

Honda R&D

Technical Review Vol.19 No.2



October 2007

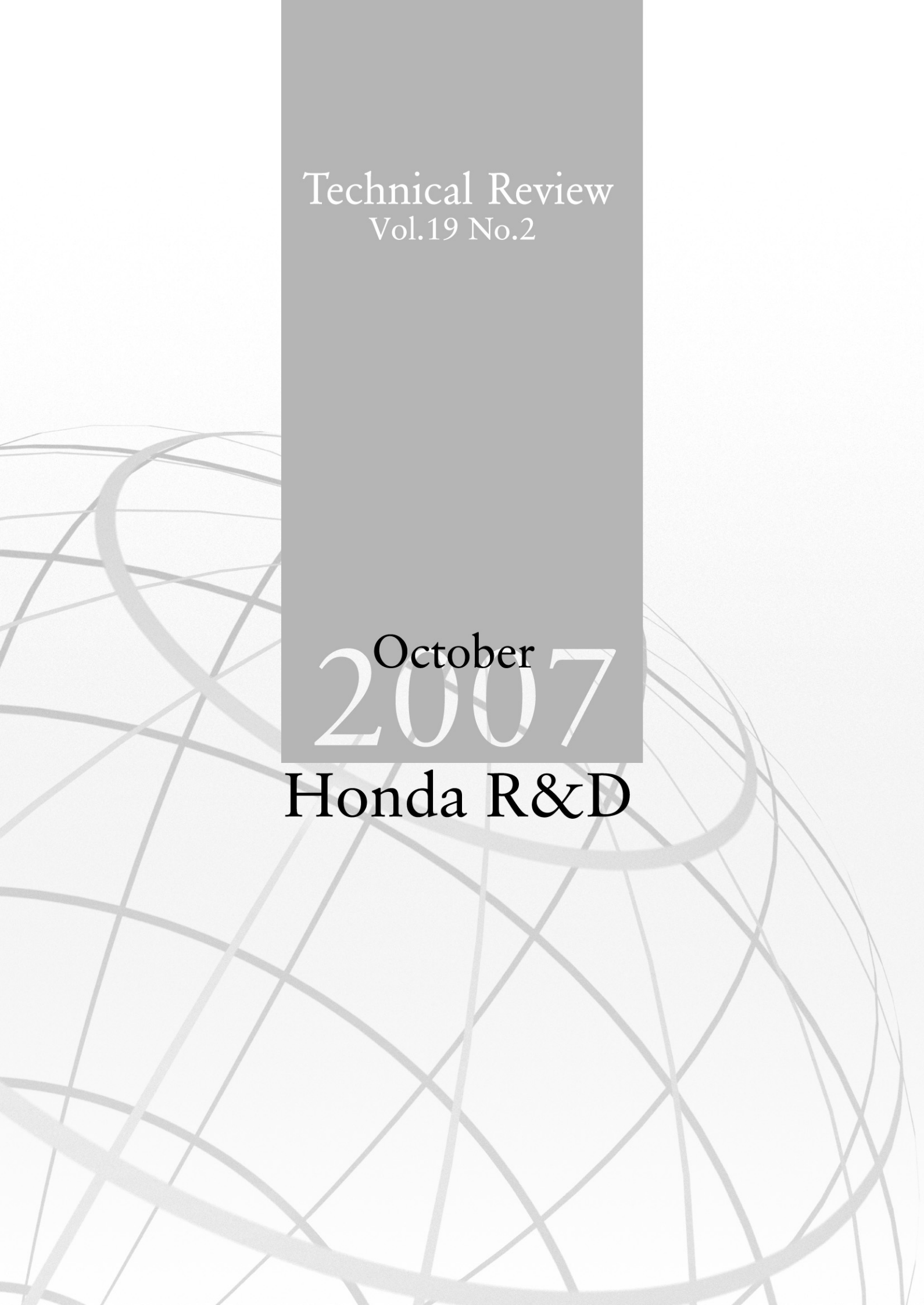


表紙の言葉

「土を耕す音は夕暮れと共になりやみ、トンボが姿をみせ始めた。」
そんな情景を懐かしく思い表現してみました。



汎用開発センター
藤木裕子

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.19 No.2'. Below this bar, the text 'October 2007' is displayed, with 'October' in black and '2007' in white. At the bottom, the text 'Honda R&D' is written in black.

Technical Review
Vol.19 No.2

October
2007

Honda R&D

目 次

技術紹介

- ◇クロスロードのデザイン 所 洋介・石橋丈弘 1
- ◇新型モンパルML200のデザイン 山岸政彦 7
- ◇RA272エキゾーストパイプに織り込まれたホンダミュージックをつくり出したWAZA(技)
上田孝治・高橋龍一・今野 修 12
- ◇2006年モデルMoto-GPマシンRC211Vの紹介 吉井恭一・堤 幸一
重水信男・佐藤 辰 20
- ◇Development of V8 Engine for American Le Mans Series
Trevor Knowles・Yasuhide Sakamoto・Tom Nickols 26
- ◇Electrical System Development for American Le Mans Racing
Manminder Hayre・Marcelo Martinelli・Yasuhide Sakamoto 32
- ◇インバータ発電機「EU6500is」の低騒音・軽量化技術 田中良男・岡部 格
小野寺泰洋・伊藤隆司 37
- ◇ATV用電動パワーステアリングの開発 坂本友和・岡田 恵・井上和城 44
- ◇差分データを用いた地図更新技術 新井雅之・山中敬三・養父利秀 49
- ◇排気バルブ用ニッケル基高耐熱合金の開発 富永克彦・清水哲也・植田茂紀
倉田征児・都地昭宏 55
- ◇低VOCダストシーラの開発 鶴田直樹 61
- ◇新型ACCORDの加速時室内音の改良ー主成分回帰法を用いた伝達経路解析手法の適用ー
坂本 淳・尾崎 睦 66
- ◇新型ACCORD高性能防音フロア構造の開発 野口好洋・田中賢治・多田寛子
井出史彦・見坐地一人 70

論文

- ◇高出力、大排気量V6エンジン用アルミニウムライナ鑄込みシリンダブロックの開発
小松田 卓・高橋誠幸・安川勝久
大村淳一・難波規之 74
- ◇エンジン油劣化検知システムにおける酸化防止性能推定手法の研究 奥山庸介・相川孔一郎
星川 渉・丸山雅司 83

◇ 適応演算を用いた筒内圧検出システムの開発	山本裕司・赤崎修介 小原正徳・水野隆英	90
◇ リンクバイリンク法によるオイルポンプチェーン挙動シミュレーション	高岸 広・長久保篤史 六車和人・高橋信晴	96
◇ トランスミッション用外歯車のかみあいミスアライメント予測技術の研究	舘野義和・古居芳臣・法田和宏	104
◇ CVT過渡運転条件における金属ベルトの応力シミュレーション	齋藤俊博	110
◇ 二輪車シートの乗り心地評価手法の確立	小谷野光江・竹内 務 小原健史・横井元治	117
◇ 夜間の歩行者認識支援を目的とした重畳画像の構成手法	江口純司・近藤いずみ・小池弘之	123
◇ 高疲労強度焼結鍛造コネクティングロッドの研究	高田健太郎・木暮亮介・小林輝夫	129
◇ ロードノイズのための逆解法を用いた音源同定手法の開発	井出史彦・多田寛子・見坐地一人 Theophane Courtois・Claudio Bertolini	138
◇ ボールアーティファクトによる歯形計測の校正と不確かさ	梅津健太・石戸 亘・藤原欣哉	144
◇ 歩行アシスト制御系の構築	池内 康	154

CONTENTS

Introduction of new technologies

- ◇Style and Design for CROSSROAD Yosuke TOKORO • Takehiro ISHIBASHI 1
- ◇Styling Design of New MONPAL ML200 Masahiko YAMAGISHI 7
- ◇*Waza* (Skilled Craftsmanship) that Produced“ Honda Music ”: Creation of RA272 Exhaust Pipe
..... Koji UEDA • Ryuichi TAKAHASHI • Osamu KONNO 12
- ◇Presentation of 2006 Model RC211V Kyoichi YOSHII • Koichi TSUTSUMI
Nobuo SHIGEMIZU • Shin SATO 20
- ◇Development of V8 Engine for American Le Mans Series
..... Trevor Knowles • Yasuhide Sakamoto • Tom Nickols 26
- ◇Electrical System Development for American Le Mans Racing
..... Manminder Hayre • Marcelo Martinelli • Yasuhide Sakamoto 32
- ◇Low Noise and Lightweight Technology of Inverter Generator EU6500is
..... Yoshio TANAKA • Kaku OKABE
Taiyo ONODERA • Takashi ITO 37
- ◇Development of Electric Power Steering System for ATV
..... Tomokazu SAKAMOTO • Megumu OKADA • Kazushiro INOUE 44
- ◇Technology for Updating Digital Map Using Differential Data
..... Masayuki ARAI • Keizo YAMANAKA • Toshihide YOFU 49
- ◇Development of Heat-resistant Nickel-based Super Alloy for Exhaust Valve
..... Katsuhiko TOMINAGA • Tetsuya SHIMIZU • Shigeki UETA
Seiji KURATA • Akihiro TOJI 55
- ◇Development of Low Volatile Organic Compound Dust Sealing Material Naoki TSURUTA 61
- ◇Interior Sound Enhancement of Vehicle Acceleration for New Model ACCORD
—Transfer Path Analysis Using Principal Component Regression Method —
..... Atsushi SAKAMOTO • Mutsuru OZAKI 66
- ◇Development of High Performance Floor Insulation Structure of 2008 Model Year ACCORD
..... Yoshihiro NOGUCHI • Kenji TANAKA • Hiroko TADA
Fumihiko IDE • Kazuhito MISAJI 70

Technical papers

- ◇Development of Aluminum Liner in Die-cast Cylinder Block for High-power and High-displacement V6 Engine
Takashi KOMATSUDA • Masayuki TAKAHASHI • Katsuhisa YASUKAWA
Junichi OHMURA • Noriyuki NAMBA 74
- ◇Study on Estimation Method of Anti-oxidation Performance for Engine Oil Deterioration Monitoring System
..... Yosuke OKUYAMA • Koichiro AIKAWA
Wataru HOSHIKAWA • Masashi MARUYAMA 83

◇Development of Cylinder Pressure Measurement System Using Adaptive Calculation	Yuji YAMAMOTO • Shusuke AKAZAKI Masanori OHARA • Takahide MIZUNO 90
◇Dynamic Simulation of Oil Pump Chain Using Link-by-link Method	Hiroshi TAKAGISHI • Atsushi NAGAKUBO Kazuto MUGURUMA • Nobuharu TAKAHASHI 96
◇Prediction of Mesh Misalignment of External Gear for Transmission	Yoshikazu TATENO • Yoshiomi FURUI • Kazuhiro NORITA 104
◇Simulation of Stress on Elements of Metal Pushing V-belt for CVT under Transient Operating Conditions	Toshihiro SAITO 110
◇Establishment of Evaluation Method for Riding Comfort of Motorcycle Seats	Mitsue KOYANO • Tsutomu TAKEUCHI Takeshi OHARA • Motoharu YOKOI 117
◇Image Fusion for Night-time Pedestrian Recognition Assistance	Junji EGUCHI • Izumi KONDO • Hiroyuki KOIKE 123
◇Research of High Fatigue Strength for Powder-forged Connecting Rods	Kentaro TAKADA • Ryosuke KOGURE • Teruo KOBAYASHI 129
◇Development and Application for Identification of Sound Source Using Inverse Method for Road Noise	Fumihiko IDE • Hiroko TADA • Kazuhito MISAJI Theophane Courtois • Claudio Bertolini 138
◇Calibration of Tooth Profile Measurement and Uncertainty Analysis Based on Ball Artifact Method	Kenta UMETSU • Wataru ISHIDO • Kinya FUJIWARA 144
◇Development of Moment Assist and System Weight Compensation Control for Wearable Walking Assist System	Yasushi IKEUCHI 154

クロスロードのデザイン

Style and Design for CROSSROAD

所 洋 介*
Yosuke TOKORO

石 橋 丈 弘*
Takehiro ISHIBASHI

要 旨

クロスロードは「Active Life Navigator」というコンセプトのもとに SUV の持つたくましさをベースに3列シート(7人乗り)とコンパクトなサイズをあわせ持った新生活創造車として開発された。

エクステリアデザインは、「小さいけれども強い」をテーマに都市で埋没しない個性的なデザインを目指し、張りのある四角いボデーとしっかりと張り出したフェンダをつくり力強いデザインを実現している。

インテリアデザインは「爽快で骨太な空間」をテーマにスクエアな室内を隅々までつくりこみ骨太な骨格をいかすことによって、守られた安心感とタフでモダンな空間づくりを目指した。

タフで力強い雰囲気をもつエクステリアとモダンなインテリアをあわせ持つこの車が新しい価値観を人々に提供できると考えている。

ABSTRACT

The CROSSROAD was developed based on the concept of “Active Life Navigator.” It combines a compact body with the ruggedness of a 3-row, 7-seater SUV to accommodate new driver lifestyles.

Based on the idea of “small but tough,” the vehicle’s individual design stands out even in the city. CROSSROAD expresses a tough image through its solid, angular lines and prominent fender.

Every corner of the CROSSROAD’s interior has been refined with the concept of “Exhilarating and Brawny,” complimenting the vehicle’s angular body, while its sturdy frame and modern, robust interior were created to provide passengers with a sense of security and safety.

With the CROSSROAD’s tough exterior and modern interior, we hope to provide vehicle owners with new value in their automobiles.

1. はじめに

クロスロードは新しい価値観をお客様に提供すべく日本市場のために開発された。人々の価値観も多種多様で市場にもさまざまな車があふれている。その中においてひとつのユーザ動向に注目した。インターネット、パソコンゲームに代表されるような仮想空間で楽しむことからやはり体を動かし五感を使って楽しんでいく、そのような動向が時代の変化とともに新しい兆候として生まれてきている。それは興味関心が自分自身にむいて、楽しみながら素の自分を磨いて、自分の世界を広げていきたいというマインドが人々に大切にされつつある。

また一方では、自分だけでなく家族や友達、恋人といったまわりの人たちと楽しみを共有していきたいと考えている人たちが増えているというものである。

これらを受け開発チームは、等身大の生活の中で無理なく受け入れられる取り回しの良いサイズを持ちながら自分のライフスタイルをつくっていく車ができないだろうかと考え、日常生活で多人数乗車で使える3列シートを備え、スタイルは趣味性を主張するSUVで、何かやれそう、始めたいというワクワク感を持たせたいと考えた。

デザインはコンパクトなサイズながら、しっかりと個性を主張していき、都市で埋没しない車を目指した。存在感のある外観、室内空間の可能性を高次元でバランスさせながら、オーナーの所有欲を満たし、長く飽きのこない形態を目指した。

我々はこうした方々にむけて、生活の幅を大きく広げ、クールでタフなデザインとともに粹にはまらない可能性を広げていく車を目指し、「Active Life Navigator」というコンセプトのもとに開発をスタートさせた(Fig. 1)。

Fig. 2 に最終デザインモックアップを示す。

*四輪開発センター



Fig. 1 Concept of Crossroad



Fig. 2 Final design mock-up

2. パッケージレイアウト

Fig. 3 にパッケージレイアウト図を示す。

日常での使いやすさとして重要な“取り回しの良いサイズ”と、“皆で楽しい3列多人数乗車”の両立がパッケージのキーとなる。

市場に広く受け入れられた初代 CR-V よりも 100mm 短い全長を適切なサイズと定め、その中に3列7人乗りを実現させた。1列目、2列目はAM95%(アメリカ人男性体型の95%をカバーする寸法)のダミーが乗れる寸法をとり、大人4人がゆったりと座れる空間を実現し、3列目は使用状況を考えて、小柄な人が無理なく座れる寸法として JM50%(日本人男性体型の50%をカバーする寸法)のダミーが乗れる寸法に割り切った。

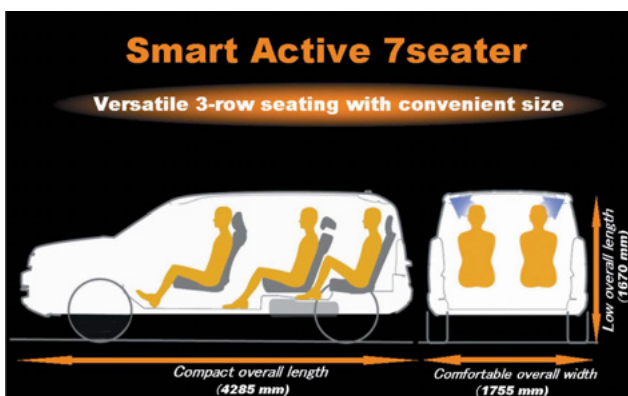


Fig. 3 Concept of package layout

STREAMとあわせて開発したプラットフォームの低床技術とスペアタイヤレス化により、低い全高、コンパクトなサイズの中に3列7人乗りが可能となった。また、スクエアなデザインとすることにより、頭上の横方向の広さはステップワゴン同等となり、実際に座るとサイズ以上に空間寸法を感じるキャビンスペースとなっている。

全幅は STREAM よりも 60mm 広げている。大径タイヤと相まって、SUV らしい力強い骨格を実現した。

3. エクステリアデザイン

エクステリアデザインのコンセプトは「小」さいけれども「強」い。日常生活の中で扱いやすいサイズでありながら、SUV としていかに存在感をだしていくか、これがまずデザインの大きなテーマである。市場にはありとあらゆるコンセプト、デザインを持った車があふれており、その中において新しく市場を切り開いていくには、個性を持ったひと目でわかる存在感あるデザインが必要と考えた。

通常、車のデザインはクレイをもったり、削ったりしながら塑像的なやり方で造形していくが、この車はまずはディテールにとらわれずに全体のプロポーションを大きくとらえ、ひとつの塊から削り出していくイメージをもって骨格作りをおこなった。

そこで彫刻家が素材の塊から完成形を想像しながら1回限りで形をつくりだしていく強さをモチーフとして造形のテーマを、「スカルプチュアルタフ フォーム」とした(Fig. 4)。

実際にはパッケージレイアウトに有利なスクエアな形態をモチーフに、フェンダが張り出し、車幅のワイド感とSUVらしさを強調している。

サイドパネルをフロントからリヤ、ルーフからタイヤにかけ絞りこみ、面に緊張感ある張りを持たせている〔Fig. 5(a), (b)〕。

サイドビューにおいては、コンパクトなボデーを支える大径タイヤで下半身をしっかり見せ、またベルトラインを高めに設定し、ウインドウを横長に見せ、実際の寸法より車

著作権上の理由により非表示

Fig. 4 Concept of exterior

を大きく見せている。ウィンドウ面は一段奥めて鉄板の厚み感を表現し、タフな印象を持たせた(Fig. 6)。

フロントビューにおいてはワイドで精悍な顔つきを目指し、サイドパネルの絞り込みとのバランスと2段バンパを採用し、それを実現している。

リヤビューはルーフにむけて絞りこんだガラスと縦型リヤコンビを採用し、Dピラーを細く見せ、3列目の存在を感じさせないようにしている。

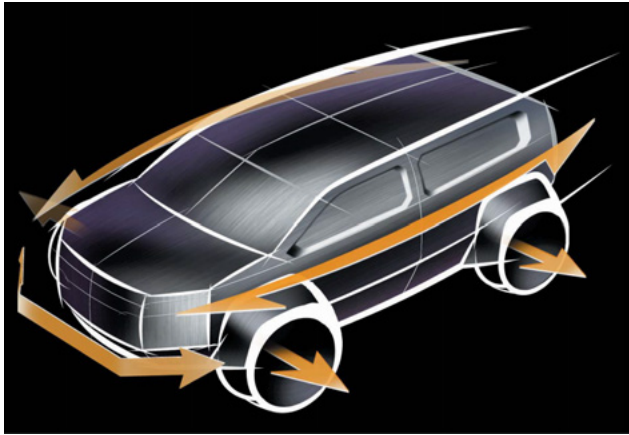


Fig. 5(a) Beveled side panel and pendent fender



Fig. 5(b) Beveled rear-end



Fig. 6 Underbody concept and deep beveled window frame

4. インテリアデザイン

インテリアデザインのコンセプトは「爽快×骨太」。

乗る人に気持ち良く感じてもらうために、広々とした爽快な空間であること、また SUV に乗っている気持ち良さ、安心感を感じてもらうために頑丈で骨太な空間であること、という二つの価値の融合を目指した(Fig. 7)。

まず爽快空間を実現するために着目したのはエクステリアのスクエアなフォルムの良さをインテリアに生かすことである。

室内を隅々まで、徹底的に四角く造り込むことによって空間を広く取り、“スクエア”感を強調することでクロスロードならではの爽快空間を実現した。

そして、その空間に守られる安心感をもたらすために着目したのは、建築の“柱”のイメージである。強度を確保するための柱や梁をあえて剥き出しにしてデザインされた建築を時折見かけるが、そんな空間の安心感をイメージした。

インストルメントパネルの基本造形を太い断面を持った横基調のデザインとし、スクエアな空間を支える大黒柱のイメージにした。またピラーやフロアを隅々まで四角く骨太にデザインすることにより、「爽快×骨太」インテリアを実現した(Fig. 8)。

デザインテーマのディテールは力強さがありながら、洗練されている「タフ・モダン」を造形テーマとして開発を進めた。



Fig. 7 Final design of instrument panel

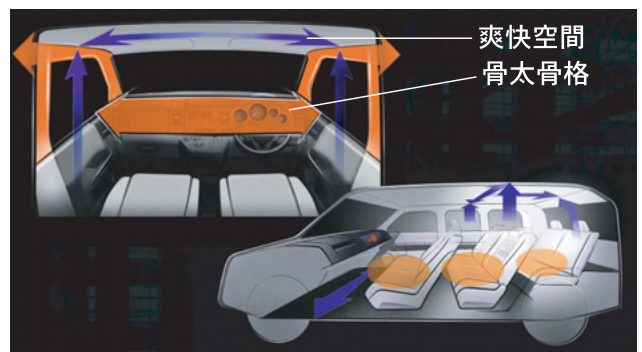


Fig. 8 Tough modern interior

インストルメントパネル廻りの操作系は直感的な視認性、操作性を重視した機能的で力強い形状としている。

特にエアコンの操作パネルはシンプルでわかりやすい3連ダイヤルタイプを採用し、円の大きさに主従関係を持たせ、瞬時に機能がわかるように配慮した。また、形状の大小にリズムをもたせた見やすくかつエモーショナルな独立4眼メータを中心としたコクピットデザインにすることにより、SUVを操る高揚感を演出している(Fig. 9)。

エクステリアのテーマをインテリアでも採用することによりクルマ全体でのデザインの統一感を目指した。

“スカulptチャル・タフ・フォルム”という金属の塊から削りだしたような造形をインテリアでも随所に意識し、力強さを表現した(Fig. 10)。

シートアレンジはワンタッチと簡単操作をテーマにシンプルにし、快適性というシート本来の機能を重視した。



Fig. 9 Tough modern cockpit



Fig. 10 Convenient functionality that carved from solid block of metal

5. カラーデザイン

5.1. エクステリアカラー

エクステリアデザインの持つ力強い塊感を表現するのに、金属の持つクール感、ガラスを多用したビルなどに見られ

る透明感をモチーフに都会的で洗練された色を目指した。

その中でもアトランティックブルーグレーメタリックは、新色としてこの車の面の張りやソリッド感を強調するために粗いアルミフレックと透明感あるブルーグリーンを組み合わせ、大きな一つの面でできているサイドパネルの表情を豊かに見せている。

他の色は既存色を中心に、粒径の粗いブラック、モダンに見せるパールホワイトなど有彩色も用意し、車をいろいろな表情に見せている(Fig. 11)。

5.2. インテリアカラー

インテリアカラーのコンセプトは「タフ・モダン」と定め、力強さを持ちながら洗練された都会的な空間を目指した。精悍なブラックを基調としたダーク内装と、クリーンなチタンアイボリーを基調とした明るい内装の二つを用意した(Fig. 12)。

著作権上の理由により非表示

Fig. 11 Concept of exterior color

著作権上の理由により非表示

Fig. 12 Concept of interior color

ダーク内装はブラックが基調でありながら、少し青味を感じさせるファブリックを採用することにより、単純ではない豊かな空間を演出している (Fig. 13)。

チタンアイボリーの明るい内装は、ブラックとのコントラストにより、爽快で都会的な空間を演出した。

人が触れるところは優しい明るい色にしなが、荷室廻りは汚れても気にならないブラックにし、SUVらしいタフで機能的な配色にしている。

また、立体的な造形部に高輝度の金属調の加飾を施すことにより、力強さを強調しながら、華やかで、上質な空間を表現した (Fig. 14)。

5.3. ファブリック

ファブリックも「タフ・モダン」をテーマに力強さを持ちながら、洗練された快適性を目指した。凹凸感の強いデザインとすることで力強さを表現し、室内全体の基調に合わせたボーダパターンにより統一感を持たせ、シートを広く大きく見せている。また、水平・垂直方向に直線を通さない工夫をし、デザイン線が傾いても気にならない生産性のあるデザインとしている (Fig. 15)。

凹凸の立体感、厚みのあるラミネートを施した上でヒートエンボス加工をおこなうことで実現している。フロントシートはさらに10mm厚の低密度のラミネートを重ねてからシートに張り込むことにより、力強い素材感でありながら、柔らかくて優しい触感を持たせた (Fig. 16)。さら

にユーテリティーパッケージでは撥水加工を施し、SUVとしてのアクティブに使える配慮もしている。

人に触れるシートは柔らかくたっぷりとした形状とすることで快適な安心感を表現している。フロントシート表皮のウレタン層(ラミネート厚)をSTREAMが5mmなのに対し、倍の10mmの厚みを持たせることにより、初期のタッチは柔らかいが、沈み込むとしっかりとホールドする「ピッタリ・フカフカ」シートを実現している。シートアレンジはワンタッチと簡単操作をテーマにシンプルにし、快適性というシート本来の機能を重視した。

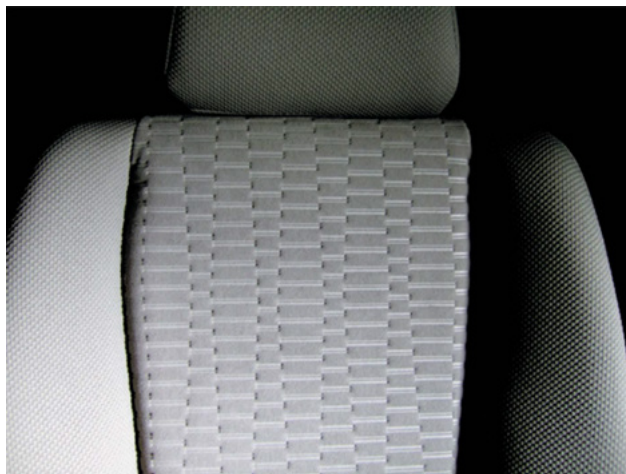


Fig. 15 Striped pattern

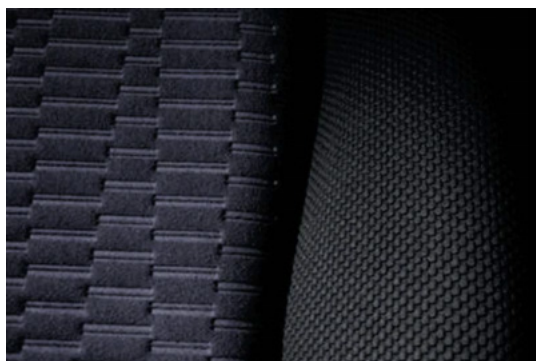


Fig. 13 Fabric with bluish coloring



Fig. 14 Metallic decoration



Fig. 16 Cube representation raminating and embossing

6. ロゴタイプ

CROSSROADは文字数で9文字あり、一字、一字を認識しにくいので、全体を塊で見せるようアイコン化した。頭文



Fig. 17 Logo design of Crossroad

字Cを月に、他の文字をビルにみたてて、ビル群にかかる月という都会の風景をモチーフとした。その風景のように頭文字Cを月のように丸くし、四角をベースとした8文字とはキャラクターを変えることで全体を印象づけるようにした(Fig. 17)。

7. おわりに

コンパクトなのに所有欲を満たすデザインとはどのような形態なのか。エクステリアはクールでタフをテーマにしたキュービックをモチーフにした新しい形態の提案、インテリアは爽快で安心感ある空間を達成し、その空間に7人乗りを実現した新しい車である。「Active Life Navigator」をコンセプトに新機種のこの車の特徴を際立たせるために議論を何回も繰り返してきた。そういった思いを払拭してくれたのが、無理なく自分の世界を広げていくという考え方だった。クロスロードは大きさや経済力を誇示する車ではない。SUVの形態が丸みを帯びていくトレンドの中で既成概念から離れた視点からの発想がこの車の形態を生み出したのだと考えている。

加えてこだわったのは、訴求段階において、車のコンセプトとデザインを理解してもらうために、クロスロードが似合うシーン、ユーザをイメージしてストーリーをつくった。これは実際のコマーシャルづくりにも影響を与えた。デザイン、室内空間の可能性、取り回しのよさ、走りがきっとお客様の心をとらえ、所有すればこの車が持つ楽しさの広がりとう共有という考えを深く理解してくれると考えている。クロスロードが人々の新しいライフスタイルをつくっていくパートナーでありたいと願っている。

■ 著 者 ■



所 洋介



石橋 丈弘

新型モンパル ML200 のデザイン

Styling Design of New MONPAL ML200

山 岸 政 彦*
Masahiko YAMAGISHI

要 旨

新型モンパル ML200 はこれからの高齢者社会に向けた電動カートとして、より多くのお客様のさらなるクオリティ・ライフ(高質生活)の実現のために開発を行った。

都市近郊部での走行を考慮して、自転車並みの車体幅で実現した“スマート・パッケージ”を基本骨格とし、量産車として初めて先進安全研究車 Honda ASV-3 LONG 技術を採用するなど被視認性に配慮した。また、愛着のわくフロントフェイスや、安定感のある台形フォルムなど、「Hondaらしい新しいモビリティ」を基本テーマにデザインを行った。

ABSTRACT

Looking towards the advent of an aged society, the new Monpal ML200 four-wheel scooter was developed to increase the quality of life of a greater number of users.

Taking into consideration of using the vehicle in the city and suburbs, the basic framework is that of a “smart package” no wider than a bicycle. Visibility has been increased by the use, for the first time in a commercial vehicle, of the ASV-3 LONG technology employed in Honda’s Advanced Safety Vehicle.

The vehicle’s affection-inspiring front “face” and the trapezoidal form that provides users with a sense of stability were designed, based on the concept of offering a new style of mobility that is also firmly within the Honda tradition.

1. はじめに

「現代の卓越した技術者は、優れた技術者であると同時に秀でた芸術家でなければならない。科学者の知恵と芸術家の感覚とをあわせ持たなければならない。」

創業者の本田さんは生前、製品には姿があり、姿がよければ、内容、すなわちエンジンの構造や機能が充実しているとの信念を語っていた⁽¹⁾。この言葉のように、我々デザイナーは技術者と同様、常に高機能を優れたデザインでまとった魅力ある商品を考えている。決して華美に過ぎず、与えられた条件(ハードやコスト)のなかでいかに優れたデザインを実現させるかが課題であり、反対に高機能がなくては、優れたデザインであっても商品としては未完成だと考える。たとえ高齢者向けの乗り物であっても、色もカタチも良く、また使っても良い商品でなければならないと考えた。さらに四輪の隣に置かれても“存在感のあるデザイン”を想定して、Honda四輪デザインの手法などを取り入れながら、新型モンパル ML200 のデザインを行った。

2. デザインのねらい

新型モンパル ML200 を開発するにあたり、近郊のシルバー人材センターから派遣されたお年寄りに、電動カートのデザインについてインタビューを行った。それらの意見は、「目立たないほうが良い」「歩行者の邪魔にならないような小さいものが良い」「カゴの大きいほうが好き」というような、デザインに対してあまりポジティブな意見を聞くことが出来なかった。デザイン作業にあたっては、存在感のないシンプルなデザインも不可能ではないと考えたが、それとは正反対にデザインをもっと目立たせさせる方向性はないかと考えた。繁華街などに集まるお年寄りや、インタビューを行ったシルバー人材センターのアクティブなシニアの方々は非常にカラフルな装いでありファッショナブルである。また、目立たせることは他人から認知されやすく、被視認性を高める効果にも貢献できるのではないかと考えた。

新型モンパル ML200 デザインの基本テーマは、「Honda

*汎用開発センター

らしい新しいモビリティ」であり、それは「シニア向けのデザイン」をあまり意識しない事だと考えた。電動カートを実際に購入されるお客様をイメージすると、必ずしも使用されるご本人ばかりではなく、誕生日のお祝いなどに、お子様やお孫さんなどからプレゼントとして贈られるケースも想定される。Honda の二輪や四輪を日常目にされているお客様にすれば、シニア向けの電動カートもそれらのレベルと同等の価値観で見られるのではないかと考えた。新型モンパル ML200 を含む Honda 汎用製品の目指す「Honda らしい」デザインとは、基本的にデザインの志向性にジェネレーションギャップがなく、シームレスであるにとらえている。

Fig. 1 は、新型モンパル ML200 で定めたデザインの考え方である。「クオリティ・ライフ」をキーワードに、毎日の生活をより豊かにする新しいモンパル、を主眼とした。

- (1)「おしゃれに乗れる」スタイリッシュなデザイン。
- (2)「安心して乗れる」ための高い被視認性。
- (3)「快適に乗れる」スマート・パッケージ。



Fig. 1 Design concept

3. イメージ・カタログ

はじめにデザインの作業として、コンセプトを分かりやすくするためにデザインが先行でイメージ・カタログを製作した。「Honda らしい新しいモビリティ」を実現させるためには、単に従来機のフルモデルチェンジという位置づけではなく、新商品の提案でありたいことを開発チームほか、営業や製作所のスタッフにも伝え、商品の方向性を共有化できるツールにしたいと考えた。イメージ・カタログの内容は、理想とするターゲットユーザを「北欧の別荘地に暮らす、おしゃれなライフスタイルの老夫婦。奥様はもとインテリアデザイナーで、質が高くセンスの良い物にこだわりをもって生活をしている」というストーリーとした。これがデザインの考え方に掲げた、「クオリティ・ライフ」の象徴であると考えた(Fig. 2)。



Fig. 2 Image catalogue

4. デザインの特徴

4.1. スマート・パッケージを際立たせるデザイン

新型モンパル ML200 は、もっとも大きな市場である中山間地のみならず、都市近郊部のお客様にもフィットする商品を目指した。そこで創出されたのが“スマート・パッケージ”である。従来機 ML100⁽²⁾に対し 85 mm 幅が狭く、車体幅を実用自転車並みの 595 mm とすることで、歩道を走行しても邪魔になりにくいコンパクトな車体とした。デザインはその“スマート・パッケージ”をより効果的に見せるデザインを目指した。その一つがフロントの“サイクル”フェンダである。フロントのボデーからフェンダを独立させることで、よりスリムに見える車体を表現することができた。また、フロントフェンダの機能として、フロントタイヤの切れ角が運転席から容易に認知できる効果があげられる。電動カートは日常、障害物の多い歩道や、側溝のある道路の端を走行する機会が多い、そのような場合にもフロントタイヤの位置が容易に判別することが可能であるため、衝突や脱輪を防ぐことに貢献する(Fig. 3)。

さらに、車体をコンパクトに見せているのは、ツートンカラーのボデーである。発端は、構造部材としての車体フレームを外観部品にしたいというアイデアから発想された

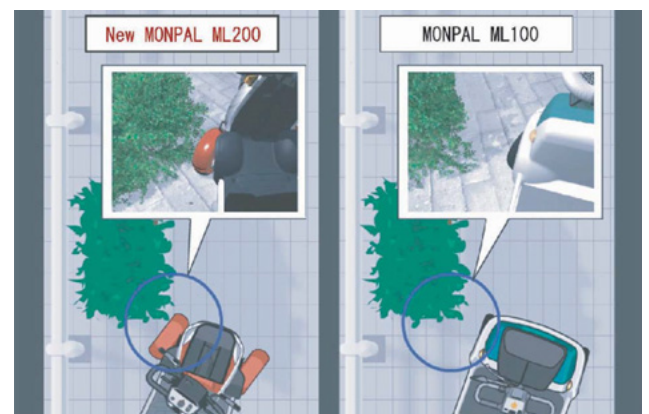


Fig. 3 Front fender

デザインであるが、実際にはモノトーンのボデーカラーに対し、ツートーンはコンパクトに引き締まったデザインに見える効果をもたらした。また、機能としては、ボデーの主体色が暗めに設定されても、サイドカバーの部分は変更されることが無いため、常に明るめのシルバー(又は明るいグレー)がボデー全周をまわっていることから、歩行者や自動車などから目立つ効果も期待される(Fig. 4)。

4.2. 愛着のわくフロントフェイスデザイン

現状、電動カートは一灯式のヘッドランプが主流である。夜間の走行を推奨していないということもあり、国内では灯火器の規格も明確になってはいない。新型モンパル ML200 は被視認性を高める効果のみではなく、フロントフェイスデザインのこだわりから二灯式(二つ目)のヘッドランプとした。デザインテーマは「愛着のわくフロントフェイス」である。このテーマでは、人や動物などの“顔”をモチーフとしたデザインを具現化することにより、人に対して親近感を与えられないかと考えた。

四輪(四足歩行に近い)という骨格に対し、二つ目であることで、生き物感を表現したいと考えた。乗り物は白モノ家電などの工業製品に対して、より愛着を持てる製品だと考える。なかには、自動車などにニックネームを付けて呼んでいるユーザも見受けられる。また、最近ではディズニー映画のように、自動車を擬人化したものが人気となっている。二灯式のヘッドランプとすることで愛着のわく表情を創り出した(Fig. 5)。

4.3. 「走り」と「安定感」のある台形フォルム

新型モンパル ML200 は、開発の初期段階において「最高速度 6 km の乗り物」を意識せず、よりスピード感があるものをキー・スケッチとして選択した。乗り物である限り「走り」は Honda の象徴の一つとしてデザインに表現すべきと考えた結果であった。

また、車体技術としても、衝撃、振動を吸収し、かつ乗り心地を向上した前後サスペンションの設定などにより、

幅の狭い車体であっても、静的、動的に安定性の確保を目的とした⁽³⁾。そこでデザインも同様に「安定感」のあるフォルムを考えた。具体的には、四輪デザインでも実施されている“ワイドスタンスの台形フォルム”を目標にした。四つのタイヤがしっかりと地面に踏ん張り、さらに上部を絞り込むことにより、低重心で「安定感」を与えるものである(Fig. 6)。さらに新型モンパル ML200 のリヤフェンダについては、タイヤを囲む上面の幅を広く見せる事で、より低重心を感じさせることにも成功した。

4.4. Honda ASV-3 LONG デザイン

新型モンパル ML200 は、先進安全研究車 Honda ASV-3 LONGの技術を車両側面に取り入れた。具体的には、ホイールカバー(デラックス仕様)やサイドカバー(スタンダード仕様)の低い位置に反射機を装着した。

LONG(Longitudinal Oriented Normative temporal Gap compensate)デザインとは、距離感の向上のために車体の低い位置にライト(反射機)を配置し、路面との接地点を強調



Fig. 5 Front face design

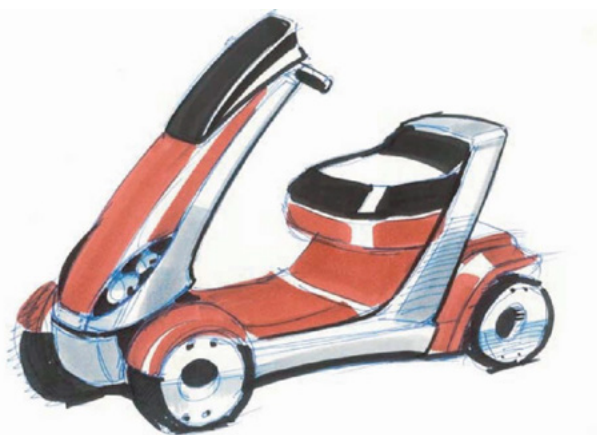


Fig. 4 Conceptual sketch of two-tone body color



Fig. 6 Honda CIVIC (1983) Low centre of gravity.

し、薄暮や夜間での被視認性を高める技術である⁽⁴⁾。

Fig. 7 は、知覚対象の視野内での高さが、水平線から離れているほど近くに感じる遠近法効果を示している。a>b ならば、物体Aは物体Bより近くに感じる(図の左側)。より地面に近づけた光源配置の電動カートAは地面から離れた光源配置のBより、電動カートまでの距離をより正確に認識できる(図の右側)。

さらに、ライト類の個数増加と車体の高い位置への配置により、自動車等の運転者からの発見率を向上させた。

4.5. 操作系のデザイン

新型モンパル ML200 の操作系は、従来機 ML100 の進化形とした。構想段階では、自転車と同じような横パーティプのハンドルなども検討したが、電動カートの分野では、ループタイプのハンドルと、レバー操作での発進・停止が主流となっており、乗り換えの際にもお客様が戸惑うことなく安心して走行ができると判断した。進化の内容としては、インジケータを読みやすく視認性を向上させることを目的として、文字の大きさ、色使いにも工夫をした。具体的には「駐車ブレーキ」や「充電してください」などのメッセージは操作が必要なときのみ発光することで、シンプルでわかりやすい表示を実現した。また、速度設定ダイヤルや、前進後進スイッチなどは、印刷ではなく多色成形とすることで経年変化も考慮し、機能のみならず永くデザインの魅力も損なわない仕様とした(Fig. 8)。

4.6. シートのデザイン

新型モンパル ML200 のシートは、従来機 ML100 の基本骨格をベースに、より快適さを追求してデザインを行った(Fig. 9)。具体的には ML100 に対し、背もたれの高さを約30 mm高くしホールド性を高めた。クッション部はウレタンの厚みや材料の見直しを含め、より快適な座り心地を実現した。また全体のカラーは黒を基調に高級感のある表皮を選択した。シートバックには常時点滅の LED ランプ(デラックス仕様)や反射機(スタンダード仕様)を、さらにサ

イド面には反射機とウィンカーを装備し後方と横方向からの被視認性を高めたデザインとした。また、デラックス仕様には、乗降のしやすい回転機能と可倒式のアームレストを装備した。



Fig. 8 Design sketch of control panel



Fig. 9 Design sketch of seat

5. おわりに

新型モンパル ML200(Fig. 10)は、2006 年グッドデザイン賞金賞(経済産業大臣賞)のほか JIDA(社団法人日本イン

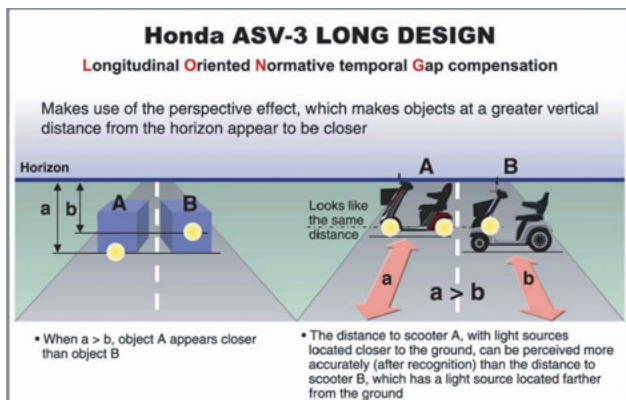


Fig. 7 Honda ASV-3 LONG design



Fig. 10 External view of new MONPAL ML200

ダストリアルデザイナー協会)デザインミュージアムセレクション Vol.8 選定商品に選ばれるなど、デザイン領域で大変高い評価を獲得することができた。以下にグッドデザイン賞審査委員の評価を記す。

「ともすれば、機能優先でデザインが軽視されてきた福祉カート、シニアモビリティの分野で、ようやくデザインクオリティとセンスウエアを語る商品が登場してきた。ポイントは、“Hondaらしい新しいモビリティ”という開発コンセプトを裏切ることなく、Honda 車のファミリーラインナップとしても十分に耐えられるスマートなパッケージングに成功していることだ。自転車並みの車体幅のボデー、低重心で安定感のあるリヤフェンダ、愛着のわくフロントフェイス、車輪やインジケーターの視認性を高めたバリアフリーへの配慮など、アクティブシニア向けの電動カートに留まらず、新しいコミュニティカートとしてのユニバーサルな普及も期待できそうだ。」⁽⁵⁾

このように新型モンパル ML200 は発売後、デザイン分野での高い評価を獲得しているが、あくまでも、使っていただくお客様に満足していただけるような、優れた機能や基本骨格があるからこそ“商品”として高い評価を獲得したと考える。これからの高齢者社会に向け、Honda のポリシーである、おおくの人が気持ちよく乗れる「Fun for Everyone」とすべての人の安全をめざす「Safety for everyone」の考えのもと、Hondaらしい製品の開発を通して一人でも多くのお客様に役立つ喜びを広げて行きたい。

参考文献

- (1) 本田宗一郎：本田宗一郎 夢を力に 私の履歴書，日本経済新聞社，p.218(2001)
- (2) 保坂潤，乾勉，前坂清富：電動四輪車いす「モンパル ML100」の開発，HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.1, p.21-26
- (3) 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
- (4) 櫛田和光，片山陸，堤陽次郎，丸山一幸，鎌田豊，村田裕：Honda ASV-3 の紹介(二輪車)，Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.2, p.13-20
- (5) 財団法人日本産業デザイン振興会発行：ジャパンデザイン・グッドデザインアワード・イヤーズブック 2006-2007, p.18-21

■著 者■



山岸政彦

RA272エキゾーストパイプに織り込まれたホンダミュージックをつくり出した WAZA(技)

Waza (Skilled Craftsmanship) that Produced “Honda Music”: Creation of RA272 Exhaust Pipe

上 田 孝 治*
Koji UEDA

高 橋 龍 一*
Ryuichi TAKAHASHI

今 野 修*
Osamu KONNO

要 旨

1960年代、Honda が Formula 1 で初優勝し、日本の自動車産業界に新しい歴史が刻まれた。その RA272 エンジン排気系エキゾーストパイプ(以後、エキパイと呼ぶ)を現代に継承された“つくり”の WAZA(技)により、忠実に再現させ分析を試みた。その結果、当時の機械曲げ工法に比べ、パイプに砂を入れ炙り曲げる工法(以後、手曲げと呼ぶ)は、図面や型を使わず曲げ限界が大きい連続した曲げが可能であるため、レイアウトの自由度、製作スピードの点で優れていたことがわかった。職人が曲げる瞬間の勘所からは、WAZA の解明に重要な曲げ温度と起点が明らかにされた。曲げ加工による残留応力が少なく、材料のマイクロ組織が700℃から900℃の排気熱でも安定していることから、形状安定性と機械的強度においても有用な知見が得られた。

ABSTRACT

In the 1960s, when Honda won its first Formula 1 race, the Japanese automotive industry entered a new era. This study attempted to accurately reproduce and analyze the process of formation of the exhaust pipe of the winning RA272 engine, using the waza (skills) employed in its fashioning, which have been handed down by its makers. This analysis showed that the manual bending method, used to create the RA272 exhaust pipe, which was filled with sand and bent while being flame-heated, enabled the achievement of a continuous curve with a high bending limit, without the use of figures or molds, and was superior to the mechanical bending method of that time, from the standpoint of the degree of freedom of the layout, as well as that of speed of production. Study of the skills employed by sheet metal specialists at the moment of pipe bending has provided information on the bending temperature and point at which bending is initiated, which is important in elucidating the pipe production technique. The fact that the pipe displays lower residual stress from bending and that the microstructure of the material remains stable, even at exhaust temperatures of 700 °C to 900 °C, has also provided useful information on the pipe's shape stability and mechanical strength.

1. まえがき

Formula 1 などへのレース参戦は、Honda 特有の文化である。技術者はレースの極限で WAZA を鍛え磨き上げてきた。1965年、第1期レース活動において1.5L V12 RA272を擁し Fig. 1⁽¹⁾、メキシコ GP で優勝を果たした。レース参戦当初から、試作技術者は、レース車の設計やドライバの要望に応え、エンジン、車体部品の製作と供給に努めてきた。また、RA272を動態保存するため、当時と同様の手法で忠実に再現している。RA272 のエキパイは、所定のスペースに

おさめるレイアウトから“配管の芸術”との異名⁽²⁾が与えられ、その独特な乾いた高周波の排気音から“ホンダミュージック”という新しい用語を生んだ⁽³⁾、レースエンジンの出力特性を司る機能部品でもある。

昨今、CAD、CAM、CAEを利用したモノづくりの高度化が求められる中で、WAZA やその価値をどう伝え継承するかは容易なことではない。そのエキパイの“つくり”の WAZA を後世に伝える方法を模索する過程で、芸術や音楽の称号を与えられたエキパイを、現代において可能な計測技術で価値分析してみたいという興味に駆られた。エキパ

*四輪開発センター

イに織り込まれた“ホンダミュージック”をつくり出した WAZA を現代で紹介することが、伝え方の一つでもあり、本稿を通じて多くの読者に紹介することで後世へと繋げられると考える。

本稿では、日本ならではの卓越した“つくり”の技を WAZA と表現している。例えば、日本刀にみる高い鍛錬技術や硬くても折れない複合構造は、世界に例を見ない独自の刀づくりへの伝統的な精神と WAZA によって生み出され、その美しさは芸術品としても価値の高いものである。WAZA は、日本人の先祖から頂いた手先の器用さとモノづくりの伝統的な精神から継承され、資源の少ない国にあって独自の発展を続け、自動車産業の基盤を築いた財産である。

Fig. 2 に示すエキパイを復元した職人 WAZA の勘所を検証した上で、当時対抗する機械曲げ工法と具体的な評価手法で比較し、価値分析を試みた。レース活動第1期のエキパイと“つくり”の WAZA やそれを通じて得られた知見を中心に紹介したい。

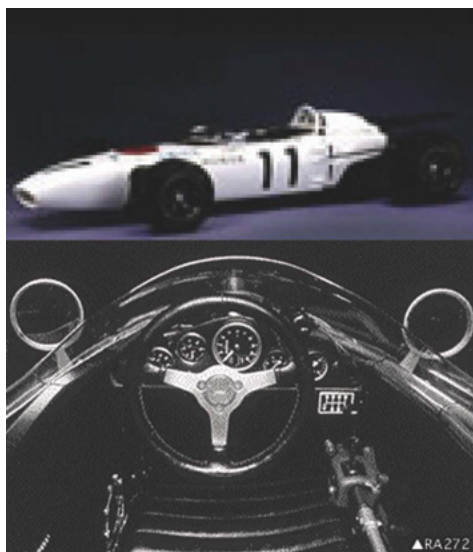


Fig. 1 RA272

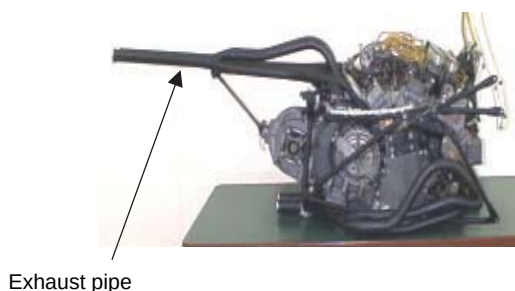


Fig. 2 RA272 engine and exhaust pipe

2. エキパイの紹介

2.1. レース活動におけるエキパイ製作法の変化

レース活動第1期から3期までのエキパイ材料と製作方法、エンジンのタイプをTable 1⁽⁴⁾に示す。第1期から2期では曲げ加工していたものが、第3期ではプレス成形へと変化している。その理由は、よりコンパクト化を追求していくと、パイプ曲げの限界を超えるレイアウトが要求され、曲げ加工では対応が困難になるからである。また、材質が鉄から、高強度で耐熱性に優れたステンレスやインコネル材を使用したこともその理由である。現在も、耐熱性と軽量化を両立したコンパクトな構造を目指し、日々改良が進んでいる。

2.2. エキパイの構成

1965 年型の RA272 は、12000rpm, 230ps の高回転・高出力エンジンで比較的高次の排気脈動⁽²⁾を利用するため、排気系は3本の排気管から1本に結合する(以後、3-1結合と呼ぶ)テールパイプを4本もった構成にしている(Fig. 3)。Table 2 に当時のレース参戦チームとエンジンタイプを示す。

エキパイは、エンジン排気ヘッド部に接続するフランジから始まりプライマリ、コレクタ、テールの部品から構成され(Fig. 4)、他のチームに比べ最多の本数でコンパクトなレイアウトとなっている。できるだけ排気干渉を少なくするために12本のパイプを同じ長さで揃え、配置しやすいよう3-1結合にしている。エンジンの回りにコンパクトにまとめられ、1本ずつ異なる形状でありながら同じ長さのプライマリが12本巻きつくようにレイアウトされた姿が“配管の芸術”といわれたゆえんである。

2.3. エキパイの復元

エキパイ復元の主なポイントを紹介する。Fig. 5 に示すように、フランジ部と締結されたパイプは口元を広げ(以後、拡管と呼ぶ)プライマリパイプと接合される。段差を生じさせないように外径 32mm から 35mm への均一な拡管がポイントになる。

1曲げから4曲げまで継ぎ目が無い連続曲げのプライマリパイプを Fig. 6 に示す。図面や型を使わず、砂を詰めガスバーナで炙りながら手の感触を頼りに曲げている。本エキパイ製作には、熟練した WAZA が求められる手曲げ工法を採用している。

プライマリパイプを3-1結合させるため Fig. 7(a) に示す形状にパイプをカットする。それを治具に固定、酸化しないようにシールドガスを流し、合わせた箇所を溶接している[Fig. 7(b)]。溶接背面に鱗状ビードが現れると最適な溶接と判断できる。タングステンイナートガス溶接における、極薄板溶接の熟練された WAZA が要求される。この3-1結合

Table 1 Manufacturing methods for Formula 1 vehicle exhaust pipes

	First term 1963-1968	Second term 1984-1992	Third term 1999-
Material	Steel pipe (STKM)	Stainless steel, inconel	Stainless steel, inconel
Manufacturing method	Manual bending	Mechanical bending, welding	Mechanical bending, welding, press forming
Engine type	V8, V12	V6, V10, V12	V10, V8
Photograph			

Table 2 Team and engine type

Team	Ferrari	BRM	Honda
Engine type	Dino 158 V8 1489 cc 210 ps 11000 rpm	B.R.M. 56 V8 1498 cc 220 ps 11500 rpm	RA 272 V12 1500 cc 230 ps 12000 rpm

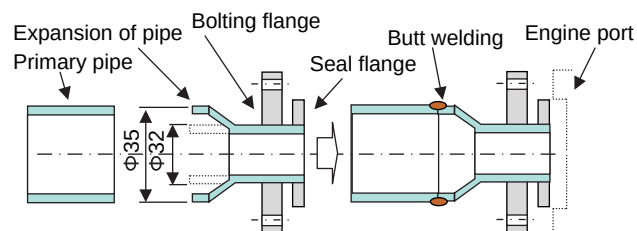


Fig. 5 Method of manufacture of flange

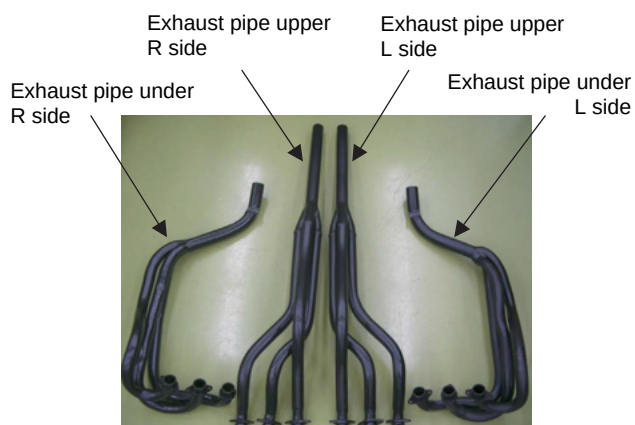


Fig. 3 RA272 exhaust pipe

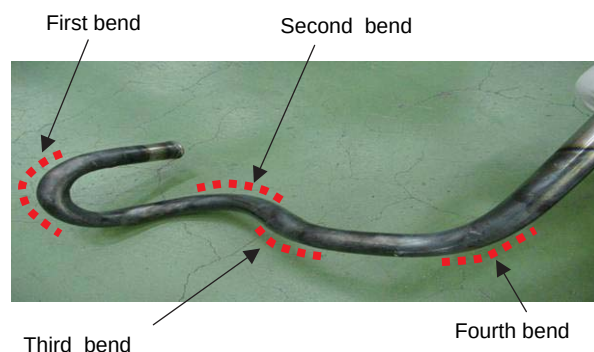


Fig. 6 Technique of bending primary pipe



Fig. 4 Configuration of exhaust pipe

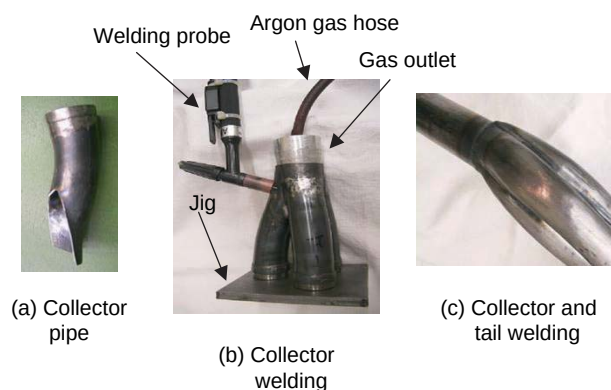


Fig. 7 Method of manufacture of collector

部の合わせ溶接箇所が、排気抵抗を極力抑え、高音で清らかな“ホンダミュージック”の隠れたチューニング部分となっている。Fig. 7(c) に示すように 3-1 結合されたコレクタをテールパイプと結合して完成される。

2.2 節で紹介した“配管の芸術”RA272 のエキパイは、復元のポイントをおさえ、現在のレース部門で板金のモノづくりをしている職人の WAZA により復元されている。

3. 職人の WAZA

パイプを通常に曲げると Fig. 8 に示すようにシワが入る。2.3 節のプライマリパイプ連続曲げの WAZA を調べるため、当時の“つくり”を継承している職人(Fig. 9)の勘所について検証した。

3.1. 曲げの瞬間

職人は、パイプ表面の焼け色を見ながら、Fig. 10 に示すパイプを曲げる瞬間を、パイプを持つ手に伝わる剛性感が失われる瞬間であると述べている。職人が見ている焼け色と、曲げる瞬間について調べた。



Fig. 8 Conventional bending



Fig. 9 Sheet metal specialist



Fig. 10 Manual bending by specialist

パイプを炙る工程から曲げの瞬間、曲げた直後、自然冷却後の順に温度計測結果を Fig. 11(a)-(d) に示す。職人が見ている焼け色とは、820°C 近辺であることがわかった。曲げ起点で 820°C の温度エリアが拡大し、パイプ表面の 1/3 程度に達したときに、曲げ作業に入っている。その時点が、剛性感が失われ、曲げる瞬間と判断できる。これまでは、職人が曲げ角の大きさの調整を、最も材料が伸ばされる曲げ先端部の外側を中心におこなっていたと考えられていた。しかし、Fig. 11(c) の矢印で示すように、最も高い表面温度を示す部位が曲げ起点となり、曲げ R が形成されており、曲げ角の大きさの調整は、曲げ起点を中心に曲げ温度エリアの拡大と縮小の加減によっておこなわれている。

3.2. 曲げの修正

職人はパイプを曲げた直後、局部が扁平になるので曲げ反対方向に少し戻し、真円に近づけ、曲げの内側にシワが残った場合、炙りを止め直後に鉄ハンマで叩きシワを伸ばしている(Fig. 12)。

職人がハンマ作業を入れなかった場合と入れた場合の外観と断面の比較を Fig. 13 に示す。ハンマ作業を入れた場合、シワは消え扁平が解消している。これから、プライマリパイプの連続曲げは、曲げ限界にある R 部にシワが生じた場合でも、ハンマで叩きパイプ径を均一に維持しながら、次の曲げへと繋ぎ完成されたことがわかる。この WAZA は、

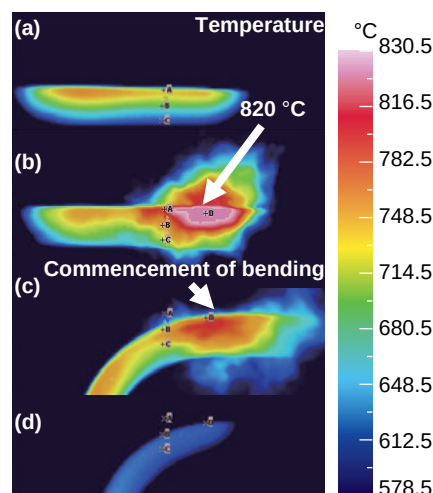


Fig. 11 Results of temperature measurement



Fig. 12 Correction with hammer

レイアウトが厳しい曲げ構成において、パイプを継ぐことなく曲げが可能のため、曲げ自由度が高い工法といえる。“ホンダミュージック”を奏でるプライマリパイプの源は、職人が鉄ハンマで叩き、シワを伸ばす熟練の WAZA から生み出されていた。

3.3. 製作スピード

機械曲げは第2期レース活動にて採用され、耐熱性の高

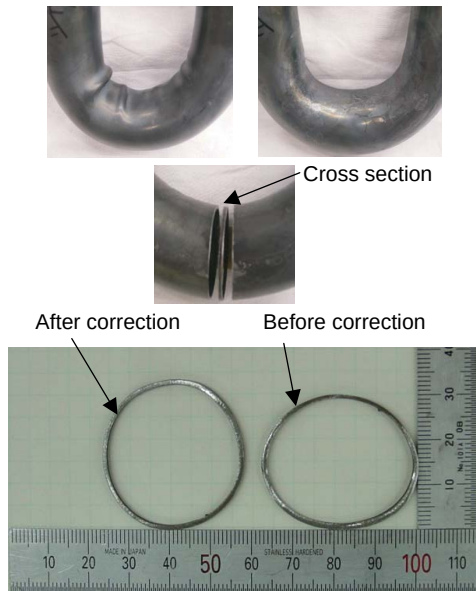


Fig. 13 Comparison of correction with hammer

いステンレスやインコネルの材料を使い、2チーム供給やレース数の増大に対応した手法でもある。しかし、曲げ機械の制約と曲げ限界から連続曲げはできないため、曲げRの異なるパイプ同士を接合しなければならず、ベンダや曲げ型の費用と製作日程も必要になる。

第1期レース活動において、手曲げを採用した最大の理由は、図面や曲げ型を使わず、難度の高い連続曲げエキパイを、1日以内の短期間に製作した点であると考えられる。

レースは予選から決勝まで2日から3日間でおこなわれる。仮にレース場でエキパイ製作ができると仮定した場合、手曲げは熱源が用意できれば2本程度なら再製作しテスト走行には間に合わせることができる。当時のレースチームは WAZA の早さを活用し、レース決勝寸前まで対応できる“つくり”を選定していた。

4. 価値ある特性“手曲げエキパイ”

3.3節で手曲げエキパイが機械曲げと比べ、特に製作工期面において優れていることがわかった。ここでは、品質の比較とエキパイとしての機能性について調査した結果を述べる。

4.1. 外径と板厚の変化

外径 34mm、板厚 2.3mm の STKM 材を曲げ半径 60mm、180 度の U 字曲げ品を製作し比較した [Fig. 14(a), (b)]. そ

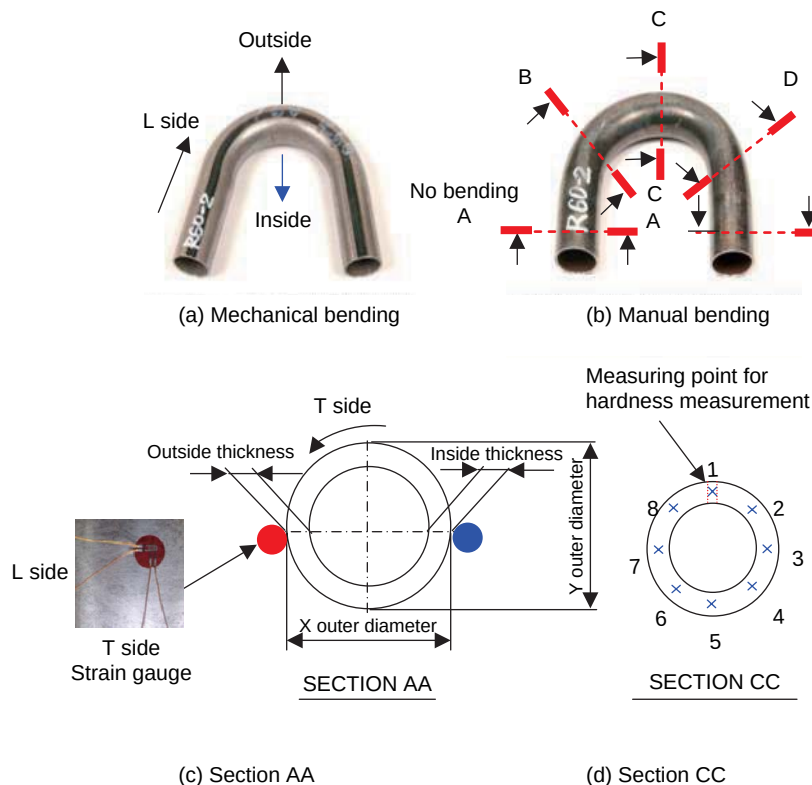
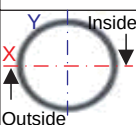


Fig. 14 Comparison of mechanical and manual bending

Table 3 Rate of change table of outer diameter and thickness

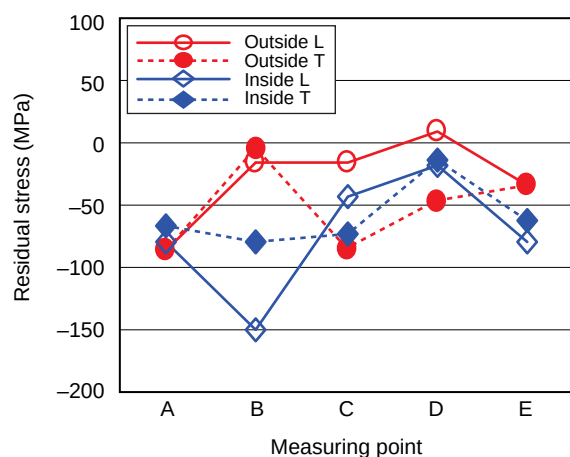
	Form	Mechanical bending				Form	Manual bending			
		X outer diameter	Y outer diameter	Outside thickness	Inside thickness		X outer diameter	Y outer diameter	Outside thickness	Inside thickness
Section A		34.14 mm	34.14 mm	2.21 mm	2.13 mm		33.49 mm	34.16 mm	2.10 mm	2.19 mm
B		-4.3 %	0 %	-23.5 %	23.0 %		-3.3 %	-1.0 %	-16.2 %	13.2 %
C		-6.2 %	-0.2 %	-18.6 %	22.1 %		-9.0 %	-1.2 %	-17.1 %	14.2 %
D		-5.0 %	-0.7 %	-22.6 %	23.5 %		-5.5 %	-0.1 %	-15.2 %	13.2 %

の結果、機械曲げは機械構造と曲げ駒の位置関係により、少し開いた形状になるのに対し、手曲げは完全な 180 度曲げが可能であった。

外径 XY の 2 方向と曲げ内側と外側(以後、内外と呼ぶ)の板厚測定をおこなった[Fig. 14(c)]。曲げ加工の無い A 断面に対し、B、C、D 断面それぞれの板厚増減率を Table 3 に示す。外径変化については機械曲げ、手曲げともに数%程度小径になる傾向にあり、それほど大差が見られない。しかし、機械曲げは内外の板厚差が最大 46.6% あるのに対し、手曲げは 31.3% と少ない。したがって、曲げ限界性能において手曲げの優位が明らかである。また、機械曲げは曲げ起点と終点の B、D 断面外側の板厚減少が大きく最も板が伸びている。

4.2. 曲げ加工残留応力

Fig. 14(c) 断面図に示すように、パイプの内側と外側にひ



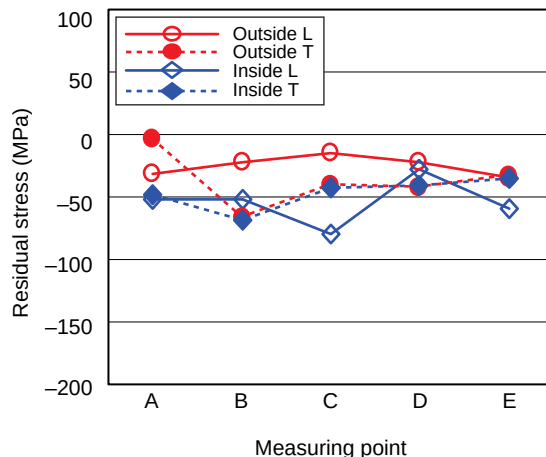
(a) Mechanical bending

ずみゲージを貼り、残留応力の調査をおこなった。その結果を Fig. 15 に示す。機械曲げは、Fig. 15(a) に示すように、曲げ起点に近い B ポイント部の内側付近に、残留応力による大きなひずみがある他、手曲げに比べ全箇所で大い傾向にある。したがって、実走時の排気熱による残留応力の開放を起因とした、形状変形が予想される。一方、Fig. 15(b) に示す手曲げは、残留応力ひずみのばらつきが少なく、形状安定性において有利である。

4.3. 組織と硬度

曲げ部のマイクロ組織と硬度を調べるため、曲げ先端部断面の測定をおこなった[Fig. 14(d)]。機械曲げと手曲げの硬度計測の結果を Fig. 16 に示す。手曲げは入熱の影響から硬度低下はあるものの均一であるため、円環状における変形因子が少ない。

機械曲げは曲げ直後、加工硬化によってマイクロ組織が微



(b) Manual bending

Fig. 15 Results of residual stress measurements

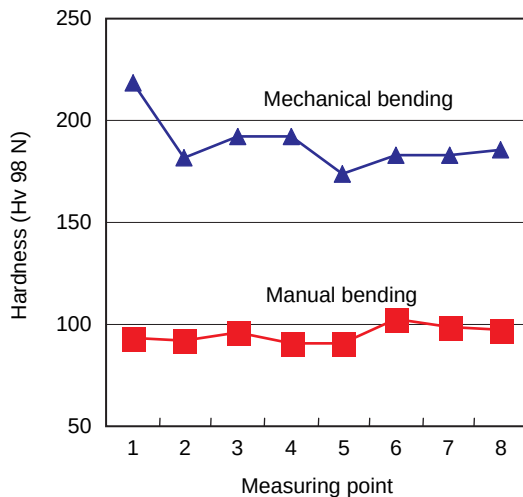


Fig. 16 Results of hardness measurements

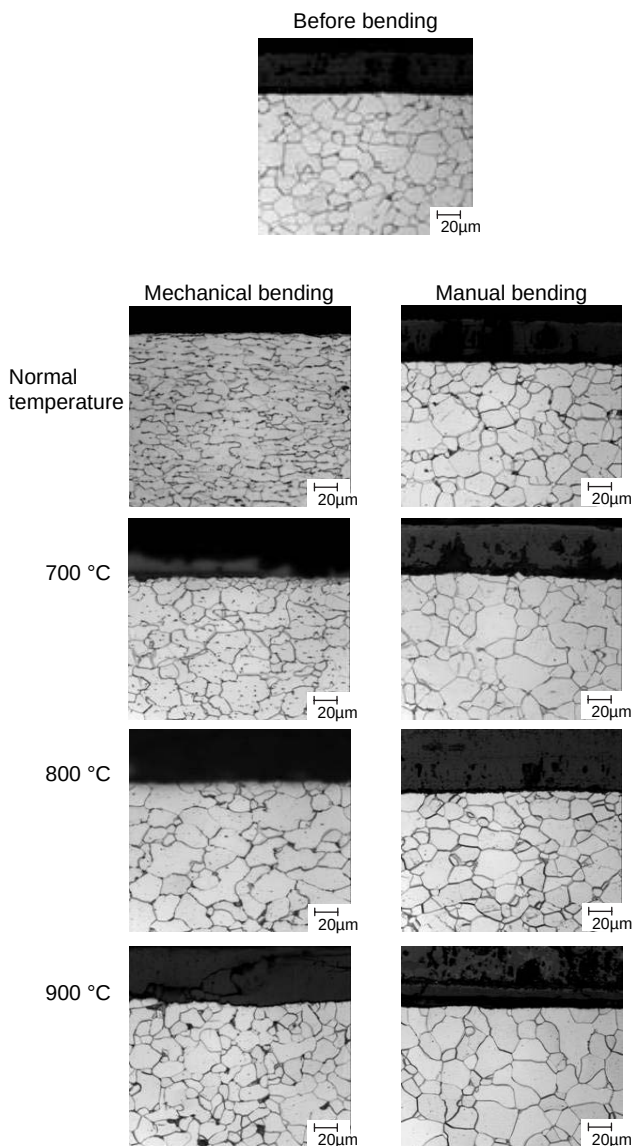


Fig. 17 Microstructure from normal temperature to 900 °C

細化しているため、常温から700℃前後まで静強度特性では優れるものの、熱による粒成長、クリープでの変形が懸念される。手曲げは炙り曲げ時の入熱により粒成長・組織粗大化が見られる (Fig. 17)。しかし、排気温度の上昇を想定した700℃から900℃のテストにおいて、機械曲げに見られるような大きな変化が生じていないため、実走時における機械的強度も安定した状態を保つと考えられる。

5. まとめ

RA272 のエキパイを忠実に再現させ、当時の機械曲げ工法と比べ分析した結果、以下の知見が得られた。

- (1) 手曲げパイプ表面の曲げ瞬間温度は、820℃近辺にあり、曲げ角の大きさの調整は、曲げ起点を中心とした曲げ温度エリアの拡大と縮小の加減によって、おこなわれている。
- (2) 機械曲げは、連続曲げができないほか、ベンダや曲げ型が必要になるのに対し、手曲げは図面や型無しで製作が可能のため、1日と短期間で製作できる。
- (3) 機械曲げは内外の板厚差が最大 46.6%あるのに対し、手曲げは 31.3%と少ない結果から、曲げ限界性能において手曲げの優位が明らかにされた。
- (4) 手曲げのパイプは加工残留応力が少なく、硬度低下はあるものの均一であるため、円環状における変形因子が少ない。また、排気温度の上昇を想定したテストにおいて、ミクロ組織に機械曲げに見られるような大きな変化が生じていないため、実走時における機械的強度も安定した状態を保つと考えられる。

RA272 エキパイをつくり出した WAZA は、レイアウトの自由度を広げ、レースへの投入に即座に応えるスピードを持っていた。そのエキパイは、加工残留応力が少なく、排気熱による高温化においても形状安定性と機械的強度に優れていた。

6. あとがき

職人の WAZA を後世へ伝える方法を模索する過程で、“配管の芸術” “ホンダミュージック” を探る興味に駆られ調査した結果、得られた答えは、予想していたものより、はるかに優れているエキパイ性能であった。当時と同様に RA272 のエキパイを復元した WAZA は、レース参戦により継承され、本稿で述べた価値の高さが現在でも試作技術の一部に活かされている。また本稿を通じておこなった科学的な計測や分析は、WAZA の価値を明らかにする手段となった。改めて、メキシコ GP で初優勝すべき要素が、部品の“つくり”に多分に含まれていたと確信させてくれた。ここから、継承するためのヒントを得たような気がする。

当時のレースチームは、モノつくりの WAZA で世界最高

水準の部品を製作し、戦いに挑み、勝ったことで後世へ夢を繋いでくれた。そして、その歴史的な WAZA の一端を紹介できたことに、技術者としての喜びを感じる。

参考文献

- (1) http://www.honda.co.jp/collection-hall/episodes_old/motor/ra272/,2007/3/2
- (2) 中村良夫, 神田重巳, CAR GRAPHIC:HONDA F1 1964-1968, 二玄社, p.260(1984)
- (3) 中村良夫:レーシングエンジンの過去・現在・未来, グランプリ出版, p.231(1981)
- (4) 安藤和夫, 上田孝治, 高橋龍一, 中島嘉寿夫, 山上武, 福島保秀:F-1エンジン用排気系の開発, HONDA R&D Technical Review, F-1 Special, p.143-146

■著 者■



上田 孝治



高橋 龍一



今野 修

2006 年モデル Moto-GP マシン RC211V の紹介

Presentation of 2006 Model RC211V

吉 井 恭 一*

Kyoichi YOSHII

重 水 信 男*

Nobuo SHIGEMIZU

堤 幸 一*

Koichi TSUTSUMI

佐 藤 辰*

Shin SATO

要 旨

コントロール性の高いハンドリングと旋回性能向上に重点を置き、RC211V のフルモデルチェンジをおこなった。RC211Vの基幹である、軽量コンパクト、高出力なV型5気筒エンジンを継承した上で、エンジンのさらなる小型、軽量化を図り、完成車全体の再設計をおこない、マスの集中化を進め、フレーム・足まわりの大幅なディメンションの変更により車両全体での慣性モーメントの低減を達成した。さらに燃料供給系の5気筒中2気筒のみを電子制御としたHonda Intelligent Throttle Control System II (HITCS II)の採用により最高出力を向上しながらも、燃費とスロットルコントロール性を改善した。また、フェアリング側面面積の削減によりハンドリング性能を向上した。

これらの結果により、戦闘力が高く、かつ安定したレース車両が開発された。

ABSTRACT

A full model change of the RC211V was performed, in order to achieve highly controllable handling and enhanced cornering performance. The engine used in the new model is based on the light, compact, and high output V-type five-cylinder engine, which is the backbone of the RC211V, and has been made more compact and lighter. The entire completed machine has been re-designed for greater mass concentration, and the frame and suspension dimensions have been modified, enabling the moment of inertia of the overall machine to be reduced. In addition, the adoption of the Honda Intelligent Throttle Control System II (HITCS II), which electronically controls the fuel supply system for only two of the five cylinders, has enhanced maximum output and increased fuel economy and throttle controllability. In addition, the side area of the fairing has been reduced, resulting in greater handling performance.

Based on these results, a stable racing machine with high potential performance has been developed.

1. まえがき

2002年からMoto-GP参戦を開始し、2003年まで、2年連続してタイトルを獲得したRC211V⁽¹⁾は、2004年2005年と連続してタイトルを失った。再びタイトルを獲得することを目的に検討した。2005年まで戦ったマシンの細部変更のみによる進化を考えた場合、各種の電氣的な制御は進化させられるものの、戦闘力の大幅な向上を図ることができないと考えられた。このため車体のディメンションを大きく変えたモデルの開発も同時におこなうこととした。2006年のレースは2005年モデルの改良バージョン(オリジナル)と、フルモデルチェンジをおこなったニュージェネレーションの2種類のRC211Vで戦った。ここではフルモデルチェンジをおこなったRC211Vニュージェネレーションへの適用技術を紹介する。

*二輪開発センター

2. 開発コンセプト

Moto-GPクラスのマシンは、148 kgの車両に最高出力180 kWを越えるエンジンを備えている。

エンジンの最高出力が高くとも、扱いやすいコントロール性能が備わっていなければ、戦闘力に繋がらない。2005年モデルRC211Vはトータル性能で優れ、基本戦闘力を有していたが、ライバル車に対する減速時の車体安定性不足と、その影響から旋回スピードを高めることに課題が残り、ライダスキルを十分に活かすきれないレースがあった。

その課題を踏まえ、2006年モデルは、コントロール性の高いハンドリングと旋回性向上に重点を置くこととした。開発コンセプトは完成車コントロール性に主眼を置いたトータル性能の向上とし、以下の三項目を重点項目とした。

・減速性能の向上

- ・旋回性能向上
- ・トラクション性能向上

これらを実現するには、エンジン、車体ともに新設計することが必要となり、ニュージェネレーション車両の開発をおこなった(Fig. 1)。

3. 機種概要

RC211V の主要諸元を Table 1 に外観を Fig. 2 に示す。

減速性能、旋回性能、トラクション性能を向上させるためには、完成車としての慣性モーメントを低減する必要がある。慣性モーメントを低減するためには、マスの集中とフレーム、足まわりの大幅なディメンションの変更が必要であるが、2005年モデルと同じホイールベースの中で達成するためには、重量が最も重く車体中心に位置するエンジン設計の見直しが最も効果が高く、完成車性能の重要なポイントとなった。

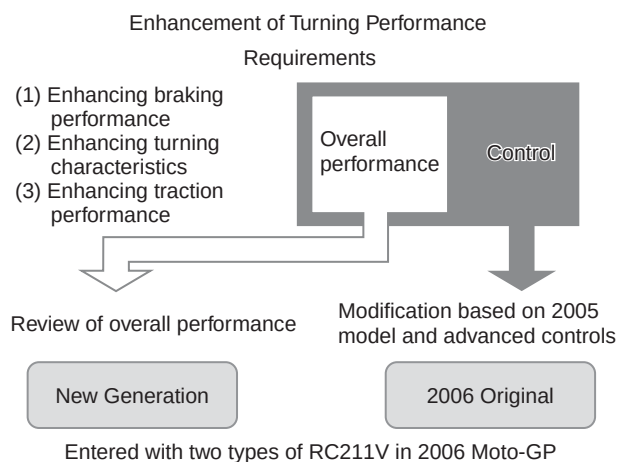


Fig. 1 Development concept

Table 1 Major specifications

Item	Specifications
Overall length (mm)	2050
Overall width (mm)	645
Overall height (mm)	1130
Wheel base (mm)	1440
Vehicle dry mass (kg)	Over 148
Engine type	Liquid cooled 4-stroke DOHC V-5 cylinder
Valve train	DOHC 4-valve
Engine displacement (cm³)	990
Max. power (kw/r/min)	Over 180
Fuel supply system	PGM-FI
Ignition system	Digital CDI
Transmission	6-speed constant mesh
Clutch type	Dry multi-plate type (hydraulic)
Fuel tank capacity(Liter)	22
Frame type	Aluminum twin tube
Tire size	Front 16.5
	Rear 16.5
Suspension	Front Telescopic
	Rear Unit pro-link



Fig. 2 2006 RC211V external view

4. エンジン

エンジンは2005年までのRC211Vをベースとせず、軽量コンパクトなエンジンを作るためクランクケースをはじめ、すべての部品を新設計した。エンジンの大きさの比較図を Fig. 3 に示す。

エンジン細部の見直しをおこなうことにより、クランクとカウンタ軸間 27 mm 短縮・フロントシリンダ傾斜角度 6° 後傾、コネクティングロッド長さ 4 mm・シリンダヘッド高さ 6 mm・各シリンダピッチ 5 mm・クランクシャフト幅 21 mm 短縮を達成した。

その結果、すでに戦闘力としては高い評価を得ていた既存のV5エンジンに対し、エンジンの高さを増やすことなく前後長 60 mm/ 幅 30 mm の小型化を実現した、重量 7% の軽量化をおこない完成車性能に貢献しつつ、各部のフリクション低減を図り、最高出力とトルクをともに向上させることにより、加速性能がさらに得られるようなエンジン特性を実現した。2006 年モデルと 2005 年モデルの出力特性の比較を Fig. 4 に示す。

5. 燃料供給系

燃費とスロットルコントロール性も非常に重要な項目であり改善を図った。より高いスロットルコントロール性を達成するためには、より細かなスロットル制御をおこなう必要がある。

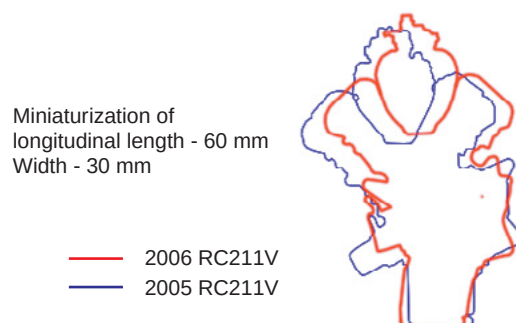


Fig. 3 Comparison of engine size

従来のモデルにおける全気筒一律のスロットル制御(可変緩速制御)に対して、前後バンクのスロットルを独立して制御する、Honda Intelligent Throttle Control System II(HITCS II)を新たに採用した。HITCS IIでは前バンクを独立して制御するために、前バンクの3気筒は従来のスロットル制御(可変緩速制御)、後ろバンクの2気筒は完全電子制御(モータ駆動)とした。5気筒一律のスロットル制御(可変緩速制御)に比べ、スロットルの開け始めなどの繊細なスロットルコントロールを要求される場面でライダーの要求に呼応した制御がおこなえるようになった。

結果的に、最高出力が向上したエンジンにおいても、2005 RC211V 同等の燃費が確保された。HITCS II の構造概要を Fig. 5に、前バンクと後ろバンクのギヤ別スロットル制御を Fig. 6 に示す。1-3 速のエンジン回転数が低い領域においては後ろバンクのスロットル開度が制限されている。スロットル開度の作動状況とホイールの回転上昇の様子を Fig. 7 に示す。前と後のバンクを別々に制御することによりスムーズなリアホイールの回転数上昇が示されている。

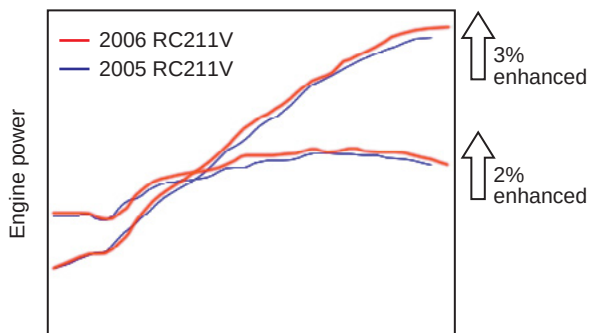


Fig. 4 Engine performance curve

6. フレーム

小型・軽量化されたエンジンは、新設計フレームに搭載される。

フレームは、減速時の安定性を向上させつつ、減速からコーナリングを経て立ち上がりまでのトラクション性能の向上をねらったディメンションとした。その最大の特徴は、2005 RC211V と同等のホイールベースの中に収められた長いスイングアームである。

一般的に、ホイールベースが長くなるとトラクションは向上するが、旋回性能は低下、ホイールベースが短くなると旋回性は向上するが、トラクション性能は低下する。その両方の特性を、両立させるディメンションを得るために小型化されたエンジンサイズを有効に車体設計に活用した。車体全体の構成図を Fig. 8 に示す。

また、メインフレームは小型化されたエンジンと同じく、小型化しつつ、CAEによる剛性解析にて、操縦安定性への

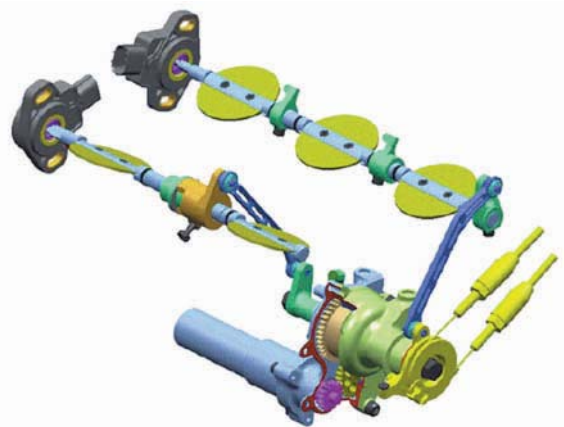


Fig. 5 Structure of HITCS II

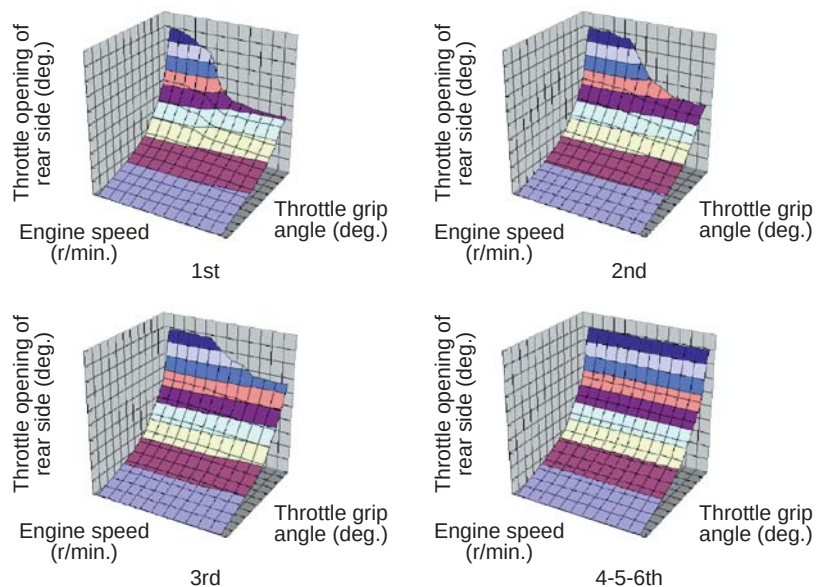


Fig. 6 Maps of front and rear throttle valve control

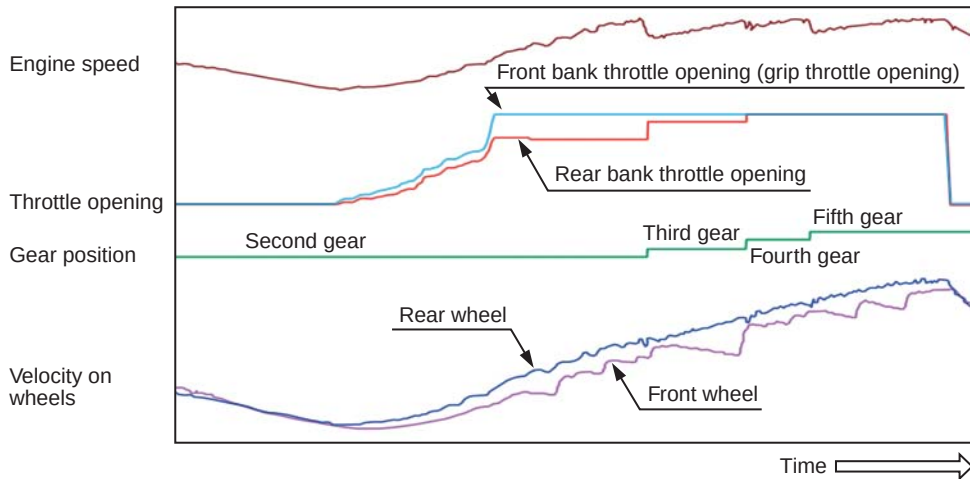


Fig. 7 Controlled throttle opening and wheel rotations

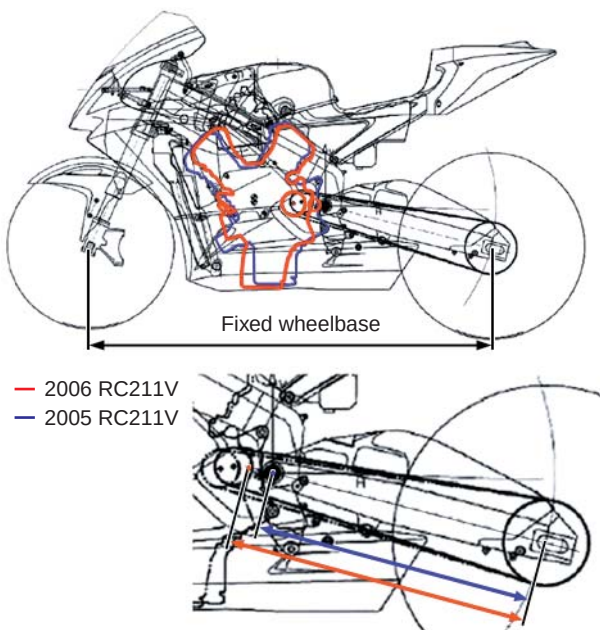


Fig. 8 Engine position and swing arm length

影響部を明確化し、さらに実走テストにより、最適な剛性バランスを見出した。Fig. 9 に 2006 年モデルと 2005 年モデルのフレームレイアウトの比較と剛性の比較を示す。

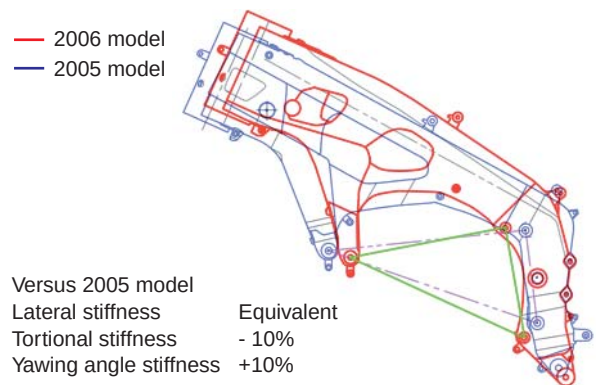


Fig. 9 Frame body

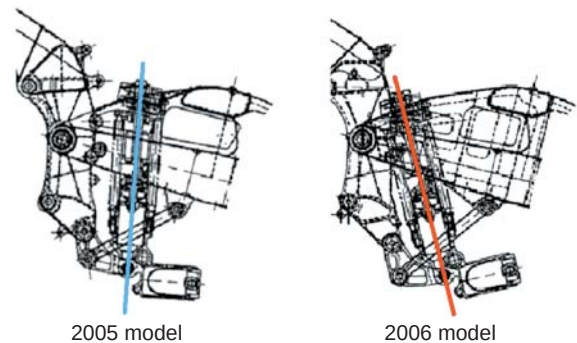


Fig. 10 Comparison of unit pro-link

7. 足まわり

エンジンから伝えられる駆動力を地面に伝え、かつ旋回性能を向上させるため、リヤサスペンションとスイングアームも新設計となった。ねらいは、フリクションの低減による減速時の安定性向上と、トラクション性能の向上である。

リヤクッションを車体下方向に配置し、かつ、リヤクッションの上側の取り付けポイントをピボットに近づける。ピボットとリンク取り付け間の距離を広げる設計とし、リンク各部での荷重を10%以上減らし、フリクションを低減した。2006 年モデルと 2005 年モデルのユニットプロリンク機構の比較を Fig. 10 に示す。

8. 空力性能

2005年モデルでは、旋回性能の向上のため、側面面積の削減をおこなったが、2006年モデルでは、風洞実験を積み重ねて形状の最適化を図り、軽快なハンドリング、横風に対する安定性と、空気抵抗・ウインドプロテクション性能を両立させた。結果として、2005 RC211V に対して同等の空気抵抗値を達成しつつハンドリング性能向上を実現した。フェアリング側面面積の比較を Fig. 11 に示す。

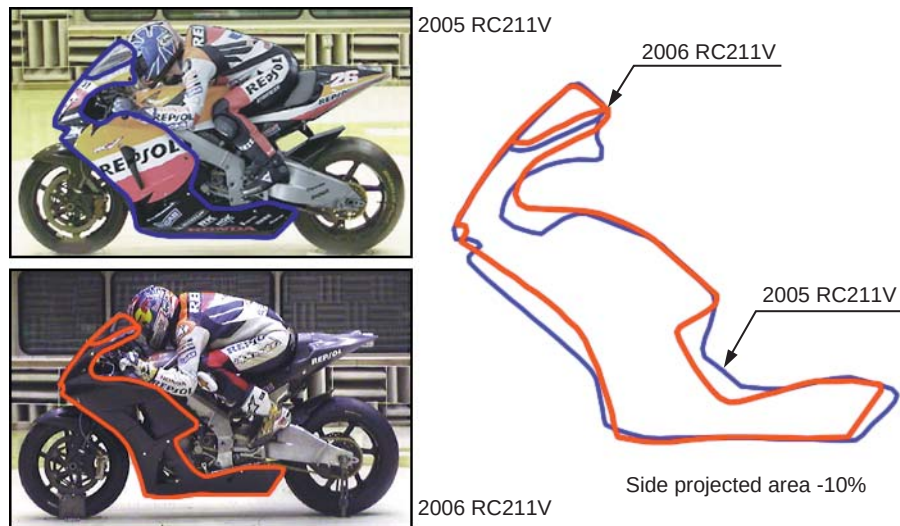


Fig. 11 Comparison of fairing

9. 得られた効果

車両全体での慣性モーメントはロール方向で0.9%、ヨー方向で0.5%、ピッチ方向で3.4%減少され、減速時の安定性、旋回性能、トラクション性能の向上が得られた(Fig. 12)。

減速時の走行安定性向上は、走行データにおいて、エンジン回転数、あるいは後輪車速の変動として現れる。2006 RC211V は 2005 RC211V に対し減速時のエンジン回転数の変動が少ない。その後のスロットル開度も増えており、コーナリングスピードの向上が得られている。その結果を走行計測データ Fig. 13, Fig. 14 に示す。

10. まとめ

2006 RC211V はフレーム・足まわりの大幅なディメンションの変更により車両全体での慣性モーメントの低減を達成し、燃料供給系の電子制御変更により最高出力を向上しながらも、燃費とスロットルコントロール性を改善し、課題であった減速性能、旋回性能、トラクション性能をねらいどおり向上させ 2006 年 Moto-GP クラスの個人・メーカータイトルを奪還することに成功した。



Fig. 12 Result of moment of inertia

2007 年からのレギュレーションの変更に伴い、RC211V はその役目を終えるが、RC シリーズは今後も Honda スーパースポーツのイメージリーダーとして、かつチャレンジングスピリッツの象徴として、技術チャレンジを継続していく。

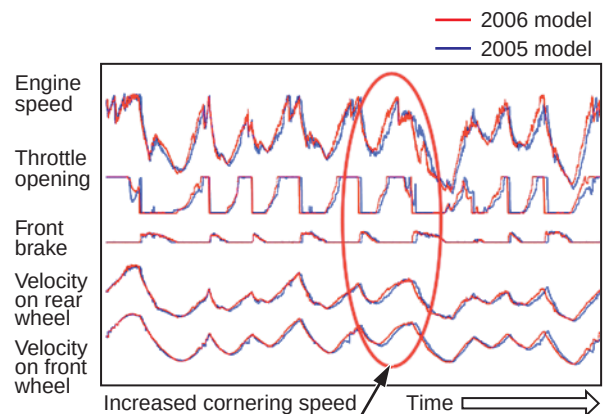


Fig. 13 Comparison of engine speed and wheel speed fluctuations in actual race

Enhanced stability by decreased braking hopping

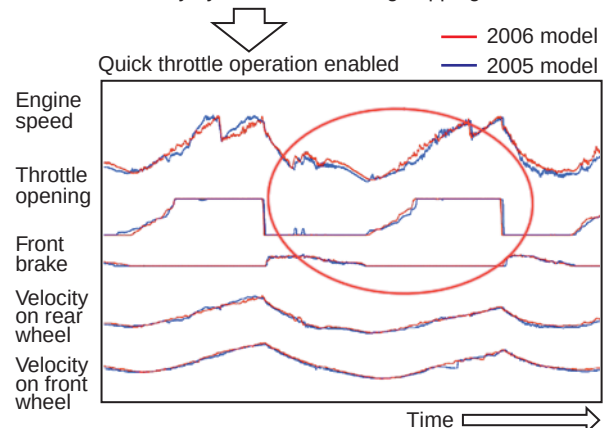


Fig. 14 Comparison of engine speed and wheel speed fluctuations in actual race (Enlarged detail)

謝 辞

本研究にあたり、御協力を頂きました協力メーカー関係者の方々に紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

参考文献

- (1) 角増寿：4 ストロークロードレーサ RC211V の紹介,
Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.2, p.17-24

■ 著 者 ■



吉井 恭一



堤 幸一



重水 信男



佐藤 辰

Development of V8 Engine for American Le Mans Series

Trevor Knowles*

Yasuhide Sakamoto*

Tom Nickols*

ABSTRACT

A V8 engine was developed to optimize it for the Prototype 2 category (LMP2) of the American Le Mans Series (ALMS) racing. This engine was introduced at the 2007 Sebring 12 hour race.

