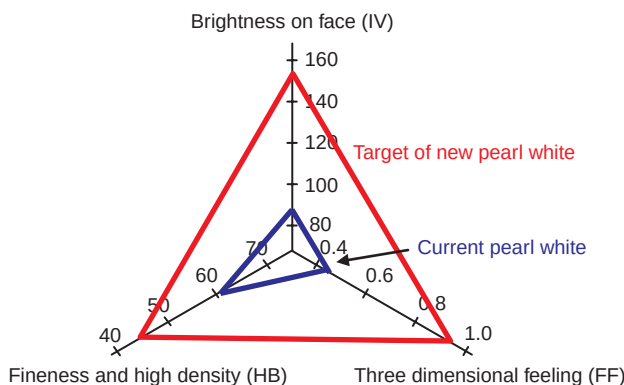


Fig. 2 Target of new pearl white

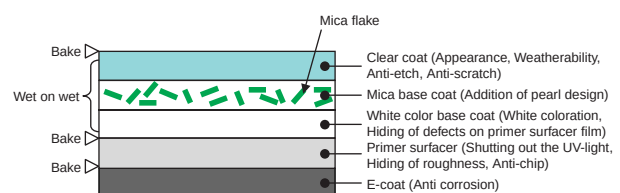


Fig. 3 Current film system of pearl white color for body coating

く二つ考えられる。第1の要因はマイカベースの1ステージ塗装にある。現状のプロセスはFig. 3に示すように電着、中塗り塗料を塗り重ねそれぞれ加熱硬化させた後、まずホワイトカラーベースを塗布し、未硬化の状態でマイカベースを塗り重ねるいわゆるウェットオンウェット塗装をおこなっているため、同一の塗料を二つのステージで塗り重ねているその他のカラーと異なりパール感を決めるマイカベース塗装ステージが一つしかない。そのため、マイカベース塗料の吐出量を多くせざるを得ず微粒化が低下しマイカの配向に限界が生じる。

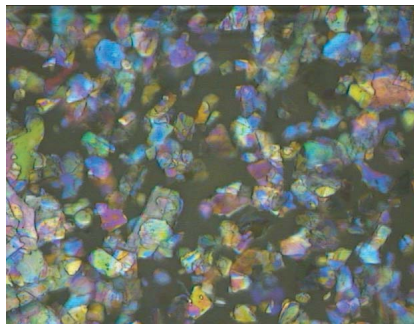
第2の要因はホワイトカラーベースとマイカベースのウェットオンウェット塗装にある。Fig. 5に示すようにホ

イトカラーベースを硬化させた後にマイカベースを塗装した場合とウェットオンウェット塗装した場合で、前者のほうが良好なパール感を示したことから、ウェットオンウェット塗装ではFig. 6に示す両層間の対流が生じ(以下混層という)マイカの配向が乱れる上、ホワイトカラーベース層へマイカが潜り込み有効マイカ量が減ることがマイカの配向率向上を妨げるメカニズムと考えられる。

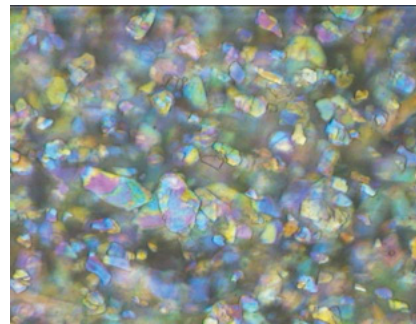
3.3. マイカの高配向技術

前述の二つの要因を排除することがパール感向上の Key となる。

第1要因であるマイカベースの1ステージ塗装に対して



Sample (A) applied by spray (Low-oriented mica)
IV:90, FF:0.45, HB 65



Sample (B) applied by barcoater (High-oriented mica)
IV:137, FF:0.76, HB 54

Fig. 4 Micrograph of different level of mica orientation

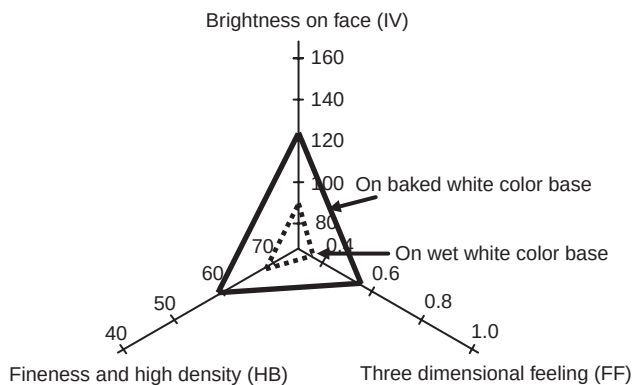


Fig. 5 Pearl feeling difference between on baked white color base and on wet white color base

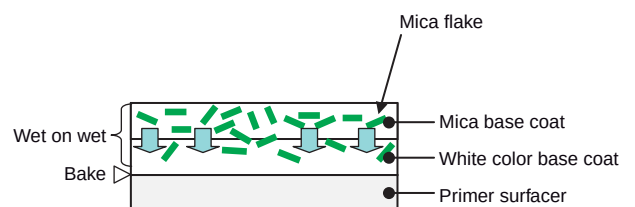


Fig. 6 Mechanism of disorder of mica orientation by convection of white color base coat and mica base coat

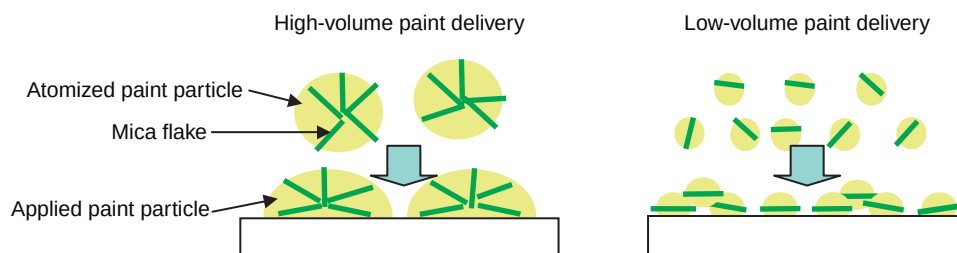


Fig. 7 Mechanism of enhancing mica orientation by low size atomization

は、マイカベースを2ステージ塗装にすればよい。塗装ステージを倍化させればステージ当たりの吐出量を半減することができ、微粒化が向上し、Fig. 7に示すメカニズムでマイカの配向が向上する。

その目的で従来の第1ステージのホワイトカラーベース工程を廃止し、そこへマイカベース工程を配置することでマイカベース塗装の2ステージ化を検討した。

第2要因であるホワイトカラーベースとマイカベースのウェットオンウェット塗装に対しては、上記同様中塗り塗膜へホワイトカラーベース機能を集約できればウェットオンウェット塗装は排除できる。中塗り塗膜は硬化膜であるためマイカベースと混層することはない。

上記の手法により、現行の塗装設備、スペースを増やすことなくパール感目標値を達成することができた(Fig. 8)。

3.4. 技術課題とその対応

これらの手法を適用する際の主要な問題は中塗り塗膜へのホワイトカラーベース機能の集約化部分に集中する。ここにはいくつかの問題が発生するがそれらは中塗り塗膜上に発生する欠陥の問題である。マイカは透明なフレークであるため、中塗り塗膜の欠陥が透けやすい。欠陥が透ければ不良となり良品を顧客へ提供できなくなる。

一つ目の欠陥は中塗り塗膜のイエローイングである。イエローイングは加熱硬化時の樹脂酸化により副生される過酸化発色団がイエローであることより発生するが^{(1)・(3)}、その度合いは加熱温度と時間に依存する。製造ラインにおいては加熱温度と時間は車体の部位、車体の休憩時間帯における加熱乾燥炉内滞留、上塗りの補修塗装の有無などで大きく変動する。現状の中塗り塗膜はこれらの変動因子が高温長時間側へはたらく場合イエローイングが発生しているが、ホワイトカラーベースを塗り重ねるので最終的に欠陥は隠蔽される。しかしホワイトカラーベース工程を廃止するとこの隠蔽ができない。

二つ目の欠陥は電着カラーの透けである。Fig. 2の中塗り塗膜下にある電着塗膜はダークグレー調のカラーを呈しておりホワイト中塗りのみでは透けやすい。現状はホワイ

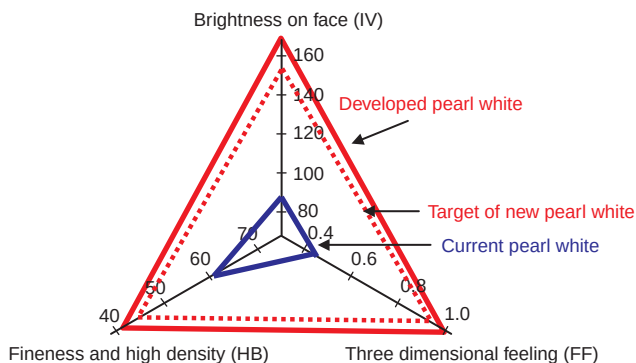


Fig. 8 Pearl feeling potential of new pearl white technology

ト中塗りおよびホワイトカラーベース塗膜で透けを防止しているがホワイトカラーベース工程を廃止すると透けてしまう。

よって技術課題をホワイト中塗り塗料の耐イエローイング性向上、および色隠蔽性向上と定め中塗り塗料の改良検討をおこなった。

耐イエローイング性目標値は製造ラインで想定される最大の熱履歴と標準熱履歴を受けた塗膜との比較で目視上差が判別できないイエロー値(色彩表記法の Δb^* 値)0.5以内にあることとした。耐イエローイング性の向上は発生メカニズムから判断し、樹脂酸化を防止する酸化防止剤や酸化した樹脂に生成される過酸化物の分解剤の配合種と量の検討によりおこなった。

耐イエローイング性目標値と塗料硬化性から検討し特殊酸化防止剤、過酸化物分解剤の1.0 Parts per Hundred Resin (以下 PHR という)配合を塗料設計値とした(Fig. 9)。

色隠蔽性目標値は現状の最低塗装膜厚 30 μm から通常の欠陥修正研ぎで削られる 3 μm を引いた 27 μm で透けがないこととした。透けがないことの定義は白黒隠蔽膜厚部と 27 μm 部との比較で目視上差が判別できない色差(色彩表記法の ΔE^* 値)0.3 以内にあることとした。

色隠蔽性の向上はアルミフレークの配合^{(4)・(5)}、およびホワイト着色顔料である酸化チタンの増量によりおこなった。アルミフレークの配合は量に応じて隠蔽力を増していく効果的な手法であるが物質色がグレーを呈しているため

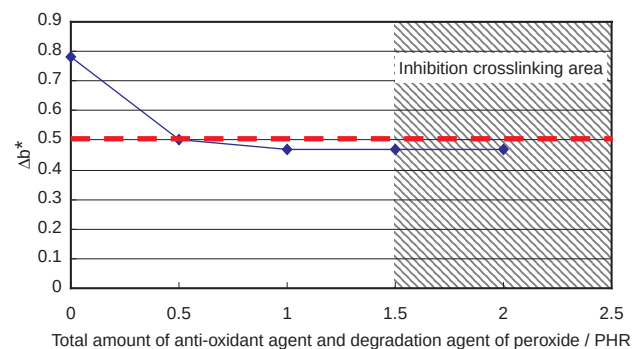


Fig. 9 Effect of addition of additive for anti-yellowing

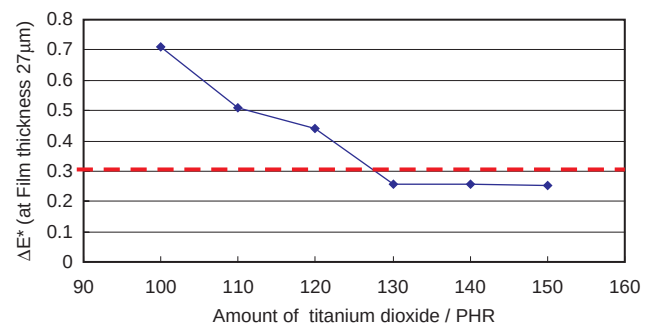


Fig. 10 Effect of addition of titanium dioxide for color hiding

ねらいの白さ(色彩表記法の L^* 値)92 を維持するには配合に限界がある。その限界量として酸化チタン重量比でアルミフレーク 3 重量%配合を塗料設計値とした。酸化チタン量は色隠蔽力が飽和する 130PHR 配合を塗料設計値とした(Fig. 10)。これらの手法により色隠蔽膜厚を 26 μm とでき目標値を満足した。

4. まとめ

上記に述べた高品位ホワイトパール塗装技術により、従来大量生産ラインでは達成できなかった高度なパール感を備えたホワイトパールカラーを発現することができた。その内容を以下にまとめる。

- (1) ホワイトパールカラーに対して顧客が感じとる質感を抽出した(パール感, 真新しさ感, 男性-女性感)。さらに顧客の嗜好性と相関の強い唯一の軸であるパール感軸上で開発目標値を設定した。
- (2) パール感向上のためにはマイカの配向率向上が必要であることの知見を得た。
微粒化を向上させマイカの配向性を高めるため、ホワイトカラーベース機能を中塗り塗膜へ集約化することでホワイトカラーベース工程を廃止し、マイカベース塗装を 2 ステージ化した。
- (3) 新たに発生した中塗り塗膜上の欠陥の問題は、中塗り塗料の耐イエローイング性、および色隠蔽性向上で解決した。

5. おわりに

1980年代の国内のホワイトパールは高級車専用カラーであった。その理由は製造コストが高く高級車にしか設定できなかったためである。当時は前述した中塗りのイエローイングや透けが改善できず、中塗りを 2 度塗り重ねていた。同一の中塗り塗装ラインで塗装回数を増やすことは生産性を圧迫し効率を低下させるので、専用の塗装ラインを設置し対応していた。その後、1990年代になるとその商品力の高さから大衆車への適用のニーズが高まり、その対応として現在の中塗りが 1 度で済む塗装法が開発されたことで急速に普及し現在の成熟期を迎えるようになった。そのかわり、より強いパール感のホワイトパールを創出できなくなり、各社似通った質感となったため、特殊なコーティングを施したマイカなど光輝材の変更で独自性をだす取り組みがなされるに至っている。こうした背景の中、本稿で説明した技術は現状の量産性を維持しつつ強いパール感を発現できる基盤技術であるので今後のさらなるホワイトパールカラーの進化に貢献できることを期待したい。本技術は 2008 年モデルの ACURA RL より適用を開始し、以降適用機種が拡大されていく予定である。

参考文献

- (1) 大勝靖一：第 18 回高分子の劣化と安定化基礎と応用講座, 高分子学会講演要旨集, 東京, 1998-7-2/3, 高分子学会, p.1-5(1998)
- (2) 角岡正弘：第 18 回高分子の劣化と安定化基礎と応用講座, 高分子学会講演要旨集, 東京, 1998-7-2/3, 高分子学会, p.6-13(1998)
- (3) 佐々木万治：第 18 回高分子の劣化と安定化基礎と応用講座, 高分子学会講演要旨集, 東京, 1998-7-2/3, 高分子学会, p.55-58(1998)
- (4) 特許 第 2609513 号
- (5) 特許 第 3755844 号

■ 著 者 ■



小 嶋 啓 介



池 原 慎 一

太陽電池を使った水素ステーション(SHS)の実証試験

Verification Test of Solar-powered Hydrogen Station (SHS) with Photovoltaic Modules

岡 部 昌 規*
Masanori OKABE
樽 家 憲 司*
Kenji TARUYA

中 沢 孝 治*
Koji NAKAZAWA
判 田 圭 圭*
Kiyoshi HANDA

要 旨

太陽電池の電力から CO₂ 排出量ゼロの水素を製造する太陽電池水素ステーション Solar-Powered Hydrogen Station (SHS)を製作し、約4年間安定して水素製造し続け、燃料電池乗用車Honda FCX への水素供給を実証した。これにより再生可能エネルギーを用いた安定した水素製造を証明した。太陽電池で発電した変動電力のみを用いたSHSのシステム効率は約53%であり、年間水素製造量は約1500 Nm³であった。これは FCX が約 8000 miles を走行可能とする量である。また定格電力を用いた SHS のシステム効率は 66%であり、開発した水電解スタックの高効率化により、小型ステーションにもかかわらず大規模ステーションの効率と同等となった。実証試験を通して、将来の水素供給装置の普及形態のひとつである家庭サイズの再生可能水素ステーションのフィジビリティスタディを完了した。

ABSTRACT

A solar-powered hydrogen station (SHS) with photovoltaic modules has been established to produce hydrogen with zero CO₂ emissions. The SHS has been stably producing hydrogen for almost four years, and also, the hydrogen supply for the Honda FCX fuel cell vehicle has been demonstrated. This operational status has demonstrated that stable hydrogen production can be achieved using a renewable energy source. Using only the variable power generated by the photovoltaic modules, the SHS system operates at an efficiency of approximately 53%, and produces approximately 1500 Nm³ of hydrogen per year, equivalent to 8000 miles-run by the FCX. Using verification tests, feasibility studies of a household renewable hydrogen station, projected as a future mode of hydrogen supply, have been completed.

1. はじめに

Hondaでは化石燃料の代替、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の開発に取り組んできた。その燃料電池車に用いる水素は、製造、貯蔵、供給プロセスにおいて可能な限り化石燃料を使わないで製造することが好ましい。言い換えれば、将来の水素製造は地球環境に影響を与えない再生可能エネルギー(例えば太陽電池電力など)を利用することが望まれている。

しかしながら入力が再生可能エネルギーを単独で用いた場合、その特徴から変動電力となるため、大規模ステーションシステムではあらかじめ運転モードの予想が困難になり実運転時の高効率化が期待できない。現在の太陽電池

は電力系統に接続されるのが一般的であるが、さらに太陽電池が普及拡大すると電力系統に接続できない変動電力が増大する可能性がある。このような変動電力のみを使って燃料電池用の水素を製造することは再生可能エネルギーの利用だけでなく電力平準化の観点からも有効である。従って再生可能エネルギーを使って水素供給する装置は、入力電力の変動に対応し高効率運転できるシステムが要求されている。

そこで我々は将来の水素供給装置を考えて、太陽電池の電力を直接水素製造システムに供給する、変動電力に対応できる小型水素ステーションの開発に取り組んできた。2002年7月に米国カリフォルニア州ロサンゼルスに独自技術を盛り込んだ第二世代の太陽電池水素ステーション(SHS)を設置し⁽¹⁾、2003年にはSHSの実証試験を通して抽出し

*四輪開発センター

た弱点を改善し、さらに高効率水素ステーションへと技術進化させた⁽²⁾。このSHSは現在も太陽電池の電力だけで水素を製造する実証試験を継続している。

太陽電池の変動電力だけから高効率で水素を得ようとするこの考え方は、将来の水素供給形態としての家庭用水素ステーションのあり方にも通じる。SHSは小型、高効率の水電解ステーションのあり方を考えるために、以下のふたつの目標を掲げて設置されている。

- (1)再生可能エネルギーから水素を安定して製造すること。
- (2)年間 10000 miles FCX 走行分の水素を製造すること。

本報ではSHSの約4年間の実証試験から、上記目標に対して得られた結果を報告する。

2. 太陽電池水素ステーション(SHS)

Fig. 1 に実証試験した SHS の構成を示した。SHS は発電部の太陽電池と、水素を製造する水電解ユニット、製造した水素を圧縮してかつFCXに水素を充填するディスペンサユニット、高圧水素を貯蔵する高圧タンクユニットの三つのユニットで構成されている。

太陽電池は製造時CO₂排出量低減の観点から、銅、インジウム、ガリウム、セレン(CIGS)薄膜太陽電池が好ましいので、2003年秋にシリコン単結晶からCIGS薄膜太陽電池に変更した。Fig. 2 に太陽電池の設置状態を示す。

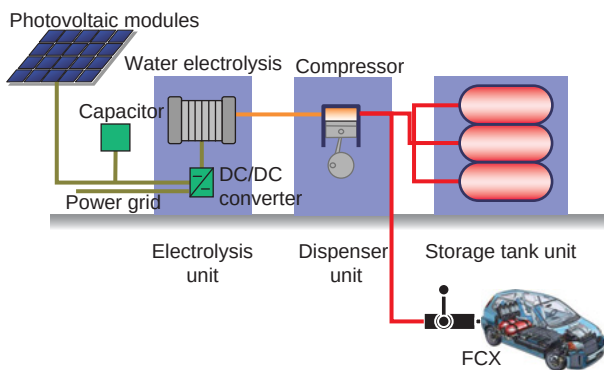


Fig. 1 Schematic diagram of SHS



Fig. 2 CIGS thin-film photovoltaic modules (prototype; manufactured by Honda Engineering Co.,Ltd.)

水電解ユニットには小型、高効率を目指した Fig. 3 に示す水電解スタックが搭載されており、そのスタックには新開発アノード触媒である高活性、高耐久性のルテニウム(Ru)系触媒が用いられている。

太陽電池で発電された電力は、すべてシステムに供給され水素に変換される。SHSの水素製造量はFCX年間10000 miles 走行を可能とする量をFCXの燃費⁽³⁾から2000 Nm³と設定し、これを達成するために約6 kW システムの太陽電池を搭載している。

SHSは、実際にはFCXの走行テストのための水素供給ステーションであるので、天候や走行距離への変動対応として、商用電力を利用して水素を製造し貯蔵することも可能になっている。



Fig. 3 Water electrolysis stack using newly developed Ru-based catalyst

3. SHS を用いた水素製造の実証試験

3.1. 太陽電池を用いた水素製造

3.1.1. 太陽電池を用いた一日の水素製造

Fig. 4 に典型的な一日の水素製造量とシステム効率の変化を示した。システム効率は生成した水素のエネルギーを全投入電力(エネルギー)で割った値であり、水素へのエネルギー変換効率を示している。

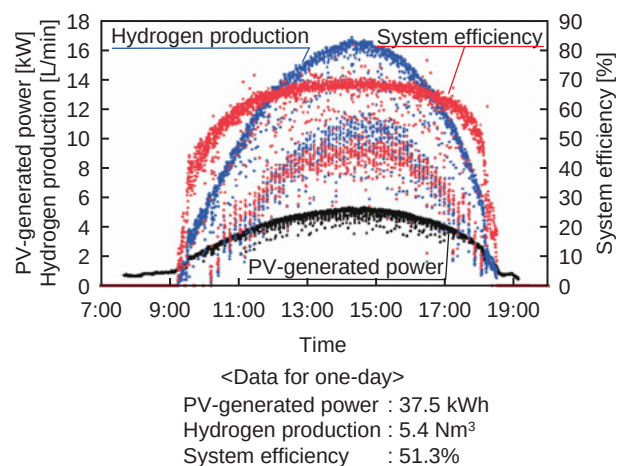


Fig. 4 Operating results for one-day in August 2006

一日の中では時刻と共に変化する発電量の増大に伴い水素製造量, システム効率が增大する傾向にあった。この一日の全水素製造量は 5.4 Nm^3 であり, 約 27 miles の FCX 走行を可能にする。年間を通して安定的にこの量の水素製造ができれば目標値を達成することになる。

システム効率は発電量の増大に伴い日中ピーク時に瞬時効率が約 70% まで到達したが, 断続的なコンプレッサの起動に伴いコンプレッサ起動時の瞬時効率は約 20% 低下した。また朝晩や発電量の低い時間帯では, 補機電力の割合が増大するため水素製造に使われる電力量が減少し効率低下が起こった。そして一日の全発電量と全水素製造量とから計算したシステム平均効率は約 51.3% となった。

Fig. 5 に瞬時の太陽電池の発電量(システム入力電力)に対するシステム効率の関係を示した。システム効率は入力電力の上昇に伴い効率向上の傾向を示し, さらに入力電力を増やすことにより効率が向上する可能性を示した。その理由は, 定格出力 $2 \text{ Nm}^3/\text{hr}$ (入力電力約 10-12kW) に対して, 太陽電池運転が最大約 $1.2 \text{ Nm}^3/\text{hr}$ (最大電力約 5.2kW) であるため, 入力電力の増大が可能であり, 補機電力割合を小さくできるからである。またコンプレッサ起動による電力消費のため瞬時システム効率が約 20% 低下した部分にも曲線が現れた。補機デバイスの中ではコンプレッサ起動時の消費電力割合が大きかった。

3.1.2. 太陽電池を用いた 1 ヶ月間の水素製造

Fig. 6 に 2006 年 8 月の 1 ヶ月間の発電量, 水素製造量, システム効率を示した。8 月 3 日以外はほぼ快晴で安定した発電量を示し, ほとんどの日が 35 kWh/day 以上であった。水素製造量も 1 日あたり約 5.2 Nm^3 で最大で 6.2 Nm^3 となった。実際のこの月の水素製造は 160 Nm^3 であり, これは約 800 miles の FCX 走行を可能にする。この 1 ヶ月間の水素製造量についても年間を通して安定すれば, FCX が年間 10000 miles 走行分の目標値を達成することになる。

しかし安定した水素製造が実証されたひと月の間でも日々のシステム効率は 48-56% と変動した。この理由のひとつはタンク圧力の違いによりコンプレッサの消費電力が

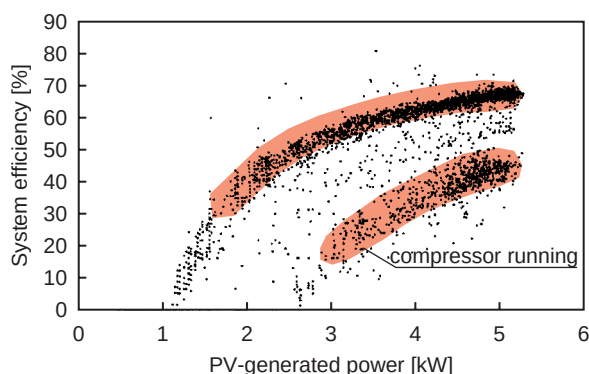


Fig. 5 Operating result for one-day in August 2006 (PV-generated power versus system efficiency)

異なることによる。

Fig. 7 に各タンク圧力におけるコンプレッサの消費電力を示した。コンプレッサの吐出圧力 7 MPa と 35 MPa の違いにより消費電力約 200 W/Nm^3 の差があり, 効率換算すると約 2-3% の差となる。またもうひとつの理由は外気温度上昇のため冷却(ペルチェ素子など)に必要な電力が増大することや水素精製の吸着塔再生用ヒータなどの補機デバイスが起動することである。

以上の結果から日々のシステム効率の変化は一日あたりの発電量(入力電力)の増減よりも, 変動する補機デバイスの起動停止に影響するといえる。このことから変動電力を用いた水素製造システム効率は, 補機デバイスの起動停止

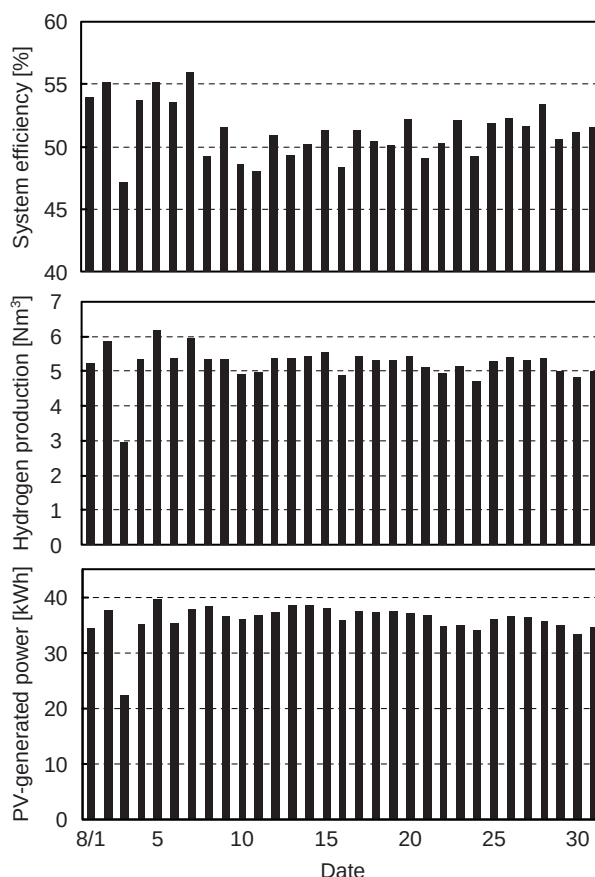


Fig. 6 Data for whole month of August 2006

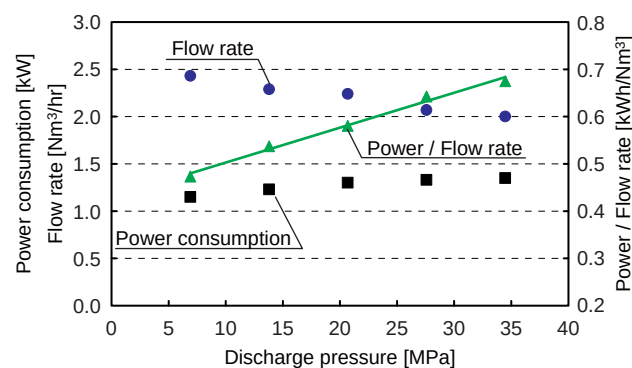


Fig. 7 Power consumption of compressor versus discharge pressure

Table 1 Comparison of annual SHS performance

Year	2004	2005	2006	2007*
PV-generated power [kWh/day]	26.7	26.2	28.2	28.3
Hydrogen production [Nm ³ /day]	4.1	3.9	4.2	4.1
System efficiency [%]	54.1	52.2	53.2	52.3
Amount of produced hydrogen* [Nm ³]	1485	1400	1550	1520

*Data from January to July, 2007

の影響を小さい小型デバイスの使用により効率低下を抑制できるといえる。

3.1.3. 太陽電池を用いた年間の水素製造量

太陽電池を用いた SHS の効率を評価するには、ステーションの水素製造効率が時間、天候、季節などの影響を受けて変わるため、一年を通した水素製造量を計測して効率比較することが有効である。

Table 1 に過去 4 年間の水素製造量とシステム効率を示した。年間の水素製造効率の変化は $53 \pm 1\%$ であり、前述した日々の効率と比較してばらつきが小さく安定している。この結果から SHS では太陽電池の変動電力を用いて 4 年間安定して水素製造ができていることが実証され、目標のひとつである再生可能エネルギーを用いて安定して水素製造することが達成できた。これらの効率から年間の水素製造量を推定すると約 1500 Nm³/year となる。これは FCX 走行距離約 8000 miles に相当する。

これまでに SHS を使って約百数十回の FCX への水素充填をおこなっており、今後も引き続き水素供給実証を継続する予定である。

3.2. 商用電力を用いた水素製造

商用電力を用いた定格電力での水素製造では補機電力が設計値どおりとなるので、SHS 効率は高効率となることが予想される。さらに太陽電池電力のような低電力の場合には低電流密度電解となり抵抗損失が小さくなるので、効率低下は起こらないとも考えられる。そこで一定電力で SHS を運転したときの効率と水素を 1 Nm³ 製造するのに要する消費電力を比較し Fig. 8 に示した。

太陽電池を用いた時の電力量に近い 50 A で運転したときの効率は 60.9% となった。これに対してシステム定格の 90 A で運転したときの効率は 66.3% であった。この効率の詳細を比較すると、システム定格 90 A 運転時は補機の消費電力割合の効果および DC/DC コンバータの高効率点での運転による変換損失の低減が寄与している。これに対して 50 A 運転時は水電解スタックの損失低減が予想さ

れたが、実際には電解スタック温度低下により電解損失電力は逆に多くなった。これは純水製造量が電力に関係なく一定なので温められた水の排水が多くなること、また低出力時の損失エネルギーが少なく水温が十分に上がらないことによる。

先述した太陽電池からの年間水素製造量の当初計画に対する未達分は、試験結果から以下の二点であることが判明した。

- (1) 電力変換器(DC/DC コンバータ)の実使用域と高効率ポイントの不整合
- (2) 水電解スタックの最多運転電流密度域での温度上昇不足による水電解効率低下(スタック保温不足)

以上の結果から、太陽電池を用いた低出力時の運転でも電解水温保持の対策をすればスタック効率を上げられる可能性が示唆され、システム効率向上の見通しも得られた。またこれらの対策を実施することにより、太陽電池を用いた場合 SHS のシステム効率向上が見込まれることから、FCX 年間 10000 miles 走行分の 2000 Nm³ 水素製造の達成見通しが得られた。

3.3. 他の水素ステーションとの比較

Fig. 9 に現在公表されている水電解型水素ステーションの効率とコンプレッサの効率比較を示した⁽⁴⁾⁻⁽⁶⁾。

SHS の効率は中規模ステーションの効率と同等である。また水素製造量の少ない小型ステーションと比較すると効率がより良くなっている。一般的にコンプレッサの効率は水素製造量に依存し、小型ステーションでは効率が低くなることが予想されているが、SHS ではその効率低下を抑制し高効率化が達成されている。

またコンプレッサの効率は摩擦損失が影響するので水素製造量に依存して変化する。水素製造量が大きくなるほど水素ステーションの効率は高くなる可能性を有し、この点では大規模ステーションの方が有利である。

Table 2 に各ステーションの水素製造時の消費電力の内訳を示した。どのステーションも 70% 弱の効率を示している

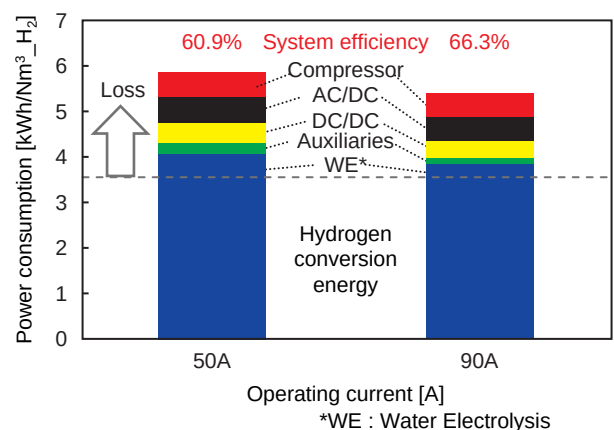


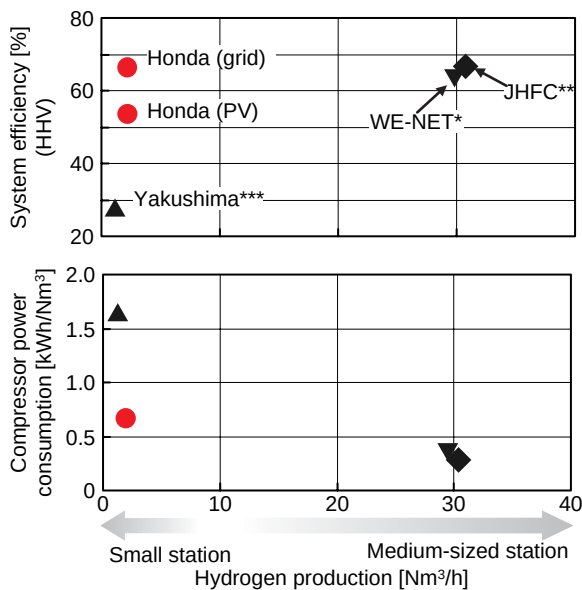
Fig. 8 Power consumption in power grid operation

Table 2 Comparison of hydrogen refueling stations

Manufacturer (Location)	WE* efficiency** (HHV)	Power consumption [kWh/Nm ³]	
		WE*	Compressor
Honda (Los Angeles)	95.1%	4.749	0.675
WE-NET (Takamatsu)	90.6%	5.165	0.308
JHFC (Sagamihara)	—	4.940	0.275
Yakushima project	—	5.769	1.638

* WE : Water Electrolysis

** Operating temperature : 80 °C

 Current density : 1 A/cm²


* WE-NET : World Energy NETWORK project (Japan)

** JHFC : Japan Hydrogen and Fuel Cell demonstration project

*** Yakushima : Yakushima zero emission project

Fig. 9 Performance comparison of hydrogen refueling stations

がその効率の中身には差がある。SHS のコンプレッサの単位水素あたりの消費電力は中規模コンプレッサに比較して大きく、コンプレッサの電力損失分を水電解スタックの高効率運転で補填している。SHS のコンプレッサは市販品の流用のため、システム適合性が充分ではない。水素ステーションの高効率化のためには、昇圧部の制御方法やシステムの改善が求められており、家庭用水素供給装置としてまだ開発の余地を残している。またSHSの水電解スタックの効率は他に比較して高いことが明確になった。

4. 新規 Ru 触媒を搭載した水電解スタック

前項までにSHSの水電解スタックの効率が高いことを示したが、それはセル抵抗を低減したスタック構造と新規触媒を適用したことによる。本章ではその水電解スタックの詳細について紹介する。

4.1. スタック構造の特徴

Fig. 10 に水電解スタックの展開図を示す。開発した水電解スタックの特徴は、電気分解に必要な供給水の循環ラインと補機をすべてスタックと一体化したことである。これにより小型化を達成するとともにスタックの温度制御を容易にした。供給水である純水は、純水製造装置からアノードエンドプレート一体型の酸素気液分離器に供給され、アノードエンドプレート一体型の水ポンプによりセルへと導入され電解される。アノード触媒面では、酸素が発生し純水と共にアノードエンドプレート一体型酸素気液分離器に戻る。このように循環ラインと補機をスタックと一体化したことにより、通水経路が短くなり水ポンプ動力の削減が可能となり、省スペース化と高効率化を達成した。

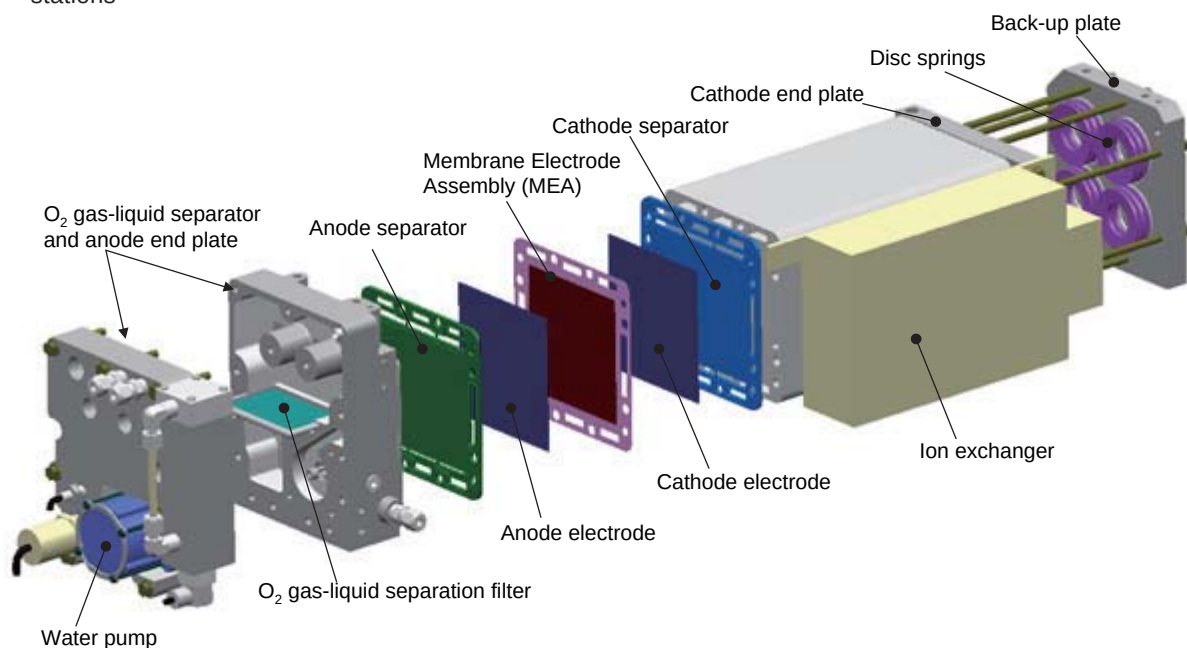


Fig. 10 Expanded view of water electrolysis stack

セル部は、膜電極接合体(MEA)の両極にチタン繊維焼結体から成る給電体を配置させ、その外側にチタン製のセパレータを設置する構造である。給電体とセパレータの接触部はチタン酸化物被膜による接触抵抗の増大を抑制するために、セパレータと給電体の表面に白金めっきをした。スタックの積層数は電源電圧(48 V)から27セルとして、触媒面積は水素製造量(1 Nm³/hr)から 100 cm²(100 × 100 mm)と決定した。このスタックを2台搭載し定格水素製造量 2 Nm³/hr としている。また給電体と MEA との押付け荷重には最適荷重がある。本スタックでは、MEA と給電体の押付け荷重が最適値になるようにカソードエンドプレートとバックアッププレートに間に配置した皿ばねによって、この最適荷重を加える構造とした。

4.2. 新開発アノード触媒の特徴

Fig. 11 に新開発のアノード触媒の TEM 写真を示した。この触媒の一次粒子径は数ナノメートルであり高活性を示すことが裏付けられる。この触媒組成はルテニウム・イリジウム・鉄の3元素からなる複合酸化物(RuIrFeOx)である。一般的に RuO₂ は水電解のアノード触媒として高活性を示すが耐久性に問題があることが知られている。しかしながら本触媒は高活性な Ru が Ir や Fe と複合酸化物を形成することにより Ru の溶出抑制に成功している。

この触媒は単セルテストにおいて高活性かつ長寿命を示すことが確認されている。触媒活性は単セルの電解試験において 1 A/cm² の電流密度で電力効率が 97%であった。また単セルの耐久性能としては一万時間後の効率低下が 3%以内であることも確認されている。

4.3. スタック単体性能評価

Fig. 12 に SHS に搭載した水電解スタック単体の初期電流-電圧曲線を示した。運転温度の上昇とともに効率は上昇する傾向を示し、スタックの温度制御は水電解効率向上

に有効である。本スタックの初期効率は 78℃で 94.1%であり、単セル性能をスタック化後も保持している。

また Fig. 13 に示すようにセル間の性能ばらつきも直列に配置した 27 セルで 93.8 - 94.4%と 1%以内であることから、スタック内の27セルにわたり押付け面圧や水の供給が均等となっていることが証明された。

また Fig. 14 に SHS に搭載したスタック単体の初期性能および経時変化を示した。スタックは2004年から約4年間、メンテナンスなしで稼動し続けた。比較として単セル耐

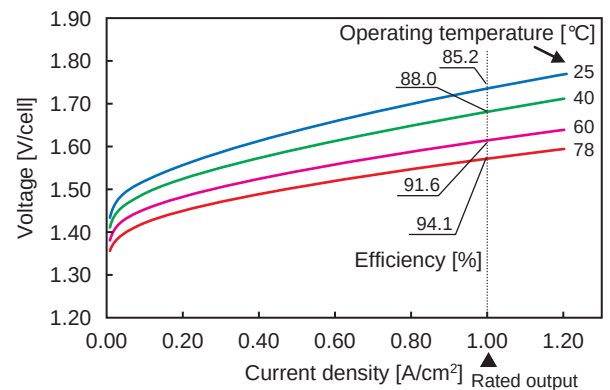


Fig. 12 I-V curve of water electrolysis stack

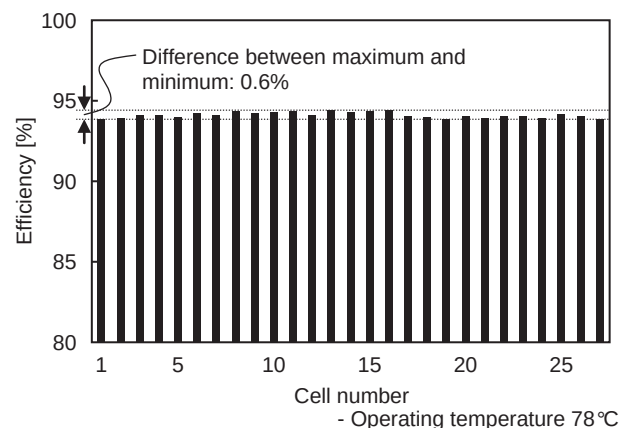


Fig. 13 Efficiency of water electrolysis cells

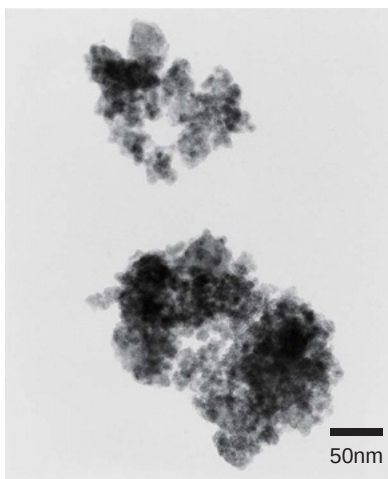


Fig. 11 TEM image of RuIrFeOx catalysts

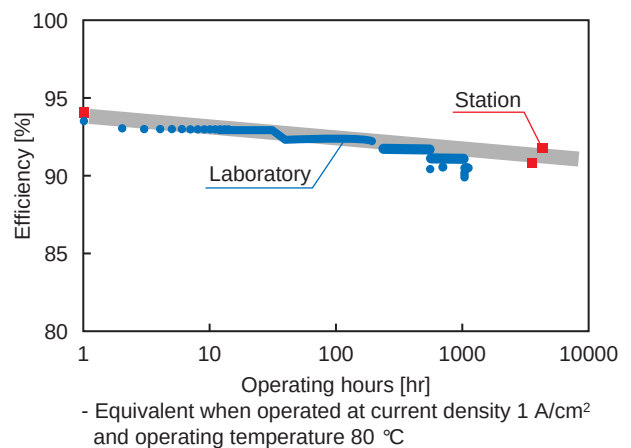


Fig. 14 Durability performance of water electrolysis stack (comparison of laboratory and station results)

久試験結果を示した。SHS に搭載したスタックの性能は単セル試験の延長線上にあり、スタック耐久性は予想と一致した。また膜劣化による電流効率の低下なども認められず、耐久性の実証ができた。SHS に搭載されたスタックは屋外での使用および変動電力での使用に対しても極端な性能低下を起こすことがなく、実験室で得られた結果と同等の性能変化を示すことから、家庭サイズの水素ステーション用の水電解スタックとして有用であることが証明された。

5. まとめ

CO₂ 排出量削減を目的とする太陽電池を用いた水素ステーションの実証試験を4年間実施し、以下の結果を得た。

- (1) システムは約4年間安定して稼働し、CO₂ を発生させることなく水素を生成し続けた。
- (2) 太陽電池電力のみを用いた4年間を通しての年間水素製造効率は 53 ± 1% となった。
- (3) それぞれ年間の水素製造量は約 1500 Nm³ で、FCX の走行距離 8000 miles に相当する。
- (4) 定格電力での水素製造効率は、小型ステーションでも 66.3% に達した。スタックの高効率化で大中規模ステーションと同等の効率を達成した。
- (5) 水電解スタックは他に比較して高効率となったが、そのキー技術は RuIrFeOx 触媒を用いたことである。本水電解スタックは水素ステーションの水電解スタックとして有用であることが証明された。

実証試験を通して、将来の水素供給装置の普及形態のひとつである家庭サイズの再生可能水素ステーションのフィジビリティスタディを完了した。

参考文献

- (1) 上山雅樹, 喜多真佐人, 田口聡, 中沢孝治, 長岡久史, 荒川慎一: 太陽電池を使った水素ステーションの紹介, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.2, p.31-38
- (2) Taguchi, S., Handa, K.: Study of Hydrogen Refueling Station with Photovoltaic Modules, EVS-22 proceedings, p.350-357(2006)
- (3) 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
- (4) 日本自動車研究所, エンジニアリング振興協会: 「固体高分子形燃料電池システム実証等研究」, 水素・燃料電池実証プロジェクト(JHFC プロジェクト)第1期報告書, p.159-162(2006)
- (5) 新エネルギー・産業技術総合開発機構: 水素安全利用等基盤技術開発, 水素インフラに関する研究開発, 水電解型水素スタンドの運転技術開発, 平成15年度~平

成 16 年度成果報告書, p.50-54(2005)

- (6) Kai, T., Uemura, Y., Takanashi, H., Tsutsui, T., Takahashi, T., Matsumoto, Y., Fujie, K., Suzuki, M.: A Demonstration Project of the Hydrogen Station Located on Yakushima Island - Operation and analysis of the station, International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 32, No. 15, p. 3519-3525 (2007)

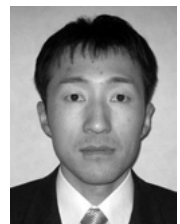
■ 著 者 ■



岡部 昌規



中沢 孝治



樽家 憲司



判田 圭

2007 年モデル鈴鹿 8 時間耐久マシン CBR1000RRW の紹介

2007 Model CBR1000RRW for Suzuka 8 hours World Endurance Championship Race

神 田 英 一*
Eiichi KANDA
重 水 信 男*
Nobuo SHIGEMIZU

大 東 正 宗* 宇 貫 泰 志*
Masamune OHIGASHI Hiroshi UNUKI
秋 津 行 秀*
Yukihide AKITSU

要 旨

2007年鈴鹿8時間耐久ロードレース出場用の耐久専用マシンを開発した。2006年モデルに対し、ECUの演算能力を向上して制御を綿密におこなうことにより、2.7%の出力向上を達成し、動力性能を下げることなく、燃費の両立が図れ、ACGロータの慣性マスを上げることにより、加速側での過渡特性を穏やかにし、減速時のエンジnbrakeも軽減した。さらにスリップ制御を使うことにより、操縦安定性とトラクション性能の向上が図られ、戦闘力が高く、速く安定したラップタイムを出せるレース車両が実現された。

ABSTRACT

An endurance motorcycle has been developed to take part in the 2007 Suzuka 8 Hours Endurance Road Race. The calculation performance of the ECU has been increased against that of the 2006 model to enable more precise control, resulting in a 2.7% increase in power and the achievement of a balance between engine performance and fuel efficiency with no decline in the former. Increasing the inertial mass of the ACG rotor has moderated the transient characteristics during acceleration and reduced the engine brake load during deceleration. In addition, the use of slip control has increased stability and controllability and traction performance. The newly developed racing motorcycle displays reliable racing performance, and is capable of posting lower and stable lap times.

