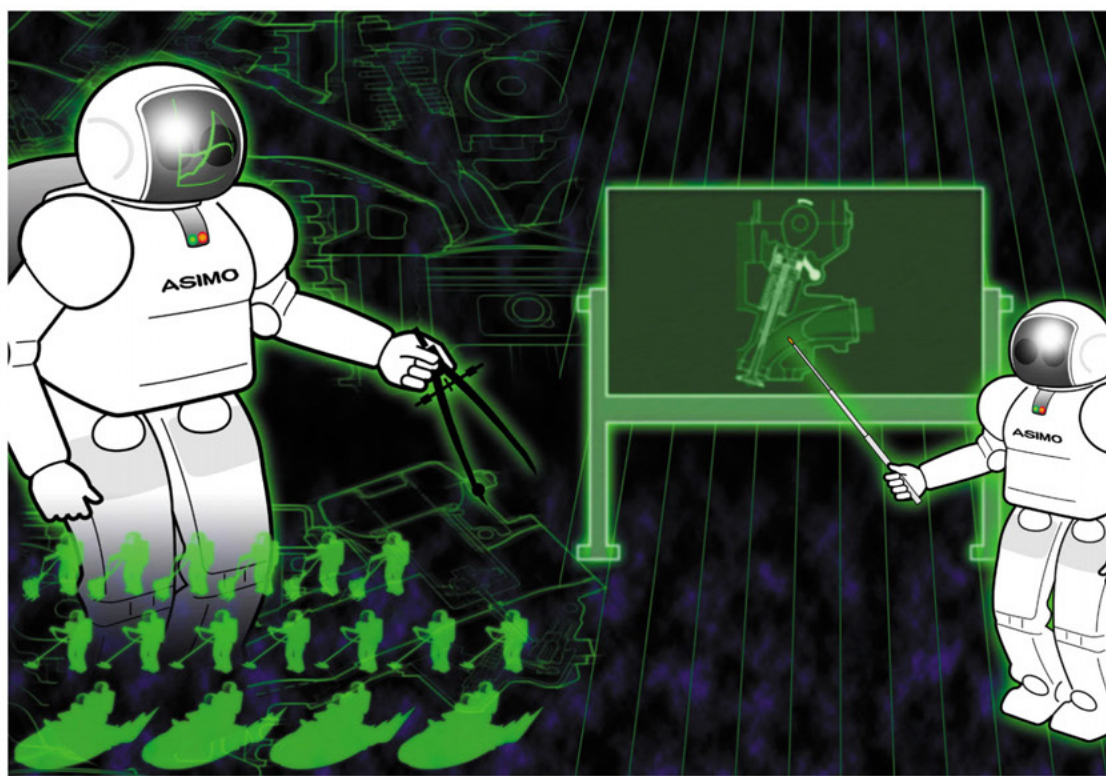


Honda R&D

Technical Review Vol.14 No.2



October 2002



==== 表紙の言葉 =====

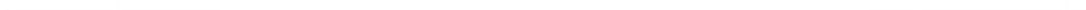
ヒューマノイドロボット『ASIMO』、
親しみのあるスタイルで人気者。

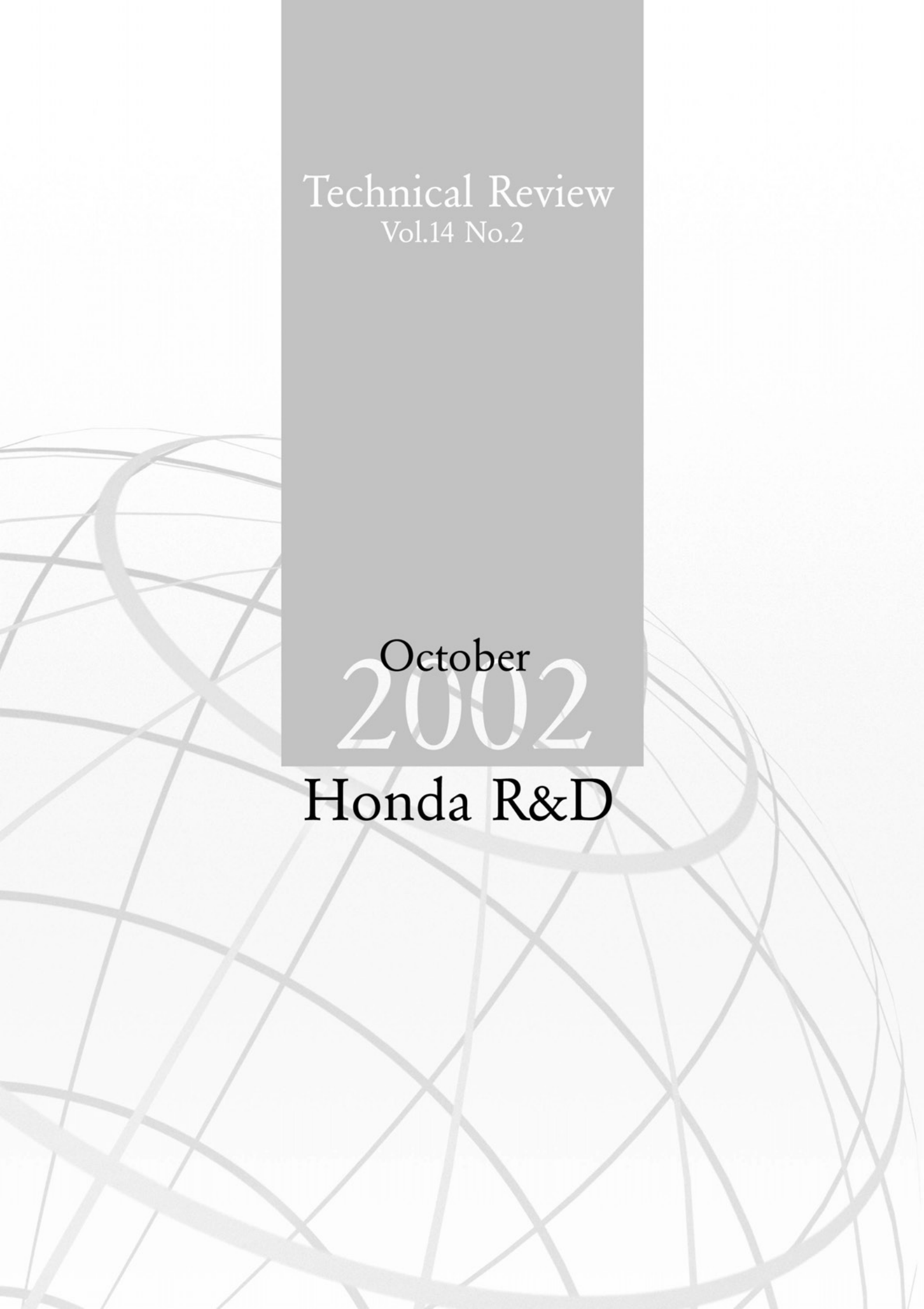
ASIMOがもしも仕事のパートナーになって、
作図や開発のテストをしたり、
プレゼンテーションを行ったりしたら・・・。

今後ASIMOは、こういった所で活躍していくのか楽しみである。



朝霞研究所
星野貴丸



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.14 No.2'. Below this bar, the text 'October 2002' is centered, with '2002' in a larger font. At the bottom, the text 'Honda R&D' is centered.

Technical Review
Vol.14 No.2

October
2002

Honda R&D

目 次

技術紹介

- ◇ ハンドヘルド用4ストロークエンジン「GX25」の開発 伊藤慶太・龍 康武・米田新吾
藁科 誠・枝松茂貴 1
- ◇ 小型ティラー「FG201」の開発 笹岡雅行・池田貴志
片桐信近・佐藤貴之 9
- ◇ パーソナルウォータクラフト用ターボチャージャ付き4ストロークエンジンの開発
黒崎隆晴・岡田和典・横谷 仁 17
- ◇ CIVIC Hybrid用モータの開発 小川博久・福田健児 25
- ◇ CIVIC Hybrid用高出力エネルギーストレージの開発 大園一也・茅野守男 31
- ◇ 3Lクラス新型マニュアルトランスミッションの開発 藤本真二・有働秀男・北島恭司
小林省吾・岡崎功二 37
- ◇ F-1用電動パワーステアリングの開発 藤田英之・堀内 泰・窪谷英樹
馬場 純・酒井克博 45
- ◇ ハイブリッドCAE技術を適用した新型アコードのエンジンノイズ低減 酒井竜英・宮原哲也
新里智則・津嶋広通 51
- ◇ CVT金属ベルト用リングの形状評価技術 有川 守・嵩 宏敏 57
- ◇ 高速高精度モックアップモデル造り技術の開発 岡田充弘・姉川総一 63

論文

- ◇ SULEV用低熱容量エキゾーストマニホールドの開発 石井和夫・宗村 岳・吉田信行 69
- ◇ 適応制御を用いた電子制御スロットルの開発 橋本英史・石黒哲矢
安井裕司・赤崎修介 77
- ◇ Civic Hybrid用小型インテリジェントパワーユニットの開発 相高和彦・細田正晴・野村拓哉 83
- ◇ Mg系高容量水素吸蔵合金の開発 鹿屋 出・細江光矢・鈴木貴紀 91
- ◇ 自動変速制御システム開発へのHILSの適用 竹田洋平・依田 公・寺山 哲
萩原顕治・斎藤吉晴・上山口 勉 99

◇ 3Dメディアを用いたトランスミッション設計手法の構築	島田宏美・石濱陽一郎 久保田 和・内田孝尚	107
◇ トランスミッションハウジングの剛性解析技術の構築	平岡昌巳・富田好一・鈴木 寛 飯島康友・笹原千嘉江	115
◇ 高過効率ATFストレナーの開発	鈴木雅晴・犬飼浩一郎・古田武男 西尾佳高・松原一樹	123
◇ 路面摩擦係数推定ロジックの開発	金 圭勇・霧生浩誠・矢野 修	129
◇ 耐熱マグネシウム合金を適用した軽量MTケースの開発	宮下英明・中田雅之・坂田正保 早川幸宏・松村定晴	135
◇ オールオレフィンインストルメントパネル用プレコート接着剤の開発	小田哲也・川田 篤	143
◇ 二輪車用チューブレスタイヤの空気圧モニタシステムの開発	織田雅良・原田智之・山際登志夫	151
◇ 二輪車クランクノイズ対策のための実験および数値解析の複合的アプローチ	関田雅彦・田村 浩	159
◇ 二輪車の静粛ドライブチェーンシステムの開発	杉田治臣・関田雅彦・布施知洋	167
◇ 客観的評価指標であるスポーティネスを用いたミディアムクーペ室内音音色の開発	岩井正志・石井康夫・伊藤浩二 沼田智行・杓沢和也・清家秀規	175
◇ 生体反応—脳波を用いたロードノイズの感性評価	石井康夫・山下 剛・荒賀 裕	181
◇ エンジン制御情報を考慮した車外騒音解析技術の開発	北原 純・Jason RAY・Mark PAFUMI	189
◇ 排気ガス脈動流れによる排気放射音予測技術の開発	中川博史・吉本秀之・遠藤正樹 白髭優聖・藤代正道・桜井雅人	195
◇ 小型増速オイルポンプの騒音低減	平野浩司・橋本尚之・木下将一 小野靖典・千賀義明	203
◇ 二輪車燃料タンクにおけるプレス成形性評価手法の確立	萩野 孝・鴨 弘之・田上友之 斎藤 実・横田裕樹・桑原正二	211

CONTENTS

Introduction of new technologies

- ◇Development of GX25 4-Stroke Engine for Handheld Equipment
..... Keita ITO • Yasutake RYU • Shingo YONEDA
Makoto WARASHINA • Shigeki EDAMATSU 1
- ◇Development of the Compact FG201 Tiller Masayuki SASAOKA • Takashi IKEDA
Nobuchika KATAGIRI • Takayuki SATOH 9
- ◇Development of a Four-stroke Engine with Turbocharger for Personal Watercraft
..... Takaharu KUROSAKI • Kazunori OKADA • Hitoshi YOKOTANI 17
- ◇Development of the Motor for the CIVIC Hybrid Hirohisa OGAWA • Kenji FUKUDA 25
- ◇Development of High Power Energy Storage for the CIVIC Hybrid
..... Kazuya OHZONO • Morio KAYANO 31
- ◇Development of New Manual Transmission for 3-Liter Class Vehicle
..... Shinji FUJIMOTO • Hideo UDOU • Kyouji KITAJIMA
Shogo KOBAYASHI • Kouji OKAZAKI 37
- ◇Development of Electric Power Steering System for F-1 Race Car
..... Hideyuki FUJITA • Yutaka HORIUCHI • Hideki KUBONOYA
Jun BABA • Katsuhiro SAKAI 45
- ◇Reduction of Engine Noise in New Accord Using Hybrid CAE Technology
..... Tatsuhide SAKAI • Tetsuya MIYAHARA
Tomonori NIIZATO • Hiromichi TSUSHIMA 51
- ◇The Configuration Evaluation Technique for CVT Steel Belt Rings
..... Mamoru ARIKAWA • Hirotoshi SHIMA 57
- ◇Development of High-Speed and High-Precision Production Technology for Mock-up Models
..... Mitsuhiro OKADA • Soichi ANEKAWA 63

Technical papers

- ◇Development of a Low Heat-Capacity Exhaust Manifold for SULEV
..... Kazuo ISHII • Takeshi MUNEMURA • Nobuyuki YOSHIDA 69
- ◇Development of Electronic Throttle Control Utilizing Adaptive Control Method
..... Eiji HASHIMOTO • Tetsuya ISHIGURO
Yuji YASUI • Shusuke AKAZAKI 77
- ◇Development of Intelligent Power Unit for Civic Hybrid
..... Kazuhiko AITAKA • Masaharu HOSODA • Takuya NOMURA 83
- ◇Development of High-Capacity MgMH Alloy for Hydrogen Storage
..... Izuru KANOYA • Mitsuya HOSOE • Takanori SUZUKI 91
- ◇Application and Utilization of HILS for the Development of an Automatic Transmission Control System
..... Yohei TAKEDA • Ko YODA • Satoshi TERAYAMA
Kenji HAGIWARA • Yoshiharu SAITO • Tsutomu KAMIYAMAGUCHI 99

◇Establishment of Design Method for Transmission by 3D Media	Hiromi SHIMADA • Yoichiro ISHIHAMA Nagomu KUBOTA • Takanao UCHIDA	107
◇Development of Stiffness Analysis Technology for Transmission Housing	Masami HIRAOKA • Kouichi TOMITA • Satoru SUZUKI Yasutomo IJIMA • Chikae SASAHARA	115
◇Development of High-Filtration-Ratio Automatic Transmission Fluid Strainer	Masaharu SUZUKI • Kouichirou INUKAI • Takeo FURUTA Yoshitaka NISHIO • Kazuki MATSUBARA	123
◇Development of Road Friction Coefficient Estimation Logic	Keiyu KIN • Hironobu KIRYU • Osamu YANO	129
◇Development of a Lightweight Manual Transmission Case of a Heat-Resistant Magnesium Alloy	Hideaki MIYASHITA • Masayuki NAKADA • Masayasu SAKATA Yukihiro HAYAKAWA • Sadaharu MATSUMURA	135
◇Development of Precoat Adhesive for All Olefin Instrument Panel	Tetsuya ODA • Atsushi KAWATA	143
◇Development of Tire Pressure Monitor System for Motorcycle with Tubeless Tire	Masayoshi ORITA • Tomoyuki HARADA • Toshio YAMAGIWA	151
◇A Combined Experimental-Numerical Approach for Motorcycle Crank Noise	Masahiko SEKITA • Hiroshi TAMURA	159
◇Development of a Silent Drive Chain System for Motorcycles	Haruomi SUGITA • Masahiko SEKITA • Tomohiro FUSE	167
◇Development of Interior Sound for a Medium Coupe with Sportiness as an Objective Evaluation Index	Masashi IWAI • Yasuo ISHII • Koji ITO Tomoyuki NUMATA • Kazuya KUTSUZAWA • Hidenori SEIKE	175
◇Sensory Evaluation of Road Noise with Organic Reaction using Brain Waves	Yasuo ISHII • Tsuyoshi YAMASHITA • Yutaka ARAGA	181
◇Development of Pass-by Noise Analysis Technology with Utilization of Engine Control Data	Jun KITAHARA • Jason RAY • Mark PAFUMI	189
◇Development of the Exhaust System Radiation Noise Simulation Technology Using Exhaust Pulsation	Hiroshi NAKAGAWA • Hideyuki YOSHIMOTO • Masaki ENDO Yuji SHIRAHIGE • Masamichi FUJISHIRO • Masato SAKURAI	195
◇Study of Noise Reduction for an Overdriven Compact Oil Pump	Koji HIRANO • Hisayuki HASHIMOTO • Shoichi KINOSHITA Yasunori ONO • Yoshiaki SENGU	203
◇Establishment of a Method for Formability Evaluation on Motorcycle Fuel Tank	Takashi OGINO • Hiroyuki KAMO • Tomoyuki TAGAMI Minoru SAITO • Hiroki YOKOTA • Shoji KUWABARA	211

ハンドヘルド用 4 ストロークエンジン「GX25」の開発

Development of GX25 4-Stroke Engine for Handheld Equipment

伊藤 慶太*

Keita ITO

藁科 誠*

Makoto WARASHINA

龍 康武*

Yasutake RYU

枝松 茂貴*

Shigeki EDAMATSU

米田 新吾*

Shingo YONEDA

要 旨

ABSTRACT

刈払い機に代表されるハンドヘルド用エンジンとして“GX25”を開発した。自在傾斜4ストロークエンジンGX22/31で開発したロータリスリンガポンピング潤滑を軽量化の観点で改良することと併せて、2ストロークエンジン並の加速性、現行GX22/31以上の始動性を得ることを目指した。軽量化構成を達成するにあたっては、動弁室をオイルタンク内にレイアウトするために、小型油中タイミングベルト、組立て式ロッカアーム、焼結カムを用いた OHC 構成を採用した。更に、デンプシステム改良により、スタータロープ引き荷重の低減を達成しただけでなく、主運動系の軽量化と合わせて新開発加速ポンプの採用により加速性の良さを実現するなど、始動性加速性の向上を達成した。これらの改良により、GX22 に比べて 13%の重量低減、排気量 13%増加に伴う出力増加分も含めてパワーウェイトレシオ 30%向上、2ストローク並の加速性と GX22/31 以下のスタータロープ引き荷重による始動性を達成した。また刈払い機UMK425とのマッチングでは、慣性モーメントの低減により振りやすさの向上を実現した。

The multi-position 4-stroke engine, GX25, was developed for the handheld equipment such as brush cutter. The purpose of the development was to achieve the weight and acceleration level equivalent to 2-stroke engines and better startability than the current GX22/31. The further modification was made to the Rotary Slinger Pump Lubrication system developed for GX22/31, and to achieve the lightweight composition, OHC structure with the in-oil micro timing belt, the assembly locker arm, and the sintering cam was adopted in order to fit the valve train in the oil tank. As a result of above improvements, GX25 has 13% less weight, 13% more displacement and 30% more power-weight ratio when compared to GX22. Furthermore, the improved decompression system has reduced the pull load and enhanced startability. A newly developed acceleration pump also achieved the 2-stroke level acceleration than 2-stroke engines. In addition, matched with UMK425 brush cutter, the reduced inertial moment of lighter engine makes it easier to swing the equipment.

1. まえがき

可搬性にそのメリットを持つハンドヘルドエンジンは全世界で年間約 1 200 万台(出力 1.8kW 以下)販売され、横ばいからやや増加傾向で推移している。

2ストロークエンジンは4ストロークエンジンに比べ構成が簡単で安価、また自在傾斜運転が可能のため、刈払い機に代表されるハンドヘルド作業機用エンジンの大多数に利用されているが、排気ガスエミッションの面では課題がある。

そこで我々は 1997 年に世界で初めて 360°自在傾斜運

転が可能な4ストロークエンジンGX22/31を開発し商品化に成功した⁽¹⁾。

その後、排気ガスエミッション改善を達成する手法として業界各社では、4ストロークエンジンへの移行、排気後処理又は掃気コントロールを追加した2ストロークエンジン改良、混合油を用いた4ストロークエンジン等さまざまな開発が進められ、一部商品化されてきている。

このような背景の中、今回GX22/31を改良し、ハンドヘルド用4ストロークエンジン GX25 を開発したのでここに紹介する。

*朝霞東研究所

2. 開発コンセプト

開発コンセプトは“クラス最軽量ハンドヘルド4ストロークエンジン”と定めた。

開発の具体的目標は以下の通りである。

- ・GX22/31 同様にあらゆる傾斜で運転可能
- ・パワーウェイトレシオ 30%向上
- ・2ストロークエンジン並の良好な加速性
- ・GX22/31 以下のスタータロープ引き荷重による始動性

3. 主要諸元

外観デザインは作業機の取り回し時に枝などに引っかかりにくい様フルカバー構成を採用し、ボルト1本でエンジンカバーを脱着できるようメンテナンス性にも配慮した構成とした。

エンジン構成は小型、軽量の観点でベルトドライブのOHC 動弁機構を採用するなど、従来の GX22 に対し構成面で見直しを行った。GX25 の外観を Fig. 1 に、GX22 とのエンジンサイズの比較を Fig. 2 に示す。



Fig. 1 External view of GX25

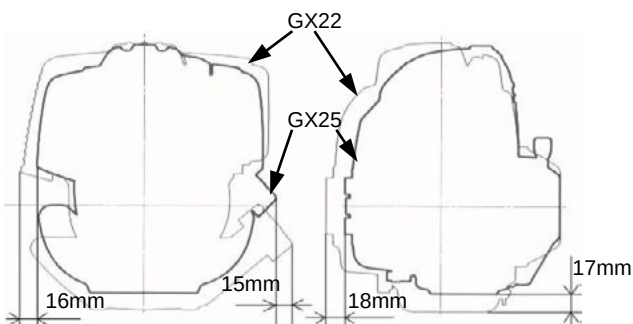


Fig. 2 Comparison of engine size between GX25 and GX22

主要諸元を Table 1 に示す。排気量は従来の GX22 比 13 %増の 25cc としながら、エンジン重量は乾燥重量で 2.78kg とし、パワーウェイトレシオで 0.29kW/kg とハンドヘルド 4ストロークエンジンでトップクラスを実現した。Fig. 3 に出力と重量の比較を示す。

Table 1 Engine specifications

Model	GX25
Engine type	Air cooled 4-stroke OHC Single-cylinder
Bore × Stroke [mm]	35 × 26
Displacement [cm ³]	25
Compression ratio	8.0 : 1
Maximum power [kW/s ⁻¹]	0.81/116.7
Maximum torque [Nm/ s ⁻¹]	1.25/83.3
PTO shaft rotation	Counterclockwise
Fuel type	Unleaded gasoline
Fuel tank capacity [cm ³]	550
Fuel consumption [g/kWh]	340
Engine oil capacity [cm ³]	80
Oil consumption [cm ³ /hr]	2
Ignition system	Transistorized magneto
Starting system	Recoil
Lubrication	Crankcase pressure driven
Dry mass [kg]	2.78
Dimensions (L × W × H) [mm]	192 × 221 × 230

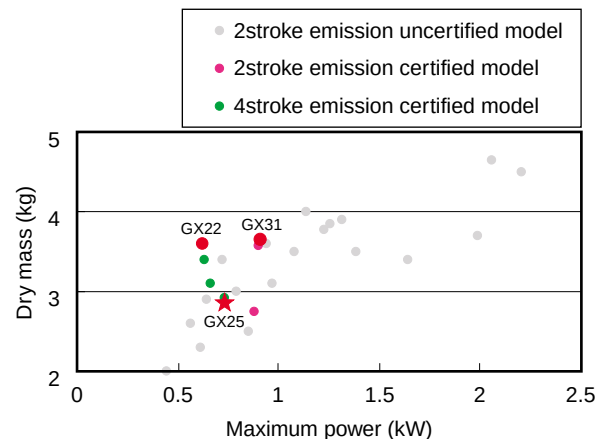


Fig. 3 Power/weight relation

4. 軽量化技術

4.1. 動弁系配置

OHV機構部品であるカムギア及びプッシュロッドなどの動弁室がシリンダと冷却ファンの間に配置したGX22/31に対し、GX25 では OHC 構成とし、動弁室を冷却ファンと反対側に配置することで、シリンダと冷却ファンの直近に

配置し、冷却フィン面積 GX22 比 -15%で同等の冷却性を確保することを達成した。また、エンジン中心から冷却ファン先端に配置する出力軸までの寸法を 100mm から 83mm に抑えることにより、エンジン全体の剛性を落とさずに、サイズ、重量の低減を実現した。Fig. 4 に GX22 と GX25 のエンジン断面の比較を示す。

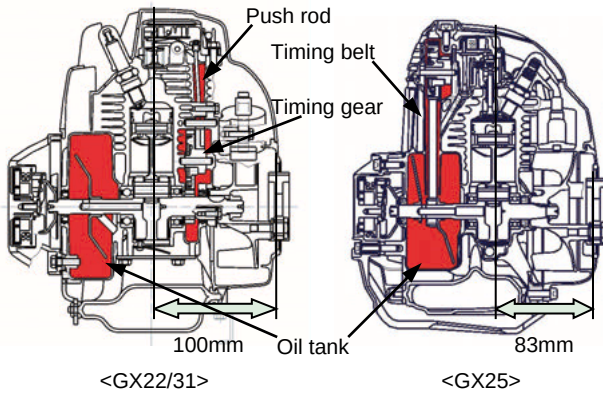


Fig. 4 Structural differences between GX22 and GX25

4.2. 高剛性ブロック

アタッチメントとの結合部分でエンジン全重量が支持される小型エンジンは、アタッチメント結合部品を支えるリブの剛性、強度が重要であるが、GX25では、支持部分のリブをクランク支持部及びシリンダボア円筒部から締付けボスに向けて6箇所配置することにより、軽量化、高剛性化の両立に成功した。GX22 比でブロック重量 967g から 720g に 25%低減を達成する一方、剛性比は上下方向で 3.9 倍、左右方向で 2.4 倍を実現した。Fig. 5 にシリンダブロックの立体図及びアタッチメント結合部品支持用リブを示す。

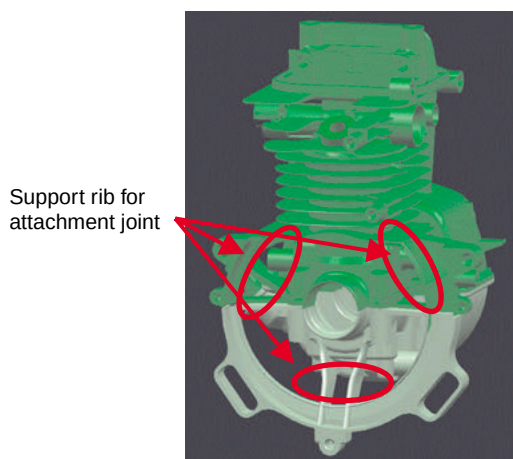


Fig. 5 Cylinder block

5. 潤滑ブリーザシステム

ハンドヘルドエンジンの潤滑系には以下の点が要求される。

- ・運転姿勢を選ばないこと。
- ・エンジン停止状態での保管姿勢を選ばないこと。
- ・重量低減、コスト低減の観点で出来るだけ簡便な構成であること。

これらの条件を満足するために、GX25 では GX22/31 で開発したロータリスリングポンピング潤滑を採用している。

ロータリスリングポンピング潤滑の概要は以下の通りである。

- ・クランク直結のオイルスリンガー(オイル攪拌板)を配した別室オイルタンクを持つドライサンプの潤滑方式を採用し、燃焼室へのオイル流入を防止する。
- ・オイルの供給、回収にオイルポンプは使用せず、クランクケースの圧力を利用することにより、構成が簡素化され重量低減及びコスト低減に効果がある。

GX22/31では、カム室及びロッカアーム室でブローバイガスとオイルミストの分離及びオイルの回収を行っていたため複雑なオイルリターン回路であったが、GX25ではオイルタンク内にタイミングベルトを配する OHC 機構を採用することで、ロッカアーム室のみでオイルミストの分離及び回収が可能となり潤滑経路の簡素化を達成した。Fig. 6に GX22/31 との潤滑経路の比較を示す。これにより、始動時潤滑条件の厳しいカム摺動部への潤滑遅れを最小限にする効果を得た。Fig. 7 に GX25 の潤滑経路を示す。

更にブリーザ機能(ブローバイガスとオイルミストの分離機能)及び、オイルの回収に関してあらゆるエンジン姿勢で確実に機能するように、ロッカアーム室に以下のような工夫をした。

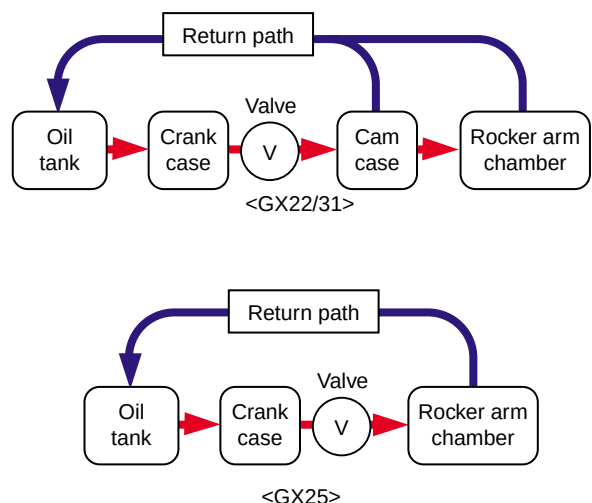


Fig. 6 Differences in oil path between GX22/31 and GX25

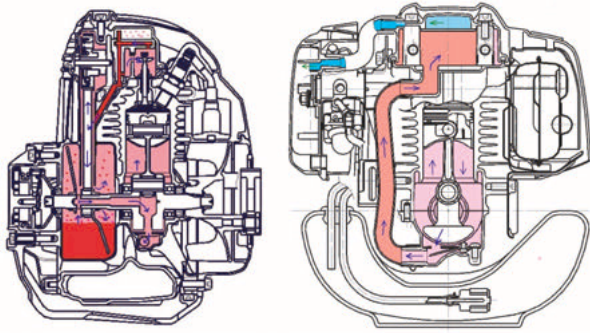


Fig. 7 Lubrication system

- ・ロッカーム室中心付近にオイル回収のための負圧チャンバを配置した。
- ・この負圧チャンバを囲むように、第一分離室、ロッカーム室、ブリーザ室を配置した。
- ・負圧チャンバにはどのような姿勢でもオイル回収できるように、12個のオイル吸引穴を設定した。

これらの工夫により、どのような姿勢においても安定したオイルの供給・回収が実現し、軽量・シンプルな構成で自在傾斜連続運転を可能とした。Fig. 8にロッカーム室の断面を示す。

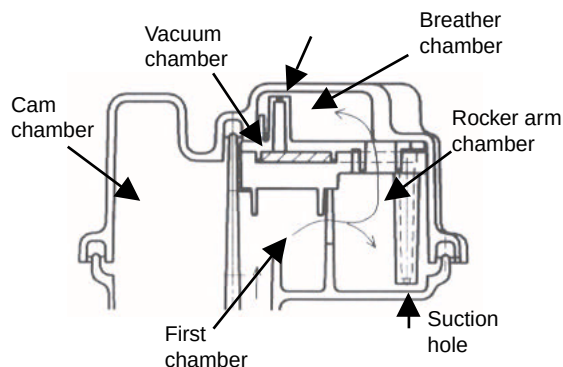


Fig. 8 Rocker arm chamber

6. 動弁系

GX25 では Fig. 9 に示すタイミングベルト駆動による OHC 構成を採用した。

6.1. 小型高速油中タイミングベルト

Table 2にタイミングベルトの諸元を示す。オイル室と動弁室を一体化するため、動弁系駆動方法としてオイル雰囲気の中で使用できるタイミングベルトを採用した。

油中で使用できるタイミングベルトは GC/GCV160 でも採用されており⁽²⁾、ゴム材、帆布、心線などの基本構成は同じとしているが、ベルト使用条件上、以下の点が大きく異なる。

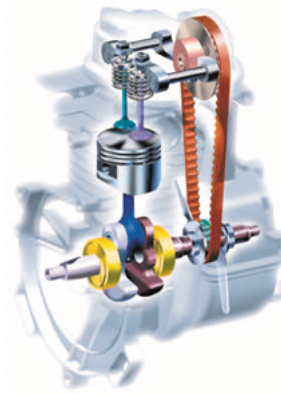


Fig. 9 Valve train layout

Table 2 Belt specifications

Model	GX25	GCV160
Belt length [mm]	320.6	533.4
Belt width [mm]	6	7
Maximum speed [s^{-1}]	200	60
Drive pulley diameter [mm]	20.6	39.3

- ・通常運転回転数 $116.7s^{-1}$ (7 000rpm) 最高回転数 $200s^{-1}$ (12 000rpm) まで上昇する高速回転型エンジンである。
- ・エンジン全体の小型化が要求される中でドライブプリーの小径化が要求される。

これらの使用条件により、ベルトの多角形挙動が与える心線へのダメージが大幅に増加し、従来品に対し屈曲疲労耐久性の向上が必要となった。この問題を解決するために、従来の歯形に対し、屈曲疲労と歯飛びとのバランスを考慮した上で歯形の小型化を行い、また心線に関しては細径にすることでしなやかさを増し、耐油性に優れた接着処理を施すことで油中環境における屈曲疲労に対する耐久性を向上させた。

6.2. 組立て式ロッカーム

自在傾斜潤滑システムにおいて、オイル回収に必要な圧力差を確保するために、ロッカーム室と動弁室(オイル室)は分離する必要がある。そのためカム面を摺動するバルブリフタとバルブの頭を押すロッカームは別の部屋に配置し、2部品をピンでつなぐ組立てロッカーム構成を採用



Fig. 10 Rocker arm

用した。組立ては、圧入により行い、ピンの圧入部にはローレット加工を施し、圧入後のスリップトルクを確保している。バルブリフトとロッカアームには、成形性、強度、摺動性に優れた鉄系統結材を使用した。ロッカアームの外観を Fig. 10 に示す。

6.3. プーリー一体焼結カム

ドリブン側プーリーは、Fig. 11に示すカム駒一体プーリーを採用した。

プーリー部は、2軸テンショナレスベルト駆動を成立させるため、高温時の寸法安定性に優れたフェノール樹脂とし、メカニカルデコンプ機構を内蔵させた。カム部及び軸受部には、高速で小径という条件下での摺動部分の耐久性を上げるために、鉄系統結材を用い、フェノール樹脂との一体成形とした。

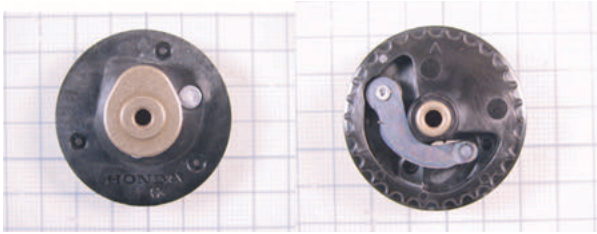


Fig. 11 Timing pulley

7. 始動性加速性の向上

7.1. リコイル引き荷重低減技術

始動時インレットバルブを開けるデコンプ構成を採用している GX22/31 に対し、GX25 では、エキゾーストバルブでのデコンプ構成を採用した。

GX25の主要搭載商品である刈払い機では、通常スロットルを閉じてエンジンを始動するため、始動時排気バルブ側へ圧力を逃がすほうが、より効果的に減圧する事が出来る。併せて、リフトタイミングを始動性に影響が出ない範囲でできるだけ多く減圧できるタイミングに設定することにより、リコイル引き荷重の低減を達成した。Fig. 12にエキゾーストデコンプの立体図を示す。

近年、蓄力式リコイルスタータを装備し、リコイル引き



Fig. 12 Exhaust decompression

荷重を低減した商品が発表されているが、GX25では蓄力式リコイルスタータ装着機並のリコイル引き荷重を実現している。Fig. 13に同排気量エンジンのリコイル引き荷重の比較を示す。Fig. 14にエンジン始動時のリコイル引き荷重波形を示すが、蓄力式装備機では長時間に渡り平均して高荷重がかかり、高い仕事量を必要としているのに対し、GX25では半分の仕事量でエンジンを始動する事を可能とした。

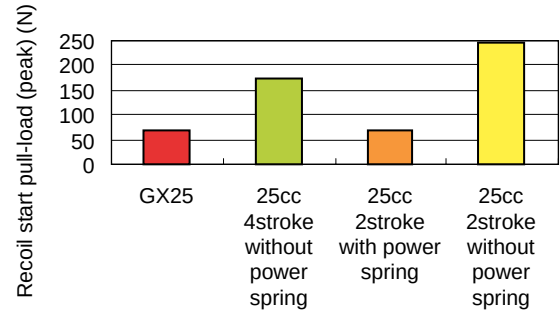


Fig. 13 Comparison of recoil pull-load (peak load)

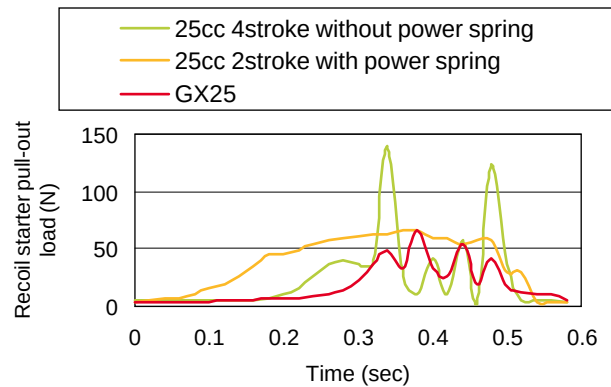


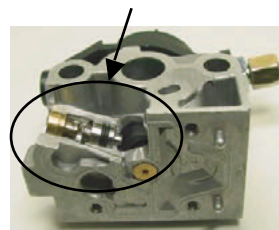
Fig. 14 Comparison of recoil pull-load

7.2. 加速ポンプ付ダイヤフラムキャブレタ

GX25 には新開発加速ポンプ内蔵キャブレタを採用している。ポンプ機構はスロットル連動のピストンタイプとし、部品点数4点で構成することにより小型化を達成した。Fig. 15にキャブレタ内の加速ポンプ部品を示す。

スロットル連動のカムにより、メインジェット前通路を加圧する構成であるため、スロットルスピードに応じた吐

Acceleration pump (piston)



Cam on throttle shaft

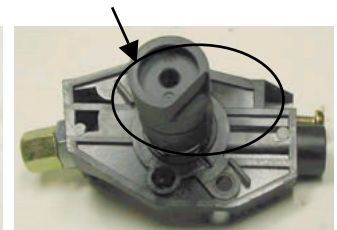


Fig. 15 Acceleration pump on carburetor

出量が得られ、低温時の加速性の向上を可能とした。Fig. 16 に加速ポンプが動作する機構を示す。スロットルを開けた時にスロットルシャフトのカム部がピストンを押し出し、燃料を吐出する。

これによりハンドヘルドエンジンの4ストローク化で懸案としていた始動直後のスロットルレスポンスが大幅に向上し、ストレスのない運転フィーリングを達成することができた。Fig. 17 にスロットル急開時の回転レスポンスを比較する。

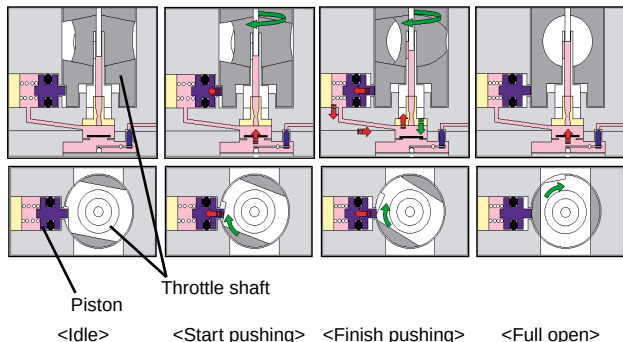


Fig. 16 Acceleration pump operation mechanism

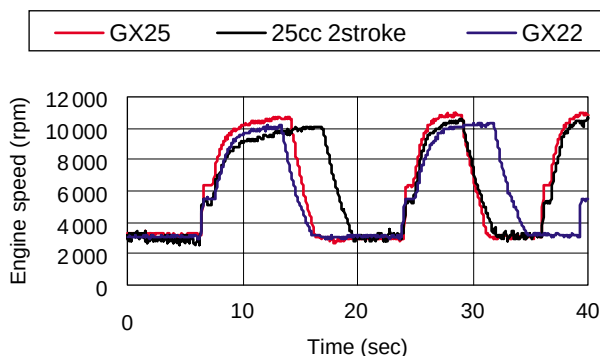


Fig. 17 Throttle response

8. エンジン搭載例

GX25 の主要搭載商品であるクラス最軽量4ストローク刈払い機 UMK425 について紹介する。

刈払い機に対する顧客要望の最重要項目は重量であり、各社軽量化の進んだ製品を商品化してきている。UMK425 は、軽量の GX25 と軽量フレームを組み合わせることにより、従来機種である UMK422 比20%の軽量化を達成し、4ストロークでありながら同排気量2ストローク軽量タイプ刈払い機と同レベルの重量を達成した。

刈払い機は、さおの先端に設置した刈刃作業部を作業者自らが左右に振ることで、草などの対象物を刈り取る機械であるため、振るという操作が作業者の疲労に与える影響が大きい。つまり作業者に対し重心位置が一定で作業するのが一般的であるため、完成機の慣性モーメントが重要な

要素となる。UMK425 では、この慣性モーメントを、従来機種 UMK422 比で 20%削減し、その結果 UMK425 より軽量の刈払い機と同水準の振りやすさを達成することを可能とした。Fig. 18 に UMK425 作業風景を、Fig. 19 に慣性モーメントの比較を示す。



Fig. 18 UMK425 in operation

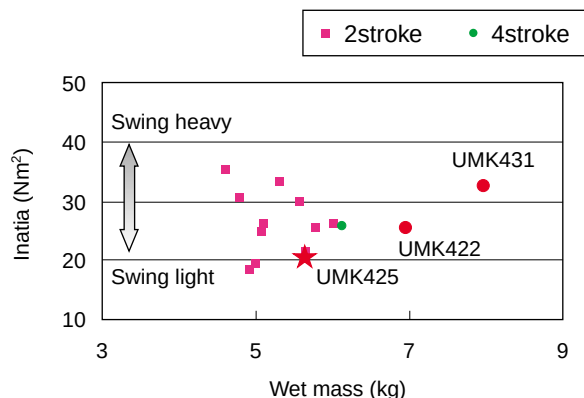


Fig. 19 Relation between swing light and inertia

これらの特徴を有する UMK425 は、始動性の良さ、燃費の良さ等の4ストローク化利点に加えて、作業者に対して持つて軽い、振って軽いという新価値を提供し、従来の4ストローク刈払い機にある重いというイメージをふっしょくする商品とすることができた。

9. まとめ

ハンドヘルド用エンジン GX25 を開発した。

- (1) 動弁系配置の改良、油中ベルト OHC 構成の採用により GX22 に対し、パワーウェイトレシオ 30%の向上を達成した。
- (2) 排気バルブデコンプ構成の採用、キャブレター一体加速ポンプ採用により、始動加速面での向上を達成した。
- (3) 完成機商品としての UMK425 においては、慣性モーメントを UMK422 比 20%低減し、振りやすさの向上を達成した。

10. あとがき

本エンジンにより、2ストロークエンジン主流のハンドヘルド作業機市場において、4ストロークエンジンの認知度及び評価が向上し、将来少しでも多く、よりクリーンなエンジンが普及していくことに期待する。

最後に本エンジンを開発するにあたり多大なご協力を頂いた関係者の方々に深く感謝の意を表する。

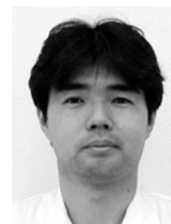
参考文献

- (1) 志賀光男, 西田隆夫, 龍康武, 告川高則, 東健次: 自在傾斜小型4ストロークエンジンの開発, HONDA R&D Technical Review vol.9, p.44-50 (1997)
- (2) 鈴木卓, 北條宏, 井上聡, 森山浩, 藤永陽治: タイミングベルト内蔵型汎用OHCエンジンの開発, HONDA R&D Technical Review vol.10, p.122-127 (1998)

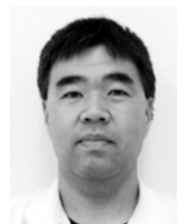
■ 著 者 ■



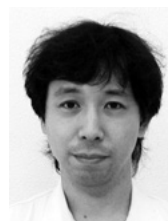
伊藤 慶太



龍 康武



米田新吾



藁科 誠



枝松 茂貴

小型ティラー「FG201」の開発

Development of the Compact FG201 Tiller

笹岡 雅行*

Masayuki SASAOKA

片桐 信近*

Nobuchika KATAGIRI

池田 貴志*

Takashi IKEDA

佐藤 貴之*

Takayuki SATOH

要 旨

小型ティラーの中ではトップレベルの作業性能を実現しながら軽量のティラー FG201 を開発した。本ティラーは、車軸回転数を最適に保つメカニカルガバナを装備した専用設計 4 ストローク OHV エンジンの採用により、固い土の耕うん時でもエンジン回転の低下が少なく、優れた耕うん性能を発揮できる。耕うん爪軸に近い低重心設計、軽量機体にマッチした新設計爪の採用、抵抗棒形状と配置の工夫、最適車軸回転数の設定により、4 ストロークエンジン搭載機クラス最軽量の 17kg を達成すると共に小型ティラーの中ではトップクラスの作業能率を可能とした。操作性についてはデコンプのリフト量とバルブタイミングの最適な設定によりリコイルスタータ始動荷重を従来機の 40% 低減を可能とし、また遠心クラッチの採用によりスロットルレバー操作のみで転うん作業の開始、停止を可能にした。これにより初心者や高齢者にとっても使いやすい簡単操作を実現した。また、コンパクトに収納できる折りたたみハンドルと片手で持てるキャリーハンドルの採用により、持ち運びや乗用車への搭載を容易にした。環境適合性については、EPA Phase II 規制値と CARB Tier II 規制値をクリアし、また欧州騒音規制 2006 年ステージ 2 もクリアした。

ABSTRACT

The FG201 tiller was developed to realize the highest level of work performance among compact tillers while also achieving low weight. This tiller utilizes a specially-designed 4-stroke OHV engine equipped with a mechanical governor that maintains optimum rotor speed. This keeps the engine speed from falling off even when tilling hard soil, thus producing excellent tilling performance. The tiller is designed to keep the center of gravity low and near the tiller blade axis, and the blades are newly designed to match the lightweight body. Special care was taken with the shape of the drag bar, and the axial rotation was set at an optimum speed. These measures achieved a low weight of 17 kg, making this the lightest tiller in the 4-stroke engine class, and also made it possible to achieve the top class of work efficiency for compact tillers. In terms of operability, the recoil starter force has been reduced 40% over conventional tillers by giving the decompressor valve lift and valve timing their optimum settings, and a centrifugal clutch was adopted so that the throttle lever alone could be used to start and stop tilling. This realized a simplicity of operation that makes the tiller easy to use for beginners and elderly people. This model was also made easy to carry around and stow in a passenger vehicle by giving it a folding handle for compact storage and a carrying handle so it can be carried one-handed. In terms of environmental conformity, this model has cleared the EPA Phase II and CARB Tier II regulation levels. It has also cleared the European EN noise regulations 2006 Stage 2.

1. はじめに

近年、家庭菜園の人口は世界的に増加傾向になってきており、それに伴いティラーに対する要望も多様化してきている。また、初心者、高齢者が増加しているユーザー層の変化や、宅地の増加等による作業環境の変化が顕著になってきている。現在、家庭菜園市場で主流となっている 2 馬力以下の小

型ティラー市場は 2 ストロークエンジンが主流となっているが、昨今の環境保護に対する強い関心から高い作業性と操作性を兼ね備えたクリーンなティラーを求めるユーザーニーズが増えてきた。耕幅 600mm 以下、装備重量で 40kg 以下のティラーの国内市場は約 10 万台であり、その内 Honda のシェアは約 20%。拡大傾向にある家庭菜園の新たな市場を創造することをめざし FG201 を開発したのでここに紹介する。

2. 開発のねらい

一般的にティラーの耕うん深さなどの作業性能を向上させるには、車体重量を増やすことが重要と考えられていた。FG201の開発にあたっては、既成の常識にとらわれず、家庭菜園を楽しむ人にとってティラーはどうあるべきかという基本に立ち返り、4ストロークエンジン搭載機クラス最軽量で容易な取り回しや、持ち運び性と本格耕うんを同時に提供できることを基本として開発コンセプトを決定した。FG201の外観および商品の特徴を Fig. 1 に示す。

3. 基本構成と主要諸元

Table 1 に FG201 の主要諸元を示す。FG201 は歩行用トラクタの中でもティラーに類別され、走行装置と耕うん装置(ロータ)を駆動して耕うん作業を行なう駆動型動力耕うん機とは異なり、車輪の代わりに車軸に取付けられたロータを駆動回転し、耕うんを行なうと同時に走行する⁽¹⁾。ロータの後方には、機体の前進速度、耕うん深さをコントロールするための抵抗棒とハンドルが取り付けられる。

また、FG201は重量の大きなエンジンをロータの真上に配置し、耕うん時に発生する耕うん反力を自重によって効果的に受けとめることができる構成となっている。

バーチカルクランクシャフトタイプエンジンからの動力は、遠心クラッチ機構とウォームギヤ減速機構を内蔵したトランスミッションにより、回転軸が90°変換され車軸を前進方向に駆動する。

耕うん作業はオペレータがハンドルを上下に操作することにより、耕うん深さと前進速度を調整しながら行なう。

Table 1 Major specifications

Items	Specifications
Engine model name	GXV50
Engine type	Air cooled 4-stroke OHV single cylinder
Engine displacement (cm ³)	49
Maximum power (kW)	1.4
Rated power (kW/rpm)	1.1/4 600
Maximum torque (Nm/rpm)	2.56/4 600
Compression ratio	8.0
Minimum specific fuel consumption (g/kWh)	367
Fuel tank capacity (cm ³)	400
Overall length (mm)	1 050
Overall width (mm)	475
Overall height (mm)	995
Dry weight (kg)	16.5
Tine speed (rpm)	135
Tilling width (mm)	450
Tine diameter (mm)	φ 260
Starting system	Recoil starter
Main clutch type	Centrifugal clutch
Transmission speeds	1Forward

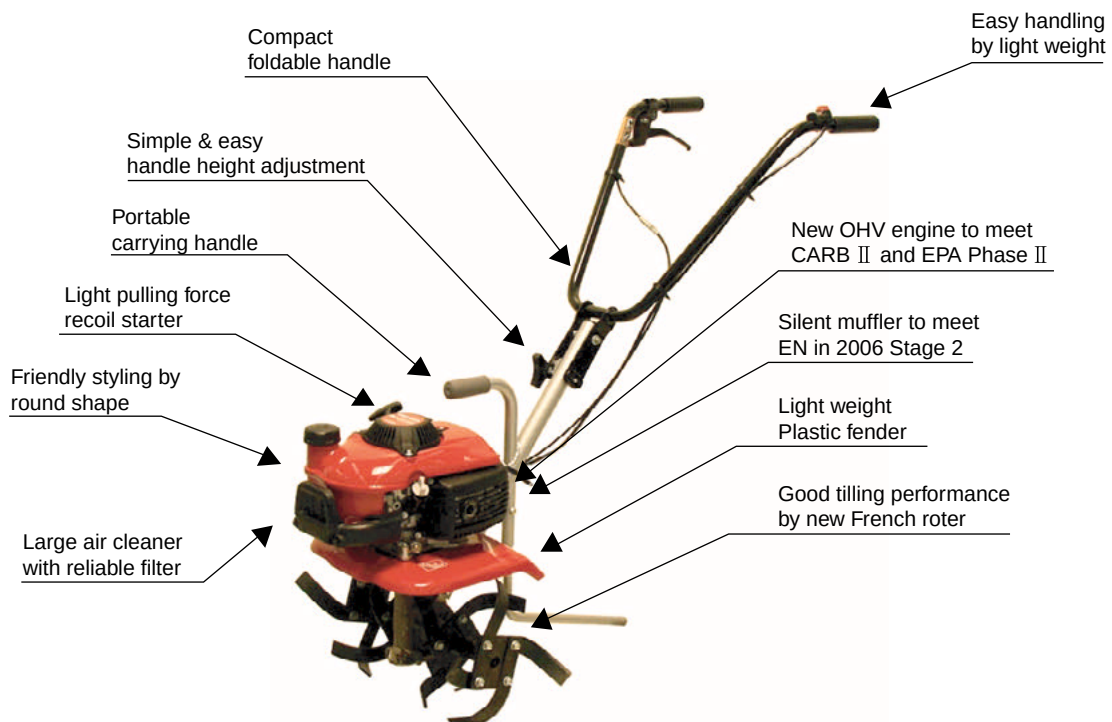


Fig. 1 External view and features

3.1. エンジン

家庭菜園用のティラーは容易な取り回しや持ち運びのために軽量であることが重要である。

軽量化のために FG201 のエンジンは、排気量 50cc クラスのオーバーヘッドバルブ(OHV)エンジンを採用した。また、ファンカバーと一体化した樹脂製の燃料タンクを採用し、部品点数を 12 点削減することで軽量化を行った。Fig. 2 にエンジンのレイアウトを示す。

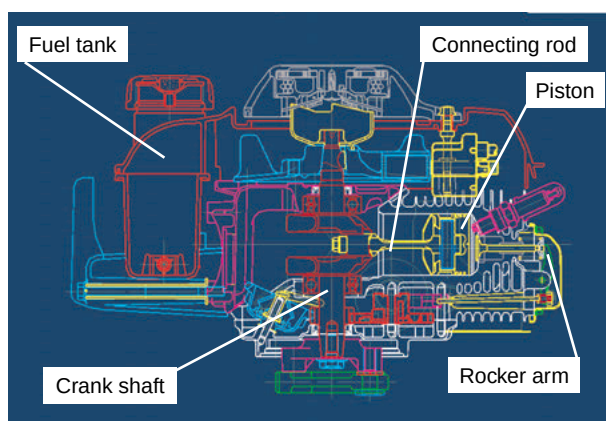


Fig. 2 Layout of engine

OHVエンジンを採用したことで、燃焼室のコンパクト化が可能となり、高圧縮比化をはかることができた。これにより熱効率が向上し、EPA Phase IIおよびCARB Tier II排気エミッション規制に適合させることができた。これには、シリンダひずみが少ないユニブロックシリンダ⁽²⁾を採用したことによりオイル消費が低減し、燃焼室内に堆積するカーボン量が大幅に少なくなったことが寄与している。

また、家庭菜園用のティラーには操作およびメンテナンスが容易であることも重要である。FG201 では後述するデコンプリフトやバルブタイミングの最適設定により、誰にでも容易かつスムーズに始動できるリコイルスタータ、およびメンテナンスインターバルを大幅に向上させる大型エアクリーナを採用した。

さらに、欧州騒音規制 2006年ステージ2をクリアし、近隣が住宅のほ場でも気兼ねなく耕うん作業ができるようにした。

3.2. トランスミッション

パワートレインの基本構成は、従来機 FG200 を踏襲し、バーチカルエンジンの動力取出し軸(クランクシャフト)にあるクラッチを介し、一對の軸方向変換ギヤでティンシャフトを前進方向に回転させロータを駆動している。パワートレイン構造を Fig. 3 に示す。

クラッチは遠心クラッチを採用し、バーチカルエンジンとの組み合わせにより機体の簡略化、小型化に貢献した。

耕うん性能向上を目的としたティンロータ大型化(耕幅は

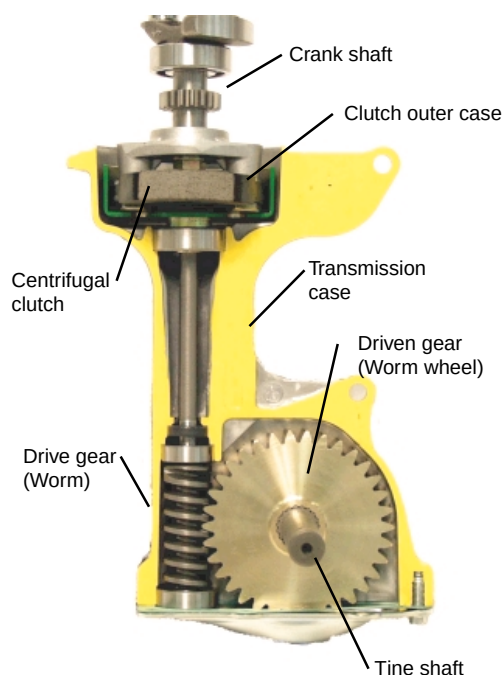


Fig. 3 Transmission of FG201

300mm から 450mm, ロータ径はφ 220mm からφ 260mm)に伴い、軸方向変換ギヤは従来機 FG200 に採用していたネジギヤに対し、新たにウォームギヤを採用した。低騒音、省スペースで大減速(1/34)が可能な特徴をいかした。

また、トランスミッションケース形状は耕うん作業時、ロータが巻上げた石が樹脂フェンダーの取付けボルトとロータとの間に噛み込むことを防止するために Fig. 4 に示すバリケードを設けた構造とし、巻上げた石を積極的にこの部分に当てることで周辺部品を保護した。このバリケードによりトランスミッションの全高を高くする必要がなくなり、コンパクトな機体レイアウトを可能にした。

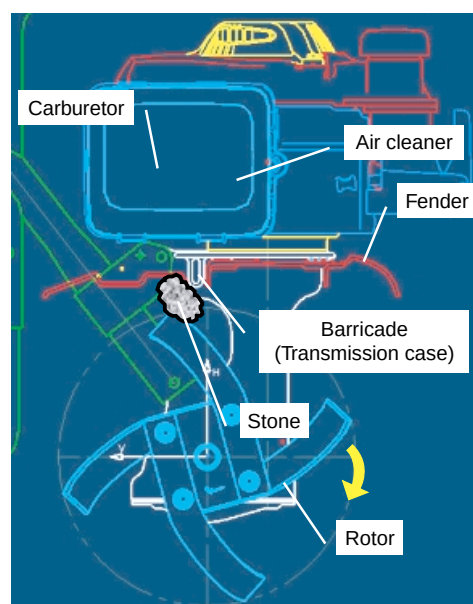


Fig. 4 Barricade of transmission case

3.3. ハンドル操作部

ハンドル部での3段階調整機構を新たに設定し、さらに抵抗棒を使用した調整方法を踏襲することにより757mmから1050mmまでのハンドル高さに設定することが可能となり、さまざまな体格の方が、作業内容にあわせて自然な姿勢で作業できるようにした。ハンドル形状は剛性感のあるY字ハンドルを採用し、その幅は肩幅に近い450mmにすることで作業時の安定性を考慮したハンドル仕様とした。

また、ハンドルは前後方向どちらにでも工具なしで手軽にたためる構造とし、小型自動車への搭載や保管についても省スペース化を可能とした。さらに本機重心位置近くに配置されたキャリーハンドルにより片手でも簡単に持ち運びが可能になり、小型ティラーでのメリットをいかした仕様とした。

3.4. アタッチメント

FG201は耕うん作業をはじめ畝立て、中耕、除草などの管理作業にも対応可能とした。畝立てとは、耕うんした土壌をもりあげることで日当たりや根の呼吸、排水性を高める作業。中耕は土を軽く反転させ土の中に空気や肥料を混ぜる作業である。アタッチメントの使われ方、作業姿勢を研究することにより、それぞれの作業に応じる足元余裕を設定した。小型ティラーでも十分な作業スペースを可能とした。また高齢者や女性でも安心して作業できるように左右振動をおさえるサイドディスクなど用途に応じ16種類のアタッチメントを設定した。Fig. 5のaに除草用、bに畝立て中耕用、cにサイドディスクアタッチメントを示す。

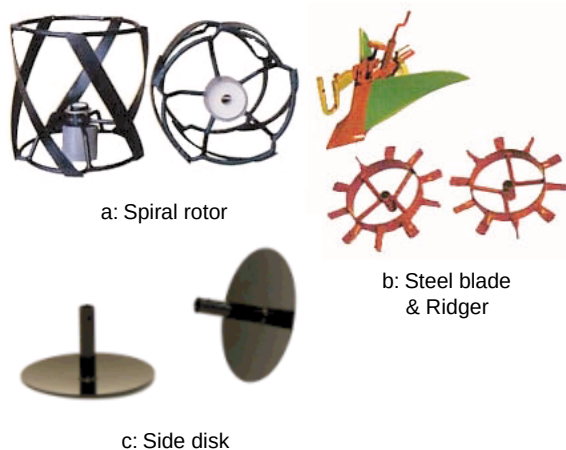


Fig. 5 Attachments

4. 特徴

4.1. 軽量化と耕うん性能の両立

FG201は、複数の部品を樹脂化することと、軽量OHVエンジンを搭載することによりティラー領域では20kg以

上が主流の中で17kgという軽量化を達成した。一般的に、耕うん性能を向上させると機体を前方斜め上方向へ押し出す耕うん反力が大きくなり、その反力をおさえる重量が必要とされていた。その結果、機体を軽量化すると耕うん反力の大きさに対しロータの接地荷重が不足し、十分な耕うん性能が得られないのが実状であった。しかしFG201では、以下の項目により軽量化と耕うん性能の両立を実現した。

1) 重量配分の最適化

機体の重心位置を、ハンドル周りの部品点数削減により耕うん爪軸上の近くにレイアウトした。その結果ロータと抵抗棒との重量バランスを9:1にし、耕うん爪側に加わる荷重を14.7kgと既存2馬力クラス耕うん機相当の接地荷重を実現することが可能となり、ロータの接地荷重の不足を解消し、十分な耕うん深さで安定して作業することが可能となった。

2) 抵抗棒形状の見直し

耕うん機には、ハンドル高さ調整およびほ場に依り推進力を微調整する抵抗棒が設定されている。その形状は、機体重量が重くなるほど車軸に発生するトルクが大きくなるため2馬力以上の耕うん機については土壤に突き刺す形状のものが多く、しかし、接地している面積が小さいため、土壤の硬軟の影響を受けやすくその結果均一に耕うんするのが難しかった。

FG201はFig. 6に示すように抵抗棒の折り曲げ部を1箇所にし、且つ角度を鈍角にした。それにより、従来は点で抵抗を加えていたものに対し抵抗棒下側面全体で抵抗を加え、面圧を下げることで土壤の変化にも柔軟に対応できる形状とした。

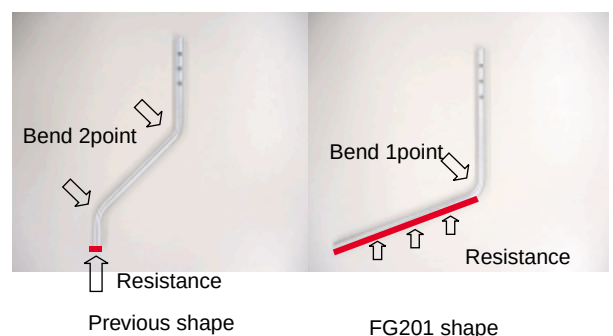


Fig. 6 Drag bar

3) 新型フレンチ爪の採用

従来機FG200のプレート形タイプから1本1本を独立させたフレンチ爪タイプに変更し、軽量でも土への食込み性が良かつ推進力がある形状とした。

食込み性は耕うん爪の後退角を大きくし、耕うん爪が土壌を切削する際に圧縮する作用を低減させることで向上さ

せた。推進力については、耕うん爪の屈曲角を大きくすることにより、トランスミッションケース下に残る残耕を少なくした。その結果、トランスミッションケースが残耕に乗り上げ推進力が不足することも解消された。このフレンチ爪により機体重量は軽量であるが、固いほ場においても十分作業が可能となった。Fig. 7 に新型フレンチ爪を示す。

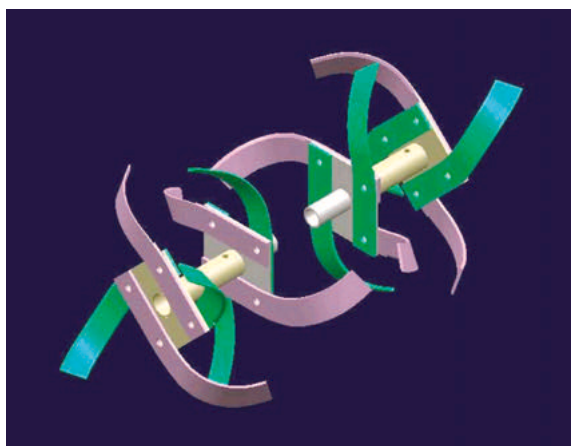


Fig. 7 French rotor of FG201

4)車軸回転数の最適化

今回作業性能向上を目的に、ロータ径は260mmとし、耕幅はウォームギヤ許容トルク $31.1\text{N}\cdot\text{m}$ が発生する 450mm に設定した。従来機 FG200 に比べロータ径を 30mm、耕幅では 150mm 大きくしたことにより車軸に発生するトルクは $19.6\text{N}\cdot\text{m}$ から $29.4\text{N}\cdot\text{m}$ と、1.5 倍になる。その分回転数を $1/1.5$ (135rpm) にすることでエンジン使用回転数領域を変えずに負荷率は、従来機 FG200 と同様の設定とした。

また土壌の違いによる仕上がりに、土の飛散防止、作業上での機体安定性も満足できる 135rpm を上限とした足軸回転数を設定した。

以上により小型ティラークラス最軽量とトップの作業性能を両立することが可能となった。車重比較を Fig. 8 に、作業性能比較を Fig. 9 に示す。

4.2. 操作荷重の低減と操作性の向上

エンジンを始動する際に必要なリコイルスタータ引き荷重は従来機 FG200 に対しデコンプをインレットからエキゾーストに、またデコンプ角度を 240 度から 275 度に変更した。これによりリコイルスタータ操作時のコンプレッションは 0.5MPa から 0.28MPa となり 40% の低減を達成し、軽くスムーズで確実な始動性を実現した。リコイルスタータ引き荷重の比較を Fig. 10 に示す。

オペレータが頻繁に操作するレバーは、遠心クラッチの採用によりスロットルレバーとクラッチレバーを一体化したワンレバー(スロットルレバー)のみとし、あわせてデッ

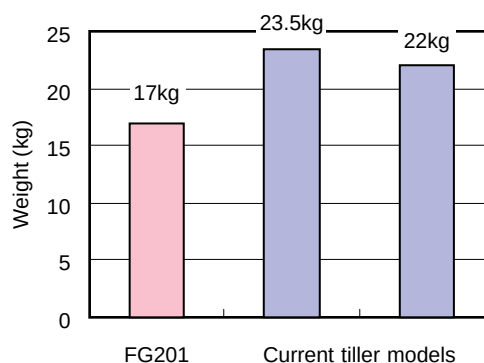


Fig. 8 Comparison of weight

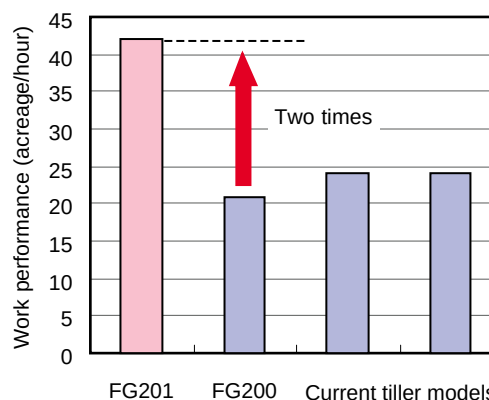


Fig. 9 Comparison of work performance

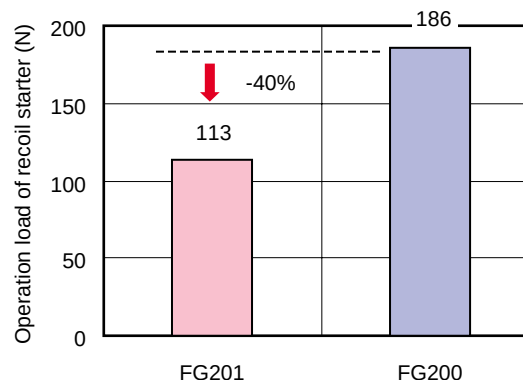


Fig. 10 Operation load of recoil starter

ドマンクラッチ機構とすることで握れば回転、放せば停止できる、初心者の方にも簡単かつ安心して使える操作形態とした。

また、レバーの操作荷重は 14.7N 、ホールド荷重は 11.8N と低荷重で操作可能とした。あわせてレバー形状は長時間握った状態でも違和感のない形とすることで、オペレータの快適操作に貢献した。

4.3. 取扱い性と持ち運び性の向上

従来機 FG200 に対し、Fig. 11 に示すように重心位置をより車軸に近づけることことで、耕うん作業時オペレータが頻繁に上げ下げするハンドルの操作荷重を 20% 低減した。クラス最軽量の機体とあわせて旋回時等のハンドル取り回し性の向上に貢献した。

また、軽量コンパクトな機体の特徴をいかすため保管、移動に便利な折りたたみハンドルとキャリーハンドルを標準設定した。ハンドル部は工具なしで簡単に折りたたみが可能な構造とし、機体前方と後方両方向に折りたたみができることによりさまざまな保管や車載場所の省スペース化に貢献している。キャリーハンドル部は機体の重心位置上に設置することで持上げ時最適バランスを確保、持運びやほ場での方向転換を手軽にした。ハンドル持上げ荷重の比較を Fig. 12 に、キャリーハンドルを Fig. 13 に、収納イメージを Fig. 14 に示す。

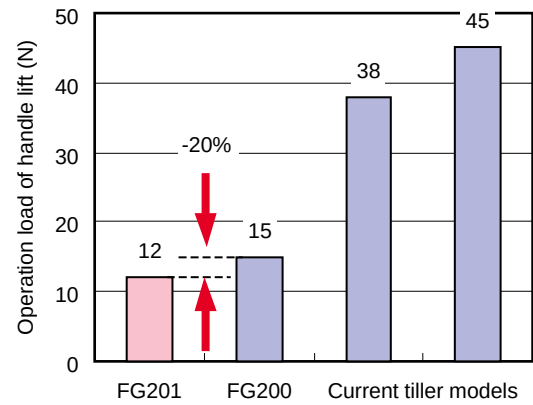


Fig. 12 Operation load of handle lift

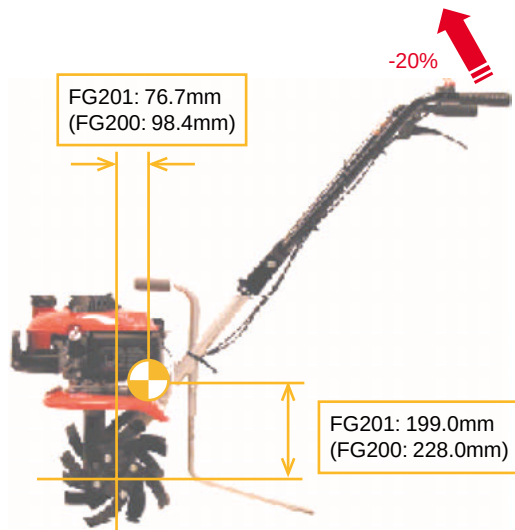


Fig. 11 Center of gravity



Fig. 13 Carrying handle

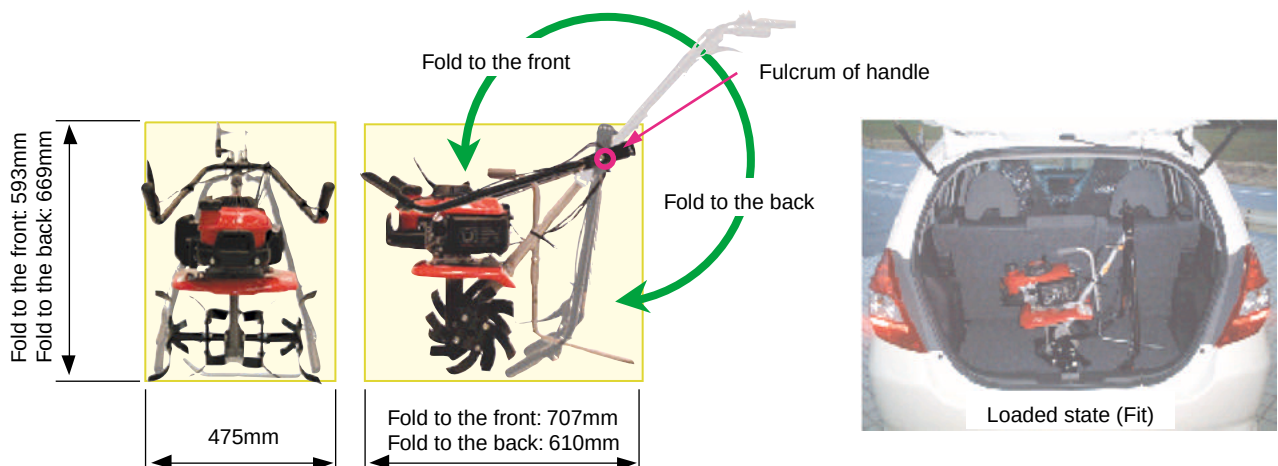


Fig. 14 Storing capacity of FG201

4.4. メンテナンス性の向上

ティラーの使用条件では耕うん時に土ぼこりが発生しやすいためエアクリーナのメンテナンスインターバルが長いことが要求されている。FG201 では、エアクリーナのダストキャッチ量を多くするため、エアクリーナエレメントはエンジン排気量 160cc の汎用エンジンに採用している乾式の大型エレメントを採用した。また、空気の吸い口をエアクリーナケースの内側に設定して土ぼこりを直接吸い込みにくいレイアウトにした。これらにより、一般的な使われ方においてエアクリーナーのメンテナンスインターバルは従来機 FG200 の 20 時間に対して 5 倍の 100 時間とエアクリーナの清浄性能を格段に向上させることができた。FG201 のエアクリーナのレイアウトを Fig. 15 に、外観を Fig. 16 に示す。

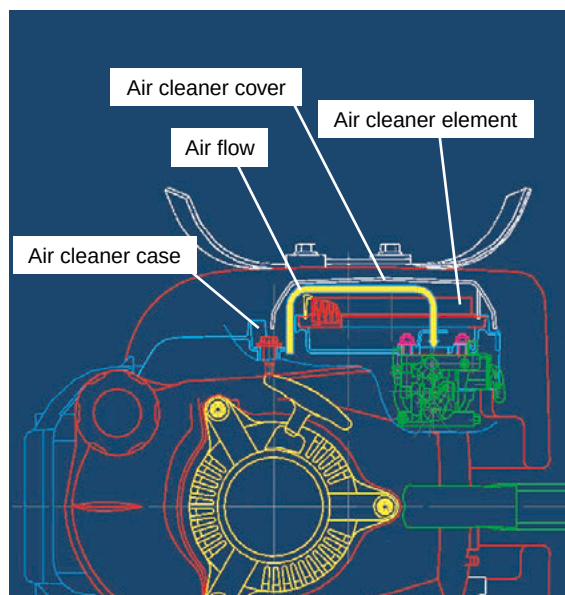


Fig. 15 Layout of air cleaner



Fig. 16 External view of air cleaner

5. むすび

アマチュアユーザが家庭菜園を楽しく、楽にする“らくらく本格派ミニティラー”をコンセプトに FG201 の開発を行った。

軽量で取り回し性に優れつつも、耕うん性能を向上させるというユーザの要望を満足するため、耕うん性能が 1 ランク下のカルチベータクラスと同一排気量のエンジンを搭載して車体重量を増やさずに、トランスミッションの変更、耕うん爪形状の最適化などさまざまな工夫を行いこの課題を解決することができた。

また、作業性能の向上だけでなく、メンテナンス性の向上や親しみやすいデザインの反映により、アマチュアユーザがより使いやすい製品を開発することができた。

このコンセプトが多くのお客様に伝わり、楽しく、楽に使って頂けることが、開発チームの願いであり、喜びである。

本開発にあたっては社内外の多くの方々から協力を頂いた。ここに深く感謝の意を表する。

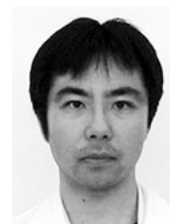
参考文献

- (1) 増田正三ほか：Ⅲ. 4. 小型トラクタ, Ⅲ. 5. 動力耕うん機, p.78-86 (1975)
- (2) 鈴木卓ほか：タイミングベルト内臓型汎用 OHC エンジンの開発, HONDA R&D Technical Review, vol.10, p.122-127 (1998)

■ 著 者 ■



笹岡 雅行



池田 貴志



片桐 信近



佐藤 貴之

パーソナルウォータクラフト用ターボチャージャ付き 4 ストロークエンジンの開発

Development of a Four-stroke Engine with Turbocharger for Personal Watercraft

黒 崎 隆 晴*
Takaharu KUROSAKI

岡 田 和 典*
Kazunori OKADA

横 谷 仁*
Hitoshi YOKOTANI

要 旨

近年、米国においてマリンエンジンにエミッション規制を適用する動きがあり、環境対応はより厳しくなっている。Honda は環境適応性と市場の将来性を考慮して4ストロークエンジンを搭載した三人乗り Personal Watercraft(PWC)を開発した。エンジンは二輪車 CBR1100XX の直列4気筒、排気量1100ccをベースとし、PWCとして要求される性能・機能および耐蝕性を満足するマリン用途のエンジンとして仕様を変更した。さらに、2ストロークエンジンを搭載したPWCと同等以上のパワーウェイトレシオとするため、排気ターボチャージャを採用し、従来の2ストロークエンジンを搭載した PWC を凌ぐトップレベルの走行性能と耐久性を達成した。エミッション性能は EPA2006 年規制および CARB2004年規制をクリアし、実走燃費も従来の2ストロークモデルに対して 16%向上できた。

ABSTRACT

Recently, there is a movement to apply emission control in marine engines in the United States. Environmental measures for marine engines have become severe. Honda has developed a personal watercraft of three-seater that installed 4-stroke engine considering the environmental suitability and the future. Using the motorcycle CBR1100XX engine of 4-stroke, in-line 4-cylinder, and displacement of 1100cc as the base engine, the specifications were modified for marine engine to satisfy such as engine performance, function, and corrosion resistance, as PWC engine. Moreover, the turbocharger was employed to obtain the power/weight ratio more than that of PWCs installed 2-stroke engine. The driveability and the durability exceeding conventional PWCs installing 2-stroke engine were achieved. Emission performance of the engine satisfied EPA2006 and CARB2004 regulations, fuel economy also improved by 16 % compared to conventional 2-stroke engine model.

1. まえがき

パーソナルウォータクラフト(以下、PWCという)は米国や日本などで手軽なマリンレジャーとして普及している。しかし、米国において1994年頃から環境問題への関心の高まりから船外機や PWC などのマリンエンジンにもエミッション規制を適用する動きがでてきた。PWCの将来を考慮し、エミッション規制を先取りした PWC 用4ストロークエンジンを開発することとした。以下にマリンエミッション規制の動向とエンジンコンセプトについて述べる。

1.1. マリンエミッション規制の動向

米国におけるマリンエミッション規制は、比較的に総台数が多い船外機市場において主流であり出力当りの排気エミッションが多い船外機と、総台数は小さいが船外機と同様に出力当りの排気エミッションが多い PWC からの推進が決定された。

1.1.1. EPA(U.S Environmental Protection Agency) マリンエミッション規制

米国 EPA マリンエミッション規制は、Fig. 1 のように1998 年の規制値を100%とし、2006 年までに段階的に削減

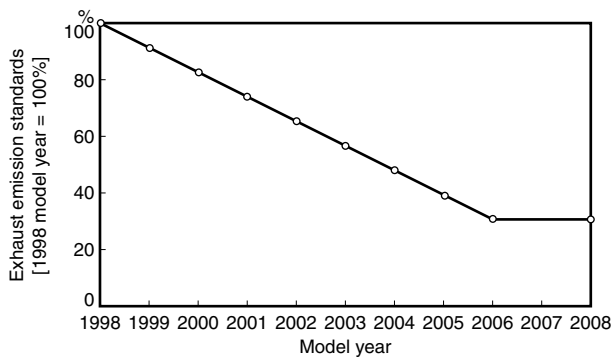


Fig. 1 EPA exhaust emission standards

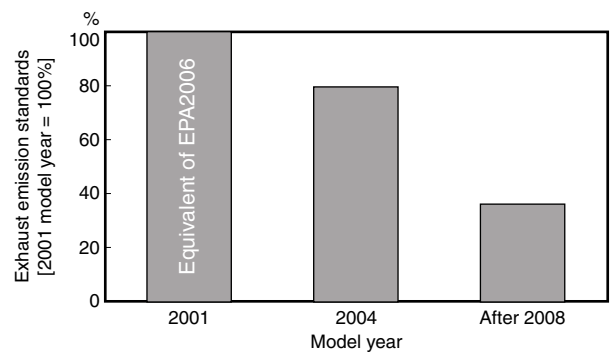


Fig. 2 CARB exhaust emission standards

され、最終年度の2006年には75%削減となる。エミッション測定モードとその重み付けは Table 1 に示すように ICOMIA (International Council of Marine Industry Associations) が設定した出力ピークを基準とした5モードであり、アイドルから全開最大出力点まで網羅されており、実走時の航走抵抗点とほぼ合致する。対象エミッションは HC+NOx の合算値で CO は対象外である。また、エミッション劣化保証として PWC は5年または 350Hr が必要とされる。エミッション測定モードにスロットルを全開とするポイントがあり、しかも排気後処理技術が確立されていないマリンエンジンにとっては既存の2ストロークエンジンの改良では達成が困難なため、直噴化等のデザイン変更までが必要となる非常に厳しい規制値となった。

1.1.2. CARB (California Air Resources Board) マリンエミッション規制

カリフォルニア州はマリン商品にとって非常に重要な市場であるが、そのカリフォルニア州の CARB が EPA よりさらに厳しい規制値を公表した。Fig. 2 に示すように 2001 年規制値を EPA2006 年規制値とし、2004 年規制値を EPA2006 の 80%、2008 年規制値を EPA2006 の 35% と設定した。この 2008 年規制値は現行の比出力 50kW/L 程度の 4ストローク船外機がクリアできるレベルであり、既存の 2ストロークエンジンには達成が困難である。同時期にカリフォルニア水質資源局 (California Department of Water Resources) がマリン商品の水質に与える影響、特に 2スト

ロークエンジンの混合潤滑による未燃オイル汚損に注目し、水質分析などの調査を開始した。

1.2. エンジン開発のコンセプト

Honda は 2ストローク直噴一層状掃気エンジン、4ストロークエンジンなど種々のエンジンタイプを研究していた。しかし、マリンエンジンの環境対応はより厳しいものへと変化しており、環境適応性と将来性を考慮して 4ストロークの PWC 用エンジンを開発することにした。4ストロークエンジンを選択することで、EPA2006 年規制レベルのエミッション適合と混合オイルの燃焼による水質汚染は防げる。しかし、PWC 用エンジンの主流である 2ストロークエンジンに対抗しうる 4ストロークエンジンとするため、商品コンセプトを以下のようにした。

- (1) 環境適応性が高くスポーティさと扱い易さを提供すること
- (2) トップレベルの出力性能を達成するために比出力とパワーウェイトレシオは 2ストロークエンジンより優れること
- (3) 新商品でもコスト上昇を極力抑え、妥当な価格でユーザーに提供できるように量産エンジンをベースとして既存生産設備が活用できること
- (4) 2ストロークエンジンよりマリンエンジンとしての耐久信頼性に優れるものであること

2. エンジン技術

2.1. エンジン仕様の検討

エンジンは、二輪車用、四輪車用および船外機用の各種エンジンタイプの中から、既存市場の 2ストロークエンジンと対抗できる軽量、コンパクトで高出力を達成するため、二輪車 CBR1100XX 用エンジンをベースにストロークを 5mm 伸ばし 1235cm³ とした。Fig. 3 に CBR1100XX 用エンジンを、Fig. 4 に PWC 用本エンジンの透視図を示す。また、Table 2 にそれぞれの各主要諸元を示す。一般的に 4ストロークエンジンは 2ストロークエンジンに比べ、数々の

Table 1 Test procedure specified in ICOMIA

Mode number	Engine speed as a percentage of engine rated speed	Engine torque as a percentage of maximum torque at rated speed	Mode weighting factor
1	100	100	0.06
2	80	71.6	0.14
3	60	46.5	0.15
4	40	25.3	0.25
5	IDLE	0	0.40



Fig. 3 Based motorcycle model

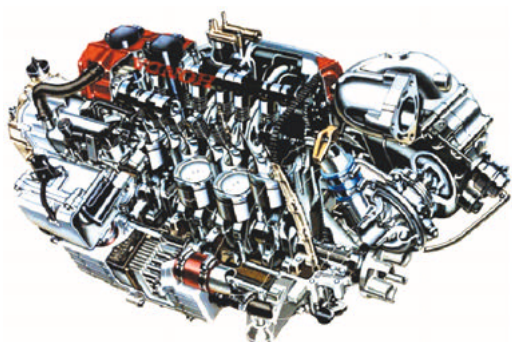


Fig. 4 Developed turbocharged model

利点はあるものの比出力に劣る。本エンジンでは、高出力の達成手段として、高回転化、過給、大排気量化の3仕様を検討した。エンジン常用回転数を高くすると、ウォータージェットポンプのキャビテーション発生によりポンプ効率が著しく低下する。そこで、インペラの使用限界回転数を超えないようにするため、リダクション付きを検討したが、回転数のうわずり感があり、4ストロークエンジンの静粛性を犠牲にするため採用しなかった。大排気量化は、重量増によりパワーウェイトレシオで不利となる。最終的に、目標性能とパワーウェイトレシオの両立を可能とする排気ターボチャージャ付きエンジンの開発に決定した。

2.2. モータサイクル用エンジンのマリン用途への仕様変更

PWCエンジンはウォーターポンプやミッションを持たないシンプルな構造であるが、マリン用エンジンとして必要不可欠の要求があり、二輪車用エンジンに対し以下に述べるような仕様および構造変更を行った。

2.2.1. 潤滑系

一般的に PWC はジェットポンプとクランク軸はダンパのみを介した直結構造とし、クランクセンタを極力低い位置にレイアウトすることでジェットポンプを船底に近づけ、ポンプ効率を向上させる。本エンジンではクランクケース下部は薄いオイルパンのみとするドライサンプ潤滑方式としてエンジン最下面からのクランクセンタ位置をベースエンジンに対して 93mm 低くレイアウトとした。オイルタンクはフロントカバー前方に位置する一体型とし、オイルポンプを内蔵した。オイルポンプは ACG フライホイールボスよりセミオルダムカップリングによる直接駆動とし、

Table 2 Specification of based motorcycle model and developed turbocharged model

Items	Based motorcycle model	Developed turbocharged model
Engine type	4 stroke inline 4 cylinder	4 stroke inline 4 cylinder
Valve train	DOHC 16 valve	DOHC 16 valve
Displacement (cm ³)	1 137	1 235
Bore × stroke (mm)	79 × 58	79 × 63
Compression ratio	11.0	8.5
Cooling system	Liquid cooled, closed loop	Water cooled, open loop
Lubricating system	Wet sump	Dry sump
Fuel supply system	Programmed fuel injection	Programmed fuel injection
Intake system	—	Turbocharger and intercooler
Balancer shaft	Applied	Applied
Max. power / ne (kW/rpm)	105.6 / 9 500	121.4 / 6 100
Max. torque / ne (N·m/rpm)	111.9 / 7 250	191.8 / 5 500

チェーンや駆動ギヤを廃止したシンプルな構造とした。

PWCはジャンプやスピン時に非常に大きい加速度が発生するため、エンジンオイルの油面のあばれによる空気混入が発生する。その対策として、上下方向に縦長のオイルタンクとして油面を高く設定した。オイルタンク内部はメタルガスケットを利用して前後に分離し、後室はスカベンジングポンプの吐出位置がありその消泡室、前室は4段のバッフルプレートを用意し油面のあばれを防いでいる。さらにオイルポンプの吸込み口はタンクの最下部に設けたことにより、ハードスピン時やエンジンで 400m/s^2 を超える衝撃加速度が発生するジャンプ着水時にもエア噛みによる油圧変動の全くない潤滑系とすることができた。

また、油圧警報のスイッチは高・低圧の2種類を用い、高圧用スイッチは通常走行時のエンジン回転数で必要油圧を下回ると警報を発してエンジン回転数を抑えてユーザにオイルチェックを促す。低圧用スイッチはオイルが全くない、または転覆と判断してエンジンを停止させる。これによりオイルチェック忘れなどによるオイル量の減少時にエンジントラブルが起こる前に警報を発することが可能となった。

PWCは走行中の転覆を考慮して、エンジンオイルの流出を防ぐようにしなければならない。特に4ストロークエンジンでは転覆時のブリーザシステムからのオイル流出対策が必要となる。そこで Fig. 5 に示すように縦長オイルタンク内に同様の縦長ブリーザ室をエンジン側とオイルタンク側に設け、転覆時のオイル油面が両ブリーザ室のセパレータ高さより低くなるように設計した。このため転覆状態で放置してもブリーザホースにオイルが流出せず、また特別な補機を用いないシンプルな構造のため信頼性も確保できた。

2.2.2. 冷却系

PWCはウォーターポンプを持たずジェットポンプ水圧を利用した直接冷却方式が一般的である。本エンジンも同様のレイアウトとし、ジェットポンプの冷却水取り出し口後に分岐オリフィスを設け、オイルクーラからのエンジン系とインタークーラからの排気系という2系統とした。Fig. 6にその系統図を示す。ジェットポンプの水圧は最高速時に 490kPa にも達するため、エンジン冷却水出口にサーモス

タット等があると、サーモスタットが開弁していない間は冷却系統がほぼそのジェットポンプ圧力に達してしまう。そのため船外機では、スプリングによるリリーフ機構を併設するのが一般的であるが、サーモスタットによる水温コントロールとしては機能しなくなる。また海での使用後、水道水などによるフラッシング時に水圧が低いと十分な水量が確保し難くなってしまう。そこで本エンジンではジェットポンプ水圧がエンジン回転数に比例していることに着眼し、サーモスタットなしでオリフィス径を最適化することにより水量を調整し、低速ブレーニング状態から最高速時まで目標とする温度範囲に収めた。また冷却系統の内面処理は船外機で実績のあるクロメート処理に樹脂系トップコーティングを施し耐蝕性を向上させた。

2.2.3. 排気系

排気ターボチャージャー以外の排気系は水冷ジャケットをもったアルミ製としコスト低減と軽量化を図った。エキゾーストマニホールドはターボチャージャーへの排気エネルギーロスを抑えるよう、最短長での略等長集合エキゾーストマニホールドとした。アルミ製のエキゾーストマニホールドは冷却水が極端に不足すると溶損につながりやすいため、ボデーの温度を感知する接触式サーモスイッチを設けた。これによって冷却系統のつまりやフラッシング時に、オーバヒート前に警報を発しトラブルを未然に防ぐことが可能となった。また多くのマリンエンジンでは排気系内部に冷却水を噴射して冷却を図っているが、PWCではその逆流対策が必要となる。本エンジンの転覆時の冷却水

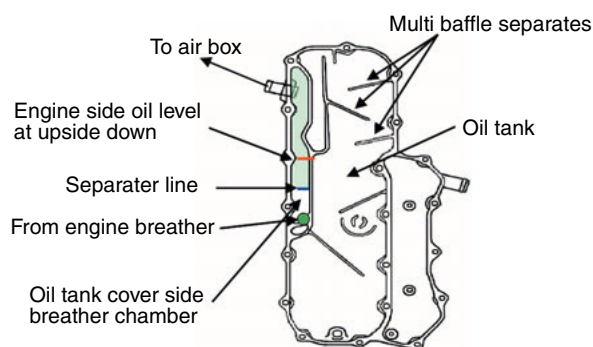


Fig. 5 Engine breather system

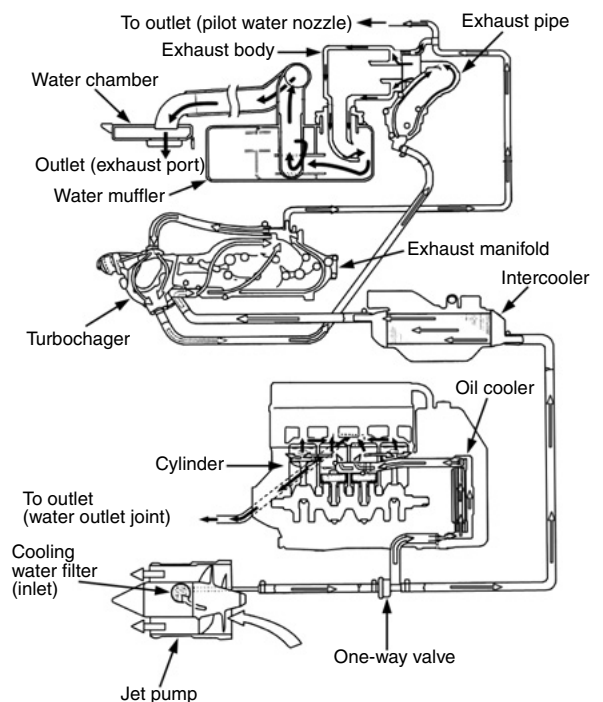


Fig. 6 Cooling system

逆流対策を Fig. 7 に示す。ウォーターマフラー内の水位を転覆時にも排気口より下とし、それを乗り越えて逆流したわずかな水もエキゾーストポデー上部のウォータートラップボリュームによって逆流を防ぎ、排気ターボチャージャやエンジン内への水浸入を防いだ。

2.3. エンジン性能

2.3.1. 出力性能

本エンジン搭載の PWC はコンセプトをモータサイクルと同様のリーンアングルを伴う自然な旋回性能とし、それを得るために船底形状にディープVハルを採用した。このハル形状は航走抵抗が大きいいため、要求出力は既存の2ストロークエンジン PWC の最大出力より高くなり、達成する手段として排気ターボチャージャ付きエンジンとした。二輪車 CBR1100XX 用エンジンを仕様変更した PWC 用ターボチャージャ付きエンジンの出力を Fig. 8 に示す。その図示平均有効圧を Fig. 9 に示す。比出力で 98.3kW/L 、パワーウェイトレシオはエンジン単体で 0.78kg/kW 、完成艇としても 2.77kg/kW と三人乗りモデルとしてはトップレベルを達成した。さらに最大出力発生回転数を 6100r/min と低く抑えたことにより、全開連続最高速時にエンジン回転数が高いことからくる緊張感を感じさせず、ターボが効いている加速感を達成できた。

2.3.2. ターボチャージャ仕様

排気ターボチャージャは石川島播磨重工業(株)製の専用新開発品でこのサイズとしては世界初のウェストゲート付き直接冷却水冷ターボチャージャを採用した。その構造図を Fig. 10 に示す。タービンハウジングは耐海水腐蝕性能に優れたニレジスト鋳鉄製としメンテナンス可能なアノードを設けて電蝕を防止した。タービンハウジングは高温排気ガスにさらされるが、水冷によって全開出力下において

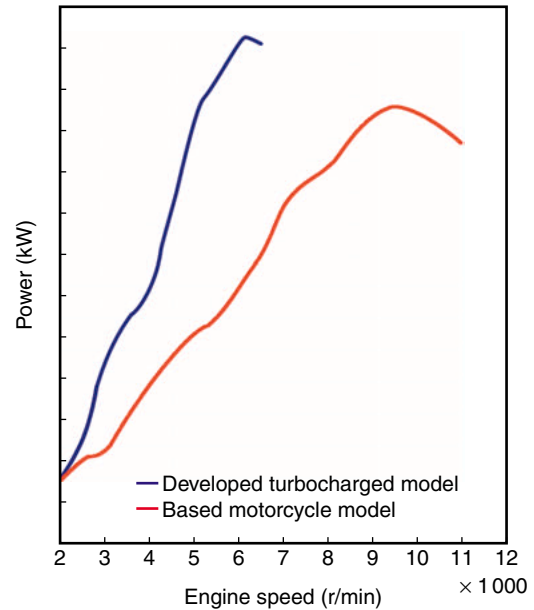


Fig. 8 Engine performance of based motorcycle model and developed model

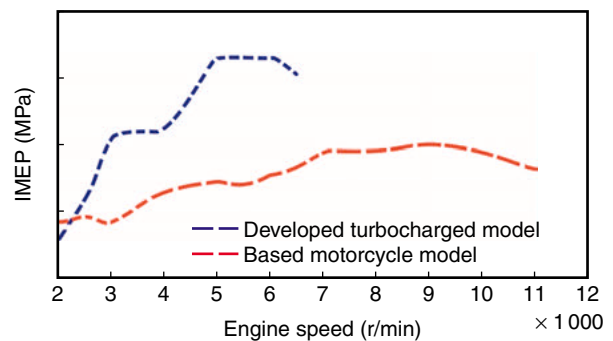


Fig. 9 IMEP of based motorcycle model and developed model

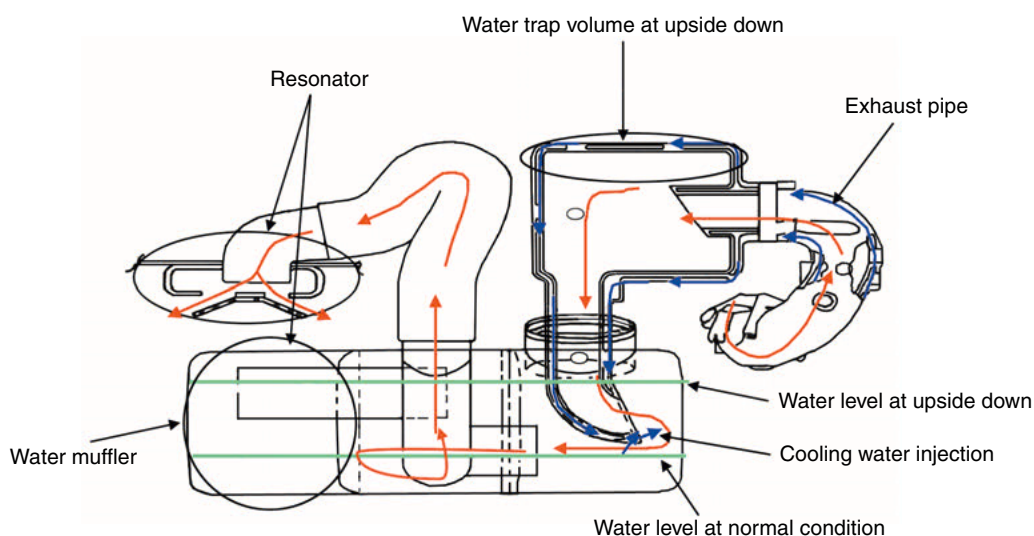


Fig. 7 Layout of exhaust system

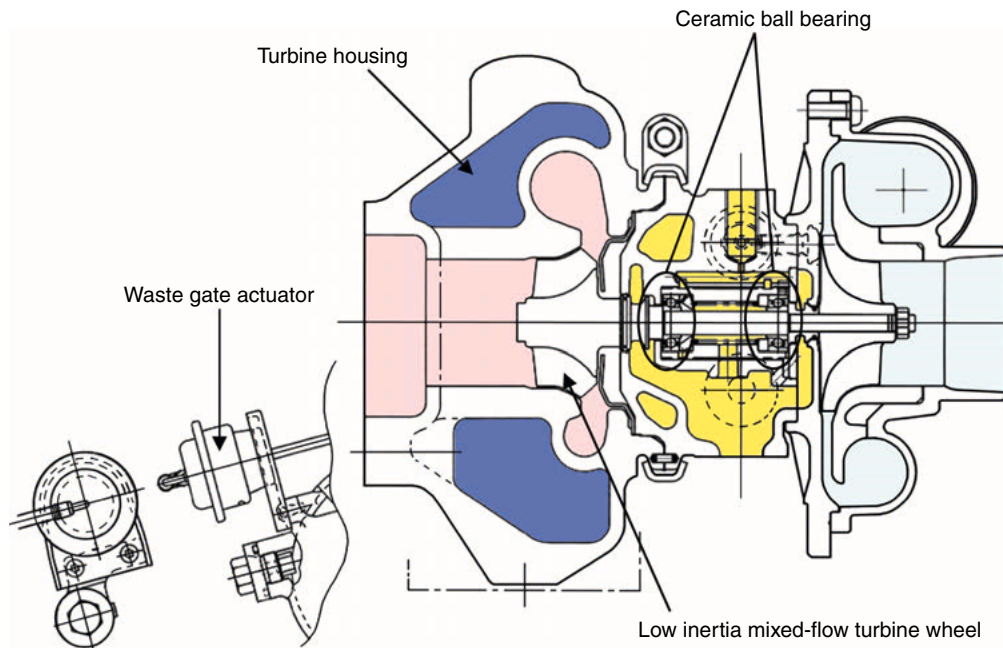


Fig. 10 Layout of the turbo charger

も表面温度は85℃以下に保たれる。PWC用エンジンには、高いスロットルレスポンスが要求されるので、タービンブレードには慣性力の小さい斜流式を採用した。これにより、Fig. 11 に示すように、タービン重量が22%減少し、タービン回転上昇の加速性能で20%の向上効果が得られ、ターボラグを極力小さくすることができた。このターボチャージャとマッチングしたトルク特性とすることにより独特の加速感が得られた。また、ターボ特有の排気パルスの細かさにより発進加速騒音は Fig. 12 に示すように無過給モデルに対して21%低くなり、静粛で快適なクルージングを達成することができた。

一般的に排気ターボチャージャは高地において気圧が下がるとタービン回転が上昇するが、その対策として平地でのタービン回転を下げて設定しオーバランを防止している。

本排気ターボチャージャシステムでは、始動時の気圧より検出した高度により目標過給圧を設定し、所定の高度までは一定の目標過給圧とし、タービンのオーバランが想定される高度を上回っていると判断すると目標過給圧設定を下げた。これにより1500m程度の高地においても低地と同等の出力・最高速度を維持でき、気圧によって出力の下がる他の無過給エンジン搭載艇との速度差が大きくなり、ターボチャージャモデルならではの性能を維持できた。

2.3.3. エンジンパーツの高出力対応

エンジンはターボチャージャの付加により、無過給エンジンに対して40%以上にも達する図示平均有効圧力の上昇に対応するため、以下のような仕様変更を行った。ピストンは冷間鍛造製法とし、ピストン裏へのオイル噴射冷却により温度を下げ、高負荷連続使用時の信頼性を向上させた。ま

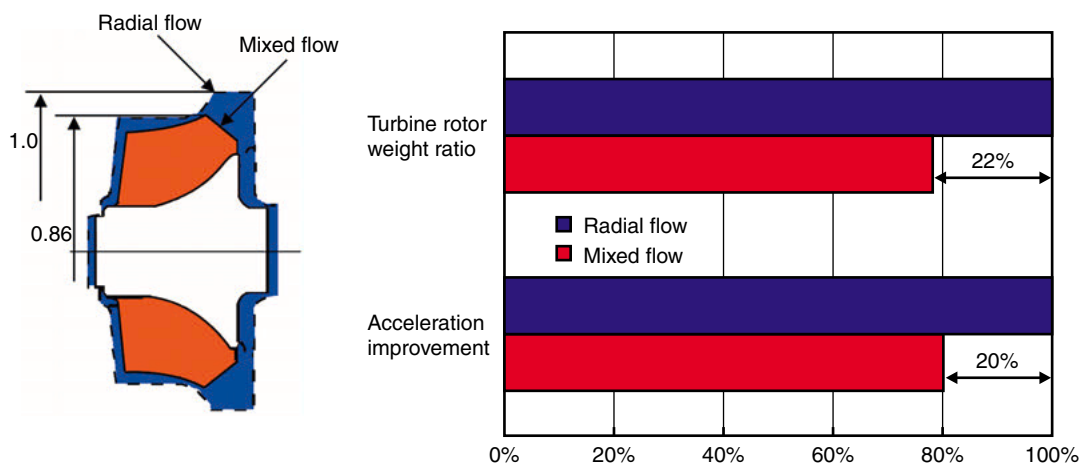


Fig. 11 Improvement of acceleration

た形状は剛性の高いフルラウンドタイプとし、変形によるフリクション増加や温度上昇を防いだ。コンプレッションハイトを極力高く取りランド厚を確保してリング溝の温度を低減させた。さらにリング溝に硬質アルマイト処理を施した。二輪車用ピストンとの比較を Fig. 13 に示す。コネクティングロッドは太く短い高強度タイプとし、使用エンジン回転が低いのでコンロッドラムダも小さくし、エンジン高を低くしてシート高を下げた。二輪車用エンジンのコネクティングロッドとの比較を Fig. 14 に示す。ピストンピンは径および長さの変更により剛性を上げ、表面処理を施した。これらによりピストンピンボスも含め、高荷重下で

の耐久信頼性を向上させた。

本ターボチャージャ付きエンジンでは吸入体積効率が180%を超え、排気ガス容量、排気温度ともに排気バルブには過酷な条件となった、そのため排気バルブ材質を耐熱性の高い SUH751 として耐高温酸化性能を向上させバルブシートの吹き抜けを防いだ。さらにエンジン振動を低減させて快適なクルージングを図るため、二軸二次バランスを装着したため、ターボチャージャ軸受の耐久信頼性も向上した。

3. エミッション性能

Fig. 15 に CARB2004 年エミッション規制値と出力から換算されるファミリーエミッションレベル(以下、FEL という)に対しての本エンジンとテスト用2ストローク3気筒1200ccエンジンの比較を示す。ターボエンジンではバルブタイミングや燃料噴射時期などの検討により、高出力を達成しながら CARB の 2004 年規制を満足し無過給エンジンとともに2スターラベルを取得した。

4. 実走燃費

ベンチテストによる EPA マリンエミッションモード測定時の各負荷ポイントでの比燃費を Table 3 に示す。テスト用2ストローク3気筒1200ccエンジンと比較すると大幅な向上が認められた。しかし実走行燃費は船艇抵抗により変化する。本エンジンを搭載した PWC はハルとしてはドラッグが大きく、それを出力増加により補っているため、エンジンの比燃費向上分ほどは実走燃費向上を得られず全開最高速時は既存2ストロークモデルとわずかな差でしかない。しかし、アイドルや引き物などのトーイング、一般走行などを約一か月間走行したときの実走燃費は Fig. 16 に見られるように 16%の実走燃費の向上が得られ、ユーザーモードにおいても同様の効果が得られると考える。

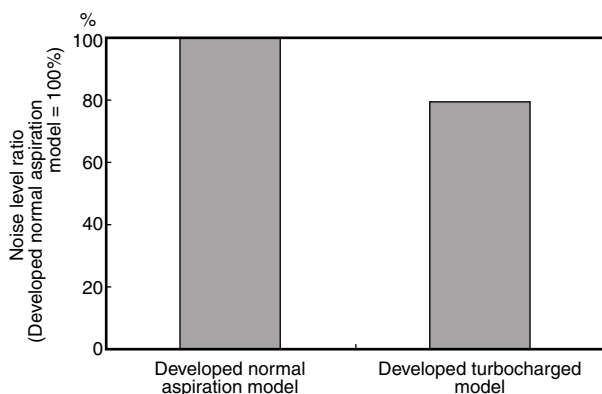


Fig. 12 Noise level of acceleration

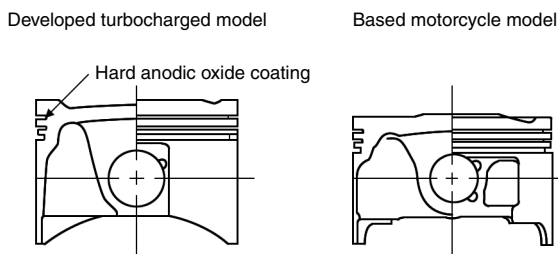


Fig. 13 Shapes of piston

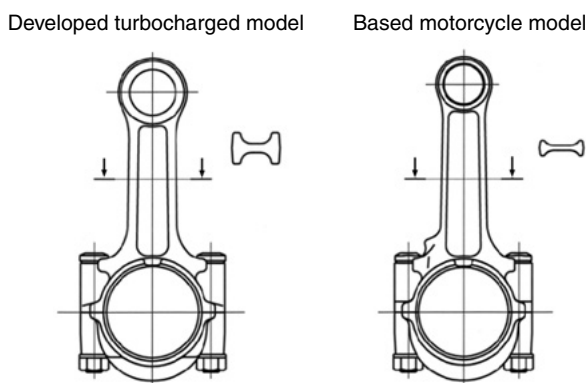


Fig. 14 Shapes of connecting rod

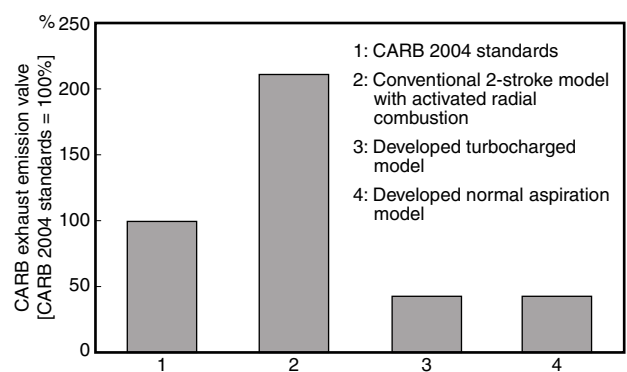


Fig. 15 CARB exhaust emission values

Table 3 Specific fuel consumption of emission test mode

(g/kW h)

ICOMIA Mode Number	Conventional 2-stroke model with activated radical combustion	Developed turbocharged model	Developed normal aspiration model
1	389	310	286
2	343	307	305
3	330	329	341
4	350	418	421
5	(No load)	(No load)	(No load)

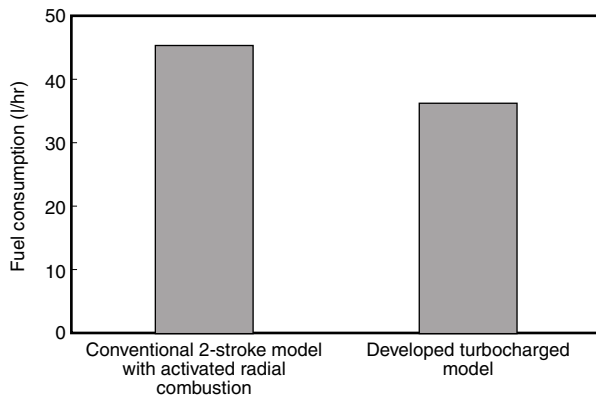


Fig. 16 Fuel consumption of actual riding

5. まとめ

本エンジンは二輪車用エンジンをベースとし、マリ用エンジンとしての種々の変更、および排気ターボチャージャの付加により、既存の2ストロークモデルを上回る性能を達成した。それによりスポーティさと扱い易さを両立し、優れた機動性を有する4ストロークエンジン PWC を実現した。

- (1) 二輪車用エンジンを転覆対策や海水直接冷却などの PWC に要求される仕様に変更することによってマリ用 4 ストロークエンジンとすることができた。
- (2) EPA2006 年規制および CARB2004 年規制をクリアし、2 ストロークエンジンのように未燃オイルの排出による水質汚染を無くし、実用燃費も向上し環境負荷の軽減に貢献する仕様を実現した。
- (3) 排気ターボチャージャを付加することによって 2 ストロークに劣らない比出力およびパワーウェイトレシオを達成し、また過給圧のコントロールにより高度差の影響が少ないなどの常に最適な出力特性が得られ、エンジン開発のコンセプトを実現できた。

- (4) ターボチャージャによる排気パルスの縮小と最高出力回転数を抑えたことにより排気騒音も低減でき、静かさと速さを両立できた。また最高出力回転数を低くしたことにより加速感も向上し、マリレジャーを楽しむことができるようになった。

6. 謝辞

本 PWC 専用排気ターボチャージャの開発にあたり、石川島播磨重工業(株)の皆様が開発メンバと共に困難なハードルを乗り越えて世界初にチャレンジして頂きました。この場をお借りして心からお礼申し上げます。

参考文献

- (1) 勝賀瀬 元ほか：4 ストロークパーソナルウォータークラフト AquaTrax F-12/F-12X の紹介, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.1-10 (2002)

■ 著 者 ■



黒崎 隆晴



岡田 和典



横谷 仁

CIVIC Hybrid 用モータの開発

Development of the Motor for the CIVIC Hybrid

小 川 博 久*
Hirohisa OGAWA

福 田 健 児*
Kenji FUKUDA

要 旨

5人乗り乗用車燃費世界一をめざしたハイブリッドカー CIVIC Hybrid の補助動力として、薄型 DC ブラシレスモータを開発した。そのコンセプトは、量販エンジンと量販車体を使用しハイブリッドカーを成立させる事であり、INSIGHTでは専用のエンジンと車体で構成したのに比較して、多くの課題があった。INSIGHTに対し車体が重いCIVICでは、動力性能の確保と減速時の回生エネルギーの増加に対応するため、エンジン排気量増加とモータ回生性能向上が必要である。しかし車体の全幅は INSIGHT と同一のため、回生性能向上に見合うモータ幅の増加を行う事はできない。そこで、モータの開発目標は幅を維持したままで性能向上を行う事とした。その達成手法は、トルク定数の増加と各部の損失低減を行う事である。具体的には、部品の機能統合による軸方向スペース確保によりステータ積厚を増加し、また新たな巻き線方法の採用により巻き線径とティース幅の拡大を行った。その結果、モータ幅を維持したままモータ回生トルク約30%向上と、実用域でのモータ平均効率約3%向上を実現した。

ABSTRACT

A thin DC brushless motor was developed as auxiliary power for the Civic Hybrid, which is positioned to take the world lead in fuel consumption for five-passenger automobiles. The concept was to create a hybrid car using a mass-production engine in a mass-production car body. This raised more issues than the Insight, which was made with an engine and body specifically designed for that purpose. The Civic has a heavier body than the Insight. In order to assure its power performance and increase the energy regenerated during deceleration, therefore, the engine displacement had to be increased and the regenerative performance of the motor had to be improved. However, the Civic body has the same width as the Insight, so it was not possible to increase the motor width in correspondence with the regenerative performance. The objective in development of the motor, therefore, was to improve performance while keeping the motor the same width. The methods used to achieve this objective were to increase the torque constant and to reduce the losses in all parts involved. Specifically, the space gained in the axial direction by functional integration of parts made it possible to increase the cumulative stator thickness, and the adoption of new coil winding methods made it possible to enlarge the coil diameter and the width of the teeth. As a result, the motor regenerative torque was improved approximately 30% while maintaining the same motor width, and the average efficiency of the motor in the practical use area was improved approximately 3%.

