

ORDA & Technical Review

Vol.24 No.1

April 2012

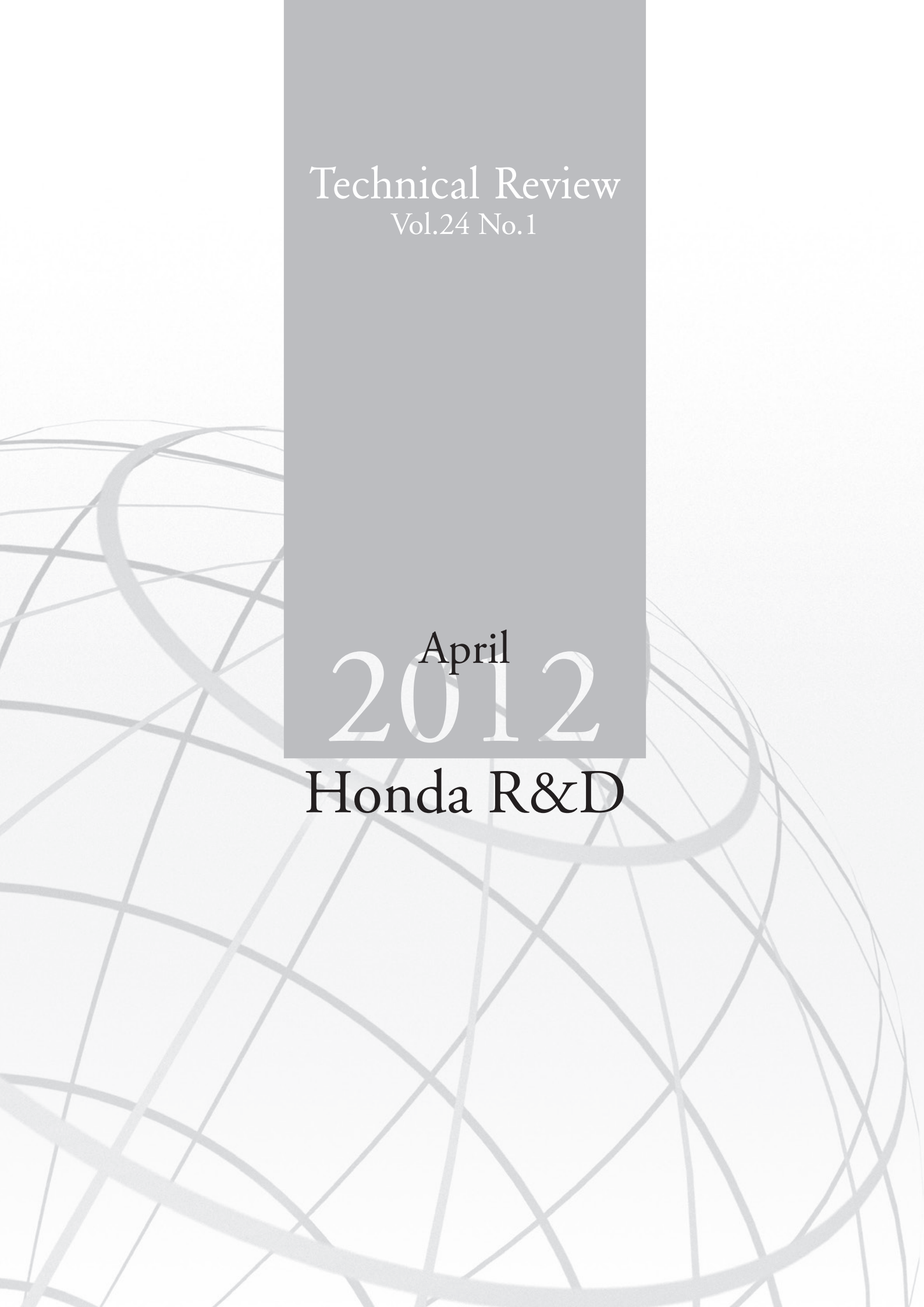


表紙の言葉

私たちが発信する製品には、ワクワクドキドキが沢山入っていて、
その製品たちは、人々に幸せを運ぶツールとなり全世界を駆け巡る。
私たちが創っている製品はそうでありたいという想いを表現しました。



二輪R&Dセンター
森 範之

The background features a light gray wireframe sphere. A solid gray vertical bar is positioned in the upper center, containing the text 'Technical Review' and 'Vol.24 No.1'. Below this bar, the word 'April' is centered above the large number '2012'. At the bottom, the text 'Honda R&D' is centered.

Technical Review
Vol.24 No.1

April
2012

Honda R&D

目 次

技術紹介

◇ 新型 CIVIC のデザイン.....	奥本敏之・北島義也 林 明宏・田嶋暢子	1
◇ N BOX のデザイン	濱野剛男・林 彰夫 戸川昌幸・斉藤康子	7
◇ 軽自動車用新型 DOHC VTC エンジンの開発.....	田岸龍太郎・小林重実・飯生順也	13
◇ 軽自動車用新型 CVT の開発.....	中村 敬・羽生恵一・小西康一	21
◇ ビジネス向け電動二輪車「EV-neo」用駆動モータの開発.....	小林直樹	27
◇ 新型 ASIMO の開発 ―自律機械の実現―	重見聡史・川邊浩司・中村孝広	34
◇ 半導体ピエゾ抵抗効果を利用した指先サイズの 6 軸力センサ.....	大里 毅・櫻井伸弘・神部靖彦 保家茂則・平林祐輔・横林 寛	42
◇ サイレントチェーンの伸びメカニズムと予測技術の研究	関 雅夫・田中幹樹	46
◇ 直噴インジェクター体型超小型筒内圧センサの開発	山本裕司・佐藤 岳・林 貴之	52
◇ 補機ベルト張力変動の台上評価条件	高澤博樹	57
◇ スロットル急開における異音発生時の気流の可視化	山岸 仁・若松 健	65
◇ HEV 用 Li-ion バッテリシステムのバッテリコントロール技術	丸野直樹・小茂田 訓・西田義一	72
◇ Design of Experiments on Steering Shimmy in Hydraulic versus Electric Power Steering Systems	Michael HULLIHAN	78
◇ 複数タイヤのデータ群から同定する「統計タイヤモデル」.....	鈴木朋和・日下 馨	85
◇ 二輪車のニーグリップフィーリングの評価手法に関する研究.....	岩田小笛・工藤幸樹	92
◇ 自動溶接機による二輪車の試作車体製作における溶接条件設定とひずみの予測手法	岡島秀典・古舘賢一・福田賢太	99
◇ Enhancement of Multi-Body Simulation Data Sharing	Hideyuki YOSHIMOTO・Kyle PEARCE・Todd RODRICK・Bryan SLABACH Charles GAGLIANO・Hernan MERCADO-CORUJO・Dean TENER	108

論文

- ◇ 複リンク式高膨張比エンジンにおける慣性力の特徴とその低減.....直江 学・徳備広太・渡邊 生 113
- ◇ 短時間フーリエ変換法を用いたパターン認識によるノッキング検知ロジックの構築
秋元賢治・小松弘崇・倉内淳史 120
- ◇ 電動車両用パワーエレクトロニクス機器における次世代 SiC パワー半導体を用いた電力回路技術
江越智代・篠原貞夫 128
- ◇ 粒子法を用いた土壌耕うんの動的挙動シミュレーション 山本洋佑・佐藤貴之・安樂元気 135
- ◇ 応力緩和現象を利用したひずみ分散化による深絞り性向上技術 山下裕之・上野宏明
中井浩之・檜垣貴大 142
- ◇ 固体高分子形燃料電池のマルチスケール解析技術の開発 小井戸哲也・牧野克紀・伊藤優基
楠見暢宏・千葉真人 149

CONTENTS

Introduction of new technologies

◇ Styling Design of New CIVIC	Toshiyuki OKUMOTO·Yoshiya KITAJIMA Akihiro HAYASHI·Yoko TAJIMA	1
◇ Styling Design of N BOX	Takeo HAMANO·Akio HAYASHI Masayuki TOGAWA·Yasuko SAITO	7
◇ Development of DOHC VTC 0.66 L Gasoline Engine for New K-car	Ryutaro TAGISHI·Shigemi KOBAYASHI·Junya IINO	13
◇ Development of New CVT for K-car	Takashi NAKAMURA·Keiichi HANYU·Koichi KONISHI	21
◇ Development of Electric Motor for “EV-neo”, Electric Motorcycle for Business Use	Naoki KOBAYASHI	27
◇ Development of New ASIMO – Realization of Autonomous Machine –	Satoshi SHIGEMI·Koji KAWABE·Takahiro NAKAMURA	34
◇ Fingertip-size Six-axis Force and Moment Sensor Using Semiconductor Piezoresistance Effect	Takeshi OHSATO·Nobuhiro SAKURAI·Yasuhiko JINBU Shigenori YASUIE·Yusuke HIRABAYASHI·Hiroshi YOKOBAYASHI	42
◇ Research on Silent Chain Elongation Mechanism and Prediction	Masao SEKI·Motoki TANAKA	46
◇ Development of Cylinder Pressure Sensor Integrated with Direct Injector	Yuji YAMAMOTO·Gaku SATO·Takayuki HAYASHI	52
◇ Evaluation Condition for Auxiliary Belt Tension Fluctuation in Engine Bench Test	Hiroki TAKAZAWA	57
◇ Visualization of Air Current when Noise Occurs with Throttle Rapidly Opening	Jin YAMAGISHI·Takeshi WAKAMATSU	65
◇ Battery Control Technology of Li-ion Battery System for HEV	Naoki MARUNO·Satoru KOMODA·Yoshikazu NISHIDA	72
◇ Design of Experiments on Steering Shimmy in Hydraulic versus Electric Power Steering Systems	Michael HULLIHAN	78
◇ “Statistical Tire Model” Identified from Data Group of Multiple Tires	Tomokazu SUZUKI·Kaoru KUSAKA	85
◇ Study of Evaluation Method for Knee-grip Feeling of Motorcycles	Kobue IWATA·Koki KUDO	92
◇ Method for Welding Condition Settings with Forecasted Distortion Applied for Two-wheeled Vehicle Body Preproduction by Automatic Welding Machine	Hidenori OKAJIMA·Kenichi FURUDATE·Kenta FUKUDA	99
◇ Enhancement of Multi-Body Simulation Data Sharing	Hideyuki YOSHIMOTO·Kyle PEARCE·Todd RODRICK·Bryan SLABACH Charles GAGLIANO·Hernan MERCADO-CORUJO·Dean TENER	108

Technical papers

- ◇ Research on Inertia Force Characteristics and Its Reduction in Extended Expansion Linkage Engine
..... Gaku NAOE·Kota TOKUBI·Sei WATANABE 113
- ◇ Construction of Knock Detection Logic by Pattern Recognition Using Short-time Fourier Transform
.....Kenji AKIMOTO·Hiroataka KOMATSU·Atsushi KURAUCHI 120
- ◇ Power Circuit Technology using Next-generation SiC Power Semiconductors for Power Electronics
Devices in Electric Powertrain Tomoyo EGOSHI·Sadao SHINOHARA 128
- ◇ Dynamic Simulation of Soil Cultivation using Particle Method
.....Yosuke YAMAMOTO·Takayuki SATO·Genki ANRAKU 135
- ◇ Technology to Enhance Deep-drawability by Strain Dispersion Using Stress Relaxation Phenomenon
.....Hiroyuki YAMASHITA·Hiroaki UENO
Hiroyuki NAKAI·Takahiro HIGAKI 142
- ◇ Development of Multi-scale Simulation Methods for Polymer Electrolyte Membrane Fuel Cell
..... Tetsuya KOIDO·Katsunori MAKINO·Yuki ITO
Nobuhiro KUSUMI·Mahito CHIBA 149

新型 CIVIC のデザイン

Styling Design of New CIVIC

奥本 敏之*

Toshiyuki OKUMOTO

林 明宏*

Akihiro HAYASHI

北島 義也*

Yoshiya KITAJIMA

田嶋 暢子*

Yoko TAJIMA

要 旨

新型 CIVIC は、時代を先取りする新しい価値「Clean Energetic」「Smart Technology」そして車に求められる基本性能でもある「Fun to Drive/Fuel Efficiency」をキーワードとして「Distinctive Smart CIVIC」というグランドコンセプトのもとに開発された。

エクステリアデザインは、「Clean & Energetic」をコンセプトとし、力強く透明感のある独自の動体モノフォルム骨格を表現した。インテリアデザインは、「Smart Futuristic Cockpit」をコンセプトとし、機能的で広々とした先進的コックピットを具現化した。また、それらの特徴をより引き立たせるカラーおよびファブリックを開発した。

ABSTRACT

The new CIVIC was developed under the grand concept of “Distinctive Smart CIVIC” following the keywords “Clean & Energetic” and “Smart Technology” (new values that anticipate the era) and “Fun to Drive/Fuel Efficiency” (the basic performance expected of a car).

The exterior design is based on the concept “Clean & Energetic” and expresses a unique dynamic monoform framework that looks powerful and clear. The interior design is based on the concept “Smart Futuristic Cockpit” and embodies a functional, spacious and advanced cockpit. The colors and fabric were also developed to bring out these characteristics.

1. はじめに

初代 CIVIC が 1972 年に誕生して以来、歴代 CIVIC は革新的なパッケージや、その時代ごとの先端技術、新しい価値を提供し続けて、アメリカを中心に全世界 170 ヶ国のお客様に愛されてきた。

先代の 8 代目 CIVIC は、流線形のシルエットと空間の広さや近未来を感じさせるインテリアを実現した「モノフォルム骨格」で個性的な新しい価値を提案した。メイン市場であるアメリカでは、ベビーブーマを初めとした多くの世代にその価値を支持されると同時に、特にスマートな生活を望んでいるジェネレーション Y に支持され、先進的テクノロジーや洗練された外観デザインが高く評価された。

今回のフルモデルチェンジでは、そのジェネレーション Y をメインターゲットとし、彼らのライフスタイルを豊かでスマートにするインタフェースの進化や、独自のモノフォルム骨格をよりダイナミックに進化させた新しい価値

*四輪 R&D センター

を造りだすことで、CIVIC を所有して良かったと感じてもらえる車造りを目指した。そのグランドコンセプトを Fig. 1 に示す。



*DQR: Durability, Quality and Reliability

Fig. 1 Grand concept

2. デザインのねらい

新型CIVICのデザインは、メインターゲットであるジェネレーションYのライフスタイルを豊かでスマートに過ごしてもらうために「クリーン」「スマート」「爽快」をキーワードとして開発した。

乗員が迷うことなく瞬間認知と直感操作できる新感覚の先進インタフェースと、快適にドライビングできるクラスを超えた広い室内空間を目指した。そしてその広い室内空間が外観からでもわかる大きなキャビンの特徴としたモノフォルム骨格を進化させ、独自の存在感と新しい価値のある動体モノフォルム骨格を目指した。

3. パッケージレイアウト

パッケージレイアウトは、存在感のある独自のモノフォルム骨格と、クラスを超えた広い爽快空間の実現を目指した「Distinctive Package」をコンセプトとした。燃費性能の低下を避けるため外形サイズは先代CIVICと同等とし、その中でコンセプトを実現するため、室内空間の徹底的な効率化に取り組み、開放感や前方のワイド視界による視覚的な広さ感を追求した (Fig. 2)。

室内空間の効率化をおこなうため、Hondaの車づくりの原点でもあるマンマキシマム・メカミニマム思想に立ち返り、特に人が広さを感じやすい部分の寸法を1 mm単位のこだわりで開発した。

アメリカ市場でのCIVICの使われ方を見ると主に通勤通学等、ドライバひとりでの使用がメインである。その前席空間の快適性やひとつ上の車格を感じてもらえるように、左右の乗員の間隔を10 mm広げると同時にドアライニングの薄型化により室内幅寸法を75 mm拡大した。

またグローバル市場においては後席空間も重要である。前後乗員間の距離は先代CIVIC同程度ながら、フロアの

低床化により後席乗員の足元スペース拡大が可能になり、かつ前席シートバック形状の工夫で膝廻りのスペースを広げ、ゆとりある後席空間を実現した (Fig. 3)。

さらなる広さ感の向上を目指し、フロントピラー下端を先代CIVIC同様に前方へ配置し、フロントピラーの細径化と断面形状の工夫により、よりワイドで開放感のある前方視界を確保した。

また、フロントクォータウィンドウをドア側に配置することで視界を広げ、インストルメントパネル上面から左右に抜けるような爽快で開放的な空間を演出した (Fig. 4)。



Fig. 3 Rear space



Fig. 4 Front space

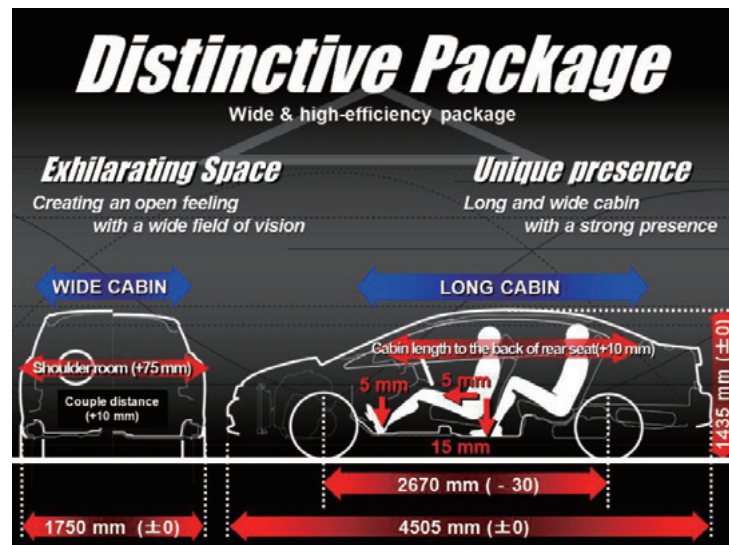


Fig. 2 Package layout

前方に配置したフロントピラー下端は後席から感じられる視覚的な広さにも寄与している。同時にフロントシートバック背面を小さく見える形状とすることで、後席からも広く開放的に感じる室内空間とした。

開発したモノフォルム骨格は、こうした爽快空間の演出のみならず、ロングキャビン、ショートノーズ、ショートデッキといった CIVIC 独自のプロポーションをも具現化している。

4. エクステリアデザイン

エクステリアは、力強く透明感のある独自の動体モノフォルム骨格「Clean & Energetic」をコンセプトにスタイリングをした。エンジンフードからキャビン、トランクへと流れていく造形の連続性を強調し、とぎすまされた一体感のある、シンプルでクリーンなモノフォルム骨格を基本モチーフとした (Fig. 5)。

このクリーンなボデーの内側から、エネルギーが湧き出てくるイメージでサーフェースを造り出し、張りのあるボデーの抑揚や躍動感を強調することで先代 CIVIC からより進化したデザインとした。それを特に表しているのが、サイドのショルダラインからリヤフェンダにかけての、面がねじれて張り出してくるダイナミックな造形である。

そして、ボデーサイド下部にキャラクターラインを1本走らせることで、軽快で伸びやかな印象を表現している。また、フロントピラー下端を前方に配置し、サイドウィンドウグラフィックスを前後に長く見せることで、室内空間の爽快さの表現や、低くスポーティなボデーのたたずまいを両立させた (Fig. 6)。

フロントビューでは、ワイド感を強調することで、ひとつ上の車格を感じさせるデザインを目指した。フロントバンパのコーナ部は、外に向かって張り出すような造形で、抑揚や躍動感、そして堂々とした存在感のある車格を打ち出した。フロントマスクは、フロントグリルとヘッドライ

トがつながった横一文字に通した意匠で、切れ長な表情と精悍な顔つきをあたえと同時に、先代 CIVIC からのアイデンティティも継承させ、一目で CIVIC とわかるフロントフェイスとした (Fig. 7)。

リヤビューでは、トランク中央から外側に連続性を持たせた張りのある造形と、サイドに廻りこませたリヤコンビネーションランプを配置することで、ラウンド感を強調した。同時にアウトレンズ外側コーナ部をエッジ形状とし、ボデーサイド面の空気の流れを最適化することで空力性能にも配慮したデザインとした。

リヤバンパはフロント同様コーナ部を外に向かって張り出させることで、ワイド感やひとつ上の車格を感じさせる躍動感のあるデザインを強調した (Fig. 8)。



Fig. 6 Final rendering



Fig. 7 Front design



Fig. 5 Exterior design concept



Fig. 8 Rear design

5. インテリアデザイン

インテリアは、先進的なドライバーズコックピットと、機能的で広々としたインテリア空間を目指した「Smart Futuristic Cockpit」をコンセプトにスタイリングをした (Fig. 9)。

コックピットパネルは、ドライバ視線がもっとも集まるメータ類を一番遠方に配置し、そこに吸い込まれていくような前後方向の勢を感じる造形とした。そして助手席側に向けてスプーンですくい取ったような大きなカーブのインストルメントパネルをデザインし、ドアライニングのアップ部とロア部ともに大きなネガ面を使うことでクラス最大級の室内幅を実現した。これらにより横方向への広がりを感じる爽快でクリーンな造形としている (Fig. 10)。

表示系と操作系の考え方は、スピードメータ等の車両情報系をドライバ正面側へ、オーディオ等の情報系をインストルメントパネルの中央部へと分けけた。重要度の高い表示系は、外視界に近い上方エリアに、操作系はドライバの手元近くに配置することで、より使いやすいインストルメントパネルデザインとした (Fig. 11)。

視認性に優れたマルチプレックスメータ上段には、多彩な情報をわかりやすく表示できる「Multi Information Display」を配し、燃費情報、オーディオ情報、運転支援情報等を表示する画面をシンプルなグラフィックデザインにす

ることで、走行時の視線移動を低減し、瞬間認知にすぐれた機能的な先進インタフェースへと進化させた。

また、オーディオ用ステアリングスイッチを Honda では初めての丸型十字スイッチ⁽¹⁾とし、画面の表示内容とスイッチの操作方向をイメージしやすいデザインにすることで、手元を見なくても迷わず直感操作できるスマートな操作系とした (Fig. 12)。

フロントシートは、サイドの腰を支える部分はしっかりと厚みを取りながらも、腰から上の肩へと伸びる部分をスムーズなラウンドシェイプにすることで、空間をより広く感じとれるようにした。

また、後席乗員の快適性を考えて、フロントシートの背面をそぎ落とした形状とすることで膝廻り空間が広くとれるよう工夫した。

リヤシートは、横基調のグラフィックで広さを強調しながらも、サイドのサポート部分を立体的な形状にすることで後席乗員の乗り心地も高めた (Fig. 13)。

収納については、基本的な位置やモジュールなどは先代 CIVIC の仕様を継承しながらも、USB 端子をコンソールボックスの中に新たに設定し、ミュージックプレイヤー等をつなげたまま収納できるように配慮した。また、走行中はステアリングスイッチでミュージックプレイヤー等の手元操作ができるため、音楽をスマートに楽しむことができる (Fig. 14)。

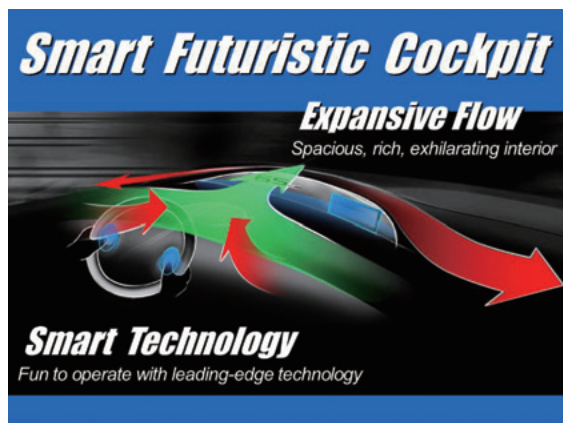


Fig. 9 Interior design concept

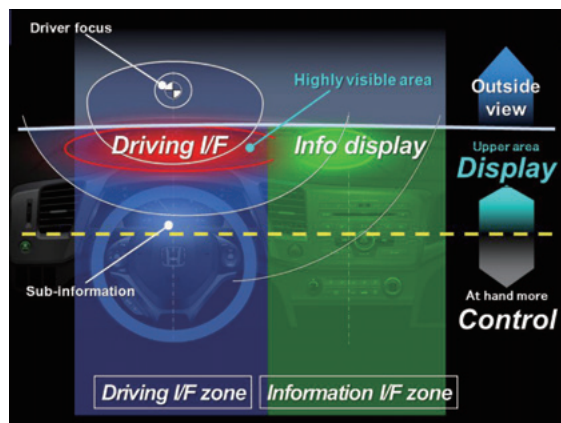


Fig. 11 Multi-information display concept



Fig. 10 Instrument panel



Fig. 12 Drivers cockpit



Fig. 13 Seat design

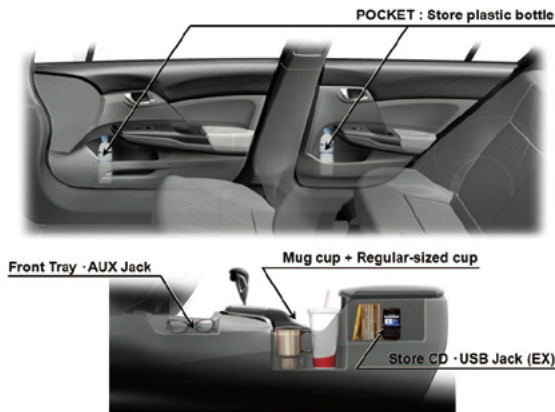


Fig. 14 Storage design

6. カラーおよびファブリックデザイン

「Clean & Emotional」をコンセプトに機能とデザインを融合させたコーディネート表現した。

エクステリアカラーは、ガラスのように澄んだ透明質感と硬質な金属の持つ力強さをキーワードに5色の新色を含めた11色のカラーラインナップを設定した。

テーマカラーの COOL MIST M. は、緻密な偏向パール顔料を配合したホワイトメタリックである。柔らかなカラーシフトと複層感のあるハイライトは、未来を感じさせると共にスタイリングの存在感を一層際立たせた。 GREEN OPAL M. は、環境に配慮した先進イメージをダイレクトに表現したハイブリット専用色である。高輝度アルミフレークで豊かな形状を強調し、ブルーからグリーンのカラーシフトで清々しい爽快感を表現した。

CRIMSON P., DYNOL BLUE P., スポーツグレード Si 専用の SUNBURST ORANGE P. は、さまざまなお客様の嗜好性を考慮し、それぞれに明快なキャラクターを持たせた色調とした。いずれの色も粗い高輝度アルミフレークを配合することで、深みのあるシェードと高彩度なハイライトで立体的な陰影を強調させた (Fig. 15)。

インテリアカラーは、先進性と安心感をキーワードに広々としたスタイリングを際立たせた4色のカラーラインナップとした。

テーマカラーである PALE MOSS GRAY 内装は、淡いグリーンをエッセンスとした新しいライトカラーである。明るくクリーンなコーディネートは爽快感と先進感を表現した。その他、明るいグレーを基調としたモダンなグレー内装、温かみのある上質感を表現したベージュ内装、力強いスポーティ感を表現したスポーツグレード Si 専用のブラック内装を設定した (Fig. 16)。

インストルメントパネルとドアアッパ部へは、有機的サーフェースと形状が同調した新しい概念の「ハイド&シーク・サーフェース」を採用した。ブレンドした二つの異なる有機的テクスチャーが、しっとりとした質感を表現し、形状や光の反射により時には独立に、時には重なって、さまざまな表情へ変化することが特徴である。この視覚的效果は広々とした室内空間に、より一層の広がり感と奥行き感を付け加えている (Fig. 17)。

シートファブリックは、手触りのよいスエード調トリコットに、フリーハンドで描いたような軽やかで躍動感あるライン柄のプリントを施した。シート全体に駆け巡らせた縦横無尽なライン柄はリピートを通常の3倍へと拡大し、ダイナミックさとシートスタイリングの広さを際立たせる表現とした (Fig. 18)。



Fig. 15 Exterior color image and line-up



Fig. 16 Interior color variation



Fig. 17 Surface design



Fig. 18 Fabric design

7. まとめ

初代 CIVIC が誕生し、世界中のお客様に愛され続けて 40 年となる。Honda 独自の革新的なパッケージと先端技術や新しい価値を提供し続けて、全世界 170 ヶ国のお客様に喜ばれてきた。

9 代目となる今回のフルモデルチェンジで我々は、「Distinctive Smart CIVIC」というグランドコンセプトを基に、デザインの開発に取り組んできた。力強く透明感のある独自の動体モノフォルム骨格、瞬間認知にすぐれた機能的な先進インタフェースを具現化することで、初代から受け継がれてきた独自の存在感と新しい価値をこの車に表現することができた。

今回の CIVIC はもちろん、CIVIC という機種が今後も 10 年 20 年と変わらず、世界中のお客様に愛され続ける存在になることを願う。

参考文献

- (1) 阿部正明: オーディオリモコン用ステアリングスイッチの操作性向上, Honda R&D Technical Review, Vol.23, No.2, p.63-65

■ 著 者 ■



奥本 敏之



北島 義也



林 明宏



田嶋 暢子

N BOX のデザイン

Styling Design of N BOX

濱 野 剛 男*

Takeo HAMANO

戸 川 昌 幸*

Masayuki TOGAWA

林 彰 夫*

Akio HAYASHI

斉 藤 康 子*

Yasuko SAITO

要 旨

N BOX はグランドコンセプトに「Green Mini Minivan」をかかげ、軽自動車初のFF センタタンクレイアウトとマンマキシマム・メカミニマムの思想に基づく新世代プラットフォームで具現化し、子育て世代へ向けた「軽ミニバン」として開発した。

「Relax Flex Mini Minivan」をデザインコンセプトとし、ファミリーミニバンとしての存在感と空間、使い勝手を実現した。エクステリアは「愛着のわく箱・安心感」を、インテリアは「広さを極める」をスタイリングテーマとした。またそれらの特徴をより引き立たせるカラーおよびシートファブリックを開発した。

ABSTRACT

Designed to the grand concept of a “Green Mini Minivan,” the N BOX utilizes an FF center tank layout (a first for a kei car) in a new-generation platform based on the concept of “man maximum, mechanism minimum,” making it a “kei minivan” for families with young children.

Starting with the design concept “Relax Flex Mini Minivan,” the N BOX has achieved the sense of presence, space and utility of a family minivan. The exterior has the styling theme of a “sense of reassurance in a box that evokes a friendly feeling,” while the styling theme of the interior is “pursuit of spaciousness.” The colors and seat fabric further accentuate those characteristics.

1. はじめに

Honda は 1963 年に軽自動車で四輪市場に参入して以来、他社に無いユニークな商品を提案してきた。

気軽な足代わりとして使われてきた軽自動車市場は、幾度かの規格変更を受けて安全性と商品性の熟成が進み多様化しながら成長し続けている。現在はハイトワゴンと呼ばれる空間価値を重視した車高の高い車種が市場の中心となっている。

商品の開発にあたり、全国の軽自動車ユーザーサーチを実施した結果、ユーザの最大ボリュームを占める子育てファミリーのニーズが空間価値であることが判明した。

車高が 1700 mm を超えるスーパーハイトワゴンと呼ばれる新車種も登場し、軽自動車における空間価値の重要性を強く感じた。

研究を重ねる中で「軽自動車規格サイズで本格的なファミリーミニバン＝Mini Minivan」の商品イメージが固まり、その定義として「快適な空間」「安心・見晴らし」「使い勝手」という三つのテーマを見出した。

これらのテーマを踏まえ、最適なパッケージングとクオリティ、そして燃費性能を持つ「Green Mini Minivan」の創造を目指した (Fig. 1)。

目標達成のためにマンマキシマム・メカミニマムの思想 (MM 思想) による高効率パッケージとFF センタタンクを特徴とする新世代軽プラットフォームを開発し、規格に適



Fig. 1 Grand concept

*四輪 R&D センター



Fig. 2 Overview of N BOX

合しながら、普通車ミニバン同等以上のゆとりある室内空間と使い勝手、取り回し、存在感を実現した (Fig. 2)。

2. デザインコンセプト

N BOX のデザインコンセプトは「Relax Flex Mini Minivan」と定めた。これはリラックスできる豊かな室内空間とフレキシビリティに富んだ使い勝手を併せ持つ N BOX の特徴を表している (Fig. 3)。

単に広い軽ハイトワゴンではなく、誇りを持ってファミリーカーとして使えるよう安心感とクオリティを高めたミニマムなミニバンを目指してデザイン開発を進めた。

ファミリーが長く愛着を持って使えるように、飽きの来ない機能的でタイムレスな表現を心がけた。



Fig. 3 Design concept

3. パッケージレイアウト

N BOX の「Mini Minivan パッケージ」は高効率パッケージを追求したことで軽規格サイズで普通車ミニバン以上のゆとりある空間を実現した新開発パッケージである (Fig. 4)。

安心・見晴らし、快適空間、使い勝手を Mini Minivan パッケージを成立させる三要素とし、検証を重ねて仕様を定めていった。

各要素の詳細は以下の通りである。

3.1. 安心・見晴らし

ミニバンでは、高めのアイポイントがコマンディングビューとして好評を博している。N BOX ではさまざまな車種の乗り比べを実施した上で、アイポイント地上高を 1360 mm とした。

STEP WGN に匹敵するこのアイポイント高さは、見晴らしの良さ、路上で他のクルマに埋もれない安心感をねらったものである。軽自動車からミニバンまでをメインユーザの女性を中心に試乗検討し前方視界と下方視界のほど良いバランスを見つけ出した。普通車ミニバン並みのアイポイントを持つ FF 軽自動車は N BOX のみである。

さらにアイポイントからフロントウインドウ上縁までの距離を長く取ることで、普通車ミニバンにもないゆとりの前方空間を形成した。この空間形成のためにフロントウインドウの傾斜角度を垂直に近づけた。さらに A ピラーを細くして横方向の広がりを感じるようにフロントウインドウ周囲の形状をデザインし、前方視界を拡大させるとともに、パノラマ視界を演出している (Fig. 5)。

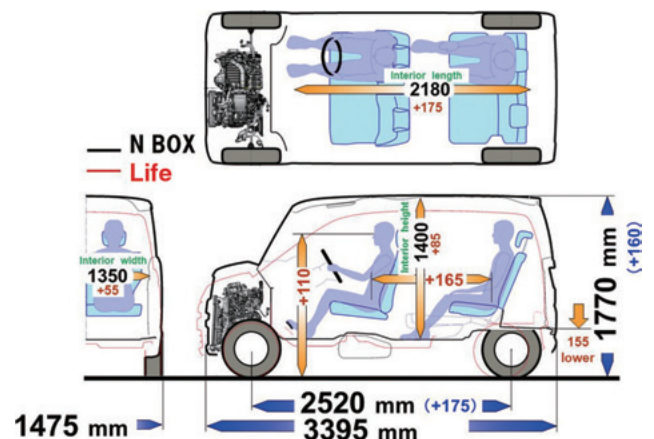


Fig. 4 Mini Minivan package



Fig. 5 Reassuring and commanding field of vision

3.2. ミニバンを超えた快適空間

軽自動車サイズでミニバンの空間を実現するために、排気量 2L クラスの普通車ファミリーミニバンの 1 列席と 2 列席の価値を研究した上で、空間構築をした。

新規プラットフォームはエンジンルーム長の短縮などにより Life に対して室内長 (カタログ値) を 175 mm 拡大した。FIT で定評のあるセンタタンクレイアウトを採用しホイールベースの延長 100 mm の効果を合わせ、Life に対してタンデムディスタンス (前後の乗員間距離) を 165 mm 拡大することが可能となった。

さらに、全高は車両の操縦安定性を考慮しながらできるだけ高くし上級ミニバン並みの室内高を確保した。この結果、身長が 140 cm までの児童であれば室内に立つことができるゆとりのリヤ席空間を実現した (Fig. 6)。

3.3. 期待を超えた使い勝手

国内のファミリー層を中心とした調査から、自転車通学の子供の送迎時に自転車もクルマに載せたいという要望が数多いことに注目した。人も自転車も手軽に載せられて今までにない手軽な送迎を実現することがこの Mini Minivan の強みになると考え、荷室とシートアレンジの検討を進めた。検討を進めていくなかでファミリー層が日常的に積みおろす物でサイズが最大なのが自転車であることもわかった。

MM 高効率パッケージによる室内長と F F センタタンクレイアウトによる低い荷室高で簡単に自転車搭載を可能とした。

そしてこれらの使い勝手を最大限に活用頂くためにリヤサイドドアは両側スライドドアを採用し、その開口幅は 640 mm であり、クラス最高レベルの乗降性とアクセス性を実現した (Fig. 7)。

ワンモーションダイブダウンによりリヤシートを簡単に畳んで自転車載せるための広大な積載スペースを確保

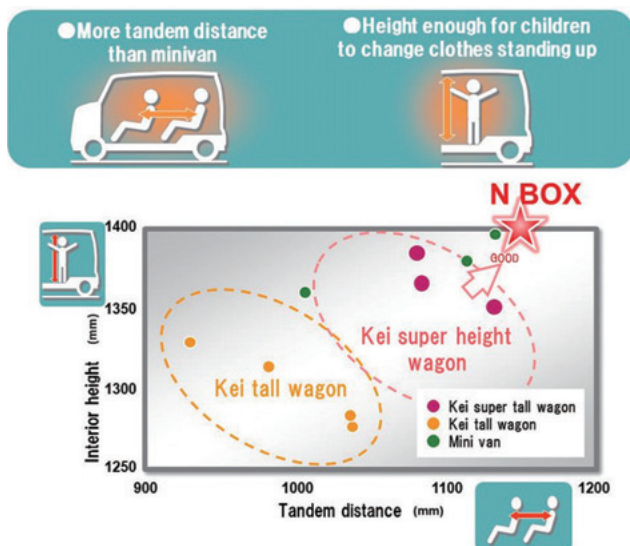


Fig. 6 Comfortable space

できる。テールゲート開口高さは地上から 480 mm と低くし、自転車の積み込みを楽にした。荷室高はトランク部で 1190 mm、畳んだシートバック部でも 1155 mm と高くし、自転車を載せながらそのまま人も車内に乗り込んでスタンド掛けが楽に可能である。毎日でも苦にならない自転車の積み降ろしを可能にした。

さらに、センタタンクプラットフォームに、リヤシートのチップアップ機構を組み込むことでリヤ席下からルーフまで 1400 mm の室内高による大きな空間がワンタッチで出現するようにした。着替えスペースをはじめ、ガーデニングツールや大きな楽器など趣味の道具やドッグキャリーを置くなど、トランクとは別に多様な使い方ができる (Fig. 8)。

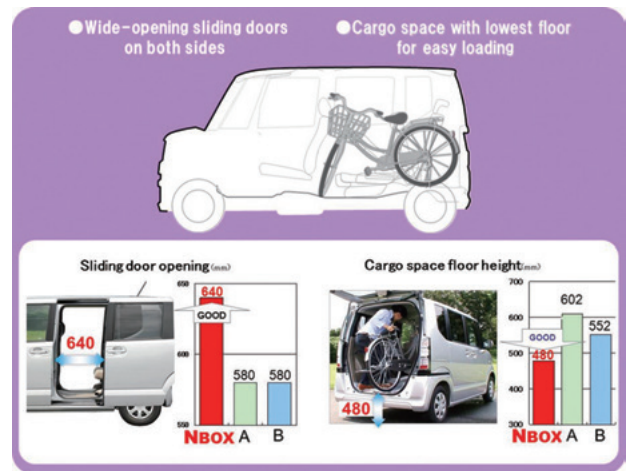


Fig. 7 Utility

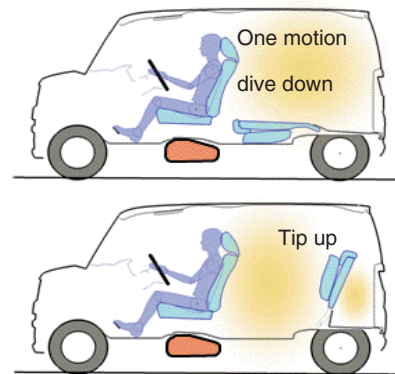


Fig. 8 Seat arrangement

4. エクステリアデザイン

エクステリアデザインは「Relax Flex Mini Minivan」を表現するため「強さと安心の Mini Minivan フォルム」をテーマにデザインした。

広さを連想させる BOX 形状をベースとしながらも単なる箱ではなく、親しみのわく張りや丸さを適度に取り入れ、パノラミックな視界の良さをカンチレバーウィンドウグラフィックで表現した。またミニバンとしての安心感の

ために、肉厚エンジンフードと張り出しフェンダで安定感を表現した (Fig. 9)。

フロントビューでは、安心感と親しみの表現を目指した。そのために短いながらもしっかりした肉厚のフロントマスクからフェンダを張り出させ、ダイナミックさと安定感を表現した。パノラミックなウィンドウは視界の良さと室内の広さを同時に表現した。

ヘッドライトは大径シリンダのリフレクタ面で親しみのある表情を演出している。フロントグリルはメッキバーとボデーカラーのルーパの組み合わせにより普通車ミニバン並みのクオリティを際立たせている。

サイドビューでは長いルーフと広いサイドパネル面でミニバンとしての広さと安心感を表現した。これは直立した

A ピラーと通常の軽自動車より高めのウィンドウ位置により達成できた。

リヤビューではしっかりしたD ピラーでロングルーフを支え視界の良さと箱としての堅牢性を両立させている。大開口のリヤゲートによるユーティリティと使い勝手の良さを普通車ミニバン並みサイズのハッチで強調しメッキガーニッシュでアクセントを付けてクオリティを表現している。テールランプはブラックアウトしたハウジングにグラフィックを強調させて新鮮で機能的な見え方にした (Fig. 10)。

5. インテリアデザイン

インテリアは軽自動車の規格の中でミニバン並みの広さ感、使いやすさを実現するために「広さ感、充実感、新しさ」をテーマとした。インストルメントパネル、ドアライニング、シートなどそれぞれのデザインで広く見せる工夫をし、ミニバンとしての使い勝手を検討した (Fig. 11)。

インストルメントパネルは左右に広がるミドルトレイを基調にし、機能的で広さを感じられる造形とした。その上にメータ、空調パネル、オーディオパネルなど、主要な情報表示や操作系などの機能を一目でわかるように、使いやすく配置した。インストルメントアップのワイドなバイザは、ミニバンとしての車格感とドライバに運転中の視覚的な安心感を与えるために設定した (Fig. 12)。

メータデザインにおいては全グレードで3眼メータを標準で装備した。中央にスピードメータ、左側にタコメータ、右側にインフォメーションディスプレイを配置した。3眼の内、スピードメータは白にグリーンが目盛りとして新鮮かつクリーンなイメージとした。三つの外周リング照明の中央はエコモードになると白からグリーンに色が変わり、省燃費運転がわかりやすいようにした (Fig. 13)。

シートデザインはミニバンの広さ感と快適性をねらい、前後席とも大型でフラットなベンチシートとした。フラッ



Fig. 9 Exterior design concept



Fig. 10 Exterior rendering



Fig. 11 Interior design concept

トな外見で広さを感じさせながら、シートバックやクッションは微妙な抑揚起伏を持たせることで十分なホールド性を保ち、長時間の乗車でも快適で疲れにくい形状を成立させた。前席同様に快適であるように、後席にも左右で独立したセンタアームレストを装備した (Fig. 14)。



Fig. 12 Instrument panel rendering



Fig. 13 Meters



Fig. 14 Interior rendering

6. カラーおよびファブリックデザイン

6.1. エクステリア

エクステリアカラーでは「Relax Flex Mini Minivan」というテーマのもと、親しみやすく楽しさがありながらもミニバンを思わせるような上質感を両立させた、計8色のラインナップ構成とした。

新色である「Cherry Shell Pink M.」は桜貝の色味をイメージし、日差しのような透明感のある質感に、ほんのり淡く色づいた上品なピンクである。これを加えることで、ラインナップ全体に華やかさと選ぶ楽しさを持たせた。

ラインナップに上質で大人の雰囲気のプレミアムディープロッソパール、プレミアムブロンズパールが続く。この車のキャラクターカラーでもあるクールミストメタリック、親しみのわくような優しい印象のヒダマリアイボリーパールに加えベーシックカラーとしては、プレミアムホワイトパール、アラバスタシルバーメタリック、クリスタルブラックパールがある (Fig. 15)。

6.2. インテリア

ドアを開けた瞬間に、あっと驚くような広さと快適さを感じてほしいという思いで、無駄がなくシンプルで、広々としたくつろげる部屋がイメージされるインテリアを目指した。

広さをより強調するような明るさをもち、彩度を抑えたモダンな印象のベージュをインテリアの全体に採用した。シートファブリックは、やわらかい風合いの生地をベースに、パールプリントを施すことで上品な光沢を放ち、上質感を演出している。従来の軽自動車とは違った普通車ミニバンを思わせるような質感高い内装を実現した (Fig. 16)。

著作権上の理由により非表示

Fig. 15 Exterior colors

著作権上の理由により非表示

Fig. 16 Interior color material

7. ロゴデザイン

車名の N は新世代軽シリーズとして「New, Next, Nippon, Norimono」を意味を込めてネーミングされた。N BOX はその第一弾である。

ロゴデザインはシリーズとしての N ブランドが印象に残るように N の文字を大きくレイアウトした (Fig. 17)。



Fig. 17 N BOX logo

8. まとめ

「Green Mini Minivan」をコンセプトに N BOX は開発をおこなった。N BOX が一人でも多くの子育てユーザのお客様に受け入れてもらえ、今後の N シリーズの世界が広がっていくことを期待している。

■ 著 者 ■



濱野 剛男



林 彰 夫



戸川 昌幸



斉藤 康子

軽自動車用新型 DOHC VTC エンジンの開発

Development of DOHC VTC 0.66 L Gasoline Engine for New K-car

田 岸 龍太郎*
Ryutaro TAGISHI

小 林 重 実*
Shigemi KOBAYASHI

飯 生 順 也*
Junya IINO

要 旨

環境性能(低燃費, 低排出ガス)と高出力を両立する軽量, コンパクトな軽自動車用 0.66 L 3気筒 DOHC VTC ガソリンエンジンを開発した. 新型エンジンは新開発の軽自動車用 CVT との組み合わせを前提とし, ロングストローク骨格に吸気側 VTC, 燃焼改善およびフリクション低減技術を適用することで, 自然吸気エンジンにおいて最大トルク 65 Nm, 最高出力 43 kW の高出力とともに従来型エンジンに対し 10% 燃料消費率を改善した. ターボチャージエンジンにおいては自然吸気エンジンと共通の燃費改善技術に加え高圧縮比化することで従来型に対し 10% 燃料消費率を改善し, 最大トルク 104 Nm の高トルクを達成した.

ABSTRACT

A lightweight, compact DOHC VTC 0.66-L 3-cylinder gasoline engine was developed for use in K-cars, achieving a balance of environmental performance (low fuel consumption and low emissions) and high power output. The new model engine was developed on the assumption that it would be combined with a newly developed continuously variable transmission (CVT) for k-cars. It was accordingly given a long-stroke structure and variable timing control (VTC) on the intake side as well as technology for enhancement of combustion and friction reduction. These measures achieved high power with maximum torque of 65 Nm and maximum power of 43 kW in the naturally aspirated engine together with 10% enhancement in specific fuel consumption over the previous engine model. In the turbocharged engine, use of a higher compression ratio in addition to fuel consumption enhancement technology in common with that of the naturally aspirated engine achieved a 10% enhancement in specific fuel consumption over the previous engine model as well as maximum torque at the high level of 104 Nm.

1. まえがき

近年の自動車用エンジン開発においては環境保護のための排出ガス低減技術および地球温暖化の原因となる CO₂ 削減のための低燃費技術が重要となっている. また, 原油価格高騰などにより, 日本国内での軽自動車の需要は高まっており, 環境性能の向上は急務である. これらの対応技術として, 2004 年モデルの軽自動車 LIFE に搭載のエンジン⁽¹⁾はフリクション低減のためのショートストローク骨格と 2002 年モデルの Fit にも採用した 1 気筒あたり 2 本の点火プラグを持つことで急速燃焼化し高圧縮比を実現する i-DSI (Dual and Sequential Ignition)⁽²⁾を採用した. ショートストローク型の i-DSI エンジンはシリンダボア径が拡大することから熱損失およびノッキングの観点では有利とは言えないものの比較的高回転領域を多用する 4 段変

速オートマチックトランスミッションとの組み合わせにおいては低フリクションによる燃費の優位性があった. しかしながらさらなる燃費改善のためにはより低回転での運転と単体燃料消費率の改善が求められる. そのため新型エンジンでは低速トルクの向上と高負荷での単体燃料消費率向上を目指し, CVT との組み合わせにおいて燃費の改善を有効に得られるように開発をおこなった. 以下に新型エンジンに採用した技術について報告する.

2. 開発のねらい

エンジン骨格の検討にあたり環境性能向上のため新型エンジンに求められる方向性を検討した. Fig. 1 はエンジンの正味熱効率マップ上に 4 速オートマチックトランスミッションおよび CVT の 10・15 モード運転中のエンジン回転

*四輪 R&D センター

数と負荷の使用領域を重ねたものである。CVTを採用することにより同一駆動力における低回転高負荷運転が可能となり、正味熱効率の良い領域の使用頻度を上げることができる。そのため同一エンジンのままでも CVT の採用のみで燃費の向上は可能となるが、新型エンジンではより燃費改善効果を発揮できるよう低回転域の性能向上を目指した。Fig. 2 に従来型エンジンにて測定した同一軸出力時の回転数に対するエンジン単体燃料消費率 (Brake Specific Fuel Consumption: BSFC) およびポンピング平均有効圧力 (Pumping Mean Effective Pressure: PMEP)、機械損失平均有効圧力 (Friction Mean Effective Pressure: FMEP) を示す。エンジン回転が低回転になるほど PMEP, FMEP が減少し BSFC は改善するが、ある回転数以下では改善が得られなくなる。これはノッキング回避のための点火時期遅

角化によるものであり、ノッキングを改善することによりさらなる燃費改善のポテンシャルが存在する。また、ノッキングを回避する必要がある場合においても充填効率の限界により低回転化は制限される。このことから低回転運転による燃費効果を最大限に得るためにはノッキング改善と低速域での充填効率の向上、つまり低速トルクの向上が有効ことがわかる。

以上のことから燃費性能の改善を目指した新型エンジンのねらいを下記の項目に定めた。

- (1) 低速トルク向上と最高出力の両立
- (2) 正味熱効率のさらなる改善

3. エンジン概要と主要諸元

新型エンジンはねらいの性能を達成するために以下のようなエンジン骨格諸元および主要技術を適用した。

- (1) 吸気側連続可変バルブタイミングコントロール機構 (以下 VTC) の採用
 - ・ 掃気効果による低中回転域の充填効率向上
 - ・ 内部 EGR による熱効率向上
- (2) ロングストローク骨格
 - ・ 筒内流動強化によるノッキング改善と燃焼速度向上による熱効率改善
 - ・ サーフেস/ボリューム比 (以下 S/V 比) 縮小による熱効率改善
- (3) DOHC 4バルブシリンダヘッド
 - ・ スモールボアと最高出力の両立
 - ・ タンブルポート
- (4) 各部フリクション低減

Table 1 に従来型エンジンと比較した主要諸元、Fig. 3 にエンジン外観図を示す。新型エンジンは燃焼改善を目的としたロングストローク骨格を採用しながらも従来型に対し高さを上げることなくコンパクト化を図った。

Fig. 4 にシリンダヘッド断面図を示す。新型エンジンはローラロッカアームによるフリクション低減および油圧ラッシュアジャスタによるメンテナンスフリー化およびシリンダヘッドサイズの縮小をおこなっている。

Fig. 5 に従来型と比較した燃焼室形状を示す。新型エンジンは従来型のストローク/ボア比 (以下 S/B 比) 0.78 のショートストロークから火炎伝播距離短縮と筒内流動強化をねらった S/B 比 1.07 のロングストローク型とした。またボアの縮小によるバルブ径の制限に対しては従来型の2バルブから4バルブとすることで対応した。インテークポートはタンブルポートとし筒内の流動強化を図った。燃焼室形状は F1 技術の考え方を踏襲し、各バルブを中心に円錐形状を形成することで流れの制御をおこない従来型のペントルーフ形状に対し S/V 比および流量係数で優位性のある形状とした。

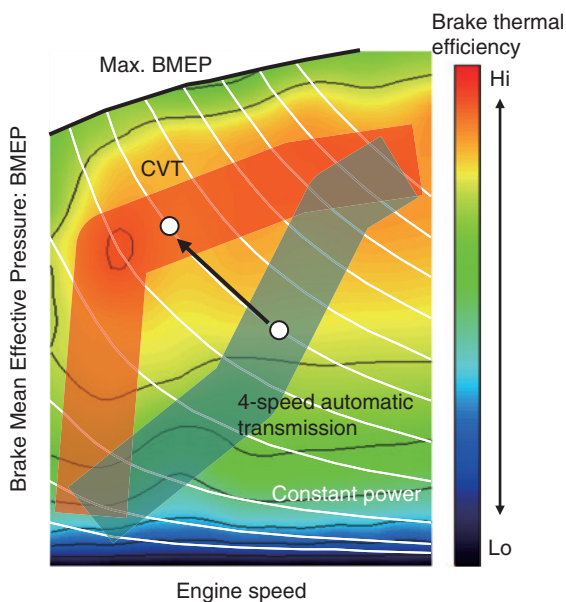


Fig. 1 Brake thermal efficiency map and typical-use domain under 10-15 mode operation of 4-speed automatic transmission and CVT

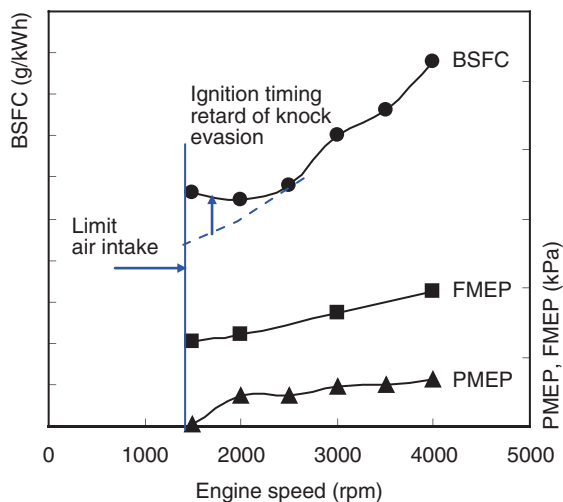


Fig. 2 Effect of engine speed on BSFC, PMEP and FMEP

Table 1 Engine specifications

	Developed model		Previous model	
	Normal aspiration	Turbo charged	Normal aspiration	Turbo charged
Air intake system	Normal aspiration	Turbo charged	Normal aspiration	Turbo charged
Cylinder configuration	In-line 3-cylinder	In-line 3-cylinder	In-line 3-cylinder	In-line 3-cylinder
Bore × stroke (mm)	64 × 68.2	64 × 68.2	71 × 55.4	71 × 55.4
Displacement (cm ³)	658	658	658	658
Compression ratio	11.2	9.2	11.2	8.5
Valve train	DOHC intake VTC	DOHC intake VTC	SOHC i-DSI	SOHC i-DSI
Number of valves	4 per cylinder	4 per cylinder	2 per cylinder	2 per cylinder
Valve diameter (mm)	in.	24.5	35.5	35.5
	ex.	20.5	30	30
Ignition system	Single-point ignition	Single-point ignition	Dual-point ignition	Dual-point ignition
Max. power (kW/rpm)	43/7300	47/6000	38/7000	47/6000
Max. torque (Nm)	65/3500	104/2600	60/3600	93/4000

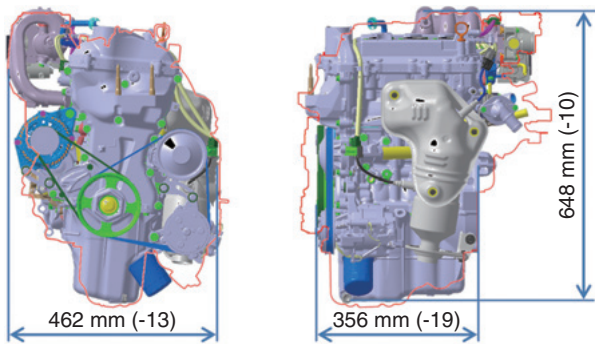


Fig. 3 View of new engine and comparison of engine size

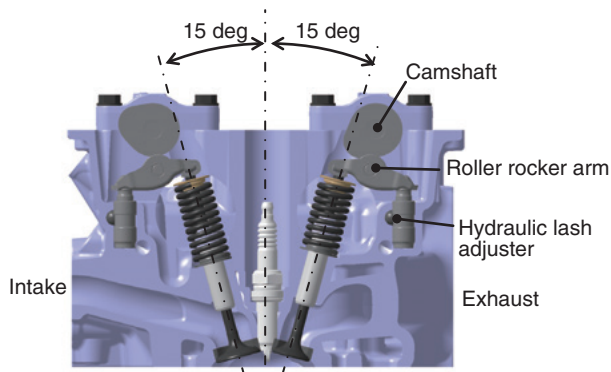


Fig. 4 Sectional view of cylinder head

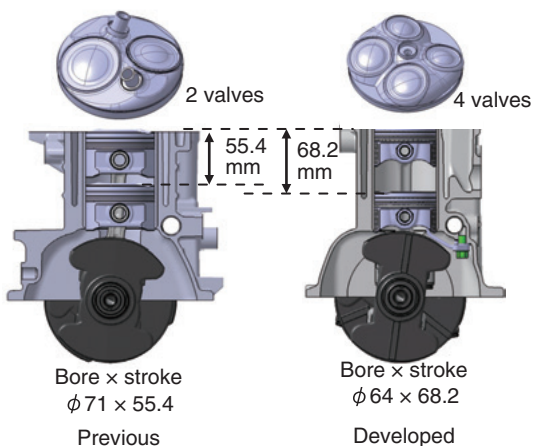


Fig. 5 Comparison of combustion chamber configuration of previous and developed engine

4. 出力特性

4.1. 自然吸気エンジン

Fig. 6 に従来型と比較した全開出力特性を示す。新型エンジンは従来型に対し VTC と吸気および排気系諸元の最適化により全回転域でトルク向上が得られ、最大トルクで 8 %、エンジン回転数 2000 rpm においては 18% のトルク向上を達成し、目標とした低速トルクの強化が得られている。また、最高出力は従来型に対し 13% 向上しており低速トルクと最高出力を両立する特性を得ることができた。

4.1.1. VTC による充填効率向上

Fig. 7 にトルクピークの 3500 rpm スロットル全開時の吸気排気脈動の測定結果を示す。吸気 VTC 進角動作 (Fig. 7 図中 A) により吸気バルブの開くタイミングを制御し、排気バルブの閉じるタイミングをアイドル運転時のような低負荷で安定した燃焼が得られる限界まで遅く設定する

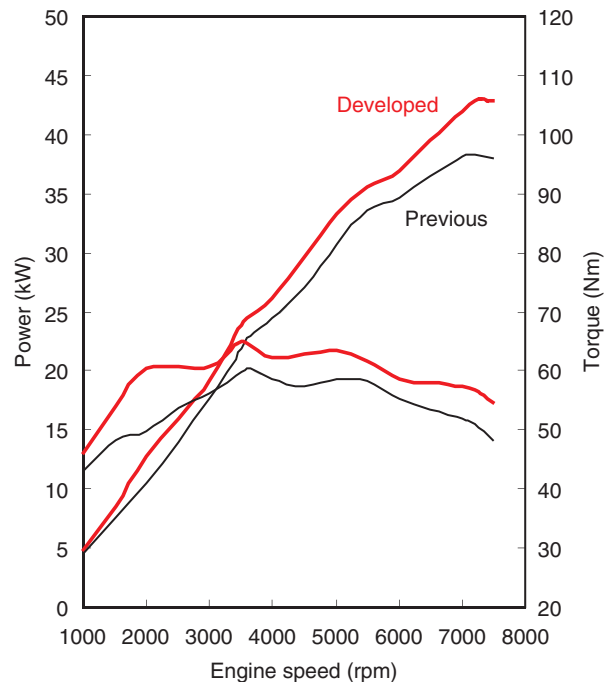


Fig. 6 Engine performance of normal aspirated engine

(Fig. 7 図中 B) ことで、オーバーラップ中に吸気ポート圧力が排気ポート圧力を上回る期間を長くし (Fig. 7 図中 C) 掃気効果を向上させている。Fig. 8 に全開運転時の充填効率特性を示す。4バルブ化による効果が高速域で得られていることもあり従来型に対し全回転域で充填効率の向上を達成している。

4.1.2. ノッキング改善

ロングストローク骨格による流動強化に加えピストンオイルジェットを採用および冷却水循環手法の変更によりノッキングの改善が得られた。Fig. 9 にエンジン回転数 2000 rpm において充填効率を変化させて測定した点火時期特性を従来型と比較して示す。新型エンジンは従来型に対し Minimum advance for Best Torque (以下 MBT) よりもノッキング点火時期が遅角し始める充填効率を 10P ほど高負荷側にすることができた。

Fig. 10 にピストンオイルジェット形状を示す。オイルジェットからのオイルはピストン裏の排気側を積極的に冷却するような方向に設定した。従来エンジンの間欠的にオイルを噴射するコンロッドジェットに対し、常時オイルが噴射されることでピストン裏へ付着するオイル量が増加し、ピストンの冷却効果が改善されノッキング点火時期を 1 deg 進角することができた。

Fig. 11 に従来型と比較した冷却水循環システムを示す。従来型ではウォーターポンプで吐出した冷却水の全量がシ

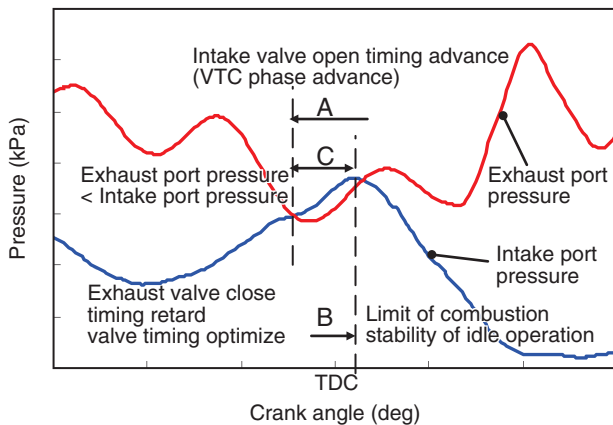


Fig. 7 Pulsation of intake port and exhaust port, and valve timing

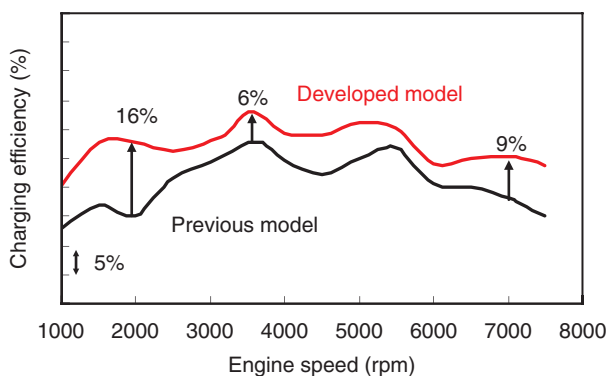


Fig. 8 Comparison of charging efficiency

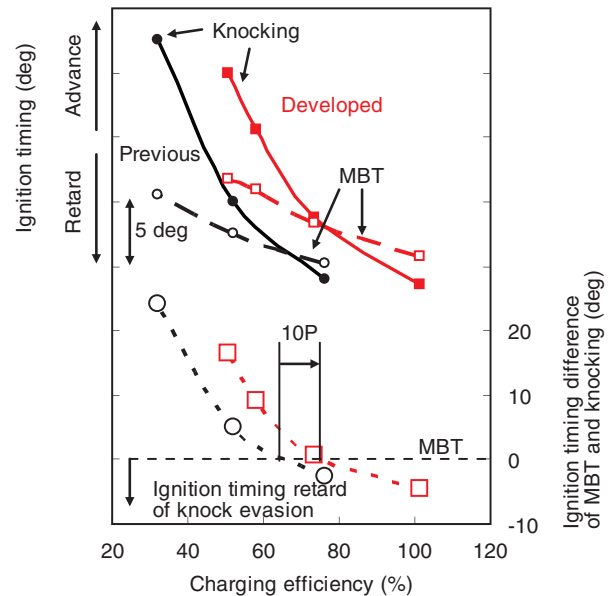


Fig. 9 Characteristics of ignition timing versus charging efficiency

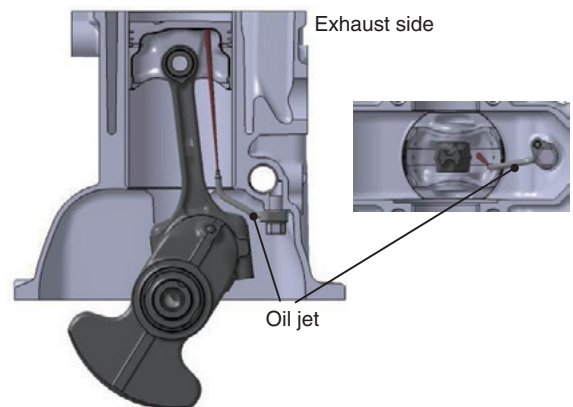


Fig. 10 Piston oil jet

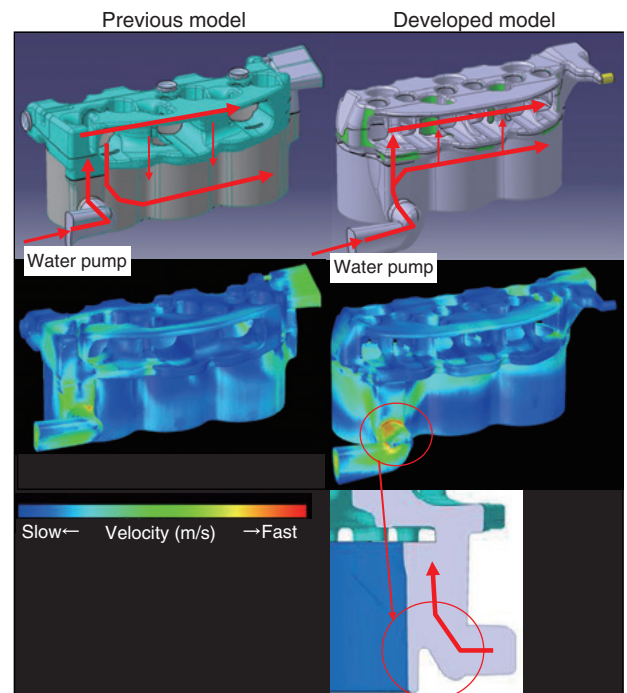


Fig. 11 Cooling circulation system

リンダヘッドに入り、その後一部の冷却水がシリンダブロックへ配分される。シリンダブロック側面の冷却水はシリンダヘッド側、すなわち上方から流れ込むためヘッドガasket近傍よりもウォータジャケット底部の流れが強い状態となる。新型エンジンではウォータポンプから吐出された冷却水をシリンダブロックとシリンダヘッドに同時に配分する。シリンダブロックを流れる冷却水はウォータポンプより直接シリンダブロックに流入し、ウォータジャケットに設けられたジャンプ台形状により上部へ跳ね上げられる。

これによりガスケット面近傍に冷却水を積極的に流すことが可能になり、燃焼室の冷却効果を高めノッキングを改善することができた。また、Fig. 12 に示すようにシリンダブロックのウォータジャケット上部のみスリーブ周囲のアルミ部を薄肉化することにより積極的に燃焼室の冷却をおこなうようにしている。

4.2. ターボチャージャーエンジン

Fig. 13 に従来型と比較した全開出力特性を示す。新型エンジンは吸気 VTC の採用により圧縮比を従来型の 8.5 から 9.2 へ上げつつ最大トルクで 12% の向上を達成し、さらにトルクの立ち上がり特性の改善もおこなうことができた。

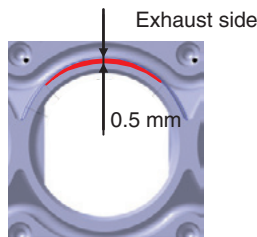


Fig. 12 Enhanced shape of water jacket

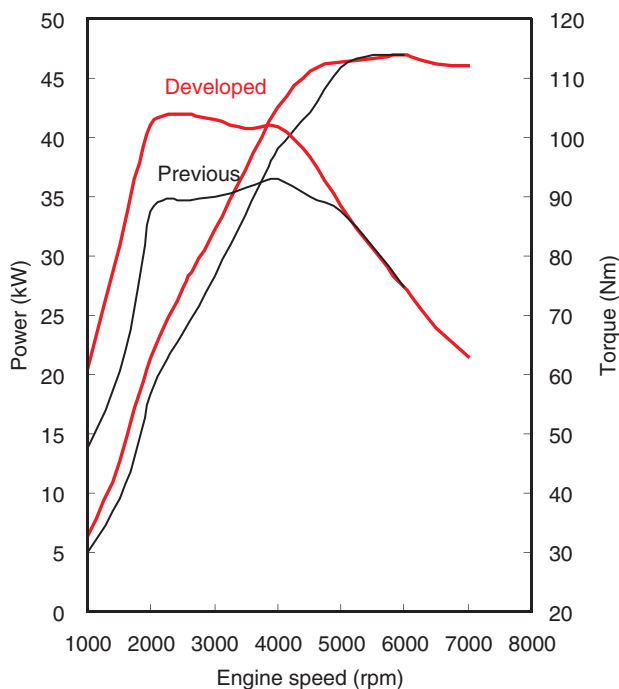


Fig. 13 Turbocharged engine performance

4.2.1. VTC によるノッキング改善効果

Fig. 14 にエンジン回転数 3000 rpm における VTC 採用の有無による充填効率と過給圧および点火時期の関係を示す。自然吸気エンジンと同様に VTC を採用することで掃気効果が向上し、同一充填効率において過給圧を 20 kPa 程度下げることができる。過給圧を低減することで吸気温度が低下し、残留ガス量の低減と合わせてノッキングの改善が得られる。これにより圧縮比を従来型の 8.5 から 9.2 へ向上させることが可能となり高トルクと燃費性能の両立を達成することができた。

4.2.2. VTC による過給立ち上がり特性改善効果

VTC の採用による低回転域での掃気効果向上は過渡の過給圧立ち上がり特性の改善にもつながる。Fig. 15 に台

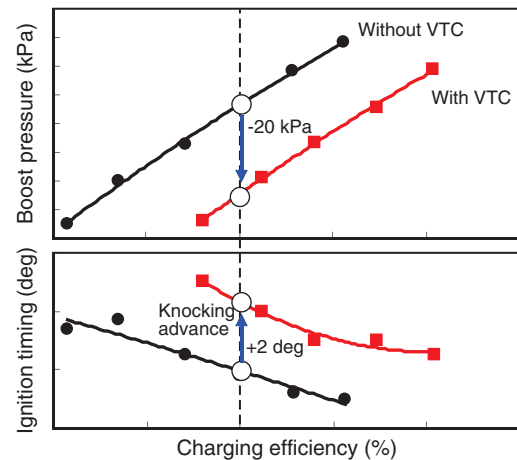


Fig. 14 Comparison of boost pressure and ignition timing between engines with and without VTC

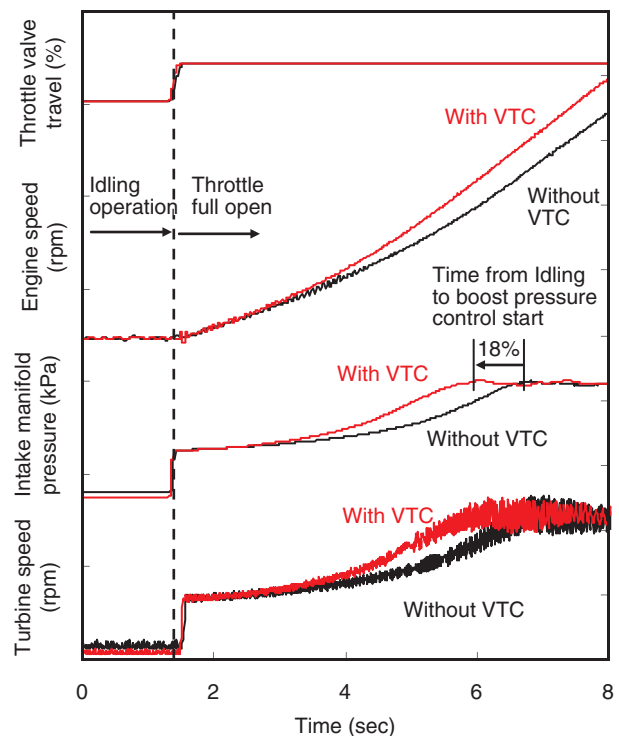


Fig. 15 Transient performance comparison with and without VTC

上にて完成車の全開発進加速を模擬した過渡特性を示す。VTCにより目標過給圧までの到達時間が18%ほど短縮され、エンジン回転数の上昇も速くなっており、完成車での発進性能の向上に寄与している。

4.2.3. 排気すす対策

ターボチャージャエンジンへのVTCの採用において最も課題となったのは、吸気バルブタイミングが進角しオーバーラップが拡大することによる排気すすの増加である。Fig. 16に充填効率を向上させるためにVTCを進角した場合、後述するすす対策をした場合およびVTCを持たない従来型エンジンにおける全開出力時のすす濃度を示す。掃気効率を上げるためにVTCを進角するとインテークポートに噴射された燃料の吹き抜け量が増加しすすが増加する。すすの増加を回避するにはVTCの進角量を制限すればよいが充填効率も低下するため進角量制限は最小限にとどめたい。対策として燃料噴射を294 kPaから343 kPaへ高圧化し噴射期間短縮するとともに噴射タイミングの最適化をおこなった。これによりオーバーラップ前に噴射する燃料量が低減されVTC進角量を制限することなく吹き抜け量を減少させ、すす排出量低減と充填効率向上の両立を達成した。

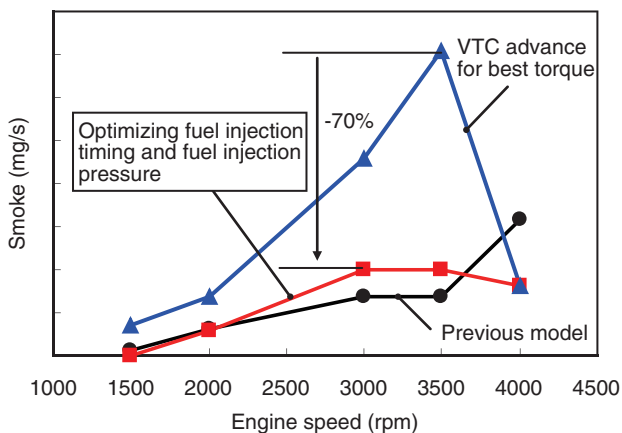


Fig. 16 Comparison of amount of smoke

5. エンジン単体燃費性能

新型エンジンでは自然吸気エンジン、ターボチャージャエンジンともに従来型エンジンに対しVTCによる内部EGRで4%、燃焼改善およびフリクション低減で6%と合わせて10%の燃料消費率の改善を達成した。Fig. 17に自然吸気エンジンにおける従来型エンジンと新型エンジンの2000 rpmのBSFC特性を示す。

5.1. 図示熱効率改善

Fig. 18に2000 rpm, IMEP 710 kPaにおける従来型エンジンとVTC進角をしない状態の新型エンジンの筒内指圧線図を示す。従来型に対し、ロングストローク化による

S/V比縮小などにより熱損失を14%、筒内流動強化などにより時間損失を5%、排気バルブタイミング最適化により排気損失を70%低減することができた。さらにVTCによる内部EGR効果が加わり、従来型エンジンに対し単体燃料消費率の改善が得られた。

5.2. フリクション低減技術

ショートストローク型でSOHCの従来型エンジンに対し、ロングストローク化によるピストンしゅう動抵抗増加、DOHC採用による動弁系フリクション増加、油圧VTCおよびピストンオイルジェットの採用による要求潤滑油量、油圧の増加など、新型エンジンはフリクションの増加要素が多い。しかし下記の技術を採用することで従来型に対しメカニカルフリクションを13%低減することができ3.5%の単体燃料消費率の改善を得た。Fig. 19に従来型と比較した2000 rpmでのメカニカルフリクションの解析結果を示す。

(1) クランク、オイルポンプ駆動

- ・高効率ロータ形状2段リリーフオイルポンプ
- ・下側偏心溝付クランクジャーナルベアリング二硫化モリブデンコーティング
- ・オイルシール低緊縛力化およびテフロンコーティング
- ・クランクジャーナル表面粗さ低減
- ・エンジンオイル低粘度化
- ・各部オイルもれ量最小化

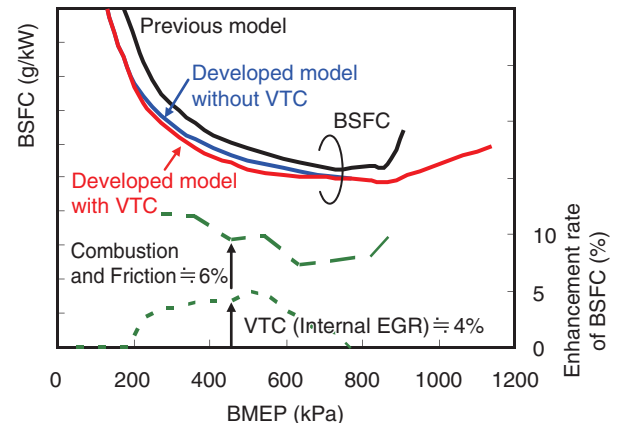


Fig. 17 Comparison of characteristics of BSFC

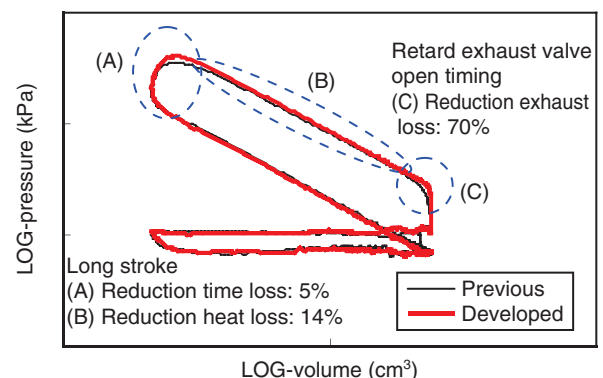


Fig. 18 Comparison of cylinder pressure

(2) ピストンしゅう動抵抗

- ・ピストンスカート二硫化モリブデン千鳥配置パターンコーティング
- ・ピストンクリアランス最適化
- ・ピストンリング低張力化

(3) カム駆動

- ・タイミングチェーン細幅化
- ・カムジャーナルホルダ採用 (カムジャーナル細軸化)
- ・カムジャーナル表面粗さ低減

(4) バルブ駆動

- ・バルブスプリング低荷重化

(5) 補機駆動

- ・補機ベルトレイアウト最適化

メカニカルフリクション低減技術の一例として高効率2段リリーフオイルポンプについて述べる。新型エンジンではオイルポンプのロータ歯形形状を改良し容積変化率を大きくすることでロータ1回転あたりのオイル吐出効率を向上させロータ径を2%縮小するとともに、2段リリーフ構造を採用することでオイルポンプ駆動力低減をおこなっている。Fig. 20 にオイルポンプの2段リリーフ構造を、Fig. 21 に2段リリーフオイルポンプと1段リリーフオイルポンプのエンジン油圧およびフリクションを示す。圧力リ

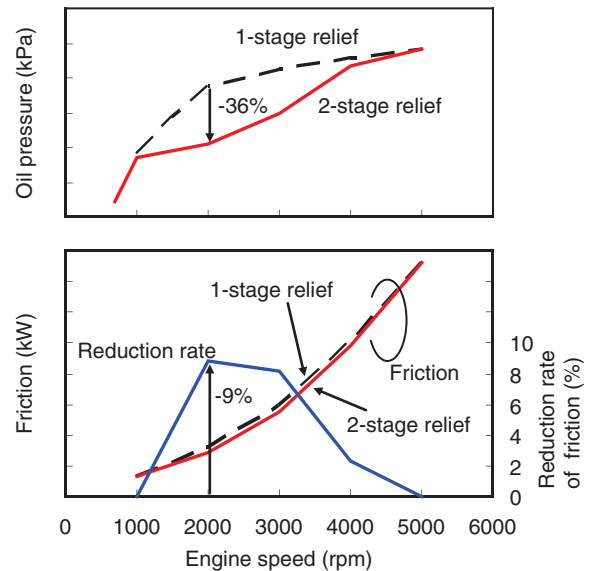


Fig. 21 Effect of 2-stage relief oil pump for oil pressure and friction

リーフを2段階とし1段目を低回転で必要最小限の油圧を確保する設定とすることで油圧を36%小さくすることが可能になり、1段リリーフオイルポンプに対し9%のフリクションの低減が得られた。

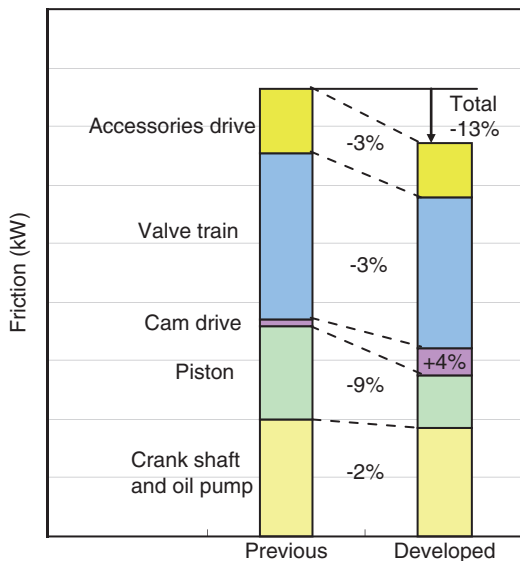


Fig. 19 Mechanical friction of previous and developed model

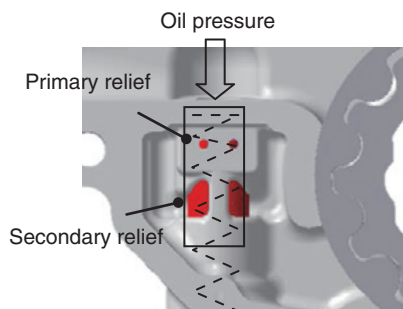


Fig. 20 2-stage relief oil pump

6. 点火時期制御

6.1. 点火時期の算出

これまで述べたように、充填効率向上と燃料消費率改善のためにVTCを活用しているが3気筒エンジンとVTCの組み合わせはVTCによる掃気効果、内部EGR効果が得られやすい一方、排気干渉の影響が少なく同一吸気管圧力で内部EGR量は大気圧の影響を大きく受け変化する。そのため、圧力センサで測定した吸気管圧力とエンジン回転数を元に点火時期を算出する従来の制御では、内部EGR量の変化が把握できず適正な制御値を算出することができない。そこで本エンジンではECU内蔵の大気圧センサ出力によって吸気管圧力を補正することで内部EGR量の変化をキャンセルし、適正な点火時期を算出する制御を採用した。大気圧補正吸気管圧力に対する内部EGR量は大気圧が変化しても常に一定となり、新気量も同様の関係が成り立つためVTC進角時に大気圧が変化しても適正な点火時期が算出できるようになる。Fig. 22に大気圧が変化した場合の吸気管圧力に対する内部EGR率および大気圧補正をおこなった吸気管圧力に対する内部EGR率の違いを示す。

6.2. ノッキングによる点火時期リタード量の最適化

2011年モデルCIVICより適用されているノックコントロールシステムでは、非共振ノックセンサを用いSTFT

(Short Time Fourier Transform)処理をおこなうことで、複数の周波数情報を使用している。ノックセンサ出力値の大小でノッキングの発生の有無のみを判断していた従来の手法に対し、新しい手法では周波数および時間成分のパターン適合とすることでノッキングの強度を識別することが可能となる⁽³⁾。よって Fig. 23 に示すように従来の手法ではノッキングの強度の判別ができず常に一定値のリタード量であったのに対し、強度に応じた適切なリタード量を与えることができる。本エンジンにおいてもこの新制御手法を採用し、完成車において頻度の高いトレースノック時のリタード量を低減することで燃料消費率の向上を得た。

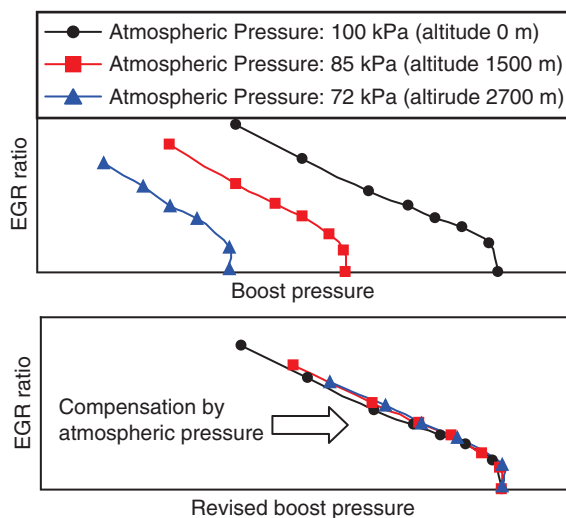


Fig. 22 Compensation by atmospheric pressure of internal EGR rate

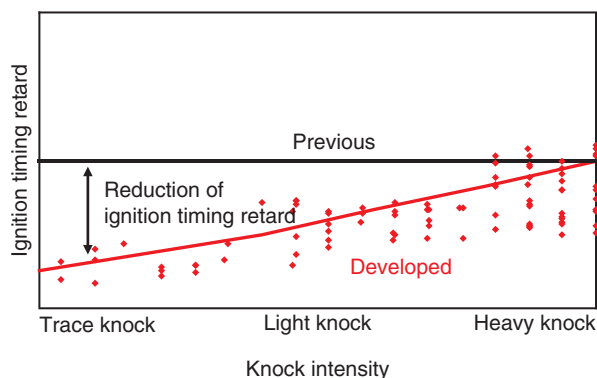


Fig. 23 Ignition timing retard depending on knock intensity

7. まとめ

吸気 VTC 技術、燃焼改善技術、フリクション低減技術の採用および点火時期制御手法見直しにより低燃費と高出力を両立するエンジンを開発した。以下にその効果を述べる。

(1) 従来型エンジンに対し、自然吸気エンジンにおいて最

高出力で 13% の向上、最大トルクで 8% の向上を達成し、ターボチャージエンジンにおいて最大トルクで 12% の向上を得た。

(2) 自然吸気エンジン、ターボチャージエンジンともに単体燃料消費率を 10% 低減した。

参考文献

- (1) 和田裕介, 大津啓司, 成田研之助, 篠原利光: 新型 LIFE 用 i-DSI 2 プラグエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.93-102
- (2) 中山幸夫, 鈴木誠, 岩田洋一, 山野順司: 2002 年モデル「Fit」用 1.3 L 2 プラグエンジンの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.2, p.43-52
- (3) 秋元賢治, 小松弘崇, 倉内淳史: 短時間フーリエ変換法を用いたパターン認識によるノッキング検知ロジックの構築, Honda R&D Technical Review, Vol.24, No.1, p.120-127

著者



田岸龍太郎



小林重実



飯生順也

軽自動車用新型 CVT の開発

Development of New CVT for K-car

中 村 敬*
Takashi NAKAMURA

羽 生 恵 一*
Keiichi HANYU

小 西 康 一*
Koichi KONISHI

要 旨

軽自動車用に、伝達効率に優れた平行軸歯車式 1 次減速機構を採用した CVT を開発した。入力軸と出力軸の前後方向距離を短縮し、油圧制御系を下方に一括配置することにより、エンジンルームの縮小に対応し、ひいては軽自動車の室内長拡大に貢献した。

自然吸気 (以下 NA) とターボチャージャー付 (以下 TC) の 2 種類の 0.66 L エンジンと 2WD, 4WD の駆動方式に、最小限の専用部品の設定で対応した。また、電動オイルポンプの追加のみで、アイドルストップにも対応した。

ABSTRACT

A continuously variable transmission (CVT) adopting a parallel-shaft, helical gear primary reduction mechanism for greater transmission efficiency was developed for K-car use. The distance between the input shaft and output shaft in the front-to-back direction was reduced and the hydraulic control system was positioned all together below the transmission. This supported the reduction of engine compartment size and, by extension, contributed to the extended length of the K-car cabin interior.

Two types of 0.66-L engine, naturally aspirated (NA) and turbocharged (TC), are supported, as well as two-wheel drive (2WD) and four-wheel drive (4WD) systems, with a minimum configuration of special parts. Idle stop was also supported with just the addition of an electric oil pump.