1. まえがき

2004年からスーパバイクカテゴリのレギュレーションが大幅に見直され、それまでの2気筒 1000 cm³ 対4気筒 750 cm³ の時代から、全車 1000 cm³ となり、気筒数による改造範囲の違いで、参戦車のバランスを取るクラスへと変更された。Honda もレースのベースとなるプロダクションモデルの開発が進められ、それまでの2気筒 VTR1000SP から4気筒 CBR1000RRへと車両を変更し、参戦を開始した。Fig. 1 に(株)ホンダレーシング(HRC)参戦車を示す。

2004年2005年の鈴鹿8時間耐久は、スーパバイククラスで2年連続の総合優勝を果たした。

2006年からは、主催者からの要望を含め、全日本選手権同一のカテゴリとなる、ジャパンスーパバイク(以下、JSB1000という)クラスでの参戦と成った。JSB1000は、それまでのスーパバイクのレギュレーションに対し、エンジ

*二輪開発センター

ンの改造範囲が狭く、大幅な出力の向上が望めないため、変更可能部品での性能・機能の向上に努め、完成車トータル性能を向上させるための開発を進め、参戦したが総合優勝を果たすことができなかった。



Fig. 1 2007 model HRC race machine

2007年モデルは、ベース性能が大幅に変わらないこともあり、出力制御を充実するため、ECUの性能を上げて、スリップ制御を主体とする、トラクションコントロールをおこなった。合わせて耐久レースで重要になるピットワークを安定的に早く終わらせるための装備を改良した。本稿は2007年仕様の CBR1000RRW をベースに、性能向上の効果が高い部分と、耐久専用の特異装備も含めて、適用技術を紹介する。

2. 開発の方向性

2005年までのスーパバイククラスは、エンジンの改造範囲が広く、ベースとなる量産車の性能の影響を受け難く、ねらった性能を出しやすい特性を持っていた。2006年からの JSB1000クラスはエンジンの改造範囲が狭く、ねらったピーク出力とパワーストレス特性が出しづらい傾向となるため、動力性能の低下分を補うべく、完成車でのトータル性能を向上させる必要があった。JSB1000 クラス参戦2年目となる2007年は、ECUの性能を上げて、全体の底上げを図ると共に、以下の内容に重点を置き開発をおこなった。

(1)電装制御：ドライバビリティ性能を満足した上に、トラクション性能と燃費の両立を図る。

(2)エンジン：改造範囲内でのさらなる高回転化と機能・耐久性の向上を図る。

(3)車体：耐久専用装備に加え、出力を有効に伝えるトラクション性能の向上を図る。

(4)装備：ピットワークタイムを安定的に早くするため、作業性の向上を図る。

3. エンジン

スーパバイクと JSB1000 のエンジン改造範囲のレギュレーションを Table 1 に示す。JSB1000 は変更可能部品が限られるため、性能・耐久性に効果の大きい代表的な変更部分を紹介する。

3.1. カムシャフト慣性マスの増加

エンジンには、出力向上の観点からレブカット回転数の高回転化とバルブリフト量の増大が求められた。量産仕様から変更できない部分である、カムチェーンへの負荷低減が課題となった。耐久性を向上させる手段として、カムチェーンのカムスプロケットへの噛み込み時のバタツキに着目し、カムシャフト及びカムスプロケットの慣性マスを増加し、カムシャフトの回転変動を低減した。これにより、カムリフト量の増加とレブカット回転数の増加をおこない、

Table 1 Comparison of regulations

	JSB Japan superbike	SBK FIM world superbike
Crankcase	No modification allowed	May be modified by welding or machining
Cylinder head	Only machining port area and base surface are allowed	May be modified by welding or machining
		Valve seats may be altered or replaced
		Valve guide may be altered or replaced
		Combustion chamber may be modified
Cylinder	No modification allowed	Sleeves, liner material may be changed
		Surface finish is free
Crankshaft	No modification allowed	May be altered or replaced
Piston	No modification allowed	May be altered or replaced
Piston ring	No modification allowed	May be altered or replaced
Piston pin	No modification allowed	May be altered or replaced
Piston pin clip	No modification allowed	May be altered or replaced
Connecting rod	No modification allowed	May be altered or replaced
Camshaft	May be replaced or modified	May be altered or replaced
Valve	No modification allowed	May be altered or replaced
		Valve diameter must remain as homologated
Valve spring	May be replaced. Material must remain as homologated.	May be altered or replaced
Valve retainers	No modification allowed	May be altered or replaced
Oil pump	No modification allowed	May be altered or replaced
Clutch	Clutch springs, friction disks, plates may be altered or replaced.	Aftermarket or modified clutches are allowed
	Quality of disks and plates must remain as homologated.	Back torque limiter is permitted.
	Addition of back torque limiting device is not allowed.	

必要とされたカムチェーンの耐久性を確保した。合わせてバルブタイミングも見直しをおこない出力の向上にも貢献した。カムシャフトの形状と慣性マスの比較を Fig. 2 に示す。カムシャフトの回転変動比較を Fig. 3 に示す。

3.2. クランクシャフト系慣性マスの増加

加速時のトルク変動緩和と減速時のエンジンブレーキ低減が課題となった。しかし、クランクシャフト及びクラッチ構造は量産仕様から変更することができないレギュレーションのため、仕様変更可能な ACG ロータで慣性マスを増加することとした。限られたスペースの中で最大のマスを確保するため、アウトロータ式からインナロータ式として Fig. 4 に示すような、外周部に慣性マスを付加するレイアウトを採用し、スロットル操作に対するエンジンの急激な回転上昇を抑えて穏やかなコントロール特性とした。またマス増加の効果により、減速時のエンジンブレーキも軽減されスムーズな減速特性を実現した。

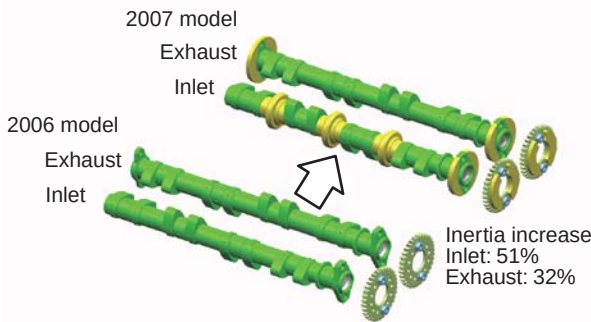


Fig. 2 Comparison of camshaft

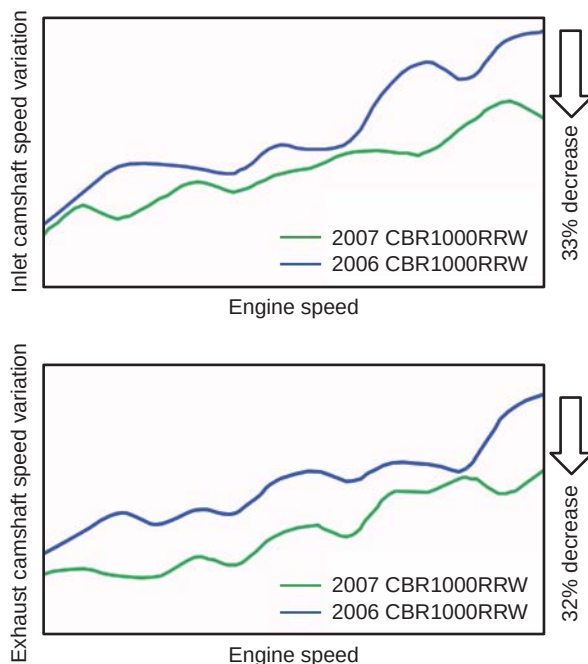


Fig. 3 Camshaft speed variation curve

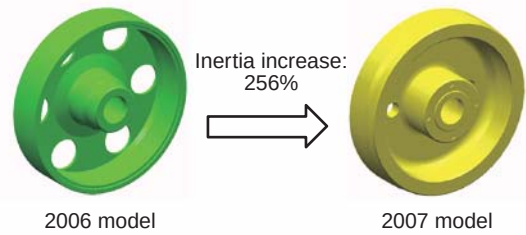


Fig. 4 Comparison of ACG rotor

3.3. 出力向上度

バルブタイミング見直しとカムリフト量増加をベースに、部品公差の選別と製造ロットを一元管理し、エンジンごとの諸元バラツキを抑えてトータルとして2.7%の出力向上と出力バラツキ 0.8%を達成した。2004 年のスーパバイクと比較した全開出力特性のグラフを Fig. 5 に示す。出力低下はやむなしと考え、安定した出力を提供できるように配慮した。

4. 電装・制御

エンジンの高回転化に伴う燃費の低下と出力コントロールを主体としたトラクションコントロールを実現させるため、ECU の綿密な制御が必要となり、2006 年までの量産ベースの ECU から 2007 年では MotoGP にて使用しているデータロガー内蔵型の高性能 ECU を採用した。ECU 変更による主なメリットを紹介する。

4.1. ドライバビリティ性能

2006年までは、エンジン回転数の急激な上昇をスリップととらえ、急激な上昇を検出した際にその上昇を抑える DME(エンジン回転数の瞬時変化)エンジン制御をおこなってきた。2007年では、これに加え前輪車速が制御パラメータとして使用できるようになり、前後車速差を検出しておこなうトラクションコントロールを採用した。DME制御でエンジン回転数の急激な変化を制御し、スリップの誘発を抑制することに加えてトラクションコントロールを採用することで、タイヤグリップ低下、路面状態悪化などによって変化するタイヤスリップにも対応が可能となった。Fig. 6に2006年仕様との走行データの比較を示す。スリップが減り、

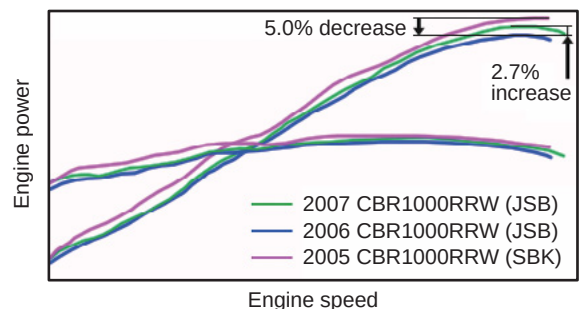


Fig. 5 Engine performance curve

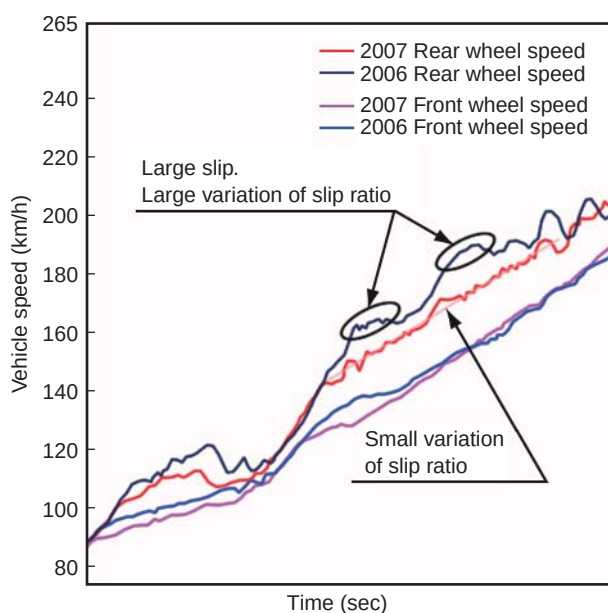


Fig. 6 Comparison of ECU control riding data
(Hairpin exit on final lap of seventh stint)

スムーズな加速が可能となった。

4.2. 燃費性能

ベース燃調(燃料調整)を薄くせず、案別のマップを持つことにより、今までの出力低下を伴うリーン化を最小限に抑え、出力を有効に使いつつ燃費の向上を図った。タイヤグリップが低下してスリップが多くなる状況では、ライダーがマップスイッチを切り替えて走行をおこなうことにより、スリップにより生じる燃費のロスも改善した。マップの構成を Fig. 7 に示す。

4.3. セッティング性能

限られた時間の中で、最適なセッティングを見つけることも重要な要素である。ECUの変更により、セッティングデータの容量増大が図られ、案別セッティングをマップ単位で持つことが可能となり、2006年まではベースマップを

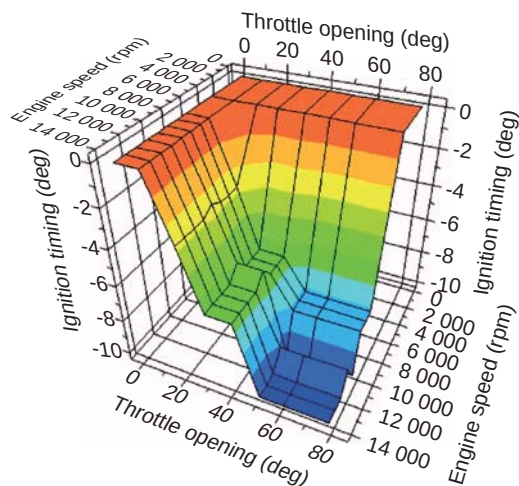


Fig. 7 Comparison of ECU control map

アジャストして使っていたが、モードスイッチを切り替えて走行中に案別を確認することが可能となったため、セッティングの容易性とセッティングに要するスピードが向上した。モード数も二つから三つに増えレース中の状況変化に対する順応性も向上した。

また、データロガーが一体化となったことにより、各種制御パラメータと制御値の追加計測が容易におこなえるようになり、計測データを元に、さらにセッティングの精度を向上することができた。

4.4. 作業性

セッティングデータの送信と走行データの受信を無線でおこなうことが可能となり、狭いピット内で車体整備をおこなうメカニックとセッティングをおこなうスタッフの作業が重なる状況でも、各々の作業がスムーズにおこなえるようになり、作業時間の短縮と合わせ、よりセッティングに時間を割けるようになった。

5. 車体

車体関連は 2004 年のスーパーバイククラスから JSB1000 クラスへ変更されても、レギュレーション的には大きな違いはなく 2006 年にベースとなる量産車がマイナモデルチェンジを受けた時点から、2007 年への変更点も少ないため完成車性能を向上させた代表的な変更部分と耐久専用となる特異部分の装備を合わせて紹介する。

5.1. 完成車性能向上

5.1.1. スイングアームとリヤクッション

スイングアームには、ピットワーク時のタイヤ交換作業を重視したホイール幅の拡大に伴って、操縦安定性の向上とトラクション性能の向上が要求された。剛性と軽量化の観点で形状の見直しを図り、リヤクッションのリザーブタンクを横向きに配置することにより、マスの集中化とスペースレイアウトを有効に使った。Fig. 8 にスイングアームとリヤクッションのレイアウト、Fig. 9 にスイングアームの

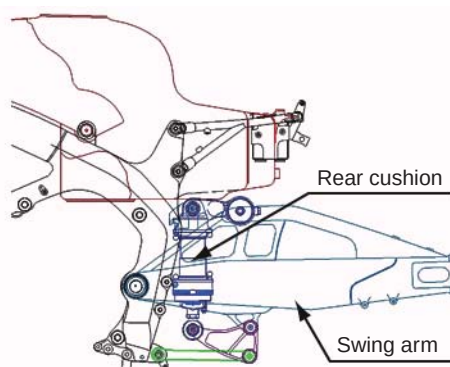


Fig. 8 Layout of swing arm and rear cushion

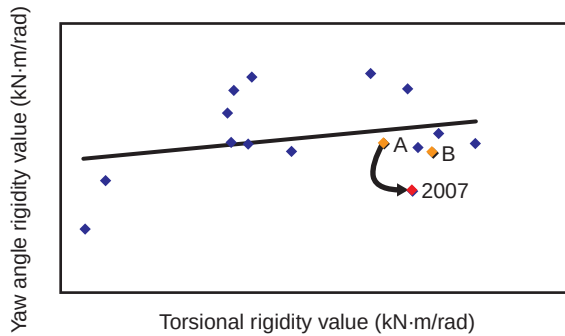


Fig. 9 Comparison of swing arm rigidity

剛性マップを示す。ねじれ剛性を確保しつつ、ヨー角剛性を下げ、リヤタイヤのスリップ角を増加することにより、コーナ立ち上がりなどの旋回とトラクション性能を向上することができた。

5.1.2. フロントフォーク

2005年モデルより、減速時の車体安定性と旋回性の両立を図るため、フロントフォークの剛性見直しが必要となった。アウトチューブにカーボンファイバ製の補強をおこなうことにより、縦方向の剛性を上げつつ、横剛性を維持したバランスとした。2007年モデルからは、さらにアウト全長を伸ばし、安定性と旋回性の向上を達成した。アウト自体で剛性を上げると縦横のバランスが取れず、カーボンファイバ補強が最適であった。Fig. 10に形状と剛性の比較を示す。

5.1.3. 空力性能

量産形状のイメージを踏襲し、空力の向上を目的に、細部形状を見直した。フロントカウル下面には、スポイラを装備し、シートカウル後部にダクトを配置し、リフト量を低減した。Fig. 11, Fig. 12にフロントカウルとシートカウルのリフト特性グラフを示す。

5.2. 耐久特異装備

5.2.1. 燃料タンク

レギュレーションで許される最大容量の 24 L を確保しつつ、ライダーの居住性と操縦性の向上を図り、燃料給油作業で

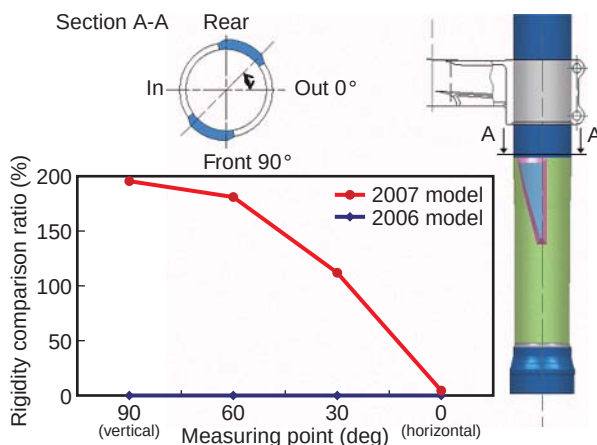


Fig. 10 Comparison of front fork rigidity



Fig. 11 Seat cowl shape

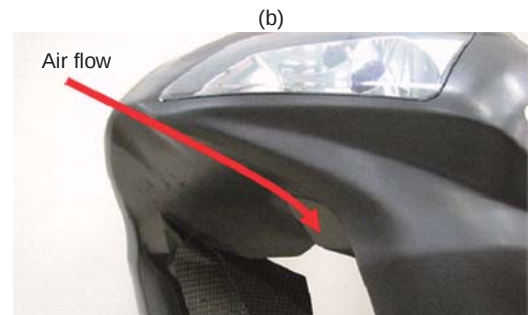
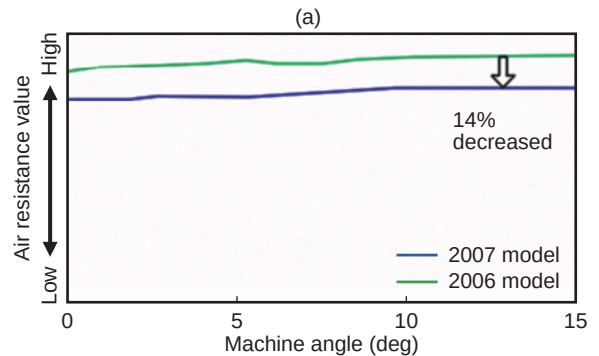


Fig. 12 Front cowl shape and characteristics

の給油時間短縮と給油量の精度を向上させる形状を追及した。量産車のシェルタイプに対し、燃料タンク部をアルミニウムで形成し、前半分をカーボンファイバにて構成し、容量の確保と軽量化をおこなった。Fig. 13 に燃料タンクを示す。

5.2.2. 転倒ガード

転倒時の車両ダメージを抑えるため、フレームボデー側面に樹脂製のスライダを装備し、リアアクスルを保護するためにスイングアームにカーボンファイバガードを装備し

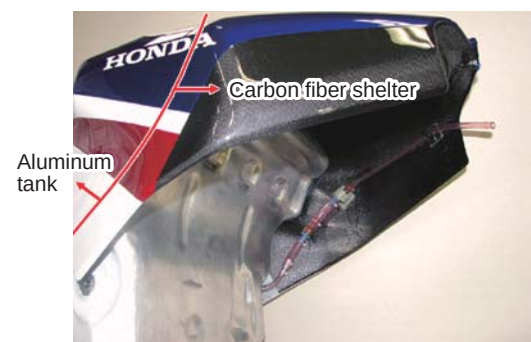


Fig. 13 Fuel tank

た。Fig. 14 にスライダ構造を示し、Fig. 15 にアクスルガードの写真を示す。転倒時のパーツ交換頻度は下がり、レース中のリタイヤ率も下がった。

転倒時の安全性向上の観点で 2006 年モデルより、転倒しても燃料給油のフィルターが開かぬようにロック付のクイックフィルターを装備している。Fig. 16 にロック付のクイックフィルターを示す。2006 年モデルは三爪であったが、2007 年モデルは六爪とし、ロック機能の強化を図った。

5.2.3. ライダ居住性向上

一回のセッションで約 1 時間の走行をおこなうので、ライダーの居住性も重要な要素となる。

振動の観点では、ハンドル振動を低減させるために、Fig. 17 に示すようなハンドルパイプに小型のウェイトを内蔵し、スプリント仕様に対して約 10% の振動を低減している。

熱居住性の観点では、フロントカウルには、Fig. 18 に示す、排風ダクトを追加し、ステップの排気管周辺にはカーボ



Fig. 14 Slider



Fig. 15 Axle guard

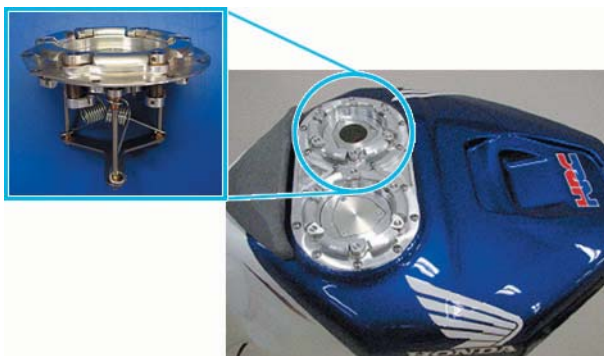


Fig. 16 Quick filler with lock function



Fig. 17 Handle pipe weight

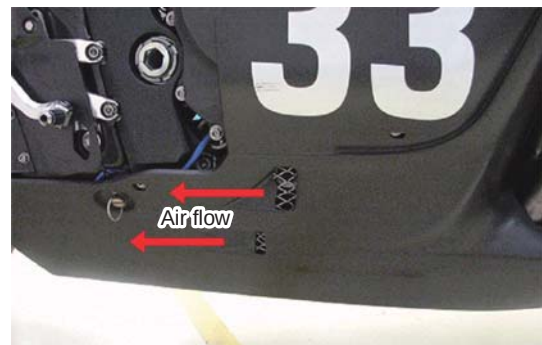


Fig. 18 Lower cowl air outlet duct

ンファイバ製の大型ヒートガードを配置し、ステップアームには断熱ワッシャを備え、シート部では底板に空気層を持つ二重構造を採用しライダーを熱から守る対応をおこなっている。

視認性の観点では、Fig. 19 に示す、ウインドスクリーンに曇り防止のダクトを配置し、雨天走行時の視界を確保している。

5.2.4. ヘッドライト

8 時間耐久では夜間走行が含まれるため、ヘッドライトの装着が義務付けられる。量産車の形状イメージを踏襲し、軽量で十分な光量を得るため、カーボンファイバ製のケースに High-intensity discharge (HID) システムのヘッドライトを採用し、カウル側にマウントする構造としている (Fig. 20)。



Fig. 19 Wind screen air duct



Headlight front view

Headlight back view

Fig. 20 Head light mounting layout

5.3. ピットワーク装備

5.3.1. フロントスタンドジャッキ

ピット作業は車体側方よりフロントスタンドジャッキを挿入し、車体を持ち上げるシステムを採用している。レース中のタイヤ交換と給油作業を短時間でおこなうためには、車体の上下動を安定させる必要があり、2007年モデルは、リンク式からスライドパイプ式にスタンドを変更している。また、ジャッキ掛けの作業性を向上させるため、挿入部のガイド形状の見直しとスタンド移動用のローラをタイヤ式からフリーボール式にし、作業負荷の軽減を図った。Fig. 21に比較写真を示す。

5.3.2. タイヤ交換作業性

フロントホイールまわりでは、アクスルシャフトを抜き、ホイールを引き抜くだけで外せるように、ブレーキキャリパをフロントフォークに固定したまま回転させることができるオープン機構が装備されている。2007年モデルは、ホイール挿入時の作業時間をさらに短く、安定化させるためガイド機構の形状見直しをおこなっている。Fig. 22に写真を示す。

リヤホイールまわりでは、脱着作業向上のため、ブレーキディスクを外側に配置する専用ホイールを採用している。2004年のレギュレーション改定により、ドリブンスプロケットを車体側に固定することが禁止され、通称ペンタゴンが使用できなくなった。ホイール側にドリブンスプロケットを配置するため、ドライブチェーンを脱着する作業が必要になり、チェーンホルダやスプロケットカバーを追加装備し、作業性の向上を図っている。Fig. 23にチェーンホルダの写真を示す。また、レース中にリヤブレーキディスク

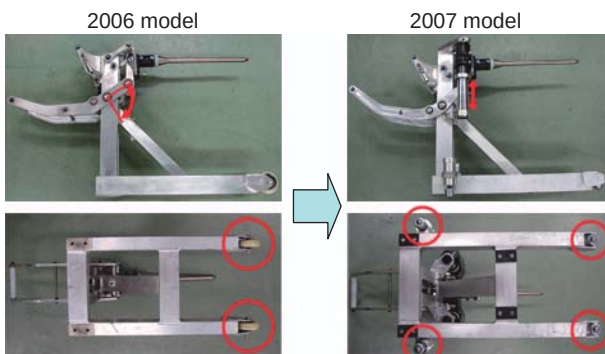


Fig. 21 Front stand



Fig. 22 Front axle wheel guide

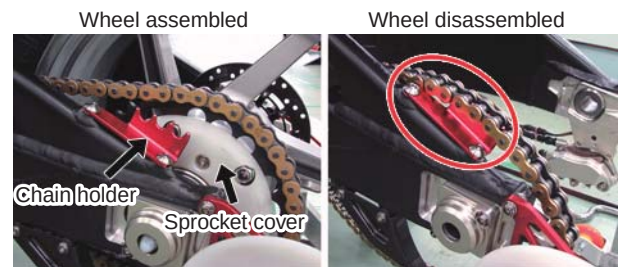


Fig. 23 Rear chain holder wheel guard

クまわりにゴミがたまり、脱着作業を阻害するので、ブレーキディスクにはゴミを排除する目的で外周部に突起を追加し、走行中にかき出す構造を採用している。Fig. 24にレイアウト図を示す。

6. 性能評価

性能評価に関しては、テストライダー及びレースに出場する実戦ライダーにより、鈴鹿サーキットで25周以上の長時間走行を実施し、各部の総合評価をおこない、平均ラップタイムにて、0.8%の向上が得られた。

各区分におけるラップタイムに関しては、前年モデルに対し、Fig. 25に示すように、個々の区分における性能向上度は、それぞれ T1: 0.7%, T2: 1.2%, T3: 0.4%, T4: 1.2%と向上し、バックストレートでの最高速度は平均3 km/hの向上が図られた。

実際の走行データから見られる優位性を Fig. 26 に示す。主にコーナリングとコーナ立ち上がりでの加速に優位性が



Fig. 24 Rear brake disk projection

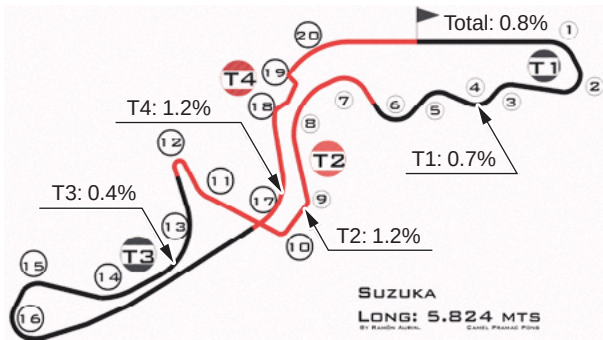


Fig. 25 Section performance enhancement at SUZUKA circuit

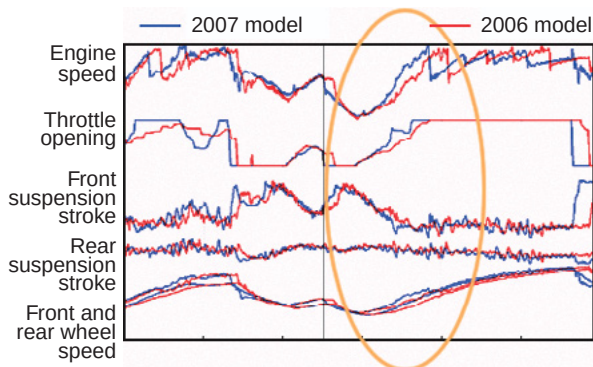


Fig. 26 Running data

認められ、ECU制御が正常に作動し、トラクション性能も向上していることが検証できた。

ライダー居住性に関しては、それぞれの異なるコンディションとなる、ドライ・ウェット・夜間・強風などの状況で走行評価をおこない、問題ないことを確認し仕様を決定した。

ピットワークタイムについては、平均タイムで前年度から7%の向上を達成し、特にタイヤ交換の作業時間が安定し、給油時間の短縮が図られた。

7. まとめ

ECU の性能向上を主体に、個々の仕様見直しをおこない、動力性能向上と燃費の両立が図られ、耐久性の確保も達成した。制御系の充実により、トラクション性能も向上し、オーバオール性能にて前年モデルを上回る性能を達成したが、レースは、フライングスタートのペナルティを受けてからトップを追い上げきれずの2位と、転倒リタイヤという結果であった。

今回は優勝を逃したが、今後も耐久専用車として継続的に個々の熟成を図って行き、マシンのポテンシャル向上に努めて行きたい。

■ 著 者 ■



神田 英一



大東 正宗



宇貫 泰志



重水 信男



秋津 行秀

二輪車用小型燃料ポンプモジュールの開発

Development of Small Fuel Pump Module for Motorcycles

上野 正樹*
Masaki UENO
赤松 俊二*
Shunji AKAMATSU

上田 稔*
Minoru UEDA
鳥飼 峰生**
Mineo TORIKAI

鵜殿 隆史*
Takashi UDONO
福田 充**
Mitsuru FUKUDA

要 旨

小型二輪車用に小型で廉価な燃料ポンプモジュールを開発した。プレッシャレギュレータはダイアフラムを廃止した単純な構造とすることで、従来品に対して体積比約40%となった。ポンプモータは小排気量へ特化し、構成部品の縮小、巻き線仕様を最適化することで11 mm全長を短縮した。プレッシャレギュレータとポンプモータ小型化に伴い燃料ポンプモジュールの取付け径が小さくなり、ポンプ取付け部は面シールから径シールへの変更が可能となった。またポンプ固定方法は従来のボルト締め付けからリテーナスライド方式に変更し、作業性改善及び部品点数を削減している。これらの変更によって、コスト約30%減、取付け面積40%減を達成した。

ABSTRACT

A small, low-cost fuel pump module has been developed for use in motorcycles with smaller engines. Removing the diaphragm from the pressure regulator has simplified the structure and has reduced the volume ratio to approximately 40% that of the former model. The pump motor has been designed specifically for use in low-displacement engines. Optimizing the winding specifications and reducing the size of components enabled the total length to be reduced by 11 mm. Reducing the size of the pressure regulator and the pump motor also reduced the mounting diameter of the fuel pump module, enabling the axial face seal, previously used for the mounting area, to be replaced by a radial seal. A retainer slide has been used instead of bolts to fix the pump in place, enhancing workability and reducing the number of parts. Together, these changes have reduced the cost of the unit by approximately 30% and the mounting area by approximately 40%.

1. はじめに

Honda は全世界の製品及び生産活動における CO₂ 排出量について 2010 年までに 2000 年比で 10%以上低減するという厳しい数値目標を定めている。また二輪車の燃費向上、排気エミッション低減の要求は世界的に規制値提案が出され施行されつつある。Table 1に現行および適用が検討されている排出ガス規制の適用マップを示す。

これらの環境対応をおこないつつ、二輪車の持つ性能、機能を維持するためにはFuel Injection(以下、FIという)は非常に有効な手段であり、2010年末までには全世界で発売する大半モデルの二輪車に FI を搭載する予定である。

しかしながら、キャブレタシステムに対し、FIは部品が多くコストも高くなってしまう。特に小型二輪車は大型二輪車に比べスペース的に余裕がなく、車両自体の価格も安いいため小型で廉価な FI システムが求められている。

今回、2005 年 Wave125i に適用されている従来の小型二輪車用 FIシステムに対し、小型、廉価をねらい各機能部品の仕様、製造案の見直しをおこなった。中でも発展途上国の二輪車で多用されている小型燃料タンクへの適用には燃料ポンプモジュールの小型化は不可欠である。本稿ではタイ発売の 2008 年 Wave110 に搭載した燃料ポンプモジュールの小型化の技術手段を紹介する。

2. 小型二輪車用燃料ポンプモジュールの課題と達成手法

2.1. 課題

Fig. 1 に世界の二輪車の大半を占めるコモュータの代表的な燃料タンクレイアウトを示す。燃料ポンプモジュールが搭載される燃料タンクは、シート下に配置されラゲッジボックスやリヤフェンダにはさまれ、高さの制約があり、ポ

* 二輪開発センター

**株式会社ケーヒン

Table 1 Trends of exhaust gas emissions regulations for motorcycles

		EURO-2						EURO-3 or equivalent				
		2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010
EU					EURO-2			EURO-3				
Japan								2nd (< 50 cc)				
									2nd (< 125 cc)			
Thailand		4th			5th (< 110 cc)					6th		
China					EURO-2				EURO-3			
Indonesia						EURO-2						
Vietnam								EURO-2				
Brazil						EURO-2				EURO-3		
India		4th				5th			6th			
USA	EPA							2007YM				ARB Tier-2
								OFF/ATV 2006YM		ON & OFF		
								ARB Tier-1 2006YM				
	ARB				Tier-1 2004YM				Tier-2 2008YM			

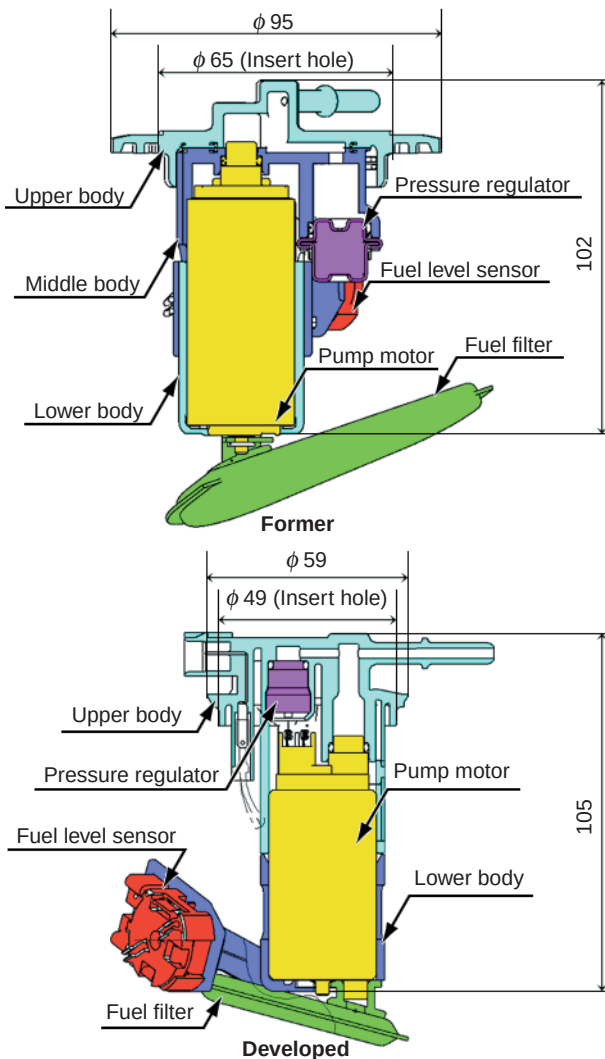


Fig. 2 Comparison of inner structure of fuel pump modules

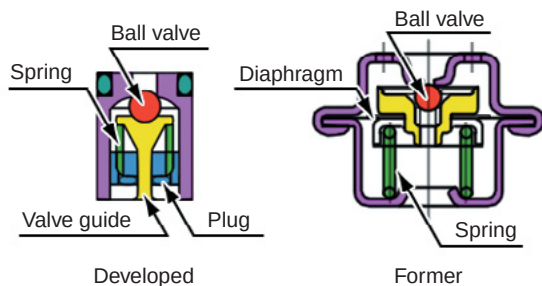


Fig. 3 Structure of former and developed pressure regulators

- (1) 流量に対する燃料圧力安定化
- (2) 脈動の少ない燃料圧力特性
- (3) 残留圧力保持性能

これらの性能を維持した上でダイアフラムレスを成立させる必要がある。(1)については、従来の P/REG は大流量まで安定した Q-P(燃料流量-圧力)特性を確保していたが、受圧機能をボールのみで受ける構造であるため、Q-P特性の悪化が予測された。(2)は受圧部と調圧機能をボール

に集約したことにより、燃料の流れによるボールの暴れで脈動が大きくなる。(3)はポンプ停止時の配管内の圧力低下を防ぎ、再始動を容易にするために必要な機能であるが、従来のダイアフラムで受けていた圧力をボールの小さな面積で受けることになり、スプリングの荷重が小さく設定されている。そのためシート面圧が小さくなり残留圧力保持性能が劣化する傾向にある。

これらの課題を解決するため、P/REG としての機能を排気量 150 cm³ 以下の小型二輪車専用として使用流量域を限定することで安定した特性を確保した。本構造では巻径の大きなスプリングとスプリング荷重を均等に伝えるためのバルブガイドを採用している。これによりスプリングの倒れを防止しシート面圧を均一化して残留圧力保持性能の向上が可能となった。Fig. 4 に従来構造と新構造の残留圧力保持性能を示す。従来には劣るもののダイアフラムレスでも実機上問題ないレベルの残留圧力保持性能を確保している。

また、バルブガイドにボールが納まる凹形状を設けたことにより、ボールの暴れが抑制され、燃料圧力の安定化が可能となった。

これらの改良により、Fig. 5 に示すように小型二輪車の流量域では、ダイアフラムレスでも従来と同等の Q-P 特性を確保することができた。

3.1.2. ポンプモータの小型化

ポンプモータは従来仕様に対し流量レンジを排気量 150 cm³ 以下の小型二輪車に特化して構成部品の縮小を実施した。ポンプ部はロータ及び流路形状を従来形状としポンプケーシング厚さ、軸受寸法の見直しにて小型化を図ってい

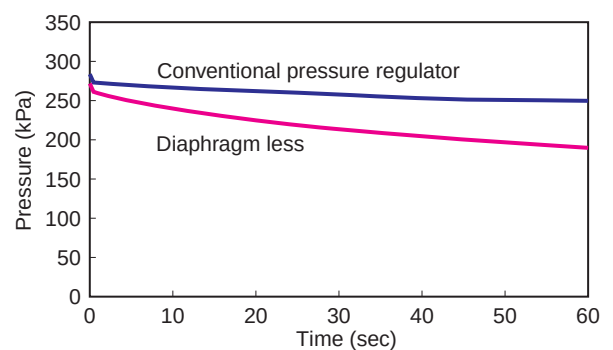


Fig. 4 Residual pressure characteristic

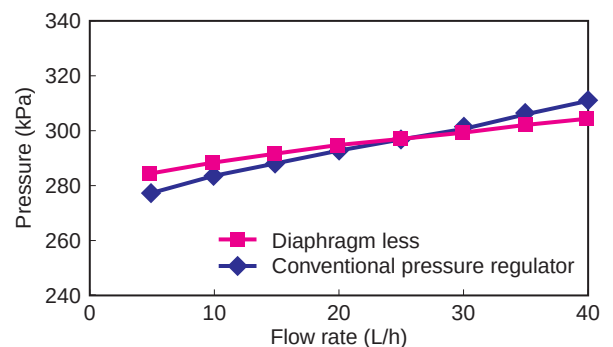


Fig. 5 Comparison of Q-P characteristics

る。モータ部においてはコア積厚、マグネット全長、巻き線スペースを縮小しアーマチュアの小型化を図っている。また、巻き線仕様の最適化により従来仕様同等のトルク常数を確保することでモータ特性を従来同等としている。チェックバルブはポンプモータ停止後のフューエルラインの残圧保持をおこない、エンジンの再始動性を容易化する機能を持っている。このチェックバルブも機能を損なうことなく、縮小化を図っている。以上により従来仕様に対し全長11 mm短縮し、性能、機能を同等とするポンプモータを確立できた。

3.1.3. P/REG, ポンプモータ直列配置

燃料ポンプモジュールの取付けスペース縮小化のためにはポンプ挿入時の各断面において部品配置をできるだけ小さい面積の中に収める必要がある。従来は P/REG とポンプモータは高さ方向の制約からポンプ軸に対し、並列に配置していた。今回、前述の各部品の小型化により、P/REG を天板に取り付けて従来と同等の高さで直列配置が可能となり、挿入穴径を小さくすることができた。

また、従来は P/REG とポンプ吐出口を連結する通路を構成するためにミドルボデーを天板に溶着していたが、吐出ジョイントの軸上にポンプ吐出口と P/REG を配置することで通路構成がシンプルとなり、ミドルボデーを廃止できた(Fig. 2)。

3.1.4. フューエルレベルセンサ L 字配置

従来のフューエルレベルセンサはポンプの横に配置されていたが、燃料ポンプモジュールの挿入穴径を小さくするためにはポンプから離れた位置に配置する必要がある。そこで、高さの制約や挿入性の観点から燃料フィルタと同じ方向に L 字に配置した。これにより挿入穴径 $\phi 49$ を維持でき、取付けスペースを縮小した。

3.2. 燃料ポンプモジュール取付け構造簡素化

前述の挿入穴径縮小に伴い、燃料ポンプモジュール取付け方法についても下記二点の技術手段で部品点数削減と小型化を図った。

- (1) Oリングによる径シール構造
- (2) スナッフフィットリテーナ

3.2.1. Oリングによる径シール構造

従来、取付け部のシール構造としては Fig. 6 に示すように二重のリップを持ったシールゴムを面方向に押さえつけていた。そのため、燃料ポンプモジュールの径が大きくなってしまい取付けのための広い平面部が必要であった。

そこで今回、取付け部はOリングによる径方向でのシール構造を採用した。これは従来の大きさでは径シールにすると挿入荷重が大きくなってしまい作業性が困難であったが、挿入穴径を小さくできたことで挿入荷重を作業可能な

レベルに抑えられたためである。タンク側のシール面はベースプレートに機械加工を施しているため十分な精度が確保される。径シールであるため、押さえ荷重が必要なく、Oリングがシール面から外れるほどの大きな荷重が加わらない限りシール性が確保され、信頼性の高い構造となっている。

これによって前述の部品配置変更の効果と合わせ燃料ポンプモジュールフランジ外径を 40%縮小することができた。また、高価なシールゴム材料の使用量削減及び天板の小型化により材料コストを低減できた。

3.2.2. スナッフフィットリテーナ

ポンプ固定構造は Fig. 7 に示すような従来のボルト締め付けから、リテーナをスライドさせてポンプ上面を押さえる方式に変更した。

従来構造のタンクに溶接される燃料ポンプモジュール締付のためのリングプレートは高さの精度が出にくく、スポット溶接後に矯正工程が必要でコストアップの要因となっていた。ボルトの本数も5本と多く、作業性阻害要素であった。

新しい構造ではポンプ取付け部となるベースプレートはタンクに溶接され、防錆のためNiメッキを施してある。その上にはリテーナ差込のスリットを形成する押さえプレートが溶接される。ポンプモジュール挿入後、スリット部にリテーナを挿入していくと、フランジ部上面に形成されたス

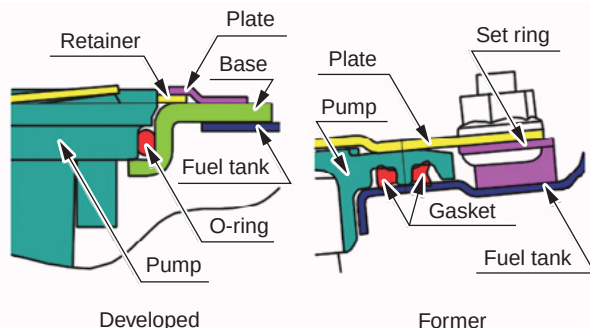


Fig. 6 Comparison of seal structure

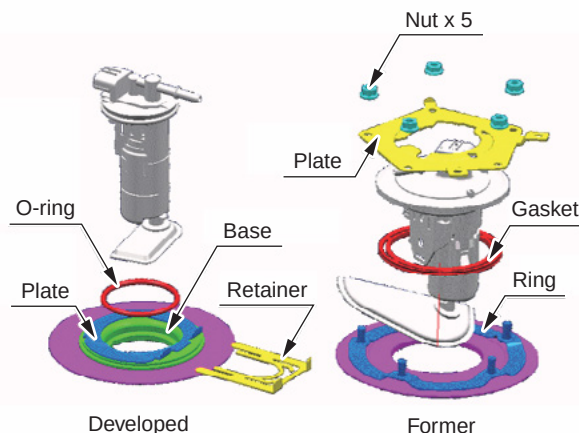


Fig. 7 Comparison of pump mounting

ロープ状の突起をリテーナが乗り上げていき、ポンプ軸方向への押さえ荷重が発生する。Fig. 8はポンプ固定に必要な荷重をスロープ接触部位に与えたときのリテーナの変位のCAE結果である。これを元に必要な荷重を得るためのスロープ高さ及びリテーナ形状を設定している。

リテーナはFig. 9に示すロック形状を有し、挿入中にスロープに押し上げられ、挿入完了直前に押さえプレートからロック部が開放され持ち上がることで、押さえプレートにロック部が引掛かりリテーナの脱落を防止している。最後にビス止めによりリテーナの確実な位置決めをしている。これにより従来の締付構造に対し作業工数を80%低減でき、取付けに必要な面積を40%縮小できた。

4. まとめ

小型二輪車用の小型、廉価な燃料ポンプモジュールを開発し、タイ向け2008年Wave110に適用した。

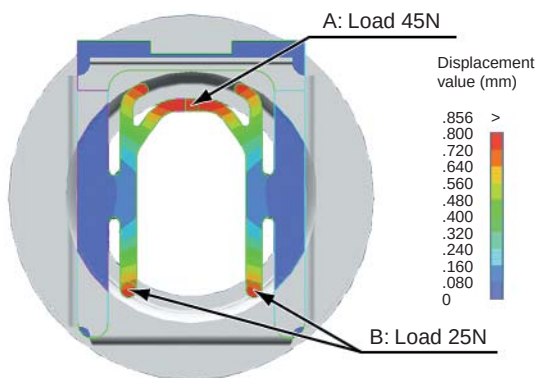


Fig. 8 Generated load at deformation of retainer

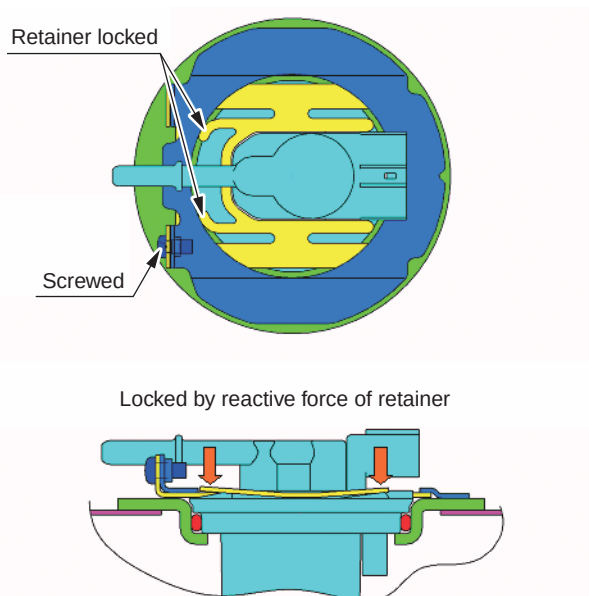


Fig. 9 Configuration of locking retainer

- (1) P/REGはダイヤフラムを廃止したが、バルブガイドの効果により小型二輪車の流量域では従来と同等の性能を確保し、小型化、構造簡略化が可能となった。
- (2) ポンプモータは流量域を排気量 150 cm³ 以下の小型二輪車に特化し、巻き線仕様を見直し、全長を11 mm短縮した。
- (3) 燃料ポンプモジュールの取付け穴径縮小化に伴い、Oリングによる径シール構造とし、スナップフィットリテーナによる作業性向上と取付けスペース削減を実現した。

これらの技術により、取付け面積40%減、コスト約30%減を達成し、小型二輪車の幅広い機種への適用が可能となった。

■ 著 者 ■



上野正樹



上田 稔



鵜殿隆史



赤松俊二



鳥飼峰生



福田 充

二輪車用のマグネシウム製 シリンダヘッドカバーに施す1コート塗装の開発

One-coat Paint for Motorcycle Engine Magnesium Cylinder Head Cover

梅 林 不二夫*

Fujio UMEBAYASHI

田 中 明 子*

Akiko TANAKA

望 月 信 介*

Shinsuke MOCHIZUKI

岡 田 博**

Hiroshi OKADA

要 旨

一般に二輪車のマグネシウム製シリンダヘッドカバーは耐候性と耐食性の両立のために2コートの塗料系が必要である。これに対して主体樹脂へのエポキシ樹脂の変性、密着性向上のための化合物添加、および防錆顔料の添加により耐候性と耐食性を両立した1コート系塗装を開発した。この塗装を用いることによりマグネシウム製シリンダヘッドカバーの塗装の1コート化が可能となり、塗装工程の削減をおこなうことができた。

ABSTRACT

Two-coat painting is generally necessary to achieve both weather resistance and corrosion resistance in magnesium motorcycle cylinder head covers. A paint that enables the achievement of both weather resistance and corrosion resistance using one coat has been developed by adding epoxy resin to the main resin to promote modification, adding compounds to increase adhesiveness, and adding rust preventive pigments. The developed paint enables magnesium cylinder heads to be painted using one coat, and thus reduces the number of painting processes involved.