1. まえがき

地球規模の環境問題と省資源の観点から、自動車の低燃費化とクリーン化が求められる中、Hondaは、1999年からIMA(Integrated Motor Assist)システムを搭載した2人乗りの超低燃費ハイブリッドカー INSIGHT⁽¹⁾を販売している。2001年、5人乗り4ドアボデーのCIVICに、改良を

施した IMA システムを搭載した CIVIC Hybrid を発表した。IMA システムにおけるモータは、加速時のアシストと減速時のエネルギー回収、およびアイドルストップを違和感なく行うための素早いエンジン始動を行う。CIVIC Hybrid に搭載するモータは、回生性能を向上させつつ軽量コンパクトで量産性の高いものにするべく開発を行った。本稿ではこれを実現したモータ技術について紹介する。

*栃木研究所

2. 開発のねらい

CIVIC Hybrid用モータの開発のねらいは以下の3項目と新機能の実現であった。

2.1. 回生トルクの増加と実用域の効率向上

INSIGHT に対し、車体重量の増加と気筒休止等の採用によるエンジンフリクション低減により、モータが回収可能な減速エネルギーが増大するため、それに見合う回生トルクの向上が必要となる。ここで、モータの効率をそのままで回生トルクの向上を行うと、損失も増加し自然空冷で成立しなくなる。この場合、冷却システムが新たに必要になり、スペース、重量、および全体効率を悪化させ、ハイブリッドシステムのメリットが失われる。そこでモータの回生トルク増大と広範囲な実用使用域での効率向上を同時に行う必要があり、特に高負荷側の損失低減が重要になる。

2.2. コンパクト化

専用のエンジンおよび車体で構成した INSIGHT に対し、CIVIC Hybrid は、そのコンセプトである量販エンジンと量販車体で成立させる事を目標にしたため、モータのコンパクト化が必要となった。具体的には、INSIGHTの3気筒1.0Lエンジンに対し、4気筒1.3LエンジンをINSIGHTと同一の1695mmの全幅を持つCIVIC車体に搭載するため、モータ幅寸法を変えずに減速エネルギー増加に見合う回生性能と効率向上を目標に開発を行った。

2.3. 軽量化と生産性向上

CIVIC Hybrid で目標とした燃費向上を達成するために、車両全体で軽量化を推し進め、モータも平行して軽量化を図った。また、5人乗り4ドアボデーのCIVIC Hybridで普及拡大するために、量産性についても更なる改善を行った。

以下にこれらのねらいを達成するための具体的な技術説明を行う。

3. 回生トルクの増加と実用域の効率向上

上記の目的を達成するために、従来のモータに比べトルク定数を増加し、かつ各部の損失低減を図った。ここで、トルク定数の増加は単に回生トルクの向上だけではなく、実用域での効率向上にも貢献する。一般に、トルク定数を増加させるとモータの高効率領域を低回転側に移動させることができる。従来のモータのままCIVICに適用すると、Fig. 1に示す様にモータの高効率領域は実用使用域より若干高回転側にある。そこで、トルク定数を増加させる事は実用域の効率向上にもつながる。

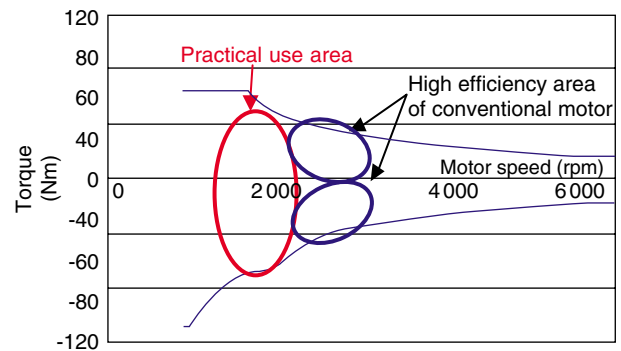


Fig. 1 10-15 Mode traveling area

3.1. トルク定数増加

トルク定数の増加は主にステータの積層方向厚さ(以降、ステータ積厚)の増加で行う事とした。しかし従来構造のままでは軸方向スペースが確保できず不可能である。そこで次項での説明のように、モータ内部品の機能統合による軸方向スペースの確保によって、Fig. 9に示す様にステータ積厚を13%増加させた。主に本改良を行うことで、トルク定数を従来比約16%増加することができた。

3.2. 銅損低減と飽和磁束密度向上

銅損を低減するため、巻き線径を1.3mmから1.5mmに拡大し巻き線抵抗を33%低減した。また、Fig. 2に示す様にティース幅を拡大し飽和磁束密度を向上させ、高トルク発生時の磁気飽和を改善することで、高トルク領域の損失低減を図った。

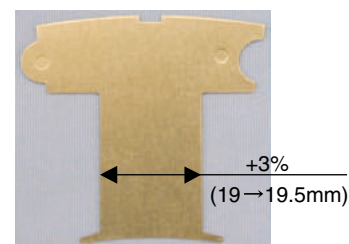


Fig. 2 Width of teeth

ここで、巻き線径拡大とティース幅拡大を従来の手法のままでも同時に行うと、巻き線が太くなるのに対し、巻き線を入れるスペースが減少するため、巻き数が大幅に減少し性能低下が起こる。そこで、以下で説明する新しい巻き線方法を適用した。

3.3. 非対称巻き

Fig. 3(a)に示す様に全周均一な厚さのインシュレータで覆われているティースに巻き線を行うと、中央部で巻き太りが起こり隣接する巻き線が接触するようになる。そこで、巻き太りが中央で重ならないよう対策する事で、径が大き

くなった巻き線を使用しても巻き数を確保できる。具体的手法としては、Fig. 3(b) に示す様にインシュレータの厚みを非対称にし、巻き太り位置を中央ではなく、互い違いにずれるようにした。この結果、性能を低下させることなく巻き線径拡大とティース幅拡大を可能にした。

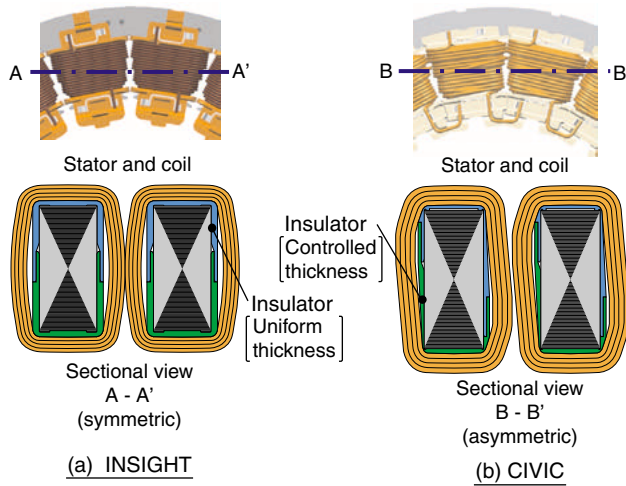


Fig. 3 Comparison of stator and coil

3.4. 珪素鋼鉄の打ち抜き方向の見直し

更に、珪素鋼鉄の打ち抜き方向の見直しによる性能向上も行った。一般に、無方向性珪素鋼鉄を使用するにあたっては、方向による特性差が無いものとして、歩留まり優先で打ち抜きを行う。また、分割ステータの場合は、特にティース部とバックヨーク部で磁束の流れる方向が直行しており、打ち抜き方向を規制しないのが通常である。

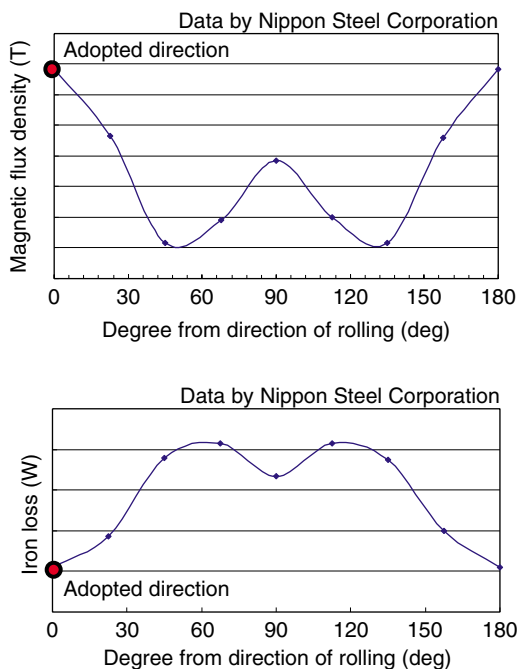


Fig. 4 Magnetic flux density and iron loss

しかし、無方向性珪素鋼鉄でも Fig. 4⁽²⁾に示す様に方向による若干の特性差がある。そこで、本モータにおけるステータ各部磁束の量及びその方向を Fig. 5 に示す様に詳細に解析し、最適な打ち抜き方向を検討した。それによると、ティースに流れる磁束を優先し、Fig. 6に示す様にモータ径方向と圧延方向を合せるのが良いことが明らかになり、それを採用した。その結果、低回転高トルク域での磁気飽和の改善と鉄損低減が図れ効率を従来比約1.5%向上する事ができた。

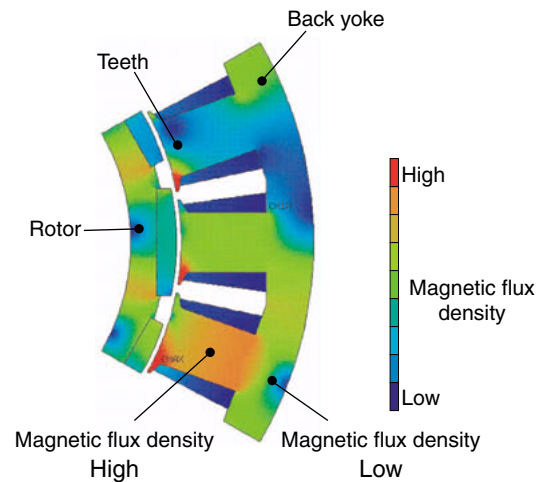


Fig. 5 Simulation of magnetic circuit

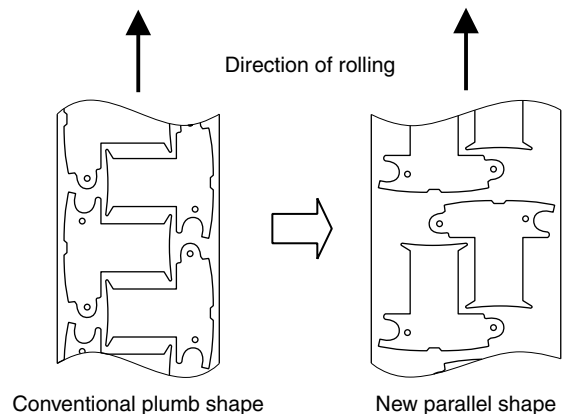


Fig. 6 Shape of press working

3.5. 回生トルクの増加と実用域の効率向上まとめ

以上の対応を行う事により、Fig. 7 に示す様に最大回生トルクの従来比約30%向上と、モータ効率向上(Fig. 8)により、実用域でのモータ平均効率約 3%向上を達成した。また、Table 2 にモータ主要諸元を示す。

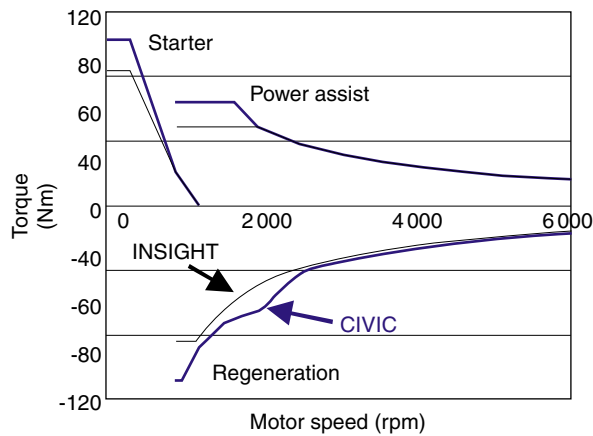


Fig. 7 Motor performance curve

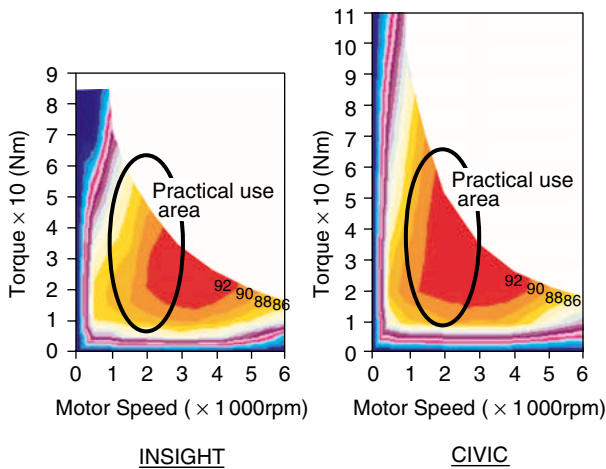


Fig. 8 Motor efficiency

Table 2 Motor specification

Motor type	DC brushless	
	(1) Power assist	(2) Regeneration
Max power	10kW	12.4kW
Max torque	49Nm (103Nm at engine Start)	108Nm

4. コンパクト化

回生トルク向上と効率向上を行いながらモータ幅を維持するため、Fig. 9に示す様にモータ内部品の機能を統合し軸方向スペースを見直した。従来構造ではバスリングの固定機能と、巻き線接続部の絶縁用シリコン樹脂の注入型枠機能を有していた樹脂カバーを廃止する事でスペースを確保した。この二つの機能を有していた樹脂カバー廃止にあたり、バスリングの固定は各相ごとに別部品であったものを一体部品とし、それ自体で保持できる構造に変更した。もう一つの型枠機能は、隣合うインシュレータとのクリアラン

スをシリコン樹脂が流れ落ちない間隔とし、外周側はバスリング、内周側はインシュレータで型枠を構成した。

これにより、Fig. 10に示す様にモータ幅を変えず、ステータ積厚約13%増加を実現した。

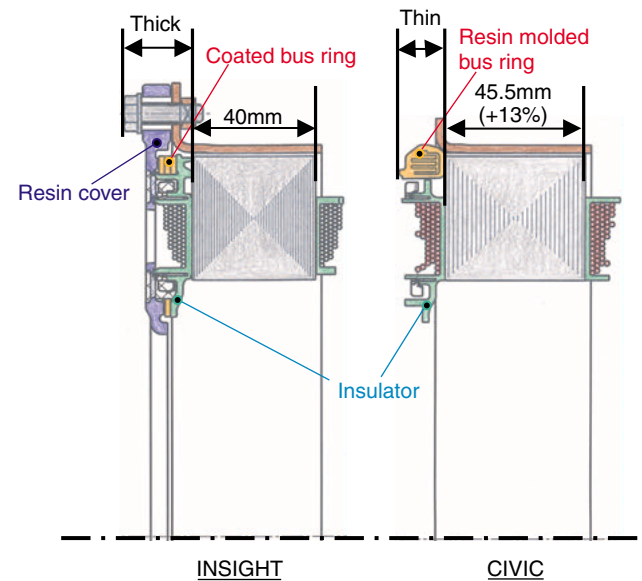


Fig. 9 Cutaway view of stator

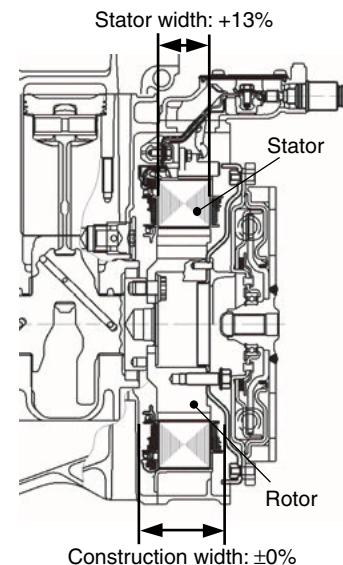


Fig. 10 Cutaway view of motor

5. 軽量化と生産性向上

5.1. 焼結拡散結合ロータ

Fig. 11に示す様に、ロータは外周部にマグネットを固定し磁気回路を構成する機能と、内周部でクランクとトランスミッションをつなぎトルク伝達を行う二つの機能を負っている。従来は、トルク伝達機能を成立させるため炭素鋼を

選択し、この材料を使うに当たっての最善の方法と考えるロストワックス製法を採用していた。それに対し、内・外周それぞれ必要とされる特性の材料を組み合わせる事が可能な焼結拡散結合を採用する事により、内周部は高強度材、外周部は軟磁性材を用いる事を可能にし、材料密度を下げつつ締結強度の確保と飽和磁束密度を30%向上させた。これにより、性能向上と15%の軽量化を達成した。

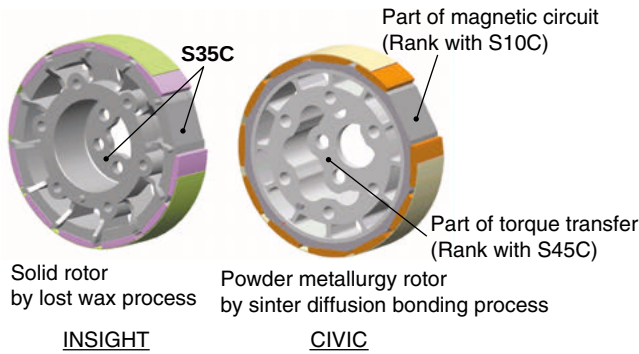


Fig. 11 Rotor construction

5.2. 樹脂オーバーモールドバスリング

バスリングに求められる性能は、各相間の絶縁(耐短絡性能)及びGND絶縁(耐地絡性能)を満足しながら各相への配電機能を成立させる事である。Fig. 12に示す様に、従来のバスリングは1相ごとに絶縁処理を行い、ステータ組み立て時に1本ずつ取り付ける構造であった。それに対し今回は、浮き成形樹脂モールド技術の採用により、3本一体部品にする事を可能にし大幅な生産性向上を図った。

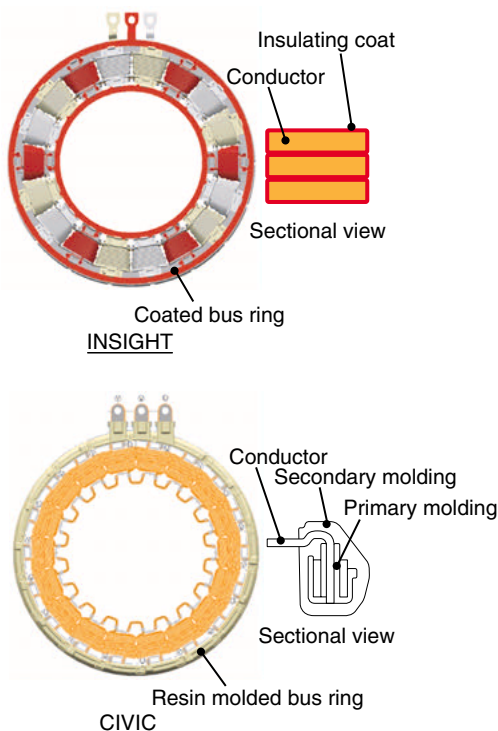


Fig. 12 Bus ring construction

本バスリングの構造は、相间絶縁機能を1次モールド体で確保し、GND絶縁を2次オーバーモールド樹脂で確保する。このため、2次モールド樹脂で1次モールド体を完全に包み込む事が必要であり、型内の支えピンで1次成形体を浮かせながら、樹脂の硬化タイミングに合せピンを抜き、ピン跡を残さず完全に樹脂で包み込んでいる。

この技術の採用により、絶縁性能を確保しながら製造及び組み立て時間で従来比約50%短縮するという大幅な生産性向上を達成した。

5.3. 中性点直接配線

従来は、Fig. 13に示す様に別部品である中性点バスリングを使用し結線を行っていた。これに対し、専用バスリングを使用せずに巻き線で中性点を形成する構成にした。具体的には、分割ティースに突極集中巻きを行う工程で、中性点側の巻き線を隣り合う相の中性点までの距離と同じ長さ確保しておき、バスリングとのフェーシング結線時に中性点側も同時に隣りの相の中性点とフェーシング結線する。これにより、中性点バスリング廃止と構造の簡素化及び軽量化が図れた。

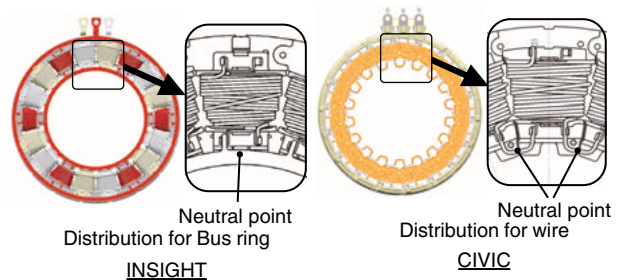


Fig. 13 Neutral point construction

6. 新機能

CIVIC Hybridでは、モータアシスト機能を搭載している価値を生かし、なめらかな走りの実現も目標の一つであった。以下、そのなめらかさ実現のため新しく適用した機能について説明する。

6.1. モータ制御による減速時振動低減

なめらかな走りの実現のため、INSIGHTでアイドル時に適用した振動低減技術である制振制御を減速時にも拡大適用した。具体的な振動低減手法としては、IMAシステムの特徴であるクランク軸に直結しているモータを利用し、減速時に発生するエンジントルクの逆位相のトルクをモータに発生させる事で振動低減を行う。この際、エンジン回転数と負荷から発生させるトルク量を決め、またクランク位置

信号を基準にエンジン回転数と負荷からトルク位相を決定する。本制御を行った場合の効果を Table 1 と Fig. 14 に示す。

Table 1 Effect of damping control

Measuring point	Effect
Floor vibration	-6dB
Engine vibration	-4dB

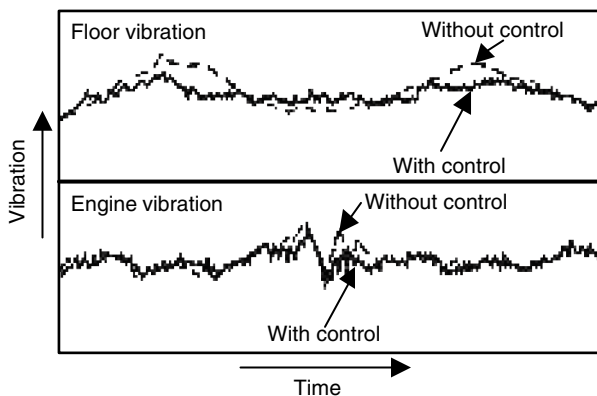


Fig. 14 Vibration in deceleration

6.2. モータ制御による車体ギクシャク感の低減

更に新しい機能として、マニュアルトランスミッション車において低速ギヤで走行中、スロットル操作による車体のギクシャク感をモータを用いる事で低減を図った。

具体的な振動低減手法としては、制振制御と同様クランク軸に直結しているモータを利用し、スロットル開度の変化により発生する車体前後振動に応じて、モータのトルクを適切なタイミングで付加する事でギクシャク感を抑制した。この際、スロットル変化の方向からアシスト又は回生であるかを決定し、エンジン回転数の変動量から付加するトルク量とタイミングを決定した。本制御を行った場合の効果を Fig. 15 に示す。

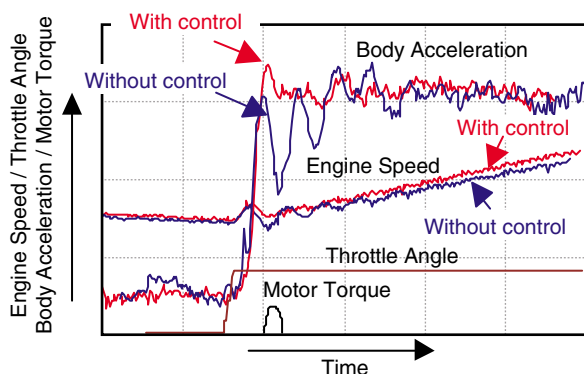


Fig. 15 Effect of Smoothing control

7. まとめ

CIVIC Hybrid用モータとしての目標性能を達成するために、トルク定数の増加と各部の損失低減を図った。具体的には、部品の機能統合による軸方向スペース確保によりステータ積厚を増加し、また新たな巻き線方法の採用により巻き線径とティース幅の拡大を行った。その結果、商品性向上のための新しい機能を発揮しつつ、モータ幅を維持したままモータ回生トルク約30%向上と、実用域でのモータ平均効率約3%向上を実現した。

参考文献

- (1) 福尾幸一, 藤村 章, 斉藤政昭, 角田和彦, 瀧口士郎: 超低燃費ハイブリッドカー「インサイト」の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.2, p.1-8 (1999)
- (2) 脇坂岳顕, 久保田猛, 開道力: 電磁鋼板の最適選定による回転機鉄損の低減, 電気学会 回転機研究会, 99年 126 番

■ 著 者 ■



小川 博久



福田 健児

CIVIC Hybrid 用高出力エネルギーストレージの開発

Development of High Power Energy Storage for the CIVIC Hybrid

大 園 一 也*
Kazuya OHZONO

茅 野 守 男*
Morio KAYANO

要 旨

車両重量の大きな車の限られたスペースにハイブリッドシステムを搭載するにあたり、従来のニッケル水素化物電池に対して出力密度の向上を試みた。極板の12%延長、負極集電体のタブ廃止、および極板と集電体との溶接点数増加により、内部抵抗を19%低減した。これにより回生時の出力密度が27%向上し、搭載エネルギーストレージの体積を増加させることなく回生エネルギーの増加に対応することができた。

ABSTRACT

An attempt was made to improve the power density of a conventional nickel metal-hydride battery for installation of a hybrid system in the limited space available in a heavier vehicle. The plates were extended by 12%, the negative collector tab was eliminated, and the number of welds joining plate and collector was increased. These measures reduced the internal resistance by 19%. As a result, the power density during regeneration improved by 27%, making it possible to deal with increased regeneration energy without increasing the cubic volume of energy storage installed.

1. まえがき

今日、地球温暖化など環境への関心の高まりもあり、二酸化炭素をはじめとした排出ガスの低減が自動車に求められている。この課題に対応するためホンダでは VTEC (Valuable Valve Timing and Lift Electrical Control)⁽¹⁾を中心としたガソリンエンジンの改良に加え、更なる可能性をもつハイブリッドの開発を行い、独自の技術である IMA (Integrated Motor Assist) システム⁽²⁾を完成し、1999 年に INSIGHT に搭載し市販した。

今回、ハイブリッド車の普及拡大のため、量販車をベースに大幅に車体を変えることなく IMA システムを搭載することを基本コンセプトに CIVIC Hybrid の開発を行った。INSIGHT に比較して車両重量が増加したことおよび気筒休止システム⁽³⁾の追加により、エネルギーストレージへの入出力電力は増加し更なる性能向上が求められた。

本論文では、CIVIC Hybrid 用に新たに開発されたエネルギーストレージ(以下、D2と呼ぶ)の開発のねらいと得られた性能について説明する。

2. 開発のねらい

D2の開発に際しては INSIGHT のエネルギーストレージ(以下、D1 と呼ぶ)と同様ニッケル水素化物電池(以下 Ni-MH)を用いた。その理由として Table 1 に示すように Ni-MH は従来車両用に使用されている鉛電池に比較して、単位重量あたりの出力密度が高く⁽⁴⁾、またその他にもエネルギー密度が高い、寿命が長いなどの特徴があることがあげられる。

Table 1 Constitution and power density of secondary batteries

	Positive electrode	Negative electrode	Electrolyte	Power density
Ni-MH	NiOOH	MH	KOH	Over 500W/kg
Li-ion	LiMnO ₄	C	Organic electrolyte	Over 1 000W/kg
Ni-Cd	NiOOH	Cd	KOH	170W/kg
Pb-acid	PbO ₂	Pb	H ₂ SO ₄	300W/kg

*栃木研究所

CIVIC Hybrid では車重増加と気筒休止システムにより、特に回生時の電力増加が顕著でエネルギーストレージの入力は Fig. 1 に示すように約 80%も INSIGHT から増加している。D1 を CIVIC Hybrid に用いると、増加した回生エネルギーをすべて吸収しきれない可能性があり IMA の燃費向上の効果を減少させることになる。

対応手段としては、

①バッテリー搭載数を増やす。

②バッテリーの単セルの最大充電電力を向上させる。

の二つがあるが、①を選択した場合、搭載セル数の増加により重量増加、搭載体積の増加につながり基本コンセプトに合致しなくなる。また電圧が上昇し IMA システムに含まれるその他のコンポーネントの設定電圧を変更する必要も発生することから②の対応をとることとした。

具体的な最大充電電力の目標は、車重増加と気筒休止による回生電力増加のシミュレーションを行い 27%とした。

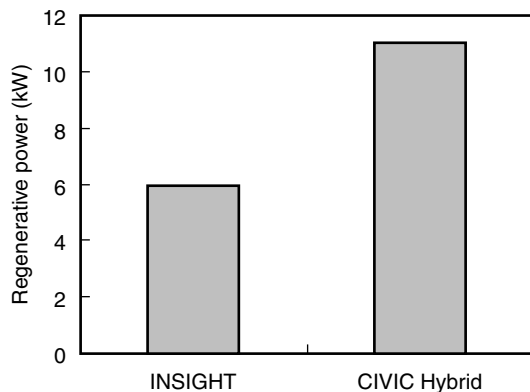
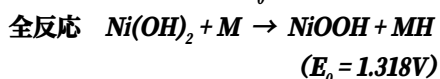
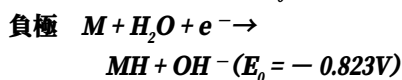
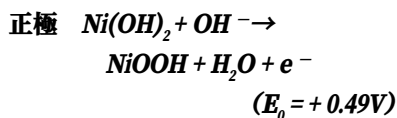


Fig. 1 Regenerative power

3. バッテリーについて

Ni-MH の負極は水素吸蔵合金 (Metal-Hydride) で、バッテリーの充放電に際し水素を吸収、放出している。水素吸蔵合金としては大まかに希土類系の LaNi_5 をベースとしたものとラーベス系の $\text{TiMn}_{1.5}$ や ZrMn_2 をベースとしたものがあるが、現在は寿命の観点から希土類系のものが主流で IMA 用の Ni-MH にも希土類系のものが使用されている。

Ni-MH の充電時の反応は以下で表される。



E_0 : 平衡電位

このように Ni-MH は充放電の際の反応に水が直接関与しないため電解液の消費が抑えられ鉛電池やニッケルカドミウム電池にくらべ長寿命となる。また Li-ion 電池と異なり、電解液に有機溶媒を使用しないため極端に過充電や過放電したときでも自己発火せず安全上優位である。

4. 出力の向上

4.1. 出力低下の要因

バッテリーが充放電されるときは電極が平衡状態から過渡状態へ移っているためセルの電圧は平衡状態の電圧と異なる。この現象を分極といい、ある電流を流したときに現れる分極の大きさを過電圧という。過電圧の主なものとしては電極反応に関与する物質 (Ni-MH の場合は水素イオン) が電極表面の電気二重層 (Fig. 2 参照) と呼ばれる溶媒の吸着層を横切って電極まで移動するのに必要な過電圧で活性化過電圧と呼ばれるものと、電極の表面近傍の反応で生じる濃度勾配により発生する濃度過電圧の二つがある。

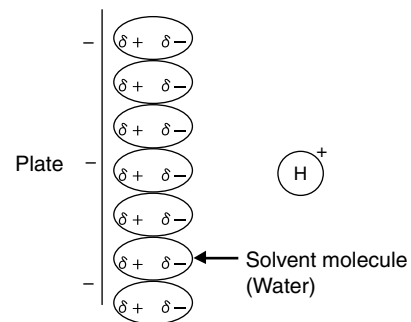


Fig. 2 Electrical double layer

これらの過電圧と充放電している時のセルの電圧 (セル開回路電圧) E との関係は

$$E = E_0 - [(\eta_{ct})_a + (\eta_c)_a] - [(\eta_{ct})_c + (\eta_c)_c] - I \cdot R_i \quad (1)$$

E_0 : セル開回路電圧

η_{ct} : 活性化過電圧

η_c : 濃度過電圧

a : 負極 (アノード)

c : 正極 (カソード)

I : セル負荷電流

R_i : セル内部抵抗

と表せる。この中で η_{ct} と η_c を合わせた過電圧 η は通常の電池系の場合、Butler-Volmer の式として知られる以下の式から求められる。

$$i = i_0 \left[-\exp(-a \cdot n \cdot F / (R \cdot T) \cdot \eta) + \exp((1-a)n \cdot F / (R \cdot T) \cdot \eta) \right]$$

R : 気体定数
 T : 絶対温度
 n : 電極反応に関与する電子数
 α : 移動係数
 F : ファラデー定数
 i_0 : 交換電流密度
 i : 電流密度

過電圧が小さい場合は上記の指数項を展開して三項目以降が無視できるため、その二項までをとると、

$$\eta = R \cdot T / (i_0 \cdot F) \cdot i \quad (2)$$

となり、式(1)は以下の様に簡易化される。

$$E = E_0 - (R_\eta + R_i) \cdot I \quad (3)$$

この R_η は分極抵抗といい以下の式で表される。

$$R_\eta = R \cdot T / (i_0 \cdot F \cdot A) \quad (4)$$

A : 電極面積

実際 IMA で使用している Ni-MH の場合、式(3)で表されるように使用範囲内の電流に対して電圧は直線的に変化することが確認されている。その例を Fig. 3, Fig. 4 に示す。

ある電流を流したときのセル電圧が式(3)で求められることからそのときの出力 P は

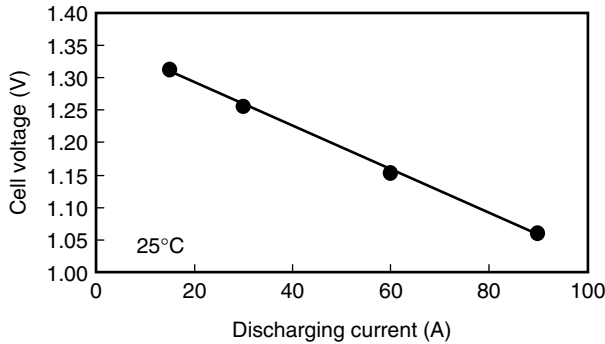


Fig. 3 Cell voltage and discharging current

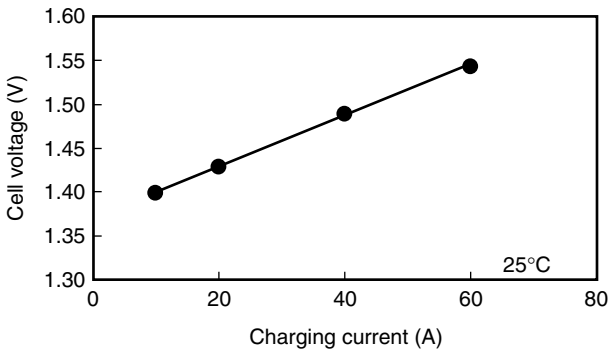


Fig. 4 Cell voltage and charging current

$$P = E \cdot I = E_0 \cdot I - R_T \cdot I \cdot I \quad (5)$$

$$R_T : R_\eta + R_i$$

と表せる。以上より電池の直流抵抗成分である R_η と R_i を低下させることで電池の出力を向上できることがわかる。

4.2. 電池の出力計算方法

ある電力を充電または放電しているときの P , E , I の関係は式(5)で示される。これを式(3)を用いて P と E で整理すると、

$$P = E \cdot I = E \cdot (E_0 - E) / R_T \quad (6)$$

となる。この P と E の関係を模式図で示すと Fig. 5 のようになる。ただしこの関係は過電圧が小さく、式(2)が当てはまる範囲内でのみ成立する。

また、Ni-MHを使用する場合、過充電したり、過放電すると、水の分解反応や添加剤の反応などの副反応が起きて Ni-MH の劣化につながることから、過充電防止のための上限電圧 E_U と過放電防止のための下限電圧 E_L を設定している。この設定値は通常、式(2)が成立する過電圧の範囲内で設定するので式(6)が適用できる。

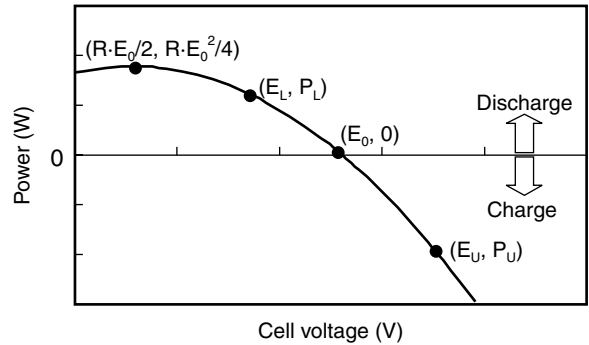


Fig. 5 Change of the electric power by cell voltage

このように上下限電圧を設定すると放電電力と充電電力の絶対値の最大は Fig. 5 からあきらかなようにそれぞれ E_L の時の値 P_L 、 E_U の時の値 $|P_U|$ となる。充電を例にとり P_U を R_T の関数として表すと、

$$E_U = E_0 - R_T \cdot I_U \quad (7)$$

$I_U : E_U$ となる時の電流

$$\therefore I_U = (E_0 - E_U) / R_T \quad (8)$$

$$|P_U| = |E_U \cdot I_U| = |E_U \cdot (E_0 - E_U) / R_T| \quad (9)$$

となり最大充電電力は式(9)で求められる。 P_U を 27% 向上させることに必要な R_T の低減目標を求めるため、 E_U は副反応抑制の上限電圧、 E_0 は電池の系固有の値であるので固定値とし式(9)から R_T の低減率に対する $|P_U|$ の変化率を求めた。ここで D1 の R_T , P_U をそれぞれ R_{T0} , P_{U0} と

し、D2 の R_T , P_U をそれぞれ R_{T1} , P_{U1} とすると、 R_{T1}/R_{T0} と $|P_{U1}/P_{U0}|$ の関係は Fig. 6 で示すようになる。

以上により最大充電電力を27%向上させるために R_{T1} の低減目標を19%以上とした。

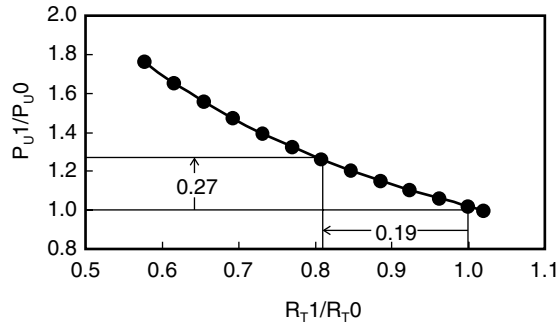


Fig. 6 Relation of regenerative electric power and cell resistance

4.3. R_{T1} 低減の具体的な手法

R_{T1} を構成する要素としては先に述べたようにセル内部抵抗 R_i と過電圧による分極抵抗 R_η の2つがある。 R_i はセル内の導電部を電流が流れる場合の抵抗で、Fig. 7で示されるように正・負極の極板の導体抵抗と正・負極集電板の導体抵抗、およびその接続抵抗などで構成される。一方 R_η は式(4)で示され、変更が可能な要素は交換電流密度 i_0 と電極面積 A の2つである。ところが i_0 は

$$i_0 = n \cdot F \cdot A \cdot k \cdot C_O^{(1-\alpha)} \cdot C_R^{\alpha} \quad (10)$$

k : 速度定数

C_O : 酸化体濃度

C_R : 還元体濃度

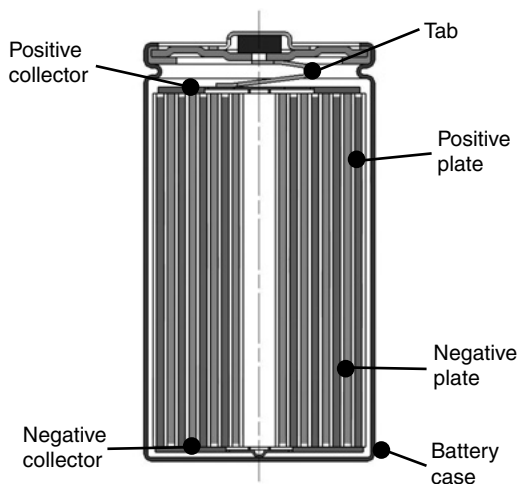


Fig. 7 Structure of cell

と表すことができ、電極面積 A に依存しているため、結局 A の増加が R_η の低下につながる事がわかる。

そこで今回は最大充電電力向上のための手法として

1) R_i の低減

2) 電極面積の拡大

の二つに的を絞り検討することとした。

R_i の低減手法としては通電部の抵抗を低減するために

i) 正・負極集電体の通電抵抗低減

板厚の増加

形状見直し

ii) 正・負極極板の通電抵抗低減

板厚の増加

極板長さの増加

iii) 集電体と極板の接続抵抗低減

溶接接合部のスポット面積増加

溶接点数の増加

iv) タブの通電抵抗低減

板厚の増加

タブ長さの増加

があげられるが、iv)のタブ通電抵抗の低減については寄与が少ないことが分かっているので i) ~ iii)の項目について検討した。

まず i)の正・負極集電体の通電抵抗低減については iii)の集電体と極板の接続抵抗低減もかねて形状を変更した。集電体の板厚増加については、正極集電体と電槽間のすきまが不足することから、正負極間のショートの恐れが出てくるため見送っている。

形状変更の内容を Fig. 8 に示す。

変更点のポイントとしては正・負極集電体のスリットを長くすることでそれぞれ溶接点数を27%, 55%増加させ極板と集電体の接触面積を増加したこと、負極集電体のタブの廃止により電流の回り込みをなくして電流密度の低下を

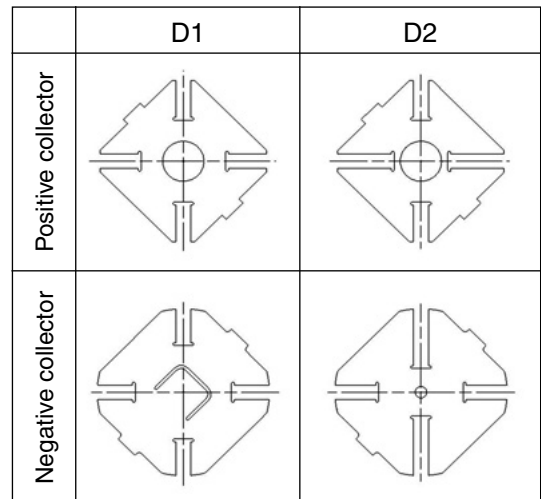


Fig. 8 Form of collector

図ったことがあげられる。以上によりセルの内部抵抗を14%低減することができた。

次にii)の極板の通電抵抗低減であるが、板厚を増加すると反応物質である水酸化ニッケルや水素吸蔵合金のための容積が著しく減少してしまい、容量低下につながる。一方、極板長さ変更は、②の電極面積の向上にもつながり、 R_{η} の低減にもなることから極板長さの延長を検討した。

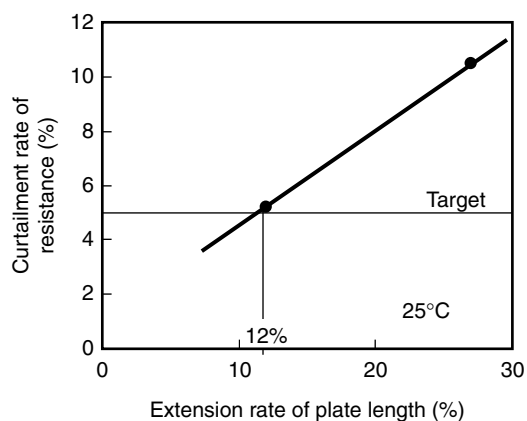


Fig. 9 Effect of plate length on resistance

Fig. 9 に極板延長による抵抗低減の効果を示す。最終的な抵抗の低減目標19%に対し、集電体の形状変更によりすでに14%の抵抗低減ができているため、極板延長による抵抗低減の目標は残りの5%である。この目標を達成するために Fig. 9 から極板の延長を12%とした。

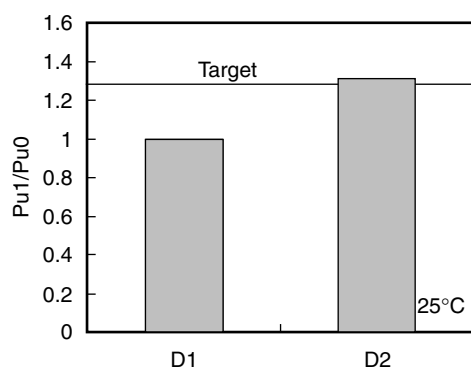


Fig. 10 Ratio of charging power

4.4. 対策の効果

以上の対策による効果を Fig. 10 に示す。

ねらい通り内部抵抗が19%低減できたことから最大充電電力は27%の向上させることができ、目標を満足できた。

また放電出力についても抵抗が低減できたことから Fig. 11 に示すように約10%の向上がみられた。

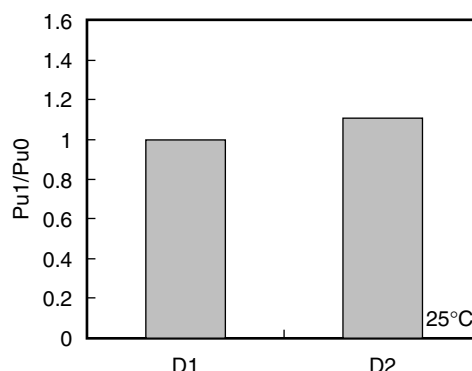


Fig. 11 Rate of discharging power

4.5. 温度の影響

以上バッテリーの出力を向上させるための考え方とその対応および効果について述べた。これらの方法はセル内部抵抗の出力に対する影響が大きい常温付近では有効な手段だが、温度が低下すると式(11)で示されるように交換電流密度の速度定数が指数関数的に低下する。

$$k = C_o^a / C_R^a \cdot k_f^0 \cdot \exp((-anFE_e)/(R \cdot T)) \quad (11)$$

k_f^0 : 標準速度定数

E_e : 平衡電位

それに伴い式(4)および式(10)から分かるように分極抵抗が大幅に上昇して R_T 中の大部分を占めるようになり出力低下の支配的な要因となる。このため低温では極板長さ延長、溶接点数増加、集電体形状変更の抵抗低減効果が相対的に低下しその結果として-25°Cでは Fig. 12 に示すように最大充電電力の向上効果がほとんどみられなくなる。

このように今回の手法は低温での出力の向上には効果が少ないため、従来と同様に温度制御用のファンを用いてバッテリーを加熱することで出力を回復させている。低温の出力を向上させるためには速度定数の低下を補えるレベルまで電極面積を増加させることが必要であり、その手法としては

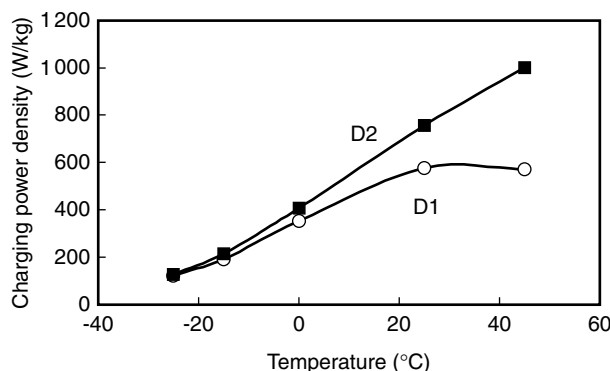


Fig. 12 Characteristic of charging power density by temperature

- a. 電極をシタ式から発泡ニッケルに変更する。
- b. 水素吸蔵合金の粒径を小さくするか表面を荒らす。
などが考えられる。

5. まとめ

CIVIC Hybrid の IMA システム用に、負極集電体タブ廃止による電流密度低下、極板長さの 12%延長、および正・負極極板とそれぞれの集電体との溶接点数増加により抵抗を 19%低減し回生時の最大充電電力を 27%向上したバッテリーを開発した。

同時に本研究を通じて以下の知見が得られた。

- (1) セル内部抵抗の低減は常温の最大充電電力向上に効果が大きい。
- (2) しかし低温では分極抵抗の増大による上限電力の低下が支配的となることから効果が少なくなる。

参考文献

- (1) 大浦秀二, 三浦啓二: 可変機構を用いたガソリンエンジンの高効率化について, 自動車技術, Vol.45, No.8, p.93-98 (1991)
- (2) 落合志信, 内堀憲治, 原一広, 鶴見隆史, 鈴木実: ハイブリッドカー「インサイト」用モータアシストシステムの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.1, p.7-14 (2000)
- (3) 松木正人, 若城輝男, 神山敏宏, 佐藤利行, 賀来嘉昭, 神田正浩: ハイブリッドカー「Civic Hybrid」用パワートレインの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.39-48 (2002)
- (4) 電池応用製品開発動向, 電池と構成材料の市場 1999, ~一次電池, 二次電池, 燃料電池, 太陽電池, キャパシタおよび電池構成材料の市場動向~, 東京, 株式会社シーエムシー, 1999, p.180

■ 著 者 ■



大園 一也



茅野 守男

3L クラス新型マニュアルトランスミッションの開発

Development of New Manual Transmission for 3-Liter Class Vehicle

藤 本 真 二*
Shinji FUJIMOTO
小 林 省 吾*
Shogo KOBAYASHI

有 働 秀 男*
Hideo UDOU
岡 崎 功 二*
Kouji OKAZAKI

北 島 恭 司*
Kyouji KITAJIMA

要 旨

当社のマニュアルトランスミッションとしては最上級の、エンジン排気量 3L クラスに対応する新型 6 速マニュアルトランスミッションを開発した。このトランスミッションは、多機種への搭載を可能とするため、幅広いギヤレシオの設定を可能とし、高トルクに対応しながら 2L クラスと同等の全長を実現させた。また、高出力に対応するため、CAE 解析を用いギヤ剛性の向上を行なった。ケース内面の平滑化及びオイルポンプによる強制潤滑構造により、オイルかくはん抵抗を低減させ高車速時の油温上昇を抑制した。更に各部品の軽量化を行ない、3L クラスでありながら 2L クラスと同等の重量を達成した。また、上級車としての高品位を実現するため、リバースに常時噛み合い構造やデュアルマスフライホイールを採用した。

ABSTRACT

New 6-speed transmission for 3-liter class engines has been developed as Honda's top-of-the-line manual transmission. To be mounted on different models, this transmission was given the capability to employ a wide range of gear ratios and to handle high torque while keeping its total length equal to transmissions for 2-liter class. Computer aided engineering (CAE) analysis was used to improve the gear stiffness in order to cope with higher power outputs. The inside surface of the case was made smooth and a force feed lubrication system driven by an oil pump has been used to reduce oil agitation loss in order to curb rise in oil temperature at high travel speed. Much emphasis was put on reducing the weights of each component, which resulted in a 3-liter class transmission with the weight equal to 2-liter class. In order to realize the level of quality appropriate for our top-of-the-line vehicles, the transmission has been equipped with a constant-mesh reverse gear and a dual mass flywheel.

1. 開発のコンセプト

近年、北米地域においてエンジン排気量 3L クラスのマニュアルトランスミッションの需要が増加してきた。今回当社では、目標を以下のように定め新型 6 速マニュアルトランスミッション(以下、6MT と記す)を開発した。

- (1) 多機種への適合性
- (2) 高出力と高トルクへの対応
- (3) 3L クラスでありながら 2L クラスと同等の重量の実現
- (4) 上級車にふさわしい高品位の実現

これらを達成させた主要技術について紹介する。

2. 基本構造

ギヤトレインは、平行 2 軸タイプで 1st から 6th とリバー

スまでを常時噛み合い式シンクロメッシュ構造とした。また、ケースはクラッチケースとトランスミッションケースの 2 ピース構造とした。今回開発した 6MT の主要諸元を Table 1 に、縦断面図を Fig. 1 に示す。

3. 多機種適合性

3.1. チェンジコントロール系

チェンジコントロール系は、ケーブルコントロール形式を採用した。またその配置は、スタータ配置及びワイヤの配策など、周辺レイアウトとの自由度やエンジン及び車体への搭載性が良いトランスミッション上方とした。更に、ワイヤ配策を容易にするため、シフト及びセレクトケーブルがほぼ平行で取出しが可能な構造とした。Fig. 2 にチェンジコントロール系のレイアウトを示す。

Table 1 Specification of transmission

Transmission type		Manual 6-speed
Maximum speed (rpm)		7 000
Transmissible torque (Nm)		317 over
Gear ratio	1st	3.933
	2nd	2.478
	3rd	1.700
	4th	1.250
	5th	0.975
	6th	0.770
	Reverse	4.008
Final		3.285
Weight; Wet (kg)		67

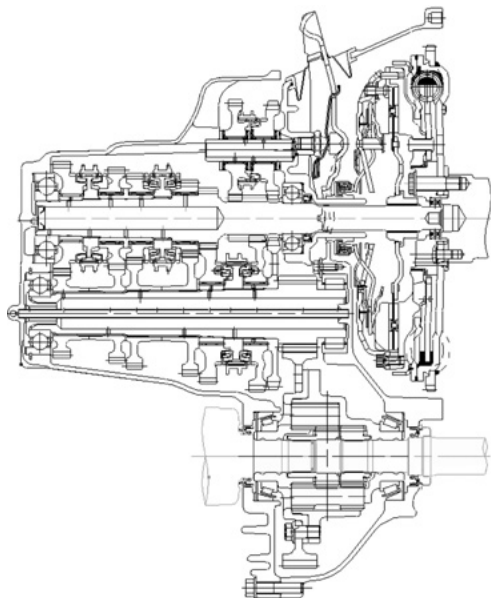


Fig. 1 Main section of transmission

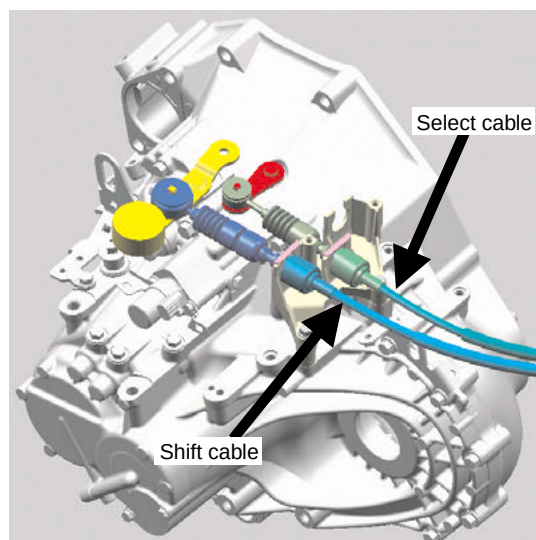


Fig. 2 Change cable layout

3.2. ギヤトレイン

メインシャフトとカウンタシャフトの軸間距離を広げて、スポーティ系のクロスレシオからセダン系のオープンレシオまで、設定自由度を拡大した。ファイナルギヤレシオは、セダン系からSUVまでの幅広いギヤレシオ設定を可能とした。しかし、従来技術でこれらに対応すると、大きく重くなるという課題が発生するため、3.3. や4章及び5章のような技術を用いて対応し、目標を達成した。

3.3. 全長の短縮

全長の短縮は、以下のような技術を用い、3Lクラスでありながら 2L クラスと同等の全長を達成した。Fig. 3 にエンジントルクに対する全長を示す。

3.3.1. クラッチギヤ部潜り込み構造

Fig. 4 に示すように、カウンタ 1st ギヤは、最適なシンクロナイズ容量を確保しながら、従来ギヤ端面に成形していたクラッチギヤを、ギヤの内側に潜り込ませることで、ギヤ幅を低減させた。その結果、全長が7mm 短縮された。

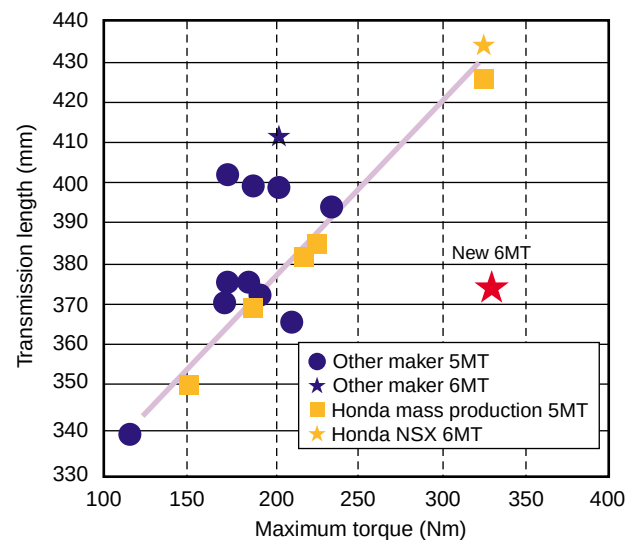


Fig. 3 Comparison of transmission length

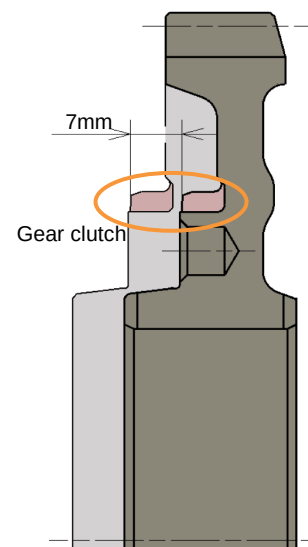


Fig. 4 Counter 1st gear

3.3.2. クラッチ自動摩耗調整構造

クラッチは、自動摩耗調整機構(Self Adjusting Clutch;以下 SAC と記す)を採用し、摩耗時にリリースベアリングが後退しない構造とした。その結果、全長が9 mm 短縮された(Fig. 5)。

3.3.3. ギヤ幅短縮

1st 及び 2nd ギヤは、衝撃荷重の入力による歯元応力の低減とギヤ音に寄与の大きいギヤ噛み合い率確保という課題を両立させる必要がある。

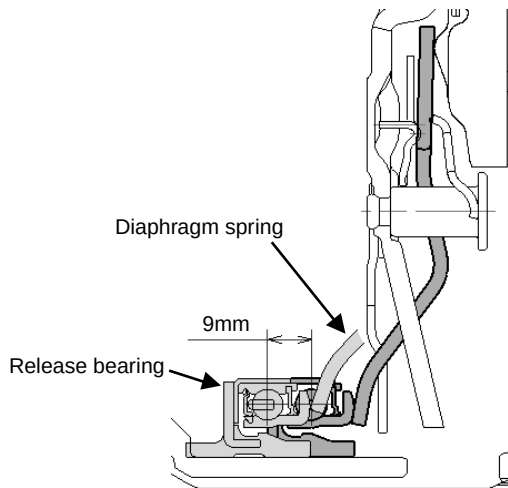


Fig. 5 Clutch

本 6MT においては、コンパクト化、コストとウェイト等を考慮し、小モジュール化で噛み合い率を確保しながら、高強度ギヤ材とショットピーニング処理で衝撃荷重による高応力の対応を図ることで、ギヤ幅の短縮を行なった。

4. 高出力及び高トルク対応技術

4.1. ケース剛性の適正化

ケースは、最適な剛性確保とオイルによるかくはん抵抗の低減をコンセプトに開発を行なった。

従来、高応力が発生するデファレンシャル周りのケース形状は、ケースの内外にリブを設けることで、剛性の確保を行っていた。また、デファレンシャルは、トランスミッション下方の半油中に配置されるため、ケース内側のデファレンシャル部のリブと、ファイナルドリブンギヤやデファレンシャルの間で、かくはんによる抵抗が発生し、高車速域での油温上昇の大きな要因となっていた。このことに着目して、Fig. 6に示すようにケース内側のデファレンシャル部リブの形状を平滑化し、ケース外側にリブを追加することで、ケースとして必要な剛性を確保した。また、補強も兼ねたケース内側のリブでオイル室を形成し、ギヤによるオイルのかくはん抵抗も低減させた。

ケース内側のデファレンシャル部リブ形状の平滑化に伴うケース形状は、CAE解析により設計した。解析に際しては、クラッチケースとトランスミッションケースの 3D モ

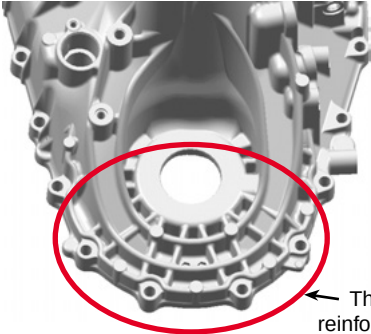
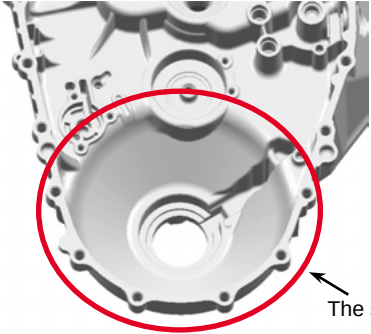
Newly developed model		
Current mass production model		
	Outside view of transmission case	Inside view of clutch case

Fig. 6 Comparison roughness of differential

デルを簡易モデルのボルトで締結し、ケース全体でCAE解析を行ない、応力及び剛性が最適な形状に設計した。この結果、3Lクラスでありながら2Lクラスのケースと同等の重量を実現した。Fig. 7 に解析結果を、Fig. 8 にケースウェイトとエンジントルクの関係を示す。

4.2. ケース合わせ面部面圧

クラッチケースとトランスミッションケースの合わせ面部には、大荷重入力に伴う摩擦により摩耗が発生する。この対応として、CAEによる解析でケース合わせ面の面圧分布を均等化し耐久性を向上させた。その結果、シール幅を縮小することが可能となり、4.1. の効果と合わせて軽量のケースとすることができた。

4.3. ギヤ剛性の最適化

ギヤには、ギヤ軸間距離の拡大とエンジンからの入力トルクの増加で、大きなモーメント荷重が発生する。そのため

ギヤ部の剛性が、歯の噛み合い誤差に大きな影響を及ぼし、歯の強度を悪化させる要因となっていた。ギヤ部形状をCAE解析により、歯の噛み合い誤差と重量を考慮し最適化を図った。Fig. 9 に歯面面圧解析結果とカウンタ 2nd ギヤでの対応前後の形状を示す。形状変更により歯面部の噛み合い誤差が減少し、歯面面圧が6.6%低減され耐久性が向上した。

4.4. 潤滑構造

潤滑は、適正なオイル配分と効果的な給油のため、セミドライサンプ構造(ギヤのかくはんによる飛沫潤滑とオイルポンプを使用した強制潤滑の併用)を採用した。Fig. 10 に潤滑構造を示す。

4.1. のケース剛性の適正化で述べたように、ケース内側のリブでオイル室を形成し、この部分にオイルポンプのサクションを設けることで、高車速域における、ギヤのかくはんによる発熱とエアレーションの防止を行なった。

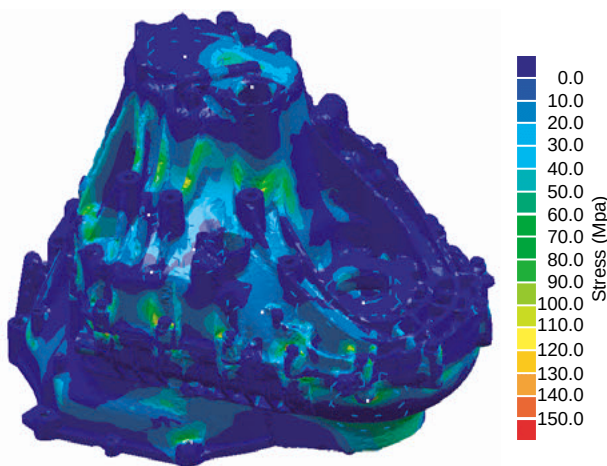


Fig. 7 Transmission case load analysis

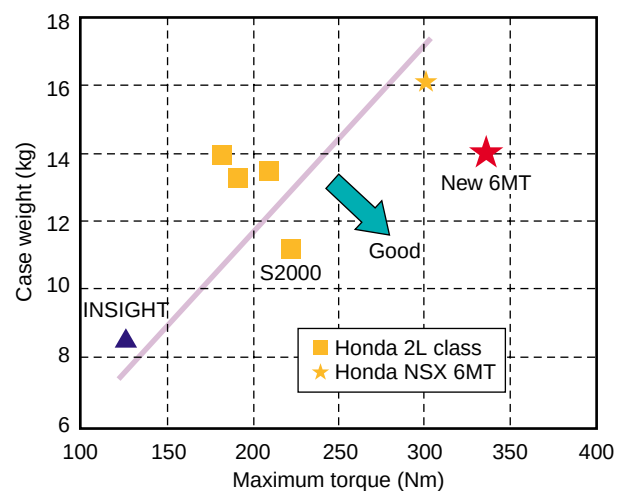


Fig. 8 Comparison of transmission case weight

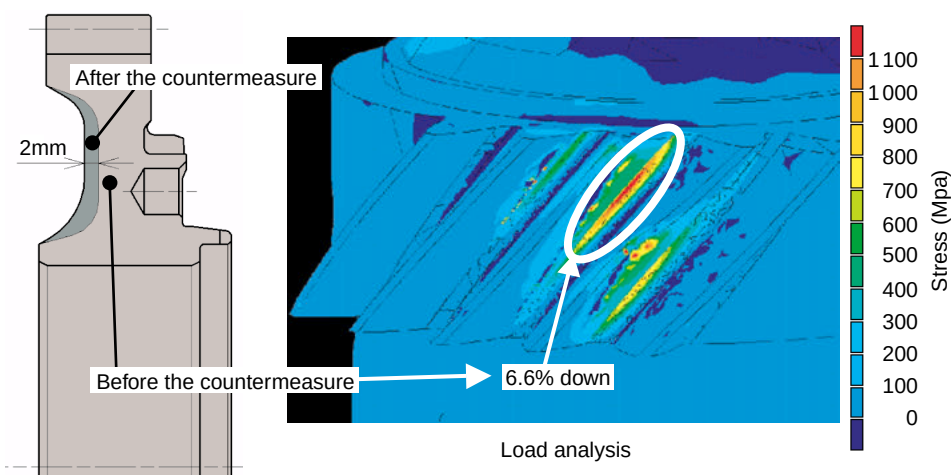


Fig. 9 Counter 2nd gear

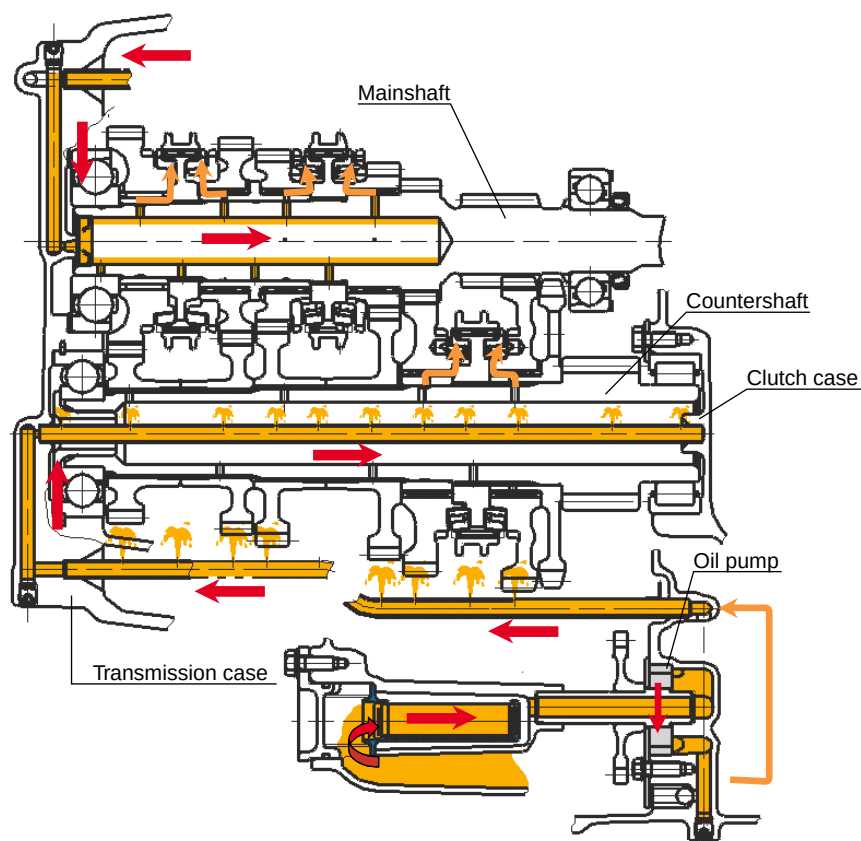


Fig. 10 Oil lubrication structure

また、従来のカウンタシャフトの潤滑構造は、トランスミッションケース端面側から給油するため、高車速時に遠心力の影響で、トランスミッションケース側は、潤滑油量が多く、先端のクラッチケース側は、十分な潤滑油量の確保が難しかった。この対応として、カウンタシャフト軸内に給油用のパイプを設け、パイプの横穴から必要な部位に適正な潤滑油量の配分ができる構造とした。

高車速域での油温の比較を Fig. 11 に示す。上記の技術を適用することにより、従来の油温に対し約15℃低下できた。

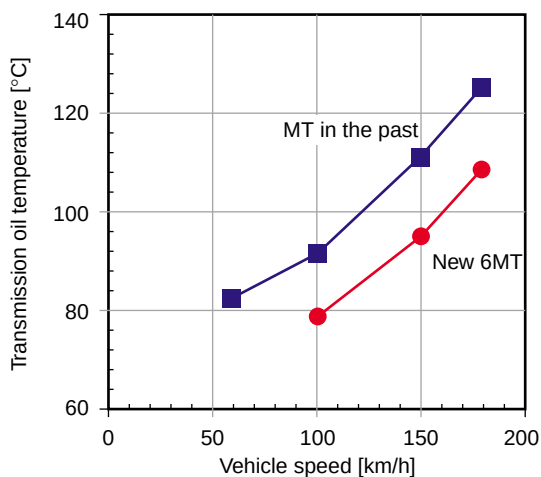


Fig. 11 Comparison of transmission oil temperature

5. 軽量化技術

3.3.で述べた全長短縮等による骨格部分の軽量化と共に、各部品においても軽量化を図っている。その主要例を紹介する。

5.1. カウンタリバースギヤ軽量化

ギヤフランジ部の肉厚は、鍛造の製造限界寸法で決定し、更に熱間鍛造で、フランジ部に穴抜きを行ない、必要な剛性を確保しながら軽量化を図った (Fig. 12)。



Fig. 12 Counter reverse gear

5.2. カウンタシャフト中空化

カウンタシャフトは、軸外径を大きくすることで、シャフトの曲げ剛性を確保し、軽量化のため、潤滑油路を兼ねたシャフトセンタ穴径の内径を大径化することで、軽量化を図った。

5.3. 中空シャフトプレスシフトフォーク

シフトフォークは、プレスフォークを採用し、CAE解析により発生応力を均一化、シフトフォーク左右の剛性バランスの最適化を図りながら軽量コンパクトに仕上げた。また、溶接されるシャフトには中空シャフトを使用し軽量化を図った。

以上のような技術と骨格部分の軽量化を合わせ、3Lクラスでありながら2Lクラスと同等の重量を達成した。Fig. 13にエンジントルクに対するトランスミッション重量を示す。

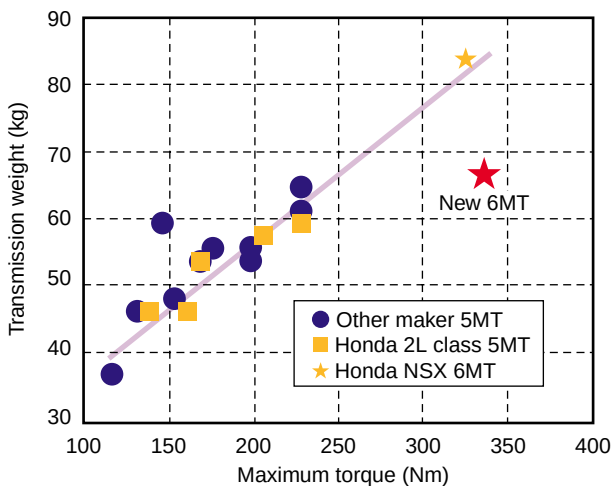


Fig. 13 Comparison of transmission weight

6. 高品位化技術

6.1. シフトフィーリング

上級車として重要な要素である、シフトフィーリングは、高品位で軽快なシフトフィーリングを目標に開発を行なった。

軽快なシフトフィーリングを実現するため、ショートストローク化とシフト荷重の低減の両立を図った。1stから4thは、マルチコーンシンクロナイザとし、5thと6thは、高摩擦係数のシンクロナイザを採用した。また、2ndには、当社最大サイズのトリプルコーンシンクロナイザを開発し高容量化を図った。また、デュアルマスフライホイール(以下、DMFWと記す)の採用により、フリクションディスク上のトーションスプリング機構を無くすことで、同期側の慣性モーメントを20%低減できた。

しかしながら、シンクロナイザ容量(同期トルク)の増加は、同期時に発生する被同期側のねじれを増加させ、同期終了後にこのねじれが開放され、回転差を発生させる。この状態でシンクロナイザスリーブが進行すると、クラッチギヤとの噛み込み時に、回転差によりシンクロナイザスリーブがはじかれる際に発生する振動がシフトノブに伝達されフィーリング悪化の要因となっていた⁽¹⁾。

この課題を解決するため、シンクロナイザスプリングと接触するシンクロナイザスリーブ小径部の形状を見直し、同期終了後もシンクロナイザスプリングでわずかながら同期トルクを発生させ、回転差を減少させることで、シフトノブの振動低減を図りシフトフィーリングを向上させた。Fig. 14にシフトノブ荷重比較とFig. 15にシンクロナイザ作動状態を示す。

また、従来の当社トランスミッションでは、アイドルリ

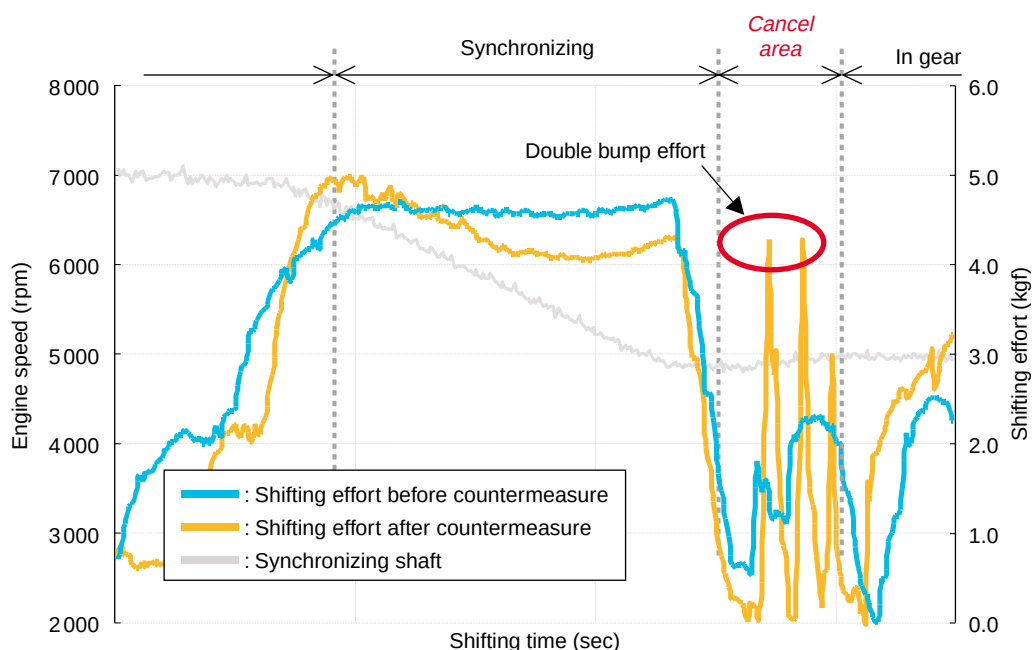


Fig. 14 Time chart of shifting

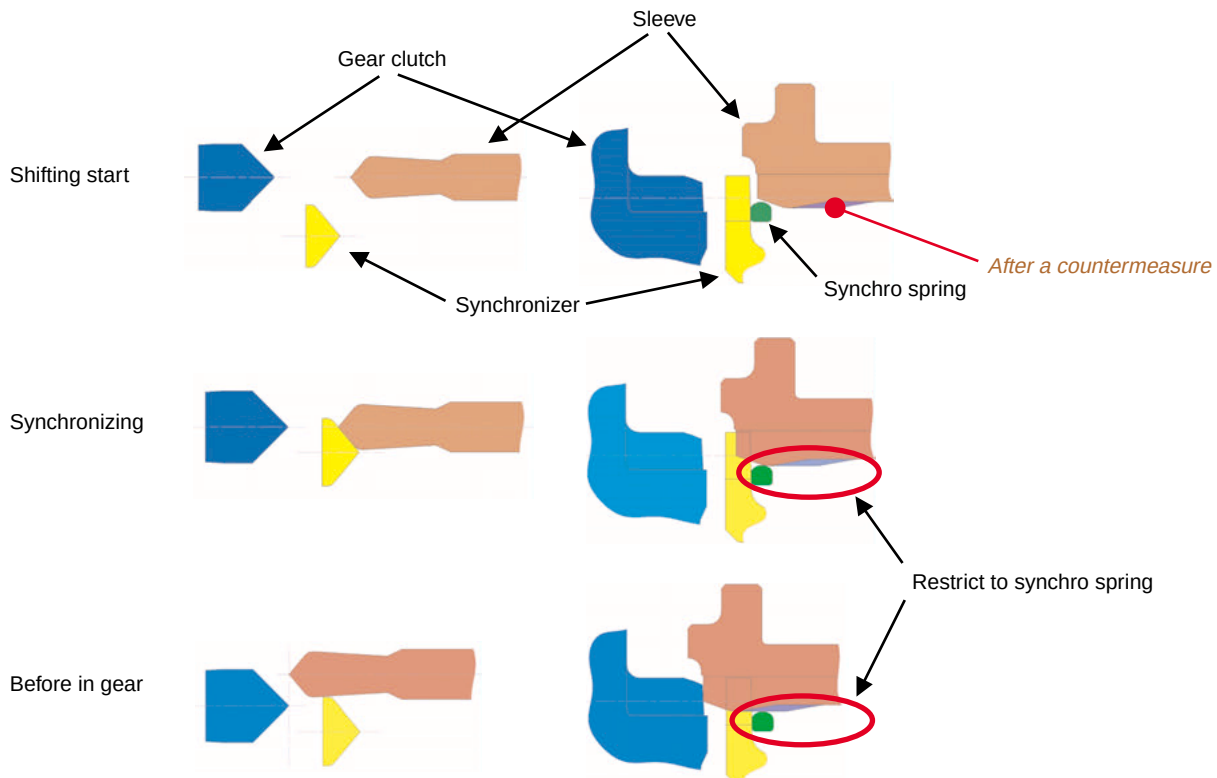


Fig. 15 Comparison of transmission length

グ時の、ギヤの回転変動による歯打ち音対策として、カウンタ Low ギヤとカウンタ 2nd ギヤにフリクションダンパを使用していた。

今回、DMFWの採用により、広角トーション特性の設定が可能となり、低トルク領域のパネ定数を低く設定することで、アイドル時のギヤ回転変動を大幅に低減させた。これにより歯打ち音対応用のフリクションダンパの廃止を行ない、シンクロナイズスリーブが、クラッチギヤチャンファをかき分ける時に発生するフリクションを低減させた。前述のシフトノブの振動低減と合わせてシフトフィーリングを向上させ、高品位化を実現した。

6.2. リバース構造

リバースの構造については、前進段と同じタイプの、常時噛み合い式シンクロメッシュ構造を採用した。尚、常時噛み合い式は、リバース走行時のギヤ音の低減を目的とし、シンクロメッシュ構造は、リバースシフト時の噛み込み性向上及び異音防止を目的とした。

これにより、従来構造の選択摺動式では、95%程度であったリバースシフト時の噛み込み性を、大幅に向上させた。

6.3. クラッチ性能

ギヤの振動と騒音の商品性を、大きく左右するクラッチのねじり特性は、6MT及びリバースの常時噛み合い化によるアイドルギヤ数の増加、及びギヤ軸間距離の拡大に伴うアイドルギヤの回転イナーシャの増加による、ギヤ歯打ち

エネルギーが増加することを考慮し、他社を含めこのクラスで使われているDMFWを採用した。DMFWは、エンジン側とトランスミッション側に大きな2つの質量を設け、その間にばねとヒステリシス要素を構成することで、エンジンから入力される回転変動を減衰し、ギヤの回転変動をおさえ、歯打ち音を低減させた。

また、クラッチにはSACを採用し、3.3.2.で記述した効果の他に、クラッチ踏力変化の軽減を図った。

従来は、クラッチディスクの摩耗により、ダイヤフラムスプリングの使用位置(セット位置)が変化するため、使用につれて大きな荷重変化が発生していた。これに対し、SACを採用することにより、クラッチディスクの摩耗に追従させ、ダイヤフラムスプリングを一定のセット位置で作動させることが可能となり、クラッチの踏力変化を軽減させた。

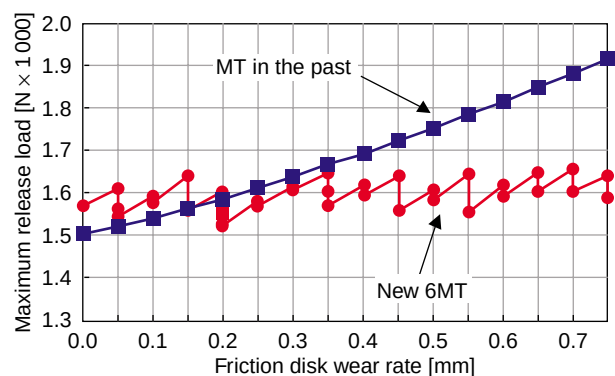


Fig. 16 Comparison of clutch release load

Fig. 16 に、従来構造と SAC のリリース荷重の経時変化を比較した結果を示す。

クラッチディスクには環境対応の新フェーシング材を採用した。

7. まとめ

以上のような技術を用いて、当社の最上級機種用トランスミッションとしての開発目標を、以下の手段で達成した。

- (1) 軸間距離の拡大により幅広いギヤレシオ設定を可能とした。クラッチギヤ部潜り込み構造や、クラッチ自動摩耗調整構造の採用によりコンパクト化を実現した。その結果、高トルクに対応しながら 2L クラスと同等の全長を達成し多機種への搭載を可能とした。
- (2) CAE 解析を行ない、ギヤ剛性を向上させギヤ歯面の耐久性を確保し、ケース剛性を確保しながらケース内面の平滑化を実現した。このケース内面平滑に加えて、強制潤滑構造を採用することによってオイルかくはん抵抗を低減し、高車速時の油温を 15°C 低下させた。その結果、高出力と高トルクへの対応が可能となった。
- (3) 骨格部分の軽量化と、熱間鍛造によるギヤフランジ部の穴抜きやカウンタシャフトセンタ穴の大径化等、各部品ごとの軽量化を行なった。その結果、高容量でありながら軽量を実現した。
- (4) シフトフィーリングの向上や歯打ち音の低減やクラッチの踏力変化の軽減を図り、上級スポーティカーにふさわしい高品位を実現した。

8. おわりに

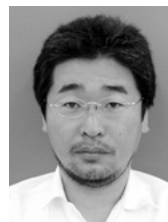
この 6MT は、ACURA 3.2CL TYPE S に搭載され、市場において高い評価を頂いている。また、今後も本 6MT をベースとし、更に軽量化、コンパクト化、コストダウン等の高い要求に応え、多機種への搭載を図って行きたい。

最後に、本 6MT を開発するにあたり多大なるご協力を頂いた社内外の関係者の方々に深く感謝いたします。

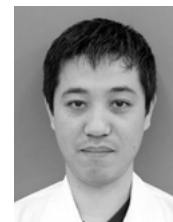
参考文献

- (1) 村井章文ほか：S2000 におけるスポーティチェンジフィーリング，HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.2, p.73-78 (1999)

■ 著 者 ■



藤本 真二



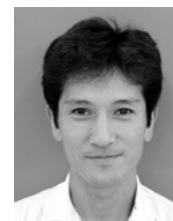
有 働 秀 男



北島 恭 司



小林 省 吾



岡崎 功 二

F-1用電動パワーステアリングの開発

Development of Electric Power Steering System for F-1 Race Car

藤田 英之*
Hideyuki FUJITA
馬場 純**
Jun BABA

堀内 泰*
Yutaka HORIUCHI
酒井 克博*
Katsuhiro SAKAI

窪谷 英樹*
Hideki KUBONoya

要 旨

F-1用電動パワーステアリングを開発し、2000～2001年モデルのF-1車両に搭載した。これは、最大 350N 以上にも及ぶレース中の操舵力を低減することを目的とし、F-1車両に要求されるアシスト性能と、小型、軽量および低消費エネルギーとを両立させた。このために、モータ、そのドライバであるモータコントロールユニット、トルクセンサ、減速機構付きステアリングギアボックス等のハードウェアとその制御システムとを新たに開発した。開発にあたっては、専用の台上試験においてアシスト性能や応答性等の評価、実走データを用いたシミュレーションによる作動耐久性、信頼性評価を行い、最終的に実走テストによって評価を行って搭載仕様を決定した。その結果、目標とするアシスト性能を実現でき、F-1車両に要求される耐久性、信頼性を満足するシステムを開発できた。

ABSTRACT

An electric power steering system for F-1 was developed and fitted in 2000-2001 model F-1 car. The purpose of development was to reduce steering effort, which reaches a maximum of over 350N during a race. The new system achieves the assist performance required for the F-1 car and is compact and lightweight with low energy consumption. To achieve this, the motor, the motor control unit driving the motor, the torque sensor and the steering gear box containing the reduction gear, and the control systems, were all redesigned. During development, assist performance and response were evaluated in bench tests, and stroking durability and reliability were evaluated with simulation using actual car data. Final configuration was determined using track tests. As a result, a system was developed which meets assist performance targets and satisfies the F-1 car durability and reliability requirements.

1. まえがき

近年のF-1車両において操舵力は最大で 350N 以上に及びこれは量産車の5～10倍に相当する。2時間に渡るレース中、ドライバが体力と集中力を持続するには操舵力の軽減が必須であり、現在ではすべてのF-1車両がパワーステアリングシステムを搭載している。他のコンストラクターの場合、約18MPaのトランスミッション制御用の油圧源と共用とし、電子制御式流量調節弁を利用した油圧パワーステアリングシステムが主流であった。

ホンダでは初期仕様検討段階において、油圧パワーステアリングと電動パワーステアリング(EPS)の比較検討を行って、エネルギー消費に優れるEPSを選択した。Fig. 1は油圧パワーステアリングとEPSにおける、実走データによるステアリングトルクから算出したエネルギー消費を示す。

同図から分かるようにサーキット走行において、EPSの平均消費エネルギーが16%向上している。

本稿では、F-1用EPSの概要とその性能について紹介する。

2. レギュレーション

2001年度の国際自動車連盟(FIA)が規定しているF-1車両のステアリングに関するレギュレーションでは、「車両の操舵をするのに必要な身体力を軽減する以外の働きを持つパワーステアリングは使ってはならない。」とされている。すなわち、パワーステアリングの制御によりドライバーの運転技量を支援する目的で車両運動を制御することは禁止されることになる。「制御入力については、操舵トルク、舵角、車速以外の入力を使ってはならない。」とされており、そ

* 栃木研究所

**ホンダレーシングデベロップメント

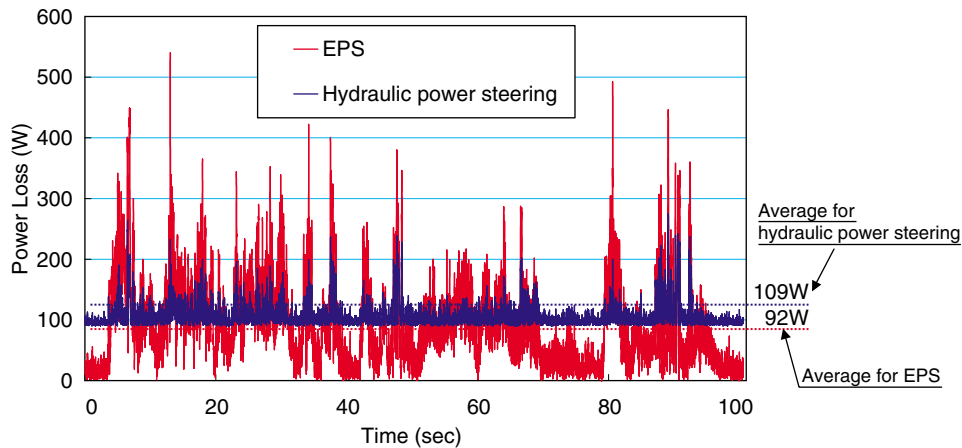


Fig. 1 Estimated power loss in hydraulic power steering and EPS; Suzuka circuit

れら入力信号の微分値や積分値を制御の入力として使用することも禁止されている。また、入力信号を周波数フィルターで処理する場合、そのカットオフ周波数は、FIA で認可されたものでなければならない。すなわち、バンドパスフィルターによりアシストトルクの位相を進めるような制御を禁止している。

なお、2002 年度からのレギュレーションでは「パワーステアリングシステムは、電子制御式であってはならず、あるいは、電氣的に動力化されてはならない」と改訂されたため、2002年度以降は F-1 での EPS の使用は出来なくなっている。

3. 開発コンセプトと目標性能

量産車の場合、パワーステアリングのアシスト性能の設定は、据え切り時を重視するのが一般である。それに対して F-1 では、車両空力特性によるダウンフォースの作用があるため、タイヤの接地荷重が最大となる高速コーナでの保舵力が最も負荷が大きくなる。さらに、カウンターステア

の速い転舵速度へのアシストの追従性も要求される。

現在の F-1 の車体は空気力学的な性能の追求によりモノコック先端形状が絞られた形状となっている。そのため、EPS のモータや減速機構部は限られた空間のなかでフロントサスペンションやブレーキシステムとのレイアウトを成立させるコンパクトな形状であることが要求される。

また、EPS による重量増加を最小限にするため、EPS 自体の徹底した軽量化に加え、エネルギー消費も最小限に抑えて、既存の AC ジェネレータとバッテリーでエネルギー供給が成立するように設計しなければならない。

これらのことから、F-1 用 EPS の開発コンセプトを下記のように設定した。

- ・ 小型かつ軽量である
- ・ 目標とするアシストトルクと転舵追従性能を成立させる。
- ・ 既存の充放電系システム等の変更を必要とせずに成立させる。
- ・ EPS の故障が原因でレースをリタイアさせない耐久性、信頼性を有する。

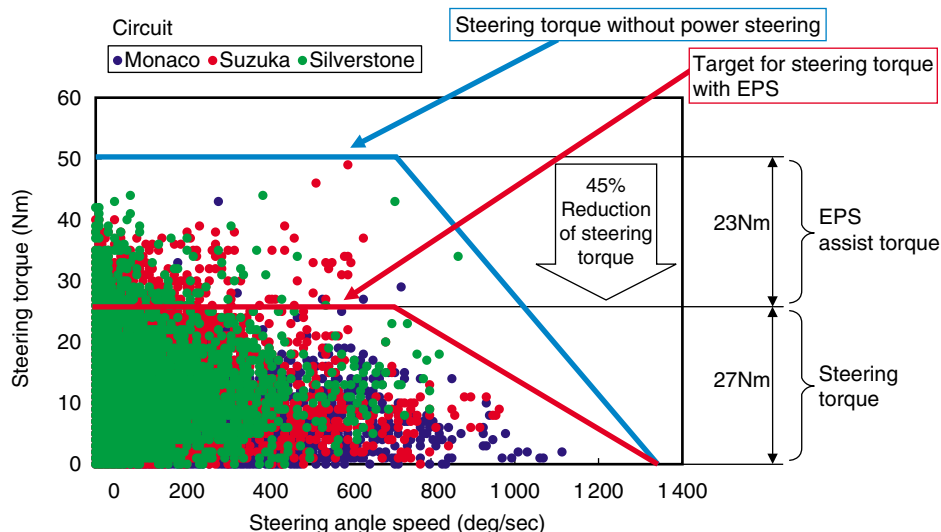


Fig. 2 Steering angle speed vs steering torque without power steering at each circuit

具体的な目標性能に関しては、過去に全日本ツーリングカー選手権(JTCC)レース車両開発の中で行われた軽自動車用EPSを使った操舵力の軽減効果の試行を参考とした。それによると、過度のアシストにより操舵力が軽すぎた場合、レース車両の操縦性は悪化し、操舵力としては、150~200N程度が適当であるということが分かった。今回の開発ではこれを操舵力の目標とした。これに、F-1のステアリングホイール径を乗じて換算した目標操舵トルクを、20~27Nmとした。次に過去のF-1におけるパワーステアリングが装備されていない車両の実走データより、Fig. 2 に示す様に、各サーキットの舵角速度に対する操舵トルクの分布を求めた。これより、最大で50Nm に及ぶ操舵トルクが、舵角速度 720deg/sec の領域まで発生していることが分かった。目標とする操舵トルクを達成するには、この操舵力を全域で45%低減させることが必要であり、EPSのアシストトルクの目標を最大で23Nm とし、このアシストトルクを舵

角速度 720deg/sec まで、発生できる動特性を転舵追従性能の目標とした。

充放電の成立性については、アシスト負荷の最も高いサーキットにおいてACジェネレータの発電電流を推定し、EPS 以外の電装システムの消費電流データとから EPS が消費可能な電流値の推定した。それに基づいて、EPS が消費するサーキット一周当たりの平均電流値が5 A以下になるように目標を設定した。

4. システム概要

Fig. 3 に、F-1用 EPS のコンポーネント、及び Fig. 4 に EPS のシステムブロック図を示す。

F-1用 EPS のシステムは、

- ・ドライバの操舵トルクを検知し、トルク信号を出力するトルクセンサ部
- ・トルク信号を受けてアシストトルクの指示値を出力するECU
- ・ECUからのアシストトルクの指示値を受けて、モータのトルクを制御するMCU
- ・アシストトルクを発生するモータ及び、その駆動トルクを増幅する減速機構を一体化したステアリングギアボックス
- ・車両の速度を検出するための車輪速センサで構成される。

4.1. トルクセンサ

量産車のEPSの場合、トーションバーのねじれ角を機械的に軸方向の変位に変換し、それを差動トランスで検知して電気信号を出力する方式が一般的である。F-1用EPS

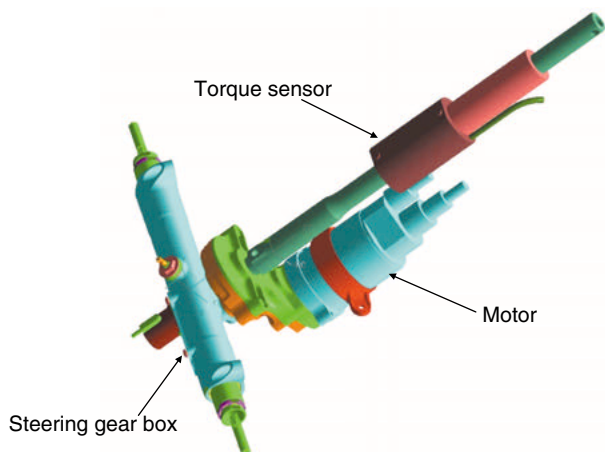


Fig. 3 EPS component for F-1 Car

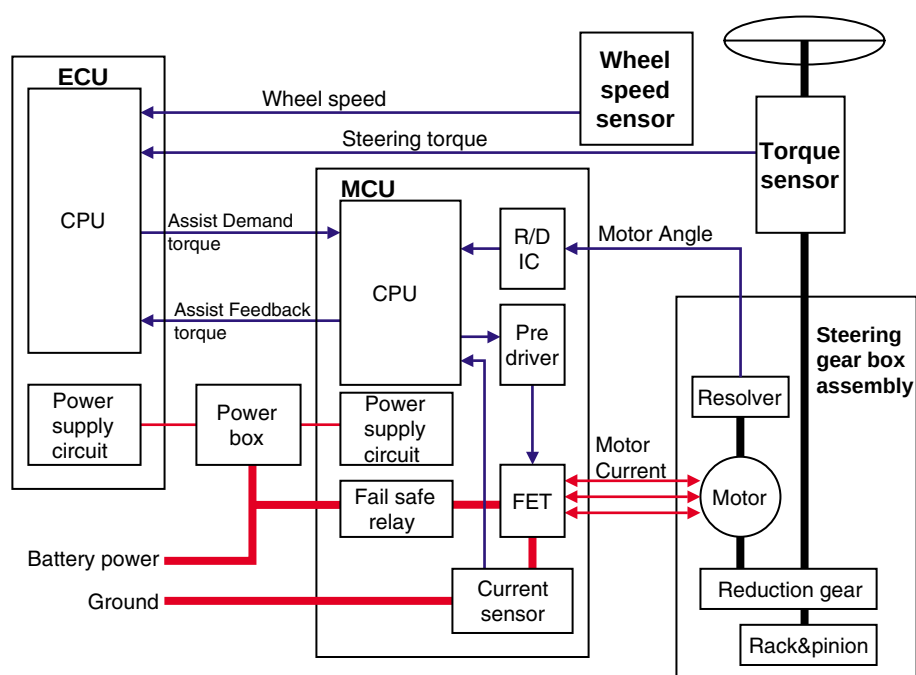


Fig. 4 EPs system block diagram

では、軽量化を図るため Fig. 5 に示すように、ステアリングピニオンから延長されているエクステンションシャフトに直接ひずみゲージを貼り、そのひずみゲージで構成するブリッジ回路の電圧出力を検出する方式を採用し、部品点数が少ないシンプルな構造とした。現場でのメンテナンス性および取り扱い性を重視して、ひずみゲージのアンプもシャフトに一体化したコンポーネントとした。また、F-1 車両から受ける 30G にも及ぶ振動に対応するため、アンプの基板はラバーによりフローティングされている。

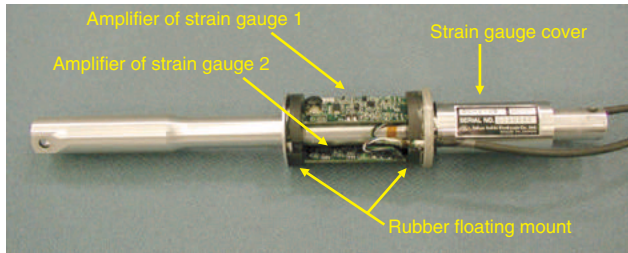


Fig. 5 Torque sensor

4.2. モータ

モータは、信頼性と応答性に優れた DC ブラシレスモータ方式を選択し、専用に開発した。Fig. 6 にモータ外観を示す。マグネットには、モータの小型化と効率向上のため、ネオジウム系磁石を採用した。F-1 車両における搭載性からモータサイズは直径 60mm 以下、長さ 130mm 以下とし、このサイズで目標とするアシスト性能と消費電流を満足するモータ特性をねらった。



Fig. 6 EPS motor

4.3. モータコントロールユニット(MCU)

ブラシレスモータ専用の駆動回路をもち、トルク制御を行う MCU も同時に開発した。Fig. 7 に MCU の外観を示す。サーキット走行モードでは、最大アシストトルクを頻繁に発生するため、その発熱に耐え得る容量の FET を選定した。また、モータ制御構成部の監視機能と、ECU との通信による相互の故障診断を行っている。



Fig. 7 Motor control unit (MCU)

4.4. 減速機構付きステアリングギアボックス

モータトルクを増幅する減速機構部は、モノコック内部においてサスペンションやブレーキシステムの部品と搭載レイアウトを成立させるために機構部自体をコンパクト化する必要があった。チタン合金製ヘリカルギアを 2 段減速機構とすることで、1 段減速機構に対して外径形状を 5 分の 3 まで小型化させた。Fig. 8 にステアリングギアボックス概観、Fig. 9 に減速機構部を示す。これにより、ギアボックス下部にピニオン軸と平行にモータを搭載することを可能



Fig. 8 Steering gear box assembly

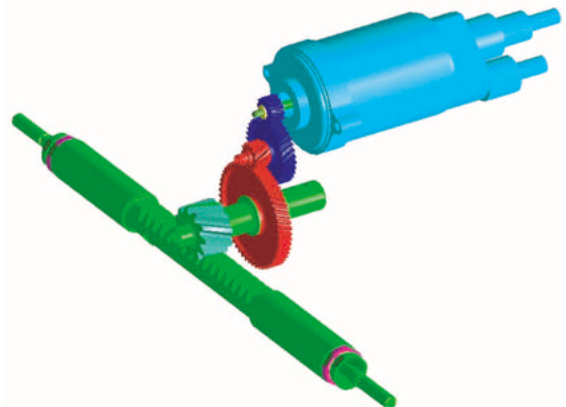


Fig. 9 Reduction gear

とし、車両の低重心化も図った。また減速比はサーキットの特性にあわせて2種類用意した。ステアリング本来の機構部であるラック&ピニオンはチタン合金製、ギアハウジングはマグネシウム合金製として軽量化を図った。

5. 制御仕様

本F-1用EPSでは、ドライバの操舵トルクとEPSのアシストトルクの総和に対して、EPSのアシストトルクの方担率を基準アシスト率として設定する。但し、システムの発振現象を防止するために、操舵トルクの中立領域で不感帯を設定している。基準アシスト率 R_a は、下記のように定義される。

$$R_a = T_a / (T_s - T_d + T_a) \quad (1)$$

T_s : ドライバの操舵トルク

T_a : EPSのアシストトルク

T_d : 不感帯

この基準アシスト率に対して、車速制御テーブルに設定される係数により車速に応じてアシスト率を増減させている。車速制御による最終的なアシストトルク T_v は下記の様に定義される。

$$T_v = R_a(T_s - T_d) \cdot K_v / (1 - R_a) \quad (2)$$

K_v : 車速係数

基準アシスト率と車速制御テーブルは、各サーキットごとにFig. 10に示す5種類の基準アシスト率(0, 30, 35, 40, 45%)とそれに対応する車速制御テーブルを設定し、これらのアシストモードはECUに記憶される。ドライバはステアリングホイール上にあるEPSモード切り替えスイッチによってそのコースや走行状況に合ったモードを選択する。但し、レギュレーションでは走行中にパワーステアリング

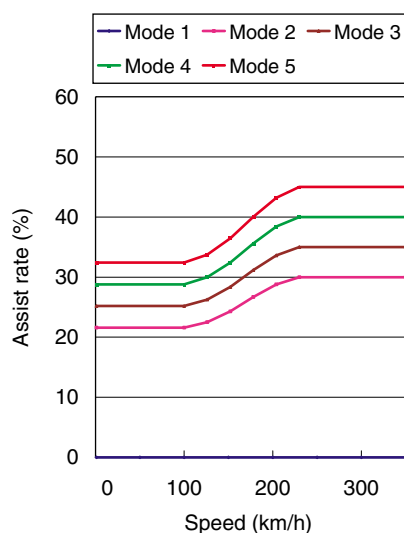


Fig. 10 Speed vs assist rate

の特性を変更することは禁止されているため、モードの切替えは停車状態で行う。

6. システム信頼性

F-1用EPSのシステム信頼性の考え方は、EPSの故障が原因でレースをリタイアさせないとした。そのため、適切なアシスト機能が維持できないような故障が発生した場合に、アシスト機能を所定の時間内に停止してマニュアルステアリング機能に戻す機能と、ドライバー自身の判断でシステムを遮断できるスイッチを追加した。

また、予測し切れない状況変化によりEPSの推定負荷を越えるようなアシストトルクが要求される場合がある。この様な場合でも、アシスト機能を維持するためにMCUの駆動回路部の温度監視を行い、許容温度を越えないようにアシスト量を制限する保護機能と、供給電力源の電圧を維持するために電圧降下に応じてアシスト量を制限する保護機能を持たせた。

7. 耐久信頼性

F-1車両では全てのパーツにおいて使用可能な走行距離が定められており、それに応じて交換時期が管理されている。EPSにおいても機能保証できる走行距離を設定するため、台上試験機において実走データのラック入力荷重と舵角を再現させた作動耐久試験と、実車の振動レベルを再現させた耐振動試験を行った。そこで設定された走行距離について、最終的に実走テストで検証を行い、問題が生じなければこの設定に基づいてパーツを管理している。

また、EPSのコンポーネントは全てコックピット内に搭載されているが、雨天時の走行におけるコックピット内部への水浸入に対して、EPSのモータ、センサ、電装ユニットの防水処理を施している。

8. 結果

8.1. 重量

Table 1に示すように、徹底した軽量化の結果、EPSの総重量は、4.09kgでEPS付加による重量増加は3.35kgであった。

Table 1 Weight of EPS (kg)

	Original steering	EPS
Torque sensor	0.1	0.35
Motor		1.4
MCU		0.9
Harness		0.5
Steering gear box	0.64	0.94
Total weight	0.74	4.09

8.2. 性能

Table 2 に、F-1用 EPS の諸元表を示す。

2002 年モデルに搭載した EPS 性能は、最大アシストトルク 23.4Nm を最大転舵速度 720deg/sec まで発生する動特性を実現し、F-1 で求められるアシストトルクと転舵追従性能を両立させることができた。

Table 2 Specifications of EPS

Type of EPS	Pinion assist type
Rated electric voltage	12V
Rated electric current	15A
Maximum assist torque	23.4Nm
Dynamics	4rev/sec
EPS reduction gear type	Double Helical gear
EPS reduction gear ratio	10.6
	13
Type of Motor	DC brushless Motor
Maximum Motor Torque	1.8Nm
Inertia of Motor	0.004g・m ²
Electric time constant	0.7msec
Type of Torque sensor	Strain gauge type

8.3. 消費電流

Fig. 11 に 2001 年 F-1 日本グランプリにおける鈴鹿サーキットの実走データを示す。

EPS の平均消費電流を少なくするために、アシストトルクの最大値を設定し、MCU はその最大トルクを越えないようにモータの回転数に応じて消費電流の上限値を制限する制御を行った。

実走テストの結果、最もアシストトルク負荷の大きい鈴鹿サーキットにおいて、サーキット一周の平均消費電流を 3A に抑えられ目標を達成できた。

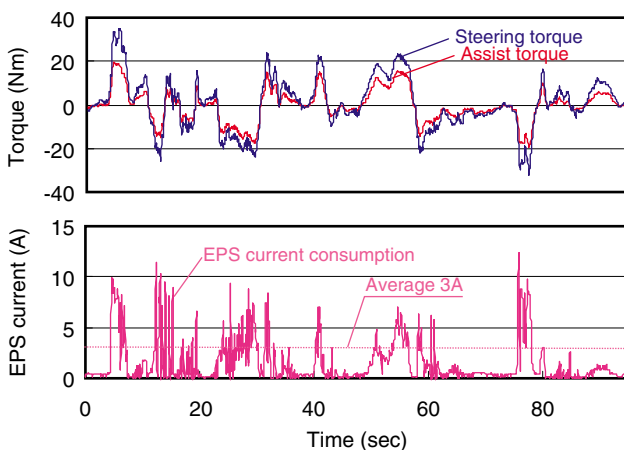


Fig. 11 Results for EPS current consumption (Suzuka)

9. まとめ

小型で軽量、かつ要求されるアシスト性能と消費エネルギーを両立させる F-1 用 EPS を開発し、2000 年～2001 年モデルの F-1 車両に搭載した。この EPS により各サー

キットの特性に応じてドライバの操舵力を最大で 45% 軽減させることができた。

10. あとがき

F-1 用 EPS の搭載は、コーナリングにおけるステアリング操作性の向上やドライバビリティの向上、さらにレースにおける体力の消耗が軽減されることによる集中力の維持に効果があることがドライバのコメントから得られており、F-1 レース車両に有効なシステムとして定着させることができた。

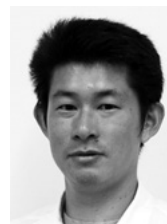
11. 謝辞

最後に、本 EPS の開発に御協力頂いた社内外の方々、特に高性能モータ、MCU の開発に御協力頂いた(株)東芝、高精度トルクセンサを供給して頂いた(株)東京測器研究所、また、レースにおける EPS の運用をサポートして頂いたスタッフの方々に深く感謝致します。

参考文献

- (1) 清水康夫ほか：電動パワーステアリングの開発，HONDA R&D Technical Review, Vol.3, p.58-75 (1991)
- (2) 須田 均ほか：電動パワーステアリング用操舵センサの開発，HONDA R&D Technical Review, Vol.3, p.83-91 (1991)

■ 著 者 ■



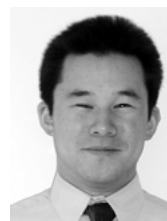
藤田 英之



堀内 泰



窪谷 英樹



馬場 純



酒井 克博

ハイブリッド CAE 技術を適用した 新型アコードのエンジンノイズ低減

Reduction of Engine Noise in New Accord Using Hybrid CAE Technology

酒 井 竜 英*

Tatsuhide SAKAI

新 里 智 則*

Tomonori NIIZATO

宮 原 哲 也*

Tetsuya MIYAHARA

津 嶋 広 通*

Hiromichi TSUSHIMA

要 旨

2003年モデルの新型アコードの開発において、エンジン次数振動を起振源とする室内音低減を行うために数値解析、実験解析という異なる環境を融合したハイブリッドCAEモデルを構築した。開発初期の試作ロットにより検証を行うことで、それぞれのシステムに対する定量的な目標を設定し、具現化を推進した。それらが達成されたことにより、新型アコードにおいてエンジンノイズの大幅な低減が実現できた。

ABSTRACT

Hybrid CAE models were constructed for the 2003 Accord to reduce cabin noise induced from engine order vibration. The construction of Hybrid CAE was based on combined numerical and experimental analyses, which is a complex of two different approaches. Targets for each systems causes cabin noise were established on the basis of tests of the prototype constructed in the initial stage of development. The achievement of these targets has significantly reduced engine noise in the new Accord.