1. まえがき

近年、軽自動車の省燃費性能が大きく注目されている。Honda の軽自動車も一段の燃費向上を求められており、軽自動車用新型 CVT (以下、本 CVT) を開発した。

Honda の軽自動車で採用している軽量で廉価な 4 速 AT⁽¹⁾ に換えて搭載するために、軽量コンパクトな構造を採用した。従来の CVT では、入力軸上にドライブプーリを配置しているため、入力軸とディファレンシャルアッセンブリが配置される出力軸の距離を短縮することができなかった。平行軸歯車式 1 次減速機構を採用することで、ドライブプーリを入力軸の上方に配置すれば、入力軸と出力軸の距離を短縮できると考えた。

1 次減速機構を採用することにより、CVT の金属ベルトの回転数が下がり、伝達トルクが上がる。1 次減速比を最適に設定することにより、CVT の伝達効率が向上すると考えた。

従来の CVT ではギヤ噛合い周波数が高いため、歯車の高精度加工や軸支持方法への配慮等が必要であったが、本 CVT は平行軸歯車による 1 次減速機構を採用することにより、他の構造に比べギヤ噛合い周波数を低くすることができ、静粛性に対して、有利な構造となると考えた。

NA と TC の 2 種類のエンジンにはトルクコンバータと

1 次減速用ギヤの仕様違いで、2WD と 4WD の 2 種類の駆動方式にはトルクコンバーターケース (以下 T/C ケース) とデフケースの仕様違いで、アイドルストップ仕様には、電動オイルポンプの追加のみで対応できるようにし、極力専用部品を設定しないように考えた。

2. 開発のねらい

軽自動車用 CVT を新規開発するにあたって、下記の項目を開発のねらいと定めた。

- (1) クラストップの軽量コンパクト
- (2) クラストップの伝達効率
- (3) 静粛性向上のため、ギヤ噛合い周波数の低減
- (4) 部品の共用化

同一骨格で NA, TC 対応

最小限の部品変更で 4WD 対応

電動オイルポンプの追加のみでアイドルストップ対応

3. 基本レイアウトと主要諸元

本 CVT の主断面図と透視概観図を Fig. 1, Fig. 2 に、主要諸元を Table 1 に示す。

本 CVT の基本レイアウトの特徴は、

* 四輪 R&D センター

- (1) 主変速部(ベルト、プーリによる無段変速機構)の上流に、平行軸間のヘリカルギヤセットによる前後進切替機構兼1次減速機構を採用した。あわせて2次減速機構を廃止した。トルクフローは入力軸、ドライブプーリ軸、ドリブンプーリ軸、ディファレンシャル軸であり、4軸構造とした。
- (2) NA と TC の2種類のエンジンに対し、トルクコンバータの流体特性と1次減速比を調整することで、主変速部以降の部品を共用化することができた。
- (3) エンジンルーム前後長短縮に対応した軸配置を採用した。
- (4) ケース構成は、シンプルな2点構成とした。
- (5) 4WD は、2WD に対して T/C ケースとディファレン

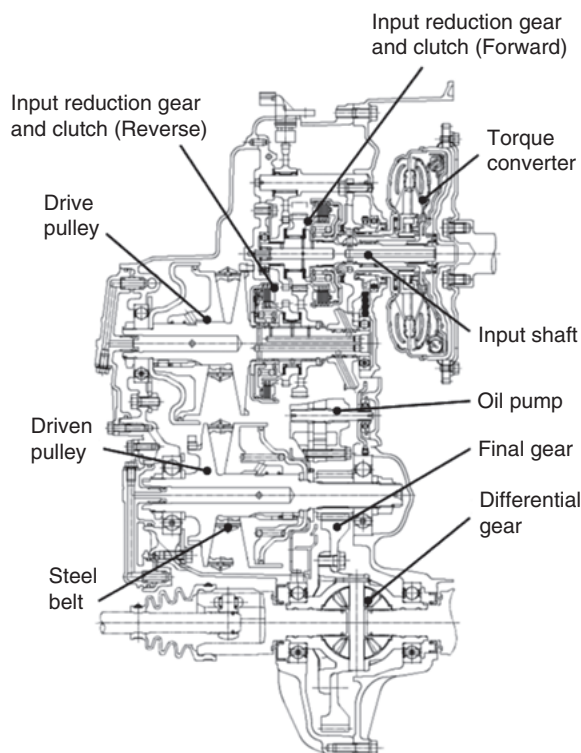


Fig. 1 Main section of developed CVT

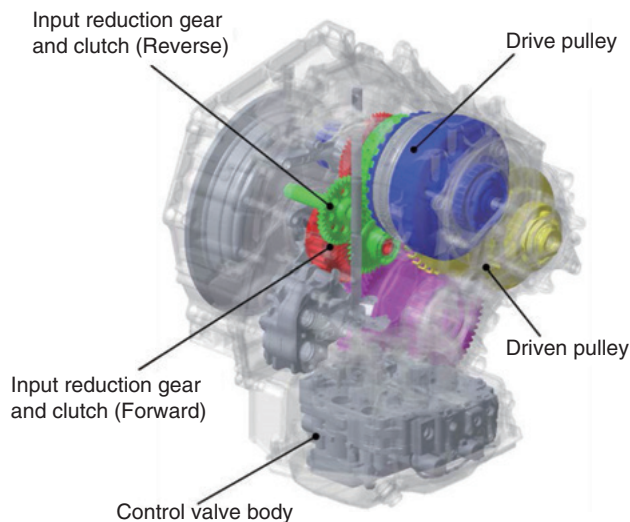


Fig. 2 Perspective view of developed CVT

Table 1 Specifications of developed CVT

Engine specifications	Type		0.66 L NA	0.66 L TC
	Max. power [kW/rpm]		43 /7300	47 /6000
	Max. torque [Nm/rpm]		65 /3500	104 /2600
Ratio	Primary reduction	Forward	1.605	1.375
		Reverse	1.187	
	Pulley (low-overdrive)		2.293-0.420	
	Final		5.176	
Dimensions	Overall length [mm]		348	
	Shaft axis distance [mm]	Input /Drive	87	
		Drive /Driven	147	
		Driven /Final	123.5	
Weight (wet) {Idle stop}	[kg]		58.5 {59.6}	58.6

シャルの仕様違いで対応した。

- (6) 油圧制御系をトランスミッション下部に一括配置すると同時に、油圧回路は4WD対応可能な回路を採用した。
- (7) 電動オイルポンプの追加のみで、アイドルストップに対応した。

4. 主要技術

4.1. 平行軸歯車式1次減速機構

今回、軽自動車用 CVT を新規開発するにあたり、新たに金属ベルトを開発することも考えられた。1次減速をおこなわず、軽自動車の最大出力に合わせて、ベルト幅を縮小し、必要なレシオレンジに合わせて周長を調整した金属ベルトを開発することである。一方、従来の 24 mm 幅の金属ベルトを流用する場合は、許容入力トルクに余裕があるため、1次減速をおこなって金属ベルトへの入力トルクを上げて使用することが可能である。本 CVT においては従来の 24 mm 幅の金属ベルトを流用することを選択した。

金属ベルトによる無段変速機構の上流に、ヘリカルギヤによる平行軸間の1次減速機構を設けた。前進用のギヤセットとクラッチ、後進用のギヤセットとクラッチを、互い違いに配置し、コンパクトな構造とした。後進用クラッチは平行軸の被駆動側に配置することにより、クラッチ内部の差回転を半減してフリクションを低減した。その構造を Fig. 3 に示す。

一般的に金属ベルトは、ベルトの許容入力トルク付近で運転する時が最も伝達効率がよく、入力回転数が高くなるにつれて伝達効率が低下する傾向がある。

NA エンジンにおいて、10・15 モードにおける1次減速無(1次減速比1.0)の燃料消費量をベースにして、1次減速比違いによる燃費向上率をシミュレートした。その結果を Fig. 4 に示す。NA においては、1次減速比1.45から2.0

において燃費向上効果が 1 % 以上得られる。

1 次減速比を大きくすると、ベルトを通過するトルクが大きくなる。ベルトを通過するトルクが増えるとトルクに合わせて軸推力が必要になるため、システム要求油圧が大きくなる。1 次減速比とシステム要求圧の関係を Fig. 5, Fig. 6 に赤線で示す。オイルポンプの発生圧力を大きくすれば、1 次減速比も大きくできるが、各部の耐圧強度も必要になることから、オイルポンプの容量等も考慮し、本 CVT では最大発生圧を 5 MPa とした。

また 2 次減速機構を廃止しているので総減速比は、金属ベルトによる無段変速比と 1 次減速比と最終減速比の積によって決まる。NA, TC それぞれに最適な総減速比を設定すると、1 次減速比によって最終減速比は決められる。1 次減速比と最終減速比の関係を Fig. 5, Fig. 6 に青線で示す。トランスミッションの前後長の制限から取りうる最終減速比の最大値（ファイナルギヤ径の最大値）には制約があり、結果として取りうる 1 次減速比には制限がある。本 CVT の最終減速比は 5.5 が上限である。

したがって Fig. 5, Fig. 6 の網かけ領域の 1 次減速比が設定可能であり、平行軸歯車式 1 次減速機構では、ギヤ比の設定が容易でもあるため、NA 1.605, TC 1.375 と別々の 1 次減速を採用した。この 1 次減速比と NA, TC それぞれのストール時の発生トルクとそれぞれのトルクコンバー

タのトルク比の積がベルト変速機構に入力される最大トルクとなる。NA 仕様と TC 仕様のベルト変速機構への最大入力トルクをほぼ等しく設定することにより、ベルト変速機構から下流の部品を共用とすることができた。

4.2. ギヤ噛合い周波数の低減

一般に、車の室内騒音は低周波数側の音圧が高く、高周波数側の音圧は低い。また、ギヤ音は室内騒音の音圧以下であれば、聞こえなくなる。ギヤの噛合い周波数が高い場合は、ギヤ音の音圧レベルは低くすることが要求され、ギヤの加工精度や支持剛性に配慮が必要になる。従来の CVT のトルクフローは、ベルトプーリー変速機構、2 次減速、最終減速であり、オーバードライブ時には、ベルトプーリー変速部で増速された後に減速するため、2 次減速ギヤの噛合い周波数が高くなり、高い歯形精度のギヤが必要となる。本 CVT では、1 次減速機構を採用し、2 次減速機構を廃止することで、ギヤ噛合い周波数を低く抑え、静粛性に対して有利な構造とした。また、従来の CVT は前後進切替機構に遊星歯車機構を採用しており、後進時に遊星歯車機構が作動する。その際、遊星歯車のギヤ噛合い周波数が高いので、ギヤ音の音圧を下げるために歯形精度を高くするなどの配慮も必要である。本 CVT は、後進用にも平行軸間のヘリカルギヤを設けた。ギヤ噛合い周波数が低く、歯形

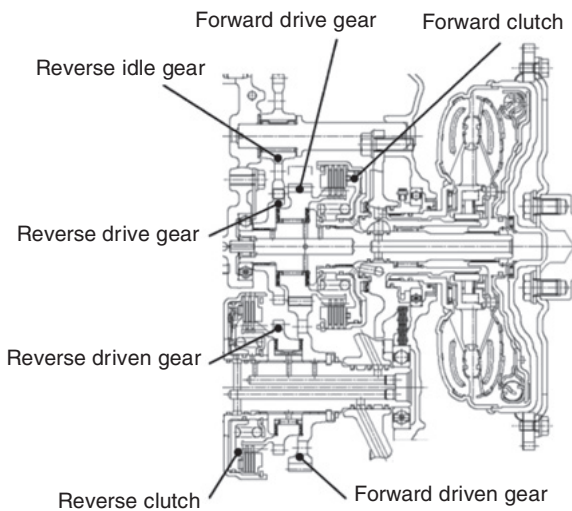


Fig. 3 Structure of helical gear input reduction

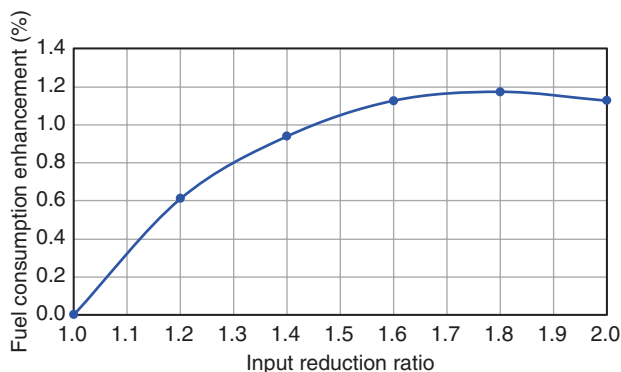


Fig. 4 Input reduction effect for fuel consumption of NA

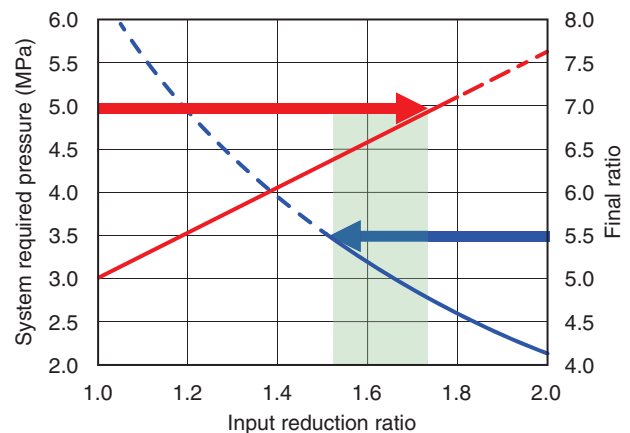


Fig. 5 Input reduction ratio for NA

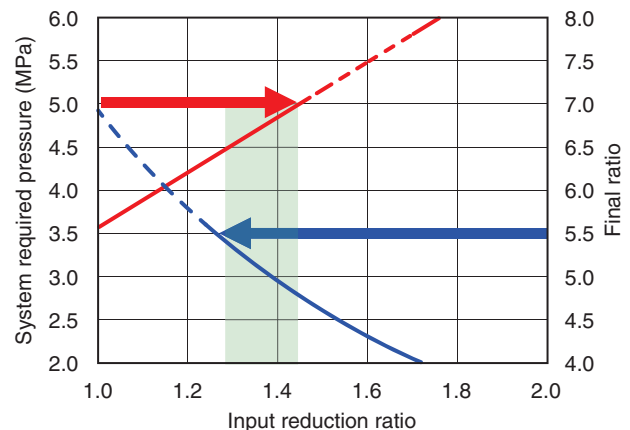


Fig. 6 Input reduction ratio for TC

の調整も容易な構造となっている。

軽自動車用のレシオ設定で、従来の2次減速機構付きCVT(従来配置)と遊星歯車機構を用いて1次減速をおこなうCVT(遊星歯車式1次減速)を想定した場合のギヤ噛合い周波数を計算した。その結果をFig. 7に示す。前進60 km/h クルーズ時において、本CVTは、従来配置CVT、遊星歯車1次減速CVTに比べてギヤ噛合い周波数を1000 Hz以上低く抑えることができる。

また、同様に後進20 km/h 走行時のギヤ噛合い周波数をFig. 8に示す。本CVTは遊星歯車機構を作動させるCVTに比べ、1次減速機構のギヤ噛合い周波数を半分以下とできた。

4.3. ケース構成

4.3.1. 軸配置

軽自動車の限られたスペースの中で、できる限りのキャビンスペースを得るために、入力軸と出力軸の前後方向の寸法を可能な限り近づけ、トランスミッションの前後長を従来の軽自動車用4速AT⁽¹⁾から4 mm 短縮した。また、油圧制御用ソレノイドをトランスミッションの前方から下方配置とすることと、ダッシュボード形状に合わせた外径形状とすることで、衝突時のストロークを捻出し、室内長70 mm 拡大に貢献をした。本CVTのサイドビューをFig. 9に示す。

4.3.2. 2ピースケース構成

ドライブ、ドリブンプーリシャフトの両端支持構造を採用し、ケース基本構成をT/Cケースとトランスミッションケース(以下、T/Mケース)の2ピースとした。ケース間

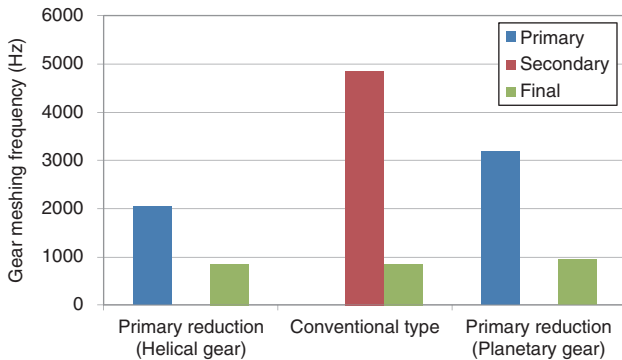


Fig. 7 Gear meshing frequency at 60 km/h cruise

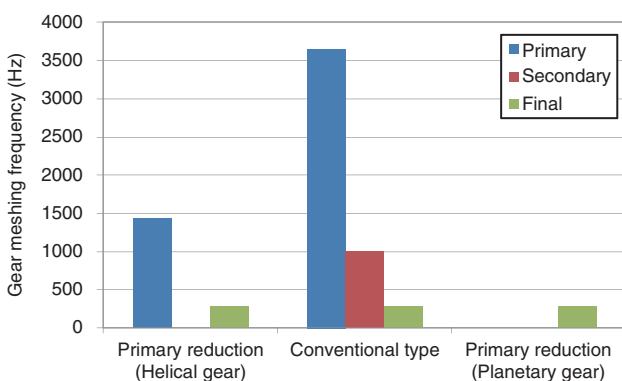


Fig. 8 Gear meshing frequency at reverse 20 km/h

の隔壁とフランジ合せ面の削減が可能となり軽量化を実現した。ケース構成をFig. 10に示す。

4.3.3. 4WD 対応

今回、ディファレンシャルケースとトランスファドライブギヤをスプラインで結合するディファレンシャル同軸トランスファを開発した。CVTにおける4WD専用部品は、T/Cケース、デフケースのみである。2WD用T/Cケースと4WD用T/Cケースの仕様差を最小化し、製造工程における加工および鋳造方案を共通化し、製造コストと品質で有利な構造とした。その構造をFig. 11に示す。

4.3.4. Formed In Place Gasket

ケースの軽量化とコストダウンを目的に、従来の紙製のガスケットに換えてCVT用Formed In Place Gasket(以下、FIPG)を適用した。FIPGからCVTフルードへのシリコン溶出により、CVTフルードの金属 μ 低下や消泡性低下が課題となるため、成分の見直しをおこない、CVTフルードへの影響がないガスケット材を新規開発し採用した。FIPGを採用することでケース合わせ面の口開きやずれにガスケットが追従することが可能になるため、従来の紙製のガスケットのボルト軸力に依存した設計から締結剛性を最適化することが可能となり、ボルト長さの短縮と使用本数の低減が図れた。紙製ガスケットを使用した場合に比べて、1100 gの軽量化と低コスト化を実現した。

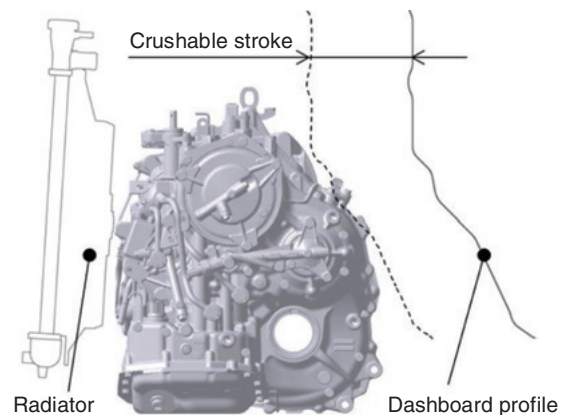


Fig. 9 Side view of developed CVT

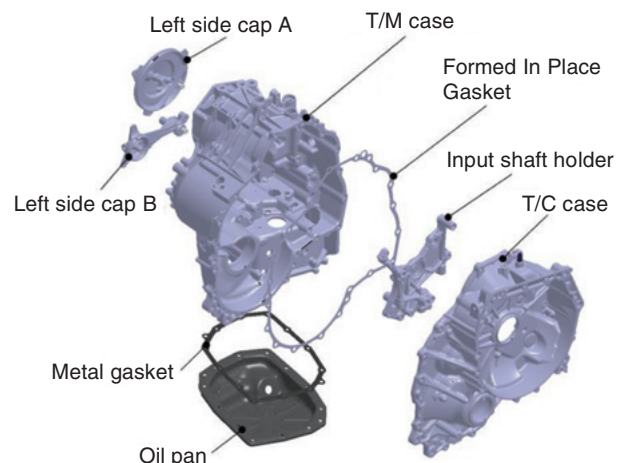


Fig. 10 Case construction

4.3.5. メタルガスケット

メンテナンス性とコンパクト化を目的にバルブボデー等の制御系をトランスミッション下方に一括配置した。銅板製オイルパンとアルミケースの間のシール用にメタルガスケットを採用することで、アルミ製のオイルパンより安価な銅板製オイルパンを採用することができた。その構造を Fig. 12 に示す。

4.4. 制御系

制御系については、ソレノイド数が少ない廉価な油圧回路構成とした。また突発的な過大入力トルクを前進クラッチで遮断する制御を新たに採用した。さらにアイドルストップ対応として電動オイルポンプを追加設定した。

4.4.1. 油圧回路

従来の油圧回路は、3 個のリニアソレノイドと 2 個の ON/OFF ソレノイドの構成としていた。そのうちの 1 個のリニアソレノイドは前後進クラッチ制御とロックアップクラッチ制御を切り替えて使用していたため、ロックアップ

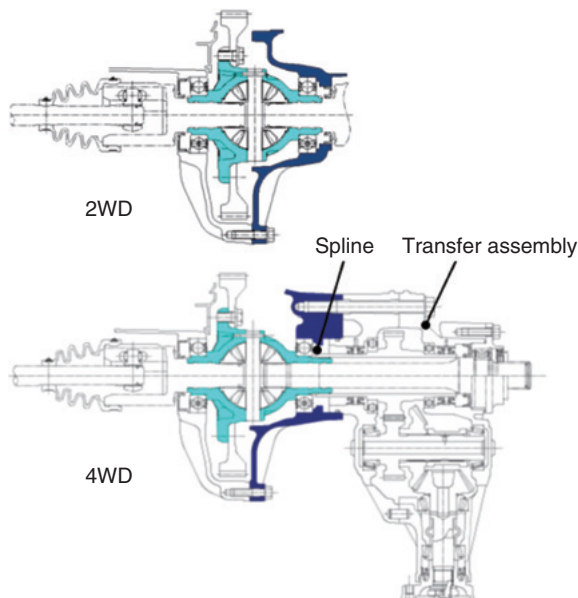


Fig. 11 Configuration of transfer coaxial with differential

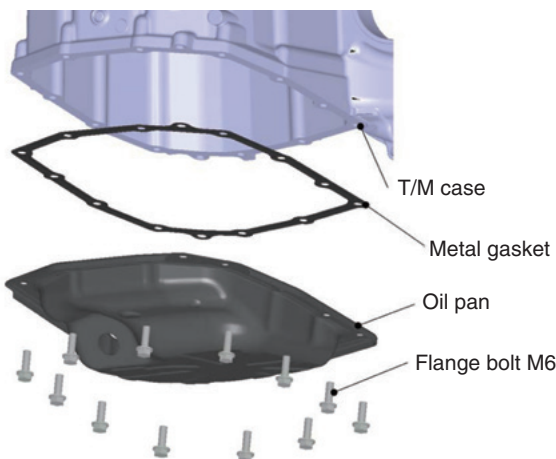


Fig. 12 Metal gasket of oil pan

クラッチ容量のコントロール中は前進クラッチ容量をコントロールすることができない回路構成であった。従来の油圧回路を Fig. 13 に示す。

本 CVT の油圧回路は、前進クラッチ容量とロックアップクラッチ容量を単独で制御するため、それぞれ専用のリニアソレノイドを設けた。前進クラッチ用のリニアソレノイドは常時前進クラッチ容量をベルト伝達容量以下になるように制御する。ロックアップクラッチ制御はロックアップクラッチ ON/OFF 回路の切り替えとロックアップクラッチ容量制御をリニアソレノイドの調圧範囲でおこなえる構成とし、切替ソレノイドを廃止した。

プーリ油圧制御回路は従来の制御回路を踏襲し、ドライブとドリブンのプーリ圧を 2 個のリニアソレノイドバルブで各々個別に制御すると共にライン圧を常時必要最小限に制御するダイレクト制御方式を採用した。以上により高機能化と小型軽量化を両立した。Fig. 14 に本 CVT の油圧回路を示す。

4.4.2. 4WD 対応制御

常時クラッチ容量制御を採用したことにより、ベルトへの入力トルクは 2WD/4WD で差がなくなり構成部品を共用することができた。また、リヤデファレンシャルへの入力トルク特性に応じた発進トルク協調制御を新たに採用

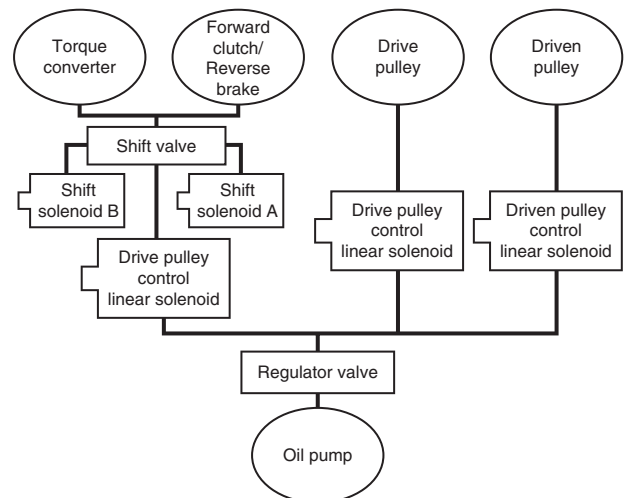


Fig. 13 Hydraulic circuit of previous CVT

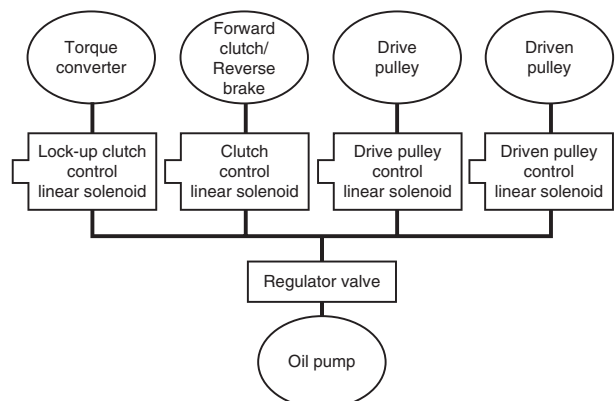


Fig. 14 Hydraulic circuit of developed CVT

し、スムーズな発進特性を実現した。

4.4.3. アイドルストップ対応制御

電動オイルポンプを採用し、アイドルストップ中も前進クラッチの締結を完全には遮断しないことで、再始動時における高応答かつスムーズな発進を実現した。アイドルストップからの発進応答性を Fig. 15 に示す。

4.5. 高効率化

1次減速比の最適化に加えて、各部を見直して、さらに効率向上を図った。

4.5.1. オイル攪拌抵抗の低減

1次減速機構の採用によりドライブプーリを油面から上方に配置し、プーリ回転による攪拌抵抗を低減した。あわせて大径のファイナルドリブンギヤの攪拌抵抗を低減するバッフルプレートを採用した。

4.5.2. 油圧センサ

油圧制御システム内に油圧センサを設置し、CVTの作動油圧を常時センシングして、フィードバックする学習制御を採用した。これにより余剰油圧を低減でき、オイルポンプ駆動トルクおよびベルトのフリクションが低減できた。

4.5.3. クルーズ効率結果

本CVTおよび他車CVTのクルーズ効率比較を Fig. 16 に示す。車速40km/hから100km/hにおいてほぼ2%の優位性がある結果が得られた。

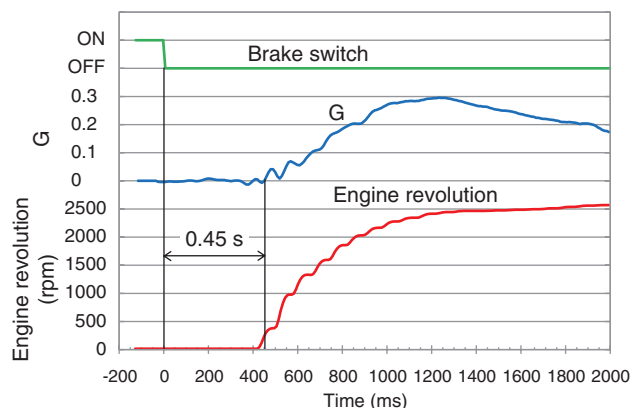


Fig. 15 Response time from idle stop

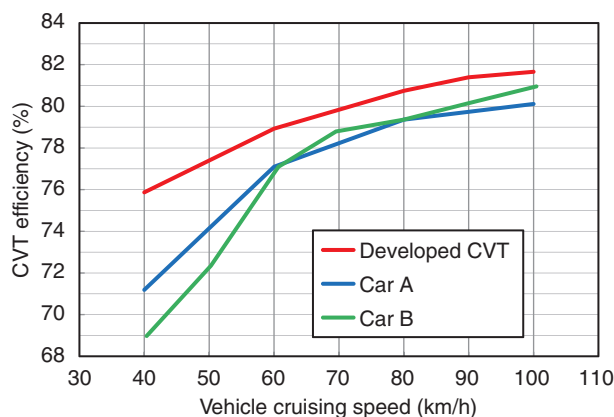


Fig. 16 CVT efficiency at cruise

5. まとめ

軽自動車用の新型CVTを開発して下記の結果が得られた。

- (1) 平行軸歯車式1次減速機構の採用により、許容入力トルク110 NmクラスでトップクラスのCVT重量を達成した。
- (2) 1次減速比の最適な設定により、軽自動車用CVTでトップクラスのクルーズ伝達効率を達成した。
- (3) 従来CVTに対して、60 km/hクルーズ時において、噛合い周波数を1000 Hz以上低くでき、静粛性を向上した。
- (4) トルクコンバータ、前進用ギヤセットの2部品の仕様分けてNAとTCに対応した。T/Cケースと4WD用デフケースと専用トランスファで4WDに対応した。電動オイルポンプの追加のみでアイドルストップに対応した。

参考文献

- (1) 内田代志春, 宮本修秀, 大谷哲也, 丸山哲郎, 酒井和明, 谷本誠司: LIFE用新コンパクト4速自動変速機の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2, p.79-86
- (2) 山口正明, 大瀧光郎, 伊藤敬介, 荏澤英夫, 戸塚博彦: 新型FIT用トルクコンバータ付きCVTの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.20, No.2, p.11-16
- (3) 佐藤洋一, 浦野純司, 大橋章人, 佐久間信次, 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



中村 敬



羽生 恵一



小西 康一

ビジネス向け電動二輪車「EV-neo」用駆動モータの開発

Development of Electric Motor for “EV-neo”, Electric Motorcycle for Business Use

小林 直 樹*

Naoki KOBAYASHI

要 旨

ビジネス向け電動二輪車 EV-neo の駆動用モータとして排気量 50 cm³ のエンジンスクータと同等の動力性能を持つ DC ブラシレスモータを新たに開発した。減速ギヤを併用することにより要求最大トルクを低減させ、モータを小型化し、さらに PDU (Power Drive Unit) と一体化することで、ホイールサイドに搭載可能な駆動ユニットを実現した。減速ギヤ採用によるモータの高回転化に対応するために IPM (Interior Permanent Magnet) 構造を、小型化を実現するために集中巻きステータコイルをそれぞれ採用した。モータの性能は、最高出力 2.8 kW、最大トルク 11 Nm、実用域効率 75% 以上、最高回転数 9000 r/min 以上を達成し、ビジネス用途として必要な動力性能を満足する駆動用モータを実現した。

生産工程については、電動カート生産用の既存モータ量産設備にて製作可能とするため、分割コアステータ構造やコイル結線用バスリングなどを採用し、生産性向上と低コスト化にも配慮した。

ABSTRACT

A new DC brushless motor, which has an equivalent driving performance to a 50 cm³ displacement scooter engine, has been developed to be equipped in a new electric motorcycle for business applications. The requirement for the maximum motor torque was mitigated by applying reduction gears and the drive unit that can be mounted on the wheel side was realized by reducing the size of the motor, together with the united structure of PDU (Power Drive Unit). In this motor, IPM (Interior Permanent Magnet) structure was implemented to cope with the high rotation speed of the motor, and the concentratedly wound stator coil was implemented for downsizing. The motor performances with the maximum power of 2.8 kW, the maximum torque of 11 Nm, the practical efficiency of 75% or more, and the maximum motor speed of 9000 r/min or more, were achieved, satisfying the specifications required for the drive train unit of business application motorcycles. In production processes, the split core stator structure and the bus rings for coil wiring were adopted to make it possible to manufacture them in the existing mass production facilities for the electric carts production, taking the cost reduction into good account as well.

1. ま え が き

近年の環境問題への関心の高まりから、CO₂ 排出量削減に向けた取り組みの一つとして、電動車両の普及が進められてきている。Honda は、1994 年の電動二輪車 CUV-ES (Fig. 1) ⁽¹⁾ の量産化以降、現在まで二輪車の電動化技術に取り組んできた。そして、これまで蓄積した電動化技術とノウハウをさらに進化させ、2010 年に、ビジネス用途に適した電動二輪車 EV-neo を新たに開発した (Fig. 2)。これら 2 機種の様式比較を Table 1 に示す。今回開発した車

両は、高出力型のリチウムイオンバッテリーを採用することにより 20 分でバッテリー容量 0 – 80% までの急速充電を可能とし、かつ、外気温 -10℃ の低温でも十分な走行性能 (放電性能) と短時間充電 (充電性能) を実現した。登坂性能は、一人乗り、30 kg 積載状態にて 12 度の登坂発進が可能であり、排気量 50 cm³ のエンジンスクータと同等の動力性能を実現した。本モータは、上記動力性能の実現を目標に新たに開発されたものである。

本稿では、今回開発したモータへの適用技術と性能について述べる。

*二輪 R&D センター

Table 1 Specifications of previous and developed vehicle models

	Previous model	Developed model
Dimensions L X W X H (m)	1.785 x 0.615 x 1.035	1.830 x 0.695 x 1.065
Vehicle mass (kg)	130	106
Rated output (kW)	0.58	0.58
Maximum power (kW)	3.3	2.8
Maximum torque (Nm)	9	11
Battery type (V-Ah)	Ni-Cd 86.4 V-20 Ah	Lithium-ion 72 V-12.6 Ah



Fig. 1 Previous mass production electric motorcycle (CUV-ES)



Fig. 2 Newly developed electric motorcycle (EV-neo)

2. 開発のねらい

一般に電気自動車 (EV) は、十分な航続距離を実現するとバッテリー搭載量が多くなり、重くて高価なものとなる。この状況を踏まえ EV-neo の開発要件の重点は、軽量化および低コスト化に置かれ、最小限のバッテリー搭載量で目標の航続距離を確保することが必要となった。このためモータの開発においては以下を主なねらいとした。

- (1) 駆動ユニットの小型化
- (2) 駆動効率の向上
- (3) 低コスト化

一般的なエンジンスクータの場合、エンジンの動力はベルトコンバータによる変速と固定減速比の減速ギヤを介して駆動輪へ伝達される。先に紹介した、CUV-ES も、ベルトコンバータと減速ギヤの組合せを採用した (Fig. 3)。そのためモータは、これまでエンジンが搭載されていた位置と同じ位置に搭載するほかなく、駆動ユニット全体の大きさはエンジンスクータと同等となっていた。これに対し今回は、ベルトコンバータ廃止とモータの小型化により、駆動ユニット全体の小型化と共に、駆動効率向上を図ることをねらいとした。また、電動カート用の既存モータ量産設備にて製作可能とする構造を採用し、生産性の向上による低コスト化の実現を目指した。

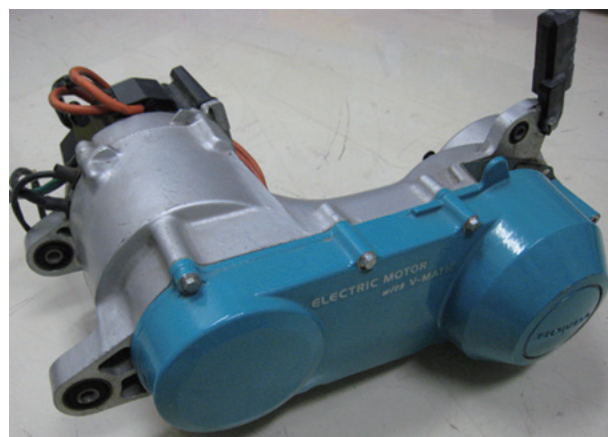


Fig. 3 External view of belt converter-type transmission

3. 適用技術

駆動用モータの主要諸元を Table 2 に、駆動ユニット全体を Fig. 4 に示す。

モータは、DC ブラシレスモータであり、CUV-ES の SPM (Surface Permanent Magnet) 構造に対し、高回転での効率および強度に優れる IPM (Interior Permanent Magnet) 構造を選択した。

モータの冷却は、冷却ファンなどの冷却用追加部品による重量増をさけるため、駆動ユニットへの伝熱と走行風による自然空冷を選択した。

3.1. 駆動ユニット構造

3.1.1. クラッチ同軸化

駆動ユニット部の詳細を Fig. 5 に示す。遠心クラッチを採用することにより、モータ効率が低下する低回転高トルク域での運転を回避し、駆動効率の向上を図った。また、0 r/min でのモータ高トルク状態の維持を回避することにより、モータと PDU への電流負荷を低減し、モータや PDU の耐熱性能を上げることなく、坂道発進等の低速高

Table 2 Major specifications of new and previous motors

	Previous motor	Developed motor
Type	DC brushless	DC brushless
Magnets	Nd-Fe-B	Nd-Fe-B
Number of poles	4	8
Rotor type	SPM	IPM
Winding type	Distributed winding	Concentrated winding
Cooling system	Forced air cooling	Natural air cooling

負荷運転時の信頼性を確保した。さらに、停止時はモータと駆動輪が切り離されるため、電源 OFF 時の車両取り回し荷重の低減が図られた。

上記のクラッチをモータと同軸に配置し、駆動ユニットの小型化を図った。モータのロータシャフトを中空構造とし、その中にドライブシャフトを貫通させクラッチを同軸

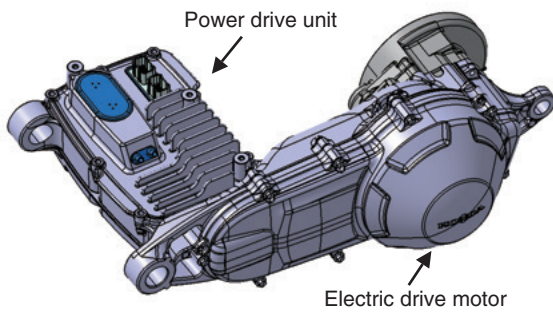


Fig. 4 External view of drive unit assembly (EV-neo)

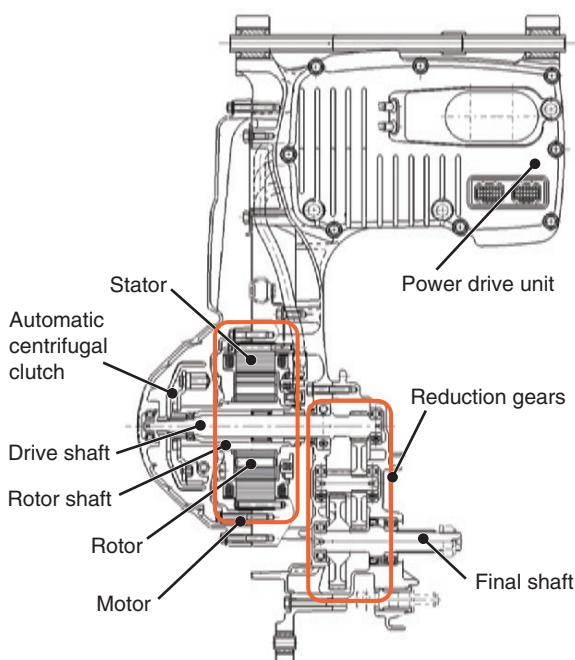


Fig. 5 Sectional view of drive train unit

化した。クラッチの同軸化とモータの小型化により、車両のバンク角を確保しながら、モータをホイールサイドに搭載可能とするとともに、駆動ユニットの伝達効率向上と小型化を実現した。

3.1.2. PDU との一体化

駆動ユニットと PDU とを一体化し、パワーユニット全体の小型化を図った。クラッチ同軸化により、モータをホイールサイドに搭載できたため、利用可能となった駆動輪前方スペースに PDU を搭載し、駆動ユニットと一体化した。これにより PDU 冷却のための十分なヒートマスが確保でき、CUV-ES では強制空冷としていた PDU 冷却を自然空冷とすることができた。またモータと PDU をユニット内で結線することができ、PDU からモータへの送電ロスは、車体に PDU を搭載する場合に比較して 50% 以上低減することができた。さらにユニット外で結線する場合の屈曲部の保護、防水対応を省略することが可能になり、部品点数削減による低コスト化に寄与した。

3.2. 高回転化

モータに減速機構を付加し、モータを高回転仕様とすることで、駆動ユニットの小型化と重量低減を図った。

課題の主眼を、減速機構の併用による駆動フリクションの増加においた場合、駆動輪をダイレクト駆動するインホイールモータも選択肢の一つである。しかし、減速機構を併用したモータと比較した場合、減速比の制限により、要求されるモータトルクは大きくなる。

磁石トルクのみを用いるモータの場合、トルクを大きくするには磁石による鎖交磁束や極数を増加させる必要がある。そのためにはモータ外径や積厚を増す必要があり、また、それにより磁石、電磁鋼板、コイルの使用量が増えるため、モータは大型化し重量が増加する。

以上より、駆動ユニットは、モータ最大トルクを低減できる減速機構の併用を選択し、一人乗り、30 kg の荷物を積載した状態で 12 度の登坂発進を可能とすることを目標とした。このときの駆動輪の要求軸トルクは 150 Nm である。この要求軸トルク実現のため、生産設備上のモータ形状の制限と高回転化によるフリクション増を考慮しつつ、減速比を 13.9、モータ最大トルクは 11 Nm、最高回転数 9000 r/min を目標として設定した。

3.3. IPM モータ

ベルトコンバータを廃止するためには CUV-ES のモータに対して最大トルクを 20% 向上、最高回転数を 50% 向上させる必要がある。さらに、より広範な回転数域の効率向上が必要となるため、磁石トルクに加えてリラクタンストルクを併用する IPM 構造のモータを選択した。また高回転でのロータ強度を確保するため、1 極あたりの磁石を 2 分割し、ロータヨーク内に配置した。ロータヨークおよ

びステータコア形状の比較を Fig. 6 に示す。ロータ形状は、CUV-ES のロータに対して外径を 10% 大径化し、極数は 4 極から 8 極に増加させることで要求最大トルクを満足する磁束量を確保した。また、CUV-ES に対し保磁力が 7% 高い磁石を採用することで磁石形状の薄型化が可能となり、ロータを大径化しながらも磁石使用量は CUV-ES に対し同等にできた。

3.3.1. リラクタンストルクの併用

リラクタンストルクを併用するモータのトルクを T_q 、磁石トルクのトルク定数を K_t 、リラクタンストルクのトルク定数を K_{rt} 、 d 軸電流と q 軸電流をそれぞれ i_d 、 i_q 、 d 軸インダクタンスと q 軸インダクタンスをそれぞれ L_d 、 L_q 、極対数を P_n 、起電力定数を K_e とすると、式 (1)、(2)、(3) のように表わされる。式 (1) の右辺第 1 項が磁石トルク、第 2 項がリラクタンストルクを表す。

$$T_q = K_t \cdot i_q + K_{rt} \cdot i_d \cdot i_q \quad (1)$$

$$K_t = P_n \cdot K_e \quad (2)$$

$$K_{rt} = P_n (L_d - L_q) \quad (3)$$

CUV-ES で採用した SPM 構造のモータでは、 L_d と L_q は同じ値となるためリラクタンストルクは発生せず磁石トルクのみとなる。

ここで、モータの高回転での動作においてモータの誘起電圧が電源電圧以上となる場合は、弱め界磁制御による磁石界磁量の抑制が必要となる。しかし、磁石界磁量を抑制するための弱め界磁電流は、トルク発生に寄与しないためモータ効率を低下させる。

磁石トルクのみを用いる SPM 構造のモータの場合、弱め界磁電流を低減し高回転時の効率を改善するには、誘起電圧の上昇を抑制する必要がある。巻線のターン数の変更により K_e を低減し誘起電圧の上昇を抑制することができるが、式 (2) より同時に K_t も低減される。つまり高回転時の効率は改善されるが、 K_t の低減によりトルク発生に必要な電流が増加するため、低回転高トルク時の効率は低下する。以上より磁石トルクのみを用いる SPM 構造のモータでは広範な回転数域の効率向上は困難となる。

一方、磁石トルクに加えてリラクタンストルクを併用する IPM 構造のモータの場合、SPM 構造のモータと同様に

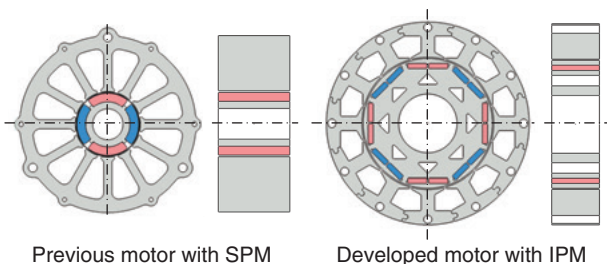


Fig. 6 Comparison of shapes between previous and developed motors

K_e の低減により K_t が低減されるため、同一電流下での磁石トルクは減少するが、 K_{rt} によるリラクタンストルクを追加することができる。これにより、低回転時の効率を犠牲にすることなく、弱め界磁制御に依存しない高回転域の運転ができるため、SPM 構造に対してより広範な回転数域での効率向上を図ることができる⁽²⁾。

式 (3) よりリラクタンストルクは L_d 、 L_q の差分により発生し IPM 構造の場合 $L_d < L_q$ となる。そのため電流位相角 $90^\circ - 180^\circ$ の範囲で磁石トルクにリラクタンストルクを追加することができる⁽³⁾。EV-neo のモータは、ロータヨーク形状の改良により最大トルク発生時に全トルクの 20% 以上をリラクタンストルクによるものとすることができた。今回開発したモータの電流位相角と発生トルクの磁場解析確認結果を Fig. 7 に示す。

3.3.2. ロータ強度

高回転化を実現するためにはロータ強度の確保が課題となる。遠心力によるロータヨークへの応力を緩和するため、1 極あたりの磁石を 2 分割しヨーク内に配置した (Fig. 8)。分割配置により応力分担箇所を磁石両端部の 2 箇所からセンターリブを追加した 3 箇所に増加させた。これにより、遠心力による応力集中を低減し、高回転時のロータ強度を確保した。

3.3.3. 磁石接着の廃止

磁石はロータヨークへ接着固定しないことで、生産性向上によるコスト低減を図った。接着剤の使用は、塗布や熱

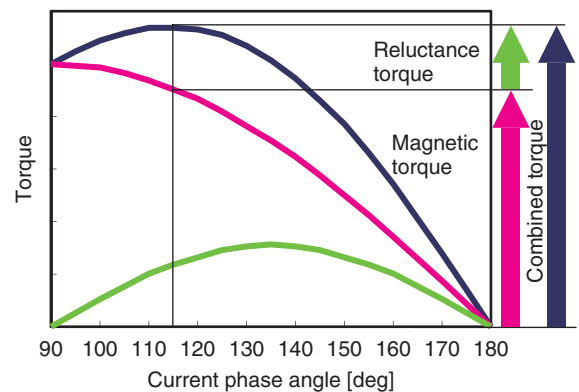


Fig. 7 Torque characteristics in relation to current phase angles

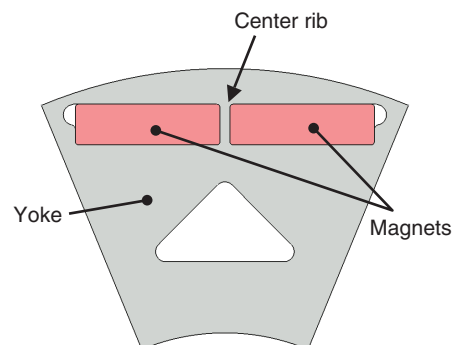


Fig. 8 Rotor structure

硬化のための管理が必要となり、生産性向上を難しくしていた。今回採用した IPM 構造の場合、磁石はロータヨークに囲まれるため、磁石をロータヨークへ挿入した状態でその位置を保持できる。しかし磁石挿入のためには、ロータヨークと磁石の間に、0.1 mm 程度のクリアランスが必要であり、このクリアランス内で磁石は移動が可能となる。そのため、ロータの回転に伴って、磁石が繰り返しロータヨークに衝突するため、磁石に施された防錆用メッキの割れや磨耗が懸念とされる。これに対処するために、柔軟性に優れたスルファミン酸ニッケルメッキを採用し、車両の加減速を想定したロータの加振試験により、耐久性能を満足するメッキ膜厚などについての条件を得た。これにより磁石接着廃止の成立性を確認できた。

3.4. 集中巻ステータ

ステータの巻線には、CUV-ES で採用した分布巻きに対して、コイルエンド高さを低くできる集中巻を採用した。ステータ形状を Fig. 9 に示す。集中巻の採用により CUV-ES のモータに対して、コイルエンド高さを 52% 低減し、モータの小型化に貢献した。集中巻きの採用に加え、ホイールサイドへの搭載に適したモータ形状とするため、CUV-ES に対しステータ外径を 17% 大径化、コア積厚を 31% 薄型化した (Fig. 10)。

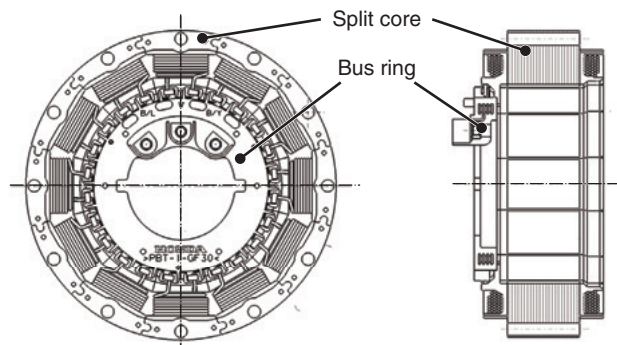


Fig. 9 Structure of stator

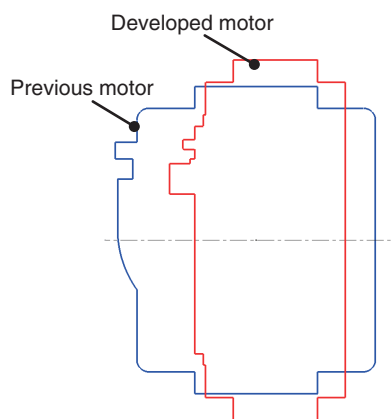


Fig. 10 Comparison of contours of new and previous motors

3.4.1. 分割コア

電動カート用の既存モータ量産設備にて製作可能とするため、既存モータと同一構造の分割コアステータを採用した⁽⁴⁾。分割コア採用により、集中巻きに適した既存のボビン型巻線機を用いることができた。また分割構造により、一体でステータコアを製作する場合と比較して、材料歩留まりを 18% 向上し、低コスト化に寄与できた。Fig. 11 に分割コア形状を示す。

3.4.2. 自己融着巻線

巻線には、加熱によって巻線間を接着できる自己融着巻線を採用した。自己融着巻線の断面構造を Fig. 12 に示す。自己融着巻線は導体表面の下層に絶縁層、上層に融着層を有し、巻線工程後のコイルに熱を加えることで上層の融着層が溶融し、巻線同士を接着することができる。自己融着巻線の採用により、含浸ワニスによる巻線の接着工程を廃止でき、工程削減による生産性の向上に寄与した。

3.4.3. バスリング

集中巻きしたコイルの各相を結線するためにバスリングを採用した。Fig. 13 にバスリングの構造を示す。コイルと

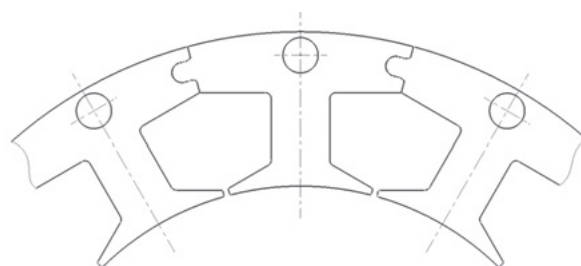


Fig. 11 Split core structure

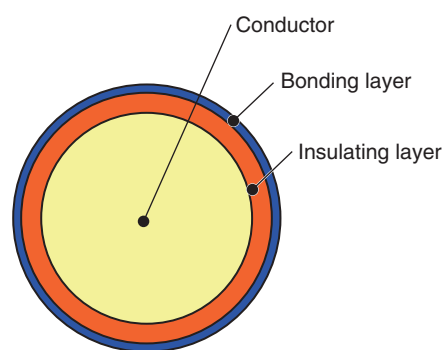


Fig. 12 Cross-section of self-bonding magnet wire

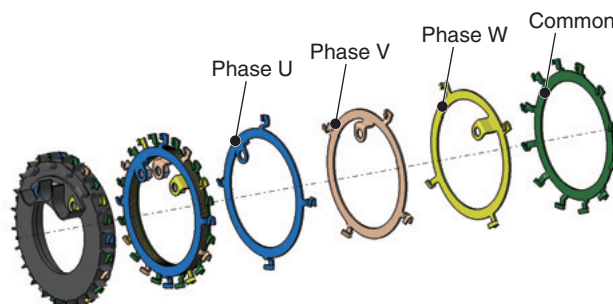


Fig. 13 Structure of bus-ring

バスリングを結線した後の等価回路は Fig. 14 に示すようになり、UVW の各相にコイルを 4 個並列接続した状態となる。このバスリングをコイルエンド部の内径側に配置することで、渡り線によるモータの軸方向への寸法拡大を抑制し、モータの薄型化を可能とするとともに、バスリング内の電極板も小型化することができた。

コイルとバスリングの結線方法としては、フュージングを採用した。フュージングは Fig. 15 に示すようにまずバスリングの U 字形状部にコイル端を機械的に仮止めし、続いて、上下の電極間に流される一次電流の熱でコイルの絶縁層皮膜を剥離し、次に、二次電流にて表面を溶着させ電氣的に接合する方法である。このフュージングの採用により、他の結線方法で必要な、コイル絶縁層の剥離工程を削減することができ、短時間で結線することを可能とし、生産性の向上が図れた。

バスリングの構造については、既存モータのバスリングに対し、各相間の沿面距離を拡大した専用の内部構造によって絶縁性能を強化しながらも、コイルとの結線部形状は、既存モータのバスリングと同一構造とすることができた。これによって、現有のフュージング設備が流用でき、コスト低減を実現できた。

3.5. 回転角度センサ

ロータの回転角度センサはホール IC 式を採用し、検出角度誤差の補正機能を PDU に持たせることで、センサの

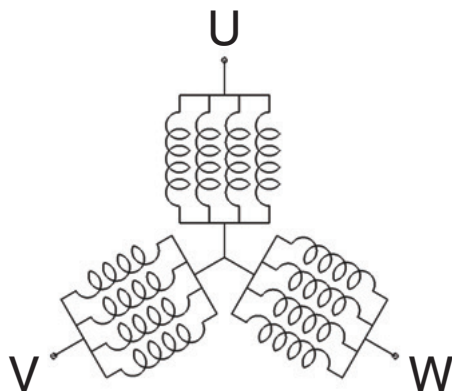


Fig. 14 Equivalent circuit for the motor

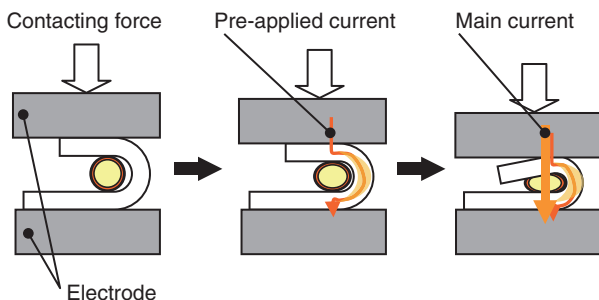


Fig. 15 Process of welding by fusing

機械的な位置調整を不要とし、生産性の向上および部品交換時の工数削減を図った。センサ部の詳細を Fig. 16 に示す。ホール IC は高温動作時に誤差を生ずるため、センサをクラッチとは反対側に配置することで、クラッチからの受熱を回避し、センサの信頼性を確保した。また、センサ用リング磁石をバスリングの内側に配置することで、センサ部の軸方向への寸法拡大を抑制し、モータの小型化に寄与した。

ブラシレスモータは回転角度センサの信号を基準としてモータの通電制御をおこなうため、センサの取付け位置のばらつきや、センサ用磁石の磁極位相のばらつきによって検出角度に誤差が生ずると、モータ出力や効率のばらつきにつながる。この課題に対し、CUV-ES ではセンサの取付け位置を機械的に調整することで対応していたために、生産性向上を難しくしていた。EV-neo においては、モータの誘起電圧波形とセンサ信号を比較し、角度誤差を検出する回路を PDU に内蔵させることによって、完成車検査時における電氣的な角度誤差補正を可能とし、生産性の向上が図られた。またこの補正機能により、特別な道具を用いることなく角度誤差の補正をすることを可能とし、サービス時の部品交換工数削減にも寄与した。

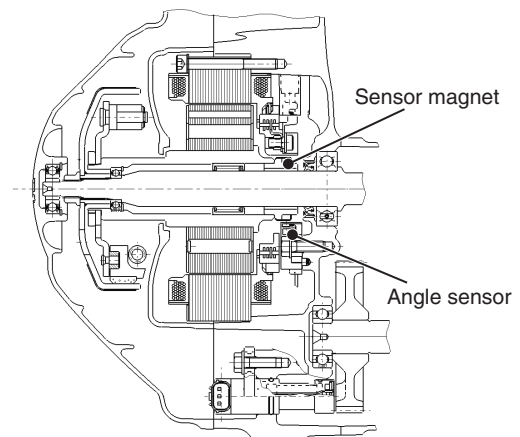


Fig. 16 Layout of angle sensor

4. モータ性能

4.1. 出力

三章にて述べた適用技術により、モータ出力は、最高出力 2.8 kW、最大トルク 11 Nm、最高回転数 9000 r/min の目標性能を達成した。CUV-ES に対してトルク密度は 37% 向上し、モータ重量は 11% 低減した。出力確認結果を Fig. 17 に示す。CUV-ES に対して最大トルク 22% 向上、最高回転数 52% 向上とすることでベルトコンバータを廃止し、固定減速比にて、目標とする一人乗り、30 kg 積載における 12 度の登坂発進性能と、最高速性能の両立を実現した。

4.2. 効率

モータの最高効率は92.7%で、また、実使用領域において75%以上の効率を達成した。効率確認結果をFig. 18に示す。ベルトコンバータ廃止による駆動フリクション低減、強制空冷の廃止と小型化による重量軽減により、車両全体としては、車速30 km/hの定地走行において航続距離34 kmを実現した。

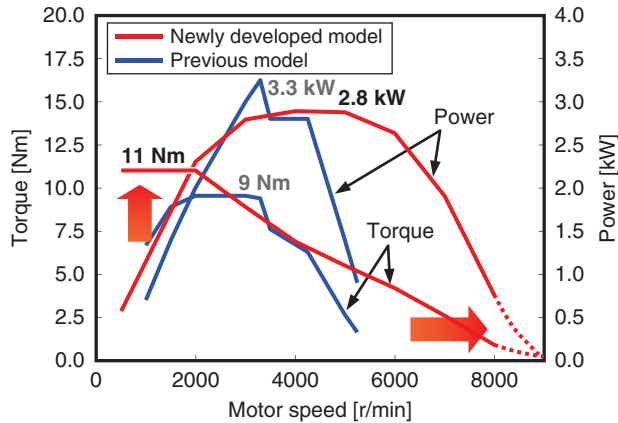


Fig. 17 Comparison of output performance for developed and previous motors

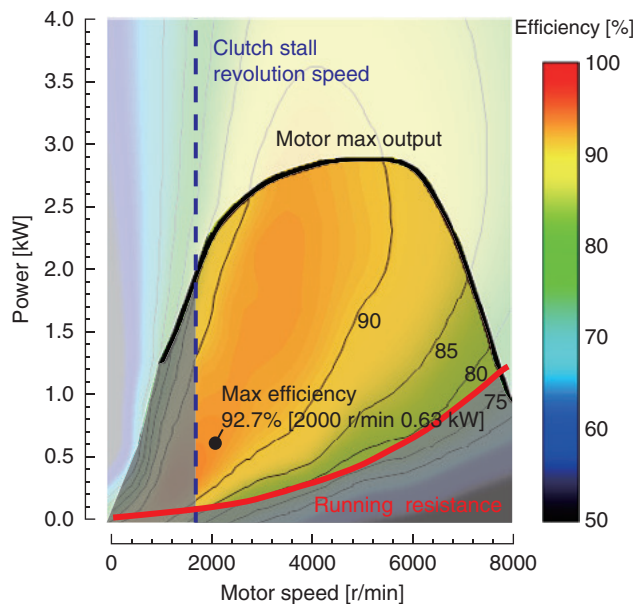


Fig. 18 Measured motor efficiency characteristics

5. まとめ

電動二輪車用駆動モータを開発し、以下の項目を実現した。

- (1) クラッチのモータ同軸配置、集中巻きステータコイルの採用によるモータの小型化により、駆動ユニットの小型化を実現した。
- (2) 電動二輪車専用のIPMモータの開発により、高回転

化を実現し、ベルトコンバータを廃止し、駆動フリクションの低減を実現した。

- (3) 分割コアステータ、コイル結線用バスリングなど既存モータと同一構造を採用することにより、現有モータ量産設備での生産を可能とし、生産性向上による低コスト化を実現した。

参考文献

- (1) 中澤祥浩, 熊谷千昭: 実用電気スクータの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.6, p.17-23
- (2) 瀧澤一晃, 伊藤智之, 佐藤博之: 小型高効率主駆動用モータの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.105-112
- (3) 福嶋達也, 岩井明信, 山口憲隆, 篠木弘明: 燃料電池車FCXクラリティ用駆動モータ, Honda R&D Technical Review, Vol.21, No.1, p.60-66
- (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

■著者■



小林直樹

新型 ASIMO の開発 — 自律機械の実現 —

Development of New ASIMO
— Realization of Autonomous Machine —

重 見 聡 史*
Satoshi SHIGEMI

川 邊 浩 司*
Koji KAWABE

中 村 孝 広*
Takahiro NAKAMURA

要 旨

新型 ASIMO は、「人と共存、協調して社会の中で役に立つロボット」の実現を目指したステップとして、人の存在する実環境で状況変化がわかり行動を自ら実行し動き続けることを目的として開発された。新たに、マルチモーダルセンシング技術、状況推定予測技術、自律行動生成技術を開発し、状況適応能力を大幅に進化させた。身体能力については、5本の指を独立して制御できる多軸ハンドと、人混在環境の中で動き続けるために俊敏性を向上させた軽量かつ高応答なハードウェアを開発した。その結果、人対応機能では、状況に合わせて人に対し適切に働きかけることが可能となった。歩行機能としては、複数人の移動を予測し止まらずにすれ違いでき、凹凸など変化する路面でもバランスを保つことが可能となった。作業機能としては、対象物を安定に把持し、さらに指で物を操れるようになった。

ABSTRACT

The new ASIMO was developed as a step toward the goal of achieving “a robot that coexists and cooperates with people and performs useful functions in society.” The purpose was to give it the capability to sense changes in the circumstances of real-life environments where people are present, to take autonomous action, and to continue acting. New multi-modal sensing technology, situation estimation and prediction technology, and autonomous behavior generation technology were developed, greatly advancing the robot's ability to adapt to situations. The development of physical capabilities included a many-axis hand capable of independent control of five fingers and lightweight, highly responsive hardware with heightened agility to enable continuing operation in a mixed environment with people. In terms of human response functions, therefore, the robot became able to adapt to situations to work appropriately with people. In terms of walking functions, it became able to predict the movements of multiple people and cross their paths without stopping, as well as to maintain its balance even on irregularities or other changes in the road surface. In terms of work functions, it became able to hold an object with a stable grip and to manipulate things with its fingers.

1. まえがき

Honda は、新しいモビリティの創造のひとつとして人と共存、協調して社会の中で役に立つことにより、新しい価値をもたらすヒューマノイドロボットの研究を行ってきた。研究過程で得られた人の歩行の解析結果、二足歩行のアクチュエータ機構の設計、および二足歩行の制御などの技術を活かし、1996年に世界初の自律二足歩行ヒューマノイドロボット P2 を試作し公開した⁽¹⁾。2000年11月には、人の身近で実際に人の役に立つ存在を目指して人の生活環境に適合できるサイズの ASIMO を誕生させ⁽²⁾、2001年からレンタルの形態で国内市場に送り出した。2002年には世界30ヵ国以上で公開し、人とロボットの接点

を通じて実際に人の役に立つ姿を探求した。さらに人との関わりを円滑にするため、人の姿勢や行動および個人の顔を認識するなどの人対応機能⁽³⁾を搭載した。2005年12月には、高精度かつ高応答なハードウェアと上半身の曲げやひねりを積極的に利用する新しい姿勢制御技術で身体機能を大幅に向上するとともに、自律連続移動や障害物回避、軌道生成技術を搭載した ASIMO を発表した⁽⁴⁾。2007年12月には共同作業機能、自律充電機能、すれ違いと回避行動能力を追加し、実環境での運用実験を開始した。このような活動を通じて人々とともにヒューマノイドロボットが活躍する夢を描き、ニーズの開拓とノウハウの蓄積を図ってきた。

ここでは2011年11月に発表した新型 ASIMO (Fig. 1) の概要を紹介する。

* 基礎技術研究センター



Fig. 1 Humanoid robot “New ASIMO”

2. 開発のねらい

Fig. 2 に ASIMO の究極の目標である「人と共存，協調して社会の中で役に立つロボット」の実現に向けた開発ロードマップを示す。新型 ASIMO は第 2 ステップに位置付けられ，限定的ながらも人と共存した実環境で動き続けることをねらいとしている。

我々はこれまで，従来型 ASIMO を使ってオフィスロビーなどの実環境で受付案内やデリバリサービスの実証実験を行ってきた。この実験を通じ，実環境においてはロボットが人の存在を認識できない場面が多いこと，ロボットが対応する人は事前に想定した行動をしないことが多いことが分かった。こうした状況に遭遇すると，あらかじめ定められたシナリオに沿って自動的に動く従来型 ASIMO は適切に行動することができず，オペレータが介入する必要があった。

そこで新型 ASIMO の開発においては，変化する状況の中で「自ら判断し行動する」能力を有する「自律機械」を実現することをねらいとした。我々は自律機械としてのロボットに必要な要素を，

- (1) 周囲の人の動きなどの変化を複数のセンサで検出し，それらの情報を総合して状況を推定する「外界認識」

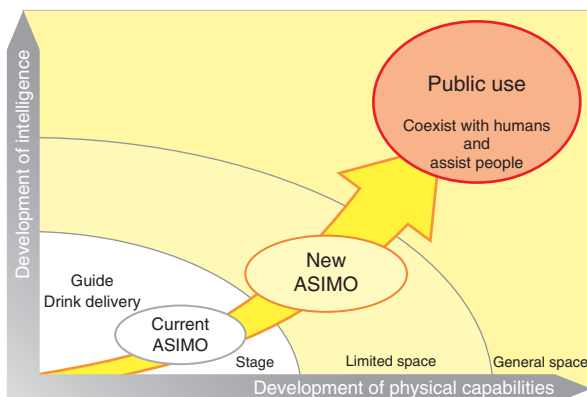


Fig. 2 ASIMO development roadmap

- (2) 集まった情報から次の状況を予測して人の操作の介入なしに自ら次の行動を判断する「自律行動生成」
- (3) とっさに足を出して身体の安定姿勢を保つ「高次元姿勢バランス」

の三つに定め，これらを実現する技術を開発することとした。

本稿では，3 章で新型 ASIMO の主要諸元を紹介し，4 章で上記の外界認識と自律行動生成を実現するための知能化の基盤技術となるシステムアーキテクチャについて述べる。このアーキテクチャは，外界の人や物の観察で得られた複数のセンサ情報を統合し，誰に対してどの行動をするかを決めて実行する仕組みである。次いで 5 章では上記の高次元姿勢バランスに関し，段差や凹凸など路面の状況変化に対応するための外乱適応技術について述べる。さらに，人と混在する環境で止まらずに移動するための局所経路生成技術について述べる。6 章では作業対象物の種類の増加や，位置と姿勢の多様化に対応するために開発した多軸ハンドを紹介する。

3. 主要諸元

3.1. 基本仕様

新型 ASIMO の主要諸元を Table 1 に示す。全高は 1300 mm で，重量は 48 kg である。2005 年 12 月に発表した従来型 ASIMO と全高を変えずに 6 kg の軽量化を達成した。歩行速度は人の歩行を妨げないように，人が普通に歩く速度と同じく時速 4.0 km とした。走行速度は時速 9.0 km と大幅に向上したほか後進することも可能となった。外観デザインは，先進性と親和性の調和を保ちつつ，やさしさ，わかりやすさ，見わけやすさの観点で，人と相手をし続けるための進化を具現化した。

3.2. 関節構成

従来に対し各関節には腰部に 1 軸，各ハンド部に 11 軸を追加し，合計で 57 自由度にした (Fig. 3)。腰の前後回転軸はお辞儀動作による作業範囲拡大のために追加した。ハンドについては，親指に 1 軸と他の 4 指で 1 軸という従来の軸数に対し自由度を大幅に増やしたことで，物体の位置と姿勢に合わせた最適な持ち方，様々な形状をした物体の把持と摘み，ひねり動作による対象物の操作が可能となった。

また新型 ASIMO では，従来と比較し各軸とも可動範囲を拡大している。頭部の上下方向については，胸部との干渉を避けるために瞬間中心が変化する広角 6 リンク首構造を採用し，可動角は従来の上 22 度下 19 度から，上 26 度下 32 度と大幅 (1.7 倍) に拡大した。足の着地位置を拡大するための脚のクロスステップ動作に重要な足首の左右方向については，リンク揺動角を低減し，従来の上 24.5 度から ±32.5 度に拡大した。

Table 1 Specifications for ASIMO

Height	1300 mm	(self-standing)
Weight	48 kg	
Speed	0 – 4.0 km/h	(Walk)
	9.0 km/h	(Run straight)
	3.0 km/h	(Run backwards straight)
Sensors	Dual resolution stereo camera	(in head)
	8-ch microphone array	(in head)
	G/Gyro	(in body)
	Floor mark sensing camera	(in waist)
	Force sensors	(in legs, wrists, hands)
	Tactile sensors	(in hands)

3.3. 電装システム構成

新型 ASIMO では、認識、移動、作業機能の全てに対応した高応答システムを実現した。

従来からある頭部ステレオカメラの一方をプリズムを利

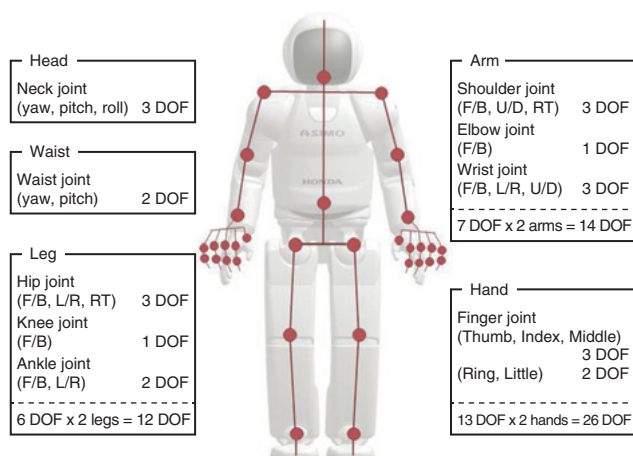


Fig. 3 Joint configuration and DOF (Degree of freedom)

用した複解像度カメラとし、広範囲の物体認識と遠方の顔検出を両立した。また、従来は前頭部の3カ所に搭載していたマイクを、新型 ASIMO では頭部周囲の8カ所とし、全周囲からの音を検出可能としている。加速度、角速度センサは外部からの衝撃と震動の影響を受けにくいリング型振動ジャイロを採用し、従来に比べ95%の容積減少とシステムの小型化に貢献した。

ロボットの機能向上で増加する処理量に対応するため主CPU (Central Processing Unit) の並列度を上げ、脚制御用に専用CPUを追加した。また主CPUではシリアル入出力を使った階層メモリ構造を採用し、競合のないメモリアクセスを実現した。さらに主CPUとセンサおよびモータドライバを結ぶ体内通信系を高速化(従来比4倍)し、周期250 μ sec で全57軸の同期が可能となった。

4. 自律行動制御

新型 ASIMO において状況適応能力の向上をねらい、新たに自律行動制御のためのシステムアーキテクチャを構築した。まずはロボットがオフィス受付に置かれることを想定し、人対応機能(出会い応対、きかけ応対、案内)、インタラクティブ説明機能(プレゼン QA (Question and Answer))、作業機能(ドリンクデリバリ)に対し、このアーキテクチャを適用したシステムを実現した (Fig. 4)。

4.1. センシング

状況変化に対しロボットが適切に行動するには、ロボットは周囲の状況を的確に把握する必要がある。新型 ASIMO では、従来のロボット本体に搭載されたセンサに

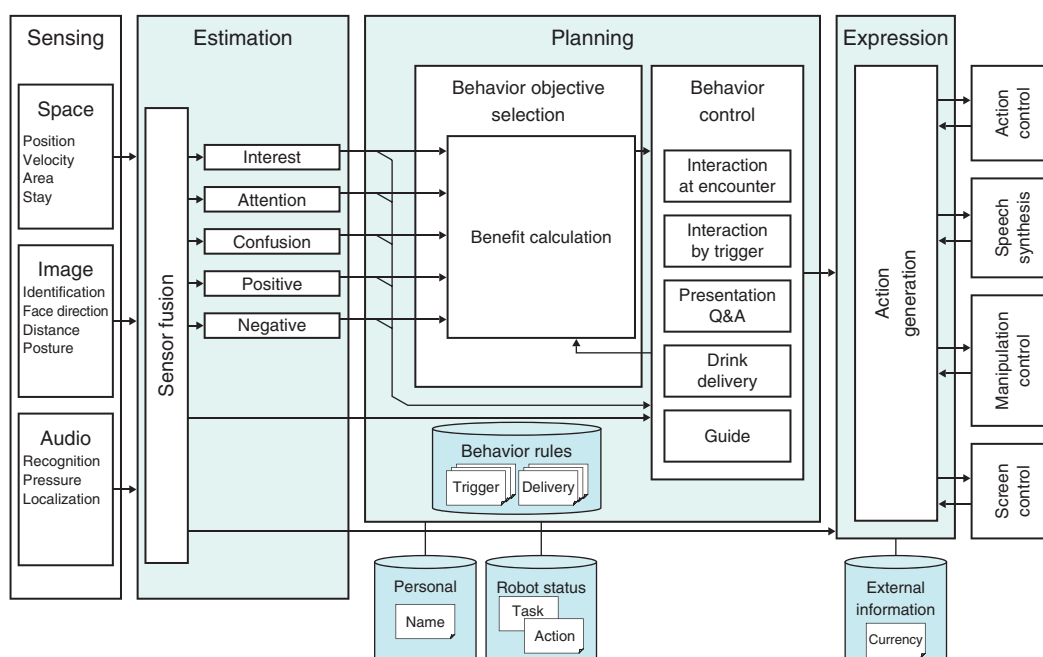


Fig. 4 Interaction system architecture

加えて空間にセンサを配置し、ロボット近傍だけでなく稼働する空間全体の状況をセンシングすることとした。

4.1.1. 空間センシング

主に壁面に配置し 1 次元のスキャンを行う側方 Laser Range Finder (LRF) と、天井に配置し 2 次元のスキャンを行う上方 LRF という 2 種類のセンサを使って、センサから対象物までの距離を計測する。測定された距離と、事前に移動体が存在しない状態で測定した背景距離との差分を取り、上方 LRF ではさらに人の身長に合致しないデータを除去する。残ったデータを側方 LRF はデータの隣接関係に基づいて、上方 LRF はデータ間の距離に基づいてクラスタリングする。側方 LRF のデータから作られたクラスタについては、クラスタ両端のデータ間距離により人以外と判別したクラスタを除去する。これらの処理の結果、残ったクラスタの中心を人位置として出力する。

4.1.2. 画像認識

ステージのような照明が統制された場所と違い、一般にオフィス受付では天候や時間により照明環境が大きく変化するため、照明変化に頑健な画像センシングが求められる。新型 ASIMO では、画像取得の際に顔認識と連携してシャッター速度を自動的に調整する技術を開発した。

また、ロボットが複数人の相手をする場合、対応すべき人の顔が常にロボットの正面にあるとは限らない。そこで、人がカメラ視野のどこにいても顔検出、顔向き推定、顔識別が可能となるよう、画像中心を全画面歪補正の中心とする従来手法の代わりに、疑似的にカメラを顔位置に向けて顔を中心としたバーチャルパンチルトという歪補正を用いた顔画像認識技術を開発した (Fig. 5)。

4.1.3. 音声認識

新型 ASIMO では、プロクセミックスを参考に対話距離を 1 m から 2 m と設定し、ロボットからこの距離だけ離れている人が話す言葉を認識することを目標とした。距離に幅があること、またステージデモと違いロボットの相手となる人の話し声の大きさは一定でないことから、ロボットに入力される音声強度は大きく変動する。従来の音声認識では、想定される複数の信号対ノイズ (S/N) 比の音声を個別のモデルに学習させ、距離や声の大きさから最適と思われるモデルを選択して音声認識する手法が一般的であっ

た。しかし、距離や声の大きさは動的に変化するため、常に最適なモデルを選択できるとは限らず、その結果、認識率が低下するリスクがあった。

こうした状況変化に対応するため新型 ASIMO では、広範囲の S/N 比の音声を単一のモデルで学習させる技術を開発した。各距離ごとの個別モデルによる音声認識と比較し、単一のモデルで各距離の音声に対し良好な認識率を達成している。

また、音声認識特徴量、音量、および基本周波数を用いて音声中の引き伸ばしを検出することで、話し言葉中に頻出する言い淀みによる誤認識の排除を実現した。

4.2. 状況推定

状況推定は、ロボットが人に応対するために必要となる人の属性を、空間センシングの情報に基づいて推定する。ここで人属性とは、留まっている、ロボットへ近づいている、ロボットから遠ざかっている、ロボットの方を向いている、来所した、帰る、待っている、などの人の状態のことで、ロボットが行動を決定するために必要となる情報である。従来の ASIMO は近づいてきた人にしか対応できなかったが、この情報を用いることで、新型 ASIMO は自ら人に近づいていくことができるようになった。

また音声、画像、空間の各センシング情報を入力とし、人の状況を確率として出力するベイジアンネットワークを用いて、ASIMO 周辺の人がどこに注目している、ASIMO に対してどの程度の興味を示しているのかを推定し、後段の行動生成部に出力する。

4.3. 行動生成

行動生成の動作例を Fig. 6 を用いて説明する。ここでロボットが対応する候補者は A から E の 5 名とし、行動目的は、出会い応対、きっかけ応対、案内、プレゼン QA、ドリンクデリバリの 5 種類である。

まず、行動目的生成部において、状況推定から出力された人の状況とロボットの行動履歴に基づいて行動目的ごとの行動効果を計算する。複数の人と複数の行動目的からなる組み合わせの中から、もっとも高い行動価値が得られた対象者と行動目的を選択する。Fig. 6 では、人 C に出会い応対をすることを選ぶ。行動価値が高い行動を選択することにより、ロボットが何度も話しかけても反応がない人には話しかけを続けずに、別の人に働きかけるよう行動を変更することが可能となっている。

次に行動制御部で、その行動目的の中で具体的にどの行動をするかを決定する。ここで行動は、同じことを二度言わない、同じ部位を使った行動を同時にしない、といった制約条件のもとで、予め記述された行動ルールに基づいて選択される。

なお、複数の行動制御で並列処理と割り込み処理を可能

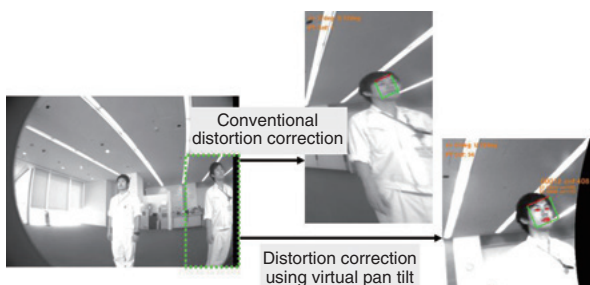


Fig. 5 Correction of image distortion

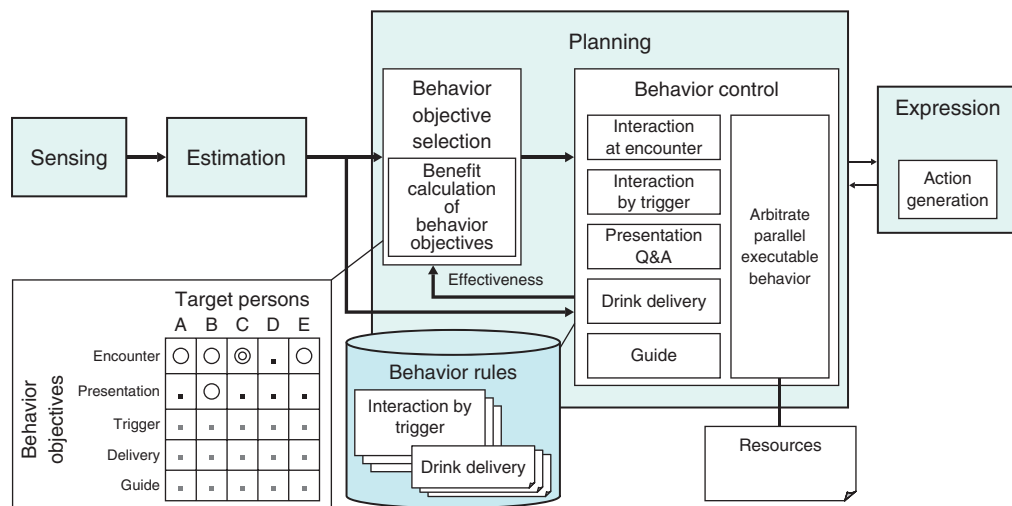


Fig. 6 Behavior control

としており、ある行動を実行している時に、ロボット部位の使用状況に応じてその行動を継続、もしくは一時中断して別の行動を実行することができる。具体的にはドリンクデリバリーでトレイをテーブルに置いている最中に「ありがとう」と言われたときに「どういたしまして」と答えたり、プレゼンの説明途中に人から発せられた質問に答えることができるようになった。

5. 移動機能

実環境では、人や障害物の位置は動的に変化する。またロボットの動きが人にとって予想にくいものである場合、人とロボットの動きが交錯するような状況も発生する。新型 ASIMO では、従来に対し人を含む障害物検知の能力を大幅に向上させるとともに、人を戸惑わせないスムーズな動きの基本となる脚制御技術を新たに開発した。

5.1. 動的経路誘導

複数体のロボットと複数の人が存在しても、ロボットが止まらないように加速、減速、進路変更等の経路を生成できるように、新型 ASIMO では人を含む障害物検出機能を強化するとともに新しい局所経路生成技術を搭載した。

5.1.1. 空間センサによる人と障害物の検出

従来はロボット本体のセンサによる検出であったため、前方近距離の人や障害物しか検出することができなかった。こうした非常に狭い範囲の情報に基づいて経路を生成していたため、ロボットの動きがぎくしゃくしたり、後ろにいる人を検出できず、そちらに向かって移動するなどしていた。そこで新型 ASIMO では、新たに空間センシングを導入し、ロボット進行方向のみならず、後方からの人の接近や死角の人の動きを検出することとした。ロボットは早い段階で人を検出できるため、スムーズな歩行経路を生

成することが可能となった。

5.1.2. 局所経路生成

従来は、人の予測位置とロボットの経路が2次元平面上で重ならないように経路を決定していたため、Fig. 7 左のようにロボットの経路上を横切るように人が歩いていると、ロボットは人を避ける経路を生成できなかった。また、前節に述べたように新型 ASIMO では空間全体の人の動きを検出しているため、ロボットの近傍に複数の人が存在する場合には、経路生成に失敗する可能性がさらに高くなることが予想された。そこで新型 ASIMO では、Fig. 7 右に示す、時間を含めた3次元空間において人の予測位置とロボットの位置が重ならない経路を探索する技術を開発した。この技術により、ロボットが人の前を先に通り過ぎたり、速度を緩めて人を先にやり過ぎすといった移動経路を生成することが可能となり、状況が変化しても無駄に停止することなく歩行し続けることができるようになった。

5.2. 脚システム

従来型 ASIMO では一度に1種類の歩容しか生成できないこと、走行中に着地位置を修正できないこと、外乱による傾斜エラーに対し足平の範囲でしか復元力を発生できないことなど、状況の変化に対する対応能力に限界があった。

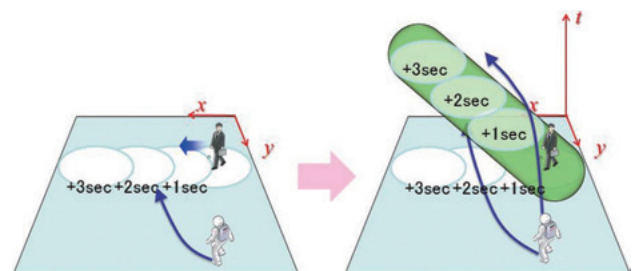


Fig. 7 Local path planning

新型 ASIMO では、これらの課題を克服するため、Fig. 8 に示す新しい脚システム構成を採用した。このシステムは、歩行、走行、ケンケン動作から最適な歩容パターンをいつでも選択できるように歩容生成を並列化、リアルタイム化している。また、傾斜エラーに対して足平の踏ん張りだけでなく、上体の並進加速により着地位置をリアルタイムに変更することやお辞儀動作によって復元力の発生能力を大幅に向上させている。

5.2.1. 着地位置拡大

外乱への適応能力を上げるためには、いつでも脚を出す着地位置やタイミングを変えられることが重要である。Fig. 9 は左脚が支持脚であるときに、次の一步を置ける範囲を示している。従来型 ASIMO の着地可能範囲は図中の赤い部分であり、支持脚方向 (Y 軸の正方向) には脚を出すことができないため、支持脚方向へ外乱を受けた時に転倒のおそれがあった。新型 ASIMO ではクロスステップ動作とケンケン動作により支持脚方向への横移動を可能とした。青の部分が新型 ASIMO のクロスステップ動作により拡大できた遊脚の着地範囲を、緑の部分はケンケン動作による支持脚の着地範囲を示す。クロスステップ動作とケンケン動作により、支持脚方向への外乱を受けた時の安定性が格段に向上した。

5.2.2. リアルタイム歩容生成

従来型 ASIMO でも傾斜エラーに対して、お辞儀や上体の加速によって安定化を図る大局安定の考え方はあった

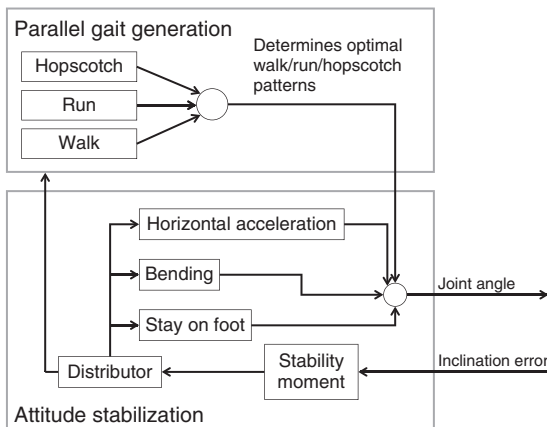


Fig. 8 Leg control system

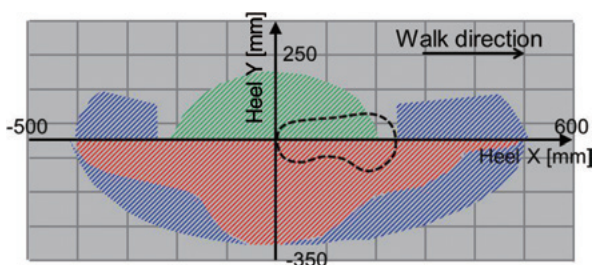


Fig. 9 Extended foot landing position

が、横方向の移動やリアルタイム歩容生成がなかったために、安定化の能力が低く利用できる状況が限定されていた。

Fig. 10 に傾斜エラーに対して復元力を発生させようとした時の着地位置決定法を示す。図中の目標着地位置に着地させようとした時に必要な復元力モーメントから計算される Zero Moment Point (ZMP) が足平を越えてしまう場合には、着地位置と ZMP 修正量の感度を計算し、ZMP 着地位置を解析的に決定する。

新型 ASIMO は、このリアルタイム歩容生成技術と、前節で説明したクロスステップ動作とケンケン動作による着地可能範囲の拡大により、路面に凹凸があるような実環境で使える大局安定を実現した。

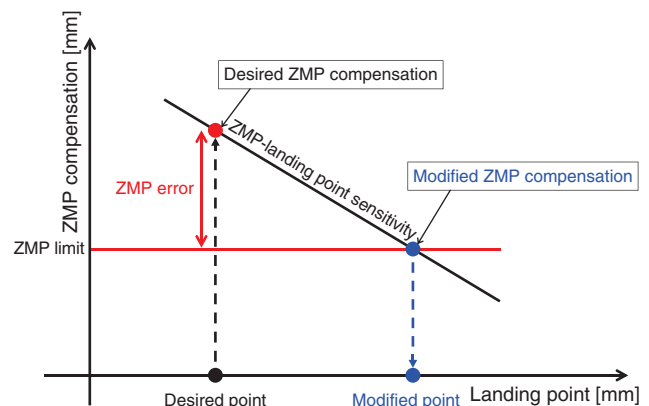


Fig. 10 ZMP landing point compensation

6. 小型油圧多軸ハンド

従来型 ASIMO のハンドは、2 自由度のグリップでありセンサも付いていないことから、限定された対象物を定型的に握ることしかできなかった。人と共存して役に立つための作業の実現に向けては、対象物の種類を増やすことが必要となる。そこで新型 ASIMO では、デザインを崩すことなくハンドの自由度を大幅に増やすとともに、センサ情報と自由度を利用した安定把持のための制御を開発した。

6.1. ハードウェア

新型 ASIMO では、各機能部品の小型化により、ASIMO サイズのハンドで多自由度を実現した。各軸に 1 対 1 に対応するモータの駆動力を油圧によって伝送する機構を採用した⁽⁵⁾。新たに開発したボールねじ一体型モータと 13 軸モータドライバ、および複数軸の一体化により全 26 軸の油圧マスタシリンダーを小型化し、Fig. 11 に示す胴体内部に搭載している。各指では、クランクを小型化したことに伴う圧力上昇に対し応答性を満たす低膨張で小径柔軟なメッシュ補強配管を採用している。

指先には新たに開発した小型6軸力センサを5指すべてに搭載した。また手のひらの表皮裏に触覚センサを配置した。これらと、手首の6軸力センサを合わせた計96chの信号を250 μ secの周期で取り込むことができ、かつハンド内に搭載可能な小型Electronic Control Unitを開発した。

また、作業対象物の多様な操作を可能とするよう、手首の可動角も従来に比べ上下方向で90%、ひねり方向で60%と拡大し、ハンドの姿勢の自由度を大幅に向上させた。

これらの技術により、従来比+360%となる1.8kgを把持できる重量0.38kgの小型ハンドを実現した。

6.2. 安定把持と持ち替え

対象物を安定に把持するためには、対象物が滑らないように各指先力を適切に配分する必要がある。新型ASIMOでは、内力を決定するために、指側の接触点と対象物側の接触点の相対速度が0になるような力の分配を把持条件として定式化する手法を開発した。この方法は接触点数が増えても有効な手法である。

多指で対象物を握るときの力の関係をFig. 12に示す。図中、青色が目標指先力、赤がその力の合力、黒色が重力である。対象物を握る指の本数が変化しても安定するように内力を分配する。水平方向には指同士の力で打ち消しあっており、鉛直方向の合力は重力と釣り合っている。実際に対象物を把持すると、目標とした把持点と実際の把持点のずれが生じるため、想定した重心位置と実際の重心位

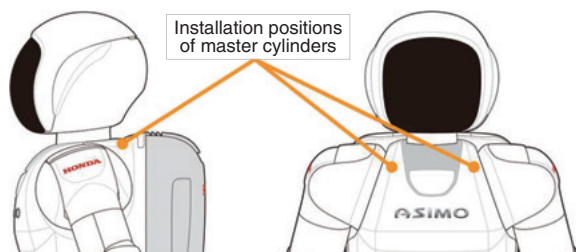


Fig. 11 Installation positions of hydraulic pressure master cylinders

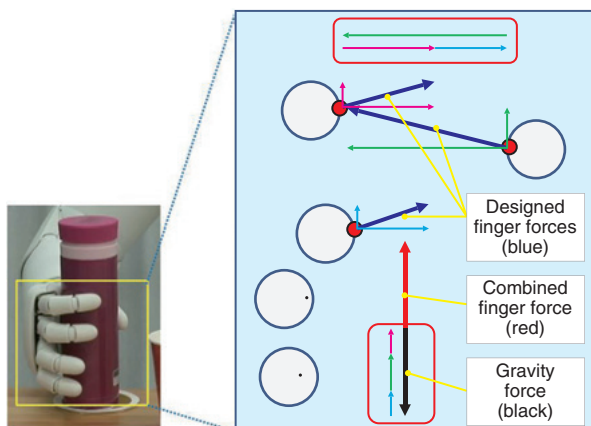


Fig. 12 Multi-finger grasping

置がずれる。このずれを推定し補償するために、指先力目標値と実際値の差を重心誤差とし対象物のモデルを修正する。また、把持の拘束条件を連続的に遷移させて把持力を決定する把持力遷移制御を取り入れた。

前節で述べたハードウェアとこれらの制御技術により、片方の手で机から水筒を取り上げ蓋を回して外し、別の手で取り上げたコップに水筒から飲み物を移すという作業を実現した。

6.3. 手話

ASIMOはヒト型の特徴を活かし、身体を使った人に伝わりやすい高い表現力の実現を目指している。新型ASIMOでは、表現の題材として手話を選び、挨拶、自己紹介、天気という日常的に良く使う文章をロボットの動作として実装した (Fig. 13)。手話は身体的な表現力によるコミュニケーション手段であり、ロボットの身体表現技術に応用できる効果的なしくみや工夫、約束事などが数多く含まれている。

作り上げた手話単語と手話文章を手話ネイティブな被験者に読み取っていただき、十分な表現ができていることを確認した。



Fig. 13 Sign language "family"

7. まとめ

「人と共存、協調して社会の中で役に立つロボット」の実現を目指したステップとして、人と共存した実環境で動き続けることができる新型ASIMOを開発した。新型ASIMOは、定型の動作を行う「自動機械」から、周囲の状況変化に合わせて動く「自律機械」へと進化した。知能化の基盤技術となるアーキテクチャに基づいたシステムを構築し、変化する状況で人に適切な行動を行うための基本技術を確認した。身体能力では、軽量で広可動範囲の機構と高応答電装システム、および新しい制御技術の開発により、

状況変化に対応できる俊敏な動きを実現した。

今後は、実環境での実証実験を通じ人共存環境におけるロボットの適応能力をさらに進化させていき、ロボットが活躍できる場所の拡大を図っていきたい。

参考文献

- (1) Hirai, K., Hirose, M., Haikawa, Y., Takenaka, T.: The Development of Honda Humanoid Robot, IEEE International Conference on Robotics and Automation(1998)
- (2) 広瀬真人, 竹中透: ヒューマノイドロボット ASIMO の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.13, p.1-6
- (3) 檜垣信男, 横山太郎, 藤村希久雄: 人行動理解のためのジェスチャ認識アルゴリズムと新型「ASIMO」への適用, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.1, p.95-102
- (4) 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
- (5) 高橋和幸, 和井田寛則, 國生政義, 早川正人: 器用さと力強さを両立させたヒューマノイドロボットのための多指ハンド開発, 第 27 回日本ロボット学会学術講演会, 1A1-01, (2009)

■ 著 者 ■



重見 聡史



川邊 浩司



中村 孝広

半導体ピエゾ抵抗効果を利用した 指先サイズの6軸力センサ

Fingertip-size Six-axis Force and Moment Sensor Using Semiconductor Piezoresistance Effect

大 里 毅*
Takeshi OHSATO
保 家 茂 則*
Shigenori YASUIE

櫻 井 伸 弘*
Nobuhiro SAKURAI
平 林 祐 輔*
Yusuke HIRABAYASHI

神 部 靖 彦*
Yasuhiko JINBU
横 林 寛*
Hiroshi YOKOBAYASHI

要 旨

ロボットの把持機能を向上させるために、指先に搭載できる小型の6軸力センサを提案する。

具体的には、半導体ピエゾ抵抗効果を利用して、シリコンチップ(以下、チップ)で6軸力を検知する方式にした。さらに温度補償用の抵抗素子をチップに形成して温度特性を安定させた。チップと金属製の応力減衰機構を組み合わせる構造にして、センサに加わる荷重でチップが破壊するのを防止できるようにした。陽極接合と精密勘合で構成部材を一体化することで、高精度なセンサ特性を得られるようにした。

上記構想に基づいて試作したセンサは、指先サイズで定格荷重 30 N(モーメントは 30 Ncm)を実現し、定格荷重印加における出力精度は 2.4 %FS(FS= 定格相当の出力)、荷重ゼロの状態での温度特性精度は、0.19 %FS/°C(0 – 60 °C)を確認した。

ABSTRACT

A compact six-axis force and moment sensor that can be mounted in a fingertip is proposed to enhance the holding function of robots.