The technical character of the performance, reliability and serviceability were all changed while keeping within the ALMS regulations such as a 44 mm inlet restrictor for the 3.4L V8 engine. The Indy Racing League (IRL) engine was utilized for the comparison reference. The effects of the significant differences between the series, such as the change from ethanol fuel to an ethanol/gasoline mix and changing from a rev limited engine running mainly on oval courses to an intake-restricted engine, running on road and street courses are discussed.

New test procedures that we created to assess engine hardware changes are discussed. Novel design features of the engine such as the valve gear detail and the combustion chamber design are reviewed.

要 旨

アメリカンルマンシリーズ(ALMS)のプロトタイプカテゴリ LMP2 グループ用のエンジンの開発をおこない、2007 年セブリング 12 時間レースに初参戦をした。

エンジンは LMP2 のレギュレーションに従って V 型 8 気筒 3.4 L, リストリクタ径 ϕ 44mm を使用しており, そのレギュレーションおよび耐久レースの特徴に沿ってエンジンの出力向上, 耐久信頼性向上さらにメンテナンス性向上を中心に開発をおこなった。ディメンションに共通部分が多いインディレーシングリーグ(IRL)のエンジンを比較対象としたが, IRL と ALMS ではサーキットにおいてはオーバーメインとオードコース, 燃料仕様においてはアルコールとガソリン-アルコール混合, さらには回転数リミットと空気リストリクタ付きなどの基本的な違いがある。

ALMS のレースの特徴にマッチした動弁機構や燃焼室の仕様決定や実験方法の確立をおこなった。

1. Introduction

IRL rules give detailed limits on major engine dimensions including engine capacity, number of cylinders, cylinder bore, overall engine length, minimum engine weight, crankshaft dimensions, injector position, airbox dimensions and engine sensors⁽¹⁾. ALMS rules are set by the organization responsible for the Le Mans 24 hours race, the Automobile Club de l'Ouest (ACO) and, in contrast, allow a variety of engine configurations and capacities⁽²⁾.

Table 1 highlights the major differences in the rules between the two series and it can be seen that the ACO rules allow much more freedom of design and development over the IRL rules. While both series call for mechanical throttle control, fixed inlet lengths and fixed valve timing, they use different fuels and have different means of trying to limit engine power with the

IRL controlling engine speed and the ALMS restricting the air intake. It was in these two areas where we focused our development.



Fig. 1 General view of ALMS engine

* HONDA PERFORMANCE DEVELOPMENT INC.

Table 1 Comparison of IRL and ALMS rules

	IRL	ALMS
Engine configuration	3.0 liter, 90° V8	Up to 3.4 liters, 8 cylinder, N/A or Up to 6 cylinder supercharged.
Inlet manifold	Up to 2 injectors. Placed between throttle and head face. Fixed length	8 max. Vee or in-line
Power limit	10,300 rpm limiter	Inlet restrictor. Size based on engine configuration
Development constraints	Major castings, ports, combustion chamber, pumps, valve train gears	None
Fuel	100% ethanol	92% gasoline/10% ethanol
Noise limit	IRL-supplied silencer	113 dBA

2. Engine Specification

The priorities for the engine were reliability foremost, engine cost second and engine power third. In several cases this led us to choose the most reliable solution rather than the one that would give the greatest performance.

When we made the decision to enter the ALMS, the development engine specification was 2.8 liters. It had downward-facing injectors located just downstream of the throttle bodies with supplementary injectors located at the manifold-to-head joint. This joint face was as close to the inlet valves as possible to minimize the distance from these lower injectors to the cylinder. We did not change the main engine architecture as we wanted to use our resources to concentrate on other areas which had to change.

One such area was the airbox. The IRL airbox was flexible and leaked air where the air snorkel fitted to it and where it fitted to the head. The ALMS officials carry out a leak test at events in which the engine inlet has to maintain a 150 mbar vacuum for over half a second. The air box, made from carbon-fiber, reinforced plastic (CFRP), was stiffened by adding foam inserts to the floor and sides. The IRL specifies the latch to fix the airhorn to the airbox. These have a spring element in them. On the dynamometer, the combustion air supply pressure was sufficient to lift the airhorn off the airbox when the throttles closed. At higher speeds where the restrictor took effect, the joint closed up. This fatigued the fasteners in a few hundred miles' running. We changed to self-locking fasteners similar to those used to attach the car's body panels to the chassis.

Studying the ACO table of restrictor size against engine capacity showed that the 3.0 liter with its 44.7 mm diameter restrictor would allow the highest power

Table 2 Restrictors for normally-aspirated gasoline engines

	> 2 valves per cyl.	2 valves per cyl.
< 3000 cm ³	44.7	46.2
>3000 and up to 3200 cm ³	44.3	45.8
>3200 and up to 3400 cm ³	44.0	45.5
Homologated engines up to 4000 cm ³	44.7	46.2

output but we chose the more conservative route of having the maximum capacity with its corresponding smaller (44.0 mm) restrictor on the basis that this combination chokes at a lower engine speed. Reducing the engine speed would extend engine life.

The original IRL engine capacity was 3.5 liters, although this was reduced to 3.0 liters in 2004, so we knew that the crankcase would accommodate the longer crank throw to achieve the higher swept volume. Another change between the two series is the higher electrical load in ALMS to support the use of electric fuel pumps, electric power steering, lights, an on-board engine starter and, in our case, an electrically-operated gearshift. This meant we had to accommodate a larger alternator. This is driven off the back of the water pump, running at 0.48 engine speed. To protect them from vibration and heat, the alternator's electronics are remotely-mounted in the radiator inlet duct.

3. Inlet System

Changing from ethanol to 92% gasoline and 8% ethanol fuel reduced the injector flow rate requirements. We decided to maintain the two-injector-per-cylinder layout as this allows us to modify the torque curve based on the proportion of the fuel flow through the upper injector. The lower injector near the inlet valves gives good response but little charge cooling from fuel evaporation while fuel from the upper injector cools the charge but displaces air. In an effort to reduce the cost

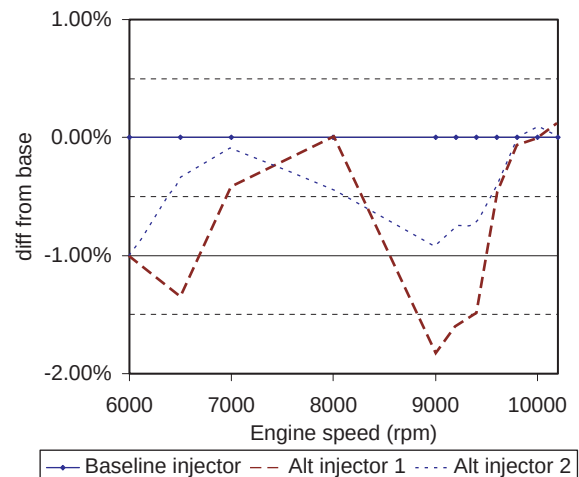


Fig. 2 Injector test results

of the engine, we tested injectors used on several Honda production cars. The 2006 IRL engine ran 10 bar fuel pressure but the production injectors would not open at such a high pressure. We reduced the fuel pressure to 5 bar to suit the injectors. Figure 2 shows power variation as injector type is changed. One can see that the alternative injectors reduced performance by almost 2% but, for this series, reliability is the most important characteristic. Rather than going for the injectors which gave the most power, we chose the Alternative injector 1 as this design gave the most reliable starting, an important consideration for this series as the engine has to be shut off in pitstops and restarted using the on-board starter. The figure also shows that, when running in the restricted region, the injector has almost no effect on power.

The governing body caused some confusion over the restrictor size. The ACO reduced restrictor diameters for the P2 class by 5% for 2007. We set about optimizing the intake length to suit the lower choking speed this gave us. To ensure reliability, we had one-piece trumpets made of the appropriate length. At the end of the January, the International Motorsports Association (IMSA) who controls the ALMS rules enforcement announced that they would maintain the larger, 2006 restrictor sizes. This meant that our intake was too long for optimum performance but we decided to keep the one-piece trumpets for Sebring in the interests of reliability. Another late rule change was the introduction of fuel consisting of 92% 100 octane gasoline and 8% ethanol. This cost some performance and economy while needing a complete engine re-map.

4. Cylinder Head for ALMS P2

The cylinder head is a 4 valve per cylinder design with 10.4° exhaust angle and 8.5° intake angle. The poppet valves are fitted with twin coil springs, and are activated by a pair of camshafts per bank with finger followers located on a common axis.

Oil for the cylinder head is fed through the cylinder head to the camshafts. The shafts are hollow and distribute oil to the finger followers, cam bearings and spring cooling. There are two scavenge ports at either end of the spring chest core, and the core has a flat

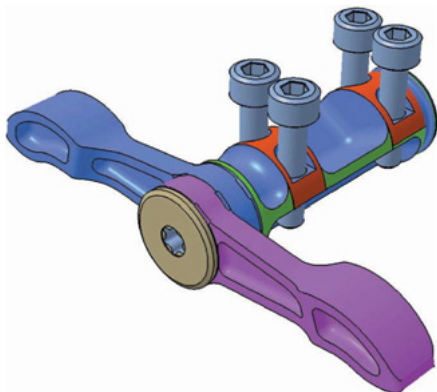


Fig. 3 Early swing arm location method

bottom to aid oil drain.

Support for the camshafts and swing arms are from twin buttresses between cylinders. This design was chosen for the space saving through the cylinder area.

The spark plug centrally located in the compact chamber passes through the spring chest core. A light weight alloy tube sandwiched between the cam cover and the head seals it from the engine oil. The ignition coils reside in these tubes and the wiring is attached to a carrier for the coils, which is covered by a CFRP cosmetic cover.

The swing arm assembly has been designed to be stiff, light weight and low cost. Originally the shaft was designed as an interference fit to the top faces colored red in Figure 3.

The shaft could be fitted by hand and then drawn upwards to lock with the bore by tightening the bolts. This led to a rather unsatisfactory condition where by the forces on the followers were great enough to overcome the system and lead to instability.

We redesigned the cylinder head to join adjacent pairs of buttresses together enabling a bolt through system that is now used in the race engines. Figure 4 shows how the pair of pivots are joined through the buttresses via an M8 stud and the finger followers are then retained by a special keeper. Lubrication is performed by splash via slots machined in the upper thrust faces of the arms.

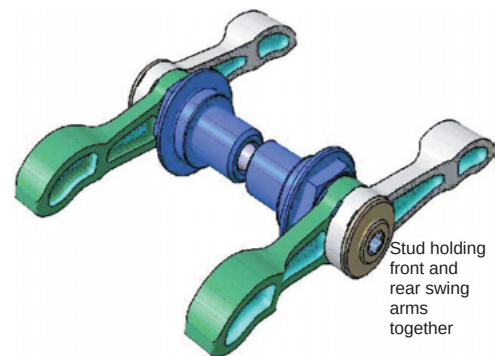


Fig. 4 Final swing arm shaft detail

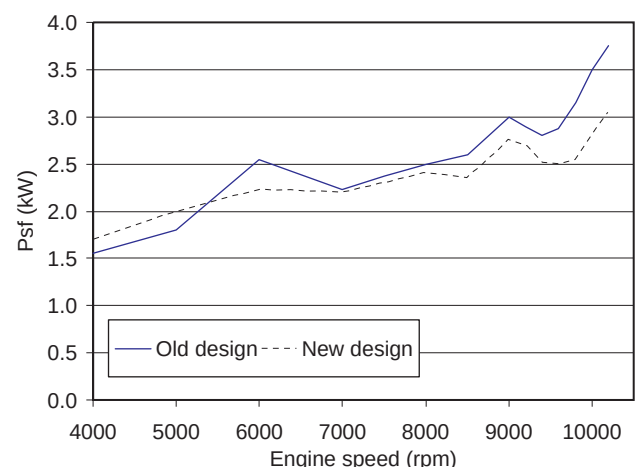


Fig. 5 Friction reduction with new design of shaft fixing

An unexpected side effect from this change was that the valve train requires less power to drive. As shown in Figure 5, the new fixing method reduced the motoring power by 20% at high engine speeds.

5. Durability Testing

The IRL engine target life was 600 miles. The initial target for the ALMS engine had to be at least 1400 to cover the Sebring 12 hour race. Moreover, the duty cycle between an IRL engine designed to operate mainly on oval circuits and the ALMS engine operating on road and street course would be different. At the time of the first durability test, we had no track data to use to set a durability cycle. Instead we used a simulation of a fast lap of Sebring with the power curve the engine had and the characteristics of the P2 chassis. The simulation had been developed by a consulting company for use in the IRL program so we were confident in its accuracy. In fact, when we did run at the track, the actual trace was close enough to the prediction that we made no change to the test cycle. After the Sebring race, where the combination of a tire with increased grip and the developed aerodynamic package allowed so much more wide-open throttle (WOT) running, we needed to revise the cycle. Figure 6 below shows the original and final traces.

Originally, we expected to have to include slow laps in the cycle but we soon learned that the races are run like sprint races. The drivers do not drive to conserve the car.

Durability testing ran on a test cell equipped with an alternating-current (AC) dynamometer to give fast response. The shift cut settings in the engine control unit (ECU) were tuned to match the dynamometer control to simulate shift-without-lift upshifts. The total cycle distance for a successful was equivalent to 1517 miles, based on a 3.7 mile lap of Sebring.

Initial tests ran standard atmospheric conditions but we were concerned that races as long as 12 hours take place under a variety of conditions and some may stress the engine more than others. Running at fixed

conditions may miss the worst case and allow the engine to pass the test but fail on the track. Therefore, later tests used weather data taken from the 2006 race to vary humidity, temperature and barometric temperature. Figure 7 shows the inlet temperature and pressure variation over the test.

We did not take into account the charging effect due to the car moving through the air. This lead to detonation damage to car engines which we had not seen on the dynamometer engines. Following the realization of the importance of this, we vary the combustion air system pressure with simulated car speed.

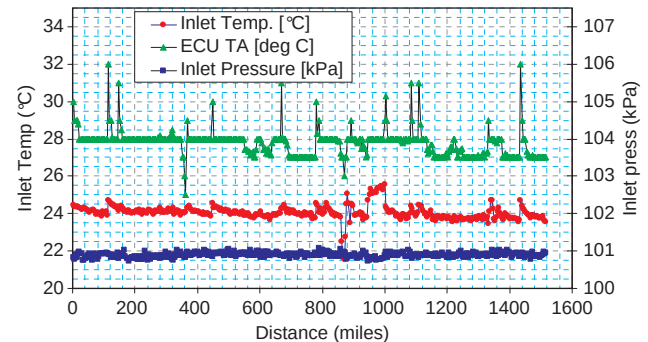


Fig. 7 Air inlet condition variation over test cycle

6. Performance Testing

We used a technique of 1-D prediction to define the flow targets, flow-bench tests of SLA models (both inflow and outflow), prediction using these results, fine tuning of the shape and flow-bench and dynamometer testing of machined parts. Early tests showed a good correlation between the SLA models and actual cylinder heads provided the valve seat was accurate in the SLA piece although we did have some instances where the aluminum part results were different from the SLA results. This always was when the port had to change from the original design to accommodate manufacturing requirements. Port refinement was already underway as part of the IRL engine development when we changed direction. During this testing we modified the NE limit calculation to divide it by a typical volumetric efficiency factor, in this case 120%. This gave good agreement with the NE limit and the peak power engine speed.

To try to assess the effects of port design changes on drivability, we devised a transient power test using a rate of 2000 rpm/s based on acceleration rates from the 2005 St. Petersburg IRL race. 100 Hz data was smoothed by using a moving average of 7 data points. This testing confirmed that the IRL inlet port we had developed (IP26) would be too large for ALMS use. The first iteration, IP34, was created from the IP26 by adding material to the port floor. A further, later modification to improve lower injector nozzle clearance changed its designation to IP37. Another iteration, IP35, reduced the port volume further. Figure 8 compares the IP26 and IP35 ports.

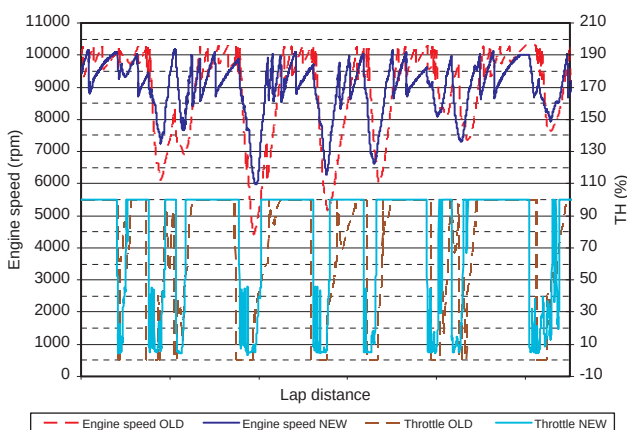


Fig. 6 Simulation speed throttle trace and final track data

Another new test, where the engine was held at WOT and 6500 rpm when the dynamometer control switched to absorb a constant 350 Nm. The time taken for the engine to accelerate to 10000 rpm was used another measure of the port's effect on engine response. Figure 9 shows an example of the results of such a response test with different sizes of inlet port.

These tests confirmed the improved response with the smaller port but also showed that we had not yet reached the lower limit. This led to the design of the smaller-diameter IP40 port. By this stage, port volume had dropped from 403 cc, for the IP26, to 320 cc for the IP40. As Figure 10 shows, this did provide a further benefit over the IP35 port at low speed and just before the restrictor went sonic but it was so small that we felt we were near the limit. Thus, rather than continuing to investigate smaller and smaller ports, we selected IP40 as the race port.

Apart from the ports being set to suit IRL racing, the camshaft design and timing also favored high-speed running. We designed several alternatives, with combinations of revised accelerations, lift version and duration as shown in Table 3.

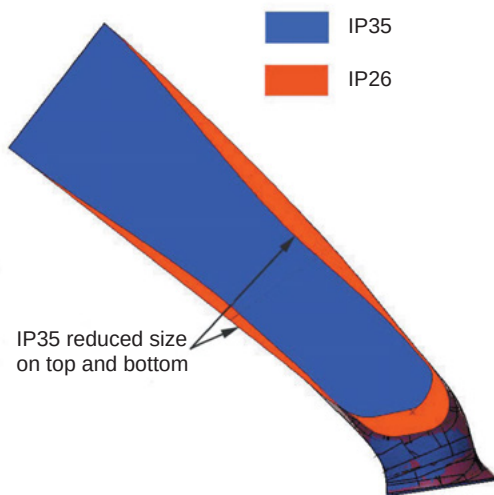


Fig. 8 Changes from IP26 to IP35 inlet port

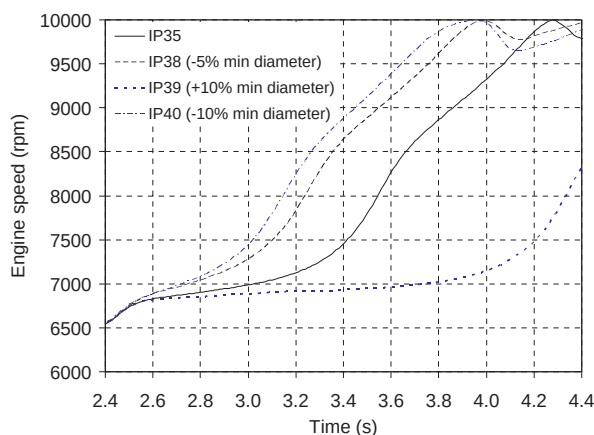


Fig. 9 Response of different inlet ports

Table 3 Development camshaft details

Camshaft spec	Intake		Exhaust	
	Lift	Duration	Lift	Duration
A400	15.34	253	12.46	236
B400	15.34	253	12.66	237
C400	14.33	254	11.65	237

The results of the camshaft changes can be seen in Figure 11.

As expected, the lower-lift intake camshafts suited the low speed nature best while the exhaust camshaft had little effect on performance.

Performance development is an on-going process in racing. We are still investigating the ideal inlet length, camshaft profile, exhaust layout, piston shape oil viscosity and pressure while trying to remove weight and cost from the engine.

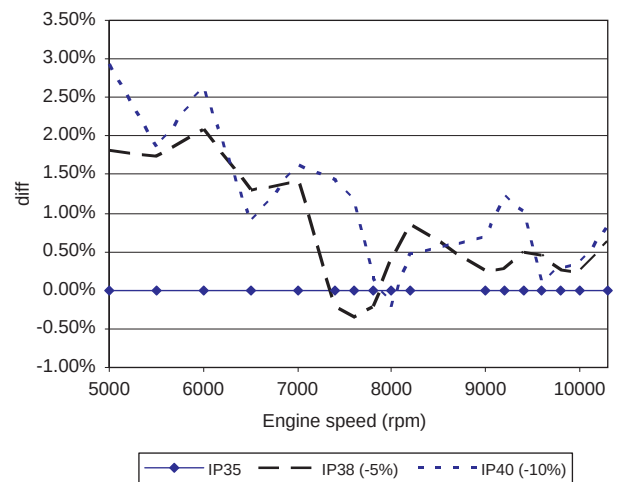


Fig. 10 Comparison of torque with different inlet ports

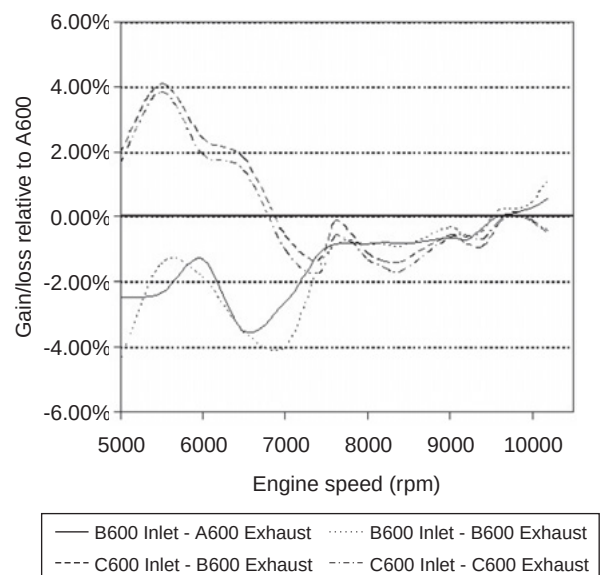


Fig. 11 Camshaft comparison

7. Conclusions

We successfully have developed an ALMS LMP2 engine. Major changes from an IRL engine were focused on the airbox, fuel injector and alternator.

Despite using a conservative approach to ensure reliability, we were able to make performance improvements.

Using a knock-control system together with piston crown geometry changes allowed us to use as high a compression ratio with 92% gasoline / 8% ethanol mix as we had been using with 100% ethanol fuel.

Reference

- (1) 2006 Indycar® Series Rule Book, p.147-155
- (2) Regelement Technique ACO – ACO Technical Regulations 2007 Prototype “LM”P1 & “LM”P2, p.25

■著 者■



Trevor Knowles



Yasuhide Sakamoto



Tom Nickols

Electrical System Development for American Le Mans Racing

Manminder Hayre* Marcelo Martinelli* Yasuhide Sakamoto*

ABSTRACT

The electrical system developed for the American Le Mans Series (ALMS) racing car, used a modular approach for both the engine control unit complete with associated satellite components and the interface and management of 3rd party devices. The basis of the system applied the modular approach by expanding the base engine control system; while still allowing continual development of the engine including different injectors and sensors, with optimized peripheral units for the different engine hardware.

Within the control system a shift to model-based code and simulation for software test and validation was developed and implemented. This resulted in the ability to provide strategies at an average of three times the rate compared with the previous system, and ultimately providing the higher efficiency of overall system application to changing targets.

要 旨

アメリカンルマンシリーズ(ALMS)用レースカーの電気トリカルシステムの開発をおこなった。ECUはソフトウェアのコントロール機能を中心とするようにし、ドライバやユニットは独立したモジュールタイプを採用した。モジュールタイプを採用することによりインジェクタや各センサなどの仕様変更や追加に対し必要なモジュールの対応のみで使用することが可能となり、拡張を容易におこなうことができる。今後、開発のフレキシビリティおよび効率向上を計ることができると考えられる。

ソフトウェアの開発ではシミュレーションやモデルの使用に努めた。その結果、従来に比べ3倍程度時間を短縮してソフトウェアストラテジ投入が可能になり、高効率な電気トリカルシステム開発ができるようになった。

1. Introduction

The designs of previous systems were very engine-specific with algorithms closely coupled to the specific hardware used on the engine. Additionally, the PC tools for the control system were specific products that all users had to be familiar with.

To economize on the resources used to produce and support a new generation of control systems and provide a more efficient development structure allowing multiple applications, a completely new approach was required.

The key points to be addressed with the new system were:

- (1) The main component of the system i.e. Engine Control Unit (ECU), to have a life exceeding five years. Allowing the latest technologies to be applied without this system core being outdated.
- (2) Provide enough expansion for not only engine control but also driveline control.
- (3) Reduce the time from concept to track application for system operation and control algorithm development.
- (4) Develop as close to ECU independent control algorithms as possible.
- (5) The ability to apply the system to different or changing

engine and vehicle specifications without the need for completely new hardware or software.

With the original system assumptions of driveline control and diversity in control applications, the correct steps to fulfilling the requirements for the first race application to be implemented with the Le Mans Prototype 2 (LMP2) project were in place. Figure 1 shows the Acura LMP2 car during initial testing of the new engine and control system.



Fig. 1 Acura LMP2 car

* HONDA PERFORMANCE DEVELOPMENT INC.

2. Engine Control Unit (ECU)

The design of the ECU incorporated very powerful Power PCs, using floating point computation and operating at clock speeds of up to 1.2 GHz, providing digital signal processing (DSP) and parallel processing with the potential of 600+ Million Instructions Per Second (MIPS). This would provide over 10x greater processing than the outgoing control system and the ability to easily implement auto-coding. Added to this was one of the latest Field Programmable Gate Arrays (FPGAs) for Input/Output (I/O) processing and control. To these basics, up to 1GB of memory, multiple 400 Mbit/sec Low Voltage Differential Signaling (LVDS) high speed links and the implementation of four separate Controller Area Network links (CAN) were added allowing the addition of peripheral and 3rd party drive stages or data input units to the control system. In comparison to any previous system used for a motor racing application, this system far surpassed the processing, control speed and expandability. Figure 2 shows the ECU main component design.

3. Injector Driver Unit (IDU)

The distributed approach allowed the development of a custom designed injector driver stage for the LMP2 engine injectors resulting in a LMP2 specific IDU, while provisional engine development was being carried out on the dynamometer with the standard IDU.

Through investigations on the fuel bench, testing different injectors and their responses to different injector drive stages, an evolution of the standard peak and hold design was set. To this design, the extra functionality of injector diagnostics was added. Different injector current and voltage waveforms were processed and a signature for a working or broken injector identified. This signature resulted in using a simple but effective means of providing information on the movement of the injector pintle and hence a means to identify a non-operating injector. To allow firmware up-dates, CAN

communication was incorporated into the design. High Density Integrated Circuit (HDIC) technology was used to address the size and weight reduction. This resulted in a successfully designed, developed and tested injector driver unit.

4. Knock Detection Unit (KDU)

With the use of gasoline for the LMP2 engine, there was a requirement to optimize the ignition to maintain the high compression ratio under all conditions. Also, due to the inconsistency of fuels at different racing tracks and the need to run at the optimum performance for long durations, a knock detection and control system was needed.

As with the IDU development, the distributed architecture of the control system allowed engine development to proceed with the available control system components before the addition of a usable KDU and software could be developed. As with the IDU, the additional goals of reducing component size and weight led to the implementation of HDIC for the KDU as well. To provide reliable working hardware without the need for extensive research and development, the design of the KDU used an existing Knock IC. This device processed one of four broadband analogue accelerometer inputs switched by a multiplexer. Figure 3 shows the architecture of the system with the Knock IC interfacing to the ECU via an FPGA.

To select the correct frequency and optimize the detection, high bandwidth knock sensor data and cylinder pressure data were gathered. The high sampling rate data was post processed using an in-house developed numerical computing model of the hardware to yield a target for the optimum filter pass frequencies and window angles. The upper filter frequency was dictated by the operating range of the sensor. The lower frequency was to encompass the 1st order frequency of knock without dropping into a high area of noise seen with lower frequencies. The band pass filter ranges where a result of an iterative process of data analysis.

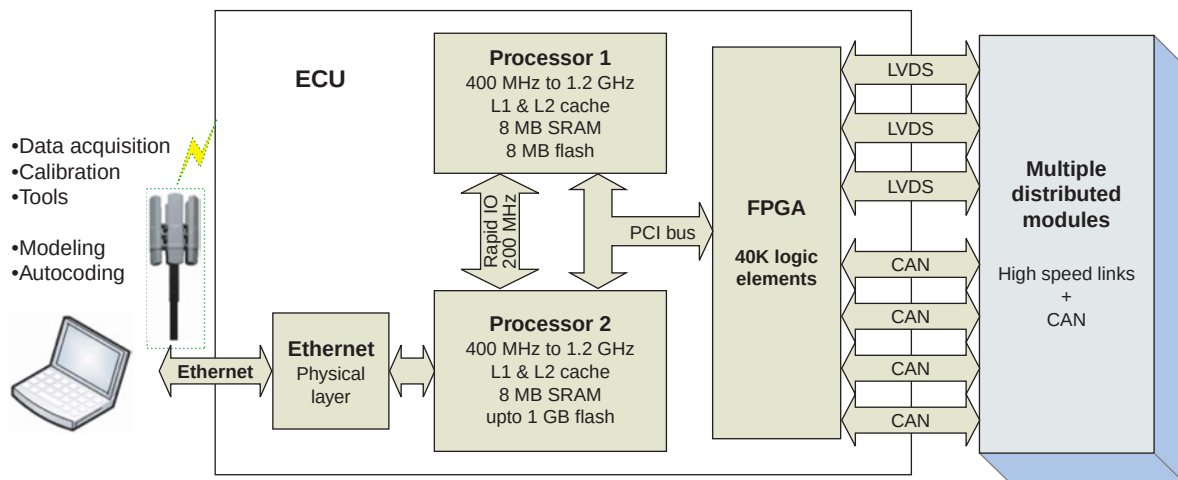


Fig. 2 ECU architecture

Figure 4 shows a plot of the minimum detectable cylinder pressure oscillations against engine speed for different data filtering ranges to determine the most suitable filter type and range. The three lines plot, Plot 1. the best signal to noise ratio with a high pass filter of >20 kHz. Plot 2. the chosen band-pass filter of 12 KHz to 20 kHz and Plot 3. the worst with a band-pass 6 kHz to 17 kHz filter. The optimum filter and frequency range, Plot 2, was chosen because it minimized the detectable cylinder pressure oscillations while also remaining within the knock sensors' operating range yielding a clear detectable knock event.

The development of the algorithm was split into an ignition open loop and a knock feedback numerical computing model both developed using a multi-domain simulation and model based design system platform. The Ignition model provided a baseline knock threshold ignition timing and integrated with the other ignition algorithms affecting the engine torque. The feedback model used two knock thresholds. One threshold caused an immediate retard with the other using a statistical means for control. The knock calibration continually evolved with data available from dynamometer and subsequent track testing. This led to the knock signal noise and probability of knock being determined through statistical analysis leading to a further evolution of the system.

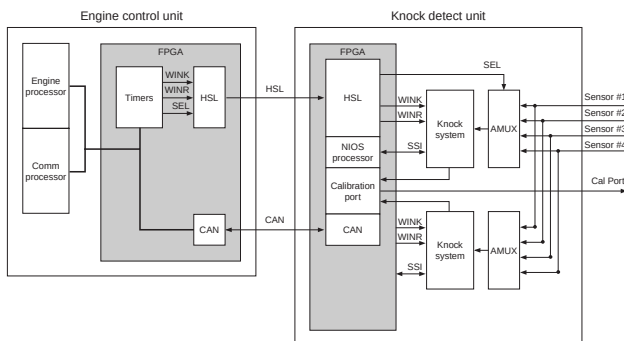


Fig. 3 KDU embedded architecture

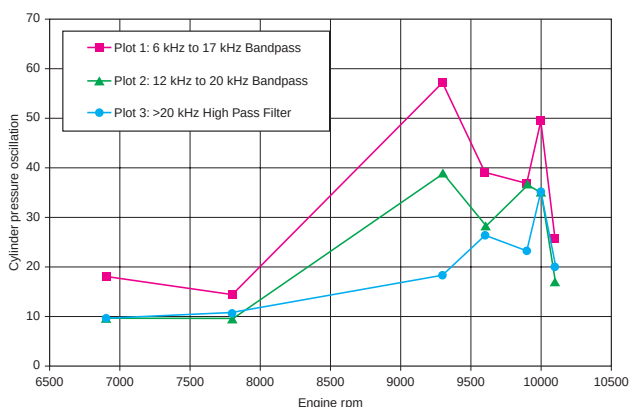


Fig. 4 Filter performance for knock data

5. System Communication Architecture

The distributed nature of the engine control system along with all 3rd party chassis electronic components required a unique communications and control architecture unlike the standard interfacing scheme previously used.

A configurable CAN interface was developed in order to meet the changing requirements for data sharing between engine ECU, chassis logger and telemetry radio. Figure 5 shows the System communication architecture. CAN buses were segregated into control and monitoring classifications in order to make the overall system more robust and fault-tolerant in the event of a link failure or link overload condition. CAN 4, blue lines, denotes monitoring only link. CAN 1, red line, denotes system control messages link. CAN 2 and 3, denotes 3rd party links with CAN 3 used for specifically for timing critical information. The use of CAN for driver/dash switches as well as expansion I/O, was a means to reduce overall wiring weight and still maintain the ability to attach additional sensors for testing and development purposes during the course of the season. Message transmission rates between the different buses varied from 10 Hz to 1 kHz.

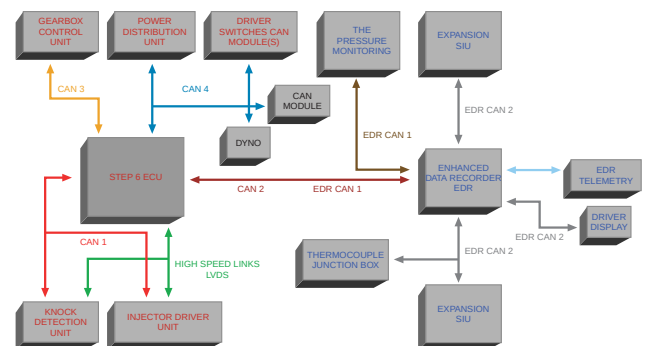


Fig. 5 System communication architecture

6. Embedded Software Structure

The embedded code was split into three layers to provide abstraction specifically for auto-coding, which was new for this system:

- (1) HAL – Hardware Abstraction Layer
 - (a) Lowest layer of software. Defines hardware drivers, input/output conditioning, interface to memory, register addresses, communications etc.
- (2) VAL – Vehicle Abstraction Layer
 - (a) Middle layer of software. Converts low level signals into engineering units.
 - (b) Characterizes sensors like wheels speed, crank and cam, temperature, pressure, knock, etc. Converts calibrated injection end angle into a start angle.
- (3) APP – Application Layer
 - (a) Highest layer of software. Contains all high level

functionality. Fuel and ignition control, pit lane speed limiter, yellow mode, idle control, shift control, knock control, engine torque control, etc.

(b) This layer is auto-coded.

A Real Time Operating System (RTOS) was implemented for one of the processors to handle higher level controls, such as the Ethernet communications and other items. The main processor, however, required the development of bespoke drivers which provided the basics of the Hardware Application Layer (HAL). The result of this software structure together with the hardware design and firmware management was the application of a structured software code base. Figure 6 shows the flow of information organized in the different software layers. e.g. the decision on the injector angle is made in the APP layer. This decision interfaces with the VAL layer which translates the angle to a value associated with the calculation parameters i.e. the start angle. This is then translated to an actual time or/and event controlled by the ECU hardware in the HAL layer. Similarly, the raw inputs are read by the hardware specific devices. i.e. analogue to digital converters at the HAL layer. These are then translated to pulses or volts, i.e. engineering units at the VAL layer then used in the algorithms for temperature, pressures or engine speed at the APP layer.

As part of the software structure direction, the goal of reducing the time from concept to application code and hardware independency was realized by implementing 100% of the ECU embedded code application layer in model format.

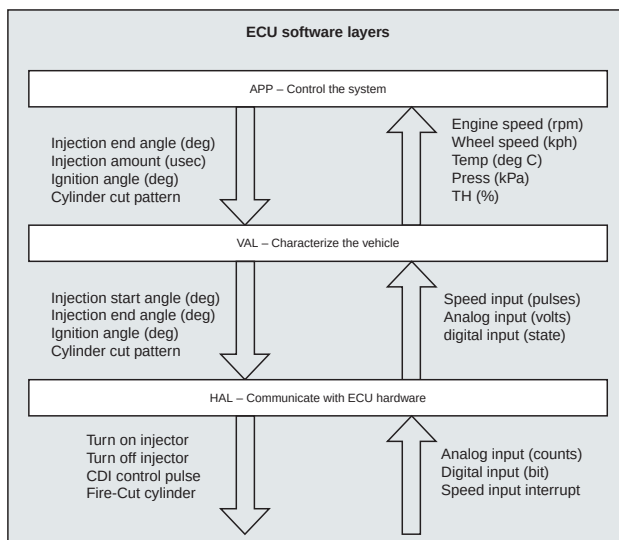


Fig. 6 Embedded software layers

7. Code Testing

To complete the loop for coding efficiency a custom configured Commercial Test Hardware and associated Open Source Software (CTHOSS) system was utilized to expand our testing capabilities. In conjunction with

this and to compliment the ECU models we also had to develop plant models for testing and simulation. For the engine model, we started with a basic model of a V8 engine. To this, enhancements were made and then a transmission, drive shafts, uprights and basic tire model where added. The platform for the testing and implementation of the model-based environment was an industry standard numerical computing tool, multi-domain simulation and model based design platform in conjunction with the CTHOSS. The CTHOSS interface fitted in with our entire simulation and auto-coding environment. The same plant models where used offline as well as in hardware in the loop simulation. The two methods in which we used the system, connecting directly to an ECU were:

- (1) Hardware in the Loop Simulation (HILS) - CTHOSS houses a plant model of engine and vehicle. ECU operates as if driving a real car.
- (2) Bench tester – CTHOSS houses a model that maps buttons and dials, displayed on the screen of a PC, to ECU I/O.
 - (a) User can manually exercise functionality, test hardware and check communications between different hardware modules.
 - (b) User can run track accumulated or dynamometer data through the ECU.
 - (c) Automated tests are run through the ECU to exercise existing functionality.
 - (d) Representative signals had to be created for ECU excitation. i.e. variable reluctance cam and crank, wheel speed, knock, etc.

With the above approach, all the hardware that made up the vehicle electrical system could be connected together for bench testing prior to dynamometer or track running. i.e.

- (1) ECU, gearshift controller, knock detection, injector driver, CDI, etc.
- (2) Real system loads like injectors, spark plugs, shift actuator, all sensors, etc.

8. Conclusion

The development of the system provided new directions in many areas. On the controller side, the ECU used two power PCs running at speeds that are more associated with desktops. The implementation of the HDIC technology and the use of a multiplexed knock IC for the knock allowed the use of new technology with existing components but in a different environment. The use of injector movement signatures for the diagnostics again was new for the LMP project. The handling of the different component communications utilizing CAN at a much greater level than previously used, provided the ability to quickly add 3rd party components and expand the complete vehicle system but still provide diagnostic abilities through component fault interrogation and hence isolation. Figure 7 shows the extent of the electronic components required for an LMP car. On the software side, the implementation of model-based code and auto-coding the application layer was the basis of

the new development environment and the goal of concept to code time reduction resulted in the release of a strategy at three times the rate as in the previous system approach. This was achieved by using the test hardware and having the ability to simulate the track environment better. Coupled with this was the development of the plant models for the engine driveline and system expansion, which provided more accurate simulations and hence the ability to provide a calibrated system for different circuits more feasible.



Fig. 7 LMP2 vehicle cockpit layout

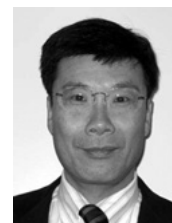
■ 著 者 ■



Manminder Hayre



Marcelo Martinelli



Yasuhide Sakamoto

インバータ発電機「EU6500is」の低騒音・軽量化技術

Low Noise and Lightweight Technology of Inverter Generator EU6500is

田 中 良 男*
Yoshio TANAKA
小野寺 泰 洋*
Taiyo ONODERA

岡 部 格*
Kaku OKABE
伊 藤 隆 司*
Takashi ITO

要 旨

定格出力 4.5 - 5.5 kVA クラス世界トップレベルの静かさと軽量のポータブルエンジン発電機 EU6500is を開発した。

EU6500isは空冷式単気筒エンジンを搭載した既存の開放型インバータ発電機 EM6500is をベースにマフラの冷却方法にエアガイド付きマフラ冷却構造を投入することや、高剛性モノコックフレームの採用などで騒音の低減と軽量化を両立させた。その結果、定格出力 5.5 kVA で騒音値 L_{WA} 90 dB を達成した。これは出力がおよそ半分の防音型インバータ発電機のEUシリーズと同等以上の低騒音である。また、同出力帯の水冷式二気筒エンジンを搭載したポータブルエンジン発電機 EX5500 と同等以上の低騒音でありながら、重量は35%の低減、及び体積は33%のコンパクト化を図ることに成功した。

その結果 EU シリーズ最上位機種としてバックアップ電源やレジャーユース等幅広いニーズに対応できる商品とすることが出来た。

ABSTRACT

A lightweight, portable engine generator, EU6500is, which has a rated output of between 4.5 and 5.5 kVA and a world top-level quietness was developed.

The EU6500is, which is based on the existing EM6500is open frame type inverter generator, on which an air-cooled single cylinder engine is mounted, employs a muffler cooling system with an air guide for cooling the muffler and realizes low noise and reduced weight due to the use of a highly rigid monocoque frame, and the like. As a result, the noise value L_{WA} at the rated output of 5.5 kVA was 90 dB. This is at least as low as the EU series soundproof frame type inverter generator, which has an output of about half that of the EU6500is. Also, while the noise emitted from the new generator is at least as low as that of the EX5500 portable engine generator, on which a 2-cylinder water-cooled engine of comparable output is mounted, the weight has been successfully reduced by 35% and the volume by 33%.

As a result, the new generator can cope with a wide range of needs, such as an emergency backup power source or for leisure, as the top model in the EU series.

1. 背景

ポータブルエンジン発電機は、近年増加しつつある自然災害時の停電などのバックアップ電源や、工事現場での電気機器・工具などの電源およびレジャーなどのアウトドアでの電源など多くの現場で求められている。一方、急激な経済発展のため電力需給のアンバランスにより停電が頻発する進展国では、業務や生活面での電気・電子機器類のバックアップ電源などにも多く使われている。世界中で生活が豊かになるとともに電力需要が高まる中、この様にポータブル電源は益々ニーズが高まってきている。また、これら様々なニーズに対応するためには、従来以上に高品質な電気性

能、低騒音、軽量コンパクト、低燃費(CO₂削減)が求められている。

インバータ発電機は高品質な電気性能⁽¹⁾を有しているのに加え、環境への適合性能(低燃費、低騒音)にも有利である。このインバータ発電機に騒音低減技術を投入することで、これらの市場ニーズにも対応した発電機とすることが出来る。

従来、インバータ式発電システムを搭載した防音型発電機はキャンピング等のレジャーユースが主流であったため 3 kVA クラス以下の開発を行ってきた。一方バックアップ電源などの市場は 5 kVA 以上の高出力を求めてきている。また、近年の電子機器の用途拡大や騒音問題等の環境適合

*汎用開発センター

性への関心の高まりにより、高品質な電気性能や低騒音に対する要求が拡大している。これらの多様なニーズに応えるべく定格出力 5.5 kVA とし低騒音と軽量化技術を重点的に取り組んだ。

2. 開発目標と課題

ポータブルエンジン発電機は大きく分類すると、シンプルで軽量な開放型フレーム構造と、騒音の低減を目的とした防音型フレーム構造の二種類がある。また、発電システムも従来システムである二極または四極界磁回転型円筒オルタネータと、近年増加してきた多極オルタネータとインバータユニットを組み合わせたインバータ式多極オルタネータを搭載したものがある (Fig. 1)。

EU6500is の開発にあたり、騒音目標値を既存 EU シリーズ^{(1), (2)} (EU1000i, EU2000i, EU3000is) 同等騒音レベルとした。既存 EU シリーズは二重防音カバー構造に加え、軽負荷時のエンジン回転を低減させる負荷連動回転制御機能により、実用時に多用される負荷領域 (以下実用負荷領域、無負荷 - 1/2 負荷) での騒音低減を行っている (Fig. 2)。これにより EU6500is の騒音目標値は実用負荷領域で音響パワーレベル $L_{WA}80 - 85$ dB 以下、定格負荷時 90 dB 以下とした。この目標値は開放型インバータ発電機 EM6500is に対して約 10 dB 低い騒音値である。

		Generator type	
		Double-pole field rotary	Multi-pole field rotary & inverter unit
Frame type	Open frame type generator	EM6500 	EM6500is 
	Soundproof type generator	EX5500 	EU6500is 

Fig. 1 Type of generator

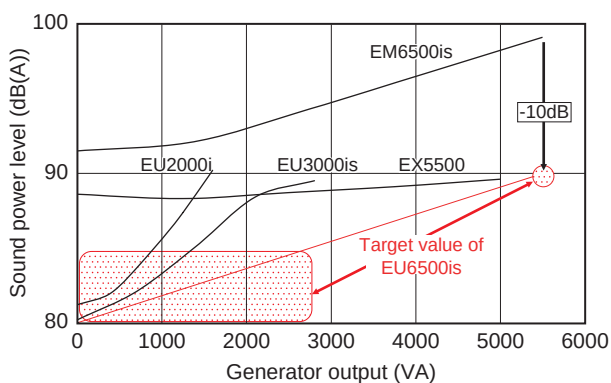


Fig. 2 EU series sound power level

Table 1 Sound pressure level in living area

Sound pressure level L_{PA} (dB)	Typical sound
100 – 110	Loud car horn
90 – 100	Noisy factory
80 – 90	Inside subway
70 – 80	Noisy office
60 – 70	Business office
50 – 60	Conversational speech
40 – 50	Living room
30 – 40	Library

実用負荷領域での音響パワーレベル $L_{WA}80 - 85$ dB を日常騒音レベル L_{PA} (Table 1) と比較した場合、発電機より 7m 離れた位置では普通の会話と同等レベル (50 - 60 dB) であり、低騒音を充分認識できるレベルとして目標設定した。

重量と騒音レベルに関する開放型発電機と防音型発電機の従来機種的位置付けと EU6500is の目標値設定の位置付けを Fig. 3 に示す。EX5500 は低騒音ではあるが重量が重い。また EM6500is は軽量ではあるが騒音面では EU シリーズには及ばない。そこで前述の騒音目標を EM6500is 同等の大きさと重量で実現することとした。

上記の騒音値、重量を達成するための課題を以下に示す。

- (1) きょう体の吸遮音性能と冷却性能、コンパクト化の両立。
- (2) 音漏れ防止のためのきょう体気密性の確保。
- (3) 低コストでの騒音の低減技術の開発。

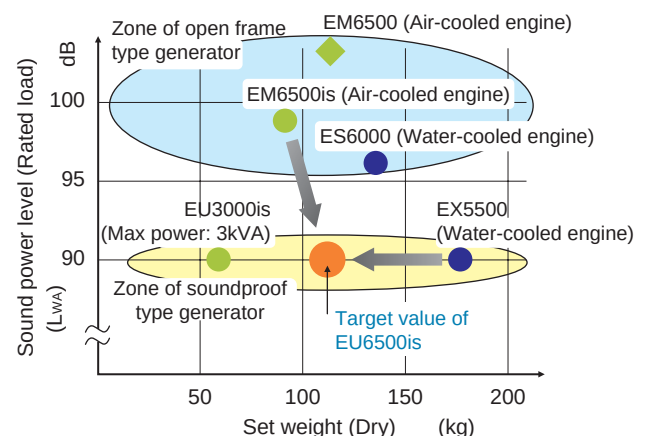


Fig. 3 Target positioning for sound power level and set weight



Fig. 4 External view of EM6500is and EX5500

Table 2 Comparison of specification with EM6500is and EX5500

Engine	Displacement (cm ³)	EM6500is	EX5500
	Speed (rpm)	* 2400 - 3600 ☆ 3300 - 3600	3600
Operating noise level (L _{WA} ; dB)		98	90
Generator	Type	Multi-pole field rotary	Double-pole field rotary
	AC voltage (V)	120/240	120/240
	AC frequency (Hz)	60	60
	Max. AC output	6500	5500
	Rated AC output	5500	5000
Dimensions	L × W × H (mm)	810 × 672 × 692	942 × 580 × 650
	Dry weight (kg)	97	177

*: Eco SW ON

☆: Eco SW OFF

これらの課題を解決するために実用負荷領域で回転数を下げることで燃費向上と騒音低減できる軽量コンパクトな開放型インバータ発電機 EM6500is⁽³⁾をベースとして発電部と基本構造を流用し開発を進めることとした。

従来型の円筒式オルタネータを搭載した防音型発電機 EX5500 と、ベース機としたインバータ発電機 EM6500is の外観を Fig. 4 に、主要諸元比較を Table 2 に示す。

3. 騒音低減技術

ベース機EM6500isの騒音をマスキング法により分析し、その寄与率を Fig. 5 に示す。EU6500is での騒音低減を行うにあたり、騒音要因の97%を占める下記四経路について、それぞれに改良を行うこととした。

- (1) エンジン放射系経路
- (2) 吸気系経路
- (3) 排気系経路
- (4) 冷却風排出系経路

各経路に対する騒音低減手法を以下に示す。

3.1. エンジン放射系経路騒音の低減

主としてエンジンより発生する機械系騒音(エンジン加振

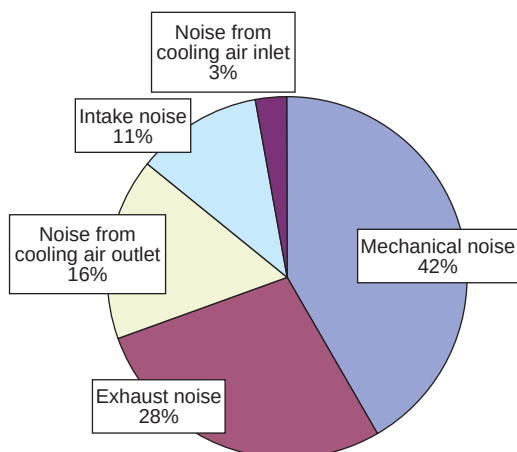


Fig. 5 Sound contribution ratio (EM6500is)

力による放射音・動弁系音・ピストン音・ファン音等)の放射を低減するため、エンジン全周を覆うシュラウドときょう体外板による二重防音カバー構造とした。また、シュラウドときょう体外板で構成される空間を密閉空間とすることにより遮音効果を持たせ、きょう体については隙間シール部材を用いて騒音の漏れ防止を行った。

以上の構成により、開放型フレーム構造の EM6500is に対し、エンジン放射系騒音をエネルギーレベルで95%低減させた。軽量かつ密閉性の高いきょう体構造の詳細については4章で述べる。

3.2. 吸気系騒音の低減

吸気系レイアウトを Fig. 6 に示す。

本吸気系は EM6500is にて発生していた主として 200 - 500 Hz の吸気騒音低減を目的に、高い伝達損失を得るために、EM6500is の吸気系を流用しつつ、吸気入り口部にラバーにて狭窄部と吸気経路の途中に膨張室を設けた。これによる伝達損失変化を Fig. 7 に示す。

吸気系変更により、EM6500is に対し吸気系騒音をエネルギーレベルで 70%低減させた。

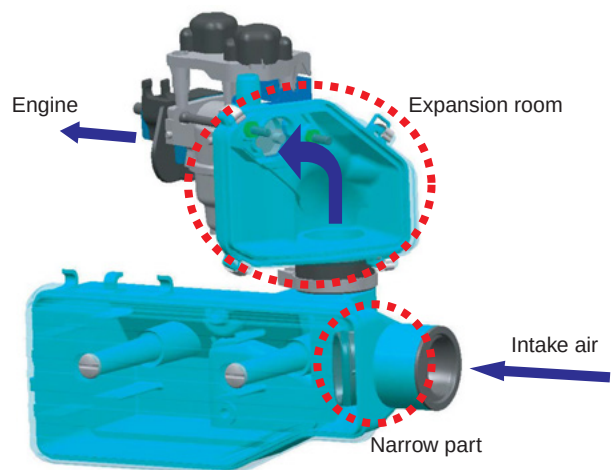


Fig. 6 Layout of intake system

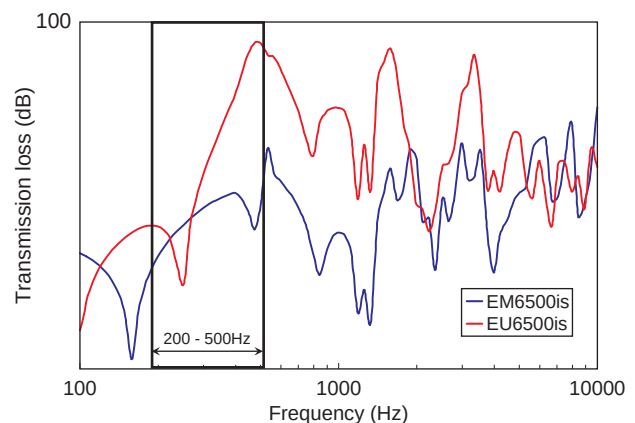


Fig. 7 Comparison of transmission loss (EU6500is, EM6500is)

3.3. 排気系騒音の低減

排気系騒音低減のため膨張室の一部に吸音材を配置した6.4リットル四室構造大型マフラを採用した。また内在するチャンバ接続管の入口側端部はフレア形状とし、気流音の低減と背圧低減を行った。

マフラの大型化及び内部構造変更により、排気口からの騒音をエネルギーレベルで95%低減させた。

3.4. 冷却風排出部騒音の低減

冷却風排出系の主な騒音源は冷却風排風開口部より放射されるエンジン機械系騒音である。このエンジン機械系騒音の低減を行うこととしたが、動力源に空冷エンジンを用いた場合、冷却風路の変更は冷却性能を低下させる恐れがあるため、冷却性能に重点を置きマフラ室構造変更による騒音の低減化を検討した。

開発目標値は EM6500is に対し以下の三点とした。

- (1) 排風開口部からの騒音エネルギーを80%以上低減
- (2) 冷却性能は運転中・停止後ともに既存機同等以上
- (3) 軽量かつコンパクトな構造であること

参考として EM6500is の冷却構造を Fig. 8 に示す。

EM6500is における冷却の考え方は運転中・停止後では以下の通りである。

運転中の冷却：発熱の低い順にエンジン直結の冷却ファンで強制対流により冷却を行う。

停止後の放熱：きょう体内構造に勾配を設け、最上端の排風開口部から自然対流により放熱を行う。

従来のポータブルエンジン発電機ではコンパクトさが要求されるため、Fig. 8 の様に排風開口部とエンジンが接近し、結果として排風開口部からのエンジン機械系騒音が増加する傾向にある。

この機械系騒音を低減させる手法としては、排風開口部付近に遮音または吸音材を設ける手法や、排風開口部面積の縮小、排風開口部以降に消音チャンバを追加する⁽⁴⁾等の手法があるが、冷却性能の悪化やサイズアップ等の問題が

発生する。このことから従来手法の組合せでは全ての目標値を達成することが困難であった。

今回、Fig. 9 に示すエアガイドをエンジンとマフラの間に設置することにより、これらトレードオフの関係にあった問題を解決した。

3.4.1. 騒音の低減

エアガイドの設置位置は以下三点の理由によりマフラとエンジンを仕切る位置と決定した。

- (1) 排風開口部から直接放出されるエンジン機械系騒音を低減することが出来る。
- (2) エンジンから排風開口部までの冷却風経路を、全長を伸ばさずに長くとることが出来るため、コンパクトで騒音を減衰させることができる。
- (3) 冷却性能の維持(3.4.3. で記述)

ここで、(1)の効果を上げるためにエアガイドの形状は、排風開口部からエンジンが直接見えない形状とし、また(2)の効果を上げるために冷却風経路内周に吸音材を施した。

測定の結果、エアガイドを採用することにより冷却風排出系の騒音エネルギー低減量は90%であり目標値を超える結果が出た。また、吸音材による高周波域非定常音の低減により騒音フィーリングの向上が認められた。

3.4.2. 運転中の冷却性能

エアガイドの装着による圧力損失から冷却風量減少による運転中のエンジンおよびマフラの冷却性能の悪化が懸念されたが、運転中のエンジンオイル温度、電装部品等の温度は既存機種同等レベルであった。

マフラの冷却性能については、マフラ内部の排気ガス温度の測定を行った。温度測定の結果、排気ガス温度は約30℃低下した。これはエアガイドにより冷却風が整流化され、マフラ表面を効率よく冷却していることを示している。マフラの冷却性向上は、エンジン停止後のアフタバーン発生リスクを抑えることができる。タフト法により可視化した運転中のマフラ周りの冷却風の流れ、及び冷却風全体の流れの模式図を Fig. 10 に示す。

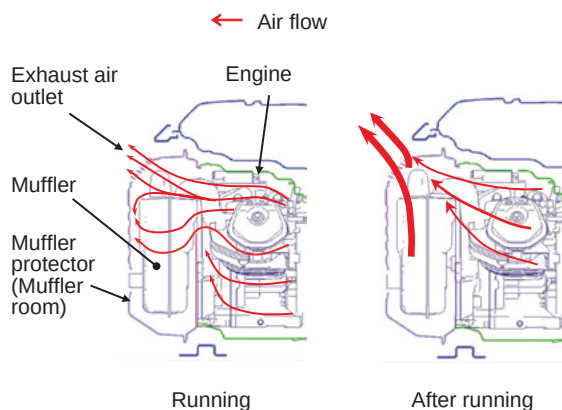


Fig. 8 Conventional cooling system (EM6500is)

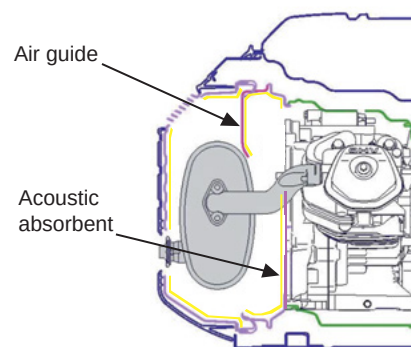


Fig. 9 Air guide

3.4.3. 停止後の熱対策

空冷の防音型発電機の冷却において、最も重要なことはエンジン停止後の熱対策である。空冷エンジンを用いた発電機の場合、冷却ファンがエンジンと直結されているため、エンジン停止とともに冷却風の供給が停止する。これにより、きょう体内で最高温部であるマフラ近傍の雰囲気温度はエンジン停止とともに急激に上昇する。この高温の空気がエンジン室や電装室に逆流した場合、電装部品や樹脂部品の機能低下や、キャブレタフロート室内のガソリン温度上昇による再始動性能の低下につながる場合がある。

EU6500isでは、従来の自然対流による放熱を進展させ停止後の熱問題を解決した。

エアガイドの設置はマフラとエンジンを仕切る位置としたが、これは停止後マフラの熱により発生した自然対流(上昇気流)を利用し、きょう体内の熱を積極的に吸出すことを狙いとして設定した。停止後の熱の流れを Fig. 11 に示す。

エンジン停止と同時にマフラ雰囲気温度(T_m)は急激に上昇する。温度上昇によりマフラ近傍の気体は上昇気流となり排風開口部より庫外へと排出される。

一方、エアガイドにより仕切られたエンジン雰囲気温度

(T_e)も上昇するが、マフラ近傍の上昇気流によりエンジン雰囲気中の空気はマフラ室下方へ引き込まれ、次にマフラにより加熱され上昇気流となって庫外へと排出される。

エンジン全体をシュラウドで覆うことにより、冷却風吸入口から排風開口部に至る冷却風路を閉鎖経路で構成することで、この熱の流れはエンジン停止直後より連続的に行われる。

エンジン停止後のマフラ雰囲気温度(T_m)とエンジン雰囲気温度(T_e)の関係を Fig. 12 に示す。

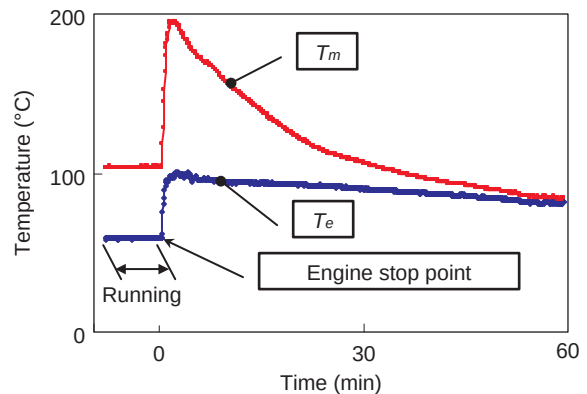
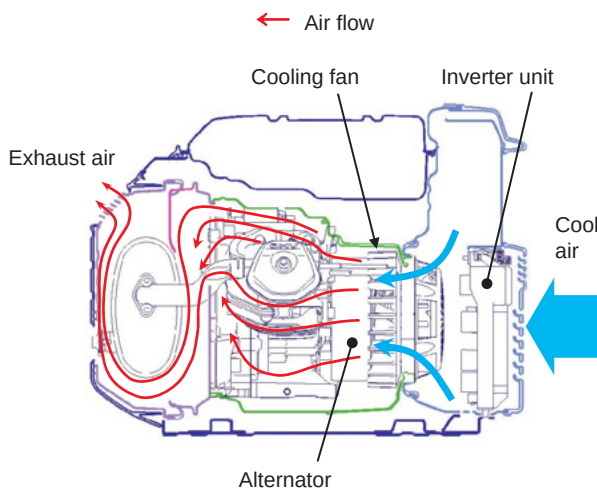
Fig. 12 Temperature of T_m , T_e 

Fig. 10 Ambient airflow of muffler (Running)

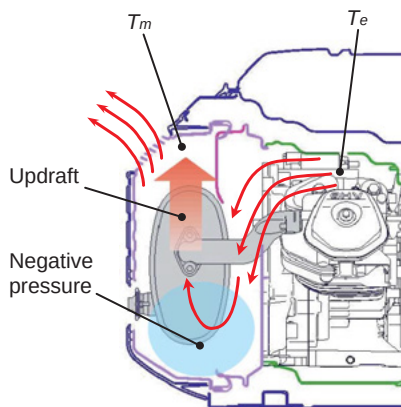


Fig. 11 Waste heat flow (After running)

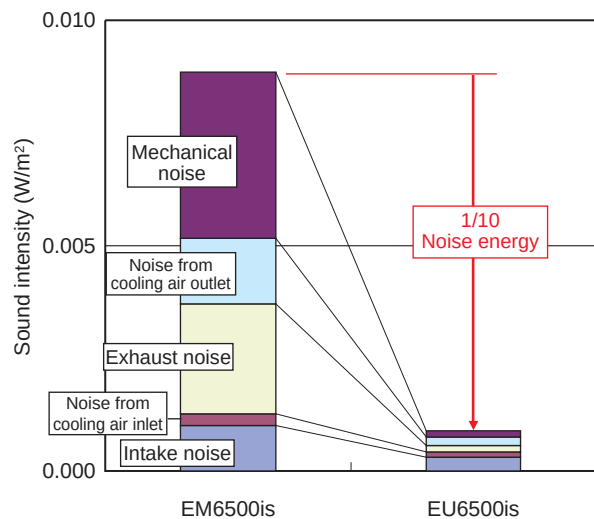


Fig. 13 Effective noise level

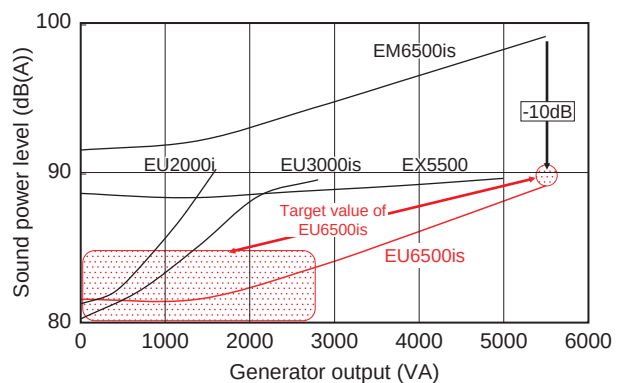


Fig. 14 Sound power level

エンジン停止直後、マフラ雰囲気温度は最大 200℃まで上昇するが、エンジン雰囲気温度は最大でも 100℃にとどまる。これは、マフラ近傍の高温空気が逆流することなくきょう体外へ放出されていることを示す。また連続的に放熱が行われるため、時間の経過とともにきょう体内温度は低下し、既存の防音型発電機と同等レベルの結果が得られた。

以上の四経路に対し対策をした EU6500is と、EM6500is の各騒音伝達経路の騒音寄与率を Fig. 13 に、目標値および他機種との騒音比較を Fig. 14 に示す。

EM6500is に対し、騒音エネルギーにて 1/10 に低減し、定格負荷で L_{WA} 90 dB を達成することができた。また、既存の EU シリーズ(定格 2.8 kVA 以下)と同等以上の騒音性能とすることができた。

4. 軽量フレーム技術

EU6500is は同出力帯の防音型発電機 EX5500 に対して大幅な重量、体積減を前述の騒音の低減化技術、冷却構造およびモノコックフレーム構造を用いることで達成した。本章ではその詳細について述べる。

防音型発電機のフレーム構造は軽量と低コストとの両立が課題である。防音型軽量フレームの課題を以下に示す。

(1) 防音性能を上げるために気密性の高い構造が必要。

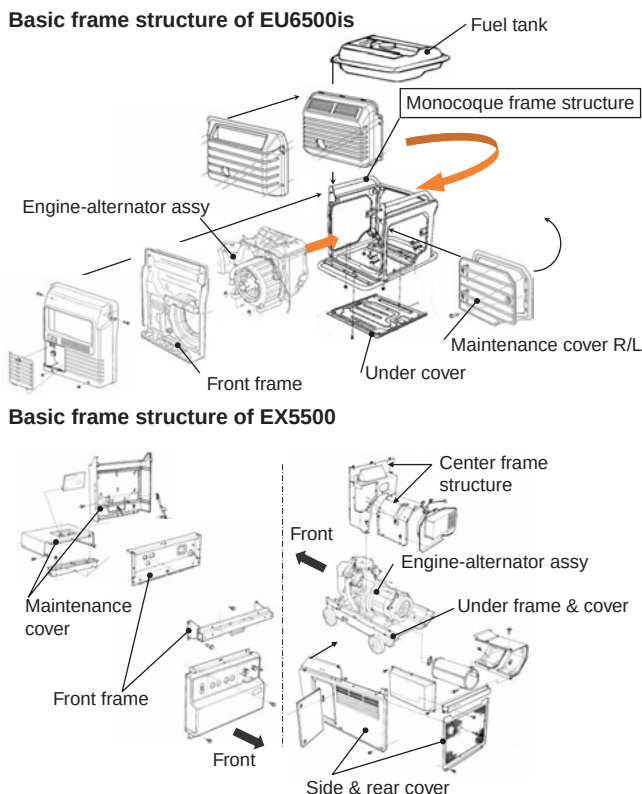


Fig. 15 Frame structure of EU6500is and EX5500

Table 3 Number of frame components and weight reduction effect

Type Item	EX5500	EU6500is	Reduction ratio
Number of principal constitute parts for frame	19	8	-58%
Weight of principal constitute parts for frame	81.0 kg	27.5 kg	-66%

(2) メンテナンス用の扉をつけても、重量を増加させることなく外板のみで剛性を確保できること。

(3) 部品点数を増加させることなく組立性を確保すること。
従来機種の EX5500 と EU6500is の基本フレーム構造を Fig. 15 に示す。

EX5500 を含む従来の大型の防音型発電機は剛性の高いラダーフレームに鉛直方向の強度部材を取付けて外板を止めるフレーム構造が主流である。この場合はパネルの交換などは容易である反面、部品点数が増加する傾向にあり、軽量化の面とコスト面でも不利である。また外板の合わせ面増加により気密性の確保が困難であった。

そこで EU6500is はエンジンやオルタネータなどのパネ上重量物を支えるアンダフレームをパイプとチャンネルを組み合わせたシンプルな構造とした。そして鉛直方向の強度部材を左右側面の外板と一体とし、アンダフレームと溶接結合させてモノコックフレームとした。これにより特別な縦方向の強度部材が無くても吊り上げが可能な強度が得られた。また、アンダカバーは騒音低減だけの機能に特化した設定が可能となり、薄板のメッキ鋼板とすることで軽量化と低コスト化が可能となった。

メンテナンス・カバーはサイドパネルプレス時に同時成型し、材料の無駄が発生しない様に工夫したことで大きくコストダウンにも寄与させた。またエンジンの搭載組み付け性の向上の為に前方を大きく開放させてフロントフレームで結合させる構造とした。

一方、モノコックフレーム構造で十分な剛性が得られたため、前後は形状の自由度の高い樹脂カバーにて覆う構造を採用し軽量化とシール性能を高めることができた。またフューエルタンクを上部カバーの役割とすることで軽量化に寄与させた。

この結果、従来機種 EX5500 に対して主要フレーム構成部品を 19 点から 8 点へ大幅に減らすとともに重量 81 kg から 27.5 kg へと大幅に軽量化を達成しつつ防音効果を高めることに成功した。

結果を Table 3 に示す。

5. まとめ

今回開発した EU6500is は EM6500is に対して約 10 dB 騒音低減し、既存の EU シリーズ(EU1000i, EU2000i, EU3000is)と同等の L_{WA} 90 dB を達成した。また同出力帯の

Table 4 Specification of EU6500is

		EU6500is
Engine	Displacement (cm ³)	389
	Speed (rpm)	* 2400 - 3600 ☆ 3300 - 3600
Operating noise level (L _{WA} ; dB)		90
Generator	Type	Multi-pole field rotary
	AC voltage (V)	120/240
	AC frequency (Hz)	60
	Max. AC output	6500
	Rated AC output	5500
Dimensions	L × W × H (mm)	850 × 672 × 699
	Dry weight (kg)	115

*: Eco SW ON
☆: Eco SW OFF

防音型発電機 EX5500 に対して実用負荷領域で約 5 dB の騒音低減(Fig. 14)と、重量 35%減、体積 33%減をそれぞれ達成した。

本開発での新規改良点を以下に示す。

- (1) 騒音発生、伝達経路を4つに分け(エンジン放射系、吸気系、排気系、冷却風排出系)、それぞれに対策することで EM6500is に対して約 10 dB の騒音を低減させた。
- (2) 冷却風経路にエアガイドを設置することでマフラ室の容量を大きくせず冷却風排出系騒音低減と冷却性能を両立させた。
- (3) 軽量かつ気密性の高い高剛性のモノコックフレーム構造を採用することで軽量コンパクトな防音型フレームとした。

これらの騒音の低減化と軽量化技術を EM6500is に投入することで目標値通りの結果が得られ、高い商品力を持つ発電機を開発することが出来た。

諸元と外観をそれぞれ Table 4 と Fig. 16 に示す。



Fig. 16 External view of EU6500is

参考文献

- (1) Kouchi, T., Ito, K., Nakamura, M.: Development of a Lightweight and Compact 1kVA-class Potable Generator, SAE Paper, 1999-01-3304(1999)
- (2) 河内敏文, 清水元寿, 広瀬忠文, 杉本幸男: 軽量コンパクトな正弦波インバータ発電機「EU16i」の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.2, p.35-42
- (3) 中村政史, 笠置将平, 広瀬忠文, 新川康浩, 浅井孝一, 上村健二: デュアルボルテージインバータ発電機 EM7000is の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2, p.55-64
- (4) Fukuda, T., Maruyama, K., Takemura, K., Suzuki, S.: Study of Sound Isolation Structure for Engine Generators, SAE Paper, 2005-32-0070(2005)

■著 者■



田中良男



岡部 格



小野寺泰洋



伊藤隆司

ATV 用電動パワーステアリングの開発

Development of Electric Power Steering System for ATV

坂 本 友 和*

Tomokazu SAKAMOTO

岡 田 恵*

Megumu OKADA

井 上 和 城*

Kazushiro INOUE

要 旨

四輪車用システムをベースとしAll Terrain Vehicle(ATV)用の電動パワーステアリングシステム(Electric Power steering System: EPS)を開発した。EPS ユニットをコンパクトな構造とし、ATV の車体構造を変えることなく搭載を実現した。モータサイズ、減速比、トーションバーのばねレートを最適に設定することにより、操だトルクを 2WD/4WD時共に半減し、また、キックバックを低減しつつ路面からの適度なフィードバックを残し、コントロール性と快適性を両立させた。EPS ユニットにベアリングホルダを配置するなど外的な荷重の影響を受けない構造や防水処理を施すことによってATVの使用条件を満足するシステムを実現した。

ABSTRACT

An electric power steering system (EPS) has been developed for an all-terrain vehicle (ATV), based on an automobile EPS system. The new EPS has been employed in the 2007 TRX500FPE FourTrax Foreman 4X4 ES. The EPS unit has been made compact to enable fitting without having to modify the vehicle configuration. Optimization of the size of the motor, the reduction ratio, and the spring rate of the torsion bar has enabled the prior ATV steering torque to be halved in both 2WD and 4WD operation, and has resulted in the achievement of a balance between reduced kickback and the maintenance of an appropriate level of feedback from the road surface. The use of a configuration that enables the EPS unit to avoid external loads (use of bearing holders, etc.) and a waterproof structure has helped ensure that the unit satisfies the requirements of ATV use.

1. まえがき

Honda の All Terrain Vehicle(以下、ATV という)用パワーステアリングの開発の歴史は古く、ATV 発売後の 1986 年から油圧タイプでの研究開発をおこなってきた。油圧タイプはエンジンのパワーロスが大きく、また当時は操だトルクが小さい小排気量車が市場のメインであったこともあり、市場のニーズも高くなかったことから量産には至らなかった。

時代が進み ATV の 4WD 化・大排気量化による車体重量の増加から操だトルクが比較的大きくなるに伴い、より快適性を求めるお客様の要望から、パワーステアリングのニーズが高まってきた。1988 年に世界初の電動パワーステアリング搭載の軽自動車が量産された。この電動パワーステアリングは油圧タイプに比べてエンジンのパワーロスが極めて少ない効率的なシステムであったために拡大して

いった。この電動パワーステアリングがATV用として適した特徴を持っていたことから、2003年から開発を始め、2007 年モデルの TRX500FPE FourTrax Foreman 4X4 ES に搭載した。本稿ではATV用に開発した電動パワーステアリングの概要とその特徴および効果について述べる。

2. 開発のねらい

ATVは荒地、岩場、水たまり、小川(没水)などを含むオフロードで使用される乗り物である。このような使用環境や使い勝手、搭載性などの観点から目標を以下のように設定した。

(1) 既存の ATV の車体構造を変えることなく成立させる。

EPS ユニットは四輪車用の部品を最大限活用し、汎用性のあるコンパクトな構造とする。

*二輪開発センター

- (2)各部品は ATV の使用条件に適した構造とする。
オフロード走行、没水等の使用条件を考慮する。
- (3)操だトルクを半減する(2WD/4WD 時)。
操作時の疲労を軽減し、快適性を向上させる
- (4)路面からの反力フィードバックは残して、キックバックを軽減する。
車両のコントロール性を維持しながら、快適性を向上させる。このことは、常に路面状況が変化するオフロードで使われる ATV としては重要な要素である。
- (5)EPS が万一故障しても従来の機種同等の操作特性を有する。

3. システム構成

3.1. 全体構成

EPS を搭載した車両 TRX500FPE FourTrax Foreman 4X4 ES の外観を Fig. 1 に、全体構成を Fig. 2 に示す。本機種は既に販売されているベース機種 TRX500FE に車体構造を変えることなくEPSシステムを搭載することができた。EPS ユニートをステアリングシャフト軸上に、EPS 専用のコントロールユニットを EPS ユニット近くに配置した。車速、エンジン回転数を検出するセンサはベース機種のものと共



Fig. 1 TRX500FPE FourTrax Foreman 4x4 ES

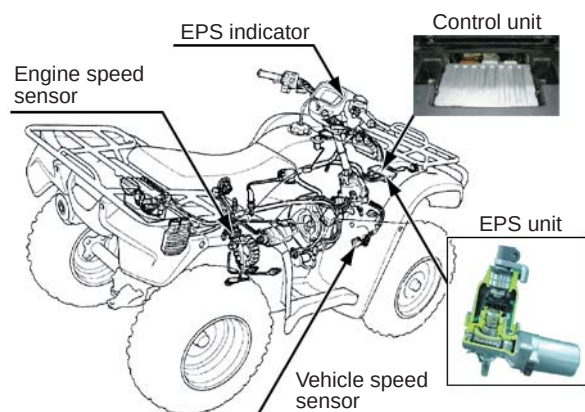


Fig. 2 EPS system layout

用した。また、システムの万一の故障をライダーに知らせるためのインジケータランプをスピードメータ内に配置した。

3.2. ステアリングシステム

ATVのステアリングシステムの構造はバーハンドルがステアリングシャフト(コラム)に、さらにそれがステアリングアーム(ピットマンアーム)につながる構造となっている。EPS を搭載する場合においても、ステアリングシャフト下半分をコラムタイプの EPS ユニットに置き換えて配置し、車体構造を変えることなく成立させた。Fig. 3 に示すように、このステアリングシャフトと連結したEPSユニットを上下二箇所の球面すべり軸受で支持することにより、車体フレームへの組み付けをより容易にすると共に、フリクション増加を抑えることができた。

3.3. EPS ユニット構造

ATV 用 EPS ユニットの構造を Fig. 4 に、断面図を Fig. 5 に示す。

EPS ユニットの上にベアリングホルダを配置し、さらにその上にステアリングシャフト・ハンドルにつながるステアリングジョイントを配置した。これによりシャフトの倒れ方向の荷重をベアリングホルダで受け、トルクセンサへ荷重が入力されない構造とした。ステアリングジョイントとEPSユニットの入力軸のはめ合いは抱き締めとしないスプラインはめ合いとし、ハンドルからの軸方向の荷重が入力された場合に、このはめ合い部をスライドさせることにより荷重を逃がす構造とした。また、従来のピットマンアーム部のステアリングストップに加えて、ベアリングホルダとステアリングジョイントを用いてEPSユニットの上部にもストップ構造を設け、転倒、転落時のハンドル側からの衝

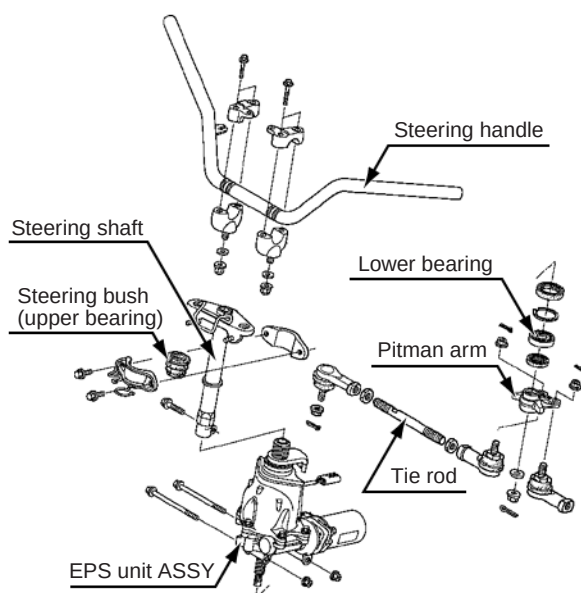


Fig. 3 Configuration of steering system

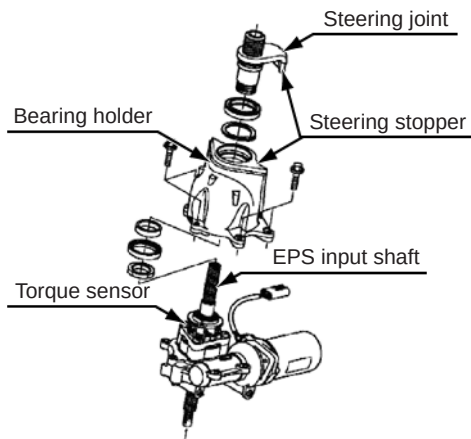


Fig. 4 Configuration of EPS unit

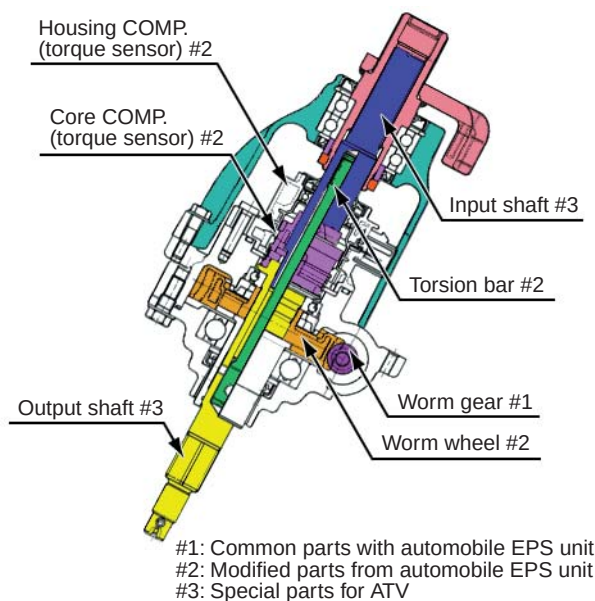


Fig. 5 Cross-section of EPS unit

撃荷重をこの上部ストッパで受ける構造とした。ベアリングホルダは飛び石や枝などの異物からトルクセンサを保護する役割も果たしている。

EPSユニットの内部構造は四輪車用と基本構成は同一構造で成立させることができた。四輪車用としては最小の軽自動車用のモータを基本流用し、減速機構も四輪車と同様にウォームギヤを適用することによりコンパクト化した。また、ATVの走行環境における没水を配慮し完全密封構造とした。

3.4. トルクセンサ

ATVのステアリングシステムは3.3節の説明のようにバーハンドルのピットマンアーム方式であり、ホイールの動きがハンドルにダイレクトに伝わるため、ホイールからハンドルに伝わるトルクの比率は、四輪車に比べて大きい。またFig. 5に示すトーションバーのばねレートがアシスト性能・操だ剛性に大きく影響する。これらの観点からばね

レートは四輪車用の約7倍程度が適切であることがわかった。トーションバーの外径を大きくすることにより約7倍のばねレートを実現した。ただし、トルクセンサのハウジングコンプは内部ベアリングサイズを変更するのみで基本流用することができた。

3.5. モータ

ATVは四輪車に比べ操だトルクが比較的大きく、要求されるアシストトルクも大きくなる。これを満足するためにモータは四輪車用を基本流用したが四輪車用に対して最大モータ電流を約7%上げて最大アシストトルクを向上した。また、ATVは曲がりくねった山道や悪路で走行した場合にはアシストも連続的におこなわれることから、大電流がモータに通電される頻度も高く、モータのブラシの発熱が四輪車よりも多くなる。このためブラシの材質を変更して発熱を抑えた。

3.6. コントロールユニット

EPSユニットと同様に被水、没水を考慮し、コントロールユニットには防水コネクタを適用して、内部をポッティング材で充てんして防水処理を施した。このためケース、ヒートシンク、回路基板などの構成はATV専用設計とした。基本回路構成は四輪車用コントロールユニットと同様としたが、本機種に搭載されている2WD/4WDの切替え機構の信号を検出する回路をATV用として追加した。

4. EPS 制御

制御ブロック図をFig. 6に示す。四輪車用EPSと同様に以下の(1)-(4)の制御を基本とした。(1)-(3)の制御電流値はそれぞれ車速に応じて可変する。また(4)、(5)の制御はATV専用に変更、追加した。

(1) ベース電流制御

トルクセンサ信号に応じてモータ電流を流し、基本となるアシストトルクを制御する。

(2) ダンパ制御

モータ回転数を推定し、推定した回転数に応じてモータ電流を低減させダンパ効果を生じさせる。ハンドル手ごたえ、ハンドルの落ち着き性を向上させる。

(3) イナーシャ制御

トルクセンサ信号の時間変化率に応じてモータ電流を増加させアシストトルクの応答性を向上させる。機械的慣性力やトーションバーによる位相遅れを補い、ダイレクト感を向上させる。

(4) 目標電流制限

四輪車用と同様に大電流が流れ続けた場合、モータおよびコントロールユニットの過熱による故障を防止するために、コントロールユニット内部の電流センサで

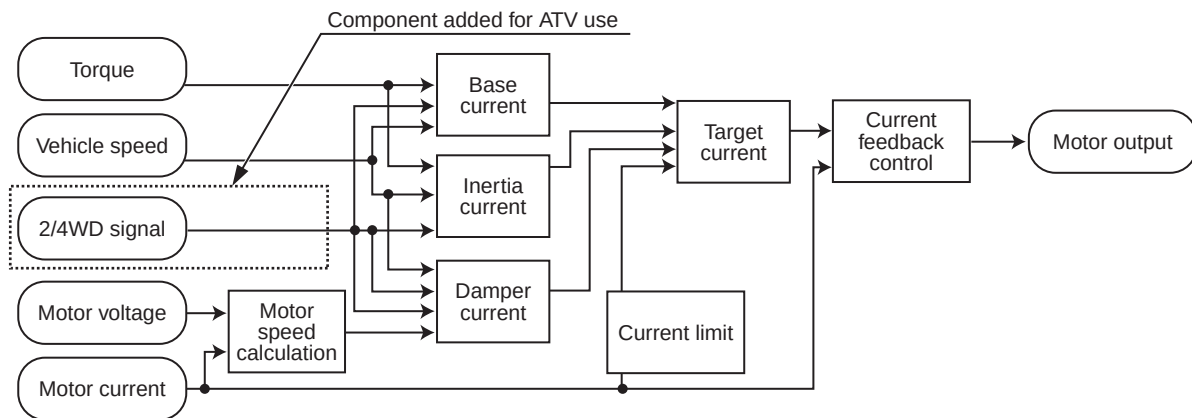


Fig. 6 Control system block diagram

検出したモータ電流から発熱量を推定し、発熱があらかじめ設定した値を超えた場合にモータ電流の上限値を減少させ、発熱を抑える制御を適用した。ATVでは四輪車よりも発熱量が高いことから発熱を抑えるために発熱量の推定方法を変更し精度をより高めた。

(5) 2WD/4WD 時のアシストトルクの切替え制御

通常、EPS を搭載していない ATV において 4WD 時は 2WD 時よりも操だトルクが大きい。4WD 時も 2WD 時とほぼ同等の操だトルクを実現するために、3.6 節の検出回路で検出した 2WD/4WD 切替え信号に応じてアシストトルクを切り替える制御を ATV 用として追加した。

5. 性能

5.1. アシスト特性、操だ特性

Fig. 7 に車速とアシストトルクの特性格ラフを示す。車速の上昇に伴いアシストトルクを下げる特性とした。高速域 (60 km/h 以上) においてもアシストトルクを 0 とせず、4 章のダンパ制御・イナーシャ制御を用いることによって、トーションバーのねじれによる位相遅れがなく、ダイレクト感があり、かつ、フラフラ感がないハンドル手ごたえのある操だ特性を実現した。Fig. 8 に操だフィーリング特性を示す。

また Fig. 9 に示すように従来の EPS を搭載していない

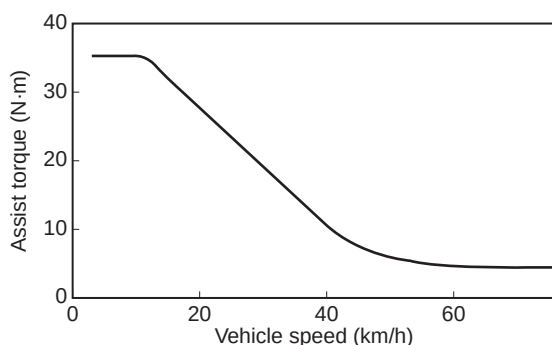


Fig. 7 Assist characteristic against on vehicle speed

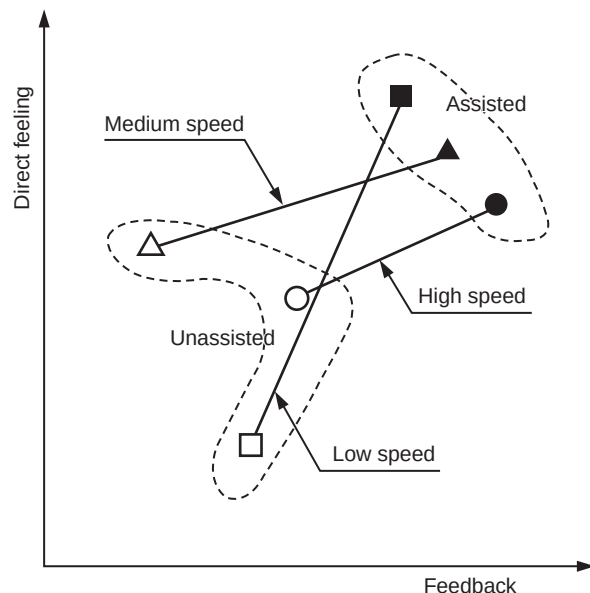


Fig. 8 Characteristic of steering feeling

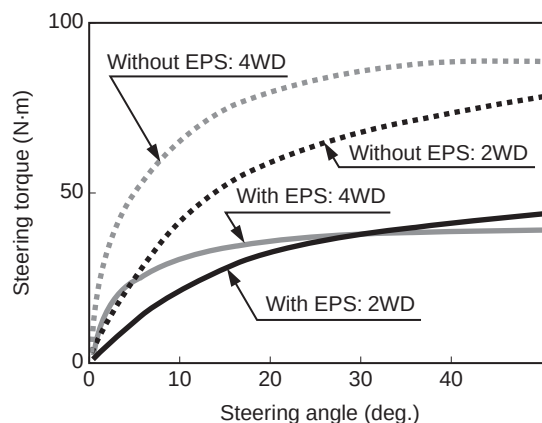


Fig. 9 Characteristic of steering torque

ATV の操だ特性は、

- ・ 2WD 時：だ角に対する反力の増加度合いはリニアで安定しているが若干重目である。
- ・ 4WD 時：直進時や旋回時の保だ反力は比較的大きく、だ角に対応する反力はリニアではなく転だ中の反力は弱目

である。

2WDと4WDでのアシスト特性を変えることにより、前述の操だ特性を残しつつ2WD/4WDともに操だトルクを半減した。

5.2. ステアリングダンパ性能

アシストトルクとのバランスを考慮して減速比とモータサイズを決定し、路面からの反力フィードバックを適度に残してキックバックを軽減した。

5.3. 故障時の操だ特性

(1) フェールセーフ制御

コントロールユニットはシステムの各部品の故障診断をおこない、故障を検出した場合はインジケータランプを点灯し、アシストを停止する制御とした。

(2) 故障時の操だ特性

EPSユニットのギヤおよびモータの慣性マスを小さくし、ウォームホイール / ギヤのフリクションを下げ、ギヤ効率を上げるためにウォームホイールの歯部を樹脂製とし、ウォームホイール / ギヤのバックラッシュを四輪車用の標準値より大きくした。これにより前述のとおり万一の故障時にアシストが停止した場合も操だ特性をパワーステアリングのない車両とほぼ同等にできた。

6. まとめ

新たな快適装備とし ATV 用電動パワーステアリングシステムを開発し、以下の結果を得た。

- (1) EPSユニットのコンパクト化を図り、車体構造を変えることなく搭載を実現した。
- (2) EPSユニットはベアリングホルダを配置するなど外的な荷重の影響を受けない構造とし、また防水処理などを施すことによりATVの使用条件を満足するシステムを実現した。
- (3) 2WD/4WD時におけるアシストトルクの切替え制御により 2WD/4WDともに操だトルクを半減した。
- (4) モータ、減速比、EPS制御によってキックバックの軽減と適度な路面からの反力フィードバックを残すことを両立した。
- (5) モータなどの慣性マス、ギヤフリクションの低減により故障時も従来の機種同等の操だ特性を実現した。

謝 辞

本開発にあたり、御協力を頂いた株式会社ショーワの皆様に紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

■ 著 者 ■



坂本 友和



岡田 恵



井上 和城

差分データを用いた地図更新技術

Technology for Updating Digital Map Using Differential Data

新井 雅之*
Masayuki ARAI

山中 敬三*
Keizo YAMANAKA

養父 利秀*
Toshihide YOFU

要 旨

ナビゲーションシステムは、近年、機能の向上に伴う地図データサイズ増加のため、データ格納メディアとしてハードディスク装置(HDD)を使用している。

地図データは、最新の道路や施設などを反映して定期的にデータの更新が必要なものであるが、現在の地図データ更新作業は、HDDを取外す手間がかかり、また、更新作業中は使用できなかった。

そこで、新しい構造のデータ格納方式を採用し、HDDを取り外すことなく簡便に、かつ短時間にデータを書き換えられる機能を開発した。

ABSTRACT

In recent years, the increase in performance of car navigation systems has led to a corresponding increase in the size of the map data, which in turn has led to the use of a hard disk drive (HDD) as the data storage medium.