1. まえがき

近年、商品開発の短期間化、試作ロットの削減が叫ばれて久しい。短い開発期間で試作車を数少なくしても、商品性能が低下してはどうにもならず、最近では時代進化分や競合車に対して優位性を得るために、前モデルからの大幅な改良や違う味付けへの変更が求められることが多い。

商品性能を広く捉えてみれば、ハンドリング、加速性能、振動騒音、乗り心地といったものから衝突、コスト、ウエイトまで、それぞれの性能はともすれば相反する関係になる場合が多い。商品コンセプトから性能目標が設定されるが、相反する要素がある場合にはどのようにバランスするかが重要であり、その結果の如何によっては商品コンセプトからのかい離を招いてしまうことがある。

車両の振動騒音性能は、エンジン、サブフレーム、ボデー、ブッシュ、サスペンションとさまざまなシステムの相関により決定され、上記のような状況に陥りやすい特徴を持っている。したがって、どのシステムで対応することが最も効率が高いのか、他性能に対して相反する要素を極力少なく

するためにはどうすべきか、という配慮をしつつ、開発を進めなければならない。

十数年前は、商品性能の検討はあくまでも試作車中心で、試作ロットを何回か重ねていく中で商品コンセプトに合致した商品性能を作り上げるスタイルが取られていた。しかし、現在のように短い期間で高い商品性能を満足し、しかも他性能との相反する要素もコンセプトを損なわないよう検討しなければならない場合は、試作車作成前に車両性能を精度高く保証できるかといった点が肝要である。

本報告で対象としている事象はエンジン振動を原因とする室内音であり、主に 100Hz 以上を扱うものである。この周波数域に関連する部品すべてを計算モデルとして構築し、車両性能を精度高く予測するよう運用することは現時点では現実的ではない。このため、計算モデルに実験モデルを融合させたハイブリッドCAE技術を構築し、その優位性については既に報告した^{(1), (2)}。今回、2003年モデル新型アコードの開発(直列4気筒エンジン仕様)に対して適用を試みたところ良好な結果が得られたので、このCAE技術の検証結果を含めて報告する。

*栃木研究所

2. 室内音伝達寄与と各システム目標の設定

新型アコードにおける室内音目標と各システムへの目標設定について述べる。

2.1. 2003 年モデルの室内音目標

ベースとなる量産モデル(排気量 2.4 リットル US 市場向け)の室内音レベルと低減目標を Fig. 1 に示す。2003 年モデルについては前モデル比で約 5dB の低減という高い目標が掲げられた。商品コンセプトから大多数のユーザが実感できる改良が要求されたためである。

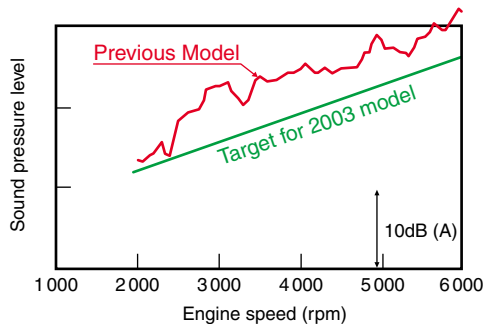


Fig. 1 Compared interior noise target for 2003 Accord with previous model

2.2. 室内音伝達寄与と各システム目標

固体伝播音が中心となる 2 次～8 次(上限 800Hz)についてエンジン振動が伝達する経路を解析し、各システムの目標を検討した。

伝達点であるエンジンマウントポイント i における実稼動時のエンジン振動 X_{Ei} 、ボデー振動 X_{Bi} 、エンジンマウント動特性 k_i 、ボデー音響感度 H_i からこの経路における伝達音成分 S_i は式(1)のように表され、式(2)のようにすべての伝達点を総和することにより求めた室内音 S_{all} に対して伝達寄与を算出した。

$$S_i = (X_{Ei} - X_{Bi}) \times k_i \times H_i \quad (1)$$

$$S_{all} = \sum_{i=1}^{All} S_i \quad (2)$$

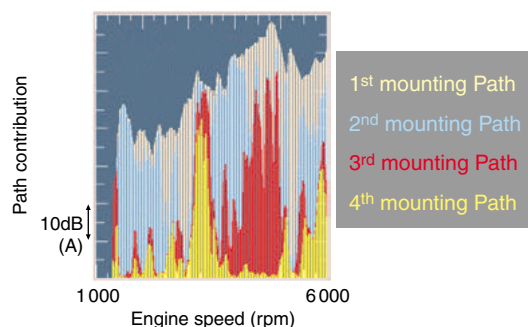


Fig. 2 Transfer path contribution in 1998 model

ベースとなる量産モデル(1998 年)の室内音 6 次成分を構成する伝達寄与を Fig. 2 に示す。この図からそれぞれの次数において伝達寄与の高い経路とその回転数帯が明確になる。

システム目標値を振り分けるにあたっては、18 伝達経路(エンジンマウント 6 ポイント、3 並進方向)を 2 次から 8 次までについて検討し、各経路におけるエンジン振動入力、ボデー音響感度にそれぞれ目標値を設定した。エンジン振動入力を求める際のボデー振動については、エンジン振動から 20dB 低い値と仮定した。

エンジンマウントやサブフレームフローティングラバーのようなブッシュ類に関しては、剛体共振領域である乗り心地、アイドル振動騒音等の低周波域の完成車事象から決定された値を使用し、これらの性能と両立するようハイブリッドモデル上の拘束条件とした。

3. エンジン振動に対する検証

エンジン振動は、エンジン内部にて発生する力 F (以降エンジン内力)と発生するポイントからエンジンマウントブラケット先端までの伝達関数 H^{EB} で式(3)のように表される。この伝達関数 H^{EB} は更に式(4)のように、エンジン、ブラケットそれぞれの伝達関数で表される。

$$\{X_E\} = [H_i^{EB}] \cdot \{F_i\} \quad (3)$$

$$H_i^{EB} = H_{is}^{Brkt} (H_{ss}^{Eng} + H_{ss}^{Brkt} + k)^{-1} H_{si}^{Eng} \quad (4)$$

H^{Eng} : エンジン伝達関数行列 (i : 内部点, s : 結合点)

H^{Brkt} : ブラケット伝達関数行列 (t : 先端, s : 結合点)

k : 結合部 剛性行列

H^{EB} : エンジン-ブラケット結合 伝達関数行列

F : エンジン内力

エンジン伝達関数行列は実測データから実験モデルとして構築し、ブラケット伝達関数行列は有限要素モデルから構築する。なお、エンジン内力については実測した筒内圧力とエンジン振動から算出した⁽¹⁾。

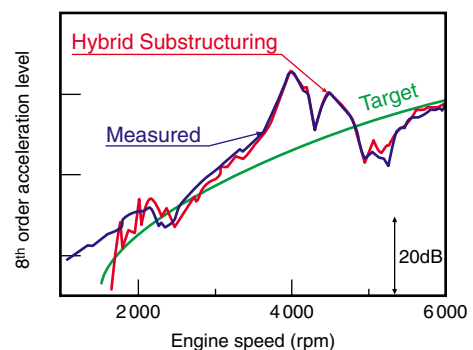


Fig. 3 Estimated 8th order vibration at 3rd engine mounting bracket

初期の試作ロットにおける第3エンジンマウント8次成分の検証結果を Fig. 3 に示す。合成計算結果と実測データが良く一致しているのがわかる。

他のマウント点についても2次, 4次, 6次, 8次成分についてほぼ同程度の精度であり, 良好なモデルであることが検証できた。また, 室内音への伝達寄与から導き出したこのシステムに割り当てた目標には達しないことが明確になった。

3.1. エンジン実験モデル

初期試作ロットの伝達関数行列を分析した結果から, 主に 500Hz 以下ではシリンダロアブロックとトランスミッションブロックの結合部に, 500Hz 以上ではブラケット取付け壁面部に目標未達の要因があることが明確になった。Fig. 4にエンジン実験モデルとブロック部の形状改良が必要な部位を, Fig. 5にはブラケット取付け壁面であるシリンダブロックとトランスミッションケースを示す。

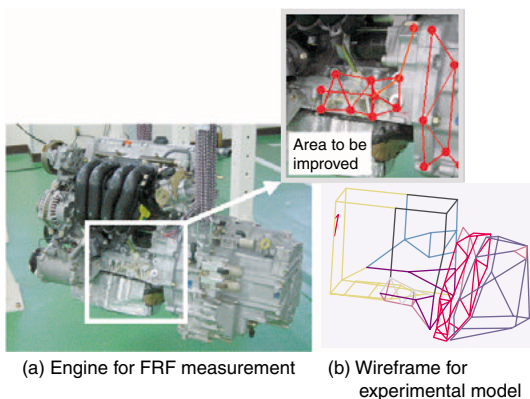


Fig. 4 Experimental engine model and improve section of powertrain block

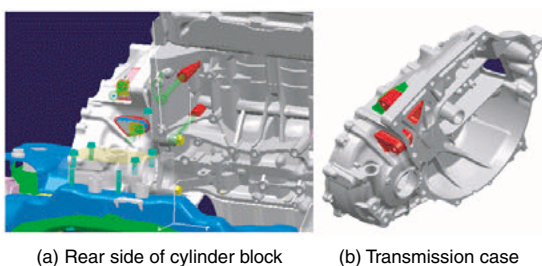


Fig. 5 Improved area for connecting points of engine mounting brackets

前述した部位に対して形状を改良するとともに, スティフナを追加して伝達関数行列の改良を試みた。Fig. 6にシリンダブロック応答関数(5番ジャーナル加振)における改良案の効果を示す。2種類の形状を確認し, 目標に合致するものを採用した。

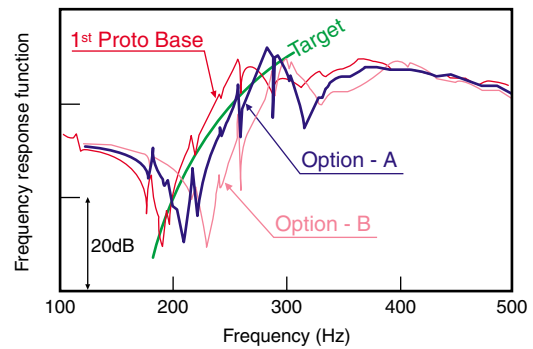


Fig. 6 Comparison of powertrain stiffness with two optional countermeasures

3.2. ブラケット有限要素モデル

Fig. 7 にエンジンマウントの全体を示す。すべてのエンジン取付けブラケットに対して既に筆者らが報告した方法でアップデート処理を行い固有モードの計算精度を向上させた⁽¹⁾。

第1, 第2マウントブラケットについては, 前モデルが3点締結であった形状を4点締結とし, 感度解析から先端形状と取付け形状の改良, 肉抜き構造による軽量化を図った。他のマウントブラケットについても同様な手法を採り, 全6点のうち4点でアルミブラケットを採用した。

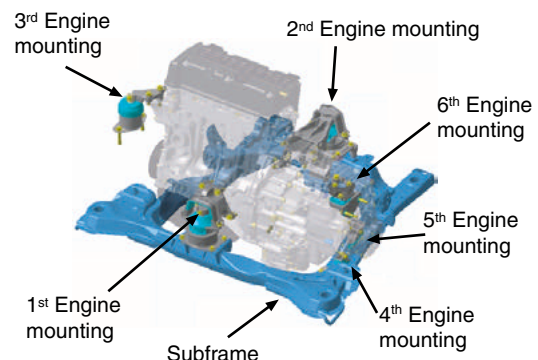


Fig. 7 Newly developed engine mounting system

3.3. エンジン振動 達成結果

2003 年モデルにおける達成レベルを Fig. 8 に示す。パワープラント剛性, ブロック壁面剛性, ブラケット剛性それ

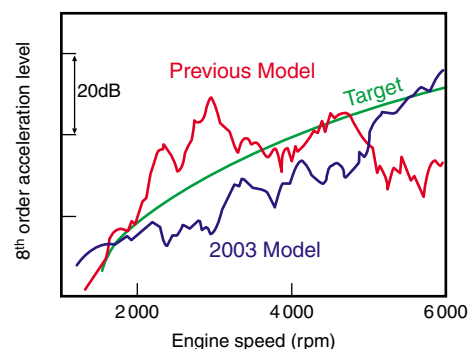


Fig. 8 Improvement of operational engine vibration—8th order at 2nd engine mounting bracket

それに適切な対策を施したために目標が達成され、前モデルに対して5～20dBと大幅にエンジン振動が低減した。他のマウント点におけるエンジン振動(2次～8次成分)についても同様である。

4. ボデー音響感度に対する検証

エンジン振動と同様なモデル化を行い、サブフレームを介して伝達する4経路、ボデーに直接伝達する2経路について検討した。

4.1. サブフレーム伝達経路

サブフレームの伝達関数行列は有限要素モデルから構築し、ボデーの伝達関数行列は実験データから構築した。Fig. 9にサブフレームモデルを示す。ブラケット同様アップデート処理を行い実験モードとの相関を向上させた。

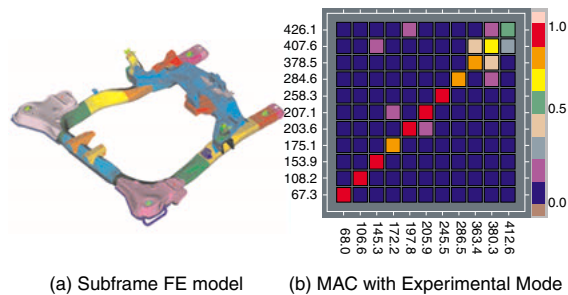


Fig. 9 Subframe FE Model

Table 1 に固有値の差異と MAC 値を示す。第9モードまで固有値差異は約5%以内、MAC 値は約0.8以上を確保し良好なモード相関が得られた。

初期試作ロットでボデー実験モデルと合成した検証結果を Fig. 10 に示す。有限要素モデルが実験モードとの相関が高い380Hz域までは良好な精度が維持されることを確認した。MAC 値で0.7を下回る第10、第11モード近辺は

Table 1 Correlation of experimental subframe mode

No.	Experimental Mode Hz	FE Mode Hz	Difference		MAC
			Hz	%	
1	67.3	68.0	0.8	1.1	0.97
2	108.2	106.6	-1.7	-1.5	0.96
3	153.9	145.3	-8.6	-5.6	0.95
4	175.1	172.2	-2.9	-1.6	0.79
5	203.6	197.8	-5.8	-2.9	0.87
6	207.1	205.9	-1.3	-0.6	0.86
7	258.3	245.5	-12.9	-5.0	0.96
8	284.6	286.5	1.9	0.7	0.80
9	378.5	363.4	-15.1	-4.0	0.81
10	407.6	380.3	-27.3	-6.7	0.62
11	426.1	412.6	-13.5	-3.2	0.58

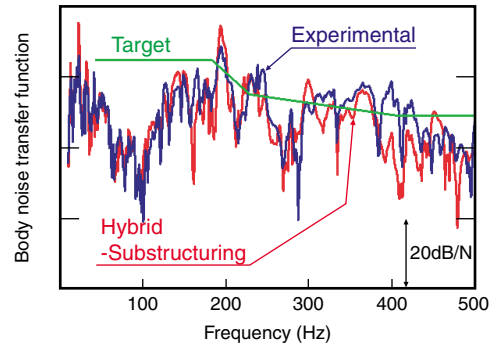


Fig. 10 Body noise transfer function of 2nd engine mounting point on subframe

ハイブリッド計算が検証結果を下回るレベルであり、これ以降の実験データを測定する際に特に留意して推進した。

このようにして構築したハイブリッドモデルからサブフレームとボデー双方の伝達関数行列を検討したところ、目標達成のためには、サブフレーム骨格の改良、フローティング構造の採用、ボデー取付け点構造の改良が必要であることが明確になった。

サブフレームについてはハイドロフォームクレードルを中心とする大幅な構造変更を図ることによって曲げモードを84%、ねじりモードを29%(前モデル比)向上させている。

4.2. ボデー伝達経路

ボデー伝達関数行列は Fig. 11 に示すような加振実験から求めている。初期試作ロットを用いてボデー実験モデルとマウント有限要素モデルを合成した結果、Fig. 12に示すように良好な検証結果が得られたが、この経路に関しても双方の伝達関数行列を改善しなければ目標に達しないことが明確になった。

第3エンジンマウントには全高を大幅に低減し、ボデーへの取付けブラケットが一体になった低重心高剛性タイプ(前モデル比約40%ダウン)液封マウントを新たに開発し、第6マウントには樹脂と鉄を組み合わせ高い動剛性を実現した樹脂マウントを採用した。両者を Fig. 13 に示す。



Fig. 11 Experimental Trimmed body

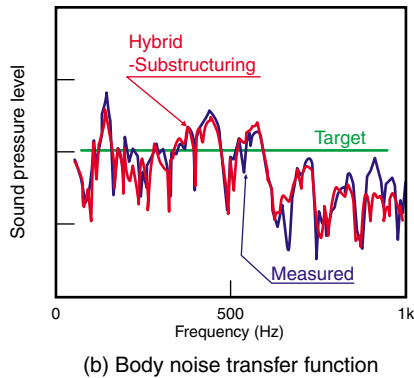
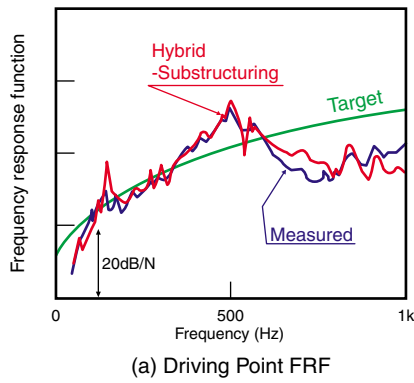


Fig. 12 Validation of sub-structuring for 3rd engine mounting FE model with experimental body

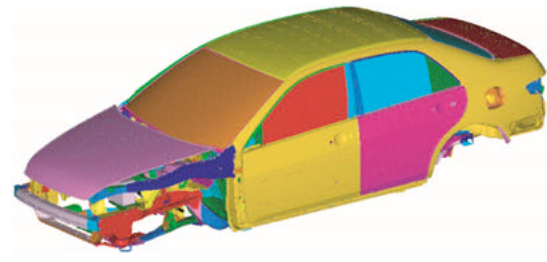


Fig. 14 FE model of trimmed body

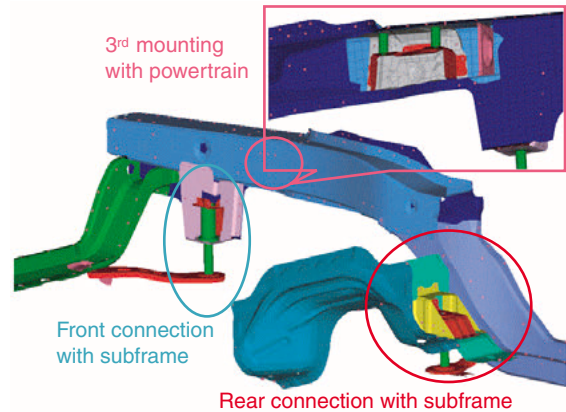


Fig. 15 Area for connection with subframe

4.3. ボデー音響感度 達成結果

ボデー取付けボルトに対するカラー構造、断面内部のバルクヘッド形状の改良と新型エンジンマウントを組み合わせることによりボデー動剛性目標を達成させた。Fig. 16に低重心タイプを採用した第3エンジンマウントの動剛性達成レベルを示す。

サブフレーム上のエンジンマウント点に対しては、サブフレーム骨格へのハイドロフォーム採用による改良、フローティングによる防振、ボデー取付け点の動剛性向上により、目標音響感度を達成させた。Fig. 17に第2エンジンマウントにおけるボデー音響感度の達成レベルを示す。

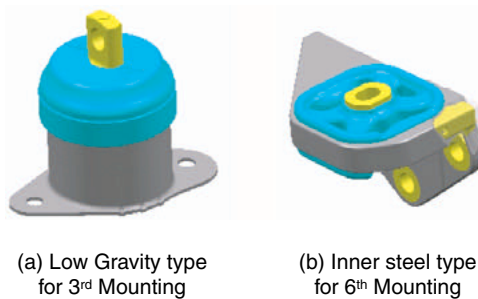


Fig. 13 3rd and 6th engine mounting

ボデー伝達関数行列に対しては、マウント取付け点の動剛性を前モデル比で約6～10倍確保するべきであることがわかった。

伝達関数行列には実験データを用いたが、取付け点構造の検討に関しては有限要素モデルの適用を試みた。Fig. 14にベースとなるトリムドボデーモデルを、Fig. 15に各取付け点構造の有限要素モデルを示す。

ボデー取付け点に対するこの周波数帯における計算は本報告で求めているような高い精度を保証することは困難であることから、実験を実施する前に有利な構造に絞込みことを目的として活用している。

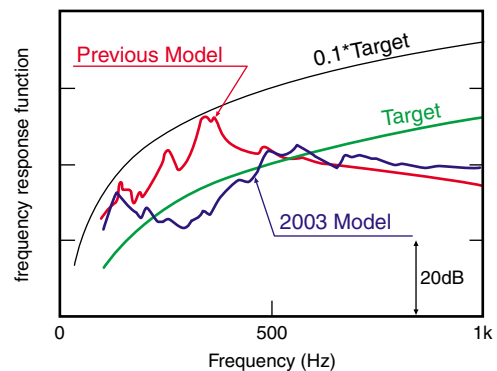


Fig. 16 Improvement of dynamic stiffness for 3rd engine mounting point on an actual body

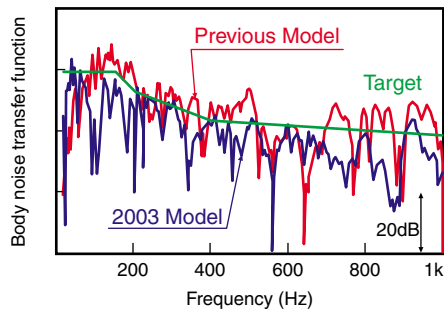


Fig. 17 Improvement of body noise transfer function at 2nd engine mounting point on a subframe

5. 室内音達成レベル

各システム目標をクリアさせることによって、Fig. 18に示すように2003年モデルは室内音目標を達成し、前モデルに対して大幅な低減を実現できた。

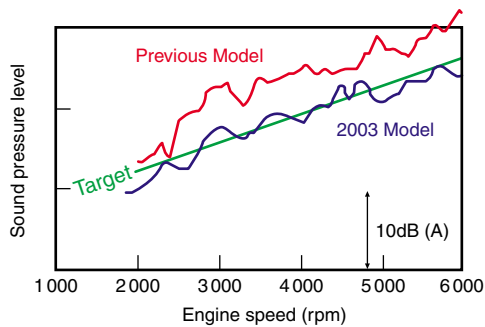


Fig. 18 Improvement of cabin noise

6. まとめ

2003年モデルの商品開発においてハイブリッドCAEモデルを構築し、それぞれのモデル要素に課せられるシステム目標を室内音低減目標と定量的に関連付けた上で設定した。システム目標を達成するよう具現化を推進した結果、新型アコードのエンジン伝達ノイズを大幅に低減させることができ、開発初期に設定した通りの車両性能を実現することができた。

参考文献

- (1) Sakai, T.: Development Procedure for Interior Noise Performance by Virtual Vehicle Refinement, Proceeding SAE Noise & Vibration Conference, 2001-01-1538 (2001)
- (2) 酒井 竜英：室内音予測を目的としたヴァーチャルピークル解析手法, Honda Technical Review, Vol.13 No.2, p.195-204 (2001)

- (3) Wyckaert, K.: Flexible Substructuring Based on Mixed Finite Element and Experimental Models -A step ahead of Transfer Path Analysis, Proceedings 14th International Modal Analysis Conference, p.633-640 (1996)
- (4) Wyckaert, K.: Hybrid Substructuring for Vibro-acoustical Optimisation -Application to suspension - Car Body Interaction, Proceedings International Noise & Vibration Conference, No.971944 (1997)

■ 著 者 ■



酒井 竜英



宮原 哲也



新里 智則



津嶋 広通

CVT金属ベルト用リングの形状評価技術

The Configuration Evaluation Technique for CVT Steel Belt Rings

有 川 守*
Mamoru ARIKAWA

巖 宏 敏*
Hirotoishi SHIMA

要 旨

CVT金属ベルトの品質を保証するためリングの分割式横曲がり測定法を確立した。リングを切断することなく、全周を数回に分けて部分的な横曲がり量を測定し、データ上でラップ部を照合させる。データの開始点をずらして起伏量を自動算出し、その最大量を横曲がり量として評価する。この手法により従来の切断展開式横曲がり測定法の欠点であった、実機テスト前に測定することができない、あるいは変曲点を持つリングでは切断個所によって横曲がり量が変わるという課題を解決した。

ABSTRACT

A method for divided measurement of the lateral curve of rings was developed for use in assuring the quality of metal pushing V-belts for continuously variable speed transmissions (CVT). The method measures the lateral curvature without cutting the ring by dividing the full circumference into several partial segments that are measured separately. The data for the overlapping portions are cross-checked, and the data starting point is then shifted over to calculate the peak-to-trough eight automatically. The maximum quantity is taken as the lateral curvature for evaluation. The conventional method of lateral curve measurement by cutting and expanding had shortcomings, since that method could not be used for measurement prior to testing on actual transmissions, and it involved a problem of variation in the lateral curvature depending on the cutting location when measuring rings that have inflection points. The present approach has resolved those issues.

1. まえがき

2001 年, Honda は金属ベルトを独自技術で自社開発し, 量産化した. そのベルト諸元と開発概要については, 既に紹介されている⁽¹⁾.

金属ベルトは Fig. 1 に示すように構成要素はエレメントとリングの2種類でありながら, 部品として求められる精度は, 自動車部品の中でも極めて高い. したがって, 金属ベルトの精度を確認するには新たな測定法が必要となった. 本稿では, 新規開発した分割式横曲がり測定法の開発概要について紹介する.

*栃木研究所

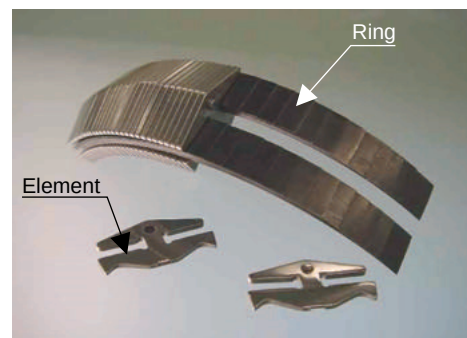


Fig. 1 Metal pushing V-belt

2. 開発のねらい

2.1. リング周方向横曲がり

CVT 用金属ベルトのリングアセンブリを Fig. 2 に示す。単品のリングは厚さ 0.18mm の円筒状薄肉鋼板で成形されている。



Fig. 2 Rings

リングは複数枚に積層した二束のアセンブリ状態で使用し、プーリ巻き付き部でエレメントをプーリに押し付ける作用を受け持ち、駆動プーリと従動プーリ間でエレメント軌道を定める。リングアセンブリがエレメントと組み合わせられ、プーリに巻き付いた状態の断面の模式図を Fig. 3 に示す。通常、金属ベルトを運転するとリングはエレメントのサドル面上で、最内周のリングから最外周のリングまでセンタリングされるため、リング端部もほぼ均等に整列する。この作用によりリング端部がエレメントやプーリ V 面に接触しても、複数のリングがほぼ同時に接触するため、リング一枚当りの分担荷重は軽減される。

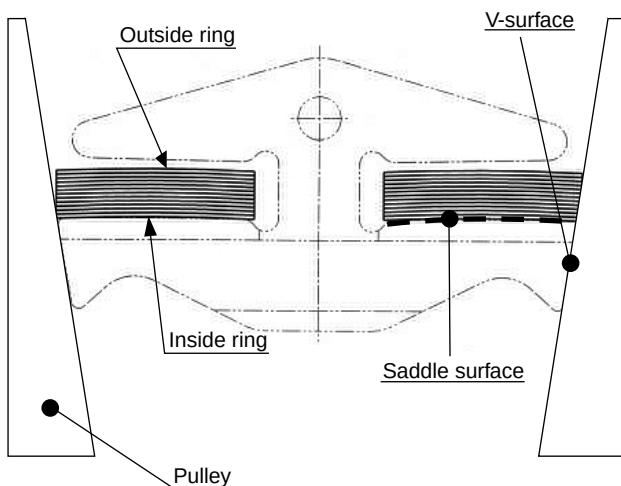


Fig. 3 Structure of V-belt assembly

しかし、変形したリングを金属ベルトのアセンブリに組み込むと Fig. 4 に示すように、他の円筒状リングと端部が揃わず、エレメントもしくはプーリ V 面側にはみ出して

しまう。この状態で金属ベルトを運転すると、変形したリングは、通常に成形されたリングよりも端部がエレメントやプーリ V 面に接触し易く、局所的に強い荷重を受けるため、摩耗が進行しやすくなり早期破損に至る。このため、製造工程において、リングの変形量を規定範囲内に管理する必要がある。

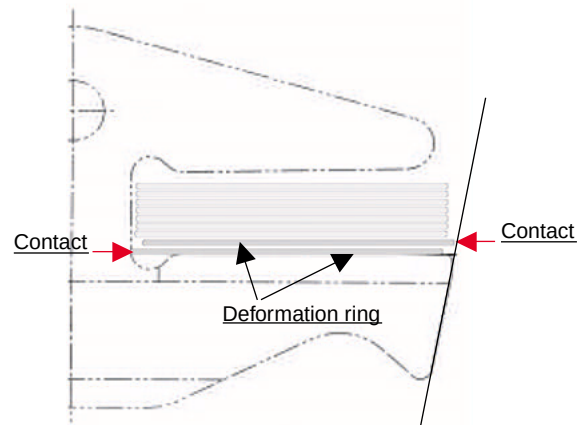


Fig. 4 Partial contact of ring assembly

Fig. 5 に、リング形状とそれを一箇所切断した時の展開形状を示す。Fig. 5 において展開したリング端部の直線に対するずれ量 h が横曲がり量である。Fig. 5(1) はリングの変形がないので横曲がりが発生しない。Fig. 5(2) はリングがテーパ状に歪んだ場合であり、切断展開時の横曲がり形状は U 字となる。Fig. 5(3) はリングが平行四辺形状に斜めに歪んだ場合であり、切断展開時の横曲がり形状は S 字となる。

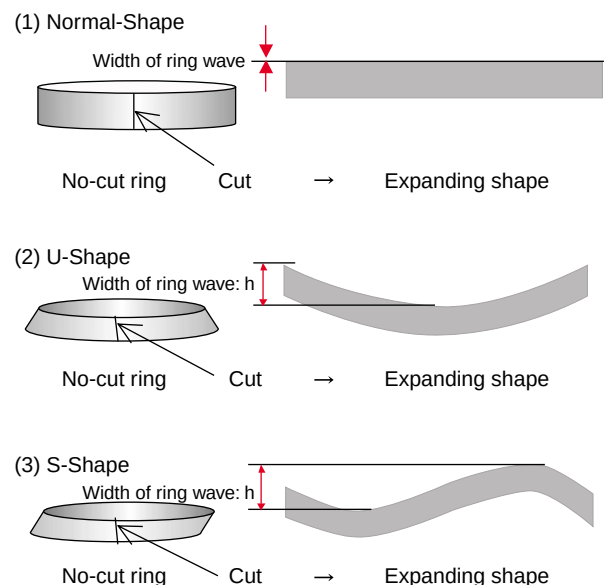


Fig. 5 Ring-wave

2.2. 従来手法

リング横曲がり量を測定するため従来は切断展開式横曲がり測定法を採用した。

この方法は、リングを任意の一箇所で切断し、展開した状態でリング端部の形状を測定し、基準位置に対する最大起伏値から横曲がり量を求める方法である。Fig. 6はその概略を示した図である。

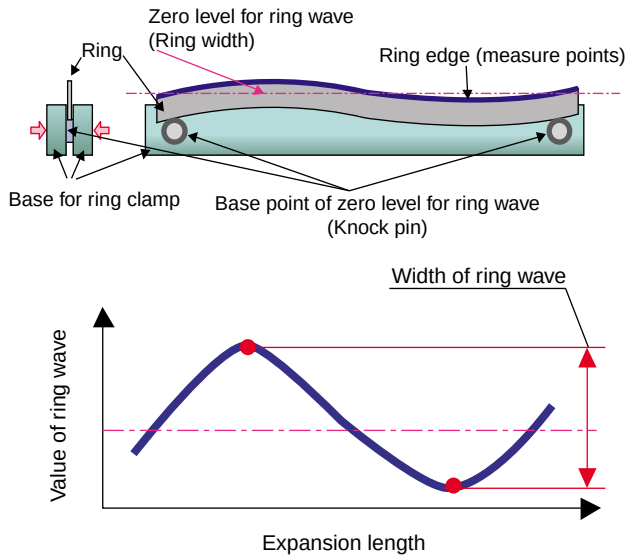
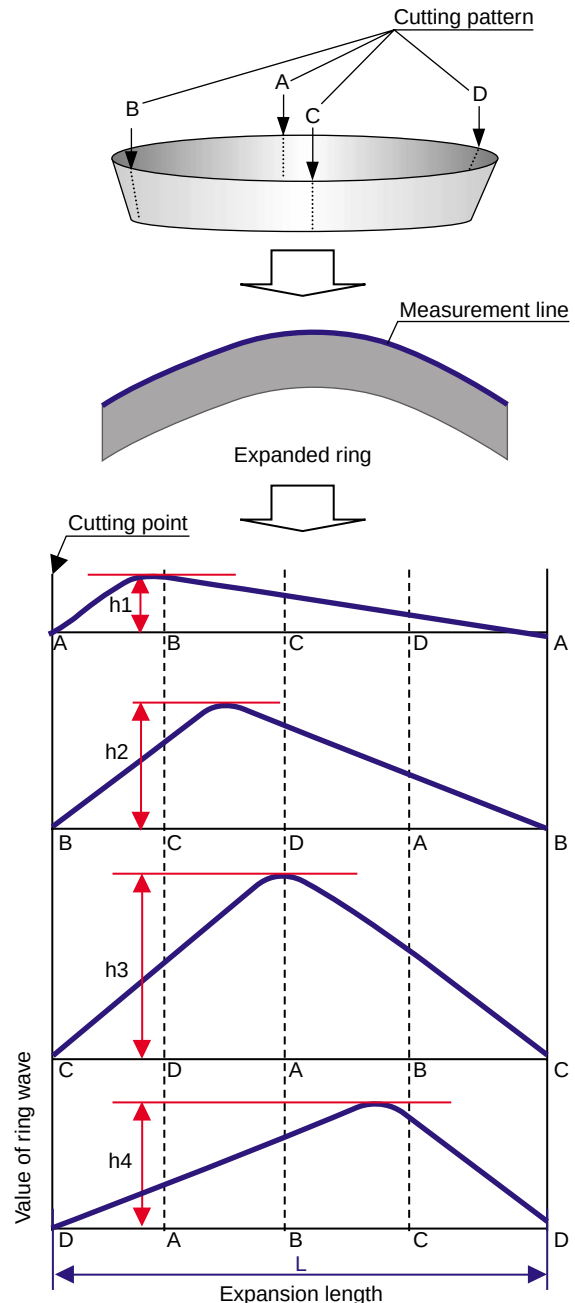


Fig. 6 Method for measurement of ring wave

この手法の測定手順は、最初に測定するリングを切断展開し、周長とほぼ同じ長さの2つのプレートで構成されるリングクランプ台に所定の力でクランプする。リング固定の際は、片方のリング端部位置を測定基準位置に定めたノックピンに合わせる。次にリングクランプ台にセットされたリング側端部を、円筒形の測定子を用いてトレースし、一定間隔毎の起伏量を取り込んで、その測定点をつなぎ合わせて形状を再現する。そして一定評価長さに対する再現形状と直線とのずれ量を横曲がり量として評価していた。しかし、この方法ではリングを破壊せざるを得ないため、例えば、強度テスト前の確認をすることができなかった。また、リングの横曲がりに変曲点を持つ場合、切断箇所により測定開始点がずれ、横曲がり量が異なってしまうという問題があった。

Fig. 7 は変曲点を持つリングの切断箇所の違いによる横曲がり量を比較したイメージ図である。リング円周方向を任意箇所 A ~ D にておのの切断展開し横曲がり量を測定した場合、変曲点位置がそれぞれ異なることがわかる。また、その状態にてある一定評価長さに対する横曲がり量 h_1 , h_2 , h_3 , h_4 の値は異なることがわかる。

そこでリング横曲がり測定法の開発のねらいを以下のように定めた。



L: Determined length (constant)

$P1 \neq P2 \neq P3 \neq P4$: Width of ring-wave is different

Fig. 7 Rings with extreme changing point of curvature

- (1) どのような横曲がり形状でもリングを切断せずに測定できること。
- (2) 変曲点を持つリングでも正しい横曲がり量が測定できること。

3. 新測定法

3.1. 分割式横曲がり測定法

Fig. 8 は従来手法の問題を解決するため、新たに開発した分割式横曲がり測定法及びその原理を示す。

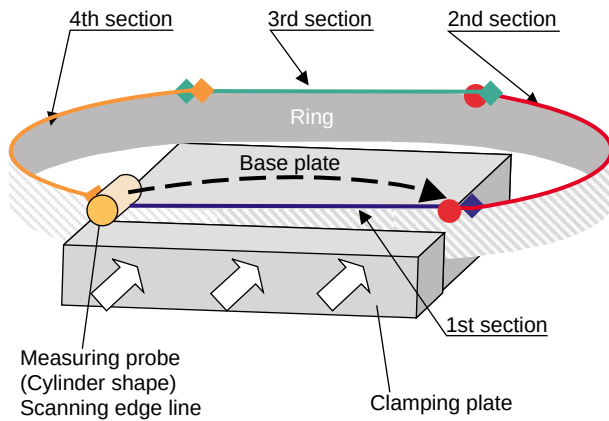


Fig. 8 Improved method (requires no cutting)

分割式横曲がり測定法は、切断展開式横曲がり測定法で用いていたリングクランプ台の長さを短縮することにより、リングを切断することなくリング内周側に配置可能とした。このリングクランプ台にリングを所定の力でクランプする。リング固定の際は、片方のリング端部位置は測定基準位置を定めたノックピンに合わせる。次にリングクランプ台にセットされたリング端部を、円筒形の測定子を用いてトレースし、一定間隔毎の起伏量を取り込む。次に挟み込みを開放してリングを移動させ、第二辺目の起伏量を計測する。その時、横曲がり形状を確実に再現するように、第二辺目の開始点は第一辺目の長さの4/5程度から開始し、オーバーラップ部分を作りながら測定を行う。このようにしてリング全周を数回に分けて測定する。次に、取り込んだデータの各辺のオーバーラップ部を全部照合させ、開始点と最終点を直線で結び、その直線に対して直角方向に起伏量を見た時の最大量を横曲がり量として評価する手法である。Fig. 9は分割して測定したデータを照合する際の模式図である。

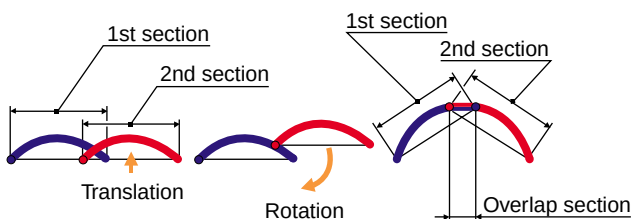


Fig. 9 Method for data-overlapping

切断展開式横曲がり測定法の、切断箇所により読み取り値が異なってしまう問題を解決するため、結合したデータの評価開始点を一定間隔でずらして、最大値を算出しその値を横曲がり量とした。

Fig. 10 はその模式図である。

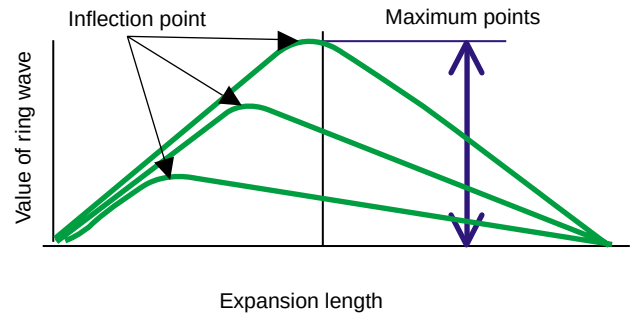


Fig. 10 Method for defining the curvature

3.2. 信頼性検証

分割式横曲がり測定法の懸案事項である分割して得られた各辺の結合データと切断展開式横曲がり法で得られたデータが値、形状ともに信頼性のある結果であるかを評価した。方法は、50サンプルで切断展開式横曲がり測定法、分割式横曲がり測定法の開始点を一致させて計測し比較検証を行った。

Fig. 11 はその信頼性の検証結果を相関図として示す。

縦軸に分割式横曲がり測定法、横軸に切断展開式横曲がり測定法での測定値を表しており相関係数 0.974 と高い信頼性が確認された。

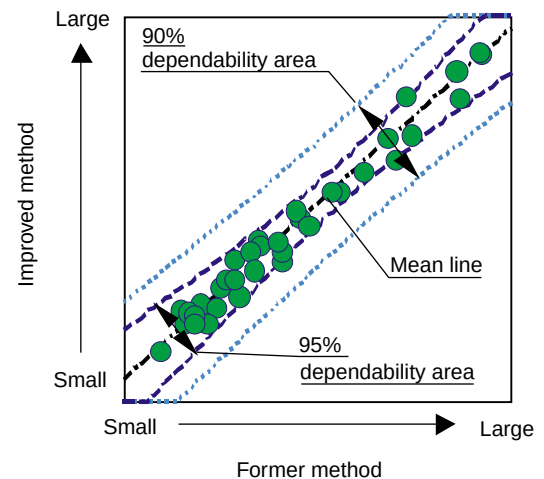


Fig. 11 Comparison scatter diagram for measuring methods

得られた横曲がり形状の比較を Fig. 12 に示す。

実線が切断展開式横曲がり測定法の結果であり、破線が分割式横曲がり測定法の結果である。両者は非常に類似した形状で再現されており、オーバーラップ部のラップ量および結合方法が的確であることが証明された。

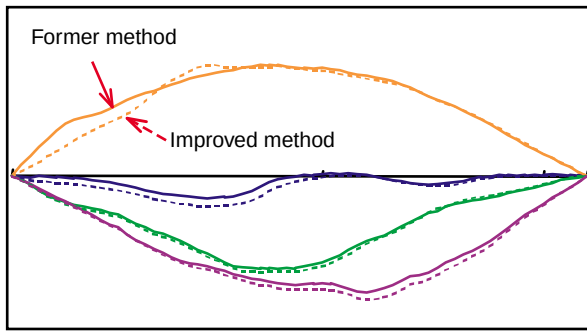


Fig. 12 Configuration comparison for measuring methods

4. 量産管理法

Fig. 13 は本原理を応用し高速自動化した測定機である。

Fig. 14に示すように本測定機は、所定の位置にリングをセットするだけで、

動作1：挟み込み

動作2：計測

動作3：開放

動作4：移動

動作5：挟み込み

を指示された回数行う。次に Fig. 15 に示すように得ら

れたデータから

処理1：分割データ整列

処理2：オーバーラップ部を結合し形状再現

処理3：開始位置をずらし横曲がり量を算出

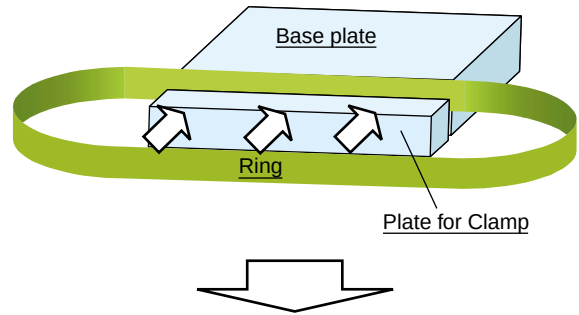
という全ての工程を自動化したシステムになっている。

これにより測定工数が大幅に削減され量産管理が可能となった。



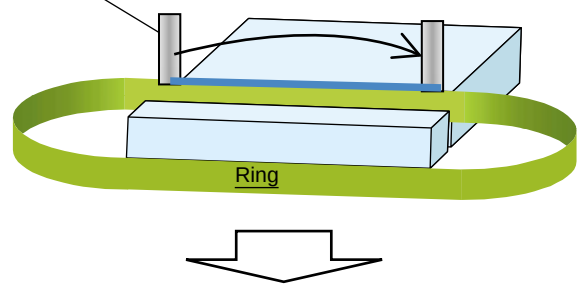
Fig. 13 Automatic machine for ring curve measuring
[Made by: Honda Engineering CO.,LTD]

Operation 1: Clamping

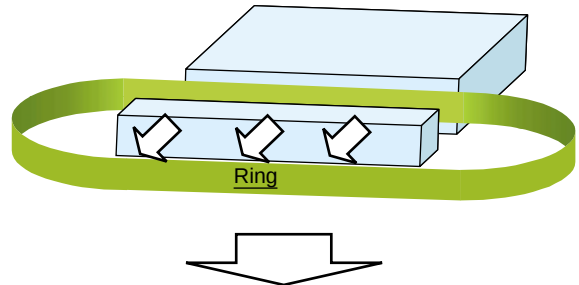


Operation 2: Measuring edge line

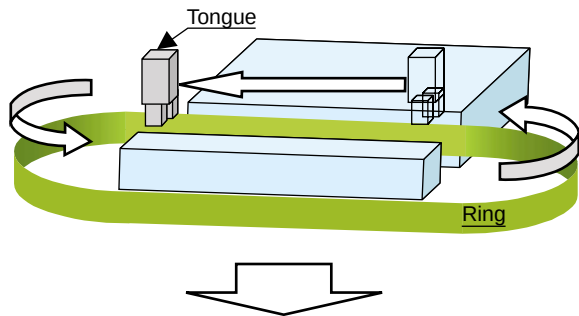
Probe for measuring (Cylinder shape)



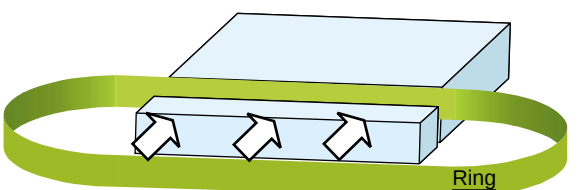
Operation 3: Disengaging from clamp



Operation 4: Picking up and moving



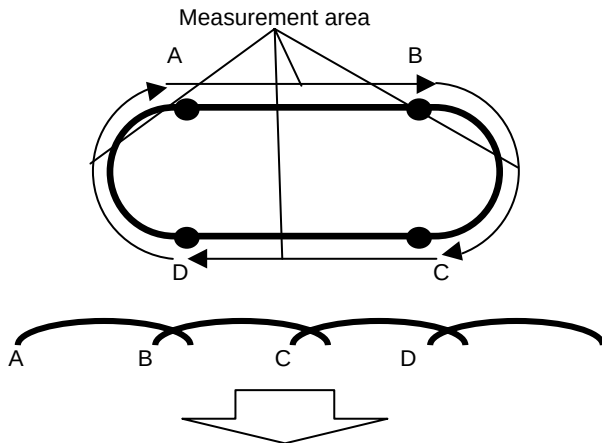
Operation 5: Clamping (Return to operation 1)



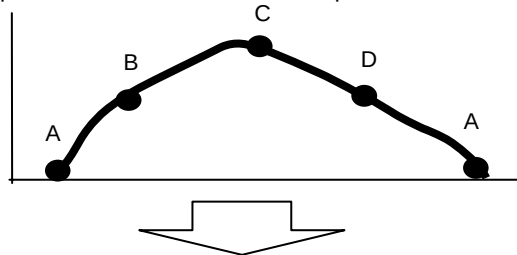
* One process is from operation 1 to 5, and it is performed several times.

Fig. 14 Conceptual image of automatic machine process of operation

Computation 1: Configuration data of measurement result



Computation 2: Combination of overlap sections



Computation 3: Defining maximum width of ring wave

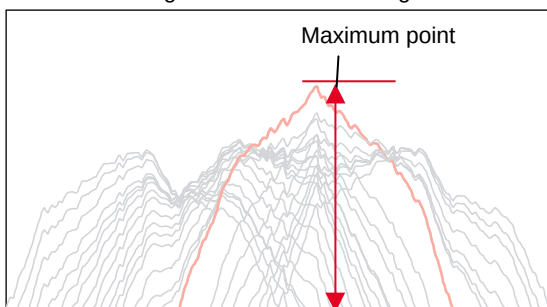


Fig. 15 Image of automatic machine process of computation

5. まとめ

CVT用金属ベルトの耐久寿命に影響を与えるリングの横曲がり量を正しく測定する方法を確立した。その特徴を以下に記す。

1. 切断せずにオーバーラップを設定して全周を測定する分割式横曲がり測定法を確立した。これによりテスト前の測定が可能となった。
2. 従来の切断展開式横曲がり測定法では、同一リングでも、「測定開始点」と「リング曲がりの変曲点」の相対位置により、曲がりの値が変化して正しい評価ができないという問題があった。これに対し今回開発した分割式横曲がり測定法は測定開始点を測定ピッチ毎に設定して繰り返し計算を行い、全周の最大値を横曲がり量として評価することにより正しい評価が可能となった。

6. あとがき

CVT用金属ベルトの機能を左右する部品精度を明らかにするため、本稿で紹介したリングに加えエレメントにおいても独自の方法で形状評価技術を確立してきた。

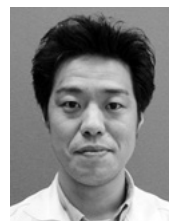
CVT用金属ベルトの今後の進化は、理想形状の研究とその形状評価が重要と考える。今後も形状評価技術を進化させ、更なる機能向上に貢献していきたい。

最後に本開発の推進に携わった関係者に、深く感謝の意を表します。

7. 参考文献

- (1) 矢ヶ崎徹ほか: CVT用金属ベルトの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.1, p.181-190 (2002)
- (2) 特願 2000-70230 号: 薄肉金属リングの形状測定方法・形状測定装置および製造方法

■ 著 者 ■



有 川 守



嶋 宏 敏

高速高精度モックアップモデル造り技術の開発

Development of High-Speed and High-Precision Production Technology for Mock-up Models

岡田 充 弘*
Mitsuhiro OKADA

姉 川 総 一**
Soichi ANEKAWA

要 旨

モックアップモデルの NC 加工において、従来 3 軸加工が主体であった NC 加工に対して、開発日程短縮と高精度品質を目指した同時 5 軸加工技術と高速加工技術を開発した。従来の NC 加工の仕組みについて、インフラ、ハードとソフト、および加工技術を含めシステム全体の見直しを行った。そして、さらに CAD/CAM ソフトと NC 機側のハードをリンクさせた新しい仕組みを開発することにより、同時 5 軸 NC 加工と 3 軸高速加工が可能になった。それと同時に、高精度 NC データ供給の高速化も行なった。これら新しい造り技術の業務展開を可能にした結果、モックアップの NC 加工スピードは従来に比較して 5 倍に向上した。

ABSTRACT

Technologies for 5-axis machining and high-speed machining were developed with the objective of shortening development schedules and achieving higher-precision quality in NC machining of mock-up models than with conventional NC machining, which consists mainly of 3-axis machining. The conventional NC machining setup was subjected to overall review, including the infrastructure, hardware, software, and machining technology. A new setup that links CAD/CAM software with the NC hardware was then developed, making it possible to perform 5-axis NC machining and 3-axis high-speed machining. The delivery of high-precision NC data was also made faster at the same time. These new production technologies were made capable of operational deployment, and as a result the NC processing speed for mock-ups was increased by a factor of five over conventional methods.

1. はじめに

モックアップモデルの造り技術の開発は、フルスケールモデルを基本として NC 加工スピードと品質の向上、それらを達成するための加工技術の向上、技術者の育成を含めて進めてきた。

旧式の道具から最新式の道具に入れ替えるだけでも、道具の性能向上により効率を向上させることは可能だが、最新式の道具とコンピュータ技術、それを扱う技術者等、全体のバランスが崩れて、思った性能を発揮できない場合も想定される。目標を高く設定し、計画を充分練って実行することが必要である。

開発の目標として、NC 加工スピードの 3 倍高速化と 10 倍高精度化を定めた。この目標を達成するためにどのよう

な課題があるかを具体的に検討した結果、高速高精度 NC 機が必要であり、さらに NC データ作成の高速化も必要な要件であることがわかった。

従来、デザイン面の形状は NC 加工後の手仕上げに頼っていたのでモックアップモデルでは CAD データが正確に確認できなかった。そのため確認モデルを製作する機会が多かった。

今回、モックアップの加工スピード向上のために高速化と高精度化にトライすることから始め、次に Fig. 1 に示す同時 5 軸加工技術によって 3 軸加工から同時 5 軸加工で加工することが可能になり、NC 機の性能向上による相乗効果も手伝って目標を達成することができた。その結果、確認用モデルを作ることなく CAD データをモックアップモデルで確認保証できるようになった。その成果と技術をここに紹介する。

* 和光研究所

** 栃木研究所

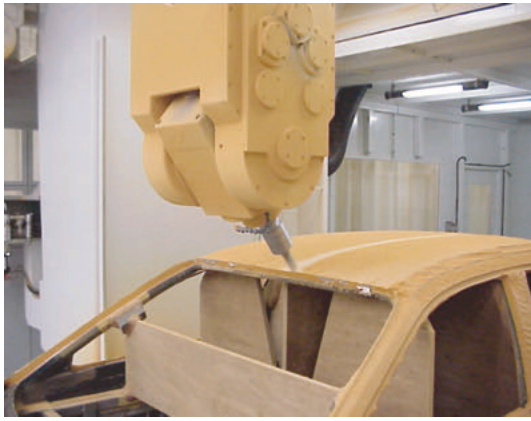


Fig. 1 View of 5-axis machining

2. 開発の目標

目標の NC 加工スピードの3倍速を達成させるための開発は、

- ・同時5軸高速高精度 NC 機の開発(ハード)
 - ・同時5軸 NC データ作成の開発 (ソフト)
- に大別される。

同時5軸高速高精度NC機の開発の具体的な目標要件は、

1. 荒加工時間の短縮 1/3
2. 仕上加工時間の短縮 1/3

同時5軸 NC データ作成の開発については、

1. 5軸加工ソフトの開発と実用化
3. NC データ作成時間の短縮 1/2

とし、これらの目標要件を達成することが重要課題である。

3. 同時5軸高速高精度 NC 機の開発

3.1. 仕様

NC 機のサイズは、フルスケールモックアップが1台分入る大きさのため、Fig. 2に示すようにZ軸が長く模型や小型機に比べ精度や加工条件が不利であるが、必要な精度を維持できる構造とした。同時5軸ヘッドは、この機械の重要なユニットであり、加工精度、剛性、加工速度を以前より向



Fig. 2 5-axis NC machine

上させた新設計のものを開発した。NC コントローラは、RTCP制御を前提に開発した。NC機の安定性と高速加工に絶え得る強度、加工時の共振を抑えるため、鋳鉄構造体を採用した。

スピンドルはビルトインタイプなので、高速回転対応等を考慮し、HSK テーバを採用した。

加工実速度は直線軸 20 m/min(回転軸は同期)を基本とし、耐久性は従来と同等、NC機の保守管理を充分考慮した仕様にした。またハード側の各回転軸のバックラッシュをゼロにする必要がある。各回転軸のスケールフィードバックでそれらの位置精度は保証されるが、工具先端部分の位置は精度保証されていないので誤差がゼロにならない。軸の座標反転時の数 μ mの誤差を無くすることが課題である。

3.2. RTCP と同時5軸 NC 機の動作

Fig. 3 に示すように、RTCP(Rotating Tool Center Point)の ON/OFF によって NC の動作が全く異なることが注意点である。以前はこの機能が無く RTCP/OFFの状態であった。NCデータ作成時のヘッドのシミュレーションと実際のNC機の動作が異なるので、データー作成にはそれなりの経験が必要である。当初、RTCP 導入直後は NC コントローラソフトの不具合が多くあったが、不具合を解消し現在は自動運転できるまでになった。NCデータ作成時のヘッドシミュレーションもリアルな表示になり、NC機の動作と一致することが出来るようになり、事前に確認することが可能になった。また NC 機の使用に関して、F指令値は刃先の速度になるので、F指令値よりも動作が早くなり、バランスの取れた速度制御が必要になる。

3.3. 同時5軸加工のテスト

同時5軸加工は、構造上可動部分が多いため、NC機メーカーの静的精度保証だけでは十分でなく、動的保証をトライ

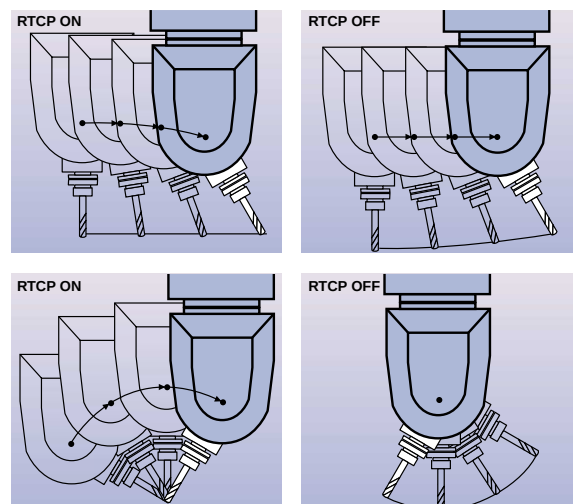


Fig. 3 Movement of RTCP on/off

アルの時点に十分にテストすることが重要であると考え、動的テストの方法は、NC機メーカー各社で統一されたものは無く、球面の加工、テーパコーンの加工、実際の製品での加工等が用いられている。

以前は同時5軸加工がまだ一般的でなかったため、試行錯誤の繰り返しであった。今回、RTCPのON/OFFの差異を確認した一対のサンプルをFig. 4に示す。このサンプルは測定が容易なように、平面を同時5軸で加工する仕様とした。これはNC機の組み立ての総合精度確認と同時5軸制御の動的基本動作、および同時5軸ヘッドと各軸の位置関係を確認する目的がある。

RTCPがOFFの場合Fig. 4に示すように、洗濯板状になってしまう。このテストピースは、表面を長手方向にB軸(C軸)を+45度から-45度に変化させ、ボール工具で形状加工したものである。

加工条件は以下の通りである。

- ・トレランス 0.005 mm
- ・加工ステップ 0.4 mm
- ・工具 $\phi 20$ ボールエンドミル
- ・回転数 10 000 rpm
- ・加工速度 1 500 mm/min

NCデータは全く同じデータを使用しているにもかかわらず、加工結果がNC機の制御のON/OFFの違いによって異なる点が特徴である。言うまでもなく、RTCP/ONの状態が基本である。但し、加工形状とNCデータの品質によっては、OFFの状態でも加工が可能なものもある。これらの加工結果をもとに計測を行ない、各XYZBC軸の静的位置精度とワーク形状誤差が発生していないかどうかを確認する。同時にNCコントローラーの同期調整も行ないながら動的動作も確認する。

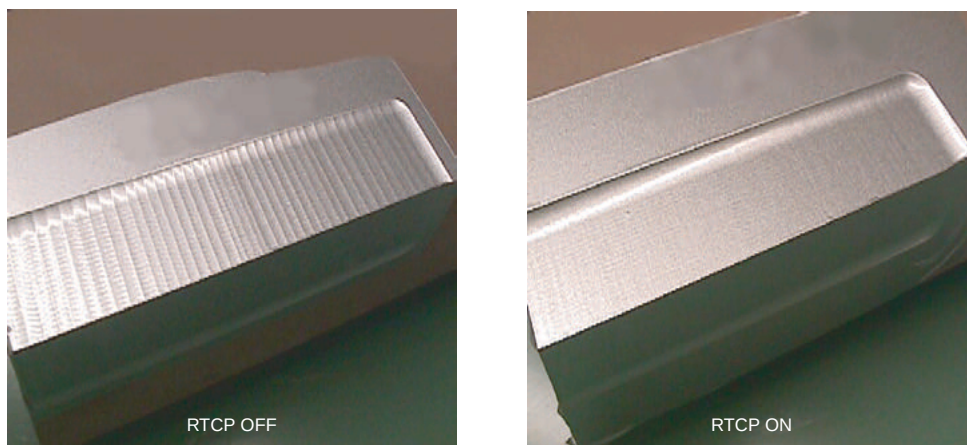


Fig. 4 Result of RTCP on/off

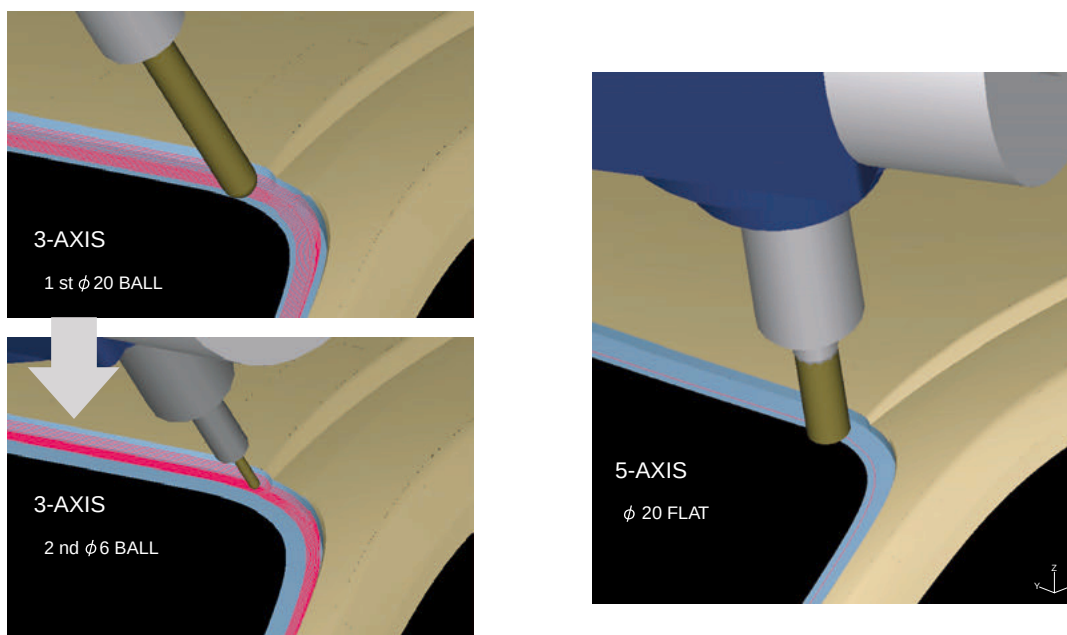


Fig. 5 Difference between 3-axis machining and 5-axis machining

この検査で不具合が出た場合、NC 機の組み立てに問題があるかどうか原因を究明し、同時5軸ヘッドの組み付けを再確認し、不具合を解決しなければならない。

次に、実際の形状加工を行ない各所の精度と動作を検証する。

このように、同時5軸 NC 機の精度保証は、導入時のトライアル期間に基本3軸以外に多くの時間を費やして調整する必要がある。

4. 同時5軸 NC データソフトの開発

4.1. 同時5軸 NC データ作成ソフトについて

現在市販されているパソコン CAM ソフトの多くは2軸、3軸加工に対しては十分な性能を発揮するが、固定5軸加工になると、使い勝手が悪くなったり、それ事体に対応していないものもある。更に、同時5軸加工の NC データ作成においては、機能が限定されていて、モックアップモデルの加工に適しているものが数少ない。そこで、モデル加工に適した開発を行なって同時5軸 NC データの作成を可能にした。

4.2. 同時5軸輪郭加工用 NC データの作成

従来のモックアップモデルはFig. 5のように、3軸のNC データをボールエンドミルで加工していた。この加工方法は、従来の NC 加工の主流であった。これはモックアップモデル加工では欠かせない機能である。ここでは Fig. 5 のようにウィンドウ部分の NC 加工プロセスの加工方法を比較して紹介する。

3軸加工方法は以下の通りの順序である。

- | | | | |
|-----|----------|------|------|
| 1工程 | φ 20 ボール | 荒 加工 | 複数パス |
| 2工程 | φ 20 ボール | 仕上加工 | 複数パス |
| 3工程 | φ 6 ボール | 荒 加工 | 複数パス |
| 4工程 | φ 6 ボール | 仕上加工 | 複数パス |

1工程から4工程は各々往復複数パスで加工するので、加工時間が長く、最小 3R の削り残しも発生してしまう。

同時5軸加工方法は下記の通りの順序である。

- | | | | |
|-----|-----------|------|------|
| 1工程 | φ 20 フラット | 荒加工 | 1本パス |
| 2工程 | φ 20 フラット | 仕上加工 | 1本パス |

結果として、工程が 1/2 になり加工時間が 1/3 に短縮された。更に、加工後の削り残しが無くなり加工品質も向上した。

このように同時5軸加工はフラットエンドミルを使うことが可能になるので、加工工程削減の革新的な方法であることが分かる。

その特徴は以下の通りである。

- ・加工時間短縮
- ・加工品質の向上
- ・工具費用の削減
- ・NC データ作成時間の削減(工程の削減)
- ・輪郭形状 CAD モデル作成時間の削減

近年、NC 機の高速高精度化によって早く加工することに対しては進歩が見られる。しかし、同じ加工速度でも、場所によっては同時5軸加工方法を取り入れた方が高速化よりも効果的であることが分かる。

4.3. 同時5軸面加工用 NC データの作成

同時5軸加工の機能の内、面加工機能も重要な機能の一つである。これは、デザイン面(複数の面)を面沿いにフラットやコーナラジラスエンドミルで加工出来る機能である。

通常は、同時5軸加工より3軸加工の方が確実に安定して加工出来る。しかし、モックアップモデルの場合は広い面をボールエンドミルで細かく高速に加工するよりも、同時5軸加工でコーナラジラスエンドミルで加工したほうが有利である。以前は、5軸面加工ソフトの不具合があり、削り残しが発生していた。フィレット形状部が Fig. 6 の左図に示すように品質が悪かったため、3軸加工で高速に細かく加工する方法しかなかった。それは NC データの加工方向にも影響するが、形状が変化する場所になると5軸NCデータの品質が悪くなると同時に5軸ヘッドの動作の変化も大

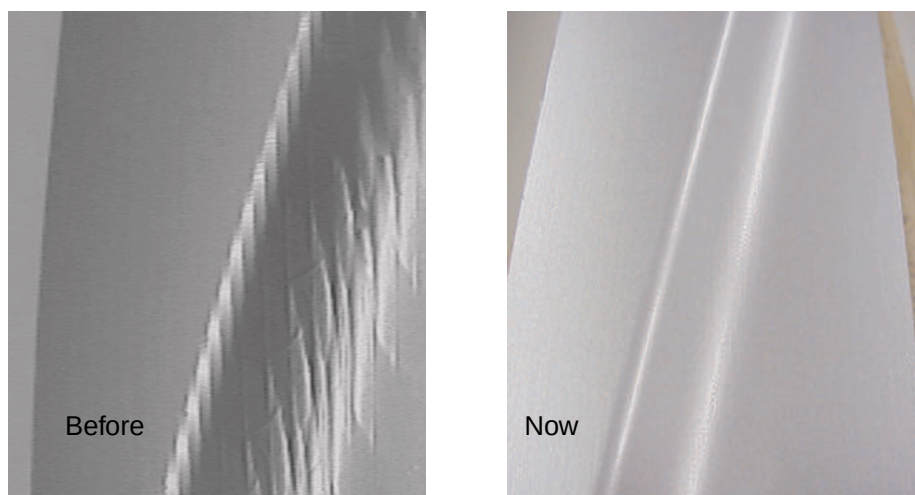


Fig. 6 Result of fillet on part using 5-axis machining

きくなる。この5軸ヘッドの変化を小さくすることにより、フィレット形状部の同時5軸面加工が可能になった。

Fig. 6 の加工条件は下記の通りである。

- ・トレランス 0.005 mm
- ・加工ステップ 基本設定 2 mm
- ・工具 ϕ 20 R3 コーナーラジアスエンドミル
- ・加工方向 以前ー 軸方向+固定ステップ
現在ー 面沿い方向+可変ステップ

このように可変ステップによる効果が品質に現れていることが分かる。

4.4. 共同開発で達成した新機能

加工ステップが一定の同時5軸 NC データ場合、Fig. 7 のように形状が変化する場所に削り残しが発生する。それを解消するために、Fig. 8のような可変ステップ加工が必要になる。同時5軸加工でフラットエンドミルを使用する場合は特に重要な機能である。この機能は、「コンスタントスキャロップハイト」と呼び、高品質なデザイン面を高品質で加工する機能として必要なものである。この機能を5軸の姿勢変化制御と組み合わせで開発した。

従来3軸加工ボールエンドミルの場合はFig. 9のように加工ステップを細かくし、削り残し量をスキャロップハイトで0.005 mm以下に設定されていれば、ほぼ高品質な表面精度が得られる。この原理を5軸に利用したものである。

具体例として、この同時5軸加工をルーフ部分で適用し

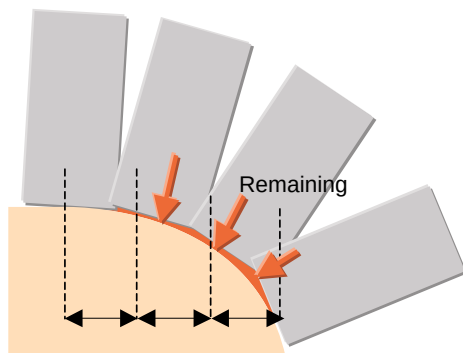


Fig. 7 Constant step over 5mm

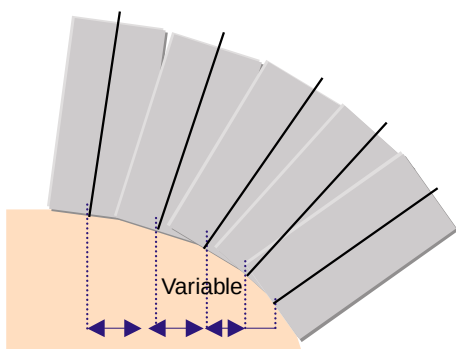


Fig. 8 Variable step over 3-7mm

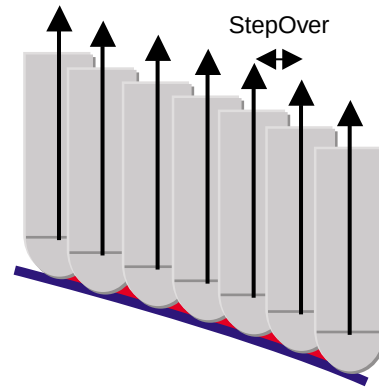


Fig. 9 3-axis milling with step over 0.77mm

た時のシミュレーションをFig. 10に示す。5軸ヘッド部分の表示と回転軸のシミュレーションによって、最適 NC データの作成が容易である。この場合は、5軸ヘッドの干渉は殆ど発生しないが、複雑な形状になるとこの表示が大変有効である。この時の加工条件は下記の通りである。

- ・トレランス 0.005 mm
- ・加工ステップ スキャロップハイト 0.005 mm にて指定
- ・工具 ϕ 40 フラットエンドミル
- ・加工方向 面沿い方向+可変ステップ
- ・加工速度 20 m/min

ルーフのようななだらかなデザイン面で、加工面積が広い場合は、同時5軸加工には最適な形状である。大きなフラットエンドミルが使えるため3軸加工と比較した場合、加工時間を1/10に短縮できた。また、品質についても加工結果をFig. 11に示すように、左側の5軸加工面と右側の3軸加工面では加工方法の違いによる品質の差が分かる。しかしながら、データ作成時間の短縮については削減が難しい。NCパス計算は早いですが、5軸加工用NCデータのシミュレーションでのチェックは5軸ヘッドの動作もチェックしなければならないので3軸加工の時よりも時間がかかる。

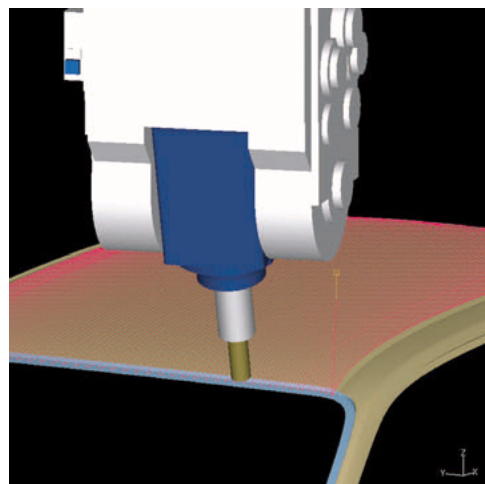


Fig. 10 Simulation by 5-axis machining with flat endmill

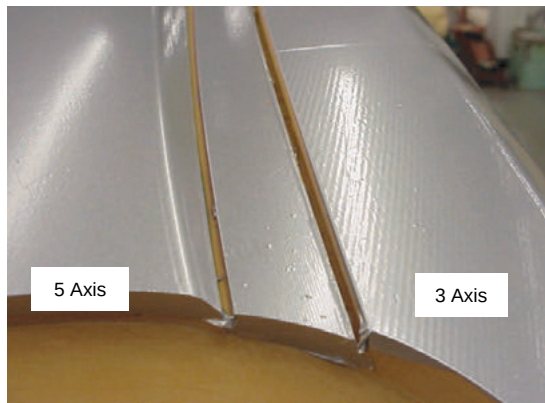


Fig. 11 Difference between 5-axis machining and 3-axis machining

参考にボールエンドミルの場合の加工条件は下記の通りである。

- ・トレランス 0.005 mm
- ・加工ステップ 0.65 mm
- ・工具 $\phi 30$ ボールエンドミル
- ・加工方向 X軸方向 (加工軸 45 度傾斜)
- ・加工速度 30 m/min

参考に同時5軸加工後のルーフ全体の形状を Fig. 12 示す。

3軸加工面に比較して5軸加工面は蛍光灯のハイライトもはっきりと光って良く見える。加工面品質の良いことが分かる。

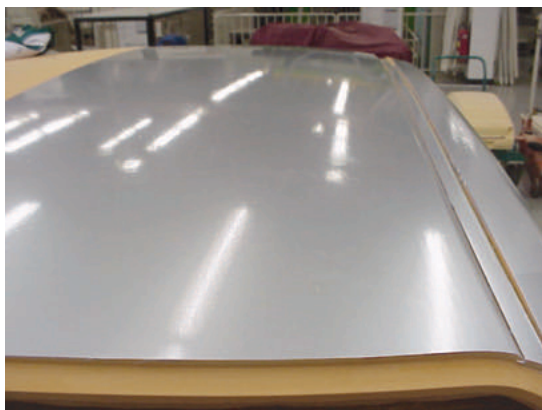


Fig. 12 Result of 5-axis machining

5. 開発の成果

本テーマの目標要件に対して、その結果は次の通りである。

加工時間の短縮の施策に対して、荒加工時間、NC データ作成時間および仕上加工時間はそれぞれの目標を達成した。あわせて同時5軸加工ソフトの開発と実用化も達成し、全ての項目を達成した。とくに、同時5軸加工技術開発は、加工スピードを追求するだけでなく加工方法を工夫することで加工時間が削減できることがわかり、それ同時に加工

品質も改善できることが確認できた。

以上の結果により、目標の3倍高速化に対して、目標を大巾に上回る5倍の高速化を達成した。

6. まとめ

モックアップモデルの NC 加工において、従来3軸加工が主体であった NC 加工に対して、同時5軸加工技術を核技術として開発を行ってきた。この分野では、ソフト・ハード共に汎用性のある加工技術がまだ少なく、独自の技術で造り込みを行なった。

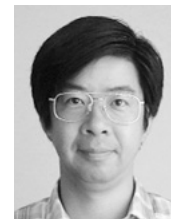
その結果、同時5軸 NC 加工技術の実用展開が出来るようになり、3軸加工の高速化による相乗効果も加わり加工時間が短縮できた。さらに、NC データの供給については、シミュレーションで確認された品質の良い NC データをタイムリーに供給できる仕組みを構築した。これらの新しい造り技術の展開によって、モックアップモデルの NC 加工スピードを5倍高速化することができた。

この新技術を完成するにあたり、内外の多くの人達の多大なるご協力をいただき感謝いたします。

■ 著 者 ■



岡田 充 弘



姉 川 総 一

SULEV 用低熱容量 エキゾーストマニホールドの開発

Development of a Low Heat-Capacity Exhaust Manifold for SULEV

石井 和夫*
Kazuo ISHII

宗村 岳*
Takeshi MUNEMURA

吉田 信行*
Nobuyuki YOSHIDA

要 旨

ABSTRACT

触媒の活性化温度到達時間を短縮するために低熱容量の二重構造エキゾーストマニホールドを開発した。インナパイプをできるだけ薄くするために、最適成分設計により高温強度、耐酸化性を大幅に向上したオーステナイト系ステンレス鋼を開発した。この材料を用いることで、高温での座屈強度を向上することができ、0.4mm厚のインナパイプとすることができた。米国エミッションモードにおいて、インナパイプを0.4mm厚とした二重構造エキゾーストマニホールドは、2 mm厚の通常の一重構造品に対して触媒の活性化開始温度に達する時間を3 sec 早期化することができ、HC 排出量を約 22%低減することができた。開発したエキゾーストマニホールドと、空燃比制御技術および触媒技術을 合わせて適用することにより、床下配置コンバータにおいて 01 モデルの SULEV 仕様車よりも貴金属量を約 20% 低減することができた。

A dual-wall exhaust manifold was developed that has low heat capacity in order to reduce the time taken to reach the catalyst activation temperature. An austenitic stainless steel with significantly improved high-temperature strength and oxidation resistance was developed by optimizing the composition design so that the inner tube could be made as thin as possible. The use of this material made it possible to increase the buckling strength at high temperatures and to make the inner tube wall 0.4 mm thick. In United States emission modes, a dual-wall exhaust manifold with an inner tube having a wall 0.4 mm thick is able to reach the catalyst light-off temperature 3 seconds faster than an ordinary single-wall manifold that is 2 mm thick. This achieved a reduction of approximately 22% in hydrocarbon (HC) emissions. The combined application of air-fuel ratio (A/F) control technology and catalyst technology together with the developed exhaust manifold made it possible to reduce the amount of precious metals used in an under-floor converter by approximately 20% compared to a 01 model vehicle with SULEV specifications.

1. まえがき

近年、自動車地球環境に与える影響が注目されつつあり、各地域でさまざまな規制が施行されている。中でも、排気による大気汚染については米国のカリフォルニア州を初めとして各国で早期からその規制への取り組みがなされてきており、かつては達成が不可能といわれていたULEV (Ultra low emission vehicle)や SULEV (Super ultra low emission vehicle)に適合する市販車も増えつつある。これらのエンジ

ンでは燃焼の改善、空燃比制御の精密化、触媒コンバータの浄化性能向上や排気システムの改良などの技術を組み合わせることで、排気中の汚染物質を低減している^{(1), (2)}。

なかでも、触媒コンバータは排気浄化に対して大きな役割を担っているため、排気エミッションの規制強化に伴って触媒作用のある貴金属使用量が増加しつつある。このことから、貴金属資源保護の観点でその使用量を削減しつつ浄化性能を向上する技術が従来にも増して重要となってきている。

*栃木研究所

2. 開発のねらい

エキゾーストマニホールドの薄肉低熱容量化はエンジン始動時の排気温度の低下を抑制し、触媒の昇温特性を改善することができる。このような効果をねらって、インナが0.6mm厚の二重構造エキゾーストマニホールドが開発され、エミッション低減効果があることが報告されている⁽³⁾、⁽⁴⁾。このように、エキゾーストマニホールドの低熱容量化は排気エミッションの低減に寄与する技術として標準的な技術になりつつあるが、より一層の排気エミッション低減と触媒コンバータの貴金属使用量削減のためにも、従来にも増して低熱容量化の技術が求められてきていた。しかしながら、インナ材として従来から用いられているフェライト系ステンレス鋼を用いた場合は、0.6mm厚が強度的な限界であった。本開発では、高強度なオーステナイト系ステンレス鋼を開発し、これを適用することでいっそうの薄肉低熱容量化をねらった、インナが0.4mm厚の二重構造エキゾーストマニホールドを開発し、貴金属使用量の低減とSULEVの両立に寄与することをねらいとした。

3. 構造

Fig. 1 に開発したエキゾーストマニホールドの全体構造を示し、適用材料の一覧を Table 1 に示す。パイプ、チャンバともに断熱二重構造を適用した 4-1 集合形態としている。インナパイプは熱容量に対する寄与が大きいため、強度との両立を考えた極限の低熱容量化を目指すために、従来材よりも高強度な材料を開発することで 0.4mm 厚とした。

チャンバについても熱容量低減のために二重管構造を適用している。チャンバは排気流の下流端をステンレス鋼製メッシュを介して支持する構造としている。インナチャン

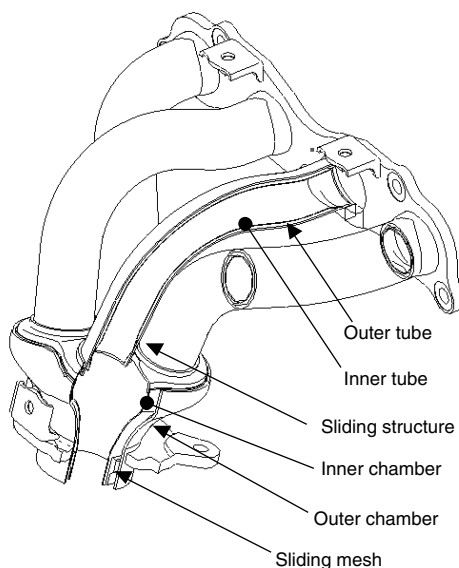


Fig. 1 Structure of exhaust manifold

Table 1 Applied material for each part

Part	Material	Thickness
Outer chamber	JIS SUH409L	2.0mm
Inner chamber	14Cr-Nb stainless steel	0.8mm
Outer tube	14Cr-Nb stainless steel	1.5mm
Inner tube	Developed stainless steel	0.4mm

バについては、メッシュによる安定したスライドが期待できること、および形状的にも座屈し難いことから、従来から用いられている0.8mm厚のフェライト系ステンレス鋼を適用した。以上のような仕様によりインナパイプ0.6mm厚、インナチャンバ0.8mm厚の従来の二重構造エキゾーストマニホールドに対して⁽³⁾、熱容量を15%低減している。

次に、本開発で最も重要な技術要素であるインナパイプの材料およびスライド機構について述べる。

4. 材料

従来の二重構造エキゾーストマニホールドで最も薄いインナ材料を用いているものとしては、0.6mm厚のフェライト系ステンレス鋼を用いている例があった⁽³⁾、⁽⁴⁾。これら従来品では熱疲労の観点での耐久性が最も重要視され⁽⁸⁾、熱膨張が小さいフェライト系ステンレス鋼を用いていた。しかしながら、二重構造エキゾーストマニホールドの開発が進み、熱膨張を吸収するスライド機構により熱疲労を回避する技術が確立したことで⁽³⁾、⁽⁴⁾、熱膨張が大きいオーステナイト系ステンレス鋼を用いることができる技術的環境が整ってきた。また、二重構造エキゾーストマニホールドのインナ薄肉化が進むにつれて、主たる破損形態が熱疲労から高温での高サイクル疲労に変化してきている⁽⁴⁾。本開発では薄肉低熱容量化を極限まで狙うために従来よりも更に薄肉な0.4mm厚のインナを達成目標とするため、高温での高サイクル疲労に優れるオーステナイト系ステンレス鋼を用いることを検討した。

4.1. 材料コンセプト

高温においては、オーステナイト系ステンレス鋼が強度的に優れているが、加工硬化が大きいことや、自動車用エキゾーストマニホールド特有の環境として常温と高温の熱サイクルが繰り返し加わるなどのことから、従来のオーステナイト系ステンレス鋼では以下のような課題があった。

- (1) 加工誘起マルテンサイトを生じると加工硬化が大きく、加工性が悪化する。また、加工誘起マルテンサイトは800℃程度で逆変態するため、変形等を生じる。
- (2) 熱膨張、収縮の繰り返しにより酸化膜がはく離し、耐繰り返し酸化性が低い。

このようなことから、繰り返し酸化に耐え、安定したオーステナイト組織であるステンレス鋼とすることをコンセプト

トとした。さらに、インナ厚を0.4mmとするためにできるだけ高温強度を高くすることも合わせて検討した。

4.2. 成分設計

各特性を検討した結果、23Cr-11Ni-N-REM (Rare earth metal:希土類元素)という成分系を用いることとした。材料コンセプトとそれに基づいた達成方法について Fig. 2 に示す。それぞれの検討内容と結果を次に示す。

4.2.1. オーステナイト組織の安定化

ステンレス鋼の組織は、合金成分から計算される Ni 等量: Ni_{eq} および Cr 等量: Cr_{eq} から Schaeffler の組織図を用いて推定することが一般的であるが、N を考慮する場合には Fig. 3 に示す DeLong の組織図を用いる⁽⁵⁾。加工誘起マルテンサイト変態を抑制するにはマルテンサイト生成領域(図中の左下)を避け、オーステナイト領域の成分系とすることが基本である。また、溶接時の凝固割れを回避するにはδフェライトをある程度析出させるような成分設定とすることが望ましく、フェライト寄りの成分設計とした。

4.2.2. 耐繰返し酸化性の向上

オーステナイト系ステンレス鋼の繰返し酸化性がフェライト系ステンレス鋼よりも劣るのは、熱膨張の繰返しにより酸化皮膜がはく離し、酸化に対する保護性を喪失するからである。したがって、酸化皮膜の密着性を改善することで耐繰返し酸化性を向上することができる。

耐繰返し酸化性の高い合金としては Ni 基合金が一般的である。これは基材の熱膨張がオーステナイト系ステンレス鋼よりも小さく、酸化皮膜との熱膨張の差が小さいので熱膨張を繰り返しても酸化皮膜が破壊されることがないからである。このようなことから、Ni を多量添加することで耐繰返し酸化性をある程度は改善することができるが、Ni は高価な合金元素であるため経済的ではない。一方、REM は酸化皮膜の粒界に析出して密着性を改善することが知られており^{(6), (7)}、このような機構によることから極微量添加でも効果が大きい。したがって、Ni 添加よりも経済性に優れた REM 添加により耐繰返し酸化性を改善することとした。

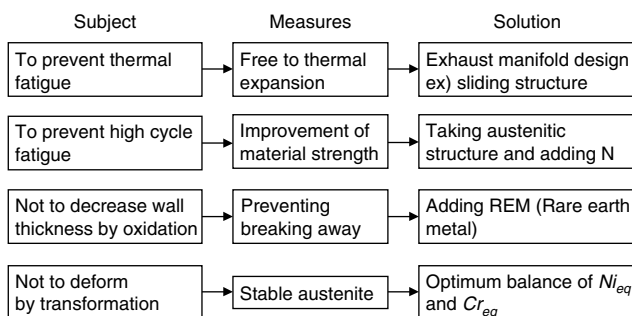


Fig. 2 Subject and solutions for thin inner wall exhaust manifold

4.2.3. 高温強度の向上

高温での再結晶や回復の影響が無く強度を維持できる強化機構としては、基材に溶質原子を均一に固溶させる固溶強化や、基材に異質の析出物を微細分散させて強化する析出強化に限られる。自動車用排気系材料として考えた場合、溶接することや非調質であることを考慮すると、析出強化は適用し難いため、固溶強化を効果的に利用する必要がある。固溶強化に効果が大きい元素は侵入型の C や N であるが⁽⁸⁾、C は高温下で $Cr_{23}C_6$ 型の炭化物を形成して脆化の原因となり、高温で長期間安定して強度を維持するには適さない。また、上記反応で Cr を消費してしまうので耐酸化性も劣化してしまう。一方、N は高温下でも窒化物を形成し難く、高温でも長期間安定して強度を維持できる。また、耐酸化性を向上する効果もあることから⁽⁹⁾、N 添加により強化することとした。

4.3. 適用成分系での諸特性

本開発材の成分の代表例を Table 2 に示す。次に、この成分系での各特性を述べる。

4.3.1. 組織安定性

ステンレス鋼は一般的に焼鈍状態で加工に供される。焼鈍材料の冷間加工による金属組織の変化を Fig. 4 に示す。図からわかるように、初期のオーステナイト結晶粒は変形するが、加工誘起マルテンサイトは生じていない。これらの各加工度におけるフェライト率はフェライトスコープ (Fischer MP30) による測定では測定限界以下であった。これらのことから、安定オーステナイト組織であることがわかった。

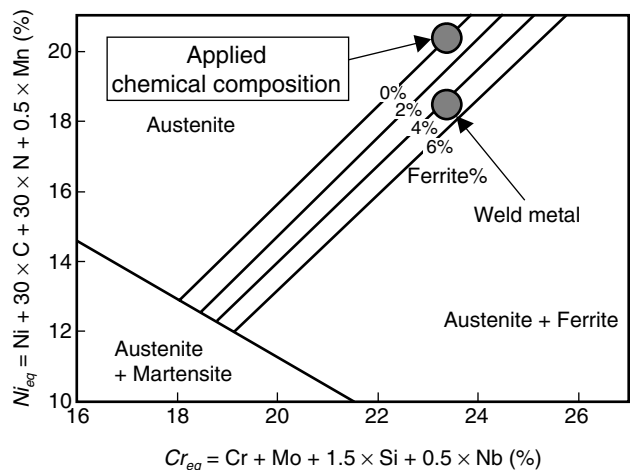


Fig. 3 DeLong diagram⁽⁵⁾

Table 2 Typical chemical composition of the developed stainless steel

(mass%)						
C	Si	Mn	Cr	Ni	N	REM
0.07	0.31	0.79	22.86	11.68	0.20	0.03

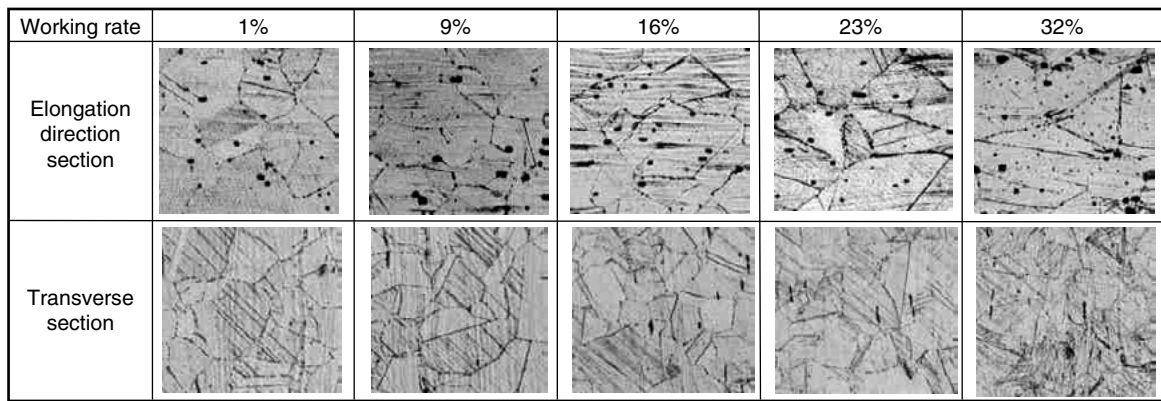


Fig. 4 Change of metal structure by cold working

TIG 溶接金属の組織は Fig. 5 に示すように、オーステナイトの樹枝状晶であることがわかる。オーステナイト系ステンレス鋼の溶接金属の溶接割れを回避するには5%程度のフェライトを析出させることが効果的であるとされる⁽⁵⁾。フェライトスコープにより溶接金属のフェライト率を測定すると、ほぼ5%で安定していた。溶接金属の窒素を分析すると0.14%であり、Ni等量は $Ni_{eq}=18.38$ となるので、Fig. 3 に示したようにフェライト率が約5%になる。このように、溶接による窒素含有量の低下によってフェライト率が最適な値となることがわかる。

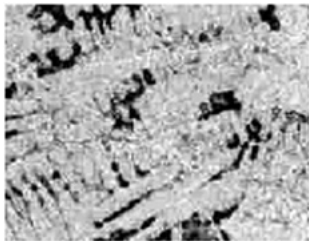


Fig. 5 Structure of weld metal

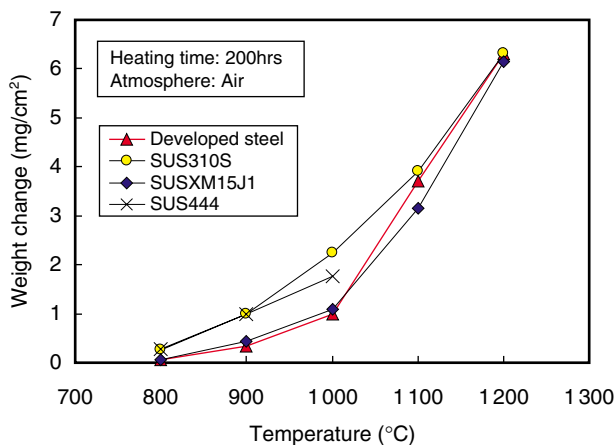


Fig. 6 Weight change by continuous heating

4.3.2. 耐酸化性

大気中での各温度における連続酸化試験の結果を Fig. 6 に示す。連続酸化では酸化皮膜の成長により重量が増加し、これが小さい方が耐連続酸化性に優れた材料である。このことより、本開発材は従来のオーステナイト系ステンレス鋼と同等以上の耐連続酸化性であることがわかる。

次に、大気中でヒートサイクルを与えた場合の繰り返し酸化による重量変化を Fig. 7 に示す。このような繰り返し酸化では酸化皮膜がはく離することによる重量減少が見られ、これが小さい方が耐繰り返し酸化性に優れた材料である。本開発材は重量が減少していないことから、酸化皮膜がほとんどはく離せず、従来の鋼種よりも耐繰り返し酸化性に優れていることがわかる。

4.3.3. 高温強度

高温強度特性のうち耐力について Fig. 8 に示す。本開発材はフェライト系ステンレス鋼で最も高温強度が高い SUS444 に比較して 800°C 以上では約 3 倍の強度を達成している。また、従来のオーステナイト系ステンレス鋼に比較しても 1.2 ~ 1.5 倍の高温強度を達成している。

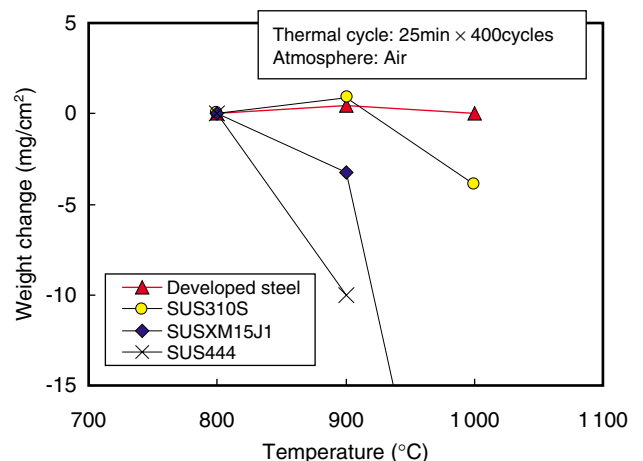


Fig. 7 Weight change by thermal cycles

5. ポート構造の検討

5.1. 二重管での座屈強度評価

二重管構造ではインナパイプが直接排気に接触しており、アウトパイプに対して温度が高くなる。そのためインナパイプはアウトパイプに対して相対的に伸びることから、イ

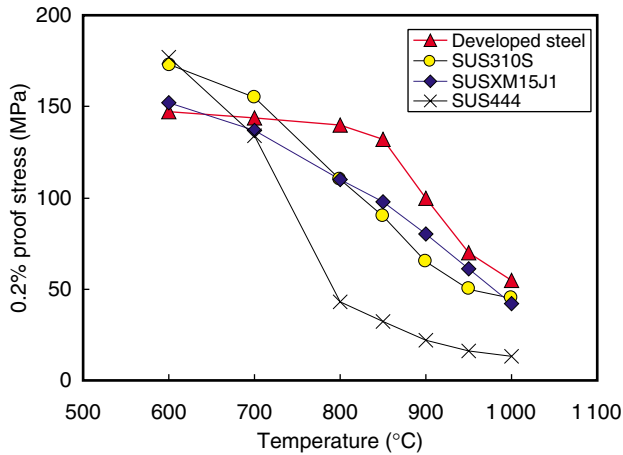


Fig. 8 Proof stress under high temperature

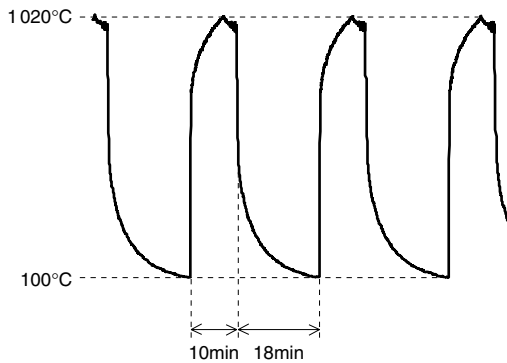


Fig. 9 Thermal cycle pattern for buckling test

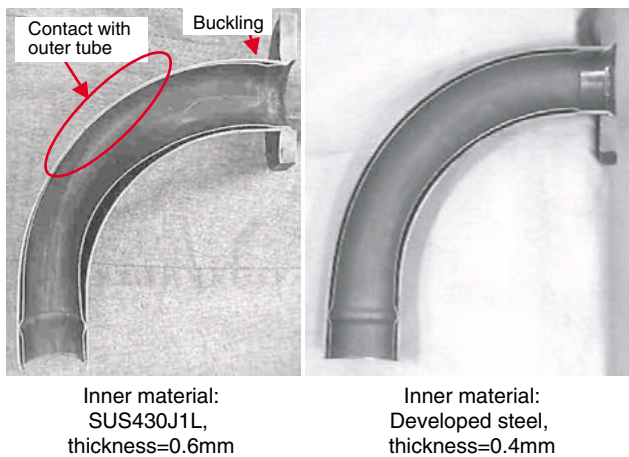


Fig. 10 Buckling deformation of the inner tube after thermal cycles

ンナパイプの高温での降伏強度が十分でない場合には座屈変形する。そこで、二重管構造における従来材と本開発材との座屈強度を排気シミュレート試験機を用いて比較した。排気温度は加速試験とするために実機よりも高い1020°Cとした。試験は Fig. 9 に示す熱サイクルを 40 サイクル与えて、その後のインナパイプの座屈変形を観察した。Fig. 10 に座屈試験の結果を示す。従来のフェライト系ステンレス鋼では0.6mm厚でも座屈変形してインナパイプとアウトパイプが密着してしまい、本来の目的である断熱二重構造を維持できないことがわかる。一方、本開発材では0.4mm厚でも座屈変形が生じていないことがわかる。

このような座屈変形挙動を解析するために Fig. 11 に示した先端の相対熱伸び量を計測した。この試験によって得られた相対熱伸び曲線の代表例を Fig. 12 に示す。ここで、相対熱伸びの計算値は次式を用いて計算した。

$$\Delta L_{cal} = \alpha_{in} L_{in} \Delta T_{in} - \alpha_{out} L_{out} \Delta T_{out} \quad (1)$$

ΔL_{cal} : Calculated relative thermal expansion

α_{out} : Linear thermal expansion coefficient of outer material

α_{in} : Linear thermal expansion coefficient of inner material

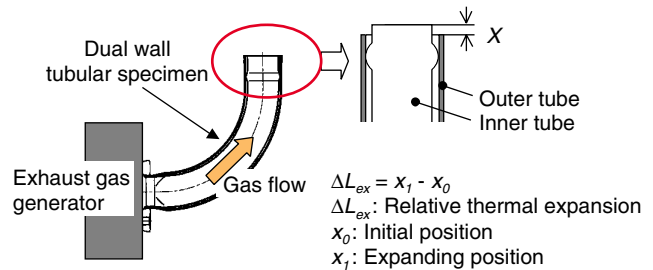


Fig. 11 Test method to measure the relative thermal expansion of inner tube

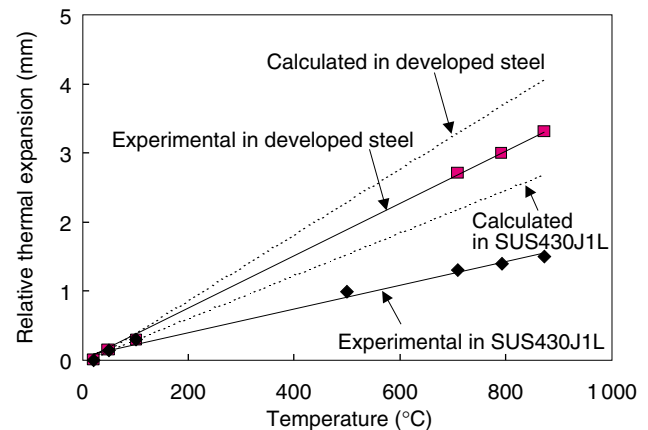


Fig. 12 Thermal expansion behavior

- L_{out} : Length of outer tube
 L_{in} : Length of inner tube
 ΔT_{out} : Temperature vary of outer tube
 ΔT_{in} : Temperature vary of inner tube

この結果でわかるとおり、フェライト系ステンレス鋼の SUS430J1L では相対熱伸び量は小さいが計算値とのかい離が大きく、熱伸びの拘束が大きいことがわかる。一方、オーステナイト系ステンレス鋼である開発鋼では、相対熱伸び量は大きい計算値とのかい離は小さく、熱伸びの拘束が小さいことがわかる。このような差は拘束によって発生する熱応力が材料の耐力を超えると座屈してしまうことが原因と考えられる。したがって、このような構造で部品として使用するには拘束の度合いを設計パラメータとして考慮する必要がある。

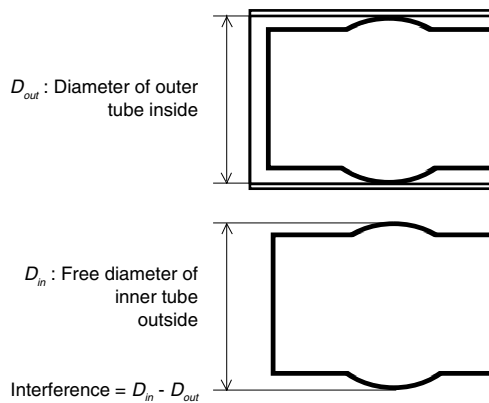


Fig. 13 Structure of sliding port

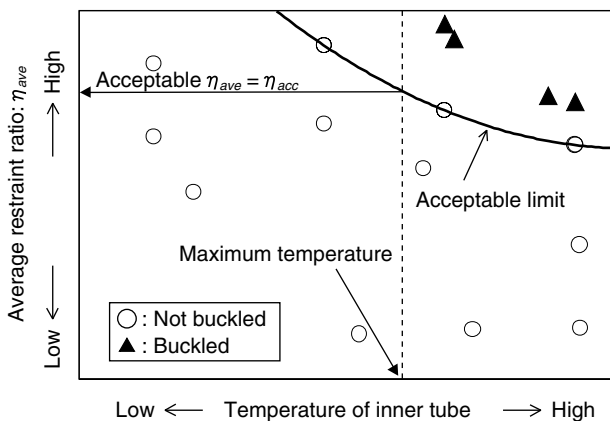


Fig. 14 Acceptable average restraint ratio

5.2. 座屈限界の定量的評価

排気系の熱疲労に対しては拘束率が評価パラメータとして最適であることはすでに実証されている⁽¹⁰⁾。これを拡張して、熱膨張に対する座屈限界を定量的に評価するためのパラメータとしてパイプ全長にわたる平均拘束率 η_{ave} を定義する。

$$\eta_{ave} = \frac{\Delta L_{cal} - \Delta L_{ex}}{\Delta L_{cal}} \quad (2)$$

η_{ave} : Average restraint ratio

ΔL_{ex} : Experimental relative thermal expansion

平均拘束率はスライド部の締め代を変えることにより変化させることができる。ここで、締め代は Fig. 13 で定義された値である。平均拘束率と温度を変化させた場合の座屈発生状況から、本開発材を用いた場合の座屈限界線図を Fig. 14 のように得ることができた。

5.3. スライド構造の設計

インナパイプとアウトパイプの排気流の上流端はシリンダヘッド側のフランジに溶接され、下流端は Fig. 13 のようなスライド構造となっている。ここで、エキゾーストマニホールドの使用設計温度を設定すると、Fig. 14 より許容平均拘束率: η_{acc} を求めることができる。インナパイプの座屈強度を保証するためには、平均拘束率が η_{acc} 以内となるスライド構造とするための締め代の設定が必要である。この締め代と平均拘束率の関係について3曲げ実体形状を用いて、Fig. 11 に示した挙動解析による試験結果を Fig. 15 に示す。この関係より、平均拘束率を η_{acc} 以内にするためにはスライド部の締め代を I_{max} 以内とすれば良いことがわかり、これを設計最大締め代とした。

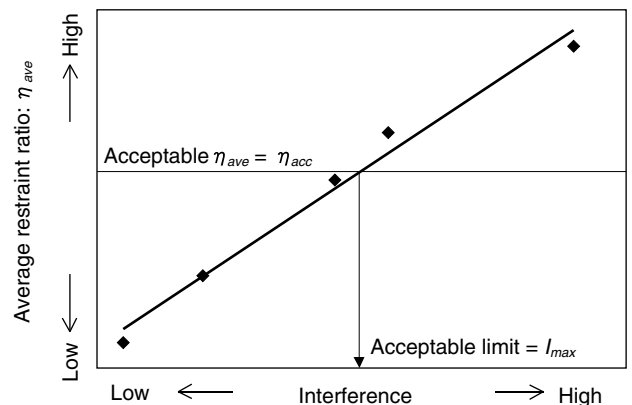


Fig. 15 Relationship of interference and average restraint ratio

6. 部品性能

部品性能について、開発品と2mm厚の通常の一重構造エキゾーストマニホールドとの比較試験を行った。Table 3に各エキゾーストマニホールドの仕様を示した。

6.1. エミッション性能

6.1.1. 昇温特性

米国 FTP(Federal test procedure)サイクルのエンジン始動時における触媒コンバータの昇温特性の差を Fig. 16 に示す。始動後徐々に触媒温度に差が現れ、始動から20sec後では40°Cの温度差を生じ、触媒のライトオフ温度といわれる400°Cに到達する時間が3 sec 早くなる効果がある。こ

Table 3 Specification of the exhaust manifold for comparison test

	Tube		Chamber	
	Outer	Inner	Outer	Inner
Conventional	2mm	—	2mm	2mm
Developed	1.5mm	0.4mm	2mm	0.8mm

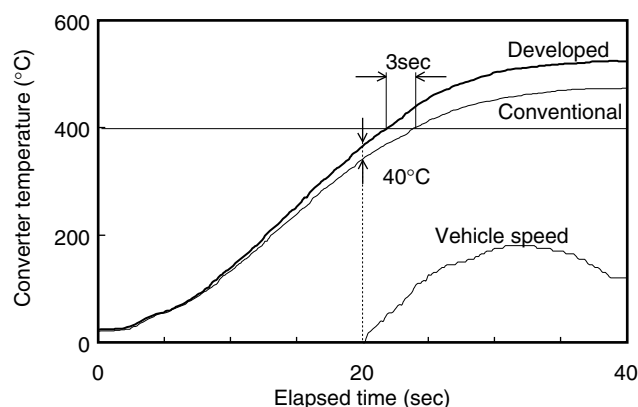


Fig. 16 Converter heat-up behavior on FTP cycle

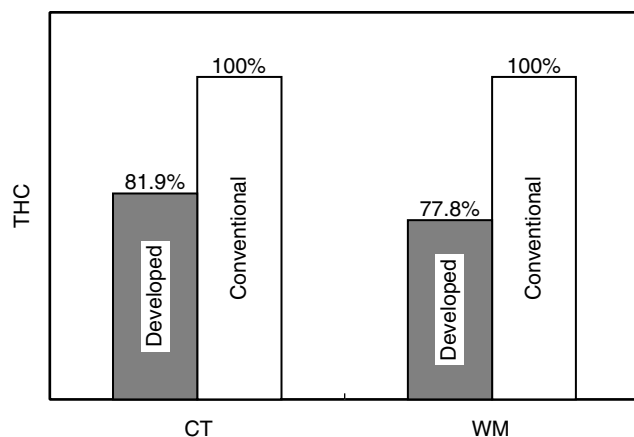


Fig. 17 Effect for emission decrease

の効果により、開発したエキゾーストマニホールドを用いることにより、ライトオフまでに排出されるエミッションを低減可能であることがわかる。

6.1.2. エミッション達成値

エミッションに対する効果を見るために、代表値としてHCの累積排出量の違いを Fig. 17 に示す。開発したエキゾーストマニホールドを用いることによりコールドスタート時の触媒を早期活性化できることからCT(Cold transient)でのエミッション低減効果が大きく、約18%の低減効果がある。また、モード全体の加重平均値 WM でも約22%の低減効果がある。同様に NO_x に対しては10%、CO に対しては12%の低減効果があることを確認し、エミッション低減に大きな効果があることが実証できた。

6.2. 音響特性

Fig. 18にエキゾーストマニホールドの違いによる音圧レベルの差を比較して示す。開発したエキゾーストマニホールドは通常の一重構造品に対して高周波領域においては若干劣るが、低周波領域においては優位であり、全領域(Overall)ではほぼ同等の位置付けにある。一般的に、二重構造のエキゾーストマニホールドは一重構造のものに対して音響特性が劣るとされているが⁽³⁾、本開発品ではインナがすべて円筒形状であるので比較的剛性が高く、音響特性の劣化が少ないと考えられる。

8. まとめ

本開発の結果以下のことが明らかとなり、薄肉低熱容量化を極限まで狙ったインナが0.4mm厚のエキゾーストマニホールドの開発に成功し、空燃比制御技術および触媒技術を合わせて適用することにより、床下配置コンバータにて01モデルのSULEV仕様車よりも貴金属量を約20%低減することができた。

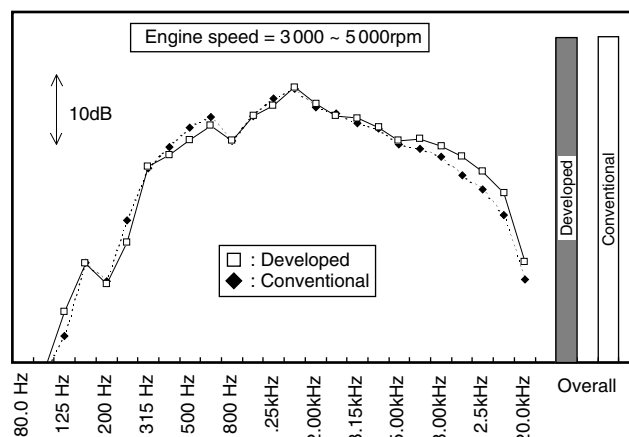


Fig. 18 Comparison of sound pressure level

- (1) 二重構造エキゾーストマニホールドのインナ材を従来よりも薄板で成立させるために、N 添加、REM 添加、 $Ni_{eq}-Cr_{eq}$ バランスの改善により高温強度、耐酸化性を向上した高耐熱なステンレス鋼を開発した。
- (2) 開発した高耐熱ステンレス鋼を二重構造エキゾーストマニホールドのインナに用いた場合、従来材よりも座屈変形に対して高い強度があることを単体熱サイクル試験により実証した。
- (3) 単体熱サイクル試験による座屈評価により許容平均拘束率を求めた。この許容値を用いて定量的評価が可能となり、インナが0.4mm厚であっても耐久性を満足する設計が可能となった。
- (4) インナを 0.4mm 厚とした二重構造エキゾーストマニホールドは、従来品に対して、FTP モードにおける触媒のライトオフ温度に達する時間を 3 sec 早くすることができた。
- (5) インナを 0.4mm 厚とした二重構造エキゾーストマニホールドであっても、板厚が 2 mm 厚のエキゾーストマニホールド(一重構造)と放射音圧は同等であることがわかった。

本開発エキゾーストマニホールドは 2002 年より量産を開始し、03 モデルの対米仕様 SULEV 仕様車をはじめとしたアコードシリーズに搭載されている。

謝 辞

本開発では、住友金属工業(株)、(株)ユタカ技研をはじめ多くの関係者のご理解とご協力を頂いたことに、本誌面を借りて深く感謝致します。

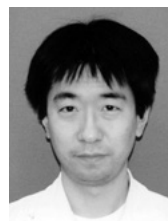
参考文献

- (1) Kishi, N. *et al*: Development of the High Performance L-4 Engine ULEV System, SAE paper, SAE980415 (1998)
- (2) 北川浩ほか: 「ACCORD SULEV」用極超低エミッションシステム, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.37-44 (2000)
- (3) Kishi, N. *et al*: Development of the Ultra Low Heat Capacity and Highly Insulating (ULOC) Exhaust Manifold for ULEV, SAE paper, SAE980937 (1998)
- (4) 橋本宏ほか: 高出力エンジン用低熱容量 4-2 集合エキゾーストマニホールドの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.11, No.1, p.85-92 (1999)
- (5) Long, C.J. *et al*: The Ferrite Content of Austenitic Stainless Steel Weld Metal, The Welding Journal, Vol.7, p.281-297 (1973)
- (6) Ishii, K. *et al*: Effect of Ti, Zr and Hf on High-Temperature

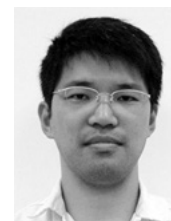
Oxidation Resistance of Fe-20Cr-5Al-0.1La Alloy Foiles, Materials Transactions, JIM, Vol.39, No.10, p.1040-1045 (1998)

- (7) Fukaya, M.: Material Properties of Fe-Cr-Al Alloy Foil for Metal Support, SAE paper, SAE970790 (1997)
- (8) Irvine, K.J. *et al*: High-strength austenitic stainless steels, Journal of the Iron and Steel Institute, vol.199(2), p.153-175 (1961)
- (9) 細井祐三ほか: オーステナイト系ステンレスの高温酸化に及ぼす窒素添加の効果, 第 119 回腐食防食シンポジウム資料「高窒素ステンレスの現状と課題」, p43-49 (1998)
- (10) Ishii, K. *et al*: Evaluation of Thermal Fatigue Life on the Exhaust Manifold by Analyzing Restraint Ratio, Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress, F2000G295 (2000)

■ 著 者 ■



石井 和夫



宗村 岳



吉田 信行

適応制御を用いた電子制御スロットルの開発

Development of Electronic Throttle Control Utilizing Adaptive Control Method

橋 本 英 史*
Eiji HASHIMOTO
安 井 裕 司*
Yuji YASUI

石 黒 哲 矢*
Tetsuya ISHIGURO
赤 崎 修 介*
Shusuke AKAZAKI

要 旨

近年、電子制御スロットルはアイドル時の高精度な吸入空気量制御や排気エミッション低減を実現するデバイスとして注目されている。このため、その動特性の個体ばらつきや経年変化に対する制御性能や制御分解能のロバスト性が要求されるようになってきた。ところが、これまで多く用いられてきた PID 制御のような古典制御による制御方式は、これらの動特性のばらつきや変化、制御系におけるさまざまな外乱を観測する機能を有しないため、ロバスト性と制御性能の両立が困難になっていた。そこで、ロバスト性と制御性能を両立するため、本研究では、電子制御スロットルの動特性変化やそれに関わる外乱を逐次的に推定する同定器と、スライディングモードコントローラを用いた適応制御を設計し、これを電子制御スロットルの駆動制御へ適用した。その結果、高いロバスト性と制御性能を有する高精度かつ高応答な電子制御スロットルを実現した。

ABSTRACT

Electronic throttle control has been focused in recent year as a measure to provide high accuracy for idling air control and improve emissions. For this reason, it is necessary to achieve greater robustness in control performance, to cope with variations in individual units and degradation of parts over time. Up to the present, it has been difficult for PID control systems to recognize unspecified disturbances, and this has been an impediment to the achievement of a balance between robustness and responsiveness. To perform robustness, an adaptive control system has been constructed which utilizes sliding mode control and is provided with an identifier to perform sequential calculations. This technology has realized previously unavailable levels of robustness and highly accurate and responsive electronic throttle control.

1. まえがき

近年の電子制御スロットルは、車両のトラクション制御や、オートマチックトランスミッションとの協調制御など、車両の安全性や乗り心地の向上といった目的で用いられてきた。しかし、燃費性能や排気エミッションの低減など環境への対応が求められ、例えば、直噴エンジン車やハイブリッド車、超低エミッション車などの新しいエンジンの制御システムにおいて広く採用されるようになってきている⁽¹⁾。

こうした数多くの制御システムと密接に、あるいは複雑に絡み合った電子制御スロットルは、スロットル開度センサや、駆動ギヤ、駆動用 DC モータといった構成部品のばらつきによる動特性のばらつきや、温度など使用環境の変化、経年劣化等といった動特性変化のために、制御系の安定

性を維持することが困難であった。このため、制御性能を落とすことによって制御系の安定性を確保していた。

例えば、スロットル開度の駆動制御として PID 制御を用いた場合は、スロットル開度に応じて変化する動特性変化や外乱に対しては、スロットル開度に対してフィードバックゲインをスケジュールすることによって対応することが可能である。しかしながら、構成部品のばらつきや経年劣化によって生じる動特性のばらつきや変化が生じると、PID 制御では、これらを観測することが困難なため、フィードバックゲインを適切な値に変更することができず、スロットル開度の目標値に対する追従性と安定性の低下につながっていた。これを解決する手法の一つとして、動特性のばらつきや変化、外乱を逐次的に推定を行うオンボード同定器を用いた適応制御⁽²⁾の適用が考えられる。

*栃木研究所

ゆえに、本研究では、スロットル開度の急変等によって生じる動特性変化にも適応可能な新たな適応制御を電子制御スロットルへ適用し、高いロバスト性と制御性能を実現したので、その内容について報告する。

2. システムコンセプト

Fig. 1 に示す通り、本技術は性能、信頼性、スマートさを高次元でバランスさせた電子制御スロットルシステムを目標としている。

性能面では、運転する楽しさをより強調でき、安全、環境における要求性能を満たすことのできる応答性と制御分解能の実現を目指した。

信頼性においては、機械式スロットルとアイドルエアコントロールバルブを組み合わせたシステムと同等以上の耐久性を有したハードウェアを設計した。また、適応制御を用いたスロットル開度制御を行うことにより、ハードウェアの各特性のばらつきと経年変化を補償し、さらに、ハードウェアが故障状態に至ったような特性変化が生じた場合にお

いても制御系の安定性を維持することによって、機械式スロットルと同等の信頼性を実現した。

スマートさとして、適応制御の適用による応答性と信頼性向上によって、モータの最大トルクの低減や故障時にモータをスロットルから切り離すためのクラッチ機構を用いない事で小型軽量化とコスト低減を実現している。

2.1. システムレイアウト

Fig. 2 に電子制御スロットルが適用されているエンジンのスロットルボディ、アクセルペダル、及び駆動ドライバの車載レイアウトを示す。

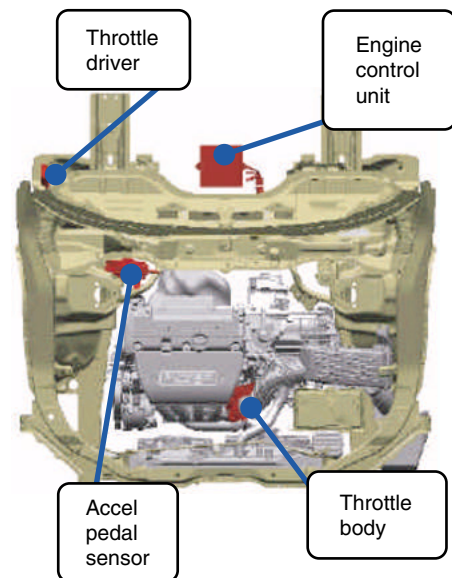


Fig. 2 Layout of electronic throttle control system

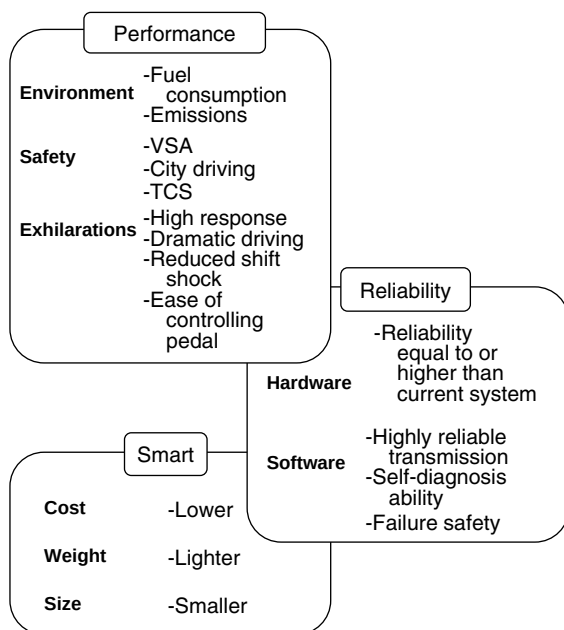


Fig. 1 Electronic throttle control system concept

Fig. 3 のように本システムは、エンジンコントロールユニットと電子制御スロットルの間がマスタスレーブ方式で接続された機能分散型システムとなっている。これにより、電子制御スロットル用ドライバが、エンジンコントロールユニットと分離しているため、ハードウェアの変更をすることなく多機種のエンジンコントロールユニットへ組み合わせられるようになっている。

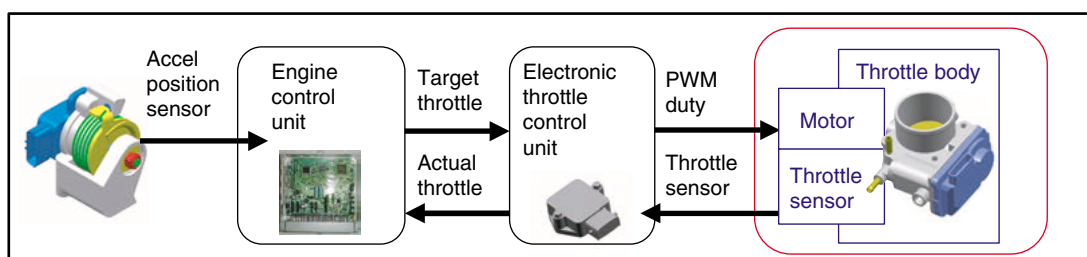


Fig. 3 Electronic throttle control system outline

2.2. デフォルト開度

あるデバイスが故障した場合、通常の走行は実現できないながらも、サービス工場への車両の移動等ができるようにするリンプホームという考え方がある。

この考えを電子制御スロットルシステムにおいて実現するために、Fig. 4のようにモータに駆動力が発生していない場合、ばね力のみによって、スロットル開度が一定開度(以下、デフォルト開度)へ保持されるようにしている。このため、デフォルト開度の近傍では Fig. 5 のようにスロットルバルブにかかるばね力の方向が反転する。これによって、スロットル開度は、モータの駆動力に対して非線形な挙動を示すため、デフォルト開度近傍での制御性能の低下の原因となっている。

3. 適応制御アルゴリズム

エンジン始動時や低大気温時など、電源電圧が低くなる場合や Fig. 4 と Fig. 5 に示すようなデフォルト開度近傍でのスプリング張力が一定でないスロットル開度位置では、

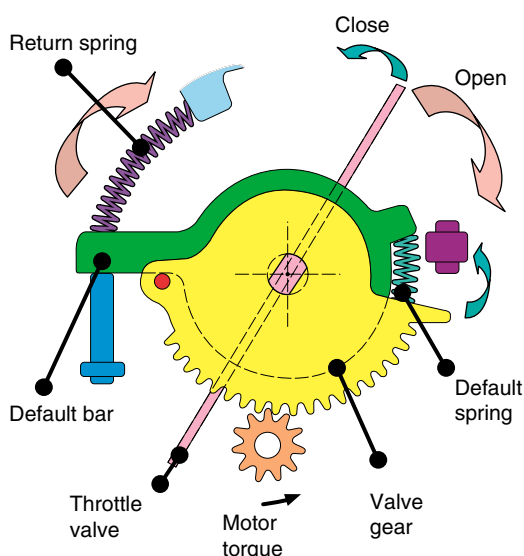


Fig. 4 Outline of default mechanism for electronic throttle

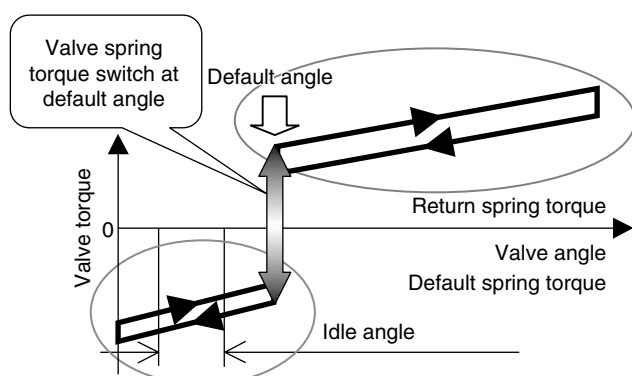


Fig. 5 Valve spring torque characteristic

モータ駆動制御のフィードバックゲインをハイゲイン化する必要がある。しかしながら、この設定が不適切である場合、スロットル開度が振動的な挙動を示すことがある。

ゆえに、PID制御によってモータ駆動制御を行う場合は、フィードバックゲインを予め低めに設定することによって、制御性能を抑えて安定性を確保しなくてはならなかった。

また、車両のスロットルには、エンジンオイルや浮遊カーボン、EGRなどの多様な異物が通過するため、それらの異物がシャフトやベアリング、バルブへ付着し、構成部品の摩擦も生じるため、予測困難なフリクション変化、つまり、動特性変化が起こる。

ところが、PID制御では、この観測できない動特性変化に対してフィードバックゲインを予め設定することができないことから、さらなる制御性能の低下を生じる⁽³⁾。その対応手法として、外乱オブザーバを加えたPID制御⁽⁴⁾やI-PD制御システムを構築して対応しているものがある⁽⁵⁾。しかしながら、これらも動特性変化の変化量が大きくなると制御性能の低下を生じる。

そこで、本研究ではスロットル開度に応じた急速な動特性変化を補償するモデルパラメータスケジューラ、動特性の経年変化やばらつきに対して適応するためのオンボード同定器、スロットル開度も目標値への応答性やデフォルト開度近傍での高い制御性能を実現するためのスライディングモードコントローラを組み合わせた新たな適応制御を構築し、モータ駆動制御に適用した(Fig. 6)。これにより、外乱オブザーバを備えたPID制御等の制御性能が低下するような動特性変化が生じた場合にも、最適な制御パラメータを逐次的に同定し、それに基づいて適切なフィードバックゲインを算出するため、電子制御スロットルの制御性能を高く維持しつつ、動特性変化に対する安定性を確保することができた。以下に、この制御アルゴリズムの詳細を述べる。

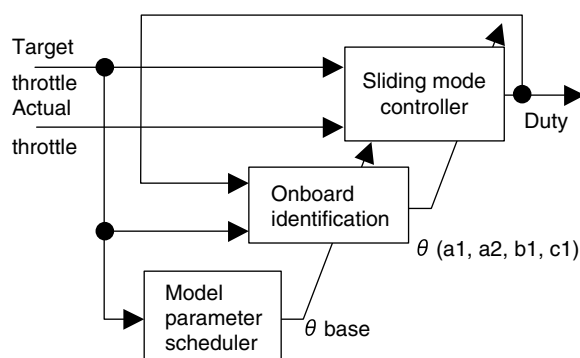


Fig. 6 Block diagram of electronic throttle control

3.1. モデル化

電子制御スロットルの動特性とその変化、それに関わる外乱の情報を数値化し、それをコントローラのフィードバックゲインの算出に用いるため、電子制御スロットルを、

式(1)と式(2)に示したARXモデル(自己回帰モデル)を用いてモデル化した。このモデルでは、モデルパラメータとして、制御対象の出力 DTH に関わる a_1 , a_2 , 入力 DUT に関わる b_1 , 外乱やモデル化誤差が反映される c_1 が設定されており、これらのモデルパラメータは後述するオンボード同定器によって逐次的に算出される。

$$DTH(n+1)=a_1 DTH(n)+a_2 DTH(n-1)+b_1 DUT(n-d)*Vbat+c_1 \quad (1)$$

$$DTH(n)=TH(n)-TH_DEF \quad (2)$$

DTH(n) : スロットル開度とデフォルト位置との偏差量

TH(n) : スロットル開度

TH_DEF : スロットルデフォルト開度

DUT : PWM 駆動デューティ

Vbat : 電源電圧

d : むだ時間

a_1, a_2, b_1, c_1 : モデルパラメータ

Fig. 7 は、このモデルと制御対象である電子制御スロットルの周波数特性を比較した図である。図から分かるように、モデルは制御対象の周波数特性を表現できている。このことから、このモデルのモデルパラメータに基づいて、フィードバックゲインを逐次的に算出すれば、制御対象の動特性変化や外乱に応じた適切な制御入力を決めることができる。

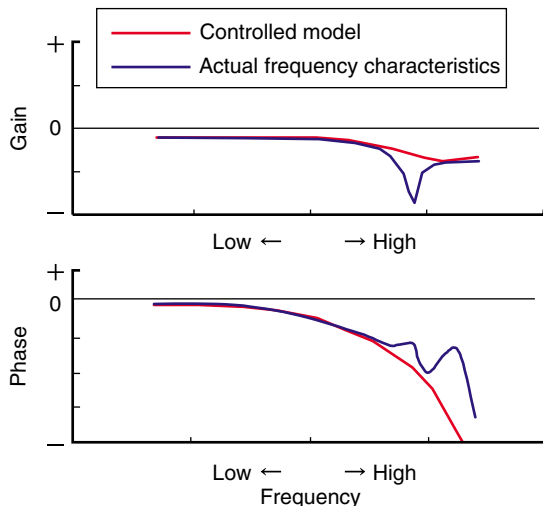


Fig. 7 Frequency characteristics

3.2. オンボード同定器

オンボード同定器は、式(3)から式(7)に示した同定アルゴリズムを用いて上述のモデルパラメータの同定を行う。このアルゴリズムは、後述するパラメータスケジューラによって算出される基準モデルパラメータにモデルの出力

DTHHAT と制御対象の出力 DTH の誤差 eid に基づいて算出されたモデルパラメータの更新成分を加算することにより、モデルパラメータを算出する。このとき、基準モデルパラメータは、制御対象の動特性変化と相関のあるスロットル開度に応じて設定される。これによって、一般的な適応制御では、制御対象の動特性が急速に変化する場合、すなわち、スロットル開度が急速に変化した場合に、モデルパラメータの同定に遅れが発生するという課題があったが⁽³⁾、これが解決される。

さらに、パラメータ c_1 は制御対象の非線形特性と外乱を意味するモデルパラメータであり、これが定常的な外乱と定常偏差を吸収する。これにより電源電圧変動や経年劣化等による制御対象の動特性変化に対する高いロバスト性を確保している。

$$DTHHAT(n+1)=a_1 DTH(n)+a_2 DTH(n-1)+b_1 DUT(n-d)*Vbat+c_1 \quad (3)$$

$$\theta(n) = \theta_{base}(n)+d\theta(n) \quad (4)$$

$$d\theta(n) = d\theta(n)+KQ(n)*eid(n) \quad (5)$$

$$eid(n) = DTH(n) - DTHHAT(n) \quad (6)$$

$$KQ(n) = P\zeta(n)/1+\zeta^T(n)P\zeta(n) \quad (7)$$

θ_{base} : モデルパラメータスケジューラにより、スロットル開度に応じて決定されるモデルパラメータ基準値

$$\zeta(k) : [DTH(n-1) DTH(n-2) DUT(n-1) 1]^T$$

a_1, a_2, b_1, c_1 : モデルパラメータ同定値

3.3. モデルパラメータスケジューラ

モデルパラメータスケジューラは、制御対象の出力 DTH に応じて基準モデルパラメータ a_1base , a_2base , b_1base を算出する。この基準モデルパラメータは、各 DTH 近傍での電子制御スロットルの動特性を表すモデルパラメータ a_1 , a_2 , b_1 の値として設定されている。このため、オンボード同定器は、電子制御スロットルの動特性にばらつきや経年変化が生じた場合には、その動特性が変化によって生じた基準モデルパラメータとモデルパラメータの誤差のみを修正を行う。よって、各 DTH におけるパラメータの修正量を小さくできるため、モデルパラメータの同定遅れは最小となる。

3.4. スライディングモードコントローラ

スライディングモードコントローラ⁽⁶⁾は、オンボード同定器によって同定されたモデルパラメータを用いて、制御対象への入力 DUT を算出する。ここで、 n をコントローラの制御時刻とすると、Fig. 8 に示すようにスロットル開度の目標値と実開度の偏差の今回値 $e(n)$ と前回値 $e(n-1)$ をそれぞれ軸に持つ位相平面上に、切換直線と呼ばれる比例関数 $\sigma(n)=0$ が定義される。このとき、このコントローラは、 $e(n)$ と $e(n-1)$ の組み合わせ(以下、状態量)を切換直線上に拘

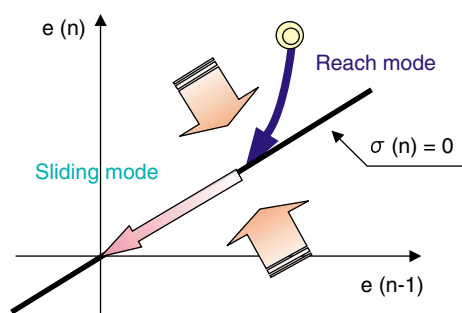


Fig. 8 Sliding mode control outline

束するように制御を行い、状態量を外乱や制御対象のモデル化誤差の影響を受けずに位相平面の原点に収束させる。また、制御入力 DUT は、以下に示した三つの制御入力の総和として算出される。

- 等価制御入力 $U_{eq}(n)$: 状態量を切換直線上に拘束するための入力。
- 到達則入力 $U_{rch}(n)$: 状態量を切換直線へ載せるための入力。
- ダンピング入力 $U_{dump}(n)$: スロットル開度の目標値に対するオーバーシュートの防止

上記オンボード同定器によるモデルパラメータの演算とこのスライディングモードの組み合わせにより、速応性、高い制御精度、モデル化誤差、ギアのバックラッシュ、そして電源電圧変化に対してのロバスト性を実現した。

4. 単体試験機によるテスト結果

4.1. 電源電圧変動時応答ばらつき

電子制御スロットルの通常制御域である電源電圧 10.5V ~ 16V の条件において、スロットル目標値をステップ状としたときの応答時間のばらつきを PID 制御と比較し、その結果を Fig. 9 に示した。

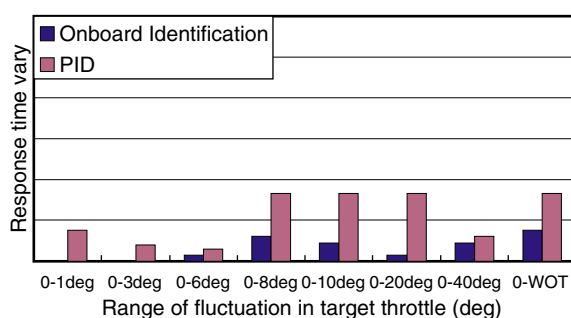


Fig. 9 PID and onboard identification method response time Max - Min varies between 10.5V - 16V input voltages.