Specifically, the sensor system uses the semiconductor piezoresistance effect to detect the six-axis force and moment with a silicon chip (hereafter, “chip”). In addition, a resistive element for temperature compensation is fabricated into the chip to stabilize the temperature characteristics. The structure combines the chip with a metallic stress attenuation mechanism, enabling prevention of the load applied to the sensor from damaging the chip. Accurate sensor characteristics are obtained by integrating the components using anodic bonding and precision integration.

A fingertip-size prototype sensor based on the above concepts realized a rated load of 30 N (moment: 30 Ncm). The output accuracy at the rated load was confirmed to be 2.4 %FS (FS = rated equivalent output), and the temperature characteristics accuracy in the zero load state was confirmed to be 0.19 %FS/°C (0 to 60°C).

1. まえがき

Fig. 1に示す通り、6軸力とは3軸方向の力(F_x , F_y , F_z)とモーメント(M_x , M_y , M_z)であり、主に産業機器用途として、歪みゲージ式、静電容量式、光学式、などの6軸力センサが製品化されている。いずれの方式も、高精度なセンサ特性を得るためには検知素子の配置を高精度に行わなければならない。高い製作技能を必要とし、さらに小型化するためには、製作する難易度が一層高くなる。例えば、歪みゲージ式センサでは、荷重が伝達される構造体(起歪体)に、数枚から

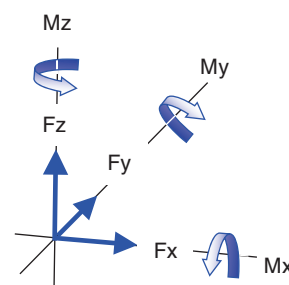


Fig. 1 Six-axis force and moment

* 基礎技術研究センター

数十枚の金属歪みゲージを貼る作業が必要になり、また指先サイズまで小型化する場合は、歪みゲージの寸法や枚数によっては、物理的な配置が不可能な場合も起こり得る。以上を鑑み、指先サイズまで小型化するため、半導体ピエゾ抵抗効果を利用した6軸力センサの提案に至った。

2. 基本構想

本センサの基本構想を(1)から(3)に示す。

- (1) 半導体ピエゾ抵抗効果⁽¹⁾を利用して6軸力を検知する方式にすることで、従来技術で製作困難な小型の検知素子を、微細かつ正確に配置できるようにする。さらに温度補償用の抵抗素子をチップに形成して温度特性を安定させる。
- (2) チップと応力減衰機構を組み合わせる構造にして、センサに加わる荷重でチップが破壊するのを防止できるようにする。
- (3) 陽極接合⁽²⁾と精密勘合で構成部材を一体化することで、高精度なセンサ特性が得られるようにする。

3. センサの構造

本センサの構造について説明する。

Fig. 2(a) はセンサの外観を示しており、直径 13 mm の円柱形状であり、金属製の筐体には溝加工が施されていて、応力減衰機構として機能する。Fig. 2(b) は内部構造を示しており、チップとガラスが陽極接合 (Anodic bonding) されていて、さらにガラスと金属製の筐体も陽極接合されている。また図中の破線は、 F_z 方向の力を印加した場合の変形イメージを示している。この図は、センサ下半分に相当する金属製の筐体が省略されていて、ハウジングとして機能する。その形状はセンサ上半分の筐体とほぼ同じであり、精密勘合で一体化する構造になっている。

Fig. 3 はチップに荷重 (例として F_x) が伝達されたときの変形イメージ図であり、チップにはT字形の梁を微細加工プロセス^{(3), (4)}で形成し、この梁が変形してピエゾ抵抗素子に歪みが伝達するようにした。またT字梁以外の部位にもピエゾ抵抗素子を形成し、この部位には歪みが伝達されないで温度補償用の抵抗素子として用いた。

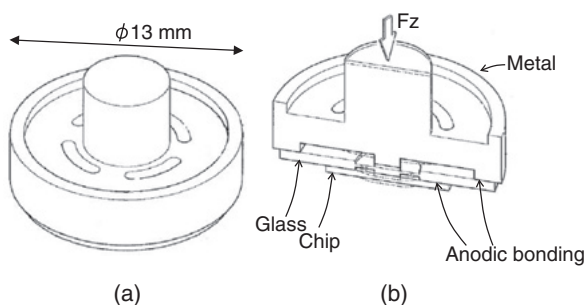


Fig. 2 Oblique perspective view of sensor

センサを構成する部材の寸法や形状は、指先サイズ (ϕ 13 mm)、定格荷重 (力: 30 N, モーメント: 30 Ncm) を設計目標にして、材料力学的な知見と有限要素法による構造解析に基づいて決定した。

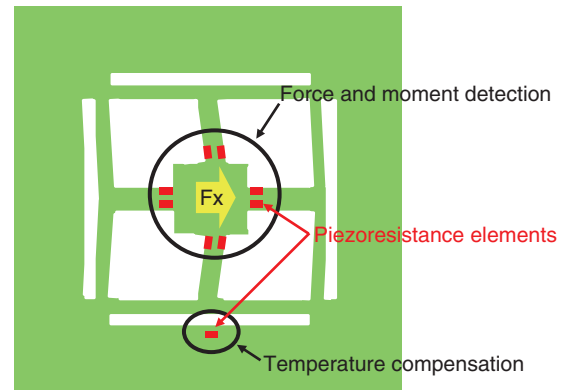


Fig. 3 Image of chip deformation

4. 6軸力の計算方法

本センサのチップは、T字梁にピエゾ抵抗素子が形成されていて、荷重に応じて発生する歪みを8個のピエゾ抵抗素子によって検出することができる。6軸力への変換は、単軸毎に既知の荷重を印加して、8個の素子 (R1 から R8) の抵抗変化を計測し、式 (1) に示す行列 $[A]$ の成分を事前に求めておき、未知の荷重が入力したときには、式 (2) に示す逆行列 $[A]^{-1}$ を用いる計算を行った。

$$\begin{bmatrix} R1 \\ R2 \\ R3 \\ R4 \\ R5 \\ R6 \\ R7 \\ R8 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & & A_{81} \\ & \ddots & \\ A_{81} & & A_{86} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Fx \\ Fy \\ Fz \\ Mx \\ My \\ Mz \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$[F, M] = [A]^{-1} [R] \quad (2)$$

また Fig. 4 に示す計算方法で温度補償も行えるようにした。具体的には、荷重ゼロの状態から 60 °C の温度変化を与えた時の出力を事前に計測し補償用抵抗との相関を得ておき、未知の温度環境では、補償用抵抗の出力との相関から得られた荷重検知抵抗の出力を差し引くことで、温度補償できるようにした。

5. 試作による特性評価

5.1. 荷重印加特性

センサを試作して、室温一定環境での荷重印加による出

力精度を評価した。本稿には F_x 印加と M_x 印加の結果を抜粋して示す。

Fig. 5 は、定格荷重の力 (F_x : ± 30 N) を印加した場合の出力結果である。グラフに示す通り F_x のみを検知し、他の荷重は殆ど検知しないことを確認した。Fig. 6 は、Fig. 5 の出力特性について最小二乗法で線形近似した直線からのズレ (誤差) を示しており、 F_x の荷重印加 30 N に対し最大のズレは 0.4 Ncm の M_z 出力となることから、 F_x 印加による出力精度は 1.4 %FS (FS= 定格相当の出力) を確認した。

Fig. 7 と Fig. 8 は、モーメント (M_x : ± 30 Ncm) についての出力データである。同様に、最大のズレは 0.7 N の F_z 出力であり、 M_x 印加による出力精度は 2.4 %FS を確認した。

なお、本稿で省略した他の荷重 (F_y , F_z , M_y , M_z) を印加した場合の出力精度は、上述 M_x 印加による結果と比べて、高い出力精度を確認したので、本センサの定格荷重印加における出力精度は 2.4 %FS と考えた。

5.2. 温度特性

センサへの荷重ゼロの状態、0 から 60 °C の温度変化を与えた時の出力精度を評価した。Fig. 9 は荷重検知抵抗 (R1 から R8) と温度補償用抵抗との関係である。なお、抵抗変化は電圧として計測したため、グラフは電圧出力で示されている。この関係を Fig. 4 に示した計算方法に代入して、温度補償後の精度を評価した。

Fig. 10 は、0 から 60 °C の温度変化を与えた場合のセンサ出力を温度補償した結果であるが、 F_z 出力に 3.4 N のズレが生じ、これは定格荷重 (30 N) の 11.3 % に相当するので、計測温度範囲 60 °C における本センサの温度特性精度は、0.19 %FS/°C と考えた。

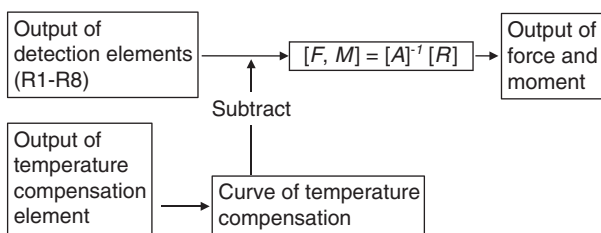


Fig. 4 Block diagram of force and moment detection

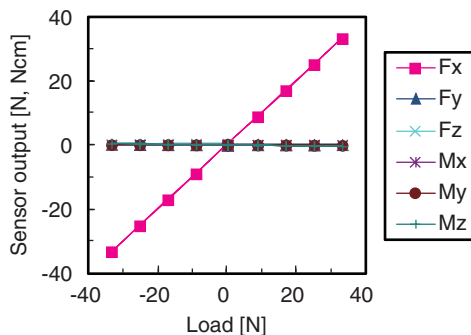


Fig. 5 Characteristic of load impression (F_x)

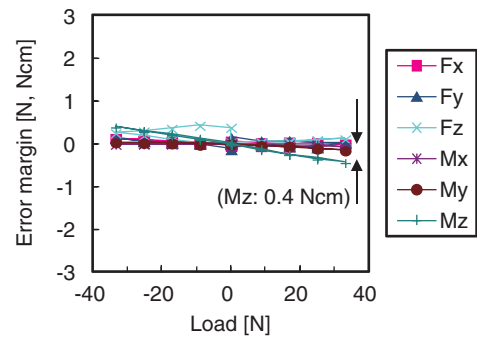


Fig. 6 Detection error margin of load impression

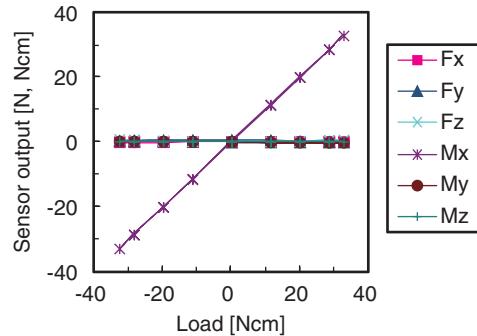


Fig. 7 Characteristic of load impression (M_x)

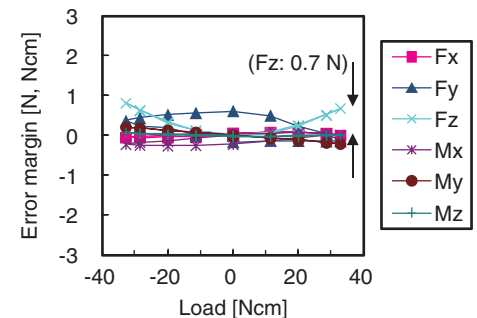


Fig. 8 Detection error margin of load impression

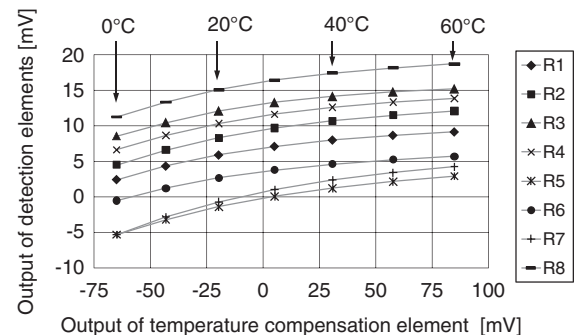


Fig. 9 Curve of temperature compensation

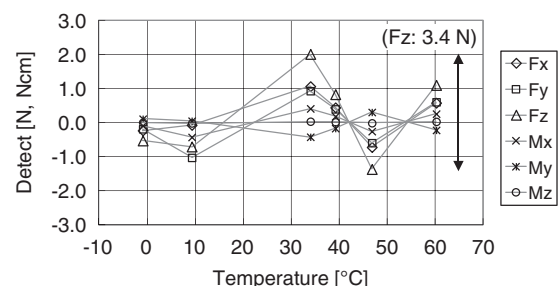


Fig. 10 Sensor output (after temperature compensation)

Table 1 Sensor characteristic results

Diameter		13 mm
Load range	Force	30 N
	Moment	30 Ncm
Accuracy	Load	2.4 %FS
	Unload 0 – 60 °C	0.19 %FS/°C

6. まとめ

Table 1 に、試作したセンサの特性を示す。指先サイズまで小型化し、かつ高精度な出力が得られるセンサを実現することが出来た。

ロボット指先の把持機能を向上させるために、小型6軸力センサが必要になるが、本稿で提案したセンサの基本構想は有効な達成手段と考える。

また、半導体技術を用いた本センサは、小型高精度に加えて、piezo抵抗素子の高抵抗化による消費電力低減や、特殊技能を必要としない半導体プロセスで製作することによる量産性向上も期待できると考える。

参考文献

- (1) Kanda.Y: A Graphical Representation of the Piezo-resistance Coefficients in Silicon, IEEE Transactions on Electron Devices, VOL. ED-29, NO. 1 p.64-70(1982)
- (2) G.Wallis, D.I.Pomerantz: Field assisted Glass-Metal Sealing, Journal of Applied Physics,49, p.3946-3949(1969)
- (3) A.M.Hynes, H.Ashraf, J.K.Bhardwaj, J.Hopkins, I.Johnston, J.N.Shepherd: Recent advances in silicon etching for MEMS using the ASE™ process, Sensors and Actuators A: Physical Volume: 74, p.13-17(1999)
- (4) F.Laermer, A.Urban: Milestones in Deep Reactive Ion Etching, Digests of Technical Papers, Transducers' 05, p.1118-1121(2005)

■著 者■



大 里 毅



櫻 井 伸 弘



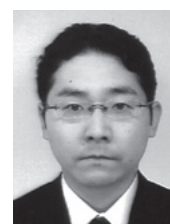
神 部 靖 彦



保 家 茂 則



平 林 祐 輔



横 林 寛

サイレントチェーンの伸びメカニズムと 予測技術の研究

Research on Silent Chain Elongation Mechanism and Prediction

関 雅 夫*
Masao SEKI

田 中 幹 樹**
Motoki TANAKA

要 旨

サイレントチェーン伸びの予測技術を構築することを目的に、エンジン油中のすすに起因するサイレントチェーン伸びのメカニズム解析をおこない、チェーン伸び要因とチェーン伸び率の関係を実験的に求めた。

その結果、エンジン油中にすすが存在しなければ、サイレントチェーン伸びはほとんど生じず、ピンとプレートとのしゅう動面にすすが介在することで起こる、三元アブレーション摩耗によるプレート摩耗によって、チェーン伸びが増加することがわかった。また、チェーン伸び要因とチェーン伸び率の関係から、サイレントチェーン伸び予測式を実験的に導くことで、設計初期段階からサイレントチェーン伸びを推定することが可能となった。

ABSTRACT

The silent chain elongation mechanism due to soot in the engine oil was analyzed and the relationship between chain elongation factors and the chain elongation rate was obtained through experiments in order to construct technology for predicting silent chain elongation.

The results showed that almost no silent chain elongation occurred when there was no soot in the engine oil. However, when soot is present on the pin and plate sliding surfaces, three-body abrasive wear produces plate wear, which increases chain elongation. In addition, experimentally deriving a silent chain elongation predictive formula from the relationship between chain elongation factors and the chain elongation rate enabled estimation of silent chain elongation from the initial design stages.

1. はじめに

エンジンのカム駆動システムにおいて、ベルト駆動システムと比べると耐久性や小型化に有利であることから、チェーン駆動システムが多く採用されている。また、ローラチェーンと比べると静粛性に優れていることから、サイレントチェーンが利用されてきている。チェーン駆動システムを採用する場合、チェーン伸びは、バルブタイミングやチェーン挙動などに影響を与えることから、エンジンの信頼性および商品性を保証するためには、実使用環境におけるチェーン伸びを考慮したうえで設計する必要がある。しかし、チェーン伸びには、さまざまな要因が関連してい

るため、実使用環境におけるチェーン伸びを設計初期段階において予測することは困難である。

チェーン駆動システムについては、シミュレーションによるチェーン張力、騒音、およびフリクション等に関する研究がいくつか報告されている⁽¹⁾⁻⁽³⁾。しかし、チェーン伸びについては伸びのメカニズムが解明されていないため、シミュレーションによる予測が困難であり、チェーン伸びの予測技術に関する報告例は少ない。

サイレントチェーンの伸びは、チェーンがスプロケットにかみ合い、屈曲するときにピンとプレートがしゅう動することで、プレート穴とピンが摩耗して発生する。そのため、チェーン伸びを予測するためには、チェーンが屈曲す

* 四輪 R&D センター

** 大同工業株式会社

るときのエンジン運転状態や給油状態などを考慮する必要がある。

一方、エンジン油中のすすがエンジンしゅう動部の摩擦に影響することが知られている。サイレントチェーンの伸びについても、ピンとプレートのしゅう動面の摩擦が原因であるため、エンジン油中のすすが影響すると考えられる。そのため、サイレントチェーンの伸びを予測するには、エンジン油中のすすによるチェーン伸びメカニズムを明確にする必要がある。

そこで本研究においては、実験結果をもとに、エンジン油中のすすによるチェーン伸びメカニズムの解明をおこなった。また、チェーン伸び要因とチェーン伸び率の解析から、チェーン伸び予測式を実験的に導くことで、サイレントチェーン伸びを予測可能とした。

2. サイレントチェーン伸びメカニズム

2.1. エンジン油中のすすによる伸び

エンジン油中のすす濃度がサイレントチェーン（以下、チェーンという）伸びに与える影響を確認するために、エンジン油に、すすの代わりにカーボンブラックを混入し、カーボンブラック濃度を変化させて、5000 rpm 一定速での実機台上試験をおこなった。試験に用いたエンジンの主要諸元および試験条件を Table 1 に示す。また、チェーンの構成を Fig. 1 に、チェーン伸び測定結果を Fig. 2 に、ピンおよびプレートの摩耗量を Fig. 3 に示す。Fig. 2 より、カーボンブラック濃度が 0 wt% の条件においては、

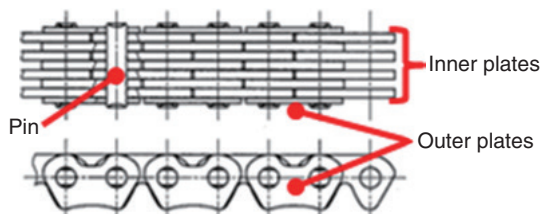


Fig. 1 Composition of silent chain

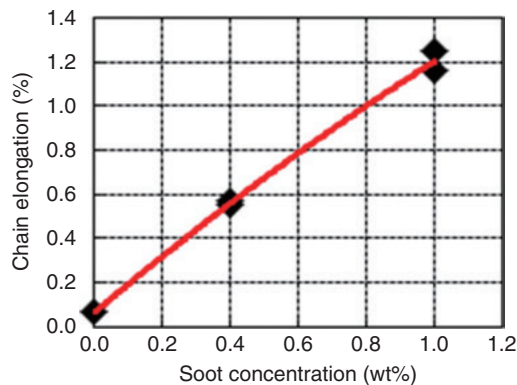


Fig. 2 Influence of soot concentration on chain elongation

Table 1 Engine specifications and test conditions

Cylinder configuration	Inline 4
Bore × Stroke (mm)	87.0 × 99.0
Displacement (cm ³)	2354
Compression ratio	10.5
Chain type	Silent chain
Chain pitch (mm)	6.35
Number of link plates	4/3
Number of links	176
Engine speed (rpm)	5000
Engine oil	ILSAC GF-4, 5W-20
Soot concentration (wt%)	0, 0.4, 1.0

チェーン伸びはほとんど発生していないことがわかる。また、今回確認した濃度範囲においては、濃度の増加にともなって、チェーン伸びが増加している。以上のことから、チェーン伸びはエンジン油中にすすが存在することで発生し、エンジン油中のすす濃度によってチェーン伸び率が左右される。

次に Fig. 3 より、カーボンブラックが増加してもピンの摩耗量はあまり変化せず、摩耗量も少ない。それに対してプレートは、カーボンブラックが増加すると摩耗量が増加していることがわかる。チェーンのピンには、すすの硬度と同等以上となる表面処理が施されているが、プレートはすすよりも硬度が低い。一般に、アブレシブ摩耗は硬度と反比例の関係にあることが知られている。今回の試験結果より、エンジン油中にすすが存在しなければチェーン伸びはほとんど発生しないこと、エンジン油中にすすが存在することですすよりも硬度の低いプレートのみが摩耗していること、および、すす濃度の増加にともないプレートの摩耗量のみ増加していることを考慮すると、チェーン伸びはピンとプレートの間にすすが介在することで発生する、三元アブレシブ摩耗によるプレート摩耗が主要因であると考えられる。

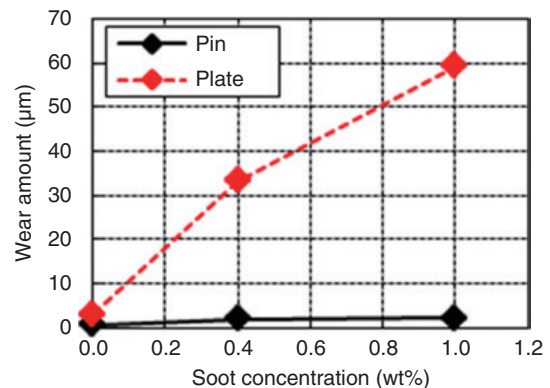


Fig. 3 Wear amount of pin and plate

Table 2 Chain specifications and test conditions

Chain type	Silent chain
Chain pitch (mm)	6.35
Number of link plates	4/3
Number of links	102
Load (N)	1500
Oil supply (l/min)	0.1, 1.0
Soot concentration (wt%)	0, 1.0

2.2. 給油状態違いによるチェーン伸びへの影響

2.1. 節より、チェーン伸びの増加は三元アブレシブ摩耗によるプレート摩耗が主要因であると考えられるが、エンジン油中にすすが存在する場合には、給油量を増やすことで三元アブレシブ摩耗の原因であるすすの供給量を増やすことになるため、給油が摩耗量の増加をもたらすことが考えられる。そこで、チェーンのピンとプレートのしゅう動面への給油状態が、チェーン伸びに与える影響を確認するために、給油量およびエンジン油中のカーボンブラック濃度を変化させた場合の摩耗試験をおこなった。給油条件を安定させるために、試験には単体摩耗試験機をもちいた。試験に使用したチェーン諸元と試験条件を Table 2 に示す。また、ピンおよびプレートの摩耗量を Fig. 4 および Fig. 5 に示す。Fig. 4 より、カーボンブラック濃度が 0 wt% および 1.0 wt% どちらの条件においても、給油量を増やすことでピンの摩耗量が減少していることがわかる。これは、ピンの摩耗はピンとプレートによる凝着摩耗が支配的であるため、給油量を増やすことでピンとプレート間の油膜切れが生じにくくなり摩耗が減少したと考えられる。また、カーボンブラック濃度が 1.0 wt% の条件では、給油量を増やすことでピンの摩耗は低減するが、プレートの摩耗は増加している。これは、給油量の増加によって、ピンとプレート間に存在するカーボンブラックの量が増えることで、三元アブレシブ摩耗によるプレート摩耗が促進されたためであると考えられる。

次に Fig. 5 より、給油量が 0.1 l/min および 1.0 l/min どちらの条件においても、カーボンブラック濃度が増加することでピンおよびプレートの摩耗が増加していることがわかる。プレート摩耗の増加については前述した通りであるが、ピンの摩耗増加については、カーボンブラック濃度の増加にともない、ピンとプレートのしゅう動面付近にカーボンブラックが堆積し、しゅう動面へのオイル供給が阻害され、凝着摩耗が促進したためであると考えられる。

以上より、チェーンの伸び低減のためには、ピン表面の摩耗抑制のために給油が必要であるが、エンジン油中にすすが存在している条件下においては、プレートの摩耗が増

加する可能性があるため、過度な給油はチェーン伸びを促進する可能性があることを確認できた。

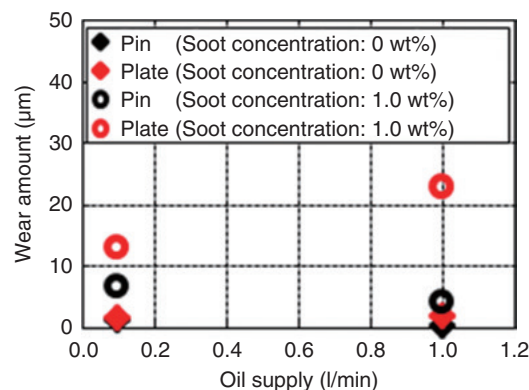


Fig. 4 Relation between wear amount and oil supply

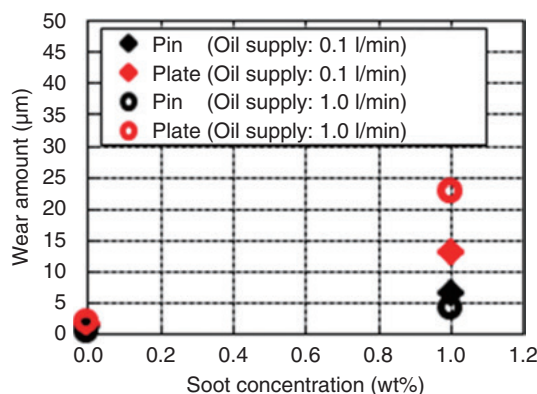


Fig. 5 Relation between wear amount and soot concentration

3. チェーン伸び予測技術

3.1. チェーン伸び予測式

チェーン伸びを増加させる要因がエンジン油中のすす濃度であることが確認できたが、チェーン伸び率を予測するうえでは、ピンとプレートのしゅう動面の面圧や速度などの影響を把握する必要がある。そこで、これらの要因解析のために、実機台上試験においてエンジン運転条件を変化させたときの、チェーン伸びを確認した。試験結果に対して、チェーンの屈曲回数を同一にした条件で整理したものを Fig. 6 に示す。Fig. 6 より、屈曲しゅう動距離については、他の要因が同一になるように試験した結果であるため、傾向が把握できるが、その他の要因については、チェーン伸び要因とチェーン伸び率の関係をそのまま整理しても、各要因が相互に影響しているため、面圧や速度などの要因とチェーン伸び率の傾向が把握できず、各要因の影響を個別に導くことはできない。

そこで、Fig. 6 の横軸に用いた要因以外は同一条件となるように、その他のグラフの回帰曲線を用いて補正をおこ

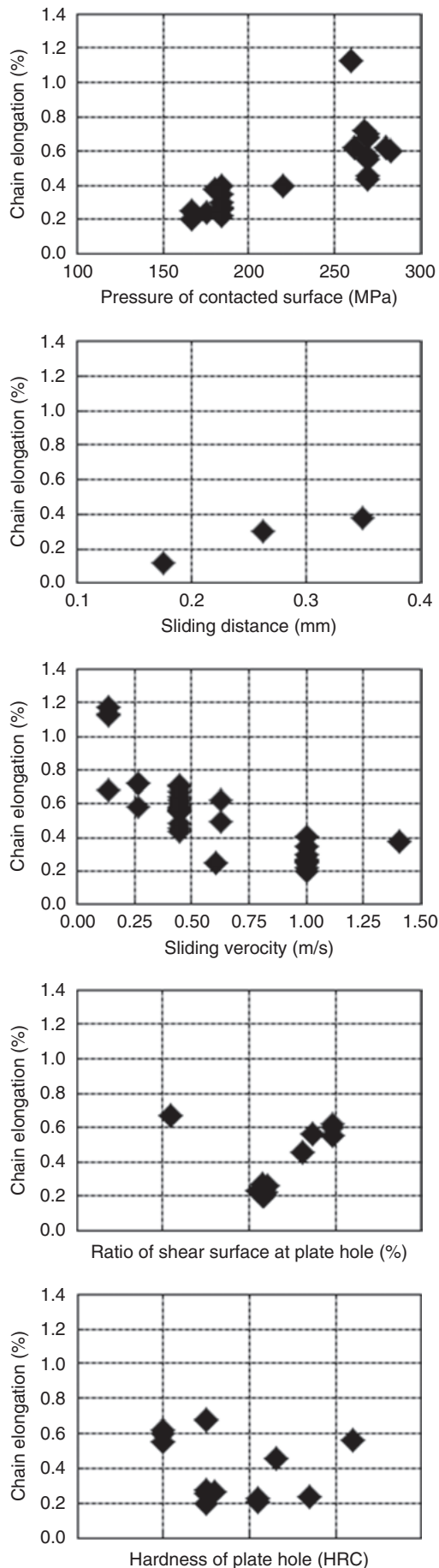


Fig. 6 Test results of relation between chain elongation and chain elongation factor

ない、すべてのチェーン伸び要因の傾きが収束するまで反復計算をおこなうことで、各要因がチェーン伸びに与える影響を個別に導いた。計算結果を Fig. 7 に示す。Fig. 7 より、反復計算をおこなった結果、Fig. 6 の結果と比べるとチェーン伸び要因とチェーン伸び率に相関関係があることがわかる。また、Fig. 7 より、ピンとプレートの接触面圧、および、しゅう動距離に対しては、その増加にともなって、チェーン伸びが増加していることがわかる。また、しゅう動速度に対しては、速度が低いほどチェーン伸びが増加する傾向にある。次に、プレートの材料特性については、プレート穴せん断面率（プレート穴加工面のせん断面が占める割合）が高いほどチェーン伸びは減少する。また、プレート穴硬度については、ある硬度までは、硬度が高いほどチェーン伸びが減少する傾向にある。これは、プレートの摩耗は、すすによる三元アプレシブ摩耗が支配的であるため、硬度が高いほうが摩耗しにくいためであると考えられる。しかし、今回の試験では、ある硬度を境界として、硬度が高いほどチェーン伸びが増加する結果となった。これについては、次のような理由であると推測される。チェーンには、長さの調節と疲労強度の向上を目的として、予荷重がかけられている。チェーンのプレート穴は予荷重をかけることで変形するが、プレートの硬度が低いほど変形量は大きくなり、変形量が大きいほどピンとプレート間の面圧は低減する。Fig. 7 の結果からも、面圧が高いほどチェーン伸びが増加する傾向となっており、硬度が高くなるにつれてチェーン伸びが増加する現象は、予荷重をかけたときの変形量が小さいことによる、面圧増加が原因であると考えられる。以上より、チェーンのプレート硬度には、硬度が高いことによるチェーン伸び抑制効果と硬度が低いことによる面圧低下の効果があり、チェーン伸びを抑制するためには、最適な硬度が存在すると考えられる。

Fig. 2 および Fig. 7 の結果をもとに、チェーン駆動システムの諸元、チェーン張力、エンジン回転数頻度、エンジン運転時間、および、エンジン油中すす濃度のデータから、チェーン伸び率を予測可能な式を構築した。予測式の概要を以下に示す。

$$L = \{f(p) + g(v) + h(\alpha) + i(\beta)\} \times j(l) \times k(\rho) \times N$$

ここに、

L :チェーン伸び率 (%)

$f(p)$:接触面圧 p の 1 次関数

$g(v)$:しゅう動速度 v の 3 次関数

$h(\alpha)$:プレート穴せん断面率 α の 1 次関数

$i(\beta)$:プレート穴硬度 β の 2 次関数

$j(l)$:しゅう動距離 l の 2 次関数

$k(\rho)$:エンジン油中すす濃度 ρ の 2 次関数

N :チェーン屈曲回数

である。

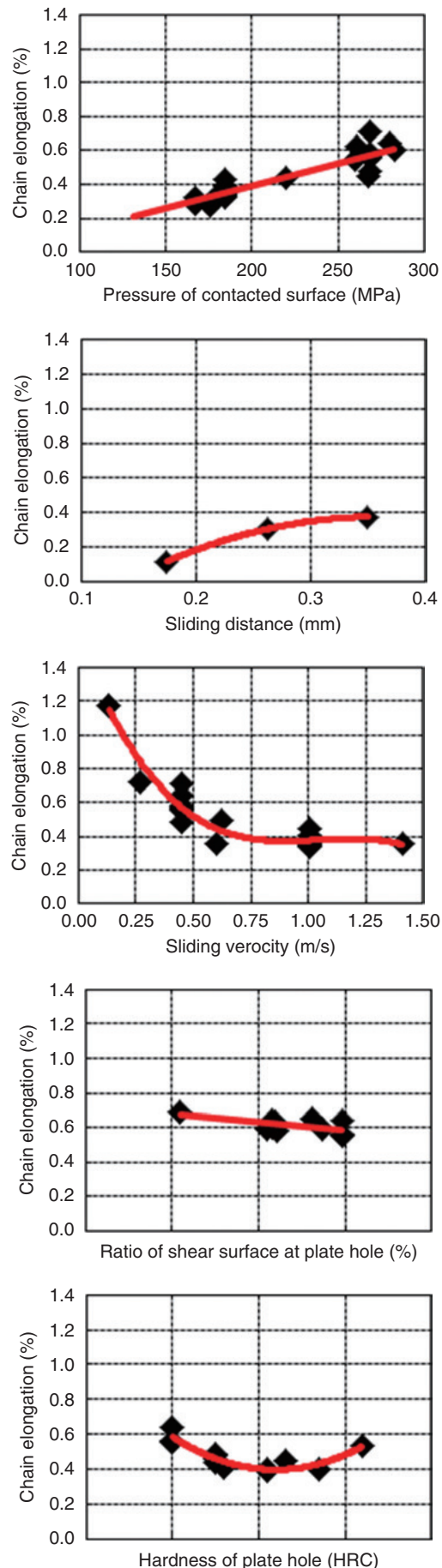


Fig. 7 Relation between chain elongation and chain elongation factor

3.2. チェーン伸び予測式の検証

チェーン伸び予測式の検証をするために、実機台上試験におけるチェーン伸びと計算結果の比較検証をおこなった。試験条件としては、さまざまな運転条件での検証をするために、予測式を導いた試験とは別に、低回転から高回転まで回転数違いによる一定速試験、試験中の回転数を変動させた回転数変動試験、一定速試験および回転数変動試験において、負荷条件を変化させた試験をおこなった。検証結果を Fig. 8 に示す。Fig. 8 より、試験結果と計算結果には良い相関が見られ、本予測式をもちいることで実機におけるチェーン伸びを推定できることを確認した。

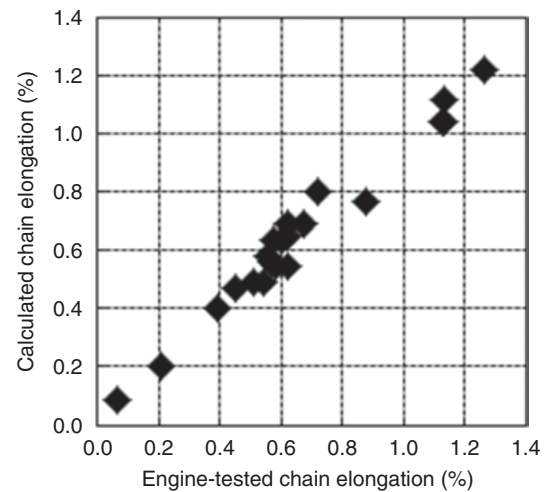


Fig. 8 Comparison of engine-tested values and calculated values

4. まとめ

チェーン伸びの予測技術を構築することを目的に、エンジン油中のすすによるチェーン伸びのメカニズム解析をおこない、チェーン伸び要因とチェーン伸び率の関係を実験的に求めた結果、以下の知見を得た。

- (1) エンジン油中のすすによるチェーン伸びは、ピンとプレートのしゅう動面にすすが介在することで起こる、三元アプレシブ摩耗によるプレート摩耗が支配的である。
- (2) ピン表面の摩耗は凝着摩耗が支配的であるために、ピンとプレートのしゅう動面には給油が必要である。しかし、エンジン油中にすすが存在している条件下においては、給油量増加にともなってプレート摩耗が増加するため、過度な給油はチェーン伸びを促進する可能性がある。
- (3) 実験結果をもとに導いたチェーン伸び予測式をもちいることで、設計初期段階において、チェーン伸び推定が可能となった。

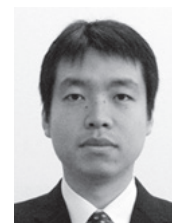
参考文献

- (1) 高岸広, 菅原一志: タイミングチェーン荷重予測手法の確立, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.223-230
- (2) 坂口元康, 阿黒雅樹, 山田真嗣, 松持祐司, 関雅夫, 若林智弘, 小岩洋二郎: マルチボディダイナミクスをもちいたチェーン騒音低減の検討, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.116-10, p.17-20(2010)
- (3) 坂口元康, 山田真嗣, 関雅夫, 小岩洋二郎, 若林智弘, 山内孝宏: マルチボディダイナミクスをもちいたタイミングチェーンフリクション予測, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.154-11, p.1-6(2011)

■ 著 者 ■



関 雅 夫



田 中 幹 樹

直噴インジェクター一体型超小型筒内圧センサの開発

Development of Cylinder Pressure Sensor Integrated with Direct Injector

山 本 裕 司*
Yuji YAMAMOTO

佐 藤 岳**
Gaku SATO

林 貴 之***
Takayuki HAYASHI

要 旨

これまで開発してきた多結晶圧電素子型筒内圧センサは、焦電効果等による出力特性の補正が必要であり、プラグ挟み込み式を採用せざるをえないためエンジンレイアウトへ大きな影響を与えた。

今回こうした課題に対して、単結晶圧電素子の筒内圧センサを直噴インジェクターと一体とすることにより課題を解決したので、その効果と特徴を紹介する。センサをインジェクターとの一体構造とすることにより、既存の部品とコモンリティをもたせ、今後拡大する直噴過給エンジンへ容易に取り付けられるようにした。また、筒内圧検知性については、温度特性の優れた単結晶圧電素子を採用することにより、基準センサ〔Kistler 社製 (6052B)〕と比較して、 $\pm 3\%$ の検知精度が得られた。またノッキング波形も基準センサと同等の検知性が確認できた。

ABSTRACT

Polycrystalline piezo-electric element-type cylinder pressure sensors developed thus far require correction of the output characteristics due to pyroelectricity and other factors. This type of sensors also made it necessary to use plug clamp-type sensors, which had a large influence on engine layout.

This issue was addressed by integrating a single crystal piezo-electric element-type cylinder pressure sensor with a direct injector, and this paper introduces the effects and characteristics of this new sensor. Use of an integrated sensor and injector structure provided commonality with existing parts and enabled easy installation in turbocharged engines with direct injection that are expected to become widespread in the future. In addition, with regards to cylinder pressure detectability, the use of single crystal piezo-electric elements with good temperature characteristics achieved a detection accuracy of $\pm 3\%$ compared to the reference sensor (Kistler (6052B)). Furthermore, the knocking waveform detectability was also confirmed to be the same level as that of the reference sensor.

1. まえがき

近年、国内では電気自動車やハイブリッド車とは違う内燃機関の効率を高めたスモールカーや、アイドルストップ技術を搭載したコンパクトカーなどにみられるような燃費向上技術が量産化されている。また、欧州を中心にダウンサイジング過給エンジンの普及や Cooled-EGR, Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) 燃焼研究など、燃焼の高効率化を中心とした燃費向上技術が注目されている。

ガソリンエンジンにおいてもポート噴射式から、燃焼室内に直接燃料を噴射する直噴式へと進化し、それまで燃焼室形状や点火時期制御のみでは困難であった燃焼の制御も可能となり、より多くのパラメータを用い、さらに精密

に制御する要求が生まれた。これらの要求に応えるため、各社筒内圧センサの開発を進めているが、ガソリンエンジン、ディーゼルエンジンともに一部を除いて量産されていない^{(1) - (7)}。

こうした複雑で精密な制御要求に対応し、燃焼制御技術を量産適用するため、ガソリンエンジンの筒内圧をリアルタイムに計測し、熱計算や効率演算を高速で実行可能な CPU と組み合わせる手法を長年に渡り研究してきた。その中でプラグ挟み込みタイプの筒内圧センサを研究開発してきた^{(8), (9)}。このセンサの特徴は、センサの取り付けに関して、バルブ構造に影響を与えない構造であったが、組み付け上の制約からプラグホール、ヘッドカバーの変更が必要であった。

また、多結晶圧電素子を採用していたため、温度特性に

* 四輪 R&D センター

** 株式会社ケーヒン

*** シチズン ファインテック ミヨタ株式会社

よる出力感度の変化や、焦電効果による出力がドリフトするという課題があり、特別なソフトウェアが必要であった⁽⁸⁾。こうした課題を、新たなセンサを開発し解決した。その内容を以下に述べる。

2. 筒内圧センサの開発

2.1. 新筒内圧センサの特徴

新たなセンサは、Fig. 1 に示す通り近年増加しているガソリンエンジンの直噴インジェクタの先端部の燃料噴射口周囲に超小型単結晶素子を配置した。

新筒内圧センサは、インジェクター一体式のため、特別なハードウェアやヘッドのレイアウト変更を伴わない。また、インジェクタから噴射される燃料の冷却効果により、素子部温度を 150 ℃ 以下に保つことができ、熱的課題が生じない特徴を有する。さらに、軸シール構造も変更が必要なく、汎用性の高いセンサとすることができた。一方、従来のプラグ挟み込みタイプでは、燃焼圧をヘッドのひずみとして検知する方法であったため、吸気バルブ、排気バルブの着座による影響があったが、新筒内圧センサでは直接筒内圧力を検知しているため、そのような影響を受けない。

センサ構造を、Fig. 2 に示す。基本構成は、圧電素子をインジェクタ先端に環状に組み込む構造とした。圧電素子の片方の電極は、圧力伝達部位に塗られた電極材を通じて、外部に結線される。

圧電素子は、温度特性に優れた単結晶圧電素子を採用した。この圧電素子は、温度特性変化による感度補正や、焦電効果によるドリフトの補正が必要なく、高精度に筒内圧力の検知が可能である。

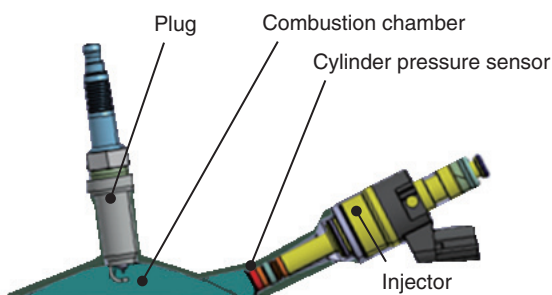


Fig. 1 Installation of injector with cylinder pressure sensor

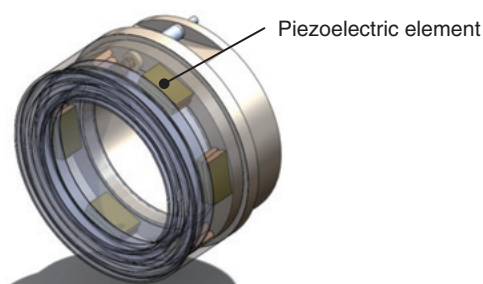


Fig. 2 Cylinder pressure sensor structure

2.2. 圧電素子特性

圧電素子は、単結晶のランガタイト系単結晶を採用した。ランガタイト系単結晶の結晶構造は Fig. 3 に示す通り、空間群 P321 に属する三方晶の結晶で、焦電性を持たず圧電性のみを有する単結晶である。A から D の四つの異なるカチオンサイトで構成されており、組成式は $A_3BC_3D_2O_{14}$ で表され、代表的なランガタイトは化学式 $La_3Ga_{5.5}Ta_{0.5}O_{14}$ で表される。

多結晶体の圧電素子は、粉末を成型、焼成した段階では分極が発生しない。外部よりキュリー点以上の高温下で高電圧をかけることで、分極方向が一方向を向き、打ち消しあっていた自発分極を強制的に統一することで、多結晶全体が分極方向を持つ圧電体となる。こうした製法による圧電素子は、圧力振幅の繰返し、特にキュリー点近傍や高温下での圧力振幅を繰返すことで、分極方向が元に戻っていき、圧電性を失ってしまう。

一方、ランガタイト系圧電単結晶は、育成し終えた段階より自発分極を一方向に持つため、分極処理の必要がなく、また融点までキュリー点が存在しないため、構造の変化もない。また、ランガタイト系圧電単結晶は、結晶育成において、融液組成と育成結晶組成に差を生じる disorder 型の結晶であるが、Cz 法などの溶融固化法での育成が可能で AlN や $GaPO_4$ と比較して大型化が容易である。また、キュリー点が融点まで存在しないことも育成しやすく安定している理由である。したがって、ランガタイト系単結晶は、低温から高温まで広い温度範囲において圧電定数の温度依存性が小さく、優れた安定性を有しているため、筒内圧センサ用圧電素子としてすぐれた特性を持つ (Table 1)。

センサ構造は、燃焼室に面したセンサ先端部より圧力を素子に伝達し、センサに生じた応力を出力として取り出す構造としている。そこで、燃焼パラメータ演算に影響を与えない S/N 比より目標感度を 50 pC/Mpa とし、センサ配置と構造をシミュレーションを用いて最適化した。筒内圧センサの出力シミュレーション結果を Fig. 4 に示す。出力シミュレーションにおいて、15 MPa を印加させた場合、

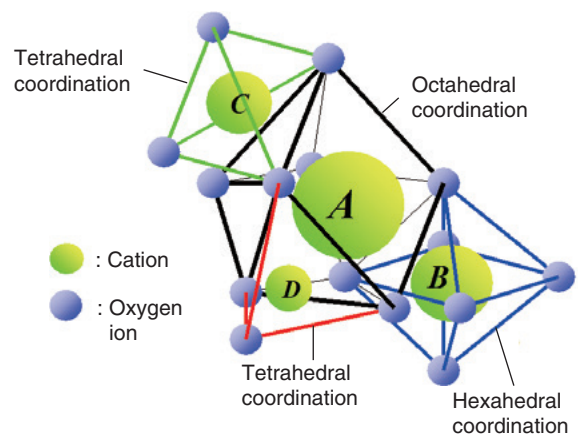


Fig. 3 Langatate crystallization structure

Table 1 Piezoelectric element comparison

		Single crystal		Polycrystalline	
		La ₃ Ga _{5.5} Ta _{0.5} O ₁₄ langatate	SiO ₂ quartz	PbTiO ₃ lead titanate	PbNb ₂ O ₆ lead niobate
Performance characteristic	Piezoelectric constant (pC/N)	7.5	2.5	60	80
	Pyroelectricity (pC/°C)	0	10	20000	15000
	Temperature characteristics (%/°C)	0.5<	0.1	0.4	0.3
Degradation characteristic	Curie temperature (°C)	—	570	490	570
	Piezoelectric property degradation temperature (°C)	—	350	300	350
	Breaking strength (MPa)	800	400	500	300
	Piezoelectric property degradation pressure (MPa)	800	300	400	200

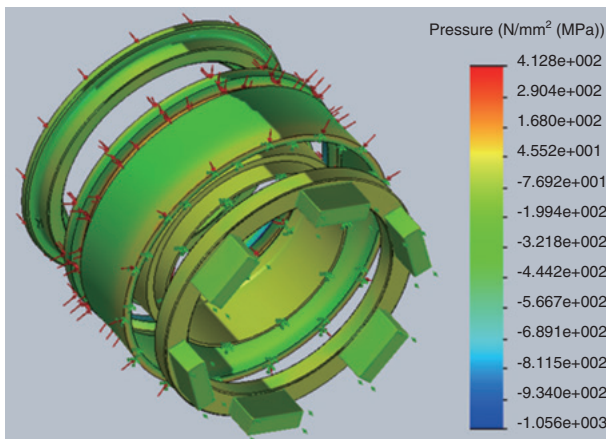


Fig. 4 Sensor stress simulation result

圧電素子に掛かる荷重は 103 N であった。ランガタイトの圧電縦効果 Q_x を使用して圧電素子を製作した場合、結晶単体の出力は約 7 pC/N である。この時の発生電荷量は 721 pC となり、センサの出力としては 48 pC/MPa が想定される。

筒内圧センサを実際に製作し、出力を確認したところ、50 pC/MPa と成り、シミュレーションとの差は 2 pC/MPa で、目標通りの性能が得られた。

3. 筒内圧センサー一体インジェクタの開発

3.1. インジェクタ構造

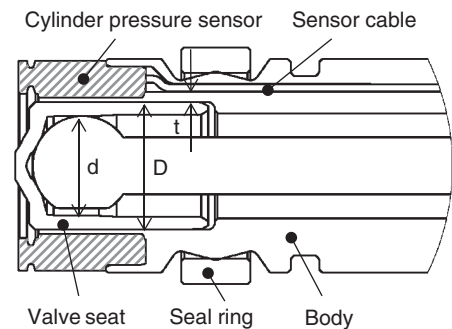
外径の変更なくインジェクタ先端へセンサを取り付けるには、リング状のセンサの内側にバルブシートを収める必要があるため、バルブシートやボデーを薄肉化することで対応した。構造解析シミュレーションを活用し、ベースのインジェクタと同等の強度が得られるようバルブシートやボデーの最適化を図った。

Fig. 5 に開発したインジェクタの構造を示す。外径寸法は、ベースのインジェクタと同一であり、先端に取り付けられたセンサよりシールリング内側を圧力信号線が通りコネクタ側へ配線される。圧力信号線は、電気的ノイズを考

慮し同軸構造の細線を採用した。

バルブシート内径は、インジェクタの流量特性に大きく影響を与える。そこで、シミュレーションをおこない、バルブシートの変形が、ベースのインジェクタと同等以下になるように設定した。バルブシート外径 D を変数とし、圧入後のバルブシート内径 d の変形量 Δd を Fig. 6 に示す通り、ベースのインジェクタと同等以下の変形量に抑えられるような外径を設定した。

圧力信号線を通すためのボデー溝部は、燃料圧力による応力集中が発生する箇所である。この溝部の肉厚 t と応力の関係を Fig. 7 に示す。本開発では、この結果に基づいて溝部の肉厚を設定し、燃料圧力により発生する応力に対しボデー強度を確保できた。



D: Valve seat outside diameter
d: Valve seat inside diameter
t: Body thickness under groove

Fig. 5 Injector structure

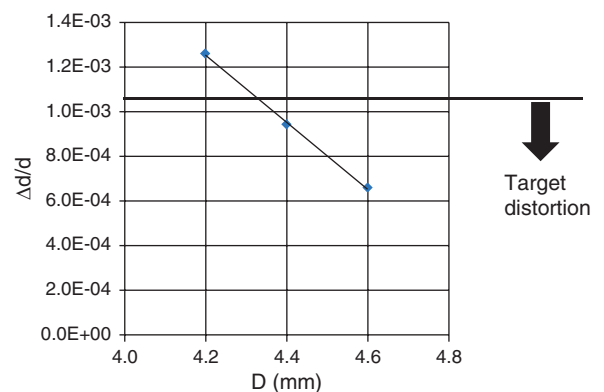


Fig. 6 Valve seat diameter simulation result

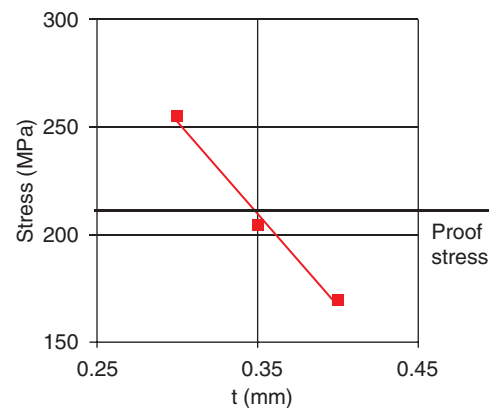


Fig. 7 Body stress simulation result

次に、組立性向上と断線防止の方法について述べる。
Fig. 8に示すように、圧力信号線をカプラより引き出す構造とするため、コネクタを3ピンタイプとした。センサ信号は中央のターミナルより取り出す構造とした。

インジェクタの駆動ノイズの対応手法を以下に述べる。
磁場解析シミュレーションをおこない磁界の強さが最小となるように磁路構造を決定した。磁場解析シミュレーションの結果を Fig. 9 に示す。この図よりインジェクタ駆動による磁場の影響を少なくするには、ハウジングの外径を大きくすれば良いことがわかった。本開発では、本シミュレーションにより、ハウジングの最大外径 D_h を設定した。

3.2. インジェクタ単体性能評価

センサ取り付けの影響を確認するため、インジェクタの流量特性の検証をおこなった。流量特性は Fig. 10 に示す通り、従来のインジェクタと同等であることが証明できた。

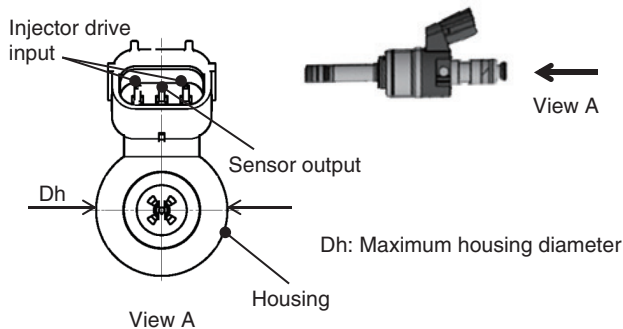


Fig. 8 Signal connector layout

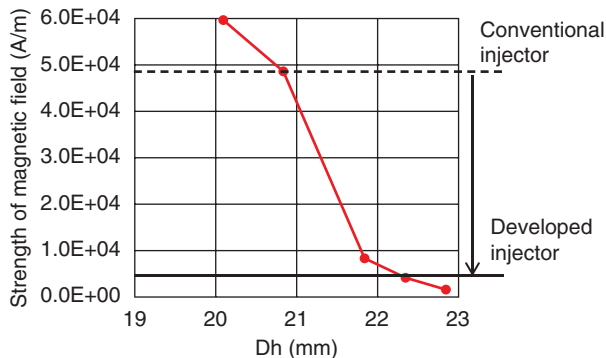


Fig. 9 Magnetic field simulation result

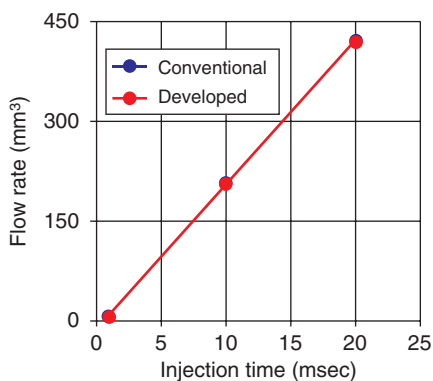


Fig. 10 Flow rate characteristics

4. 実機検証結果

テストベンチにて筒内圧の検知性能を基準センサ [Kistler 社製 (6052B)] と比較評価をおこなった。直列4気筒 2000 cm³ エンジンを用い、2000 rpm, 180 Nm の条件で比較した。

Fig. 11 に基準センサと新筒内圧センサの筒内圧波形の比較を、Fig. 12 に基準センサとの相関を示す。基準センサに対し ±3 % 以内の出力結果が得られた。

また、筒内圧センサとしては、10 kHz 近傍のノック波形が検知できるかどうかが重要な要素である。そこで 1500 rpm, 中負荷時のノック波形を基準センサと比較した。Fig. 13 に示す通り、基準センサと同等の圧力が得られた。

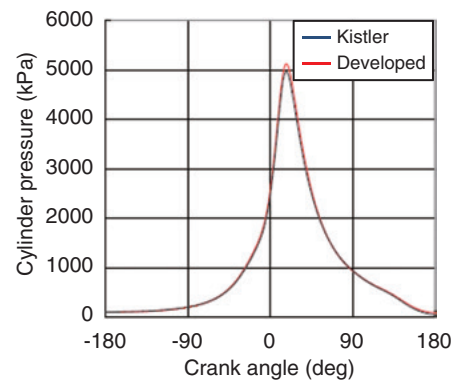


Fig. 11 Cylinder pressure measurement result

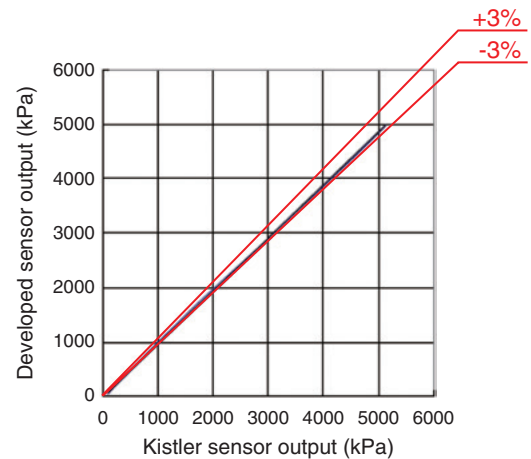


Fig. 12 Cylinder pressure correlation result

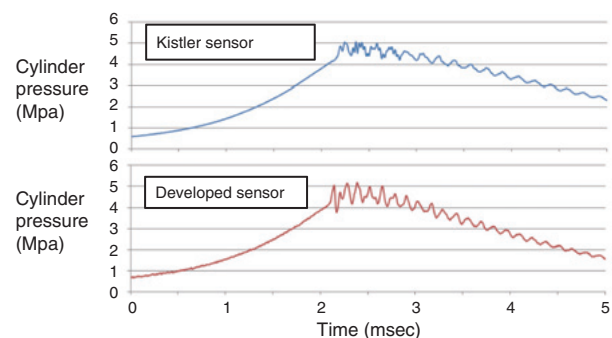


Fig. 13 Cylinder pressures with knocking

5. まとめ

超小型の単結晶圧電素子を直噴インジェクタの燃料噴射口の周囲にレイアウトすることで、燃料による積極的な冷却効果で素子部温度を 150℃以下にでき、従来よりも低温な環境を実現し、燃焼室にきわめて近い位置にセンサを配置することで、ノックも検知可能とした。同時にインジェクタのハード構成を変更することなく筒内圧センサを直噴インジェクタに一体化することができた。

- (1) 従来のインジェクタと同じ寸法内に収めることができ、エンジンハードの変更なく取り付けることが可能となった。
- (2) 従来の直噴インジェクタと筒内圧センサー一体式の流量特性への影響が無いことが確認できた。
- (3) 筒内圧力検知精度は、基準センサに対し±3%以内であり、ノッキング圧力も基準センサと同等に検知できることが確認できた。

参考文献

- (1) Kondo, K., Niimi, A., Nakamura, T.: Indiscope-A New Combustion Pressure Indicator with Washer Transducers, SAE Paper, 750883(1975)
- (2) Sawamoto, K., Kawamura, Y., Kita, T.: Individual Cylinder Knock Control by Detecting Cylinder Pressure, SAE Paper, 871911(1987)
- (3) Kusakabe, H., Okauchi, T., Takirawa, M.: A Cylinder Pressure Sensor for Internal Combustion Engine, SAE Paper, 920701(1992)
- (4) Wlodarczyk, M., T.: High Accuracy Glow Plug-integrated Cylinder Pressure Sensor for Closed Loop Engine Control, SAE Paper, 2006-01-0184
- (5) Hasegawa, M., Shimasaki, Y., Yamaguchi, S., Kobayashi, M., Sakamoto, H., Kitayama, N., Kanda, T.: Study on ignition Timing Control for Diesel Engines Using In-Cylinder Pressure Sensor, SAE Paper, 2006-01-0180
- (6) Shimasaki, Y., Kobayashi, M., Sakamoto, H., Ueno, M., Hasegawa, M., Yamaguchi, S., Suzuki, T.: Study on Engine Management System Using In-cylinder Pressure Sensor Integrated with Spark Plug, SAE Paper, 2004-01-0519
- (7) 村井博之, 亀島昭彦, 守屋栄記, 宮本裕: 燃焼圧センサー一体グロープラグ, Denso Technical Review, Vol.8 No.2, p.74-78(2003)
- (8) Yamamoto, Y., Akazaki, S., Ohara, M., Mizuno, H.: Development of Cylinder Pressure Measurement System Using Adaptive Calculation, SAE Paper,

2008-01-1009

- (9) 奥山高弘, 福澤毅, 橋本朗: V10 500 馬力エンジンの開発—高出力と環境性能の両立技術—, Honda R&D Technical Review, Vol.22, No.2, p.41-48

■ 著 者 ■



山本 裕 司



佐 藤 岳



林 貴 之

補機ベルト張力変動の台上評価条件

Evaluation Condition for Auxiliary Belt Tension Fluctuation in Engine Bench Test

高 澤 博 樹*

Hiroki TAKAZAWA

要 旨

ポリ V ベルトおよびそのベルトで駆動される補機類で構成する補機ベルトシステムの信頼性を評価するためには、補機構成部品への入力荷重となるベルト張力変動を測定する必要がある。その測定手法の一例を提案するとともに、実車環境でのベルト張力変動が増大する条件を明確にし、実車走行条件を台上置換する場合のエンジン運転条件を明らかにする。測定手法としては実車搭載のエンジンで測定可能で補機ベルトレイアウト変更の必要がない手法とする。最大ベルト張力変動が発生する弦に近接する補機部品にひずみゲージを貼りその部位のベルト張力変動によるひずみを測定する。測定したひずみからベルト張力とひずみの較正式によりベルト張力変動へ変換する。実車テストを台上評価へ置換するにはベルト張力変動が最大となる運転条件を測定条件として反映する必要がある。それにはエンジン全負荷かつ補機負荷最大でエンジン回転を上昇させる条件に加え実車特有の過渡条件としてエンジン始動とコンプレッサのオン、オフ条件でも測定する必要がある。

ABSTRACT

In order to evaluate the reliability of an auxiliary belt system consisting of a Poly-V belt and the auxiliary equipment driven by that belt, it is necessary to measure belt tension fluctuation that becomes an input load to the auxiliary component parts. This study proposes an example of a measurement method, clarifies the conditions that increase belt tension fluctuation in the actual use condition, and describes the engine running condition when substituting the actual vehicle running condition with an engine bench. The proposed measurement method enables measurement with the engine in the actual vehicle condition, and does not require changes to the auxiliary belt layout. Strain gauges are adhered to the auxiliary part adjacent to the span where the maximum belt tension fluctuation occurs, and the strain due to the belt tension fluctuation at that position is measured. The measured strain is then converted to the belt tension fluctuation using the calibration equation of belt tension and strain. In order to substitute actual vehicle tests with evaluation by engine bench tests, it is necessary to apply the running condition that results in the maximum belt tension fluctuation as the measurement condition. This requires measurement in the engine starting and compressor on/off conditions, which are transient conditions unique to an actual vehicle, in addition to the condition in which the engine speed is increased at the engine full load plus auxiliary maximum load.

1. まえがき

近年のエンジンは複数の補機をベルト 1 本掛けで駆動するサーペンタインドライブを適用している機種が多い。駆動される AC ジェネレータ (ACG) やエアコン用コンプレッサは時代と共に高効率化されているが、車のさらなる快適性向上のため駆動負荷は増加している。さらに燃焼の高効率化による燃焼加振力増加にクランクシャフト (CS) 周りの軽量化が加わり、ベルト張力変動増大の原因となるクランク角速度変動が増加している。このため補機ベルト張力変動は増大し、ベルトを介し各補機部品へ入力される荷重も増加している。使用環境が厳しくなる補機ベルトシステ

ム構成部品の信頼性保証には、入力荷重となるベルト張力変動の最大値を精度よく測定し検証する必要がある。

補機ベルトシステム構成部品の信頼性は最終的に実車で検証されてきたが、エンジン開発のフロントローディングの要求より、実車テストが始まる前のエンジン開発段階において仕様設定する必要がでてきた。そのためには実車で発生するベルト張力変動を把握し、台上にてベルト張力変動を評価する必要がある。

本テーマではベルト張力変動測定手法の一例を提案するとともに実車使用環境でのベルト張力変動が増大する条件を明確にし、補機ベルト張力変動を台上評価するためのエンジン運転条件を検討した。

*四輪 R&D センター

2. 補機ベルトシステム

2.1. 補機ベルトシステムの信頼性

ポリ V ベルトおよびそのベルトで駆動される ACG やコンプレッサ等の補機類と、ベルトオートテンショナより構成される一連の機能部品群を補機ベルトシステムと呼ぶ。

補機ベルトシステムの信頼性はまず各構成部品の単体強度保証として応力測定をおこない S-N 線図により検証し、エンジン組み付け状態においても耐久性を評価する。いずれの場合も各構成部品が受ける荷重の発生源であるベルト張力変動の最大値にて信頼性検証する必要がある。

2.2. ベルト張力変動

摩擦駆動する補機ベルトは Fig. 1 に示すように駆動面をプーリ表面に押し当て動力伝達するためにセット張力を与える。よってエンジン停止状態では各弦の張力は一樣にセット張力に保たれる。しかしエンジンを稼働させると CS の回転変動と補機の慣性モーメントと負荷により張力が変動する (Fig. 2)。このようなエンジン運転状態での変動する張力をベルト張力変動と呼ぶ。

ベルト張力変動は CS の角速度変動と補機負荷により発生し補機ベルトシステムの共振により増幅され、ときには補機構成部品を破損させる過大な張力となる。

強制振動のモデルは一般に Fig. 3(a) に記すモデルで表される。これを補機ベルトシステムにあてはめると CS の角速度変動により発生する外部からの強制振動力を $f_0 \sin \omega t$ とし、ACG プーリの慣性マス I をばね定数 k と粘性減衰定数 c からなる補機ベルトで構成するモデルによ

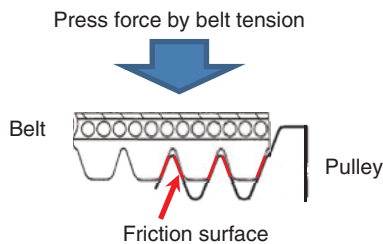


Fig. 1 Friction transmission of auxiliary belt

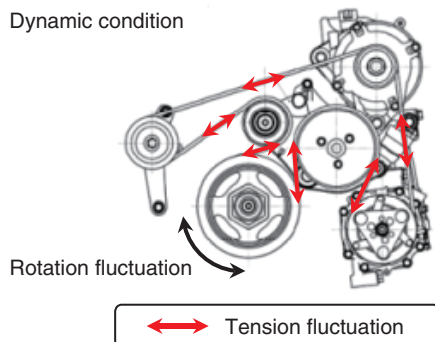
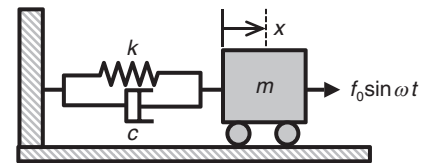


Fig. 2 Auxiliary belt tension fluctuation

て表すことができる [Fig. 3(b)]. また補機ベルトシステムの固有振動数が強制振動数 ω と一致する時、補機ベルトシステムに共振が発生する。この時振幅は最大となり位相遅れは $\pi/2$ となる⁽¹⁾⁻⁽³⁾。

Fig. 4 にベルト張力変動が共振により増加した時の CS と ACG のプーリ速度を記す。ACG プーリ速度は CS プーリ速度に対し位相が約 $\pi/2$ 遅れ補機ベルトシステムが共振領域にありベルト張力変動が上昇していることが確認で

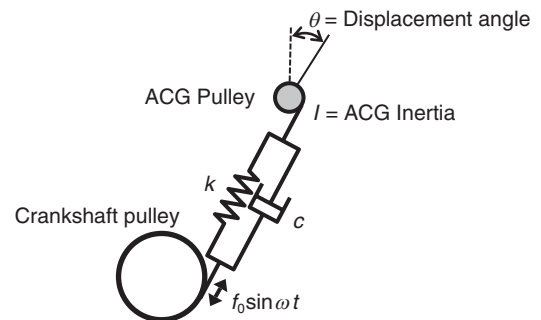


Equation of motion

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = -c \frac{dx}{dt} - kx + f_0 \sin \omega t$$

$$\left[\begin{array}{l} c : \text{Viscous damping constant} \\ f_0 \sin \omega t : \text{Forced vibration} \\ k : \text{Spring rate} \\ m : \text{Weight} \\ x : \text{Displacement} \end{array} \right]$$

(a) General model of forced vibration



(b) Auxiliary belt system forced vibration model

Fig. 3 Forced vibration model

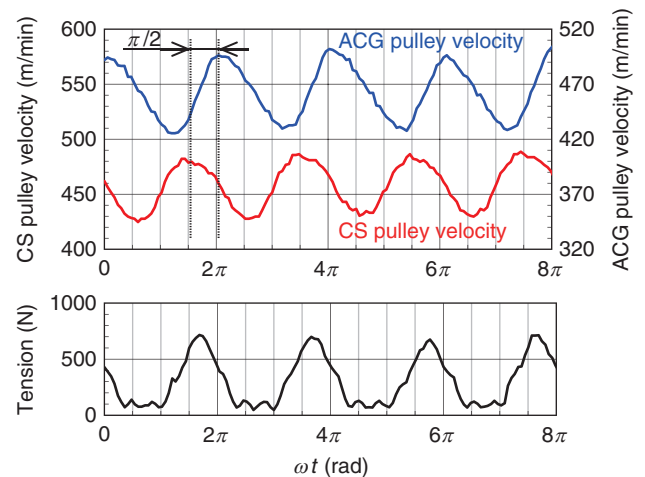


Fig. 4 Auxiliary belt tension fluctuation in belt system resonance zone

きる。以降、この状態を補機ベルトシステム共振と呼ぶ。

一方、ACG プーリへワンウェイクラッチ⁽⁴⁾を装着し補機ベルトシステムの固有振動数を CS プーリの強制振動数とずらし共振を抑制すると Fig. 5 のように CS と ACG のプーリ速度変動は同位相となりベルト張力変動は低減する。

この他補機負荷が変動する過渡的な使用状況下においてベルト張力変動は増加する。

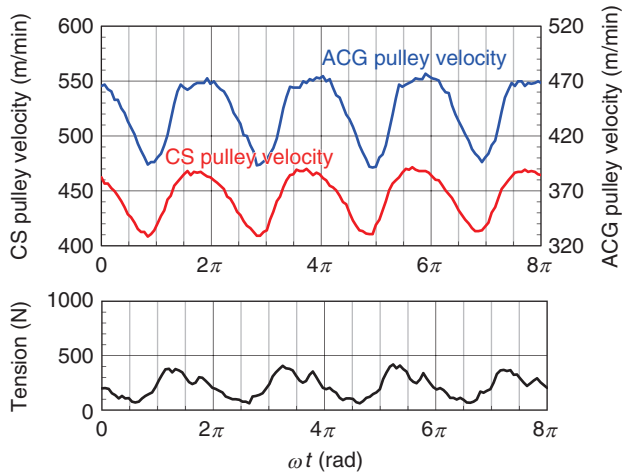


Fig. 5 Auxiliary belt tension fluctuation in belt system non-resonance zone

3. 計測手法

3.1. ベルト張力変動測定部位

ベルト張力変動はすべての弦で発生するが、その内すべての補機負荷が加算される CS プーリの回転方向上手が最も高くなる。補機ベルトシステム共振が発生する場合は各弦の張力に共振が加わるが最大張力発生部位が変化することはない。従って Fig. 6 に示すベルトレイアウトの最大張力発生部位は CS プーリとウォーターポンプ (WP) 間となり、その部位 (Fig. 6 赤矢印) での張力を測定した。

3.2. ロードセル作成手法

補機ベルト張力変動を測定する汎用的な手法として、ベルト張力を求めたい弦の中央へ曲げ応力を出力するロードセルプーリをセットする方法が知られている。実車の実使用状況下でのベルト張力変動を測定するためには、実車にエンジンを搭載した状態でロードセルをセットする必要があるが、実車のスペースではロードセル追加が難しい場合が多い。よって特別なスペースを必要としない補機構成部品をひずみゲージによりロードセルに仕立てる手法とした。最大張力発生部位の CS プーリと WP プーリ間の張力測定をおこなうため、WP のハウジングへひずみゲージを貼り WP 自体をロードセルとした。ベルト張力変動は Fig. 6 の WP 曲げの反力として測定した。感度向上のためにリブ部を削り剛性を落とす加工はせずオリジナル形状を

維持させた。Fig. 7(a) に示すように WP ハウジングのリブ部根元へひずみゲージを引張り部位と圧縮部位にそれぞれ 2 枚貼った。また同じひずみ方向のゲージを対角に結線したブリッジを Fig. 7(b) のように組み、感度向上と同時に温度変化によるみかけ出力をキャンセルした。

3.3. ロードセル校正手法

次に WP ロードセルのひずみ出力を補機ベルト張力変動へ換算する手法を記す。ひずみゲージを貼った WP を測定用エンジンへ組みつけ、補機ベルトのオートテンショナ (AT) と置換え可能な任意の張力を発生することのできる治具を Fig. 8 のようにセットした。ベルトのセット張力は治具中央部の六角ナットを回転することで変化させる。エンジン停止状態で ACG とアイドラ間の弦を弾いた時の振動周波数から張力を求め、その時のひずみ出力との関係より校正ラインを求めた。

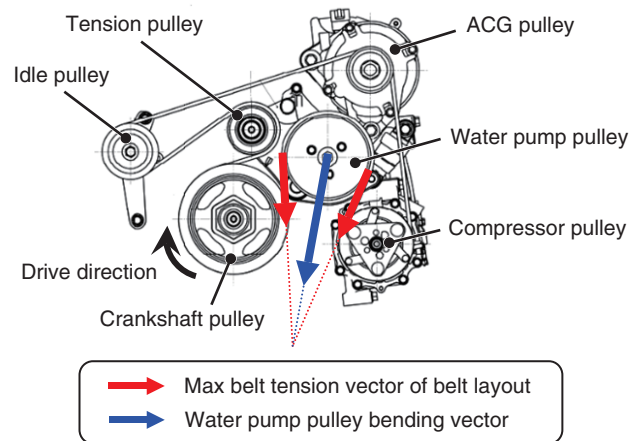


Fig. 6 Auxiliary belt layout of tension fluctuation measuring engine

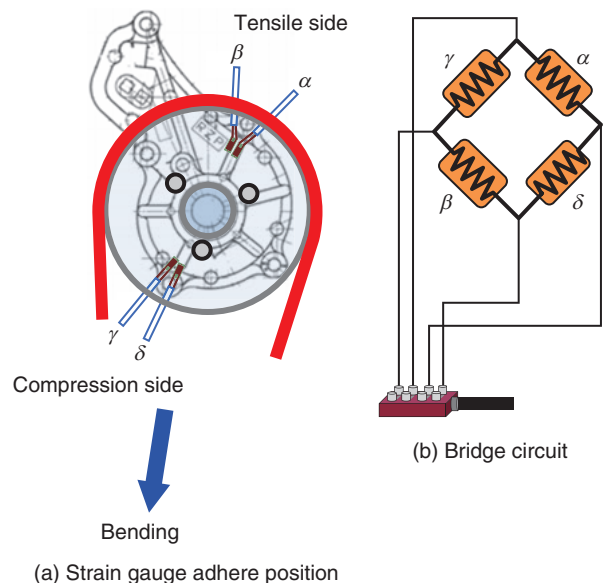


Fig. 7 Water pump load cell-making method

Fig. 9 にベルト張力と WP ハウジングのひずみの関係を示す。ベルト張力は WP ハウジングのひずみと正比例の関係にあり、ベルト張力変動は WP ハウジングに発生したひずみに校正ラインの傾きを乗じ換算した。

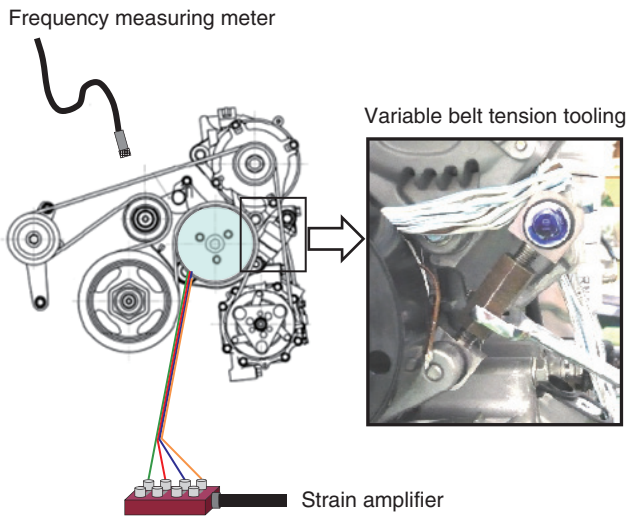


Fig. 8 Variable belt tension tooling and belt set tension measuring by span frequency at static condition

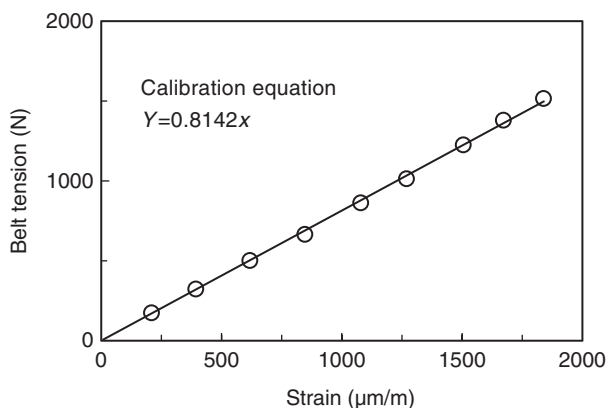


Fig. 9 Static calibration line between belt tension and water pump load cell strain

4. テスト条件

4.1. エンジン仕様

補機類の仕様は同種のエンジンプロックを骨格に持つエンジンでも搭載される車両により異なることがある。よってベルト張力変動測定は最もベルト張力が高い仕様を選定する必要がある。

ベルト張力変動が増加するエンジン仕様に関する項目を Table 1 に記した。測定には Fig. 6 の補機ベルトシステムを用い Table 1 の各項目をベルト張力変動が増加する方向で設定した。エンジンとミッションは補機ベルト張力変動発生源の CS 回転変動の高い仕様を選択した。補機ベルト

Table 1 Measuring engine specifications

Part	Specification
Engine	Higher crankshaft angle acceleration engine of same belt layout engine series
Transmission	Lower crankshaft axis inertia of all transmission applications For firing engine bench, lockup clutch tight condition
Auxiliary belt	Belt length lower tolerance
Auto tension	Spring force higher tolerance Damping force higher tolerance
AC generator	Higher volume of same belt layout engine series
Compressor	Higher refrigerating capacity of same belt layout engine series

Table 2 Engine and auxiliary load conditions of firing bench

Equipment	Load type		Condition
Bench	Engine load		Continuous full load
	Auxiliary load	AC generator	Continuous full load
		Compressor	Continuous full load

Table 3 Engine and auxiliary transient load conditions

Equipment	Load Type		Condition
Vehicle	Engine Load		Engine start
			Put in gear
			Racing
			Shift change
			Torque converter stall condition
	Auxiliary Load	AC generator	On-Off
		Compressor	On-Off

システムはベルトのセット張力を公差上限まで上昇させ最大張力も上昇する仕様とした。補機負荷は駆動トルクの高い仕様を選択しベルトによる駆動伝達力が増加する仕様とした。

4.2. 運転条件

補機ベルトシステム共振時の最大ベルト張力は台上面にて測定した。運転モードはスロットル全開可能な最低速のエンジン回転より最高出力回転まで約 30 秒で上昇させ測定した。次に実使用環境における過渡運転条件で共振時の最大ベルト張力を超える条件がないか実車を用いて調査した。

Table 2 に台上面での共振時最大ベルト張力を求めた時の負荷条件を記す。エンジン負荷は CS 回転変動が最大となる最大負荷とした。補機負荷は駆動トルクが最大となる最大負荷とした。以降このエンジン負荷、補機負荷最大でのエンジン回転上昇モードを連続負荷条件と呼ぶ。

Table 3 には実使用環境に即した実車での過渡条件でベ

ルト張力増加が想定される条件を記した。まず駆動側のCSプーリ、従動側補機類のプーリ共にベルト張力増加を発生させる速度変化を伴う運転条件を抽出した。次に各運転条件をエンジン負荷、および補機負荷に起因するものに整理した。

5. テスト結果

5.1. 台上での連続負荷条件試験

Table 1 の仕様を組み入れたエンジンで Table 2 の連続負荷条件でのベルト張力変動を台上ベンチにて測定した結果を Fig. 10 に示す。2000 rpm 以下の低回転領域において燃焼によるトルク変動を起振源とする大きな共振張力が発生した。一方 2000 rpm 以上の領域ではベルト張力変動は共振領域よりはるかに低く安定した。

5.2. 実車を用いた過渡運転条件試験

実車のエンジンに Table 1 の仕様を組み込み Table 3 に記した各過渡条件のベルト張力変動を測定した。連続負荷条件による結果 (Fig. 10) と比較し、各過渡条件を台上での

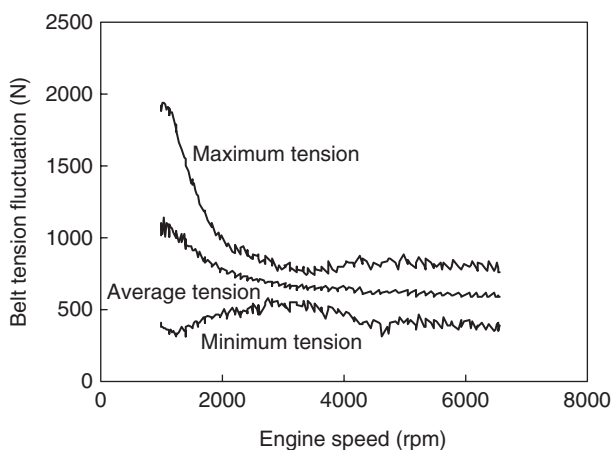


Fig. 10 Belt tension fluctuation of continuous load condition in firing engine bench

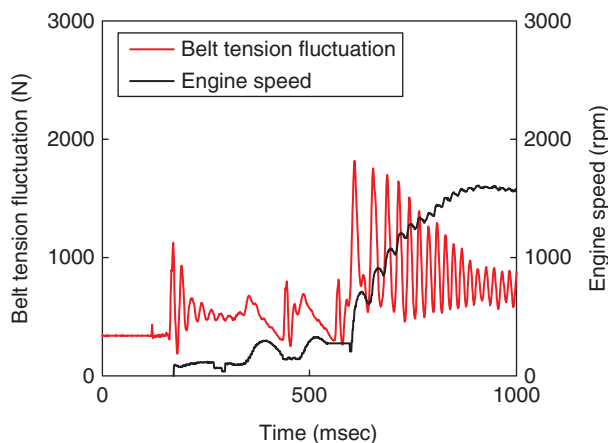


Fig. 11 Auxiliary belt tension fluctuation at engine start

運転条件へ付け加える必要性があるか検証した。

5.2.1. エンジン始動

始動時のベルト張力変動を Fig. 11 に示す。クランクイング後に燃焼が始まり、その後エンジン回転が立ち上がりファストアイドルへ至る途中にピーク張力が発生し、その後ベルト張力変動は低下する。