1. まえがき

二輪車用のシリンダヘッドカバーは、アルミニウム合金(ADC12)製のものが主流であるが、近年、車両重量の軽量化目的のため、マグネシウム合金(AZ91D)製のシリンダヘッドカバーのニーズが増えてきている。二輪車のシリンダヘッドカバーの一例を Fig. 1 に示す。

シリンダヘッドカバーは、両素材ともに防錆および装飾目的で塗装が施されているが、アルミニウム合金の場合、素材の耐食性が比較的良好なため、耐候性の良い塗料を用いた1コート塗装で耐食性を含め性能が得られている。これに対し、マグネシウム合金の場合は素材の耐食性が低いいため使用する塗料に対しては、耐食性・密着性を重視する必要がある。しかし、耐食性、密着性に優れる塗料は一般的に耐候性が低いいため、マグネシウム合金の塗装には耐食性の高い塗料を下塗りとし、その上に耐候性の優れた上塗り塗装

をする2コート(2回塗り)塗装をおこなう必要があり工程が増えていた。



Fig. 1 Cylinder head cover of CBR600RR

* 二輪開発センター

** (株) 佑光社

この工程を削減するために、本稿では、アクリルウレタン樹脂にプライマ樹脂であるエポキシ樹脂を変性し、さらに性能向上の補強としてポリマ化合物と防錆顔料の併用により耐食性と耐候性を両立させノンクロムの1コート塗装を開発した。本稿では塗料設計の考え方とそれらの効果について述べる。

2. 塗料の開発

2.1. 開発の課題

マグネシウム合金に用いられている2コート塗装を1コート塗装にするためには、密着性、耐食性、耐候性の基本性能の両立が求められる。さらに、これらの基本性能以外にも塗装修正のためのリコート性、塗料の1液化、に加え複数の塗装メーカーでの塗装条件に柔軟に対応できるライン適用性も重要である。よって、これらの性能も基本性能と同様に開発の課題とした。開発の課題を Table 1 に示す。

2.1.1. 塗料設計の課題

現状のマグネシウム合金部品の塗装構成は、まず下塗りとしてプライマ塗料を塗装し、次いで上塗り塗料を塗装する2コート塗装が一般的である。このような2コート塗装の場合、プライマと上塗りに必要な機能を振り分けることが可能なため、各種の要求性能を得ることが容易である。プライマは密着性能、耐食性能に重点を置いた塗料選定とし、エポキシ樹脂系塗料が一般的に使用されている。エポキシ樹脂は分子構造内にエポキシ基およびヒドロキシ基が等間隔に分布しているため素材密着性に優れている。また分子構造主鎖中にエステル結合を持たないため、耐水性・耐薬品性についても優れた特性を有している⁽¹⁾。反面、耐候性が大きく劣り、紫外線で黄変や白亜化を起しやすく、上塗り塗料には不適である。

一方、上塗り塗料としては密着性、耐食性に劣るものの、耐候性、意匠性に優れたアクリル樹脂系の使用が一般的である。

2コート塗装から1コート塗装にする際の課題は耐食性

能と耐候性能の両立である。そのためには、エポキシ樹脂の持っている耐食性能や密着性能をアクリル樹脂へ付与させることが必要であるが、性能の両立は樹脂の見直しのみでは困難である。本塗装開発においては密着性向上のためのポリマ化合物や、耐食性向上のための機能顔料付与での性能補強も同時におこない、2コート塗装におけるプライマのエポキシ系塗料と上塗りアクリル系塗料のそれぞれの役割を1コート塗装で発揮できる塗料を開発した。

2.1.2. 塗装ライン適応性の条件

塗料は、適切に処理された素材、適切な塗装、焼付け条件で本来の密着性を発揮するが、塗装ライン設備によっては焼付け炉の温度上昇の仕方が異なることがある。複数の塗装ラインではん用性を考慮すると、幅広い焼付け条件に対応できなければならない。開発塗料では実ラインでの温度データから標準温度を150℃に設定し、140℃-160℃、20-30分の焼付け範囲で素材との密着性が確保できることを目標とした。

2.1.3. リコート性

塗料はリコート性を考慮したものでなければならない。リコート塗装はゴミ・塗料かす付着等の塗装不具合が発生した際、研磨処理でこれらを除去し再塗装する工程である。この際も通常塗料と同様の作業にて再塗装した塗膜の密着性を発揮することが必要であり、これを開発塗料の目標とした。

2.1.4. 環境適合性

従来のマグネシウム合金部品の塗装前処理は、六価クロムを使用するものが一般的であった。しかし、本開発が目指す1コート塗装は、環境対応として有害物質を含有しない塗装を目標とし、塗料自体の鉛フリー／六価クロムフリーのみならず、前処理も六価クロムフリーとして開発した。

2.2. 塗料設計

2.2.1. 樹脂系

(1) 主体樹脂 1コート塗料用樹脂として重要な性能は、素材との密着性に優れると共に、従来のトップコート塗料と同等の耐候性を併せ持つ必要がある。主体樹脂の候補としては、非鉄金属素材への密着性能実績から、エポキシ樹脂、アクリル樹脂を選定し、硬化樹脂の候補としては、焼付け温度を一般的な150℃と設定したことから、メラミン樹脂、ブロックイソシアネート樹脂を選択した。

主体樹脂の先行検証をした結果を Table 2 に示す。エポキシ樹脂とアクリル樹脂との比較ではエポキシ樹脂のほうが密着性に優れているものの、トップコート塗料としての耐候性を考慮しなければならず、エポキシ樹脂系での開発は断念した。また硬化樹脂としては、メラミン樹脂硬化では耐水性・耐湿性に問題があり除外した。

Table 1 Points of development

Item		Purpose
Reduction of number of coats (2-coat to 1-coat)		Reduction of procedures
Basic performance	Adhesion	Satisfy all property of adhesion, corrosion resistance, and weather resistance requirement using 1-coat paint
	Weather resistance	
	Corrosion resistance	
Applicability to mass production	Re-coatability	Adhesion after re-coat
	Baking-temperature applicability	Applicability to mass production line

Table 2 Study of resin types

Resin type / Characteristics	Water resistance/ secondary adhesion	Corrosion resistance	Weather resistance	Hardness
Acrylic / Melamine	Low	Low	High	High
Acrylic / Urethane	High	Low	High	High
Epoxy / Melamine	High	High	Low	Low
Epoxy / Urethane	High	High	Low	Low

したがって、樹脂系としては反応性ヒドロキシ基を持つアクリル樹脂を選択し、このアクリル樹脂の密着機能向上に主眼をおき開発を進めた。

アクリル樹脂を採用した理由は各種モノマの組合せ、ガラス転移点温度(以下、Tgという)、分子量のコントロールなどにより幅広い、多様な用途へ対応実績があるからである⁽²⁾。アクリル樹脂の Tg と主性能を Fig. 2 に示す。

アクリル樹脂は Tg が高くなる方向で硬度、耐溶剤性が向上する反面、密着性が低下する傾向にある⁽³⁾。したがって Tg と密着性の相関を考慮し最適設計をおこなった。

硬化樹脂は加熱によって解離反応するブロックイソシアネート基を持つ樹脂を採用した。解離温度は塗装作業性および炉内温度等を考慮し、130℃解離とし一般的なトップコートの硬化条件と同等とした。さらに硬化樹脂の特性を密着性に重点を置いたものとした。配合量は密着性を考慮して調整した。

(2) 変性樹脂・化合物 塗料の性能を向上させる手段として、主体樹脂に他の樹脂を配合や重合をさせる変性という手法がある。アクリル/ウレタン(ブロックイソシアネート)系の主体樹脂の最適化だけでは1コート塗装として安定した密着性を得られなかったため、密着性向上を目的として主体樹脂にエポキシ樹脂の変性および、ポリマ化合物の付与をおこなった。変性するエポキシ樹脂についてはポリイソシアネートをアクリル樹脂と共有の硬化剤として利用することからビスフェノール型とした。ただし、エポキシ樹脂の配合比率により塗料の性能が大きく変わることとなるため、配合比率については使用環境を考慮して耐候性と耐食性の観点から決定した。エポキシ樹脂の配合比率と耐候性、耐食性の関係を Fig. 3 に示す。

Tg	Low	← Fixed Tg →	High
Resistance to solvent	Low		High
Adhesion	High		Low

Fig. 2 Tg performance of acrylic resin

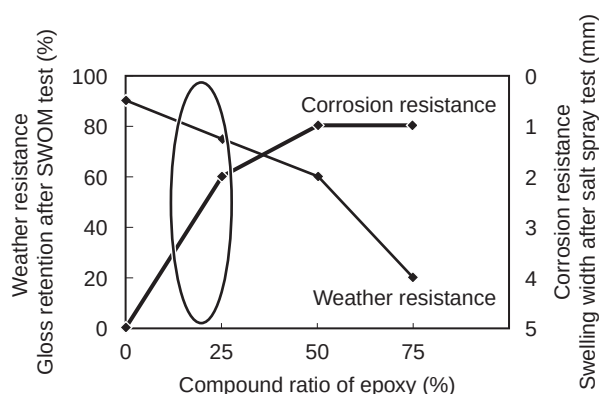


Fig. 3 Epoxy compound ratio versus weather resistance and corrosion resistance

また、ポリマ化合物付与については、マグネシウム表面のヒドロキシ基と反応する官能基を持つシランカップリング剤を採用し、密着性向上をおこなった。シランカップリング剤による密着性向上の機構を Fig. 4 に、配合量と密着性の関係を Fig. 5 に示す。

2.2.2. 顔料配合

顔料としては、塗装に意匠性を与える目的で用いられる着色顔料、塗装の補強等に用いられる体質顔料、耐食性を付与する防錆顔料がある。2コート用の塗料では防錆顔料を配合していなかったが、本開発塗料では耐食性を付与する目的から防錆顔料を配合することとした。一般に防錆顔料としてはクロム系の防錆顔料が実績面より効果が期待でき

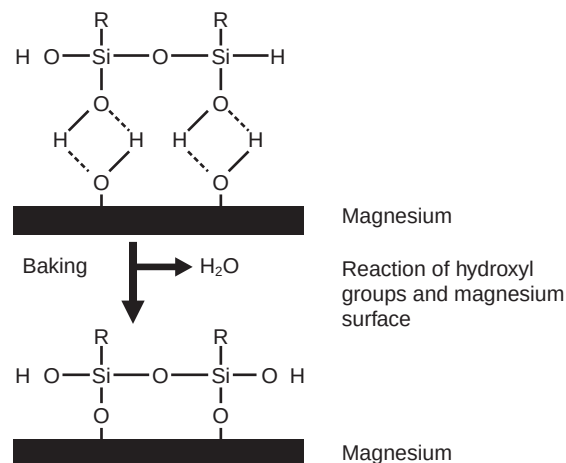


Fig. 4 Mechanism of adhesion to magnesium

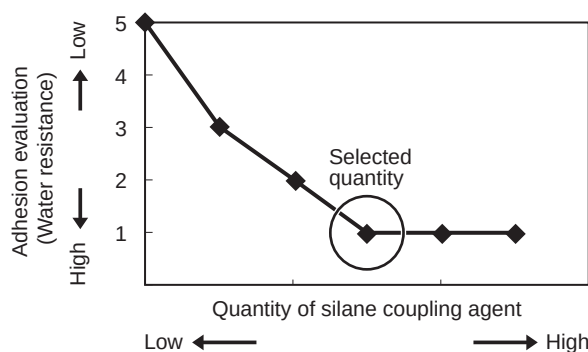


Fig. 5 Effect of silane coupling agent on water resistance

るが、環境対応を考慮し、ノンクロム系の防錆顔料から耐食性の優れたものを選択して配合した。防錆顔料の種類と耐食性の関係を Fig. 6 に示す。また、Fig. 7 に示すように、防錆顔料の添加量が多すぎる場合、外観の低下をまねくため、耐食性と外観が両立する添加量を決定し配合した。

3. マグネシウム合金用1コート塗料と塗膜性能

3.1. 基本性能

本塗料の開発により、マグネシウム製シリンダヘッドカバーの塗装に必要とされる性能を、従来のクロメート系前処理+2コート塗装からクロムフリー前処理+1コート塗装としても確保することができた。

3.1.1. 耐食性

耐食性については、従来タイプのマグネシウム用1コート塗装に対して格段に耐食性が向上し、プライマを用いる2コート塗装と同等の耐食性を得ることができた。耐食性の試験後の外観を Fig. 8 に、塗装のはく離幅を Fig. 9 に示す。

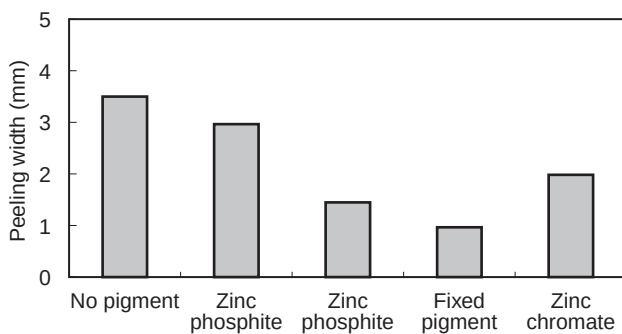


Fig. 6 Change in corrosion resistance by pigment

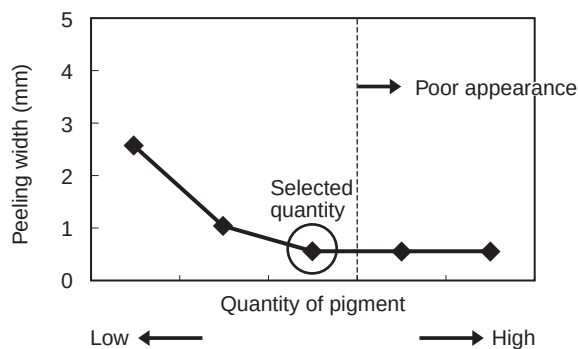


Fig. 7 Change in corrosion resistance and appearance by quantity of pigment

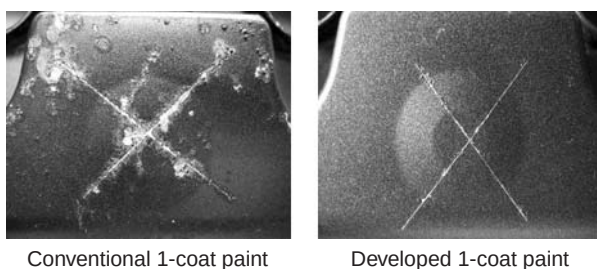


Fig. 8 Corrosion resistance (salt spray test)

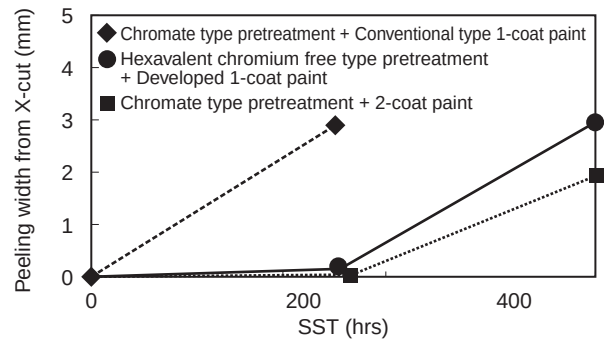


Fig. 9 Corrosion resistance (Salt spray test)

3.1.2. 耐候性

耐候性に関しても現行塗料と実用上問題のないレベルの性能を得ることができた。Fig. 10に耐候性試験後の色差および光沢残存率を示す。

3.1.3. 耐異種金属接触腐食性

実際の部品締付状態での耐食性試験結果を Fig. 11 に示す。

使用するボルトとの異種金属接触腐食の影響についても、2コートの現行量産塗装と同等であることを確認した。

3.2. 量産性

3.2.1. 密着安定性

焼付け温度適応性を評価するために焼付け温度/時間を変化させ密着性を確認した。その結果をFig. 12に示す。目標とした、140℃-160℃の設定温度域の二倍に及ぶ、140℃-180℃の広範囲の温度域にて密着性能を確保できた。

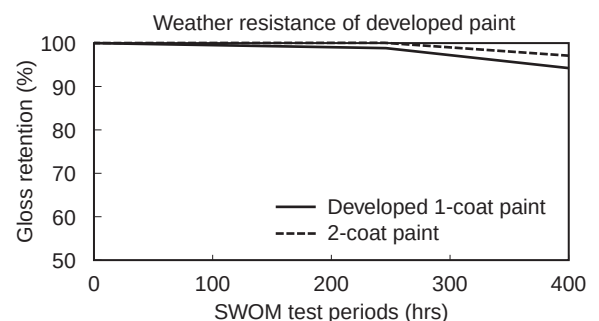
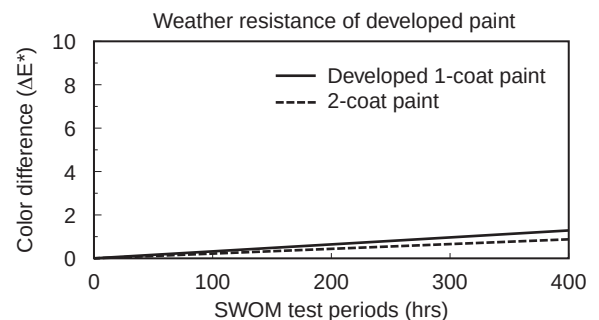


Fig. 10 Weather resistance

CCT cycle		30 cycle	100 cycle
Developed Hexavalent chromium free type pretreatment + 1-coat paint	Aluminum case		
	Bolt with Zn plating		
Current Chromate type pretreatment + 2-coat paint	Aluminum case		
	Bolt with Zn plating		

Fig. 11 Galvanic corrosion

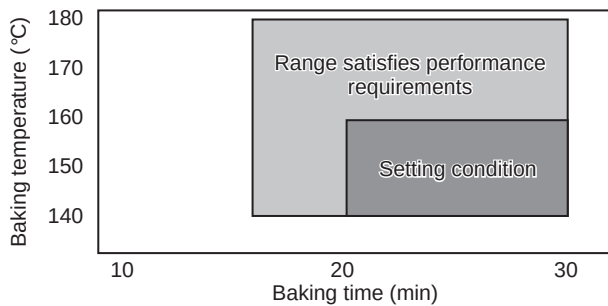


Fig. 12 Baking temperature applicability

3.2.2. 耐食性

前処理は環境対応として、六価クロムフリーの処理であるリン酸マンガン系のものを適用したが、皮膜重量の耐食性に対する影響があるため最適な皮膜重量を決定した。皮膜重量と耐食性の関係を Fig. 13 に示す。

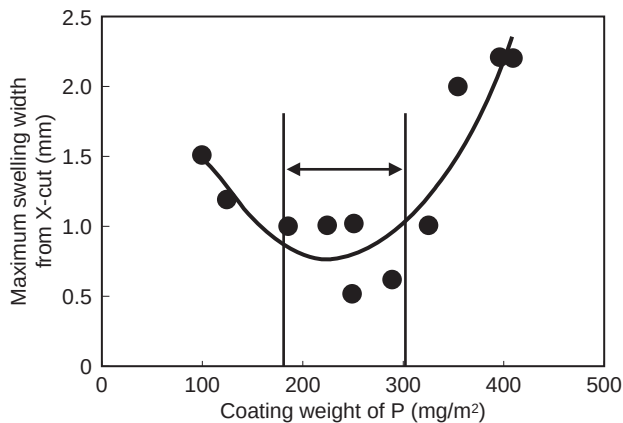


Fig. 13 Pre-treatment coating weight versus corrosion resistance

4. むすび

従来2コート塗装をおこなっていたマグネシウム製シリンダヘッドカバー用の塗料について以下をおこなうことにより塗装の1コート化が可能となり、30%以上の工程削減が達成できた。

- (1) 主体樹脂へ適正量のエポキシ樹脂を変性することにより耐食性を向上させた。
- (2) マグネシウムと反応するシランカップリング剤の添加により密着性を向上させた。
- (3) 環境適合性を配慮しノンクロム顔料を使用して防錆力を向上させた。

本塗装は CBR600RR (Fig. 14) に適用されている。

参考文献

- (1) 社団法人日本塗料工業会：塗料概論，塗料分類，工場塗装ラインにおける塗装・塗料管理ハンドブック，東京，p.38-41(2000)
- (2) 佐藤弘三：塗膜の粘弾性，橋かけ型塗膜の粘弾性，概説塗料物性工学，東京，p.85-94(1973)
- (3) 佐藤弘三：塗膜の付着，塗膜の組成と付着性，概説塗料物性工学，東京，p.197-208(1973)



Fig. 14 CBR600RR which applied developed paint

■ 著 者 ■



梅林不二夫



望月 信介



田中 明子



岡田 博

ハンドル型電動車いすシミュレータの開発

Development of Handle Type Electric Wheelchair Simulator

矢口 忠博*
Tadahiro YAGUCHI

湊 和宏*
Kazuhiro MINATO

菅 家博夫*
Hiroo KANKE

要 旨

電動車いすの運転者にとって、交通ルールの理解と歩行者、自転車・二輪車・自動車などとの混合交通に潜む危険予知能力の向上が事故防止に有効と考え、それらを安全に体験できるハンドル型電動車いすシミュレータを開発した。

シミュレータの構成は、実車と大型ディスプレイ・パソコンを組み合わせた実車型と、ハンドル部とノートパソコンによる普及型の2タイプを設定した。判りやすく操作が容易な画面構成とし、ナレーションは高齢者にも聞き取りやすい周波数帯域の音声を採用した。また被験者自ら身体能力と判断能力を判定できる「身体機能確認コース」を設けた。「交通場面体験コース」は複数の事故事象に基づき、危険に陥りやすい場面を設定した。

これにより電動車いすユーザだけでなく電動車いすを運転したことがない人でもシミュレータを介して運転を体験できるようになり、さらにシミュレータ体験をメニューに加えた安全運転講習会の実施が可能となった。

ABSTRACT

Enhancing the understanding of traffic rules and the ability to anticipate the potential dangers in mixed traffic of pedestrians, bicycles, motorcycles, automobiles, and the like, would be an effective way of helping to prevent accidents for the electric wheelchair users. A handle type electric wheelchair simulator was accordingly developed to enable people to safely experience those potential dangers.

The simulator was given two configurations. The actual wheelchair type combines an actual wheelchair with a personal computer and large-screen display. The widespread use type has a steering handle unit and a notebook computer. The simulator screens are set up to be easy to follow and easy to operate for the elderly user, and the narration employs a frequency range that is easier to hear. A module that enables test subjects to check their own physical functionality and judgment capability was also included. The traffic scenario experience module was configured with several scenarios for situations that could easily turn dangerous, based on the particulars from a number of accidents.

This enables not only electric wheelchair users but also people who have never operated an electric wheelchair to have a driving experience by means of a simulator. It also enables traffic safety lectures to be held with a simulator experience included as part of the program.

1. 背景

近年、ハンドル型電動車いすは歩行が困難な人の移動手段として、多く利用されている。日本工業規格の規定では、「ジョイスティック標準型」と「ハンドル型」に分類されており、ハンドル型には三輪と四輪がある。電動車いすの保有台数⁽¹⁾は増加傾向にあり、ハンドル型の需要が多い (Fig. 1)。

また、高齢化に伴うさまざまな法整備(平成12年 交通バリアフリー法)やインフラ整備と相まって、今後電動車いすの利用が増えると考えられるが、利用者増加に伴い、電動車

*汎用開発センター

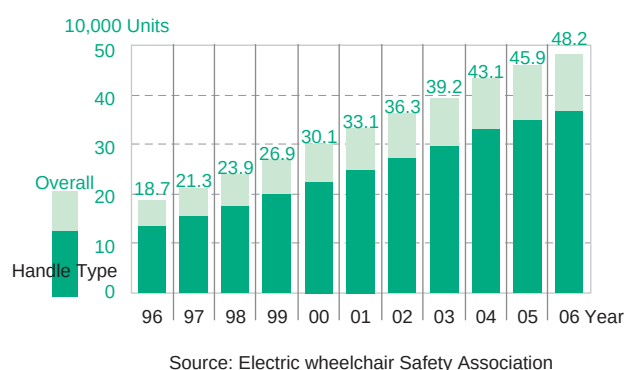


Fig. 1 Number of electric wheelchairs owned

いすに係わる交通事故件数も増加している (Fig. 2)。

事故に遭遇した電動車いす利用者の約 70% が 65 歳以上であり、「道路横断中の自動車との接触事故」が最も多い (Fig. 3)。また、電動車いすの運転者は運転免許を持ったことはない人が 48.2% と多い。(2002 年 国際安全学会報告書)

電動車いすの運転者は、以下にあげる電動車いすの事故の特徴について知っておく必要がある。

- (1) 電動車いすは乗車位置が低いため自動車等の運転者からは見えにくい。
- (2) 電動車いすは、法律で最高車速が 6 km/h と定められているため、回避行動をおこなうときに時間がかかる。
- (3) 歩道に段差があったり、障害物があると、電動車いす

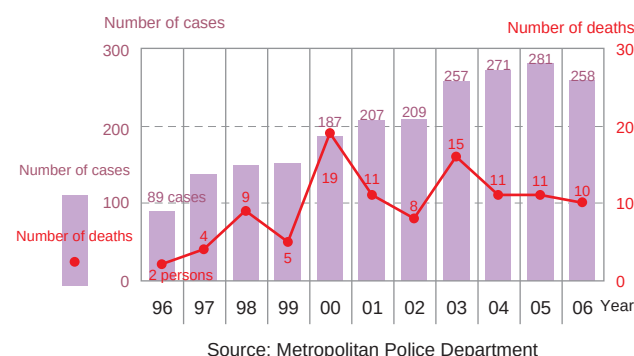
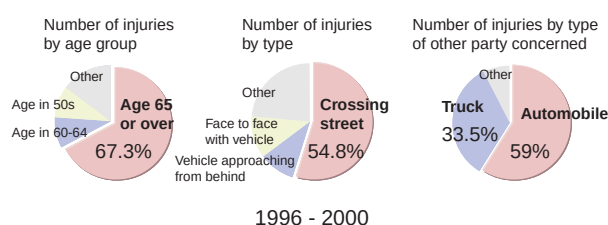


Fig. 2 Electric wheelchair transition of the number of traffic incidents and deaths



Source: International Association of Traffic and Safety Sciences 2002

Fig. 3 Current breakdown of handle type electric wheelchair injuries



Fig. 4 Guidance by the safety instructor

は車道に出てくる場合がある。

Honda は二輪車・自動車を製造するメーカーとして、かねてよりモビリティ社会で共存するすべての人の安全を目指した「共存安全思想」を掲げ、技術(ハード)・教育(ソフト)両面での取り組みを進めている。

車両への取り組みとして、自動車の運転者からの被視認性を高めることが重要と考え、モンパル ML200⁽²⁾、⁽³⁾では、灯火類の数と配置に工夫し、「Honda ASV-3 LONG デザイン」を採用した。これにより自動車の運転者からの認知距離感を初代モンパル ML100 比 10%改善させた。

一方、ソフトの取り組みとして、電動車いす購入時の安全指導があげられる。電動車いすは道路交通法において「歩行者」に分類される乗り物であり、免許証も必要としないことから、モンパル ML100 の発売(1999 年)を契機に、乗り方指導員を育成、操作方法や交通ルールの指導を実施している (Fig. 4)。

2. 開発の目的と目標

ユーザの交通安全理解をさらに深めるためには、購入時の乗り方指導に加え、実際の路上で起こりうる場面に安全に体験できるシミュレータが有効であると考え、Honda では既に実績のある二輪車・自動車シミュレータ⁽⁴⁾、⁽⁵⁾のノウハウを活用し、電動車いすの潜在ユーザとその家族にフォーカスした「ハンドル型電動車いすシミュレータ」の開発を企画した。

開発の目標を以下に定めた。

- (1) 高齢者に使いやすいこと
 - (2) 潜在ユーザが集まる場所に対応できる大きさや構成であること
 - (3) 電動車いすの操作・判断能力が客観的に評価できること
- 利用者の多くが高齢者であることから、ユーザ対話型開発手法を採用した。

3. シミュレータの構造とコンテンツ

3.1. シミュレータの構造

3.1.1. 普及型シミュレータ

まず、お客様の声を収集するために、実車のハンドル部とノートパソコンを使った簡易シミュレータを製作した。福祉機器展・交通安全講習会などのイベントに持ち込み、声を拾った。それらを整理し対応技術を投入、さらに被験者に使っていただくというプロセスを繰り返し、使いやすさを追求した (Fig. 5)。

ハンドル操作部は一般的な机への装着簡便化を図るためスクリュークランプ方式を採用、また実走行時の直進性を再現するため、中立へのリターンズプリングを採用した (Fig. 6)。

車いすユーザが車いすに乗ったまま体験しているのを目の当たりにし、設置や移動の取り回し性のよさから、より多くの方々に体験して頂けることが確認できた(Fig. 7)。

3.1.2. 実車型シミュレータ

初めて電動車いすに触れる初心者が、よりリアリティの高い走行感を疑似体験できるよう、たくさんの人が集うイ



(a) At a driving school



(b) At a safety promotion event

Fig. 5 User interaction type development technique

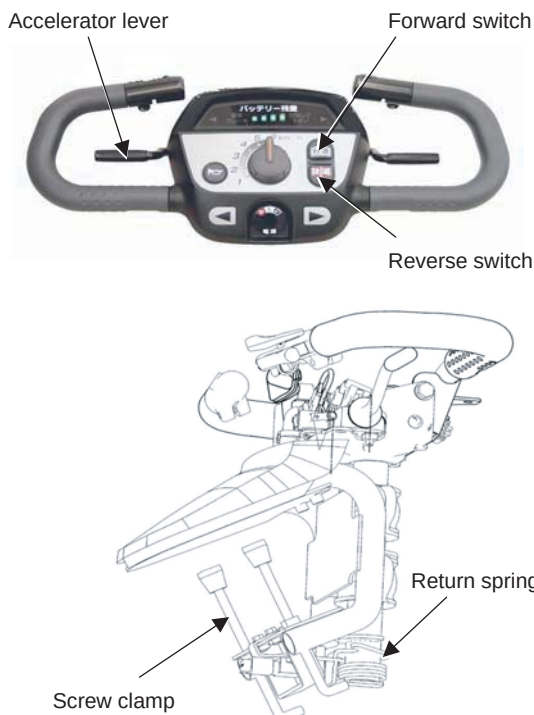


Fig. 6 Appearance of version for widespread use

ベント会場などでの利用を想定し、実車と大型ワイド画面ディスプレイを組み合わせた実車型シミュレータを製作した(Fig. 8)。

モンパル ML200 では、「高度な故障診断」「ハーネス数の削減」のために、モータドライブ部 ECU とコントロールパネル部 ECU の間で、CAN 通信をおこなっている。走行レバーのセンサ値では、コントロールパネル部基板でデジタル化し、CAN でデータを送信している。

本シミュレータでは、その通信情報を利用することでシステムの簡略化を図った。また、モンパル ML200 の診断用 PC カプラに接続すれば簡単にセットアップでき、専用のシミュレータ機を必要としないので、実機を持っている販売店で導入しやすくなる(Fig. 9)。

3.2. シミュレータのコンテンツ

3.2.1. 見やすい画面、聞きやすいナレーション

電動車いすの利用を考えている潜在ユーザに、交通マナーとルールへの理解を深めてもらうため、コンテンツにおいてもさまざまな工夫を施した。

パソコンを前にしてのアレルギーや緊張感を取り払い、安心して操作できる優しい画面デザインを目指した。また、



Fig. 7 Simulator operation by a wheelchair user



Fig. 8 Simulator configuration

メニューを操作学習・路上走行学習・その他の三つに大別したフォルダ構成とし、フォルダ内メニューの全体像が常に把握できるインデックスとした(Fig. 10)。

見やすい画面とするため、ハイコントラストの大きな文字を採用した。また、ナレーションは年代別平均聴力レベル⁽⁶⁾に基づき、高齢者にも聞き取りやすい低周波数帯である250－1000 Hzの音圧を高めた(Fig. 11)。

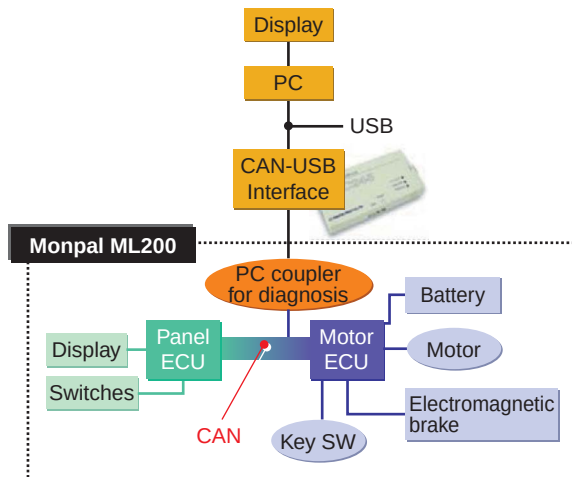


Fig. 9 Diagram of CAN-USB system



Fig. 10 Indexed menu

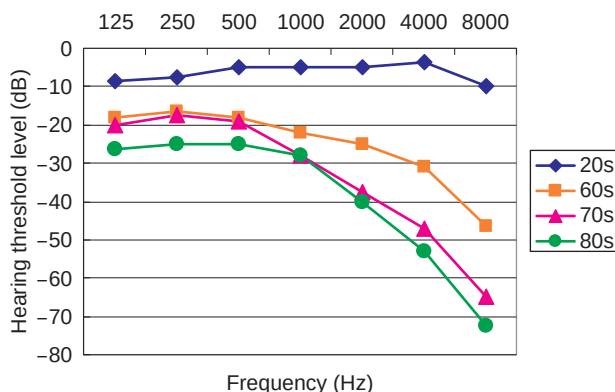


Fig. 11 Average hearing threshold level by age group

3.2.2. 操作基本練習と身体機能チェック(視力、動作遅れ)
 電動車いすの販売の現場では、お客様の運転に対する身体能力(反応速度・握力など)と判断能力を客観的に確認し、安全指導に活かしたいとの声があった。また、これから電動車いすのユーザになりたいと考えている方々とその家族から、運転・操作の適正があるかどうかの判断材料を求める声も耳にした。

操作基本練習と動作反応速度と視力・判断能力を測定する機能をメニューの「その他」フォルダに用意した。

操作基本練習では、アクセルから手を離して止まるといった電動カート特有の操作に先ず慣れ、走る・曲がる・止まるの動作を学べる運転練習コースがある。

動作反応遅れ測定画面では、走行中、前方の信号が赤に変化してから、被験者が走行レバーを戻す(止まる)までの時間を測定し、画面下に表示するようにした(Fig. 12)。

視力と判断能力測定画面では、動作を指示する短い文章が書いてある表示板が走行とともに徐々に大きく見えてくるなかで、文章が読め、その動作をおこなった瞬間の文字の大きさから おおよその視力を割り出せるようにした(Fig. 13)。(視力は画面下に表示される)



Fig. 12 Measuring delay in reaction movement



Fig. 13 Vision test

これら機能により、被験者自ら身体能力と判断能力を知ることができる。Fig. 14はこれらのフローチャートを示す。

3.2.3. 交通場面の設定

電動車いすの事故統計や、販売店やお客様調査で実際に掘っている事故事象を分析し、以下の交通場面体験コースを選出した。

- (1) 路上に障害物
- (2) 信号機のある交差点
- (3) 踏み切りをわたる
- (4) 信号機のない横断歩道
- (5) 車が横断する歩道
- (6) 見通しの悪い交差点
- (7) 人ごみの中
- (8) バックする自動車
- (9) 農道でのすれちがい
- (10) 自動ドアの通過
- (11) エレベータの使用

被験者の技能や教育目的に合わせた場面の組み合わせが可能であり、これら一場面の擬似走行体験時間を約3分と短くすることで、飽きずに、また交通安全講習会など、学習時間に制限がある場合でもできるだけ多くの方が体験できるように工夫した(Fig. 15)。

3.2.4. 実映像による走行擬似体験

CG による映像とは別に、実映像を用いたシステムも作成した。モンパルML200にビデオカメラを搭載し、街中や公園を走行したビデオ映像を編集して、モンパルシミュレータの操作系でビデオ映像を動くようにしている。システムとして、下記のような機能を有している。

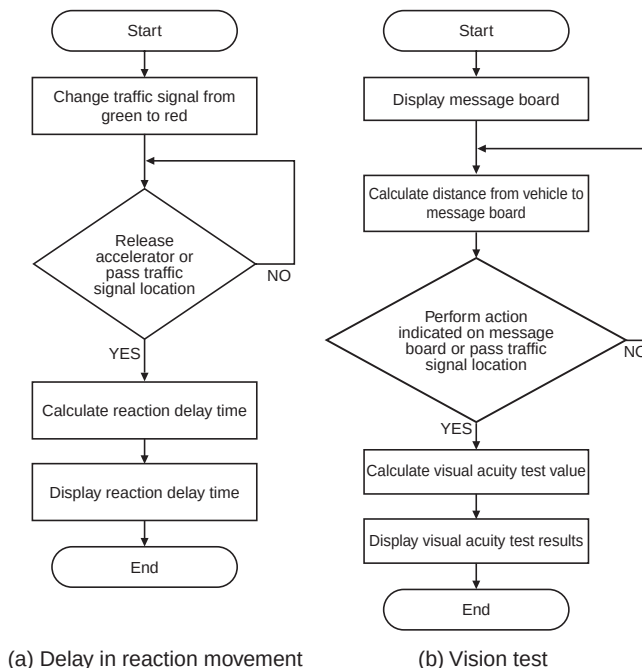


Fig. 14 Flow chart

- (1) 走行・停止：走行レバーを押し下げるとビデオを再生し、走行レバーを離すと一時停止する
- (2) 速度調整：速度指示に合わせてビデオをスロー再生する
- (3) 前進・後進：前進走行中はビデオを通常再生し、後進走行中は逆再生する
- (4) 道での分岐：決められた分岐点では、ハンドルを切ることによって、分岐先のビデオ映像に切替える(Fig. 16)。
- (5) メニューによる走行場所の選択が可能

CG の中のように自由には走行できないが、実際に街中を走っている感覚が味わえ、電動車いすで外に出かけたくなるよう工夫した。また、ユーザの地元の街並をビデオ映像にすることで、親しみやすくすることができる。

3.3. 体験者の声

これまで、約30名の被験者に体験してもらった結果、「電動車いすに乗る前にシミュレータでトレーニングできるのは安心だ」

「コンパクトで持ち運べるのが良い」

「交通安全講習会、老人クラブで貸して欲しい」

といった声をいただいた。今後は、運用方法も含め、教育効果の高いシステムへと進化させていきたい。



Fig. 15 Scene across a railroad crossing



Fig. 16 Scene of a junction

4. まとめ

ハンドル型電動車いすを運転される高齢者の交通ルールとマナーの習得、危険予知能力の向上を目的とし、ハンドル型電動車いすシミュレータを開発した。

その機能・特徴は以下のとおりである。

- (1)安全講習会の規模や目的にあわせて選べる、実車型と普及型の2タイプ
- (2)高齢者が使いやすいシンプルな操作メニュー
- (3)基本操作学習ができる(実車に乗る前の学習)
- (4)身体能力チェックができる
- (5)混合交通下での走行場면을体験できる

これにより電動車いすユーザだけでなく電動車いすを運転したことがない人でもシミュレータを介して運転を体験できるようになった。さらにシミュレータ体験をメニューに加えた安全運転講習会を実施することができるようになった。

参考文献

- (1) <http://www.den-ankyo.org/transition.html>, 2007/9/1
- (2) 市川勝久, 廣瀬好寿, 山本隆弘, 山岸善彦, 石川智明: 電動カート「モンパル ML200」の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.2, p.28-35
- (3) 山岸政彦: 新型モンパル ML200 のデザイン, Honda R&D Technical Review, Vol.19, No.2, p.7-11
- (4) 鈴木憲二, 宮丸幸夫, 青木克仁, 一見貞直: 自転車シミュレータの開発とその特徴, 自動車技術会 学術講演会前刷集, 20075135, No. 71-07, p.15-18(2007)
- (5) 一見貞直, 宮丸幸夫, 青木克仁, 鈴木憲二: 安全運転教育用ライディングトレーナーの開発とその特徴, 自動車技術会 学術講演会前刷集, 20065627, No. 121-06, p.15-18(2006)
- (6) 中野有朋: 老人性難聴の一例より, 入門騒音工学, 技術書院, p.116(1984)

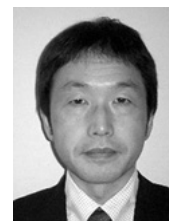
■著 者■



矢口 忠博



湊 和宏



菅家 博夫

Removal of Grounding Cable from Hydrogen Fueling Process

Steve MATHISON*

Kiyoshi HANDA**

Shiro MATSUO***

ABSTRACT

Hydrogen, which is used for fuel in fuel cell vehicles, has the characteristic of being easy to ignite. Because of this characteristic, prior to fueling, static electricity from the vehicle body should be dissipated. Industry practice to mitigate this risk has been to connect a grounding cable to the vehicle to remove the static electricity from the vehicle body prior to connection of the fueling nozzle. However, this complex procedure is not user-friendly, nor is it fail safe as it depends on the user to implement.

Our research⁽¹⁾ shows that the maximum grounding resistance that will allow static electricity to be safely dissipated before the fueling nozzle can be connected is 100 MΩ. Two favorable fueling pad surfaces were found to be conductive paint applied on asphalt, and concrete. After application, the separate grounding cable connection is no longer necessary, and as a result, safe and user-friendly fueling is now possible. The practice of grounding through the tires is now being adopted by hydrogen stations, and surface resistance requirements have been written into the latest revisions to the International Code Council (ICC) International Fire Code (IFC).

1. Introduction

The fuel cell shows much promise as a clean power plant of the next generation because of its potential to displace the use of fossil fuels and reduce emissions, including those associated with global warming. In addition to developing fuel cell vehicles, it is important to study how hydrogen is supplied to fuel cell vehicles, as hydrogen supply will influence the appeal and marketability of fuel cell vehicles in the future.

2. Background

Hydrogen, which is used for the fuel in fuel cell vehicles, has some properties that make it quite unique from other vehicle fuels. The most common fuel in use today is gasoline, with natural gas (consisting primarily of methane) fueled vehicles a distant second. Table 1 compares some properties of these fuels⁽²⁾. Gasoline has the narrowest range of ignitable fuel/air ratio and relatively high minimum ignition energy. Methane has a slightly wider ignitable fuel/air ratio, and even higher minimum ignition energy than gasoline. Hydrogen has a very wide range of ignitable fuel/air ratio and a very low minimum ignition energy of 0.016mJ, approximately 1/12th that of gasoline. It should be noted, however, that the minimum

ignition energy in Table 1 is for stoichiometric mixtures (29% for hydrogen). At the lower flammability limit (LFL), the minimum ignition energy of hydrogen is nearly the same as that of methane.

In regards to the manner in which these fuels are dispensed, both hydrogen and natural gas are dispensed to the vehicle in a closed system designed to prevent leaks, whereas gasoline dispensing utilizes an open system where vapors can escape near the interface of the nozzle and receptacle. Additionally, the presence of natural gas and gasoline is easily detected by the user from their distinct odor, whereas hydrogen has no smell and no odorants currently exist.

The hydrogen fueling coupling and associated hydrogen storage system on vehicles is designed as a closed system in which hydrogen does not leak either during fueling or operation of the vehicle. However, potential ignition sources should be removed or mitigated as much as possible for safe fueling in the event that a failure of the system results in a fueling leak. Because gasoline and methane have narrower ranges of ignition limits and much higher minimum ignition energies, and leaks can be easily detected by smell, this is not as high a concern when fueling these vehicles.

* HONDA R&D AMERICAS, INC.