図より、全ての目標値変化量において、適応制御を用いた場合の応答時間のばらつきは PID 制御に比べて小さくなっていることが分かる。これにより、大気温の変化やバッテリーの劣化等による電源電圧変動に対する制御性能の安定性が確認された。

4.2. 電圧変動時応答性

Fig. 10 は、スロットル目標値をステップ状としたときの応答時間の PID 制御との比較結果である。図から分かるように、振動的挙動の発生を懸念してフィードバックゲインを低めている PID 制御よりも、適応制御の応答時間の方が短くなっていることが分かる。

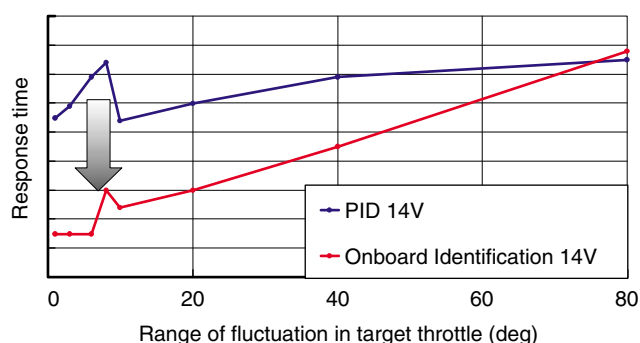


Fig. 10 Difference in response time for PID and onboard identification method.

4.3. スロットル駆動系物理的要素のばらつきによる応答性変化

Fig. 11 と Fig. 12 に、機構的なバラツキをもつ四種の電子制御スロットルを用いたときのステップ状目標値に対する応答時間のばらつきと応答波形を示す。図から分かるように、フリクションの変動が起きた場合でも、適応制御の応答時間の変動量は PID 制御よりも小さく、応答挙動の変化も小さい。

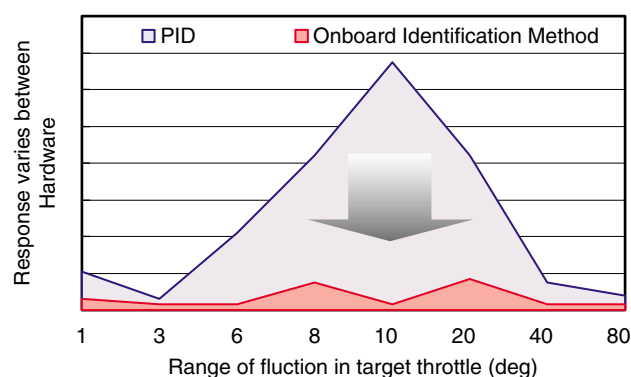


Fig. 11 Difference in response time for PID and onboard identification system with different throttle body characteristics.

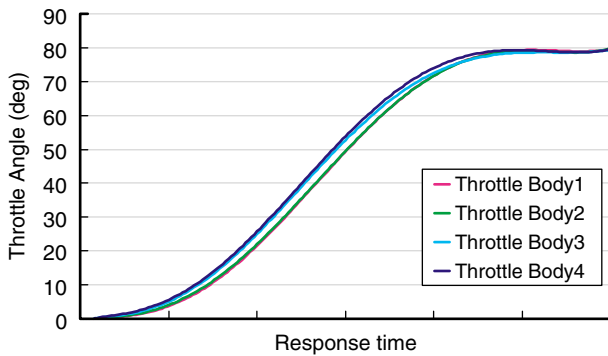


Fig. 12 Response chart graph of different throttle body characteristics.

- (3) 寺尾, 金井: ロバスト適応制御入門, 東京, オーム社, 1989, p.9-11
- (4) 國府田, 中村, 松山: 電子制御スロットルロバストシステム開発, 自動車技術, Vol.52, No.9, p.37-42 (1998)
- (5) 小郷, 美多: システム制御理論入門, 東京, 実教出版, 1979, p.121-132
- (6) 野波, 田: スライディングモード技術, 東京, コロナ社, 1994, p.41-54

5. 車両によるテスト結果

高速走行, 低速走行, あるいは通常走行時や渋滞路を想定した試験車両でのテストコースによる実走テストにおいて, スロットル開度の目標開度 $\pm 0.2\text{deg}$ 内に頻度が80%以上に確保されていることが確認され, 車両制御のデバイスとして十分な性能を有していることが分かった。また, アイドル制御性能は, 従来のアイドルエアコントロールバルブデバイスによるエンジン回転数制御性能と同等以上であった。

6. まとめ

オンボード同定器, パラメータスケジューラ, スライディングモードコントローラからなる適応制御を電子制御スロットルシステムに適用することにより, 以下の効果を得た。

- (1) PID 制御において難しかった, 高い応答性とロバスト性の両立を実現した。
- (2) 環境変化や経年劣化, 部品のばらつきに対してだけでなく, 電源電圧変動などの外乱に対しても安定した制御性能を確保することができた。
- (3) 実機を用いた確認試験の結果, アイドル制御や走行時のスロットル制御において, スロットル開度の目標開度 $\pm 0.2\text{deg}$ 内頻度を80%以上確保した。

参考文献

- (1) McKay, D., et.al.: Delphi Electronic Throttle Control Systems for Model Year 2000; Driver Features, System Security, and OEM Benefits. ETC for the Mass Market, SAE 2000-01-0556 (2000)
- (2) 安井, 赤崎, 上野, 岩城: 触媒後 O_2 フィードバックのための適応スライディングモード制御 第三報, Honda R&D Technical Review Vol.13 No.2, p.59-66 (2001)

■ 著 者 ■



橋本 英史



石黒 哲矢



安井 裕司



赤崎 修介

Civic Hybrid 用小型インテリジェントパワーユニットの開発

Development of Intelligent Power Unit for Civic Hybrid

相 高 和 彦*
Kazuhiko AITAKA

細 田 正 晴*
Masaharu HOSODA

野 村 拓 哉*
Takuya NOMURA

要 旨

Civic Hybrid 用 Honda IMA システムのインテリジェントパワーユニット(IPU)は、従来型と比較し、各コンポーネントの更なる軽量・コンパクト化と高効率化を目標とし開発を行った。エネルギー損失を低減するために、IGBTチップの微細化によりインバータの効率を高め、ソフトスイッチング技術を採用して 12V DC-DC コンバータの効率を高め、また電極と集電構造の改良により IMA バッテリーの内部抵抗を低減した。これらの改良により構成機器の発熱量が削減されたため、パワーコントロールユニットとバッテリーで各々持っていた冷却システムの統合が可能となり、冷却経路を従来の 2 経路から 1 経路に集約することができ、従来型 IPU の体積に対し 42%の削減を実現した。

ABSTRACT

The Intelligent Power Unit (IPU) utilized in Honda's Civic Hybrid Integrated Motor Assist (IMA) system was developed with the aim of making every component lighter, more compact and more efficient than those in the former model. To reduce energy loss, inverter efficiency was increased by fine patterning of the Insulated Gate Bipolar Transistor (IGBT) chips, 12V DC-DC converter efficiency was increased by utilizing soft-switching, and the internal resistance of the IMA battery was lowered by modifying the electrodes and the current collecting structure. These improvements reduced the amount of heat generated by the unit components and made it possible to combine the previously separate PCU and battery cooling systems into a single system. Consolidation of these two cooling circuits into one has reduced the volume of the newly developed IPU by 42% compared to the former model.

まえがき

近年の自動車産業における重要な課題として、自動車の低燃費化による CO₂ 排出量削減が挙げられるが、その一つの回答として、エンジンと電気モータを組み合わせたハイブリッドシステムに注目が集まっており、ホンダでも 1999 年より軽量、コンパクトな IMA (Integrated Motor Assist) システムを搭載した Insight を開発し販売している。今回はハイブリッドカーの更なる普及を目指し昨年発売した Civic Hybrid の IMA システム用 IPU (Intelligent Power Unit) の開発について、4 ドアセダンに搭載可能とするための更なる軽量コンパクト化を達成した各コンポーネントの開発技術を紹介する。

*栃木研究所

1. Civic Hybrid 用 IPU 開発目標

シビック 4 ドアセダンに搭載する IPU は、従来セダンの居住性やトランクスペースなどの使い勝手を確保しつつ、IMA システムを搭載することを目的として開発を行った。基本コンセプトを、「5 人乗り & 5 人対応トランクスペース確保」とし、それらを達成するために IPU 体積を Insight に対し 4 割削減し IPU をリアシート後方にコンパクトに収納することを目標とした。

1.1. IPU 小型化

Insight に搭載した IPU を Fig. 1 に示す。従来型 IPU 体積は 138L であり、その内訳は、

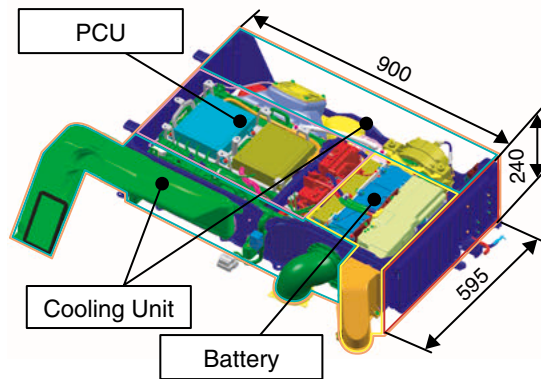


Fig. 1 Dimensions of Insight IPU

- ・パワーコントロールユニット(PCU) 33L(24%)
- ・バッテリー 43L(31%)
- ・冷却系 62L(45%)

である。

Civic Hybrid の IPU 体積の目標を 80L とし、各構成機器の小型化目標を、

- ・PCU 20%
- ・バッテリー 30%
- ・冷却系 60%

とした。

1.2. 冷却系の統合

特に冷却系の小型化については従来 2 系統あった冷却経路を統合し、バッテリーとPCU冷却を一体化することを検討した。バッテリー管理温度を考慮すると、バッテリー冷却の冷媒となる吸入空気の温度は常温である必要があるため、Civic Hybrid では冷却吸排気を車内より行なうことを前提とした。また冷却風量については、車内吸排気に伴う空調負荷の増大や車内騒音等を考慮して冷却風量目標を 90m³/hr 以下と設定した。Insight での冷却系要求風量は、

- ・インバータ 138m³/hr
- ・12V DC-DC コンバータ 120m³/hr
- ・バッテリー 60m³/hr

であり、冷却系の統合にはインバータ、12V DC-DC コンバータの要求風量を 90m³/hr 以下に低減することが必要である。従来型では、PCU 冷却風を車外から吸入しているため炎天下等の高温環境を考慮すると吸気温度を高く想定する必要があったが、冷却系統合により車内からの吸気となるため冷却吸気温度の低下が期待できる、つまり風量の低減が可能となる。併せてPCU各コンポーネントの効率向上による発熱量削減も当然必要である。以上、吸気温度を下げ機器効率も上げることで従来型の冷却系 2 系統を一つに統合できないか検討した。

1.3. アシスト・回生電力増加への対応

さらに Insight からの変化点として車両重量増加とエンジンの気筒休止システム CIS(Cylinder Idling System)追加によるアシスト・回生電力 30%増加に対応する必要がある、この面からも IPU 各構成機器の効率向上が求められ、今回の開発の重要な課題となった。特にバッテリーの入出力増加による発熱が課題となるため、その対応として先述の冷却系統合での目標最大風量を守りつつ、従来型に対し冷却風量 50%増とバッテリー内部抵抗 20%低減による発熱量削減で対応することとした。

2. パワーコントロールユニット(PCU)

リアシート背面への IPU 搭載を実現するためには、PCU の約 20%小型化と、インバータ及び 12V DC-DC コンバータの損失低減が必要となった。これらの技術課題を解決するために行った内容を下記に示す。

- ・インバータとブリドライバの一体化による小型化
- ・インバータ内 IGBT(Insulated Gate Bipolar Transistor) チップの微細化による損失低減
- ・コンデンサの損失低減および高放熱構造による小型化
- ・12V DC-DCコンバータ制御のソフトスイッチング方式採用による小型、低損失化

以上の技術開発の結果、PCU 体積は Insight の 33L に対し 26.8L となり 20%の小型化を達成した。Fig. 2 に Civic Hybrid の PCU を示す。

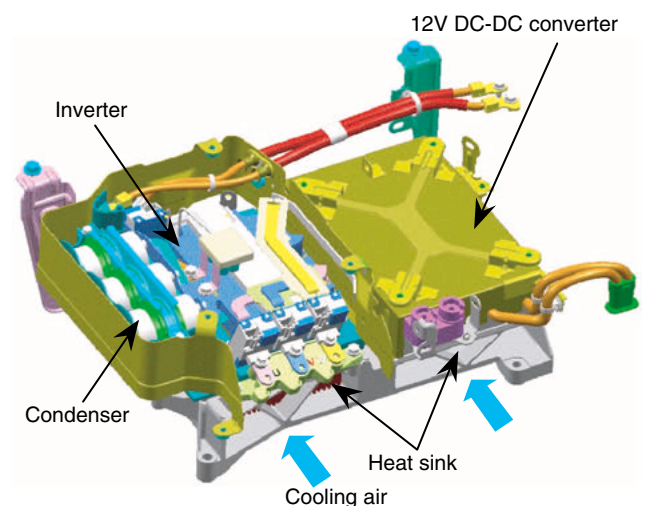


Fig. 2 Power Control Unit

2.1. インバータ

小型軽量化と損失低減を達成するために、インバータの構成機器それぞれに新技術を導入し開発を行った。以下にその詳細を説明する。

2.1.1. インバータとブリドライバの一体化

モータ駆動を制御するインバータの改良点を以下に示す。

- 1) IGBT 素子の駆動回路のカスタム IC 化
- 2) 高性能マイクロコンピュータ搭載による保護機能のソフト処理
- 3) モータ ECU 通信をシリアル通信とするなどインターフェイス回路の簡略化

以上の新技术により従来型に対し39%の小型化, 28%の軽量化を達成した。Fig. 3 に Insight と Civic Hybrid のインバータユニットを示す。

また従来は IGBT チップ近傍に設けたサーミスタにより温度を検出しチップ過熱保護を行っていたが, 本開発品では IGBT チップ上に温度センサを設けることにより温度検出応答性を高めている。

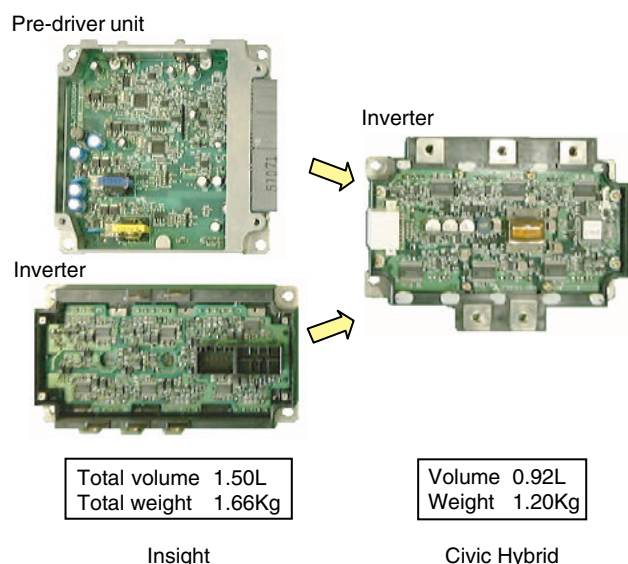


Fig. 3 Inverter unit

2.1.2. IGBT チップ微細化による損失低減

インバータのパワー素子である IGBT チップのセルパターンを Fig. 4 に示す。従来型よりもセルパターンを細かくすることにより同一チップ面積へ約3倍のセルを実装し, 単位面積当たりのチャネル抵抗 R_{ch} を低減した。よって IGBT のオン電圧が低下し, 従来比最大 25%の損失低減となった。

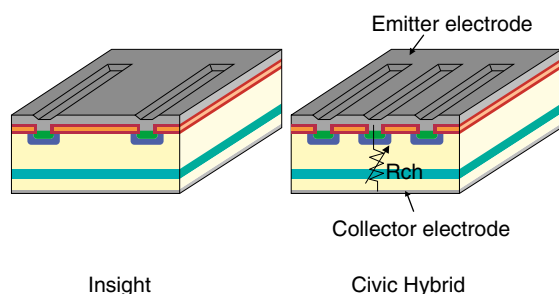


Fig. 4 Model of IGBT fine patterning

2.1.3. コンデンサ小型化

従来の電解コンデンサ素子は樹脂で固定され, 耐振動性の確保と放熱を行っていたが, 本開発品においては素子底面を直接アルミニウムケースに接触させることで素子の放熱を促進し(Fig. 5), 放熱性が従来に比べ 20%向上している。また電解液および電極箔のエッチング改良による抵抗低減により素子特性の ESR(Equivalent series resistor)が改善され, 素子発熱は従来に比べ18%減少した。以上の改良により従来型のコンデンサに対し 30%の小型化と 27%の軽量化を達成できた。

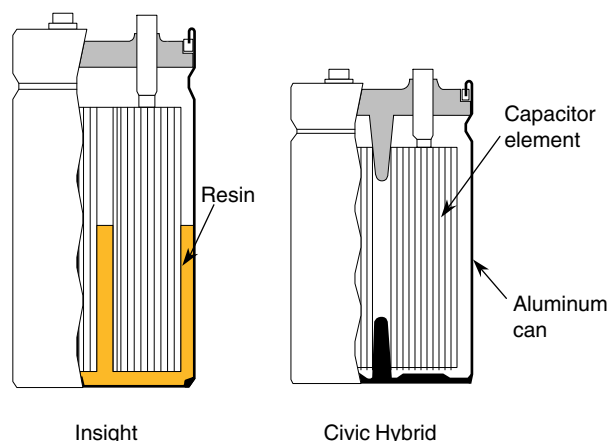


Fig. 5 Capacitor structure

2.1.4. インバータ効率の向上

上記技術により, インバータの効率はモータ駆動条件全域において向上し, 損失が低減された。Fig. 6にモータ回転数に対するインバータ効率のグラフを示す。

またモータの回転数, トルクに対するインバータの効率マップを Fig. 7 に示す。このグラフ上に実際に走行した際のモータ回転数とトルクのサンプリングデータをプロットすると, 実走行においてはインバータの高効率領域が主に使われていることがわかり, 効率向上によるエネルギー損失低減が燃費向上にも寄与できている。

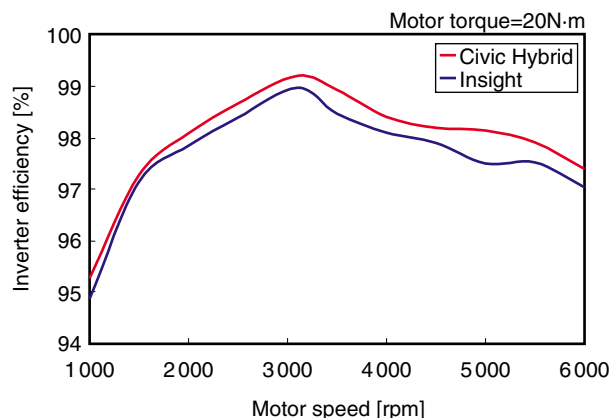


Fig. 6 Inverter efficiency

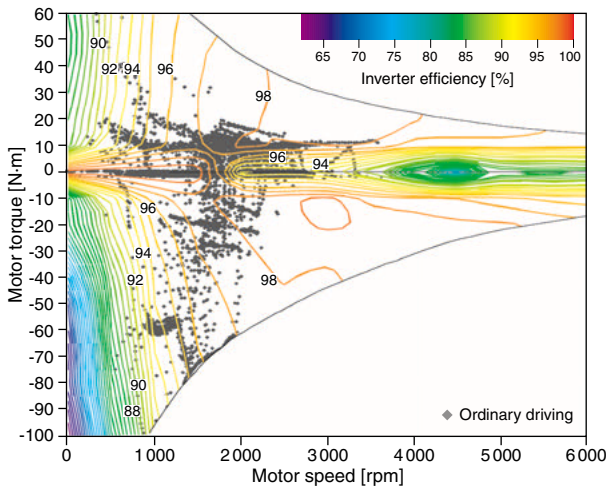


Fig. 7 Inverter efficiency map

2.2. 12V DC-DC コンバータ

12V DC-DCコンバータは従来のハードスイッチング方式に対し、ソフトスイッチング方式を採用し損失低減を図った。Fig. 8 に動作概念図を示す。

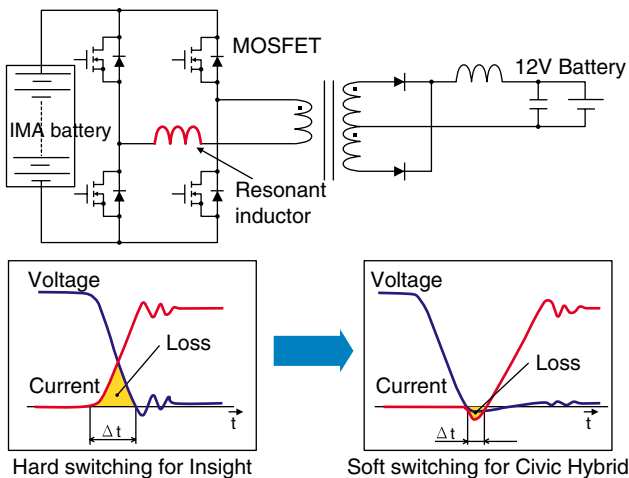


Fig. 8 12V DC-DC converter circuit

トランスを駆動する MOSFET (Metal Oxide Semiconductor Field Effect Transistor) のスイッチング動作において、MOSFET オン時に IMA バッテリから MOSFET を通してトランスに流れる電流経路に共振インダクタを追加し、スイッチングタイミングを制御することにより、MOSFET ドレインソース間電圧とドレイン電流のオーバーラップ時間を短縮し、スイッチング損失を低減した。Fig. 9 に示すように、上記ソフトスイッチング回路の採用により従来型に比較して平均 2% の効率向上が実現できた。またこの技術に伴い、コンバータ内部品の簡素化も可能となり Insight に対し 22% の小型化、9% の軽量化を達成した。

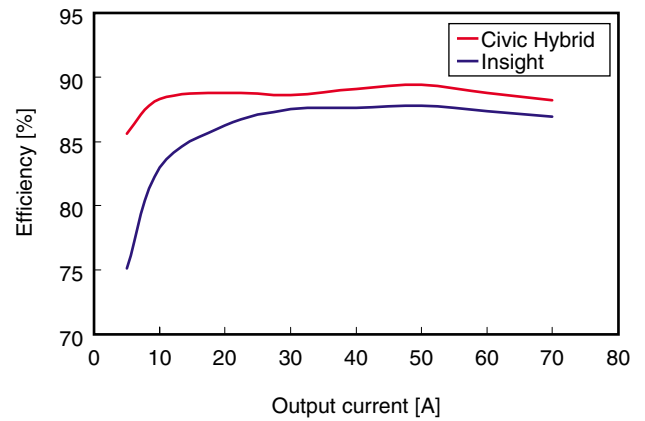


Fig. 9 12V DC-DC converter efficiency

IMA バッテリからの入力電圧と 12V バッテリへの出力電流に対する 12V DC-DC コンバータの効率マップを Fig. 10 に示す。このグラフ上に示した実走行にて使用される領域の効率を高める改良を行い、実使用時の損失を低減した。したがって Insight に対し少ない風量での冷却が可能となり、また消費電力も低減されたため、機器の小型化と燃費向上を達成した。

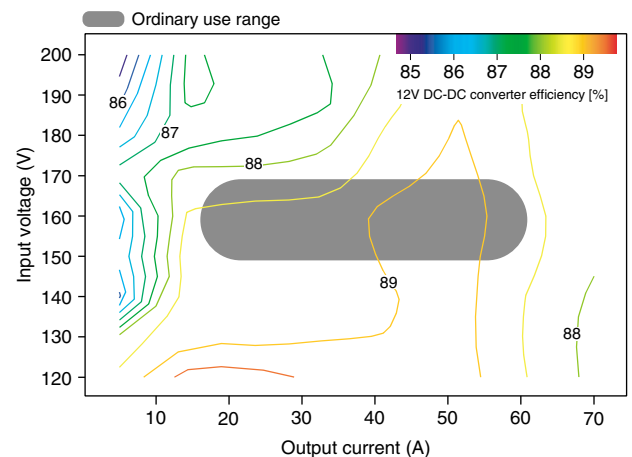


Fig. 10 12V DC-DC converter efficiency map

3. IMA バッテリ

Insight からの車両の変化点として、車重増加とエンジンの気筒休止システム (CIS) があり、回生時のエネルギーが増加することとなった。それらによるアシスト・回生電力の増加、つまり走行中のバッテリ平均入出力が大きくなりバッテリ発熱量が増大することが予想された。そのために、

- 1) バッテリモジュール内部抵抗を約 20% 低減
 - 2) バッテリ冷却風量を従来型より 50% 増加
- を対策として検討した。

Insight と Civic Hybrid で実際に走行したときの発熱量と熱収支を Fig. 11 に示す。このように発熱は Insight 比

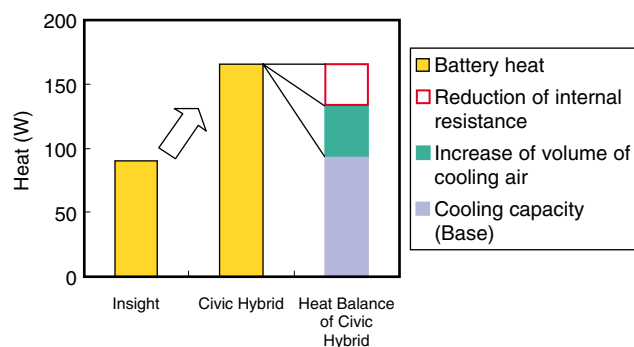


Fig. 11 Battery heat balance

1.8 倍になったがバッテリー内部抵抗 20%低減と冷却風量 50 %増により従来型と同等のバッテリー温度上昇に抑えることが可能となった。

3.1. バッテリーモジュール

バッテリーモジュールは Civic Hybrid 専用として改良を行ない、極板及び集電部機構の見直し、特に集電板の形状を変更することにより内部抵抗を低減した。Fig. 13に集電板の形状の比較を示す。

集電板の形状変更により、極板との溶接点数の増加、集電板の電流密度の平準化がなされた。その他電池内部の改良と合わせ、抵抗を Insight 搭載品よりも 19%低減した。



Fig. 12 IMA battery module

	Insight	Civic Hybrid
Positive current collector		
Negative current collector		
Number of welding points	84	118
Internal resistance	21m Ω	17m Ω (-19%)

Fig. 13 Current collecting plate

3.2. IMA バッテリーボックス

軽量化と小型化を目的とし、バッテリーボックス構成部品の見直しを行った。

- 1) バッテリーボックス廻りの付属部品(バッテリーECU, ハーネス等)配置を最適化することにより、ボックスユニットを小型化
- 2) 従来型同等以上のバッテリーボックス強度を確保し、締結部の形状を Civic Hybrid として最適設計し小型軽量化以上の結果、Insightのバッテリーボックスと比較しボックス体積で 29.5%, 重量で 5.6%の小型軽量化が達成された。

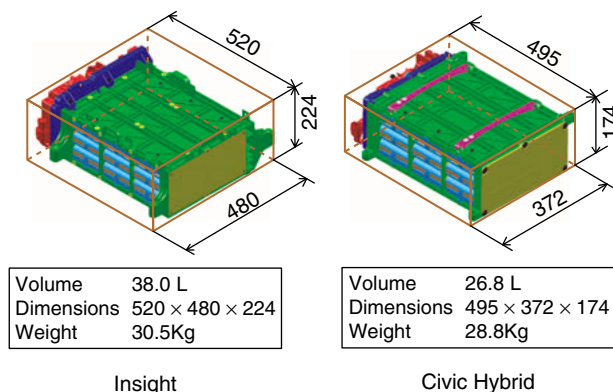


Fig. 14 IMA battery box

4. 冷却システムの統合

Fig. 15 に Insight の IPU とその冷却経路を示す。従来型では冷却経路が PCU 系とバッテリー系の 2 つに分かれていた。PCU 系は冷却風を車外から吸気し、インバータ及び 12V DC-DC コンバータを冷却して車室外に排気する構成であり、バッテリー系は車室内から吸気してバッテリーを冷却し、車室内に排気する構成であった。冷却システムは IPU 全体に対し約 45%と大きな体積を占めている。これに対し Civic Hybrid では冷却システムの 60%小型化を達成するために冷却経路の一系統化の検討を行った。

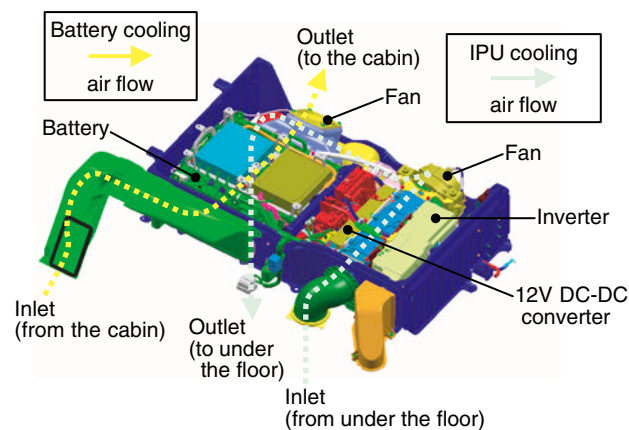


Fig. 15 Cooling air flow in Insight IPU

Fig. 16 に Civic Hybrid の IPU とその冷却経路を示す。Civic Hybrid では IPU をリアシート背面に配置し、冷却風を車内のリアトレイ上に配置された吸気口より取り込みバッテリーを冷却し、その排風を再利用して PCU を冷却しトランクルームに排出するという冷却風の経路を構成した。またバッテリー排気から PCU 入口まではダクトを使用せず IPU ケースの一部を冷却風経路として利用し、部品点数を削減した。この冷却システムの主要な課題を以下に示す。

- 1) バッテリーの冷却排風による PCU の冷却成立性
 - 2) IPU 冷却風による車内騒音
 - 3) バッテリーボックスをリアシート背面に縦置き配置することによる炎天下放置中のバッテリー温度上昇
- ここでは 1) の冷却成立性の検証結果を示す。2), 3) については後章で詳細を述べる。

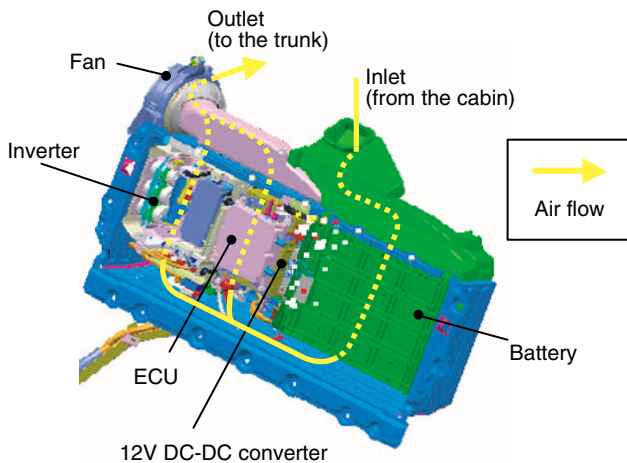


Fig. 16 Cooling air flow in Civic Hybrid IPU

4.1. IPU 冷却風温度の検討

Insight では、車外から PCU 冷却風を取り込んでいるため炎天下等の高温環境を想定し PCU 冷却の最高吸気温度を 60°C と設定していた。Civic Hybrid では吸気温度を低減するために、冷却系を統合し車内吸気であるバッテリーの冷却排風を取り込み、PCU を冷却する配置とした。Civic Hybrid にて車両炎天下放置後の走行時のバッテリー、PCU 吸気温度の推移を Fig. 17 に示す。リアトレイ上の吸気温度(バッテリー吸気温度)は走行開始と共に低下し定常状態で 35°C

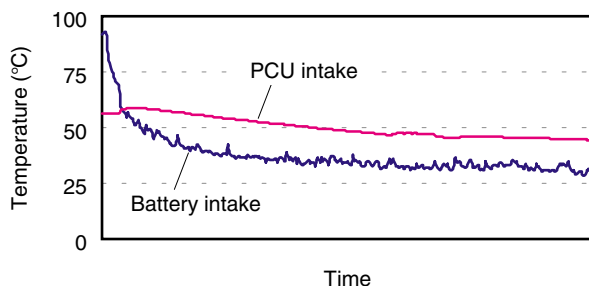


Fig. 17 Cooling air temperature when driving in hot weather

$^{\circ}\text{C}$ 程度となる。このエアがバッテリーの冷却により約 50°C まで上昇し PCU の冷却に用いられることになる。これより PCU 冷却風の最大温度を 50°C と設定し冷却成立性の検討を行った。

4.2. 冷却風量の低減検討

バッテリー冷却後のエアを PCU 冷却に利用することで吸入風最高温度を Insight より 10°C 低下させ 50°C とすることができた。これと先述の各コンポーネント損失低減によりそれぞれの要求風量をどの程度低減できるかの検討を行った。例としてインバータの温度と冷却風量の関係を示す。Fig. 18 に示す。

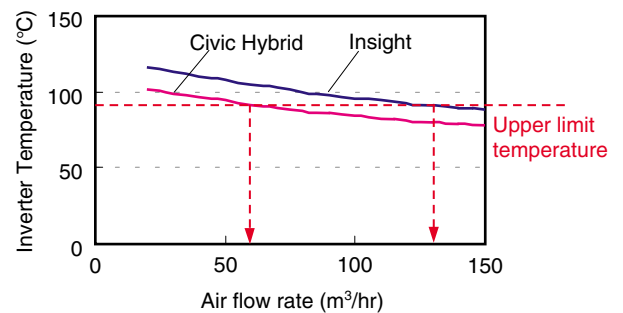


Fig. 18 Characteristics of cooling inverter

インバータの高効率化による最大25%の損失低減と吸気温度低下により、要求風量は $60\text{m}^3/\text{hr}$ となり従来型に比較して 57%少ない風量での冷却が可能となった。同様に 12V DC-DC コンバータについて検討した結果、要求風量が $60\text{m}^3/\text{hr}$ となり従来型比 50%減での冷却が可能となった。またバッテリーについては内部抵抗の低減により効率が向上しているものの、車体の重量増加や回生エネルギー増加に伴うバッテリー入出力増により必要冷却風量は 50%増加し $90\text{m}^3/\text{hr}$ となった。冷却風量低減の結果を Fig. 19 に示す。このグラフに示すように、最大冷却風量目標 $90\text{m}^3/\text{hr}$ に対し、バッテリー、インバータ、12V DC-DC コンバータ全ての最大要求風量が目標以下となった。したがって、車内吸排気に伴う空調負荷の増大や車内騒音等を考慮し設定した最大風量以下にて冷却系内すべてのコンポーネントの冷却を成立させることができた。

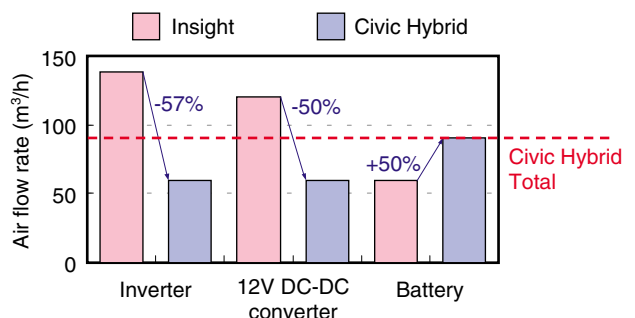


Fig. 19 Air flow rate

このように各コンポーネントの要求風量を目標値以下としたこと、及びそれぞれの機器小型化の結果、冷却経路の一系統化が可能となった。冷却ファンやダクトの部品点数も削減され、冷却系が占めていたIPU体積を従来型に対し62%削減することができた。

5. 冷却ファン騒音低減

IMA 冷却経路の統合化と共に PWM 制御タイプの IPU 冷却ファンを Civic Hybrid 用として新規開発した。このためファンを無段階できめ細かくコントロールすることが可能となった。



Fig. 20 IPU cooling fan

冷却能力を向上させるための簡単な手法は冷却風量を増やすことであるが、そうすると車内吸入風量増加による騒音振動の悪化など車としての商品性低下が懸念される。Civic Hybridでは冷却性能と商品性を高次元でバランスさせるためのファンコントロール手法を新規開発した。ファン駆動デューティ値は、

- 1) バッテリー温度と入出力電流値で決定される値
- 2) バッテリー温度ばらつきにて決定される値

の大きい方を選択し、さらにファン騒音を低減するためにそのときの車速によって決定される上限デューティ値によって制限をかけている。これは車速によって車内暗騒音が変化することを利用し、乗員に感じられるファン騒音を最小限に抑えつつ冷却性能を確保することを目的としている。Civic Hybridではファン騒音設定目標を車内暗騒音より8dB以上低い値としセッティングを行った。車速と騒音レベルをFig. 21に、ファン作動上限デューティグラフをFig. 22に示す。

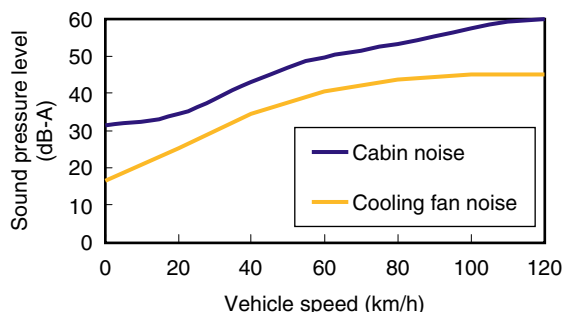


Fig. 21 Cooling fan noise

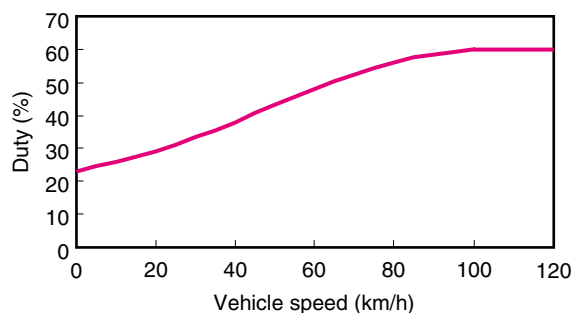


Fig. 22 Cooling fan control

以上の冷却ファン制御を導入することにより、静粛性を確保しつつ必要な冷却性能を満足する冷却システムが可能となった。

6. バッテリーモジュール昇温保護

IPU をリアシート背面に搭載することによりバッテリーボックスは縦置きとなり、車両を炎天下放置したときにボックス上部に位置するバッテリーモジュールが日射により熱せられ、温度が過度に上昇することが課題となる。そこでCivic Hybridではバッテリーボックス周囲に断熱材を敷設することにより、炎天下放置時のバッテリーモジュールが過度に温度上昇することを防いでいる。

主な対策を以下に示す。

- 1) バッテリーボックス周囲への断熱材設置
- 2) 吸気ダクトを発泡樹脂製とし断熱機能を持たせ、内部に熱気遮断ゴム弁を設置

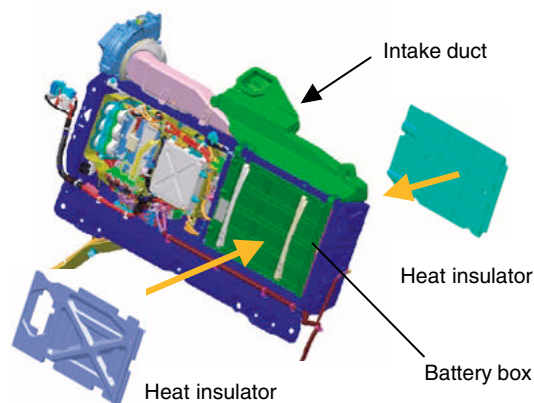


Fig. 23 Heat Insulating device for IMA battery

これらにより、炎天下放置時のバッテリー昇温を約10℃低下し、高温にさらされることを防止している。またこれらは発泡ポリプロピレンビーズ成形品であるため衝撃吸収性に優れ、衝突時のバッテリーボックス保護機能も兼ねている。

7. まとめ

以上のように、各コンポーネントごとに新技術を導入し、効率の向上による発熱量の低減と個々の部品の小型化ができた。特にインバータと 12V DC-DC コンバータの効率向上により、電力負荷が増加したにもかかわらず発熱量が低下し IPU 全体での冷却の簡素化が可能となり、Insight では IMA システムで 2 系統あった冷却通路を 1 系統とすることができた。これらの効果により IPU 体積を Insight に対し 42%削減し IPU をリアシート後方にコンパクトに収納することで従来型セダンと同等の居住性を確保し、トランクスペースの使い勝手を損なうことなく IMA システムが搭載可能となった。

参考文献

- (1) 松木 正人, 若城 輝男, 神山 敏宏, 佐藤 利行, 賀来 嘉昭, 神田 正浩: ハイブリッドカー「Civic Hybrid」用パワートレインの開発, Honda R&D Technical Review Vol.14 No1 April 2001

■ 著 者 ■



相 高 和 彦



細 田 正 晴



野 村 拓 哉

Mg 系高容量水素吸蔵合金の開発

Development of High-Capacity MgMH Alloy for Hydrogen Storage

鹿屋 出*
Izuru KANOYA

細江 光矢*
Mitsuya HOSOE

鈴木 貴紀*
Takanori SUZUKI

要 旨

ナノサイズの触媒金属を用いたメカニカルグラインディング法により、Mg系水素吸蔵合金を作製した。その化学組成はMg-0.33Ni-0.17Fe(at%)である。ナノサイズの触媒金属使用により、13.3G(従来比-44%)の加速度でプロセス時間15分(従来比1/40以下)を実現した。作製したMg系水素吸蔵合金は、粉末表面およびマトリクス内に触媒金属を均一分散したマイクロ組織を有していた。その結果、水素吸放出速度の大幅な改善を実現し、最大水素吸蔵量=7.49wt%を達成した。この水素吸蔵量は、現在報告されている水素吸蔵合金の中では世界トップレベルの値である。

ABSTRACT

A method of mechanical grinding using nanosized catalyst metal was applied to create hydrogen-absorbing magnesium alloy with a chemical composition of Mg-0.33 Ni-0.17 Fe (at%). The use of nanosized catalyst metal made it possible to achieve a 15-minute process time, one-fortieth or less in comparison with the conventional method, with an acceleration of 13.3 G. The manufactured hydrogen-absorbing magnesium alloy possessed a microstructure with catalyst metal distributed evenly across the powder surface and throughout the matrix. As a result, the alloy yielded significantly improved rates of hydrogen absorption/desorption, achieving a maximum rate of hydrogen absorption of 7.49 wt%. This rate of hydrogen absorption places it in the world's top level of hydrogen-absorbing alloys that are currently being reported.

1. はじめに

代表的な水素吸蔵合金としては、50℃以下で作動するLaNi₅、MmNi₅系をベースとした多元系合金が挙げられ、その最大吸蔵量は1.0～1.4wt%である。その水素吸蔵合金を負極材に用いたNi-MH電池が、最も身近な水素吸蔵合金の利用例である。また近年、燃料電池自動車の研究が活発になるとともに、VやTiなどから構成されるBCC型合金(最大吸蔵量=1.8～2.4wt%)なども活発に研究されている⁽¹⁾。

Mg系水素吸蔵合金(以下MgMH)は、作動温度が300℃以上であるために高温型に分類されている。その特徴は、1気圧での水素放出温度が290℃で、MgH₂の生成エンタルピーが74.5kJと大きいものの、水素貯蔵量が非常に大きい(純Mg理論値:7.6wt%)ことである⁽¹⁾。しかし純Mgの初期活性化には、極端な条件、例えば350℃で水素圧力を5MPaのまま、1週間の保持を必要とすること、また水素吸放出速度が著しく遅い事が障害となり、実用的に使用された例はほとんどない⁽¹⁾。

従来の高吸蔵量型MgMHの製法としては、ボールミル

等を用いた機械的粉碎(=メカニカルグラインディング(以下MG))および機械的合金化(=メカニカルアロイング(以下MA))などの手法が知られている^{(2)~(7)}。MGおよびMAにより、数10μmオーダーで投入した触媒金属粒子が、数10～数100nmの微細な粒径となった状態でマトリクス内に分散し、また、結晶粒径もナノオーダーとなり、吸蔵量が向上したとの報告もある^{(2)~(7)}。しかしMGやMAの場合、数10時間から数100時間のプロセスタイムが必要となり、実用性が低い。また、吸放出速度の向上を目的に、ミクロンオーダーで投入した触媒金属をナノオーダーの触媒金属に微細化し、触媒金属が均一に分散したマイクロ組織を実現するには、MGおよびMA時に数10G以上の加速度が必要となり、その結果投入エネルギーも大きくなるため実用性が低くなる。ボールミルによるMGまたはMAでMH合金を作製するためには、大幅な製造条件の短時間化および低加速度化が必要である。

以上のような背景から、本研究ではMgMH合金の吸蔵量を可能な限り理論値に近づけ、かつ従来より短時間・低加速度な方法で作製する事を目的とした。

*和光基礎技術研究センター

2. ねらい

目的を達成する手段として、投入段階での粒径がマイクロオーダーであった触媒金属のナノオーダー化に着目し、ナノメートルサイズの触媒金属微粒子(以下ナノ触媒微粒子)を投入素材として MG を行った。使用する触媒金属種は、Mg と H_2 の反応に対して触媒作用が高いといわれている Ni と、Ni と同じⅧ族の遷移金属で最も廉価な Fe との組み合わせで行う事とした。MgMH 合金においても、触媒金属量の低減は吸蔵量の向上、コスト低減に直結する重要な課題である。しかし、触媒金属量を低減しすぎると、水素の吸放出速度が著しく悪化するため、速い吸放出速度を保った状態で吸蔵量を向上させなければならない。本研究においては、基本組成を Mg-2Ni-1Fe(at%) とし(最大吸蔵量 = 6.5wt%, 理論吸蔵量 = 7.17wt%), その基本組成からの触媒金属量の低減を検討した。

3. 実験方法

3.1. 製法

合金の作製は、ナノオーダーの触媒金属を均一に分散させる事が可能な、MG を用いた。MgMH を作製する場合、通常 MG プロセスが数 10 ～ 数 100 時間行われており、そのプロセス時間を短縮することは工業的にも重要な課題である。また MG に投入するエネルギーを低下させることが可能であれば、消費エネルギーの低減にもつながる。以上の観点から、MG に要する時間を、1 分～ 10 時間に変化させ検討した。また、MG への投入エネルギーをポット壁面の重力加速度で代用し、0.5G ～ 23.7G に変化させて最適化検討を行った。MG ポットはガス置換可能なタイプで容量 80cc、MG 装置は Fritsch 製の遊星型ボールミル P-5 を用いた。

秤量した各金属元素を、目標組成となるように合計質量 2.5g に秤量し MG に用いた。MG ポットにセッティングした後、室温で真空引きを行い、1MPa で H_2 をポットに充填し MG を実施した。

3.2. 素材粉末

各金属粉末は、Table 1 に示す純度、粒径を有する粉末を用いた。ナノ触媒微粒子は、不活性ガス融解—赤外線吸収法による組成分析により、 O_2 の不純物が確認されている。Fe に関しては Ni よりも酸化されやすいため、 O_2 の不純物が

多くなっている。粉末粒径は、Mg では 180 μm 未満、Ni および Fe に関しては 20nm レベルの金属粉末を使用した。Ni および Fe は不活性ガス中蒸発法により作製され、燃焼を防ぐために大気中で徐酸化処理を施された粉末である。

ナノ触媒微粒子を用いた MG 時間の短縮化検討については、FeNi 合金系のナノ触媒微粒子を用いて行った。FeNi ナノ触媒微粒子の組成は Fe-20Ni(wt%)、粒径は 20nm である。

3.3. 解析手法

合成した MgMH 粉末は X 線回折測定(X-ray diffraction measurement 以下 XRD)を行い、生成相の確認を行った。また MgMH 粉末のマイクロ組織、触媒金属の形状、触媒金属の存在位置、触媒金属粒径等を確認するため、透過型電子顕微鏡(Transmission Electron Microscope 以下 TEM)を用いてマイクロ組織観察を行った。また、走査型電子顕微鏡(Scanning Electron Microscope 以下 SEM)およびエネルギー分散型 X 線分析装置(Energy Dispersive X-ray spectrometer 以下 EDX)による解析も行い、MgMH 粒子の表面状態および構成元素の分布を調べた。水素吸蔵特性に関しては、圧力—組成等温線図(Pressure-Composition Isotherms 以下 PCT)測定装置により評価した。PCT 測定は、試料重量を 0.25g から 0.30g、収束時間を 15 分、収束判断時間を 5 分とした。

4. 実験結果

4.1. MG 時間短縮

4.1.1. 吸蔵量測定結果

Fig. 1 に MG 加速度を 23.7G にて作製した、Mg-3FeNi 合金の最大吸蔵量と MG 時間の関係を示す。15 分以上の MG で、本合金における理論値の水素吸蔵量の大部分を引き出せる事が明らかとなった。これは、初期状態でも触媒としての活性が非常に高いナノ触媒微粒子を使用したことと、

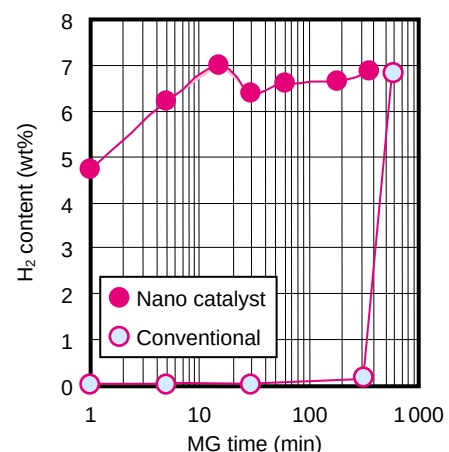


Fig. 1 Relationships between MG time and H_2 contents of Mg-3FeNi alloy

Table 1 Purity and diameter of each material

Material	Mg	Ni	Fe
Purity	3N	O: 6.9wt%	O: 18wt%
Diameter	<180 μm	26nm	20nm

水素中 MG であるため、Fe や Ni の表面酸化物も容易に還元され、短時間の MG でも活性の高い状態にナノ触媒微粒子表面が活性化されたためと推測される。

Fig. 2 には Mg-2Ni-1Fe 合金の 310°C における PCT 特性を示す。また Fig. 3 には、MG を 10 時間、触媒金属粒子径を 150 μm 以下とし、従来法によって作製した MgMH 合金の PCT 特性を示す。Ni と Fe の比を 2 : 1 としているのは、これまでの検討において、吸蔵量、プラトー特性共に有効であると思われる組成を踏襲したためである。Fig. 2

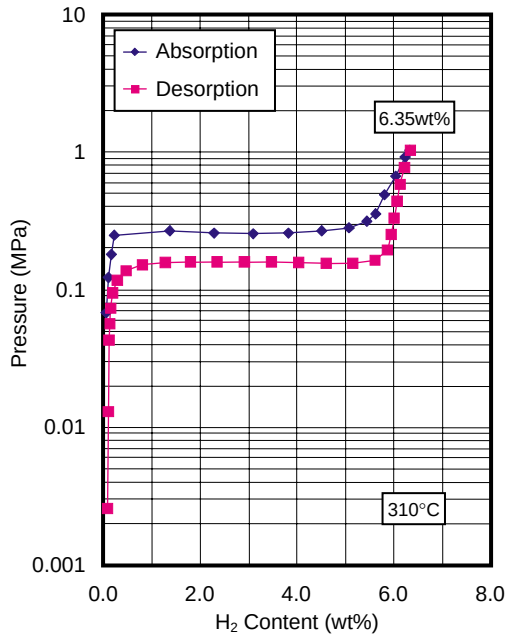


Fig. 2 PCT property of Mg-2Ni-1Fe alloy using nano meter sized catalyst (MG time 15 min)

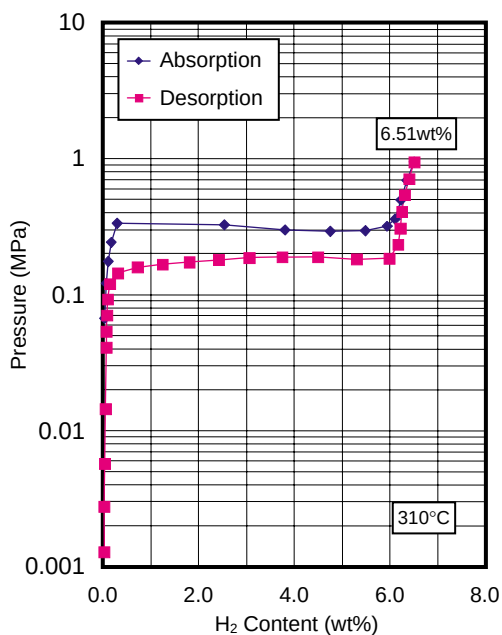


Fig. 3 PCT property of conventional method (10hr, 150 μm cat.)

に示す MG 時間を 15 分(従来の 1/40 以下)に短縮した場合でも、水素放出量は 6.3wt% を超え、従来材とほぼ同等の吸蔵量を有していることが明らかとなった。

また、Fig. 2 および Fig. 3 で示した合金は、MG 終了後 Ar ガス雰囲気中に制御されたグローブボックス内で回収し、大気中での Mg 金属粉末の発火等の危険性の低下と、大気中で取り扱う際の安全性を向上する目的で、大気中に 24 時間以上放置、徐酸化したのちに PCT 特性測定に供した。PCT 特性から大気中でのハンドリングを行っても水素吸放出特性がほとんど低下しない事も確認された。さらに今回の PCT 測定において、Fig. 4 に示すように初期活性化を行わなくても、最大吸蔵量とほぼ同等の値を得られる事が明らかとなった。これは、従来合金で一般的に行われていた極端な条件での初期活性化処理が、ナノ触媒微粒子を用いる事により不要になる事を示している。

以上の事から、ナノ触媒微粒子を用いる事により、遊星型ボールミルでの MG 時間を、従来の 10 時間から 15 分へ短縮する事ができた(従来比 1/40 以下)。それと同時に初期活性化が不要で、徐酸化を行った後に大気中でハンドリングを行っても、水素吸放出特性の低下が生じない事も明らかとなった。

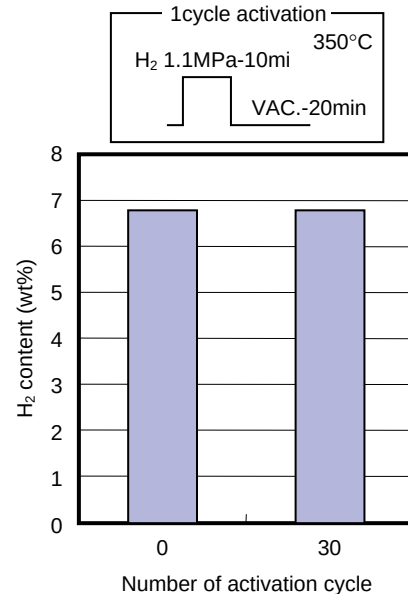


Fig. 4 Relationship of H₂ contents and Number of activation cycle

4.1.2. Mg-2Ni-1Fe 合金の構成相の同定結果

作製した MgMH 粉末の構成相を同定するために XRD 測定を行った。ナノ触媒微粒子を用いて MG 後の状態で回収した Mg-2Ni-1Fe(at%) の XRD 回折パターンを Fig. 5 に示す。従来手法では、MgH₂ の生成に 6 時間以上の MG を実施していたが、ナノ触媒微粒子を用いる本手法では、15 分の MG で MgH₂ を生成する事が明らかとなった。

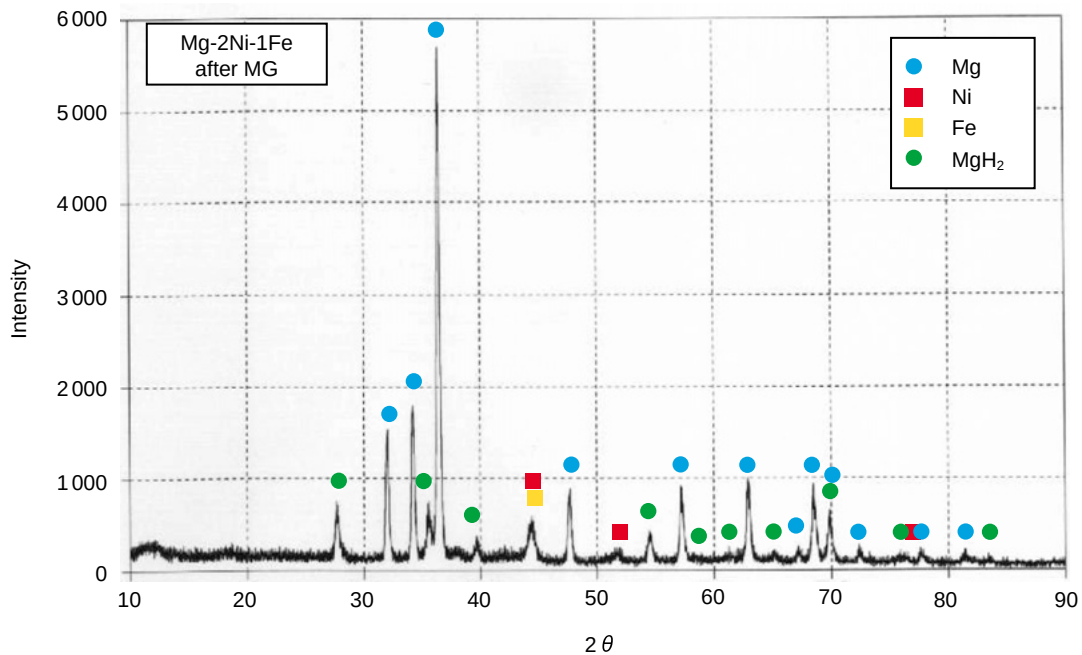


Fig. 5 XRD pattern of Mg-2Ni-1Fe alloy using nano meter sized catalyst (after MG)

前述した、初期活性化が不要となるメカニズムについては、Fig. 5 の結果より以下のように推測される。MG 直後の状態ですでに MgH_2 を生成しているため、合金中の水素が 300°C 以上の加熱により放出される。その結果放出される水素が、 MgMH 粉末表面の一部の酸化層や、吸着ガス成分の除去を行い、活性化処理を行った事と同等の状態を MgMH 粉末表面に作り出す。以上の現象が連続的に生じるために、 300°C 以上に保持して水素を放出させるだけで初期活性化が完了する。

4.2. MG 加速度の低減

4.2.1. 吸蔵量測定結果

MG 加速度の低減は、投入するエネルギーの削減になり、製品の低コスト化に繋がる。また、加速度が大きくなれば装置の大型化、高出力化も避けられない。そのため、エネルギー削減を目的とした MG 加速度の低減検討を行った。

加速度の低減検討は、遊星型ボールミル装置のポット回転数を変化させる事によりポット内壁に生じる加速度を変化させる方法で行い、その値は 0.5G 、 13.3G 、 21.8G 、 23.7G とした。MG 時間に関しては、“4.1MG 時間短縮”の検討結果を受けて、15 分とした。比較材として、Mg 粉末と触媒金属粒子をメノウ乳鉢で混合した MgMH 粉末も検討した。具体的には従来材で使用した Ni および Fe の金属粒子(粒径 $=150\mu\text{m}$ アンダー)を用いて、大気中でメノウ乳鉢を用いて 5 分混合した Coarse As Mix 材と、ナノ微粒子金属粉末を用いた Nano As Mix 材を用いた。

PCT 放出特性と加速度との関係を Fig. 6 に示す。従来材では 23.7G で 10 時間の MG で実現できた水素放出特性およびプラトー特性が、ナノ触媒微粒子を用いた場合、15

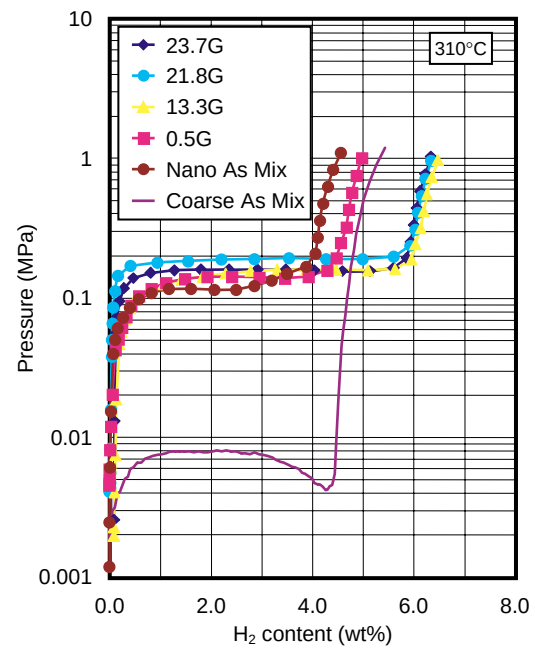


Fig. 6 Relationships between PCT desorption property and MG acceleration

分の MG であるにもかかわらず 13.3G から 23.7G の条件で得られることが明らかとなった。この結果は、ナノ触媒微粒子を使用することにより、MG の加速度を 23.7G から 13.3G へと、44%低減可能であることを示している。

また、メノウ乳鉢を用いて作製した Nano As Mix 材は、MG で作製した試料と同等のプラトー圧力を有していることが分かる。MG 材と同等のプラトー圧力を有する事は、Nano As Mix 材の放出速度が MG 材同等であることも意味している。これらの結果より、単純にナノ触媒微粒子と混合

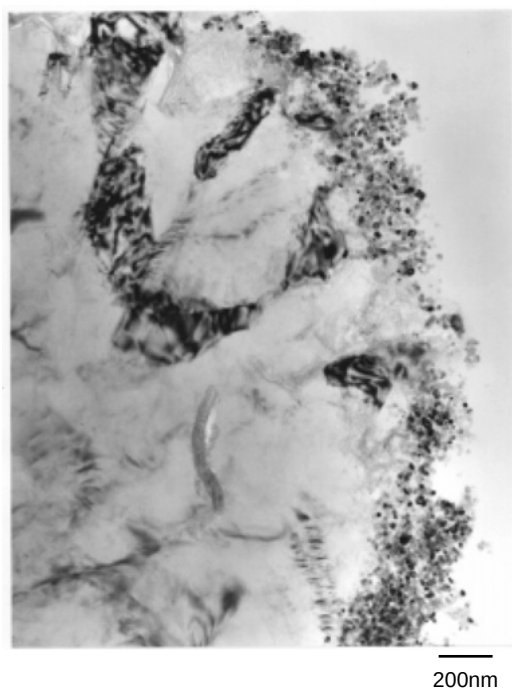


Fig. 7 TEM image of Mg-2Ni-1Fe after MG-0.5G

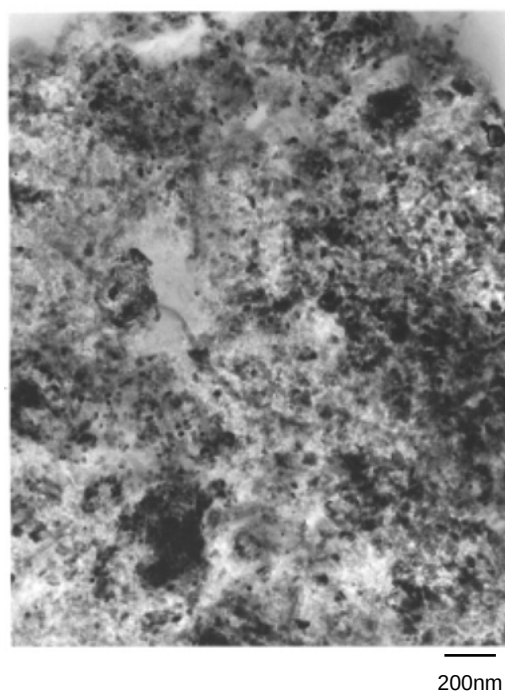


Fig. 8 TEM image of Mg-2Ni-1Fe after MG-13.3G

した場合でも、ナノ触媒微粒子が付着した粉末周辺は水素に対して容易に活性が高くなってしまいが、ナノ触媒微粒子が存在しない Mg 粒子内部は活性が低いと考えられる。そのため Mg 粉末表面に近い高活性な領域の水素放出量が測定可能であったと考えられる。

以上より、ナノ触媒微粒子を用いた場合、MG 加速度を従来より 44%低下できること、およびナノ触媒微粒子と混合するだけでも反応速度を大幅に向上できる事が明らかになった。

4.2.2. ミクロ組織観察結果

作製した MgMH 粉末のミクロ組織の状態を明らかにするために TEM 観察を行った。Fig. 6 に示す試料のうち、0.5G と 13.3G のサンプルに関して、MG 直後の状態で TEM 観察を行った。0.5G の代表的な TEM 写真を Fig. 7 に、13.3G の代表的な TEM 写真を Fig. 8 に示す。

通常の MH 合金では、表面に存在する触媒金属が水素分子の原子への解離、またはその逆反応を促進すると考えられている。つまり、水素吸蔵時には水素分子の原子への解離を促進し、放出時には水素原子を分子に結合する働きを有するとの考え方である。

Fig. 7 から明らかなように、0.5G 材のナノ触媒微粒子は Mg 粉末の最表面にのみ存在しており、Mg 粉末マトリックス内部には存在していない。それとは異なり、Fig. 8 に示す 13.3G 材の場合、Mg マトリックス内部と表面にナノ触媒微粒子が分散している。マトリックス内部にもナノ触媒微粒子が分散した結果、MgMH 粉末全体が速い吸放出速度を有する事になり、23.7G 材同様の 6wt% を超える高い吸蔵量を示したものと考えられる。

これらの結果から、ナノ触媒微粒子を MgMH 粒子の表面、およびマトリックス内部へ均一に分散させる事が特性向上の重要なポイントといえる。

4.3. 触媒量の低減

触媒量の低減は、Mg-xNi 2 元系合金 (x=0.5, 1.0, 2.0, 3.0 at %) で検討したのち、その結果を Mg-Ni-Fe 系合金にフィードバックした組成の合金を作製し、水素吸蔵量を測定した。

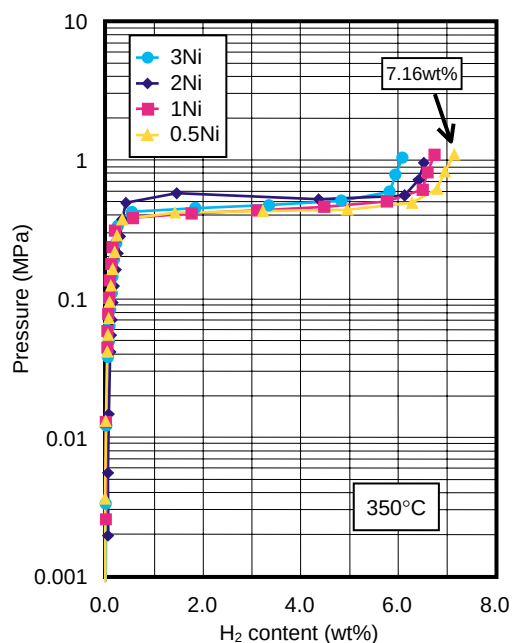


Fig. 9 Relationships between PCT desorption property and contents of Ni catalyst (x=0.5, 1.0, 2.0, 3.0)

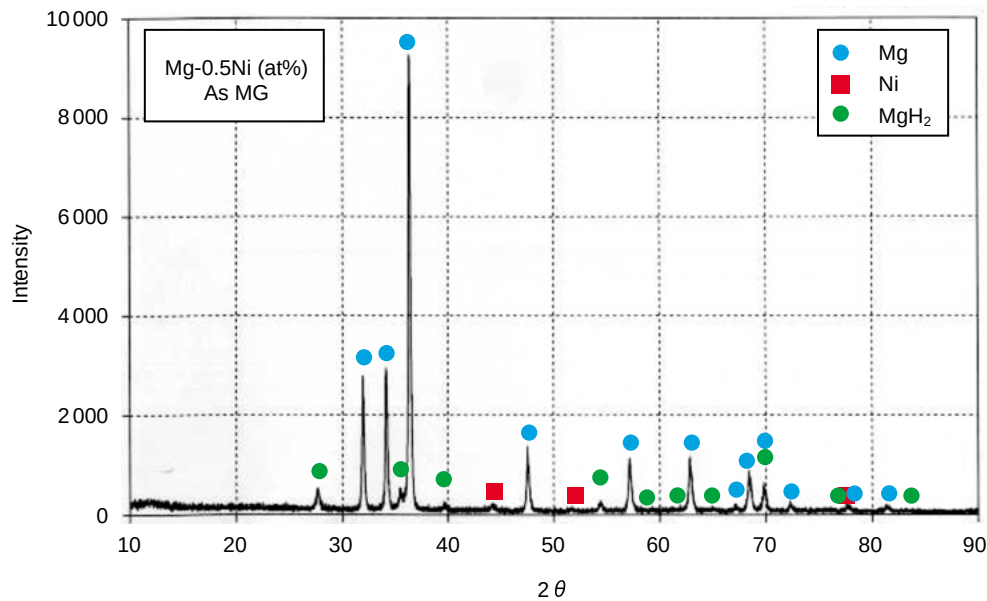


Fig. 10 XRD pattern of Mg-0.5Ni alloy after MG using nanometer sized catalyst

0.5at% 以下の領域に関しては、目標組成を安定的に得る事が難しいと判断し検討から除外している。

Fig. 9に触媒量を変えて作製した、Mg-xNi 2元系合金のPCT特性測定結果を示す。ナノ触媒微粒子を用いた本合金は、0.5at% まで触媒量を削減しても水素放出量の低下を生じず、最大放出量は7wt% を超えている。これは触媒量が0.5at%の場合でも、水素放出速度が低下しなかったため、触媒量の低下に伴い水素放出量が増加したものである。

4.3.1. XRD 測定結果

2元系合金のうち、7wt% を超える吸蔵量を示した Mg-0.5Ni(at%)合金の MG 直後の状態(As MG)に関して XRD 観察を行った。その XRD 回折パターンを Fig. 10 に示す。Mgに関しては、短時間のMGであるため、ピークのブロード化は生じず、非常にピーキーで結晶性が高い事を示している。Ni に関しては、添加量が 0.5at% であるため、わずかなピークが観察されるのみである。

従来手法では、6時間以上水素中でのMGを行うとMgH₂が生成され、MG 後の XRD 測定で MgH₂ のピークが観察されるのが特徴である。本合金では、わずか 0.5at% の Ni, 15 分の短時間 MG であるにもかかわらず、MgH₂ の生成が確認された。また、本合金系においても“4.1.2 Mg-2Ni-1Fe 合金の構成相の同定結果”と同様に、初期活性化処理の実施に関係なく、7wt% を超える水素吸放出量を確認した。

4.3.2. Mg-Ni-Fe 系合金への展開

0.5at% の触媒量で、7wt% 以上の水素吸放出量を達成する可能性が明らかとなったため、その触媒量を Mg-Ni-Fe 系合金(Ni:Fe=2:1)に適用することとし、化学組成を Mg-0.33Ni-0.17Fe(at%)とした。MG条件は上述同様で、80ccのポットを真空引き後、H₂-1MPa で加圧し、15 分の MG 処理を施した。MG 終了後、大気中で MgMH 粉末を回収し

PCT 特性を測定した。310℃における 15 分収束条件で得られた PCT 特性を Fig. 11 に示す。また、350℃における 5 時間収束条件での PCT 特性を Fig. 12 に示す。

Fig. 11 において、最大水素吸放出量は 7.33wt% に達し、従来報告されているデータ⁽⁸⁾を大幅に上回る値となっている。また Fig. 12 において、吸蔵量は 7.49wt% に達し、本合金組成における理論値(7.57wt%)には及ばないものの、その差はわずか-0.08wt%の値が得られた。本合金の吸蔵量を他の合金系や、工業的な溶製法で作製した MgMH 合金との比較した例を Fig. 13 に示す^{(1), (8), (9)}。作動温度は低温

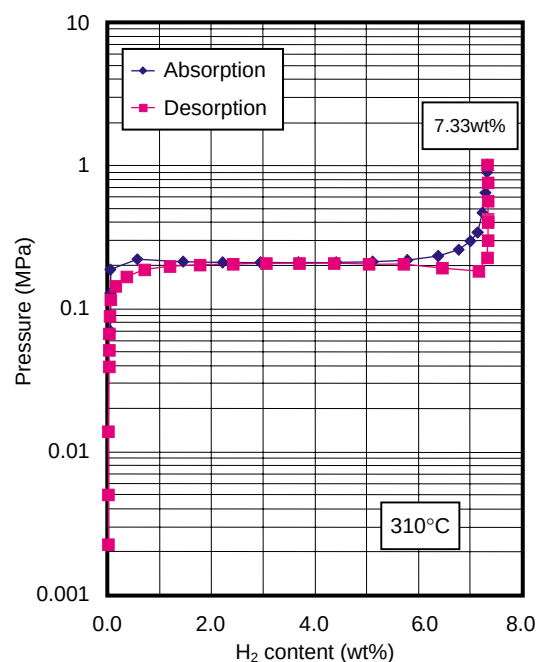


Fig. 11 PCT property of Mg-0.33Ni-0.17Fe alloy

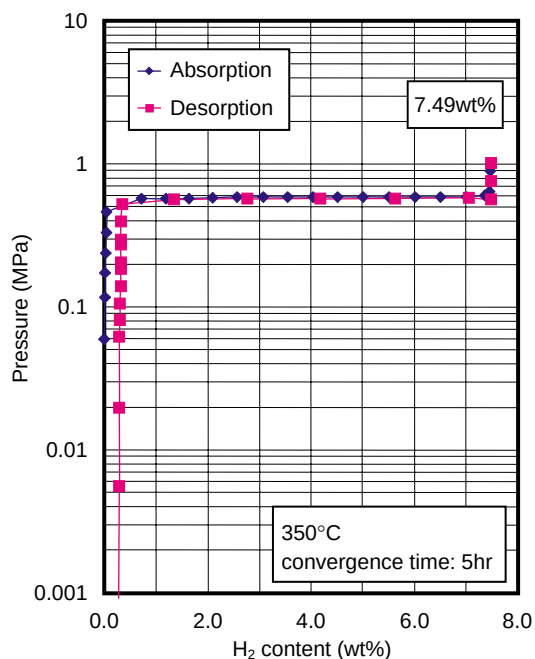


Fig. 12 PCT property of Mg-0.33Ni-0.17Fe alloy with 5hr convergence time

合金より高いものの、吸蔵量では理論値の 99%を達成し、他の水素吸蔵合金よりも非常に大きな水素吸蔵量を有している事が分かる。

4.3.3. Mg-Ni-Fe 系合金の構成相同定結果

Fig. 14 に PCT 測定後に脱水素化した Mg-0.33Ni-0.17Fe 合金の XRD 回折パターンを示す。310°Cで PCT 測定を行ったため再結晶化を生じ、結晶度の非常に高い Mg のピークが観察されている。また、添加した Ni 触媒が Mg と反応し、 Mg_2Ni 化合物の状態が存在している事が明らかとなった。吸放出特性が劣化していない事から、 Mg_2Ni の状態で Ni が存在しても、吸放出特性には影響を及ぼさないと考え

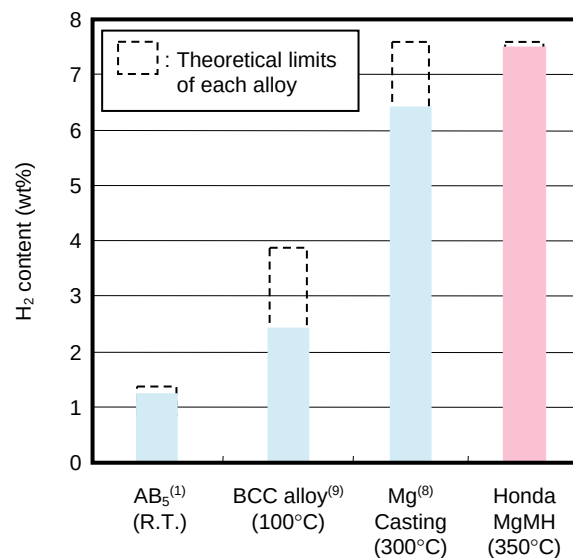


Fig. 13 Comparison of H storage capacity between MgMH in this research and another MH alloy

られる。Fe に関しては、Mg との化合物が存在しないため単独で MgMH 粉末中に存在していると思われる。XRD 回折パターンは示していないが、MG 直後の MgMH 粉末でも MgH_2 の生成を確認しており、本合金組成でも初期活性化が不要である。

4.3.4. ミクロ観察結果

作製した Mg-0.33Ni-0.17Fe 合金のミクロ組織を明らかにするため、TEM 観察を行った。Mg-0.33Ni-0.17Fe 合金の PCT 測定後に、脱水素化した MgMH 粉末の TEM 観察写真を Fig. 15 に示す。PCT 測定を 300°C付近の高温域で行っているため、MG や水素吸放出時に導入される転位や欠陥が消失し、明確な結晶粒となっている。その結晶粒径は数 100nm から数 μm レベルであると思われる。マトリックス

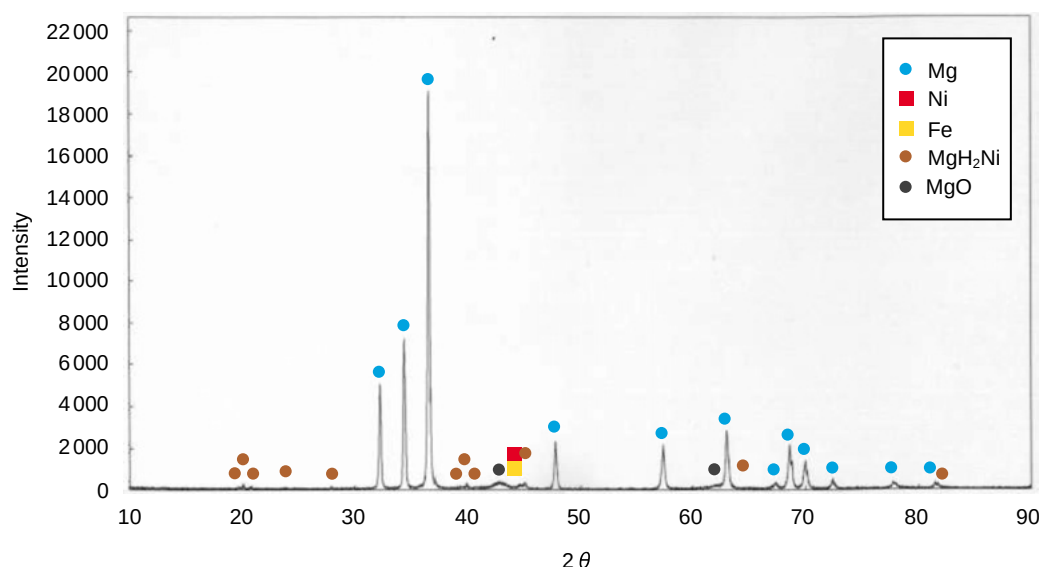


Fig. 14 XRD pattern of Mg-0.33Ni-0.17Fe after PCT measurement

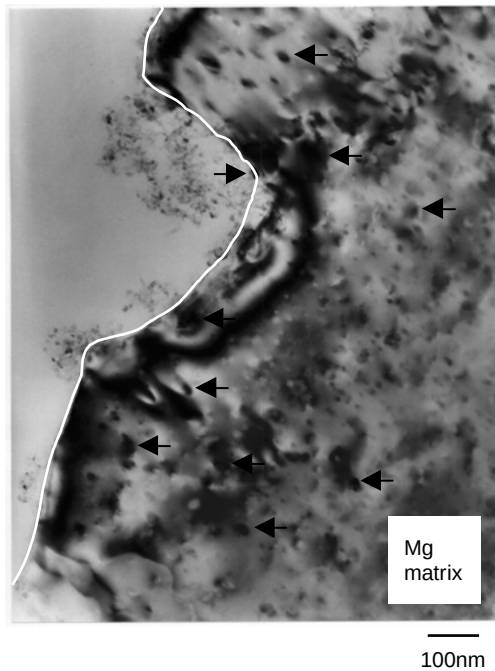


Fig. 15 TEM image of Mg-0.33Ni-0.17Fe after PCT measurement (Arrows indicate some catalysts and white line is a surface of Mg particle)

中にはナノ触媒微粒子と思われる金属像が確認される。その粒径は 100nm 以下が多く、高温での PCT 測定であるにもかかわらず、ほとんどはナノサイズの状態で MgMH 粒子表面およびマトリックス内に均一分散している事が明らかとなった。Ni 粒子に関しては、前述の“4.3.3. Mg-Ni-Fe 系合金の構成相同定結果”より Mg_2Ni での存在が確認されており、EDX の結果においても Mg と Ni で構成されている粒子であることが確認されている。

この TEM 観察結果より、MgMH における 7wt% を超える吸蔵量を実現するマイクロ組織とは、Mg 粉末表面および結晶粒内に、100nm 以下の触媒金属微粒子が均一に分散した状態である事が明らかとなった。

5. まとめ

水素吸放出量が最も大きく、作製も容易な Mg 系水素吸蔵合金の実用化を目指し研究を行ってきた。

その結果、ナノ触媒微粒子を用いて、合金組成 Mg-0.33Ni-0.17Fe(at%)、MG のプロセス時間を 15 分、加速度を 13.3G の条件にて作製した MgMH 合金は、初回の 300℃における水素放出で初期活性化を完了する事が明らかとなった。また、水素吸放出速度も大幅に向上するため、水素吸放出量もその合金の理論値に近い値を示し、本研究にて確認された最大吸蔵量は、7.49wt%であった。この値は、現在報告されている実用的な水素吸蔵合金の中では世界トップレベルの値である。

本技術は、ナノテクノロジーの一つとも呼べるナノ触媒微粒子を、簡単で有効に活用した事例である。

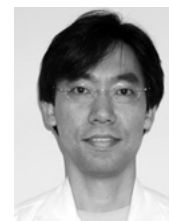
参考文献

- (1) 大角泰章:水素吸蔵合金—その物性と応用—, 東京, アグネ技術センター, 1999, 587p.
- (2) Orimo, S., Ikeda, K., Fujii, H. and Yamamoto, K : STRUCTURAL AND HYDRIDING PROPERTIES OF THE Mg-Ni-H SYSTEM WITH NANO-AND/OR AMORPHOUS STRUCTURES, Acta Mater., Vol.45, No.6, p.2271-2278 (1997)
- (3) Orimo, S., Fujii, H. and Ikeda, K., :NOTABLE HYDRIDING PROPERTIES OF A NANOSTRUCTURED COMPOSITE MATERIAL OF THE Mg_2Ni -H SYSTEM SYNTHESIZED BY REACTIVE MECHANICAL GRINDING, Acta mater., Vol.45, No.1, p.331-341 (1997)
- (4) Zaluski, L., Zaluska, A. and Strom-Olsen, J., O. :Hydrogen absorption in nanocrystalline Mg_2Ni formed by mechanical alloying, J. Alloys and Comp., vol.217, p.245-249 (1995)
- (5) 折茂慎一, 藤井博信:ナノ構造化した Mg_2Ni -H 系の特異な水素化特性, 日本金属学会誌, Vol.60, No.7, p.685-692 (1996)
- (6) 折茂慎一, 藤井博信:非晶質単相 Mg-Ni-H(D)系の水素化特性, 日本金属学会誌, Vol.63, No.8, p.959-964 (1999)
- (7) Zaluski, L., Zaluska, A. and Strom-Olsen, J., O. : Nanocrystalline metal hydrides, J. Alloys and Comp., vol.253-254, p.70-79 (1997)
- (8) 秋葉悦男:水素吸蔵量の最も多い合金, あたりあ, Vol.35, No.11 p.1191-1194 (1996)
- (9) 江崎研司:自動車用水素吸蔵合金タンクの現状と課題, MH利用開発研究会平成13年度第4回研究会資料, p.1-14

■ 著 者 ■



鹿屋 出



細江 光矢



鈴木 貴紀

自動変速制御システム開発への HILS の適用

Application and Utilization of HILS for the Development of an Automatic Transmission Control System

竹 田 洋 平*
Yohei TAKEDA
萩 原 顕 治*
Kenji HAGIWARA

依 田 公*
Ko YODA
斎 藤 吉 晴*
Yoshiharu SAITO

寺 山 哲*
Satoshi TERAYAMA
上山口 勉*
Tsutomu KAMIYAMAGUCHI

要 旨

自動変速機の ECU 開発にあたり、AT 制御信頼性向上と開発期間短縮を目的として HILS と呼ばれる開発支援技術の導入を試みた。HILS を実現するために、AT 変速フィーリングシミュレーションモデルの演算精度の確保と、既存の DSP を用いてリアルタイムシミュレーションを行う必要があった。今回、AT 油圧制御系のモデリング方法を改良することと、マルチレート化とスケジューラオーバーヘッドの削減を行うことにより、CPU 演算負荷が軽減できた。その結果、演算精度を確保したリアルタイムシミュレーションが可能となり、HILS を AT 変速制御システム開発に適用できた。

ABSTRACT

In connection with development of an AT ECU, a development aid technology known as HILS was introduced for testing with the objective of improving AT control reliability and shortening the time required for development. It was necessary to assure calculation accuracy in AT shift feeling simulation model and to perform real-time simulation using the existing DSP in order to realize the HILS technology. The present development improved the method for modeling the AT hydraulic pressure control system, implemented multi-rating, and reduced the scheduler overhead, thus making it possible to lighten the calculation burden on the CPU. As a result, it became possible to perform real-time simulation with assured calculation accuracy, so that the HILS technology could be applied to development of the AT shift control system.

1. はじめに

自動変速機(AT)の ECU 開発にあたり、AT 制御信頼性向上と開発期間短縮を目的として、従来のシミュレーション技術⁽¹⁾に加えて HILS(Hardware In the Loop Simulation)と呼ばれる開発支援技術の導入を試みた。

HILS を導入した AT 制御システム開発フローでは、実車テストを行う前に、HILS を用いて AT 制御システムの設定を行う。そのためには、実車テスト置換が可能な演算精度を有する HILS が必要である。

しかし、CPU 演算負荷が莫大であるため市販最高レベルの DSP(Digital signal processor)を用いても、演算精度を確保したリアルタイムシミュレーションは実現できなかった。

今回、既存の DSP を用いて、演算精度を確保したリアルタイムシミュレーションが可能な HILS を開発したので、その内容を報告する。

さらに、その HILS を AT 変速制御システム開発に適用した事例を紹介する。

2. AT 用 HILS システム概要

2.1. システム構成

本 HILS システムは、Fig. 1 に示すように、ホストコンピュータ、DSP システム、インターフェースボックス、リレーボックス、OBD II (On-Board Diagnostic Systems Stage II) モニタ、および AT 制御用実物 ECU の六つの要素から構成した。

ホストコンピュータは、モデリング、DSP システムへのモデルダウンロードとシミュレーション情報の各種設定、および解析と表示を行う。

DSP システムは、モデル演算用 Alpha CPU、I/O 処理用 C40 CPU と、信号処理用ボードを搭載しリアルタイムシ

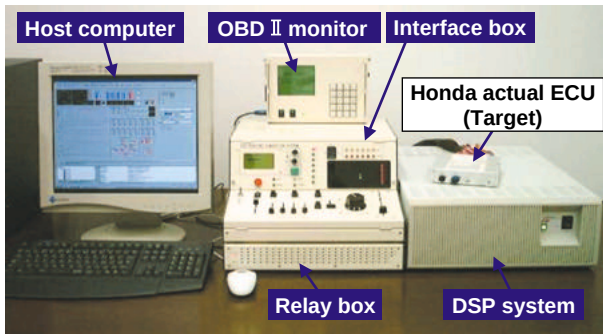


Fig. 1 HILS system overview

ミュレーションを実行する。ここで、Alpha は COMPAQ 社、C40 は Texas Instruments 社の登録商標である。

インターフェースボックスは、DSPシステム端の入出力信号と ECU 端の実車相当信号との電氣的結合、手動および自動運転時にドライバのシフトレバーやアクセル、ブレーキ相当信号の入出力処理を行う。

リレーボックスは、任意の電気回路フェイル状態を作り出す。

OBD II モニタは ECU と接続し、フェイル及びフェイルセーフアクションの状態を検知する。AT 制御用 ECU は、インターフェースボックスからの信号を受けて、AT の変速制御を 10msec 周期で実行する。

DSP システムと ECU は Fig. 2 に示すように、インターフェースボックスとリレーボックスを介して接続されている。

2.2. AT HILS モデル

2.2.1. モデル構成

ダイレクト制御 AT は、Fig. 3 に示すように、プラント部であるトルク伝達系と油圧制御系、AT 電子制御部である ECU に分類できる。

本 HILS では、プラント部であるトルク伝達系と油圧制御系を数学モデル⁽¹⁾とし、インターフェースボックスを介

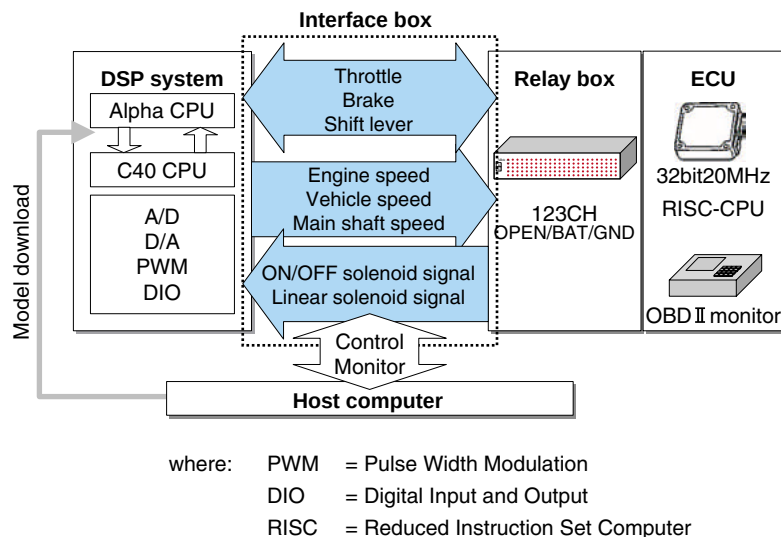


Fig. 2 HILS system schematic

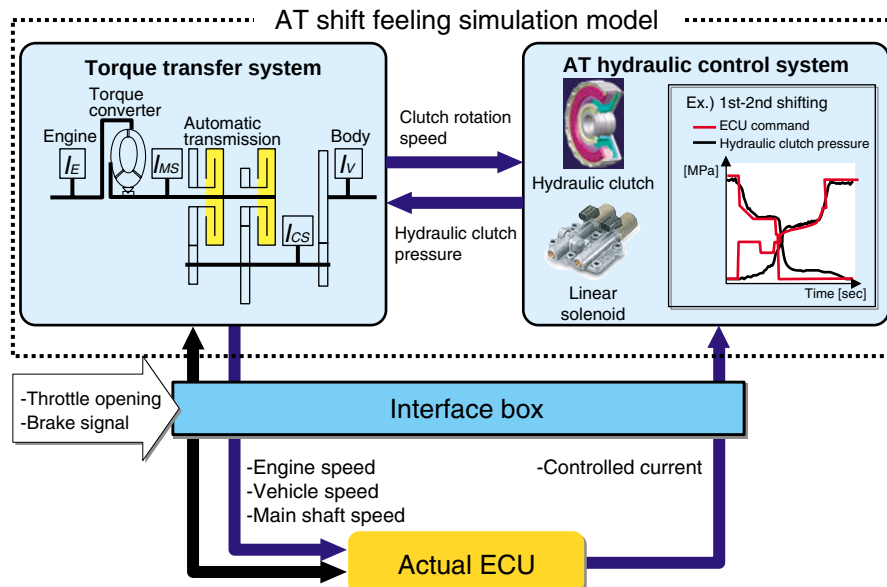


Fig. 3 AT electronic control system schematic

して、実物の ECU と接続する構成とした。ここでは、トルク伝達系と油圧制御系モデルについて述べる。

2.2.2. トルク伝達系モデル

Fig. 4 に示すトルク伝達系モデルでは、クランクシャフトより取り出されたエンジントルクは、トルクコンバータ、メインシャフトへ伝達される。さらに、各ギヤのクラッチを介し、カウンタシャフト、最終減速ギヤを経て、ドライブシャフトにトルクが伝達される。そのトルク伝達および、各シャフト回転速度特性は、ルンゲクッタ法に代表される一般的な数値積分法により解くことができる。^{(1), (2)} その計算式を以下に示す。

$$\text{Crank shaft} \quad T_E - T_{MS}/t - I_E \cdot \dot{\omega}_E = 0 \quad (1)$$

$$\text{Torque converter} \quad T_{MS} = t \cdot c \cdot (\omega_E/1000)^2 \quad (2)$$

$$\text{AT Main shaft} \quad T_{MS} - T_L - T_H - I_{MS} \cdot \dot{\omega}_{MS} = 0 \quad (3)$$

$$\text{AT Counter shaft} \quad T_L \cdot i_L + T_H \cdot i_H - T_{CS} - I_{CS} \cdot \dot{\omega}_{CS} = 0 \quad (4)$$

$$\text{Drive shaft} \quad T_{CS} \cdot i_F - T_{LOSS} - I_V \cdot \dot{\omega}_V = 0 \quad (5)$$

$$\text{Hydraulic clutch} \quad T_{CL} = \mu \cdot n \cdot r \cdot (P_{CL} \cdot A_{CL} - F) \quad (6)$$

Nomenclature

I	: Inertia [$\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$]
i	: Gear ratio
ω	: Angular velocity [rad/sec]
T	: Torque [$\text{N} \cdot \text{m}$]
t	: Torque ratio of the torque converter
c	: Pump capacity coefficient of the torque converter
μ	: Clutch disk friction coefficient
n	: Number of clutch disk
r	: Clutch disk effective radius
P	: Hydraulic clutch pressure
A	: Hydraulic clutch piston bearing area
F	: Clutch return spring load

Subscripts

E	: Engine
MS	: Main shaft
CS	: Counter shaft
V	: Body
H	: High gear
L	: Low gear
F	: Final gear
CL	: Hydraulic clutch
$LOSS$	: Running resistance

2.2.3. 油圧制御系モデル

ダイレクト制御 AT 油圧制御回路を Fig. 5 に示す。オイルポンプによって発生した供給圧が、レギュレータバルブ、シフトバルブ、リニアソレノイド等を介して各変速段のクラッチ圧を制御する構造となっている。

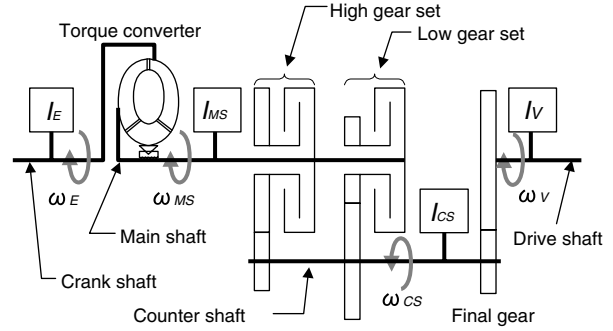


Fig. 4 The parallel shaft type AT schematic

このような油圧制御回路を HILS に適用するにあたって、モデル計算負荷を軽減するために、油圧伝達関数 (Fig. 6) を採用した。油圧伝達関数は、Fig. 7 に示すように、ECU からの油圧制御指令値に対する各クラッチ制御圧を予測するもので、変速制御開始からクラッチ内オイルが完全に充填され、制御指令値との偏差が規定範囲内になるまでの整定時間を対象としている。

油圧伝達関数は、可変むだ時間と非定常一次遅れから構成される。可変むだ時間および一次遅れ係数は、ATF 温度とクラッチ回転速度およびクラッチ制御圧を入力とする 4 次元マップを開放専用マップと締結専用マップの 2 種類用意することで表現した。なお、一次遅れ係数マップは、AT 変速時の油圧特性実験結果から最尤推定法により同定した。

Fig. 8 に、油圧伝達関数モデルを用いた 2nd-3rd アップシフトの各クラッチ制御圧のシミュレーション結果を示す。実験結果とよい一致を示しており、油圧制御系のダイナミクスの影響を近似したクラッチ制御圧を予測することが可能となった。また、油圧伝達関数を採用することにより、従来の詳細モデリング手法⁽¹⁾に対して CPU の計算負荷を約 1/30 に軽減することが可能となった。

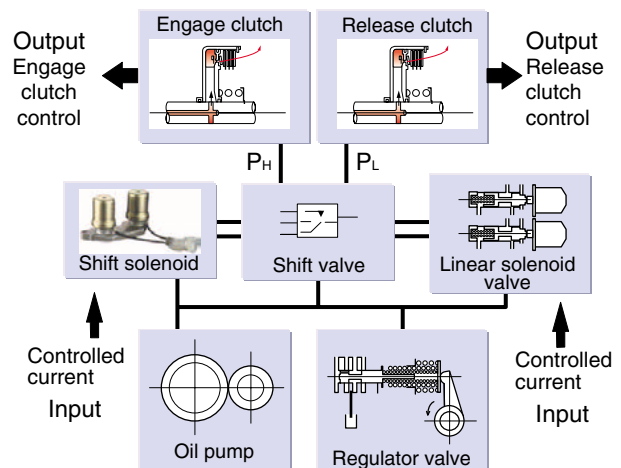


Fig. 5 AT hydraulic control system

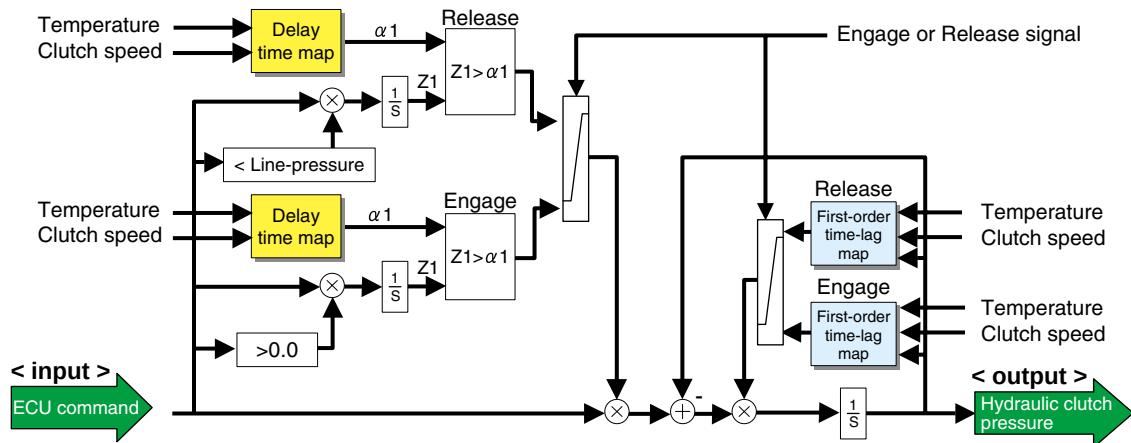


Fig. 6 The transfer function hydraulic pressure

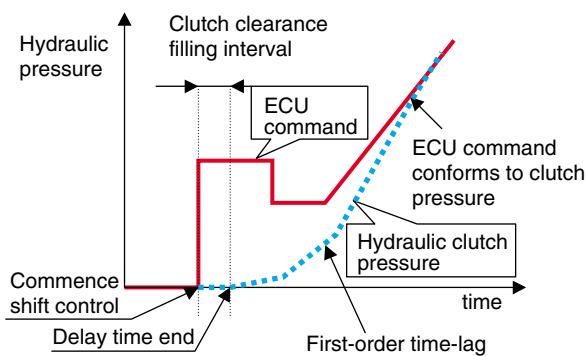


Fig. 7 Delay time and first-order time-lag

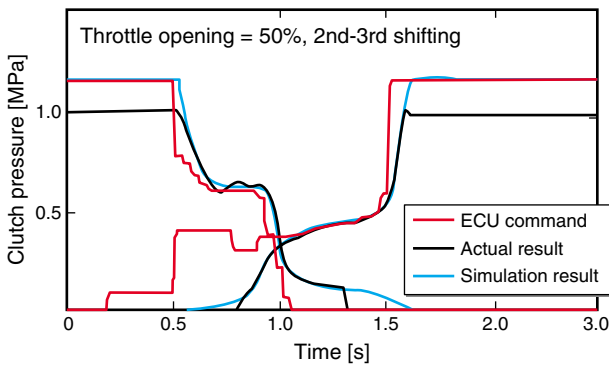


Fig. 8 Verification results of simulation accuracy

2.3. HILS テスト環境

本 HILS システムにおいては、Fig. 9 に示すように、手動運転テストと自動運転テストが可能となっている。

手動運転テストでは、オペレータがインターフェースボックスに準備されたレバーやスイッチ、ホストコンピュータ上のインターフェースを直接操作することで HILS を操作する。

一方、自動運転テストでは、走行モードや Table 1 に示すテスト条件実行プログラムを予めプログラミングするこ

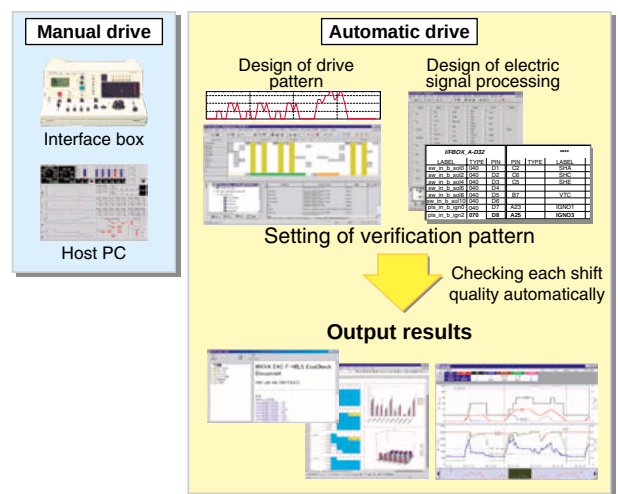


Fig. 9 Environment of HILS test

Table 1 HILS parameters

Classification	Element
Engine	Engine torque
Clutch	Coefficient of friction
	Clutch clearance
Situation	Vehicle weight
	Grade resistance
Condition	Electronic device (Short circuit, Broken wires)
	Hydraulic circuit valve

とにより無人での HILS の実行を可能とした。

さらに自動運転テストでは、Table 2 に示す評価項目によって、AT変速制御システムを自動検証するようにし、そのテスト結果はHTML形式、表およびグラフで表現されたレポート形式のファイルによって出力される。

また、HILS によって実行された莫大な量のテスト結果を、短時間での解析処理を実現するために、計測データの多

Table 2 HILS evaluation method for AT control system

1	The engine speed must not flare while shifting.
2	Heat of the clutch must be lower than standard.
3	Shifting time must be shorter than standard.
4	Change of drive shaft torque must be smaller than standard.
5	The fail mode must be able to be judged accurately.
6	It must be able to drive.

チャンネル化および高サンプリングレート化に対応したデータ解析ツールを開発し、解析の効率化を図った。

OBD II 検証テストでは、ECU の故障検知状況を、莫大な種類の故障パターン、複数の故障パターンの組み合わせによる多重故障および故障発生タイミングにおいて、同一車両走行条件で検証する必要がある。

このような実車によるテストが困難なテストにおいて、HILSによる自動運転テストおよび解析環境は、開発期間短縮、制御信頼性向上に対して、有効な開発支援技術であることが確認された。

3. シミュレーションのリアルタイム化

3.1. リアルタイムシミュレーションの課題

リアルタイムシミュレーションを実現するためには、CPU 実演算時間を、演算刻み時間以下とすることが必要である。

2.2. で述べた、既存のトルク伝達系モデルを使った、1st-2nd アップシフトのノンリアルタイムシミュレーション結果を Fig. 10 に示す。

このシミュレーションは、実車で計測した油圧特性を入力として、そのドライブシャフトトルク特性を予測したものである。また、演算刻み時間は、実車テスト置換レベルの精度が得られる $20\mu\text{sec}$ と、比較のため、その演算刻みを 10 倍粗くした $200\mu\text{sec}$ の場合で実行した。

演算刻み時間が $200\mu\text{sec}$ ではドライブシャフトトルクが大きく振動しており、十分な演算精度を得ることができないことがわかる。

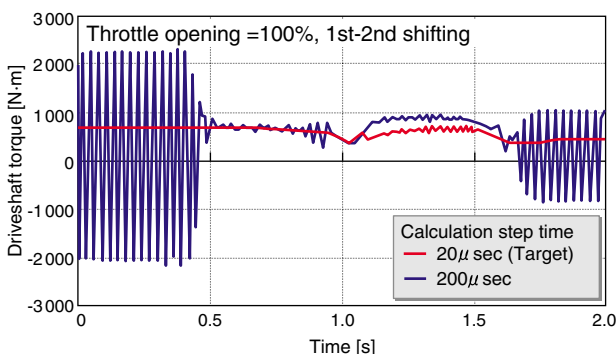


Fig. 10 Non-real-time simulation result

一方、市販の DSP システムを用いて構成した AT HILS システム (Fig. 1) において、同様のシミュレーションをシングルレートで実行させたとき、一刻み当りの CPU 実演算時間は $140\mu\text{sec}$ となった。

以上のことから、AT 変速フィーリングシミュレーションをリアルタイムで実行するためには、CPU 実演算時間の高速化が必要となる。そのために、2つの改良、HILS モデルのマルチレート化と、スケジューラオーバーヘッドの削減をおこなった。

3.2. マルチレート化

限られた CPU 演算能力を効率的に活かす手法の一つに、マルチレート化が知られている。

マルチレート化にあたって、まず、HILS モデル (2.2) を詳細に解析した。

その結果、トルク伝達系モデルのうち、AT トルク伝達系モデル内の、 λ 関数と積分器を組み合わせた部分 (Fig. 11) の時定数が最も小さく、 $20\mu\text{sec}$ であることがわかった。つまり、このモデルが、実車テスト置換が可能な精度を得るために、非常に小さい演算刻み時間を必要としている支配的要因であることがわかった。

非常に小さい演算刻み時間を要求する原因は、 λ 関数と積分器を組み合わせた部分において、メインシャフトイナーシャ (I_{MS}) が $7.0 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$ と、エンジンや車体

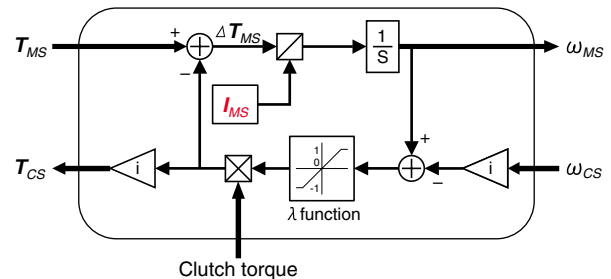


Fig. 11 λ function model for AT torque transfer model

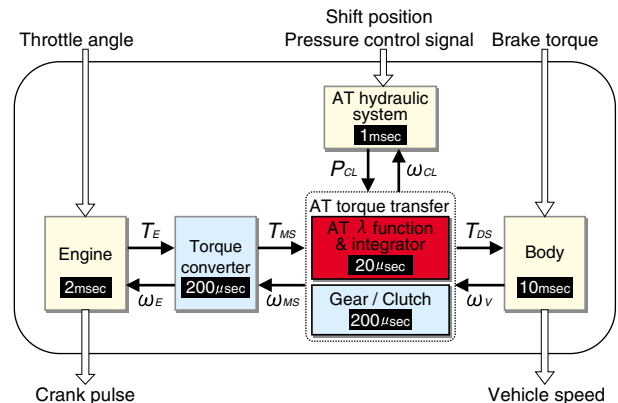


Fig. 12 Multi-rating AT HILS model

系に比べて非常に小さいためであると考えられる。それ以外のモデルについては、精度上問題がないことから、演算刻み時間を長く(200 μ sec 以上)設定した。Fig. 12 に、マルチレート化した HILS モデル構成および、各要素の演算刻み時間を示す。

3.3. スケジューラオーバーヘッドの削減

一般に、マルチレート化に伴って、スケジューラオーバーヘッドの増加が懸念される。

マルチレート化した HILS モデルを実際にダウンロードし、モデル全体のCPU実演算時間を計測したところ、モデル全体の演算刻み時間の 108%(Fig. 13 上段)であった。この原因は、モデル全体の CPU 実演算時間に対して、スケジューラオーバーヘッドの占有率が非常に大きいためである。

そこで、このスケジューラオーバーヘッドを削減するために、以下を試みた。

Fig. 13 下段に示すような、最小の演算刻み時間を必要とする、λ関数と積分器を組み合わせた部分(Fig. 11)のみを、演算刻み時間内において、入力値を固定し、規定回数、すなわち、200 μ sec に 10 回繰り返して演算を行うモデルとした。今回は、そのモデリング手法として、ユーザコードブロックを採用した。

ユーザコードブロックを採用した HILS モデルをダウンロードし、CPU実演算時間を計測すると、スケジューラオーバーヘッドを含めて最大135 μ secであった。この結果、CPU実演算時間はモデル全体の演算刻み時間の 68%であることから、十分なマージンを確保できていることが確認された。

以上の、マルチレート化とスケジューラオーバーヘッドの削減によって、20 μ sec の演算刻み時間を擬似的に実現できる高速演算 HILS を開発することができた。

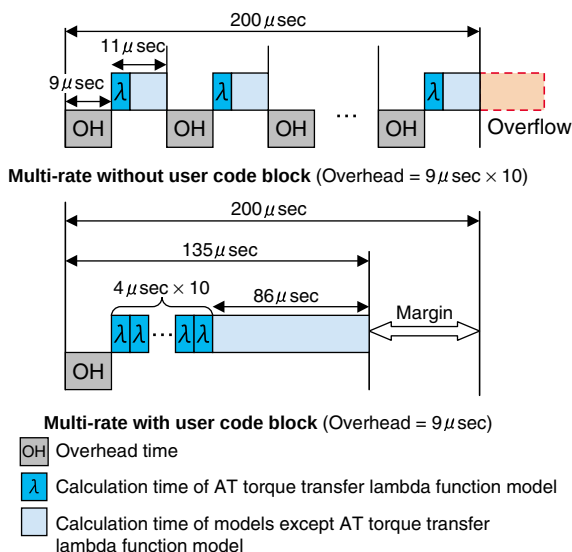


Fig. 13 Measuring results of actual CPU execution times

3.4. 高速演算化 AT HILS 計算精度検証

マルチレート化とスケジューラオーバーヘッド削減を行った HILS による、3.1. と同じ 1st-2nd アップシフトのシミュレーション結果を Fig. 14 に示す。

全モデルを 20 μ sec 演算刻み時間としたノンリアルタイムシミュレーション結果、すなわち実機テスト置換が可能な演算精度の結果と HILS の結果が、よい一致を示していることがわかる。このことから、実物の ECU を含めた AT 変速フィーリングリアルタイムシミュレーションは、実車テスト置換が可能な精度に達したと判断した。

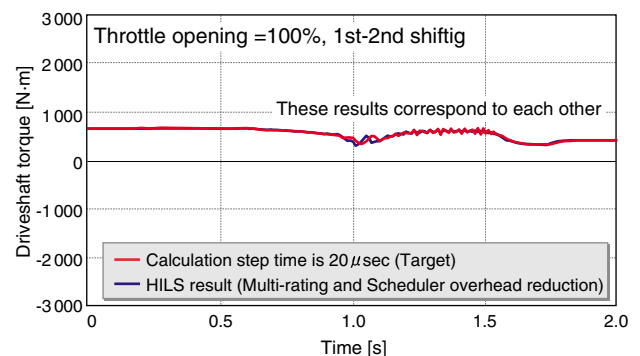


Fig. 14 HILS result

4. 適用事例

HILS の自動変速機制御システム開発への適用例の中で、AT 変速フィーリングと耐久性を両立した、商品性最適 ECU データ設定への適用事例を紹介する。

Fig. 15 に示した従来の開発、すなわち、HILS を適用する前は、変速フィーリングを優先したデータ設定が終了した後で実機耐久テストを実施していた。実機耐久テスト中に不具合事象が確認された場合、実機耐久テストを中止して、ECU データを再設定してから、再度、実機耐久テストを繰り返すことにより商品性最適 ECU データの設定を行っていた。

これに対して、HILS を適用した新開発フローでは、実機耐久テスト前に HILS によって耐久性における ECU データ信頼性を考慮した最適な ECU データ設定を行い、最終確認として一回の実機耐久テストを実施するフローとした。

Fig. 15 の新開発フローの中で、変速フィーリングを優先したデータ設定が終了した後、HILS を使って、最適な ECU データ設定を実施した事例を紹介する。

Fig. 16 にスロットル開度が 50% の 2nd-3rd アップシフトにおいて、変速フィーリングを優先した ECU データ設定時の結果を示す。また、Fig. 17 に同じ変速モードにおいて、変速フィーリングと耐久性を両立させた最適 ECU データ設定時の結果を示す。

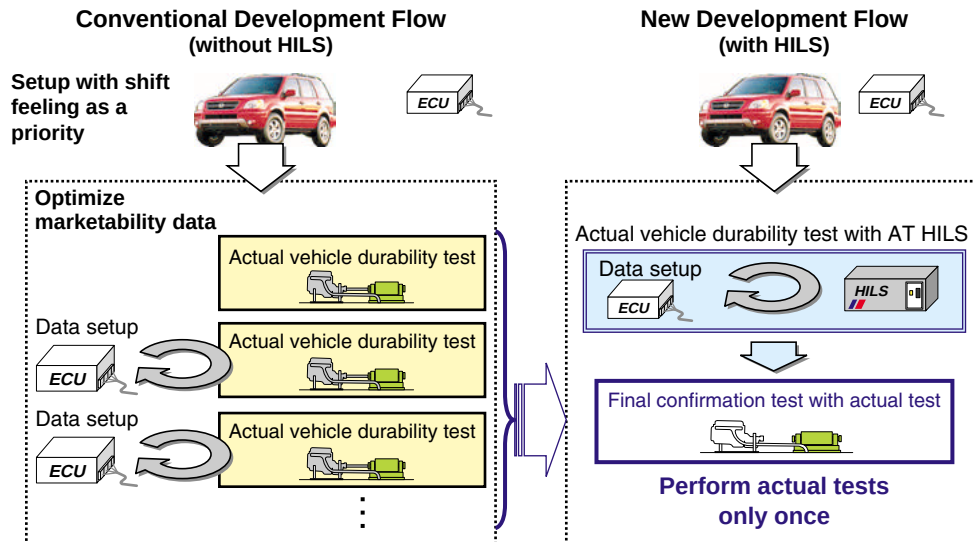


Fig. 15 Optimum data setup balancing shift feeling and durability

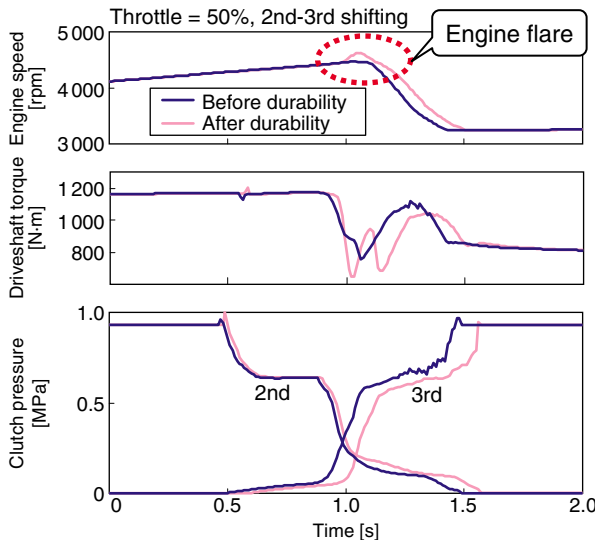


Fig.16 HILS results with initial ECU data

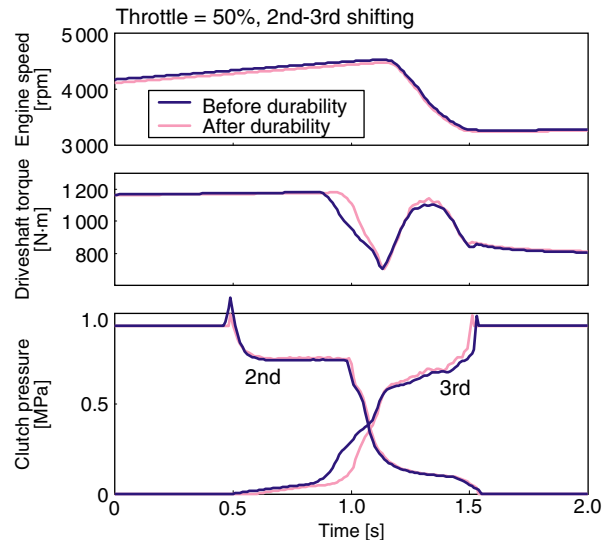


Fig.17 HILS results with refined ECU data

二つの条件、Fig. 16 と Fig. 17 の ECU データ設定に対して、HILS上でクラッチクリアランスを耐久因子として変化させることにより耐久後の性能を予測した。

変速フィーリングを優先した設定(Fig. 16)においては、初期状態では良好であった変速フィーリングが、耐久後はエンジンの吹き上がり事象が発生していることがわかる。不具合事象が確認されたため、ECU データを再設定した。具体的には前段と次段クラッチ圧制御のフィードバックゲインを最適化した。

その結果、初期状態と耐久後の両方において、良好な変速フィーリングを実現していることがわかる。(Fig. 17)

HILSによって商品性を最適化した後で、実機耐久テストによる最終確認を実行した。その結果、良好な変速フィーリ

ングを確認することが出来た。

このように、一回のテスト時間が長い実機耐久テストの結果を待たずに、商品性最適 ECU データを短期間で開発することが可能となった。

5. まとめ

- (1) CPU演算負荷軽減のために、可変むだ時間と非定常一次遅れにより構成される油圧伝達関数を作成し、従来の詳細モデリング手法に対して、CPUの計算負荷を約 1/30 に軽減した。
- (2) 20 μ sec の高速演算実現のために、マルチレート化とスケジューラオーバーヘッド削減を実行することで、市

販DSPを用いて実車テスト置換が可能な演算精度を確保した AT 変速フィーリングリアルタイムシミュレーションを実現した。

- (3) AT 制御システム開発へ HILS を適用することにより、実車テストの机上置換を実現し、AT 制御システムの信頼性向上と開発期間短縮が得られた。

HILS の適用による、AT 制御システムの信頼性向上と開発期間短縮の効果が確認されたため、今後、全機種の AT 制御システム開発に適用していく。

参考文献

- (1) Ishikawa,K., et. al. : The Development and Utilization of ACTASS, AVEC 94, p.224-229 (1994)
(2) 桜庭ほか：燃費性能と加速性能の予測モデル統合化, HONDA R&D Technical Review, Vol.7, p.79-86 (1995)

■ 著 者 ■



竹田 洋平



依田 公



寺山 哲



萩原 顕治



斎藤 吉晴



上山口 勉

3Dメディアを用いたトランスミッション設計手法の構築

Establishment of Design Method for Transmission by 3D Media

島田 宏美*

Hiromi SHIMADA

久保田 和*

Nagomu KUBOTA

石濱 陽一郎*

Yoichiro ISHIHAMA

内田 孝尚*

Takanao UCHIDA

要 旨

トランスミッションの製品開発において、3Dメディアを用いた設計を試行した結果、設計工数が増大する問題が顕在化した。このため、3D設計プロセスの構築、このプロセスに必要な3D CAD機能の開発、3D図面形態の確立、開発プロセスの見直しを含めた対策を研究し、レイアウトから製品図作成まで一貫して3Dメディアを活用する設計手法を構築した。新しく構築した3D設計手法での設計工数は、従来の2Dメディアを用いた設計以下を達成した。これにより、設計から製造までの高効率な開発システムが構築できた。

ABSTRACT

Design trials with 3D media in the product development of transmissions revealed that increased design times became a problem. Consequently, research was performed on measures to resolve the problem, including the building of a 3D design process, development of the necessary 3D CAD functions needed for such a process, establishment of 3D drawing rules, and review of the development process. Design methods were then built that utilize 3D media consistently from layout to product drawing. With use of the newly built 3D design methods, design time was reduced to the level of design using conventional 2D media or even less. This made it possible to build a highly efficient development system for use from design to manufacture.