始動直後のベルト張力変動が立ち上がる時のCSプーリとACGプーリの速度の関係を Fig. 12 に示す。最初の2000 N 近いピーク張力はCSプーリの速度上昇と同期しており、駆動する全補機の回転を上昇させる力として最大張力が発生したと考えられる。またCSプーリの速度上昇はACGプーリ速度の位相と合っており補機ベルトシステム共振は発生していない。

エンジン始動時のピーク張力を台上での結果 (Fig. 10) と比較し Fig. 13 に示す。エンジン始動時は補機負荷が発生していないにもかかわらず張力ピーク値が高い。また補機ベルトシステム共振はなくCS加速度のみで発生してお

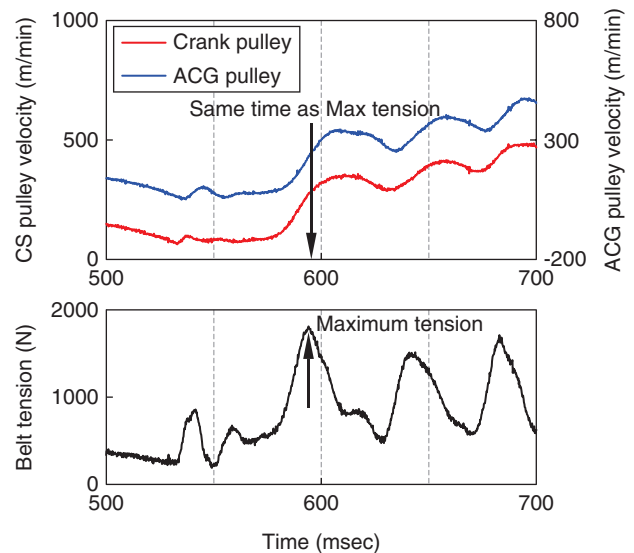


Fig. 12 Relation between belt tension fluctuation and pulley velocity

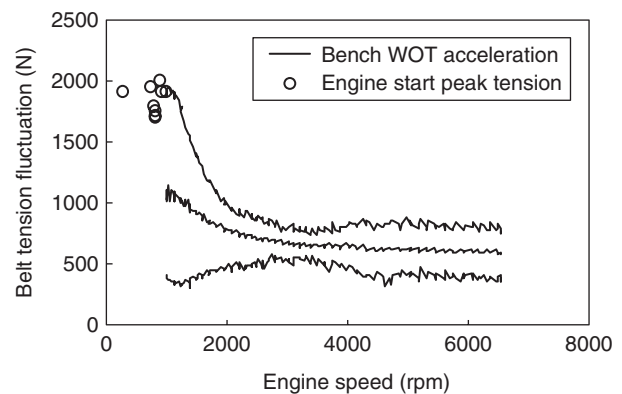


Fig. 13 Belt tension comparison between peak belt tension at engine start and bench continuous load condition

り連続負荷条件での最大ベルト張力と発生要因が異なる。よって連続負荷条件の他にエンジン始動条件を追加し評価する必要がある。

5.2.2. インギヤ

トランスミッションがニュートラルポジションのアイドル運転時に電気負荷とエアコン負荷をフルに与えた状態からセレクトレバーをDポジションへ入れたときのベルト張力変動をFig. 14に示す。以降、ニュートラルよりDポジションへギヤを入れる操作をインギヤと呼ぶ。

エンジンの制御システムは補機負荷とトルクコンバータ(トルコン)などの駆動系負荷に対しアイドル回転を維持するために吸気管内圧力を上昇させるのでCS回転変動は増加する。さらにアイドル回転は補機ベルトシステム共振回転領域(Fig. 10)にあるのでベルト張力変動は増加する。しかし台上の連続負荷条件はアイドル付近よりエンジン全負荷で運転しておりインギヤよりもベルト張力変動は高い。よってインギヤ条件は連続負荷条件に包含されるため、台上での評価条件として追加する必要はない。

5.2.3. レーシング

レーシングした時のベルト張力変動とエンジン回転変化の測定結果を時系列でFig. 15に示す。

アイドル回転での補機ベルトシステム共振によるベルト

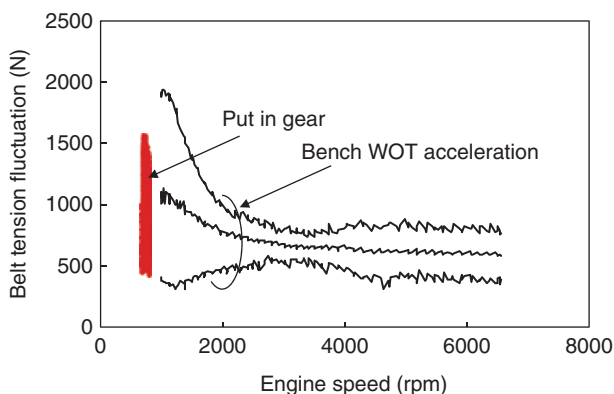


Fig. 14 Belt tension fluctuation comparison between putting in gear position and bench continuous load condition

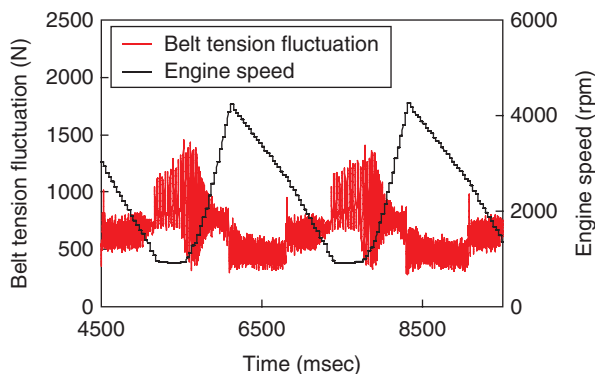


Fig. 15 Belt tension fluctuation and engine speed at racing condition

張力変動に対し、スロットルを開けた瞬間にエンジン負荷が上昇しベルト張力変動も増加したが、エンジン回転が共振領域以上に上昇すると張力は低下した。

Fig. 15のベルト張力変動をエンジン回転との関係で整理し台上での連続負荷条件の結果と比較した結果をFig. 16に示す。レーシングにおいては連続負荷条件と同様低回転領域で補機ベルトシステム共振が発生したが、共振をもつ低回転にてエンジン全負荷となる前に、回転が上昇し共振領域から抜ける。よってレーシング条件でのベルト張力変動は連続負荷条件より低く台上での評価条件として追加する必要はない。

5.2.4. 変速

CVT車における加速変速時のベルト張力変動を確認した。その結果をFig. 17に示す。CVTの変速影響はまったく確認されず、台上の連続負荷条件と類似の張力変動を示す。しかし実車はトルコンが低回転領域でのCS回転変動を吸収するので台上条件よりベルト張力変動が増加することにはなかった。よって、変速過渡条件のベルト張力変動は連続負荷条件に包含され台上での運転条件として追加する必要はない。

5.2.5. トルコンストール

トランスミッションのセレクトレバーをDポジション

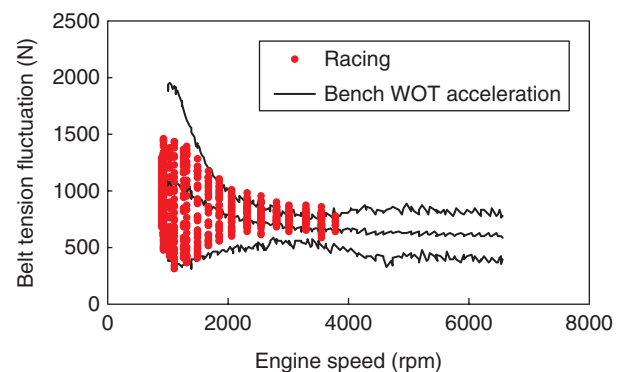


Fig. 16 Belt tension fluctuation comparison between racing and bench continuous load condition

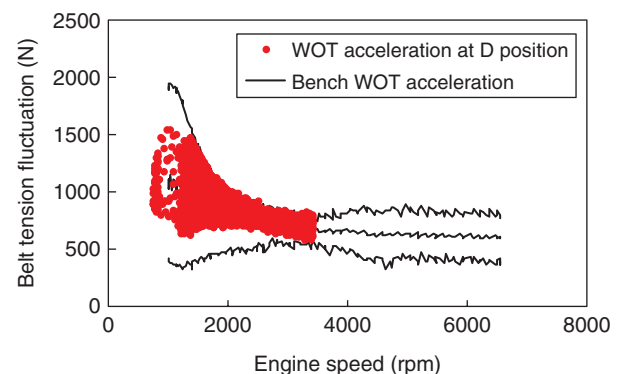


Fig. 17 Belt tension fluctuation comparison between WOT acceleration at select lever drive position and bench continuous load condition

に入れブレーキを踏んだ状態でアクセルをスロットル全開まで踏み込み、トルコンで出力吸収させた時のベルト張力変動を Fig. 18 に示す。以降この運転条件をトルコンストールという。

スロットル全開まで踏み込むのでエンジン負荷は上昇するがトルコンのストール回転まで回転上昇するので、連続負荷条件のようにスロットル全開での低回転維持ができず最大張力は低くなった。よってトルコンストール条件のベルト張力変動は連続負荷条件に包含され台上での運転条件として追加する必要はない。

5.3. 実車を用いた補機負荷過渡条件試験

実車にて補機負荷を過渡的に与えた時の補機ベルト張力変動を測定し連続負荷条件と差が生じるか確認し、連続負荷条件にて包含できるか検証した。

5.3.1. ACG 負荷

ヘッドライト、リヤ熱線等の電気負荷を順次与えた時のベルト張力変動と ACG 負荷を Fig. 19 に示す。電装類のスイッチを入れると ACG 負荷が立ち上がり、それと同時にベルト張力変動も増大する。

Fig. 19 のベルト張力変動の変動幅の高張力側ピーク値と ACG 負荷の関係を Fig. 20 に示す。ACG 負荷とベルト

張力変動の最大値には相関があり、ACG 負荷を与えた過渡条件によりベルト張力変動がピーク値を持つことはなかった。

ベルト張力変動は ACG 負荷の大きさにより変化するが、負荷のかけ方により変化することはない。よって ACG 負荷は発電負荷を最大にした条件が最も厳しく、その条件は連続負荷条件と同じとなる。

5.3.2. コンプレッサ負荷

コンプレッサスイッチをオン、オフした時のベルト張力変動を Fig. 21 に示す。負荷を受けると同時にベルト張力は立ち上がりピークを示すが、その後瞬時に下がった。これは速度ゼロのコンプレッサがクラッチのエンゲージと同時にクランク速度まで加速されるためで、コンプレッサを加速させる仕事がベルト張力となり現れている。

コンプレッサをオン、オフした時のピーク張力を連続負荷条件と比較した結果を Fig. 22 に示す。高回転領域でのピーク張力は連続負荷条件よりも高く 2000 rpm 以上になると補機ベルトシステム共振領域より抜けるのでその差は顕著になった。補機ベルトシステム共振による張力変動とコンプレッサオン時のピーク張力は発生要因が異なり連続負荷条件では包含できないことがわかった。したがって台上テストではコンプレッサをオン、オフしたときの運転条件を加える必要がある。

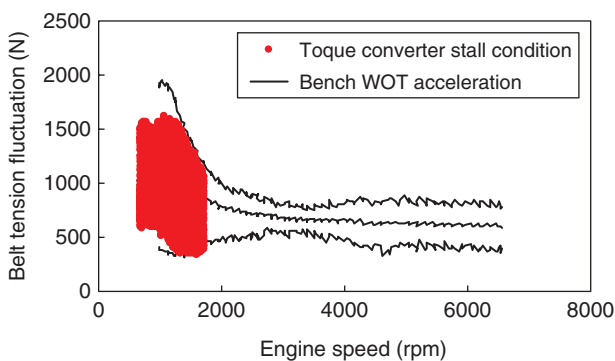


Fig. 18 Belt tension fluctuation comparison between torque converter stall condition and bench continuous load condition

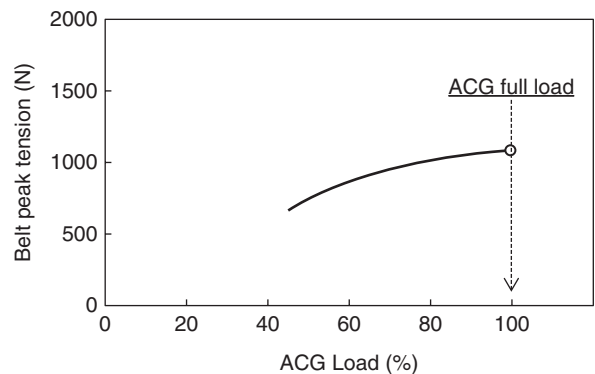


Fig. 20 Relation between belt peak tension and ACG load

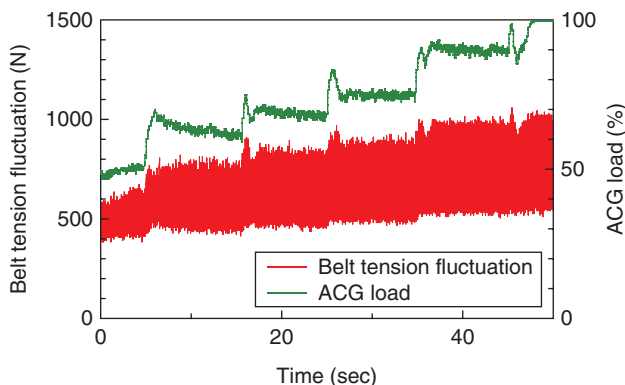


Fig. 19 Belt tension fluctuation and ACG load when ACG load rises in succession

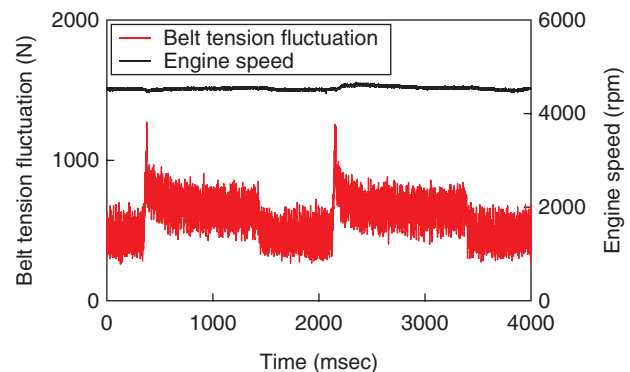


Fig. 21 Belt tension fluctuation at compressor clutch engage

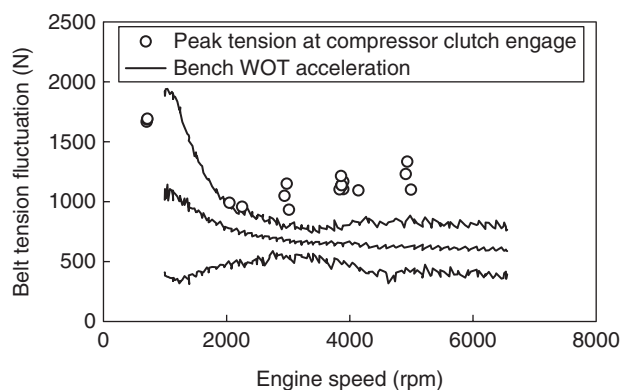


Fig. 22 Belt tension comparison between peak belt tension at compressor clutch engage and bench continuous load condition

6. まとめ

補機ベルトシステムの信頼性を評価するため、ベルト張力変動の測定方法の一例を提案するとともに実使用環境での補機ベルトシステムを台上評価する場合のエンジン運転条件と補機負荷条件を明確にした。

(1) ベルト張力変動の測定手法

実車搭載状態のエンジンにて補機ベルトレイアウトを変更することなくベルト張力変動測定可能な手法として、最大ベルト張力変動が発生する弦に近接する補機部品にひずみゲージを貼りロードセルの代用とする手法を提案した。

(2) ベルト張力変動測定運転条件

ベルト張力変動を台上評価する場合、エンジン全負荷かつ補機負荷最大の連続負荷条件でエンジン回転を上昇させる運転条件に加え、実車特有の過渡条件としてエンジン始動とコンプレッサのオン、オフ条件を加える必要がある。

参考文献

- (1) 巨理厚:強制振動, 機械振動, 丸善株式会社, p.103-107(1966)
- (2) 坂田勝:自由度系の振動・強制振動, 振動と波動の工学, 共立出版株式会社, p.53-59(1980)
- (3) L. マイロヴィッチ:自由度線型系の強制振動, 振動解析の理論と応用, ブレイン図書株式会社, p.39-46(1984)
- (4) 佐藤光司, 御厨功:オルタネータ用小型クラッチ内蔵プーリ: NTN TECHNICAL REVIEW, No.75, p.123-127(2007)

■ 著 者 ■



高澤 博樹

スロットル急開における異音発生時の気流の可視化

Visualization of Air Current when Noise Occurs with Throttle Rapidly Opening

山 岸 仁*
Jin YAMAGISHI

若 松 健*
Takeshi WAKAMATSU

要 旨

エンジン実動時の、スロットル急開における異音が発生する事象の全体像を把握するために、インテークマニホールド（インマニ）内部の圧力計測と気流の可視化をおこなった。インマニの樹脂化と Drive By Wire (DBW) 採用により顕在化した異音について、音源探査をおこなった結果、インマニの表面から音が放射していることがわかった。また、インマニ内部の気流挙動の計測については、近年性能が向上してきた高速度カメラと特殊なライトを用いて開発の現場で活用が可能な、エンジン実動時の可視化をおこなった。その結果、高速気流の衝突が異音の原因であることを明らかにした。

ABSTRACT

Pressure measurements were conducted and airflows were visualized inside the intake manifold to help enable an overall understanding to be obtained of the phenomenon of noise occurring under conditions of rapid throttle opening during engine operation. The use of plastic intake manifolds and drive-by-wire (DBW) has made this noise more conspicuous. The results of attempts to identify the sound source showed that the noise was radiated from the surface of the intake manifold. For measurements of the behavior of the airflows inside the intake manifold, airflows were visualized while the engine was in operation using a high-speed camera (taking advantage of recent performance enhancements) and a special lighting system in a method that can be applied during the development process. The results of these measurements demonstrated that noise resulting from the collision of high-speed airflows is the origin of the noise under study.

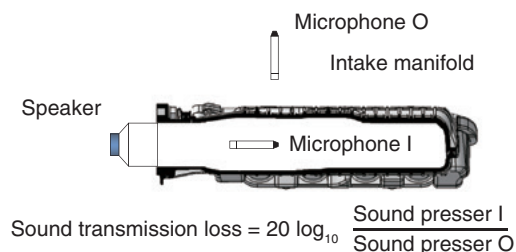
1. はじめに

軽量化、モジュール化がエンジン部品に要求され、樹脂化、薄肉化が推進されて久しい。インマニも 15 年程前から樹脂化が図られ、現在では多くのエンジンに樹脂製インマニが採用されている。一方、DBW 採用によりスロットル制御の自由度が拡大したことで、走行特性の向上や、環境性能要求の対応としてピストン停止位置を制御するために、スロットルを急開する要求が高くなってきている。

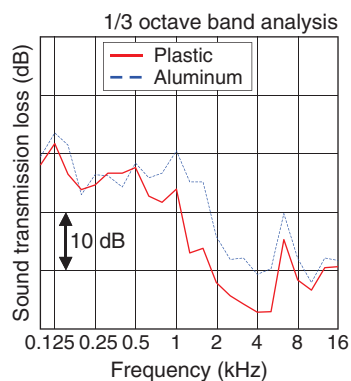
これらにより、アルミ製インマニやメカニカル制御のスロットル仕様では聞こえなかったスロットル急開時の異音が顕在化するようになった。

Fig. 1 にインマニ材質違いの透過音周波数特性と音圧の計測結果を示す。

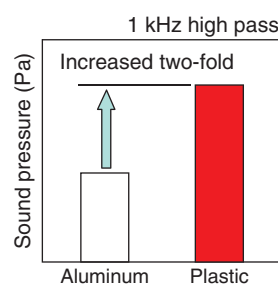
同一形状のインマニの材質をアルミから樹脂に変更することで、音響透過損失が低下し、結果として異音が増加することがわかっている。スロットル急開時における異音を低減する研究については、各社が 10 年以上前から進めており⁽¹⁾、網等による低減技術が提案され⁽²⁾、量産車に幅広く適用されている。



(a) Measurement system



(b) Sound transmission loss



(c) Sound pressure

Fig. 1 Comparison of sound transmission loss and noise

*四輪 R&D センター

従来の研究は、インマニ管内音の計測と Computational Fluid Dynamics(CFD)を用いた解析であり、実際の管内における気流挙動を計測し、報告した事例は少ない⁽¹⁾。

エンジン実動時の異音が発生しているときの気流の挙動を、可視化により把握することで、異音対策につなげる足がかりとする。

2. 研究のねらい

本研究では、エンジン実動時の

(1) 異音発生部位の特定

(2) 管内気流挙動可視化

をおこなうことで、異音に対する気流挙動と管内圧力変動の関係性を確認し、異音発生の現象を把握する。

3. 異音発生部位の特定

試験にあたり、樹脂製インマニを採用している 2.4 L のエンジンを使用した。諸元を Table 1 に示す。

最も異音が顕著な、レーシング時のエンジン回転数が 1000 rpm に低下してきたときにスロットルを急開する操作を 1 レーシングサイクルとし、これの繰り返し試験をおこなった。開速度の設定は、事象が顕在化した条件と同一にした。

スロットル急開時の気流挙動は、過渡現象であり、安定した結果が得難いため、音と圧力の計測については 1 レーシングサイクル中の最大値を数十回以上計測し、平均した値にて表現した。

3.1. 音源探査装置によるテスト

スロットルを急開したときの異音に対し、非定常音源探査として一般的な、多点マイクロフォンによる探査装置を用いた。Fig. 2 に計測装置と結果の一例を示す。異音はここに示されるようにインマニ表面から放射されていることを確認した。

3.2. インマニ詳細解析

インマニにおける、異音の発生部位をより明らかにするため、詳細解析をおこなった。

3.2.1. インマニ近接音、表面振動および内部圧力計測

Fig. 3 に供試インマニを示す。

インマニをスロットルボデー近傍部、チャンバ部、ポート部の三つのセクションに分割し、近接音、表面振動に加え、インマニ内部の圧力を計測した。

エンジン実動時にスロットルを急開するときのインマニ内の圧力は、負圧状態から瞬時に大気圧まで上昇するため、大きな圧力変化とともに、高周波の変動成分を有する。そのため、ダイナミックレンジが高周波まで広い計測機器

Table 1 Engine specifications

Item	Specification
Engine type	4-stroke gasoline engine
Cylinder configuration	In-line 4-cylinder
Bore x stroke (mm)	87 x 99
Displacement (cm ³)	2354
Compression ratio	10.5
Valve train	16-valve DOHC i-VTEC
Intake manifold	Plastic with glass fiber
Max. power (kW [PS] / rpm)	142 [193] / 7000
Max. torque (Nm [kgm] / rpm)	220 [22.4] / 4400

が望ましい。従来はブローブマイクロフォンを用いて音圧変動成分の計測をおこなっていたが、今回は気流の挙動に影響が少なく、高周波まで計測が可能な圧力センサを用いることとした。

Fig. 4 に示す計測結果から以下のことがわかった。

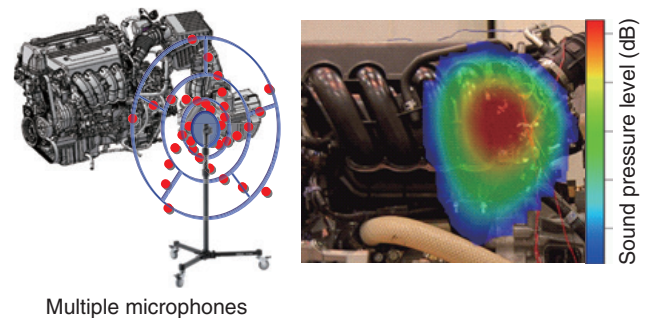


Fig. 2 Sound source investigation analysis

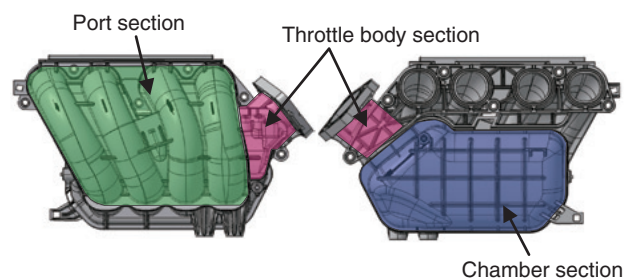


Fig. 3 Measurement intake manifold

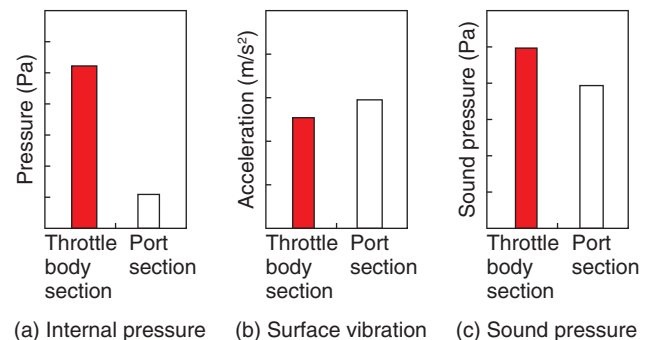


Fig. 4 Sectional analysis of sound source

- (1) (a), (c)より圧力変動が大きいスロットルボデー近傍の音は大きい.
- (2) (a)よりインマニ内部の圧力変動は、ポート部に対し、スロットルボデー近傍部が約5倍大きい.
- (3) (a), (b), (c)より内圧変動が小さいポート部にインマニ表面振動が大きい部位が存在し、近接音も大きい.

3.2.2. インマニモーダル解析

内圧の小さいポート部に、インマニの振動と近接音が大きい部位があることから、構造による振動伝達影響も考えられるため、モーダル解析をおこなった. 計測条件はファイアリング実動時と同じ、インマニはエンジン結合状態、エンジンはエンジンマウント支持状態にて計測した. 1 kHz 以上の高周波領域で、振動が大きい部位に膜面のモードが存在する. モードの一例を Fig. 5 に赤丸で示す.

3.3. 異音発生部位明確化まとめ

以上の結果から、異音はスロットルボデー近傍の圧力変動が、インマニを透過し音となる成分とインマニを内部から加振し振動伝達されモード発生部位から放射される成分による気流音であると考えられる.

このことから、異音発生源の特定には、スロットルボデー近傍の気流挙動を把握することが重要である.

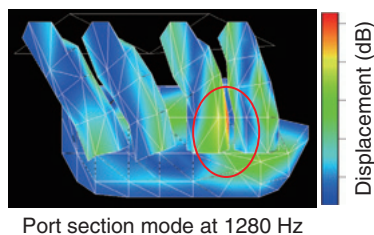


Fig. 5 Modal analysis result

4. 管内気流挙動可視化

4.1. 可視化手法検討

3章の結果から、スロットルボデー近傍のインマニ内部の気流挙動が音の要因と考えられるため、インマニ内部の気流の可視化を検討した.

気流全体の可視化をおこなうには以下の方法が考えられる.

- (1) 同一形状の透明インマニを用いる方法
- (2) 気流挙動発生部に透明な円筒を追加する方法

(1)の方法については、気流の挙動は同一と考えることができるが、可視化するためには、光源設定、計測位置、形状による像のひずみ、光の透過度等、多くの課題が存在するため今回は採用しないこととした.

(2)の方法については、上記の課題を解決できる計測であると考えられるが、気流の挙動が異なる可能性があるた

め、確認をおこなった. 透明な延長管の追加による、内部の気流挙動の違いを確認するため、管内圧力を計測し、影響を確認した.

計測結果を Fig. 6 に示す. スロットルボデーから同一の距離で比較すると、ほぼ同値の内圧変動が得られたため、透明な延長管を用いてもオリジナルと同様の気流挙動が発生していることが確認できた.

以上から、(2)の方法にて計測をおこなった.

4.2. 可視化計測概要

Fig. 7 に可視化計測システム全体図を示す.

可視化するためのオイルミストを、スロットルボデーの上流部より導入し、透明管部の高速度カメラ映像と A/D ボードを経由し音や圧力等の信号を同期させ PC に取り込むことで、気流音が発生しているときの気流の挙動を把握することができる.

高速度カメラを用いて撮影をする場合、一般的なライトでは外部から表面を連続的に照射するため、高速で撮影す

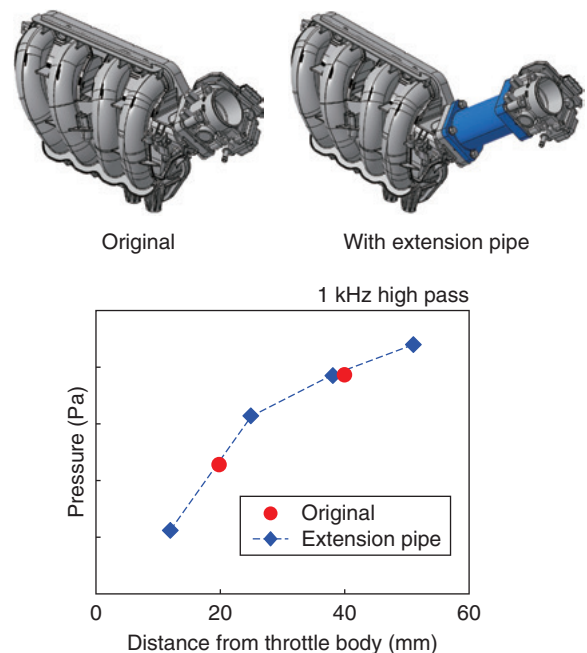


Fig. 6 Comparison of internal pressure

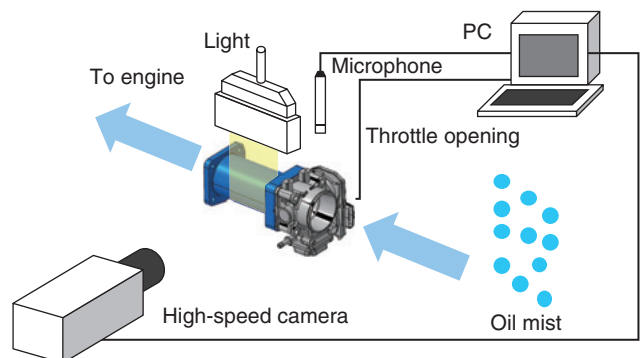


Fig. 7 Visualization system

Table 2 Specifications of light source

Light	250 W metal halide
Power consumption	290 W
Voltage	100 V 50/60 Hz
Filter	UV, IR cut
Shutter	Continuously mechanical type
Cooling	Fan

るほど像はより暗くなる。

透明管内の気流挙動を計測する場合、暗さに加えて表面反射、内部反射によるノイズにより、計測したい気流を抽出することが困難になる。

そのため、強力な光エネルギーを高速カメラに同期させて照射が可能で、レーザシート光を用いた Particle Image Velocimetry (PIV) 計測があるが、大がかりな設備と高度な技術が必要となり、開発の現場でエンジンが稼働している状態での計測に適さない。

メタルハライドライトを光源とした光ファイバを線上に配置し、シリンドリカルレンズを介することで拡散する光を集光し、光シートを作ることができる特殊ライト〔(株)ナックイメージテクノロジー製〕を用いることで、エンジン実動時の気流の可視化をおこなうことが可能となった。

この特殊ライトの諸元を Table 2 に、構造を Fig. 8 に示す。

4.3. 管内圧力分布計測

はじめに管内の圧力分布計測をおこなった。

Fig. 9 に計測に用いた延長管の断面図を示す。管のスロットル上側および下側線上の内壁面に等間隔に 10 点ずつ計 20 点に圧力センサを配置した。計測については 3 章と同様に、1 レーシングサイクル中の最大値を数十回以上計測し、平均値にて表現した。

Fig. 10 の結果から以下のことがわかった。

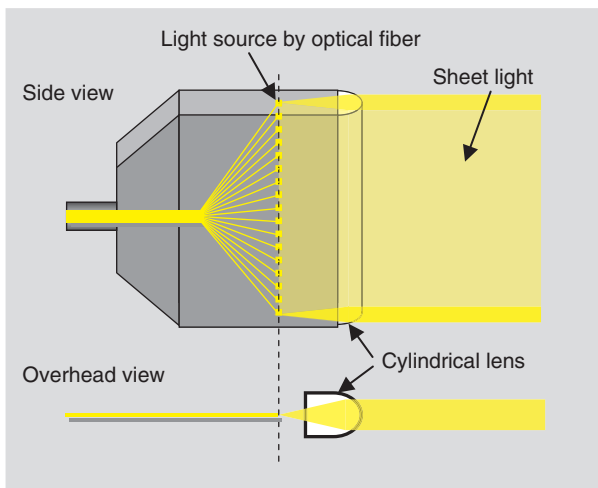


Fig. 8 Special light system

(1) スロットルボデー近傍の圧力変動量は、上側よりも下側の値が大きい。

(2) スロットルボデーからの距離が 40 mm から 90 mm の領域で圧力変動量が最大となる。

気流音が発生したとき、スロットルボデーの近傍で激しい圧力変動が発生していることがわかる。

4.4. 気流の可視化

高速カメラの計測条件は、解像度を 448×368 pixel、フレームレートを 10000 fps に設定し、1 レーシングサイクルを動画にて撮影した。カメラに同期させて音とスロットル開度を計測し、音の平均に近い値の可視化結果を用いた。

静止画像は、一連の動画の中で気流音が最大になったタイミングで切り出しをおこなった。

計測面を Fig. 11 に示す。気流の挙動が最も激しいと考えられるスロットルバルブ軸に対し垂直方向かつ、延長管の軸方向の中央部断面 (Vertical plane) にて計測をおこなった。切り出した条件を Fig. 12 に、結果を Fig. 13 に示す。

ライトの位置を撮影方向 20 mm 手前側にオフセット (Offset plane) して計測した可視化結果を Fig. 14 に示す。またスロットルバルブ軸中心を通る水平断面 (Horizontal plane) で計測した可視化結果を Fig. 15 に示す。

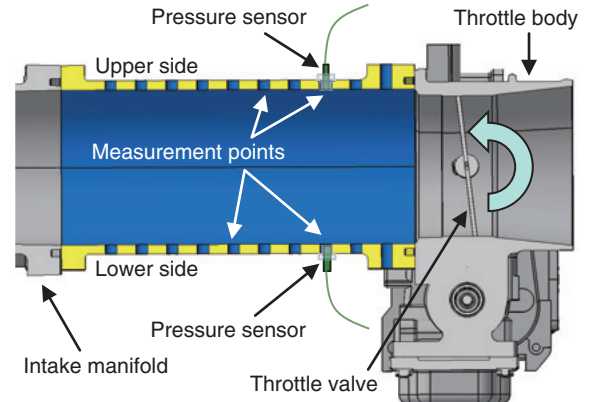


Fig. 9 Measurement extension pipe

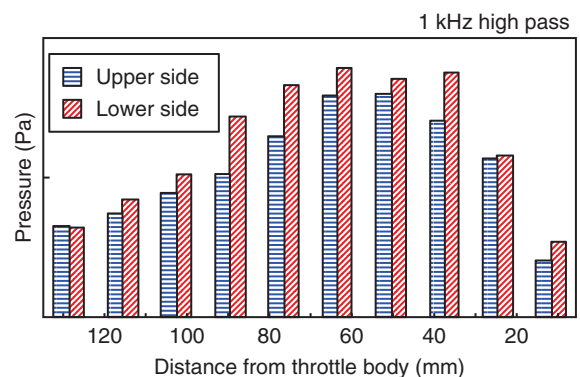


Fig. 10 Inner pressure distribution of extension pipe

各断面を計測することで、簡易に管内気流の挙動を三次元的に把握することが可能となった。

これにより以下の結果が得られた。

- (1) Fig. 13 TimeA から E を見ると、スロットルバルブが開くとスロットルバルブ下側から流れる気流が、スロットルボデーから離れた奥側から斜め上方に立ち上がり、音が最大になるタイミングで 40 mm から 90 mm の位置において、上側内壁面およびスロットルバルブ上側を直進する気流と衝突する様子がわかる。
- (2) スロットルバルブ上側を流れる気流には、Fig. 13 TimeE に見られる管内上側に沿って直進する高速気流と、Fig. 14 に見られる管内壁面に沿って斜め下方に向かう高速気流がある。
- (3) スロットルバルブ上側から管内壁面に沿って下方に向かう気流 (Fig. 14) は、スロットルボデーより 40 mm から 90 mm の位置でスロットルボデー下側からの気流と衝突する (Fig. 15)。

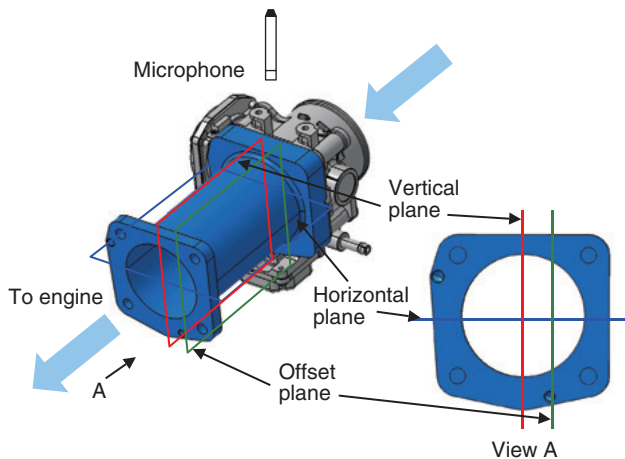


Fig. 11 Visualization planes of air flow

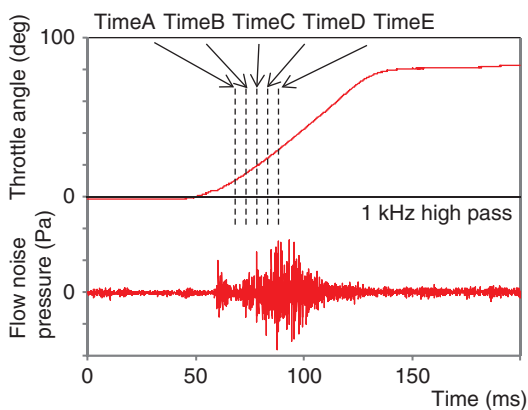


Fig. 12 Condition of visualization of air flow at vertical plane

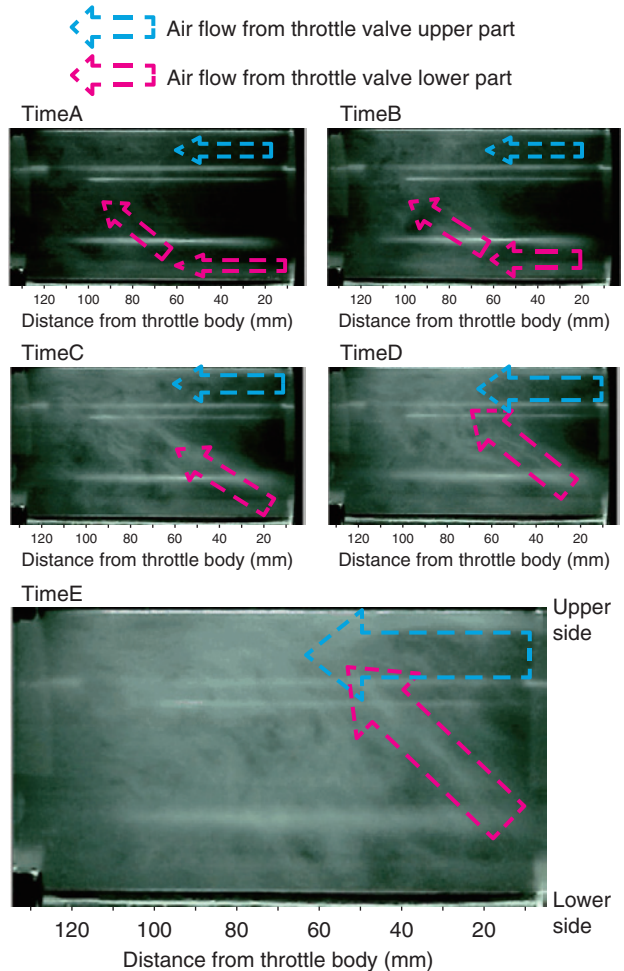


Fig. 13 Visualization of air flow at vertical plane

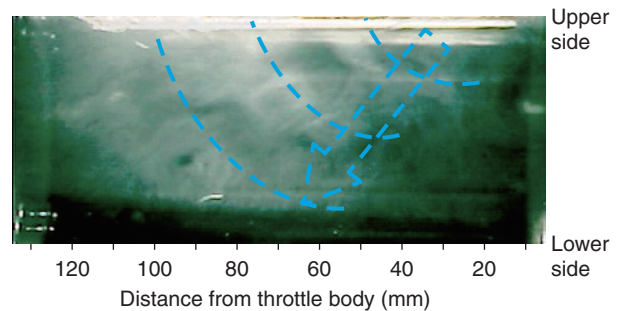


Fig. 14 Visualization of air flow at offset plane

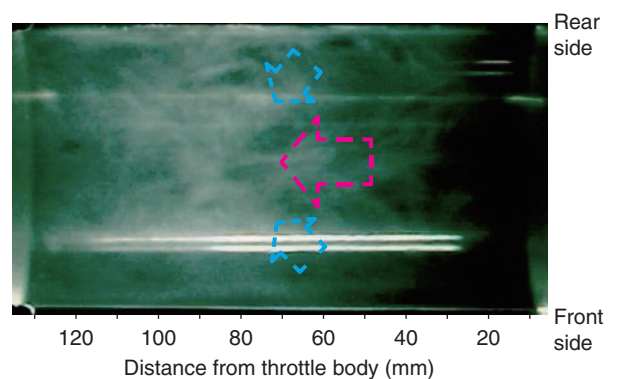


Fig. 15 Visualization of air flow at horizontal plane

4.5. 開速度を遅くした場合の気流挙動の変化

気流を変化させた場合の挙動を計測するために、スロットル開速度を遅くし計測をおこなった。可視化結果を Fig. 16、気流音の結果を Fig. 17 に示す。

Fig. 13 と比較すると、スロットル開速度を遅くした結果、流入する気流の挙動が穏やかになった。それとともに音圧が低減した。

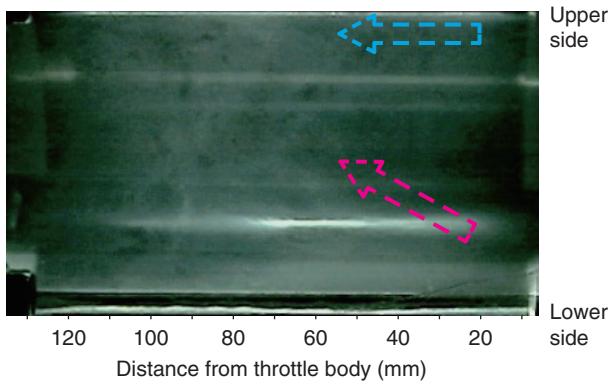


Fig. 16 Visualization of air flow at vertical plane when decreasing throttle speed

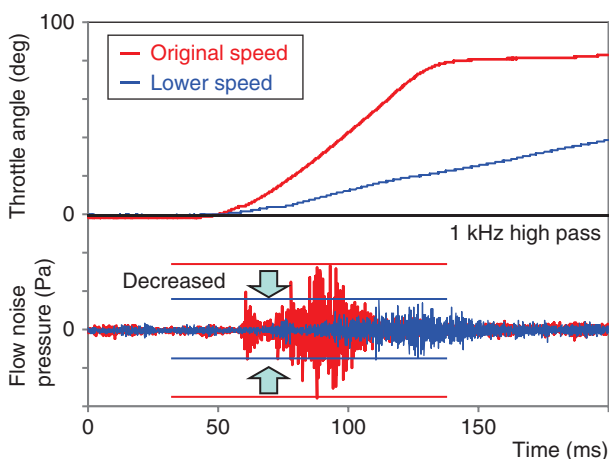


Fig. 17 Comparison of flow noise when decreasing throttle speed

5. 気流音低減検討と可視化まとめ

5.1. 気流音低減検討

気流の衝突を低減するために、延長管内を上下に分割する分流板を設置して計測をおこなった。可視化結果を Fig. 18、気流音の結果を Fig. 19 に示す。

Fig. 13 と比較すると、分流板により流入する気流の衝突が防がれ、音圧が低減した。

5.2. 管内気流挙動可視化まとめ

管内圧力計測と可視化計測結果から、スロットルバルブ下側から斜め上方に吹き上げる気流と、管内上側壁面およ

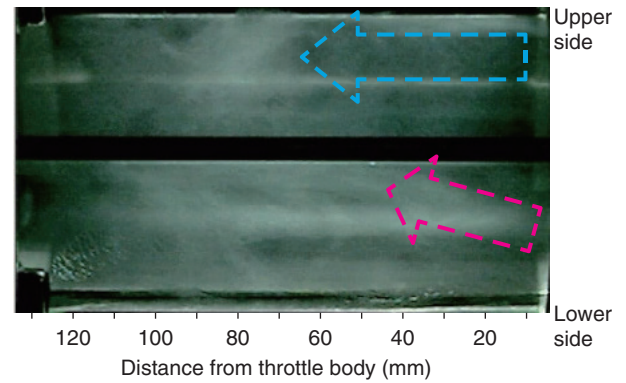


Fig. 18 Visualization of air flow at vertical plane when appending separator

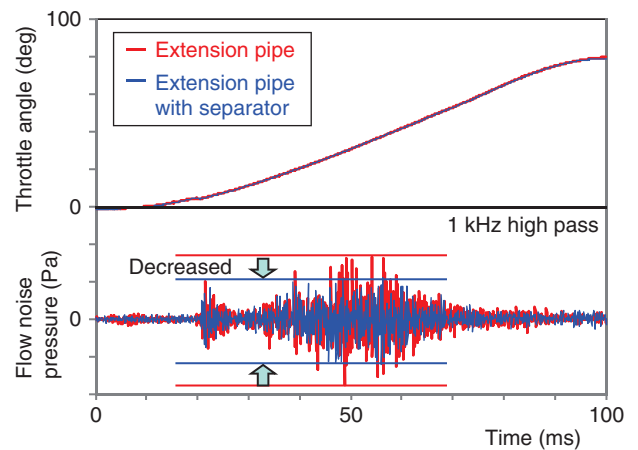


Fig. 19 Comparison of flow noise when appending separator

び上側を直進する気流との衝突が発生している領域で、管内における最大の圧力変動が発生し、同じタイミングで気流音が発生していることから、気流の衝突が音の主要因と考えられる。

これは、スロットル開速度を遅くした計測と分流板を追加した計測の結果、音圧が下がったことから裏付けられる。

6. まとめ

- (1) スロットル急開時の異音が、インマニ内気流に起因し、インマニ表面から放射される気流音であることがわかった。
- (2) エンジン実動時のインマニ内スロットルボデー近傍において、高速気流が衝突する現象を明らかにし、気流音に影響を与えていることがわかった。
- (3) 透明管と特殊ライトにより、エンジン実動時の管内気流挙動を計測し、結果から要因を明らかにすることができた。開発の現場で活用できる、有効な可視化手法であることを確認できた。

本研究結果から、気流音が発生しているときの管内部の

気流挙動が明らかとなり、気流音を改善する足がかりをつくることができた。

参考文献

- (1) 中瀬善博, 金原賢治, 大原康司, 山本憲一, 宮地義博:
スロットル急開時における気流音の低減, 自動車技術
会学術講演会前刷集, No.12-00, p.13-16(2000)
- (2) Nakase, Y., Kanehara, K., Ohara, K., Yamamoto, K.,
Miyaji, Y.: Flow Noise Reduction upon Quick Opening
the Throttle, SAE Paper, 2001-01-1429(2001)
- (3) 特許第 3337630 号

■ 著 者 ■



山 岸 仁



若 松 健

HEV 用 Li-ion バッテリーシステムの バッテリーコントロール技術

Battery Control Technology of Li-ion Battery System for HEV

丸 野 直 樹*
Naoki MARUNO

小 茂 田 訓*
Satoru KOMODA

西 田 義 一*
Yoshikazu NISHIDA

要 旨

ハイブリッド車 (HEV) のバッテリーとして、高出力なリチウムイオンバッテリー (LIB) を用いることにより車両性能の向上が期待されるが、車両搭載する上で、長期使用に耐えうることが必要となる。

本稿では、LIB システム用に開発した耐久性確保のためのバッテリーコントロールシステムについて報告する。確実性を重視した電圧検知に基づく過充電防止システムと高効率な充電状態制御による劣化コントロールシステムを用いることにより、バッテリー性能を最大限に生かしつつ耐久性を向上させることができた。

ABSTRACT

The use of high-output lithium-ion batteries (LIB) is expected to enhance the vehicle performance of hybrid electric vehicles (HEV). However, LIBs are required to withstand long-term use when mounted in HEV.

This paper reports on a battery control system developed to help achieve LIB system durability. The use of an overcharge prevention system based on reliable voltage detection and a deterioration control system based on efficient charge state control enabled enhancement of durability while obtaining the maximum battery performance.

1. はじめに

近年、世界規模での低炭素化社会の実現に向けて、あらゆる産業分野からさまざまな提案がなされているが、そのうちの一つに自動車の低燃費化のための HEV のさらなる高効率化と普及拡大が求められている。HEV 性能向上に向けて期待されるデバイスの一つがリチウムイオンバッテリー (LIB) である。それは、LIB がニッケル水素バッテリー (Ni-MH) に対して、高出力かつ軽量という特徴を有するからである。

我々は 2011 年モデル CIVIC HYBRID 向けに 40 セルの角型電池セルからなる LIB システムを開発し、小型軽量の平行ハイブリッドシステムに適用した^{(1), (2)}。モータはエンジンと CVT の間に配置され、走行アシストおよび減速時の回生をおこなう。Fig. 1 に平行ハイブリッドシステムの構成図を示す。LIB の採用により、アシスト、回生出力を従来の 15 kW から 20 kW に 33% 増加させ、さらなる燃費の向上を実現した。従来に比べ 30% の軽

量化と 20% の容積削減を実現したバッテリーボックスは、Intelligent Power Unit (IPU) に内蔵される。本 IPU はシステム出力を向上しつつ、従来同等レベルの容積を実現している。Fig. 2 に開発した IPU の構成および寸法を示す。

LIB を車両搭載する上で、長期使用に耐えるためには、確実に過充電を防止できるシステムと高寿命化のための劣

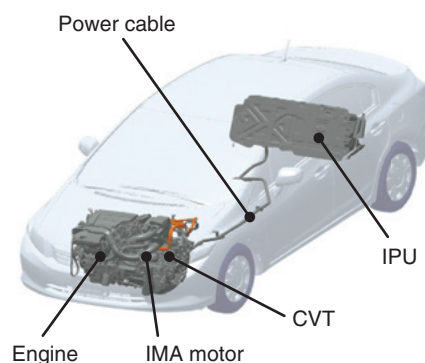


Fig. 1 Construction of Honda hybrid system

*四輪 R&D センター

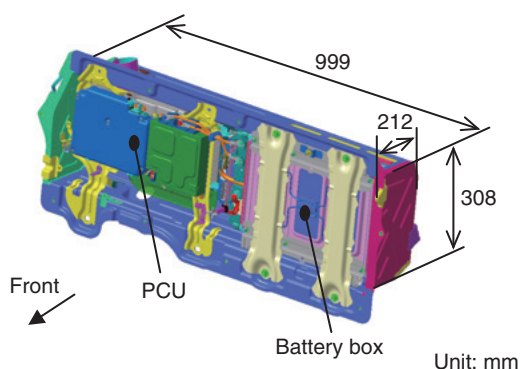


Fig. 2 Construction of IPU

化コントロールが必要であり、本稿では、そのシステム開発について報告する。

2. システム構成

2.1. バッテリーボックス仕様

開発したバッテリーボックスの諸元を Table 1 に示す。LIB の適用により、33% の出力向上と約 10 kg の軽量化を実現した。バッテリーボックスは、10 セルにより構成されたモジュール四つで構成される。Fig. 3 にバッテリーボックスおよびモジュール構造を、Fig. 4 にバッテリーシステムダイアグラムを示す。すべてのセル電圧は電圧センサにより常時監視され、バッテリー ECU により制御される。また、ボックスの電気的中性点には機械的スイッチとヒューズを有し、高電圧出力部にはコンタクタを有している。バッテリー ECU にて、バッテリー不良状態を検知するとコンタクタを作動させて高電圧を遮断する。

Table 1 Comparison of battery box specifications

	Developed	Previous
Voltage/Number of cells	144 (V)/40	158 (V)/132
Weight	21.7 (kg)	31.3 (kg)
Volume (Battery module)	14.4 (L)	15.4 (L)
Maximum output	20 (kW)	15 (kW)

2.2. バッテリーセル仕様

Fig. 5 にセルの構造図を、Table 2 にセルの諸元を示す。電池構成材料は、熱安定性が高く、耐久性が高い材料であることを基準に選定した。

Fig. 6 に DSC (Differential Scanning Calorimetry) ⁽⁴⁾ 試験による正極の材料種違いでの熱安定性検証結果を示す。開発したバッテリーは三元系正極材料を採用して熱安定性の高い仕様とした。

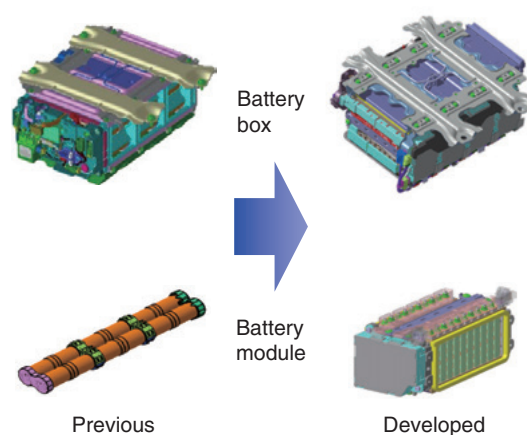


Fig. 3 Comparison of battery box and module construction

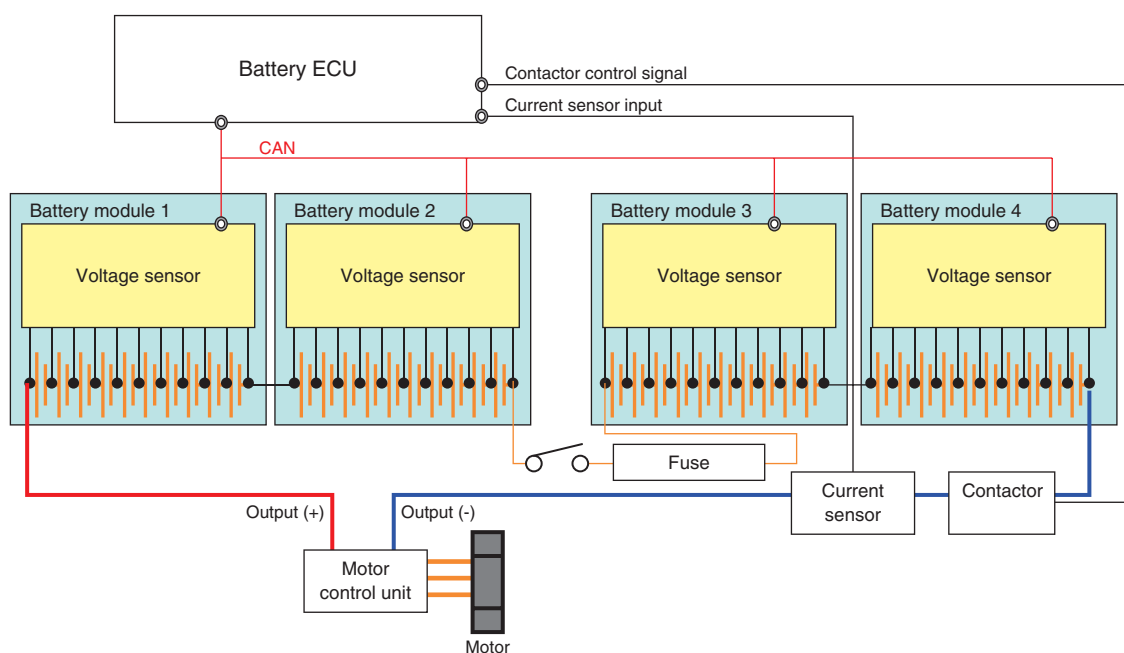


Fig. 4 System diagram of developed battery

Table 2 Battery cell specifications

Item	Description
Voltage	3.6 (V)
Volume	0.136 (L)
Weight	279 (g)
Positive electrode	LiNiCoMnO ₂
Negative electrode	Hard carbon
Case material	A3003 ⁽³⁾

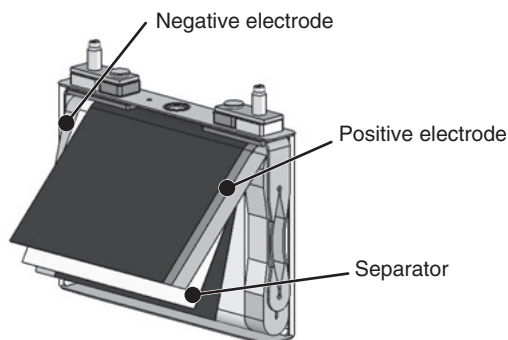


Fig. 5 Construction of battery cell

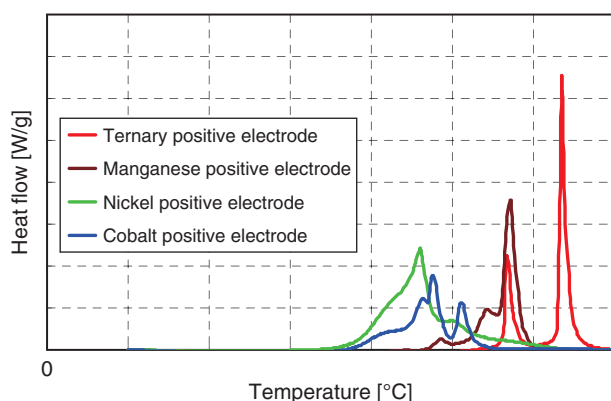


Fig. 6 Comparison of thermal stability among different positive electrode materials

3. 耐久性確保技術

3.1. 過充電防止システム

State Of Charge (SOC) に対するバッテリー電圧挙動を Fig. 7 に示す。左図は Ni-MH、右図は LIB の電圧特性を示す。Ni-MH の場合、高 SOC 領域では充電効率が低下するため、充電をしても電圧が上昇しない SOC 領域がある。一方、LIB は高 SOC でも充電に伴い電圧が上昇する特性を有している。また、セル電圧は入力される充電電流値によって変化することから、電圧値と電流値を用いて SOC を検知することができる。今回のシステムでは過充電を確実に検知するために、限界 SOC 時の Open Circuit Voltage (OCV) の電圧値で過充電状態を検知するシステムとした。

検出される電圧値の精度をあげるために、Fig. 7 に示す

ように、Ni-MH では電圧検出を 12 セル単位でおこなっていたが、LIB では、各セルに個別電圧センサを設けてセルの電圧値を監視するシステムとした。また、Fig. 8 にあるように、一つのセルに対して同じ性能の電圧検出回路を並列に接続して両者の値を常時比較監視し、Fig. 9 にあるように二つの電圧検出回路の電圧差を元に故障を検出するシステムとした。さらに、二つの電圧検出回路で測定された電圧値を比較して高い方の電圧値を選択することにより、過充電に対する確実性を高めている。

3.2. バッテリー状態推定と劣化コントロール

バッテリーは劣化するに従い、使用できる容量や出力が低下するので、車両で必要なバッテリー性能を確保するには、バッテリーの劣化に応じて、精度よく SOC およびセル容量を把握する必要がある。算出方法として、適応型バッテリー状態推定システムを構築した。バッテリー ECU に入力された電圧センサ、電流センサ、温度センサ情報をもとに電池

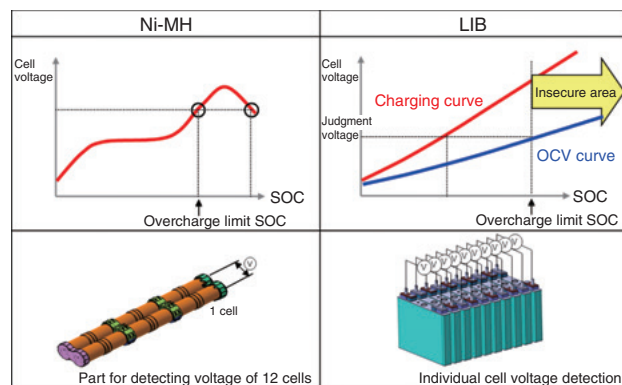


Fig. 7 SOC characteristics and voltage monitoring unit

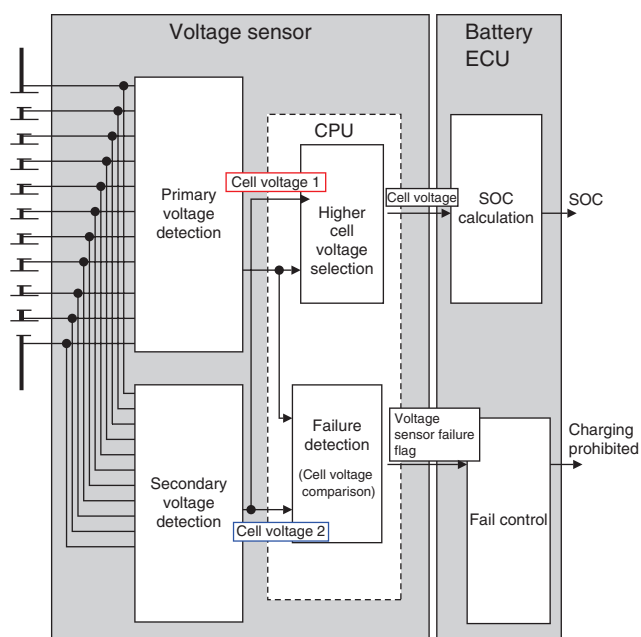


Fig. 8 Diagram of cell voltage sensor system

内部抵抗の推定を逐次的にこない、バッテリー SOC およびセル容量の算出をおこなっている。

バッテリー状態推定システムは内部抵抗のリアルタイム同定器と OCV オブザーバと SOC 算出部およびバッテリー容量推定器で構成されている (Fig. 10). OCV オブザーバは内部抵抗同定器により同定されたバッテリー内部抵抗値を基にして、OCV の推定を逐次的にこなっている。SOC 算出部は推定された OCV から SOC の算出をおこなっている。バッテリー容量推定器は電流センサ情報から算出された電荷の変化量と、OCV の変化量を逐次処理して、バッテリー容量の推定および劣化状態のモニタリングをおこなっている (Fig. 11)。

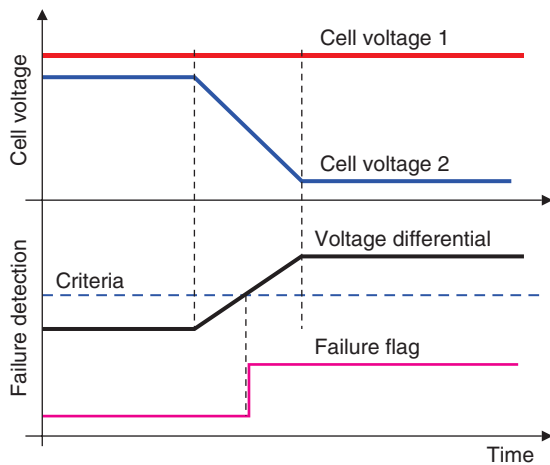


Fig. 9 Detection of cell voltage sensor failure

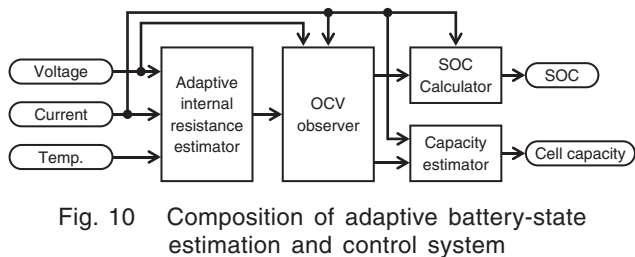


Fig. 10 Composition of adaptive battery-state estimation and control system

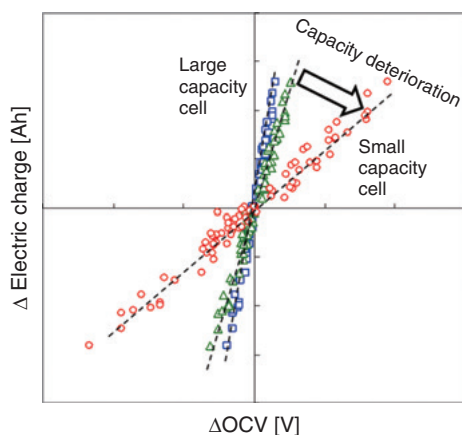


Fig. 11 XY plots showing characteristic change by battery capacity deterioration

今回のシステムによる SOC およびバッテリー容量の推定結果と実測の結果との比較検証結果を Fig. 12 に示す。このシステムにより、精度良く SOC が推定可能となり、バッテリー容量は初期およびバッテリー劣化後においても精度良く算出可能となった。

バッテリーの SOC に対する耐久性の関係を Fig. 13 に示す。Fig. 13 にあるように、バッテリーは使用される SOC が高いほど、劣化が促進される。この特性から、より低い SOC にコントロールすることでバッテリーの高寿命化が期待できる。しかし低 SOC ではバッテリーの劣化状態によっては車両で必要なエネルギーおよび駆動力を確保できないといった課題があることから、開発したバッテリー状態推定技術により、最適なバッテリーコントロールシステムを構築した。

初期状態において、バッテリーの容量と出力が十分にある

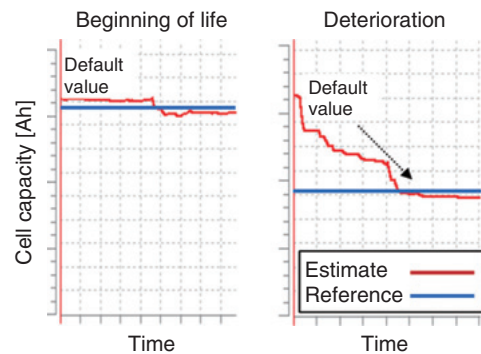
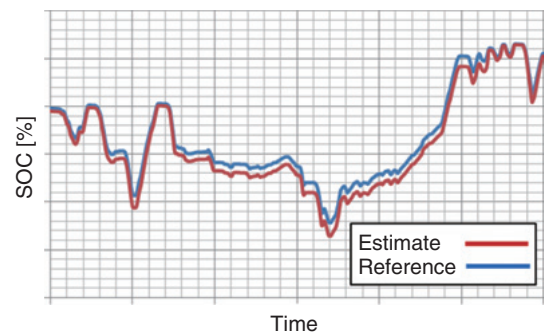


Fig. 12 Time charts of SOC calculation (upper) and battery capacity estimation (lower)

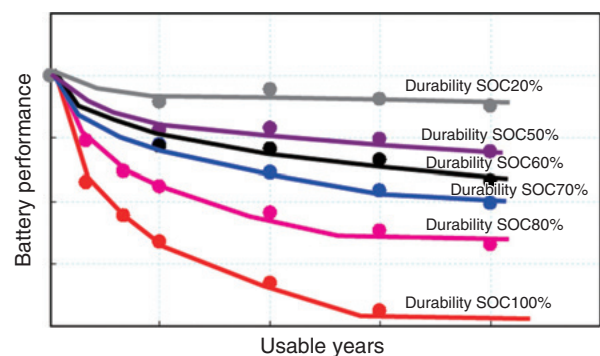


Fig. 13 Cell deterioration characteristics at different SOC

状態では、SOC を上昇させる制御はおこなわずに必要十分な SOC にて運用する。長期使用によって、バッテリーが劣化してバッテリーエネルギーが低下した状態を検知した場合には、必要に応じて SOC を高 SOC 側にシフトすることにより、車両に必要なバッテリー性能を確保する。このような手法により、車両に必要なバッテリー性能とバッテリー耐久性を確立した (Fig. 14)。この SOC コントロールシステムにより、Fig. 15 にあるように、バッテリー性能低下が抑制され、高長寿命化を達成した。

3.3. セル間 SOC コントロール

本 SOC コントロールシステムは各セルごとに SOC を算出している。耐久性を確保するために、個別セルの最大 SOC が上限の管理 SOC を超えないように、また最小 SOC が下限の管理 SOC を下回らないようにコントロールする必要がある。

使用状況によってセル間の SOC がばらついた場合には Fig. 16 上段にあるように、各セルの容量が低下していないにもかかわらず、異なるセルの上限 SOC および下限 SOC によって使用可能容量幅が制限されてしまう。その結果、バッテリーパックとして有効に充電できる容量が低下した

劣化状態となる。それを抑制するために、各セルに設けた個別放電回路を作動させて、SOC が高いセルを放電して SOC を平準化してバッテリーパックとしての充電可能容量幅を回復させる (Fig. 16 下段)。この技術により、バッテリーパックとしての性能を有効に使うことが可能となった。

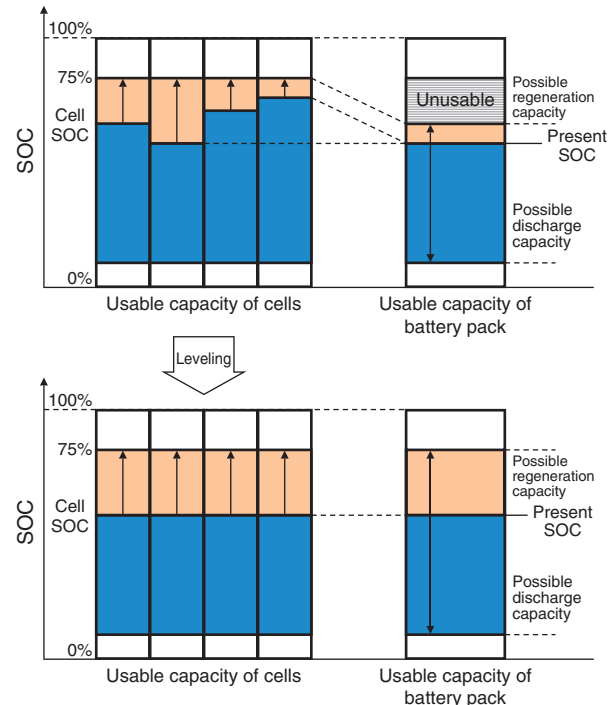


Fig. 16 Cell capacity leveling system

4. まとめ

HEV 搭載用 LIB システムにおいて、以下のようなバッテリーコントロール技術を開発した。

- (1) 過充電を防止するために、各セルに個別電圧センサを設けるとともに、電圧センサの故障検知をおこない、過充電を確実に検知できるシステムを構築した。
- (2) 各セルの SOC や容量といったバッテリー状態を常時算出して、最適に SOC をコントロールすることにより、車両に必要なエネルギーおよび駆動力と耐久性を両立する技術を確立した。
- (3) 各セルに放電回路を設け、各セルの SOC がばらついた場合に放電回路を作動させることにより、SOC のばらつきを抑制し、バッテリー性能が有効に使用できるようになった。

参考文献

- (1) 小茂田訓, 西田義一, 丸野直樹: HEV 用 Li-ion バッテリーシステムの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.107-11, p.1-4(2011)

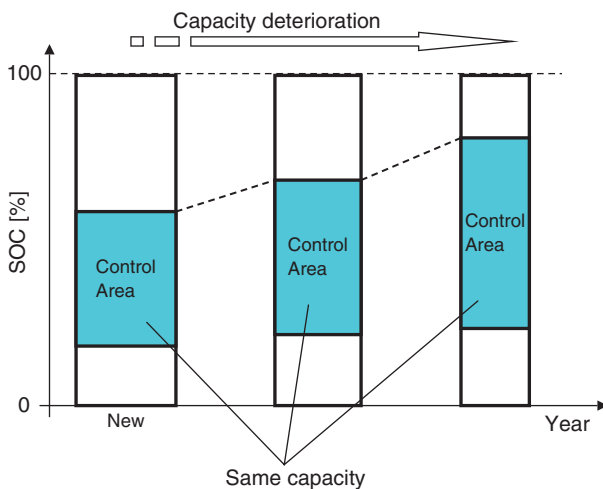


Fig. 14 Battery capacity deterioration

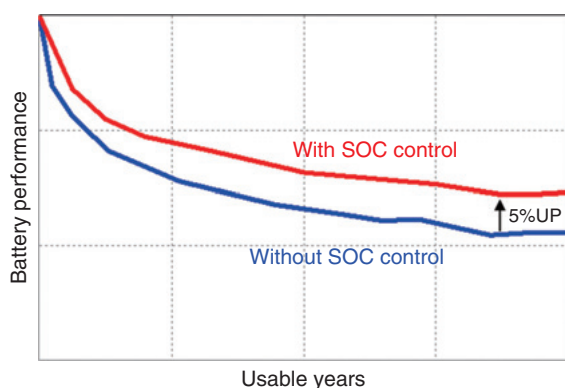


Fig. 15 Effect of deterioration control

- (2) 高橋良明, 井上克哉, 松岡俊之: ハイブリッド車両におけるバッテリ冷却技術, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.68-06, p.11-14(2006)
- (3) 国際規格 ISO 2107: 1983, Aluminium, magnesium and their alloys-Temper designations
- (4) 日本工業規格 JIS K0129: 1994, 熱分析通則

■ 著 者 ■



丸野直樹



小茂田 訓



西田義一

Design of Experiments on Steering Shimmy in Hydraulic versus Electric Power Steering Systems

Michael HULLIHAN *

ABSTRACT

Research was conducted on automotive power steering systems at a component level to examine system sensitivity to an oscillatory loading condition. This series of experiments was aimed at quantifying system response of hydraulic power steering (HPS) and electric power steering (EPS) to objectively compare vibration attenuation capability of the two systems.

Steering shimmy is caused by an imbalance in a wheel/tire rotational assembly. The energy of this phenomenon is usually too great for a HPS system to completely attenuate while an EPS system is commonly capable of absorbing most of the vibration. With a HPS system, vibration can be partially attenuated through steering system parameter variation such as increasing friction or inertia. In an EPS system, the motor inertia, programming control, and gear reduction make it comparatively simple to attenuate the vibration before it reaches the steering wheel. This ability of an EPS system to partially or completely attenuate vibration caused by other chassis components has yet to be quantified. Furthermore, it has yet to be objectively compared with HPS and is thus the primary focus of this research.

The test results confirm that increased inertia and friction have a dramatic effect on steering vibration regardless of application. There is a friction threshold that can be used in partially mitigating some small vibrations such as tire imbalance. Furthermore, it shows that in an EPS system, the motor inertia and electric motor gear reduction are beneficial in stopping vibration from reaching the steering wheel. Through this research, we have shown that future developments are better equipped to attenuate steering shimmy per the application of an EPS system.

1. Introduction

In the manufacturing of tires and wheels, it is typical for an imbalance to exist about the rotational axis and/or rolling center line of the component. While the modern process of wheel/tire balancing is largely effective, it is neither permanent nor impervious to the inevitable effects of year-round vehicle operation. Dynamic wheel imbalance can result from uneven tire wear, dislodged wheel balance weights, and build up of mud and snow within the wheel. This imbalance has no effect on the continued safe operation of the wheel/tire assembly, but does transmit an oscillatory load into the chassis that in turn can create objectionable levels of vibration throughout the passenger compartment. When this wheel/tire imbalance causes vibration at the steering wheel, it is referred to as shimmy.

Vehicle manufacturers go to great lengths to attenuate such vibrations to improve the marketability of the vehicle. With the recent widespread application of EPS, this capability has grown because of the unique capabilities of that system. Past research on steering rotational vibration⁽¹⁾⁻⁽³⁾ explored the response

of an entire chassis system, including an HPS system, to an oscillatory input load. These studies looked into system correlation and prediction as well as component level factor analysis. The research described in this paper expands on that topic by exploring HPS versus EPS component level parameter variation and the benefits of EPS with regard to attenuation of steering shimmy.

2. Design of Experiments on Steering Shimmy

Steering shimmy is typical in the event of a wheel/tire imbalance because these assemblies are directly connected as shown in Fig. 1. However, because steering systems inherently possess characteristics that can attenuate vibration, it is possible to tune-out this reaction at least partially.

System characteristics such as friction do not exist solely for vibration attenuation, so a balance must be reached. In order to reach that balance, every system characteristic affected by friction must be considered. To that end, it is prudent to first look at the system at a fundamental level.

* HONDA R&D AMERICAS, INC.

The free body diagram of the system (Fig. 2) shows why this phenomenon occurs. An oscillatory load parallel to the ground plane causes a rotational vibration of the wheel/tire assembly about the kingpin axis. This vibration is transmitted to the steering system by the now axial vibration into the gearbox (G/box). This forcing function then acts on a seemingly simple mass, spring, and damper system, although the “damper” is actually a by-product of the power steering fluid in the gearbox cylinder. In an EPS system, the damper is replaced by a gear reduction and motor inertia, although there is damping designed into the software. For the purposes of this fundamental analysis, this section focuses on HPS only.

To more clearly show the areas of focus for attenuation of this vibration, this system can now be characterized by its equations of motion, Eq. 1 and Eq. 2:

$$F_{input} \left(\frac{r_{input}}{r_{gbox}} \right) + c_{gbox} v_{rack} + (-F_f) + \frac{k_{col} \theta_{col}}{r_{col}} + \frac{I_{str} \alpha_{str}}{r_{str}} = F_{response} \quad (1)$$

Where F_{input} is described by the equation for centripetal force:

$$F_{input} = m_{imbalance} r_{imbalance} \left(\frac{v_{vehicle}}{r_{tire,dynamic}} \right)^2 \quad (2)$$

The term $r_{tire,dynamic}$ is the dynamic loaded radius of the tire at the vehicle speed, $v_{vehicle}$, of interest. Shimmy happens when there is a net imbalance described by the mass of that imbalance, $m_{imbalance}$, and it's radius from the wheel center, $r_{imbalance}$. When there is shimmy it causes some oscillatory steering rack velocity, v_{rack} . The vibration is then felt in the

steering wheel as an oscillatory angular acceleration, α_{str} at some radius, r_{str} . The fourth term in Eq. 1 is for the torsional spring rate of the steering column where r_{col} is the outer radius. Since the displacement terms are determined by the input loading and the gearbox damping (c_{gbox}) is fixed, the tuning variables are friction (F_f), torsional spring rate (k_{col}), and rotational inertia (I_{str}). Within the realm of tuning friction we can change normal force and rack friction material to change the coefficient, μ . These are the areas of focus in this design of experiments.

This research treated rack, housing, and mounting stiffness as rigid. This is a safe assumption because the relative stiffness to that of the components described in the above equations of motion are several orders of magnitude higher.

Up until now, shimmy has been attenuated to an acceptable level by trial and error, but the full range of this solution has not yet been quantified. Commonly this attenuation is achieved by increased friction. So in addition to quantifying friction changes, we will see the empirical effects of changes to the other components as well.

In this research, the steering system was isolated on bench and studied at a component level to quantify the steering system's response to varying inputs and component parameter variation. Through this study we will demonstrate the similarities and differences of HPS and EPS steering response, and finally highlight the advantages for future developments with the application of EPS systems.

3. Test Method

3.1. Test Setup

Figure 3 shows a cross section of a steering G/box rack-and-pinion interface.

In order to isolate the steering system on-bench, a test fixture had to be created to exactly mimic the setup on a vehicle. Once built, the test setup would be able to be mounted alongside a power steering pump tester so a HPS system can function just as it would in vehicle at speeds that shimmy is most likely to occur. The required equipment to mimic vehicle speed with EPS is mobile and therefore not a concern in the

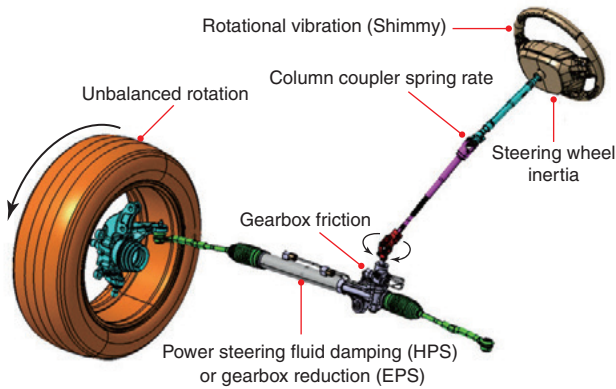


Fig. 1 Steering system model of shimmy condition

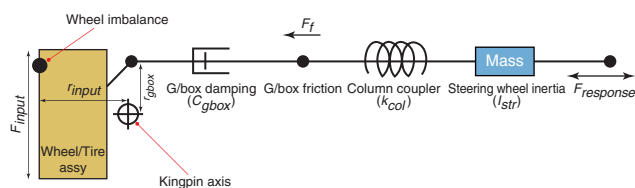


Fig. 2 Steering shimmy free body diagram

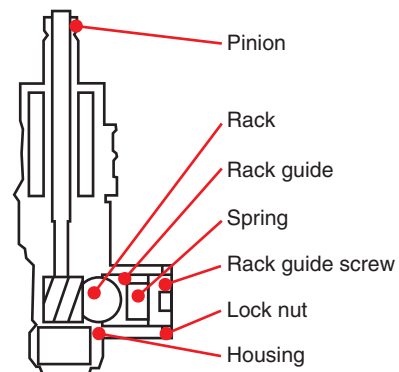


Fig. 3 Cross-section of a rack-and-pinion interface

fixture's design. Figure 4 shows the test fixture with a steering system mounted to it.

To capture the input measurements of force and acceleration, a force transducer and accelerometer are mounted at the interface of the shaker and G/box. The response at the steering wheel is captured via the accelerometer mounted at the nine o'clock position. The rotational vibration at the pinion was measured to look at potential damping provided by the steering column. As shown in Fig. 4, several other points were measured for vibration response to make sure that results were not being skewed by vibration energy being lost in shaking the test fixture itself.

3.2. Test Setup Confirmation

3.2.1. HPS correlation of on-vehicle to on-bench data

Before this testing began, measurements of tie rod load and steering wheel vibration were taken during another similar steering vibration phenomenon, brake judder. Though this mode has greater amplitude than shimmy, it provides a legitimate reference point for validating the test setup since resonant frequency is independent of amplitude. Figure 5 shows the comparison between this data and the test setup for an HPS system. A steering wheel vibration response of 1.9 m/s^2 was measured with a 750 N input force at a frequency of about 15 Hz on-bench and in-vehicle. This test setup proved to be a good model of the in-vehicle situation.

3.2.2. EPS correlation of on-vehicle to on-bench data

A similar trend was found with an EPS system. As shown in Fig. 6, a natural frequency peak exists at 10 Hz on-bench as well as on-vehicle. Though the HPS and EPS correlations were done at different load

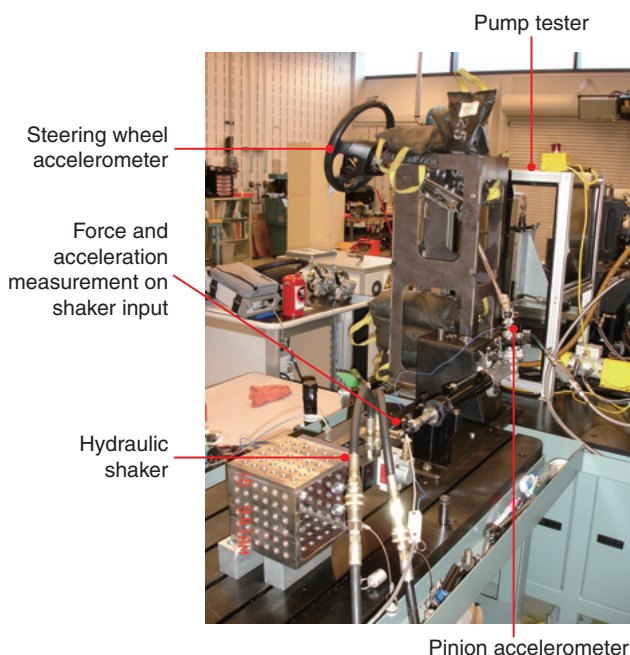


Fig. 4 Steering vibration sensitivity test bench setup

levels (750 N and 250 N respectively), once again the amplitude of a sinusoidal forcing function is not related to the response frequency, only the response amplitude. Therefore this has no effect on system resonant response and offers a sound method for test setup validation.

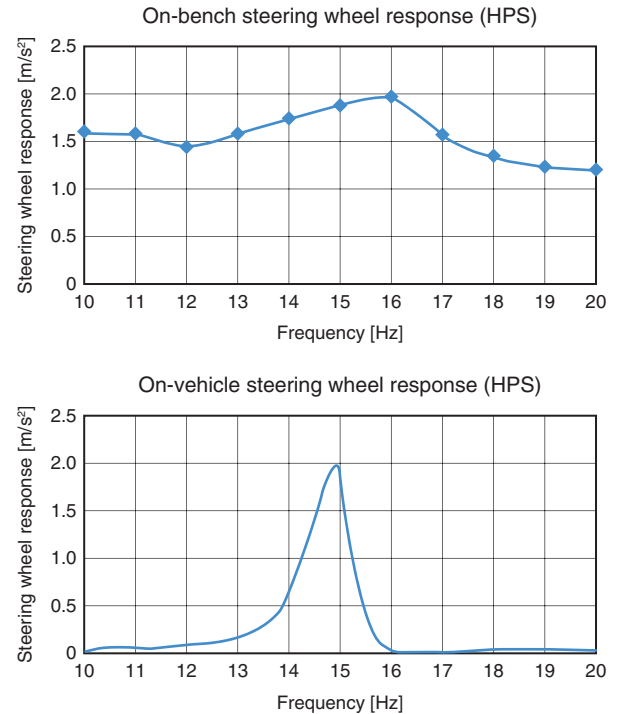


Fig. 5 HPS vehicle versus bench data

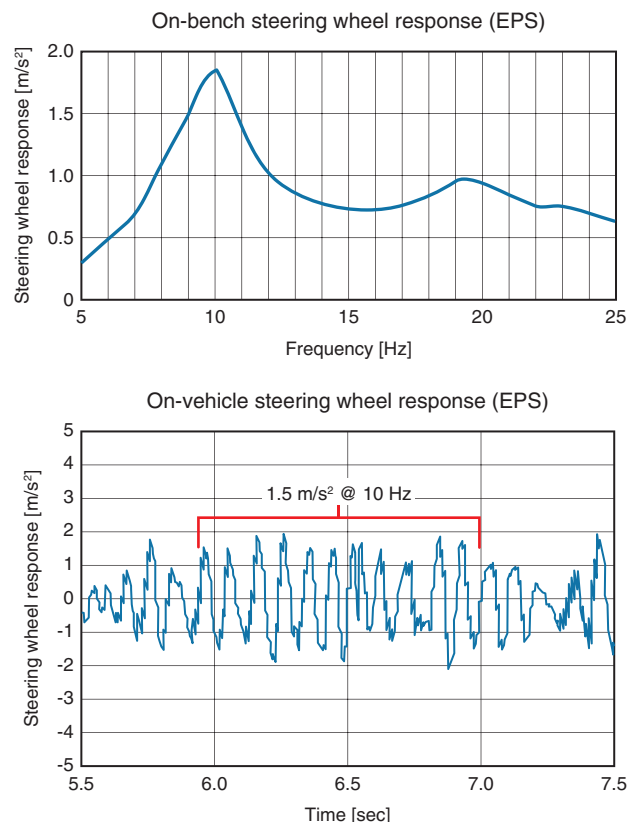


Fig. 6 EPS vehicle versus bench data

3.3. Test Procedure

In the HPS and EPS systems, it was initially important to find where the natural frequencies of the systems were because they would be the most likely to occur on-vehicle. After resonate frequencies are determined, testing can proceed to other frequencies if necessary. However, since the frequency peaks found on-bench were the same as those found on-vehicle, it was immediately apparent that this needed to be the area of focus. As shown in Figs. 5-6, the HPS and EPS systems being examined in this research have peak responses around 15 Hz and 10 Hz, respectively. After discovering the systems' behavior in the frequency domain, testing from then on was in the form of a force sweep. This was done for two reasons. First, it allowed for observing a particular setting's small and large input behavior all at once. Secondly, if there is a resonance frequency shift, it is important to see that effect at the natural frequency of the vehicle chassis, that is, 10 Hz for EPS or 15 Hz for HPS. Therefore, a force sweep was run while changing each variable component of the system in the following design of experiments:

- (1) G/box Rack Guide Screw Torque
- (2) G/box Rack Guide Material Friction
- (3) Steering Column Coupler Rate
- (4) Steering Wheel Rotational Inertia
- (5) P/S assist On and Off
- (6) Simulated Vehicle Speed

With regard to variable (6), in order to simulate different vehicle speeds, the P/S pump speed was varied to change flow rate and pressure. Later on during testing it was found that there was no change in response from this variation, so these results are

omitted. This response is expected because the system typically does not provide power assist on-center, where this event occurs.

For EPS, software was used to send the ECU an ignition signal and CANalyzer software was used to send the ECU a speed signal. It is important to simulate vehicle speed because at any given speed, there are unique power assist characteristics that have been intentionally tuned into the system; therefore, system behavior will vary from a static to dynamic condition. This is discussed in more detail in section 4.

After the validity of the test setup was confirmed, another sampling of on-vehicle steering shimmy data was referenced to find the proper load range for testing that phenomenon. As shown in Fig. 7, shimmy occurs at around 250 N at the tie rod. Therefore this would be our primary area of focus.

4. HPS Parameter Variation

4.1. Friction

When the setup was verified and ready, testing began by varying the aforementioned HPS variables (1-5) to find the more sensitive areas in the system. Each setup was run through a force sweep to study response at all input levels. First, the rack guide friction variables (1) and (2) were investigated. Figure 8 shows that varying rack guide screw torque changes the steering response. This was tested by tightening or backing off the rack guide screw by incremental amounts, thereby changing the rack guide's normal force and therefore the friction. Changing the rack guide material (2) has the same effect on system response.

