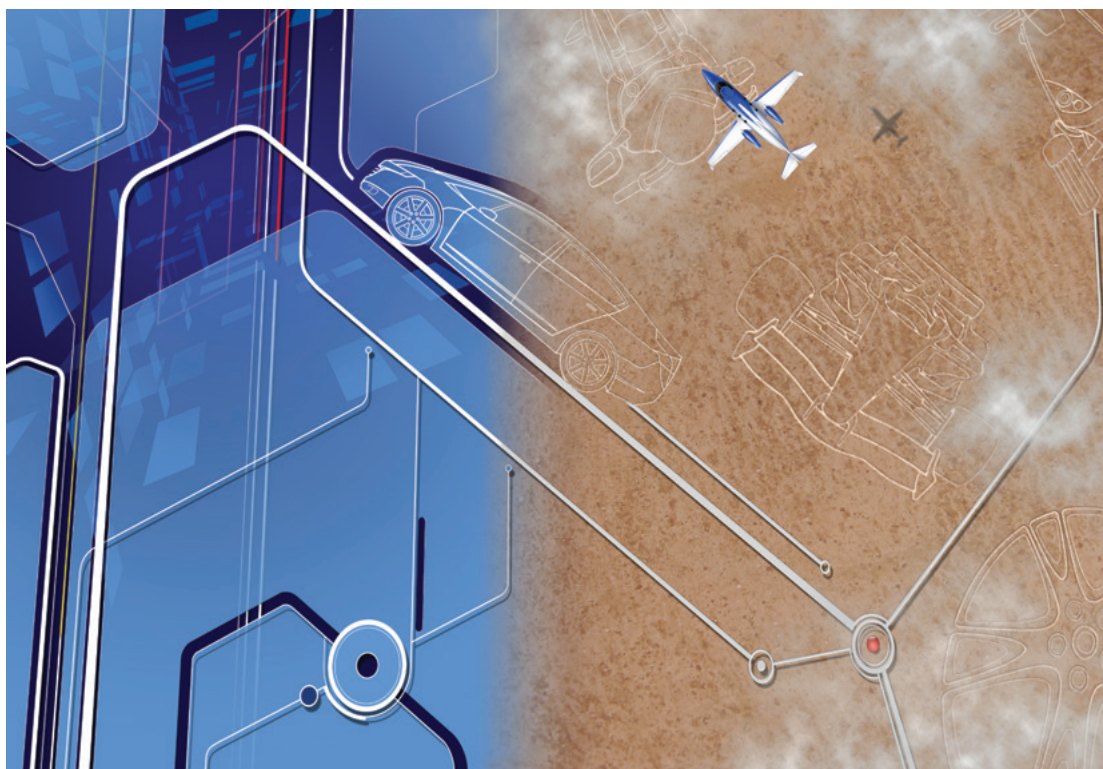


Honda R&D



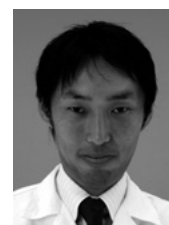
Technical Review Vol.20 No.2

October 2008

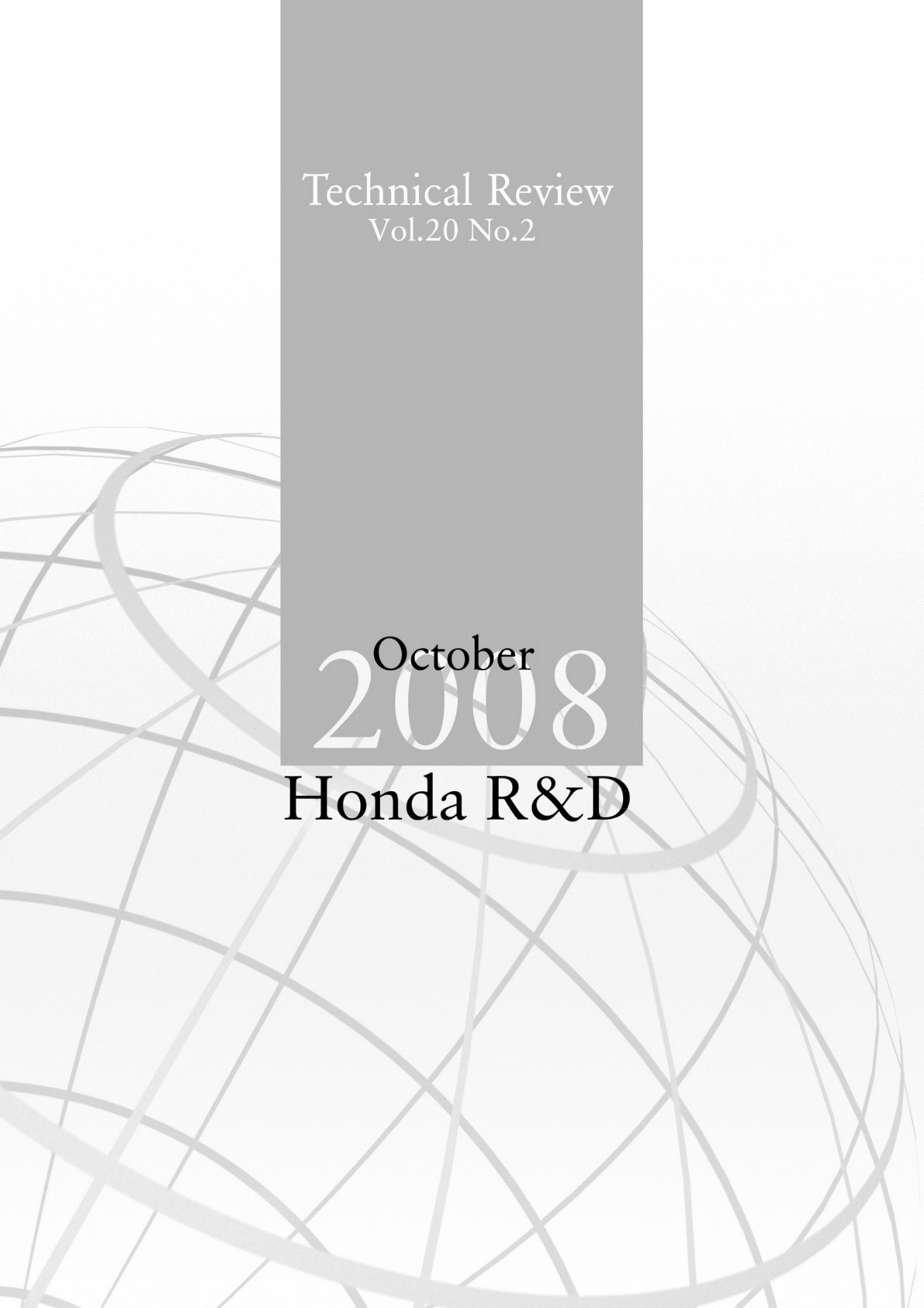


表紙の言葉

モノ作りの喜びは、自分のアイデアや努力が形として残るところ
ではないでしょうか。
それが良いモノであればあるほど、人々に愛され記憶に残ります。
先人たちが築き上げてきたホンダの歴史。
そして、私たちが創り上げていくホンダの未来。
過去から未来へ、進化を続けるホンダの姿を上空から見た地上絵で
表現しました。



二輪開発センター
田中 洋

The background features a light gray wireframe sphere on the left side, composed of intersecting lines. A solid gray vertical bar runs down the center of the page, serving as a backdrop for the text.

Technical Review
Vol.20 No.2

October
2008
Honda R&D

目 次

技術紹介

- ◇ 新型 US Accord のデザイン 澤井大輔・萩原泰一
田上秀樹・荒木圭一 1
- ◇ FREEDのデザイン 大橋昭彦・小池欧介
服部明洋・橋本栄子 6
- ◇ 新型FIT用トルクコンバータ付きCVTの開発 山口正明・大瀧光郎・伊藤敬介
菫澤英夫・戸塚博彦 11
- ◇ New Analysis Technology for Automotive Chassis Sensitivity of Steering Wheel Vibrations Induced by Tire-Wheel
Imbalance or Brake Torque Fluctuation Jinghong Yu・Brian Nutwell・Brian Brickner 17
- ◇ 2マイクによる高指向性デジタル信号処理を使った音声認識用車載マイクシステムの開発
鹿野俊哉・渡部純一・松尾直司 24
- ◇ 地上波デジタルTV用フロント合せガラスアンテナの開発 福丸智之・浅見 建
斉藤 肇・稲見伸之 30
- ◇ Honda 運転支援システムの紹介 ―一般道路インフラを用いた公道実証実験(DSSS)―
猪野由里子・藤巻 朋・浅沼信吉 34
- ◇ Honda 運転支援システムの紹介 ―高速道路インフラ(スマートウェイ)を用いた公道実証実験―
近藤修五・浅沼信吉 45
- ◇ バンパ用脱塩素系水性プライマの開発 橋本孝則・小川剛志 56
- ◇ 異機種大規模クラスタ対応型ホンダグリッドシステム 前川史人・山本義弘・中田秀基 61
- ◇ 新価値二輪車‘DN-01’の実現に向けたデザイン開発 片桐 潔 66
- ◇ ATV用5速デュアルクラッチトランスミッションシステムの開発 水野欣哉・濱岡誠二
橘高栄治・小林正樹 70
- ◇ ATV足まわりレイアウト支援システムの構築 田村和丈・中村豊一 76
- ◇ 先進ブレーキ体験機能付き二輪車シミュレータ 青木克仁・一見貞直 82
- ◇ マルチプロトコル自動認識技術を用いた汎用製品診断システム 土橋 学・山村 誠
三輪あさぎ・山中 真 88
- ◇ 二足歩行ロボットの走行歩容生成 竹中 透・松本隆志
吉池孝英・城倉信也 93

論文

- ◇ ねじ型工具歯車加工に起因するゴースト音発生メカニズム 江上 領・近藤忠身・伊熊元紀 99
- ◇ 視界向上フロントピラーの開発 長谷川芳春・藤田浩史・遠藤岳晴
藤本雅昭・田辺順也・吉田正樹 106
- ◇ 磁着補強材の開発 谷口正将 114
- ◇ 断熱黒鉛鑄造法による針状金属間化合物サイズ制御手法を用いた軽量鍛造ピストン用材料の開発
藤井秀紀・岡 知生・米山正樹
出口寿明・村上浩隆 120
- ◇ 複数モータの時分割PWM制御技術 黒川 学 128

CONTENTS

Introduction of new technologies

◇Style and Design of New Accord for U.S. Market	Daisuke SAWAI • Taichi HAGIWARA Hideki TAGAMI • Keiichi ARAKI	1
◇Style and Design of FREED	Akihiko OHHASHI • Ohsuke KOIKE Akihiro HATTORI • Eiko HASHIMOTO	6
◇Development of CVT for 2008 Model Year FIT ...	Masaaki YAMAGUCHI • Mitsuru OOTAKI • Keisuke ITO Hideo NIRASAWA • Hirohiko TOTSUKA	11
◇New Analysis Technology for Automotive Chassis Sensitivity of Steering Wheel Vibrations Induced by Tire-Wheel Imbalance or Brake Torque Fluctuation	Jinghong Yu • Brian Nutwell • Brian Brickner	17
◇In-vehicle Super-directive Microphone System for Speech Recognition Using Nonlinear Signal Processing with Two Microphones	Toshiya SHIKANO • Junichi WATANABE • Naoshi MATSUO	24
◇Development of Laminated Windshield Glass Antenna for Digital Terrestrial TV	Tomoyuki FUKUMARU • Ken ASAMI Hajime SAITO • Nobuyuki INAMI	30
◇Introduction of Honda Driving Support System — Field Operation Test (FOT) with Road Infrastructure Systems (Driving Safety Support System: DSSS) — Yuriko INO • Tomo FUJIMAKI • Nobuyoshi ASANUMA		34
◇Introduction of Honda Driving Support System — Field Operation Test for Highway Infrastructure System (Smartway) — Shugo KONDO • Nobuyoshi ASANUMA		45
◇Development of Chlorine-free Waterborne Primer for Bumper ...	Takanori HASHIMOTO • Takeshi OGAWA	56
◇Honda Grid System for Large-scale Heterogeneous PC-cluster Group	Fumito MAEKAWA • Yoshihiro YAMAMOTO • Hidemoto NAKADA	61
◇Development of Design for Realization of New Value Motorcycle“ DN-01 ”.....	Kiyoshi KATAGIRI	66
◇Development of 5-speed Dual-clutch Transmission System for All-Terrain Vehicle	Kinya MIZUNO • Seiji HAMAOKA Eiji KITTAKE • Masaki KOBAYASHI	70
◇Construction of Support System for Suspension and Steering Layout of ATV	Kazuhiro TAMURA • Toyokazu NAKAMURA	76
◇Motorcycle Riding Simulator Enabling Experience of Honda’s Advanced Brake Systems	Katsuhito AOKI • Sadanao ICHIMI	82
◇Diagnostic System for Power Products Using Automatic Recognition Technology for Multi-protocols	Manabu DOBASHI • Makoto YAMAMURA Asagi MIWA • Makoto YAMANAKA	88
◇Running Gait Generation for Biped Robot	Toru TAKENAKA • Takashi MATSUMOTO Takahide YOSHIIKE • Shinya SHIROKURA	93

Technical papers

- ◇Mechanism of Occurrence of Ghost Noise in Helical Gears Resulting from Thread-type Tool Machining
..... Ryo EGAMI • Tadami KONDO • Motoki IKUMA 99
- ◇Development of Front Pillar for Visibility Enhancement
..... Yoshiharu HASEGAWA • Hiroshi FUJITA • Takeharu ENDO
Masaaki FUJIMOTO • Junya TANABE • Masaki YOSHIDA 106
- ◇Development of Magnetic Stiffener Masanobu YAGUCHI 114
- ◇Development of Lightweight Forged Piston Material by Controlling Needle-type
Intermetallic Compound Size Using Carbon Mold Continuous Casting Method
..... Hidenori FUJII • Tomoo OKA • Masaki YONEYAMA
Toshiaki DEGUCHI • Hirotaka MURAKAMI 120
- ◇Time-sharing PWM Control for Multi-motor Drive Manabu KUROKAWA 128

新型 US Accord のデザイン

Style and Design of New Accord for U.S. Market

澤 井 大 輔*

Daisuke SAWAI

田 上 秀 樹*

Hideki TAGAMI

萩 原 泰 一*

Taichi HAGIWARA

荒 木 圭 一*

Keiichi ARAKI

要 旨

新型 Accord は、Honda セダンに脈々と続く「先進」と「スポーティ」を基軸に、時代性に合わせた「ADVANCED & POWERFUL」というコンセプトキーワードで開発された。セダンに求められる信頼性と社会性に加えて個性を際立たせた、ミドルセダンのベンチマークを目指した。

エクステリアデザインは、セダンらしい堂々としたたたずまいと、ダイナミックな力強さを併せ持つ強い存在感を目指した。インテリアデザインはゆとりのある爽快感に上質でプレミアム性を加えた空間づくりを目指し、お客様に豊かさを感じていただける提案とした。

ABSTRACT

Honda sedans have always looked “Advanced” and “Sporty.” Continuing to build upon this theme, the new Accord was developed with the concept keywords of “Advanced & Powerful” to fit with the time. We sought to set a new standard in midsize sedans, combining the reliability and social nature required for a sedan with an unmistakable individuality.

For the exterior, the Accord was developed to assert a sense of presence that is stately, as well as being dynamic and powerful. For the interior, it is an invitation to enjoy a comfortable and refreshing environment infused with premium luxury.

1. はじめに

US マーケットでは8代目となる新型 Accord は、アジアにおいても年々存在感が高まり、世界中で年間70万台販売されるワールドカーに成長している。又、日本市場においても仕様を変更し、上級セダンとしてINSPIREの名称で販売される。

Accordは歴代に受け継がれているゆるぎない信頼性で多くのお客様に支持され、お客様の車に対する満足度も高い。しかし、このクラスのセダン市場は競争も激化しているうえに、大型ミニバンやSUVなど新ジャンルカーが台頭している現状の中で、Accordは明確な進化をさせ、存在感を上げる必要があると判断した。

AccordはUS マーケットではミッドサイズセダンのカテゴリの、いわばスタンダードであり、ファミリーカーの認識である。

しかし、主なお客様を分析したところ、意外なことに夫婦と子供というファミリーのお客様が30%以下である、という事実があり、ユーザ層に変化があらわれていた。

実際に多くのユーザにも会い、車の使い方等を徹底的に調べ、コンセプトからパッケージを再構築した。

ファミリーセダンから、社会性を持った、いわばビジネススーツのような存在のパーソナルニーズのセダンとして、コンセプトの方向性を変化させた。経済性や快適性の向上に加え、ステイタス性なども考慮し、より車をアップスケールに進化させた。

2. パッケージレイアウト

パーソナルニーズとして、セダンの使われ方をみていくと、通勤がメインとなる。毎日片道1時間程の距離をフリーウェイ走行するユーザも多い。そのためドライバが長時間

快適に過ごせる空間や、ストレス無く運転できる人間中心のパッケージを組み立てた。フロントピラーの位置を後方に移動し、断面形状も細くするなど、視界の良さも考慮した。フードが見えるようにすることで、車両感覚も掴みやすくなっている。また、このクラスのスedanユーザは自分の快適性だけではなく、助手席や後席に乘せる人のことも大切に考えている。友人夫婦と食事に出かける。あるいは、仕事でクライアントを車に乗せる機会も多いからである (Fig. 1)。

空間のありかたは、しっかりとおもてなしができる広さが必要だと考えた。17インチタイヤの採用や燃料タンク容量の拡大(65L から 70L)をしながら低床化をおこなうことで、FFの持つ室内空間の大きさはさらに進化させた。左右の人の間隔を 40mm 広げながら、センタコンソールに至っては、75mm も拡大することで1クラス上の車格感や上級感を表現した。リヤ席においても膝まわりを35mm拡大し、ミニバンやSUVにも劣らないゆとりのある空間により、セダンの新しい使い方も広がる提案とした (Fig. 2)。

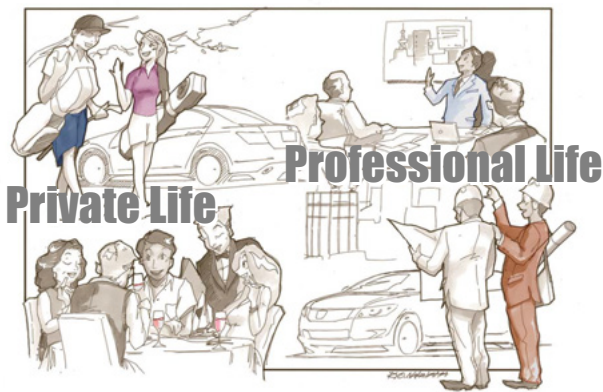


Fig. 1 Usage scenarios

3. エクステリアデザイン

エクステリアデザインでは、「ADVANCED & POWERFUL」をキーワードに Accord の進化を感じとれるデザインとした。

全体骨格は、ノーズ、キャビン、トランクがそれぞれ独立したいわゆるセダンらしい骨格にこだわった。フロントからリヤに骨が通っているような、背筋の伸びた姿勢をつくることを心がけた。CIVIC ではフロントピラーを前進させ、新しさを強調したフォルムとしているが、Accordでは逆にフロントピラーを後退させ、しっかりしたセダン骨格を強調した。これは、CIVIC と Accord の役割の違いを骨格でも表現したものである (Fig. 3)。

今までの Accord では、ノーズ先端を低くすることにこだわっていたが、新型では厚みのある押し出しを感じさせるものとし、コーナを大胆に削ぎ落とす造形で、セダンの格の表現とスポーティさの両立を図った。

大型化されたキャビンは、ともすると四角い箱型になりかねないが、ルーフラインには丸みを持たせ、空気抵抗の低減効果もねらった三次元的に絞り込んだ処理などにより、立体的で軽快さを感じさせる見え方とした。加えて、深絞りプレスフェンダとアウトパネルにより、四つのタイヤがしっかりと大地に踏ん張っているように幅を強調することでスタンスの良さをつくりだしている (Fig. 4)。



Fig. 3 Side view

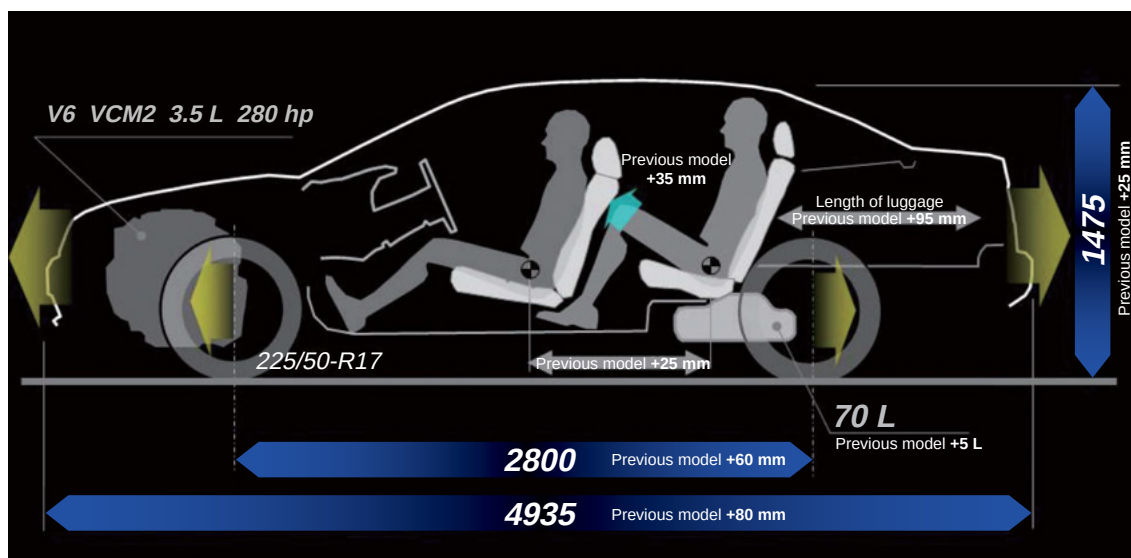


Fig. 2 Package layout

豊かさを感じさせるボデーセクションは、外光の下でくりあげた。周囲の環境の映りこみにより、より立体的に感じる見え方をねらった。特に美しい空のグラデーションの映りこみで表情を見せるねらいで、上を向いたフード面に抑揚を持たせた。ショルダも同じように空の色を映しこむことで、強い張りを感じさせている。彫刻刀で彫ったような大胆なキャラクタラインも、強い太陽光の下、または曇天の沈んだ風景のなかでも、しっかりと主張できるようにした。

フロント廻りは、ダイナミックな六角形グリルと横基調のヘッドライトの構成で横方向に広がりを感じさせ、精悍な顔つきをねらった(Fig. 5)。



Fig. 4 Advanced, powerful exterior design



Fig. 5 Accord sedan exterior

4. インテリアデザイン

インテリアデザインのコンセプトは、1クラス上の上質な空間の中に先進的なドライバーズコクピットと広々とした爽快感を併せ持つ「ADVANCED & COMFORT」とした。まず居住性が大幅に向上した室内をさらに広く快適に感じるように、インストルメントパネルは横基調のモチーフを徹底して強調するような造形とした。また、そこに沿うようにセンタから左右へ広がる加飾パネルを、広さを感じさせる機能として加えた。さらにアッパー部を大胆にネガ面で構成し、ミドルパッド部を低く抑えてボリューム感を減少させることで、従来にない爽快感を実現させた(Fig. 6)。

フロント席左右のディスタンスを広げたことで、センタコンソールとアームレストの幅を拡大できた。これは、空間の広さ感に加えアップスケールに感じる効果がある。幅広

のアームレストには、カップホルダや収納の機能も充実を図り、より豊かで快適に過ごせる空間を実現した(Fig. 7)。

インターフェイスについては、瞬間認知、直感操作の考えに基づき、表示系はできる限り上方に、操作系は手前に配置した。手元での集中コントロールを可能にするためのプログレッシブコマンダーを採用し、ディスプレイを上方の奥に配置することで、運転中の視線移動が減少し、視認性と操作性が向上した先進的なコクピットを実現した(Fig. 8)。

メータは大型で見やすい2眼タイプとし、すっきりとしていながら素材感や本物感にこだわった。またセンタパネル、コンソール周りも余計なラインを極力減らし大きな面で見せることで存在感をアピールしている。シートデザイ

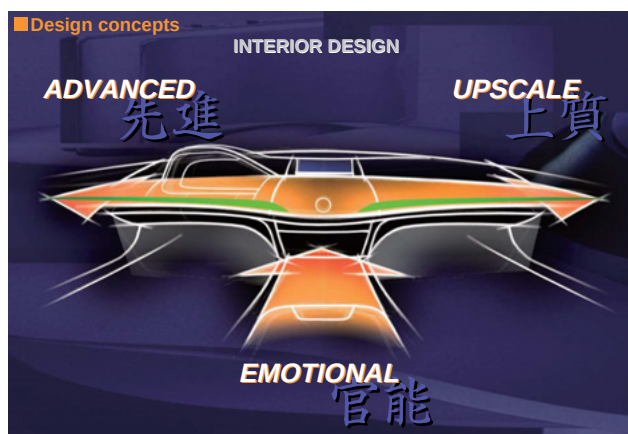


Fig. 6 Advanced, comfortable interior design



Fig. 7 Instrument panel design



Fig. 8 Accord sedan instrument panel

ンについては3次元的にラウンドした造形により、しっかりと包まれるような安心感とリヤ席からの爽快感を両立させた(Fig. 9)。

5. カラーデザイン

5.1. エクステリア

カラーは存在感のあるエクステリアをさらに引き立てる、力強く迫力のあるカラーラインナップと、新色開発を目指した。

新色開発では「BOLD METAL & CHARACTER」というキーワードを設け、硬質な金属感で力強さを表現した。

金属の塊から削りだして磨き上げたような強く輝く粒子感と光輝感を全色に通じる質感のテーマとし、バリエーション全体でみたときも力強さが感じられるラインナップ提案をした。

新規開発のグレーメタリック(ポリッシュドメタルメタリック)は、豊かなボデー形状をより立体的に見せるため、金属のような強い陰影が出ることをねらった。ベージュ系のカラー(ボルドーベージュメタリック)でも従来のベージュとは違った、重量感のあるゴールドの輝きを出した。

その他、しっとりとした深みと陰影のあるバスクレッドパールも新型 Accord にあわせて新規開発した(Fig. 10)。

5.2. インテリア

インテリアデザインのコンセプトである「ADVANCED & COMFORT」を表現するため、プレミアム感と上質感に力を入れた。



Fig. 9 Accord sedan interior

著作権上の理由により非表示

Fig. 10 Exterior colors

ラインナップは、ブラックとベージュ、に加え新規開発のモダンなグレー内装を設定した。それぞれにテーマとキャラクターを持たせることであらゆるお客様の嗜好性に答えられるようにした。ブラック内装は明るいシルバー加飾を合わせてスポーティでクールな印象でまとめ、ベージュ内装は温かみのある内装色に華やかな木目加飾を加えリッチなイメージを出した。またグレー内装は従来よりも明るい色調にして爽快感やプレミアム感をいっそう高めた(Fig. 11)。

6. クーペのスタイリングデザイン

Accordには2ドアクーペの派生モデルがある。(US市場中心。一部中近東)。新型では、Accord のイメージリーダーとしての役割を強化した。縮小するクーペ市場のなかで生き残るには、今以上の魅力が必要と考え、セダンとの外装共用部品を減らし、クーペをより個性的でオリジナリティを強く打ち出す方向へ進化させた。セダンとの違いを強調しながら、同時に Accord ファミリーとして繋がりを感じさせるバランスに配慮した(Fig. 12)。

パーソナルカーとしての性格を際立たせ、セダンより60mm 短いショートホイールベース化により運動性能がみえる骨格となっている。ドライビングポジションのさらなる低位置化とリヤ席空間の再構築により、スリークなキャビンを持ったダイナミックなフォルムを特徴としている。絞りを強めたキャビンによるボデーショルダの張り出しは、



Fig. 11 Interior colors



Fig. 12 Sedan and coupe

このクーペスタイリングの見せ場である。野生動物の脚を支える鍛えられた筋肉のように、しなやかに変化していく塊の面構成は、造形担当者の腕の見せ所である。また、この厚みのあるフェンダとアウトパネルは製造部門のプレス成形技術の高さに支えられて実現している。

フロントまわりは、厚みのある一体型バンパでさらに押し出しの強いものとし、プロジェクタ式ヘッドライトの採用で、セダンとファミリーでありながら、よりシャープで精悍な顔つきとした。リヤまわりも一体感を強調するバンパ造形など、使い勝手優先のセダンに対して、スタイリングのプライオリティを高くし、スポーティな外観となっている (Fig. 13)。

7. 世界の Accord

Accord はアジアにおいても重要な存在となっている。

アジアでは、車そのものの存在価値の違いもあり、Accord は高級車の位置づけとなる。Accord と家が同価格という地域もあるほどである。アップスケールを目指したボデーの大型化は、アジアにおける Accord の役割も考慮したものであった。そのため、エクステリアは過度な加飾の追加などはおこなわず、地域に則した法規対応などの小変更にとどめたが、灯体レンズカラーのクリア化やリヤフォグライトガーニッシュの追加等で熾装品の充実をはかった。

インテリアは、広さ感や爽快感を目指した基本骨格は同じであるが、マテリアルの変更や快適装備の追加によりいっそう上級感を増した個性あるものとなっている。

日本市場では、先代同様 INSPIRE の名称で販売される。



Fig. 13 Accord coupe



Fig. 14 INSPIRE

インテリアカラーは専用のコーディネートを取り入れ、ブラック内装の中に少し色味を持たせた素材を組み合わせることで深みを感じさせている。ボデーカラーもハイライトにやや色味の出るブラック(プレミアムブラキッシュパール)をラインナップし、大人の艶っぽさを表現した (Fig. 14)。

8. 最後に

新型 Accord はセダンの魅力を最大限に引き上げた車である。仕様や名称の違いもあるが、世界中の多くのお客様に豊かさを感じていただける車に仕上がっていると信じている。

空間の拡充、ボデーサイズの大型化をしながらも、空気抵抗の低減やVCM⁽¹⁾などの技術により、燃費も改善している。

この新型 Accord の方向性が、めまぐるしく変化する世界の環境・経済状況に適合するかを判断するには、もう少し時間が必要だろう。Honda が Accord という車を通じ、長い時間をかけて築き上げてきたお客様との信頼関係が、より一層深まることを願っている。

参考文献

- (1) 瀬川誠, 熊谷和英, 佐藤隆治, 田村勇一, 藤原幹夫:
V6 新可変シリンダシステムエンジンの開発, Honda
R&D Technical Review, Vol.20, No.1, p.33-39

■著 者■



澤井大輔



萩原泰一



田上秀樹



荒木圭一

FREEDのデザイン

Style and Design of FREED

大橋 昭彦*
Akihiko OHHASHI
服部 明洋*
Akihiro HATTORI

小池 欧介*
Ohsuke KOIKE
橋本 栄子*
Eiko HASHIMOTO

要 旨

FREED は、「Free Life Creation」というコンセプトのもと、都市部での使い勝手と廉価であることを考慮しながら、コンパクトなサイズの中に、5ナンバーユーティリティーミニバンの空間と乗用ミニバンのスタイリングを高次元で両立させた。いわば世界最小本格ミニバンとして開発した。

その中でエクステリアデザインは、STEPWGNのようなユーティリティーミニバンの骨格と、STREAMのような乗用ミニバンの骨格を融合した「トライアングル・スクエア・フォルム」を「カービング・アート・サーフェース」で包むことにより、躍動感のあるフォルムを実現させた。

インテリアデザインでは、「心地よさ」「使いやすさ」「広さ」をテーマに、レイアウト以上の広さが感じられるよう各所に視覚的工夫を取り入れた造形をした。その結果、車内にいながら「オープンカフェ」のような爽快で、楽しく、気持ちの良い空間を実現した。

ABSTRACT

Developed in pursuit of “Free life creation”, the FREED might be described as the world’s smallest full-scale minivan. While keeping the vehicle both convenient for city drivers and relatively affordable, we have succeeded in combining the roominess of larger utility minivans with the styling of sporty wagons.

The dynamic exterior fuses the frames of a utility minivan (such as the STEPWGN) and a multi-passenger vehicle (such as the STREAM) in a shape combining a triangle and square enveloped in graceful curving surfaces.

Inside, visual cues around the cabin create the illusion of greater space affording a sense of comfort, convenience, and expansiveness. The stimulating ambiance of an open-air café is captured in an enclosed space for a pleasant and enjoyable interior environment.

1. はじめに

MOBILIO は 4.07m という短い全長の中に、3列シートミニバン価値を取り入れた車であった。

コンセプトはもちろん技術的にもデザインの的にも革新的で、2001年のデビュー後、競合各社から後続車が次々と現れた。

しかし、全長の短さにこだわったことで、ミニバンとしての広さが十分でなかったため、ユーザにコンパクトミニバンの良さを伝えきれなかった。

そこで、コンパクトサイズの中に大人(身長約 185cm)が3列それぞれに座ることのできる、最小の本格ミニバンを創るという発想が生まれた(Fig. 1)。

*四輪開発センター

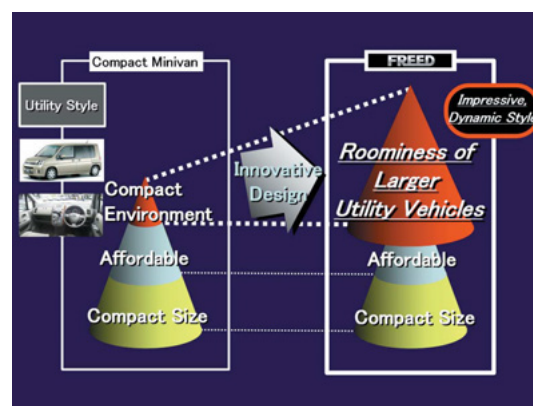


Fig. 1 Approach to development

Fig. 2 に FREED の開発コンセプトとデザインを示す。

世の中のコンパクトミニバンは、そのサイズから扱いやすさ、経済性はもちろん、7人乗れることや多彩なシートアレンジなど、小さなサイズの中で広さや使い勝手を特徴としていた。

しかし、グループインタビューなどの調査をおこなうと、実際に7人乗ると窮屈だったり、いくつものシートアレンジは使われていなかったり、買った人たちの期待に答えているとはいえなかった。そのため、もう一度原点に戻ってコンパクトミニバンの価値とは何かを見つめ直し、広さと利便性をコンパクトサイズの中で徹底的に高めることに目標を定めた。

コンパクトなボデーサイズの中で大人が7人乗れて、しかも快適であること、どのドアから乗っても、自由にどの席にも行けるフリーウォークスルーを実現すること、これらを要件として開発を進めた。



Fig. 2 Development concept

2. パッケージレイアウト

コンパクトなボデーサイズの中にミニバンの本質である広さと利便性を最大限に構築するため、新設計の低床フラットフロアを採用した(Fig. 3)。

また、薄型の燃料タンクなどの採用により、小さな子供が1人で乗り降りできる地上高を実現すると共に、ゆとりの7人乗りキャブテンシートによるフリーウォークスルーを可能とした。

さらにフロント足元フロアを一段下げる工夫により、1列目から3列目までのエレベーションを十分なものとした結果、どの席に座っても見晴らしが良く心地良い開放感を実現した。

街中での取り廻しやすさを向上させるため、死角を減らしたフロントピラー、前下がりのサイドウィンドウ、中央が絞られたリヤピラー、中央下端を下げたリヤウィンドウ形状などの採用で、誰でも安心して運転できる見晴らしの良い視界にもこだわった(Fig. 4)。



Fig. 3 Approach to vehicle package

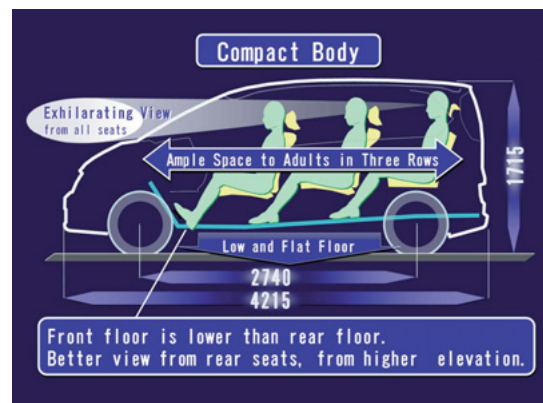


Fig. 4 Vehicle package highlights

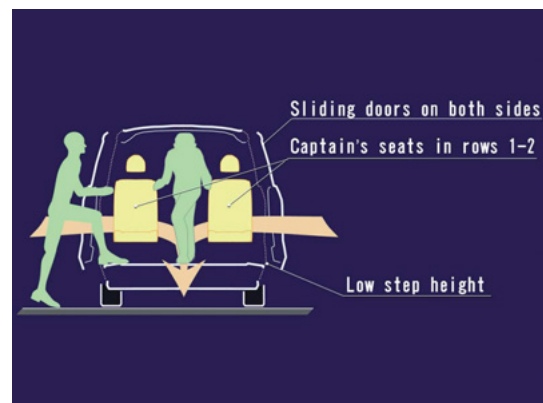


Fig. 5 (a) Easily access to rows 1-3



Fig. 5 (b) Cargo area accommodates bicycles

ミニバンにかかせない荷室のユーティリティも万全とし、日常の買い物から自転車まで楽々載せられるスペースとパーサティリティを備え、低床と十分な開口高さなど、積載性にも配慮し優れた使い勝手を実現した [Fig. 5 (a), (b)]。

3. エクステリアデザイン

「Free Life Creation」を具現化するために、いままでのコンパクトミニバンには無い、新しい骨格を創り上げることを目指した。

シート1列目より前は乗用ミニバンをイメージさせるトライアングル骨格、2列目以降は居住スペースと荷室ユーティリティを高めるためのスクエア骨格とし、この二つの骨格を融合させた「トライアングル・スクエア・フォルム」を基本モチーフとした (Fig. 6)。

この斬新な骨格「トライアングル・スクエア・フォルム」

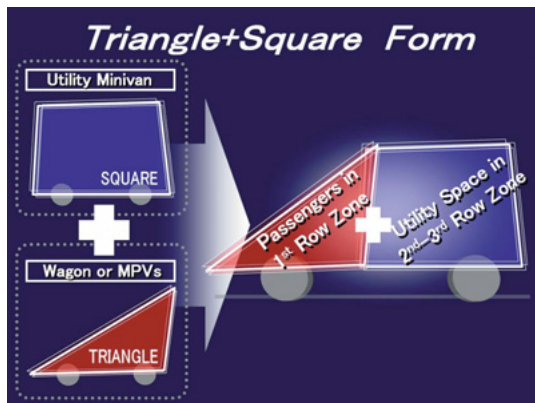


Fig. 6 Exterior design highlights (1)



Fig. 7 Final rendering



Fig. 8 Final rendering

をベースにして、より車に動きを与えるために、有機的でダイナミックな「カービング・アート・サーフェース」で全体を包むことにより、止まっているときでさえ走る姿が見えるような一塊のダイナミックなデザインとした。ボデーに刻み込まれたシャープなラインと、そのラインを浮き彫りにする豊かな面の表情は他のどのクルマにも似ていない個性となっている。

緻密に刻み込まれたキャラクターラインは、面からスッと現れて、いったん深くなり徐々に浅くなって、やがてまた面へと溶け込む。さながら彫刻のような陰影のグラデーションを生み出し、デザインチームが「官能パネル」と呼んで造り込んだ曲面は、実際に触れれば誰もが感じ取れる豊かさ、手込み感を備えている (Fig. 7, 8)。

車の動性能と安心感という本質をコンパクトなボデーに凝縮させながら、洗練された街にあっても埋もれることのないエモーショナルなスタイリングを創り出した (Fig. 9)。

Fig. 10, 11 に最終エクステリアデザインを示す。



Fig. 9 Exterior design highlights (2)



Fig. 10 Final exterior



Fig. 11 Final exterior

4. インテリアデザイン

インテリアデザインでは、さまざまな視覚的工夫などにより、寸法以上の広さを感じさせる爽快空間に使いやすさを融合し、車内にいながら楽しく、爽快で、気持ちの良い「オープンカフェ・インテリア」をコンセプトとした(Fig. 12)。

インストルメントパネルでは、アッパー部は人を包み込むラウンドとし、ロア部は広さを感じさせるようにアッパーとは逆ラウンドの造形とし、視覚的に気持ちの良い広がりを持たせる造形とした。操作系ではオーディオ系とヒーターコントロール系とを上下に明確にゾーン分けをおこなうことで、わかりやすさと使いやすさを実現した。

またメータは瞬間認知しやすく、視線移動が少ないアウトホイールメータを採用することで、視認性とドライバ周りの広さ感を実現した(Fig. 13)。

ドアライニングはインストルメントパネルから繋がる前部と、アームレストや大型ロアポケットなどの人が触れる



Fig. 12 Approach to interior design



Fig. 13 Instrument panel



Fig. 14 Door lining

後部を分割したデザインとすることで、広さ感の強調と機能のゾーン分けをハッキリさせるデザインとした(Fig. 14)。

シートは上位機種のフレームを採用することにより、一クラス上の座り心地を達成するとともに、フロントおよびセカンドのシートバック背面をそぎ落とすことで、乗員の膝周りの広さを確保し、さらにヘッドレストを浮かせるなど、室内をより広く感じさせる工夫を各所に入れ込んだデザインとした。

ユーティリティでは、使いやすいところにトレイ、カップホルダ、ポケットなどを設置し、特にカップホルダはカフェのテイクアウトカップなども対応するサイズとした。

また、フロントドアの大型ロアポケットには、折り畳み傘や小さなバッグも入るワイドタイプを採用した。

ルーフは極力凹凸を少なくし、各ウインドウからの光を取り入れやすい形状と明るいルーフ色を採用することで、ルーフ全体の明るさと楽しさ、広さ感を実現した。

5. カラーデザイン

5.1. エクステリア

外装色は、躍動感溢れるスタイリングをより引き立てることを一番に考え、ヨーロッパなどの洗練された街にあって埋もれることが無い上質感溢れる洗練されたラインナップとした(Fig. 15)。

明るい日差しの中にあっても、夜の街にあっても映える色としてテーマカラーを「プレミアム・ナイト・ブルー・パール」に設定した。ガラスフレークを配合することによって、豊かな煌きを放ち、一色の中にカラー変化を生む特徴がよりいっそう FREED の美しいボデーを引き立て、透明感のある輝きを演出している(Fig. 16)。

他のラインナップは、上質な中にも華やぎを感じるバスクレド、定番の黒ではなく、光の効果で紫色にも見えるブラキッシュパール、明るく瑞々しいルミナスブルーパール、ホワイトパール、ライトシルバーのアラバスターシルバーとガンメタルのポリッシュドメタルメタリックである。

著作権上の理由により非表示

Fig. 15 Exterior color options

5.2. インテリア

「お気に入りのカフェにいるような気持ちのいい空間」を創ることを目指し、ニュアンスのあるコーディネートとなるよう、ベーシックながらも微妙な色使い、シート表皮のレイヤード模様、ルーフ色など全体にわたりそのテイストを活かした(Fig. 17)。

内装カラー

ベース内装は、基本色はブラックとグレー、ピラーと天井はクールアイボリー、フロアはグレー、という構成とした。さらにドアライニングを縦基調のデザインを活かすために、リヤサイドライニングにかけて、ブラックとグレーを



Fig. 16 Inspirations for exterior colors



Fig. 17 Interior inspirations



Fig. 18 Coordinated interior color scheme

交互に配色した。こうすることで、フロントからリヤに続く広い室内にメリハリ感を出し、モダンな空間を演出している(Fig. 18)。

天井色

ルーフ色に新色の「フレンチクールアイボリー」を採用することで、外からの光をより一層明るく見せ、この明るさがさらに広さ感に繋がっている。

シートファブリック

ファブリック色は、クールアイボリーとブルーイッシュなブラックの2色とした。どちらも FREED の専用新色であるが、基本内装色が1色であるのに対して、シートカラーを2色持つことで、一方はフレンチカフェ、一方はナイトカフェという全く異なる世界を演出している。柄は、広さ感を感じるレイヤード模様とし、風合いのよいスエード調のトリコットを設定した。

6. まとめ

FREEDはコンパクトなサイズのなかに、広くて使いやすいという、かつてない本格ミニバン価値を創造した。乗る人が多くのストレスから解放され、自由に使える車であること、そしてお客様を魅了する先進スタイリング、上質な走行性能、コンパクトならではの扱いやすさと経済性など、商品魅力をより高めた。

「乗って、走って、降りるまで、乗る人すべてに快適で使い勝手に優れた空間であること」という Honda ミニバンの信条をコンパクトサイズの中ではじめて形にした。

小さなボデーにミニバンの魅力を凝縮した車、革新価値「世界最小本格ミニバン」の誕生である。

■ 著 者 ■



大橋 昭彦



小池 欧介



服部 明洋



橋本 栄子

新型 FIT 用トルクコンバータ付き CVT の開発

Development of CVT for 2008 Model Year FIT

山口 正 明*
Masaaki YAMAGUCHI
葦 澤 英 夫*
Hideo NIRASAWA

大 瀧 光 郎*
Mitsurou OOTAKI
戸 塚 博 彦*
Hirohiko TOTSUKA

伊 藤 敬 介*
Keisuke ITO

要 旨

低燃費と爽快な走りの両立を目指した二代目 FIT に新開発の 1.3L, 1.5L クラスのトルクコンバータ付き CVT を搭載した。この CVT での主な技術として、発進方式を従来の発進クラッチからトルクコンバータに変更、プーリ軸間を 143mm から 156mm に拡大、ファイナルレシオのハイレシオ化、別軸配置の小径オイルポンプ、クリープ制御システム、発進ロックアップクラッチ(L/C)制御システム等を採用した。

これらの技術により前モデル FIT CVT に対して伝達効率を 1.7% 向上すると共に、トルクコンバータの発進時トルク増幅効果により、低燃費と爽快な走りを達成した。

ABSTRACT

A newly developed 1.3 L, 1.5 L class CVT with a torque converter was mounted in the second generation FIT, which is aimed at realizing both higher fuel economy and exhilarating acceleration performance. The main technologies used in the new CVT are the changeover of the start-off method from the conventional start-off clutch to a torque converter, the increase of the pulley distance from 143 mm to 156 mm, the adoption of a high gear ratio, and the adoption of an oil pump driven with a small radius rotor via a chain, a creep control system, and a start-off lockup clutch (L/C) control system.

As a result of these technologies, the transmission efficiency was 1.7% higher than that of the previous FIT CVT, and the torque amplification effect of the torque converter during launch enabled the achievement of higher fuel economy and exhilarating acceleration performance.

1. まえがき

近年、地球規模の環境問題に対する対策が注目される中 CO₂削減に向けた燃費向上が重要となってくる。その上で、車の持っている魅力である走る楽しさも求められている。このようなニーズに対して、燃費効率に優れた CVT^{(1), (2)}を 1996 年モデル以降採用してきた。FIT のフルモデルチェンジにあたり、低燃費と発進性能を両立させる FIT 用トルクコンバータ付き CVT を開発したので、この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

トップレベルの低燃費と発進性能を両立させるため、下記 3 項目を開発のねらいと定めた。

- (1)フリクション低減、ハイレシオ化、クリープ制御、L/C 制御による高い伝達効率
- (2)トルクコンバータによるスムーズかつ力強い発進性能
- (3)FIT クラスに適したコンパクト CVT

3. 基本レイアウトと主要諸元

新型 FIT 用トルクコンバータ付き CVT(以下、本 CVT)の主断面図を Fig. 1 に示す。

2002 年モデル「Fit」(以下、旧モデル)からの主な変更点は、発進機構にトルクコンバータを採用、高容量かつ高効率な小径オイルポンプを別軸配置、プーリベアリング配置の変更、金属ベルトフリクション低減のためプーリ軸間拡大などが挙げられる。外観図を Fig. 2 に、主要諸元を Table 1 に示す。

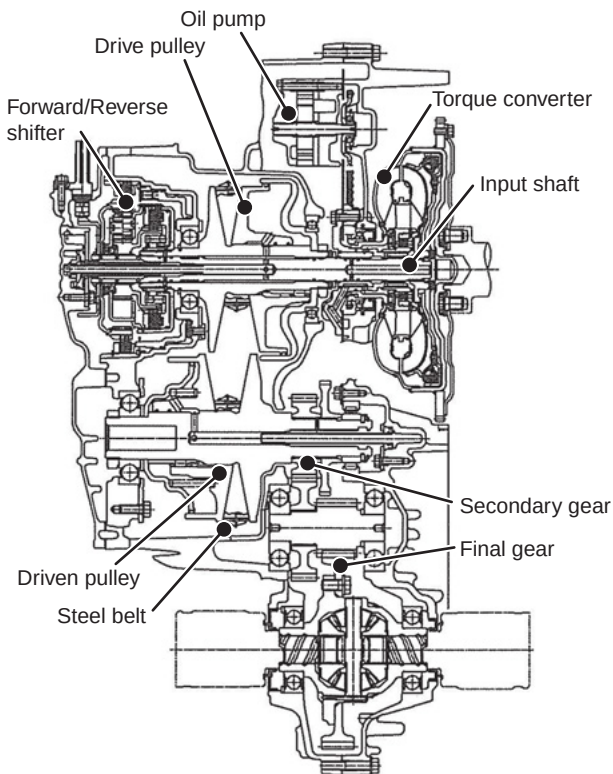


Fig. 1 Main section of CVT

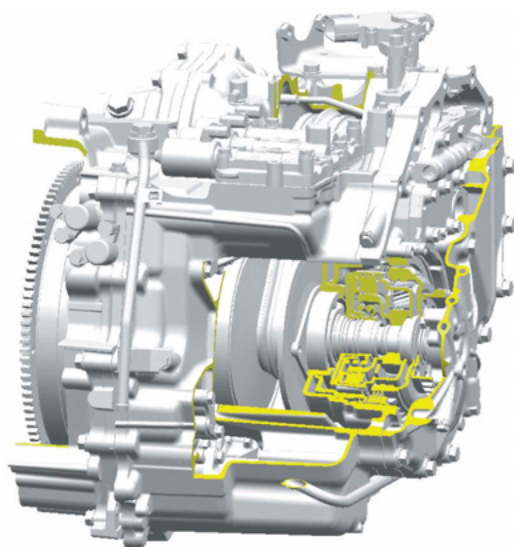


Fig. 2 Image of CVT for new FIT

Table 1 CVT specifications

		2008 model FIT	2002 model Fit
Engine specifications	Type	1.3L i-VTEC	1.3L i-DSI
	Max. power [kW/rpm]	73/6000	63/5700
	Max. torque [N·m/rpm]	127/4800	119/2800
Ratio	LOW OD	2.419 0.421	2.367 0.407
	Secondary	1.266	1.333
	Final	3.875	4.333
	RVS planetary	1.024	1.785
Dimension	Overall length [mm]	361	349
	Pulley axis length [mm]	156	143
Weight (Wet) [kg]		77.6	74.5

4. 主要構造

4.1. パッケージングの考え方

本 CVT では旧モデルのケース構成と軸配置および制御系配置⁽¹⁾を踏襲した上でトルクコンバータを配置した。

トルクコンバータ配置による全長増加分を、小径オイルポンプの別軸配置化、ドライブプーリカバーベアリング支持構造等の技術により補い、コンパクト化をおこなった。

4.2. トルクコンバータ

4.2.1. トルクコンバータ採用のねらい

旧モデルでは、発進方式に湿式多板式クラッチを採用していた。トルク増幅機構がないため、発進時の必要駆動力を確保できる低いギヤレシオを設定する必要があった。そのためクルーズ走行時のギヤレシオも低くなり、エンジン回転が上がり燃費向上の余地が残されていた。

本 CVT では、トルクコンバータを採用することでギヤレシオを旧モデルに対し14%ハイレシオ化し、発進駆動力とクルーズ走行時のエンジン回転低下による燃費向上の両立を図った。

4.2.2. トルクコンバータ径の小径化

本 CVT では、1.3L 用に搭載されている従来 AT 用トルクコンバータに対して、ポンプ、タービン、ステータ、ブレードを最適化設計することで、流路径を15%縮小(φ190)し重量を18%低減した。

またロックアップクラッチは、極低速領域からロックアップを可能とするため、ロックアップクラッチサイズを

φ 208 に拡大した。

トルクコンバータ断面図を Fig. 3 に示す。

4.3. 別軸配置小径オイルポンプ

4.3.1. オイルポンプ基本レイアウト

旧モデルではオイルポンプをインプットシャフトで直接駆動するレイアウトであったが⁽¹⁾、本 CVT では、スプロケットとサイレントチェーンを介して駆動する別軸配置のレイアウトを採用した。Fig. 4 に構造を示す。

別軸配置することで、全長短縮となり、かつオイルポンプロータを小径化できフリクション低減を達成した。

4.3.2. 高圧対応

トルクコンバータを採用したことによりオイルポンプに要求される吐出流量および吐出圧が増大する。

必要油圧は旧モデルの 3.5MPa から 5.5MPa に増加し、そのために生じるハウジングの変形による吐出性能の低下を防止するため、FEM解析によりアルミダイカスト製ポンプカバーの剛性を最適化することで、高圧での吐出性能確保を図った。

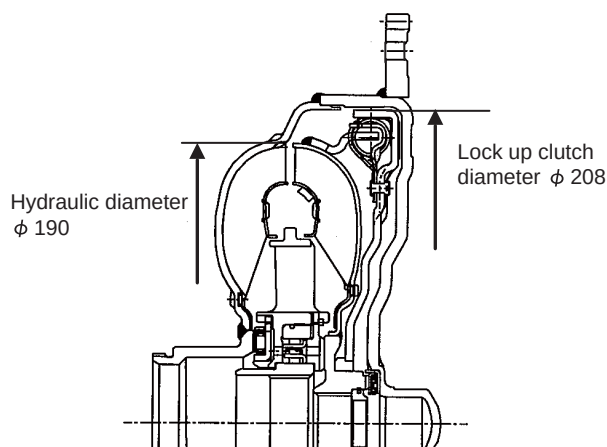


Fig. 3 Structure of torque converter

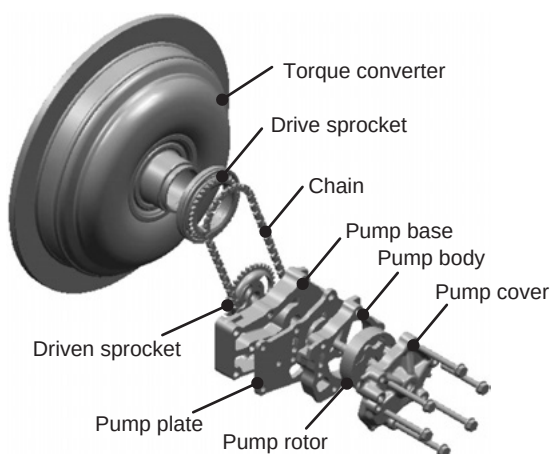


Fig. 4 Structure of oil pump

4.4. ドライブプーリカバーベアリング支持構造

ドライブプーリを支持するベアリングを軸に直接勘合せずプーリカバーに配置することにより、ドライブプーリ全長を 18mm 短縮した。Fig. 5 に構造を示す。

旧モデルのプーリカバーは油圧反力分の荷重のみを受けるのに対して、本 CVT のプーリカバーはベアリング支持荷重も受けることになる。ベアリング支持荷重分も考慮したプーリカバー形状とすることでプーリカバーにベアリング配置することが可能となった。

4.5. プーリ強度

プーリについては、ドライブ、ドリブン各々組み付け状態での FEM による応力解析、変形量解析をおこない形状の最適化を図った。

ドリブンプーリ支持部は、従来ドリブンプーリとセカンダリギヤの間に配置していた。本 CVT では、ドリブンプーリの強度と変形量の最適化を図るため、セカンダリギヤの外側にベアリングを配置し、ドリブンプーリシャフト V 面根元応力を 15% 低減した。Fig. 6 にベアリング配置と応力解析結果を示す。

4.6. 金属ベルト強度

トルクコンバータ適用による高トルク化に 24mm ベルトにて対応するために、本 CVT ではインギヤ過渡時等においてベルトに過大な入力が入らないように電子制御スロットル(DBW)によるトルク協調制御を適用した。

これにより従来制御に対して、ベルト負荷を 50% 低減することができ、24mm ベルトにて耐久性を確保することが可能となった。

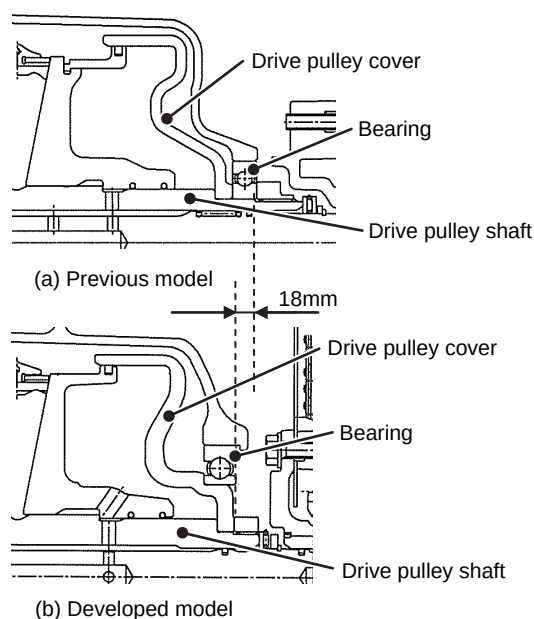


Fig. 5 Comparison of drive pulley bearing layout

4.7. ケース強度

高トルク対応をおこなうため、FEMによる応力解析、合わせ面シール解析をおこない、各部ケース形状の最適化を図った。

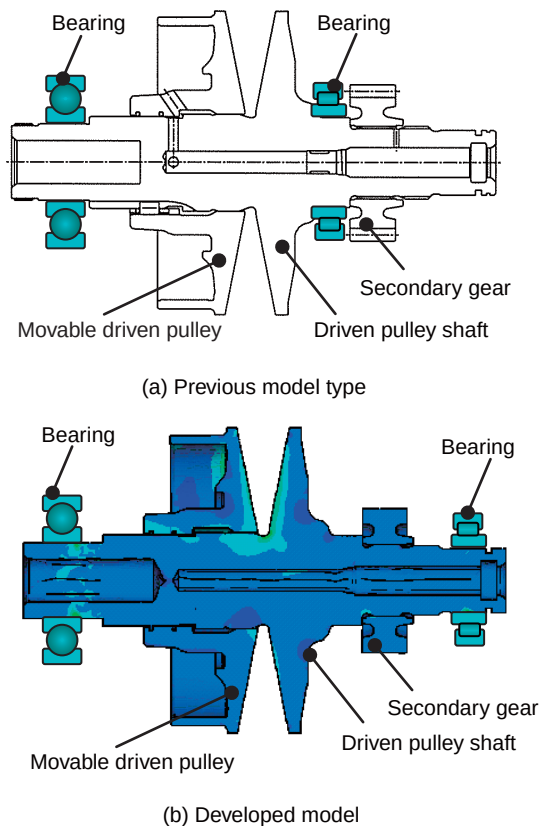


Fig. 6 Comparison of driven pulley bearing layout

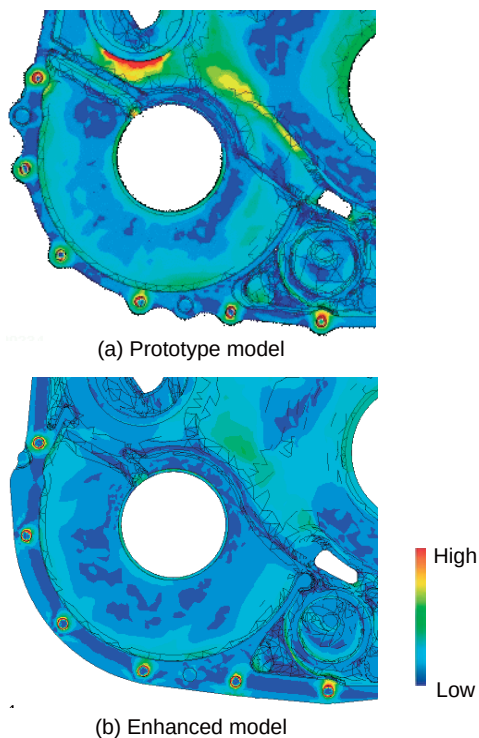


Fig. 7 Transmission case stress distribution

Fig. 7にファイナルギヤ周りの応力解析結果を示す。ファイナルギヤ周りのケース肉厚増加とリブの最適配置により、ケース強度を確保した。

5. 伝達効率向上技術

5.1. フリクション低減技術

CVTフリクションの3大要素は、金属ベルト、オイルポンプ、オイル攪拌である。それぞれのフリクション低減技術について説明する。

5.1.1. 金属ベルト

ベルトフリクションは、プリー軸間を大きくすると低減する傾向にある。Fig. 8にプリー軸間に対するフリクション変化を示す。しかし軸間を大きくするとトランスミッションのサイズも大きくなってしまふ。本CVTのプリー軸間は、フリクション低減量とトランスミッションサイズの最適設定として、156mmと設定した。その結果、旧モデルに対して8%のフリクション低減を達成した。

5.1.2. オイルポンプ

旧モデルと比較してアウターロータ外径で13%の小型化を図り、エンジン1回転当たりの吐出量を26%増加させながら、旧モデル同等の駆動トルクを達成した。

5.1.3. オイル攪拌

トランスミッション総油量を低減し油面を下げることでオイル攪拌抵抗を減らすために有効であるが、潤滑性能が課題となる。本CVTでは、デファレンシャル部の潤滑性能確保のため、Fig. 9に示すようにギヤでかき上げられたオイル(A部)をリブと溝にてデファレンシャルギヤへ効率よく流し込む構造とした。この構造により、油面を下げて潤滑性能が確保でき、フリクション低減が可能となった。

5.2. トランスミッションフリクション

前項で述べた各要素の改良技術により、旧モデルに対して、金属ベルトは8%のフリクション低減、オイルポンプは同等のフリクションとした。その他オイル攪拌などによるフリクションは、トルクコンバータ採用によるトルク増加

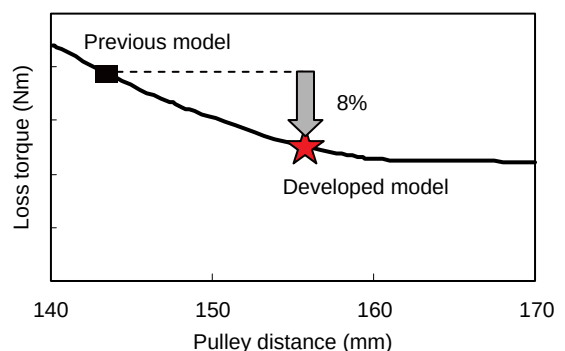


Fig. 8 Loss torque of CVT belt

に伴い各ギヤが大きくなったが、攪拌抵抗の低減によりフリクション増加を最小限とした。

トランスミッションフリクションは、旧モデルに対し、5%の低減を達成した。そのフリクション内訳を Fig. 10 に示す。

5.3. ECU 制御技術

5.3.1. クリープ制御

アイドリング中にフォワードクラッチ容量を低下させ、クリープトルクを低減させることにより、アイドリング時のフリクションを低減した。Fig. 11 にクリープの動力伝達状態を示す。クリープが発生するアイドリング状態ではタービン以降の回転要素は完全に停止しているが、クリープ制御状態になるとフォワードクラッチ容量を低下させることによりタービンが回転し始め、トルクコンバータのポンプとタービンの相対回転数が減少しフリクションが低下する。これによりアイドリング中のフリクションを70%低減させた。

登坂路では傾斜センサにより勾配を検出しクリープ制御を停止し、通常クリープ力とすることで従来 AT 同等の登坂商品性を確保した。

5.3.2. 発進 LC 制御

本 CVT では極低速領域のロックアップ領域を拡大する

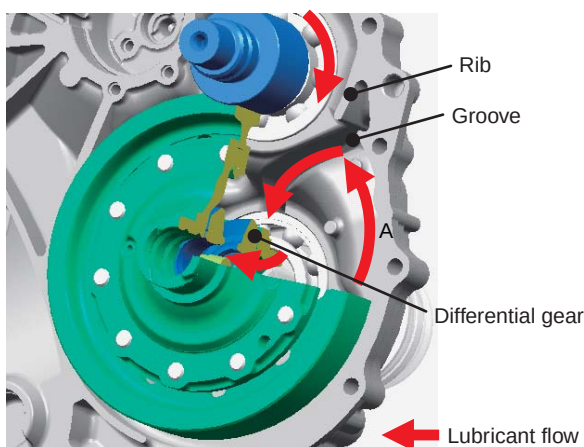


Fig. 9 Lubricant flow at differential gear

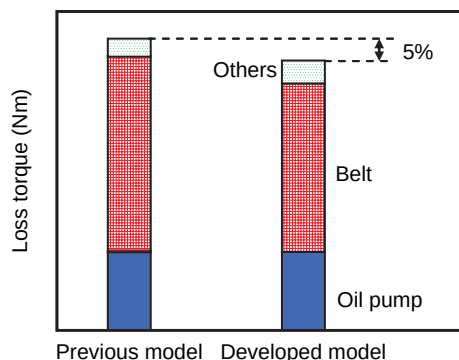


Fig. 10 Comparison of loss torque

ことにより発進時の効率向上をおこなった。

ロックアップクラッチ径のサイズアップとロックアップ領域の拡大により、発進時のトルクコンバータのスリップロスを改善し、エンジン回転の吹け上がりを約 300 rpm 低減した。Fig. 12 に低速ロックアップ発進時のエンジン回転特性を示す。

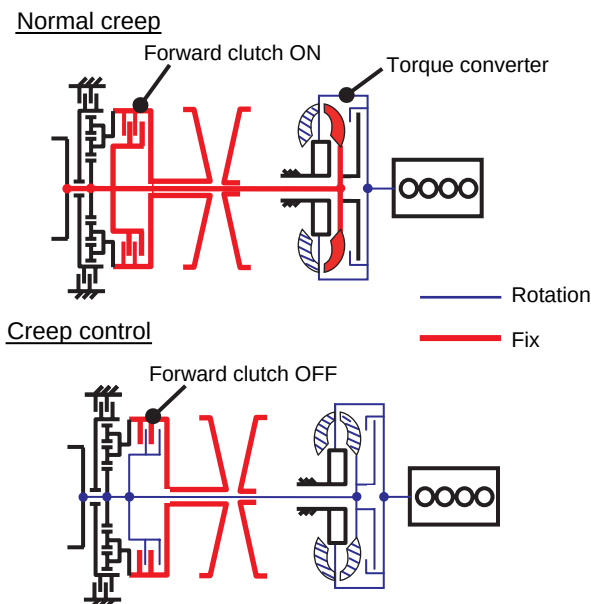


Fig. 11 Power transfer at creep control

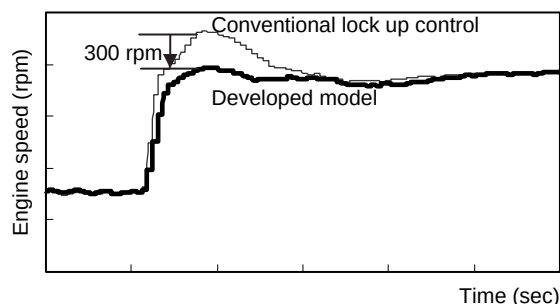


Fig. 12 Comparison of engine speed at launch

6. まとめ

FIT 用のトルクコンバータ付き CVT を開発し下記の結果が得られた。

- (1)フリクション低減、ハイレシオ化などにより旧モデルに対し 1.7%の効率向上(Fig. 13)を達成した。
- (2)トルクコンバータの採用により旧モデルに対してピークGの立ち上がり時間を短縮し(Fig. 14)、力強い発進性能を達成した。
- (3)コンパクト化技術により、トルクコンバータを採用しつつ、サイズ拡大を最小限に抑えた搭載性の良い CVT を開発できた。

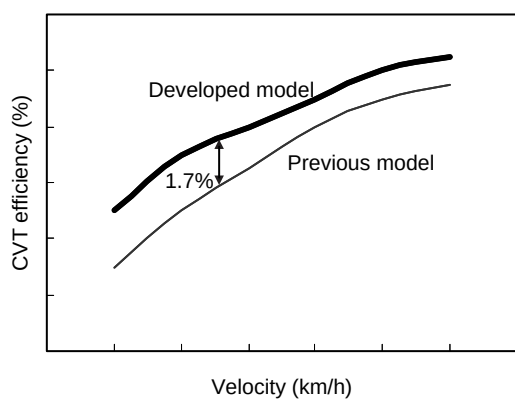


Fig. 13 Comparison of CVT efficiency

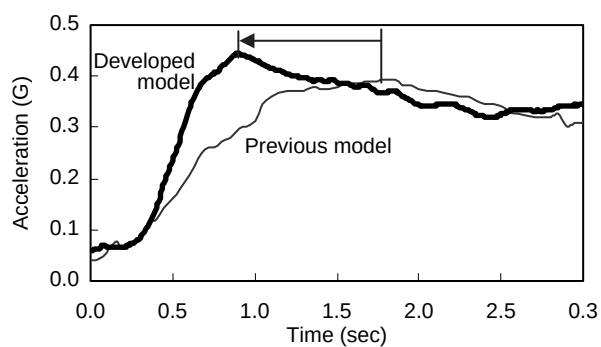


Fig. 14 Comparison of launch acceleration characteristics

参考文献

- (1) 角誠, 國井久史, 藤本修一, 一條秀治, 長谷川隆, 福島幸彦: フィット用新 CVT の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.67-76
- (2) 佐藤洋一, 浦野純司, 大橋章人, 左久間信次, 山口正明: 新型Odyssey用CVTの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2, p.87-94

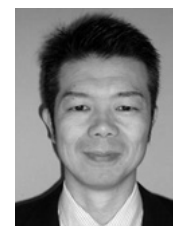
■ 著 者 ■



山口正明



大瀧光郎



伊藤敬介



葦澤英夫



戸塚博彦

New Analysis Technology for Automotive Chassis Sensitivity of Steering Wheel Vibrations Induced by Tire-Wheel Imbalance or Brake Torque Fluctuation

Jinghong Yu*

Brian Nutwell*

Brian Brickner*

ABSTRACT

A simulation model for analyzing vehicle chassis sensitivity for the vibrations caused by tire-wheel imbalance and brake torque fluctuation has been developed. Nonlinear elements, such as detailed steering power assist system, frictions and nonlinear bushings are taken into consideration. The simulation model is extensively correlated with laboratory excitation tests in both frequency and time domain. The model is then used to analyze the mechanism of chassis sensitivity, and as a result, contributing chassis vibration modes and influential chassis factors are identified. The analysis results are further correlated with vehicle on-road tests with specification changes in critical factors. Reliable correlation between simulated and measured trends is achieved.