Map data should be regularly updated to include newly constructed roads, facilities, and the like. Currently, this updating procedure is facilitated through removal of the HDD; hence, the navigation system cannot be used during the process.

Now, by employing a new data storage structure, a simple, convenient, and quick method has been developed to update the data without removing the HDD.

1. まえがき

ナビゲーションシステムは、ユーザを安全で快適に目的地へと案内するためのものである。この機能を向上させるため、データの種類や量は年々増大してきている。例えば、家の形や街区の詳細がわかる市街図のデータ、店舗や企業などの業種や電話番号からその場所を探し出すことができる検索データなどである。データ量の増加に伴い格納するメディアも初期のCD-ROMから、その約12倍の容量を持つDVD-ROM、さらにその数倍の容量と高速での随時読み

書きが可能なハードディスク装置(HDD)へと変化してきた。

Hondaにおいても日本市場向けに2003年以降に発売した工場装着のナビゲーションシステムでは、すべてHDDを使用している。

これまでHDDに格納されたデータを更新するためには、ディーラにてナビゲーションシステムからHDDユニットを取り外し、書き換えをおこなっていた。そのために、HDDの取り外し作業と取り付け作業の2回、ディーラに来てもらう必要があった⁽¹⁾(Fig. 1)。また、その間は、HDDが取り外されているのでナビゲーションシステムが使用できな

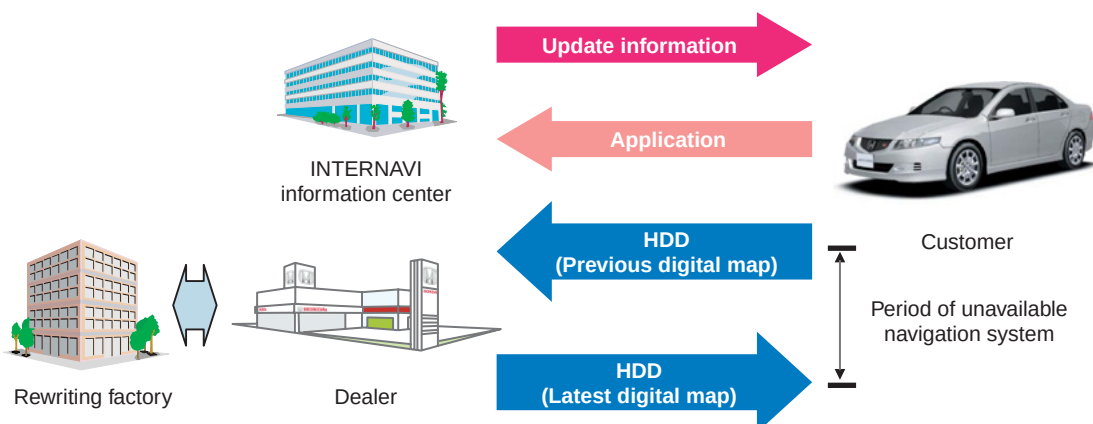


Fig. 1 Previous renewal service of digital map data

いという不便さもあった。

高速の通信インターフェイスを装備し、HDDを取り外さず、すべてのデータを書き換えるという案も検討されたが、13 GB 程度の書き換えをおこなう場合に約2時間かかることが懸案であった。そこで書き換え時間を短縮するために、ファイル構造を工夫してデータベースを全面的に変更した。このことにより、ディーラでDVD-ROMを受け取れば、走行中でも書き換えることができ、かつナビゲーションシステムを利用できない時間を20分から30分程度とすることができた。以下にその技術内容を紹介する。

2. ナビゲーションシステムのデータ構造

ナビゲーションシステムで使用されるデジタル地図データは、表示用の地図データや自車位置を標定するための道路データとして、道路単位を基本構成とする点(ノード)と、それらを繋ぐ線(リンク)などで構成されており、二つ以上の道路が交差する交差点などの接続関係を示したデータと共に、データベースに格納されている(Fig. 2)。

一方、画面上に地図を表示するためのデータとは別に、目

的地の検索データや案内経路を探索するための経路ネットワークデータなど、機能別に最適化されたいくつかのデータを持っている。

検索データは、名称や電話番号などから特定の施設位置を目的地として検索するためのものである。対象となる施設は多いものでは全国で1000万件以上あり、例えば、名称を一文字ずつ入力していく五十音検索操作をおこなうと、一文字入力するごとに該当するデータを検索するため処理に多くの時間がかかる。このため、ユーザインターフェイスに合わせ、処理時間が短くできるようにデータを構成している。

経路ネットワークデータは、分岐点ごとに経路に割り振られた重み付け情報(リンクコスト)を持っており、目的地を設定をおこなって経路計算を開始した際は、このデータを使用して現在の場所から目的地までの最短経路をダイクストラ法⁽²⁾などの計算方法を使用して経路を算出する。階層別にデータを持ち、途中の経路をあらかじめエリアごとに計算した結果のデータを利用した処理もおこなえる構成になっており、少ない計算処理で、経路を算出できる特徴を持っている(Fig. 3)。

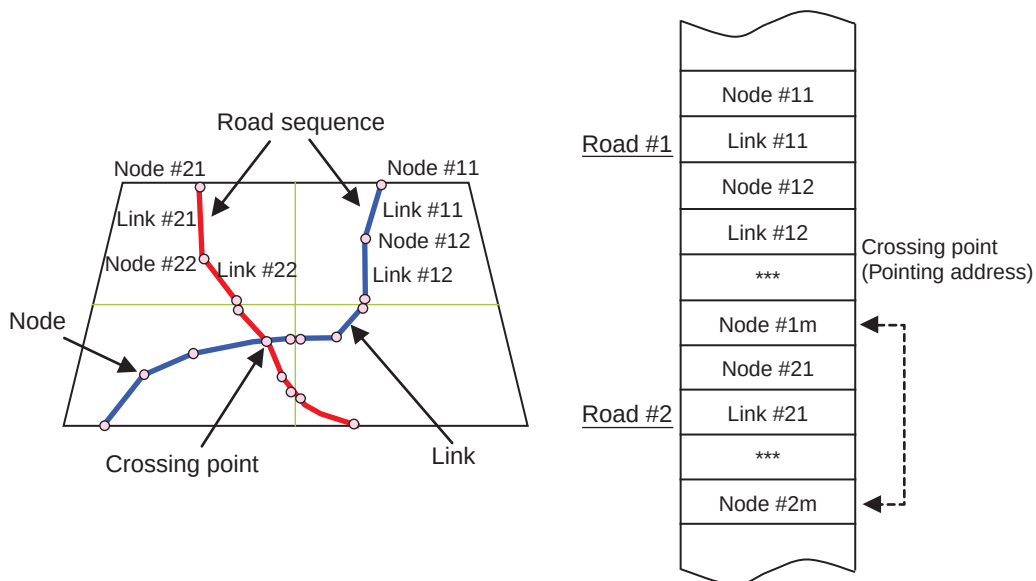


Fig. 2 Digital map data structure (road data)

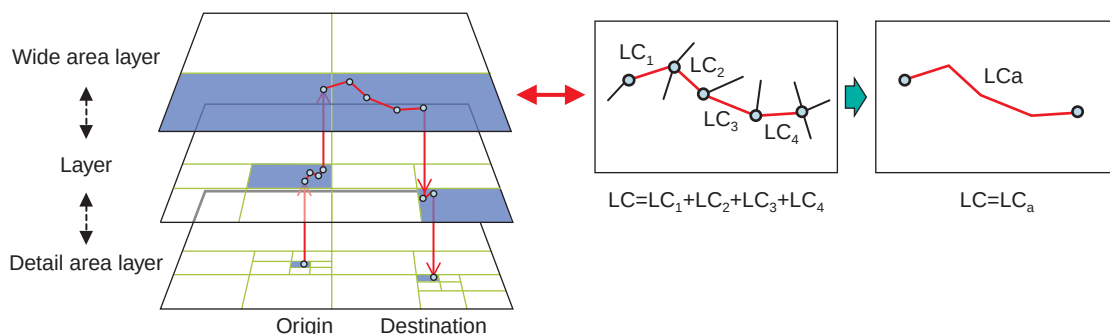


Fig. 3 Digital map data structure (route calculated data)

3. 地図更新の課題

従来の地図データは、前章で説明したナビゲーションシステムで使用するいくつかのデータ群を数十 MB から数百 MB ほどの大きさのデータとして結合した構造となっており、それぞれの実データの位置は相対的なアドレス情報を

元に読み出す特徴を持つ^{(3), (4)}(Fig. 4)。

表示用の道路におけるノードとリンクの接続情報は、それぞれ相対的なアドレス情報で示されたデータを次々と参照していくことで、繋がった道路として再構成され、ナビゲーション上の表示が可能となる。

Fig. 5 では、ある基幹道路(Road #1)から分岐道路

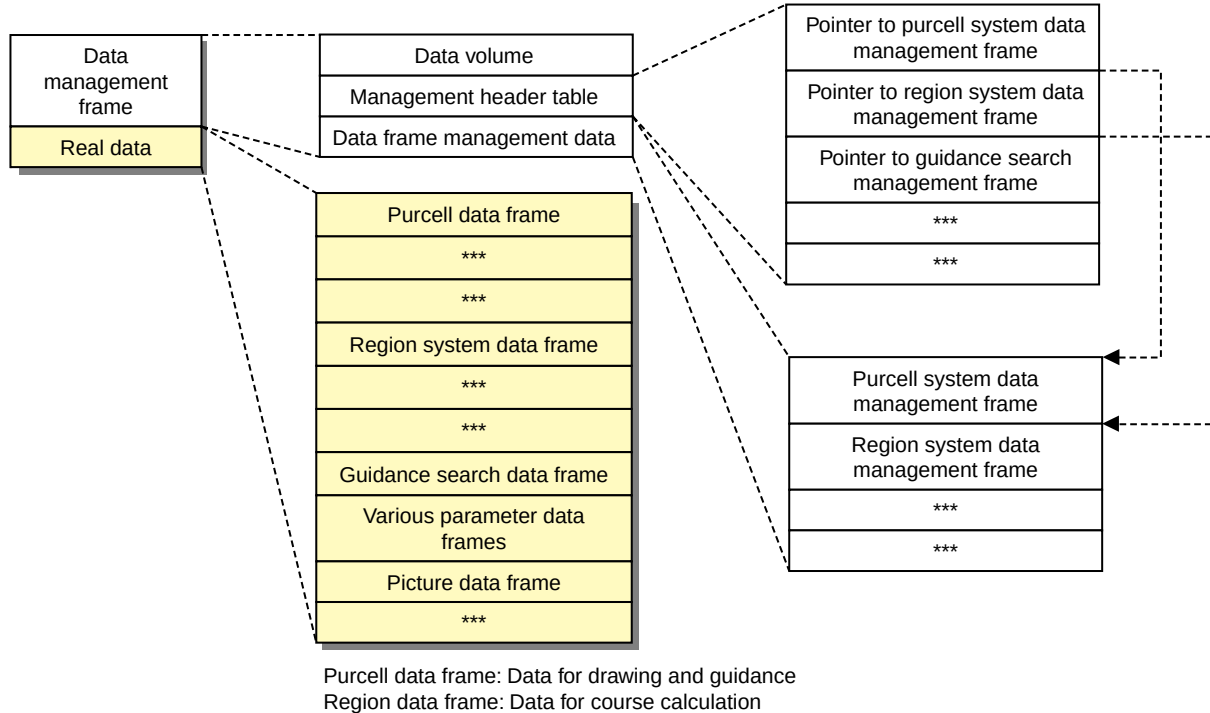


Fig. 4 Data structure of whole digital map data

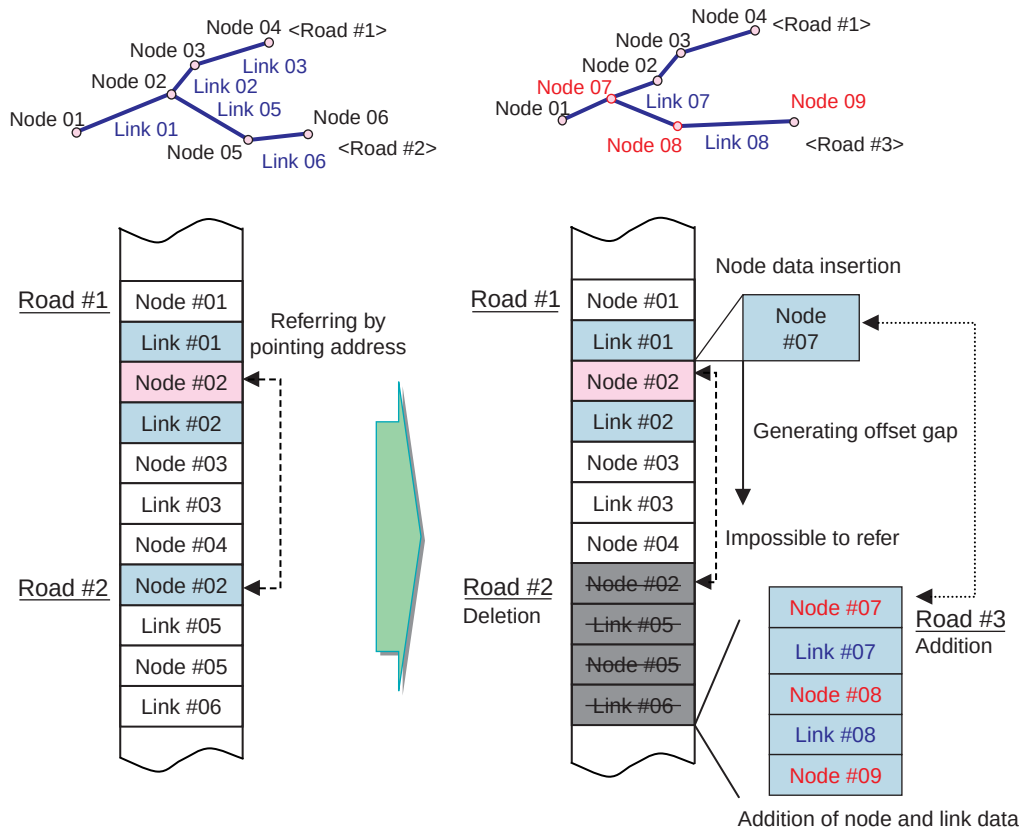


Fig. 5 Present digital map data structure issues

(Road#2)が無くなり、新たな分岐道路(Road#3)が追加される例を説明している。

まず、分岐道路(Road#2)を構成するデータを削除する。そして、新たな分岐道路(Road#3)を構成するデータを追加すると共に、基幹道路(Road#1)上に新たな分起点(Node#7)を追加する。このように、これまでの地図データ構造では、単純にデータの挿入や追加、削除をおこなってしまうと、データ列の中にアドレス情報のズレが発生してしまい、データを正しく読み取れなくなってしまうという問題があった。

また、この地図データが一つの大容量のデータとして構成されていたため、一部の変更の場合でもすべてのデータを書き換える必要があり、書き換えが終了しないとナビゲーションシステムが使用できなかった。

4. 差分更新のためのデータ構造

従来の地図データのように、関連する実データに対し相対アドレスでアクセスするという手法を使用せずに、Fig. 6に示すような縮尺(レベル)や地域(メッシュ)などの地図構成単

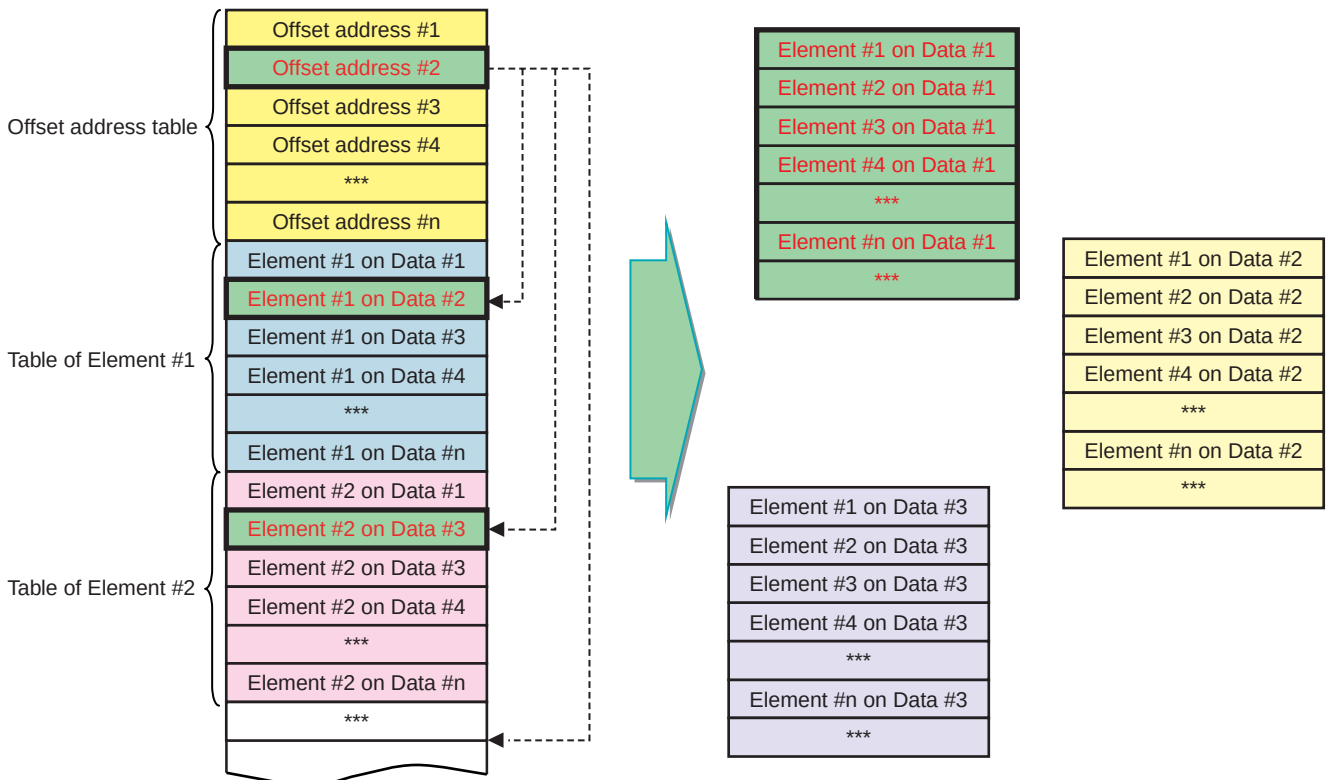


Fig. 6 File composition of differential digital map data

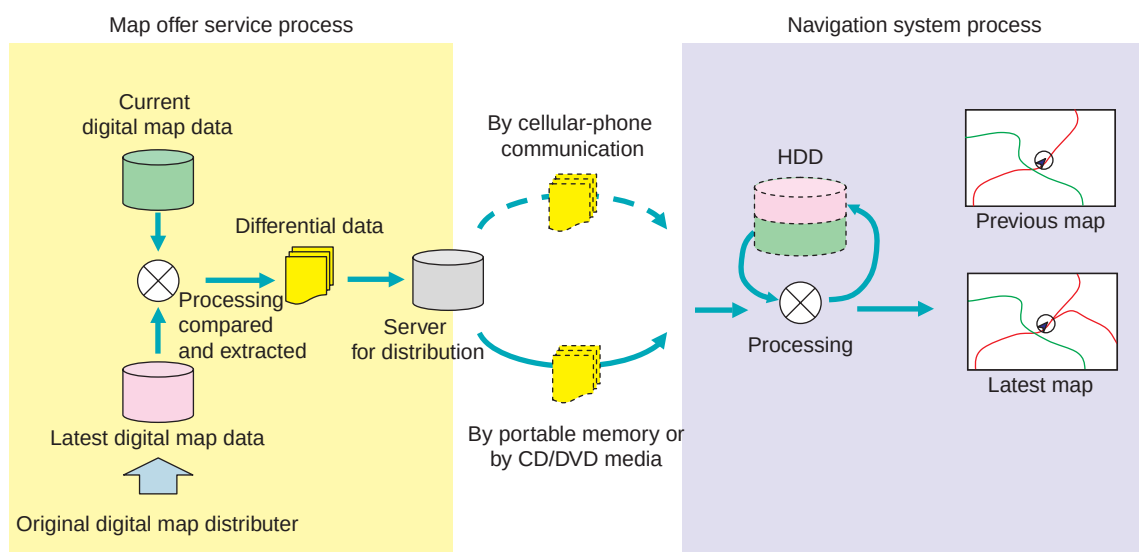


Fig. 7 Updating system by differential digital map data

位で細分化したファイルデータにアクセスする構造とした。

従来の地図データでは、更新による変化が地図データ内の一部分であっても、地図データ全体を更新する必要があったが、ファイルを細分化することにより、変化のあるファイルのみ更新すれば使用可能となり、更新用のデータサイズを抑えることができた。

5. データ更新

差分データを取得後の更新プロセスについて Fig. 7 にて説明する。

地図提供元のサーバは、ナビゲーションシステムと同じ版の地図データと最新の地図データを比較し差分データを抽出する。抽出された差分データは、携帯電話による通信や CD-ROM や DVD-ROM などの物理メディアを通してナビゲーションシステムに提供される。ナビゲーションシステムは、この差分データを利用して地図データの更新処理をおこなう。

地図データは、レベルやメッシュ単位で細分化された複数のファイルで構成されている。更新時は、Fig. 8 に示すとおり、地図データを構成しているファイルごとに更新の必要性を確認し、差分データの情報をもとに書き換え処理をおこなう。

また、更新対象のファイルであっても、ファイル内の構成要素の中で変更の必要のない要素は、そのままのデータを利用し、変更のあった要素のみを書き換える処理をおこなうようにした(Fig. 9)。

これらにより、少ない差分データで書き換えることができるようになった。

従来の地図データ構成では数十 MB から数百 MB 単位のファイル全体の書き換えが終了しないと、そのデータが使用できなかったが、ファイルを細分化したメリットを活かし、ナビゲーションシステムを使用しながら、バックグラウンドで更新処理をおこなうようにした。つまり、現在地付近のデータなど優先度が高い地図データを先に更新処理し、処理に余裕があるときに、まだ更新していないファイルを更新するという処理が可能になった。

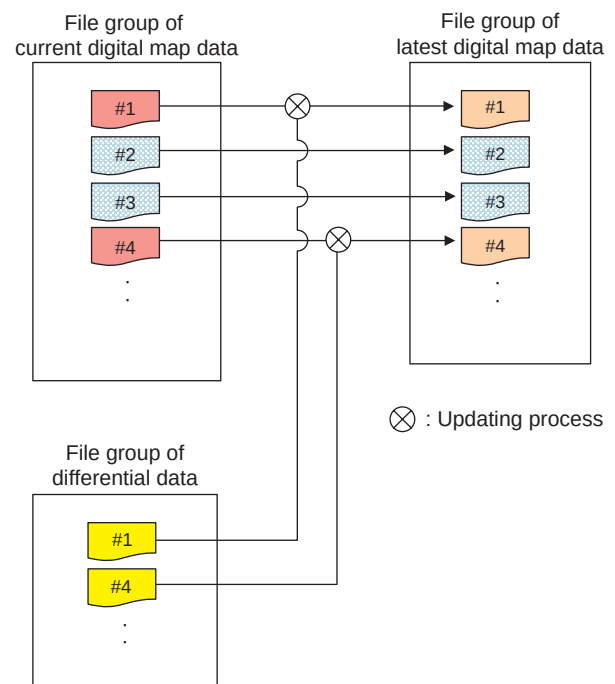


Fig. 8 Updating operation by differential digital map data

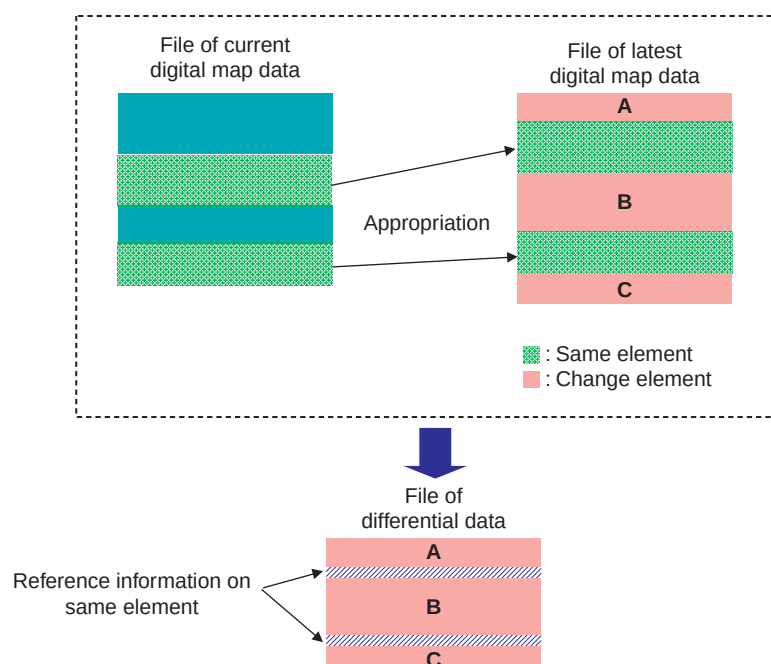


Fig. 9 Structure of differential digital map data

6. まとめ

地図データの更新は、次のような技術項目により利便性が向上した。

(1) 地図データの細分化

従来の数百 MB 程度の容量を持つ地図のデータ構造を、数百 KB から数 MB 単位のファイルへ細分化することで、更新用として提供される差分データ量を少なくすることができた。一方でファイル数の増加はナビゲーションのアプリケーションに必要なメモリ量増加に繋がるため、全体システムとして扱いやすい最適な値に設定した。

(2) 差分データ構造

地図を更新するための差分ファイルは、ファイル自体を書き換えるだけではなく、ファイルの構成要素内で変化のないものは、そのまま流用して使用できるような設計で、提供する差分ファイル容量をさらに少なくした。

(3) 更新処理の優先順位付け

ナビゲーションのアプリケーションの処理優先順位を設定し、地図データの更新処理をバックグラウンドで実行することができるようにした。これは、差分ファイルの細分化との相乗効果で実現できた。今回の開発により、ユーザが何度も来店せずともCD-ROMやDVD-ROMを受け取るだけで、簡単に最新の地図に書き換える仕組みを構築でき、しかも、ナビゲーションシステムを利用できない時間も 20 分から 30 分程度にとどめることができた。

参考文献

- (1) インターナビ Web ページ : <http://www.premium-club.jp/service/service1.html>
- (2) Dijkstra, E.W.: A note on two problems in connection with graphs. Numerische Mathematik 1(1959)
- (3) Road vehicles - Map data physical storage format for car navigation systems, JIS D0810
- (4) 角本繁, 高島誠滋, 三森照夫, 西山寿美生, 角田政一, 工藤善明, 丸山浩史, 尾崎直人, 藤本英俊, 浜田隆彦, 福永哲彌, 大木秀彦, 末吉信夫: ナビゲーションシステム 公開型データ構造 KIWI とその利用方法, 共立出版, p.25(2003)

■ 著 者 ■



新井 雅之



山中 敬三



養父 利秀

排気バルブ用ニッケル基高耐熱合金の開発

Development of Heat-resistant Nickel-based Super Alloy for Exhaust Valve

富永 克彦*
Katsuhiko TOMINAGA
倉田 征児**
Seiji KURATA

清水 哲也**
Tetsuya SHIMIZU
都地 昭宏***
Akihiro TOJI

植田 茂紀**
Shigeki UETA

要 旨

高耐熱排気バルブ用に、従来の高ニッケル耐熱合金に対し、ニッケル含有量を低減した高耐熱合金 NCF5015 を開発した。本合金は、高温強度と耐摩耗性および長時間加熱後の組織安定性に優れた材料である。この特性は、低ニッケル化に伴う強度低下を補うために、析出強化に寄与するガンマプライムの生成量と固溶強化に寄与するモリブデン、タングステン量を、いずれも熱間加工性を損なわない範囲にまで増量したことにより得られた。

ABSTRACT

A heat-resistant super alloy, NCF5015, which has lower nickel content than a conventional high nickel heat-resistant alloy, was developed for use in a highly heat-resistant valve. This alloy has reliable high-temperature strength, abrasion resistance, and phase stability after long-term heating.

These characteristics were obtained by increasing the amount of gamma-prime phase that contributes to precipitation-hardening and the amounts of molybdenum and tungsten that contributes to solid-solution within the range that hot formability is not impaired in order to recover strength by reducing nickel.

1. まえがき

四輪車用の排気バルブには、一般的に高Mn系耐熱鋼21-4N(SUH35)が広く使用されてきたが、この材料は、高温での強度と硬さが充分でないため、高性能エンジンにおいては必要に応じ、バルブフェース面に盛金を施し使用している。Hondaの四輪車用排気バルブ材料は、1979年以降一貫してコスト低減、工程簡素化より盛金を施さないニッケル基耐熱合金を採用してきた。

四輪車用排気バルブに、ニッケル基耐熱合金を採用してきた理由を下記に示す。

- (1)バルブフェース面に盛金が不要なこと。
- (2)高温強度に優れ、バルブステムの細軸化が可能なこと。
- (3)耐酸化性に優れていること。

特に、バルブに対してのコスト低減要求より、量販車に

はNCF3015(30Ni-15Cr)、高性能エンジンには高ニッケル耐熱合金 NCF440(70Ni-19Cr)を採用してきた。近年、排気バルブに対して排ガス規制の強化、燃費効率改善から希薄燃焼による排気温度の高温化が進み、量販車においても高温強度ニーズが高まってきている反面、依然としてコスト低減要求は大きい。そのため、現在の高ニッケル耐熱合金 NCF440 に対しニッケル量を低減させ、コスト低減を図ると共に、同等の高温強度と耐摩耗特性を有する新しいニッケル基耐熱合金 NCF5015 を開発した。

2. 開発のねらい

高強度低ニッケルバルブ開発にあたり、各特性は高ニッケル耐熱合金同等とした。また、下記に示す6項目の開発目標については現行量産材同等と設定した。

* 四輪開発センター

** 大同特殊鋼株式会社

*** 日立金属株式会社

- (1) 常温硬さ
- (2) 800℃の高温硬さ
- (3) 800℃の高温疲労強度
- (4) 800℃で 400hr 加熱後の衝撃値
- (5) 耐酸化性
- (6) 鍛造性

3. 合金設計

開発材 NCF5015 材の特徴は、材料の長時間組織安定性を保ちつつ、ガンマプライム相とニッケル量、モリブデン・タングステン量、クロム量を最適化することにより高耐熱性を達成した点である。ニッケル量を低減しつつ高い疲労強度を得るためには、ガンマプライム相(アルミニウム、チタン、ニオブとニッケルの金属間化合物の総和)を高めることが必要である。しかしながらアルミニウム、チタン、ニオブ量を高めた場合、高温強度が上昇する代わりに熱間加工性が低下する。

現行量産設備においては、30at%を越えるガンマプライム量では熱間加工性は著しく低下する。このため開発材 NCF5015 は熱間加工性確保のために27at%に設定した。クロムは耐酸化性向上のため、モリブデン、タングステンは固溶強化による強度向上のために添加するが、いずれの元素も多量に添加した場合にはシグマ相、Laves相といった脆化相が現れ強度、靱性の低下や熱間加工性の低下を招く⁽¹⁾。NCF5015-Dにおいては、モリブデン、タングステン量はFig. 1 より Laves 相生成防止の観点からそれぞれ 1.0%, 1.5% までの添加量とした。Fig. 2 よりニッケル量が50%の場合、70Ni-19Cr 合金と同等レベルのクロム量 19%では 800℃においてシグマ相が生成することが示唆される。このためクロム量を 15%までの添加とした。

また NCF5015-H においては、オーステナイト基地を固

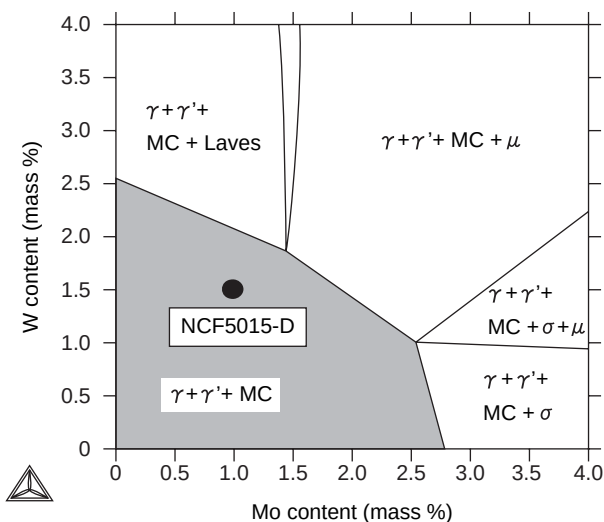


Fig. 1 Phase diagrams of Ni-15Cr-Mo-W after heat treatment at 800 °C

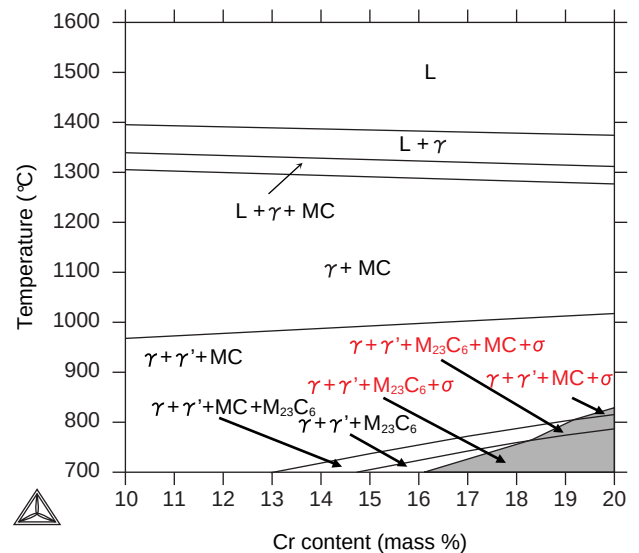


Fig. 2 Phase diagrams of 50Ni-Cr-Mo-W alloy

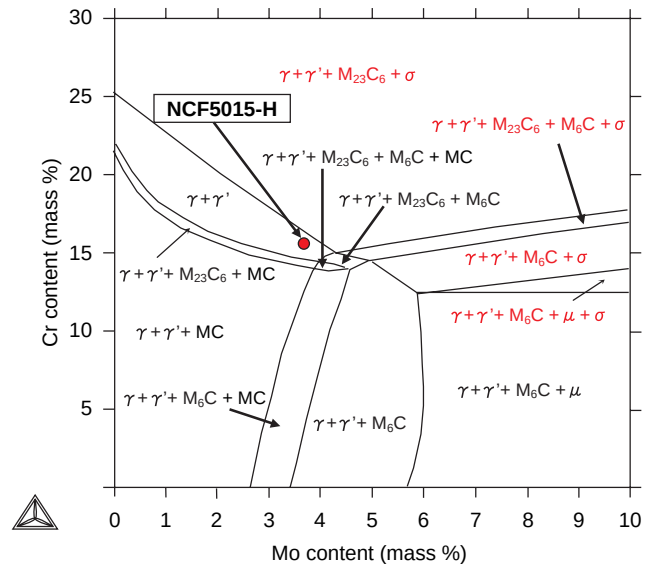


Fig. 3 Phase diagrams of 0.03C-Cr-1.8Al-2.1Ti-1.2Nb-55Ni-Mo-Fe after heat treatment at 800 °C

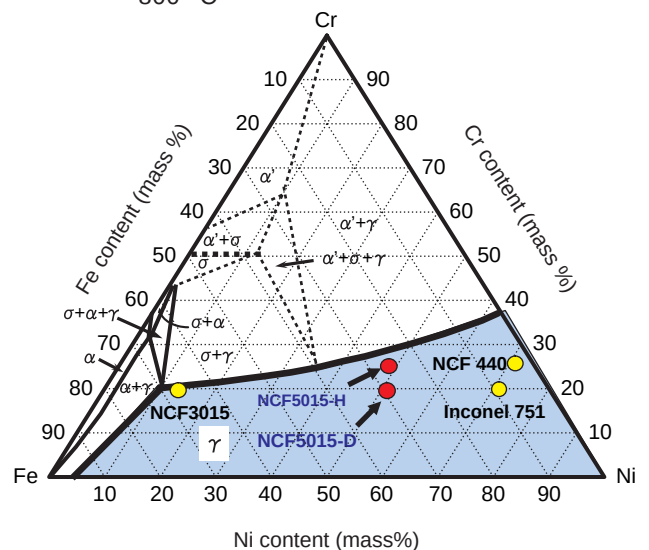


Fig. 4 Phase diagrams of matrix after heat treatment at 800 °C

Table 1 Nominal chemical composition

Material	Composition (mass %)												Theoretical amount (atomic %)
	C	Si	Mn	Ni	Cr	Fe	Mo	W	Ti	Al	Nb	Others	γ' Ni ₃ (Al, Ti, Nb)
NCF5015-D	0.05	0.1	0.1	50	15	26	1.0	1.5	2.5	1.4	1.3	0.004 B 0.003 Mg	26.7
NCF5015-H	0.03	0.1	0.1	55	16	20	3.7	—	2.1	1.8	1.2	0.004 B 0.004 Mg	27
NCF440	0.05	0.1	0.1	70	19	3	1.0	1.5	2.5	1.4	1.3	0.004 B 0.003 Mg	26.9
Inconel751	0.05	0.1	0.1	72	16	7	—	—	2.3	1.2	1.0		23.4
NCF3015	0.03	0.1	0.1	32	16	47	—	—	2.7	1.2	0.8	0.004 B	23.6

NCF5015-D (Developed material with Daido Steel Co., Ltd.)

NCF5015-H (Developed material with Hitachi Metal, Ltd.)

溶強化し、高温疲労強度を高める効果をもつモリブデンにて検討した。モリブデン量の設定にあたっては、先ずクロムの添加量を耐酸化性を考慮し現行材市場実績から16%に設定した。Fig. 3に示す800℃におけるモリブデン、クロムの状態図からモリブデン添加量は、クロム16%で有害なシグマ相を形成させない最大量として3.7%に設定した。

以上の合金設計から、高温強度と耐酸化に優れ、長時間使用においても強度低下をきたさない、排気バルブ用ニッケル基高耐熱合金の開発をおこなった。ニッケル量を低減した開発材の成分設定値をTable 1に示す。Fig. 4からは、二つの開発材ともに組織的に安定な安定オーステナイト領域に属していることがわかる。

4. 組織の安定性

4.1. 衝撃値

衝撃値はバルブ首部の靱性を示す特性値である。組織の安定性に欠けると、高温で長時間使用後の衝撃特性が低下し、バルブ折損につながる心配がある。Fig. 5に800℃で400時間加熱後の衝撃値を示す。開発材は目標の高ニッケル耐熱合金 NCF440, Inconel751 より優れた衝撃値が得られた。

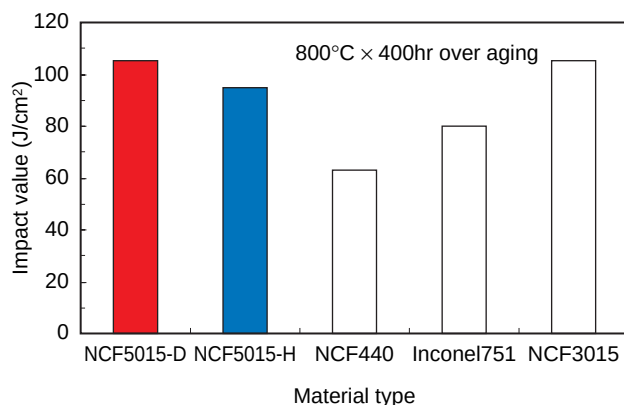
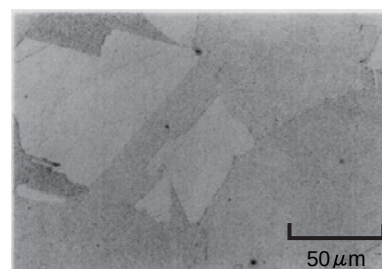


Fig. 5 Impact value of each material type

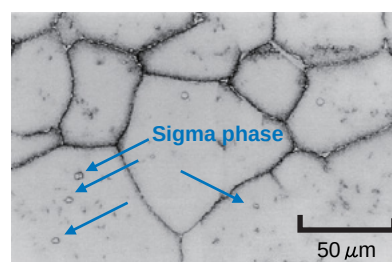
4.2. 組織

開発材の溶体化時効熱処理後、800℃で400hr加熱後の組織写真をFig. 6に示す。組織写真からは、800℃で400hr加熱において強度劣化に有害なFig. 7の例に示されるようなシグマ相の析出物は見られない。



NCF5015-H after solution heat treatment, aging treatment, and over-aging at 800 °C × 400 hr

Fig. 6 Microstructure of developed materials



Trial material after solution heat treatment, aging treatment, and over-aging at 800 °C × 400 hr

Fig. 7 Microstructure of sigma phase

5. 材料特性

5.1. 高温硬さ

高温硬さは、バルブフェースの耐摩耗性を示す重要な特性値である。NCF5015の室温と高温の硬さをFig. 8に示す。

開発材は 800℃の高温において目標の高ニッケル耐熱合金 NCF440 同等の硬さが得られた。特に、バルブフェースの温度域である 600℃以上での高温硬さは、NCF440(70Ni-19Cr)と同等レベル、Inconel751(72Ni-16Cr)に対しては高硬度を有する。従って、開発材は高ニッケル耐熱合金同等の耐摩耗性を有しているといえる。

5.2. 引張り強さ

引張り強さは、バルブ首部の強度を支配する特性値である。バルブ首部温度は 800℃以上に達し、バルブシーティング時には曲げ応力と共に引張り応力が発生する。高出力、高回転エンジンにおいては、オーバーレブ時に過大な応力が発生する⁽²⁾。開発材の室温と高温での引張り特性を Fig. 9 に示す。開発材の引張り強度は、高ニッケル耐熱合金 NCF440(70Ni-19Cr)と同等で、Inconel751(72Ni-16Cr)に対しては、500℃以上の領域で高い引張り特性を有する。

5.3. 疲労強度

高温疲労強度は、バルブ首部の疲労強度を示す重要な特性値である。800℃における回転曲げ疲労試験の結果を Fig. 10 に示す。開発材は 800℃において目標の高ニッケル耐熱合金 NCF440 とほぼ同等な疲労強度が得られた。

5.4. 耐酸化性

排気バルブは、バルブシートとの接触条件で使用され、高温酸化環境、エンジン加速減速の負荷変動に伴う温度サイクル下で使用される。バルブの酸化はアブレッシブスケールを生じ、摩耗を増加させたり、時にはフェース面の吹抜けを発生させる。850℃で 400hr 加熱後の酸化

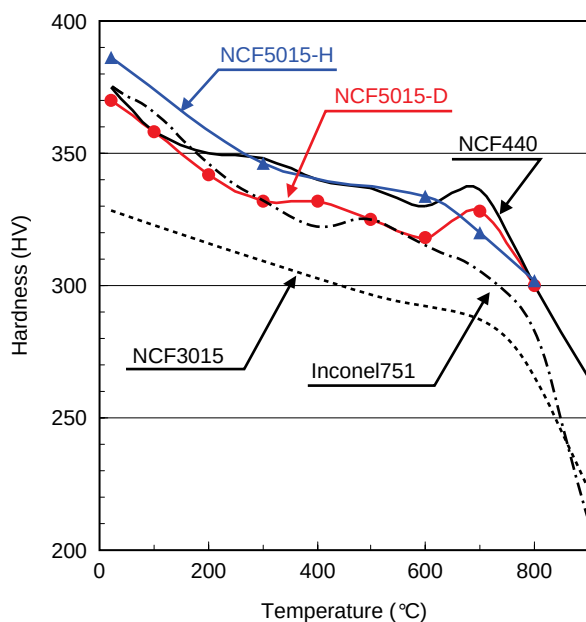


Fig. 8 Hardness at elevated temperature

増量を Fig. 11 に示す。開発材は高ニッケル耐熱合金の NCF440(70Ni-19Cr)と同等であり、Inconel751(72Ni-16Cr)に対しては耐酸化性に優れる。Inconel751 に対しては、アルミ添加増量により Al_2O_3 酸化膜がより機能したものと考えられる。

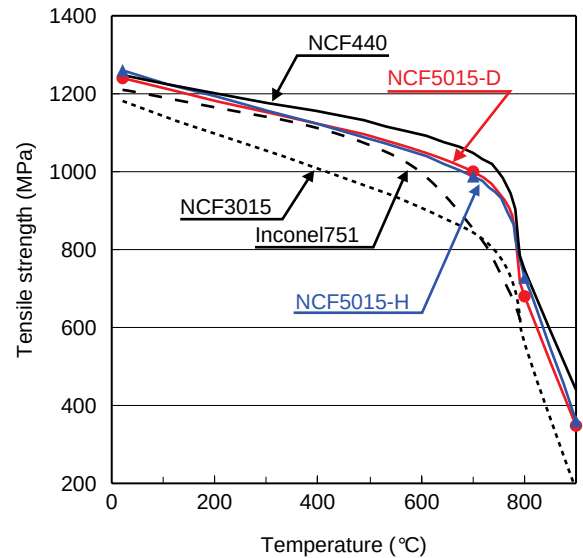


Fig. 9 Tensile properties at elevated temperature

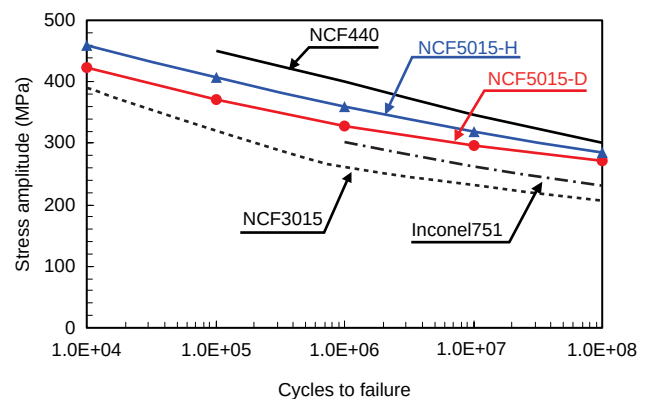


Fig. 10 Fatigue strength at 800 °C

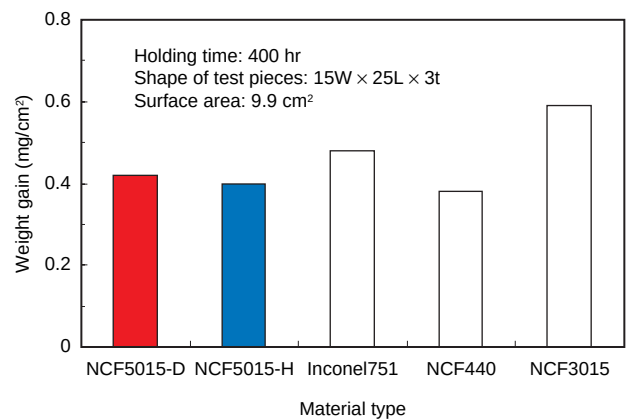


Fig. 11 Oxidation resistance at 850 °C

Table 2 Specific gravity

g/cm ³				
NCF5015-D	NCF5015-H	NCF440	Inconel751	NCF3015
8.09	8.17	8.24	8.25	7.90

5.5. 物理的特性

物理的特性の中では、熱膨張係数はバルブの伸び、すなわちタペットクリアランスに影響を及ぼし、熱伝導率はバルブの熱引き性に、比重はバルブ重量に影響を及ぼす特性である。一般的に熱膨張係数は、熱応力軽減およびタペットクリアランスへの影響を小さくするために小さく、熱伝導率は熱引き性向上から大きく、比重は軽量化から小さい方がよい⁽³⁾。Fig. 12に熱膨張係数、Fig. 13に熱伝導率、Table 2に比重を示す。開発材の熱膨張係数、熱伝導率は高ニッケル耐熱合金と同等特性を有し、比重はニッケル量低減により小さくなっている。

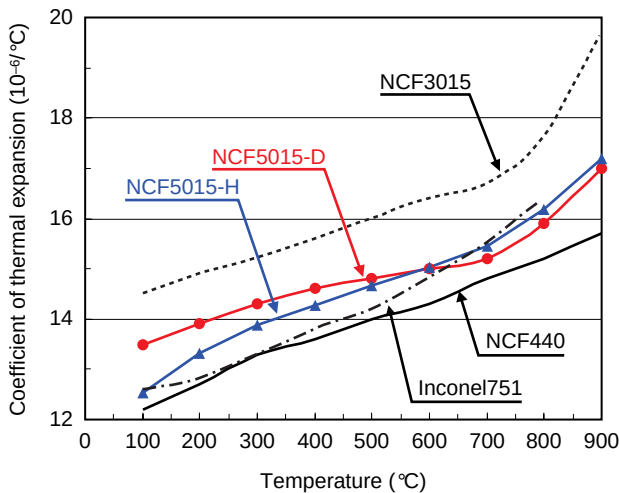


Fig. 12 Coefficient of thermal expansion

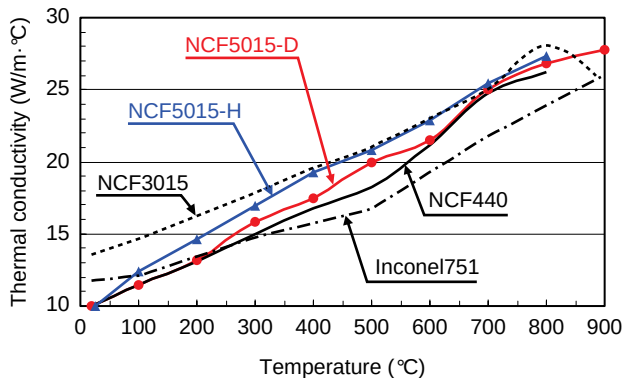


Fig. 13 Thermal conductivity

6. 部品単体特性

6.1. 熱間加工性

熱間加工性は、バルブの成形性を評価するものである。グリーブル試験機による高温高速引張試験結果を Fig. 14 に示す。一般的に、グリーブル試験で絞り値50%以上を得られる温度域が成形可能範囲である。開発材の絞り値50%以上の温度範囲は、250°C以上有しており現行量産材同等の熱間加工性を有する。

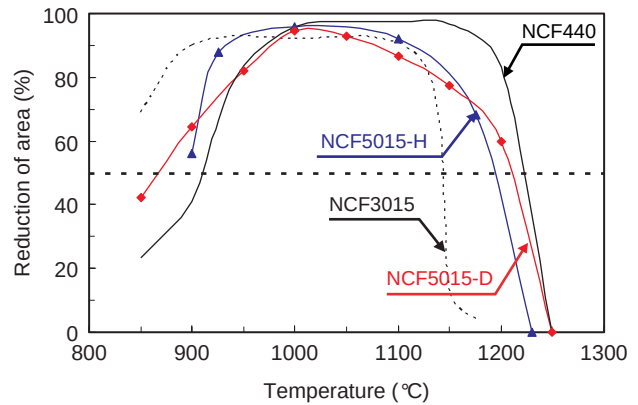


Fig. 14 Hot forgeability

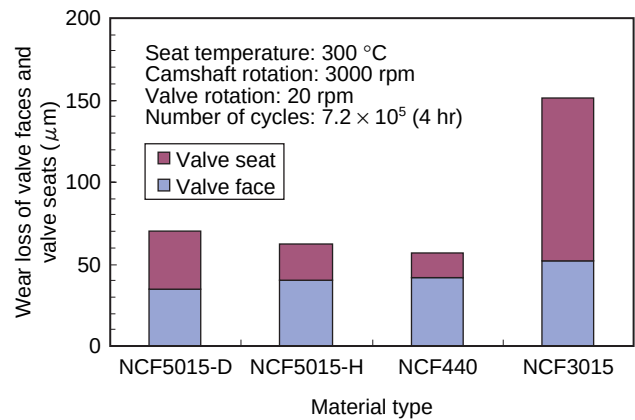


Fig. 15 Valve sliding examination

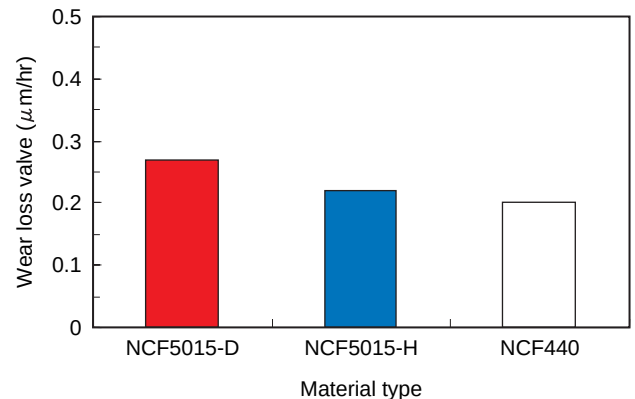


Fig. 16 Wear loss of exhaust valve faces

6.2. 部品単体特性

バルブ単体摺動試験結果をFig. 15に示す。開発材は、高ニッケル耐熱合金 NCF440 同等の耐摺動特性を有する。現行量産材 NCF3015 に対しては、約半分以上に摩耗は減少する。

6.3. 実機耐久性

2.4L 無鉛エンジンにて、7100rpm で 100hr 運転後のバルブフェース摩耗量を Fig. 16 に示す。開発材は、高ニッケル耐熱合金 NCF440 同等の実機耐摩耗性を有する。

7. まとめ

近年の排気バルブ材への要求特性を再検討し、省資源低コスト型の NCF5015 材を開発した。開発材の特性をまとめると下記の通りである。

- (1) 盛金が不要で、長時間加熱後も組織安定性を有するニッケル基高耐熱合金である。
- (2) 高温での耐摩耗性及び疲労強度は、高ニッケル耐熱合金同等である。
- (3) 低ニッケルを実現しつつ、熱間加工性を低下させない範囲でガンマプライム相の生成量を増加させ、合わせて固溶強化元素であるモリブデン、タングステンを最適添加させたことを特徴とする。
- (4) 本合金を適用することにより、従来の高ニッケル耐熱合金に対し約16%のコスト削減が図れた。当開発材は 2008 年モデルの ACCORD より量産を開始した。

参考文献

- (1) 森永正彦, 湯川夏夫, 足立裕彦: d 電子合金設計理論, 鉄と鋼, 第 11 号, p.159(1985)
- (2) 佐藤克明, 坂勉, 大野丈博, 野田俊治: 排気バルブ用低ニッケル耐熱合金の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.9, p.185-190
- (3) 萩原好敏, 石田正雄, 岡智生: 排気バルブ用ニッケル基耐熱合金の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.4, p.63-72

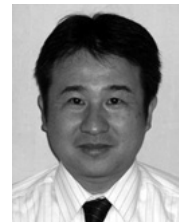
■ 著 者 ■



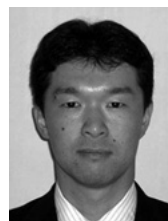
富永 克彦



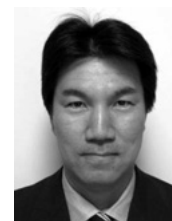
清水 哲也



植田 茂紀



倉田 征児



都地 昭宏

低 VOC ダストシーラの開発

Development of Low Volatile Organic Compound Dust Sealing Material

鶴田 直樹*
Naoki TSURUTA

要 旨

自動車室内の空気質を改善するために、アセトアルデヒドとトルエンの揮発量が少ないダストシーラを開発した。このダストシーラは、従来の材料と比較して、アセトアルデヒド揮発量を90%以上、トルエン揮発量を45%以上削減することができた。

配合原料としては、ベース樹脂にアクリル樹脂とウレタン樹脂を使用し、また、トルエンを含まない希釈剤を使用した。一方、製造方法としては、ダストシーラ各原料の製造過程からトルエンを全廃し、原料中にトルエンが残留することを防ぎ、また、ダストシーラ製造工場内でのトルエン含有溶剤の使用を禁止し、工場内の空気中のトルエン濃度を一定の基準値以下で管理した。

ABSTRACT

A dust sealing material displaying low levels of volatilization of acetaldehyde and toluene has been developed in order to enhance the air quality of automobile cabins. Volatilization of acetaldehyde has been reduced by more than 90% and that of toluene by more than 45% in the developed dust sealing material, as compared to the former sealing material.

As component materials, an acrylic resin and a urethane resin have been used for the base resin of the sealing material, and a toluene-free diluent has been employed. From the perspective of the production method, the use of toluene has been discontinued in the production processes of all materials to help eliminate any residual toluene content. In addition, the use of solvents containing toluene has been discontinued in the factories where the dust sealing material is produced, and the level of toluene in the air in the factories has been controlled to a specified level or below.

1. はじめに

ホルムアルデヒド、アセトアルデヒド、トルエンなどの揮発性有機化合物(以下、VOCと記す)を自動車室内から削減して空気質を改善するために、2005年2月、日本自動車工業会より車室内 VOC 低減に対する自主取り組み⁽¹⁾が公表された。これは、厚生労働省より室内濃度に対する指針値が指定されている Table 1 に示す 13 物質に対し、各自動車メーカーは、2007年度発売の新型乗用車からその指針値を満足させ、その後も、さらに車室内 VOC の低減に努めるというものである。

自動車室内のVOCを低減する方法の一つに、室内部品からのVOC揮発量を削減することが挙げられる。そのためには、揮発量が多く、かつ、使用量の多い材料や、室内で共通して使われる部品について対応することが効果的であり、たとえば、キシレンとエチルベンゼンの揮発量を低減したドア

ホールシール用シーラ⁽²⁾などが開発され、使用されている。

室内で使われている約 80 の部品について、VOC 揮発量が多く、かつ、室内で共通して使われる部品を調べた。その結果、Table 2に示すように、ダストシーラからのアセトアルデヒドとトルエンの揮発量が、車種を問わず車室内VOCへの寄与率が高いとわかった。

ダストシーラは、鋼板同士の合わせ目から室内への水漏れを防ぐために、自動車製造時に塗装工程で塗布されるシーリング材であり、通常一つの自動車製造ラインで作られるすべての車両の室内に同一のダストシーラが塗布される。したがって、アセトアルデヒドとトルエンの揮発量が少ないダストシーラを開発することは、車室内 VOC の低減に有効な手段である。

本稿では、従来のダストシーラに対して、アセトアルデヒドとトルエンの揮発量を削減した低 VOC ダストシーラの技術内容について紹介する。

*四輪開発センター

Table 1 Materials selected for indoor density level reductions to comply with Ministry of Health, Labor and Welfare guidelines

No	Materials
1	Formaldehyde
2	Acetaldehyde
3	Toluene
4	Xylene
5	Ethylbenzene
6	Styrene
7	Tetradecane
8	Di-n-butyl phthalate
9	Di-2-ethylhexyl phthalate
10	Paradichlorobenzene
11	Chlorpyrifos
12	Diazinon
13	Fenobucarb

Table 2 Contribution rate of dust sealer to indoor VOC

Vehicle type	Acetaldehyde (%)	Toluene (%)
Sedan A	15	13
Sedan B	13	6
SUV A	23	6
SUV B	15	9

Table 3 Acetaldehyde volatilization and contribution rate of raw materials

Basic raw material	Concentration of acetaldehyde volatilization		Contribution rate of acetaldehyde volatilization %
	μg/ 1 g raw material	μg/ 1 g dust sealer	
PVC homopolymer	1	0.10	8.6
PVC/PVAc copolymer	10	1.00	85.9
Plasticizer	0.05	0.02	1.3
Filler	0.05	0.02	1.9
Diluent	1	0.02	1.7
Adhesive agent	0.3	0.01	0.5
Moisture absorption prevention agent	0.01	0.00	0.0
Total		1.16	100

Table 4 Alternative resin from PVC/PVAc copolymer

Resin		PVC homopolymer	Acrylic resin	Urethane resin	Epoxy resin
Material properties	Tensile strength	Good	Poor	Good	Excellent
	Elongation	Good	Good	Excellent	Fail
Workability	Applicability	Good	Good	Fail *2	Fail
	Storage stability	Good	Good *3	Good	Poor
Environment		Fail *1	Good	Good	Good
Cost		Low	Middle	High	High

*1 Increased chlorine density in automobile shredder residue.

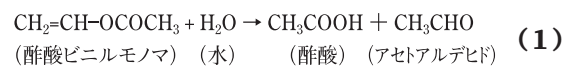
*2 Difficult to lower viscosity due to plasticizer mixing.

*3 Use of acrylic resin core shell structure.

2. アセトアルデヒドの削減

ダストシーラからのアセトアルデヒド発生原因を特定するために、Table 3 に示すように、ダストシーラ各原料1g中のアセトアルデヒド揮発量を測定した。ついで、この測定結果と各原料の配合比より、ダストシーラのアセトアルデヒド揮発量に及ぼす各原料の寄与率を計算した。その結果、塩化ビニルと酢酸ビニルからなるコポリマ(以下、塩ビ酢ビコポリマと記す)による寄与率が最も高く、これがアセトアルデヒド発生の主原因と特定した。

塩ビ酢ビコポリマは、製造過程で原料に酢酸ビニルモノマを使うが、この一部が式(1)のように加水分解し、不純物として残留したと考えられる。



次に、ダストシーラからアセトアルデヒドを削減するために、塩ビ酢ビコポリマを他の樹脂に代替する方法を検討した。ダストシーラは、ホワイトボデーの電着塗装後に塗布され、中塗り塗装用と上塗り塗装用の二つの炉で硬化されるので、代替樹脂は加熱により硬化する樹脂でなければならない。

代表的な加熱により硬化する樹脂の特性を Table 4 に示す。このうち、塩ビ酢ビコポリマを塩ビホモポリマに代替する方法が、安価で材料物性も良い。しかしながら、2005年

Table 5 Toluene volatilization and contribution rate of raw materials

Basic raw material	Concentration of toluene volatilization		Contribution rate of toluene volatilization %
	$\mu\text{g}/1\text{ g raw material}$	$\mu\text{g}/1\text{ g dust sealer}$	
PVC homopolymer	0.5	0.05	0.1
PVC/PVAc copolymer	1.5	0.15	0.4
Plasticizer	0.5	0.15	0.4
Filler	0.0	0.00	0.0
Diluent	2000	40.00	98.6
Adhesive agent	10	0.20	0.5
Moisture absorption prevention agent	0.0	0.00	0.0
Total		40.55	100

1月から施行された使用済自動車の再資源化等に関する法律において、シュレッターダストのリサイクル率を2015年までに 70%以上に引き上げることが義務付けられており⁽³⁾、塩ビホモポリマの配合量を従来のダストシーラ以上に増量することは、リサイクルの観点から好ましくない。

また、ウレタン樹脂やエポキシ樹脂は、作業性や経済性からみて、代替の可能性は低い。

一方、アクリル樹脂は、塩ビホモポリマと比較して引張り強度がやや低いものの、この点を改善すれば代替樹脂として使える可能性がある。そこで、アクリル樹脂に引張り強度と伸びに優れたウレタン樹脂と硬化剤を配合し、ダストシーラとしての引張り強度への影響を調べた。結果を Fig. 1 に示す。Fig. 1 より、ウレタン樹脂と硬化剤の反応比率が等量となる配合比にした上で、アクリル樹脂に対するウレタン樹脂の配合量を多くすることで、ダストシーラの引張り強度を向上させることができた。

よって、塩ビ酢ビポリマの代替樹脂として、アクリル樹脂とウレタン樹脂を併用すると同時に、シュレッターダストのリサイクルを容易にするために、従来のダストシー

ラに配合されている塩ビホモポリマの使用もやめ、開発材は、塩ビを含まない配合とした。

3. トルエンの削減

アセトアルデヒドの場合と同様にダストシーラ各原料1g中のトルエン揮発量を測定し、この結果と各原料の配合比より、ダストシーラのトルエン含有量に及ぼす各原料の寄与率を計算した。結果を Table 5 に示す。希釈剤による寄与率が最も高く、トルエン発生の主要原因であると特定した。希釈剤はトルエンを含む数種類の有機溶剤の混合物であり、開発材ではトルエンを含まない希釈剤を使用した。

次に、寄与率は低いものの、密着付与剤の中にもトルエンが多く含まれていたので原因を調査した結果、密着付与剤の合成時に溶媒としてトルエンが使われているとわかり、これが不純物として残留していたと考えられる。よって、開発材では、各原料の製造過程においても、トルエンを使わないようにした。

一方、ダストシーラの製造工場では、製造装置や配管等

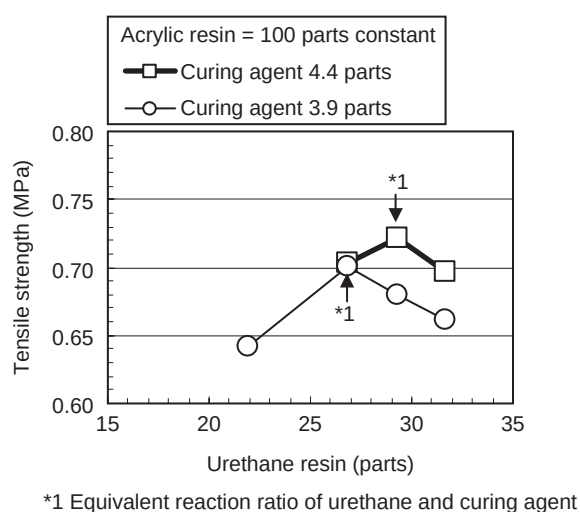


Fig. 1 Compound ratio and tensile strength of acrylic resin, urethane, and curing agent

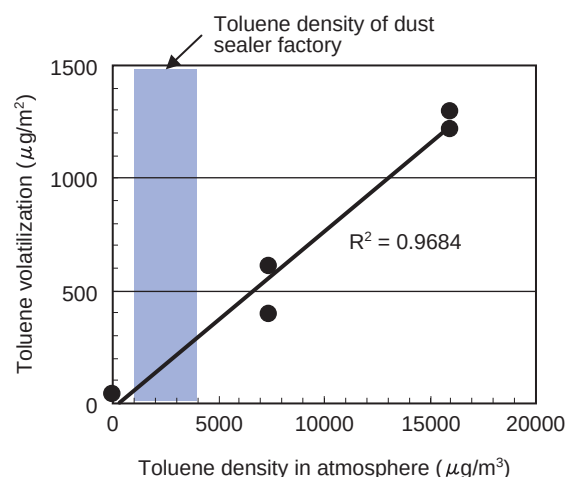


Fig. 2 Influence of toluene density in atmosphere on toluene volatilization

Table 6 Acetaldehyde and toluene volatilization of raw materials

Basic raw material	Concentration of acetaldehyde volatilization		Concentration of toluene volatilization	
	$\mu\text{g}/1\text{g}$ raw material	$\mu\text{g}/1\text{g}$ dust sealer	$\mu\text{g}/1\text{g}$ raw material	$\mu\text{g}/1\text{g}$ dust sealer
Acrylic resin	0.1	0.02	2.5	0.38
Urethane resin and curing agent	0.1	0.01	3.5	0.21
Plasticizer	0.2	0.07	1.5	0.45
Filler	0.0	0.00	0.0	0.01
Diluent	0.0	0.00	0.1	0.00
Moisture absorption prevention agent	0.0	0.00	0.0	0.00
Total		0.10	Total	1.05

の洗浄にトルエン含有溶剤を使用していることが多く、工場内の空気中のトルエン濃度は1000 - 4000 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ である。そこで、ダストシーラ製造中に、空気中のトルエンがダストシーラに移行するかどうか確認した。Fig. 2に示すように、空気中のトルエン濃度とダストシーラからのトルエン揮発量には相関性があると判明した。よって、開発材では、ダストシーラ製造工場内でのトルエン含有溶剤の使用を禁止し、工場内のトルエン濃度を一定の基準値以下で管理した。

4. 開発材の性能

開発したダストシーラの各原料1g中のアセトアルデヒド揮発量とトルエン揮発量を測定した結果をTable 6に示

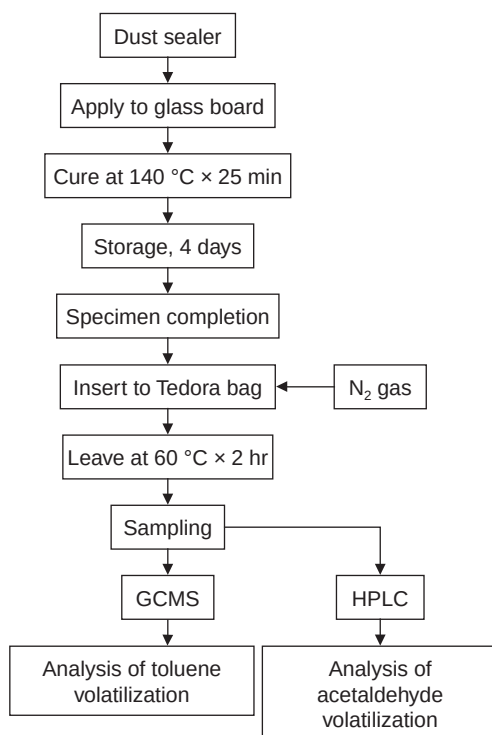


Fig. 3 Measurement method of volatilization

す。この測定結果と各原料の配合比より、ダストシーラ1g中のアセトアルデヒド含有量を計算し、0.10 $\mu\text{g}/\text{g}$ という結果を得た。同様にトルエン含有量については、1.05 $\mu\text{g}/\text{g}$ という値を得た。

また、開発材と従来材について、Fig. 3に示す手順で試験片を作成し、アセトアルデヒドとトルエンの揮発量を測定した結果をFig. 4に示す。開発材は、従来材に比べアセトアルデヒド揮発量を90%以上、トルエン揮発量を45%以上削減していることが確認された。

次に、ダストシーラとしての機能を確認するために、JASO M323-86車体用シーラ剤の試験方法に準じ、開発材と従来材の材料物性を比較した。結果をTable 7に示す。開発材は、従来材と同等の材料物性を示し、ダストシーラとして使用可能であることが確認できた。

開発した低VOCダストシーラにより、車室内VOCは、日本自動車工業会の自主取り組み⁽¹⁾を満足し、開発材が車室内VOCの低減に大きく寄与していることが確認できた。

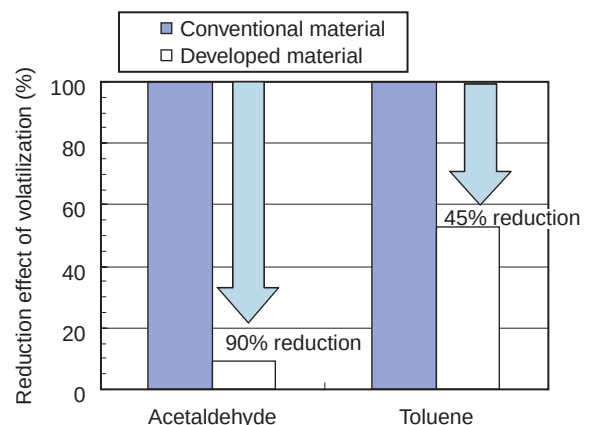


Fig. 4 Reduction effect of acetaldehyde and toluene

Table 7 Material performance

No	Confirmation item	Developed material	Conventional material
1	Tensile strength	1.3 MPa	1.3 MPa
2	Elongation	290%	150%
3	Shearing adhesion strength	1.4 MPa	1.3 MPa
4	Hardness	74	82
5	Water resistance	1.2 MPa	1.2 MPa
6	Low temperature resistance	Acceptable	Acceptable
7	High temperature adhesion strength	0.60 MPa	0.40 MPa
8	Vibration resistance	Acceptable	Acceptable
9	Watertightness	No water leakage	No water leakage
10	Viscosity	100 Pa·s	90 Pa·s
11	Storage stability	107 Pa·s	97 Pa·s
12	Fluidity	0 mm	0 mm
13	Self-leveling characteristics	No color transparency	No color transparency
14	Coating pollution	Acceptable	Acceptable

5. まとめ

アセトアルデヒドとトルエンの揮発量が少ない低 VOC ダストシーラの開発において留意した点は、下記 4 点である。

- (1) アセトアルデヒドの発生を抑え、シュレッダーダストのリサイクルを容易にするために、ベース樹脂を塩ビ酢ビポリマと塩ビホモポリマからアクリル樹脂に変更することで塩ビを全廃するとともに、ウレタン樹脂を併用することで引張り強度を従来材同等レベルに高めた。
- (2) トルエンを含まない希釈剤を使用した。
- (3) ダストシーラの原料製造過程でトルエンを使用すると、原料中に不純物としてトルエンが残留するため、各原料の製造過程からトルエンを全廃した。
- (4) ダストシーラ製造工場内の空気中のトルエンがダストシーラに移行するため、製造工場内でのトルエン含有溶剤の使用を中止し、工場内の空気中のトルエン濃度を一定の基準値以下で管理した。

参考文献

- (1) 車室内 VOC(揮発性有機化合物)低減に対する自主取り組み, JAMA レポート, No.98(2005)
- (2) 長谷川清, 谷口正将: 低 VOC ドアホールシール用シーラ材の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.172-176
- (3) リサイクルの促進と廃棄物の低減をめざして, 日本の自動車工業 2006, 社団法人日本自動車工業会, p.34-35 (2006)

■著 者■



鶴田 直 樹

新型 ACCORD の加速時室内音の改良

— 主成分回帰法を用いた伝達経路解析手法の適用 —

Interior Sound Enhancement of Vehicle Acceleration for New Model ACCORD

– Transfer Path Analysis Using Principal Component Regression Method –

坂 本 淳*

Atsushi SAKAMOTO

尾 崎 睦*

Mutsuru OZAKI

要 旨

新型 ACCORD の開発において、加速時室内音を対象に、ターゲットユーザに応じた目標を設定し、それを達成するために、主成分回帰法を用いた伝達経路解析法を適用した。本手法は、室内音に対して、振動入力による伝達経路と、音響加振力による伝達経路の寄与度を明確にすることができ、得られた合成音は音質評価システムに組み合わせる事が可能である。その結果、目標室内音の達成のために、対策が必要な部位の抽出と、必要対策量の設定がなされて、新型 ACCORD の目標室内音を達成することができた。

ABSTRACT

The development of the new model ACCORD set targets for interior sound during acceleration based on target user characteristics, and analyzed sound transfer paths using the principal component regression method to enable these targets to be achieved. This method of analysis enabled the degree of contribution of structure-borne paths and airborne paths to interior sound to be clarified. Synthesized sound, produced on the basis of the results of the analysis, was incorporated in a sound quality evaluation system. This enabled identification of the areas in which measures should be applied, and the extent to which they should be applied, to satisfy interior sound targets. As a result, targets for interior sound in the new model ACCORD were achieved.