** 四輪開発センター

***本田技研工業株式会社

Table 1 Ignition properties of hydrogen, methane and gasoline

Properties		Hydrogen	Methane	Gasoline
Minimum ignition energy	(mJ)	0.02	0.29	0.24
Ignition limits in air	(Vol %)	4-75	5.3-15	1.0-7.6

Static electricity can build up on the vehicle chassis during driving, and this static electricity may be a potential ignition source during fueling. Therefore, it is important to dissipate this static charge from the chassis before fueling the vehicle. Under current industry practice, a fuel cell vehicle user connects a grounding cable (referred to as GND cable) to the vehicle first, before connecting the separate hydrogen fueling hose/nozzle (Fig. 1). The opposite side of the GND cable is connected to earth. This sequence allows the vehicle to discharge the static electricity before the fueling hose is connected and fueling begins. This practice has been implemented at nearly all hydrogen stations in the U.S. to date, as a precautionary requirement.

When fueling the test fuel cell vehicle used in this study, first the user opens a lid containing the GND connection receptacle, then connects GND cable to the GND connection receptacle. After this, the user pulls a knob in the GND lid, which then opens a separate lid containing the fueling receptacle (Fig. 1). This sequence is devised to remind the user to connect the GND cable before fueling, as a means to increase the safety of the fueling operation. However, if the user forgets to connect the GND cable or the connector isn't tightly connected, the GND cable can not work to remove the static electricity. This GND cable also increases the complexity of the fueling operation, and is not convenient for the user. Therefore, some other method to remove the static electricity surely and consistently without using the GND cable is necessary.

Although it is outside the scope of this paper, another important safety consideration when fueling a hydrogen

vehicle (or even gasoline and CNG vehicles) is to help ensure that the user has discharged his / her body prior to connecting or disconnecting the nozzle. Many hydrogen stations require the user to touch a grounded conductive part on the dispenser before the nozzle can be released. Because a weak electrostatic spark from a human body releases about 10 mJ of energy (above the minimum ignition energy of all three fuels), grounding the user prior to connecting and disconnecting the nozzle is very important.

3. Requirements for adequate dissipation of static charge

Because the GND cable is not a reliable means of removing static charge from the vehicle chassis prior to fueling and because it is cumbersome to the user, we looked to an alternative, which is to use the existing contact between chassis and ground, i.e. the vehicle tires, as a means to removing the static charge. To help ensure that no ignition can occur, even if hydrogen is present, the grounding resistance, through the tires to earth ground, was calculated which will dissipate the static charge to a safe level within a short period of time after stopping the vehicle on the fueling pad surface. To make this calculation, an equivalent circuit of the static electricity on the vehicle is shown in Fig. 2.

The capacitance of the test vehicle was calculated to be approximately 0.5 nF by using Eq. 1. However, there may be numerous sizes of the vehicles in the future, some larger than the test vehicle. Therefore, a capacitance of 1 nF was used as a more conservative value. The literature also supports the use of 1nF as typical vehicle capacitance⁽³⁾.

$$C = \epsilon \frac{A}{d} \quad (1)$$

C: Capacitance [F]

d: Pole interval [m]

ϵ : Aerial permittivity [F/m]

A: The pole area [m²]

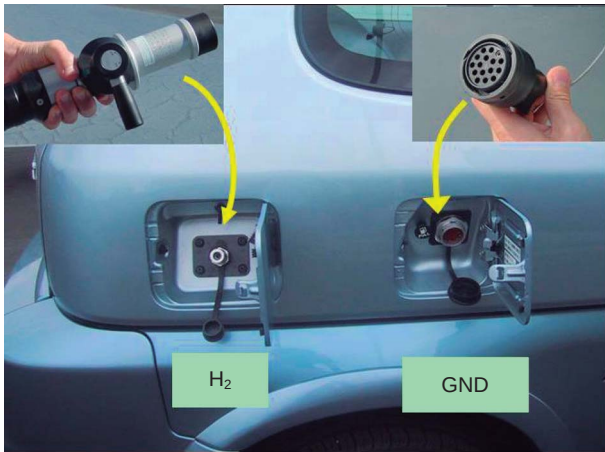


Fig. 1 Grounding cable connector/receptacle and H₂ nozzle/receptacle

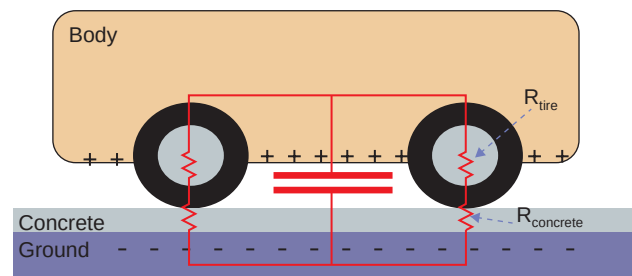


Fig. 2 Equivalent circuit of static electricity on vehicle

If the energy of the capacitor is smaller than the minimum ignition energy of hydrogen, hydrogen will not ignite. The capacitor's energy can be calculated from Eq. 2.

$$W = \frac{1}{2} CV^2 \leq 0.016mJ \quad (2)$$

V: Voltage of Capacitor [V]

When solving Eq. 2 for the condition of $C=1nF$, the answer is shown in equation 3.

$$V_t < 180V \quad (3)$$

Next we should consider the maximum voltage of the static electricity on the vehicle. There is a report which describes that a maximum of 2kV can be generated by the fuel pump in a conventional ICE vehicle⁽⁴⁾. Of course, on a fuel cell vehicle, because there is no fuel pump, the static electricity must be generated by a different mechanism. Because any given regional area may not be suitable to measuring the maximum static electricity voltage because of the high levels of atmospheric humidity, the 2kV value from the literature⁽⁴⁾ was adopted as a maximum potential for the vehicle.

$$V_0 = 2000V \quad (4)$$

For a capacitor, the voltage when discharging is shown by Eq. 5.

$$V_t = V_0 \times e^{-\frac{t}{RC}} \quad (5)$$

As a result, the resistance R can be calculated from Eq. 6.

$$R = \frac{t}{C \cdot \ln\left(\frac{V_0}{V_t}\right)} \quad (6)$$

To determine the required resistance, one must first establish how much time can be allowed for the static charge to dissipate to a safe level. If the static electricity is discharged to a safe level within 1 second after the vehicle stops at the station, there is no way fueling can be initiated before a safe condition is present, so this time value was chosen.

$$t < 1sec \quad (7)$$

When solving equation 6 for the above conditions,

$$R \leq 410M\Omega \quad (8)$$

Because this resistance value is considered under ideal conditions, it may be possible that the resistance between the vehicle chassis and ground could increase due to contaminants on the vehicle tires or on the fueling pad surface. Therefore, a four times safety factor was applied to the value in Eq. 8, resulting in a maximum grounding resistance requirement as shown in Eq. 9.

$$R \leq 100M\Omega \quad (9)$$

Also SAE J2578⁽⁵⁾ recommends that “the grounding resistance of the vehicle through the tires of the fuel cell vehicle should not exceed 25 MΩ” while it refers to

literature⁽³⁾. Therefore, if the vehicle tires meet the SAE J2578 recommended practice, the fueling pad surface itself should have a resistance of less than 75 MΩ.

4. Tests conducted to validate grounding through the tires

As discussed earlier, the goal of our research is to discharge the static electricity through the tires without the use of a GND cable. If it is possible to discharge directly from the chassis through the tires to the Earth, the GND cable becomes unnecessary and it reduces the possibility of human error or negligence (Fig. 3). For this to occur, the grounding resistance of the vehicle chassis through the tires, including the parking surface, should be less than 100 MΩ as shown in Eq. 9. However, a tire is made of rubber (an inherently isolative material), and fueling pad surfaces at hydrogen stations are often made without any consideration for conductivity. Therefore, we conducted some validation tests as shown in the next section.

5. Validation Testing

5.1. Testing the basic resistance of the vehicle

In this test, we measured the resistance of the FC test vehicle on steel plates. The four tires of the test vehicle were placed on four steel plates which were connected in parallel electrically. We then measured the resistance between the steel plates and the chassis (Fig. 4). The result was a resistance of 1.7 MΩ. Because this

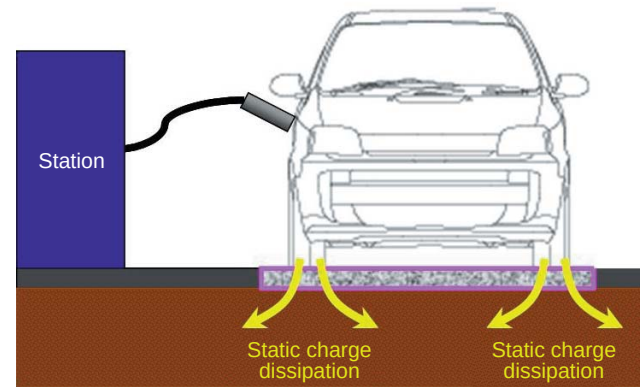


Fig. 3 Static charge dissipation through vehicle tires

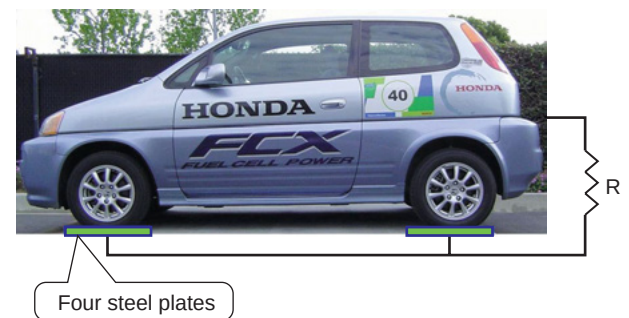


Fig. 4 Measuring resistance through tires parked on steel plates

Table 2 Resistance measurements for various cars and tires

Vehicle	Tire	Resistance
Fuel cell test vehicle	205/60R15	1.7 M Ω
Passenger car 1	195/60R15	35 M Ω
Passenger car 2	-	51 M Ω
Passenger car 3	245/40R18	8.3 M Ω
Passenger car 4	275/40R19	10.7 M Ω
Mini Van	225/60R16	19 M Ω
SUV 1	235/55R18	200 M Ω
SUV 2	235/65R17	370 M Ω
SUV 3	235/55R17	19 M Ω
SUV 4	245/75R16	1.2 M Ω
Sports car 1	255/40ZR18	1.3 M Ω
Sports car 2	255/40R17	0.03 M Ω

resistance is much lower than the required resistance (100 M Ω), the test vehicle itself has enough low resistance to discharge the static electricity to the ground.

Next, we measured a number of conventional vehicles in the same way to understand the influence of tire selection. There were large differences in the results, ranging from 30 k Ω up to 370 M Ω (Table 2). The resistance was measured at a number of different locations on the chassis, and found to be the same, which indicates that nearly all of the resistance is contributed to by the tires themselves. An observation from our measurements is that high profile tires tend to have higher resistance values than low profile tires.

5.2. Testing the grounding resistance on asphalt

We measured the grounding resistance of the the FC test vehicle on an asphalt surface. The measurement result was 800 M Ω , which is much higher than the required resistance (100 M Ω). Therefore, an asphalt



Fig. 5 Measuring resistance through tires parked on concrete test pad

fueling pad surface is not suitable to discharge the static electricity through the vehicle tires.

5.3. Testing the grounding resistance on concrete

At conventional gasoline stations, the fueling pad surface is usually made of concrete to protect from oil spills and other chemical contaminants. To see how this conventional surface performed, we measured the grounding resistance of the FC test vehicle on a concrete pad. This concrete was constructed using common construction methods, had no paint or coating on the surface, and the reinforcing bars were grounded to the earth. The result was a resistance value of 2.3 M Ω (Fig. 5). Therefore, a concrete fueling pad surface is suitable to safely discharge the static electricity through the vehicle tires. Of course, there is a possibility that the resistance value would increase if paint or other coatings were applied to the surface.

5.4. Testing the grounding resistance on conductive paint

When installing a hydrogen station, asphalt may already be in place, or can be applied as the fueling pad surface much less expensively than with concrete. Replacing the asphalt fueling pad surface with concrete to remove static electricity may not be economical. Floor paint with high conductivity to remove static electricity is commonly marketed and available for semiconductor industries and other uses where it is important to minimize static electricity. We applied a conductive paint⁽⁶⁾, which was grounded to the Earth, onto the asphalt. We then measured the grounding resistance of the FC test vehicle. The result was a resistance of 2.5 M Ω (Fig. 6). Incidentally, because we could not find conductive paint specified for outdoor use, an indoor specification conductive paint was used.



Fig. 6 Measuring resistance through tires parked on conductive painted test strip

Table 3 Resistance of FC test vehicle on various fueling pad surfaces

Steel	Concrete	Conductive Paint
1.7 MΩ	2.3 MΩ	2.5 MΩ

Table 4 Resistance of FC test vehicle on concrete under adverse conditions

Sand			Snow	Rain
3 mm	10 mm	20 mm	20 mm	N/A
8.4 MΩ	8.4 MΩ	8.0 MΩ	0.39 MΩ	0.08 MΩ

Table 3 shows a summary of the resistance measurement results of the FC test vehicle on various surfaces.

5.5. Testing the influence of environmental factors

Because a vehicle should operate in a variety of weather and environmental conditions, we cannot assume that fueling will occur under clean, dry conditions. Therefore, we measured the grounding resistance of the concrete fueling pad surface under a variety of adverse real world conditions, including dry sand, snow, and rain (Table 4).

In the case of dry sand, the resistance was somewhat dependent on the depth, but 8.4 MΩ was the maximum value measured (Fig. 7). We measured the resistance in snow in the northeastern part of the US, and the result was 0.39 MΩ (Fig. 8). And finally, in the case of rain, the measured result was the lowest, with a resistance of only 0.08 MΩ (Fig. 9). In all cases, the grounding resistance values were less than the required resistance (100 MΩ). Therefore, for all weather and environmental conditions we tested for, we found the ability of the concrete fueling pad surface to safely discharge the static electricity was not affected.

As the results of the above five test regimes show, the use of conductive paint applied onto an asphalt surface, or the use of commonly constructed concrete for



Fig. 7 Measuring resistance through tires with sand between tire and concrete pad



Fig. 8 Measuring resistance through tires with snow between tire and concrete pad



Fig. 9 Measuring resistance through tires on rain soaked concrete pad

the fueling pad surface at a hydrogen fueling station can safely remove the static electricity from the FC test vehicle without the use of a GND cable.

6. Application of Results

To put our testing results into practice, we constructed two different static electricity discharging fueling pad surfaces at hydrogen stations in Torrance, CA. We applied the conductive paint to the asphalt in front of one of the fueling stations. Two grounding copper bars were embedded in the asphalt and bonded to the conductive paint. After installation, the grounding resistance was measured to be 2.5 MΩ (Fig. 10).

At the second station, we installed a concrete fueling pad surface. After installation, the grounding resistance was measured to be 2.3 MΩ (Fig. 11).

Because of the low measured resistance values at both hydrogen stations, it is no longer necessary to use the GND cable when fueling the FC test vehicle, or any other fuel cell vehicle meeting the SAE J2578 recommended practice for tire resistance, at these stations.



Fig. 10 Conductive paint fueling pad surface in front of hydrogen station



Fig. 11 Concrete fueling pad surface in front of hydrogen station

7. Durability and Other Factors

One downside to using the conductive paint fueling pad surface is that it can be quite slippery when it is wet, or when a user walks on it with wet shoes, so care should be taken when it is raining. Also, after six months of use, we found the paint to be peeling-off in an area where there is a low spot and rain water collects. This demonstrates that the durability of this conductive paint against rain water is insufficient. As mentioned earlier, the paint we used is specified for indoor use. Therefore, for this application, a non-slip outdoor spec paint is desired. Of course, in the case of concrete, it is neither slippery when wet, nor does it suffer from any durability issues.

Despite the durability issues with the conductive paint, both the conductive paint surface and concrete surface sustain good grounding resistance values over time, as measurements taken after six months were nearly the same as the initial measurements.



Fig. 12 Deterioration of conductive paint due to rain water pooling

8. Expansion of Research to the Real World

Applying our findings to the two hydrogen stations used in this study has made the fueling process user friendly and safer. However, to benefit the end user and future customers, this practice should be accepted and applied to all hydrogen stations. A tendency in the industry is to be conservative when it comes to safety practices, and our findings show that it is actually safer to ground the vehicle through its tire contacts rather than through a GND cable. Our research and that of others has been studied and considered within code development organizations (CDOs) and standard development organizations (SDOs), as well as industry groups such as the California Fuel Cell Partnership. It is now generally accepted that safe hydrogen fueling can be accomplished by grounding the vehicle through its tires. At stations with concrete fueling pad surfaces, the requirement for connection of the GND cable has, in many cases, been eliminated. Also, in the 2006/07 I-code revisions to the International Code Council (ICC) International Fire Code (IFC), it states, “2209.5.1.1 Vehicle fueling pad. The vehicle fueling pad shall be constructed of a non-coated concrete pavement or shall have a resistivity not exceeding criteria of 1 megohm as measured using the methodology specified in EN 1081.”⁽⁷⁾ With this addition to the IFC, it will now be a permitting requirement for hydrogen stations to have a conductive fueling pad surface.

9. Conclusion

The aim of our study was to find a way to safely dissipate the static electric charge from the fuel cell vehicle chassis without the use of a GND cable before fueling with hydrogen. To this end, we conducted research on discharging the static electricity through the tires. The results of this research showed that if the

grounding resistance of the fuel cell vehicle on the fueling pad surface is less than 100 MΩ, it is possible to safely discharge the static electricity through the tires. The FC test vehicle used in this study has a resistance of 1.7 MΩ on steel plates, 2.3 MΩ on the concrete fueling pad surface, and 2.5 MΩ on the conductive paint fueling pad surface applied onto asphalt. With these highly conductive fueling pad surfaces, the grounding resistance mainly comes from the tires. The resistance of the concrete and the conductive paint fueling pad surfaces are sufficiently small to safely fuel the FC test vehicle, even when surface contaminants of sand, snow, and rain are present. Rain and snow actually reduce the grounding resistance, while dry sand slightly increases the grounding resistance, but not to a level that affects the discharging.

Our research has thus demonstrated that the GND cable connection is unnecessary if the hydrogen station has a concrete or grounded conductive paint fueling pad surface, and the resistance of the tires on the fuel cell vehicle are less than 25 MΩ, in accordance with SAE J2578. As a result, safe and user-friendly hydrogen fueling is now possible. Furthermore, the industry is now recognizing this safe practice and other hydrogen stations are incorporating the use of low resistance fueling pads. With the latest revision to the ICC IFC now specifying both a resistance value and test method for hydrogen fueling pads, the practice of grounding through the vehicle tires will become standard practice at all hydrogen stations in the future.

References

- (1) Handa, K., Mathison, S., Matsuo, S., : An Introduction of Honda's H2 Stations and Fueling Without Grounding Cable, Global Powertrain Congress(2005)
- (2) Ocean Engineering & Energy Systems: <http://www.ocees.com/mainpages/Hydrogen.html>(2007)
- (3) Pidoll, U. v. :REFUELING AUTOMOBILES WITH HYDROGEN, National Institute for Science and Technology(2000)
- (4) Pidoll, U. v. : Avoiding an ignition of Otto-type fuel/ air mixtures when refueling automobiles at gas stations, German Scientific Society for oil, natural gas and coal, DGMK Research Report 508(1996)
- (5) SAE FCV Safety Working Group : Recommended Practice for General Fuel Cell Vehicle Safety, SAE J2578, Section 4.4.8.4(2002)
- (6) ACL Inc. : Staticide Diamond Polyurethane Static Dissipative Floor Coating # 4700, http://www.aclstaticide.com/01/info_pages_ind/product_4700.htm(2007)
- (7) International Code Council : 2007 Supplement to International Fire Code, <http://www.iccsafe.org/cs/codes/2007-08cycle/2007Supplement/IFC07S.pdf> (2007)

■ 著 者 ■



Steve MATHISON



Kiyoshi HANDA



Shiro MATSUO

ガスケット用窒素吸収超微細ステンレス鋼の開発

Development of Ultra-fine Grained Stainless Steel by Nitrogen Absorption Treatment for Gaskets

西山 忠夫*
Tadao NISHIYAMA

桂井 隆*
Takashi KATSURAI

安達 和彦**
Kazuhiko ADACHI

要 旨

シリンダヘッドガスケット材料に求められる特性は、燃焼圧シールに必要な強度と、エンジン稼動中に破損しない疲労強度である。特にディーゼルエンジンは燃焼圧が高くガスケットに厳しい環境であり、材料には高強度化と高疲労強度化が要求される。この要求に対して、高強度化には SUS301L 鋼の各組織における窒素の固溶限差を利用して、過飽和となった窒素を時効処理で Cr_2N として析出させる手法を検討した。また高疲労強度化には高加工性化や結晶粒微細化が有効であるため、中間焼鈍工程で窒素吸収処理させることにより、表層組織をオーステナイト化することで加工性を向上させ、さらに最終焼鈍時に析出する Cr_2N のピン止め効果により結晶粒を微細化する手法を検討した。

これにより従来材と比較して、ガスケットのシール性は約40%向上し、また疲労破損限界は約20%上昇することが確認された。

ABSTRACT

Desirable attributes for a material used in a cylinder head gasket are the strength required to form a combustion gas seal and sufficient fatigue strength such that the gasket may operate properly during engine operation. The high combustion pressure characteristic of diesel engines in particular creates a severe environment for the gaskets, necessitating the achievement of high levels of strength and fatigue in the material. In order to satisfy these requirements, a method of exploiting the difference in the solubility limit of the nitrogen in the martensite and austenite structures that form the composite structure of SUS301L stainless steel to enable the precipitation of Cr_2N by means of the application of an aging treatment to supersaturated nitrogen was examined. The achievement of high workability and refinement of the grains are effective in increasing fatigue strength. Workability was increased by employing a nitrogen absorption treatment in the intermediate annealing process to produce an austenite structure as the surface structure. In addition, the pinning effect of the precipitated Cr_2N during annealing refined the grains.

These innovations have enabled the development of a gasket displaying approximately 40% higher seal ability and an approximately 20% increase in fatigue limit in fatigue tests than those of a gasket formed from conventional materials.

1. まえがき

昨今、自動車の環境負荷低減へのニーズはさらなる高まりを見せており、地球温暖化の原因となる二酸化炭素(CO_2)の排出を削減する動きが加速している。 CO_2 排出削減のためには燃費向上が有効であり、欧州を中心に燃費の優れたディーゼルエンジンを搭載した車両の販売台数が拡大する状況にある。

ディーゼルエンジンの特徴の一つに高い燃焼圧が挙げられる。そのため、燃焼室をシールするシリンダヘッドガスケット(以下、ヘッドガスケット)には高いシール性能が求められる。

一般にヘッドガスケットは Fig. 1 に示すように、ビードと呼ばれる部分を持つ厚さ 0.2 mm 程度の複数枚の薄板から構成されており、このビードの荷重反発力を利用することで、燃焼圧をシールする構造となっている。このため、ガ

* 四輪開発センター

** 住友金属工業株式会社

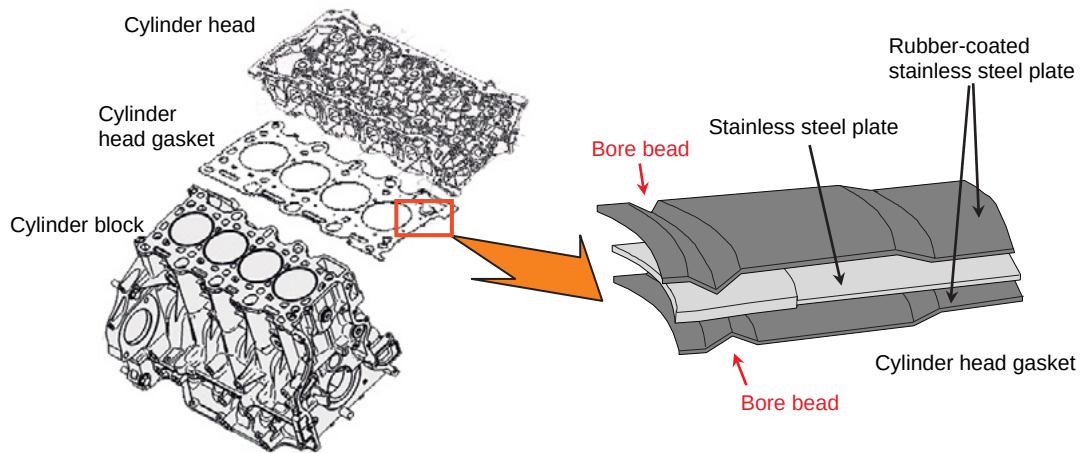


Fig. 1 Illustration of cylinder head gasket

スケット材料には高強度が要求される。また、エンジン稼動中は燃焼圧によりシリンダヘッドがリフトし、これに追従するビードには繰返し応力が発生する。このため、ガスケット材料には高疲労強度も要求される。

このビード部分は素材となる薄板材料のプレス加工で成形されるが、Fig. 2に示すような成形時に板厚表層部分に発生する局所的な加工応力によってガスケットの疲労強度が低下する⁽¹⁾。この疲労強度低下の原因は加工応力により結晶粒界で発生する微細クラックであるため、高疲労強度化には、結晶粒が微細で、高加工性であることが有効である。

以上からヘッドガスケット材料に必要な特性をまとめると、

- (1) エンジンで使用される時には高強度、高疲労強度であること
 - (2) 部品に加工される時には高加工性であること
- となり、使用時と加工時では相反する特性が要求される。

本開発では、これらの相反する要求特性を両立させる手法として、さらなる結晶粒の微細化とともに、部品加工後の熱処理による高強度化を検討し、またそのために必要な材料成分および素材製法についても検討をおこなった。

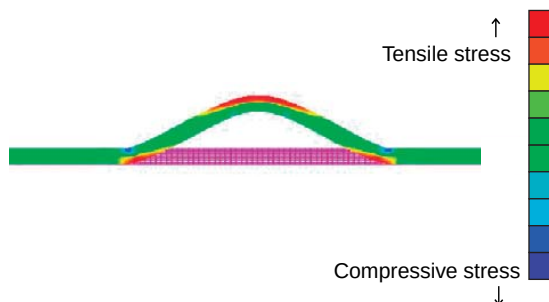


Fig. 2 Distribution of stress in section of bead-formed sheet

2. 高強度化の検討と効果確認

2.1. 高強度化の検討

高強度化の方法として一般的に、固溶強化、析出強化、加工強化および変態強化がある。ヘッドガスケット材料として主に使用されているのは準安定オーステナイトステンレス鋼に属する SUS301 鋼である。この材料は冷間加工により、オーステナイト組織が硬質な加工誘起マルテンサイト組織に変態し、必要な強度を確保した優れた材料である。そこでこの SUS301 系ステンレス鋼に対して他の強化手法を重畳し、組合せることでさらなる高強度化を検討する。

本開発では、この SUS301L 系ステンレス鋼特有の組織変化に着目する。各組織によってその特性は異なるが、相違点の一つに元素固溶量の違いが挙げられる。一般的に侵入型固溶元素は、結晶格子の空隙の大きなオーステナイト組織では固溶量が大きく、空隙の小さなマルテンサイト組織では固溶量が小さいという特徴がある。そこでこの特徴を活用し、冷間加工後のマルテンサイト組織中で過飽和に固溶した侵入型固溶元素を析出させる手法として、低温での時効熱処理により高強度化を図ることを検討する。

なお、侵入型固溶元素として一般に炭素(C)および窒素(N)があるが、炭素は Cr_{23}C_6 化合物の析出にともなう Cr 欠乏層を形成しステンレス鋼に必要な耐食性を低減させることから、窒素を選択する。

2.2. Cr_2N の時効析出の効果

ここではガスケット材として量産適用されており、約 0.1% の窒素を含有する NAR-301L HS1⁽¹⁾ で効果を検証した。この NAR-301L HS1 の最終冷間圧延後に時効処理をおこなった際の硬度変化を Fig. 3 に示す。200℃ という低温でありながら HV40 程度の硬度上昇が確認され、時効後の硬さは HV520 に達する。同材の母相を腐食除去後の残留物について透過型電子顕微鏡 (Transmission Electron

Microscope: TEM)をもちいて観察した結果を Fig. 4 に示す。電子線回折, EDX 分析の結果, Fig. 5 に示すように時効処理後に多量かつ微細に分散しているのは Cr_2N であることが確認された。

すなわち, この低温熱処理での時効硬化は加工誘起マルテンサイト中で過飽和に固溶した窒素(N)が約17%と多量に含まれる Cr と化合物(Cr_2N)を形成し, 析出したものである。また, 同材のマルテンサイト量と時効後硬度の関係を Fig. 6

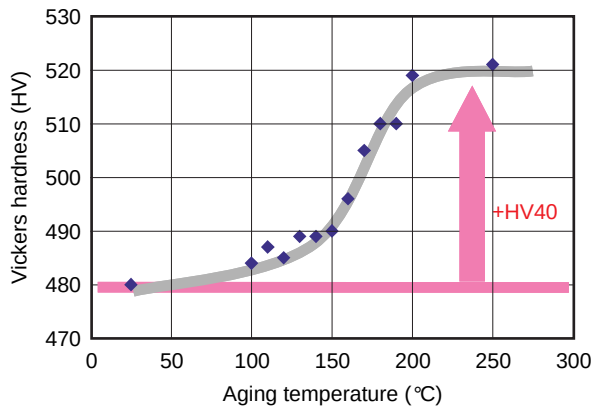


Fig. 3 Relationship between Vickers hardness and aging temperature in NAR-301L HS1

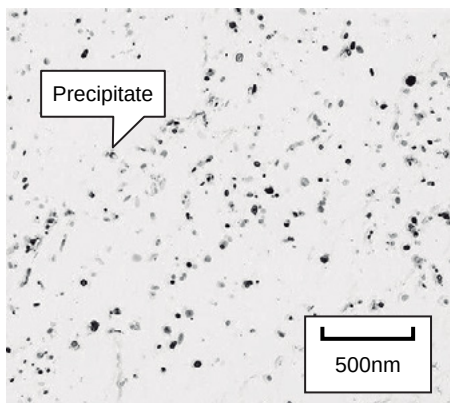


Fig. 4 TEM image of NAR-301L HS1 after aging treatment

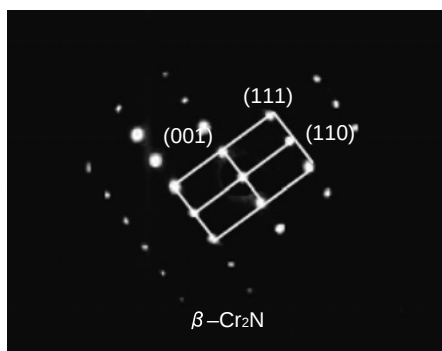


Fig. 5 Identification of precipitates by electron beam diffraction pattern

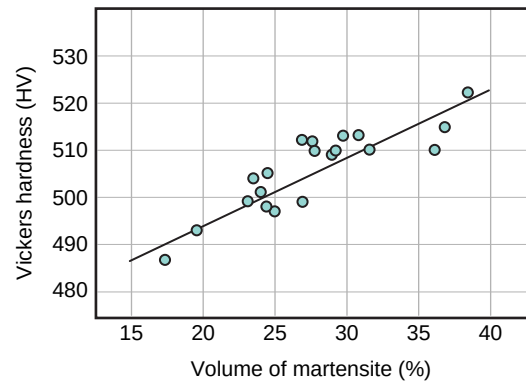


Fig. 6 Relationship between volume of martensite and Vickers hardness after aging treatment

に示す。時効後硬度はマルテンサイト量に比例する。これはマルテンサイト量が増加すると Cr_2N 析出領域が増加するためと考えられ, 検討内容と一致する結果が得られた。

3. 高疲労強度化の検討と効果確認

3.1. 高疲労強度化の検討

高疲労強度化には前述のように板厚表層部分の結晶粒微細化がきわめて有効であることから, この手法についてさらに検討する。SUS301L 系ステンレス鋼の微細化法としては, 加工誘起マルテンサイト組織の加熱によるオーステナイト組織への逆変態, 再結晶を利用する手法がある⁽²⁾⁻⁽⁴⁾。この方法は前述した NAR-301L HS1 材で既に適用されており⁽¹⁾, 最終焼鈍前の圧延条件および最終焼鈍条件の最適化により, 一般的なステンレス鋼の約 1/10 平均結晶粒径となる約 2 μm の微細化を達成している。そこでさらなる結晶粒微細化を達成するためには, この方法に加えて析出物によるピン止め効果を活用し, 再結晶粒の粒成長を抑制する手法について検討する。

3.2. 析出方法の検討

一般にステンレス鋼では高い表面光沢を維持するため, 非酸化性雰囲気中での光輝焼鈍が広く適用されている。また, その雰囲気ガスとして水素と窒素の混合ガスが広く適用されている。このため, 耐食性向上等の期待される窒素吸収に関しても広く検討がなされている^{(5), (6)}。

Fig. 7 に NAR-301L HS1 の製造工程を示す。NAR-301L HS1 の最終焼鈍工程は, 粒成長を抑制し微細結晶粒を得るため他の焼鈍工程に対して比較的低温でおこなわれている。また, 一般に鋼材中の窒素固溶限は温度に比例するため⁽⁷⁾, 中間焼鈍の温度を最終焼鈍よりも高く設定すれば, 各温度における窒素固溶限の差を駆動力とした窒素の析出が利用できる。そこで高温の中間焼鈍で窒素を多量に吸収させた後, 低温の最終焼鈍において過飽和状態の窒素を析出させる手法を選択する。

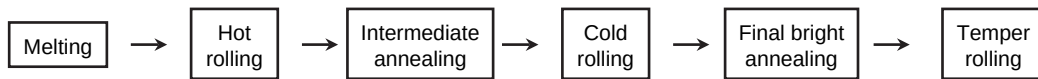


Fig. 7 Production process of NAR-301L HS1

3.3. 窒素吸収、析出による微細化および時効析出効果

この検討結果を元に、中間焼鈍を水素と窒素の混合ガス雰囲気中で実施した。Fig. 8に中間焼鈍後に採取した材料の組織写真を示す。断面を光学顕微鏡観察した結果、表層から約 $70\ \mu\text{m}$ の範囲において、材料のオーステナイト安定度が向上していることが確認された。これは、表層部でのオーステナイト安定化元素でもある窒素の吸収に対応し、内部のみが研磨応力により加工誘起マルテンサイトに変態したためである。なおFig. 9に示すようにEPMA(Electron Probe Micro Analyzer)定量分析をすると、オーステナイト組織には母材の約3倍となる約0.3%の窒素が吸収されていることが確認された。これは中間焼鈍温度での窒素固溶限に近い値であり、最終焼鈍での Cr_2N 析出によるピン止め効果が期待できると考えた。

次にこの材料の最終焼鈍後の表層近傍部および板厚中心部の組織について透過型電子顕微鏡で観察した結果を Fig. 10 に示す。板厚中心部の平均結晶粒径が約 $2.0\ \mu\text{m}$ であるのに対して、表層近傍部では平均結晶粒径約 $1.2\ \mu\text{m}$ まで微細化し、超微細粒組織となっていることが確認された。また、表層近傍部では板厚中心部と比較して多数の化合物が析出していることも確認される。なお電子線回折、EDX

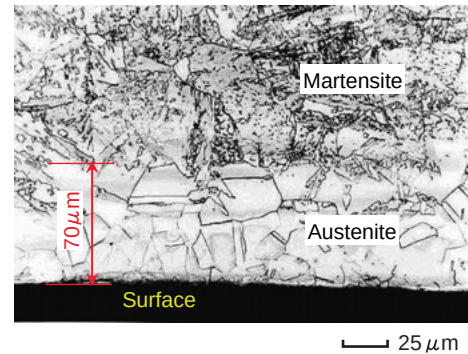


Fig. 8 Optical microscope image of surface structure after intermediate annealing process

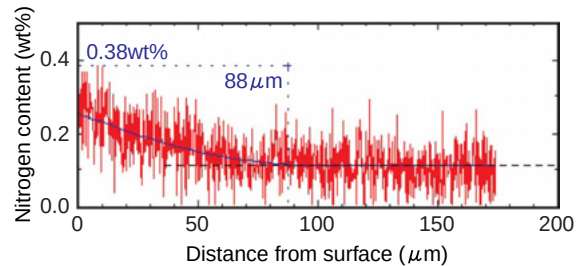


Fig. 9 Result of nitrogen content by EPMA

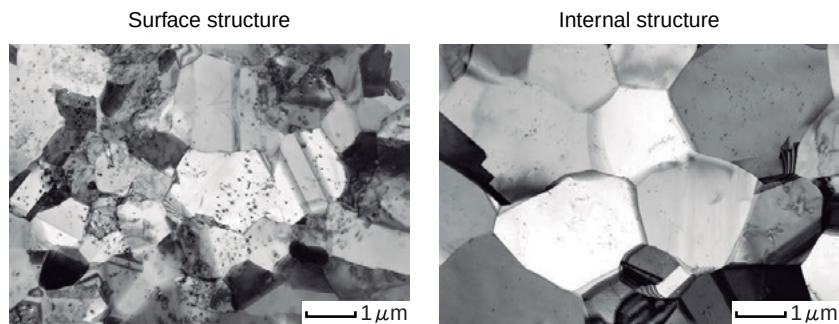


Fig. 10 TEM images of surface and internal structure after final annealing process



Fig. 11 Phase identification in surface structure after final annealing by EBSD analysis

分析の結果より、析出物は前述の時効処理の場合と同様に Cr_2N 化合物であることが確認された。

EBSP(Electron Back Scattering Pattern)での組織調査結果を Fig. 11 に示す。組織は表層部の結晶粒が板厚中心部に比べて微細化しているとともに、ほぼオーステナイト単相であることが確認された。

これはガスケット材料の必要特性とも一致し、強力なオーステナイト安定化元素である窒素の吸収により同組織が安定化し、オーステナイト組織による優れた加工性が維持されている可能性を示す。

4. 開発材の特性確認結果

4.1. 高強度化と高疲労強度化のまとめ

高強度化には、複合組織である SUS301L 鋼のマルテンサイト組織とオーステナイト組織における窒素固溶限の差を利用し、マルテンサイト組織中で過飽和となった窒素を低温時効処理で Cr_2N として析出させる手法をもちいた。これにより、HV40 程度の硬度上昇が確認され、約 20% の高強度化を図ることができた。

また高疲労強度化には、中間焼鈍における板厚表層近傍への窒素吸収処理法を適用した。中間焼鈍に対し最終焼鈍の温度を下げることで窒素固溶限の差を利用し、最終焼鈍

で過飽和となった窒素を Cr_2N として析出させ、この Cr_2N のピン止め効果によって表層部結晶粒を約 $1.2\ \mu\text{m}$ まで微細化できた。さらに窒素が強力なオーステナイト安定元素であることから、表層部組織をオーステナイト組織とすることで高加工性化することができた。

さらにこれら特性を効果的に利用するためビード加工後に時効処理をおこなうことで、相反する高強度と高加工性を両立したガスケット材料を開発することができた。

4.2. 部品への適用効果

本開発材を使用したガスケットでシール性、疲労強度の効果を検証した結果を、一例として Fig. 12, 13 に示す。なお時効処理はビード成形後におこなった。

シール性については、従来ガスケットと比較して約 40% 向上し、また疲労試験では約 20% 破損限界が上昇した。また、実機ディーゼルエンジンの耐久試験においても、高燃焼圧シール性と高疲労強度を有することが確認された。

5. まとめ

ガスケットの性能向上手法として SUS301L 系ステンレス鋼の中間焼鈍工程における窒素吸収処理と、 Cr_2N の時効析出処理を検討した結果、以下の結論が得られた。

- (1) 高温での窒素吸収処理により、材料表層から $70\ \mu\text{m}$ の深さで濃度 0.3% 以上の窒素を吸収させることができる。
- (2) 吸収された窒素は、最終焼鈍工程において Cr_2N の形で析出することでピン止め効果が得られる。これにより板表面での再結晶粒の成長が抑制され、約 $1.2\ \mu\text{m}$ の超微細粒を得ることができる。
- (3) 時効処理することで、マルテンサイト中で過飽和となった窒素を Cr_2N として分散させ、析出強化により高強度化することができる。
- (4) 本開発材を使用したヘッドガスケットでは、従来材ガスケットと比較し、シール性が約 40%、疲労強度が約 20% 向上した。

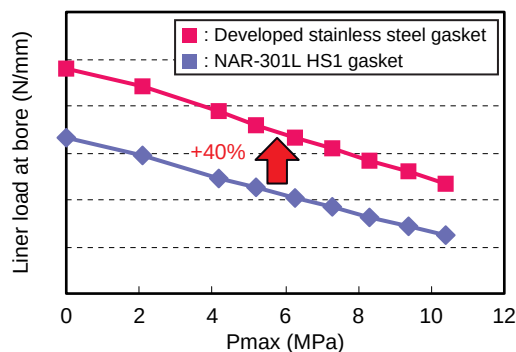


Fig. 12 Gasket sealability

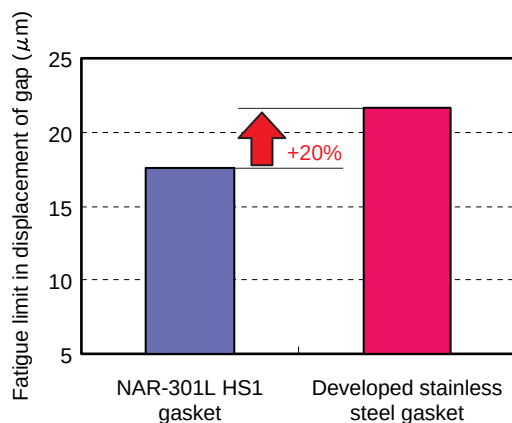


Fig. 13 Result of gasket fatigue test

参考文献

- (1) 桂井隆：シリンダヘッドガスケット用高疲労強度超微細粒ステンレス鋼の開発，HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.1, p.151-159
- (2) 高木節雄：加工誘起マルテンサイトのオーステナイトへの逆変態と結晶粒微細化機構，鉄と鋼，Vol.80, No.10, N529-535(1994)
- (3) 高木節雄：鉄鋼の結晶粒超微細化，熱処理，34 巻，5 号，p.260-264(1994)
- (4) 辻伸泰：鉄鋼材料の結晶粒微細化，鉄と鋼，Vol.88, No.7, p.1-11(2002)
- (5) 秦野正治，柘植信二：光輝焼鈍した SUS304 調質圧延材の変形組織におよぼす表面窒化の影響，熱処理，Vol.36, No.6, p.318-323(1999)
- (6) 土山聡宏，高木節雄：固相窒素吸収法の特徴と得られる高窒素ステンレス鋼の特性，電気製鋼，第77巻，2 号，p.163-169(2006)
- (7) Kikuchi, M., Kajihara, M., Frisk, K.: Solubility of nitrogen in austenitic stainless steels, Proc. Intl. Conf. High Nitrogen Steels, Ed. J.Foct & A.Hendry, p.63-74(1989)

■ 著 者 ■



西山 忠夫



桂 井 隆



安達和彦

溶接可能な高強度構造用鋼の開発

Development of High-strength Structural Steel for Welding

新 川 雅 樹*
Masaki SHINKAWA
吉 田 広 明**
Hiroaki YOSHIDA

大 塚 利 明*
Toshiaki OTSUKA
藤 原 正 尚**
Masanao FUJIWARA

梅 野 好 和*
Yoshikazu UMENO

要 旨

溶接前の予熱や溶接後の後熱を省略しても溶接割れの生じない高強度鍛造用鋼を開発した。熱間鍛造工程で、A3変態点直上の未再結晶オーステナイト域で加工後直ちに急冷する改良オースフォームを部分的に適用することにより、機械構造用合金鋼と同等の強度、靱性を確保しつつ焼入れ工程を省略可能なプロセスを確立した。

ABSTRACT

A high-strength structural steel that enables pre-heating and post-heating to be omitted from the welding procedure without the occurrence of weld cracks has been developed. A process has been developed that enables the achievement of an equivalent level of strength and toughness to alloy steels for machine structural use while omitting the quenching process, through the partial application of modified ausforming, in which, immediately following processing during the hot forging process, the material is rapidly quenched at the unrecrystallized austenite temperature just above the A3 transformation temperature.