This result is because of the threshold of static and kinetic friction between the steering rack and the rack guide. As that friction is increased via increased normal force, the threshold at which the rack transitions into dynamic oscillation increases. If this point is increased high enough, shimmy can be completely attenuated. However, even if that threshold cannot be moved above the shimmy load region for a particular vehicle, it still has an effect of reducing the vibration response due to the increased kinetic friction.

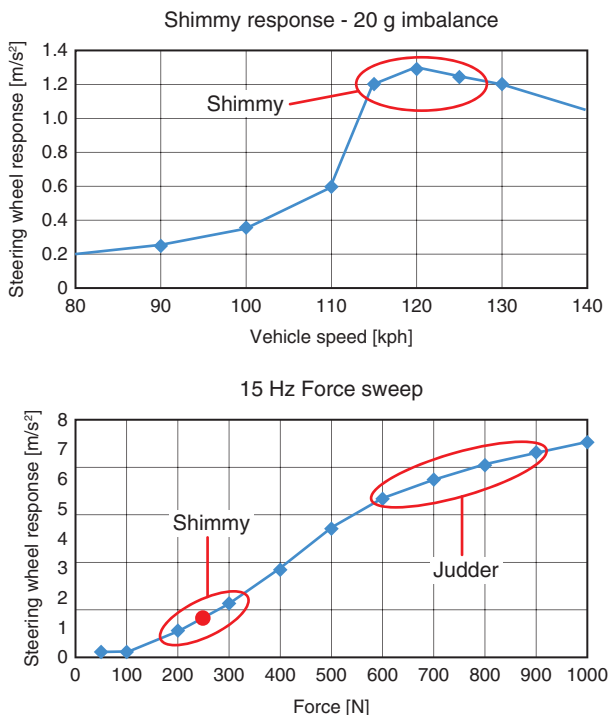


Fig. 7 Vehicle versus bench shimmy data

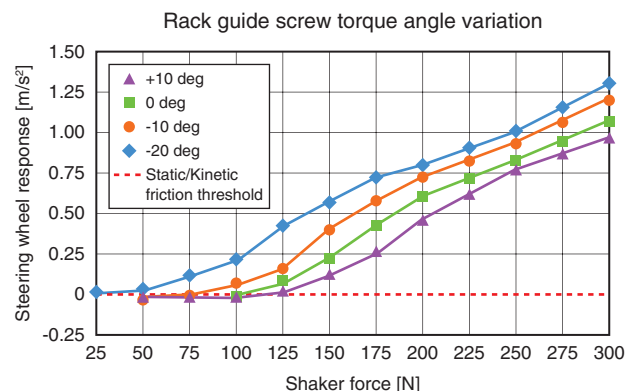


Fig. 8 G/box rack guide screw torque with HPS

4.2. Spring Rate

Next, the angular spring rate of the steering column coupler was varied to determine its effect on vibration attenuation. This potential solution had a notably different effect than a change in rack guide friction. As shown in Fig. 9, it had a noticeable effect at higher vibration levels, but had no discernable trend in the oscillatory loading range where shimmy happens.

The reason for this response is due to the nature of changing spring rates in a mass-spring-damper system. Given the frequency sweep run early on in this testing, it is clear that there exists a system natural frequency for this HPS system around 15 Hz. It is a physical property of harmonic motion that if the spring rate of a singular component of a system changes, the natural frequency of the entire system also changes. However, given the relatively small spring rate variation possible with this component, it is certain that any shift in resonant frequency will be too small to mitigate the rotational vibration at the steering wheel. This is shown at the much higher loads, where any frequency shift at all only resulted in a small change in response as opposed to meaningful attenuation.

4.3. Inertia

Moving further up the steering system, variation in steering wheel inertia was tested. Figure 10 shows the effects of this variation under a 250 N oscillatory load

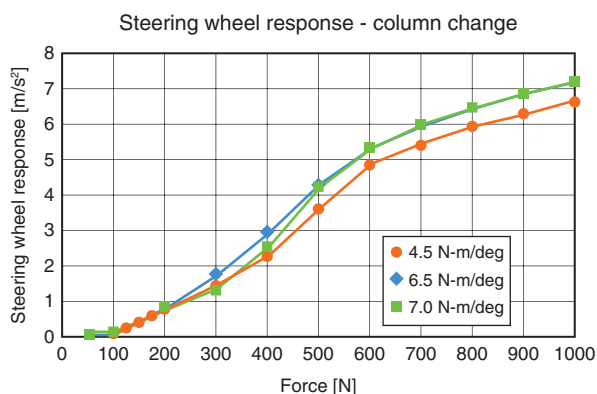


Fig. 9 Steering column coupler rate change

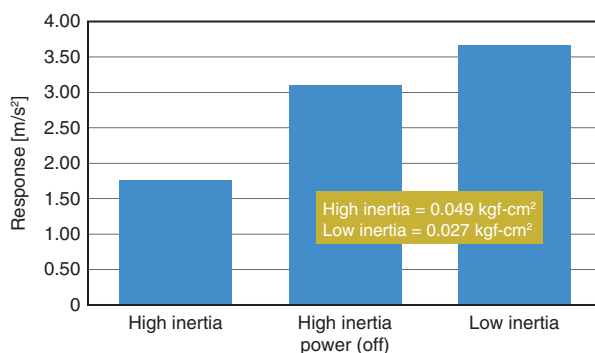


Fig. 10 Steering wheel inertia and power off

at 15 Hz. By cutting the steering wheel inertia in half, the vibration response is doubled.

This result is expected considering the basic equation $T = I\alpha$, which relates torque, T , to an object's moment of inertia, I , and angular acceleration, α . Since rotational vibration is a form of angular acceleration, at a given pinion torque, the response is directly dependent upon the inertia of the system. If the system has half the inertia, then it should have twice the angular acceleration for a given torque.

Another test involved checking the response with the P/S pump completely turned off. Although this is a scenario that is unlikely, it was tested for further understanding. As shown in Fig. 10, the damping of the system is enhanced with P/S fluid continuously circulating through the system.

5. EPS Parameter Variation

In a rack EPS system, a radial motor drives a ball screw mechanism that in turn provides power steering assist by pushing on the rack in the desired direction. Spatial limitations in an engine room require the motor to be relatively small and consequently, a sizeable gear ratio is needed to provide adequate assist. This gear ratio and rotational inertia of the motor have effects on system response to external inputs.

5.1. EPS versus HPS

5.1.1. Similarities

When varying the aforementioned mechanical variables, the EPS steering system response was predictably similar to HPS. For example, as shown in Fig. 11, changes in friction can cause the static/kinetic friction threshold to shift just as it did in the HPS setup. However, in comparison to Fig. 8, the EPS friction threshold and dynamic response is better attenuated than HPS. As mentioned before, the sizeable gear reduction provides a great deal of disturbance rejection to inputs such as vibration or kickback.

With changing variables (3) and (5), the EPS system response is virtually identical to HPS. This is an expected result. The principals that governed the

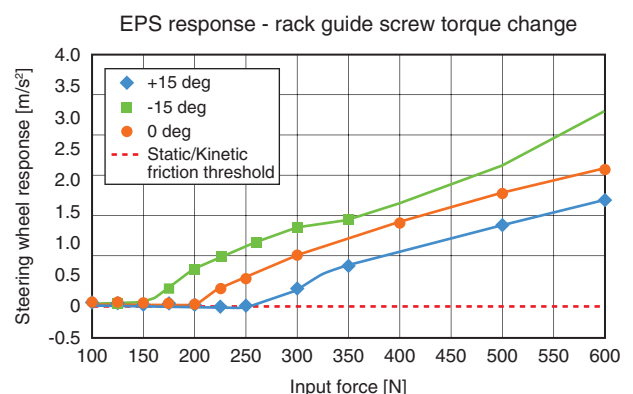


Fig. 11 G/Box rack guide screw torque with EPS

response to a column coupler rate change on HPS still apply in an EPS system. Also, as mentioned, EPS inherently possesses some level of damping as a result of the motor programming; therefore, it would respond just as an HPS system with P/S fluid flowing through it.

5.1.2. Differences

The effects of changing steering wheel inertia did have a unique result. As shown in Fig. 12, varying steering wheel inertia had no effect on system response in the shimmy load range. This is due to the relatively large gear reduction and motor inertia in a rack assist EPS system. The changes in inertia offered by different steering wheels are small by comparison although they did begin to have an effect at higher loads. The reasoning behind this result is somewhat similar to that of changing column coupler rates. Removing the steering wheel airbag had no discernable effect because the component's mass is essentially along the rotational axis.

5.2. Software Programming Variation

EPS system response was also tested by software tuning. In an EPS system, the steering control unit is constantly receiving a vehicle speed signal while the vehicle is in operation. This signal is useful because some steering assist software maps are speed-based, which allows an engineer to, for example, decrease

power assist when the vehicle is being driven straight (on-center) as speed increases. Such adjustments can enhance on-center stability.

Using CANalyzer software, the vehicle speed signal was varied and system response to the resonance frequency during a force sweep was recorded. Figure 13 shows the results.

There is no change in system response in the load range of the shimmy phenomenon. There is a pronounced effect at the higher load range, and the dynamic threshold is shifted when the vehicle is in motion versus statically. This shows the need to simulate vehicle speed, but in-motion response is virtually the same at all speeds.

6. Conclusion

In this study, it is shown that the mechanical tools for attenuating steering shimmy include increases to:

- Rack guide friction by increasing
 - Normal force (rack guide screw torque)
 - Material coefficient of friction
- Steering wheel inertia

However, contrary to what one might expect given the properties of system response to forced harmonic motion, this research showed that varying the column coupler rate has little effect on mitigating vibration for a small input. Another interesting point is that a power assist “on” condition is beneficial toward attenuation of steering shimmy. As shown in this research, EPS system response holds similarities with that of HPS. For example, steering shimmy can be attenuated by increasing system friction. However, this increase may not be necessary because of the already higher static/kinetic threshold that exists. There are differences also such as the system response to steering wheel inertia variation. Largely in part to the significant inertia of the EPS motor, changes to steering wheel inertia had no effect on system response in the load range of steering shimmy.

Additionally with EPS, software programming had to be considered. This research showed that the vehicle speed simulation caused system response to change everywhere except in the shimmy region. However, a speed signal did cause the static/kinetic threshold to shift for the resonant frequency of the system.

References

- (1) Yu, J., Nutwell, B., Brickner, B., Johnson, M.: Analysis of Vehicle Chassis Transmissibility of Steering Shimmy and Brake Judder: Mechanism Study and Design of Experiments, SAE Technical Paper, 2007-01-2342 (2007)
- (2) 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, Anaheim, California, U.S.A. (2004)
- (3) Yu, J., Slattengren, J., Motoyama, K.: Modeling and

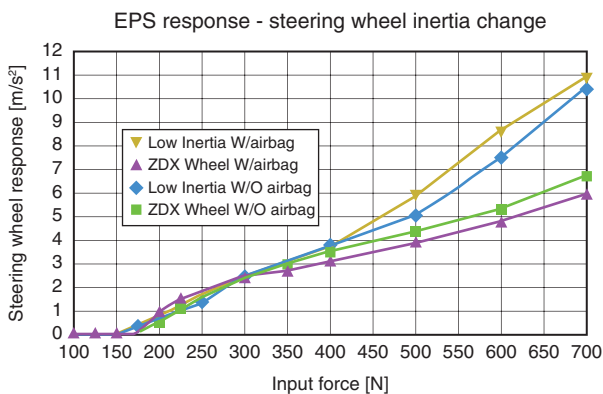


Fig. 12 Steering wheel inertia variation

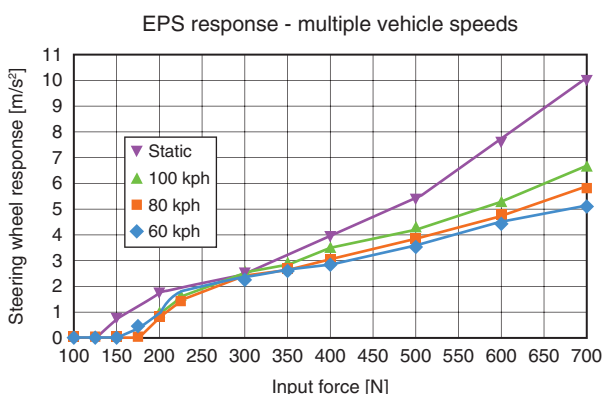


Fig. 13 EPS response under varied vehicle speeds

Factor Analysis of Hydraulic Power Steering Systems
for Rotational Steering Vibration by Using MSC.
ADAMS, MSC Software Virtual Product Development
Conference, Huntington Beach, California, U.S.A.
(2004)

■ 著 者 ■



Michael HULLIHAN

複数タイヤのデータ群から同定する 「統計タイヤモデル」

“Statistical Tire Model” Identified from Data Group of Multiple Tires

鈴木 朋和*
Tomokazu SUZUKI

日下 馨*
Kaoru KUSAKA

要 旨

車両開発初期の性能設計検討に用いるタイヤのシミュレーションモデルとして、「統計タイヤモデル」を開発した。これは多数の既存タイヤの性能、特性のデータ群を統計的にモデル化したもので、タイヤサイズや諸元などの値を入力し性能と特性の値を定量的に推定するモデルである。従来の一般的タイヤモデルと異なり、この統計タイヤモデルは、一つのモデルで、サイズや諸元の異なる多数のタイヤの特性を、データ計測とモデリングをおこなわずとも推定することができる。

ABSTRACT

A statistical tire model has been developed. This tire simulation model is for use in the feasibility study of performance design at the initial stage of vehicle development. Using this method, existing data sets for the performance and characteristics of multiple tires are statistically modeled. The model is available to estimate values for tire performance and characteristics based on the input values for specifications such as tire size. By contrast with conventional tire models, the statistical tire model is able to estimate the characteristics of multiple tires of differing sizes and specifications using a single model without the measurement and modeling of data for each single tire.

1. はじめに

1.1. 背景

車両開発の初期段階で、目標性能を設定する工程を性能設計という。近年 CAE の開発比率が高まるとともに、開発初期段階の性能設計を体系的かつ高精度におこなうことがより重要となっている。

タイヤは性能設計の重要な要素の一つであり、車体レイアウト、操縦安定性、ブレーキ性能、乗心地、静粛性および燃費など、完成車性能や商品性に大きな影響を与える。タイヤに求められる複数の特性は相互に影響し、時に相反するため、それらをより高いレベルでバランス良く実現することが求められる。

また、開発途中のタイヤサイズの大幅な変更は車体レイアウトや車両全体の性能に与える影響が大きい可能性があるため、初期段階で十分な精度と広範囲の検討をおこないタイヤの諸元を決定することが望ましい。

1.2. 従来のタイヤモデルのアプローチ

性能設計に用いるタイヤモデルには、実験式モデル、物

理モデルと、その一種である有限要素法 (FEM) モデルなどがある (Table 1)。

実験式モデルは実験データを近似式でカーブフィットしたものである。Magic Formula はその代表例で、機構解析や走行性能シミュレーションなどに多用されている。物理モデルは SWIFT, FTire などに代表されるタイヤの物理的現象を理論式で記述するモデルで、部分的に実験式や実験同定係数を用いる場合が多い。FEM モデルは詳細構造の CAD モデルにより特性を求めるものである。モデル検証やコリレーションには、実際のタイヤの実験データを使用する場合が多い^{(1), (2)}。

これらはいずれも、サイズ別、空気圧別、荷重別などの条件別実験データからそれぞれの特性をモデル化するものが主流である。こうしたモデルを車両の運動性能や、操縦安定性などをはじめとする性能設計の初期段階で使用する上で、タイヤサイズや使用条件を変えて性能検討する際には、それぞれの条件ごとに同定したモデルを使う必要があるが、現実には検討に用いるサイズ、条件のタイヤモデルを事前に全て用意することは困難であり、また過去にデータが存在しないサイズのタイヤを装着した場合の車両性能

*四輪 R&D センター

Table 1 Tire models for vehicle dynamics simulation

Model type	Application	Tire size effect simulation	Source data	Arbitrary tire size characteristic estimation
Experimental model	Statistical model	Single model for any size	Multi-tire data group	Available
	Magic Formula, etc.	Separate model for each size	Single tire data	Not available
Theoretical model	Brush model SWIFT, FTire etc.	Separate model for each size	Single tire data	Not available
	FEM model	Separate model for each size	Single tire data	Not available

を予測し検討することも求められている。

これらの課題に対して、重要度が高いものはタイヤの実験測定およびモデル化をおこなうほか、類似特性のタイヤモデルで代用したり、類似モデルを推定に基づいて修正したりして対応しているが、性能設計の精度、効率の向上および比較検討範囲の拡充のためには、個々のタイヤのデータ測定とモデル化を経ずに、さまざまなサイズ、諸元のタイヤの特性を推定できるタイヤモデルが求められている。

2. 新しいタイヤモデル開発の概要

2.1. コンセプト

前述の課題の解決には、単一のモデルで多種類サイズ、条件のタイヤの特性が推定できることが求められる。これに対し、単一タイヤのデータから同定する実験式モデルを、多数のサイズや種類のタイヤを含んだデータ群から同定するモデルに拡張することで、サイズや諸元の異なるタイヤの特性を推定できるタイヤモデルを得られると考えた (Fig. 1)。

2.2. 統計的モデリングの手法

このようなモデルを実現するため、システム同定手法を用いて、多数のサイズや諸元のタイヤを含むデータ群から単一の多変数近似式モデルを作成した。システム同定とは、入力 (説明変数) と、出力 (目的変数) の間のシステム特

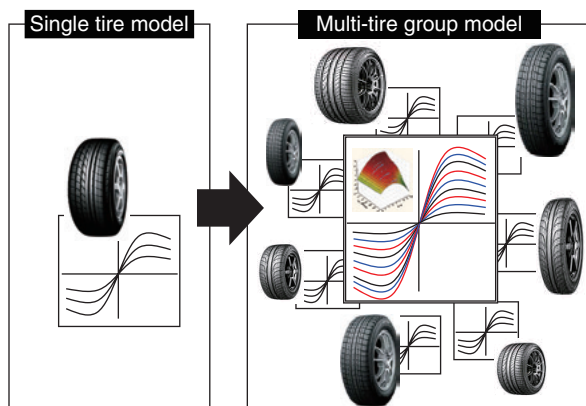


Fig. 1 New tire model from tire data group

性を物理的法則性を考慮しつつ統計的に同定するものである⁽³⁾。その流れは以下に示すとおりである (Fig. 2)。

- (1) 先験情報 (既知の知見) を基にしたモデル式の仮定
- (2) 実験データを用いた近似式係数の同定
- (3) 誤差の評価によるモデル精度の検証
- (4) 妥当な精度を得るまでモデルの修正を反復
- (5) 近似式に係数を導入しモデルを確定

この手法はモデリング全般に広く用いられている。入出力の関連性を近似式でモデル化するという点では、単一タイヤの実験式モデルと同じであるが、サイズの異なる多数のタイヤのデータ群からひとつのモデルを同定する点異なる。これによって、一般的に単一タイヤのモデルには含まれていない、サイズと諸元に関する変数を入力として与えてタイヤ特性を推定することが可能となる (Fig. 3)。

この手法を過去に蓄積されている既存のデータ群に適用することで、多様なサイズ、諸元のタイヤ特性を推定するモデルが得られる。

このようなタイヤモデルを「統計タイヤモデル」と名付けて適用に向けて検討を進め、これまでに本手法を用いて、コーナリングパワー CP 、縦バネ剛性 k_z 、セルフアライニング剛性 $SATS$ 、横力特性 F_y 、転がり抵抗 RR などのタイヤ特性のモデル化と、Magic Formula モデルの統計的な生成に応用する検討をおこなった。本稿では代表的な適用例である「統計 CP モデル」を中心にその概要を紹介する。

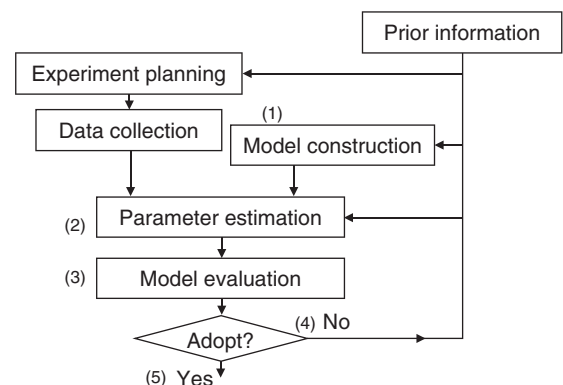


Fig. 2 System identification flow chart

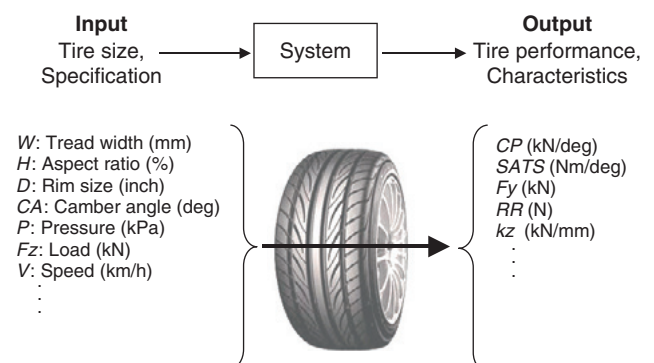


Fig. 3 System identification parameters

3. 統計 CP モデル

3.1. 統計 CP モデルの価値

タイヤの CP はタイヤ横滑り角の単位角あたりに発生する横力を表わし、車両の操縦安定性などに影響を与える重要なタイヤ特性の一つである。また、 CP の荷重依存性とは垂直荷重 F_z に対する CP の変化特性を表すが、この特性が前後重量配分に応じた前後タイヤ力の割合を変えることから、車両のステア特性に与える影響が大きく、重要な特性の一つである。

タイヤサイズはこの CP 特性に強い影響を与える要素の一つで、車両の運動性能、操縦安定性などを左右する要因となるため初期の性能設計段階で定量的に検討することが重要である。また、タイヤサイズは、ブレーキ性能、乗心地、燃費、静粛性など多くの車両特性にも影響を与えるので、それらについても同時に勘案し検討をおこなうことが求められる。

以上のように、車両の運動性能を検討するためには多様なサイズのタイヤの CP 特性を推定し、計算検討をおこなう必要がある。タイヤサイズを与えて CP を推定できる統計 CP モデルを用いれば、初期の性能設計の段階で、目標とする車両性能を達成できるタイヤサイズの検討を効率的におこなうことが可能となる。

3.2. 統計 CP モデルの作成

タイヤ CP と、タイヤの基本的因子であるタイヤ幅 W 、偏平率 H 、ホイール径 D 、内圧 P 、 F_z の関係を明らかにするため、約 130 種のタイヤ実験データについて単回帰分析をおこなった結果を Fig. 4 および Fig. 5 に示す。

一般的に知られているように、タイヤは、幅の拡大、低偏平化、大径化により CP が高くなる傾向が現れており、これらはおおよそ線形の傾向となることが示されている (Fig. 4)。

また Fig. 5 からは、 F_z に対し CP が 2 次関数的に振る舞い、高荷重で CP が飽和するという特徴も観察される。

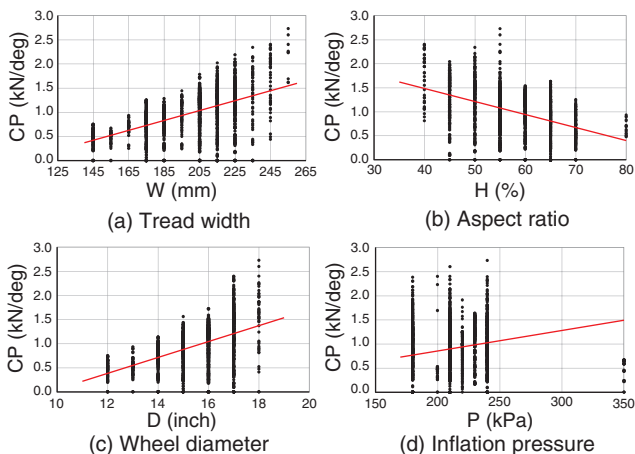


Fig. 4 CP relation to tire size parameters

このように単回帰分析にタイヤの持つ一般的な特性は現れているが、初期性能検討でサイズから CP 特性を推定するには、回帰直線もしくは回帰曲線と実験データとの乖離が大きく、精度が十分とはいえない。そこで変数間の重相関を調べるため、 F_z と W に対する CP 変化を観察した一例を Fig. 6 に示す。

Fig. 6 からはタイヤが幅広化するほど荷重ゼロ付近における CP の立ち上がりが急峻となり、 CP が飽和する荷重も高荷重側にシフトしていることが確認でき、 CP の F_z に対する 2 次的な振る舞いがタイヤ幅 W などの関数になっていることを示唆している。

さらに、 CP の実験データを F_z と W 、 H 、 D 、 P に対してプロットし、滑らかな曲面関数で近似した結果を Fig. 7 に

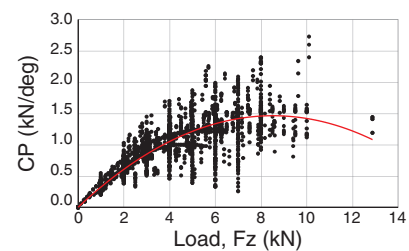


Fig. 5 CP relation to tire load, F_z

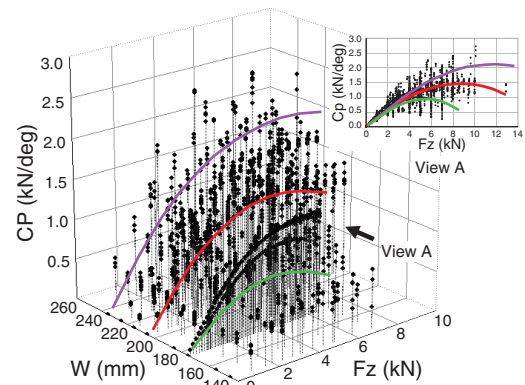


Fig. 6 CP relation to both F_z and W

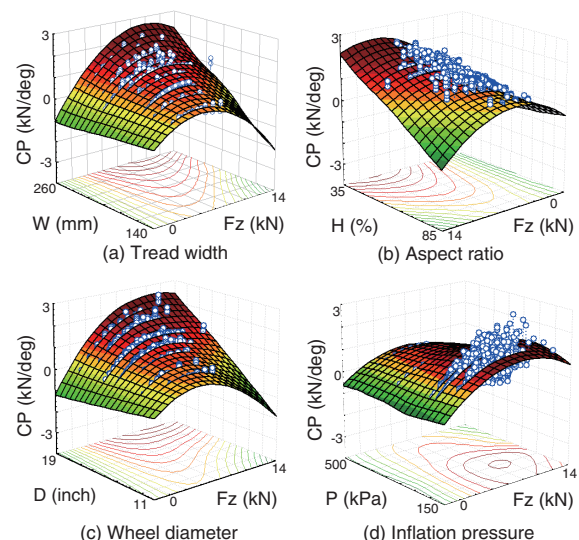


Fig. 7 CP contribution to F_z and tire size parameters

示す。得られた近似曲面は Fz に関して 2 次関数的なカーブを描き、その曲率とピーク位置は W, H, D, P に対してほぼ 1 次関数的に変化するものであった。

以上の考察から、 CP の重回帰モデルの関数式を以下のように仮定した。今、 CP が Fz の 2 次関数で近似され、その曲率を A 、最大値を与える Fz を B とすると CP は式 (1a) で表され、さらに $Fz = 0$ の時 $CP=0$ を仮定すると、 CP の近似関数は式 (1b) で示される。

$$CP = A(Fz - B)^2 + C \quad (1a)$$

$$CP = A(Fz^2 - 2BFz) \quad (1b)$$

ここで変数を以下のように置き換えると、

$$\begin{aligned} A &= \alpha \\ -2AB &= \beta \end{aligned}$$

曲率とピーク位置が W, H, D, P に対して 1 次関数的に変化する CP の重回帰モデルは式 (2) のように表すことができる。 $a, b, c, \dots, j$ は重回帰モデル係数を表す。

$$\left. \begin{aligned} CP &= \alpha \cdot Fz^2 + \beta \cdot Fz \\ \alpha &= aW + bH + cD + dP + e \\ \beta &= fW + gH + hD + iP + j \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

ここで

W : Tread width, mm

H : Aspect ratio, %

D : Rim diameter, inch

P : Inflation pressure, kPa

Fz : Normal load, kN

$a, b, \dots, j$: Coefficients of model

である。

次に、係数 $a, b, c, \dots, j$ を、実験データ $CP_i, W_i, H_i, D_i, P_i, Fz_i$ から、最尤推定法を用いて同定した。このモデルと n 個の実験データの誤差関数 J は式 (3) となる。

$$\begin{aligned} J &= \sum_{i=1}^n \{ CP_i - CP(a, b, c, d, e, f, g, h, i, j / W_i, H_i, D_i, P_i, Fz_i) \}^2 \\ &= \sum_{i=1}^n \{ CP_i - (aW_i Fz_i^2 + bH_i Fz_i^2 + cD_i Fz_i^2 + dP_i Fz_i^2 + eFz_i^2 \\ &\quad + fW_i Fz_i + gH_i Fz_i + hD_i Fz_i + iP_i Fz_i + jFz_i) \}^2 \end{aligned} \quad (3)$$

この J が最小となるように、重回帰モデル係数 $a, b, \dots, j$ を定めるため、 J を各係数で偏微分して 0 と置いた 10 個の線型偏微分方程式を連立させてこれを解く。係数 a の場合を具体例に挙げると、

$$\frac{\partial J}{\partial a} = 0 \rightarrow a = \tilde{a} \bigg|_{\frac{\partial J}{\partial a} = 0} \quad (4)$$

故に誤差の最小条件を与える偏微分方程式は式 (5) になる。同様に係数 $b, c, d, e, f, g, h, i, j$ の偏微分方程式を連立させると、式 (6) のように線型行列方程式が得られる。 A, b は実験データを与えると数値行列となるので、これより重回帰モデル係数 x は直接的に導出することができる。

$$\frac{\partial J}{\partial a} = \frac{\partial}{\partial a} \sum_{i=1}^n \left[CP_i - (aW_i Fz_i^2 + bH_i Fz_i^2 + cD_i Fz_i^2 + dP_i Fz_i^2 + eFz_i^2 + fW_i Fz_i + gH_i Fz_i + hD_i Fz_i + iP_i Fz_i + jFz_i) \right]^2 = 0 \quad (5)$$

$$Ax = b, \therefore x = A^{-1}b \quad (6)$$

$$A = \begin{bmatrix} \sum W_i^2 Fz_i^4 & \sum W_i H_i Fz_i^4 & \sum W_i D_i Fz_i^4 & \sum W_i P_i Fz_i^4 & \sum W_i Fz_i^4 & \sum W_i^2 Fz_i^3 & \sum W_i H_i Fz_i^3 & \sum W_i D_i Fz_i^3 & \sum W_i P_i Fz_i^3 & \sum W_i Fz_i^3 \\ \sum W_i H_i Fz_i^4 & \sum H_i^2 Fz_i^4 & \sum H_i D_i Fz_i^4 & \sum H_i P_i Fz_i^4 & \sum H_i Fz_i^4 & \sum W_i H_i Fz_i^3 & \sum H_i^2 Fz_i^3 & \sum H_i D_i Fz_i^3 & \sum H_i P_i Fz_i^3 & \sum H_i Fz_i^3 \\ \sum W_i D_i Fz_i^4 & \sum H_i D_i Fz_i^4 & \sum D_i^2 Fz_i^4 & \sum D_i P_i Fz_i^4 & \sum D_i Fz_i^4 & \sum W_i D_i Fz_i^3 & \sum H_i D_i Fz_i^3 & \sum D_i^2 Fz_i^3 & \sum D_i P_i Fz_i^3 & \sum D_i Fz_i^3 \\ \sum W_i P_i Fz_i^4 & \sum H_i P_i Fz_i^4 & \sum D_i P_i Fz_i^4 & \sum P_i^2 Fz_i^4 & \sum P_i Fz_i^4 & \sum W_i P_i Fz_i^3 & \sum H_i P_i Fz_i^3 & \sum D_i P_i Fz_i^3 & \sum P_i^2 Fz_i^3 & \sum P_i Fz_i^3 \\ \sum W_i Fz_i^4 & \sum H_i Fz_i^4 & \sum D_i Fz_i^4 & \sum P_i Fz_i^4 & \sum Fz_i^4 & \sum W_i Fz_i^3 & \sum H_i Fz_i^3 & \sum D_i Fz_i^3 & \sum P_i Fz_i^3 & \sum Fz_i^3 \\ \sum W_i^2 Fz_i^3 & \sum W_i H_i Fz_i^3 & \sum W_i D_i Fz_i^3 & \sum W_i P_i Fz_i^3 & \sum W_i Fz_i^3 & \sum W_i^2 Fz_i^2 & \sum W_i H_i Fz_i^2 & \sum W_i D_i Fz_i^2 & \sum W_i P_i Fz_i^2 & \sum W_i Fz_i^2 \\ \sum W_i H_i Fz_i^3 & \sum H_i^2 Fz_i^3 & \sum H_i D_i Fz_i^3 & \sum H_i P_i Fz_i^3 & \sum H_i Fz_i^3 & \sum W_i H_i Fz_i^2 & \sum H_i^2 Fz_i^2 & \sum H_i D_i Fz_i^2 & \sum H_i P_i Fz_i^2 & \sum H_i Fz_i^2 \\ \sum W_i D_i Fz_i^3 & \sum H_i D_i Fz_i^3 & \sum D_i^2 Fz_i^3 & \sum D_i P_i Fz_i^3 & \sum D_i Fz_i^3 & \sum W_i D_i Fz_i^2 & \sum H_i D_i Fz_i^2 & \sum D_i^2 Fz_i^2 & \sum D_i P_i Fz_i^2 & \sum D_i Fz_i^2 \\ \sum W_i P_i Fz_i^3 & \sum H_i P_i Fz_i^3 & \sum D_i P_i Fz_i^3 & \sum P_i^2 Fz_i^3 & \sum P_i Fz_i^3 & \sum W_i P_i Fz_i^2 & \sum H_i P_i Fz_i^2 & \sum D_i P_i Fz_i^2 & \sum P_i^2 Fz_i^2 & \sum P_i Fz_i^2 \\ \sum W_i Fz_i^3 & \sum H_i Fz_i^3 & \sum D_i Fz_i^3 & \sum P_i Fz_i^3 & \sum Fz_i^3 & \sum W_i Fz_i^2 & \sum H_i Fz_i^2 & \sum D_i Fz_i^2 & \sum P_i Fz_i^2 & \sum Fz_i^2 \end{bmatrix}$$

$$x = \begin{bmatrix} a \\ b \\ c \\ d \\ e \\ f \\ g \\ h \\ i \\ j \end{bmatrix}, \quad b = \begin{bmatrix} -\sum W_i Fz_i^2 CP_i \\ -\sum H_i Fz_i^2 CP_i \\ -\sum D_i Fz_i^2 CP_i \\ -\sum P_i Fz_i^2 CP_i \\ -\sum Fz_i^2 CP_i \\ -\sum W_i Fz_i CP_i \\ -\sum H_i Fz_i CP_i \\ -\sum D_i Fz_i CP_i \\ -\sum P_i Fz_i CP_i \\ -\sum Fz_i CP_i \end{bmatrix}$$

3.3. 統計 CP モデルの特性

こうして得られた統計 CP モデルを用いて、タイヤサイズの変数と内圧を変化させて CP を推定した例を Fig. 8 に示す。195/60R15, 内圧 $P = 200$ kPa, 荷重 $F_z = 4$ kN を基準に、他の変数を固定した上で、 W , H , D , P を単独で増減し、CP に対する各変数の寄与をそれぞれ個別に確認した。

H と CP には比較的緩やかな正の相関が見られる。2 章の実験データの単回帰分析では両者間に比較的強い負の相関が見られたが、これは市販されている低扁平なタイヤの多くは同時に W が広く、 D が大きいという製品のサイズ傾向を反映し、その影響を受けた結果 CP が高くなったと考えられる。それに対して、こうした複合要因の分解が可能な統計 CP モデルでは扁平率の単独寄与を抽出することができるため、単回帰分析の結果と異なった相関性が観察されたと考えられる。

内圧 P と CP に明確な相関が見られない点は 2 章の単相関の観測結果と一致しているがこうした傾向が現れた理由としては、 P の増加によるタイヤの剛性増加により CP が増加する効果と、 P の増加により接地面積が減少することで CP が低下する効果が相殺するなどの複合的な要因が作用した結果と考えられる。

CP と W とは、比較的強い正の相関を示し、タイヤの幅広化による CP 向上効果を定量的に示している。 D の寄与も、同様にタイヤの大径化による効果を定量化するものである。

次に CP の荷重依存性の推定値を Fig. 9 に示す。205/55R16, $P=210$ kPa を基準に Fig. 8 と同様に (a) W , (b) D , (c) H , (d) P を個別に変化させた場合の F_z と CP の関係を確認した。

W の拡大は低荷重域から CP を増大させる。 D の大型化はタイヤ外径の増大となり、低荷重 CP の若干の低下と高

荷重 CP の増加をもたらす。 H の低下 (扁平化) は中から高荷重域にわたって CP を大幅に増加させる。 P の増加は低荷重域で若干 CP を低下させ、高荷重域で増大する。

上記の特性はいずれも既知の定性的な知見と一致しており、本モデルはサイズ、内圧の変化に対するタイヤ特性の変化を一般化して定量的に示すものと考えられる。

3.4. 統計 CP モデルと実験データとの比較

次に実験データと統計 CP モデルの推定値を比較する。4 種のタイヤサイズについて Fig. 10 に示す。各サイズの実験データには同一サイズで異なる種類の複数のタイヤのデータを含むために特性に幅があるが、統計モデルはそれらタイヤの平均的特性を再現したものとなっている。

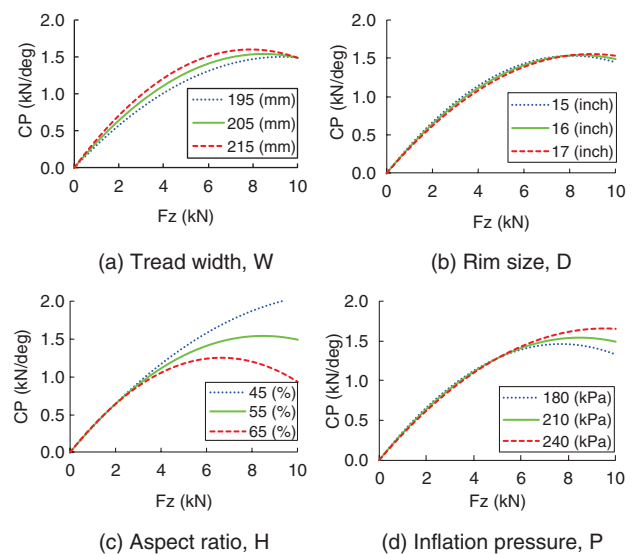


Fig. 9 Relationship between CP and F_z when size parameters varied

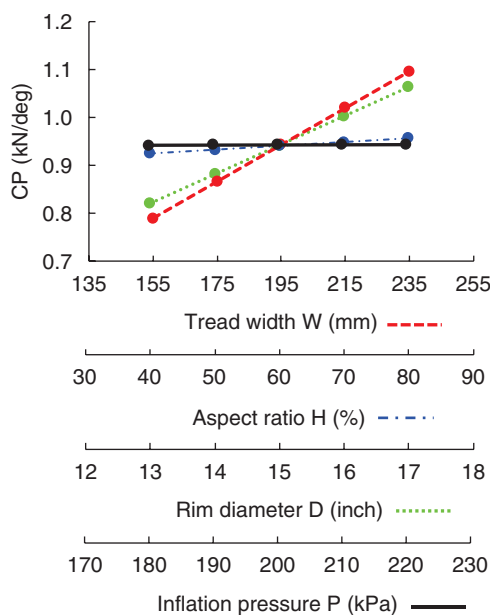


Fig. 8 CP variation by size factor

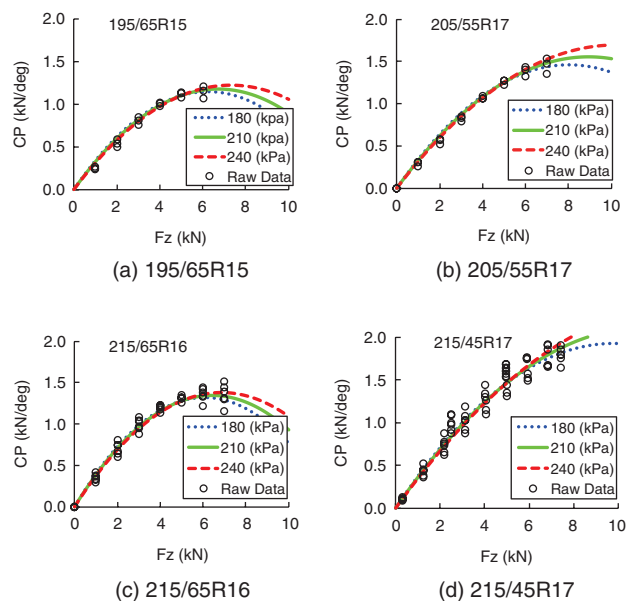


Fig. 10 Experimental data and curves obtained using statistical model

4. 統計タイヤモデルの応用例

4.1. 運動性能の検討

統計 CP モデルによる車両特性検討への応用例として、スタビリティファクタ K と、操舵キャパシティ C_s に適用した場合を示す。 K 式 (7) はステア特性指標の一つであり、 C_s 式 (9) は、操舵応答性、収斂性を表す $\zeta\omega_n$ 式 (8) を決定づける指標の一つである⁽⁴⁾。いま、ある車両諸元の変更により K と C_s が変化した場合に、これらをタイヤサイズの変更によって諸元変更前と同等にすることを試みる。

$$K = \frac{C_r l_r - C_f l_f}{C_f C_r} \times \frac{m}{L^2} \quad (7)$$

$$\zeta\omega_n = \frac{1}{2V} \left(\frac{C_f + C_r}{m} + \frac{C_f l_f^2 + C_r l_r^2}{I_z} \right) = \frac{C_s}{2V} \quad (8)$$

$$C_s = \frac{C_f + C_r}{m} + \frac{C_f l_f^2 + C_r l_r^2}{I_z} \quad (9)$$

C_f/C_r : Front/Rear axle equivalent CP , N/rad

m : Car mass, kg

WD : Front axle weight distribution, %

I_z : Yaw moment inertia, kgm^2

L : Wheelbase, m

V : Vehicle speed, m/s

l_f/l_r : Front/Rear axle COG distance, m

ζ : Yaw damping rate, -

ω_n : Yaw natural frequency, sec^{-1}

ここでは一例として基準とする車両 A から、車両 B へ車両諸元を変更する場合を考える (Table 2)。

車両の各諸元値の変更が K と C_s に与える寄与度を表したものが Fig. 11 である。矢印は各変数が增大する方向を示す。

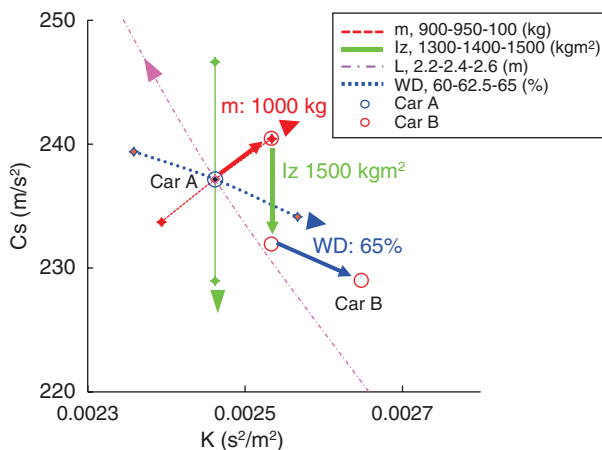


Fig. 11 Effect of changes in car specifications on K and C_s

Table 2 Car and tire specifications

	Car				Tire			
	L (m)	m (kg)	I_z (kgm^2)	WD (%)	W (mm)	H (%)	D (inch)	P (kPa)
Car A	2.4	950	1400	62.5	175	65	15	210
Car B	2.4	1000	1500	65	-	-	-	-

示す。車重 m の増大 (赤)、ヨー慣性モーメント I_z の増大 (緑)、前軸重量配分 WD の増加 (青) を同時におこなうとその結果として車両 A と車両 B との間には K と C_s に違いが生じる。 K と C_s は適切な範囲があり、ここで車両 A がほぼそれを満たしているとして、車両 B においても、車両 A とほぼ同等の K と C_s の値を実現することを目標としてタイヤサイズの変更を検討する。

車両 B の K と C_s を車両 A と同等のレベルとする上で、タイヤのサイズ変数の寄与度を統計 CP モデルを用いて推定した例を Fig. 12 に示す。矢印は各変数を増大する方向を示し、 W (青)、 H (赤)、 D (緑)、 P (橙) の各変数が K と C_s に与える影響を定量的に知ることができる。

これを元にタイヤサイズを 175/65R15 から 185/60R15 へ変更すると、車両諸元の変更で変化した車両 B の K と C_s を車両 A とほぼ同等にできることがわかる。実際の車両開発においてはその他の要因も勘案したうえでタイヤサイズを決定するが、このようにして平均的タイヤ特性とその影響を定量的に把握しながら初期の性能設計をおこなうことで、最終的な製品の商品性向上と開発効率改善を両立することが可能となる。

4.2. 運動性能と乗心地の検討

統計タイヤモデルは CP の他にもタイヤの諸特性の推定に応用が可能である。もう一つの例として kz を CP と同時にモデル化してタイヤサイズの影響を検討する例を Fig. 13 に示す。 kz 特性は乗心地などに影響するタイヤの基本特性の一つであり、 CP 向上のためのサイズや諸元変更が乗心地と両立する検討が求められる。

基準とするタイヤ諸元 (185/65R15, $P = 220$ kPa, $F_z = 4.5$ kN: グラフ中央の黒色ポイント) に対して、他の特性を固定

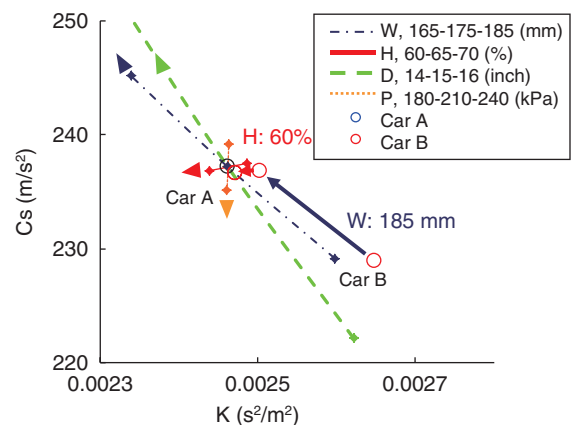


Fig. 12 Effect of tire size parameters on K and C_s

参考文献

- (1) Pacejka, H. B.: Tyre and Vehicle Dynamics, Second Edition, Butterworth-Heinemann, p. 2-215(2009)
- (2) 株式会社ブリジストン編:自動車用タイヤの基礎と応用, 電機大出版局, p. 142-154(2008)
- (3) 片山徹:システム同定入門, 朝倉書店, p. 7-10(1994)
- (4) 三浦登, 福田水穂:自動車設計と解析シミュレーション, 培風館, p. 178-182(1990)

して W, H, D, P, F_z を単独で増減させ, CP と k_z の変化を確認した結果が Fig. 13 中の各色の線である (矢印は各変数を増大する方向を示す). また各変数を増減した組み合わせパターンをプロットしたものが, 周囲の各ポイントである.

CP 向上と k_z 低下を両立し, グラフ上を右下方へ移動することが一般的に好ましい方向性であり, 実際は他の制約条件と合わせて, タイヤサイズと諸元を設定する. 目標となる領域にあるポイントの入力変数の値から, CP と k_z を実現するサイズ, 内圧, 荷重の組み合わせを知ることができ, これにより候補となる複数のタイヤサイズを得ることができる. 同時に各サイズ因子の寄与度を把握できるので, 複数の候補の中から, その他の要因も加味して最適なタイヤサイズ選定の検討を定量的に進めることができる.

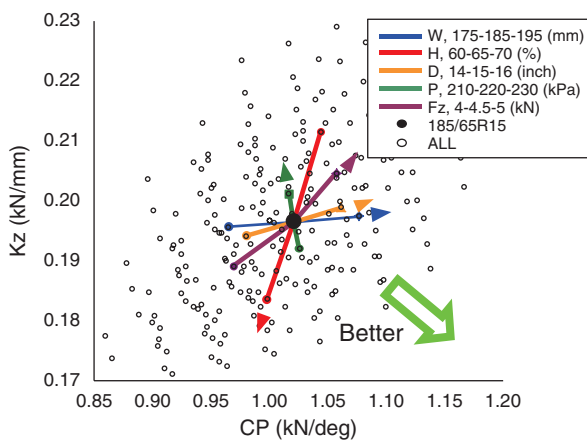


Fig. 13 Variation of CP and k_z when size parameters, inflation pressure and tire load changed

5. まとめ

タイヤのサイズ, 諸元からタイヤ特性を定量的に推定する「統計タイヤモデル」を開発した.

- (1) このタイヤモデルは, 対象とするタイヤを個別に計測してモデル化しなくても, さまざまなサイズのタイヤの特性を推定することが可能である.
- (2) このモデル化の手法は, 単一タイヤの実験式モデルを拡張し, 多数のタイヤからなるデータ群全体からシステム同定手法を用いて多変数近似式モデルを作成するものである.
- (3) タイヤのサイズ変更を扱うことができるこのモデルを用いることで, 開発初期の性能設計をより高精度に, より効率的におこなうことが可能となる.

今後は統計的モデル式の物理的な理論性の向上と共に, モデル同定精度の向上と適用タイヤサイズ範囲の拡大, タイヤの材質や構造といった定性的変数をモデルに組込むためのデータ蓄積などを目指して, タイヤデータ測定の拡充を計っていきたい.

■ 著 者 ■



鈴木 朋和



日下 馨

二輪車のニーグリップフィーリングの 評価手法に関する研究

Study of Evaluation Method for Knee-grip Feeling of Motorcycles

岩 田 小 笛*
Kobue IWATA

工 藤 幸 樹*
Koki KUDO

要 旨

二輪車のニーグリップフィーリングを短時間で定量的かつ一元的に評価できるシミュレーション技術が求められている。本研究では各種体格を模擬できるコンピュータマネキンと人間工学的手法を用いることで、十分な保持力を発揮できるステップと膝接触部の適切な位置関係を導出した。また、ニーグリップ状態をシミュレーションで再現し、官能評価との関係性を調べることで、ニーグリップ時の違和感を表す評価パラメータとしきい値を定め、予測式を導出した。これにより93%の確度で大腿部違和感の机上評価が可能となった。

ABSTRACT

Simulation technology is demanded that enables quantitative and unified evaluation of the knee-grip feeling of motorcycles in a short time. This study used a computer mannequin, which can simulate various rider physiques, and ergonomic techniques to derive the appropriate relative positions of the foot peg and knee contact area that enable riders to exert sufficient gripping force. In addition, the knee-grip status was reproduced using simulations, and the relationship with the subjective rating was investigated. This enabled establishing of evaluation parameters that express the feeling of discomfort during knee gripping and threshold values, and deriving of a predictive formula. As a result, it became computationally possible to estimate the feeling of thigh discomfort with an accuracy of 93%.

1. ま え が き

二輪車走行において、ライダーは大腿で車体を挟み込むニーグリップをおこなう。これが十分にできないと、悪路走行や急加減速時に乗車姿勢が崩れやすくなり車体を安定させにくくなる。ニーグリップ時の接触部形状が大腿にそぐわない場合、ライダーは痛みや部分的な加圧感といった違和感を覚え、十分な保持力を発揮できない。従来、ニーグリップフィーリングの評価は、エキスパートライダーが実車相当のモックアップに乗り、大腿に違和感なく十分なニーグリップをおこなえる形状か否かを官能評価により確認していた。しかし、モックアップは壊れやすいため十分な力をかけられず違和感の度合いがわからない、シート等がたわまないため下肢が接触する部位が正確にわからないといった課題があった。また、実車を用いても、下肢が接触する部位は被験者の下肢長に依存するため、評価に個人差がでるという課題もあった。このことから、ニーグリップフィーリングを定量的にかつ一元的に評価できるシミュレーション技術の構築が望まれている。

人体と機械の接触に関して、把持やシートの座り心地に

関する研究はおこなわれている。小谷野らはシート着座時の体圧分布を非線形の有限要素法解析により再現することで二輪車シートのフィット感を机上評価可能にした⁽¹⁾。ニーグリップについても同様の手法にて検証できると予想される。しかし、非線形の有限要素法解析を実施するには、解析専用のメッシュモデル作成と計算に多くの時間がかかってしまう。ニーグリップ面形状は車体デザインやタンク等の内部構造に大きな影響を及ぼすため、開発初期段階で決定する必要がある。したがって、非線形の有限要素法解析の適用は現状では難しい。

シートのような弾性体を扱う場合は、人体からの負荷による変形も考慮する必要があるが、ニーグリップ時に接触する部位は主にタンクやサイドカバーといった比較的変形しにくい物体である。筆者らは、これらの部位を剛体と仮定し、標準化された人体モデルを利用することにより、短時間でニーグリップ面形状の評価が可能かどうかを検討した。

本研究では各種体格を模擬できるコンピュータマネキンと人間工学的な手法^{(2), (3)}を用いることで、十分な保持力を発揮できる下肢姿勢を求め、ステップと膝接触部の適切

*二輪 R&D センター

な位置関係を導出した。さらに、ニーグリップ時の違和感を表す数値的評価パラメータとしきい値を得て、短時間でモックアップ面形状データを評価する手法を提案した。

2. ライダモデル

ニーグリップ時の違和感とは、力の入りにくさや大腿への部分的な加圧感のことを指す。従来のエキスパートライダーによる乗車試験にもとづいて違和感が生じた車体の特徴を調べると、主に以下の二つの要因に大別されることがわかっている。

(1) 十分な保持力: ステップと膝接触部の位置関係

(2) 接触面の違和感: 大腿接触面の形状

本研究では、これら二つの要因に対して検討できるライダーモデルを構築した。

2.1. ライダモデルの作成

コンピュータ上でライダーの下肢が接触する部位と下肢姿勢を導出するため、モックアップ面とライダーを模擬したモデルを用いてニーグリップシミュレーションモデルを構築する。そこでCAD上に下肢が接触する部位の面データを取り込み、Human Solutions社製のコンピュータマネキン「RAMSIS」を用いて、ライダーモデルを作成した。

RAMSISは人体の内部組織等の情報は含んでいないが、体格の変更や各関節の可動域を超えずに与えた拘束点と接触するよう自然な姿勢をつくることが可能なソフトウェアである。また、各姿勢に応じた、持続的な等尺性最大発揮力(筋の長さを変えずに発揮可能な力)を出力することが可能である。RAMSISはターゲットユーザ相当の体格を表現するよう各国の身体寸法データ⁽⁴⁾、⁽⁵⁾を入力したものを用いた。

乗車姿勢を表現するため、RAMSISの手をハンドルに、靴底をステップに、坐骨結節の中心点を、シートたわみを考慮したヒップポイント(以下HPとする)に拘束した。さらに、股関節を内転させて膝がモックアップの面データと

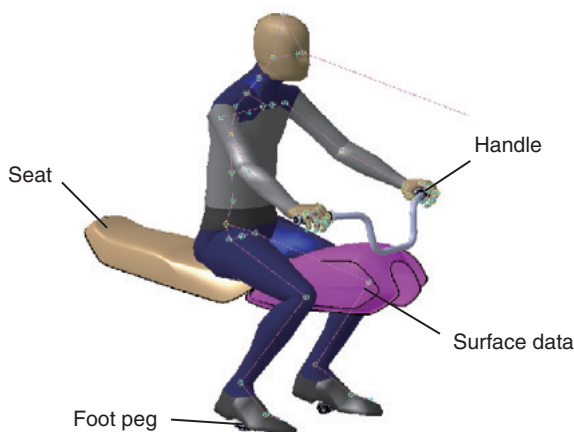


Fig. 1 Rider model

接触するように拘束し、これをライダーモデルと定義した (Fig. 1)。

3. ステップと膝接触部の位置関係

3.1. 股関節角度と保持力

ニーグリップ時に十分な保持力を発揮できるか否かは下肢姿勢に依存する。人体の関節角度の定義を Fig. 2 に示す。始めに、RAMSISの等尺性最大発揮力を出力する機能を用いて、股関節の外転角, 内旋角違いにおける下肢の保持力を求めた。保持力は、膝とくるぶしで発揮可能な、Y軸方向の力の和とする。結果を Fig. 3 に示す。

続いて、上体を下腿のみで保持する場合に必要な片脚の保持力 T と加速度の関係式を単純化したモデルにより導出した。 M は上体の分布質量, α はブレーキング等で発生する加速度, g は重力加速度, μ_1 は衣服とニーグリップ面の

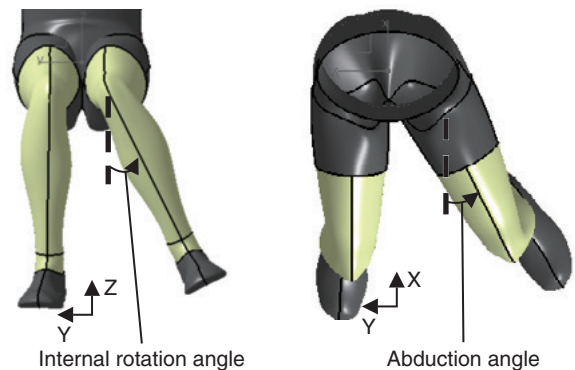


Fig. 2 Definition of angles around hip joint

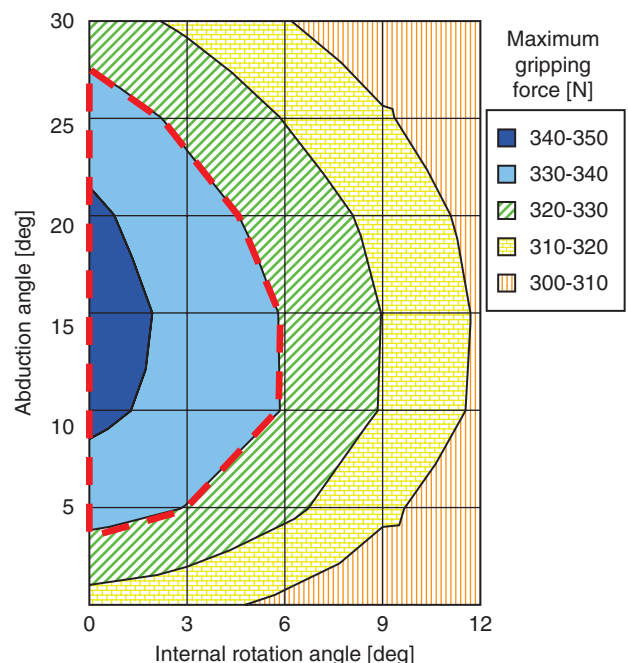


Fig. 3 Maximum gripping force in relation to hip joint angles

静止摩擦係数、 μ_2 は衣服とシートの静止摩擦係数とする。身体が加減速により前後移動しないためには、式(1)に示すとおり、ニーグリップ面と膝の間に発生する摩擦力 $2T\mu_1$ とシートと臀部の間に発生する摩擦力 $Mg\mu_2$ の合力が上体にかかる力 $M\alpha$ 以上でなければならないと仮定する。

$$M\alpha \leq 2T\mu_1 + Mg\mu_2 \quad (1)$$

上記式を変換すると式(2)が得られる。

$$T \geq M(\alpha - g\mu_2) / 2\mu_1 \quad (2)$$

標準的な体格のライダーが急制動をおこなうことを仮定し、式(2)に $M = 42 \text{ kg}$ (JM50% タイプ)、 $\alpha = 5.6 \text{ m/s}^2$ (教習所急制動: 時速 40 km/h を 11 m で停止に相当) を代入する。また、布の静止摩擦係数は繊維方向や水分含有量・温度等に依存するため、参考値として綿の静止摩擦係数の計測事例より $\mu_1, \mu_2 = 0.22^{(6)}$ を代入する。前記条件の場合、式(2)より保持力 T は 330 N 以上必要である。これより、Fig. 3 に示す赤い破線の範囲内に、下肢姿勢を設定することが好ましいと考えられる。

3.2. ステップ幅と膝接触部幅の関係

二輪乗車における下肢姿勢は、ステップ中心点とニーグリップ面上の膝接触点の位置関係により決まる。そこで、一般的な二輪車の乗車姿勢を模擬したライダーモデル (JM50% タイプ) を用いて、330 N 以上の保持力を発揮できる範囲で、股関節の内旋角と外転角を変更した。このときのライダーモデルの靴底中心点と脛骨点の位置関係を調べた。靴底中心はステップ中心に、脛骨点はニーグリップ面と接触することから、この結果をステップ中心幅と膝接触部幅 (幅: 車体中心面からの水平距離) の位置関係として Fig. 4 に示す。Fig. 4 の赤く塗りつぶされた範囲にあれば、十分な保持力を発揮できるため、これを推奨範囲として定める。ただし、鞍型二輪車において、ステップ中心幅

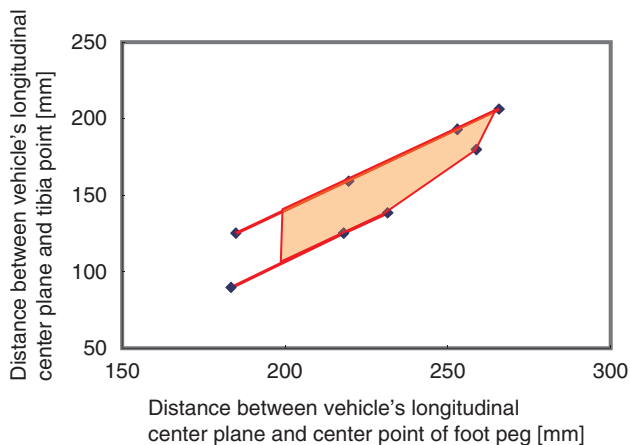


Fig. 4 Relative positions of foot peg and knee contact area that enable exertion of necessary force for gripping

を 200 mm 以下に設定することは、エンジンやフレームの大きさを考慮すると、現実的ではない。そのため、200 mm 以下は推奨範囲から除外した。この範囲の妥当性について、ニーグリップが十分できると判断された既存の二輪車 20 種について位置関係を調べ、単回帰分析をおこなった。さらに、回帰による予測値の 95% 予測区間を導出した。結果を Fig. 5 に示す。予測区間内に、推奨範囲が入っていることが確認された。つまり、設定した推奨範囲は、回帰式の予測誤差範囲内にあり、推奨範囲が大きすぎるということはない。また、計測機種の約 95% が、推奨範囲内に入っていた。以上から、Fig. 4 に示す範囲は妥当であり、十分な保持力を発揮するためには、ステップと膝接触部の位置関係をこの範囲に入るよう設定する必要があるといえる。

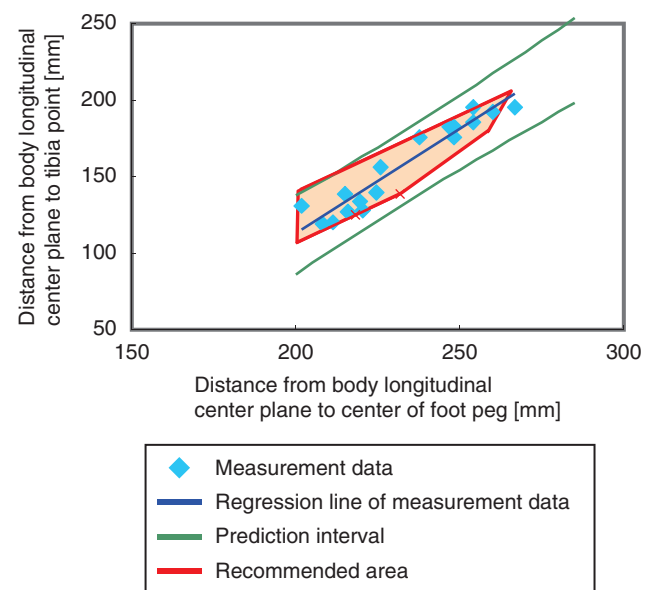


Fig. 5 Verification of appropriateness of recommended area

4. 大腿接触面の形状評価

ライダーモデルの大腿とニーグリップ面の位置関係をシミュレーション上で数値化し、その値と官能評価の関係を調べることで、大腿接触面の形状評価をおこなう。

4.1. 大腿干渉状態のモデル化

ライダーモデルの大腿とニーグリップ面の接触をコンピュータ上で確認したところ、干渉状態にあった。ライダーモデルは単なるサーフェス面で表現されているが、人体の皮下内部構造は異なる性質を持つ組織によって構成されている。特に皮膚表面近傍は皮下脂肪等の柔らかな組織であるため、コンピュータ上での干渉は、実現象においては大腿部がたわんだ状態を示す。この干渉状態を調べることで、大腿のたわみぐあいを考慮した違和感を表すパラメー

Table 1 Body sizes

	Male		Female	
	Ave.	S.D.	Ave.	S.D.
Height	171.2	5.9	156.3	6.2
Thigh length	393.3	38.0	371.3	22.9
Distance between tibia and groin	351.1	26.3	322.5	35.9
Lower leg length	407.6	28.0	342.5	33.0

(mm)

Table 2 Specifications of test motorcycles

Name	Category	Engine displacement [cm ³]	Wheelbase [mm]	Seat height [mm]	Mass [kg]
A	Sports	125	1355	818	127
B	Street	125	1318	730	123
C	Street	150	1311	771	127
D	Touring	800	1464	816	238
E	Naked	1000	1493	796	245

タを取得できると考えた。

そこで、Fig. 6 に示すように、大腿の長手方向中央部の断面において、大腿がニーグリップ面に干渉する面積＝「干渉面積」と、大腿面積に対する干渉面積の割合＝「干渉割合」と、大腿中心軸高さにおける干渉部分の深さ＝「干渉深さ」として干渉状態を数値で表した。

4.2. 違和感を表すパラメータの検討

4.2.1. 被験者

被験者は二輪乗車経験のある健康な男女 23 名（男性 19 名、女性 4 名）とした。各被験者の身体特徴量（平均値および標準偏差）を Table 1 に示す。

4.2.2. 実験方法

ニーグリップ面形状の異なる二輪車 5 台（Table 2）を用意した。静止直立状態の車両に被験者を乗車させ、ニーグリップの評価をおこなった。着座位置は坐骨結節の中心点が設計上の HP と一致する位置（標準座り）と、経験的にニーグリップ違和感が最も生じるとされる最大限前に座れる位置（前座り）の 2 箇所とした。

- (1) 大腿部または膝に対し、違和感が非常にある場合を 1 点、まったくない場合を 5 点として、標準座りと前座りについて官能評価をおこなった。また、車両 A－

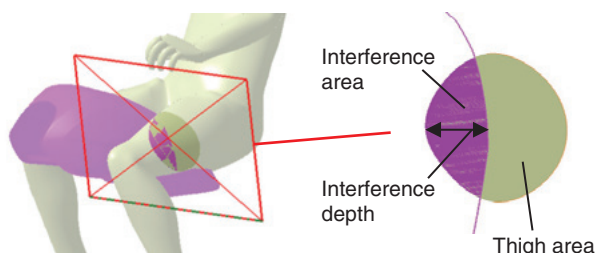


Fig. 6 State of interference of rider model

Table 3 Simulation results and subjective ratings

		Interference area [mm ²]	Interference area ratio [%]	Interference depth [mm]	Subjective rating [Point]
Normal position	A	2615	19.0	35.3	3.0
	B	150	1.3	4.5	4.1
	C	1628	12.4	23.9	3.6
	D	282	2.5	6.2	4.3
	E	184	1.6	4.7	4.8
Front position	A	3334	22.0	39.9	3.2
	B	3036	21.0	36.4	3.9
	C	8578	58.0	63.3	2.6
	D	2568	17.8	33.6	3.9
	E	2323	15.3	28.3	4.0
R		0.66	0.67	0.73	-

*R: Correlation coefficient with subjective rating

E の面データを用意し、4.1. 節の方法でライダーモデルの大腿との干渉状態を調べた。

- (2) 上記のニーグリップ状態から股関節を徐々に外転させていき、これ以上開くとニーグリップに不足を感じるという位置で外転を停止させた。このとき、脛骨点から大腿付け根方向にニーグリップ面と接触していない大腿部分の長さを「最小非接触長さ」と定義し、計測した。

4.2.3. 結果

- (1) 官能評価とシミュレーションの結果を、Table 3 に示す。ただし、ここで示すシミュレーション値は、被験者の平均とほぼ同等の JM50% タイルのライダーモデルより導出した値を記載する。官能評価の被験者間平均値を確認すると、標準座りにおいては、車両 A の評価が 3.0 点で最も低く、前座りにおいては、車両 C の評価が 2.6 点で最も低かった。

また、シミュレーションの数値と官能評価値の相関係数 R を比較すると、干渉深さが最も大きい。そこで、車両 A－E に対し干渉深さを表すグラフを作成した。グラフの座標は Fig. 7 に示すように大腿中心軸断面にて脛骨点 (Tibia point) を原点、脛骨点と大腿付け根を結んだ線を X 軸、それに直行する軸を Y 軸とした。干渉深さのグラフを Fig. 8 に示す。Fig. 8 より、評価が低かった車両 A、C の特徴を読み取った結果、車両 C はほかに比べ干渉深さの最大値が大きく、車両 A はほかに比べグラフが尖った形状であるという

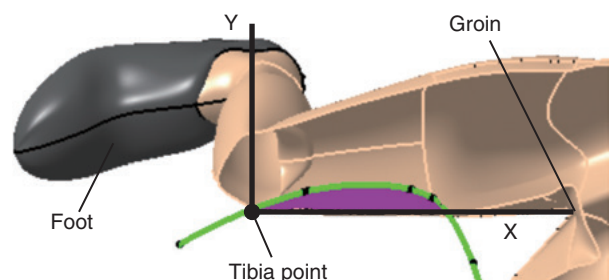


Fig. 7 Definition of axes

Table 4 Maximum interference depth and degree of protrusion (front position)

		$F(a)$ [mm]	Degree of protrusion
Front position	A	39.9	19.1
	B	36.4	0.9
	C	63.3	2.2
	D	29.9	2.2
	E	28.3	1.0

特徴を示した。これらを数値で表現するため、指標として、Fig. 8の結果を基に以下を定義し、Table 4に車両 A – E の計算結果を示す。

「干渉深さ」: $F(x)$, 「最大干渉深さ」: $F(a)$

「凸度」: $\{F(a) - F(a + 30) + F(a) - F(a - 30)\}/2$

(ただし a は $F(x)$ が最大値の時の x の値)

- (2) 大腿とニーグリップ面の最小非接触長さは、被験者平均が 80.3 mm、標準偏差が 5.6 mm となった。この結果から、最小非接触長さが脛骨点から 80 mm 以上になると、ニーグリップが不足し、不安を感じると考えられる。よって、最小非接触長さのしきい値を 80 mm と設定する。

4.3. 大腿部の干渉限界値の導出

シミュレーションでは、ライダーモデルの大腿部はいくらでも干渉することができる。一方、実現象においては、骨や腱をたわませることは不可能であり、ニーグリップ面の形状によっては脛骨点を接触させることができない場合も

ある (Fig. 9)。そこで、実現象において大腿がどの位置からニーグリップ面に接触することになるのか予測するために、大腿部のたわみ量を計測し、干渉深さの限界値を導出した。

4.3.1. 被験者

4.2. 節の被験者と同一とした。

4.3.2. 実験方法

特殊計測社製の押し込み硬さ測定装置 (TK-HS100) を用いて⁽⁷⁾、大腿のたわみ量の計測をおこなった。計測時の姿勢は座位として、膝関節が屈曲伸展方向に 90° となるように座面高さを調整した。また、大腿側面に剛体壁を設置し、加圧時に股関節が外転してしまうのを防いだ。計測器は押し込み方向を一定とするため、Fig. 10 に示すように高さを調整でき、かつ一軸方向のみに稼働する車輪付きの台座に固定した。

大腿内側の中心軸上に脛骨点から 10 mm 間隔にマーキングし、各マーキングポイントを大腿骨に向かって押し込み硬さ測定装置により加圧した。加圧力は、被験者が強い痛みを感じない程度とした。

4.3.3. 結果

座標軸を Fig. 8 と同じにとり、全被験者の平均値をプロットしたものを Fig. 11 に示す。この結果を「干渉限界値 $G(x)$ 」と定義する。4.2. 節にて最大干渉深さ $F(a)$ が大きかった車両 C と評価の良かった車両 E の結果も同時に示す。また、同じ尖った形状でも、「干渉限界値 $G(x)$ 」と「干

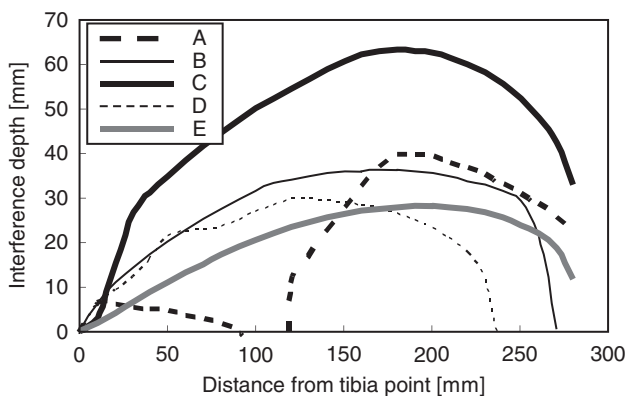


Fig. 8 Interference depth of motorcycles A-E (when seated at front position)

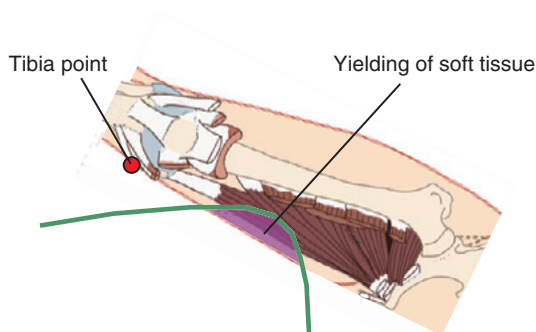


Fig. 9 Thigh posture in actual condition



Fig. 10 Measurement of yielding depth

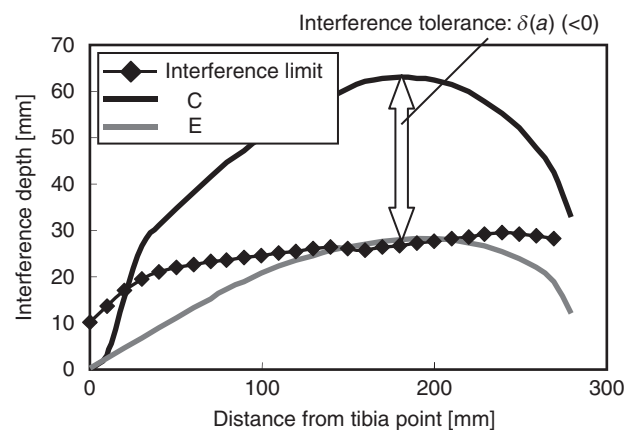


Fig. 11 Results of interference limit

渉深さ $F(a)$ 」の差が大きいほうが痛みを感じにくいいため、 $[G(a) - F(a) = \text{干渉余裕値 } \delta(a)]$ を定義する。

車両 C は干渉限界値 $G(x)$ を大きく超えていた。これを実現象に置き換えると、脛骨点がニーグリップ面に接触せず、膝が浮いた状態となる。Fig. 11 を用いて実現象状態を表すには、 $\delta(a) \geq 0$ でなければならないため、これを満たすようにライダーモデルの股関節を外転させた。このときの干渉深さを表したグラフが Fig. 12 である。大腿部とニーグリップ面が接触し始める位置（最小非接触長さ）は、Fig. 12 に示すように、脛骨点から大腿付け根方向に 100 mm の位置であった。4.2. 節の結果より、最小非接触長さのしきい値は 80 mm であるが、車両 C についてはこれを超えており、評価が低い結果になったと考えられる。

4.4. 模擬面形状の官能評価による重回帰式の導出

ニーグリップ時の大腿の違和感を表すパラメータの決定と、違和感のレベルを表す予測式を得ることを目的として、模擬面形状を用いて官能評価をおこない、重回帰分析をおこなった。

4.4.1. 被験者

被験者は 4.2. 節と同一とした。

4.4.2. 実験方法

「最大干渉深さ」と、「凸度」の違いを表現できる模擬面形状を作成した。模擬面形状は球体をカットした皿型形状とした。最大干渉深さを変更できるよう高さを 10 mm, 12.5 mm, 15 mm の 3 仕様、凸度を変更できるよう球面の

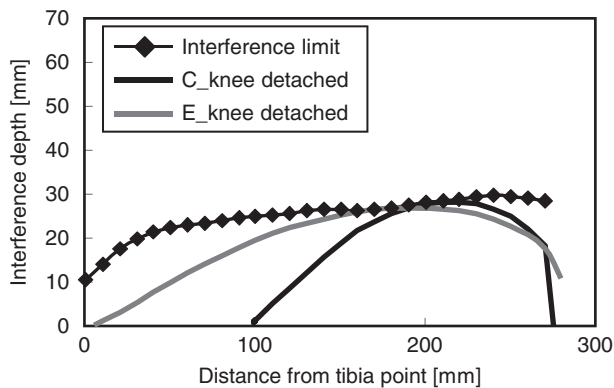


Fig. 12 Results adjusted by interference limit

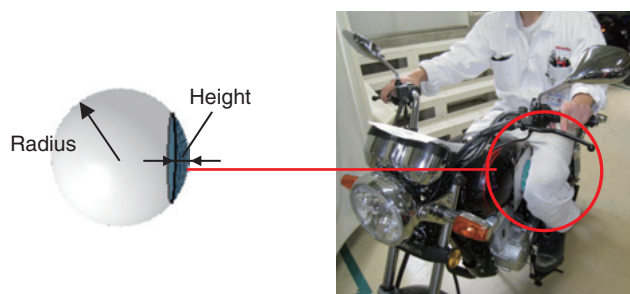


Fig. 13 Test to determine multiple regression formulae

Table 5 Verification of multiple regression formulae

Position on thigh		Tibia	Middle of thigh	Groin
Correlation coefficient R		0.93	0.99	0.95
Significance level F		0.01 **	0.00 **	0.03 *
P-value	Interference tolerance	-	0.02	0.02
	Degree of protrusion	0.01	0.00	0.04

Table 6 Multiple regression formulae for each position

Position	Multiple regression formulae
Tibia $0 \leq a \leq 60$	Point = $-2.3 \times [\text{Degree of protrusion}] + 6.02$
Middle of thigh $60 < a \leq 160$	Point = $-0.56 \times [\text{Degree of protrusion}] + 0.14 \times [\text{Interference tolerance}] + 3.4$
Groin $160 < a$	Point = $-0.35 \times [\text{Degree of protrusion}] + 0.1 \times [\text{Interference tolerance}] + 3.1$

半径を 60 mm, 80 mm, 90 mm の 3 仕様、合計 9 種類の模擬面形状を用意した。

既存のニーグリップ面形状に依存しないよう、ニーグリップ面に平板を取り付けた二輪車を用意し、被験者をこれに乗車させた。被験者がニーグリップした時、皿型形状の頂点が指定する大腿位置と接触するよう皿型を平板に取り付けた。実験風景を Fig. 13 に示す。この方法で、大腿位置違い（脛骨点、大腿中部、大腿付け根部）、最大高さ違い（3 種類）、半径違い（3 種類）の全 27 パターンを、乱数表を用いて順不同に設置し、それぞれについて官能評価を実施した。

4.4.3. 結果

4 章の方法を用いて、コンピュータ上でテスト状態を再現し、全 27 パターンそれぞれについて「干渉余裕値 $\delta(a)$ 」と「凸度」を導出した。Table 5 は官能評価値を目的変数、「干渉余裕値 $\delta(a)$ 」と「凸度」を説明変数として、大腿位置ごとに重回帰分析をおこなった結果である。重相関係数は 0.9 以上で強い相関を示した。また、説明変数が有意であるか否かを確認するために p 値を確認すると、「干渉余裕値」と「凸度」はそれぞれ 5% 以下となり、5% 水準で有意である。よって、大腿の違和感を表す評価パラメータは、干渉余裕値と凸度で必要十分であることがいえた。また、大腿は部位によって皮下脂肪等の付き方が違うため位置ごとに重回帰式が得られた。したがって、最大干渉深さを与える点 a の値によって、重回帰式を選択する必要がある。得られた重回帰式を Table 6 に示す。

5. 妥当性の検証

4 章の実験結果より導出した重回帰式と干渉限界値を用いた最小非接触長さの判定が、ニーグリップ時の大腿の違和感を表しているか、実走評価がおこなわれた二輪車 15 台の形状データを用いて検証をおこなった。

5.1. 検証方法

二輪車 15 台には、実走評価にて大腿部に違和感があると思われたものを 5 台、多少違和感があると思われたものを 5 台、違和感はないと思われたものを 5 台選んだ。

各二輪車のモックアップ面データを取り込み、2 章の方法でライダーモデルを乗車させた。ライダーモデルの着座位置は、標準座りと前座りとし、体格は身長別で JM50% タイル、JM95% タイル、JF5% タイルを用いた。

これらのモデルから、干渉余裕値と凸度を導出し、最大点 a の値に対応する重回帰式 (Table 6) に代入した。さらに、干渉深さが干渉限界値を超える場合は、最小非接触長さを導出した。

5.2. 検証結果

JM50% タイルの前座りについて、計算の結果として得られた、大腿部違和感の予測値を Fig. 14 に示す。ただし、最小非接触長さがしきい値である 80 mm より大きい場合は、予測値を 1 点とした。同様に各体型にて比較したところ、導出した重回帰式と最小非接触長さの判定により、93% の割合で大腿の違和感を机上にて判別できることを確認した。

予測値に対して乖離している機種 a について、どのような違和感があるのか調査すると、「スカスカしている」との回答が得られた。機種 a は 3 章で定めた推奨範囲に入っており、十分な保持力が発揮できる下肢姿勢であった。しかし、大腿付け根付近の干渉量が不足しており、安心感が低下したと予想される。本研究における予測式は、大腿に対してニーグリップ面が干渉しすぎる場合に判定が可能であるが、干渉しなさすぎる場合は評価できない。このため、予測値と乖離があったと考えられる。

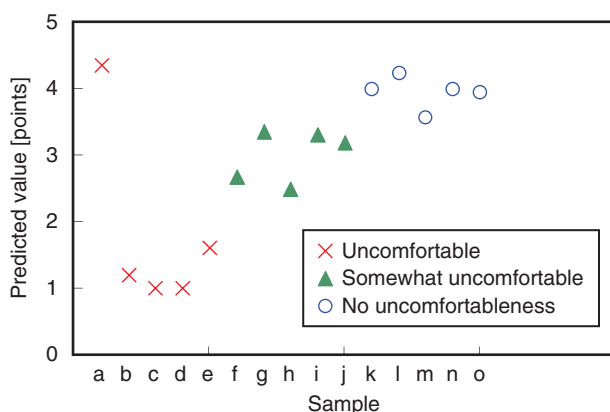


Fig. 14 Results of validity check

6. まとめ

コンピュータマネキンと人間工学的な手法を用いた二輪車のニーグリップシミュレーション技術を構築し、以下の知見を得た。

- (1) 十分な保持力が発揮できる下肢姿勢となるように、ステップ中心点とニーグリップ面上の膝接触点の推奨位置関係を決定した。
- (2) ニーグリップ時の違和感を表すパラメータとして「干渉余裕値」と「凸度」を定義し、予測式を導出した。これによりモックアップの面データからニーグリップ違和感に対する机上判定が可能になった。

参考文献

- (1) 小谷野光江, 中村敏徳, 須永孝: 体圧分布シミュレーションによる二輪車シートのフィット感予測, 自動車技術会学術講演会前刷集, 20045648(2004) No.99-04(20045648), p.29-32(2004)
- (2) 吉川純生, 加藤一郎: 皮膚の力学的挙動と計測法, 人間工学, Vol.11, No.1, p.23-28(1975)
- (3) 米本一司: 自動車設計の要求する生体計測, 人間工学, Vol.6, No.1, p.15-18(1970)
- (4) 人間生活工学研究センター: 日本人の人体寸法データブック 2004-2006
- (5) Open Ergonomics Ltd.: ADULTDATA
- (6) 石川欣造, 大沼亥久三, 薄墨正, 徳永邦雄, 中嶋正志: 三訂版 繊維, 東京電気大学出版所 (1969)
- (7) Murayama, M., Nosaka, K., Yoneda, T., Minamitani, K.: Change in hardness of the human elbow flexor muscles after eccentric exercise, Eur J Appl Physiol, Vol.82, p.361-367(2000)

著者



岩田小笛



工藤幸樹

自動溶接機による二輪車の試作車体製作における 溶接条件設定とひずみの予測手法

Method for Welding Condition Settings with Forecasted Distortion Applied for Two-wheeled Vehicle
Body Preproduction by Automatic Welding Machine

岡 島 秀 典*
Hidenori OKAJIMA

古 舘 賢 一*
Kenichi FURUDATE

福 田 賢 太*
Kenta FUKUDA

要 旨

二輪車の試作車体製作時、自動溶接工程における加工条件である電流と電圧、ひずみ量の見込みを決定するために、テストピースを用いた溶接実験からデータベースを構築した。このデータベースから実験式を導出し、電流と電圧を算出した。この算出結果を元に、熱収縮量を予測する手法を確立した。この手法により、溶接テスト用の車体を用いることなく加工条件の設定が可能となった。さらに、開発初期段階で量産同等品を用いた開発テストの実施が可能となった。これらにより、溶接部の設計仕様の早期決定、試作車製作日程の短縮と開発コストの削減が可能となった。

ABSTRACT

Welding experiments were conducted using test pieces in order to determine the arc current, arc voltage, and forecasted amount of distortion, which are conditions for the automatic welding process when fabricating two-wheeled vehicle bodies for preproduction. A database was created from the experimental results. Empirical formulas were derived from this database and used to calculate arc current and arc voltage. These calculation results were taken as the basis for establishing a method of forecasting heat shrink. These methods enabled the setting of processing conditions without the use of a two-wheeled vehicle body for welding tests. They further enabled the implementation of development testing using mass-production equivalents in the initial stages of development. As a result, early decisions on the design specifications for welded parts, shortening of preproduction vehicle fabrication schedules, and reduction of development costs were achieved.