1. まえがき

近年、自動車開発において開発効率向上を目的として、3Dメディアを用いた製品開発が急速に普及しつつある。3Dメディア導入により、設計から製造までの工程で、下記のような開発効率向上が期待される。

- (1) 3DモデルのCAEへの活用による設計検討精度向上。
- (2) 3Dモデルレイアウトにより、部品相互間の干渉検討精度向上。
- (3) ラピッドプロトタイピングを用いた実物での形状検討。
- (4) 3Dモデルの型製作用CAMへの活用(試作、量産)による、型製作期間の短縮。

当社のトランスミッション製品開発においても上記効果をねらい、トランスミッションの主要部品であるFig. 1に示すトランスミッションケースを題材に、3Dメディアを用

いた設計(3D設計)を試行した。しかし、本試行での設計工数はFig. 2の棒グラフに示すように従来2Dメディアを用いた設計(2D設計)に比較して、3.3倍増となる問題が顕在化した。このため、直ちに次の対策を行ったが、大きな工数削減にはならなかった。

- (1) 設計者への3D設計教育の再徹底
- (2) 3D CAD機能の向上



Fig. 1 3D model of a transmission

以上より、3D設計工数の削減と定着化には、設計手法の根本的な見直しが必要と判断し、本研究を始めた。

2. 研究のねらい

本研究のねらいは 3D 設計試行で、工数が増大した問題の要因分析から対策手法を導き、高効率な設計手法を構築

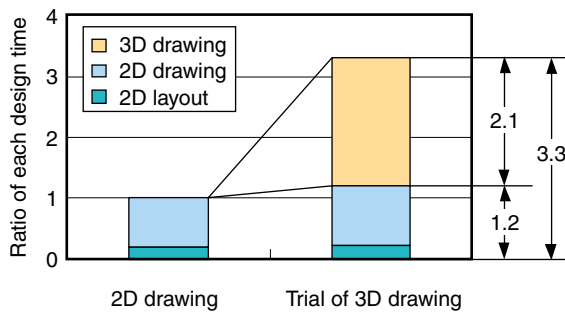


Fig. 2 Comparison of design times

することにある。3D 設計工数の目標を、2D 設計工数以下と設定した。

3. 3D設計試行時の工数増大要因の分析

3.1. 設計作業の分析

工数増大の要因分析を進めるにあたって、先ず Fig. 3 に示す設計作業を分析した。

- (a) 2D レイアウト : 基本仕様を元にトランスミッションのレイアウトを 2D で行う。
- (b) 2D 図作成 : 2D レイアウトから製品形状を検討し、2D 図を作成する。
- (c) 3D 図作成 : 2D 図から 3D での製品形状を検討し、3D 図(正式出図時の 3D モデル名称)を作成する。

以上の設計作業のうち、3D 設計にもかかわらず、2D 設計をしている(a)2D レイアウト、及び(b)2D 図作成の作業が、工数を増大させる要因であることが推定された。

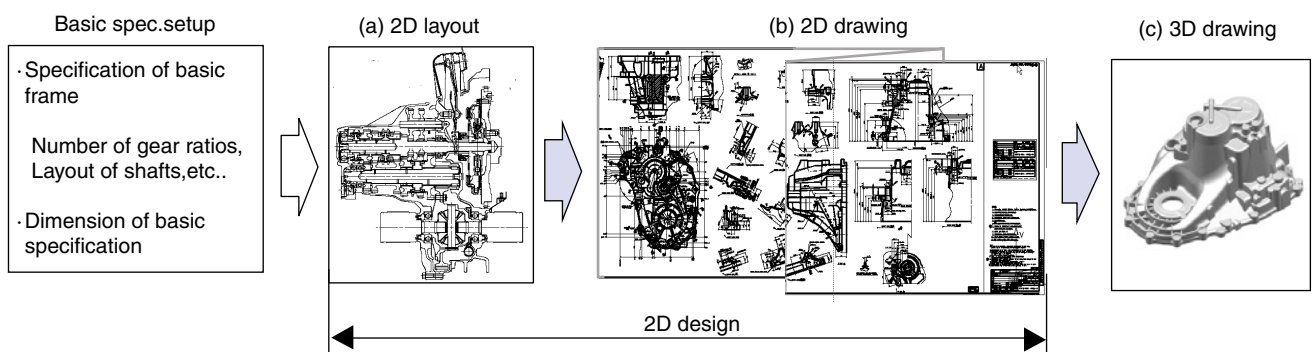
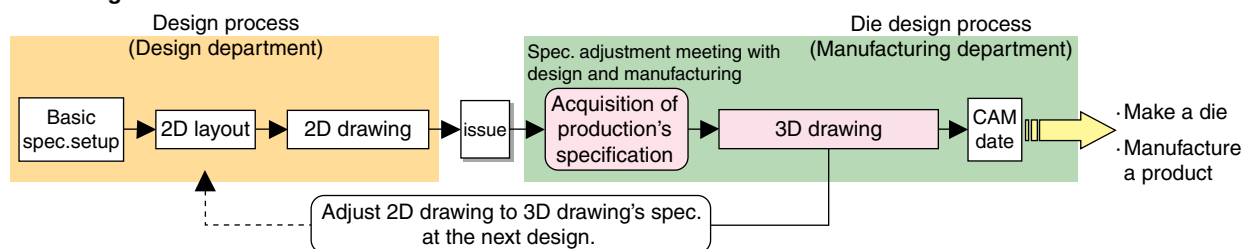


Fig. 3 Design work with the trial of 3D design

<2D design>



<Trial of 3D design>

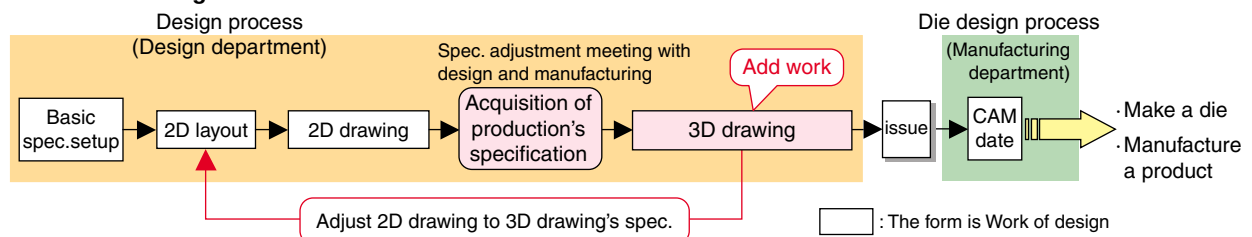


Fig. 4 Comparison of development process with 2D design, and the trial of 3D design

3.2. 設計プロセスによる要因

設計プロセスと各設計作業の工数について、3D設計試行と2D設計での比較を行った。その結果、工数が増大した最大の要因は、Fig. 4の設計プロセスに示すように、2D設計に3D図作成作業が追加されたためであった。また、3D図作成作業はFig. 2に示すように、3D設計試行の工数の2/3を占めた。

3.3. 3D図作成作業の要因

3.3.1. 3D図作成の各作業工数割合の分析

3D設計試行時に、3D図作成工数が2/3を占めた要因を調査するため、Fig. 6のトランスミッションケースを取り上げ、3D図作成作業の工数割合を分析した。この結果、

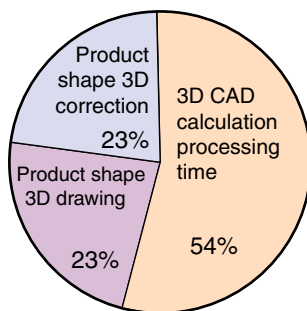


Fig. 5 Percentage of each time taken by 3D drawing work

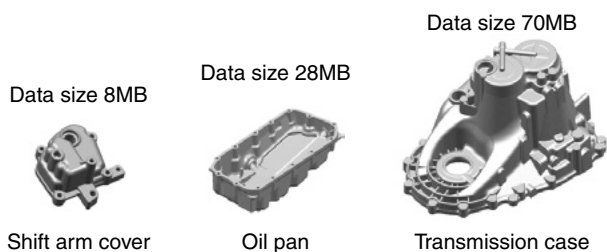


Fig. 6 Cases of various shapes

Fig. 5の円グラフに示すように、本来の製品形状3D図作成の割合は23%のみであり、それ以外は単なる待ち時間である3D CAD(Computer aided design)計算処理時間が約1/2、製品形状3D図修正が約1/4とこの二つで大部分を占めていた。

3.3.2. 3D CAD 計算処理に時間がかかる要因

トランスミッションのケース類にはFig. 6に示すように様々な形状が有り、これらの3D図データ容量と、3D CAD計算処理時間の関係を調査した。この結果、Fig. 7のグラフに示すように3D図データ容量の増加に伴い3D CAD計算処理時間が、2次曲線的に増加する傾向を持っていることが明らかになった。要因分析に取り上げたトランスミッションケースは、データ容量が70MBもあるため、3D CAD計算処理時間が54%を占めてしまうことがわかった。

3.3.3. 製品形状修正作業に時間がかかる要因

「製品形状3D図作成」と「製品形状3D図修正」は金型設計で用いられている手法での作業であり、これらの作業を分析した結果、「製品形状3D図修正」に時間がかかる主な要因は肉厚設定のためであった。これらの作業の分析結果をFig. 8を用いて下記に述べる。

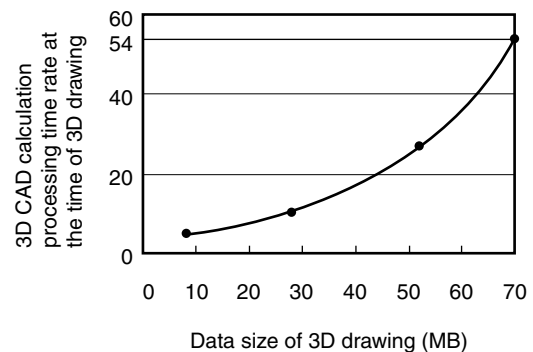


Fig. 7 Relation between data size of 3D drawing and 3D CAD calculation processing time

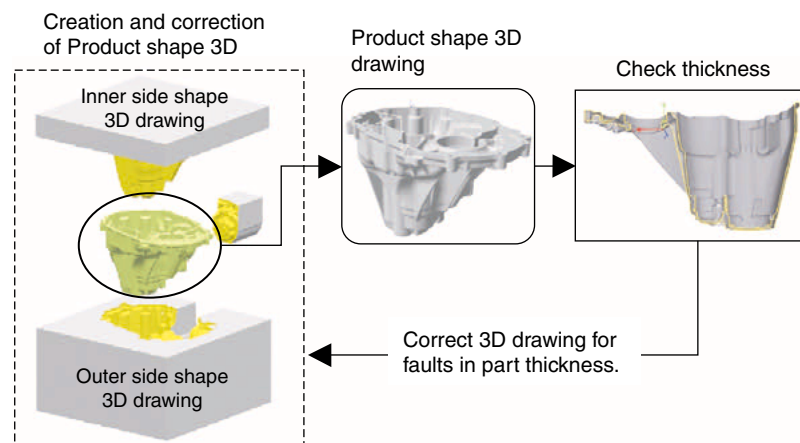


Fig. 8 “Product shape 3D drawing” and “Product shape 3D correction” work

(1)「製品形状 3D 図作成」作業

2D 図から外側形状 3D 図と内側形状 3D 図を別々に作り、金型で製品を鋳造成型するように外側形状から内側形状を除去し、製品形状 3D 図を作成する。

(2)「製品形状 3D 図修正」作業

製品形状 3D 図の肉厚確認を行い、設定肉厚と異なった部分を抽出する。抽出された数カ所の肉厚不具合は外側形状 3D 図と内側形状 3D 図のアンマッチが要因のため、これを修正し製品形状 3D 図を完成させる。

3.4. 開発プロセスによる要因

設計部門で型製作用 CAM データへ活用する、製品形状そのものの 3D 図を作成するには、Fig. 9 に示す金型パーティングラインの位置と形状、抜き勾配、角及び隅の丸み等、生産仕様情報を製造部門から入手する必要がある⁽¹⁾。Fig. 4 に示す 3D 設計試行の開発プロセスでは、2D 設計後に 2D 図を用いて設計と製造の仕様整合会を行い、生産仕様情報を入手し 3D 図作成を行った。これと同時に 2D 図も 3D 図と仕様を合わせるための修正が必要になった。この結果、2D レイアウトと 2D 図作成の工数は、Fig. 2 に示すように 2D 設計に対して 1.2 倍の工数増となった。因みに 2D 設計の場合 Fig. 4 に示すように、2D 図の仕様を製造部門の 3D 図に合わせるのは次回の設計で行う。

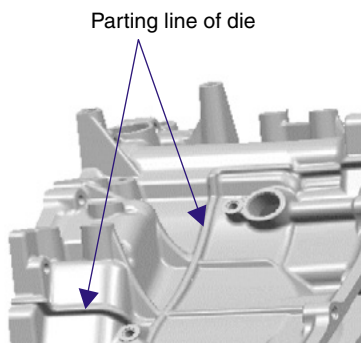


Fig. 9 Parting line of die

3.5. 設計工数の増大要因のまとめ

要因分析の結果、設計工数が増大した要因は、以下の項目であることが明らかになった。

- (1) 2D 設計後に 3D 図作成作業が追加された
- (2) 3D 図作成工数の約半分を 3D CAD 計算処理時間が占めた
- (3) 3D 図作成工数の 1/4 が肉厚設定作業であった
- (4) 生産仕様情報入手が遅かった

4. 3D設計工数の削減手法

4.1. 3D 設計工数の削減手法構築の課題

設計工数増大の要因分析結果を踏まえ、工数削減手法を構築するため以下の課題を設定した。

(1) 3D 設計手法の構築

- ・ 3D 設計プロセス
- ・ 3D レイアウトから 3D 図作成手法

(2) 3D CAD 機能の開発と活用

- ・ 肉厚設定が容易にできる 3D CAD 機能の開発
- ・ 3D 図分割機能による 3D CAD 計算処理時間の短縮
- ・ 3D 図から 2D 図の自動作成機能の拡充

(3) 生産仕様情報のレイアウト段階での入手

- ・ 開発プロセスの見直し

4.2. 3D 設計手法の構築

4.2.1. 3D 設計プロセス

設計プロセスの基本は、レイアウトから製品形状を検討し製品図を作成することである。したがって、3D 設計プロセスにおいてもこれを基本に、3D メディアを用いてレイアウトから製品形状そのものの形状で検討し、3D 図を作成できる Fig. 10 に示す設計プロセスを構築した。また、同時に 3D 図を活用して、2D 図を自動的に作成する手法も構築した。

4.2.2. 3D レイアウトから 3D 図作成手法

3D レイアウトから 3D 図作成及び、3D 図作成時の肉厚設定の容易化を達成するため、3D CAD 機能を活用して、Fig. 11 に示す以下の手法とシステムを構築した。

<3D design>

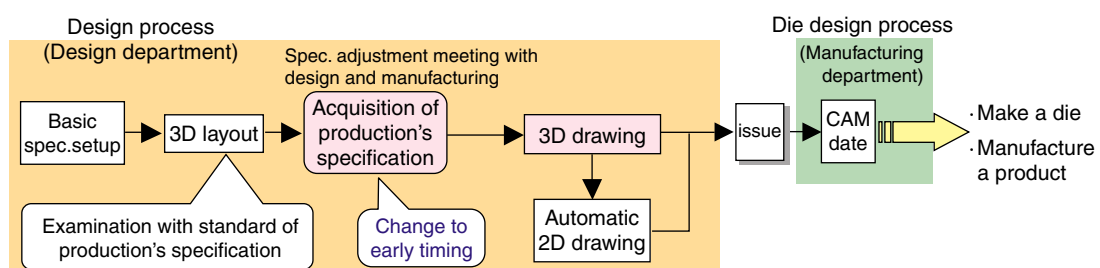


Fig. 10 Change of a development process

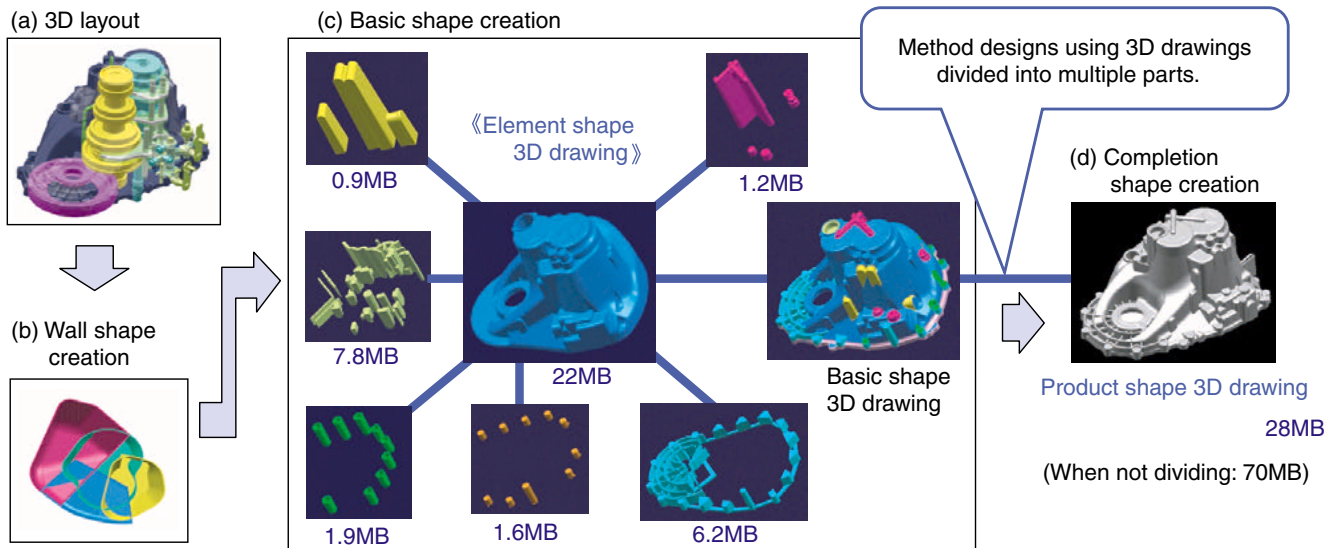


Fig. 11 From the 3D layout to the 3D drawing method

- (a) 3D レイアウト : 基本仕様を元にトランスミッションの 3D レイアウトをする。
- (b) 壁形状作成 : 3Dレイアウトから、クリアランスを保ちながら、厚みを設定して壁形状を作成する(シェル機能の開発)。
- (c) 基本形状作成 : 壁形状にボス等を追加する、その後、不要な部分を削除し、基本形状3D図を作成する(トリム機能の開発)。
- (d) 完成形状作成 : 基本形状に角及び隅の丸み(フィレット面)を付け、製品形状3D図を完成する。

4.3. 3D CAD 機能の開発と活用

4.3.1. 肉厚設定が容易にできる 3D CAD 機能の開発

3D レイアウトから 3D 図作成手法を構築するため、以下の新しい 3D CAD 機能を開発した、この機能を Fig. 12 で説明する。

(1) シェル機能

内蔵物の外形形状からクリアランスを設定する。その後、壁の厚みを設定し、一気に壁形状を作成する機能。

(2) トリム機能

壁に追加したボス形状の不要な下側部分を指定し、削除する機能。

これらの 3D CAD 機能をソフトウェアメーカーに要望し、当社とソフトウェアメーカーが共同で開発を行った。この結果、3D レイアウトから 3D 図作成及び、肉厚設定が容易に行える手法とシステムが構築された。

4.3.2. 3D図分割機能による 3D CAD 計算処理時間の短縮

3D図のデータ容量を小さくして、3D CAD 計算処理時間を短縮するため、1つの3D図を複数の3D図に分割し、この状態で設計ができる 3D CAD 機能を新設した。この 3D 図分割機能の活用効果を Fig. 11 を用いて述べる。データ容量が 70MB の製品形状 3D 図を、この機能で 7 個の要素形状 3D 図と、1 個の製品形状 3D 図に分割することによ

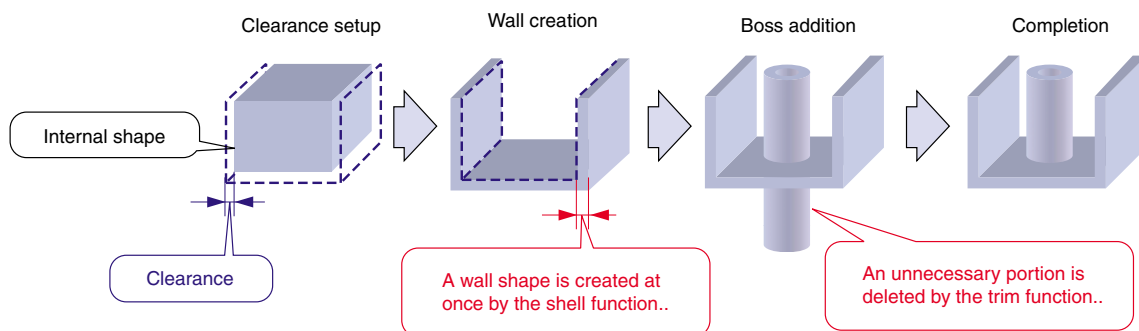


Fig. 12 Shell function and trim function

り、製品形状 3D 図のデータ容量は 28MB に削減できた。この結果、計算処理をする際の 3D CAD 用コンピュータに対する負荷が軽減でき、Fig. 13 に示すように 3D CAD 計算処理時間が 54%から 10%まで改善された。

4.3.3. 3D 図から 2D 図の自動作成機能の拡充

2D 図作成の効率向上として、Fig. 14 に示すような 3D 図から 2D 図のビュー及び、セクショナルビューを自動作成できる 3D CAD 機能の拡充が必要になった。この機能の試行結果、3D 図から 2D 図を作成する際、Fig. 15 に示すような線が重複する、切れる等の機能不足があったため、当社と 3D CAD ソフトウェアメーカーが共同で機能拡充を行った。この結果、3D 図から 2D 図の自動作成機能の活用が可能になり、2D 図作成工数が大幅に削減された。

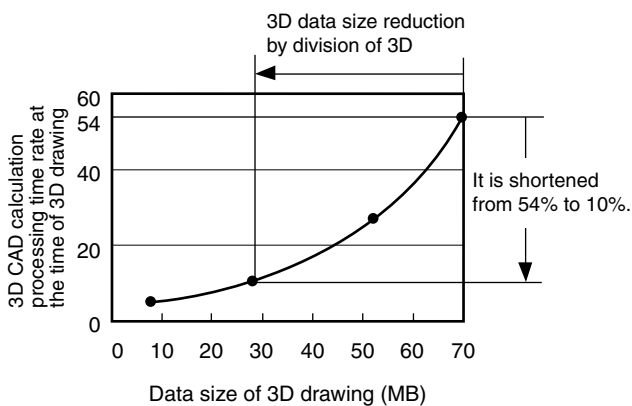


Fig. 13 The shortening effect on 3D CAD calculation processing time

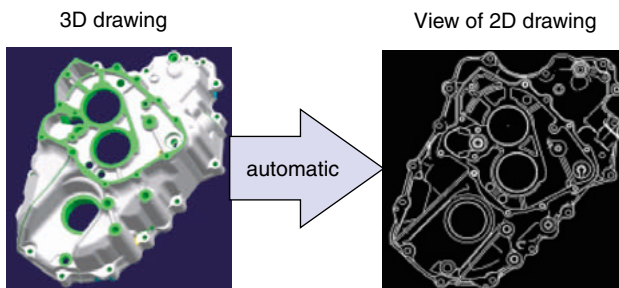


Fig. 14 Automatic drawing of 2D view

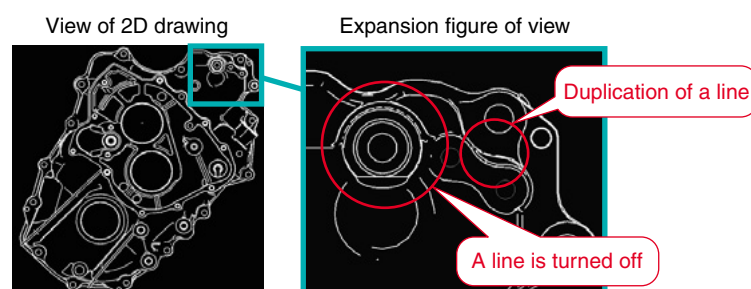


Fig. 15 Shortcomings in function of automatic 2D drawing

4.4. 生産仕様情報のレイアウト段階での入手

生産仕様情報をレイアウト段階で入手するため、Fig. 10 に示す設計と製造の仕様整合会を早期化する、開発プロセスの変更を行った。このため、設計部門と製造部門が共同で以下の対応をした。

- (1) 3D レイアウト後に、3D レイアウトを用いて設計と製造の仕様整合会を実施。
- (2) 仕様整合が必要な生産仕様項目のリストアップ。
- (3) (2)の項目の中で、標準化が可能な項目を標準化し、設計部門で仕様整合会の前に検討を実施。
- (4) 生産仕様を検討する技術者への 3D CAD 操作教育の実施。
- (5) 生産仕様を検討する担当課への 3D CAD の導入。

これらに対応した結果、生産仕様情報を製品形状に反映するためのレイアウト見直しはあるものの、レイアウト後に 2D 図を 3D 図へ合わせる修正を含めて、製品図の修正を取り除くことができた(Fig. 4, 10)。また、設計部門での生産仕様の事前検討は、レイアウト工数の低減に寄与した。

4.5. 開発プロセス変更による製造部門の効率向上

設計から製造までの開発プロセスが変更されたことにより、Fig. 10 に示した 3D 設計プロセスが構築され設計部門での 3D 図作成が定着化した。この結果、製造部門では 3D 図作成分の工数が削減された。また、標準化した生産仕様は設計部門で事前検討を行うため、製造部門の検討工数が低減された。

4.6. 3D 図面形態の確立

3D 設計手法を構築するため、3D 図面形態の確立も行った。トランスミッションケースの図面には、製造方法から素材形状指示と機械加工寸法指示が必要である。しかし、3D CADには機械加工の寸法、公差、幾何公差、仕上げ指示を行う機能が無いため、機械加工の指示は 2D 図で行うことにした。Fig. 16 に示すように 2D 図と素材形状指示の 3D 図を組合せた「3D 図+ 2D 図」と言う名称の図面形態を確立した(Table 1)。これにより、「3D 図+ 2D 図」の 2D 図作成工数は、従来 2D 図に対して素材形状指示分が削減された。

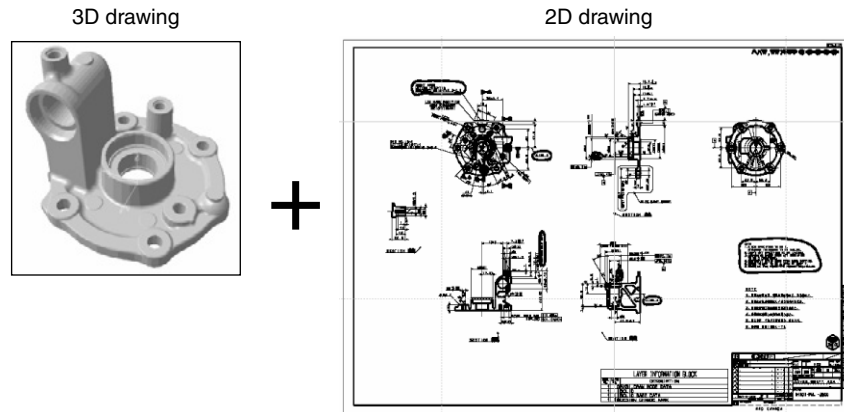


Fig. 16 3D drawing + 2D drawing

Table 1 Drawing rule of “3D drawing + 2D drawing”

Item	3D drawing + 2D drawing		(Conventional 2D drawing)
	3D drawing	2D drawing	
Material surface dimension	○		○
Machine work dimension		○	○
Tolerance, Geometrical tolerance		○	○
Finish specification		○	○
NOTE	Material, Heat treatment, Pressure leakage standard, hardness, etc..	○	○

4.7. 3D設計の工数低減手法のまとめ

3D設計の工数を低減するため、以下の手法を構築した。

- (1) 3D レイアウトから 3D 図を作成し、その後 3D 図から 2D 図を自動作成する Fig. 17 に示すプロセス(3D 設計プロセス)。
- (2) 3D レイアウトから 3D 図作成及び、肉厚設定を容易にできる機能の開発。(シェル機能とトリム機能)
- (3) 3D 図分割機能を活用して 3D データ容量を小さくし、3D CAD 計算処理時間を短縮する手法。

(4) 3D 図から 2D 図の自動作成機能を活用した、高効率な 2D 図作成手法。

(5) 生産仕様情報のレイアウト段階での入手
(開発プロセスの変更)

(6) 3D 図面形態の確立

新しく構築した 3D 設計手法での各設計作業工数は、3D 設計試行時に対して 3D 図作成では 1/4、レイアウトと 2D 図作成では 1/3 に低減された。この結果、Fig. 18 に示すように 3D 設計工数を目標の 2D 設計工数以下に低減することが達成された。

5. まとめ

3D 設計試行で工数を増大させた要因は、2D 設計をした後に単純に 3D 図を作成したことにあつた。この問題の解決のため、トランスミッションの設計手法を根本的に見直し、一貫して 3D メディアを用いて設計する以下の手法を構築した。

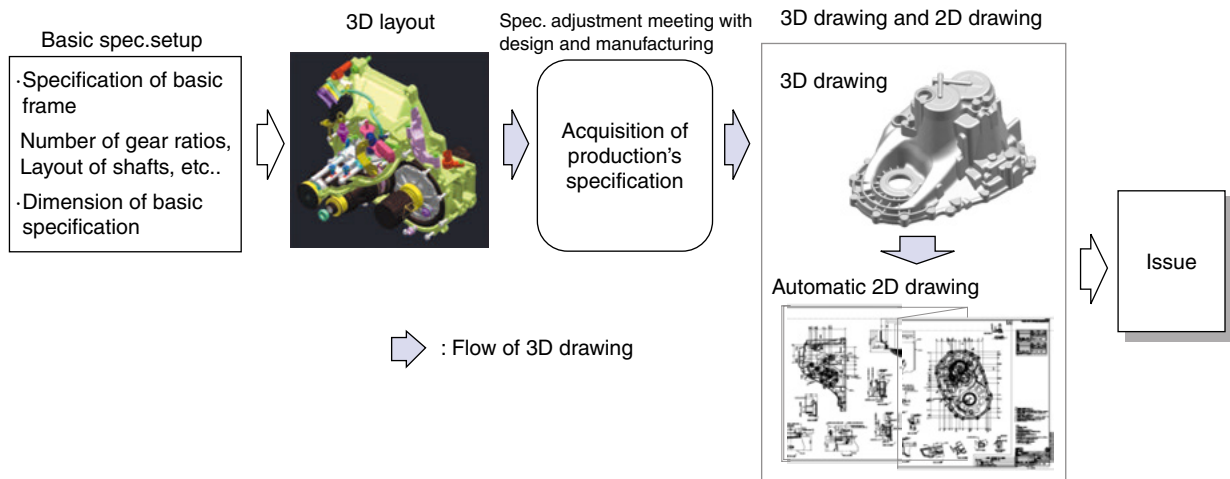


Fig. 17 Design method for transmission by 3D media

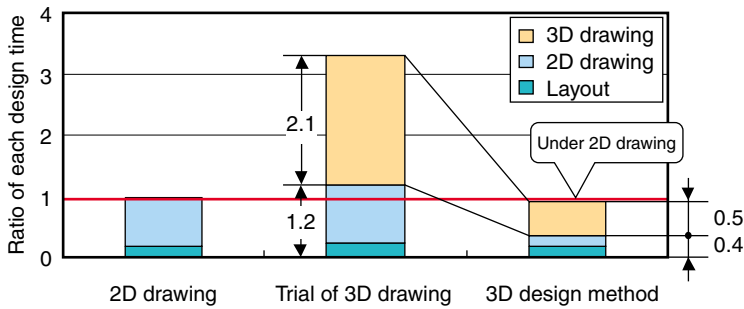


Fig. 18 Effect of the 3D design method

- (1) 3D レイアウトから 3D 図作成する 3D 設計プロセス
- (2) 3D 設計プロセス構築のための 3D CAD 機能開発
- (3) 3D 図面形態の確立

新しく構築した 3D 設計手法での設計工数は 2D 設計工数以下になり、設計効率の大幅な向上を達成した。

さらに、3D 設計に対応した開発プロセス化により、製造部門で行っていた 3D 図作成を工数負担なく設計部門へ移管できた。これにより、設計から製造までの高効率な開発システムが構築できた。

最後に、3D メディアを用いた設計手法の構築に必要な、3D CAD 機能の追加と改善を行なった、仏ダッソーシステムズ社に対して心から感謝いたします。

6. 参考文献

- (1) 桐島 洋行ほか:PT金型領域におけるDMC展開, Honda Engineering Technical Review Vol.9, p.142-147 (2001)

■ 著 者 ■



島田 宏美



石濱陽一郎



久保田 和



内田 孝尚

トランスミッションハウジングの剛性解析技術の構築

Development of Stiffness Analysis Technology for Transmission Housing

平岡昌巳*
Masami HIRAOKA
飯島康友*
Yasutomo IJIMA

富田好一*
Kouichi TOMITA
笹原千嘉江*
Chikae SASAHARA

鈴木 覚*
Satoru SUZUKI

要 旨

ハウジング合わせ面の挙動を再現することにより、トランスミッションのハウジング剛性及び強度のシミュレーション技術を開発した。本手法では、ボルト締結、ノックピンによる位置決め、ガスケット材を含む合わせ面の挙動とデフケースなどの内部部材の剛性について非線形のモデリング手法を用いて再現した。その結果、実機における挙動の予測精度が飛躍的に向上し、テスト結果との差異が15%以内となり、台上ねじり試験におけるハウジング剛性及び強度のシミュレーションによる評価が、設計段階で可能となった。さらにこのシミュレーション技術を広く設計者に普及させるため専用の解析プリ・ポストを開発し、計算工数を1/3に短縮した。

ABSTRACT

A technique was developed for simulating the stiffness and strength of the transmission housing by reproducing the behavior of the housing contact surface. This technique uses non-linear modeling methods to reproduce bolt tightening, positioning with dowel pins, the behavior of contact surfaces with consideration to gasket material and the stiffness of inner parts such as the differential case. The predictive accuracy regarding behavior in an actual transmission increased greatly as a result, and the discrepancy with test results fell to 15% or better. This made it possible to conduct evaluation by simulating the housing stiffness and strength in bench torsion testing at the stage of design. Specialized pre- and postprocessing tools were also developed for widespread dissemination of this simulation technique among designers, shortening the calculation time and labor to the amount of one-third of what it had been.

1. まえがき

近年の自動車用トランスミッション開発において、軽量化及びコンパクト化の要求とともに開発効率向上の要求が高まっている。開発効率向上には試作ロット数削減が重要であり、そのために実機事象の高精度な予測技術が求められている。トランスミッションのハウジング構造は、前輪駆動方式の場合、一般的に左右二分割で構成され、大きな合わせ面を介し駆動反力を受ける構造となる。また、ボルトによって締結された左右のハウジングには、それぞれ異なった方向の大きな駆動反力が作用するため、合わせ面にすべりを生じ、従来の線形解析では設計段階でハウジング剛性及び強度を高い精度で予測することが困難であった。そのため、多大な工数を費やして試作機によるテストの繰り返しを行ない、仕様を熟成する必要があった。

本研究では、合わせ面を有するハウジングアセンブリ

構造において、応用性に富んだ、高精度なハウジング剛性及び強度シミュレーション技術を構築することを目的とする。さらに、設計者への普及のため、専用の解析プリ・ポストを開発する。

2. 実機における挙動把握

今回用いたオートマチックトランスミッションの主断面を Fig. 1 に示す。Fig. 2 に軸配置と前進時におけるベアリング荷重を示す。トランスミッションハウジング(以下TMハウジング)とトルクコンバータハウジング(以下TCハウジング)の締結部は、大きな合わせ面を形成し、合わせ面を介した両側のハウジングにギヤ反力に起因するベアリング荷重が異なる方向に負荷される。個々のハウジングの変形挙動はハウジング本体の変形のみではなく、合わせ面の挙動が影響していると推定される。

*栃木研究所

ハウジングの変形挙動の把握をトランスミッション台ねじり試験により、最大負荷入力状態で行なった。供試トランスミッションの諸元を Table 1 に示す。ハウジングの第一の目的が軸受けの支持剛性であることから、各ベアリングの移動量を測定した。ベアリング端部にマークを施しカメラによりトルク負荷時の軌跡を記録した(Fig. 3参照)。ベアリングの移動量の測定結果を Fig. 4 に示す。TM ハウジングの各ベアリングの移動量は、荷重方向に関わらずデファレンシャルケース(以下デフケース)支持ベアリングの荷重方向へ移動している。このことから、ハウジング全体の挙動は、TM ハウジングのデフケースの支持ベアリング荷重が支配的であることがわかった。また、合わせ面の挙動について、ベアリング荷重の最も大きいデフケース支持ベアリング周辺のTM, TCハウジング間の相対変位を測定した(Fig. 5参照)⁽¹⁾。合わせ面挙動の測定結果を Fig. 6 に示す。デフケース両側のベアリング荷重により、デフケース周辺の合わせ面にすべりが生じており、推定どおりベアリング移動量に影響していることが確認できた。

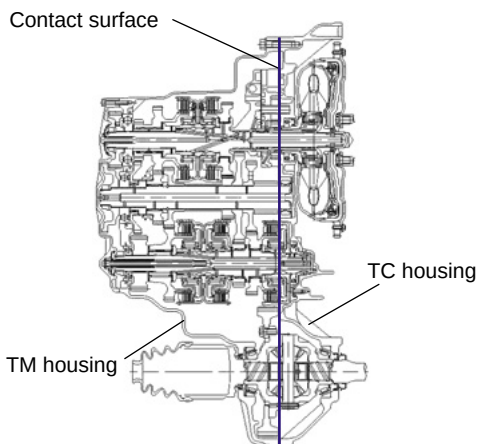


Fig. 1 Main section

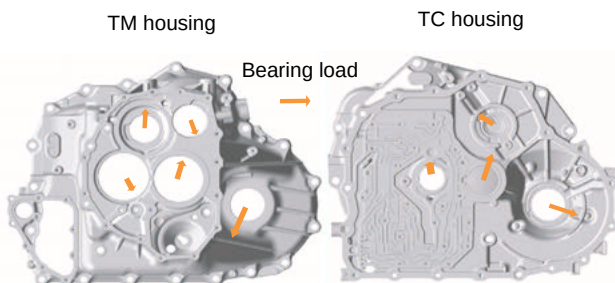


Fig. 2 Direction of bearing load

Table 1 Specification of transmission used in experiments

Type	Transmissible torque	Total gear ratio	Drive system
Type-A	196Nm	12.2	2WD

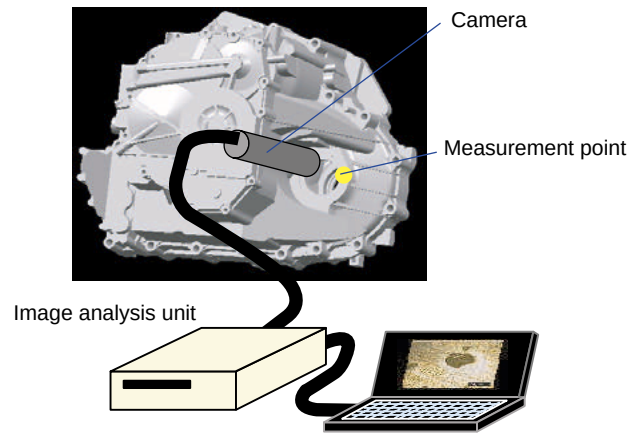


Fig. 3 Measurement method for displacement of bearing

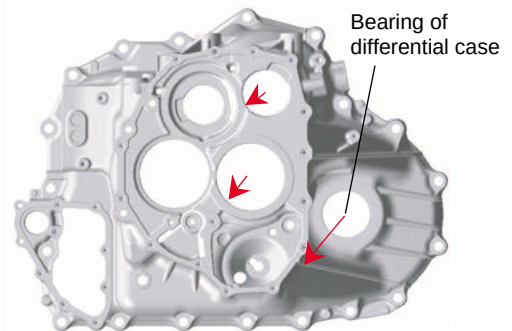


Fig. 4 Result of measurement of displacement of bearing

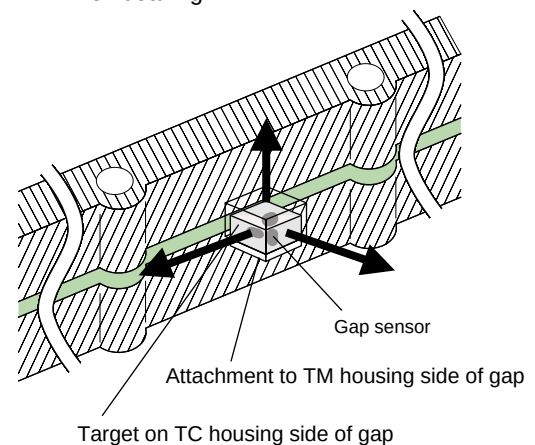


Fig. 5 Measurement method for slip behavior of housing

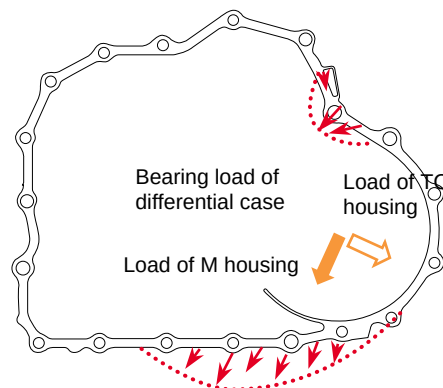


Fig. 6 Result of measurement of relative displacement of housing

3. 非線形モデリング技術の確立

実測したベアリング移動量について、従来の線形手法による計算との整合性比較結果を Fig. 7 に示す。大きく異なるポイントが存在し、十分な予測精度を有していないことがわかる。それらのポイントは、Fig. 8に示すように測定の拘束基準面から合わせ面を介した反対側に位置し、合わせ面挙動の影響を受けている箇所と推定される。したがって、前述の実機における挙動把握の測定結果からもわかるように、合わせ面の挙動及びデフケースからの荷重入力を忠実に再現することが精度向上の重要な要素と考えられる。それらの実機挙動を忠実に再現するために、非線形手法を導入した。モデリングを行なった項目についてFig. 9に示し、以下詳細に述べる。

3.1. 合わせ面挙動の再現

合わせ面のすべり挙動は、ボルト締結によって締め付け

部直下と中間部に面圧差を生じ、さらにその面圧により生じる摩擦力を上回るせん断外力が負荷された場合、発生すると考えられる。せん断外力は、ハウジングにおいて荷重が負荷されるベアリングからリブや壁面によって締結フランジ部へ伝達されるため、形状によってもそのすべり挙動は影響される。また、ハウジング間に設定される位置決め用のノックピンやボルト自体もすべり挙動を拘束すると考えられる。すなわち、合わせ面の挙動を忠実に再現するには、締結による面圧分布、合わせ面のすべり挙動、ハウジングの荷重伝達経路を忠実に再現することが重要となる。面圧分布を再現するために、ハウジングをそれぞれ別々のモデルとし、その間を圧縮テストにより求めたガスケット材の特性を考慮し、軟らかい接触特性を用いて面接触要素でつないだ(Fig. 10参照)。ボルト締結は、ハウジングのボルト座面部とネジ部を多点拘束によりモデル化し、軸力を負荷した。面圧分布の精度検証は、単体のテストピースで行なった。テストピースと検証結果を Fig. 11 に示す。ガスケット材の

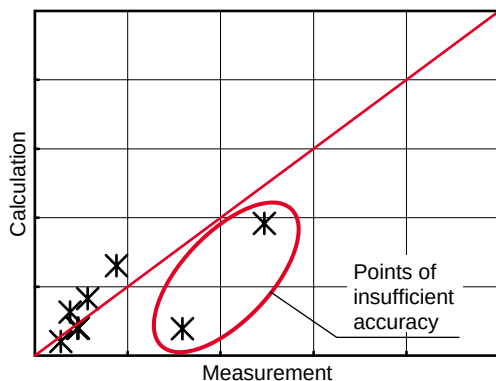


Fig. 7 Comparison of bearing displacement with linear method

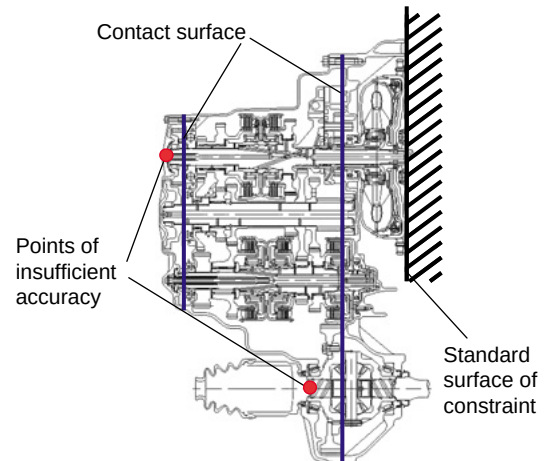


Fig. 8 Point of insufficient accuracy

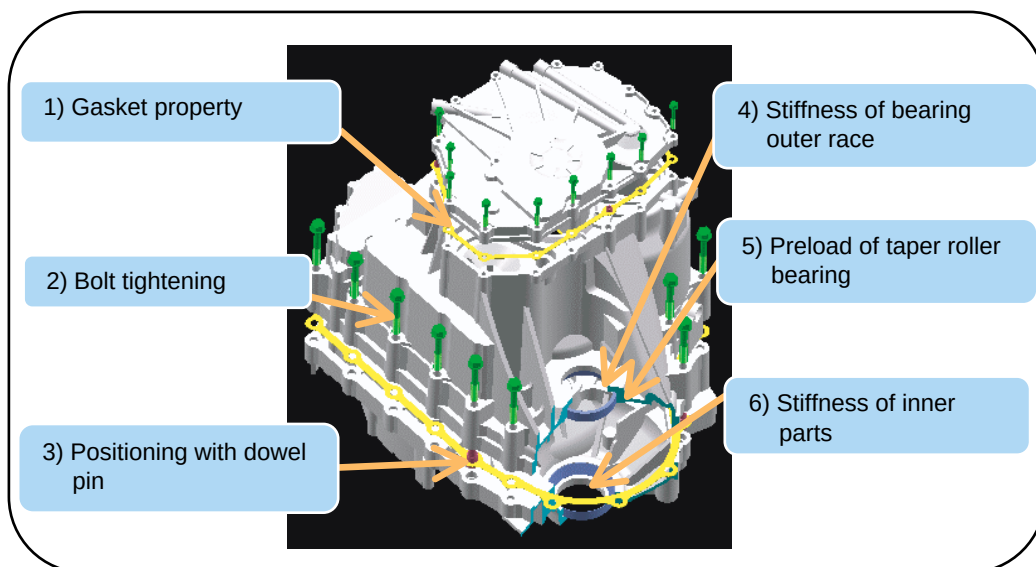


Fig. 9 Items reflected in FE model

特性は軟らかい接触特性を用いることにより、面圧分布を再現することができることがわかった。次に合わせ面のすべり挙動を再現するために以下のモデリングを行なった。ガスケット材のすべり摩擦係数を実測し、ばらつきの中央値を用いて摩擦係数を設定した。ノックピンによる位置決

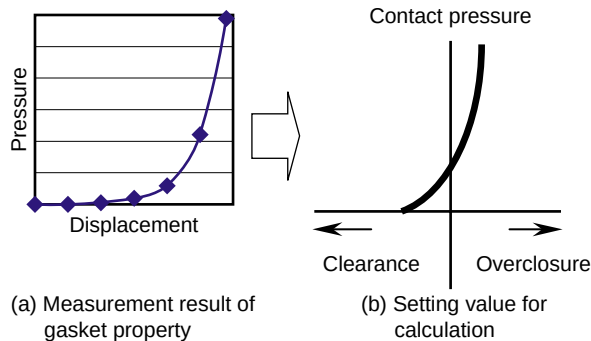


Fig. 10 Softened contact property of gasket

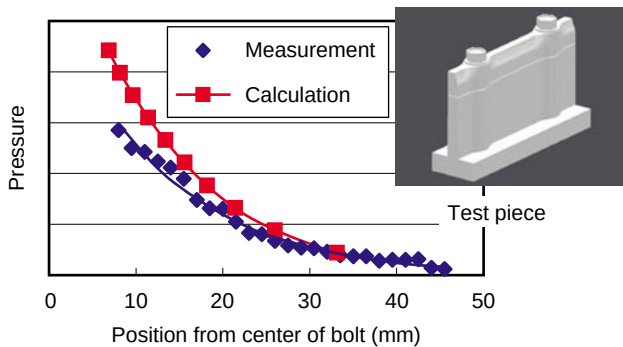


Fig. 11 Comparison of pressure in test piece

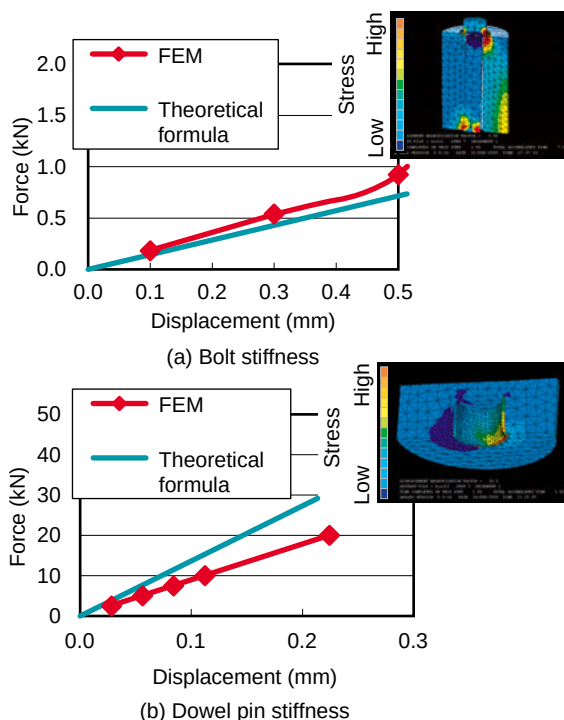


Fig. 12 Verification of stiffness of spring element

めについては、ガタを有する非線形スプリング要素を設定し、ボルトの曲げ剛性は、線形スプリング要素でモデル化した。スプリング要素のバネ定数は、梁の曲げ理論式で算出した。その妥当性を非線形接触 FEM 解析で確認した(Fig. 12 参照)。

3.2. デフケースからの荷重入力形態の再現

デフケースからの荷重入力については、ベアリング部のアウターレース部を実形状でモデル化し、ハウジングとの間を面接触要素でつなぐことにより、ハウジングへの荷重入力形態を再現した。ベアリングがテーパーローラタイプの場合は、プリロードを考慮した。また、デフケース自体をビーム要素でモデル化し、計算時間の増加を抑えつつ、内部部材による剛性を考慮可能とした(Fig. 13 参照)。Fig. 14 に全体のメッシュモデルを示す。

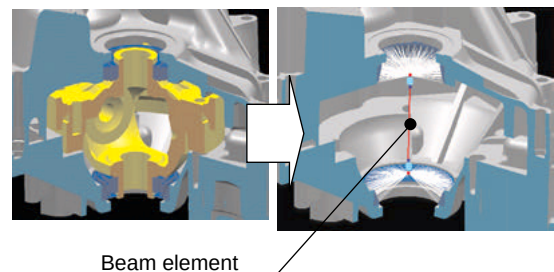


Fig. 13 Modeling of stiffness of differential case

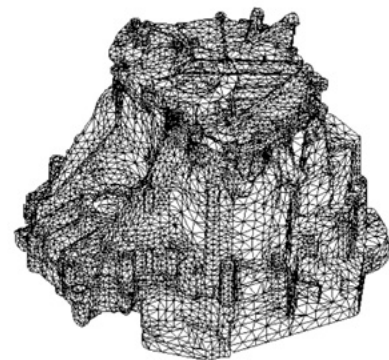


Fig. 14 FE model of transmission housing

4. シミュレーション解析精度の向上

非線形モデリング手法と従来の線形手法とのシミュレーション結果の違いを Fig. 15 に示す。非線形モデリングでは、合わせ面の挙動や内部部品の剛性が再現されたことにより、ハウジング全体の変形量が大きく変化した。また、デフケースからの荷重入力形態を再現することにより、ベアリング近傍において、荷重方向と反対側に引張応力が生じるといった実機と異なる応力状態が改善された。このシミュ

レーション結果と、台上ねじり試験における実測値との整合性検証を行なった。合わせ面のボルト締結による面圧分布の整合性比較結果は、Fig. 16に示すようにボルト締め付け部直下と、締め付けの中間部とも良い一致が得られた。次に、合わせ面のすべり挙動について、トルク負荷時の実測値を Fig. 17 に示す。摩擦現象に起因する非線形履歴を示しており、ガスケット材のすべり特性は、実機ハウジングの合わせ面において、摩擦理論によるモデリングで再現可能であることが確認できた。合わせ面のすべり挙動の整合性結果は、Fig. 18に示すように実測値とシミュレーション結果は良い一致が得られた。ハウジングを伝達してきたせん断外力と合わせ面の摩擦力とのバランスによって生じるすべりを十分再現していることから、合わせ面挙動の再現性が確認できた。ベアリング移動量の整合性結果を

従来の線形手法と合わせて Fig. 19 に示す。合わせ面挙動が再現できたことにより、ベアリング移動量の実測値との差異が15%以内となり、従来の線形手法に対し精度向上が確認できた。

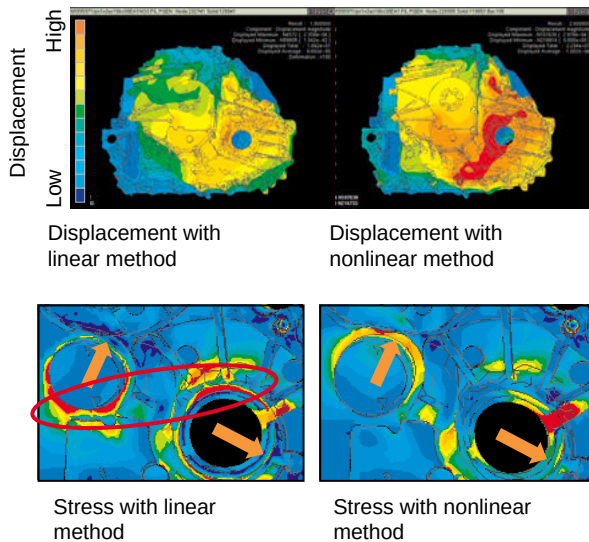


Fig. 15 Comparison of calculation methods

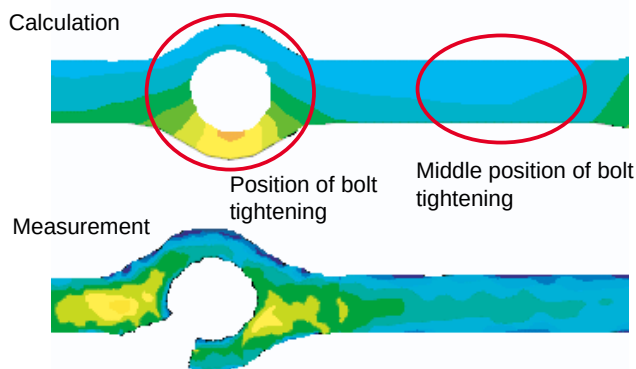


Fig. 16 Comparison of pressure in transmission housing

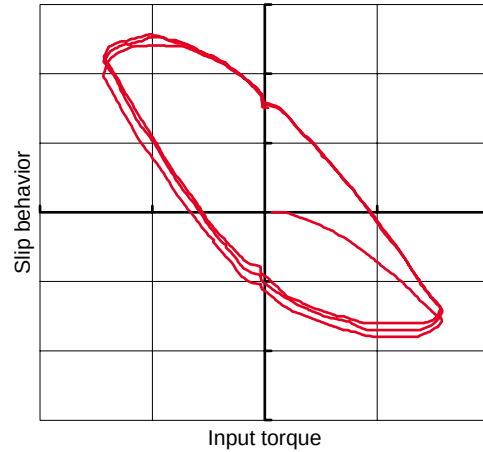


Fig. 17 Result of measurement of slip behavior

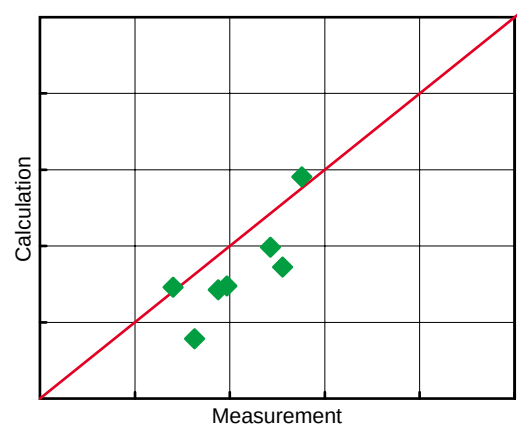


Fig. 18 Comparison of slip behavior

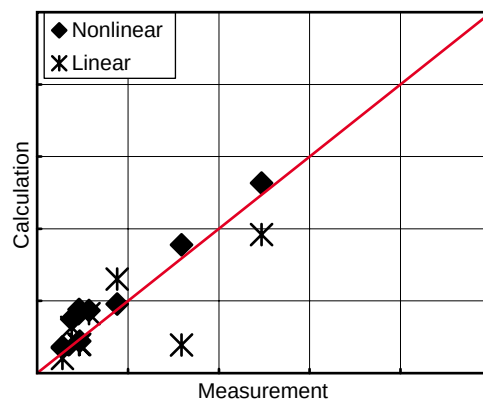


Fig. 19 Comparison of bearing displacement

5. 応用性検証

本シミュレーション技術の応用性を確認するため、ハウジング形状や荷重入力経路、負荷トルクの異なる他の機種について実測値との整合性検証を行なった。比較した対象機種の諸元を Table 2 に示す。ベアリング移動量の整合性結果を Fig. 20 に示す。また、強度についても、同様の整合性検証を行なった(Fig. 21 参照)。図からわかるように良い整合性が得られ、トランスミッションのハウジング剛性及び強度のシミュレーションとして十分な応用性を有することが確認できた。ここで、内部部材の剛性の影響について考察する。ベアリング移動量について、各機種における内部部材の剛性の有無によるシミュレーション結果と実測値の比較結果を Fig. 22 に示す。図中、内部部材の剛性を考慮していないシミュレーション結果を見ると、右側のタイプほどベアリング移動量が大きくなり、入力トルク負荷に対しハウジング剛性が低いと考えられる。右側の3タイプ(Type-F, B, E)において内部部材の剛性のないシミュレーション結果と実測値は、明確な差異があるが、内部部材の剛性を考慮することで良い一致が得られた。ハウジング剛性が低いと考えられる機種ほど内部部材の剛性の影響が顕著に表れ、それらを考慮することが実測値との整合性確保のために必要であることが確認できた。剛性を考慮した内部部材としては、前述のデフケースのほかに3箇所のベアリングで支持されているシャフトも必要であることがわかった。

Table 2 Specification of transmission used in comparison

Type	Transmissible torque	Total gear ratio	Drive system
Type-A	196Nm	12.2	2WD
Type-B	196Nm	12.0	4WD
Type-C	315Nm	12.1	4WD
Type-D	196Nm	11.7	2WD
Type-E	196Nm	15.5	2WD
Type-F	196Nm	14.4	2WD

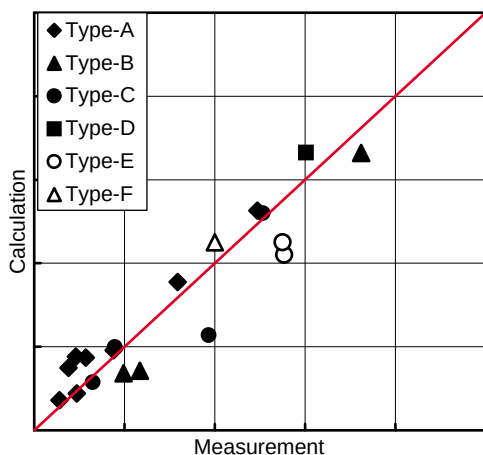


Fig. 20 Comparison of bearing displacement

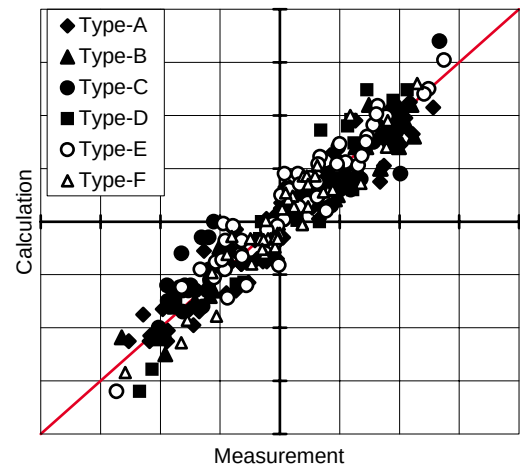


Fig. 21 Comparison of stress

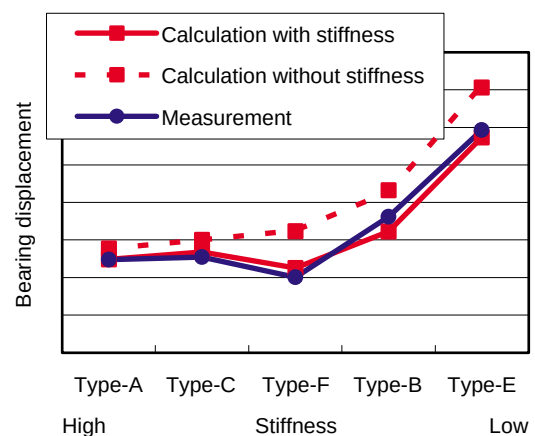


Fig. 22 Influence of stiffness of inner parts

6. 設計ツールの開発

6.1. シミュレーションツールの開発

これまでに開発してきたシミュレーションを設計段階で広く使用するために、3D CAD システム上で稼動する専用の解析プリ・ポストツールを開発し、接触部とボルト締結部の定義を自動化した。その結果、計算工数が1/3に短縮され、十分な実用性を確保できた(Fig. 23 参照)。

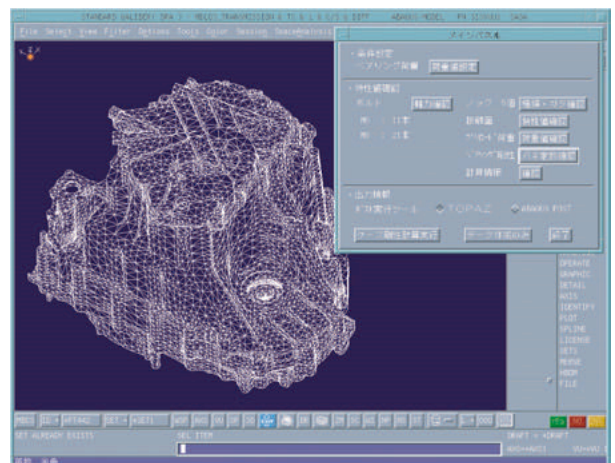


Fig. 23 Simulation tool

6.2. 適用事例

本ツールの適用事例として、大型横置オートマチックトランスミッションでのハウジング形状検討例を紹介する。TM ハウジングの形状を変更し、剛性及び強度を向上させた効果が、設計段階で定量的に評価できるようになった (Fig. 24 参照)。

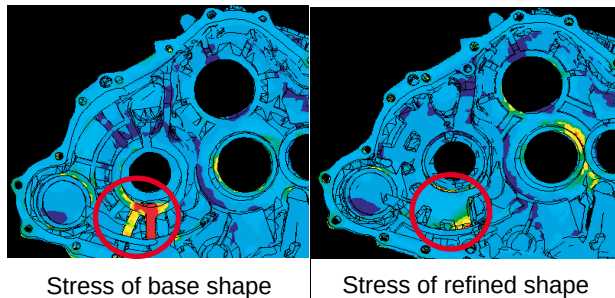


Fig. 24 Application example

7. まとめ

合わせ面を有するハウジングアセンブリ構造において、実機における挙動の検証から以下の要素について非線形モデリング手法を用いて再現することにより、応用性に富んだ、高精度なハウジング剛性及び強度のシミュレーション技術が構築できた。その結果、シミュレーション結果とテスト結果との差異が15%以内となり、台上ねじり試験でのハウジング剛性及び強度の評価が設計段階で可能となった。

- (1) 合わせ面挙動の再現として、ガスケット材の特性、ボルト締結、ノックピンによる位置決め
- (2) デフケースからの荷重入力 of 再現として、デフケースの内部部材としての剛性、ベアリングアウターレース剛性、テーパローラーベアリングのプリロード

また、広く設計者に普及させるために、本シミュレーション専用の解析プリ・ポストのツールを開発し、計算工数を1/3に短縮し、実用化をはかった。

8. 謝辞

本研究のシミュレーションツール作成にあたり、様々な機能構築、運用に多大なご協力を頂いた日本システム技術社の関係者の方々に深く感謝の意を表します。

参考文献

- (1) 櫻原 一雄ほか：鋼板製オイルパンにおける液状ガスケットのシール性解析, HONDA R&D Technical Review Vol.10, p.106-112 (1998)

■ 著 者 ■



平岡昌巳



富田好一



鈴木 覚



飯島康友



笹原千嘉江

高ろ過効率 ATF ストレーナの開発

Development of High-Filtration-Ratio Automatic Transmission Fluid Strainer

鈴木 雅 晴*
Masaharu SUZUKI
西 尾 佳 高**
Yoshitaka NISHIO

犬 飼 浩一郎*
Kouchirou INUKAI
松 原 一 樹**
Kazuki MATSUBARA

古 田 武 男*
Takeo FURUTA

要 旨

自動変速機の機能を維持するために、油圧制御バルブの作動精度が低下する要因となる異物に対する ATF ストレーナのろ過効率に注目した。まずろ材について、粒子径 10～40 μm の異物に対するワンパスろ過効率を現行不織布の 2 倍に向上したものを開発した。次に圧力損失増加防止とダスト捕捉容量低下防止のため、必要なろ過面積を確保できるよう、ろ材をひだ折りにした。ひだの密着を防止するため、ろ材の表面に格子状ネットを接着し、合成樹脂で成形したエレメントを合成樹脂製の上下ケースに挟み込み、外周部を振動溶着して収納した。この ATF ストレーナを適用した結果、自動変速機の油圧制御バルブの作動精度を正常に保つことができる許容異物量を 50% 拡大することができた。

ABSTRACT

This development project approached the objective of maintaining AT functionality by focusing on the filtration ratio of the ATF strainer with respect to contaminants that are primary factors in reducing the operating accuracy of the oil pressure control valve. First, a filter medium was developed that raised the one-pass filtration ratio for contaminants that are 10–40 μm in diameter to twice the ratio achieved by the current nonwoven fabric used for the purpose. Next, the filter medium was made with pleats so that it would provide the filtration area required both to prevent increasing pressure loss and to prevent reduction of dust holding capacity. In order to prevent the pleats from adhering, a lattice-shaped net was bonded to the front of the filter medium, the molded plastic element was clamped inside a plastic case that fits over the top and bottom, the outer edges were vibration welded, and the filter was put in place. The results from application showed that this ATF strainer was able to achieve a 50% increase in the quantity of contaminants that the oil pressure control valve for an AT can tolerate while maintaining its normal operating accuracy.

1. まえがき

自動変速機の機能の向上に対する市場からの要望により、変速あるいはロックアップクラッチ容量制御にリニアソレノイドを多用するなど、従来と比べ制御がより高精度化してきた。反面、機能の劣化は顧客コンプレインに直接結びつくため防止措置が必要である。劣化する要因の一つに、異物による油圧制御バルブの作動精度低下があり、異物の製造時混入及び稼動時発生を完全に防止することが困難である現状を考えると、ATF ストレーナによる効果的な捕捉が重要となってくる。

* 栃木研究所

** 豊田紡織(株)

今回は、油圧制御システムに悪影響を与える異物に対するろ過効率を向上したろ材の開発と、現行のレイアウトスペースに収まる ATF ストレーナケースにろ材を収納する技術の開発を行なった。また、この ATF ストレーナを適用した場合の効果について検証した。

上記技術内容について報告する。

2. 現状把握

2.1. 不具合要因異物の解析

実際に油圧制御バルブに作動不良が発生したリニアソレ

ノイドパルプボデーを分解解析し、不具合要因となった粒子の粒子径毎の発生比率を集計した結果を Fig. 1 に示す。現行不織布では粒子径100 μm 以上の粒子はワンパスで100%捕捉できるので、100 μm 以下の異物について集計した。この結果、粒子径10～40 μm つまりパルプクリアランスと同程度の大きさの異物噛み込みによる発生比率が高く、この粒子径に対するろ過効率を向上させる必要があることが分かった。

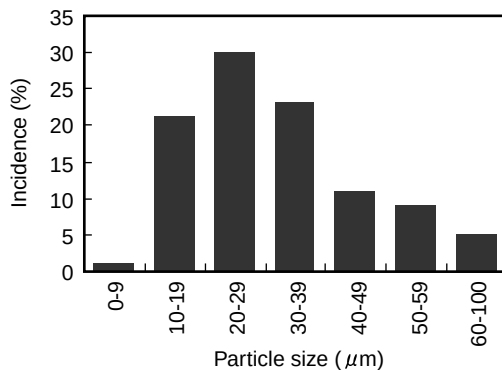


Fig. 1 Incidence of occurrence

2.2. 試験ダストの選定

対策効果を確認するためには試験ダストを選定しておく必要がある。試験ダストは、できるだけ自動変速機の中に実際に存在する異物に近いものを選定するのが良い。

一般市場を走行した自動変速機を分解解析し、異物の粒径分布を調査した結果を Fig. 2 に示す。今回は、ギア破損等のメカニカルトラブルの発生が報告されていない自動変速機についてのみ集計した。新品時でも長距離走行後でも大差無く、また市販試験ダストの ACCTD (AC Coarse Test Dust) と近似であることが分かった。

以上の理由より、試験ダストとしてACCTDを選択した。

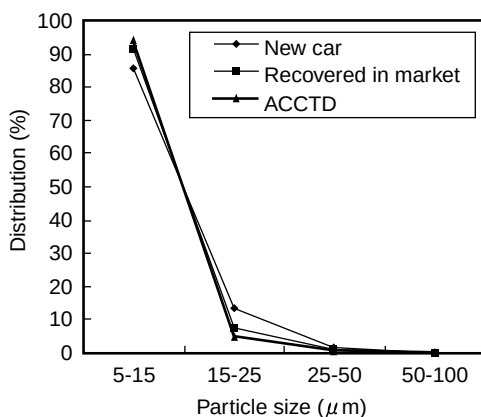


Fig. 2 Particle size distribution

2.3. 現行ろ材のろ過効率

ACCTD を使用し、現行不織布のろ材ワンパスろ過効率試験を行なった結果を Fig. 3 に示す。粒子径10～40 μm の粒子に対しては、ワンパスでは10～45%程度のろ過率であり、この粒子径に対するろ過効率を向上したろ材の開発が必要であることが分かった。

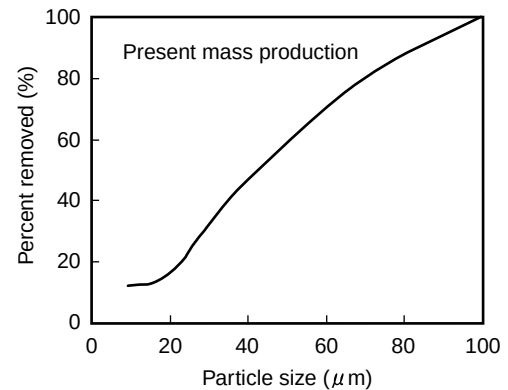


Fig. 3 Particle removal efficiency of filter medium

3. 基本構造と基本性能

3.1. 開発の目的

今回はろ材の開発と、ATF ストレーナケースへのろ材の収納方法の開発を行なった。

目的は次の通りである。

- (1) 現行不織布と比べ、粒子径10～40 μm の異物に対するろ過効率を向上する。
- (2) ATF ストレーナとして、圧力損失を現行品と同等に抑え、ダスト捕捉容量を現行品と同等もしくは同等以上確保する。

3.2. ろ材の組成

今回開発したろ材は、現行不織布と比べ、成分と繊維径の違う4種類の繊維の混抄による複合構造として、

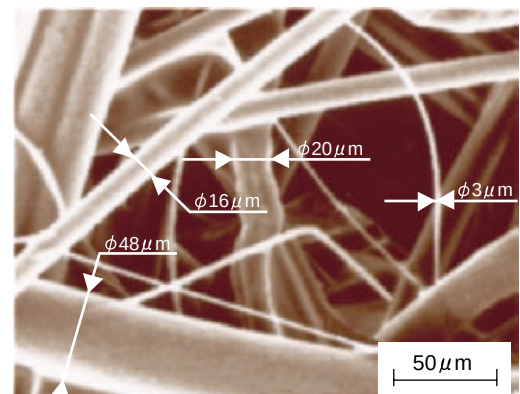


Fig. 4 Fiber composition of new filter medium

- (1) 細い繊維によるろ目の細分化により、ろ過効率の向上を図った。
 - (2) 太い繊維でかさ高性を確保する一方、細い繊維で油路面積を確保して、圧力損失上昇を抑えた。
- ろ材の繊維組成を Fig. 4 に示す。

3.3. ろ材のろ過効率の向上

粒子径 10 ～ 40 μm の試験ダストに対するろ材のワンパスろ過効率を Fig. 5 に示す。現行不織布に比べろ過効率を2倍に向上した結果、ワンパスで通過するダスト量は約40%削減可能となった。

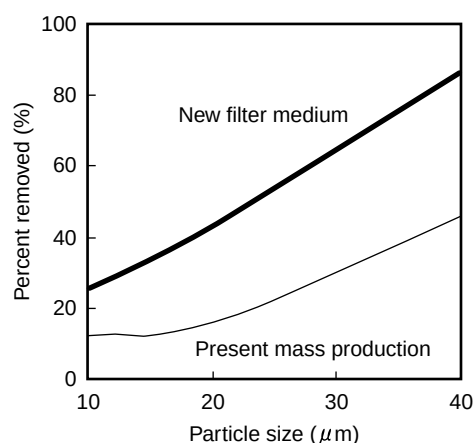


Fig. 5 Particle removal efficiency of filter medium

3.4. 必要な有効ろ過面積

ろ材のろ過効率向上に伴う圧力損失増加やダスト捕捉容量低下は逆に機能低下の要因となるため、必要な有効ろ過面積を確保する必要がある。

現行品と内部形状を同一としたATFストレーナのジグを製作し、ろ材の有効ろ過面積と圧力損失との関係を測定した結果を Fig. 6 に示す。

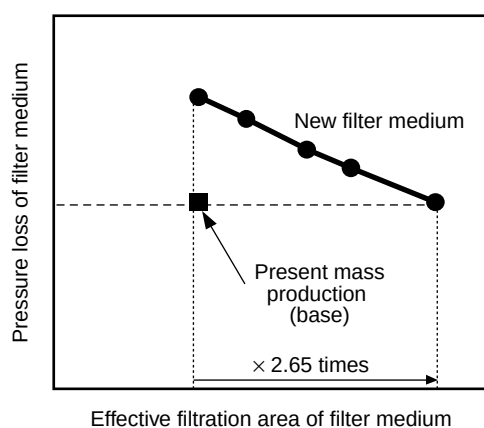


Fig. 6 Pressure loss of filter medium

この結果、ATF ストレーナ単品として圧力損失を現行品同等とするためには、有効ろ過面積が2.65倍必要であることが分かった。

ろ材の収納方法のイメージ図を Fig. 7 に示す。

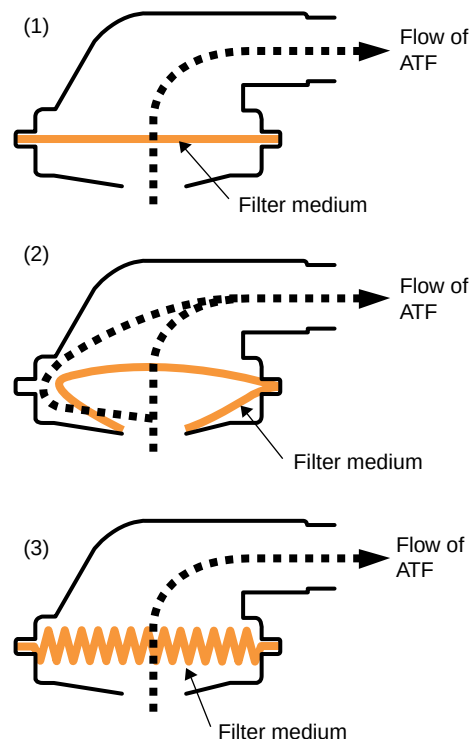


Fig. 7 Cross-sectional view of ATF strainer

有効ろ過面積を現行品の2.65倍確保するには、(1)単板あるいは(2)現行品のような二つ折り袋形状では成立せず、(3)ひだ折り収納が必要であることが分かった。

3.5. 有効ろ過面積の確保

ろ材を単純にひだ折り形状で収納した場合には、ATFの流量が大きい、又は粘度が高い低温時では、通油抵抗が高くなり、ひだ折り形状のひだの密着が発生する。ひだの密着が

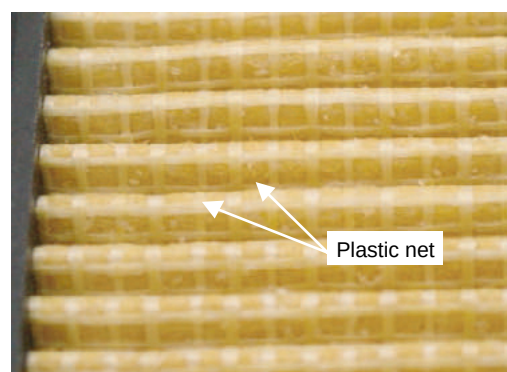


Fig. 8 Surface of new filter medium

発生すると実質的な有効ろ過面積が減少し、またひだが密着した部分で圧力損失が生じるため、高ろ過効率のろ材を採用できなくなる。そこで、ひだ折り形状を確実に保持し、ひだの密着を防止するため、ろ材自体の強度および剛性確保と、ろ材を保持する部分の剛性確保の2つを行なった。

ろ材については、ATFの流出口側の表面に合成樹脂製の格子状ネットを接着し、ろ材と一体化した。ろ材の表面の様子を Fig. 8 に示す。格子状に見えるのが合成樹脂製のネットである。

合成樹脂製のネットによるろ材の強度の向上を Fig. 9 に示す。ろ材を 150°C の ATF に 100 時間浸漬した後にミュレン低圧形試験機にて破裂強度試験を実施した結果、ネットを接着することにより、ネットを接着する前に比べ 5.13 倍、現行不織布と比べ 19 倍の強度を確保できることが分かった。

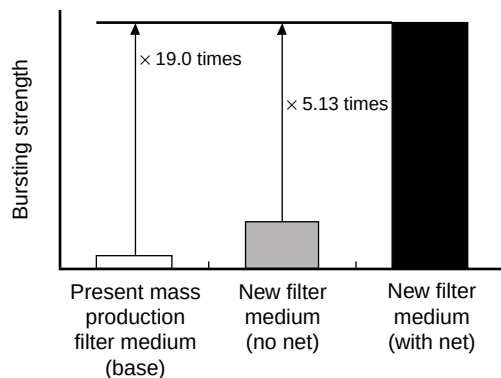


Fig. 9 Bursting strength of filter medium

ろ材を保持する部分については、ろ材の周縁部、およびひだ稜線と垂直に交差する方向に貫く補強リブを、合成樹脂で成形し一体化したエレメントを作成した。合成樹脂製エレメントの外観図を Fig. 10 に示す。中央部でろ材のひだ稜線と垂直に交差しているのが補強リブである。

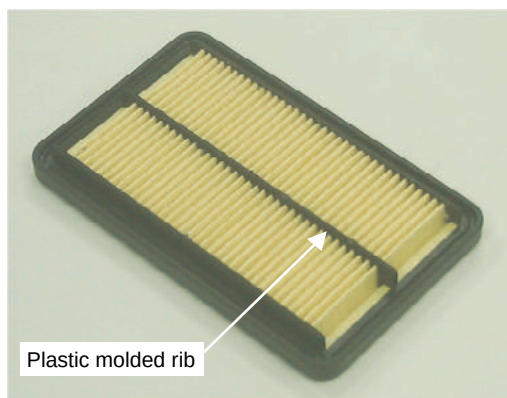


Fig. 10 External view of plastic molded element

3.6. ろ材の収納方法

作成した合成樹脂製エレメントを合成樹脂製の上下ケースにて挟み込み、外周部を振動溶着してろ材を収納した。この収納方法は ATF ストレーナとして世界初である。

ATF ストレーナの構造図を Fig. 11 に示す。

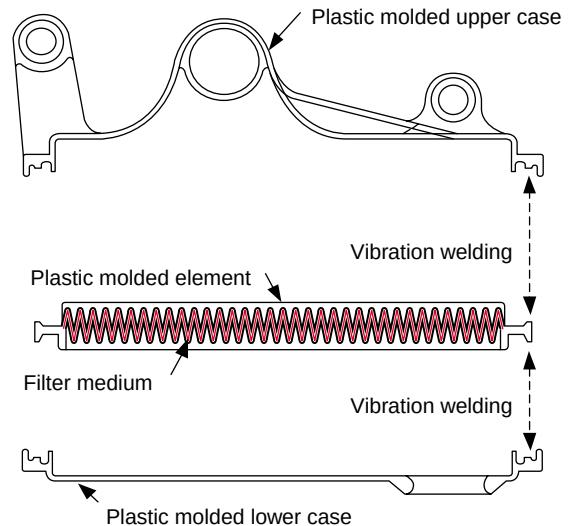


Fig. 11 Structure of new ATF strainer

ATF ストレーナの外観図を Fig. 12 に示す。



Fig. 12 External view of new ATF strainer

3.7. ATF ストレーナの性能

ATF の温度をパラメータとした圧力損失の試験結果を Fig. 13 に示す。ATF ストレーナ単品として現行品と同等の性能であり、ろ材およびろ材を保持する部分の対策効果により、ATF の流量が大きい、又は粘度が高い低温時でも、ひだの密着を防止できていることが確認された。

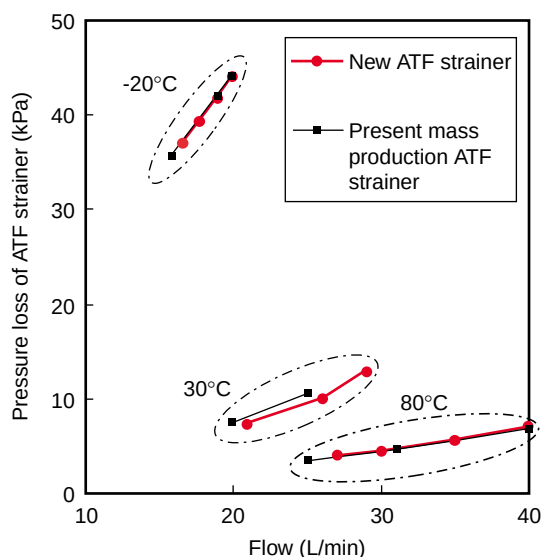


Fig. 13 Pressure loss of ATF strainer

次に、目詰まり迄のダスト捕捉容量の試験結果を Fig. 14 に示す。ATF ストレーナ単品として現行品と比べ 3.45 倍のダスト捕捉容量を確保できることが分かった。

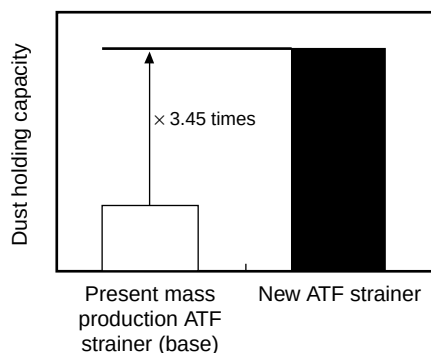


Fig. 14 Dust holding capacity of ATF strainer

以上の結果より、圧力損失とダスト捕捉容量に悪影響を与えることなく、ろ過効率を向上したATF ストレーナを開発できたことが確認された。

4. 現行の自動変速機への適用効果確認

4.1. マルチパスろ過効率の向上

現行の自動変速機に ATF ストレーナを取付け駆動させ、初期に試験ダストを一括投入しマルチパス試験を行なった

時の、リニアソレノイドバルブに到達する粒子径 10 ~ 40 μm の粒子数の低下度合いを比較した結果を Fig. 15 に示す。ろ材ワンパスでの通過粒子削減効果は Fig. 5 に示す通り 40% であるが、マルチパスにより、時間経過とともにワンパス以上の削減効果が得られることが分かる。

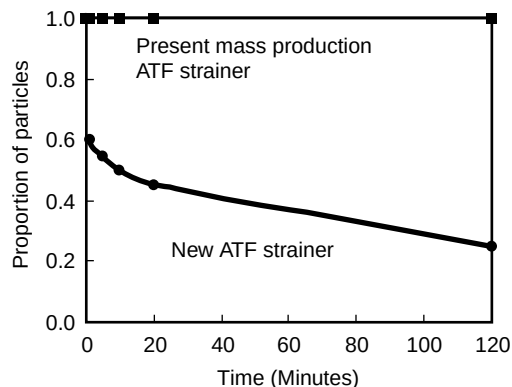


Fig. 15 Decrease of proportion of particles

4.2. 許容異物量の拡大

現行の自動変速機に ATF ストレーナを取付け駆動させ、一定時間毎に試験ダストを一定量投入し、リニアソレノイドバルブの作動精度を正常に保つことができる許容投入ダスト量を比較した結果を Fig. 16 に示す。自動変速機としての許容異物量は 50% 拡大しており、この効果は、マルチパスでの通過粒子削減効果と近似であることが分かる。この結果から、ATF ストレーナのろ過効率の向上は、異物が存在する環境下において、自動変速機の機能の維持に有効であることが確認された。

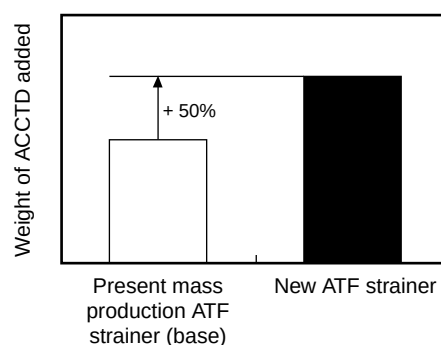


Fig. 16 Effect of lifetime extension by new ATF strainer

5. まとめ

異物に対する ATF ストレーナのろ過効率に注目し、ATF ストレーナが油圧制御バルブの作動精度低下を防ぎ、自動変速機の機能の維持に与える効果について検証した結果、次の成果を得た。

- (1) 粒子径 10 ~ 40 μm の異物に対するろ材のワンパスろ過効率を現行不織布の 2 倍に向上したろ材を開発した結果、ワンパス通過粒子数を 40% 削減できた。
- (2) このろ材を現行のレイアウトスペースに収まる ATF ストレーナケースに収納するにあたり、必要な有効ろ過面積を確保できるよう、ろ材をひだ折りにした。ひだの密着を防止するため、ろ材の表面に格子状ネットを接着し、合成樹脂で成形したエレメントを合成樹脂製の上下ケースで挟み込み、外周部を振動溶着して収納した。この収納方法を採用した ATF ストレーナは世界初であり、圧力損失とダスト捕捉容量に悪影響を与えることなく、ろ過効率を向上することができる新しい ATF ストレーナを実現できた。
- (3) この ATF ストレーナを適用した結果、油圧制御バルブの作動精度を正常に保つことができる許容異物量を 50 % 拡大することができた。ろ過効率の向上は、異物が存在する環境下において、自動変速機の機能の維持に有効であることが確認された。

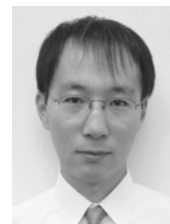
6. 謝辞

本開発にあたり、多大なるご協力をいただきました(株)デンソーおよび豊田紡織(株)の関係者の方々に対し、深く感謝の意を表します。

■ 著 者 ■



鈴木 雅 晴



犬飼 浩一郎



古 田 武 男



西 尾 佳 高



松 原 一 樹

路面摩擦係数推定ロジックの開発

Development of Road Friction Coefficient Estimation Logic

金 圭 勇*
Keiyu KIN

霧 生 浩 誠*
Hironobu KIRYU

矢 野 修*
Osamu YANO

要 旨

路面摩擦係数を正確かつリアルタイムに推定する技術はVSA (Vehicle Stability Assist) 等車両運動制御の性能向上に必要である。本研究では、非線型タイヤ特性データを用いて車体スリップ角推定ロジックと統合することで従来のロジックよりも高精度で応答性の高い新規推定ロジックを開発した。さらに、実車テストでその推定精度を確認した結果、このロジックの妥当性が証明された。

ABSTRACT

The improvement of vehicle stability assist (VSA) and other such forms of vehicle dynamics control requires techniques for estimating the road friction coefficient accurately and in real-time. The present research integrated non-linear tire characteristics data with vehicle side slip angle estimation logic to develop a new estimation logic that is more accurate and has greater response than the conventional logic. The estimation accuracy of this logic was further verified in tests with actual vehicles, thus demonstrating the validity of the developed logic.

1. まえがき

筆者らは車体スリップ角(以下 β)推定、タイヤ路面間摩擦係数(以下 μ)推定、タイヤ特性データ、4輪スリップ(以下 λ)制御の各ロジックを用いてVSAの性能向上を図る研究を続けてきた^{(1), (2)}。其中で、 μ 推定ロジックは路面情報を把握する上で最も重要な役割を担っている。本研究では、従来の μ 推定ロジックの課題を示し、今回新たに開発したリアルタイムかつ高精度の推定ロジックを解説する。さらに、実車テストでロジックの妥当性を証明する。テスト車はFR車とオンデマンド式フルタイム4WD車を用い、テストコースは雪上路、ウェットバサル低 μ 路、ドライアスファルト路の各路面を用いた。

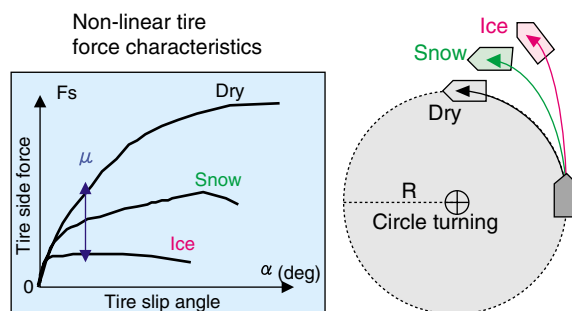


Fig. 1 Tire force characteristic and vehicle dynamics

2. 課題と研究目標

旋回中のタイヤ横力は Fig. 1 に示すように非線型特性と路面状況によって変動し、タイヤスリップ角(以下 α)が大きい程また路面 μ が下がるほど飽和しやすくなる。このタイヤ横力の飽和が目標コースからの逸脱を誘発する。その際、Fig. 2に示すように各4輪のグリップ不均衡からオーバステア(以下OS)になったりアンダステア(以下US)になっ

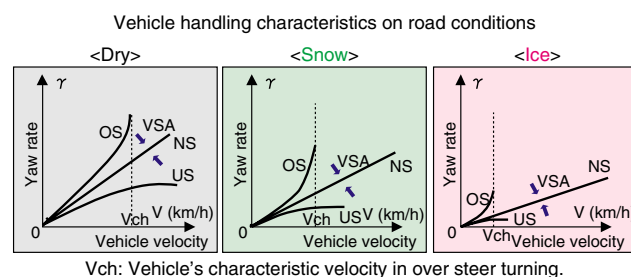


Fig. 2 Vehicle dynamics control

*栃木研究所

たりと不安定な挙動を示す。特に冰雪路走行では、タイヤ横力が極度に低下するため挙動不安定に陥りやすい。そこで、VSA 等による安定化制御が必要になるが、制御効果は路面 μ に影響されるため μ 推定ロジックが不可欠である。本研究では舵角、加速度、ヨーレートセンサを用いて経験的に要求される μ 推定精度 ± 0.05 (μ の範囲は 0 から 1, ドライ路面を 1 で正規化) を目標に定めロジックを開発した。

3. 従来の路面 μ 推定ロジック

3.1. スリップ率を用いる手法

車輪の加減速度から車体加減速度とスリップ率を算出し、そのゲインを路面 μ 変化として捉える手法が最も簡易的な手法である。初期の ABS, TCS (Traction Control System) は Fig. 3 に示すように、直進制駆動時のタイヤ-路面間の相対的な入を捉えることにより間接的に μ を推定し、それに応じた制御ゲインを選択している。センサは車輪速度センサのみでありシンプルなシステム構成であるが、さらに旋回中においても推定可能にする改良が必要である。

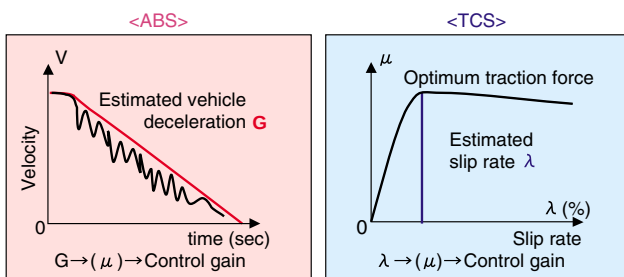


Fig. 3 Primitive slip estimation for ABS and TCS

3.2. ヨーレイトを用いる手法

前記システムに操舵角センサを追加し、操舵角と推定車体速度から算出した規範ヨーレート(ドライ路面基準)と実際のヨーレートとの差分を路面 μ 変化として捉えることで、旋回中の路面 μ 推定を可能にするロジックへと発展した。この手法を用いれば、Fig. 4 に示すように OS または US を判定し操安制御が実現できる。これは最小限のセンサ

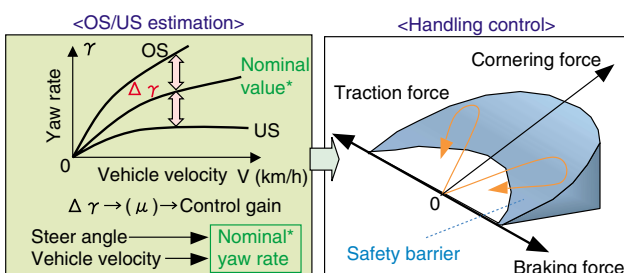


Fig. 4 OS/US estimation for handling control system

とロジックによって旋回中の路面 μ が推定可能であり、ABS, TCS, 4WS の性能向上が可能である。しかし、この手法は舵角依存性が高いため、あらゆる路面で規範ヨーレートを最適に設定することが難しく、特に路面 μ が低くなるほどドライバーの過剰操舵による OS 判断が困難になる課題を解決する必要がある。

3.3. 横加速度を用いる手法

車輪速度センサ、操舵角センサにさらに加速度センサを追加して車体の前後・横方向の力を求めることにより、車両旋回力(向心力)の推定を可能にした。Fig. 5 に示すように、車両を一つのタイヤとして捉えその摩擦円からタイヤ発生力を算出することで、旋回時に直接 μ を推定するロジックへと発展した。この手法を用いれば、前記舵角規範ヨーレートをこの推定路面 μ により補正でき、特に冰雪路における規範ヨーレートの精度を向上させることが可能である。しかし、さらに発展させて VSA 等のタイヤスリップ制御中も推定精度を安定維持するためには、4 輪のタイヤグリップ力を個別に算出する必要があり、基本的にはタイヤスリップ角(以下 α)と車体スリップ角 β 推定ロジックを併せた μ 推定手法が不可欠になる。また、タイヤの特性も単純な摩擦円ではなく、 λ と α に対応した制駆動力と横力の非線型データにより推定 μ 値の精度をさらに向上させる必要がある。

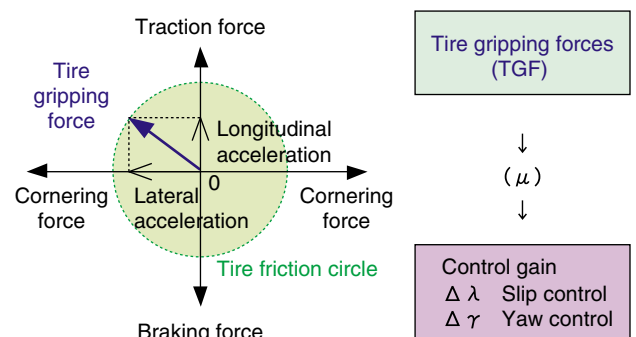


Fig. 5 Estimation of the tire gripping force

4. 新規開発ロジック-車体スリップ角を用いる手法

VSA 等車両運動制御に適用できる路面 μ 推定を実現するには、 λ 制御作動中も安定して推定路面 μ の目標精度を維持できるロジックが必要である。そのためには 4 輪全ての α , λ をあらゆる状況で正確にかつリアルタイムに推定し、さらに動的輪荷重(以下 F_w)の影響も考慮したタイヤの制駆動力と横力が算出できなくてはならない。

今回開発した新規開発の μ 推定基本ロジックを Fig. 6 に示す。基本構成は、実路面に見合った非線型のタイヤ特性

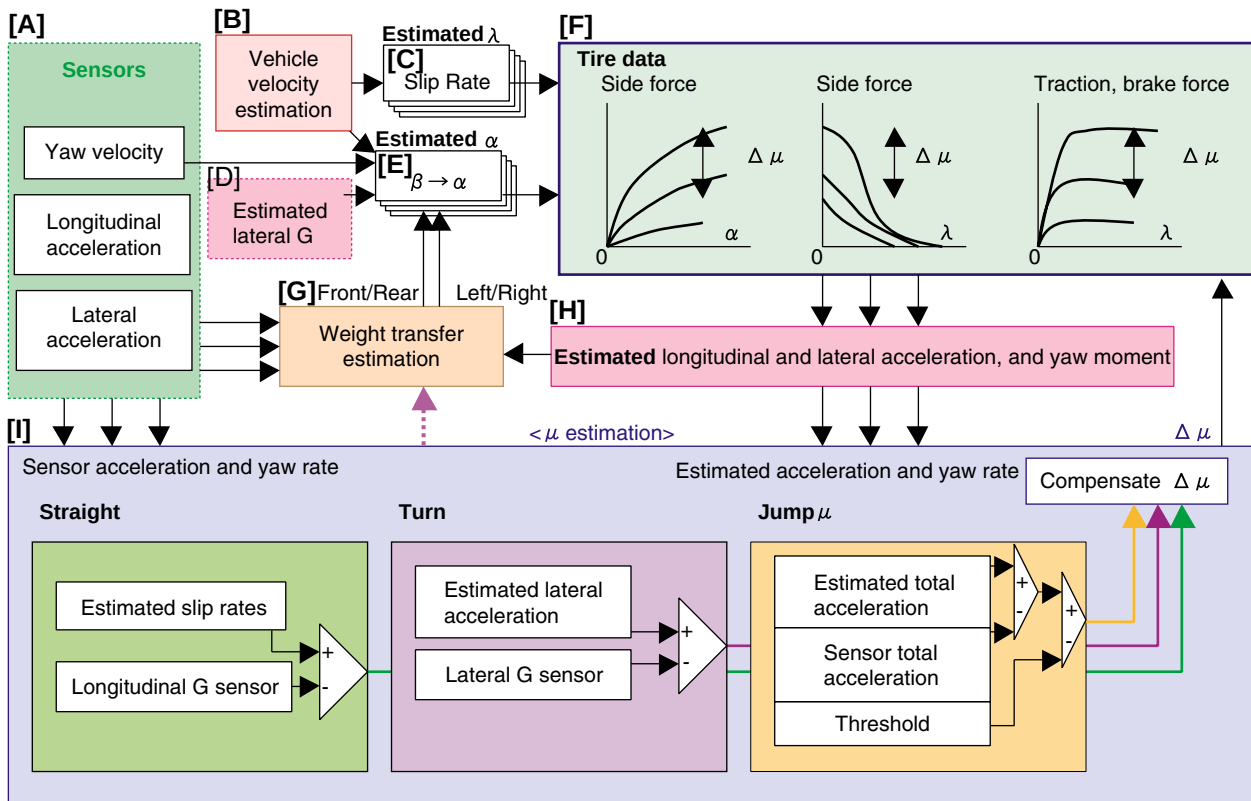


Fig. 6 μ estimation logic

データマップ(以下、タイヤデータ)をベースにしてβ推定ロジックと一体化し、さらに車両運動の三基本パラメータであるヨーレート、前後加速度および横加速度を用いて逐次推定μ値を補正し続けるロジックとした。

このμ推定ロジックの新規性は大きく分けて二つある。一つ目はβ推定ロジックと組み合わせて各輪の推定タイヤ発生力からヨーレートと加速度を推定し各センサ値と比較し随時補正し続ける点、二つ目はタイヤの基本特性を実車運動特性に見合う非線型なデータで表現した点である。

次に、Fig. 6 のロジックの流れを説明する。

- (1) β推定([D], [E])と非線型タイヤデータ([F])から推定した車両のヨーレート、前後加速度、横加速度([H])を、搭載しているセンサの出力値([A])とそれぞれ比較して補正値を算出する。
- (2) このμ補正値は直進走行、旋回走行、ジャンプμの三つの走行モードに分けて算出している([I])。
- (3) さらに、このμ補正値をもとに非線型タイヤデータを適応する([F])。
- (4) 車両のヨーレート、前後加速度、横加速度推定はVSA等の入制御が作動中でも精度を維持できるように各輪ごとのタイヤ発生力を算出している([C], [E], [F])。
- (5) 旋回中は推定した前後・左右荷重移動量により推定αを補正している([G], [E])。
車両の加減速によるピッチング運動と旋回によるロール運動によって4輪のタイヤ荷重が変動すればタイヤ

発生力に変化する。この変化分を捉えるために、推定タイヤスリップ角αを補正している。具体例としては、荷重移動の影響が発生しやすいドライ路面(推定路面μが1に近い場合)において、各4輪の推定タイヤスリップ角αから算出した車体横加速度とヨーレートを、センサから直接求めた車体横加速度とヨーレートそれぞれと比較することで、推定αを補正する手法を用いている。

- (6) さらに、基本的な課題として推定タイヤスリップλの精度向上の為に、非線型タイヤスリップデータと前後加速度センサを用いて常に車体速度の推定値を補正し精度を保っている([B], [C])。

4. 実車テスト評価

5.1. FR 車テストデータ(圧雪路)

Fig. 7 に FR 車を用いた圧雪(実μ値約 0.3)におけるワインディングと半径 200m 定常円旋回走行の二つのテストデータを示す。テストは両方ともクローズドループの操舵入力で実施した。

これらのデータから過渡的な車両挙動状態でも定常状態においても、推定路面μはほぼ安定して実μに近い値を示していることがわかる。さらに、推定車体スリップ角βがスリップ角センサとほぼ一致しており、推定横加速度も横Gセンサ値に近い精度を維持できていることが読み取れる。

この結果から、この新規開発 μ 推定ロジックの基本性能は達成できていると考えられる。ただし、このテストではVSA等のスリップ制御は作動させていない。制御中の路面 μ 推定は次章で示す。

5.2. 4WD 車テストデータ(ドライ路、ウェットバサルトル路、低 μ 路)

次に、VSAの4輪スリップ制御を作動させ、4WD車を用いて路面と走行状態を替えてテストした。その代表例と

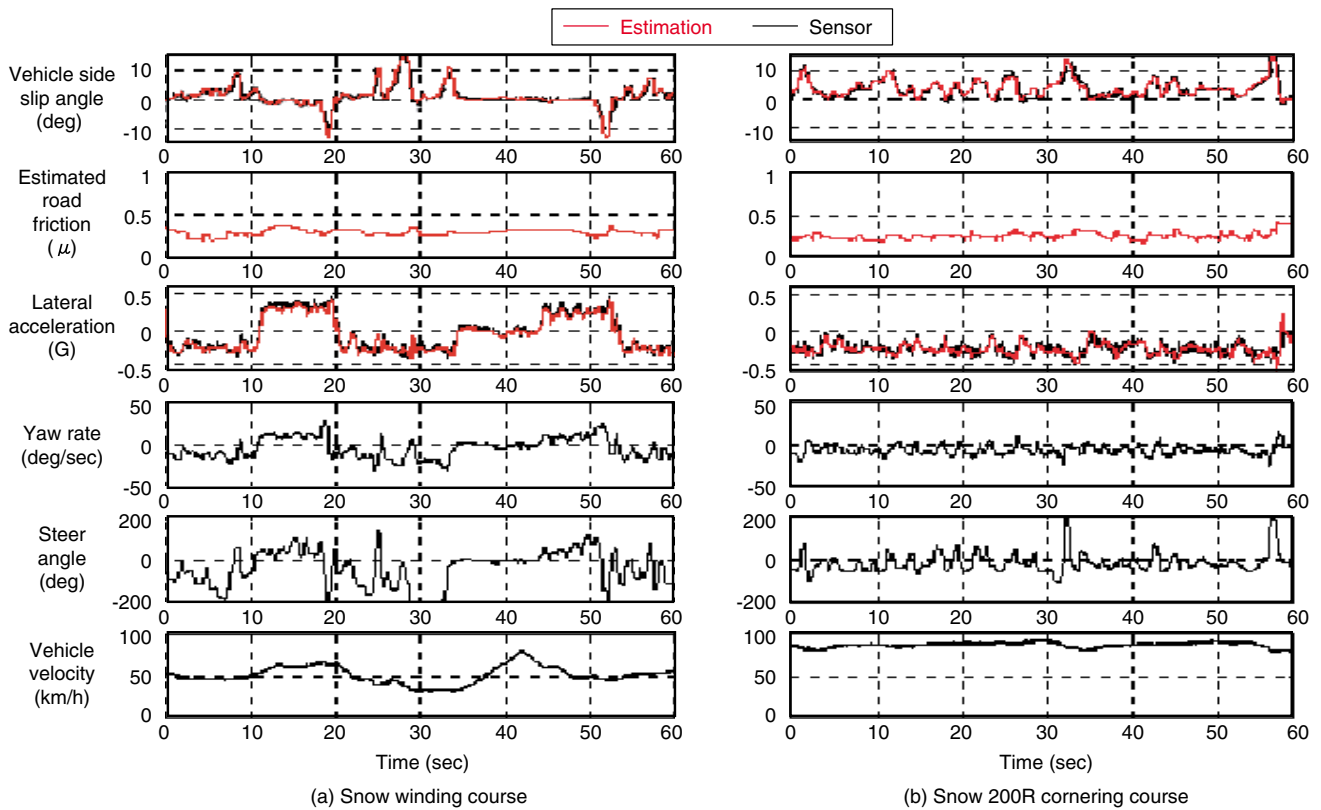


Fig. 7 FR vehicle test data at snow course

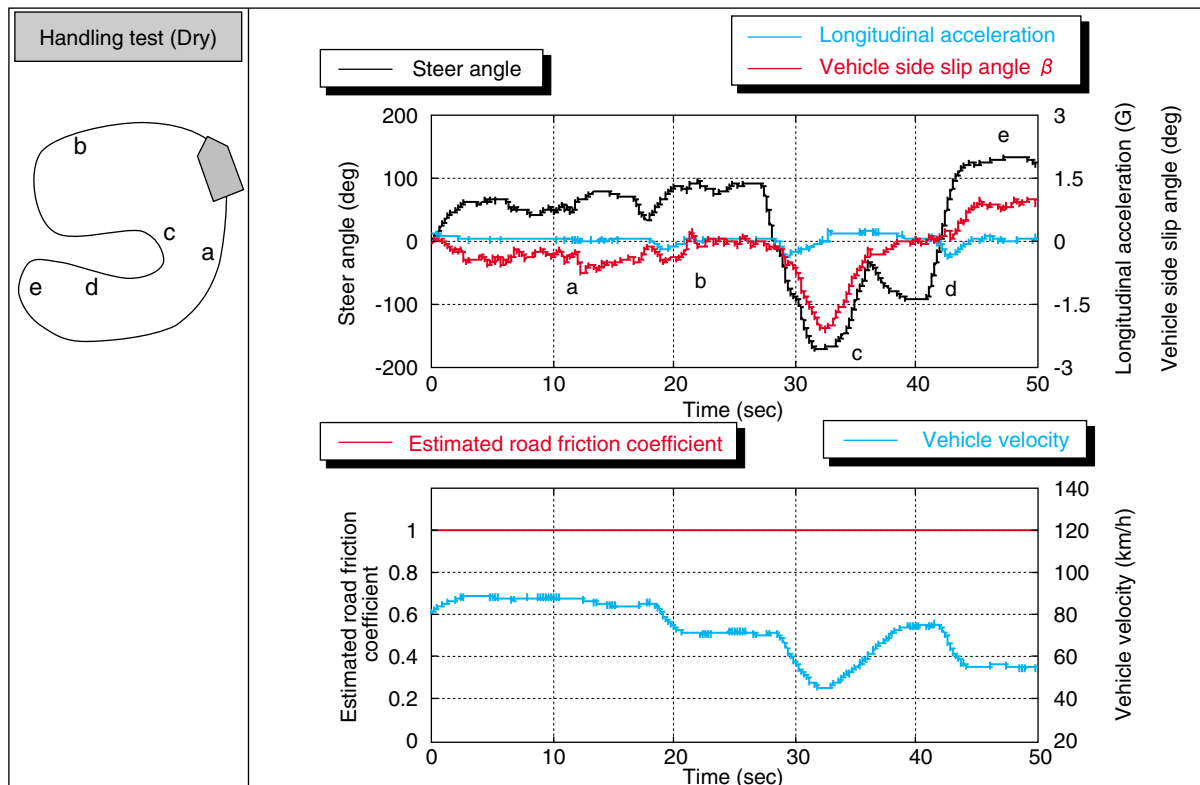


Fig. 8 4WD vehicle test data on dry winding course

して、Fig. 8にドライ路ワインディング走行、Fig. 9にウェットパサルト低 μ 路スラローム走行、Fig. 10にドライ路からウェットパサルト低 μ 路への μ ジャンプの三つのテストデータを示す。

グラフから分る様に、ドライと低 μ 路さらに μ ジャンプ時にも安定してリアルタイムに正確な路面 μ が推定できている。各テスト結果について説明する。

(1) Fig. 8 のドライ路ワインディング走行

路面 μ はドライ路面を1として正規化している。図下部のグラフから分るように、コース一周を通して正確にドライ路面として認識できている。さらに、車体スリップ角 β も安定して推定できっており、ドライ旋回走行では路面 μ 推定が正確に機能していると考えられる。

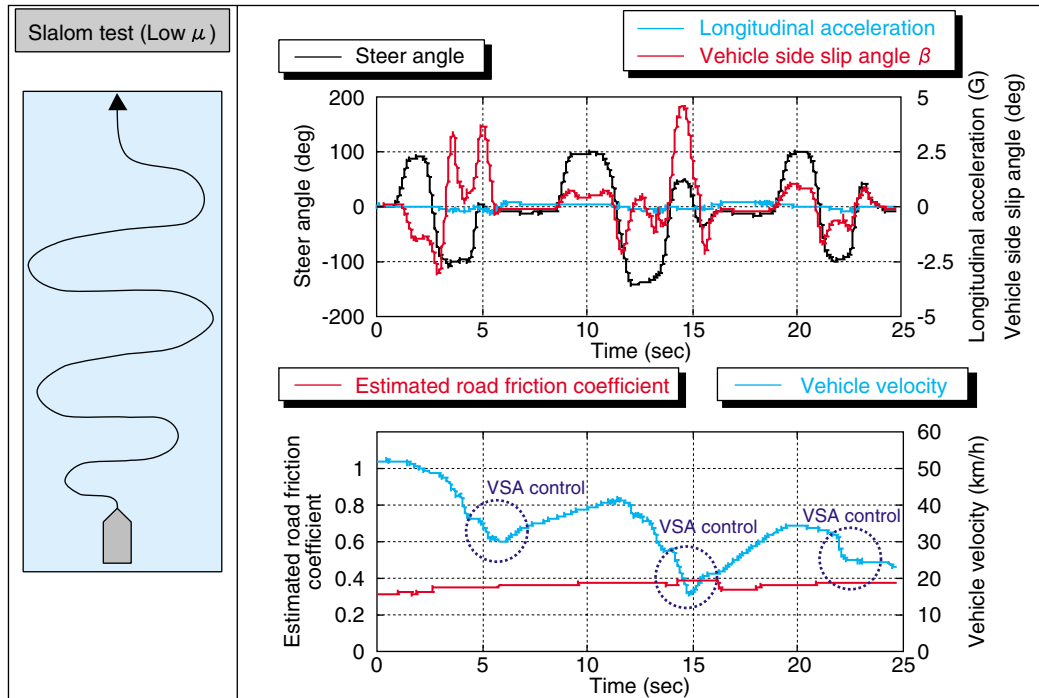


Fig. 9 4WD vehicle test data on low μ slalom course

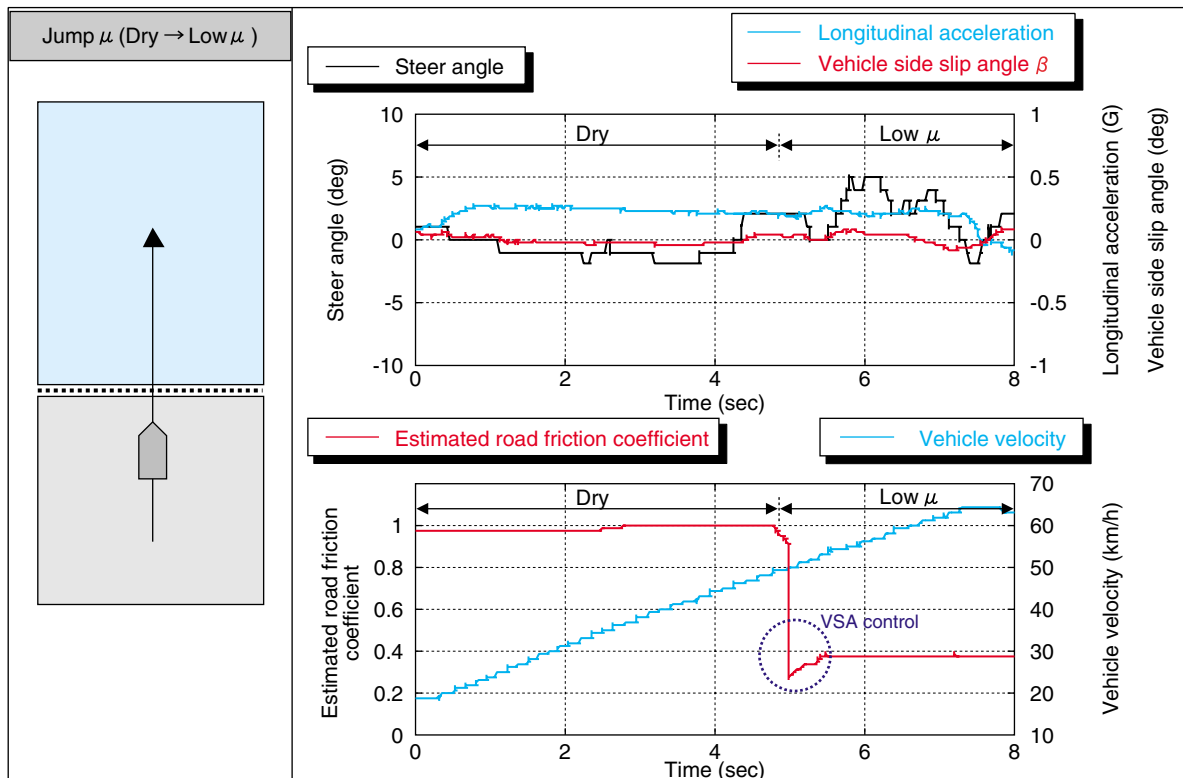


Fig. 10 4WD vehicle test data on jump μ course

(2) Fig. 9 のウェットバサル低 μ 路スラローム走行

実 μ 約 0.3 から 0.4 の路面をスラローム走行した場合でも、図下部のグラフから推定 μ の値が実値に近いことが分る。さらに、車両がOSの不安定挙動になりVSAの4輪制御が作動した場合でも、安定して精度の高い推定ができています。この結果から、氷雪路走行時にもこの μ 推定ロジックが妥当であると考えます。

(3) Fig. 10のドライ路からウェットバサル低 μ 路への μ ジャンプ

ドライ路面から低 μ 路面への直進加速進入では、図下部グラフから数100msec以内に正確に μ 変化に即応できていることが分る。また、駆動輪スリップ防止のための入制御が作動しても、安定して μ 推定を実行している。この結果から、本 μ 推定ロジックのリアルタイム性能が高いと考えます。

以上のテスト結果を考察すると、基本的にはあらゆる路面でかつ直進、旋回、 μ 変化の伴う走行モードで正確かつリアルタイムな路面 μ 推定が可能となった。よって、今回開発した新規 μ 推定ロジックの妥当性が実車テストにより証明された。

6. まとめ

結果をまとめると次のようになる。

- (1) 路面状態、走行モードによらず ± 0.05 の精度を実現する μ 推定の基本ロジックが構築できた。
- (2) VSA等タイヤスリップ制御が作動する状況においても安定した μ 推定が達成できた。
- (3) μ ジャンプ(特に高 μ から低 μ)時でも正確かつリアルタイムな μ 推定が達成できた。

以上から、本研究の目標は基本的に達成されたと考えます。

今後は、この基本ロジックの実用性をさらに向上させるために、特性の異なるタイヤを装着した場合でもタイヤの基本特性をリアルタイムに学習補正可能な技術を構築し、さらに実用性の高い路面 μ 推定技術へと発展させていく。

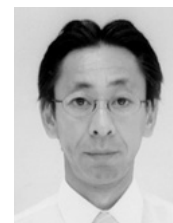
参考文献

- (1) 金圭勇, 矢野修, 占部博之: スリップ制御による車両のスタビリティとステアアビリティの向上, Honda R&D Technical Review Vol.13, No.1, p.91-98 (2001)
- (2) 金圭勇, 池田透, 矢野修: VSAによる氷雪路走行時の操縦安定性向上, Honda R&D Technical Review Vol.13, No.2, p.83-90 (2001)

■ 著 者 ■



金 圭 勇



霧 生 浩 誠



矢 野 修

耐熱マグネシウム合金を適用した軽量 MT ケースの開発

Development of a Lightweight Manual Transmission Case of a Heat-Resistant Magnesium Alloy

宮 下 英 明*
Hideaki MIYASHITA
早 川 幸 宏*
Yukihiro HAYAKAWA

中 田 雅 之*
Masayuki NAKADA
松 村 定 晴*
Sadaharu MATSUMURA

坂 田 正 保*
Masayasu SAKATA

要 旨

耐熱マグネシウム合金の適用により従来のアルミニウム合金製に比較して24%の軽量化を達成したマニュアルトランスミッションケースを開発した。材料はオイルパンに適用実績のある Mg-Al-Ca-RE 系耐熱マグネシウム合金 ACM522 の铸造性を改善した AE62-Ca 材を開発し、適用した。また低廉化を目的に汎用マグネシウム合金同等の再生率を実現する再生化技術、化成処理なしに接着強度が得られる液体パッキン、締結部電食防止用フッ素コートボルトも併せて開発した。

ABSTRACT

A manual transmission case was developed by using a heat-resistant magnesium alloy that achieves a 24% weight reduction over conventional aluminium alloy case. AE62-Ca was developed by improving the castability of the Mg-Al-Ca-RE-base heat-resistant magnesium alloy ACM522, which had a record of use in oil pans, and this new alloy was applied. At the same time, with the objective of achieving a more reasonable price, a recycle process was developed that yielded return rates on a par with general magnesium alloys; a formed-in place gasket was developed that provided adhesive strength without chemical treatment; and fluorocarbon resin coating bolts were also developed to prevent galvanic corrosion at contact surface.