1. 緒言

地球温暖化抑制のためCO₂排出削減の取り組みが推進されている。自動車は日本における二酸化炭素総排出量の18%を占めるため、さまざまな燃費向上技術や製造プロセスの合理化などCO₂排出削減の技術開発が盛んである。車体部品においては高強度化や部品点数削減などによる軽量化、しゅう動抵抗や転がり抵抗の低減などが取り組まれている。

本開発では軽量化達成技術のひとつとして、従来溶接が困難なためにボルト締結していた鉄鋼鍛造部品に対して、直接溶接することによる部品点数の削減に取り組んだ。これを達成するために、強度を維持しつつ溶接可能な鍛造用鋼の開発をおこなった。

溶接時にまず問題となるのは溶接割れである。溶接割れは化学成分の影響を大きく受け、特に鉄鋼中の炭素を低減することにより割れが生じにくくなる。一方強度は化学成分と材料組織の影響を受け、低炭素化は強度低下をまねく。

高強度鋼板(ハイテン)は低炭素化と種々の加工熱処理による材料組織の強化を組み合わせることにより溶接割れ抑制と高強度を両立している⁽¹⁾。しかし鍛造部品は鋼板に較べて肉厚で内部の温度制御が困難なことやコストの観点から、材料組織による高強度化の適用は限定されている。そのため溶接性、強度とも化学成分への依存度が高く、両者を両立するために採りうる選択肢は鋼板と較べて少ない。さらに、肉厚の部品では表面よりも内部の方が低い強度となる傾向にあるため、内部の強度低下を補うためにさらに強度を上げる必要があり、溶接性の確保はより困難になる。

そこで表面の強度と溶接性を両立しつつ、従来にない大きな焼入れ性を持たせて内部の強度も確保することによりこれらの問題を解決する鍛造用鋼の開発をおこなった。あわせて熱間鍛造時の熱を利用してそのまま焼入れることにより、焼入れ工程を省略して製造時のCO₂排出削減を可能にする製造プロセスに取り組んだ。

* 四輪開発センター

** 大同特殊鋼株式会社

2. 開発の考え方

2.1. 化学成分の検討

溶接割れの一因は、溶接部の硬度が周囲と較べて硬くなりすぎることである。そこで溶接しても溶接割れが生じるほど硬くなりすぎず、かつ内部硬度の低下が小さい化学成分を検討する。

2.1.1. 溶接割れの抑制

溶接割れについては日本溶接協会規格 WES 3001 で規定されている式(1)の溶接割れ感受性組成Pcmにより化学成分との関係が示されている。なお式(1)中の元素記号は各元素の mass% での添加量を表す。

$$P_{cm} = C + \frac{Si}{30} + \frac{Mn}{20} + \frac{Cu}{20} + \frac{Ni}{60} + \frac{Cr}{20} + \frac{Mo}{15} + \frac{V}{10} + 5B \quad (1)$$

過去の実績から予熱や後熱をおこなうことなく溶接割れを防止するため $P_{cm} \leq 0.29$ とする。

2.1.2. 硬度の確保

溶接割れは溶接部の最高硬度が 400 HV(41 HRC 相当)を超えると発生する危険性が高まるといわれている⁽²⁾。溶接部は焼入れ組織のため、焼入れ硬度を 400 HV 以下とする。ここで乗用車に使用する鍛造部品のサイズは丸棒の直径換算で 30 mm 以下がほとんどであることから、JIS G 0201 で規定される臨界直径を 30 mm 以上とする。

一方で可能な限り高い焼戻し硬度を得るため、以下を検討する。まず鍛造用鋼は機械加工による最終加工を経て部品化されるため、工具寿命の観点から一般に 38 HRC 以下が望ましい。また低温焼戻し脆性回避のため、焼戻し温度は 400℃以上とする必要がある。すなわち焼戻し温度 400℃において硬度 38 HRC 以下で可能な限り高い硬度が得られることとする。

以上の条件から化学成分の絞込みをおこない、Table 1 の化学成分を設定した。従来の鍛造用鋼と較べて低炭素でマンガンを多量に含有することを特徴とする。

2.2. 焼入れ工程を省略可能な製造プロセスの検討

熱間鍛造後直ちに焼入れる鍛造焼入れという製法がある。これは熱の有効利用の観点で有効な技術だが、通常は熱間鍛造温度 1200℃前後の高い温度からの焼入れとなるため結晶粒が大きくなり、通常の焼入れ焼戻しと較べて靱性が低下する。熱間鍛造で高い靱性を得る製法として、A3変態点直上の未再結晶オーステナイト域で鍛造後焼入れる改良オースフォームが知られているが⁽³⁾、鍛造温度が低いため鍛造荷重の増加、金型寿命の低下が引き起こされる。そこで、応力集中部のみに改良オースフォームを適用すれば、鍛造荷重の低減と部品としての高靱性を両立することが可能と考えた。

Table 1 Chemical composition of developed steel (mass%)

	C	Si	Mn	P	S	B	Ti
Upper bound	0.15	0.3	2.2	0.03	0.03	0.003	0.07
Lower bound	0.10	-	1.4	-	-	0.001	0.03

3. 実験方法

今回検討した加工熱処理パターンを Table 2 に示す。パターンAは熱間鍛造(工程Fo1)後に改良オースフォーム(工程Fo2からWater Quench, W.Q.), 焼戻しをおこなう。パターンBおよびパターンCは比較としてそれぞれ熱間鍛造後焼入れ焼戻し、および鍛造焼入れ後焼戻しをおこなう。それぞれのヒートパターンで減面率30%の前方押し試験片による機械的特性の調査と、量産相当金型での実鍛造による内部硬度および組織の調査をした。なお、パターンAの実鍛造ではFo1をハンマー鍛造機で、Fo2をトリミングプレスでバリ抜きと同時に実施した。このようにFo1とFo2を別の設備とすることで、この間の冷却時間が鍛造タクトに影響を及ぼさないようにした。

焼入れ性は JIS G 0561 のジョミニー式一端焼入れ方法で調査した。また焼戻し軟化曲線を測定した。

機械的性質は JIS Z 2201 の 14B 号引張試験片による引張試験および JIS Z 2202 の U ノッチシャルピー試験片によるシャルピー衝撃試験で調査した。

溶接性は Fig. 1 のように重ね継ぎ手が平行部に位置するようアーク溶接した試験片を用い、強度と破断位置で評価した。合わせて母材の平均硬度 260 HV の試験片について溶接部近傍の硬度分布をビッカース硬度試験により測定した。溶接性の評価には、成分上限材を厚さ 3 mm に板圧延後 900℃焼入れ 425℃焼戻しによって硬度 35 HRC としたものをを用いた。溶接棒には 440 MPa 級鋼板用のものをを用いた。

被削性を確認するため、Fig. 2 の試験片を用いてドリルが破損するまで加工をおこない、規定の穴数における工具の磨耗量を評価した。

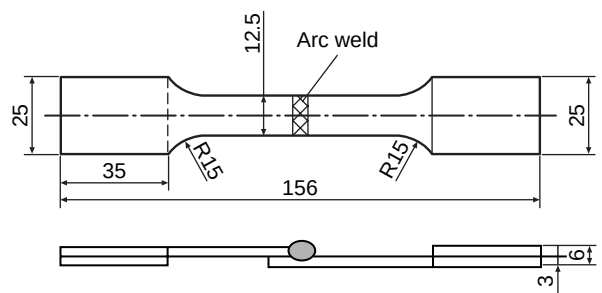


Fig. 1 Weldability test piece

Table 2 Heat pattern

Pattern A	Pattern B	Pattern C

Table 3 Mechanical properties of developed steel

	Heat treatment	Yield strength (MPa)	Tensile strength (MPa)	Elongation (%)	Charpy impact value (J/cm ²)
Upper bound	Pattern A	898	941	23.1	220
	Pattern B	876	949	22.0	201
	Pattern C	873	943	21.9	160
Lower bound	Pattern A	880	911	22.8	260
	Pattern B	850	905	22.1	245
	Pattern C	873	932	22.0	230

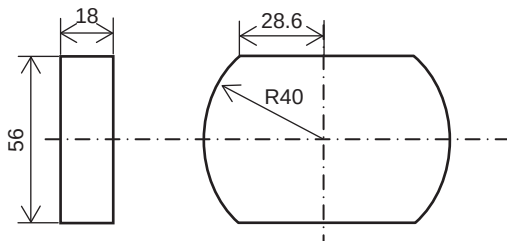


Fig. 2 Machinability test piece

4. 実験結果

4.1. 試験片でのテスト結果

4.1.1. 焼入れ性

開発材のジョミニー焼入れ曲線を Fig. 3 に示す。また図中に参考として代表的な機械構造用炭素鋼(S48C)および合金鋼(SCM435H)の焼入れ曲線を示す。成分下限で焼入れ最高硬度38 HRC、表面の内部に対する硬度上昇分が半減するまでの焼入れ端からの距離は18 mmであった。なおこれは臨界直径換算で⁽⁴⁾直径 70 mm 以上と十分な焼入れ性を有している。

4.1.2. 焼戻し軟化曲線

開発材の焼戻し軟化曲線を Fig. 4 に示す。400°C焼戻し時の硬度は成分上限で 37 HRC、成分下限で 35 HRC であった。したがって本材料は 37 HRC 以下での使用が可能である。

4.1.3. 機械的性質

開発材の機械的性質を Table 3 に示す。パターン A でもっとも高い衝撃値が得られた。衝撃値が低下する傾向のあるパターン C でも衝撃値は 160 J/cm² 以上であり、S48C よりも高く SCM435 と同等の値が得られた。

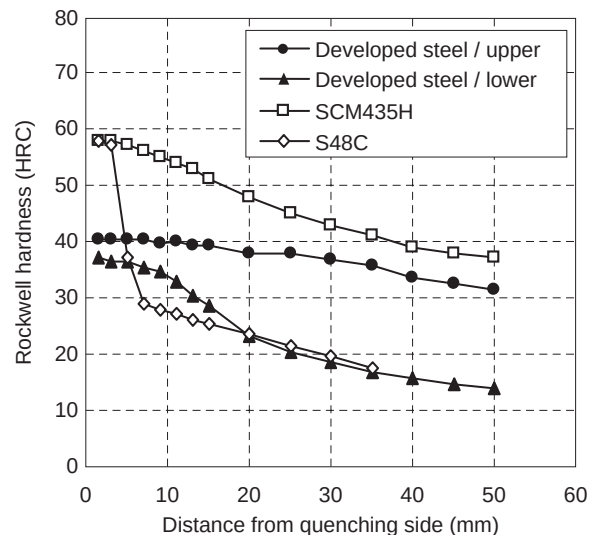


Fig. 3 Jominy curve

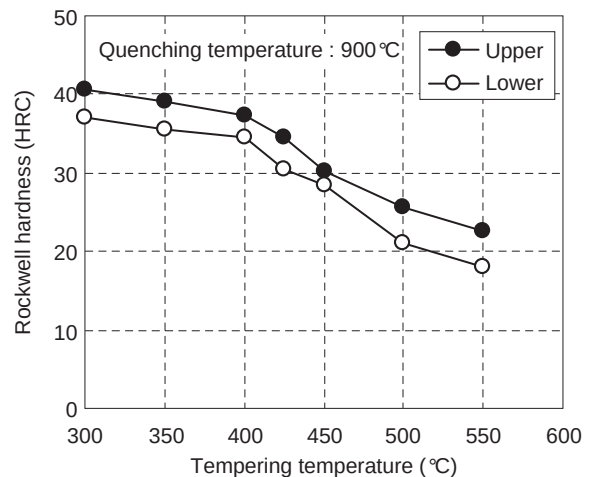
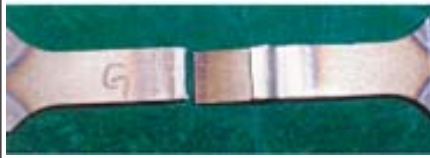


Fig. 4 Temper softening curve

Table 4 Fracture behavior of tensile test piece containing welding bead

	Appearance after tensile test	Fracture position	Tensile strength (MPa)
Upper bound		HAZ	673
Lower bound		HAZ	520

4.1.4. 溶接性

溶接部を含む引張試験の結果を Table 4 に示す。破断部位は熱影響部(Heat Affected Zone: HAZ)であり、溶接割れは生じていないことが確認された。そのほかX線や浸透探傷による検査でも、溶接割れが発生しないことを確認した。

溶接部近傍の組織と硬度分布を Fig. 5 に示す。母相が焼戻しマルテンサイトであるのに対し、HAZ境界の白く腐食されている部分はベイナイトとフェライトの混合組織、それより内側はマルテンサイトであった。ベイナイトとフェライトの混合組織部で最も硬度の低下する部分でも250 HVであり、母材硬度とほぼ同等であった。

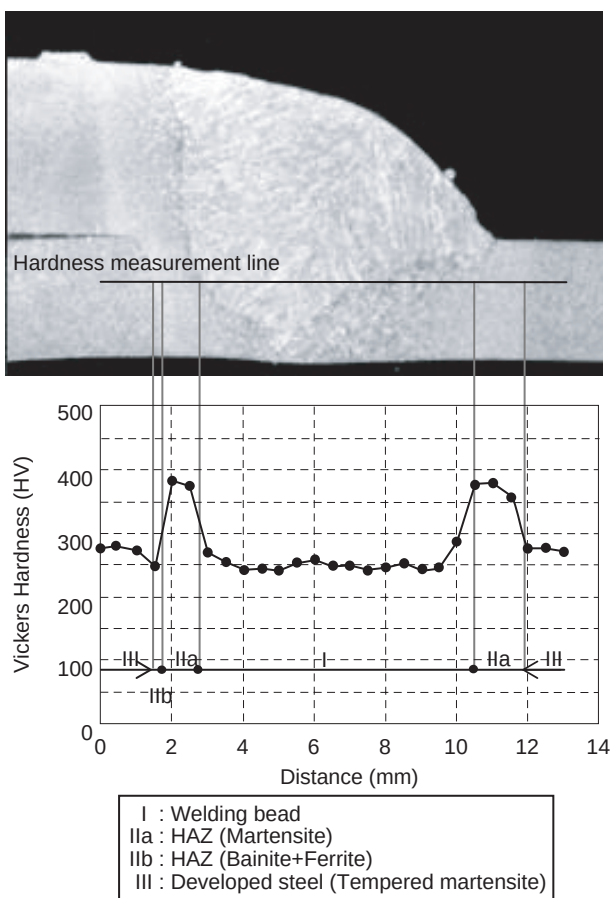


Fig. 5 Microstructure and hardness distribution around welding bead

4.1.5. 被削性

開発材のドリル寿命試験での各硬度における磨耗量の推移を Fig. 6 に示す。また図中に機械構造用合金鋼のデータも示す。開発材は機械構造用合金鋼と同等の被削性を有することが確認された。開発材はマンガンを多量に含有しており、マンガンは加工硬化を大きくする効果があるために被削性を低下させる傾向があるが、硬度への影響がもっとも大きい炭素の含有量が少ないため、相殺されたものと考えられる。

4.2. 部品でのテスト結果

4.2.1. 機械的性質と内部組織

開発材の適用例として、リアスピンドルでの部品評価をおこなった。リアスピンドルの形状と適用部位をそれぞれ Fig. 7, 8 に示す。本部品は従動輪をアクスルベームに保持する役割を担っており、高い強度と靱性が要求される。試作品の硬度分布を Fig. 9 に示す。加工熱処理パターンによる硬度の違いはほとんどなく、表面付近と中心の硬度差は2ポイントでありほぼ均一な硬度分布を示した。軸芯部の組織を Fig. 10 に示す。中心まで良好な焼戻しマルテンサイトが得られた。

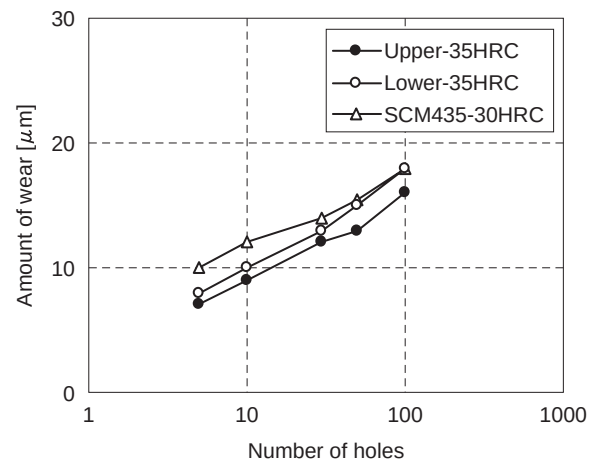


Fig. 6 Relationship between amount of wear of twist drill and hardness

4.2.2. 溶接性

アクスルビームに溶接したリアスピンドルの溶接部位および溶接部組織をFig. 11 に示す。アクスルビームの材質は440 MPa 級熱延鋼板、溶接ワイヤは 440 MPa 級用のものである。溶接割れや溶込み不良等なく、良好なビード形状が得られた。本構造で各種の強度耐久テストを実施し、いずれも溶接部起点での破壊が生じないことを確認した。



Fig. 7 Rear spindle

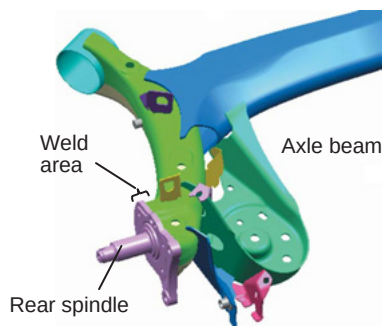


Fig. 8 Parts layout around rear spindle

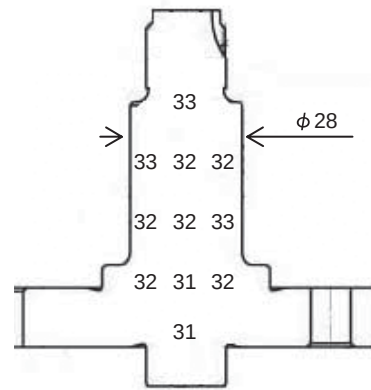


Fig. 9 Hardness distribution of rear spindle

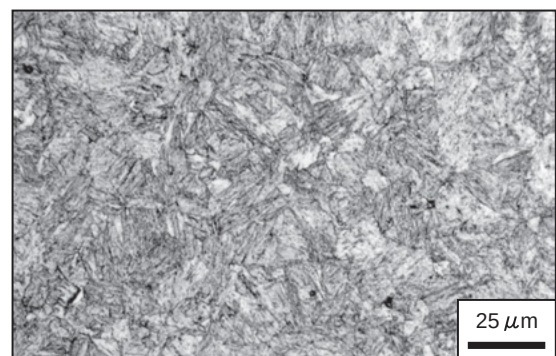


Fig. 10 Microstructure of rear spindle center

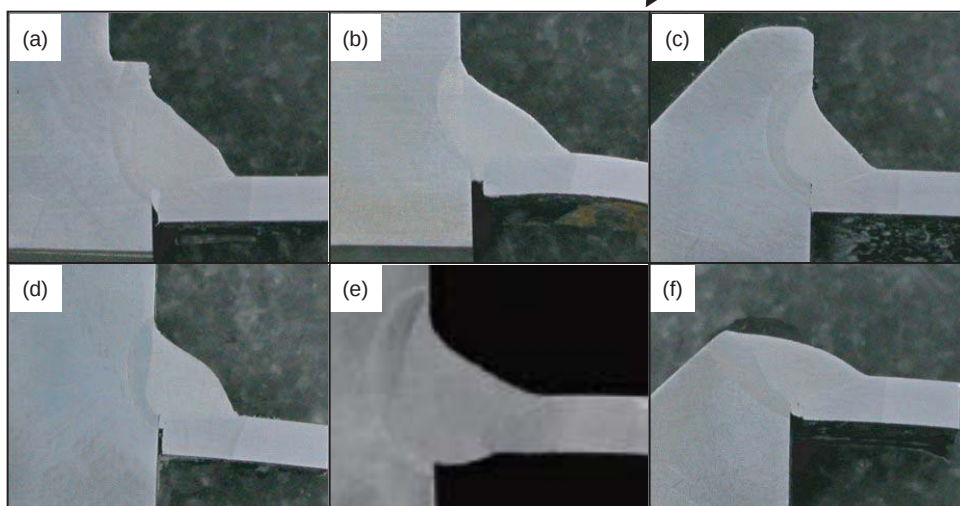
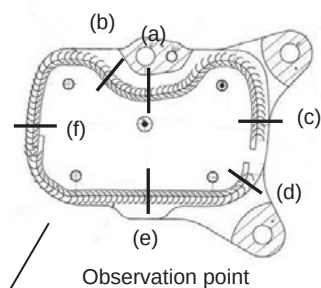


Fig. 11 Microstructures around welding beads of rear spindle

5. 結言

可溶接高強度構造用鋼を開発した。また、改良オースフォームを部品の一部に適用することにより焼入れ工程を省略可能なプロセスを確立した。これらにより得られた材料特性は以下のとおりである。

- (1) アーク溶接において予熱、後熱なしに溶接が可能である。
- (2) 焼入れ焼戻しによって37 HRCまでの硬度が得られ、焼入れ臨界直径は 70 mm 以上である。
- (3) 衝撃値は 160 J/cm² 以上である。
- (4) 被削性は機械構造用合金鋼と同等である。

参考文献

- (1) 種植隆浩, 金子勝吉: 590/780MPa 級高延性型鋼板の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2, p.183-190
- (2) 稲垣道夫, 田中甚吉: 高張力鋼溶接の実際, 産報出版, p.55(1984)
- (3) 牧正志: 最近における鋼の強靱化, 金属学会会報, Vol.27, p.623-630(1988)
- (4) Society of Automotive Engineers Handbook, Society of Automotive Engineers, p.144(1952)

■ 著 者 ■



新川 雅 樹



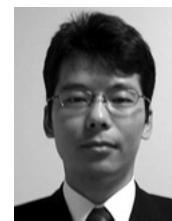
大塚 利 明



梅野 好 和



吉田 広 明



藤原 正 尚

環境対応型防錆ワックス

Environmentally Friendly Wax for Corrosion Protection

清水 靖 久*
Yasuhisa SHIMIZU

前 田 孝 英*
Takahide MAEDA

西 野 俊 哉**
Toshiya NISHINO

要 旨

自動車ボデー外板を12年間穴あき錆から防ぐため、錆びやすい部位、および錆発生 の 起 点 となる各種板合せ部の防錆を目的としたワックス材料開発をおこない新機種へ適用した。新規ワックス材料は板合せ部への高い浸透力を有することに加え、酸化重合による硬化機能を有し、ワックス皮膜により錆の発生を抑制する特徴がある。ワックスの特性によって、塗布後の流出を抑制し、ボデー加温により板合せに浸透させ、常温に戻すことで高粘度となり流出が防止できる新規ワックス材料を開発した。また、ワックス組成は環境対応を考慮した無溶剤タイプとした。

ABSTRACT

A new wax has been developed for the prevention of corrosion in flanges, which are frequently points of origin for corrosion, in order to attempt to ensure 12-year protection against corrosion perforation of the exterior panels employed on vehicle bodies. The wax has been applied to new models. The wax displays reliable penetration into flanges, and hardens by means of oxidative polymerization, enabling the wax film to control corrosion. The properties of the wax help prevent flowing after application. Following application, the vehicle body is heated to enable the wax to penetrate the flanges. When the vehicle body returns to normal temperature, the wax becomes viscous, which helps prevent the material from flowing. In addition, to respond to environmental considerations, no solvents have been used in the wax.

1. はじめに

近年増加傾向である冬期道路への凍結防止剤の散布状況⁽¹⁾から自動車を取りまく腐食環境は、より厳しくなっており、自動車に対し、より高度な防錆技術が要求されている。

ユーザ保護の立場から、1976年にカナダコード⁽²⁾(1.5年外観錆なきこと、5年穴あき錆なきこと)が発表された。2000年に欧州では、さらに厳しい内容(5年外観錆なきこと、10年穴あき錆なきこと)が北欧の消費者団体から示され⁽³⁾、欧州市場において販売される自動車はボデー穴あき錆保証期間を12年とするケースが増えてきている。

自動車の一般的なボデー構造(モノコックボデー)では、サイドシル、リアホイールアーチ部をもち、軽量化と安全性を両立するため、その構造は年々複雑化してきた。これらの

部位においては十分な防錆塗装が施されにくく、また同時に走行等によって塩水が入り込み、溜まりやすくなっていることから、防錆性能を確保する上で、十分な脱脂、化成処理(前処理)、電着塗装が必要である。

しかし複雑な構造であるため処理薬液などの流動性が不足する。特に板合わせ部については、塩水が保持され腐食の進行が加速するため、数年で穴あきに至る場合もあり、その防錆保証が技術的な課題となっている。

これら重点的に対応すべき部位に対しては、通常の防錆塗装に加え、鋼板素材の高防錆化(合金化亜鉛めっき鋼板へ変更するなど)や、シーラ、ワックスの塗布により水を防ぐなど、追加手段を講じる必要がある。

防錆ワックスは水など腐食要因物質を遮り、塗装では保護できない板合わせ部の腐食を抑制する。ただし、電着塗装後のボデーへのワックス塗布方法は、定量ノズル塗布、スブ

* 四輪開発センター

** HONDA R&D EUROPE (U.K.) LTD.

レー噴霧、ボデー下部の浸漬型など、自動車各社でさまざまな工夫⁽⁴⁾が見られる。防錆ワックスは、自動車業界の錆との闘いが始まった黎明期の1970年代に、ワセリン状のものを溶剤で液状にしたものが登場した。1980年代になると薄い皮膜でも効果を発揮する現在の姿となった。扱いやすく、複雑なボデー構造の内部まで塗布することで防錆性を発揮してきたが、板合せ部などの防錆品質確保には課題があった。そこで本テーマでは、腐食の起点となる板合わせ部に確実に浸透し、防錆品質が安定するワックスを開発し、揮発性有機化合物(VOC)の排出低減を考慮して無溶剤タイプとした。その内容について報告する。

2. 開発のねらい

ワックスの環境対応において、単純に無溶剤化すると高粘度となり、板合せ部の浸透性が低下する、そこで防錆性能の確保には、浸透するワックスの粘度要件の設定が必要である。

一方、浸透性を確保した低粘度状態では、ワックスの流出が起こり、自動車組み立てラインの床など、生産現場における作業性や、安全性の問題が発生するため、塗布後のワックス流出防止措置が必要となり、コスト上昇の要因となった。

また、流出したワックスは樹脂部品の膨潤、塗装外観など商品性低下の懸案があり、高温地域での使用環境に対しても確実にワックスの流出を防止する必要があった。この課題に対しては、短期的な観点でのワックス流出対策が必要であることから、流出させるポイントを設け、それを積極的に制御するという発想で、手法を検討した。また、植物油の酸化重合反応を利用し、ワックス最表面の皮膜形成を利用し長期的な観点での流出防止策として検討することとした。

本開発において、ワックス粘度と温度による流出制御をおこない、そのねらいを以下のように設定した。

- (1) 板合せ部に浸透すること
- (2) 後工程でのワックス流出なきこと
- (3) 板合せ部に皮膜を形成すること

3. ワックスの基本設計と環境対応

既存のワックスは希釈溶媒として有機溶剤(ミネラルスピリット等)を用いて低粘度化をおこない、スプレーによる溶剤の揮発により粘度上昇させ皮膜形成している。低粘度化を進めるため有機溶剤を揮発性の少ない高粘度油に代替することも検討されたが、塗布後のワックスの流動性が高く、ボデー製造ラインでおこなわれる検査工程により流れ込む流水で膜が保持できなかった。当初、検討されたワックスは、これら物理的な力で除去されてしまい、皮膜形成に問題

Table 1 Components of former wax

Function	Main component
Composition of membrane	Calcium sulfonate
	Petrolatums
	Petroleum wax
Rust prevention additive	Metallic salt oxide wax
	Esters
	Sulfanilic acid salts
Solvent	Lubricating oil
	Mineral spirit

Table 2 Comparison of properties of former and developed wax

	Former wax	Developed wax
Appearance	Light brown liquid	Milky white
Density (g/cm ³)	0.85 ± 0.02	0.95 ± 0.03
Viscosity (mPa·s)	3000 ± 2500	900 ± 200
Flash point	35 °C and above	180 °C and above
NV (wt%)	35 – 70	95 and over

Table 3 Components of developed wax

Function	Main component
Composition of membrane	Sulfanilic acid salts
	Petrolatums
	Petroleum wax
Additive for thixotropy	Thixotropy additives
Hardening agent	Vegetable oil
Rust prevention additive	Metallic salt oxide wax
Filler	Calcium carbonate, etc.
Solvent	Low viscosity paraffin
	Vegetable oil

が残った。

そこで、無溶剤化および低粘度化にあたり、本開発材では、浸透性を確保するため希釈溶媒に低粘度潤滑油(流動パラフィン等)、低粘度乾性油(Hardening agent)を配合した。

従来ワックスの主な成分を Table 1 に示す。また開発材であるワックスの基本性状を従来材と並べ Table 2 に示した。開発材の主な成分を Table 3 および、Fig. 1 に示す。

開発材は、乾性油(Hardening agent)を配合することにより、ワックス表面(空気に触れている部分)から酸化重合反応が起き、連続皮膜を形成させた。連続皮膜の形成はワックス流出を抑制する効果に加え、強固な皮膜となるため、錆発生 の主要因とされる酸素や水と電解物質の侵入を防ぐバリア効果が期待できる。

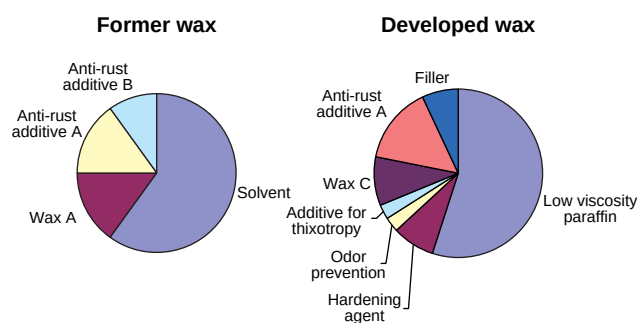


Fig. 1 Composition of former and developed wax

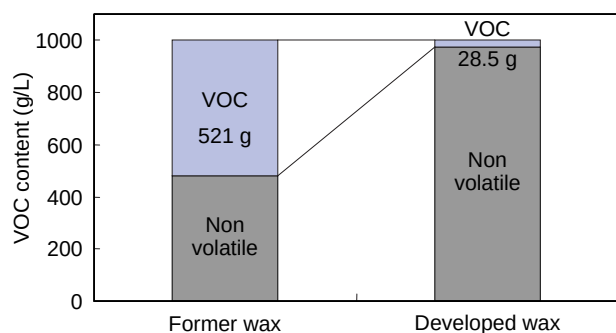


Fig. 2 Effect of reduction of VOC content

つぎに、開発材の溶剤削減効果を Fig. 2 に示す。前述したワックス成分の配合により、95wt% 以上の不揮発分をもち、揮発性有機化合物(VOC)削減に貢献できる。

4. ワックス特性と基本性能

4.1. ワックス粘度コントロールの考え方

ワックスの粘度は温度と相関する。ほかに材料配合によっても粘度の制御が可能である。そこで本開発材では、加温型チクソ剤⁽⁵⁾、新規ワックス成分(改質ワックス)を添加することで粘度をコントロールし、短期的な流出対策とした。

添加した改質ワックスは温度による粘度変化を調整することに貢献する。また、加温型チクソ剤の添加効果として、一度熱履歴が加えられると、熱エネルギーにより結晶構造が転移し、冷却後網目構造となり増粘する、したがって冷却後の粘度は加温前より高粘度に変わる特徴をもつ。今回、ワックス塗布後の粘度をコントロールすることで流出対策を可能とした。

4.2. 粘度と浸透性

Fig. 3に従来型のワックスの粘度と浸透性の関係を示す。縦軸の浸透性は、Fig. 4に示す板合わせ部を再現したテスト治具により測定した値である。板合わせの隙間をスペーサによって0.1 mmに固定し、合わせ部にワックスを滴下し、目視によって板合わせ部への浸透性を測定した。浸透する距

離が長いものは、粘度が低く、高粘度となるに従い浸透性は失われることがわかる。板合わせ部に入り込むワックスは浸透性の高いものが求められるが、十分な浸透性をもちながら無溶剤化し、流出の問題を解決する必要があった。

4.3. ワックス粘度による浸透と流出防止

粘度コントロールのため配合した添加剤(加温型チクソ剤)を入れたワックスの特性を以下にまとめる。温度を上昇させながら測定する場合と、温度を降下させながら測定する場合で、粘度特性が異なるため、それぞれの条件で測定した。昇温時の粘度測定および、70℃に至ってから冷却までの各温度における粘度測定結果を、Fig. 5 および Fig. 6 に示す。Fig. 5には、チクソ剤添加前の開発材の測定結果を、Fig. 6に添加後の粘度測定結果を示す。ねらった加温条件に沿い、70℃まで昇温した後、冷却中の粘度増加分から熱履歴によってねらい通りの粘度上昇機能が確認できた。

この特性を利用して、開発ワックスの粘度コントロールをおこない、ボデー加温による短期的な流出対策が可能となった。

4.4. ワックス皮膜性能と耐久性

従来および開発材のワックス基本性能を Table 4 にまとめる。浸透性の検証は、Fig. 4に示す治具によりおこなった。

サイドシルなどへの適用を想定した場合、板合わせ部の

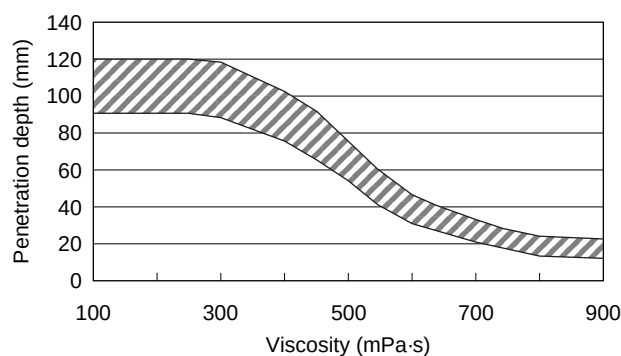


Fig. 3 Relationship between penetration depth and viscosity of former wax

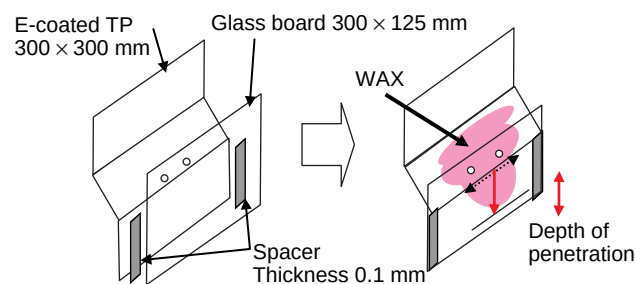


Fig. 4 Reproduced flange for wax penetration test

Table 4 Basic properties of developed wax

	Conventional wax	Developed wax
Salt spray test	720 Hr red rust area max 10%	Equal to conventional
Cycle corrosion test	No rust from cross cut	Equal to conventional
Humidity	No irregularity	Equal to conventional
Pollution	Lubrication, and expansion	Equal to conventional
Odor	Low odor (no pungent odor)	Strong oil odor (no solvent odor)
Penetration	Good (15mm)	Good (35mm)
Correctivity	Easy to correct	Equal to conventional

長さは 15 mm 程度のため、20 mm 以上の浸透性が必要と考え、これを満足することを確認した。

Table 5に本開発材の耐久性をまとめる。生産ラインへ適用する場合、安定したスプレー塗布が必要となるため、ワックスタンクから塗布スプレーガンまでの間をサーキュレーション、すなわちポンプにてタンク、スプレーガンの間で塗料などを常時流動させ続けることを想定したテストモードで確認した。粘度に着目し、特に開発材では、流動時の熱などにより加温型チクソ剤が反応し、粘度上昇が起こらないこと、安定した粘度において塗布が可能であることを検証した。また、長期連休などの貯蔵に対しては、想定される温度範囲で熱サイクルを繰り返し、粘度上昇がないことを確認した。

さらに、錆耐久走行車両の左右のサイドシルにワックス

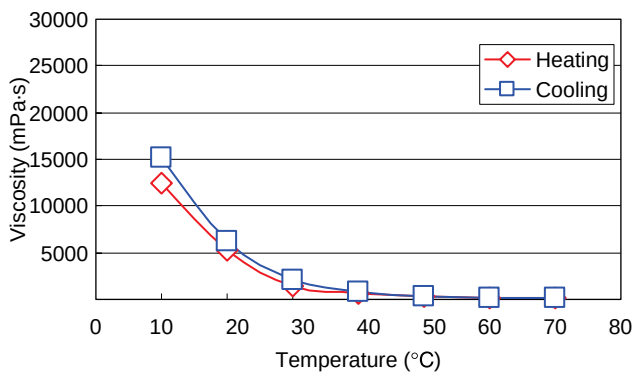


Fig. 5 Heating / Cooling viscosity of developed wax (without thixotropic additive)

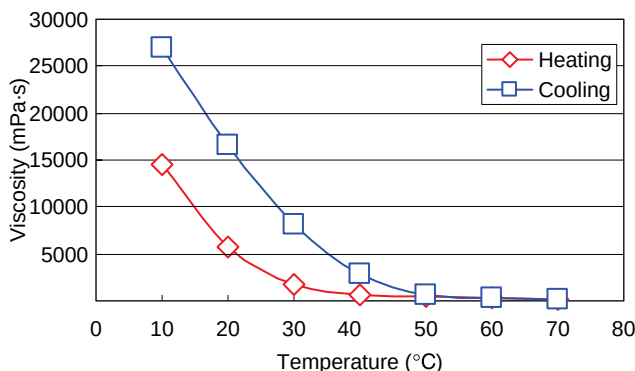


Fig. 6 Heating / Cooling viscosity of developed wax (with thixotropic additive)

Table 5 Endurance test results

Items	Results	
	Former wax	Developed wax
Water resistance 40 °C × 120 Hr DIP	No irregularity	No irregularity
Humidity resistance 50 °C, 95%RH × 120 Hr	No irregularity	No irregularity
Cold bending resistance	No irregularity	No irregularity
Removability	Easily removable	Easily removable
Cyclic heating and cooling resistance	No irregularity	No irregularity
Circulation stability	No change	No change
Stability of storage 40 °C (4 Hr) to -20 °C (4 Hr) Cycle on 240 Hr	Allowable viscosity increase	No problem on visual inspection, Allowable viscosity increase

を塗布することにより効果を検証した。ブルーピンググラウンドテストにより腐食環境を想定した総合的な走行耐久試験⁽⁶⁾をおこない、実車走行後、解体し、錆の発生状況を確認した。Fig. 7に、耐久走行後の錆耐久車両のサイドシルアウターを解体した内面側写真を示す。穴はスポット溶接を外すためにあけたものであり、板合わせ部の錆状況を見ることができる。錆の状況から、ワックスの塗布有無による効果が明確に見ることができる。また、従来ワックスに対する開発材の効果確認結果を Fig. 8 に示す。無溶剤としたアフターヒート型高浸透ワックスとして、従来同等以上の性能が得られたと判断できる。

Bottom end of side sill (Interior of outer side sill)



With developed wax



Without wax

Fig. 7 Dismantled side sill from test vehicle side sill interior

Bottom end of side sill (Interior of outer side sill)



Developed wax



Former wax

Fig. 8 Results for test vehicle side sill interior (compared to former wax)

5. 生産性とコスト

本開発材の課題として、内部ワックス温度によって浸透性を制御するため、ボデーを十分な温度に加温することが必要となる。今回、塗装保護ラップの乾燥炉を利用した。これにより、従来ラインの変更を抑え、粘度コントロールによる流出対策をわずかな設備改修により達成することができた。Fig. 9にライン構成概要を示す。このワックスは、塗布直後、および乾燥炉までの工程では、高粘度であるため流出せず、乾燥炉で浸透する。乾燥炉で流出したワックスに対し、ワックス受けの対策をおこなうが、ボデーが常温に戻ると、ワックス粘度が上がり流出が止まる。そのため、以降の工程では流出対策は不要となる。この流出工程範囲はボデーの測温により定めた。本ワックスの適用により、これまでボデー下部に付けていたタレ止めシートやシーラなどの対策は不要となり、ディーラーでの取り外し工数、廃棄する費用を省くことができ、投資費用を低く抑えることができる。

なお、無溶剤型とした効果として、溶剤を含まないことから低臭気であること、また高引火点であり、180℃以上（たとえば電着乾燥炉は180℃に達する）での環境に有利であること、さらに生産ラインでは、有機溶剤中毒予防規則に非該当にできた。

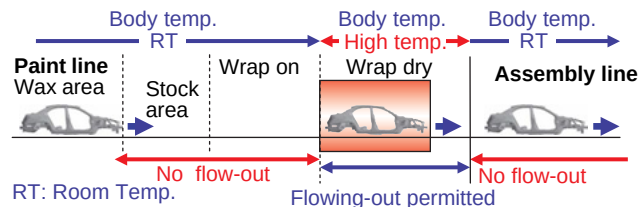


Fig. 9 Line layout (and countermeasures in car paint line)

6. まとめ

- (1) 従来溶剤型であったワックス材料を無溶剤のものとし、環境対応型とすることで、VOC 削減効果を得た。
- (2) 腐食環境を想定した耐久走行試験に開発材を塗布し、確認をおこなった結果、耐食性は向上し、また機能に関連する問題がないことが確認できた。
- (3) 無溶剤でありながら、低粘度で浸透性を確保したワックスを開発し、粘度コントロールの考え方から、塗布後に増粘させた。これにより、ワックスの流出対策とした。
- (4) わずかな設備投資によって、従来のワックス流出対策の廃止が可能となった。

本研究成果は、有害物質削減という環境指向の時代の要望に応えるとともに、すぐれた防錆性能を有する自動車を

世界の顧客に提供するものとして、世界各地の弊社塗装ラインに展開推進中であり、既に2008年欧州向けモデルより適用された。

参考文献

- (1) 坂内恒雄：産業分野別に見た防錆技術，防錆管理，日本防錆技術協会，Vol.43, No.3, p.105-111(1999)
- (2) Takeuchi, T., Watanabe, H., Watanabe, S.: Automobile Corrosion Problems and Prevention, ISRM90, V-1, p.187-192(1990)
- (3) 久米政文：車体防錆と塗装処理(自動車と表面技術<特集>)，表面技術，表面技術協会，Vol.43, No.6, p.530-538(1992)
- (4) 田中徳治，増田猛：環境対応型無溶剤車体防錆ワックスの開発，防錆管理，日本防錆技術協会，Vol.50, No.10, p.390-394(2006)
- (5) 長沼桂：水系技術(1)水系塗料用チクソトロピック剤，塗装工学，日本塗装技術協会，Vol.41, No.11, p.388-394(2006)
- (6) 竹内寿浩，渡邊弘和，今中正，白谷敏武：自動車の塩害問題と防錆評価技術(自動車と表面技術<特集>)，表面技術，表面技術協会，Vol.43, No.6, p.556-561(1992)

■著者■



清水 靖久



前田 孝英



西野 俊哉

高強度低コスト肌焼きボロン鋼の開発

Development of High-strength Case-hardened Boron Steel

木 下 齋*
Hitoshi KINOSHITA
高 山 透**
Toru TAKAYAMA

村 上 敦*
Atsushi MURAKAMI
浜 田 貴 成***
Takanari HAMADA

曾 田 奈津子*
Natsuko SOTA
白 井 佑 介***
Yusuke USUI

要 旨

トランスミッションシャフトへの適用を想定し、冷鍛性に優れ、高強度な肌焼き鋼を開発した。冷鍛性は近年主流となっている鋼線からの多段フォーマでの加工性を維持し、高強度化は特別熱処理(Cold焼入れ)により強度向上しているものを、通常浸炭焼入れ(Hot 焼入れ)で達成するものである。浸炭後の矯正工程は、高強度化と相反するものであり、両者をバランスさせる必要がある。これらの要求を満たすため、焼入れ性曲線(Jominy 曲線)の平坦化に着目し、従来の JIS SCr 系合金に対しボロン添加及び Cr 量を調整した新鋼種を開発した。開発の過程において、ボロン添加により浸炭層の焼入れ性低下のメカニズムを明らかにし、Cr 添加により焼入れ性の改良をおこない目標を達成した。

ABSTRACT

A high-strength case-hardening steel maintaining good cold forgeability has been developed for use in the manufacture of transmission shafts. The cold forgeability of the steel enables workability to be maintained when the steel is used in the form of wire in a multiple-stage former, as has now become standard. The developed material is also able to match the strength increase that was previously achieved using a special heat treatment (cold quenching) by using a standard carburization quenching (hot quenching). Higher strength represents an impediment to the straightening process that follows carburization, and it was therefore necessary to achieve a balance between high strength and straightenability. In order to do so, flattening of the hardenability curve (Jominy curve) was focused on. Boron was added to a conventional JIS SCr alloy steel and Cr content was adjusted to develop a new steel. During the development process, the mechanism by which the addition of boron causes a decline in the hardenability of the carburized case was clarified, and hardenability was enhanced by the addition of Cr, enabling the achievement of the development goals.