1. Introduction

Chassis vibrations induced by tire-wheel imbalance and brake torque fluctuation are phenomena that affect overall vehicle driving comfort. For purposes of this paper, the vibration of the steering wheel and the chassis system caused by tire-wheel mass imbalance is called “steering shimmy” or “shimmy”, while the vibration induced by braking torque variation during a brake maneuver is referred as “brake judder” or “judder”. Steering shimmy and brake judder are the combined effect of the transfer path characteristics of the chassis system and the excitation force input from the tire-wheel or brake system.

In the typical transfer path for steering shimmy and brake judder, the excitation forces are initially transmitted into the suspension through the front wheel spindles, exciting the vibrations of the suspension system. As the primary path from the suspension to the steering system, a majority of the vibration energy is transferred to the steering rack through rigid body motion. As the secondary path, vibration energy is also transmitted to the steering gearbox through structural flexible body motion. The vibration is then transferred to the steering wheel through the steering system. For a certain level of excitation input, the vibration can be either amplified or attenuated along the transfer path from the road wheel to the steering wheel, depending on the characteristics of the chassis system.

In the automotive industry, some efforts have been made in analyzing the transfer path of steering shimmy and brake judder^{(1)-(4), (7)}. However, many of the existing analysis tools or methods can not produce satisfying results, in terms of nonlinear characteristics, due to over-simplified modeling. Some of the factors which are often overlooked include detailed power steering system, system frictions, and the nonlinearity of bushings, as well as detailed correlation with experimental measurement.

To better understand the transmission mechanism of the chassis system and to help develop design strategies for reducing steering and chassis vibrations, we set out to develop an effective analysis technology. For analytical purposes, the excitation forces can be decoupled and evaluated separately from the chassis response. Excitation can be measured directly on the vehicle, i.e. using an instrumented road wheel, or on a component level using a brake dynamometer or similar equipment. The measured excitation forces can then be used as an excitation input to the CAE models of chassis response.

In this research, the following specific activities are undertaken:

- (1) A multi-body simulation model is developed for a nonlinear, coupled front chassis system which uses a MacPherson strut suspension and hydraulic power steering. Detailed steering and suspension systems, bushing-isolated sub-frame, frictions of joints, the

* HONDA R&D AMERICAS, INC.

displacement dependence of bushings, and a simple model for the tire and wheel are included in the modeling. The primary path, that is, the rigid body transfer path, is mainly considered.

- (2) The model is validated by laboratory excitation tests under various levels of excitation force in both frequency and time domain.
- (3) The simulation model is used to analyze the transmission mechanism of vibrations in the chassis transfer path. Contributing chassis vibration modes are discovered and important chassis factors are identified.
- (4) The analysis results are further correlated with vehicle on-road tests with specification changes in some critical factors. Comparisons of simulated and measured trends of steering shimmy and brake judder are illustrated.

2. Modeling Approach

A multi-body simulation environment is used to build the simulation model, due to the low-frequency nature of steering shimmy and brake judder phenomena and the software capability of assembling different sub-systems. Custom model templates and sub-systems are created to capture critical elements affecting vibration behavior⁽⁸⁾.

2.1. Model of Front Chassis System

A multi-body-simulation model for the nonlinear, coupled vibration characteristics of the full front chassis is created by the inclusion of the sub-system models of steering, suspension, and a virtual test rig, as illustrated in Fig. 1.

A custom model template is built for the power steering system. Mechanisms such as rack-pinion gear, steering column, universal joints, a rubber coupler and steering wheel, are modeled first. The model is then made to represent hydraulic power-assisting system (HPS) or electric power-assisting system (EPS), as needed. As an example, HPS is only referred hereafter. The power-assisting system is modeled as a flow-source-valve-cylinder system^{(5), (6)}. The control valve consists

of two pairs of orifices, of which the flow cross-sectional areas are functions of the angular displacement of the control valve. Fluid inertia and compressibility are considered in the system connection pipes. Compressibility of the fluid in the steering cylinders is taken into consideration. Possible backlash in the steering rack-pinion gear is also modeled.

During the modeling of the suspension system, a MacPherson strut type of suspension is considered. The stabilizer bar, sub-frame and powertrain mass and inertia properties are also included. The sub-frame attachment can be selected between bushing-isolated and rigidly-mounted on the vehicle body by a switching parameter.

A virtual test rig is created which can accommodate suspension preload from braking or drive torque, the mass and stiffness of the tire-wheel assemblies, as well as multiple degree-of-freedom excitation forces to the spindles. Friction-free bearings are modeled and included to support the tires on the ground. Measured excitation forces are used to define the excitation forces.

2.2. Model Parameters

As one of the nonlinear elements of the chassis system, friction is important for low-frequency vibration phenomena. During this study, frictions in the steering and suspension systems are included in the simulation model, such as:

- (1) Friction between the rack and the gearbox housing.
- (2) Friction torque between the gearbox input shaft and the gearbox housing.
- (3) Friction torque between the pinion and the gearbox housing.
- (4) Friction torque between the input shaft and the pinion.
- (5) Friction torque of steering column universal joints.
- (6) Friction torque at the ball joint between the knuckle and the lower control arm.
- (7) Friction torque at the ball joint between the knuckle and the spindle.
- (8) Friction torque at the ball joint between the knuckle and the tie rod.
- (9) Friction torque at the ball joint between the tie rod and the rack.
- (10) Friction torque between the drive shaft and the spindle.

In order to ensure numerical simulation stability and replicate a realistic friction profile, a particular velocity-dependent friction law is used to describe the frictions. Figure 2 illustrates a comparison of the velocity-dependent friction and Coulomb friction. Obviously, Coulomb friction preserves the discontinuity at null relative velocity, and the discontinuity will cause unstable solution in simulation. Meanwhile, Coulomb friction is against physical phenomena where kinetic friction is usually lower than static friction. The proposed velocity-dependent friction profile allows the static friction to exponentially decay to the kinetic one, while guarantying continuity at zero relative velocity. The kinetic friction is defined as 70% of the static friction (a percentage commonly accepted for engineering friction assumption), and the static friction is determined as the measured break-through level.

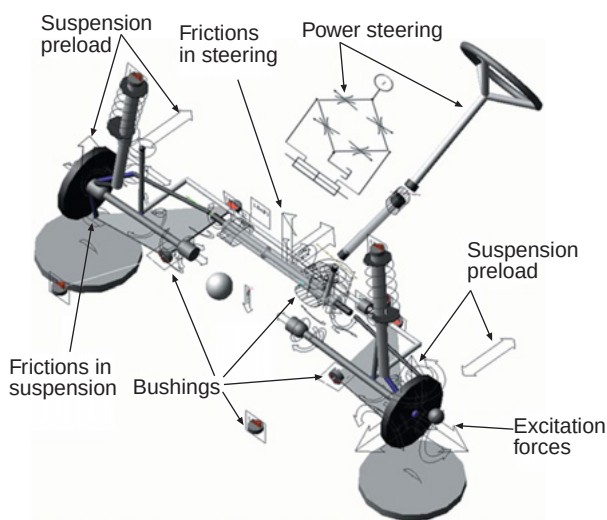
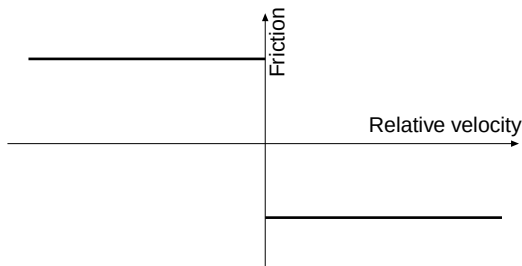


Fig. 1 Multi-body-simulation model of front chassis system

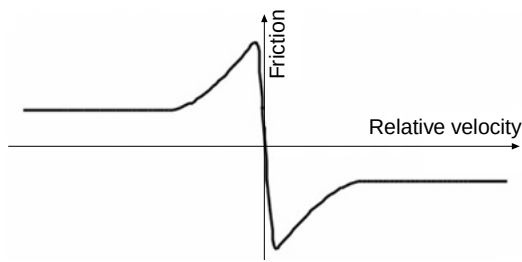
Steering gearbox mounting bushings and suspension bushings are characterized under appropriate displacement. Stiffness and damping coefficients for the bushings are determined by experimental measurement for various frequencies and displacements. For a suspension hydro-bushing, both displacement and frequency dependence must be considered. However, for a conventional rubber bushing, within the normal frequency range of shimmy and judder phenomena, the stiffness and damping coefficients vary significantly with displacement but do not change greatly with frequency. In such a case, displacement-dependent bushing model is appropriate.

In order to understand the major contributions of excitation forces and quantify vertical and longitudinal components of preload for steering shimmy and brake judder, vehicle tests are performed on a SUV to measure the six-degree-of-freedom forces acting on the front wheels. During the tests, steering shimmy is reproduced by driving the vehicle at a speed at which maximum steering wheel vibration is detected with a known unbalanced wheel, while brake judder is duplicated by decelerating the vehicle from high speed at a certain level of deceleration with an induced front brake torque variation.

Let us define the coordinate system of the forces (F_x , F_y and F_z) and moments (M_x , M_y and M_z) acting on the front wheels as that X-components are in the vehicle longitudinal direction with positive toward front for the left wheel and toward rear for the right wheel, Y-components in the lateral direction with positive toward outbound of the vehicle, and Z-components in the vertical direction with positive toward up.



(a) Coulomb friction

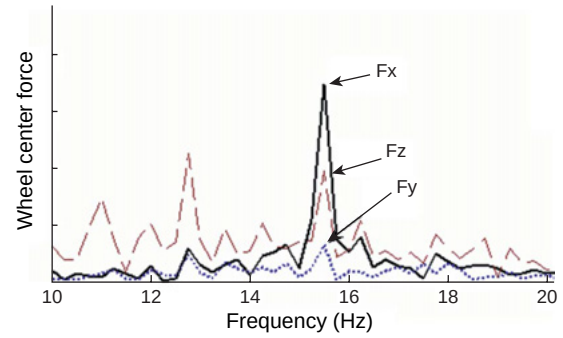


(b) Velocity-dependent friction

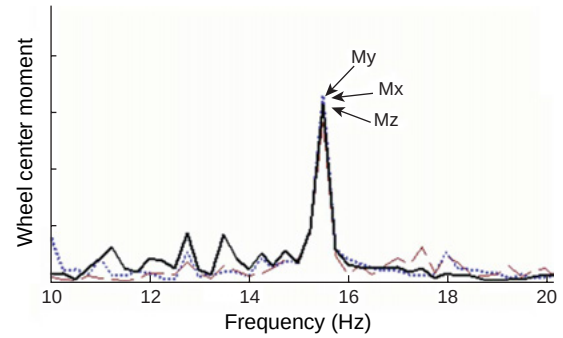
Fig. 2 Velocity-dependent friction profile used in simulation and its comparison with Coulomb friction

Figure 3 shows the force measurement results for steering shimmy. It is found that the peak of steering shimmy appears at around 14Hz-16Hz for the vehicle under test. It is revealed that F_x , M_y , M_z and M_x are the major contributions for the excitation input of steering shimmy. Similar results are obtained for brake judder phenomena. In addition, suspension preload forces and vehicle weight transfer during brake judder measurement are detected by examining the measurement data in time domain.

The experimentally determined excitation forces, such as F_x , M_y , M_z and M_x for shimmy mode, are then inputted into the simulation model through the definition of a six-component general force at the spindles. Since the purpose of this study is to analyze the chassis sensitivity of steering shimmy and brake judder from the spindles to steering wheel, it is appropriate to excite the chassis system at the spindles during simulation. The generation mechanism of the excitation forces and the transmission characteristics of the brake system and tires are not required and discussed here.



(a) Forces acting on spindle



(b) Moments acting around spindle

Fig. 3 Excitation forces for steering shimmy

3. Validation by Excitation Test

To validate the front chassis model, a laboratory excitation test is needed to reproduce the vibration behavior of the steering wheel and chassis systems during shimmy and judder modes.

There are several existing excitation test methods used by the automotive industry. In these existing methods, the vehicle under test is commonly excited

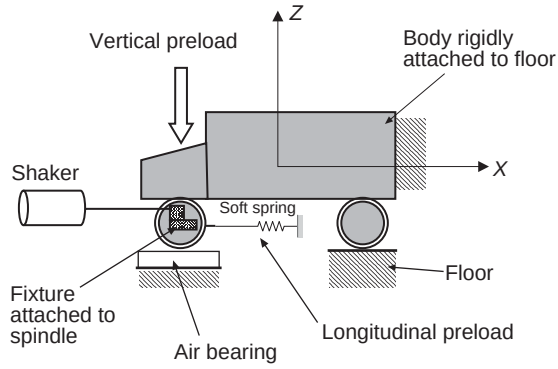
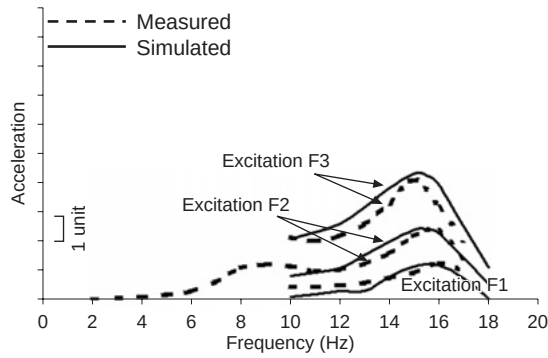


Fig. 4 Laboratory excitation method

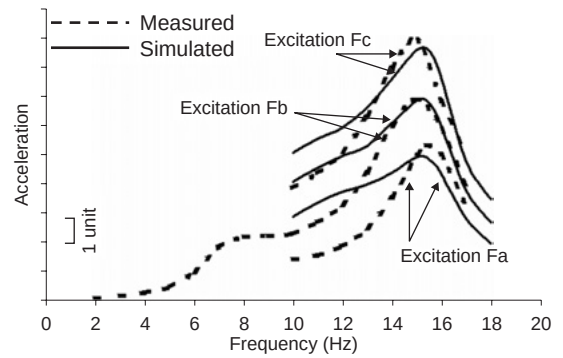
through tire contact patch, which results in limitations such as the difficulty in applying suspension preload, the limitation to single-directional excitation, the need for understanding tire characteristics to derive the transmissibility of chassis system from test, and the variation of excitation input.

A new excitation test method is designed here to address these issues. The basic test capabilities with the new method, as shown in Fig. 4, are as follows:

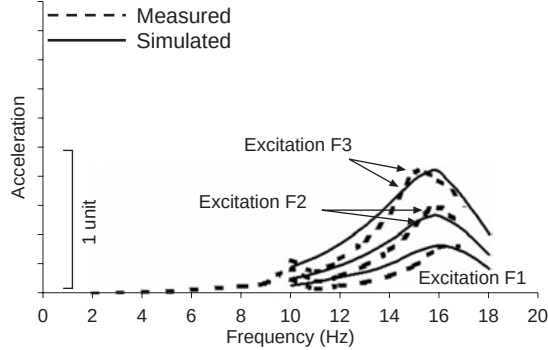
- (1) Vertical and longitudinal preload to front suspension.
- (2) Multi-directional excitation input at spindle.
- (3) Direct measurement of chassis transmissibility from spindle to steering wheel.
- (4) Stable excitation and repeatable results.



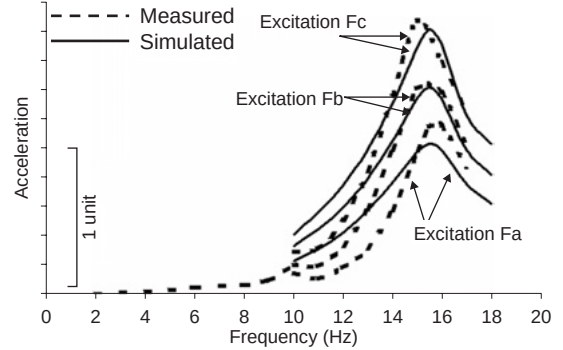
(a) Steering wheel



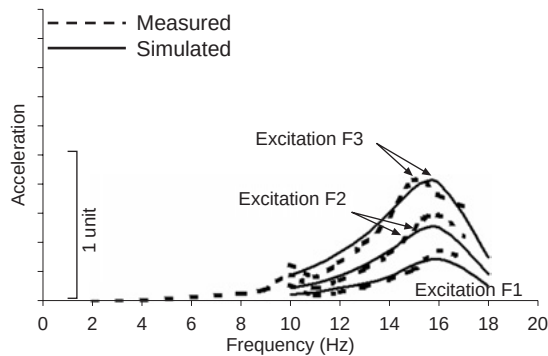
(a) Steering wheel



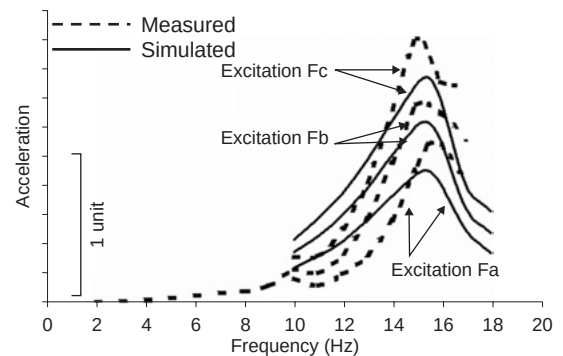
(b) Steering rack, lateral



(b) Steering rack, lateral



(c) Knuckle, lateral



(c) Knuckle, lateral

Fig. 5 Simulated and measured accelerations for shimmy mode under different excitations (frequency domain)

Fig. 6 Simulated and measured accelerations for shimmy mode under different excitations (frequency domain)

During the excitation testing, the brake is locked for brake judder mode testing, while unlocked for steering shimmy mode testing. The validation work is mainly focused on the rigidly-mounted sub-frame condition.

The simulation model is validated by frequency sweep tests under various levels of excitation amplitude. Figure 5 shows the simulated and measured accelerations at steering wheel and other different locations under three different levels of excitation input, for steering shimmy mode in frequency domain. A very good agreement is shown between the simulation and measurement of chassis vibrations under various excitation forces, in terms of both peak amplitude and peak frequency. Similar agreement is revealed for brake judder mode, as illustrated in Fig. 6. Those results confirmed that the simulation model can predict the peak amplitudes and peak frequencies for both steering shimmy and brake judder with high accuracy.

Time waveform data at judder peak frequencies for three different excitation input forces are shown in series in Fig. 7. It is seen that the simulation can yield waveforms very similar to the measured ones. Meanwhile, the nonlinear vibration characteristics of the chassis system are revealed on the non-sine-waveform response of the steering rack and knuckle to a pure sine waveform force input. As shown in Fig. 7 (c) and (d),

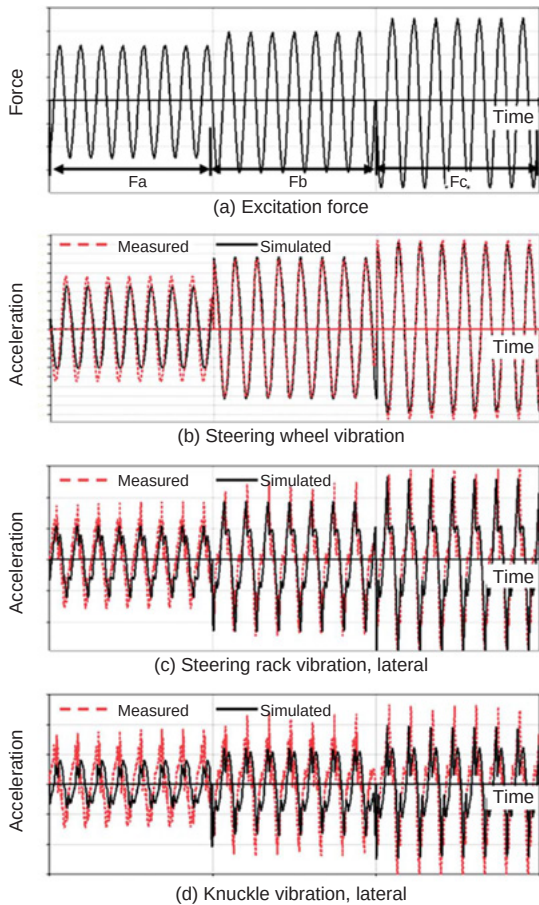


Fig. 7 Simulated and measured acceleration time waveforms for judder mode under different excitations

these nonlinear characteristics are also predicted by simulation very well. Similar results are achieved for steering shimmy mode.

4. Mechanism Study

4.1. Influential Chassis Modes

The simulation model is used to identify the dominant chassis vibration modes and how they are coupled. This is done by a linear analysis around the equilibrium operating point. As the result, the following two critical chassis modes are discovered in the frequency range of interest for both steering shimmy and brake judder modes⁽⁹⁾:

- (1) Suspension fore-aft out-of-phase mode.
- (2) Steering wheel rotational mode.

The overall chassis sensitivity is the combined effect of these two dominant vibration modes. Modal coupling phenomenon may occur between those two modes, if they are not separated appropriately. That is, if the frequencies of the modes are too close, the vibration will be amplified twice due to the resonances in both suspension and steering systems at the similar frequencies. This kind of modal coupling mechanism will eventually cause very high level of vibration at the steering wheel. Figure 8 shows the simulation results for the following three different conditions, respectively:

- (1) Independent response of the steering mode.
- (2) Independent response of the suspension mode.
- (3) Overall response of the two chassis modes.

It can be seen that in the case of the independent response of either the steering mode or the suspension mode (this can be achieved by moving the other mode far away from the frequency range of steering shimmy/brake judder), the steering wheel vibration is very low. However, when both of the chassis modes exist, the level of steering wheel vibration becomes much higher, due to the modal coupling mechanism. Building on this understanding to lower the chassis sensitivity of steering shimmy and brake judder, design emphasis can be put on the reduction of the peak amplitude of suspension fore-aft out-of-phase mode, the increase of the peak frequency of the suspension mode, or the reduction of the peak frequency of steering wheel rotational mode.

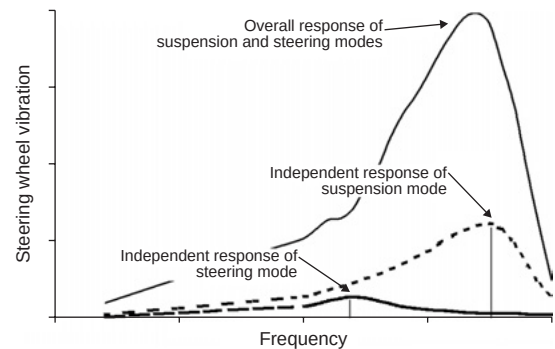


Fig. 8 Coupling mechanism of chassis modes to generate final vibration at steering wheel

4.2. Influential Chassis Factors

Now that the chassis model has been validated, it can be used to perform a virtual design of experiment (DOE) to efficiently identify what factors have the greatest influence on the peak amplitudes and frequencies of steering shimmy and brake judder.

Two objective functions for the DOE process are defined to capture the effect of factors on steering shimmy and brake judder. Objective 1 is defined as the maximum amplitude of steering wheel vibration, while Objective 2 is referred as the frequency at which steering wheel vibration peak occurs, during a frequency sweep run. The frequency range is set wide enough to cover frequencies of possible factor combinations. Quadratic response surface method is applied to create the design matrix for the simulation runs and to fit polynomials to the results of the simulation.

Based on the virtual DOE analysis, influential factors are identified. Among the influential factors are the locations of suspension geometric points, the mass and inertia of the suspension and steering components, characteristics of the mounting bushings, frictions in the chassis system, pressurized area of the steering cylinder, and steering ratio.

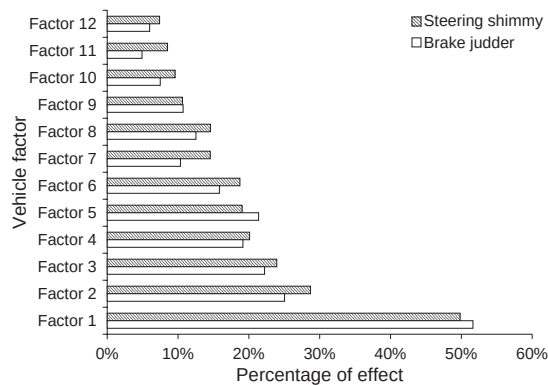


Fig. 9 Top influential factors and their effect on maximum amplitude of steering wheel acceleration when their specifications change from -10% to 10%

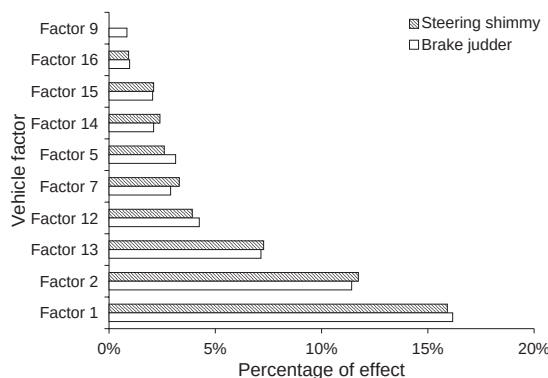


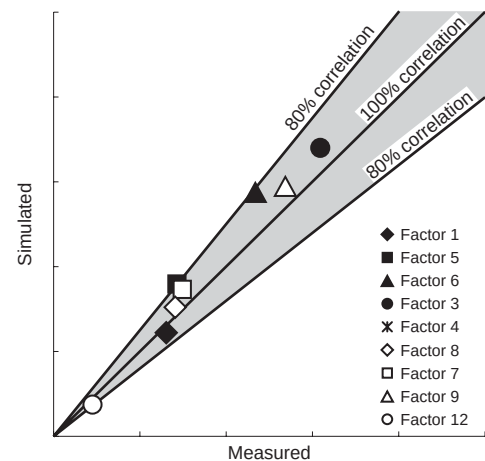
Fig. 10 Top influential factors and their effect on peak frequency of steering wheel acceleration when their specifications change from -10% to 10%

Figure 9 shows the ranked effect, or relative importance, of top influential factors for the peak value of steering wheel acceleration for shimmy mode and judder mode, respectively, while Fig. 10 illustrates the most influential factors for the peak frequency of steering wheel acceleration. It is observed that due to the similarity of chassis transfer path for both steering shimmy and brake judder, the factors exhibit similar importance rankings for both modes.

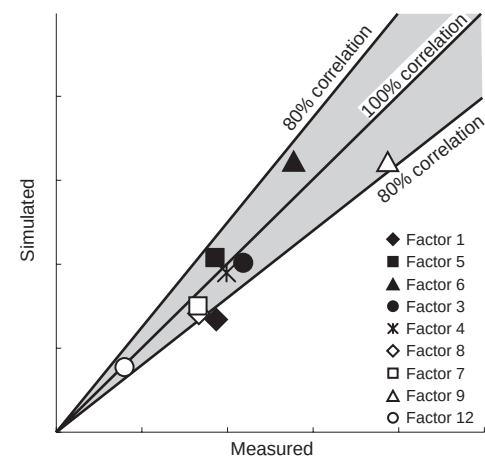
5. Correlation with Vehicle Tests

The simulation results are further confirmed with vehicle on-road shimmy and judder tests. Several top influential factors are selected, and test parts are accordingly designed to deviate from nominal specifications. The relative changes of steering shimmy and brake judder with the change of specifications of those factors are measured by vehicle on-road tests and then compared with simulation results. Based on the repeatability of on-road tests, the target for the correlation between test and simulation is set to 80%.

Figure 11 shows a correlation between measured and



(a) Percentage of steering shimmy change



(b) Percentage of brake judder change

Fig. 11 Correlation of simulated and measured change in steering shimmy and brake judder with change of factor specifications

simulated percentage change of shimmy and judder due to the change in part specifications. It is shown that the correlation between the simulated and measured results is within 80% for almost all factors considered, for both steering shimmy and brake judder modes. Therefore, it is demonstrated that the simulation can predict the effect of specification changes with good accuracy.

6. Conclusions

A new analysis technology for analyzing vehicle chassis sensitivity for the vibrations induced by tire-wheel imbalance and brake torque fluctuation has been established. A multi-body simulation model was created for a coupled front chassis system consisting of power steering, suspension, bushing-isolated sub-frame, tire-wheel, and a virtual excitation rig. Nonlinear elements, such as detailed power-assisting system, frictions and nonlinear bushings have been taken into consideration. The model has been extensively validated by laboratory excitation tests.

The simulation model was then used to analyze the transmissibility mechanism and quantify the relative importance of chassis factors. Contributing chassis vibration modes and influential chassis factors were efficiently identified. To further verify the simulation results, vehicle on-road tests were conducted to measure the effect of specification changes of key factors on shimmy and judder. Reliable correlation has been demonstrated between simulated and measured results.

The simulation tool developed here can be used to help quantify the effect of proposed specification changes through simulation during vehicle development, and has made it possible to enhance development efficiency and vehicle performance. In addition, the knowledge gained here about chassis modal coupling and relative importance of chassis factors are useful to establish design enhancement strategies for steering shimmy and brake judder in future models.

References

- (1) Ligonde, S., Farahmand, S.: Nibble Sensitivity Correlation between Experimental Data and Virtual Prototyping Using ADAMS/Vibration, North American ADAMS User Conference (2002)
- (2) Meltinger, T.: Investigation of Shimmy with Multibody Simulation Methods, 5th Stuttgart International Symposium on Automotive and Engine Technology (2003)
- (3) Takegawa, T., Ohhara, T., Wakabayashi, Y.: Brake Judder and Shimmy Simulation Technology Development, 18th Symposium of International Association of Vehicle System Dynamics (2003)
- (4) Kim, B. S., Song, S. H., Kim, J. H., Park, K. H.: Vehicle Ride Comfort and Brake Judder Dynamics Analysis Considering Nonlinear Characteristics, SAE Technical Paper, 2003-01-1614 (2003)
- (5) Yu, J., Slattengren, J., Motoyama, K.: Modeling and Factor Analysis of Hydraulic Power Steering Systems

for Rotational Steering Vibration by Using MSC.ADAMS, MSC.Software Virtual Product Development Conference (2004)

- (6) Yu, J.: An Analysis of Fluid-Mechanically- Coupled, Non-Linear Rotational Vibration Sensitivity of Automotive Hydraulic Power Steering Systems, International Mechanical Engineering Congress and Exposition (2004)
- (7) Meyer, R.: Brake Judder – Analysis of the Excitation and Transmission Mechanism within the Coupled System Brake, Chassis and Steering System, SAE Technical Paper, 2005-01-3916 (2005)
- (8) Yu, J., Nutwell, B., Brickner, B.: Analysis of Vehicle Chassis Transmissibility of Steering Shimmy and Brake Judder: System Modeling and Validation, SAE 2007 Noise and Vibration Conference and Exhibition (2007)
- (9) Yu, J., Brickner, B., Nutwell, B., Johnson, M.: Analysis of Vehicle Chassis Transmissibility of Steering Shimmy and Brake Judder: Mechanism Study and Virtual Design of Experiment, SAE 2007 Noise and Vibration Conference and Exhibition (2007)

■ 著 者 ■



Jinghong Yu



Brian Nutwell



Brian Brickner

2マイクによる高指向性デジタル信号処理を使った音声認識用車載マイクシステムの開発

In-vehicle Super-directive Microphone System for Speech Recognition
Using Nonlinear Signal Processing with Two Microphones

鹿野 俊哉*
Toshiya SHIKANO

渡部 純一**
Junichi WATANABE

松尾 直司***
Naoshi MATSUO

要 旨

北米での車載音声認識用に、車内の高雑音下における認識率向上を目的とする、デジタル信号処理を用いた高指向性マイクシステムを開発した。

助手席の声などの雑音に対し指向性雑音抑制率の高い新規高指向性アルゴリズムを採用し、これをエアコン、ウインドウの開け閉めなどの車内環境に適応するために、無指向性マイク素子、アナログハイパスフィルタを組み合わせたシステムを開発した。これにより、各種雑音環境下で認識率を向上させることができた。

ABSTRACT

A super-directive microphone system using digital signal processing has been developed for in-vehicle speech recognition systems for the North American market, in order to increase the recognition accuracy of these systems in high noise environments.

The developed microphone system uses a new super-directive algorithm with a high directional noise reduction rate that functions to reduce noise, such as passenger utterances. To enable adaptation of the algorithm to different in-vehicle noise environments, such as while operating the air conditioner and opening/closing the windows, the system also incorporates an omni-directional microphone and an analog high pass filter. The use of the new system increases recognition accuracy in a variety of noise environments.

1. まえがき

Honda では、北米音声認識ナビゲーションシステムを2003年モデル ACCORD から順次適用してきた。当社がおこなったユーザアンケート調査において、音声認識システムのユーザの使用頻度は高く、操作性も高い評価が得られた。一方、当社のテストでは通常のロードノイズにおいて十分な認識率が得られているが、ユーザの感じる認識率においてはさらなる向上を求める声が多く、実際の使われ方においても改善を図る必要があった。このため、認識を阻害する要因の中で、車内において想定される特に強い雑音に注目し、デジタル信号処理を用いた高指向性マイクシステムを車載音声認識用に開発した。

* 四輪開発センター

** 富士通株式会社

*** 株式会社富士通研究所

2. 車内雑音とその対策

2.1. 車内雑音

車内の雑音として以下の音源がある。

- ・ロードノイズ
- ・窓、サンルーフを開けた状態での風切り音
- ・エアコンの騒音、およびエアコン風のマイクへの直撃
- ・助手席など同乗者の話し声

これらを物理特性で分類すると、ロードノイズ、窓、サンルーフ開け時の風切り音、エアコンの騒音などは定常雑音に類する。助手席など同乗者の話し声は非定常(突発的な)雑音に類する。また、エアコン風のマイクへの直撃は、指向性マイクの構造上の特性として、風圧による振動板の壁へ

の張り付きによる異常信号のノイズである。これらをまとめると、

- ・ 定常雑音
- ・ 非定常雑音
- ・ 風圧による異常信号

に分類され、これらのノイズに有効なマイクシステムを検討した。

2.2. 非定常雑音と高指向性デジタル信号処理

車内の非定常雑音の代表として、同乗者の話し声がある。通学の送迎やショッピングモールでの買い物、レストランでの食事、家族旅行など、複数人乗車の機会が想定されるが、こうした場合、ナビなどの情報機器の操作も頻度が高い。

また、音声認識処理は、声の特徴を元に演算されるので、雑音の中では同乗者の声が認識に強く影響する特性を持っている。ドライバの声の認識を阻害させないための同乗者の声の抑制率は 20-30dB 必要であり、ホワイトノイズなどの雑音に対する認識限界 S/N 比が 10dB 弱であるのに対し、難易度が高い。

非定常雑音抑制の手段として、複数のマイクを用いた音源の到来方向によって必要な音声を分別する、遅延和アレイ、適応型ビームフォーム等の指向性制御⁽¹⁾の方法と、複数音源間の出力の独立性を想定した独立成分分析⁽²⁾を用いて分別する方法がある。しかし、指向性制御はマイクの数

少ないと抑制率を高くできない傾向にあり、独立成分分析は演算負荷が高く車載用としては現実的でない。したがって、二つのマイクで目標とする高い抑制率が得られる、新規高指向性デジタル信号処理⁽³⁾を選択した。

以下に新規高指向性アルゴリズムの原理を Fig. 1 に示す。

Fig. 1(a) のように、ドライバ発声の音波が二つのマイクに到達する際、到来方向によって一定の時間差を生ずる。この時間差を周波数軸変換してグラフにすると、Fig. 1(b) のように、ドライバの発声は右上がりの直線近傍にプロットされ、助手席側の声と明確に分離される。

新規高指向性アルゴリズムの効果を Fig. 2 に示す。ドライバ、助手席同乗者の発声を交互におこなった時の音圧レベルの時系列を Fig. 2(a) に示す。これを新規高指向性アルゴリズムで処理すると、Fig. 2(b) のように助手席同乗者の発声だけ選択的に強く抑制され、ドライバの発声だけ切り出すことができる。指向性制御ではあるが、人の聴覚に備わるカクテルパーティ効果⁽⁴⁾のように、あたかも雑踏の中からドライバの発声を聞き分けることを可能にする。

2.3. 風圧による異常信号と無指向性マイク素子

一般的に、車載の音声認識用、ハンズフリー電話用のマイク素子は、ドライバの声を選択的に拾いたいため指向性マイク素子が使われている。しかし、指向性マイク素子⁽⁵⁾、⁽⁶⁾は、Fig. 3(a) のようにエアコンの風をマイクに向けると音声信号に異常な信号を出力する。これは、Fig. 4(a) のように指向性を出すため振動板前面の音圧とマイク背面に回りこんだ振動板背面音圧とが干渉する構造であることに起因する。すなわち、指向性マイク素子は振動板背圧が開放さ

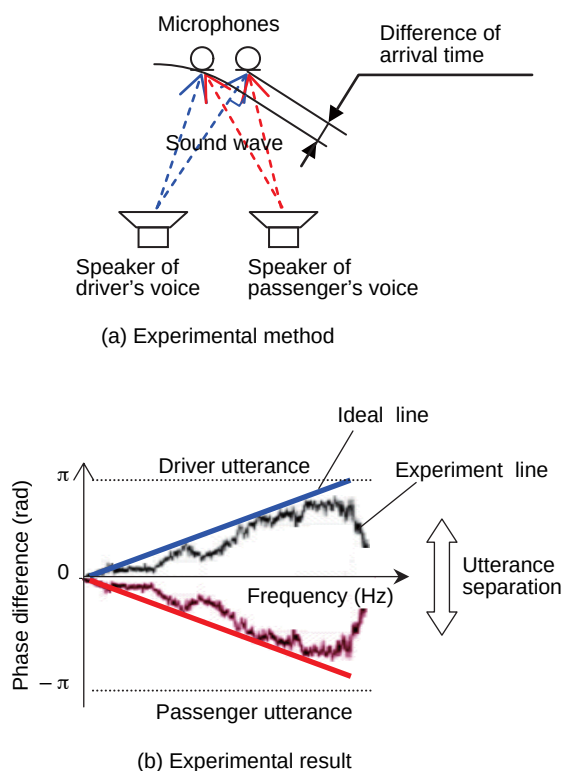


Fig. 1 Principle of channel separation between driver utterance and passenger utterance

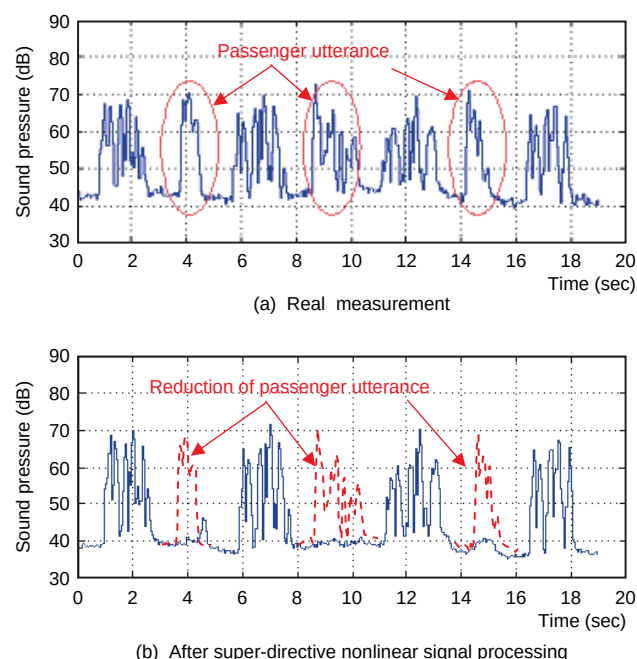


Fig. 2 Effect of channel separation

れており、振動板前面への風圧や、マイク素子にかかる振動などで音圧以外でも容易に振動板が変位する。このため振動板が前後の壁に張り付き、異常音を発する。これに対し Fig. 4(b) に示す無指向性マイク素子⁽⁷⁾は、振動板の大きな変位を背圧で押さえ込むため風圧等で容易に壁に張り付くことはなく、Fig. 3(b) に示すように信号出力に異常は現れない。

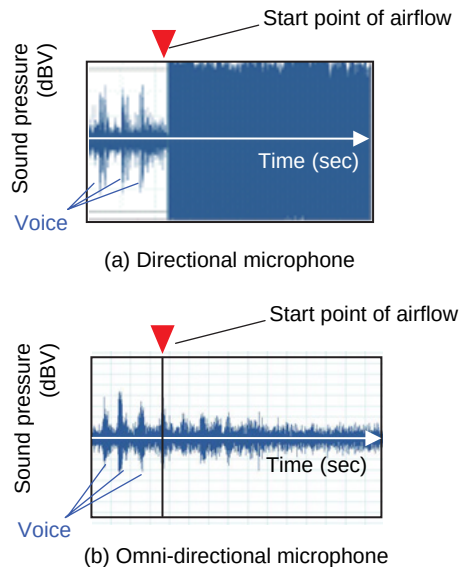


Fig. 3 Comparison of acoustic waves

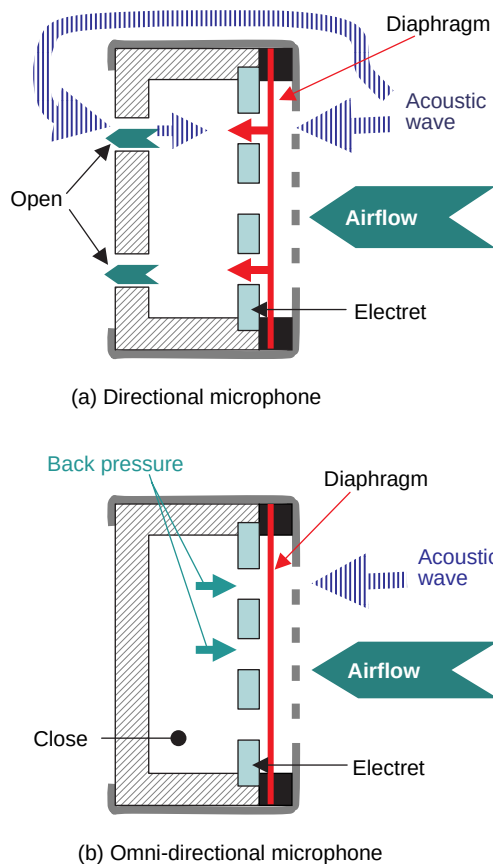


Fig. 4 Comparison of microphone structures

車内でマイクの設置されているルーフ前部は、Fig. 5 のようにダッシュボードのベント口より吹き付けるエアコン風を受けるレイアウトとなっている。したがって、風圧に影響されない振動板背面密封型(厳密には大気圧をキャンセルする差圧を抜く穴がある)の無指向性マイク素子が耐風圧には優れている。2個のマイク素子によるデジタル信号処理でドライバへの指向性を得て、指向性マイク素子以上のドライバ音声の品質が確保されることにより、風圧に強い無指向性マイク素子を初めて採用することができた。



Fig. 5 Direct airflow from air conditioner

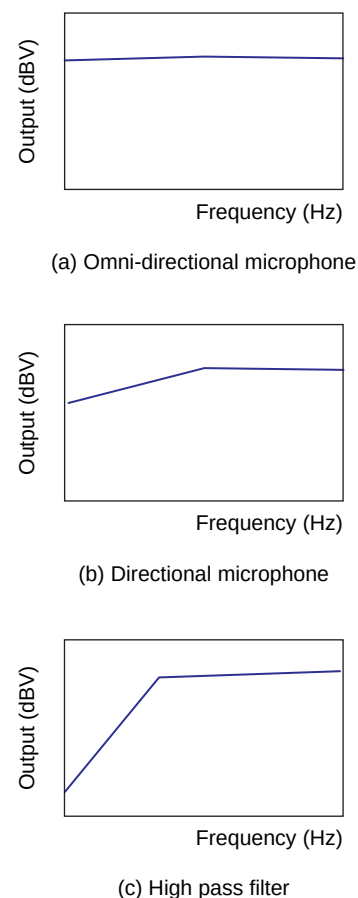


Fig. 6 Frequency response of microphone and high pass filter

2.4. 定常雑音とアナログハイパスフィルタ

定常雑音抑制の信号処理は、スペクトラルサブスクリプションなどさまざまな手法が考案されているが、雑音抑制率を高めると原音に対して処理後の音のひずみが大きくなるという傾向がある。音のひずみが大きくなると、後段の音声認識演算の中の音素を選択するための音響モデルとアンマッチが生じ、認識率が低下する懸念がある。

また、無指向性マイク素子の周波数特性 Fig. 6(a) は、指向性マイク素子の低域減衰特性 Fig. 6(b) と異なり、低域に集中する車内特有の定常雑音を減衰することができない。

そこで、強い抑制のデジタル信号処理を避け、かつ無指向性マイク素子の課題を解決する定常雑音抑制の手段として、アナログデジタル変換処理前に、Fig. 6(c) のように指向性マイク素子の低域減衰特性よりも急峻なアナログハイパスフィルタを設けた。ハイパスフィルタのクロスオーバー周波数は、使用する音声認識アプリケーションに必要な周波数以下に設定した。

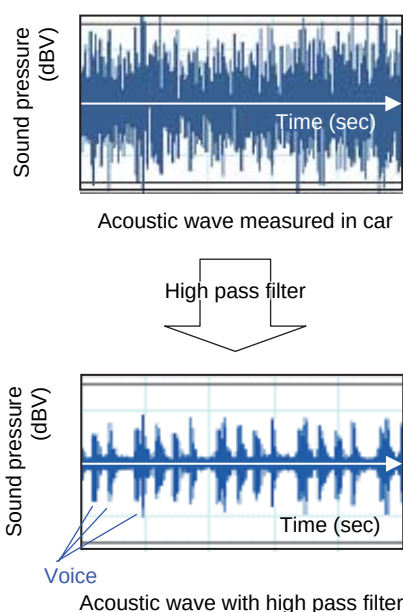


Fig. 7 Effect of high pass filter with omni-directional microphone

音声認識演算時も数十の周波数バンドでフィルタリングするが、デジタルに変換される前であるため、デジタル信号の情報量を高め、処理後の信号の品質を向上することができる。効果は Fig. 7 に示すように、低周波の雑音成分が抑制されて発声信号の S/N 比を改善する。

3. 車内雑音抑制システム

2.2. 節から 2.4. 節の、各項目の車内雑音環境に対応するため、新規高指向性アルゴリズムに、無指向性マイク素子の採用と、アナログハイパスフィルタを組み合わせ、高い雑音抑制性能を得る方法を開発した。開発した雑音抑制マイクシステムの概観を Fig. 8 に示す。

処理の流れを Fig. 9 に示す。ドライバの発声は二つのマイク素子で電気信号に変換され、二つの信号それぞれがハイパスフィルタを通り、その後アナログ・デジタル変換される。この二つの信号をデジタル信号処理に入力して高指向性の雑音抑制処理を施す。以上が Microphone unit の中でおこなわれる処理である。これから出力した信号を、カーナビゲーションユニットの中の Speech recognition engine に渡す流れになっている。こうすることにより、現行のカーナビゲーションユニットを変更せずに組み合わせて使用することができた。

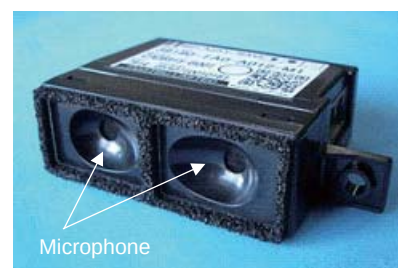


Fig. 8 Digital signal processing microphone unit

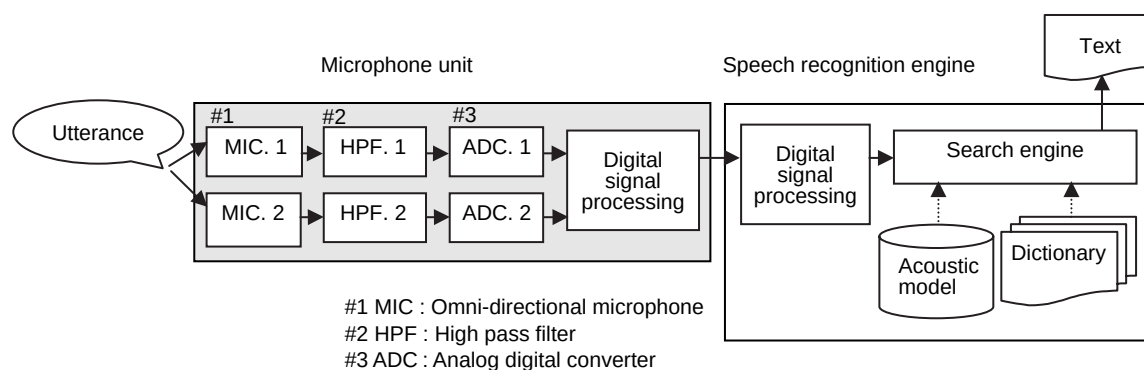


Fig. 9 Block diagram of voice recognition system

4. 結果

4.1. 非定常雑音の抑制効果

実車走行にて、ドライバのみの発話とドライバおよび助手席の同時発話について、新旧マイクの音声認識比較テストをおこなった。助手席の声は、音圧はドライバと同等で、発話区間がドライバの発話と重複し、かつドライバより長くなるようにした。

結果を Fig. 10 に示す。助手席の発話があっても高い認識率を確保することができた。

4.2. エアコン風当たり異常信号の抑制効果

アイドリングにて、エアコンを止めた状態、風量最大で風向き肩方向にした状態、同じく風向きを頭上方向(マイク方向)にした状態について、新旧マイクの音声認識比較テストをおこなった。結果を Fig. 11 に示す。

背面密封型である無指向性マイク素子の採用により、マイク素子にエアコン風が直撃しても高い認識率を確保することができた。また、エアコン風量最大時は、騒音自体も大きい。これは、エアコン噴出し口等での乱流音が車室容積で決まる共鳴音を発生させるため、後述のウインドスロップ現象⁽⁸⁾の一種である。騒音自体が大きいにもかかわらず高い認識率が得られたことは、2.4. 節で述べたアナログハイパスフィルタも有効に働いていることを示している。

4.3. 定常雑音の抑制効果

窓閉め、窓開けの各状態で音声認識テストをおこなった。窓開け走行テストでは、車内騒音が70dBA以上となり、通常の音圧での発話では声が雑音に埋もれS/N比が取れないため、発話の音圧をその時の S/N 比が数 dB となるよう

音圧を上げてテストした。

窓開け時は騒音が大きく会話が困難な状態であったが、Fig. 12 のように窓閉め時とほぼ変わらない認識率を得た。窓開けや、サンルーフ開け時の風切音は、ウインドスロップ現象による音であり、乱流音と車室容積に対するヘルムホルツ共鳴との連成によって発生する。したがって、音の中心周波数は車速によらず一定であり、車載マイクでは共鳴周波数の倍音を含め、約 300Hz 以下で影響を受ける。この共鳴音による雑音は急峻なアナログハイパスフィルタによって抑制されたため、音声認識率の低下を防ぐことができた。

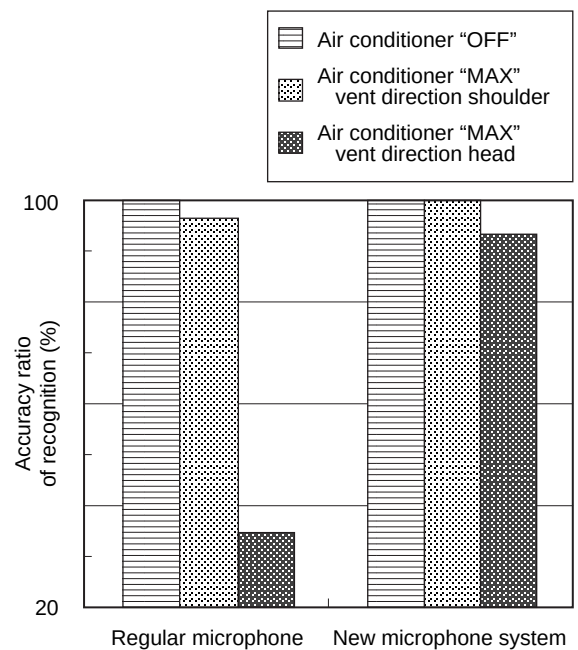


Fig. 11 Recognition accuracy with airflow from air conditioner

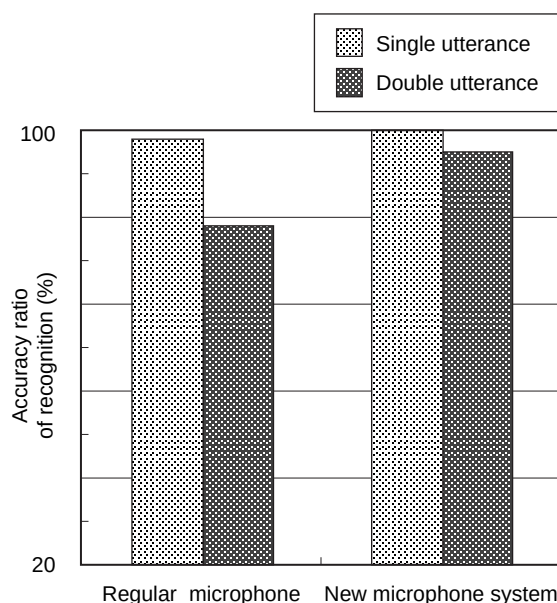


Fig. 10 Recognition accuracy for single utterance and double utterance

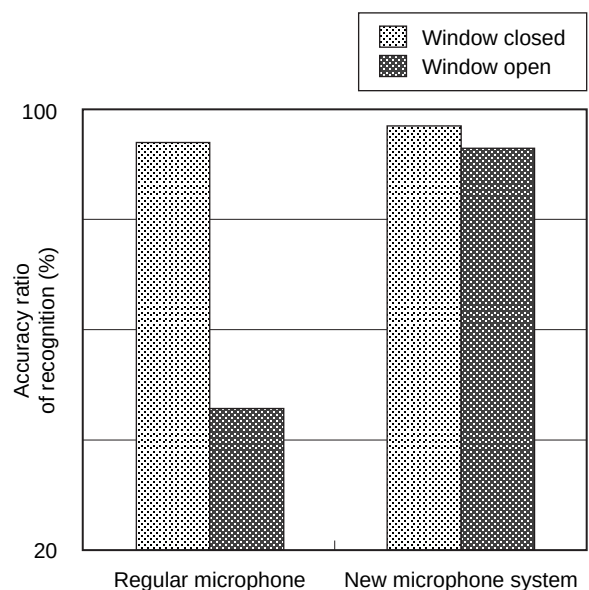


Fig. 12 Recognition accuracy with window closed and window open

5. まとめ

車の実際の使われ方における音声認識率向上を図るため、指向性雑音抑制率の高い新規高指向性アルゴリズム、無指向性マイク素子、アナログハイパスフィルタを組み合わせたマイクシステムを開発した。これらの組み合わせが互いに成立性を補完しあうことにより、通常のロードノイズだけでなく、ウィンドスロップ現象を伴うような窓、サンルーフ開け時の風切り音や、エアコンの騒音、およびエアコン風のマイクへの直撃、助手席など同乗者の話し声に対しても、高い音声認識率を得ることができた。

参考文献

- (1) 金田豊：マイクロホンアレーによる指向性制御，日本音響学会誌 Vol.51, No.5, p.390-394(1995)
- (2) Hyvärinen, A., Karhunen, J., Oja, E.: 独立成分分析，東京電機大学出版局，532p.(2005)
- (3) 古井貞熙：音響・音声工学 p.28(1992)
- (4) 特開 2007-318528
- (5) 中村仁一郎：単一指向性コンデンサ型マイクロホン・放送技術者のためのマイクロホン講座，放送技術，昭和 57 年，5 月号，p.464-468(1982)
- (6) 中村仁一郎：エレクトレット・放送技術者のためのマイクロホン講座，放送技術，昭和57年，11月号，p.1101-1108(1982)
- (7) 中村仁一郎：無指向性コンデンサ型マイクロホン・放送技術者のためのマイクロホン講座，放送技術，昭和 57 年，4 月号，p.364-372(1982)
- (8) 炭谷圭二，前田和弘，一之瀬健一：自動車と流体力学・車体周り流れと空力特性，ながれ，Vol.23, No.6, p.445-454(2004)

■ 著 者 ■



鹿野 俊哉



渡部 純一



松尾 直司

地上波デジタルTV用フロント合せガラスアンテナの開発

Development of Laminated Windshield Glass Antenna for Digital Terrestrial TV

福丸 智之* 浅見 建*
Tomoyuki FUKUMARU Ken ASAMI
斉藤 肇* 稲見 伸之*
Hajime SAITO Nobuyuki INAMI

要 旨

車載地上波デジタルTV受信用のフロント合わせガラスアンテナを開発した。従来の銀プリントによるアンテナ線が目障り感を改善するため線幅0.25mmの銅箔アンテナを合わせガラス内部に挟み込みガラスを誘電体とした容量結合を用いて、アンプをガラス面上の端子に直接、搭載する構造とした。このフロント合わせガラスアンテナは、前方180度の範囲で均一な指向特性が得られ、メンテナンスのしやすさも確保できた。アンプのベースプレートのガラス面への半田付け時の熱応力については、ガラスの許容応力に対し、十分に低いことが確認できた。

ABSTRACT

A front laminated windshield glass antenna for on-board digital terrestrial TV reception was developed. In order to reduce the visual unpleasantness of conventional silver-printed antenna lines, the new antenna structure consists of a copper thin film antenna with a line width of 0.25 mm clamped inside laminated windshield glass. In addition, the amplifier is mounted directly to terminals on the glass surface using capacity coupling with the glass as the dielectrics. As a result, this front laminated windshield glass antenna obtained flat directivity over the front 180° range, and ease of maintenance has also been secured. In addition, the thermal stress when soldering the base plate of the amplifier to the glass surface was confirmed to be sufficiently less than the permissible stress of the glass.

1. まえがき

従来の車載アナログTV用アンテナはリヤガラス内に複数のアンテナを形成しダイバーシティを構成していた。今回初めて地上波デジタルTVシステムを開発するにあたり、移動体として優れた受信性能を実現すべく、フロントガラスとリヤガラスアンテナによるダイバーシティ構成をとることにした。

フロントガラスへのアンテナ搭載は初めてであり、受信性能の確保と以下の課題、目標を定め開発に着手した。

- (1) 前席乗員の視界範囲内にアンテナ線が配置されるので、目障りにならないようにする。
- (2) 従来のアナログTVアンテナと同軸線の結線手法ではリード線による受信性能低下が大きいので、アンテナの直下にアンプを形成する構造とする。
- (3) 挟み込んだアンテナとアンプの接続手法および信頼性を確立する。

*四輪開発センター

2. 構造

2.1. アナログTVアンテナの構造

従来のアナログTV受信用ガラスアンテナの構造をFig. 1に示す。ガラス面上に銀プリントによるアンテナを形成し、リード線とグランド端子からなる同軸線に接続する構造である。アナログTV放送波はVHF, UHF帯域で波長は約42 - 280 cmである。これに10 - 20 cmのリード線を接続すると、リード線はアンテナの一部となり共振周波数がずれるなどの受信性能が不安定となる問題があった。また同軸線の途中には信号減衰を補うためのアンプを設置していた。

2.2. 地上波デジタルTVアンテナの構造

地上波デジタルTV放送はUHF帯域で波長は約42 - 64 cmである。VHF帯に比べると波長は短くなり、それに伴いリード線による共振周波数のずれはさらに大きくなり受信性能

が低下する。これを解決するため、入力およびグランド端子をガラス上に形成できるダイポール型アンテナを採用し、アンプをガラス面上に直接搭載することにした。この構造により性能に影響を及ぼしていたリード線をなくすことができた。外観写真を Fig. 2 に、内部構造を Fig. 3 に示す。

アンテナエレメントは目障りにならないように銅箔をアンテナ形状に打ち抜く工法により、従来の銀プリントアンテナの線幅 0.7mm に対し 0.25mm まで細くすることができた。このアンテナエレメントを合わせガラスに挟み込む構造とし、アンプを車内側ガラス面上に固定した。アンテナは合わせガラスの車内側ガラスと中間膜の間に工程でラミネートされ、アンプとアンテナの接続はガラスを誘電体とした容量結合による非接触の構造にした。

車内ガラス面にアンプを保持するためのベースプレートをウレタン接着剤により固定し、銀プリント端子とベースプレートを半田により接続する。アンプはベースプレートにねじ止めにより固定され、振動などによりネジが緩み脱落することないようにネジ抜け防止構造となっている。メンテナンス性を考慮し、アンプの故障時は交換を可能にした。

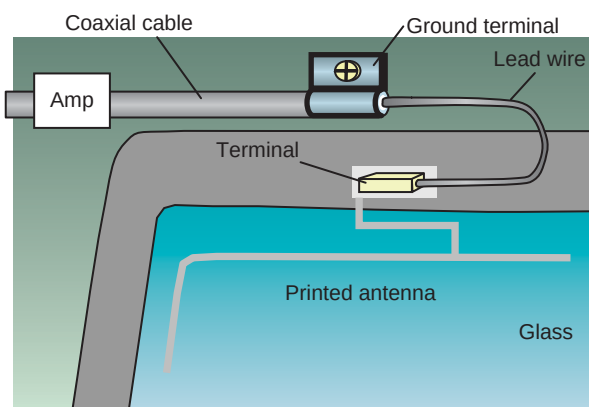


Fig. 1 Current analog TV antenna structure

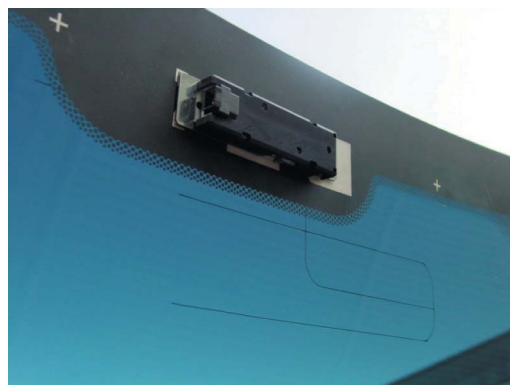


Fig. 2 Laminated windshield glass antenna and amp module

2.3. アンテナの構造と原理

銅箔アンテナの構造と原理を Fig. 4 に示す。この銅箔アンテナは双極の端子を持ち、エレメントはコの字型に折り曲げられ、ブランチエレメントとループエレメントにより、複数の共振点をつくり広帯域化した。低域側はアンテナエレメント長を $3/4$ 波長、高域側はエレメント長を約 $1/4$ 波長とすることで 300MHz の広帯域を実現した。

2.4. 容量結合による給電端子

ガラスに挟み込んだアンテナから端子を引き出す手法として合せガラス端面からアンテナ自体の銅箔線を引き出して接続することが考えられるが、その課題として以下があげられる。

- (1) 合わせガラス内部からアンテナ線を取り出す構造が複雑でガラス切削加工の追加や断線の懸念がある。
- (2) 引き回し部分の導線はアンテナの一部となりボデーとの干渉や電気漏洩などの性能低下の要因となる。

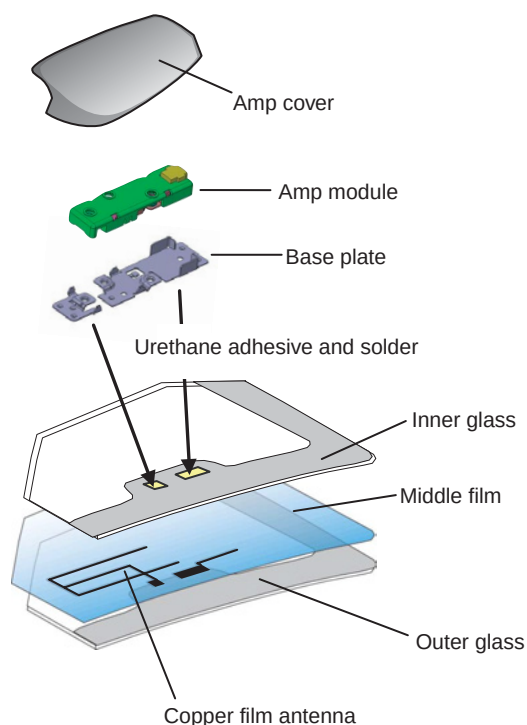


Fig. 3 Digital TV antenna structure

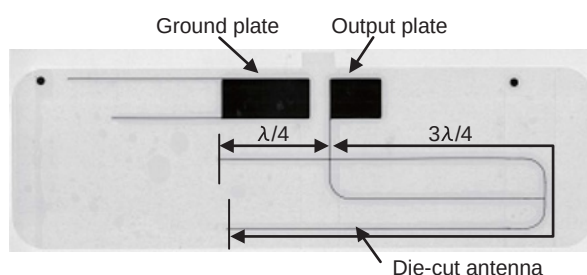


Fig. 4 Photograph of die-cut antenna

これらの課題を解決するために、車内面ガラス上に銀プリント端子を、アンテナ端子と対向する位置に印刷することにより、ガラスを誘電体とした容量結合方式の非接触端子構造にした。ガラスの誘電率を7、厚さを2mmとして得られる電極面積と静電容量の関係を Fig. 5 に、アンテナ損失との関係を Fig. 6 に示す。電極面積は UHF 帯域の470MHz 以上で安定している500mm²とし、その時の静電容量は約15pFである。この構成により銅箔アンテナから端子線を引き回すことなくシンプルで低損失の給電端子にすることができた。

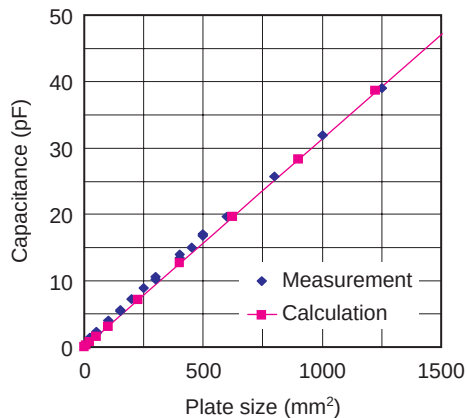


Fig. 5 Relationship of plate size and capacitance

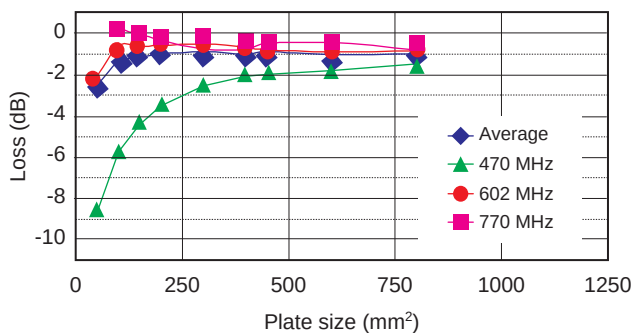


Fig. 6 Relationship of plate size and gain loss

3. 実験と結果

3.1. アンテナ単体のシミュレーション

アンテナ単体設計は、モーメント法を用いた電磁界シミュレーションによりおこなった。リターンロスの計算結果を Fig. 7 に示す。515MHz と 710MHz で共振点を持たせることにより、地上波デジタルテレビ帯域(470-770MHz)で-5dB 以下のリターンロスが得られた。

シミュレーションによる指向性計算結果を Fig. 8 に示す。フロント方向 180 度の範囲で落ち込みのない指向特性が得られることがわかった。

次に、フロントガラス上部にアンテナを設置した車両全体の電磁界シミュレーションを実施した。575MHz における電界分布を Fig. 9 に示す。車両前方への良好な放射特性が得られた。

3.2. 実車のアンテナ測定結果

このアンテナは車両前後のガラスアンテナによるダイバーシティであり、フロントガラスアンテナは車両前方180度のエリアの受信を受け持つ。実車で銅箔アンテナの617MHz における指向特性を Fig. 10 に示す。フロント方向 180 度の範囲で落ち込みのない均一な指向特性を得ることができた。またシミュレーションとほぼ同等の結果が得られた。

アンテナの周波数-利得特性を Fig. 11 に示す。帯域470-770MHz でほぼ平坦な周波数特性を得ることができた。

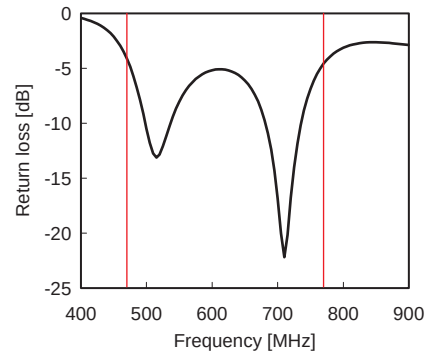


Fig. 7 Return loss

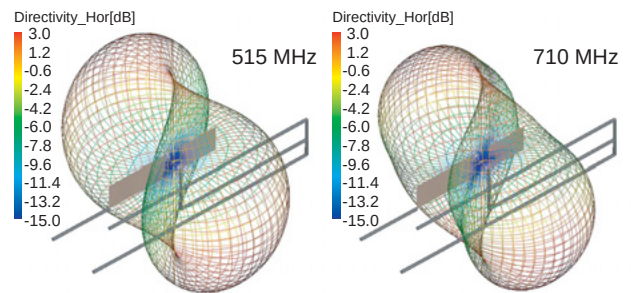


Fig. 8 Antenna directivity of horizontal polarization

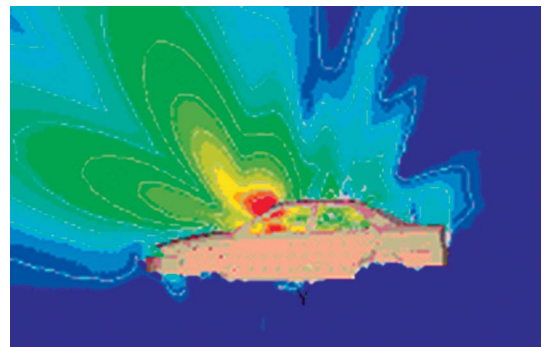


Fig. 9 Electric field at 575 MHz

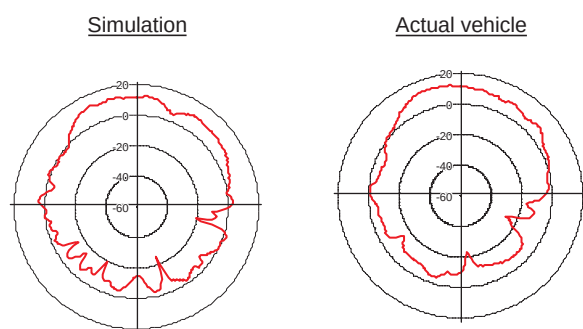


Fig. 10 Antenna gain directivity at 617 MHz

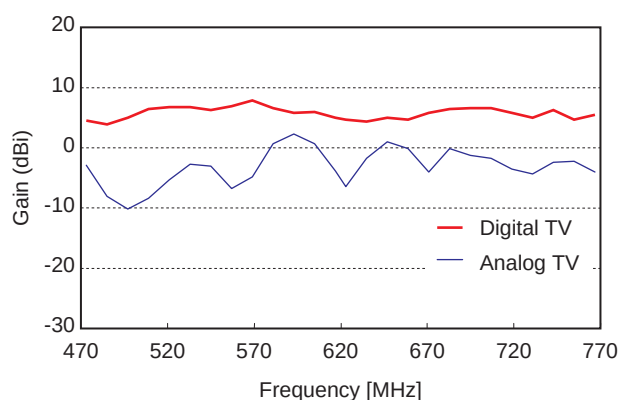


Fig. 11 Average antenna gain in front 180 deg direction

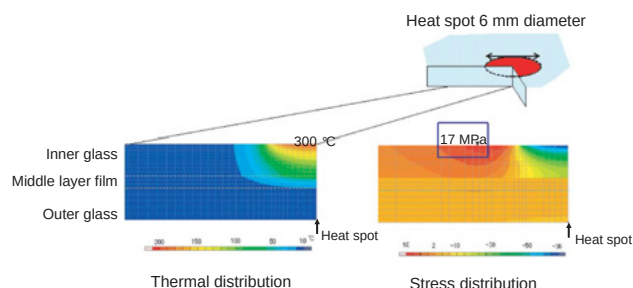


Fig. 12 Simulation of thermal stress in windshield glass

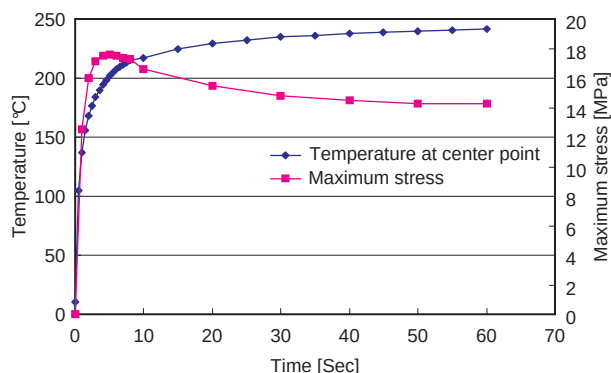


Fig. 13 Relationship of glass temperature and stress force

3.3. ガラスへのアンプの搭載時の信頼性

従来からフロントガラスのディアイサ端子は車外側ガラスの内側面の端子で半田付けをおこなってきた。本件は車内ガラス面の端子へ接続端子およびベースプレートを半田付けで固定する初めての工法であるため、その際にガラス面に生じる熱応力をシミュレーションした。初期ガラス表面温度を 10℃とし、半田付けの規定である直径 6mm の加熱部を 300℃で 5 秒間加熱した時の温度と熱応力を Fig. 12 に示す。発生する熱応力は最大で 17MPa で、ガラスの許容応力30MPaに対して十分に低いことが確認された。また Fig. 13 は加熱中心部のガラス温度と発生する熱応力が加熱時間によってどのように変化するかシミュレーションしたもので、ガラス温度は次第に上昇し約 30 秒で 235℃に達するが、最大熱応力は 5 秒後をピークに減少に転じることがわかった。また、実際に半田付けテストを実施した結果、問題のないことを確認した。

4. まとめ

受信性能、信頼性に優れた地上波デジタル受信用フロント合わせガラスアンテナを開発した。

- (1) 1/4 - 3/4 λのエレメントを用いて 300MHz の帯域幅を実現した。
- (2) 線幅 0.25mm の銅箔アンテナをガラス合わせに挟み込むことにより前方視界に対し目障り感を軽減できた。
- (3) ガラスを誘電体とした容量結合方式の非接触端子によりアンテナ直下にアンプを搭載することができた。
- (4) 車室内ガラス面端子への半田付け時の最大熱応力は許容範囲であることをシミュレーションと実験により検証した。

■ 著 者 ■



福丸 智之



浅見 建



斉藤 肇



稲見 伸之

Honda 運転支援システムの紹介

— 一般道路インフラを用いた公道実証実験(DSSS) —

Introduction of Honda Driving Support System

– Field Operation Test (FOT) with Road Infrastructure Systems

(Driving Safety Support System: DSSS) –

猪野 由里子*
Yuriko INO

藤巻 朋*
Tomo FUJIMAKI

浅沼 信吉*
Nobuyoshi ASANUMA

要 旨

Honda は、社団法人新交通管理システム協会(UTMS 協会)の安全運転支援システム(DSSS)へ参画し、交通事故実態の分析結果に照らして次の2課題に取り組む、実証実験車を製作し研究を推進した。相手車両が見えにくい事象(工作物、トラック、バスなど遮蔽物による)への対応、および交通弱者、特に自動二輪車への対応に焦点を合わせた。

研究に際しては道路インフラ技術(道路側に設置したセンサからの情報)を取り入れ、公道における効果検証をおこなった結果、事故低減効果が期待できることがわかった。

ABSTRACT

Honda has been taking part in the Driving Safety Support System (DSSS) of the Universal Traffic Management Society of Japan (UTMS Society). Based on an analysis of traffic collisions, Honda has engaged in the two issues below by developing an operation test vehicle and promoting research.