1. まえがき

近年、地球環境問題などから燃費改善のための軽量化は最重要課題となっており、その手法として欧米を中心にマグネシウム合金を適用する動きが高まっている。

ホンダにおいてはこれまで汎用マグネシウム合金を用いたエンジンヘッドカバーやステアリングホイール、また1999年には Mg-Al-Ca-RE 系耐熱マグネシウム合金 ACM522 を適用したオイルパンを量産化してきたが、さらなる軽量化を実現するにはマグネシウム合金の適用部品拡大が必要である。

今回、オイルパンと使用温度環境が同等であるマニュアルトランスミッションケース(以下 MT ケース)に耐熱マグネシウム合金を適用することで従来のアルミニウム合金製ケースに対し24%の軽量化を達成した。また同時に低廉化に寄与する周辺技術も併せて開発した。

2. 開発のねらい

ホンダと他社のエンジントルクとアルミニウム合金製 MT ケース重量の関係を Fig. 1 に示す。近年ギヤ、シンクローの幅狭化を推進し小型化した結果、ケース重量は他社と同等以下の位置付けになったが、さらにマグネシウム合金を適用することで軽量化競争力を確保することが今回の開発のねらいである。

筆者らは開発にあたり以下の目標を設定した。

- 1) 複雑な形状を有する MT ケースを铸造することを考慮し、現行耐熱合金 ACM522 と同等強度でさらに铸造性の優れた合金を開発するとともに汎用マグネシウム合金同等の再生率を実現する再生化技術を確立する。
- 2) 耐久性、商品性はアルミニウム合金製ケースと同等を確保する。
- 3) 化成処理なしにアルミニウム合金製ケース同等以上の接

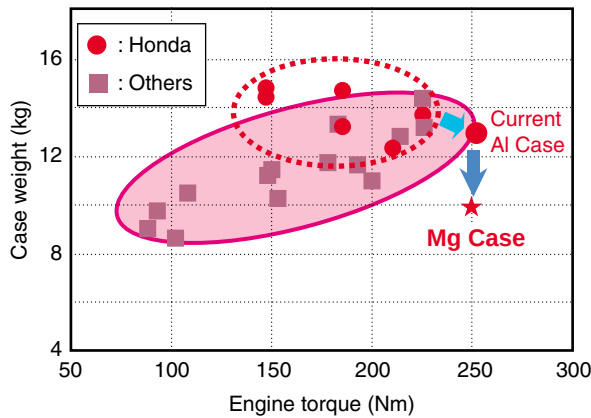


Fig. 1 Relationship between engine torque and manual transmission case weight

着強度が得られる液体パッキン(以下FIPG)を開発する。
4) より低廉な電食対策技術を開発する。

3. 材料技術

3.1. 耐熱マグネシウム合金 AE62-Ca の開発

3.1.1. 鋳造性の向上

これまでエンジン部品への適用を目的に耐熱マグネシウム合金 ACM522 を開発、オイルパンに適用したが、非常に複雑な形状を有する MT ケースに適用するためにはさらに鋳造性を向上させる必要があった。

鋳造性について ACM522 の主成分である Al, Ca 量の影響をリングテスト法⁽¹⁾により検証した。この試験は所定のリング形状を有する鋳型を用い鋳造したリング試験片に発生した割れの長さを合計して評価するものである。

その結果、Fig. 2 に示すように $1.2 \leq \text{Ca} \leq 1.8$, $5.0 \leq \text{Al} \leq 6.0\%$ で汎用合金 AZ91D と同等レベルとなる見通しを得られた。

ただし、Ca 量を下げることにより ACM522 に比較しクリープ強度が低下するため、R.E.(希土類元素)量を増量し 2.3%以上とした。

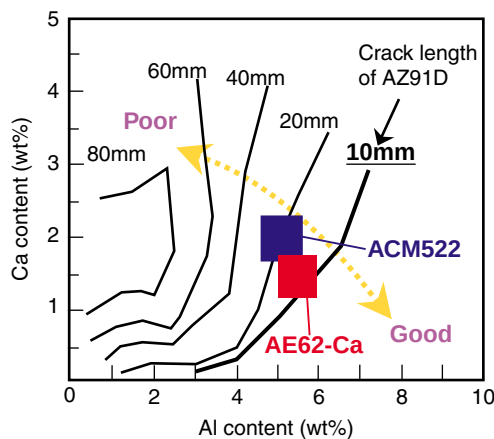


Fig. 2 Effect of Al and Ca content on the total crack length

この材料について強度を検証した結果、Fig. 3 に示すように ACM522 同等の強度を確保していることを確認し AE62-Ca と命名した。

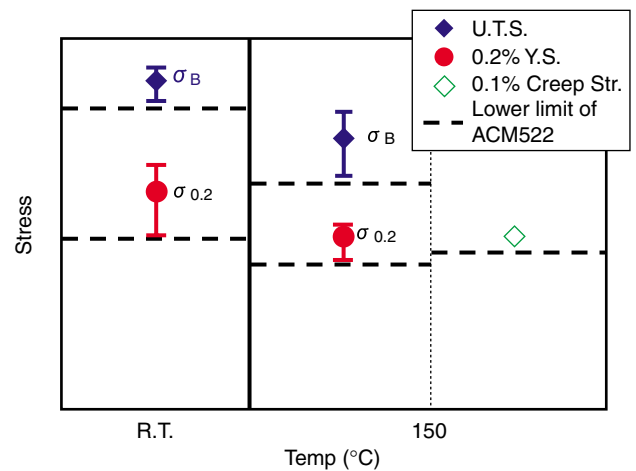


Fig. 3 Strength of AE62-Ca alloy compared with ACM522 alloy

3.1.2. トランスミッションケースでの鋳造性検証

マグネシウム合金はアルミニウム合金に比べ熱容量が小さいため、流動速度が低下すると充填不良が発生しやすくなる。このためマグネシウム合金においては高速射出による鋳造が必要である。

ケース金型を用いて射出速度と材料強度、比重の関係を検証した結果を Fig. 4 に示す。

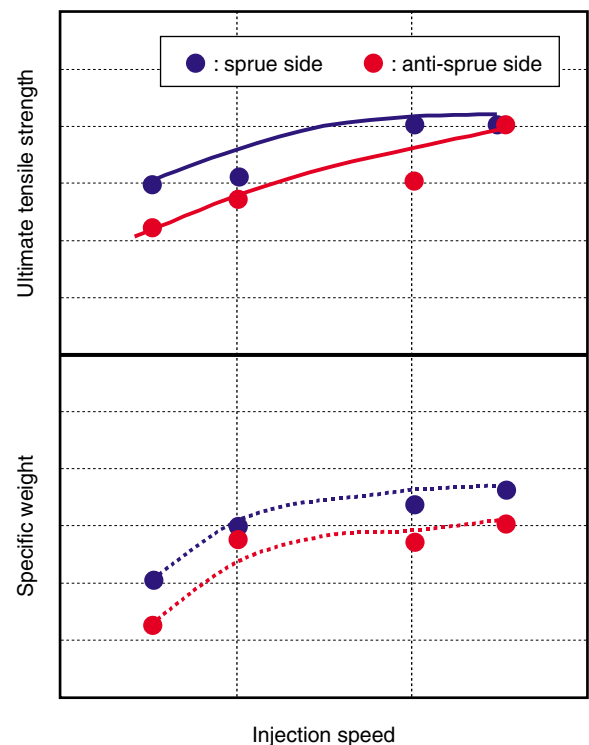


Fig. 4 Effect of injection speed at clutch case

射出速度が下がると抗張力、密度の低下が顕著に発生する結果となり、一定以上の射出速度を保持する必要があることが明確になった。

さらに湯流れシミュレーションを実施し、金型構造を検討した。クラッチケースでの解析例を Fig. 5 に示す。

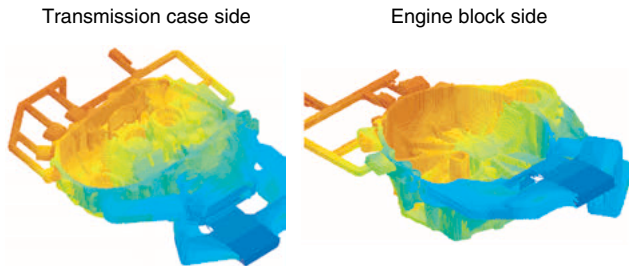


Fig. 5 Flow analysis of molten metal in clutch case mold

これらの解析結果をベースに金型設計を行い一定条件下で連続的に鋳造した結果、割れの発生なく品質良好であることを確認した。

Fig. 6 にクラッチケース試作品の外観写真を示す。



Fig. 6 Appearance of prototype of magnesium clutch case using AE62-Ca

3.1.3. 再生化技術

AZ91D などの汎用マグネシウム合金については Cl 系のフラックスを用いた再生化技術が確立しているが耐熱合金 ACM522 においては Ca, R.E. といった主要成分量の低下が大きい再生は未実施であり、コスト低減の観点からも再生技術の確立が課題となっていた。

その原因を解明するため、汎用マグネシウム合金と同一条件下で耐熱マグネシウム合金を再生した場合の各段階における溶湯、スラッジ(容器内の沈降堆積物)を採取し成分分析を実施した。

その結果、溶解および精錬工程で溶湯中の成分量低下が発生しており、スラッジ中に Ca, R.E. を含む酸化物および Cl 化合物が含まれていることがわかった。このことから成分低下は再生工程における「溶湯と大気との酸化反応」「溶湯とフラックス成分との反応」によるスラッジの発生が原因であることが明らかになり、対策として以下の 2 点を実施した。

- 1) 溶湯表面の大気接触防止：カバーリングフラックスを SF_6 (6 フッ化イオウ) ガス雰囲気へ変更
- 2) 溶湯とフラックスとの反応抑制：フラックスの投入および攪拌を不活性ガスバブリングに変更

この方法によりフラックスを使わずに再生を行った結果、Fig. 7 に示すように成分低下が解消した。

材料強度を検証した結果、Fig. 8 に示すように新塊と同等の特性が得られ、100%再生塊の使用が可能となった。

また再生率も汎用マグネシウム合金並みの 95% を達成した。

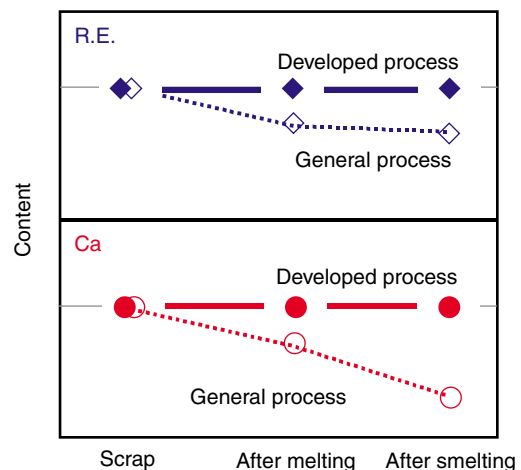


Fig. 7 Loss of R.E./Ca content in recycle process

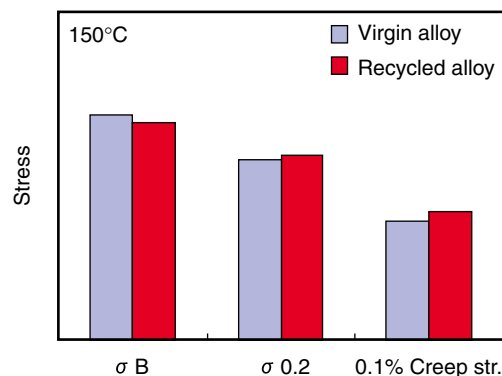


Fig. 8 Strength of recycled AE62-Ca alloy by developed process compared with virgin alloy

3.2. 新 FIPG の開発

従来よりトランスミッションケースとクラッチケースの合わせ面のシール性を確保するため FIPG が用いられている。現行の FIPG はアルミニウム合金製部品での使用を前提に開発されたものであり、マグネシウム合金製部品に用いる場合接着強度が低下する。そのためマグネシウム合金製オイルパンではクロメート処理による化成皮膜を形成させ接着強度を確保した。

クロメート処理はコスト上昇要因であり、6価クロムを使用するために有害物質として今後、使用が制限される方向にあることからクロメート処理の必要がない新 FIPG の開発が必須となっていた。

マグネシウム合金において接着強度が低下するのは FIPG 中の接着助剤であるシランカップリング剤(以下 AP 剤)と結合体を形成する OH 基がアルミニウム合金に比べマグネシウム合金表面には少ないことに起因する。その概念図を Fig. 9 に示す。

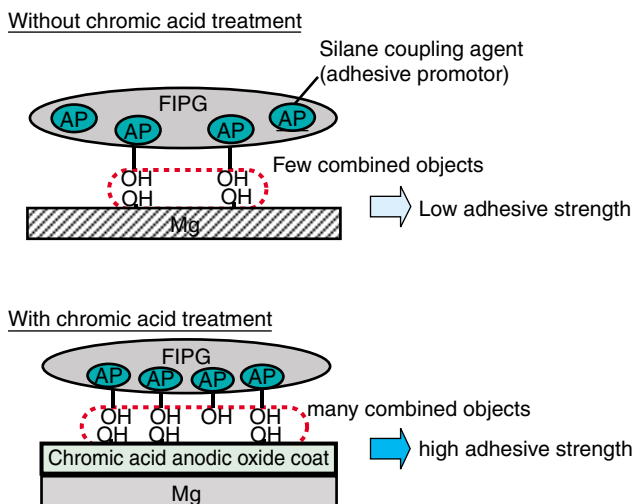


Fig. 9 Adhesive mechanism between FIPG and Mg alloy

接着強度アップ対策として以下の内容を施し性能評価を行った。

- 1) 新 AP 剤適用 : アルコキシシラン系 AP 添加
- 2) 界面接着強度アップ : ベースポリマー鎖長延長
- 3) 硬化発現性アップ : 硬化剤増量
- 4) 耐油性アップ : 膨潤抑制充填材添加

その結果を Fig. 10 に示す。

マグネシウム合金と現行 FIPG との組み合わせではアルミニウム合金に対して約 1/2 レベルまで接着強度が低下するが、開発 FIPG ではアルミニウム合金/現行 FIPG と同等の接着強度が得られ、ケースのクロメート処理が不要となった。

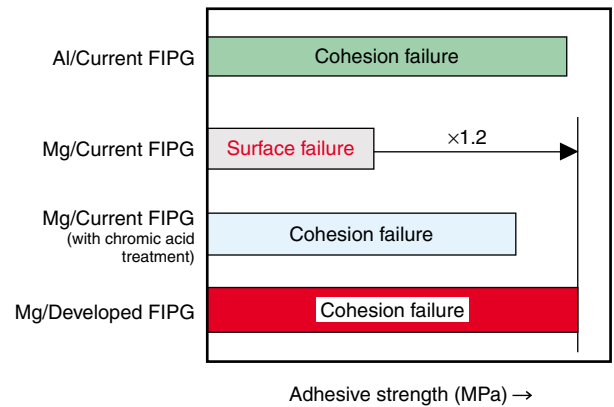


Fig. 10 Comparison of adhesive strength between FIPG and Al/Mg alloy

3.3. フッ素コートボルトの開発

マグネシウムは実用金属中、最も卑であるためアルミニウムに比べ異種金属と接触した状態で腐食環境にさらされた場合、電位差腐食が進行しやすい。MT ケースのような車体の下部に位置する部品においては走行時に水がかかりやすく、特に冬期間、融雪剤を散布したような地域では非常に厳しい環境にさらされることになるため十分な対策が必要である。

マグネシウム合金製オイルパンにおいてはクロムメッキ処理したボルトとアルマイト処理したアルミワッシャを組み合わせることで締結部を絶縁したが、MT ケースの場合、締結点数が非常に多くなることから大幅なコスト上昇になるため、低廉化を目的にフッ素コートボルトを新たに開発した。(Fig. 11)

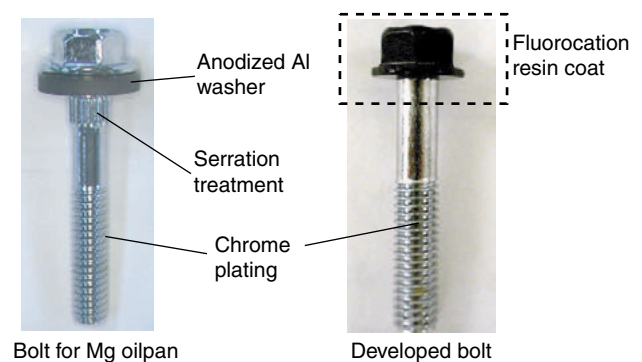


Fig. 11 Anti - galvanic corrosion bolt

塩水噴霧試験にて評価をおこなった結果、Fig. 12に示すようにマグネシウムオイルパンに適用したボルトと同等レベルの防錆機能を有していることを確認した。

また軸力保持性を検証し、従来品と同等特性であることを確認した。

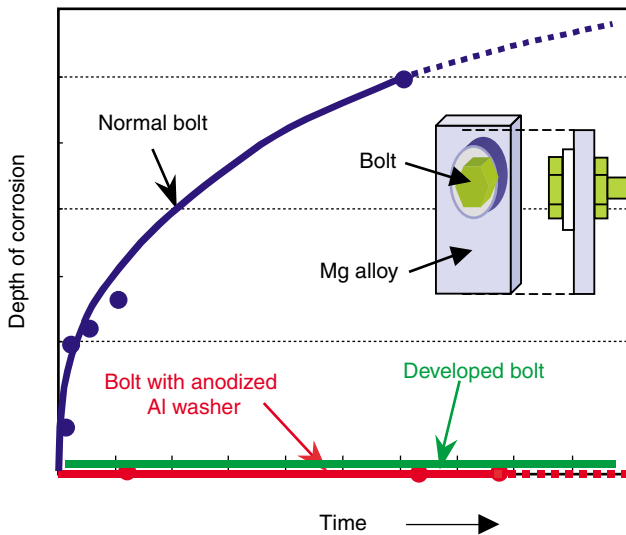
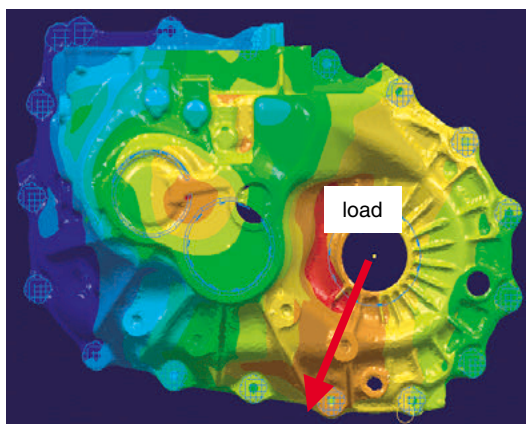


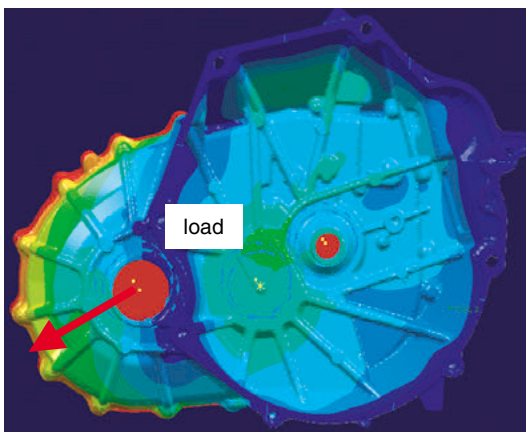
Fig. 12 Performance of anti - galvanic corrosion bolt at salt spray test

4. 設計技術

マグネシウム合金はアルミニウム合金に比べヤング率が約 2/3 であり、同一形状の場合ケース剛性が低下しシール性能の低下、応力増加による強度不足、振動特性の悪化が懸念される。



Transmission case side



Clutch case side

Fig. 13 FEM simulation of deformation of MT case

そのためケース構造を設定するにあたっては
1)たわみ量解析2)応力解析3)パワープラント剛性解析
による形状検討を行い、最低限の重量増でアルミニウム
合金ケースと同等剛性を確保することを目標とした。

4.1. たわみ量解析

Fig. 13にアルミニウムケースと同一形状で解析を行った結果を示す。ファイナルドリブンギヤからの入力によりデフ周辺の合わせ面に大きなたわみが発生することがわかったため、対策としてデフ周辺を中心にリブ追加、肉厚増大を施した。

対策形状を反映した試作品を製作し静ねじりテストにより Fig. 14 に示す位置での合わせ面挙動を測定した結果、Fig. 15に示すようにアルミニウムケースと同等の変位量となり、同等レベルの剛性が確保できた。

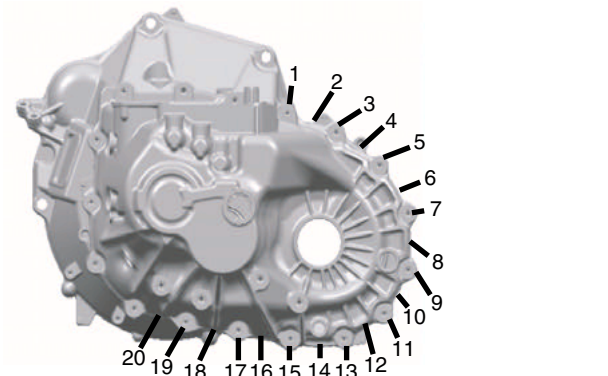


Fig. 14 Measuring points of slip deformation at contact surface between mission case and clutch case

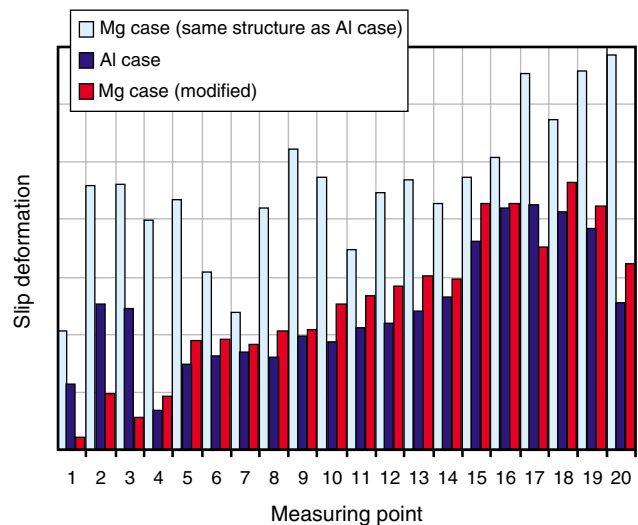
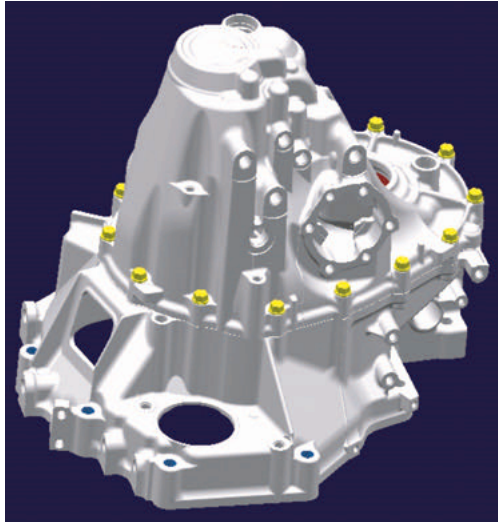


Fig. 15 Comparison of slip deformation at contact surface of case

4.2. 応力解析

各部応力について精度向上を目的に Fig. 16 に示すようにトランスミッションケース、クラッチケースを一体化したモデルによる解析を実施した。



Analysis in a unit construction

Fig. 16 Image of stress analysis model

Fig. 17に解析結果を示す。この結果をもとに高応力部にはR拡大、肉厚増大などの形状対策を行う事で目標応力以下にすることが出来た。

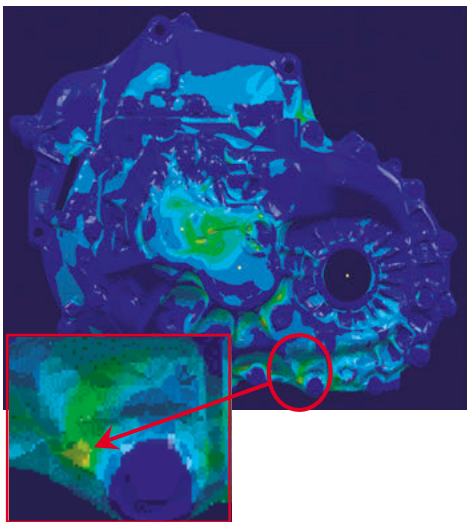


Fig. 17 FEM simulation of stress of MT case

4.3. パワープラント剛性解析

振動特性にはエンジンと締結した状態でのパワープラント全体の剛性が大きく寄与することからさらにエンジンと締結した状態を想定した共振周波数解析を行った。

Fig. 18に上下方向の曲げモードでの解析結果を示す。



Fig. 18 FEM simulation of resonance frequency analysis at bending mode in the vertical direction

同結果をもとにエンジンとの締結部周辺を中心にアルミニウム合金製ケースと同等剛性となるように形状を設定した結果、Fig. 19 および 20 に示すようにアルミニウム合金製ケースと同等レベルの振動性能を達成した。

ケース重量はアルミニウムケースに比較して24%の軽量化を実現できた。

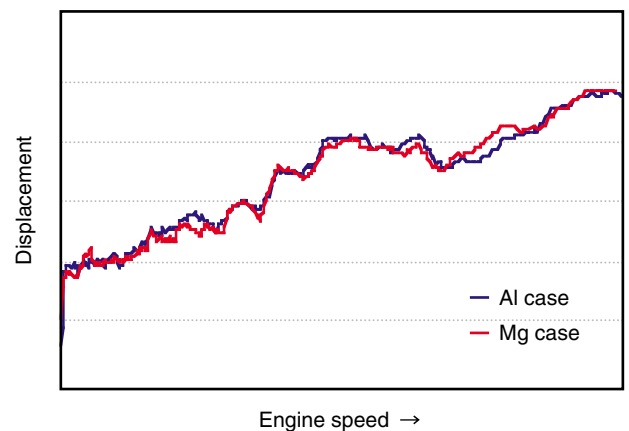


Fig. 19 Displacement of engine rear mount

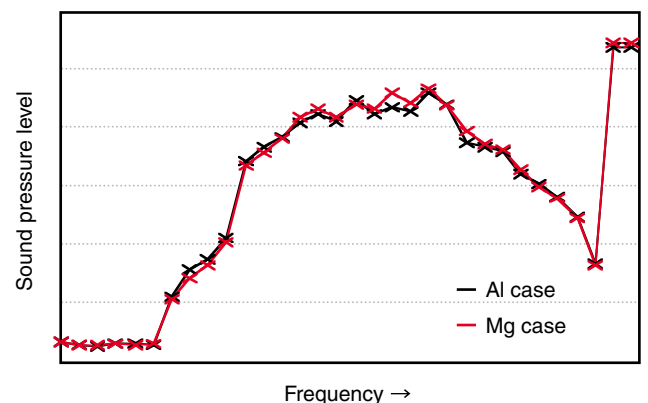


Fig. 20 Sound pressure level from MT case

5. 周辺技術

謝 辞

5.1. 締結技術

一般的にボルト締結部については熱間時のボルトとケースの熱膨張差により軸力が上昇し、それによる座面、ねじ部の座屈、クリープ変形が発生することで軸力の低下が生じる。マグネシウム合金の場合、熱膨張率がアルミニウム合金に対し約 20%高いことから軸力低下を生じやすい。

そのためケース合わせ面のような軸力保持特性が要求される部位については応力低減のためボルトのフランジ外径拡大およびめねじ掛かり代増大など締結仕様の見直しを行った。

ケース合わせ面での軸力挙動を測定した結果、Fig. 21 に示すようにアルミニウム合金製ケース同等以上の軸力が得られた。

本開発にあたり社内外で多大なご協力、支援頂いた方々に心より感謝いたします。

参考文献

- (1) 小池精一ほか：耐熱マグネシウム合金を適用した軽量オイルパンの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.1, p.167-174(2000)

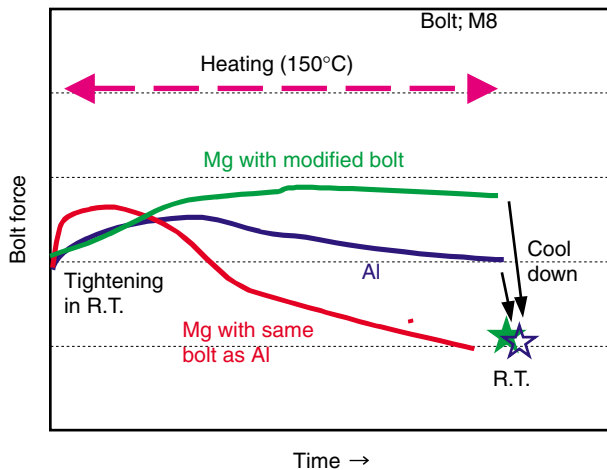


Fig. 21 Comparison of bolt force retention at 150°C

6. まとめ

耐熱マグネシウム合金を用いて従来のアルミニウム合金製に対して 24%の軽量化を達成したマニュアルトランスミッションケースを開発した。

その技術内容は以下の通りである。

- 1) 耐熱マグネシウム合金 ACM522 の鋳造性を改善した AE62-Ca 材の開発および 100%再生塊の使用が可能であり汎用マグネシウム合金と同等の再生率95%を達成できる再生化技術の確立。
- 2) 化成処理なしにアルミニウム合金製ケース同等以上の接着強度が得られる FIPG の開発。
- 3) 締結部の電食防止用フッ素コートボルトの開発。
- 4) アルミニウム合金製と同等性能を有するマグネシウム合金ケース形状を設計するシミュレーション技術の確立。

■ 著 者 ■



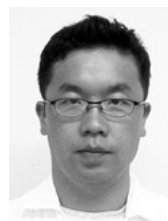
宮下 英明



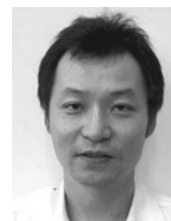
中田 雅之



坂田 正保



早川 幸宏



松村 定晴

オールオレフィンインストルメントパネル用 プレコート接着剤の開発

Development of Precoat Adhesive for All Olefin Instrument Panel

小 田 哲 也*
Tetsuya ODA

川 田 篤*
Atsushi KAWATA

要 旨

真空成形法で製造されるインストルメントパネルの製造工程を簡素化するため、これまで樹脂基材表面に塗布していた接着剤をあらかじめラミネート表皮の裏面に塗布しておくことで、成形工程内での接着剤のスプレーおよび乾燥工程を削減した。また、オレフィンに良好な密着性を持つプレコート用接着剤を開発したことにより、これまで不可欠であった基材および表皮材の前処理を削減することが可能となった。これにより、従来9工程必要であった成形工程を5工程に削減し、工程合理化とコストダウンを達成した。

ABSTRACT

To simplify the production process for vacuum-formed instrument panels, adhesive spray coating of the surface of the plastic foundation has been replaced by pre-coating on the reverse side surface of the laminated skin, reducing the amount of procedures required for spraying and drying. Development of an adhesive with excellent olefin adhesion qualities has enabled reduction of the amount of necessary pretreatment of foundation and skin. Adoption of these methods has rationalized the production process, reducing the required number of procedures from nine to five, resulting in the achievement of cost reductions.

1. まえがき

自動車内装部品では、ポリ塩化ビニル(以下、PVC)表皮にソフト層としてポリプロピレンフォーム(以下、PPF)がラミネートされたソフト表皮をはり込むために真空成形法が広く使用されている。こうした真空成形法では、通常表皮と基材をはり合わせるために、接着剤を使用している。これらの内装部品について地球環境保護への取り組みとして、接着剤の無溶剤化⁽¹⁾、インストルメントパネル(以下、インパネ)構成材料のオールオレフィン化⁽²⁾また、オレフィン表皮の内装基材へのリサイクル⁽³⁾などが実施されている。

このオールオレフィン化に際しては、表皮を PVC から塩素を含まず環境に優しいオレフィン系熱可塑性樹脂(以下、TPO)へ、基材をアクリロニトリルブタジエンスチレン樹脂からポリプロピレン樹脂(以下、PP)に変更することで、構成材料のオレフィン化を達成してきた。しかしこのオレフィン化に伴い、PP への表皮接着のために PP の低いぬれ特性を改善する必要がある、プラズマや火炎による前処理を施していた。さらにソフト層の PPF についても、密着性を付与するためプライマ処理が必要であるなど、多くの工

程が必要であるという課題があった。

本稿では、オールオレフィンインパネの真空成形同時はり込み製法において、オレフィン材料同士のはり合わせに特化した接着剤を、あらかじめ PPF の裏面にコーティング、すなわちプレコートしておくことで、表皮、基材それぞれの前処理を省くと共に、真空成形工程の大幅な工程削減を達成したので、その概要について報告する。

2. 開発のねらい

2.1. インパネの材料構成

従来のオールオレフィンインパネは、基材としてインジェクション成形された PP、表皮材として TPO、クッション層として PPF からなり、TPO と PPF はあらかじめ積層されたラミネート表皮となっており、裏面はプライマ加工が施されている。この表皮材と基材をはり合わせるために、PP 基材表面を火炎処理などで前処理した上で接着剤を塗布して真空同時はり込み成形している。Fig. 1 に示す材料構成の中で、*印のものが接着のための材料もしくは処理を示している。

*栃木研究所

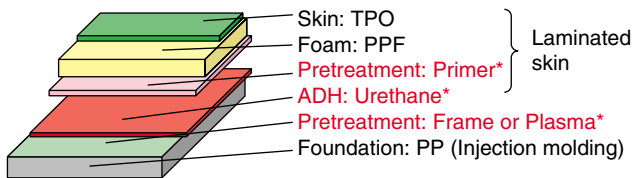


Fig. 1 Construction of instrument panel

2.2. インパネ真空成形工程

Fig. 2 はインパネの真空成形工程を表している。真空成形工程のプロセスは、

- 1) インジェクション成形工程: PP をインパネ形状に成形する。
- 2) 前処理工程: 成形された PP 基材の表面を活性化させて接着性を付与するために、プラズマ又は火炎処理を施す。
- 3) 接着剤塗布工程: 前処理済の PP 基材表面に表皮はり合わせ用接着剤をスプレー塗布する。
- 4) 接着剤乾燥工程: 接着剤中に含まれる溶剤(水分)を乾燥させる。
- 5) 熱活性工程: 基材表面の接着剤を熱風加熱炉で加熱し、再活性化する。
- 6) 表皮加熱工程: TPO/PPF 表皮をインパネ形状に成形しやすくするため加熱する。
- 7) 真空成形工程: 加熱された TPO/PPF 表皮を賦形と同時にはり合わせる。
- 8) トリム工程: 表皮がはり合わされた成形品から、余分な表皮を取り除く。
- 9) 養生工程: 架橋型接着剤の強度を発現させる。

の9工程からなる。

この中で、接着のための処理工程は、2)3)4)5)7)9)の6工程を費やしている。この接着関連工程の合理化を推進するにあたり、接着剤を表皮の裏面にプレコートしておくことで、基材、表皮それぞれの前処理を省略すると共に接着関連工程の削減を検討した。現在、表皮の裏面に塗布して

いるプライマーの代わりにプレコート用接着剤を塗布する。これにより、上記工程6):表皮加熱工程の際に、140℃以上の高熱を利用して接着剤を高温で活性化することができることから、より効果的な接着が期待できる。このプレコート接着剤に従来仕様の前処理および接着剤の役割を付与することで、接着関連の2)~4)の3工程の削減が可能と考えた。また、プレコート接着剤を即硬化型とし養生工程9)も省くことができる可能性も検討した。さらに、プレコート接着剤はこれまでの成形工程内での基材へのスプレー塗布に対し、表皮製造ラインでの連続塗布が可能となり効率向上も期待できる。(Fig. 3)

3. 課題と解決手法

3.1. プレコート化の課題

今回、インパネ真空成形用接着剤のプレコート化を検討した際、次の技術課題があった。

- 1) ぬれ性が低く、難接着材料である PP への密着性
- 2) インパネという複雑な形状を保持するための高い初期接着性
- 3) 直射日光にさらされるインパネで、100℃以上という高熱に耐える凝集力
- 4) 耐久消費財としての自動車の室内に求められる耐熱性、耐湿性に代表される耐久信頼性
- 5) プレコートすることにより発生する型への付着性対策以上の5項目である。

これらの課題に対して、被着体である PP との密着性が高いオレフィン系接着剤に、加熱により架橋反応が開始す

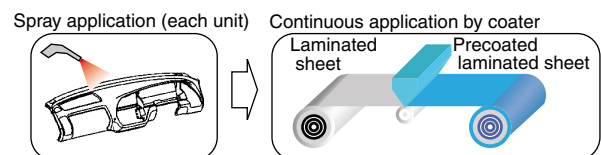


Fig. 3 Change of application system

1 Injection molding	2 Pretreatment	3 Adhesive coating	4 Drying	5 Preheat
Injection 	Flame 	Spray 	Oven 	Heat oven
6 Skin heating	7 Vacuum forming	8 Trimming	9 Cure	
IR heater 	Vacuum 	Hot trimming 	Cure 	

Fig. 2 Vacuum forming process for instrument panel

る熱架橋システムを応用することで耐熱性、耐久信頼性を確保すると共に、配合および硬化条件の最適化などの検討により工程削減を達成した。

3.2. 各課題の解決手法

3.2.1. オレフィン基材への密着性(課題1)

最初に接着剤をプレコート化するにあたり、PPを接着する上での要素を検証した。

接着の要素としては、以下の二つが重要である。

- ・ 被着体である PP へのぬれ性(なじみ)
- ・ PP 表面の微細な凹凸への追従性、すなわちアンカー効果による接着性の向上

まず、オレフィン樹脂への接着を達成するために、難接着である PP にいかになじみやすい特性とするかが重要となる。

これまで、オレフィン樹脂の接着では、難接着の原因であるオレフィン表面の低極性(表面張力が低い:ぬれにくい性質)をプライマ塗布などにより極性化してぬれやすくすることで、接着剤(ゴム系、ウレタン系など)の極性に近づけ接着性を向上させていた。

今回は、これとは逆に、接着剤の特性を PP に近いオレフィン系をベースに開発することで、接着性能の向上を検討した。

二つの物質の接着性を予想するための指標として、親和性の強さを示す溶解度パラメータ(SP 値)がある。

オレフィンである PP と密着しやすいと考えられる接着材料としては、PP に近い SP 値を持つオレフィン系接着剤を選定するのが得策である。(Table 1) しかし、オレフィン系接着剤は、SP 値が低く有機溶剤にも溶けにくいいため、接着剤として一般的な溶剤分散のスプレー型としては適さない。このため、オレフィン系接着剤は、これまでホットメルトタイプとして一部に使用されるに留まっていた。今回、接着材料として、PPとよく似た構造を持つ、オレフィン樹脂をベースとして、PPへの密着性を維持しつつ、溶剤に分散可能とするため極性を持つ変性基を導入することにより接着剤開発を推進した。(Fig. 4)

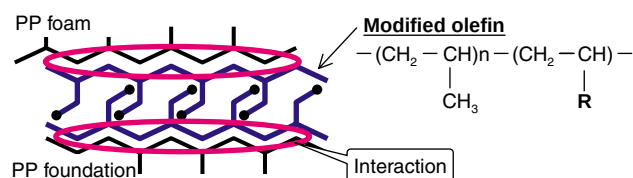


Fig. 4 Adhesion structure model

今回、プレコート型を採用することで、接着剤の塗布方法が、基材へのスプレー塗布から、表皮反へのコーター塗布に変更できることから、塗布自由度が拡がり、オレフィン系接着剤を使用可能となった。

3.2.2. 熱特性(課題2, 3)

インパネ成形時と車両使用時(炎天下車室内)で相反する性質が求められる熱特性では、接着剤の温度特性を仮設定し開発を推進した。成形時には、被着体へのなじみを良くするため、できるだけ柔軟な特性が好ましいのに対して、車両使用時には炎天下放置時の高熱に耐える熱間強度、すなわち凝集力が要求される。

Fig. 5 は、成形時の表皮の温度履歴を表している。加熱により上昇したラミネート表皮は、成形温度まで加熱された直後に延伸圧着される。Fig. 6は、成形温度領域での接着剤の温粘度曲線を表している。接着剤は、140~160℃の成形温度域で、被着体の表面凹凸に追従するため、十分に軟化している事がわかる。

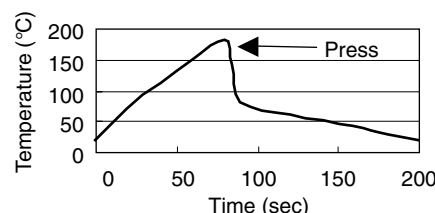


Fig. 5 Temperature of laminated sheet

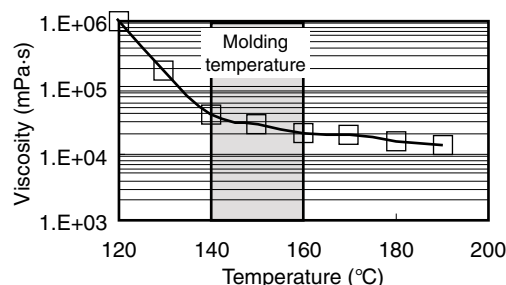


Fig. 6 Temperature vs viscosity curve

Table 1 Adaptability of adhesive

	Substrate (Plastics)	Solubility parameter (SP Value)	Adhesive (Polymers)	Solubility parameter (SP Value)
↑ Low polarity	Teflon	6.2		
	Silicon	7		
	Polypropylene	7.9	Olefin	8
	Polyethylene	7.9		
	Polystyren	9.2	CR rubber	9.2
	ABS	9.3	EVA	9.4
	Acryl	9.3	Urethane	10
	PVC	9.6	Epoxide	10.4
	PET	10.7	PET	10.5
	Polyamide	13.2	Polyamide	13

これに対して、車両使用時の固化状態では、接着剤には、110℃での高い凝集力が要求される。凝集力の指標としては、弾性率にて評価した。Fig. 7は、固化状態から溶融するまでの特性を表しており、常温~110℃までは、固化状態で

あることを表している。このように、110°Cで高い凝集力を有し、140°Cで十分に軟化するという、わずか30°Cの温度差での相変化が要求されるため、従来のホットメルト型では実現が困難であるため、後述する熱架橋型を検討することとした。

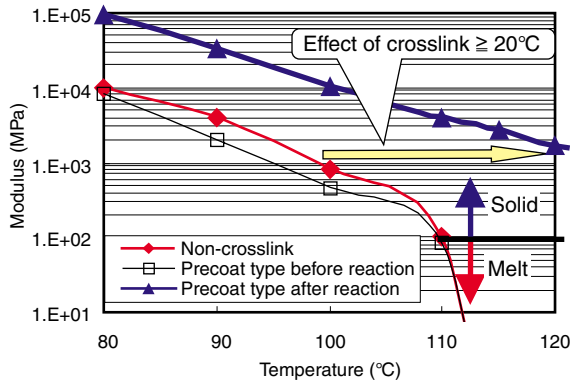


Fig. 7 Temperature vs modulus curve

3.2.3. 耐熱向上メカニズム(課題3, 4)

高温放置下での熱間凝集力を向上させるため、潜在性一液架橋型を採用している。架橋システムを検討するにあたっては、表皮裏面に予め塗布する、また、塗布後、長期間保管される事を考慮して決定した。保管期間中、良好な接着性を維持するには、保管中に反応が進行しないように制御する必要がある。そこで、ある温度で反応が開始する、潜在性の熱架橋システムを検討することとした。

この際、熱架橋の特性上、表皮製造工程で熱をかけることができないため溶剤分散系を選択した。

Fig. 8 に、硬化機構の模式図を示す。常温では接着剤皮膜の中で、架橋剤は固体のまま分散している。ここに熱を加えることにより、まずベースポリマーが溶融するとともに、架橋剤も溶融分散を開始する。ここで、初めて反応が始まり強固な三次元構造の生成が始まる。この結合は、不可逆反応であるため、温度が下がった後も元に戻ることはない。また、オレフィンとの密着性については、ベース樹脂をオレフィン系とすることで十分なレベルを達成できる。

架橋反応は、成形直前の最高温度付近で開始されるが、

Fig. 7の熱間弾性率をみると、成形時はまだ柔らかさを保持している。しかし架橋反応が終了すると、その弾性率は架橋前に比べ20°C以上の耐熱性向上効果を示す。また、不可逆架橋反応を採用することにより、耐久劣化後の強度も高いレベルを維持できる。

3.2.4. 型付着(課題5)

つぎに、プレコート接着剤特有の課題である、型(アルミ型)への表皮のはり付き(型付着)について対応策を検討した。

型付着性については、基材周辺および開口部で表皮裏面が直接型表面に接触し、プレコート接着剤が型に密着するため、脱型性が著しく悪くなる事象が考えられる。この対策として、型表面に離型性表面処理を施すことにより対応を検討した。

これらの課題に対する解決手法の詳細について、以下に述べる。

4. 接着剤基本性能

4.1. 密着性

Fig. 9 は、接着部の断面拡大写真である。

接着に必要な、密着性を得るためには、十分なぬれやすさが必要であるが、この写真を観察するとPPと接着剤の界面には極薄い融着層が観られ、これにより強固な接着強度が得られていると考えられる。変性オレフィンベースポリマーとしたこと、プレコート型とすることで、接着剤を溶融するに十分な加熱条件とすることが可能なため、接着剤とPPがよくなじんでおり、その結果、融着層が生成すると考えられる。

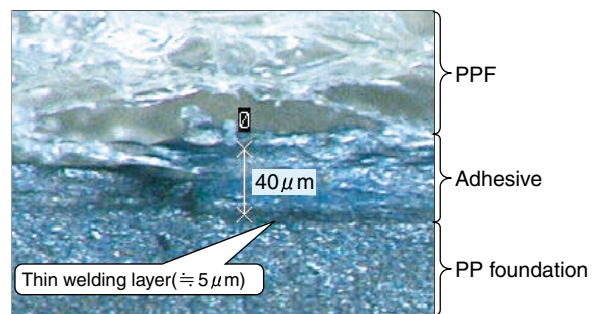


Fig. 9 Section of instrument panel

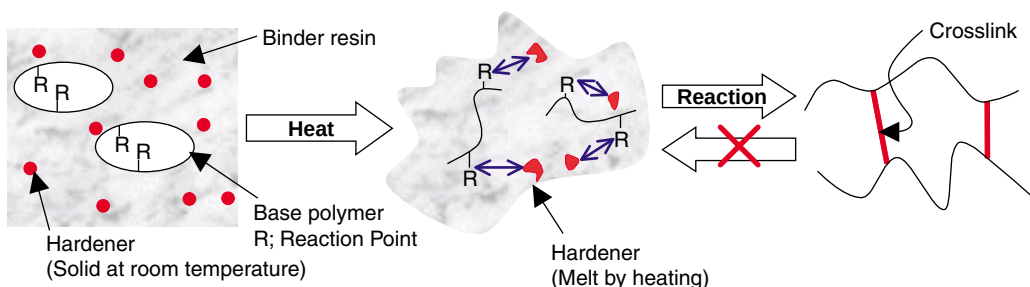


Fig. 8 Increasing toughness

Table 2 Composition of adhesive

Materials			Property	Main purpose
Base resins	Olefin resin	Modified PP A	Low melting point	Adhesion with PP
		Modified PP B	High melting point	↑, Heat resistance
		Modified rubber	—	↑, Flexibility
Additives	Tackifier	Modified rosin	Middle melting point	Initial adhesion
	Hardener	Hardener	Extra high melting point	Reaction with the modified resins
Solvents	Aliphatic	Cyclohexane	bp 81°C	Viscosity control
	Aromatic	Toluene	bp 110°C	Dissolution
	Ketone	MIBK	bp 116°C	Viscosity stability

4.2. 接着剤配合の検討

今回検討した接着剤の配合について、Table 2に示す。この中で、密着性についてはベース樹脂の選定が最も重要である。PPとの密着性について、接着性への影響度を重点に配合を決定した。初期密着性を評価する方法としては、初期クリープはく離長さおよび、100°C雰囲気中の180度はく離強さで評価できる。

評価法をFig. 10に示す。初期クリープはく離長さは、成形直後のテストピースに幅 25mm あたり 1.96N の荷重を基材に対して 90 度方向に負荷し、その状態で 80°C × 30 分放置する。その後の表皮と基材のはがれた長さを測定し評価する。180度はく離強さは、初期クリープテスト同様の熱履歴の後、JIS K 6829 に規定される 180 度はく離試験を規定温度中にて測定した。また、耐熱クリープはく離長さは、初期クリープと同様のテストを、100°C × 24 時間放置後のはく離長さで評価した。

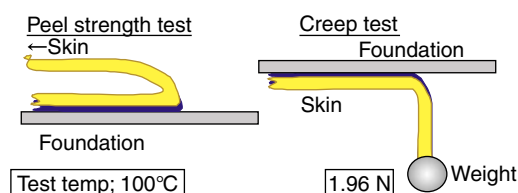


Fig. 10 Adhesion test method

Fig. 11に、ベース樹脂選定のために行ったテスト結果を示す。この結果から、変性 PP としては、異なった融点の2種類を使用することにより耐熱性能の向上がみられた。これは、低融点側の樹脂で柔らかさを出し初期の追従性を確保すると同時に、高融点の樹脂で耐熱性能の向上を担っている。

また、オレフィンゴム量については適量を配合することで、成形直後のはく離強度を大幅に向上させる効果が確認された。これは、ゴム成分の添加により成形時の追従性が向上する効果がある反面、過度の増量により使用温度域での弾性率の低下を招くため、適正な添加量で最大値を示す傾向がみられる。

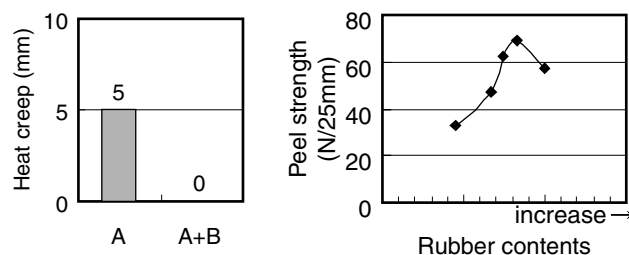


Fig. 11 Base olefin examination

次に粘着付与剤については、接着剤に粘着性を持たせ初期の被着体との密着性を高める役割を担う。今回は、粘着付与剤にも変性基を導入することにより、Fig. 12に示すように耐久後のはく離強度を大幅に向上させている。

熱架橋システムを導入するにあたっては、架橋剤の特性が接着性に大きく影響する。特に熱架橋型を採用したことで、架橋剤の反応温度が最も重要である。

Fig. 13 に反応温度とはく離強度および 40°C30日貯蔵後の粘度の関係を示す。反応温度が低いものを使用すると反応が早く始まりすぎるため、接着時に架橋反応が進みすぎ、皮膜が硬くなり十分な追従性が得られないため強度が低い。また、常温域溶液中でも徐々に反応が進むため、接着剤粘度が上昇する。この結果から、反応温度が最も高い材料に設定することとした。

また、その配合比については Fig. 14 に示す通り、主剤との配合比率と強度の関係から、十分な架橋効果が得られる配合量に設定した。これは、樹脂の変性量から求められる理論配合比に近い値であった。

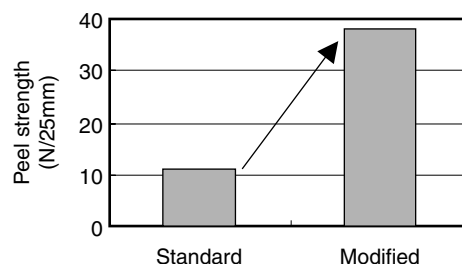


Fig. 12 Effect of modification (after 110°C1 000hr)

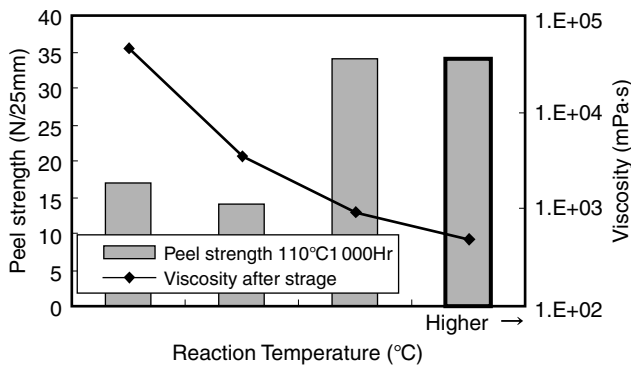


Fig. 13 Reaction temperature of hardener

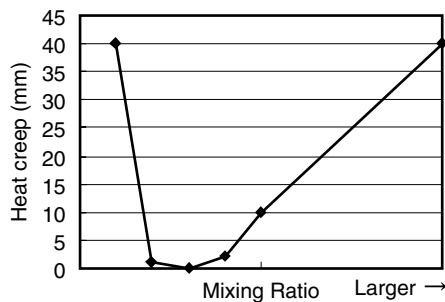


Fig. 14 Mixing ratio of hardener

このように、各要求性能に対して、配合剤の特性を活かした設定を行うことで、インパネ用として十分な性能を有するプレコート接着剤の基本配合を決定できた。

5. プレコート特有の確認項目

5.1. 膜厚の設定

プレコート化により成形工程が大きく変更となるため、生産現場での管理項目についても再設定が必要である。

成形時に接着性に影響を与える項目は、成形直前のPP基材温度と接着剤の膜厚である。ここまでに設定した配合について、接着性の膜厚依存性と基材温度依存性を検討した。Fig. 15に検討結果の一例を示す。評価項目については、これらの影響が顕著に現れるクリープについて評価した。横軸が接着剤膜厚、縦軸がクリープはがれ量を示す。縦軸については値が小さいほど性能が良好なことを示している。

この場合、45°Cの基材温度では17μmが最低膜厚となる事を表している。

同様に各膜厚/温度で接着性を確認し、結果をまとめたのが、Fig. 16である。この結果、最低条件として、膜厚17μm、基材温度45°Cを設定した。これは、現在使用中のスプレー接着剤の設定条件(最低55°C)より低温なため、有利な温度設定条件と言える。

これに対し、真空成形の場合、成形時に表皮が最大2倍(面積比)に延伸されるため、延ばされた後の接着剤膜厚で

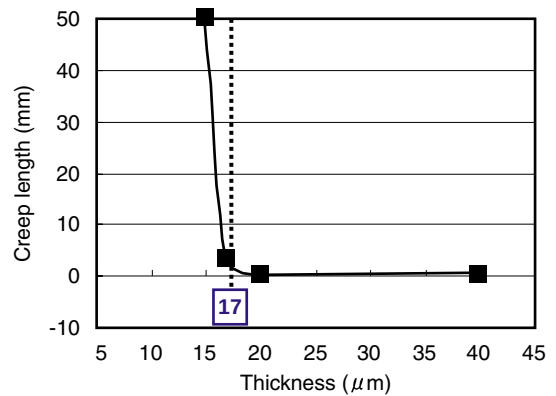


Fig. 15 Initial creep vs adhesive thickness (PP foundation temperature; 45°C)

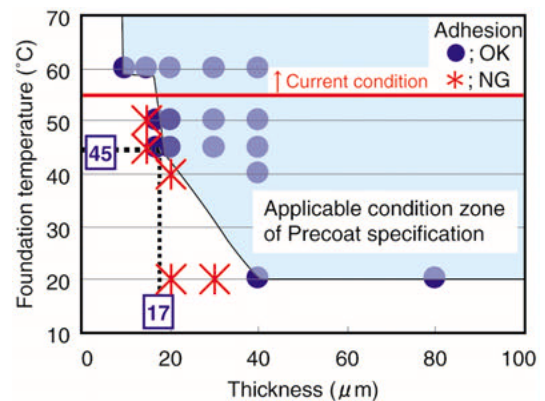


Fig. 16 Foundation temperature vs adhesive thickness

接着性を管理する必要がある。延伸後の膜厚は、展開率に反比例することがわかっているため、2倍に延伸されると膜厚は半分になる。接着性から、17μmを最低膜厚管理値とすると、表皮原反への塗布量は2倍の34μmで管理する必要がある。

5.2. 塗布工程

表皮の裏面に接着剤を塗布する工程について検討した。塗布工程については、一般的なコートによりプレコート接着剤を塗布後、乾燥する。

コートについては、ロールコート、ナイフコート、グラビアコートなど、一般的な溶液塗布用のコートが使用可能である。

ロールコートを用いて塗布精度を確認した結果がFig. 17である。7回の生産ロットの原反について516ポイントで膜厚の測定を行った。この結果、40μmを目標として塗布した際、平均値40.13、標準偏差1.49という工程能力であることが確認された。下限値34μmに対するCp値は1.34の工程能力であり、安定工程であるCP=1.33を達成することができた。この結果、塗布膜厚について原反塗布管理値を40±6μmに設定することで、最悪条件設定値の下限値34μmをバラツキを含め確保できた。

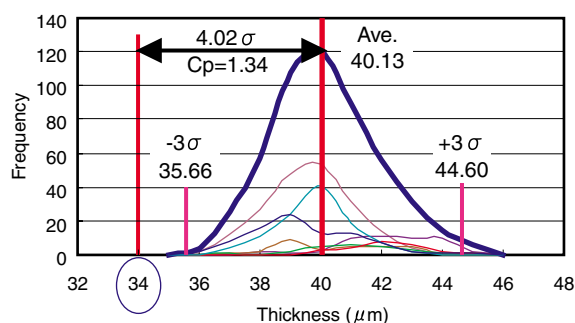


Fig. 17 Range of coating amount

5.3. 限界性能

最低膜厚でのインパネとしての性能を確認するにあたり、標準膜厚 40μm および下限値以下の 30μm で塗布した表皮での性能を確認した結果が Fig. 18 である。評価は、所定膜厚品で成形したインパネを 110℃にて熱老化させたもののはく離強度を確認した。凡例のパーセンテージは、表皮の成形後の展開率を示している。

この結果、最も厳しい条件である熱間のはく離において、最低管理値以下の 30μm でも規定時間の 1.5 倍の 1500 時間後において、高い接着強度を維持していることが確認された。

この他、耐湿性、耐冷熱サイクル性、耐薬品性などについてもほとんど強度低下はみられず、すべて PPF の破壊となることが確認された。

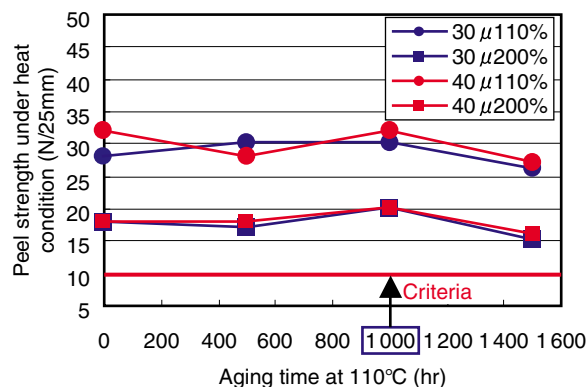


Fig. 18 Heat resistance vs adhesion thickness

5.4. 貯蔵安定性

生技性に関する確認項目として、貯蔵に関する項目について二点確認を行った。

一つは、接着剤およびプレコート済み表皮を貯蔵した後の接着性についての確認である。前述したようにプレコート表皮の場合、表皮に接着剤を塗布してから長期間保存することができる。

確認項目として量産時の最長保管期間を想定し、一定期間貯蔵後のクリープ性と耐久性について確認した。

Fig. 19に示すように初期性能に対し、クリープ性、耐久性とも性能低下は見られず、十分な貯蔵安定性を保持していることがわかる。

また、プレコート塗布済表皮を積み重ねた状態で保管された後の表皮同士がはり付いてしまうブロッキング性について塗布時の乾燥条件との関係を検証した。(Fig. 20, 21) 残留溶剤率が1%以下では、ブロッキングは発生しないため、80℃以上の温度で60秒以上乾燥することでブロッキングは解消される。この結果から、乾燥条件として100℃×1分を設定条件とした。

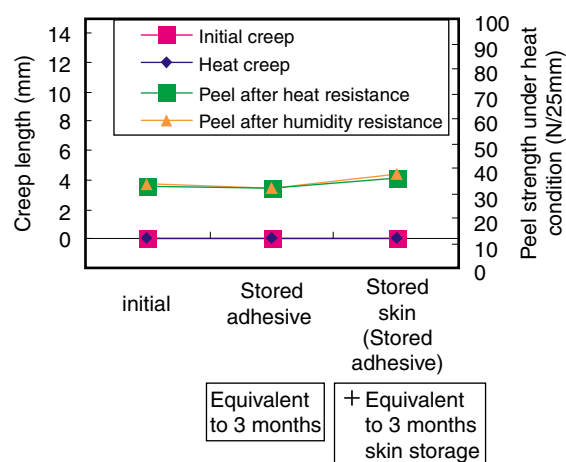


Fig. 19 Adhesion after storage

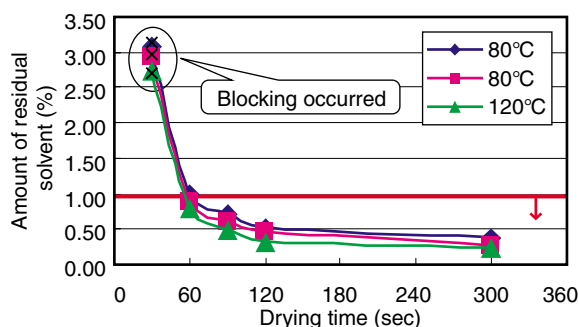


Fig. 20 Drying condition vs residual solvent (blocking)

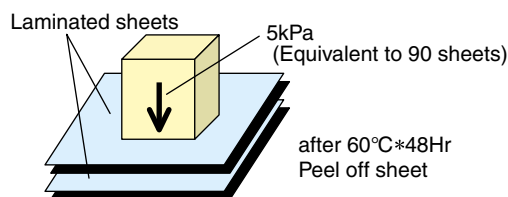


Fig. 21 Sheet blocking test method

5.5. 型付着対応

Fig. 22に型の材料であるアルミ板に対する各温度におけるプレコート接着剤の接着強度を示した。この結果より無処理アルミ板では、温度上昇とともに剥離強度が上昇する事がわかった。これは、被着体であるアルミの温度が上昇するにつれ、接着剤のアルミ表面への追従性が良くなるためである。これに対して、アルミ板表面にシリコン系表面処理を施すことにより従来量産同等の型温度である 55℃、さらには80℃においても良好な剥離性を維持できることがわかった。シリコンは、Table 1にあるとおり、オレフィンよりもさらに SP 値が低いため良好な剥離性を有すると考えられる。

今回、表面処理剤として適用したのは離型性シリコン複合塗料で、シリコン樹脂を主体とする無機質系塗料である。特殊硬化触媒を用いることにより常温での塗膜乾燥性を改良し、塗布作業、メンテナンスの簡便化を図っている。

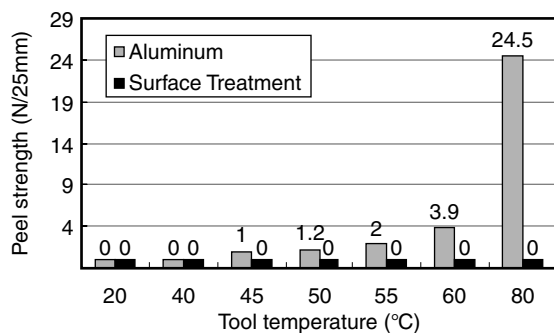


Fig. 22 Sticking to tool

5.6. 生産工程での優位性

プレコート接着剤を適用することにより工程が削減できることは前述したが、工程削減に伴い成形工程の生産管理項目についても大幅に削減が可能である。従来量産仕様のフレーム処理条件、接着剤塗布乾燥および成形条件についての管理項目が 10 項目以上に及んでいたのに対し、プレコート仕様では、表皮保管期限、表皮および PP 基材の加熱温度の 3 項目のみとなる。

また、工程を 9 工程から 5 工程に削減できたことにより、工程面積についても 286m² → 196m² とこれまでの約 2/3 に削減できた。さらに製造コストについては、真空成形加工費の約 50%を削減できた。

6. まとめ

本研究の結果、以下の手法により真空成形用接着剤をプレコート化することで、真空成形インパネの意匠性を損なわずに工程削減とコストダウンを達成し、リサイクル対応技術としてのオールオレフィンインパネの適用拡大に貢献できた。

- 1) PPとの密着性を向上するため、ベース樹脂として変性オレフィン樹脂を用いた。
 - 2) 100℃以上の耐熱性を達成するため、熱架橋型の反応システムを採用した。
 - 3) 従来同等の生産性を維持するべく PP への高い密着性を保持するため、配合、塗布量、製造条件などの最適化を行った。
 - 4) 型への付着を回避する表面処理剤を選定し、適用した。
- 以上 4 項目の検討により、プレコート化を達成した。

7. 謝辞

本研究を遂行するにあたり、ご協力を頂きました、社内外の関係者の方々に紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

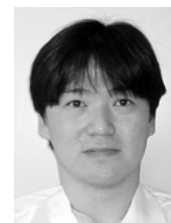
参考文献

- (1) 大山 眞 他：インストルメントパネル真空成形用非溶剤系接着剤の開発，自動車技術，Vol.50, No.5, p.40-45 (1996)
- (2) 伊藤 祐 邦 他：100%リサイクル可能なインストルメントパネルの開発，HONDA R&D Technical Review, Vol.10, p.158-165 (1998)
- (3) 山口 貴 志 他：インパネ用オレフィン表皮材のリサイクル技術，自動車技術会 2001 年春期学術講演会前刷集，No.42-01, p.13-16 (2001)

■ 著 者 ■



小田 哲也



川田 篤

二輪車用チューブレスタイヤの空気圧 モニタシステムの開発

Development of Tire Pressure Monitor System for Motorcycle with Tubeless Tire

織田 雅良*
Masayoshi ORITA

原田 智之*
Tomoyuki HARADA

山際 登志夫*
Toshio YAMAGIWA

要 旨

タイヤの空気不足や漏れをライダーに迅速に知らせる二輪車用タイヤ空気圧モニタシステムを開発した。二輪車のタイヤ内の空気圧と走行による圧力・温度変化やパンク時の圧力低下を測定し、空気圧の温度補正を行うことで高いモニタ精度を得た。空気漏れ速度を圧力変化と温度変化から換算して空気漏れ判定を行っている。タイヤバルブとセンサを別体化してタイヤ内へ取付けることにより、車輪の回転アンバランス調整量を低減している。ライダーに対する空気圧や警報の表示は走行中の認知度を上げる方式とした。

ABSTRACT

A tire air pressure monitor system for motorcycles was developed. The system quickly informs a rider of air pressure shortage or air leak of tire. High monitoring accuracy was obtained by compensating temperature of air pressure by measuring of air pressure in tire, changes in pressure and temperature during running, and lowering of air pressure at flat tire. An air leak is judged by speed of the air leak converted from air pressure change and temperature change. The adjustment of the unbalanced revolution of wheels was minimized by mounting the separated tire valve and the sensor. Indication of the air pressure and alarm to a rider was for enhancing the recognition during running.

1. まえがき

最近の二輪車用タイヤの大型化や扁平タイヤの普及により、ライダーがタイヤの空気圧不足や空気漏れを感じる事が難しくなっている。そのためパンクなどによる急激な空気漏れを早期にライダーに知らせたり、低空気圧走行による燃費悪化を防止するため、タイヤ空気圧の低下を検知してライダーに知らせるシステムを開発した。空気漏れの検出方法として、アンチロックブレーキシステムの車輪回転速度検出機能を利用して前後車輪の回転速度差を検出する「間接式」と直接タイヤ内の空気圧の変化を検出する「直接式」の二つが考えられる。「間接式」は比較するタイヤが二つしかない二輪車では高い検出精度を得ることが困難なので「直接式」を採用した。空気漏れを正確に検出するためにはタイヤ空気圧の変動要因となるタイヤの温度と圧力変化の関係を観察しなければならない。

また、タイヤ温度の上昇もタイヤ故障の一要因となるため、限界温度を把握する必要がある。ライダーへの異常告知の伝達手法として二輪車に適した表示システムも重要である。現在、四輪車用の空気圧モニタは実用化されているが、今

回、二輪車用として世界初の空気圧モニタシステムを開発した。

2. 開発の目標設定と課題

二輪車用のタイヤ空気圧モニタの開発に当たり、二輪車特有のタイヤや走行条件を考慮して目標と課題を設定した。

- (1) タイヤ空気圧と温度の走行時変化を把握してタイヤ故障につながる空気圧異常を適確にライダーに知らせるシステムを構築する。
- (2) 低圧走行でのタイヤ破損と温度の関係を把握してタイヤ故障を事前予知できる温度を設定する。
- (3) 世界で最も弱電波の日本法規内で安定した送受信を実現し誤受信を防止する通信システムを開発する。
- (4) システム故障時もライダーが故障を識別できる表示システムを開発する。
- (5) 組付性を考慮したセンサを開発する。
- (6) 二輪車の製造ラインから販売までの中で、送信機の寿命 10 年を確保するための電池節約システムを開発する。

3. タイヤ故障予測のための空気温度と空気圧の解析

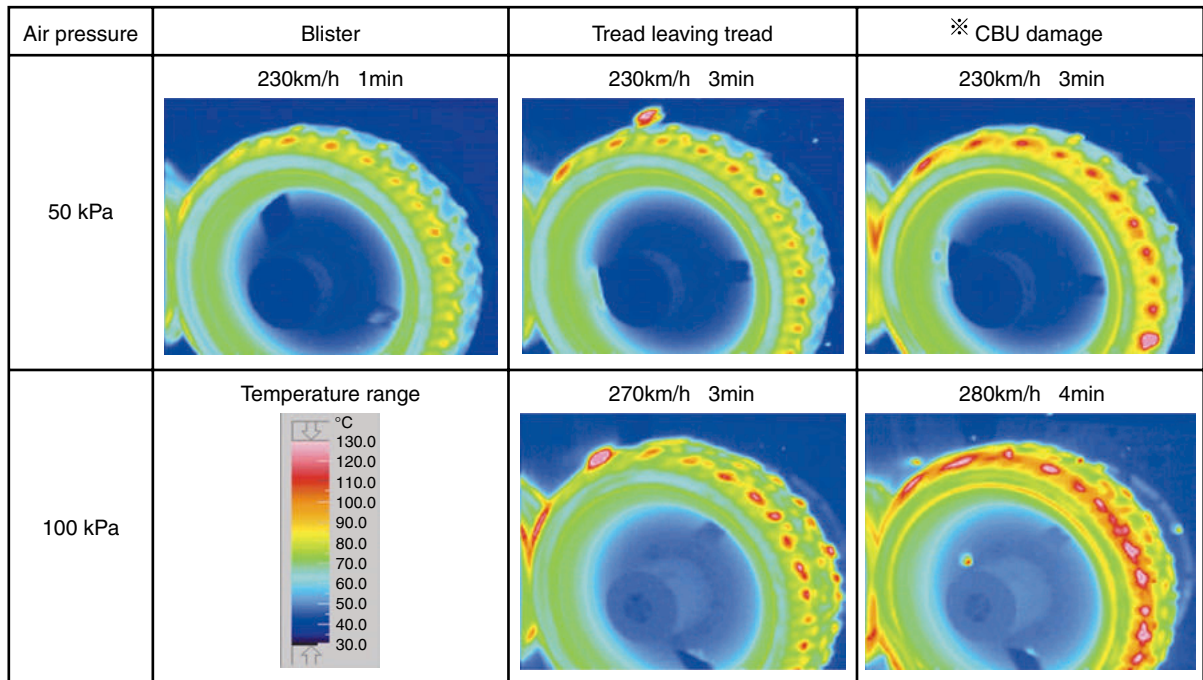
タイヤ故障を予測するために、タイヤ空気圧とタイヤ内温度がタイヤ故障とどのような相関があるのか解析した。また、パンク時の急激な圧力変化の事象を分析してその予知・予測の可能性を検討した。

3.1. タイヤ破損時のタイヤ温度

低空気圧で走行し続けると、チッピングによりタイヤが

破損することがある。ここでは、テストドラム上で走行させる耐久テストを行いタイヤ表面温度とタイヤ内の空気温度に注目し破損する経過を測定した。初期冷間時の空気圧を 50, 100, 150, 200, 280kPa に設定して、速度を 170 ~ 280km/h まで段階的に上昇させた。Fig. 1 および 2 にサーモグラフィによるタイヤ表面の温度状況を示す。

空気圧が低い状態ではタイヤトレッドパターンの左右ブロックが高温になりチッピングが発生してくる。また、空気圧が比較的高い 200kPa のときも、高速域になるとトレッド中央の一部の表面温度は高温となりチッピングが発生し



※ CBU: Cord breaking up

Fig. 1 Temperature images of tire surface: Air pressure 50, 100 kPa

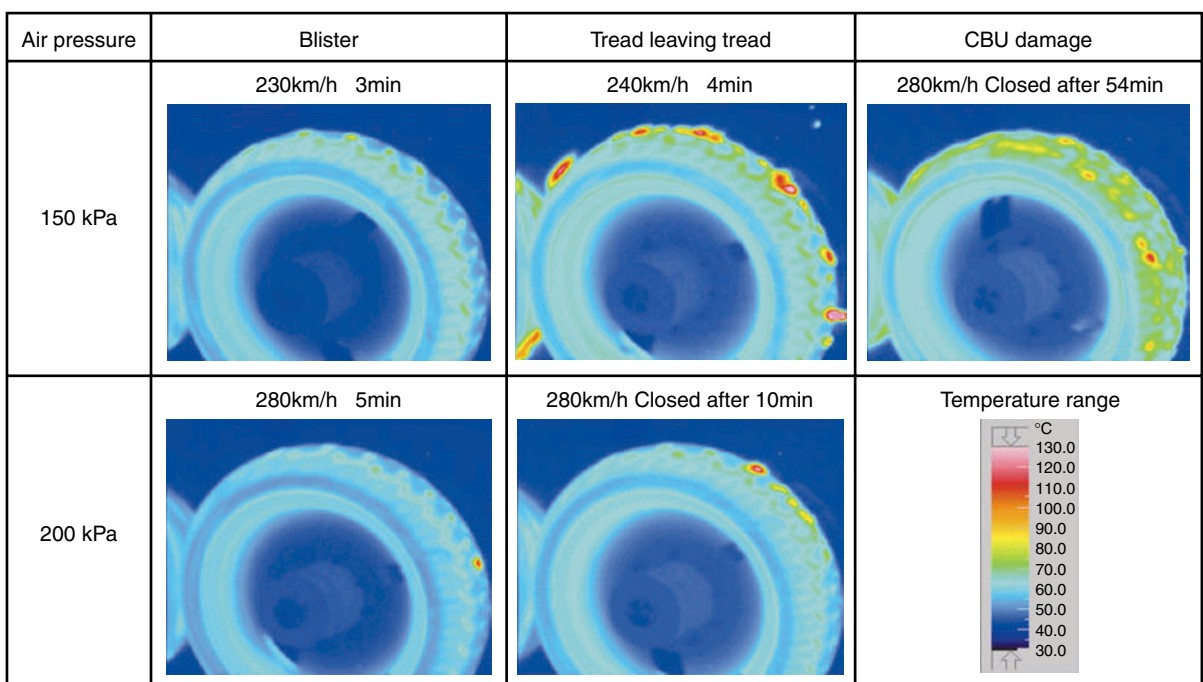


Fig. 2 Temperature images of tire surface: Air pressure 150, 200 kPa

ている。Fig. 3はトレッド表面、サイドウォール表面、タイヤ内空気の温度とタイヤ空気圧の関係を示す。これらはいずれも最終的にタイヤ故障になった事例である。トレッド表面温度とタイヤ内の空気温度と相関は認められるがトレッドの表面温度とサイドウォールの表面温度では大きく異なる。その差は空気圧が高い方が大きくなる。また、タイヤ空気圧の低い方が、サイドウォールのたわみ量が増加して発熱が大きくなりタイヤ内温度が高くなる。Fig. 4はタイヤ空気圧をパラメータとしてタイヤ内空気温度をプロットしたものである。空気圧が低いほどタイヤ屈曲による発熱が大きくなりタイヤのチッピングやバーストが起きやすくなるのが分かる。Fig. 5にタイヤ内空気温度と速度の関係およびタイヤ故障の結果を示す。高い速度域でタイヤ故障が発生しやすくなっている。Fig. 6はタイヤ内温度と走行距離の関係およびタイヤ故障の結果を示す。タイヤ故障はタイヤ内温度が高くなるときに起きやすく、高温域での走行可能距離は短くなる傾向を示している。

前述の三つのグラフから、温度が高い、タイヤ空気圧が低い、速度が高いほど、タイヤ故障を生じやすいことが分かる。さらに、高負荷荷重などの条件が重なると、急激な温度

上昇をともしない故障が発生する可能性が高くなる。Fig. 4, 5 および 6 から分かるようにバーストやチッピングなどのタイヤ故障の多くは温度 100℃以上で発生している。したがって、温度異常警告温度を100℃に設定した。この温度異常警告は、低圧走行の延長上で発生するタイヤの故障時に低圧警報の2次警報としての機能を併せ持つことになる。他方、過積載によるタイヤの異常たわみや、タイヤの許容速度レンジ以上の使用はタイヤ温度を上昇させることがある。温度異常警告によってこのようなタイヤ故障予知の可能性が高くなる。

3.2.パンク時の空気漏れ速度の検証

タイヤ故障ではタイヤゴムからの自然空気漏れの低圧走行と異物などが刺さるパンク故障が多い。急激な圧力低下がよく見られるケースとしては一般道でタイヤに刺さった釘が高速走行中に抜ける事象がある。この事象を把握するための再現テストとして、タイヤにφ 2.8 の釘を刺した状態でテストドラムにセットして0～120km/hまで段階的にスピードを上げて走行させた。Fig. 7に空気漏れと測定結果を示す。

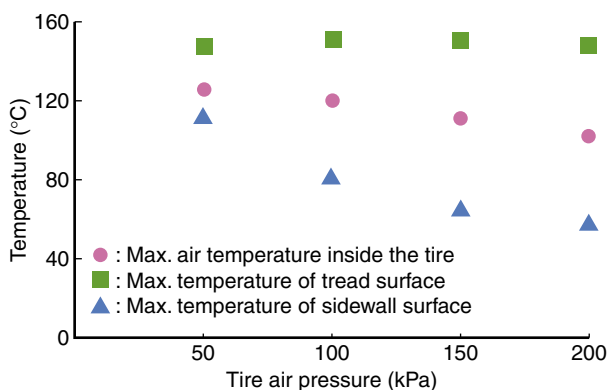


Fig. 3 Relation between temperature of each part of tire and air pressure in tire

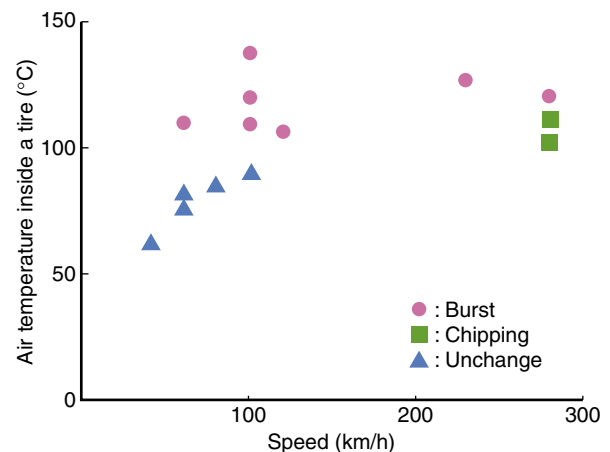


Fig. 5 Relation between air temperature in tire and drum rotation speed at failures

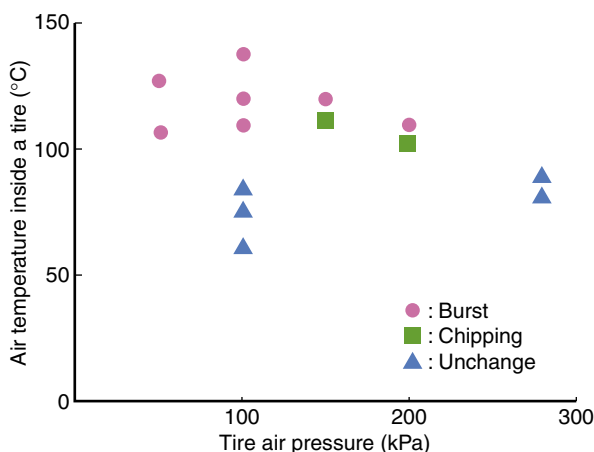


Fig. 4 Relation between air temperature and air pressure in tire at failures

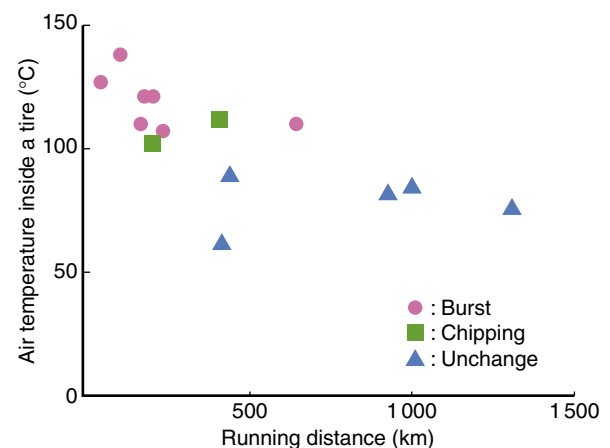


Fig. 6 Relation between air temperature in tire and running distance at failures

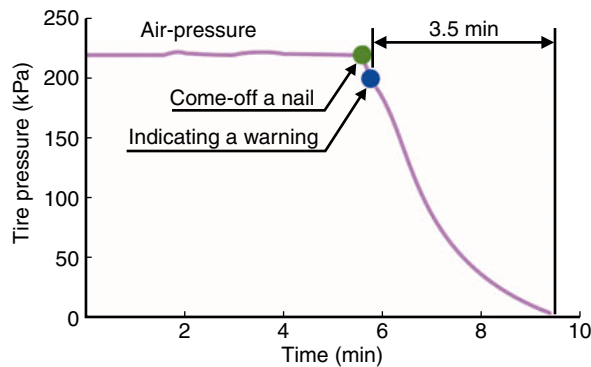


Fig. 7 Result of air leakage by drum test

また、このような空気漏れ時にライダーに早く知らせることが重要であるため、圧力測定間隔を 7.5 秒ごとに設定した。この例では釘が遠心力で抜けて空気圧モニタが警報を発してから、空気圧がゼロになるまで 3 分 30 秒あり、ライダーが適切な処置ができる可能性は大きくなる。

3.3. 温度補正による検出精度の向上

開発した空気圧モニタシステムでは空気漏れを空気圧変化によって判別しているの、精度を上げるためには温度変化による空気圧変動分を修正する必要がある。Fig. 8 は温度補正無しの空気圧の時間による変化を示している。このグラフが示すように、空気圧が低いほど温度が上昇しやすいことから、温度補正による修正が空気圧が低下すればするほど重要になってくると言える。Fig. 9 と Fig. 10 は、タイヤ内温度による実測空気圧の変化と温度補正後の補正圧力を示している。温度による補正圧力は次の実験式(1)を適用して求めた。

$$P = P_x - (T_x - 30) \quad (1)$$

P：補正圧力(kPa)

P_x：測定圧力(kPa)

T_x：測定温度(°C) (温度は 30°C 以上の場合)

空気漏れに対しては式(1)で検知できるが、この式では寒冷地においてタイヤ温度が低下したときに規定空気圧(冷間時の空気圧)の低下の判断を誤ることから 30°C より低い場合は温度補正を適用しないこととした。

3.4. 大気圧補正による検出精度の向上

タイヤ内規格空気圧は大気圧との相対圧とゲージ圧で規定されている。高度変化が起きると気圧差が生じタイヤ空気圧はエア漏れがなくても変化することになる。高度が 0m から 3000m に変化すると気圧はゲージ圧で 30kPa 減少する。この減少割合は規定圧 200kPa で 15% となり、検出精度への影響は大きい。一般的に空気圧調整はゲージ圧で行う。高地でタイヤ空気圧を調整した後に低地に下った場合は大気圧が高くなるためタイヤ空気圧不足となる。しかし、

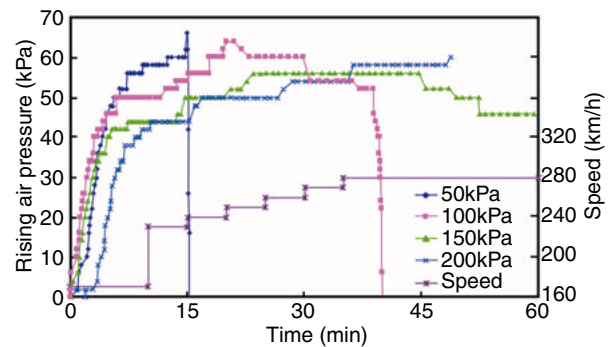


Fig. 8 Relation between air pressure rise and elapsed time during running

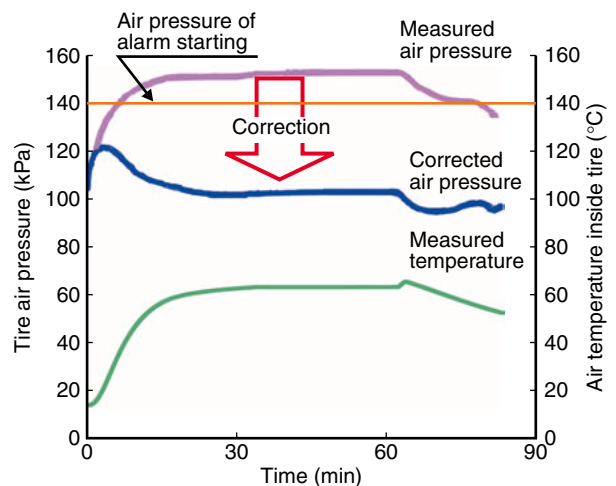


Fig. 9 Example of air temperature rise in tire

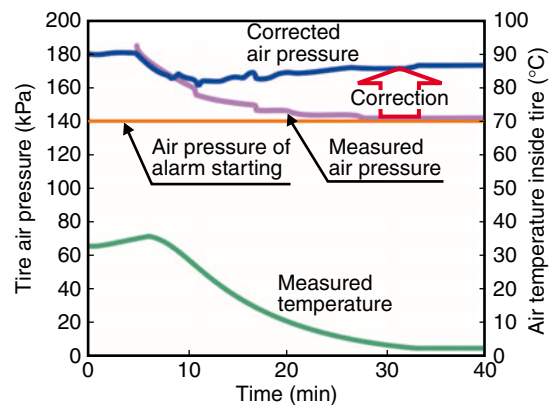


Fig. 10 Example of air temperature decline in tire

空気圧モニタで使用している圧力センサは絶対圧で測定しているので大気圧の差は測定できない。空気圧モニタシステムは、高地での空気圧調整のゲージ圧とセンサの絶対圧の差が大きくなると空気漏れや圧力不足を認識しない頻度が多くなると懸念される。平地で空気圧調整したタイヤは高地に行くと逆にゲージ圧としての空気圧が高くなる。逆に高地に住むユーザが低地に降りてきたときは圧力不足となる。大気圧補正をすることは高地と低地を行き来するときの空気圧警報の精度向上には有効となる。

4. システム構成

開発した空気圧モニタのシステム構成を Fig. 11 に示す。空気圧モニタは大きく分けて発信機、受信機、表示部の三つに分けられる。発信機はタイヤ内のホイールリムに装着する。これはフロントとリヤにそれぞれ取り付けられ、タイヤ内の圧力、温度を 7.5 秒間隔で測定しデータを電波信号として、異常が無いときは 6 分間隔で定期的に送信する。しかし、空気圧の漏れが起きていると判断したときは、7.5 秒間隔で送信される。

受信機は、発信機からの電波を受信し、そのデータを分析しタイヤ空気圧や温度を表示部に送る。異常と判断したときは警報信号を表示部に送る。

表示部は、タイヤ状態をライダーに知らせる。異常時はライダーが気づかなければならないので、パネル表示とブザー音で効果的に警報を知らせるシステムとした。センサ付き発信機の取り付け配置を Fig. 12 に示す。

現在量産されている四輪車用の空気圧センサ発信機はバルブと一体のものが一般的である。しかし、二輪車の場合、ホイールリム形状が四輪車とは異なり、エアバルブの取り付け方向が違ふことなどからバルブと空気圧センサを分離した二輪車専用の取り付けを設定した。一般的にバルブの

取付け方向は、四輪車用ホイールでは横方向、二輪車用ホイールでは垂直方向に取り付ける。タイヤ内に設けたセンサ付き発信機はバルブ別体型とした。これは発信機の重量によりホイールのアンバランスが大きくなることを避ける目的でアンバランスをキャンセルできる任意の位置に取り付けることがねらいである。一般的にはタイヤの脱着を容易になる形状でバルブと反対側のリム内に取り付ける。これにより、ホイールバランス調整用ウェイトも軽くできる。発信機をホイールに取り付けた状態を Fig. 13 に示す。

センサ付き送信機は半導体式圧力センサと温度センサで構成されるセンサ部と、測定した圧力・温度データから圧力状態を判断しアンテナから発信する回路部と、電源のリチウムボタン電池で構成される。電波は日本向け四輪車のキーレスエントリシステムに使用されている周波数 315MHz の微弱電波を使用している。送信信号には発信機ごとに異なる ID を登録することで発信機の識別ができる。また、センサ付き発信機の耐久性は電子部品としては過酷な振動加速度や高温・多湿環境に対応できるポッディング処理をした回路と強度を上げた専用リチウム電池を採用している。センサ付き送信機の構成を Fig. 14 に、諸元を Table 1 に示す。受信機はキーレスエントリシステムと同様の機能・構成である。受信機の機能としては発信機からのタイヤ圧力

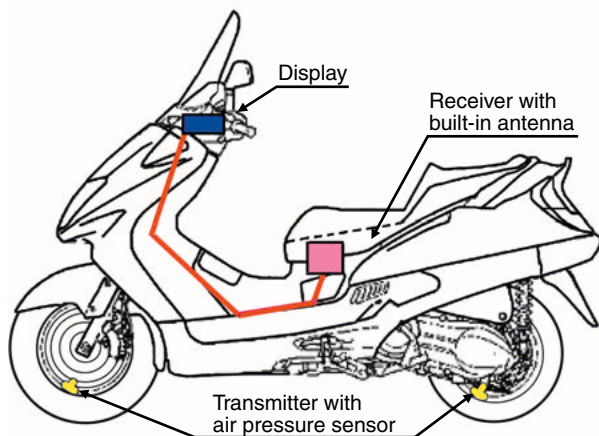


Fig. 11 Configuration of monitor system of tire air pressure

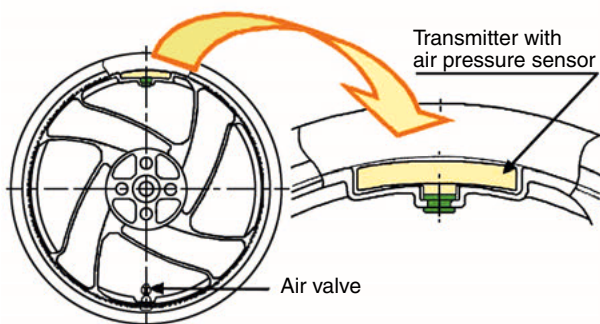


Fig. 12 Mounting location of transmitter with air pressure sensor

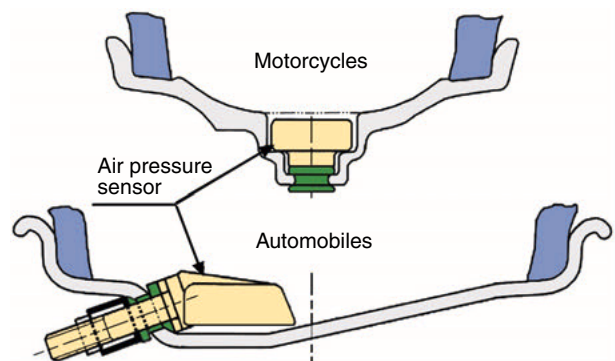


Fig. 13 Comparison of section shape motorcycle's wheel and automobile's wheel

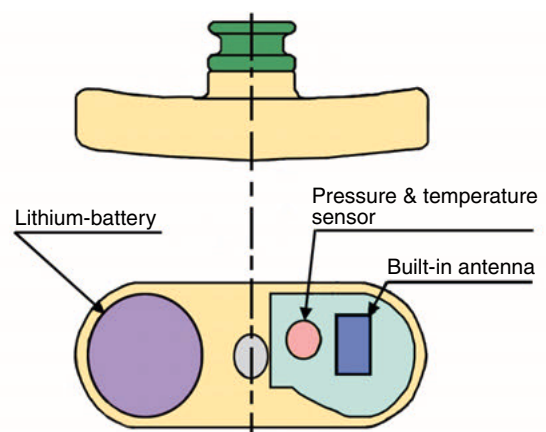


Fig. 14 Configuration of transmitter with air pressure sensor

データ、温度データを受信し空気漏れ判断や、圧力不足と異常高温の判断を行い表示部にデータを送る。受信機の構成を Fig. 15 に、諸元を Table 2 に示す。

Table 1 Specifications of transmitter with air pressure sensor

Items	Specifications
Mass	50 grams
Pressure sensing element	Semiconductor pressure sensor
Pressure sensing range	0 - 500 kPa
Pressure sensing accuracy	$\pm 2\%$
Temperature measuring range	$-40 \sim 120\text{ }^{\circ}\text{C}$
Temperature measuring accuracy	$\pm 8\text{ }^{\circ}\text{C}$
Transmitting frequency	314.98 MHz
Modulation formula	FM modulation
Power supply	Coin shaped lithium battery

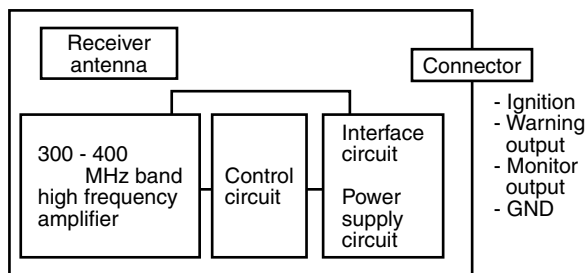


Fig. 15 Configuration of receiver

Table 2 Specifications of receiver

Items	Specifications
Receiving band	300 kHz
Receiving sensitivity	3 dB μ V
Mass	60 grams
Antenna	Built-in type
Power source	In-vehicle battery

5. 法規制およびシステムの差による電界強度の違い

日本、米国および欧州の送信機の電界強度は Fig. 16 に示すように、日本が最も厳しく、我々は 54dB μ V/m と弱電界強度で対応している。

また、既存の四輪車用欧米仕様は各送信機の近くにおおのアンテナを設けているのに対して、本システムは前輪および後輪の電波を受信するアンテナを1個の受信機の中に集約したので送信機との距離が長くなっている。そのため、更に受信電界強度が弱くなっている。本システムは送信機ごとに ID を設け FSK 方式の送信電波を用いている。また、受信機内蔵の単一アンテナとして弱電界強度でも送受信が確実にでき、国内法規に適合している。

6. 警報システム

6.1. 警報基準

アメリカ道路交通安全局(NHTSA)で提案された USA 四輪車に対する法規は、指定空気圧に対して - 25%または - 30%

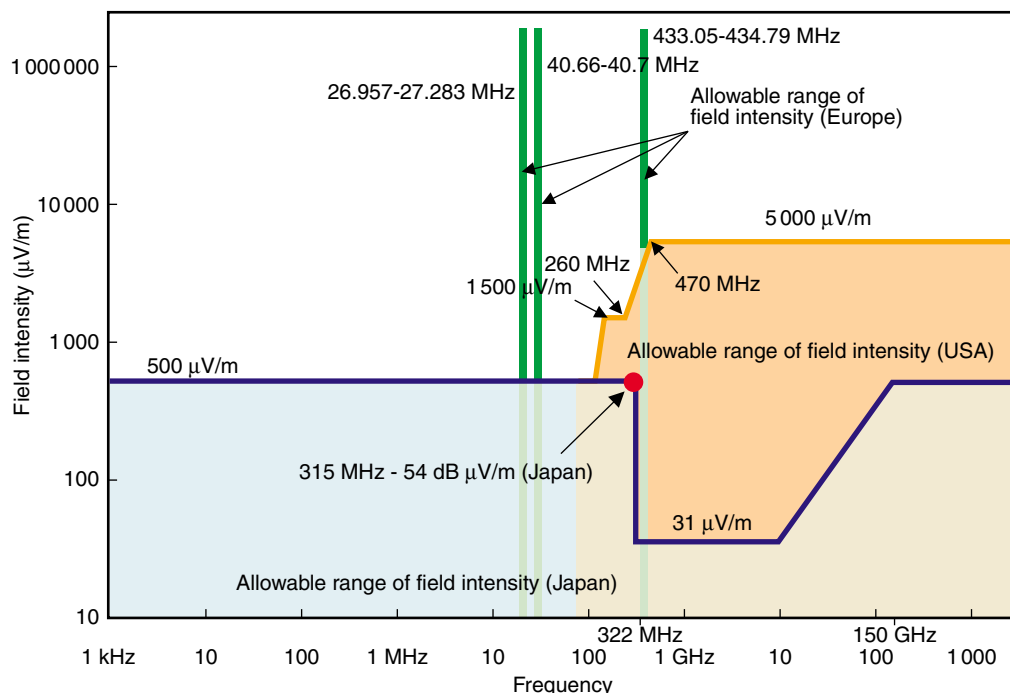


Fig. 16 Radio Laws in Japan, USA, and Europe

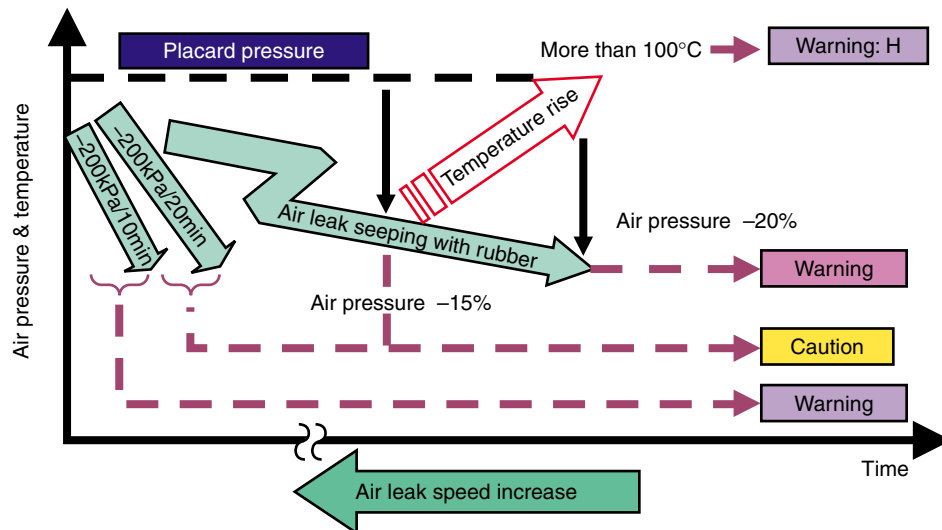


Fig. 17 Operation flow of alarm system

冷間時空気圧が低下したときに、警告することになっているが、本システムは、異常検知の設定を下記のようにした。

(1) 注意警報

- ・冷間時タイヤ空気圧が 20 分以内に 200kPa から 0kPa となる低下速度のとき
- ・冷間時タイヤ空気圧が指定空気圧の 15%低下のとき

(2) 警告警報

- ・冷間時タイヤ空気圧が 10 分以内に 200kPa から 0kPa となる低下速度のとき
- ・冷間時タイヤ空気圧が指定空気圧の 20%以上低下のとき
- ・タイヤ空気温度が 100°C以上のとき

開発した警報システムフローを Fig. 17 に示す。

6.2. ライダへの表示

表示方法はライダに異常を知らせる重要な要素であるが、頻度の少ない異常表示時に直ぐに対応するにはより分かりやすい表示が求められる。この異常検知に対応した表示は Fig. 18, 19 に示すように設定した。「警告」と「注意」の表示を行う場合は、確実に知らせるようにブザーも鳴らすこととした。ブザー音は「警告」と「注意」ではブザーを鳴らす間隔を変更し危険度が音でも認識できるようにした。

6.3. システム診断機能と警告

開発した空気圧モニタの信頼性を向上させるためにシステム故障の診断機能を設けた。システム故障個所の表示をすることでライダがシステム故障の判別を容易にし、タイヤ異常警告の信頼性の向上を図った。

システムがエラーしたときの表示を Table 3 に示す。

7. トリガ装置による電池寿命向上

空気圧モニタの発信機の電池寿命は、電池電圧が安定し

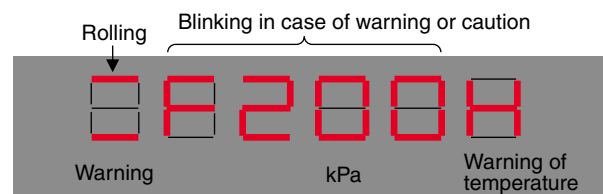


Fig. 18 Alarm indicator

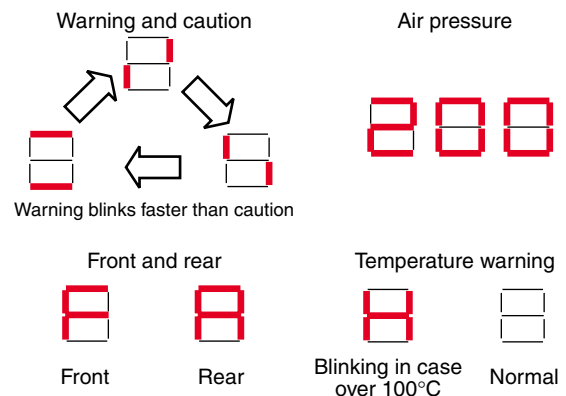


Fig. 19 Indication form

Table 3 Indication of system error

Failure modes	Indications
ID failure	FE00 or RE00
Status failure	FE01 or RE01
Receiver counter failure	FE02 or RE02
Receiver system failure	E03
Transmitter battery voltage failure	FBAT or RBAT

F: Front tire R: Rear tire

てデータを送れなくなる必要電圧以下となるまでである。その寿命を延ばすためにユーザが購入するまでは電池の消耗をしない状態にする必要がある。そこで外部トリガ装置で発信の ON/OFF をできるシステムとした。Table 4 は工場納入から配送までの流れの中で電波発信の ON/OFF の状態とトリガ装置の要不要をまとめたものである。また、タ

Table 4 Management for transmitting radiowave in physical distribution

		Manufacturer	Factory					Carrier	Dealer	
Process flow		Delivery	Assemble	ID registration	Inspection	Stoppage	Shipment	Distribution	Stock	Delivery
State of radiowave	Transmission ON	—	—	○	○	—	—	—	—	○
	Transmission OFF	○	○	—	—	○	○	○	○	—
Trigger device		Unrequired		Required			Unrequired			

イヤ空気圧を一時的に高圧にすることでも販売店での発信の ON 操作を可能にした。

8. 空気圧モニタシステムの効果

NHTSA のタイヤ空気圧モニタに関連する発表によれば、タイヤ空気圧が規定圧より下がっている場合の影響として、下記に示すように、安全性低下、磨耗寿命低下および燃費低下を挙げている。

(1) 安全性の低下

- ・ サイドウォール曲げ増加、タイヤ内温度上昇によりタイヤ故障となる
- ・ 横方向のトラクション減少によりハンドリング性能の悪化
- ・ ウェット路面での制動距離増加(Goodyear 社データ)

(2) 磨耗寿命低下

- ・ 1psi 低下ごとに 1.78% の磨耗寿命低下(Goodyear 社データ)

(3) 燃費低下

- ・ 走行抵抗増加による燃費悪化

1978 年レポート：空気圧 3.3% 低下ごとに 1 % の燃費低下
最新の Goodyear 社データ：空気圧 2.96% 低下ごとに 1 % の燃費低下

アメリカの空気圧モニタの装着義務付け法の目的は低圧状態での走行によるタイヤ故障防止である。

また、NHTSA によるとアメリカにおいて四輪車に「直接式」の空気圧モニタを装着することによって、年間 8 722 人の負傷者低減、124 人の死亡者低減の効果予測を発表している。このことから二輪車にも空気圧モニタを装着することにより負傷者および死亡者の低減効果の可能性を期待できる。

9. まとめ

今回開発した二輪車用空気圧モニタシステムは、タイヤ故障の予知・予防の機能やモニタ性能などを有した有効なシステムとして確立できた。

- (1) 温度補正によって圧力不足・空気漏れ判断の精度を向上し信頼性のある空気圧モニタシステムが開発できた。
- (2) 空気圧変化の測定時間を短くすることで、パンクなど

の急激な空気漏れに対応可能になった。

- (3) タイヤ温度監視も加えた二重の予知機能が実現できた。
- (4) バッテリーの電圧減や各機能故障時の異常診断機能による自己診断機能を実現できた。
- (5) 日本の電界強度の低い電波法を満足しつつ、別体アンテナを必要としない送受信システムが開発できた。
- (6) 送信機とタイヤバルブを別体構造にすることでホイールアンバランス量の抑制と従来と同等のタイヤ組付け性が実現できた。
- (7) センサ発信 ON/OFF 機能および発信間隔制御によって、電池寿命を 10 年にできた。

謝 辞

最後に、開発にあたり多大なご協力を頂いた太平洋工業(株)、(株)デンソー、(株)ブリジストンおよび井上ゴム工業(株)の皆様に対し深く感謝の意を表します。

参考文献

- (1) U.S.DOT/NHTSA: Federal Motor Vehicle Safety Standards: Tire Pressure Monitoring Systems; Controls and Displays: Docket No.NHTSA 2000-8572-28 (2000)

■ 著 者 ■



織田 雅良



原田 智之



山際登志夫

二輪車クランクノイズ対策のための実験および 数値解析の複合的アプローチ

A Combined Experimental-Numerical Approach for Motorcycle Crank Noise

関 田 雅 彦*
Masahiko SEKITA

田 村 浩*
Hiroshi TAMURA

要 旨

ハンドリングや乗車振動のレベルと同様にクランクノイズのレベルにもライダーは快適性を要求している。不快なクランクノイズの発生メカニズムを特定するための二輪車用単気筒エンジンのシミュレーションモデリング手法を構築した。実験と数値解析の複合的アプローチが問題を解決するための設計変更を評価するために適用された。エンジンをモデル化する場合、実験はエンジンの挙動を決定する重要なパラメータを同定するために重要である。構築したモデルでの数値解析による結果はプロトタイプの実験データにより検証された。

ABSTRACT

Riders require comfortability to the crank noise level as well as a handling and a riding vibration. Simulation modeling method of a single-cylinder engine for motorcycle was established to identify the occurrence mechanism of an unpleasant crank noise. The combined approach of an experiment and numerical analysis was applied to evaluate a design change for determining a concern of crank noise. An experiment is effective to identify an important parameter to decide the behavior of an engine when modeling of an engine. The result of numerical analysis by using the established model was verified by experiment data of prototype.