1. はじめに

近年、自動車の加速時室内音に対して、車両コンセプトに適合した音を求める傾向が強まってきている。例えば、同じカテゴリーであっても、セダンとスポーツクーペでは、そのコンセプトの違いから、ユーザが求める室内音は変化しており、市場の違いや嗜好性などを考慮した室内音設定の提案⁽¹⁾もなされている。

また、目標室内音の具現化のために有効な手法として、主成分回帰法を用いた伝達経路解析法⁽²⁾(以下、PCR-TPA と略す)が提案されている。この手法は、従来の伝達経路解析法に対して、以下のような特徴がある。

(1) 振動入力による伝達経路と、音響加振力による伝達経路を同時にあつかえるため、室内音全体に対する伝達寄与を評価できる。

(2) 寄与分離後に演算処理された合成音の再現性が高く、音質評価が可能である。

(3) 伝達経路解析結果を音質評価システムと組み合わせることで、目標音の達成に必要な対策部位の抽出と必要対策量が決定できる。

これらの特徴により、音圧低減が中心で、対象部位も主に振動入力による伝達経路に限定された従来の伝達経路解析から、音質改良に着目した室内音全体を対象とした伝達経路解析が可能となった。

本稿では、基本プラットフォームを共用した、新型 ACCORD セダンおよび ACCORD クーペの加速時室内音を対象として、車両コンセプトに応じた目標設定をおこない、その目標室内音を達成するために PCR-TPA を適用した結果について紹介する。

*四輪開発センター

2. 車両コンセプトに応じた室内音

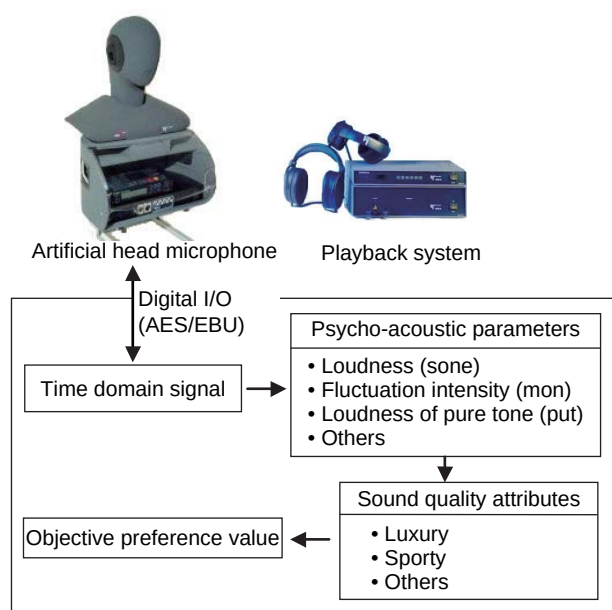
2.1. 対象車両

新型 ACCORD は、ボデー、エンジン、トランスミッションの組み合わせが数種類あるが、ここでは4ドアセダンボデーにV型6気筒ガソリンエンジンと5速オートマチックトランスミッションを搭載したタイプ(以下セダンと略す)と、2ドアクーペボデーにV型6気筒ガソリンエンジンと6速マニュアルトランスミッションを搭載したタイプ(以下クーペと略す)に対する検討結果を述べる。

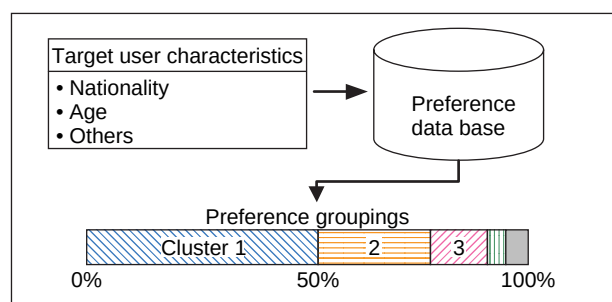
2.2. 目標音の設定

室内音の目標設定には、Fig. 1 に示す客観的嗜好度評価システム⁽³⁾を用いた。この客観的嗜好度とは「小さく滑らかな音」、「小さく軽快な音」、「迫力のある音」などにあらかじめ分類された室内音に対して、好まれる程度を客観的な数値で示したものである。

Fig. 1(a) では、前量産車を対象に、室内音をダミーヘッドマイクロフォンで計測し、客観的嗜好度評価システムで演算処理することで、「大きさ」、「変動強さ」などの聴覚刺



(a) Calculation of preference value



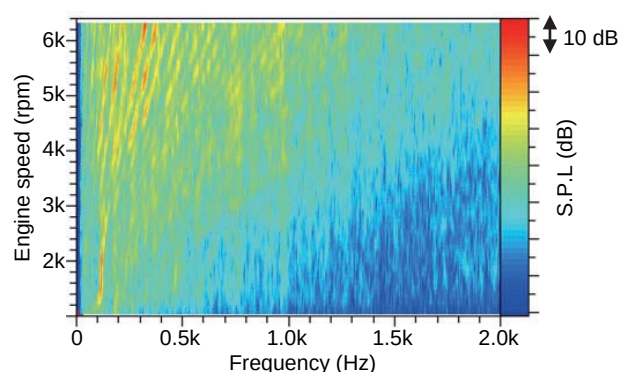
(b) Calculation of preference rate

Fig. 1 Preference evaluation system

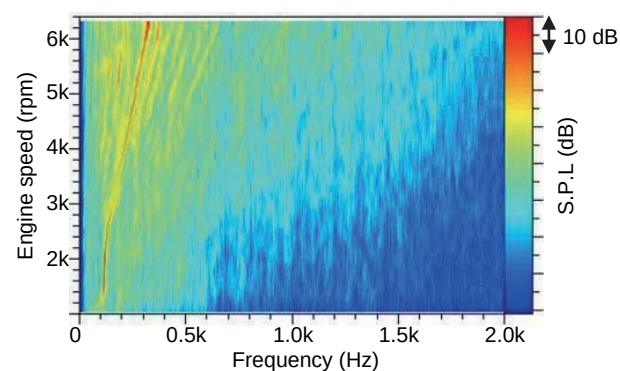
激量、「軽快感」、「滑らか感」などの複合的音質評価尺度を用いて、客観的嗜好度を算出した。

Fig. 1(b) では、新型 ACCORD セダンおよびクーペの車両開発コンセプトから、国籍、年齢などのターゲットユーザの条件と、嗜好性データベースを参照して、各々に対する客観的嗜好度を設定した。図中のクラスターが、「小さく滑らかな音」などを意味する。

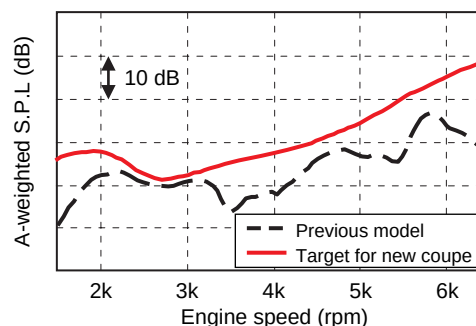
前量産車の室内音を加工して、新型 ACCORD セダンおよびクーペに対して設定した嗜好度に合致するように、各々の目標室内音を決定した。Fig. 2(a) は基準の前量産車を、(b) はセダンの目標室内音を各々カラーマップで示し、(c)はクーペの目標室内音と基準室内音である前量産車のエンジン回転3次成分を示す。



(a) Previous model



(b) Target for new sedan



(c) Target for new coupe (3rd order)

Fig. 2 Interior sound

セダンの目標室内音は、幅広いユーザーに対応することに重点を置き、前量産車よりも、高周波の突出成分を減少させながら、加速時は主要なエンジン回転次数成分をエンジン回転数に対してリニアで、適度に音圧上昇する設定とした。

クーペの目標室内音は、セダンよりも車への興味が高いユーザーに重点を置き、定常走行時はセダンと同様の室内音のままに、スロットル全開加速時には、エンジン回転数に対して3次成分の音圧を、セダンよりも強調する設定とした。

3. 室内音の改良

セダンおよびクーペの加速時室内音の目標に対して、基準車にて PCR-TPA をおこなった結果と音質評価を組み合わせた結果から、対策に必要な部位と対策量を明確化した。

3.1. 実験方法

4ドアセダンボデーのV型6気筒ガソリンエンジンと5速オートマチックトランスミッションを搭載した前量産車を使用した。

測定点は、振動入力による伝達経路と音響加振力による伝達経路を合わせて、Fig. 3に示すような経路に対して設定し、応答点は、助手席に搭載したダミーヘッドマイクロフォンによる左右耳位置の2箇所とした。車両は、駆動輪のトルクを吸収可能な台上試験装置上に設置して、負荷条件を変更し、それぞれ計測した。

3.2. セダンに対する検討

セダンの目標室内音を達成するために用いた PCR-TPA

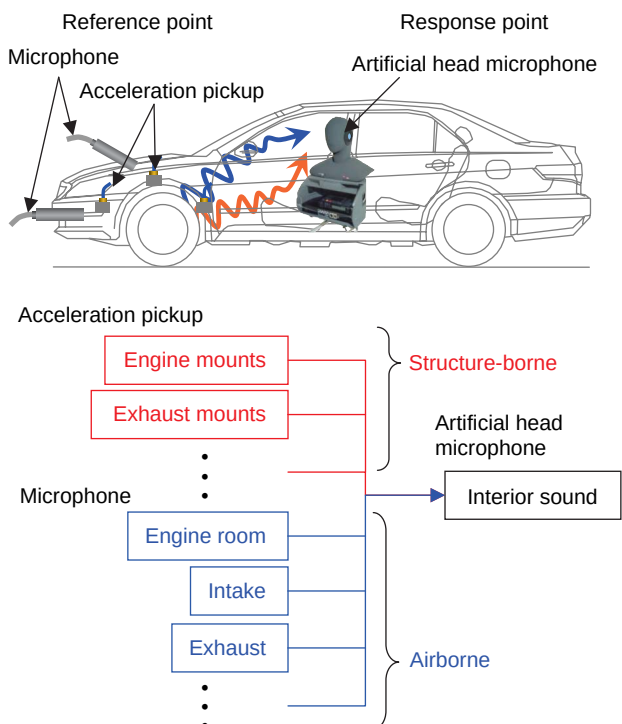


Fig. 3 Measurement setup

の結果から、代表として静粛性向上のための高周波成分の分析結果を Fig. 4 に示す。

Step 1にて室内音を、振動入力による伝達経路と音響加振力による伝達経路に大別した結果、1.2kHz以上の高周波成分は、音響加振力による伝達経路の寄与度が高いものの、

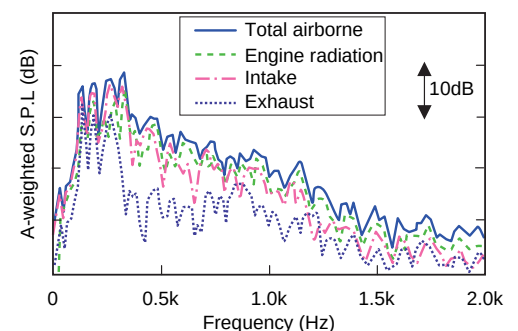
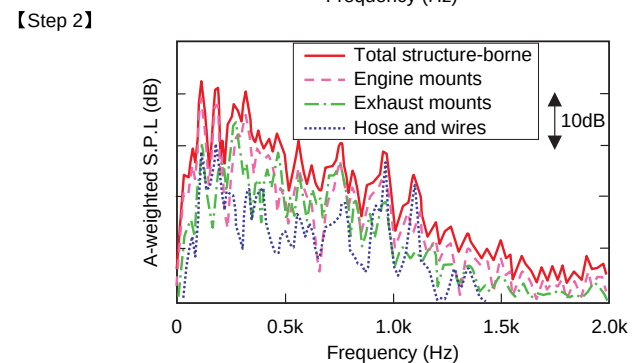
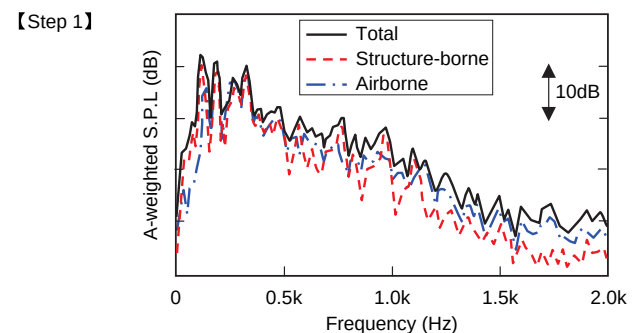
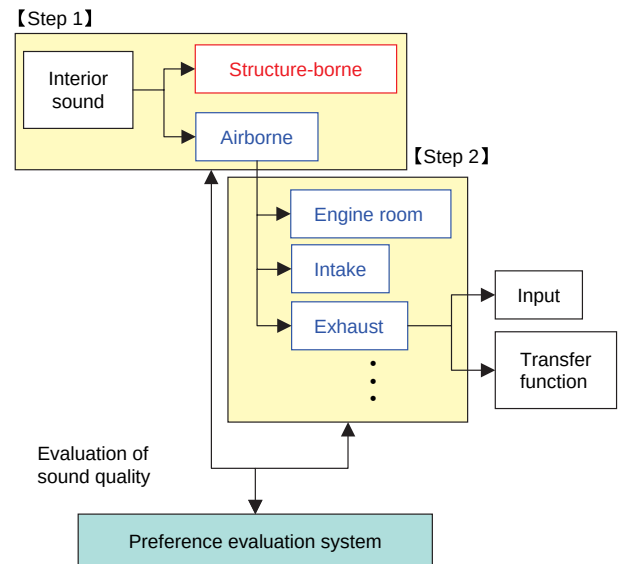


Fig. 4 Analysis result of PCR-TPA

750Hz, 1kHz, 1.1kHz 付近において振動入力による伝達経路の寄与が高いことがわかった。Step 2 では振動入力による伝達経路と音響加振力による伝達経路を、それぞれエンジンマウント、排気マウントやエンジン放射音、吸気音、排気音などに分離して、対策経路と対策量を設定した。解析の結果、前述の 750Hz は、エンジンマウントと排気マウントの経路の重複が要因であり、1kHz と 1.1kHz は、エンジンと車体をつなぐホースとワイヤの経路に主要因があることがわかった。音響加振力による伝達経路ではエンジンルームと吸気音の経路が検討対象にあげられた。これらの解析結果をもとに、対策すべき伝達経路を入力と伝達関数に分解して、主要な部位に対策を実施した。

最終的に、Fig. 5 に示す室内音を実現した。

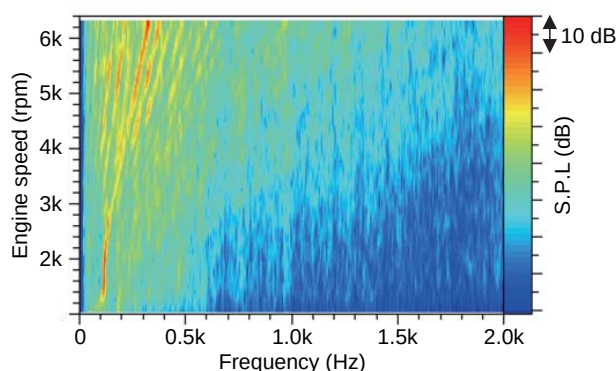


Fig. 5 Interior sound of new sedan

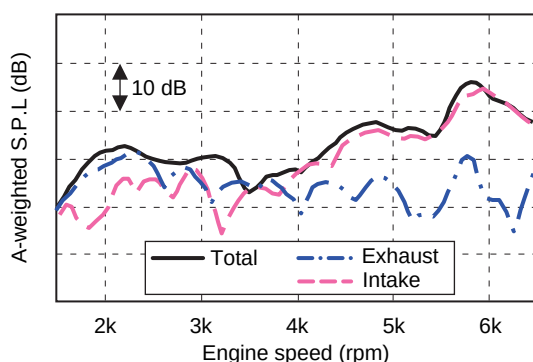


Fig. 6 Analysis result of PCR-TPA (3rd order)

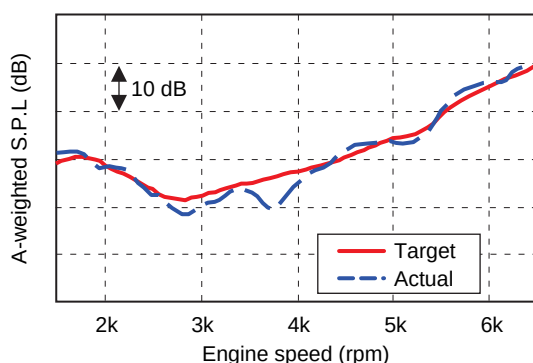


Fig. 7 Interior sound of new coupe (3rd order)

3.3. クーペに対する検討

クーペの目標室内音を達成するために用いた、スロットル全開加速時室内音のエンジン回転 3 次成分に対する、PCR-TPA の結果を Fig. 6 に示す。これによると、エンジン回転数 3000rpm 未満は排気音の伝達経路の寄与が高く、3000rpm 以上の回転数では吸気音の伝達経路の寄与が高いことがわかった。定常走行時においては、セダンと同様の室内音が目標であることも含めて考えると、振動入力による伝達経路で対応するよりも、排気音と吸気音の伝達経路での対応が適切である。この二つの経路に対して、入力と伝達関数に分解して、主要な部位に対策を実施した。

最終的に、Fig. 7 に示す室内音を実現した。

4. まとめ

以下に、PCR-TPA を用いた新型 ACCORD の加速時室内音改良について、まとめる。

- (1) セダンとクーペの室内音に対して、音質の観点から客観的嗜好度評価システムを用いて、ターゲットユーザーに応じた目標を設定した。
- (2) 基準車にて PCR-TPA をおこない、得られた合成音を音質評価システムで解析して、セダンとクーペの目標室内音の実現に必要な対策部位を特定し、対策をおこなうことで、目標室内音を達成した。
- (3) PCR-TPA が、目標室内音の達成において、振動入力による伝達経路と音響加振力による伝達経路を対象に、寄与度の高い部位を抽出することと、対策目標を設定する上で、有効な手法であることが確認された。

参考文献

- (1) 能村幸介, 吉田準史: 自動車室内音に対する、市場の違いを考慮した高級感, スポーティ感の定量化, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.237-246
- (2) 能村幸介, 吉田準史: 主成分回帰法を用いた車内音の伝達経路解析手法, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.136-141
- (3) 能村幸介, 吉田準史: 加速運転時の室内音に対する嗜好性に関する研究, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.142-148

■ 著 者 ■



坂本 淳



尾崎 睦

新型 ACCORD 高性能防音フロア構造の開発

Development of High Performance Floor Insulation Structure of 2008 Model Year ACCORD

野口 好 洋*
Yoshihiro NOGUCHI
井 出 史 彦*
Fumihiko IDE

田 中 賢 治*
Kenji TANAKA
見坐地 一 人*
Kazuhito MISAJI

多 田 寛 子*
Hiroko TADA

要 旨

新型 ACCORD 開発にあたり、競争力のある NV 性能を満足しウエイトパフォーマンスの高い防音パッケージをめざした。防音仕様検討には、これまでの開発に実績があるハイブリッド統計的エネルギー解析手法(以下ハイブリッド SEA 手法)と積層多孔質材料の音響特性予測技術、および車体 FEM 解析技術を用いた。これらの解析結果から、車室内ロードノイズに対しトンネルを含むフロア部の寄与が高いことがわかり、軽量化と防音性能向上を両立する防音フロア構造を開発し、新型 ACCORD の静粛性向上に貢献することができた。

ABSTRACT

The development of the new model ACCORD set out to produce a sound proof package that would result in competitive NV performance, while at the same time demonstrate good weight performance. The study of the sound proof package employed a variety of methods that have demonstrated effectiveness in other development projects, as follows: A hybrid statistical energy analysis (hybrid SEA) modeling method, a technique enabling prediction of the acoustic characteristics of multilayered materials, and FEM analysis. The results of these analyses showed that the floor, including the tunnel, displayed a high rate of contribution to road noise in the vehicle cabin. This enabled the development of a sound insulating floor structure that balanced reduced weight with enhanced sound insulating performance, which has contributed to the achievement of increased quietness in the new model ACCORD.

1. まえがき

自動車の車室内における静粛性は、商品性能の魅力を向上させるうえで重要な項目である。一方、低燃費の観点から車両の軽量化も必要不可欠な項目になっている。しかし、静粛性向上(防音性能向上)と軽量化は相反するケースが多い。これらを高次元で両立するには、開発初期段階から防音仕様を検討する必要がある⁽¹⁾。防音仕様を検討する有効でかつ実績のある手法として、ハイブリッド SEA モデル化手法^{(2), (3)}と積層多孔質材料の音響特性予測技術^{(4), (5)}および FEM 解析がある。

V 型 6 気筒ガソリンエンジンの新型 ACCORD を開発するにあたり、競争力のある NV 性能を満足しウエイトパフォーマンスの高い防音パッケージ実現に向けた軽量化と防音性能向上を両立する防音フロア構造を前述した手法を用いて開発した。本稿ではその詳細について報告する。

*四輪開発センター

2. 防音フロア構造の開発方法

防音フロア構造として、フロアカーペットの防音仕様ならびにフロアパネルの構造検討を実施した。フロアカーペット防音仕様は開発の初期段階から以下に示す流れで開発した。

- (1) 車室内音目標値の設定
- (2) ハイブリッド SEA モデル化手法による寄与解析
- (3) 車室内目標値を達成するため、上記解析に基づく寄与の高い部位の車体特性目標値設定(吸音特性、遮音特性)
- (4) 車体特性目標値を達成するための防音材音響特性目標値の設定(吸音率、透過損失)
- (5) 積層多孔質材料音響予測手法による防音材音響特性目標値を達成するための防音材仕様検討(材料、板厚、適用面積)
- (6) 実機効果検証

フロアパネル構造は、遺伝的アルゴリズムを用い、パネル形状、制振材形状および配置の同時最適化を実施し、重量最小でパネル音響放射パワーを最小とする仕様を検討した⁽⁶⁾。

3. フロア仕様の検討

3.1. 音響寄与解析結果

防音仕様を検討するにあたり、前量産モデルに対しハイブリッドSEAモデルを用いた寄与解析を実施した。その結果を Fig. 1 に示す。中周波、特に 250Hz 付近の気柱共鳴領域については、トンネル部を含むフロア部の音響放射とフロア部の音響透過の寄与が高いことがわかる。また、高周波については、フロア部の音響透過の寄与が高いことがわかる。これらの結果から、フロア部は、中周波の音響放射と音響透過、高周波の音響透過に対する対策が必要であると判断した。フロアにおける防音仕様の考え方は Table 1 に示すように、前量産モデルに対しフロアからの音響放射音、音響透過音双方の対策を目的とした遮音性能向上と、車室内全体の吸音性能向上を可能とするフロアカーペットを開発すること、フロアパネル本体の音響放射対策として重要なパネルの振動レベル低減を制振材ミニマムで達成するパネル形状の検討が必要であると判断した。

3.2. フロアカーペット仕様

音響放射音と音響透過音の低減および、車室内吸音性能向上を目的とした遮音、吸音双方の性能をもつフロアカーペットとして、Fig. 2 に示すように室内側に多孔質層を配置する吸音構造、パネル側に重量層と多孔質層から構成される遮音構造を組み合わせた吸遮音タイプフロアカーペットを考案した。新型 ACCORD では、フロア下面の空力性能確保の観点などから、Fig. 3 に示すようにフロアフレームの位置を、従来のフロアパネルの室外側に配置した構造から、室内側に配置する構造へ変更した。その結果、Fig. 4 のフロアカーペット裏の防音材料の板厚コンターマップ図と Fig. 5 のフロアカーペットの厚み分布に示すように、前量産

Table 1 Countermeasure method of sound radiation and sound transmission

	Sound radiation	Sound transmission
Floor carpet	Enhancement of sound insulation performance	Enhancement of insulation performance and absorption performance
Floor panel	Reduction of panel vibration	—

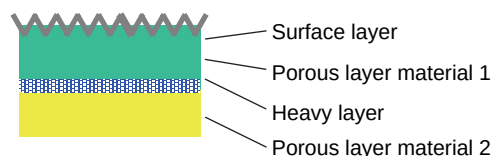


Fig. 2 Multi-layer sound-proof package

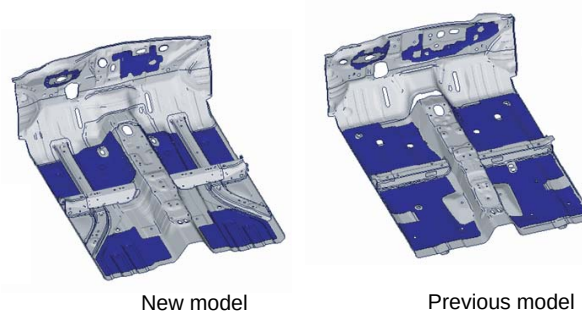


Fig. 3 Comparison of floor structure between previous and new model

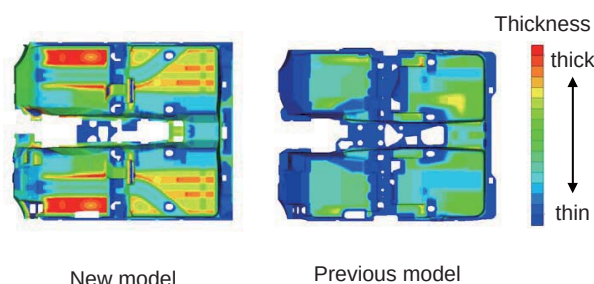


Fig. 4 Comparison of floor carpet thickness distribution between previous and new model

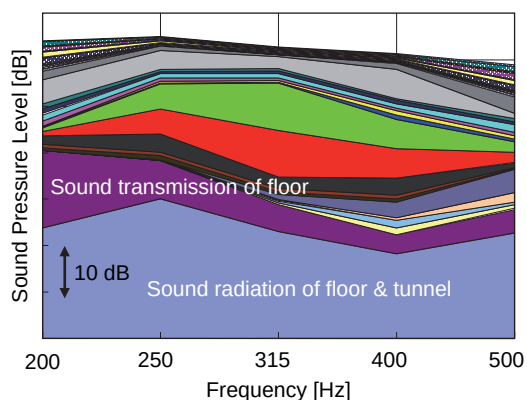


Fig. 1 Power contribution to interior cavity sound pressure level

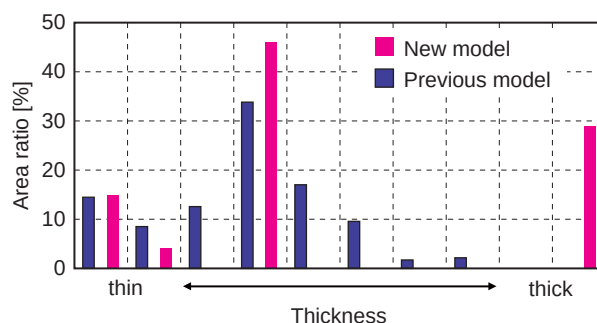


Fig. 5 Floor carpet thickness distribution of previous and new model

モデルに対し板厚を十分確保することができ、フロアカーペットの平均板厚は、従来に対し約30%向上させることができた。

フロアカーペットの仕様(材料特性・板厚・適用面積など)検討においては、板厚を従来よりも確保していることにより足踏み性能を損なうことが懸念され、それを考慮した材料選定が必要となる。そこで、積層多孔質材料の音響特性予測手法を用いて、これらの条件を考慮しながら仕様を検討した。その結果、パネル側の多孔質層下面に剛性の高い発泡ポリプロピレンビーズを適用することにより、遮音性能と足踏み性能を両立させることができた(Fig. 6)。

3.3. フロアパネル仕様

フロアパネル構造は、車体 FEM モデルを用いて、サス

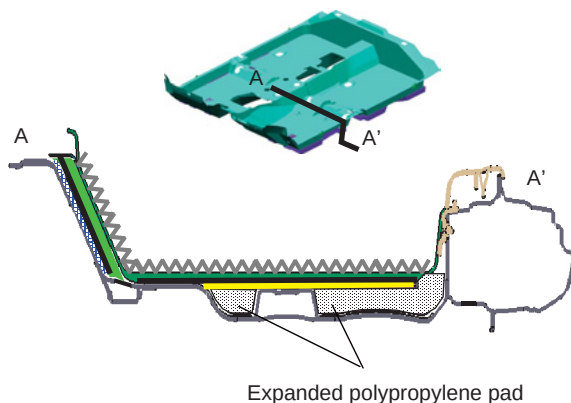


Fig. 6 Cross section of floor carpet

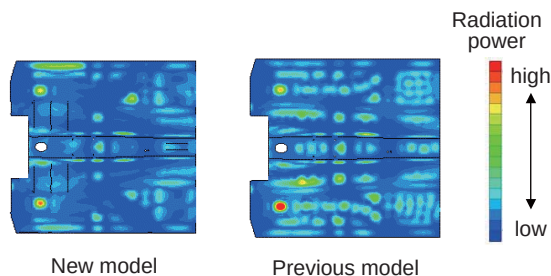


Fig. 7 Comparison of radiation power from panel

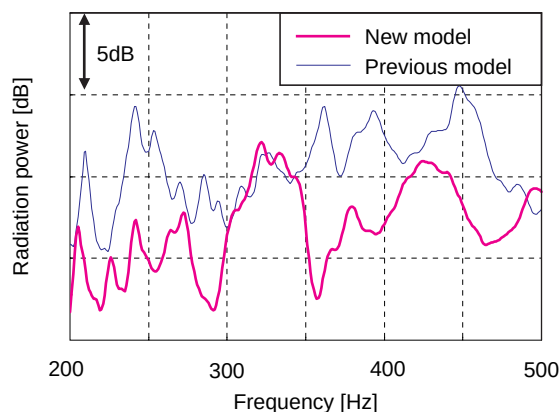


Fig. 8 Radiation power from floor panel

ペンション取り付け部を加振入力点とした時のパネル音響放射パワーを算出した。さらに、遺伝的アルゴリズムを用い、パネル形状、制振材の形状および配置の同時最適化を実施した。その結果、Fig. 7に示すようにフラットなパネル形状に対し、ディンプルおよびビードを追加することにより適正化が図られ、Fig. 8に示すようにパネル面の音響放射パワーを前モデルから低減できた。また制振材に関しては、従来仕様に対し板厚を薄くしたことにより、軽量化にも貢献した。

4. 完成車性能

以上述べてきた吸遮音性能を有するフロアカーペットと低振動フロアパネル構造により、新型 ACCORD において音響放射音、音響透過音の双方とも低減でき、かつ車室内の吸音性能を向上することができた。これらの対策により中周波および高周波のロードノイズを前量産モデルに対し低減することができた。

5. まとめ

新型 ACCORD 開発にあたり、競争力のある NV 性能を満足しウエイトパフォーマンスの高い防音パッケージをめざし、ハイブリッド SEA 手法と積層多孔質材料の音響特性予測技術、および車体 FEM 解析技術を用いて防音仕様検討した結果、

- (1) ロードノイズに寄与が高い箇所がトンネルを含むフロア部であることがわかった。
- (2) 寄与の高いフロア部に対し、音響放射音、音響透過音の対策と車室内吸音性能向上のために、吸音特性と遮音特性を高い次元で両立する吸遮音フロアカーペットを考案し適用した。
- (3) フロアパネルに対し、音響放射対策と制振材ミニマム使用による軽量化のため、ディンプル形状およびビード形状を適用した。

以上より、軽量化と防音性能向上を両立する防音フロア構造を開発することができた。その結果、新型 ACCORD の静粛性向上に貢献することができた。

参考文献

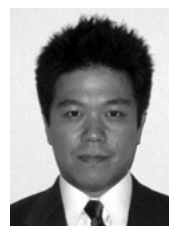
- (1) 野口好洋, 土居隆之, 多田寛子, 見坐地一人: SEA 法による吸音型防音材料仕様の決定手法, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.149-153
- (2) 見坐地一人, 多田寛子, 山下剛, 中村光勇, 田中秀典, 古株慎一, 守江大祐: Testing Uniqueness of Hybrid SEA Modeling Solution for a Passenger Car, SAE Paper, 2003-01-1408(2003)

- (3) 見坐地一人, 多田寛子, 山下剛, 古株慎一, 田中秀典,
腰越昭三: Hybrid SEA Modeling Scheme for Analysis
of High-frequency Noise in Passenger Car, Review of
Automotive Engineering JSAE, Vol.26, No.1, p.3-8(2005)
- (4) 見坐地一人, 多田寛子, 山下剛, Mantovani, M.,
Gaudino, C., Falk, T.: Prediction of the SEA Input
Parameters for the Sound Package, SAE Paper, 2003-01-
1022(2003)
- (5) 見坐地一人, 多田寛子, 野口好洋, 来原裕司, 山下剛:
自動車用防音パッケージの SEA パラメータ予測,
Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.1, p.181-186
- (6) Caprioli, D., Bertolini, C., Gaudino, C.: Improved NVH
Performance Via Genetic Optimization of Damping and
Shape of Vehicle Panels, SAE Paper, 2005-01-2329(2005)

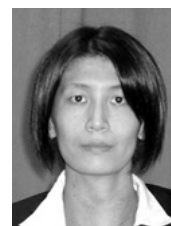
■ 著 者 ■



野口好洋



田中賢治



多田寛子



井出史彦



見坐地一人

高出力，大排気量V6エンジン用 アルミニウムライナ鑄込みシリンダブロックの開発

Development of Aluminum Liner in Die-cast Cylinder Block
for High-power and High-displacement V6 Engine

小 松 田 卓*

Takashi KOMATSUDA

大 村 淳 一*

Junichi OHMURA

高 橋 誠 幸*

Masayuki TAKAHASHI

難 波 規 之**

Noriyuki NAMBA

安 川 勝 久*

Katsuhisa YASUKAWA

要 旨

2007 年モデル MDX 用として開発された 3.7L V6 エンジンは、前モデル MDX 用 3.5L V6 エンジンの基本骨格を踏襲しながら排気量拡大と高出力化を達成した。

排気量拡大と高出力化を同時に図る技術としてアルミニウム合金製シリンダライナの採用が有効であるが、採用にあたってはシリンダライナとピストンリング間のしゅう動性を重点的に取り組んだ。主にボアしゅう動面の面性状として、ライナに含有させる硬質粒子の浮き出し状態の詳細規定やボア熱変形剛性向上のためのライナとシリンダブロック間密着性向上技術の開発により、しゅう動性を確保した。本稿では高出力，大排気量 V6 エンジン用アルミニウムライナ鑄込みシリンダブロックの開発における研究内容とその技術を述べる。

ABSTRACT

A 3.7 L V6 engine has been developed for the 2007 model year MDX. The new engine was developed based on the framework of the 3.5 L V6 engine employed in the previous MDX, but the engine's displacement and power have been increased.

The use of an aluminum alloy cylinder liner is an effective method of simultaneously increasing engine displacement and power. In employing an aluminum alloy cylinder liner in the new engine, the development focused on the sliding characteristic between the liner and piston rings. The reliability of the sliding characteristic has been ensured by the application of two main new technologies to the sliding surface of the bore: Detailed specification of the exposure of the particles on the liner, and the achievement of increased adhesion between the liner and cylinder block to increase the resistance of the bore to thermal distortion. This paper discusses the development of the aluminum liner for use in a cast iron cylinder block in the new high-power, high-displacement V6 engine, and provides an overview of the main technologies employed.

1. まえがき

近年，自動車エンジンの高出力，大排気量化とコンパクト化のニーズは高く，主要部品であるシリンダブロックに対し特にそのニーズは高い。エンジンの高出力化は燃焼室やピストンを効果的に冷却し温度を下げて異常燃焼をおさえることが出力向上のポイントとなる。大排気量化とコンパクト化の両立はシリンダボア径を拡大しながらエンジン寸法を拡大しないことが重要である。しかしボア径拡大でのボア間寸法短縮は温度上昇をまねき，強度的な温度限界

を超えないようにシリンダボアの温度を下げるのが大排気量化のポイントとなる。

エンジンの冷却性向上については，現在多くの四輪車が採用している鑄鉄ライナ鑄込みシリンダブロックを熱伝達率の高いオールアルミニウムシリンダにすることが有効な手段である⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾。

このため，近年各種のアルミニウム合金製シリンダブロックが開発されている。オールアルミニウムシリンダとしては過共晶アルミニウム合金(以下 A390 合金)をシリンダブロック全体に使用したものが実用化されている。A390

* 四輪開発センター

** ホンダエンジニアリング(株)

合金はシリンダボア内面の品質を確保するために低圧鑄造や低速中圧鑄造等で製造されるが、高速高圧で射出するハイプレッシャダイカスト製法(以下 HPDC)と比較して平均肉厚が厚くなりシリンダブロック全体の軽量化をはかることが難しくかつ生産サイクルタイムが長くなる。

オールアルミニウムシリンダブロックの冷却性効果を有しながら鑄鉄ライナ鑄込みシリンダブロックと生産設備や工程の共用化をおこなった上で高品質、高生産性を達成するために HPDC 製法によるアルミニウムライナ鑄込みシリンダブロック(以下アルミニウムライナシリンダブロック)の技術開発が求められた^{(2), (4)}。

2. アルミニウムライナブロック開発の目標設定

海外市場および日本市場の V6 エンジンにおいて LEGEND を始めとした 220kW を超える高出力化、大排気量化が進んでいる。エンジンの主要部品であるシリンダブロックはその要求に対応しつつ生産効率や品質を確保することが必要である。この要求を満足するため高出力、大排気量 V6 3.7L エンジン用アルミニウムライナの開発目標を以下に設定した。

- (1) 従来の 3.5L V6 エンジンのシリンダブロックの外形寸法を拡大せず、ボア径を拡大して排気量拡大、高出力化の達成。
- (2) 従来の 3.5L V6 エンジン鑄鉄ライナ鑄込みシリンダブロックと生産設備や工程の共用化、品質、生産性の確保。

アルミニウムライナ材料は母材のアルミニウムにシリコンやアルミナ等の硬質材を高密度に配合する材料であり、鑄鉄ライナ材とは材料構成が根本的に異なる。

硬質材はピストンリングやピストンのしゅう動面圧に対しボア内面の異常摩耗性や焼付き、スカッフを発生させないための役割を持つ。ボア内面は機能的な面性状として適正な材質の硬質材を持ち、適正な浮き出し量を規定しなければピストンリングやピストンとアルミニウムライナのしゅう動性は確保できない。

ライナ円筒剛性においては、母材のアルミニウムが鑄鉄よりヤング率が低いのでボア剛性が低下しやすい。

以上の課題を要約すると下記 2 点になる。

- (1) アルミニウムライナとピストンリングやピストンとのしゅう動性確保、焼付き、スカッフの信頼性向上。
- (2) アルミニウムライナのシリンダブロックボア周り剛性確保、熱によるボア変形を抑制しオイル消費劣化を改善。

これらの 2 点の課題はアルミニウムライナの材料特性やアルミニウムライナシリンダブロックの構造に起因することであり、課題(1)は従来の鑄鉄ライナ鑄込みシリンダブロックに対して、課題(2)は A390 合金シリンダブロック

に対し、従来にはない新しい考え方と評価基準が必要であった。

下記に対応技術を示す。

- (1) アルミニウムライナ材硬質材料、ピストンリング材料の最適な選定をおこなった。またアルミニウムライナのボア内面に硬質材を浮き出させた面性状を作り、しゅう動性向上をはかった。
- (2) アルミニウムライナ外周面に微細突起を作り、密着性向上させライナとボアの一体化による剛性向上をはかった。またライナ密着性評価手法を策定した。

3. アルミニウムライナブロックの開発

主な変更点であるライナ周りは、ライナ間ダイカストアルミニウム幅 3 mm として従来 3.5L V6 と同一のボアピッチ 98 mm を変更せずボア径を $\phi 89$ mm から $\phi 90$ mm に拡大して排気量拡大を達成した。

アルミニウムライナ材料は鑄造性改善に利点があり、ライナ間ダイカストアルミニウム寸法短縮に効果がある。アルミニウムライナとダイカストアルミニウム材は線膨張係数が近く鑄造凝固収縮時のボア間残留応力が低下する。このためボア間ダイカストアルミニウム材の割れが改善し、ライナ間のダイカストアルミニウム寸法を 4mm から 3mm に短縮できた。

Fig. 1 にシリンダブロック外観とライナ、ボア間拡大図を示す。

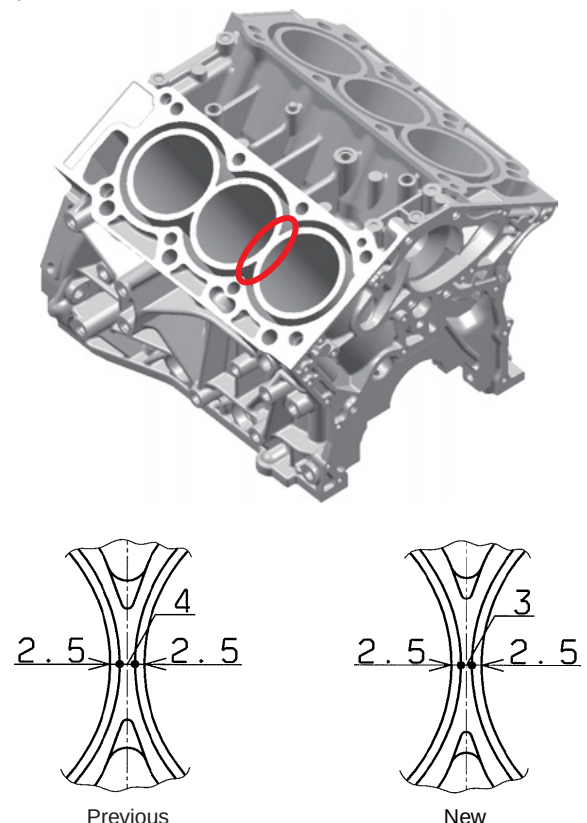


Fig. 1 Cylinder block and bore bridge section

Table 1 Specifications of cylinder blocks

	Previous	Developed
Total displacement (cm ³)	3471	3664
Bore (mm)	89	90
Stroke (mm)	93	96
Bore pitch (mm)	98	98
Block height (mm)	235	235
Block material	Aluminum alloy	Aluminum alloy
Liner material	Cast iron	AL (Spray compacted) High-Si aluminum alloy
Liner thickness (mm)	2.5	2.5
Weight (kg)	27.4	25.3

Table 2 Liner samples for engine tests

	Sample A	Sample B	Sample C
Particulate material	Al ₂ O ₃	Al ₂ O ₃	Si
Particle diameter (μm)	3	30	5
Liner manufacturing method	Powder metal	Melt-in	Spray forming

ライナ鑄込みシリンダブロックの採用でライナのみを鑄鉄製からアルミニウム製へ変更することでボア径拡大を達成し、シリンダブロック外形寸法は高さ、幅を同一のままコンパクト性も維持できた。またシリンダブロック外形形状、ダイカストアルミニウム材質も共通化したことで、既存のHPDC 設備と外形面加工設備も共用化した。

アルミニウムライナは軽量化の利点もあり、鑄鉄ライナ鑄込みシリンダブロックに対し約 2 kg の軽量化も達成した。

Table 1 にシリンダブロック基本諸元を示す。

3.1. アルミニウムライナの材質選定

ライナしゅう動面は、ピストンとピストンリングからの高面圧に絶えずさらされ、また異物が混入するとスカッフの原因となる。アルミニウムライナの母材硬度は低めであり、硬質材を配合し、しゅう動面硬度を保つ。既存のアルミニウムライナ硬質材は、アルミナかシリコンにほぼ二分される。

Table 2 に比較検討した材料を示す。

すでにさまざまな文献で述べられているように、しゅう動性を確保するために硬質材の配分量、粒径、形状は重要である(1), (2), (4)。

しかし、配分量、粒径、形状決定よりも根本的にアルミナ材かシリコン材かの選択決定をおこなうことが先決であり、それらの材質特性の大きく異なる部分を把握することが重要と考えた。

Table 3 に硬質材とアルミニウムライナ特性の比較を示す。

Table 4 にしゅう動相手材のピストンリング材の硬度を示す。

A390合金シリンダブロックで一般的に用いられているピストンリングステンレス鋼の窒化処理材に対し、アルミナ

Table 3 Material property of aluminum liner

	Item	Unit	Sample A	Sample B	Sample C
Particle	Material	—	Al ₂ O ₃	Al ₂ O ₃	Si
	Hardness	Hv	2600	2600	1000
Liner	Tensile strength	(MPa)	250	240	250
	Young's modulus	(GPa)	100	95	90
	Thermal conductivity	(W/m·K)	120	115	120
	Thermal expansion coefficient	(×10 ⁻⁶ /K)	16	19	16

Table 4 Comparison of hardness

	Piston ring		
	Top	2nd	Oil
Average hardness (Hv)	1150	900	1050

硬度は高く、シリコンはほぼ同等硬度であり、硬質材はシリコンの方が望ましい。

これらのライナ材は、アルミニウム材と硬質材の複合材であるため重要な要素はその両者の保持性である。

母材アルミニウムに対する硬質材の保持性評価は、ボア内面の機械加工での脱落状態を顕微鏡観察で確認した。

Fig. 2 と Fig. 3 にライナ加工後の拡大観察写真を示す。

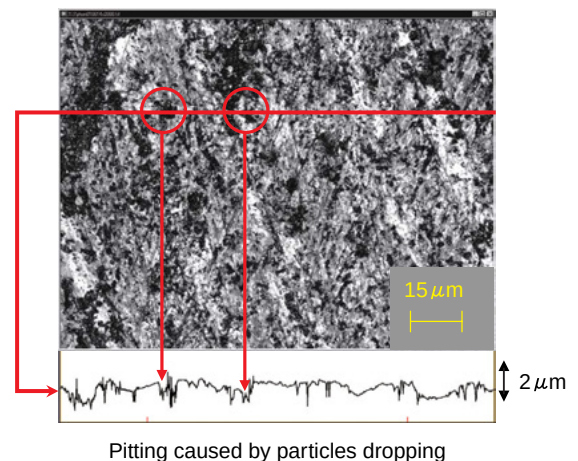


Fig. 2 Sample A

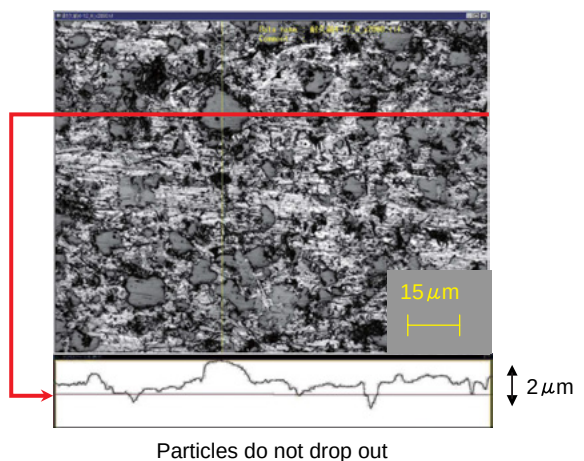


Fig. 3 Sample C

アルミナ粒子を配合した Sample A 材は、ホーニング加工の抵抗で脱落が見られた。加工条件を最適化し確認をおこなったが脱落は改善せず、一般的に知られる通りアルミナとアルミニウムの保持性の確保は難易度が高いことを確認した。

一方、Sample C材においてシリコン粒子の脱落は見られなかった。

耐焼付き・スカッフ試験は、潤滑、面圧の影響因子を適正に与えるため実機試験をした。

Fig. 4 に耐久試験結果を示す。

Sample A材はピストン焼付きを起こし、目標耐久時間に満たなかった。加工段階でアルミナ粒子の脱落が見られたことからエンジン運転によるしゅう動でさらに脱落し、ピストン焼付きが発生したと考えられる。Sample B材はアルミナを母材アルミニウムと化学結合した材料であり、脱落やそれに伴うピストン焼付きなどの問題はなかった。

アルミナ配合の場合、繊維状化するなどの形状の工夫をし、アルミニウムとの保持性を確保する必要がある⁽¹⁾。Sample C材は耐久終了後の異常なシリコン脱落もなく、アルミニウムとの基本的な保持性の良さが裏付けられた。

Fig. 5 に目標の耐久時間を終了した Sample B 材と Sample C 材のピストンリング摩耗量、ブローバイガス変化率を示す。

Sample B材はピストンリングの異常摩耗を起こし、耐久中にブローバイガスが増加した。アルミナは硬度が高いた

め配合量や粒子径の選定が重要である。Sample B材はライナ材製法上の理由でその改善はできなかった。

これらの結果により、アルミニウムライナ材は、硬質材がシリコンの Sample C 材に決定した。

3.2. ボア内面の面性状

アルミニウムライナのしゅう動性を保証するためには、慣らしがつく前の初期加工面が重要である。運転初期の焼付き・スカッフを防止するにはボア表面のシリコン粒子の適切な浮き出しが必要である。Fig. 6 にボア内面とピストン、ピストンリングしゅう動の概念図を示す。浮き出したシリコン粒子はピストンリングに対する焼付きとスカッフに耐えるしゅう動面を作り出す⁽⁴⁾。

シリコン浮き出しには、新しい加工法として3工程のホーニングを開発した。加工工程の概念図をFig. 7に示す。

第1工程で内面と内径加工，第2工程で粗さ 0.9 - 1.8 μm に平滑面出し，第3工程での最終仕上げ加工によりシリコン周辺に薄く残るアルミニウムの除去をおこなう。

第2工程，第3工程のボア表面状態のレーザ顕微鏡による観察結果を Fig. 8 に示す。

第2工程から第3工程を経ると，シリコン粒子上のアルミニウムが除去されて，加工面が平滑化していることがわかる。

シリコン浮き出し高さを変えて，運転慣らし前における

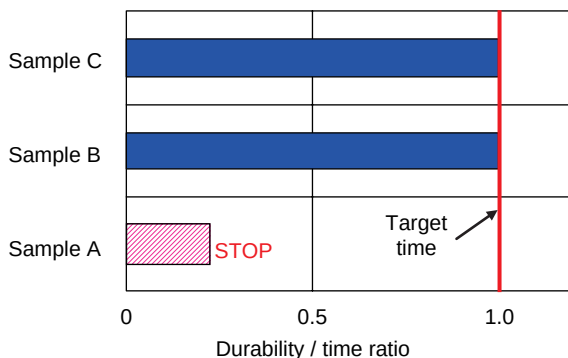


Fig. 4 Durability test results

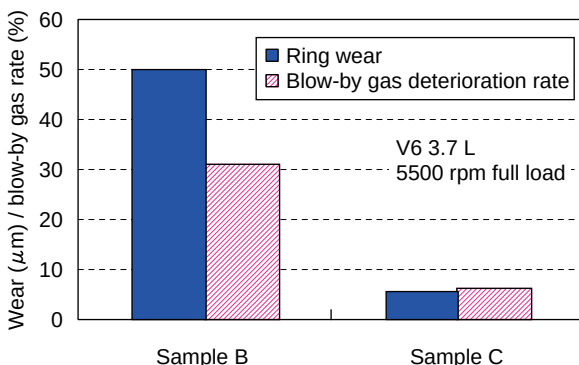


Fig. 5 Wear result

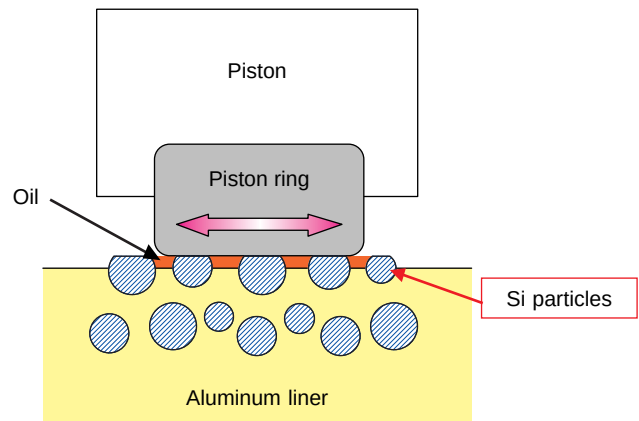


Fig. 6 Function of bore surface

1st process Rough boring	
2nd process Flat surface	Roughness: RzJIS 0.9-1.8 μm
3rd process Si exposure	Roughness: RzJIS 0.7-1.6 μm

Fig. 7 Bore honing process

枯渇潤滑条件での実機スカッフ試験の結果をFig. 9に示す。

シリコン浮き出し高さが、ほぼ $0.1 \mu\text{m}$ 以下においてもエンジン停止や異音等の機能障害は無かったが、ボア内面に数本のスカッフが認められた。シリコン浮き出し高さが $0.15 \mu\text{m}$ 以上ではスカッフは発生せず、機能性から初期のシリコン浮き出し高さを $0.15 \mu\text{m}$ 以上とした⁽³⁾。

台上実機耐久 1800 時間(EU 高速走行 24 万 km シミュレーション)での初期から耐久後の面粗度の変化を Fig. 10 に示す。加工後 $0.9 - 1.4 \mu\text{m}$ が耐久後まで $0.9 - 1.15 \mu\text{m}$ とほぼ変化なく推移する。

実機しゅう動の摩耗特性と第3工程ホーニングの研削特性は類似している。軟質なアルミニウムが、硬質なシリコン

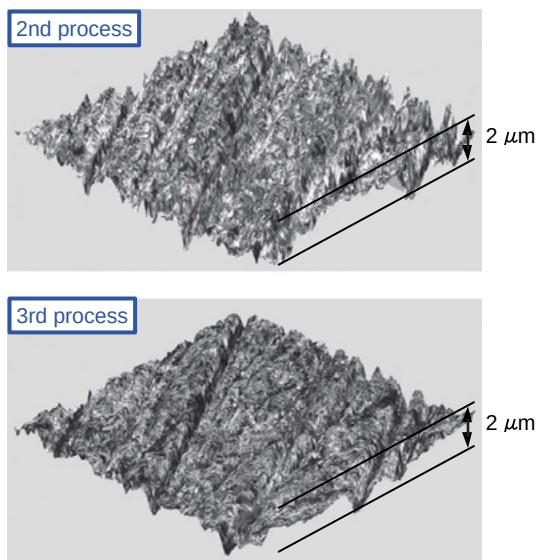


Fig. 8 Bore honing process surface measurement result

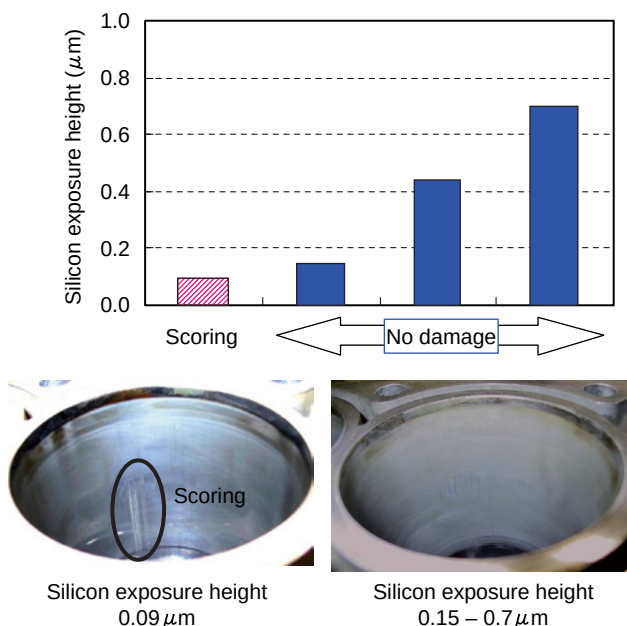


Fig. 9 Engine scoring test result

Table 5 Comparison of piston ring materials

Base metal	17Cr 0.8C	13Cr 0.6C	10Cr 0.5C
Cr nitride/carbonization particle size (μm)	5 - 8 μm	Under 2 μm	Under 2 μm
Average hardness of nitrided case (Hmv)	1150	1050	1050

よりも多く摩耗しながら進行する。同時に微小シリコン粒子の脱落が起こり、それが繰り返されることで面性状は一定に保たれ、耐久後までシリコン浮き出し量が $0.15 \mu\text{m}$ 以上に確保される。3工程ホーニングにより、機械加工で実機初期馴染み完了後と同等のしゅう動面を実現することが可能となった。

3.3. アルミニウムライナ用ピストンリング材質の選定

A390合金シリンダブロックで一般的に用いられているステンレス鋼の窒化処理材を基本に、母材に含まれる最適Cr量の選定をおこなった。

Table 5 に選定検討したピストンリング材質を示す。

ピストンリング材は硬度が高いほど良い訳ではなく、シリコン系アルミニウムライナとの組み合わせによる自己摩耗性と相手摩耗性が重要である。

各 Cr 含有量にて、リング材とライナ材の耐摩耗性の確認をおこなった。Cr含有量が違っても表面硬度はほぼ同等であるが、Cr 炭窒化物粒径が、17Cr 材は $5 - 8 \mu\text{m}$ 、13Cr は $2 \mu\text{m}$ 以下と異なる。

Fig. 11 にピストンリング材組織を示す。

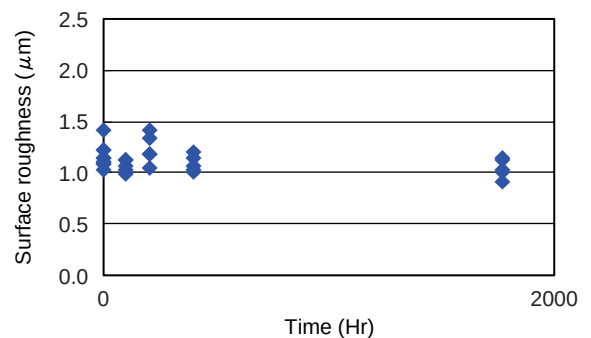


Fig. 10 Variations in bore surface roughness

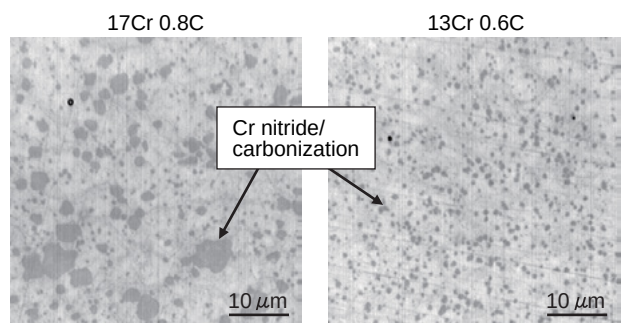


Fig. 11 Piston ring microstructure

Table 6 Comparison of material properties

Item	Unit	Cylinder block ADC12	Cast iron liner	Aluminum liner
Young's modulus	(GPa)	72	110	90
Thermal expansion coefficient	($\times 10^{-6}/K$)	23	11.5	16

単体しゅう動試験によりアルミニウムライナ材の摩耗量を確認した。その結果を Fig. 12 に示す。炭窒化物粒径の小さい低 Cr 材が良好な結果を示し、Cr 炭窒化物粒径が小さい方がアルミニウムライナへの攻撃性が低いという結論が得られた。

自己摩耗と相手摩耗検証として、実機で 100 時間の耐久試験をおこなった。ライナとピストンリング摩耗量を Fig. 13 に示す。

自己摩耗量は 10Cr 材に対し 13Cr 材が少なく、アルミニウムライナ摩耗量は両材質とも同等で十分少ないことから、ピストンリング材は 13Cr 材に決定した。

3.4. アルミニウムライナブロックのボア剛性

Table 6 にシリンダブロック構成材の材料特性比較を示す。

アルミニウムライナ材はシリンダブロックアルミニウム材と線膨張係数が近いこと、温度変化に対する寸法追従性

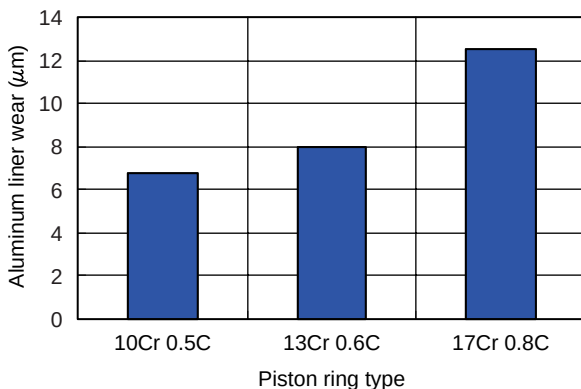


Fig. 12 Aluminum liner wear in Component jig test

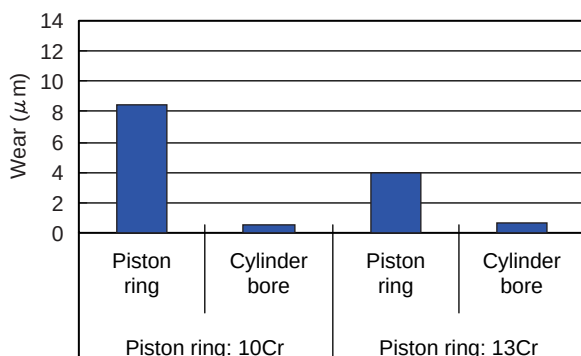


Fig. 13 Aluminum liner wear in actual engine

が良くボア円筒性が確保しやすい。そのため、エンジン燃焼熱によるボア変形が鑄鉄製ライナに対し良好である。

一方、アルミニウムライナは鑄鉄製ライナよりヤング率が低いことボア剛性が低下しやすい。

Fig. 14 にアルミニウムライナブロック断面図を示す。

シリンダヘッド締結時のボア変形悪化を抑制するため、3.7L V6 エンジンでは 3.5L V6 エンジンに対し、アルミニウムライナ採用の基本寸法としてボア総肉厚を 1 mm 厚くした。

3.5. アルミニウムライナの密着性

ボア剛性確保のもうひとつの要点としてライナとボアの密着性向上によるライナとボアの一体化がある。シリンダブロックアルミニウム材と線膨張係数が近いことから、シリンダブロック鑄造後の冷却時の凝固収縮により発生するアルミニウムの残留応力が低減し、ライナ保持力が確保しにくい。

密着性向上には鑄込み前のライナ外周面の粗さが重要である。ライナ外観写真と外周粗さの状態を Fig. 15 に示す。

ライナ外周面は微細な突起を持ち、凹凸面積増加により機械的保持力向上と密着性向上をねらった。

当初、ライナ外周面粗さは約 30 μm であった。しかし、

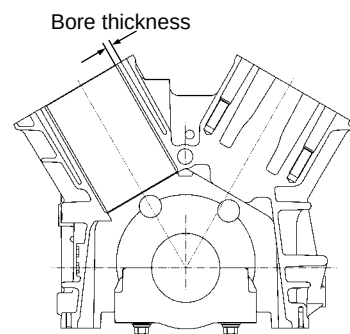


Fig. 14 Cylinder block section view

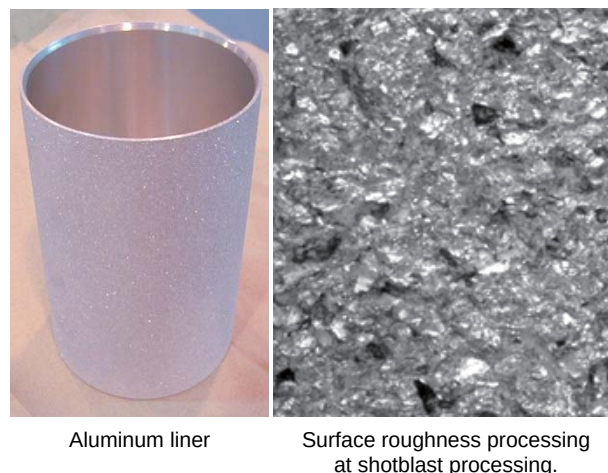


Fig. 15 Exterior view of liner / liner outer surface

この外周粗さではシリンダブロック鑄造後に良いライナ密着性は得られなかった。

また、HPDC 製法の生産性(主に鑄造タクトタイム)を鑄鉄製ライナと同等に維持することと、ライナ密着性の向上を両立させるのは難易度の高い課題であった。これはライナ外周面粗さの適正化をおこなうことにより、鑄鉄製ライナと同じ生産性を維持しながらアルミニウムライナの密着性の向上を達成することができた。

3.6. アルミニウムライナ密着性の評価手法

現在広く生産されている鑄鉄ライナ鑄込みシリンダブロックは、鑄鉄製ライナの単体剛性がボア周り剛性の基本である。しかし、アルミニウムライナの場合はライナとボアの一体化が剛性確保の要点であるため、新たに鑄造後のライナ外周隙間を非破壊超音波探傷測定⁽⁴⁾を用いて評価した。

密着性の要素は、ライナ外周とボアアルミニウム境界面に隙間が無いことである。鑄造による鑄込み後のライナとボアアルミニウム境界面をマイクロ観察した結果、局所的に5 μm 以下の隙間が確認された他は完全密着をしていた。

Fig. 16 にライナとボア境界面拡大観察写真を示す。

ライナ外周面に隙間が無い部分が広範囲であれば、ライナ保持力は向上する。測定は、超音波探傷装置(ultrasonic tester)を用いた。判断基準はライナ境界面の隙間寸法(超音波反射率)を色別して、隙間5 μm 以下の良好な部分を黄色、隙間5 μm 以上の部分を赤色とし判別した。密着性の定量化はライナ外周面積に対し、隙間のない良好な黄色部の比面積率を密着率と定義した。

Fig. 17 に測定結果データを示す。

3.7. アルミニウムライナ密着性向上の手法

3.6. 節で述べたようにライナ外周面粗さを変えて、シリンダブロックへの鑄込み試験をおこない、ライナ密着性の評価をおこなった。ライナ密着性の違いによる影響は、燃焼の熱曝露によるボア変形に大きく出る。初期のシリンダヘッド締結による変形だけでなく、熱変形も考慮した剛性確保が重要である。

ライナ外周面粗さと密着率の関係を Fig. 18 に示す。

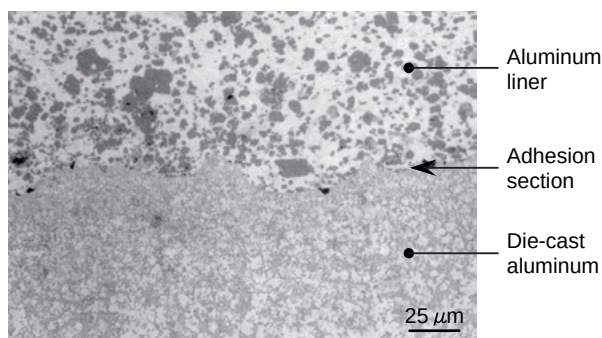


Fig. 16 Cross-section of adhesion section

実機耐久試験でのライナ密着性とボア変形の関係を Fig. 19 に示す。密着率向上に伴い、耐久試験後のボア変形が抑制された。

耐久試験後、ボア変形目標を満足するライナ密着率がわ

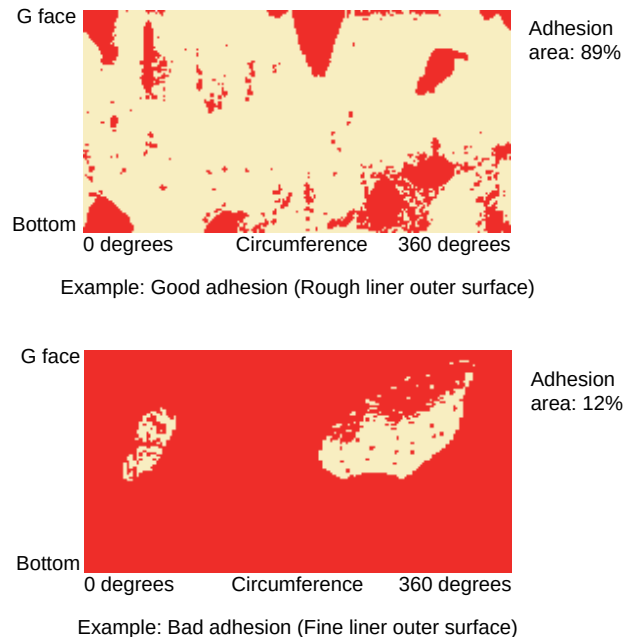


Fig. 17 Ultrasonic test results (C scope image)

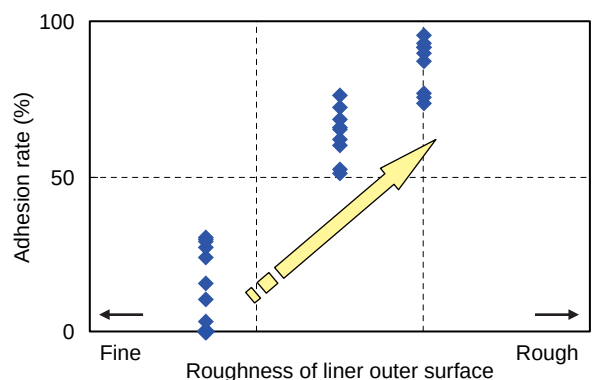


Fig. 18 Correlation between roughness of liner outer surface and adhesion

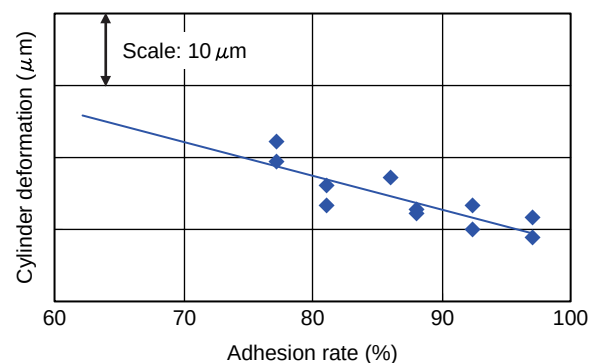


Fig. 19 Correlation between roughness of liner outer surface and bore distortion after durability test

かり、その結果からライナ外周粗さの規格を設定した。ライナ密着性規格を満足したシリンダブロックにおける、シリンダヘッド締結状態でのアルミニウムライナと鑄鉄製ライナのボア変形比較を Fig. 20 に示す。

ボア肉厚増加とライナ密着性向上により、鑄鉄製ライナと同等レベルのボア変形量を確保することができた。

次に高温 150 °C でのボア変形を Fig. 21 に示す。アルミニウムライナは、シリンダブロックアルミニウム材と線膨張係数が近く、高温下でも寸法追従性が良く、ウォータージャケット底部の形状変化が大きい部分においてもボア形状は良好である。

3.8. アルミニウムライナブロックの性能向上効果

アルミニウムライナ材料の高熱伝達特性により、同一水温条件下において鑄鉄ライナシリンダブロックよりもシリンダブロックの最高温度部位の温度を低下させることが可能になる。

Fig. 22 にシリンダブロックの最高温度部位であるボア間温度低減効果を示す。

ボア間温度は、190 °C からアルミニウム強度の低下が始まり耐久性限界となる⁽¹⁾。一方出力向上は、発熱を伴い温度上昇を招く。アルミニウムライナにより鑄鉄製ライナに対

しボア間温度は 12 °C 低下した。この冷却効果によりボア間温度 190 °C での比較において、約 51 kW の性能向上の許容範囲が広がり高出力化も可能となった。

シリンダブロックの冷却向上により燃焼室の冷却も良くなり、圧縮比向上や性能向上に効果があった。

Fig. 23 にアルミニウムライナのピストン温度低減効果を示す。

ピストン天井温度は約 20 °C 低下する。この冷却効果によりノッキング限界は向上するため、設定点火時期は 2-5 deg 進角可能になる。

Fig. 24 に点火進角データを示す。

アルミニウムライナの冷却効果により、出力 1.5 kW、トルク 9.8 Nm の向上効果が得られた。

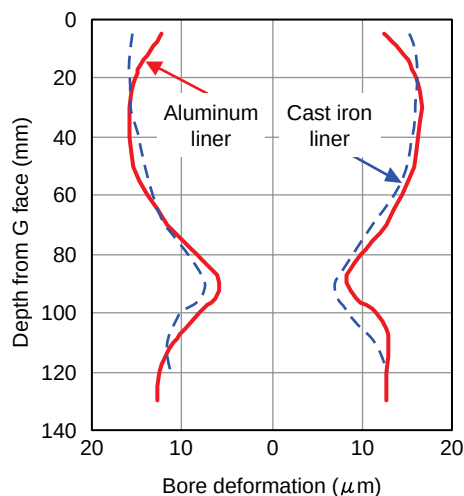


Fig. 20 Bore distortion with cylinder head tightening

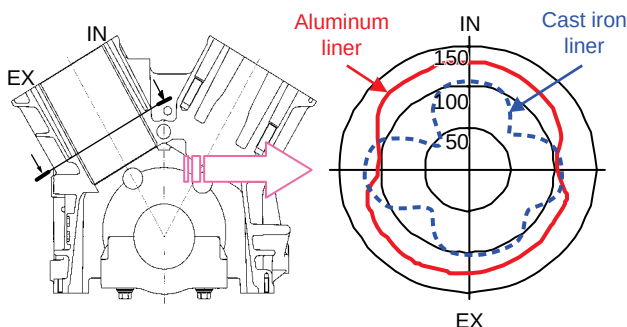


Fig. 21 Bore distortion at high temperature

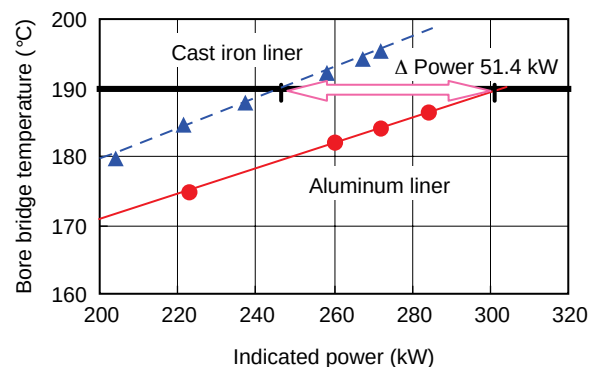


Fig. 22 Cooling effect for bore bridge

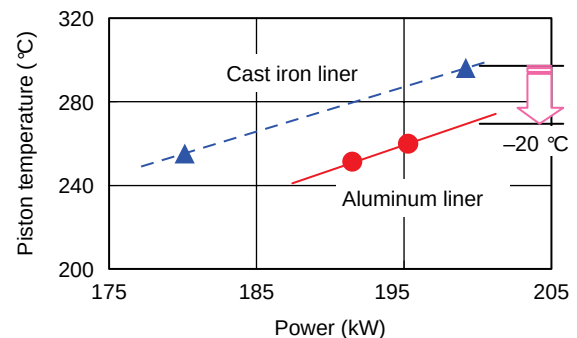


Fig. 23 Piston temperature reduction effect

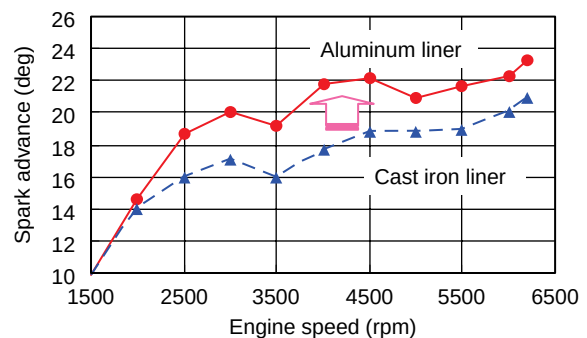


Fig. 24 Cooling effect for bore bridge

3.9. 耐久信頼性

実車耐久走行をおこなった。

Fig. 25に耐久終了後のライナ摩耗量、ピストンリング外周摩耗量、ボア変形量を示す。

ライナ摩耗量、ピストンリング外周摩耗量、ボア変形量、それぞれ少なくエンジン機能を満足できる値である。

Fig. 26 に耐久走行でのオイル消費を示す。

オイル消費も初期から大きく変化することなく良好な結果が得られ、アルミニウムライナシリンダブロックエンジンの信頼性が立証された。

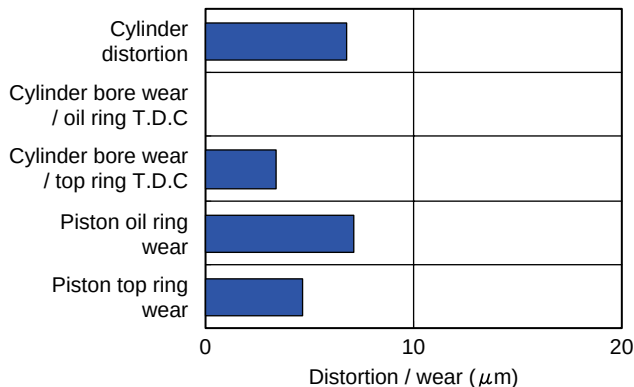


Fig. 25 Wear and distortion in durability test

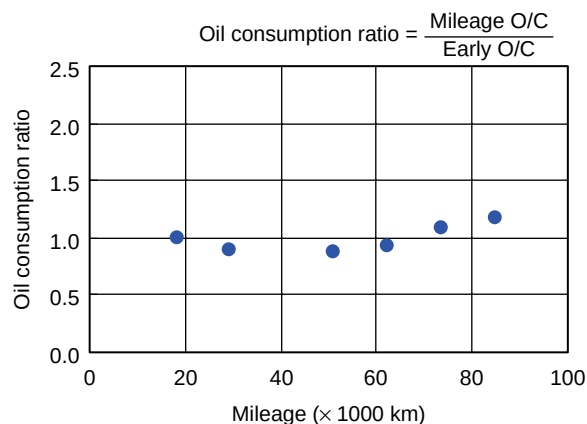


Fig. 26 Oil consumption in vehicle durability test

4. まとめ

以下の(1)-(3)に示す、高出力、大排気量 V6 エンジン用アルミニウムライナシリンダブロックの技術構築により、V6 エンジンの高出力化と排気量拡大が達成した。

- (1) アルミニウムライナをハイシリコン材、ピストンリングを 13Cr ステンレス鋼材と選定し、その組合せで耐摩耗性及び耐焼付き性を確保した。
- (2) アルミニウムライナのしゅう動面を硬質粒子浮き出し面性状にして耐スカッフ性を確保した。
- (3) アルミニウムライナの外周面を微細突起形状にして密

着性向上をはたし、ボア剛性を確保した。

これらの技術によって、従来 V6 エンジンの 3.5L 193 kW から新開発 3.7L 224kW へ高出力化と排気量拡大を達成し、2007 年モデル MDX 3.7L エンジンに適用されている。

参考文献

- (1) 林直義, 牛尾英明, 藤沢義和, 畑恒久, 柴田一雄, 海老沢賜寿雄: ハイブリッド繊維複合材の諸特性とエンジンブロックへの応用, HONDA R&D Technical Review, Vol.1, p.55-66
- (2) 小屋栄太郎, 萩原好敏, 鈴木達夫, 三浦静止, 真田誠, 津野宏, 柳田国男: 粉末法複合材によるアルミニウム製シリンダライナの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.6, p.126-136
- (3) 栗田洋敬, 山縣裕: 過共晶 Al-Si 合金製オールアルミシリンダーの開発, YAMAHA MOTOR TECHNICAL REVIEW, No.38, p.124-131(2004)
- (4) Stocker, P., Ruckert, F., Hummert, K.: The New Aluminum-Silicon Cylinder Liner Technology for Die-Cast Aluminum Crankcases, MTZ Motortechnische Zeitschrift, Vol.58, p.2-7(1997)

■ 著 者 ■



小松田 卓



高橋 誠幸



安川 勝久



大村 淳一



難波 規之

エンジン油劣化検知システムにおける 酸化防止性能推定手法の研究

Study on Estimation Method of Anti-oxidation Performance for Engine Oil
Deterioration Monitoring System

奥山 庸介*

Yosuke OKUYAMA

星川 渉*

Wataru HOSHIKAWA

相川 孔一郎*

Koichiro AIKAWA

丸山 雅司*

Masashi MARUYAMA

要 旨

本研究において、エンジン油中の酸化防止性能は、スラッジの発生と強い相関関係にあることを見出した。エンジン油の単体試験、および台上試験をおこない、酸化防止性能の劣化形態を解析し、エンジン油劣化の化学反応機構が0次反応と1次反応の足し合わせで近似できることが示された。また、熱、空気、NO_x、未燃燃料が酸化防止性能の劣化に強く依存していることも示された。さらに詳細な解析をおこない、酸化防止性能の劣化形態を一般式化し、その劣化度合いを推定できた。

実車による検証をおこなった結果、酸化防止性能の劣化度を精度良く推定でき、オンボードでの使用に有望な技術であることが証明された。

ABSTRACT

The research discussed in this paper demonstrated the existence of a strong correlation between the anti-oxidation performance of engine oil and the production of sludge. Analysis of the deterioration mode of anti-oxidation performance in component tests and engine bench tests of engine oil indicated that the reaction mechanisms causing engine oil deterioration could be approximated by the superpositioning of zero- and first-order reactions. The results of these tests also demonstrated that heat, air, NO_x and unburnt fuel are major factors in the deterioration of anti-oxidation performance. Detailed analysis resulted in the proposal of a general equation for the deterioration of oil anti-oxidation performance, which enabled the degree of deterioration to be estimated.

Actual vehicle tests showed that the use of the equation enabled accurate estimation of the deterioration rate of anti-oxidation performance, indicating that the method has potential for onboard use.

1. まえがき

近年、地球温暖化などの問題を受けて環境保護の活動が高まっており、潤滑油においても廃油量削減が求められている⁽¹⁾。とりわけ、エンジン油は廃油量と交換頻度、認知度の観点から、交換間隔の長期化が重要とされている^{(2), (3)}。

一方、欧米ではブラックスラッジ等、エンジン油品質に関する問題が起きている。そのため、単純にエンジン油交換時期を長期化すれば、エンジン損傷を引き起こす可能性がある⁽⁴⁾。

エンジンを保護し、かつエンジン油の交換間隔を長期化する有効な手段として、エンジン油劣化モニタシステムが

挙げられる。エンジン油劣化モニタシステムにて、適切な交換時期を表示提供できれば、エンジン保護と環境保護の両立が可能である。

エンジン油の交換時期を判断する上で、エンジン油が本来果たしている潤滑、清浄、防錆、腐食防止、密封の機能が維持されているかが鍵となる。エンジン油中には、これらの機能を果たす添加剤に加えて、劣化進行を抑制する酸化防止性能を持った添加剤も処方されている。酸化防止性能を持った添加剤の消耗が進めば、酸化物の重合反応が起り、急激にエンジン油の持つ機能が失われることが知られている。例えば、ワニスやスラッジの発生を引き起こし、潤滑不良や油路閉塞などの重大なエンジントラブルに繋がるとい

*四輪開発センター

われている。

このように、エンジン油中の酸化防止性能は、油の劣化度合いを左右する重要な性能であり、その残存量によって、油の使用限度を判定することができる^{(5)・(7)}。エンジン油の劣化推定手法として以前に、エンジン油の清浄性能の残存量によって、油の使用限度を判定できる劣化モニタシステムを報告した⁽⁸⁾。酸化防止性能と清浄性能の二つの指標の組み合わせで、より適切なエンジン油の使用限度を判定できると考えられる。しかし、どちらの指標においても、分析には特殊な設備が必要であり、一般ユーザが独自でエンジン油の使用限度を判断することは不可能である。

本研究では、酸化防止性能の残存量を実際に測定しなくても、エンジンセンサ類の情報を利用し、その残存量を推定する技術構築をおこなった。また、その推定技術を利用し、オンボード型の酸化防止性能劣化モニタシステムの可能性を検討した。

2. 酸化防止性能を有する添加剤の消耗分析

2.1. エンジン油の酸化劣化防止機構

Fig. 1 に示すように、エンジン基油は、いったん RO ラジカル($RO\cdot$)や ROO ラジカル($ROO\cdot$)が発生すると、連鎖的に酸化反応が進行してしまう。この酸化反応を停止させる添加剤として、酸化防止剤と極圧剤が知られている⁽⁹⁾、⁽¹⁰⁾。酸化防止剤は、連鎖停止型と呼ばれる作用機構をとり、 $RO\cdot$ や $ROO\cdot$ を不活性化する機能を有している。一方、極圧剤は過酸化化物分解型と呼ばれる作用機構をとり、ROOH を不活性化物質にすることで、ROOH が再び $RO\cdot$ や $ROO\cdot$ になることを抑制する機能を有している。

2.2. 試験油配合とエンジン台上試験

代表的な酸化防止剤としてフェノール系酸化防止剤と、

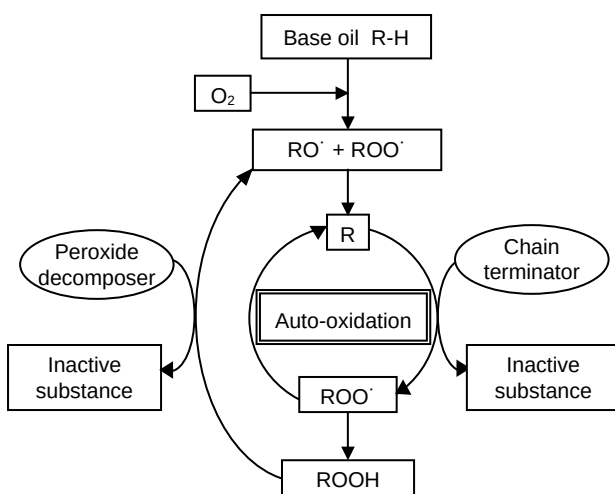


Fig. 1 Mechanism of engine oil auto-oxidation and terminal reaction

Table 1 Engine specification and test conditions

Engine specification	Water-cooled 4-cylinder 2.4L gasoline	
Mode	Medium speed mode	
Engine oil formulation	Antioxidants	0.2 wt%
	Sec-ZnDTP	0.5 wt%
	Detergents	3 wt%
	Succinic imide	5 wt%
	Base oil	PAO

極圧剤として第二級ジアルキルチオリン酸亜鉛(sec-ZnDTP)が処方されたエンジン油を用い、エンジン台上試験をおこなった(Table 1)。定期的にエンジン油を採取、分析することで、2種の添加剤の消耗形態を追跡した。酸化防止剤の分析はガスクロマトグラフィーにておこない、sec-ZnDTPの分析は核磁気共鳴分析(^{31}P -NMR)にておこなった。

Fig. 2 に、酸化防止剤と sec-ZnDTP の消耗形態を追跡した結果を示す。微分法を用いて、2種の添加剤の反応速度の解析をおこなう。酸化防止剤は直線的な消耗形態となり、式(1)の0次反応で近似できることを示す。一方、sec-ZnDTPは指数関数的な消耗形態となり、式(2)の1次反応で近似できることを示す。

$$[AH] = -k_{AHT} + [AH]_0 \quad (1)$$

$$[Zn] = [Zn]_0 e^{-k_{Zn}t} \quad (2)$$

$[AH]$: 連鎖停止剤濃度

$[Zn]$: 過酸化化物分解剤濃度

k_{AH} : 連鎖停止機構の反応速度定数

k_{Zn} : 過酸化化物分解機構の反応速度定数

t : 時間

$[AH]_0$: 連鎖停止剤の初期濃度

$[Zn]_0$: 過酸化化物分解剤の初期濃度

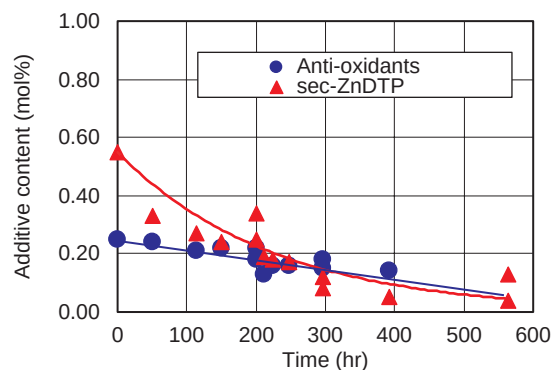


Fig. 2 Deterioration mode of anti-oxidants and sec-ZnDTP in engine bench tests

3. 酸化防止性能残存量とスラッジ発生の現状分析

3.1. 酸化防止性能測定手法

これまでにも、エンジン油の酸化防止性能を表す指標として、さまざまな手法が提案されている。その中で、スラッジ発生との相関性、微量の試料油量で分析できる簡便性を考慮し、高圧示差熱分析法(Pressure Differential Scanning Calorimeter: PDSC)を採用した⁽¹¹⁾。PDSC は、高温、高圧下に試料油と基準物質を入れ、基準物質に対する試料油の熱収支差を測定するものである。Fig. 3に示すように、PDSC 測定をおこなうと酸化誘導時間(Oxidation Induction Time: OIT)が生じ、この時間が酸化防止性能の指標となる。

3.2. OITとスラッジ、不溶解分発生との関係

一般に、スラッジが発生する前に、エンジン油中に不溶解分が発生することが知られている。Fig. 4に、スラッジの発生と不溶解分量(nPB法:JPI-15S-18-80)、走行距離との関係を示す。調査したすべてのエンジン油において、不溶解分発生後にスラッジが発生していることが示された。分散剤の処方量を意図的に少なくし、スラッジが発生しやすいエンジン油においても同様の傾向が示され、ほぼすべてのエンジン油にこの傾向が当てはまると予想される。

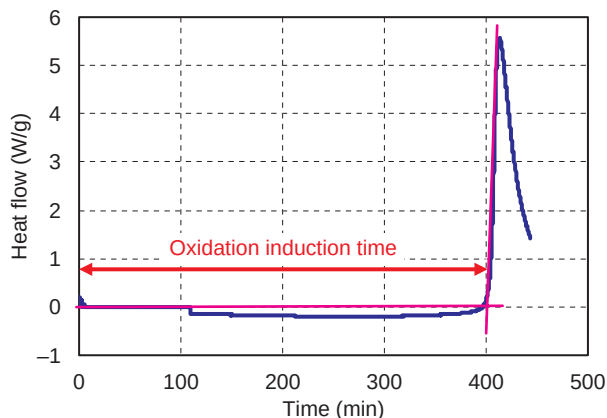


Fig. 3 PDSC analysis chart for fresh API SG grade oil

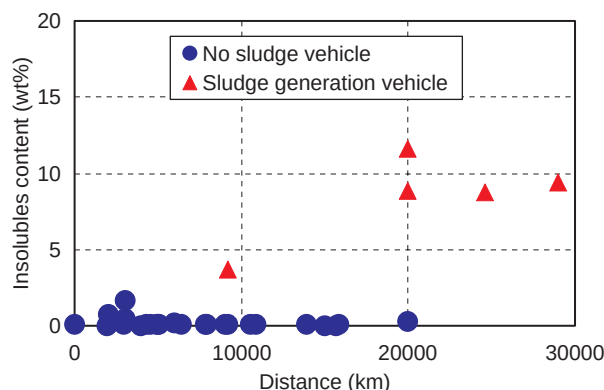


Fig. 4 Market data for recovered oil (nPB method)

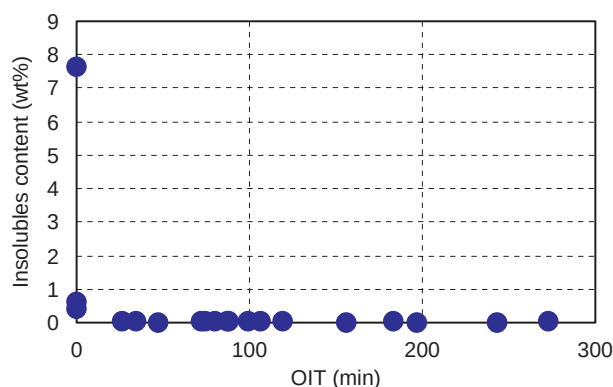


Fig. 5 Relationship between OIT and nPB insolubles

Fig. 5 に、不溶解分発生量(nPB 法)と OIT 残存量との関係を示す。調査したすべてのエンジン油において OIT が残存していれば、不溶解分が発生しないことが示された。それ故に、OIT はエンジン油の劣化判断基準として、有効な指標であるといえる。

4. 実験による OIT 劣化速度式の算出

4.1. OIT の劣化要因

OIT の劣化要因として、第一に空気中の酸素による酸化劣化が挙げられる。エンジン油は、常に酸素と接触しており、ベース油もしくは添加剤が直接酸素と反応し劣化する。第二に、NOx による劣化が挙げられる。NOx は非常に反応性の高い物質であり、油と接触すると速やかに酸化反応を起こし、OIT を劣化させる。第三に、未燃燃料が挙げられる。未燃燃料はブローバイガス中などに含まれ、極めて反応性の高い物質として、油と接触すると即座に反応して OIT を劣化させる。また、ベース油に比べ酸化安定性が悪いため、即座に反応しなかった場合でも、油中に存在していれば OIT 劣化の要因となる。第四に、水の影響が挙げられる。水分子が、ヒドロキシルラジカルと呼ばれる反応性の高い物質へ変質し、OIT 劣化要因となる可能性がある。しかし、市場調査より得られた水分混入量のレベルでは、OIT 劣化におよぼす影響はほとんど無かったため、水については考慮に入っていない。第五に、触媒の影響が挙げられる。金属磨耗分の中には、触媒機能を有する金属もある。しかし市場調査の結果、OIT が残存しているようなエンジン油では、OIT 劣化に影響をおよぼすほどの金属磨耗分が発生していた車両は無かった。そのため、金属触媒については考慮に入っていない。

ピストンとシリンダ近傍でのエンジン油劣化について言及している研究は多い^{(2), (6)}。しかし、本報告ではオイルパンに存在する油劣化がエンジン油全体の劣化を支配していることが示された。その理由は、ピストンとシリンダ近傍に存在する油量が、オイルパンに存在する油量に対して、極め

て微量であるためと推測される。そのため本報告では、オイルパン内部でのエンジン油劣化についてのみ、検討をおこなっている。

4.2. OIT 劣化の反応機構

前述したように、OIT劣化の代表的な反応機構として、連鎖停止機構と過酸化化物分解機構がある。複数の反応機構をひとまとめに解析し、反応速度式を算出することは複雑で困難である。しかし、連鎖停止機構と過酸化化物分解機構の消耗を独立して解析できれば、比較的容易かつ、正確である。そこで、エンジン台上試験をおこない、各反応機構を数値解析することで、分離処理した。連鎖停止剤の消耗は0次反応、過酸化化物分解剤は1次反応であるため、0次反応と1次反応を重ね合わせたラインが、実際のOIT劣化形態と一致するか検討した。式(1)、(2)にフィッティングにより適当な定数を与え、足し合わせた結果をFig. 6に示す。重ね合わせたラインとOIT劣化形態は良好な相関関係にあった。エンジン台上試験というさまざまな劣化要因が存在する中においても、OIT劣化の支配的な反応機構は、0次反応と1次反応となることが示された。これを踏まえて、微分方程式にて劣化推定式を仮定すれば、式(3)–(5)が得られる。

$$-\frac{d[OIT]}{dt} = \frac{d[OIT_{AH}]}{dt} - \frac{d[OIT_{Zn}]}{dt} \quad (3)$$

$[OIT]$: 総 OIT 濃度

$[OIT_{AH}]$: 連鎖停止剤相当分の OIT 濃度

$[OIT_{Zn}]$: 過酸化化物分解剤相当分の OIT 濃度

$$\frac{d[OIT_{AH}]}{dt} = [OIT_{AH}]^0 \times \alpha \quad (4)$$

$$\frac{d[OIT_{Zn}]}{dt} = [OIT_{Zn}]^1 \times \beta \quad (5)$$

α : 連鎖停止機構の劣化要因

β : 過酸化化物分解機構の劣化要因

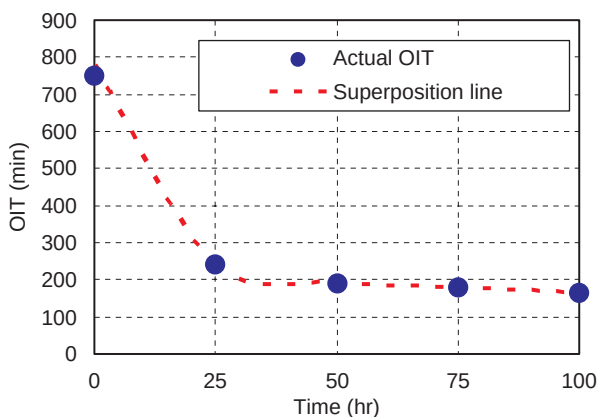


Fig. 6 Comparison of actual OIT with superposition line

4.3. 空気と熱による OIT の劣化

エンジン油が使用される環境下において、空気と熱が存在しないことは有り得ない。従って先ず、劣化要因として、空気と熱による、OIT消耗解析をおこなった。Fig. 7は、エアバブリング試験結果の数値解析をおこない、反応速度定数をアレニウスプロットしたものである。

Fig. 7 に示されたように、0次反応、1次反応ともに良好な直線関係が得られた。従って、両反応機構とも、アレニウス型の反応速度式で表せるといえる。ここで、両反応機構の空気と熱劣化分の影響を反応速度式にすると、式(6)、(7)となる。

$$\frac{d[OIT_{AH}]_{Air, Heat}}{dt} = [OIT_{AH}]^0 \times (k_1) \quad (6)$$

$$\frac{d[OIT_{Zn}]_{Air, Heat}}{dt} = [OIT_{Zn}]^1 \times (k_2) \quad (7)$$

k_1 – k_6 : 各反応速度定数

4.4. NOx による OIT の劣化

NOx バブリング装置を用い、OIT劣化要因として空気、熱、NOxによる、OIT劣化形態の検証をおこなった。OITの劣化はNOxが存在しない状態でも起こるため、NOxによる劣化は空気、熱劣化とは独立していると推測される。ここで、NOxによる劣化速度項を0次反応式で A_{NOx} 、1次反応式で B_{NOx} とすれば式(8)、(9)と仮定できる。式(8)、(9)の第二項はNOx有無の実験をおこない、それぞれのOIT劣化速度の差分を取ることで実験的に求めることができる。Fig. 8は、NOx濃度と A_{NOx} 、 B_{NOx} の関係を微分法で解析した結果である。Fig. 8より、各反応機構におけるNOx劣化の反応次数が算出され、これを反応速度式にすれば式(10)、(11)にて仮定される。Fig. 9は、反応速度定数 k_3 、 k_4 をアレニウスプロットした結果である。両反応機構の速度定数ともに、良好な直線関係が得られた。

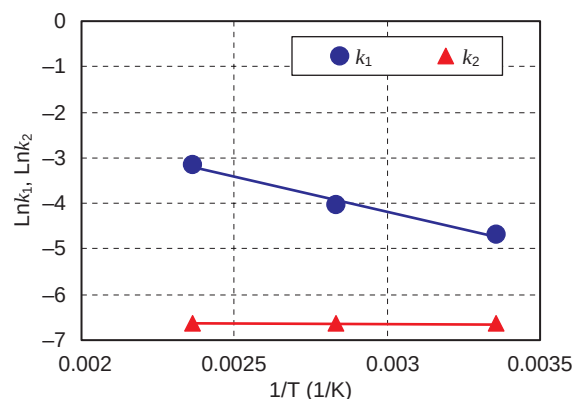


Fig. 7 Influence of air and heat on reaction rate constants k_1 and k_2

$$\frac{d[OIT_{AH}]_{Air, Heat, Nox}}{dt} = [OIT_{AH}]^0 \times (k_1 + A_{NOx}) \quad (8)$$

$$\frac{d[OIT_{Zn}]_{Air, Heat, Nox}}{dt} = [OIT_{Zn}]^1 \times (k_2 + B_{NOx}) \quad (9)$$

$$\frac{d[OIT_{AH}]_{Air, Heat, Nox}}{dt} = [OIT_{AH}]^0 \times (k_1 + k_3[NOx]^2) \quad (10)$$

$$\frac{d[OIT_{Zn}]_{Air, Heat, Nox}}{dt} = [OIT_{Zn}]^1 \times (k_2 + k_4[NOx]^2) \quad (11)$$

[NOx] : NOx 濃度

4.5. 未燃燃料による OIT の劣化

NOx による OIT 劣化消耗形態を解析したときと同様に、未燃燃料による OIT 劣化を独立項として考える。ここで未燃燃料による OIT 劣化分を 0 次反応分で C_{Fuel} 、1 次反応分で D_{Fuel} とすれば、式(12)、(13)にて仮定される。

NOx パブリック装置では、未燃燃料の影響を検討することが困難である。そのため、未燃燃料が及ぼす影響については、エンジン台上試験をおこない、OIT 劣化消耗形態の解析をおこなった。また、エンジン台上試験をおこなった場合、油中に希釈できる未燃燃料割合は、おおよそエンジン油

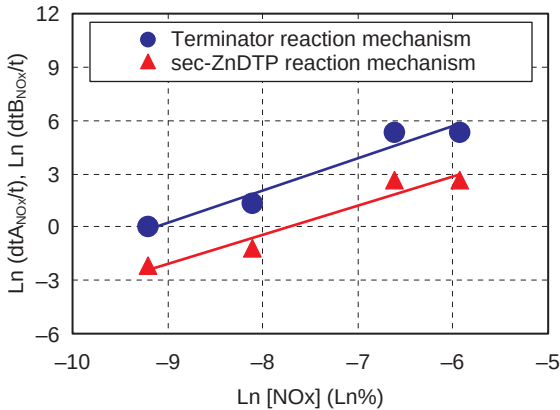


Fig. 8 NOx-dependence of OIT deterioration speed

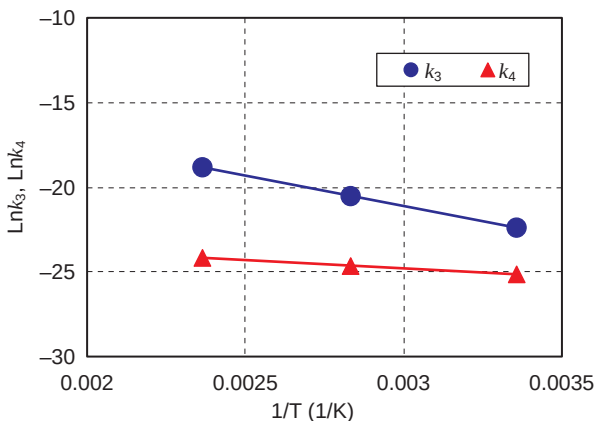


Fig. 9 Influence of NOx on reaction rate constants k_3 and k_4

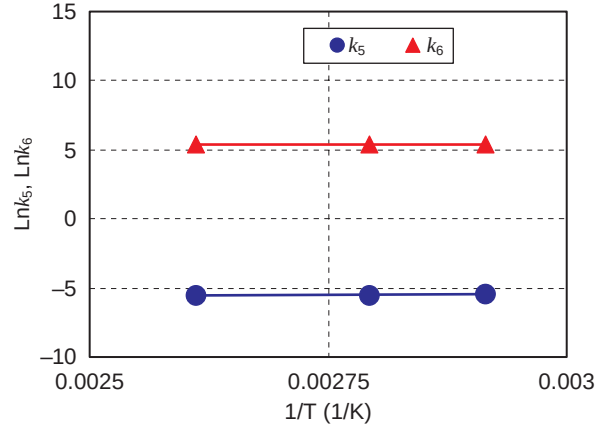


Fig. 10 Influence on dilution reaction rate constants k_5 and k_6

温に決定されてしまう。そのため、エンジン油温が同じ条件にて、異なる未燃燃料濃度の条件を作り出し、長時間維持することは困難である。従って、同一エンジン油温下において、縦軸にOITの対数、横軸に未燃燃料濃度の対数をプロットして次数解析をおこなう微分法の手法では解析不可能である。そこで、未燃燃料の反応次数については、単純な整数で近似できるものとして仮定し、フィッティングしたところ両反応機構とも2で近似可能であった。この反応次数を反応速度式に反映すれば、式(3)、(14)、(15)で示される。

Fig. 10に、反応次数を2で近似したさいの、両反応機構における反応速度定数のアレニウスプロット結果を示す。Fig. 10に示すように、両反応機構ともに、良好な直線関係が得られた。

$$\frac{d[OIT_{AH}]_{Air, Heat, Nox}}{dt} = [OIT_{AH}]^0 \times (k_1 + k_3[NOx]^2 + C_{Fuel}) \quad (12)$$

$$\frac{d[OIT_{Zn}]_{Air, Heat, Nox}}{dt} = [OIT_{Zn}]^1 \times (k_2 + k_4[NOx]^2 + D_{Fuel}) \quad (13)$$

$$\frac{d[OIT_{AH}]_{Air, Heat, Nox}}{dt} = [OIT_{AH}]^0 \times (k_1 + k_3[NOx]^2 + k_5[Fuel]^2) \quad (14)$$

$$\frac{d[OIT_{Zn}]_{Air, Heat, Nox}}{dt} = [OIT_{Zn}]^1 \times (k_2 + k_4[NOx]^2 + k_6[Fuel]^2) \quad (15)$$

[Fuel] : 未燃燃料濃度

5. 実車における OIT 劣化検証

5.1. 実車検証時の劣化速度式

各 OIT 劣化の影響要因をまとめ、数式にすると式(3)、(14)、(15)となる。しかし、未燃燃料の要因項以外は、NOx パブリック装置より算出された影響項である。実車検証においてもこの数式モデルが使用できるように、エンジン内部でのエンジン油と各劣化要因との接触効率を η として、空気、熱項と NOx 項に適用した。なお、車輛で検証をおこ

なう上で必要な情報は、以下の方法で計測および推定をおこなった。

(1) 油温

オイルドレーンボルト部の油温を、熱電対を用いて計測した。

(2) NO_x

NO_x はクランクケース内の NO_x を基準とし、運転条件からの推定値を用いた。

(3) 未燃燃料はクランクケース内の未燃燃料を基準とし、運転条件からの推定値を用いた⁽¹²⁾。

5.2. 実車検証結果と推定精度

車輛検証には、Honda 車輛および Honda 純正油を用いた。OITの予測計算には、式(3)、(16)、(17)を用いた。Fig. 11 に、各モードにおける OIT の分析値と計算で求めた OIT 値の相関関係を示す。実測値とシミュレーション値は良好な相関関係を示しており、実用上支障の無い推定精度であることが証明された。

$$\frac{d[OIT_{AH, Air, Heat, Nox}]}{dt} = [OIT_{AH}]^0 \times \{\eta \times (k_1 + k_3[NOx]^2) + k_5[Fuel]^2\} \quad (16)$$

$$\frac{d[OIT_{Zn, Air, Heat, Nox}]}{dt} = [OIT_{Zn}]^1 \times \{\eta \times (k_2 + k_4[NOx]^2) + k_6[Fuel]^2\} \quad (17)$$

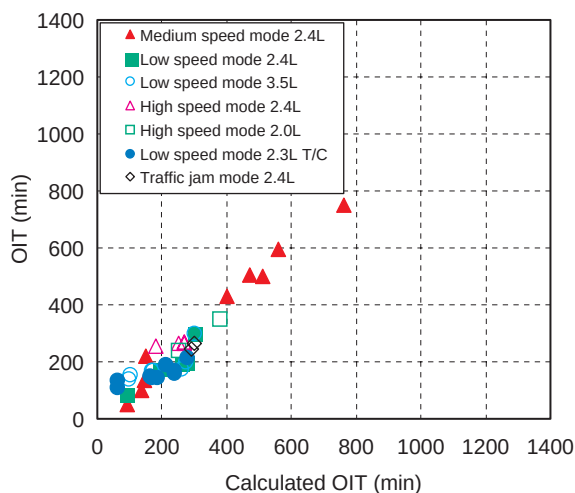


Fig. 11 Correlation between calculation results and OIT measurement values

6. 考察

本 OIT 推定手法の技術について、数種類のエンジン油を用いて検証をおこなった。今回検証をおこなったエンジン油においては、いずれにも適用可能な技術で有り、汎用性は高いといえる。これは、エンジン油が変わっても OIT 劣化要因や劣化形態の基本事象が変わらないためと考えられる。特に、添加剤の種類が変わっても、OIT 劣化形態は 0 次反

応と 1 次反応の足し合わせで近似可能である点に因るところが大きいと推察される。

オンボードで OIT 劣化推定をおこなう場合、主劣化要因であるエンジン油温、NO_x 濃度、未燃燃料濃度の情報をセンサや推定値から精度良く取り出す技術が要求される。また、正確に OIT 推定をおこなうには、使用油種が判別できることが望ましい。油種ごとの OIT 初期値、閾値、劣化係数などの持ち替えで、より精度の高い推定が可能となる。

これらの技術や運用方法の組み合わせにより、さらに精度良く OIT を推定することができ、環境保護とエンジン保護の両立への可能性が広がると考えられる。

7. まとめ

本報告では、エンジン油の劣化指標である OIT はスラッジ発生と強い相関関係があることを見出した。エンジン油の単体試験、および台上試験より、OIT 劣化の一般式化を考案した。この一般式は、実車での OIT 劣化を精度良く推定できた。今回提案した一般式を用い、オンボード型の OIT 劣化推定システムの構築が実現可能であることを示した。

謝 辞

研究を進めるにあたり、エンジン油分析手法の確立と実施にご協力を頂いた昭和シェル石油株式会社、Shell Global Solutions の皆様に謝意を表します。

参考文献

- (1) 鈴木和彦：使用済み潤滑油リサイクルの動向，トライボロジスト，Vol.51, No.4, p.282-287(2006)
- (2) 五十嵐仁一：エンジン油の長寿命化に対する理論的取り組み，日石三菱レビュー，Vol.41, No.2, p.20-30(1999)
- (3) 田中正之：自動車用エンジン油の劣化とオイル交換時期，PETEROTECH, Vol.12, No.12, p.992-997(1989)
- (4) 森谷浩司，川村益彦：エンジン油スラッジシミュレータとその応用，豊田中央研究所R&Dレビュー，Vol.28, No.1, p.35-41(1993)
- (5) Schwartz, S.E., Smolenski, D.J.: Development of an Automatic Engine Oil-Change Indicator System, SAE Paper, 870403(1987)
- (6) Mahoney, L.R., Korcek, S.: The Effect of Fuel Combustion Products on Antioxidant Consumption in a Synthetic Engine Oil, Ind. Eng. Chem. Prod. Res. Vol.19, p.11(1980)
- (7) Korcek, S., Mahoney, L.R.: Mechanism of Anti oxidant Decay in Gasoline Engines: investigation of Zinc Dialkylthiophosphate Additives, SAE Paper, 810014 (1981)

- (8) 相川孔一郎, 丸山 雅司: エンジンオイル劣化モニタシ
ステムにおける塩基価推定手法の研究, Honda R&D
Technical Review, Vol.18, No.2, p.176-181
- (9) 桜井俊男編: 石油製品添加剤, 幸書房, p.509(1973)
- (10) 岡部平八郎, 大勝靖一: 石油製品添加剤の開発, シー
エムシー出版, p.174(1998)
- (11) Method to evaluate oxidation life of used engine oils,
Research Disclosure Journal, Research Disclosure
Database Number 510074
- (12) Sagawa,T., Nakamura,K.: Study of Fuel Dilution Direct-
Injection and Multipoint Injection Gasoline Engines, SAE
Paper, 2002-01-1647(2002)

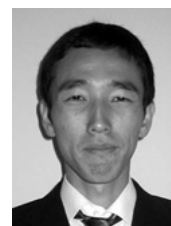
■著 者■



奥山 庸介



相川孔一郎



星川 渉



丸山 雅司

適応演算を用いた筒内圧検出システムの開発

Development of Cylinder Pressure Measurement System Using Adaptive Calculation

山 本 裕 司*

Yuji YAMAMOTO

小 原 正 徳*

Masanori OHARA

赤 崎 修 介*

Shusuke AKAZAKI

水 野 隆 英*

Takahide MIZUNO

要 旨

内燃機関の燃焼圧力を、比較的安価な多結晶圧電素子で、リアルタイムに計測可能なシステムを構築した。燃焼状態が全運転領域で計測でき、失火検知を高精度におこなえることを、量産車の運転試験において実証した。これまで、多結晶圧電素子は比較的安価ではあるものの、使用環境下での温度特性や耐久劣化などによる出力変化が大きく、量産エンジンへの適用が困難とされてきた。そこで本研究では、センサ出力のばらつきを各要素別に明確にするとともに、適応演算を用いて規範となるモータリング時の推定圧力に一致するように補正パラメータを同定し、温度特性の変化や出力劣化による変化が生じて、安定した筒内圧力を計測可能にした。

ABSTRACT

This paper discusses the development of a system enabling real-time measurements of combustion pressure in an internal combustion engine, using a comparatively low-cost polycrystalline piezoelectric element. Tests conducted using a mass production vehicle showed that by using the measured cylinder pressure, the status of combustion could be measured across the entire range of driving conditions, enabling misfires to be precisely detected. To date, despite their comparatively low cost, the use of piezoelectric elements in mass production vehicles has represented a challenge, because the temperature characteristics of the elements in the use environment, age degradation, and other factors may cause variations in output. This research therefore studied the variation in sensor output in terms of each causal factor. In addition, adaptive calculations were performed to enable the identification of corrective parameters to be used, to match the measured cylinder pressure to estimated reference pressures for vehicle operation, thus enabling stable cylinder pressures to be measured, even if temperature characteristics change or the output deteriorates.