- Dealing with conditions where the counterpart vehicle is not readily visible (due to structures, trucks, buses, or other such shielding obstructions)
- Dealing with motorcycles as vulnerable parties in traffic

The research has involved the application of road infrastructure technology (use of information from sensors installed at the roadside) and effect verification on public roadways. The results indicate that this approach can be expected to effectively reduce collisions.

1. まえがき

わが国における交通事故発生状況は、依然として大きな社会問題として取り上げられている。このような背景から、2006年1月に政府が発表した「IT新改革戦略」によると、世界一安全な道路交通社会を目指し、2012年末までに交通事故死者数を5000人以下にするという目標が掲げられた。それに伴い、関係省庁は民間企業と連携し、ITを活用した安全運転支援システムの構築、実証実験、効果検証、および事故削減への寄与度についての定量的な評価をおこなう。UTMS 協会では、警察庁監修のもとに路車間通信技術を取り入れた安全運転支援システムの研究を推進し、4地域(栃

木県、愛知県、神奈川県、広島県)において実証実験を実施している^{(1), (2)}。

Honda は、2007年度に栃木県宇都宮市において、公道実証実験を実施した。特に、自動二輪車の被視認性の向上を図るシステム仕様を策定し、実車適合性を図り、実用化を目指した研究をおこなった。

本稿では、交通事故背景、システム構成、路車間通信技術、公開デモンストレーション、および交通事故低減効果の効果評価経過について紹介する。

また、2008 年度には東京において大規模実証実験(内閣官房主催)が計画されており、警察庁、総務省、経済産業省、国土交通省、民間企業連携の実証実験が予定されている。

*四輪開発センター

2. 背景

事故統計データ(ITARDA)による交通事故類型の構成比(Fig. 1)に示すように、車両相互の死亡事故においては出会い頭が最多で17%、人身事故では追突が最多で32%という割合を占める。左折巻き込み、右直(右折車両と直進車両の事故)などの交差点系事故も多い。さらに、Fig. 2に、車両相互かつ被害側が自動二輪車である事故の構成比率を示す。死亡事故、人身事故ともに出会い頭が最多であり、左折巻き込み、右直事故も合わせると全体の60%以上を占めている。また、Fig. 3に示す右直事故における相手車両別の人的要因によると、相手車両が二輪車の事故では、安全確認なし、あるいは安全確認が不十分なケースが全体の80%を占めてい

ることがわかった。すなわち四輪車ドライバ側の認知ミスが主要因である。なお、被害側のライダーにも予知予測の経験不足や誤認があると推測される。

このような事故背景から、四輪車、二輪車ともにお互いの存在情報を提供することにより、認知ミス誘発を抑制でき、事故を未然に防ぐことができると推測される。

四輪車ドライバ側の原因である認知ミスには、次のような要因が考えられる⁽³⁾。

- (1) 二輪車の外形が小さいため、二輪車との距離や接近速度をドライバが見誤る。
- (2) 二輪車の外形が小さいために周囲の車両や背景に埋没し、ドライバが見落とす。

これらの要因に対策を施すことにより、二輪車の発見が

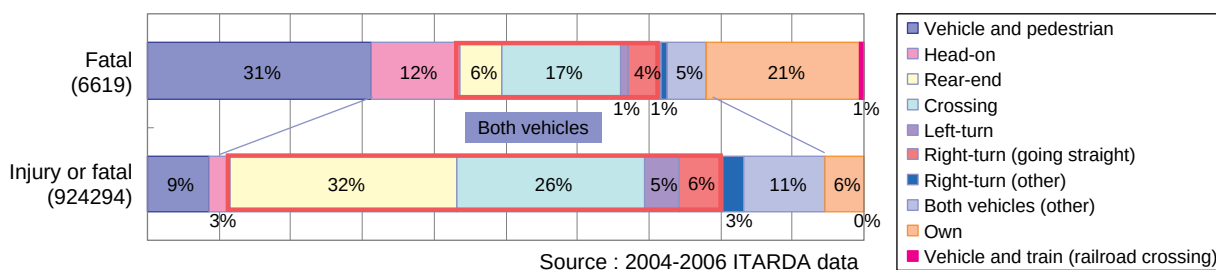


Fig. 1 Traffic collision occurrence rate classified by collision type

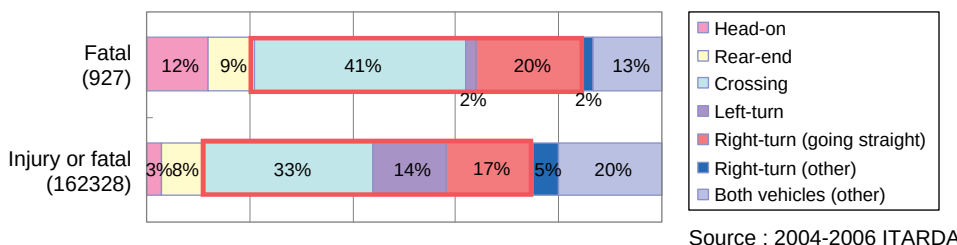


Fig. 2 Traffic collision occurrence rate classified by collision type (vehicle and motorcycle)

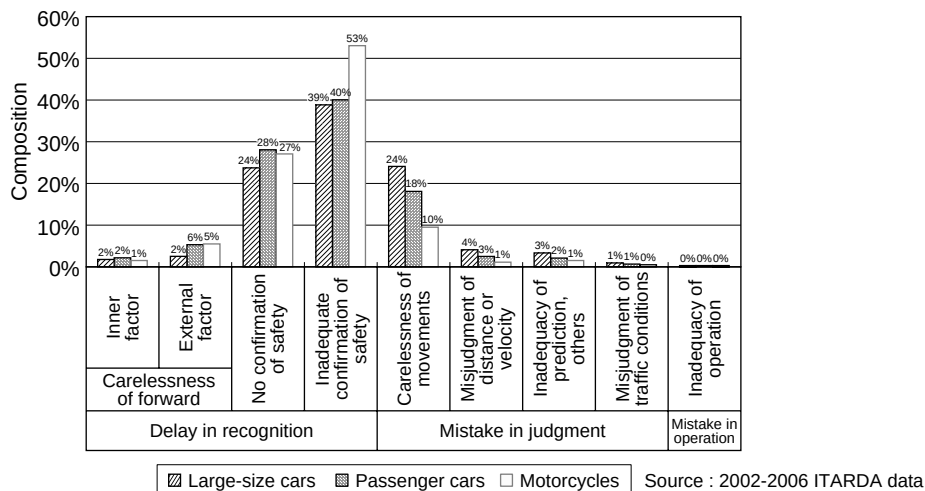


Fig. 3 Human factors in right-turn collision

可能となり、距離や接近速度見誤りが少なくなることが期待できる。

以上の事故背景、および他地域 DSSS との差別化を考慮し、Honda DSSS では、追突防止システム、接近二輪車の存在情報を提供する左折巻き込み防止システム、右直事故防止システムの実証実験をおこなった。

3. システムの構築

光ビーコンと狭域通信システム(Dedicated Short Range Communication : DSRC)を連携した路車間通信システムを構築した。

3.1. 路車間通信システム

Fig. 4 にシステム構成図、Fig. 5 に実験車両を示す。

3.1.1. 路側処理

画像センサで対象エリアに存在する車両を検知し、二輪車、四輪車の区別をおこない、位置や速度情報とともにDSSS中央装置へ送信する。車両情報は、DSSS中央装置を経てDSRC路側機から車両のDSRCアンテナへ100 msec周期で送信される。併せて、信号機からリアルタイムに取得した信号現示情報も送信する。

光ビーコン路側機では、通過した車両の光ビーコン受信機へ該当する車線情報を送信する。

3.1.2. 車載機

車載機では、光ビーコン路側機から送られた車線情報をもとに車載機で位置評定をおこなう。次に、DSRC路側機から受信した情報と自車両の状態をもとに衝突可能性を判

断し、信号現示情報が青色である時のみ、ドライバーに対して相手車両の存在情報を提供する。

3.2. 機器仕様

本システムで使用した機器仕様は以下のとおりである。

(1) 光ビーコン

- ・通信方式：近赤外線光通信
- ・波長：850 ± 50 nm
- ・伝送速度：ダウンリンク 1024 kbps, アップリンク 64 kbps
- ・通信範囲：縦方向約 3.7 m, 横方向約 3.5 m

(2) DSRC

- ・キャリア周波数：5.8 GHz
- ・伝送速度：1024 kbps または 4096 kbps
- ・変調方式：QPSK
- ・通信周期：100 msec



Fig. 5 Honda DSSS FOT cars

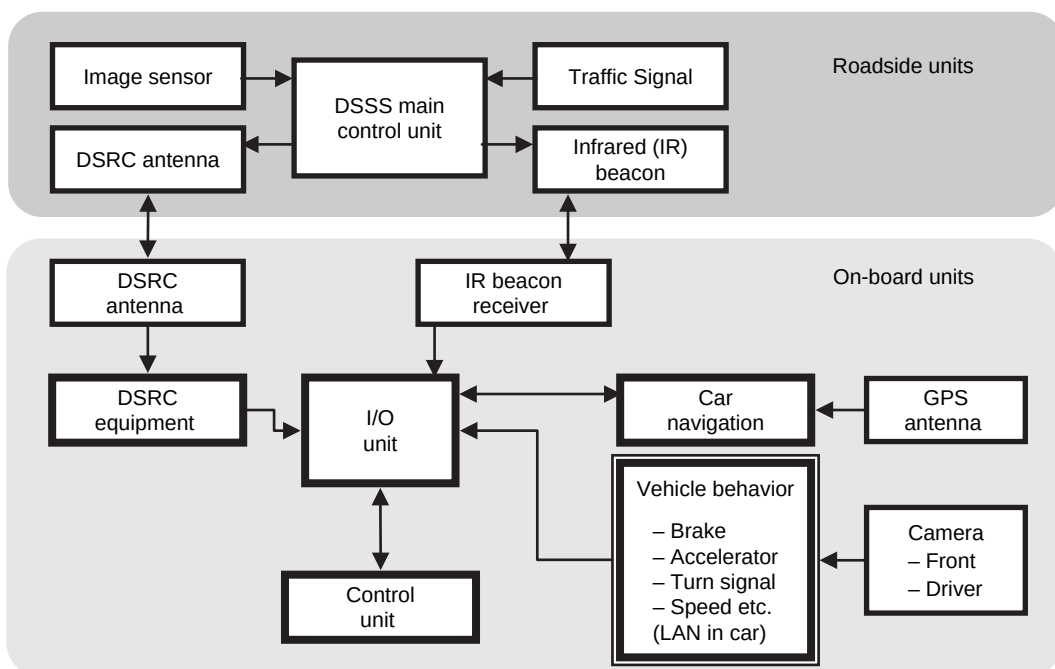


Fig. 4 System configuration

画像センサには、時空間 Markov Random Filed(MRF)モデル技術⁽⁴⁾に基づき開発されたセンサを使用した。時空間 MRF モデルは、移動物体の種類、向き、動き、重なり(オクルージョン)に依存せず、安定して高精度な追跡が可能であり、二輪車と四輪車の判別も可能である。Fig. 6にセンシングのイメージを示す。四角枠で囲まれた車両が、個体車両として認識されていることを示す。

3.3. 追突防止システム

3.3.1. システム概要

Fig. 7 に、見通しの悪い道路における追突防止システムを示す。停止車両の存在情報をインフラ機器により伝達して事故を防止する。見通しの悪いクレスト(起伏の大きいところ)かつ、カーブしているところを対象とし、認知、判断誤りを補うことで漫然運転による交通事故防止をねらう。

追突防止システムでは、路側に設置した画像センサで渋滞末尾を検知し、DSSS中央装置と光ビーコンを通して渋滞有無情報を車載機へ送信する。渋滞末尾がある時に、ドライバに対しナビゲーション画面表示と音声にて注意喚起する。音声では「この先渋滞、追突注意」と注意を促す。

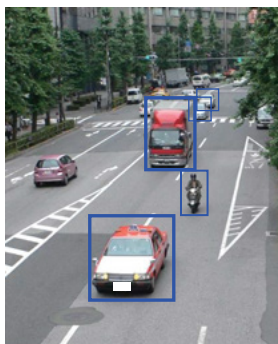


Fig. 6 Image of sensing by MRF model

3.3.2. システム設置条件

追突防止システムにおける光ビーコンの設置位置 L_l (m)は、光ビーコンから渋滞末尾までの道程距離とし、式(1)により算出する。

$$L_l = V^2 / 2a + (T_p + T_d) V \quad (1)$$

なお、以下に示すパラメータを本システムの前提条件とした。

- ・速度 V : 13.9 m/s(50 km/h)
- ・減速度 a : 0.3 G(G : 重力加速度, 1.0 G = 9.8 m/s²)
- ・インフラ機器+車載機処理時間 T_p : 2.0 秒
- ・運転者反応時間 T_d : 2.0 秒

3.4. 左折巻き込み防止システム, 右直事故防止システム

3.4.1. 左折巻き込み防止システム概要

Fig. 8 に、信号機のある交差点における左折巻き込み防止システムを示す。左折する際に見えにくい後方(死角)の車両情報を伝達して事故を防止する。後方車の目視が難しい路側レーン交差点を対象とし、死角に存在する自動二輪車の情報を補うことで運転事故防止をねらう。

Fig. 9 に左折巻き込み防止システムの判断ロジックの流れを示す。路側に設置した画像センサで後方自動二輪車を検知し、DSSS 中央装置と DSRC を通して自動二輪車の存在情報を車載機へ送信する。光ビーコンからは車線情報を送信し、位置評定に使用する。車載機では、送信された相手車両情報と車内LANから得た自車両の位置、速度情報を元に Time To Collision(TTC)を算出し、信号現示が青色かつ自車両に左折ターンシグナルが出ている場合に、ドライバに対しナビゲーション画面表示と音声にて注意喚起する。音声では「二輪車があります。注意して左折してください」と注意を促す。

3.4.2. 右直事故防止システム概要

Fig. 10 には、信号機のある交差点における右直事故防止

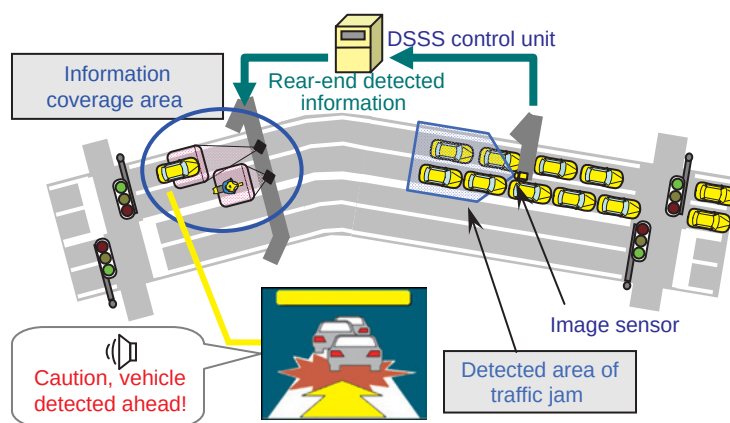


Fig. 7 Rear-end collision avoidance information service

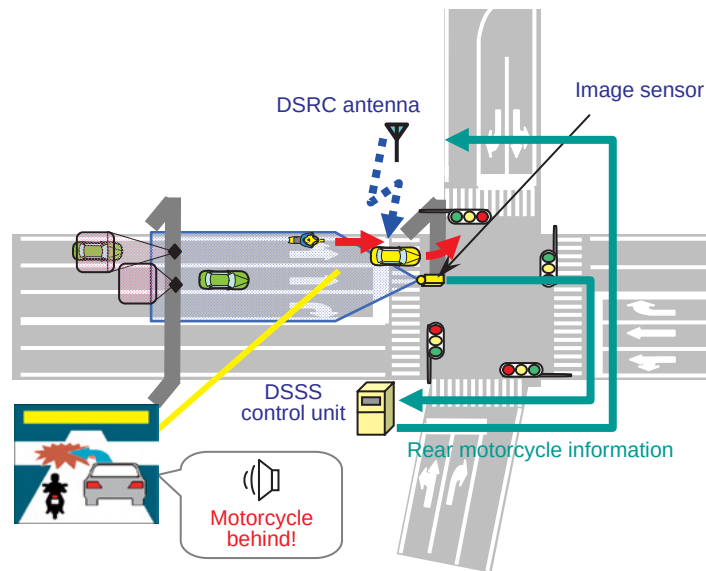


Fig. 8 Left-turn collision avoidance information service

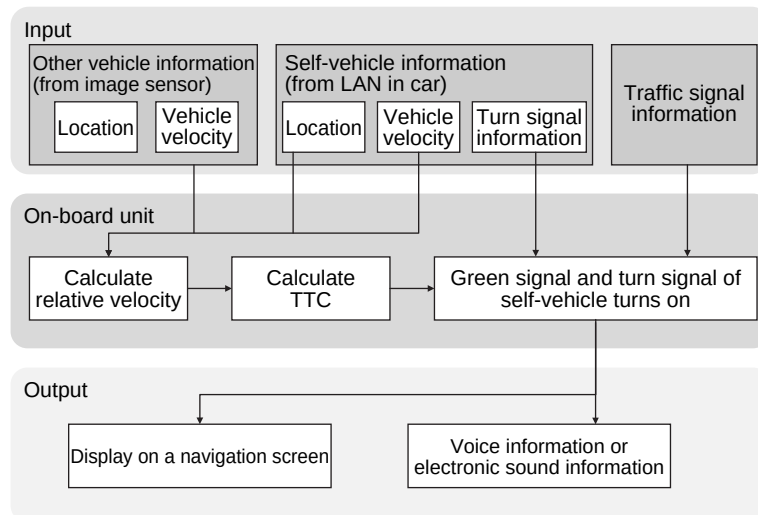


Fig. 9 Algorithm for determination (left-turn and right-turn collision)

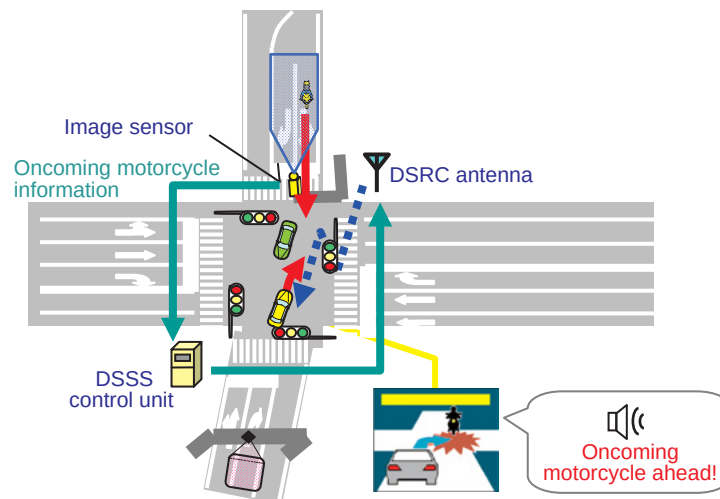


Fig. 10 Right-turn collision avoidance information service

システムを示す。右折する際に見えにくいスポットにいる対向車両の情報を伝達して事故を防止する。対向直進車の目視が難しい右折専用レーン交差点を対象とし、自動二輪車の速度、距離の見誤りを補うことで運転事故防止をねらう。

右直事故防止システムにおいても、3.4.1項に示した左折巻き込み防止システムと同様の路側処理をおこなっている(Fig. 9)。車載機では、送信された相手車両情報と車内LANから得た自車両の位置と速度情報を元にTTCを算出し、信号現示が青色かつ自車両に右折ターンシグナルが出ている場合に、ドライバーに対しナビゲーション画面表示、電子音、音声にて注意喚起する。対向直進車が四輪車である場合はナビゲーション画面表示と「ピッ」という電子音の組合せ、二輪車である場合はナビゲーション画面表示と「対向車に注意してください」という音声の組合せとし、相手が二輪車である場合に対してより注意を促す。

3.4.3. システム設置条件

左折巻き込み防止システムにおける光ビーコンの設置位置 L_2 (m)は、光ビーコンから巻き込み予測地点までの道程距離とする。右直事故防止システムにおける光ビーコン設置位置 L_3 (m)は、光ビーコンから交差点中心(右折待ちライン)までの道程距離とする。いずれのシステムも、式(2)により算出する。

$$L_2, L_3 = V^2/2a + ((T_p + T_d) + V/a - V/a) V \quad (2)$$

なお、以下に示すパラメータを本システムの前提条件とした。

- ・初期速度 V : 左折時 11.1 m/s(40 km/h), 右折時 13.9 m/s (50 km/h)
- ・左折/右折可能速度 V_t : 左折時 8.3 m/s(30 km/h), 右折時 5.6 m/s(20 km/h)
- ・減速度 a : 0.3 G
- ・インフラ機器+車載機処理時間 T_p : 2.0 秒
- ・運転者反応時間 T_d : 2.0 秒

4. 公道実証実験

4.1. 実施概要

2007年9月より公道における実証実験を開始し、2007年11月には公開デモンストレーションをおこなった。また、2008年度末まで効果評価等をおこない、事故低減効果を推定する。

4.1.1. 公開デモンストレーション

2007年11月5日から7日に、栃木県宇都宮市公道において路車間通信を用いた安全運転支援システムの公開デモンストレーションを各参加企業共同で実施した。この公開デモンストレーションでは、追突防止システム、左折巻き込み防止システム、右直事故防止システム(Fig. 11)を対象とし、専用の車載機を実験車両に搭載して体験試乗をおこ

なった。また、機器展示、システム説明パネル、ドライビングシミュレータ等による展示も併せておこなった(Fig. 12)。

来場者数は、3日間で延べ278名であり、ほとんどの方に体験試乗をしていただいた。

4.1.2. 効果評価の基準

公道実証実験を通じて、システムの注意喚起が、ドライバーの認識や事故回避操作などの運転行動に与える効果を評価することにした。左折巻き込み防止システムでは後方自動二輪車の発見と巻き込み回避挙動に対する効果、右直事故防止システムでは対向車の発見と衝突回避挙動に対する効果、追突防止システムでは前方の渋滞の発見と減速挙動に対する効果を評価する。

これらの運転行動に対する効果評価は、その運転行動を表す指標を定め、システムからの注意喚起がある場合とない場合について指標に対する結果を比較し検証する。以下に、指標例を示す。

- ・目標到達地点に対するブレーキ、アクセル(アクセルOFF)操作位置⁽⁵⁾
- ・速度変化
- ・右左折ギャップ時間

Fig. 13は左折巻き込み防止における速度変化を表し、システムからの注意喚起により後方自動二輪車を発見し減速などの回避挙動が早まり、衝突回避操作に余裕があること



Fig. 11 Situation of right-turn collision avoidance information service



Fig. 12 Exhibition site

を示している。

今回は、本格運用に入る前に、実験車両3台、被験者6名で評価をおこなった。次の節に左折巻き込みシステムの事前確認テスト結果を例に紹介する。

4.2. 公道実証実験結果

4.2.1. 体験試乗の評価

3日間にわたり、体験試乗のアンケート調査をおこなった結果、258件(総来場者数の約93%)の回答を得られた。Fig. 14に示すように、左折巻き込み防止システムについて「よく理解できた」、「少し理解できた」と回答した方が100

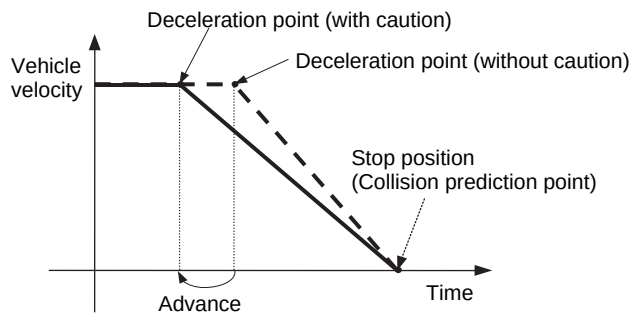


Fig. 13 Vehicle velocity change (left-turn collision avoidance system)

%となり、前提知識のなかった一般参加者も含め理解を深めていただけたようである。また、左折巻き込み防止システムの必要性についても、99%の方が「必要」「場所によって必要」と回答している。追突防止、右直事故防止システムにおいても同様の結果であった。展示の内容に関する回答も良好な結果であった。

以上の結果より、関係者だけでなく一般参加者にも評価いただき、今後の普及に期待する声が確認できた。さらに、今後のシステム最適化に向けた検討にも参考となる結果となった。

4.2.2. 左折巻き込み防止システム

(1) 効果評価測定の考え方 左折巻き込み防止システムの実験をおこなう交差点は、朝の通勤時間帯に多くの自動二輪車が通行する。交差点を左折するドライバは、後方を走る自動二輪車や左側方を走行する自動二輪車の動向に常に注意を払う必要がある。安全確認不足や見落としにより後側方の自動二輪車の発見が遅れると、左折時に自動二輪車を巻き込む、あるいは、左折直前に自動二輪車に気付き、慌てて左折を中止するなど、ヒヤリハットが発生する可能性がある。

このような状況で、左折前に予め自動二輪車の存在をドライバに知らせると、ドライバの自動二輪車の発見が早ま

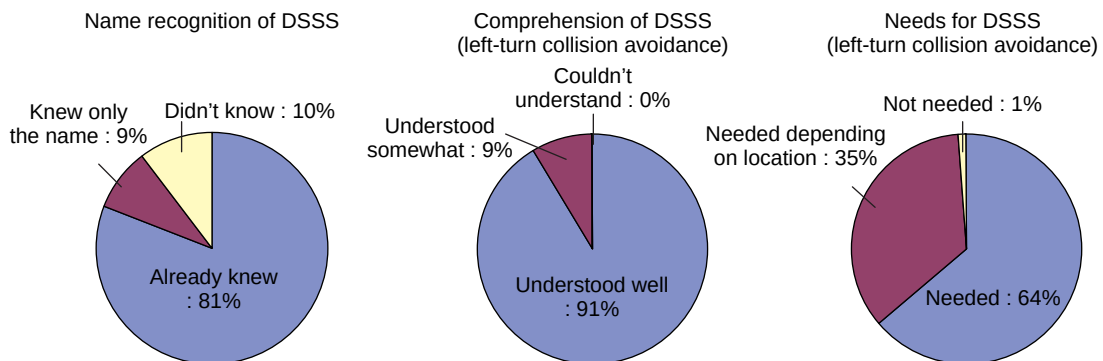


Fig. 14 Questionnaire results

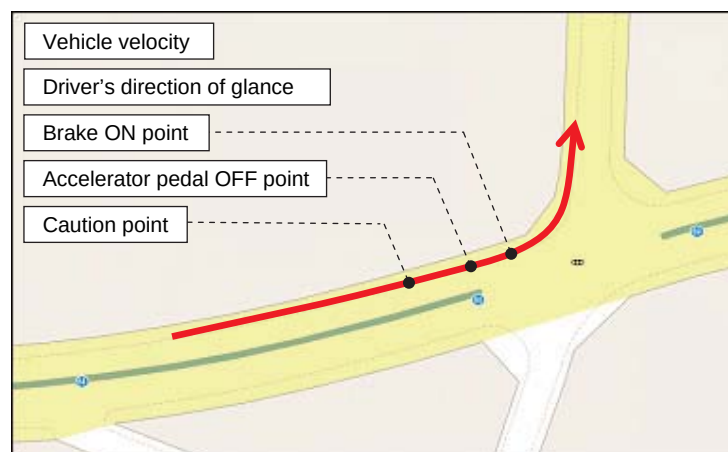


Fig. 15 Evaluation items (left-turn collision)

り、巻き込み回避操作の余裕が増加すると考えられる。

(2) 測定項目 この交差点を左折するドライバの運転行動を次のように仮定する。

- ・ドライバは左折開始までに目標車速に減速し、左折開始地点でステア操作し左折を開始する。
- ・後方に自動二輪車がいる場合、左折開始までに動向を見極め、安全性が確保されているか判断する。
- ・自動二輪車が左側方を通過すると判断した場合、巻き込み回避操作をおこなう。すなわち、左折開始地点(巻き込み予測地点)までに停止可能な速度に減速する。

測定項目は、車速、ドライバの視線方向、注意喚起開始ポイント、アクセルOFFポイント、ブレーキ開始ポイントとし(Fig. 15)、システムが与える運転行動を測定する。

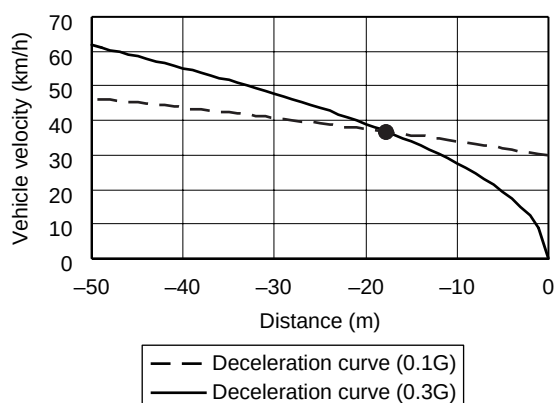


Fig. 16 Deceleration curve (0.1 G, 0.3 G)

ドライバの運転行動の基準として、左折開始時の基準車速を 30 km/h、基準車速までの減速度をアクセル OFF による 0.1 G、巻き込み回避操作におけるブレーキでの基準減速度を 0.3 G と定める。それぞれの減速度について、左折開始地点までの距離と速度の関係を表す曲線(基準速度曲線)を Fig. 16 に示す。

アクセル OFF のタイミングを判断するために、アクセル OFF ポイントの距離と速度を、0.1 G の基準速度曲線と比較する。たとえば、アクセルOFF ポイントの測定値が基準速度曲線より下側にある場合はアクセルOFFのタイミングが早いと判断する。また逆に上にある場合はアクセルOFF のタイミングが遅いと判断する。

また、巻き込み回避操作が間に合う速度であるか判断するために、左折開始点までの距離に対する車速を 0.3 G の基準速度曲線と比較する。たとえば、測定値のプロットが 0.3 G 基準速度曲線より下にある場合、巻き込み回避操作が余裕のある速度であると判断する。また逆に上にある場合、巻き込み回避操作に余裕のない速度であると判断する。

二つの基準速度曲線が交差する点は、左折を中断し巻き込み回避操作に切り替える限界の距離と速度を意味しており、その距離-18 m を回避操作開始の基準距離、速度 37 km/h を回避操作開始の基準速度とする。この実験では、回避操作開始の基準距離において、測定値の速度を基準速度と比較し、巻き込み回避操作が間に合う速度であるか判断する。

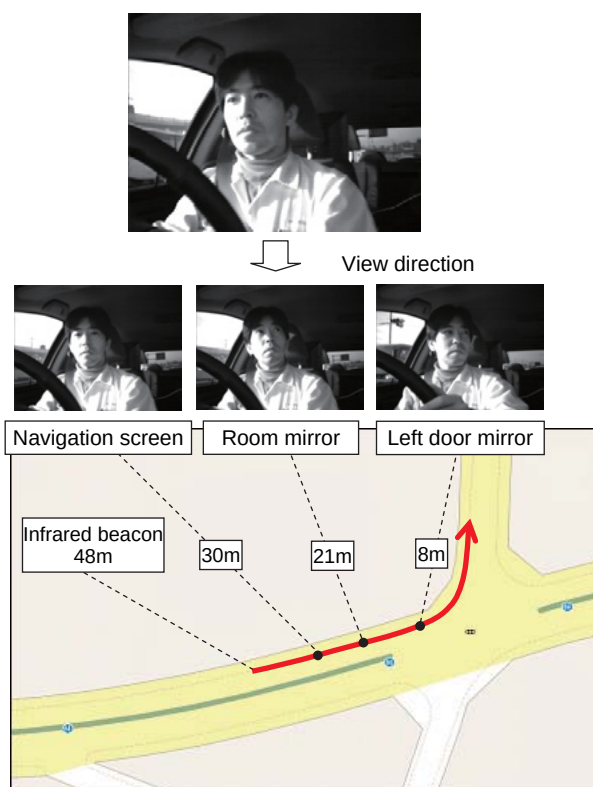
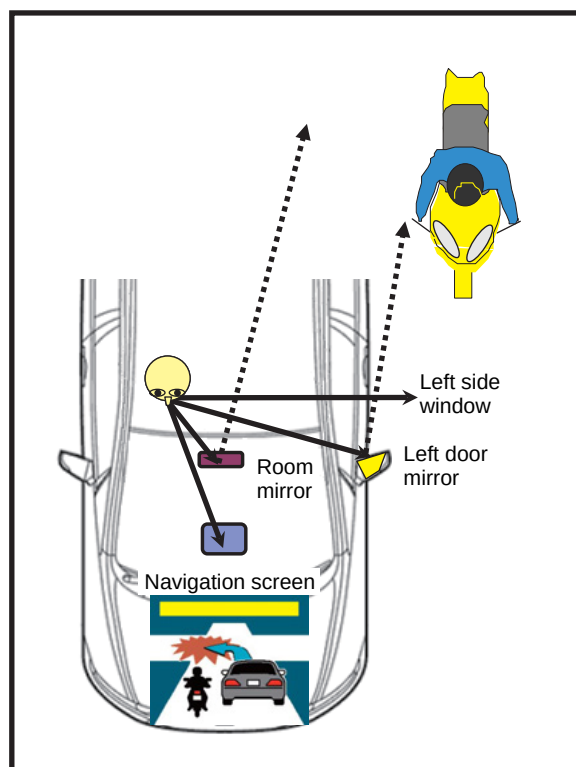


Fig. 17 Analysis of driver's view direction

また、後方自動二輪車に対する安全確認行動は、ドライバーの視線方向から判定する。例えば、視線方向がルームミラーや左ドアミラーへ向いていれば、ドライバーは後方自動二輪車に注意し、その動向を見極めていることを意味する (Fig. 17)。

(3) 実験結果 実験コースにおける被験者実験の結果を以下に示す。

Fig. 18 (a) は、左折時、後方に自動二輪車がいるときのアクセルOFFポイントを示す。システムからの注意喚起がある場合とない場合について、アクセルOFFポイントの測定値をプロットした。グラフ上の実線は、0.1 Gの基準速度曲線である。

Fig. 18 (b) は、0.1 Gの基準速度曲線に対するアクセルOFFポイントの距離差の累積構成比を示す。基準速度曲線

上の距離を基準(0 m)とし、横軸に示す距離差がマイナス値であればアクセルOFFのタイミングが基準より早く、距離差がプラス値であれば基準より遅いことを意味している。

このグラフより、注意喚起が無い場合のアクセルOFFのタイミングは、基準のタイミングより早い場合が60%以下に留まるのに対し、注意喚起がある場合には、基準のタイミングより早い場合が80%を上回り、システムからの注意喚起により減速挙動が早まる傾向が見られた。

Fig. 19 に、回避操作開始の基準距離(左折開始地点手前18 m)における、基準速度(37 km/h)との速度差の累積構成比を示す。横軸に示す速度差がマイナス値であれば基準速度より低く、速度差がプラス値であれば基準速度より速いことを意味している。

このグラフより、注意喚起が無い場合の速度は、基準速

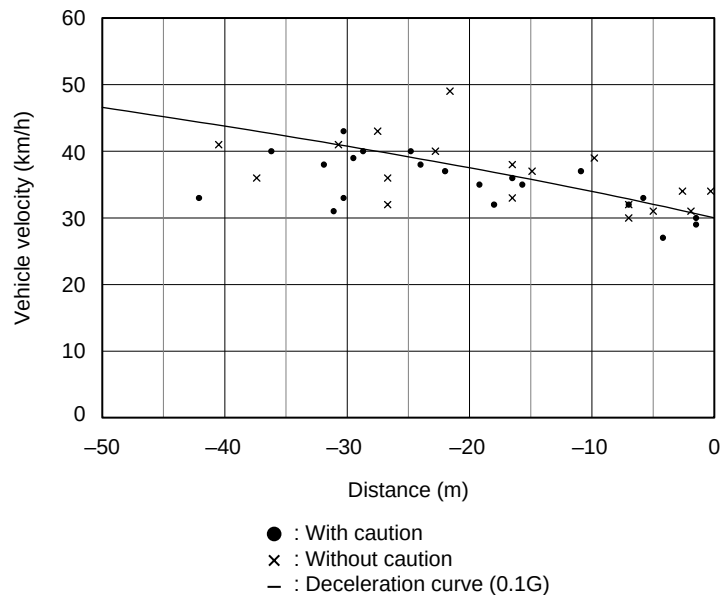


Fig. 18 (a) Accelerator pedal OFF point

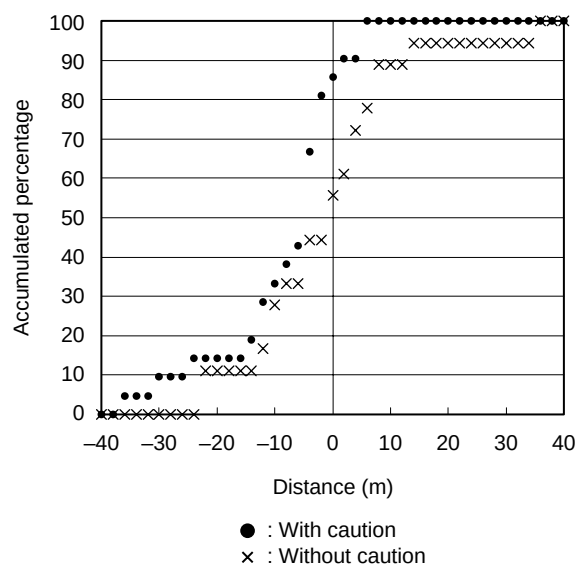


Fig. 18 (b) Accumulated percentage of accelerator pedal OFF point

度よりも低い場合が80%を下回るのに対して、注意喚起がある場合の速度は、基準速度より低い場合が90%近く増加する結果が得られた。この結果から、注意喚起がある場合には、注意喚起がない場合に比べ、速度が基準速度以下に抑えられていることがわかる。

Fig. 20 は、左折時の視線方向の分布を示すグラフであり、ルームミラーや左ドアミラーによる後方自動二輪車の安全確認の度数を示している。注意喚起がない場合、左折開始前の15 m から25 m 付近でルームミラーと左ドアミラーへの視線が増加するのに対し、システムからの注意喚起がある場合、注意喚起後、20 m から50 m 付近でナビ画面に視線を向けており、注意喚起画面を確認している。また、左折開始前の25 m から40 m 付近でルームミラーと左ドアミラーへの視線が増加している。

これにより、システムからの注意喚起がある場合は、ルー

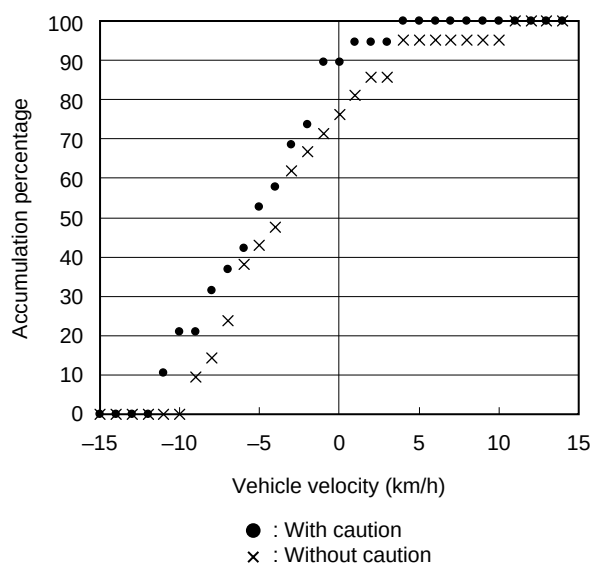
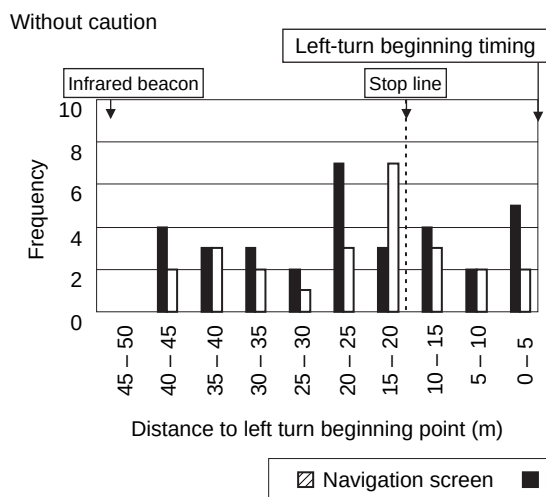


Fig. 19 Distribution of speed



ムミラーおよび左ドラミラーによる後方自動二輪車の安全確認が早まっていると思われる。

以上の結果から、左折巻き込み防止システムが、ドライバーに後方自動二輪車への安全確認を促し、減速行動を早め、巻き込み回避操作の余裕を増やす効果を確認できた。

5. まとめ

Honda DSSSの公道実証実験結果は以下のとおりである。

- (1) 事故分析結果に基づき、追突防止、左折巻き込み防止、右直事故防止を対象とするシステムを構築した。
- (2) 上記を対象とした運転支援システムを、光ビーコンとDSRCの連携により実現した。
- (3) 公道での混合交通状況下における被験者検証をおこなった。
- (4) 上記検証により、システムの効果が確認できた。

以上の結果より、交通事故低減効果について展望が開けた。

今回は左折巻き込み防止システムについての事前確認テスト結果を紹介したが、今後は追突防止システムと右直事故防止システムも含め、長期間に渡り、通勤車両を対象としたテストを実施し効果を確認する。

参考文献

- (1) 安全運転支援システム分科会、神奈川県 DSSS 検討作業部会、愛知県 DSSS 検討作業部会：安全運転支援システム実証実験、UTMS 機関誌、No.22, p.11-15(2007)
- (2) 安全運転支援システム分科会、栃木県 DSSS 検討作業部会：栃木県 DSSS の実証実験計画について、UTMS 機関誌、No.23, p.16-18(2007)
- (3) 櫛田和光、片山睦、堤陽次郎、丸山一幸、鎌田豊、村

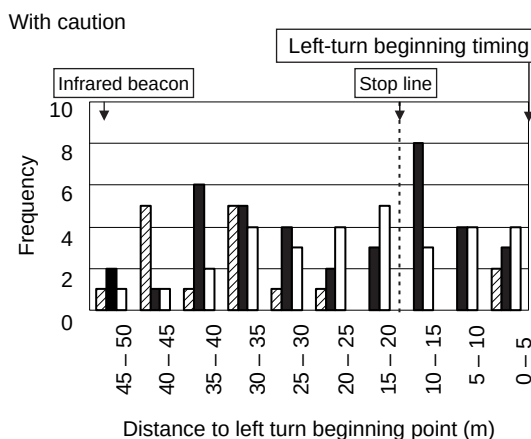
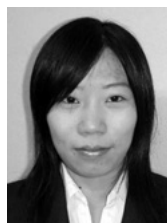


Fig. 20 Distribution of driver's direction of view

田裕：ホンダ ASV-3 の紹介(二輪車), Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.2, p.13-20

- (4) Kamijo, S., Nishida, T., Sakauchi, M.: Occlusion robust and Illumination Invariant Vehicle Tracking for Acquiring Detailed Statistics from Traffic Images, IEICE TRANSACTIONS on Information and Systems, Vol. E85-D, No. 11, p.1753-1764(2002)
- (5) Oguri, H., Yoshizu, S., Sagisaka, A.: Effect Verification of Information Provision for Vehicle-Infrastructure Cooperative System -Result of Aichi DSSS Field Verification-, 14th World Congress on Intelligent Transport Systems(2007)

■ 著 者 ■



猪野由里子



藤巻 朋



浅沼 信吉

Honda 運転支援システムの紹介

ー高速道路インフラ(スマートウェイ)を用いた 公道実証実験ー

Introduction of Honda Driving Support System
– Field Operation Test for Highway Infrastructure System (Smartway) –

近 藤 修 五*
Shugo KONDO

浅 沼 信 吉*
Nobuyoshi ASANUMA

要 旨

国土交通省スマートウェイプロジェクトの取組みとして、2007 年 5 月から民間企業(自動車メーカー 9 社、電機メーカー 17 社)からなる公道実証実験を進めた。首都高速道路において、新しい車載機を使って道路と車を通信で結び、画像や音声を用いて安全で快適な運転支援システムを製作し実験をおこなった。Honda は、情報提供の実用化に向けて、スマートウェイプロジェクトに参加しシステムの機能、運転支援の有効性および受容性の検証をおこなった。

また、首都高速道路における最先端の ITS サービスを国内外に広く PR するため、2007 年 10 月にシンポジウムや体験乗車、展示会等を内容とするスマートウェイ 2007 デモを官民共同(民間企業 30 社)で実施した。体験乗車のアンケート回答からサービスの効果を評価した結果、スマートウェイの事故低減効果に期待できることがわかった。

ABSTRACT

As an initiative of the Smartway project under the Ministry of Land, Infrastructure, Transport and Tourism, field operation tests have been conducted since May 2007 with the participation of private enterprises (nine automobile manufacturers and 17 electronics manufacturers) and other organizations. An advanced highway safety system was created that uses images and sound to enable safe, comfortable driving. Employing new on-board equipment for communications linking road and vehicles, the system was tested on the Metropolitan Expressway in Tokyo. Honda has been participating in the Smartway project with a view to practical application of information provision systems, as well as to verify the functionality of such systems and of the validity and acceptability of driver support.

A symposium was also held in October 2007 in order to generate widespread publicity inside and outside Japan for advanced ITS services on the Metropolitan Expressway. This Smartway 2007 Demonstration, performed as a joint public and private sector (with 30 private enterprises) program, provided people the opportunity to experience Smartway through test drives, presented exhibition displays, and the like. In questionnaires administered after the test drive, respondents gave favorable ratings for service effectiveness, indicating that Smartway holds promise for collision reduction impact.

1. まえがき

国土交通省道路局では、先進的な ITS 技術を統合して組み込んだ「スマートウェイ」の実現に向けた取り組みを進めてきた。2004 年 11 月には、スマートウェイ推進会議作業部会が設置され、2006 年 3 月には国土技術政策総

*四輪開発センター

合研究所と民間企業 23 社による「次世代道路サービス提供システムに関する共同研究」の成果が取りまとめられた。2007 年 3 月には、路側システムおよび車載機の規格、仕様が決定された。

スマートウェイで実現を目指すサービスは、「タイムリーな走行支援情報の提供」「場所やニーズに応じた地域ガイド」

「あらゆるゲートのスムーズな通過」の三つで、これらのサービスを路側システムと ITS 車載機で実現する。公道実証実験では、前方障害物情報提供、合流支援、前方状況情報提供、デジタル地図連携の情報提供、位置情報提供の五つの安全運転支援サービスを実現し、2007 年末、本格運用に向けて実証実験を展開してきた。2008 年末には、内閣官房、警察庁、総務省、経済産業省、国土交通省、民間企業連携で大規模実証実験が東京で計画されている。

本稿では、スマートウェイの実証実験結果とスマートウェイ 2007 デモの模様について報告する。

2. 経緯

わが国では高度道路交通システム(Intelligent Transport Systems: ITS)の開発および実用化を推進してきたが、VICS が 1800 万台、ETC 車載機セットアップが 1600 万台を超えるなど急速に普及した。

Fig. 1 に NAVI, VICS, ETC 車載機の出荷台数を縦軸に、横軸に年代を示す⁽¹⁾。

それにより渋滞の解消や環境負荷の軽減等の社会的効果が現れてきた。ITS は、社会的課題を解決し社会や生活の変

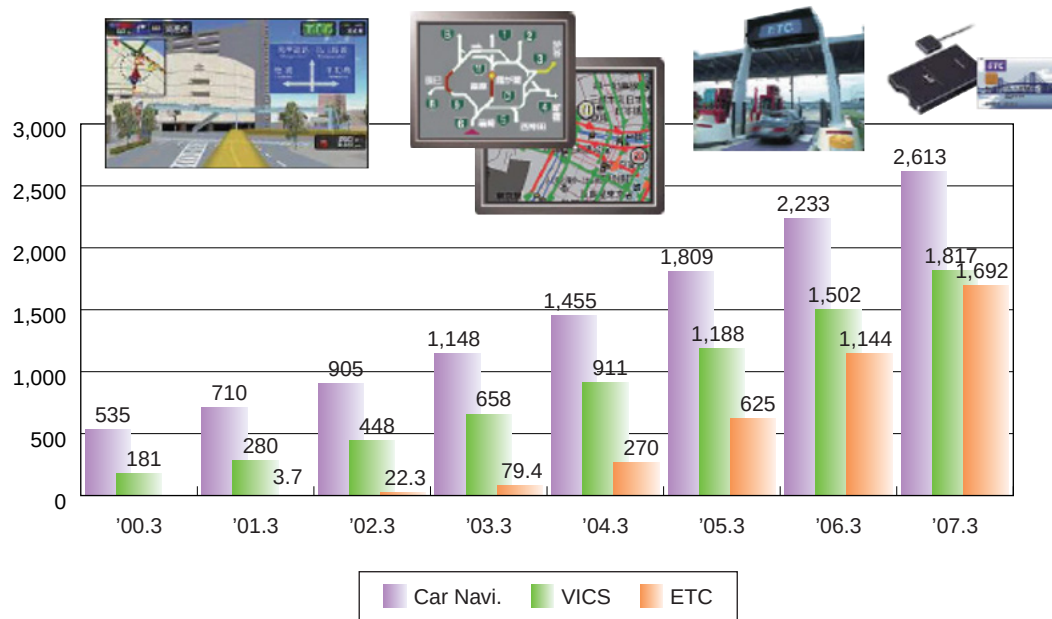


Fig. 1 Cumulative total numbers of navigation systems, VICS, and ETC units shipped

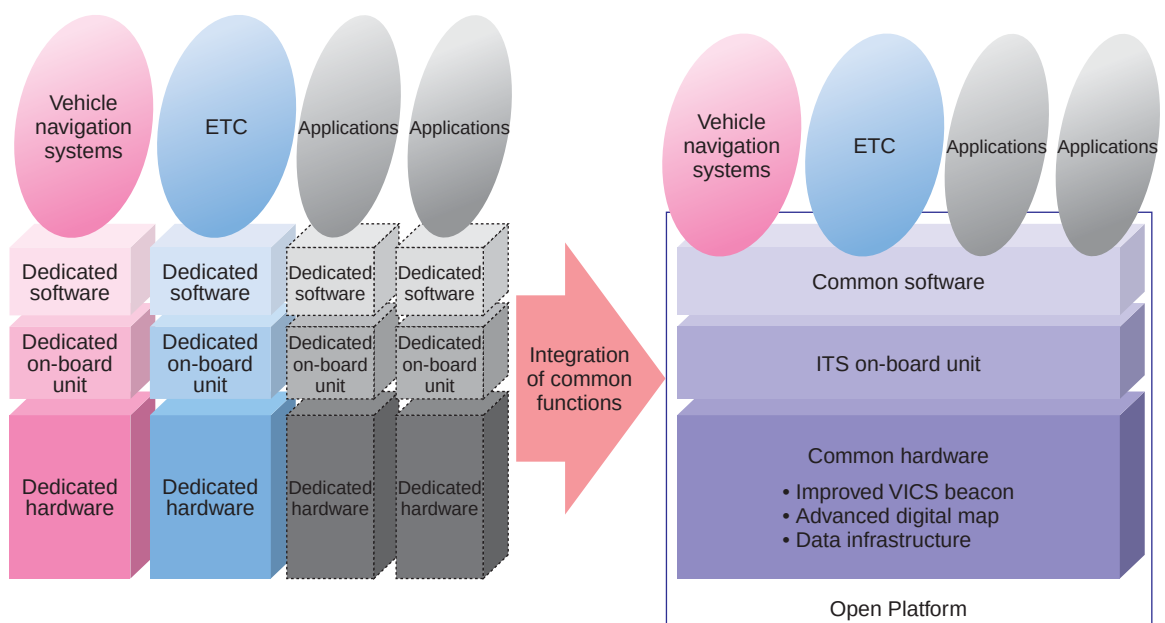


Fig. 2 Concept of platform

革に貢献していくセカンドステージに入りつつある。

このような状況のもと、セカンドステージを迎える ITS を展開していくための方策をとりまとめたものとして、2004年8月、スマートウェイ推進会議より「ITS、セカンドステージへ」が提言された⁽²⁾。

また、2006年1月には政府が「IT 新改革戦略」を発表し⁽³⁾、インフラ協調による安全運転支援システムの実用化により、「世界一安全な道路交通社会—交通事故死者数 5000 人以下を達成」を目指すことが掲げられた。これを受け、目標の実現に向けた官民連携の取り組みが進められた。実現に向けた方策としては、2006年の早期に官民一体となった連携会議を設立し、複数メディアの特性の比較検討を含む効果的なサービスとシステムのあり方や実証実験の内容について検討された。その結果、各機能で独立していた専用ハードウェア、専用ソフトウェアを共通化することでオープンプラットフォーム化を図り、多様なアプリケーションを搭載することで機能を実現するコンセプトにまとめた。Fig. 2に次世代車載機のプラットフォームのコンセプトを示す⁽¹⁾。

3. スマートウェイの技術

3.1. システムの構成

次世代道路サービスを実現するシステムは、路側システム、ITS車載機、路車間通信より構成される。路側システムおよび ITS 車載機は、サービス共通で利用する機能(基本 API/Application Program Interface)を持つ。

Fig. 3 にスマートウェイシステムの構成を示す⁽⁴⁾。

3.2. 共通機能

さまざまな ITS サービスを実現するための共通機能として、指示応答機能、メモリアクセス機能、ICカードアクセス機能、プッシュ型情報配信機能、ID通信機能、基本指示機能、共通セキュリティ機能からなる基本的な共通機能(基本 API)を持つ。

3.3. 路側システムの構成

路側システムは、路車間通信機能、基本 API、個別アプリケーションを具備し、外部システムと連携しつつ、ITS車載機にサービスを提供する。路側システムは、提供するサービスに応じ、Fig. 4(1) に示す外部システムの提供情報生成と編集と蓄積機能、プローブデータ処理機能、決済処理機能、駐車場管理機能、料金等表示機能から必要な機能を選択する⁽⁵⁾。また、Fig. 4(2) に DSRC(Dedicated Short Range Communication)アンテナを示す。

3.4. ITS 車載機の構成

ITS 車載機は、外部インタフェース、基本 API、路車間通信機能等により、ドライバにサービスを提供する。

ITS 車載機が有する路車間通信機能は、DSRC プロトコルと拡張通信制御プロトコル、非IP(Non-Internet Protocol)系通信および IP 系通信よりなる ASL(Application Sub Layer)より構成され、路側システムの通信ゾーンにおいて路車間通信を実現する。

カーナビ機能は、ITS 車載機とドライバとの接点としての役割を果たし、表示、WEB機能等を備える。また、外部機器との接点としての役割を果たし、カーナビ等から情報を収集してこれをアップリンクする機能等を備える。

Fig. 5 に ITS 車載機の構成を示す⁽⁵⁾。

3.5. 情報提供の内容

スマートウェイにおける提供サービス内容を以下に示す。

(a) 前方障害物情報提供

見通しの悪いカーブ先の停止車両や渋滞を路側センサにより検知し、カーブに進入してくるドライバへカーブ進入前に画像や音声(この先渋滞、追突注意)で情報提供し、注意喚起をするサービス。

Fig. 6 に前方障害物情報提供のサービスイメージを示す⁽⁶⁾。

(b) 合流支援

合流してくる車両の存在を車両感知器により検知し、合

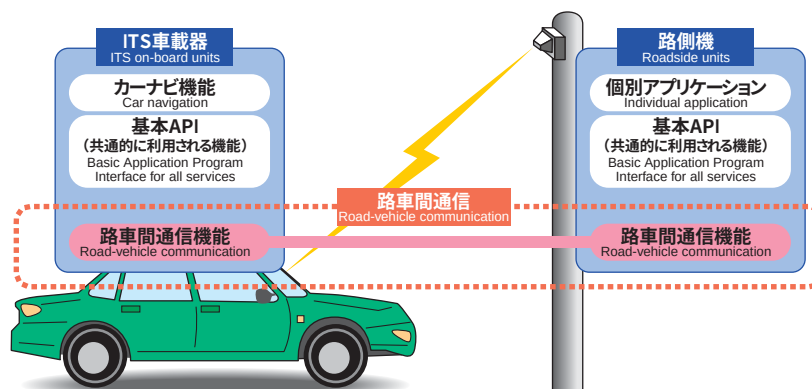


Fig. 3 Structure of Smartway system

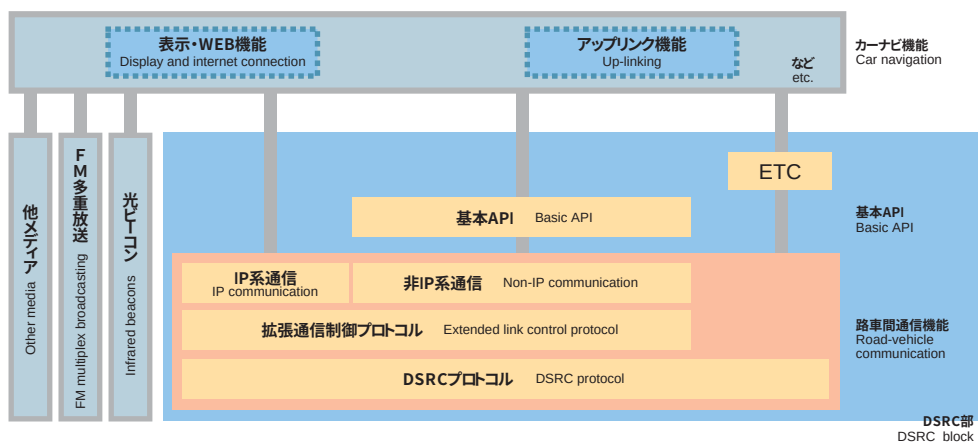


(1) Structure of roadside system



(2) DSRC antenna

Fig. 4 Roadside system



(1) Structure of ITS on-board unit



(2) ITS on-board unit

Fig. 5 ITS on-board system

流部の手前において、走行車両の存在情報を画像や音声(左から合流車、注意)で情報提供し、注意喚起をするサービス。

Fig. 7 に合流支援のサービスイメージを示す⁽⁶⁾。

(c) 前方状況情報提供

ドライバの安心感、運転余裕度の向上やドライバの経路選択の補助を目的として、トンネルや渋滞頻度の高い箇所の道路状況などを画像と音声で伝達し、注意喚起するサービス。

Fig. 8 に前方状況情報提供のサービスイメージを示す⁽⁶⁾。

(d) 前方状況情報提供(ハイウェイラジオ)

走行地点や進行方向に応じて、渋滞状況などの道路交通情報を音声で提供するサービス。

(e) デジタル地図連携の情報提供

カーナビに内蔵された地図データベースの情報をもとに、走行速度に応じて事故多発カーブ等の存在を画像や音声(追突事故多発、注意)で注意喚起するサービス。

Fig. 9 にデジタル地図連携情報提供のサービスイメージを示す⁽⁶⁾。

(f) 位置情報の提供(電子標識)

地図上で本線と重なり合うランプ入り口等でカーナビの

位置特定を支援する情報を提供するとともに、簡単な標識情報を提供するサービス。

Fig. 10 に位置情報提供のサービスイメージを示す⁽⁶⁾。



Fig. 8 Providing information on conditions ahead (still image information)



Fig. 6 Providing information on obstacles ahead



Fig. 9 Providing information with digital road map data



Fig. 7 Merging assistance



Fig. 10 Providing information with digital position data



Fig. 11 Internet connection



Fig. 12 Parking lot cashless payment

(g) インターネット接続

サービスエリア、パーキングエリア等に駐車した車両に対して、インターネットの接続環境を提供するサービス。

Fig. 11 にインターネット接続のサービスイメージを示す⁽⁷⁾。

(h) 駐車場料金決済

クレジットカードによる駐車場課金により、キャッシュレスでスムーズな入出庫を可能にするサービス。

Fig. 12 に駐車場料金決済のサービスイメージを示す⁽⁷⁾。

4. 公道実証実験

4.1. 実施概要

2007 年 5 月 14 日より 6 月 8 日まで、首都高速道路において、実験車両に車載機プロトタイプを搭載し、参加企業合計 60 台で走行実験を実施した。公道実験コースは、4 号新宿線、環状線と 5 号池袋を結ぶルートでおこなわれ、18 箇所のサービス提供を受けて被験者は走行後、アンケートに回答した。この実証実験では、路側システム、車両、通信機能を合わせたシステム機能の検証、サービスの有効性および受容性の検証を各社でおこなった。

4.2. では、Honda 実験車両での実証実験結果を示す。4.3. では、参加企業全社を対象にした総合実験結果を示す。

Fig. 13 に公道実証実験ルートとサービス提供箇所を示す。

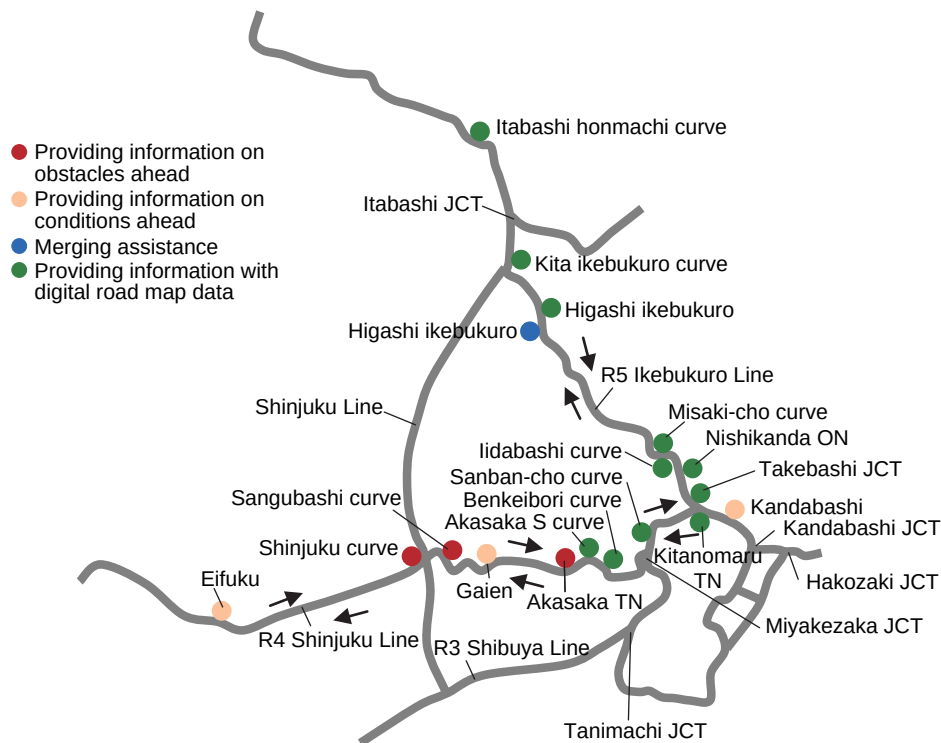


Fig. 13 Service test locations

Table 1 Changes that occur in drivers when information is provided

ドライバの変化	内容	結果
意識の変化	注意喚起により、意識が対象に移動し、安全側に注意が向けられた。	L
	「びっくりし慌てた」「煩わしい」等の否定的な反応は少なかった。	L
行動の変化	注意喚起により即、行動に出ていないが、対象となる方向に視線が向けられた。	L
	急ブレーキをかけるネガティブな反応は、ほとんど無い。	L

- (a) 実験日数：19 日間
- (b) 稼働時間：172.5 時間
- (c) 被験者：55 名(延べ)
- (d) 走行距離：7,000 km
- (e) 実施サービス：前方障害物情報提供、前方状況情報提供、合流支援、デジタル地図連携情報提供
- (f) 評価データ：サービス提供時の車両挙動データ、被験者のアンケートデータを収集
- (g) 実験車両：ODYSSEY

また、公道実証実験での実験車両内のサービス提供シーンを Fig. 14 に示す。

4.2. Honda 実験車両での実験結果

以下にドライバの意識、行動の変化に対するアンケート結果を示す。

結果は、回答数を三段階で示す。(L:多数, M:中, S:少数)