1. まえがき

エンジンのクランクノイズは負荷状態で発生する不快な音である。音質評価システムを用いた測定結果から、このノイズは Fig. 1 に示すように 900Hz から 2000Hz に渡る比較的広い周波数帯域を持つことが分かった。主観的には、このノイズはエンジンの中で何か部品が転がっているような印象を与えることから「ガラガラ音」と言われることもある。

本研究の目的はクランクノイズの発生メカニズムに対する洞察を得た後に(主観的に)十分なノイズ低減をもたらす改善仕様を提示することである。前提として燃焼と発生出力を変えてはいけない、という制約条件が課せられている。

2. クランクノイズ発生プロセス

クランクノイズ発生のプロセスは Fig. 2 に示すように3段階に分けられる。Source(音源要素), Transmitter(伝

達要素), Emitter(音放射要素)はライダーが耳もとで感じる典型的なクランクノイズの要因である。ノイズを低減するためには、これらの3段階のどの段階からのアプローチもあり得る。

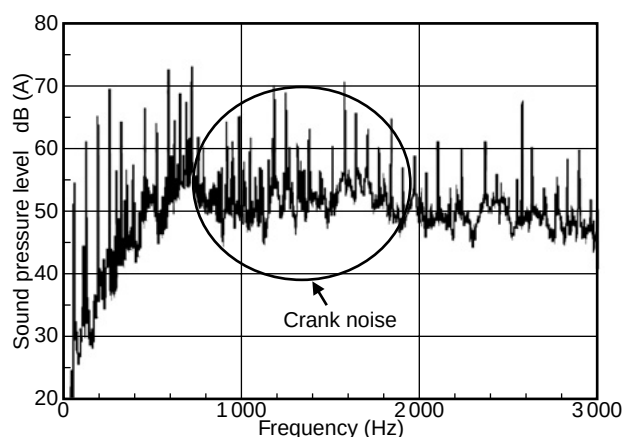


Fig. 1 Frequency range of crank noise

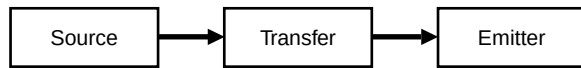


Fig. 2 Process of crank noise generation mechanism

今回のケースでは、Sourceはエンジン稼動時のクランクの動的挙動に関係している。慣性力、燃焼加振力、クランクの動特性がベアリングへの入力形成すると考えられる。これらの力はクランクケースに作用し、ケースの振動を発生させて音放射に至る。

クランクノイズを低減するためには、これらの3段階の相互作用を阻止しなくてはならない。

- ・ Source：クランクシャフトアセンブリの動特性の変更
- ・ Transfer：ベアリングタイプの変更
- ・ Emitter：放射音を低減するためのクランクケース動特性の変更

ここでは仕様変更のシミュレーション検討を主にTransferの部分で行ったが、基本的な検討は他のノイズ発生プロセスに相当する部分でも行った。例えばクランク自体の仕様変更である。

3. モデリング

ノイズ発生メカニズムについての検討を行い、仕様変更の効果に対する事前評価を行うためには発生メカニズムの3段階をできる限り精度良くモデル化する必要がある。SourceとEmitterに関してはクランクシャフトやクランクケースの動特性が重要な要素である。そのため、これらの部品については実験加振データを用いたFEモデルのアップデートが実行された。Transferの段階ではベアリングの動的な伝達特性が明らかにされなくてはならない。

シミュレーションモデルを作成するために、いくつかの仮定が必要である。そのために生じるいくつかの限界を考慮しなくてはならない。そのため、仮想モデルの実機テストによる検証を行った。その結果、完成したシミュレーションモデルは異なる仕様間での定性的な比較を行うために十分な精度を持つことが確認できた。

3.1. モーダルモデルアップデート

ノイズ発生メカニズムの二つの段階、すなわちSourceとEmitterにおいてはクランクシャフトおよびクランクケースの動特性がそれぞれ重要な役割を担っていることは明らかである。そのため、これらのコンポーネントにおいては動的な挙動がモデルに反映されなくてはならない。この動的領域の精度を確保するために、モデル形成に関しては実際のエンジンによる実験データに基づいた手法を採用する必要がある。これは特に単気筒エンジンの組み立て型クランクのアセンブリに良く使われる圧入部のような不確定要素の

大きい部分では特に重要である。このプロセスにおいては既存のFEモデルを実物のデータでアップデートする手法が重要である。開発の過程においては実物が存在して、それを利用できる状況は限られているため、アップデートするのが難しい場合が多い。しかし、開発の終わりの段階で次世代の仮想モデルを構築し、アップデートを行い製品検討を行うことは非常に有効である。この段階では実物モデルは存在し、FEモデルのアップデートを実行してモデルの信頼性を確かめることができるわけである。

実験モーダル解析(Experimental Modal Analysis, EMA)を現物のクランクシャフト(Fig. 3)やクランクケースアセンブリ(Fig. 4)に対して実施する。測定誤差はアップデート結果に影響するため、実験中は特別な注意を払わなくてはならない。例えば、クランクシャフトへの加速度センサのマス影響などである。実験モーダルパラメータはコリレーションおよびアップデートテクニックを用いてFEシミュレーションのパラメータと比較される。モデリングのエラーの部位を特定するため、FEモデルは異なる部位に分割される。それぞれのパーツあるいは結合部(例えば、クランク

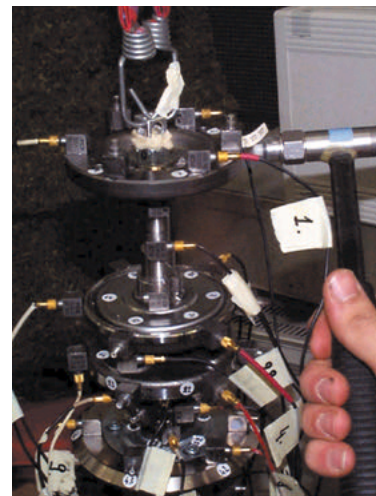


Fig. 3 Modal analysis of crankshaft

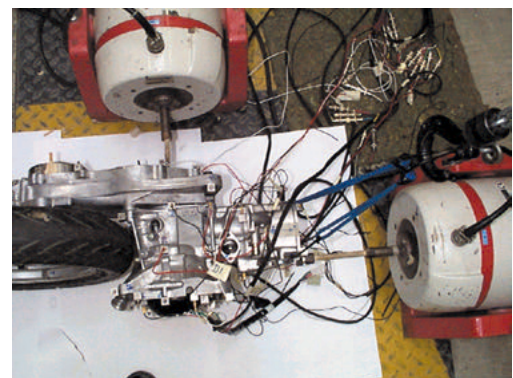


Fig. 4 Modal analysis of crankcase assembly

シャフトのパーツの圧入による結合)に対して材料特性や結合特性をアップデートするための感度解析を実行する。これらのテクニックにより物理モデルと有限要素モデルのモーダルパラメータ間に良い相関性がクランクシャフトおよびクランクケースアセンブリのグローバルモードに対して得られた。Fig. 5 および Fig. 6 にその結果を示す。

3.2. ベアリングの動的スティフネスの決定

クランクシャフトの回転による慣性力と燃焼加振力はベアリングを介してクランクケースに伝達する。クランクケース側の加振力に対する正しい応答を得るためにベアリングの動的スティフネスを決定しなければならない。このために特別なテスト装置を作成した。インナリングをテスト治具に固定し、電磁加振器により 5 kHz までのランダム信号によりアウトリングを加振する。Fig. 7 にテスト装置を示す。インナリングとアウトリングの相対変位およびテスト治具フレームの反力からボールベアリングの動的スティ

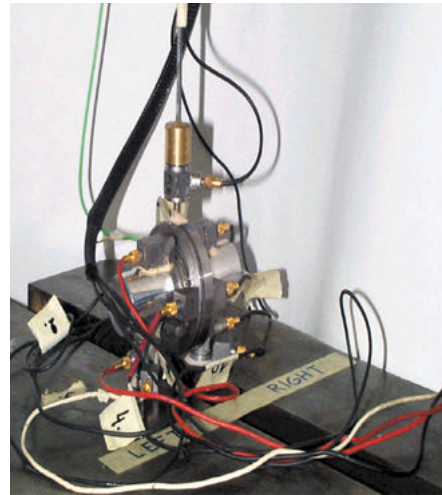


Fig. 7 Test setup for identification of dynamic bearing stiffness

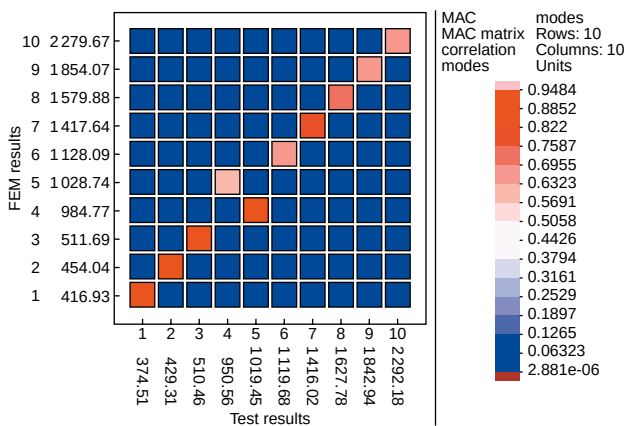


Fig. 5 MAC correlation matrix for crankshaft

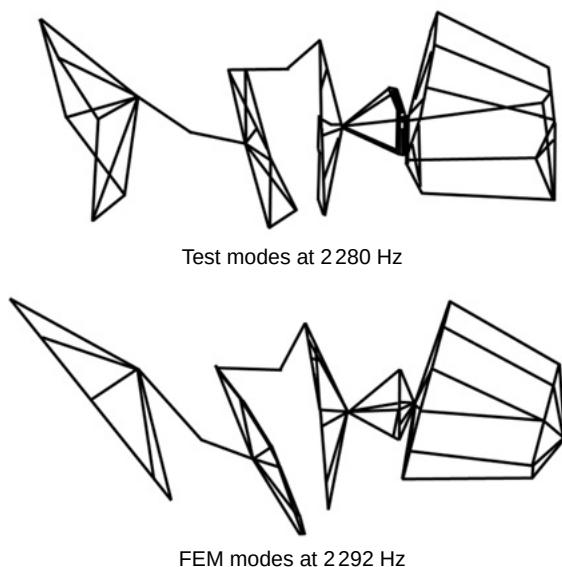


Fig. 6 Comparison of experiment and FEM mode

フネスを抽出した。このテスト装置はラジアル方向のスティフネスと共に軸方向のスティフネスも測定できるように設計されている。エンジン稼動時のフリクション低減との兼ね合いからベアリングには適正な内部クリアランスが設定されている。このクリアランスは動的スティフネスの測定時にクランクノイズと同じ音を発生する。それはクリアランスを強制的にキャンセルすることで直ちに止まった。このことからベアリングのボールクリアランスがノイズ発生メカニズムの重要な要素であることが予想された。

今回のエンジンのようにボールベアリング支持のクランクシャフトを持ち、クランクケースにベアリングアウトが圧入されているタイプのエンジンがアセンブリされた状態では、常温時には、クリアランスは圧入代によってほとんどキャンセルされている。しかし、エンジン稼動時にはこのクリアランスが温度上昇に伴って増大する。これはアルミニウム合金製のケースの熱膨張がスチール製のベアリングアウトリングより大きいことに起因する。この現象は実験によっても確かめられている。クランクノイズはエンジンの温度上昇にしたがって悪化する。

3.3. モデリング上の仮定条件と限界

今回の仮想モデルの目的はノイズ発生メカニズムに対して、いくつかの仕様変更がクランクノイズにどのような影響を与えるかを考察することである。このような目的のためには異なる仕様変更に対して定性的な判断ができるレベルのモデルが必要である。そのような理由からいくつかの特定の未知のパラメータに対して以下のような仮定による条件設定がなされた。

- ・ベアリングのクリアランスはエンジン稼動時の温度に依存するがシミュレーションでは特定のクリアランスに固定する。このクリアランスは特定のエンジンの温度に相当する。

- ・ CVTのベルトはクランクシャフトの一端に力を発生させるが、この力はエンジン停止時のベルト張力で代用する。
- ・ クランクシャフトに直接取り付けられた AC ジェネレータロータの磁力は無視する。バルブトレインによる加振力の影響も同様に無視する。
- ・ トランスミッション一体構造のエンジンはブッシュを介してフレームに取り付けられている。フレームがリジッドと仮定して差し支えないような程度の結合条件を設定する。

ベアリングのモデル化手法に関しては、結果に対してある程度の限界が予想される。もしベアリングが無傷で完全なものであれば転動による振動発生は広帯域ランダムノイズとなる。ところがアウトレース、インナレース、またはボールに傷のような欠陥がある場合は、Fig. 8に示すような特徴的な周波数のノイズを発生する。これらの特徴的な周波数、およびそれらのハーモニクス成分はベアリングの振動のスペクトラムの周波数に見られる。これらの周波数はベアリングの構成要素に欠陥がある場合だけでなく、運転時にインナとアウトが相対的に傾いた状態のときにも同様に発生することが報告されている。4ストロークエンジンの場合、Fig. 9に示すように燃焼加振力により2回転に1回の割合でクランクシャフトの曲げが発生する。この現象はアウトレースに対するインナレースの周期的な傾きを生じさせる。すなわち、ベアリングが完全なものであっても、燃焼のプロセスにより回転の0.5次成分のハーモニクスが発生するのである。これらの効果は今回のベアリングモデルでは考慮されていないため、前述したような周波数での現象の再現は期待できない。

3.4. モデリング

アップデートされたクランクシャフトおよびクランクケースの有限要素モデル、ベアリングの動的ステイフネスモデルを用いてエンジンのバーチャルダイナミックモデルが形成される。これには3.3.項で述べた仮定条件と限界性

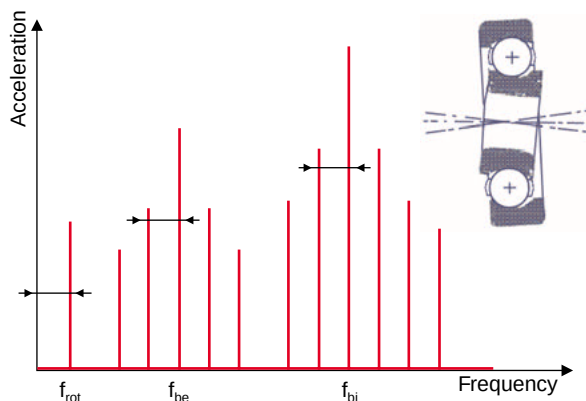


Fig. 8 Characteristic frequencies caused by tilting of inner and outer race

が適用される。次に運転時の正確な燃焼筒内圧力をシャーシダイナモ上で圧力センサを取り付けた完成車により測定した。この圧力の実測値は仮想モデルのシミュレーション実行時に燃焼室内に適用される。完成したエンジンの仮想モデルを Fig. 10 に示す。このモデルではエンジン、トランスミッションはリジッドフレームにブッシュを介して支持されている。

3.5. モデリングの妥当性

モデルの検証を目的としてシャーシダイナモに完成車をセットし、クランクシャフトのジャーナル加速度をクランクに埋め込んだ加速度センサで、またシャフト先端のラジアル方向、軸方向の変位を非接触変位センサで測定した。Fig. 11にテスト状態を示す。測定データをシミュレーション結果と比較し、両者が同じ傾向を示すかを確認した。Fig. 12はその一例でクランクジャーナルのベアリング近傍のラジアル方向加速度のテストとシミュレーションの比較を示す。前述の限界性と仮定条件を考慮すれば両者はかなり良

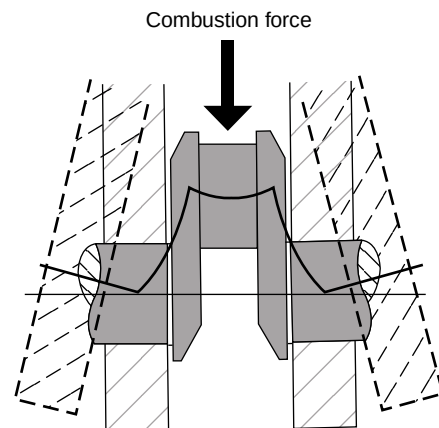


Fig. 9 Periodic bending of crankshaft due to combustion forces

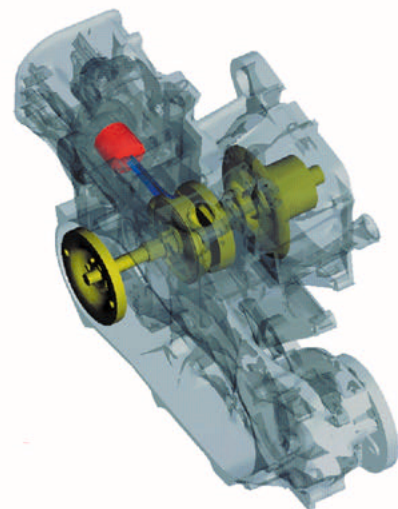


Fig. 10 Virtual mechanical model of engine with transmission

い一致を示している。このことはこの仮想モデルによる異なる仕様間の定性的な比較が可能であることを示す。Fig. 13に示すクランクシャフト先端の変移リサージュ図は2回転に1回の燃焼筒内圧力ピークによる挙動を明確に見ることができる。

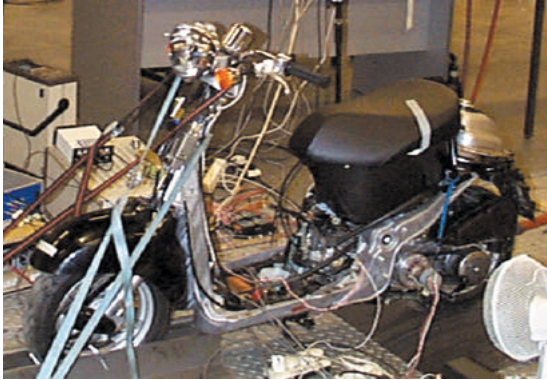


Fig. 11 Fixed motorcycle on roller bench

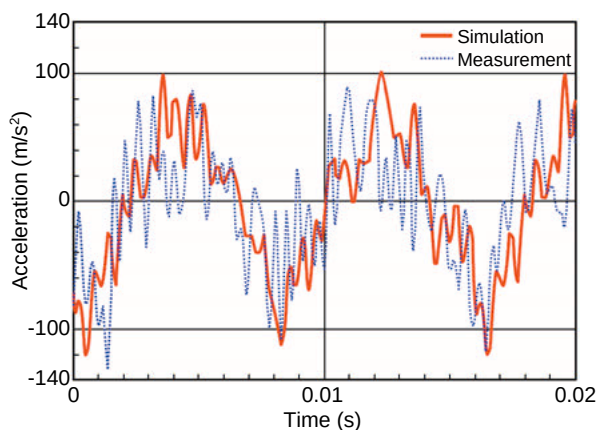


Fig. 12 Vertical acceleration on bearing

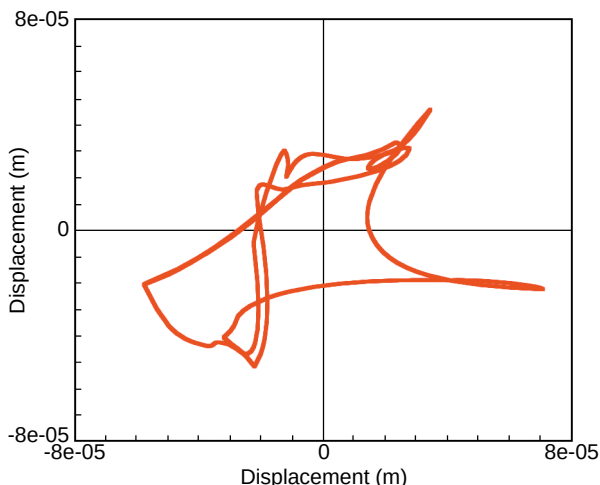


Fig. 13 Lissajoux figure of crankshaft displacement at bearing

3.6. 変更仕様の評価

仕様変更によるノイズへの影響が定性的な仮想エンジンモデルにより計算された。これらの仕様変更はノイズ発生メカニズムの3段階について行われた。

- Source：慣性モーメント，質量追加，クランクシャフトを別のタイプに変更することによるクランクシャフト動特性の変更
- Transfer：ベアリングクリアランスの変更，異なるタイプのベアリングへの変更
- Emitter：クランクケースの剛性補強

1番目の変更はノイズ発生プロセスの最初のレベル、つまりSourceに相当する。クランクシャフトの仕様を変更することによりクランクの動剛性を変更した。変更後のクランクシャフトは変更前に比較してマイナス40%の質量のジェネレータロータが取り付けられている。Fig. 14からこの仕様変更は問題の周波数領域、つまり900Hzから2000Hzに対して影響があることが分かる。本研究で取り上げた他の二つの変更はノイズ発生プロセスにおけるTransferレベルでの変更である。一つはベアリングのボールクリアランスを2倍に変更、もう一つはハイドロベアリング(プレーンベアリング)への変更である。Fig. 15 および Fig. 16 にその結果を示す。予想されたようにクリアランスの増加はベアリングへの衝撃加振力を増加させ振動レベルの増大を招く。問題の周波数領域での十分なノイズレベル低減はプレーンベアリングによってのみ得られた。

4. 実験による検証

全ての仕様変更について完成車による実験的検証をシャーシダイナモ上で行った。本稿ではノイズ発生プロセスにおける2段階について述べる。一つはSource段階であり、もう一つはTransfer段階である。仮想モデルシミュレーションでの検討結果から二つの有用な情報が得られた。

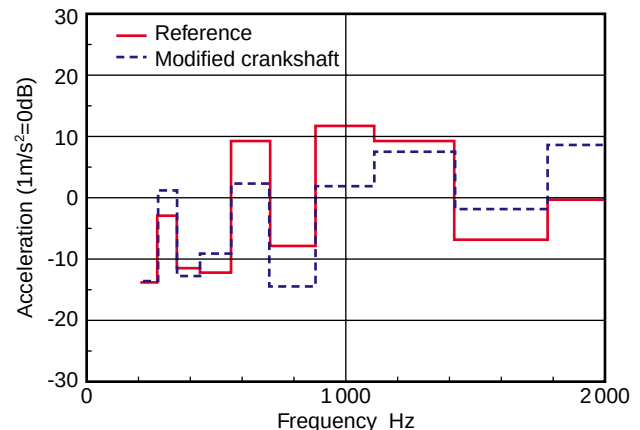


Fig. 14 Simulated comparison of reference acceleration in third octave between reference model and modified crankshaft

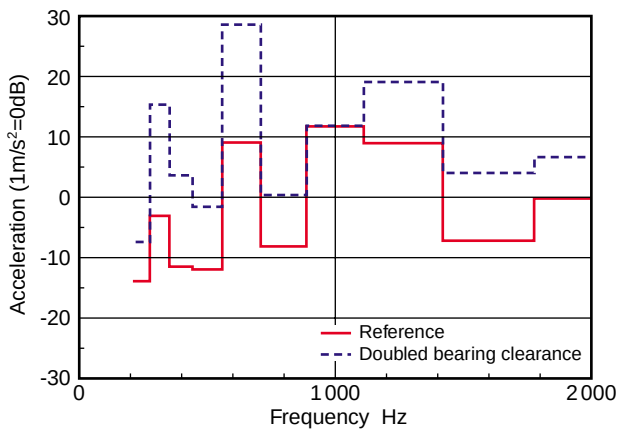


Fig. 15 Simulated comparison of reference acceleration in third octave between reference model and doubled clearance

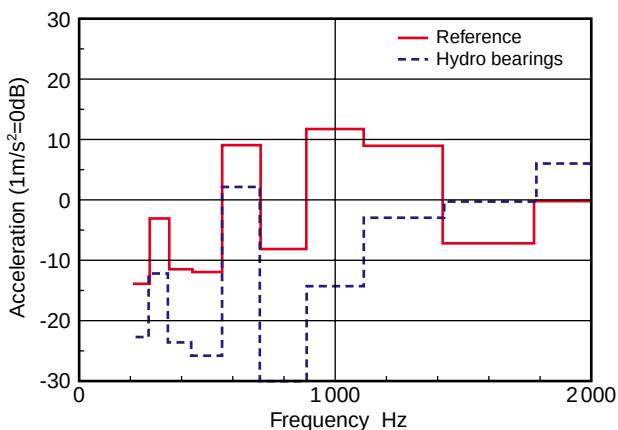


Fig. 16 Simulated comparison of reference acceleration in third octave between reference model and hydrobearings

Source 段階においてはクランクシャフトの動剛性が、**Transfer 段階**においてはボールベアリングのクリアランスが重要な要素である。

4.1. Source 段階での仕様変更

4.1.1. クランクシャフトの動特性変更

クランクシャフトの動特性変更の効果を明確に理解するため、あらたなクランクシャフトを設計する代わりにオリジナルに対して極端な改修による変更を施した。それはシャフト両端の大幅な質量低減である。ジェネレータロータを完全に除去し、CVTプーリーの径と肉圧を大幅に削減した。Fig. 17にその外観を示す。その結果、シャフトの共振周波数は上昇し、振じりの1次は511Hzから849Hzへ、振じりの2次は1128Hzから1728Hzへシフトした。Fig. 18に示すようにライダーの耳元での騒音測定結果はこの仕様変更によりクランクノイズの周波数領域で大きく低減することを示した。この騒音低減メカニズムは以下のように簡単に説明できる。燃焼筒内圧力のスペクトラムを見ると、Fig. 19に示すように周波数が高くなるにつれてエネルギーが十分減衰していることが容易に分かる。そのためもしク

ランクシャフトの共振周波数が増えれば加振力の伝達効率は減少することになる。

4.2. Transfer 段階での仕様変更

4.2.1. 熱膨張制限によるボールベアリングのクリアランス低減

ボールベアリングのアウタレースはアルミニウム合金製のクランクケースに圧入されているため、アセンブリ状態ではクリアランスはフリーの状態より小さくなっている。ところが運転時はアルミニウム合金製のクランクケースとスチール製のベアリングアウタレースの熱膨張率の違いに

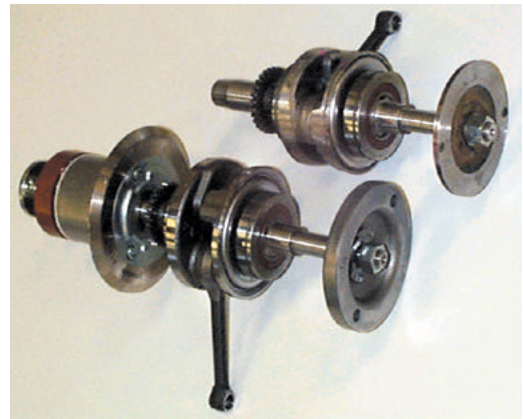


Fig. 17 Comparison between original and modified crankshaft

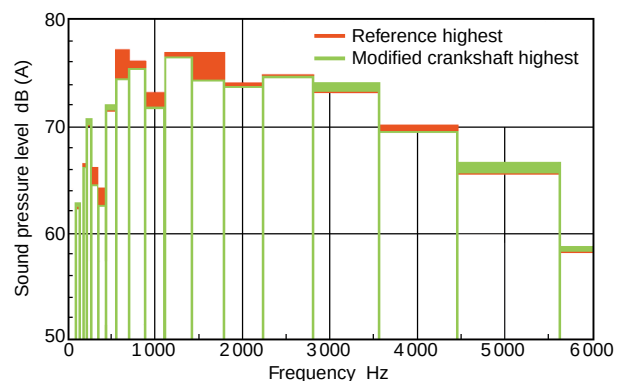


Fig. 18 Frequency analysis result by modified crankshaft

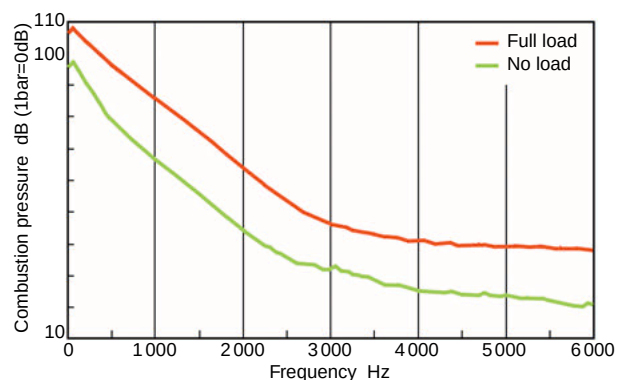


Fig. 19 Combustion pressure per one cycle

よりオイル温度の上昇に伴いクリアランスは増大する。この現象を阻止するため、Fig. 20に示すようにアウトレースの周りにスチール製の水冷ウォータージャケットリングを装着した。

4.2.2. ボールベアリングのプレーンベアリングへの変更

クリアランスに関係した加振力を低減するもう一つの方法はベアリング自体の仕様を変更することである。Fig. 21に示すように、ボールベアリングをプレーン(ハイドロ)ベアリングに変更した。油膜のダンピングはボールベアリングに比較して相対的に大きいいため、ベアリングのクリアランスによって励起される衝撃力の減衰効果を期待できる。

双方の仕様変更は Fig. 22, Fig. 23 に示すようにノイズ低減を達成した。

これら三つの実験による検証は異なる仕様間の定性的な比較検討のための仮想モデルの正当性を証明した。シミュレーション結果と同様な騒音低減効果が全ての変更仕様の実験においても確認できた。しかし、主観的に十分な騒音低減効果は、プレーンベアリングへの変更においてのみ確認された。他の変更においては騒音レベルは低減したが、聴感上の観点では十分なものではなかった。



Fig. 20 Crankshaft with water cooled bearing

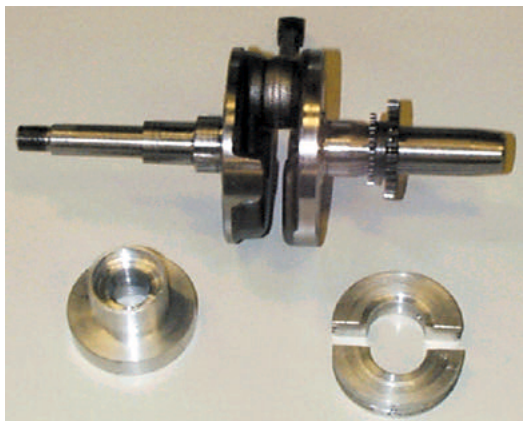


Fig. 21 Crankshaft with hydro bearing

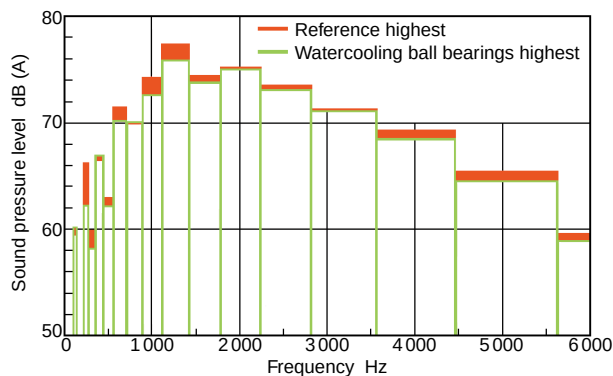


Fig. 22 Frequency analysis result by water cooled bearing

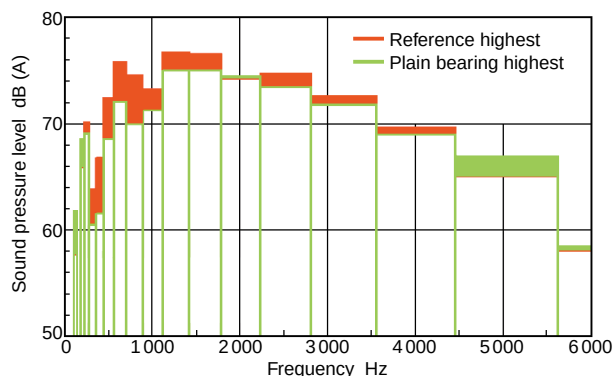


Fig. 23 Frequency analysis result by hydro bearing

5. まとめ

クランクノイズを改善するための設計、あるいは異なる仕様間の相対比較を定性的に評価するためにエンジンの仮想モデルを構築した。実際に仕様変更した完成車の実験による検証により、この仮想モデルの正当性が証明された。

- ・クランクノイズはクランクシャフトアセンブリの共振によって発生する。
- ・ボールベアリングのクリアランスはこの現象を増幅させ、典型的なガラガラ音を引き起こす。
- ・騒音低減はクランクシャフトの設計変更によって得られる。
- ・騒音低減はベアリングクリアランスの減少によって得られる。
- ・主観的な改善はプレーンベアリングへの変更によってのみ得られる。
- ・数値解析および実験解析の複合的アプローチはノイズ発生メカニズムの解明に大きく寄与した。

今後の課題として、動的メカニカルシミュレーションソフトウェアへのより精度の高いベアリングモデルの開発が必要である。

参考文献

- (1) Vandenplas, B., Hendrix, W., Sekita, M., Tamura, H.: A combined experimental-numerical approach for motorcycle crank noise : Modeling, ATT 2002, Paris
- (2) Mas, P., Vandenplas, B., Kuwahara, H., Fukui, Y.: A numerical substructuring approach to motorcycle vibration prediction, SETC 2001 01 1849/4267
- (3) Schonherr, C.; Schwaderlapp, M.; Schmillen, K.: Beachtung des axialen Bewegungsverhaltens Fur akustisch gunstige Kurbelwellen. In: MTZ 57, Nr.9 p.520-526 (1996)
- (4) Kunzel, R. ; Essers, U.: Die Lastabhangigkeit des mechanisch verursachten Motorgerausches. In: MTZ 54, Nr.9 p.452-459 (1993)
- (5) Schwadderlapp, M., Wolschendorf, J.: Akustische Verbesserung von Pkw-Dieselmotoren durch Strukturmassnahmen. In: MTZ 54, Nr.12 p.634-641 (1996)
- (6) Werkmann, M., Essers, U.: Untersuchung und Beeinflussung rauher Gerauschkomponenten von Verbrennungsmotoren. In: MTZ 57, Nr.10 p.586-590 (1996)
- (7) Kampichler, G.: Der neue luftgekuhlte Industrie-Dieselmotor von Hatz. In: MTZ 57, Nr.5 p.266-273 (1996)
- (8) Wilhelm, M., Strohe, M.: Korperschallanregung der Motorstruktur durch axiale Bewegungen der Kurbelwelle. In: MTZ 53, Nr.11 p.548-555 (1992)
- (9) Spessert, B.: Gerauscheduktion von ViertaktDiesel- und Ottomotoren: Ruckblick und Stand der Technik Teil1. In: MTZ 60, Nr.7/8 p.508-517 (1999)
- (10) Spessert, B.: Gerauscheduktion von ViertaktDiesel- und Ottomotoren: Ruckblick und Stand der Technik Teil 2. In: MTZ 60, Nr.9 p.612-619 (1999)

■ 著 者 ■



関田 雅彦



田村 浩

二輪車の静粛ドライブチェーンシステムの開発

Development of a Silent Drive Chain System for Motorcycles

杉田 治 臣*
Haruomi SUGITA

関田 雅 彦*
Masahiko SEKITA

布施 知 洋*
Tomohiro FUSE

要 旨

二輪車走行騒音の一要因であるチェーン騒音のメカニズムは、チェーンの噛合い回数に基づくコーダルアクションによる低周波域とチェーンローラがスプロケット歯底に着座するときの衝撃による高周波域に大別できることがわかった。前者に対しては、駆動側スプロケットに取付けられたウレタン樹脂ダンパ形状の改良、後者に対しては、鉄ローラにウレタン樹脂ローラを併設したドライブチェーンの考案が騒音低減に有効であった。これらを組み合わせた新しいチェーンシステムは、従来のシステムに比べてチェーン騒音を半減できることが証明された。

ABSTRACT

A mechanism of chain noise that is one of the factors of motorcycles running noise can be classified into two: low frequency noise originated from cordal action according to engagement order of chain and high frequency noise generated by impact of when a chain roller contacts sprocket bottom. A shape improvement of urethane resin damper mounted on the drive sprocket and a drive chain of steel roller with urethane resin roller were effective for noise reduction, respectively. The new chain system that combined these new ideas has been proven to be capable of reducing the chain noise to half compared with a conventional system.

1. まえがき

二輪車の駆動方法には、チェーン、シャフト、およびベルトなどが一般的に採用されている。大型スポーツモデルの二輪車ではエンジンから後輪を駆動するために、Fig. 1に示すローラチェーン(以下、チェーンという)が広く採用されている。チェーン駆動はスポーツモデルで求められている運動性能、コスト、重量などを高い次元で実現できる唯一の駆動方法である。しかし、近年の環境騒音規制が強化される中で、二輪車の主な騒音源である吸気音、排気音が効果的に対策された結果、相対的にチェーン騒音の寄与率が増している。二輪車のチェーン騒音低減をチェーン駆動の信頼性を確保しながら実現することは大きな課題である。そこで、チェーン騒音のメカニズムを解析し、各要因の影響を確認した。その結果に基づき実車のチェーン騒音エネルギーを従来の半分にすることができるチェーンシステムを開発した。

別して、排気系、吸気系、エンジン、および駆動系である。これらの騒音源の中でも Fig. 2 に示すように駆動系騒音の大半がドライブチェーンを発生源とした騒音である。大型スポーツモデルのドライブチェーン騒音(以下、チェーン騒音という)は、車両全体騒音の20%以上の寄与率となっている。一般的にチェーン騒音は、チェーンローラがスプロケット歯底に衝突するときに発生する衝突音である。したがって、大型二輪車ではFig. 3に示すようにドライブスプロケット側面にウレタン樹脂の緩衝材(以下、樹脂ダンパという)を取り付け、チェーンローラとスプロケット歯底との衝突

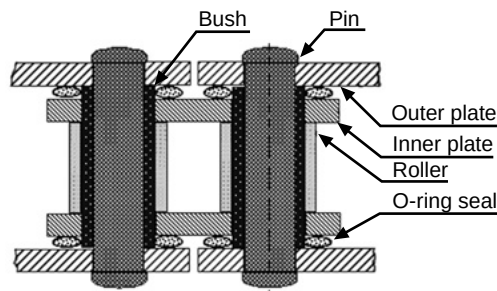


Fig. 1 Structure of conventional drive chain for motorcycles

1.1. 大型スポーツモデルのチェーン騒音と対策

チェーン駆動の大型スポーツモデルにおける騒音源は大

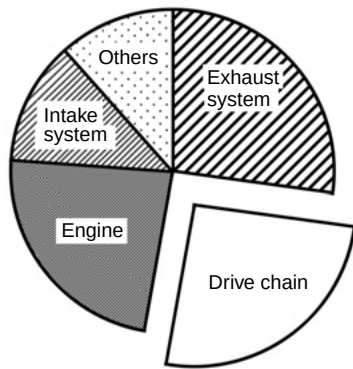


Fig. 2 Ratio of drive chain noise to others

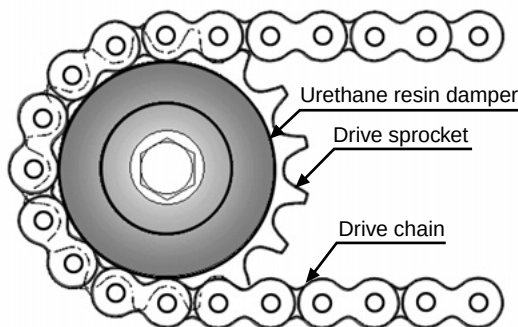


Fig. 3 Conventional drive sprocket and chain for motorcycles

速度を低減して、衝突打音を低減してきた。また、その音が直接放射しないようにドライブsprocket周辺をカバーで覆うという手法も行われてきた。

2. ローラチェーンの加振源解析

2.1. 加振源解析装置

実車全体の騒音から、チェーン騒音のみを精度よく解析することは困難である。しかし、実車でチェーン騒音を評価していたのではエンジンや排気系などの騒音源の影響を受けて、再現性の高い騒音解析ができない。そこで、実車条件にできるだけ近い条件でチェーン騒音を確認できるようにするため、Fig. 4に示すようなsprocketとチェーンの単体装置を考案した。この装置は、駆動軸をモータで駆動し、被駆動軸をダイナモで駆動力を吸収し、実車の走行条件を定常運転にて再現できる。モータ等補機類の騒音を遮断するために、駆動側装置は防音構造の別室に設置した。

2.2. 加振源解析結果

Fig. 5の単体装置を使ってチェーンがsprocketにどのような加振力を与えているかを Fig. 5 に示す装置で測定した、ドライブsprocketに加速度ピックアップを取付け、実車と同条件の 1186r/min、駆動力 137N・m で回転したときにドライブsprocketに発生する加速度を測定した。

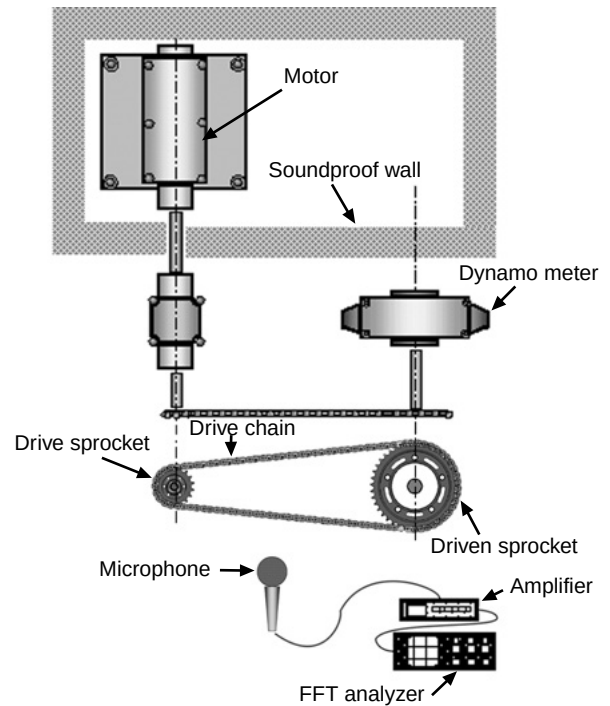


Fig. 4 Chain-separated test equipment

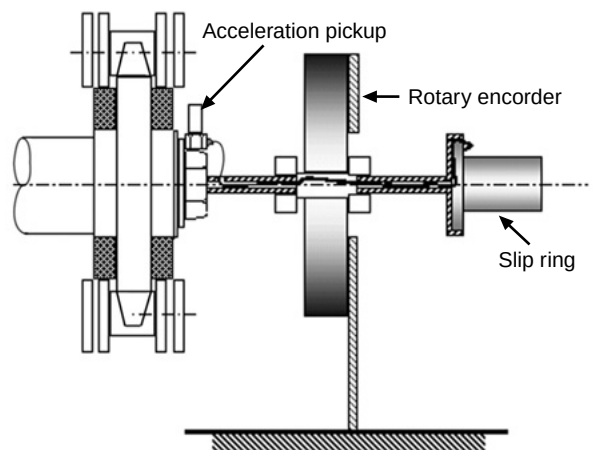


Fig. 5 Measurement equipment of drive sprocket acceleration

このとき、同時に樹脂ダンパなし、樹脂ダンパ硬度 84°と 95°についても測定を行った。Fig. 6の測定結果から、ドライブsprocketにローラが噛み込むごとに打音が発生していることが分かる。また、打音の大きさは樹脂ダンパ無し、硬度 84°、硬度 95°の順となった、樹脂ダンパ硬度 84°および 95°では樹脂ダンパ無しと比較して加速度の大きさは 1/10 にまで低減していることが確認できた。sprocket加速度測定と同時にを行った単体装置側方 1.5m での騒音測定結果でも、最大約 7dB の低減効果が得られた。そのときの周波数分析データを Fig. 7 に示す。このように樹脂ダンパの衝突緩和性能がチェーン騒音レベルに大きく影響を与えていることが確認できた。

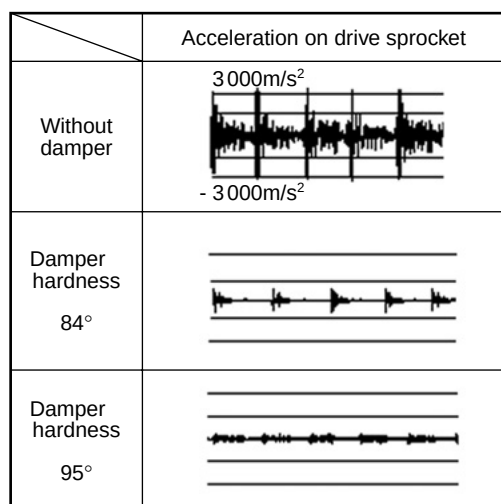


Fig. 6 Acceleration of time domain and frequency domain

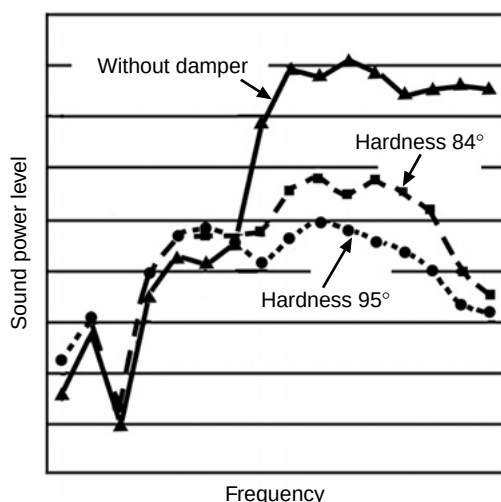


Fig. 7 Frequency analysis of noise from chain-separated test device using three types of urethane resin damper

3. 実車におけるチェーンローラとスプロケット歯底の衝突音低減対策

樹脂ダンパ硬度が加振力と騒音に大きく影響しているという単体装置による確認結果を実車にて検証した。Fig. 8に示すように実車では樹脂ダンパ無しに対して、硬度84°では明らかに騒音の低減が確認できたが、硬度95°ではむしろ騒音が上昇するという単体結果と異なる結果を示した。このときの騒音を周波数分析したものをFig. 9に示す。周波数分析の結果によると、硬度84°に比べ硬度95°は630Hzのレベルが高いために騒音値が上がったことが分かる。この音圧の増加が全体のレベルに影響を与え、単体結果と実車結果に違いが発生したことが明らかになった。

4. 実車による音源確認

実車と単体の音圧レベルの差異を明確にするために、単

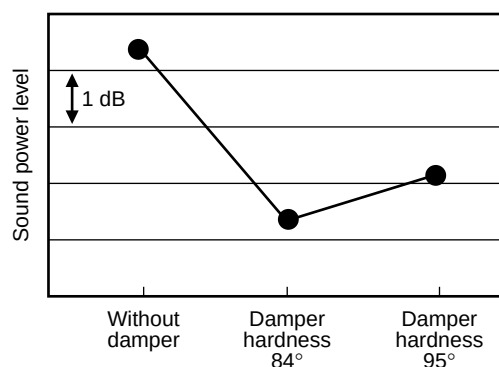


Fig. 8 Noise level of complete motorcycle using three types of drive sprocket

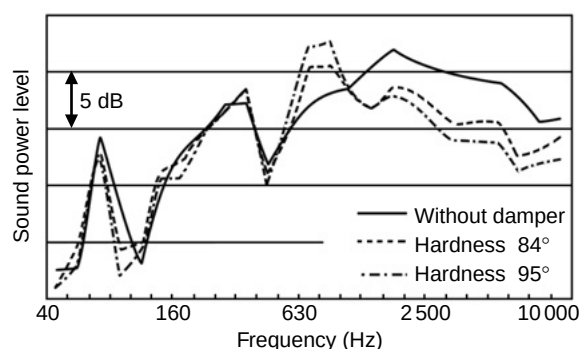


Fig. 9 Frequency analysis of noise from chain-separated test device with rear wheel using three types of urethane resin damper

体装置では問題とならなかった630Hzの音源特定を実車騒音の測定で行った。実車でこの周波数の音源として考えられる箇所は、ドライブスプロケットダンパによって振動伝達の影響を受けやすいエンジン、スイングアーム、リヤホイールなどである。実車における音源特定試験は、各箇所に鉛マスキング法を用いて行った。その結果、リヤホイールを鉛マスキングすることにより問題となっている630Hzの低減を確認することができた。この結果をFig. 10に示す。これらの確認によりドライブスプロケットに取付けた樹脂ダンパがリヤホイールからの放射音に影響を与え、実車全体の騒音を変化させていることが明らかになった。

5. リヤホイールの伝達関数測定

実車のリヤホイールは、近年のスポーツモデルで数多く採用されているアルミニウムダイカスト製である。リヤホイールの鉛マスキングによる騒音低減により、リヤホイール自体が振動していると考えられる。そこで、実車のリヤホイールの伝達関数測定を行った。加振ハンマによりドリブンスプロケット歯面から加振を行い、リヤホイールの伝達関数測定を行った。Fig. 11に示す結果から実車アルミニウム合金ダイカスト製リヤホイールは600Hzを中心とする固有振動数を持っており、この周波数で共振しやすいこと

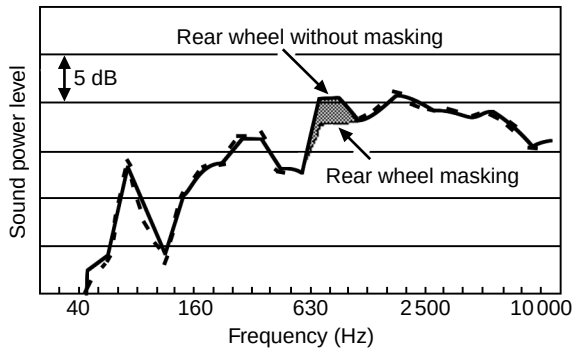


Fig. 10 Effectiveness of lead masking in rear wheel from the actual vehicle

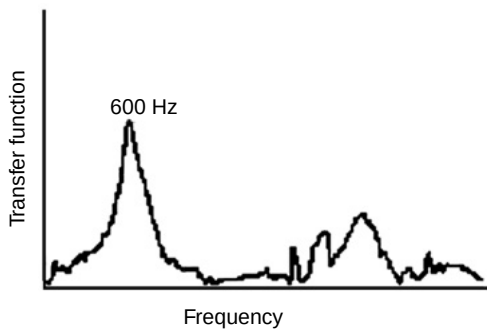


Fig. 11 Transfer function of rear wheel

が分かった。また、共振を起こしている箇所も実車鉛マスキングで低減したリム部であった。これは、600Hz 付近に固有振動数を持つリヤホイールが、これに近い周波数で加振されたことで共振を起こし、これが放射音となって実車騒音に影響を与えていたことが判明した。

6. リヤホイール付きチェーンドライブシステム試験

ドライブsprocketの樹脂ダンパ仕様とリヤホイール放射音との因果関係を明らかにするために、Fig. 4に示した単体装置に対しリヤホイールを実車同様に取付けたFig.12に示すような装置を考案した。この装置でダンパ仕様を樹脂ダンパ無し、硬度84°および95°について騒音を測定した。また、同時にドライブ系とドリブン系の寄与を明確にするために、おのおのに鉛と吸音材で覆われた木箱でマスキングした確認も行った。測定結果をFig. 13に示す。これらリヤホイール付きチェーンドライブシステムによる実験結果から以下のことが明らかになった。

ドライブ系から発生している騒音は、ダンパ無し>硬度84°>硬度95°という序列となった。これは1.6kHz以上の衝突音の変化が影響していることが確認できる。一方、ドリブン系から発生している騒音は、硬度95°>硬度84°>

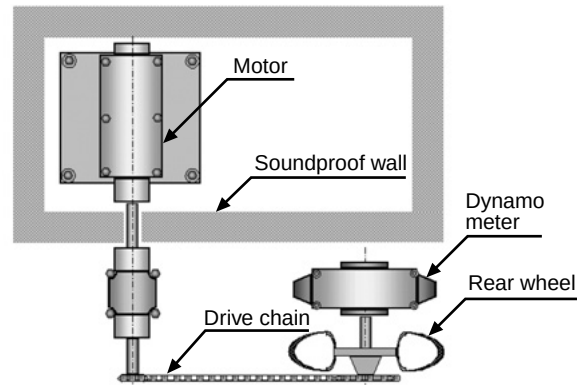


Fig. 12 Chain-separated testing device with rear wheel

ダンパ無しというドライブ系騒音の序列とは逆の結果となった。このときドリブン系騒音は630Hzを中心とした周波数が影響を与えていることが確認できる。これらの結果が合わさり全体騒音としては、ダンパ無し>硬度95°>硬度84°となることが確認できた。つまり、実車のチェーン騒音にはドライブ系からのローラとsprocket歯底との衝突音である高周波成分と、ホイール付きとなったときにホイール表面から放射される比較的低周波域の騒音が存在する。この二つの音がトレードオフの関係で、実車のチェーン騒音レベルを決定していたことがこの実験で明らかになった。ここで、従来から樹脂ダンパの変更によって、本来変わるはずのない630Hzや800Hzなどの周波数域が変化することがあるという原因不明であった現象が解明された。

7. 巻付き半径の差

ドライブsprocketに取付けた樹脂ダンパが衝突音低減と同時に、ホイール放射音の周波数を上げてしまうことが実車とホイール付単体装置試験で検証できた。さらに、これがどのようなメカニズムで発生するのかを確認する。ローラチェーンには原理的にチェーンの巻付き半径変化が存在する。ローラチェーンはローラがsprocketに巻付くとき、ローラの位置により巻付き半径がFig. 14のようにRからrへと変化する。半径が変化することによりチェーンラインに上下動が発生する。これをコーダルアクションと呼び、巻付き半径の差は式(1)で表される。

$$r = R \cos(\pi / N) \quad (1)$$

N: sprocket歯数

この現象により、ドライブsprocketの角速度が一定でもチェーンの回転速度は一定ではなくなる。Fig. 15は歯数16のドライブsprocketを実車条件の1186r/minで回転させたときのチェーンの速度変動である。この速度変

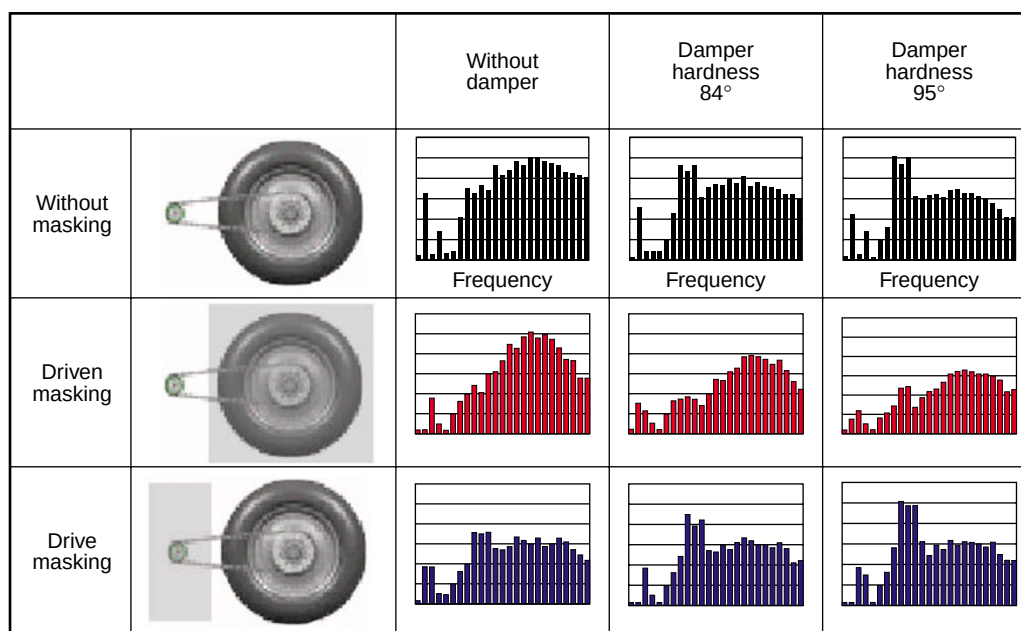


Fig. 13 Comparison of sound frequency from chain-separated testing device using three types of urethane resin damper

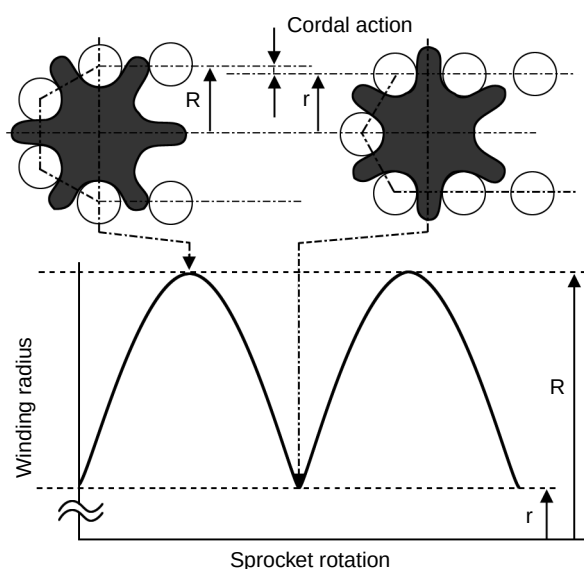


Fig. 14 Relation between winding radius and rotation of sprocket

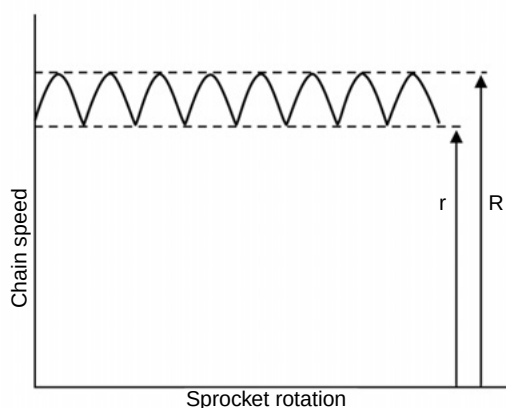


Fig. 15 Fluctuation in chain speed

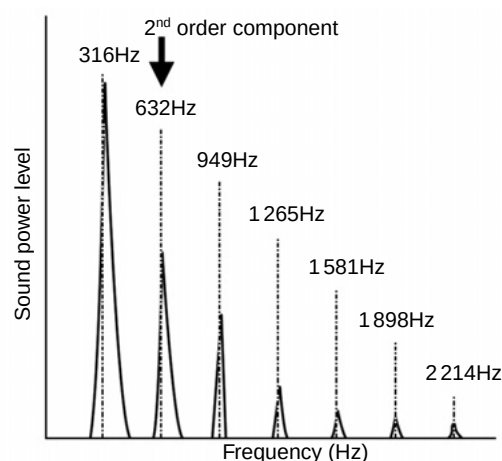


Fig. 16 FFT output of fluctuation in chain speed

動を FFT 処理した結果が Fig. 16 である。つまり、ドライブsprocketの巻付き半径の変化がコーダルアクションを発生させ、これによりチェーンに速度変動が発生する。結果的にドライブsprocketに噛合い次数成分から成る回転変動を発生させ、これがドライブ系への加振力となり、チェーン騒音に影響を与えているわけである。

8. 樹脂ダンパ付きsprocketが巻付き半径変化を悪化させる理由

衝突音を低減するために取付けている樹脂ダンパはダンパ無しに比べて、噛合い次数成分を悪化させる理由を検証する。

樹脂ダンパ付ドライブsprocketにチェーンが巻付く

様子を Fig. 17 および Fig. 18 に示す, Fig. 17 の●印で示すローラ巻付き初めでは, プレートが樹脂ダンパとの潰し代があり, この時点ではローラがスプロケット歯底に完全に着座できていない. やがて巻付きが進み Fig. 18 の状態になり, チェーンが完全にスプロケットに巻付き, 半径 r となり●印で示すローラはスプロケット歯底に完全に着座する. これにより, 樹脂ダンパの潰し代分だけ巻付き半径 R が大きくなってしまっていたのである. つまり, 巻付き半径差 ($R - r$) がダンパー無しの状態より大きくなり, ドリブンの回転変動が増加し回転次数成分も増加し, 結果的にホイールへの加振力が増し放射音レベルを悪化させチェーン騒音が上昇していたのである.

8.1. 二種類の音の対策

チェーン騒音がドライブおよび, ドリブンのトレードオフの関係であることから, その低減手法もドライブおよびドリブン系を含むトータルのチェーンシステムとして低減手法を考えなければならないことが明らかになった. つまりドライブ系の衝突音とドリブン系ホイール放射音という二種類の対策が必要であることが判明したわけである. ここでは初めにドリブン系からの放射音対策に注目する.

8.2. 巻付き半径の変化を低減させる樹脂ダンパ

巻付き半径変化を樹脂ダンパ無しの状態まで近づけ, かつ, 衝突音低減もできる噛合いを検討した. 巻付き半径変化が噛合い次数成分を増大させていることから, 巻付き半径

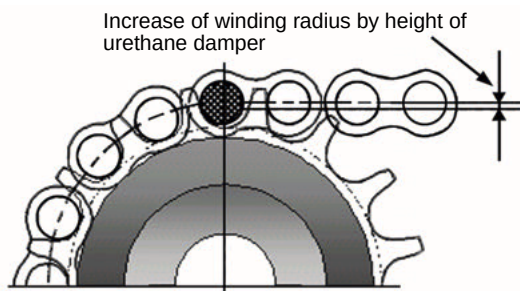


Fig. 17 Condition of meshing start

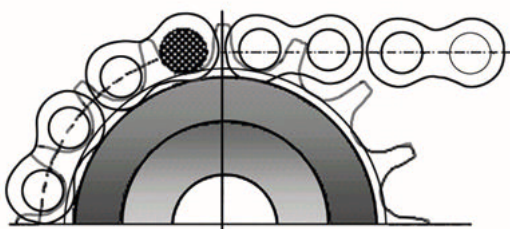


Fig. 18 Condition of completely meshing

差を小さくすることに注目した. チェーンとスプロケットの噛合いの改善は樹脂ダンパ側で行うことを検討した. Fig. 14 に示した巻付き半径の最大部の山を小さくすることは, ローラとスプロケット歯底との噛合いを浅くし, 運転中のチェーン脱落が心配される. そこで谷部を持ち上げることに注目した. ひょうたん形のチェーンプレートの側面視形状に合わせて巻付き半径谷部を持ち上げるために, Fig. 14 に示した巻付き半径の最小部の谷に相当する箇所の樹脂ダンパ側に突起形状を設ける. これにより, 巻付き半径の変化による谷部への落ち込みを小さくすることができる. このときの突起は本来の動力伝達機能に影響の無い範囲とするために, 従来の樹脂ダンパ潰し代相当の突起量とした. このようにローラチェーンが持っている原理的な欠点である巻付き半径差を小さくするという視点で, ダンパ樹脂形状をチェーンの側面視形状に対し一致させるという初めての試みを行った. 以上により, 今回明らかになったドリブン系放射音の原因となっている巻付き半径変化差を緩和できることになる. これらの結果に基づき考案した突起付樹脂ダンパを Fig. 19 に示す.

8.3. 突起形状を設けた樹脂ダンパの効果確認

突起形状とその量を検討した結果, 衝突音低減と動力伝達機能を両立する新しい突起付き樹脂ダンパで確認した結

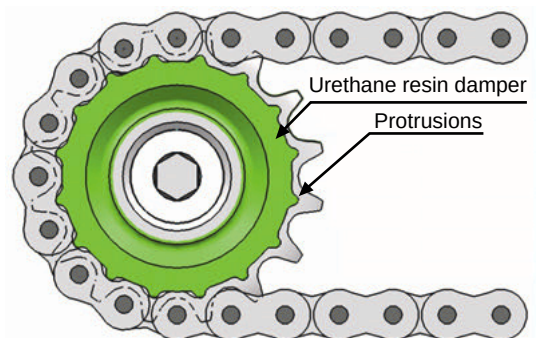


Fig. 19 New form urethane resin damper with protrusion attached

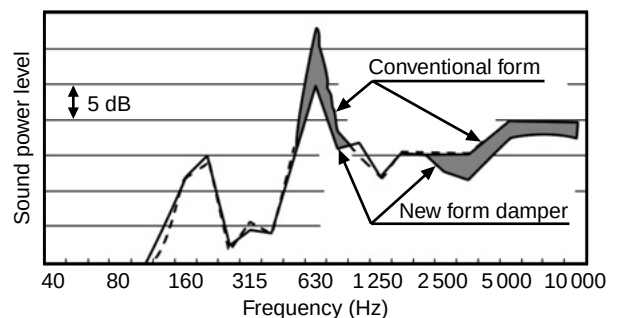


Fig. 20 Effectiveness of new urethane resin damper by chain-separated testing device

果を Fig. 20 に示す。ホイール付単体装置及び実車確認においても 630Hz の音圧レベル上昇も無く、1.6kHz 以上の衝突音低減も従来の樹脂ダンパ形状と同様に確認できた。また、今回新たに考案されたこの樹脂ダンパはチェーンのプレート形状に合わせた形状としたことにより、樹脂が噛合い時に受ける荷重が分散され、樹脂ダンパの初期性能が維持され、静音効果の持続性の向上が確認できた。また、ドライブスプロケットの多角形運動を減少したことにより、ライダーが受ける「ごつごつ」した感覚が低減し、走行振動の向上にも貢献できることが確認できた。

9. 衝突音低減手法

9.1. 静音チェーン

更なるチェーン騒音低減のためには、衝突音の低減効果向上も必要である。しかし、ドライブスプロケットに取付けた樹脂ダンパで、これ以上衝突音低減効果を上げることは駆動力伝達の信頼性低下と先に述べたトレードオフ現象での悪化を招く心配がある。したがって、これ以上の衝突音対策はスプロケット側ではなくドライブチェーン側で検討した。従来から、チェーンローラやスプロケット歯面のような衝突箇所に直接衝突緩和機能を付加する検討は行われてきた。しかし、駆動伝達と衝突緩和という別機能を同部品に同時に要求することは、機能矛盾が発生し実現できなかった。今回、動力伝達機能と静音機能をチェーンローラの中で分離することで、新たな機能を付加したローラチェーンを考案した。

9.2. 静音チェーンの構造

新たに考案した静音チェーンの構造を Fig. 21 に示す。今回考案した静音チェーンは、本来駆動力伝達のための鉄ローラ長さ(円筒方向)の約 15% をウレタン樹脂ローラ(以下樹脂ローラ)とし、その樹脂ローラ外径寸法を鉄ローラの約 1.2 倍とした。こうすることで樹脂ローラが先にスプロケット歯底に着座し、樹脂ローラの弾性変形後に鉄ローラが着座する。このとき鉄ローラ衝突速度は低減することでチェーン騒音低減を行うという構造である。構造上の特徴

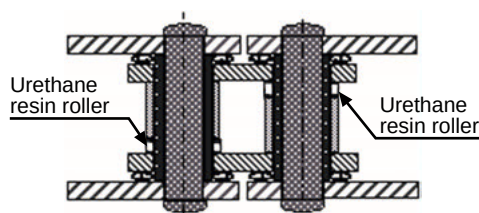


Fig. 21 Structure of developed silent chain

としては、片側配置された樹脂ローラが交互配置をしており、チェーンラインが片寄り状態や鉄ローラの偏磨耗対策に対応している。樹脂ローラ幅の決定に関しては、限られた幅の中での鉄ローラ幅との関係で、静音性と耐久性の両立する幅にて決定を行った。また樹脂ローラ外径寸法決定に関しても、樹脂ローラの外径寸法は大きいほど静音性を向上することが確認できたが、本来の駆動系機能を低下させず、静音性との両立する範囲で寸法決定を行った。また、今回考案した樹脂ローラチェーンは、ドライブスプロケット樹脂ダンパと併用することでいままです以上の衝突打音低減を達成した。さらに樹脂ローラを交互配置したことによる偶数歯数のスプロケット歯面の偏磨耗対策としては、ドライブチェーンを半周で組替えることで対応を行なった。開発した静音チェーンは大型二輪車で使用されている 530 サイズチェーンで実現した。

9.3. 静音チェーン効果

新たに考案した静音チェーンの騒音低減効果を Fig. 22 に示す。測定結果から、1.6kHz 以上の周波数低減が確認できた。また、噛合い次数成分の 630Hz の上昇も無いことが確認できた。また、静音効果は 20 000km 走行でも確実に認められ、静音効果の持続性もあることが確認できた。これは、駆動力の伝達機能と静音機能を 1 つのローラの中で鉄と樹脂とに分離させることで可能となった。また、チェーン本体側に衝突音対策を行ったことにより、ドリブンスプロケットから発生するチェーン騒音にも有効であることが確認された。

大型二輪車用チェーンシステムとして、新しいドライブスプロケット樹脂ダンパと静音チェーンを組み合わせた新しいチェーンシステムとすることで、従来から考えられてきたローラ衝突打音だけでなく、そのメカニズムが解明された噛合い次数成分によるドリブンスプロケットの放射音対策も同時に対策することができた。本研究成果であるこれら二つの成果を組み合わせることで、従来のドライブチェーンシステムに比べチェーン騒音エネルギーを 50% 以上低減することができた。

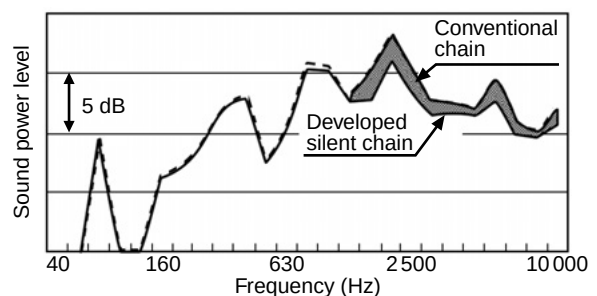


Fig. 22 Effectiveness of developed silent chain

10. 結論

大型スポーツモデル二輪車に採用されている後輪駆動方式であるローラチェーン駆動の騒音低減にあたり、チェーン騒音の加振力、コーダルアクション、駆動系放射音に注目し、各要因の基本事象を実車と単体装置で確認した結果、以下の成果を得た。

- (1) ローラチェーンの騒音には、1.6kHz 以上の衝突音と、チェーンの角速度変動を起振力として発生する音の二種類あることが分かった。
- (2) チェーンの角速度変動を起振力として発生する音はローラチェーンが原理的に持っているコーダルアクションが原因となって発生していることが明らかになった。
- (3) 衝突音低減のために取付けられていたドライブsprocket樹脂ダンパがコーダルアクションを更に悪化させていることがわかった。
- (4) 新たに開発した静音チェーンと樹脂ダンパを組合せたチェーンシステムにより、チェーン騒音エネルギーを従来の 1/2 以下とすることができた。
- (5) 本研究で考案されたりやホイール付単体装置により、実車と相関性の高いチェーン騒音解析が可能になった。

謝 辞

ドライブチェーン騒音低減の研究にあたり、社内外の関係者の方々に紙面を借りて厚く御礼申し上げます。特に、「樹脂ローラ付き静音チェーン」の開発にあたり、ご協力いただいた大同工業株式会社の方々に感謝いたします。

参考文献

- (1) 中込昌孝：ローラーチェーンの安全設計，東京，養賢堂，p.111, 1989
- (2) 志村幸雄：機械要素活用マニュアル・チェーン，東京，工業調査会，p.242, 1995

■ 著 者 ■



杉田 治臣



関田 雅彦



布施 知洋

客観的評価指標であるスポーティネスを用いた ミディアムクーペ室内音音色の開発

Development of Interior Sound for a Medium Coupe with Sportiness as an Objective Evaluation Index

岩井 正 志*
Masashi IWAI
沼田 智 行*
Tomoyuki NUMATA

石井 康 夫*
Yasuo ISHII
沓 沢 和 也*
Kazuya KUTSUZAWA

伊藤 浩 二*
Koji ITO
清 家 秀 規**
Hidenori SEIKE

要 旨

実車を用いた主観評価と客観的なパラメータの相関解析から構築された室内音音色指標のスポーティネスを適用し新型ミディアムクーペの開発を行った。開発初期に車両コンセプトと競合車の位置付けからこの指標上で目標値を決定し、目標値となる加工音の候補から視聴による主観評価で目標音を設定した。ベース車両のセダンに対して吸気系をクーペとして専用化することで、クーペ独特のニーズに合わせることを可能とし、インテークチューブの径、長さ、吸気口位置などで制御した。これによりクーペのねらいとなる加速時にスポーティでリニア感のある室内音音色を達成した。

ABSTRACT

A new-type medium coupe was developed by applying a sportiness according to an interior sound index derived from correlation analysis of objective parameters and subjective evaluation using actual cars. The target values on this index were determined at the initial stage of development from the new car concept and the relative positioning of competing cars. The target sound was then determined on the basis of subjective evaluation from listening to artificial sounds that represented candidate target values. The air intake system taken from the base sedan system was modified exclusively for the coupe so that its intake tube diameter, length, location of the intake orifice, and so on could be controlled to adapt it to the particular needs of the coupe. This yielded an interior sound with the sportiness and linear feeling during acceleration that were the objective for the coupe.

1. まえがき

自動車の商品性魅力として室内音は重要な要素の一つとしてあげられる。高級車のように静粛性が求められるケースやスポーツカーのように積極的に音を聞かせるケースなど車両のコンセプトによりさまざまである。その中でも積極的に音を聞かせるケースでは、室内音音色をドライバーの走行状況にあわせて気持ちの良い音に作り上げることが要求される。近年、音作りに対する考え方やそのアプローチ手法も報告されている⁽¹⁾。一方、このような車両の開発で

は、具体的な数値目標の設定がなく車両を前提とした主観評価が中心であったため試行錯誤による対応が多く多大な工数が費やされてきた。

そのために筆者らの一人が報告したように、室内音音色に対するスポーティな度合いを客観的なパラメータを用いて表現した指標としてスポーティネスが開発され、目標値の定量評価が可能となった⁽²⁾。

今回、新型ミディアムクーペの開発にあたりスポーティネスを適用し車両のコンセプトにあったスポーティな音の味付けが実現できたのでその内容について報告する。

* 栃木研究所

**タイガースポリマー株式会社

2. 室内音音色の客観的評価法

加速中の室内音を人がどの程度スポーティに感じるかという主観的な評点を、客観的なパラメータで表現したすなわち計測器で計測可能な量がスポーティネスである。評点は「全くスポーティでない」を表す0から「非常にスポーティである」である50までの値をとり、以下に示す式により算出される。

$$\text{スポーティネス} = A \cdot (\text{ONR}) + B \cdot (\text{TP}) + C \cdot (\text{ESP}) - D$$

A, B, C, D: 正の定数 ONR: 主要次数成分比

TP: トナリティ ESP: エンジン回転数の上昇率

スポーティネスの基本的な考え方として、エンジン回転数次数成分の音をスポーティな感覚に対してポジティブに作用する成分すなわちサウンド成分と定義し、次数成分以外をネガティブな成分としてノイズ成分としている。

主要次数成分比 ONR はノイズ成分に対してサウンド成分がどの程度超過しているかを回転数ごとに各次数の重み付けを行い、サウンド成分の大きさを加味し表している。ONRを効果的に向上させることは実在の室内音においてサウンド成分の絶対値を大きくすることを意味する。

トナリティ TP は純音が目立つ度合いを表す心理音響尺度であり、サウンド成分の音がノイズ成分に対して相対的に目立つ割合を表している。TPを効果的に向上させることは実在の室内音においてノイズ成分を低減することを意味する。TPはONRと異なりサウンド成分の絶対値の影響をかならずしも受けない。

エンジン回転数の上昇率 ESP は rpm/sec である。ESPを向上させることは吹け上がりのよいエンジンを選択することを意味する。

したがって前式からスポーティネスを向上させるためには ONR, TP, ESP の各パラメータを効果的に向上させる必要がある。

室内音音色のスポーティネスという新しい評価指標の開発についてはすでに報告しているが⁽²⁾、今回、新型車の開発に対してあらたにスポーティネスを用いた二つの客観的評価方法を導入した。

その一つは開発車の目標とする室内音音色の位置付けを客観的に評価するために、スポーティネスと音量を表すラウドネスの二つの数値で対比したマップを用いてその位置付けを示したものである。二つの数値はそれぞれ 2000 ~ 6000rpm の区間で平均化し単一の値として表している。現存する主要な車両をこのマップ上で示すと Fig. 1 のように、純粋スポーツカー、スポーティカー、高級スポーティカー、無性格車の4領域に分類できる。この評価方法により開発車がどの領域に属するかを把握したり、またその位置付けを比較車に対して相対的にとらえることができ、目標とする室内音音色の方向性を決める際に有効となる。ただしこ

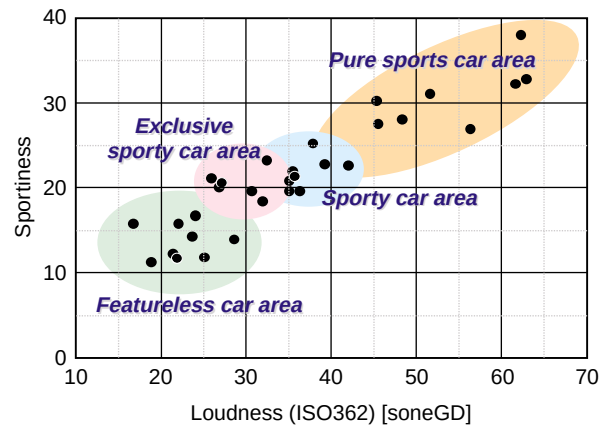


Fig. 1 Sportiness/loudness map

のマップ上での分類は各領域に位置する車両から便宜的に名づけたもので各領域の境界は厳密なものではない。

もう一つは加速時におけるリニア感といった感覚的な表現を客観的に評価するためにエンジン回転数に対するスポーティネスの変化をその特性として表したものである。この評価方法によりスポーティネス/ラウドネスマップ上で示した開発車の位置付けをより詳細な特性として把握することができ、目標特性と照らし合わせることで改良すべき回転数領域とその必要量を明確にすることができる。

3. 目標音の設定

3.1. スポーティネス/ラウドネスマップでの目標設定

新型クーペの室内音音色の目標設定にあたり、まず車両のコンセプトからユーザの使用走行状況とその時の音色の感覚的な表現として置き換えた。クルージングでは静粛感が高く、また一方でアメリカのハイウェイでの合流や追い越しのような加速中にはドライバの感覚に合致したスポーティでリニア感のある音を演出することとした。すなわちこれは、クルージングでは静粛感をコンセプトとしたベース車両のセダンと同等と位置付け、加速中にはクーペ独特のスポーティサウンドを演出しセダンとは異なる室内音音色を実現するという方向性である。

次に、実際にベース車両のセダンおよび比較車A, B, Cの計4台の車両を用意しエキスパートの試乗による室内音音色の主観評価を行った。比較車は新型クーペに競合すると考えられる6気筒3リッターエンジンをもったミディアムサイズのセダンおよびクーペを選択した。用意した車両についてはあらかじめ加速中での室内音を測定し、スポーティネス/ラウドネスマップでの位置付けを明らかにした。その客観的評価と試乗による主観評価を照らし合わせて検証した。その中で主観評価と客観的評価は、非常に相関が高く、Fig. 2に示すようにエキスパートの主観評価で最も今回の新型車の目標に近い比較車Aの指標値をもとに客観的評価値としてそのマップ上で目標エリアを設定した。

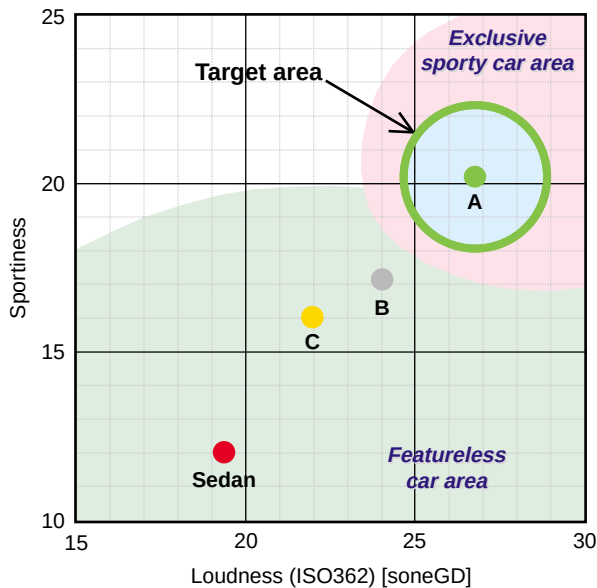


Fig. 2 Target area of sportiness/loudness map

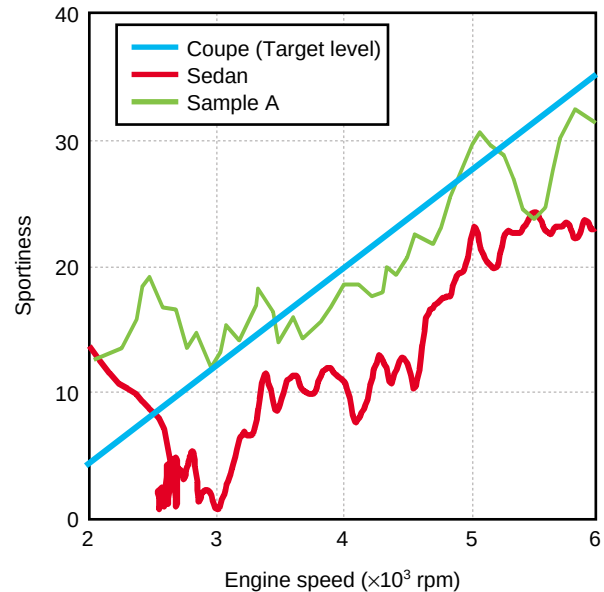


Fig. 3 Target sportiness characteristics

3.2. 加工音の主観評価による目標音設定

スポーティネス/ラウドネスマップ上で目標エリアを設定したのちに目標音の検討を実施した。まず新型車のベース車両となるセダンの室内音を測定した。それをもとにサウンドエディタを用いて加工し、マップ上の目標エリアの位置となる目標音を数種類作成した。次にこの目標音の数種類の候補からエキスパートの試聴による主観評価により目標音を絞り込んだ。最終的に得られた目標音をスポーティネスとエンジン回転数に対比した特性で示すと Fig. 3 のようになる。クーペの目標音はセダンに対してスポーティネスが10程度向上しエンジンの回転上昇に対してリニアに上昇する。またこの目標音を次数比分析しエンジン回転数ごとに積算した結果は Fig. 4 のとおりでエンジン回転次数の 3.0 次成分の音が最も高く。これはスポーティな感覚に対してポジティブに作用する成分すなわちサウンド成分が高いことを示している。

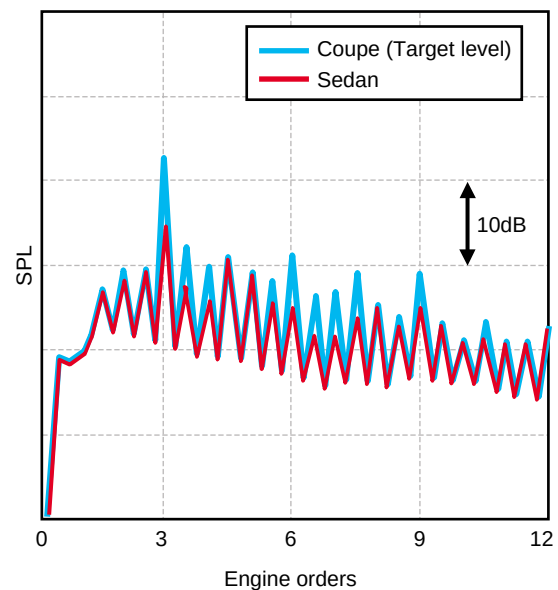


Fig. 4 Target interior sound characteristics

3.3. 目標音のユーザ検証

エキスパートの主観評価から絞り込んだ室内の目標音を一般のユーザに試聴してもらい、ユーザにどのように受け入れられるか検証した。被験者には、新型車を発売する地区に在住し現在同一のカテゴリーの車を保有しているユーザを無作為に 55 名抽出した。試聴による主観評価に対しては、新型車の目標音のほかに前述のエキスパートが主観評価を実施した 4 台の室内音を用意し、室内音音色に関する以下の 3 項目に対して質問した。

- (1) 好むか、否か。
- (2) スポーティであるか、否か。
- (3) 車両デザインの印象に適合しているか、否か。

3 番目の質問の中では、実際に新型車のデザイスケッチをみてもらいデザインから受ける印象に適合している音色かどうか確認した。

評点はそれぞれの質問に対して肯定側の最大を 50、最小を 0 とし 0～50 の値を任意に選択できるようにした。その結果をクラスター分析し、最大のクラスターについての評点を平均化した結果を Fig. 5 に示す。今回の新型車の目標音はすべての質問に対して高い評価が得られ、中でもスポーティであるか否かという質問でより高い評価が得られた。またその次に高い評価が得られた車は、エキスパートの主観評価の中で新型車の目標とした車両の室内音であった。

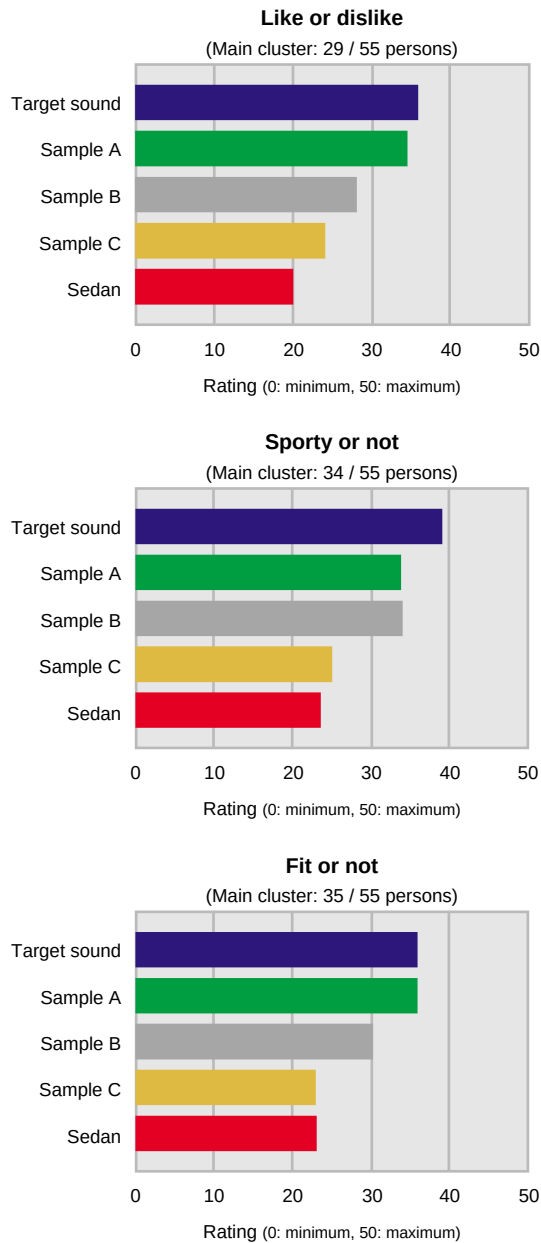


Fig. 5 Results of subjective evaluations

4. 対応手法の検討

目標音が決定したところでそれを達成するための手法の検討を行った。新型クーペの室内目標音はクルージングではベース車両のセダンと同等の静粛感を保ち、また一方で加速中にはスポーティでリニア感のある音を演出すると設定した。その観点から、クーペの加速中の室内音はエンジン回転次数の 3.0 次成分をセダンに対して特に際立たせる必要がある。したがってスロットル開度量に応じて発生する吸気音を用いて加速中の音を制御することとした。

4.1. 吸気口位置

吸気音を用いて室内音を制御するにあたり吸気音特性と車体の空気伝播特性が重要な要素となる。空気伝播特性は

吸気口位置により決定されるため、まずその検討を行った。吸気口位置は、Fig. 6に示すようにベース車両のセダンと同じエンジンルーム内の左前方と吸気系配管が可能な左側のフェンダ内の二種類について比較した。両者の伝達関数をFig. 7に示す。伝達率はセダンと同じエンジンルーム内の吸気口位置よりもフェンダ内の方が大きい。すなわち室内で吸気音が聞こえやすいという特性を示している。よって加速中に吸気音を特に際立たせたいという観点からクーペの吸気口位置はフェンダ内に設定することを決定した。

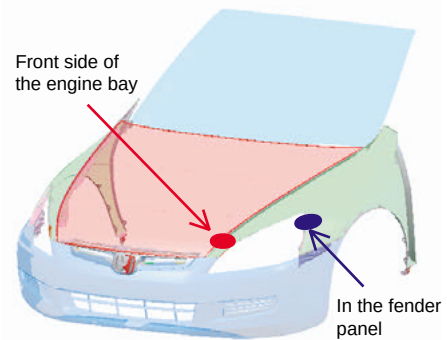


Fig. 6 Location of the intake orifice

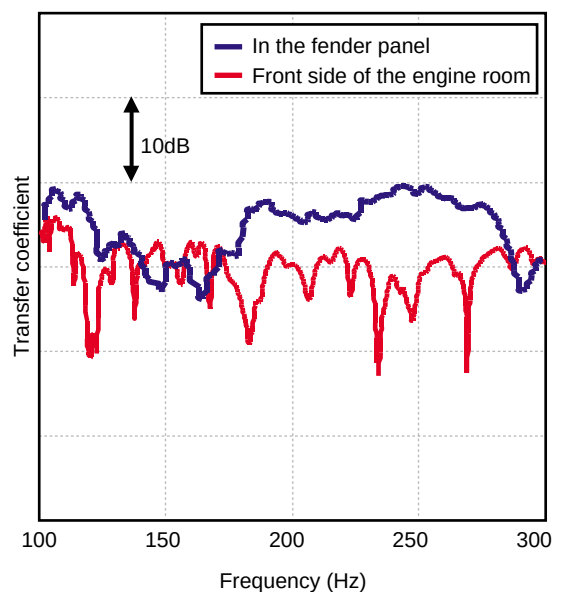


Fig. 7 Air-borne transfer characteristics

4.2. 吸気音特性

吸気口位置をフェンダ内に設定し、その吸気音を用いて室内音を制御した。まず室内目標音と吸気口に対する空気伝播特性から逆に目標吸気音を算出した。クーペの目標吸気音はベース車両となるセダンの吸気音との差異で示すとFig. 8のようになる。この結果、特に高回転側の吸気音 3.0 次成分をセダンより 20dB 程度高くする必要がある。

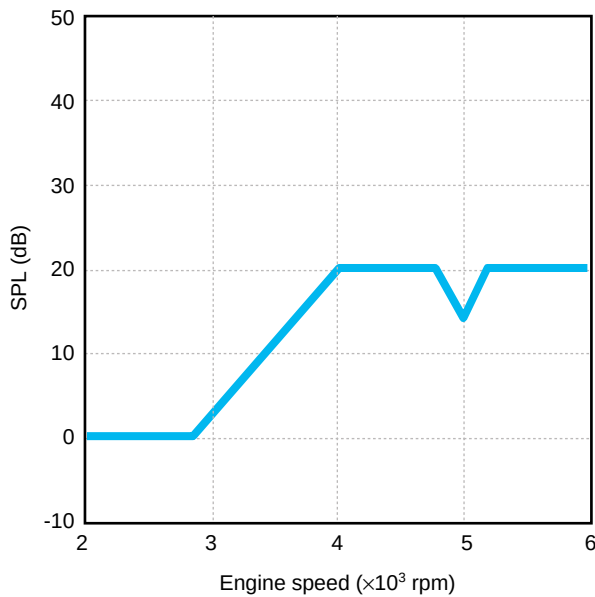


Fig. 8 Difference of intake noise target (3rd order)

吸気系の仕様検討に対しては基本諸元となるエンジンおよび吸気系エアクリーナ、エアフローチューブをセダンと共用化を前提とし、インテークチューブを中心に検討した。セダンのインテークチューブは内径が 80mm、長さが 1000mm で容量約 7L のレゾネータと複数のブランチ管をもつため消音性能の高い仕様となっている。クーペのインテークチューブの仕様検討は吸気系減衰量計算によって行い、目標値はセダンの吸気系減衰量に対して 3.0 次成分の領域を 20dB 程度低くなるように設定した。計算よりクーペの減衰量目標値を満足するインテークチューブ仕様として内径が 90mm、長さが 700mm、195Hz のブランチ管付きという結果が得られた。この仕様での減衰量計算結果を Fig. 9 に示す。またこの仕様をクーペの試作車に装着し吸気

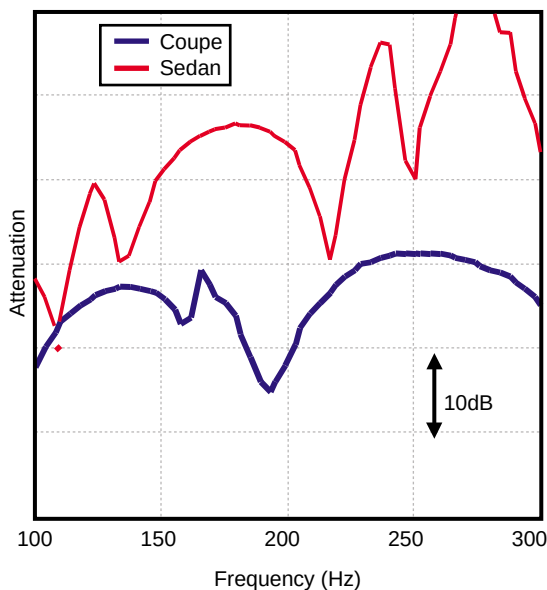


Fig. 9 Intake attenuation characteristics

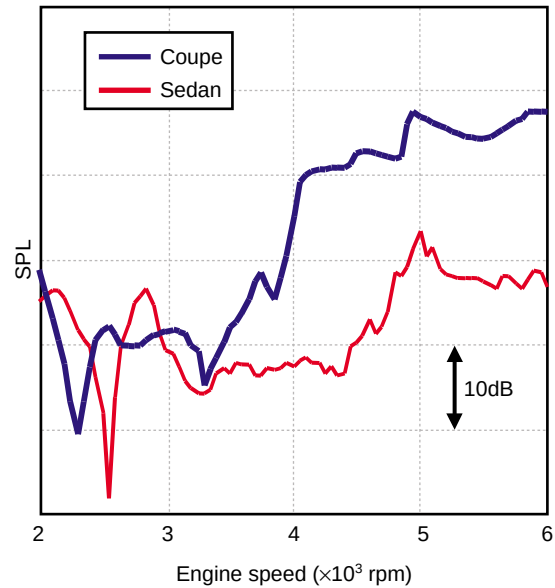


Fig. 10 Result of intake noise (3rd order)

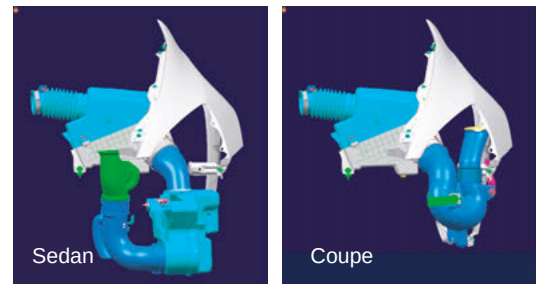


Fig. 11 Intake system layout

音を測定した。Fig. 10 に示すようにセダンに対して 3.0 次成分の高回転側の領域を 20dB 程度高くするという目標の吸気音特性を満足する結果が得られた。

以上の結果から、新型クーペの吸気系は Fig. 11 に示すようなベース車両のセダンと異なるシステムとして専用化した。

5. 実車確認結果

前述の吸気系の検討結果からこの吸気系仕様を実際に新型クーペの試作車に組みこみ室内音の測定を行った。今回の測定結果と室内目標音との位置付けをスポーティネスとエンジン回転数に対比した特性で示すと Fig. 12 ようになる。この結果から今回提案した仕様で室内目標音に近い結果が得られた。また Fig. 13 のように、今回の結果はスポーティネス/ラウドネスマップ上の目標エリアを満足することができた。

最終的にエキスパートによる主観評価を実施し、新型クーペのコンセプトである加速中のスポーティでリニア感のある音として良好な結果が得られた。

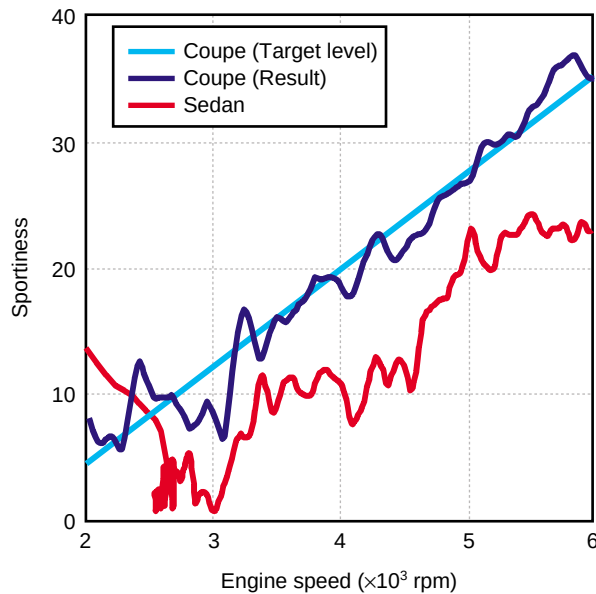


Fig. 12 Result of sportiness characteristics

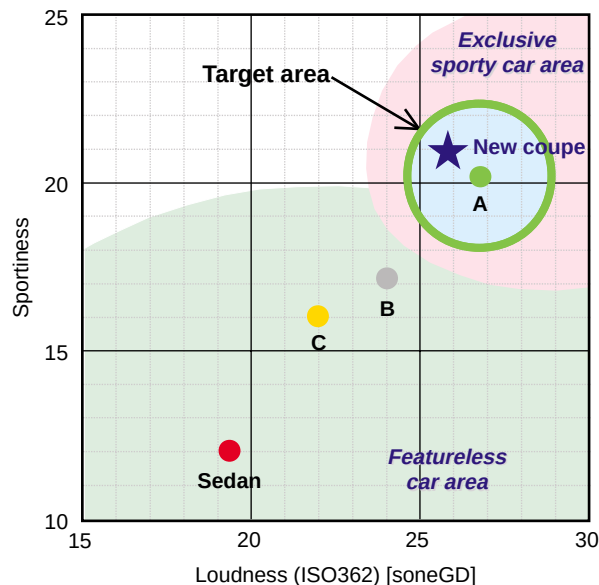


Fig. 13 Result of sportiness/loudness map

6. まとめ

新型ミディアムクーペの室内音音色の開発に対して以下の成果をあげることができた。

- (1) 比較車による主観評価と客観的評価手法であるスポーツィネスを用いてその位置付けを明確にすることで、ねらいとする新型車の目標値設定を開発初期に定量的に表現することができた。
- (2) スポーツィネス/ラウドネスマップ上で目標エリアに位置付けられる加工音を用いて目標音の候補を作成し、試聴による主観評価を実施することで開発初期に目標音の絞り込みが可能となった。

(3) 室内目標音をもとに制御する音源と車体の空気伝播特性を考慮することで音源の目標値設定が定量的に可能となり、その音源特性の設計をより効率よく開発できるようになった。

以上のように室内音音色指標を導入することで、新型車のねらいとなる加速時にスポーティでリニア感のある室内音音色を達成することができた。また同時に開発工数を大幅に低減することもできた。

参考文献

- (1) Lindner, U.: Sounddesign-the BMW Inline Six-Cylinder Engine in Different Vehicle Applications, SAE Paper 2001-01-1428
- (2) 石井康夫ほか：スポーツカー室内音の客観的評価ソフトウェアツールの開発, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.1, p.131-138 (2001)

■ 著 者 ■



岩井 正志



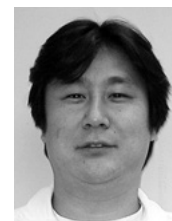
石井 康夫



伊藤 浩二



沼田 智行



沓沢 和也



清家 秀規

生体反応—脳波を用いたロードノイズの感性評価

Sensory Evaluation of Road Noise with Organic Reaction using Brain Waves

石井 康夫*
Yasuo ISHII

山下 剛* 荒賀 裕**
Tsuyoshi YAMASHITA Yutaka ARAGA

要 旨

車室内ロードノイズの評価に対して、従来からの間接的な記述式官能評価に加えて、生体反応(脳波)を直接計測する方法を用いた。その結果、ロードノイズを含むサンプル音に対する快—不快感因子は積極快と消極快に分離でき、消極快に対して脳波測定を用いて統計的に意味を有する客観的表現を得ることができた。

ABSTRACT

A method for direct measurement of organic reactions (brain waves) was used to evaluate interior road noise. This was used in addition to the conventional, indirect method of descriptive sensory evaluation. The results showed that the annoyance factors in perception of sample sounds that included road noise could be divided into an active pleasant-unpleasant factor and a passive comfort-discomfort factor. The use of brain wave measurement for the passive comfort factor demonstrated the possibility of obtaining objective descriptions that are statistically significant.

1. まえがき

車室内でのロードノイズの知覚についての研究は記述式官能評価によるものが多く報告されている^{(1), (2)}。それらにおいては迫力感、こもり感、快—不快感等がロードノイズに対する音色因子として挙げられている。このように官能検査による音の心理的評価等には多くの研究、事例があるが、従来の記述式官能検査については被験者の主観を忠実に捕らえているかという点において限界がある可能性がある。それは被験者が音刺激に対して励起された感情を記述するという行為によって記録するまでの過程において、高度な思考が介在し結果にバイアスがかけられる可能性を完全には回避できないことである。そこで主観的な評価を直接計測できれば、このような攪乱を避けられる可能性がある。近年人間に密着した結果を得る要求から、生体信号を用いた生理面からの反応レベルを対象とした評価法に強い関心がよせられるようになってきている^{(3), (4)}。例として心拍数や皮膚電位の測定から音刺激の心理的評価を行おうとするものであるが、これらの信号には情報量が少なく、快—不快など複雑な精神活動の推定まで行うには制約があるとされてきた。

本研究においては、真に心地よいロードノイズとは何かを明らかにするため、実機音を含む音提示を行う脳波実験を実施した。そして複雑な精神活動をつかさどる人間の中

枢神経系—脳活動の電氣的反映である脳波反応を分析の対象として、ロードノイズに対する快—不快感等の客観的な解析、評価を行った。また快反応の精度のよい特定と、その指標を用い、さらに音の物理的特性量との相関を分析し、音の物理的特性量からロードノイズの快—不快を推定する算出式の作成を目標とした。このことが可能になれば、心地よいロードノイズの開発に具体的な目標を与えるものと期待される。本報告ではその試みと結果を報告する。

2. 脳波計測・評価方法

ロードノイズ曝露により生じる快—不快感は脳の活動の結果であり、その影響は脳波に現れると考えられる。ロードノイズの提示はバイノーラル録音した粗面路走行時の助手席音をヘッドホン再生により行ったが、ヘッドホンの磁気により脳波計測結果にノイズが混入したのでハイパスフィルタ(40Hz)を再生信号にかけている。

脳波計測は脳機能研究所製感性スペクトル解析システム ESA-16 を使用し、装着電極は国際 10-20 法による、12 電極、右耳架基準単極誘導で行った。

この研究に用いた脳波評価方法は次の 3 種類である。

- (1) 感性スペクトル
- (2) α 波%解析

* 栃木研究所

** (株)エヌエフ回路設計ブロック

(3) β 波 PCA(主成分分析)

これら脳波評価方法はあまり一般的でない技術であるので以下にその概要を述べる^{(5), (6)}。

2.1. 感性スペクトル解析概要

脳活動によって生じた感情は、多種類に細分化できるという研究もあるが、ここでは4種類の感性要素である喜怒哀楽によって表現する。この4種類の感性要素それぞれが発現した際の頭皮電位を Fig. 1 に示す。

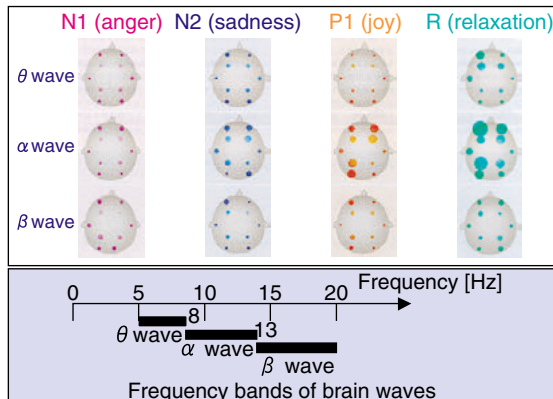


Fig. 1 Contribution of brain wave data for each emotion factor

さて、頭皮電位レベルの個人差の影響を除き電極間の位相関係、位置関係の情報を時系列で記録する手段として各電極間の電位の相互相関係数を用い、これらの相関係数を入力し4種類の感性要素を得る方法が感性スペクトル解析である。その概要を Fig. 2 に示す。電極数は10コであり、この中から2コを選び出す組み合わせは $10C_2=45$ 通りであり、また脳波計測バンドは、 θ 波・ α 波と β 波の3バンドであるので、入力する電極間電位相互相関係数は要素数 $45 \times 3=135$ のベクトルである。これに感性マトリックスと呼ぶ 4×135 の係数マトリックスを掛けることにより4種類の感性要素ベクトルが得られる。この時間的な変化を数値表現する方法が感性スペクトル解析である。ここで感性マトリックスは別途統計的手段によってあらかじめ

$$\begin{aligned}
 Z_1 &= C_{1,1}Y_1 + C_{1,2}Y_2 + \dots + C_{1,135}Y_{135} + D_1 \\
 Z_2 &= C_{2,1}Y_1 + C_{2,2}Y_2 + \dots + C_{2,135}Y_{135} + D_2 \\
 Z_3 &= C_{3,1}Y_1 + C_{3,2}Y_2 + \dots + C_{3,135}Y_{135} + D_3 \\
 Z_4 &= C_{4,1}Y_1 + C_{4,2}Y_2 + \dots + C_{4,135}Y_{135} + D_4
 \end{aligned}$$

$$Z = C * Y + D$$

Y₁~Y₁₃₅: cross-correlation coefficients between potentials of two electrodes

Z₁: anger Z₂: sadness Z₃: joy Z₄: relaxation parameters indicating emotional levels (Z: emotion vector)

C_{1,1}~C_{4,135}: coefficients (C: emotion matrix)

D₁ ~ D₄: constants (D: constant matrix)

Fig. 2 Calculation method to derive emotion factors from brain wave data

め作成しておく。

得られた感性要素喜怒哀楽は、言葉から連想する感情を表すが、それ以外の感性も表現している。

- (1) N1(怒り/ストレス): 被験者が怒っている時には高い値を示すが、ストレスが蓄積されたり精神的にたかぶっている時にも高い数値を示す。
- (2) N2(悲しみ/落ち込み): 被験者が悲しんでいた、気分が落ち込んでいることを示す。
- (3) P1(喜び/達成感): 被験者が喜びを感じていたり、何かをやり遂げた時などポジティブな状態を表す。
- (4) R(リラックス): 被験者がくつろいで弛緩している状態を表す。

2.2. α 波%解析概要

脳波中の α 波帯域のパワー百分率で非覚醒度を表す。この値が高い時は脳活動の活性の低下や覚醒度の低下が考えられる。

$$\alpha \text{ 波 \% パワー} = W_{\alpha} / (W_{\theta} + W_{\alpha} + W_{\beta})$$

W_{α} , W_{β} , W_{θ} : それぞれの帯域のパワー

2.3. β 波 PCA(主成分分析)概要

主成分分析を高度な精神活動が行われているとされている前頭部の4点の β 波バンドに対して適用し、その第1主成分の寄与率を算出したもので、この値が高い時は前頭葉付近の脳細胞が同調的に働いていると推定できることから、この寄与率は精神活動の集中/散漫を表す。

3. 予備実験

最初に確認すべきことは音刺激によって脳波に変化が励起できるか否かである。そこで、被験者にサンプル音をヘッドホンにより提示しながら脳波を計測した。また、被験者毎の感性を検討する必要から同一のサンプル音に対しSD法による官能検査も実施した。

3.1. 脳波試験

サンプル音としては粗面路走行時のロードノイズを3種類(a, b, cとする)用意し、それらを用いて5分間の連続音、30秒間の断続音サンプルを作成した。被験者は男性4名(S1, S2, S3, S4とする)である。

連続音についての被験者 S2 の脳波測定結果を Fig. 3 に示す。各感性要素、 α 波%パワーやPCAについて音提示と開眼・閉眼に対して値が変化していることがわかる。リラックスについては、試験開始前と休憩中や試験終了後に明確に増加しており、試験していない時に被験者がくつろいでいる状態にあることが読み取れる。

しかしながら、この図からは、提示したサンプル音による各指示値の違いを直接読み取ることは困難である。そこ

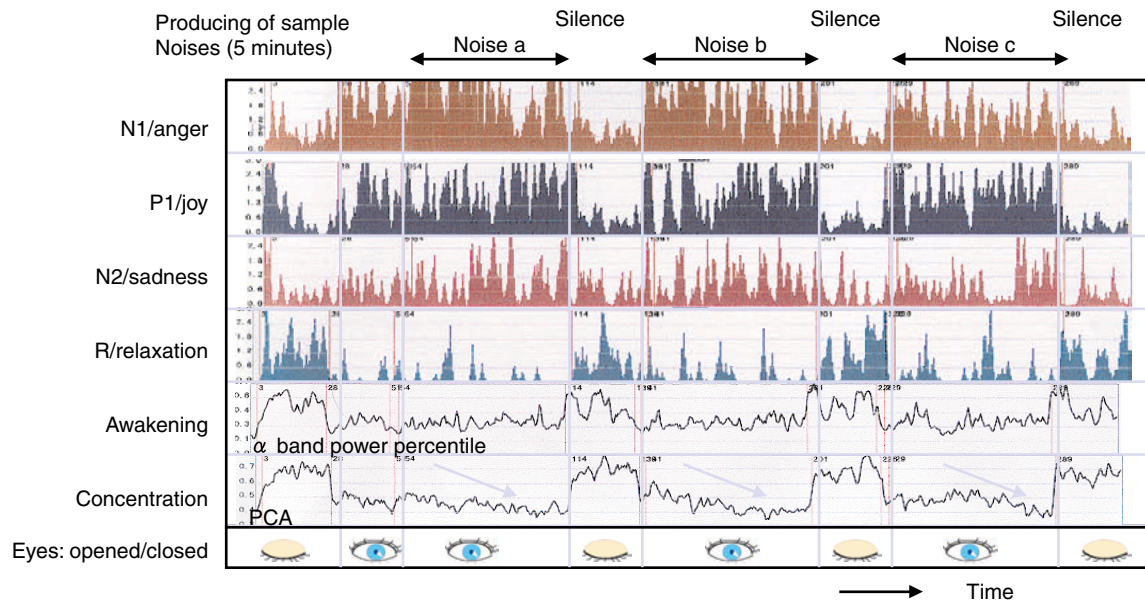


Fig. 3 Variations of emotion spectra for continuing noises

Table 1 Average emotion spectra during one term for each subject

Color of number shows consistency of order between states of eyes opened or closed;

Agree perfectly, Agree partly, Disagree

	Ranking of average emotion spectra							Ranking of average emotion spectra					
Sub.S1	Eyes opened			Eyes closed			Sub.S3	Eyes opened			Eyes closed		
	a	b	c	a	b	c		a	b	c	a	b	c
N1/anger	2	1	3	1	2	3	N1/anger	2	3	1	1	3	2
P1/joy	1	3	2	1	3	2	P1/joy	3	1	2	3	1	2
N2/sad	1	2	3	2	3	1	N2/sad	3	1	2	3	2	1
R/relax	3	2	1	2	1	3	R/relax	1	3	2	1	3	2
Sub.S2	Eyes opened			Eyes closed			Sub.S4	Eyes opened			Eyes closed		
	a	b	c	a	b	c		a	b	c	a	b	c
N1/anger	3	2	1	3	1	2	N1/anger	3	1	2	1	3	2
P1/joy	1	2	3	1	3	2	P1/joy	2	1	3	2	1	3
N2/sad	2	1	3	3	1	2	N2/sad	2	3	1	2	3	1
R/relax	2	1	3	1	3	2	R/relax	1	2	3	3	1	2

で Table 1 に示すように各サンプル音が提示されている間の平均をとり、その順位を比較した。

この表において各サンプル音の順位が閉眼時と開眼時において同一である場合を赤で示した。この結果をみると開眼時と閉眼時において、同一個人でも順位に違いがみられる。その中で喜びについては4人中3名(S1, S3, S4)が各々の閉眼時と開眼時の3音に対する順位が一致したが、被験者毎にその順位は異なっており個人間のばらつきが大きく、共通の傾向が見つけにくい。音に対する個々人の評価軸が異なっている可能性があり官能検査結果と対照検討の必要性がある。α波%(非覚醒度)については Table 2 に示すようにc音が覚醒を低下させることがわかる。PCAについてはサンプル音間の変化が少ないため音刺激に対する評価には不適切であると判定した。

Table 2 Result of α band power percentile

Color of number shows consistency of order between states of eyes opened or closed;

Agree perfectly, Agree partly, Disagree						
Ranking of average value						
	Eyes opened			Eyes closed		
	a	b	c	a	b	c
Sub.S1	2	3	1	2	1	3
Sub.S2	1	3	2	3	2	1
Sub.S3	3	2	1	1	2	3
Sub.S4	3	2	1	1	2	3

3.2. 官能検査

脳波試験と同様の手順で同じ4人の被験者に対し官能検査を実施し、各被験者が3種類のサンプル音をどのように評価しているかを調査した。Table 2 に示すように15種類の音色評価尺度について7段階のSD法を用いて主成分分析を行った。その結果従来からの3種類の主成分を抽出したが、第1第2主成分にて80%の累積寄与率があるのでこ

Table 3 Condition of sensory evaluation

Sample noise	Subject	Adjective				
1 Continuing noise a	1 S1	1 fresh	6 stagnant	11 powerful		
2 Continuing noise b	2 S2	2 high-pitched	7 rough	12 rich		
3 Continuing noise c	3 S3	3 unpleasant	8 offensive	13 dry		
4 Alternate noise a&b	4 S4	4 annoying	9 bright	14 smooth		
5 Alternate noise a&c		5 alive	10 loud	15 booming		
6 Alternate noise b&c						
Grade for estimation						
1	2	3	4	5	6	7
agree			neutral			disagree

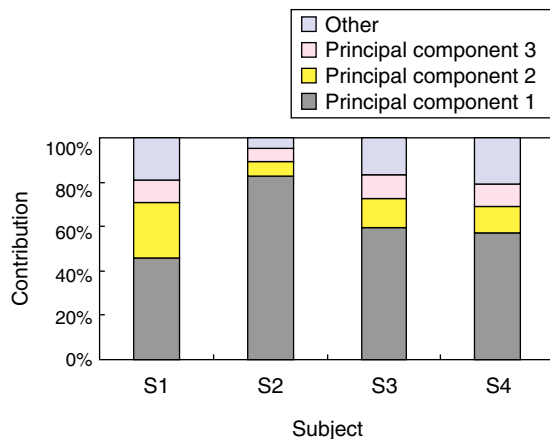


Fig. 4 Component contribution of each subject

の4人の被験者については第1第2主成分のみでロードノイズに対する音色構造が説明できる。(Fig. 4 参照)

第1主成分は

- ・正の方向に肯定的音色評価尺度
- ・負の方向に否定的音色評価尺度

となり因子負荷量の大きい尺度が「さわやかな」、「滑らかな」であり、快／不快を表わす「美的清澄感」と考えられる。(Fig. 5 参照)

第2主成分は音の「こもり感」を表す。

ここで4人の被験者の各サンプル音得点を2つの主成分で図示すると Fig. 6 のようになる。4人がサンプル音に対

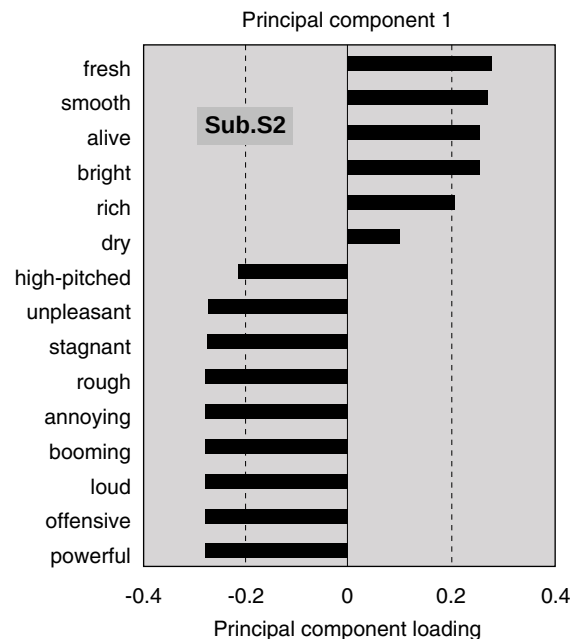


Fig. 5 Principal component loading for principal component 1 (subject S2)

Sample noise	notation	Sample noise	notation
Continuing noise a	a0	Alternative noise a&b	a1&b1
Continuing noise b	b0	Alternative noise a&c	a2&c2
Continuing noise c	c0	Alternative noise b&c	b3&c3

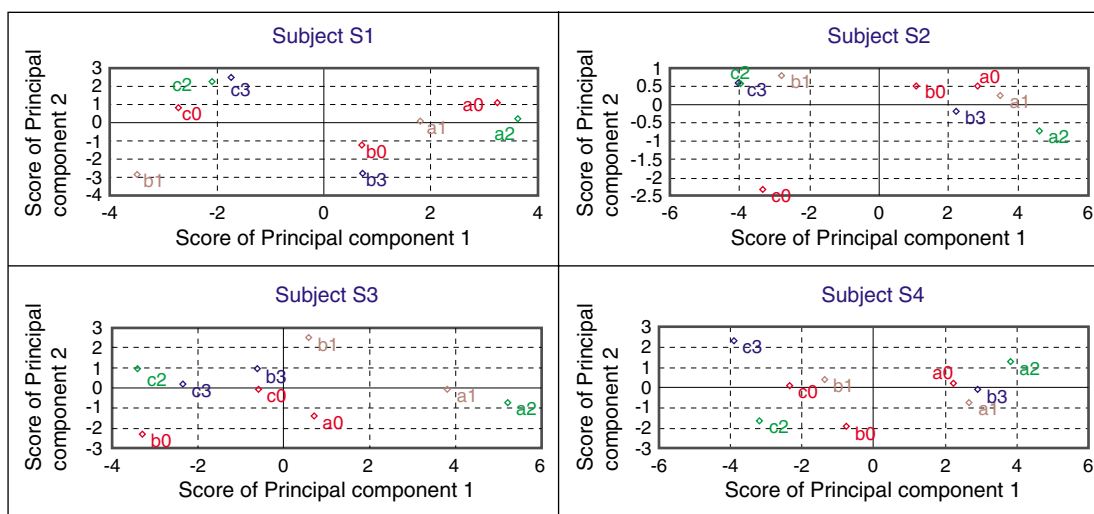


Fig. 6 Principal component score for each sample noise; horizontal: principal component 1, vertical: principal component 2

して共通の順序となったのは第1主成分「美的清澄感」で表現した断続音aとb(a1とb1)、aとc(a2とc2)そしてbとc(b3とc3)の相対的位置付けのみである。従って、生体反応検査と対比させるのは断続音での第1主成分テスト結果が適切と考えられる。

3.3. 脳波計測データと官能検査結果の対比

この研究の目的は心地よいロードノイズを見出すことであるので、第1主成分に焦点を絞り第1主成分でロードノイズに対する感じ方の80%が決まる被験者S2の脳波計測データと官能検査結果を比較した。その結果をFig. 7に示す。

断続音に対する官能検査結果と感性スペクトル測定結果については第1主成分単独で80%を判断している被験者S

2については快を表わす感性ベクトル(喜び/P1, リラックス/R)から不快を表わす(怒り/N1, 悲しみ/N2)をひいて合成した快適性を表わす感性ベクトル($[P1+R] - [N1+N2]$)と相関が得られた。

この予備実験で得られた結果の位置付けは、ロードノイズ曝露に対して脳波測定結果に有為な差が生じており、音の刺激に対して脳波計測により人の感性状態の識別ができる可能性があるということである。

また、快・不快感についてより詳細に解析する必要があったので、快—不快面を強調、抽出するため「元気の出る」、「楽しい」、「憂鬱な」、「落ち着ける」の4語を追加し、官能検査のみ別途実施した。いずれも感情面を強調する語である。

Fig. 8の因子分析の結果から快・不快感には「明るい」、「楽

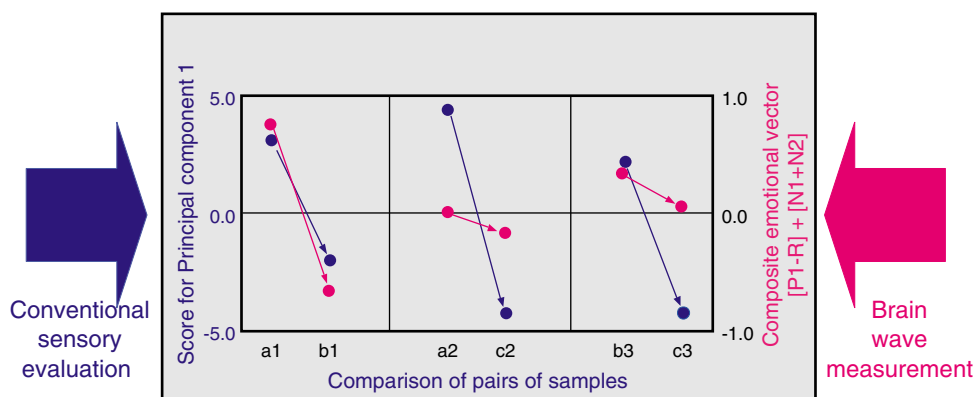


Fig. 7 Comparison between conventional results and results from brain wave measurement

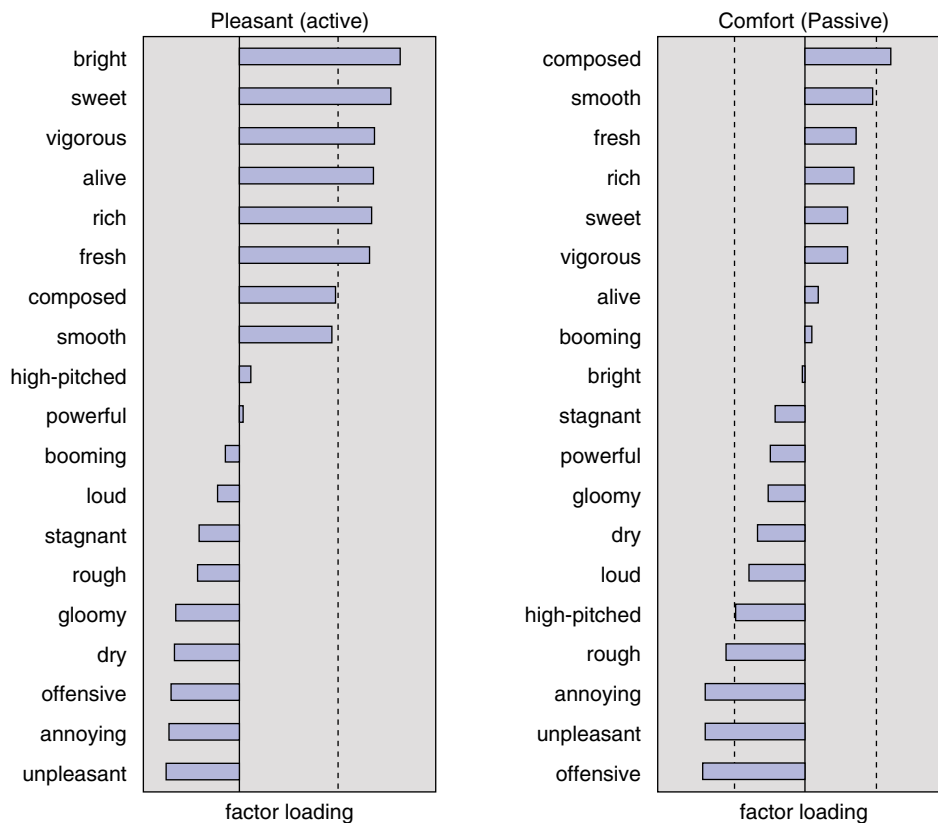


Fig. 8 Differences between active pleasant and passive comfort

しい」の因子負荷量が高い積極快と「落ち着ける」、「滑らかな」の因子負荷量が高い消極快の2種類があることが判った。

①積極快(活性化の快で、興奮し元気づくような快)

②消極快(沈静化の快で、弛緩して心地よくなるような快)

ロードノイズにとり重要であるのは消極快と考えられるので本試験では消極快を中心に解析した。

4. 本試験

4.1. 方法

消極快を脳波測定で把握するため、予備試験の結果をもとに本試験を実施した。被験者総数は21名(平均年齢23.6歳)とした。脳波計測方法は予備試験の際と変更はないが、解析方法は感性スペクトルに加えて、その合成量を求めた。また、サンプル音にロードノイズでない典型的な心地よい音と不快な音を追加した。

さて、サンプル音は全てバイノーラル録音してヘッドホンで提示した。その内訳は

(1)ロードノイズサンプル：市販車10車種の粗面路走行時の助手席音

(2)不快基準音：極粗面路を走行した助手席音、日光湯滝の轟音、すりガラスを引っかいたキーキー音

(3)快基準音：霧降高原の林を吹き抜けて行くそよ風の音、小川のせせらぎ、湯滝の音圧を下げた音および更にゆったりとしたAM変調をかけた音

(4)各ステージ基準音：ピンクノイズ

合計18種類である。(Table 4 参照)

サンプル音の提示については、ピンクノイズによる安定化(10秒間)、サンプル音提示(45秒間)、無音(10秒間)とし、サンプル音提示順序は順序による影響がなくなるようランダムとした。

Table 4 Sample noises

No.	group	content
1	Road noise	A Medium
2		B Medium
3		C Compact
4		D Compact
5		E Medium
6		F Entry
7		G Compact
8		H Entry
9		I Executive
10		J Executive
11	Criteria noise	K Rough road
12		Waterfall
13		Waterfall AM
14		A gentle breeze in wood
15		Stream
16		Scratch of a nail on frosted glass
17		Pink noise

感性スペクトル合成量は以下の4種類である。

(1)N1+P1：精神的活性の上昇と気分の上昇合成したもので、爽快感と解釈する。

(2)N2+R：精神的活性の下降と気分の下降を合成したもので、憂鬱感と解釈する。

(3)N1+N2：精神的活性の上昇と気分の下降を合成したもので、イライラ感と解釈する。

(4)P1+R：精神的活性の下降と気分の上昇を合成したもので、心地よさ感と解釈する。

脳波測定終了後に、同一のサンプル音に対する官能検査を実施した。16種類の音色因子を用いた7段階SD法により消極快を評価した。

解析の流れはFig. 9に示すように脳波測定結果、官能検査個々の妥当性を検証した後、両者の比較を行った。

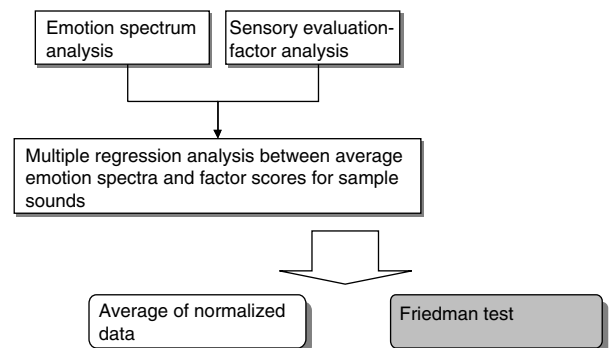


Fig. 9 Analysis flow

4.2. 感性スペクトル解析結果

サンプル音の提示に対して脳波計測から算出した感性スペクトルとその合成量を被験者全員について統計的に検証した結果をTable 5に示す。検証は18種類のサンプル音に対する21名の順位付けが有意であるかをフリードマンの検定を用いて判定し、1%有意である項目を**で示した。N1怒り等一部を除き、サンプル音に対して感性ベクトルが有意に反応していることがわかる。各サンプル音に対するRリラックスの結果をFig. 10に示す。

Table 5 Significant difference of emotion spectra for sample noises **expresses 1% reliable

Emotion spectrum	Significant difference
N1 Anger	—
P1 Joy	**
N2 Sadness	**
R Relaxation	**
α band power percentile	**
PCA Awakening	**
N1+P1	—
N2+R	—
N1+N2	**
P1+R	**

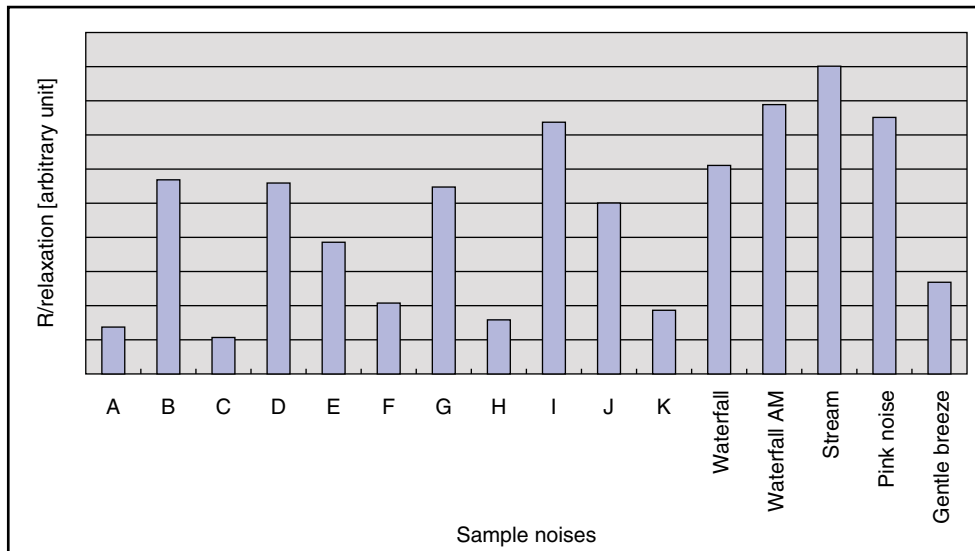


Fig. 10 Emotion spectra of sample noises

4.3. 因子分析結果

脳波計測後に同一のサンプル音を用いて、16種類の表現による7段階 SD 法の官能検査を実施した。その結果を因子分析にかけ Table 6 に示すよう、3因子、快—不快、濁—清、静—騒を得た。

この内、快—不快は予備試験においてロードノイズの評価に有用とされた、消極快(心地よくなる快)—積極不快(イライラする不快)を表現したものである。またこの因子分析

において、快—不快因子(以下消極快因子)は全体に占める寄与率が 42.6%と高く、本官能検査によって消極快成分は信頼性が高く、かつ鮮明に表現されたと考えられる。各サンプル音の消極快因子得点を Fig. 11 に示す。

4.4. 感性スペクトルと消極快因子の対比

サンプル音に対し脳波計測から得た感性スペクトルは有意に反応した。また、同じサンプル音に対しての第1因子は消極快因子である。そこで、ロードノイズに対する快・不快感を脳波計測結果でどう表現できるか、各サンプル音に対する消極快因子得点を目的変数としそのサンプル音に対する感性スペクトル $N1 \cdot P1 \cdot N2 \cdot R$ を説明変数として重回帰分析を個々の被験者に対し実施した。但し、重回帰式の感性スペクトルの係数は個人毎にかなり異なり、被験者全体での相関係数は 0.2 程度と低く統一的な係数を定めることは困難である。そこで、個人毎に算出した重回帰得点を被験

Table 6 Results of factor analysis

No.	Name	Factor contribution rate (%)	Factor cumulative contribution rate (%)
1	Comfort	42.6	42.6
2	Roughness	13.4	56.0
3	Silence	10.9	66.9

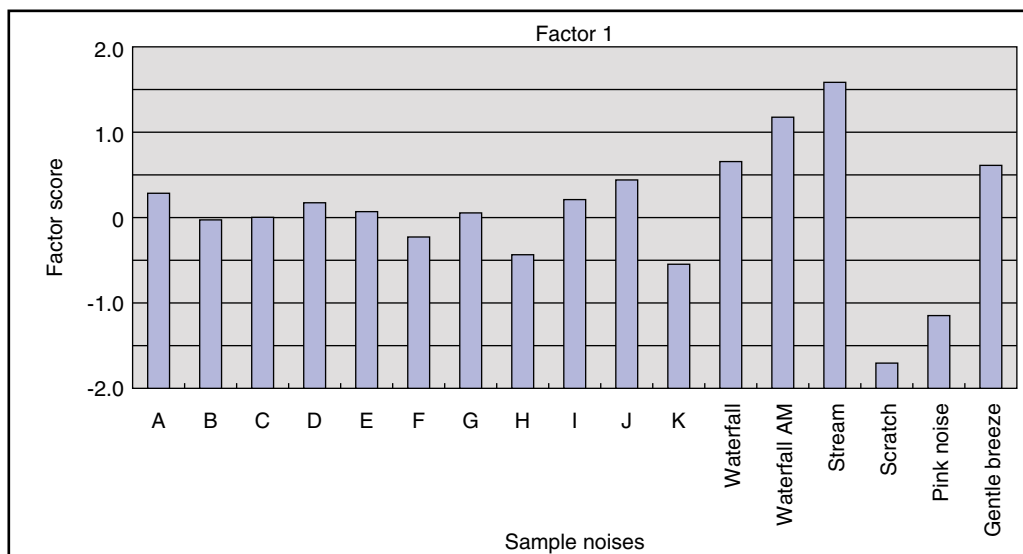


Fig. 11 Factor score of sample noises

者全員で平均化することで脳波計測の結果を反映することにした。この感性スペクトル一次結合による重回帰式で算出した消極快得点の被験者全員平均は、各サンプル音提示に対して有意であることがフリードマン検定で明らかになった。(Table 7参照)即ちロードノイズを含む音に対する消極快を生体反応である脳波計測結果を用いて表現できることが確認できた。但し、喜怒哀楽全ての感性スペクトルを用いているので、回帰式そのものの解釈は個人差も相まって困難であった。

Table 7 Significant difference of multi-regression correlation scores **expresses 1% reliable

Factor	Significant difference
Comfort (Factor 1)	**
Roughness (Factor 2)	**
Silence (Factor 3)	**

5. 客観量との対比

各サンプル音に対する生体反応(脳波計測結果)を反映した重回帰得点(4.4. 参照)を物理量や心理音響尺度の客観量の一次多項式で表現した。回帰式を得る際に以下の条件を課した。

1. 符号逆転, 多重共線にならない。
2. 重相関係数は 0.9 以上とする。
3. 回帰変動の分散分析において, P 値 0.05 以下において有意であること。
4. 偏回帰係数有意差判定については, 有意差確率 0.05 以下であることは問わない。

得られた回帰式は

$$\text{消極快・不快} = -A * \text{Loudness} + B * \text{Kurtosis} + C * \text{Tonality} + D$$

A, B, C : 偏回帰係数 D : 定数 重相関係数 0.901

となり、消極快の回帰式と因子得点は高い相関を持つ。(Fig. 12 参照)また回帰式によれば、今回使用したサンプル音の範囲においては音量が小さく、振幅変化が少なく、そして若干の目立つ周波数成分があると快い音ということができる。

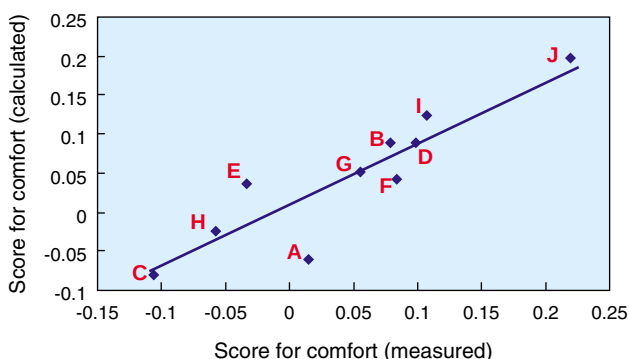


Fig. 12 Comparison of measured and calculated comfort scores

6. まとめ

この研究により、生体反応(脳波)計測による音の主観評価に関して以下の成果を得た。

- (1) ロードノイズを含むサンプル音提示に対して、有意な脳波計測結果を得ることができた。
- (2) 従来手法によるロードノイズの快・不快感を表現する消極快を、脳波計測による感性ベクトルで表現可能となったことがわかった。
- (3) 被験者一人一人の消極快を感性ベクトルで算出した重回帰得点を客観量で表現した回帰式を得ることができた。加えて課題として
- (4) 消極快の感性ベクトルによる回帰式は個人ごとに異なるため必ずしも万人に適用可能とは言い難いことも判明した。

なお、脳波計測とその解析については(株)脳機能研究所の協力をいただいた。

参考文献

- (1) 山下剛, 石井康夫, 中村光勇, 北村音一: 車内騒音フィーリングの評価に関する一考察, 日本ゴム協会誌 63, p.122-130 (1990)
- (2) 村田秀樹, 大佐々吉宏: 定常走行時車室内音の音質評価について, 自動車技術会 前刷集 942 No.95, p.145-148(1994)
- (3) 水野康文, 杉崎昌盛: 心電図 RR 間隔による運転疲労評価法の研究, 自動車技術会 前刷集No.951, p.165-168 (1995)
- (4) 広沢義久, 北川淳, 丸山剛生, 中原凱文: アイドル騒音の暴露が生体情報に及ぼす影響, 自動車技術会 前刷集 No.983, p.197-200 (1998)
- (5) 武者利光: 「こころ」を測る, 日経サイエンス, 4月号, vol.26 No.4, p.26-29 (1996)
- (6) Musha, T., Terasaki, Y., Haque, H., Ivanitsky, G.: Feature extraction from EEGs associated with emotions, Artif Life Robotics, vol.1, p.15-19 (1997)

■ 著 者 ■



石井 康夫



山下 剛



荒賀 裕

エンジン制御情報を考慮した車外騒音解析技術の開発

Development of Pass-by Noise Analysis Technology with Utilization of Engine Control Data

北 原 純*
Jun KITAHARA

Jason RAY**

Mark PAFUMI**

要 旨

車外騒音試験をする際に測定車両のエンジン制御情報および騒音レベルを総合的に測定し、リアルタイムで解析処理できる新計測システムを構築した。このシステムはエンジン制御用コンピュータから読み取ったデジタル値をアナログ信号に変換し出力するシステムと、多チャンネルのアナログ信号を入力可能な騒音計測システムを融合させたものである。これにより、環境条件により変化する充てん効率や、点火時期を始めとするエンジン制御情報などの変動要素と騒音レベルの関係を定量的に把握することが可能となった。またある基準となる環境条件下での騒音レベルに標準化することで、車両の騒音レベルや仕様変更にもなう騒音レベルの変化量を精度良く評価できるようになった。

ABSTRACT

The purpose of this paper is to introduce the new pass-by noise analysis technology with utilization of engine control data. This newly constructed measurement system obtains comprehensive engine control data while measuring Pass-by noise levels on vehicle with real-time data analysis capability. This measurement system combines different functions and features into one. One system converts digital values obtained from an engine control unit into an analog signal output, while the other obtains multiple channel analog signals. By performing Pass-by noise testing with this system, the relationship between environment induced fluctuating engine control parameters, such as charging efficiency and ignition timing, and the effect on noise levels is determined. Furthermore, by normalizing obtained data to standard environmental conditions, vehicle noise levels and the amount of change in noise levels resulting from specification changes are accurately evaluated.