1. まえがき

近年、環境問題がクローズアップされる中、自動車用ガソリンエンジンに、さらなる排ガスの清浄化及び燃焼効率の向上が要求されている。従来のガソリンエンジンでは、触媒の性能を最大限に利用するために、空燃比を高精度に制御するのが一般的であった。さらに制御性を向上するためには、燃焼効率を向上させ、燃焼状態を最適に保つことがもとめられる。そのためには、リアルタイムに各気筒の燃焼状態を計測する筒内圧センサが必要となってくる。しかし、このセンサは、量産化への技術的難易度は高く、長年研究され

ているが、一部を除いて量産化には至っていない^{(1)・(4)}。最近では、構造がシンプルな圧電素子タイプを中心に、ディーゼルエンジンへの適用研究もおこなわれている^{(5)・(6)}。

圧電素子は、大きく単結晶と多結晶の二つに分類される。単結晶圧電素子は、温度特性にすぐれ、低温から高温までのエンジン運転領域で安定した出力が得られる利点があるが、比較的高価であるため、量産エンジンのセンサとしては適していなかった。一方、多結晶圧電素子は、比較的安価ではあるが、温度変化に対し大きく感度に変化する特性を持っている。そのため、温度使用範囲が210℃(-40℃-170℃)を越える自動車用エンジンの筒内圧センサとしては安定し

*四輪開発センター

た出力を得るのが困難であった。

そこで本研究では、多結晶圧電素子の感度変化をソフトウェアにて補正する適応演算型の感度補正手法を考案し、リアルタイムに燃焼状態をモニタ可能とする手法を開発した。これにより多結晶圧電素子を用いて、量産エンジンに適用しても安定した筒内圧力の測定が可能となった。

2. システム構成

2.1. テストエンジン

システム開発には、US 仕向けの ACCORD 3.0 L V6 エンジンを用いた。Table 1 にエンジン諸元を示す。

2.2. 筒内圧センサ

Fig. 1 に示すように、筒内圧センサは、プラグとヘッドの間に共締めする構造とした。その構造を採用したことにより、量産エンジンのバルブ構造を大幅に変更する必要がなくなり、汎用性の高いセンサとなった。

Fig. 2 にセンサ構造を示す。基本構成は、圧電素子を筒状のハウジングに組み込み、ヘッドとプラグ間のひずみをセンシングする簡素な座金構造とした。圧電素子の片方の電極は、センサハウジングにそったターミナルを通して、外部に結線される。この構造により、エンジン組立工場では、

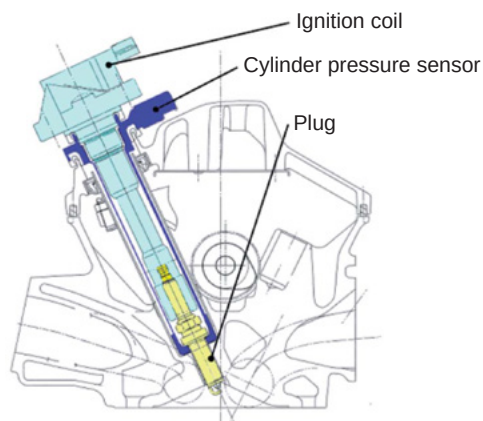


Fig. 1 Installation of cylinder pressure sensor

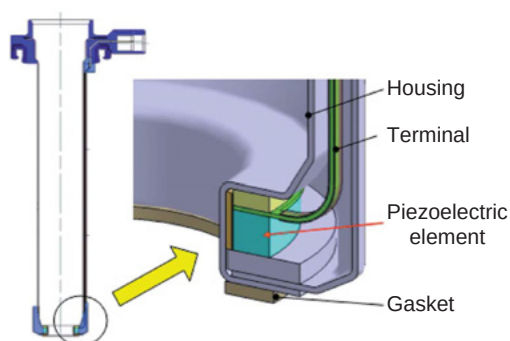


Fig. 2 Cylinder pressure sensor structure

Table 1 Engine specifications

Engine type	V6
Displacement (cm ³)	2997
Bore × stroke (mm)	86 × 86
Compression ratio	10.0
Valve train	24-valve SOHC VTEC
Fuel	Regular unleaded

プラグ組み付けの作業性を損なわずに、センサを組みつけることが可能となった。

筒内圧の検出原理を、Fig. 3 に示す。燃焼圧が発生すると、その圧力に応じて、プラグを押し上げる方向のひずみが発生する。このひずみはプラグを伝播しセンサに到達する。このひずみにより、センサに内蔵した圧電素子に加わっている圧力が変動し、圧電素子は ΔL 微小変形する。その変形により、圧電素子両端で電荷の移動が生じ、その電荷の変化量を検出し、チャージアンプにより電圧へ変換して筒内圧を検出する (Fig. 4)。

2.3. システム構成

システムの構成は、筒内圧センサの信号を高速でリアルタイムに演算処理するため、筒内圧ユニットを新たに開発

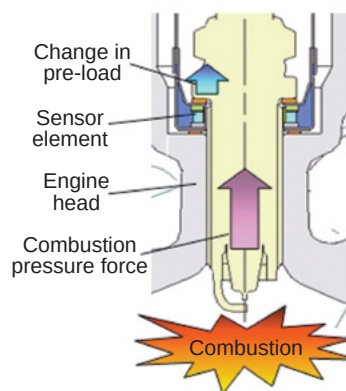


Fig. 3 Pressure sensing mechanism

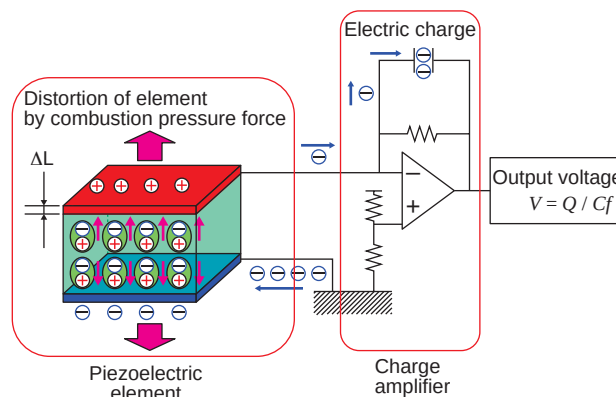


Fig. 4 Function of charge amplifier

し、Engine Control Unit(ECU)に Controller Area Network (CAN)でデータ転送する構成とした。システム構成を Fig. 5 に示す。

筒内圧ユニット内部では、センサ素子の電荷変化をチャージアンプで電圧に変換し、ADコンバータでデジタル信号に変換した後、Central Processing Unit(CPU)に取り込んでいる。また、クランクパルスとシリンダパルスを基にCPU内部でクランク角度を演算し、各クランク角での筒内圧を演算している。今回のプロトタイプユニットでは、100 MHz の CPU を用い、AD コンバータは、50 kHz サンプルリングとした。その結果、回転領域ではレッドゾーンの6800 rpm 回転以上の回転まで、クランク角 1 deg ごとに筒内圧の測定が可能となった。

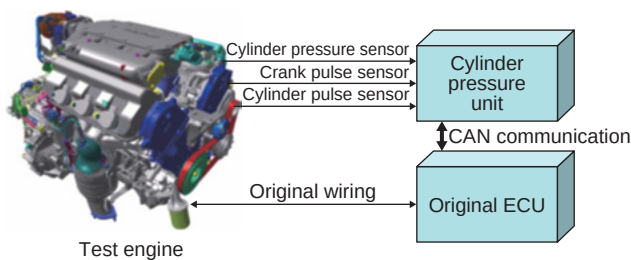


Fig. 5 System configuration for cylinder pressure sensing

3. 適応演算を用いたセンサ出力補正

3.1. センサ感度ばらつき

チタン酸鉛(PbTiO₃)の基本的な特徴として、一般的な多結晶圧電材と同様にペロブスカイト型の結晶構造を持ち、結晶の非対称変位により圧電性(強誘電性)を発現させている。また、圧電定数及び比誘電率が温度上昇と共に比較的大きく増加し、キュリー点付近では急激に増加する。すなわち、温度変化に対する感度特性の変化及び、焦電性が高いことを示している。自動車エンジン用の筒内圧センサとして使用するためには、その他さまざまな変化要因及び、特性劣化要因とその範囲を明確化する必要がある。そこで要因ごとに分け、耐久性を含め、使用環境下でのセンサ感度ばらつきを明確にした。

(1) 初期ばらつき

量産出荷時のばらつき。素子の固体ばらつきや、ケース形状、プレス成型時の荷重ばらつきによる。

(2) 軸力特性

プラグ組み付け時のトルクばらつきや、ねじ部のなじみにより変化する。

(3) 温度特性

温度の変化により圧電定数が変化する。多結晶の圧電素子では、この温度依存性が量産化の壁となっていた。

Table 2 Sensor variation

Initial variation	2500 pC/MPa	±27% *
Axial tension characteristics	Maximum axial tension	+2% *
	Minimum axial tension	-25% *
Temperature characteristics	170 °C	+160% *
	-40 °C	-35% *
Engine revolution characteristics	3000 rpm or more	-44% *
Durability degradation	550000 mile	-30% *

* 3σ variation

(4) ねじ部回転数特性

プラグとヘッドのねじ隙間に入る燃焼圧が、低回転と高回転では変化し、その結果、感度特性が変化する。プラグによる共締め構造としたため、この影響を考慮しなければならない。

(5) 耐久劣化

圧電素子の劣化は、電氣的劣化(圧電性の劣化)と機械的劣化(素子破壊)に大きく分けられるが、機械的劣化については、耐圧での保証とし、電氣的劣化については、環境条件、耐用年数から劣化をもとめた。

3.0 L V6 エンジンでの各ばらつきを Table 2 に示す。それぞれのばらつきは、3 σ で算出した。

センサ出力の増加側を積上げると、

$$\begin{aligned}
 V_{out} &= a \times b \times c \times d \\
 &= 2500 \times 1.27 \times 1.02 \times 2.6 \\
 &= 8420
 \end{aligned} \quad (1)$$

a : 初期値センタ b : 初期上限係数
 c : 軸力上限係数 d : 温度特性上限係数

減少側を積上げると

$$\begin{aligned}
 V_{out} &= a \times e \times f \times g \times h \times i \\
 &= 2500 \times 0.73 \times 0.75 \times 0.65 \times 0.56 \times 0.7 \\
 &= 368
 \end{aligned} \quad (2)$$

a : 初期値センタ e : 初期下限係数
 f : 軸力下限係数 g : 温度特性下限係数
 h : 回転数特性係数 i : 耐久劣化係数

上記式(1)、式(2)の計算結果のように、センサ感度は、368 pC/MPa から 8420 pC/MPa まで変化するので、20 倍以上の感度変化を補正しなければならない。

また、センサの温度が変化すると、圧電定数(感度)の変化だけでなく、比誘電率も変化する。すなわち焦電効果により温度変化でチャージアンプ出力電圧がドリフトする。

この特性を補正するために、Fig. 6 に示すとおり、吸気 TOP でセンサ出力をリセットし、リセット前後の電圧値をモニタし、その傾きを補正することで対応した。

3.2. 適応演算によるセンサ出力補正

多結晶圧電素子の感度特性のばらつきが明確になったので、その感度補正に適応演算を用いリアルタイムに計測する手法について説明する。

一般的にエンジンの筒内圧力センサとして用いられている単結晶圧電素子のキスラ社製センサ(type 6052B)を基準センサとし、基準センサと等しい出力を得る。

センサ出力補正手法の概要を Fig. 7 に示す。

- (1) エンジンの運転状態から、シリンダ内圧力を計算式により求める (P_{model})。
- (2) エンジンのモータリング時の圧力を基準センサより求め、計算で求めたシリンダ内圧を基準センサと一致するように、補正係数で合わせ規範となるモータリング圧力を推定する (P_{modelk})。
- (3) 圧縮行程中の圧力は、燃焼状態が変わっても変化しないことより、(2)で求めた規範モータリング圧力を用いて、センサ信号を適応演算でリアルタイムに補正し、クランク角ごとのシリンダ内圧を得る。

それぞれの項目を詳細に説明すると

- (1) エンジンの運転状態から、エンジンモデルを演算する。
エンジンの構造より、クランク角度とピストン位置は Fig. 8 に示すとおりであり、式(3)で表される。

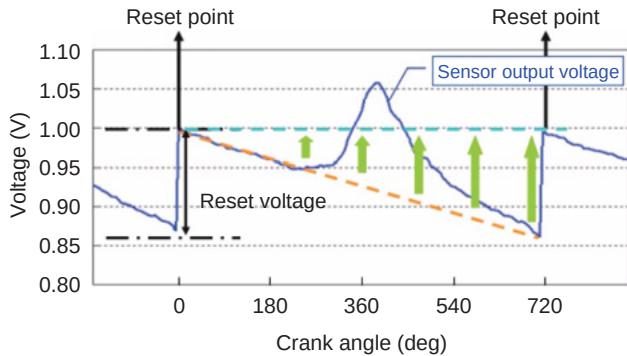


Fig. 6 Reset timing of sensor signal and signal correction

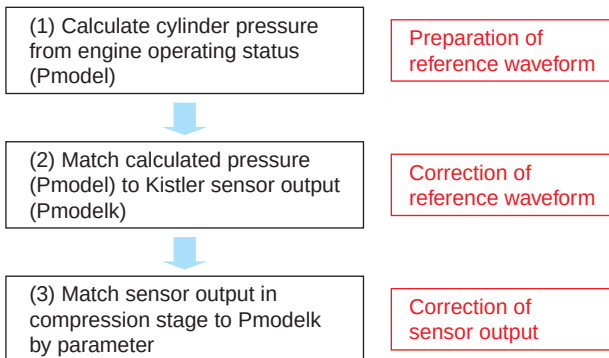


Fig. 7 Method of sensor signal correction

$$x = r \left\{ (1 - \cos \theta) + \lambda - \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \theta} \right\} \quad \because \lambda = l/r \quad (3)$$

従って、シリンダ内の容積 V は式(4)で表される。

$$V = V_{dead} + A_{pstn} \cdot r \left\{ (1 - \cos \theta) + \lambda - \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \theta} \right\} \quad (4)$$

V_{dead} : 死容積 A_{pstn} : ピストン TOP 面積

圧力 P は、気体の状態方程式より式(5)で表される。

$$P = GRT / V \quad (5)$$

G : 吸入空気量 R : 気体定数

T : 吸入空気温度

気体温度は、断熱圧縮より体積 V に応じて変化するため、式(6)となる。

$$P_{model} = GR \frac{T_1}{(V_2/V_1)^{k-1}} / V \quad (6)$$

- (2) 物理モデルと実際に測定した圧力には、気体の分子間力の影響により一致しない。そこで、あらかじめ基準センサで計測した筒内圧力と前述のモデル式が合うように補正項 K_0 , C_0 を用いて補正する。補正後のモデル式は式(7)となり、補正後の P_{modelk} は、基準センサ出力と一致する。比熱比 k は、1.330 を使用した。

$$P_{modelk} = GR \frac{T_1}{(V_2/V_1)^{k-1}} / V \times K_0 + C_0 \quad (7)$$

K_0 , C_0 の補正係数は、Fig. 9 に示すとおり、エンジン回転と吸入空気量のマップとして設定する。

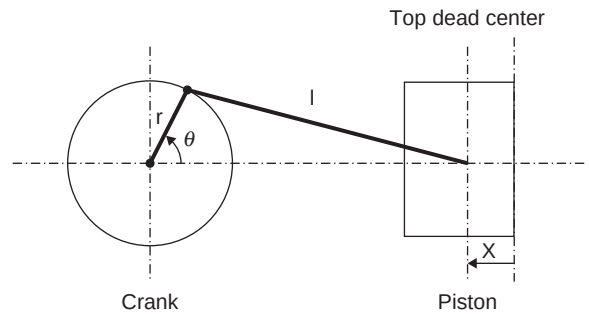


Fig. 8 Crank angle and piston geometry

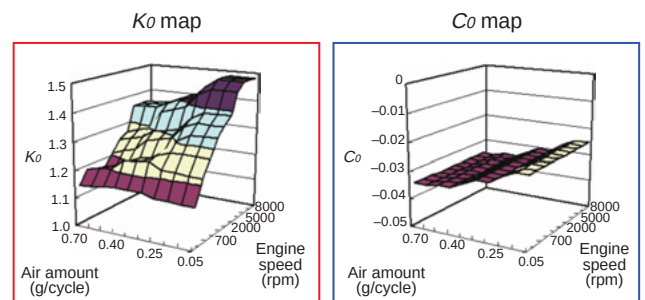


Fig. 9 K_0 , C_0 mapping result

(3)実際に得られたセンサ出力を、エンジンモデル式に同定する手法を説明する。燃焼状態に関係なく、圧縮行程中の圧力はエンジンモデルと一致することを利用し、圧縮行程中の波形をモデル式に合うように同定する。これは、所定の圧縮行程区間の P_{modelk} と計測された筒内圧 P の誤差が式(8)を用いてエラーが最小になるように、最小二乗法を用いておこなう。すなわち、 $P_{modelk} - P \approx 0$ となるように誤差関数 a と b について偏微分し $a = K_1$, $b = C_1$ を導く。

$$\begin{pmatrix} \sum Y(i) \times X(i) \\ \sum Y(i) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sum X^2(i) & \sum X(i) \\ \sum X(i) & n \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a \\ b \end{pmatrix} \quad (8)$$

$$a = K_1 = \{n \times \sum Y(i) \times X(i) - \sum X(i) \times Y(i)\} / DET \quad (9)$$

$$b = C_1 = \{-\sum X(i) \times \sum Y(i) \times X(i) + \sum X^2(i) \times \sum Y(i)\} / DET \quad (10)$$

従って、補正後の筒内圧 P は式(11)で表される。

$$P = P' \times K_1 + C_1 \quad (11)$$

4. 実車テスト結果

50 mph 走行時の燃焼100サイクルの波形を Fig. 10, Fig. 11 に示す。エンジン回転は、1500 rpm、吸気管内圧力は、43 kPa である。Fig. 10 は、センサ感度 2000 pC/MPa 品で、Fig. 11は、380 pC/MPa品である。演算で求めた P_{modelk} は、同じ値を示しているが、380 pC/MPa 品は、感度が低

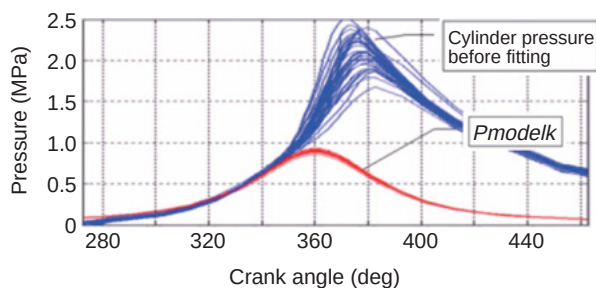


Fig. 10 Cylinder pressure before fitting (Sensor sensitivity: 2000 pC/MPa)

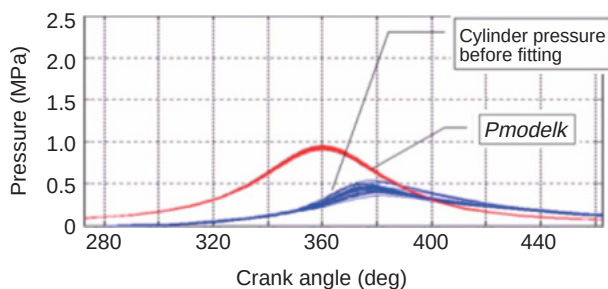


Fig. 11 Cylinder pressure before fitting (Sensor sensitivity: 380 pC/MPa)

いため、得られた筒内圧力が低い結果となっている。

実際に補正をおこなった結果、圧縮行程中の波形を規範モータリング圧力に同定すると、Fig. 12, Fig. 13 となる。圧縮行程中のセンサ圧力は同定前では、圧力が規範圧力にたいしてばらついているが、同定後は、圧縮行程中の波形が規範波形と一致していることがわかる。また、380 pC/MPa 品も補正係数 K_1 で持ち上げられ、2000 pC/MPa と同等の出力が得られる。同定区間は、吸気上死点後 284 deg から 340 deg 区間とした。

実車の運転状態の違い、センサ感度の違いでも同様にリアルタイムに補正が可能である。そこで、センサ感度を600, 1100, 2000 pC/MPa の3種類で、エンジン回転(500 rpm - 4000 rpm)、エンジン負荷(吸気管圧力 20 kPa - スロットル

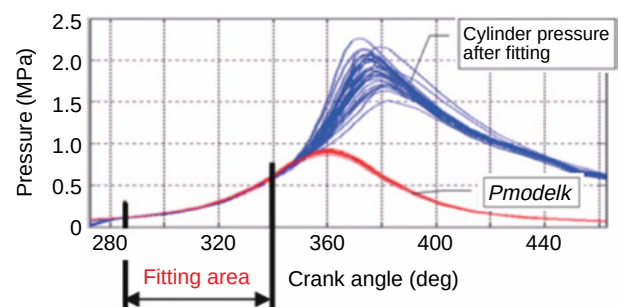


Fig. 12 Cylinder pressure after fitting (Sensor sensitivity: 2000 pC/MPa)

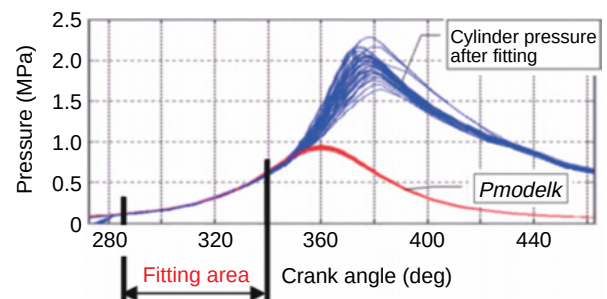


Fig. 13 Cylinder pressure after fitting (Sensor sensitivity: 380 pC/MPa)

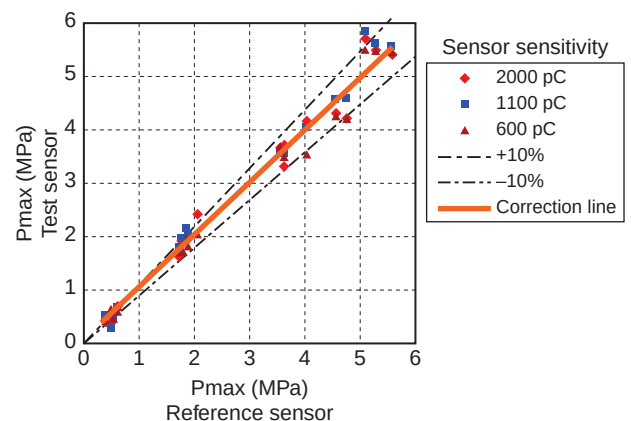


Fig. 14 Pmax comparison between test sensor and reference sensor

全開)の運転条件での、基準センサ出力と本システムで取得した Pmax(最大筒内圧)を比較すると Fig. 14 の通りとなる。基準センサに対して、10%の誤差でデータを取得することができた。

5. 失火検知への応用事例

従来の量産車においては、クランクの角速度変化により、失火を測定しているが、この手法だと気筒数の多いエンジンや、各気筒の燃焼期間が他気筒の燃焼期間と重なるような不等間爆発のエンジンにおいては、失火検出のクライテリアの設定が困難であり、多大な工数がかかる。このような場合においても、本システムでは、各気筒の燃焼毎の筒内圧が判るため、外乱による誤判定も無く安定した失火検知が可能である。Fig. 15に示すとおり、筒内圧は通常燃焼時は燃焼に伴い圧力が上昇するが、失火時は、規範モータリング圧力と一致する。

この特性を利用することにより、燃焼状態がモニタできる。すなわち、式(12)に示すとおり、燃焼区間の筒内圧波形と規範モータリング圧力波形の比を積分することにより失火状態が判定できる。燃焼時は比の積分値が1より大きく、失火時はモータリング圧力となるため、1となる。

$$\text{燃焼区間積分比} = \int \frac{P(\text{Cylinder pressure})}{P(P_{\text{modelk}})} \quad (12)$$

この結果、低温、高温及び、高地環境下で 100%の失火検知性が確保できた。このように安価なセンサを使用した失火検知の実車適合性を証明できた。

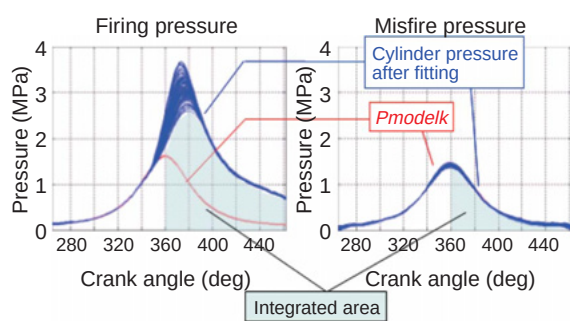


Fig. 15 Difference between firing pressure and misfire pressure

6. まとめ

量産適用可能な多結晶圧電素子を用いて、筒内圧をリアルタイムに計測可能なシステムを構築できたので、筒内圧センサの量産化へ向けた技術の見通しが得られた。

本研究を通じて以下の知見が得られた。

- (1) センサ感度のばらつきを明確にし、その感度変化を自動で補正する適応演算手法を確立した。
- (2) リアルタイムに計測した筒内圧力を用いて、量産車の運転試験において、容易に正確に失火検知がおこなえることを実証した。

今後、他の制御への適用範囲を広げるためには、精度向上が必須であり、さらなる研究が必要である。

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(2006)
- (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(2006)
- (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(2004)

■ 著 者 ■



山本 裕 司



赤 崎 修 介



小 原 正 徳



水 野 隆 英

リンクバイリンク法による オイルポンプチェーン挙動シミュレーション

Dynamic Simulation of Oil Pump Chain Using Link-by-link Method

高 岸 広*

Hiroshi TAKAGISHI

六 車 和 人*

Kazuto MUGURUMA

長久保 篤 史**

Atsushi NAGAKUBO

高 橋 信 晴*

Nobuharu TAKAHASHI

要 旨

エンジンのオイルポンプチェーン荷重を精度良く予測するシミュレーション技術を確認した。確認にあたってチェーンに発生する遠心力と慣性力を考慮できることと、弦振動が大きいブレードテンショナから油圧テンショナを用いたシステムまでチェーン荷重予測ができることを主眼とした。そのためチェーンは1リンクを一つの質点に置き換え、その間をスプリングで連結するリンクバイリンクモデルとした。この研究によりオイルポンプチェーンシステムの特徴が明らかになり、オイルポンプチェーンの挙動と荷重を高い精度で予測することが可能となった。

ABSTRACT

Simulation technology for predicting load on the oil pump chain of engines with high accuracy was established. In the development of this technology, attention was focused on the ability to take into consideration the centrifugal and inertial forces that occur in the chain, and the ability to predict the chain load from the blade tensioner, which undergoes large transversal vibration, to the system, which uses a hydraulic tensioner. To this end, a link-by-link model in which one link is replaced by one mass and adjacent masses are joined to each other by a spring was developed. As a result of this research, the features of the oil pump chain system were clarified, and the behavior of the oil pump chain, as well as the load on it, were able to be predicted with a high degree of accuracy.

1. まえがき

耐久性やコンパクト化のニーズからエンジン内部の回転軸を連結する手段として、チェーンシステムが採用される事例が近年増加している。そのひとつとして、オイルポンプおよびバランスとクランクシャフトを連結するオイルポンプチェーンがある。運転時このチェーンには大きな荷重変動が発生する。チェーン荷重の原因は、ガソリンの燃焼による爆発力とピストンの往復運動による慣性力が引き起こすクランクシャフトの回転変動が挙げられる。この変動は、安定した回転速度の伝達を妨げ、チェーンの磨耗や騒音を引き起こす。このような問題を防止するため、チェーンにテンショナで張力を与え、ガイドで走行経路を制限している。これらテンショナは、油圧を用いる方式とスプリングを用いる方式に大別される。

Fig. 1に油圧テンショナを使用したオイルポンプチェーンシステムを示す。油圧方式は、支点を中心に回転するアーム

先端を油圧式テンショナで押さえるシステムである。この方式は、確実にチェーンの弦振動を防いでくれる一方で、作動油の供給経路が必要であることや構造が複雑で高価である。

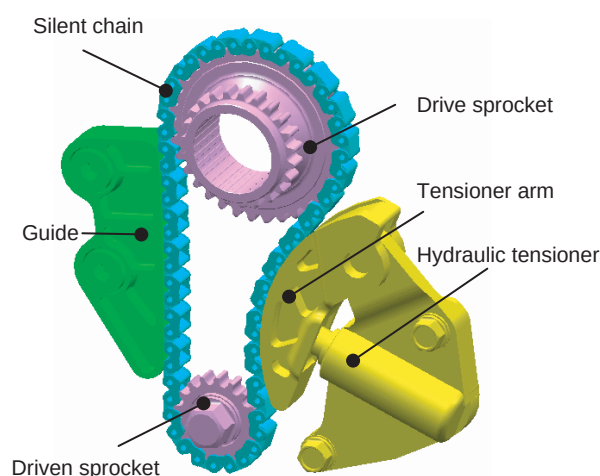


Fig. 1 Chain system with hydraulic tensioner

* 四輪開発センター

** (株)ピーエスジー

一方スプリング方式は、スプリングのみで予張力をあたえる方式で構造が簡単で低コストである。なかでもブレードテンショナは、ガイドとテンショナの機能を兼ね備えたスプリング方式のテンショナである。Fig. 2にブレードテンショナを使用したオイルポンプチェーンシステムを示す。ブレードテンショナは、樹脂製のガイドにはめられ予荷重を与えられた複数の金属製板ばねで構成される。Fig. 3に示すように支点に固定された板ばねが回転しながらたわみチェーンの弦振動を抑える。経済的観点からブレードテンショナを採用するケースが増えている。ところが、近年燃費向上のための燃焼圧力高圧化やピストン軽量化から低回転域でのクランクシャフト回転変動が増大している。その結果チェーン張力変動が大きくなり、ブレードテンショナがオイルポンプチェーンを保持できない事例が発生している。そこでブレードテンショナの適用限界を予測できるシミュレーションが必要となっている。

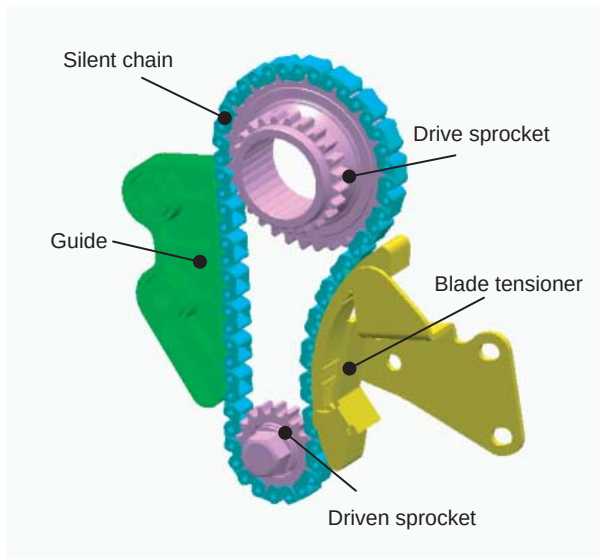


Fig. 2 Chain system with blade tensioner

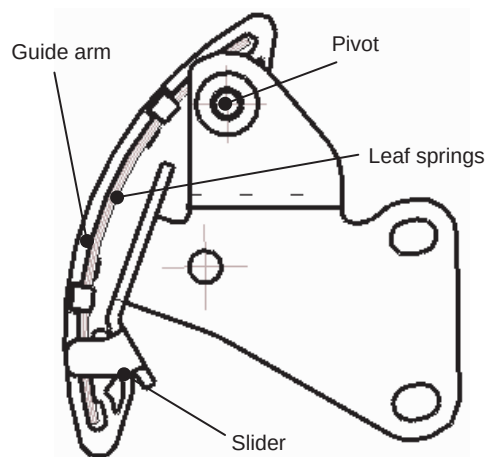


Fig. 3 Blade tensioner

Table 1 General specifications of verified engine

Engine type	Liquid-cooled 4-cylinder turbocharged engine
Displacement	2300 cm ³
Camshaft number	2
Number of valves	Intake: 2 Exhaust: 2
Valve system	VTEC
Maximum torque	353 Nm / 4500 rpm
Maximum power	179 kW / 6000 rpm
Balancer drive system	6.35-mm pitch silent chain with blade tensioner

2. 従来シミュレーションの課題と対応

これまでタイミングベルトやチェーンの挙動荷重シミュレーションは、縦振動モデルを用いた手法⁽¹⁾⁻⁽³⁾が一般的に使用されてきた。しかし従来の手法では、オイルポンプチェーン荷重予測するには以下の懸案がある。

- (1) ブレードテンショナを用いる場合に発生するチェーンの弦振動を再現できない。
- (2) チェーンの色度が速いオイルポンプチェーンでは遠心力がチェーン荷重に付加されるが、縦振動モデルはこれを再現できない。
- (3) チェーン荷重によりブレードテンショナは大きく変形するが、縦振動モデルはこの挙動を再現できない。

そこで本研究では、これら懸案を解決できるリンクバイリンクチェーンモデル、複数のはり要素からなるブレードテンショナモデルおよび油圧テンショナモデルを構築する。これによりチェーンの弦振動を再現するのみならず、遠心力、慣性力、スプロケットとのかみ合いの影響まで考慮できるシミュレーション手法を確立する。この手法を用いてチェーンの挙動と荷重を高い精度で予測し、オイルポンプチェーンシステムの特徴を明らかにする。

3. チェーンシステムのモデル化

3.1. チェーン

シミュレーションの検証には、排気量2300 cm³直列4気筒ターボ過給ガソリンエンジンを使用する。エンジンの概要をTable 1に示す。使用されているチェーンは、6.35 mmピッチのサイレントチェーンである。リンクバイリンク法^{(4), (5)}は、チェーンの弦振動を捕らえるため2次元モデルで構築する。モデル化にあたりチェーンの1リンクを一つの質点に置き換える。これら質点は、水平垂直の並進と回転ができる自由度を持ち、ピンの位置に連結点が二つある。隣接するリンクをつなぐため、この連結点に回転可能なばねおよび減衰要素が定義されている。また、各リンクには背面お

よび歯形形状が定義されており、ガイドと接触しスプロケットとかみ合うことができる。このチェーンモデルを Fig. 4 に示す。

3.2. ブレードテンショナ

ブレードテンショナモデルを Fig. 5 に示す。ブレードテンショナは、分割された複数の質点とこれらを結ぶ要素でモデル化されている。これら質点は、チェーン同様の3自由度を持つ。質点の分割数は5とした。これはチェーンとの接触の滑らかさ、再現できる共振モード数、支点やスライド部の設置等を考慮し決定した。曲げ変形が考慮できるはりタイプの板ばねと減衰要素で各質点間は連結される。このように連結された質点の上端部に連結点を設け回転できるよう保持し、下端部にはホルダとスライドする接触要素を定義している。これによりシミュレーションはブレードテンショナの変形を実機同様再現できる。さらに各質点にはチェーンをガイドするプロファイルが定義されており、チェーンに張力をあたえることができる。また、プリロードは、はりに曲げ荷重が加わっていない状態での曲率を変えることで設定している。実機同様にプリロードを高くした場合は曲率を小さく、逆に低くしたい場合は曲率を大きく

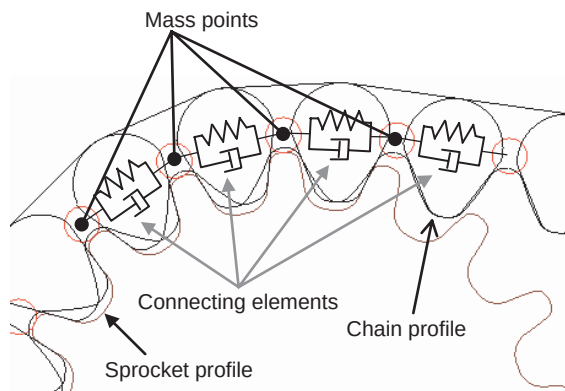


Fig. 4 Ling-by-link model

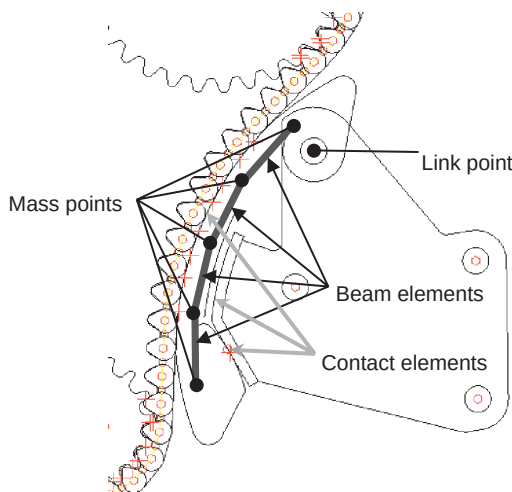


Fig. 5 Blade tensioner model

くする。このように設定したブレードテンショナの剛性とプリロードの妥当性は、準静的な負荷テスト結果と比較し検証する。テスト方法の概略を Fig. 6 に示す。治具に拘束されたテンショナ中央部をプランジャで押し、そのときの荷重と変位量を測定する。また、シミュレーションモデルも同様の条件で計算をおこなう。測定とシミュレーション結果の比較を Fig. 7 に示す。この結果が示すように、ブレードテンショナは高いヒステリシス特性をもっていることがわかる。これは各しゅう動部に摩擦要素を付加することで再現した。支点を中心に回転すると、同時に自らもたわむブレードテンショナが示すヒステリシスと荷重特性を十分な精度で再現できていることがわかる。

3.3. 油圧テンショナ

油圧テンショナを Fig. 8 に示す。可動するアーム先端に油圧テンショナが配置され、チェーンの動きを規制している。このテンショナをプランジャ、スプリング、高压室オイルとテンショナボデーの連成振動モデルに置き換える。プランジャとテンショナボデーの間にメインスプリングと高压室モデルを配置し、空気の混入によるオイルの非線形体積弾性率も考慮している。また、オイル吸入用のチェックバルブが高压室モデルに組み込まれている。オイルの排出はピストンとハウジングの隙間より洩れる分に加え、リリーフバルブによる排出もモデル化した。リリーフバルブはプランジャに内蔵されており、プランジャは式(1)に、リリーフバルブは式(2)に示す荷重バランスで作動する。

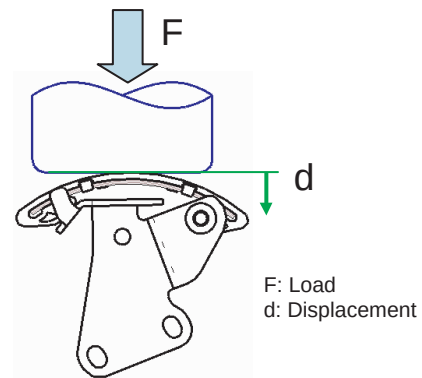


Fig. 6 Static load test of blade tensioner

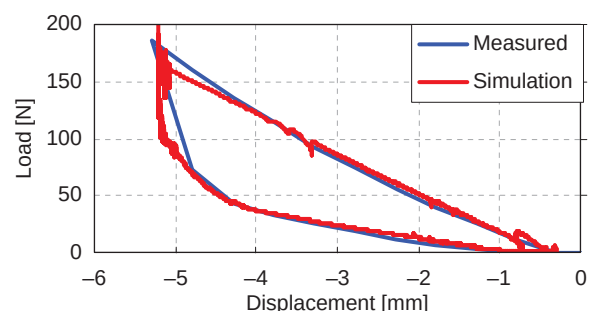


Fig. 7 Static stiffness of blade tensioner

$$F_p = M\ddot{X} + C\dot{X} + KX + PS + F_{pr} + c\dot{x} + kx + f_{pr} \quad (1)$$

$$Ps = m\ddot{x} + c\dot{x} + kx \quad (2)$$

F_p : プランジャ荷重

X : プランジャ変位

M : プランジャ重量

C : プランジャ, ボデー間粘性減衰

K : メインスプリング剛性

P : 高压室圧力

S : プランジャ受圧面積

F_{pr} : メインスプリング予荷重

x : リリーフバルブ変位

c : リリーフバルブ, プランジャ間粘性減衰

k : リリーフバルブスプリング剛性

f_{pr} : リリーフバルブスプリング予荷重

s : リリーフバルブ受圧面積

m : リリーフバルブ重量

また, リリーフバルブ作動時の圧力損失は式(3)を用いて近似する.

$$\Delta p = \frac{\xi \rho}{2} \left(\frac{Q}{\pi d l} \right)^2 \quad (3)$$

Δp : 圧力損失

ξ : 損失係数

ρ : 密度

Q : 流量

d : バルブシート直径

l : バルブリフト

このように作成したモデルは, 油圧加振機で単体加振テストを実施し精度の検証をおこなっている⁽¹⁾.

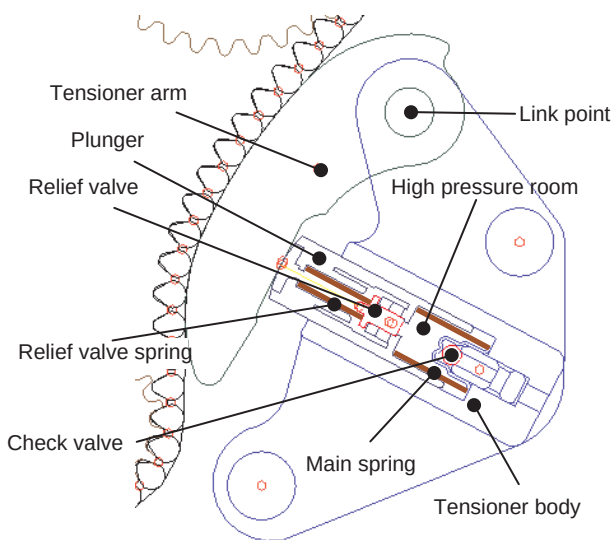


Fig. 8 Hydraulic tensioner model

4. チェーンシステムの共振周波数特性

シミュレーションモデルの精度検証にあたり, チェーンの動特性を支配するチェーンシステムの共振周波数を確認する. オイルポンプスプロケットにステップトルクを加えたときの回転変動を周波数分析することで共振周波数を同定する. Fig. 9 にその結果を示す.

油圧テンショナシステムの共振周波数が 186 Hzにある. チェーン剛性とバランサ, ポンプのイナーシャより計算される値⁽⁶⁾とこの共振周波数は一致しており, リンクバイリンク法はチェーンシステムの共振周波数特性を再現していることがわかる. これに対しブレードテンショナシステムの共振周波数は 133Hz と低い. 原因としてブレードテンショナの剛性が油圧テンショナの剛性より低いことが挙げられる. 油圧テンショナの場合, テンショナ剛性がチェーン剛性より高い. そのため緩み側チェーンが剛体メンバとなり, 張り側チェーンと一緒に固有振動を支配する. これに対して, ブレードテンショナではテンショナ剛性がチェーン剛性より低い. そのため緩み側チェーンは常にチェーン荷重が低く剛体メンバになれず, 張り側のチェーン剛性とバランサ, オイルポンプの慣性で決まる固有振動数がチェーンシステムの挙動を支配する⁽⁶⁾.

このようにブレードテンショナを使った場合, 見かけのチェーン剛性が 1/2 倍となり, 共振周波数は油圧テンショナの $\sqrt{1/2} = 0.7$ 倍となる.

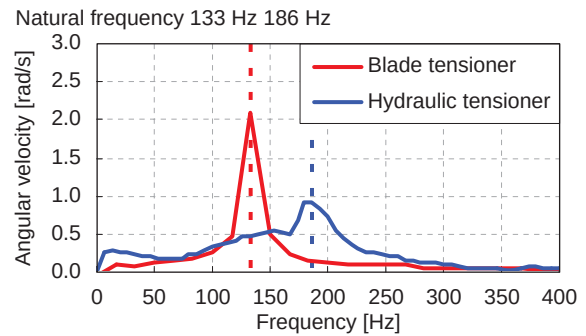


Fig. 9 Step response of chain system

5. チェーン荷重による動特性検証

5.1. 遠心力

運転状態でのチェーン荷重を再現するため, クランクシャフト, チェーン, バランサシャフトを連結したモデルを構築する. Fig. 10にランブマスシミュレーションモデルを示す. チェーンはクランクシャフトとバランサシャフトの間に巻かれ動力を伝達する. 2本のバランサシャフト間にはギヤ反力とバックラッシを考慮しているギヤ要素で連結する. クランクシャフトモデルには, ピストンコンロッドが連

結され、実機同様に指圧で駆動される。またクランクシャフトモデルは、回転だけを考慮するトーショナルモデルとしている。これはチェーン荷重変動を支配しているのがクランクシャフトの回転変動であることから、精度上問題ないと判断し曲げ変形を無視し簡略化する。

オイルポンプチェーンはタイミングチェーンに比べクランクシャフト上のスプロケットピッチ円半径が大きくチェーンの周速度が速い。オイルポンプチェーンは高回転側で回転変動が少ない代わりにチェーンの遠心力が大きく、その荷重を予測するうえで遠心力の影響を確認する必要がある。そこでリンクバイリンクモデルが遠心力の影響を再現できるか検証する。回転変動を与えずに回転数のみを増加した時のチェーン荷重のシミュレーション結果をFig. 11に示す。チェーン荷重は回転数の増加に伴い放物線状に増加する。7000 rpmでのチェーン荷重は、1000 rpmのチェーン荷重に対し 200 N増加している。これを理論式の結果と比較する。遠心力によるチェーン荷重の増加は、以下の式(4)で表される⁽⁷⁾⁻⁽⁹⁾。

$$F_f = mv^2 \quad (4)$$

F_f : 遠心力によるチェーン荷重

m : 単位長さあたりのチェーン重量

v : チェーン速度

この理論式によると、1000 rpmにおけるチェーン荷重は4 N、7000 rpmでは 210 Nになる。シミュレーションモデルではブレードテンショナにプリロードとオイルポンプトルクが付加されている。そのため静的チェーン荷重は張り側で300 Nとなる。よって理論式による張り側チェーン荷重は1000 rpmで 304 N、7000 rpmで 510 Nとなり、シミュレーションの結果と一致している。このようにリンクバイリンクモデルを用いることで遠心力の影響を考慮した高回転域のチェーン荷重を正確に再現できることが明らかとなった。

5.2. ブレードテンショナを用いた時のチェーン荷重

さらにオイルポンプチェーンに発生するチェーン荷重予測精度を検証する。チェーン荷重の測定はクランクシャフトスプロケットに薄肉部をもうけ、そこに取り付けたひずみゲージでおこなった。ここで測定したトルクにスプロケット有効半径を掛けチェーン荷重に変換した。

Fig. 12にシミュレーションと実測のチェーン荷重比較を示す。測定は新品チェーンでおこなう。チェーン荷重は2000rpm付近で一度増加したあと低下する。4000 rpmを通過すると再び増加に転じている。シミュレーションも同様の傾向を示している。

次にブレードテンショナが荷重保持限界を越えた状態で検証をおこなう。ブレードテンショナが荷重保持限界を越

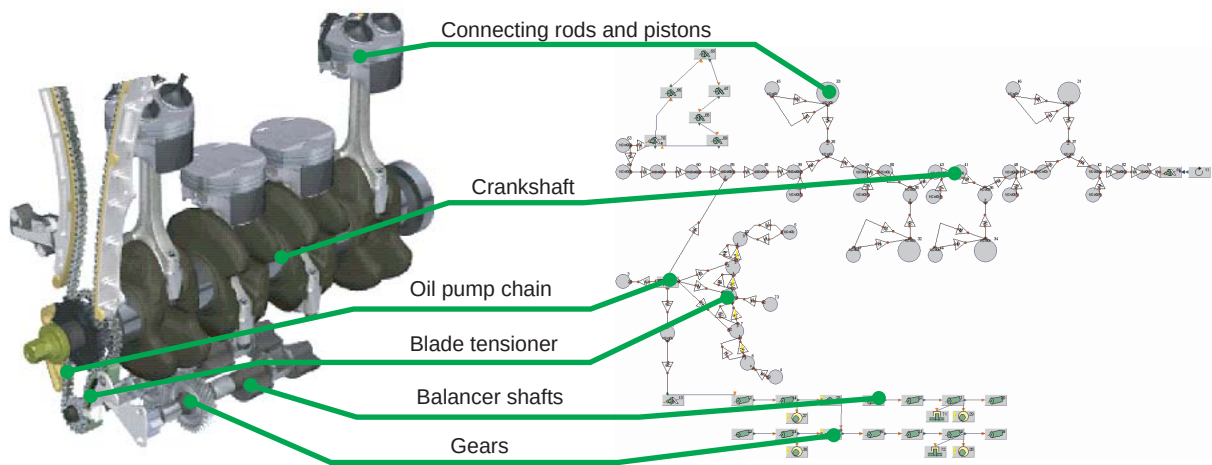


Fig. 10 Whole simulation model

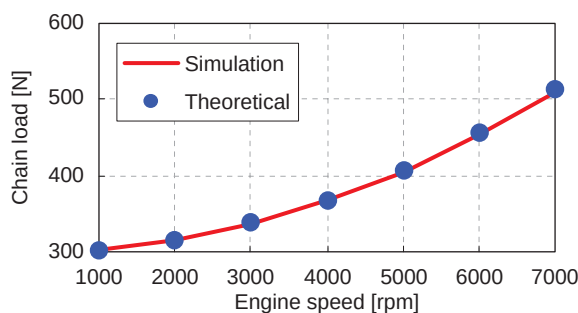


Fig. 11 Influence of rotational speed for chain load

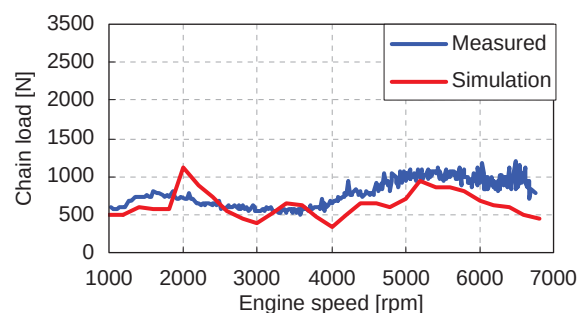


Fig. 12 Maximum chain load of normal chain with blade tensioner

えチェーンの弦振動を抑制できない場合、許容範囲を越えた高いチェーン荷重を生じる場合がある。原因として、クランクシャフト回転変動の増加やテンショナのプリロード不足等が挙げられる。弦振動による高いチェーン荷重の発生限界を予測することは、エンジンを開発するうえで極めて重要である。

高いチェーン荷重はチェーンが磨耗した時に発生しやすい。チェーンが磨耗して伸びた時、ブレードテンショナのジオメトリは変化しブレードテンショナがチェーンに与えるプリロードを下げる。プリロードの低下は、チェーンの弦振動を増加させる。そこで0.7%伸びたチェーンを使い、高いチェーン荷重が発生する仕様で比較検証をおこなう。0.7%伸びチェーンでのチェーン荷重を Fig. 13 に示す。

新品チェーンでチェーン荷重を 1000 N 近辺に抑えられているのに対し、0.7%伸びチェーンでは 2000 rpm をピー

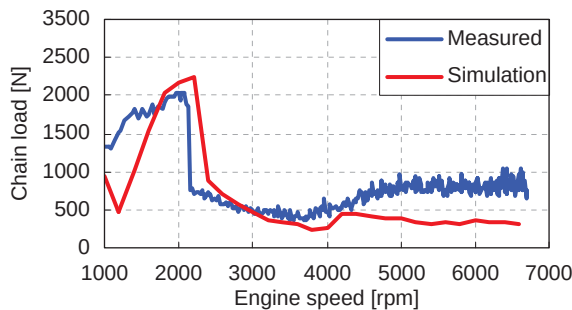
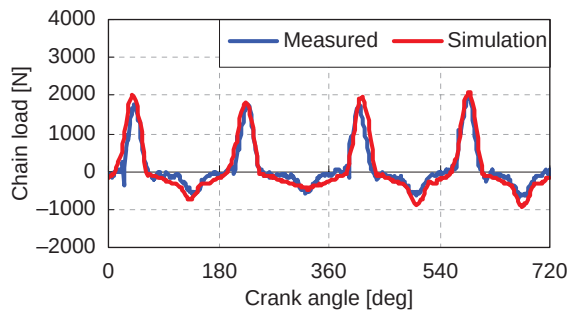
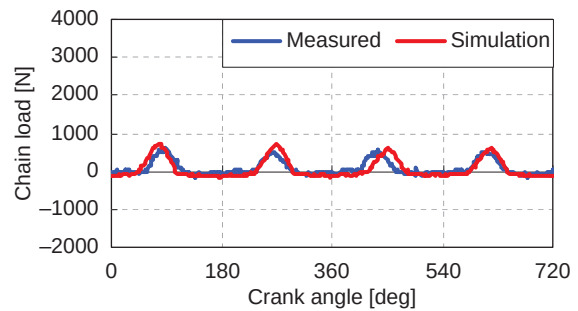


Fig. 13 Maximum chain load of elongated chain with blade tensioner

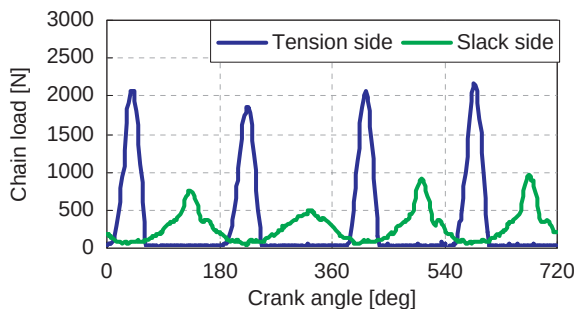


(a) Engine speed 2000 rpm

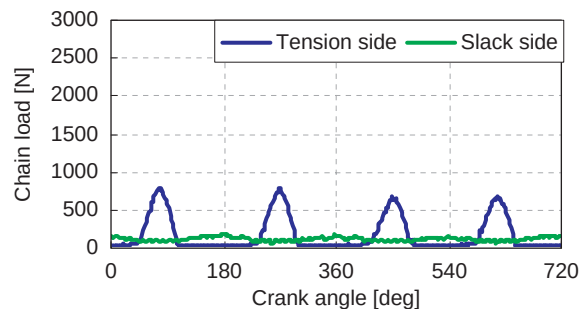


(b) Engine speed 2600 rpm

Fig. 14 Chain load of elongated chain with blade tensioner



(a) Engine speed 2000 rpm



(b) Engine speed 2600 rpm

Fig. 15 Simulated chain tension with elongated chain and blade tensioner

クに 2000N 近いチェーン荷重が発生している。このようにシミュレーションはチェーン伸びによる高いチェーン荷重の発生を再現することができている。また、限界を超えチェーン荷重が急激に増加する場合の発生回転数、発生荷重、2200 rpm 付近でチェーン荷重が急激に低下する現象も本シミュレーションは正確に予測することができている。

次に0.7%伸びチェーンで発生しているチェーン荷重の実測とシミュレーションの時系列波形の比較をおこなう。比較は高いチェーン荷重が発生する 2000 rpm とチェーン荷重が低下している 2600 rpm でおこなう。結果を Fig. 14 に示す。2000 rpm で負のチェーン荷重を生じている。負の値は緩み側のチェーン荷重を表し、緩み側でブレードテンショナがチェーン荷重を吸収緩衝できていないと考えられる。

さらに、なぜこのようなチェーン荷重が発生するのかシミュレーションより詳細なメカニズムを推定する。

Fig. 15 に張り側緩み側それぞれのチェーン荷重を示す。2600 rpm で張り側のチェーン荷重が変動し荷重抜けを起こしている。張り側はチェーン荷重を受けている状態と受けていない状態が交互に現れている。それに対して緩み側はやわらかいブレードテンショナがチェーンの変位を受け止め、張り側に比べ低く一定の荷重変動となっている。柔らかいばねでチェーン荷重変動を吸収するのは、ブレードテンショナの特徴である。油圧テンショナに比べ、チェーン荷重を低く抑えることができるのがブレードテンショナの利点と考えられる。しかし、クランクの回転変動が大きくブレードテンショナがストッパにあたると一転して大きなチェーン

ン荷重が発生する。2000rpmのチェーン荷重に着目すると、緩み側チェーン荷重が急激に上昇しているのがわかる。この高い緩み側チェーン荷重の反動で張り側でも大きなチェーン荷重が発生する。このチェーン荷重はチェーンとガイドあるいはチェーンとテンシヨナとストッパの衝突により発生する。

一度衝突がおこると、わずかのエネルギーで衝突を連続してくりかえし、高いチェーン荷重が発生する。これらの状態を Fig. 16 に示す。さらに、見かけのチェーン剛性はストッパにあたると急増する対称漸硬ばね特性となる。これが高周波側で共振点の跳躍現象を引き起こしている。跳躍現象は伸びチェーンの 2200rpm 近辺で実際に発生している。Fig. 13 に示すようにシミュレーションはこの跳躍現象をも正確に再現している。

5.3. 油圧テンシヨナを用いた時のチェーン荷重

高いチェーン荷重を発生させないためには、ブレードテンシヨナのスプリング荷重の増加、回転変動の抑制、ブレードテンシヨナから油圧テンシヨナへの変更などが挙げられる。これら対策のなかで最も変更が容易なのは、スプリング荷重の増加である。しかしスペースの観点から制約があり、チェーンとガイドシューの摩擦損失も増えることから、期

待どりのスプリング荷重増加が望めない場合がある。回転変動の抑制は、ロングトーションスプリングダンパにより振動を絶縁する方法や回転変動を楕円スプロケットでキャンセル方法がある。また、ダンピング力の強い油圧テンシヨナへの置換は弦振動抑制に有効である。

そこで、ここではブレードテンシヨナを油圧テンシヨナに置き換えた場合の最大チェーン荷重をFig. 17に示す。油圧テンシヨナはブレードテンシヨナより剛性が高くチェーンの横振動を規制でき、2000 rpmでの過大なチェーン荷重を抑止できた。シミュレーションでも同様にチェーン荷重を低く抑えられることが確認できる。同時に 5000rpm における最大チェーン荷重も精度良く再現でき、最大チェーン荷重とその発生回転数を精度良く予測できている。また、Fig. 18 の 2000 rpmにおける時系列波形比較からもシミュレーションがチェーン荷重を精度よく再現できていることがわかる。

この時のチェーン挙動予測結果をFig. 19に示す。ブレードテンシヨナに見られたチェーンの緩みがなくなり、油圧テンシヨナがチェーン荷重を低く抑えられる様子が確認できる。

このように異なるテンシヨナを使う場合でもチェーンの挙動と荷重を再現できるシミュレーション手法が確立でき、

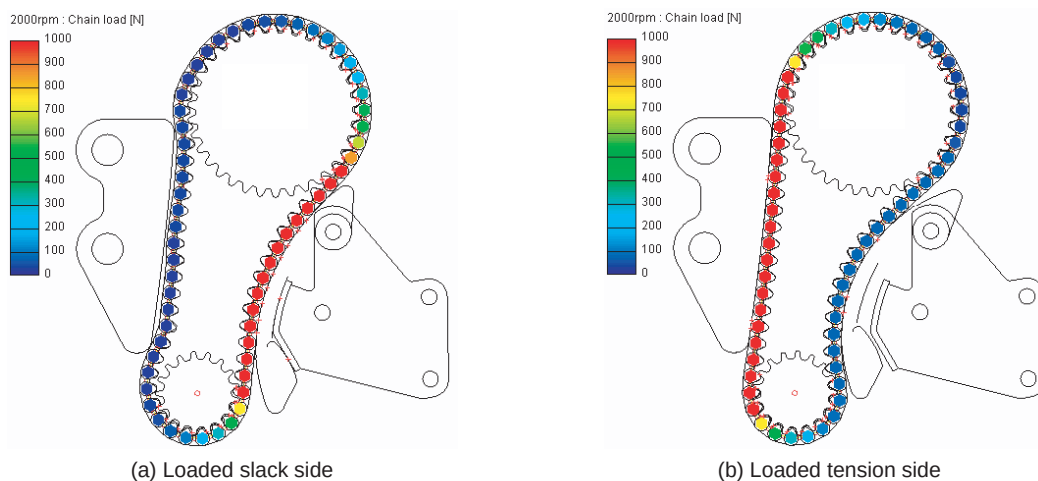


Fig. 16 Simulated chain behavior at 2000 rpm with elongated chain and blade tensioner

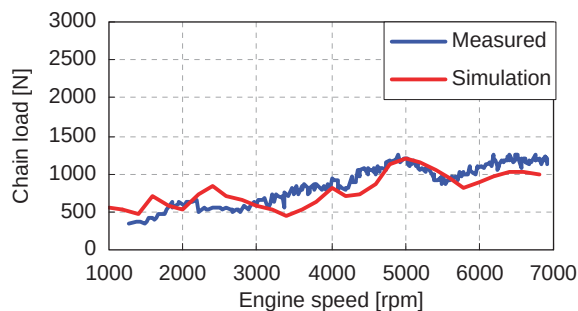


Fig. 17 Maximum chain load of elongated chain with hydraulic tensioner

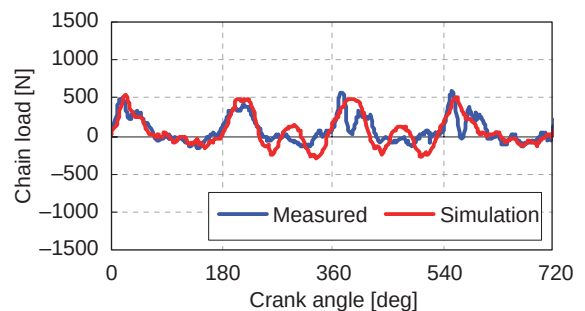


Fig. 18 Chain load of elongated chain with hydraulic tensioner at 2000 rpm

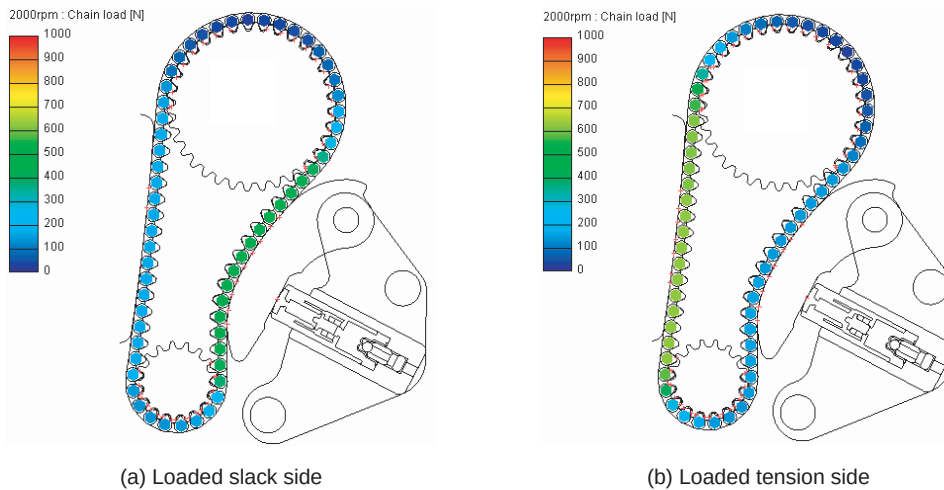


Fig. 19 Simulated chain behavior at 2000 rpm with elongated chain and hydraulic tensioner

レイアウト段階での予測ツールとして展開できることが明らかとなった。

6. まとめ

リンクバイリンクモデルを用いたオイルポンプチェーンのシミュレーション技術を確認し、以下の知見が得られた。

- (1) リンクバイリンクチェーンモデルによりチェーンのかみ合い、着座挙動、遠心力、慣性力が再現でき、弦振動の予測が可能となった。
- (2) ブレードテンショナシステムの共振周波数は、油圧テンショナシステムに比べ低く、クランクシャフト回転変動の増大により急激なチェーン荷重増加が発生する場合がある。これはブレードテンショナの張力保持能力が限界に達したことを示すもので、この限界予測が重要な設計指針となる。
- (3) ブレードテンショナが張力保持限界を越える場合は、油圧テンショナへの置き換えが必要である。これによりチェーンの弦振動は制限されチェーン荷重も低くおさえることができる。

このように複数のはり要素からなるブレードテンショナモデルおよび油圧テンショナモデルを構築し、レイアウト段階で最大チェーン荷重とその発生回転数を予測できる技術を確認した。

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) Hellinger, W., Pribsch, H. H., Rainer, G.Ph.: Auslegung von Ventiltrieben fuer Hochleistungsmotoren – Rechnerische und Experimentelle Verfahren, 16.

Internationales Wiener Motorensymposium(1995)

- (3) Takagishi, H., Shimoyama, K., Asari M.: Prediction of Camshaft Torque and Timing Chain Load for Turbo Direct Injection Diesel Engine, SAE Paper, 2004-01-0611(2004)
- (4) Sopouch, M., Hellinger, W., Pribsch, H.H.: Simulation of Engines Structure Borne Noise Excitation due to the Timing Chain Drive, SAE Paper, 2002-01-0451(2002)
- (5) AVL: Tycon User's guide H(2005)
- (6) Takagishi, H., Katsuki, M., Kawamura, Y., Nagakubo, A.: Prediction of Transmitted Load for Turbo Direct Injection Diesel Engine, FISITA Paper, F2004-F387(2004)
- (7) Niemann, G., Winter, H.: Maschinenelemente Band 3, Springer-Verlag, p.117-118(1986)
- (8) Ohgoshi, J.: Roller chain, Corona publishing Co., LTD, p.28-29(1976)
- (9) Funk, W.: Zugmittelgetriebe, Springer-Verlag, 81(1995)

■著 者■



高岸 広



長久保篤史



六車 和人



高橋 信晴

トランスミッション用外歯車のかみあいミスアライメント予測技術の研究

Prediction of Mesh Misalignment of External Gear for Transmission

館 野 義 和*
Yoshikazu TATENO

古 居 芳 臣*
Yoshiomi FURUI

法 田 和 宏*
Kazuhiro NORITA

要 旨

トランスミッション用外歯車のかみあい解析精度向上のため、歯車のかみあいミスアライメントに着目した。実機における歯車は、複数の部品で支持されている。歯車支持部品間の接触部に適正なばねを与えることで、実用に見合った精度と計算時間を有するミスアライメント机上予測技術を線形解析により構築した。本稿手法によるミスアライメントを歯車かみあい解析に適用することで、歯車歯面の接触状態や破損予測に対して、実態と良好な相関が得られることを確認した。また、ミスアライメントの影響因子と寄与についても分析が可能となり、改善が効率的におこなえるようになった。

ABSTRACT

To increase the accuracy of meshing analysis of the external gear of the transmission, attention was focused on mesh misalignment of the gear. A gear in an actual vehicle is supported by a number of parts. An appropriate fitting stiffness was assigned to the point of contact between the gear and each support part, and a misalignment theoretical prediction technology having feasible accuracy and calculation times was constructed using linear analysis. By applying misalignment created using the method described in this paper to gear mesh analysis, it was confirmed that there was good correlation with the actual status of gear tooth flank contact and damage prediction. Also, analysis on the misalignment effect factors and their role in misalignment was possible as well, which made efficient reduction of misalignment possible.