Table 1 に情報提供されたときのドライバの変化を示す。



(1) Providing information with digital road map data



(2) Providing information on obstacles ahead



(3) Providing information on conditions ahead



(4) Merging assistance

Fig. 14 Scenes of information being provided

Table 2 Selected opinions

サービス	内容	結果
前方障害物情報提供	情報の信頼性が低い	L
前方状況情報提供 (静止画)	どの地点に対する情報なのか分からない	L
	画面を見る余裕が無かった	L
	画面表示時間が短すぎる	L
	画像に対して音声や音による説明が必要	L
	画像の意図が分からない	L
前方状況情報提供 (音声)	情報量が多すぎる	M
	提供タイミングが遅すぎる	S
	どこの情報なのか全く分からない	L
	自然な話し方で無いので聞きにくい	L
デジタル地図連携の 情報提供	提供タイミングが遅すぎる	M
	車両の速度によって提供タイミングに違和感を感じる	L
	道路の交通状況によって提供タイミングに違和感を感じる	L
	機能が市販NAVIと重複する	L
全般	既存VICSサービスとの区別がつきにくい	L
	注意喚起音が全て同じなので違いが分かりにくい	S
	慣れてしまうと注意しなくなる	L
	VICS情報に加えると情報過多になる	L
	情報量の選択が出来るべき	M
ヒューマンマシン インターフェイス (HMI)	HMI画面のデザインに統一性がない	L
	情報を理解するのに時間と知識がいる	L
	音声が長すぎる	L
	表現が曖昧でよく分からない	M
	道路インフラ側とスマートウェイサービスが重複する場合がある	L
	車両側でしか出来ない機能に絞るべき	L

意識の変化、行動の変化のすべての項目において、肯定的に回答をした被験者は多数だった。

Table 2 に抽出された意見を示す。

大多数のアンケート項目に対して肯定的に回答をした被験者は多数だった。但し、情報提供タイミングや情報提供内容について否定的な回答をした被験者が少数いた。

4.3. 総合実験結果

各社が実験評価をおこなった各サービスにおける必要性のアンケート結果を Fig. 15 に示す⁽⁸⁾。

前方障害物情報提供と合流支援サービスでは、過半数が「必要性を感じる」と肯定的な回答をしている。

一方、前方状況情報提供と地図連携サービスでは、アンケート結果からでは、肯定的、否定的とも判断できる結果は得られなかった。

スマートウェイサービスによる総合効果のアンケート結果を Fig. 16 に示す⁽⁸⁾。

「役に立つ」「どちらかという役に立つ」の肯定的な回答が 63%あった。

4.4. 考察

首都高速道路は、道路形状や交通状況において大変厳しい状況にある。多くの急カーブが点在し、見通しの悪い道路環境(カーブ後、トンネル入り口)での渋滞等、事故につながる要因が揃う。

被験者は交通環境の急な変化に対しサービスの必要性を感じており、サービスによる事故のリスク低減を望み、スマートウェイの有効性への期待は大きい。また、実験結果からサービスによって注意が対象に向けられることがわかり、有効性に期待できる。

受容性においては、被験者が必要とするサービス内容なのか、そうでないかによって肯定的回答数が変化している。今後、情報提供にあたっては、情報の量、質、提供のタイミング、等をドライバの観点から考慮し、よりよい安全運転支援を構築していく必要がある。

5. スマートウェイ 2007 デモ

5.1. 実施概要

各参加企業が開発した ITS 車載機プロトタイプをデモカーに搭載し、首都高速道路および鍛冶橋駐車場に設置し

た路側システムからの ITS サービスを体験する体験乗車に加えて、各種シンポジウム、展示をおこなった。

来場者は、延べ約 1650 人であり、そのうち海外からの来場者は 50 名、報道機関は 35 社であった。体験乗車は、そのうち約 670 人の来場者が体験をした。

(a) 開催日：2007 年 10 月 14 日から 17 日

(b) 開催場所：東京国際フォーラム、首都高速道路(4号新宿線、5号池袋線、都心環状線)

(c) 内容：オープニングセレモニー、体験乗車出発式、シンポジウム、基調講演、パネルディスカッション、体験乗車(体験乗車風景を Fig. 17 に示す。体験乗車コースを Fig. 13 に示す)、展示会、車輛展示他

(d) 参加者：国内外 ITS 関係者、関係省庁、高速道路会社、学識経験者、関連団体、報道機関、スマートウェイ 2007 デモ参加メーカー他

5.2. 体験乗車実施内容

体験乗車で用いた路側システムは、実用局として免許を取得している機器を使用し、車載機は、スマートウェイ 2007 デモ用にプロトタイプを用意した。このプロトタイプの車載機は 2 種類あり、カーナビと連携して画像と音声で情報

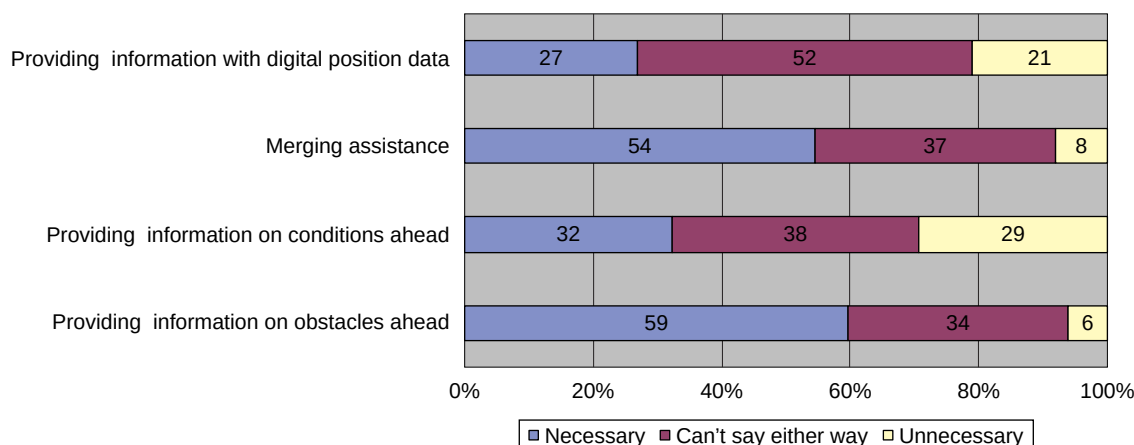


Fig. 15 Assessment of necessity of each services

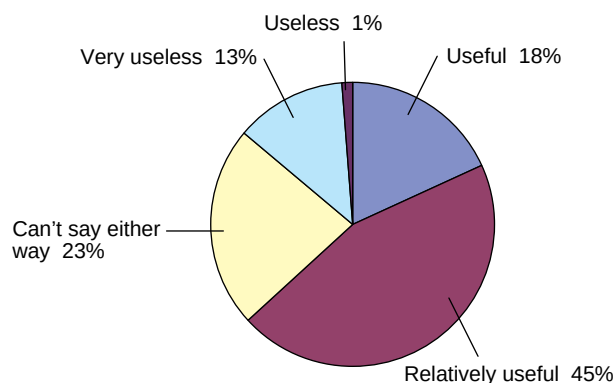


Fig. 16 Overall assessment of effectiveness



Fig. 17 Scene of test drive experience

提供をおこなう「カーナビ連携型 ITS 車載機」とカーナビを有していない大型車や軽自動車等を対象に音声のみの情報提供をおこなう「単体型 ITS 車載機」の両者を用意し、サービスは、スマートウェイで検討されている 8 種類のサービスの体験乗車を実施した。

5.3. 体験乗車の総合結果

体験乗車の後、簡単なアンケート調査を実施し、4 日間で 511 票(乗車体験者数の約 83%)の回答があった。体験サービスに対する結果としては、「買い換えたい」、「購入したい」との購入意向の回答を約 6 割の体験者からあり、特に、合流支援、前方障害物情報提供、駐車場料金決済に対する評価が高かった(Fig. 18)。スマートウェイサービスによる総合効果のアンケート結果は「役立つ」、「どちらかといえば役立つ」との肯定的な回答が約 9 割の体験者からあった(Fig. 19)。

情報提供サービスが魅力的である主な理由としては、「音声による読み上げ」、「状況に応じて必要な時のみ情報提供される」があげられた⁽⁹⁾。

6. 結論

スマートウェイプロジェクトに対して、公道での実証実験からシステムの機能性とサービスの有効性、受容性を検証し終了させることができた。その結果を反映したスマートウェイ 2007 デモでは、多数の体験乗車がおこなわれ、体験者のサービスへの期待とそれによる事故低減効果への期

待を実感した。今後のサービスの設定において、価値と完成度の高い安全運転支援を構築していくことが重要であり、将来、スマートウェイを全国に展開するなかで、情報提供タイミング、情報提供内容、設置場所等インフラの完成度に期待するところが大きい。改善を重ねて進化し続けていく必要がある。

スマートウェイの今後の展開は、2008 年に、愛知地区、阪神地区、広島地区で実証実験が計画されている。事故多発地点から先行してスマートウェイを導入するために具体的な検討に着手がされた。

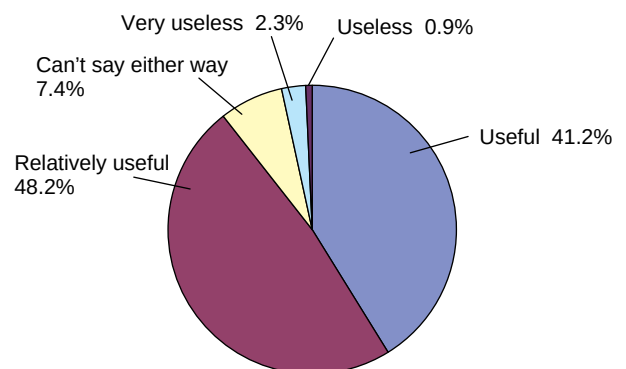


Fig. 19 Overall assessment of experienced service (domestic participant including Honda, excluding foreign invited guest)

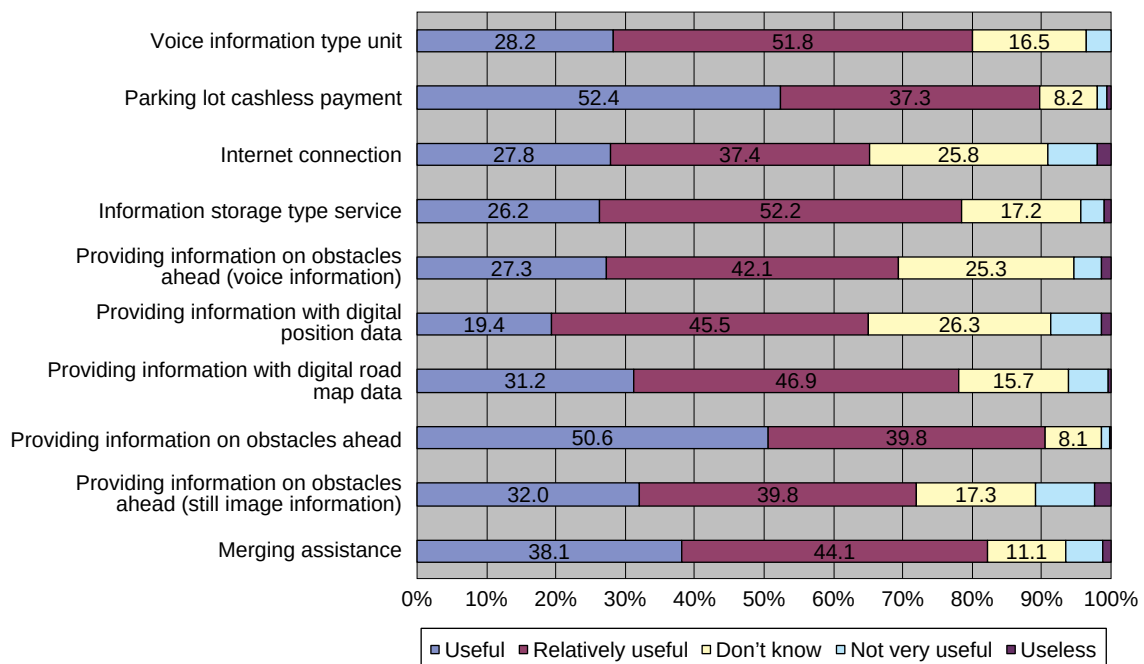


Fig. 18 Partial assessment of experienced service

参考文献

- (1) <http://www.its.go.jp/ITS/conf/2007/ES6.pdf>, 2007/11/9
- (2) <http://www.its.go.jp/ITS/j-html/Smartway/20040805/1.pdf>, 2004/8/5
- (3) <http://www.kantei.go.jp/jp/singi/it2/kettei/060119honbun.pdf>, 2006/1/19
- (4) 財団法人 道路新産業開発機構:ITS HANDBOOK 2006-2007, p.14(2007)
- (5) 財団法人 道路新産業開発機構:ITS HANDBOOK 2006-2007, p.15(2007)
- (6) <http://www.forum8.co.jp/user/user71.htm>, 2008/1/1
- (7) <http://www.smartway2007.jp/ja/image/sw2007.pdf>, 2007/9/5
- (8) 国土交通省 道路局:第一次公道実験 実験結果, p.49 (2007)
- (9) 国土交通省 道路局:スマートウェイ 2007 アンケート集計結果(速報版), p.8(2007)

■著 者■



近 藤 修 五



浅 沼 信 吉

バンパ用脱塩素系水性プライマの開発

Development of Chlorine-free Waterborne Primer for Bumper

橋 本 孝 則* 小 川 剛 志*
Takanori HASHIMOTO Takeshi OGAWA

要 旨

バンパ用ポリオレフィン素材の生産プロセスの変化に対応すべく、高い塗装密着性が求められている。これに対し、プライマの主成分であるポリオレフィンの低融点化により、プレヒートや焼付け時の熱でポリオレフィン樹脂をポリプロピレン(以下 PP と表す)素材へ融着させることで分子間相互作用力にて密着性を向上させる手法を検討した。メタロセン触媒を用いてポリオレフィンの立体規則性を制御し低融点化を図ることにより、従来プライマよりも密着性を向上させることが可能となった。従来付加していた塩素をオレフィンから削除したことで、環境負荷物質の低減もおこなった。

ABSTRACT

Changes in the production process of the polyolefin substrate used on automotive bumpers have created the need for increased coating adhesion performance. A method of lowering the melting point of polyolefin, the principal component of the primer, in order to fuse the polyolefin resin with the polypropylene (PP) substrate using the heat generated during pre-heating and baking, thus achieving increased adhesion through the interaction force between molecules, was therefore examined. Using a metallocene catalyst, the tacticity of the polyolefin was controlled and its melting point reduced, resulting in the achievement of a higher level of adhesion intensity than the conventional primer. The chlorine that was formerly added to the olefin is no longer used, reducing the burden on the environment.

1. まえがき

安心で安全な社会の構築に向けた環境負荷物質低減への関心の高まり等を背景として、環境負荷物質規制が世界的に展開されている(Fig. 1)。国内においても大気汚染防止法

の法改正により、2006年4月1日から揮発性有機化合物(以下 VOC と表す)の排出規制が施行され、自動車メーカーの塗装ラインから排出される VOC の削減は重要な課題となっており、環境負荷物質を低減させた材料の開発が強く求められている。

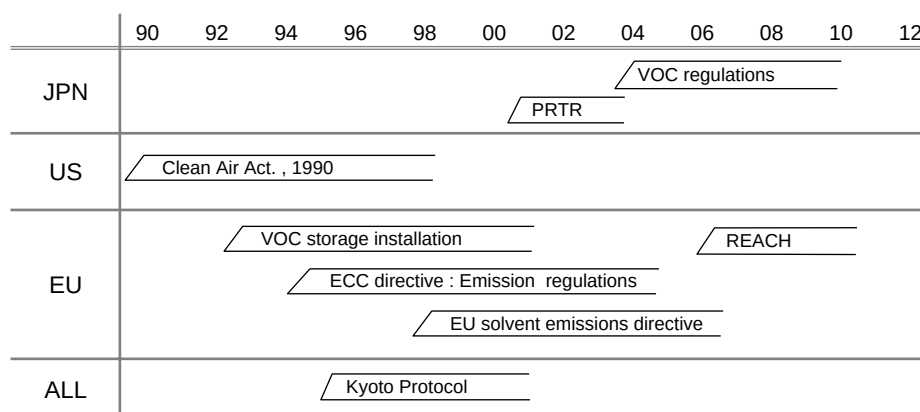


Fig. 1 Global environmental laws and regulations

このような背景を踏まえ、バンパ塗装においてもVOC低減対応として水性塗料が開発されてきた。Honda のバンパ塗装においては、1983 年より北米のラインに水性プライマを導入し、1998年にはイギリスのラインに、水性プライマ、水性ベース、スーパーハイソリッドクリアの3コート1ベーク塗装システムという世界トップレベルの環境対応水性塗装システムの導入をおこない、VOCの削減を推進してきた。最近ではバンパ素材の生産プロセスの変化に対して、より高い密着性を求められるようになってきている。

本稿では触媒制御により塗料樹脂のオレフィンの低融点化を図り、素材との密着性の向上を図った水性プライマの技術について紹介する。

2. バンパ塗装の現状と課題

バンパフェイスは、軽量と安価などの利点から PP 素材が広く使われているが、PP 素材はもともと表面エネルギーが 100 erg/cm^2 以下と低く、化学的に不活性で塗膜が付着しにくい性質を有している⁽¹⁾。バンパの塗膜構成を Fig. 2 に示す。PP 素材との密着性に大きく寄与するのは素材に直接接しているプライマである。塗膜の密着性はプライマ含有の溶剤が素材中のゴム成分に浸透し、アンカ効果により密着性を発現している⁽²⁾。しかしながら、近年は環境規制対応により塗料の VOC 削減が必要となり塗料中の溶剤含有量が減ることから、PP 素材中のゴム成分の膨潤、

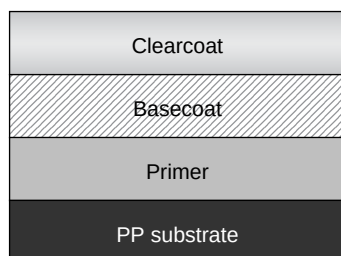


Fig. 2 Bumper coating

浸透によるアンカ効果を十分に発現させることが難しくなっている。加えて、PP 素材については、近年生産効率の向上を目的とした工程見直し⁽³⁾により、素材中に添加されるゴム量が低減される傾向にある。ゴム量の低下による素材断面の状態の変化を Fig. 3 に示す(素材の白い部分がゴム分、黒色部分が PP 部)が、一見してわかるように素材表面近傍のゴム量の減少が明らかであり塗装密着性低下の要因となっている。このような背景から、昨今では環境規制対応と塗装品質保持の両立化が難しくなっている。

3. 水性プライマの開発

3.1. 密着性向上の着想

一般的に、PP 素材との密着性を向上させる手法として、アンカ効果や分子間相互作用力による素材との密着力の付与が挙げられる。従来はオレフィンの分子量や溶剤の浸透などを制御することで、主としてアンカ効果により密着性を高める手法が検討されてきた⁽²⁾。しかし、前述したようにアンカ効果による機械的な密着性の付与が難しくなったことから、塗膜と被塗物との界面における分子間相互作用力を高めて物理吸着による密着性付与を考えた。密着は界面で起こる現象であるため、その界面に十分な分子間相互作用力が働くことは、塗料が密着するかどうかを決定する重要な因子である。したがって、プレヒートや焼付け時の融解性をコントロールし十分な接触面積を与えることが、分子間相互作用力による密着力を向上させる必要条件の一つであると考えられる。そのため、プライマ主成分のポリオレフィン樹脂の融点に着目し、融点を下げることでプレヒートや焼付け時の熱融着効果向上を検討した。

3.2. ポリオレフィンの低融点化の検討

融点を下げる手法として、ポリオレフィンの結晶性を低下させることを考えた。その一つとして、オレフィン樹脂への塩素付加がある。従来、塩素付加はポリオレフィンの結晶

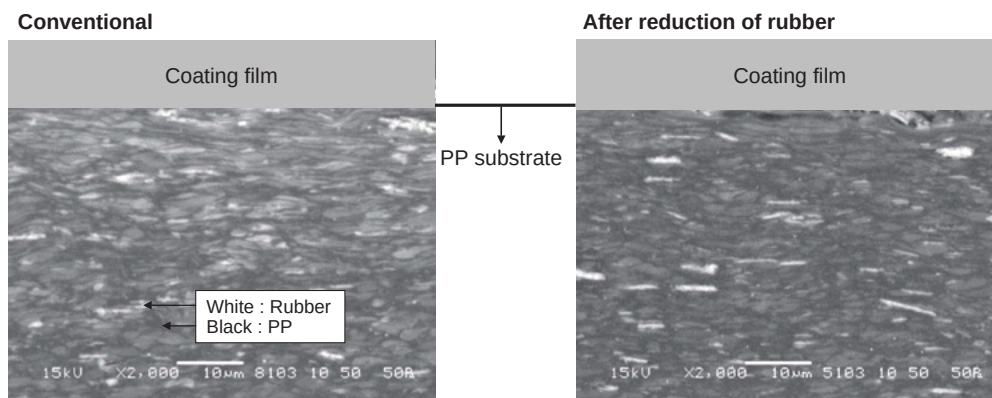


Fig. 3 Cross-section of PP substrate

性を低下させて塗料溶剤に対する溶解性を確保し塗料状態として安定化させることを目的としておこなってきた。塩素付加とポリオレフィンの融点の関係を Fig. 4 に示す。付加する塩素量を増やすことにより、融点が下がることが確認された。次に、Fig. 5 にオレフィンの塩素化度とピール強度および耐ガソリン性の関係を示す。塩素付加量を増やすことでピール強度は上昇することから、低融点化はピール強度の向上に寄与することが確認された。但し、塗膜品質として必要な耐ガソリン性が低下する傾向が観られた。これは、塩素量増加による融点低下と溶解性向上がトレードオフの関係にあり、低融点化はガソリンに対するタフネス低下の原因と考えられる。結果として塩素化による低融点化では、融点の低下に伴い耐ガソリン性も低下することから、両特性のバランスをとることが困難であった。

次に、結晶性を制御する要因である触媒技術の検討をおこなった。難溶性であるオレフィンの特性をそのままに、PP の立体規則性を高い精度で自由に制御できるメタロセン触媒⁽⁴⁾(Fig. 6)を用いて、低融点のポリオレフィンを重合することを考えた。立体規則性は、高分子の物質特性を支配する結晶形態、結晶化度などの高次構造を決定する重要な一次構造因子であり、結晶を形成する上で必要なメソペンタッド分率(mmmm)を¹³C-NMR法にて測定し結晶化

度と定義した。Fig. 7 の結果は、メタロセン触媒を用いて結晶化度を下げることにより、融点を下げられることを示す。Fig. 8 に示すように、高い耐ガソリン性を保ったまま、ピーリング強度の向上を図ることが可能となった。このポリオレフィンは、塩素化していないため溶剤への溶解性が低く、耐ガソリン性に対して優れた結果を与えたと考えられる。オレフィンの低融点化により、プレヒートおよびクリア焼付時の熱でポリオレフィン樹脂を素材へ融着させることにより、効率よく密着させることが可能となった。ま

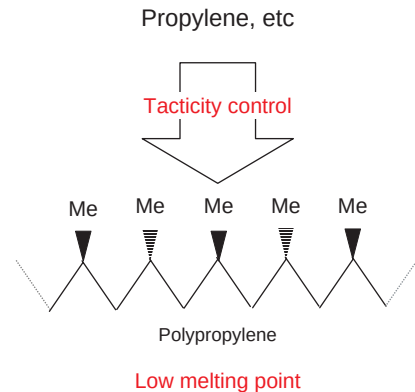


Fig. 6 Tacticity control of polyolefin by developed catalyst

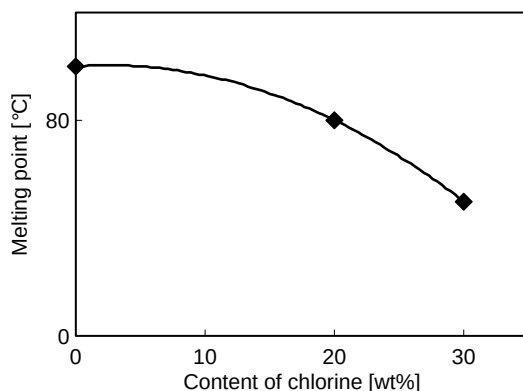


Fig. 4 Influence of chlorine weight % on melting point

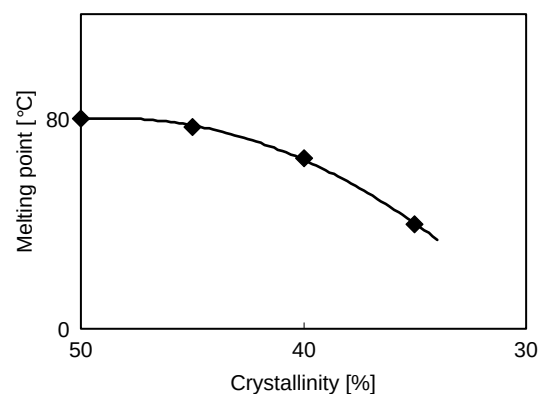


Fig. 7 Influence of crystallinity on melting point

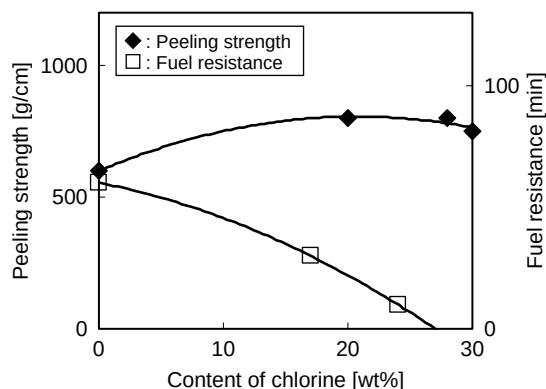


Fig. 5 Influence of chlorine weight % on peeling strength and fuel resistance

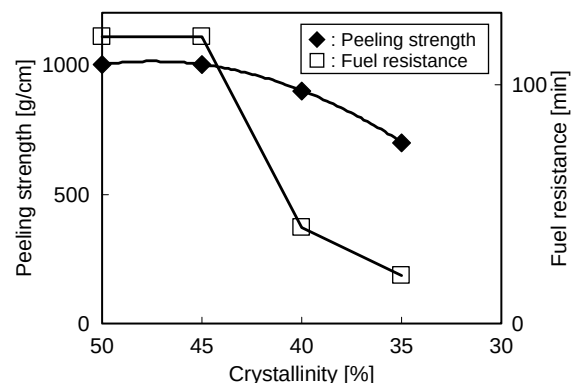


Fig. 8 Influence of crystallinity on peeling strength and fuel resistance

た、従来付加していた塩素をオレフィンから削除したことで、塗膜の燃焼処理時の発生ガスによる環境負荷の懸案⁽⁵⁾を解決した。

3.3. 開発したプライマの効果

従来のポリオレフィンと新規に開発したポリオレフィンの融点をFig. 9に示す。これにより得られたプライマのピーリング強度の測定結果を Fig. 10 に示す。新規開発のプライマでは、従来品よりも28%のピーリング強度の向上が図れた。

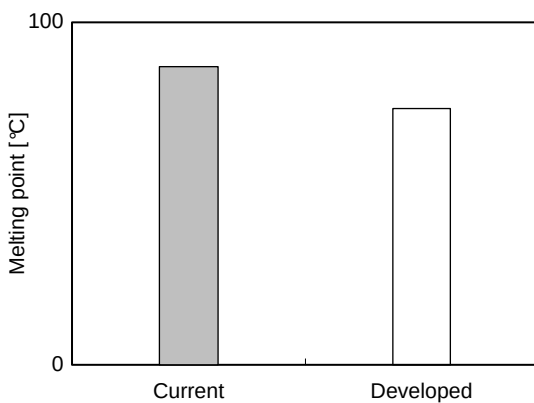


Fig. 9 Melting point of polyolefin

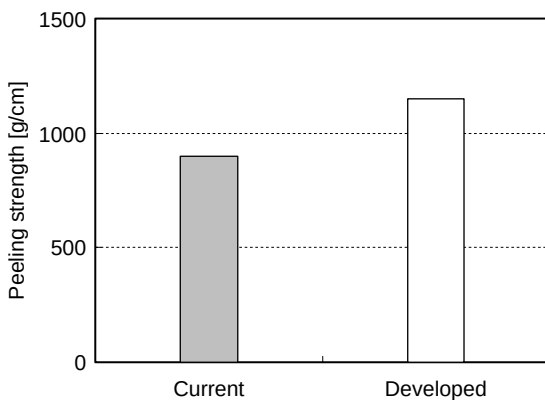


Fig. 10 Peeling strength of primer

4. まとめ

メタロセン触媒を用いてポリオレフィンの立体規則性を制御し融点を下げることにより、密着性を向上させた水性プライマを完成させた。

- (1) 従来プライマに比べ、28%のピーリング強度の向上を達成し、密着性の向上が図れた。
- (2) メタロセン触媒を用いることにより、脱塩素化が図れた。

本研究成果は、境汚染物質削減を図るとともに、高い塗膜性能を自動車に付与するものとして、2008年1月よりイギリスのバンパ塗装ラインに導入され、CIVICとCR-V(Fig. 11)のバンパ塗装に適用している。



Fig. 11 Honda CIVIC and Honda CR-V

参考文献

- (1) 荒川孝:自動車用プラスチック材料の表面処理, 環境対応型表面処理技術, テクノシステム, p.643-644(2005)
- (2) 佐伯芳久, 小川剛志:高剛性ポリプロピレンと塗料の開発によるバンパフェイシアの軽量化, HONDA R&D Technical Review, Vol.9, p.213-219
- (3) 清水研:PP コンパウンドの動向, 2006 年版 ポリプロピレン市場の徹底分析, 矢野経済研究所, p.68-79(2006)
- (4) 曾我和雄:メタロセン触媒と次世代ポリマーの展望, シーエムシー出版, 256p.(2001)
- (5) 渋谷栄一, 鈴木実, 藤井聡:環境ごみ焼却炉におけるダイオキシン類の挙動, NKK 技報 No.166, p.16-20 (1999)

■ 著 者 ■



橋本 孝則



小川 剛志

異機種大規模クラスタ対応型 ホンダグリッドシステム

Honda Grid System for Large-scale Heterogeneous PC-cluster Group

前 川 史 人*
Fumito MAEKAWA

山 本 義 弘* 中 田 秀 基**
Yoshihiro YAMAMOTO Hidemoto NAKADA

要 旨

ABSTRACT

CAE計算環境の充実を図るべく、異機種大規模クラスタ対応型ホンダグリッドシステムを開発した。CAE計算環境が、ハイパフォーマンスCPUを積んだスーパーコンピュータからラック内にPCを何台も換装したPCクラスタへ移行しており、それに伴って急増したリソース(CPU)稼働率を向上し有効活用するために、このようなシステムの構築が望まれていた。

高品質なスケジューラを基盤とし、独自の機能を開発しつつ、環境に合わせたチューニングを施すことで、CPU稼働率を向上でき、これにより、リソース補強の効果と相まって、JOB数やJOB規模が増加したにも関わらず、待ち時間を含めた平均計算時間を約1/10に短縮できた。

また、同様の手法を使い、CAD用のデスクトップPCの有効活用も可能となり、PC上でのCAE計算環境も充実させた。

In order to enhance the CAE computation environment, a Honda grid system for a large-scale heterogeneous PC-cluster group was developed. This system is necessary for increasing the operating rate of and effectively utilizing resources (CPUs), the number of which increases rapidly, along with the shift of the CAE computation environment from that of a supercomputer containing a high performance CPU to a PC cluster consisting of a large number of PCs installed on a rack.

By carrying out tuning that matches the environment based on a high quality scheduler while developing unique functions, the operating rate of the CPU was able to be increased. This, together with the effect of reinforcing the resources, enabled the mean computation time, including the waiting time, to be reduced to approximately one-tenth, regardless of the increase in the job number and job scale.

Also, using the same method, a CAD desktop PC could be effectively utilized, and the CAE computation environment on the PC was also enhanced.

1. まえがき

CAE計算用として、数年前までは少数の強力なCPUを使って高速計算をおこなうスーパーコンピュータ(スパコン)が主流であった。しかし、このシステムは高価であり、規模を拡大するには莫大な投資が必要となる。

これに対して、PCの性能は日進月歩で向上しており、これらを複数台まとめてクラスタ化したPCクラスタを導入することにより、スパコン性能に匹敵する能力を確保しつつ、投資を抑えることが可能となってきた。

しかし、同等性能を維持しようとした場合、当時スパコ

ン8CPUに対し、PCクラスタ64CPUが必要となり、システムはそれまでの数十CPU規模から、数百CPU規模へと激増した。また、CAEへの解析精度の向上や開発期間短縮への期待が高まった結果、モデルのデータ量が増大し、それらを同等時間で計算するためにさらにPCクラスタを導入した結果、1万CPU(コア)に迫るまでに激増した。

このような状況になると、今までおこなっていたマニュアルでのJOB管理運用手法ではシステム運用が破綻するのは明らかであり、早急に運用の自動化と効率化を図らなければならない。

そこで、これらの課題を解決する手法として、グリッド

* 四輪開発センター

**独立行政法人 産業技術総合研究所

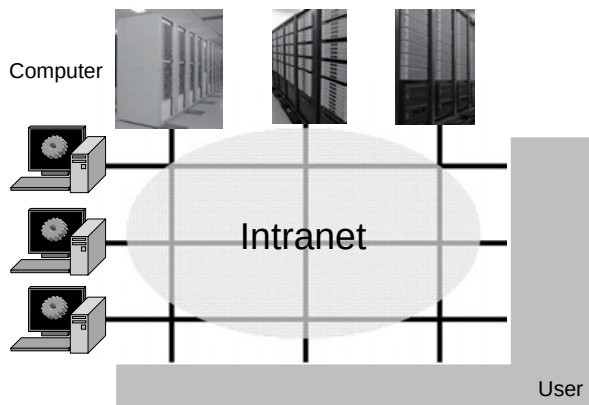


Fig. 1 Honda grid system

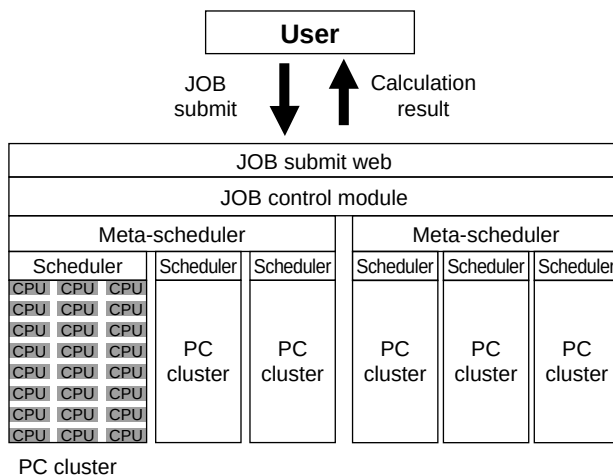


Fig. 2 Outline of Honda grid system

コンピューティング⁽¹⁾技術を応用した。計算要求が有れば、社内LANに繋がっている不特定のリソースを使用し、計算して結果を返すというシステムである(Fig. 1)。

本稿では、数千 CPU の高効率稼働を実現しつつ、運用管理工数の低減に成功したホンダグリッドシステム(Fig. 2)に関する研究内容と技術について述べる。

2. システムのねらい

ホンダグリッドシステムの開発のねらいは、導入時期やメーカ、能力が単一ではない PC クラスタ群を、運用工数を掛けずに効率良く稼働させ、JOB 計算時間を低減させることにある。

目標として、社内大規模解析の基準計算において

- (1) CPU 稼働率 85%以上
- (2) 待ち時間を含めた計算時間を7時間以内
- (3) 管理運用工数の低減
- (4) CAD 用 PC の有効活用を定めた。

3. システム構成と実装機能

3.1. JOB スケジューリング機能

大規模 PC クラスタ環境でのグリッドシステム構築において、最も重要な機能はJOBスケジューリングである。投入された JOB を、管理下の CPU の状況や JOB 処理のポリシーに応じて各計算用 CPU に配分する機能であり、その役目を担うのがスケジューラと呼ばれるソフトウェアである。

ホンダグリッドシステムを構築する上でも、スケジューラの選定が成功の鍵を握るので、その評価項目を決め、その中でホンダグリッドの要件として

- (1) Linux と Windows の両方に対応できる
 - (2) 並列計算に強い(または強くできる)
 - (3) 稼働実績があり、安定運用できる
 - (4) CPU の増加に対しても、コスト増加が抑えられる
- を定めて十分に検討した結果、最終的にCondor⁽²⁾を選択した。

3.2. チェックポイントリスタート機能

この機能は、計算の途中の情報(チェックポイント)を一時的に保存し、後にその途中情報から計算の再実行(リスタート)ができるというものである(Fig. 3)。

従来の計算環境では、CPU の数が少なく JOB の数も少なかったため、ユーザごとの実行本数制限だけの単純な先入れ先出しで処理をおこなっていた。

しかし、CPU が増大し、それに伴って JOB 数も激増してくると、単純処理では JOB 処理や CPU 使用状況共に無駄が発生するようになってきた。この無駄を省き、効率の良い JOB 処理 /CPU 使用を達成するため、チェックポイントリスタート機能を導入するに至った。CPUの空きがある場合は、本数制限を解除し溜まっている JOB を処理する。その後、優先度の高いJOBが入ってくると、いったんJOBのチェックポイントを取り、その JOB を一時停止し CPU を空けて、高優先度JOBを処理する。他の計算が終わって CPU が空くと、チェックポイントから再実行する。

ここで課題となるのが、どのJOBを一時停止するかである。一度処理が始まったJOBを途中で止めるのは、ユーザに対してシステムに対する不信感を生む可能性がある。そこで、JOB を処理する順位を決める処理優先度とは逆の視点で、JOBを一時停止する退避優先度というものを考えた。処理開始時間が遅い(処理優先度が低い)JOB ほど退避優先度を高くすることで、後から処理開始された方から必要な時に一時停止する流れになる。

この考え方をベースに、処理のアルゴリズムを具現化し、ユーザに PR した結果、不信感を与えない機能としての導入が可能になった。また、この機能の実現はアプリケーションごとに方法が異なるので、それぞれに適合した処理方法を確立した。

本機能の実装により、全体の JOB 処理能力が 16%アップした。

3.3. メタスケジューラ機能

これまで、複数の計算サーバ(PCクラスタ)をそれぞれ部署やアプリケーション単位で使用していたので、業務の負荷に合わせる形でサーバの負荷も変動する傾向であった。ゆえにサーバ間に負荷のばらつきが発生し、効率の良くな

い運用となっていたが、そのばらつきを解消するために JOB の割り振りを手作業でおこなうのは事実上不可能であった。

そこで、自動的にそのばらつきを解消する(ロードバランスを図る)目的で、複数のサーバを一括管理し JOB の適正配分をおこなうメタスケジューラ機能を開発した(Fig. 4)。

その機能の流れは、

(1) JOB が投入されると、メタスケジューラ(親)が配下に

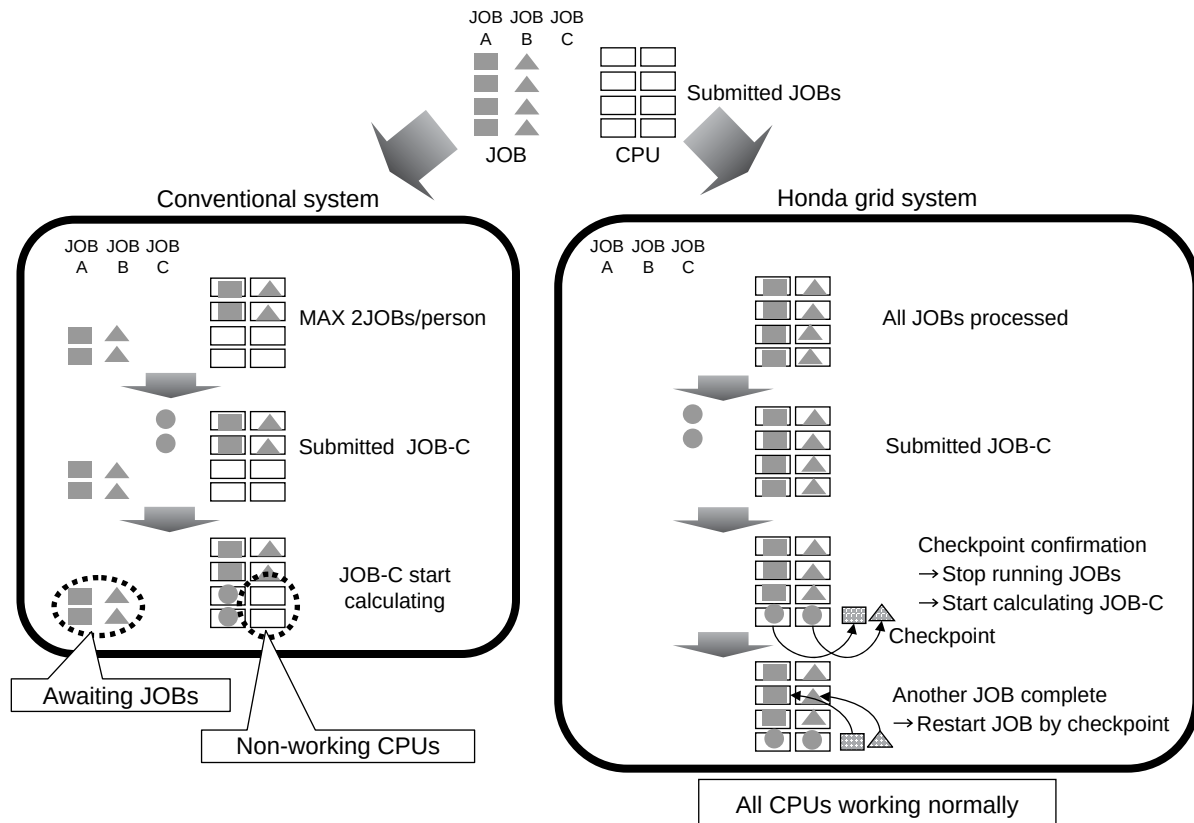


Fig. 3 Checkpoint and restart

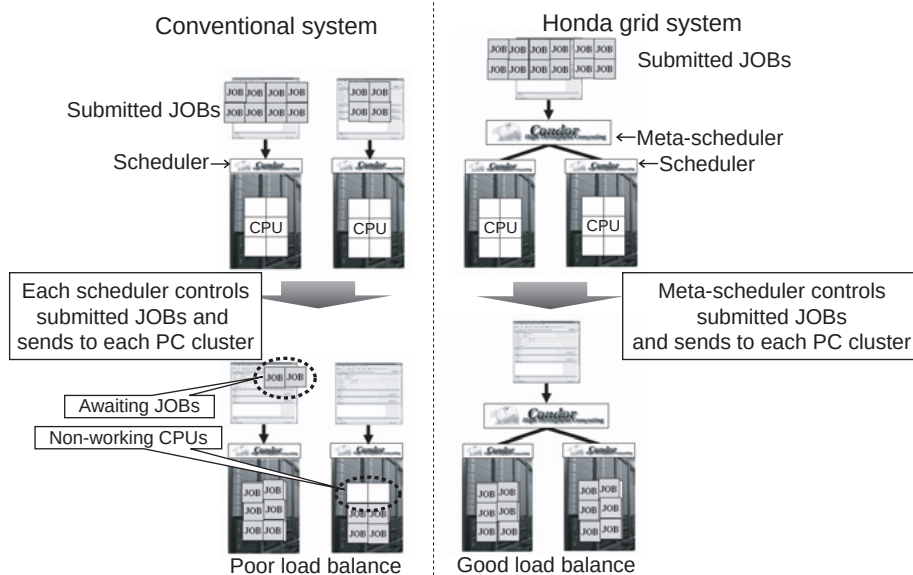


Fig. 4 Meta-scheduling

有る各サーバのスケジューラ(子)と情報交換し、サーバの負荷情報を基にJOBを配下の最適なスケジューラに渡す。

- (2) 渡されたスケジューラは、そのJOBを配下の空きCPUに配信し計算が始まる。
- (3) 計算が終了すると、子スケジューラがJOB終了情報をメタスケジューラに伝え、最終的にそのJOBをプールから削除する。

となる。

この機能によりサーバ間のロードバランスを図れるようになり、結果、CAE 計算環境全体の JOB 処理能力が向上した。

3.4. 簡易 JOB 投入機能

JOBを投入する際、使用アプリケーションごとにJOB投入手法や使用する並列計算用ソフトウェア(Message Passing Interface: MPI)が違うので、投入スクリプトの作成が煩雑になり、かつユーザ本人が作成していたことに絡んでスクリプト記述ミスが発生し、その結果JOBエラーが発生していた。

この工数の掛かるJOB投入をWeb化し、投入スクリプトを自動作成することで記述ミスを無くし、ユーザのJOB投入工数やJOBの計算エラーを削減した。

さらに、投入されたJOBをどのような順番で処理していくかの基準となるポリシーを定め、それに沿った優先順位付けをするプログラムを開発した。これにより、ユーザ間のJOB処理に対する不公平な状況は改善され、全てのユーザに等しいサービスを提供できるようになった。

3.5. システム自動監視機能

大規模環境上で膨大な並列計算を処理するホンダグリッドシステムにおいて、異常の早期発見がシステム全体の安定稼働に対しての最重要課題である。しかし、規模の拡大が

進むにしたがい、これまでのようなマニュアルでの監視対応は不可能である。さらに、何か異常を発見した際の早期復旧に対しても、新しい手法を構築する必要がある。

そこで本システムでは、以下のような対策を講じた。

- (1) 常にグリッドシステムを自動監視するツールを立ち上げ、それによる24時間監視システムを構築し、異常発見の際は担当者にメールを送る。
- (2) グリッドシステム監視業務を分割し、システム全体部門とグリッド関連部門に分けることで、異常発生時の原因追究と対策をスムーズにおこなう。
- (3) ハードウェア関連トラブルの早期解決を図るため、ハードウェアベンダとのホットラインを開設し、ベンダ側に専門担当者を置き、原因追究と対策をスムーズにおこなえるようにした。

これらの対策により、異常発生から回復までの工数と時間を短縮できた。

3.6. ホンダグリッドシステムの効果

本システム構築による効果を Fig. 5 に示す。

4. デスクトップ PC 群へのグリッド応用展開

今日、Windows下でさまざまなCAE計算アプリケーションが使われているが、PC上で計算中は他の作業ができない程パフォーマンスが低下する。しかし、周囲を見渡すと会議などで担当者が席を外し使われていないPCがあるが、それらに代わりに計算をさせることは容易にできない。また、人が使わない夜間に、計算を連続的にこないたいが環境が整っていない。

これらの要望を解決するため、デスクトップPC群に対して、前述のCondorを使ったグリッドの応用展開をおこなった(Fig. 6)。

ここでの課題は、PCの遊休状態の判断である。つまり、

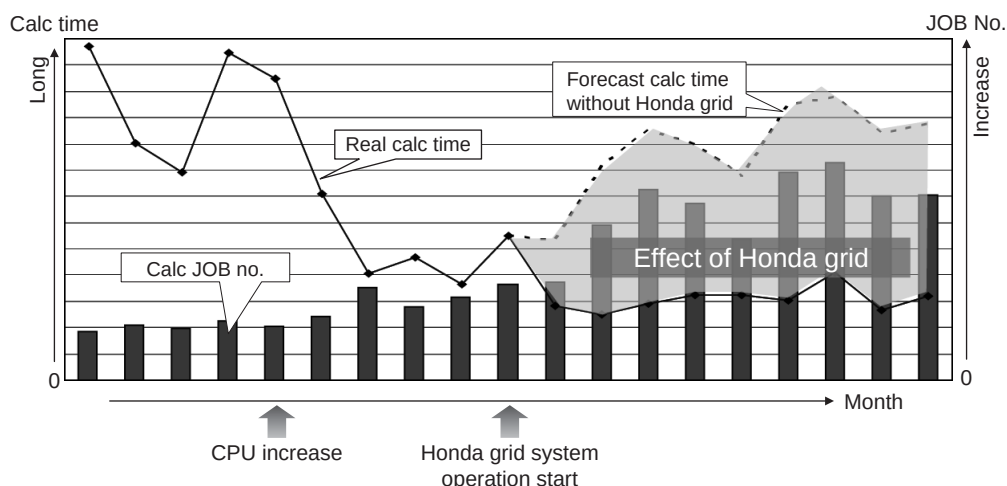


Fig. 5 Result of Honda grid system

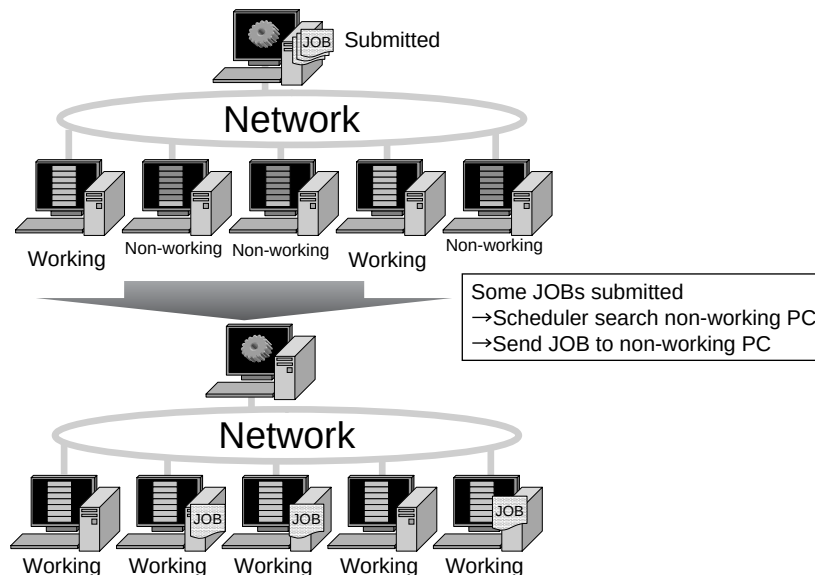


Fig. 6 Honda grid system on CAD PC

ちょっと席を外しているだけなのか、会議等で長時間使わないのかの判断をどうおこなうかである。

そこで本システムでは、

- (1)一定時間内にマウスやキーボードが触られていない。
- (2)一定時間内に CPU が稼働していない。

マシンを遊休 PC とみなし、それらに対して JOB を振り分けるようにした。

そして、JOB 処理中のマシンがユーザに使われた場合はすぐに計算を止め、別の遊休マシンで再計算をおこなうようにした。また、夜間に関しては、PCがユーザに使われることは無いので、投入されたJOBを処理するのに必要な台数を予測し、それらの PC だけを夜間稼働し、計算を実行させるようにした。

この仕様により、PCユーザに負担を掛けずに、効率的かつ信頼性高く JOB を処理する環境が整った。

また、JOB の投入も Web 化することで JOB 投入工数を 1/10 に削減できた。

5. まとめ

大規模 PC クラスタ環境を有効に機能させるいくつかの機能を開発し、ホンダグリッドシステムを構築した。その効果を以下にまとめる。

- (1)CPU 稼働率を 50%から 85%に向上させ、計算能力を 1.7 倍にした。
- (2)CPU増強分と合わせて、計算時間(待ち時間を含む)を約 1/10 に短縮した。
- (3)デスクトップ PC 群をグリッド化し、Windows 環境下での CAE 計算サービスを充実させることが可能になった。

参考文献

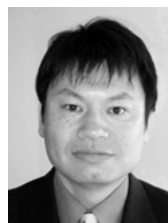
(1) グリッド協議会

<http://www.jpgrid.org/>, 2008/5/20

(2) Condor Project

<http://www.cs.wisc.edu/condor/>, 2008/4/1

■ 著 者 ■



前川 史人



山本 義弘



中田 秀基

新価値二輪車“DN-01”の実現に向けたデザイン開発

Development of Design for Realization of New Value Motorcycle “DN-01”

片 桐 潔*
Kiyoshi KATAGIRI

要 旨

新価値二輪車DN-01はボトムアップ提案による商品である。新しい変速システムを搭載し「楽」「ゆったり」「快適」をテーマとした機種コンセプトに合わせ、バイクよりライダーから描き始めることでライダー主体の全く新しいデザインとした。また、既存のどのカテゴリにも納まらないデザインを目指し、四輪車的な外装デザイン処理を用いている。DN-01は2005年の東京モーターショーにショーモデルとして出品された後、デザインイメージを守ったままで量産化された。これにより「ロー&ロング」プロポーションを発展させた「ロングノーズバイク」が実現できた。

ABSTRACT

The new value motorcycle DN-01 is a product resulting from “bottom-up” proposals. The DN-01 represents an entirely new design that was sketched out beginning from the rider rather than the bike, making the rider the main focus, and was created to incorporate a new transmission system and to realize an “easy,” “relaxed,” and “comfortable” model concept. In order to create a design that did not fit into any existing category, the project approached the external design arrangement of the bike from the perspective of a four-wheel vehicle. The DN-01 was displayed at the 2005 Tokyo Motor Show as a show model, after which it went into mass production with the design image unchanged. This resulted in the realization of a long-nosed bike with long and low styling.

1. はじめに

DN-01 はまったく新しい変速システム Human Friendly Transmission(HFT)を搭載する。この商品の開発にあたっては、変速ショックのないHFTがもたらす快適性を軸に「楽」「ゆったり」「快適」の開発キーワードを定めた。これを表現するため、デザインもこれまでにないまったく新しいものが求められた。ライダーが自然に手足を投げ出す姿から絵を描き、四輪車のような外装による囲まれ感を与えることにより、どのカテゴリにもあてはまらない新しい価値デザインを創出した。具体的には2名乗車時に変速ショックによるヘルメットのぶつかりのないHFTと、スクータとは違う段差の少ないシートによって目と目の合った会話の快適な二人の空間を実現した。それをオートバイに詳しくない人をも振り向かせる圧倒的な存在感のデザインでパッケージングすることで、二人のための上質な時間を演出するという、これまでのオートバイにはない新しいライフスタイルを提案している。

本稿ではこの新価値二輪車の構想段階からショーモデルとしての発表およびその後の量産段階までのデザイン開発の経過について述べる。

*二輪開発センター

2. プロダクトアウト

二輪車の商品開発では、徹底した市場調査に基づいてねらったお客様の要求にマッチする商品を作るマーケットインとは別に、企業として新たな価値を産み出しお客様に提供するプロダクトアウトも数多くおこなわれている。後者としては過去にはBIG-1やV-Twin マグナ、ワルキューレ・ルーンといった例がある。DN-01 もそうであり、プロダクトアウトならではの難産となった。

開発初期、既存のスポーツバイクのレイアウトをベースにHFTを搭載するためにふさわしい今までにないスタイルが求められていた。しかし既存のレイアウトではなかなかエポックメイキングなアイデアが出ず、プロジェクトは難航していた。暗中模索に風穴を開けたのが Fig. 1 に示すスケッチであった。

3. ライダから描く

多くの場合オートバイのデザインではホイールベースやエンジン位置、ハンドルやシート、ステップの位置等を決めた真横のレイアウト図に外装を描きこんでいく。しかし

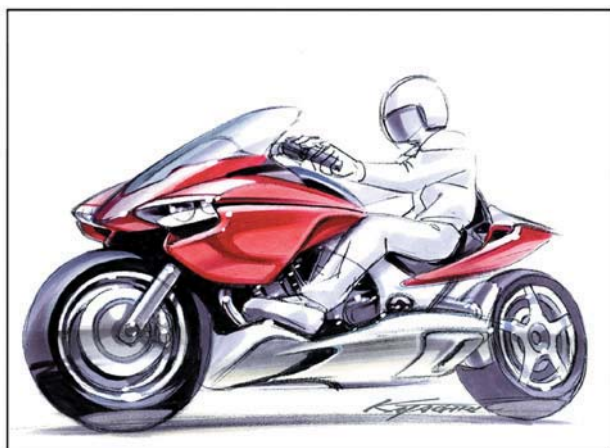


Fig. 1 Idea sketch

DN-01 ではまったく新しいデザインを創出するため、また開発キーワードに合わせて「楽」「ゆったり」「快適」に見える姿勢のライダーをまず描き、それに外装を描きこむ手法をとった。

「楽」を表現するため、自然に投げ出した手足を邪魔せず包みこむようにボデーカウルを配置した。「ゆったり」を表現するために伸ばした腕を更に延長するイメージでロングノーズのデザインとした。「快適」を表現するために自然に前に投げ出した手足を邪魔しないようにキャビンのスリムに絞りこんだ。さらに「堂々」を表現するためにロングノーズスポーツカーに見られる優雅な面の流れを表現した。その結果、低い位置で伸ばした足を避けるため前後ホイールはどんどん離れていき、当初想定していたホイールベースより大幅に長いデザインとなっていった(Fig. 1)。

4. デザイン重視でレイアウト変更

低く堂々と構えたライダーの姿勢もこのエンジンにふさわしいとされた。ロングノーズのスタイルに低く堂々と乗る、そのプロポーションは夢を抱かせるのに充分だった。しかし、それまで想定していたディメンションはスポーツツアラ並みのホイールベース 1450 mm 近辺、前後のタイヤの間にライダーが入りこむそのプロポーションは、優に 1600 mm を越え、回頭性も考慮していたレイアウトからはまったく外れていた。これを実現させるには一からレイアウト検討をやりなおさなければならなかった。議論の末、遠回りをしてでもこのデザインでいくことに決まり、チームの目指す方向は固まった。

5. 四輪車的な要素の付加

コンセプトは認められたもののデザインはまだアイデアスケッチレベルでありデザインが独自性に乏しいとしてデザインの煮詰め作業が始まった。

Fig. 1 のアイデアスケッチをより精度を高めたデザインにしていくために、ベテランのデザイナーも多数参画し、半ばコンペティションにも似たデザイン展開がおこなわれた。まったく新しいカテゴリのバイクをデザインするためにデザイナーはそれまで培ってきたバイクデザインのノウハウを白紙に戻すことから始めた。「堂々」を表現するためにそのモチーフをロングノーズとマッシブに定め、バイク的な処理を避けむしろ四輪車らしい表現を思い描いてデザインを始めた。ロングノーズとショートデッキのボンネット感、片持ちリヤフォークによる大径ホイール感、ウィンカー一体のボデーマウントミラー、薄型ワイドなライトとそこから延びるベルトライン、シットインライディングポジションなど、およそバイクで使われない四輪車用語をあえてデザイン検討の場に使うことで、これまでにないデザイン処理のアイデアが産まれてきた(Fig. 2)。

6. プロダクトアウトならではの心配

しかしデザイン先行でディメンションを決めたものがしっかり走り楽しいのか、またこの絵が実寸になって本当にかっこう良いのか心配する声も大きかった。そこでとにかくまず既存のシャドウ 750 をベースに先々行モデルを製作して乗ってみることになった。カウルはスケッチを基に 1/10 クレイを製作して測定、3D データを FRP で実寸製作して装着した(Fig. 3)。それに試乗した結果、既存のどのモデルとも違うまったく新しいライディングフィールが確認され、ぜひともこのディメンションの商品を立ち上げようという強い意欲が開発チームに沸き上がった。しかし、デザイナーはバイクのボリューム感が足りずライダーが浮いて見えるバランスの悪さが気になり頭を抱えた。Fig. 2の堂々とした存在感、四輪車のような包まれ感からくる人車一体感が抜け落ちてはこのデザインの魅力は半減する。しかし、これ以上ホイールベースを延ばしてはとて曲がれなくなってしまう。限られた大きさとデザインスケッチの存在感が出せるのか、提案者としての責任が重くのしかかってきた。

7. 力強さの強調

試作車を前にデザイナーとモデラは議論を繰り返した。「ロー&ロング」のデザインはスクータにもあるが、このデザインの特徴はロングノーズとショートデッキのイメージである。それならばボンネット感をより強調することでオープンスポーツカーのような包まれ感を表現してみてもどうかという方針を立てた(Fig. 4)。具体的には、まずハンドルを切った時にタンクに干渉する部分を、凹みの形にデザインするのではなく、それ以外の部分の盛り上がりで四輪車のフェンダに見立てて造形することで、ノーズからの塊感を連続させることができた。この面の連続感はいま

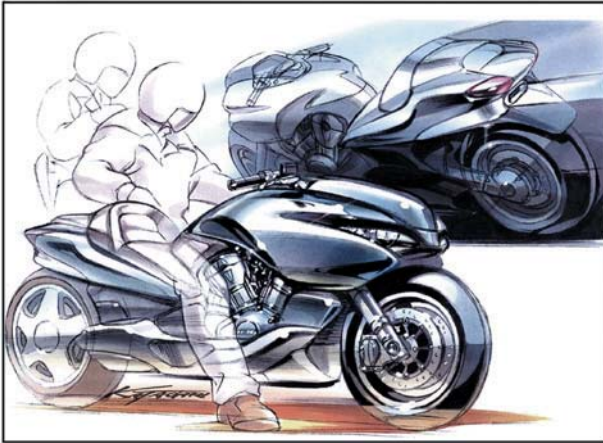


Fig. 2 Key sketch

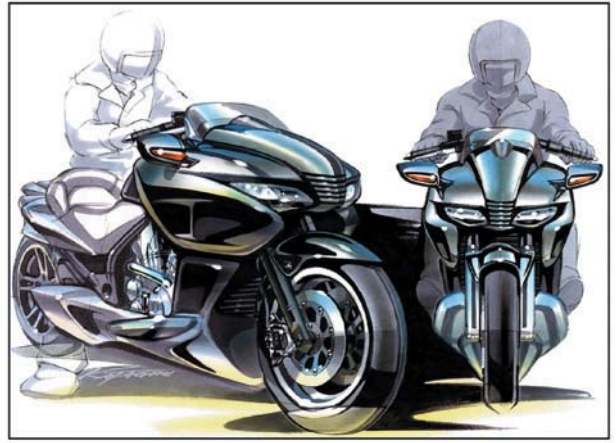


Fig. 4 Second design



Fig. 3 First FRP model



Fig. 5 Second model

でのバイクにないものである。また、この凹みもメータパネルに連続させることで、ちょうど四輪車のインストルメントパネルのような包まれ感を演出した。実寸のクレイモデルにライダーがまたがりながらこれらの見え方に気を配り、懸案のライダー乗車時のバランスは達成できた。しかしボンネット感を強調した結果、デザイン全体に少々アクの強さが現れてきてしまった(Fig. 5)。

8. 客観的意見

このアクの強いデザイン表現は、今までにないものを造るという目的には合致していたものの、造り手の独りよがりな商品になってはいけないという観点から、Fig. 4 のスケッチをベースにさまざまな方向性のスケッチを製作し、それに対し社内で広くアンケートや意見を聞き出すという手法により、今一度客観的な視点でスタイリングを見つめなおすことにした。その結果、ヘッドライトの「グリル」は廃止し、左右一体のヘッドライト形状にすることでフロント周りによりシャープでのびやかな印象を持たせた。また全体に有機的な印象が強かったボデーワークの面質も適度にシャープに印象を持たせるべきという結論に達し、それ

らを反映しながら三度目のクレイモデルを製作した(Fig. 6, Fig. 7)。

これを 2005 年の東京モーターショーに出品し、プレスデーでは福井社長みずからカバーを外し近い将来の発売を公約した。

9. 量産開発

その後、量産化に向けた本格的な開発が始まったが、当然量産化にあたってはクリアしなければならないさまざまなハードルが待ち受けており、ショーモデルのイメージを極力守りながら量産化への課題を解決すべく、クレイモデルの4度目のリファインがおこなわれた(Fig. 8)。

まず実走テストでは、さまざまな問題が浮き彫りになった。ショーモデルは低い乗車姿勢を演出するためにメインシートだけが低いバランスでデザインされていたが、タンデム走行時にライダーとパッセンジャの一体感がより得られるよう、リヤシート側を大幅に低くすることにした。

また、インストルメントパネルはライダーの視点から遠いため、液晶をネガ表示からポジ表示の集中ディスプレイとすることにより、視認性を高めると同時にニューカテゴリ



Fig. 6 Third design



Fig. 7 Third model



Fig. 8 Forth design

オートマチックバイクにふさわしい演出とした(Fig. 9, Fig. 10).

さらに、設計的な観点では、目標コストを達成するため部品ごとの仕様見直しや、灯火器類などの法規対応、ABSユニットやパーキングブレーキなどショーモデルでは内蔵されていなかった補機類を、ショーモデルのイメージを極力守りながらボデー内に絶妙にレイアウトしながらカバー形状の調整などを進めていったが、そのための設計者やモデ



Fig. 9 Display of show model



Fig. 10 Display of mass product model

ラの尽力は並大抵のものではなかった。スリムさとガソリン容量を両立させるため、フューエルタンクを二分割としたり、ラジエタの風が足に当たらないようエンジン下へと導く面を作ったりと、大勢のメンバがアイデアを出し合い、ショーモデルのデザインを守ったまま量産用のデザインモデルは完成した。

10. 終わりに

「ロー&ロング」はスクータ Fusion で Honda が開拓したプロポジションであり、このプライドをより確固たるものにする上でDN-01は是が非でも量産すべきだと考えていた。デザイナーが入社前から暖めていた時間を含めると実は10年以上かかった「ロングノーズバイク」という「夢」は、チャレンジスピリッツを重んじるHondaだからこそできたことである。初期のイメージを守り切って量産までがんばってこられたすべての方に感謝するとともに、DN-01がお客様の新しいライフスタイルに貢献することを願ってやまない。

■著 者■



片 桐 潔

ATV用5速デュアルクラッチトランスミッションシステムの開発

Development of 5-speed Dual-clutch Transmission System for All-Terrain Vehicle

水野 欣哉*

Kinya MIZUNO

橘 高栄 治*

Eiji KITAKA

濱岡 誠二*

Seiji HAMAOKA

小林 正樹*

Masaki KOBAYASHI

要 旨

Honda 初となる ATV(All-Terrain Vehicle)用のデュアルクラッチトランスミッションを開発した。デュアルクラッチトランスミッションの伝達効率は、マニュアルトランスミッションと同等である利点を生かして、ATVとしての走破性を確保しながら、イージーライドと燃費向上を両立させることを目指した。従来のマニュアルトランスミッション付エンジンをベースとし、トランスミッション軸の配置、クラッチや変速機の取付け位置など基本レイアウトを変え、ことなくオートマチック化した。変速システムは、電動変速システムの流用や、油圧切替回路の簡素化により作動デバイスを最小限にしてシンプルなシステムを実現できた。さらには、従来のマニュアルトランスミッション車とフレーム構造を変更せずに搭載することができた。

ABSTRACT

A dual-clutch transmission, Honda's first, has been developed for use in utility All-Terrain Vehicles (ATVs). The developed system targeted a comfortable ride and fuel economy while maintaining the off-road running-through performance typical of an ATV, by leveraging the aspect of the transmission efficiency of a dual clutch transmission being equal to that of a manual transmission. This system was developed without changing the transmission axis configuration, the locations at which the clutch and change gear are attached, or other basic elements of the layout, based on the engine being equipped with a manual transmission. The gearshift system was kept simple by adapting a motor-driven gear shift system and simplifying the hydraulic changeover circuit so that the number of operating devices could be held to a minimum. These features also allowed the developed transmission to be mounted on the same frame as that of the manual transmission vehicle.