1. ま え が き

二輪車の車体試作において、溶接部の早期設計仕様決定の観点から、量産時に適用可能な溶接条件の設定が求められている。

従来、試作の溶接加工は手作業でおこなっており、加工条件である電流と電圧、溶接速度の設定、熱収縮によるひずみ量の見込みは作業者の経験と勘に依存していた。この手法では、加工条件設定に個人差が生じるため、自動溶接を主に行っている量産には、試作時の加工条件を反映できなかった。そのため、量産移行時に加工条件を改めて設定する必要がある、非効率であった。

この対応として、量産ラインと同等の自動溶接設備やタクトを取り入れた試作手法を導入した。この手法において、試作時に設定された溶接加工条件は量産まで一貫して適用されるため、重要なものとなる。

*二輪 R&D センター

自動溶接の加工条件は、通常、実際の車体部品を用いた溶接テストにより設定される。しかし、一回のテストで条件を設定することは難しく、トライアンドエラーを要するため、多数の溶接テスト用車体部品の製作とテスト工数が必要となる。

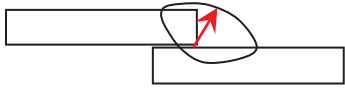
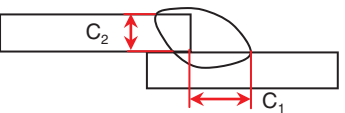
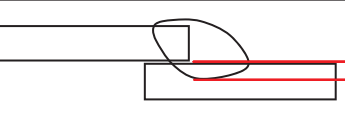
本研究は、自動溶接の加工条件設定の効率化を図るために、テストピースによる実験から、各溶接加工条件と品質の相関をデータベース化し、そのデータベースから溶接条件設定とひずみ量の予測を可能とする手法を構築した。

2. 二輪車体の溶接加工

2.1. 二輪車体の溶接

Fig. 1 に二輪車体と使用される溶接継手を示す。溶接部の継手は主に重ね隅肉継手 (Lap joint)、T字継手 (T-joint)、パイプの合わせ継手 (Pipe joint) が用いられ、最

Table 1 Weld quality evaluation items

Control items	Section	Explanation
Throat thickness		Minimum thickness of welding bead
Leg length		Distance from the root of joint to the toe of welding bead
Weld reinforcement		Height of the weld metal lying outside the plane containing the weld toes
Penetration		Depth of fusion into the parent metal from its surface

多で 200 点を越える部品から構成される。また、溶接部の長さの総計が 10 m を超える機種もある。

溶接には主に、トーチと呼ばれる器具先端の電極で発生する電気アーク放電により加熱、熔融された部位に溶接棒を自動で供給する MIG (Metal Inert Gas) 溶接や MAG (Metal Active Gas) 溶接等のアーク溶接⁽¹⁾が用いられる。

2.2. 溶接品質の管理項目

2.2.1. 溶接部の品質

溶接の品質は設計上の強度要件が満たされていることが重要である。溶接品質の評価は、溶接部を切断した断面で溶接内部の品質を確認する方法でおこなう (Fig. 2)。評価する部位は脚長 (Leg length)、のど厚 (Throat thickness)、余盛り (Weld reinforcement)、溶け込み深さ (Penetration) で、これらの良否判断により品質管理をおこなう (Table 1)。

2.2.2. 寸法精度

完成した車体は、図面の許容寸法を満足する必要がある。しかし、溶接後の冷却時に溶着金属 (溶接ビード) の熱収縮による変形が起これ、寸法精度に影響する。このこと

から、溶接前に変形量を予測する必要がある⁽²⁾ (Fig. 3)。

2.3. 溶接の加工条件

二輪車体の溶接加工条件としては、電流と電圧、溶接ひずみの見込み量、溶接速度がある。

MIG 溶接や MAG 溶接においては、一般に電流で溶接棒の供給量を、電圧で溶接棒を溶かす量を設定する。

溶接後に図面上の寸法公差に収まるように、溶接ひずみの見込み量には、熱収縮の見込み量をあらかじめ設定する。

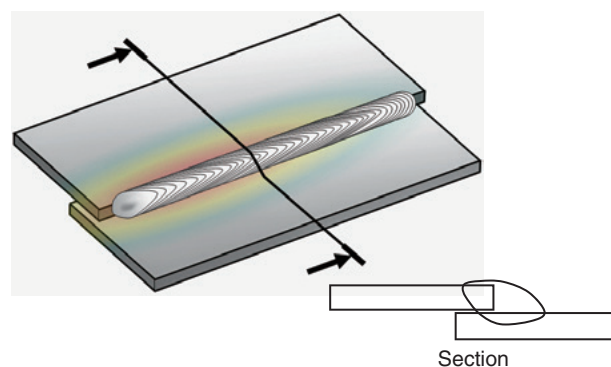


Fig. 2 Cross section of welding bead

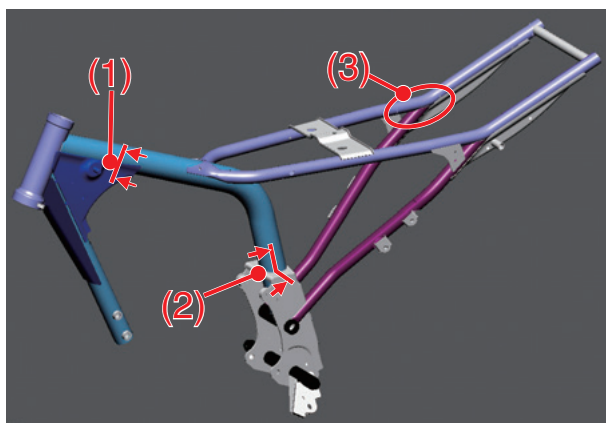
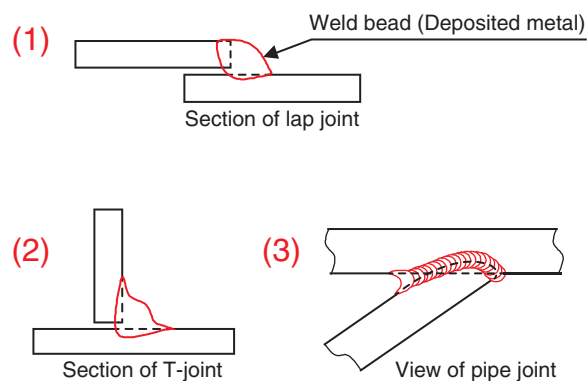


Fig. 1 Configuration of motorcycle body frame and type of welded joint



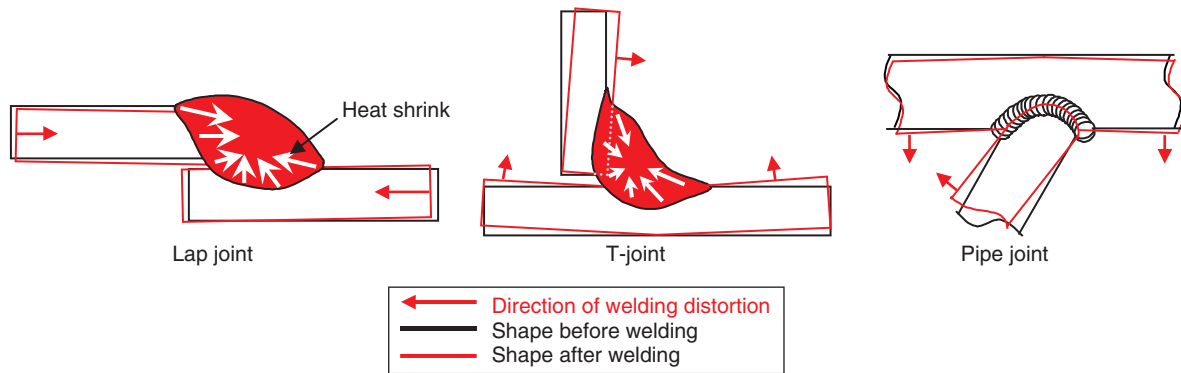


Fig. 3 Welding distortions

溶接速度はトーチの移動速度を表す。トーチは溶接棒を供給しながら溶接部を移動するため、速度の変化と共に溶着金属量にも変化が生ずる。その結果、溶接継手強度に影響が発生することから各速度域で最適な溶接棒の供給が必要となる。

強度要件を満たすために、これらの条件を被溶接物の材質と板厚、継手形状に適した値に設定する。

3. データベースの構築

二輪車体に使用される溶接継手形状を再現したテストピースを用いて実験をおこない、その結果をもとにデータベースを構築した。

3.1. 実験概要

二輪車体形態別の溶接継手形状と材料、板厚から鉄 540

種類、アルミニウム合金 380 種類の溶接継手を電流と電圧 17 条件、溶接速度 8 条件を組み合わせたテストピースによる実験をおこなった。各加工条件における溶接ビード品質と熱収縮による溶接継手変形量のデータを収集した。

3.2. 実験条件

自動化を適用するにあたり、量産性を考慮する必要性から、量産タクトから決定された溶接速度をあらかじめ設定した。設定した溶接速度を基に前述の電流と電圧条件を組み合わせ実験をおこない、溶接品質のデータを収集した。

溶接部品はプレス品や鋳造品が用いられる。これらを複数の部品で組み合わせた時、集積誤差により溶接継手に隙間が生じる。このため、あらかじめ溶接継手に隙間を設け溶接をおこなった (Fig. 4)。隙間の大きさは各々の部品の普通寸法公差を考慮して設定した。

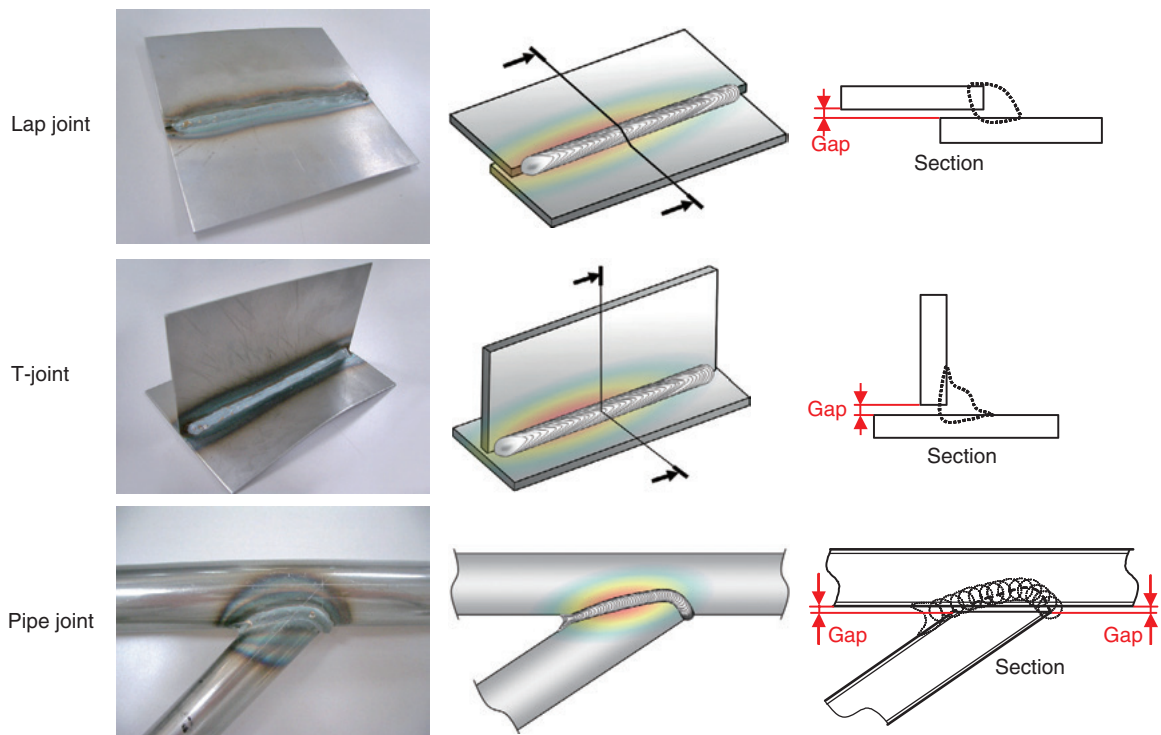


Fig. 4 Test pieces and welded joint gap settings

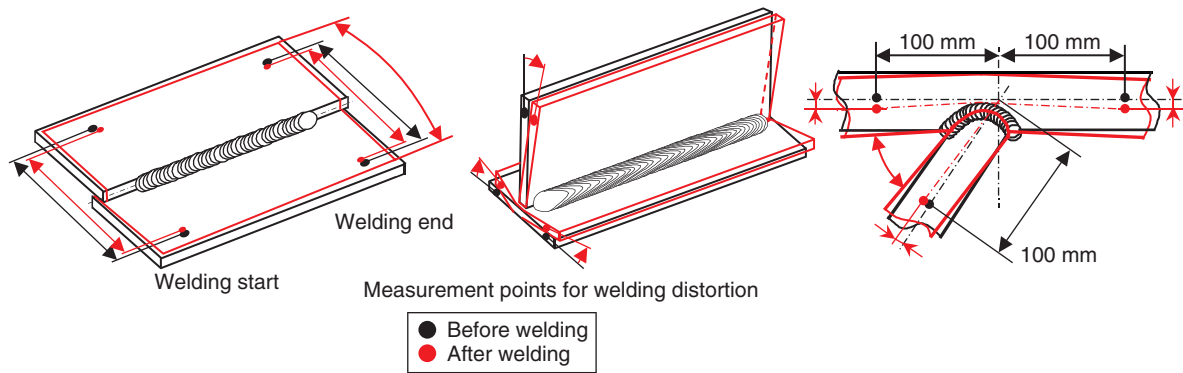


Fig. 5 Measurements of welding distortion

3.3. 実験結果

実験においては、まず、強度上重要な品質管理項目である「のど厚」、「脚長」、「溶け込み深さ」、「余盛り」に対して品質評価をおこなうと同時にそれらのデータを採取した。また、ひずみに関しては、Fig. 5 に示す各測定寸法の溶接前後における変化量を採取した。さらに、溶着金属量を求めるために必要な余盛り率のデータを採取した (Fig. 6)。

以下に、実用頻度の高い溶接速度 4 条件、電流と電圧 3 条件のもとで、板厚 2 mm の冷間圧延鋼板 (SPCC : JIS G 3141) テストピースを用いておこなった実験の結果を一例として示す。

3.3.1. のど厚

各溶接速度における電流、電圧とのど厚の関係を Fig. 7 に示す。溶接速度の増加に比例してのど厚が減少している。これは溶着金属量が減少するためである。一般に強度

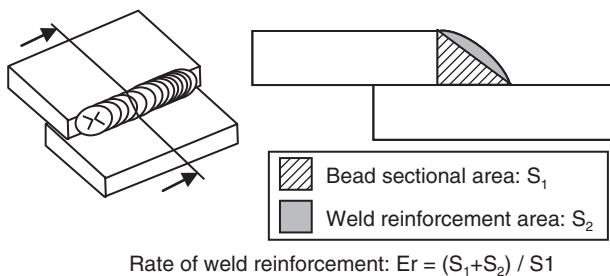


Fig. 6 Rate of weld reinforcement

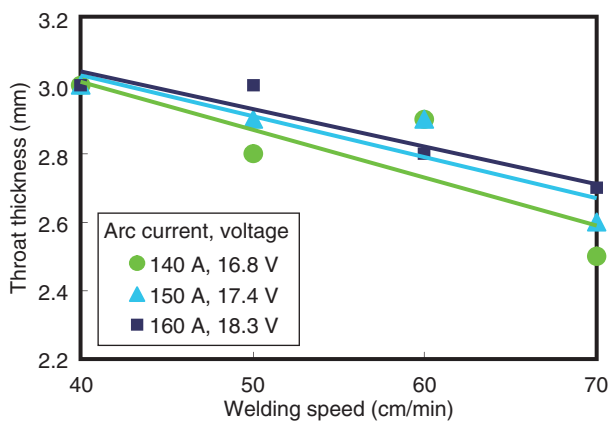


Fig. 7 Relation between welding speed and throat thickness for each arc current (SPCC, t2.0)

要件を満たすのど厚は板厚以上が望ましいとされる。実験ではすべての条件において板厚以上の数値が得られ、強度要件を満足する結果となった。

3.3.2. 脚長

各溶接速度における電流、電圧と脚長 C_1 の関係を Fig. 8 に示す。一般に強度要件を満たす脚長は板厚以上が望ましいとされている。実験ではすべての条件において板厚以上の数値が得られ、強度に余裕のある結果となった。

3.3.3. 余盛り

各溶接速度における電流、電圧と余盛りの関係を Fig. 9

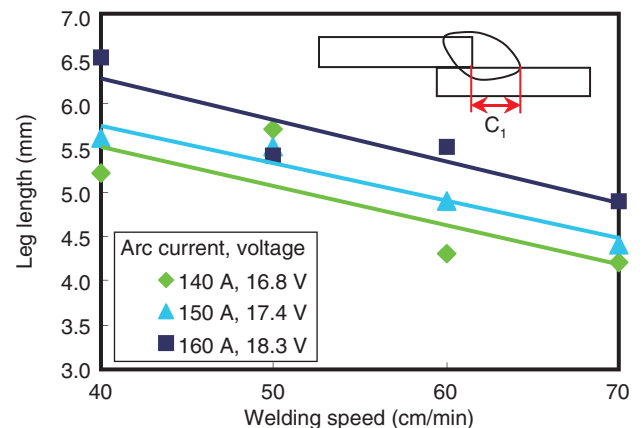


Fig. 8 Relation between welding speed and leg length for each arc current (SPCC, t2.0)

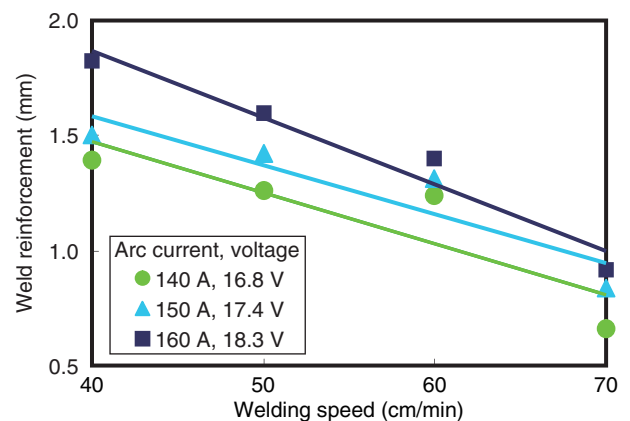


Fig. 9 Relation between welding speed and weld reinforcement for each arc current (SPCC, t2.0)

に示す。余盛りはのど厚に依存することから、いずれの電流においても高速域では溶着量の減少と共に余盛りも減少する。また、過度の高さのある余盛りは、余盛止端が高応力となるため、好ましくない。高さの上限については、継手形状、材料、構造に応じ設定する。

3.3.4. 溶け込み深さ

各溶接速度における溶け込み深さの関係を Fig. 10 に示す。設定した速度域ではすべて溶け込み深さが得られているが、板厚以上の溶け込み深さは板裏側に突出した溶着金属となり、酸化等の欠陥になりやすいため、好ましくない。

3.3.5. ひずみ量

各溶接速度における電流、電圧とひずみ量の関係を Fig. 11 に示す。単位溶接長さあたりの入熱量は、電流、電圧の積に比例し溶接速度に反比例して増加する。入熱量の増加により熱収縮量も増加し、ひずみが大きくなると考えられる。

3.3.6. 余盛り率

各溶接速度における電流、電圧と余盛り率の関係を Fig. 12 に示す。余盛り率は余盛りに依存し、高速域では溶着量の減少と共に余盛りも減少する。結果から、溶接速度、電流と電圧に応じて溶着金属量を求めることが可能となる。

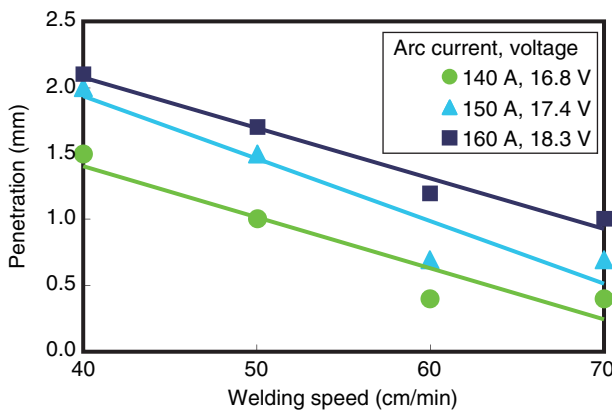


Fig. 10 Relation between welding speed and penetration for each arc current (SPCC, t2.0)

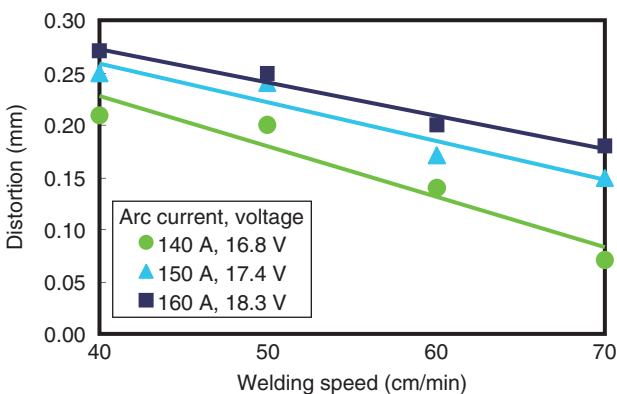


Fig. 11 Relation between welding speed and distortion for each arc current (SPCC, t2.0)

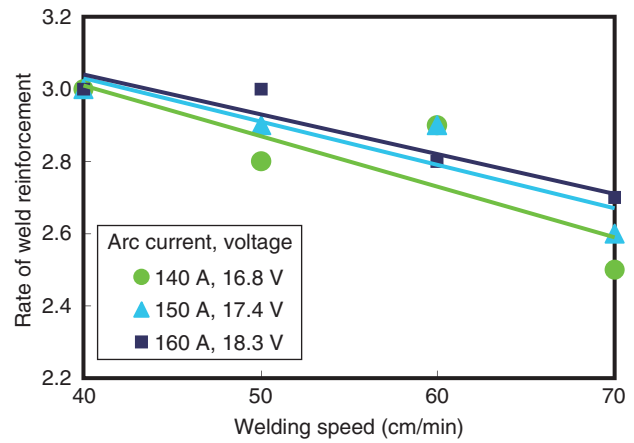


Fig. 12 Relation between welding speed and rate of weld reinforcement for each arc current (SPCC, t2.0)

4. 溶接条件の導出

溶接条件である電流と電圧の算出は、以下の手順でおこなう。

- (1) 溶接速度、板厚に適した強度要件を満たす溶着金属量の決定
- (2) 溶着金属量から溶接棒の送給速度（以下ワイヤ送給速度）を決定
- (3) ワイヤ送給速度を電流、電圧に換算

4.1. 溶着金属量を求める

Fig. 13 に溶接ビード断面の代表的な寸法を示す。

溶着金属量 D は、単位時間あたりに溶着した金属の体積であり、ビード全断面積と溶接速度の積で表される。ビード全断面積はビード断面積 S_1 と、余盛り率 E_r の積で表す。溶着金属量 D は、計算式 (1) で表される⁽³⁾。一般に余盛り率は 1.15 が付与され、強度上必要な脚長は板厚同等とされている。

$$D = (S_1 + S_2) v = E_r \cdot S_1 \cdot v \quad (1)$$

$$S_1 = \frac{(c_1 \cdot c_2)}{2}$$

$$E_r = \frac{S_1 + S_2}{S_1}$$

C_1, C_2 : 脚長

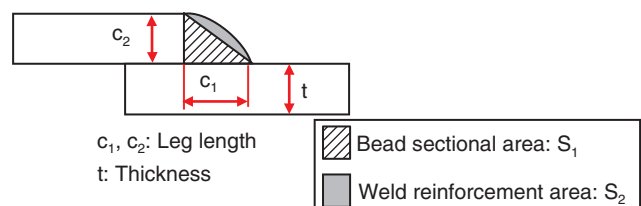


Fig. 13 Theoretical section of welding bead shape

しかし、3章の実験結果より、溶接速度 v により余盛り率 E_r 、脚長 c_1 、 c_2 が変化する。脚長 c_1 は板厚以上である。したがって式 (1) に対し、実用域の実験データから板厚ごとの回帰式を求め溶接速度に依存した余盛り率 E_r' 、脚長 c_1' 、 c_2' を算出する。さらに、 c_2' には継手隙間 G を加え、溶着金属量 D' を求める数式 (2) を導出した (Fig. 14)。

$$D' = E_r' \frac{c_1'(c_2' + G)}{2} v \quad (2)$$

ここで、

$$E_r' = -a_1 v + b_1$$

$$c_1' = -a_2 v + b_2$$

$$c_2' = -a_3 v + b_3$$

板厚ごとに式 (2) を用いた計算結果を Fig. 15 に示す。実験の溶着金属量に近い数値となることが確認できる。

4.2. 溶着金属量からワイヤ送給速度を求める

前述の算出結果から単位溶接長あたりに必要なワイヤ送給速度 W を求める。一般にワイヤ送給速度 W は式 (3) で表される⁽³⁾。

$$W = \frac{D}{\pi(d/2)^2} \quad (3)$$

d : 溶接棒径

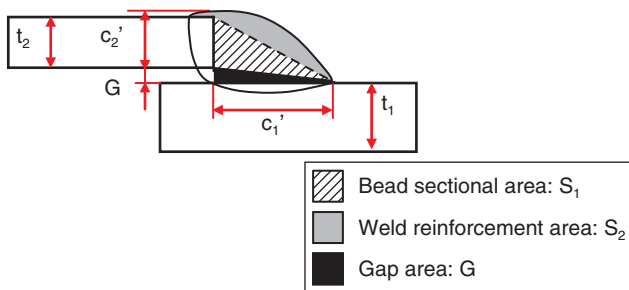


Fig. 14 Actual section of welding bead shape

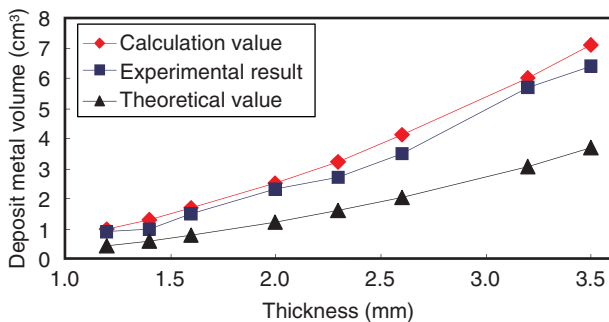


Fig. 15 Relation between deposited metal volume and thickness

4.3. ワイヤ送給速度を、電流と電圧に換算

Fig. 16 にワイヤ送給速度と電流, Fig. 17 に電流と電圧の測定結果を示す。3章の実験における各電流条件に対するワイヤ送給速度の実測データベースから回帰式を求めた。

$$I = a_4 W - b_4 \quad (4)$$

電圧 V は電流に対する実測データベースから回帰式により求めた。

$$V = a_5 I - b_5 \quad (5)$$

同様に材料別、溶接継手形状別に電流と電圧の算出をおこなう。

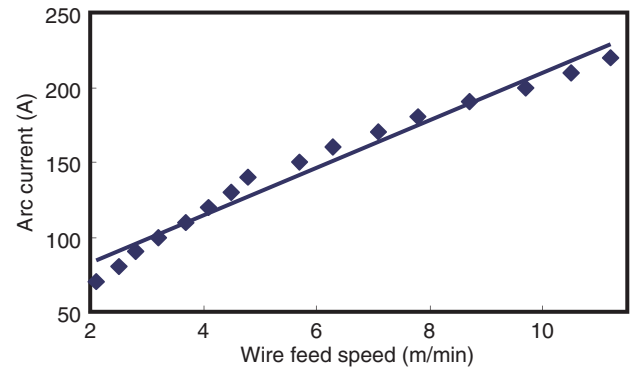


Fig. 16 Relation between wire feed speed and arc current

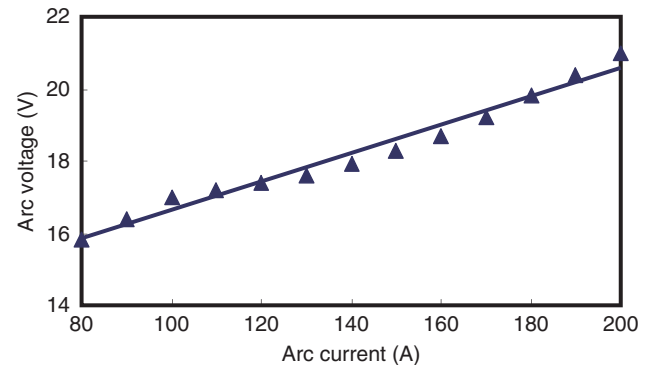


Fig. 17 Relation between arc current and voltage

5. ひずみ量予測式の導出

ひずみ量の算出は、以下の手順でおこなう。

- (1) 入熱量の算出
- (2) 溶接開始部、溶接終了部のビード収縮量を算出
- (3) 角度変化の算出

5.1. 入熱量の算出

電流と電圧、溶接速度より単位溶接長あたりの入熱量 Q (J/cm) を求めることができる。

一般に入熱量 Q は式 (6) で表される⁽¹⁾.

$$Q = \frac{I \cdot V}{v} \quad (6)$$

I : 電流

V : 電圧

v : 溶接速度

5.2. ビード収縮量の算出

得られた入熱量 Q を基に溶接開始部と溶接終了部の実測データベースからそれぞれ溶接ビード収縮量の回帰式を求める.

$$\varepsilon_{st} = a_6 Q + b_6 \quad (7)$$

$$\varepsilon_{ed} = a_7 Q + b_7 \quad (8)$$

ε_{st} : 溶接開始部の収縮量

ε_{ed} : 溶接終了部の収縮量

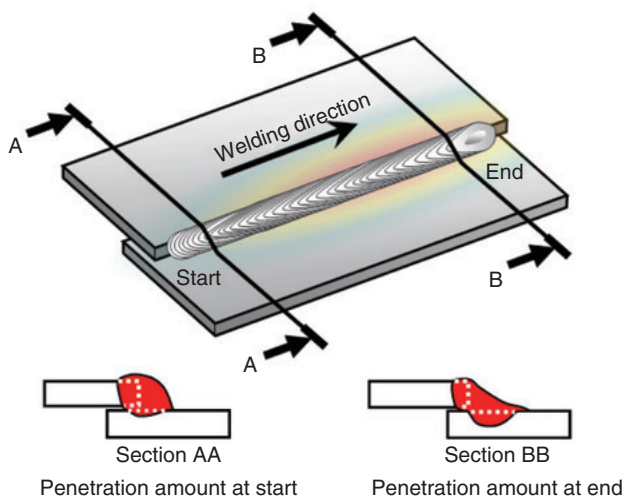
5.3. 角度変化の算出

溶接開始から溶接終了への溶接の時間経過に伴い, 母材温度が上昇する. これにより溶け込み量が増加し, 両端の収縮量の差により角度変化が発生する (Fig. 18). このときの単位溶接長あたりの角度変化量 θ は式 (9) によって求められる.

$$\theta = 2 \frac{\tan^{-1}[(\varepsilon_{ed} - \varepsilon_{st})/2]}{L} \quad (9)$$

L : 溶接長 (mm)

以上の算出結果を溶接治具に見込み量として設定する.



Amount of shrinkage increases with increasing penetration into base metal

Fig. 18 Angle change due to welding distortion

6. 実用性の検証と適用結果

4章に示す計算式を用いて自動溶接機 (ロボット溶接) の電流と電圧を設定し, さらに, 5章に示す計算式により算出した溶接ひずみの見込み量を反映させた溶接治具を用いて車体を製作し, 溶接品質と寸法精度の検証をおこなった (Fig. 19).

6.1. 検証結果

溶接品質

Fig. 20 に板厚に対する溶着金属量の計算値と実測値の比較結果を示す. 両者の間には良い相関が得られている.

寸法精度

Fig. 21 にエンジン搭載位置, 懸架装置の取り付け位置などの寸法測定点と寸法測定基準点を示す.

Fig. 22 に精度検証結果を示す. 横軸は各測定点の寸法測

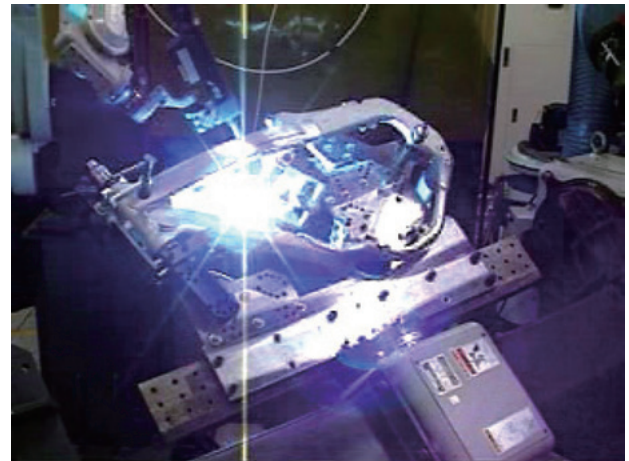
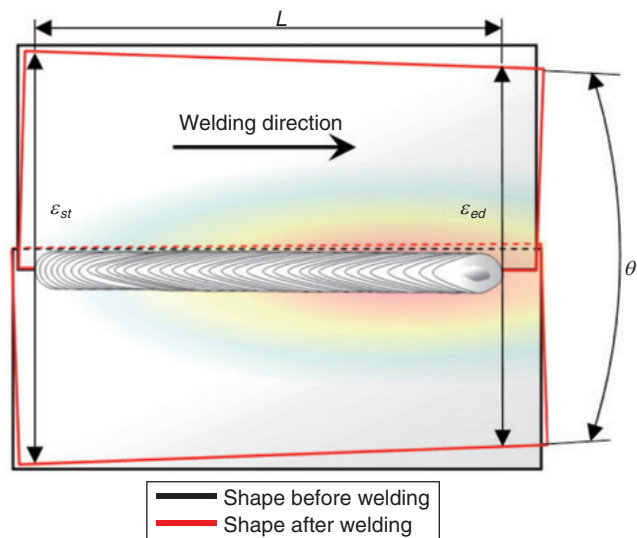


Fig. 19 Automatic welding machine



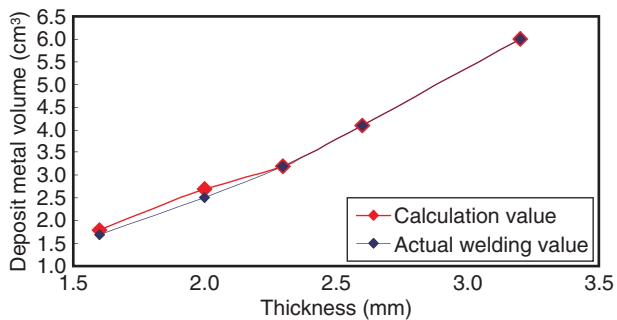


Fig. 20 Verification of calculation results

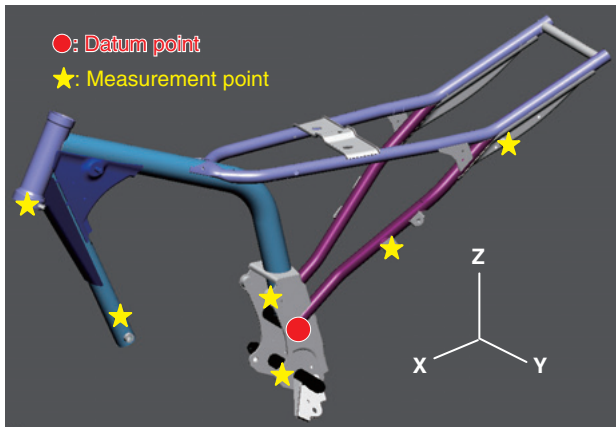


Fig. 21 Measurement points

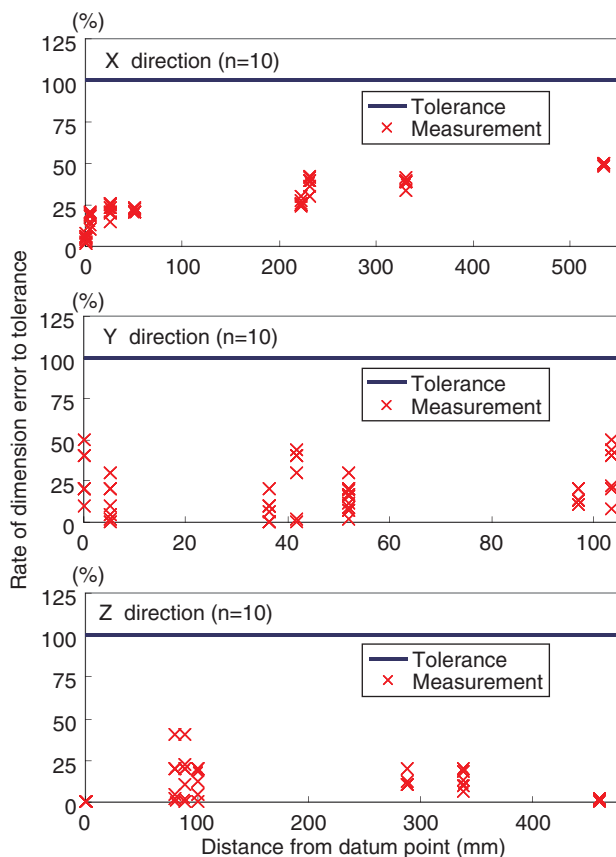


Fig. 22 Results of dimensional accuracy verification

定基準点からの距離、縦軸は各測定寸法の X, Y, Z 方向の寸法誤差を設計上の寸法公差に対する比率で表わす。すべての測定点に対して、寸法誤差の比率が 50 % 以内に収まり安定した精度が得られている。

6.2. 開発機種への適用効果

前述の検証結果から機種開発への適用は可能であると判断し、試作車体の製作をおこなった。その効果として、車体部品を用いた溶接テストによる条件出し工程が不要となり、2 日間の条件出し工数と約 40 % の試作コストの削減（データベース適用後の平均値）が可能となった (Fig. 23)。さらに、開発初期段階で量産同等品を用いた車体耐久試験などの実施が可能となり、早期の設計仕様の決定に貢献した。

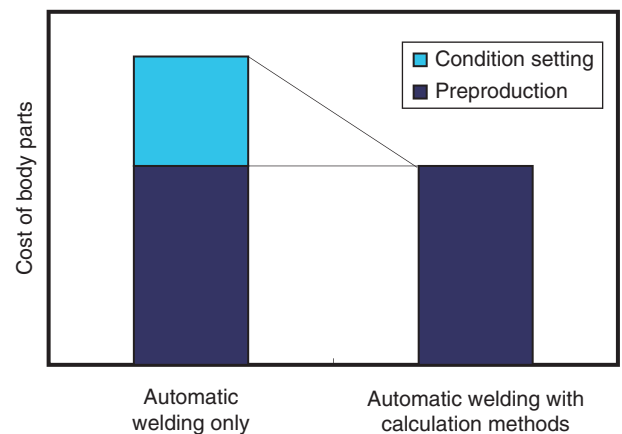


Fig. 23 Cost reduction of body parts

7. まとめ

自動溶接機を用いた二輪車の試作車体製作時の溶接加工条件設定を効率良くおこなうために、テストピースによる実験をおこない、その結果をデータベース化した。このデータベースから加工条件である電流と電圧、溶接速度の設定、ならびに、熱収縮量を予測する手法を構築し、以下の成果を得た。

- (1) 車体部品を用いた溶接テストによる加工条件出し工程が不要となり、試作工数とコストの削減が可能となった。
- (2) 精度の高い加工条件設定により、溶接品質と寸法精度の安定化が可能となった。

以上により、開発初期段階で量産同等品を用いた開発テストの実施が可能となり、溶接部設計仕様の早期決定に貢献できた。

参考文献

- (1) (社)溶接学会編：溶接便覧 改訂 3 版，丸善出版，

p. 150-159, p. 331-340, p. 1357(1985)

(2) 徳丸芳男, 岡野修一 ほか: 機械工作 1 改訂版, 実教出版, p. 209-210(1989)

(3) 上田 敬三郎: 溶接 第9版, 神鋼溶接サービス株式会社, p. 98-99(2010)

■著 者■



岡島秀典



古舘賢一



福田賢太

Enhancement of Multi-Body Simulation Data Sharing

Hideyuki YOSHIMOTO* Kyle PEARCE* Todd RODRICK*
 Bryan SLABACH* Charles GAGLIANO* Hernan MERCADO-CORUJO*
 Dean TENER*

ABSTRACT

Obtaining accurate input data from CAD (Computer Aided Design) geometry and reliable measurement data from suppliers is the main challenge of Multi-Body Simulation (MBS). Standards, processes and software were developed to enhance the process of creating an MBS model. A data extraction process from CAD was applied to extract only necessary data and combine the geometry information. Application of the Association for Standardization of Automation and Measuring Systems (ASAM) Open Data Services (ODS) format in conjunction with suppliers provided a common, reliable and transferable format. Key benefits are a time reduction for simulation feedback and independence from specific suppliers and MBS data structures.

1. Introduction

Safety requirements, environmental commitments, and the complexity of automotive vehicles are growing. However, development time, budgets, and manpower are typically limited. A key strategy in automotive development is to shorten development time, build fewer physical prototypes, and increase development in early stages. Digital manufacturing is a technology that every automotive maker has worked to develop during the past two decades. One of the improved digital methodologies is a numerical simulation called Computer Aided Engineering (CAE), which helps reduce product development cost and time while enhancing the safety, comfort, and durability of vehicles.

Finite Element Method (FEM) is one of the world's most widely used CAE solutions as implemented for crash simulation. FEM mainly originated from the need for solving small displacement elasticity and structural problems. In contrast, Multi-Body Simulation (MBS) was used in the early 1990s for large translational and rotational displacements, such as suspension stroke analysis (Fig. 1). More recently, MBS allows for predicting highly advanced phenomena such as elastic deformation⁽¹⁾ and rough road analysis⁽²⁾.

In spite of advances in this technology, MBS pre- and post-environments were still not well-organized. It was challenging to share input data between different solvers due to the small number of analysts and lack of a common data format. Moreover, to identify parameters, MBS requires actual measurement data from suppliers. For example, bushings require nonlinear, frequency-dependent, and displacement-dependent measurement data. Since there was no standardized measurement format for suppliers,

*HONDA R&D AMERICAS, INC.

each supplier had a different file and data format. Consequently, each CAE analyst had to gather the necessary input data and modify it to fit their own MBS input data. This led to redundant requests to design engineers and suppliers. Due to increased data requirements and reduced development time, the need to establish a common, shareable data format became necessary (Fig. 2).

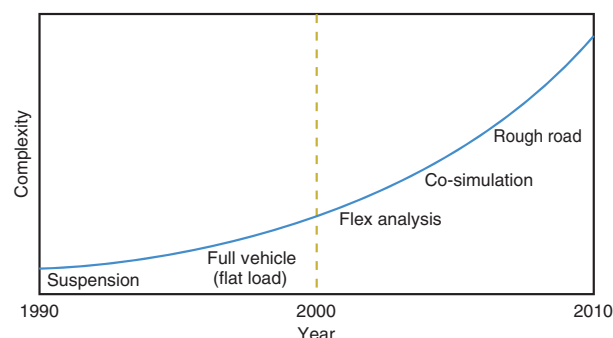


Fig. 1 Multi-body simulation technology

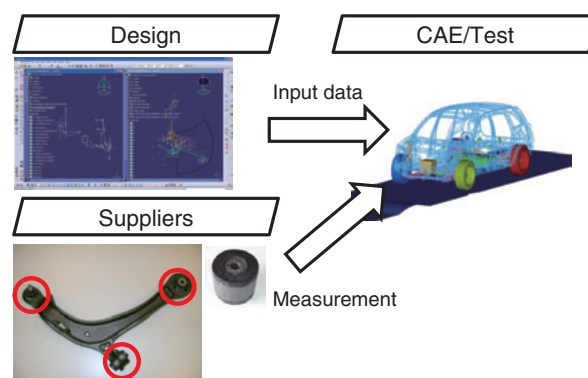


Fig. 2 Relation for Multi-body simulation input data

2. Construction of Multi-Body Simulation Data

MBS models are fundamentally constructed with geometric and non-geometric data (Fig. 3).

2.1. Geometric Data

Design engineers are responsible to confirm their own component designs and issue drawings for mass production. This is accomplished through component CAE and CAD applications during vehicle development. Design engineers can predict component characteristics by using component CAE at an early stage in development. Once design engineers evaluate their own concept after component performance is evaluated, CAD data is built and clearance with other components is confirmed. The purpose of component CAE is mainly static analysis such as suspension stroke. This static analysis is only dependent on the rough geometric information, but the full MBS model requires accurate mass, C.G. (Center of Gravity), and inertia. When a proper material with density is applied to the geometry, the MBS input data can be calculated. In addition to the shape of the parts, suspension/mount points and orientation information are required to satisfy the geometric data requirements of the MBS input model. All of this was accomplished by design engineers providing detailed CAD models.

2.2. Non-Geometric Data

Most measurement data comes from suppliers for several components such as bushings, tires, and dampers. Chassis development demands several kinds of bushing data including orientation, displacement, frequency, preload condition and others. Suppliers may spend several weeks measuring this data. Previously, data requests to suppliers were inconsistent and the returned measurement data formats were unique for each one of the suppliers. Consequently, it took extra time to confirm the accuracy of the data and extract MBS numerical data.

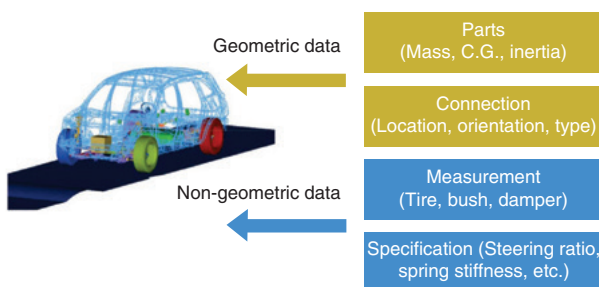


Fig. 3 Construction of MBS model

3. Extraction Process of Design Data

3.1. Master Work Sheet

A Master Work Sheet (Fig. 4) contains all the MBS input information and lists each sub-system on a separate spreadsheet. Being independent of a specific

CAE format, the Work Sheet is easy to understand and use and can be easily expanded to include other sub-systems.

Generally, the variety of suspension types is limited due to cost, performance, and manufacturing. Providing pre-defined templates for each suspension type enables a reduction in input workload. Through this research, design engineers defined the naming of the point and orientation; therefore, by using this naming rule and a predefined suspension type, each connection type can be automatically defined.

3.2. CAD Property / Naming Rule

To automate the process of geometric data extraction from the CAD data for use by MBS, the following three-part process is required:

- (1) Properties used for extraction
- (2) DPM/part construction
- (3) Naming rules of CAD hard point data

Property extraction from CAD requires standardization and correlation between test and design. The agreed upon properties include the part numbers and names that comply with the Honda Engineering Standards. In addition, material naming and mass values are required for determining the mass, C.G., and inertia values of the individual parts and MBS bodies.

The Digital Prototype Model (DPM) is used for the digital prototyping process before a prototype is actually built. The DPM construction further aids in automating data extraction. In order to guarantee accurate mass, C.G., and inertia values, each part should be constructed as a single body consisting of a single material. This method of part design should be used for all the vehicle parts required for simulation. Additionally, the construction and placement of the CAD hard point data file (Fig. 5) should also be standardized. It represents each critical control point, such as the bushing and ball joint centers of the suspension. This file's location was set to a specific area of the DPM to provide a consistent location for all users.

The CAD hard point data file should also follow a consistent construction format. This format is required for the automated extraction of the individual point locations. Additionally, the naming of these points was also standardized. This standardization was needed for the Master Work Sheet and involved design correlation to define the rules for point names and orientations. A sample of this standard is shown in Fig. 6.

Model Type	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
General Description												
Front Connections Description												
Engineer												
Date												
Front Suspension Connections												
Connection Name	Part No.	F - Section	Activate Connection	Mirror	Honda ID	Active Part	Active Node #	Passive Part	Passive Node #	Origin: P		
										PX	PY	
STABILIZER	F04	X	X	NUT	STABILIZER_R	1011	1011	1011	1011	2011		
LOWER ARM	F04	X	X	NUT	LOWER_ARM_R	1011	1011	1011	1011	2011		
SHOCKER	F04	X	X	NUT	SHOCK_LOW_R	1011	1011	1011	1011	2011		
STABILIZER	F04	X	X	NUT	STABILIZER_R	1011	1011	1011	1011	2011		
STABILIZER	F04	X	X	NUT	STABILIZER_R	1011	1011	1011	1011	2011		
TRAIL ROD	F04	X	X	NUT	TRAIL_ROD_R	1011	1011	1011	1011	2011		
TRAIL ROD	F04	X	X	NUT	TRAIL_ROD_R	1011	1011	1011	1011	2011		
CONTOUR PIVOT LINK	F04	X	X	NUT	CONTOUR_PIVOT_LINK_R	1011	1011	1011	1011	2011		
SPRINGER	F04	X	X	NUT	SPRINGER_R	1011	1011	1011	1011	2011		
SPRINGER	F04	X	X	NUT	SPRINGER_R	1011	1011	1011	1011	2011		
WHEEL CUP	F04	X	X	NUT	WHEEL_CUP_R	1011	1011	1011	1011	2011		

Fig. 4 Master work sheet format

Using required properties, a standardized structure, and naming rules allows for automation capability that leads to an increase in simulation efficiency.

3.3. CAD Extraction Process

Once the Master Work Sheet, CAD geometry, and CAD hard point data are prepared, necessary design data can be retrieved with a CAD Extraction tool (Fig. 7).

This tool can read both CAD and spreadsheet data. When the CAD point and orientation names are matched with the spreadsheet data, the point information of CAD can be mapped to the spreadsheet. By using this process, large amounts of data can be extracted without errors. This operation is very simple in that the exact same CAD parts can be shown on the CAD extraction tool (Fig. 8). After completing every part assignment, the spreadsheet file can be exported.

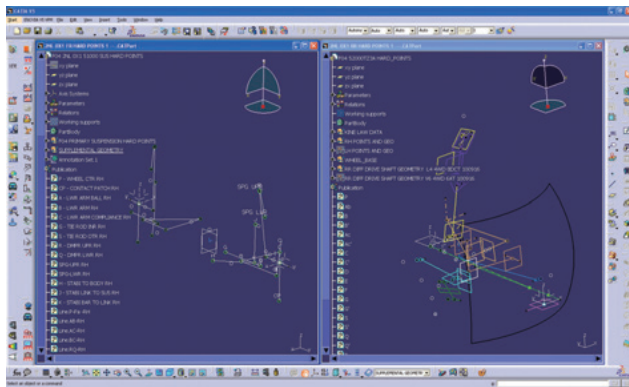


Fig. 5 Sample of CAD hard point data file

Front suspension example

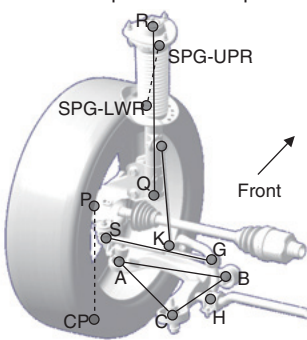


Fig. 6 Sample of suspension naming rule

WHEEL CENTER	P
	CP
LOWER ARM	A (b, c)
	B
	C*
TIE ROD	G
	S
DAMPER	R
	Q
SPRING	SPG-UPR
	SPG-LWR
STABILIZER	H
	J
	K

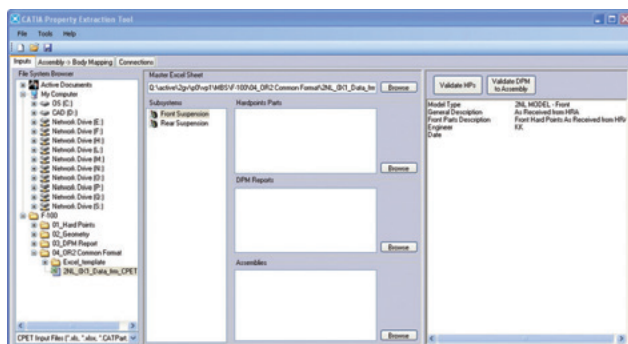


Fig. 7 CAD extraction tool (GUI)

Previously, the extraction process (Fig. 9) was performed manually by multiple CAE analysts. Each analyst spent about a week to gather the MBD input data from several design engineers. Through this new extraction process, these tasks can be completed in one day by one analyst. This allows the CAE specialists to focus their time on analysis rather than model building.

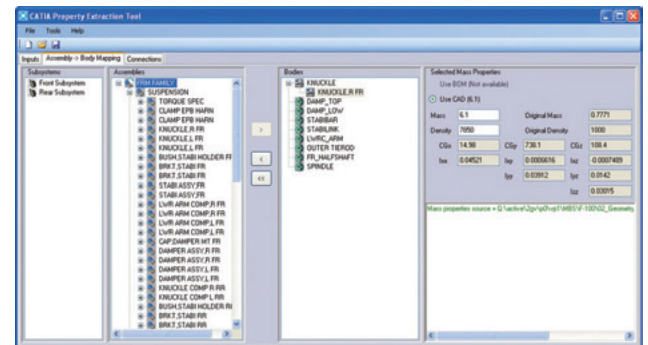


Fig. 8 CAD extraction tool (GUI)

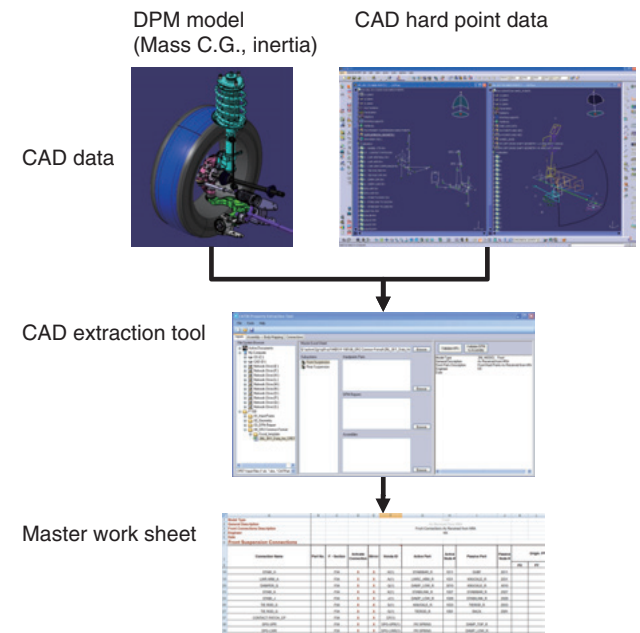


Fig. 9 CAD extraction process

4. Supplier Data Sharing

As MBS models are applied to address increasingly complex vehicle dynamics problems, a higher degree of fidelity is required. This increased fidelity is achieved by increasing the details and accuracy of the component characteristic data that is used to represent the vehicle and construct the model. For instance, tire models have been researched and developed for decades and have increased in the ability to accurately represent the tire-road surface dynamics for an ever greater range of loading events.

Similarly, it has been shown that an improved representation of the non-linear, dynamic characteristics

of chassis bushings and mounts can provide improved MBS model accuracy. This is especially true in the areas of ride and NVH⁽³⁾. However, just like a single, computationally-intensive tire model is not always the best solution for a particular dynamics concern, the same can be said for bushing models. NVH prediction requires a component representation that is based on very small input displacements or forces. This small input is due to the nature of visco-elastic rubber behavior and is highly dependent on displacement and frequency of excitation⁽⁴⁾. Conversely, durability-related prediction requires characterization of the same parts over a much greater load range and the stiffness and damping characteristics are typically not as frequency dependent. Thus, for a single component, many different characterization tests in multiple degrees of freedom may be required. Maintaining a catalog of bushing data presents an opportunity for increasing efficiency not only for MBS but also at an enterprise level by decreasing the number of redundant tests requested of the suppliers and by making the measurement data more widely available and accessible.

4.1. Standardized Tests and Metadata

The first step was to create a data template that captures the broadest array of possible test specifications with the smallest number of specified parameters (e.g., static, dynamic: min/max load, Hz, preload, etc.) (Fig. 10). This information should be clearly and easily communicated to suppliers in a package that maintains a record of the test component(s) and both the requested and actual test procedures. This template also helps to establish a minimal set of metadata to be captured and reported with every set of test results. The metadata aids in interpreting the data by having a record of the conditions under which the part data was recorded.

4.2. Standardized Workbook

The next step of this project was to create a template for exchanging the actual measurement

data between the OEM and suppliers (Fig. 11). This template is an extension of the Master Work Sheet and is extended to include the raw measurement data as well as functions for error-trapping and basic data confirmation, such as key reference data, plotting, rate calculations, and others.

Fig. 11 Detailed specifications in request sheet

5. Bushing Application Data Model

The ISO-22720 standards defined by ASAM-ODS describe the structure and rules for a relational data model for measurement data. ASAM was founded in December 1998 as an initiative of the German Car manufacturers Audi, BMW, Daimler, Porsche, and Volkswagen and is now in use at OEMs and suppliers globally. This standard was considered ideal for this project because it is hardware-, software-, and vendor-independent, and is supported by many of the largest and most common analysis software vendors. With the bushing test data templates matured and in frequent use by suppliers, the next step was to create a bushing-specific ADM.

5.1. Basis for Application Data Model

The purpose of this template is to set the basis for the development of a bushing-specific Application Data Model (ADM) that is used to form the basis of the database and Web interface to be used to exchange data with suppliers. Once the data is stored in the ADM, which is a customized version derived from the ASAM Open Data Services (ODS) base model, the data can be exchanged directly with the ODS database or exported into XML text files according to the ATF-XML standard.

5.2. Data Converter

Within ASAM ODS, there is defined a base model with a set of defined based elements and a set of base relations between them. An application model was developed specifically for bushings and specifies which elements and relations from the base model are actually in use (Fig. 12). The actual measured data is stored in data elements and related to test parameter elements (e.g., preload, duration, rate, etc.) as described in the Test Request Sheet. The Data Converter uses the application model to map the Excel data to an ODS ATFX file or ODS database.

The biggest challenge is to create the ADM and the

Fig. 10 Simple request form

applications necessary to interpret and verify the data in the spreadsheets. After these steps are achieved, it is much easier to store the data into an ATF/XML file or directly upload it to an ASAM database.

Figure 13 shows the overall bush data sharing flow. This process was created through discussion and understanding between suppliers, design engineers, and Information Technology (IT) engineers.

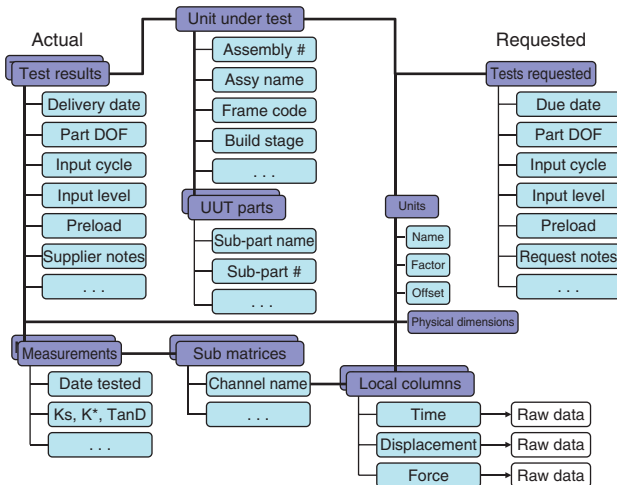


Fig. 12 Bushing application data model

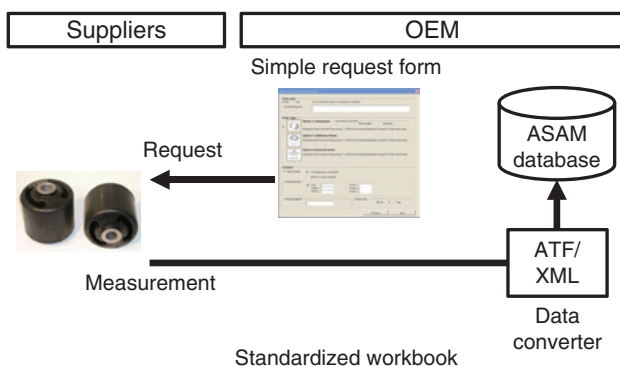


Fig. 13 Bush request flow

6. Case Study

The process described in this paper was tested with a suspension subsystem. The new rules and tools reduced data gathering time from one week to one day. Three suppliers who supported the direction towards standardization were introduced to the test data standard format. In total, the time to request, receive, and review the data was reduced.

7. Conclusion

Through this research, an effective MBS data sharing process was developed. The key items can be summarized as follows:

- (1) Standardized CAD properties and measurement data are important in reducing the MBS feedback time by allowing for automated data extraction and MBS model creation.
- (2) A flexible and extendable data format for non-

geometric data is necessary to accommodate future CAE methods.

- (3) While the initial trial and benefits were limited to suspension, it is clear that extending this process to the other parts and systems will further enhance the simulation-design development loop.

Finally, through this research, there were opportunities to meet with other OEMs to discuss their systems and methodologies related to MBS. This provided a better understanding of the different strategies and systems implemented across a range of OEMs' CAE maturity and scale.

References

- (1) Tsukagoshi, M., Shudo, T.: Analysis of Suspension Characteristics Considering the Elastic Deformation of Parts, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.1, p.195-202
- (2) Haga, H.: Evaluation of Road Load Simulation on Rough Road Using a Full Vehicle Model - Load Prediction for Durability Using a Tire Model -, JSAE Paper, No.123-07(20075868), p.21-24 (2007)
- (3) He, S., Singh, R.: Improved Estimation of Linear and Nonlinear Hydraulic Mount Models for Transient Responses, SAE Technical Paper, 2005-01-2411 (2005)
- (4) Diglio, P., Cibrario, V., Van J.: Accurate Harshness Modeling and Analysis Using Multi-Body CAE Models, JSAE Paper, No.74-05(20055476), p.9-14 (2005)

著者



Hideyuki YOSHIMOTO



Kyle PEARCE



Todd RODRICK



Bryan SLABACH



Charles GAGLIANO



Herman MERCADO-CORUJO



Dean TENER

複リンク式高膨張比エンジンにおける 慣性力の特徴とその低減

Research on Inertia Force Characteristics and Its Reduction in Extended Expansion Linkage Engine

直 江 学*
Gaku NAOE

徳 備 広 太*
Kota TOKUBI

渡 邊 生*
Sei WATANABE

要 旨

汎用エンジンの熱効率向上のため、圧縮比よりも膨張比を高める高膨張比サイクルを実現する機構として、複リンク機構を用いた高膨張比エンジン (EXlink エンジン) の研究をおこなった。試作した初期型 EXlink エンジンは同出力の従来型エンジンに対して汎用 EPA モード燃費が 13% 向上したものの、主運動部より生じる慣性力の最大値は従来型エンジンに対し 93% 増加した。これは初期型 EXlink エンジンの膨張行程中の最大ピストン加速度が、従来型エンジンに対し 2.7 倍であったことによる。

慣性力を低減するため、最大ピストン加速度を抑えた新たなリンク配置を検討した。膨張・排気行程にクランク角度を長く付与するリンクを構成することで、ピストン加速度が平滑化され、慣性力を低減できる。新設計のリンク配置では初期のリンク配置に対し計算上の最大ピストン加速度は 42%、慣性力の最大値は 61% 低減され、また実機試験においても所期の振動低減効果が確認された。

ABSTRACT

An extended expansion engine (EXlink engine) using a multiple linkage system was studied as a system that realizes an extended expansion thermal cycle that raises the expansion ratio higher than the compression ratio in order to enhance the thermal efficiency of a general-purpose engine. An initial prototype EXlink engine increased the EPA exhaust emission control operating mode fuel economy by 13% compared to a conventional engine with the same output, but the maximum value of the inertia force produced by the multiple linkage system also increased by 93% compared to the conventional engine. This is because the maximum piston acceleration during the expansion stroke of the initial EXlink engine is 2.7 times that of the conventional engine.

A new linkage layout that controls the maximum piston acceleration was investigated to reduce the inertia force. By using a linkage configuration that allots a longer crank angle to the expansion and exhaust strokes, the piston acceleration is smoothed, enabling reduction of the inertia force. Compared to the initial linkage layout, the newly designed linkage layout reduced the calculated maximum piston acceleration by 42% and the calculated maximum inertia force value by 61%, and the expected vibration reduction effects were also confirmed in actual engine tests.

1. はじめに

農業用あるいは建設機械に搭載される小型汎用エンジンは、作業負荷に応じた出力のエンジンが搭載されるため、中高負荷で使用されることが多い。地球温暖化や化石燃料の枯渇への懸念が高まる中、これら小型汎用エンジンの熱効率向上が求められている。しかし、小型汎用エンジンの多くは空冷であり、定置状態で使用されるため、圧縮比の増加はノッキングの発生を招き、単純な圧縮比増加による熱効率向上には限界がある。

筆者らは、小型汎用ガソリンエンジンの熱効率を向上する手法として、膨張比が圧縮比を上まわる高膨張比サイクル (アトキンソン・サイクル) に着目した。これを実現する手法として、Fig. 1 に示す複リンク系を用いたピストン機

* 汎用 R&D センター

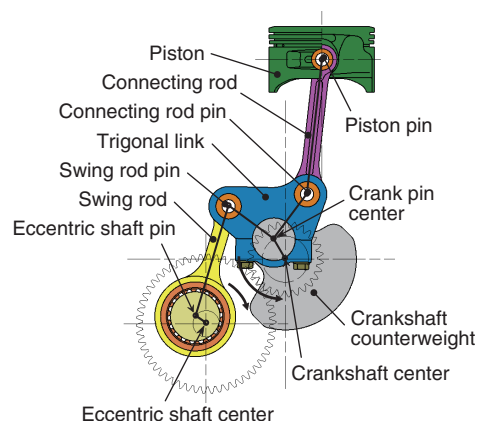


Fig. 1 Extended expansion linkage system (EXlink)

構 (EXlink) を利用することを提案した⁽¹⁾。本機構は Fig. 2 に示すように、吸気・圧縮行程長よりも膨張・排気行程長を長く設定することで、高膨張比サイクルを実現する。実際に試作したエンジンの運転試験によれば、EXlink エンジンのフリクションは従来型エンジンと同等であり、汎用 EPA エミッション規制モード⁽²⁾における燃費は従来型エンジンに対し 13% 向上した⁽³⁾。しかしながら初期型 EXlink エンジンの運転試験において、慣性加振力に由来する振動が、従来型エンジンに対し大きくなることが明らかになった。これは EXlink エンジンの機構が従来型エンジンと大きく異なることによる。

近年、四輪、二輪に限らず小型汎用エンジンを搭載した作業機械においても、エンジンの振動の低減に対するユーザの要望が高まっており、それを受けて作業機械の振動に関する規制が各国で試行されている⁽⁴⁾。よって EXlink エンジン実用化にあたり、エンジン振動の低減は重要な技術課題である。本稿では、新たなリンク配置による慣性加振力低減の方向性を数値計算によって示し、また実機運転試験によりその効果を検証する。

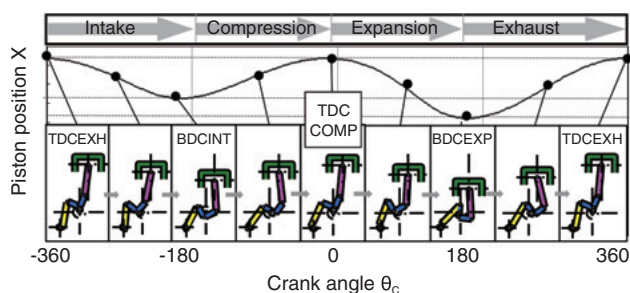


Fig. 2 Piston movement through one cycle

2. 慣性加振力の特性

2.1. 複リンク機構の動特性

本章では、複リンク式高膨張比エンジンの系全体の動特性を検討するために、これを構成する各部品の加速度および慣性力を定式化する。Fig. 3 に複リンク系の主要寸法を、Table 1 に先報⁽³⁾で提案した初期型 EXlink エンジンおよび比較用の従来型エンジンの諸元を示す。複リンク系の各部の状態量は、クランク角度を θ_c として次式で表される⁽¹⁾。

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

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

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

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

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

Table 1 Engine specifications

			EXlink engine	Conventional engine
Engine type			Air cooled, 4 stroke, single cylinder, horizontal shaft	
Bore		[mm]	64	68
Stroke	Intake /Compression	[mm]	42.1	45
	Expansion /Exhaust	[mm]	63.3	
Displacement	Intake /Compression	[cm³]	135.4	163.4
	Expansion /Exhaust	[cm³]	203.6	
Compression ratio			8.5	8.5
Expansion ratio			12.3	
Fuel			Gasoline	
Maximum power		[kW]	3.2	3.1
Valve mechanism			OHC	OHV

式 (5) はクランク軸によるエキセントリック軸の駆動を表し、ギヤによる 1/2 減速駆動では $\eta = -1/2$ を与える。これにより、クランク軸およびエキセントリック軸間に $\theta_c = 720^\circ$ を周期とする位相差が付与され、ピストン動作に各行程ごとの行程長差が生じる。適切な初期位相差 γ を

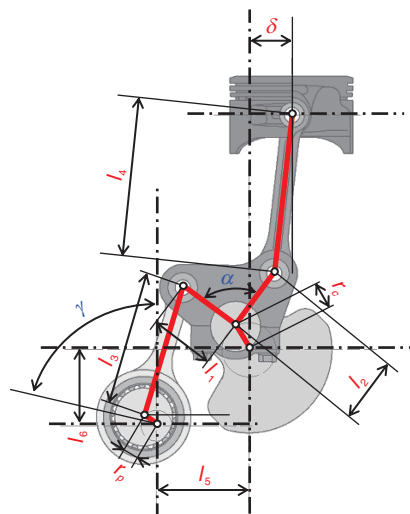


Fig. 3(a) Dimensional parameters of multiple linkage system

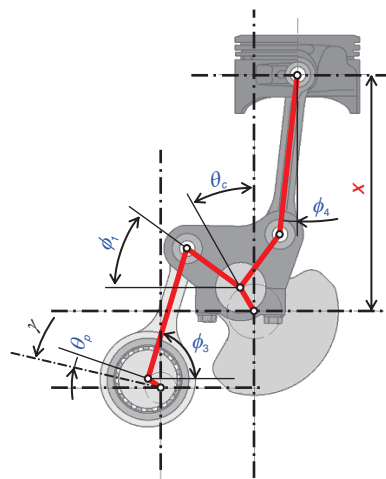


Fig. 3(b) Characteristic state quantities of multiple linkage system

Table 2 Equivalent mass of linkage system

Equivalent mass	Mass of component parts	Corresponding mass
m_1	Piston, Piston ring, Piston pin	Connecting rod (small end)
m_2	Connecting rod pin	Connecting rod (big end)
m_3	Crank pin	Trigonal link (m_{T3})
m_4	Swing rod pin	Trigonal link (m_{T4})
m_5	Eccentric shaft pin	Swing rod (big end)
m_6	Crankshaft counter weight	

与えることで圧縮上死点と吸排気上死点のピストン位置を同じとし、吸気・圧縮行程長よりも膨張・排気行程長が長く、圧縮比よりも膨張比が大きい高膨張比サイクルを得ることができる。

複リンクの各構成部品の加速度は、上の式(1)－(4)を時間に関して二階微分して得られる、下記の関係式を解くことにより求めることができる。

$$\begin{aligned} & \frac{d^2 x}{dt^2} + l_4 \left(\frac{d\phi_4}{dt} \right)^2 \cos \phi_4 + l_4 \frac{d^2 \phi_4}{dt^2} \sin \phi_4 \\ &= -l_2 \left(\frac{d\phi_1}{dt} \right)^2 \cos(\phi_1 + \alpha) - l_2 \frac{d^2 \phi_1}{dt^2} \sin(\phi_1 + \alpha) \\ &+ r_c \frac{d^2 \theta_c}{dt^2} \cos \theta_c - r_c \left(\frac{d\theta_c}{dt} \right)^2 \sin \theta_c \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} & r_c \frac{d^2 \theta_c}{dt^2} \sin \theta_c + r_c \left(\frac{d\theta_c}{dt} \right)^2 \cos \theta_c \\ &+ r_p \left(\frac{d\theta_p}{dt} \right)^2 \cos(\theta_p + \gamma) - r_p \frac{d^2 \theta_p}{dt^2} \cos(\theta_p + \gamma) \\ &= -l_1 \left(\frac{d\phi_1}{dt} \right)^2 \cos \phi_1 - l_1 \frac{d^2 \phi_1}{dt^2} \sin \phi_1 \\ &- l_3 \left(\frac{d\phi_3}{dt} \right)^2 \sin \phi_3 - l_3 \frac{d^2 \phi_3}{dt^2} \sin \phi_3 \end{aligned} \quad (7)$$

次に、複リンク系に作用する慣性力を評価する。対象の複リンク系全体を、複数の集中質量からなる系とみなすことで、系全体の慣性力を定式化する⁽⁵⁾。複リンク系を構成する各部品の重心位置および結節点への距離から、各部品の結節点における相当質量が算出でき、これを Fig. 4 および Table 2 に示す 6 点の集中質量に配分する。

これら質点の相当質量および、先に求めた各部品の加速度を乗算することで、各質点に作用する慣性力はクランク角度に対する関数として、下記のように表される。

$$\begin{aligned} Fix_k(\theta) &= -m_k \cdot Ax_k \\ Fiy_k(\theta) &= -m_k \cdot Ay_k \end{aligned} \quad (8)$$

また、その大きさは、次式にて与えられる。

$$Fi_k(\theta) = \sqrt{Fix_k(\theta)^2 + Fiy_k(\theta)^2} \quad (9)$$

以上により、複リンク系の動特性についての定式化が得られた。

2.2. 慣性加振力の特徴

系全体の慣性加振力の特徴を評価する指標として、下記の総和慣性力および最大総和慣性力の値を用いる。総和慣性力は、任意のクランク角度において、式(10)で与えられる各質点の慣性力を、成分ごとに系全体に対して加算したもので、下式の成分をもつベクトル量である。

$$\begin{aligned} Fix(\theta) &= \sum_k Fix_k(\theta) \\ Fiy(\theta) &= \sum_k Fiy_k(\theta) \end{aligned} \quad (10)$$

また、その大きさは下式で与えられる。

$$Fi(\theta) = \sqrt{Fix(\theta)^2 + Fiy(\theta)^2} \quad (11)$$

1 サイクル (720 degCA) 中における、 $Fi(\theta)$ の最大値を最大総和慣性力と呼ぶ。

総和慣性力は、エンジン回転数、系の寸法および各部品の質量によって決まり、クランク角度に対する変化を解析することで、系に生じる慣性加振力の大きさや特性を簡便に評価することができる。この値は従来型エンジンのピストン・クランク系に対しても定義することができる。

特性の比較に用いる従来型エンジンのカウンタウェイトは、上記の最大総和慣性力が計算上最小になる質量とした。供試エンジンにおいて、Fig. 5 で与えられるカウンタ

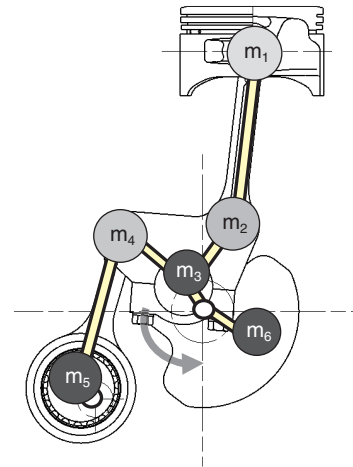


Fig. 4 Equivalent mass system

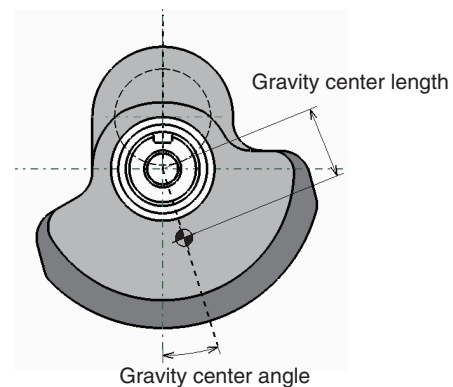


Fig. 5 Crankshaft gravity center position

ウェイト諸元を変化させた場合の最大総和慣性力の大きさを等高線に示し、Fig. 6に示す。供試エンジンのカウンタウェイトは、最大総和慣性力が計算上最小となる質量およびウェイト重心の位相とした。

Fig. 7は、クランク角に対する総和慣性力ベクトルを、クランク軸中心を原点とするベクトルで表わし、その先端の軌跡 (Local curve)を示したものである⁽⁶⁾。なお、エンジン回転数は、汎用エンジンで使用される頻度の高い3000 rpmとした。この図によると、供試エンジンの軌跡は、従来型エンジンに対し大きく異なる形状となると共に、最大総和慣性力は93%増加する結果となった。

次に、式(10)で与えられる供試エンジンの F_x (シリンダ軸)方向慣性力成分をクランク軸の回転数についてFFT分析し、Fig. 8の結果を得た。供試エンジンは従来のピストン・クランク機構では発生しない、クランク軸回転数に対する0.5次およびその倍数次数の慣性力成分を発生する。これは吸気・圧縮行程長と膨張・排気行程長が異なるため、

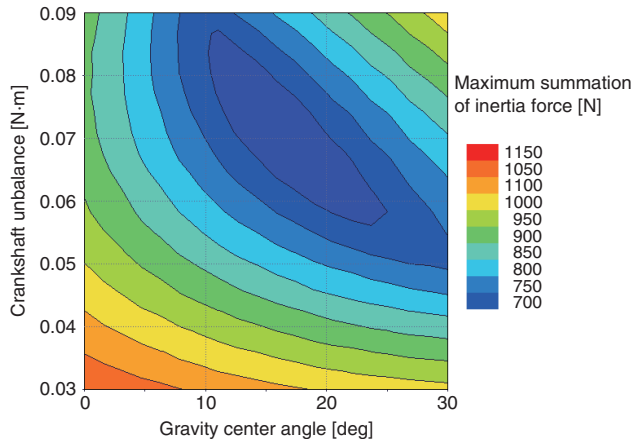


Fig. 6 Specification of counter weight and maximum summation of inertia force

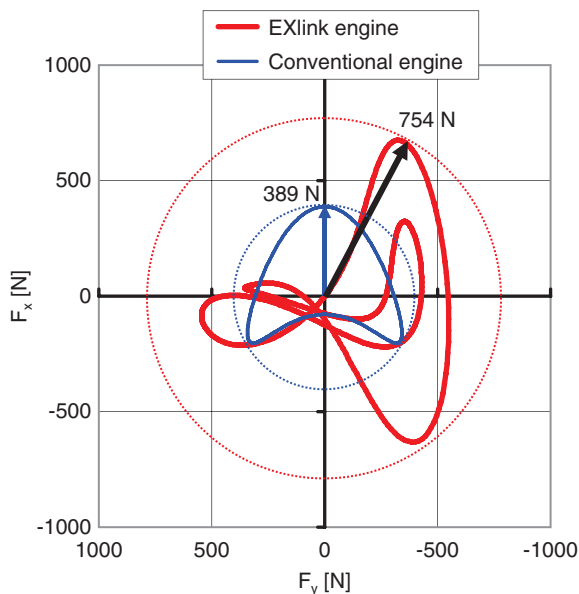


Fig. 7 Local curve

クランク軸2回転周期の慣性力成分が発生するためである。また、従来型エンジンに対し一次成分の低減がみられるものの、二次以降の高次成分のために、最大総和慣性力が増加することがわかった。このような特性は回転バランスなどの効果が得られにくくなるため、主要な次数に集約する方が望ましいと考えられる。

Fig. 9に、 F_x 方向総和慣性力から、2.5次以上の成分を質点ごとに分解し、高次の慣性力が高まるタイミングを分析した結果を示す。膨張行程から排気行程にかけて、三つの極大値および極小値が存在し、いずれも往復部慣性質量 m_1 の寄与が高いことがわかる。これはFig. 10に示す供試エンジンのピストン加速度がATDC90 degCA以降で急激に変化すること、および最大値が従来型エンジンの2.7倍となることが要因と推測される。供試エンジンのピストン加速度が過大となる理由として、複リンク機構の上下死点間隔が必ずしも180 degCAとはならず、非等長であることが挙げられる。供試エンジンの膨張行程期間は173 degCAであり、従来型エンジンの180 degCAに対し7 degCA短い。したがって供試エンジンでは、長い膨張行程長を短時間でピストンが移動することとなり、この結果最大加速度が大きくなるものと考えられる。

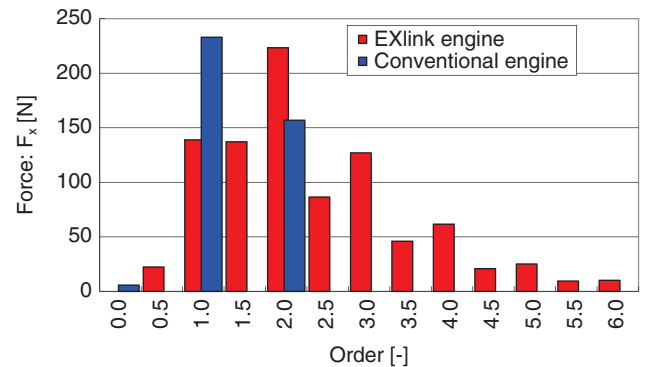


Fig. 8 FFT Analysis result (F_x)

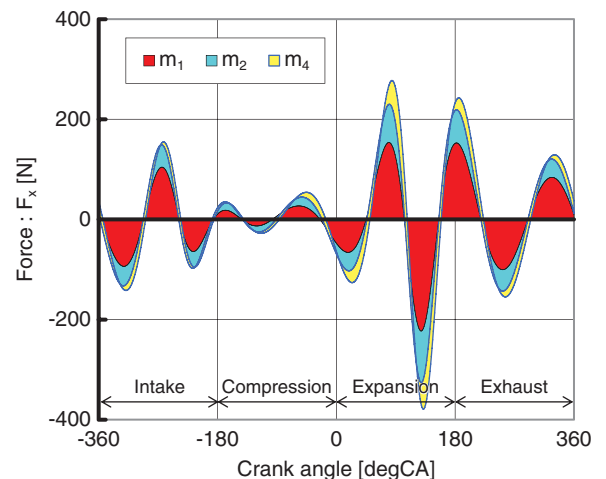


Fig. 9 Summation of inertia force for 2.5 th and higher orders (F_x)

この他、コンロッド大端部にあたる質点 m_2 の寄与も比較的高い。Fig. 11 に示すように、コンロッド大端部の運動軌跡は、シリンダ軸方向に長い長円形となる。このためピストンおよびコンロッドは、いずれもシリンダ軸方向の往復運動が主体となる。よって、 m_1 、 m_2 から発生する慣性力は、ピストンの加速度の影響が大きいと考えられる。

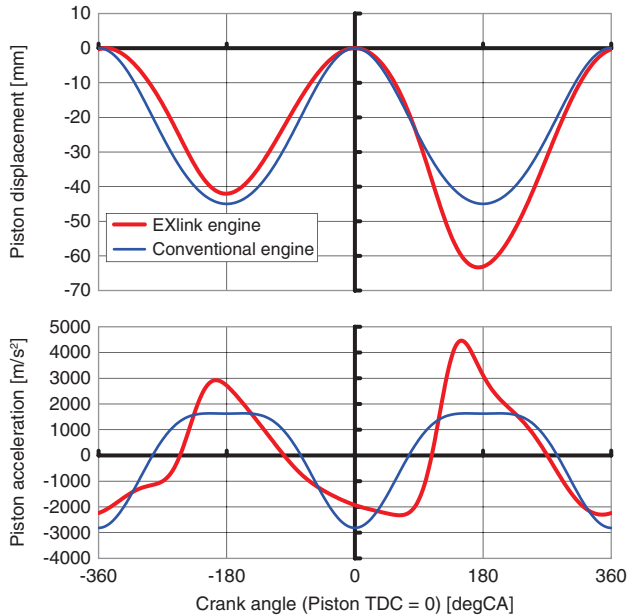


Fig. 10 Piston acceleration and displacement

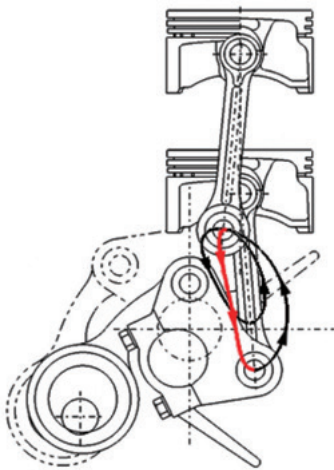


Fig. 11 Connecting rod behavior

3. 慣性加振力の低減

3.1. 新リンク配置によるピストン加速度の低減

我々は、先述した複リンク機構の上下死点間隔が非等長であることを利用して、ストロークの長い膨張・排気行程に、より長いクランク角度を付与することにより、ピストン加速度を低減することが可能ではないかと考えた。

Table 3 New and former linkage engine specifications

			Newly designed linkage engine		Former designed linkage engine
Maximum piston acceleration		[m/s²]	2575	-42%	4460
Maximum summation of inertia force		[N]	293	-61%	754
Expansion stroke term		[degCA]	190	10%	173
Bore		[mm]	64		
Stroke	Intake /Compression	[mm]	38.8	-8%	42.1
	Expansion /Exhaust	[mm]	55.7	-12%	63.3
Compression ratio			8.5	-	8.5
Expansion ratio			11.8	-4%	12.3

Fig. 12, Table 3 に、新設計されたリンク配置を示す。振動低減を目的としたこのリンク配置は、初期のリンク配置に対し吸気・圧縮行程長を -8%、膨張・排気行程長を -12% と、各行程長を短縮するとともに、行程長の長い膨張行程のクランク角度を 17 degCA 延伸し 190 degCA とした。3000 rpm における計算上のピストン加速度を Fig. 13 に示す。最大加速度は 2575 m/s² となり、初期のリンク配置に対し 42% 低減された。また、各行程におけるピストン加速度のピーク値の差異も抑制されており、行程ごとの往復部加速度が平滑化されていることがわかる。

新設計のリンク配置の総和慣性力を初期のリンク配置と比較し、Fig. 14 に示す。最大総和慣性力は 293 N となり、初期のリンク配置に対し 61% 低減された。総和慣性力のシリンダ軸方向成分 F_x を FFT 分析した結果を Fig. 15 に示す。新設計のリンク配置では初期のリンク配置のような膨張行程中の急激な加速度変化が解消されているため、二次以上の高次成分が低減されることがわかった。

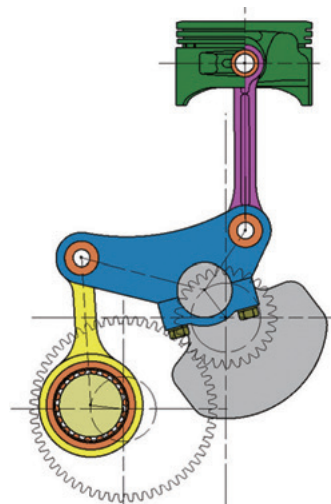


Fig. 12 Newly designed linkage system

3.2. 実機運転試験による効果検証

新設計のリンク配置による振動低減を確認するために、実機運転による振動を測定した。試験は、Fig. 16 に示すエンジンを、ラバーで介してつり上げる Free-Free 条件、無負荷運転とし、エンジン回転数は計算条件と同様の 3000 rpm とした。エンジン加速度の計測箇所は、Fig. 16 に示すように、エンジンの取り付け部に加速度センサを配置し、シリンダ軸方向成分を代表値とした。計測時間は 10 秒とし、クランク軸回転数に対する次数成分を FFT 分析により算出した。

実機運転試験結果を、Fig. 17 に示す。新設計のリンク配置における 1 次以上の成分の加速度は、初期のリンク配置に対しすべて減少し、オーバオール値では 43.5% 低減した。

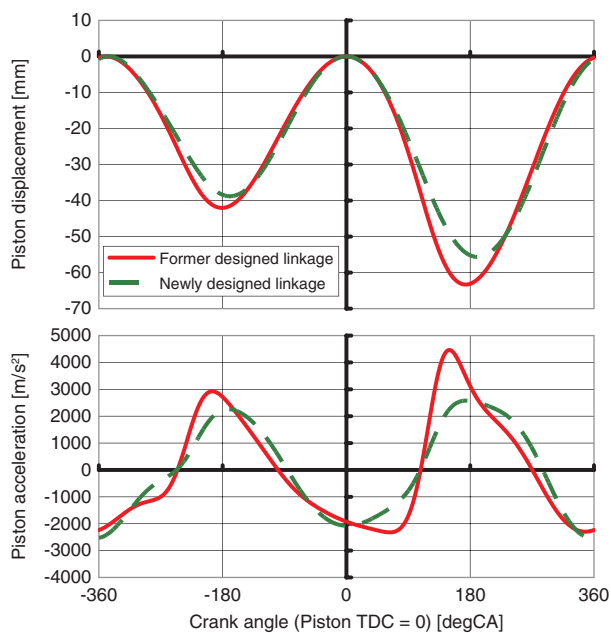


Fig. 13 Piston acceleration and displacement (New and former linkage system)

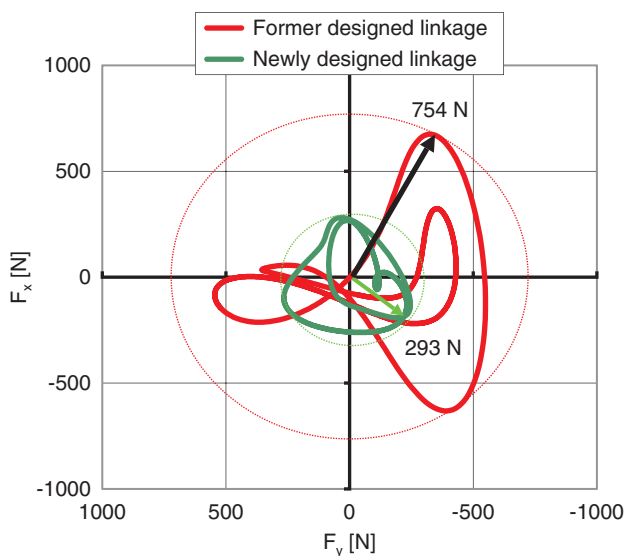


Fig. 14 Local curve (New and former linkage system)

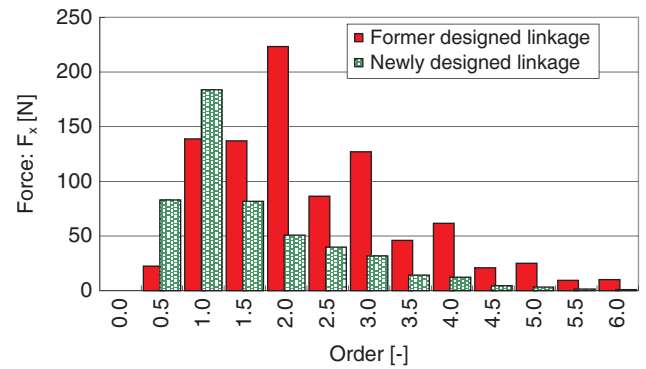


Fig. 15 Frequency characteristics

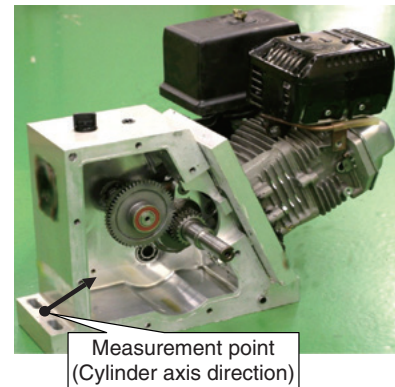


Fig. 16 Acceleration measurement point

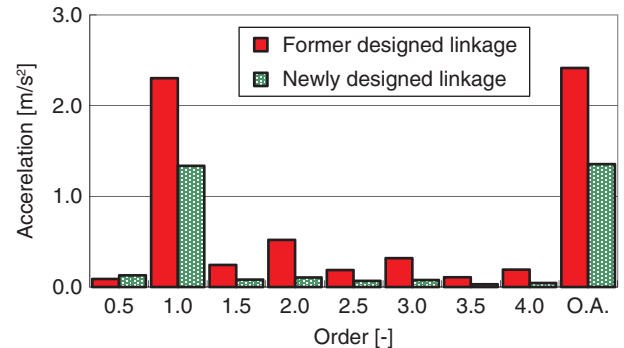


Fig. 17 Measurement results

4. 結論

複リンク式高膨張比エンジンの慣性加振力特性およびその低減手法について、以下の結論を得た。

- (1) 初期設計型の複リンク式高膨張比エンジンの最大総和慣性力は、同等出力の従来型エンジンに対し 93% 増加した。これは長い行程長をもつ膨張行程期間のクランク角度が 173 degCA と短く、膨張行程時の最大ピストン加速度が 2.7 倍となることによる。
- (2) ストロークの長い膨張・排気行程に対し、より長いクランク角度を付与することにより、計算上のピストン加速度の最大値を抑制し、行程ごとの加速度変化を平

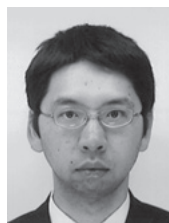
滑化することが可能である。

- (3) 上述の指針に基づき膨張行程の期間を 190 degCA とした新設計のリンク配置によれば、初期のリンク配置に対し計算上の最大ピストン加速度を 42%，最大総和慣性力を 61% 低減することができる。
- (4) 新設計のリンク配置による複リンク式高膨張比エンジンを試作し、実機運転をおこなった。シリンダ軸方向の加速度成分は初期のリンク配置に対し 43.5% の低減となり、上述の指針に基づくリンク設計が、振動低減につながる有効な手法であることを証した。

参考文献

- (1) 渡辺生，河野昌平，倉田真秀，古賀響：汎用高膨張エンジンの研究 ―複リンク機構の理論と熱効率の向上―，Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.81-87
- (2) Environmental Protection Agency: Title 40 CFR, Part 90, Subpart E, p.219-247(2000)
- (3) 古賀響，渡辺生：汎用高膨張比エンジンの研究 第二報 ―熱発生と正味性能―，Honda R&D Technical Review, Vol.19, No.1, p.52-58
- (4) 2002/44/EC, Official Journal of the European Communities: L177/13
- (5) Naoe, G., Watanabe, S.: Research on Extended Expansion General-Purpose Engine -Characteristic of Vibration-, SAE Paper, 2008-32-0012(2008)
- (6) Basshuysen, R. V., et al; Modern Engine technology from A to Z, SAE International p.42(2007)

■ 著 者 ■



直 江 学



徳 備 広 太



渡 邊 生

短時間フーリエ変換法を用いたパターン認識による ノッキング検知ロジックの構築

Construction of Knock Detection Logic by Pattern Recognition Using Short-time Fourier Transform

秋 元 賢 治*
Kenji AKIMOTO

小 松 弘 崇*
Hirotaka KOMATSU

倉 内 淳 史*
Atsushi KURAUCHI

要 旨

ノッキングとメカニカルノイズの判別手法の改善のために、両者の周波数減衰特性の違いに着目した。この特性を解析する手法として、周波数の時間的変化をとらえることのできる短時間フーリエ変換法 (Short Time Fourier Transform: STFT) の検討をおこなった。ノッキングの振動継続時間はクランクアングルで 80-90 deg となり、複数発生する振動モードの周波数は時間経過とともに低下し、高周波数の振動モードの減衰が大きく、最終的に 1, 0 モードのみが残る。メカニカルノイズは発生周波数帯が広く、減衰が速い。以上の結果を検討し、周波数の減衰をとらえるため時間の概念を導入し、パターン認識でノッキングの判定をおこなうノッキング検知ロジックを構築することで、ノッキングとメカニカルノイズのタイミングと周波数が一致する場合であっても、高精度な判別が可能となった。その結果、従来の発生周波数の強度で判定するノッキング検知システムに対して、メカニカルノイズの発生時においてもシステムが安定的に機能するロバスト性の向上の達成が可能となった。これにより、従来よりもノッキング判定しきい値を下げて設定することが可能となり、ノッキング音の低減に寄与できることとなった。

ABSTRACT

The project discussed in this paper focused on the frequency attenuation characteristic of knock and mechanical noise in order to develop a more accurate method of distinguishing between the two phenomena. Short-time Fourier transform (STFT), which makes it possible to identify changes in frequency over time, was studied as a method of analyzing this characteristic. The duration of knocking is 80-90 deg in terms of crank angle. The frequencies of the multiple vibration modes that knock generates decline as time elapses, with attenuation greater in the high-frequency vibration modes, until finally only the 1, 0th mode remains. Mechanical noise occurs over a wide frequency band, and its attenuation is rapid. Based on these results, the concept of time was introduced in order to help enable the attenuation of the frequencies to be identified, and a knock detection logic that judges knock on the basis of pattern recognition was developed. This logic is able to distinguish knock and mechanical noise with a high degree of accuracy even when the timing and frequency of the two phenomena match. As a result, it has been possible to increase robustness in relation to mechanical noise in comparison to conventional knock detection systems that judge knock based on the intensity of the frequency at which it occurs, helping to ensure stable functioning of the system even when mechanical noise occurs. This has made it possible to set the threshold value for judgment of knock lower than is the case in conventional systems, contributing to the reduction of knock noise.