1. まえがき

近年、自動車用トランスミッションにはCO₂削減、燃費向上のための軽量化が求められている。一方では、エンジンの高トルク化、SUV(スポーツユーティリティビークル)に代表される高重量な車両の開発ニーズの高まりから、歯車をはじめとする動力伝達部品への負荷は高くなっている。

このため、歯車を支持する軸、軸受、歯車箱などは負荷によって弾性変形を生じる⁽¹⁾。加えて歯車支持部品間にはすきまが存在するため、歯車対は正規のかみあい状態から異なった状態で運転される。歯車はこのような条件下で十分な強度を持つ必要がある。従って、歯車の強度設計には、かみあい状態を考慮する必要がある。かみあい状態を考慮した歯車強度設計手法は、既に提案されている⁽²⁾。

しかし、従来設計段階でおこなわれていた軸剛性の計算のみでは、他の要因が考慮されず、歯車対のかみあい状態に

ついて、実機に見合った計算精度が得られていなかった。また実機運転状態における歯面の接触状態を観察する手法もあるが、実機完成後でないと確認が取れず定量的な判断も困難であった。

そこで、本稿では設計段階で歯車対のかみあい状態について軸以外の要因(軸受、歯車箱、歯車支持部品間のすきま)も考慮し、実用的な計算時間と精度で予測することを可能としたので報告する。

2. 従来の予測技術とその課題

歯車対のかみあい状態で、有効歯幅端における軸の作用線方向の相対的なずれ量を Al_1 、 Al_2 とし、その差をミスアライメントと呼び AL とする(Fig. 1)。

$$AL = Al_1 - Al_2 \quad (1)$$

*四輪開発センター

従来、設計段階でミスアライメントの予測は、軸剛性のみを考慮した「シャフトたわみ計算プログラム」によりおこなわれていた。しかし、歯車は複数部品により支持されており、部品間にはすきまも存在する(Fig. 2)。したがって、軸剛性のみでは、ミスアライメントを精度よく予測することは困難であり⁽³⁾、また、他の要因の影響が把握できないた

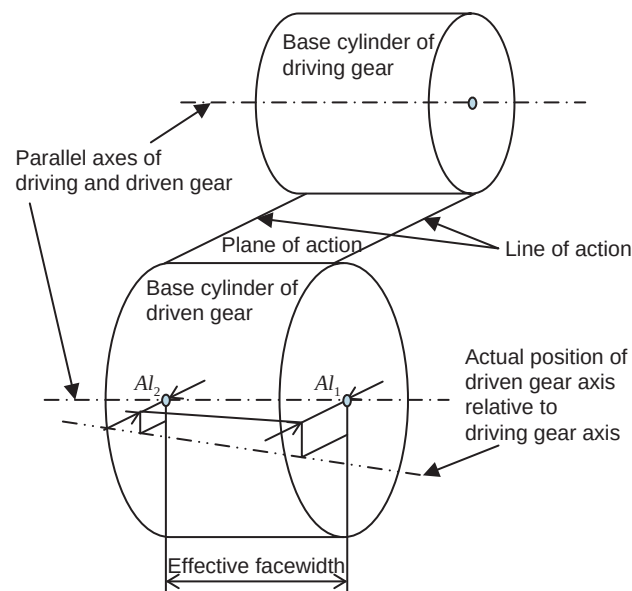


Fig. 1 Definition of mesh misalignment

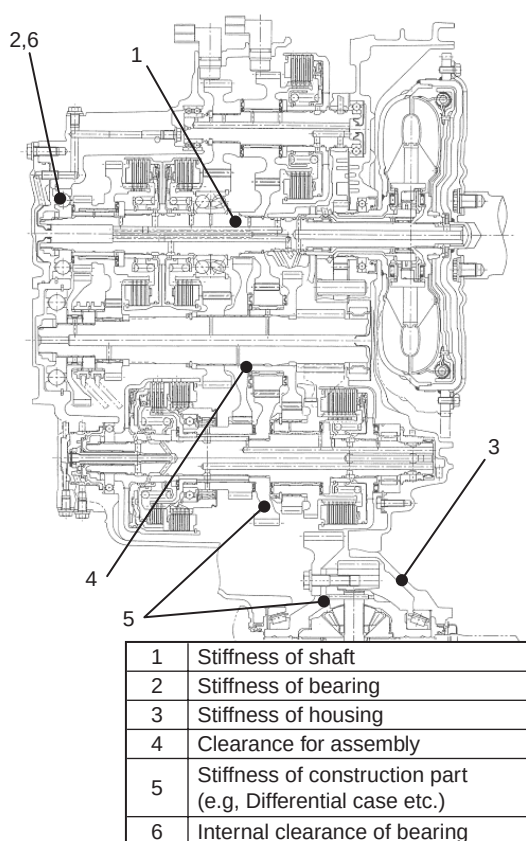


Fig. 2 Factor of mesh misalignment

め、ミスアライメントの根本的な原因の分析や改善には多くの試験を要するという課題があった。

3. ミスアライメント予測技術構築

ミスアライメント予測技術構築にあたり、実機での歯車、軸、軸受の変位を測定し解析結果の実機相関を検証した。

3.1. 実機における各部変位測定

歯車、軸、軸受の変位をトランスミッション台上ねじり試験機により測定をした。スティックの影響を排除するために、吸収側を固定せずパウダブレーキの適用により極低回転を与えて測定した。測定装置構成を Fig. 3 に示す。対象部品の変位測定には、レーザ変位計、リニアゲージ、渦電流式のギャップセンサを用いた。また、歯車箱については、形状最適化技術⁽⁴⁾により歯車の支持剛性に影響を及ぼさず、測定の妨げになる部分を排除した実機等剛性歯車箱を作成採用した [Fig. 4(a)]。なお、歯車の変位測定位置の一例を Fig. 4(b) に示す。

3.2. ミスアライメント解析モデル概要

ミスアライメント解析モデルの概要を Fig. 5 に示す。

各部品は形状、材料特性(ヤング率、ポアソン比)を定義する。部品間の接触ばねは個別に定義をおこなう。トランス

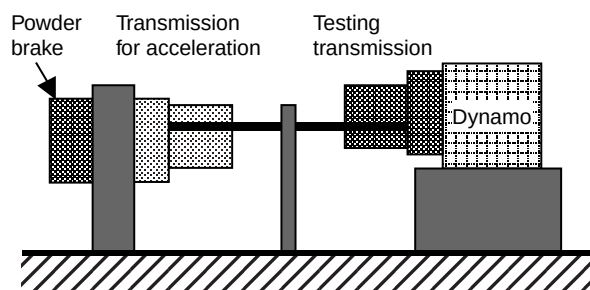


Fig. 3 Structure of testing equipment

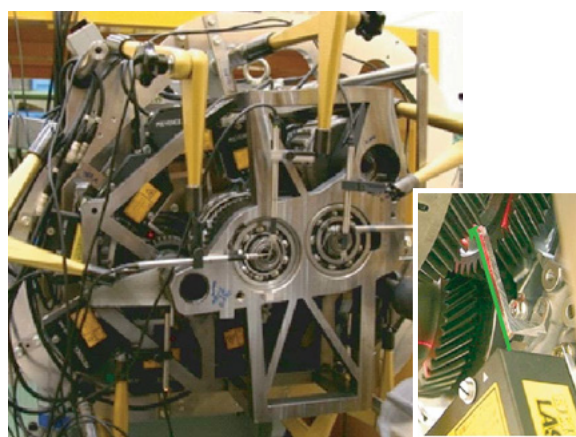


Fig. 4(a) Appearance of testing equipment

ミッション1台分のモデルを作成し、線形解析によりこれらを連成しミスアライメントを算出する。

3.3. 接触ばね定義

ミスアライメント解析モデルにおいて部品間に定義される接触ばねは、径方向、軸方向、傾きについて各々に定義しなければならない(Fig. 5)。この接触ばねについて、部位によらず一律の値を用いた場合、従来の予測手法同様、測定結果と計算結果には相関が得られない(Fig. 6)。そこで、複数

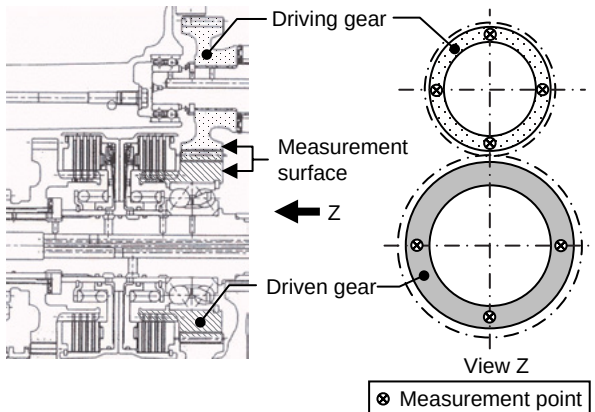


Fig. 4(b) Measurement point of gear displacement

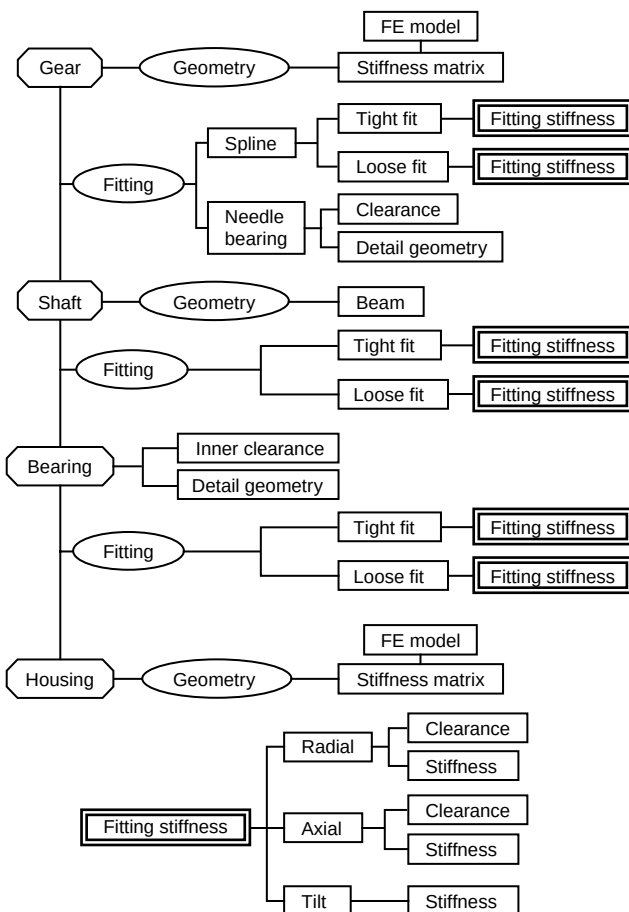


Fig. 5 Outline of mesh misalignment analysis model

のトランスミッション骨格にて、歯車や歯車支持部品の変位量について測定結果と接触解析を比較し、実機相関を得るために適正な接触ばねを Fig. 7 にみられる部品構成要素ごとに定義した。

3.3.1. 径方向接触ばね定義

径方向接触ばねの一例とし、軸受と歯車箱間の接触ばねの定義について過程を以下に記す。線形解析において、軸受荷重は、歯車箱の軸受穴中心ノードに付加される。中心ノードと軸受穴は剛体バーで接続される。このため、歯車箱の軸受穴は、軸受荷重方向に圧縮を受けると同時に、反対側で引っ張りを受ける。接触解析では、円筒に軸受荷重を付加するため、歯車箱の軸受穴には荷重方向の圧縮力が

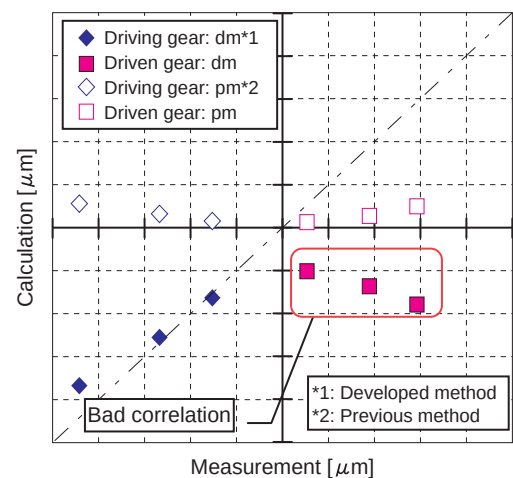


Fig. 6 Correlation of mesh misalignment

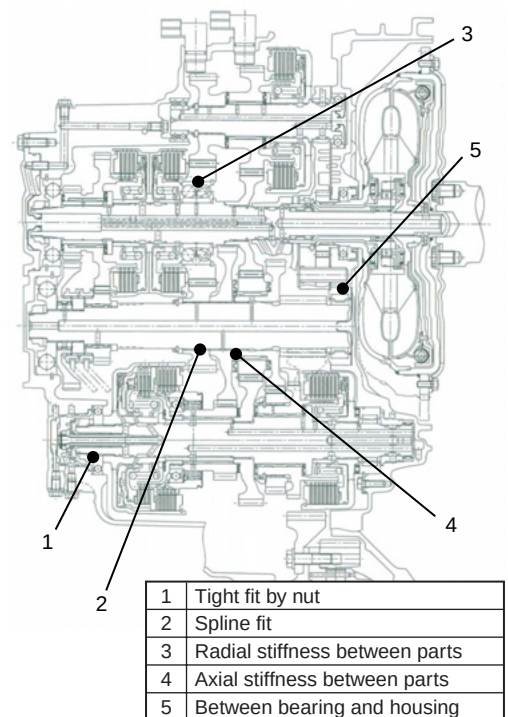


Fig. 7 Stiffness item definition

働くが反対方向に引っ張り力は生じない(Fig. 8)。軸受と歯車箱間の径方向接触ばねについては、軸受中心ノードの移動量の差($L_n - L_l$)で軸受荷重 F_{brg} を除したものを接触ばね K とする。また、 F_{brg} と軸受外径部の歯車箱軸受穴接触面積 A (軸受外径 $\times\pi\times$ 軸受接触幅)の比を P とする。

$$K = \frac{F_{brg}}{L_n - L_l} \quad (2)$$

$$P = \frac{F_{brg}}{A} \quad (3)$$

K と P の相関関係を複数のトランスミッション骨格で求めた(Fig. 9)。ほぼ線形関係が得られることから、軸受と歯車箱間の接触ばねは、上記関係により求められた線形式(4)により定義するものとした。

$$K = aP + b \quad (4)$$

3.4. 歯車断面形状

歯車断面形状について、使用ソフトでは、歯車を軸モデルとして作成する方法と、FEMモデルとして、その剛性マトリクスを取り込む方法がある。歯車の端面変位について、両者による解析結果と実測とを比較し、より実機相関の高い FEM モデルを取り込む方法を採用した(Fig. 10)。

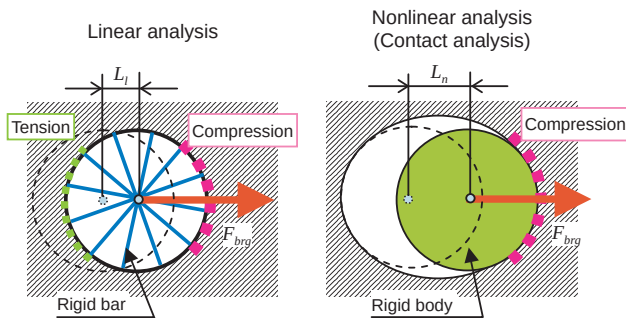


Fig. 8 Comparison of linear analysis and nonlinear analysis

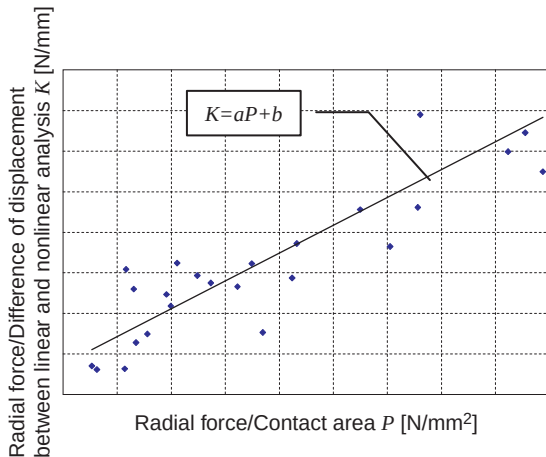


Fig. 9 Definition of stiffness between bearing and housing

3.5. ミスアライメント解析予測精度

従来のミスアライメント予測技術(シャフトたわみ計算)と上述の境界条件定義を反映した構築予測技術について、実測との相関比較をおこなった。軸の剛性のみしか考慮されない従来予測技術に対して、歯車自身の剛性や、支持部品の剛性を考慮した構築技術は、実測との相関が大幅に改善され、ミスアライメントの設計検討精度が格段に向上した(Fig. 11)。

3.6. ミスアライメント解析時間

ミスアライメントを算出する手法として、非線形解析も考えられるが、大規模モデルとなり、操作性や計算時間(収束性)の問題から、日常の設計、開発ツールとしての使用は困難である⁽⁵⁾。トランスミッション1台分のミスアライメント算出工数の比較を Fig. 12 に示す。従来手法のモデリング時間、計算時間をそれぞれ基準として、線形解析と非線形解析(推定値)について比較した。本研究では、線形解析に

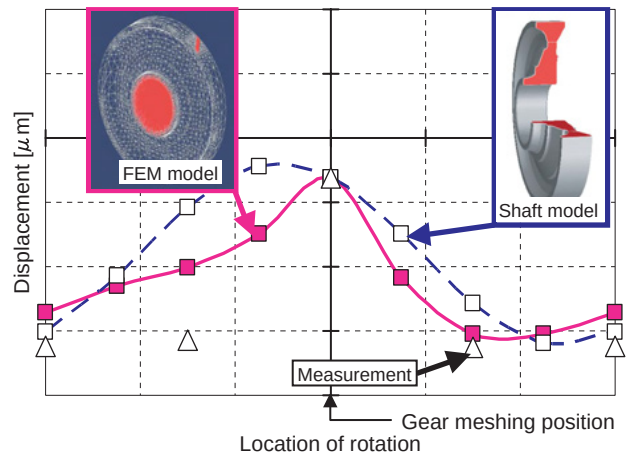


Fig. 10 Displacement of gear rim

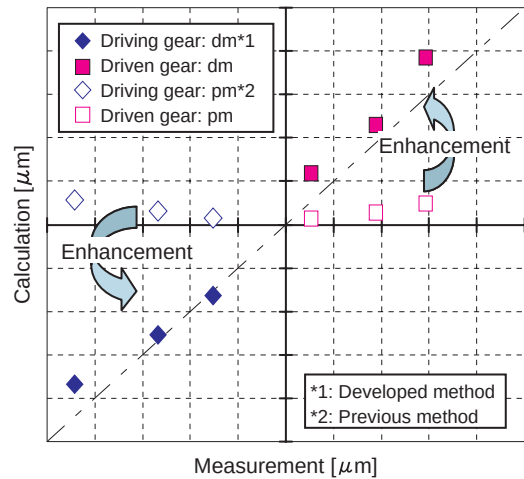


Fig. 11 Comparison of correlation for mesh misalignment

よりミスアライメント予測技術を構築した。

従来手法に対し、開発手法はアセンブリ解析となるため、モデリング及び計算時間は増加するものの、アセンブリ状態の解析が数十分で可能であり、さまざまな条件の計算が必要な日常の設計、開発においても十分な実用性があることが確認できた。

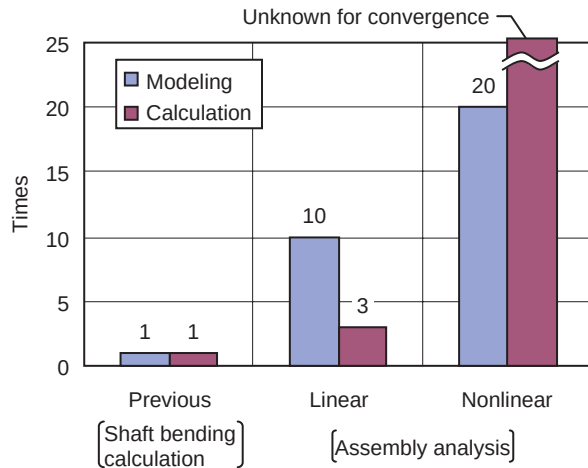


Fig. 12 Required time comparison for prediction of mesh misalignment

4. 実機試験適合性検証

ミスアライメントや歯形を考慮して歯車がかみあった時の歯面上の荷重分布を計算できるかみあい解析ツール「GRANPLI」⁽²⁾を使って歯車のかみあい状態を解析し、開発技術の実機試験への適合性を検証した。

4.1. 強度試験適合性

トランスミッション Type-A の開発において、変速用歯車に歯面損傷(Pitting)が発生した。歯面を観察するとかみあいに偏りが見られた。

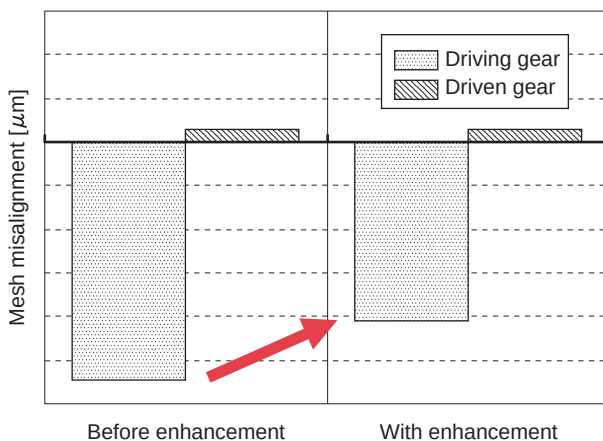


Fig. 13 Contribution rate of mesh misalignment (Driving gear and driven gear)

駆動、従動では、駆動歯車の寄与が大きく (Fig. 13)、これに占める要因について寄与を分析したところ、クリアランスと歯車の剛性(断面形状)で大半を占めることがわかった (Fig. 14)。クリアランスは、加工、組み立ての関係により変更が困難なことから、歯車の剛性変更 (Fig. 15) により、ミスアライメントを改善し、歯面損傷が改善された (Fig. 16)。

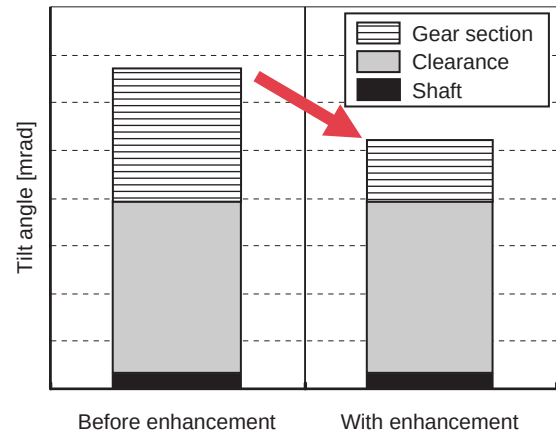


Fig. 14 Contribution rate of driving gear tilt

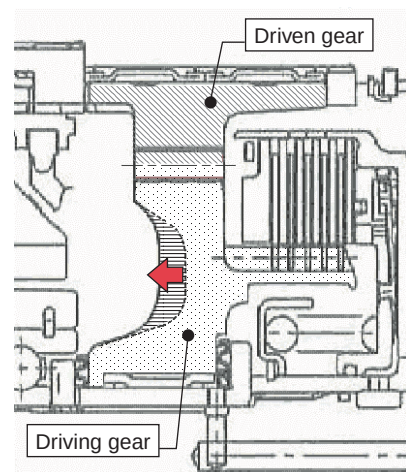


Fig. 15 Enhanced driving gear

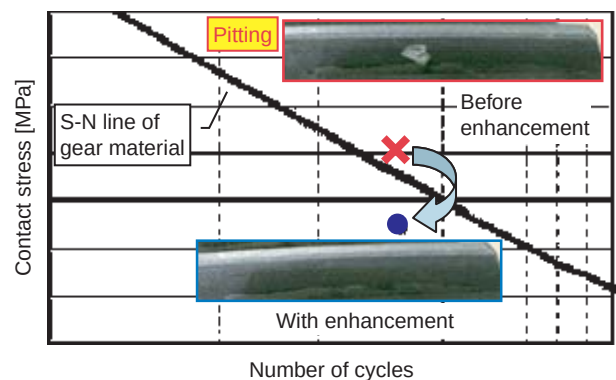


Fig. 16 Enhancement of gear flank damage

4.2. 歯あたり試験適合性

トランスミッションの歯車の機能は、エンジンの出力を駆動輪に伝達することにあるが、商品性の観点からかみあいの時の振動騒音が可能な限り小さいことが要求される、そのためには円滑なかみあいが必要となる。歯面のかみあい状態を試験で確認するのが歯あたり試験である。従来予測技術(シャフトたわみ計算)と構築予測技術それぞれにより求められたミスアライメントを「GRANPLI」に適用し計算された歯面のかみあい状態を、実機歯あたり試験結果と比較した。構築技術によるミスアライメントを「GRANPLI」に適用することにより、従来技術に対して高い実機適合性を得た(Fig. 17)。

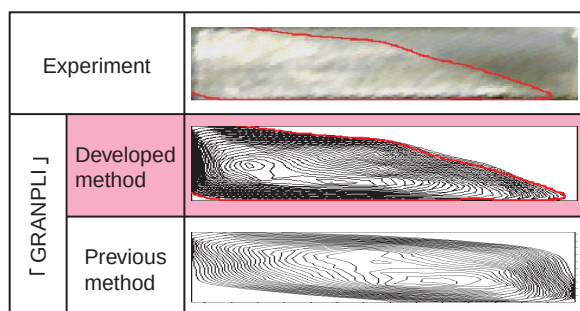


Fig. 17 Comparison of tooth contact patterns

5. まとめ

歯車のかみあいに影響を及ぼすミスアライメントの予測技術として、

- (1) 従来予測手法に対して高い実機相関を持つ結果を得る手法を構築した。
- (2) 線形解析を適用することで実用に見合った計算時間で結果が得られた。

また、実機適合性検証により以下のことが確認された。

- (3) かみあい解析「GRANPLI」に、構築技術によるミスアライメントを適用することにより、歯車強度や歯あたり検討の設計予測精度の向上が図れる。
- (4) 寄与分析により、ミスアライメントに対する効率的な対策手法の検討に十分な予測精度を有する。

参考文献

- (1) 小森雅晴, 久保愛三: はすば歯車の諸元・歯面形状精度・支持剛性の統合最適設計法, 日本機械学会論文集(C編), 69 巻 685 号, p.265-272(2003)
- (2) 卯月千秋, 平岡昌巳, 中田雅之, 館野義和, 水野孝樹: トランスミッション用外接はすば歯車の歯元曲げ応力予測技術の実用化, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.1, p.81-90

- (3) Pears, J., Curtis, S., Roberts, S.: Investigation of Methods to Predict Parallel and Epicyclic Gear Transmission Error, SAE Technical Papers 2005-01-1818(2005)
- (4) 緒方友治, 鈴木寛, 飯島康友: トランスミッションハウジングの軽量化のための最適化手法, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2, p.103-108
- (5) 梶田伸一: 軸受性能のコンピューターシミュレーション技術, NSK Technical Journal, No.673, p.31-35(2002)

■ 著 者 ■



館野義和



古居芳臣



法田和宏

CVT 過渡運転条件における金属ベルトの 応力シミュレーション

Simulation of Stress on Elements of Metal Pushing V-belt for CVT
under Transient Operating Conditions

齋 藤 俊 博*
Toshihiro SAITO

要 旨

発進時のトルクコンバータ付きCVTの金属ベルトは、急激なプーリ推力の立ち上がりを受け、停止状態からわずかな時間でトルク伝達することが求められる。本稿では、金属ベルト挙動とエレメント応力を同時にシミュレートする技術を用いて、発進時の過渡運転条件におけるエレメントネック部廻りの応力履歴を明らかにした。その結果、エレメントネック部応力の支配因子はV面荷重であり、これにエレメント間押し力による曲げが追加される形であることがわかった。シミュレーション結果の確からしさを検証するためエレメントに作用する荷重分布を実験値と比較した結果、定性的な一致が見られた。あわせて、この過渡的な応力を評価する手法についても示す。

ABSTRACT

The metal pushing V-belt of a torque converter-equipped CVT receives a sudden thrust load from the pulleys when the CVT starts operation, and is required to begin transmitting torque from a stationary state in a very short time span. In the research discussed in this paper, the stress history of the area around the element neck under the transient conditions of CVT start-up was studied using a technology enabling simultaneous simulation of the dynamic behavior of the metal pushing V-belt and stresses on the elements. The results of this study indicated that the load on the V surface of the element is the dominant factor in the generation of stress on the element necks, and that bending stress generated by the pushing force between the elements also acts on the element necks. To confirm the accuracy of the simulation, results were compared with the results of tests conducted to determine the load distribution on the element. The two sets of results demonstrated a good qualitative correlation. This paper also discusses the method employed to evaluate transient stress.

1. まえがき

近年、自動車のさらなる環境対応の要求が高まるなかで、CVTは走りと低燃費を両立できるトランスミッションとして各社が注目する技術である。その走りにおいては、シフトショックのないスムーズな加速と静粛性を特徴とし、燃費においては、エンジンとの協調制御により燃焼効率の高い回転数を維持することでATをしのぐ低燃費を実現している。そのため、今後ますますCVTの伝達容量を拡大していくニーズが高まっている^{(1), (2)}。Fig. 1 に示すトルクコンバータ付きCVTの発進時においては、トルク増幅効果により力強い発進特性と、CVTならではのなめらかで伸びのある加速特性を両立させている。

一方、駆動系に負荷される最大入力トルクという観点からすると、車両発進時が最もCVTには厳しい。トルクコンバータ付きCVTのプーリおよび金属ベルトは、停止状態か



Fig. 1 CVT with torque converter

*四輪開発センター

ら急激なプーリ推力の立ち上がりを受け、わずかな時間で最大入力トルクを伝達しなければならない。このとき重要なのが、金属ベルトの動的強度の確保である。動的強度は単に最大入力トルクだけで決まるのではなく、レシオやプーリ側圧および、プーリ回転数の時間変化を含めた過渡的な現象として捉える必要がある。

しかしながら、CVTの発進時におけるプーリと金属ベルト間のすべりに着目した伝達容量の研究は数多く見られるものの^{(3), (4)}、金属ベルトそのものの動的強度を論じる研究はほとんど例をみない⁽⁵⁾。これは、CVT実働時の金属ベルト強度を知る上で欠かせないベルト挙動やエレメント応力を計測することが一般的に困難であることによる⁽⁶⁾。

既報⁽³⁾ではベルト実働時の積層リングに発生する動的応力に着目し、金属ベルト挙動をシミュレートする技術を開発した。また、プーリたおれ剛性がリング応力におよぼす影響についても報告⁽⁷⁾した。さらに、金属ベルト挙動シミュレーション結果から得られるエレメント接触面圧を用いてエレメント単体の詳細応力を計算する手法も開発し、エレメント応力分布をベルト全周にわたって明らかにした⁽⁸⁾。本稿では新たに、発進時の過渡運転条件におけるエレメントネック部廻りの応力履歴をシミュレーションにより初めて明らかにできたので報告する。

2. ねらい

CVTの主断面図を Fig. 2 に示す。駆動トルクは、金属ベルトのエレメントとプーリ間に発生する摩擦力により、ドライブプーリからドリブンプーリに変速し伝達される。この摩擦力は、プーリ側圧によりベルトを挟み込むことに

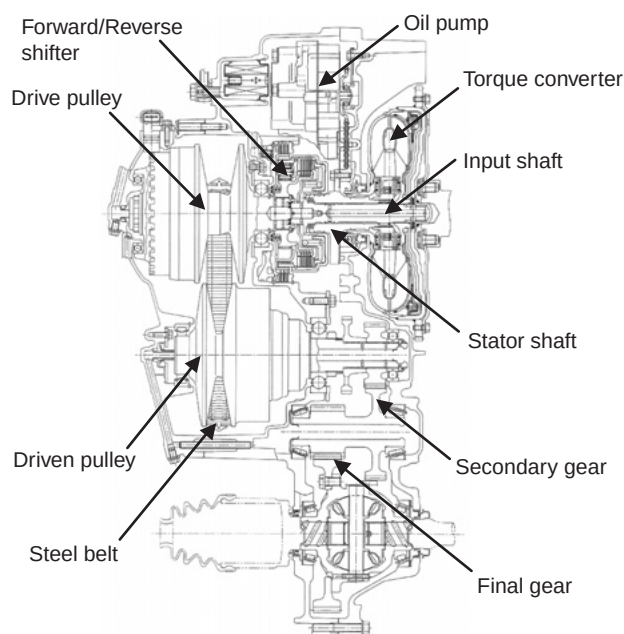


Fig. 2 CVT main section

よって発生させている。運転中の金属ベルトのエレメントやリングに発生する応力レベルは、変速レシオ、プーリ側圧、回転速度および伝達トルクのレベルによって決定される⁽⁹⁾。経験上、プーリやエレメントの疲労寿命に対する繰返し荷重は、リングのそれに比べて小さいことが知られている⁽¹⁰⁾。このため、リング材料の不純物を低減させることで、金属ベルトの疲労強度を向上させる対策がとられてきた⁽¹¹⁾。

その一方で、CVTのレシオレンジの拡大や大排気量エンジンとの組み合わせなどのニーズの高まりにより、発進時のトルク増幅を受けるエレメントの疲労強度を把握することも重要となってきた。材料改良や熱処理技術によりリング強度が向上してきたため⁽¹²⁾、従来より高負荷条件の耐久テストでは破損起点がリングからエレメントに移ってきていることにも現れている⁽¹³⁾。これに対応していく上で、発進時の金属ベルト挙動とそれによって発生するエレメント応力を知ることが重要である。

そこで、本研究では発進時に代表される過渡運転条件でのエレメント応力履歴をシミュレーションにより定量化し、金属ベルト強度の位置づけを明らかにすることをねらいとする。

3. エレメント応力予測技術

CVTの発進時におけるエレメント応力を予測するため、既報の金属ベルト挙動とエレメント応力を同時にシミュレートする技術を応用した。本手法はエレメント応力を求める正攻法であるが、定常状態における積層リングの動的強度に着目していた時点では、プーリ回転数を停止状態から定常状態まで徐々に上げるのにとっても長い計算時間を必要とした。しかしながら、金属ベルトの解析モデルを複数の計算領域に分割することで計算効率が向上してきたことや、プーリ停止状態から発進までの短時間の現象を捉えればよいことなどから、従来よりも半分以下の時間で計算が可能となっている。

3.1. 金属ベルト FEM モデル

Fig. 3 に解析に用いた金属ベルトの FEM モデルを示す。

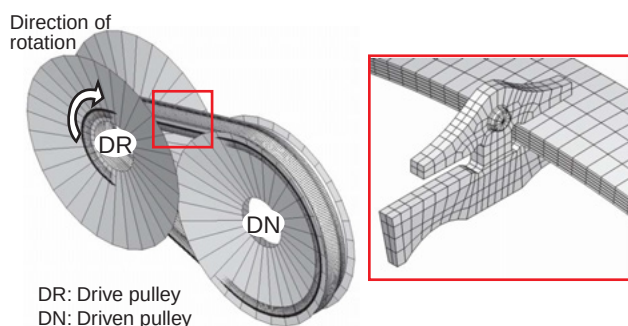


Fig. 3 Belt model defined as flexible bodies

個々のエレメントは、曲げ変形を再現させるため板厚方向に二つの弾性体ソリッド要素を用いた。また、応力集中を起こすと考えられるエレメントネック部のR部分は、三つの弾性体ソリッド要素で分割した。ただし、ノーズおよびホール部分に関しては、詳細形状の再現を優先し剛体要素でモデル化した。一方、リングについてはクラウニングを再現するため幅方向に四つの弾性体シェル要素を用いて各層をモデル化した。さらに、リングとエレメント間、エレメントとエレメント間、リングとリング間およびエレメントとプーリ間には接触面を定義し、それぞれに適切な摩擦特性を与えた。

3.2. CVT 発進時の負荷条件

駆動系に加わるトルクは、エンジン側からのものと車輪側からのものがある。駆動系への大入力トルクはエンジン側からが主と考えられていたが、車輪側から加わるトルクもかなり大きいことが報告されている⁽¹⁴⁾。特にトルクコンバータ付きCVTはドリブンプーリ側にクラッチ機構を持たず、車輪側からのトルクを遮断できないことから注意が必要である。Fig. 4にCVTの発進時における金属ベルトへの負荷条件の時間変化を計測した一例を示す。スロットルを全開にすると直ちにプーリ圧力が立ち上がり、プーリが回転し始めるとともに金属ベルトへの入力トルクも増加し始める。この間、レシオはLOWの状態を維持し続けている。このように、スロットル操作に対する駆動系の応答時間を短くすればするほど、力強い発進特性が得られることになる。なお、この例では金属ベルトへの入力トルクはエンジン側からとなっている。

3.3. CVT 発進時のエレメント応力履歴

実機では、運転中に軸推力の大きい方のプーリ側圧をフィードバック制御し、目標レシオを維持する。本シミュレーション手法では、ドライブおよびドリブンプーリ側圧とドライブ側プーリ回転数、そしてドリブンプーリに伝達トルクを時間変化する波形として入力している。こうして得られたエレメント応力の時刻歴波形をFig. 6に示す。破

線はエレメントの右側ネック部で進行方向後ろ側での応力を、実線は左側ネック部で同じ位置での応力をそれぞれ表す(Fig. 5)。いずれの波形もドライブプーリ出口手前で最大応力となり左右でほとんど変わらないことから、左右対称に荷重を受けていることがわかる。また、Fig. 7にはエレメントのネック部で進行方向前側と後ろ側での応力を比較している。ドライブプーリに巻きついている区間のほぼ三分の二までは、ともに圧縮応力状態で絶対値も同じ値を示すが、その後は両者に差が現れ始め、プーリ出口直後でエレメント後ろ側での応力は引っ張り応力状態に転じている。これは、エレメントがプーリ出口手前の三分の一付近からトルク伝達要因であるエレメント間押し力を受け始めるためと考えられる。エレメント間押し力は前後から作用するが、

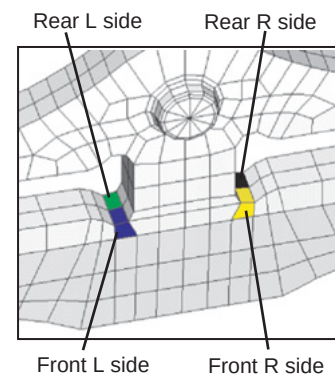


Fig. 5 Evaluation points for element stress

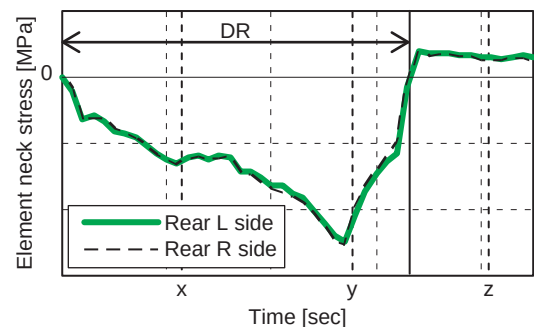


Fig. 6 Time history of element stress

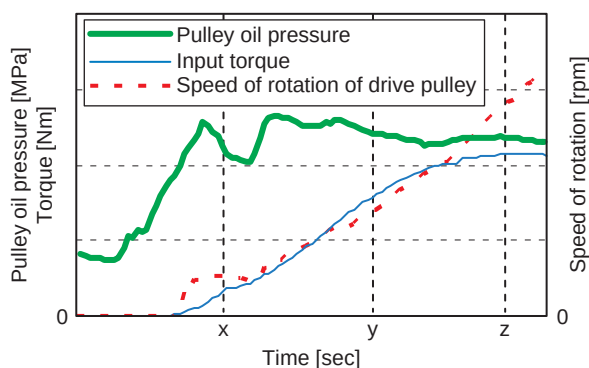


Fig. 4 Load conditions on CVT at start-up

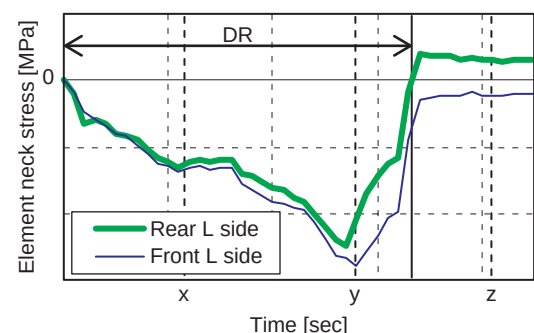


Fig. 7 Comparison of stress on front and rear of element

ドライブプーリに巻きついている間は進行方向の前側のほうが高くなる (Fig. 8)。このためエレメントは進行方向に対し凹型の曲げ変形が生じ、ドライブプーリから出たあとも曲げ変形を保っている (Fig. 9)。

3.4. ベルト全周のエレメント応力分布

前節ではひとつのエレメントに着目して、発進時に生じるネック部の応力を時刻歴波形として示した。定常回転の条件であれば時刻歴波形でベルト全周のエレメント応力分布をとらえることができるが、発進過渡の条件ではベルト全周に対しエレメントはわずかな距離しか移動しない。こ

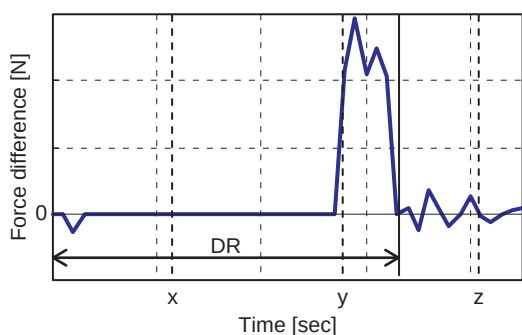
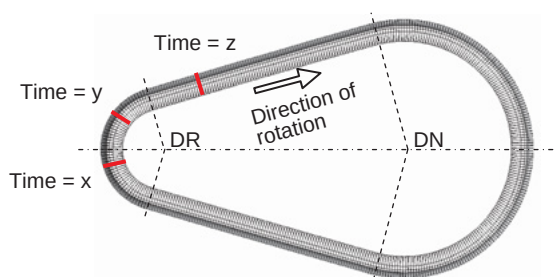


Fig. 8 Force difference between front and rear of element



	Deformation	Stress distribution
Time = x		
Time = y		
Time = z		

Fig. 9 Deformation of element at start-up

のためベルト全周のエレメント応力分布を知ることは難しくなる。そこで、あるタイミングのベルト全周にわたる応力コンター図を Fig. 10 に示す。また、全エレメントに生じるネック部応力を拾い出した結果を Fig. 11 に示す。抽出したタイミングは、Fig. 4に示すx, yおよびzである。Fig. 11の結果は、ドライブプーリ出口前後でエレメントネック部の応力振幅が最大となることを示しており、その値は Fig. 7 で示した時刻歴波形の応力振幅と一致する。

3.5. 過渡時のエレメント応力発生メカニズム

次に、エレメント応力の支配因子を明らかにするためトルク伝達メカニズムを調べた。金属ベルトのトルク伝達は、エレメント間押し力によるトルク成分とリング張力差によるトルク成分から成ることが知られている。Fig. 12に発進過渡条件でのエレメント間押し力、リング張力およびエレメントV面荷重分布を示す。弦部ab間でのブロック間押し

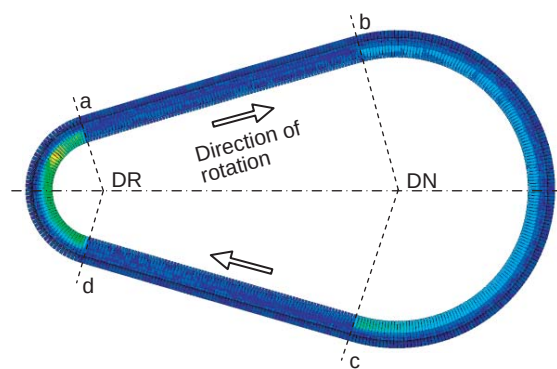


Fig. 10 Element stress distribution

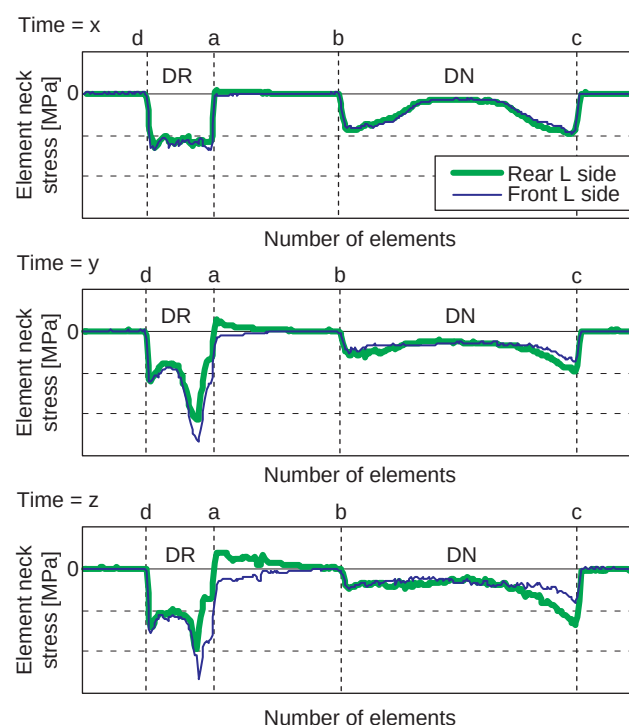


Fig. 11 Instantaneous stress distribution on element neck

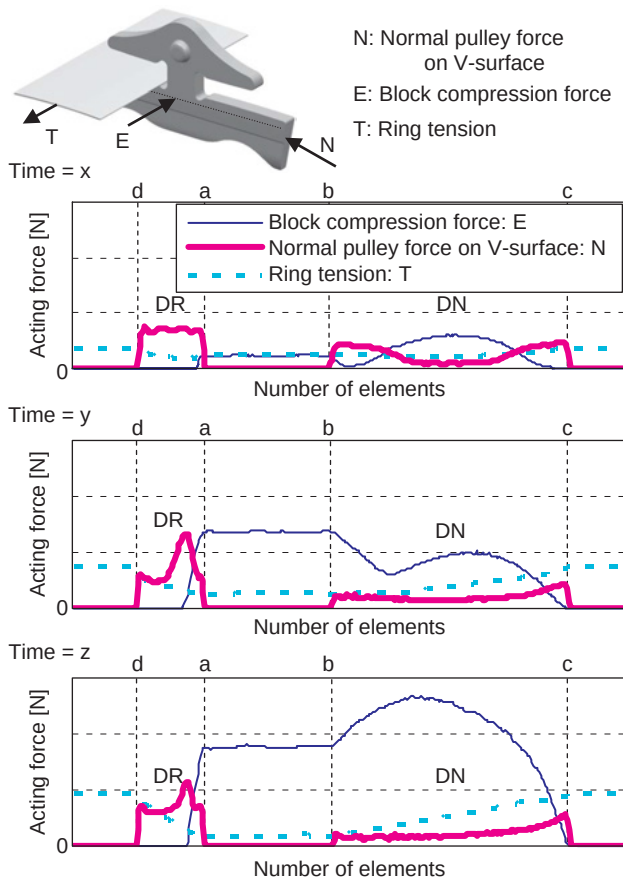


Fig. 12 Instantaneous acting forces across belt

力は時間とともに増加している。また、弦部 cd 間と弦部 ab 間のリング張力差も時間とともに増加しており、トルク伝達に寄与している。

さらに、エレメント V 面荷重分布に注目すると、Fig. 11 のエレメント応力分布と似ていることがわかる。また、エレメント押し力の変化が大きい個所でエレメント応力の前後差が発生していることもわかる。以上のことから、エレメントネック部応力の支配因子は V 面荷重であり、これにエレメント間押し力による曲げが追加される形であると考えられる。

4. 過渡運転状態のエレメント強度

過渡運転条件のエレメント耐久性を評価するため車両を用いて発進、停止を繰り返すのは、膨大なテスト時間を要するため現実的とはいえない。そこで、スロットル開度をパラメータとして負荷条件を振った定常運転条件の耐久テストへ置換することを考える。

4.1. 定常運転条件のエレメント応力

Fig. 13 に、ある定常運転条件におけるエレメントネック部のシミュレーションによる応力波形を示す。

4.2. エレメント応力の検証

前述のエレメント応力を検証するため、ベルトが 1 回転する間にエレメントへ作用する荷重を実験値と比較する。実験値はある方向の荷重だけの感度を上げるためエレメン

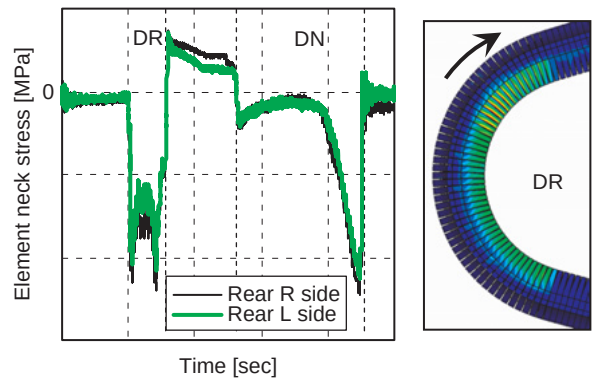


Fig. 13 Element stress in steady-state

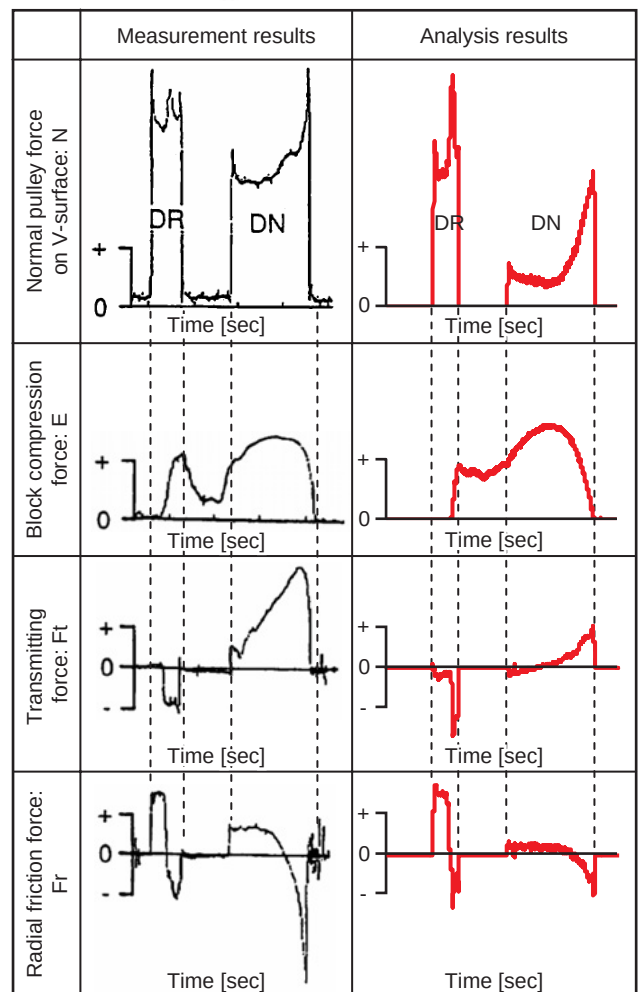
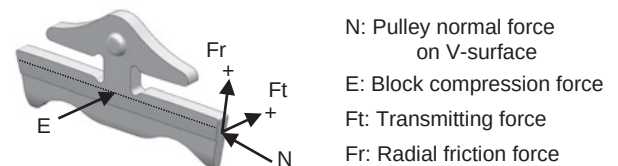


Fig. 14 Comparison of acting forces on element

トに加工を施していた⁽¹⁵⁾。そのため、定量的な検証はできないが、定性的には両者の荷重分布に良好な一致が見られる (Fig. 14)。

4.3. 過渡運転条件の位置づけ

負荷条件を四水準変化させて LOW レシオでの定常耐久テストをおこない、得られたベルト SN 線図を Fig. 15 に示す。縦軸には、定常耐久テスト条件でシミュレーションをおこなったときのエレメントネック部の応力振幅を示す。エレメント強度はエレメントネック部の応力振幅と相関をもつことが示されている。次に、過渡運転条件におけるエレメント強度の位置づけを確認するため、SN 線図上に Fig. 11 で得られた応力振幅を水平線として示す。SN 線図と水平線の交点から、現状の耐久テスト条件は、発進時のような過渡運転条件の使われ方をも包含しており、金属ベルトの動的強度は十分に確保されているといえる。

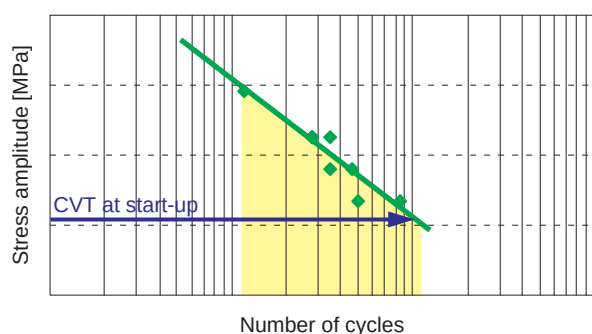


Fig. 15 Stress number diagram

5. まとめ

CVT金属ベルトのエレメント応力予測技術を過渡運転条件に適用することで、以下のことを明らかにした。

- (1) CVT発進時のエレメントネック部応力振幅は、ドライブプーリー出口前後で最大となる。
- (2) エレメントネック部応力の支配因子はV面荷重であり、これにエレメント間押し力による曲げが追加される形であると考えられる。
- (3) 定常運転条件のシミュレーションと耐久テストからエレメントネック部の SN 線図を作成し、過渡運転条件における金属ベルト強度の位置づけを明らかにした。すなわち、過渡運転条件においても、本手法により金属ベルトの動的強度を検討することが可能であることがわかった。

6. あとがき

金属ベルトの伝達容量拡大が急速に求められている現在、金属ベルトの過渡運転条件におけるエレメント応力履歴を

シミュレーションで明らかにすることが可能であることを示した。今後、さらにその精度を高め、高容量でハイレスポンスな CVT 開発につなげていきたい。

参考文献

- (1) 佐藤洋一, 浦野純司, 大橋章人, 左久間信次, 山口正明: 新型Odyssey用CVTの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2, p.87-94
- (2) 加藤芳章, 山下弘, 河野義裕: 3.5L クラス金属ベルト CVTのトルク容量解析, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.65-03, p.1-4(2003)
- (3) Kobayashi, D., Mabuchi, Y., Katoh, Y.: A Study on the Torque Capacity of a Metal Pushing V-Belt for CVTs, SAE Paper, 980822(1998)
- (4) Pennings, B., Drogen, V. M., Hepp, M., Ginkel, V. E., Brandsma, A.: Van Doorne VDT Fluid Test: A Test Method on Belt-Pulley Level to Select Fluids for Push Belt CVT Applications, SAE Paper, 2003-01-3253(2003)
- (5) 岡田卓也, 野澤啓文, 服部勇仁, 谷裕文: プーリー剛性を考慮した金属ベルトの応力検討, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.47-06, p.15-18(2006)
- (6) 清水宏文, 小林大介, 川島純一, 加藤芳章: 金属Vベルトの動的挙動に関する3次元数値解析手法開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.8-99, p.9-12(1999)
- (7) 斎藤俊博, 岡野武政: CVT プーリー剛性を考慮した金属ベルト応力シミュレーションの適用, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.191-196
- (8) Saito, T., Miyamoto, K.: Application of Technique for Prediction of Stress in Elements of Metal Pushing V-belt by Simulation of Dynamic Behavior, SAE Paper, 2006-01-1307(2006)
- (9) 金原茂, 藤井透: 押しブロック式金属ベルトの伝達機構に関する研究, HONDA R&D Technical Review, Vol.7, p.49-67
- (10) Pennings, B., et al.: New Push-Belt Design to Increase Power Density of CVTs Featuring a New Maraging Steel, San Francisco, VDI-Verlag(2004)
- (11) 矢ヶ崎徹, 青山英明, 斎藤俊博, 石井和夫, 岡田善成, 有川守: CVT 用金属ベルトの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.181-190
- (12) Sluis, V. D., et al.: Stress reduction in push belt rings using residual stresses, Proceedings of CVT2002 Congress, VDI-Berichte 1709, Munich, p.383-402(2002)
- (13) 矢ヶ崎徹, 青山英明, 大貫基範, 岡田善成, 片岡隆平: 2L クラス CVT 用金属ベルトの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2, p.95-102
- (14) 山下幸司, 成瀬利孝: 駆動系に負荷される大入力の予

測技術, MAE テクニカルレポート, No.13(2004)

- (15) Kanehara, S., Fujii, T., Kitagawa, T.: A Study of a Metal Pushing V-Belt Type CVT - Part 3:What Forces Act on Metal Blocks?, SAE Paper, 940735(1994)

■著 者■



齋藤俊博

二輪車シートの乗り心地評価手法の確立

Establishment of Evaluation Method for Riding Comfort of Motorcycle Seats

小谷野 光 江*

Mitsue KOYANO

小 原 健 史*

Takeshi OHARA

竹 内 務*

Tsutomu TAKEUCHI

横 井 元 治*

Motoharu YOKOI

要 旨

二輪車シートの乗り心地性能を向上させるために、走行時の入力条件を再現できる乗り心地評価試験機を製作し、動的ストローク感(路面衝撃入力時のシートクッションの動き)と乗り心地不快感評価について、評価手法を確立した。この装置を用いて、人体の感じ方と二輪車に必要なシートの振動特性を見出し、二輪車に必要な低周波での振動特性に優れた熱可塑性エラストマ製の立体網状クッションを開発した。確立した評価方法を用いて、従来のウレタンフォームクッションと立体網状クッションの性能を比較した結果、立体網状クッションは、動的ストローク感、乗り心地が向上していることを明確にすることができた。

ABSTRACT

To enhance the riding comfort of a motorcycle seat, a riding comfort evaluation tester that can reproduce the road vibration felt when the motorcycle is running was designed and fabricated. The riding sensation felt by the rider and the necessary seat vibration characteristics for a motorcycle were determined, and methods were established to enable evaluation of riding discomfort and the dynamic stroke feeling (the motion of the seat cushion, in response to impact from the road). In addition, a 3D mesh cushion made of thermoplastic elastomer, which has the reliable low-frequency vibration characteristics necessary for a motorcycle, was fabricated, and its riding comfort was compared to that of a conventional urethane foam cushion. As a result, it was clearly established that the 3D mesh cushion provides superior dynamic stroke feeling and riding comfort.

1. ま え が き

近年の二輪車開発においては、足着き性向上やシート下に配置する部品の増加により、シートクッション厚みの確保に限界があり、乗り心地性能低下が懸念されている。反面、乗り心地向上は大きな商品魅力であり、性能向上の要求が高まっている。シートクッション厚みに制約のある中で、性能向上を図るには、二輪車に必要なシートクッションの動きが出せる新たなクッション材の開発が必要とされており、同時に開発したクッション材の性能差を明確にする動的評価手法が求められていた。

従来、シートの動的評価は、尻型をシートに落下させたり、尻型をシート上においてシート下から動的な入力を与

えるなどして、パラメータを得ていた。また、実走行でシートの動的状態の計測をおこない、得られたパラメータと実走行での官能評価の解析もおこなっていたが、いずれの方法でも、官能評価との相関を得ることは困難であった。その要因として、前者は、同条件での繰り返し計測が可能のため、パラメータの精度は高いが、実走行の評価条件とは異なることが考えられる。後者は、評価している条件下での計測であり、パラメータと官能評価を同時に得られるが、繰り返し同条件で計測することは困難で、精度よい計測値を得られないことが考えられる。

これらを解決するには、計測条件を実走行に近づけることが有効であると考え、二輪車用の乗り心地評価試験機を製作し、走行時の入力条件を再現することにより、精度よく

データを計測し、動的な評価手法を確立することを試みた。

本稿では、乗り心地評価を周波数ごとの評価に分類し、動的ストローク感と乗り心地不快感評価の評価手法を確立し、新たに開発した熱可塑性エラストマ製の立体網状クッション(以下、網状クッションという)と従来のウレタンフォームクッション(以下、フォームクッションという)を比較した結果について述べる。

2. 二輪車走行時に受ける振動特性と人体の感じ方

2.1. 二輪車走行時に受ける振動特性

乗り心地試験機を製作するために、公道をシミュレートした乗り心地評価路面(路面I)を設定し、車速を定めて走行し、車両の3箇所の加速度を計測した。車両の3箇所の加速度とは、車両のヘッドパイプ、ライダー乗車位置、及びライダー乗車位置後部のシートレール上であり、それぞれの前後、上下方向の加速度を計測した。ライダー乗車位置のシートレール上下方向の加速度の計測結果を Fig. 1 に示す。二輪車は、シートの動きを感じやすい1-3 Hzの低周波領域で、大きな入力加わっている。この特徴的な加速度が再現できる乗り心地試験装置を製作し、二輪車シートの動的な計

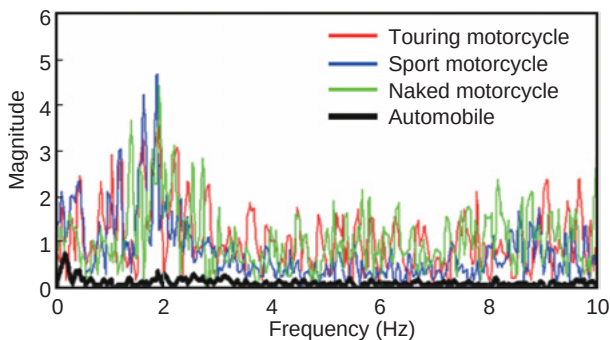


Fig. 1 Fourier spectra of acceleration in road I

測及び評価を精度よくおこなうことにした。

2.2. 乗り心地評価試験機

シート乗り心地評価試験機は、シート前方、後方部の上下の動きと前後の動き合計3箇所の加速度を再現できる3軸の加振装置⁽¹⁾とした。この3箇所の動きを再現すると、シート下からの上下方向にたたかれるような動きだけでなく、ピッチング方向の動きや前後方向の動きが加わった、被験者のでん部がシートを複雑に押し付けるような動きが再現できる。加振機テーブル上には、実車のシート、ハンドル、ステップ、フューエルタンクを設置し、被験者がシート上に着座して、シートの計測及び評価をおこなう。装置の外観を Fig. 2 に示す。

2.3. 二輪車乗車時のシートクッションの動きの感じ方と感度

二輪車乗車時のシートクッションの動きの感じ方を調べるために、乗り心地評価試験機に、体重の異なる3名の被験者が乗車し、感じ方を評価した。20 Hz以上になると、シートクッションの動きが乗り心地としてわかりにくくなるこ

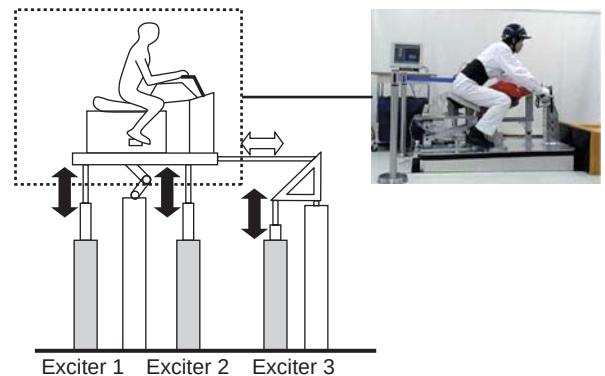


Fig. 2 Dynamic evaluation testing machine for motorcycles

Table 1 Vibration perception level on motorcycle

A: Insensitive to seat vibration

B: Sensitive to seat vibration

C: Indistinct seat vibration at resonating

1: Internal organ resonated

2: Upper body resonated

3: Head resonated

Frequency Hz	Displacement mm	±5	±10	±20	±30	±40	±50
0.5		A	A	A	A	A	A
1		A	A	B	B	B	B
2		B	B	B	B1	C	C
3		B	B	B	C		
4		B1	B1	B1	C		
5		B1	B2	C	C		
6		B1	C2	C			
7		C2	C2	C			
8		C2	C2				
9		C3					
10		C3					

とから、評価領域は20 Hz以下とした。乗り心地として、特に感じ方の変化が大きい0.5 - 10 Hzの官能評価結果をTable 1 に示した。この結果から、二輪車でシートクッションの動きを敏感に感じる領域は、1 - 3 Hz であり、この領域でシートクッションが大きく動くと乗り心地がよい、動的ストローク感があると感じる事がわかった。また、4 - 8 Hzの間では、シートクッションがストロークする感じはわかりにくくなり、シートクッションの動きが人体に不快感を与える現象がおきる。この領域でシートクッションの動きが大きいと、乗員の内臓と上体が共振するため、ゴツゴツとした不快な振動に感じられる。そのためシートクッションの動きは小さく抑えられた方が乗り心地がよいと感じる。以上のことから、二輪車の乗り心地を向上させるには、低周波領域 1 - 3 Hz で適度な動きを有し、4 - 20 Hz でシートクッションの動きを抑えることが重要であることを見いだした。

3. 動的性能評価方法

3.1. 動的ストローク感評価方法

シート特性の動的評価方法として検討した従来の手法について述べる。シートを治具に固定し、尻型を落下させ、尻型落下時のシート変位量を計測した。Fig. 3 に示す a+b+c を動的ストローク感を表現する変位量として求めた。動的ストローク感とは、路面から衝撃を受けたときのシートクッションの動き量のことである。動的ストローク感の官能評価をおこなうために、評価に適した低周波(1 - 3Hz)の路面(路面 II)を設定し、Table 2 に示す評価スケールにより評価をおこなった。変位量 a+b+c と官能評価との相関を

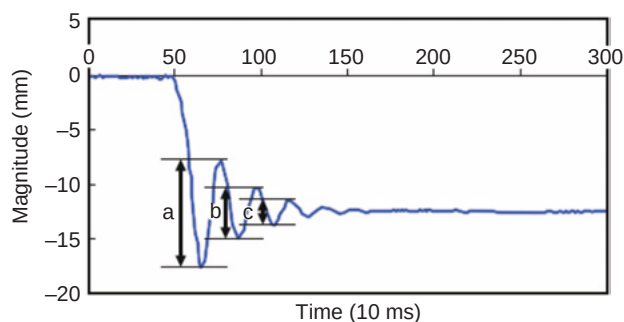


Fig. 3 Displacement data in dummy hip drop test

Table 2 Evaluation scale for dynamic stroke feeling

Score	Definitions
5	Extreme feeling
4	Fair feeling
3	Moderate feeling
2	Somewhat felt
1	Slight feeling

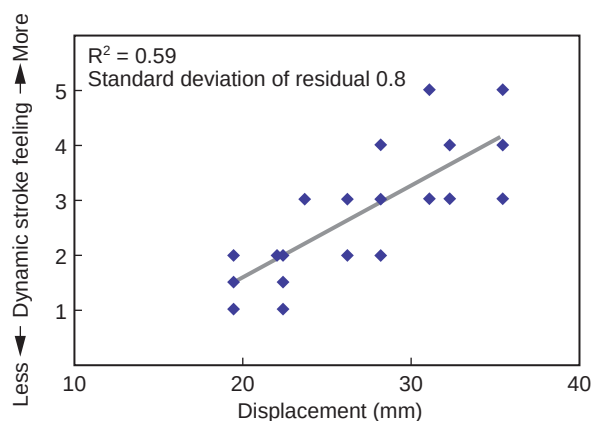


Fig. 4 Relationship between total displacement of dummy hip drop test and dynamic stroke feeling

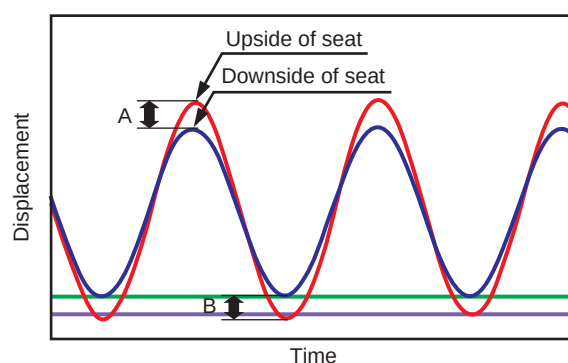


Fig. 5 Displacement data in road II

求めた結果をFig. 4に示す。やや弱い相関は認められたが、実用可能な相関は得られなかった。

今回開発した乗り心地評価試験機における動的ストローク感を表現する変位量の検討結果について述べる。動的ストローク感を評価するため、路面 II を走行し、車両につけた3箇所の加速度データを計測した。乗り心地評価試験機で3箇所の加速度を再現し、体重 70 kg の被験者が乗車して、シート上下の加速度を計測し変位量を求めた(Fig. 5)。同時に官能評価もおこない、Table 2 の評価スケールを用いて、体重 70 kg の被験者3名が評価した。パラメータ解析

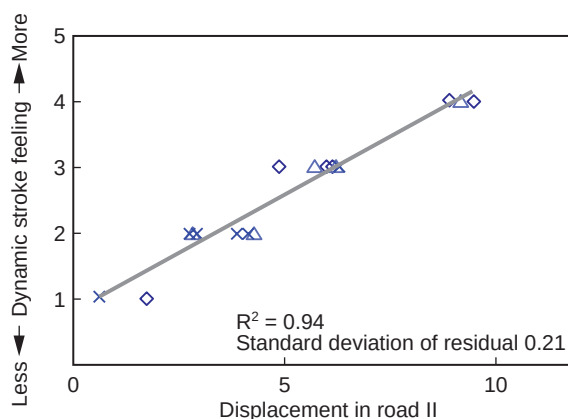


Fig. 6 Relationship between displacement and dynamic stroke feeling in road II

領域は 1-3 Hz の低周波領域に限定し、解析に適した一部を取り出し、総変位量、位相差等のパラメータを求めた。これらのパラメータと官能評価の相関が最も高かったのは、Fig. 5 に示す変位量 A+B となった。変位量 A+B と動的ストローク感の関係を Fig. 6 に示す。変位量 A+B と動的ストローク感の高い相関性があり、被験者は、本条件において、入力に対するシートの動きの差を評価しているものと推測できる。

3.2. 乗り心地不快感評価方法

乗り心地評価試験機における乗り心地不快感評価を表現するパラメータの検討結果を述べる。乗り心地の不快感領域を評価するために、不快な振動を感じやすい路面(路面 III)を走行し、車両の 3 箇所で加速度を計測した。乗り心地

Table 3 Evaluation scale for dynamic comfort quality

Score	Definitions
5	Very comfortable
4	Slightly comfortable
3	Acceptable
2	Slightly uncomfortable
1	Very uncomfortable

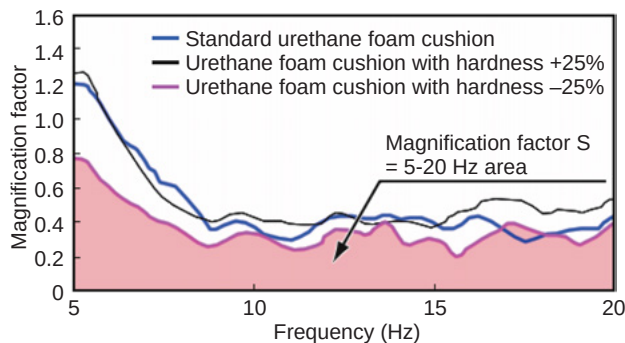


Fig. 7 Magnification factor in road III

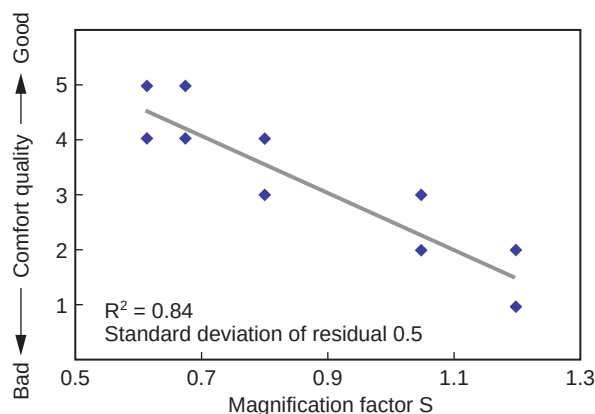


Fig. 8 Relationship between magnification factor S and comfort quality in road III

評価試験機で 3 箇所の加速度を再現し、体重 70 kg の被験者が乗車して、シートの上と下の上下方向の加速度を計測した。同時に官能評価もおこない、Table 3 の評価スケールを用いて、体重 70 kg の被験者 3 名が評価した。乗り心地不快感評価は、人体が感じる広い範囲の周波数域を評価していると考えられるため、5-20 Hz の振幅倍率を求め各種クッション材における振幅倍率の傾向を比較した(Fig. 7)。振幅倍率に上下はあるが、各周波数で同様の傾向を示していることから、5-20 Hz 間の振幅倍率の積分値、すなわち面積 S を乗り心地不快感評価を表現するパラメータとした。面積として表現するため、振幅倍率の大きさを平均化してしまうという問題点があるが、Fig. 8 に示す官能評価と振幅倍率の面積 S との相関解析の結果から、十分な相関性が確認され、振幅倍率の面積 S は乗り心地不快感を表現するパラメータとして採用可能と判断した。

4. 網状クッションとフォームクッションの性能比較

4.1. 網状クッションの特徴

クッション材は、素材や密度の組合せによりクッション特性が変化するため、車両のコンセプトに合わせて、適切なクッション特性を決定することが重要である。従来のフォームクッションは、硬度を下げると低周波での動きが出せる。しかし、長時間走行では持続しないのでフォームクッションがつぶれて体圧分布が変化しないなどの弊害の方が大きいため、低周波での動きが不足した硬度設定を取らざるを得ない。また、近年用いられている低反発材は、衝撃吸収性、体圧分散性には優れるが、荷重をかけるとつぶれてしまい、二輪車に必要な動きを出せないという課題があった。今回着目した網状クッションは熱可塑性エラストマを用いており、素材や密度に加え線径や交差点密度などの変更により、クッション特性を多様に設定することが可能である。開発した網状クッションは、熱可塑性エラストマの弱点であった高温下での圧縮残留ひずみや繰り返し硬度変化率の改良をおこない、要求特性を実現する材料仕様を設定した。網状クッションの動的ストローク感の改善可能性を検討するため、フォームクッションと開発した網状クッションの同サイズ、同硬度のテストピースを作成し、シート表皮をかぶせずに、JASO B 407-87 に準拠して振動特性を計測した。試験結果を Table 4 に示す。網状クッションは、共振周波数が低周波へ移行し、振幅倍率が高くなって

Table 4 Characteristics of vibration by test piece

	Foam cushion	3D mesh cushion
Resonance frequency (Hz)	6.10	5.41
Magnification factor of resonance	3.82	4.62

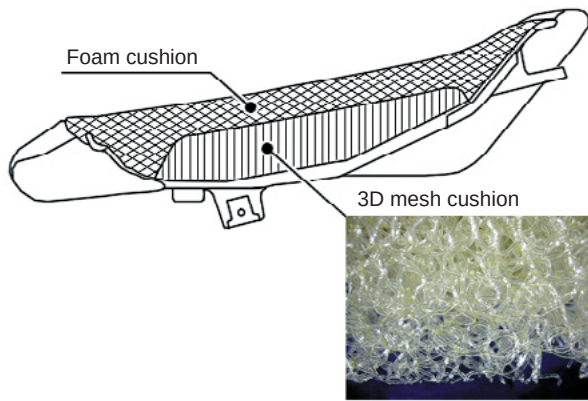


Fig. 9 Structure of new seat with 3D mesh cushion

おり、フォームクッションにおいて硬度を下げたときと同様の効果を示す。網状クッションは、フォームクッションと同硬度を維持しながら、フォームクッションより、動的ストローク感が得られると推測した。

4.2. 動的ストローク感評価結果

これ以降の実験は、網状クッションの上層部は、フォームクッションを使用し、上面形状は、同形状で比較する。構造図を Fig. 9 に示す。

網状クッションの動的ストローク感の向上効果を定量的に評価するため、乗り心地試験機において、動的ストローク感評価用に設定した路面を走行して計測した加速度を再現し変位量A+Bを測定した。網状クッションとフォームクッションの変位量A+Bを比較した結果、Fig. 10 に示す通り、網状クッションは、フォームクッションに対して変位量が1.5倍に増加していることが確認された。網状クッションにおける動的ストローク感の向上度合いは十分に体感可能であり、材料仕様の妥当性が確認された。

4.3. 乗り心地不快感評価結果

網状クッションの乗り心地の向上効果を定量的に評価するため、乗り心地試験機において、乗り心地不快感評価用に

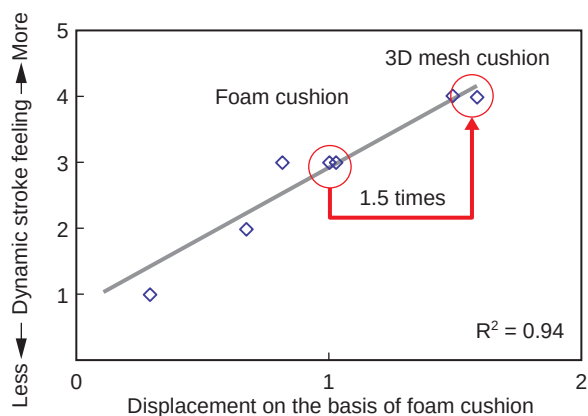


Fig. 10 Relationship between displacement and dynamic stroke feeling

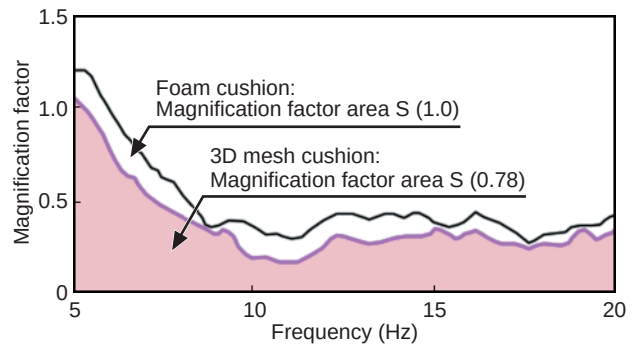


Fig. 11 Magnification factor of 3D mesh cushion and foam cushion in road III

設定した路面を再現し、シート上下加速度を計測し、振幅倍率の面積Sを求めた。網状クッションは、フォームクッションに対して、Fig. 11に示す通り、振幅倍率の面積Sの値が22%減少しており、乗り心地不快感の低減効果が明確になった。

5. 実走行での検証結果

乗り心地試験機による動的ストローク感、乗り心地不快感評価結果を検証するために、動的ストローク感、乗り心地不快感評価用に設定した路面Ⅲを走行し、被験者3名による官能評価をおこない両者の比較をおこなった。官能評価のばらつきは、過去に著者らが実施した結果⁽²⁾において0.3-0.7点程度であることから、予測値の目標は、予測値-実測値(残差)が±0.5点以内に入ることとした。網状クッションとフォームクッションの予測値と実測点(被験者の平均値)を Table 5 に示す。残差は、± 0.5 点以内となっていることから、動的ストローク感、乗り心地不快感評価手法として妥当であることが確認できた。

6. まとめ

二輪車用乗り心地評価試験機を用いて、動的なシート評

Table 5 Verification results of dynamic stroke feeling and discomfort evaluations in actual driving

Dynamic stroke feeling evaluation

	Expectancy	Actual measurement	Residual
3D mesh cushion	4.2	4.0	0.2
Foam cushion	3.5	3.7	- 0.2

Discomfort evaluation

	Expectancy	Actual measurement	Residual
3D mesh cushion	3.9	4.2	- 0.3
Foam cushion	2.9	3.3	- 0.4

* Displacement: bench mark is foam cushion

* Magnification factor S: bench mark is foam cushion

価手法を確立し、網状クッションとフォームクッションの性能差を定量的に明確にすることができた。

- (1) 乗り心地評価試験機を用いて、動的ストローク感評価領域と乗り心地不快感評価領域に分類した乗り心地評価手法を確立した。
- (2) 二輪車用乗り心地評価試験機により、二輪車乗車時に必要なシートの低周波の動きを見出し、動的ストローク感に優れた熱可塑性エラストマ製の網状クッションを開発した。
- (3) 開発した網状クッションは、フォームクッションに対して、動的ストローク感を表す変位量で 1.5 倍、乗り心地を表す振幅倍率の面積で 22% 減少していることを明確にすることができた。

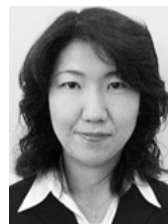
謝 辞

本開発にあたり、御協力を頂いた株式会社日本発条の皆様に紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

参考文献

- (1) 原島正吉，四宮一雄，高橋弘，門田正和，保田和豊：
汎用ロードシミュレータの開発，HONDA R&D
Technical Review, Vol.3, p.153-162
- (2) 小谷野光江，君島猛，中山研吾：二輪車用シートの
フィット感の定量化，HONDA R&D Technical Review,
Vol.12, No.2, p.113-118

■ 著 者 ■



小谷野光江



竹内 務



小原健史



横井元治

夜間の歩行者認識支援を目的とした重畳画像の構成手法

Image Fusion for Night-time Pedestrian Recognition Assistance

江口 純 司*
Junji EGUCHI

近 藤 いずみ*
Izumi KONDO

小 池 弘 之*
Hiroyuki KOIKE

要 旨

夜間における歩行者事故低減を目的として、近赤外線画像の道路領域を遠赤外線画像に重ね合わせた重畳画像を構成した。これまでに研究されている遠赤外線画像と近赤外線画像全域を用いた重畳画像では、歩行者認識に必要な街灯や対向車の灯火などの画像情報も重畳されるため、これらの影響を低減することで視覚支援の効果を向上させることができる可能性がある。このため本研究では、グラデーションをかけることで近赤外線画像の道路領域のみを遠赤外線画像に重畳し、歩行者と道路領域に限定した部分的な重畳画像を構成した。この重畳画像の視覚支援効果について、被験者を用いた他の画像との比較実験をおこなった結果、歩行者位置の認識精度が向上することを確認した。

ABSTRACT

Fusion images have been generated by combining near infrared images of road areas and far infrared images in order to reduce vehicle-pedestrian accidents at night. In past studies, fusion images were generated by combining the entire area of near infrared images and far infrared images, which resulted in image information unnecessary for pedestrian recognition being fused, such as street illumination and the headlights of oncoming vehicles. It might be achievable to enhance efficiency in providing visual driving assistance by reducing these influences. The current research applied gradation processing to combine only the road area of near infrared images and far infrared images, and generate partial fusion images that primarily provide pedestrian and road area information. The effectiveness of this type of fusion image in providing visual assistance was compared to that of other image types in a volunteer test. Increased accuracy in identifying the location of pedestrians was shown when the new images were employed.

1. はじめに

日本国内で1年間に起こる歩行者の交通死亡事故のうち、夜間に起きた事故がその約7割を占めており、これらの事故について最も多い発生要因が運転者による歩行者の発見遅れであると報告されている⁽¹⁾。このような歩行者事故を低減するために、運転者に対する画像を用いた夜間の歩行者認識の視覚支援システムが有効であるといわれている。これまでに、夜間の歩行者認識の視覚支援システムとしては、夜間において歩行者を検知し、運転者に知らせる視覚支援システムが研究されている^{(2), (3)}。このような機能に加えて、検知機能が作動する以前に、運転者が歩行者の存在に気づくことができる画像を提示することにより、視覚支援効果をさらに高めることができる。

画像提示を用いた視覚認識支援システムにおいては、提示された画像と実際の道路環境を運転者が交互に見比べることで歩行者の存在と位置を把握するプロセスが発生する。夜間において、運転者が短時間で画像から歩行者の存在と位置を把握するには、路面形状や白線などの道路面情報が重要性をもつと考えられるため、歩行者と路面を同時に提示する必要がある。これに関して、夜間における歩行者の認識には人体の温度分布を撮像する遠赤外線カメラの画像が有効である⁽²⁾。一方、道路面などの環境情報は遠赤外線カメラからの情報取得が困難なため、夜間の環境撮像に適した近赤外線カメラを用いる必要がある⁽⁴⁾。これら二つの画像情報を重ね合わせた重畳画像を構成することで、二つの画像情報を一つの画像として表現することができる。このような重畳画像の構成手法として、Herrington らは道路環

*四輪開発センター

境の全域を周波数領域で重畳する手法を提案している⁽⁵⁾。

本研究では、運転者の短時間での歩行者認識における視覚支援効果をさらに高めるため、従来の道路環境の全域を用いて重畳画像を構成する手法に対し、歩行者の存在と位置を把握するのに必要な情報のみに限定した部分的な画像重畳手法を検討した。Herrington らの手法では、離散ハルウェーブレット変換を用いることで、夜間の道路環境全域を比較的明るく提示することができる。しかし、歩行者の周囲環境も同時に明るくなることで相対的に歩行者の存在がわかりにくくなり、かえって認識の精度が低下する可能性がある。このため、夜間における歩行者認識のための画像には、歩行者の周囲は比較的暗く、かつ道路領域は明るく表示するという、相反する性質が求められる。また、同様に歩行者の存在がわかりにくくなる対向車の灯火などの外乱光による画像のハレーションについても低減する必要がある。そこで本稿では、夜間の歩行者認識に必要な道路面の情報を有する近赤外線画像にグラデーション処理を実施することで、道路領域に限定した部分的な重畳画像の構成手法を提案するとともに、その視覚支援効果の確認結果を示す。

2. グラデーション処理を用いた重畳画像の構成

2.1. 従来手法の課題

Herrington らの手法による重畳画像の構成例を Fig. 1 に示す。道路環境の全域を用いて構成したこのような重畳画像(以下、全面重畳画像)では、環境光および外乱光による画像の輝度の飽和によって歩行者認識の視覚支援が十分に機能しない場面があることを確認した。その例として以下の二項目があげられる。

(1) 環境光の例：市街地の街灯付近 [Fig. 2(a)]

(2) 外乱光の例：対向車の灯火 [Fig. 2(b)]

市街地の街灯については、Fig. 2(a) に示すとおり、画像上で歩行者と重なった場合において歩行者の認識が困難になる可能性がある。また、Fig. 2(b) に示すとおり、対向車の灯火が近赤外線カメラに直接的に入射された場合、重畳画像において撮像輝度の上限值付近で表現され、画像にハ

レーションが発生する可能性がある。

市街地の街灯に対しては、近赤外線画像の道路領域のみを抽出し、遠赤外線画像に重畳させる手法が考えられる。しかし、対向車の灯火は路面反射などで道路領域にも明るく映りこむため、ハレーションの低減に対しては効果が低い。また、道路領域の境界前後で輝度が大きく変化するため、視覚的な違和感も生じる。このことから、重畳領域を道路領域に限定し、かつハレーションを低減した重畳画像を、近赤外線画像に対してグラデーション処理を実施することで構成する。

2.2. グラデーション処理

近赤外線画像において、重畳対象とする画像領域(以下、重畳領域)以外の輝度値を0に減衰させるグラデーション処理を構築した。Fig. 3に示すとおり、グラデーション処理においては、重畳領域の境界値 y_b によって重畳の対象とする領域を設定する。式(1)のとおり輝度値 $I(x,y)$ に対してグラデーション係数 $G(y)$ を乗じて輝度値 $I_g(x,y)$ を求める。式(2)に示す $G(y)$ によって輝度値 $I_g(x,y)$ は重畳領域の境

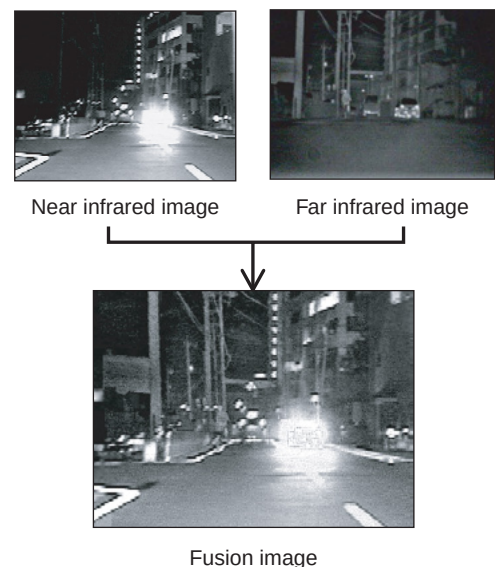


Fig. 1 Fusion image



(a) Surrounding illumination



(b) Headlights of oncoming vehicle

Fig. 2 Examples of halation in all area fusion image

界 $y=y_b$ に近い画素ほど0に近づくように減衰し、境界を超えると0になる。また、グラデーションゲインが大きいほど、輝度値は緩やかに減衰するため、重畳画像を構成した場合、重畳領域の境界 y_b 付近で生じる輝度格差は低減されるが、全体的に近赤外線画像が暗くなるため、重畳画像における近赤外線画像の情報量は低下する。このことから、環境に応じて適切なグラデーションゲインを選択することが必要となる。以降、グラデーション処理を実施して構成した重畳画像をグラデーション重畳画像と呼ぶ。

$$I_g(x, y) = I(x, y) \cdot G(y) \quad (1)$$

$I(x, y)$: 座標 (x, y) における近赤外線画像の輝度値

$I_g(x, y)$: 座標 (x, y) における近赤外線画像の輝度値

$G(y)$: グラデーション係数

$$\begin{aligned} G(y) &= 1 - 1/\exp(A \cdot (y - y_b)) & (y \leq y_b) \\ G(y) &= 0 & (y > y_b) \end{aligned} \quad (2)$$

y_b : y 軸における重畳領域の境界値

A : グラデーションゲイン, $A \geq 0$

3. グラデーション重畳画像の効果確認実験

実車に搭載した遠赤外線カメラ、および近赤外線カメラを用いてグラデーション重畳画像を構成し、その視覚的な効果を確認した。実験に用いたシステムレイアウトを Fig. 4 に示す。車両前方に遠赤外線カメラ、および近赤外線カ

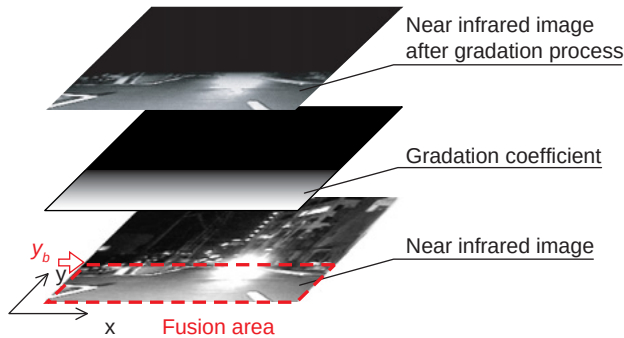


Fig. 3 Gradation process

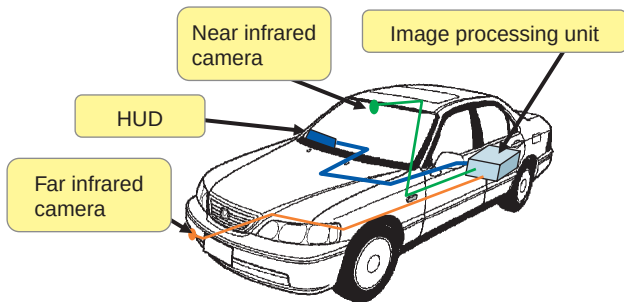


Fig. 4 System layout

メラをそれぞれ1台設置した。これらのカメラより取得した画像を用いて、画像処理ユニットにて重畳画像を構成し、ヘッドアップディスプレイ(HUD)に表示した。遠赤外線画像および近赤外線画像の両方においてサイズが 640×480 ピクセルの画像を用いた。グラデーション重畳画像の構成手順を Fig. 5 に示す。近赤外線画像に対してグラデーション処理を実施した後に、離散ハールウェーブレット変換を用いて周波数領域で画像を重ねた。

3.1. グラデーション処理の効果

グラデーション処理の有無による重畳画像の比較例を Fig. 6(a) および (b) に示す。Fig. 6(a) についてはグラデーションゲイン $A = 0$ に設定することにより、グラデーション処理を実施せず、道路領域のみを用いた部分的な重畳画像を構成した。一方 Fig. 6(b) には、 $A=0.05$ に設定しグラデーション処理を実施した重畳画像を示す。両方の場合とも重畳領域の境界値 $y_b=180$ に設定した。グラデーション重畳画像 [Fig. 6(b)] では、Fig. 7 のグラフに示すとおり、重畳領域の境界値 y_b 付近($80 < y < 180$)でグラデーション係数が連続的に小さくなり、重畳境界値 y_b を超えると0になる。これに対して、部分的な重畳画像 [Fig. 6(a)] では、グラデーション係수에連続的な変化はなく、重畳境界値 y_b を超えると1から0になる。

歩行者位置の認識支援効果を確認するため、先述のとおり路面情報と歩行者周辺の明るさに着目した。道路領域のみを重畳領域とした部分的な重畳画像 [Fig. 6(a)] と、グラデーション重畳画像 [Fig. 6(b)] の両方において、白線などの路面情報が歩行者と同時に提示できている。また、歩行者の周囲も比較的暗く提示できている。このことから、歩行者

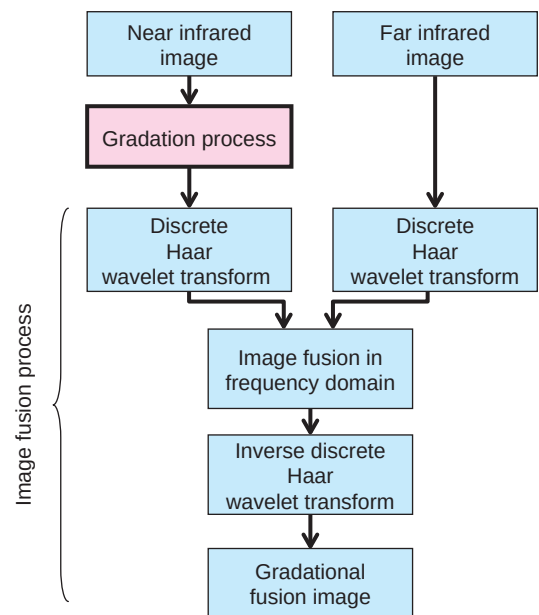


Fig. 5 Flow of construction of gradational fusion image

位置の認識支援効果については、グラデーション処理の有無によらず同等と考えられる。対向車の灯火については、部分的な重畳画像 [Fig. 6(a)] では道路領域に灯火が明るく映りこんでおり、ハレーションが低減されていない。これに対してグラデーション重畳画像 [Fig. 6(b)] では、道路領域において灯火の輝度が減衰しているため、ハレーションが低減されている。このことから、グラデーション重畳画像がハレーションの低減に対して効果的であることが確認できた。



Fig. 6 Comparison of partial fusion image and gradational fusion image

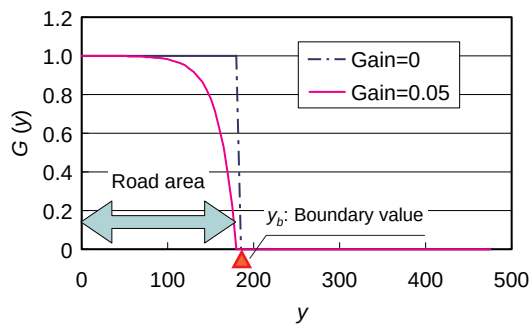


Fig. 7 Gradation coefficient $G(y)$

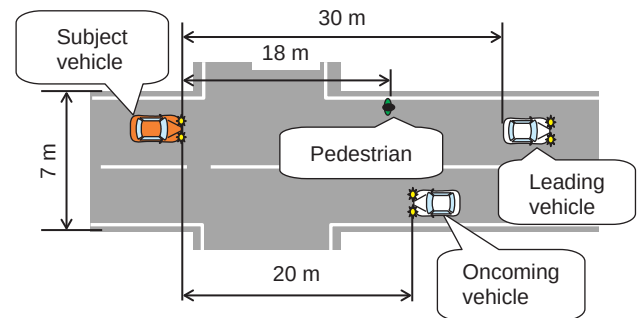


Fig. 8 Road scene

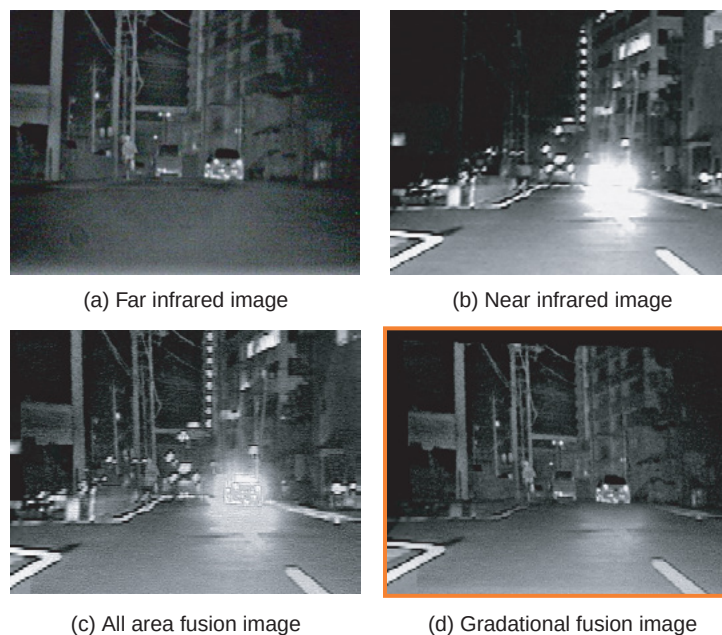


Fig. 9 Comparison of images

者の存在の認識が困難になる可能性がある。また、これらの画像を全体的に重畳した全面重畳画像 [Fig. 9(c)] では、歩行者の存在とその位置を認識できるが、環境光および外乱光の問題が残る。これらと比較して、グラデーション重畳画像 [Fig. 9(d)] では、歩行者と路面情報を提示すると同時に、環境光および外乱光によるハレーションが低減している。以上の結果より、グラデーション重畳画像は他の画像と比較して歩行者認識の視覚支援に対してより高い効果が期待される。

4. 被験者による視覚支援効果の確認実験

構成したグラデーション重畳画像について、歩行者の位置認識精度における視覚支援効果を被験者実験にて確認した。

4.1. 実験方法

4.1.1. 装置

グラデーション重畳画像の視覚支援効果の確認においては、実際の運転環境に近い状況で実施することが望ましいため、実車の運転席を模したシミュレータを構成した (Fig. 10)。歩行者認識の視覚支援のための画像提示には、運転席正面のインストルメントパネル上に設置したヘッドアップディスプレイ (以下HUD) を用いた。また、運転席前方にスクリーンを設置し、一般的なビデオカメラで撮影した走行環境の映像を表示することで実際の運転状況を再現した。

4.1.2. 手順

Fig. 10(a) に示す HUD に遠赤外線画像もしくはグラデーション重畳画像を提示し、歩行者位置の認識時間を測定することで各画像の視覚支援効果を比較した。提示する画像については、それぞれシーンの異なる 10 種類を用意した。この中からシミュレータが提示画像をランダムに選択し、電子音を発することによって被験者に画像の提示を知らせた。また、実際の運転状況では、運転負荷によって HUD の

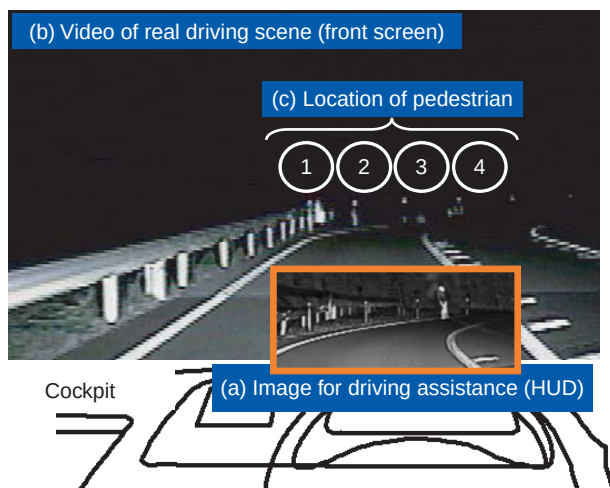


Fig. 10 Outline of experimental set-up

注視時間が変化し、負荷が大きいほど注視時間が短くなる。このことを再現するため、画像の提示時間をそれぞれ以下のように設定した。

運転負荷 大 : 0.3 sec

運転負荷 中 : 0.5 sec

運転負荷 小 : 1.0 sec

視覚支援効果を定量化するため、Fig. 10(b) に示す前方スクリーンに表示した走行映像を 4 領域に分割し [Fig. 10(c)], 各画像、各提示時間に対して歩行者がどの領域に存在するかを回答させ、その正答率を算出した。

4.2. 実験結果

二十代から四十代の、男性 6 名、女性 1 名の被験者に対して実験をおこなった結果について、Fig. 11 に画像提示時間ごとの各被験者の正答率を示す。提示時間 1.0sec の

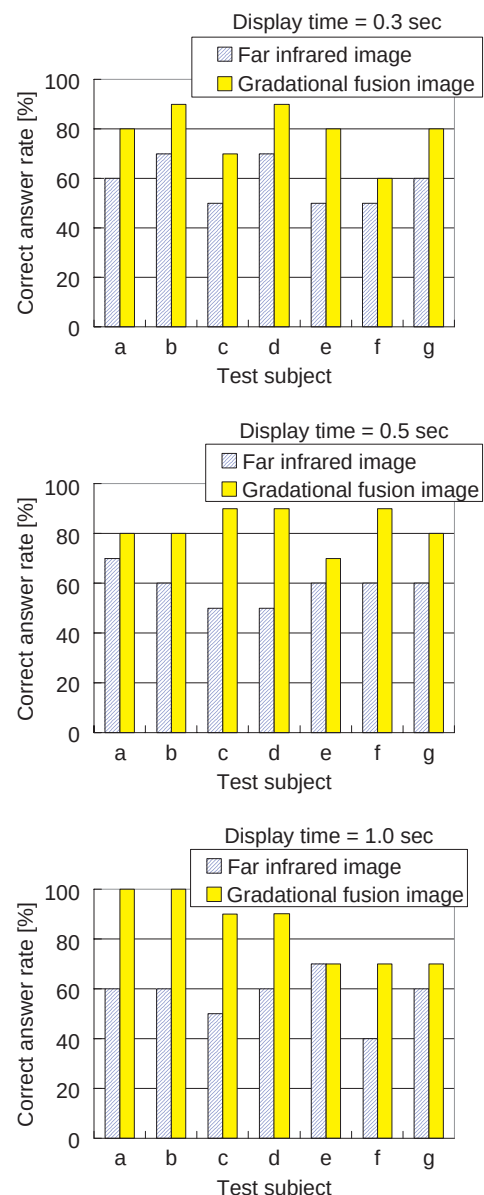


Fig. 11 Location recognition rate of pedestrian

場合の1名(被験者e)を除いて、グラデーション重畳画像では遠赤外線画像に対して正答率が向上した。各画像提示時間におけるグラデーション重畳画像の遠赤外線画像に対する正答率の比を Fig. 12 に示す。すべての画像提示時間において1.4 倍程度の向上が確認できた。このことから、運転負荷によらずグラデーション重畳画像の方が遠赤外線画像よりも歩行者位置の認識において効果的であると考えられる。

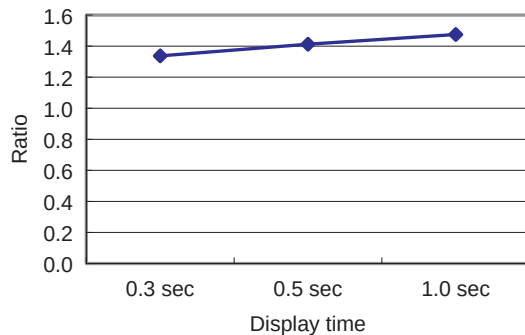


Fig. 12 Correct answer rate for gradational fusion images normalized by that for far infrared images

5. 結論

夜間の歩行者認識の視覚支援のために、道路領域の情報を有する近赤外線画像にグラデーション処理を実施することで、道路領域に限定した重畳画像の構成手法を提案した。従来の重畳手法では、視覚支援が十分におこなわれない状況として、市街地の街灯や対向車の灯火による画像のハレーションを確認した。これらの状況に対して、近赤外線画像の道路領域を重畳領域としてグラデーション重畳画像を構成した結果、歩行者位置の認識に効果的であるとともに、対向車の灯火によるハレーションについても低減できることがわかった。さらに、グラデーション重畳画像の歩行者認識における視覚支援効果についてシミュレータを用いた被験者実験をおこなった結果、実際の運転環境に近い状況においても、運転負荷によらず歩行者の位置認識精度の向上が可能であることが確認できた。このことから、本手法を用いた視覚支援システムにより、夜間の歩行者事故を低減できる可能性が示された。

参考文献

- (1) Traffic accident statistics annual report 2003, Institute for Traffic Accident Research and Data Analysis(2004)
- (2) Tsuji, T., Hattori, H., Watanabe, M., Nagaoka, N.: Development of Night Vision System, IEEE TRANSACTIONS ON INTELLIGENT

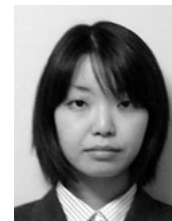
TRANSPORTATION SYSTEMS, Vol.3, No.3, p.203-209 (2002)

- (3) Suard, F., Rakotomamonjy, A., Bensrhair, A., Broggi, A. : Pedestrian Detection using Infrared images and Histograms of Oriented Gradients, IEEE IV2006, p.206-212(2006)
- (4) Toyofuku, K., Iwata, Y., Hagsato, Y., Kumasaka, T.: The "Night View System" Using Near-Infrared Light, SAE Paper 2003-01-0018(2003)
- (5) Herrington, W. F., Horn, B. K. P., Masaki, I.: Application of the Discrete Haar Wavelet Transform to Image Fusion for Nighttime driving, IEEE IV2005, p.273-277(2005)

■ 著 者 ■



江口 純司



近藤 いずみ



小池 弘之

高疲労強度焼結鍛造コネクティングロッドの研究

Research of High Fatigue Strength for Powder-forged Connecting Rods

高 田 健太郎*
Kentaro TAKADA

木 暮 亮 介*
Ryosuke KOGURE

小 林 輝 夫*
Teruo KOBAYASHI

要 旨

焼結鍛造コネクティングロッド(以下コンロッド)の素材の高疲労強度化を研究した結果を報告する。

従来の主要な混合粉末(鉄, 炭素, 銅)に対し, 特殊な合金成分を添加せずに配合量の調整と焼結温度条件の制御によって焼結鍛造素材の加工性を低下させずに高疲労強度化を図った。疲労強度の向上には銅によるフェライトの固溶強化だけでなく素材の表面欠陥である空孔を低減させる方法が有効であるが, 含有炭素量を低減することで塑性段階において形成される欠陥を大幅に減らすことができた。

本研究の結果を元に高強度化した焼結鍛造素材は従来の素材に対して疲労強度を 30%以上向上させることができ, 焼結鍛造コンロッドの適用範囲を, 従来よりもさらに高出力, 高負荷エンジンにまで広げることができた。

ABSTRACT

This paper reports the results of research on increasing the fatigue strength of powder-forged connecting rod materials.