1. まえがき

ATVは農業、牧畜からトレール、ハンティングまで幅広い用途に利用され、ATVに慣れ親しんだユーザから変速操作が不慣れな初心者まで幅広いユーザに使われている。このため、ユーザからはイージーライドの要求が高まり、トランスミッションの形態はマニュアルからオートマチックへ移行する傾向にある。一方では、地球環境問題に対応してマニュアル車の燃費の良さも見直されている。

Hondaでは、従来のマニュアル変速操作を容易化するため、変速動作をモータに置き換えた電動チェンジ(ESP: Electric Shift Program)⁽¹⁾、オートマチックとしてトルクコンバータ式3速自動変速機⁽²⁾、油圧機械式無段変速機(HMT)⁽³⁾を開発しそれぞれ搭載したATVを販売している。

また、他社はオートマチックとしてベルト式無段変速機を搭載したATVを発売している。従来のATVに用いられているオートマチック構造の比較をTable 1に示す。

一般にオートマチック機構の課題として、伝達機構の滑りや屈曲抵抗による伝達効率の低下とそれによる走破性の低下、滑り感を伴う走行フィーリングの低下、燃費の低下が挙げられる。このため、イージーライドを実現しながらもオートマチック機構の課題を克服する新たな変速システムの開発が求められている。

一方、製品開発の観点からは、マニュアル車と従来のオートマチック車とは構造が大きく異なるため、部品設計を大きく変える必要があり、場合によってはフレームまで見直す必要があるという課題から、両者のできる限りの共有化が望まれている。

*二輪開発センター

Table 1 Transmission categories for ATVs

Categories	Typical ATV	Merits	Demerits
Electric shift program (ESP)	Honda TRX420FM	The same basic construction as manual transmission The same off-road ability as manual transmission	Manual shift only Necessity for start clutch
Torque converter with 3AT	Honda TRX680FA	Mechanical control for start Smooth start and shift	Completely different in construction Lower transmission efficiency due to torque converter Necessity for shift device each gear
Hydraulic-mechanical transmission (HMT)	Honda TRX500FA	Smooth driving and low vehicle behaviour due to gear shift	Completely different in construction Lower transmission efficiency due to HFT Necessity for start device Lower capacity for transmission
Belt converter	Other	Smooth driving and low vehicle behaviour due to gear shift Lower in cost	Completely different in construction Unsuitable for ATV's usability Lower transmission efficiency due to belt converter Necessity for start device Lower capacity for transmission

このような背景のもと、ATV用としてエンジンと一体となったデュアルクラッチトランスミッションシステムの開発をおこなった。本稿では、開発システムの構造および技術的特徴について述べる。

2. 開発のねらい

デュアルクラッチトランスミッションシステムは、既にマニュアル車と電動チェンジ車がラインナップされている排気量 420 cm³ のミドルクラス TRX420 シリーズのオートマチックバージョンとして開発した。開発システムは、エンジンとトランスミッションとが一体化され、一つのケースの中にこれらがすべて納まるというATVおよび二輪車特有の構造をとっている。

ATV用オートマチックトランスミッションには、マニュアル車同等の走破性を得るとともに、ライダーに変速時に発生する過大な変速ショックや駆動力抜けを感じさせないことが求められる。特に、急坂の登坂時に変速時の駆動力抜けにより十分な登坂力が得られないことが無いようにする必要がある。

デュアルクラッチトランスミッションの特徴は、駆動力の伝達要素がマニュアルと同じであるため伝達効率も同等であり、変速時においてもクラッチ切替えを調整することにより駆動力が抜けないことが知られている。このため、デュアルクラッチトランスミッションの採用によりイージーライドを実現しながらも、走破性の確保と油圧機械式無段変速機を含む従来のATVオートマチックに対して燃費向上を目指した。

一方、課題としてデュアルクラッチによる発進制御をおこなう場合は安定した発進制御システムが必要となること、デュアルクラッチ部の構造が複雑になりトランスミッションサイズを見直す必要があること、変速部に多くのセンサや作動デバイスを必要とすること⁽⁴⁾、さらに自動変速時において変速機構からの過大な作動音の発生が指摘されている。

そこで本開発のねらいを以下とした。

- (1) 軸配置、クラッチ、変速機の配置をマニュアル車に対して変更せず、既存シリーズのフレームに搭載可能なこと
- (2) シンプルで軽量のシステムとすること
- (3) 変速ショックは従来のトルクコンバータ式自動変速機車と同等とすること
- (4) 自動変速時に変速機構から過大な作動音が発生しないこと

3. デュアルクラッチシステムの概要

本開発のデュアルクラッチトランスミッション搭載のATVをFig. 1に、そのエンジンをFig. 2に、システムの全体構成をFig. 3に示す。エンジン駆動力は、発進用の遠心式クラッチ、プライマリギヤを介して変速用のデュアルクラッチに入力され、トランスミッションを経て出力軸に伝達される。

デュアルクラッチの各々には、トランスミッションが接続されており、第1クラッチには1速、3速、5速の奇数段、第2クラッチには2速、4速の偶数段とリバースギヤが設置されている。変速方法は、四輪車のデュアルクラッチトランスミッションと同様で、非駆動クラッチ側のトランスミッションを変速機により目標ギヤ列にあらかじめ準備しておき、クラッチの駆動、非駆動を入れ替えることにより、



Fig. 1 Appearance of TRX420FA

変速が完了される。このトランスミッションのギヤ列をあらかじめ準備する動作は、デュアルクラッチトランスミッションの特徴的動作であり予備変速と呼ぶ。本システムの予備変速は、各クラッチの変速段は常に一段隣のギヤが係合されるようになっており、非駆動クラッチ側の変速段は、現在走行している駆動クラッチ側の一段アップ側となるように予備変速制御をおこなうこととした。この理由は、主に加速時に発生するアップ変速は、加速感を損なわないよう



Fig. 2 Appearance of engine

に短い変速時間が求められるため、アップ変速時はクラッチ切替えのみで完了する。ダウン変速時は予備変速を実施後のクラッチ切替えとなる。アップ変速時、ダウン変速時の変速プロセスを Fig. 4 に示す。

クラッチ切替えは、オン・オフソレノイドにより油路を切替えて実施する。このときニアソレノイドにより油圧を調整することにより変速ショックを緩和している。変速機の切替えは、電動チェンジと同様にコントロールモータを用いて実施する。ECUは、前輪車速、後輪車速、スロットル開度、エンジン回転数、油温のパラメータを変速MAPと照合して変速段数を算出し、クラッチ切替え制御、予備変速機制御を実行している。

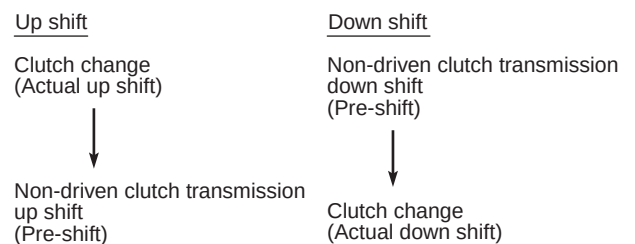


Fig. 4 Gearshift process

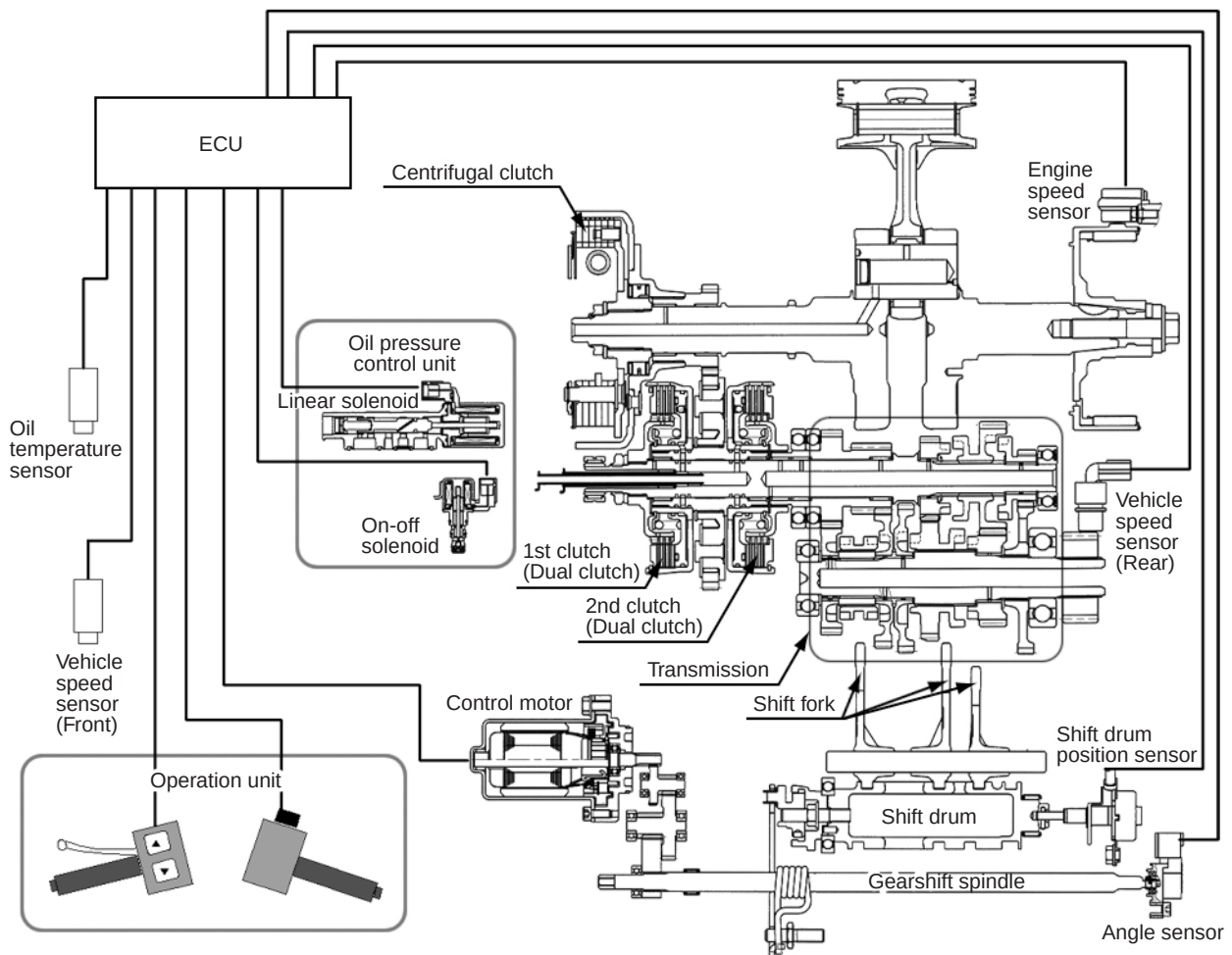


Fig. 3 System configuration

4. 技術的特徴

4.1. 発進制御

一般的なデュアルクラッチトランスミッションにおける車両の発進制御は、クラッチの電子制御により半クラッチ状態を作り出しスムーズな発進を実現させているが、本システムの発進制御は、マニュアルトランスミッションのATVにも採用されている遠心式クラッチにて機械的な制御とした。そのため、電子制御システムは不要となりシステムをシンプル化することができた。

4.2. デュアルクラッチとギヤ列の構造

従来のデュアルクラッチシステムでは、クラッチ部が構造的に複雑になることが知られている。本開発のシステムで使用するデュアルクラッチは、乗用車用として使用されているシングルの油圧クラッチと同構造のものを、プライマリギヤを挟んで対称的に配置する構造とした。トランスミッション配置をFig. 5に示す。各々のクラッチには、クラッチガイドを介して第1メインシャフトと第2メインシャフトが接続されている。第1、第2メインシャフトは、二重軸構造として相互に自由に回転ができるよう支持して一軸上に配置した。ギヤの係合要素には、一般的な二輪車やATVのマニュアル車に使われているドッグ方式を採用した。

このような基本レイアウトの採用により、マニュアル車のプライマリギヤ付き変速多板クラッチの位置にプライマリギヤ付きデュアルクラッチへの置換が可能となった。第1メインシャフトの構造は、マニュアル車のメインシャフトに対しクラッチへの給油溝や二重軸部の支持部は追加となっているが、軸座標や軸支持方法、ギヤとの勘合スプライン、シフトのスライドスプラインなどは共通化できた。カウンタシャフトは、ギヤ列配置が異なるがその他は共通にすることができた。

4.3. 変速ショック緩和手法

変速ショックを緩和する手法は、基本的に一般の乗用車と同じ方式であり、オン側クラッチの油圧をリニアソレノイドによりエンジン駆動力とクラッチ容量がつり合うように調圧を実施することで急激な接続による車体挙動変化を軽減した。オフ側クラッチの油圧は、スプールバルブより徐々に抜油する。一方、ATVは不整地を走行するために低圧タイヤを装着しているが、このタイヤが変速ショック軽減にも大きく寄与している。このため油圧回路においては、一般の乗用車に用いられる調圧精度を上げるためのアクチュムレータなどの制御回路を削減することができた。油圧回路をFig. 6示す。

リニアソレノイドによる油圧制御は三つのフェーズに分かれている。フェーズ1、2ではすばやく半クラッチ状態と

し、フェーズ3はエンジン回転数、スロットル開度により油圧クラッチのトルク容量制御をおこなう。リニアソレノイドの制御図をFig. 7に示す。また、油圧制御と同時にエンジンの点火時期を少し遅らせることにより、エンジン出力を抑制することで変速時の伝達トルク変動を抑えている。この油圧制御と点火時期調整によりスムーズな変速が可能となり、変速時のショックはトルクコンバータ式オートマチック車と同等にすることができた。

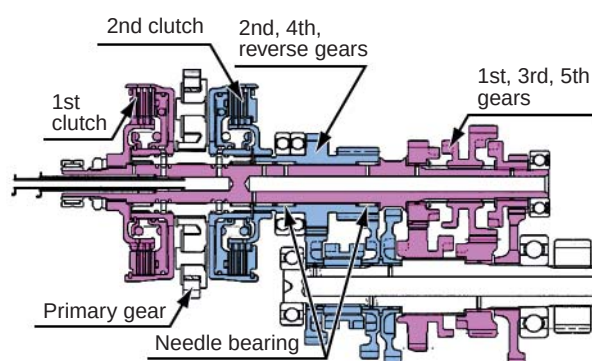


Fig. 5 Design of gears and clutches in transmission

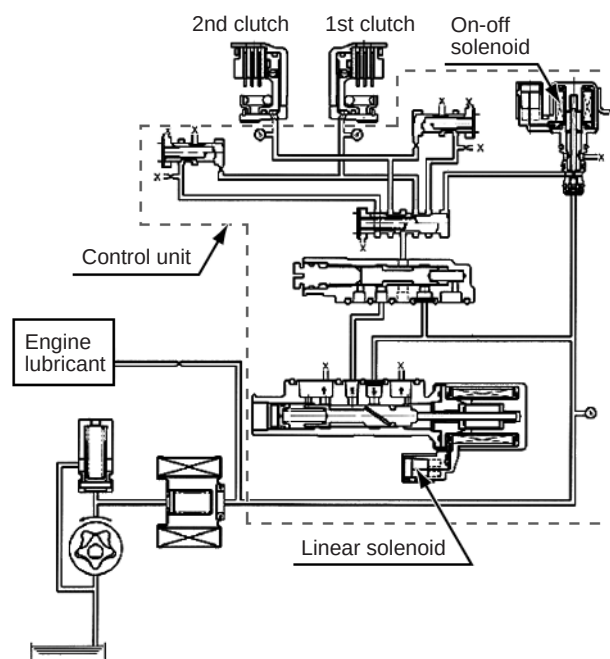


Fig. 6 Hydraulic circuit

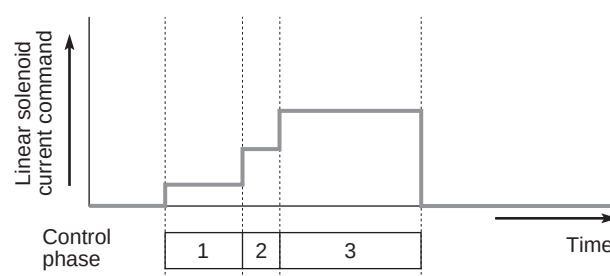


Fig. 7 Linear solenoid control chart

油圧制御をおこなうバルブボデーユニットは、加工時の異物混入による作動不良を防止するためリニアソレノイド、オン・オフソレノイド、スプールバルブを一つのユニットとし、フロントカバーに取り付ける構造とした。クラッチにはフロントカバーからフィードパイプを介してメインシャフト、クラッチへと給油される。高圧油路を持つ部品をこれらの部品に限定したことにより、異物管理を容易化した。バルブボデーユニットは、製作所内の専用クリーンルーム内で組立てた後に、フロントカバーへの取付けをおこない機能保証確認を実施して品質を確保できるようにした。

4.4. 予備変速システムと作動方法

従来の乗用車用デュアルクラッチトランスミッションの予備変速機は、三つないしは四つのシフトフォークを有しており、それらを各々制御している。そのため、シフトフォークの数だけ作動デバイス、位置センサ、相互が誤作動しないフェール防止デバイスが必要となっていた。一方、二輪車、ATV で一般的にシーケンシャルドラム式を採用していることから、本システムでもシーケンシャルドラム式を採用し、構造、作動デバイス、制御システムは、TRX420の電動チェンジシステムをそのまま流用することとした。変速機システムを Fig. 8 に示す。

電動チェンジは、コントロールモータによってマニュアル変速機を作動させる方式である。モータでギヤシフトスピンドルを回転させることにより変速機を作動させ、アングルセンサによりその位置検出おこない、シフトドラムポジションセンサにより送り完了を判断し、再度モータにてギヤシフトスピンドルを中立位置に戻している。一つのモータでシフトドラムを作動させ、三本のシフトフォークを動かしている。

シフトドラムは、マニュアルの ATV と同じ構造であるが、一つのポジションで第1クラッチと第2クラッチそれぞれのギヤ列が係合するようになっていること、さらに、それぞれのギヤ列の変速段が常に隣り合って係合するように配置されている点が異なる。シフトドラムポジションと係合するギヤの組合せを Table 2 に示す。

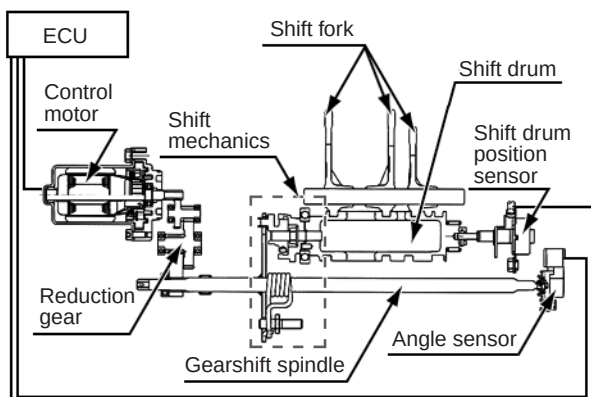


Fig. 8 Transmission system

非駆動クラッチ側の予備変速は、2速飛びの変速となり、ドッグ係合時の相対回転差は2速分となる。このため、ドッグ同士の過大な打音が発生する。これを防ぐため、予備変速時に前ギヤの係合を切り離して次ギヤが係合されるまでにハーフニュートラル位置でいったん停止する制御を追加した。コントロールモータの制御をFig. 9に示す。コントロールモータによる送り制御は四つのフェーズに分かれており、フェーズ1で前ポジションと次ポジションのハーフ位置まで送り、フェーズ2でその位置にある一定時間固定、フェーズ3で次ポジションまで送り、フェーズ4で変速機を元の位置に戻している。この制御により、シンクロナイズなどの機構を追加しなくても、非駆動側トランスミッションが駆動側トランスミッションの回転数に同期し相対回転差が1速分のギヤ比分まで低下してから次ダボを係合させることが可能となり、ダボ係合時の衝撃エネルギーが低下し、打音を抑制することができた。予備変速時の回転差をFig. 10に示す。この変速機の動作は従来の電動チェンジに対し、上記ハーフニュートラルで停止する制御を追加しただけであり、システムごとほぼ流用ができた。また、四輪車の予備変速システムに比べてシンプル化することができた。

Table 2 Shift drum position and engaged gears

Shift drum position (Sequential)		Reverse	Neutral	1-2	2-3	3-4	4-5	5
Engaged gear	1st clutch	—	—	1st	3rd	3rd	5th	5th
	2nd clutch	Reverse	—	2nd	2nd	4th	4th	—

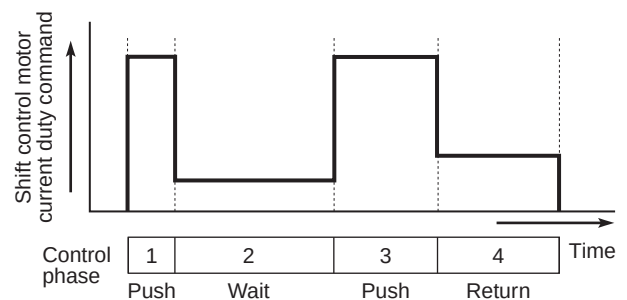


Fig. 9 Control of control motor

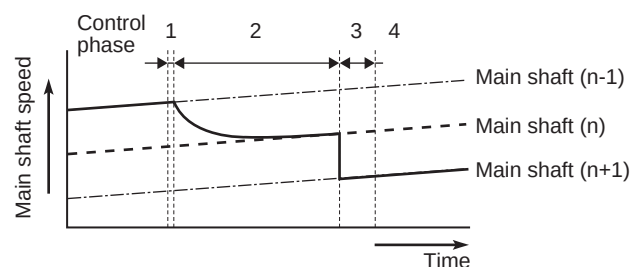


Fig. 10 Rotation difference

5. 変速制御モード及び操作方法

参考文献

変速モードや走行レンジのセレクト操作は、パイワイヤ式としハンドル左側に設置した上プッシュボタンと下プッシュボタン、ハンドル右側に設置した変速モード切替えスイッチにておこなう。各ボタン、スイッチの配置をFig. 11示す。変速モード切替えスイッチは、自動変速モードである“ AUTO ”モードとライダーの意思で変速段を選ぶ“ ESP ”モードを切り替える。“ AUTO ”モードでは、上ボタンを押すことにより、変速モードをR(リバース)→N(ニュートラル)→D(ドライブ)の順に選択可能で、下ボタンはこれと逆に D → N → R の順に選択可能となる。なお N → R 変速時には、インターロックの解除操作も同時に必要となる。次に“ ESP ”モードでは、上ボタンでシフトアップ、下ボタンでシフトダウン操作となり、変速段を自由に選ぶことが可能である。

6. まとめ

ATVとしての走破性を確保しながら、イージーライドと油圧機械式無段変速機を含む従来ATVオートマチックに対して燃費向上を目指し、デュアルクラッチトランスミッションシステムを開発した。

- (1) トランスミッションの軸配置、クラッチ、変速機の配置はマニュアル車と同一にした。さらにフレームもマニュアルトランスミッション車と共有化できた。
- (2) 油圧制御回路は ATV の特徴を生かして簡素化を図り、予備変速は電動チェンジを流用することで、従来の四輪車用のシステムに比べてシンプルで軽量コンパクト化を実現できた。
- (3) 変速ショックはリニアソレノイドによる油圧の電子制御とATVの特徴を生かすことによりトルクコンバータ式自動変速機相当とすることができた。
- (4) 予備変速機にはシンクロナイザなど特別な機構を使わずに、モータ制御により相対回転差を低下させることで、過大な作動音の発生を防止とすることができた。

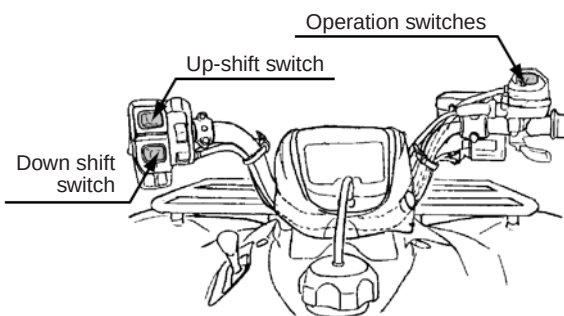


Fig. 11 Arrangement of switches

- (1) Ota, A., Narita, S.: Utilization of Motor-Driven Gearshift System, SAE Paper 1999-01-0745 (1999)
- (2) 堀良昭, 濱岡誠二, 俵秀幸, 中沢健: 実用 ATV 「TRX650FA」用3速オートマチックトランスミッション付きエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.1, p.69-76
- (3) 斉藤充: ATV 用電子制御 HMT の開発, 油空圧技術, Vol.40, No.3, p.16-19(2001)
- (4) 山森隆宏, 柴山尚士, 雨宮泉: オートマチックトランスミッション, 山海堂, 229p. (2005)

■著 者■



水野 欣哉



濱岡 誠二



橘高 栄治



小林 正樹

ATV 足まわりレイアウト支援システムの構築

Construction of Support System for Suspension and Steering Layout of ATV

田 村 和 丈*

Kazuhiro TAMURA

中 村 豊 一*

Toyokazu NAKAMURA

要 旨

ATV(全地形用車両: All-Terrain Vehicle)の足まわりの設計では、ホイールのストロークにより車両の姿勢が変化したときのジオメトリー変化や各ジョイントの揺動角など40項目以上をレイアウトの段階で検証する必要がある。これまでは検証項目によってツールを複数使用する必要があり、効率的な仕様検討ができていなかった。これに対して今回CADに組み込まれた機構解析とレイアウト支援ツールを統合し、CAD上のレイアウトと連動して検証できるシステムを構築した。加えてCADに組み込まれた非線形解析を利用して車両の姿勢が変化した際のゴム部品の変形を計算することで、ゴム部品の変形を考慮したクリアランスの確認を可能としている。これによりATV足まわり設計におけるレイアウトの精度向上と工数削減が実現できた。

ABSTRACT

When designing All-Terrain Vehicle (ATV) suspension and steering, over 40 different items should be verified in the layout stage, such as the change in geometry when the vehicle attitude changes due to wheel stroke, and the swing angle of each joint. Thus far it has been necessary to use multiple tools depending on the item to be verified, which has hindered the efficient investigation of specifications. Therefore, a system that enables verification in conjunction with the CAD layout was constructed by integrating the layout support tool and the mechanical analysis function built into CAD. In addition, rubber part deformation when the vehicle attitude changes is calculated using the nonlinear analysis built into CAD, enabling verification of the clearance that takes into account rubber part deformation. This enhances the layout accuracy and reduces man-hours when designing ATV suspension and steering.

1. まえがき

ATV(全地形用車両: All-Terrain Vehicle)⁽¹⁾の足まわりは部品が複雑に組合わさって揺動するために、ホイールストロークによる車両の姿勢変化時の影響をレイアウト段階で検討するのは困難である。そのためATV設計者は個々の目的に応じて複数のツールを使い車両の姿勢変化の影響を検証し、レイアウトに反映していた。

近年、3D CADの普及が進んできて、機構解析やゴム部品の変形を計算する非線形解析を3D CAD上でおこなえるツールが市場に登場し、設計者自身が扱える検証範囲が広がってきている。

今回、これまでATV設計者が利用していた複数の検証機能を3D CAD上のツールに統合し、さらに発達したCAE技術を検証ツールに組み込み、レイアウト検討の効率化と精度向上を進めたので紹介する。

*二輪開発センター

2. ATVの足まわりレイアウトの特徴

一般にATVの足まわりはFig. 1に示すように乗用車に近い構造⁽²⁾をしているが、ダートコースでのスポーツ走行や、農牧地で荷物を運搬するなどの用途に合わせて以下のような特徴も持っている。

- (1) 乗車定員が1名でトレッド幅が1m程度。
- (2) 小型のサスペンションアームで大きなホイールストロークをとるためにFig. 2に示すようにタイヤのキャンバ角、トーイン量などが大きく変化する。また各ボールジョイントやアームのピボットの角度変化も大きい。
- (3) ステアリングにはセンタアーム式を採用し、小さな転だ角で大きなタイヤ切れ角を生じる。
- (4) ホイール径が小さいため、ホイール周辺の空間が狭い。

ATVの開発にはこれらの特徴を考慮してレイアウトを検討する必要がある。

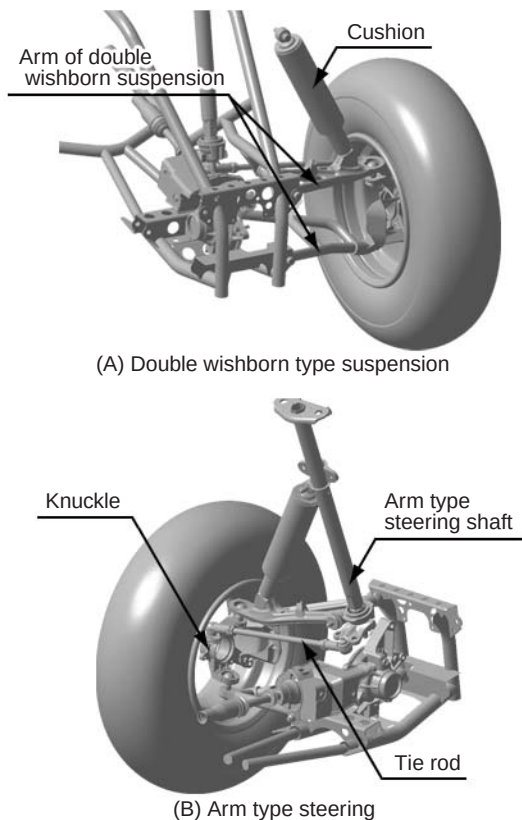


Fig. 1 Structures of assembled ATV suspension and steering

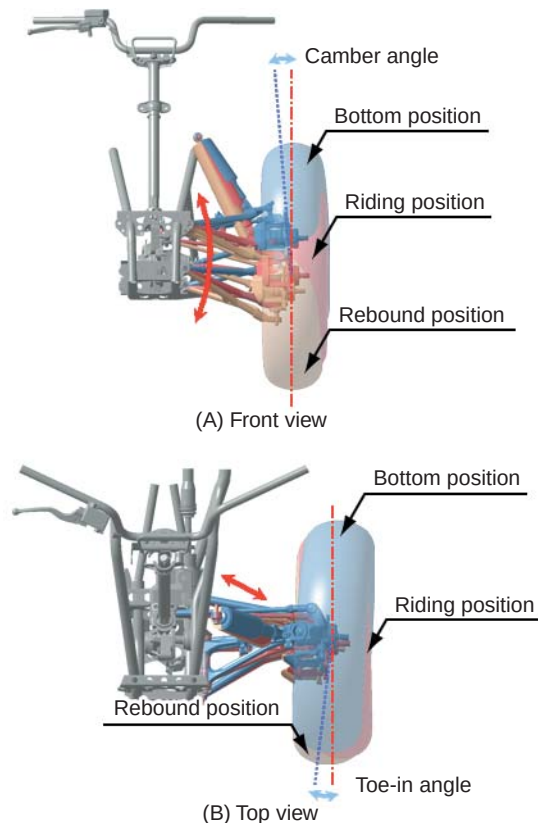


Fig. 2 Wheel stroke characteristics of wheel alignment

3. 足まわりレイアウトの課題

ATVの足まわりのレイアウトでは、ホイールがストロークしたときに車両の姿勢が変化した際のジオメトリ変化を抑えること、各ジョイント部の揺動角が使用限界を超えないこと、規定値以上のクリアランスを確保することなど検証項目は40項目以上にもなる。これらをレイアウトの段階で検証する際の課題として以下の項目があった。

- (1) 車両の姿勢変化を計算するツールを複数使い分けて検証する必要があり、効率的な仕様検討ができなかった。
- (2) これまでのツールではホイールストローク時のキャンバ角変化やジョイントの揺動角などがグラフや数値としてのみ出力されていたため、開発者はこれらから三次元の動きを把握することが困難だった。
- (3) 基本レイアウトを決定した後に走行テストを受けて、トーインやクッション長を調節するチューニングをおこなうが、チューニング後のレイアウトで検証項目を再度確認するために、変更したレイアウトを CAD 上に正確に作図し直すことは困難であった。
- (4) 足まわりに配置されるブレーキホースやラバーブーツなどのゴム部品は、車両の姿勢が変化したときに強制的に曲げなどの変形を受けるが、複雑なゴムの変形を検討するためには非線形解析が必要であり専門技術が必要とするために適用が限られていた。

4. ATV 足まわりレイアウト支援ツールの構築

3章で述べた課題を解決し、車両の姿勢変化と足まわり周辺のゴム部品の変形を 3D CAD 上で計算し、設計者が複雑な機構の動きを理解し、レイアウトの精度を向上させるツールを新規に構築した。そのツールの概要を Fig. 3 に示す。

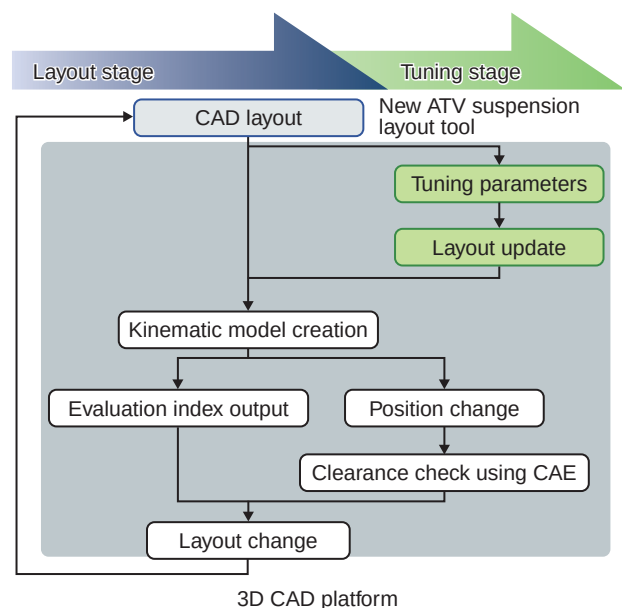


Fig. 3 Outline of new ATV suspension layout tool

4.1. 機構解析モデル

車両の姿勢変化は3D CADに組み込まれた機構解析機能を利用して計算し、ATVのジョイント位置をCAD上で選択するだけでFig. 4のような機構解析モデルを自動作成する機能を構築した。機構解析モデルの雛型をATVのサスペンションやステアリングのタイプ別に用意し、その雛形にレイアウトのジョイント位置を反映することでモデル作成の自動化を実現している。

機構解析モデルは各ジョイント位置にボールジョイントや回転ジョイントなどの並進自由度や回転自由度が限定された動きを定義することで、ホイールストローク量やステアリング転だ量に応じた車両の姿勢が一意に定まるように作成する。本ツールでは以下のように任意のストローク量による車両の姿勢変化を計算する用途と、任意のステアリング量での車両の姿勢変化を計算する用途に応じて、二つの機構解析モデルを使い分けている。

・モデル1

用途：任意のホイールストローク量での車両の姿勢位置の計算、及びその姿勢でのクッション長の計算。

構成：グラウンド位置からホイールセンタ位置までの鉛直高さを任意の値に拘束するジョイントを定義したモデル [Fig. 5 (A)]。

・モデル2

用途：任意のステアリング転だ量での車両の姿勢位置の計算。

構成：クッションの長さを任意の値に拘束するジョイントとステアリング転だ角度を任意の値に拘束するジョイントを定義したモデル [Fig. 5 (B)]。

ホイールがストロークしたときの車両の姿勢変化はモデル1のみを使用している。ステアリング転だ時の姿勢変化はモデル1を用いてホイールセンタの鉛直高さを拘束しながらおこなうと、意図せずにクッション長が変化するので、これを避けるためにモデル1で求めた姿勢でのクッション長をモデル2に適用し、そのクッション長を維持したままステアリング転ださせている。

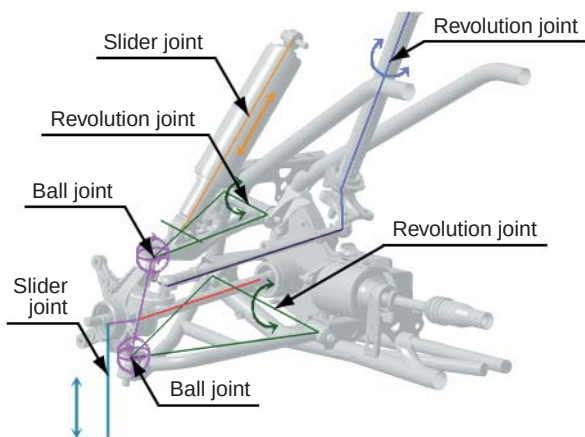


Fig. 4 ATV kinematics model

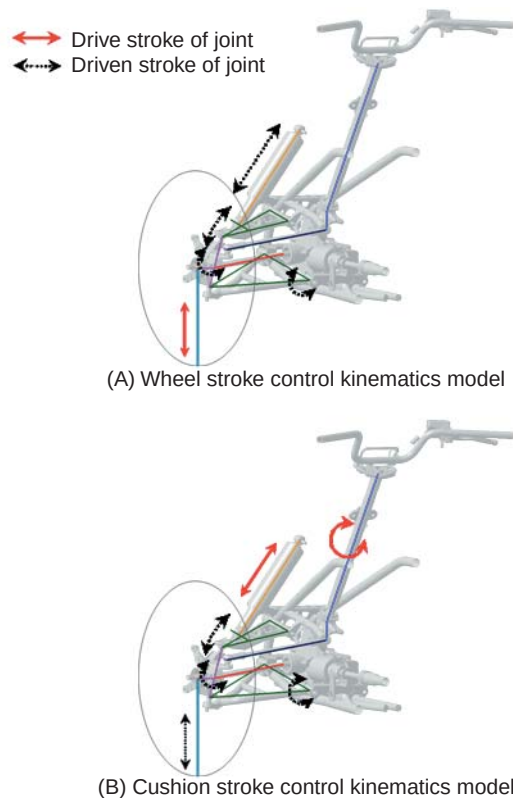


Fig. 5 Selection of ATV kinematics models

4.2. ジオメトリー計算

本ツールではホイールがストロークしたときのキャンバ角変化やジョイント部の揺動角などの検証項目を評価できるように、機構解析モデル内で車両の姿勢を変化させたときの各部品の主要な点座標から特性グラフや評価値の形に計算し直して出力するようにした。

ジオメトリーの検証項目にはCAD上の単純な角度として算出できない値もあるため、部品の位置座標から評価値に計算し直す下記の処理をCAD外のプログラムでおこなった。

- (1) CAD上のレイアウトに対して前後輪を地面に接地させた車両の姿勢は3°程度前傾しているため、CAD上の座標値から接地面を基準にした座標系に変換してから評価値を計算した。
- (2) キャンバ角やトーイン角の計算はタイヤ外周上の上下端や前後端の座標から角度を計算したのではホイールがストロークしたときにナックル自体がホイール軸周りに回転することを考慮できないため、回転に影響されないホイールセンタ軸上の基準点の座標から計算した。
- (3) 車両の姿勢が変化した際にタイロッド両端のボールジョイントの揺動角に使用限界までの余裕がどれだけあるかを以下の手法で検証している。ここではボールジョイントの揺動する側をシャンク、タイロッドに固定されている側をハウジングと呼び、それぞれの基準

軸を Fig. 6 (A) のように定義する。Fig. 6 (B) のようにシャंक軸の揺動する範囲を半径(母線)の長さが1で頂角がボールジョイントの使用限界角度 γ である円錐の内側とし、それぞれの車両姿勢位置でのシャंक軸が使用限界位置までタイロッドが中心軸まわりに回転するねじれ角 $\delta_{2(Limit)}$ を以下の式(3)で計算した。

$$y = 1 \times \sin \delta_1, z = 1 \times \cos \gamma \quad (1)$$

$$x = \sqrt{\sin^2 \gamma - y^2} = \sqrt{\sin^2 \gamma - \sin^2 \delta_1} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \delta_{2(Limit)} &= \tan^{-1} \left(\frac{x}{z} \right) \\ &= \tan^{-1} \left(\frac{\sqrt{\sin^2 \gamma - \sin^2 \delta_1}}{\cos \gamma} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

y軸：タイロッドの軸方向

z軸：ボールジョイントのハウジングの基準軸方向

γ ：ボールジョイントの揺動する使用限界角度

δ_1 ：各車両姿勢位置でシャंक軸がz軸からy軸方向に傾斜した倒れ角

δ_2 ：各車両姿勢位置でシャंक軸がz軸からタイロッド中心軸まわり(x軸方向)に回転したねじれ角

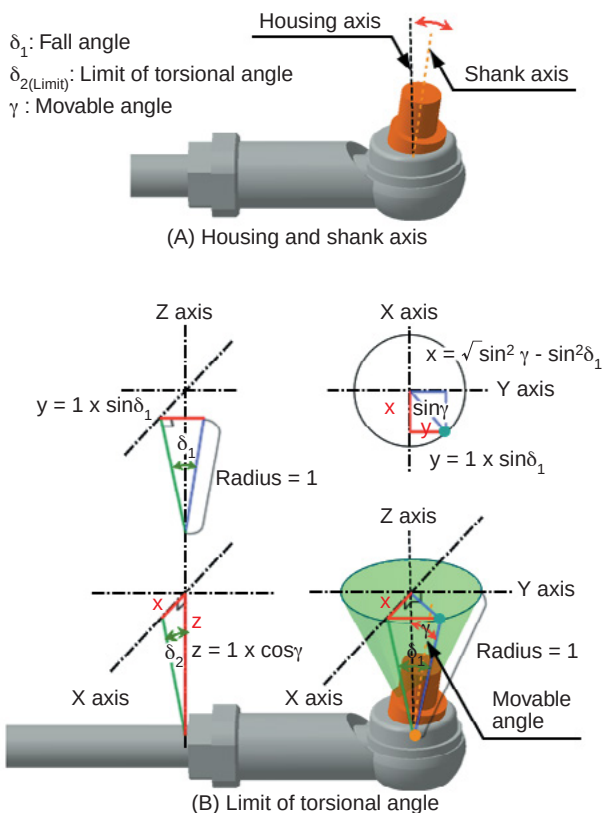


Fig. 6 Ball joint moving angle

(4)前述(3)の片側のシャंक軸の揺動角に加えて、タイロッド軸方向から見た時の両端のハウジングがなす相対角が使用限界までの余裕角を限定することになる。この相対角はホイールストロークの全伸びによる車両姿勢で Fig. 7 のようにタイロッドを車体前方にねじって突き当たった位置でロックナットを締め付けた際の角度と決めているため、全伸びによる車両姿勢での両側のボールジョイントの位置からそれぞれねじれ角の限界を求め、この角度を計算した。

また、検証項目の計算結果を出力する際には各ジョイント位置のレイアウト情報と計算結果がツールに登録され、過去のレイアウト情報の蓄積やレイアウトの仕様違いでの特性グラフの重ね合わせに利用される。

4.3. チューニング後のレイアウト検証

走行テスト後のチューニングでは、タイロッドの長さをロックナットの締め付け位置により変更してトーイン量の調整や、クッションを交換してホイールストローク特性の調整をおこなう。タイロッドやクッション以外の部品形状は変わらないが、各部品がジョイントを介して組み合わされているために他の部品のレイアウト位置も変更される。この変更したレイアウトで検証項目を再度確認するために、CAD上にレイアウトを作図し直す必要があったが、三次元的に動く各部品の位置を正確に求めるのは困難であった。そこでチューニングするトーイン量とクッション長を本ツールに数値として入力することで、チューニング後の各部品のレイアウト位置を自動で求める機能を構築した。

チューニングで変更された各部品のレイアウト位置を求めるために、車両の姿勢変化を計算する機構解析モデルにクッションとタイロッドを伸縮させる並進ジョイントを組み入れた。まずクッションに組み入れた並進ジョイントを伸縮させて入力したクッション長の値に変更する。その後、トーイン量が入力した値に一致するようにタイロッドに組み入れた並進ジョイントを少しずつ伸縮させ、その差異が収束するまで伸縮量を変更する処理を繰り返す。この

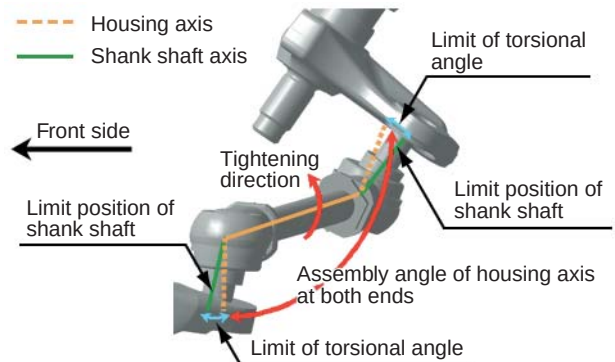


Fig. 7 Assembly angle of housing axis at both ends

機能によりトーイン量とクッション長を変更した際に影響を受ける他の部品のレイアウト位置を早く正確に求められるようになった。

本ツールでは基本のレイアウト位置を元に、変更したトーイン量とクッション長を入力してチューニングした後のレイアウト位置を求める専用画面を用意した。

4.4. ゴム部品の変形時のクリアランス検証

車両の姿勢が変化した際の部品間のクリアランスを評価する際には、足まわり周辺に配置されるブレーキホースやラバーブーツなどのゴム部品が車両の姿勢変化に伴ってどう変形するかを考慮することが必要である。これまでゴム部品の変形の計算は解析専任者がおこなっていたが、CADに組み込まれた非線形解析を利用して計算させる機能を開発し、設計者があらゆる車両姿勢での変形を検証できるようにした。

ブレーキホースの変形については基準車両姿勢でのホースエンド、クランプ位置を定義した後に、機構解析モデルを用いてホイールストロークにより車両の姿勢が変化した際のホースエンド、クランプの位置を計算する。その車両姿勢でのブレーキホースの変形を非線形解析で計算して、結果をCAD形状として出力するようにした(Fig. 8)。この機能によりクリアランスを確保できるクランプ位置の検討など、CAD上でレイアウトの精度を向上させることが可能になった。

ラバーブーツの変形については、組み付けられているジョイントの曲げ角度を車両の姿勢が変化したときに読み取り、非線形解析にこの曲げ角度とブーツの組み付け箇所を条件として与えることで変形した形状を計算し、計算結果から変形後のCAD形状を作成するようにした(Fig. 9)。大きな曲げ角度ではブーツの蛇腹形状が互いに当たって盛り上がっている様子が計算で再現できる。このような複雑な変形も $\pm 3\text{ mm}$ 程度の精度で再現できた。

5. 適応効果

車両の姿勢が変化したときの足まわりジオメトリーを計算する機能を集約し、チューニング後のレイアウト変更を自動的に計算する機能をツール化したことにより、足まわりレイアウトの仕様検討の工数を1/4に削減できた。

また、これまではグラフや数値のみの結果からレイアウトを検討していたが、本ツールで車両の姿勢変化の様子を3Dで視覚的に確認できるようになり、複雑な機構の動きを検討できるようになった。

さらに、車両の姿勢が変化したときのゴム部品の変形も考慮した部品間のクリアランスを設計者自身が確認できるようになった。

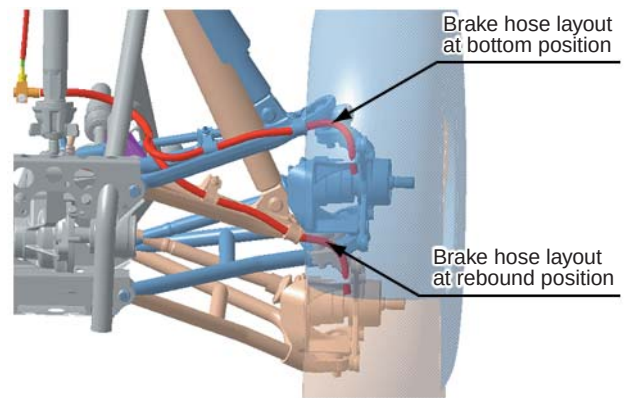


Fig. 8 Clearance with brake hose

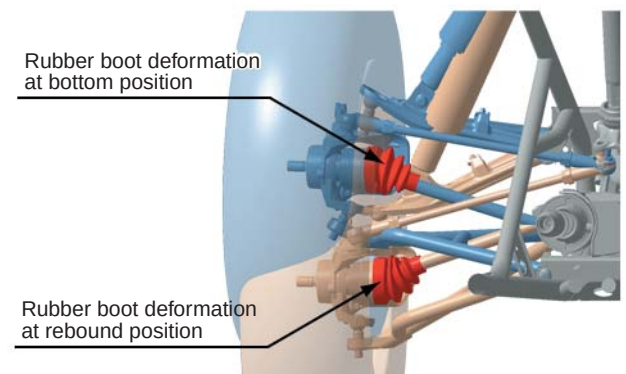


Fig. 9 Clearance with rubber boot

6. まとめ

ATV 設計者が足まわりレイアウトの仕様を検討する際の検証項目を評価するツールを構築し、以下の機能を実現した。

- (1) 検証項目を評価する機能を3D CAD上の機構解析を利用したツールに集約し、CAD上のレイアウトと連携した複雑な機構の動きを三次元上で理解でき、レイアウトの仕様検討工数を1/4に削減した。
- (2) 走行テストでチューニングした後のレイアウトを評価するために、変更した各部品のレイアウト位置を、機構解析モデルを用いて早く正確に計算するようにした。
- (3) CADに組み込まれた非線形解析を利用して車両の姿勢が変化したときのブレーキホースやラバーブーツなどのゴム部品の変形を計算し、周辺部品とのクリアランスを確認できるようにした。

参考文献

- (1) 堀良昭, 関文三, 鈴木秀明, 中村道郎, 工藤一浩: 実用ATV「RINCON TRX650FA」の紹介, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.1, p.59-68

- (2) 小倉潤司, 小野賢二, 織本幸弘, 加賀実康, 笠井康宏,
加藤和彦, 加藤修一, 児玉貴志, 土井偉, 中之蘭晴彦,
中屋一正, 浜村紀夫, 早坂義広, 政村辰也, 嶺川一光,
矢野勝久: 第2章 サスペンション, 自動車技術ハンド
ブック「設計(シャシ)編」, 自動車技術会, p.7-47(2005)

■著 者■



田村 和 丈



中村 豊 一

先進ブレーキ体験機能付き二輪車シミュレータ

Motorcycle Riding Simulator Enabling Experience of Honda's Advanced Brake Systems

青木 克仁*
Katsuhito AOKI

一見 貞直*
Sadanao ICHIMI

要 旨

先進ブレーキを装備した二輪車を普及させるために「Honda ライディングシミュレータ」を活用することを考えた。従来のHonda ライディングシミュレータの制動時の表現は従来のブレーキシステムを模したものであったことから、シミュレータの可動部によるピッチ動作と音響部によるタイヤスキール音に対し変更を加えることで実車の先進ブレーキの臨場感を体感できるものとした。また従来ブレーキと先進ブレーキの違いを容易に比較できる体験シナリオの設定をおこなった。2007年東京モーターショーで体験試乗会を実施した結果、先進ブレーキの特徴が効率よくかつ安全に体験できることを確認した。

ABSTRACT

In order to spread motorcycles with advanced brake systems, the "Honda Riding Simulator" was utilized as a way to experience advanced brakes. Since Honda Riding Simulator only reproduced the brake feeling based on conventional brake systems at the time of braking, we modified the pitching motion of the simulator and the tire squeal sound generated by the sound system in order to enable users to experience the characteristics of advanced brake systems. In addition, a scenario was created enabling easy comparison of the differences between conventional and advanced brake systems. Test-ride events of the simulator were conducted at the 2007 Tokyo Motor Show. The modified Honda Riding Simulator fulfilled the development goal of providing a safe and efficient means of enabling users to experience the feature of advanced brake systems.

1. まえがき

Honda は二輪車の安全走行を支援する有効な技術手段として、先進ブレーキシステムと呼ぶ前後輪連動ブレーキシステム(CBS)とアンチロックブレーキシステム(ABS)また両者の機能を合わせたコンバインド ABS(Combined ABS)の研究開発に注力してきた。この技術が社会に受け入れられ普及していくためにはユーザの広い認知が必要となる。そこでかねてから日本の二輪車の運転教育現場で活用されている「Honda ライディングシミュレータ」を改良し先進ブレーキの特徴を効率よく安全に体験・理解できる装置とすることを考えた。

*二輪開発センター

2. 事故状況と社会背景

WHO(世界保健機構)の2004年度の統計によると、年間に交通事故で約120万人が死亡し5千万人以上が負傷している。負傷原因による死亡の約22.8%が交通事故によるものである。この割合は戦争による負傷死(3.4%)の6.7倍にもあたる(Fig. 1)。また交通事故による死者は1990年では全死因中9位であったが2020年には3位になると予測されている。これらのことを踏まえHondaは二輪車生産のトップ企業として、二輪車の安全性向上に長年にわたり取り組んできた。

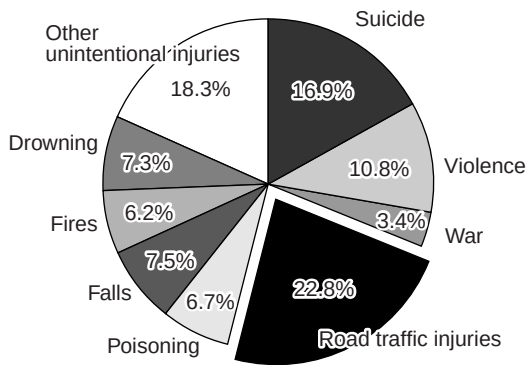


Fig. 1 Distribution of global injury mortality by cause (WHO 2004)

3. 安全技術への取り組み

3.1. 二輪車安全領域と技術

安全技術の領域は事故時の衝撃を低減する「衝突安全 (Passive Safety)」と事故に至るまでの過程における「予防安全 (Active Safety)」の二つに大きく分けられる。「予防安全」の領域はさらに事故地点までの時間的余裕によって、衝突に至る直前を起点に、ライダーの回避操作の支援、危険認知判断の支援、安全意識を向上させる運転者教育に分けられる (Fig. 2)。

これらの安全ステージにおいて、Honda は安全技術の実用化に向けた研究をおこなってきており、それぞれGL1800 に搭載されたエアバッグシステム、先進ブレーキシステム、研究段階の車々間通信、日本の教習所を中心に使われているライディングシミュレータなどが挙げられる (Table 1)。

3.2. 回避操作支援の取り組み

「予防安全」に位置づけられる技術は事故発生数そのものを低減する上で役に立つ。このうち先進ブレーキはライダーの安心感を高める技術手段である。

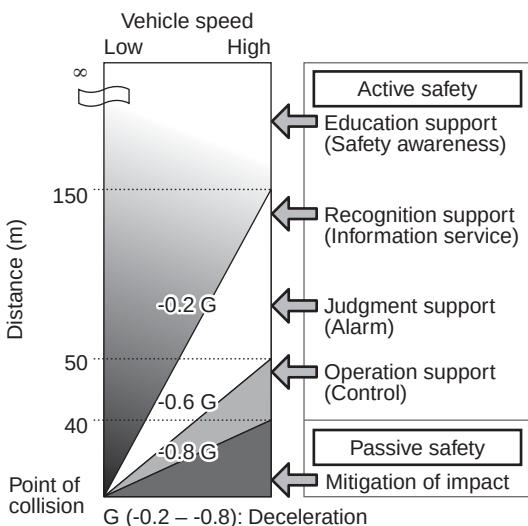


Fig. 2 Safety stages

Table 1 Safety technologies for motorcycles

	☆ In use	□ Under research
Active safety		
Safety education	☆ Riding simulators	
Recognition support	□ Inter-vehicle communication systems	
Operation support	☆ Advanced brake systems	
Passive safety		
Mitigation of injury	☆ Airbag systems	

3.3. 先進ブレーキ

従来、二輪車のブレーキ操作は前輪と後輪をそれぞれ別々におこなうものであった。ホイールベースの長さに対し四輪車に比べ重心が高い二輪車は減速時に前輪と後輪の分担する接地荷重の変化が大きい。このため、高い制動力を発揮させるためには、前後ブレーキの操作量の配分を適切に調節する必要がある。また過剰なブレーキ操作は車輪のロックを引き起こす場合もある。このような課題を解決するために開発をおこなってきた技術が先進ブレーキである。Honda は先進ブレーキとして以下のシステムを実用化した。CBS は、後輪ブレーキ用のレバーもしくはペダルだけの操作で前後両輪のブレーキに適正なブレーキ力配分がおこなわれる。ABS はブレーキを掛けすぎたとき、車輪がロックするのを防止する。Combined ABS は両者を合わせた機能を持っている。この先進ブレーキは二輪車ライダーの安心感を高めることを目的としている。我々はハードウェアの研究開発を加速すると共に先進ブレーキを搭載した二輪車の普及を図りたいと考えている。欧州で発売されている CBS, Combined ABS の既存ユーザーに対しておこなわれたアンケート調査によると、87.5%のユーザーが肯定的意見を持っていることがわかる (Fig. 3)。このように既存ユーザーに良好な評価を得ている先進ブレーキではあるが、新規ユーザーにおいていかに先進ブレーキ装着モデルを選択してもらうことができるかが普及の上で重要である。

4. 先進ブレーキの認知を広げることを目的としたライディングシミュレータ活用

新規ユーザーに対し先進ブレーキの特徴を認知させていくための手段として「Honda ライディングシミュレータ」を活用することを考えた。

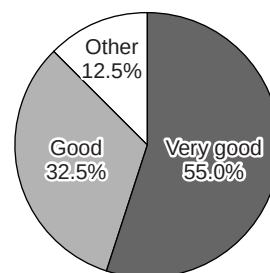


Fig. 3 User assessment of advanced brake systems

4.1. Honda ライディングシミュレータの特徴

Honda は「運転者教育」の研究も積極的に進めている。Honda ライディングシミュレータは交通安全教育において従来の「座学」を超える新しい教育手法として 1988 年に研究を開始し、混合交通で起こりうるさまざまな状況をシミュレータ上でライダーに模擬体験させることで、ライダーの危険な状況に対する予知予測能力を高めることをねらった。数年にわたる教育機器としての構成要素の研究をおこなった後、1996年に初代機が実用に供された。このシミュレータは、ライダーが仮想の市街地を走行する中で、巧妙に設定された二輪車の典型的な事故に結びつく危険場面を体験することができる仕様となっている。今回のベースとなるモデルは二代目で、2001年から日本の自動車教習所を中心に販売されているものである。

4.2. 構成

高い教育効果を与えるためには、ライダーにあたかも実際の走行を体験したと感じさせるような臨場感が必要であるとの考えに基づき、当シミュレータは、ACサーボモータで可動する乗車部と、現実感のある視界映像・質の高い音響生成機能を有している (Fig. 4)。

4.3. 映像・音響・可動部

映像システムは、3Dグラフィックアクセラレータを用いて現実感のある高品位な視界映像を毎秒 30 コマ生成している。

また音響システムは、実際の音をサンプリングした音源をもとにデジタル処理してリアルタイムに音を生成している。例えば自車のエンジン音はエンジン回転数と負荷に応じて生成され極めて現実感が高い。そのほかの自車の状態を表現する音として、ステップ接地音、タイヤスキール音、衝突音などがある。サーボモータで可動する乗車部は走行時の加減速感、ロール感覚、衝突時の衝撃、ステアリングハンドルの操作感覚をライダーにフィードバックすることができる。本シミュレータは、失敗に至るまでの経緯をより現実感を持って体験できる点で優れている。

5. 先進ブレーキ体験機能の搭載

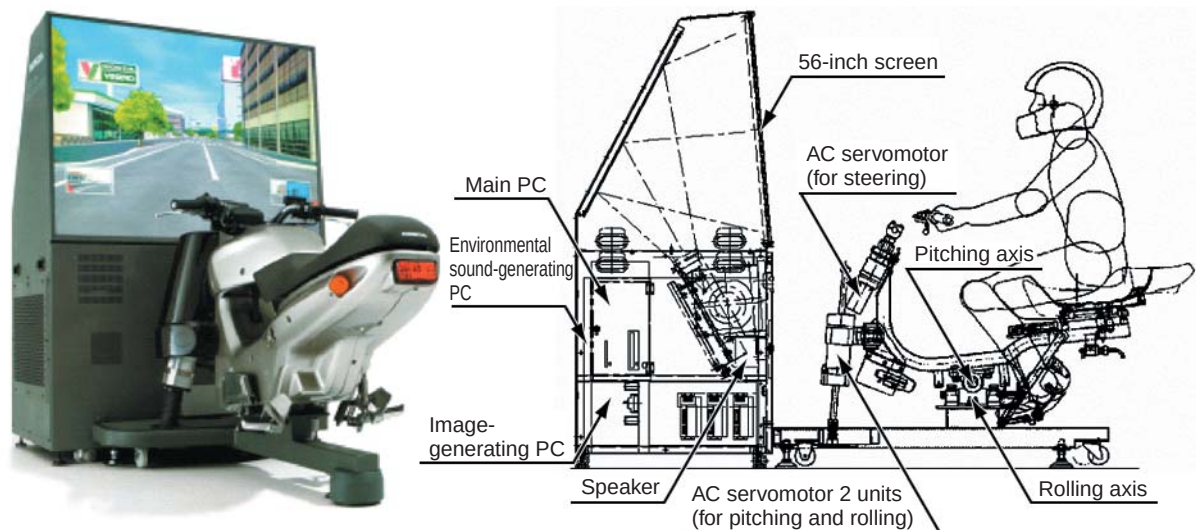
今回、先進ブレーキの内、CBS と Combined ABS の特徴を体験させることを目的として従来のライディングシミュレータの改良をおこなった。

5.1. 再現したい先進ブレーキの特徴

・CBS

従来ブレーキに対し後輪片側のみのブレーキ操作において以下の特徴を持っている。

- (1) 同じブレーキ操作で高い減速度。
- (2) 後輪から先にスリップ限界に達する。



Riding unit	Replaceable system for motorcycle or moped Operation system of equivalent actual vehicle	Sound system	PCM 2ch stereo
Motion	Roll angle: 15 deg Pitch angle: 10 deg Steer angle: 30 deg 3 AC servomotor	Power source	100 V / 15 A
		Power consumption	1.5 kW
Imaging unit	CGI system 56-inch screen 30 frames per second	Length x height x width	2330 x 1740 x 1182 mm
		Total mass	312 kg

Fig. 4 Honda riding simulator

・ Combined ABS

上記 CBS の特徴に加え車輪ロック防止機能を付加したシステムで以下の特徴を持っている。

- (1) 車輪ロックまでは CBS として作動し、それ以上は Combined ABS として作動する。
- (2) ABS 作動中は路面の摩擦係数に応じた減速度。
- (3) 四輪車の ABS 作動に比べ、二輪車はタイヤ回転速度変動を車体・ハンドルを通して感じやすい。

我々はシミュレータの可動部と音響部を有効に使い、上記の先進ブレーキの特徴を再現することを考えた。

5.2. 音響と可動部による先進ブレーキ表現

加減速計算と可動部ピッチ動作の制御フローを Fig. 5 に示す。ライダーの操縦動作は実車と同等な操作部にあるセンサから 33 msec ごとにコンピュータに取り込まれる。運動特性は二輪車の車両諸元を定数として運動方程式で記述されている。時刻ごとの運動状態はルンゲ・クッタ・ギル法を用いて積分をおこなうことで求められている [Fig. 5 内の (2)]。

5.2.1. CBS の表現

5.1. 節で示した CBS の特徴の(1)と(2)を再現するように、後ブレーキに入力された操作量を前ブレーキに配分するように計算をおこなっている [Fig. 5 内の (1)]。後輪が制動限界に達していることはスキール音などの音響で表現している。当シミュレータは乗車部を前後方向に動かすモータを持っていないため加減速運動は乗車部のピッチ動作に置き換えて表現している。減速時は減速度に応じて乗車部前側を沈み込ませるように動かす。シミュレータ上ではライダーの姿勢が前のめりになり腕に自分の体重が掛かることで減速感を感じられるようにしている。実車のピッチ動作はサスペンションの伸び縮みによるものであるが、シミュレータのピッチ動作は加減速動作を表現している点で異なった意味を持つ。シミュレータにおいては前述のように減速度の大きさを乗車部のピッチ動作で感じさせているため、実車の姿勢変化とは異なる動きとなるが計算された減速度が大きい場合、より大きなピッチ動作で減速度を表現するようにした。

5.2.2. Combined ABS の表現

コンピュータ内部に定義された走行地点の路面摩擦係数をもとにライダーのブレーキ操作が車輪のロック限界に達している場合 ABS 作動と判定する。今回 ABS 自体の性能予測が目的ではないことから、ABS の動作自体に対するシミュレーションはおこなわず ABS の挙動表現に用いる作動周期は路面の摩擦係数ごとの実測データを基にしている [Fig. 5 内の (3)]。車輪ロックまでは CBS としての動作をおこない Combined ABS の特徴(1)を再現している。実車の挙動を体感させるため ABS 作動時には路面の摩擦係数に

Com: Coefficient of pitching motion of longitudinal acceleration and deceleration component
Cfm: Coefficient of pitching motion of front brake operation component
Crm: Coefficient of pitching motion of rear brake operation component
Ngain: Smoothing coefficient of longitudinal acceleration and deceleration depending on velocity
Cbf-Cbr: Brake force distribution coefficient
Pabs: Amplitude of pitching motion expressing ABS operation
Bfi: Rider's front brake input
Bri: Rider's rear brake input
Bfc: Front brake force
Brc: Rear brake force
hz: ABS operation cycle depending on road μ
E: Adjusted longitudinal acceleration and deceleration
Pit: Pitch angle of motion unit
T: Elapsed time
dt: Time increment

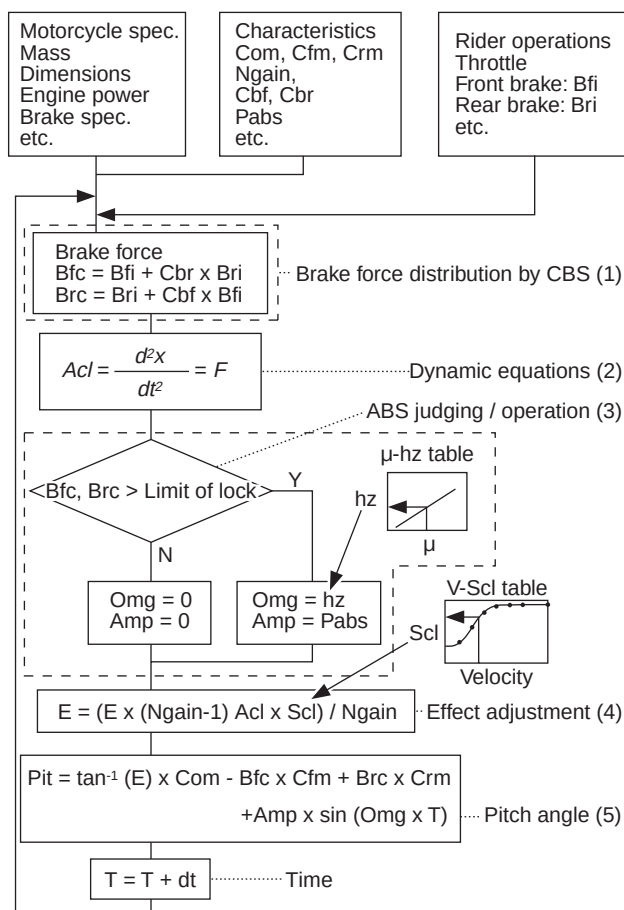


Fig. 5 Motion system control flow

応じた減速度分のピッチ動作で Combined ABS の特徴(2)を表現し、ABS 作動を表現する路面摩擦係数で決定された周期のサイン波成分を付加 [Fig. 5 内の (5)] することで Combined ABS の特徴(3)を再現している。サイン波成分の振幅は官能評価で決定した。ABS 作動時のスキール音は、従来ブレーキのスキール音に ABS 作動周期の半周期のサイン波のマイナス部分を折り返した波形を掛け合わせる処理をして発生させている (Fig. 6)。なお、当シミュレータの可動部を動かす際の考慮点として、計算された加減速度は高周波のノイズを含み発進・停止の際は不連続になるため、そのままの形でピッチ角に置き換えることはせず、低速で小さな値となる加減速度調整係数を掛け、さらに平滑化をおこなった値をピッチ動作に用いている。また、二輪車の場合、ピッチ方向の慣性モーメントが四輪車よりも小さい

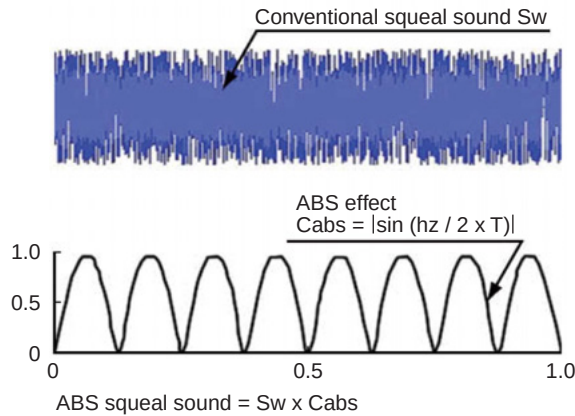


Fig. 6 ABS squeal sound

めブレーキ操作に対して車体の姿勢がすばやく反応することが特徴であり、その表現のためにブレーキ操作に基づいてピッチ動作を増加させる表現もおこなっている〔Fig. 5内の(4), (5)〕。次に、シミュレータ上で従来ブレーキとCBSの制動計算の結果を比較した例を Fig. 7 に示す。後ブレーキのみの制動をおこなった結果で減速とピッチ動作をグラフ化したものである。

この例では同様のブレーキ操作でCBSの方が従来ブレーキの約 1.78 倍の減速をおこなっている。

ピッチ動作は前述のように減速度表現のための増加分を加え、約 2.28 倍となっており高い減速度を体感させるものとなっている。また、ABS 作動時の実車とシミュレータの比較をおこなった例を Fig. 8 に示す。実車の車輪速度とシミュレータでのピッチ動作を一つのグラフの上に重ね合わせたものである。これはドライアスファルトにおける制動の例である。実車の前輪は約 8 Hz の周期で速度が変動している。シミュレータにおいても約 8 Hz のピッチ角変動を発生させており実車の車輪速度の変動による減速度を表現した動きとなっている。その際、発音されているタイヤスキール音の振幅波形を Fig. 9 に示す。発生している音の波形も 8 Hz の周期となっている。実車の特徴を表しているこれらの表現により先進ブレーキの動作が現実感をもって体感できるものとなった。

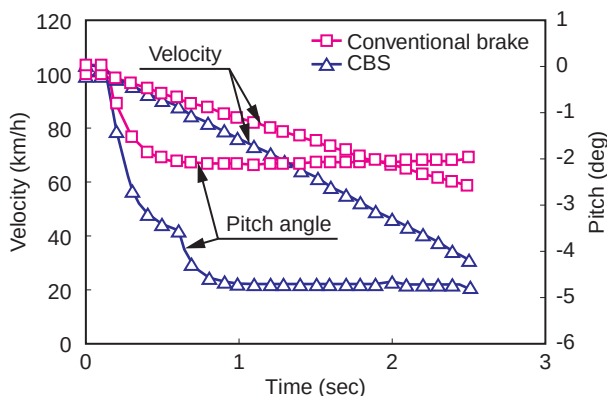


Fig. 7 CBS versus conventional brake

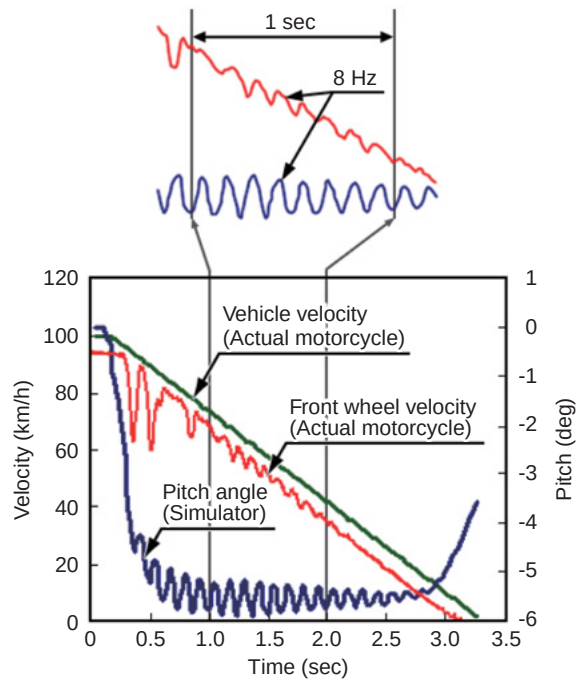


Fig. 8 Pitching motion as feeling of deceleration

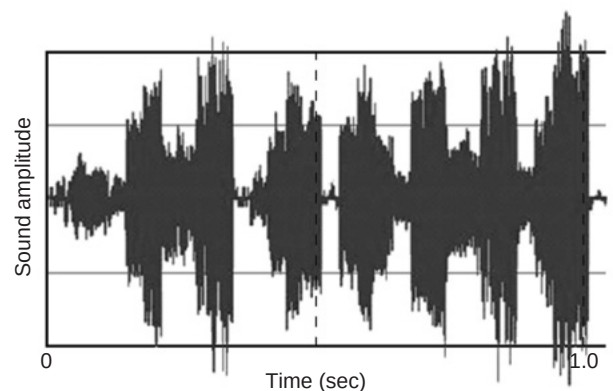


Fig. 9 Squeal sound during ABS operation

5.3. 体験シナリオ

従来ブレーキと先進ブレーキ装着の切替えは、シミュレータ操作卓上のモニタに表示されるブレーキシステム変更メニューを操作することで変更できるものとした。当初、ライダーがシミュレータ上の仮想市街地を走行する間にブレーキシステムを変更し、先進ブレーキと従来ブレーキの違いを体感させるアイデアがあった。しかし、危険場面に入ったところでの走行速度や危険に対する対応がライダーによってさまざまであり、他の要因に注意が向き、ブレーキシステムの違いを理解できない場合が多いことがわかった。このためブレーキシステムの違いをより分かりやすく比較できるように専用の走行コースを用意した。また、短時間で効率よく体験できることも考慮し、ライダーは市街地ではなく単純な直線路を走行するものとした。ライダーが走路両側を見通せないように直線路の両側に植え込みを施した映像とし、ライダーが直線路を走行して所定の速度に達したとき、前方の植え込みの中からトラックが飛び出して進路をふさ

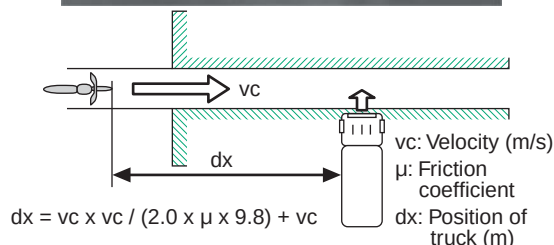


Fig. 10 Brake test course

ぐというシナリオにした(Fig. 10)。これは市街地でありがちな「出会い頭」事故を模した設定である。トラックの飛び出す位置は、自車が所定の速度から減速をおこなった際、路面 μ で決まる最も短い制動距離に、1秒分のブレーキ反応遅れに相当する「空走距離」を加えた位置に設定した。試乗をおこなうライダーにはトラックが出現したら衝突しないよう速やかにブレーキを掛けて停止するように指示して走行を開始させる。この緊急制動体験は従来ブレーキによる制動と先進ブレーキによる制動の二回をおこなうものとし、走行後に結果として反応の速さを示す空走距離とブレーキ開始から停止するまでに要した制動距離をモニタ上に表示する。また、事故が起きた場合、事故の理由(車輪のロック・トラックとの衝突)を表示する。このシナリオはシンプルであるため、ライダーがブレーキシステムの違いを比較して理解することを容易にした。

6. 2007年東京モーターショーでの体験試乗会の実施

モーターショーは自動車業界の最大の祭典であると共に、企業活動を内外に発信し企業理念をアピールできる場である。この点で先進ブレーキの認知普及を目的とした活動をおこなうためにふさわしい場である。我々は「先進ブレーキ体験シミュレータ」を2007年東京モーターショーにおいてHonda二輪ブースに設置し、約2週間にわたる体験試乗会を実施した。体験シナリオは6.3節のものを用いて、先進ブレーキとしてCombined ABSを設定した。また、トラックが登場するときの自車速度は国内の一般道路の最高速度である60 km/hに設定した。

一般来場客を迎えたショーの期間中、1台のシミュレータで2255人が先進ブレーキの体験をおこなった。試乗者

は一日平均140人であった。一人の試乗に要する手間は実車を用いておこなうことに比べ少なくて済むため、効率のよい体験試乗会が実施できた。また、走路上に突然トラックが飛び出してくる場面設定は実車でおこなうことがきわめて困難であるが、シミュレータの特質を活かし安全に先進ブレーキの体験が実施できた。

7. むすび

東京モーターショーでの試乗者に対する試乗後の感想聞き取りにおいては、ほとんどが先進ブレーキを好意的に評価するものであった。従来ブレーキの制動で事故を起こした試乗者も事故を起こさなかった試乗者も、先進ブレーキの制動時における安心感を体験し、先進ブレーキを理解・納得できたと思われる。本シミュレータは先進ブレーキの特徴を効率よく安全に訴求する装置として活用できることがわかった。今後は、ライダーの先進ブレーキに対する過信を防ぐ観点での安全教育過程における本シミュレータの活用なども考えていきたい。

■著者■



青木 克仁



一見 貞直

マルチプロトコル自動認識技術を用いた 汎用製品診断システム

Diagnostic System for Power Products Using Automatic Recognition Technology for Multi-protocols

土 橋 学*

Manabu DOBASHI

三 輪 あさぎ*

Asagi MIWA

山 村 誠*

Makoto YAMAMURA

山 中 真*

Makoto YAMANAKA

要 旨

ECUを搭載しているHondaの汎用製品には、通信プロトコルとして、シリアル通信、CAN通信、K-Line通信が採用されている。これらのマルチプロトコルの通信電圧の差と、ECUの製品IDデータの違いを利用して、通信プロトコルの自動認識の可能性を検討した。通信ユニット(I/Fユニット)は、入力された通信電圧をアナログ-デジタル変換し、CPUへ取込んだ後、通信プロトコルの判定をおこなう。電圧閾値による判定と、製品IDデータ取得コマンドの戻り値の有無による再確認により、確実に通信プロトコルを自動認識できる技術を構築した。

この自動認識技術を用いて、汎用製品の運転情報、故障情報を確認できる診断システムを開発した。ECU診断に用いるパソコンのアプリケーションソフトには、正確に診断の補助ができる機能を取り入れ、幅広い年齢層の作業者でも、屋内外を問わず使いやすい画面構成とした。また、新製品への対応も容易にできることを可能とした。

ABSTRACT

Honda has adopted serial communication, CAN communication and K-Line communication as communication protocols for its power products equipped with ECUs. Capabilities for automatic recognition of these multi-protocols were examined, using the difference in communication voltages and the difference in the ECUs' product ID data. An interface unit (I/F unit) conducts analog-to-digital conversion of the input communication voltages, transfers the data to the CPU, and determines the communication protocols. A technology has been developed to automatically and precisely recognize the protocols by checking the threshold voltages and recheck for return values of the acquisition command for product ID data.