1. はじめに

二輪車は高出力化・小型軽量化のニーズは高く、トランスミッションシャフトにも高強度化が望まれている。特にオフロード競技二輪車などにおいては、ジャンプ着地などの急激なトルク変動によるねじりまたギヤの反力による曲げに耐えうる強度が必要であり、エンジン的高出力化・小型軽量化によりトランスミッションシャフトにかかる負荷は増加している。

トランスミッションシャフトの製造工程は、生産性に優れたコイルからの冷間鍛造が主流となっており、多段フォーマにて、スプライン部は最終形状まで成形される。製造・コストの観点から、シャフトの高強度化を図る場合においても、生産性を低下させることはできない。また、製造工程において、浸炭後の軸振れを矯正する工程が必要であるが、矯正性は高強度化と相反するものであり、両者をバランスさせる必要がある。

本開発では高強度と低コストを両立したトランスミッションシャフトに適した材料を開発するにあたり、合金元素添加を低減し、焼入れ性を補うことができるボロン鋼を選択した。ボロン添加鋼では、ボロンの焼入れ性倍数(ボロンファクタ:fb)は炭素量に依存し、炭素量が増えるにつれて、fbは小さくなる⁽¹⁾ことが知られているが、開発の過程において、むしろボロンを添加することにより浸炭層の焼入れ性が低下することが明らかになった。このため、合金元素添加による焼入れ性の改善を試みた。

2. 開発のねらい

従来、Hondaの二輪車のトランスミッションシャフトには JIS の Cr-Mo 鋼の類似鋼である HSCM420H の浸炭品が使用されている。そのなかでも前述したオフロード競技

* 二輪開発センター
** 住友金属工業(株)
*** (株)住友金属小倉

二輪車など負荷が高いものには、浸炭焼入れ時の油温を低く設定(通称Cold焼入れ)し内部硬度を高めることで、シャフト強度を向上させている。

開発にあたってはこのような特別な熱処理管理を廃止し、高強度で低コストなシャフトを開発することを目的とし、以下の特性を満足できる材料を設計した。

- (1) Hot 焼入れで現行材 Cold 焼入れと同等以上の強度を有すること
- (2) 現行材と同等の生技性であること
- (3) 低コストであること

(1)は一般的なガス浸炭炉にて処理可能であることを前提として、Cold焼入れ(60-80℃)で管理していたものを通常のHot焼入れ(110-130℃)にしても、強度を確保できるようにするものである。

また、Cold焼入れの場合は、浸炭後の振れが大きくなると共に内部硬度が高くなり過ぎ、矯正時の変形態が低下し、矯正工程での歩留りが低下する問題もあった。このため、開発鋼では内部硬度が高くなり過ぎないように成分設計をおこなった。

(2)の生技性では、リン酸亜鉛皮膜伸線加工を施した鋼線を用いた多段フォーマでの冷間鍛造が主流であるため、現行の量産工程にて製造できることを前提とした。

(3)低コスト化には、近年高騰している Mo の無添加と冷間鍛造後の焼準を省略することにした。

3. 材料成分設計の考え方

3.1. 焼入れ性曲線のデザイン

材料成分設計に先立ち、焼入れ性曲線(Jominy曲線)のデザインをおこなった。

開発目標である Hot 焼入れにより内部硬度を高め、高強度化するために、J7-J15 近傍の硬度を上げる。さらに水冷端側の硬度を低下させ、ジョミニー曲線をフラットにする。水冷端側の硬度を低下させるのは、内部硬度が高くなり過ぎ、矯正性が低下するのを防ぐためである。

また量産においては、浸炭焼入れ時の冷却速度のばらつきによるシャフトの内部硬度ばらつきが、強度ばらつきの原因にもつながっていた。したがって、ジョミニー曲線をフラット化し、シャフトの内部硬度のばらつきを低減させることは重要である(Fig. 1)。

3.2. 基本成分

開発方針より低コスト化で Mo を省略することから、材料成分は SCr 系とする。さらに冷間加工性を向上させるために低Siとし、ボロンを添加し焼入れ性を補う。ジョミニー曲線のフラット化を達成するために、水冷端の硬度を下げる

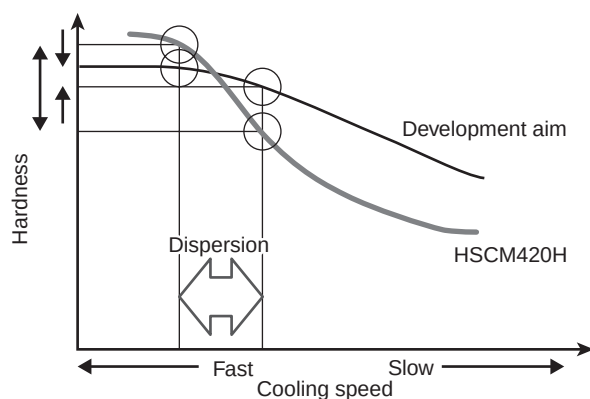


Fig. 1 Flattening quenching curve

ため、炭素量を0.20%から下げ、水冷端から離れた位置の硬度を上げるために、ボロン、Cr、Mnを添加する。また、冷間鍛造後に実施している焼準工程の省略には、続く浸炭焼入れにおいて混粒組織を発生させないため、結晶粒成長を抑制するピンニング元素として、Nb を添加することにした。

3.3. 浸炭層の焼入れ性に及ぼすボロンの影響調査

前述したようにボロンの焼入れ倍数(ボロンファクタ: fB)は、炭素量に依存し炭素量が増えるにつれて fB は小さくなる⁽¹⁾。浸炭部品で考えれば、炭素量が0.2%である内部組織の焼入れ性は向上するが、浸炭時に炭素量が0.8%程度になる浸炭層の焼入れ性向上には、あまり寄与しないことにある。これは、浸炭層内でボロンが化合物($M_{23}(CB)_6$)を形成し、焼入れ性を確保するために必要な固溶ボロンが減少するためである⁽²⁾と考えられている。そこで、開発鋼の合金設計に先立ち、SCr 系のボロン鋼において浸炭層の焼入れ性を評価することにした。

まず、調査には SCr420 にボロンを添加した鋼(A 鋼)と現行材である HSCM420H を用いた。150 kgVIM(Vacuum Induction Melting)で溶製した鋼を 1250℃で鍛伸後、焼準(925℃—1h A.C.)をおこない、試験片(φ25×40 mm)に加工後、量産炉で浸炭処理し熱処理品質の確認をおこなった。焼入れ温度は Hot 焼入れ相当の 125℃と、Cold 焼入れ相当の 80℃とした。断面硬さ分布を Fig. 2 に示す。

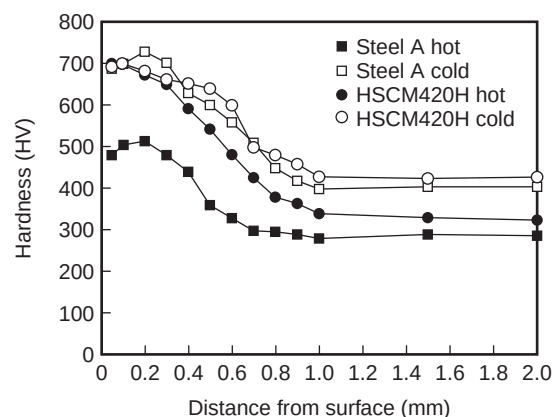


Fig. 2 Cross-sectional hardness distribution

Fig. 2 に示すように、A 鋼は Cold 焼入れでは、SCM420 と同等の浸炭層硬さを得ることができるが、Hot 焼入れでは浸炭層表面において現行材以下の硬度となっており、浸炭層の焼入れ性が不足していることがわかる。

次に浸炭層の焼入れ性にボロン添加の影響があるか調査をおこなうため、Table 1 の A 鋼をベースに炭素量を浸炭層相当の 0.8% とし、それぞれボロン添加あり無しの鋼を用意した (Table 2)。

先ほどと同様に鍛伸、焼準後、ジョミニー試験をおこなった。ジョミニー試験の加熱パターンは浸炭を想定して、930 °C - 30 min. に続き 840 °C - 20 min. 実施後、焼入れとした。

試験結果を Fig. 3 に示す。ボロン添加鋼では、J15-J25 位置から硬度低下が認められた。

このため、光学顕微鏡によって焼入れ組織を詳細に調査したところ、硬度低下が発生する位置よりも水冷端からの距離が長くなるところでは、マルテンサイトより硬度の低いトルースタイトの存在が確認された。それよりも短い距離、すなわち焼入れ端に近く十分に急冷されたところでは、フルマルテンサイト又はトルースタイトが少ない組織であることがわかった。

さらに、硬度低下が発生した距離の長い部分を FE-SEM (Field Emission - Scanning Electron Microscope) 観察した

Table 1 Chemical composition and measured DI value

	C	Si	Mn	Cr	Mo	Nb	Ti	B	DI
Steel A	0.20	0.03	0.60	1.06	—	0.031	0.031	0.0012	2.52
HSCM420H	0.20	0.20	0.70	1.10	0.10	—	—	—	2.50

Table 2 Chemical composition

	C	Si	Mn	Cr	Mo	Nb	Ti	B
Steel A 0.8%C-B	0.79	0.05	0.75	1.06	—	0.036	0.028	0.0017
Steel A 0.8%C	0.79	0.05	0.75	1.06	—	0.036	0.028	—

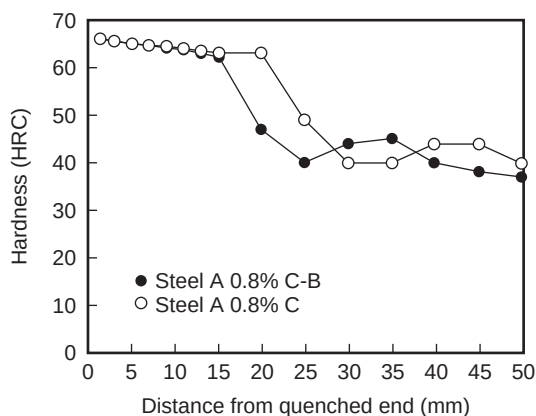


Fig. 3 Hardening-related test results

ところ、巾数 μm の比較的大きな析出物とその周辺部がトルースタイトを呈していることが判明した。

比較的大きな析出物へのボロンの偏析状態を明らかにするため、AES (Auger Electron Spectroscopy) によるマイクロ分析を実施した。Fig. 4 に A (0.8%C-B) 鋼における粒界近傍に生成したトルースタイト周辺の AES 元素マッピング像を示す。炭化物の可能性が示唆された。

次に、炭化物周辺の元素濃度変化を明確にするために EPMA (Electron Probe Microanalyzer) による線分析を実施した。その結果を Fig. 5 に示す。ボロンについては析出物中の存在量が少なく、線分析による調査は困難と考えられたので実施していない。Cr に関しては約 17%、マトリックスよりも欠乏している領域が $3\mu\text{m}$ 程度存在することが判明した。Mo, Mn については若干欠乏領域が存在するようにも見えるが、明瞭ではなかった。C の欠乏領域は認められない。析出した炭化物の結晶構造を同定する目的で、TEM (Transmission Electron Microscope) / EDS (Energy Dispersive X-ray Spectrometer) による電子回折を実施したところ、 $\text{M}_{23}(\text{CB})_6$ であることが判明した。TEM 像及び電子回折パターンを Fig. 6 に示す。

これらの結果より、Cr 系ボロン鋼 (Steel A 0.8%C-B) は、(a) 粒界に Cr を含んだ炭化物である $\text{M}_{23}(\text{CB})_6$ 、(b) その周辺に Cr 欠乏層が生成、(c) 冷却時、Cr 欠乏層からトルー

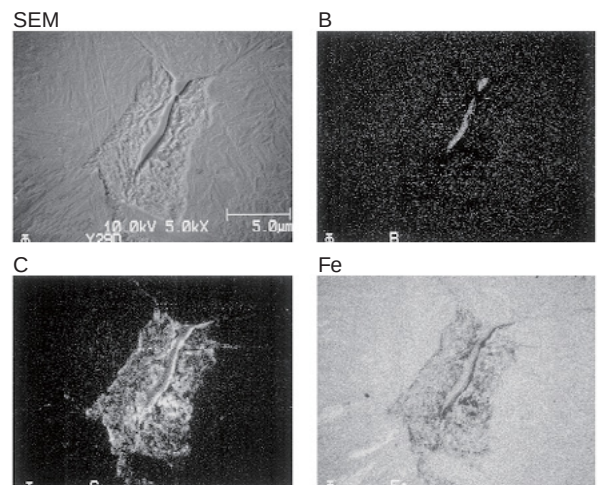


Fig. 4 Boron compound (AES mapping) separated at grain boundary in steel A 0.8%C-B

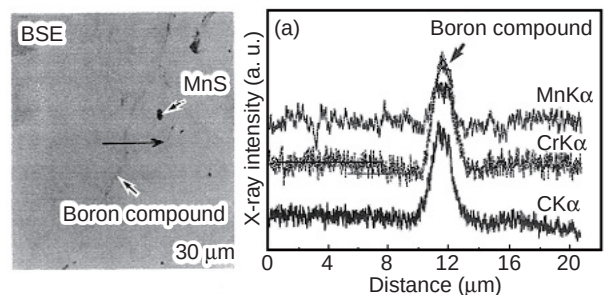


Fig. 5 Effect of boron compound vicinity in EPMA line analysis

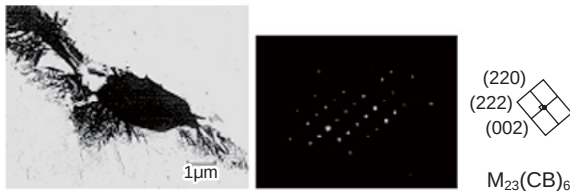


Fig. 6 TEM image of steel A 0.8%C-B steel and electron diffraction pattern

スタイトが生成、(d)トルースタイトが混在した組織となったため硬度が低下したものと考えられた。

この現象を浸炭条件から考えると、Cold焼入れで冷却速度が速い場合は、考慮しなくて良かったことが、Hot 焼入れのように冷却速度が遅い場合には浸炭層の焼入れ性不足となり問題になる。このことは、現在の量産浸炭工程がひずみを嫌い Hot 焼入れが主流であることを考えると SCr 系ボロン添加鋼採用時の大きな留意点の一つといえる。

3.4. 浸炭層の焼入れ性の評価手法

開発鋼の成分設計におこなう際に、浸炭層の焼入れ性評価として、素材を浸炭した後、ジョミニー試験をおこなう「浸炭ジョミニー」試験により評価することを試みた。

試験方法は、JIS G 0561と同様の試験片(φ25×100 mm)を作成し、あらかじめ試験片に浸炭を施す。試験片の加熱は浸炭条件を想定し、930℃・30 min. から 840℃・20 min. 実施後、JIS 方法で焼入れする。硬度測定位置を表面から 0.1 mm 深さとし、ピッカース硬度計で測定する。

A 鋼の浸炭ジョミニー試験結果を Fig. 7 に示す。A 鋼は明らかに現行材に比べて焼入れ性が不足していることがわかる。したがって、成分設計にあたっては、浸炭ジョミニーにおいて現行材以上の焼入れ性を有することを目標とした。現行材との材料置換を考えた場合、この試験において、現行材と同等以上の焼入れ性を有していれば、部品形状、浸炭時の冷却条件違いによる浸炭層の焼入れ性を評価する必要がなく、材料開発において有効な浸炭層の焼入れ性評価方法といえる。

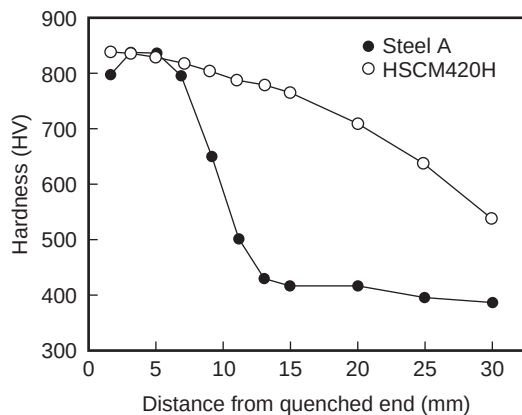


Fig. 7 Carburization Jominy curve

3.5. 材料成分の設定

これまでの検討、調査結果を基に材料成分を設定する。焼入れ性を補う元素として、Mn, Cr が候補に上がるが、Cr に比べ Mn の方がフェライト強化指数が高いため、冷鍛性の確保から Cr 量の最適化をおこなうこととした。

Table 3 のような Cr 量を変化させた鋼を試作し、浸炭ジョミニー試験による焼入れ性の評価、量産炉での浸炭焼入れ(Hot 焼入れ)を施し熱処理品質確認をおこない Cr 添加量を決定した。

調査の結果、Cr 含有量 1.8%以上で現行材と同等以上の内部及び浸炭層の焼入れ性を得られることがわかった(Fig. 8, Fig. 9)。開発鋼の成分のねらいを Table 4 に示す。

Table 3 Chemical composition

	C	Si	Mn	Cr	Mo	Nb	Ti	B
1.6% Cr	0.14	0.05	0.50	1.60	—	0.028	0.025	0.0016
1.8% Cr	0.14	0.05	0.50	1.80	—	0.028	0.025	0.0016
2.0% Cr	0.14	0.03	0.49	1.99	—	0.028	0.024	0.0015
HSCM420H	0.20	0.20	0.70	1.10	0.10	—	—	—

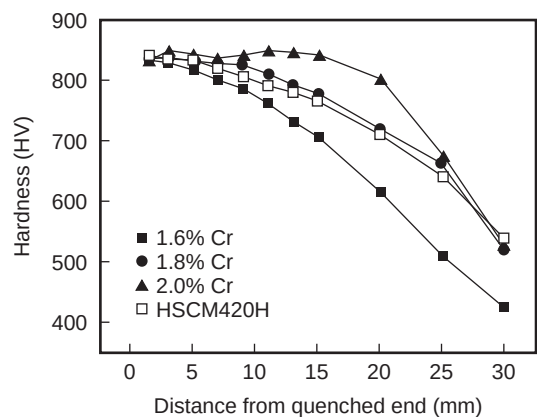


Fig. 8 Carburization Jominy test results

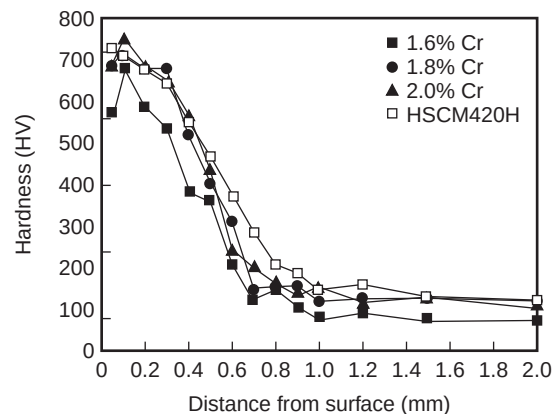


Fig. 9 Cross-sectional hardness analysis

Table 4 Chemical composition of developed steel

	(mass%)							
	C	Si	Mn	Cr	Mo	B	Ti	Nb
Developed steel	0.16	0.05	0.55	1.93	—	0.0015	0.040	0.040
HSCM420H	0.20	0.20	0.70	1.10	0.10	—	—	—

4. 開発鋼の生技性

開発鋼を現行材と同様の工程で製造するため、皮膜伸線、機械加工工程で条件変更をおこなっている。

4.1. 被膜伸線工程

多段フォーマで冷間鍛造をおこなう場合、素材にはリン酸亜鉛系皮膜処理を施した鋼線が用いられる。皮膜処理は、スケール除去のための酸洗をおこなった後、リン酸亜鉛処理浴に浸漬したのち乾燥をおこなうが、酸洗条件によって皮膜の密着性が大きく劣化することがわかった。Fig. 10に酸洗条件違いによる皮膜生成量の違いを示す。短時間側で皮膜生成量の少ない酸洗条件では、鍛造時に皮膜はがれが発生した(Fig. 11)。開発鋼はCr含有量が多いため、現行材に比べて圧延後のスケール層直下にCr濃化が発生する。酸洗条件によっては、このCr濃化層と酸洗時の腐食残渣(スマット)が皮膜生成に影響を及ぼしたと考えられる。

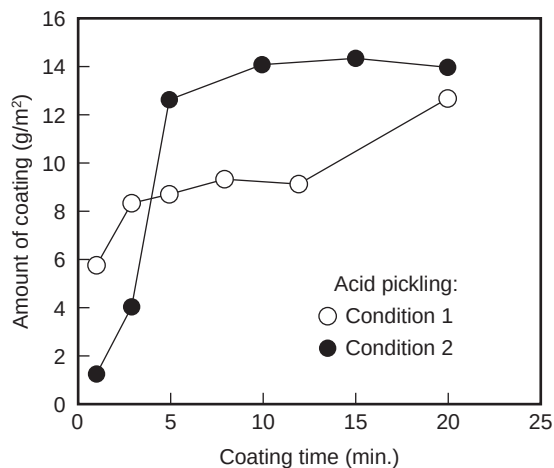


Fig. 10 Amount of coating in different acid pickling

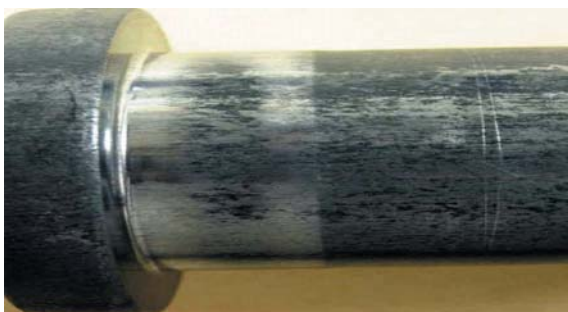


Fig. 11 Cracking of anodic oxide coating

4.2. 浸炭前後での寸法変化

トランスミッションシャフトには、その上に配置されるギヤの位置を規制するためのクリップを組み込む溝が設けられている。この溝は冷間鍛造後、切削によって加工をおこなうが、加工時には浸炭後の寸法変化を見込み加工位置を設定している。

開発鋼の浸炭前後の寸法変化は、現行材と傾向が異なり新たに設定することとした。この際、開発鋼において、制御圧延にて製造した鋼線と、圧延後、焼鈍を施した鋼線とでは、寸法変化の傾向が異なった。寸法変化調査の一環として、各鋼線から Fig. 12 に示すような試験片を加工し、浸炭前後の寸法変化を比較した例を示す(Fig. 13)。

制御圧延材は焼鈍材に比べ、寸法変化が大きくなった。この結果、製品での寸法精度確保のためには、寸法変化量の少ない焼鈍材が適していることから、量産には焼鈍材を用いている。

5. トランスミッションシャフト特性

5.1. ねじり強度

排気量 1100 cc クラスのカウンタシャフトを試作し、ねじり強度を比較した。量産材は Hot 焼入れ品と Cold 焼入れ品を用意した。試験結果を Fig. 14 に示す。内部硬さとクラック発生時のトルク倍率で整理すると、内部硬度が上昇するにつれ、強度が向上することがわかる。開発鋼は現行材に比べ、高強度側に位置するが、これはボロンによる粒界強化が寄与していると考えられる⁽³⁾。

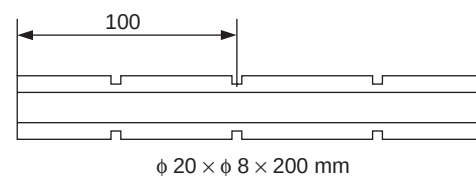


Fig. 12 Test piece

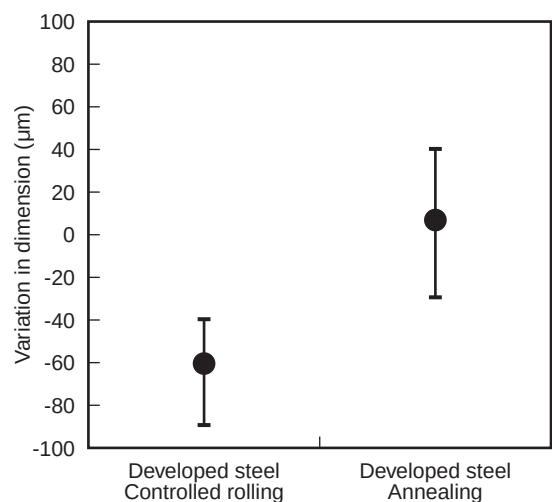


Fig. 13 Change in dimension

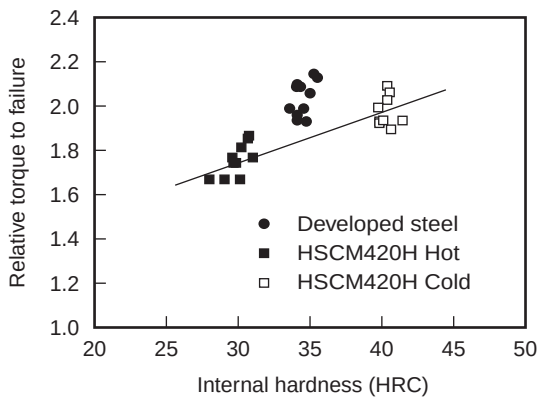


Fig. 14 Relationship between shaft torsional strength and internal hardness

また、Cold焼入れに比べ、内部硬さを低く抑えていることから、矯正性は改善されている。

5.2. 製造コスト

開発鋼の適用により、冷鍛後の焼準省略、Cold焼入れの廃止、矯正工程での歩留り向上により、トランスミッションシャフトコストを 14%低減することができた(Fig. 15)。

なお本開発鋼はオフロード競技車両の 2008 年モデル CRF250R のトランスミッションシャフトに適用している。

6. まとめ

高強度低コスト肌焼きボロン鋼の開発において、以下のことが明らかになった。

- (1) JIS SCr420 にボロンを添加すると浸炭層の焼入れ性が低下した。これは、粒界に Cr を含んだ炭硼化合物が生成し、その周辺に生成する Cr 欠乏層からトルースタイトが生成したため、硬度が低下した。
- (2) SCr 系ボロン添加鋼において、Cr を 1.8%添加することで、SCM420 同等以上の浸炭層の焼入れ性を確保することができる。

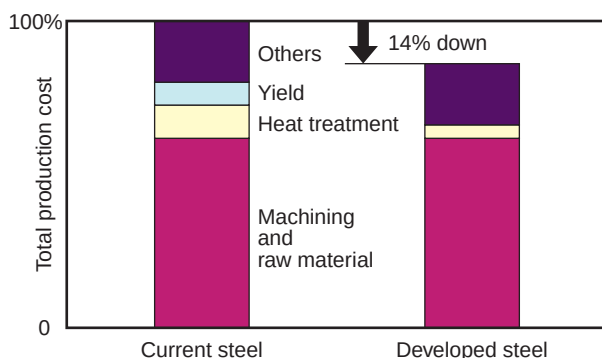


Fig. 15 Comparison of total production cost

- (3) 浸炭層の焼入れ性評価には「浸炭ジョミニー」が有効である。
- (4) 開発鋼を用いた場合、トランスミッションシャフト製造工程のうち、皮膜伸線、機械加工工程において、現行材から工程条件変更が必要であるが、現行設備を用いて量産可能である。
- (5) 開発鋼成分において、Cold 焼入れを Hot 焼入れに置き換え、ねじり強度を維持したまま、矯正性を改善することができる。

参考文献

- (1) Rahrer, G.D., Armstrong, C.D.: The effect of carbon content on the hardenability of boron steels, "Trans ASM", Vol. 40, p.1099(1948)
- (2) 山下孝子, 松崎明博, 高城重彰: Fe-0.8mass%C 鋼のセメントナイト球状化挙動に及ぼす B 添加の影響, 鉄と鋼, Vol. 85, No.6, p.486-491(1999)
- (3) Kinoshita, H., Murakami, A., Takayama, T., Hamada, T.: Developed of High Strength and Low Cost Motorcycle Transmission Shafts, Small Engine Technology Conference, 2007-32-0087(2007)

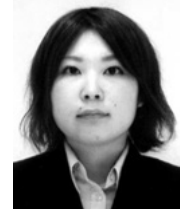
■著 者■



木下 斎



村上 敦



曾田奈津子



高山 透



浜田 貴成



白井 佑介

二輪車の被視認性を向上させる LONG 灯火器システムの研究

Study of "LONG" Lighting System for Enhanced Motorcycle Conspicuity

堤 陽次郎*
Yojiro TSUTSUMI

丸山 一幸*
Kazuyuki MARUYAMA

要 旨

二輪車の距離と速度の評価に関する被視認性を向上させるために Longitudinal Oriented Normative time Gap compensation (LONG) 灯火器システムを提案する。二輪車の灯火器を垂直方向に沿ってより広範囲に配置した。四輪車の右折待機時(左側通行)において、対向二輪車との臨界時間ギャップ(CTG: Critical Time Gap)を測定することにより被視認性を評価した。その結果、本灯火器システムを備えた二輪車は四輪車とほぼ同等の被視認性を持つことを示した。

ABSTRACT

The Longitudinal Oriented Normative time Gap compensation (LONG) lighting system is proposed to enhance conspicuity with regards to the evaluation of motorcycle distance and speed. This system positions motorcycle lamps over a wider range in the vertical direction. Conspicuity was evaluated by measuring the critical time gap (CTG) with an oncoming motorcycle in an automobile waiting for a right turn (in left-hand traffic countries). The results showed that a motorcycle equipped with the LONG lighting system can have approximately the equivalent conspicuity as an automobile.

1. まえがき

英国における二輪車事故分析により他の道路使用者が二輪車を知覚することは容易ではないことが報告されている⁽¹⁾。そこで昼間における二輪車の検知されやすさ(detectability)を向上するために米国では1960年代終わりから前照灯の昼間点灯が普及し始め、日本では1998年に昼間点灯が義務化され、その後欧州でも広く普及していった。これらの施策は被視認性の要素のうち「検知されやすさ(detectability)」を向上させたものでありもう一つの要素である「距離と速度の評価」の向上を主目的とはしていない。2003年度の日本の交通事故統計⁽²⁾から二輪車死亡事故データ(四輪車が第一当事者のもの)を分析した結果、四輪車ドライバの二輪車の「距離・速度誤認」が「見落とし」とともに事故の主たる要因であることがわかった(Fig. 1)。また、Donneによれば、英国でも「距離・速度誤認」による事故は

*二輪開発センター

比較的高い割合であることが示されている⁽¹⁾。我々はこの誤認を低減させるために、距離と速度の評価に関する被視認性を向上させる灯火器システムを提案する。

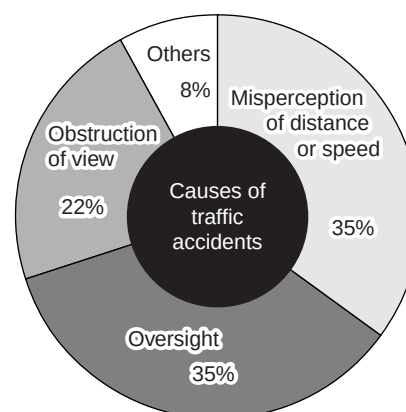


Fig. 1 Analysis of motorcycle traffic accidents in Japan (ITARDA 2003)

2. 基本コンセプト

我々は先の研究で、灯火器システムによってさまざまな車両の被視認性を統一できる可能性を示した⁽³⁾。この研究は一部の車両の被視認性が高いと、その他の車両の被視認性が相対的に低下する可能性があるということから、それを是正するためにおこなわれたものである。二輪車の被視認性は四輪車のそれとほぼ同等になることが望ましいと考えられる。しかしながら、二輪車は四輪車に比べ車体の輪郭が不規則なため、車両の大きさや形状を認識することが難しい。したがって、特に正面から見た場合は前照灯や車幅灯が目立ち、それらを手がかりに距離や速度が認知されていると考えられる。

知覚対象の視野内での高さが水平線から離れているほど近くに感じる。この効果は遠近法の一つである^{(4)・(6)}。また、人は物体との距離をふ角から判断する説の裏づけが報告されている⁽⁷⁾。通常の二輪車は前照灯や車幅灯が比較的高い位置に配置されており、路面の近傍に目立つものがない。したがって実際よりも遠くに知覚される可能性がある。そこで、路面近傍の低い位置を強調するために、フロントフォーク下部に灯火器を配置した。これにより実際よりも遠くに感じてしまう効果を低減させられることが期待できる (Fig. 2, Fig. 4)。

一方、車両の見かけのサイズが小さいと接近してくるときの網膜上での像の拡大量が小さく、接近する速度を感じ難くなる。接近する車両の見かけのサイズが大きいと、より遠い位置まで接近速度を認知できることを我々は報告している⁽⁸⁾。通常の二輪車の多くはその前照灯や車幅灯は狭い領域に配置されており、これらの網膜上での像は小さいため、速度を認知することが難しい可能性がある。通常の二輪車の車高寸法は車幅寸法に対し比較的大きい。そこで車体の縦の長さを強調するために、車体の低い位置と高い位置、例えばフロントフォーク下部とリヤビューミラー前側に灯火器を配置し、見かけのサイズが小さく認知されることを

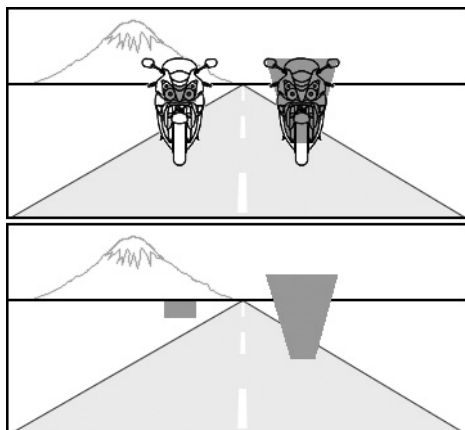


Fig. 2 Principle of enhancing sense of distance

防ぎ、その速度をより認知しやすくする (Fig. 3)。さらに、見かけのサイズが大きいことは、距離認知にも影響を与え、そのサイズが大きいと物体までの距離が近く感じられることが報告されている⁽⁹⁾ (Fig. 2)。

これらの概念を利用し、二輪車の距離と速度の評価に関する被視認性を向上させ、四輪車のそれとほぼ同等にする一手法として、灯火器を逆台形に配置した Longitudinal Oriented Normative time Gap compensation (LONG) 灯火器システムを提案する (Fig. 4)。

3. 評価方法

3.1. 臨界時間ギャップ

右折(左側通行)を開始しようとするとき、その運転者は接近してくる対向直進車両の速度や距離、自分の速度、道路の幅員などを総合的に判断して右折の意思を決定していると考えられる。これら一連の行動は右折時のギャップ・アクセプタンス行動とよばれ、接近してくる車両に対し「これ以上近づいたらもう右折をしない」とする時点から、その車両が右折開始地点を通過するまでの時間は臨界時間ギャップ (CTG: Critical Time Gap) とよばれる⁽¹⁰⁾。いろいろな車両に対してこの CTG を比べると、その車両に対する距離と速度の評価に関する被視認性を定量的に比較することができ

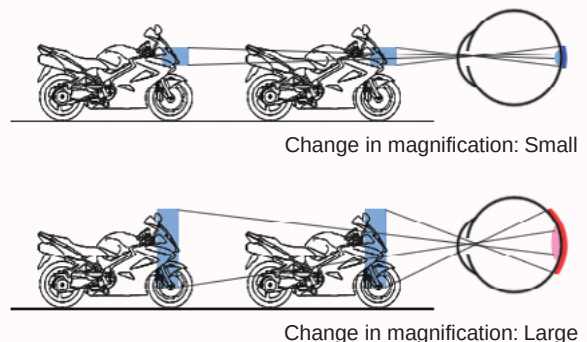


Fig. 3 Principle of enhancing sense of speed, effect of visual size difference projected on retina

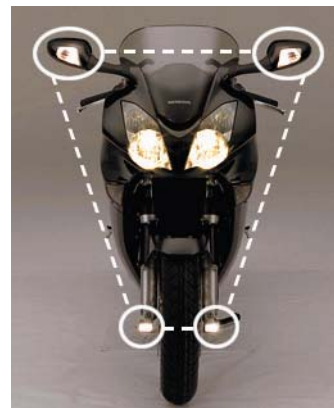


Fig. 4 LONG lighting system

る。LONG 灯火器システムは右折時の CTG を測定することにより定量的に評価される。

Fig. 5 に CTG 測定の手配配置を示す。被験者への指示は「あなたは今交差点で右折待ちをしています。これ以上対向直進車両が近づいてきたら右折を断念すると判断したら、できるだけ早くブレーキペダルを踏んでください」とした。刺激である対向直進車両の速度は日本の幹線道路の制限速度である 60 km/h に設定した。被験者への刺激を統制するために対向直進車両が被験者から 150 m の位置を通過した瞬間から車両の観察を始めさせた。具体的には、被験者には最初前方を見ないように下を向けさせ、車両通過センサからの合図音が聞こえてから前方を観察させた。また、学習効果を最小にするためにブレーキを踏んだらすぐに下を向けさせ車両の観察をやめさせた。被験者の乗り込んでいる車両のフロントグリルにはミリ波レーダが装備されており、刺激車両の速度と距離が 0.1 秒周期で測定される。被験者がブレーキを踏んだ瞬間の刺激車両の速度と距離から CTG を計算により求める。同じ刺激車両に対し連続して 5 回の CTG を測定して、その平均値をその刺激車両の値とした。

3.2. CTG 比

Fig. 6 に夜間における通常の二輪車に対する CTG 測定結果の一例を示す。これらは 3 名分のデータであり、1 名に対し、異なる日におこなわれた三日分の同一二輪車に対する値が示されている。被験者 A, B, C の CTG の標準偏差をその平均値で割った値、変動係数は、0.25, 0.30, 0.21 である。同一被験者の同一刺激車両に対する結果にもかかわらず測定日により大きな変動がある。過去の研究におい

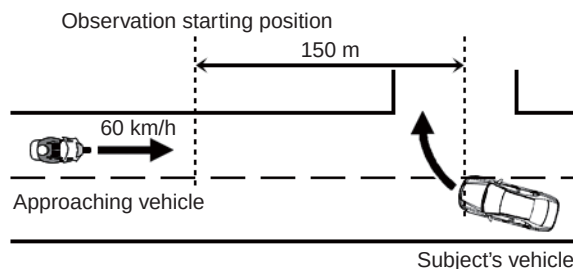


Fig. 5 Schematic plan of right-turn across path scenario, as used in the study

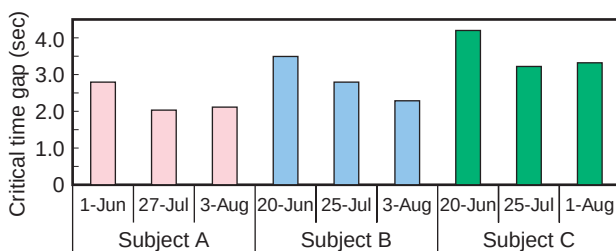


Fig. 6 CTG of ordinary motorcycle in nighttime

ても CTG のばらつきについては指摘されており⁽¹⁾、被視認性を表す変数として CTG を直接採用することは信頼性が足りないように思われる。そこで我々は同一日に測定した四輪車の CTG が二輪車のそれと同じような変動をしていることに着目した。二輪車の四輪車との CTG 比、二輪車の CTG を四輪車の CTG で割り百分率で表したものを Fig. 7 に示す。被験者 A, B, C の CTG 比の標準偏差をその平均値で割った値、変動係数は、0.06, 0.02, 0.10 となり、明らかに測定日による値の変動が小さくなっている。すなわち、同日に測定した四輪車の CTG を基準とすることで、測定日によるばらつきを抑え、安定して被視認性を評価することが可能である。本灯火器の目的は二輪車の被視認性を四輪車のものとほぼ同等にすることであり、四輪車と比較することはこの目的にも合致する。以上より、我々は距離と速度の評価に関する被視認性を評価する変数として同日に測定された四輪車との CTG 比を採用することとした。

4. 被視認性向上効果

4.1. 測定に用いた車両

LONG 灯火器システムによる被視認性向上効果を、実車を用いた CTG 測定により評価する。Fig. 8 に測定に用いた刺激用二輪車の写真を示す。この車両は排気量 250 cm³ のオンロードタイプの二輪車 (Honda XR250 Motard) であり、フロント・リヤともに 17 インチのタイヤが装着されている。この車両の前面にステーを介して LONG 灯火器システ

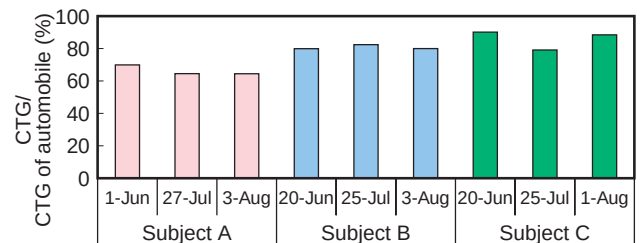


Fig. 7 CTG ratio of ordinary motorcycle compared to automobile

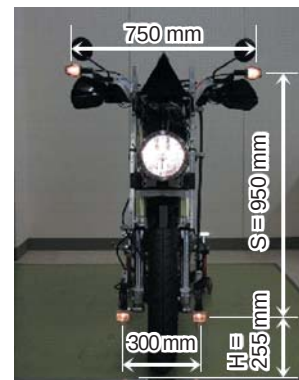


Fig. 8 Motorcycle used for measurement of enhanced conspicuity

ムを装着した。また、LONG 灯火器システムのアップ側には大型の方向指示器(CB1300SF 用)を用い、ロア側には小型の方向指示器(XR250 用)を用いた。ただし発光色を白とするためこれらのレンズはアンバからクリアに変更されている。ロアランプの高さ(H)は225 mm、その水平方向間隔は300 mmとし、アップランプの高さはロアランプとの間隔(S)が950 mmとなる高さとし、その水平方向間隔は750 mmとした。また、LONG 灯火器システムの最大光度を自由に変更できるPulse Width Modulation(PWM)調光回路を装備している。この車両は市販されている多くの車種のヘッドランプとその高さを再現できるように特殊なステーを持っており、1灯式のマルチリフレクタヘッドランプ(55/60W CB1300SF 用)が高さ825 mmの位置に装備されている。Fig. 9に測定に用いた刺激用四輪車の写真を示す。この車両は排気量2000 cm³のミニバンタイプの乗用車(Honda STEPWGN)で車体色は白色である。また、車体幅は1695 mm、車体高は1770 mm、ヘッドランプの高さは800 mm、その間隔は1350 mmである。

4.2. 夜間における向上効果

夜間における二輪車(MC)と LONG 灯火器システムを持った二輪車(LONG MC)の四輪車とのCTG比の平均値をFig. 10に示す。被験者は日常的に四輪車を運転する男女21名(男性18名、女性3名、23歳から52歳)である。エラーバーは最大値、最小値を示している。LONG 灯火器システ



Fig. 9 Automobile used for measurement of enhanced conspicuity

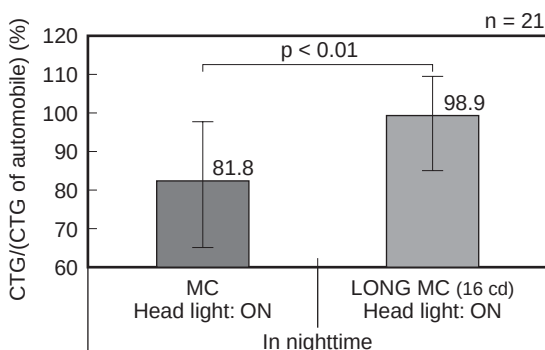


Fig. 10 Enhanced conspicuity in nighttime

ムの四つのランプの最大光度はそれぞれ16 cdに調整されている。この値は二輪車の一般的なポジションランプの光度である。測定された刺激車両はすべてすれ違い用前照灯を点灯しており、その速度は60 km/hである。また、測定をおこなったコースは道路照明により照明されており、その照度は道路表面で約6 lxである。MCのCTG比は81.8%であり、四輪車のそれと比べて約18%小さい。本測定における四輪車のCTGの平均値は4.0秒であり、このCTG減少分は0.72秒に相当する。また、MCに対するCTG比の最小値は約65%であり、このCTG減少分は35%、約1.4秒に相当する。夜間においてMCは四輪車に比べ遅く感じてしまう場合があることが定量的に示されている。次にLONG MCのCTG比を見てみると、その値は98.9%であり、速度感、距離感が四輪車とほぼ同等である。

4.3. 昼間における向上効果

昼間におけるMCとLONG MCの四輪車とのCTG比の全被験者平均値をFig. 11に示す。被験者は日常的に四輪車を運転する男女14名(男性12名、女性2名、23歳から52歳)である。エラーバーは最大値、最小値を示している。MCに関しては、すれ違い用前照灯を点灯しない場合(Head light: OFF)とそれを点灯した場合(Head light: ON)の二条件が測定された。また、LONG MCの前照灯は消灯されており、四つのランプの最大光度はそれぞれ121 cdに調整されている。この値は二輪車の一般的な方向指示器の最大光度である。測定されたすべての刺激車両の速度は夜間の測定の場合と同じ60 km/hである。測定をおこなったコースの天空照度は4410 lxから33500 lxである。この測定は五日間にわたりおこなわれたため、天空照度の変化が大きい。CTG比を求めるために測定された四輪車の前照灯は消灯されている。前照灯を消灯したMCのCTG比は86.5%であり、MC(Head light: OFF)のCTGは四輪車のそれと比べて13.5%小さい。昼間においてもMCは四輪車と比較すると遅く感じてしまう場合があることが定量的に示された。前照灯を点灯したMCのCTG比は93.0%であり、前照灯を消灯したMCから6.5パーセントポイント増加している。これは前照灯を点灯することによる距離感、

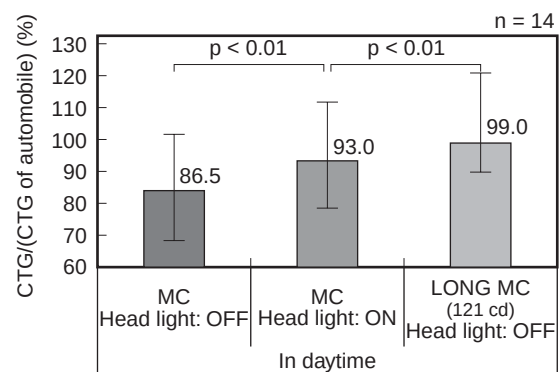


Fig. 11 Enhanced conspicuity in daytime

速度感の向上を示している。しかし、四輪車と比べるとCTGは約7%小さく、前照灯を点灯するだけでは四輪車と同等の距離と速度の評価に関する被視認性を得ることはできない。一方、LONG MCのCTGは99%であり、そのCTGは四輪車とほぼ同等である。LONG灯火器システムは昼間においても二輪車の距離と速度の評価に関する被視認性を四輪車のそれとほぼ同等にまで向上させる可能性が示された。ここで参考までに昼間における四輪車のCTGの全被験者平均は4.0秒であり、同被験者の夜間の平均値は4.1秒とほぼ等しいことを付け加えておく。

5. ランプ配置依存性

5.1. 測定条件

夜間における被視認性向上効果のランプ配置依存性を測定した。ランプ配置のパラメータとしてアップランプとロアランプの垂直方向に関する間隔(S)とロアランプの地面からの高さ(H)を採用した。また、アップランプの水平方向の間隔は750 mmに、ロアランプの水平方向の間隔は300 mmに固定した(Fig. 8)。四つのランプの最大光度はそれぞれ16 cdに調整されている。測定された刺激車両はすべてすれ違い用前照灯を点灯しており、その速度は60 km/hである。測定に用いたコースは道路照明により照明されており、その照度は約6 lxである。

5.2. ロアランプの高さ(H)依存性

CTG比のH依存性をFig. 12に示す。測定に用いられたHは125 mm, 225 mm, 325 mmの三水準である。パラメータSは950 mmに固定されている。被験者は日常的に四輪車を運転する男女16名(男性14名, 女性2名, 23歳から52歳)である。エラーバーは最大値, 最小値を示している。測定されたHの範囲においては、CTG比はほとんどHに依存していない。同時に測定された四輪車のCTGの平均値は4.0秒であり、LONG灯火器システムを持つ二輪車のHが125 mm, 225 mm, 335 mmのとき、それぞれに対するCTGの平均値は3.92秒, 3.94秒, 3.90秒であった。

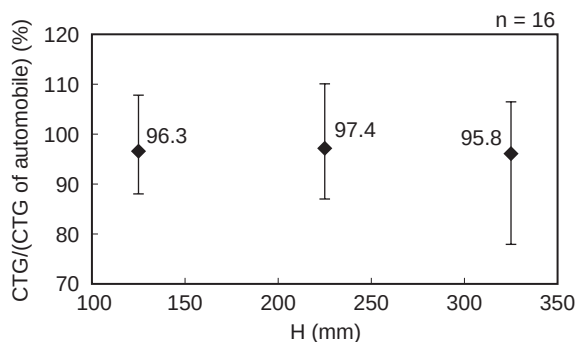


Fig. 12 CTG ratio dependence on height (H) of lower lamps in nighttime

5.3. ロアランプとアップランプの間隔(S)依存性

次にCTG比のS依存性をFig. 13に示す。測定されたSは750 mm, 850 mm, 950 mm, 1050 mmの四水準である。パラメータHは225 mmに固定されている。被験者は日常的に四輪車を運転する男女19名(男性17名, 女性2名, 23歳から52歳)である。エラーバーは最大値, 最小値を示している。Sが750 mmから950 mmまでの領域においては、Sの増加に伴ってCTG比は増加する。LONG灯火器システムの基本コンセプトから見かけのサイズが大きくなれば、速度と距離の評価精度が向上しCTG比が増加することが予測され、測定結果もこれに一致する。

これらの結果から、運転者は右折するときに単独で近づいてくる車両の距離・速度評価には、その車両の目立つ部分の大きさを主に利用していることが推測できる。

6. ランプ光度依存性

夜間における被視認性向上効果のランプ光度依存性を測定した。ランプ配置はH=225 mm, S=950 mmとした。測定されたランプの光度は16 cd, 34 cd, 50 cdの三水準である。測定された刺激車両はすべてすれ違い用前照灯を点灯しており、その速度は60 km/hである。測定に用いたコースは道路照明により照明されており、その照度は道路表面で約6 lxである。被験者は日常的に四輪車を運転する男女19名(男性17名, 女性2名, 23歳から52歳)である。予備実験により水準に対する順序効果が大きいことがわかったので、その影響をできるだけ小さくするために、それぞれの被験者に対しランプ光度の上昇系列(16 cd, 34 cd, 50 cdの順序)と下降系列(50 cd, 34 cd, 16 cdの順序)を測定し同水準の平均値をその代表値とした。CTG比のランプ光度依存性をFig. 14に示す。ランプ光度の増加に伴って、CTG比も増加している。また、ランプ光度0 cdの場合は、LONG灯火システムを持っていないMCと同じであるため、そのCTG比はFig. 10より81.8%程度であると考えられる。ランプ光度が16 cdより小さい領域では、ランプ光度が0 cdに近づくにつれて急速に減少することが予想される。

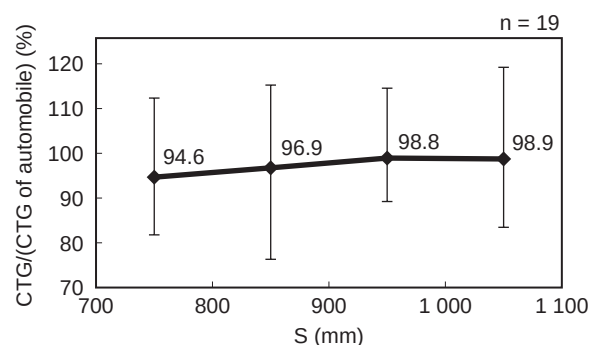


Fig. 13 CGT ratio dependence on space (S) between upper lamps and lower lamps in nighttime

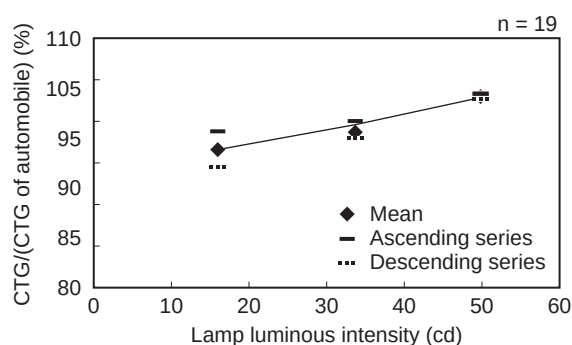


Fig. 14 CTG ratio dependence on lamp luminous intensity in nighttime

7. まとめ

二輪車の距離と速度の評価に関する被視認性を四輪車とほぼ同等まで向上させる一手法としてLONG 灯火器システムを提案する。

- (1) ロアランプとアッパランプの垂直方向間隔を 950 mm とすることにより、二輪車のその被視認性を四輪車とほぼ同等にすることができる可能性が示された。
- (2) 夜間において、ロアランプの高さは向上効果に影響を与えず、ロアランプとアッパランプの間隔が増加すると向上効果は増大する。
- (3) 夜間において、ランプ光度の増加に伴って向上効果は増大する。

今後の課題としては、ランプ光度を変化させることにより灯火器配置の影響がどのように変化するのかを研究する必要があり、今後さらに調査、研究をおこなう予定である。

参考文献

- (1) Donne, G. L.: Research into Motorcycles Conspicuity and its Implementation, Proceedings: International Congress and Exposition, SAE Paper 900749(1990)
- (2) (財)交通事故分析センター: 交通事故統計年報平成 15 年度版(2003)
- (3) Maruyama, K., Uematsu, I., Tsutsumi, Y., Sakamoto, M., Kushida, K.: A Study of New Lighting System for Better Conspicuity of Motorcycle, Review of Automotive Engineering, Vol. 27, No. 4, p. 571-577(2006)
- (4) Gibson, J. J.: The Perception of the Visual World, Houghton Mifflin, 247p.(1950)
- (5) Dunn, B. E.: Relative height on the picture plane and depth perception, Perceptual and Motor Skills, Vol. 21, p. 227-236(1965)

- (6) Epstein, W.: Perceived depth as a function of relative height under three background conditions, Journal of Experimental Psychology, Vol. 72, p.335-338(1966)
- (7) Ooi, T. L., Wo, B., He, Z. J.: Distance determined by the angular declination below the horizon, Nature 414, p.197-200(2001)
- (8) Maruyama, K., Tsutsumi, K., Kushida, K.: A Study of New Lighting System for Better Conspicuity of Motorcycle, Journal of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol.37, No.5, p.137-142(2006)
- (9) Gogel, W. C.: The absolute and relative size cues to distance, American Journal of Psychology, Vol. 82, p. 228-234(1969)
- (10) Miura, T.: A preliminary study of gap acceptance behavior and its perceptual factors, Bulletin of the Faculty of Human Sciences, Osaka University, Vol.6, p.37-41(1980)
- (11) Ueno, H., Maeda, K., Ochiai, K.: Analysis of Driving Behavior in Right Turns, Journal of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol.46, No.9(1992)

■ 著 者 ■



堤陽次郎



丸山一幸

Method for Objectively Evaluating Power Steering Pump Noise and its Correlation with Subjective Vehicle Feeling Judgment

Jinghong Yu*

Drew Ritchie*

ABSTRACT

It is challenging to evaluate the source noise characteristics of a power steering pump unit by the current one-pressure method. In this research, an effective evaluation system and a single indicator are developed, based on fluid dynamics in a pipe and 3-point pressure pulsation measurement. The value of the evaluation indicator, which is obtained from pump's source flow ripples measured by the new evaluation system, is well correlated with the noise performance of power steering system in an actual vehicle. It is shown that the new evaluation system and indicator are valuable tools for investigating the pulsation characteristics of pump units, objective scaling of the source noise properties of steering systems and developing quiet power steering pumps and systems.