1. まえがき

近年、ガソリンエンジンにおいては、燃費向上のため高圧縮比化が進みノッキング領域が広がると同時に、多様なデバイスが使用されるようになってきている。これらの多くはメカニカルノイズを伴うため、振動センサを用いた

ノッキング検知システムには高精度なメカニカルノイズ判別手法が要求されている。従来のノッキング検知システムは、メカニカルノイズとノッキングの周波数と強度、タイミングが一致した場合、両者の判別が困難になるという課題が残されていた。この対応としてノッキングを解析した研究⁽¹⁾⁻⁽⁷⁾は多くみられるが、これまでのノッキング検知

*四輪 R&D センター

システムは、メカニカルノイズの影響を回避するように検出区間を限定する手法⁽⁸⁾や、ノッキングの無い状態の移動平均との偏差で判定する非ノッキング信号ベースの手法、統計的手法⁽⁹⁾やセンサ出力変化の傾向を利用する手法⁽¹⁰⁾などで対応してきた。しかし、バルブ着座ノイズに代表される多様なデバイスのメカニカルノイズは、さまざまな周波数や強度、タイミングを有するため、従来の手法でノッキングを検知することが困難になっている。

本稿では、ノッキングとメカニカルノイズの判別手法の改善を目的として、新たに時間の概念を導入しパターン認識を採用したノッキング検知ロジックの概要とその検知精度向上手法、および実機での確認結果について報告する。

2. ノッキング検知の課題

Fig. 1 にノッキング発生時とメカニカルノイズ発生時の非共振ノッキングセンサ出力を高速フーリエ変換の処理をし、周波数とスペクトル強度の特性を比較した結果を示す。グラフの丸く囲まれた部分のように、ノッキングとメカニカルノイズの周波数とスペクトル強度が一致するものが同一タイミングで発生した場合、従来のバンドパスフィルタ式ロジックでは両者の判別が不可能となる。したがって、周波数とスペクトル強度の一致でノッキング判定を実施するのではなく、他の手法を用いてノッキング検知ロジックを構成する必要がある。

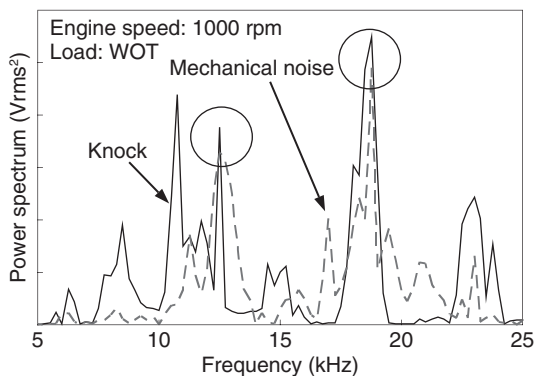


Fig. 1 Comparison of FFT processing results for knock and mechanical noise

3. ノッキングとメカニカルノイズの特性

ノッキングとメカニカルノイズの判別手法の改善のために、両者の周波数減衰特性の違いに着目した。この特性を解析する手法として、周波数の時間的変化をとらえることのできる短時間フーリエ変換法 (Short Time Fourier Transform: STFT) の検討をおこなった。ノッキングとメカニカルノイズ発生時の非共振ノッキングセンサ出力を STFT 処理し解析をおこなった結果、両者の差異を明確にすることが可能となった。以下にそれぞれの解析結果を述べる。

Table 1 Comparison of knock vibration duration for three different types of engine

Engine specifications	Displacement (cm³)	1,339	1,799	2,354
	Bore x Stroke (mm)	73 x 80	81 x 87.3	87 x 99
Engine speed (rpm)	Intake manifold pressure (kPa (G))	Knock vibration duration (deg)		
1000	0 (WOT*)	95	82	90
	-20	90	85	92
2000	0 (WOT)	92	80	84
	-20	90	85	90
3000	0 (WOT)	89	90	91
	-20	89	83	89

* Wide-Open Throttle

3.1. ノッキング解析結果

3.1.1. ノッキングの振動継続時間

Fig. 2 にノッキング発生時の非共振ノッキングセンサ出力を示す。このようにノッキング波形は、時間の経過に従って徐々に振幅が減少する。Fig. 3 にノッキング発生時の非共振ノッキングセンサ出力に STFT 処理した結果を示す。図の X 軸はクランクアングル、Y 軸は周波数を示す。スペクトル強度は色の濃淡で表され、濃度の濃いほうはスペクトル強度が強いことを示す。

Fig. 3 より、ノッキング振動はノッキング発生開始点から約 90 deg ATDC まで継続していることがわかる。これはノッキングの圧力波によって気柱振動を繰り返していることが原因であると考えられる。Table 1 に排気量の異なるエンジンで計測したノッキングの振動継続時間をクランクアングルで示して比較したものを示す。ノッキングの振動は排気量や負荷に関係なく、ノッキング発生開始点から約 80-90 deg の間、継続するということが明らかとなった。

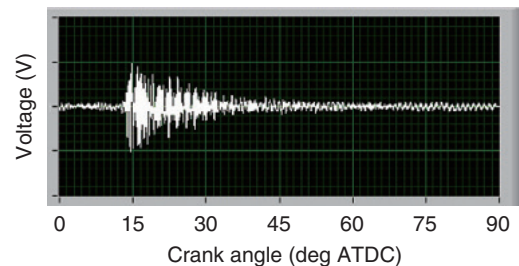


Fig. 2 Non-resonance knock sensor output when knock occurs

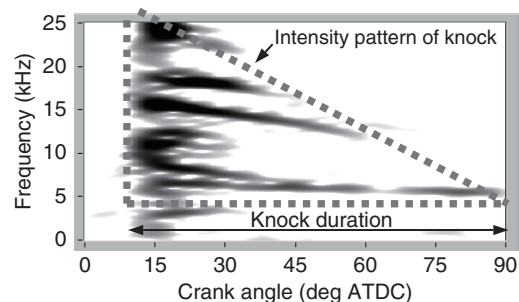


Fig. 3 STFT results when knock occurs

3.1.2. 振動モードの周波数低下現象

Fig. 4 にノッキングによって発生する筒内の振動モードを示す。式 (1) にドレーパの式⁽¹¹⁾を示す。Fig. 5 にノッキング発生時の非共振ノッキングセンサ出力を STFT 処理した結果と、式 (1) より算出した周波数 (破線) を示す。Fig. 5 は、ノッキング発生時の非共振センサ出力を STFT 処理した結果、Fig. 4 に示した複数の振動モードが発生していることを示している。Fig. 5 のノッキング発生時の音速は筒内圧力から状態方程式で算出したところ約 1000 m/sec である。この値から式 (1) より各振動モードの周波数を求めた結果を Table 2 に示す。Table 2 に示した各振動モードの周波数は、Fig. 5 のノッキング発生時の STFT 処理結果の周波数と高い相関関係があることがわかる。また、STFT 結果の各振動モードの周波数は、膨張行程の進行と共に低下する傾向を示している。これは式 (1) より、音速が低下することにより各振動モードの周波数が低下したと推察した。そこで、膨張行程中の指圧センサ出力から音速を求め、式 (1) より周波数を算出したところ、STFT 結果と同様の傾向を示すことがわかった。以上の結果より、膨張行程の進行と共に音速が低下するため、ノッキングにより発生した複数の振動モードの周波数は低下する特徴を持つと判断した。

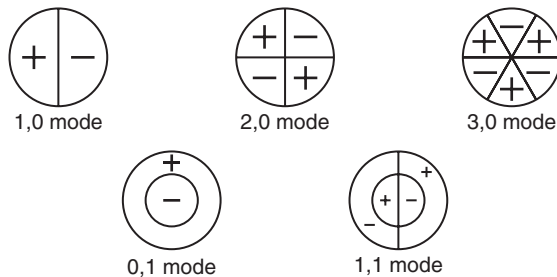


Fig. 4 In-cylinder vibration modes

$$f_{m,n} = \beta_{m,n} \frac{C}{\pi D} \quad (1)$$

ここで、

$f_{m,n}$: Frequency

$\beta_{m,n}$: Vibration mode coefficient

C : Speed of sound

D : Bore

である。

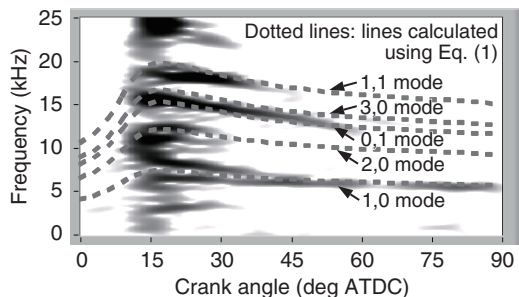


Fig. 5 Comparison of STFT results and curves calculated using Draper's equation

Table 2 Vibration mode frequencies immediately after knock occurs

Calculation condition: C=1000 m/sec D=87 mm					
	1,0 mode	2,0 mode	0,1 mode	3,0 mode	1,1 mode
Frequency (kHz)	6.8	11.3	14.2	15.6	19.8

3.1.3. 各振動モードの減衰特性

各振動モードの周波数は膨張行程進行と共に減衰し、クランクアングル 90 deg 付近まで残るのは 1,0 モードのみである。これは高周波数の振動モードの圧力波が、シリンダ内での反射や干渉によって波形合成され、減衰したためと考えられる。

3.2. メカニカルノイズ解析結果

多くのメカニカルノイズは、打撃が主要因である。代表的なものとして、吸気バルブと排気バルブが閉じる際に発生するバルブ着座ノイズがある。Fig. 6 にバルブ着座時の非共振ノッキングセンサ出力を示す。また、Fig. 7 にバルブ着座ノイズの STFT 処理結果を示す。バルブ着座ノイズは幅広い周波数帯で発生していることがわかる。バルブ着座ノイズは減衰が速く、振動継続時間は前述したノッキングの約 5 分の 1 程度である。これはバルブ着座ノイズの振動源であるバルブの閉弁が、動弁系機構によって強制的に収束させられているためである。このため、バルブタイミング連続可変機構の作動により、バルブ着座ノイズの発生位置に変化が生じてても、この特徴に変化はない。

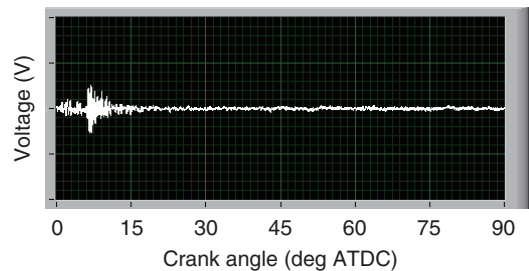


Fig. 6 Non-resonance knock sensor output when valve-seating noise occurs

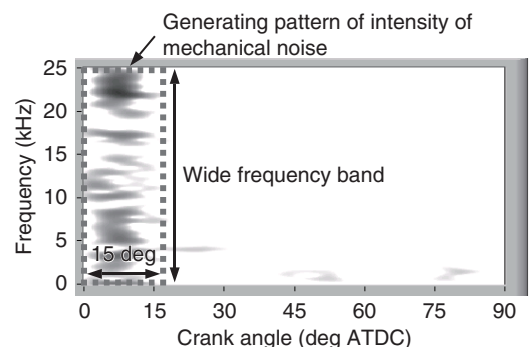


Fig. 7 STFT processing results for valve-seating noise

4. ノッキングとメカニカルノイズの判別手法

ノッキングとメカニカルノイズの特徴をもとに、周波数の減衰をとらえるため時間の概念を導入し、パターン認識でノッキングの判定をおこなう新しいノッキング検知ロジックを構築した。

Fig. 3 で示すように、ノッキング発生時の STFT 結果は、高周波数の減衰が大きく 1,0 モードがクランクアングルで 90 deg 程度の継続時間を有するため、三角形のようなスペクトル強度分布となる。また、Fig. 7 より、メカニカルノイズ発生時の STFT 結果は、幅広い周波数帯を有し、スペクトル強度の減衰が速いことから、長方形のようなスペクトル強度分布となる。以上の結果より、STFT 結果におけるノッキングやメカニカルノイズのスペクトル強度分布をパターン化し、その違いによって両者を判別することが可能であると考えた。Fig. 8 にノッキングとメカニカルノイズのスペクトル強度分布をパターン化した模式図を示す。

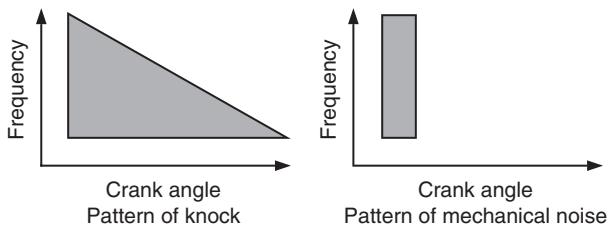


Fig. 8 Knock and mechanical noise intensity patterns

5. ノッキング検知ロジック

Fig. 9 に STFT ノッキング検知ロジック (STFT ロジック) の処理順序を示す。

(1) ノッキングセンサ出力に時間の概念を導入するため STFT 処理をし、(2) 周波数とクランクアングルのマップに格納する。(3) ここからノイズ成分を除去してノッキングのみを表すマップとした後、(4) ノッキング判定しきい値と比較して二値化処理する。(5) ノッキングのパターンと比較し、相関性が 50% 以上でノッキングと判定する。(6) ノッキング判定をした場合は適合率に応じて点火時期リタードを実行し、(7) ノッキングと判定されない場合にはメカニカルノイズを学習し、次サイクルで使用する。以下に各処理の詳細を説明する。

5.1. STFT 処理

ノッキングが発生する 12-78 deg ATDC の区間の非共振ノッキングセンサ出力に、STFT 処理を実行する。解析する周波数からサンプリング定理より、サンプリングは 50 kHz 以上とし、1 kHz ごとの周波数解析を実行する

ため時定数を 1 msec に設定して、6 deg ごとに周波数成分を算出する。この STFT 処理結果は Fig. 10 に示す、周波数を 5-23 kHz を 6 のグループに、クランクアングルを 12-78 deg を 6 deg ずつの 11 のグループに分けた 66 個のマスキュラからなる STFT マップに格納する。また、ノッキングのスペクトル強度分布をパターン化したものをマスタマップと呼称し、Fig. 10 に網かけ部分で示す。マスタマップ内の数値は後述するノッキング判定しきい値の持ち上げ係数を示している。

5.2. 振動モード抽出

時間の進行と共に低下する振動モードの周波数をとらえるため、1 kHz ごとに算出された STFT 処理結果に対し、Fig. 10 の STFT マップに示すように周波数をグループ分けし、各グループで最大値となるスペクトル強度を選別する。この処理を実施することで、ノッキングによって発生した各振動モードの周波数の低下現象をとらえることができる。算出した結果を最大値マップと呼称する。

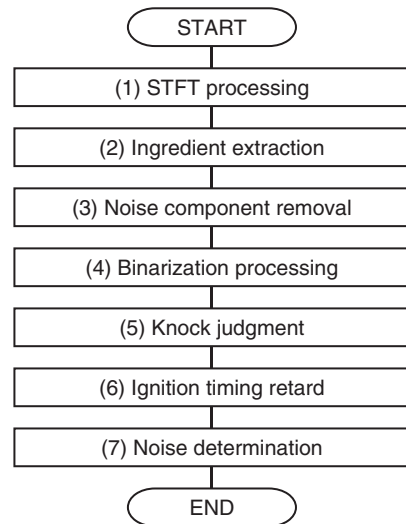


Fig. 9 Knock detection logic processing flow

		Crank angle (deg ATDC)										
		12	18	24	30	36	42	48	54	60	66	72
Frequency band (kHz)	20 - 23	1	1									
	17 - 19	1	1	1								
	14 - 16	1	1	1	1							
	11 - 13	1	1	1	1	1						
	8 - 10	1.25	1.5	2	2	1.5	1.25					
	5 - 7	1.25	1.5	2	2	1.5	1.25	1	1	1	1	1

Master map

Numbers in the master map show coefficient of boosting knock judgment threshold value

Fig. 10 STFT map, master map, coefficient of boosting knock judgment threshold value

5.3. ノイズ成分除去

ノッキングと判定されない場合に、あらかじめ連続的に発生するメカニカルノイズを学習してノイズ学習マップとし、各格子点で最大値マップとの差分を算出する。この処理によりノッキングのみを表すマップとなり、これを強度分布マップと呼称する。

5.4. 二値化処理

強度分布マップの値をノッキング判定しきい値と比較して、その値がノッキング判定しきい値以上の場合は[1]、小さい場合は[0]と変換する。この処理を実施することで、強度分布マップは強度発生パターンを示すマップに変換される。これをパターンマップと呼称する。

Fig. 11 にノッキング判定しきい値を示す。ノッキング判定しきい値はトレースノッキングで検知できる値に設定する。また、マスタマップの中でノッキング発生時に強度の強くなる周波数帯や、ノッキングの減衰特性を考慮し、Fig. 10 に示すノッキング判定しきい値の持ち上げ係数をかけることにより、部分的なノッキング判定しきい値の持ち上げをおこなっている。これにより、メカニカルノイズの発生時においてもシステムが安定的に機能するロバスト性の向上を図っている。ほかにも、低水温時にはピストンスラップをはじめとする不連続なメカニカルノイズが発生するため、ノッキング判定しきい値を持ち上げ、低水温時のメカニカルノイズに対するロバスト性を向上させている。

5.5. ノッキング判定

二値化処理にて算出されたパターンマップの強度発生パターンと、あらかじめ規定したノッキングの強度発生パターンとを比較し、相関性を算出する。算出した値を適合率と呼ぶ。適合率 50% 以上でノッキングと判定させている。

ノッキングの発生タイミングは点火時期や燃焼速度によって変化する。Fig. 10 では、マスタマップは 12 deg より始まっているが、点火時期、排気再循環 (EGR) によってマスタマップの開始位置を調整している。Fig. 12 に点火時期、EGR とマスタマップ開始位置の関係を示す。

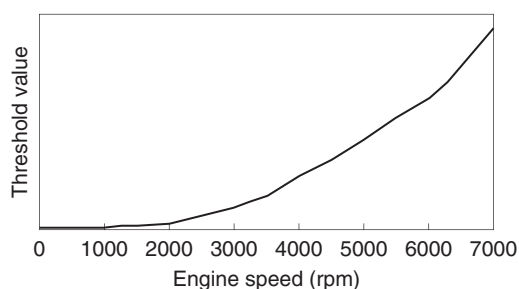


Fig. 11 Knock judgment threshold value

5.6. 点火時期リタードの実施

ノッキングと判定された後、ノッキング強度を示す適合率に応じて、必要最小限の点火時期リタードを実施する。Fig. 13 に適合率と点火時期リタード量の関係を示す。従来のシステムではノッキングと判定すると一定量リタードしていたが、本システムでは適合率に応じて最適リタード量を規定する。これにより、過度なりタードやリタード不足がなくなり、燃費を低下させることなく、ノッキング音の低減を図っている。

5.7. ノイズ学習

メカニカルノイズの代表的なものとしてバルブ着座ノイズがあるが発生頻度が高く、またバルブ本体の質量やバルブスプリングのばね定数でエネルギーが決まるため安定している。ノッキングと判定されない場合は、各格子点にて連続的に発生するメカニカルノイズの学習をして、次サイクルのノイズ学習マップとして使用する。ノイズ学習マップはエンジン回転数変化の補正をおこない、過去値との加重平均にて算出する。

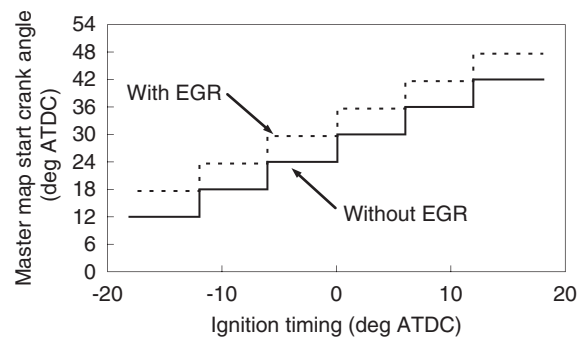


Fig. 12 Start timing of master map

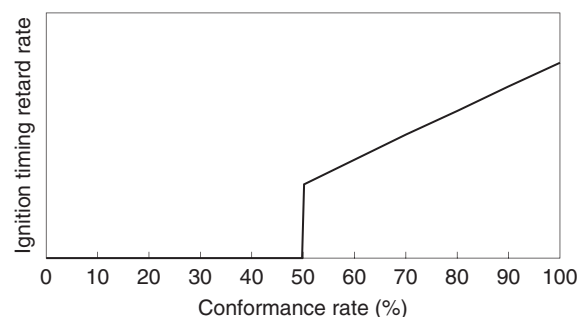


Fig. 13 Knock retard for conformance rate

6. STFT ロジックの検証

6.1. 供試エンジン

供試エンジンには、バルブタイミングリフト可変機構 (VTEC) および吸気弁用カムシャフトに連続可変バルブタイミングコントロールを備える 2.4L DOHC-VTEC-L4 エ

Table 3 Engine specifications

Cylinder configuration	In-line 4-cylinder
Bore x Stroke (mm)	87 x 99
Displacement (cm ³)	2354
Compression ratio	10.5
Valve train	DOHC (inlet: valve timing control)
Number of valves	4 valves / cylinder
Fuel injection system	Port injection

Table 4 Operating conditions

Engine speed (rpm)	Intake manifold pressure (kPa (G))
1000	-20
1000	0 (WOT)
3000	-20
3000	0 (WOT)
6000	-20
6000	0 (WOT)

ンジンを使用した。エンジンの諸元を Table 3 に示す。

6.2. ノッキング検出時の STFT ロジックの確認

Table 4 に本テストのエンジン回転数と負荷の条件を示す。STFT ロジックの動作確認として、各テスト条件で、ノッキングが発生したサイクルの STFT ロジックの結果を解析した。

Fig. 14 にノッキングが発生した際の STFT 処理結果を示す。図の X 軸はクランクアングル、Y 軸は周波数を示す。スペクトル強度は色の濃淡で表され、濃度の薄い方がスペクトル強度が強いことを示す。

Fig. 14 の白い部分がノッキングによるスペクトル強度であり、Fig. 5 で示した結果と同様のノッキングの各振動モードの発生、およびその周波数低下を確認することができる。また、膨張行程の進行と共に高周波数の振動モードの減衰がより大きいという特徴も示していることがわかる。この結果より、STFT ロジックがノッキングの特徴を捉えていると判断した。Fig. 14 の STFT 処理結果より STFT ロジックが算出した強度分布マップを Fig. 15 に示

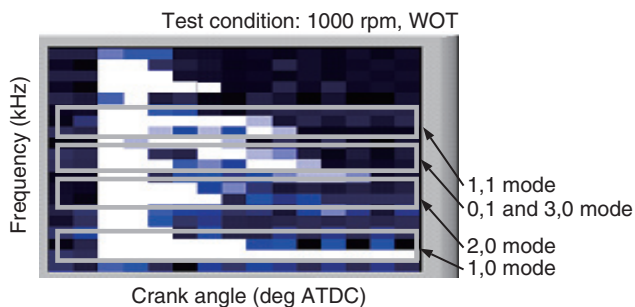


Fig. 14 STFT calculation results

す。算出された強度分布マップは、Fig. 14 の STFT 算出結果から、時間方向で低下するノッキングの振動モードを抽出できていることがわかる。Fig. 16 に、ノッキング発生時のパターンマップ算出結果を示す。ノッキング発生時の強度分布マップは二値化処理され、Fig. 8 に示すノッキングの特徴を有したパターンに変換されている。Fig. 16 の適合率を算出すると 93% となり、適合率 50% を超えノッキングと判定される。以上の結果から、STFT ロジックにより、ノッキングのパターン化が正常におこなわれていると判断した。

6.3. ノッキング検知精度の検証

エンジンに指圧センサを設置し、STFT ロジックの検知精度を指圧センサ出力と比較して検証した。指圧センサ出力のノッキング判定は、指圧センサ出力をバンドパスフィルタ (5 kHz-10 kHz) にて処理し、算出された値をノッキング判定しきい値と比較する手法を用いた。Fig. 17 に計測システムの構成を示す。

Fig. 18 に、ノッキングがほぼ連続的に発生している条件での指圧センサによるノッキング出力と、STFT ロジックによって算出された適合率のタイムチャートを示す。いずれのノッキング検知ロジックも、同一のサイクルでノッキ

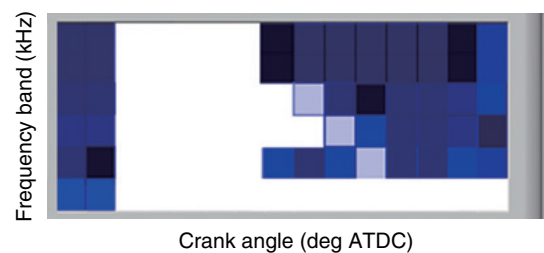


Fig. 15 Knock energy calculation results

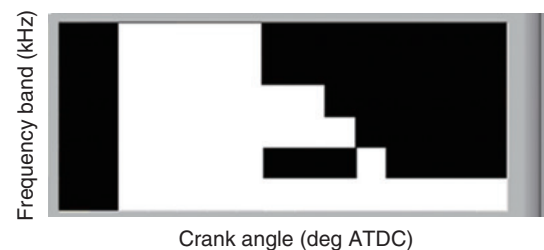


Fig. 16 Pattern map calculation results when knock occurs

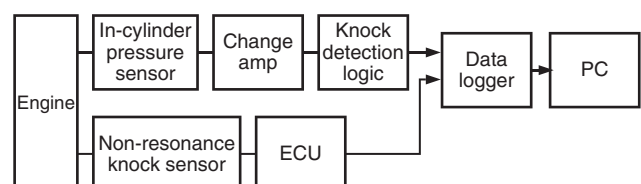


Fig. 17 Measuring system configuration

Table 5 Comparison of knock detection logic detection count for varying conditions

Engine speed (rpm)	Intake manifold pressure (kPa (G))	Number of times of knock detection in 50 cycles	
		STFT logic	In-cylinder pressure logic
1000	-20	6	6
1000	WOT	8	8
3000	-20	8	8
3000	WOT	7	7
6000	-20	11	11
6000	WOT	8	8

ングを検知していることが確認できる。Table 5 に異なるエンジン回転数と負荷条件における、各ロジックでのノッキング検知回数を示す。異なるエンジン回転数、負荷条件においても、両者のノッキング検知ロジックは同等の検知性能を示した。したがって、STFT ロジックは、ノッキングを正常に検知できていると判断した。

6.4. メカニカルノイズに対するロバスト性の確認

STFT ロジックの、メカニカルノイズの発生した場合においてもシステムが安定的に機能するロバスト性を検証するため、ノッキング検知ゲート内にバルブ着座ノイズを発生させ、ノッキング検知を実施した。

Fig. 19 の上のグラフに、バンドパスフィルタ式ロジックのノッキング出力とノッキング判定しきい値を示す。また、Fig. 19 下のグラフに STFT ロジックの適合率およびノッキングと判定する適合率 50% の値を示す。

バンドパスフィルタ式ロジックでは、バルブ着座ノイズがノッキング検知ゲート内に発生すると、非発生時に対してノッキング出力が増加し、ノッキング判定しきい値を超

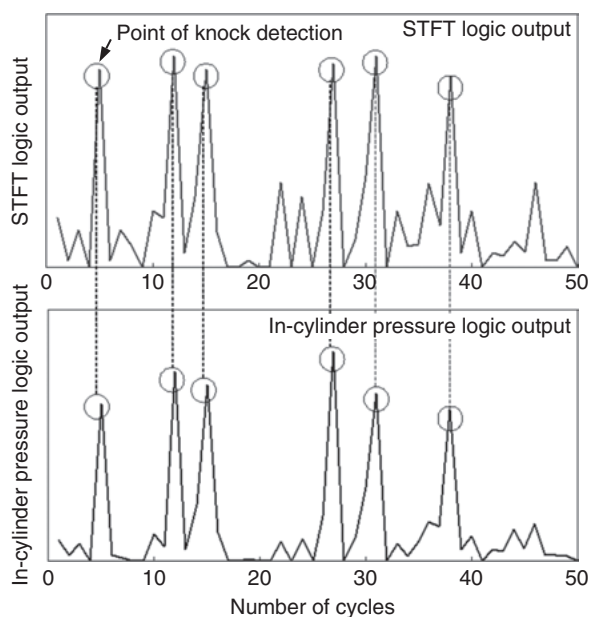


Fig. 18 Comparison of in-cylinder pressure sensor knock output and conformance rate

える点が発生している。これは、バンドパスフィルタ式ロジックが、メカニカルノイズをノッキングと誤判定していることを示している。一方、STFT ロジックは、バルブ着座ノイズがノッキング検知ゲート内に発生しても適合率の大幅な上昇は無く、メカニカルノイズをノッキングとして誤判定していないことがわかる。

Fig. 20 にバルブ着座ノイズ発生時に STFT ロジックが算出したパターンマップを示す。バルブ着座ノイズは、STFT ロジックにより、幅広い周波数帯をもったパターンを示していることがわかる。ノッキングは Fig. 16 で示すパターンであるのに対して、バルブ着座ノイズのパターンは明らかに異なる。したがって、STFT ロジックでは、適合率が上昇することなく、ノッキング誤判定に至らなかった。以上の結果から、STFT ロジックは、パターン化処理を実施することで、従来の発生周波数の強度で判定するノッキング検知システムに対して、メカニカルノイズに対するロバスト性を有していると判断する。

以上により、ノッキングとメカニカルノイズのタイミングと周波数が一致する場合であっても高精度に判別できていることが確認できた。また、メカニカルノイズに対するロバスト性の向上により、従来よりもノッキング判定しきい値を下げて設定することが可能となり、ノッキング音の低減に寄与できることとなった。

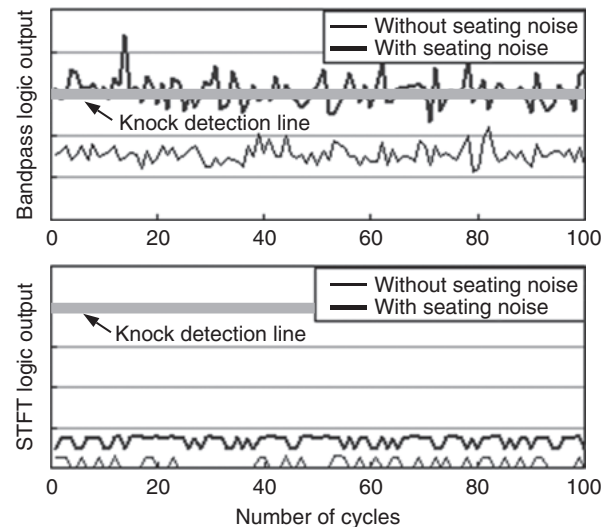


Fig. 19 Knock judgment output results for each logic when seating noise occurs

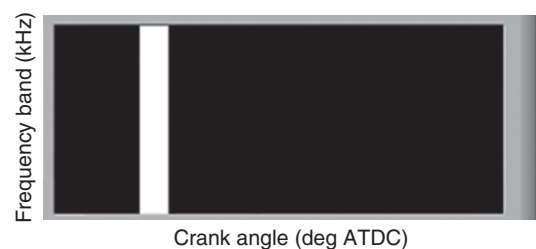


Fig. 20 Pattern map when valve-seating noise occurs

7. まとめ

ノッキングとメカニカルノイズを高精度に判別するノッキング検知ロジックを構築した。その結果を述べる。

- (1) STFT を用いて周波数の減衰をとらえるため時間の概念を導入し、パターン認識でノッキングの判定をおこなうノッキング検知ロジックを構築することで、ノッキングとメカニカルノイズのタイミングと周波数が一致する場合であっても高精度な判別が可能となり、従来の発生周波数の強度で判定するノッキング検知システムに対して、メカニカルノイズに対するロバスト性の向上の達成が可能となった。
- (2) メカニカルノイズに対するロバスト性の向上により、従来よりもノッキング判定しきい値を下げて設定することが可能となり、ノッキング音の低減に寄与できることとなった。

参考文献

- (1) Zadnik, M., Vincent, F., Vingerhoeds, R., Galtier, F.: SI Engine Knock Detection Method Robust to Resonance Frequency Changes, SAE Paper, 2007-24-0054(2007)
- (2) Lonari, Y., Polonowski, C., Naber, J., Chen, B.: Stochastic Knock Detection Model for Spark Ignited Engines, SAE Paper, 2011-01-1421(2011)
- (3) Ham, Y. Y., Chun, K. M., Lee, J. H., Chang, K. S.: Spark-ignition engine knock control and threshold value determination, SAE Paper, 960496(1996)
- (4) Borg, J. M., Cheok, K. C., Oho, S. T., Saikalas, G.: Knock Signal Analysis Using the Discrete Wavelet Transform, SAE Paper, 2006-01-0226(2006)
- (5) Zhang, Z., Tomita, E.: Diagnostic of Knocking by Wavelet Transform Method Utilizing Real Signal as Mother Wavelet, SAE Paper, 2001-01-3546(2001)
- (6) Zhang, Z., Tomita, E.: A New Diagnostic Method of Knocking in a Spark-ignition Engine using the Wavelet Transform, SAE Paper, 2000-01-1801(2000)
- (7) Xiaofeng, G., Stone, R., Hudson, C., Bradbury, I.: The detection and quantification of knock in spark ignition engines, SAE Paper, 932759(1993)
- (8) Kearney, M. J.: Knock Signal Conditioning Using the Discrete Fourier Transform and Variable Detection Window Length, SAE Paper, 2007-01-1509(2007)
- (9) Wu, G.: A Real Time Statistical Method for Engine Knock Detection, SAE Paper, 2007-01-1507(2007)
- (10) Samimy, B., Rizzoni, G.: Engine knock analysis and detection using time-frequency analysis, SAE Paper,

960618(1996)

- (11) Draper, C. S.: The physical effects of detonation in a closed cylindrical chamber, N.A.C.A., p. 493(1934)

■著 者■



秋元 賢治



小松 弘崇



倉内 淳史

電動車両用パワーエレクトロニクス機器における 次世代 SiC パワー半導体を用いた電力回路技術

Power Circuit Technology using Next-generation SiC Power Semiconductors
for Power Electronics Devices in Electric Powertrain

江 越 智 代*
Tomoyo EGOSHI

篠 原 貞 夫*
Sadao SHINOHARA

要 旨

ABSTRACT

小型化や高効率化が期待される次世代 Silicon Carbide (SiC) パワー半導体を使用した電力回路において、性能を活かした最適設計をおこなうことが求められる。SiC パワー半導体の特徴である高速スイッチングの過渡応答に関わる回路部品をすべて洗い出し、シミュレーション回路にて実測との合わせこみをおこなった結果、誤差4%以内の電圧、電流波形が得られた。

このシミュレーション回路技術を用いて、電力回路設計における重要な回路部品を抽出した。効率や Electro Magnetic Interference (EMI) 性能に関わる寄生インピーダンス部位において、最適値を導くことによりスイッチング損失低減効果およびノイズ低減効果を確認できた。

Next-generation silicon carbide (SiC) power semiconductors are expected to offer size reductions and increased efficiency. Optimized design is necessary for the power circuits employing these semiconductors in order to exploit their performance potential. The identification of each circuit element related to transient response during high-speed switching, a characteristic of SiC power semiconductors, and the correlation of circuit simulation models with the results of actual measurements, made it possible to obtain voltage and current waveforms to within a 4% level of error.

Using this circuit simulation technology, the most important circuit elements to power circuit design were identified. The employment of optimized values in sections of the circuit in which parasitic impedance affected efficiency and electromagnetic interference (EMI) performance was shown to reduce switching loss and noise.

1. まえがき

電動車両などに搭載されているインバータやコンバータなどパワーエレクトロニクス機器は大電力化に伴い、さらなる小型化や高効率化および EMI の低減が求められている。パワーエレクトロニクス機器におけるキー技術の一つにパワー半導体技術がある。現在の主流は Silicon (Si) 半導体であるが、性能は飽和しつつある中で、超低損失の期待が大きい次世代パワー半導体の一つである SiC 半導体の研究開発が進んでいる。しかし、SiC パワー半導体は高速スイッチング動作が可能であるがゆえに、効率の低減や EMI の増大など車載適用に課題があり、最適な電力回路設計が必要となる。

設計手段として用いるシミュレーション回路技術にお

いて、パワー半導体チップや電力配線などの寄生インピーダンスは忠実に回路を再現するための重要なパラメータとなる。このようなパラメータを反映したシミュレーション回路技術を確立することにより、(1) SiC パワー半導体における高速スイッチング動作の再現性ある電力回路の作成、(2) SiC パワー半導体の高速スイッチング動作に起因する EMI 発生時の電圧、電流の解析と評価、が可能となる。

本報告では、SiC パワー半導体の高速スイッチング動作を再現したシミュレーション回路と電圧、電流波形により EMI に影響のある重要な部位の抽出とノイズ低減効果について述べる。ここで、電圧、電流波形は機器の損失や、システムとしての効率に関わってくるという点においても、高い再現性を得ることは重要である。

*四輪 R&D センター

Table 1 Comparative characteristics of new semiconductor material and Si

Material Physicality	New semiconductor			Conventional semiconductor
	SiC (4H)	Diamond	GaN	Si
Breakdown strength (10^6 V/cm)	2.5	10.0	3.3	0.3
Energy bandgap (eV)	3.26	5.47	3.39	1.12
Electronic saturation velocity (10^7 cm/s)	2.2	2.7	2.7	1.0
Thermal conductivity (W/cm·K)	4.9	20.9	2.0	1.5
Stage of wafer manufacturing technology	Mass production in part	Research	Development	Mass production

2. SiC パワー半導体の特徴と適用課題

Fig. 1 に Si 材料と SiC 材料のオン抵抗理論限界ライングラフを示す。これにより SiC 材料は Si 材料に対し、飛躍的にオン抵抗性能の向上が期待されることがわかる。

性能向上見通しとして、Table 1 に新半導体材料および従来半導体材料である Si の物性比較を示す⁽¹⁾。ここで、パワー半導体の重要なパラメータであるオン抵抗 $R_{on}A$ は式 (1) で表される⁽²⁾。

$$R_{on}A = \frac{4V_B^2}{\mu\epsilon E_c^3} \quad (1)$$

V_B : 耐電圧

μ : バルク移動度

ϵ : 誘電率

E_c : 絶縁破壊強度

式 (1) より、オン抵抗は E_c の 3 乗に反比例する。Table 1 より、新半導体材料の E_c は Si 比 8 倍以上であるため、チップを薄くできオン抵抗の低減が期待される。

また、高耐圧パワー半導体では、ユニポーラデバイス構造である Metal Oxide Semiconductor Field Effect Transistor (MOSFET) より耐圧が高くてできるバイポーラとユニポーラの複合デバイスである Insulated Gate Bipolar Transistor (IGBT) が主流であるが、耐圧が高い SiC パワー半導体を採用することによりユニポーラデバイス構造が可能となり高速スイッチングが可能となる。

次世代パワー半導体材料として、ダイヤモンドおよび GaN は SiC 同様に高いポテンシャルを有するが、ウェハ

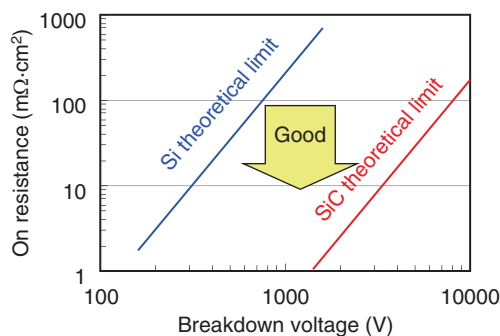


Fig. 1 Si and SiC theoretical limit line

の製造技術状況を考慮すると、ダイヤモンドは研究段階、GaN は開発段階であるのに対し、一部量産まで開発の進んでいる SiC 材料を用いたデバイスが現時点では最も期待される新材料半導体デバイスとなる。

一方、SiC パワー半導体を適用する際の課題としては、SiC の特徴である高速スイッチング動作が故に、寄生インピーダンスにより引き起こされる電圧、電流のサージ、リングングおよびコモンモード電流が増大し、SiC の持つ高性能を十分に活かすことができないという課題がある。

これらの課題対策には、完成車適合する電力回路設計が重要であり、最適電力回路の開発や解析のためシミュレーション回路技術が不可欠となる。

3. シミュレーション回路技術

シミュレーション回路モデルを作成するにあたり、パワー半導体チップ構造仕様はハイブリッド自動車や電気自動車などの電動車両に適用可能な SiC パワー-MOSFET および Schottky Barrier Diode (SBD) を選択した。Fig. 2 にそれぞれの素子記号を示す。ここで、ドレインとソース間の電圧 V_{ds} 、ドレイン電流 I_d 、ゲートとソース間の電圧 V_{gs} 、アノードとカソード間の電圧 V_f 、アノード電流 I_f である。

電動車両におけるパワープラントシステム回路の一例を表すと Fig. 3 のようになる。ここで、バッテリーとボデー間の寄生容量 C_b 、インバータとボデー間の寄生容量 C_i 、三相線とボデー間の寄生容量 C_m 、モータとボデー間の寄生容量 C_m である。シミュレーションモデルシステムとしては、Fig. 4 に示すようにインバータやコンバータなどの基本となる Single Ended Push-Pull 回路を用いた。 C_i' は SiC-MOSFET, SBD power module の構造により決定する寄生容量である。また、コモンモード電流においては、モータ

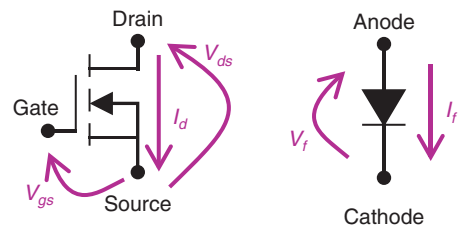


Fig. 2 MOSFET and SBD symbol

など各々の機器にボデー間との寄生容量が存在するが、ここでは簡易的にモータ、バッテリーや三相線の寄生容量を足し合わせ、PN間に分割した寄生容量 C_0 とし、相対的にコモンモード電流の影響が解析できる等価回路とした。

シミュレーション回路技術の手順を下記に示す。

- (1) 回路パラメータの洗い出し
- (2) パワー半導体チップモデルのフィッティング
- (3) 寄生インピーダンスの算出
- (4) 回路モデルの作成
- (5) 実験との検証

3.1. 回路パラメータの洗い出し

Table 2 にシミュレーション回路作成に必要となるパラメータの一覧を示す。パワー半導体チップの各間容量を Fig. 5 に示し、ドレインとゲート間の容量 C_{dg} 、ドレインとソース間の容量 C_{ds} 、ゲートとソース間の容量 C_{gs} 、アノードとカソード間の容量 C_{ac} を表す。パラメータは、チップでは電気特性（静特性および動特性）、寄生インピーダンスではバスバなどの構成物における寄生インピーダンスすべてを洗い出した。

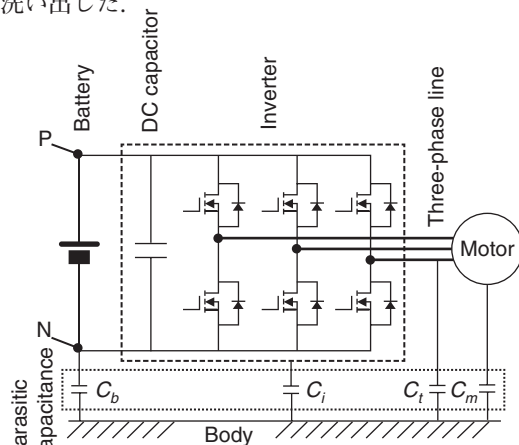


Fig. 3 System model

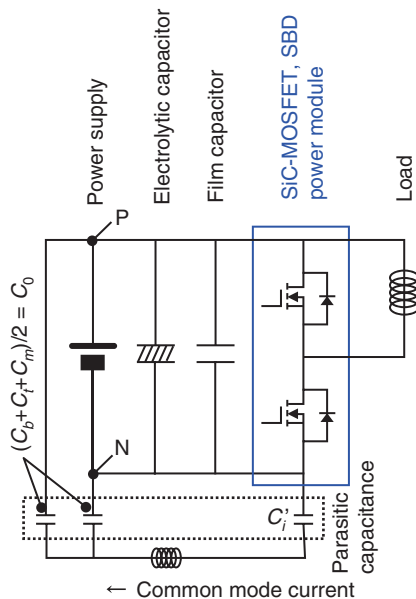


Fig. 4 Simulation model system

Table 2 Parameter list

Division	Subdivision	Parameter
Chip	SiCFET	I_d - V_{ds} Characteristic
		C_{dg} - V Characteristic
		C_{ds} - V Characteristic
		C_{gs} - V Characteristic
	SiCSBD	I_f - V_f Characteristic
		C_{ac} - V Characteristic
Other parts	Bus bar	Parasitic inductance/resistance
	Electrode plate	
	Wire	
	Insulating substrate	Parasitic capacitance

3.2. パワー半導体チップモデルのフィッティング

パワー半導体チップモデルは実測特性に対し、近似式で表される特性に最も近くなるパラメータを設定することで、モデルのフィッティングをおこなった。

3.2.1. SiCFET

(1) I_d - V_{ds} 特性 モデルに使用する I_d 近似式は線形領域

$$I_d = I_{sat} (1 + \lambda \cdot V_{ds}) \left(2 - \frac{V_{ds}}{V_{sat}} \right) \frac{V_{ds}}{V_{sat}} \quad (2)$$

飽和領域

$$I_d = I_{sat} (1 + \lambda \cdot V_{ds}) \quad (3)$$

で表される。

ここで、飽和電圧 V_{sat} および飽和電流 I_{sat} は

$$V_{sat} = A(V_{gs} - V_p)^M \quad (4)$$

$$I_{sat} = \frac{K}{2} (V_{gs} - V_p)^N \quad (5)$$

λ : チャネル長の変調パラメータ

V_p : ピンチオフ電圧

K : 伝達コンダクタンス係数

A : 飽和電圧係数

M : 飽和電圧指数

N : 飽和電流指数

で表される。

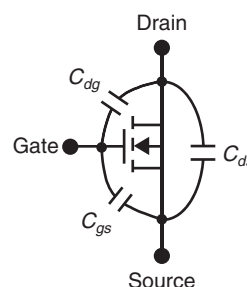
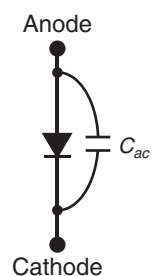


Fig. 5 Chip C parameter



各パラメータを設定しフィッティングした I_d - V_{ds} 特性を Fig. 6 に示す。

(2) C - V_{ds} 特性 C 近似式は

$$C = C_c \left[\delta + \frac{1-\delta}{(1+V_{ds}/V_{Diff})^\alpha} \right] \quad (6)$$

C_c : 各間容量の定数

α : C の接合傾斜係数

δ : C の接合補正係数

V_{Diff} : 拡散電圧

で表される。

各パラメータを設定しフィッティングした C - V_{ds} 特性を Fig. 7 に示す。

3.2.2. SiCSBD

(1) I_f - V_f 特性 I_f 近似式は

$$I_f = I_{sat_fwd} \left[\exp \left(\frac{V_f}{M_{fwd} \cdot V_T} \right) - 1 \right] \quad (7)$$

M_{fwd} : キャリア補正值

I_{sat_fwd} : 動作点における飽和電流

V_T : 熱電圧 (300 K 環境下において 25.5 mV の値を持つ)

で表される。

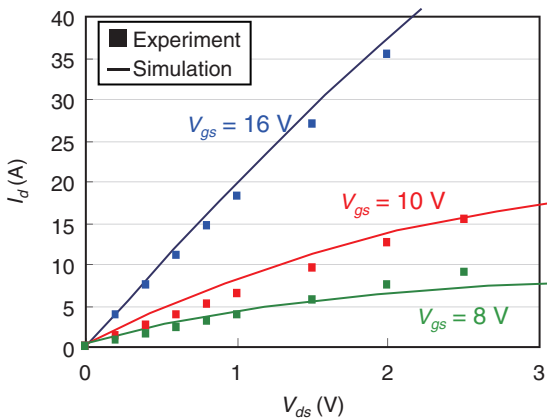


Fig. 6 I_d - V_{ds} fitting diagram

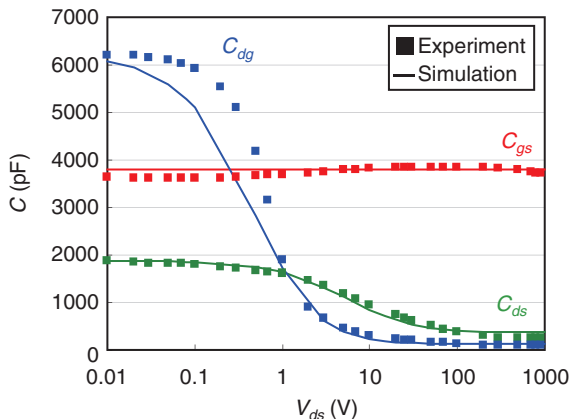


Fig. 7 C - V_{ds} fitting diagram

各パラメータを設定しフィッティングした I_f - V_f 特性を Fig. 8 に示す。

(2) C - V_f 特性 C 近似式は

$$C = C_{j0} \left[\delta + \frac{1-\delta}{(1-V_r/V_{Diff})^\alpha} \right] \quad (8)$$

C_{j0} : ゼロバイアス接合容量,

$V_r = -V_f$

で表される。

各パラメータを設定しフィッティングした C - V_f 特性を Fig. 9 に示す。

3.3. 寄生インピーダンスの算出

シミュレーション回路モデルに用いた SiC-MOSFET, SBD パワーモジュール図を Fig. 10 に示す。モジュール構成部品の寄生インピーダンス値は, Fig. 10 に示す図において, 三次元 LCR パラメータ抽出ソフトウェアを用いて求めた。ここで, サージ電圧に関わる重要なパラメータである寄生インダクタンスにおいては, 電流経路の重なりによって生じる相互インダクタンスを考慮して算出している。

3.4. 回路モデルの作成

3.2. 節でフィッティングしたパワー半導体チップモデルと 3.3. 節で算出した寄生インピーダンスを組み込み, 等価回路モデルを作成した。より再現性を持たせるため,

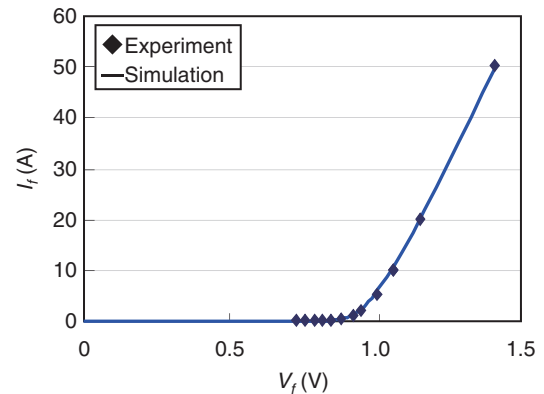


Fig. 8 I_f - V_f fitting diagram

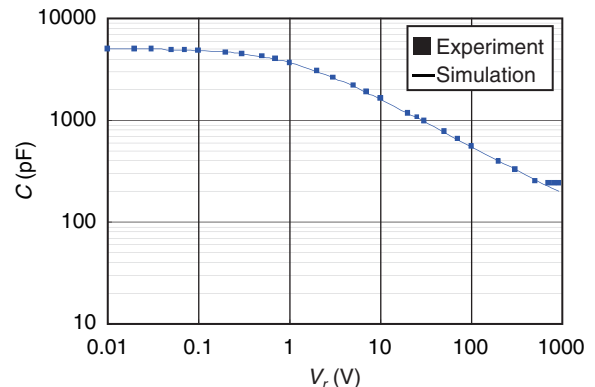


Fig. 9 C - V_r fitting diagram

Direct Brazed Copper (DBC) 基板モデルについては C_1 , C_2 のように分布定数モデルを採用した. シミュレーション回路図を Fig. 11 に示す.

3.5. 実験との検証

SiC-MOSFET の Turn on と Turn off 波形を Fig. 12 と Fig. 13, Turn on 時 I_d ピーク値とリングング周波数, Turn

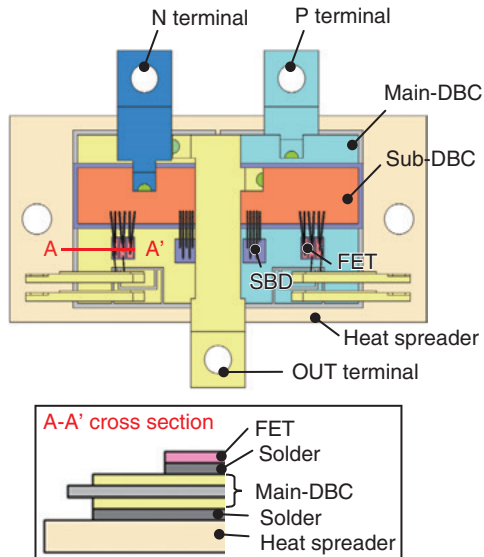


Fig. 10 SiC-MOSFET, SBD power module diagram

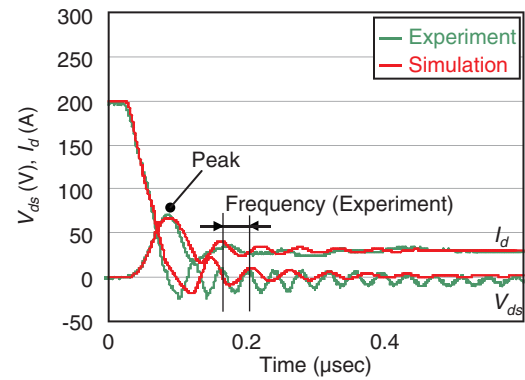


Fig. 12 Turn-on waveform

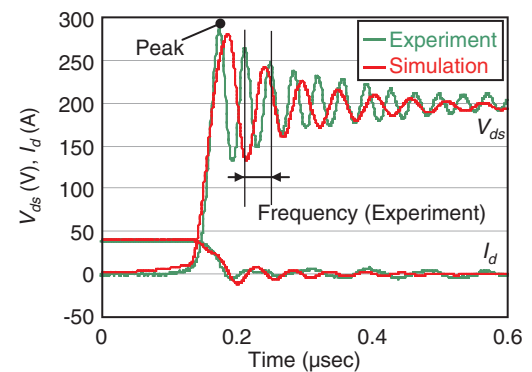


Fig. 13 Turn-off waveform

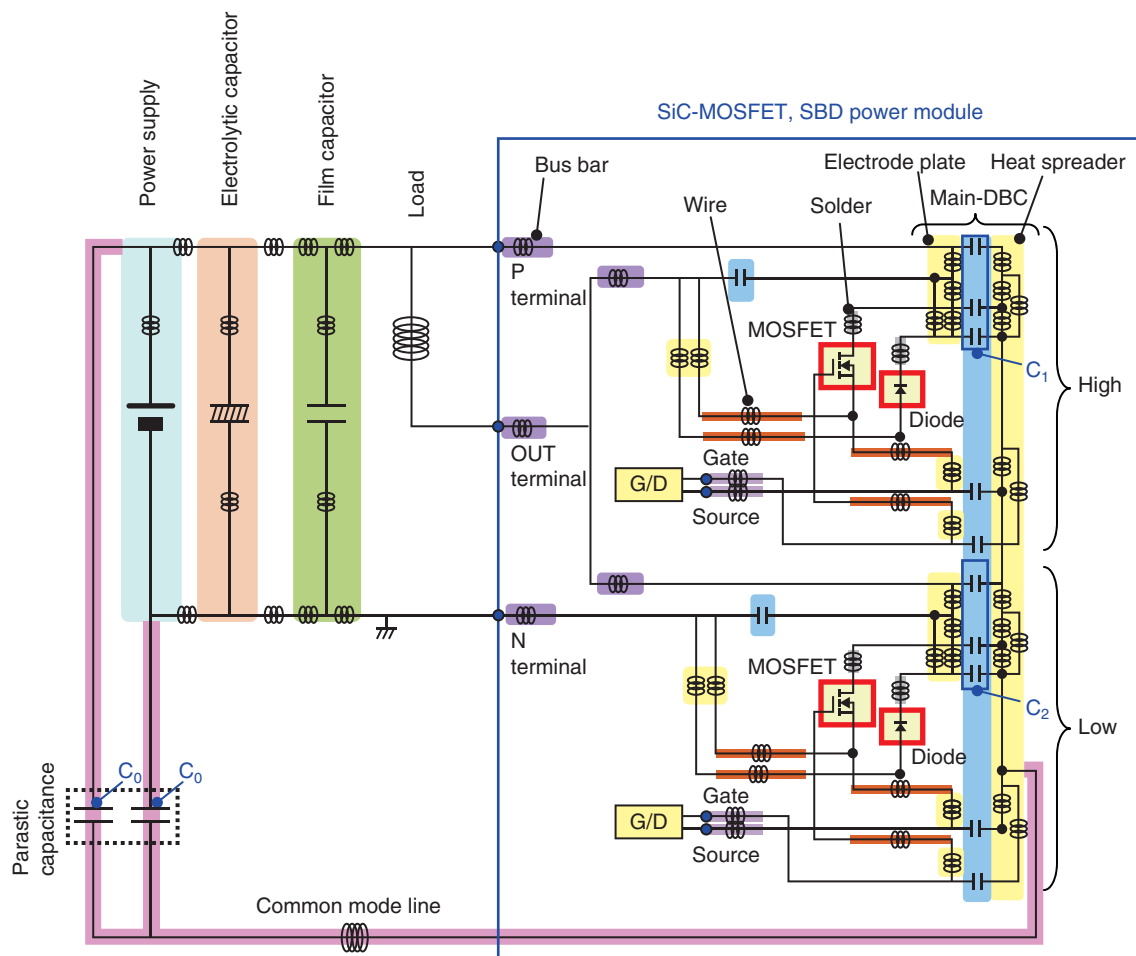


Fig. 11 Simulation diagram (resistance abbreviated)

Table 3 Comparison between experiment and simulation

			Gap	
			Experiment	Simulation
I_d (at turn on)	Peak (A)	Experiment	68	- 3 %
		Simulation	67	
	Frequency (MHz)	Experiment	11.2	+ 18 %
		Simulation	13.2	
V_{ds} (at turn off)	Peak (V)	Experiment	283	- 4 %
		Simulation	280	
	Frequency (MHz)	Experiment	26.3	- 39 %
		Simulation	18.9	

off 時 V_{ds} ピーク値とリングング周波数を Table 3 に示す。ここで、試験条件は、電源電圧 200 V、ドレイン電流 30 A (Turn on 時)、40 A (Turn off 時) である。

電圧／電流ピーク値は、Turn on 時、Turn off 時共に誤差 4 % 以内という結果が得られた。リングング周波数においては、40 % 以内の誤差という結果が得られ、寄生インピーダンスのコリレーションをおこなうことで、さらなる合わせこみが必要である。しかし、EMI 解析においては、MHz オーダーで一致しているため定性的判断は可能と考え、本シミュレーション回路にて解析を進めた。

4. 電力回路における重要部品の抽出と効果

3 章で述べたシミュレーション回路技術を用いることにより、電力回路網における共振周波数から EMI に関わる重要な回路パラメータの抽出をおこなった結果、Fig. 11 に示す C_1 , C_2 , C_0 であることがわかった。

これらの重要なパラメータを最適値にすることで得られたコモンモードノイズの結果を Fig. 14 に示す。従来素子 Si-IGBT に対し、SiC-MOSFET (最適定数設計無し) の場合 12.8 % 増加となるが、最適値設計をおこなうことで最適定数設計無しの場合に対し 81.8 % 低減できた。また、コモンモード電流波形を Fig. 15 に示す。その他、ノーマルノイズやスイッチング損失の性能を含めた評価結果を Fig. 16, Fig. 17 にまとめた。ノーマルノイズにおいては、SiC

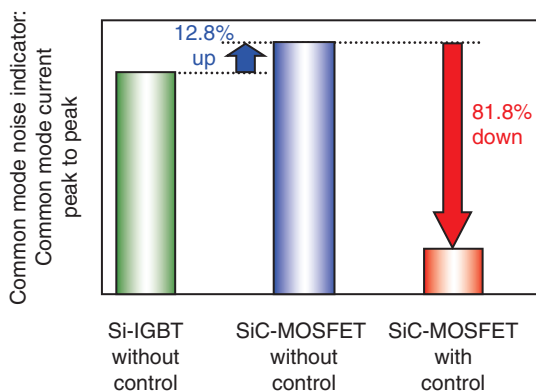


Fig. 14 Common mode current comparison

パワー半導体における高速スイッチング動作がゆえに Si-IGBT に対し 125 % 増大するが、最適定数設計することで 41.5 % 低減できた。また、スイッチング損失においては、最適定数設計によりさらなる低減効果が見込まれることがわかる。

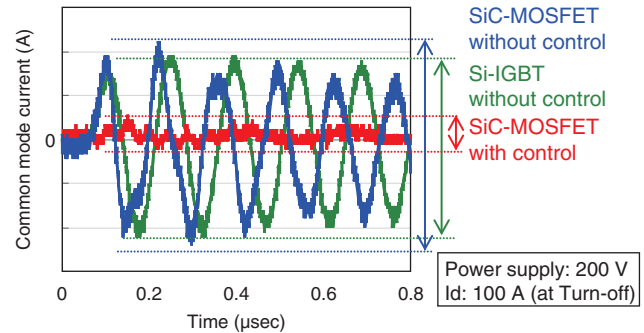


Fig. 15 Common mode current waveform

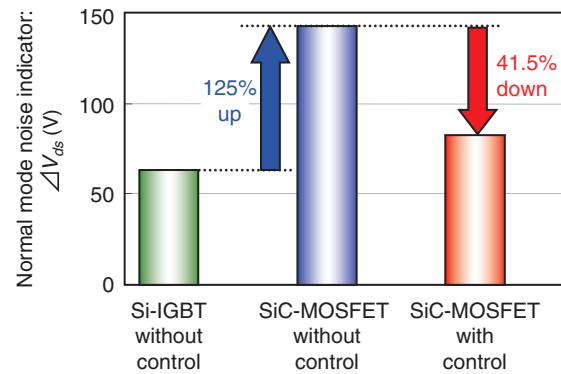


Fig. 16 ΔV_{ds} comparison

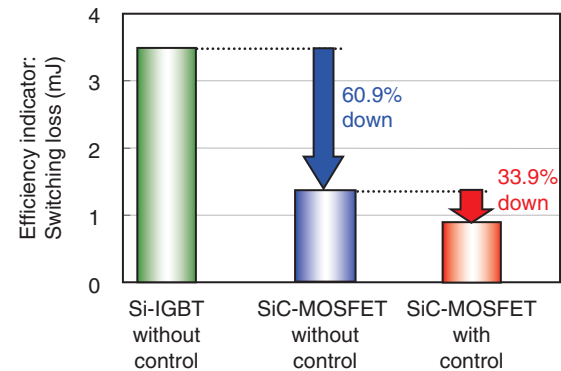


Fig. 17 Switching loss comparison

5. まとめ

SiC パワー半導体搭載の高速スイッチング電力回路におけるシミュレーション技術において、以下の結果を得た。

- (1) パワー半導体チップモデルのフィッティングと、構造部材の配線および線間における寄生インピーダンスを三次元 LCR パラメータ抽出ソフトウェアにより求め、実測とのコリレーションとさらに相互インダクタンス作用のあるパラメータに補正を入れたことによ

り、高い精度の電力回路パラメータを設定することができた。

- (2) 電圧、電流波形および周波数におけるコリレーションをおこない、電力回路としての性能評価をおこなった結果、サージ電圧、電流誤差は4%以内であった。

上記で構築したシミュレーション回路技術により、効率やEMI性能において、以下の結果を得た。

- (3) 効率やEMI性能に関わる重要な回路パラメータを抽出し、最適定数設計することで81.8%のコモンモードノイズ低減および33.9%のスイッチング損失低減効果を得た。

以上より、本研究の技術成果からSiCパワー半導体適用による競争力の高いパワーエレクトロニクス機器設計が可能となった。今後、EMIに関してはノーマルノイズに関わる主電力配線と周辺の詳細な寄生パラメータの合わせ込みを追及する必要がある。

参考文献

- (1) 四戸孝:SiCパワーデバイス, 東芝レビュー, Vol.59, No.2, p.49-53(2004)
- (2) パワーエレクトロニクスハンドブック編集委員会編: パワーエレクトロニクスハンドブック, オーム社, 288p.(2010)

■ 著 者 ■



江越智代



篠原貞夫

粒子法を用いた土壌耕うんの動的挙動シミュレーション

Dynamic Simulation of Soil Cultivation using Particle Method

山本 洋 佑*
Yosuke YAMAMOTO

佐藤 貴 之*
Takayuki SATO

安楽 元 気*
Genki ANRAKU

要 旨

耕うん機の耕うんロータは各地域の土壌条件に適した形状であることが望まれる。耕うんロータを効率的に設計するためには、さまざまな土壌条件に対して机上検討を可能とする動的挙動予測技術が求められる。

しかし、土壌耕うんは土の変形・破壊・攪拌を伴う動的な現象であり、従来のCAE技術で一般的に用いられる有限要素法や有限体積法のような計算格子を用いる手法でこのような現象を取り扱うことは困難である。

そこで本研究では、大変形や破壊現象の解析に適した手法である粒子法を用いて三次元流体・構造解析シミュレータの開発を試みた。開発にあたり、土と剛体の境界をポリゴンで表現することで解析精度の向上を図った。また、土の崩れ方を忠実に再現するため、土の圧密の影響を考慮した破壊条件モデルを構築し、土質特性の計測によってシミュレーションの入力条件を決定した。

耕うん爪単体と耕うんロータでのシミュレーションを実施し実験と比較したところ、土の崩れ方や耕盤形状の様子が両者で一致することがわかった。本研究で開発したシミュレータによって土壌耕うんを机上で再現することが可能となり、耕うん機の効率的な開発に有効であると考えられる。

ABSTRACT

It is desirable for the rotors used in tillers to be shaped appropriately for the specific characteristics of soils in different regions. A technology for the prediction of the dynamic behavior of soils that makes it possible to study soils with varying characteristics on a computer is therefore demanded for the efficient design of tiller rotors.

However, soil cultivation is a dynamic phenomenon involving the deformation, breakage, and agitation of the soil, and it is challenging for methods that use grids, such as the finite element methods and finite volume methods generally used in conventional CAE technologies, to treat phenomena of this type. The research discussed in this paper therefore attempted to develop a simulator for three-dimensional fluid-structure analysis using the particle method, a method suited to the analysis of large-scale deformation and breaking phenomena. In conducting this development, analytical accuracy was increased by reproducing the boundaries between soil and rigid bodies using polygons. In addition, to make it possible to faithfully reproduce the break-up behavior of soil, a model of soil break-up conditions that considered the effect of soil consolidation was formulated, and measurements of soil properties were conducted in order to provide input conditions for the simulation.

Comparison of the results of simulations of a single tiller tine and an entire rotor with test results demonstrated that results matched for the break-up behavior of the soil and the shape of the plough pan. The simulator developed in the research discussed here has made it possible to reproduce soil cultivation on the desktop, and it is believed that it will be effective in helping to enable the efficient development of tillers.

1. ま え が き

耕うん機に装着されている耕うんロータは回転により土を耕す機能を備えているが、土壌の性質は地域ごとに異なるためその地域の土壌に適した耕うんロータの開発が求められる。耕うんロータを効率的に開発するために、さまざまな土壌条件における土の動的挙動予測技術が求められる。

耕うん機の開発において、従来から強度・剛性解析といったCAE技術が活用されてきた。その一方で、耕うん後の耕土の様子を机上で検討することは困難であった。その理由として、土壌耕うんでは土の変形や破壊を再現する必要があるが、従来の計算格子を用いる手法では変形量が大きくなるにしたがって計算格子のゆがみが著しくなると計算が破綻するためである。

*汎用 R&D センター

上記のような問題を解決できる計算手法として粒子法が近年注目されている。従来の計算格子を用いる手法と異なり、粒子法は空間中を自由に移動可能な粒子を用いて連続体を離散化する。各粒子同士は格子のように隣接点との接続情報を持たないため、粒子が初期配置から大きく移動しても計算が破綻することはない。そのため自由表面問題や大変形・破壊を伴う現象を容易に取り扱うことができ、流体や構造体の動的な解析に適用されている⁽¹⁾。粒子法に分類される計算手法として、DEM(Discrete Element Method)、SPH(Smoothed Particle Hydrodynamics)、MPS(Moving Particle Semi-implicit)などがある⁽²⁾。

本研究では土壌耕うんを机上で再現するため、MPS法^{(2), (3)}を用いて汎用R&Dセンター独自の三次元流体・構造解析シミュレータの開発を試みた。シミュレータの精度向上のために、剛体境界の取り扱いに関する改良をおこなった。また、土は圧密の影響によって局所的に強度が変化するため、土の崩れ方を忠実に再現可能とする土の破壊条件モデルを構築した。

2. シミュレータ概要

2.1. 粒子法(MPS法)の概要

本研究では粒子法の一つであるMPS法を計算手法として採用した。MPS法は非圧縮性流体解析の半陰的アルゴリズムとして1995年に開発され、構造解析および流体・構造連成解析にも適用できることが知られている⁽²⁾⁻⁽⁴⁾。MPS法はラグランジュ法で記述された方程式を離散化する手法である。具体的には連続体を粒子で表現し、粒子間相互作用モデルを用いて偏微分方程式を離散化する。粒子間相互作用モデルには式(1)に示す重み関数を用いる。

$$w_{ij}(r) = \begin{cases} \frac{r_e}{r} - 1 & r \leq r_e \\ 0 & r > r_e \end{cases} \quad (1)$$

r は粒子 i と粒子 j の間の距離、 r_e は影響半径と呼ばれ、粒子間相互作用の及ぶ範囲を表す。Fig. 1に影響半径の概念図を示す。各粒子に対して影響半径の内側の粒子のみの間で粒子間相互作用モデルが適用される。影響半径を大きく

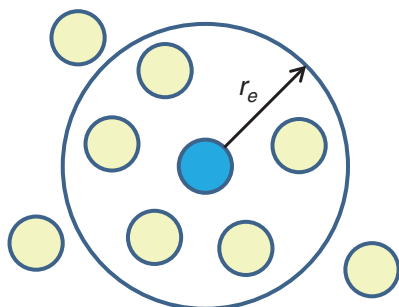


Fig. 1 Effective radius for MPS method

するほど近傍粒子の数が増えて計算精度が向上するが、計算時間も増大する。そのため、計算精度と計算時間の兼ね合いから適切な値を設定する必要がある。

MPS法では方程式の中に表れる勾配、ラプラシアン、および発散などの演算子を粒子間相互作用モデルによって離散化する。変数 ϕ またはベクトル $\vec{\phi}$ に対する勾配モデル、ラプラシアンモデル、発散モデルは重み関数を用いて以下のように定義される。

$$\langle \nabla \phi \rangle_i = \frac{d}{n^0} \sum_{j \neq i} \frac{\phi_j - \phi_i}{|\vec{r}_j - \vec{r}_i|} \frac{(\vec{r}_j - \vec{r}_i)}{|\vec{r}_j - \vec{r}_i|} w_{ij} \quad (2)$$

$$\langle \nabla^2 \phi \rangle_i = \frac{2d}{n^0 \Lambda} \sum_{j \neq i} (\phi_j - \phi_i) w_{ij} \quad (3)$$

$$\langle \nabla \cdot \vec{\phi} \rangle_i = \frac{d}{n^0} \sum_{j \neq i} \frac{(\vec{\phi}_j - \vec{\phi}_i) \cdot (\vec{r}_j - \vec{r}_i)}{|\vec{r}_j - \vec{r}_i|^2} w_{ij} \quad (4)$$

ここで粒子の位置ベクトル $\vec{r}$ 、空間の次元数 d とする。 Λ は次のように定義する。

$$\Lambda = \frac{\sum_{j \neq i} w_{ij} |\vec{r}_j - \vec{r}_i|}{\sum_{j \neq i} w_{ij}} \quad (5)$$

また、粒子 i の位置における粒子数密度を次のように定義する。

$$\langle n \rangle_i = \sum_{j \neq i} w_{ij} \quad (6)$$

これは粒子 i 近傍におけるすべての粒子間の重み関数の和である。式(2)、(3)、(4)中の n^0 は初期状態における $\langle n \rangle_i$ であり、計算中は常に同じ値を使用する。

MPS法で流体を取り扱う場合、支配方程式は非圧縮性流れにおけるNavier-Stokes方程式(7)、(8)を用いる。

$$\frac{D\rho}{Dt} = 0 \quad (7)$$

$$\frac{D\vec{v}}{Dt} = -\frac{\nabla P}{\rho} + \nu \nabla^2 \vec{v} + \vec{f} \quad (8)$$

ここで時刻 t 、速度 $\vec{v}$ 、圧力 P 、密度 ρ 、動粘性係数 ν 、外力 $\vec{f}$ とする。式(7)、(8)に対して粒子間相互作用モデルの勾配モデル式(2)とラプラシアンモデル式(3)を用いて離散化する。MPS法のアルゴリズムでは、式(8)の圧力項以外について陽的に計算をおこない、次ステップにおける仮の速度を求める。その後、式(5)で算出される各粒子の粒子数密度が n^0 となるよう圧力を陰的に計算し、速度を修正する。

MPS法で構造体を取り扱う場合、式(9)に示す弾性体の支配方程式を用いる。

$$\rho \frac{\partial v_\alpha}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_\beta} (\lambda \varepsilon_{\gamma\gamma} \delta_{\alpha\beta} + 2\mu \varepsilon_{\alpha\beta}) \quad (9)$$

ここで密度 ρ 、速度 v 、位置 x 、ひずみテンソル ε であり、 δ はクロネッカのデルタである。 λ と μ はラメの弾性定数であり、ヤング率 E およびポアソン比 ν を用いて次のように表わされる。

$$\lambda = \frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)} \quad (10)$$

$$\mu = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (11)$$

式 (9) のひずみテンソルは Fig. 2 に示す粒子間相対変位を用いて定義する。粒子 i と Step 1 にある粒子 j の間の初期相対位置ベクトル $\vec{r}_{ij}^0$ に対し、粒子 j が Step 2 の位置に移動して $\vec{r}_{ij}$ となると、その差を粒子間相対変位ベクトル $\vec{u}_{ij}$ とする。さらにこれを $\vec{r}_{ij}$ に対する垂直成分 $\vec{u}_{ij}^n$ とそれ以外の成分 $\vec{u}_{ij}^s$ に分ける。この粒子間相対変位を初期粒子間距離で除算したものを MPS 法におけるひずみテンソルとして定義する。式 (9) の右辺の算出にはひずみテンソルの発散が必要となるため、粒子間相互作用モデルの発散モデル式 (4) を用いて離散化し、陽的に計算することで次ステップにおける各粒子の速度、位置を算出する。

さらに、MPS 法では粒子間の回転運動についても考慮する。粒子に働くせん断方向の力 $\vec{F}_{ij}$ と、それによって発生するモーメント $\vec{M}_{ij}$ を次のように定義する。

$$\vec{F}_{ij} = \frac{2dm}{\rho n^0} \frac{\vec{\tau}_{ij}}{|\vec{r}_{ij}^0|} w_{ij} \quad (12)$$

$$M_{ij} = |\vec{r}_{ij} \times \vec{F}_{ij}| \quad (13)$$

ここで、粒子一つの質量を m 、粒子 i と粒子 j の間に働くせん断応力を $\vec{\tau}_{ij}$ とする。なお $\vec{\tau}_{ij}$ は式 (9) の右辺括弧内第 2 項により算出される。角運動量保存のため、発生したモーメントを打ち消すように粒子 i と j に対し半分ずつトルクを与える。

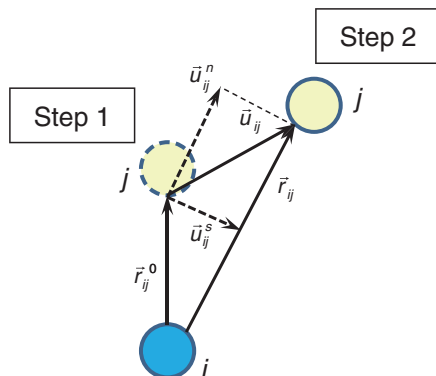


Fig. 2 Relative interparticle displacement

$$I \frac{\partial \omega_i}{\partial t} = -\frac{1}{2} \sum_{j \neq i} M_{ij} \quad (14)$$

ここで粒子一つの慣性モーメントを I 、角速度を ω とする。MPS 法では各粒子に回転の自由度を与えることで、大変形に対しても粒子間相対変位ベクトルから剛体回転成分を取り除いてひずみを計算することができる。

2.2. 精度向上のための改良

2.2.1. 剛体境界の取り扱い

一般に粒子法では剛体境界も粒子で表現する。本研究において剛体境界とは耕うん爪を意味する。境界が複雑な形状を持つ場合、その形状を正確に表現するには粒子解像度を高くする必要があるがこれは計算時間の増大を招く。この問題については、局所的に粒子解像度を変化させる手法や境界に粒子を用いない手法が提案されている⁽⁵⁾⁻⁽⁷⁾。特に境界を粒子ではなくポリゴンモデルで表現する手法は計算に必要な粒子数を削減できるため、計算負荷を低減することができる。ただし、曲率を精度良く再現するためにはポリゴンと粒子の相互作用に注意が必要である。

本研究ではポリゴンモデルを用いて境界を表現し、ある粒子に影響を及ぼすポリゴンをその粒子の速度ベクトルを用いて決定した。粒子とポリゴンモデルの関係を Fig. 3 に示す。境界は微小三角形要素 (ポリゴン) で構成され、ポリゴンは粒子が一定距離内に近づいた場合に反発力を与える境界として作用する。粒子の速度ベクトル方向に存在し、かつ粒子との距離がもっとも小さいポリゴンがその粒子に影響を及ぼす境界として選択されるため、曲率の大きい箇所でも一つの粒子に対して二つ以上のポリゴンが反発力を与えることはない。

2.2.2. 土の挙動を再現するための破壊条件モデル

土は微視的には土粒子、水、空気といった要素で構成されており (Fig. 4)、それらの比率や幾何学的配置によって特性が変化する^{(8), (9)}。引張力や圧縮力がかかることで土が変形した場合、空隙率が変化するため硬さや強度が変わることがある。数値解析では式 (9) に示す支配方程式に従う均質な連続体を仮定しているため、土の構成要素を考慮した特性を忠実に再現することは困難である。本研究では土壌の崩れ方を再現するため、破壊条件の改良を試みた。

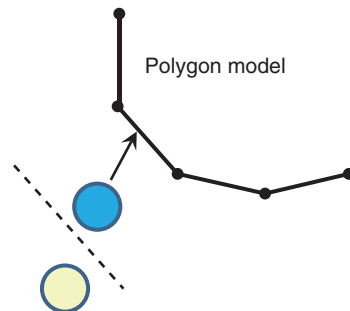


Fig. 3 Particle and polygon models

通常、MPS 法における構造体の破壊は粒子間の距離で判定をおこなうが、粒子間の応力テンソルを用いて次のような相当応力を定義した⁽¹⁰⁾。

$$\bar{\sigma} = \sqrt{\frac{3}{2}(\sigma^n^2 + \sigma^s^2)} \quad (15)$$

ただし、 σ^n は粒子間の垂直方向の偏差応力、 σ^s は垂直方向以外の偏差応力である。これはミーゼスの相当応力と同等であり、平均垂直応力の影響を受けない。しかし、土はその構造から圧密によって特性が変化することが考えられる。そこで次のように相当応力を修正した。

$$\bar{\sigma}' = \bar{\sigma} - \alpha \sigma_m \quad (16)$$

ただし、 σ_m は平均垂直応力、 α は平均垂直応力の影響度を調整するための係数である。修正相当応力が破断強度を超えたときに破壊が生じるとした。 σ_m が正のときは引張力、負のときは圧縮力がかかることを表す。引張力がかかると修正相当応力が減少するため、強度が下がる。逆に圧縮力がかかると修正相当応力が増加して強度が上がる。引張力や圧縮力による強度変化で土の圧密の再現を図った。

2.3. シミュレータについて

本研究では、シミュレータ開発言語として Fortran90 を採用した。プログラム行数は約 7,000 行である。計算速度向上のため、OpenMP による並列化をおこなっている。

2.1. 節で述べた通り、動的な流体解析、構造解析またはそれらの連成解析が可能である。現在取り扱える物質はニュートン流体と弾性体であるが、プログラムによるカスタマイズが可能である。

形状入力について、粒子として取り扱う流体や構造体は三次元の点列データを作成し入力する。ポリゴンモデルについては 3D モデルから生成した STL モデルをそのまま入力データとして使用することができる。格子法などで発生する 3D モデルから品質の良いメッシュデータを作成する作業は不要である。ポリゴンモデルには一定速度の平行移動や回転運動を設定できる他、より複雑な動きもプログラムにより実現することができる。

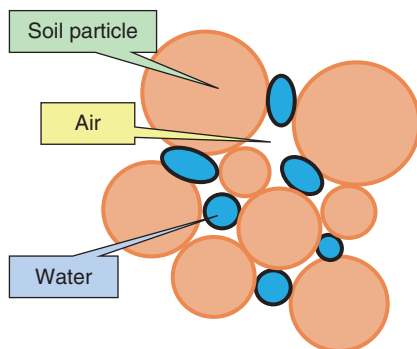


Fig. 4 Microscopic structure of soil

3. 土壌耕うん解析

3.1. 耕うん機について

Fig. 5 に自走型耕うん機の外観を示す。耕うん機下部にはロータと呼ばれる土を耕すための部品が装着されている。耕うん後の耕土の様子は作物の育成に重要な要素であるため、耕うんロータの性能評価は必要不可欠である。

3.2. 土質特性の計測

土壌耕うんのシミュレーションをおこなうにあたり対象とする土壌の特性を計測する必要がある。本研究では一軸圧縮試験によって土壌の変形係数と破断強度の計測をおこない、シミュレーションに反映した。また、取り扱う土壌を定量的に分類するために土の粒度試験をおこなった。

試験方法は JIS A 1216 に準拠して実施した⁽¹¹⁾。円柱状に圧縮した土にオートグラフで荷重をかけたとき、Fig. 6 に示すようなひずみと圧縮応力の関係が得られる。圧縮応力の最大値が破断強度となり、その 50% の圧縮応力となる点での勾配から変形係数を求めることができる。今回は粘土質土壌を対象とした。これは土壌硬度が高く、崩れにくいという特徴を持つ。実際の圃場の含水比と密度に合わ



Fig. 5 External appearance of tiller

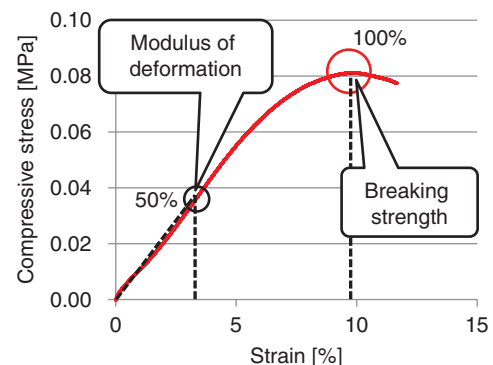


Fig. 6 Stress-strain diagram for soil

せて試験片を作成し一軸圧縮試験をおこなった。試験片によりばらつきはあるが、対象の土壌では変形係数 0.7-1.5 MPa, 破断強度 0.06-0.10 MPa となることを確認した。

また、土壌の特性はそれを構成している土粒子サイズの組成が大きく影響するため、JGS 0131 に準拠した粒度試験⁽¹²⁾をおこない、それに含まれる土粒子サイズを確認した。採取した土壌サンプルを分散剤で水に分散させて懸濁液を作り放置する。分散している土粒子は時間の経過とともに沈降し懸濁液の密度が変わる。土粒子の沈降速度はサイズが大きいほど早く小さいほどおそいため、時間経過に対する密度変化の割合から土粒子サイズの組成を知ることができる。浮ひょうを用いて各時刻の密度を計測し、ストークスの法則により Fig. 7 に示す粒径加積曲線を得る。今回対象とした粘土質土壌 (Clay soil) と、それと異なる特性を持つ黒土 (Black soil) に対して粒度試験を実施した。構成している土粒子の粒度が小さいほど粘土質土壌に近い特性を示す。Fig. 7 より、今回対象とした粘土質土壌は黒土よりも細かい土粒子で構成されていることを定量的に確認することができた。

3.3. 爪単体解析

まず、粒子で構成された直方体の土壌モデルに対して、耕うん爪単体を 10 rpm で回転させて破壊するシミュレーションを実施した。粒子間距離は 5 mm, 粒子数は約 50,000 個とし、弾性体として解析した。2.2.2. 項で記した破壊条件の異なる 2 ケースで比較をおこなった。Case 1 では式 (16) の α を 0 として圧密の影響を考慮せず、Case 2 では式 (16) の α を 1 として圧密の影響を考慮した。破壊条件以外についてはすべて同じ条件で解析を実施した。土の物性値については 3.2. 節で計測した粘土質土壌を想定して決定した。実際の土の崩れ方と比較するため、粘土質土壌で作成した直方体の試験片に対して 1 本の爪を回転させる実験をおこない (Fig. 8), 実験の土の崩れ方と解析結果の土の崩れ方を比較した。

実際の土壌による実験結果を Fig. 9 に示す。爪から離れた箇所でも破壊が起こり、広範囲の領域を持ち上げるように削り取る様子が観察された。土壌耕うんの解析結果を Fig.