The fatigue strength of powder-forged materials was increased without adding special alloy elements or lowering workability by adjusting the ratios of the conventional main mixed powders (iron, carbon, copper) and by controlling the sintering temperature conditions. In addition to solid solution strengthening of the ferrite using copper, reducing porosity, which is a material internal defect, is also an effective method of increasing fatigue strength. Reducing carbon content greatly reduced the occurrence of defects in the forging stage.

The results of this research showed that the fatigue strength of high strength powder-forged materials can be increased by 30% or more over that of conventional materials, resulting in powder-forged connecting rods to be applied to even higher output and higher load engines than before.

1. まえがき

自動車の省燃費化, 高出力化にはエンジン部品においても軽量化が重要であるが, 特にピストン, クランクシャフト, コンロッドなどの主運動系部品の軽量化はエンジン性能の向上に大きく影響を及ぼす。コンロッドの軽量化に関しては, 鉄鋼材料以外にチタン合金などが一部実用化されている⁽¹⁾が, コストが高いため, 一般の乗用車用エンジンにおいては鉄鋼材料の高強度化によるサイズダウンで対応している⁽²⁾。

欧州含め日本では熱間鍛造成型技術が進んでおり, 鋼材の高強度化が盛んにおこなわれてきたのに対して, 北米で主流の焼結鍛造材は, 素材の脆性を利用してコンロッドの大端部を破断分割し形状を合理化し軽量化できる利点が

あった。ところが, 近年は熱間鍛造製法において高強度化に加え焼結鍛造材と同様に破断分割も可能な鋼材が開発され軽量化が大幅に進歩した⁽³⁾⁻⁽⁵⁾。これに対し, 焼結鍛造素材の強度向上には, 合金添加元素の増量⁽⁶⁾もしくは新規成分の追加で達成可能であるが, それは硬度上昇により被削加工性を損ない大量生産においては効率低下を招くために現実的ではなかった。

このため, 焼結鍛造で製造されたコンロッドに対し熱間鍛造で製造された場合は強度が30%以上高いため同一重量の設計ができず, 生産拠点に応じたフレキシブルな生産対応を図ることができなかった。

そこで, 同一仕様のエンジンに互換性を持たせることができるよう熱間鍛造材と同等の強度と生産性を有する焼結鍛造素材が必要であった。

*四輪開発センター

2. 研究のねらい

コンロッドを軽量化するために材料の高強度化が求められるが、この場合の高強度化は、高回転までまわすエンジンの特性上、特に疲労強度の向上をねらいとする。

また従来の焼結鍛造コンロッドと同様に大量生産ライン流動を前提とした場合、被削加工性が低下すると刃具や工具の交換頻度が増しコスト上昇へとつながり、生産性低下の懸念もある。そのため、従来と同等の被削加工性の確保し既存の量産ラインにそのまま流動できることをねらいとした。コンロッドの加工工程において近年主流となっている破断分割工法は実施を前提とした。

3. 材料成分設計

3.1. 材料成分設計の考え方

従来の焼結鍛造コンロッドの主要成分は、Fe-0.5%C-2.0%Cu および快削成分の MnS にて構成されている。

このコンロッドを高強度化する手法としては、

- (1) C, Cu 増量添加による母材強度の向上
- (2) Cr, Si, Mn 添加による焼入れ性向上
- (3) V, Ti, Nb 添加による炭化物析出による基地強化が考えられる。

しかしながら、(1)の母材強度向上手法では硬度上昇に伴う加工性の低下を招く。そのために被削加工性改善効果のある特殊な粉末を追加配合する例が報告されている⁽⁷⁾が、この場合従来の混合粉末に比べコストが高くなる。(2)の焼入れ性向上に効果的な元素(Cr, Si, Mn)は焼結時に酸化し

やすく、これらの氧化物はコンロッドの欠陥となり強度を低下させるので適当でない。また(3)の炭化物析出により母相を強化する元素(V, Ti, Nb)は、同時に粉末として混合する段階で酸化されやすいため還元する必要がある。しかし粉末混合時の還元は困難であるため合金化したプレアロイ粉末として混ぜる必要があり、プレアロイ粉末の開発からはじめなければならずコスト上昇も予想される。そこで加工性を低下させずに高強度化を図る目的で、主要成分は変えずに粉末の配合比率と焼結条件の最適化を検討する。

3.2. 主要材料成分配合量の増減

まず、従来材の焼結鍛造コンロッドにおける主要成分の C, Cu 配合量について硬度と疲労強度との関係を検討する。Fig. 1 は、C, Cu 量に対する素材硬度および回転曲げ疲労強度の関係を示す。それぞれ C, Cu とも増量添加すると疲労強度と硬度はともに上昇するが、硬度の上昇に対する C 量の影響は Cu より大きい。疲労強度を向上させかつ加工性に影響の大きい硬度の上昇を最小限に抑えるためには C を低減し Cu を増量するのが効果的である。これらの材料の組織を Fig. 2 に示す。これによると、C 量を低減すれば硬度上昇の原因である硬質パーライトを減少でき軟質なフェライトを増加できる。しかし、このままでは強度低下となるのでフェライトを固溶強化元素の Cu で強化する。Cu が固溶しやすいフェライトの割合が増えれば Cu の飽和限界も上昇し、より多くの Cu が固溶可能となる。この効果により硬度が上昇する要因である硬質パーライトを減少させ、かつ軟らかいフェライトを強化でき、硬度を上げずに疲労強度の向上が可能となる。

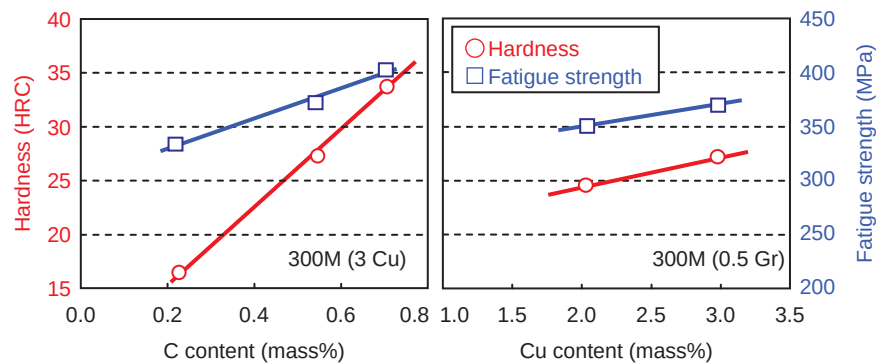


Fig. 1 Relationship between C, Cu content and hardness, fatigue strength

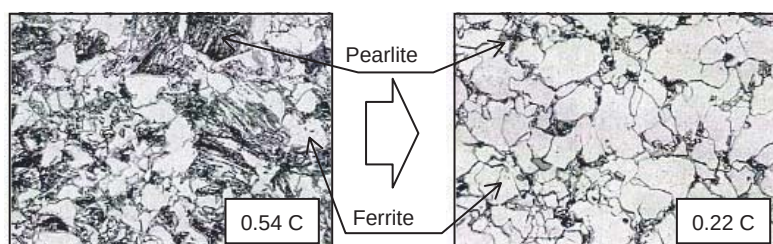


Fig. 2 Change in microstructure due to decreased C% of powder metal-forged test pieces (originally at 400X)

次に、被削加工性についてC、Cuの影響を検討する。被削供試材はコンロッドとほぼ同等の条件で製造した焼結鍛造素材とし、刃具はコンロッド結合孔加工用の超硬ドリルを使用した。Fig. 3 にドリル穿孔試験条件および結果を示す。C が一定で Cu を増加した場合、硬度上昇のために刃具磨耗量は増加する。しかし、C を低減して硬質パーライトを減少させ Cu を増加した場合、硬度は若干上昇するが刃具の磨耗量は低減することができる。このことから C を低減し Cu を増加させるのは有効な手法である。

また、一般的に焼結材の疲労強度には焼結密度が重要な因子となるが、焼結鍛造をおこなうと全体が真密度に近い状態まで上昇する。しかし表層部には微細な空孔が多数存在している。この空孔は極最表層のものはショットピーニングなどにより潰せるが、少し内部に入った層には残存す

るため疲労破壊の起点となり疲労強度を低下させてしまう。Fig. 4 に従来の焼結鍛造コンロッドの桿部に存在する空孔を示す。このような空孔は一般的に熱間鍛造時に金型との接触によって素材が冷却される時に生成するといわれている。つまり、粉末を加圧し固めた圧粉体を焼結すると、混合している粉末である Cu(融点 1083°C)は溶解しフェライトへ固溶し拡散する。その際、Cu粉末のあった場所にできる空隙が熱間鍛造する時に完全に潰れてしまうと空孔は存在しない。素材中心部や変形度合いの大きい部分はほぼ完全に充填されるのに対して、表層は鍛造金型と接触して温度が低下し、変形抵抗が増加するので潰れ難くなるため空孔として残存しやすい。このため低温時の変形抵抗を低下せられれば表層の空孔の減少が期待できると考えた。また、熱間鍛造時の素材の温度が1000°C前後であることから、この温

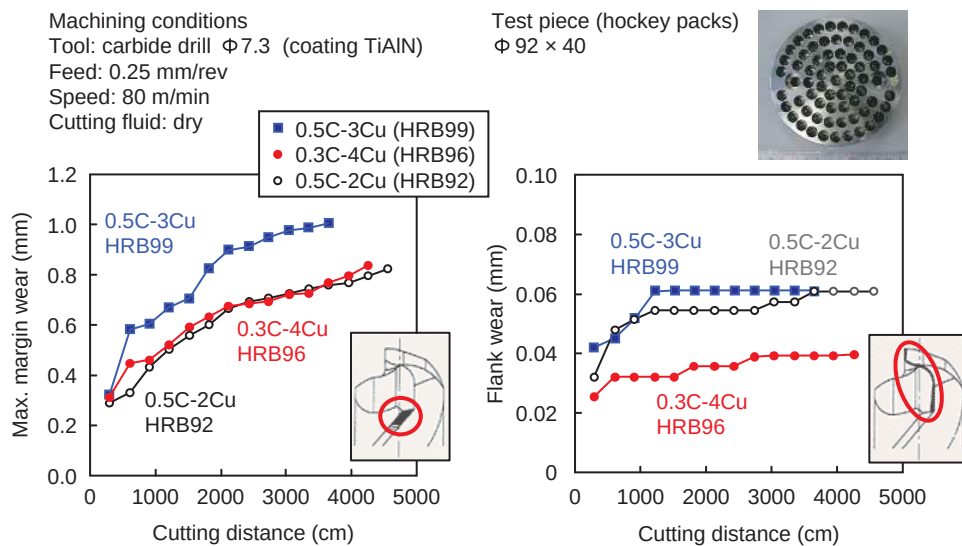


Fig. 3 Margin and flank wear in function of drilling length

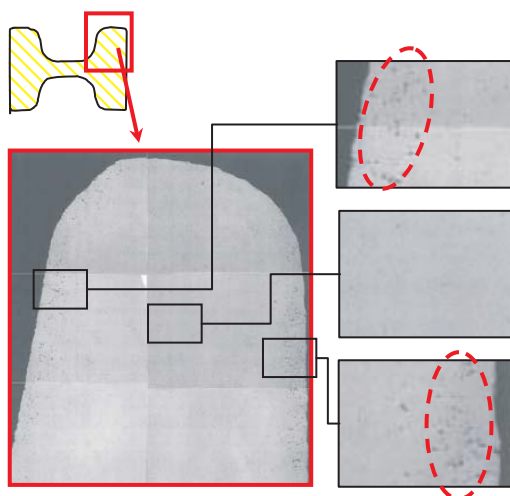


Fig. 4 Porosity of "I-Beam" for connecting rod (after shot-peening)

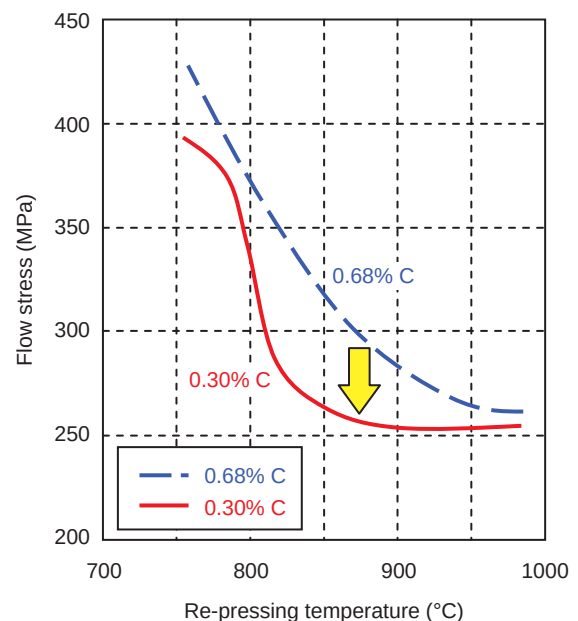


Fig. 5 Relation between flow stress and pressing temperature

度よりやや低い温度域で表層の空孔生成を抑制すればよい。
Fig. 5 に示すように、C を低減すれば 850-900℃ といった低温域での変形抵抗を抑えられる⁽⁸⁾ ので表層に存在する空孔を従来材の場合よりも細かくできると考えた。

以上より、コンロッドの被削加工性を低下させずに強度向上するためには、主要成分である C を低減し Cu を増加させる方法が極めて有効であるとわかった。

3.3. 開発コンロッドの材料成分設計

材料成分を検討する上で、表面空孔が疲労強度へ与える影響および破断分割性を考慮するためコンロッド実体を試作し検証をおこなった。粉末はアトマイズ純鉄粉(300ME)、黒鉛(グラファイト)、2.0wt% 銅粉および 0.32%MnS 合金粉を混合して用いて、評価した焼結鍛造コンロッドの鍛造後成分配合が 0.13-0.57%C、1.6-4.6%Cu となるように調整した。試験用コンロッドの試作工程を Fig. 6 に示す。

最初に C 量の最適化について検討をおこなう。得られたコンロッドの桿部の表層から深さ 0.5mm × 幅 0.5mm にある空孔の数、大きさ、形状の画像解析の結果と C 量の関係を Fig. 7 に示す。従来は 0.5%程度であった C を低減すれば空孔の大きさは小さくなり数も減少する。さらに、空孔の形状は 0.35%以下まで C を減らすと球状化する事象を確認した。

空孔の量が少なくそれぞれの空孔が小さくなりさらに球状に近付けば空孔への応力集中が低減できると推定でき、コンロッドの表面近傍にある空孔が疲労破壊起点に成り難いと考えられることから、C 量は 0.35%以下をねらう必要

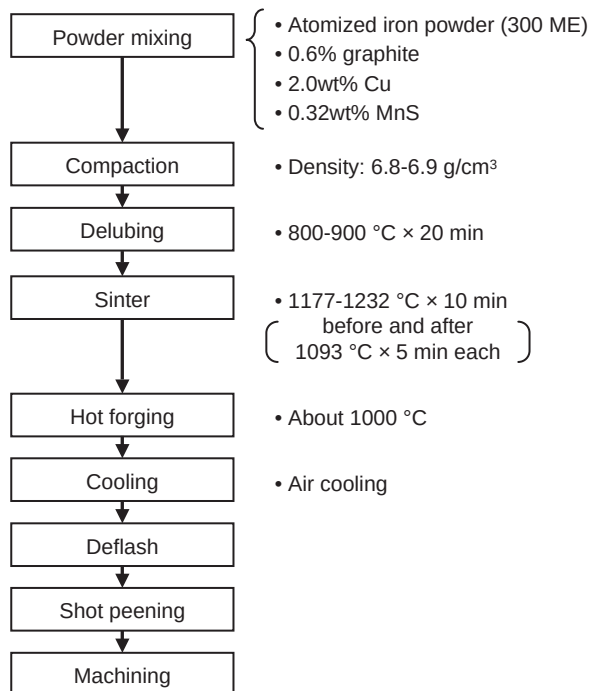


Fig. 6 Production process and condition of connecting rod

がある。

Fig. 8 は C 量と衝撃特性の関係を示す。ここでは JIS Z 2202 V ノッチ衝撃試験片を用いて常温にて試験をおこなった。C 量が 0.25%以下では大きく衝撃値が上昇する。シャルピー衝撃試験片と異なりコンロッドには破断分割部にクランクへの締結のための結合孔があるので、実際のコンロッドを破断分割して面性状を確認した。Fig. 9 に実際のコンロッドを破断分割した分割面の電子顕微鏡画像を示す。ここで、破断起点となる大端部には深さ約 1.0mm 程度の V ノッチを機械加工にて施した。破断分割部は、ほぼ全面同じ面性状が得られた。0.25%C 以上のコンロッドにおける破断分割面は、へき開破面が出現するが、0.2%C 以下の分割面に

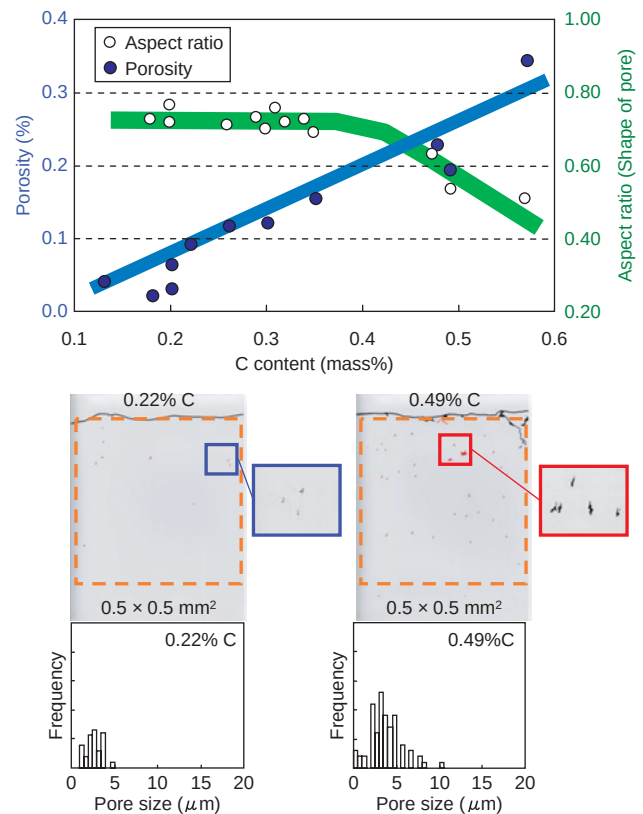


Fig. 7 Relation between C% and porosity, shape of pore (Photo: result of pore image analysis for C content)

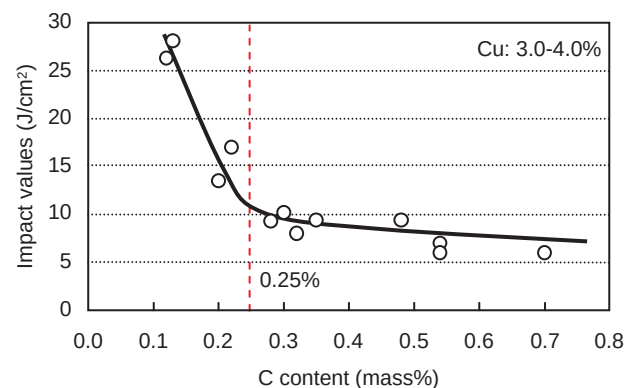


Fig. 8 Relation between impact value and C content

は延性破面を示すディンプルが見られる。このディンプルはコンロッドの破断分割後の再組付け時に分割面の密着を妨げるものである。この結果より、C 量を低減し過ぎると破断分割に対して弊害が現れるため、破断分割を前提とした場合 C 量は 0.25% 以上をねらう必要がある。

続いて Cu 量の最適化について検討する。Fig. 10 に Cu 溶解と拡散についての概念図を示す。従来材に対し Cu を増量した場合、焼結炉内で Cu が溶解 (STEP 2) してから従来材同様に Cu の拡散が開始するが、従来材の場合には拡散が完了していた条件でも Cu の拡散が不十分 (STEP 3) とする。これでは強化の効果を完全に得ることができないばかりか、未固溶 Cu として存在した場合には強度を著しく

阻害することになる。そのため、増量した Cu を完全に拡散 (STEP 4) させる必要がある。Fig. 11 に示す組織は実際に焼結炉内で拡散が不十分だったために Cu が溶け残った組織 (STEP 3) と、Cu が完全に拡散した組織 (STEP 4) を示す。溶け残った Cu は鉄粉の隙間に入り込むように存在し鉄粉間の密着を妨げているのが確認される。そこで Cu を増量した場合に STEP 3 から STEP 4 へ移行させる拡散促進方法を検討する。

Cu の拡散を一次元の拡散距離で考えると、拡散距離は拡散係数と時間に比例し拡散係数の温度依存性は以下のように入力式に従うので、拡散は温度と時間に比例する。

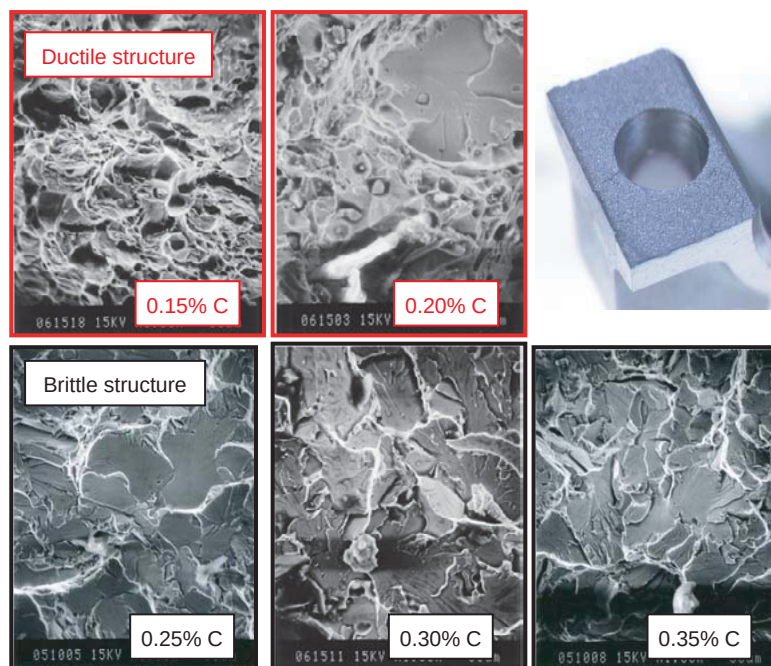


Fig. 9 SEM micrographs of fracture surface

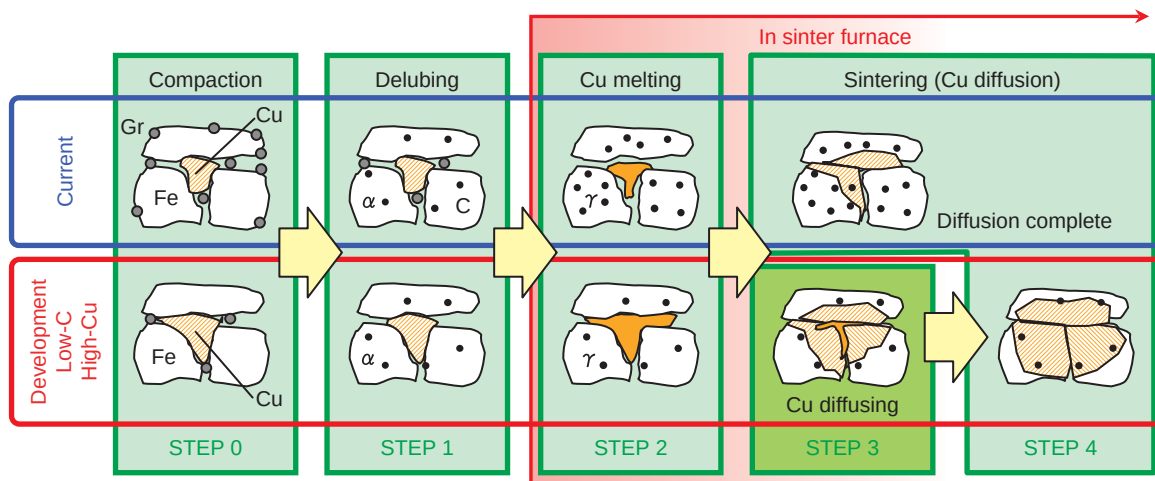


Fig. 10 Image of Cu melting and diffusion for high Cu rods in heat treatment process

$$\text{拡散距離} : d \propto \sqrt{Dt}$$

$$\text{拡散係数} : D = D_0 \exp\left(-\frac{Q}{RT}\right)$$

Q : 活性化エネルギー

R : 気体定数

T : 温度

t : 時間

Cuの拡散状況を調査するために焼結温度と時間の条件を変えたテストピースにおいて、焼結炉から取り出した直後のコンロッドの温度である1066℃での高温引張強度試験を実施した。Fig. 12に、それらの焼結条件より上記拡散式から計算で求めた一次の拡散距離を整理した。また、テスト

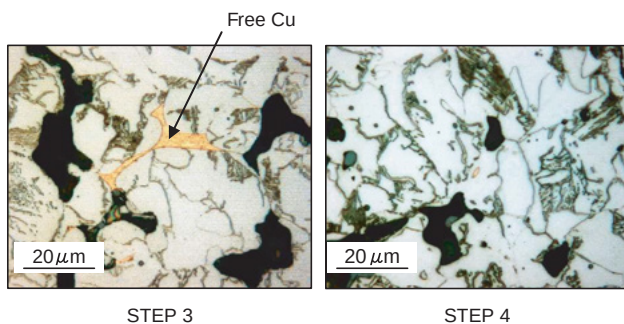


Fig. 11 Microstructure for high Cu rods in heat treatment process

ピース中の Cu の濃度分布をマッピングして Cu 固溶拡散状態を示した。これらの結果によると、焼結後の強度が低い領域では Cu は元の粉末粒子の表層に高濃度に分布しているのに対し、強度が確保されている領域においては粒内にまで拡散の均一化が進んでいる。十分に Cu が拡散されていないと高温強度が確保されないため、Cuを増量添加した場合、粒内まで拡散させる焼結条件の設定が必要といえる。

純粋な Fe-Cu 系ではオーステナイト中に固溶する Cu 量は 1094℃の温度下でおよそ 7.5-9%といわれており⁽⁹⁾、Fe-C-Cu系では理論上オーステナイト中への固溶限は約6%と報告されている⁽⁹⁾。また、フェライト・パーライトの二層組織を有する焼結鍛造コンロッド実体においても C 量が減少すればフェライト率の増加に伴い Cu 固溶限は増加する傾向があると考えられる。Fig. 12に示した従来の条件では Cuが約3%までであれば粒内へ拡散の均一化が可能であったが、仮にこの条件に対して、1.5 倍である 4.5%まで Cuを増量したとすると Cu の拡散も従来の 1.5 倍程度促進する必要がある。そこで、本焼結温度および時間と模擬的に計算した Cu の拡散距離との関係を Fig. 13 に示す。初期段階では一定時間に対する拡散量は多く、温度を上昇させれば一層の促進効果がある。ある程度の時間が経過すると、拡散量は定常化し増加幅も穏やかになる。この計算結果より従来に対して拡散を促進させる方法としては、焼結温度の上昇と焼結時間の延長が考えられるが、温度を50-60℃上昇する場合と時間を約2倍に延長する場合ではほぼ同程度拡

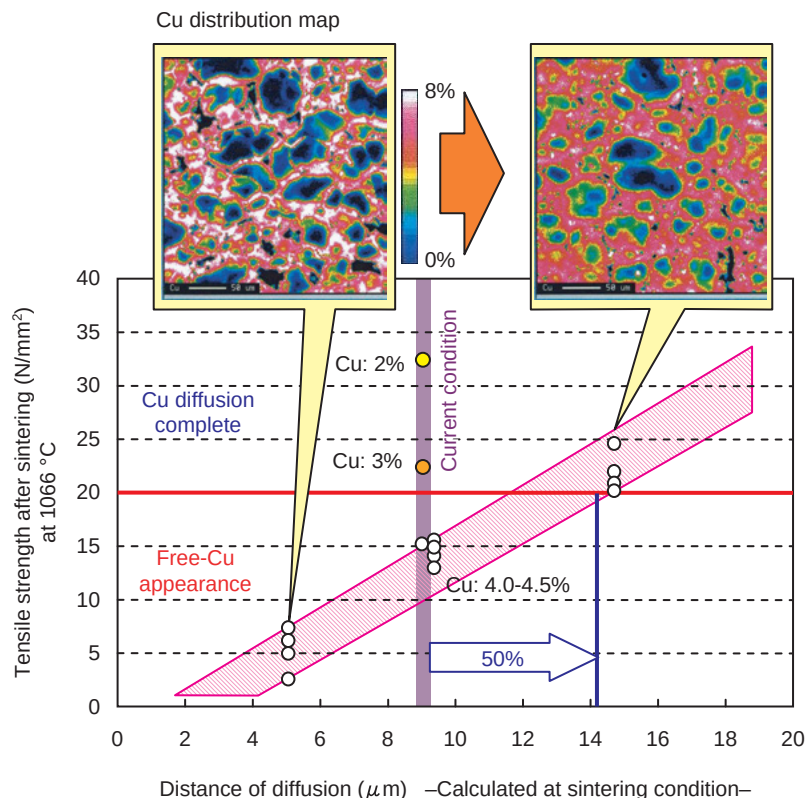


Fig. 12 Relation between high temperature strength and Cu diffusion

散促進の効果があることがわかる。量産条件に対して焼結温度を上げられる余裕があるなら、Cu拡散を促進する方法として焼結時間を延長するよりも効果的であると考えられる。本研究においては量産性を考慮し、焼結に要する時間を一定とし本焼結温度の上昇でCu増量添加に対応した。焼結温度設定は焼結炉の性能および能力を鑑みて本焼結温度を約1260℃を上限とした。

ねらいとするC量0.25-0.35%の範囲において、固溶限までCuを増量することは可能だが、焼結温度をさらに上げなければ完全に拡散するために非常に時間を要すると思われる。そこで、量産性を考慮してCu量は4.5%を上限としてC量0.3%, Cu量4.5%の素材を用いて焼結温度の影響を確認した結果をFig. 14に示す。これによると、残存する未溶解Cuは1180℃以上ではなくなり、完全に固溶

しているのが確認された。この結果より、本焼結温度を1180℃以上にした場合、C量が0.3%において実体コンロッドで4.5%程度のCuであれば完全に固溶可能と確認できた。

上記より、コンロッドの主要成分であるC, Cu量の成分配合と焼結条件の考え方を以下に示す。

C量は空孔を縮小化かつ球状化するために0.35%以下に低減し、破断分割時にへき開破断面を得る目的で0.25%以上とする。Cu量は固溶する限り添加できるが、量産性を考慮して4.5%とし、焼結時間を従来同等とした場合の焼結温度はCuを完全拡散させるため約1180℃以上とし量産炉の能力より約1260℃を上限とする。

この成分範囲を元に硬度と疲労強度の関係を実際の部品を用いて検証した。

4. コンロッドの疲労強度

主要材料成分の配合をかえたコンロッドの桿部の強度を評価するのに、コンロッド実体での疲労試験をおこなった。Table 1に実体疲労試験に用いたコンロッドの主要成分のC, Cu配合量を示す。また比較用として破断分割には不適であるが実体疲労試験を実施したC量が0.25%以下の焼結鍛造コンロッド、従来の一般的な焼結鍛造コンロッド、C, Cu増量による高硬度焼結鍛造コンロッドのC, Cu成分配合量についても同時に示す。

各成分配合のコンロッドの疲労試験結果をFig. 15に示す。疲労試験は引張-圧縮($R = -1$)のモードでおこない、各々のコンロッド実体の破断部位近傍の硬度とS-N曲線より疲労限を求めた。この結果より、従来の粉末にC, Cuを単純に増量添加した場合は疲労強度が上昇すると同時に硬度も上昇し目標とする熱間鍛造コンロッド同等の強度を確

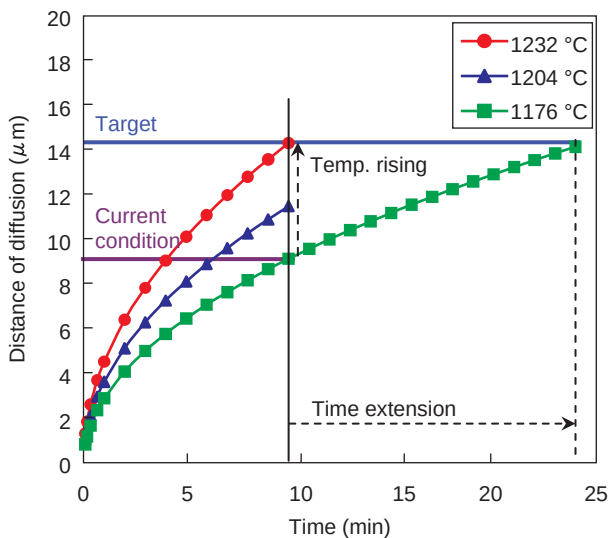


Fig. 13 Calculated results for Cu diffusion distance

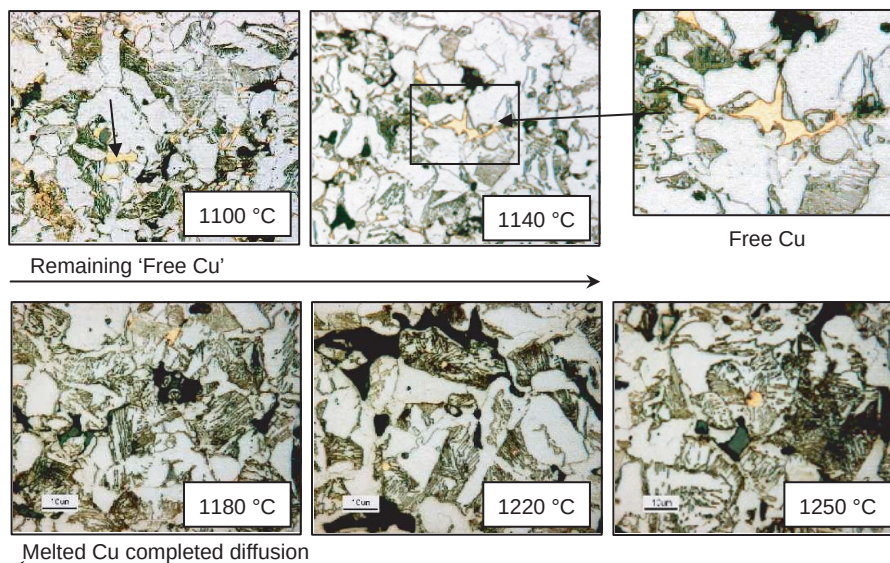


Fig. 14 Microstructure of test piece (0.35% C - 4.5% Cu) for sintering temperature (originally at 400X)

Table 1 Chemical composition for fatigue strength of connecting rod

	(mass%)		
	C	Cu	MnS
Development PF	0.26	3.59	0.32
	0.30	3.87	0.32
	0.35	4.27	0.32
	0.20	3.00	0.32
	0.13	3.42	0.46
	0.13	4.52	0.46
Current PF	0.39	1.64	0.30
	0.49	1.98	0.32
	0.54	2.14	0.30
High C/Cu	0.46	3.04	0.34
	0.51	2.93	0.33
	0.57	3.26	0.30

PF: Powder – forged rods

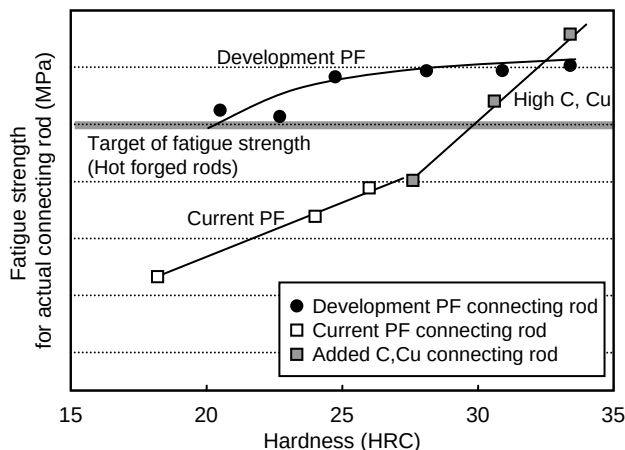


Fig. 15 Comparison of fatigue strength (tension and compression / R = -1) between developed connecting rods and current PF connecting rods

保しようとする HRC30 以上となり加工性を大きく損なうことがわかる。しかしながら、C 量を低減し Cu を増加した開発焼結鍛造素材では硬度上昇を伴わずに目標疲労強度が得られていることが確認できた。

5. 疲労強度向上による効果

材料粉末の配合比率の変更と製造条件の適合により得られた焼結鍛造コンロッド用の素材は、加工性は同等でありながらの実体疲労強度の保証値は従来比 30% 以上の上昇を達成した。これによりコンロッド一本あたり約 28g の軽量化ができ、クランクシャフトのバランス調整分を含めて新型 ACCORD 用 V6 のエンジンにおける主運動系部品トータルで約 290g の軽量化を達成した。

また、高疲労強度焼結鍛造コンロッドが高強度熱間鍛造非調質軽量コンロッド(破断分割型)と同一の疲労強度を得られたので同一重量での設計ができるようになり、製造方法によらず各拠点に適合したフレキシブルな生産が可能となった。

6. まとめ

北米現地生産の焼結鍛造コンロッドにおいて硬度を上げずに疲労強度を向上する技術確立した。

その技術により得られた新規焼結鍛造素材を用いることで被削加工性低下させることなくコンロッドの軽量化が実現できた。その結果を以下にまとめる。

- (1) 硬度上昇を抑制しつつ疲労強度を向上するためには、C 低減によるパーライト削減と Cu 増量によるフェライトの固溶強化が有効である。
- (2) 疲労破壊の起点となるコンロッド表層に鍛造時に発生する空孔は C 低減による変形抵抗抑制で縮小化かつ球状化が可能であり、疲労強度向上に有効であることがわかった。
- (3) 新規焼結鍛造素材を用いることで従来に対して被削加工性は低下させずに疲労強度を 30% 以上上げられ、コンロッドの軽量化を実現した。
- (4) 破断分割型である熱間鍛造非調質の高強度軽量コンロッドと同等性能を得られたため、日本と北米の高出力・高負荷エンジンにおける互換性を確保でき、現地生産適用範囲を広げられた。

参考文献

- (1) 松原敏彦, 佐藤泰紀, 木村健二, 川瀬直和, 伊藤茂: 快削チタン合金コネクティングロッドの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.3, p.12-26
- (2) 松原敏彦, 佐藤泰紀, 飯田善次, 田口隆: コネクティングロッド用高疲労強度快削非調質鋼の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.4, p.73-85
- (3) 飯田善次, 高田健太郎, 鈴木茂, 佐藤史: 軽量コネクティングロッドの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.17, No.2, p.115-121
- (4) 福田晋作, 衛藤洋仁: 破断分割型コネクティングロッドの開発, JSAE Review, Vol.23, No.1, p.101-104(2002)
- (5) 山口雅史, 大熊悟, 宮澤智則, 山田雄一: 軽量一体鍛造分割型コンロッドの開発, NISSAN Technical Review, No.56, p.21-25(2005)
- (6) Ilia, E., O'Neill, M., Tutton, K., Lanni, G., Letourneau, S., Haehnel, M.: Benchmarking the Industry: Powder Forging Makes a Better Connecting Rod, SAE Paper, No.2005-01-0713, p.1-13(2005)

- (7) Ilia, E., O'Neill, M., Tutton, K.: Higher Fatigue Strength Materials for Powder Metal Forged Connecting Rods, SAE Paper, No.2002-010611, p.1-7(2002)
- (8) James, B.W., McDermott, M.J., Powell, R.A.: "Powder Forging" Metals Handbook, ASM International, Vol.14, No.9(1988)
- (9) 日本学術振興会製鋼第 19 委員会編：鉄鋼と合金元素 (上), 誠文堂新光社, p.353-355(1966)

■著 者■



高田健太郎



木暮亮介



小林輝夫

ロードノイズのための逆解法を用いた 音源同定手法の開発

Development and Application for Identification of Sound Source Using Inverse Method for Road Noise

井出 史彦*
Fumihiko IDE

多田 寛子*
Hiroko TADA

見坐地 一人*
Kazuhito MISAJI

Theophane Courtois** Claudio Bertolini**

要 旨

ロードノイズ性能向上を目的とした音源同定手法を検討した。中周波域での固体伝搬音による車室内音を低減させるためには、寄与の高いパネル放射音源を同定する必要がある。本研究では、実稼働状態での車室内音圧と台上状態での車室内各パネルに配置したスピーカからの音響伝達関数から、主寄与音源を同定した。計測時の誤差による音源同定精度の低下を防ぐため、伝達関数の逆行列を用いない手法を適用した。実車検証の結果、100 - 600 Hzの車室内合成音圧を高い精度で予測できた。

ABSTRACT

A method of analyzing the sound source identification has been studied in an attempt to enhance road noise performance. In order to reduce the cabin noise level originating in mid-frequency structure-borne noise, it is necessary to identify the sound radiating panels that contribute to the sound pressure level. The research discussed in this paper identified the sound sources using the interior cavity sound pressure levels under vehicle operational condition and the acoustic transfer functions with a loudness speaker placed on the each panel adjacent to the cavity on test bench. To prevent the accuracy of source identification from being affected by errors in measurements, the inverse matrices of acoustic transfer functions was not employed. As a result of the vehicle tests, it is verified that the method enable to predict the reconstruct cabin noise level from 100 to 600 Hz with a reliable accuracy.

1. まえがき

自動車の車室内騒音性能向上は、自動車の商品魅力を向上させる上での重要項目の一つである。

数値計算を用いたシミュレーションは、近年、車室内騒音を効率的かつ定量的に予測、対策する効果的な手法として注目されてきており、200 Hz以下の固体伝搬音解析には有限要素法(FEM)が、500 Hz以上の空気伝搬音解析には統計的エネルギー手法(SEA)⁽¹⁾が一般的に用いられてきている。一方、シミュレーション適用領域拡大のため、FEMの200 Hz以上への適用周波数拡大や、固体伝搬寄与を考慮したSEAとFEMを用いたハイブリッド手法の定式化⁽²⁾などにより、中周波領域を包括する解析手法が提案されつつあるが、シミュレーション単独で200 - 800 Hzを解析するこ

とは依然困難な状況であり、この周波数での解析には実験的解析手法が広く用いられている。

従来から使用されている実験解析手法として伝達経路解析手法⁽³⁾がある。この手法では、キャビンを構成するパネルの振動とパネルから車室内観測点までの音響伝達関数を測定し、これらの合成から車室内観測点における音圧を求める。しかし、実車解析時においてパネル振動計測自体に多くの時間が必要なことや、部品の取外し、再組み付けなどによるデータ再現性への影響により、実際の車両開発では実施できない場合がある。限られた車両開発期間の中、短時間で対策部位を抽出し早期に仕様決定するためにパネル振動測定に頼らない解析手法が必要となる。

本研究では、従来の伝達経路解析手法の特徴を考慮しつつ、パネル振動を直接測定せずに逆解法を用いた音源同定

* 四輪開発センター

** RIETER Automotive Switzerland

をおこなう方法⁽⁴⁾を用い、固体伝搬音を対象とするロードノイズ、特に中周波域(100 Hz - 600 Hz)に対する解析手法を検討した。あわせて、実際に4ドアセダンをを用いた主寄与音源同定検証ならびに、遮音材追加による車室内音レベル低減に適用した事例について報告する。

2. 解析手法

2.1. 本手法の適用範囲

実際の車両開発に有効な手法とするため、中周波固体伝搬音領域(100 Hz - 600 Hz)のロードノイズに特化した解析手法で、車室内音に対する主寄与音源部位を同定し、主寄与部位への防音材(遮音材、制振材)追加による車室内音低減効果予測ができることを目標に検討をおこなった。さらに、計測時の再現性を確保するため、車両の移動および部品等の取外しをおこなわないこと、全計測工数を5日以内で完了できる手法とすることもあわせて検討した。

2.2. 放射音源の同定手法

逆解法を用いた音源同定手法について説明する。

車室内任意の点 i における音圧の2乗 P_i^2 (Pa²) は、キャビンを構成する各パネルからの寄与の総和で与えられるとし、この寄与はパネル j における音響放射パワー W_j (W) およびパネル j から車室内任意の観測点 i までの音響パワー伝達関数 G_{ij} (Pa²/W) の積とすると、これらの関係式は式(1)で表される。

$$P_i^2 = \sum_j G_{ij} \cdot W_j \quad (1)$$

音響放射パワー W_j は以下の2段階の実験計測より導き出す。

2.2.1. 実稼働状態における車室内音圧測定

複数のマイクロホン車を車室内に配置し、シャーシローラ上で車速をスイープさせた状態での車室内音 $\{P_i^2\}$ を計測する(Fig. 1)。車室内に配置するマイクロホンの数は、分割したキャビン構成パネルの数より多くさせる。これは、後の解析で音響放射パワーを求める際に使用する逆解法のために必要となる。

2.2.2. 台上状態における音響伝達関数測定

キャビンを構成するパネルを複数のエリアに分割し、個々のパネルから各車室内観測点までの音響伝達関数マトリクス $[G_{ij}]$ を台上状態で計測する(Fig. 2)。

観測点用マイクロホンは、実稼働状態での車室内音圧測定と同じ状態で使用する。加振は各パネル上にラウドネススピーカを配置し、リファレンスをスピーカからの放射パワーとして与えるため、スピーカ近傍音圧およびコーン部の振動を同時に計測する。

上記2段階の実験計測より、式(1)をマトリクス表現すると式(2)、求める放射音源の音響放射パワーは式(3)で表

すことができる。

$$\{P_i^2\} = [G_{ij}] \cdot \{W_j\} \quad (2)$$

$$\{W_j\} = [G_{ij}]^{-1} \cdot \{P_i^2\} \quad (3)$$

2.3. 音圧の再合成およびレベル低減予測

式(3)より求めた各パネルの音響放射パワーと音響伝達関数を用いることで、車室内任意の点での再合成音圧レベルの2乗 P_{calc}^2 は式(4)のように表すことができる。

$$P_{calc}^2 = \sum_j G_{ij} \cdot W_j \quad (4)$$

パネル音響放射パワーを低減させるには、骨格およびパネル構造変更によるパネル面振動速度の低減や、遮音材追加によるインサージョンロス(IL)性能を向上させることで可能である。しかし、構造変更によるパネル振動低減対策は、変更後のパネル振動を測定する必要があるため本手法に用いることはできない。遮音材追加による対策は、その材料特性を把握できていれば、追加後の実車測定をおこなうことなくIL性能を予測することが可能である。そこで本手法では主寄与音源同定後に遮音材追加による車室内音圧低減予測を検討できるようにした。

2.4. 解析精度の向上手法

各パネルにおける音響放射パワーは、式(3)のように音響伝達関数行列の逆行列を求めることにより得られる。

音響伝達関数 $[G_{ij}]$ が正方行列の場合、その逆行列 $[G_{ij}]^{-1}$ を直接導き出し音響放射パワーを求めることが数学的には可能である。しかし、実稼働状態など観測点音圧に誤差が含まれるような場合、求める音響放射パワーの誤差が拡大する可



Fig. 1 Operational data under broad band excitation

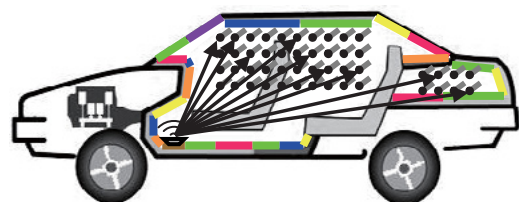


Fig. 2 Frequency response of acoustical power

能性があり、その誤差の拡大量は音響伝達関数の逆行列の大きさに依存する。したがって、多点計測を用いる場合には、逆行列による同定手法は適切な手法ではなく、測定誤差に対しロバストな同定手法が必要である。そこで、逆行列を用いない同定手法として非負最小二乗法(Non Negative Least Squares algorithm)を採用した⁽⁷⁾。NNLS 法は式(5)で表すことができる。

NNLS 法は反復計算を実行するため、逆行列法に対し計算時間が増加する短所はあるが、測定誤差に対する影響を受けづらいことや、観測点数を発生音源数に対し容易に増加させられる場合に有効な手法である。

$$\min_{W_j} \|G_{ij} \cdot W_j - P_i^2\| ; W_j \geq 0 \quad (5)$$

さらに、実稼働状態での各観測点音圧データにばらつきを与え、意図的に観測点音圧に誤差 $\{P_i^2\} + \{\delta P_i^2\}$ を発生させ音響放射パワーの標準偏差を求めた。この結果と音響伝達関数を用い、再合成音圧のばらつきを表現したものを式(6)に示す。ばらつきの大きい寄与パネルは信頼性が低いと判断し、以降の寄与解析対象エリアとして考慮しないこととした^{(6), (7)}。

$$\delta P_{ij}^2 = G_{ij} \cdot [W_j \pm \delta W_j] \quad (6)$$

3. 本手法の実車検証

実際の車両を用い、前述で示した音源同定手法ならびに、遮音材追加による車室内音圧レベル低減検討を実施した事例を示す。車両は 2L クラス 4 ドアセダン(北米仕様)を使用した。

3.1. 擬似音源を用いた基礎検証結果

本手法の有効性を検証するため、ラウドネススピーカを擬似的な音源として用いた主寄与音源同定の確認を実施した。なお、マイクロホンの設置等は、以降の車両テスト内容と同じ状態を使用した。

ラウドネススピーカをフロントフロア(FFL)、リアフロア(RFR)およびパーセルシェルフ(PSL)の3エリアに配置し、それぞれ異なる音圧パワーレベルを出力し、実稼働状態におけるパネル放射擬似音源とした(Fig. 3)。個々のエリアから車室内各観測点までの音響伝達関数マトリクスを測定し、各エリアの音響放射パワーを同定した。同定されたエリアごとの放射パワーを Fig. 4 に示す。フロントフロアおよびパーセルシェルフの放射パワーが最も高く、実験を再現できていると判断できる。これに対し、リアフロアの放射パワーは他のスピーカ加振をおこなっていないエリアと識別できない。これは放射パワー同定時の暗騒音に接近しているためと考えられ、放射パワーの小さい場合の解析には注意が必要であることが確認された。

3.2. 実車計測概要

実稼働時の車室内音圧測定は、車両を半無響室内に配置し、一般路走行時の車室内音圧レベルおよびスペクトルを再現できるようにローラ表面に路面形状を模したローラベンチを使用した。運転条件はアイドルおよびニュートラルギヤ状態、車速はシャーシローラの回転次数の影響に対応するよう対象車速 ± 6 km/h のスイープで実施した。なお、検証にあたっては2種類の路面(スムーズとラフ)、2種類の車速(50 km/h ± 6 km/h および 60 km/h ± 6 km/h)での解析を実施した。

音響伝達関数測定については、エンジン静止状態での台上測定をおこなった。音響伝達関数のリファレンスとして、ラウドネススピーカからの放射パワーを使用するため、加振用スピーカに加速度センサおよびマイクを設置した(Fig. 5)。

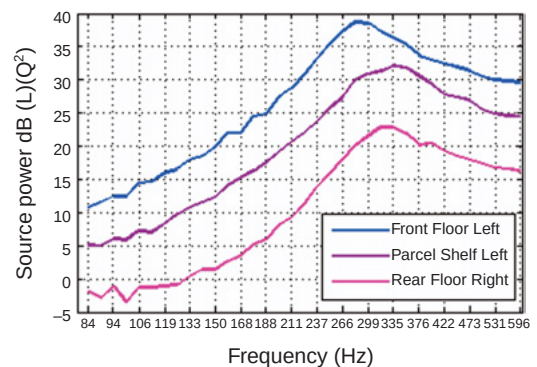


Fig. 3 Artificial excitation: actual loudspeaker power

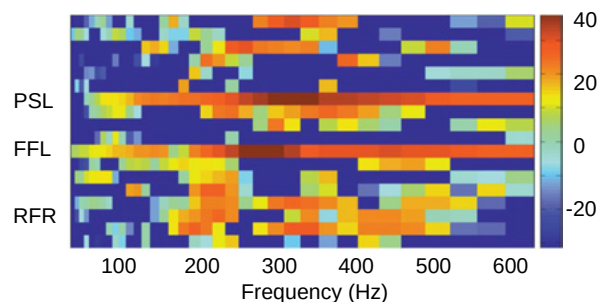


Fig. 4 Identified power radiation of each panel

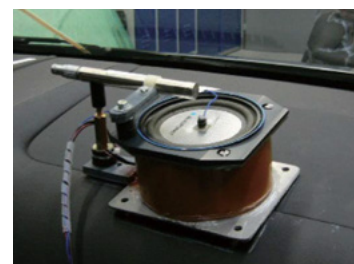


Fig. 5 Definition of loudspeaker setup

3.3. マイクおよび解析エリアの定義

マイクロホンは、車室内のどこからでも最良の音響情報が得られる配置であること、ならびに、実稼働および台上加振で共通の配置をとる必要があるため、1回の測定セットで完結できるマイクロホンの数にした(Fig. 6)。

マイクロホンを実際に車室内に設置するため、以下のルールを設定した。

- (1) マイクロホンはできるだけ車室内に均等配置する。
- (2) 近接するマイクロホン間の距離を 30 cm 以上とする。
- (3) 近接するラウドネススピーカとの距離を 30 cm 以上とする。
- (4) 車室内のパネルとの距離を 20 cm 以上とする。
- (5) 近接するパネル面に向き合う方向で設置する。

このルールに基づき 19 本のマイクロホンを車室内に設置した。

キャビン構成するパネルのエリア定義は、解析する車両の寸法や解析周波数に依存する。また、エリアの大きさが小さければ解析上限周波数は高くなるが、エリアを細分化することで近接するエリア間の位相関係が影響する場合が出てくる。すべての値をエネルギー表現する本手法では、この位相の寄与が解析精度に大きく影響するため、エリア分割はなるべく大きいサイズで維持するようにした。Table 1 に分割されたエリアを示す。

データ精度を維持し、1回のデータ計測で完結できるマイクロホン本数にできたことで、セットアップからデータ計測までの過程を2日間で実施することができた。

3.4. 車室内音圧の再合成検証結果

実稼働時の車室内観測点における音圧レベルと、台上状態での各観測点までの音響伝達関数を用い、各エリアの音響放射パワーを同定した。さらに、同定した音響放射パワーと音響伝達関数から、観測点における音圧レベルを再合成した。Fig. 7, Fig. 8 に運転席耳位置を観測点とする実測と再合成時の音圧レベルの比較結果を示す。どちらの解析条件とも、100 Hz 以上で ± 3 dB 以内の精度で予測できている。また、237 Hz 周波数域で実験および再合成された音圧レベル共にピークがあることが確認できる。以降、この周波数域を代表に解析を進める。



Fig. 6 Definition of microphone setup

Table 1 Definition of areas in passenger compartment for measurement

ID	Surface
1	FDL Front Door Left
2	FDR Front Door Right
3	RDL Rear Door Left
4	RDR Rear Door Right
5	WSFL Windscreen Front Left
6	WSFR Windscreen Front Right
7	PSL Parcel Shelf Left
8	PSR Parcel Shelf Right
9	IPL Instrument Panel Left
10	IPR Instrument Panel Right
11	FFL Front Floor Left (+Dash lower left)
12	FFR Front Floor Right (+Dash lower right)
13	HLFT Head Liner Front
14	HLRR Head Liner Rear
15	RFL Rear Floor Left (+Under Front Seat Left)
16	RFR Rear Floor Right (+Under Front Seat Right)
17	RSL Rear Seat Left
18	RSR Rear Seat Right

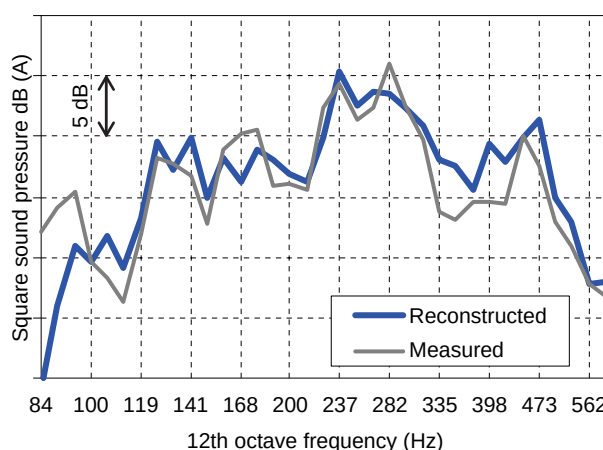


Fig. 7 Comparison of reconstruction and measurement (Rough rollers 44-56 km/h)

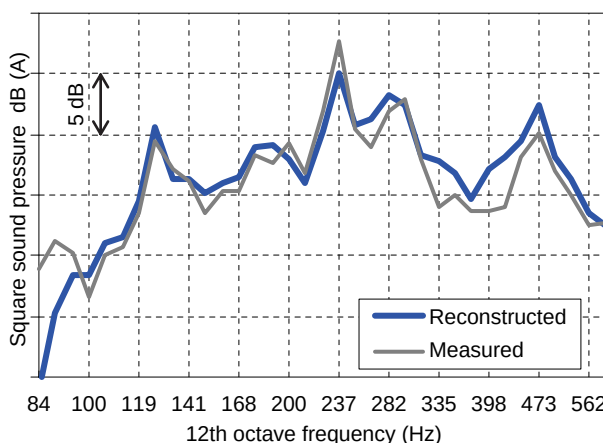


Fig. 8 Comparison of reconstruction and measurement (Smooth rollers 54-66 km/h)

3.5. 主寄与エリアの抽出結果

エリア寄与解析では、任意のマイクロホンおよび特定周波数域における各エリアの音圧寄与を求める。Fig. 9に寄与解析結果(解析周波: 237 Hz 域, 観測点: 運転席, 車速: 44-56 km/h)を示す。図中“Recomposition”は全エリアからの再合成音圧を表し, “Main contribution”は全エリア対象の合成音圧から, 20 dB以内の寄与エリアのみで再合成された音圧を表す。

個々のエリア寄与には式(6)で求められた合成音圧のばらつきを併記してある。斜線表示されたエリアの音圧ばらつきが小さく, 信頼できる解析結果であることを示す。これらのエリアのみを車室内音圧低減の詳細解析として使用する。

Fig. 9 の解析結果を, 車速および路面違いでまとめたものを Fig. 10 に示す。パーセルシェルフエリア(左右どちらか)寄与が運転席耳位置観測点においてどのテスト条件下でも最も寄与が高いことが確認できた。インストルメントパ

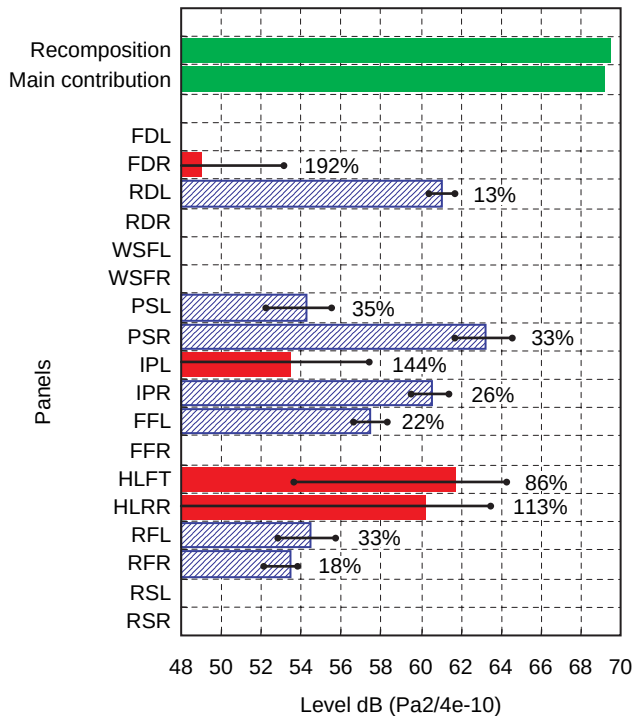


Fig. 9 Contribution of each area to sound pressure at frequency band 237 Hz

Running condition		Main contributions (Ranking)			
Roughness	Speed				
Smooth	44-56 km/h	PSR	IPL		
	54-66 km/h	PSR	IPL		
Rough	44-56 km/h	PSR	HLF	RDL	IPR
	54-66 km/h	PSL	IPR	RDL	IPL

Fig. 10 Summary of area contribution at frequency band 237 Hz

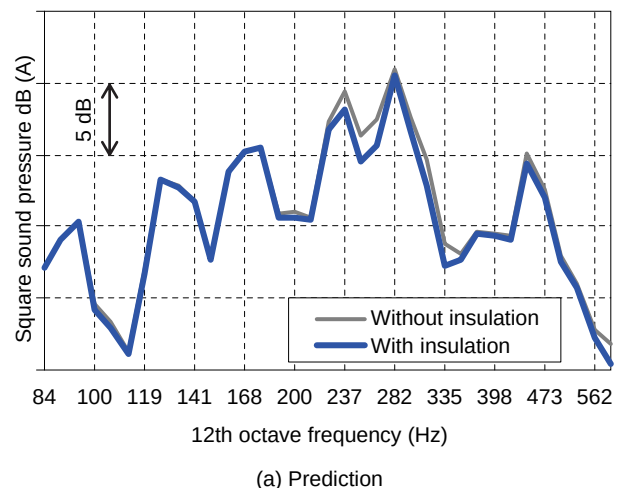
ネルエリアも高い寄与を示しているが, 複数のテスト条件下で標準偏差値が大きく信頼性が低いと判断し, 以降の音圧レベル低減対策の対象としないと判断した。

3.6. 主寄与エリアへの遮音材適用による音圧低減検証結果

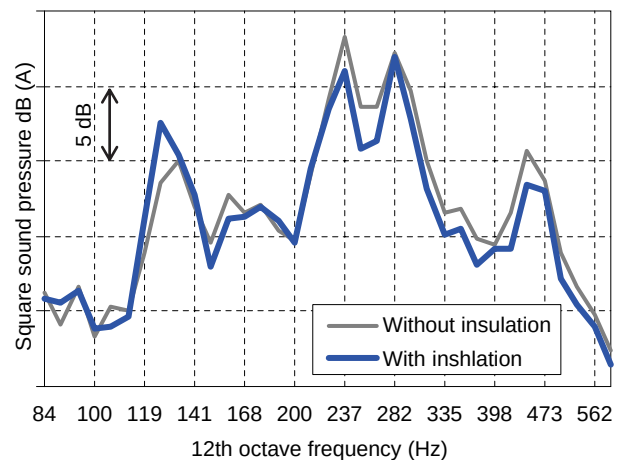
求められた主寄与エリアに対し, 遮音材追加による室内音圧レベル低減の確認をおこなった。Fig. 10の結果からパーセルシェルフエリアの寄与が高いことが確認できていることから, このエリアへ遮音材を追加し, 実稼働状態での室内音計測結果と予測結果の比較をおこなった。Fig. 11にラフローラ路面, 車速 44-56 km/h 時の実験と予測値の比較を示す。237 Hz 域を中心に精度よく予測できた。

3.7. 一般路走行における室内音効果確認

今回の対策仕様で一般路を走行し効果確認をおこなった。Fig. 12にパーセルエリアへの遮音材追加による運転席耳位置での音圧低減レベルを示す。シャーシ上での結果同様に, 237 Hz 域で音圧レベルが低減した。



(a) Prediction



(b) Measurement

Fig. 11 Comparison of sound pressure with and without insulation (Rough rollers - 50 km/h)

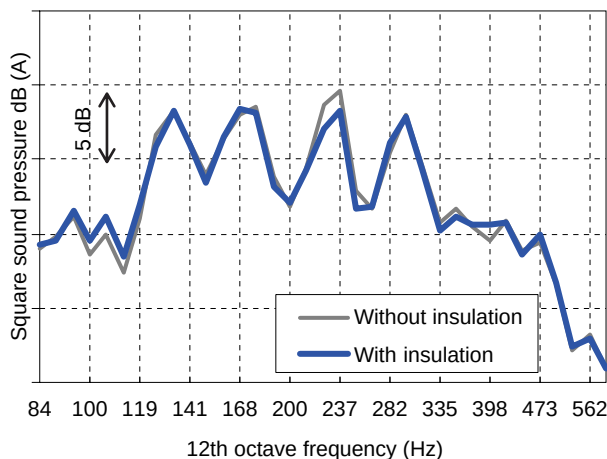


Fig. 12 Comparison of sound pressure with and without insulation (on road - 50 km/h)

4. まとめ

逆解法を用いた伝達経路解析手法を検討し、固体伝搬音を対象とする中周波ロードノイズにおける主音源同定および室内音レベル低減手法を構築した。

測定精度の影響を受けづらい非負最小二乗法による音源同定精度の向上と、確率変数および標準偏差による音源発生エリアの信頼性評価手法を構築した。

実車検証にて再合成音圧レベルが実測に対し ± 3 dB 以内の精度で予測ができた。さらに、主寄与エリアの抽出および遮音材の追加による効果予測が可能となった。

パネル加振テストをおこなわないこと、また、計測セットアップの最小化により、セットアップから音圧再合成解析までを2日間で実施できるようになった。

参考文献

- (1) Misaji, K., Tada, H., Yamashita, T., Nakamura, M., Tanaka, H., Kokabu, S., Morie, D.: Testing Uniqueness of Hybrid SEA Modeling Solution for a Passenger Car, 2003 SAE Noise & Vibration Conference & Exhibition, 2003-01-1408(2003)
- (2) Shorter, P. J., Langley, R. S.: Vibro-acoustic analysis of complex systems, Journal of Sound and Vibration, Vol.288 (2005)
- (3) LMS International, "Transfer Path Analysis: " The Qualification and Quantification of Vibro-Acoustic Transfer Paths, LMS International, Application Notes (1995)
- (4) Orefice, G., Dutto, D., Gottardi, S., Avenati-Bassi, F., Cifelli, P., Prando, F., Tinti, F.: Rolling Noise Characterization and Optimization: a Two-Step Methodological Approach for integrating Structural and

Passive Treatment Countermeasures, RIETER Conference 2003

- (5) Verheij, J. W.: Inverse and reciprocity methods for machinery noise source characterization and sound path quantification, International Journal of Acoustics and Vibration, Vol.2(1997)
- (6) Guasch, O., Magrans, F. X., Rodríguez, P. V.: An inversion modeling method to obtain the acoustic power of the noise sources in a large factory, Applied Acoustics, Vol.63, No.4 (2002)
- (7) Magrans, F. X., Rodríguez, P. V.: An innovative approach for the noise reconstruction and analysis at the medium-high frequencies, Proceedings of Euro-Noise, Vol.1(1998)

■著 者■



井出 史彦



多田 寛子



見坐地 一人



Theophane Courtois



Claudio Bertolini

ボールアーティファクトによる 歯形計測の校正と不確かさ

Calibration of Tooth Profile Measurement and Uncertainty Analysis Based on Ball Artifact Method

梅 津 健 太*
Kenta UMETSU

石 戸 亘**
Wataru ISHIDO

藤 原 欣 哉*
Kinya FUJIWARA

要 旨

長さの国家標準器に対してトレーサブルであるボールアーティファクトにより歯形計測の校正をおこない、校正結果から任意諸元の歯形と1対1に対応して歯形計測の不確かさを定量化する評価技術確立した。

本評価技術では測定機の校正作業を最小限とし、歯形計測における統計的性質を代数的にモデル化し、歯形計測を数値演算によりシミュレート可能としたことで歯形計測の信頼性を統計的に評価している。本評価技術により製造現場の歯形検査において、実用性の高い検査精度の保証を可能とした。

ABSTRACT

Tooth profile measurements were calibrated using a double ball artifact that is traceable to a national standard of length. From the calibrated results, an evaluation technology that quantifies the uncertainty of tooth profile measurement in a 1-to-1 correspondence with a tooth profile of arbitrary specifications was established. In this evaluation technology, the work of calibrating the measuring machine has been minimized, and measurement simulations have been made feasible by modeling the statistical properties, as well as algebraic calculation from the model during tooth profile measurement, enabling the reliability of tooth profile measurement to be statistically evaluated. As a result, during tooth profile inspections on the manufacturing floor, practical inspection accuracy is now guaranteed.

1. 緒言

歯車に付随する静粛性をはじめとした機能の多くは、3次元的な曲面形状の精度に依存する。

例えば静粛な運転を満足するための歯形精度は1 μ m程度との報告⁽¹⁾があり、歯車製造精度に対する高度化が進んでいる。歯車精度の測定・検査には歯車測定機が広く採用されているが、歯車精度の高度化に対応するためには高精度な測定技術と測定精度の妥当性、信頼性を評価する校正技術の高度化が求められている。歯車の精度規格ISO 1328-1、JIS B 1702-1において例えば最高等級0級では1 μ mが要求される。

従来、歯車測定機の校正には高精度に加工、値付けされた歯車を校正用標準(以下アーティファクトと呼ぶ)としていた。しかし歯車をアーティファクトとして採用し、その標

準としての高精度化を目指す場合、現状では以下の課題がある。

- (1) 歯車加工精度の高度化に限界がある。
- (2) 歯車を高精度に計測し保証する手段が存在しない。

また歯車をアーティファクトに採用した場合、単一諸元の歯車で構成されたアーティファクトでは、検査対象となる無数の諸元の歯車を包含して精度保証をおこなえる厳密な妥当性に乏しい。よって製造現場の検査において歯車精度の高度化に対応でき、検査精度を実用的に保証する方法の確立が難しくなっている。この現状から、近年ISO/TR 10064-5においてボールアーティファクト(Double Ball Artifact: DBA)を用いた歯形計測の校正法が提案されている。ボールアーティファクト法は、高い真球度と高精度な表面性状を有する鋼球を、擬似的にインポリュート歯形とみなした測定をおこない、計測結果と理想的な歯形形状の偏差を定量化する。ここ

* 四輪開発センター

** (株)フォーラムエンジニアリング

Table 1 Specification of DBA

Name	Material	Thermal expansion coefficient [1/K]	Size [mm]
Base plate	Clearceram-Z	0.8×10^{-7}	$\phi 130$
Steel ball	Bearing steel	11.6×10^{-6}	S $\phi 25.4$

ではその編差を歯形計測誤差と定義する。

本稿で報告する校正手法はDBAの従来の目的に加え、校正データから歯車測定機の運動機構である案内軸や回転テーブルの位置決めといった複数の運動誤差を定量化し、運動誤差の歯形計測誤差に対する寄与を既知とすることを旨とした。それは機構の運動誤差は系統的な繰り返しがあり、系統誤差を数値補正することで歯形計測誤差の精度向上が期待できるためである。さらに校正により定量化された歯形計測誤差を参照し、任意諸元の歯形と1対1に対応して測定の不確かさを定量化する評価技術を確立した。

この評価技術により、性能の異なる歯車測定機どうして歯形検査作業前に測定精度の差異を定量的に予測することが可能となり、近年重要視されるトレーサビリティ体系の構築も可能となった。なお DBA は国家計量機関で校正されるため、DBAにより校正される歯車測定機も国家標準に対してトレーサブルである。本稿では、上述した任意諸元歯形における測定の不確かさを定量化の手段を下記の順に記述する。

- (1) DBA による測定の幾何学モデル化と解法の定式化
- (2) 校正による歯形計測誤差の不確かさ解析
- (3) 歯形計測誤差の不確かさ解析結果を用いた歯形計測の不確かさシミュレーション法

2. ボールアーティファクトによる校正原理

2.1. ボールアーティファクトの設計

DBA の概略図を Fig. 1 に示す。DBA のデータム面上に

は、Fig. 1(b) のとおり二つの球が配置されており球 A, B は測定時にはそれぞれデータム面に垂直な軸心、インボリュート歯形と見なして機能させる。そのため球 A, B の中心間距離は高精度に位置決めされている必要がある。

Table 1 に製作した DBA の基本仕様を示す。ベースプレートには球 A, B の中心間距離の、測定環境に依存した熱変形量を最小限とするため、極低膨張材のクリアセラムを採用している。なお球の採用は精密加工が容易で、高精度な形状を得やすいのに加え、国家標準に対しトレーサブルな校正が可能のためである。

2.2. 校正原理のモデル化と解法

歯車測定機に DBA を配置したときの概念図を Fig. 2 に、実際の配置の写真を Fig. 3 に示す。歯車測定機の回転テーブル中心位置と DBA の球 A の中心 o の位置は一致するように配置され、微小な配置誤差は数値補正されている。それを基準に球 B の中心位置が測定開始前の位置 a から角 ε により位置 c まで移動するとき、測定子は基礎円半径 r_b に接する l_1 線上を y 軸と平行に走査する。しかし現実には x 軸は位置決め誤差 e_x を持つため測定子は l_2 線上を移動する。

このとき角 ε を関数とした測定子位置の y 座標は、球 B の中心点 c の y 座標を y_c 、点 c から球 B に接触した測定子の中心位置までの y 成分を Δy とし式(1)で表現される。

一方、測定機の位置決めと測定子の形状に誤差がなく理想的なインボリュートに接して測定子が l_1 線上を走査する

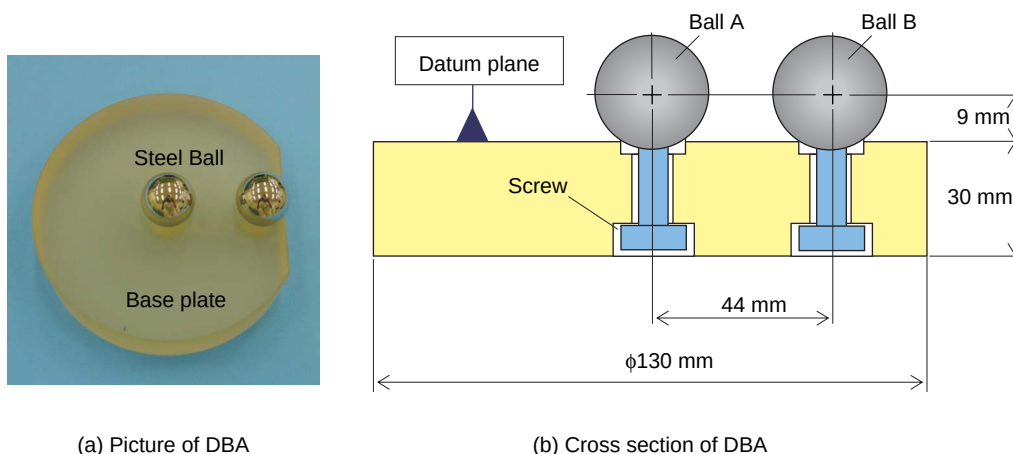


Fig. 1 Schematic of produced DBA

とした場合、測定子の半径を r_p とすれば測定子中心の y 座標は式(2)で表現される。

式(1), (2)より Y_s と Y_l の差 Δf はボールの円弧とインボリュートの形状偏差として式(3)のとおり定義される.

$$\begin{aligned} Y_S &= f(\varepsilon) \\ &= Y_c + \Delta Y \\ Y_c &= C \sin(\varepsilon - \alpha_0), \end{aligned} \quad (1)$$

$$\Delta Y = \sqrt{(r_c + r_p)^2 - (r_b + e_x - C \cos(\varepsilon - \alpha_0))^2}$$

C : マスタ球中心間距離 r_c : マスタ球半径

 α_0 : 回転テーブル初期角度 r_n : 測定子半径

ε : ころがり角度

e_x : x 軸位置決め誤差

$$Y_I = r_b \cdot \varepsilon + r_p \quad (2)$$

$$\Delta f = Y_s - Y_I \quad (3)$$

本モデルは回転テーブル初期角度をパラメータ化したことで、近藤によるモデル⁽²⁾に比べ簡単に記述され、パラ

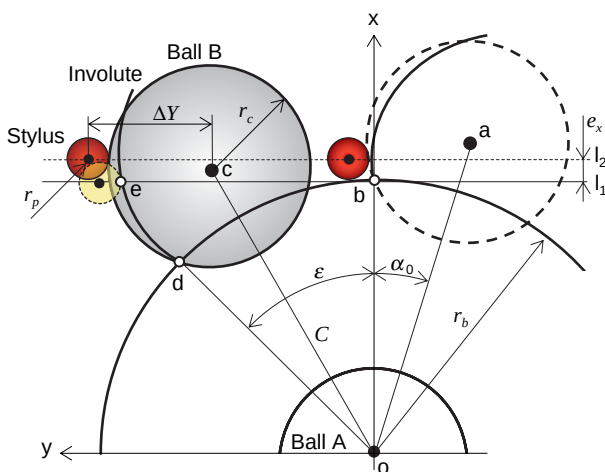


Fig. 2 Schematic model of DBA alignment on gear measuring machine

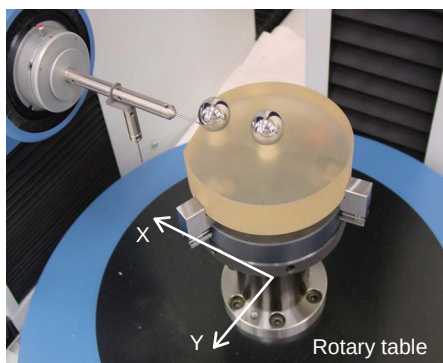


Fig. 3 Picture of DBA alignment on gear measuring machine

メータ推定の演算過程と不確かさ解析の単純化が図れる点に優位性がある。

式(1)において初期角度 α_0 、 x 軸位置決め誤差 e_x は機構の設計値から決定されるノミナル値に対して誤差を持つため、同時に校正するパラメータとする。刻々と変化するところが角度 ε に対して取得される式(3)の形状偏差の理論値ベクトルを Δf_{Theo} 、観測値ベクトルを Δf_{obs} とし、その差を式(4)においてベクトル Y_{obs} とすれば、推定する未知パラメータ p について連立方程式を整理できる。式(4)における p の偏微分係数で構成されるヤコビ行列を A とすれば⁽³⁾、 p に設計値を初期値として与えて、式(5)により値を p^+ と更新する非線形最小二乗法(Gauss-Newton 法)から p の収束値が得られる。ここで行列の添え字 t は転置を、 S は Y_{obs} の誤差行列を示すが、本解析では測定のパラメータ推定への誤差伝播性を考慮しないため S を単位行列とする。

$$\mathbf{Y}_{obs} = \Delta \mathbf{f}_{obs} - \Delta \mathbf{f}_{Theo}, \mathbf{Y}_{obs} = f(\mathbf{p}), \mathbf{p} = \begin{pmatrix} \alpha_0 \\ e_x \end{pmatrix} \quad (4)$$

$$p^+ = (A^t S^{-1} A)^{-1} A^t S^{-1} Y_{obs}, p = p + p^+ \quad (5)$$

歯車測定機の運動誤差として評価すべきパラメータに y 軸の系統的な位置決め誤差 e_y がある。ここでは p と e_y を同時に校正するため、回転テーブルを基準とするところがり角度 ε から e_y を近似多項式より式(6)のとおりモデル化する。

式(6)において B, β はそれぞれ Legendre 関数⁽⁴⁾による基底関数行列とその係数ベクトルである。

このとき Y_{obs} から推定値 p の影響量を除いた観測値 Y_{ey} が y 軸の位置決め誤差に相当するためその関係を式(7)とする。なお e_v は式(7)から最小二乗推定できる。

$$e_y = \mathbf{B}\boldsymbol{\beta}, \mathbf{B} = (B_0(\varepsilon) \cdots B_n(\varepsilon)), \boldsymbol{\beta} = \begin{pmatrix} \beta_0 \\ \vdots \\ \beta_n \end{pmatrix} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} Y_{ey} &= Y_{obs} - A\mathbf{p} \\ &= B\boldsymbol{\beta} \end{aligned} \quad (7)$$

2.3. 歯形計測誤差と測定機運動誤差の推定結果

歯形計測誤差の推定を目的としたデータ取得として、Table 1 仕様の DBA を用いて歯車の諸元と未知パラメータ推定 p に用いる初期値を Table 2 のとおり設定した。Table 2 の設定における理論曲線 Δf_{Theo} と実測曲線 Δf_{obs} を Fig. 4 に示す。

Fig. 4 の結果において Δf_{Theo} と重なるよう Δf_{obs} を適当に平行移動させたデータを用いて、式(5)から p を算出した結果は Table 2 のとおりとなる。 x 軸と回転テーブルの位置決めで微小な誤差があるのが確認できる。また式(7)から算出した e_y の推定結果は Fig. 5 となり、観測データ Y_{ey} を精度よく近似している。

Table 2 Setting condition for DBA measurement parameters

Parameter	Set value	Estimated value	Unit
Module	7.7639	—	mm
Number of teeth	12	—	—
Radius of base circle	43.7741	—	mm
α_0	16.63802	16.63799	deg
e_x	0	0.4	μm

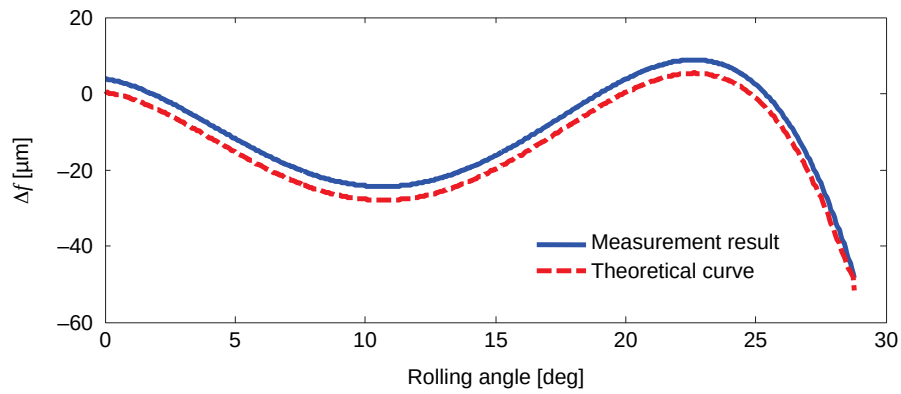


Fig. 4 Example of calibration measurement results

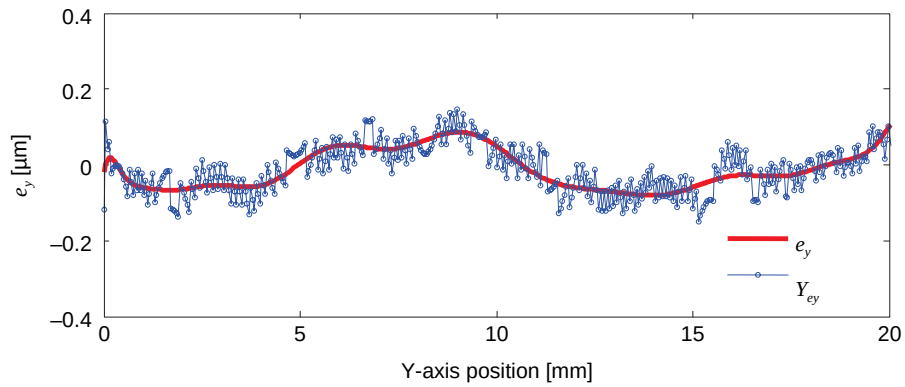


Fig. 5 Estimation result of Y-axis positioning error

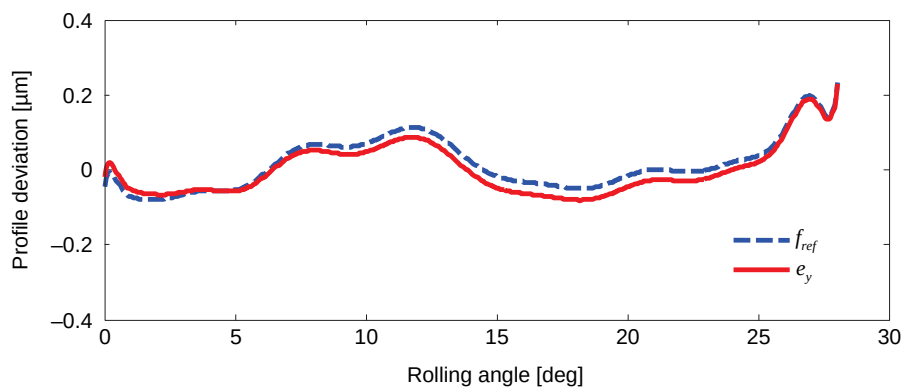


Fig. 6 Estimation result of tooth profile deviation

Table 3 Sources of DBA uncertainty

Uncertainty sources	Symbol	Standard uncertainty	Type of distribution	Type
Length between two master spheres	C	0.13 μm	Normal	B
Radius of master sphere	r_c	60 nm	Normal	B
Thermal coefficient of DBA	α_{DBA}	$0.1 \times 10^{-7}/\text{K}$	Rectangular	B
Temperature of DBA during measurement	t_{DBA}	1 K	Rectangular	A

本手法では一つの観測結果から、測定機が持つ機構の並進、回転成分といった複数の運動誤差が同時に推定可能であり、式(5)における観測値の誤差 s が、算出された運動誤差の信頼性に及ぼす影響を統計的に説明することも容易とする反面、モデルの構築とその演算過程が複雑化する傾向がある。

本手法に対し、複数の測定手段から逐次的に個々の運動誤差を推定する従来手法⁽⁵⁾では、モデル構築が単純であるが、個々の運動誤差測定に対するコストと、複数の測定データから推定された運動誤差の統計的な相互関係を説明するのが困難である。歯形計測誤差はモデル化したパラメータ p , e_y がすべて同時に測定に寄与することを意味するため、 p , e_y の同時寄与を示した Fig. 6 を歯形計測誤差 f_{ref} とする。図中で e_y と f_{ref} の比較をするとその絶対値に差が確認できる。

DBAによる校正において測定機の機構における運動誤差を推定可能としたことにより、歯形計測誤差とその相互関係を定量的に明らかにした。

3. 歯形計測校正結果の不確かさの定量化

3.1. ボールアーティファクトの不確かさ評価

校正から推定した歯形計測誤差を用いて以下を満足する任意諸元の歯形計測の不確かさ評価法の構築を考える。

- (1) 校正結果が、国家標準に対してトレーサブルとなる。
- (2) 不確かさ評価のための予備試験を最小限とし、生産現場において展開が容易な数値演算による方法。

本節では、ボールアーティファクトに依存した歯形計測誤差に寄与する不確かさを定量化する。

式(3)における Δf の合成分散を GUM⁽⁶⁾の指針に従い導く。ここで Y_s , Y_l の合成分散をそれぞれ既知とする必要があるが、 Y_l はノミナル値であるため式(1)における Y_s の合成分散のみを定量化することになる。

Y_s の合成分散は歯車測定機依存の偶然成分の不確かさ項 u_M と DBA 依存の偶然成分の不確かさ項 u_{DBA} とすれば式(8)のとおり表現される。なおパラメータ p の標準不確かさは、 $u(p)$ と表現するものとする。

ここで r_b は基礎円半径のノミナル値であるため、不確か

さの因子として考慮していない。また u_{DBA} には温度依存の不確かさが考慮されていないが、DBA の線膨張係数 $0.8 \times 10^{-7}/\text{K}$ に対して測定中の温度変化を 1 K と過大に仮定しても、値付けされている球間距離 44 mm に対する熱変形量は $4 \times 10^{-3} \mu\text{m}$ と微小で無視できるためである。

$$\begin{aligned}
 u^2(Y_s) &= u_M^2 + u_{\text{DBA}}^2 \\
 u_M^2 &= \left(\frac{\partial Y_s}{\partial e_x} \right)^2 u^2(e_x) + \left(\frac{\partial Y_s}{\partial e_y} \right)^2 u^2(e_y) + \left(\frac{\partial Y_s}{\partial r_p} \right)^2 u^2(r_p) + \left(\frac{\partial Y_s}{\partial \varepsilon} \right)^2 u^2(\varepsilon) \\
 u_{\text{DBA}}^2 &= \left(\frac{\partial Y_s}{\partial r_c} \right)^2 u^2(r_c) + \left(\frac{\partial Y_s}{\partial C} \right)^2 u^2(C)
 \end{aligned} \quad (8)$$

式(8)に対して、DBAの不確かさ因子とその標準不確かさを Table 3 にまとめる。マスタ球の赤道における半径 r_c の精度は、採用した球と同サイズ、同等級の球の真円度測定をおこなった研究結果⁽⁷⁾から 60 nm とした。

測定精度 ($u=0.6+L/1000 \mu\text{m}$, L : 評価長さ mm) を有する座標測定機により取得した球赤道部の形状を Fig. 7(a) に示す。また形状データに対する最小二乗円から形状データとその残差を Δr_c とすれば、 Δr_c の角度に対する自己相関は Fig. 7(b) となり、球の表面形状に加工履歴を予想させる位相に対する周期的な相関が見受けられる。しかし球の真円度 60 nm の評価精度に対して座標測定機による球表面形状測定の精度が十分でないことと、表面形状の相関の有無が u_{DBA} に対して大きく寄与しないことから本解析ではこの相関を無視する。