1. Introduction

Power steering noise is one of the issues that affect vehicle overall NVH (noise, vibration and harshness) quality. Fluidborne noise (FBN) is one type of noise that can be noticed in an automotive hydraulic power steering system. In the system, the power steering pump is the fluidborne noise source that generates fluctuating flow, i.e., flow ripples, to the system. The flow ripples of the pump interact with the connected hose, pipes and steering gearbox unit to generate pressure pulsations. The pressure pulsations are transmitted through the fluid to everywhere in the system and may excite annoying mechanical vibrations and high levels of airborne noise. In order to reduce the level of fluidborne noise and develop quiet power steering systems, it is important to effectively evaluate and monitor the noise source characteristics.

Currently, the conventional method to judge the source fluidborne noise characteristics of power steering pumps is to measure actual pressure pulsation levels at one location in a given pump-hose-valve bench system, which is named as the "One Pressure" method, as illustrated in Fig. 1. In this method, the pump is connected to the power steering hose assembly and then connected to a simple loading valve. The fluidborne noise level of the pump is evaluated by examining the pressure pulsation levels at either the hose outlet or the hose inlet. There are several technical disadvantages with

the current method that may affect the effectiveness of the evaluation. Firstly, the results obtained from this method are dependent on the entire measurement system. That is, slight changes to the dimensions of connection pipes and/or the characteristics of the loading valve will yield different results. This makes it difficult to compare test results obtained in different geographical places. Figure 2 shows an example of the pulsation results for an identical pump obtained by using the "One Pressure" method separately from the measurement systems at two different places. This example shows that the difference between the results from the two systems can be as big as 20 dB. Secondly, the results obtained may not reflect actual noise levels or trends when the pump is installed in an actual power steering system because the impedance characteristics of the bench loading valve are different from those of a power steering gearbox, as shown in Fig. 3. Finally, measurement results are the combined effect of the entire measurement system and cannot be used as objective scaling for the inherent

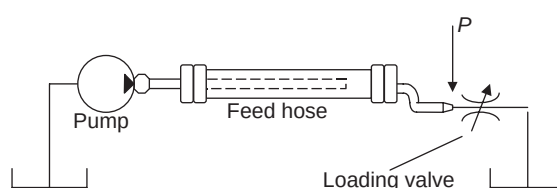


Fig. 1 Basic system of "One Pressure" method

* HONDA R&D AMERICAS, INC.

fluidborne noise properties of the pump. Therefore, it is necessary to establish a new method to evaluate the independent source characteristics of the pump unit.

The source fluidborne noise characteristics of a power steering pump which represents the pump's potential to excite FBN can be fully described by the following two parameters: source flow ripple (Q_s) and internal impedance (Z_s). Some existing efforts have been given to the development of experimental methods for evaluating the values of source flow ripple and internal impedance. Due to the system dependence of pressure pulsations, in most of the proposed methods, the characteristics of every component of the measurement circuit should be measured or established analytically first⁽¹⁾⁻⁽⁵⁾, or another (secondary) pulsation source is needed⁽⁶⁾⁻⁽⁸⁾. This makes the test circuit and measurement procedure complicated. One of the simplest and most accurate methods is the "2 Pressures/ 2 Systems" method proposed by Kojima⁽⁹⁾ and used by Kojima and one of the authors for hydraulic piston pumps⁽¹⁰⁾. This method can evaluate the source flow ripple and internal impedance of the pump by measuring only the wave propagation characteristics of pressure ripple generated by the test pump itself in a specific reference pipe. Based on this method, the "3 Pressures/2 Systems" method was proposed by one of the authors⁽¹¹⁾. This new method integrates exclusively an on-line measurement technique for the speed of sound in the fluid and a technique for eliminating flow disturbance effect on pressure sensors into the basic principle used in the existing "2 Pressures/

2 Systems" method. The new method has an inherent potential to yield results with higher accuracy and higher confidence.

The work to be presented in this paper is directed toward an evaluation system and evaluation indicator for the source fluidborne noise characteristics of a power steering pump, by applying the theory of the "3 pressures/2 systems" method. After the validation on the system accuracy and repeatability, a single indicator for the source pulsation level is defined as the total pulsation energy of a pump. Then, the correlation between pump data and vehicle noise performance is presented.

2. Theoretical approach and test system

2.1. Theoretical approach

By the standard "Norton" representation, the source fluidborne noise characteristics of the pump can be modeled as a source flow ripple, Q_s , connected in parallel with a internal impedance, Z_s , as shown in Fig. 4(a). Consider a test hydraulic circuit consisting of a test pump, a rigid pipe (hereafter referred to as the reference pipe), a connection pipe and then two loading valves separated by proper distance, as shown in Fig. 4(b). Alternative use of Valve 1 and Valve 2 allows a change to the standing wave in the circuit. On the reference pipe, there are three dynamic pressure sensors separated from the pump exit and from each other by distances of L_0 , L and L_1 respectively. The circuit is called as System 1 and System 2 separately when Valve 1 and Valve 2 is used to load the system.

Consider unstable, two-dimensional, laminar viscous flow in the circuit. Based on fluid dynamics in the pipes, the source flow ripple and source impedance of the pump can be related to the pressure pulsations P_1 and P_2 from Sensors 1 and 2, as expressed by Eqs. (1) and (2), where the prime signs indicate the signals taken from System 2 with respect to the same pump rotational reference position as used in System 1. This constitutes the basic theory of the "3 Pressures/2 Systems" method⁽¹¹⁾.

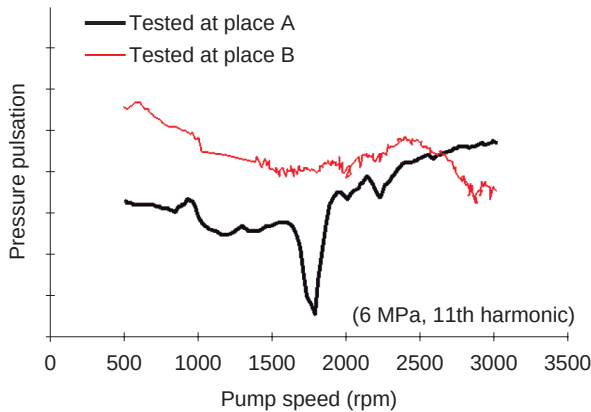


Fig. 2 Pulsations of pump measured at different places by using "One Pressure" method

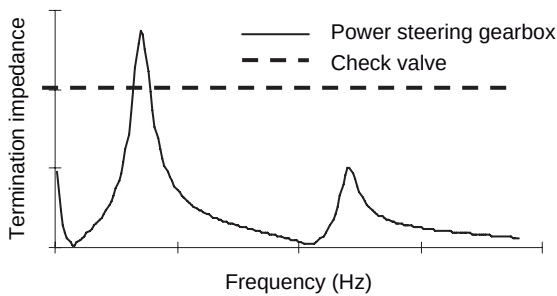
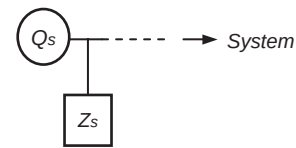
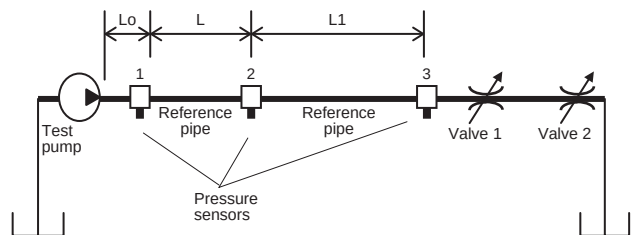


Fig. 3 Impedance characteristics of power steering gearbox and check valve



(a) Pump model



(b) Measurement hydraulic circuit

Fig. 4 Pump model and basic hydraulic circuit of "3 Pressures/2 Systems" method

$$Q_s = \frac{j}{Z_c} \frac{P_1 P_2' - P_1' P_2}{(P_1 - P_1') \sin[\beta(L + L_0)] - (P_2 - P_2') \sin(\beta L_0)} \quad (1)$$

$$Z_s = -jZ_c \frac{(P_1 - P_1') \sin[\beta(L + L_0)] - (P_2 - P_2') \sin(\beta L_0)}{(P_1 - P_1') \cos[\beta(L + L_0)] - (P_2 - P_2') \cos(\beta L_0)} \quad (2)$$

where, $\beta = -j \frac{s\xi(\omega)}{c}$

$$Z_c = \frac{\rho c \xi(\omega)}{\pi r^2}$$

$$\xi(\omega) = 1 + \sqrt{\frac{\nu}{2r^2\omega}} - j \left[\sqrt{\frac{\nu}{2r^2\omega}} + \frac{\nu}{r^2\omega} \right]$$

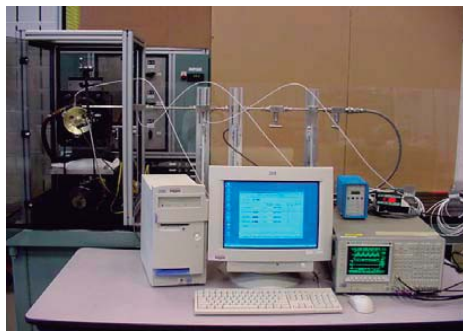
In Eqs. (1) and (2), $j = \sqrt{-1}$, s is the Laplace operator, ω angular frequency ($\omega = 2\pi f$, f is frequency), ρ the fluid density, ν the kinematic viscosity of the fluid, r the inside radius of the reference pipe, c the speed of sound in the fluid. The value of c can be on-line derived from pressure signals at sensors 1, 2 and 3, based on Eq. (3) by means of the “Three Transducer” method⁽¹²⁾⁻⁽¹⁴⁾.

$$\frac{P_1}{P_2} \sin \left[\frac{\xi(\omega)\omega}{c} L_1 \right] + \frac{P_3}{P_2} \sin \left[\frac{\xi(\omega)\omega}{c} L \right] - \sin \left[\frac{\xi(\omega)\omega}{c} (L + L_1) \right] = 0 \quad (3)$$

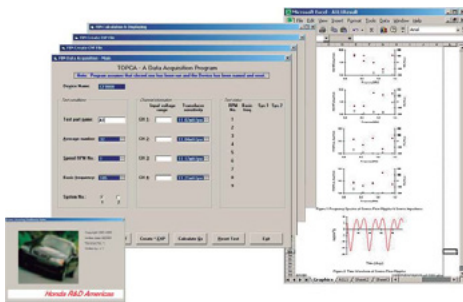
2.2. Experimental system

Figure 5 (a) shows the hydraulic test circuit and data acquisition system for measuring the source flow ripple and internal impedance of fluid power pumps by using the theoretical approach described above.

The lengths of the reference pipe between sensors 1 and 2, the extension pipe between valves 1 and 2, and



(a) System hardware



(b) System software

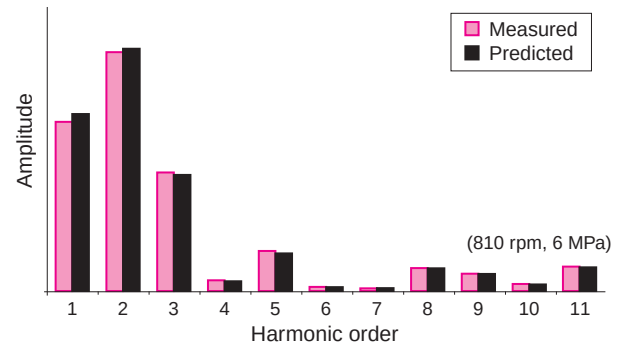
Fig. 5 New evaluation system

the reference pipe between sensors 2 and 3 are appropriately selected for the frequency range of interest, 0 – 1000 Hz. The data acquisition system consists of a personal computer and a four-channel Fast Fourier Transform (FFT) analyzer. The sampling of the pressure ripple signals in the FFT analyzer is triggered externally by a photoelectric sensor detecting a fixed position of the pump driveshaft. The computer is used to control the FFT analyzer for data acquisition and to perform data processing, with a general-purpose software package shown in Fig. 5(b) developed with MS Visual Basic for the interface, Fortran for the data analysis and MS Excel Macro for report generation.

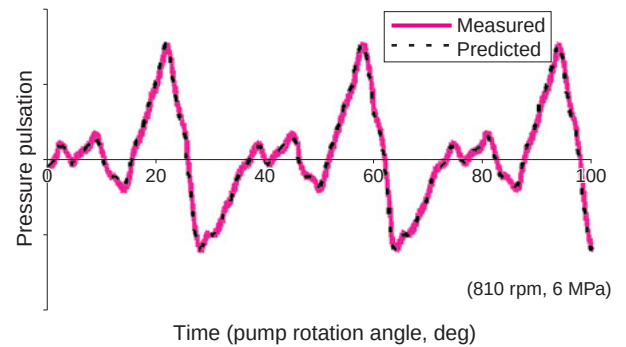
3. Validation of evaluation system

3.1. Measurement accuracy

The measurement accuracy is validated by two ways. In the first way, the evaluation system is verified by comparing the predicted results of pressure ripples, based on the determined source flow ripple and internal impedance, with the measured results of pressure ripples in a pump-pipe-valve circuit. The source flow ripple and internal impedance, Q_s and Z_s , of a power steering pump is measured by the evaluation system described in the preceding section. The termination impedance, Z_t , of the valve is measured by means of two pressure signals. Then, the pressure ripple at any locations of the confirmation system can be predicted, based on the measured data of Q_s , Z_s and Z_t as well as theoretical models of fluid dynamics in pipes. Figure 6 presents an



(a) Order spectra



(b) Time waveform

Fig. 6 Predicted and measured pressure pulsations at one location on feed pipe of pump-pipe-valve system

example of the comparison of the predicted and measured pressure pulsations at one location on the pipe. Similar comparison results are obtained for other points along the pipe. It is shown that there is a very good agreement between the predicted and measured results in a wide order range of the pump's flow ripple. This indirectly verifies that the evaluation system can yield evaluation results with good accuracy.

In the second way, the length of the connection pipes of the test system is changed on purpose so that the independence of measurement results on pipe dimensions can be verified. Two different lengths, 320mm and 750mm, are randomly selected for the connection pipe between sensor 3 and valve 1. Figure 7 shows the measured source flow ripples obtained by using the connection pipes with different lengths. The figure indicates that the change to connection pipe length has little influence on the measurement results. Variations at high orders likely result from unstable motor speed and unstable internal operation conditions of the pump.

3.2. Repeatability of evaluation system

It is very important to make sure that the evaluation system can provide repeatable results before the system is used for actual application. To minimize the influence of possible internal operating uncertainty of pump, a constant displacement power steering pump is used to perform repeatability test. The pump is tested nine times on the evaluation system. To maintain similar operation conditions to the pump during each test, the driving

motor is stopped and turned on again before starting each test, and all other test conditions are kept the same. Figure 8 illustrates the time waveforms of the evaluation results for the nine tests. The results show that the evaluation system and the test pump have acceptable repeatability for practical use.

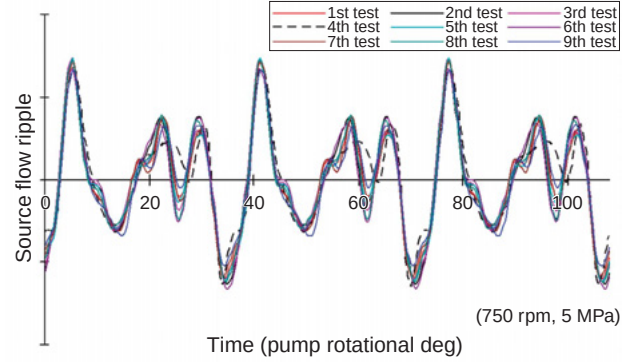


Fig. 8 Measured levels of source flow ripple of same pump from nine different tests

4. New evaluation indicator

Now that we can measure the source flow ripple and internal impedance of a power steering pump by using the evaluation system based on Eqs. (1) and (2), the effect of each harmonic component on the source characteristics of the pump can be readily examined and evaluated directly from the harmonic spectra and resultant time waveform of source flow ripple. Beyond the harmonic analysis, it is also important to be able to judge the pump overall pulsation level by using a single indicator.

The source fluidborne noise characteristics are fully represented by the two parameters, that is, source flow ripple and internal impedance. The value of internal impedance is normally determined by the fluid compressibility and fluid wave propagation inside the pump discharge passageway. For a given design of pump, the layout and size of discharge passageway is fixed, and hence the internal impedance is theoretically fixed if same test fluid and temperature condition are maintained. This implies that source flow ripple is the key parameter to be considered while evaluating the source pulsation level for a certain type of pump.

A single evaluation indicator is defined here for evaluating the overall level of source pulsation level of a pump, by Eq. (4).

$$L_k = 20 \log_{10} \sqrt{\sum_{i=1}^k Q_i^2 / Q_{ref}^2} \quad (\text{dB}) \quad (4)$$

where Q_i is the i -th harmonic order of measured source flow ripple and Q_{ref} a reference value of $10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$.

The evaluation indicator represents physically the total power of the harmonic spectral components of source flow ripple up to the upper order of the harmonic

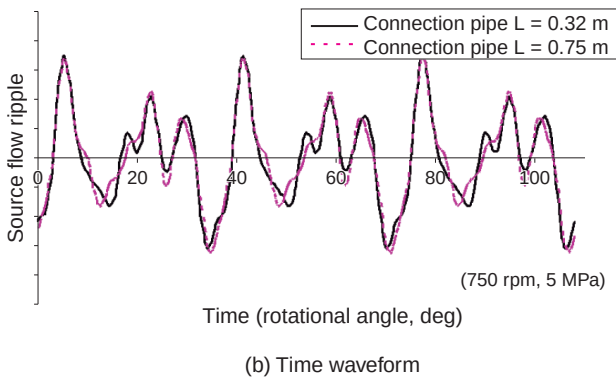
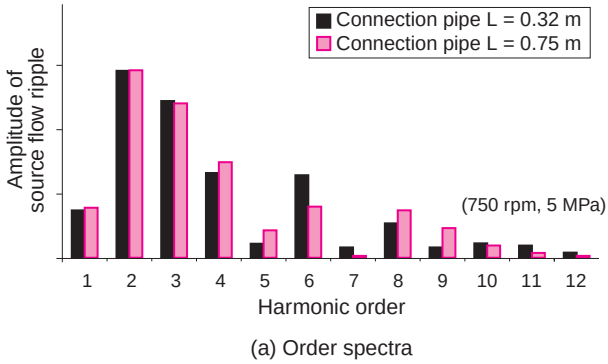


Fig. 7 Measured results of source flow ripple of pump with respect to different connection pipe lengths

range of interest. Since the source flow ripple is directly related to the pressure pulsations in power steering systems and the pressure pulsations are related to the system vibrations and noise, L_k is an indicator reflecting the potential of a pump to cause pulsation-induced noise in a power steering system.

In addition, an A-weighting filter can be easily included in Eq. (4), if necessary.

5. Correlation between pump data and vehicle performance

According to source-path-receiver noise transferring manner, in an actual vehicle, if the power steering hose and gearbox are fixed and the vehicle sound treatment package is kept the same, the power steering noise heard in cabin should be correlated to the source, that is, the pump's characteristics.

A correlation test between pump data and vehicle performance is performed on a vehicle. Four pumps with basically same design but different levels of source flow ripple are specially made for this test. Those pumps are firstly evaluated in terms of the total power of source flow ripple by using the evaluation system under the following two sets of test conditions: (1) fluid pressure of 1 MPa and pump speed of 750 rpm; (2) fluid pressure of 5 MPa and pump speed of 750 rpm and 1100 rpm.

As the evaluation of vehicle performance, in-car power steering noise is subjectively judged separately for the four different pumps by several technical experts under the following two different conditions corresponding to those used in bench test: (1) no or small steering input and idle engine speed; (2) steering input of partial loading and full lock, and engine speeds of idle and 1200 rpm. The subjective judgments are made based on a 10-point ranking system, as shown in Table 1.

Figure 9 shows the test results for the correlation of the test pumps and the vehicle noise performance with pump's total power of source flow ripple in x-axis and subjective judgment of vehicle noise in y-axis. It is shown that there is a very good correlation between the pump data and vehicle performance. This indicates that

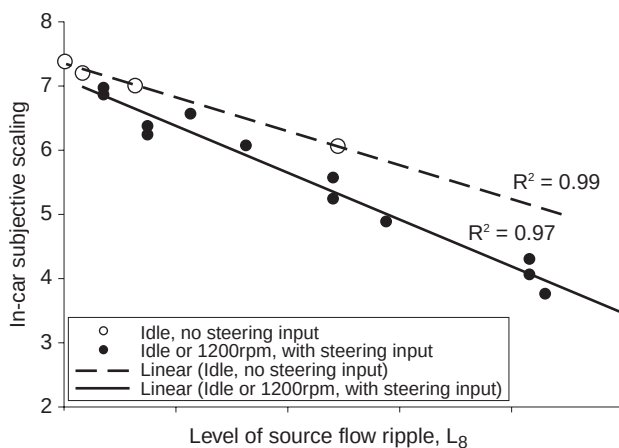


Fig. 9 Correlation of pump unit data and vehicle noise performance

Table 1 10-point rating scale for subjective judgment

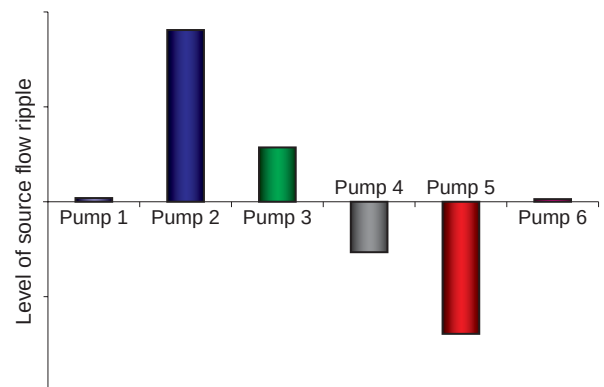
Rating	Judgment
10	Excellent
9	Very good
8	Good
7	Acceptable
6	Marginally acceptable
5	Borderline unacceptable
4	Unacceptable
3	Poor
2	Very poor
1	Extremely poor

the fluidborne noise characteristics of power steering pump can be evaluated by the total power of source flow ripple.

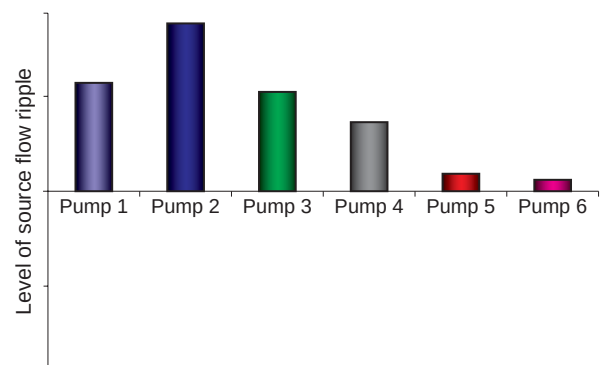
From the correlation data, the fluidborne noise (pressure pulsation) specifications of pump can be specified easily based on the flow ripple level at the cross points of correlation lines and the minimum requirement line of vehicle performance.

6. Application examples

As one application example, the new evaluation system and indicator are used to benchmark Civic-class competitor's pumps. Six pumps on different small-size



(a) Idle speed without/with little steering input



(b) Idle speed with steering input

Fig. 10 Benchmarking results of Civic-class competitor's pumps

cars in the North American market are selected for the benchmarking test. (For confidentiality purpose, the manufacturers information are not disclosed here.)

The pumps are tested under two different conditions which duplicate the operation status of interest for power steering noise concerns. Condition 1 is set to replicate the idle engine speed without or with very little steering input, while Condition 2 is set to replicate idle engine speed with continuous steering turning input.

Figure 10(a) shows the source fluidborne noise levels with a cutoff order of 6 under Condition 1, and Fig. 10(b) shows the results under Condition 2. It is revealed that those pumps have quite different source characteristics, and some are good for no or small steering input while the others are good for continuous steering input. Among them, Pump 5 has the best balance for both conditions.

7. Conclusions

A new system for evaluating fluidborne noise characteristics of automotive power steering pump units has been developed, by using the “3 Pressures/ 2 Systems” method. A single evaluation indicator in terms of the total power of pump’s flow ripple harmonic components was proposed for the level of source fluidborne noise of power steering pumps. The value of the indicator can be easily calculated from the harmonic spectral results obtained by the evaluation system. For the first time, the fluidborne noise level of pumps was correlated with the noise performance of power steering systems in an actual vehicle, and a high degree of correlation achieved. From the correlation data, the pulsation specifications of a pump unit can be easily and logically established.

It has been shown that the evaluation system is effective for obtaining objective data and the new, single indicator is valuable for providing objective scaling for the inherent noise characteristics of a power steering pump unit. They can be useful tools for developing quiet power steering pumps and hence quiet power steering systems.

References

- (1) Davidson, L. C.: The Internal Impedance of Positive Displacement Pumps (Experimental Determination and Effect on System Noise), Proceedings of the 32nd National Conference on Fluid Power, p.99-100 (1976)
- (2) O’Neal D. L., Maroney, G. E.: Measuring Pump Fluid-Borne Noise Generation Potential, The BFPR Journal, Vol.11, p.235-242 (1978)
- (3) Szerlag, S. F.: Rating Pump Fluid-Borne Noise, SAE Technical Paper, 750830 (1975)
- (4) Kojima E., Nagakura, H.: Characteristics of Fluid-Borne Noise Generated by Fluid Power Pumps, 1st Report, Mechanism of Generation of Pressure Pulsation in Axial Piston Pump, Bulletin of the JSME, Vol.25, p.46-53 (1982)
- (5) Edge, K. A., Wing, T. J.: The Measurement of the Fluid-

- Borne Pressure Ripple Characteristics of Hydraulic Components, Proc. Instn. Mech. Engrs, Part B, Vol.197, p.247-254 (1983)
- (6) Edge K. A., Johnston, D. N.: The “Secondary Source” Method for the Measurement of Pump Pressure Ripple Characteristics, Part A: Description of Method, Proc. Instn. Mech. Engrs, Part A, Vol.204, p.33-40 (1990)
- (7) Edge K. A., Johnston, D. N.: The “Secondary Source” Method for the Measurement of Pump Pressure Ripple Characteristics, Part B: Experimental Results, Proc. Instn. Mech. Engrs, Part A, Vol.204, p.41-46 (1990).
- (8) Hydraulic fluid power - Method for determining pressure ripple levels generated in systems and components - Part 1: Precision method for pumps, ISO10767-1 (1996)
- (9) Kojima, E.: A New Method for the Experimental Determination of Pump Fluid-Borne Noise Characteristics, Proceedings of the 5th Bath International Fluid Power Workshop, Circuit, Component and System Design, p.111-135 (1992)
- (10) Kojima, E., Yu, J.: Experimental Determining and Theoretical Predicting of Source Flow Ripple Generated by Fluid Power Piston Pumps, SAE Technical Paper, 2000-01-2617 (2000)
- (11) Yu, J.: Determining Source Fluidborne Noise Characteristics of Automotive Fluid Power Pumps, SAE Technical Paper, 2001-01-1612 (2001)
- (12) Yu, J., Kojima, E.: Methods for Measuring the Speed of Sound in the Fluid in Fluid Transmission Pipes, SAE Technical Paper, 2000-01-2618 (2000)
- (13) Johnston D. N., Edge K. A.: In-Situ Measurement of the Wavespeed and Bulk Modulus in Hydraulic Lines, Proc. Instn. Mech. Engrs, Part I, Vol.205, p.191-197 (1991)
- (14) Hydraulic Fluid Power – Determination of the Fluid Borne Noise Characteristics of Components and Systems, Part 1: Measurement of the Speed of Sound in a Fluid, ISO/CD15086-2
- (15) Kojima, E., Ogura, S., Wan, C., Ando, K.: Reducing the Fluid-Borne Noise of Variable-Displacement Vane Pump for Automotive Hydraulic Power Steering System, Transactions of the Japan Fluid Power System Society, Vol.33, p.124-131 (2002)

■ 著 者 ■



Jinghong Yu



Drew Ritchie

実形状再現モデルによる振動解析の精度向上

Enhancement of Vibration Analysis Accuracy Using FE Model Applied by Three-dimensional Measurement Technology

神 村 直 毅*
Naoki KAMIMURA

要 旨

有限要素法の誤差要因の一つとして考えられる実験部品と CAD の形状差異による影響について検証をおこなった。3次元形状計測技術とモデル化技術を複雑形状のパワートレイン構造部品に適用し、実形状を再現した有限要素モデルを作成した。試作トランスミッションケースにおいて、実形状と CAD の形状誤差を明らかにし、CAD から作成したモデルと実形状から作成したモデルの振動特性の比較検証の結果、特に高周波領域の振動モードに対し形状誤差の影響があることを確認した。

以上の結果から、有限要素モデルにおける形状再現性の重要さが明確になった。また、実形状計測技術が高精度な有限要素法のモデル作成ツールになることを実証した。

ABSTRACT

The influence of shape differences between the experimental part and the CAD shape, which is thought to be an error factor in the finite element method, was verified. Three-dimensional shape measurement and modeling technologies were applied to power train structural parts that have a complex shape, and a finite element model was created that reproduces the real shape. The shape error between the real shape and the CAD shape of a prototype transmission case was clarified, and the vibration characteristics of a model created from the CAD and a model created from the real shape were compared and verified. The results confirmed that shape error has a noticeable influence, particularly in the high frequency mode shape. These results clearly showed the importance of shape reproducibility in a finite element model, and proved that real shape measurement technology can be used as an accurate modeling tool for the finite element method.

1. はじめに

近年、自動車の環境性能向上のために部品単位での軽量化要求が高まっている。一方、従来の振動騒音性能向上のための構造対策は、重量増加を伴う場合が多く、軽量で低振動騒音を両立できる構造の実現が求められている。

パワートレインの構造検討に有効な手法として有限要素法(FEM: Finite Element Method)を用いた振動解析を実施しているが、検討すべき周波数範囲が高周波域に拡大していることから、精度確保の難易度が増している。

高周波領域では振動モードが複雑となるために、FEモデルは高い精度でモデル化されている必要がある。

部品図面の3次元化が進み3次元 CAD 形状から FE モ

デルを作成できるようになったが、実験で得られた振動特性である固有振動数、振動モード、周波数応答関数(FRF: Frequency Response Function)と比較すると精度的に不十分な場合もあり、解析誤差要因の明確化と精度向上手法を確立することが求められている。

従来、振動解析の精度向上手法として、実験結果に合うようにモデルの板厚、材料定数などを修正するというモデルアップデート手法⁽¹⁾を用いている。ソリッド要素モデルの場合、材料定数を変更パラメータとしている。しかし、この手法では、実験モーダル解析を必要とすることから長期の解析となること、修正された材料定数は物理的に正しい値とは限らず、汎用性に欠けることなど課題を有している。

パワートレイン構造構成部品単体の振動解析の精度は、

*四輪開発センター

下記3項目に依存すると考えられる。

(1)形状

(2)材料定数(ヤング率, ポアソン比, 質量密度)

(3)要素サイズ

形状誤差による影響は、従来より想定されていたが、複雑な形状を有するパワートレインの構造部品の詳細3次元CAD形状が無かったこと、複雑形状を有する部品の3次元形状計測技術が不足していたこと、計算環境面から忠実な形状を再現したFEモデルでの計算実行が困難であったこと、などの理由から、十分な検証が実施されてこなかった。

近年、3次元CAD化、形状計測技術と応用技術の進歩、計算環境の向上により形状の影響度検証に必要な環境が整ってきた。3次元形状計測技術を応用したCAEへの活用事例^{(2), (3)}も紹介されているが、振動解析での形状差異の影響についての検証報告事例はない。

本稿では、複雑形状を有したパワートレインの構造部品に対し3次元形状計測技術とデータ処理技術を適用し、実形状を再現したFEモデルとすることで形状の影響を明確にするとともに、高精度な解析が可能となることを実証したので報告する。

2. 形状計測手法

2.1. X線CTスキャナ

近年、3次元形状計測技術が向上し、光学スキャナ、X線CTスキャナの活用が図面検証の手法の一つとして一般化しつつある。

特にX線CTスキャナは、袋構造や内部構造を有する部品に対しても非破壊で計測可能という優位性を有しており、複雑な形状を有するパワートレインの構造部品の形状評価に適している。

高い透過性能を持つ高エネルギーX線を利用した高速高精度CTスキャナも開発され、シリンダブロックなどの大物部品にも適用可能となり、活用事例も報告されている⁽²⁾⁻⁽⁴⁾。

評価対象部品のCT画像情報を形状評価に使用するために、積層させた3次元画像から部材の境界となる画素値の等値面をポリゴンモデルとして生成する⁽⁵⁾。この処理をおこなうことで、光学スキャナと同様のデータ構造とする。

2.2. 使用機器と撮像条件

使用したX線CTスキャナと撮像条件をTable 1に示す。

2.3. 形状計測精度

Fig. 1に示す精度検証用テストピースを作成し、上記条件で取得した3次元CT画像から生成したポリゴンモデルにて検証をおこなった結果、一般面で ± 0.15 mm程度の精度であった。鑄造部品の未加工部形状の評価には使用可能な精度である。

Table 1 Equipment and conditions for CT scanning

X-ray CT scanner	HITACHI HiXCT-1M
Energy of X-ray	0.95 MeV
Permeation	Aluminum 330 mm
Scanning mode	Rotate-rotate mode
Slice thickness	1.0 mm
Slice pitch	0.5 mm
Image size	1500 x 1500
Pixel size	0.4 x 0.4 mm

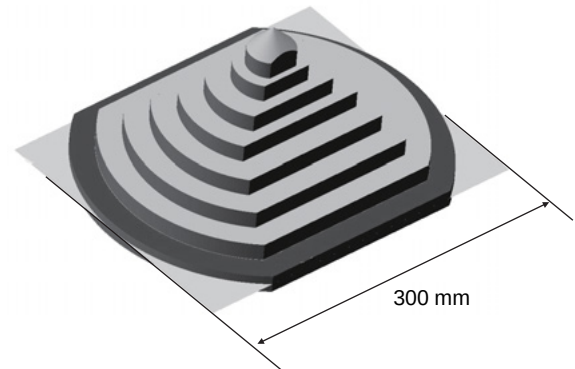


Fig. 1 Artifact used for verification

3. FEモデル化手法

CT画像から生成したポリゴンモデルは、数百万から数千万の微小面で構成されるため、直接的に内部にソリッド要素を生成すると自由度数が膨大なものとなり、現在の環境下では非現実的なものとなる。

計算可能なFEモデル化する手法は、大別すると2手法に分類できる。

3.1. CADサーフェス経由FEモデル化手法

ポリゴンモデルをもとに近似自由曲面を生成し、CADサーフェスとし、一般的なメッシュを用いてFEモデルを作成する手法である。

CADサーフェスを生成する技術は、意匠用途で市販ソフトも多数あるが、FEモデル化の際に必要な特徴線を生成することが困難であり、工数を要するという問題がある。最近では、特徴線を有したサーフェスモデル化技術の研究報告⁽⁶⁾もある。

3.2. メッシュ削減によるFEモデル化手法

ポリゴンモデルのメッシュ数をFEMに適用可能なメッシュ数に削減する手法である。

この手法は、X線CTスキャナによる撮像画像から生成したポリゴンモデルには明瞭な角部が生成されないこと、画像ノイズに起因した微細な凹凸が多いことなどにより、メッシュを削減する際に形状の特徴を十分に再現できない

ことが多い、要素品質が悪いなどの課題がある。これを解決する技術の一つとして多重解像度表現(MRR: Multi Resolution Representation)を用いたメッシュ生成システム(MRR メッシュ)が報告されている⁽⁷⁾。

この手法では形状誤差の少ない大規模ポリゴンモデルの段階で面や稜線等のフィーチャ情報を抽出し、属性情報として与えることにより大規模ポリゴンモデルに近い形状精度を保持し、同時に要素の高品質化をおこなうことでFEモデルを生成している。

3.3. FEモデル化手法の選定

CAD サーフェスは、種々の用途に転用可能という面で有用性はあるが、FEモデル化した際の形状再現性の観点では同等と考えられることから、本報告においては、モデル化工数面で優位性を見込めるMRRメッシュを試行することとした。

4. 形状計測結果

4.1. 対象部品

経験的にCAD形状から作成したFEモデルでは高い精度を得られない場合が多い部品である試作段階の砂型鋳造製のトランスミッションケースを選択した。

Fig. 2 に CAD 形状, Fig. 3 に前述の条件で得た 455 枚の CT 画像の 3 次元表示図, Fig. 4 に CT 画像から生成したポリゴンモデルを示す。

4.2. CAD 形状検証結果

ポリゴンモデルに対する CAD 形状の差異を Fig. 5 に示す。ポリゴンモデル面に対しCAD面が外方向を+, 内方向を-と定義する。

また、壁面厚さをトランスミッションケース内面から外面の距離として評価した結果を Fig. 6 に示す。

CAD形状に対し、全体的なひずみがあること、下面、側面が 0.5 mm 程度薄いことがわかる。

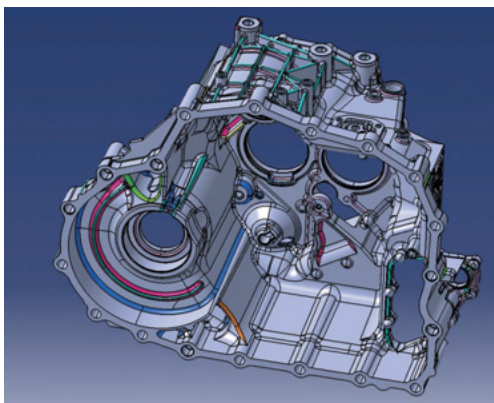


Fig. 2 3D-CAD model of subject part

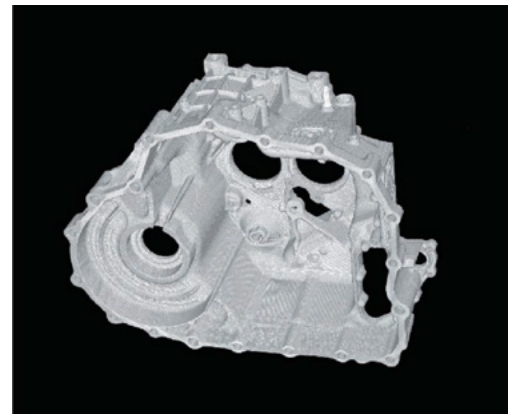


Fig. 3 3D-CT image

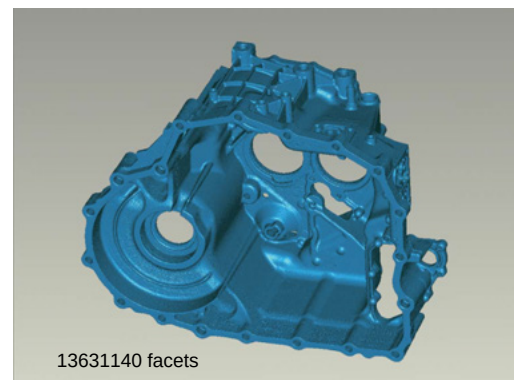
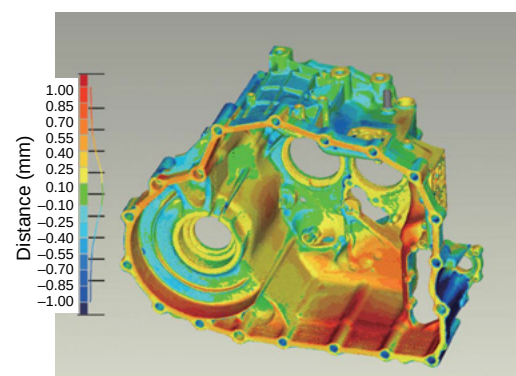
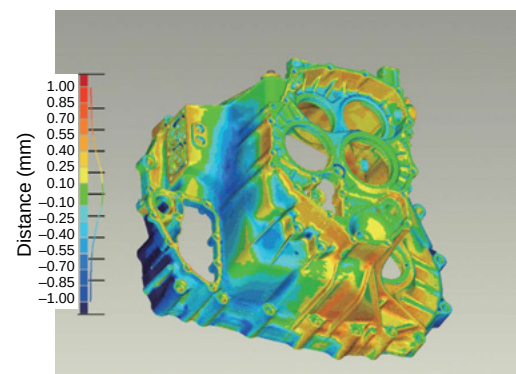


Fig. 4 Polygon model made from CT image



(a) View A



(b) View B

Fig. 5 Difference between CAD and polygon model

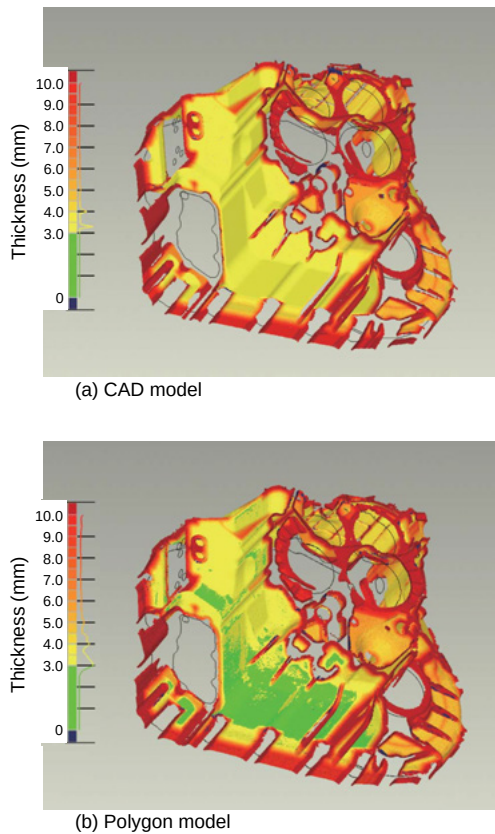


Fig. 6 Wall thickness

5. FE モデル

5.1. 実形状再現 FE モデル

CT 画像から生成した大規模ポリゴンモデル(13 631 140 facets)では MRR メッシュの計算容量上の問題があったため、削減処理をおこなったポリゴンモデル(1 466 387 facets)を使用した。

作成した FE モデルを Fig. 7 に示す。2 次四面体要素で構成されている。

Fig. 8 にポリゴンモデルに対する形状差異を示す。ポリゴンモデル面に対し FE モデル表面が外方向を +, 内方向を - と定義する。設定要素長の影響もありフィレット部に差異は見られるが、全体としては形状維持性が高い手法であ

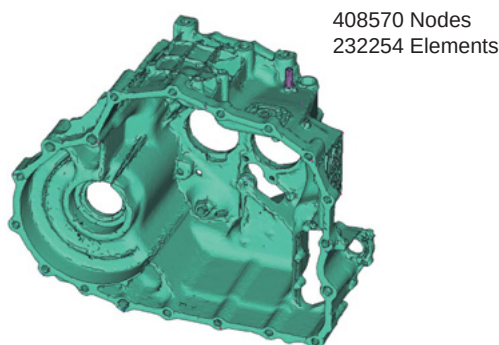


Fig. 7 FE model based on CT scanning

ることが確認できた。Fig. 5, Fig. 6 に示した CAD 形状と実物との差異の影響を評価できる FE モデルと考える。

本事例で FE モデル化に要した時間は一般的な PC(32bit Windows XP, 2.5GHz, 2GB メモリ, 1CPU 処理)で約 3 時間であり、実用的な工数を実現していることを確認した。CT スキャンからの一連の作業期間は約 3 日である。

5.2. CAD 形状 FE モデル

比較対象として CAD 形状から作成した 2 次四面体要素で構成された FE モデルを Fig. 9 に示す。要素長を小さく設定することで形状再現性を確保したため、モデル規模としては大きなものとなっている。

Fig. 10 に CAD 形状に対する形状差異を示す。CAD 面

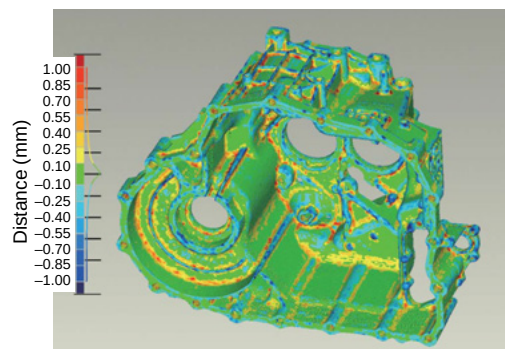


Fig. 8 Difference between FE model and polygon model

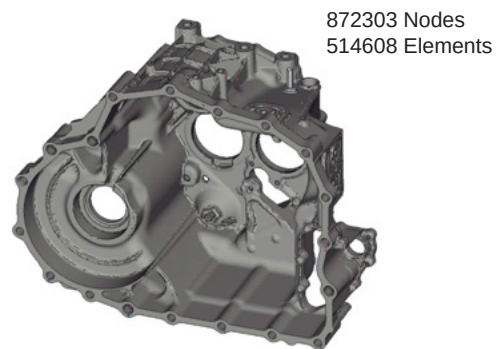


Fig. 9 FE model based on CAD

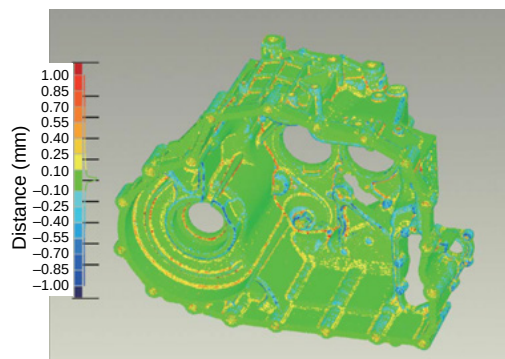


Fig. 10 Difference between FE model and CAD

Table 2 Material properties

Young's modulus	7.2e10 Pa
Poisson's ratio	0.33
Mass density	2.74e3 kg/m ³

Table 3 Comparison of mass

	Mass (kg)	Error ratio (%)
Measurement	8.24	—
CT base model	8.32	+0.96
CAD base model	8.43	+2.20

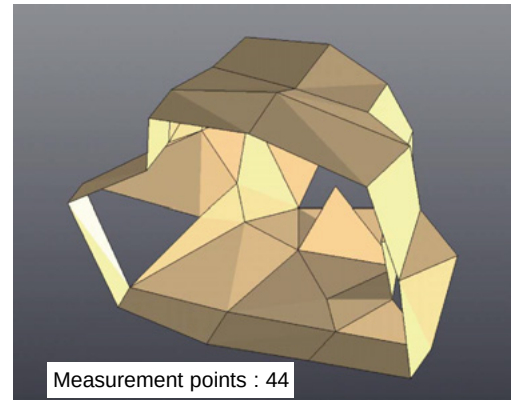


Fig. 11 Measurement points for EMA

に対し FE モデル表面が外方向を+, 内方向を-と定義する。CAD 形状の再現性が高いモデルであることがわかる。

5.3. 材料定数

材料定数による誤差を排除するために, 対象部品と同一ロットの部品から切り出したテストピースを用い, 材料定数計測を実施した。

共振法⁽⁸⁾によりヤング率, ポアソン比を求め, アルキメデス法により質量密度を求めた。材料定数を Table 2 に示す。

5.4. FE モデル質量比較(実測値比)

形状の差異を実物のモデルの質量にて比較した結果を Table 3 に示す。

FE モデルと実物の形状差異が質量差異として現れており, CAD 形状を忠実に再現しても 2.2%の誤差を有している。対して実形状再現モデルでは 1%以内に収まっている。

6. 実験検証方法

本報告においては, 実験モーダル解析(EMA: Experimental Modal Analysis)と FEM 固有値解析・周波数応答解析との比較検証を実施した。

高周波領域の検証用であり実験解析にも高い精度が要求される。

対象周波数が高いことと, 加振機の支持影響を排除するため加振方法としては, ハンマリング法を採用した。また, 複数回に分けて FRF 計測する際のセンサ質量分布の変化による影響を抑えるために, 計測点にセンサと同質量のウェイトを付加し, 計測毎にセンサとウェイトを置換するなど, 実験上の誤差を最小限に抑えている。

高次の複雑な振動モードを表現できるよう Fig. 11 に示す計測点を選択した。

FEモデルに対しては, センサ質量を付加質量として反映することで等価なモデルとした。

7. FEM 精度検証結果

7.1. FEM 振動解析

FEM ソルバーは, MSC/NASTRAN 2005 の固有値解析(SOL 103), 周波数応答解析(SOL 111)を使用した。

7.2. 固有振動数比較

実験の信頼性の観点から比較対象周波数は 2.5 kHz(24次モード)までとした。

モードごとの固有振動数の比較を Fig. 12, EMA に対する固有振動数誤差率を Fig. 13 に示す。

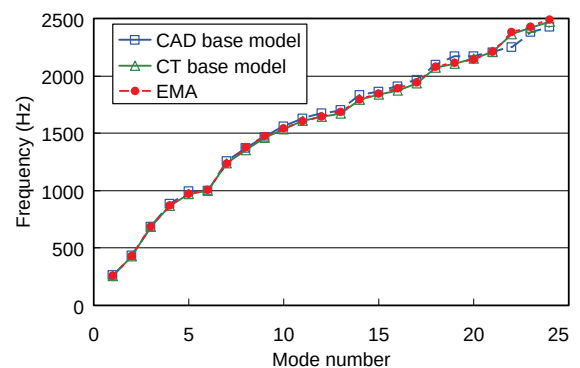


Fig. 12 Eigen frequency to mode number

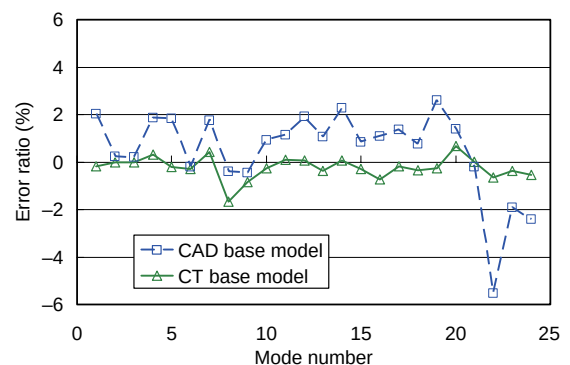


Fig. 13 Error ratio to mode number

Table 4 Eigen frequency error ratio

	Average error ratio (%)	Maximum error ratio (%)
CT base model	0.36	-1.67
CAD base model	1.55	-5.52

Table 4 に EMA に対する平均誤差率と最大誤差率を示す。平均誤差率は、誤差率の絶対値の平均値とした。

実形状再現モデルは固有振動数の実験比において、平均誤差率0.36%、最大誤差率-1.67%と高精度にシミュレートできている。

一方、CAD形状モデルでは、実形状再現モデルに対し誤差が大きく、平均誤差率1.55%、最大誤差率-5.52%である。

7.3. 振動モード相関性の比較

EMA と FEM の振動モードの比較評価をモード相関性係数(MAC: Mode Assurance Criterion)により実施した⁽⁹⁾。結果を Fig. 14 に示す。

Fig. 14(a)に示す実形状再現モデルを用いた場合では、高次の振動モードまで高い相関性が得られる。一方、Fig.