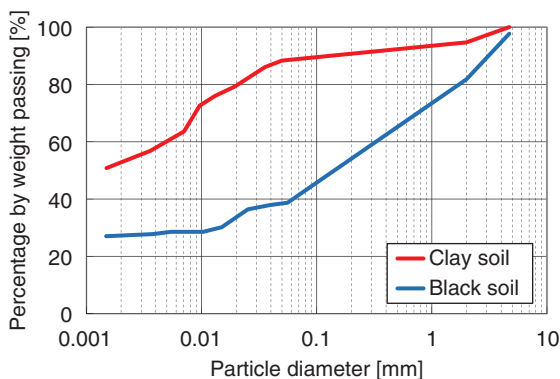


Fig. 7 Particle size distribution curve

10 に示す。Case 1 では爪近傍で土の破壊が起こるため、削り取られる土塊の形はほぼ爪の幅に近くなっている。一方、Case 2 では爪から離れた箇所でも破壊が起こるため、Case 1 よりも削り取られる土塊が大きい。この結果から、圧密を考慮した条件である Case 2 の方が、実際の土の崩

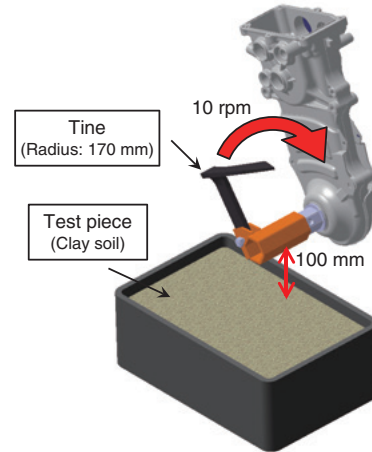


Fig. 8 Experimental apparatus for single-tine unit



Fig. 9 Soil behavior using actual machine

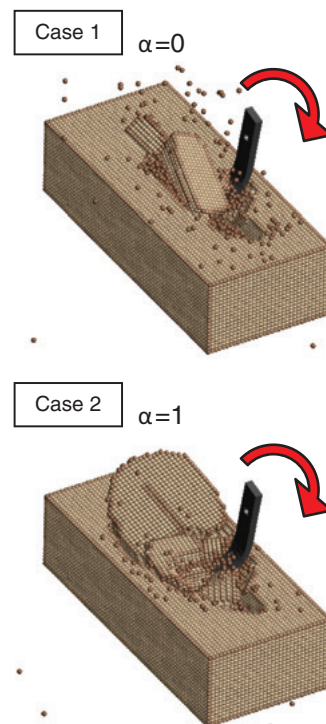


Fig. 10 Analytical results for single-tine unit

れ方に近い挙動を示すことがわかった。定量的な比較として、土の崩れ方の数値化や爪にかかる荷重による評価が今後の課題である。

3.4. 耕うんロータ全体の解析

次に耕うんロータ全体の解析をおこない、実際の耕うん機で耕うんした後の耕盤形状との比較をおこなった。耕うんロータは Fig. 11 のように複数の耕うん爪がホルダに配置された構成となっており、左右一組でミッションケースの両側に装着される。Fig. 12 に耕うんロータ全体の解析の様子を示す。異なる 2 種類の形状の耕うんロータで解析を実施し耕盤形状の比較をおこなった。Fig. 13 に示すように A 形状では耕盤中央に土が残っているのに対し、B 形状では平らになっていることがわかる。A 形状、B 形状ともに爪先端が回転中心から最も遠い点であるが、A 形状では爪先端が耕うん機中央のミッションケースから離れているのに対し、B 形状ではミッション

ケースに近い位置に爪の先端がある。そのため、A 形状では耕盤中央に土が残るが B 形状では中央の土を崩すことができると考えられる。Fig. 14 に実際の耕うん機で耕うんした後の耕盤形状の様子を示す。シミュレーションと同様に、A 形状では耕盤中央に土が残っているのに対し、B 形状では土が残っていないことがわかる。ロータ全体においても実験とシミュレーションで定性的に傾向が一致する。

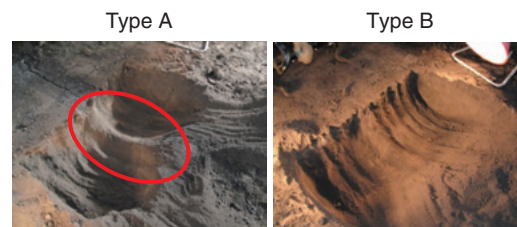


Fig. 14 Results for soil cultivation by actual machine

4. まとめ

粒子法を用いた耕うん機の土壌耕うんシミュレーション技術の開発において、以下の結論を得た。

- (1) MPS 法によって土を粒子で再現し、剛体境界をポリゴンで表現することで、耕うん爪による土の破壊や攪拌のような動的な現象を比較的安定して計算することができる。
- (2) 土の崩れ方を忠実に再現するため、圧密を考慮した破壊モデルの構築と実際の土壌の土質特性の計測をおこなった。その結果、爪単体における土の崩れ方や耕うん後の耕盤形状はシミュレーションと実験で定性的に一致する。
- (3) 本研究の成果によって土壌耕うんを机上で再現することが可能となり、耕うんロータの効率的な開発に有効であると考えられる。

参考文献

- (1) Yamamoto, Y., Sato, T., Anraku, G.: Dynamic Simulation of Water and Soil Using the Particle Method, SAE paper, 2011-32-0563(2011)
- (2) 越塚誠一: 粒子法 (計算力学レクチャーシリーズ), 日本計算工学会, p.1-139(2005)
- (3) 越塚誠一: 粒子法による流れの数値解析, ながれ 21, p.230-239(2002)
- (4) 宋武燮, 越塚誠一, 岡芳明: MPS 法による弾性構造体の動的解析, 日本機械学会論文集 (A 編) 71 巻 701 号 (2005-1), p.16-22(2005)
- (5) 田中正幸, 益永孝幸, 中川泰忠: 解像度可変型 MPS 法, Transactions of JSCES, Paper No.20090001(2009)

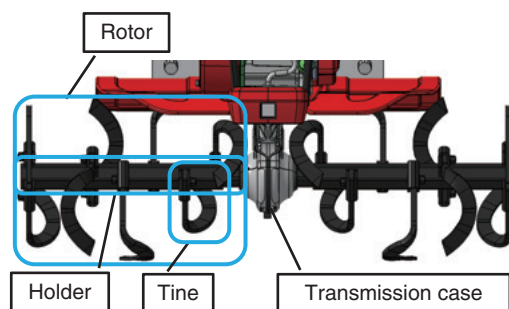


Fig. 11 External appearance of rotor



Fig. 12 Analysis of entire rotor

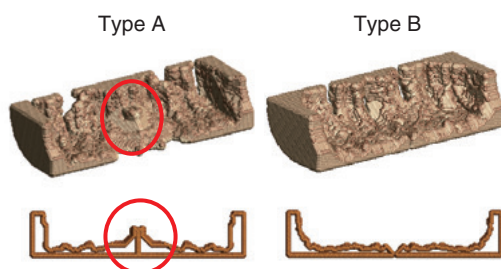


Fig. 13 Analytical results for soil cultivation

- (6) 飯田恵一郎, 秋元博路 :MPS 法を用いた水上滑走シミュレーション, 第 17 回数値流体シンポジウム, D4-3(2004)
- (7) 原田隆宏, 越塚誠一, 島崎克教 :MPS 法における壁境界計算モデルの改良, Transactions of JSCEs, Paper No.20080006(2008)
- (8) 村山朔郎 : 土の力学挙動の理論, 技報堂出版, p.1-23, p.119-221(1990)
- (9) 山口柏樹 : 土質力学 (全改訂), 技報堂出版, p.1-32, p.91-106, p.141-194(1969)
- (10) 富田佳宏 : 弾塑性力学の基礎と応用, 森北出版株式会社, p.25-64(1995)
- (11) JIS A 1216: 土の一軸圧縮試験方法, p.1-5(2009)
- (12) JGS 0131: 土の粒度試験方法, p.23-33(2008)

■ 著 者 ■



山本 洋佑



佐藤 貴之



安楽 元気

応力緩和現象を利用したひずみ分散化による 深絞り性向上技術

Technology to Enhance Deep-drawability by Strain Dispersion Using Stress
Relaxation Phenomenon

山下 裕之* 上野 宏明*
Hiroyuki YAMASHITA Hiroaki UENO
中井 浩之* 檜垣 貴大*
Hiroyuki NAKAI Takahiro HIGAKI

要 旨

金属の引張試験中にひずみの導入を一時停止すると、応力が経過時間とともに低下する応力緩和現象が発生することが知られており、この現象は弾性ひずみが塑性ひずみに変わることとして説明されている。

本報告では、ひずみ分散を目的として応力緩和現象のプレス成形への応用を提案し、成形中に金型を一時停止するステップモーションを新たに考案して深絞り成形限界を向上させることに成功した。

また、実際のプレス成形試験に加え引張試験でも検証した結果、その深絞り成形限界向上のメカニズムはステップモーションによりひずみの分散化が図られたことに起因すると結論付けられ、停止時間と温度に依存することも確認した。

ABSTRACT

When the introduction of strain is temporarily stopped during tensile testing of a metal, a stress relaxation phenomenon is known to occur whereby the stress diminishes with the passage of time. This phenomenon has been explained as the change of elastic strain into plastic strain.

The present report suggests the application of the stress relaxation phenomenon to stamping for the purpose of strain dispersion. A new step motion that pauses the die during forming was devised and succeeded in modifying the deep-draw forming limit.

Verification was conducted by tensile testing in addition to actual stamping tests. As a result, it was concluded that the mechanism that modifies the deep-draw forming limit arises from the use of step motion for the dispersion of strain, and this was also confirmed to be dependent on the stop time and the temperature.

1. はじめに

1990年代以降、自動車会社各社では車両の軽量化と安全性の両立のため高張力鋼板の適用が積極的に進められてきた。高張力鋼板の開発においては日本の鉄鋼メーカー各社が先陣を切り、より高強度へ、より成形性の高い材料へと技術開発が進み、その適用はホワイトボデーの重量ベースでおよそ60%以上にも達している⁽¹⁾。

一般に鉄鋼材料は、強度の向上とトレードオフの関係で伸びが減少する。そのため高張力鋼板は軟鋼板に比べて本質的に成形性が低く、引張強度が780 MPaを超えるような材料のプレス部品を得ることは容易ではなかった。

これに対し、材料技術では加工性に優れるフェライト

と強度を担保するマルテンサイトの2相組織としたDual Phase鋼(DP鋼)をベースとした伸びに優れ変形抵抗が小さい低降伏鋼や、ひずみの集中を防ぎながら成形後に高強度を得られる応力誘起マルテンサイト変態を活用したTransformation Induced Plasticity鋼(TRIP鋼)などが開発されてきた。さらに最近では、高張力鋼板の成形性向上には穴広げ性を改善することが効果的であることがわかり、材料内部組織をそれぞれ硬さの差が小さい組織同士の組合せにすることで局部延性を向上させた穴広げ性に優れた材料の開発が進んでいる。

一方、プレス技術による成形性の向上を図る取り組みとしては、金型との潤滑性向上や多段化した加工工程の工夫により加工ひずみの集中を避けるアプローチなどがあげら

*四輪 R&D センター

れる。さらに近年サーボプレス機が登場し、今までにない複雑なプレスモーションが可能になった。玉井ら⁽²⁾はサーボプレスによる複雑な動きを活用し、成形途中にスライドを戻すことでblank材と金型の間に潤滑油を再流入させ、成形後期の潤滑性を向上させることで金型との摩擦を低減し、材料へのひずみ導入量を低減することで成形性を高めることに成功している。しかしながら、成形途中にスライドを戻すという動作を数回繰り返すことはトータルのプレス加工時間の延長を招き、生産性の低下によるコストアップが懸念される。

ところで、金属材料には室温中の一定荷重下で応力が低下するという応力緩和現象が知られており、応力低下を評価する応力緩和試験も規格化されている⁽³⁾。当初この現象に対する研究の多くは金属物理学的な解析に用いるもので純金属に関するものが多かったが、最近構造用鋼でもその検討例が報告されており⁽⁴⁾、室温での引張試験中にクロスヘッドを一旦停止した時の応力の変化を観察した結果、極短時間に大きな応力の低下が認められている。応力緩和のメカニズムは粘弾性のマクスウェルモデル (Fig. 1) で説明され⁽⁵⁾、可動転位の粘性移動により材料の変形初期に発生する弾性ひずみの一部が室温クリープで生じた塑性ひずみに置換されることにより発生するとされている。また、転位の粘性移動には内部摩擦を伴い、内部摩擦が小さい方が移動速度は速くなる。この内部摩擦には非緩和型と緩和型があるが、マクスウェルモデルで説明できる弾性ひずみの塑性ひずみ化による内部摩擦は緩和型で、内部摩擦の大きさはボルドニー (Bordoni) ピークと呼ばれる温度依存性を示すことが知られている⁽⁶⁾。

そこで、本研究では高強度鋼板を用いて従来にない高深絞り性を得るために、応力緩和現象を利用した塑性ひずみ導入過程のコントロールの可能性を期待し、サーボプレスによる複雑なプレスモーションを活用した材料成形限界向上技術の検討をおこなった。

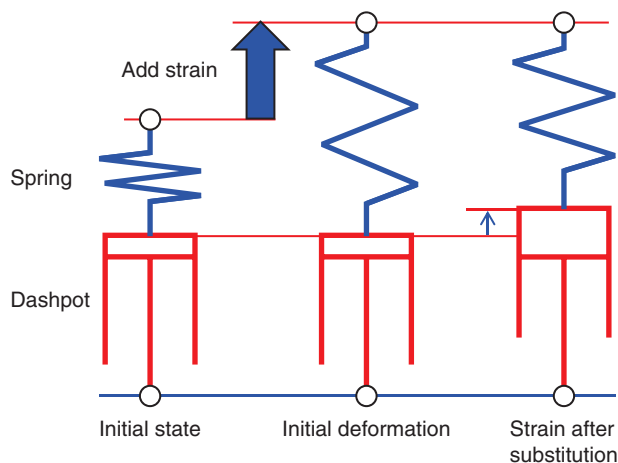


Fig. 1 Maxwell's model

2. ひずみ分散化による高深絞り加工方法の原理

通常のプレス成形加工における破断やネッキングといったプレス成形の不良が発生する過程は以下のとおりである。まず最初に加工中の材料に材料の不均一さに起因する弾性変形がミクロ的に起こる。この変形部にさらに応力集中が続くと、局部的にこの部分が材料の弾性限を超えてしまうことで塑性変形が発生し、やがてマクロな形状変化であるネッキングというくびれが生じる。さらに加工を続けるとこのネッキング位置にマクロな形状変形に起因する応力集中が進行し、最終的に破断に至る。

ここで筆者らは、加工初期に起こる材料のミクロな弾性変形からマクロな形状変形の発生を遅らせることで材料の変形能を活かし、深絞り性の向上を図る方法を考案した。その原理は、応力緩和現象による弾性ひずみの塑性ひずみへの置換現象をプレス加工中に導入し、最初に弾性変形が起こるミクロな材料の弱点部位を塑性ひずみの導入により強化し、他の部位に変形を移すことで材料全体にひずみの分散を起こすというものである。すなわち、材料の当初の弱点部位であるミクロな弾性変形部位に、あらかじめ応力緩和現象による塑性ひずみを導入することでこの部位の転位密度を上げて降伏強度を向上させ、塑性変形を他の低降伏強度部位に移すことでひずみの分散化を図り、マクロな局部変形を遅らせることでプレス成形性を向上させるというものである。

本加工法の原理を材料引張試験中の応力-時間曲線で説明する (Fig. 2)。通常の一定速度でおこなう引張試験の場合、まず弾性ひずみが導入される (1)。さらに引張続けると応力集中部では弾性ひずみが部分的に塑性ひずみに変化する (2)。この時、材料には組織の不均質があるためミクロな弱点部位に弾性ひずみと一部塑性ひずみが集中的に導入される。その後材料の弱点部位にさらにひずみが集中した結果マクロなくびれが生じ、さらに応力集中が進行する (3)。最終的にくびれが進行し破断に至る (4)。

これに対しひずみ分散化を図る成形法では、以下のような過程をたどる。(1)から(2)までは通常の引張試験と同じである。次に(2)でミクロな弱点部位に弾性ひずみと一部塑性ひずみが導入された状態で金型の動きを一旦止めることにより、応力緩和現象による弾性ひずみの一部の塑性ひずみ置換が起こり、結果としてミクロな弱点部位が加工硬化により強化される (A)。この現象は Fig. 1 の変形初期からひずみ置換後に相当する。次に再引張をおこなうと (B)、弾性ひずみが塑性ひずみに置換された部位は転位密度が上昇することで他の部位より強度が上がっているためこの部位にさらなる塑性ひずみの導入は進行せず、強度が相対的に低い他の部位 (新たな弱点部位) に弾性ひずみおよ

び一部塑性ひずみの導入が始まる (C)。

ここで筆者らは、このひずみ置換の繰り返しによりひずみの分散化を起こすことが可能となり、局部変形を抑制し応力集中を緩和することで破断発生を遅延できるという仮説を立てた。

本実験ではこの仮説をプレス加工に適用し、加工を一時停止することによりひずみの分散化を起こすことで成形限界の向上が期待できると考えた。

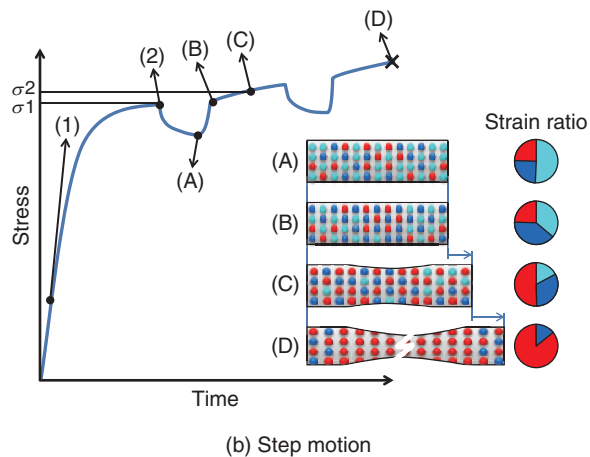
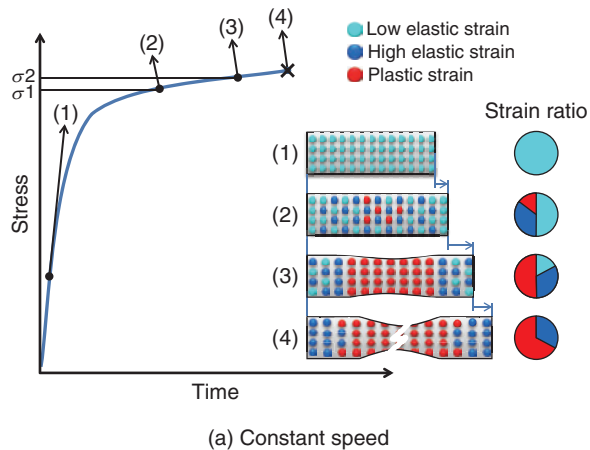


Fig. 2 Concept of forming

3. 試験方法

ひずみ分散の効果確認のため、実際に深絞り形状の金型を用いてプレス成形試験を実施した。

3.1. 試験条件

試験条件を Table 1 に示す。

通常のプレス成形(クランクモーション)では、Fig. 3 に示すようにスライド位置が時間に対して正弦波を描く。本研究では、応力緩和現象により弾性ひずみから塑性ひずみへの置換を促すため、成形途中で金型の動きを一時的に停

Table 1 Test conditions

Item	Data
Blank holding force	100 [kN]
Strokes per minute	1
Blank material	JAC440W 1.4t
	JAC590Y 1.4t

止させた。時間とスライド位置の関係は Fig. 4 に示す通りで、サーボプレスの長所を生かして一時停止時には金型の動きを停止しながらも荷重をかけ続け、なおかつ位置制御をおこなった。以下このプレス加工方法をステップモーションと呼ぶ。

また、プレスの停止時間は 1.0 秒を基本としたが、ひずみの置換は時間とともに進行するため停止時間による効果の差についても検証した。

なお、停止回数については 1 回でも効果は期待できるが、より明確にするために複数回の停止(加工開始 10 mm から 5 mm ごとに下死点まで停止)をおこなった。

成形深さの評価方法は、成形深さを 5 mm ずつ増していき、破断やネッキングを起さない限界深さを成形限界深さとした。

供試材には、強化機構の違いによる影響を確認するため、固溶強化鋼として JAC440W⁽⁷⁾、組織強化鋼として DP 鋼の JAC590Y⁽⁷⁾を用いた。

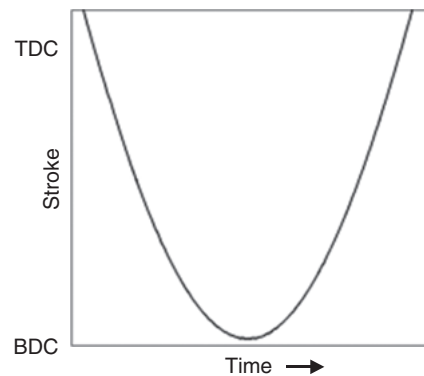


Fig. 3 Motion profile of crank motion

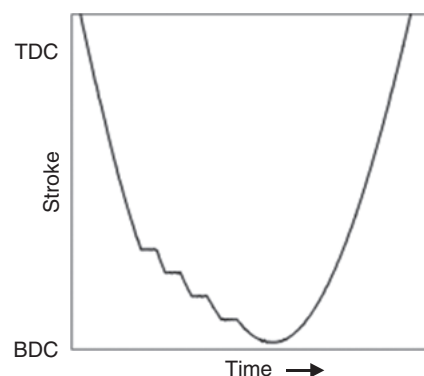


Fig. 4 Motion profile of step motion

3.2. 試験装置

Fig. 5 に示す金型により深絞り性能評価をおこなった。パンチ下部にある円柱にひずみゲージを貼り付けてあり、3 点で成形荷重を測定した。

プランク形状を Fig. 6 に示す。板厚は 1.4 mm である。

プレス機はアイダエンジニアリング社製 NC1 2500(D) 2500 kN を用いた。このプレス機は、NC サーボ機構によりスライドの動きを自在に制御できるという長所を有する。

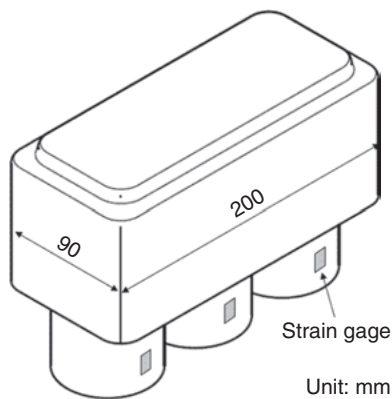


Fig. 5 Punch

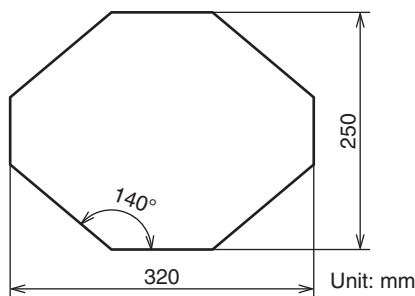


Fig. 6 Blank shape

4. 結果と考察

4.1. ステップモーション適用効果

JAC440W を用いたクランクモーションでの成形結果を Fig. 7(a) に、ステップモーションでの成形結果を Fig. 7(b) に示す。クランクモーションでは成形深さ 60 mm までは成形できたが、65 mm ではコーナ部に破断の発生が認められた。以上のことからクランクモーションでの成形限界は 60 mm と判断した。同様にステップモーションで成形すると成形深さ 70 mm でも破断することなく成形することができた。以上の結果から、ステップモーションを適用することで約 10 mm の成形限界向上の効果が認められた。

クランクモーションおよびステップモーション適用時の各スライド位置に対する成形荷重を Fig. 8 に示す。図から各スライド位置における成形荷重はクランクモーションも

ステップモーションもほぼ同等であることがわかる。ところが、Fig. 9 に示すステップモーションでの時間に対する成形荷重の変化を観察すると、成形途中に一時停止している間に成形荷重が低下していることがわかった。その後、プレス金型が再び動き出すと停止前の荷重とほぼ同じ値まで回復し、その後はクランクモーションでの加工とほぼ同じ荷重曲線を描いた。

また、JAC590Y を用いて成形試験をおこなった結果、クランクモーションでは 50 mm が成形限界だったが、ステップモーションでは 70 mm まで成形可能で、材料の強化機構が異なる場合でもステップモーションでの成形性向上効果を確認できた。

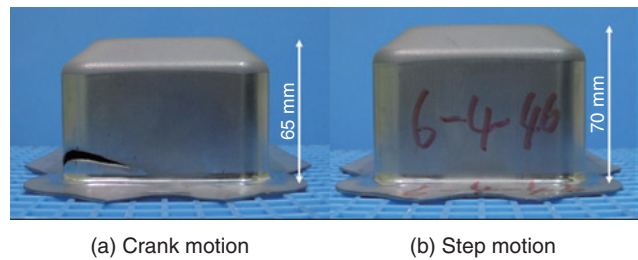


Fig. 7 Results of forming test

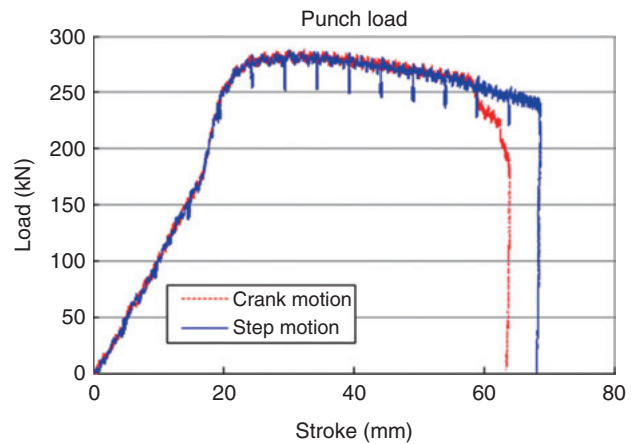


Fig. 8 Forming load in crank motion and step motion

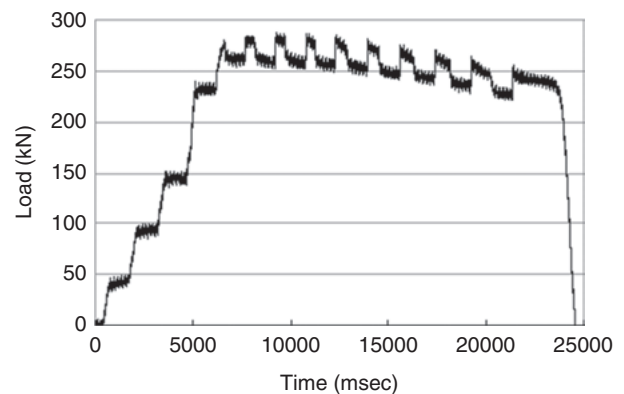


Fig. 9 Forming load in step motion (Time-Load)

4.2. ステップモーション停止時間の影響

先にも述べたように応力緩和現象によるひずみの置換は時間と共に進行するが、今回のステップモーション適用試験結果においても時間と共に荷重が低下しており、停止時間の成形性向上効果に及ぼす影響が考えられる。生産性を考慮すると停止時間は極力短くするのが好ましく、プレス成形性向上の効果を得るために必要な最短の停止時間の検証試験をおこなった。停止時間は Fig. 10 に示す通りで、0 秒、0.1 秒、0.3 秒、0.5 秒、1.0 秒と変化させた。停止時間 0 秒がクランクモーションである。クランクモーションでは破断が認められたが、停止時間 0.1 秒、0.3 秒では破断はなくなり局所的な板厚減少によるネッキングが現れた。さらに停止時間を 0.5 秒以上に延長すると、ネッキングもなくなり良品を成形することができた。以上の結果から、ステップモーションにおける効果は停止時間に依存し、今回のプレス部品形状では金型停止時間 0.5 秒以上で良好なプレス成形品が得られることがわかった。

4.3. プレス成形性向上メカニズムの検討

ステップモーションが材料の変形挙動におよぼす影響を確認するため、JIS13 号 B 試験片⁽⁸⁾を用いて引張試験を実施した。試験方法は、ステップモーションにおける停止の効果を確認するために、引張速度一定とステップモーションの二つのパターンでおこなった。ステップモーションは、 $\Delta l = 2 \text{ mm}$ から 1 mm ごとに 10 秒ずつ停止した。

それぞれ二つのパターンで試験した応力-ひずみ曲線を Fig. 11 に示す。図からわかるように、引張試験にステップモーションを適用することで全伸びが向上した。ここで同じひずみ量に対応する応力は、一定速度もステップモーションも同じ値を示しており、両者に差異は認められなかった。

そこで、材料の破断への影響を検証するため、引張試験片の板厚分布の確認をおこなった。それぞれ二つのパターンにて引張試験をおこない、標点間距離 50 mm に対して伸び $\Delta l = 11 \text{ mm}$ に達したときに荷重を開放した試験片を

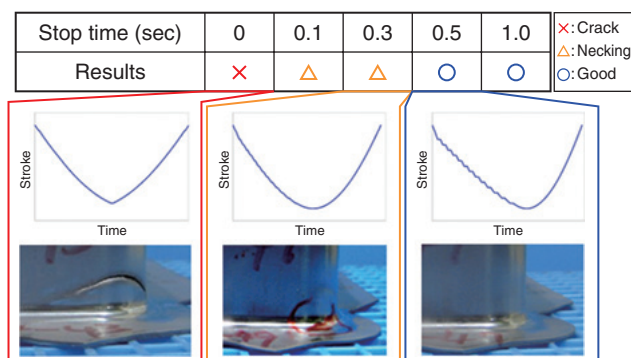


Fig. 10 Influence of stop time

用い、板厚分布を試験片の長手方向で測定し、比較をおこなった。

Fig. 12 に示すように、一定速度で試験したものは、試験片中央付近のみが極端に大きく板厚が減少した(最大板厚減少率=11.3%)。一方、ステップモーションにて加工したものは、それほど極端な板厚減少を起こしておらず、最も板厚が減少した部分でも板厚減少率は 9.5% であり、比較的平均的に板厚減少していた。さらに試験片中央から $\pm 25 \text{ mm}$ の範囲で、最大板厚減少率から最小板厚減少率を引いた差で比較すると、一定速度での試験に対しステップモーションを適用した場合は局所的な変形が約 1/3 に抑制されており、ひずみ分散化による局部変形の抑制効果が確認できた。この変形形態の変化により本来材料の持つ変形能力を活かすことが可能となり、材料の全伸びが向上したものと考えられる。

4.4. ステップモーションの停止時間依存性の検討

プレス成形試験において確認された深絞り性向上効果の時間依存性について検証するために、ステップモーションを適用した引張試験を停止時間 1 秒、5 秒、10 秒として

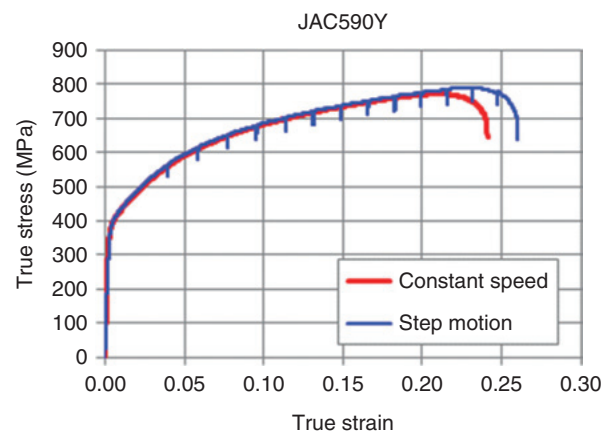


Fig. 11 Strain-stress curve

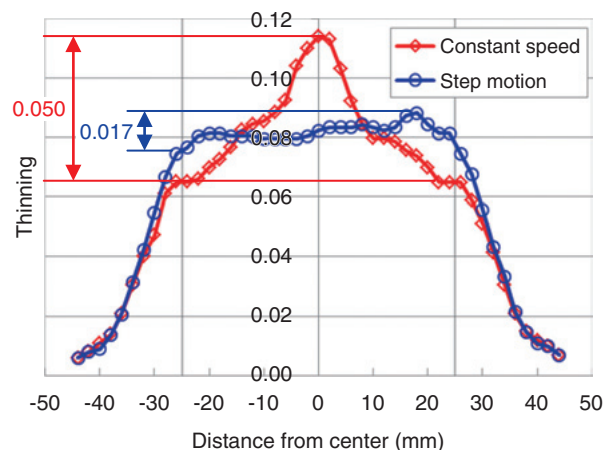


Fig. 12 Comparison of thickness distribution in constant speed and step motion ($\epsilon=22\%$)

おこない、板厚分布の確認をおこなった。Fig. 13 に示すように、まず停止時間 1 秒については一定速度で試験したものと同様に局所的に板厚減少が発生し、最大板厚減少率は 10.8% であった。次に停止時間 5 秒のものは板厚減少率が 9.2% に抑えられており、停止時間 1 秒のものと比較して局所的な板厚減少は抑制傾向にあった。これらについても試験片中央から ± 25 mm の範囲で、最大板厚減少率から最小板厚減少率を引いた差で比較すると、一定速度での試験に対し停止時間 1 秒の場合は局部変形がほぼ同等であるのに対し、停止時間 5 秒では約 2/3 に抑制されていた。以上の結果からステップモーション適用の効果は引張試験においてもプレス成形試験と同様に、停止時間に依存することが確認された。

ところで、プレス成形試験では停止時間が 0.5 秒以上で成形性向上効果が認められたが、引張試験においては 1.0 秒でも効果が現れなかった。停止時の応力の変化を両者で比較した結果を Fig. 14 に示す。プレス成形試験時には引張試験と比較して荷重の低下が極短時間に発生し、1.0 秒停止時の荷重低下率も約 2 倍以上の大きさとなった。

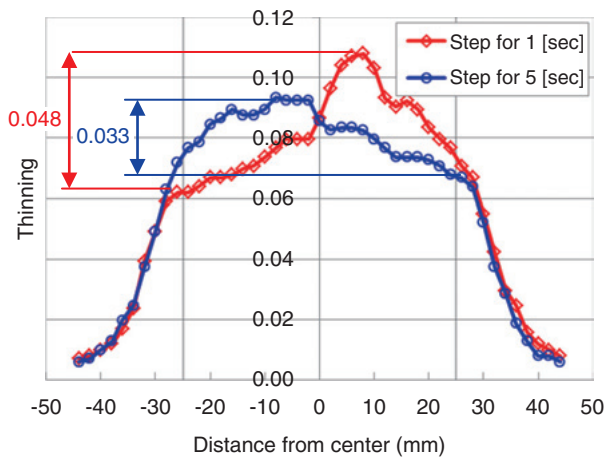


Fig. 13 Comparison of thickness distribution in 1 second stop and 5 second stop ($\epsilon=22\%$)

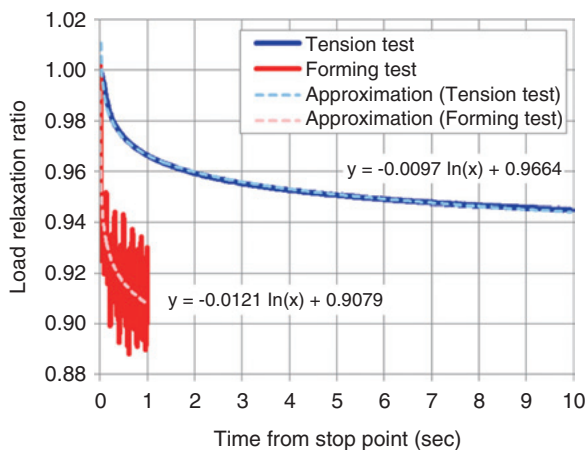


Fig. 14 Time per load relaxation behavior

この両者の相違は、プレス成形は高速加工であるのに対し引張試験は加工発熱を避けるため極低速でおこなうことによる温度差およびひずみ速度差の影響があるためと考えられる。ここで応力緩和現象は一時停止した後に発現するため直接的にはひずみ速度の影響は考えにくく、以下温度による影響を検討した。

温度に対する内部摩擦の大きさは Fig. 15⁽⁵⁾ に示すボルドニーピークの模式図中の Fe に表され、温度に依存して二つのピークを持つ。今回のプレス成形および引張試験の温度依存性の検討のため、この模式図に今回おこなった引張試験およびプレス深絞り加工時のそれぞれの材料の温度を照らし合わせてみると、図中に示す通りその内部摩擦力の差は大きいことがわかり、この内部摩擦力の差がすなわち応力緩和時間に深くかかわっているものと推察される。

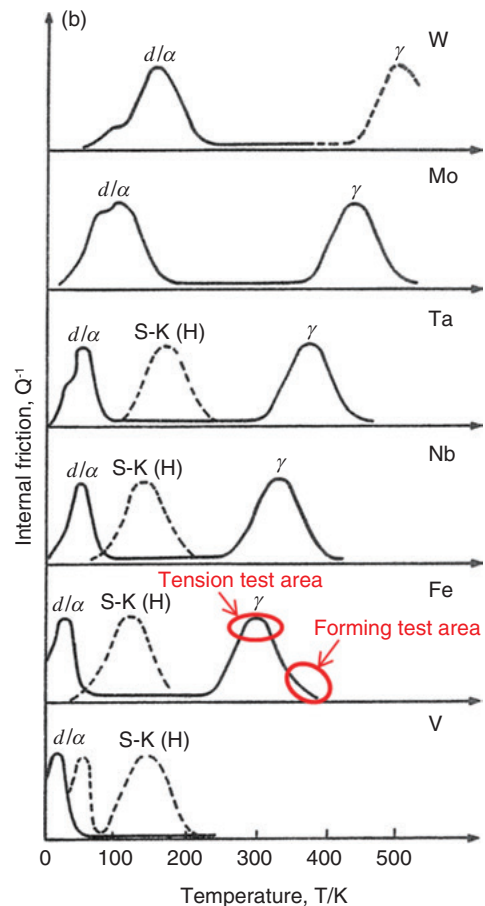


Fig. 15 Image of Bordoni peaks

5. 結言

応力緩和現象を利用したひずみ分散化によるプレス成形性向上を検討した結果、以下の結論を得た。

- (1) プレス成形において、加工途中で金型を一時停止することで応力緩和を発生させるステップモーションの導入により成形限界深さが 40% 向上した。

- (2) 一定速度での引張試験に対し、ステップモーションを再現した引張試験では局部変形の抑制が確認された。
- (3) ステップモーションの成形限界向上の効果は、一時停止の時間に依存することを引張試験およびプレス成形試験にて確認できた。

以上より、仮説として挙げた応力緩和現象を利用したひずみの分散化は成形性向上に有効であることがわかった。

参考文献

- (1) 東雄一, 中川浩樹: サスティナブルな自動車材料技術, 自動車技術会 2011 年春季大会フォーラム, p.1-6
- (2) Y. Tamai, Y. Yamasaki, A. Yoshitake, T. Imura: Technology of improving press formability applying press motion control - Advanced multi-stage forming with servo press -, Proc. IDDRG2006, p.403-408
- (3) ASTM E328-02, Standard test methods for stress relaxation for materials and structures
- (4) 田川哲哉, 孕石泰丈, 南二三吉: 低炭素構造用鋼の応力緩和挙動, 溶接学会論文集, 第 29 巻, 第 1 号, p.48-54(2011)
- (5) 水林博: 非弾性, 材料強度の原子論, 丸善, p.71-88(1985)
- (6) C. minier and J. lauzier: Proc. Yamada Conf. Point Defects and Defects Interactions in Metals, Kyoto, (1981), Univ. Tokyo Press, Tokyo, (1982), p.749.
- (7) 日本鉄鋼連盟規格 JFS A 3011: 2008, 自動車用合金化溶融亜鉛めっき鋼板及び鋼帯
- (8) 日本工業規格 JIS Z 2201: 1980, 金属材料引張試験片

■ 著 者 ■



山下 裕之



上野 宏明



中井 浩之



檜垣 貴大

固体高分子形燃料電池の マルチスケール解析技術の開発

Development of Multi-scale Simulation Methods for Polymer Electrolyte Membrane Fuel Cell

小井戸 哲也*
Tetsuya KOIDO
楠 見 暢 宏*
Nobuhiro KUSUMI

牧 野 克 紀*
Katsunori MAKINO
千 葉 真 人*
Mahito CHIBA

伊 藤 優 基*
Yuki ITO

要 旨

ABSTRACT

電気化学的な発電による理論効率の高さから、未来の自動車用パワープラントとして固体高分子形燃料電池 (PEMFC) の普及が期待されている。PEMFC 内部では電極触媒など微細な構造の内部で多様な現象が、多様なスケールで相互に複雑に影響し合っており、特に (1) 電極触媒上の素反応と吸着種の相互作用、(2) 高分子電解質内部のプロトンホッピング、(3) 微細多孔質である電解質内部の液滴の凝縮が重要であると考えられるが、これらの現象は原子・分子のスケールのメカニズムに起因することから、過去の研究では十分に詳細には扱われていない。本論文ではこれらの課題に計算科学の視点から着目し、(1) については動的モンテカルロ法を、(2) については強束縛近似による量子分子動力学法を、(3) については化学ポテンシャル一定の分子動力学法を、それぞれ PEMFC 内部の環境を適切にモデル化したうえで適用した。その結果各課題に関してそれぞれの計算手法が有効であることを確認した。さらにこれら原子・分子のスケールの事象を PEMFC の単セルの性能の計算に反映できるようマルチスケールモデルとしてそれぞれの効果を連成して計算し、上記事象が相互作用して単セルの電圧電流特性に表れることがわかった。

It is expected that polymer electrolyte membrane fuel cells (PEMFC) will be increasingly used as the power plants of automobiles in the future due to their high thermodynamic efficiency utilizing electrochemical reaction. PEMFC have a detailed internal structure including electrode catalysts, and various phenomena interact in a complex manner across a wide range of scales within this structure. Particularly important phenomena are thought to be (1) the interaction between the elementary reactions and the adsorbates on the electrode catalysts, (2) proton hopping within the polymer electrolyte, and (3) condensation of water droplets within the micro-porous electrolyte. However, these phenomena are rooted in nano-scale mechanisms, so they have not been investigated in sufficient detail in past studies. This paper focused on these issues from a computational science perspective, created appropriate models of the PEMFC internal environment, and applied the dynamic Monte Carlo method to phenomenon (1), a quantum molecular dynamics method based on tight binding approximation to phenomenon (2), and a molecular dynamics with constant chemical potential method to phenomenon (3). The results confirmed that each computational approach effectively simulates the respective issue. In addition, the various effects were calculated in a coupled manner as a multi-scale model to enable these nano-scale phenomena to be reflected when calculating the PEMFC unit cell performance. The results showed that the above phenomena interact and influence the unit cell current-voltage characteristics.

1. ま え が き

エネルギー・環境負荷低減に対する関心が高まるなか、一つの課題解決手法として燃料電池自動車の開発、普及が世界的に進められている。今後の燃料電池自動車の大量普及に向けては、コスト面と耐久性の面でより一層の性能向

上が望まれている⁽¹⁾。このためには PEMFC の発電をより効率的に行うことが効果的であり、内部の現象を明らかにすることが必要である。PEMFC は電極触媒など微細な構造内部で多様な現象が相互に複雑に影響し合っており、計算科学的なアプローチが有効であると考えられる。本論文では、PEMFC の内部現象のなかで、これまで取り扱わ

*基礎技術研究センター

れて来なかった本質的なメカニズムをとらえた数値計算手法の構築を行ったので報告する。

2. 開発のねらい

PEMFC を搭載した自動車の普及へ向けた課題は多岐にわたるが、コスト低減と耐久性の向上は最も重要なものであり、そのためには発電の効率向上は欠かせない。本研究では PEMFC のスタック内部の、発電の最小単位である単セルについて、その内部で起こる詳細な現象を通じて発電性能を予測することを考えた。Fig. 1 に PEMFC の単セルの構造を簡略化して示す。カソード (正極)、アノード (負極) の各電極、それらに挟まれた固体高分子電解質膜、その外側に導電性のあるガス拡散層、さらに外側にあるガス流路と導電性の集電体からなる。それぞれの部材の寸法は一般に、個々の電極、電解質膜の厚さが $10\text{ }\mu\text{m}$ 、ガス拡散層の厚さが $100\text{ }\mu\text{m}$ 、ガス流路の深さが 1 mm 、ガス流路の長さが 10 cm の程度のオーダーである。

各電極は電極触媒層と呼ばれる貴金属触媒粒を導電性担体に担持させて電解質を含浸させた形態が一般的である。図に示すように負極で解離した水素が、プロトンとして高分子電解質内部を、電子として外部回路を通して移動し、正極において酸素と反応して水になる。水素と酸素はそれぞれの電極の外側にあるガス拡散層を通して、ガス流路から輸送される。こうした現象を表す物理量として、図に示した部位において、それぞれの分子の濃度 (C)、流体の密度・速度 (ρ , $\mathbf{u}$)、電解質と電子の電位 (Φ) が考えられる。本研究ではこれらを予測する技術を、現象発生メカニズムにさかのぼることにより開発することを目指した。

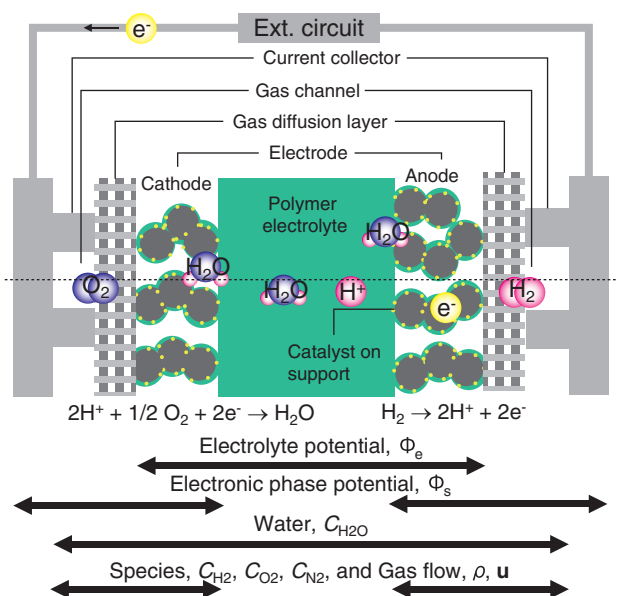


Fig. 1 Typical structure with transported species of unit cell of PEMFC. Related transport phenomena are also indicated.

電極触媒層は実際の発電を行う重要な部位であり、Fig. 2 に本研究のために作成した実際の触媒層の拡大画像を示す。カーボンと電解質は灰色に見えている。白金は黒い粒として数 10 nm 径のカーボン (ケッチェンブラック) に担持されている。この触媒層はガス拡散層に高分子電解質と触媒の混合液をスプレーする方法で作成した。塗布量は白金とカーボンが共に 0.5 mg/cm^2 、高分子電解質としては Nafion® を 0.4 mg/cm^2 とした。

電流—電圧特性向上のための課題として、電極触媒において反応を起こすために必要な、活性化エネルギーに由来する (1) 活性化過電圧、主にプロトンなどイオンの輸送の抵抗に起因する (2) 抵抗過電圧、反応面において反応する物質が不足することによる (3) 濃度過電圧の低減が重要である。このうち (1) 活性化過電圧の低減のためには、電気化学反応が起きやすいカソード電極触媒層を構築すること、(2) 抵抗過電圧の低減のためには、プロトン導電性の高い電解質膜を開発すること (3) 濃度過電圧の低減のためには、ガス流路から電極触媒に至る反応ガス輸送経路の拡散性を高くし、特に高電流域では液体水による輸送の阻害を低減することが重要である。

これらは現象発生メカニズムが原子・分子のスケールにさかのぼる必要があるため、今まで十分に解明されていなかった。そこで本論文では原子・分子のスケールのメカニズムを、単セルのスケール (数 cm) に反映できるようマルチスケールモデル (異なるスケール階層の現象を連結するモデル) による計算科学的なアプローチを試みた。計算技術の開発・適用に際して以下の 3 点の効果を考慮できることを主要なねらいとした。

- (1) プロトン導電性におけるプロトンホッピング
- (2) 電位を考慮した触媒表面上の吸着種の状態
- (3) 触媒層ナノ細孔の液滴による閉塞

それぞれ前述の (1) から (3) の 3 つの過電圧に対応している。これらの複雑な対象を計算科学により扱うために

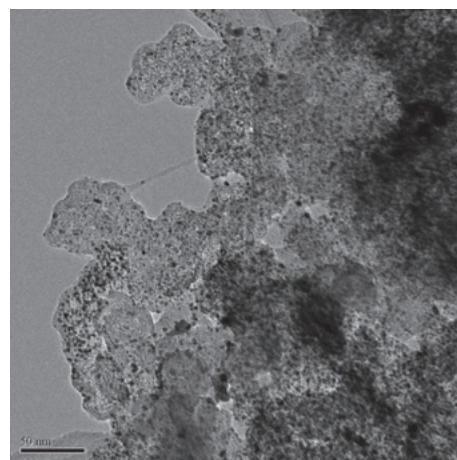


Fig. 2 TEM image of a catalyst layer of polymer electrolyte fuel cell. Grey objects are carbon support and polymer electrolyte. Black dots are platinum particles.

は、多くの仮定に基づく適切なモデル化、簡略化が必要であるため、それぞれの計算の有効性の検証も合わせて行った。

また個々の事象が燃料電池の性能としてどのように表れるのかを知るために、それぞれの効果を連成して計算する技術も開発した。

3. 計算技術

3.1. 動的モンテカルロ法による表面電気化学反応計算

電極触媒の表面反応では、種々の素反応とそれに伴う化学種の吸着・脱離が次々に連続して起こる。このため反応表面上の吸着・反応・脱離、および吸着種間の相互作用について電位を考慮しながら計算することが必要になる。触媒表面上に吸着サイトの格子を考え、格子上の全サイトの状態を表すベクトルを $\mathbf{c}$ とする。状態 $\mathbf{c}$ が時刻 t において現れる確率 $P_{\mathbf{c}}(t)$ の時間変化を表す方程式は一般に次のように表すことができる。

$$dP_{\mathbf{c}}(t)/dt = \sum_{\mathbf{c}' \neq \mathbf{c}} [k_{\mathbf{c}\mathbf{c}'} P_{\mathbf{c}'}(t) - k_{\mathbf{c}\mathbf{c}'} P_{\mathbf{c}}(t)] \quad (1)$$

ここで $k_{\mathbf{c}\mathbf{c}'}$ は状態 $\mathbf{c}'$ が $\mathbf{c}$ に変わる素反応の速度定数である。この方程式を解析的に解くことは困難であり、本研究では確率的手法である動的モンテカルロ法 (DMC) ⁽²⁾ を用いた。この手法では、まず状態 $\mathbf{c}$ においてすべての反応サイトに関して、周囲に隣接するサイトの状態を探索して素反応 i が生起可能なサイトを抽出する。次にこの生起可能なサイトの数 n_i と、反応速度 k_i の大きさとから、反応 i が生起する確率を決め、これを用いて起こる反応を確率的に決定し反応を起こす。さらにこの状態で起こりうるすべての反応が起こるための時間の総和から、生起させた一つの反応にかかった時間を確率的に決定する。上記を繰り返すことにより反応の進行を明らかにすることができる。

本論文で考慮した酸素還元素反応の種類は次章で説明するが、個々の素反応速度は、式 (2) で表される Arrhenius 式で与える。

$$k = A \exp(-E_{\text{act}}/k_B T) \quad (2)$$

ここで k_B は Boltzmann 定数、 T は絶対温度、 A は頻度因子、 E_{act} は活性化エネルギーである。素反応の速度の定量化に当たり、素反応を電子移動を含む反応と通常の化学反応に分けて考える。前者、白金原子上の吸着化学種の電子移動反応において E_{act} は、 $E_{\text{act}} = f(V - V_{\text{rev}})$ のように平衡電極電位 V_{rev} を基準とする電極の電位 V に依存すると考えられる。そこでこれを第一原理計算により求まるエネルギーの条件付き最小化問題として定式化し、未定係数法により E_{act} を求めた ⁽³⁾。この条件は反応の遷移状態における電子親和力が、その電位における電極の仕事関数と等しいという仮定

と、電子の授受において、原子核の運動が電子状態の変化に対して十分に遅いという、Born-Oppenheimer (BO) 近似に基づいている。平衡電極電位 V_{rev} は Nernst の式により熱力学的に算出できる ⁽⁴⁾。頻度因子 A は次章で述べるように電解質中のプロトンが吸着酸素原子へ付加するモデルに基づいて算出している。後者の通常の化学反応では式 (2) の各要素を遷移状態理論 ⁽⁵⁾ により決定した。ここで活性化エネルギーは素反応毎の定数としている。

3.2. 強束縛近似による量子分子動力学 (TBMD)

電解質内部のプロトン輸送現象は、Vehicular 機構と Grotthuss 機構によるとされており ⁽⁶⁾、輸送速度を予測するためには、両者を考慮する必要がある。このうち前者の輸送現象は、古典分子動力学計算 ⁽⁷⁾ により扱うことができるが、後者の機構はプロトンホッピングとも呼ばれ、Fig. 3 に示すようにヒドロニウムイオン (H_3O^+) に隣接する水分子が H_3O^+ に変化することで、プロトン (H^+) 自体が移動しているように見える現象で、高速な電荷輸送をもたらす。後者においては化学結合の組み換えを伴うために、電子状態を量子力学的に扱う必要があり、古典力学に基づく分子動力学計算では扱うことができない。これに対応した手法として、第一原理分子動力学の手法があるが、高分子を扱うためには計算負荷が非常に大きく現実的ではない。このため本開発においては量子化学を考慮した強束縛近似分子動力学法 ⁽⁸⁾ (TBMD) による計算コードを新たに開発した。この手法では、分子の波動関数を原子軌道の線形結合により表す LCAO 近似に基づき Schrödinger 方程式を解くことによって系のエネルギーと電子状態を計算する。その際、計算量の多い二電子積分計算を省略することで高速化を図るものである。原子核 A の運動方程式は、前述の BO 近似を仮定し、次のように表わした。

$$\mathbf{F}_A = \frac{\partial E}{\partial \mathbf{R}_A} = - \sum_{B \neq A} \sum_i^{\text{atoms}} n_i \sum_{rs}^{\text{AO}} C_{ir}^T \left(\frac{\partial H_{rs}}{\partial \mathbf{R}_{AB}} - \frac{\partial S_{rs}}{\partial \mathbf{R}_{AB}} \right) C_{is} - \sum_{B \neq A}^{\text{atoms}} \frac{\partial E_{\text{rep}}(\mathbf{R}_{AB})}{\partial \mathbf{R}_{AB}} \quad (3)$$

ここで C_{ir} は、 i 番目の分子軌道に対する、 r 番目の原子軌道の基底関数の寄与を示す係数、 n は i 番目の分子軌道に存在する電子の数、 H はハミルトニアン、 S は重なり積分、 $\mathbf{R}$ は原子核の位置、添え字 A, B は原子を表す。本研究では、短距離力の補正のために、右辺の第 2 項に核間および電子間の反発エネルギーの項を加えることにより定量性を改良した。前述の二電子積分省略によりハミルトニアンの要素

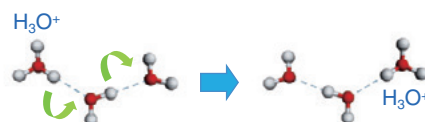


Fig. 3 Proton transfer by Grotthuss mechanism

は調整パラメータとなり、別途第一原理計算を再現するように決定する。本計算においては、プロトンホッピングの頻度に影響を与える H_3O^+ イオン中の O-H 結合の距離に対するエネルギー変化の関係を、MP2 法⁽⁹⁾による高精度第一原理計算の結果を再現するように調整した。本手法により 8 core のワークステーション 1 台でも 1000 原子程度の量子分子動力学計算が可能となった。

3.3. 化学ポテンシャル一定の分子動力学

nm オーダの細孔の内部では、毛管凝縮と呼ばれる現象により、気液の相転移点が変わることが知られている。この現象を予測するのに従来から用いられている Kelvin の式では表すことのできない現象が近年確認されている⁽¹⁰⁾。PEMFC 電極触媒層内部の高精度な予測を行うためには、上記現象を電極触媒層壁面の特性を考慮して分子動力学法によって直接計算することが有効である。細孔中における気液両相の共存状態では両相の温度、化学ポテンシャル(分子あたりのギブスの自由エネルギー)は同等だが、圧力が異なる。分子動力学法において温度、圧力を固定した計算は一般に行われるが、本研究では、両相の化学ポテンシャルを一定にした計算を行うために Grand Molecular Dynamics (GMD) 法⁽¹¹⁾を用いた。この手法では分子動力学で扱う通常の粒子に加え、0 個から 1 個の間の仮想粒子を考慮して粒子の運動方程式を解くことにより、外界と粒子のやり取りを扱い、これを通じて計算対象系の化学ポテンシャルを制御できる。この仮想粒子を考慮した運動方程式に、温度制御法として Nose-Hoover 法⁽⁷⁾を導入して化学ポテンシャル、体積、温度を制御した計算を行った。

4. PEMFC のモデル化と計算結果

前章の手法により PEMFC に適用するために、対象のモデル化を行い、それぞれの計算結果を検証し、それらを連成して電流電圧特性を計算する方法について述べる。

4.1. 電気化学反応速度の計算

4.1.1. モデル化

PEMFC の正極には通常、酸素還元活性の高い白金触媒粒子をカーボン担体上に担持したものが用いられており、その上を電解質成分が被覆している。酸素還元反応は電解質と共にある水分中に溶存した酸素が白金表面上に吸着し水分中のプロトンと反応を起こすことを仮定した。これは

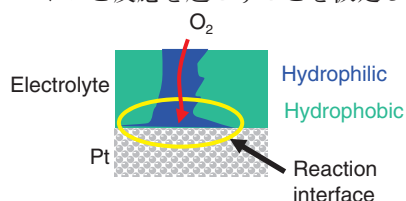


Fig. 4 Image of reaction interface

酸素の拡散係数が Nafion[®] 中より水中が大きいこと、および電位が高い酸素還元電極には正電荷のプロトンが吸着しづらいことを反映した。

本研究では素反応は文献(12)に基づき以下の反応に絞って計算した。

酸素分子、液体水の吸脱着、



吸着酸素分子の還元、(プロトン付加後の解離反応は容易に起こるものとしてこの反応に含めた。)



および吸着酸素原子の還元。



吸着水酸基の還元、



吸着水の脱離



式中の*は金属表面上に吸着した状態を表す。ここで式(6)、(7)、および(8)の電気化学反応においては反応の活性化エネルギーは、前章で述べたとおり電位に依存する。平衡電極電位は、BO 近似を仮定し、反応式中の各吸着状態におけるエネルギーを DFT による第一原理計算で計算し、このエネルギーをもとに Nernst の式により、電位差に変換する。

白金触媒粒子は表面エネルギーの低い(111)面と(100)面とで構成されて、安定して存在しているものと仮定する。粒子の形状は、立方体と切頂八面体で代表した。またすべての白金表面は電気化学的に有効であるものとした。

白金表面上に水分子の吸着形態として、2種類が確認されている。一つは二つの O-H 結合が白金表面に平行な向きとなり、表面近くに存在するもので、もう一方は O-H 結合の一つが垂直な向きで、前者より表面から離れて存在するものがある。またこれらの間で生じる水素結合による秩序構造が生じることが報告されている⁽¹³⁾。これを反映し、本研究では白金表面上で秩序構造を持って吸着する水の状態を、事前に DMC 計算により計算し、これを初期状態として表面反応の計算を行った。このとき前述の水平な向きの水分子は、吸着エネルギーが大きいため、今回考慮する酸素還元反応系に含まれない物質とみなし、垂直な向きの水分子のみが反応すると仮定している。

また水溶液中のプロトンが反応する頻度因子として、遷移状態理論による頻度因子を単位体積内の水素イオン濃度

で補正し、白金電極による水の電気分解実験⁽¹⁴⁾を再現する値を用いた。

4.1.2. 計算結果

Fig. 5 に Pt(111) と Pt(100) の活性を示す。Pt(111) の方が活性が高いことは、実験によっても示されており⁽¹⁵⁾、本計算の結果が定性的に一致したことを示している。

電圧 0.8 V における表面上の吸着種の状態のスナップショットは Fig. 6 のようになっており、Pt(100) は OH 基と前述した反応に関与しづらい表面に水平に吸着した水分子が覆っており、式 (9) の OH が水となる反応が滞っていることを示している。

この原因について考えるために、式 (6)、(7)、(8) の右向き電気化学反応における DFT 計算による Gibbs の自由エネルギーの変化を Table 1 に示す。ここで Pt(100) における反応式 (8) が Pt(111) に比べて進みづらいことが示唆されている。

次に代表的な形状において、粒子の大きさと活性について計算した。粒子の電流密度を見積もるときには、Fig. 5 に示した活性を粒子の各面方位の面積に応じて足し合わせて算出した。ここで面と面との接合部分 (辺と頂点) については、別途化学種の吸着エネルギーを計算し、吸着エネルギーが非常に高いことから電気化学的活性が低いものとし

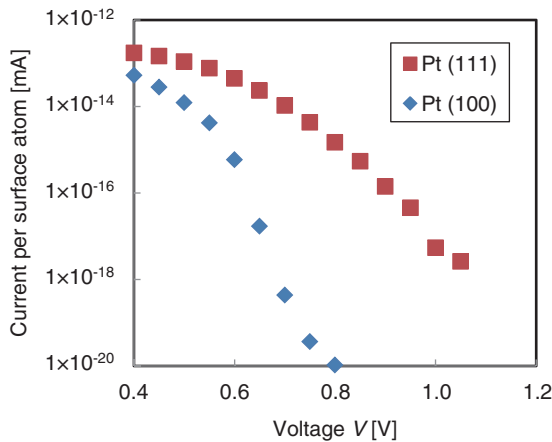


Fig. 5 Current per surface atom against cell voltage

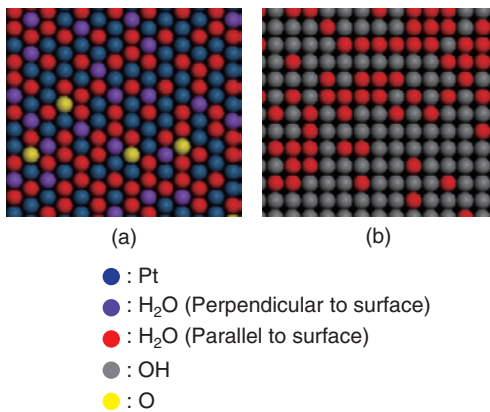


Fig. 6 Adsorption of species at 0.8V on Pt (111) ((a)) and Pt (100) ((b))

Table 1 Change of Gibbs free energy ΔG , in eV

Reaction	Pt (111)	Pt (100)
OO $\rightarrow$ OOH	-0.82	-0.79
O $\rightarrow$ OH	-0.94	-1.27
OH $\rightarrow$ H ₂ O	-1.17	-0.53

て、反応計算から除外した。この結果を Fig. 7 に示す。触媒粒径が活性の観点から最適値をもち、形状としては正八面体が優れていることが示された。

4.2. 電解質内部のプロトン輸送計算

4.2.1. モデル化

本研究では PEMFC の電解質として一般に用いられる Nafion[®] を対象とした。これは炭素とフッ素からなる主鎖と先端にスルホン基を持つ側鎖から構成されるが、分子量が 10000 – 100000 を超え、構築した TBMD 法によってもそのまま扱うことができない。そこで本研究では、実際は 100 から 1000 ある主鎖の重合度を 4 とし、側鎖を Fig. 8 のように簡略化して計算した。体積を一定、温度を 300 K で一定に制御しながら、時間刻みを $\Delta t = 0.05$ fs として平衡状態の動力学計算を十分な時間行い、結果から H₃O⁺ イオンの移動距離を計算した。プロトンホッピングによる H₃O⁺ イオンの組み換えを追跡するために、すべての O-H 間の距離を観測しながら計算を進めた。側鎖の密度としてイオン交換容量 (IEC, mmol/g) と、水の密度として含水率 λ (スルホン基当たりの水分子数) をパラメータとして計算

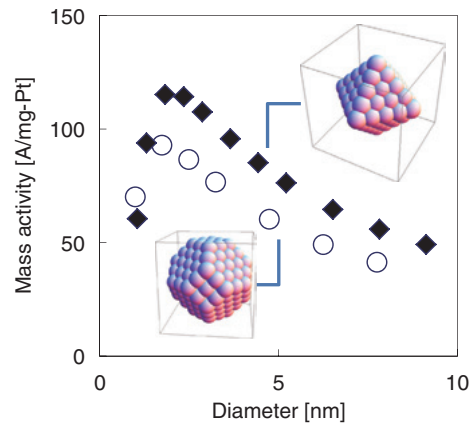


Fig. 7 Effect of catalyst particle size and shape on electrochemical activity

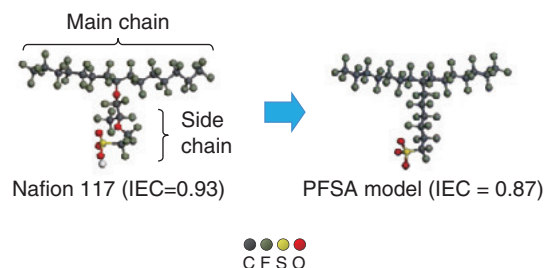


Fig. 8 Simplification of chemical structure

を行った。Fig. 9 は、 $\lambda = 12$, $IEC = 0.87$ mmol/g における計算の状態を表す。

PEMFC 発電中は電解質内部に電位の傾きという非平衡状態が生じ、電荷 (H^+) のマクロな移動が生じ、これに付随して水分子も移動する電気浸透現象が起こるが、本計算ではプロトン導電率を、平衡状態におけるプロトンの拡散係数から算出するものである。電気浸透による水輸送については、別途 4.4.2 項で述べる。

4.2.2. 計算結果

Fig. 10 に計算により得られたプロトンの拡散係数を示す。ここでプロトン導電率の算出は、次のように行った。 H_3O^+ の平均二乗変位をもとに、それぞれ自己拡散係数を算出した。これを Nernst-Einstein の関係によりプロトン導電率に変換した。TBMD 手法では、長距離相互作用を考慮できないことから、水素結合のエネルギーを定量的に計算できない。このため別途、本計算手法により、水の自己拡散係数について、(計算値/実験値)を評価しておき、これによりこの導電率を補正している。Fig. 10 に本計算により求めた側鎖の密度変化によるプロトン導電率の変化を、イオン交換容量 (IEC) に変換して示す。含水率変化に対するプロトン導電率の上昇傾向は、Zawodzinski らによる Nafion[®] のプロトン導電率測定結果⁽¹⁷⁾とよく一致した。古典分子動力学計算では上記の傾向を再現できない⁽¹⁷⁾ことから、プロトンホッピングを量子力学的に解くことによって、本手法で含水率依存性を捉えることができたと考えら

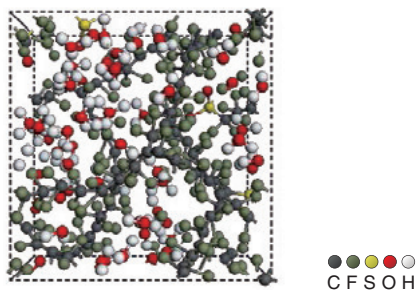


Fig. 9 Snapshot of TBMD calculation ($\lambda=12$, $IEC = 0.87$ mmol/g)

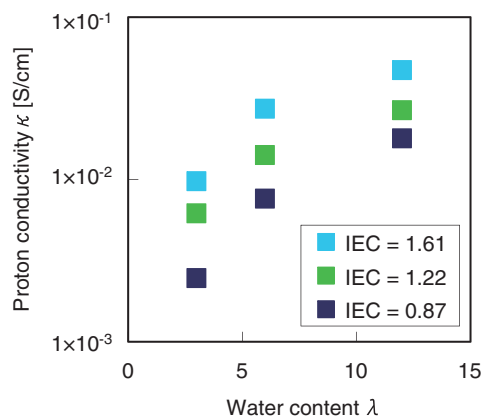


Fig. 10 Predicted conductivity

れる。さらに、本計算結果から、 IEC を大きくすることで特に $\lambda < 6$ の低含水率領域においてプロトン導電率の大幅な向上が見込めることが予測された。

4.3. ナノ細孔内部の水の閉塞の計算

4.3.1. モデル化

通常 PEMFC の電極触媒は、直径数 10 nm 程度のカーボン担体に直径数 nm の貴金属粒子を担持させ、電解質成分を含浸させ、それら以外の部分が空隙となるよう構成される。Fig. 2 に示したように空隙部分は、数 nm オーダとなり、本論文ではこの部分における水の毛管凝縮に着目した。

PEMFC 運転中は水の生成が触媒層で継続して起こる非平衡状態であるが、本計算では平衡状態の計算で代表できるものとした。計算では、触媒層内部の電位場は無視し、カーボン壁面のみに着目し、次のようにモデル化した。空隙は無限に広い平行平板間の空間とし、空間中の水分子の挙動を、化学ポテンシャル、温度をパラメータとして計算する。水分子中の原子間距離は固定して計算した。壁面を構成する原子は固定した。空隙の大きさは平板間隔で壁面はグラファイト (グラフェンシート) で代表する。Fig. 11 にこの平行平板と計算の初期状態を示す。水の原子間の相互作用は SPC/E ポテンシャルを、グラファイトと水の間の相互作用は LJ ポテンシャルにおいて、平板面と水滴のなす接触角が弱親水性である 86° となるように設定した⁽¹⁸⁾。

本研究で開発した化学ポテンシャル一定の分子動力学計算の妥当性を調べるために、ナノ細孔内部における水の沸点の変化を計算した。触媒層の表面はグラフェンシートとし、カーボンのポテンシャルを適用した。カーボンなど親水性の表面の場合、細孔内部では沸点が上昇する。本計算では細孔の半径が 4 nm に相当する場合、沸点の上昇は 5.8 K であったのに対し、ガス吸着法において細孔径の最頻値が同等のメソポーラスカーボンについて DSC 法で計測した場合は 8.7 K であった。一方従来から細孔内部の相変化温度の予測に一般的に用いられる Kelvin の式によると 1.5 K であった。このことから、壁面のポテンシャルに対する水分子の挙動を考慮することにより、本計算により実際の現象に近い予測ができるようになったものと考えられる。

4.3.2. 計算結果

本計算手法により、平板間隔に対して、ある温度に対して液相が蒸発する圧力を計算した。相変化の起こる圧力

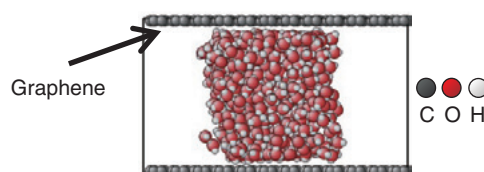


Fig. 11 Computational model of pore and initial state

は、化学ポテンシャルを変化させて GMD 計算を多数回行い、分子数が急激に減少する点を探索し、この点での圧力値を採用した。この結果から気液相変化に関する温度—圧力—細孔径（平板間隔）特性を求めることができる。次に Fig. 2 と同様の手法で作成した電極触媒層の細孔径分布をガス吸着法により計測し結果を前述の気液相変化特性にあてはめ、電極触媒層が温度、相対湿度に応じてどの程度液体水により閉塞されるかを計算した。圧力は、相対湿度における水蒸気分圧を使った。Fig. 12 にその結果を示す。例えばこの触媒層の場合、温度が 75℃ で相対湿度が 70% で約 1 割の空孔体積が水で閉塞されることが予測される。

4.4. 多現象の連成計算

4.4.1. 計算方法

これまで述べたような種々の現象が機器の性能にどのように影響するのか確認するために、現象を同時連成して計算する必要がある。PEMFC の電流と電圧の関係は、各化学種、およびこれらの混合気体の運動、電解質内部、固体内部の電位の支配方程式から決められる。これらの方程式の従属変数は Fig. 1 に示したように、それぞれ酸素濃度 C_{O_2} 、水素濃度 C_{H_2} 、水濃度 C_{H_2O} 、混合気体の流速ベクトル $\mathbf{u}$ 、電解質内部の電位 Φ_e 、固体内部の電位 Φ_s となる。混合気体の密度 ρ は各化学種の濃度と理想気体の状態方程式から決められる。電極触媒層はプロトンの拡散する電解質の相、空孔中の気相、および電子の移動する担体の相の 3 相からなる均質多孔体とみなした。電解質の相と気相中の水は平衡状態にあるものと仮定した。体積当たりの発電量を構成方程式により算出し、これをソース項として与えた。これらすべての支配方程式は解くべき変数を ϕ として、定常状態で次の移流拡散方程式の形に表すことができる⁽¹⁹⁾。

$$\rho \mathbf{u} \phi = \nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi) + S \quad (10)$$

ここで ρ は密度、 Γ は拡散係数、 S はソース項である。 ϕ を前述の変数に置き換えることで、それぞれの支配方程式を

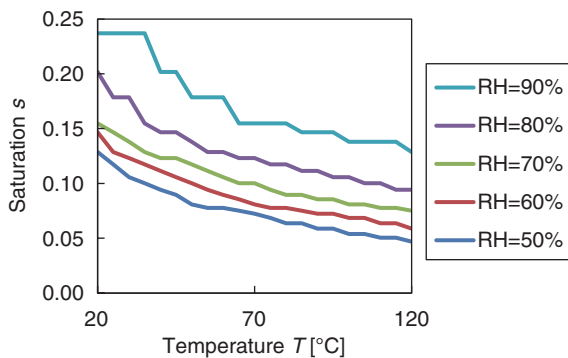


Fig. 12 Estimated pore volume fraction occupied by liquid water at various relative humidities

表すことができ、1 に置き換えることで連続の式になる。このため、すべての支配方程式は数値流体力学的手法⁽²⁰⁾を適用することにより解くことができる。境界条件はガス流路への流入ガスの流量、組成、両極の集電体の電位である。

4.4.2. マルチスケールモデル

前節で得られた結果をもとに、それぞれの原子・分子スケールの現象を、単セルのスケール（数 cm）の計算に取り込むために、マルチスケールモデル（異なるスケール階層の現象を連結するモデル）として表した。

カソードにおける反応速度は、DMC 計算により電位、酸素濃度、温度に応じた白金原子あたりの電流値を算出し、これを面積当たりの白金塗布質量と、白金質量あたり面積、触媒層の厚さに応じて、体積当たりの反応速度、 $j = j_{MS}(V, T, C_{O_2})$ に変換した。ここで文献 (21) を参考に、触媒の有効利用率は 0.8 としている。DMC 計算における触媒表面の酸素濃度は、Henry 定数を用いて気相中の酸素濃度 C_{O_2} から計算している。酸素濃度と温度の影響は反応式の反応速度 [式 (2)] の頻度因子 A を通じて現れる。

ナノ細孔の影響による触媒層の細孔の閉塞度は、Fig. 12 の結果から温度、水濃度の関数として $s = s_{MS}(T, C_{H_2O})$ とした。これにより触媒の表面積が低下すると考え、反応速度 j を、 $j^{eff} = (1-s)j$ に補正した。水、酸素、水素の拡散係数についても $D_m^{eff} = (1-s)D_m$, $m = H_2O, H_2, O_2$ のように補正した。 τ は多孔質の屈曲度である。今回の計算では相対湿度が 99% 以上では閉塞度 s はこれ以上上がらないものと仮定した。

電極触媒層では、電解質相の水と電位、空孔中の気相の化学種、担体の相の電子の電位について、各保存量の輸送速度が、それぞれの相の体積分率の屈曲度によるべき乗に相当するものと考えた。

電解質膜のプロトン導電率は、TBMD 計算による IEC 依存性をもとに、文献値⁽¹⁹⁾を $\kappa^{eff}(IEC, \lambda) = f(IEC, \lambda) \kappa_{ref}(\lambda)$ のように補正した。膜内の H_3O^+ の輸送による電流ベクトル $\mathbf{i}_e$ に付随して移動する水の数（電気浸透係数 n_d ）は、種々のモデルが提案されているが、MRI による運転中の電解質膜内部のプロトン濃度の計測結果から含水率に依存するモデルが適していると考え⁽²²⁾、文献 (23) によった。

特に断りのないモデルは文献 (19) により、特に断りのない物性値は一般に知られた値を使用した。以上のモデルを、Table 2 に示すように、式 (10) の拡散係数 Γ 、ソース項 S を変更し、Fig. 1 に示す部位に適用して計算を行った。表中の F はファラデー定数である。ガス拡散層やガス流路における液相水の輸送も重要な課題であるが、本研究においては特に電極触媒層における現象に着目しているため、触媒層内部のナノスケール細孔の液相による閉塞のみ考慮した。計算対象のセルは、電解質膜として 112 Nafion® を、電極触媒層については第 1 章で述べたものを模擬し、それ以外の部分は JARI 標準セルを模擬した 3 次元形状とした。

Table 2 Models incorporated into the governing equation, Eq. (10). Listed modifications are applied to polymer electrolyte part including electrodes indicated in Fig. 1.

Variable, ϕ	Modified terms
Species, C_m	$\Gamma = D_m^{\text{eff}}$, only to electrodes. $S = S_d = \nabla \cdot [(n_d/F)\mathbf{i}_d]$ if $m = \text{H}_2\text{O}$ $S = -j^{\text{eff}}/(2F) + S_d$, only to cathode if $m = \text{H}_2\text{O}$ $S = j^{\text{eff}}/(4F)$, only to cathode if $m = \text{O}_2$ $S = -j^{\text{eff}}/(2F)$, only to anode if $m = \text{H}_2$
Electrolyte potential, Φ_e	$\Gamma = \kappa^{\text{eff}}(\lambda)$. $S = j^{\text{eff}}$, only to electrodes.
Electronic phase potential, Φ_s	$S = -j^{\text{eff}}$, only to electrodes.

適切な熱物性が得られなかったために、今回の計算では温度分布はないものとして 75℃ に固定した。ガス流路の流入ガスの露点温度はアノードで 75℃、カソードが 55℃、ストイキオメトリーはアノードで 4、カソードで 3 とした。入口圧力は 2 気圧とした。アノードとカソードのガス流路は膜を挟んで並行に流している。

4.4.3. 計算結果

Fig. 13 にこうして得られた電極塗布面積当たりの電流密度－電圧特性を表す。実験的によく知られている、低電流域での急激な電圧の低下と高電流域での電圧低下が表れている。特筆すべきは本計算ではカソードの反応速度は、第一原理計算に基づく素反応速度と計測された特性のみにより計算されており、いわゆる恣意的なパラメータフィッティングを行っていない。

つづいてこの計算におけるセル電圧 $V = 0.5\text{V}$ のときの内部の物理量を Fig. 14 に示す。カソードからアノードの間の膜を通した方向の分布を、流路中央断面 (Fig. 1 の破線断面) において、ガス流路の入り口近傍、中央部、出口近傍において示した。図よりプロトン導電率が大きく分布していることがわかる。これは内部の含水率 λ の分布によるも

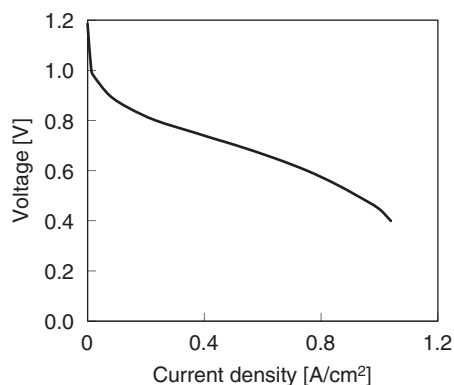


Fig. 13 Predicted voltage-current density curve with multi-scale models

のである。カソードにおける体積当たりの電流密度は、入口側では電解質膜側で低いが、出口側では逆転している、これは入口側では含水率が低いために、プロトンの導電率が低く、触媒層内部の電解質の電位差が大きくなり、このため、電解質膜近傍での電流密度が高くなるのに対し、出口側では電位差が均等化する上に膜近傍の酸素濃度が低下するためむしろ膜近傍で電流密度が下がったものである。またこのとき触媒層の閉塞度は、両極ともガス流路の途中から相対湿度が 100% を超え飽和している。前述のように今回の計算では相対湿度が 99% 以上では閉塞度 s が上がらない計算を行った影響が出ていると考えられるものの、閉塞度は 3 割近くに達しており、出口近傍での触媒層内部での酸素濃度低下に寄与していると考ええる。このように本研究で対象とした事象が相互作用し、性能に影響していることがわかる。

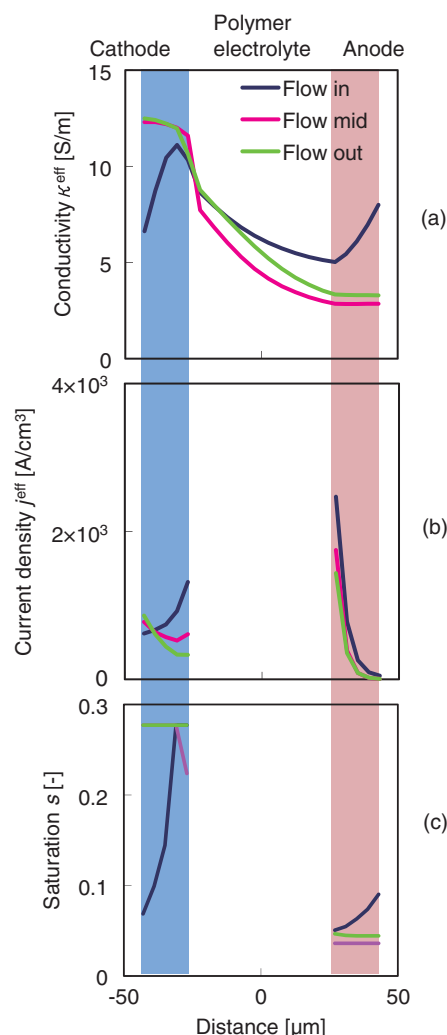


Fig. 14 Predicted distribution of physical quantities through polymer electrolyte membrane, (a) proton conductivity, (b) current density, (c) liquid saturation. The curves indicate values on the plane cut in the middle of the gas channel: Dashed line in Fig. 1. Anode and cathode are shaded with red and blue respectively.

5. まとめ

PEMFC の性能予測において、今まで十分に考慮されていなかった事象について、原子・分子のスケールのメカニズムを考慮した計算技術を構築し、以下のように知見を得た。

- (1) プロトン導電性におけるプロトンホッピングの影響を考慮した計算を行い、イオン交換容量と導電性に関連があることを明らかにした。
- (2) 電位を考慮した触媒表面上の吸着種の状態を考慮した計算を行い、触媒粒径が、触媒質量あたりの活性に影響することを明らかにした。
- (3) nm オーダの空孔の効果を考慮した液滴凝縮の計算を行い、触媒層の細孔内部の毛管凝縮が無視できないことを示した。
- (4) さらに個々の事象を PEMFC の単セルの性能に反映できるようにマルチスケールモデルとしてそれぞれの効果を連成して計算する技術も開発し、上記事象が相互作用して性能に表れていることがわかった。

参考文献

- (1) Wang, Y., Chen, K. S., Mishler, J., Cho, S. C., Adroher, X. C.: A review of polymer electrolyte membrane fuel cells: Technology, applications, and needs on fundamental research, *Applied Energy*, Vol. 88, p. 981-1007(2011)
- (2) Rai, V., Pitsch, H.: First-principles analysis of oxygen-containing adsorbates formed from the electrochemical discharge of water on Pt(111), *Journal of Physical Chemistry C*, Vol. 112, p. 9760-9768(2008)
- (3) Aryanpour, M. M., Rai, V., Pitsch, H.: Convergent iterative constrained variation algorithm for calculation of electron-transfer transition states, *Journal of the Electrochemical Society*, Vol. 153(3), p. E52-E57(2006)
- (4) Rossmeisl, J., Nørskov, J. K.: Calculated Phase Diagrams for the Electrochemical Oxidation and Reduction of Water over Pt(111), *Journal of Physical Chemistry B*, Vol. 110, p. 21833-21839(2006)
- (5) Glasstone, S., Laidler, K., Eyring, H.: The theory of rate processes, McGraw-hill(1941)
- (6) Agmon, N.: The Grotthuss Mechanism, *Chemical Physics Letter*, Vol. 244, p. 456(1995)
- (7) 上田顯, 分子シミュレーション, 裳華房, 446 p. (2003)
- (8) Laasonen, K., Nieminen, R. M.: Molecular dynamics using the tight-binding approximation, *Journal of*

- Physics: Condens. Matter.*, Vol. 2, p. 1509-1520(1990)
- (9) Pople, J. A., J. Binkley, J. S., Seeger, R.: Theoretical models incorporating electron correlation, *International Journal of Quantum Chemistry*, Vol. 10, S10, p. 1-19(1976)
- (10) Klein, J., Kumacheva, E.: Confinement-Induced Phase Transitions in Simple Liquids, *Science*, Vol. 269, No. 5225, p. 816-819(1995)
- (11) Çağın, T., Pettitt, B. M.: Grand molecular dynamics: A method for open systems, *Molecular Simulation*, Vol. 6, No. 1, p. 5-26(1991)
- (12) Kim, S. H., Rai, V., Pitsch, H.: Multi-Scale Modeling of Catalyst Layers in PEM Fuel Cells Based on Dynamic Monte Carlo Method for Surface Reactions, 212th ECS Meeting, Abstract #512(2007)
- (13) Meng, S., Wang, E. G., Gao, S.: Water adsorption on metal surfaces: A general picture from density functional theory studies, *Phys. Rev. B*, Vol. 69, p. 195404(2004)
- (14) Wang, J. X., Markovic, N. M., Adzic, R. R.: Kinetic Analysis of Oxygen Reduction on Pt(111) in Acid Solutions: Intrinsic Kinetic Parameters and Anion Adsorption Effects, *Journal of Physical Chemistry B*, Vol. 108, p. 4127-4133(2004)
- (15) Markovic, N. M., Adzic, R. R., Cahan, B. D., Yeager, E. B.: Structural effects in electrocatalysis: oxygen reduction on platinum low index single-crystal surfaces in perchloric acid solutions, *Journal of Electroanalytical Chemistry*, Vol. 377, p. 249-259(1994)
- (16) Zawodzinski, T. A., Neeman, M., Sillerud, L. O., Gottesfeld, S.: Determination of water diffusion coefficients in perfluorosulfonate ionomeric membranes, *Journal of Physical Chemistry*, Vol. 95, p. 6040-6044(1991)
- (17) Zhou, X., Chen, Z., Delgado, F., Brenner, D., Srivastava, R.: Atomistic Simulation of Conduction and Diffusion Processes in Nafion Polymer Electrolyte and Experimental Validation, *Journal of the Electrochemical Society*, Vol. 154, p. B82-B87(2007)
- (18) Werder, T., Walther, J. H., Jaffe, R. L., Halicioglu, T., Koumoutsakos, P.: On the Water- Carbon Interaction for Use in Molecular Dynamics Simulations of Graphite and Carbon Nanotubes, *J. Phys. Chem. B*, Vol. 107, p. 1345-1352(2003)
- (19) Wang, C. Y.: Fundamental Models for Fuel Cell Engineering, *Chemical Reviews*, Vol. 104, p. 4727-

4766(2004)

- (20) Ferziger, J. H., Peric, M.: Computational Methods for Fluid Dynamics, Springer(1997)
- (21) Gasteiger, H. A., Kocha, S. S., Sompalli, B., Wagner, F. T.: Activity benchmarks and requirements for Pt, Pt-alloy, and non-Pt oxygen reduction catalysts for PEMFCs, Applied Catalysis B: Environmental, Vol. 56, p. 9-35(2005)
- (22) Tsushima, S., Ikeda, T., Koido, T., Hirai, S.: Investigation of Water Distribution in a Membrane in an Operating PEMFC by Environmental MRI, Journal of the Electrochemical Society, Vol. 157, Iss. 12, p. B1814-B1818(2010)
- (23) Springer, T. E., Zawodzinski, T. A., Gottesfeld, S.: Polymer Electrolyte Fuel Cell Model, J. Electrochem. Soc., Vol. 138, No. 8, p. 2334-2342(1991)

■ 著 者 ■



小井戸 哲也



牧 野 克 紀



伊 藤 優 基



楠 見 暢 宏



千 葉 真 人

本田技術研究所 論文委員会

編集長 漆山 雄太 四輪 R&Dセンター
齋藤 俊博 四輪 R&Dセンター
馬場 雅之 二輪 R&Dセンター
金古 章 基礎技術研究センター
笠井 聡人 汎用 R&Dセンター
石橋 正明 二輪 R&Dセンター
郷土 健二 四輪 R&Dセンター

佐々木 隆 四輪 R&Dセンター
須藤 晶 四輪 R&Dセンター
藤平 徹 基礎技術研究センター
塩崎 智夫 二輪 R&Dセンター
木村 芳彦 二輪 R&Dセンター
千葉 省作 汎用 R&Dセンター
友永 久人 四輪 R&Dセンター
白木 晶子 四輪 R&Dセンター
田中 公俊 基礎技術研究センター
吉田 裕子 汎用 R&Dセンター

編集協力 二輪 R&Dセンター論文委員会
汎用 R&Dセンター論文委員会
四輪 R&D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R&Dセンター論文委員会
HRA 論文委員会
(HRA Technology Introduction Planning Committee)

編集後記

1989 年、当時の本田技術研究所の社長であられた川本信彦氏が創刊号の巻頭言に『一流の証し』をする場として位置づけられた Honda R&D Technical Review は、2 巻の F-1 特集号を含めると、本号で 39 巻目の発刊を迎えることとなりました。この間に掲載された論文・技術紹介の総数は、実に 1040 編に及びます。改めて目を通してみると、そこには、各領域におけるその時々々の技術課題、トレンド、それらに立ち向かった著者の方々の熱き想いやこだわり、そして、探究心と情熱がもたらした成果の数々が集約されております。これらは、現在の Honda の屋台骨のひとつと言っても、決して過言ではないでしょう。

本号 Vol.24 No.1 より、Honda R&D Technical Review は電子書籍化という転換点を迎えました。まずは、全 HG 所員が容易に共有できる技術コミュニケーション・ツールとして。そして、近い将来、全世界の技術者とも。

貴重な英知の数々が身近なものに、そして、社外との技術交流が容易に。同胞諸氏には、是非、有効に活用していただきたいと思います。また、執筆の機会があれば、臆せずに大きく手を挙げてもらいたいと思います。自身、Honda R&D Technical Review が、これからも、新たな価値創造の礎となるべく、尽力していく所存です。

(塩 崎)

Honda R&D Technical Review

©2012 株式会社 本田技術研究所 (禁無断転載)

2012 年 3 月 1 日 Vol.24 No.1

発行所 株式会社 本田技術研究所

発行人 山 本 芳 春

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 R&Dセンター
企画室 第 4 ブロック
TEL 028-687-2023 FAX 028-677-7854

印刷所 〒351-0024 埼玉県朝霞市泉水 2-8-21
協永堂印刷株式会社



Honda R&D Co., Ltd.