以上を考慮して式(8)に従った合成標準不確かさ u_{DBA} ($k=1$, k : coverage factor) を算出すると Fig. 8(a) のとおりとなる。

Fig. 8(a) より曲線 Δf の u_{DBA} による信頼性幅は Fig. 8(b) のとおりとなる。 u_{DBA} の不確かさに対して寄与率が最大なのが球中心間距離であるが、中心間距離はレーザ干渉計によって値付けされている。よって式(3)の Δf は、長さにトレーサブルな歯形基準が実現されていることになる。

3.2. 歯車測定機の不確かさ評価

歯車測定機に依存する不確かさ因子は式(1)における歯形計測モデルから e_x , e_y , r_p , ε であり、これらのパラメータにおける標準不確かさを既知とできれば、測定機の歯形計測

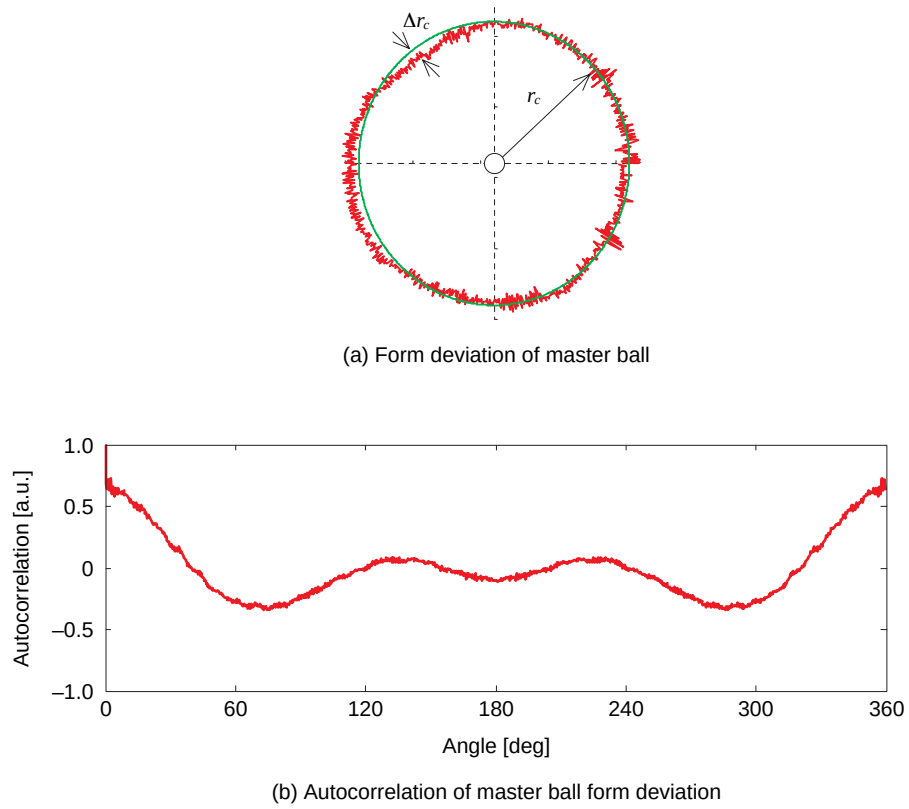


Fig. 7 Form deviation and autocorrelation of master ball on DBA

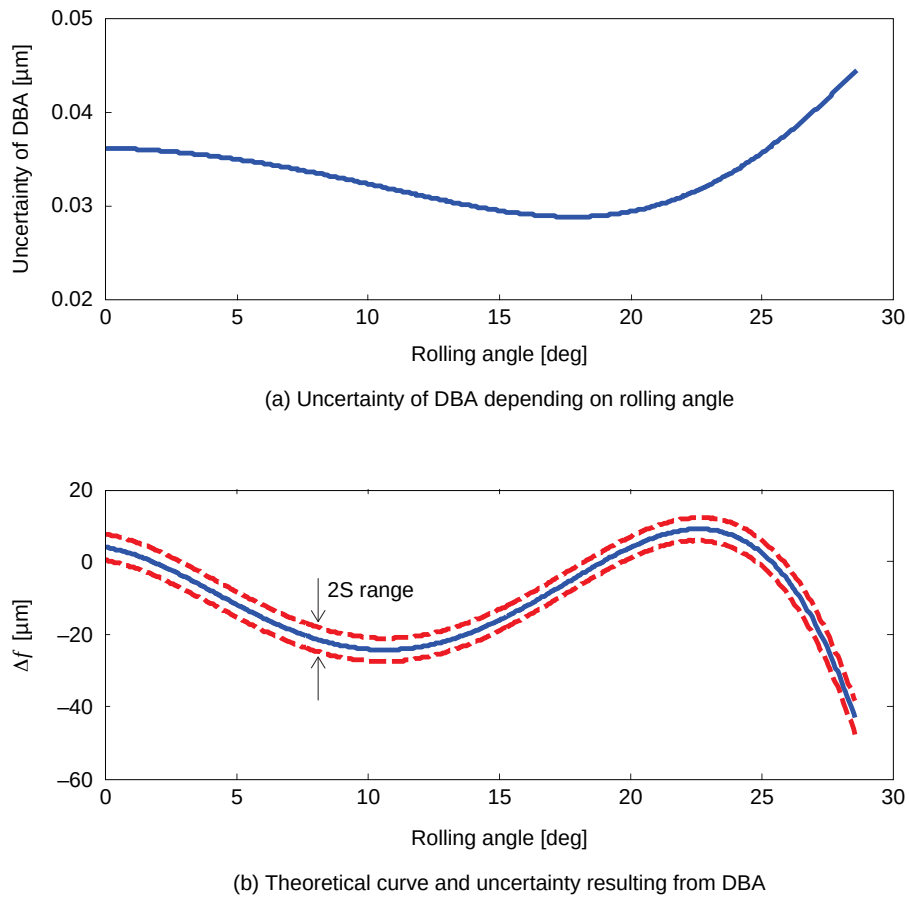


Fig. 8 Uncertainty of DBA estimated from calibration certification of NMIJ (National Metrology Institute of Japan)

の不確かさは誤差伝播則に基づく式(8)から評価できる。

誤差伝播則によらない評価方法として、モデルの不確かさ因子にそれぞれ適当な乱数を同時に発生させるシミュレーションによって最終的な計測の不確かさを推定する手法も研究されている⁽⁸⁾。

上述のシミュレーション法は不確かさの因子である案内軸の位置決め誤差、回転テーブルの位置決め誤差等を事前にレーザ干渉計のような外部測定装置により評価する必要があり、各因子の不確かさは評価装置の不確かさが加算された過大評価となる場合がある。またユーザ自身がこれらの評価作業をおこなうのはコスト的な制限から現実的ではない。

ここでは DBA の繰り返し測定が単純で短時間におこなえることから、DBAより得られるばらつきを式(8)における歯車測定機依存の偶然成分の不確かさ項 u_M として見積もる。 u_M はFig. 9のとおりの角度に依存した変動があり、平均で $0.035\mu\text{m}$ の不確かさ $u_{M(Ave)}$ を持つ。なおDBAの不確かさ u_{DBA} と u_M の合成標準不確かさ、すなわち歯形計測誤差の不確かさ u_{com} は u_M の絶対値が微小であること

と、位相に対する顕著な系統性を持たないことから、回転角度によらず一定とし式(9)と定義する。このとき u_{com} はFig. 9中のとおり約 $0.05\mu\text{m}(k=1)$ の不確かさとなる。

$$u_{com} = \sqrt{u_{M(Ave)}^2 + u_{DBA}^2} \quad (9)$$

3.3. 歯形計測誤差のモンテカルロシミュレーション

定量化された歯形計測誤差の不確かさ u_{com} を用いて、Fig. 6のとおりに推定された歯形計測誤差 f_{ref} に対する繰り返し性をモンテカルロシミュレーションにより再現することを検討する。シミュレーション原理の概略はFig. 10に示すとおりで、下記項目から構成される。本節では、(2)から(4)の過程を定式化する。

- (1) DBAによる測定から推定された歯形計測誤差 f_{ref} を参照値とする。
- (2) 参照値 f_{ref} の位相と1対1に対応した歯形計測誤差の分散行列を構成する。
- (3) 分散行列の特異値分解により測定ランダム誤差を生成する。

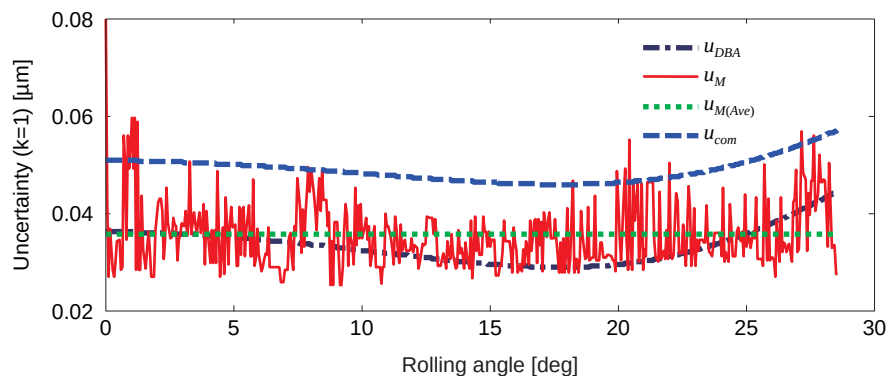


Fig. 9 Combined standard uncertainty of tooth profile measurement

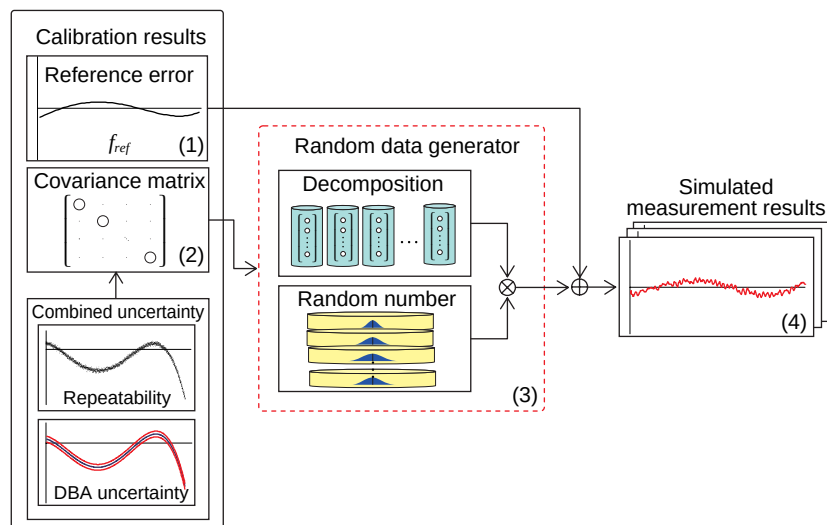


Fig. 10 Statistic simulation method for evaluating uncertainty of tooth profile calibration

(4) 参照値 f_{ref} と測定ランダム誤差の合成による歯形計測誤差のデータを再現する。

校正の分散行列 Σ は参照値 f_{ref} のデータ点数を n とした場合、 $n \times n$ の単位行列を I とすれば式(8)と式(9)から式(10)で表現される。

分散行列 Σ の特異値分解は、 U , V を直交行列とすると式(11)となる。行列 D の対角要素は、それぞれ特異値 s の2乗で、互いに無相関化された正規分布の分散と対応する性質を持つ。

行列 V の各列要素を V_i ($i:1$ から n) とすれば式(12)の1回の試行により、参照値 f_{ref} の位相と1対1に対応した測定ランダム誤差を1組生成できる。なおモンテカルロシミュレーションは、ここでは期待値ゼロの確率変数 $X = (x_1 \cdots x_n)$ を、それぞれ独立に標準偏差1で正規乱数を発生させる過程を指す。なおシミュレーションの試行回数に制限はない。

$$\begin{aligned} \Sigma &= (u_M^2 + u_{DBA}^2) I \\ &\approx u_{com}^2 I \end{aligned} \quad (10)$$

$$\Sigma = UDV^t, D = \begin{pmatrix} s_1^2 & & \\ & \ddots & \\ & & s_n^2 \end{pmatrix} \quad (11)$$

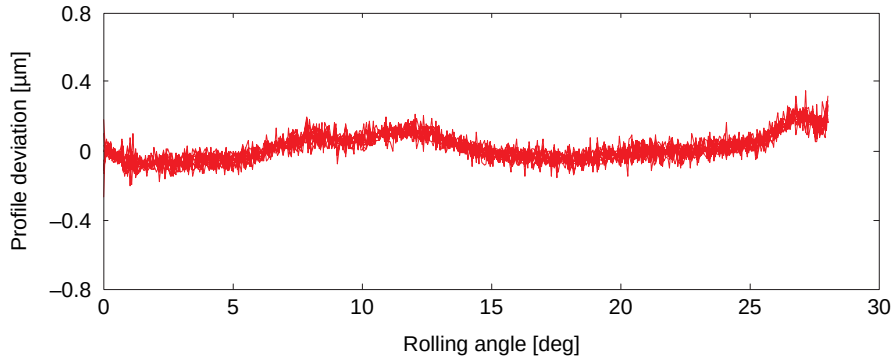
$$f_{ran} = s_1 \cdot x_1 V_1 + s_2 \cdot x_2 V_2 + \cdots + s_n \cdot x_n V_n, V = (V_1 V_2 \cdots V_n) \quad (12)$$

シミュレーション試行例として、 f_{ran} の10回の試行と参照値 f_{ref} による合成で生成された擬似歯形計測誤差データ10組を Fig. 11 に示す。Fig. 11(a) における実測の10回繰り返し結果に比べて Fig. 11(b) の擬似歯形計測誤差データは系統的な傾向は同様であるが、DBAの不確かさが加算されているためランダム成分の振る舞いが大きく、不確かさ因子のばらつきがすべて同時発生しているのが表現されている。

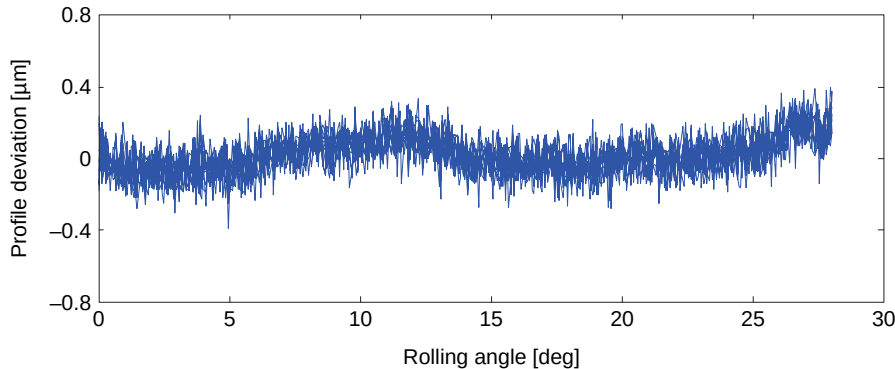
採用したDBAの球間距離の値付けの不確かさは $0.13 \mu\text{m}$ ($k=1$) であったが、公知の技術では球間距離を $0.01 \mu\text{m}$ ($k=1$) で達成できると報告されている⁽⁷⁾。球間距離を $0.01 \mu\text{m}$ で値付けすれば、Fig. 11(b)の擬似された歯形計測誤差のばらつきを数パーセント低減化して見積もることができる。

4. 歯形計測の不確かさ解析

歯形計測のシミュレーション結果と、その結果から推定できる任意諸元に対する歯形計測の不確かさへの換算を図る。Table 3 の DBA の諸元から測定機校正により評価された案内軸 y の最小・最大の移動範囲、 y_{min} から



(a) Profile deviation repeatability observed by DBA



(b) Profile deviation repeatability generated by simulation

Fig. 11 Comparison of tooth profile deviation between observation and simulation

y_{max} は約 0 mm から 25 mm となる。歯車に採用するモジュール m を例えば 0.5 刻みで $0.5 \leq m \leq 3$ mm, ピッチ円直径 D_0 を 20 刻みで $20 \leq D_0 \leq 120$ mm とすれば, それらの検査に要する y 軸の移動範囲は Fig. 12 のとおりとなる。 y_{max} を満たす歯車諸元の範囲は, $D_0 \leq 80$ mm, $m \leq 2.5$ mm である。よってここでは, $20 \leq D_0 \leq 80$ mm, $0.5 \leq m \leq 3.0$ mm を同時に満たす範囲の歯車測定の不確かさを定量化する。

任意の m と D_0 の組み合わせを決定すると, 歯元から歯先までの測定子の走査に必要なころがり角度範囲 ε_{range} と案内軸 y の移動範囲 Y_{range} がそれぞれ式(13), 式(14)と決まり, JIS B1702-1, ISO 1328-1 に従う歯形の検査範囲に相当した案内軸 y の移動範囲が決定する。

$$\varepsilon_{range} = \sqrt{\left(\frac{r_t}{r_b}\right)^2 - 1}, r_b = r_0 \cos(\alpha) \quad (13)$$

r_b : 基礎円半径
 r_t : 歯先円半径
 r_0 : ピッチ円半径
 α : 圧力角

$$Y_{range} = r_b \cdot \varepsilon_{range} \quad (14)$$

案内軸 y の移動範囲に対応した歯形計測誤差 f_{ref} を参照して, 歯形計測シミュレーションをおこなうと Fig. 13 に示すような結果が得られる。ここでは5回の試行をおこなっており, シミュレーション試行ごとに平均歯形の最小二乗直線と ISO 1328-1 にて規格化されている歯形誤差のパラメータ, 全歯形誤差 F_α , 歯形形状誤差 f_{fa} , 歯形こう配誤差 $f_{H\alpha}$ を算出したのち, 試行回数に応じた標準偏差を算出する。なお不確かさは, 全歯形誤差を例に平均値を $\bar{F}_\alpha$, 標準偏差を $\sigma(F_\alpha)$ とすれば式(15)のとおりとなる。

$$u(F_\alpha) = \bar{F}_\alpha + 2\sigma(F_\alpha) \quad (k=2) \quad (15)$$

解析結果の一例として Fig. 14 に F_α , f_{fa} , $f_{H\alpha}$ を示す。 F_α , f_{fa} はピッチ円直径, モジュールと不確かさの関係に線形性があるのが確認できる。

歯形計測の校正と校正のシミュレーションに基づく, 本不確かさ評価の利点は以下のとおりである。

- (1) 測定機の不確かさ評価に必要な予備試験, 校正作業を最小限とし, 歯形計測誤差評価における測定の統計的性質の代数的なモデル化と演算により歯形計測の擬似を可能としたことで, 測定作業による統計的評価の労力を不要とした。
- (2) 任意諸元の歯形に対する必要な精度を歯形計測のシミュレーションにより事前に既知とでき, 検査結果一点一様に不確かさを保証することを可能とした。
- (3) 解析された歯形誤差パラメータの不確かさは, DBA の不確かさが考慮されており国家標準にトレーサブルであるため, 複数の測定機間の精度差を一律に評価可能とした。

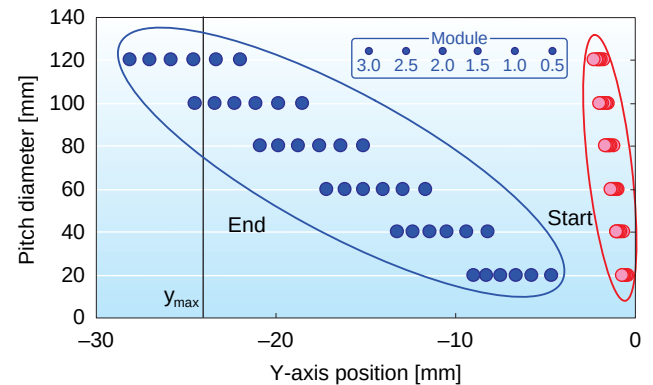


Fig. 12 Range of Y-axis movement for tooth profile measurements

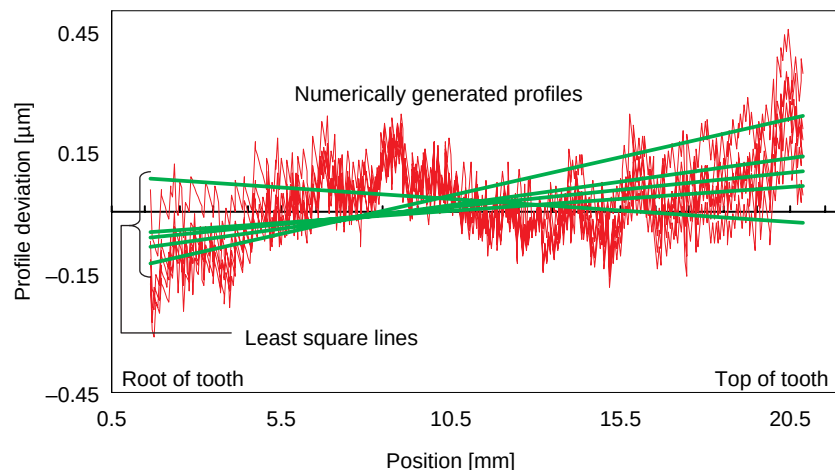
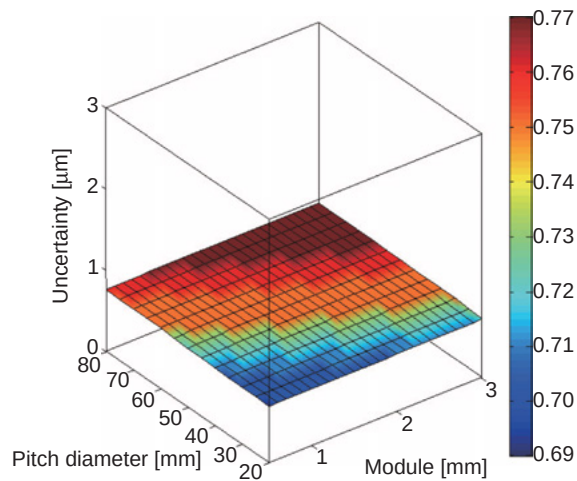
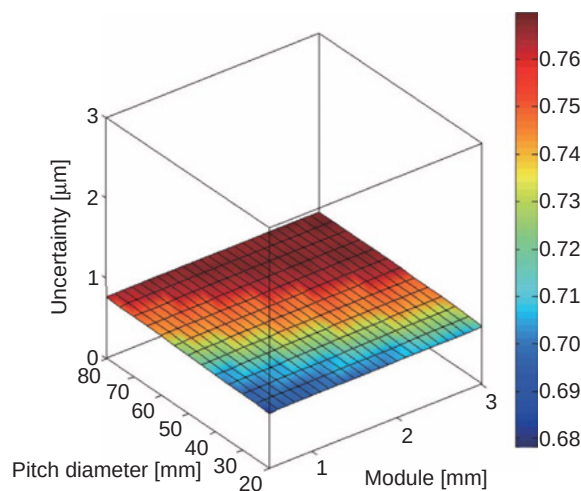


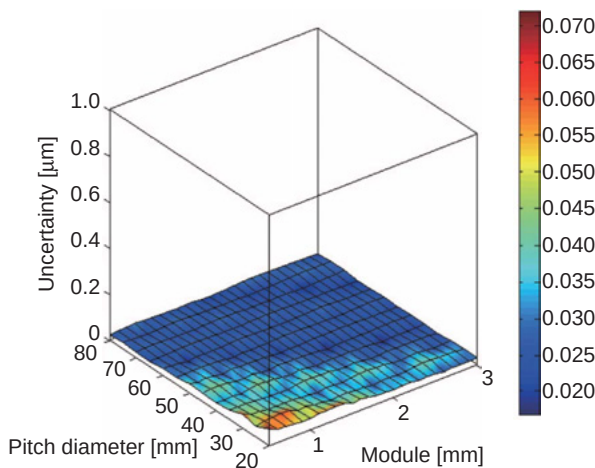
Fig. 13 Generated tooth profile deviation and average tooth profiles by simulation



(a) Uncertainty evaluation for F_{α}



(b) Uncertainty evaluation for $f_{f\alpha}$



(c) Uncertainty evaluation for $f_{H\alpha}$

Fig. 14 Examples of uncertainty evaluation ($k=2$)

5. 結言

DBAにより歯形計測の校正をおこない、校正結果から任意諸元の歯形と1対1に対応して歯形計測の不確かさを定

量化することを目的とした評価技術の確立をおこなった。得られた結論を以下に記す。

- (1) DBAによる校正のモデル化と測定機の機構における運動誤差の推定法を定式化した。この方法により歯形計測誤差と運動誤差の定量的な相互関係を明らかにした。
- (2) 歯形計測の不確かさを代数モデル化し、特異値分解を利用してその演算結果からトレーサビリティが確保された歯形計測をシミュレートする方法を定式化した。
- (3) シミュレーションから、任意諸元の歯形計測における歯形誤差パラメータの不確かさを評価する方法を導出した。

参考文献

- (1) 久保愛三, 小森雅晴: 京機短信, No.3, p.1-2(2004)
- (2) 近藤孝之: 歯形測定機の校正原器と校正法の新提案, 日本機械学会年次大会講演論文集, Vol.8, p.508-515(2005)
- (3) 中川徹, 小柳義夫: 最小二乗法による実験データ解析, 東京大学出版, p.35(1982)
- (4) 篠崎壽夫, 松下裕輔: 応用数値計算法入門(上), コロナ社, p.175(1976)
- (5) Zhang, G.: A Displacement Method for Machine Geometry Calibration, Annals of the CIRP, Vol.37, No.1, p.515-517(1998)
- (6) BIPM, IEC, IFCC, ISO, IUPAC, IUPAP, OIML: Guide to the expression of uncertainty in measurement, ISO, First edition(1993)
- (7) 近藤余範, 野口昭治, 近藤孝之, 大澤尊光, 直井一也, 高辻利之, 黒澤富蔵: ボールアーティファクトによる歯形計測精度の評価—国家標準にトレーサブルなボール中心間距離測定装置の開発—, 精密工学会誌, Vol.71, No.10, p.1260-1265(2005)
- (8) Tanaka, H., Shimojo, M., Kajitani, M., Sato, T., Takeda, R., Kojima, M., Yuzaki, M., Kato, S., Shibuya, Y., Kondo, T.: Evaluation of measurement uncertainty in gear measuring instruments by the Monte Carlo simulation, The American Society for Precision Engineering, Proceedings of the Eighteen Annual Meeting, p.395-398(2003)

■著者■



梅津 健太



石戸 亘



藤原 欣哉

歩行アシスト制御系の構築

Development of Moment Assist and System Weight Compensation Control
for Wearable Walking Assist System

池 内 康*
Yasushi IKEUCHI

要 旨

高齢者の生活をサポートするため、「人にやさしい歩行アシスト装置」の実現をめざし、装着者へのアシストと装置の自重補償を両立するあらたなアシスト制御手法を提案する。この手法では、装着者と装置の演算モデルを分離し、装着者側の演算よりアシストモーメントを、装置側の演算より装置の自重補償モーメントをそれぞれ別々に逆動力学解析手法を用いて算出する。また装置の自重補償のための、床反力演算手法を確立した。実験により、装置の自重補償床反力ベクトルの向きの安定性が高いことを示した。この結果、この手法を装着者の力学モデルに適用して、装着者の足が受ける床反力ベクトルを推定することが可能となるため、床反力センサを用いることなく人にやさしい歩行アシスト装置を実現する見通しが得られた。

ABSTRACT

With the aim of realizing a “user-friendly walking assist system” to support the lifestyles of elderly persons, a new assist control method was developed that combines assist functionality for the user with system weight compensation.

Different computational processing models were developed for the user and the unit. A processing method was proposed in which inverse dynamics analysis is used to calculate the assist moment from user processing and the system weight compensation from unit processing. A floor reaction force for the system weight compensation processing method was established to allow system weight compensation control. A high degree of stability in the vector orientation of the floor reaction force for system weight compensation was shown in tests. In addition, this method enables estimation of the user's floor reaction force vector by applying the user's dynamics model. Thus, it was shown that there are good prospects for the realization of a user-friendly walking assist system that does not employ floor reaction force sensors in the system.

1. はじめに

日本の高齢化率は今後も上昇を続けると予想されており、また高齢者は健康や体力に自信を持てなくなると社会活動への参加を控える傾向にある⁽¹⁾。このような社会背景のもと、Honda は高齢者の生活をサポートするため、身体に装着して運動時の身体への負担を減らす歩行アシスト装置を研究している。目標は、人へのやさしさを重視し、「人にやさしい歩行アシスト装置」の実現である。これまでの研究では、装着者の意思どおりに動くことを目指し、装着者の動作時の関節モーメントを推定して、これに応じたアシスト力を付与する関節モーメントアシスト手法を提案し、システム概要を示した⁽²⁾。

本研究では、人へのやさしさをさらに追求し、装着者に

装置の自重を負担させないアシスト装置を目指して、装着者へのアシストと装置の自重補償を両立するあらたな制御手法を提案する。

2. 従来手法と課題

関節モーメントアシストの代表的な制御手法には、逆動力学解析を用いる手法^{(2), (3)}と筋電位計測を用いる手法⁽⁴⁾とがある。逆動力学解析⁽⁵⁾を用いる手法では、装着者を剛体リンクモデルで近似する。これを用いて並進運動の式(1)より、装着者足部の遠位端に加わる力、すなわち床反力から順に、装着者足関節、装着者ひざ関節、装着者股関節の各々の反力を求める。つぎに、これらの関節反力を用いて回転運動の式より、足関節、ひざ関節、股関節の関節モーメン

*基礎技術研究センター

トを算出する。そして、この装着者の関節モーメントに応じて関節へのアシストをおこなう。

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{foot_distal} &= \mathbf{F}_{rf} \\ \mathbf{F}_{n_proximal} &= m_n(\ddot{\mathbf{u}}_{n_G} + \mathbf{G}) - \mathbf{F}_{n_distal} \\ \mathbf{F}_{n+1_distal} &= -\mathbf{F}_{n_proximal} \end{aligned} \quad (1)$$

$\mathbf{F}$: リンク端にかかる力ベクトル
 $\mathbf{F}_{rf}$: 床反力ベクトル
 $\mathbf{u}_G$: 重心位置ベクトル
 $\mathbf{G}$: 重力加速度ベクトル
 m : 質量
 n : リンクナンバー
 $distal$: 遠位端(リンクの中で腰部から遠い端の点)
 $proximal$: 近位端(リンクの中で腰部に近い端の点)

この方式では、式(1)で用いる床反力ベクトルや重力方向を計測するための複数のセンサが必要である。これらのセンサ類は靴や装置自身に配置する必要があるため、装着者に負担をかけないためには、形状の最適化や小型化など実用面での課題があげられる。

もう一つの筋電位計測を用いる手法では、筋電位から装着者の筋張力を推定して、これに応じた関節へのアシストをおこなう。この方式では、筋電位センサを装着者の皮膚に直に接触させる必要があるため、装着者への負担が少ない筋電位センサの開発や、その配置方法が課題となる。

また、いずれの手法においても、装着者にかかる負担をさらに軽減するためには、装置の自重を負担させないことが重要である。装置の自重を制御によって補償する手法の例として、荷物運搬時の負荷を軽減することを目的とした制御手法⁽⁶⁾があげられる。この手法では、片脚支持期の動

的な式と両脚支持期の静的な式とを切り替える制御をおこなっており、期の切り替え時の連続性を確保することや、両脚支持期においても動的な動きを補償できるようにすることが課題である。

3. 人にやさしいアシスト手法

Fig. 1に関節モーメントアシストと装着者の関係を示す。装着者が運動をする際、最初に脳や脊髄などの中枢神経からの指示によって筋が収縮し、この収縮力が関節軸まわりのモーメントを発生させて関節が動く。筆者は、装着者の関節モーメントは本人の意思を反映したものとする。この関節モーメントを逆力学解析により求め、これに応じてアシストモーメントを付与することで、装着者の意のままに装置を動作させることが可能になる。さらに、この関節モーメントアシストと、装置の自重補償を両立することによって、人にやさしいアシスト手法を確立できると考える。これを実現する手法として、装着者と装置とを一体とみ

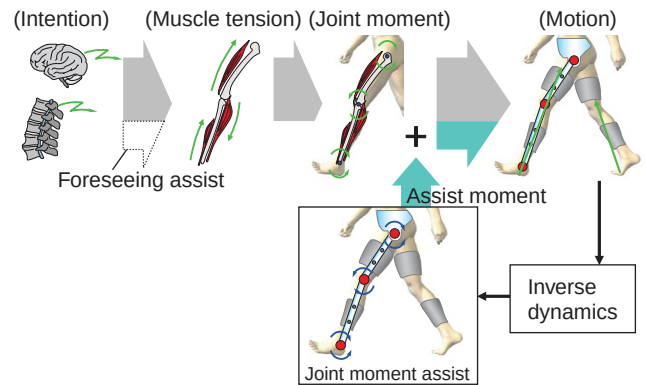


Fig. 1 Human intention and moment assist

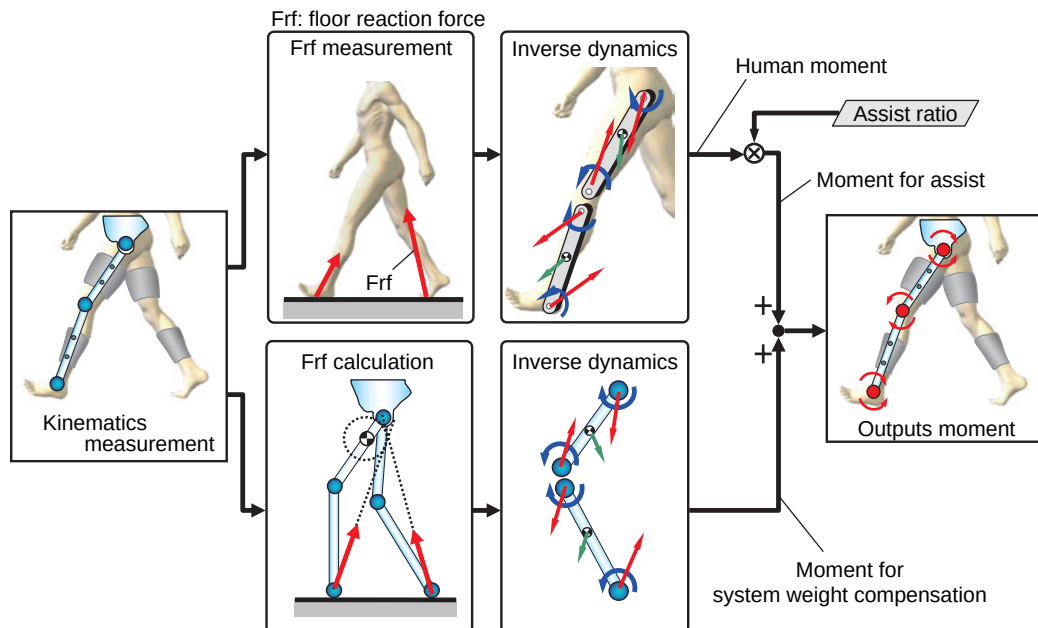


Fig. 2 Assist and system weight compensation

なし、それぞれの大腿や下腿の質量や慣性モーメントなどの物理量を足し合わせた力学モデルを用いて逆動力学解析をおこない、装置の自重補償分を含むアクチュエータ出力値を決定する方法が考えられる。しかし、この一体化された力学モデルでは、各節の重心位置などの物理的特性が装着者と装置とで異なっている場合には、アシストと装置の自重補償の正確な制御はおこなえない。以上の理由から、筆者は、あらゆるアシスト装置に適用できる自重補償制御を実現するため、装着者と装置とを分離し、それぞれに力学モデルの定義と逆動力学解析とおこなう手法を考えた。

この制御手法の流れを Fig. 2 に示す。流れは二つに分かれ、一つは装着者へのアシストモーメントを決定する装着者側の演算であり、もう一つは装置の自重補償のためのモーメントを決定する装置側の演算である。

装着者側の演算では、装着者の関節モーメントを推定するために、まず装着者の足が床から受ける床反力をセンサにより取得し、この床反力と装着者の関節角度などの運動情報とを用いて逆動力学解析をおこなう。この演算によって得られる装着者の関節モーメントに0から1の比率を掛け合わせることで、アシストモーメント量を決定する。

装置側の演算では、装置の自重補償に必要なモーメントを算出するために、まず装置の足部が床から受ける自重補償分の床反力を決定して、この床反力と装置の関節角度などの運動情報とを用いて逆動力学解析をおこなう。

以上のようにして求まるアシストモーメントと装置の自重補償モーメントを足し合わせて、アクチュエータの出力モーメントの目標値とする。

4. 装置の自重補償のための演算

4.1. 力学モデルと座標系

力学演算を行うため、装置は剛体リンクで構成されているものとみなす。装置は、Fig. 3 に示すように装着者と分離され、腰リンク、右大腿リンク、左大腿リンク、右下腿リンク、左下腿リンク、右足リンク、左足リンクの7剛体リンクモデルとする。

演算では、装置に固定された装置座標系(BCS:body-fixed

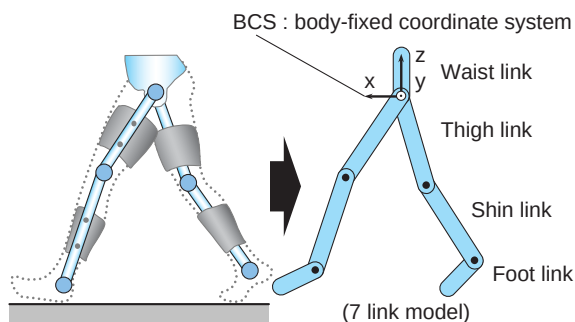


Fig. 3 Link modeling of system

coordinate system)を用いる。この座標系の原点は装置の両股関節の中心点とする。この点から腰リンク近位端方向にz軸を、右方向にy軸を、y軸とz軸の外積方向にx軸をとる。装置座標系は、座標系自体が回転運動と並進運動をおこなう非慣性座標系⁽⁷⁾であり、回転運動の運動方程式には式(2)を用いる。また、並進運動の運動方程式には式(3)を用いる。この並進運動の運動方程式では、並進の慣性力に比べて座標系の回転運動に起因するコリオリ力と遠心力は十分小さいものとして、この二つの力を省略した。

$$I \times \dot{\omega} = M - I \times \dot{\omega}_0 \quad (2)$$

$$m \times \ddot{u}_G = F - m \times acc_0 \quad (3)$$

I : 慣性モーメント

m : 質量

M : モーメント

F : 並進力

ω : 角速度

ω_0 : 座標系の角速度

acc_0 : 座標系原点の加速度

なお、本研究では、すべての式は絶対座標系を用いずに、非慣性座標系で記述をしている。これにより、鉛直方向からの傾斜角度情報を不要とし、重力方向を計測するためのセンサを用いることなくシステムを成立させることが可能となる。

4.2. 装置の自重補償に必要な装置床反力の算出

4.2.1. 装置の自重補償床反力の考え方

装置の自重補償とは、装着者の力に頼らずに装置単独で静的および動的な条件で動作をおこなえることである。この動作に要求される床反力が、装置の自重補償床反力である。

片脚支持期では、この床反力は装置全体の動きの情報が得られれば力学的に一意に求まる。しかし、両脚支持期ではFig. 4に三例を示すように床反力の合力が同じであっても、左右脚の床反力は無数の組み合わせを有する。このため、筆者は、床反力の拘束条件をあらたに設定する必要があると考えた。

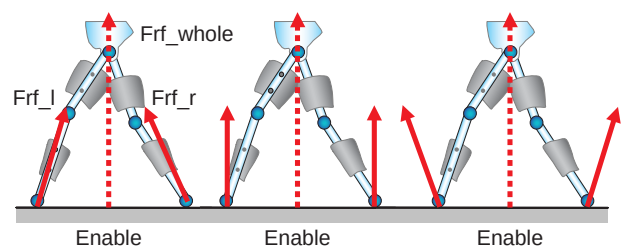


Fig. 4 Three examples of numberless floor reaction force patterns

4.2.2. 従来の床反力演算手法の問題点

当初の床反力演算手法⁽²⁾では、Fig. 5 に示すように片脚支持期の床反力ベクトルを装置全体の加速度情報より算出し、両脚支持期では床反力ベクトルを全体の重心方向に向ける拘束条件を設けていた。しかし、装置全体が重心まわりに角加速運動をしている場合は、床反力ベクトルは装置の重心に対してモーメントアームを有するはずであり、両脚支持期における床反力ベクトルの向きは不正確となる。さらに、この不正確さのために片脚支持期と両脚支持期の切り替わりで床反力ベクトルの向きが不連続になってしまう問題がある。この結果、装置の自重を正しく補償することができず、装着者に不連続感を与えてしまう可能性があった。

また、片脚支持期では床反力ベクトルの向きが大きく振動する問題があった。これは、装置の各リンク位置の加速度を求めるための二階微分の計算結果が振動し、装置全体の加速度情報に影響し、この結果が床反力ベクトルの向きを不安定なものとしたと推測できる。

4.2.3. 角加速運動を考慮した床反力ベクトルの拘束条件

従来手法の拘束条件の問題点を改善するため、筆者は、装置の自重補償床反力ベクトルが重心に対してモーメントアームを有する拘束条件を考えた。Fig. 6に示すように、拘

束条件を装置座標系(BCS)のx軸とz軸からなる二次元平面内で構成する。この平面内で、装置の重心を中心として、モーメントアームを半径に持つアーム円に、装置の自重補償床反力ベクトルが接することを拘束条件とする。角加速運動が前回り方向である場合はアーム円の後方で接し、逆に後ろ回り方向である場合はアーム円の前方で接するものとする。このモーメントアームは、「角運動量の変化は、その間に与えられた力積モーメントに等しい」という角運動量原理にもとづいた式(4)と、慣性の法則にもとづいた式(5)とから導き出される。

$$\frac{d^{BCS}L_{whole}}{dt} = arm_{Frf} \cdot |^{BCS}Frf_{whole}| \quad (4)$$

$$^{BCS}Frf_{whole} = m_{whole} \cdot (^{BCS}\ddot{u}_{whole_G} + ^{BCS}acc_{BCS_o}) \quad (5)$$

- L_{whole} : 装置重心まわりの装置の角運動量
- arm_{Frf} : 床反力ベクトルの装置重心に対するモーメントアーム
- $^{BCS}Frf_{whole}$: 装置座標系で見た総合床反力ベクトル

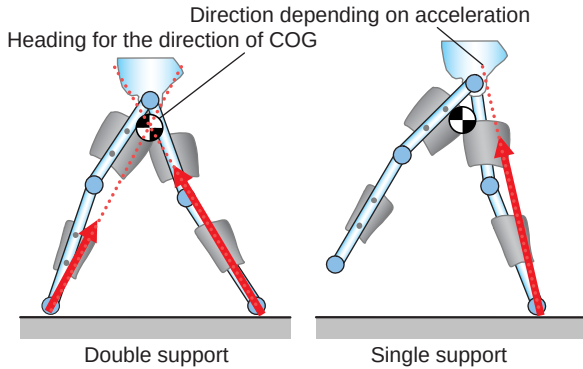


Fig. 5 Previous calculation method

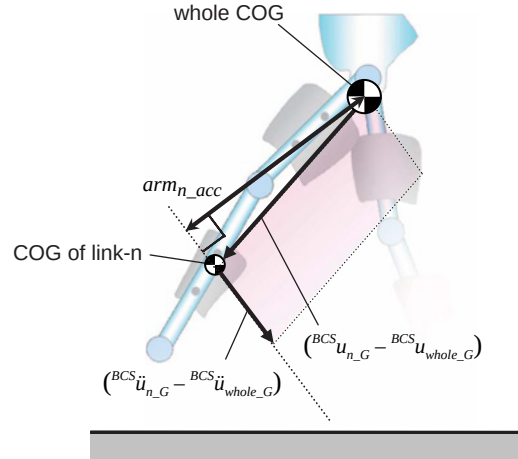


Fig. 7 Moment arm of link acceleration

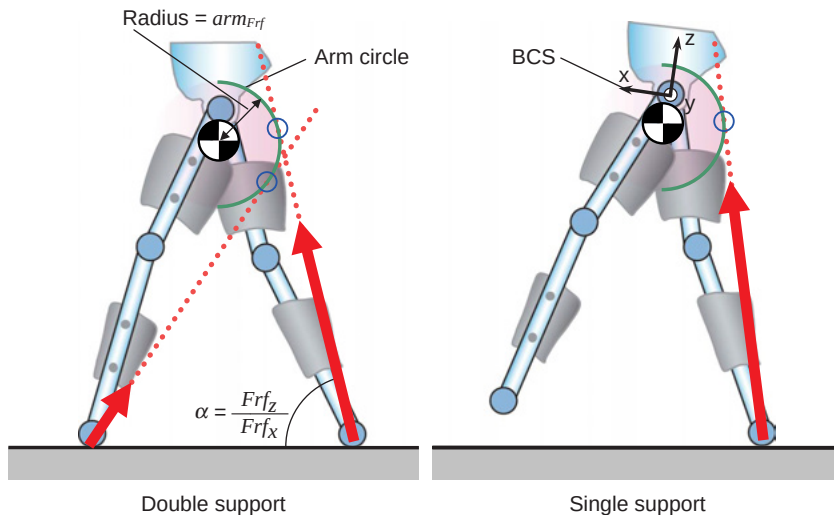


Fig. 6 Constraint of floor reaction force vector

この拘束条件を、片脚支持期と両脚支持期の両方に適用すれば、支持期の切り替わりの際の床反力ベクトルの向きは連続的になる。また、片脚支持期では床反力ベクトルの向きが安定する利点もある。

4.2.4. 床反力ベクトルのモーメントアームの算出

装置重心まわりの角運動量の時間変化は、式(6)に示すように、各リンクの自転による回転慣性力と、各リンクの装置重心まわりの公転による回転慣性力との和で表される。

$$\frac{d^{BCS}L_{whole}}{dt} = \sum_n \left\{ I_n \cdot ({}^{BCS}\dot{\omega}_n + {}^{BCS}\dot{\omega}_{BCS})_y \right\} + \sum_n \left\{ m_n \cdot arm_{n_acc} \cdot |{}^{BCS}\ddot{u}_{n_G} - {}^{BCS}\ddot{u}_{whole_G}| \right\} \quad (6)$$

${}^{BCS}\dot{\omega}_n$: 装置座標系で見たn番リンクの角速度ベクトル

${}^{BCS}\dot{\omega}_{BCS}$: 装置座標系の角速度ベクトル

arm_{n_acc} : 装置重心に対するn番リンクの加速度ベクトルのモーメントアーム

${}^{BCS}\ddot{u}_{n_G}$: 装置座標系で見たn番リンクの加速度ベクトル

${}^{BCS}\ddot{u}_{whole_G}$: 装置座標系で見た装置重心の加速度ベクトル

式(6)の arm_{n_acc} は、Fig. 7に示すように、リンクnの重心の加速度ベクトルが、装置重心まわりにもつモーメントアームである。この加速度ベクトルのモーメントアームは、装置重心から見たリンクの重心位置ベクトルと、装置重心から見たリンクの重心位置の加速度ベクトルとで構成されるFig. 7中の平行四辺形において、加速度ベクトルを底辺としたときの高さに当たることから、式(7)によって arm_{n_acc} が求まる。

$$arm_{n_acc} = \frac{|({}^{BCS}\ddot{u}_{n_G} - {}^{BCS}\ddot{u}_{whole_G}) \times ({}^{BCS}\ddot{u}_{n_G} - {}^{BCS}\ddot{u}_{whole_G})|}{|{}^{BCS}\ddot{u}_{n_G} - {}^{BCS}\ddot{u}_{whole_G}|} \quad (7)$$

以上のようにして得られるすべてのリンクの arm_{n_acc} を式(6)に代入し、この結果と式(5)より求まる総合床反力ベク

トルを式(4)に代入することにより、床反力ベクトルのモーメントアーム arm_{Fr_f} が求まる。

4.2.5. 床反力ベクトルの定式化

片脚支持期では、床反力ベクトルは先に述べたアーム円に接し、ベクトルの大きさは総合床反力 ${}^{BCS}Fr_{f_whole}$ の大きさとする。これらの条件より、右脚支持期の床反力を算出する式(8)を得る。左脚支持期も同様な式となる。

$$\begin{aligned} {}^{BCS}Fr_{f_{R_x}} &= |{}^{BCS}Fr_{f_whole}| \cdot \cos(\tan^{-1}\alpha_R) \\ {}^{BCS}Fr_{f_{R_z}} &= |{}^{BCS}Fr_{f_whole}| \cdot \sin(\tan^{-1}\alpha_R) \\ {}^{BCS}Fr_{f_{L_x}} &= 0 \\ {}^{BCS}Fr_{f_{L_z}} &= 0 \end{aligned} \quad (8)$$

${}^{BCS}Fr_{f_{R_x}}$: 右脚の床反力ベクトルのx成分

α_R : 床反力ベクトルの傾き (Fr_{f_z} / Fr_{f_x})

(Fig. 6 参照)

両脚支持期では、片脚支持期と同様に左右の床反力ベクトルが共にアーム円に接し、左右の床反力x成分の和および左右z成分の和がそれぞれ総合床反力(${}^{BCS}Fr_{f_whole}$)の各成分に等しいとする。この条件から、床反力ベクトルの各成分を算出する式(9)を得る。

$$\begin{aligned} {}^{BCS}Fr_{f_{R_x}} &= \frac{{}^{BCS}Fr_{f_{whole_z}} - \alpha_L \cdot {}^{BCS}Fr_{f_{whole_x}}}{\alpha_R - \alpha_L} \\ {}^{BCS}Fr_{f_{R_z}} &= \frac{\alpha_R \cdot {}^{BCS}Fr_{f_{whole_z}} - \alpha_R \cdot \alpha_L \cdot {}^{BCS}Fr_{f_{whole_x}}}{\alpha_R - \alpha_L} \\ {}^{BCS}Fr_{f_{L_x}} &= \frac{{}^{BCS}Fr_{f_{whole_z}} - \alpha_R \cdot {}^{BCS}Fr_{f_{whole_x}}}{-\alpha_R + \alpha_L} \\ {}^{BCS}Fr_{f_{L_z}} &= \frac{\alpha_L \cdot {}^{BCS}Fr_{f_{whole_z}} - \alpha_R \cdot \alpha_L \cdot {}^{BCS}Fr_{f_{whole_x}}}{-\alpha_R + \alpha_L} \end{aligned} \quad (9)$$

なお、床反力ベクトルのy成分を求める場合は、装置座標系のy軸とz軸からなる二次元平面内で同様に演算をおこなう。

4.2.6. 装置の自重補償床反力の演算結果

Fig. 8に、腰部に加速度センサと角速度センサを配置し

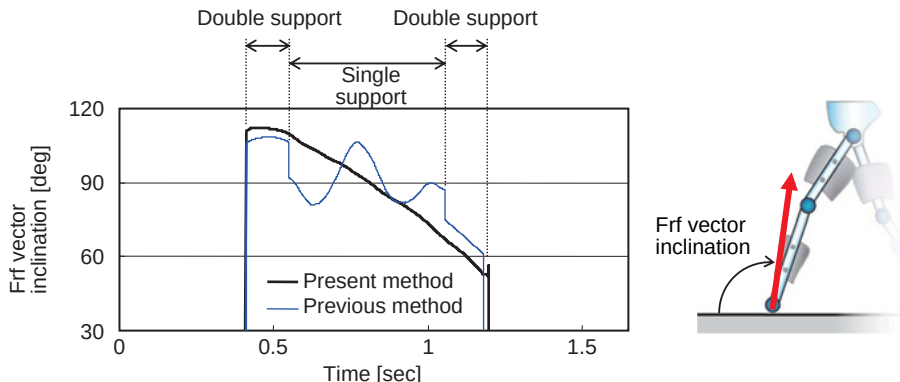


Fig. 8 Result of floor reaction force calculation

参考文献

- (1) <http://www8.cao.go.jp/kourei/whitepaper/w-2006/zenbun/18index.html>
- (2) 加藤久, 平田崇: 歩行機能補助装置の研究, D&D2001 福祉工学シンポジウム, W418(2001)
- (3) Nakamura,T., Saito,K., Kosuge,K.: Control of Wearable Walking Support System Based on Human-Model and GRF, Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on Robotics and Automation, p.4405-4410 (2005)
- (4) 特開平 2005-95561
- (5) 土屋和夫: 5章 総合分析, 臨床歩行分析入門, 医歯薬出版株式会社, p.110-115(1994)
- (6) Kazerooni,H., Racine,J.L., Huang,L., Steger,R.: On the Control of the Berkeley Lower Extremity Exoskeleton (BLEEX), Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on Robotics and Automation, p.4364-4371 (2005)
- (7) 山本邦夫: 9章 非慣性系における運動, 力学, 学術図書出版, p.78-85(1995)

た実験機で装置の自重補償床反力を演算した結果を示す。横軸は時間、縦軸は床反力ベクトルの傾斜角度を示す。加速度情報より装置の自重補償床反力ベクトルの向きを求める従来手法(細線)は片脚支持期において振動がみられ、また片脚支持期と両脚支持期の切り替わりにおいて不連続である。これに対し、本研究の装置の自重補償床反力ベクトルのモーメントアームを考慮した手法(太線)では、振動が見られず安定していることがわかる。さらに、片脚支持期と両脚支持期の切り替わり時において、ベクトルの向きが連続的となっていることがわかる。これは、本手法が装置の自重補償のための床反力演算手法として十分な機能を有していることを示している。

さらに、本手法を装着者の力学モデルに適用すれば、装着者の床反力ベクトルを推定することも可能となる。これにより、従来のアシスト制御方式で必要とされていた床反力センサを用いることなく、人にやさしい歩行アシスト装置を実現する見通しが得られた。

5. まとめ

高齢者の生活をサポートするため、「人にやさしい歩行アシスト装置」の実現をめざし、アシストと装置の自重補償を両立する歩行アシスト制御系を構築した。この内容を以下にまとめる。

- (1) 装着者と装置の演算モデルを分離し、装着者側の演算よりアシストモーメントを、装置側の演算より装置の自重補償モーメントをそれぞれ別々に逆動力学解析手法を用いて算出する演算手法を提案した。
- (2) 装置の自重補償のための、床反力演算手法を確立した。この演算手法は回転と並進の両方の運動に対して自重を補償するものである。実験により、装置の自重補償床反力ベクトルの向きの安定性が高いことを示した。さらに、この手法を装着者に適用すれば、装着者の足が受ける床反力ベクトルを推定することが可能となるため、床反力センサを用いることなく人にやさしい歩行アシスト装置を実現する見通しが得られた。

6. おわりに

Hondaは人へのやさしさを重視し、「人にやさしい歩行アシスト装置」の実現を目指している。本研究では、アシストと装置の自重補償を両立する手法を提案した。さらに、演算手法を工夫することにより、装着者に対する負担を少しでも減らせるシステムを考えた。

筆者は、これからも人へのやさしさを最上位においてアシスト装置の研究をおこない、高齢者をはじめ、多くの人々が社会活動に参加しやすい世の中の実現を目指し続けることを約束する。

■著者■



池内 康

社外発表(2007. 1～2007. 6)

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2007. 1. 1	自動車技術会/自動車技術 Vol.61, No.1	HONDA GOLD WINGの誕生と進化	森中 繁久	HONDA R&D EUROPE (U.K.) LTD.
	日本機械学会/論文集B編 第72巻 第724号	気体・液体非定常圧縮性流れのMach-uniform 保存形高解像度スキーム	赤松 幹夫 渡部 勝博 有馬 敏幸	独立行政法人 日本原子力研究開発機構 (有)量子計画研究所 基礎技術研究センター
2007. 1. 7	日本金属学会/まてりあ 第46巻, 第1号(2007)	高強度熱間鍛造クラッキングコンロッド用 鋼の開発	佐野 直幸 長谷川達也 飯田 善次 高田健太郎	住友金属工業(株)総合技術研究所 (株)住友金属小倉 四輪開発センター 四輪開発センター
2007. 1. 8 ～ 11	AIAA (American Institute of Aeronautics and Astronautics)/ 45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit (Reno, NV, U.S.A)	Turbulent Flow Simulation around Complex Geometries with Cartesian Grid Method	釜土 敏裕	基礎技術研究センター
2007. 1. 9 ～ 11	日本機械学会/第19回内燃 機関シンポジウム(東京)	筒内圧センサを用いたディーゼルエンジ ンの着火時期制御	坂本 英樹 島崎 勇一 山口 聡 長谷川 衛 北山 由人 神田 智博	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		HCCIエンジンにおける着火・燃焼シミュ レーション	大橋 敏宏 高林 徹 楊 笑風 浦田 泰弘 勝山 秀樹 久保田俊一	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
2007. 1.11	ELSEVIER/Materials Science and Engineering A, 459 (2007)	Calibration of ductile fracture properties of a cast aluminum alloy	前 博行 Xiaoqing Teng Yuanli Bai Tomasz Wierzbicki	四輪開発センター Massachusetts Institute of Technology Massachusetts Institute of Technology Massachusetts Institute of Technology
2007. 1.17 ～ 20	SIAT/Symposium on International Automotive Technology (Pune, India)	Research on Estimating Fuel Injection Time Duration using Crankshaft Rotational Changes for FI System of Small Motorcycle Single Cylinder Engine	金子 哲也 引地東一郎 中嶋 寿光	二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター
2007. 1.18 ～ 19	日本機械学会/第288回講習会/ 実務者のための騒音防止技術 (大阪)	車室騒音とその制御について	井上 敏郎	四輪開発センター
2007. 1.23 ～ 25	自動車技術会/技術会議 車室内環境技術部門委員/ 自動車空調技術総合レビュー 2007(東京)	車室内VOC低減に対するJAMAの自主取組み	西野 俊哉	四輪開発センター
2007. 1.25	自動車技術会/論文集 Vol.38 No.1	低ヒートマス4 in 1集合エキゾーストマニ ホールドの高周波騒音低減手法の研究	大内 斎 阿黒 雅樹 地主 朋恵	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		ダイレクト・ヨー・コントロール・AWD システムの開発	森 淳 芝端 康二	四輪開発センター 四輪開発センター

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2007. 1.25	自動車技術会/Review of Automotive Engineering Vol.28 No.1	A Study of Vehicle Controllability depending on Cogging Torque of EPS Motor	米田 篤彦 清水 康夫 三好 尚	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		Development of Integrated Fuel Injection System for Small Sized Motorcycles	赤松 俊二 上田 稔 林 徹 大内 勝博	二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター
		Combined analysis of human and seat thermal models with cabin CFD for prediction of thermal sensation and comfort	江崎 秀範	四輪開発センター
		Study of Interior Sound Preferences at Acceleration	能村 幸介 吉田 準史	四輪開発センター 四輪開発センター
2007. 1.26	(株)山海堂/エンジンテクノロジー第48号 Vol.09 No.01 February 2007	第6章 最新パワートレインの制御技術 6-2 最新低エミッション車における制御技術	北川 浩	四輪開発センター
		ホンダVTEC機構の歴史	新里 智則 熊谷 和英	四輪開発センター 四輪開発センター
2007. 1.31	日本機械学会/Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering, Vol.1, No.1	Modeling and simulation of impact failure characteristic of polypropylene by elastoviscoplastic constitutive law	前 博行 岸本喜久雄	四輪開発センター 東京工業大学
2007. 2. 1	自動車技術会/自動車技術 Vol.61 No.2	イオン電流計測を用いたF1エンジンの燃焼モニタリングシステム	島崎 勇一 牧 秀隆 坂口 純子 近藤 稔明	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
	日本機械学会/日本機械学会誌110巻, 1060号/ メカライフ	設計現場を支援するCFDの理想像を求めて ーパースシャルセル法の開発とその応用ー	高橋 易資	二輪開発センター
2007. 2. 2	日本マリンエンジニアリング学会/第50回特別基金講演会 ー自動車と船のエンジンメカトロニクス の現状と今後ー(大阪)	クリーンディーゼル用エンジン制御技術	加藤 彰	四輪開発センター
	日本塗装技術協会/ 平成18年度第3回講演会 (東京)	鉛フリー電着塗料の海外展開について	森下 洋行	四輪開発センター
2007. 2. 6 7	VDI/Gießtechnik im Motorenbau (Germany, Magdeburg)	High-strength Aluminum Alloy for Automobile Piston using High Pressure Die Casting	谷畑 昭人 白石 隆 遠藤 修 織田 和宏	四輪開発センター 四輪開発センター 本田金属技術(株) 日本軽金属(株)
2007. 2. 7 8	SAE/Hybrid Vehicle Technologies 2007 Symposium (San Diego, U.S.A)	ホンダハイブリッド概説	長谷部哲也	四輪開発センター
2007. 2.21	自動車技術会/ガソリン機関部門委員会(東京)	ガスアシスト式筒内噴射AR燃焼機関の大型スクータへの適用例	西田 憲二	二輪開発センター
		二輪エンジンのUp Sizingコンセプト	鈴木 正剛	二輪開発センター

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2007. 3. 1	日本自動車研究所/自動車研究 2007年 3 月号	歩行者保護試験用フレキシブル脚部衝突子 (Flex-GT-prototype) 有限要素モデルの開発	一色 孝廣 鴻巣 敦宏 高橋 裕公 菊池 裕二 棚橋 方明	(財)日本自動車研究所 (財)日本自動車研究所 四輪開発センター 四輪開発センター (社)日本自動車工業会
2007. 3. 6	日本交通科学協議会/第 2 回交通科学シンポジウム(東京)	安全運転支援のための車両予知・予防技術の紹介	加世山秀樹	四輪開発センター
2007. 3. 6 ～ 8	計測自動制御学会/第 7 回計測自動制御学会制御部門大会(東京)	ドライバの緊急回避操作に対する支援制御手法	藤原 幸広 照田八州志 金星 光晴 藤本 茂希	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
2007. 3.15 ～ 17	電気学会/平成19年電気学会全国大会シンポジウム講演(福井)	ソフトスイッチング実用化の動向：自動車用電力変換機器	篠原 貞夫 木村 友則 三島 智和	四輪開発センター (株)デンソー 呉高等専門学校
2007. 3.20 ～ 23	電子情報通信学会/2007年電子情報通信学会総合大会(名古屋)	実車搭載平面アンテナのFDTD放射特性解析	柏 達也 田口 健治 栗林 裕 小松 寛	北見工業大学 熊本電波高等専門学校 四輪開発センター 四輪開発センター
2007. 3.23	自動車技術会/No.23-06シンポジウム/新開発エンジン(東京)	北米新型SUV用ガソリンターボエンジン	高橋 のぶ 藤森 浩一	四輪開発センター 四輪開発センター
2007. 3.25	自動車技術会/論文集 Vol.38 No.2	EPS用新歯形ウォームギヤの噛合いに関する一考察	渡辺 勝治 清水 康夫 寺田 泰浩	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		EPSの慣性モーメント制御における安定性について	大庭 吉裕 清水 康夫	四輪開発センター 四輪開発センター
		EPSモータのコギングトルクが操縦性に与える影響の検討	米田 篤彦 清水 康夫 三好 尚 辻岡 毅	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		脇見運転時における歩行者警報の有効性に関する研究	植田 信介 高橋 昭夫 木俣 亮人 小針 弘之	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター (財)日本自動車研究所
2007. 3.25 ～ 27	日本農芸化学会/2007年度大会(東京)	コリネ型細菌を用いた混合糖類からのバイオエタノール生産プロセスの構築	酒井 伸介 土田 芳樹	RITE(財団法人 地球環境産業技術研究機構) 基礎技術研究センター
2007. 3.25 ～ 29	American Chemical Society/ACS#233 National Meeting (Chicago, U.S.A)	Quantum Chemical Molecular Dynamics Study on the Bond Dissociation of Excited Water Molecules	北田 正吉 室賀 茂樹 宮本 明 久保 百司 高羽 洋充 遠藤 明 畠山 望 千葉 景子	四輪開発センター 四輪開発センター 東北大学 東北大学 東北大学 東北大学 東北大学 東北大学

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2007. 3.25 ～ 29	American Chemical Society/ ACS#233 National Meeting (Chicago, U.S.A)	Computational Fluid Dynamics and Quantum Molecular Dynamics Study on Phase Change Behavior of Water under Laser Irradiation	北田 正吉 室賀 茂樹 宮本 明 久保 百司 高羽 洋充 遠藤 明 畠山 望 千葉 景子	四輪開発センター 四輪開発センター 東北大学 東北大学 東北大学 東北大学 東北大学 東北大学
2007. 3.27	日本シミュレーション学会/ 第2回 電磁界解析研究会 (東京)	FDTD法とMoM-TD(時間領域モーメント法) とのハイブリッド法	春松 正敏	基礎技術研究センター
2007. 3.27 ～ 29	日本金属学会/2007年春季 大会(千葉)	超微細粒IF鋼の高速変形特性	興津 貴隆 高田 尚紀 辻 伸泰 北原 弘基	四輪開発センター 大阪大学 大阪大学 熊本大学
		超微細粒フェライト-セメンタイト鋼の 高速変形特性	興津 貴隆 高田 尚紀 辻 伸泰	四輪開発センター 大阪大学 大阪大学
		超微細粒アルミニウムの高速変形特性	興津 貴隆 高田 尚紀 辻 伸泰	四輪開発センター 大阪大学 大阪大学
		小型ターボファンエンジンHF118の開発と 材料技術	輪嶋 善彦	航空機エンジン開発センター
2007. 3.28	日本機械学会/「メカライフ」 誌 2007年3月号 材料	低摩擦・低摩耗の世界 ーレシプロエンジンではー	松本 謙司	航空機エンジン開発センター
2007. 4. 2 ～ 5	電気学会/PCC-NAGOYA 2007(名古屋)	06M CIVIC Hybrid PDUの開発	大塚 浩 安案 文雄	四輪開発センター 四輪開発センター
		パワーエレクトロニクスで進化する自動車	藤原 正	四輪開発センター
2007. 4.11	自動車技術会/ガソリン機関 部門委員会(東京)	筒内圧センサを用いた着火時期制 ーディーゼルPCCI燃焼の特徴とその制御 方法ー	島崎 勇一	四輪開発センター
2007. 4.15	人間生活工学研究センター/ 人間生活工学：第28号	乗用車における安全運転支援システム	浅沼 信吉 加世山秀樹	四輪開発センター 四輪開発センター
2007. 4.16 ～ 19	SAE/SAE 2007 World Congress (Detroit, U.S.A)	Development of Air/Oil-Cooled Motorcycle Engine Using Thermal and Fluid Analyses	後閑 祥次 高橋 易資 稲吉 真 石間 経章 小保方富夫	二輪開発センター 二輪開発センター (株)デザインネットワーク 群馬大学 群馬大学
		Study on Low Nox Emission Control Using Newly Developed Lean Nox Catalyst for Diesel Engines	森田 智子 鈴木 典男 佐藤 尚宏 和田 勝治 大野 弘志	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		Detailed Diesel Exhaust Particulate Characterization and Real-Time DPF Filtration Efficiency Measurements durin PM Filing Process	須賀 稔之 Eric Schroeder Niklas Schmidt Thatcher Root 河合 英直 日下 竹史	四輪開発センター University of Wisconsin University of Wisconsin University of Wisconsin 独立行政法人 交通安全環境研究所 (株)堀場製作所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2007. 4.16 ～ 19	SAE/SAE 2007 World Congress (Detroit, U.S.A)	Detailed Diesel Exhaust particulate Characterization and DPF Regeneration Behavior Measurements for Two Different Regeneration Systems	須賀 稔之 Ekathai Wirojsakunchai Chris Kolodziej Dave Foster Terunao Kawai	四輪開発センター University of Wisconsin University of Wisconsin University of Wisconsin 交通安全環境研究所
		Adaptive Air-fuel Ratio Controls for Continuously Variable Valve Lift Gasoline Engines	川澄 郁絵 安井 裕司	四輪開発センター 四輪開発センター
		Management System for Continuously Variable Valve Lift Gasoline Engine	田上 裕 佐藤 正浩 安井 裕司 伊藤 久志	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		An Accurate Idle Speed Control for a Gasoline Engine with a Continuously Variable Valve Actuation	東谷 幸祐 佐藤 正浩 安井 裕司	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		Investigating Pedestrian Kinematics with the Polar-II Finite Element Model	秋山 朗彦 菊池 裕二 高橋 裕公 Jeff Crandall Jaeho Shin Costin Untaroiu Jason Kerrigan Douglas Longhitano	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター University of Virginia University of Virginia University of Virginia University of Virginia University of Virginia
		Brake Torque Sensing for Enhancement of Vehicle Dynamics Control Systems	大久保直人 山本 修 堀内 雄大 稲垣 裕巳	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		Effect of car cabin environment on driver's comfort and fatigue	有城 朗子 田辺 新一 堤 仁美 保田 佳孝	四輪開発センター 早稲田大学 早稲田大学 早稲田大学
		Development of Hydraulic Servo Brake System for Cooperative Control with Regenerative Brakes	青木 康史 鈴木 健二 中野 博士 赤峰 宏平 白勢 隆臣 酒井 恒司	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 日信工業(株) 日信工業(株)
		Development of an Oil Deterioration Monitoring System by Estimating Base Number	相川孔一郎 丸山 雅司	四輪開発センター 四輪開発センター
		Development of a 3-Cylinder Gasoline Engine with a Variable Flow Turbo-charger	伊藤 信裕 太田 徹 河野 龍治 有川 聡 松本 貴希	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		Parametric Analysis of Catalytic Converter Plugging Caused by Manganese-Based Gasoline Additive	清水 千春 大高 義行	四輪開発センター 四輪開発センター
		How to Predict the Piston Slap-Noise Using 2D Piston Motion Simulation	小林 利彰	四輪開発センター Ricardo UK Ltd.

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2007. 4.16 ～ 19	SAE/SAE 2007 World Congress (Detroit, U.S.A)	Study of Durability Prediction with Focus on Wear Properties for Multiple Plate Clutches	齋藤 俊博 大槻 王一 古手川 保 田中 征一 松浦 吉輝	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		Establishment of the specification Design Technique by Multiple-Purpose Optimization of Sound Proof Package	多田 寛子 井出 史彦 佐々木 匡 Jun Hsu	四輪開発センター 四輪開発センター Engineous Software Engineous Software
		Biofidelity Improvement to the Polar-II Pedestrian Dummy Lower Extremity	Dipan Bose Damien Subit Johan Ivarsson Jeff Crandall 菊池 裕二 高橋 裕公 秋山 朗彦	University of Virginia University of Virginia University of Virginia University of Virginia 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		Fast Crash Analysis of 2D Large Deformation Space Frame Structure Using Macro Element Method	高田 賢治 Wlodek Abramowicz	四輪開発センター Impact Design, Europe
		Study on Maximizing Exergy in Automotive Engines	遠藤 恒雄 川尻 正吾 小島 洋一 高橋 和也 馬場 剛志 茨木 茂 高橋 勤 篠原 雅志	基礎技術研究センター 基礎技術研究センター 航空機エンジン開発センター 基礎技術研究センター 基礎技術研究センター 基礎技術研究センター 基礎技術研究センター 基礎技術研究センター
2007. 4.25	自動車技術会/Review of Automotive Engineering Vol.28, No.2	Development of Metal Substrate for Motorcycle Catalysts	大久保克紀 三ツ川 誠 辻 正光 宮田 博明 小細工孝文 西岡 哲也	二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター 合志技研(株) 合志技研(株)
		Measurement Algorithm for Pulse Rate Using Pattern Matching in the Frequency Domain	白形 哲朗 吉田 傑	四輪開発センター 四輪開発センター
2007. 5. 1	自動車技術会/自動車技術/創立60周年記念号	二輪車	小屋栄太郎	二輪開発センター
2007. 5. 8 ～ 10	UKIP Media & Events Ltd./engine expo 2007 (Berlin, Germany)	Application of Spray-Compacted Aluminum Sleeve for Honda New 3.7L V6 Engine	James E. Foss 安川 勝久 小松田 卓 高橋 誠幸 大村 淳一	PEAK NORTH AMERICA INC. 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
2007. 5.11	日本トライボロジー学会/エンジン潤滑研究会(東京)	新しい軸受シミュレーション装置によるエンジン軸受評価方法の提案と高効率化	町田 恭一 高橋 伸一 上嶋 英夫 藤木 賢治	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
2007. 5.14 ～ 17	ASME (American Society of Mechanical Engineers)/ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air (Montreal, Canada)	Effect of Endwall Contouring on Performance of Ultra-Low Aspect Ratio Transonic Turbine Inlet Guide Vanes	園田 豊隆 Martina Hasenjager 有馬 敏幸 Bernhard Sendhoff	航空機エンジン開発センター Honda Research Institute Europe GmbH 基礎技術研究センター Honda Research Institute Europe GmbH

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2007. 5.15 ～ 17	SAE/SAE 2007 Noise and Vibration Conference and Exhibition (St.Charles, U.S.A)	Measurement of Piston Skirt Oil-film Pressure under Piston Slap	小林 利彰 神谷 満好 三原 雄司 染谷 常雄	四輪開発センター 四輪開発センター 武蔵工業大学 東京大学 名誉教授
		Development and Application of a Hybrid Method for Road Noise Optimization	Thephane Courtois Claudio Bertolini 井出 史彦 多田 寛子 見坐地一人	Rieter Automotive Management AG Rieter Automotive Management AG 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		FE Analysis of a Partially Trimmed Vehicle using Poroelastic Finite Elements Based on Biot's Theory	Claudio Bertolini Ciro Gaudino Davide Caprioli 見坐地一人 井出 史彦	Rieter Automotive Management AG Rieter Automotive Management AG Rieter Automotive Management AG 四輪開発センター 四輪開発センター
		From Body in White to Trimmed Body Models in the “Low” Frequency Range: a New Modeling Approach	Jean Pierre Coyette Grégory Lielens Benoit Van den Nieuwenhof Claudio Bertolini Ciro Gaudino 見坐地一人 井出 史彦	Free Field Technologies Free Field Technologies Free Field Technologies Rieter Automotive Management AG Rieter Automotive Management AG 四輪開発センター 四輪開発センター
2007. 5.18 ～ 20	日本材料学会/第56期春季学術講演会(名古屋)	アルミ 鋳造合金の延性破壊特性評価	前 博行 Xiaoqing Teng Yuanli Bai Tomasz Wierzbicki	四輪開発センター Massachusetts Institute of Technology Massachusetts Institute of Technology Massachusetts Institute of Technology
2007. 5.21	Japanese Section of the Combustion Institute/ Asia-Pacific Conference on Combustion(京都)	Effect on Thermal Efficiency due to the Ratio of Connecting-rod Length to Crank Radius	鈴木 正剛 前原 勇人 森吉 泰生	二輪開発センター 二輪開発センター 千葉大学
2007. 5.22 ～ 23	日本燃焼学会/ASPACC'07 Nagoya (6th Asia-Pacific Conference on Combustion) (名古屋)	Theoretical Study of the Mechanism for the Low-Temperature Oxidation of Benzyl and Xylyl Radicals	小口 達夫 村上 能規 橋本公太郎	豊橋技術科学大学 長岡技術科学大学 基礎技術研究センター
2007. 5.22 ～ 27	World Forum on Smart Materials and Smart Structures Technology (南京, 中国)	External Force and Displacement Estimation for Self-sensing Control of a Piezoelectric Actuator	中野 哲明 裘 進浩 Adrien Badel	四輪開発センター 東北大学 東北大学
2007. 5.23 ～ 25	自動車技術会/2007年学術講演会 春季大会(横浜)	50cm ³ 二輪車の国内2次エミッション規制対応技術	宇津木克洋 赤松 俊二	二輪開発センター 二輪開発センター
		自転車シミュレータの開発とその特徴	鈴木 憲二 宮丸 幸夫 青木 克仁 一見 貞直	二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター 二輪開発センター
		高耐熱リーノNOx触媒の開発	細江 広記 坂主 政浩 徳島 君博 西山 忠夫 金枝 雅人 飯塚 秀宏 紺谷 省吾 糟谷 雅幸	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター (株)日立製作所 (株)日立製作所 新日本製鐵(株) 新日本製鐵(株)

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2007. 5.23 ～ 25	自動車技術会/2007年学術 講演会 春季大会(横浜)	子供材料特性の検証	伊藤 修 岡元 雅義 高橋 裕公 森 文江 Mark U. Meissner Costin D. Untaroiu Jeff R. Crandall	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター (株)ピーエスジー University of Virginia University of Virginia University of Virginia
		サスペンションからの入力を考慮した ボディ剛性解析	西村 哲志 長久 真樹	四輪開発センター 四輪開発センター
		妊婦ダミーを用いたスレッド試験 追突時の腹腔内圧力変化について	本澤 養樹 一杉 正仁 徳留 省悟	四輪開発センター 獨協医科大学 獨協医科大学
		高性能FRP製クラッシュボックスの開発	山根 保夫 横山 敦士 中谷 有 後呂 学 小池 朝夫 小池 貢 花田 裕 後藤 彰彦	四輪開発センター 京都工芸繊維大学 (財)日本自動車研究所 三菱自動車工業(株) (株)いすゞ中央研究所 スズキ(株) マツダ(株) 大阪産業大学
		旋回中の運転姿勢保持のための力み評価の 試みとシートによる軽減効果	横山 貞洋 橋本 兼明 谷田 公二	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		Comparison of modal parameter estimations with application to FRFs of Car body in BIW	Duong Khanh Ngoc 吉村 卓也 須藤 晶 成國 星哉	首都大学東京 首都大学東京 四輪開発センター 四輪開発センター
		エンジンオイル劣化検知システムにおける 塩基価推定手法の研究	丸山 雅司 相川孔一郎	四輪開発センター 四輪開発センター
		3.7L V6エンジンの排気量拡大技術	小松田 卓 高橋 誠幸 安川 勝久 大村 淳一 新里 智則	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		SUV用四輪駆動力自在制御システムの 開発	今村 正広 井上 真幸 小西 良和	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		オイルポンプチェーン挙動シミュレーション 技術の確立	高岸 広 六車 和人 高橋 信晴 長久保篤史	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター (株)ピーエスジー
		3次元ピストン挙動シミュレーションによる ピストン打音予測	小林 利彰	四輪開発センター
		非調質高強度軟窒化クランクシャフトの開発	浅井 鉄也 瀧谷 善弘 佐野 直幸 松本 斉	四輪開発センター 四輪開発センター 住友金属工業(株) (株)住友金属小倉

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2007. 5.23 ～ 25	自動車技術会/2007年学術 講演会 春季大会(横浜)	転がり抵抗・制動距離性能向上のための タイヤトレッドゴムの粘弾性特性適正化の 研究	茂木恵美子 溝根 哲也 長谷 裕之 西谷 広滋 水谷 保 高橋 英明	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 東洋ゴム工業(株) 東洋ゴム工業(株)
		筒内圧センサ用脈動圧力校正装置の開発	三浦 啓二 秦野 芳明 賀羽 宏之 皆川 友宏 柳原 茂	四輪開発センター 四輪開発センター (株)司測研 (株)司測研 (株)司測研
		デュアルフューエル内燃機関の燃焼制御に 関する研究	神尾 純一 黒谷 忠司 郡司 貴浩 佐藤 卓哉 清弘 幸彦 橋本公太郎	基礎技術研究センター 基礎技術研究センター 基礎技術研究センター 基礎技術研究センター 基礎技術研究センター 基礎技術研究センター
2007. 5.25	自動車技術会/2007年学術 講演会春季大会/モータ スポーツフォーラム(横浜)	全日本モトクロスワークスチームの運営 内容の紹介	市川 哲也	(株)ホンダレーシング
	自動車技術会/論文集 Vol.38 No.3	アイドルストップシステム用ISGベルト システムの研究	奥田 一真 青木 滋 中原 洋一 小松 康幸 藤原 正	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
		弾粘塑性構成則を用いたエラストマ変性 PPの動的破壊モデリングとシミュレーション	前 博行 岸本喜久雄	四輪開発センター 東京工業大学
2007. 5.27	日本設計工学会/平成19年度 春季研究発表講演会(神奈川)	新車体骨格への適用による創発設計システム の基礎研究	藤井 隆之 佐藤浩一郎 松岡 由幸 井上 全人	四輪開発センター 慶應義塾大学 慶應義塾大学 電気通信大学
2007. 5.28 ～ 30	日本トライボロジー学会/ トライボロジー会議 2007 春 東京(東京)	車載ランキンサイクル用容積型膨張機の 潤滑システム	松本 謙司 伊藤 直紀 谷口 弘芳 斎藤 文一	航空機エンジン開発センター 航空機エンジン開発センター 基礎技術研究センター 基礎技術研究センター
2007. 5.29 ～ 31	高分子学会/第56回 高分子 学会年次大会(京都)	<i>in situ</i> FT-IRによるポリピロールの酸化 還元反応の解析	銭 朴 加川 和宏 田中 覚久 大澤 雅俊	基礎技術研究センター 基礎技術研究センター 基礎技術研究センター 北海道大学
2007. 5.31	日本自動車研究所/ WEVA JOURNAL Vol.1	3相高周波電圧印加によるセンサレス制御 のハイブリッド自動車への適用	今井 信幸 森本 茂雄 真田 雅之 武田 洋次	四輪開発センター 大阪府立大学 大阪府立大学 大阪府立大学
2007. 6. 1	防錆技術協会/防錆管理	産業別に見た防錆技術(自動車分野)	滝川 和則 竹内 寿浩	四輪開発センター 四輪開発センター
2007. 6. 3 ～ 7	The Japan Institute of Metals/World Conference on Titanium(京都)	Recent Development on Titanium Application for Motorcycles	佐藤 栄一 高橋 恭	二輪開発センター 二輪開発センター
2007. 6. 6 ～ 8	日本リハビリテーション 医学会/第44回 日本リハビリ テーション医学会学術集会 (神戸)	人間型ロボットの制御システム	竹中 透	基礎技術研究センター

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2007. 6. 8	自動車技術会東北支部/ 東北支部 30周年記念講演会 (宮城)	本田の燃料電池自動車開発について	守谷 隆史	四輪開発センター
2007. 6.10 ～ 14	TRANSDUCERS '07/The 14th International Conference on Solid-state Sensors, Actuators and Microsystems (Lyon, France)	Design and Fabrication of MEMS-based Monolithic Fuel Cells	栗山 斉昭 久保田忠弘 岡村 大輔 鈴木 敏文 笹原 潤	基礎技術研究センター 基礎技術研究センター 基礎技術研究センター 四輪開発センター 基礎技術研究センター
2007. 6.14 ～ 15	Rieter Automobile Management AG/18th Rieter Automobile Conference (Switzerland, Zurich)	Active noise and vibration control: state of the art and future directions	佐野 久 井上 敏郎 松岡 英樹	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター
2007. 6.18 ～ 21	NHTSA/International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (Lyon, France)	LONG LIGHTING SYSTEM FOR ENHANCED CONSPICUITY OF MOTORCYCLES	堤 陽次郎 丸山 一幸	二輪開発センター 二輪開発センター
		Investigation of Structural Factors Influencing Compatibility in Vehicle-to- Vehicle Side Impacts	滝澤 敏 樋口 英生 岩部 竜男 江村 雅彦 木済 貴之 鈴木 孝之	四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター 四輪開発センター (株)ピーエスジー (株)ピーエスジー
		An Experimental Analysis of the Abdominal Pressure of the Pregnant Occupants during Automotive Collision Using AF5 Pregnant Dummy	本澤 養樹 一杉 正仁 徳留 省悟	四輪開発センター 獨協医科大学 獨協医科大学
2007. 6.22	David Tomanek (MichiganStateUniversity)/ CCTN07(Computational Challenges and Tools for Nanotubes) (Rio de Janeiro, Brazil)	Large Scale Density functional simulation of Hydrogen adsorption on Carbon	手島 正吾 古田 照実	RIST(財団法人 高度情報科学技術 研究機構)Research Organization for Information Science & Technology 基礎技術研究センター
2007. 6.25 ～ 28	AIAA (American Institute of Aeronautics and Astronautics) /18th AIAA Computational Fluid Dynamics Conference (Miami, FL, U.S.A)	Flow Simulation around Complex Geometries with Solution Adaptive Cartesian Grid Method	釜土 敏裕	基礎技術研究センター
2007. 6.29 ～ 30	自動車技術会/第8回 ディーゼル機関部門委員会 (北海道)	PCCI operation of conventional diesel fuel	神田 智博	四輪開発センター

Technical Review

Vol.19 No.2

この号の発刊にあたりご協力下さった方々

二輪開発センター：

伊藤 克彦，太田 淳朗，小川 純孝，小屋 栄太郎，高橋 宏豪，原 郁夫

汎用開発センター：

瀧澤 敏明，浅井 孝一，坂本 一弘，宮本 茂男，高橋 宏之，乾 勉，
渡邊 生，福嶋 友樹，永野 敬二

四輪開発センター：

高須賀 祥隆，三浦 啓二，田中 尋真，桂井 隆，渡辺 利行，堀江 薫，
高橋 裕公，中沢 靖，藤原 欣哉，見坐地 一人

基礎技術研究センター：

芦原 淳，野崎 勝敏

October 2007

本田技術研究所 論文委員会

委員長	橋本 健	四輪開発センター
副委員長	山川 和男	二輪開発センター
委員	山下 剛	四輪開発センター
	漆山 雄太	四輪開発センター
	佐藤 俊彦	四輪開発センター
	加藤 幹夫	二輪開発センター
	馬場 雅之	二輪開発センター
	小屋栄太郎	二輪開発センター
	塩見 和之	汎用開発センター
	永野 敬二	汎用開発センター
	西川 正恭	基礎技術研究センター
	松井 弘樹	基礎技術研究センター
	園田 豊隆	航空機エンジン開発センター
事務局	郷土 健二	四輪開発センター
	白木 晶子	四輪開発センター
	小島 法子	四輪開発センター
	小泉 伸一	二輪開発センター
	杉本 康弘	汎用開発センター
	田中 公俊	基礎技術研究センター

編集協力 二輪開発センター論文委員会
汎用開発センター論文委員会
四輪開発センター論文委員会
基礎技術研究センター論文委員会
航空機エンジン開発センター論文委員会

編集後記

季節の営みに多少の狂いが生じているようですが、編集後記を書いている頃には、鬱陶しい湿気と色鮮やかな紫陽花の季節が例年通りの梅雨の訪れを告げています。本誌が発刊される頃には夏の熱風に替わり、秋のさわやかな風が吹き始めていることでしょう。

研究レポートは書き慣れている、論述を要求されるような普段書き慣れない論文の文章を、やっとの想いで書き上げられた著者もいらっしゃるものと思います。Honda R&D Technical Reviewの発刊により、独自性や有用性のある研究や開発の成果を、自分がまとめた文章で社内外の方々に広く見ていただけることで、執筆された皆様のご苦勞が報われて尚余りあるものと思います。本当に、お疲れ様でした。

今後も、Hondaの研究所で先進技術や先進商品の開発に携わり、その結果としての成果を自分自身の言葉で世に問うことが出来る・・・というまさに技術者冥利に尽きる機会として、このHonda R&D Technical Reviewを上手に活用していただきたいと思います。

更にこれからも、社内外に研究・開発の技術論文を発表し、自己の論文執筆のレベルアップの機会を増やしていただきたいと思います。

(永 野)

Honda R&D Technical Review

©2007 株式会社 本田技術研究所（禁無断転載）

2007年9月1日 Vol.19 No.2

発行所 株式会社 本田技術研究所

発行人 加 藤 正 彰

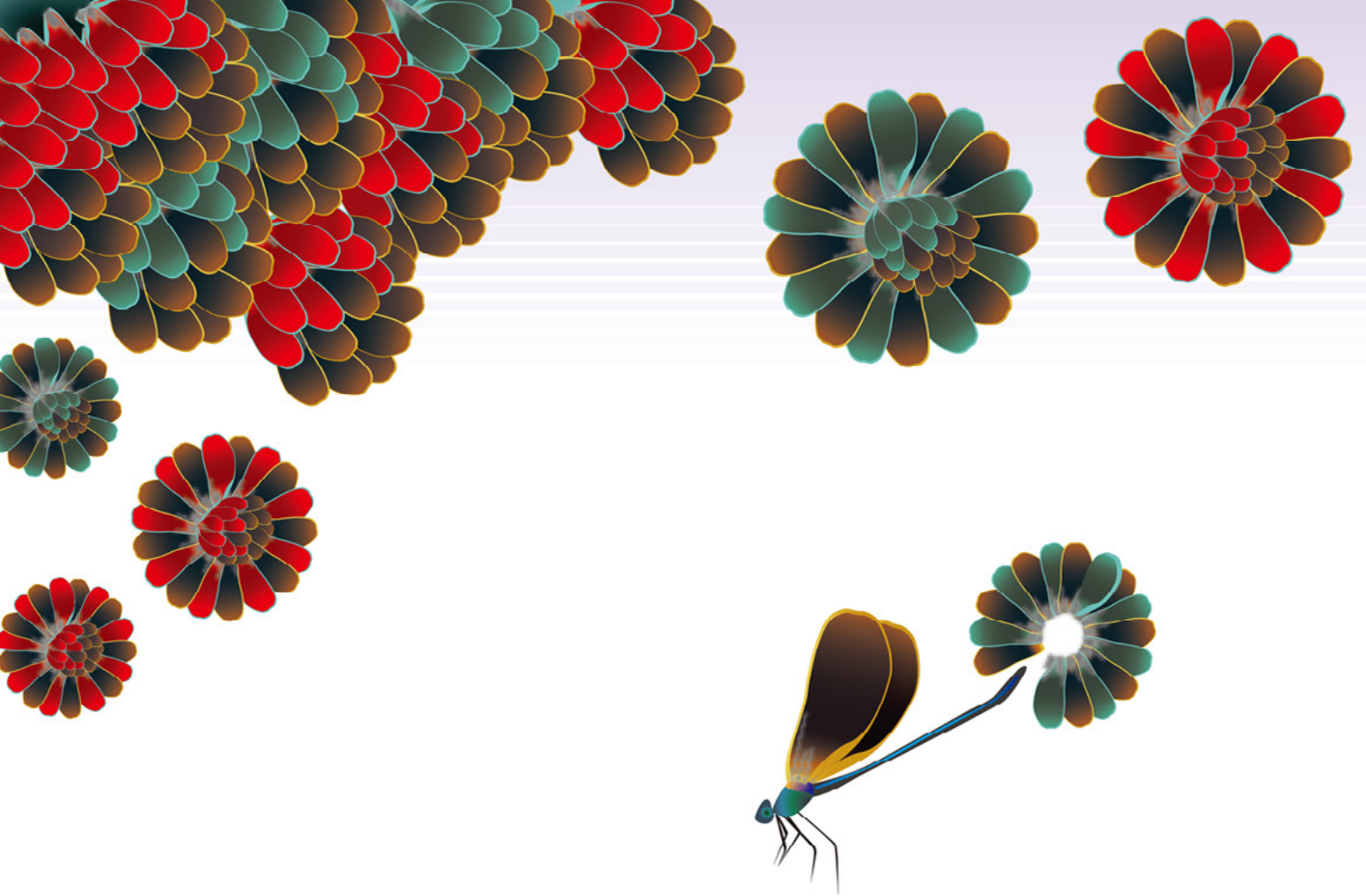
編集人 本田技術研究所 論文委員会

事務局 〒321-3393 栃木県芳賀郡芳賀町下高根沢4630番地
株式会社 本田技術研究所 四輪開発センター
企画室 第4ブロック
TEL 028-687-2023 FAX 028-677-7854

印刷所 〒351-0024 埼玉県朝霞市泉水2-8-21
協永堂印刷株式会社



Honda R&D Technical Reviewは資源有効活用と環境保全の観点から
古紙100%再生紙と植物性大豆インキを使用しています。



Honda R&D Co., Ltd.