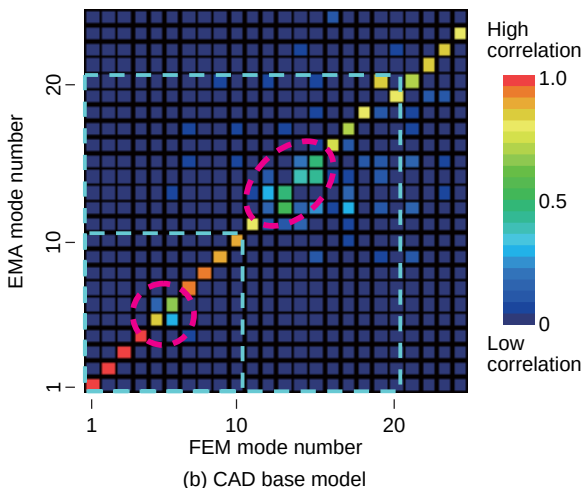
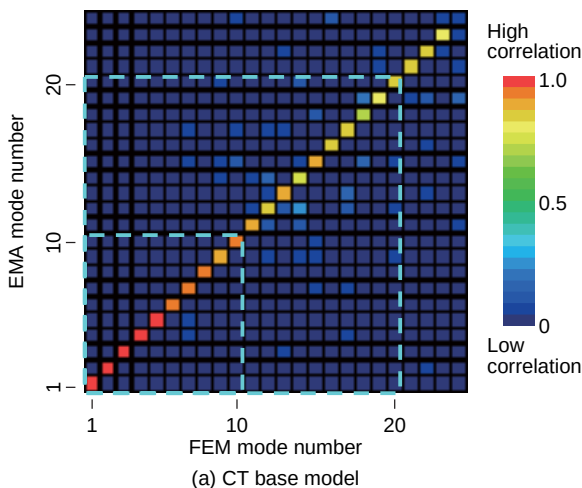


Fig. 14 Comparison of MAC

14(b) に示す CAD 形状モデルを用いた場合では、5、6 次と比較的低次の振動モードでも相関性が下がることと、12 次以上の高次の振動モードでは相関性が低いことがわかる。

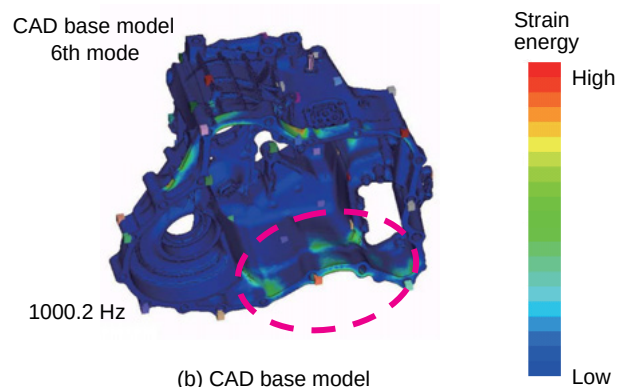
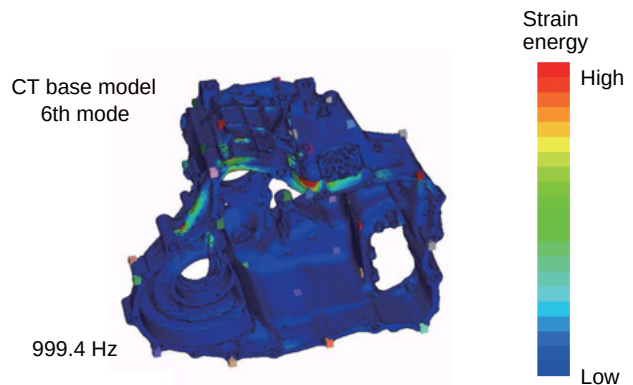
7.4. 要素ひずみエネルギー比較

振動モードの相関性に差異のある6次の振動モードの実形状再現モデルと CAD 形状モデルの FEM 固有値解析による振動モードを Fig. 15 に示す。カラースケールは、要素ひずみエネルギーを示している。

MACでの相関性の高さから実形状再現モデルの要素ひずみエネルギー分布は、実機状態を精度良く表現しているものとする。

実形状再現モデルでは、開口部上部が大きく変形する振動モードであるのに対し、CAD形状モデルでは、開口部下部も大きく変形する振動モードであり、要素ひずみエネルギーも上部と下部に高い部位が存在しており、異なることがわかる。これは、Fig. 6 にみられる下面側面の壁面厚さ 0.5 mm 程度の差異に起因するものと推定される。

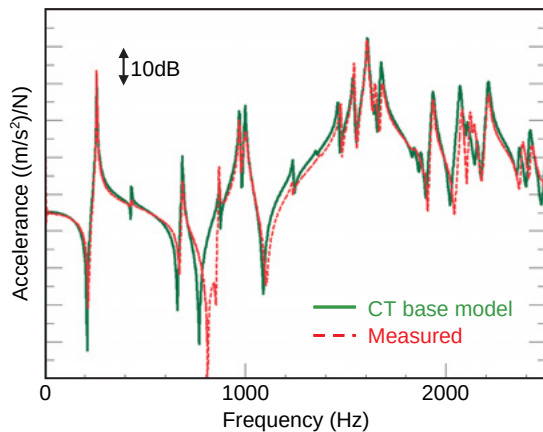
振動問題の対策は、問題となる周波数の振動モードと剛性感度を意味する要素ひずみエネルギーを参考に対策構造を検討することが一般的である。本結果のように振動モードが異なる場合は、異なる対策検討をおこなう可能性を示している。


 Fig. 15 Strain energy of 6th mode

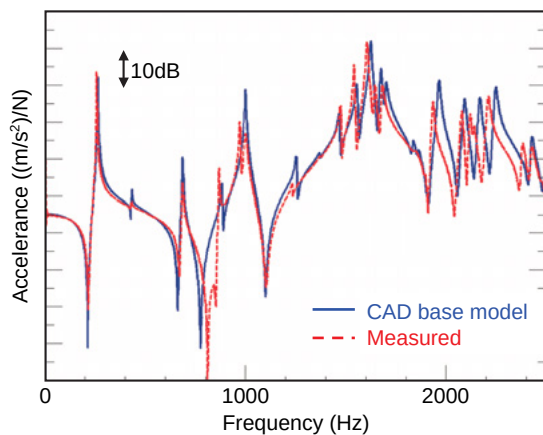
7.5. FRF 比較

実験モーダル解析結果より得られたモード減衰比の平均値を FEM に付与し、FRF を演算した。

両モデルの FRF と実験との比較を Fig. 16 に示す。実形状モデルでは、2.5 kHz までピーク周波数と応答レベルの双方で精度の高い結果が得られている。対して CAD 形状モデルでは、7.2 節で示した固有振動数の誤差、7.3 節で示した振動モードの差異の影響により、2 kHz 以上で FRF の誤差が大きくなっている。



(a) CT base model



(b) CAD base model

Fig. 16 Comparison of FRF

8. まとめ

振動解析の精度向上手法として、3次元形状計測技術とモデル化技術を複雑形状のパワートレイン構造部品に適用し、実形状を再現したFEモデルを作成する手法の有効性を検証することができた。

- (1) 実物形状を再現したモデルを使用することで、高周波領域まで高精度な FEM 振動解析が可能であることを明確にした。
- (2) これまで明確に評価できなかった複雑形状部品の FE

モデルの誤差要因の一つである形状の差異の影響を明確にした。

- (3) 物理的な計測データのみからFEモデル化が可能であることから汎用性が高い高精度化手法であることを証明した。

参考文献

- (1) 酒井竜英, 寺田匡弘, 小野修一, 神村直毅: 室内音予測を目的としたヴァーチャルビークル解析手法, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.2, p.195-204
- (2) 三宅智史, 村田充, 吉田隆博, 下山英昭, 藤井博司, 山下耕司: X線 CT スキャナの導入と活用事例の紹介, マツダ技報, No.22, p.167-172(2004)
- (3) 定岡紀行: X線 CT を活用したデジタルエンジニアリング, 精密工学会春季大会シンポジウム資料, p.69-76 (2004)
- (4) Okada, T., Miwata, Y., Ishii, H.: Three-Dimensional Shape Measurement with X-Ray CT-Scan, SAE Paper, 2003-01-1033, p.1-5(2003)
- (5) Lorensen, W., Cline, H.: Marching Cubes: A High Resolution 3D Surface Construction Algorithm, ACM SIGGRAPH 1987 Proceedings of the 14th annual conference on Computer graphics and interactive techniques, p.163-169(1987)
- (6) 松崎幸一, 鈴木宏正, 相馬淳人, 定岡紀行: 測定データの自動 CAD モデル化に関する研究(第1報), 自動車技術会前刷集, No.122-07, p.9-12(2007)
- (7) Date, H., Kanai, S., Kishinami, T., Nishigaki, I., Dohi, T., : High Quality and Property Controlled Finite Element Mesh Generation from Triangular Meshes using Multiresolution Technique, ASME Journal of Computing and Information Science in Engineering, Vol.5, Issue 4, p.266-276(2005)
- (8) 日本機械学会: 弾性係数の測定法, 金属材料の弾性係数, 日本機械学会, p.7(1980)
- (9) 吉村卓也: モード相関係数, モード解析ハンドブック, コロナ社, p.128(2000)

■ 著 者 ■



神村 直毅

Modelling Carpet for Use in Occupant Crash Simulations

Dylan Thomas*

ABSTRACT

Predictions of occupant injury using explicit finite element crash simulations may be enhanced by including numerical representation of materials that are not normally included within the structural model. Intuitively, it makes sense that the carpet would be useful to predict the tibia index during frontal crash events; however, there appears to be little published on the topic. The tibia index is an injury criteria that needs to be predicted during the Insurance Institute for Highway Safety (IIHS) frontal offset occupant simulations, but may also be looked at during unbelted Federal Motor Vehicle Safety Standard (FMVSS) 208 simulations. Since carpet behaves quite differently during compressive and tensile loading, a numerical representation that can stably capture both regimes during occupant modelling is needed.

This paper outlines a method to model the carpet using a specific meshing method and two material models. Shell elements in combination with a piecewise linear plasticity material model are used to model the tensile load carrying capacity of the carpet, while brick elements and a foam material model are used to represent the compressibility of the carpet. Validation of using this modelling method with test data is presented, as well as the application of the carpet model in larger occupant models.

1. Introduction

Frontal occupant simulations typically require a wide variety of materials to be defined when creating a finite element model of the vehicle interior. The carpet supports the occupant's heels at the beginning of the event and may absorb crash energy if sufficient backing material is present. Since the carpet supports the feet during the beginning of the simulation, its presence in the finite element model can affect the kinematics of the occupant's legs, which ultimately determines the loads they can experience during a crash event.

Previous occupant models did not have a representation of the carpet. In these models the occupant's feet were left to interact directly with the sheet metal of the vehicle floor. Based on previous development experience it was felt that the simulation models could be improved if a representation of the carpet could be included within the occupant simulation models.

This work highlights the steps taken to include a representation of the carpet within a finite element crash model. Samples of carpet were physically tested by cyclically loading both in tension and compression. Shell elements are used in combination with a piecewise

linear plasticity material model to represent the majority of the tensile load carrying capacity of the carpet. Brick elements combined with a foam material model are used to represent the compressibility of the carpet.

2. Material testing

Physical tests were undertaken on the carpet material using a 25 kN Instron 5866 testing machine. For the purposes of this work, the tensile loading direction is defined as being in the plane of the carpet as shown in Fig. 1. The compressive loading direction is defined as being normal to the plane of the carpet, which is also shown in Fig. 1.

To gain an understanding of the tensile loading and unloading characteristics of the carpet, one sample was loaded monotonically in tension to failure, while five samples of the carpet were cyclically loaded and unloaded in tension. Figure 2 shows a sampling of these tensile loading tests. During these cyclic loading tests, each specimen was loaded to 5 percent engineering strain, then unloaded and loaded 5 times to generate the first hysteresis loop shown in Fig. 2. Tensile loading then continued to 10% engineering strain, and 5 loading / unloading cycles were repeated. This sequence was continued at 5%

* HONDA R&D AMERICAS, INC.

increments in strain until the specimen broke.

The compressive tests were performed in a similar manner as shown in Fig. 3. One sample was loaded monotonically in compression until the limit of the machine was reached. Three samples were loaded cyclically in compression to generate both compressive

loading and unloading curves. During these cyclic compression tests, the carpet was compressed to increasing compressive strains of 50%, 66%, 75% and 79%. For each strain level, five load and unload cycles were performed before proceeding to the next strain level.

Figures 2 and 3 highlight the difference in tensile

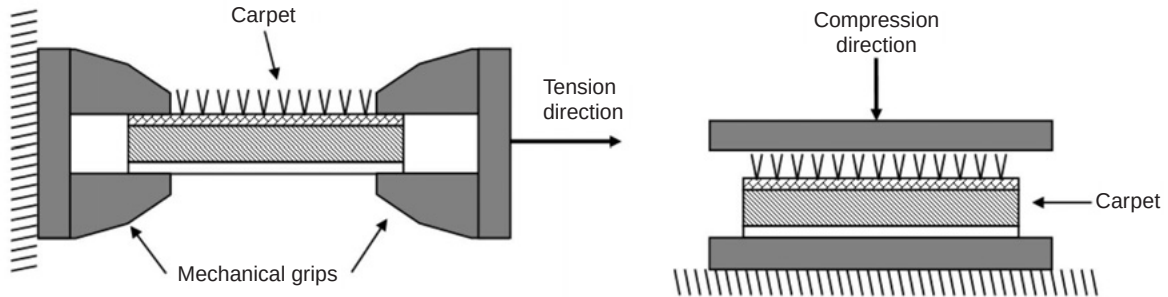


Fig. 1 Tensile and compressive loading directions that were adopted for this work.

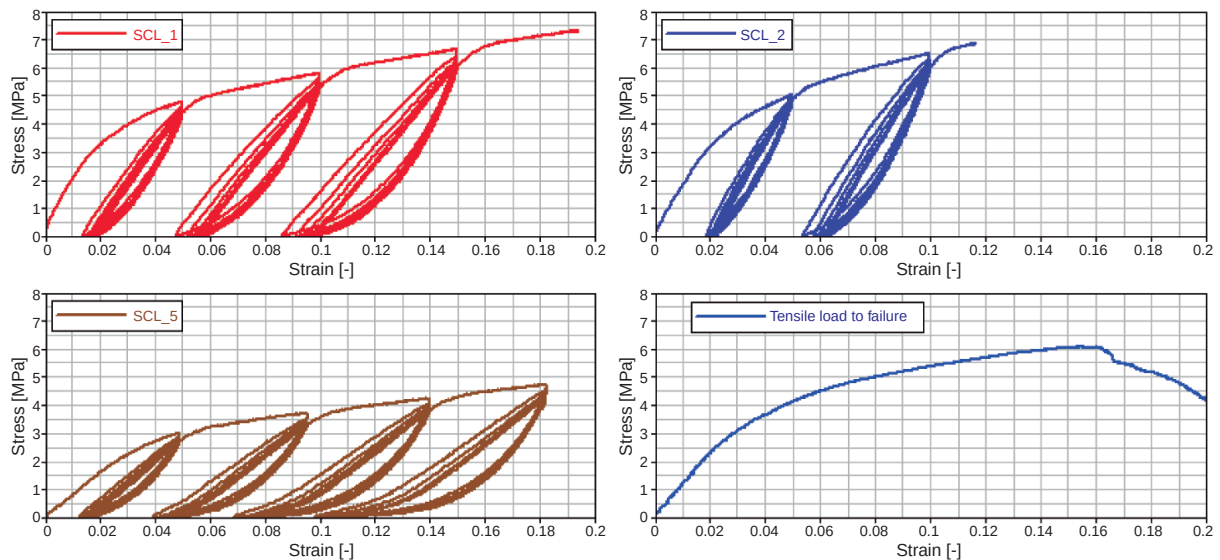


Fig. 2 Tensile loading and unloading test data

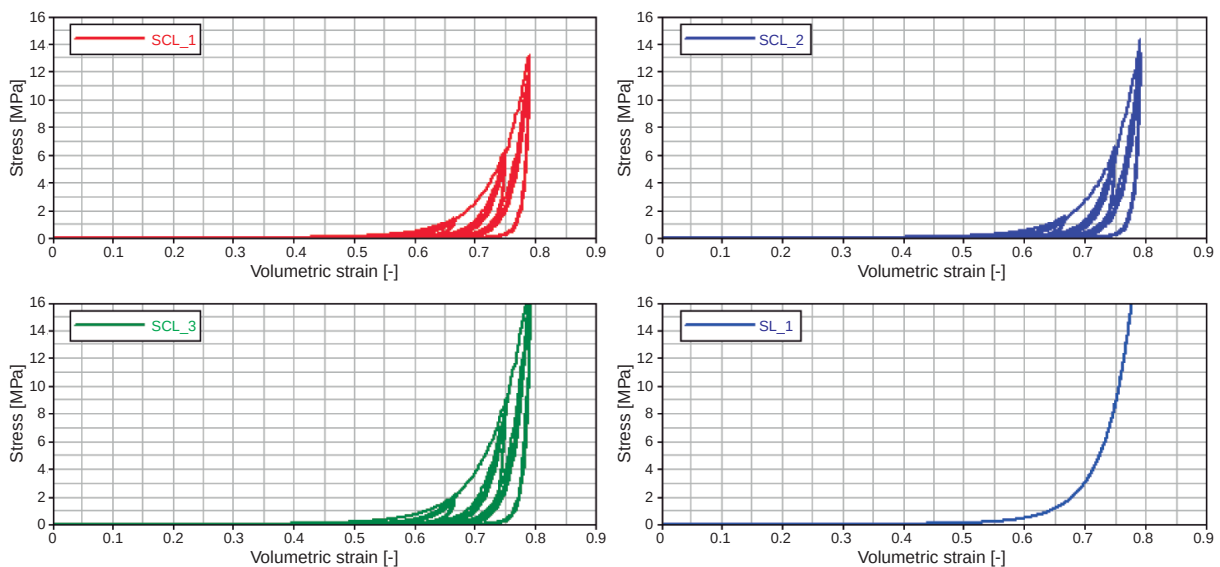


Fig. 3 Compressive loading and unloading test data

and compressive loading behaviour of the carpet. Figure 2 shows that there are fairly large variations in the carpet tensile strength and failure strain as each of the four samples were cut from the same piece of carpet. The variability of compressive strength is less noticeable, but still present, as shown in Fig. 3.

3. Finite Element Material Model Creation

From analysis of Figs. 2 and 3, one can see that the carpet behaves quite differently during tensile and compressive loading. During a frontal crash event, the carpet can be both in tension, and compression. For example, inertial loads placed on the carpet creates tension that must be reacted internally (by the carpet), towards the attachment points of the carpet to the vehicle. In other regions, such as underneath the feet of the occupants, the carpet can be compressed during the crash event.

In order to match this behaviour a unique approach was created that allows both the tensile and compressive behaviour of the carpet to be modelled. Figure 4 shows a cross section of a typical carpet construction used in vehicles. From inspection of the carpet samples it was felt that the majority of tensile strength came from the outer layers, while the majority of compressive compliance came from the pile and middle layer. The pile layer is comprised of upstanding yarn fibres and a woven backing. The woven backing is strong in tension, while the upstanding yarn fibres are weak both in the compression and tension directions. The height of these fibres do, however contribute to the overall thickness dimension of the carpet.

For the current work, it was assumed that the contribution of the upstanding yarn portion of the pile layer was negligible. This necessitated that the thickness of the carpet used in the models to be adjusted to not include the upstanding yarn portion, but allows the carpet to be modelled using a simple, three ply construction. When constructed this way, the outer layers provide the majority of the tensile stiffness and the middle layer provides the compressive compliance.

In this manner, the behaviour of the carpet could be matched during different loading regimes. The tensile behaviour of the carpet shown in Fig. 2 appears to yield, but carries an increasing amount of load prior to failure. This material flow behaviour is similar to metals, which are represented in many of the commercially available finite element solvers using linear plasticity material models. For the current work, LS-DYNA⁽¹⁾ was used as the general finite element solver, so the *MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY⁽²⁾ material model was chosen to represent the outer layers. The compressive loading behaviour of the carpet looked similar to that of typical foams, so the LS-DYNA *MAT_FU_CHANG_FOAM⁽³⁾ material model was chosen to represent the middle layer. Similar material models are available for use in the other commercially available finite element solvers.

Figure 5 shows the manner in which the carpet should be meshed for this method to work. For the carpet that was tested, 2 mm thick shell elements were used for the top and bottom layers, while a 10 mm thick layer of brick elements are used for the middle. For clarity, in Fig. 5 the shells are shown with the LS-PRE/POST⁽⁴⁾ thickness option, so they appear as brick elements.

The data from each cyclic tensile test was post processed using linear regression to find average Young's modulus values for the initial loading and each hysteresis loop portion of the test. An average Tangent modulus was also calculated from the appropriate post-yield portion of the data. Figure 6 shows these moduli for the first cyclic tensile test. In Fig. 6, E0 represents Young's modulus, E1, E2 and E3 represent the average loading and unloading modulus for the first, second and third hysteresis loops, and ETan represents the tangent modulus.

The averaged Young's and Tangent modulus values were used to create a simple *MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY LS-DYNA material model which matched the average tensile strength of the carpet. This material model is prescribed to the two outer shell layers of the

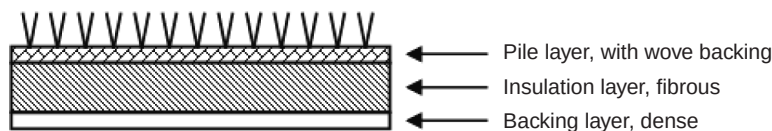


Fig. 4 Construction of typical automotive carpet

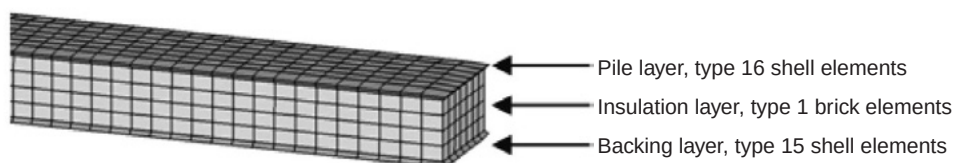


Fig. 5 Finite element meshing method chosen for the Carpet

carpet shown in Fig. 5.

The compressive test data shown in Fig. 3 looked similar to foam materials, consequently the test data was post-processed to create a *MAT_FU_CHANG_FOAM material model. In LS-DYNA, this material model has the capability to model rate - sensitive loading and unloading, but since rate sensitivity was not tested, just one loading and one unloading curve was used. The monotonic loading curve was calculated for each compression test by taking the cyclic compressive test data and removing the unloading and intermediate reloading portions. These resulting monotonic loading

curves were then averaged and smoothed to create a single monotonically increasing loading curve that represented the compression characteristics of the carpet. The same procedure was used to create an averaged unloading curve, but the loading portions, and intermediate unloading portions were removed. The resulting averaged test loading and unloading curves are shown in Fig. 7 with a very small stress scale on the ordinate axis.

During testing, a 25 kN load cell was used to obtain accurate load measurements during the initial compression of the carpet, which limits the amount of

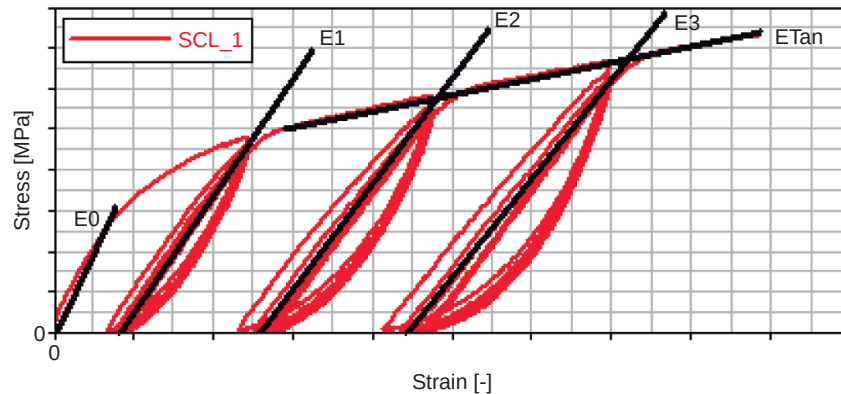


Fig. 6 Average elastic moduli that were calculated for each portion of the cyclic tensile test data

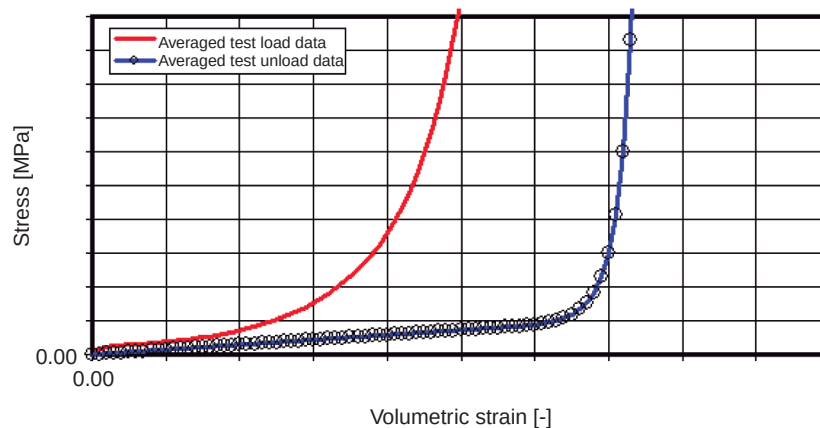


Fig. 7 Averaged and smoothed loading and unloading curves from compression test data primarily representing deformation of upstanding yarn position

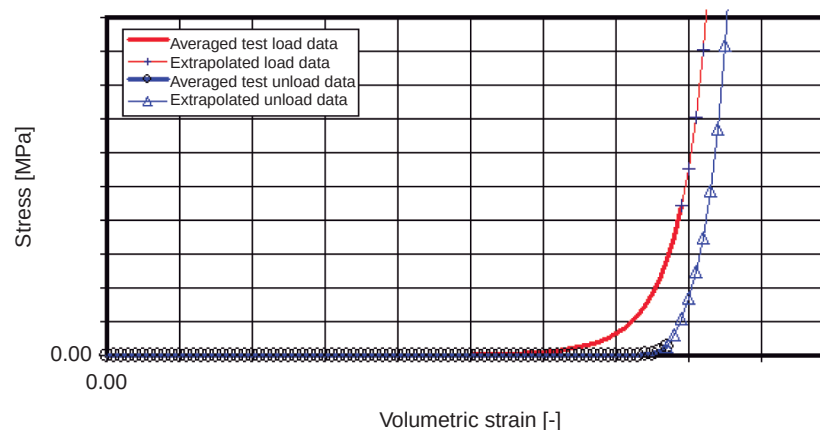


Fig. 8 Averaged, smoothed and extrapolated compression test data showing loading and unloading curves at intermediate stress levels

force that can be applied. For our compression test specimen size, the corresponding stress levels were less than 20 MPa. During occupant simulations, the carpet can be in contact with other materials that have much higher yield strengths, and localized compressive stresses may become quite large. Thus, for numerical stability the curves should be extrapolated to create a more robust material model. Both the loading and unloading curves were extrapolated to 99% volumetric strain using a Hyperbolic function to smoothly extend the data. This technique, suggested by Du Bois⁽⁵⁾ relates the rate of change of yield strength with respect to strain:

$$\left. \frac{\partial \sigma}{\partial \varepsilon} \right|_i = \left(\left. \frac{\partial \sigma}{\partial \varepsilon} \right|_{\varepsilon_o} \right) \left(\frac{1.0 - \varepsilon_o}{1.0 - \varepsilon_i} \right)^n \quad (1)$$

where ε_o is the strain value from which the extrapolation starts. The exponent n should be calculated from the test data for strain points just below ε_o to get an idea of what the value should be. The extrapolated yield strength values are given by:

$$\sigma_{i+1} = \sigma_i + \left. \frac{\partial \sigma}{\partial \varepsilon} \right|_i \Delta \varepsilon \quad (2)$$

Using this method, extrapolated compressive load and unload curves for the material model were calculated, as shown in Fig. 8, along with the original test data shown in Fig. 7. Note that averaged test load and unload curves in Fig. 8 are the same as in Fig. 7, however the scale on the ordinate axis in Fig. 8 is 500 times larger, which allows us to present both the measured and extrapolated data. This material model is prescribed for the inner brick layer of the carpet shown in Fig. 5. It should be mentioned that the *MAT_FU_CHANG_FOAM material model also requires an Elastic modulus to be prescribed in the case of tensile loading. For the current study, a value of 5.0 MPa was used. This value was chosen by running several of the simulation models described in the next section to determine the minimum value that was numerically stable. Unfortunately, this value also introduces error when the carpet is pulled in the tensile direction, however since the carpet does not yield during

occupant simulations, the level of error was deemed acceptable. Nonetheless, it was decided to apply a correction factor to the tangent modulus that was calculated in the previous section for the tensile direction, which mitigated the error.

4. Finite Element Material Model Validation

A simple LS-DYNA simulation model was created that tested the resulting material models in both tension and compression. Figure 9 shows the simulation model. As described earlier, the meshes of both the tensile and compressive sample are created by extruding brick elements between two shell meshes. The shell meshes have a thickness of 2 mm and the thickness of the bricks is 10 mm. Prescribed motion is used to pull the tensile sample in the same manner as the cyclic tensile tests, although only one unload and re-load cycle was performed at 5%, 10%, 15% and 20% engineering strain. The compression sample is also simulated in the same manner as the compression tests, with prescribed motion compressing and then unloading the sample to the increasing compressive strain levels of 50%, 66%, 75% and 79%. As with the tensile simulations, only one load and unload cycle was performed at each compressive strain level.

Figure 10 shows the behaviour of the combined carpet model for the tensile sample. The simulation

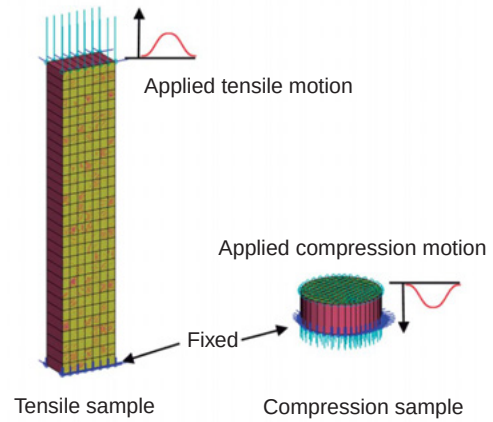


Fig. 9 Finite element simulation validation models

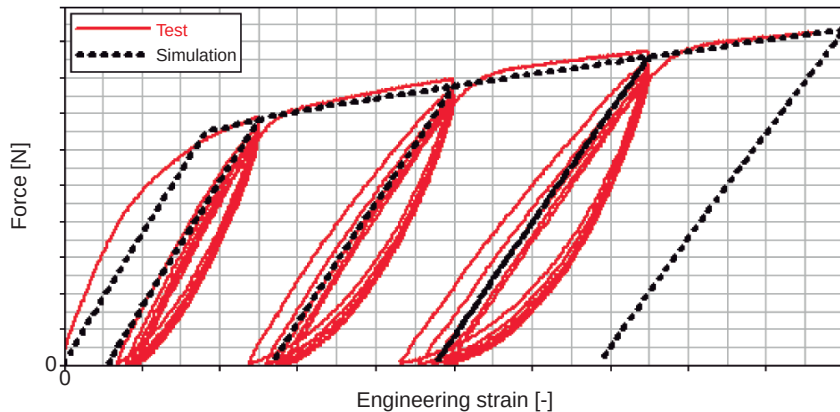


Fig. 10 Comparison of finite element simulation to one of the tests during tensile loading and unloading

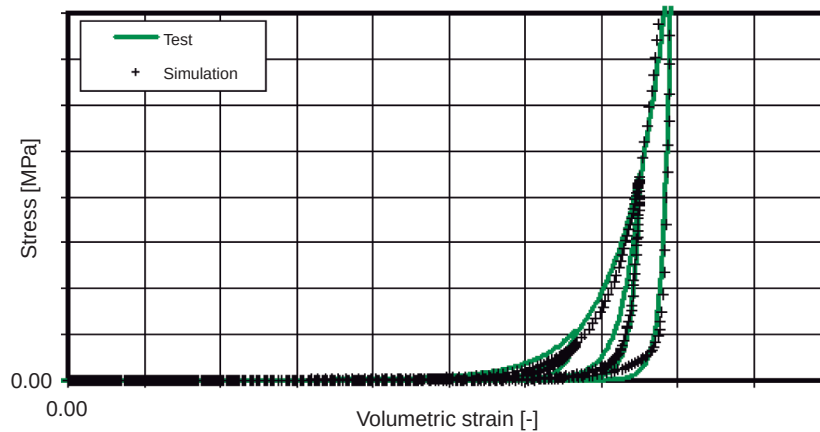


Fig. 11 Comparison of finite element simulation to test data during compressive loading

results are shown as a dotted line, while the test results are shown as a solid red line. From Fig. 10, it can be said that the simulation model is capturing the loading and unloading characteristics of the carpet when pulled in tension.

Figure 11 shows the behaviour of the carpet model for the compressive loading and unloading cycles, along with one of the cyclic compressive tests previously shown in Fig. 2. The test curve is shown in green and while the simulation is shown as black points. From Fig. 11, it can be said that the general loading and unloading characteristics of the carpet has been matched in compression.

5. Application in Occupant Crash Models

For a model of the carpet to be included within the occupant crash models, several steps should be taken. The carpet should be meshed as described previously, with a layer of shell elements sandwiching one or more

layers of brick elements. Contact of the occupant with the carpet should be allowed to initialize prior to the crash event. This can be performed by allowing the dummy to settle under gravity, or by prescribed motion of the occupant to its equilibrium or initial position. Figure 12 shows an example of the carpet in an unbelted occupant simulation model. This simulation model represents the unbelted 40 km/hour United States Government crash test specified in the Code of Federal Regulations⁽⁶⁾. Also shown in this model is the floor mat which lies on top of the carpet. In these models, the floor mat was modelled in the exact same manner, using the same properties as the carpet. This simulation model was run twice, once with the carpet and floor mat and once without to show the importance of simulating the carpet when predicting lower leg injury. This study focused on improving the lower left Tibia Index predictions within the finite element models. A future study will focus on improving the lower right Tibia Index, which has additional influences such as the

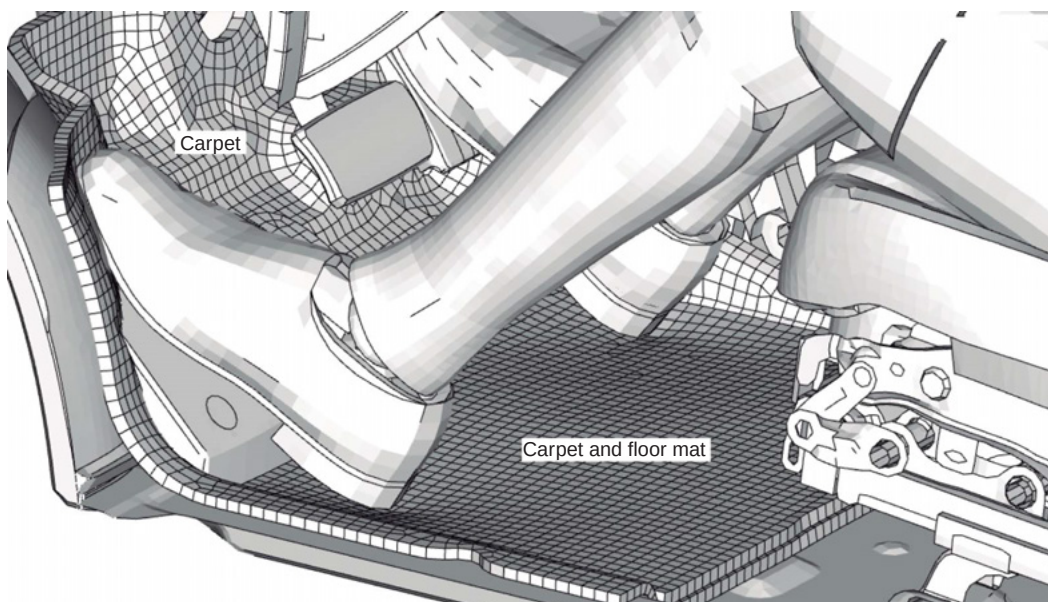


Fig. 12 Carpet and floor mat being modelled within an unbelted occupant sled model

accelerator pedal.

Figure 13 shows the lower left Tibia Index of the occupant for these two simulations compared to test data. The Tibia Index is a function of the axial load and resultant bending moments that the lower leg experiences during a crash test. From Fig. 13, one can see that the Tibia Index prediction from the simulation model with the carpet and floor mat was considerably closer to the actual test than the simulation model without the carpet. Figure 14 shows the left foot and tibia of dummy at key points during the simulations, both with and without the carpet. The key points labelled in Fig. 13 correspond to the pictures in Fig. 14.

Analysis of the occupant models showed that the simulation model without the carpet predicted two additional peaks in the Tibia Index at the points 1A and 3A labelled in Fig. 13. These peaks occurred when the left heel first came to a stop against the foot rest (Fig. 14-1A), and also when the heel contacted the floor (Fig. 14-3A). In the simulation model without the carpet,

higher tibia axial loads were predicted at these times, which caused the peaks to occur. In the simulation model with the carpet, the heel did not contact the foot rest as sharply (Fig. 14-1B) nor did it bottom out against the floor (Fig. 14-3B).

It is felt that the main reason for the improvement in Tibia Index prediction was because the carpet is in contact with the heels of the occupant from the beginning of the simulation, which prevents high impulsive loads in the tibia when the foot rest and the floor are contacted.

6. Conclusions

A method of modelling the carpet during a frontal crash simulation has been developed. This method presents the development of two material models, one for the outer surfaces of the carpet, and one for the compressible portion. The outer surfaces are to be meshed as 2 mm thick shell elements and modelled with

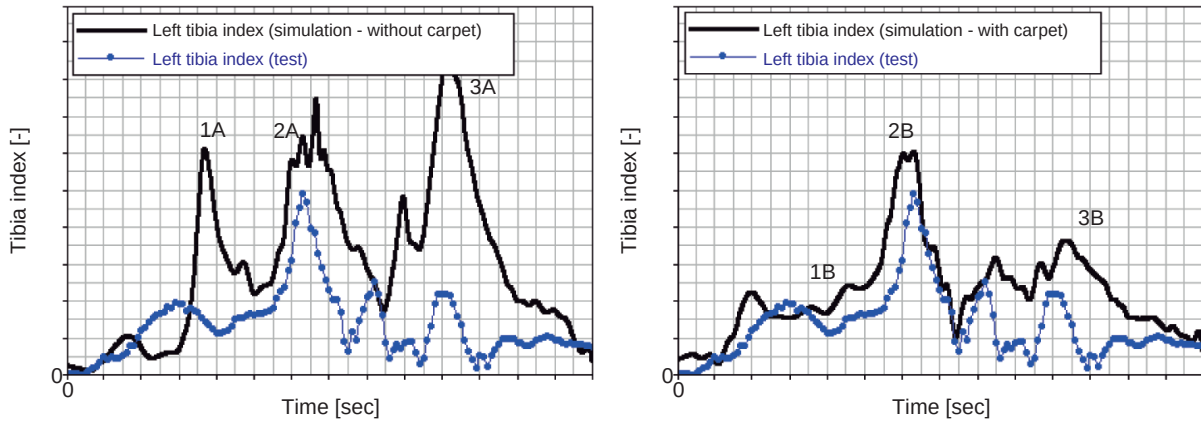


Fig. 13 Left tibia index predictions without carpet model and with carpet model

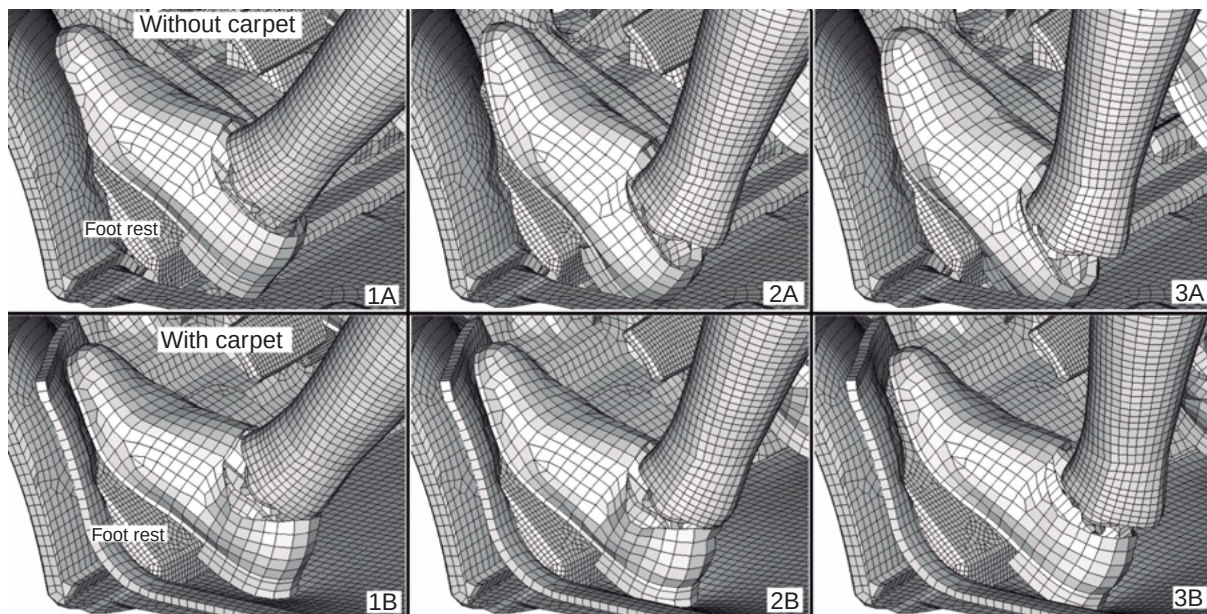


Fig. 14 Comparison of the left foot and tibia kinematics during the occupant simulation with carpet (1A, 2A, 3A) and without the carpet model (1B, 2B, 3B)

a piecewise linear plasticity material model. The inner portion is to be meshed as brick elements and modelled with a compressible foam model. When this new method is followed, the simulation is able to reproduce the behaviour of the carpet during tension and compression, both loading and unloading. Furthermore, enhanced predictions of lower leg injury have been obtained as a result of the improved lower leg kinematics when this carpet model has been used within occupant injury models.

References

- (1) Hallquist, J. O.: LS-DYNA Theoretical Manual, Livermore Software Technology Corporation (1998).
- (2) Hallquist, J. O.: LS-DYNA. Keyword User's Manual, Vol. 2, pp. 110-114. Livermore Software Technology Corporation (2007)
- (3) Chang, F.S.: Constitutive Equation Development of Foam Materials, Wayne State University (1995).
- (4) Hallquist, J. O.: LS-PRE/Post v1.0 Manual, Livermore Software Technology Corporation (2002).
- (5) Du Bois, P.A.: Crashworthiness Engineering Course Notes, Livermore Software Technology Corporation (2004).
- (6) 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 571.208 - Standard Number 208; Occupant Crash Protection. [49CFR571.208]

■ 著 者 ■



Dylan Thomas

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	山川 和男	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

今から20年ほど前、私が所属した部署にテクニカルレビューvol.1発刊に関わった有志の一人がいました。経緯ははっきり記憶していませんが、執筆を勧められた私は、論文とは何かも知らずに初めて論文執筆をしました。それが今、発刊20周年記念号の編集に携わることとなり、その変化に驚くとともに、論文デビューされる方々と出会うことが大変嬉しく感じられます。

現在の私なりの論文観は、客観性を要求する技術論文といえども、論文には技術者の思考と主張によって論理が構成されると考えています。その論理を尊重して「論文は執筆者の名刺がわりである」とも言われることありますが、「書く」、「読む」の時間差があることから、執筆時に思考を主張し、未来の読者に広く議論してもらうことが論文の本質であると感じております。

テクニカルレビューについての「過去」、「未来」の時間差は脈々と引継がれることでしょう。創刊のスピリットは本号においても引き継いでいると自負しておりますし、将来にむけては、編集スタッフが技術に真摯であること、執筆者の論理を尊重していけば、必ずや研究所技術の象徴としての冊子になると思う次第です。

今は色づいてもいない桜の木も、ちょっとした時間差で、この編集後記でお目にかかるころには、美しく桜吹雪の舞う暖かい日を迎えていることと思います。

—(漆 山)—



Honda R&D Co., Ltd.

dream