A diagnostic system with this technology has been developed to check the operation data and malfunction data of power products. The PC application software used in the system provides functions to assist in conducting precise diagnosis. The screen display is easy to use for a wide range of operators, regardless of whether it is used indoors or outdoors. Data for new power products can also be easily built in to the system.

1. まえがき

Hondaの汎用製品には、ECUを搭載している汎用エンジン⁽¹⁾、除雪機⁽²⁾、船外機⁽³⁾、発電機、電動カート⁽⁴⁾などがある。一方、ECU非搭載の汎用製品も数多く販売されている。ECU非搭載の汎用製品を扱うサービス店では、作業者のスキルに依存したサービス業務をおこなっている現場が多い。しかし、ECU搭載の汎用製品も扱うサービス店において、作業者のスキルだけでは、サービス業務の限界があった。

自動車のサービス現場では、ECU診断機の使用が一般的

となっている。汎用製品のECU診断機は、船外機「BF225」⁽⁵⁾の販売開始に合わせた船外機専用として、2003年に初めて導入された。しかしながら、船外機以外の製品を扱う販売店からも、運転情報や故障情報の可視化を確実にこなえる診断システムが求められていた。

ECU搭載の汎用製品には、独自フォーマットである半二重調歩同期式のシリアル通信を採用した汎用エンジンや除雪機、自動車の通信用として用いられているK-Line通信を採用した船外機、Drive by wire(DBW)システムとしてCAN通信を採用した電動カートなど、製品ごとに複数の通信プロトコルが採用されている。ECU搭載の汎用製品における

*汎用開発センター

複数の通信プロトコルを自動認識する機能を有したECU診断機を検討した。

本稿では、複数の通信プロトコルを自動認識する機能を有する I/F ユニットと、屋外でのサービス現場を考慮した診断システムの技術内容を紹介する。

2. マルチプロトコル自動認識システム

従来の診断システムでは、各々の通信プロトコルに対して専用の I/F ユニットを持っていた。例えば、船外機は専用診断機、汎用エンジンは専用エンジンパラメータ設定ツール⁽⁶⁾のように、製品ごとに ECU 診断をおこなっていた。その使い勝手を向上させるため、共通な I/F ユニットで、これらの複数の通信プロトコルと接続できるシステムを実現した。

2.1. 通信プロトコル自動認識

通信プロトコルは Table 1 に示すようなシリアル通信、CAN 通信、K-Line 通信の仕様がある。Fig. 1 は、これらの通信プロトコルを自動的に認識する機能を有する I/F ユニットのシステムブロック図を示す。

通信プロトコルの認識において、CPU は I/F ユニットへ入力された通信電圧をアナログ-デジタル変換し、閾値と比較して判定する。Fig. 1 の ECU への送信側(以下 Tx)の電圧値を V_{Tx} とし、ECU からの受信側(以下 Rx)の電圧値を V_{Rx} とする。1 ms 周期でサンプリングした値を、それぞれ V_{Tx1} , V_{Rx1} とし、通信プロトコルを確定するための評価値を、式(1)、式(2)に示し、それぞれ V_{Txave} , V_{Rxave} とする。

$$V_{Txave} = \frac{\sum_{i=1}^n V_{Tx1}}{n} \quad (1)$$

$$V_{Rxave} = \frac{\sum_{i=1}^n V_{Rx1}}{n} \quad (2)$$

Table 1 Communication protocols

Protocol	Signal voltage level (V)	Communication speed (kbps)
Serial	$0 \leq V \leq 5.0$	9.6
CAN	$1.5 \leq V \leq 3.5$	500.0
K-Line	$0 \leq V \leq \text{Battery voltage}$	10.4

Table 2 Threshold level of communication voltage

Signal	Pin name		Communication voltage level (V)
No device	Tx	0	$V \leq 0.7$
	Rx	0	$V \leq 0.7$
Serial	Tx	$0 \leq V \leq 5.0$	$V \leq 0.7$
			$4.0 \leq V \leq 5.2$
	Rx	$0 \leq V \leq 5.0$	$V \leq 0.7$
			$4.0 \leq V \leq 5.2$
CAN	CAN_L	$1.5 \leq V \leq 3.5$	$1.4 \leq V \leq 3.6$
	CAN_H	$1.5 \leq V \leq 3.5$	$1.4 \leq V \leq 3.6$
K-Line	K-Line	$8.0 \leq V \leq 16.0$	$6.0 \leq V \leq 16.0$
	SCS	$0 \leq V \leq 5.0$	$4.0 \leq V \leq 5.2$
Error	Tx	$17.0 \leq V$	$17.0 \leq V$
	Rx	$17.0 \leq V$	$17.0 \leq V$

次に各通信電圧を判定する閾値を Table 2 に示す。この閾値に基づき通信電圧値の評価値と比較して、通信プロトコルの判定をおこなっている。

通信プロトコルは式(3)、式(4)を満足した場合にCAN通信と確定する。

$$V_{Txave} \geq 1.4 \wedge V_{Txave} \leq 3.6 \quad (3)$$

$$V_{Rxave} \geq 1.4 \wedge V_{Rxave} \leq 3.6 \quad (4)$$

また、式(5)、式(6)を満足した場合にK-Line通信と確定する。

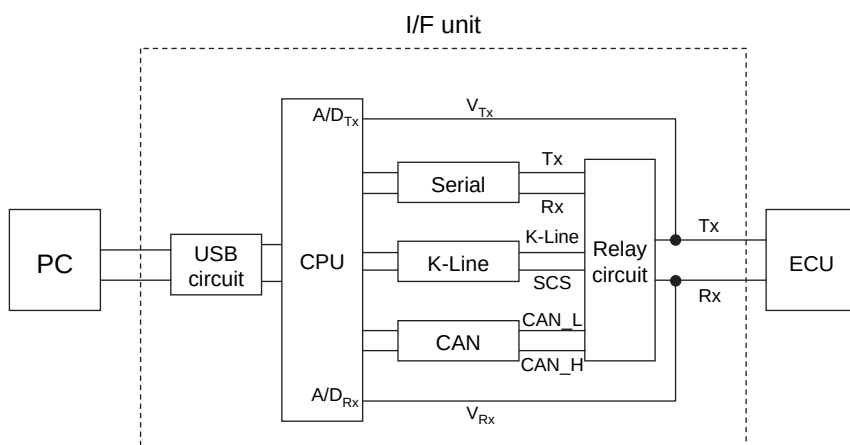


Fig. 1 I/F unit system block diagram

Table 3 Average voltage of each communication protocol

Signal	Test result voltage level (V)		Threshold voltage level (V)
Serial	V_{Txave}	0	$V \leq 0.7$
		4.8	$4.0 \leq V \leq 5.2$
	V_{Rxave}	0	$V \leq 0.7$
		4.8	$4.0 \leq V \leq 5.2$
CAN	V_{Txave}	2.5	$1.4 \leq V \leq 3.6$
	V_{Rxave}	2.5	$1.4 \leq V \leq 3.6$
K-Line	V_{Txave}	11.8	$6.0 \leq V \leq 16.0$
	V_{Rxave}	4.9	$4.0 \leq V \leq 5.2$

$$V_{Txave} \geq 6.0 \wedge V_{Txave} \leq 16.0 \quad (5)$$

$$V_{Rxave} \geq 6.0 \wedge V_{Rxave} \leq 16.0 \quad (6)$$

シリアル通信は、初期状態の通信電圧が不定なため、接続中か未接続かを判定できない。そこで、式(7)の条件が成立したときに、I/Fユニットはプロトコルをシリアル通信と仮定して、仮通信をおこなう。ここで、I/Fユニットは、ECUに対して製品ID取得コマンドを送信する。再送信を含め5 sec以内にECUから返信があった場合、通信プロトコルをシリアル通信と判定する。5 sec以内にECUから返信がない場合は、未接続と判定する。

$$V_{Txave} \leq 0.7 \wedge V_{Rxave} \leq 0.7 \quad (7)$$

ここで式(8)の場合、通信電圧に異常があると判断し、診断用アプリケーションソフトに対して電圧異常発生を送信する。

$$V_{Txave} \geq 17.0 \vee V_{Rxave} \geq 17.0 \quad (8)$$

CPUで通信プロトコルの判定をおこなった後に、リレー回路を動作させ、通信ラインを開き、I/Fユニットとの通信を確立する。通信確立後、診断用アプリケーションソフトより各通信プロトコル共通の製品ID取得コマンドをECUへ送信し、ECUの製品IDデータを取得する。これにより、診断用アプリケーションソフトおよびI/Fユニットは通信プロトコルを正しく認識していることを再確認することができる。また、この通信プロトコル自動認識機能は、通信中でも通信電圧値を常時監視している。CPUは、ECUとの通信線の切断や通信の電圧異常を判定し、即座に未接続状態へと切り換える。

2.2. テスト結果

各通信プロトコルの認識において、式(1)、式(2)の実測値に基づく V_{Txave} 、 V_{Rxave} の一例をTable 3に示す。 V_{Txave} 、 V_{Rxave} が、閾値の最小値および最大値に収まっていることがわかる。この結果から、各々の通信プロトコル間において、判定の重複がないことが実証された。

Table 4 Pin assignment of connector

Pin No.	Serial	K-Line	CAN
1	GND	GND	GND
2	Tx	K-Line	CAN_L
3	Rx	SCS	CAN_H
4	—	12 V	—

3. 汎用製品診断システム

汎用製品診断システムの概略図をFig. 2に示す。この汎用製品診断システムを構築するために取り組んだ内容を下記に示す。

- (1) 通信コネクタの統一
- (2) 診断用アプリケーションソフトの開発
- (3) 新製品データ追加

3.1. 通信コネクタ

通信ユニットと汎用製品を接続する通信コネクタは、接続時の利便性を良くすることと、コスト低減のため共通化する必要があった。そのため、汎用製品に取り付けられる通信コネクタを、船外機用ECU診断機のコネクタに統一した。各通信プロトコルにおいて機能割り当てを実施したピン配置をTable 4に示す。

3.2. 診断用アプリケーションソフト

ECU診断は、パソコンを用いて汎用製品の診断を実施するため、I/Fユニットに加えて診断用アプリケーションソフトが必要である。ここでは、その診断用アプリケーションソフトの各機能の紹介をおこなう。

3.2.1. 診断機能

診断用アプリケーションソフトには、ECU情報を読み出すことで的確な診断を可能とするために、下記の項目に留意した。

- (1) 正確な診断の補助ができる
 - (2) より早く故障特定部位に辿り着くことができる
- その機能と特徴をTable 5に示す。

Table 5のData list, DTC, All history, Initial settingは、

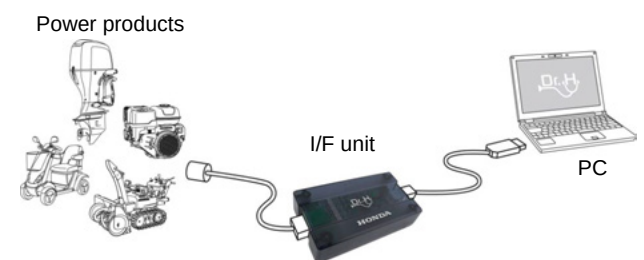


Fig. 2 Diagnostic system diagram

Table 5 Functions of application software

Screen	Detail
Data list	Checks data in real time
DTC (Data trouble code)	Checks operational errors, warnings and failures
All history	Checks history of past errors
Initial setting	Checks ECU setting information
Simple diagnostic	Chooses data and checks data automatically
Function test	Function test of single device
Graph mode	Graph and storage function
Service manual linkage	Service manual linkage
Service report function	Outputs service report

運転、履歴情報等を確認する機能である。Function testは、ECUと接続されている単体デバイス、例えば、スロットルモータや燃料インジェクタなどが、正常に動作するかどうか、デバイスの単体試験を実施する機能である。Graph modeは、Fig. 3に示すように、ECUが持っているデータの波形を表示、保存する機能であり、異常が発生する瞬間を確認することができる。

3.2.2. Graphical User Interface(GUI)デザイン

汎用製品のサービス業務は、屋外でのメンテナンスをおこなうなど、汎用製品特有の作業環境をもっている。また、幅広い年齢層の作業者がユーザとして想定されるため、パソコン画面の見やすさや使い勝手を考慮する必要がある。

そこで、日光の下や暗闇における視認性の観点から、背景色と文字色の明度バランスや配色などを考慮し、画面全体を視認性の高い色彩計画にすることで、さまざまな光環境の中でも作業しやすい GUI デザインを目指した。

また、作業者に少しでも抵抗なく使用してもらえるよう、操作ボタンや表示文字を工夫し、画面内の各汎用製品をイラストで表示するなど、親しみやすい画面づくりにも力を



Fig. 3 Graph mode screen

入れた(Fig. 4)。こうすることで、ただの無機質な作業ツールになってしまいがちな本システムを、愛着をもって作業者に使用してもらうことができる。

3.3. 新製品データ追加機能

従来は汎用製品がモデルチェンジもしくはマイナーチェンジされるたびに、診断用アプリケーションソフトの追加開発に、長い時間を要することが多かった。診断用アプリケーションソフトでは、ECUデータ割り当て表というExcelデータを使用している。このECUデータ割り当て表とは、データ名称や物理値変換式、単位等の情報を、指定のアドレスセルに入力したものである。本開発では、ECUデータ割り当て表のExcelデータから、Extensible Markup Language (XML)データに自動で変換するファイル変換ソフトを作成した。

このファイル変換ソフトにより、モデルチェンジもしくはマイナーチェンジする汎用製品も、容易に製品データを追加することが可能となった。Fig. 5に汎用製品を追加する流れを示す。これらのすべての流れが、ファイル変換のみで実行可能となり、新製品データの追加に際しても、低コスト、短期間での開発を実現した。



Fig. 4 Top screen of diagnostic system

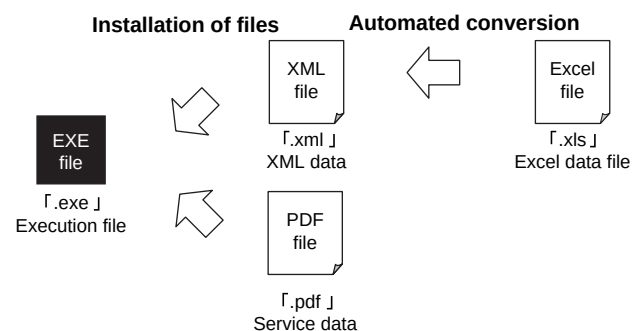


Fig. 5 File generation

また、この汎用製品診断システムを、すべての汎用製品を診断するという思いより、「Dr.H」(製品を診断するHondaサービスマン)と名づけた。

4. まとめ

新しく提案した汎用製品診断システムを導入することにより以下の効果が得られる。

- (1) 通信電圧の差と、ECU の製品 ID データの違いを利用して、通信プロトコルの自動認識が可能となった。
- (2) ECUを搭載した汎用製品と接続が可能な、汎用製品診断システムを構築した。
 - ・ 通信コネクタを統一し、汎用製品診断システムへ接続するときの利便性が向上した。
 - ・ ファイル変換ソフトにより、新製品データの追加が短期間で可能となった。
 - ・ 視認性や操作性、親しみやすさを考慮したGUIデザインにすることにより、人や場所を選ばない作業ツールとしての可能性が広がった。

参考文献

- (1) 伊藤慶太, 本田宗平, 斉藤照幸, 倉田真秀, 直江学: 電子制御汎用エンジン iGX440 の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.17, No.2, p.44-51
- (2) 脇谷勉, 川上俊明, 清水則和, 山崎信男: 電子ガバナ付エンジン搭載除雪機の制御システム開発, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.51-56
- (3) 米沢道, 松田佳之, 田和寛基, 設楽貞文, 豊後圭一郎, 鈴木幸夫: 高出力, 低燃費船外機 [BF150] の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.29-38
- (4) 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
- (5) 角田正樹, 大角雅之, 米沢道, 古谷健太郎, 設楽貞文, 木全隆一: ホンダ船外機のフラグシップ「BF225/200」の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.11-20
- (6) 新荻義久, 山村誠, 土橋学, 福岡友樹: 汎用製品データマネージメントシステムの構築, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.2, p.52-55

■ 著 者 ■



土橋 学



山村 誠



三輪あさぎ



山中 真

二足歩行ロボットの走行歩容生成

Running Gait Generation for Biped Robot

竹 中 透*

Toru TAKENAKA

吉 池 孝 英*

Takahide YOSHIIKE

松 本 隆 志*

Takashi MATSUMOTO

城 倉 信 也*

Shinya SHIROKURA

要 旨

二足歩行ロボットの走行速度を上げようとする、離床直前または着地直後にスリップやスピンの発生してバランスを崩しやすくなる。この問題を解決するために、動力学的な安定性を保証しつつスリップとスピンを抑制する歩容生成技術を開発した。この技術では、足底と床との間の摩擦력에, 接地荷重の変化に対応して連続的に変化する許容範囲を設定し, この許容範囲を超過しないように上体の水平加速度, 上体の曲げおよびひねりを調整する手法を用いている。またこの技術は, 遅いジョギングのような接地荷重が完全にはゼロにならない歩行と走行との中間的な運動や, 低い摩擦係数の床での歩行に対しても, 床摩擦力の許容範囲を変更するだけで統一的に適用できる。この技術を用いて ASIMO と同じサイズの実験機にて 10 km/h の走行を実現した。

ABSTRACT

An attempt to increase the running speed of a biped robot often results in a loss of balance due to slip and spin generated just before lifting or after landing its foot. In order to solve this issue, we developed the gait generation technology that assures dynamic stability while suppressing slip and spin by defining the allowable range of friction force between a sole and a floor. The range of the friction force changes according to the vertical ground reaction force, and is used to adjust the horizontal acceleration, bend, and twist of the robot's torso. By adjusting the range of the friction force, a uniform approach can be taken to generate various gaits such as walking on a floor with low friction coefficient, or slow jogging. Slow jogging is an intermediate motion between walking and running in which the vertical ground reaction force does not quite reach zero. The gait generation technology realizes a running speed of 10 km/h in an experimental robot of the same size as ASIMO.

1. まえがき

Honda は, 人と共存, 協調し, 社会の中で役に立つことにより, 新しい価値をもたらすヒューマノイドロボットの研究をおこなってきた⁽¹⁾⁻⁽³⁾。移動機能に関しては, 人の移動に追従するための高速な移動能力, 人が急に飛び出してくるような状況に俊敏に対応する能力を向上させる上で, 走行の研究が重要である。

走行は, 空中で移動することによって歩行よりも大きな歩幅をとることができるため, 高速な移動に有利である。さらに上体の上下運動の最下点近辺で自重の2倍程度の接地荷重が発生し, 床摩擦力の限界が高くなるので, 急峻な加減速が可能となり, 状況変化へ俊敏に対応しやすい。

Honda は, 2004 年に ASIMO で 3 km/h の直線走行, 2005 年に 6 km/h の直線走行と 5 km/h の旋回走行を発表した [Fig. 1(a), (b)]⁽³⁾。その後も研究を重ね, ASIMO と



(a) Running (6 km/h)



(b) Running in circular pattern (5 km/h)

Fig. 1 Running posture of ASIMO

同じサイズの実験機にて 10 km/h 走行を実現した。

本稿では、これらの走行の実現にあたって核となった歩容生成技術について述べる。

2. ZMP 規範歩容生成

二足歩行ロボットの歩行制御の一般的な手法のひとつに、目標歩容を生成しこれに実際のロボットを追従させる手法があり、Honda のロボットもこの手法を採用している。目標歩容は、ロボットの関節角度を決定するために必要となる足先の軌道、上体の位置および姿勢の軌道によって記述される。この目標歩容の生成では、動力学的な安定性の保証が重要となる。

この安定性の保証に対して、Zero Moment Point (ZMP) という概念が提唱されている⁽⁴⁾。ロボットが歩容に基づいて運動した場合の慣性力と重力の合力を総慣性力と呼び、その総慣性力を作るモーメント(厳密には鉛直軸回りの成分を除く)がゼロとなる床面上の点が ZMP である (Fig. 2)。ロボットが動力学的に安定であるためには、ZMP は、片脚支

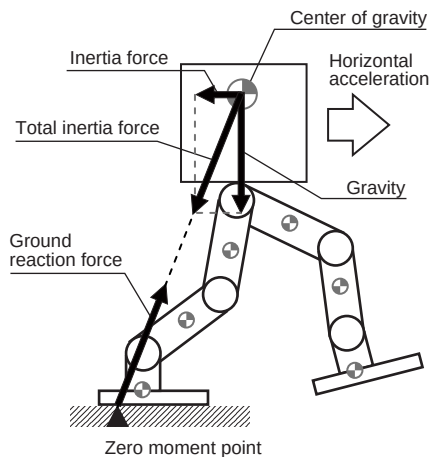


Fig. 2 Zero Moment Point (ZMP)

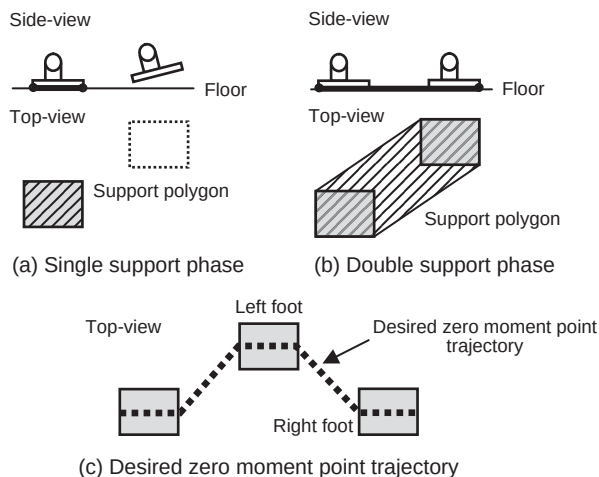


Fig. 3 Desired zero moment point trajectory

持期には支持脚の接地面の中 [Fig. 3(a) 斜線領域] に、両脚支持期には両脚の接地面の包絡線の中 [Fig. 3(b) 斜線領域] に存在しなければならない。この範囲を逸脱した場合には、接地性が保証されなくなり転倒する可能性がある。

ZMP 規範歩容生成手法は、目標 ZMP の軌道を上記条件を満足するように設定し、この軌道を実現するように目標歩容を生成する手法である。この手法では (Fig. 4)、まず歩幅と歩行周期のパラメータを設定し、そのパラメータ

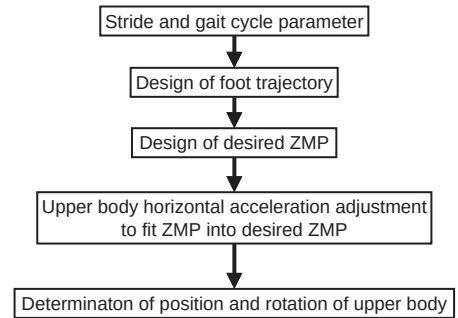
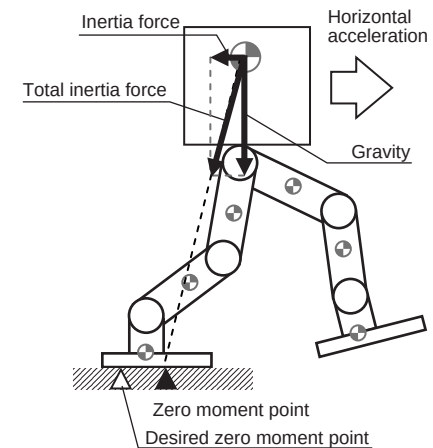
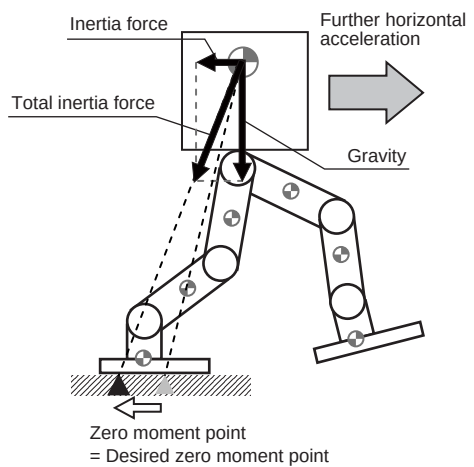


Fig. 4 Flow of ZMP based walking gait determination



(a) Before adjustment by horizontal acceleration



(b) Adjustment by horizontal acceleration

Fig. 5 Balancing motion via upper body horizontal acceleration

を基に足先の軌道を決定する。次に目標 ZMP の軌道を安定な範囲内に設定する。具体的には、目標 ZMP が、踏み出した足(前足)が床に着く瞬間から後ろ足を上げる瞬間までに、後ろ足のつま先から前足のかかとに移動し、片脚支持期にかかとかからつま先に移動するように軌道を設定する [Fig. 3(c)].

次に、運動から計算される ZMP を目標 ZMP に一致させるように、ロボットの上体の水平加速度を決定する。これは総慣性力によって目標 ZMP 回りに発生するモーメントをゼロにすることである。例えば Fig. 5(a) に示すように運動から計算される ZMP が目標 ZMP よりも前にあった場合、ロボットの目標歩容の上体位置をさらに前に加速し、運動から計算される ZMP を後ろに移動させ、目標 ZMP 回りのモーメントをゼロにする [Fig. 5(b)].

最後に上体の水平加速度を 2 回積分し、上体の水平位置を得る。この時、上体姿勢は、あらかじめ決定しておいた姿勢(たとえば直立姿勢)にする。以上の手順によって、安定性を保証された歩容が生成される。

この ZMP 規範歩容生成手法においては、全体重心の水平加速度は従属的に決定され、これに釣り合う床反力の水平成分も従属的に決定される。

3. 従来技術の問題点

走行時の歩容を生成する際には、空中期において、床反力がゼロとなる運動を生成しなければならない。したがって、従属的に床反力が決定されてしまう ZMP 規範歩容生成手法は、走行歩容の生成には適用できない。

この問題に対して、空中期と接地期との境界で運動拘束条件を切り換えながら歩容を生成する手法が提案されている⁽⁵⁾。空中期では、重心が放物線運動をおこないつつ、重心まわりの角運動量が保存されるように、ロボットの位置と姿勢が決定される。一方、接地期では、ZMP 規範歩容生成手法によってロボットの位置と姿勢が決定される。

この手法を用いれば、空中期での床反力をゼロにする歩

容を生成できる。しかし、離床直前や着地直後での接地荷重の小さい期間 (Fig. 6 斜線部分) において、従属的に決定された床反力の水平成分が床摩擦力の限界を超え、スリップやスピンの発生する恐れがある。スリップは前後方向の転倒を発生させる原因となる。スピンは単に直進性を低下させるだけでなく、着地位置が左右にずれることと、高速走行時に過大な遠心力が発生することにより、左右方向の転倒の原因となる。

また、常にいずれかの脚が接地している遅いジョギングでは、接地荷重がゼロとならず空中期が存在しないので、切り替えの手法は適用できない。一方、ZMP 規範歩容生成手法を全期間で用いると、接地荷重の小さい両脚支持期においても (Fig. 6)、スリップやスピンによる転倒の可能性が残る。

4. 走行歩容生成

前章で述べた問題を解決するために、接地荷重の変化に対応して連続的に変化する摩擦力の許容範囲を設定し、これを基にスリップやスピンを抑える歩容生成手法を開発した。この手法により、離床直前や着地直後の動力学的な安定性を保証でき、さらに歩行と走行との中間的な運動や低い摩擦係数の床での歩行においても、統一的に歩容を生成できる。以下にその歩容生成手法を紹介する。

4.1. 床反力の水平成分を考慮した上体軌道生成

接地期においては、目標 ZMP の軌道を、従来の ZMP 規範歩容生成手法と同様に設定する。空中期においては、床反力は発生しないので、総慣性力がゼロとなり、任意の作用点回りの並進力とモーメントがゼロとなる。その結果目標 ZMP とは無関係に運動が生成される。したがって、目標 ZMP は任意の場所に置いてもよいが、接地期との連続性を保つため、仮想的に次の着地位置に連続的に移動するように設定する。

Fig. 7 に走行時の上体の位置と姿勢(鉛直軸回りの成分を除く)の軌道の生成フローを示す。まず、空中期の時間、接地期の時間、および着地瞬間での目標重心高さから接地荷重のパターンを設計する (Fig. 8)。次に、この接地荷重から床反力の水平成分の許容範囲を設定する (Fig. 9 細線)。

歩行の場合と同じく、目標 ZMP 回りのモーメントをゼロにするように、目標歩容の上体の水平加速度を調整する。この調整によって従属的に床反力の水平成分が得られる (Fig. 9 点線)。この床反力の水平成分が許容範囲内にあれば動力学的な安定性とスリップの回避の両者を保証する目標上体軌道となる。そうでない場合、上体の水平加速度を制限して、床反力の水平成分が許容範囲に収まるようにする (Fig. 9 太線)。ただし、この制限によって目標 ZMP 回りのモーメントがゼロであるという動力学的な安定条件が満

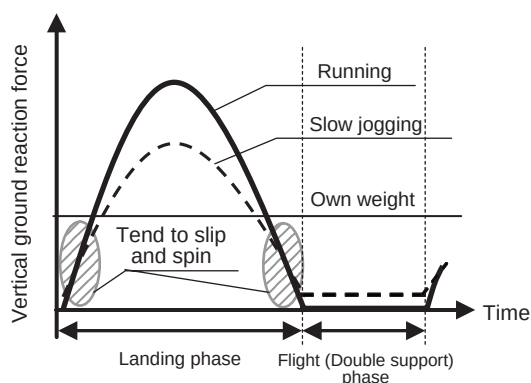


Fig. 6 Vertical ground reaction force of running and slow jogging

たされなくなる。そこでロボット全体の重心加速度の水平成分を変化させないようにしながら、上体を回転させる(曲げる)ことでロボットの重心回りの角運動量変化率を変化させて、動力的な安定性を満たす(Fig. 10)。この上体の回転により、総慣性力の作用点がずれるのと同じ効果が生じ、ZMP 回りのモーメントをゼロにできる。

上体の水平加速度の調整と上体の回転による補償によって、動力的な安定条件は満足される。しかし上体の回転による補償では、床反力の水平成分の制限によって上体回転加速度を修正するので、時間的な積分により上体姿勢が発散してしまう。実際のロボットでは上体を無限には回せないで、実現不可能な歩容となる。そこで接地荷重が大きい時期に、上体姿勢を復元させる。

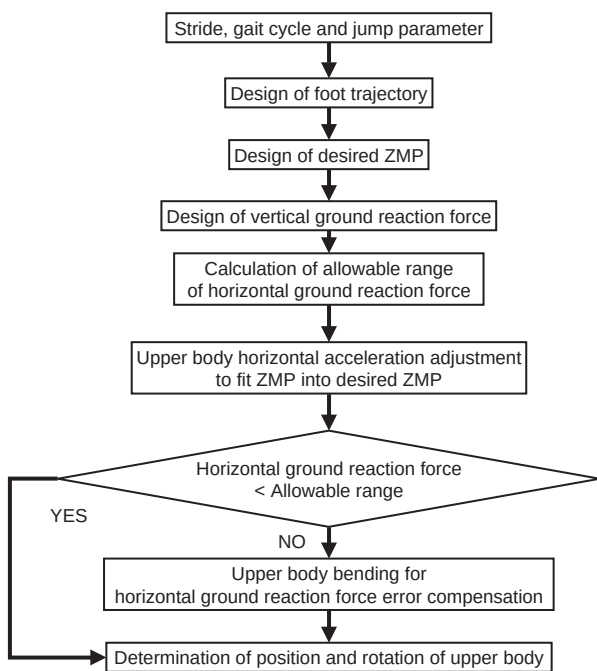


Fig. 7 Flow of running gait determination

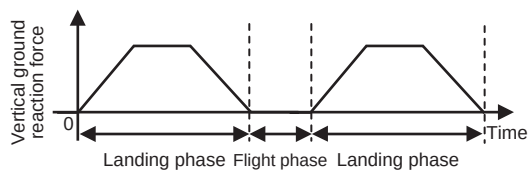


Fig. 8 Vertical ground reaction force

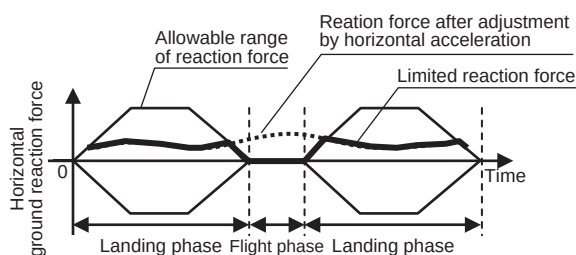


Fig. 9 Distribution of horizontal force

4.2. 上体の鉛直軸回りの回転軌道生成

目標歩容の床反力ヨーモーメントが床摩擦力の限界を超えるとスピンが発生する。このヨーモーメントは、走行時や高速歩行時など、脚を高速に振り出す時に顕著になる。前述のように、スピンが発生すると力学的なバランスが崩れて転倒に至る可能性がある。これを防ぐため、接地荷重と床摩擦係数からヨーモーメントの許容範囲を設定し(Fig. 11)、その許容範囲を超える場合には上体の鉛直軸回りの回転(ひねり)によって補償し(Fig. 12)、鉛直軸回りの動力的な安定

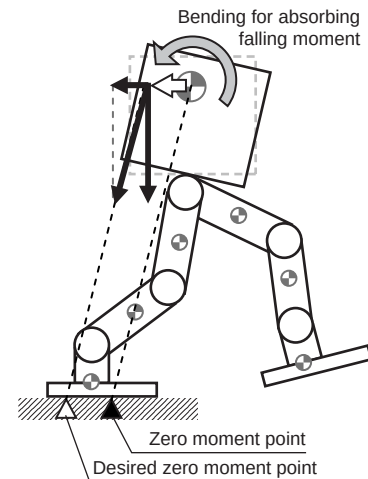


Fig. 10 Balancing motion via upper body bending

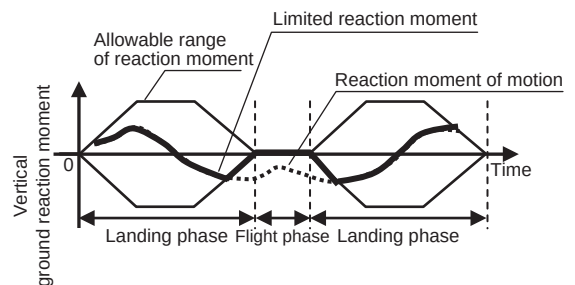


Fig. 11 Limit of vertical ground reaction moment

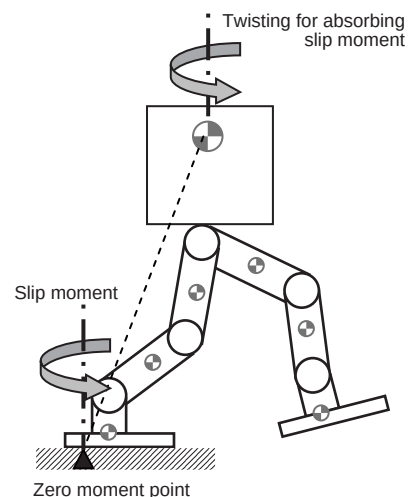


Fig. 12 Vertical moment control

性を満足させる。ただし、上体の鉛直軸回りの回転加速度を修正するので、前節での上体の位置と姿勢の軌道生成と同様、上体の鉛直軸回りの回転角度(ひねり角)が時間的な積分により発散してしまう。そこで接地荷重が大きい時期に、上体の鉛直軸回りの回転を復元させる。

本章で述べた手法により、離床直前や着地直後の力学的な安定性を保証でき、さらに遅いジョギングにおいても、床摩擦力の許容範囲を変更するだけで、運動拘束条件の切り替えを必要とせず、統一的に歩容を生成できる。また、低摩擦係数の床に対しても、床摩擦力の許容範囲を小さくするだけで滑りにくい歩容が生成できる。

5. 歩容生成結果

ASIMOと同じ脚長の計算機シミュレーションモデルを用いて、10 km/h 走行の目標歩容生成を行った。歩幅は 730 mm、一步の周期は 0.26 s(空中期間 0.10 s, 接地期間 0.16 s)とした。Fig. 13に走行時の接地荷重設計値(a), 床反力の

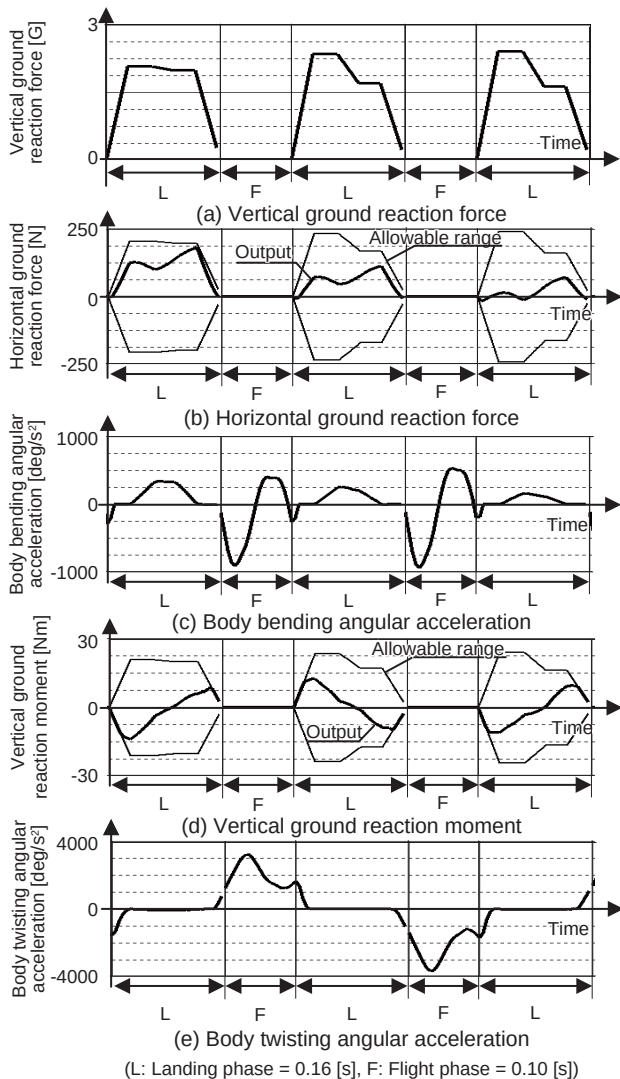


Fig. 13 Force and moment design at 10 km/h running

水平成分の許容範囲〔(b)細線〕と生成された歩容の床反力の水平成分〔(b)太線〕, 上体傾きの角加速度(c), ヨーモーメントの許容範囲〔(d)細線〕と生成された歩容のヨーモーメント〔(d)太線〕, 上体ひねりの角加速度(e)を示す。これらの図での最初の接地期は加速走行状態, その後の二回の接地期は 10 km/h での定常走行状態である。

Fig. 13(b), (c)に示すように、生成された歩容の床反力の水平成分が許容範囲内に収まっている。許容範囲が絞られている空中期およびその近傍においては超過分を補償するための角加速度が発生し、接地期の間に復元するための角加速度が発生している。

Fig. 13(d), (e)に示すように、生成された歩容のヨーモーメントも許容範囲内に収まっている。許容範囲が絞られている空中期およびその近傍においては超過分を補償するための角加速度が発生している。この角加速度が左右交互に発生し打ち消しあうので、復元するための角加速度はほぼゼロになっている。

以上の結果から、力学的な安定性を保証しつつ、離床直前や着地直後のスリップとスピンを抑制する歩容が、本手法によって生成できることが示された。

6. 走行実験

ASIMOと同じ脚長で、脚の軽量化とアクチュエータの出力向上を施したロボットを用いて 10 km/h の走行実験をおこなった。ロボットは5章で生成した目標歩容に追従するように制御した。

実際のロボットでは、アクチュエータの追従能力、機構的なたわみ等の影響で目標歩容に対する追従誤差が生じるため、目標歩容によって要求された床反力が得られず、力学的バランスを崩して、ロボットは傾斜してしまう。この傾斜によって転倒する可能性があるため、接地期では、床反力制御(いわゆるコンプライアンス制御)^{(1), (2)}をおこなって、要求された床反力を発生させた。これに加えて、接地期では、

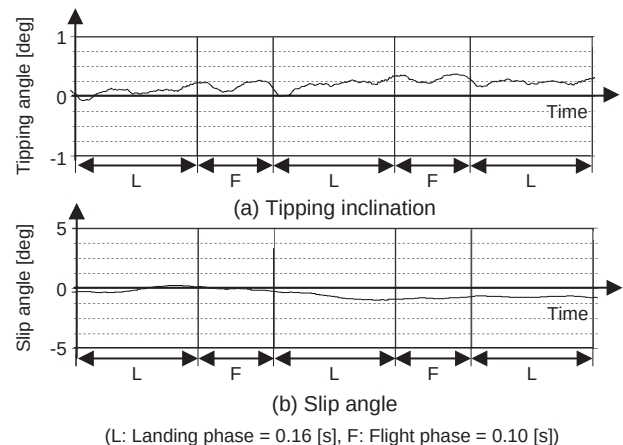


Fig. 14 Inclination error at 10 km/h running

ロボットの姿勢傾きにに応じて目標ZMPまわりに床反力モーメントを発生させ、ロボットの姿勢を安定化した。一方、空中期では、上体を重心回りに回転させることによる反動を用いて、ロボットの姿勢を安定化した⁽³⁾。

Fig. 14 (a) にロボットの傾斜角, Fig. 14 (b) にこの時のスピン角を示す。傾斜角はジャイロセンサと加速度センサからの推定値である。傾斜角は $\pm 0.4 \text{ deg}$ 以内に抑えられ、スピンに関しても $\pm 1 \text{ deg}$ 以内で抑えられており、離床直前や着地直後のスリップやスピンによる挙動の悪化もなく、安定した走行が実現できていることがわかる。

7. まとめ

二足歩行ロボットの歩容生成技術として、足底と床との間の摩擦力に、接地荷重の変化に対応して連続的に変化する許容範囲を設定し、この許容範囲を超過しないように上体の水平加速度、上体の曲げおよびひねりを調整する手法を開発した。この技術により、走行時に、動力学的な安定性を保証しつつ、離床直前や着地直後のスリップとスピンを抑制することが可能となった。またこの技術は、遅いジョギングのような接地荷重が完全にはゼロにならない歩行と走行との中間的な運動や、低い摩擦係数の床での歩行など、様々な歩行形態に対し、床摩擦力の許容範囲を変更するだけで統一的に適用できる。

この技術を用いて ASIMO と同じサイズの実験機にて 10 km/h の走行を実現した。

今後は、本技術をベースにさらなる運動能力の向上を図り、人が急に飛び出してくるような状況に俊敏に対応できるなど、人と共存、協調して、社会の中で役に立つロボットの実現を目指していく。

参考文献

- (1) Hirai, K., Hirose, M., Haikawa, Y., Takenaka, T.: The Development of Honda Humanoid Robot, Proceedings of the 1998 IEEE International Conference on Robotics and Automation, p.1321-1326(1998)
- (2) 広瀬真人, 竹中透: ヒューマノイドロボット ASIMO の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.1, p.1-6
- (3) 重見聡史, 河口裕一郎, 吉池孝英, 川邊浩司, 小川直秀: 新型ASIMOの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.38-44
- (4) Vukobratović, M., Stepanenko, Y.: On the Stability of Anthropomorphic Systems, Mathematical Biosciences, Vol.15, p.1-37(1972)
- (5) Raibert, M.: Legged Robots That Balance, The MIT Press, 233p.(1986)

■ 著 者 ■



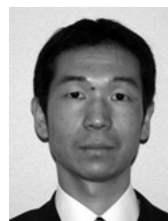
竹中 透



松本 隆志



吉池 孝英



城倉 信也

ねじ型工具歯車加工に起因する ゴースト音発生メカニズム

Mechanism of Occurrence of Ghost Noise in Helical Gears Resulting from Thread-type Tool Machining

江 上 領*
Ryo EGAMI

近 藤 忠 身*
Tadami KONDO

伊 熊 元 紀**
Motoki IKUMA

要 旨

ABSTRACT

歯車のかみあい次数の非整数倍で発生するゴースト音は、発生次数から発生原因を特定することが難しく、対策も試行錯誤を繰り返していた。また、近年、自動車用トランスミッションに用いられているはずば歯車の歯面研削仕上げ工程において、生産効率の高い多条ねじ型工具による連続創成加工が多用されるようになり、新たなゴースト音が発生している。本研究では、工具の多条化に伴い顕在化してきたゴースト音の発生メカニズムを明らかにし、加工条件と発生次数の関係を解明した。また、その実機証明および対策検討として、加工条件を変化させることによってゴースト音を低減させることができることを確認した。

Specifying the origins of ghost noises produced at non-integral multiples of gear meshing order frequency from the order at which they occur represents a challenge, and determining countermeasures for these forms of noise has involved a process of trial and error. Today, with the widespread use of a method of continuous generation involving the use of a multiple-thread-type tool for high production efficiency in the process of grinding the flanks of the helical gears used in automotive transmissions, new ghost noises have appeared. The research discussed in this paper clarified the mechanism behind the production of the ghost noises that have become noticeable as a result of the use of the multiple-thread-type tool, and identified the relationship between the conditions used in the grinding process and the orders at which the noises occur. By verifying these findings in an actual transmission and studying countermeasures, the project demonstrated that ghost noises could be reduced by modifying the conditions used in the grinding process.

1. まえがき

ギヤ音は、通常、歯車のかみあい次数およびその整数倍で発生する。しかし、かみあい次数の非整数倍で発生する場合があり、これをゴースト音(Ghost noise)と呼ぶ⁽¹⁾。ゴースト音の原因は、歯車加工時に発生する周期的な歯面上のうねりであり、うねり振幅が $1\mu\text{m}$ 以下の微小な場合でもゴースト音の原因になることが知られている^{(2), (3)}。ゴースト音の原因となるうねりは、前述のように振幅が微小であることと、一歯あたりの周期が整数にならない、すなわち、発生次数がかみあい次数の非整数倍となる複雑な周期性を持っているため、通常の歯面形状測定ではうねりの周期を特定するのが困難である^{(2), (3)}。また、その複雑な周期性に

より、発生メカニズムの推定が難しい。以降、ゴースト音の原因である一歯あたりの周期が整数にならない歯面上のうねりを、ゴーストうねりと呼ぶ。

ゴーストうねりの発生メカニズムとしては、ねじ型工具による連続創成加工時のワークまたは工具の駆動歯車の伝達誤差によるものなどが明らかにされている⁽⁴⁾。

一方、近年、自動車用トランスミッションに用いられるはずば歯車の歯面研削仕上げ工程で、生産効率の高い多条ねじ型工具による連続創成加工が多用されるようになり、発生原因が未知のゴースト音が顕在化してきた。そのため、その発生メカニズムの解明、およびゴースト音低減手法の検討が必要になってきた。

* 四輪開発センター

** 本田技研工業株式会社

2. ゴースト音発生歯形データの特徴

Fig. 1 は自動車用トランスミッションの動力伝達経路であり、Fig. 2はこのトランスミッションを用いて回転スイープ中に測定したトランスミッションケース振動のデータである。横軸はドライブシャフト基準の次数、縦軸はドライブシャフト回転数を示す。ドライブシャフト回転基準で、ファイナルギヤかみあい1次は71次、4th ギヤかみあい1次は137.6次であり、トランスミッションケース振動にピークとして現れている。Fig. 2 に現れている 331 次および 662 次は、歯車のかみあい次数の整数倍にならないゴースト次数である。このゴースト音は、発生有りと発生無しのトランスミッションのクロスチェックから、ねじ型工具による連続創成歯面研削で加工したファイナルドリブンギヤが原因であることがわかっている。

これまでに発生メカニズムが明らかにされてきた加工機械駆動軸の伝達誤差などが原因であるゴーストうねりについては、インボリュート方向と歯すじ方向にゴーストうねりが発生し、このうちインボリュート方向の形状測定データを用いてうねりの周期、および振幅を評価する手法の研究がおこなわれている⁽²⁾。しかし、本研究で対象とするゴースト音では、インボリュート方向にゴーストうねりは発生せず、歯すじ方向にゴーストうねりが発生している。

Fig. 3 は、Fig. 2 のゴースト音が発生しているファイナルドリブンギヤ連続4歯の歯すじ形状測定データである。約3mmの波長を持つ周期的なうねりがみられる。また、となり合う歯に対してうねりの位相が約 1mm ずつ変化しており、1番歯と4番歯のうねりの位相がほぼ同様になるよ

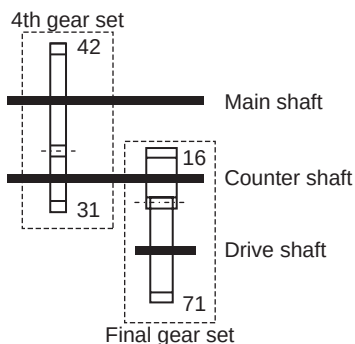


Fig. 1 Drive train of transmission in 4th gear

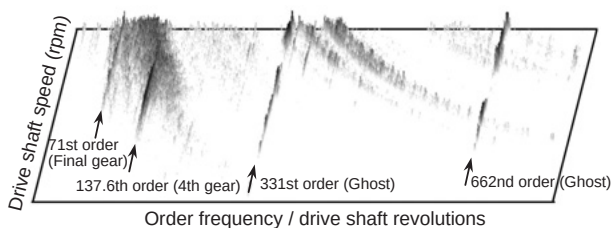


Fig. 2 Waterfall plots of transmission case vibration

うな規則性を持っている。

うねりの次数は、歯すじ形状測定データのFFT解析をおこなうことで特定することができる。Fig. 4で示すように、かみあい平面上のリード長1ピッチ分を L_p とし、歯すじ形状測定データを長さ L_p だけ切り出しかみあい進行に沿って全歯分つなぎ合わせ、歯車1回転分の歯すじ測定データを連続した一つの波形データとしてFFT解析をおこなう。Fig. 5 (a) は Fig. 3 のゴースト音が発生した歯車の歯すじ形状測定データ用いて全歯FFT解析をおこなった結果である。一方、Fig. 5 (b) はゴースト音が発生していない歯車の全歯FFT解析結果である。Fig. 5 (a) は Fig. 2 のゴースト次数と一致した次数にうねり振幅のピークが確認でき、Fig. 5 (b) はゴースト次数で顕著なうねりのピークが無いことから、歯すじ方向に現れる周期的な歯面うねりがゴースト音の原因であると考えられる。

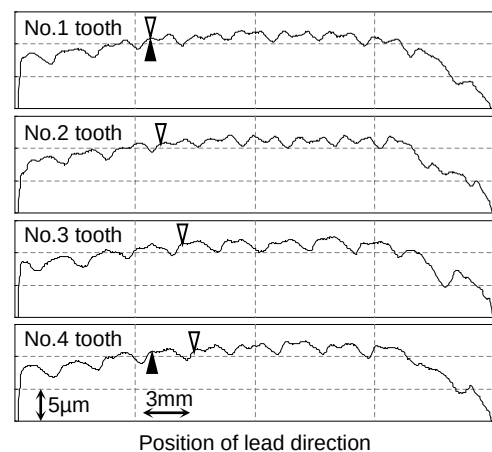
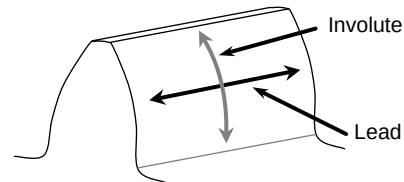


Fig. 3 Measured lead form of 'Ghost' gear

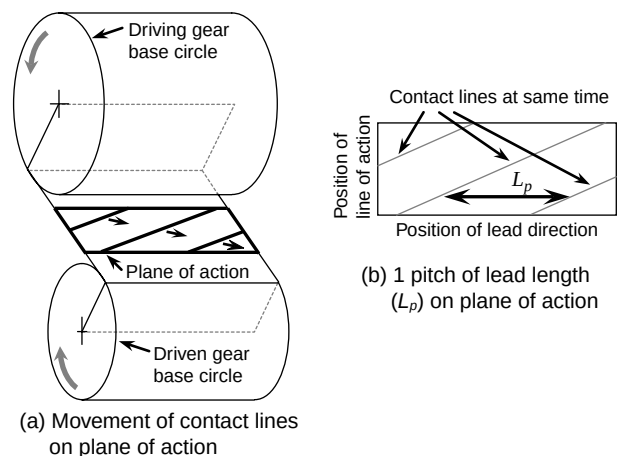
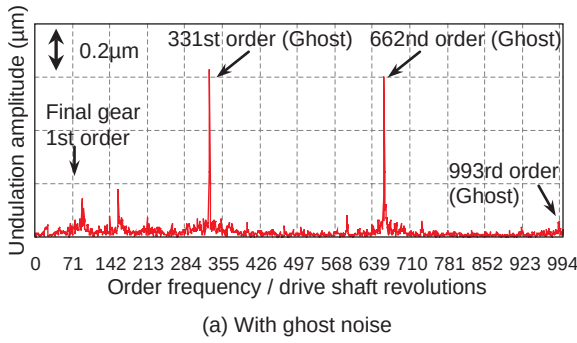
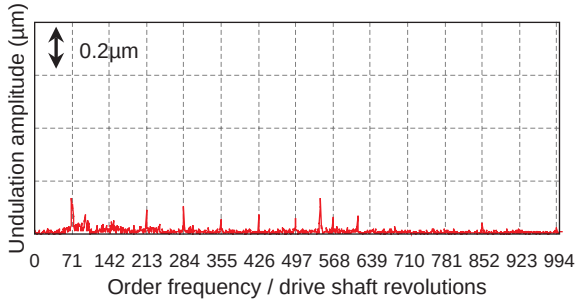


Fig. 4 Contact lines on plane of action



(a) With ghost noise



(b) Without ghost noise

Fig. 5 Spectra of FFT analysis for compound data of lead forms of all teeth

3. ねじ型砥石による連続創成歯車研削時のゴーストうねりの発生メカニズム

3.1. 砥石送りピッチによるゴーストうねりの発生メカニズム

Fig. 6 に、ねじ型砥石による連続創成歯車研削時のワークと砥石の動きを示す。ワークと砥石がかみあうように回転することでインボリュート形状が創成され、さらに砥石がワーク軸方向に送り運動をおこなうことで歯すじ形状が創成される。歯すじ方向には砥石が断続的にしか作用しないため、歯面には Fig. 7 のような砥石送りピッチによるうねりが発生する。 F_p はワーク 1 回転当たりの砥石送り量である。また、後続歯の同一インボリュート部分が創成される

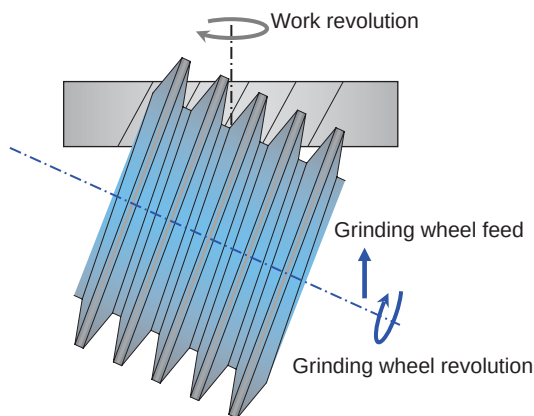


Fig. 6 Motion of grinding wheel and work during continuous generation process in gear grinding

Table 1 Simulation conditions

(a) Gear specifications

Number of teeth (Z_w)	10
1 pitch lead length (L_p)	3 mm

(b) Grinding conditions

Feed pitch (F_p)	1 mm / work rev.
----------------------	------------------

までの間にも砥石の送り運動がおこなわれるため、ワーク歯数を Z_w とすると、となり合う歯同士では、式(1)で示す δ_1 だけうねりの位相がずれることになる。

$$\delta_1 = \frac{F_p}{Z_w} \quad (1)$$

Fig. 8 は、Table 1 のような諸元、加工条件で発生する、ほぼ歯車の歯すじうねりの様子を正弦波で表現したものである。1 ピッチリード長 L_p あたり 3 周期の送りピッチうねりが発生し、となり合う歯同士でうねりの位相が δ_1 だけずれている。かみあい順序に沿ってつなぎ合わせたデータの FFT 解析をおこなった結果が、Fig. 9 であり、31 次のゴースト次数にピークがみられる。かみあい 3 次である 30 次から 1 次だけ異なる次数になるのは、となり合う歯とのうねり位相差 δ_1 がワーク歯数分積み重なることでうねり波長 F_p に等しくなるからである。Fig. 8 の例では、かみあい進行方向に対し砥石送り方向が逆である。このため、となり

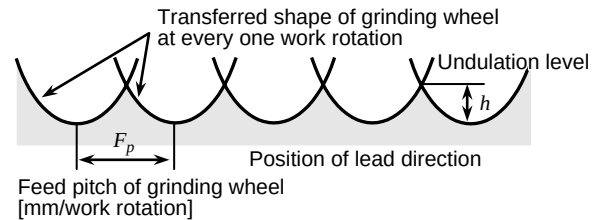


Fig. 7 Undulation of wheel feed pitch generated on lead form

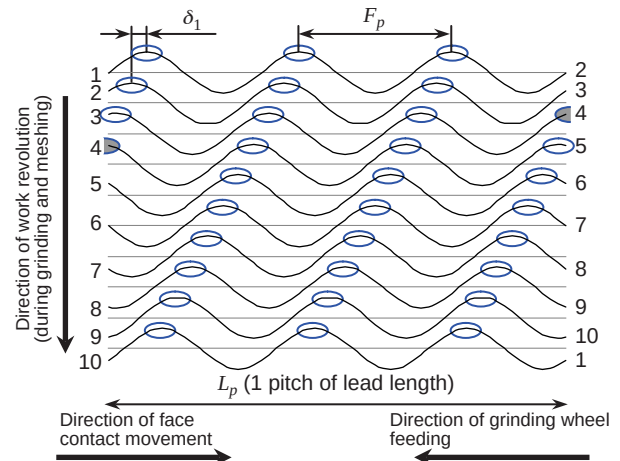


Fig. 8 Mechanism of ghost order generation by feed pitch undulation cycle

の歯にかみあい移行する際に δ_1 ずつ位相が詰まることになり、ワーク1回転でちょうど1波長分のうねりが増えることになる。逆に、かみあい進行方向と砥石送り方向が同じになるような加工条件の場合、ワーク1回転でちょうど1波長分のうねりが減ることになる。以上より、砥石送りピッチうねりにより発生するゴースト次数 G_1 は式(2)のようになる。

$$G_1 = Z_w \cdot N_1 \pm 1 \quad (2)$$

$$N_1 \cdot \text{整数} \doteq \frac{L_p}{F_p}$$

式中の正負の符号は、かみあい進行方向と砥石送り方向が等しい場合マイナスの符号、逆の場合プラスの符号となる。また、かみあい時のワーク回転方向に対して加工時の回転方向が逆になる場合、位相差 δ_1 の発生方向が反転するため、式(2)中の正負の符号も反転することになる。Fig. 10はTable 1の条件で $F_p = 0.857$ (mm/work rev) とし、1ピッチあたり3.5周期のうねりを与えた時の正弦波によるFFT解析結果である。この場合、式(2)中の整数 N_1 は3もしくは4となり、31次、41次のどちらにも振幅のピークが発生する。このように、式(2)中の N_1 は砥石送りピッチ F_p によって決まる整数であり、右辺第二項の正負の符号は、砥石送り方向やワーク回転方向によって決まるので、加工条件によって発生するゴースト次数が変化する。

Fig. 7 に示したうねり振幅 h は、ワークに作用する砥石の幾何学的な形状と砥石の送りピッチから近似的に算出できる。Fig. 11は砥石ねじ面形状を円盤として近似したものである。ワークへの作用点を原点とし、 x 軸はワーク歯すじ

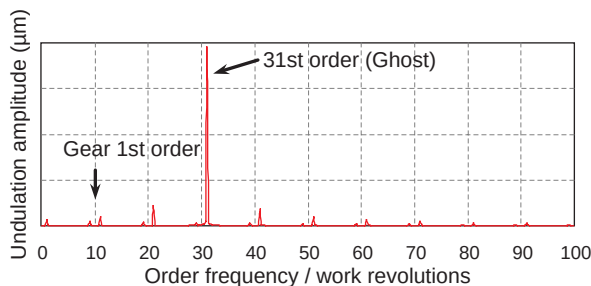


Fig. 9 Spectra of simulated ghost undulation (with Table 1 conditions)

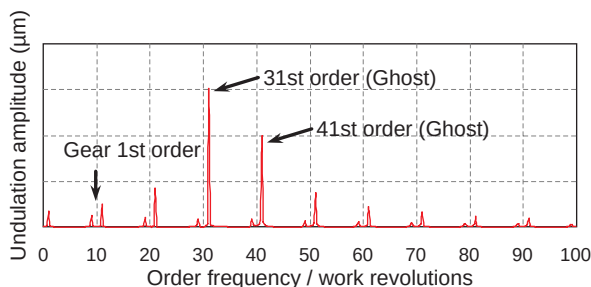


Fig. 10 Spectra of simulated ghost undulation (with Table 1 conditions when $F_p = 0.857$)

方向を、 y 軸は円盤軸方向を、 h 軸はワーク歯面法線方向を表す。点 O を頂点とし OA を母線とした円錐の xy 平面における断面形状を xh 平面に投影することで、ワーク歯すじに転写されるうねり形状が得られるとすると、幾何学的な関係より次の式を得る。

$$x^2 + r^2 = r'^2, \quad y = (r' - r) \cdot \tan \alpha_n, \quad h = y \cdot \cos \alpha_n$$

連立方程式を h について整理すると、式(3)を得る。 $(h \ll r \sin \alpha_n$ のため、 $(r \sin \alpha_n + h)^2 = (r \sin \alpha_n)^2 + 2rh \sin \alpha_n$ の近似を使用。)

$$h = \frac{x^2 \cdot \sin \alpha_n}{2r} \quad (3)$$

砥石送りピッチが F_p のとき、 $x = F_p / 2$ を代入した値がうねり振幅 h になり、Fig. 12に定量的なうねり振幅値の計算例を示す。うねり振幅 h は送りピッチ F_p の2乗に比例して大きくなり、また、砥石径に反比例する。

3.2. 多条砥石の誤差によるゴーストうねりの発生メカニズム

Fig. 13左図は1条砥石、右図は2条砥石の例である。2条砥石は、1条砥石に比べてねじの進み角が大きく、同じ砥石回転数で加工をおこなった場合、ワークの回転速度が2

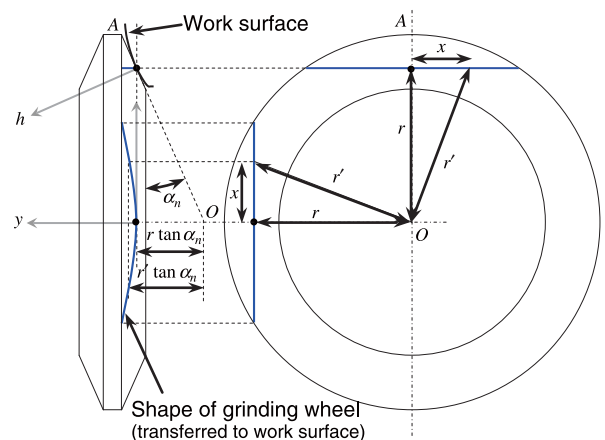


Fig. 11 Shape of grinding wheel transferred to lead shape on work

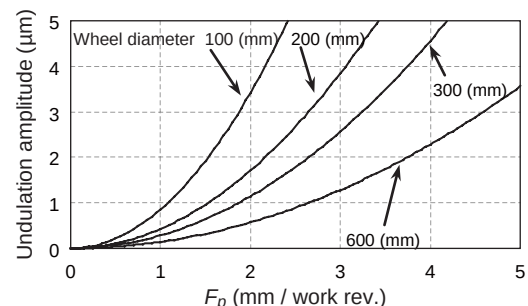


Fig. 12 Relation between F_p and undulation amplitude ($\alpha_n = 20^\circ$)

倍になるため、生産効率が高くなる。近年、このような多条砥石による歯車研削が多用されるようになってきた。

工具条数はワーク歯数の約数とならないように設定するのが一般的であり、その場合、ワーク1回転ごとに異なる砥石ねじ面がワーク歯面を研削する。砥石ねじ面のピッチ誤差や砥石偏芯などの誤差がある場合、ワーク1回転ごとに砥石の切り込み量変動するうねりが発生する。Fig. 14に、2条砥石を使用した場合の砥石誤差 E_s とうねり h の関係を示す。

ワーク1回転あたりのゴースト次数を予測する目的において、仕上がり歯面に何本の砥石ねじ筋研削跡が残るかによってパターン分けをおこなう必要があり、このパターンは砥石条数 Z_j だけ存在することになる。Fig. 15 は $Z_j=3$ の場合に考えられるゴーストうねり形態の例である。これらのゴーストうねり形態をもつ波形を、歯すじ位置を x として式(4)のように表現する。

$$h = \sum_{i=1}^{Z_j} a_i \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{\lambda_i} \cdot x\right), \quad \lambda_i = \frac{Z_j \cdot F_p}{i} \quad (4)$$

a_i の値を変化させることによって、ゴーストうねり形態の違いを表現することが可能である。Fig. 16 は $Z_j=3$ の場合の例で、Fig. 16 (a) は $a_1=a_2=a_3$ とした場合であり、3本のねじ筋が誤差を持ちながらも、仕上がり歯面にすべてのねじ筋の研削跡が残るような形態である。Fig. 16 (b) は、 $a_1=a_2 \neq 0, a_3=0$ とした場合であり、1本のねじ筋が他の2本のねじ筋に対して相対的に大きな誤差を持ち、仕上がり歯面に2本のねじ筋の研削跡だけが残るような形態である。Fig. 16 (c) は、 $a_1 \neq 0, a_2=a_3=0$ とした場合であり、仕上がり歯面に1本のねじ筋の研削跡だけが残るような形態である。

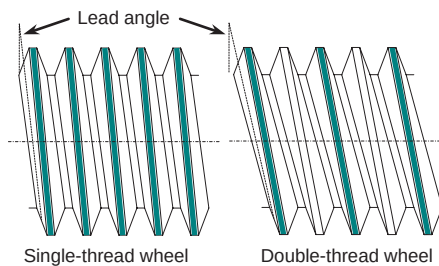


Fig. 13 Single-thread wheel and multiple-thread wheel

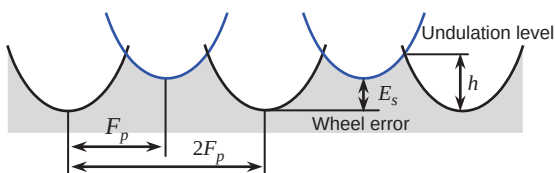


Fig. 14 Undulation of lead form generated by grinding with double-thread wheel

ワーク歯数 Z_w 工具条数 Z_j の組み合わせによって、ワーク回転ごとに研削する砥石ねじ筋の順番が変化するため、となり合う歯のゴーストうねり位相差は、砥石送りピッチ F_p 以外に Z_w, Z_j に依存して決定される。 Z_w と Z_j の関係を、自然数 n, m を用いて式(5)のように表現する。

$$Z_w = n \cdot Z_j + m \quad (5)$$

となり合う歯のゴーストうねり位相差 δ_j は、 Z_j と m の値によって Table 2 のように決定される整数 N_m を用いて、式(6)のようになる。

$$\begin{aligned} \delta_{Z_j} &= \frac{F_p}{Z_w} + N_m \cdot F_p \\ &= \delta_1 + N_m \cdot F_p \end{aligned} \quad (6)$$

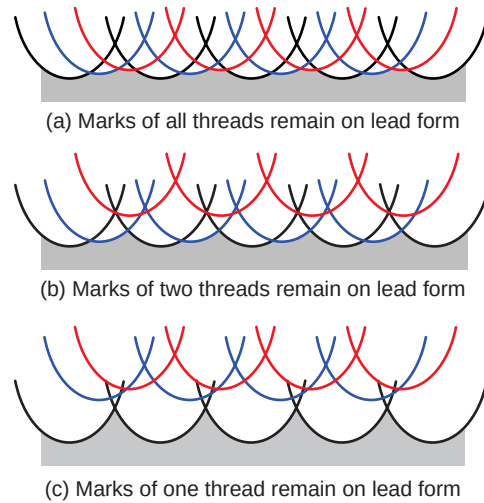


Fig. 15 Ghost undulation patterns in case of grinding with triple-thread wheel

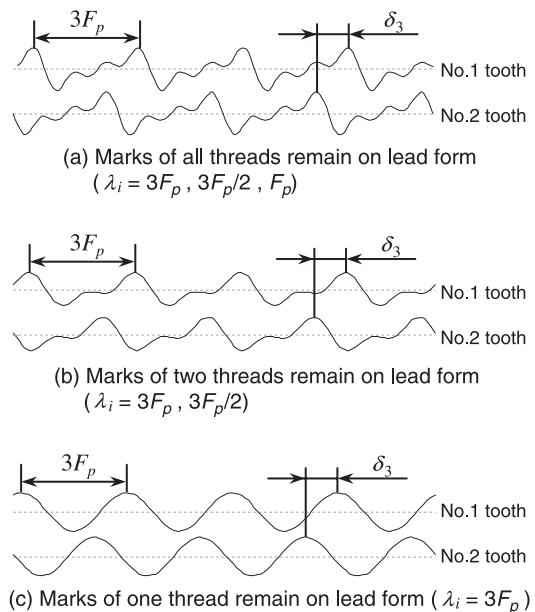


Fig. 16 Simulated ghost undulation patterns in case of grinding with triple-thread wheel

Table 2 Value of N_m

	$Z_j = 2$	$Z_j = 3$	$Z_j = 4$	$Z_j = 5$
$m = 1$	1	2	3	4
$m = 2$	—	1	—	2
$m = 3$	—	—	1	3
$m = 4$	—	—	—	1

Table 3 Relation between ghost undulation pattern and ghost order number in case of grinding with triple-thread wheel

Undulation pattern	Wavelength of synthetic wave	Ghost order frequency
Fig. 16(a)	$F_p, 3F_p/2, 3F_p$	G_1, G_{32}, G_{31}
Fig. 16(b)	$3F_p/2, 3F_p$	G_{32}, G_{31}
Fig. 16(c)	$3F_p$	G_{31}

式(4), および式(6)を用いて, k 番歯のゴーストうねり波形 h_k は式(7)のようになる。

$$h_k = \sum_{i=1}^{Z_j} a_i \cdot \sin \left(\frac{2\pi \cdot i}{Z_j \cdot F_p} \cdot (x \mp k \cdot \delta_{Z_j}) \right) \quad (7)$$

式中の位相を決定する正負の符号は, 加工時のワーク回転方向, および砥石送り方向によって決まる。式(7)の波形をワーク全歯数分つなぎ合わせた波形のFFT解析をおこなうことでゴースト次数を特定することができ, 式(7)において $a_i \neq 0$ の場合に発生するゴースト次数 G_{ji} は式(8)のようになる。

$$G_{ji} = \frac{N_{ji} \cdot Z_w \pm i}{Z_j} \quad (8)$$

$$N_{ji} = Z_j \cdot N \pm i \cdot N_m \doteq \frac{i \cdot L_p}{F_p}$$

(N : 整数)

Table 3 は Fig. 16 で示した3条砥石の場合のゴーストうねり形態とゴースト次数の関係を整理したものである。また, 2章で示した Fig. 5 (a) の全歯 FFT 解析結果は, 3条砥石を用いて歯面研削をおこなったワークのものである。993 次は $G_{33}(=G_1)$, 662 次は G_{32} , 331 次は G_{31} に当ては

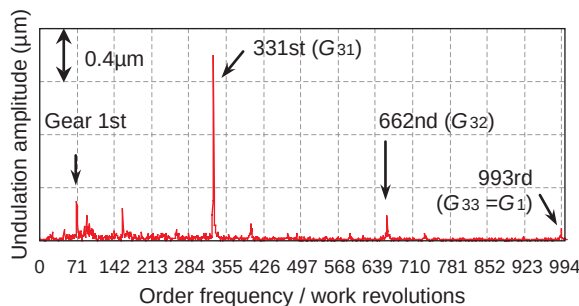


Fig. 17 Example of ghost order frequency in case of grinding with triple-thread wheel

まるゴーストうねりである。中でも, 331 次(G_{31})と 662 次(G_{32})の振幅が支配的であり, 加工時の砥石の研削状態として Fig. 16 (b) の形態に近いと考えられる。Fig. 17 は Fig. 5 (a) と同一歯車の逆歯面の全歯 FFT 解析結果である。Fig. 17 は 331 次(G_{31})が他の 662 次(G_{32}), 993 次(G_{33})に比べて支配的であり, Fig. 16 (c) のような形態のゴーストうねりが発生していると考えられる。

ゴーストうねりの振幅は, Fig. 15 (c) のような1筋の砥石研削跡のみが仕上がり歯面に残る形態の場合に最大となる。この場合のゴーストうねり振幅 h_{max} は, 砥石直径を D とし, 式(3)に $x = Z_j \cdot F_p / 2$ を代入することで式(9)のようになる。

$$h_{max} = \frac{Z_j^2 \cdot F_p^2 \cdot \sin \alpha_n}{4D} \quad (9)$$

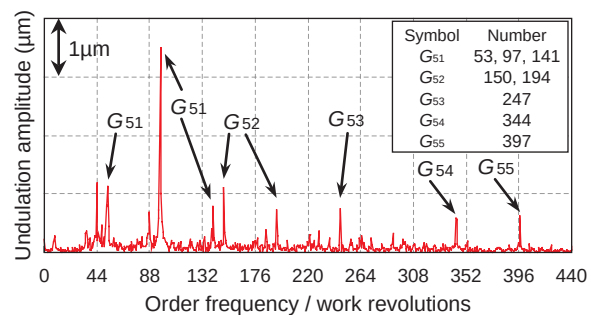


Fig. 18 Example of ghost order frequency in case of hobbing with five-thread hob

4. 多条ホブの場合

多条ねじ型工具としては, これまでに述べた研削砥石の他に, 歯切り工程で用いるホブがある。多条ホブ加工で発生するゴーストうねりの発生メカニズムもこれまでに述べた研削砥石の場合と同じである。Fig. 18に5条ホブで歯数44のワークを加工した場合の歯すじ形状全歯測定データのFFT解析結果を示す。式(8)で得られるゴースト次数 G_{ji} が発生している。5条ホブによる歯切り工程においても, 歯すじ方向に発生するゴーストうねりの次数が正確に予測できていることが確認できる。

5. 多条砥石使用時のゴーストうねり改善策

これまでに述べたように多条砥石使用時に歯すじ方向に発生するゴーストうねりの振幅は, 砥石の送りピッチと精度の影響を受ける。例えば, Fig. 19のように2条砥石で誤差が大きく, うねりの振幅が最大となる場合に対し, Fig. 20のように送りピッチを細かくすることでうねり振幅を小さくすることが可能と考えられ, 送りピッチ縮小によるゴースト

ストウねりとゴースト音の改善効果を検証した。

Fig. 21 (a) は、ワーク回転基準 310 次のゴースト音が発生する送りピッチ条件 F_p と、 F_p の 0.77 倍、0.62 倍、に送りピッチを縮小して加工したワークの全歯 FFT 解析結果である。送りピッチの縮小に伴い、ゴースト次数が 448 次 (G_{21})、586 次 (G_{21}) に変化し、ゴーストうねり振幅は低減している。なお、ゴースト次数が変化しているのは式 (8) 中の N_{ji} の値が変化しているためである。Fig. 21 (b) は、これらのワークをトランスミッションに組んで測定したトランスミッションケース振動のスペクトルを比較したデータであ

る。測定条件としては、トランスミッションケースの周波数特性を考慮し、ゴースト発生周波数をそろえている。送りピッチの縮小によって、暗振動レベルに対するゴースト次数のピークレベルが低減し、ゴースト音低減効果が実機でも確認できた。

6. まとめ

ねじ型砥石を用いた歯車加工時において、ゴースト音発生の原因となる歯面うねりの発生メカニズムについて考察し、以下のことを明らかにした。

- (1) ゴーストうねりの次数は、砥石の条数、砥石の送りピッチ、砥石の精度、砥石の送り方向、ワークの回転方向によって決まることを示し、その次数決定の法則性を定式化した。
- (2) 定式化したゴーストうねりの次数が、実加工歯車で発生するものと同じであることを確認した。
- (3) 上記の検証として、砥石送りピッチ縮小による、歯面うねり改善、ゴースト音改善の効果を実機にて確認した。

参考文献

- (1) Matson, G. A., Houser, D. R.: The Use of Ghost Noise as an Exciter for High Frequency Gear System Dynamics, International Conference on Gears, VDI, p.739-750(1996)
- (2) Matsumura, S., Kitahara, A., Houjoh, H.: Prediction of Ghost Noise Occurrence on Ground Helical Gears with Detailed Surface Measurement (Gear Dynamics and Noise), Proceedings of The JSME International Conference on Motion and Power Transmissions, p.79-83(2001)
- (3) Ratanasumawong, C., Matsumura, S., Houjoh, H.: Inspection of Tooth Surface Geometry by Means of Vibration Measurement, JSME International Journal, Series C, Vol.48, No.4, p.704-714(2005)
- (4) Mark, W. D.: Contribution to the vibratory excitation of gear systems from periodic undulations on tooth running surfaces, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 91, Issue 1, p.166-186(1992)

著者



江上 領



近藤 忠身



伊熊 元紀

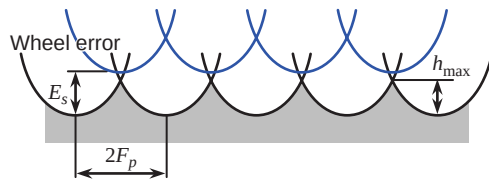


Fig. 19 Ghost undulation when marks of one thread remain on lead form ground by double-thread wheel

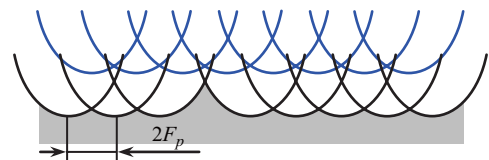
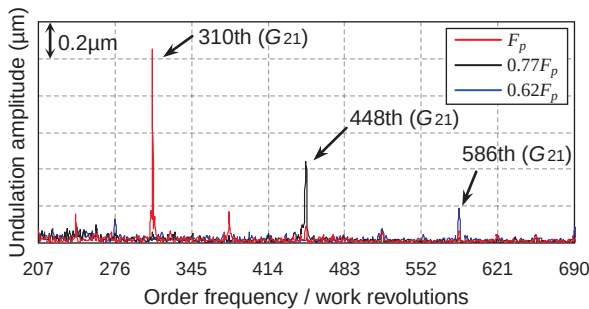


Fig. 20 Enhancement of undulation by reduction of feed pitch



(a) Spectra of FFT analysis for measured lead forms in case of changing feed pitch of grinding wheel



(b) Spectra of transmission case vibration occurring when changing feed pitch of grinding wheel

Fig. 21 Experimental results for reduction of ghost noise by reduction of wheel feed pitch

視界向上フロントピラーの開発

Development of Front Pillar for Visibility Enhancement

長谷川 芳 春*
Yoshiharu HASEGAWA
藤 本 雅 昭*
Masaaki FUJIMOTO

藤 田 浩 史*
Hiroshi FUJITA
田 辺 順 也**
Junya TANABE

遠 藤 岳 晴*
Takeharu ENDO
吉 田 正 樹***
Masaki YOSHIDA

要 旨

車両運転中のドライバ視界の死角を削減するため、斜め前方の視界を向上させるフロントピラーを開発した。

まず、フロントウィンドウ及びサイドウィンドウにまたがる景色の動きを連続的に、かつ違和感が無く見ることができるフロントピラーの幅を人の生理的側面と心理的側面から解明した。

その上で、必要な車体性能を維持したまま、目標とするピラー幅を達成するため、超高張力鋼管のハイドロ成形部材を主要骨格とし、インダイレクトスポット溶接およびアークレーザハイブリッド溶接を用いて車体骨格に組み込んだ新たなフロントピラー構造を開発した。

ABSTRACT

In order to reduce blind spots during driving, a front pillar has been developed that enhances the driver's diagonal forward visibility.

Physiological and psychological studies conducted internally indicated the existence of a more favorable front pillar width that enables essentially a continuous field of vision between the front window and the side windows, and which would not induce a sense of visual incongruity to the driver.

A new pillar structure was developed in order to realize a target pillar width, and at the same time maintain vehicle performance. The new structure uses ultra-high-strength hydroformed steel tubes as the main framework. Indirect spot welding and arc laser hybrid welding are used to mount the new structure in the body framework.

1. はじめに

車を運転するために運転者が外界から得る情報の約9割は眼からの情報といわれている。したがって、車をコントロールする上で視界性能が重要な要素であることは明らかである。通常の運転時の前方視界において、視界を妨げる要因の一つとしてフロントピラーによる死角があり、その死角を削減することによって視界性能向上の効果が大きいに期待できる。フロントピラーによる死角については、その大きさを人間の両眼瞳孔間隔より小さくすれば死角はゼロとなり、それを具現化するためのピラー構造の開発について報告がされている⁽¹⁾。本稿では、新たに視界性能を動的な観点で捉えることに注目し、動きのあるものを視認した際に、物理的な死角の大きさがそれを認知する人間の生理面、心

理面にどのような影響を及ぼすかを把握した。その上で、望ましいピラーの幅とはどれ位なのかを明らかにすると共に、従来の車体に求められる剛性や強度などの性能を落とすことなくそのピラー幅を達成するための車体構造と生産技術について述べる。

2. 動的観点でのピラー視界検証と適切なピラー幅設定

2.1. ピラー視界の考え方

運転者が車を運転中に視認対象物を眼で追う場合、フロントピラーが妨げとなる場合がある。しかし、運転中の視認情報には常に動きがあり、そのピラーの幅がある程度以上細くなれば、フロントウィンドウとサイドウィンドウの間

* 四輪開発センター

** ホンダエンジニアリング株式会社

***株式会社丸順

を流れる景色が途切れることなく繋がって感じるようになると考えられる。すなわち、物理的には視界が途切れる場合でも、ピラーが視界の妨げとはならず視認対象物を連続的に認知できるようになる。このようなピラー幅を解明することで、視界性能として望ましいピラー幅を得ることができると考えられる。

2.2. 走行シチュエーションの設定

ピラー視界の検証をおこなうに当たり、まずは運転シーンを整理する必要がある。フロントピラーが視界に影響を及ぼす代表的なシチュエーションとして、交差点における右左折とカーブにおけるコーナリングの二つが考えられる。それぞれのシチュエーションにおけるドライバの視認行動を観察すると、交差点においてはさまざまな障害物を見ようとして、視線がフロントピラーを挟んで素早く大きく左右に動く。また、車も大きく旋回することにより、相対的にフロントピラーが視認対象物に対して短時間で横切ることになる。すなわち、フロントピラーに対するドライバの視線の動きが早く、ピラーによる視界の妨げは瞬間的なものとなる。

対して、コーナリングにおける視認行動では、カーブの先を見通すために視線方向が安定し、視認対象物が遠方にあることもありその動きは遅く、フロントピラーによる視界の妨げが持続的となる。

したがって、コーナリング視界を解明し性能評価をおこなうことがピラー幅の目標値を設定するためには妥当であると考えられる。

カーブといってもさまざまな曲率半径で造られているが、これらは曲率半径の大きさとそれに応じた通過速度を規定した道路構造令⁽²⁾の基準に則って設計されている。

一方で、通常の運転時における視線は、自車の走行先を予測するため、進行方向の約3秒先を見ていることが検証結果から判明した。その視線方向を道路構造令で造られたカーブに重ね合わせてみると、半径30mのカーブを走行している時の視線がフロントピラーに重なり、視界の妨げとなる状態が、最も厳しい条件であるといえる。そこで、半径30mのカーブを道路構造令で規定されている通過速度である30km/hで走行中に前方障害物を見ているシーンを想定し、検証をおこなった。Fig. 1はカーブにおける旋回中の車両からの運転視界の見え方を示している。

2.3. 検証方法

旋回中の車両からのドライバの連続的な視界を検証する方法として、台上での視線追従実験をおこなった。まず車両に見立てたピラー幅を変更できる検証治具と、その先に大型スクリーンを設置した実験装置を準備した。Fig. 2にその実験装置を示す。スクリーンには、計算上で割り出した半径30mのカーブを30km/hの速度で走行した時に3秒先にある障

害物の動きを想定したポイントを投影した。被験者はその実験装置に着座し、スクリーン上で移動するポイントを眼で追った。被験者の視線の動きをアイマークレコーダを用いて観察し、ピラー幅を変化させた時の結果を比較した。

次に、同様の実験装置を使用し官能評価をおこなった。スクリーンに半径30mのカーブを30km/hで走行した旋回中の前方視界の映像を投影し、ピラー越しに見た映像からどのように感じるかを自己申告によるポイントで評価した。評価項目としては、視界の良し悪しを感じる視界感と映像の見え方から感じる違和感の有無の2項目を、ピラー幅を変化させてそれぞれ評点付けをおこなった。

2.4. 検証結果

2.4.1. 追従眼球運動の計測

Fig. 3(a)は動きのあるポイントを眼で追っている時の視線の変化をアイマークレコーダにより測定した結果例である。縦軸にはピラー幅が違うサンプルを並べており、横軸は視認対象であるポイントの横方向におけるスクリーン上の位置を示している。○印は視線停留が起きた位置を示し、○印の大きさは停留時間の長さを示している。また、影になっている部分がピラー障害エリアである。この結果から、ピラー障害エリアの外においても視線停留が起きていること

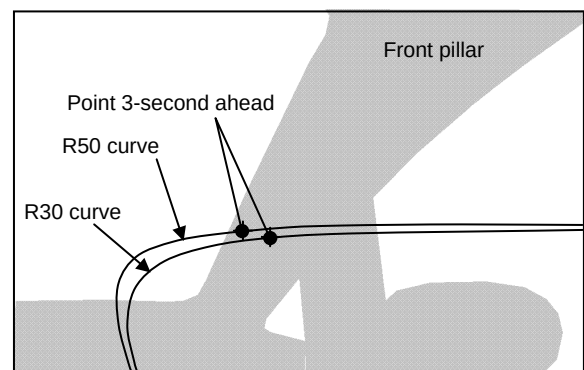


Fig. 1 Driver's visual field on driver side curve

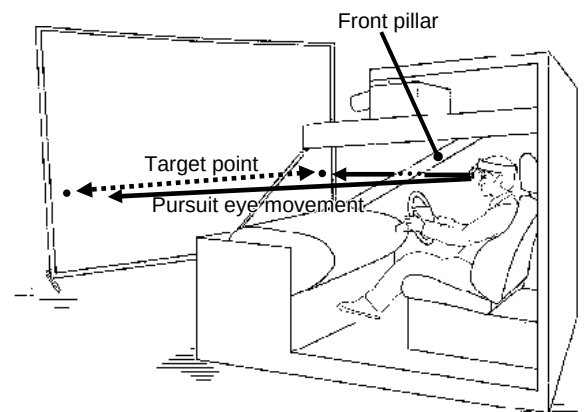


Fig. 2 Test equipment

がわかる。すなわち、ポイントを追う視線の動きは、障害物が無い状態ではスムーズに追いかけているように見えても、データ上はわずかに停留しながら視対象を追っていることがわかる。これは追従眼球運動中に起こる人の視覚認知生理現象であると考えられる。そこにピラー相当の障害物が加わると、そのピラーの中をポイントが通過する際、視線はそのポイントが再び現れるであろう位置に移動してポイントが出てくるのを停留して待つ、という現象が起きることが判明した。そこで、我々はピラー幅増加に伴うこのピラー障害エリア内での視線停留の変化に着目した。

まず、ピラー障害エリア外での視線停留の時間を解明し、次に、その視線停留時間よりも長く停留したもののみを抽出した。Fig. 3 (a) に示すデータから視線停留時間の延びた停留ポイントのみを抽出したものを Fig. 3 (b) に示す。

その結果、視線停留時間の伸びを示したポイントのほとんどがピラー障害エリア内にあり、さらに、あるピラー幅よりも小さくなると停留ポイントが残らない。すなわち、ある一定のピラー幅よりも細いピラーではピラー障害の影響を

受けていないと考えられ、視線は途切れることなく連続的に視認対象物を追うと判断できる。

2.4.2. 官能評価

官能評価の結果から、視界感の良し悪しについては、ピラー幅が細くなればなるほど良くなるが、見え方の良し悪しについては、あるピラー幅にピークがあり、それ以上細くなると逆にポイントが下がることが判明した。Fig. 4にその官能特性を示す。被験者のコメントとしては、ピラーが細すぎると違和感を覚えるとか、ピラーが見え隠れする感じで気持ちが悪い、といったものであった。これは両眼の幅よりも細いピラーの場合に遠方にあるスクリーンを見ると、左右いずれかの眼でスクリーン上の映像が見えることになり、理論的に死角ゼロとなる。このような状態では、存在するはずのピラーが一方の目では見え、もう一方の目では、見えなくなり、そのことにより両眼に異なった視覚情報を与えた際に起こる両眼視野闘争⁽³⁾が発生しているものと考えられる。このような結果から、ピラー幅には適切な幅が存在するといえる。

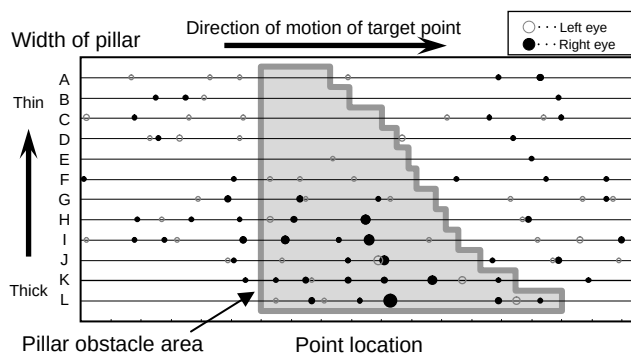


Fig. 3 (a) Points at which eye movement stops

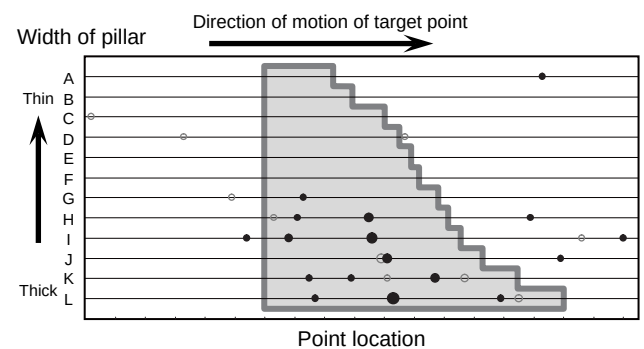


Fig. 3 (b) Points at which eye movement stops

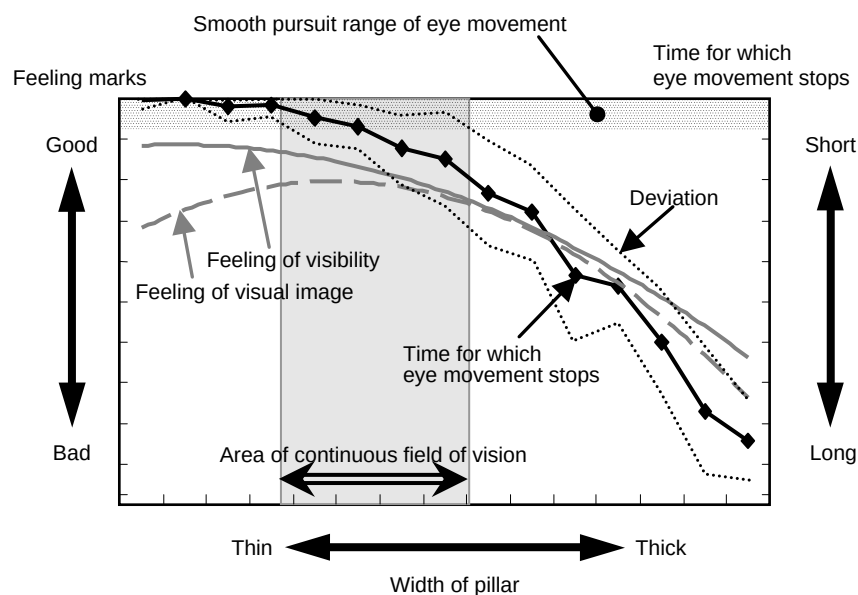


Fig. 4 Eye movement characteristic and subjective rating

2.5. ピラー幅の目標設定

人の生理現象である視線追従特性と心理現象である官能特性の結果から、対象物を連続的に眼で追うことができ、かつ、違和感の少ない見え方をする適切なピラー幅が存在することがわかった。Fig. 4 に視線追従特性と官能特性を示す。視線追従特性はピラー内における停留時間のばらつきも含めた範囲を示しており、ピラー幅が細くなるに従い停留時間も短くなり、やがて追従眼球運動中の停留時間以下となる。これに、先に述べた官能特性を重ねると、官能特性のピーク付近のピラー幅の視線停留時間も追従眼球運動中の停留時間以下となることがわかる。以上の結果から、本研究では、連続視界を実現するために、このピラー幅を目標値として設定した。

3. 視界向上フロントピラーの基本構造

3.1. 従来構造におけるピラー太さの主要因の解明

前項で定めた目標は従来のフロントピラーの幅に比べ、大幅に細く、従来構造では達成できない。従って、新たなフロントピラー構造の検討が必要であると判断し、まず、ピラー幅狭小化の観点で従来構造を見直してみることにした。Fig. 5 に示す従来のピラーの法線方向の断面をみると、視線方向に対するピラーの有する幅は、ガラス接着面とドアサッシュ部、およびその間に存在する閉断面部の三つの要素にて決定されていることがわかる。そしてそれらの幅を狭めることが、ピラー幅の狭小化につながる。しかし、ガラス接着面とドアサッシュ自体については周辺部品が存在する上で不可欠な基本構成部位であり、これらを取り除くことはできない。また、それらはすでにある程度ミニマム化されている部位でもある。そのため残されたエリアでガラス接着面とドアサッシュとの間をいかに縮めるかがピラー幅を狭小化する糸口となる。

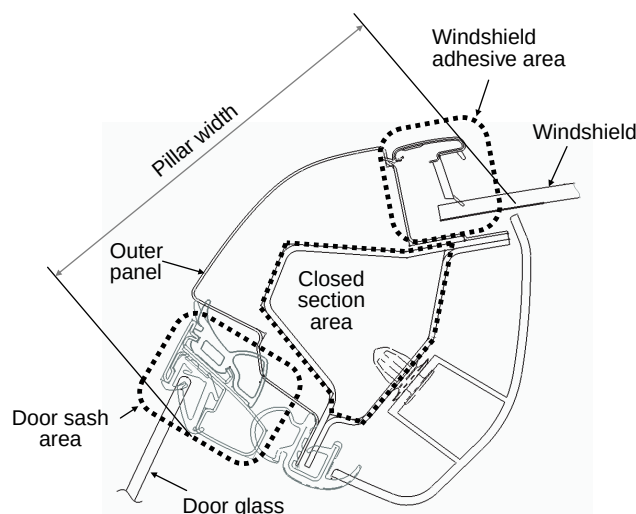


Fig. 5 Conventional section of front pillar

3.2. ピラー断面幅狭小化の達成手法

前項の内容をふまえ検討した結果、下記の2項目がピラー幅狭小化に効果があると判断した。まず閉断面自体の狭小化のために、超高張力のパイプを成形したものをを用いて狭小ながら高強度の閉断面を確保することとした。さらに、ドアサッシュとウインドシールドガラス接着面を近づける手段として、ピラー幅の決定要素となるフランジを廃止しウインドシールドガラスの接着面を閉断面の直上に取り込むことを見出した。これらの手法により目標とする断面幅の縮小化と強度、剛性を両立させることを目指した。

3.3. ハイドロ成形品を用いた断面設定の詳細

前項で採用した閉断面直上へのガラス接着面の移動とハイドロ成形品による閉断面を用いたフロントピラー断面の概略を Fig. 6 に示し、以下に詳細を記す。まず、ガラス接着面のフランジを廃止し、アウターパネルを直接閉断面と結合することで、視線方向でのピラー幅を縮小している。このときアウターパネルとハイドロ成形部品とは片側アクセス接合技術のひとつインダイレクトスポット溶接にて結合している。なおインダイレクトスポット溶接については後に詳細を記す。また、断面性能上、補強部材を設定しているが、これらを閉断面へ結合する手法としてアークレーザハイブリッド溶接を採用している。このアークレーザハイブリッド溶接も片側アクセス接合技術のひとつであり、後に詳細を記す。室内側に配置される組み付け部品については、すべて視線方向幅への影響が出ないエリアに設定している。さらに、ドアサッシュ、ガラス接着面においてもさらなるミニマム化のため設定の見直しを実施している。ハイドロ成形品においては基本断面を四辺形とし、アウター結合面、片側スポットのアース面、組み付け品の取り付け面、パイプの電縫部の設定面といった各機能を四辺のそれぞれの面に割り当てることで、シンプルな断面形状がピラー一般部全域において一定に通るよう工夫している。これにより急激な断面変化をなくし、衝突強度の確保とともに成形性の向上をねらっている。

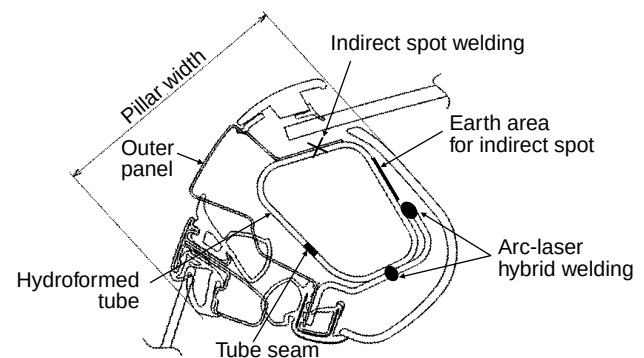


Fig. 6 Proposed section for increased visibility

3.4. ハイドロ成形品を用いたフロントピラーの構造

構成部品の概略を Fig. 7 に示し、以下に詳細を記す。まずハイドロ成形部品本体はストレートなフォルムとしている。これは前面衝突の際、断面積が減少したことによる耐力の低下がピラーの変形量を増加させることを考慮し、衝突時の入力を極力曲げ方向ではなく軸方向の断面耐力で受けることでピラーの変形量を低減している。またそれは結果的に形状の単純化による生産性の向上にも繋がっている。さらに前面衝突時の強度確保においては、曲げによる圧縮の応力が発生するピラーの車両内側面全域に補強部材Aを設定することで高効率な強度の向上を実施している。また補強部材B、Cは、前面衝突時の入力をハイドロ成形部品の軸方向へ確実に伝達すると同時に断面積を従来同等に確保した上で周辺のボデー骨格部品と結合することで車体全体としても従来同等の強度、剛性といった車体性能を満足している。このように一貫した閉断面(ハイドロ成形)部品に対し、適所に適材を補強することができるといえる。なおハイドロ成形部品と補強部材との結合においても、特殊性の高い片側アクセスによる結合手法が必要となるが、Fig. 7 に示した部品を構成とするフロントピラーのサブコンプリートを設定し、同コンプリート内にてアークレーザハイブリッド溶接を用いた片側アクセス接合を完結することで専用設備、工程のミニマム化を図っている。さらに、フロントピラーコンプリートと周辺のボデー骨格部品との結合は、アウターパネルとのインダイレクトスポット溶接部分を除き、すべて補強部材を介した合わせフランジによるダイレクトスポット溶接としており、工程や精度保証を従来どおりの設備、および管理にておこなえるようにすることで量産性を考慮した構造としている。

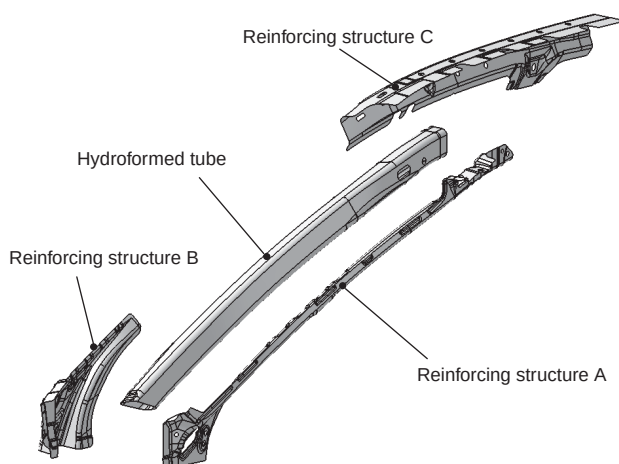


Fig. 7 Structure of front pillar using hydroformed tube

4. 生技性

4.1. ハイドロ成形

4.1.1. 980MPa 級鋼管

3.2 から 3.4 節の構造を達成するため、ハイドロ成形性を兼ね備えた 980MPa 級鋼管の開発をおこなった。開発にあたっての基本的な考え方を以下に述べる。

原板の選定においては、造管工程での加工履歴付加後も鋼管に成形性を確保すること、すなわち、ハイドロ成形時のコーナーR部での表面割れ防止や張り出し性の確保、その他、ハイドロ成形部品の溶接性、耐食性、入手性などを考慮してデュアルフェーズ鋼を選定した。

次に鋼管特性の設定においては、部品強度と成形性を両立できるよう特性値の設定をおこなった。強度下限値は部品強度から決定される。一方、強度上限値は、ハイドロ成形時の張出し性が材料の変形抵抗の影響を多大に受けるため設定が必要である。材料の変形抵抗と張出し性の関係について Fig. 8 にて解説する。材料の変形抵抗上昇に伴い、成形可能なコーナーRは拡大する傾向にある。したがって、今回のピラーに求められるコーナーRが成形可能な強度上限値を見極め、部品強度確保に必要な強度下限値と併せて強度レンジを設定した。

4.1.2. ハイドロ成形

980MPa 級鋼管のハイドロ成形においては、材料の変形抵抗が大きいことからハイドロ成形の中でも高圧法を採用した。ハイドロ成形の前工程としてはプリベンド工程(予備曲げ)とプリフォーム工程(断面潰し)が一般的であるが、今回のフロントピラーではハイドロ成形型締め工程でのプレス方向を工夫して断面潰しを同時におこなうことでプリフォーム工程を省略した。また、プリベンド工程では回転引き曲げなどに代表される通常のベンダー設備を使わないプレス曲げ加工を適用し、初期設備投資の削減を達成した。

さらに、次工程における位置決め基準穴として用いることを主目的として、ハイドロ成形中に穴あけをするハイドロピアスの取組みもおこなった。ハイドロピアスにおいては、穴エッジ部のダレ低減とスクラップ処理の課題があった。

まず、エッジ部のダレが大きいと位置決め基準穴として

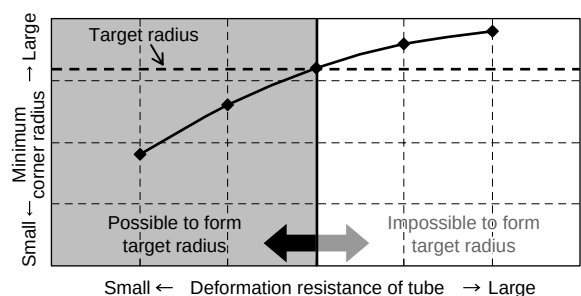


Fig. 8 Relation between deformation resistance of tube and corner radius

の適用ができないため、成形圧力や穴径とダレ量の関係を検証し、ハイドロピアス条件の最適化をおこなうことで位置決め基準穴としての適用を可能にした。一例として、成形内圧とダレ量の関係を Fig. 9 に示す。

次に、打ち抜きスクラップのフロントピラー断面内残留や金型内への排出は製造効率低下、製造トラブル等の不具合を来すことが予想されるため、スクラップを完全に打ち抜かずの一部を製品とつなげたままの形状(Fig. 10)とすることで不具合の未然防止を図った。なお、次工程での位置決め基準穴として用いた後、レーザ切断にてひと回り大きい穴径(Fig. 10 破線部)で切断し製品にスクラップ形状が残らないようにしている。

このようにして成形したハイドロ成形品は、3.2節で触れたピラー幅狭小化の他に、以下のメリットが挙げられる。

まず、断面形状を連続的に変化させることが可能であるため、フロントピラーを設計する上で十分な設計自由度を有することである。Fig. 11 に本研究でのフロントピラーの代表的な断面形状を示す。

次に、閉断面形状に伴う成形品剛性の大きさから、スプリングバック量が小さく形状凍結性が良いことである。今回のフロントピラーの寸法精度測定部位および試作初期段階の寸法精度測定結果をそれぞれ Fig. 12, Fig. 13 に示す。試作初期段階から高い寸法精度が得られることが確認できた。

また、形状凍結性が良いことはその後の金型品質熟成のしやすさにも繋がる。今回のフロントピラーでは主に金型

の断面位置調整により早期に寸法精度向上が図れたことから、金型品質熟成期間の短縮という優位性もあるといえる。

4.2. 接合

ハイドロフォーム部材は閉断面構造であることから、量産ラインで主に採用されている Fig. 14(a) に示すダイレクトスポット溶接では接合できないため、片側アクセスにて溶接可能な接合技術開発が必要となった。

新開発ピラーにおいては、被接合部材の仕様、および量産ライン構成を考慮して接合手法の検討をした結果、ハイドロ成形部品と薄板部品(アウターパネル)の接合には現状の社内量産システムと混流が可能となる Fig. 14(b) に示す

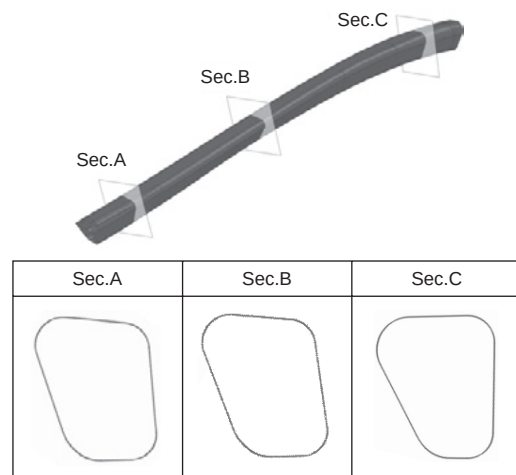


Fig. 11 Cross - section of hydroformed front pillar

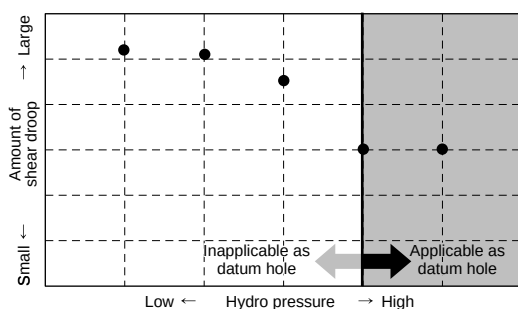


Fig. 9 Relation between hydro pressure and amount of shear droop

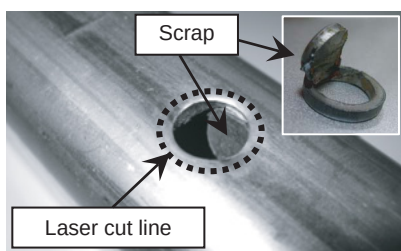


Fig. 10 Shape of hydro pierce

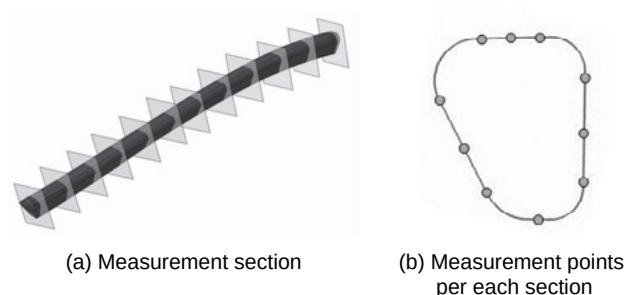


Fig. 12 Measurement positions of dimensional accuracy

Dimensional accuracy (Difference from target dimension)	Frequency
0.0-0.5 mm	80%
0.6-1.0 mm	11%
1.1-1.5 mm	6%
1.6-2.0 mm	3%

Fig. 13 Dimensional accuracy of front pillar at early trial stage

インダイレクトスポット溶接を、また厚板補強部品 (Fig. 7 Reinforcing structure A - C) との接合には部品要求性能達成 (強度、継手形状) のためにアークレーザハイブリッド溶接の適用開発をおこなった。

4.2.1. インダイレクトスポット溶接

インダイレクトスポット溶接は現状量産技術同等の高い生産性が期待できるが、ダイレクトスポット溶接に比べて電流経路が長くなるため分流が生じやすく、溶接部への電流集中を得にくい。そのため溶接品質安定化のためにはいかに分流を抑えるかが課題であった。新開発ピラー適用においては、現状量産システムと同等レベルのツーリングでインダイレクトスポット溶接をおこなうために、下記項目を実施した。

(a) 溶接条件の最適化

(b) 分流コントロールのためのアース位置の最適化

(c) 分流コントロールのための打点順序の最適化

これらにより、安定した溶接品質を得ることができた。また、既存設備を最大限に活用できるため、新たに専用の接合工程を追加することなく混流生産することを可能とした。

4.2.2. アークレーザハイブリッド溶接

アークレーザハイブリッド溶接は、部品要求継手形状にあわせて隅肉継手、重ね貫通継手 (それぞれ Fig. 15(a), (b)

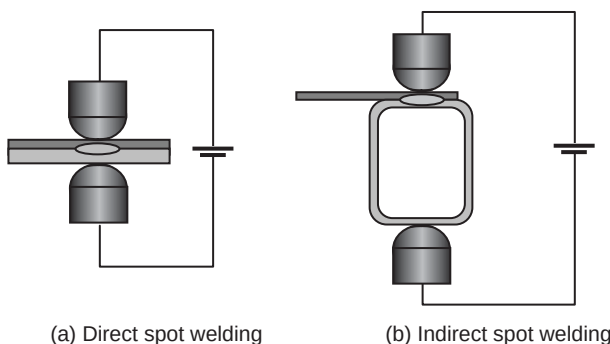


Fig. 14 Schematic design of spot welding

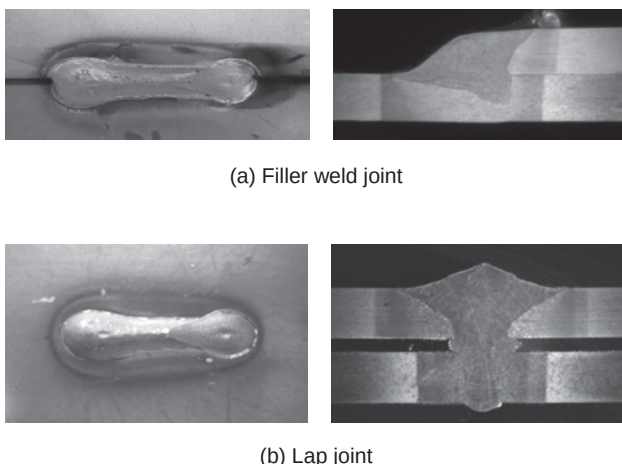


Fig. 15 Weld bead shape

に示す)における技術開発をおこなった。

隅肉継手においてはレーザを併用していることから従来のアーク溶接に比べ、溶接初期段階から深い溶け込みを確保することができ、従来比約3倍の溶接速度での施工を可能とし、被溶接部品の熱ひずみによる精度不良を抑えることができた。またその施工性の高さから部材間に隙間が生じた場合も安定した溶接品質を確保することができた。

重ね貫通継手は Fig. 16 に示すようにレーザでキーホール (くさび状の深い溶け込み溝) を形成すると同時にアーク溶接によってその穴を広げ、肉盛りすることが可能となった。その結果、部材間に隙間が生じた場合でもレーザ単独溶接では問題となるアンダーカットを抑制するとともに、レーザ単独の場合よりも広い接合面積を確保することができ、安定した溶接品質を確保することができた。

量産性を重視し、生産時におけるさまざまなばらつき要因 (部品の浮き上がり、トリムラインズレ等) を考慮しつつ、安定生産できる溶接条件を見出した。

これら技術開発によってアーク、レーザ溶接の長所を併せ持ったアークレーザハイブリッド溶接を新開発ピラーに適用することができ、安定生産を可能とした。

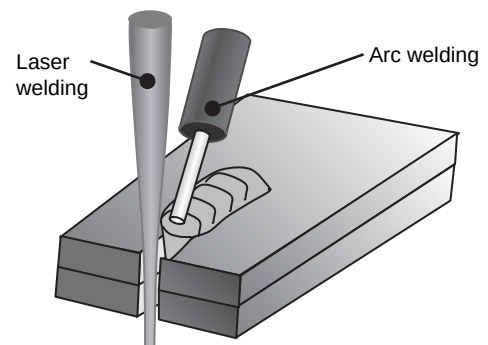


Fig. 16 Schematic design of arc-laser hybrid welding.

5. まとめ

運転視界として最適なフロントピラー幅を人の生理現象である視線追従性と、心理現象である官能評価から解明し、以下の知見が得られた。

- (1) ピラーの幅がある一定以上細くなると、ピラーの死角に影響されることが無く、視認対象を連続的に眼で追うことができる。
- (2) ピラーの幅は細いほど視界感は良くなるが、細すぎることによる見え方の違和感が生じるため、最適な幅が存在する。

さらに、そのピラー幅は従来のものよりもかなり細いものであり、その達成のためのハイドロ成形および車体組み込み技術の開発をおこなったことにより、以下の結果が得られた。

(3)部品強度，成形性の観点から鋼管特性を設定し，一定の成形条件でハイドロ成形部品を安定生産する見通しが立った。

(4)ハイドロ成形によるピラー骨格をインダイレクトスポット接合およびアークレザーハイブリッド溶接により車体に組み込むことが可能となり，ピラー幅を削減できる断面構造を構築した。

連続視界の実現のための極細なピラー断面と車体性能の確保という，相反する課題を解決する手法を見出すことができた。今回の視界向上フロントピラーの採用については，新骨格構造に対する設計思想と一般的に成形困難とされる超高張力鋼管材加工に対するハイドロ成形技術の優位性が上手く合致できたことで実現に繋がったものとする。

参考文献

- (1) 木下有司：死角の無いフロントピラー構造の開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No.1-07, p.1-3(2007)
- (2) 政令第 320 号，道路構造令，第 15 条
- (3) 松宮一道：両眼視野闘争研究の進展，VISION, Vol.14, No.4, p.151-164(2002)

■ 著 者 ■



長谷川芳春



藤田浩史



遠藤岳晴



藤本雅昭



田辺順也



吉田正樹

磁着補強材の開発

Development of Magnetic Stiffener

谷口 正 将*

Masanobu YAGUCHI

要 旨

作業性向上、適用範囲の自由度向上を目的とし、磁着補強材の開発をおこなった。作業性を向上させるためには離型紙なしでかつ人の力での圧着工程が不要になるような仮保持機能が必要となる。これらを成立させる手法として粘着力のない樹脂材料の選定と樹脂層内にフェライト粒子を混合し着磁させることにより達成した。また量産工程での脱落が無いように最適な磁力量の見極めをおこない、本来の機能である補強性を両立した材料設計をおこなった

ABSTRACT

A magnetic stiffener was developed to enhance workability and increase the degree of freedom in its range of application. A tentative holding function that does not use release paper and does away with the need for a human-powered press-bonding process is needed to enhance workability. This feature was achieved by selecting non-sticky resin materials, and by mixing ferrite particles into and magnetizing the resin layer. In addition, the optimum magnetic force was ascertained in order to help prevent drop-out in the mass production process, and material design was performed to also simultaneously achieve conventional reinforcement performance.

1. はじめに

板金補強材は自動車のドア、フード、トランク等に代表されるアウト部品に対して局部的に面剛性が不足している部分に貼り付けて剛性を確保する材料である⁽¹⁾。歴史的にはアウト部品の面剛性シミュレーション技術が発達していなかったこともあり、予測値と実車測定値との細部の相関がとれず、さらには構造対応もとれない時に板金補強材で対応をおこなっていた。しかし、近年の車体軽量化のニーズによりアウト部品の板厚はさらに薄くなり、部分的な面剛性の要求箇所が多くなってきているため、現在では初期設計段階より適用されていることが多い。

一般的な板金補強材の構成は Fig. 1 に示すように補強性能、ひずみ緩和を担うガラスクロス、補強性能、硬化前の仮保持性と硬化後の接着性を担う樹脂層、そして離型紙の三

層構造になっている。作業方法としては離型紙を剥がし、目標位置に合わせ空気が入らないように張り合わせた後、ローラ等による圧着治具にて貼付を完了する。昨今の環境、作業負荷軽減(エルゴノミクス)の観点より、作業時間を要する圧着操作の排除、クリーンファクトリでゴミを削減するために離型紙の排除、またさらなる軽量化に伴う上記以外のアウト部品の板厚削減も今後予想されるため使用量は年々増加傾向にあることより、作業負荷軽減のため上記ニーズに合った材料開発が求められている。



Fig. 1 Structure of stiffener

*四輪開発センター

2. 開発目標の設定

板金補強材は Fig. 2 に示すように、自動車製造時のアウタ部品を接合する溶接工程で貼り付けられ、防錆、塗装処理をおこなう化成工程内の熱源にて硬化させる。主機能である硬化後の補強性能を満足することはもちろん、硬化前では容易に貼り付けができ仮保持が可能な状態で、脱落無く化成区工程で硬化完了する材料でなければならない。そこで、板金補強材を開発するにあたり以下二項目を開発目標とした。

- (1) 離型紙が排除できること
- (2) 溶接区での貼付から化成区での硬化焼付までに脱落なきこと

3. 材料設計の考え方

従来材料の樹脂層成分の材料組成を Fig. 3 に示す。基本仕様として主機能である補強性能が確保できるように、従来の樹脂、硬化剤をベースに配合検討をおこなうこととする。特に増量剤として使用されている充填剤に機能付加をさせることで目標達成が可能にできるような材料設計を検討する。

3.1. 離型紙排除の考え方

従来の板金補強材の樹脂成分はエポキシ樹脂や SBR や BR ゴムの混合体もしくは単体を用いた系が多く⁽²⁾、これらの物性で硬化前の粘着力と硬化後の接着性と補強性能を発揮させていた。離型紙を無くすためには樹脂層の粘着力を無くす必要があり、これらを満足する材料の選定が必要となる。従来材料では液状ゴムを用いることで硬化前の粘着性を発揮していたことから固形ゴムを選定することで粘着

力を無くすることが可能になると考える。

3.2. 硬化前の脱落保障の考え方

3.2.1. 仮保持方法

粘着力に変わる仮保持ができる方法を検討する。粘着力以外で防錆油やプレス油等が付着した鋼板に仮保持する方法として

- (1) 自動車ボデーの大半が鉄材料を用いられていること
- (2) 作業者の負荷低減(自動化)

という観点より磁力での検討をおこなうことにする。樹脂硬化物に対して磁力を発生させる方法としてはフェライト粒子の添加が一般的であり⁽³⁾、先に述べた充填剤成分をフェライトに置き換えることで硬化前の仮時保持が可能になると考える。

3.2.2. 着磁力設定

着磁のメカニズムについては Fig. 4 に示す。樹脂層内に分散したフェライト粒子は永久磁石等による着磁器により配向をすることで磁化される。フェライト自体比重の高い原料であるため、添加量増加により高磁力を発現できるが自重により耐衝撃性能や補強性能に影響がでる可能性がある。少添加量で高磁力を発現させるためにフェライト種類を表面積の大きい小粒径タイプの採用や、磁化容易軸をそろえる手法により高磁力の発現が可能になると考える。

3.2.3. 消磁タイミング

硬化後の磁力は不要であることより硬化時に物理的に配向を崩すことで消磁可能と考える。消磁よりも接着力が先に発現しないと脱落が発生してしまうため消磁と硬化後の接着とのタイミングが重要となる。解決手法としては発泡させることにより配向を崩し消磁可能に、また発泡は接着力が発生した後に開始させることで硬化中の脱落防止が可能になると考える。

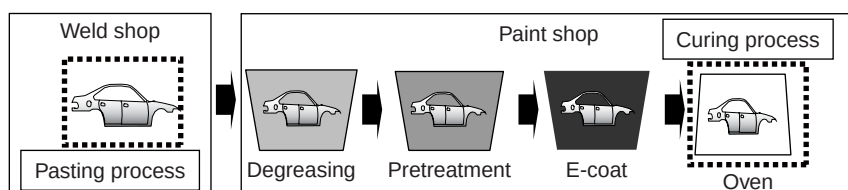


Fig. 2 Automotive product process

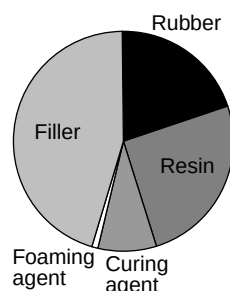


Fig. 3 Material formulation

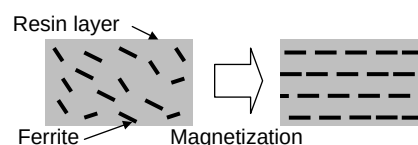


Fig. 4 Mechanism of generating magnetism

4. 評価方法

4.1. 補強性能

補強性能の評価は Fig. 5 に示すような三点曲げ試験を採用した⁽⁴⁾。補強性能は Fig. 6 に示す荷重、変位曲線を求め 2 mm 変位時の荷重値とする。なお環境耐久後の測定も同様の条件でおこなった。環境耐久条件は Table 1 に示す。

4.2. 耐衝撃性能

耐衝撃試験は Fig. 7 に示す試験機を用いた一般的な試験方法であるスラミング試験を採用した⁽⁵⁾。試料をスラミング試験機に設置し 10 度から衝撃を与え、剥がれ、ずれが生じなければ同じ角度で繰返し 10 回まで衝撃を与える。この間に上記現象がなければ角度を 10 度上げ同様の試験をおこなう。剥がれ、ずれが生じた衝撃角度および回数を衝撃値とした。

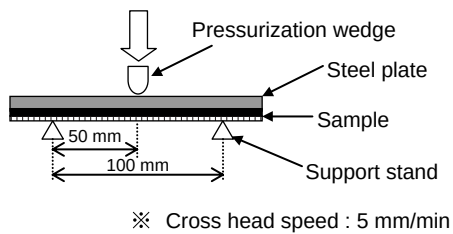


Fig. 5 Three-point bending test

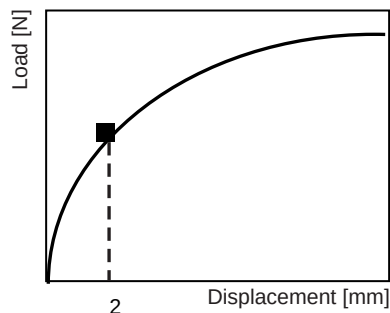


Fig. 6 Load-displacement curve

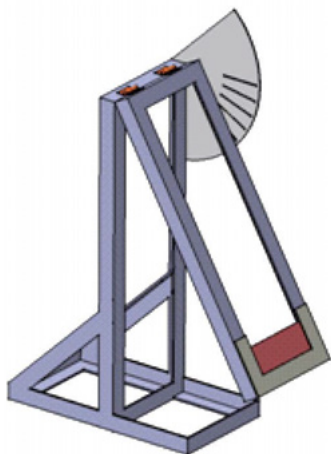


Fig. 7 Slamming test machine

Table 1 Test conditions

Durability item	Conditions
Heat resistance	100 °C
Water resistance	50 °C warm water
Humidity resistance	50 °C 95%Rh

4.3. 磁力測定

磁力測定に関してはガウスメータ(電子磁気工業株式会社製 T-301 本体 GM-301 相当品)にておこなった。材料の着磁面側を着磁方向の横方向にガウスメータのプロープをなぞらせ、そのときの最大磁力を測定した。

4.4. VOC 測定

揮発性有機化学物質(Volatile Organic Compounds : VOC)測定に関しては(社)日本自動車工業会の測定方法^{(6), (7)}をベースに測定方法を決定し実施した。

5. 結果と考察

5.1. 粘着力の無い樹脂層設計と補強性能

前述の通りゴム成分を液状タイプから固形タイプへの変更をおこなうことで粘着力の無い樹脂層を可能にした。また環境耐久後の補強性能低下が著しくおこらないようにゴム成分はブタジエンゴムのままとした。開発材料の配合組成を Fig. 8 に示し、従来材料と開発材料の補強性能の試験結果を Fig. 9 に示す。開発材は環境耐久項目を含め従来材に比べ性能の低下が確認されなかった。これは補強性能低

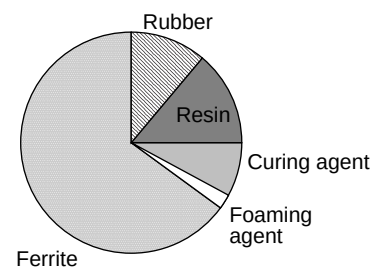


Fig. 8 Material formulation

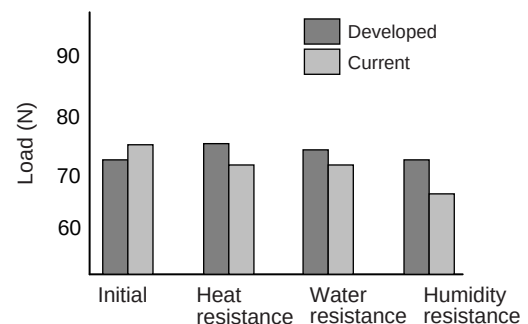


Fig. 9 Reinforcement performance

下の影響を受ける樹脂層成分の絶対量が開発材の方が少ないために経過時間における環境耐久影響を受けにくくなっているものと考えられる。

5.2. 磁力設定

フェライト含有量を検討した結果をFig. 10に示す。高磁力発現のためにはフェライトを増量する必要があるが、フェライト量の増加と共に相対的な樹脂成分量が減少するため補強性能の低下につながる。また従来材に配合されている充填材量(45wt%)のフェライト添加では耐衝撃性能を満足する磁力が得られないことがわかった。よって少添加で高磁力発生をねらいフェライト種の検討をおこなった。結果をTable 2, 3に示す。全体的な磁化表面積が大きくなる小粒径材料の方がより磁力が大きくなり大粒径材料は磁力が小さくなると予想したが、結果いずれも変化はなかった。これは磁力測定を最大磁力のみ測定しているため同等量のフェライトを添加している限り最大磁力の変化はないものと考えられる。グレードの差については一般的に異方性フェライトを用い酸化容易軸から着磁することで磁力が強くなるといわれており⁽⁸⁾、樹脂材料内に分散されているフェライトを複数回圧延することで酸化容易軸を揃えてやり高磁力の発現をねらったが、等方性フェライトとの差は発現しなかった。これは樹脂層が剛体であるため樹脂層内でのフェライトの配向移動が自由に起こらなかったものと考えられる。以上よりフェライトの選定は汎用性を重視し1.2 μ 粒径の等方性フェライトを選定するとともに、フェライトの配合量は衝撃性を満足する65%以上に設定した。耐衝撃性能を満足する領域で補強性能向上の検討をおこなった。

5.3. 補強性能の向上

補強性能を向上させる手法として硬化後の厚みを増加させる検討をした。Fig. 11に発泡倍率について検討した結果を示す。発泡倍率を向上させることで硬化後の厚みを増加させ補強性能の向上を期待した。発泡倍率の上昇につれて

Table 2 Influence of ferrite particle diameter

Particle diameter (μ m)	Magnetism (mT)	Impact resistance
1.0	13	30 deg, 1 time
1.2	13	30 deg, 1 time
2.8	13	30 deg, 1 time

Table 3 Influence of ferrite kind

Ferrite kind	Magnetism (mT)	Impact resistance
Isotropy	13	30 deg, 1 time
Anisotropy	13	30 deg, 1 time

補強性能の向上が確認でき、また全ての水準において耐衝撃性能も満足することができた。しかし、焼付時に脱落してしまう事象が発生した。これは前述で示した焼付時の消磁と接着力発現のタイミングの差によるものと考えられる。発泡剤の種類によってこのタイミングの差が生まれることより発泡剤の選定をおこなった。Fig. 12に発泡剤AとBの磁力消失と接着性発現の関係を示す。自重を支えるのに必要な最低磁力は5mTである。図より低温発泡タイプの発泡剤Bを用いた系では発泡開始が早い因此消磁速度が鋼板への接着開始よりも速くなり脱落に至っていることがわかる。高温発泡タイプの発泡剤Aを用いた系では磁力が5mTになるまでに十分な接着力が発現している。よって発泡剤はAを採用し補強性能の向上手法は硬化前の材料厚みを増加さ

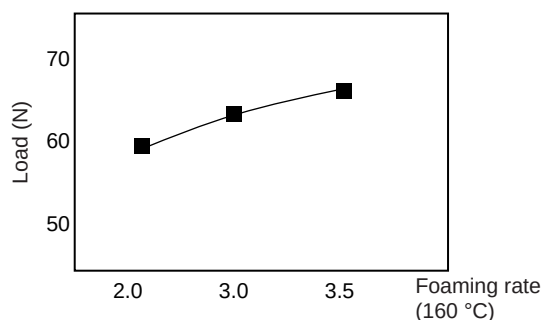


Fig. 11 Influence of foaming rate

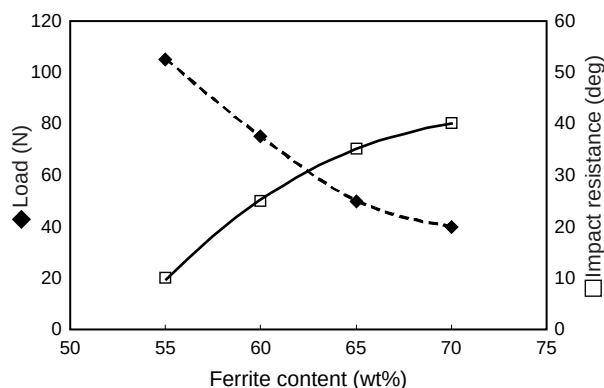


Fig. 10 Influence of ferrite content

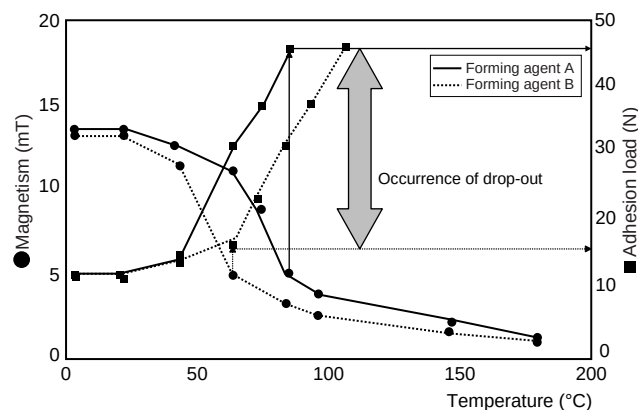


Fig. 12 Magnetism-load curve

せることにした。Fig. 13に硬化前材料厚みについて検討した結果を示す。結果、補強性能を満足する最低樹脂層材料厚みは 0.8 mm であり、厚み設定を 0.8mm とした。

5.4. 化成区流動における影響

量産では化成区工程で硬化するまでに温水(40℃)による水洗、薬液による前処理、電着による通電等の化学的、物理的な要素を受け、磁力への影響が懸念される。開発材料の耐衝撃性試験結果を Table 4 に示す。結果、化成区流動による消磁は確認されなかった。温度に関しては前述の通り、消磁は 50℃付近より開始するため 40℃付近では消磁がおきなかったと考えられる。また酸、アルカリ等の薬液や通電による磁力の低下が確認されなかったのは、着磁メカニズム項で記述したとおり、磁力発現はフェライトの配向移動でおこなっており、硬化後の発泡による物理的に配向をくずす以外に磁力の消失はみられないためと考えられる。

5.5. VOC 測定結果

板金補強材はアウト部品に使用されているが今後の適用拡大を考慮して測定と対策をおこなった。開発材料、従来材料の VOC 測定結果を Fig. 14 に示す。ホルムアルデヒドを除き従来材と開発材は同程度の測定値を示す。これは樹脂層の有機成分に変更が無いことより揮発物の増減に寄与しなかったものと考えられる。ホルムアルデヒドに関して従来材はガラスクロス成形時にメラミン樹脂を用いており、

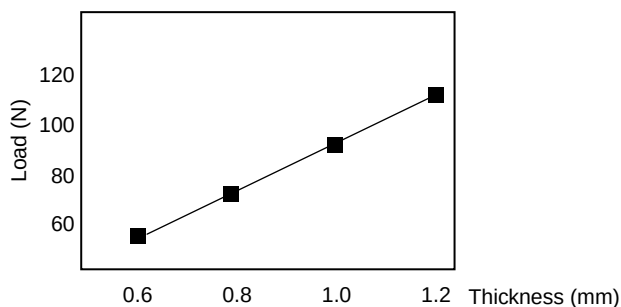


Fig. 13 Relation between thickness and load

Table 4 Impact resistance test

Process	Magnetism (mT)	Impact resistance
Degreasing	13	30 deg, 1 time
Pretreatment	13	30 deg, 1 time
E-coat	13	30 deg, 1 time

メラミン樹脂製造に残存するホルムアルデヒドが製品にも残存することがわかった。開発材ではメラミン樹脂からアクリル樹脂に変更することでホルムアルデヒドの発生を抑制している。

6. 実車確認結果

開発材料を実車に貼付けた状態にて溶接区での部品接合時の衝撃や溶接区から化成区へ移動する際にボデーを吊り上げハンガより移載する時の衝撃、化成区での前処理工程における水激等を全て含めた検証をおこなった。貼付部品および貼付箇所を Fig. 15 に示す。その結果、硬化前後のずれ、脱落は無くひずみ等による商品性の欠落も無く問題無い結果となり、外板剛性は実車要件を満足していることを確認した。補強性能、耐衝撃性試験で定めた開発材料が量産条件に適していることが確認された。



Fig. 15 Application part and position

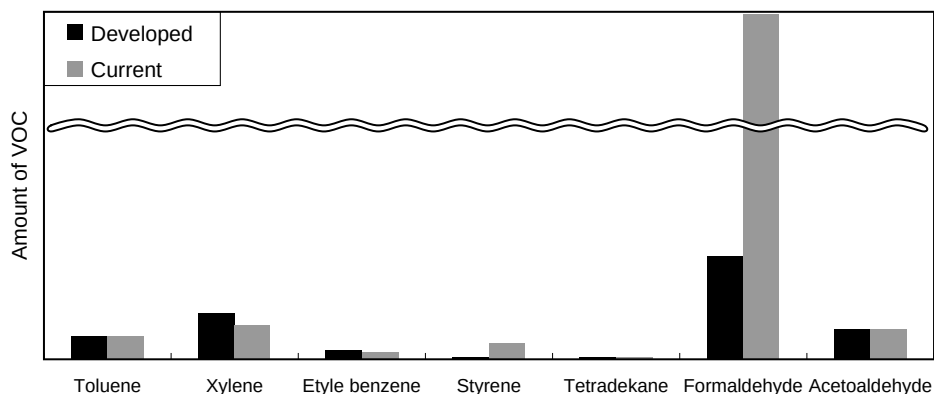


Fig. 14 VOC measurement result

7. まとめ

離型紙無く圧着操作不要の作業性を向上させた新規板金補強材の開発をおこない以下の結果を得た。

- (1) ブタジエンゴムを液体から固体系へ変更することで粘着力の無い樹脂層設計をおこない、離型紙を排除することを可能にした。
 - (2) フェライト配合比の検討および発泡剤の導入により、耐衝撃性能と補強性能を両立する材料設計を可能にした。
- またこの新規開発の磁着補強材は 2008 年販売の欧州アコードのフードに適用されている。

参考文献

- (1) 特開平 4-80279
- (2) 特開平 7-68695
- (3) フィラー研究会編：機能性フィラー総覧，テクノネット社，p.45-49(2000)
- (4) 自動車規格，車体用シール剤，JASO, M323-86，(社)自動車技術会(1986)
- (5) 日本工業規格，JIS，K7211，(財)日本規格協会(1999)
- (6) 社団法人日本自動車工業会：車室内 VOC 低減に対する自主取り組み，(社)日本自動車工業会ニュースリリース(2005)
- (7) 社団法人日本自動車工業会：車室内 VOC 低減に対する自主取り組み，JAMA レポート，No.98(2005)
- (8) TDK 株式会社：With フェライト，p.154-155，日刊工業新聞社(1986)

■著 者■



谷口正将

断熱黒鉛鑄造法による針状金属間化合物サイズ制御手法を用いた軽量鍛造ピストン用材料の開発

Development of Lightweight Forged Piston Material by Controlling Needle-type Intermetallic Compound Size Using Carbon Mold Continuous Casting Method

藤井 秀紀*
Hidenori FUJII
出口 寿明*
Toshiaki DEGUCHI

岡 知生*
Tomoo OKA
村上 浩隆*
Hirotaka MURAKAMI

米山 正樹*
Masaki YONEYAMA

要 旨

ピストン材料への遷移金属の添加は高温強度の向上に有効な手段である。しかしながら遷移金属の添加は比重の増加と粗大な金属間化合物の晶出による鍛造性の低下という課題があった。これに対し、添加する遷移金属の種類、量及び晶出させる金属間化合物の大きさを制御した新しいピストン材料を開発した。金属間化合物の大きさを制御するため、鍛造用材料の製法を従来の金型鑄造法に対して微細均一な組織が得られる断熱黒鉛鑄造法を採用した。また金属間化合物を構成する元素とその量及び微細化元素の添加により微細な針状金属間化合物を合金中に分散させることで、比重及び鍛造性が従来鍛造材料と同等でありながら高温域の強度を約 50%向上できた。

ABSTRACT

The addition of transition metals to piston materials is an effective method of increasing their strength at high temperatures. However, the addition of transition metals increases specific gravity and promotes the crystallization of coarse intermetallic compounds, reducing forgeability. To respond to these issues, a new piston material has been developed in which the type and amount of the added transition metals and the size of the crystallized intermetallic compounds has been optimized. In order to control the size of the intermetallic compounds, the material is not produced by conventional metal mold casting, but by a carbon mold continuous casting method that enables a fine and uniform structure to be obtained. The optimization of the elements forming the intermetallic compounds and the quantity of these elements added, in addition to the addition of refining elements, to enable dispersion of needle-type intermetallic compounds throughout the alloy, has resulted in the achievement of levels of specific gravity and forgeability similar to those of a conventional forged piston material, while increasing strength at high temperatures by approximately 50%.

1. はじめに

A4032 に代表される鍛造ピストン材料は熱処理による析出強化機構により強度を確保している。300℃の温度域では析出化合物の粗大化により強度が低下する課題があった。そのため、オイルジェットなどの冷却機構によりピストン頂部の温度低下を図っているが、近年のエンジンの高出力化のためオイルジェットによる冷却は限界があり、ピストン頂部の軽量化を図るためには 300℃の温度域の高強度化が必要であった。

今回、アルミニウムマトリックス中に大きさ 3 - 30 μm の針状金属間化合物を分散させることで、従来のピストン材料と同等の比重と鍛造性をもちながら高温強度を増加させた

アルミニウム鍛造材料の開発により、ピストン質量を低減した。本稿では従来の鍛造ピストン材料の課題、開発材料の組織制御と強度向上効果などについて報告する。

2. 鍛造ピストン用材料の開発手法

2.1. 開発材料の強化手法

開発材料と従来の鍛造材料の成分、比重、金属間化合物の大きさ、材料製法を Table 1 に示す。また、Fig. 1 に従来材料(A)と開発材料(B)の組織の模式図を示す。従来材料では、250℃以下の温度域の高温強度の向上のため析出強化機構を採用し^{(1), (2)}、金属間化合物の粗大化による材料特性の低下を防止するため金属間化合物の晶出を抑制する方向

*二輪開発センター

Table 1 Chemical composition, specific gravity, size of intermetallic compound and continuous casting mold of conventional forged piston and developed forged piston

	Chemical composition (mass%)								Specific gravity	Size of intermetal. compound (μm)	Continuous casting mold
	Si	Mg	Cu	Ni	Fe	Zr	Ti	Al			
Developed forged piston material	12	1	1	2	0.6	0.1	0.1	Bal.	2.70	Ave. 8 (3 - 30)	Graphite mold
Conventional forged piston material	12	1	1	1	—	—	—	Bal.	2.69	0	Metal mold

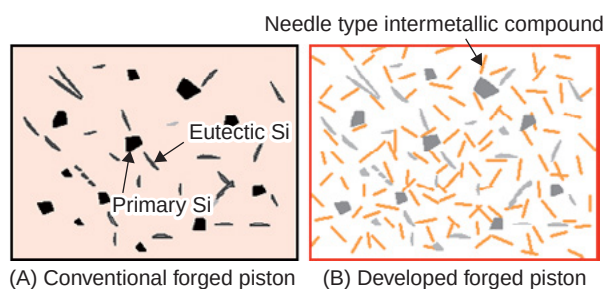


Fig. 1 Schematic illustration of microstructure of conventional forged piston and developed forged piston

にあった。今回、300℃温度域の高温強度の向上をねらうために採用した強化機構は金属間化合物を積極的に利用した分散強化である。分散強化機構における課題は分散第二相の量及びサイズの制御にあり、従来はMMC(Metal Matrix Composite)化が検討されてきた^{(3), (4)}。MMCは金属の母材に、ウィスカなどを強化材として合金中に添加することから強化材の量及び大きさの制御が容易であり、高温強度の向上を得ることができる。しかし、このようなMMCの製造には、複雑な製造工程と特殊な製造設備が必要となる。一方、合金設計により分散強化できれば既存製造プロセスを活用できることから、本開発においては強化材の役割を針状金属間化合物に担わせ、金属間化合物の粗大化による材料特性の低下を防止するためアルミニウムマトリックス中に金属間化合物を微細、均一に分散させる手法の確立をめざした。本開発では材料製造時の冷却速度の制御とその冷却速度に適した合金設計により金属間化合物のサイズの制御を試みた。これにより最小限の遷移金属の添加で金属間化合物を晶出させ、比重が従来の鍛造材料と同等でありながら高温強度を向上させ、かつ、鍛造性を確保することをねらいとした。

2.2. 開発材料に用いた鍛造ビレットの製造方法

アルミニウム合金においてマトリックス中の針状金属間化合物の分散性とサイズを制御するには、製造法に起因する凝固時の冷却速度の制御が重要である。Fig. 2に各種ピストン製法における冷却速度と化合物サイズの関係について示す。一般的にピストンの主製法であるGDC(Gravity die cast)製法は、鋳造性を確保するために冷却速度を遅くする

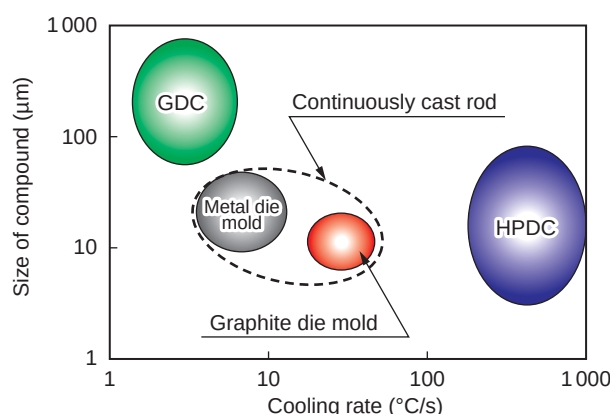


Fig. 2 Relationship between cooling rate of piston material and size of compound

必要があった。このため、少量の遷移金属の添加により粗大な化合物が発生しやすく、金属間化合物を積極的に利用するには限界があった。近年、HPDC製法の冷却速度の速さを利用し遷移金属の多量添加により高温強度を向上したピストンが実用化されている^{(5), (6)}。HPDCピストンは高い生産性を有しているが、鋳造時の速い冷却速度から、マトリックスへの遷移金属の固溶量の増大及び金属間化合物サイズの微小化の傾向が見られる。このため、高温強度を十分向上する量の金属間化合物を晶出させるには遷移金属の多量添加が必要となり、材料の比重が増加してピストンとしての軽量化効果が少なくなるという課題がある。いずれの鋳造法も鋳造性から冷却速度が決定されることから組織の制御には限界がある。これに対して、鍛造用ビレットはピストンの形状成形と材料の凝固が分離されることから冷却速度の選択の自由度が高く、従来着目されていなかったGDCとHPDCの中間の冷却速度域をとることができる。この冷却速度域は、粗大な金属間化合物の影響を最小限にしながらも、マトリックスへの過剰な固溶を抑制できる可能性がある。本領域でより速く安定した冷却速度が得られるように開発材料の鍛造用ビレット製法として断熱黒鉛型連続鋳造製法を採用した。一般の連続鋳造法は金型により造られていたが、金型接触面より冷却が開始するため、外周から徐冷される中心部は冷却速度が遅く、組織が粗くなる傾向があった[Fig. 3 (A)]。断熱黒鉛型を利用することで鋳造材料が直接冷却水で急冷されるため、微細で均一な組織が得られる⁽⁷⁾ [Fig. 3 (B)]。

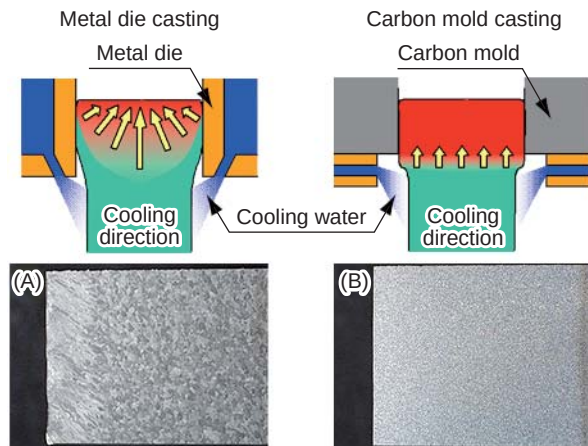


Fig. 3 Schematic illustration of casting method and microstructure of conventional casting material and carbon mold casting material

2.3. 鍛造工程

鑄造製法に対して鍛造製法はニアネットシェイプの成型性に課題がある。このため鍛造工程は一度の加熱、鍛造で成型する 1 H/1 P (1 HEAT, 1 PRESS) 化が望まれた。複数回の加熱、鍛造をおこなうことは、難鍛造材料や複雑形状を成型するためには効果的である。しかしながら、各成型工程での鍛造欠陥を防止するための修正や、複数の型を必要とすることから生産性が低下する。1 H/1 P で成型することにより、高い生産性で安定した品質の鍛造素材を得ることが可能となる。1 H/1 P 成型を実現するためには鍛造ビレットの高温の伸びを従来鍛造材に近づける必要があり、高温強度の向上と共に高温の伸びを確保する合金設計と金属間化合物の制御をめざした。

3. 開発材料の合金設計手法

3.1. ベース合金の決定

ピストン用合金に求められる基本特性を確保するため、主要添加成分である Si, Mg, Cu の添加量を以下のように決定した。

3.1.1. Si 及び Mg 添加量の設定

Si の添加は、初晶 Si の晶出による鍛造性の低下を避けるため共晶点上限の 12 mass% (以下, mass% とする) とした。Mg はクリープ強度の向上に有効であるが、 Mg_2Si の晶出による鍛造時の割れを防止するため 1.0% とした。

3.1.2. Cu 添加量の設定

Cu は Ni との共存により Al-Cu-Ni の三元系金属間化合物が晶出し高温強度に影響を与えることから、Si 12% - Mg 1% 合金における Cu と Ni 添加量が 300°C の高温引張特性に与える影響を調査した。Fig. 4 に Ni 3% に Cu 量を変化させた結果を、Fig. 5 に Cu 1% に Ni 量を変化させた結果を示す。Cu の添加による変化はほとんど見られ

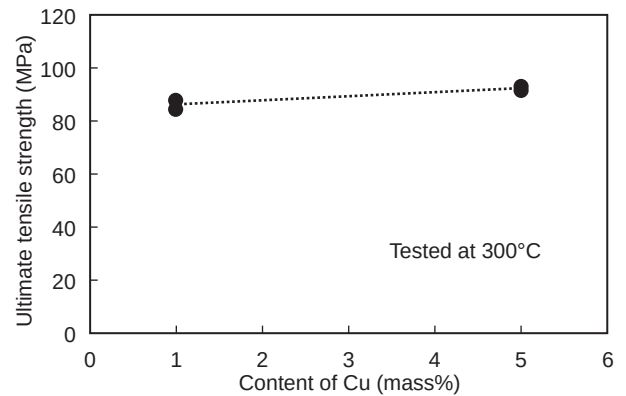


Fig. 4 Effect of Cu addition on tensile strength of Al-Si12-Mg1-Ni3 alloy

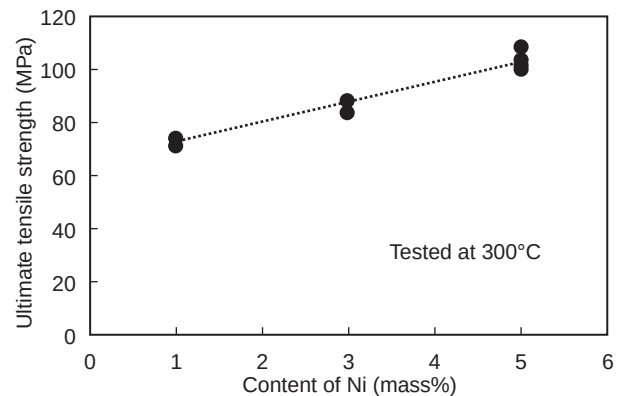


Fig. 5 Effect of Ni addition on tensile strength of Al-Si12-Mg1-Cu1 alloy

ないが Ni の影響が大きいことがわかる。Fig. 6 に Ni 3%, Cu 1% 添加合金の二次電子線像を、Fig. 7 に Ni 3%, Cu 5% 添加合金の二次電子線像を示す。Cu 1% では Al-Ni の針状金属間化合物が晶出するが、Cu 5% では、樹枝状の Y 合金が晶出し針状金属間化合物の晶出を阻害しているため、300°C では Cu 添加による強度向上が見られない。Cu の添加量の増加は材料の比重を増加させることから 250°C までの強度確保に必要最小限の 1% とした。

3.2. 遷移金属の選定

300°C 以上の強度を向上させるには遷移金属の添加が有効な手段であるが、過剰添加は鍛造性の低下と比重の増加を招く。鍛造性と比重の観点から遷移元素の選定のスクリーニングをおこなった。Fig. 8 に Al-Si12-Mg1-Cu1 合金に各種遷移金属を添加し、鍛造前の連続鍛造棒と鍛造後のピストンから採取した試験片の 300°C で 100 時間保持後の高温引張試験結果を示す。A 領域は遷移金属の多量添加により連続鍛造棒の強度は向上するが、鍛造後の強度の低下が大きく、比重の増加に比べて鍛造後の強度向上効果は小さい。これは鍛造時の塑性変形による金属間化合物の破壊が原因である。また Cr, Mn を一定量を越え添加した場合に晶出する塊状の金属間化合物 (Fig. 9) も鍛造後の強度低下を大き

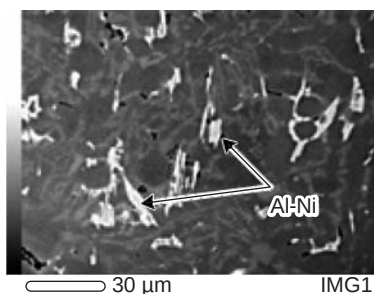


Fig. 6 Microstructure of Al-Si12-Mg1-Cu1-Ni3 alloy

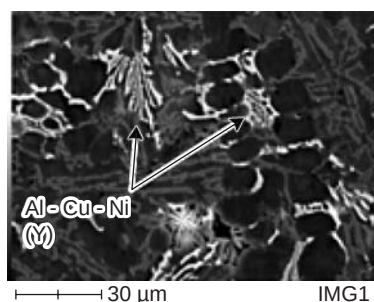


Fig. 7 Microstructure of Al-Si12-Mg1-Cu5-Ni3 alloy

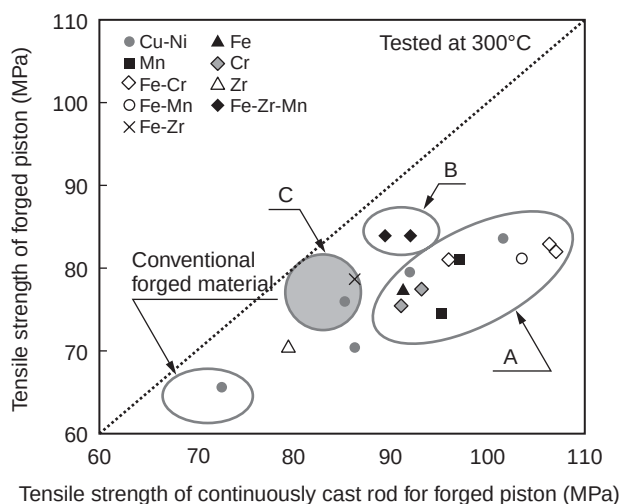


Fig. 8 Tensile strength of continuously cast rod and forged piston

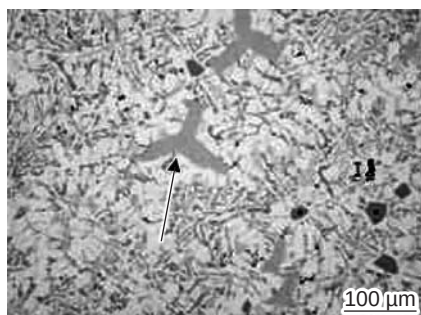


Fig. 9 Shape of intermetallic compound of Mn, Cr added alloy

くする。B領域では粗大な金属間化合物の晶出が見られ、鍛造工程時に割れが発生した。本開発では、鍛造性が良く、比重が小さく、鍛造後の高温強度が高いC領域を目標領域と

して遷移金属を検討した結果、Ni, Feを選定した。従来Niはアルミニウムへの固溶限が小さく金属間化合物の晶出に有効であり合金の熱伝導率への影響が少なく高温強度の向上に有効な元素とされ^{(8), (9)}、スクリーニングにおいても微細な針状金属間化合物による強度向上が認められた。一方、Feは金属間化合物が粗大化させる有害元素として認識され、従来、不純物として規制されていたが、スクリーニングにおいて断熱黒鉛鋳造法の冷却速度域ではFeは必ずしも有害とはならず、微細な針状金属間化合物の晶出により高温強度向上の可能性が見いだされた。このため、本開発においてはFeを高温強度向上の有効元素として積極的に活用しNi, Fe共存合金の可能性を検討した。

3.3. Ni 及び Fe 共存合金の可能性検討

Ni, Fe共存合金の可能性について各元素の添加量と鍛造性及び金属間化合物の晶出状態の関係から検討をおこなった。Al-Si12-Mg1-Cu1合金にNiを単独添加した場合と、NiとFeを同時に添加した場合のピストン形状の鍛造試験結果をFig. 10に示す。Ni単独添加では、4%まで割れ等の発生がなく鍛造が可能である。NiとFeの複合添加では、Ni 2%とFe 0.6%まで鍛造が可能であった。Feの添加量許容量はNiに比べて少ないものの、Ni, Fe共存合金においても鍛造可能領域が見いだされた。次に、組織面から検討する。金属間化合物の晶出状態はNi単体での添加では、添加量2%以上で針状の金属間化合物が晶出し、その大きさは添加量と共に大きくなる。NiとFeを同時に添加した場合はAl-Fe-Ni三元系針状金属間化合物が晶出し、Niの単独添加に比べ金属間化合物の粗大化は促進されるが、一方ではNiに比較してFeは添加重量に対して針状金属間化合物が晶出しやすく比重低減に有利な元素といえる。このため粗大金属間化合物が見られない添加量領域を有効に利用することによって比重低減が可能となる。Fig. 11にNi 5%を単独添加した合金、Fig. 12にNi 3%, Fe 1.0%を添加した合金の粗大金属間化合物を示

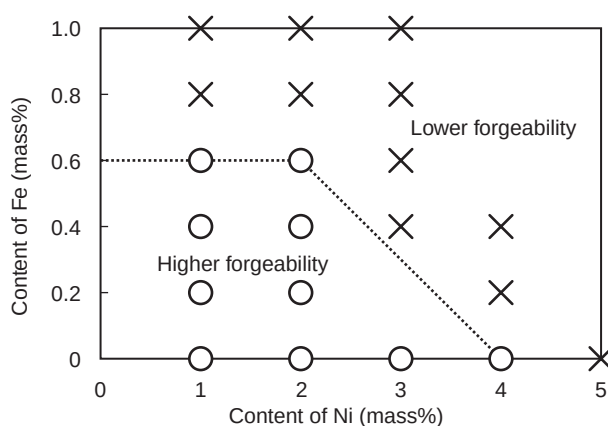


Fig. 10 Effect of Ni and Fe addition on forgeability of Al-Si12-Mg1-Cu1 alloy

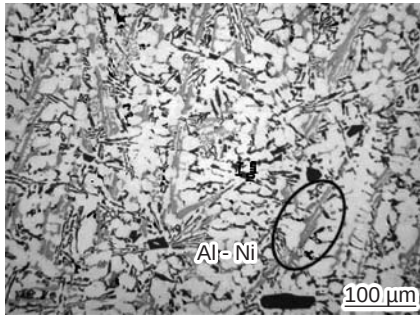


Fig. 11 Microstructure of Al-Si12-Mg1-Cu1-Ni5 alloy

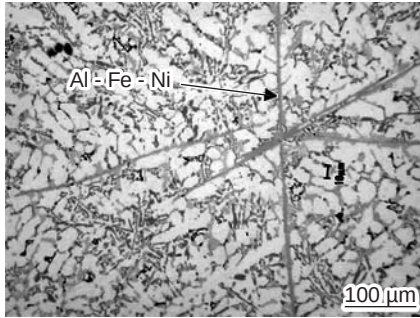


Fig. 12 Microstructure of Al-Si12-Mg1-Cu1-Ni3-Fe1 alloy

す。このような粗大金属間化合物により Ni 単体及び Ni と Fe の複合添加のいずれの合金においても鍛造時の割れが発生しており、組織と鍛造性の相関性は高いことから鍛造性を確保する上で金属間化合物の微細化は重要である。鍛造性見通しがある遷移金属の最大添加量として、Ni 単独添加では比重を考慮し Ni 3% 合金、Ni + Fe の複合添加では Ni 2%-Fe 0.6% 合金とし両者を比較検討した。

4. 針状金属間化合物の大きさと機械的特性

4.1. 微細化元素と針状金属間化合物の大きさ

検討合金の金属間化合物の大きさを制御するため微細化元素の添加手法を採用した。アルミニウム合金において金属間化合物の微細化元素として Ti + Zr や Mn, Cr の添加が知られている⁽¹⁰⁾。今回、これらの微細化元素により金属間化合物のサイズを制御した結果、どのような高温特性が

得られるかを明確にするため検討合金の微細化元素と金属間化合物の大きさの関係を調査した。Table 2 に実験合金と従来材料の成分、比重、針状金属間化合物の平均サイズについて示す。Ni, Fe の複合添加合金へは、Ti + Zr を添加した。Ni 単独添加合金へは、Mn と Cr を添加した。Ni, Fe 複合添加合金に Mn もしくは Cr を添加すると針状化合物が塊状の化合物に変化することから添加はおこなわなかった。いずれも母材は Al-Si12-Mg1-Cu1 合金である。Table 2 から針状金属間化合物を遷移元素と微細化元素の添加量を調整することで金属間化合物の大きさを制御できることがわかる。Ni と Fe の複合添加合金では Ti + Zr の添加が有効であり微細金属間化合物が得られることが確認された。

4.2. 針状化合物の大きさと高温伸び

従来の鍛造材料と同等の鍛造性を得る金属間化合物の大きさを決定するため、金属間化合物の平均サイズと 300℃ における伸びの関係を調査した (Fig. 13)。伸びは金属間化合物の大きさに伴って減少し、従来の鍛造材料が 35% に対して、最も伸びが大きい No.4 合金で 23% である。そこで鍛造時のピレット加熱温度の増加により伸びの向上を図るため、従来材と No.4 合金の 300℃ - 500℃ までの高温での伸びを測定した (Fig. 14)。その結果、従来の鍛造温度である 300 - 400℃ に対しピレット加熱温度を約 50℃ 上げること

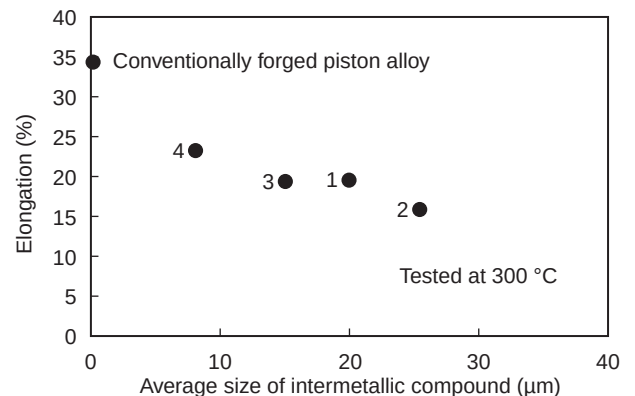


Fig. 13 Relationship between average size of intermetallic compound and elongation

Table 2 Chemical composition, specific gravity and average size of intermetallic compound of tested alloy and conventional alloy for forged piston

	No.	Ni	Fe	Mn	Cr	Zr	Ti	Specific gravity	Average size of intermetallic compound (μm)
Tested alloys	1	3	—	—	—	—	—	2.71	20
	2	3	—	1	—	—	—	2.73	25
	3	3	—	—	0.2	—	—	2.71	15
	4	2	0.6	—	—	0.1	0.1	2.70	8
Conventionally forged piston alloy	1	—	—	—	—	—	—	2.69	0

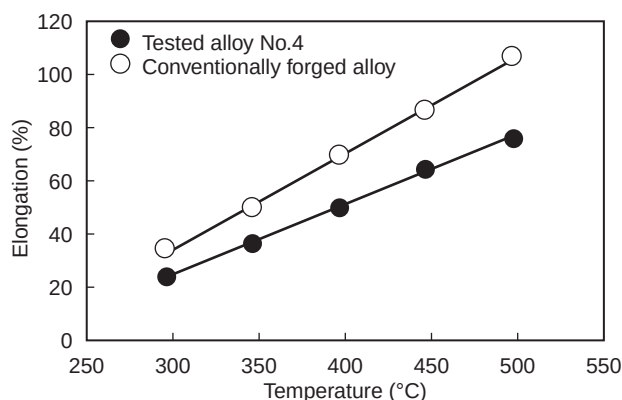


Fig. 14 Elongation of tested alloy No.4 and conventionally forged piston

の鍛造性を確保できることが確認された。一方、金属間化合物の平均サイズが20 μm 以上では伸びの低下が大きく、鍛造工程の増加もしくはピストン形状の制約が発生する可能性がある。十分な鍛造性を確保するには、粗大金属間化合物の抑制だけでなく金属間化合物の平均サイズを20 μm 以下に制御する必要がある。

4.3. 針状金属化合物の大きさと疲労強度

鍛造性の観点からは金属間化合物のサイズは細かいことが望ましいが、一方では十分な高温時の疲労強度が得られない可能性がある。このため金属間化合物の平均サイズと300°Cにおける疲労強度の関係を調査した。Fig. 15 に結果を示す。試験片は鍛造、熱処理後のピストン頂面から切り出して作成した。疲労強度は30 MPaの片振り引張疲労試験で破断までの疲労回数で表した。金属間化合物のサイズが最も小さい平均8 μm の合金No.4においても疲労強度は向上し、金属間化合物のサイズが大きくなっても疲労強度の増加量はあまり変わらない。これは、平均8 μm レベルで十分な強度向上効果が得られることを示している。

4.4. 開発合金の針状化合物

4.2 項及び 4.3 項より充分な鍛造性とピストンとしての

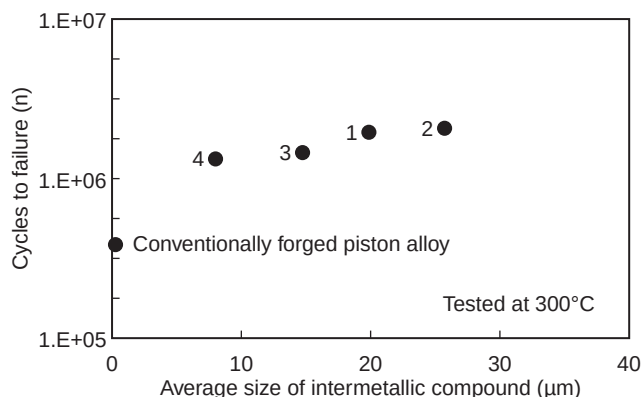


Fig. 15 Relationship between average size of intermetallic compound and cycles to failure

高温強度を両立させる最適な合金としてNi, Fe共存のNo.4の合金を採用した。Fig. 16に開発合金の組織を示す。大きさ3 – 30 μm の針状金属間化合物が分散した組織が観察される。この合金は添加する遷移元素の量を必要最低限とし従来材同等の比重とすることができた。また、本合金はFeを0.6%添加していることから、再生アルミニウムの使用が可能であり、材料のリサイクルにも対応している。

5. 開発材料にて得られた効果

5.1. 高温疲労強度

Fig. 17に開発材料(合金No.4)と従来の鍛造ピストン材料及び鋳造ピストン材料の200°C – 300°Cの実ピストンから採取した試験片による疲労試験結果を示す。開発材料は200°Cの低温から300°Cの高温域まで、従来の鍛造ピストン材料と鋳造ピストン材料を上回る疲労強度が得られた。特に300°Cにおける開発材料の疲労強度は従来の鍛造ピストン材料に対して約50%向上した。

5.2. クリープ強度

高温の環境下で使用されるピストンは、エンジンの運転中クリープによる変形が生じエンジン性能の低下をもたら

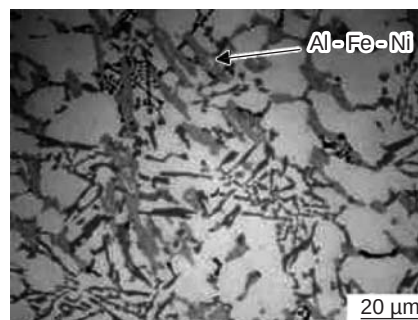


Fig. 16 Microstructure of Al-Si12-Mg1-Cu1-Ni2-Fe0.6-Ti0.1-Zr0.1 alloy

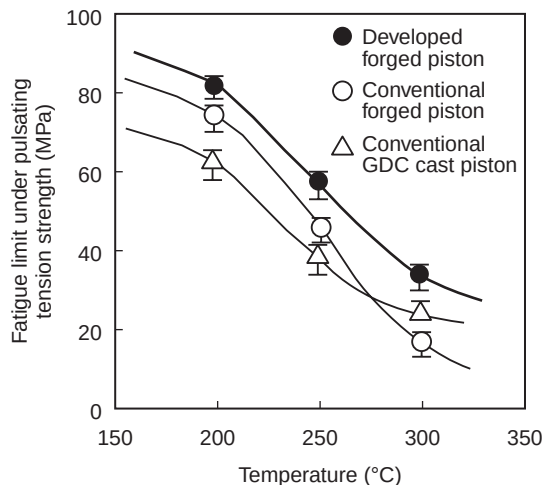


Fig. 17 Pulsating fatigue strength of pistons tested at various temperatures

す場合がある。そのためピストンの軽量化にあたっては疲労強度の向上に加えクリープ特性にも着目する必要がある。Fig. 18に従来の鍛造ピストン材料と開発材料のクリープ強度を示す。試験は鍛造ピストンから作成した試験片に300℃の環境下で 47.8 MPa の応力を加えた時の破断までの時間で評価した。開発材料は従来鍛造ピストン材料に対し 2 倍以上のクリープ強度が得られている。

6. 実機確認

材料単体の試験結果をふまえ、実機での効果の確認をおこなった。確認は水冷直列 4 気筒 998 cm³ エンジンにておこなった。従来ピストンの頂部肉厚を 18% 薄くし、ピンボスのリブを廃止することで 5% の軽量化を図ったピストンを作製し、CAE 解析とエンジン耐久試験をおこなった。Fig. 19 にエンジン耐久試験に使用したピストン形状及び、Fig. 20 に CAE 解析結果を示す。CAE 解析により軽量化したピストンは従来形状のピストンと同等の安全率を有していることがわかる。また従来と同等負荷のエンジン耐久試験で、軽量化したピストンはしゅう動性や寸法安定性などの機能を満足し耐久性に問題はないことが確認された。

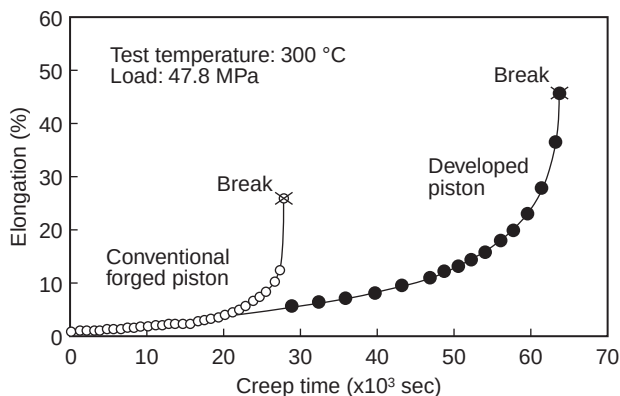


Fig. 18 Creep strength of developed piston and conventionally forged piston

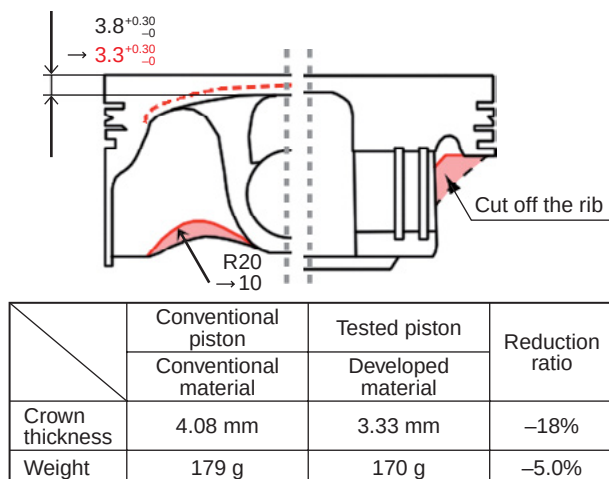


Fig. 19 Schematic diagrams of tested piston and actual crown thickness and piston weight

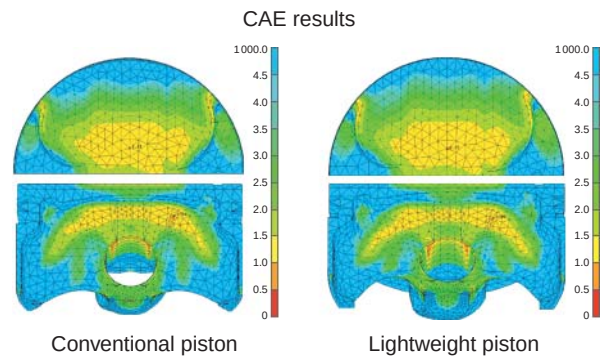


Fig. 20 Fatigue factor of tested piston

7. まとめ

1 ヒート 1 プレス (1H/1P) 鍛造が可能な軽量ピストンの実用化をめざし、冷却速度を制御した断熱黒鉛型連続鍛造法による Al-Si12-Mg1-Cu1-Ni2-Fe0.6 鍛造合金を開発した。

- (1) Zr + Ti の微細化効果により針状金属間化合物のサイズを 3 - 30 μm に制御し、Ni, Fe の添加量を最小限とすることで比重及び鍛造性を従来の鍛造材料と同等にできた。
- (2) 200℃から 300℃まで従来の鍛造及び鍛造材料を上回る高温強度を有し、従来の鍛造材料に対して 300℃で約 50% の高温疲労強度の向上が得られた。

なお、本技術を用いたピストンは 2008 年モデルのスポーツ二輪車 CBR1000RR より量産適用されている。

謝 辞

本技術、部品開発にあたり、御協力を頂きました富山合金株式会社、宮本工業株式会社、本田金属技術株式会社に対し紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

参考文献

- (1) Belov, N. A., Eskin, D. G., Avxentieva, N. N.: Constituent phase diagrams of the Al-Cu-Fe-Mg-Ni-Si System and their application to the analysis of aluminium piston alloys, *Acta Materialia*, Elsevier Ltd., Vol. 53, Issue 17, p.4709-4722 (2005)
- (2) Buha, J., Lumley, R. N., Crosky, A. G., Hono, K.: Secondary precipitation in an Al-Mg-Si-Cu alloy, *Acta Materialia*, Elsevier Ltd., Vol. 55, Issue 9, p.3015-3024 (2007)
- (3) 山内利夫, 鈴木誠, 高橋昌博, 高田一郎, 戸田昌男: スクイズキャスト法によるホウ酸アルミニウムウイスカ

強化ピストンの開発—第2報：造粒ウィスカ複合材料の特性について—，自動車技術会学術講演会前刷集 981, p.125-128(1998)

(4) 山下実，菊池隆司，川崎昌美：ディーゼルエンジンピストン用高性能 MMC の開発，自動車技術会学術講演会前刷集 No.91-98, p.9-12(1998)

(5) Tanihata, A., Sato, N., Katsumata, K., Shiraishi, T., Oda, K., Endo, O.: Development of high-strength piston using die casting process, Journal of Japan Institute of Light Metals, Vol. 57, No. 3, p.131-136(2007)

(6) Tanihata, A., Sato, K., Furukawa, K.: Development of High-strength Piston Material with Die Casting, Honda R&D Technical Review, Vol.17, No. 2, p.122-128

(7) Akiyama, H., Amaki, Y., Tohma, K.: Development of Peeling-less Casting Billet for Forged Aluminum Suspension Arm, Honda R&D Technical Review, Vol. 16, No. 2, p.31-36

(8) Polmer, I. J.: LIGHT ALLOYS Metallurgy of the light metals, Edward Arnold, p.126(1995)

(9) Catherall, J. A., Smart, R. F. : The Effects of Nickel in Aluminium- Silicon Eutectic Alloys, Metallurgia, Vol. 79, No. 476, p.347(1969)

(10) Japan Aluminum Association: The Handbook of Advanced Aluminum Technology, Kallos Publishing Co. Ltd., p.131 (1996)

■ 著 者 ■



藤井 秀紀



岡 知生



米山 正樹



出口 寿明



村上 浩隆

複数モータの時分割 PWM 制御技術

Time-sharing PWM Control for Multi-motor Drive

黒川 学*
Manabu KUROKAWA

要 旨

ハイブリット自動車など、複数のモータを必要とする用途が増えている。モータ数の増加によるシステムの大規模化を解決する手法として、複数モータを同時に駆動できる多出力インバータがある。

本論は、時分割 PWM 制御を多出力多段インバータに適用し、その制御成立性を検証すると共に、電力損失特性を明確にしている。その結果、複数のモータに供給される電圧の総和が電源電圧を超えない範囲で、従来方式の独立型インバータと同等の出力電流制御特性が得られること、多段方式には導通電圧特性の良いスイッチング素子が効率改善に有効となることを明らかにした。

ABSTRACT

The necessity for the use of multi-motor drive systems is increasing, for example in hybrid vehicles, fuel cell vehicles and electric vehicles. Multiple-output inverters, which are able to drive multiple motors simultaneously, are available as a means of preventing the system enlargement with the increase in the number of motors.

The project discussed in this paper applied time-sharing PWM control to a multiple-level multiple-output inverter. The viability of proposed control method was confirmed and power loss characteristics were clarified. Within the operating range in which the sum of the voltages supplied to the multiple motors did not exceed the voltage of the power source, an output current control characteristic equivalent to that of a conventional independent inverter was achieved. In addition, the project demonstrated that the use of switching devices with superior current conduction characteristics in the multiple-level system was an effective means of increasing efficiency.

1. まえがき

今日、自動車の環境負荷低減に対する要望はさらなる高まりを見せている。その課題の一つの解決手法としてモータによる省エネルギー化技術がある。ハイブリット車や燃料電池車などでは、数 10kW 以上の車両駆動用システムや数 kW の電動エアコン、大型車では電動パワーステアリングなど 3 相モータを利用した高効率システムが採用されている。

Fig. 1 に複数モータを駆動するために必要となる従来 3 相インバータの並列回路を示す。モータを駆動する 3 相インバータには、電力用スイッチング素子が複数使用されているため、低コスト、小型化の観点からスイッチング素子の低減が求められている。素子数低減手法として、1 個のス

*四輪開発センター

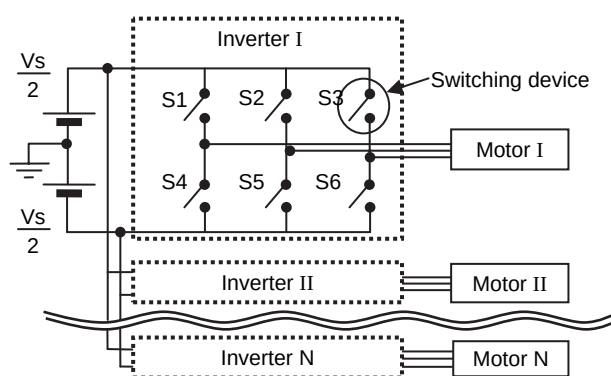
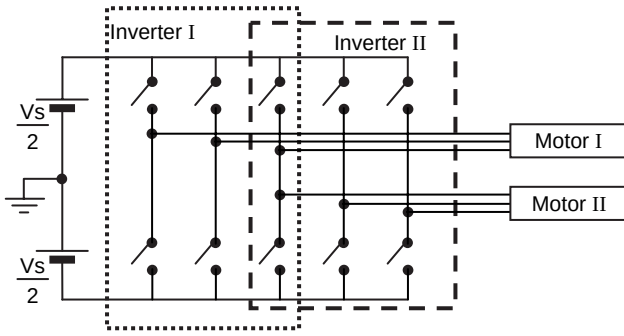
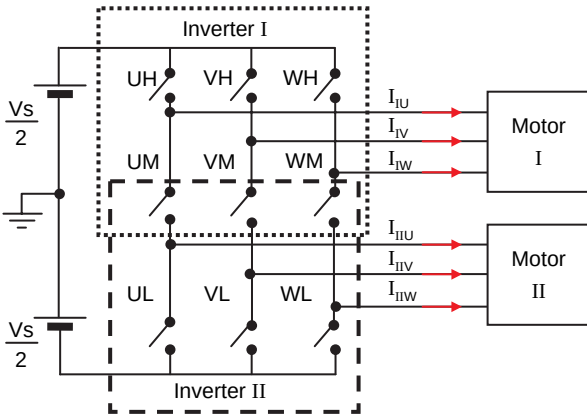


Fig. 1 Multiple-output inverter by parallel 3-phase configuration



(a) Multiple-output inverter by multi-phase configuration



(b) Multiple-output inverter by multi-level configuration

Fig. 2 Multiple-output inverter

スイッチング素子を複数のモータ制御に共用する構造の多出力インバータがある。多出力インバータの回路構造は、Fig. 2 (a) に示される、共用する相を持ち、相数を削減する方法 (多相方式)^{(1), (2)}と、Fig. 2 (b) に示す、各相に直列接続するスイッチング素子数を増やし、共用する段をもつ方式 (多段方式) に分類できる。現在、多相方式の研究開発はいくつかおこなわれているが、削減可能な部品点数が少なく実用化に至っていない。また、多段方式では、キャリア波形を電圧方向に分割する方式が提案されている^{(3), (4)}が電力変換効率率まで厳密に検証している研究はみられない。

本研究では、多段方式インバータにおける複数モータ同時独立駆動を可能とする PWM 制御手法において、スイッチング回数の低減が可能となる時分割 PWM 制御手法を提案し、その制御成立性を出力電流特性より考察し検証する。また、スイッチング素子の損失特性より電力変換効率を算出し、従来 3 相インバータ並列方式と比較している。

2. 多出力インバータの PWM 制御

2.1. 従来インバータ

Fig. 1 に示すように、従来の 3 相インバータは、2 個のスイッチング素子を上下直列となる相を 3 並列 (U/V/W 相)

に接続した構造となっている。合計 6 個のスイッチング素子 (S1-S6) をオンオフすることでモータを制御している。Fig. 3 に U 相スイッチング素子のオンとオフのタイミング信号 (PWM 信号) を示す。各スイッチの信号は、目標電圧波形: V_u とキャリア波形を比較して決定している。

2.2. 多出力インバータの構成

Fig. 2 (b) に示すように、3 段 2 出力インバータは (3 相インバータの) 1 つの相に 3 個のスイッチング素子 (上, 中, 下) を並べた構造となっている。3 相の上段, 中段のスイッチング素子 6 個 (UH, UM, VH, VM, WH, WM) でインバータ I を構成しモータ I を駆動する。中段, 下段のスイッチング素子 6 個 (UM, UL, VM, VL, WM, WL) でインバータ II を構成しモータ II を駆動する。この結果、2 個のモータ制御に必要なスイッチング素子数は 12 個から 9 個に削減可能となる。

Fig. 2 は、2 個のモータを制御する例を示しているが、N 個のモータを制御するには、従来方式では $6 \times N$ 個、多相方式では、 $4 \times N + 2$ 個のスイッチング素子が必要であるのに対し、多段方式では $3 \times N + 3$ 個のスイッチング素子でモータの制御が可能となる。

2.3. 提案する時分割 PWM 制御

Fig. 4 に 3 段 2 出力インバータで 2 モータの独立同時制御が可能となる各スイッチング素子の制御手法を U 相について示す。Fig. 4 (a) に示すように 3 段 2 出力インバータで 2 モータの独立同時制御をおこなう場合、従来までのキャリア周期 T_s をインバータ I 制御期間: T_I 、インバータ II 制御期間: T_{II} の二つに分割する。 T_I , T_{II} は目標電圧: V_{IU} , V_{IUI} の比で決定する。式 (1), (2) に算出式を示す。

$$T_I = T_s \times V_{IU} / (V_{IU} + V_{IUI}) \quad (1)$$

$$T_{II} = T_s \times V_{IUI} / (V_{IU} + V_{IUI}) \quad (2)$$

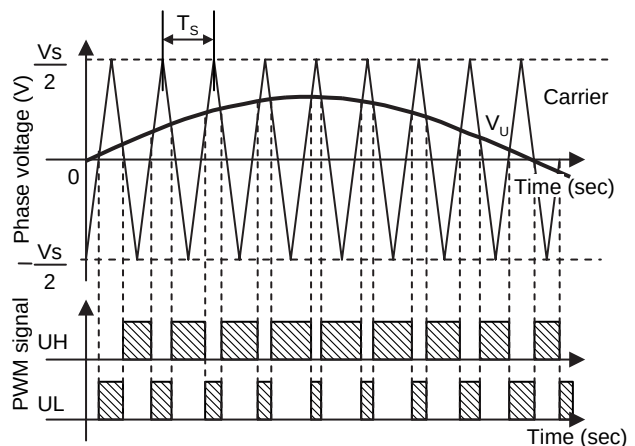
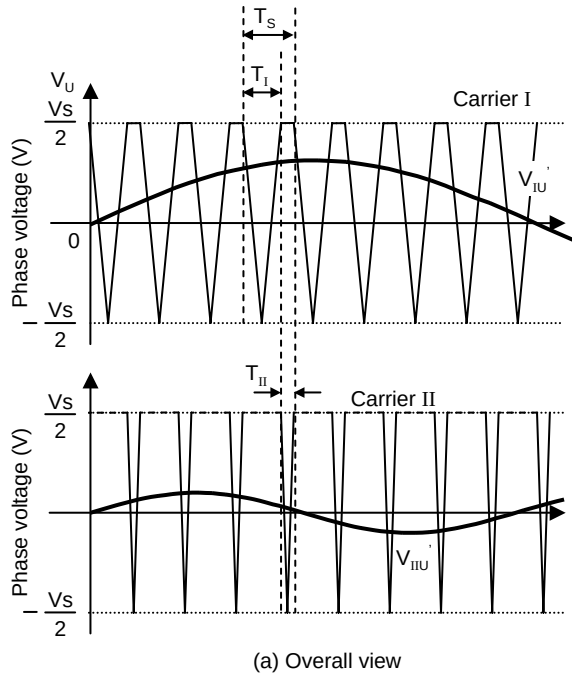


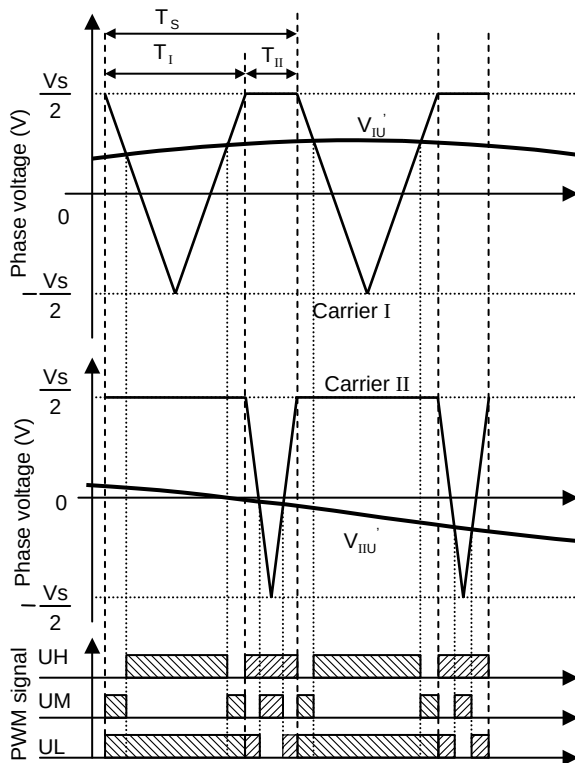
Fig. 3 Conventional PWM control

キャリア波形 I は期間 T_I では三角波, 期間 T_{II} では $V_s/2$ の一定値とする。同様にキャリア波形 II は期間 T_{II} では三角波, 期間 T_I では $V_s/2$ で一定値とする。

また, 制御期間を分割しているため目標電圧波形とキャリア波形を比較すると出力される相間電圧の平均は, インバータ I では T_I/T_s に, インバータ II では T_{II}/T_s になる。



(a) Overall view



(b) Magnified view

Fig. 4 PWM control in 3-level 2-output inverter

よって, 目標電圧波形: V_{IU} , V_{IIU} を T_s/T_I , T_s/T_{II} 倍した電圧波形: V_{IU}' , V_{IIU}' とキャリア波形を比較し PWM 信号を生成する。 V_{IU}' , V_{IIU}' と V_{IU} , V_{IIU} の関係を式(3), (4)に示す。

$$V_{IU}' = V_{IU} \times T_s / T_I \quad (3)$$

$$V_{IIU}' = V_{IIU} \times T_s / T_{II} \quad (4)$$

Fig. 4 (b) に期間 T_I と期間 T_{II} の PWM 信号生成手法を従来キャリア周期の 2 周期で示す。期間 T_I において, $V_{IU} >$ キャリア I の領域では UH: オン, UM: オフとし, $V_{IU} <$ キャリア I では UH: オフ, UM: オンとする。UL は期間 T_I で全域オンとする。また, 期間 T_{II} では, $V_{IIU} >$ キャリア II の領域では UM: オン, UL: オフとし, $V_{IIU} <$ キャリア II の領域では UM: オフ, UL: オンとする。UH は期間 T_{II} で全域オンとする。また, V 相, W 相では目標電圧波形 V_{IV} , V_{IW} とキャリア波形 I を比較, V_{IV} , V_{IW} とキャリア波形 II を比較し, 同様に制御信号を生成する。

以上の生成手法に従いスイッチング素子を制御することで, 期間 T_I では, インバータ I でモータ I が駆動でき, 期間 T_{II} では, インバータ II でモータ II の駆動が可能となる。

Fig. 5 (a) に, 期間 T_I でのインバータ I, インバータ II の電流経路を, Fig. 5 (b) に, 期間 T_{II} でのインバータ I, インバータ II の電流経路を示す。期間 T_I では, 下段のスイッチング素子は全相オン状態であるため, インバータ I はモータ I に対し従来の 3 相インバータと等価である。また, インバータ II の電流は, オン状態である下段スイッチング素

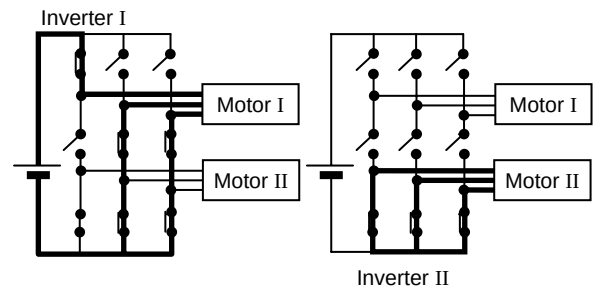
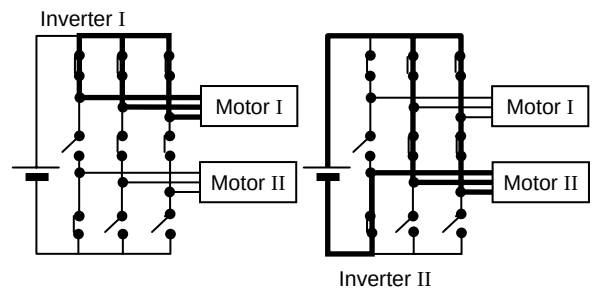
(a) Current pathway of inverter I and inverter II during T_I (b) Current pathway of inverter I and inverter II during T_{II}

Fig. 5 Current pathway of 3-level 2-output inverter

子を還流するため、インバータ I の出力電流と互いに干渉しない。同様に期間 T_{II} では、上段のスイッチング素子がオン状態なのでインバータ II はモータ II に対し、従来の 3 相インバータと等価である。インバータ I の電流は、オン状態である上段のスイッチング素子を還流するため、インバータ II の出力電流と互いに干渉しない。この結果、モータ I とモータ II の独立同時駆動が可能となる。但し、還流期間中はインバータの出力電圧はゼロとなるため、各制御期間 T_I , T_{II} の出力電圧に制限が生じる。インバータ I の平均出力電圧を V_I 、インバータ II の平均出力電圧を V_{II} とすると、

$$V_I \leq V_S \times \frac{T_I}{T_S} \quad (5)$$

$$V_{II} \leq V_S \times \frac{T_{II}}{T_S} \quad (6)$$

ここで、

$$T_I + T_{II} = T_S \quad (7)$$

より、

$$V_I + V_{II} = V_S \quad (8)$$

となり、 V_I , V_{II} の出力可能な電圧範囲は、Fig. 6 のようになる。

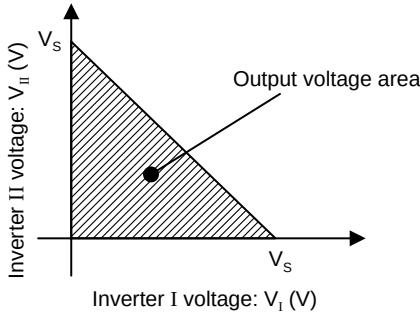


Fig. 6 Output voltage area of 3-level 2-output inverter

2.4. スイッチング回数の低減

Fig. 4 に示す PWM 信号生成方式では、キャリア期間 T_s あたりのオンとオフは UH: 2 回, UM: 4 回, UL: 1 回の合計 7 回である。従来の 3 相インバータ並列方式では 4 回であるため、スイッチング回数が増加している。これは、スイッチング損失増加の要因となる。そこで、Fig. 7 に示すようにキャリア波形をノコギリ波とすることでスイッチング回数の低減が可能となる PWM 変調手法を提案する。ノコギリ波によりスイッチング回数は UH: 1 回, UM: 1 回, UL: 1 回の計 3 回に低減できるため、スイッチング回数を低減できることがわかる。

3. シミュレーション解析

3.1. 解析手法

提案する多出力インバータの時分割 PWM 制御成立性の検証をシミュレーション解析にておこなった。シミュレーション解析では、スイッチング素子は理想状態(スイッチング時間 0sec, 抵抗 0Ω)とした。解析シミュレータには PSIM を適用した。Fig. 8 にシミュレーション解析の制御ロジックを示す。電圧波形: V_{IU} (V_{IV} , V_{IW}), V_{IIU} (V_{IIV} , V_{IIW}) とキャリ

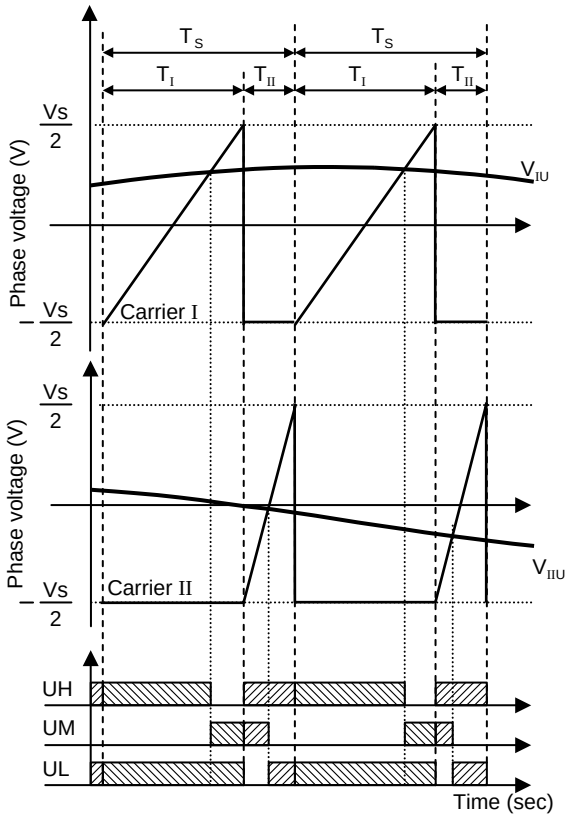


Fig. 7 Enhanced PWM control in 3-level 2-outputs inverter

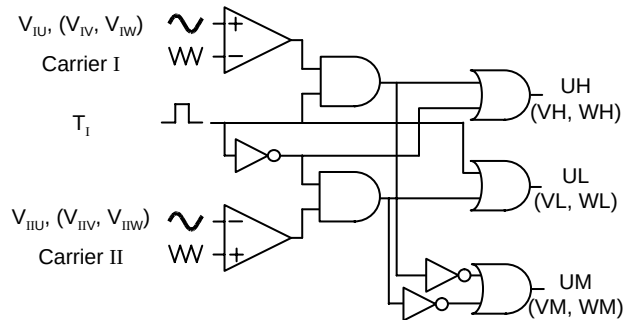


Fig. 8 3-level 2-output inverter control logic

ア波形を期間 T_I , T_{II} で比較することで PWM 信号 UH(VH, WH), UM(VM, WM), UL(VL, WL) を決定している。

3.2. 出力電流特性

Fig. 9 に、3 段 2 出力インバータの定常動作の 3 相出力電流波形を示す。多段方式においてインバータ I 出力電流は周波数 100Hz, 振幅 50A であり、インバータ II 出力電流は、周波数 300Hz, 振幅 20A である。これらのことより、2 個のモータの通電電流が同時に独立して制御されていることがわかる。

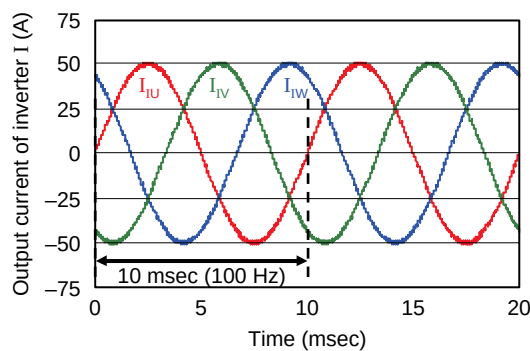
Fig. 10 に、3 段 2 出力インバータの回転数変化、電流指示値変化に対する 3 相電流波形の応答特性を示す。インバータ I 出力電流の周波数が 200Hz から 400Hz に、インバータ II 出力電流の振幅は 25A から 50A に指令値に追従して変化していることがわかる。

3.3. 電力変換効率特性

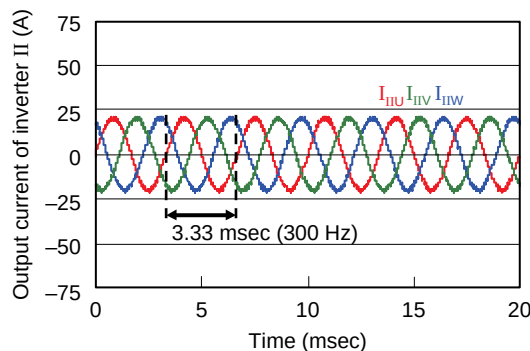
Fig. 11 に、3 段 2 出力インバータのノコギリ波 PWM 制御方式、従来 2 並列 2 出力インバータでの電力変換効率特性を示す。また、Fig. 12 に 1kW 出力時の電力損失解析結果を示す。電力変換効率の解析には、スイッチング素子として、低容量の MOSFET(100V, 75A) を採用し、損失は、スイッチング損失(オフ損失, オン損失), 導通損失($I_D \times V_{DS}$, $I_S \times V_{SD}$) を考慮している。インバータの動作条件として、直

流電源電圧: $V_s=48V$, モータ回転数: 1000rpm としている。また、モータ I, モータ II は位相, 振幅共に同一としている。スイッチング損失は、印加電圧と通電電流に対するスイッチング損失特性より算出し、導通損失は通電電流に対するオン電圧特性より算出している。

Fig. 11 より電力変換効率は全域で従来方式より低いことがわかる。Fig. 12 に示す電力損失解析より、スイッチング損失増加量: 0.8W に対し、導通損失増加量: 9.8W より、電力効率低下の主要因は導通損失にあることがわかる。3 段 2 出力インバータは動作原理上、電流経路のスイッチング素子数が 3 素子あり、従来の 2 素子より多く、導通損失は増加する。スイッチング回数の低減にもかかわらず、スイッチ

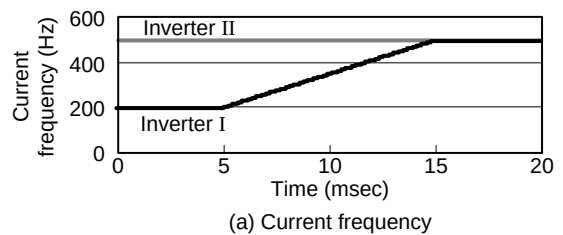


(a) Inverter I output current

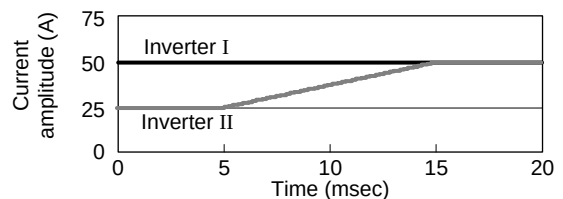


(b) Inverter II output current

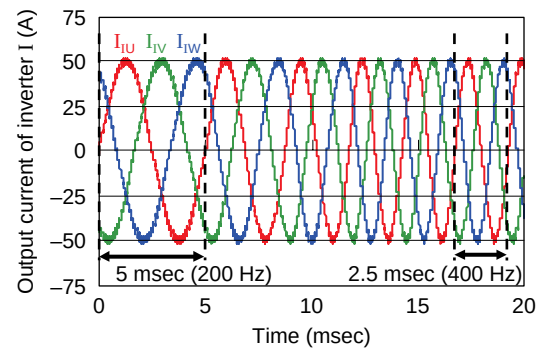
Fig. 9 Steady-state operation of 3-level 2-output inverter



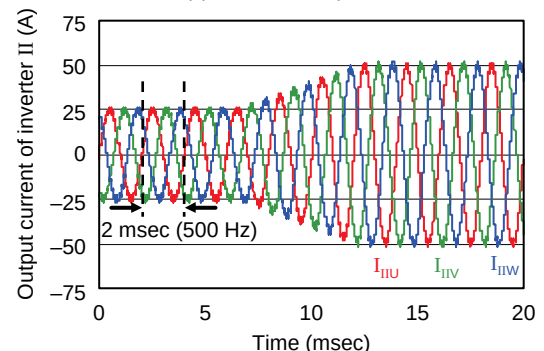
(a) Current frequency



(b) Command current amplitude



(c) Inverter I output current



(d) Inverter II output current

Fig. 10 Transient characteristic of 3-level 2-outputs inverter

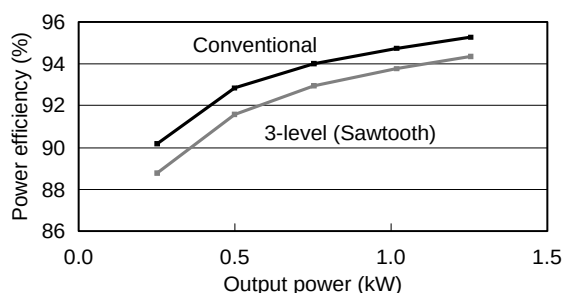


Fig. 11 Power efficiency of 2-output inverter

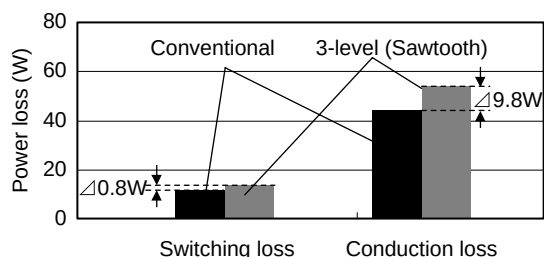


Fig. 12 Power loss analysis of 2-output inverter

ング損失が 0.8W 増加した原因は、各スイッチング素子にモータ 2 個分の電流が通電し、1 回あたりのスイッチング損失が増加したためである。

4. 結論

本研究では、従来まで研究例が見られなかったスイッチング回数の低減が可能な複数モータの同時駆動 PWM 制御手法を提案し、シミュレーション解析によりその制御成立性を検証した。検証の結果、3 相出力電流の周波数および電流振幅を各モータで独立に制御できているため、本制御手法の妥当性が確認された。ただし、多段方式も多相方式と同様に出力電圧に制限が生じることがわかった。また、キャリア波形をノコギリ波とすることでスイッチング回数を低減し、スイッチング損失を従来と同等に抑えられること、さらには電力変換効率の検討結果から電流経路に含まれる素子数の増加により導通損失が増加することを確認し、導通損失特性の良いスイッチング素子が適していることがわかった。なお、インバータ I とインバータ II の電流位相差が導通損失に影響するため、今後、効率改善等を推進する場合には電流位相差を調整する手法などが考えられる。

参考文献

- (1) 木村裕太, 日爪基喜, 松瀬貢規: 5 レグインバータによる 2 台の PMSM の独立制御ベクトル制御と拡張 2 アーム変調, 平成 17 年電気学会全国大会, p.147(2005)
- (2) 岡和夫, 日爪基喜, 木村裕太, 野沢裕介, 松瀬貢規:

5 レグインバータの電圧利用率改善法, 平成 17 年電気学会産業応用部門大会, I-75-I-78(2005)

- (3) 小南勉, 藤本康孝: 2 台の PM モータを独立制御可能な 9 スイッチングインバータの提案, 平成 18 年電気学会産業応用部門大会, I-187 - I-190(2006)

- (4) 小南勉, 藤本康孝: n 個の負荷を独立制御可能なインバータの提案, 平成 19 年電気学会産業応用部門大会, I-285 - I-288(2007)

■著 者■



黒川 学

本田技術研究所 論文委員会

委員長	橋本 健	四輪開発センター
副委員長	水村 榮	二輪開発センター
委員	山下 剛	四輪開発センター
	漆山 雄太	四輪開発センター
	佐藤 俊彦	四輪開発センター
	加藤 幹夫	二輪開発センター
	馬場 雅之	二輪開発センター
	小屋栄太郎	二輪開発センター
	塩見 和之	汎用開発センター
	永野 敬二	汎用開発センター
	西川 正恭	基礎技術研究センター
	藤平 徹	基礎技術研究センター
	園田 豊隆	航空機エンジン開発センター
事務局	郷土 健二	四輪開発センター
	白木 晶子	四輪開発センター
	小泉 伸一	二輪開発センター
	杉本 康弘	汎用開発センター
	田中 公俊	基礎技術研究センター

編集協力 二輪開発センター論文委員会
汎用開発センター論文委員会
四輪開発センター論文委員会
基礎技術研究センター論文委員会
航空機エンジン開発センター論文委員会

編集後記

論文執筆を指導する立場となって、4年が経過しました。最初感じたのは、論文を初めて書く人の中に、論文がパワーポイントのプレゼンテーションのように流れを重視するあまり、きちんと頭の中の思考を論述できていない人が見受けられることが気になりました。これも時代の流れと考え、他人に文章できちんと伝える重要性を原点にもどり説いてきました。

もうひとつは、一つ一つの論文を見ていくうちに、さらに論理的に明確に述べるにはどうしたらいいのかを突き詰めていくと、単なる表記にとどまらず、内容に踏み込む必要性を感じ、執筆者と議論しながら論文を作り上げる面白さを感じた次第です。執筆者の方々の頭の中には素晴らしい思考過程があります。これを最大限に引き出してあげることが査読の醍醐味かと思います。さて今後は、人は何を求めて講演を聴きに来るのか。発表におけるコミュニケーションのあり方はいかにあればいいのか。多くの人が集い議論できる場の育成に注力してみたいと思います。

—(小 屋)—

発行所 株式会社 本田技術研究所

発行人 加 藤 正 彰

編集人 本田技術研究所 論文委員会

事務局 ☎321-3393 栃木県芳賀郡芳賀町下高根沢4630番地
株式会社 本田技術研究所 四輪開発センター
企画室 第4ブロック
TEL 028-687-2023 FAX 028-677-7854

印刷所 ☎351-0024 埼玉県朝霞市泉水2-8-21
協永堂印刷株式会社

The background is a complex, abstract composition of blue and white geometric shapes, including squares, rectangles, and lines. A white outline of a car is visible in the upper right quadrant. The overall design has a technical, circuit-like feel, with lines and shapes that suggest a futuristic or high-tech environment. The text "Honda R&D Co., Ltd." is centered in the middle of the image.

Honda R&D Co., Ltd.