1. はじめに

自動車が発生する音の大きさは車外騒音規制として法律により規制されている。車外騒音規制には、自動車が停止した状態での音を規制する静止または近接排気騒音規制、速度一定走行時での定常走行騒音規制、加速状態の場合の加速走行騒音規制などがあり、いずれも試験方法は定められている。この中でも加速走行騒音は、自動車が発生する音響エネルギーが大きく、厳しい条件となる。

一例として、Fig. 1 に日本で定められている加速走行騒音測定法を示す。計測対象の車両は速度 50km/h 一定で計測区間へ進入し、加速開始点(AAライン)から全出力で加速し、加速終了点(BBライン)で加速をやめ惰行走行に移る。その加速中の騒音レベルを車両走行中心線から 7.5m の位置に設置されたマイクロホンで測定し、その最大値にて評価するものである。

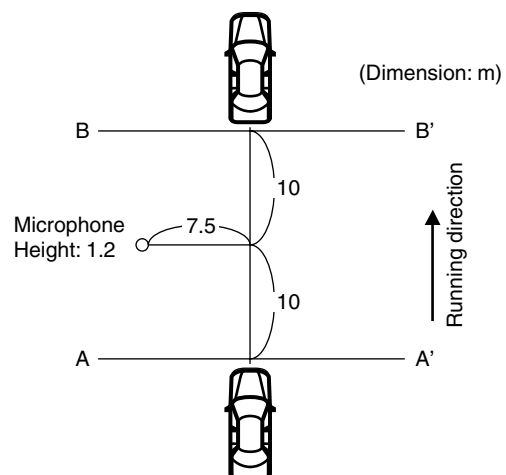


Fig. 1 Japan pass-by noise regulation method

* 栃木研究所

** Honda R&D Americas, Inc.

車外騒音は年間を通じた屋外での試験であることから、各種の環境条件の影響を受ける。同一車両においても環境条件が異なる場合、騒音レベルは、エンジン吸入空気の充てん効率による加速量の変化や、運転状況によりコンピュータ (Electronic Control Unit: 以下 ECU) 制御される点火時期の変化などが影響を及ぼし変動する。そのため試験車両の騒音レベルの実力を正しく評価するためにはこれらの変動要素に影響するパラメータを明確にし、騒音レベルとの関係を定量的に把握することが重要となる。

今回、車外騒音試験に対して環境条件により変化するエンジン制御情報などの変動要素と騒音レベルをリアルタイムで解析処理できる新計測システムを構築し、それらの関係を明確にすることが可能となったのでその内容について報告する。

2. 車外騒音新計測システム

エンジンは ECU によって車両の運転状況に応じたきめこまやかな最適化制御が行われている。そのため試験車両の騒音レベルを正しく評価するためにはこれらのエンジン制御情報を把握することが不可欠である。そこでエンジン制御情報は ECU モニタシステム (ECU Monitor Card System: 以下 EMCS) から、運転状況を示す主要なパラメータを D/A 変換し出力できるようにし、騒音を含めた多チャンネル計測システム (MULLER-BBM 社 PAK システム) と融合させた。このシステムの基本構成を Fig. 2 に示す。ECU から出力される点火時期や吸入空気温度などの信号は 16 進法のデジタル値である。ECU 信号を騒音と同時に測定するためにはアナログ信号にて出力する必要があった。そこで

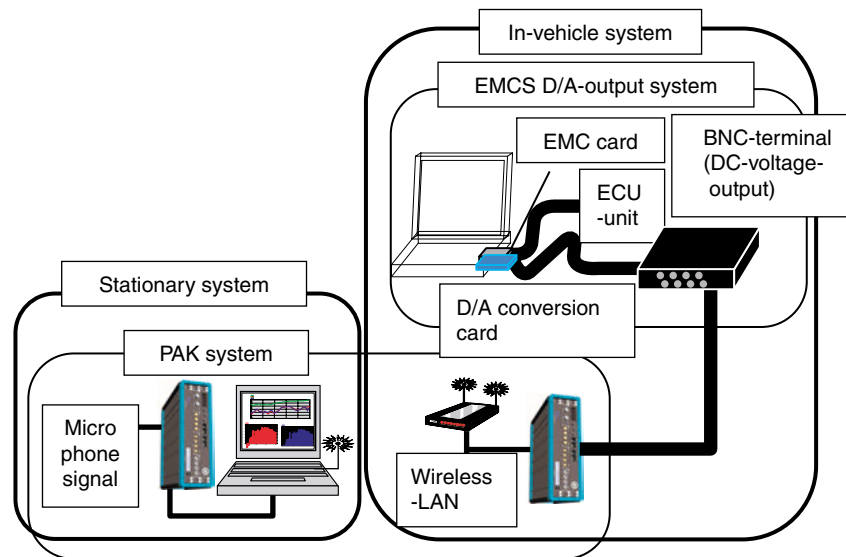


Fig. 2 System configuration

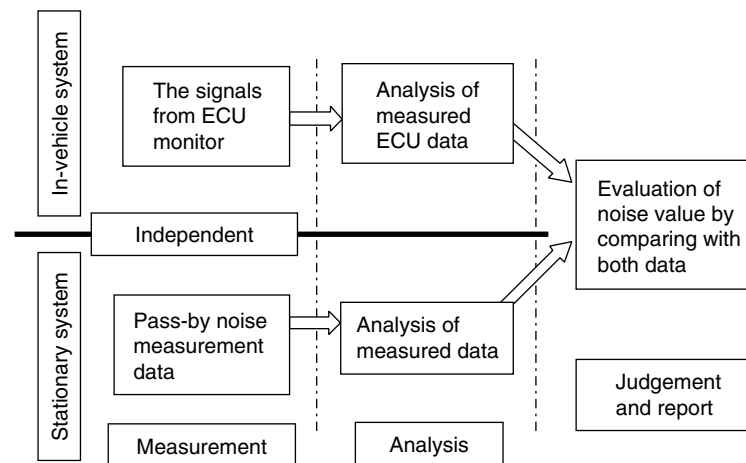


Fig. 3 Old system for analysis: Flow chart of ECU data and pass-by noise data

EMCS にデジタル値をアナログ信号(DC 電圧値)へ変換し出力する機能を追加して対応した。

従来の計測システムは Fig. 3 のように車載側のエンジン制御情報と地上側の騒音計測システムが独立しており、両者を同期させて解析するには煩雑であった。今回の新計測システムは Fig. 2 のようにフロントエンドを車載側と地上側の2台を持ち、車載側のデータをワイヤレスランで地上側の騒音計測システムへ送信する機能を有する。したがって車載側にエンジン制御情報を入力することで、地上側で測定した騒音レベルとリアルタイムでの解析処理を可能としている(Fig. 4)。

これにより測定車両のエンジン制御情報および騒音レベルを総合的に測定し、リアルタイムで解析処理できるようになった。

また PAK システムは、ユーザーが測定結果を表示させるグラフィックの設定を作成する事が可能であり、あらかじめ必要なデータを表示させるフォーマットを作成しておく事で解析やデータ処理に対する効率化も実現できた。

3. 解析結果

車外加速騒音での騒音源は駆動系を含めたエンジン音、吸気音、排気音、排気放射音、タイヤ音などでありこれらが複合して加速騒音レベルとなる。各騒音源の寄与率は Fig. 5に示すようにエンジン音の占める割合が一般に大きい。したがって騒音レベルを評価するにあたりエンジンが環境の影響で変動する主要項目である充てん効率と点火時期の2項目について、車外騒音に対してどのような影響を与えるかを解析した。

3.1. 充てん効率による影響

温度、湿度、気圧といった外気条件によりエンジン吸入

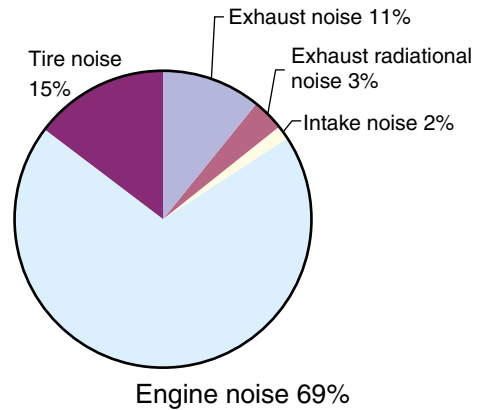


Fig. 5 Example of contribution analysis for pass-by noise

空気の充てん効率変動しエンジン出力に影響するため、騒音計測区間内の加速性能が変化し騒音レベルに影響を与えている。加速性能はエンジン出力により決まるが、エンジン出力は外気条件による修正係数での標準化手法がJIS規格で定められている。修正係数(K)の算出式を以下の式で示す。

$$K = \left(\frac{P_o}{P} \right)^{1.2} \left(\frac{\theta + 273}{\theta_o + 273} \right)^{0.6}$$

Po：標準乾燥大気圧力(= 99kPa)

θo：標準大気温度(= 25℃)

P：測定時乾燥大気圧力(kPa)

P = Pa - Pw

Pa：測定時全大気圧力(kPa)

Pw：測定時水蒸気分圧(kPa)

θ：測定時吸気温度(℃)

加速性能を騒音計測区間での加速量、つまり脱出速度と進入速度の差分と定義し、加速量がエンジン出力修正係数

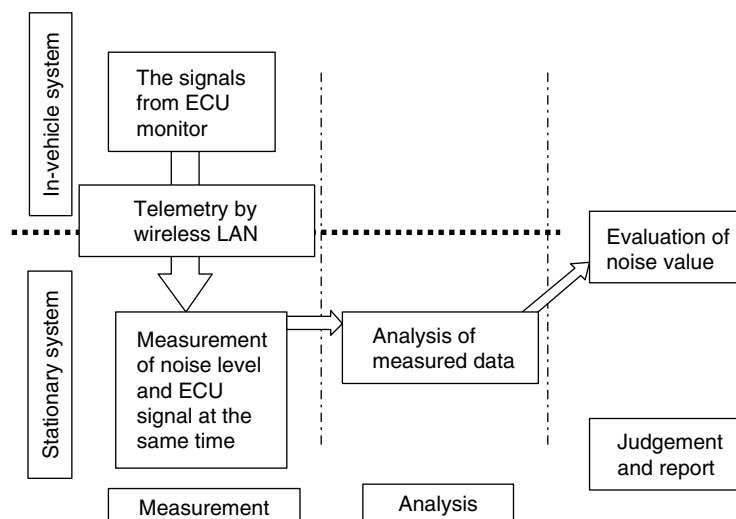


Fig. 4 New system for analysis: Flow chart of ECU data and pass-by noise data

によりどう変化するかを確認した。加速量を修正係数1.0で標準化しそれを基準値とした変化率を Fig. 6 に示す。エンジン出力修正係数と加速量は線形補間された関係であることがわかる。すなわち加速量はエンジン出力修正係数で標準化が可能であり、標準化後の加速量に、規定されている進入速度を加算する事で標準的脱出速度が予測可能となる。また、騒音レベルは点火時期などの条件が同一の場合、Fig. 7 に示すように脱出速度との一次近似の関係が成り立つことから、標準的脱出速度をエンジン出力修正係数により算出することで、充てん効率による騒音レベルの標準化が可能である。

3.2. 点火時期変動による影響

エンジンの点火時期は設定された数値に対し、吸入空気や冷却水といった温度条件やノッキング検知などにより補正を入れる事で制御されている。吸入空気温度は Fig. 8 に示すように外気温度と同様に変動し、吸入空気温度が上昇するとノッキングによる異常燃焼を防止するため Fig. 9 に示すように点火時期を遅らせる制御(以下リタード制御)が実施される。また車両の吸入口はエンジンルーム内に存在

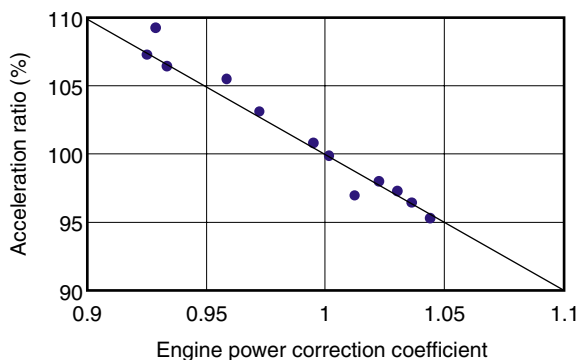


Fig. 6 Relationship between correction coefficient of engine power and acceleration ratio

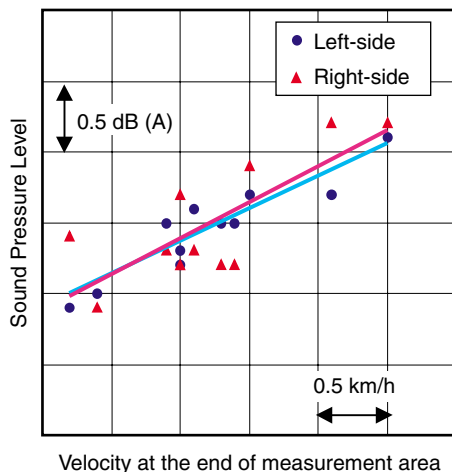


Fig. 7 Relationship between velocity at the end of measurement area and sound pressure level

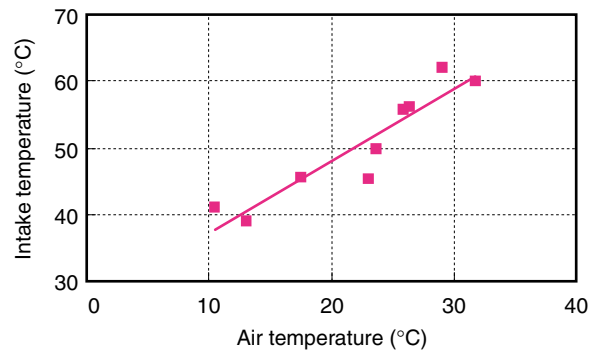


Fig. 8 Relationship between air temperature and intake temperature

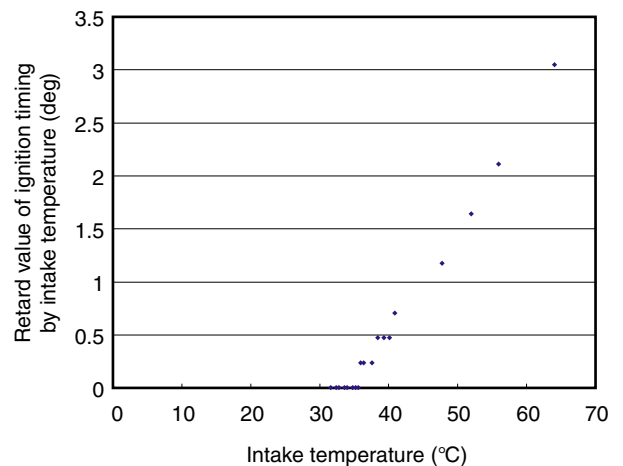


Fig. 9 Relationship between intake temperature and retard value of ignition timing by intake temperature

する 경우가多く、騒音測定時に車両が停止していた場合にエンジンルーム内の温度が上昇する事で吸入口温度も上昇しリタード制御が入る場合などがある。したがって外気条件が同一の場合においても車外騒音測定時において点火時期は変動する。Fig. 10は実際の車外騒音測定時におけるエンジン回転数と点火時期の変動を示している。点火時期に

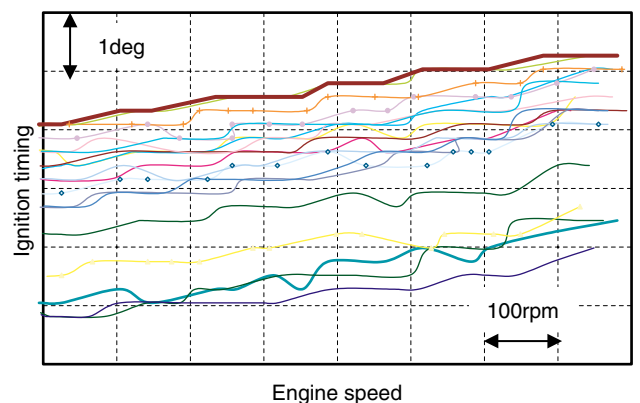


Fig. 10 Change of ignition timing while measuring pass-by noise

より同一回転数でもエンジン音に変化する (Fig. 11) ことで車外騒音に対しても影響を与えている。したがって同一の脱出速度すなわち同一エンジン回転での脱出速度であっても騒音レベルが変動する場合があります、速度に対する騒音レベルの相関が Fig. 12 に示すように低下しこのままでは正當に評価できない。

しかしほぼ同等の点火時期であるデータを選択することにより、脱出速度に対する騒音の傾きと、点火時期に対する騒音レベルの変化量を明確にすることが Fig. 13 に示すように可能となった。また仕様変更による騒音レベル変化を見極める際に、環境条件が変化しても同一点火時期での騒音レベルを比較する事で精度良く評価が可能となった。

また点火時期は温度が上昇するとリタード補正量が増加し、点火時期の制御値は設定値に対し遅れることとなり、その影響で騒音レベルが低くなる。その関係を表したものを Fig. 14 に示す。したがって、騒音測定時の点火時期設定値と制御値との差分及び、前述の点火時期に対する騒音レベル変化量を把握することにより点火時期設定値での騒音レベル予測が可能となり、測定車両での騒音レベル評価の精度が向上した。

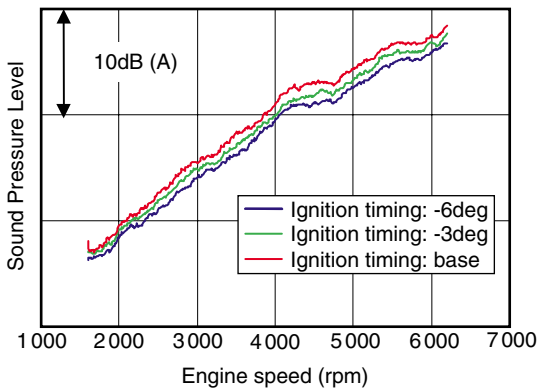


Fig. 11 Influence of ignition timing on engine noise

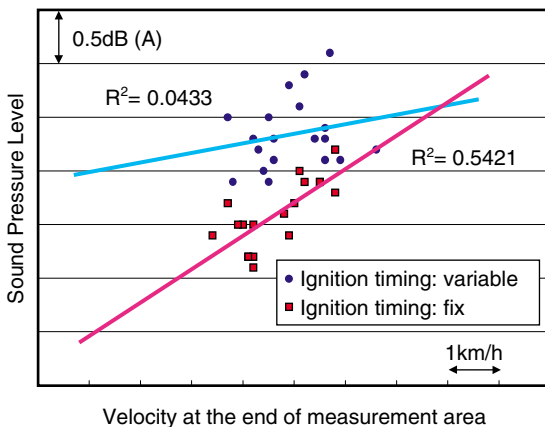


Fig. 12 Influence of ignition timing change on pass-by noise

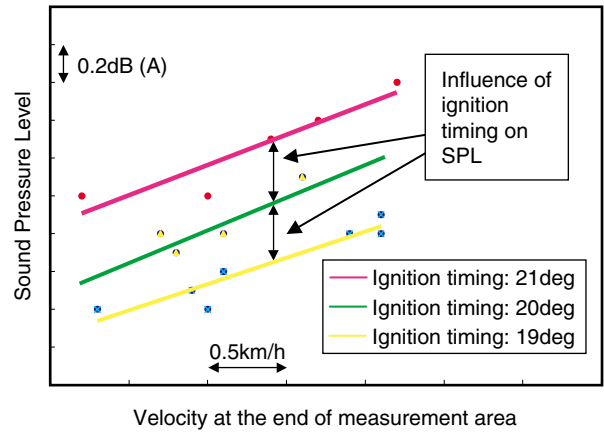


Fig. 13 Sound pressure level due to the difference of ignition timing

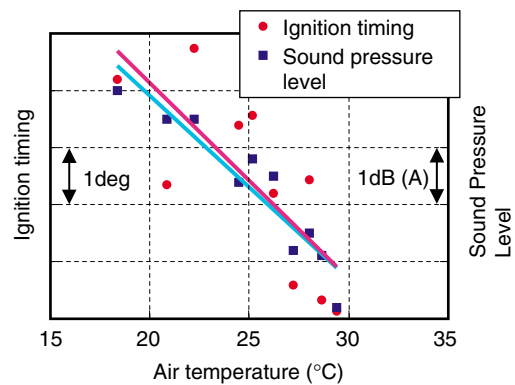


Fig. 14 Relationship of ignition timing and sound pressure level with air temperature

4. まとめ

車外騒音を評価する上で重要な要素であるエンジンの制御情報と騒音レベルをリアルタイムで測定、解析する技術を開発した。車外加速騒音に影響の大きいエンジンについて、環境条件により変動する項目である充てん効率と点火時期が騒音レベルにどのような影響を与えているかを解析し以下の結果が得られた。

- (1) 外気条件で変化する充てん効率がエンジン出力に影響し、エンジン出力に連動して騒音計測区間加速量が変化し騒音レベルに影響を与えている。騒音計測区間脱出速度と騒音値の相関関係と、加速量を外気条件により決定されるエンジン出力修正係数により標準化することを組み合わせることで、充てん効率による騒音レベルの標準化が可能である。
- (2) 点火時期と騒音レベルの関係を定量的に把握することで、点火時期に対する騒音レベルの変化量を明確にすることが可能となった。

この結果より、測定した騒音レベルと変動要素の関係から騒音レベルを標準化する手法を確立したことで、車両の

騒音レベルの実力や、仕様変更時の騒音レベル変化量を精度良く評価する事ができるようになった。

本技術は栃木研究所とオハイオ研究所の共同開発によるものであり、四輪車の二大研究所間でシステムや騒音評価の考え方およびノウハウの共有化が図れたことが機種開発において効果を発揮していると考ええる。

5. 参考文献

- (1) 金丸邦郎, 宇野正人: 車外騒音計測 LA システムの開発, 自動車技術, Vol.44, No.10, p.38-42 (1990)
- (2) 自動車用エンジン出力試験方法, JIS D 1001
- (3) 長島慶一, 前田義男, 木村泰之, 高岡伸明, 田高 健, 畠山謙一: エンジン性能データ収録システムの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.55-60 (2000)

■ 著 者 ■



北原 純



Jason RAY



Mark PAFUMI

排気ガス脈動流れによる排気放射音予測技術の開発

Development of the Exhaust System Radiation Noise Simulation Technology Using Exhaust Pulsation

中 川 博 史*
Hiroshi NAKAGAWA
白 髭 優 聖*
Yuji SHIRAHIGE

吉 本 秀 之* 遠 藤 正 樹**
Hideyuki YOSHIMOTO Masaki ENDO
藤 代 正 道* 桜 井 雅 人*
Masamichi FUJISHIRO Masato SAKURAI

要 旨

排気放射音を予測するに当たり、FEモデルを用いてシミュレーションを行う手法を構築した。手法としては、排気ガスの流体と排気部品の構造を連成させながら計算を行い、さらに構造の表面振動から離れた音場での放射音を求めるものである。計算モデルの境界条件に実測値を与えることにより、精度良く排気からの放射音レベルが得られ、その原因となる部位や発生メカニズムをとらえることができた。これにより、開発先行段階から排気放射音の検討が可能となった。また、境界条件に与える実測値は、1MHzサンプリングの半導体圧力センサとレーザドップラ流速計を導入し、測定精度の向上を図った。さらには、測定結果から排気脈動の中に衝撃波の存在を確認することができた。

ABSTRACT

The purpose of this paper is to propose the simulation method using Finite Element Model in order to predict exhaust radiation noise. This newly developed method predicts the radiation noise in a sound field located away from the vibrating surface of structure by coupling calculation between fluid exhaust gas and exhaust parts. By applying measurement values to boundary conditions, accurate radiation noise from the exhaust system is obtained, and the noise causing parts and the mechanism are clarified. The method enables the investigation of exhaust radiation noise in an early development stage. Also, an accuracy of measurement values using in boundary conditions is improved by introducing semiconductor pressure sensors with 1-MHz sampling and a laser Doppler velocimeter. Furthermore, the existence of a shock wave in an exhaust pulsation is observed from the measurement results.

1. まえがき

近年、環境問題に対する意識が高まるなか自動車の騒音低減に対してより厳しい要求がなされてきている。

騒音の一つである排気放射音とは、主にエンジン排気ガスの脈動が入力となり、排気管や消音器の表面振動が起ること、そこから発生する音である。

一方、CO₂低減のニーズにより自動車開発は、より一層の軽量化が求められ、放射音が悪化する方向である。

相反する上記の課題をクリアしつつ、排気系のNV(Noise and Vibration)商品性向上を図る手法としてCAE(Computer Aided Engineering)を主体としたシミュレーション予測技術の開発が急務となっている。

* 栃木研究所

**東京電機大学

筆者らは、まず実測から入力となる排気脈動を求め、それを計算モデルに与えることで、排気管や消音器の表面振動、放射音を精度良く予測する手法を開発したので報告する。

2. 実験技術概要

2.1. 排気脈動の計測

計算モデルに与える入力は、エンジンから排出される排気脈動である。しかし、入力となる排気脈動を精度良く計算から得ることが現時点では困難であるため、実測して計算モデルの境界条件として与える方法を導入した。

今回実施した測定項目と手法を次に示す。

(1)排気管内流速測定:レーザドップラ流速計(以下、LDV)

- (2) 排気管内圧力測定：半導体圧力計測，マノメータ計測
 (3) 排気管内测温：熱電対

また，測定は，以後に述べる放射音との検証を行うため無響室で行った．さらに，Fig. 1に示すように測定位置より上流部に振動吸収ジョイントを設置し，エンジンから伝わる振動を遮断させることより排気脈動成分のみ抽出した計測を可能としている．

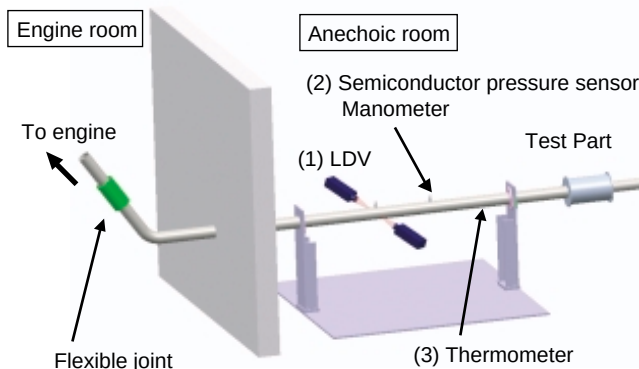


Fig. 1 Exhaust pulsation measurement conditions

2.2. 圧力計測での排気脈動

排気脈動波形の解像度を上げるために，1MHzサンプリングという応答性の高い半導体センサを用いた．その測定結果が Fig. 2 であり，波形に不連続部分が見られる．これは衝撃波の存在を示すものである．

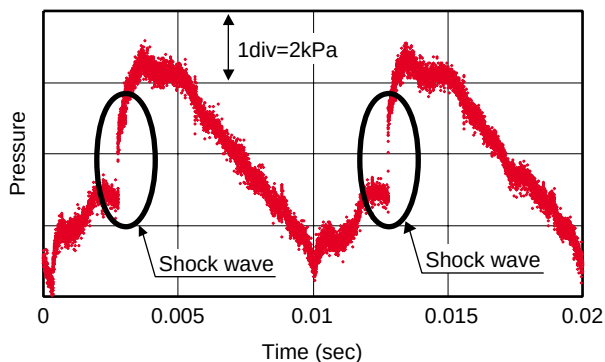


Fig. 2 Pressure of the exhaust pulsation

従って，排気脈動現象を精度良く計算するには，この衝撃波の挙動を模擬することが重要となる．

2.3. 衝撃波管による測定

今回一定のレベルで衝撃波だけを再現することができ，さらには，エンジンから排出される単気筒1排気行程を擬似するために，Fig. 3に示す衝撃波管装置を用いた．この装置は，高圧タンクに貯められた最大1 MPaの圧縮空気をエンジンの排気弁の速度に合わせた開閉バルブを介して下流

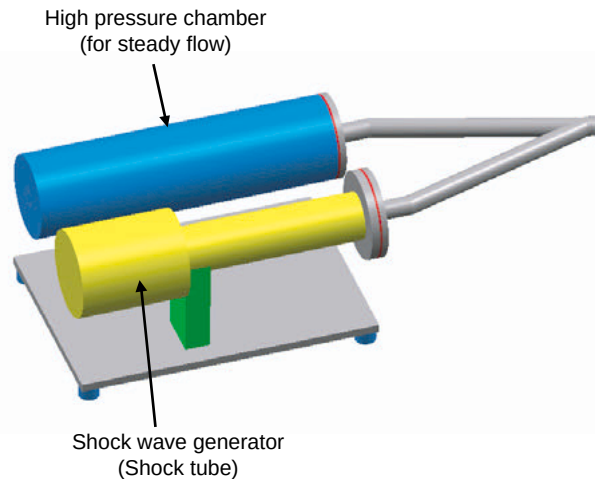


Fig. 3 Shock tube device

の排気管に流す仕組みになっている．奥側のタンクは管内の流速をLDVで計測するため，コンプレッサからの流れを平滑化し，所定の定常流を発生させる装置である．

測定装置の全体の構成を Fig. 4 に示す．

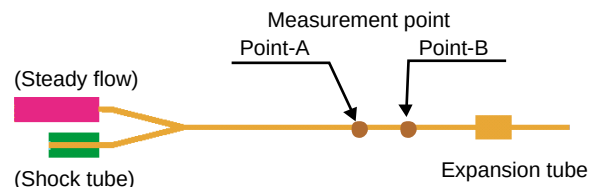


Fig. 4 Block diagram of the whole measurement

衝撃波は下流の排気管を助走していく過程で成長する．その区間において，ある距離を持った2点間の圧力を測定することで，衝撃波のマッハ数を得ることができる．

衝撃波成分は不連続であり，低周波から高周波までの広域周波数帯性を有している．従って，センサ共振等のノイズを取り除くための信号処理を行った上，(1)式を用いて圧力を算出した．

$$\frac{P_2}{P_1} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma+1} (M^2 - 1) \quad (1)$$

(P_1 : 衝撃波通過前の圧力 P_2 : 衝撃波通過後の圧力
 γ : 比熱比 M : マッハ数)

このようにして得られた圧力波形を Fig. 5 に示す．

流速は，進行波の衝撃波通過直後のみと仮定し空気中であれば，(2)式にて近似的に導くことができる．⁽¹⁾

Fig. 6にLDVによる測定結果と近似値の比較結果を示す．

$$\Delta u = \frac{20.05 \sqrt{T_2} \Delta P}{\gamma \cdot P_2} \quad (2)$$

(T_2 : 衝撃波通過後の温度)

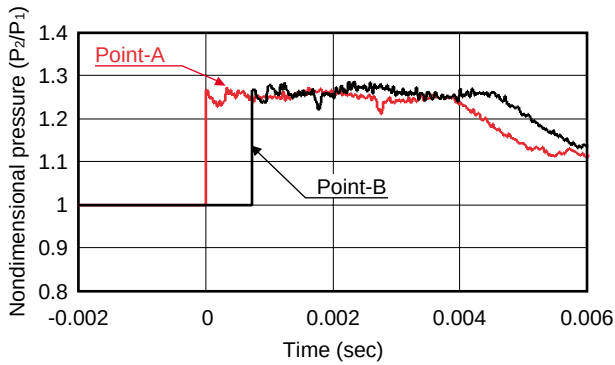


Fig. 5 Pressure wave form

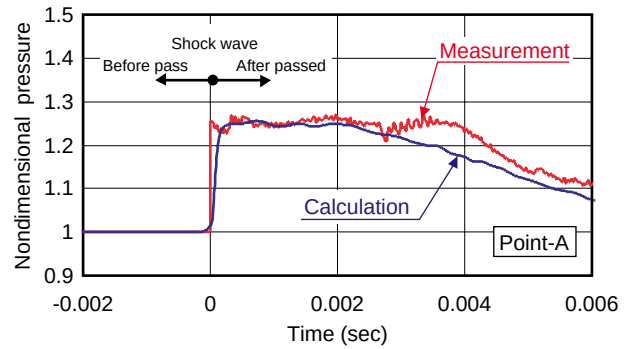


Fig. 7 Pressure comparison

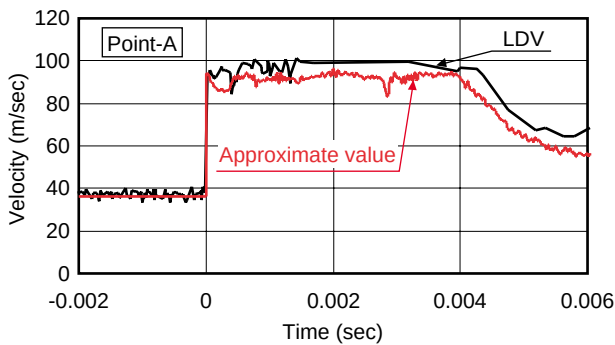


Fig. 6 Velocity comparison between the LDV and approximate value

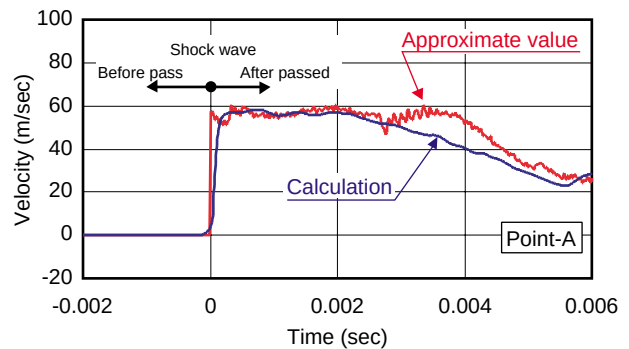


Fig. 8 Velocity comparison

以上の手法により、計算と相関を得るための衝撃波を発生および測定することができた。また、近似的に求めた流速の精度もLDVに対し必要十分な精度を満たしていることが分かった。

3. 計算技術概要

3.1. 数値計算手法

今回の計算には衝撃波を考慮した流体と構造連成計算が可能な RADIOSS-CFD を用いた。流体と構造系の連成解析は ALE (Arbitrary Lagrangian Eulerian) を設定している。⁽³⁾

次に、計算と実測の相関検証の手順について説明する。

筆者らは、流体解析、構造解析および音響解析のそれぞれの結果を検証し、最終的に流体、構造、音響連成解析の精度確認を行った。

3.2. 流体解析の精度検証

3.2.1. 衝撃波の圧力と流速精度検証

Fig. 4 に示した衝撃波管での Point-A における精度検証を行った。計算モデルは、要素数は約 12 万要素(メッシュピッチサイズ 2.0mm 以下)のモデルである。

計算結果と実測した圧力波形を Fig. 7 に、また圧力波形から近似的に得られた流速との比較を Fig. 8 に示す。

なお、流速測定のため定常流が付加されているが、Fig. 7、Fig. 8 は定常流れ分を除いた結果である。

Fig. 7、Fig. 8 において、衝撃波の不連続面を時間軸 0sec に設定し、それを境にマイナス側が衝撃波の通過前、プラス側が衝撃波の通過後の管内の圧力比と流速を示している。

衝撃波不連続面の最大圧力比と流速および、衝撃波通過後の圧力比と流速ともに、計算誤差は 3 % 以内の良好な精度に収まっている。

これにより、エンジン 1 排気行程分の衝撃波成分と脈動成分が十分な精度で予測できることが証明された。

3.2.2. 排気脈動の圧力と流速精度検証

排気系全体のモデルを作成することは可能だが、開発段階で適用するため、解析部位のみを切り出した形態で計算を行い、解析時間を短縮させている。

また、Fig. 9 に示すように、出口側が大気解放の状態ではない場合においては、後方境界条件として圧力もしくは流速のいずれかを設定すれば良いことを確認してある。

即ち上流側の部品からこの切り出した解析を順に行えば、全体を計算した場合と同等の解が得られる。

入力となる排気脈動の物理量については、圧縮性流体であることからエネルギー、密度、流速を与えることにした。

この中の流速は、LDV によって直接計測が可能ではあるが、エネルギーと密度に関しては、実測から得られた圧力と温度から下記のように導いた。

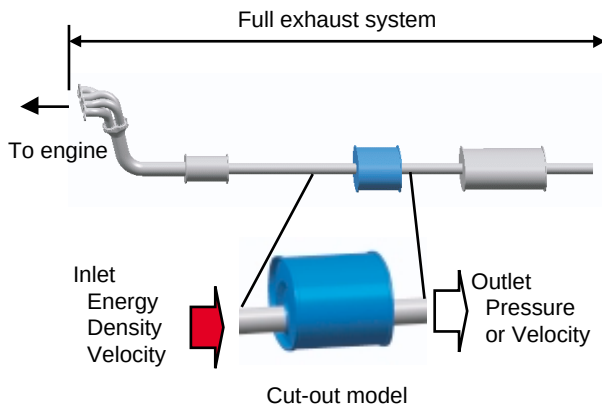


Fig. 9 Calculation model

一般にエネルギーの授受が釣り合っている等エントロピー流れと仮定し、圧力を P 、比熱比を γ とすれば、求めるエネルギー E は次式で示される。

$$E = \frac{P}{\gamma - 1} \quad (3)$$

$$P \cdot v^\gamma = \text{Constant} \quad (4)$$

$$Pv = RT \quad (5)$$

(v : 比容積 R : 気体定数)

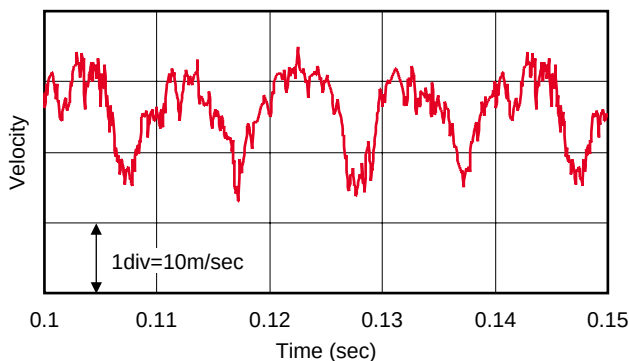


Fig. 10 Measured velocity inside of the exhaust pipe (3000rpm WOT)

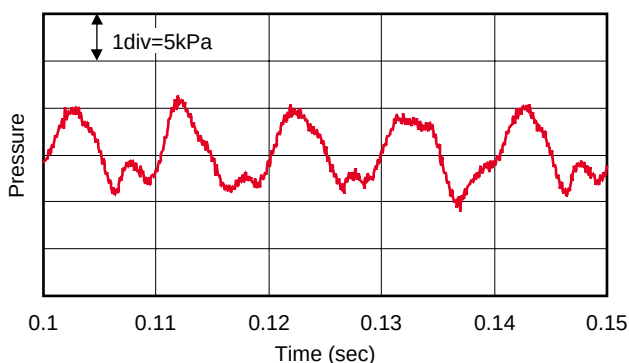


Fig. 11 Measured pressure inside of the exhaust pipe (3000rpm WOT)

(4), (5)式より(6)式を導き、(7)式から密度を算出した。

$$P \cdot \left(\frac{RT}{P} \right)^\gamma = \text{Constant} \quad (6)$$

$$\rho = \left(\frac{P}{\text{Constant}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (7)$$

また、(6)式の Constant は、実測した圧力と温度の平均値から求めた。出口側である後方の境界条件に関しては、本試験では大気解放状態で行った。相関検証は、量産エンジン単体をダイナモによって駆動させるモータリング状態で行った。参考で Fig. 10 に排気管内流速測定結果、Fig. 11 に排気管内圧力測定結果を示す。測定箇所は消音器入り口側である。

Fig. 12 に簡易消音器の計算モデルを示す。

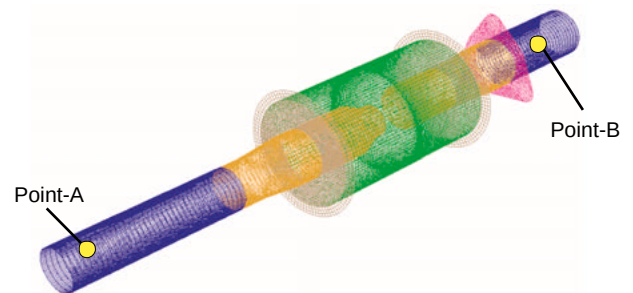


Fig. 12 Simple muffler calculation model

要素数は約 45 万(メッシュピッチサイズ 2.0mm 以下)のモデルである。これに圧力と温度からエネルギーと密度を導き入力し、さらに流速を与えて計算を行った。

Fig. 13, 14に得られた計算結果の圧力波形と実測値との比較を示す。

排気脈動の圧力が消音器入口から内部構造を通して出口に至るまで比較的精度よく合っていることが分かる。

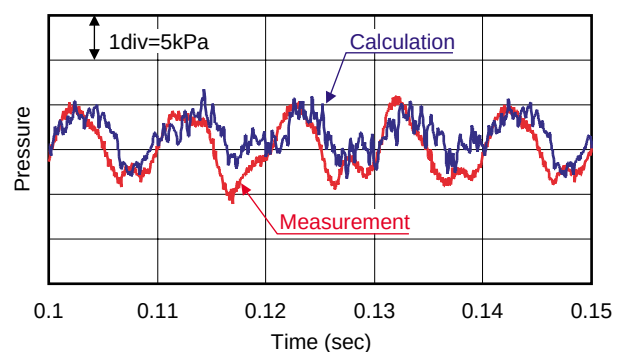


Fig. 13 Comparison of the pressure within the pipe (Point-A)

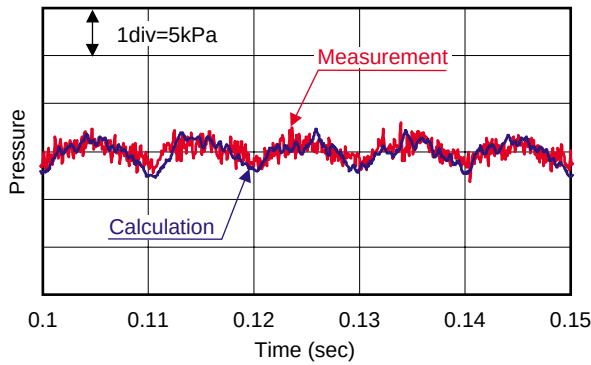


Fig. 14 Comparison of the pressure within the pipe (Point-B)

3.3. 構造と音響解析の精度検証

Fig. 15 に構造 FE モデルと測定手法について示す。

構造解析の検証として、既知の入力としてハンマリング加振を行い比較した。

計算モデルは、各部品品の質量確認を行い、さらに結合している溶接ビードまで簡易的にモデル化し、比較検証には、消音器表面振動の単位荷重当たりの速度応答レベルである周波数応答伝達関数(Frequency Response Function:以下 FRF)で行った。その検証結果を Fig. 16 示す。

音響解析の検証については、音響のみの解析が困難であることと、上記の構造解析結果が精度良くあっていることから、ハンマリング加振による表面振動から発生する放射音を検証の対象とした。

計算モデルとしては、消音器構造モデルの内部空気および Fig. 17 に示すような外部に音響空間を追加したモデルとしている。

比較検証には、消音器表面から 100mm 離れた位置での単位荷重あたりの放射音レベルにて行った。その検証結果を Fig. 18 に示す。

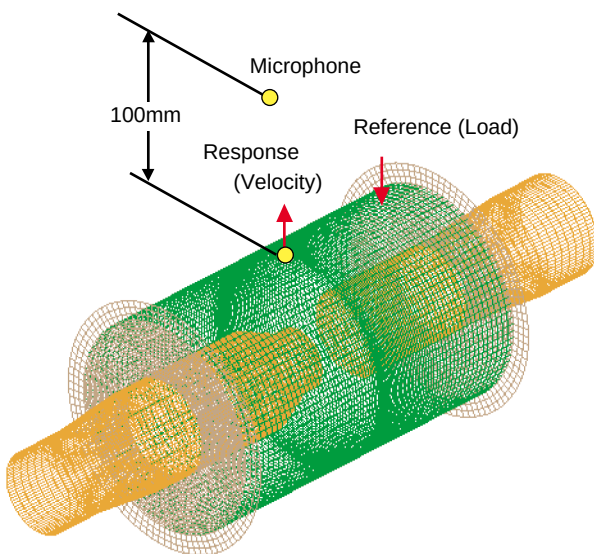


Fig. 15 FE model and measurement condition

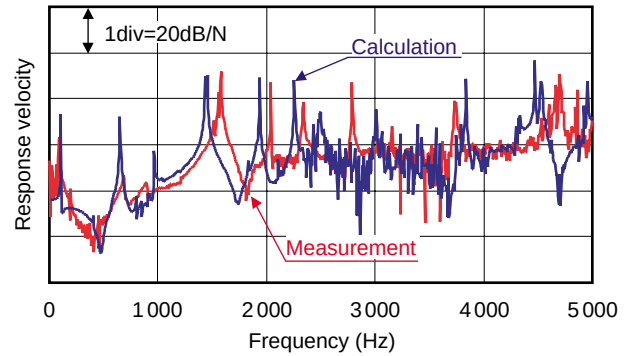


Fig. 16 Comparison of surface vibration on the muffler

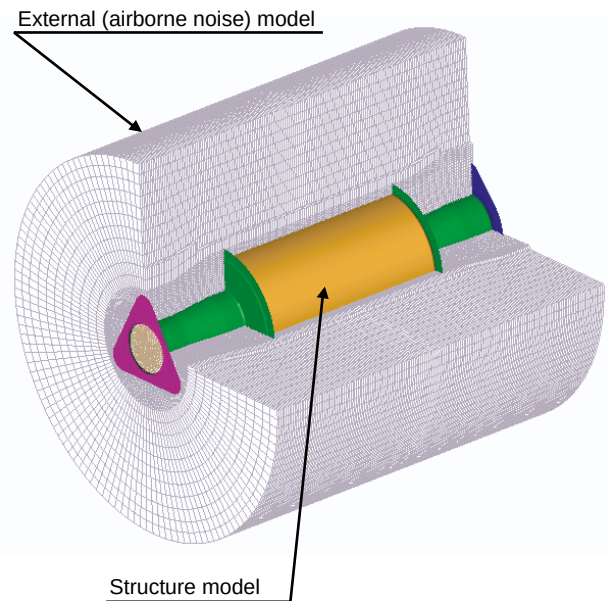


Fig. 17 Airborne noise model

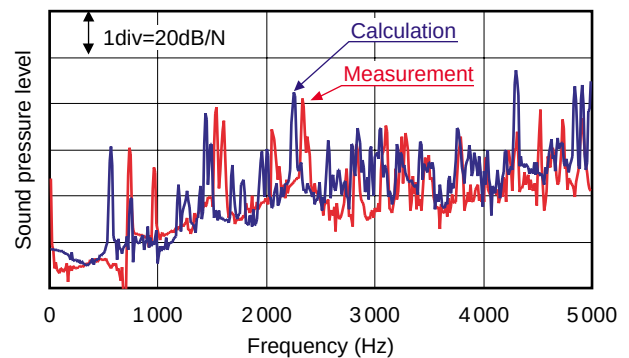


Fig. 18 The result of the radiation noise level

Fig. 16 において、ピーク周波数が約 70Hz 近くずれている。この理由として本手法では、簡易的に溶接ビードのモデル化を行ったが、その部分の形状や材料特性を正確に与えることで、さらに精度は向上すると考えられる。

但し、今回の簡易溶接モデルにおいても、充分に応答波形の傾向をとらえていることから実際の溶接箇所を忠実にモデル化する困難さを考慮すると、このモデル化手法でも十分開発に適用可能である。

以上、Fig. 16 と Fig. 18 の結果が示すように、構造の溶接剛性まで簡易的に考慮し、外部音響空間を FE モデルで表現することにより、精度の高い放射音予測結果を得ることができた。

3.4. 排気放射音の精度検証

今までの検証結果で得られた境界条件や流体、構造モデルに、モータリングによる排気脈動を与え、排気管内の流体、構造振動、そして排気管外の放射音まで一連の計算を行った。

Fig. 19 に FE モデルと放射音計算および測定位置を示す。計算と実測の結果を Fig. 20 に示す。

排気脈動による放射音計算結果が実測値と精度良く合っていることが分かる。

これにより放射音の発生原因となる排気脈動や構造を含む現象解析が可能になった。

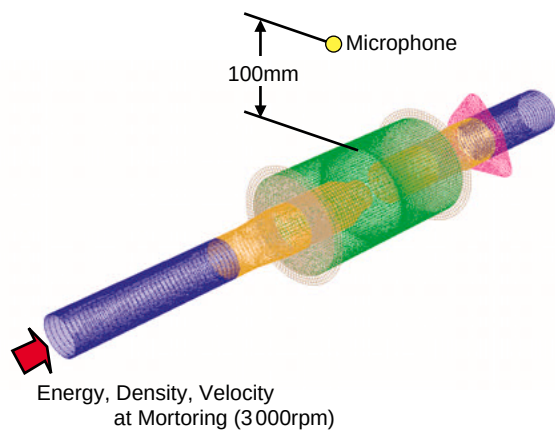


Fig. 19 Radiation noise measurement by the motoring

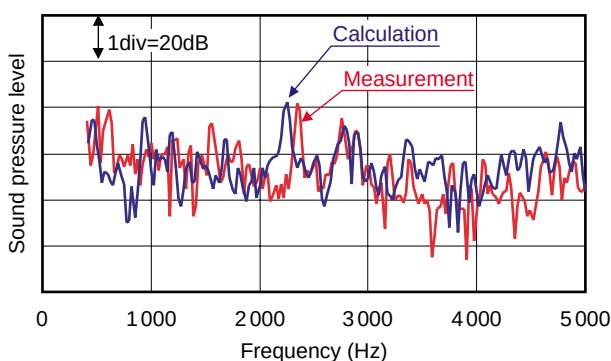


Fig. 20 The result of the radiation noise by the motoring

4. 開発への適用

4.1. 現象解析事例

簡易消音器に流量試験機にて、定常流を与えた時、消音器の表面から約 1400Hz の音が発生する事例に対し、本手

法を用いてメカニズム解析を行った。

Fig. 21 に示す簡易消音器において図中 Point-A における表面振動の計算と実測の比較検証を行った結果を Fig. 22 に示す。

表面振動におけるピークの波形の傾向が同じであることから、原因となっている流体現象の実挙動が再現できると考えられる。

そこで、消音器内部の流体現象について着目し、内部挙動を計算モデルを用いて検証した。消音器内部の圧力コンタ図を Fig. 23 に、また、Fig. 23 中の Point-B における消音器内部の圧力変動結果を Fig. 24 に示す。

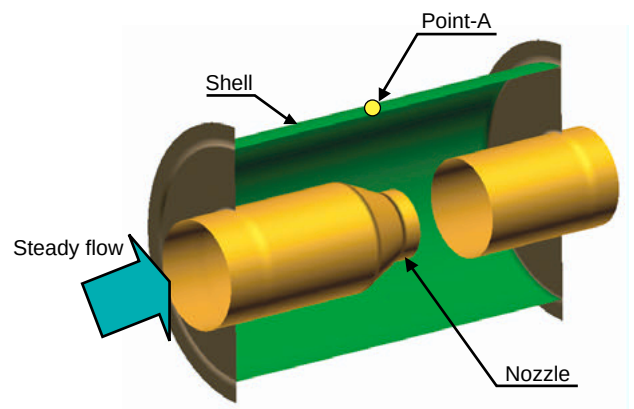


Fig. 21 Inside structure of the simple muffler

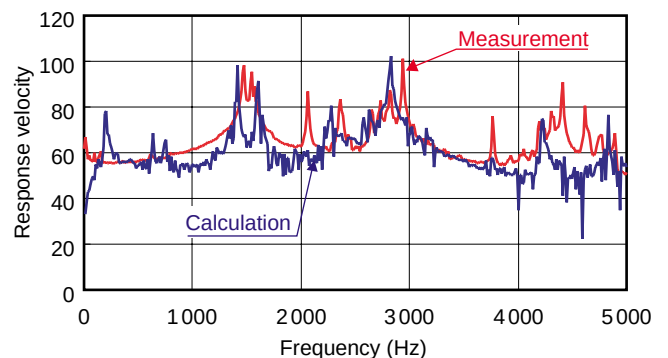


Fig. 22 The result of the surface vibration(Point-A)

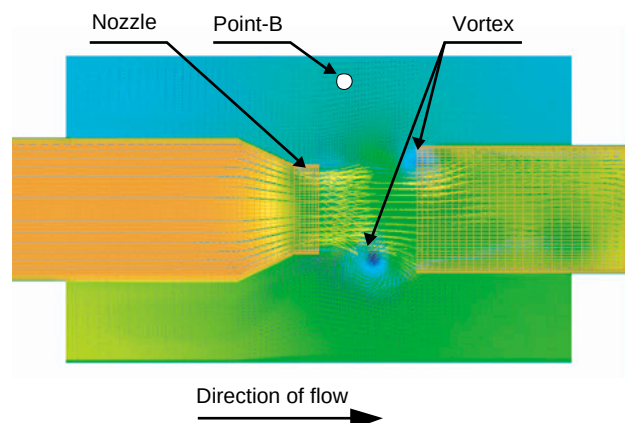


Fig. 23 Pressure contour inside of the muffler

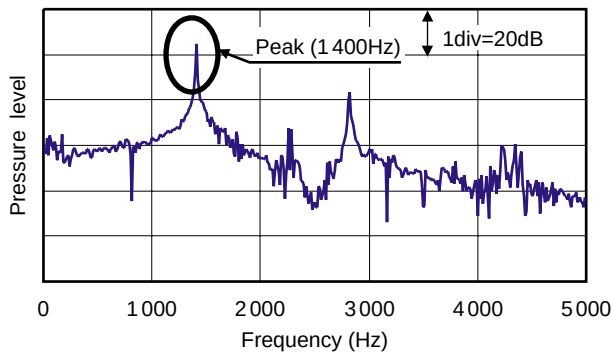


Fig. 24 Pressure inside of the muffler (Point-B)

その結果、絞られた管の先端部分から渦が発生し、後端部の管のところで渦が消滅していること、さらには、その時の圧力変動の周波数が約 1400Hz であることが分かった。

このように実験では困難と思われる消音器内部の流体挙動を明らかにでき、その発生要因が解明できた。⁽⁴⁾

4.2. 排気放射音低減手法への適用

実際のメインマフラの放射音を低減するために上流側のサブマフラから下流に放出される排気脈動を低減することを試みた例を以下に述べる。Fig. 25に示すように、サブマフラの膨張室構造の容量を大きく確保する変更を行い排気脈動を低減させた。サブマフラ出口(Point-A)での排気脈動低減量を計算した結果を Fig. 26 示す。

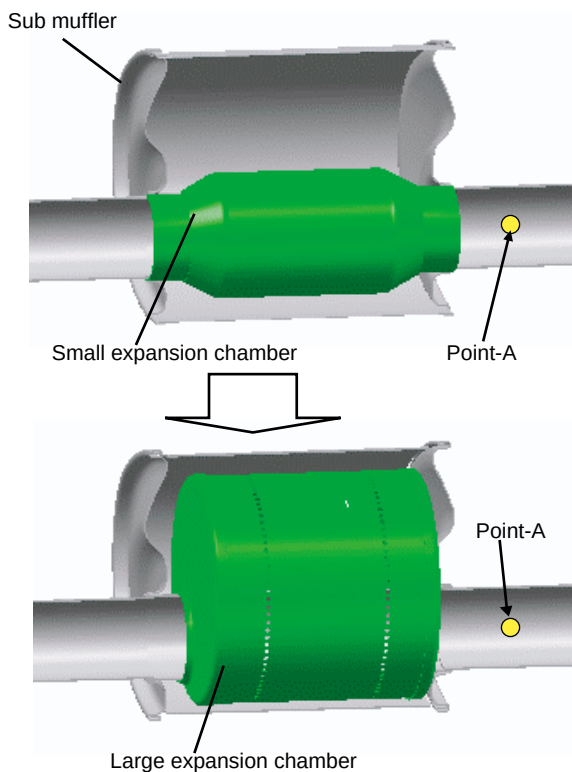


Fig. 25 Expansion chamber inside of the sub muffler

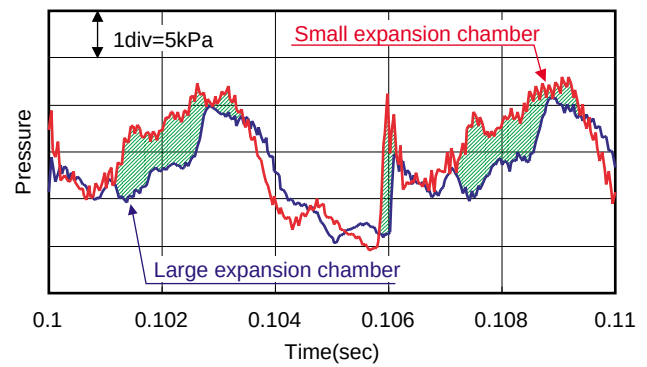


Fig. 26 Comparison of pressure at the sub muffler exit (Point-A)

斜線部に示すように、排気圧力が低減しているのがわかる。

この計算結果を基に試作品を作製し、エンジン台上ベンチでメインマフラの放射音レベルの確認を実施した。Fig. 27にマフラのレイアウトおよび放射音測定位置を、Fig. 28にその測定結果を示す。

Fig. 28に示されるように斜線部だけ、メインマフラからの放射音レベルが低減した。

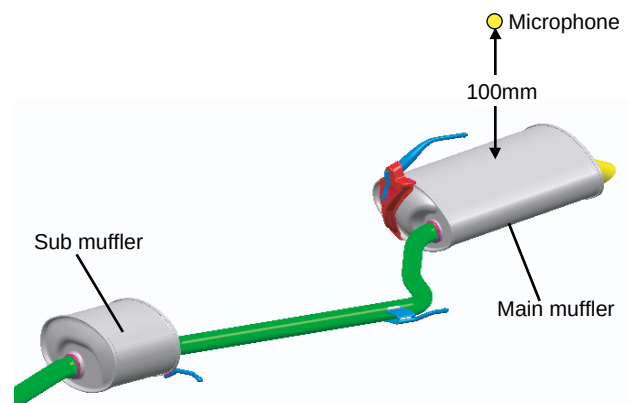


Fig. 27 Measurement of radiation noise from the main muffler

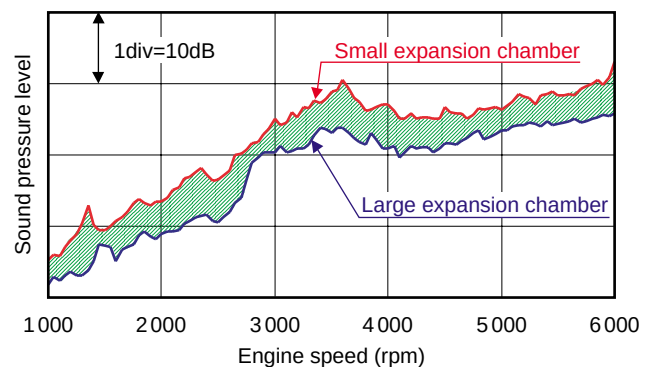


Fig. 28 Comparison of radiation noise from the main muffler

5. まとめ

排気管や消音器から放射される音響エネルギーを予測する技術を以下の手法によって構築した。

- (1) 排気管内部の流体解析は、排気ガスのエネルギー、密度および流速の三要素が入力として必要である。そこで、エネルギーと密度は排気管内圧力と排気ガス温度から算出し、流速は LDV により得られた値を計算に用いた。
 - (2) 排気管の構造解析は、FRF 検証とモードシェイプを確認しながら、溶接モデルまで考慮した。
 - (3) 排気管からの音響解析は、外部音響空間まで FE モデルを作成することで、最終的に得られる放射音を精度良く求めた。
- その結果、複雑な排気放射音の現象解析が可能となった。

6. あとがき

以上述べた技術を普及させるにあたっては、排気管の振動から放射音計算までを比較的短時間で解析できるツールを開発者に提供した。

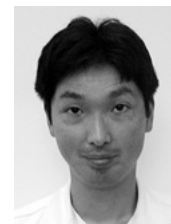
参考文献

- (1) 岩本順二郎：例題演習圧縮性流体力学，東京，共立出版，1980, 156p
- (2) 竹川博之，吉田信俊：排気脈動流測定を例にしたランダムデータの FFT 処理について，小野測器技報，第14号，p.45-49 (2001)
- (3) Donea, J.: Arbitrary Lagrangian-Eulerian Finite Elements Methods, Computational Methods in Transient Analysis, Vol.1, No.10 (1983)
- (4) Perie, F., Nakagawa, H., Yoshimoto, H., Sakurai, M., Yoshida, N., Fukui, Y.: Prediction of Aeroacoustic Noise in Exhaust Systems, The 29th FISITA World Automotive Congress, F02E150 (2002)
- (5) Endo, M., Iwamoto, J.: Numerical analysis of pulsatile jet from exhaust pipe, JSAE Review, Vol.20, No.2, p.243-249 (1999)

■ 著 者 ■



中川 博 史



吉本 秀 之



遠藤 正 樹



白 髭 優 壘



藤代 正 道



桜井 雅 人

小型増速オイルポンプの騒音低減

Study of Noise Reduction for an Overdriven Compact Oil Pump

平野 浩 司*
Koji HIRANO
小野 靖 典**
Yasunori ONO

橋本 尚 之* 木下 将 一*
Hisayuki HASHIMOTO Masakazu KINOSHITA
千賀 義 明**
Yoshiaki SENG

要 旨

小型増速オイルポンプの開発においてフィルタから異音が発生するといった騒音低減の課題があった。この課題に対し加振力であるポンプ吐出部の油圧の振幅(以降、油圧振幅と称す)に着目し、その油圧振幅の低減対策としてロータの歯数設定見直し及びリリーフバルブ開弁特性変更を行い騒音低減を図った。

03 モデルアコードにたいしては、コンパクト・低フリクションのメリットを活かした小径多数歯の小型ロータを開発しインナロータ歯数を4枚から8枚に増加させ油圧加振力を低減させた。又、リリーフバルブにプレリリーフ窓を追加し開弁時の応答改善を行うことで振動・騒音商品性の向上を図った。

ABSTRACT

A noise reduction issue involving abnormal noise from the filter arose during the development of an over driven compact oil pump. This issue was approached by focusing on the amplitude of the oil pressure at the pump discharge side (hereafter oil pressure amplitude) which was the excitation force. Noise reduction was implemented using technology to reduce the oil pressure amplitude. This involved revising the number of teeth in the rotor and changing the characteristics of the opening valve.

A small-diameter, multi-toothed compact rotor was developed to take full advantage of compactness and low friction for the 03 Accord. The number of teeth in the inner rotor was increased from four to eight, then the oil pressure excitation force was reduced. The relief valve was also given additional pre-relief holes in order to improve the valve opening response, with the objective of improving the product's marketability with respect to noise and vibration

1. はじめに

近年の環境問題への対応を受け、自動車用エンジンには、より一層の燃費向上が求められている。燃費向上技術の柱として、軽量化、希薄燃焼、各部フリクションの低減があげられる。

コンパクト化においては、エンジン全長の短縮により車体への搭載自由度を向上することができる。

小型増速オイルポンプは、フリクション低減とコンパクト化を両立させるに有効な技術である。しかしながら、高速駆動及び小歯数に起因する騒音が問題となることが多い。

本開発時に、エンジンの完全暖機後の特定回転数においてオイルフィルタから異音が発生するという現象が生じた。この異音は室内に透過して商品性を著しく低下させる。

* 栃木研究所

** (株)山田製作所

そこでフィルタ異音対策を推進するにあたり異音発生メカニズムの解明及び騒音低減技術を構築した。

2. 本研究のねらい

本テーマを推進するに当たり Fig. 1 に示す油回路構成図をもとに Fig. 2 に示すようにフィルタ異音発生メカニズムについて仮説を立てた。

異音は小型増速オイルポンプ特有の事象であり、かつ特定回転域で発生する事から加振力である油圧振幅と共振現象を含む応答系が影響していると考えた。

加振力については、従来のクランク軸直結駆動(以降、同軸駆動ポンプと称す)タイプの等速ポンプに対してロータサイズが小さく、かつ増速されていることから単位時間当た

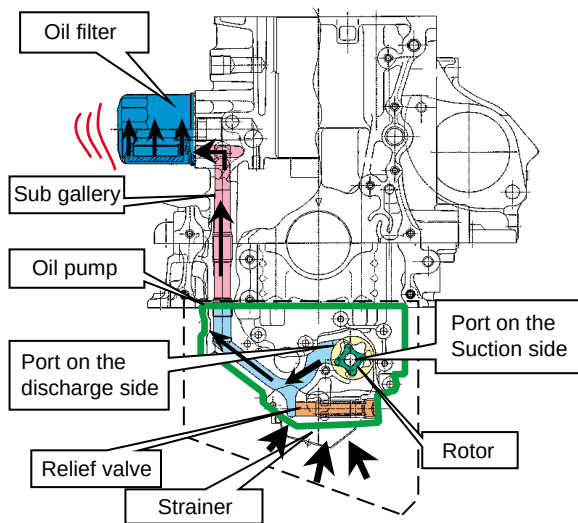


Fig. 1 Block diagram of the oil circuit

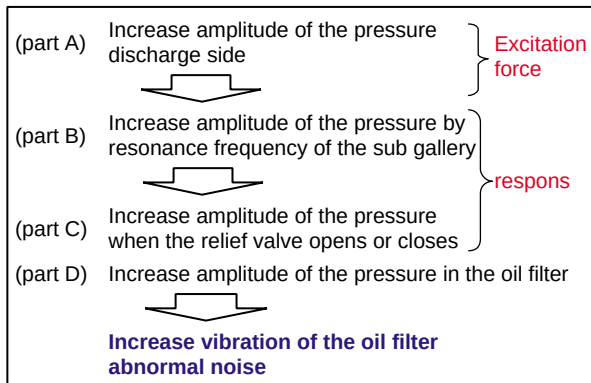


Fig. 2 Assumptions regarding the mechanism of abnormal noise from the oil filter

りの圧力変化が大きい、すなわち圧力振幅が従来に対して大きいと推定した。

次に応答系の課題として油圧共振及びリリーフバルブの応答特性に着目した。油圧共振はオイルポンプからオイルフィルタまでの管路内で発生し油圧振幅を増加させる。管路内の圧力ピークが開弁圧に達するとリリーフバルブが作動する。リリーフバルブは圧力調整弁であるためにリリーフ圧近傍では管路内の圧力を調整しようと開・閉を繰り返す。特にバルブが閉じる場合、オイルの流れを急激に止めるため油撃が発生し結果的に管路内の圧力振幅はさらに増加しフィルタを加振し異音が発生させると考えた。

本テーマにおいては仮説についての検証及び小型増速オイルポンプのメリットである低フリクションをいかした騒音低減技術構築を行う。

3. 基本構造

ここで開発した小型増速下置きオイルポンプは、一般的な同軸駆動タイプと同様に内接ギアタイプのトロコイド型

ロータを使用している。しかしながら、同軸駆動タイプのアウトロータ外径が 80mm 前後に対し、40mm 前後と小径化が図られている。

クランク同軸駆動タイプは、エンジン回転数と同じ回転数で駆動される。しかし、小径ポンプはロータ 1 回転当たりの理論吐出量が小さいため、速度を上げることでエンジン 1 回転あたりの理論吐出量をクランク同軸タイプと同程度に合わせており、クランクからサイレントチェーンにより 1.6 ～ 2 倍に増速駆動される。

上記のポンプの構造比較を Fig. 3 に諸元比較を Table 1 に示す。また、Fig. 4 に小型増速オイルポンプを含めた油回路システム構成図を示す。

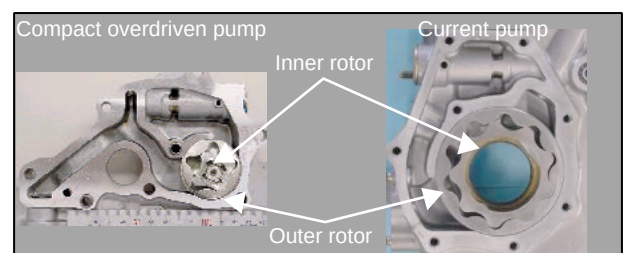


Fig. 3 Comparison of the structures

Table 1 Specification of the oil pump

	Overdriven compact oil pump	Current oil pump
Over driven ratio	Double speed	Single speed
Number of the teeth	Inner 4 / outer 5	Inner 9 / outer 10
Rotor size	$\Phi 40 \times 15.0t$	$\Phi 80 \times 6.0t$
Delivery oil (cc) (at round pump)	6.12	12.2
Delivery oil (cc) (at round crankshaft)	12.2	12.2

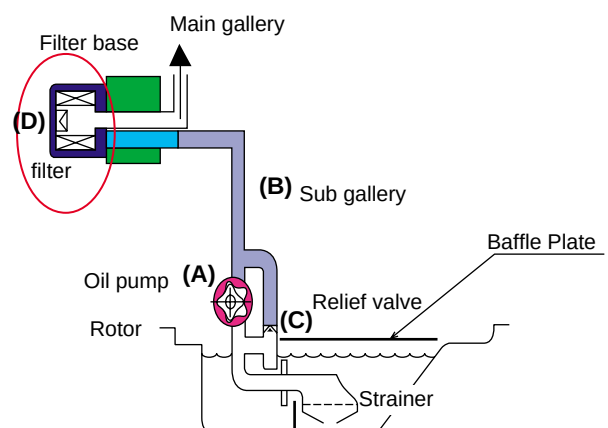


Fig. 4 Oil circuit system of the engine

本オイルポンプはエンジンのロアブロックに取り付けられ、オイルパン内に格納されている。チェーンによって駆動されるロータは、ストレナから吐出ポートを経由してサブギャラリへとオイルを搬送する。サブギャラリを通過したオイルはオイルフィルタでろ過され、メインギャラリを経由してジャーナル及びシリンダヘッドに給油される。又、吐出部(サブギャラリを含む)の圧力が規定値を超えるとリリーフバルブが作動し、余分なオイルはリリーフ通路を経由して吸入ポートへ戻される。

4. 異音発生メカニズムの検証

4.1. 現象把握

異音は油温 90℃以上の暖機後の加・減速時に特定回転数で発生し、主にフィルタ面から放射される。

フィルタ近傍音の測定結果を Fig. 5 に示す。

測定結果より、オイルポンプ噛み合い次数成分が主であり、全次数が同時に増加するという特異な事象であること

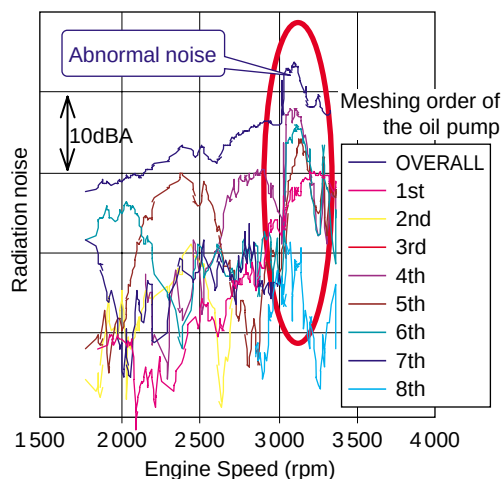


Fig. 5 Sound pressure level nearby filter

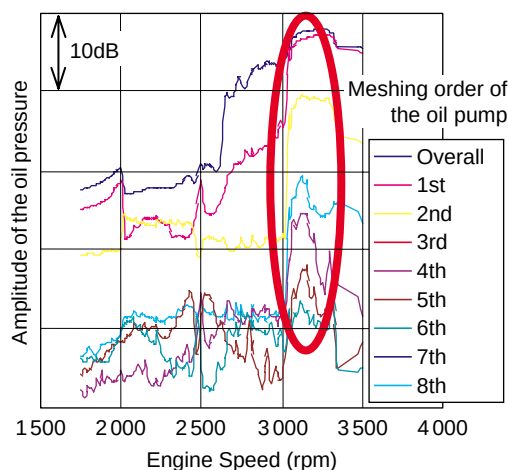


Fig. 6 Oil pressure fluctuation on the discharge side

が分かる。同時に加振力として考えられるオイルポンプの吐出油圧振幅を測定した結果を Fig. 6 に示す。

フィルタ放射音と同様の結果が得られた。本事象は、特定エンジン回転数、油温で発生する事から、オイルポンプの吐出油圧振幅による加振力だけではなく共振等を引き起こす応答系の問題も考えられる。そこで、メカニズムの検証にあたり、加振力影響としてのロータより吐出されるオイルによる油圧振幅、応答系影響としてのサブギャラリ管路系共振影響及び、リリーフバルブ影響について検討する。

4.2. 単体解析ベンチ導入

フィルタ異音はフィルタ膜面のみからの放射であることが分かっており、第2項で示した発生メカニズムを検証するために実機テストだけでは困難なことから、フィルタ近接音をモニタしながら下記①から③の条件を満足できる単体テストベンチを新規に設置した。

- ① 管路共振を立証するため管路形状を変化させられる事。
- ② リリーフバルブの挙動が確認出来る事。
- ③ 油回路の油圧振幅が容易に測定できる事。

単体テストベンチの概要を Fig. 7 に示す。単体テストベンチの構成はサブギャラリ及びフィルタベース形状を模したジグにオイルポンプを取り付け、モータで駆動し、フィルタ後流に設置した調圧弁にて管路内圧を設定した。

また、油圧脈動による加振力及び管路内の共振を計測するためにオイルポンプ及び管路内に圧力センサを、またリリーフバルブの挙動を確認するためにギャップセンサを配置した。単体ベンチでの再現テストの結果、実機と同事象の異音が確認できた。

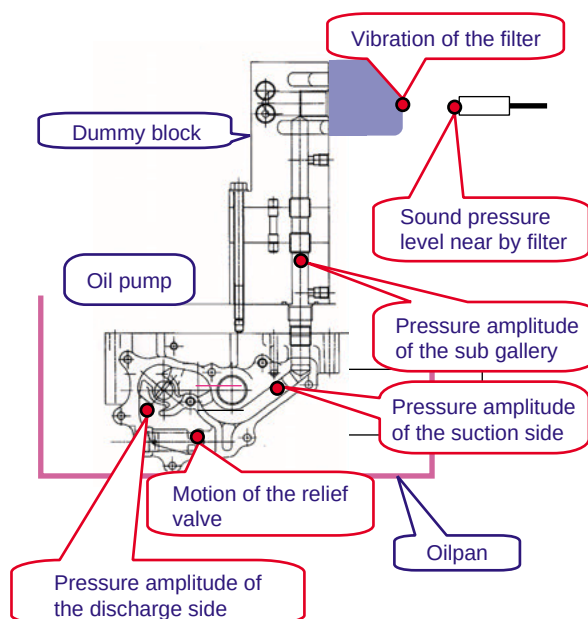


Fig. 7 Test bench

4.3. 加振力影響

オイルポンプ加振力としてまず第一にロータより吐出されるオイルによる油圧振幅が考えられる。これは一歯当たりの理論吐出量(エンジン一回転当たりの理論吐出量をエンジン一回転当たりに噛み合うオイルポンプロータ歯数で除した値)の影響を受けると推定した。

すなわち油圧振幅を抑えようとした場合、吐出流量の大きいポンプは歯数を増やす必要があるのではないかと考えた。

まず初めに Fig. 7 に示した単体解析ベンチにおいて加振力を測定し同軸駆動ポンプと比較した結果を Fig. 8 に示す。小型増速オイルポンプの油圧振幅は、3 000rpm 付近で共振と思われるピークが発生している。しかし、共振影響と思われる領域を除いた 2 000rpm 以下においても従来品(同軸駆動ポンプ)に対し約 2 倍と大きい。Table 2 に示すように 1 歯当たりの吐出量は小型増速オイルポンプの方が同軸駆動ポンプに対し 13% 多く、油圧振幅は大きくなると推定できるが実験結果のように 2 倍になるとは考えにくい。

これらの結果を基にポンプの加振力である油圧振幅を増加させる要因として、一歯当たりの理論吐出量に加えてポンプの増速駆動も影響していると考えた。

この実験結果を検証するためにロータから吐出されるオイルの油圧振幅を計算により推定する。

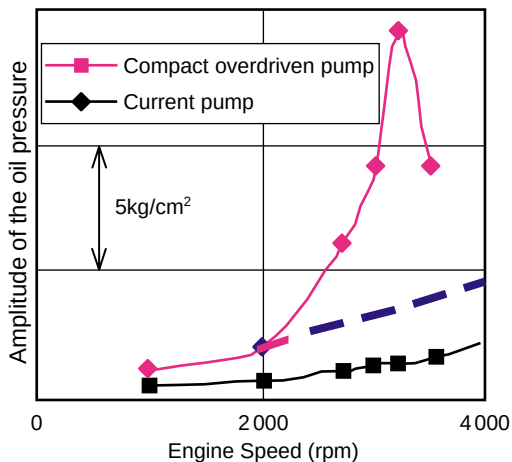


Fig. 8 Result of the pressure amplitude measured on the discharge side

Table 2 Delivery oil per rotor tooth

	Overdriven compact oil pump	Current oil pump
Over driven ratio	Double speed	Single speed
Number of the teeth	Inner 4 / outer 5	Inner 9 / outer 10
Delivery oil (cc) (at round crankshaft)	12.2	12.2
Delivery oil (cc) (at rotor tooth)	1.53	1.35

オイルは Fig. 9 に示すインナーロータとアウターロータ間のセルに充填され、ロータ回転と共にセル容積が変化しセル内のオイルを吐出する。計算を簡素化するためセル内のオイルは常に 100% 充填されていると仮定する。またオイルは非圧縮性流体として扱う。

Fig. 9 の斜線部のセル容積を V とし、セルが最大容積となるロータ回転角度 θ を零とするとセル容積はロータ回転角に対し Fig. 10 のように変化する。ロータから吐出される一歯当たりのオイル流量を Q 、ロータセル内の容積を V 、ロータ回転角度を θ とすると

$$Q(\theta) = V_{\max} - V(\theta) \quad (1)$$

ここで $\theta = \omega t$ であるから

瞬時にロータから吐出される一歯当たりのオイル流量は

$$\frac{dQ}{dt} = -\frac{dV}{dt} = -\omega \frac{dV}{d\theta} \quad (2)$$

となる。これを全歯数で合算したトータル流量を求め、脈動率 ε の式⁽¹⁾⁽²⁾に代入すれば

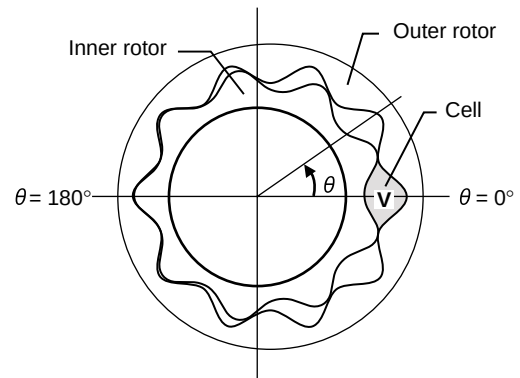


Fig. 9 Model of the oil pump rotor

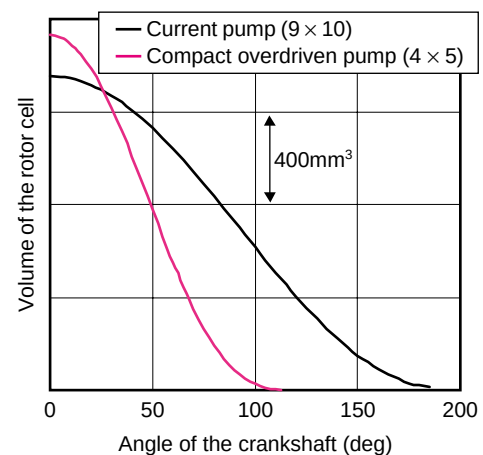


Fig. 10 Rotor cell volume (calculation)

$$\varepsilon = \left\{ \left(\frac{dQ}{dt} \right)_{\max} - \left(\frac{dQ}{dt} \right)_{\min} \right\} / \left(\frac{dQ}{dt} \right)_{\text{mean}}$$

$$= \sum_{i=1}^N \left[\left\{ \left(\frac{dV_i}{d\theta} \right)_{\max} - \left(\frac{dV_i}{d\theta} \right)_{\min} \right\} / \left(\frac{dV_i}{d\theta} \right)_{\text{mean}} \right] \quad (3)$$

Q：流量，V：セル容積，V max：セル容積最大値，
θ：ロータ回転角度，ω：ロータ角速度，
N：同時噛み合いロータ歯数

(3)式より脈動率はセルの容積変化で表すことが出来る。
小型増速ポンプと同軸駆動ポンプを一歯当たりのセル容積
変化で比較し Fig. 11 に示す。またクランク回転に対する
セルの容積変化を Fig. 12 に示す。

セルの容積変化で比較すると小型増速ポンプの方が2倍
程度大きく、単体解析ベンチでの結果と一致する。ロータ歯
数をパラメータとして脈動率 $\varepsilon^{(1)(2)}$ を計算推定した結果を
Fig. 13 に示す。

本計算結果より、小型増速ポンプにおいて脈動率を同軸
駆動ポンプと同等とするためにはロータ歯数を現行の2倍
にあたる 8/9 枚する必要があることが分かった。

しかしながら、トロコイド曲線をベースとした現在の
ロータ設計手法では、歯数の増加は外径増加につながりフ

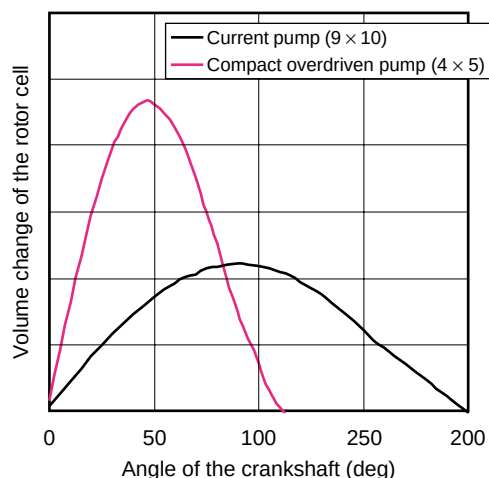


Fig. 11 Volume change of the rotor cell (calculation)

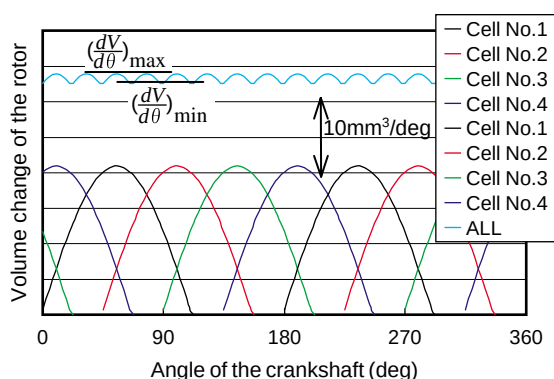


Fig. 12 Volume change of the rotor (calculation)

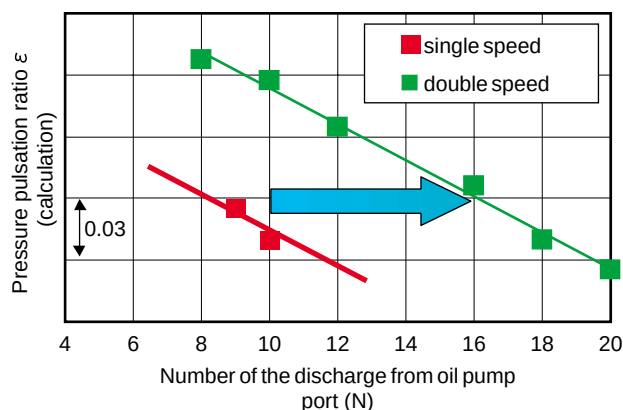


Fig. 13 Result of calculation of the pressure pulsation

リクシオンを増加させてしまう。

Fig. 14にフリクションと油圧振幅との関係を示す。フリ
クシオンの増加を極力抑えるために小径多数歯ロータ(歯数
8/9 枚，外径45mm)を開発し，あわせてフリクション低減
のためロータ摺動部の接触面積を減らす構造とした。その
構造を Fig. 15 に示す。またフリクション低減効果を Fig.
16 に示す。

これにより低フリクションの小型ロータのメリットをい
かしつつ油圧振幅を 60%低減する事ができた。

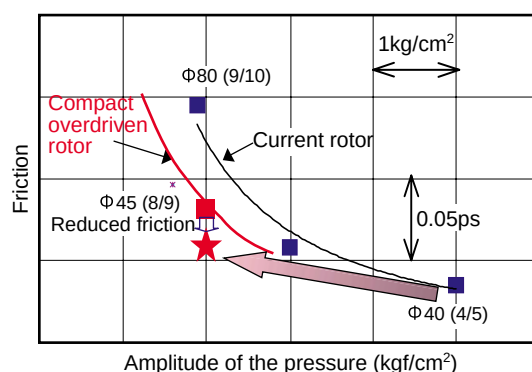


Fig. 14 The relation between pressure amplitude and friction of the oil pump

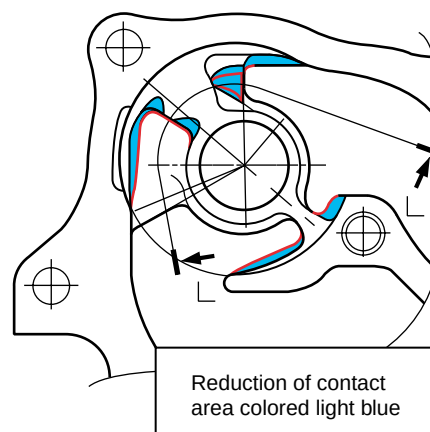


Fig. 15 Effect of reduced friction of the oil pump

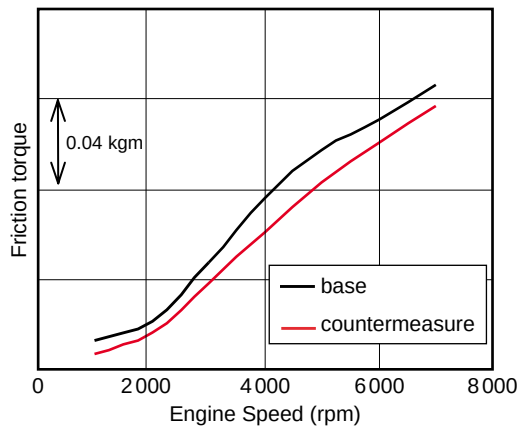


Fig. 16 Effect of reduced friction of the oil pump

4.4. 応答系影響

応答系影響としてサブギャラリ管路系の共振影響及びリリーフバルブ影響について検討する。

異音は特定回転数、特定油温で発生するためサブギャラリの管路共振に着目し、単体テストベンチで管路長さをパラメータとして試験を行った。結果を Fig. 17 に示す。

本結果よりサブギャラリの管路長(L)を変えると、管路内の油圧振幅ピークも変化する事から管路共振の影響を受けている事が分かる。

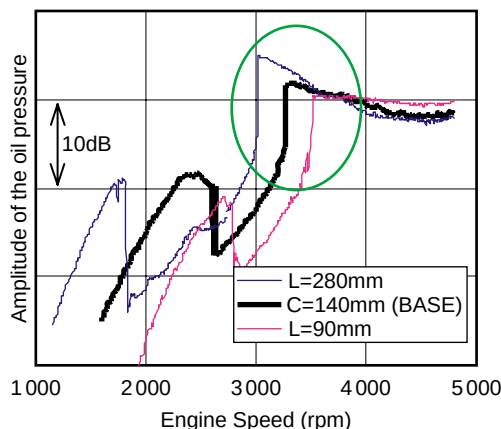


Fig. 17 Amplitude of the pressure at sub gallery

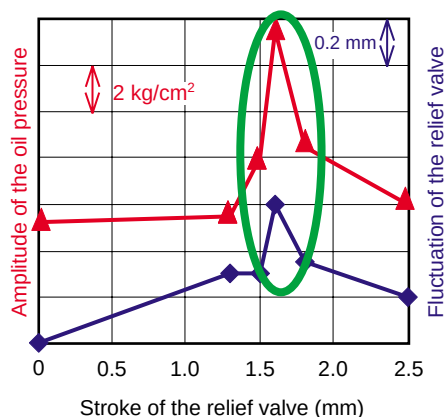


Fig. 18 The relation between amplitude of the pressure and relief valve location

また、図中(Fig. 17)に示すように 3 000rpm 付近で油圧の振幅が急激に立ち上がる特異点が存在する。この特異点はリリーフ開弁圧近傍であり、リリーフバルブの開閉時に油撃が発生していると推定した。油圧振幅の増加とリリーフバルブの開閉タイミングとの相関を確認するためにリリーフバルブの挙動をギャップセンサで確認した。結果を Fig. 18 に示す。

推定したとおりリリーフバルブの開弁ポイントでリリーフバルブの振幅増加と同時に油圧振幅が急激に増加している。従来の同軸ポンプに比べ油圧振幅が大きくかつ管路共振により振幅が増加するためリリーフバルブの振幅は大きくなる傾向にある。

圧力制御弁であるリリーフバルブは管路内の圧力最大値がリリーフ開弁圧を超えると圧力に応じて振動し、余分なオイルを吸入ポートへ逃がすことでポンプからフィルタまでの圧力を一定に保つ働きをする。ここで問題となるのは、リリーフバルブの位置である。特にリリーフ通路を開から閉にバルブが移動する場合、油撃を引き起こす可能性がある。Fig. 19にリリーフバルブ位置に対するリリーフ通路開口面積を示す。単体テストベンチでの試験結果より油圧振幅が急激に増加するリリーフバルブの位置をFig. 19にマーキングで示す。

本図から分かるように、リリーフ通路開口面積が急激に変化している位置でリリーフバルブが振動している。以上の結果をまとめると

- ①リリーフ開弁圧近傍で管路内の油圧振幅に呼応してリリーフバルブが動く。
 - ②リリーフバルブ位置が 1.5mm を過ぎた時点でオイルが流れ出し管路内の圧力は減圧される。
 - ③リリーフバルブは所定内圧を保つために閉じる。
 - ④リリーフバルブが急激にオイルの流れを止めるために油撃が発生し管路内圧力が一時的に増加する。
- ①から④が繰り返り起こるため、管路内の油圧振幅が急激に増加しオイルフィルタを加振し異音が発生すると考え

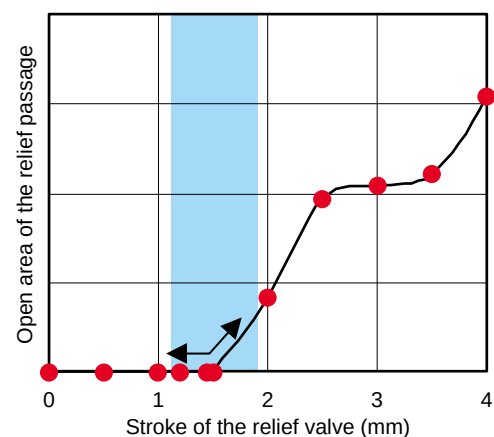


Fig. 19 The relation between relief valve stroke and open area of the relief passage

られる。対策としてリリーフ開弁特性を改良するためにリリーフ通路開口面積とストローク量の関係を Fig. 20 に示すように変更した。この関係を得るために、リリーフ窓形状を変更しプレリリーフ窓を Fig. 21 に示すように新規に追加することで対応した。これにより急激な断面積変化を抑えることが可能となった。

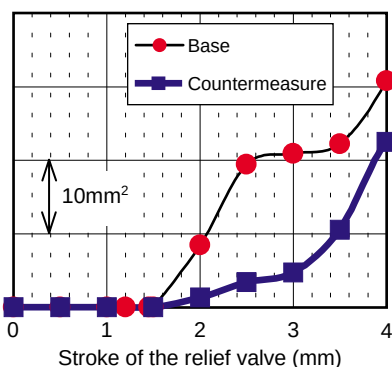


Fig. 20 The relation between area of the passage and stroke of the relief valve

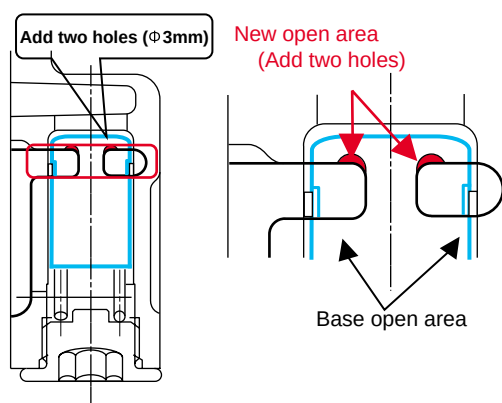


Fig. 21 Remove open area of the relief passage

5. 対策内容

以上の結果より第2項で発生メカニズムとして考えたように従来の同軸ポンプに対してオイルポンプのロータ歯数／サイズに影響される加振力の増加とサブギャラリ通路の管路共振及びリリーフ通路形状に起因するリリーフバルブの応答特性が悪影響を及ぼし急激な油圧振幅増加が異音発生につながった。

最終的には Table 3 に示すようなオイルポンプ諸元の変更、すなわち異音対策として加振力を低減するため、ロータ歯数を4/5枚から8/9枚に増やし、併せて、リリーフ開弁特性変更の為プレリリーフ窓を追加した。これにより騒音対策効果は Fig. 22 に示すように異音は改善され問題無いレベルとなった。オイルポンプの諸元を Table 2 に、騒音対策効果を Fig. 19 に示す。

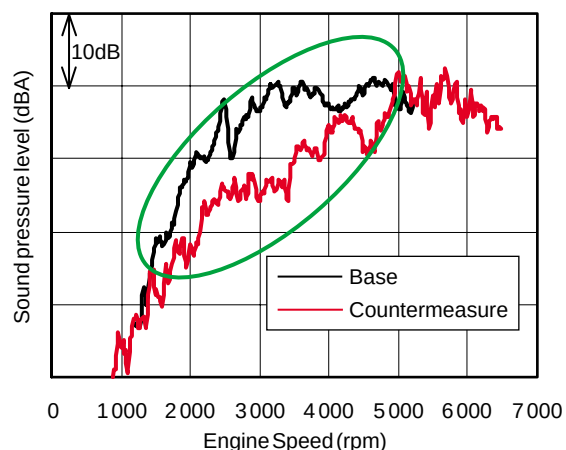


Fig. 22 Result of a countermeasure to reduce oil pump noise

Table 3 Comparison of specification for data of the oil pump

	Base	Countermeasure
Over driven ratio	Double speed	Double speed
Number of the teeth	Inner 4 / outer 5	Inner 8 / outer 9
Rotor size	Φ 40 × 15.0t	Φ 45 × 14.3t
Delivery oil (cc) (at round pump)	6.12	5.94
Delivery oil (cc) (at round crankshaft)	12.2	11.9

6. まとめ

小型増速オイルポンプの騒音低減をはかる中で異音発生メカニズムを明確にするために、油回路形状及び管路内圧力調整ができる単体テストベンチを導入した。その単体テストベンチを活用し、新モデル開発時に以下に示す有効な対策を行うことにより、オイルポンプの騒音を低減することができた。

- ① 小型増速オイルポンプの騒音低減のためには、油圧の振幅を抑えるために増速比に応じた歯数設定が必要である事がわかり小径多数歯インナーロータの最適な歯数として、今回8枚に設定採用した。
- ② リリーフ窓の急激な開口面積変化を抑えるために窓形状を変更した。

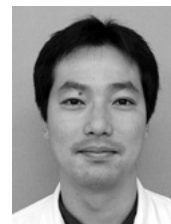
7. 参考文献

- (1) 油圧技術便覧編集委員会：油圧技術便覧 改訂新版，日刊工業新聞社，1976 年発行，p.267
- (2) 日本機械学会：機械工学便覧 改訂第6版，日本機械学会，1977 年発行，p.9-86

■ 著 者 ■



平野 浩 司



橋本 尚 之



木下 将 一



小野 靖 典



千賀 義 明

二輪車燃料タンクにおけるプレス成形性評価手法の確立

Establishment of a Method for Formability Evaluation on Motorcycle Fuel Tank

荻 野 孝*
Takashi OGINO
斎 藤 実**
Minoru SAITO

鴨 弘 之*
Hiroyuki KAMO
横 田 裕 樹**
Hiroki YOKOTA

田 上 友 之*
Tomoyuki TAGAMI
桑 原 正 二**
Shoji KUWABARA

要 旨

燃料タンクのプレス成形性机上検討ツールとして、簡易・高速検討型の「成形マップ手法」と、詳細・高精度検討型の「プレス CAE 解析手法」をそれぞれ開発し、設計段階においてプレス成形性を評価できる手法を構築した。これらの手法を実務モデルに適用して解析結果と実測データとの相関を確認して当手法の有効性と信頼性を検証した。

ABSTRACT

“Press map method” for simple and high speed and “Press CAE analysis method” for in-depth and high accuracy were developed as tools for considering a press formability of motorcycles’ fuel tank. The methods enabling evaluation of press formability in the design stage were established. The effectiveness and reliability of the methods were verified by confirming the correlation of actual measurement data with the analysis result in applying the method to the actual models.

1. はじめに

燃料タンクは燃料を密閉保持する部品である。外装タンクにおいては、それと同時に車両全体の機能美を構成する部品でもあり、エンジン形式およびフレーム形式によって様々な形状が要求される。特に近年では、ユーザーニーズの多様化、環境問題への対応等で、燃料タンクに求められる形状も新規形態のものが増えている。新規形態の燃料タンクを製造する上で、期間短縮とコスト削減を計っていくためには、従来の試行錯誤による金型製作手法に代わり、設計段階で製造要件を検討できる手法の開発が求められている。

2. 製品開発における成形性評価

2.1. プレス成形

燃料タンクをプレス成形する場合の金型構造を Fig. 1 に示す。ダイとblankホルダーで板材を挟み、ダイとパンチ間で板材を塑性変形させることによって成形する。このとき、不具合として発生する代表的な事象にき裂としわがある。鉄板の伸びと縮みの許容限度内であれば、うまく成形できるが、その限度を超えるときき裂やしわが発生する。Fig. 2 にそれぞれの実例を示す。き裂としわは相反する関係にあり、

き裂を対策するとしわの発生につながることが多い。しわの発生は見た目が悪いだけでなく、部品強度の低下、あるいは金型の損傷を招く。その発生の原因は多くの場合、金型形状の急激な凹凸の変化により引き起こされるので、それを緩和する方向で対策がとられる。

対策は大きく分けて以下の二つの方法に大別される。

- (1) プレスマシン設定、絞りビード高さ調整等、成形条件の修正
- (2) 製品形状や余肉部を含む金型形状の変更

成形条件の変更や余肉部分の修正であれば、製品形状には影響がないが、不具合の内容によっては製品形状の変更が必要となる場合もある。そのときには、燃料タンクだけでなく他の部品の意匠面や機能形状の変更にもつながり、大きな修正工数および費用が発生することとなる。

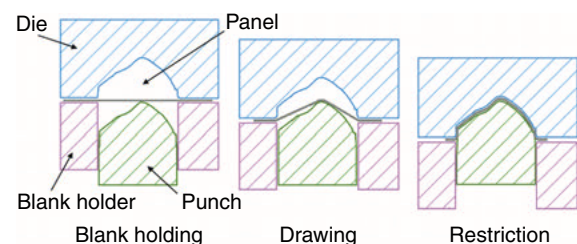


Fig. 1 Press die structure and motion

* 朝霞研究所

**ホンダエンジニアリング(株)

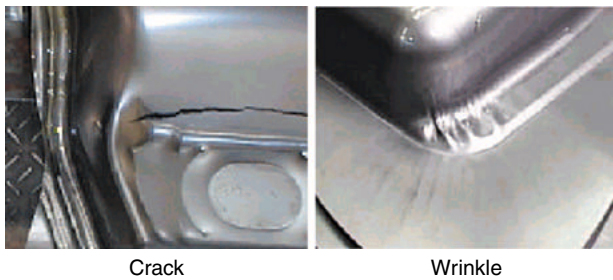


Fig. 2 Press defect

2.2. 成形性予測ツールと開発での適用タイミング

成形性予測ツールを製品開発で使うとき、製品設計段階と金型設計段階では、それぞれ求められる機能が異なる。製品設計段階では、タンクおよびその関連部品の機能設計と同時に成形性検討を行う必要がある。そのためには、種々の形状に対し成形性検討を簡易に短時間でできること、成形性に関する大きな不具合を対策しておくことが重要である。

一方、金型設計段階では、製品設計された部品を量産工程で精度良く作るために、金型形状および成形条件の検討を行う必要がある。そのためには、実際のプレス加工工程を模した予測を行うことができ、成形結果を詳細に精度良く評価できることが重要である。そこで、製品設計と金型設計段階で使える机上検討ツールとして、簡易な高速検討型の「成形マップ手法」と、詳細・高精度検討型の「プレス CAE 解析手法」をそれぞれ開発した。Fig. 3 に開発フロー内での各設計段階の位置付けと、ツール適用タイミングを示す。

3. 成形マップ手法の開発

2章で示したように、製品形状に急な凹凸があると成形性に対して不利であり、それを製品設計段階で対策しておくことは、後の不具合発生も少なくなる。急な凹凸を定量化し、種々な形状検討を行い易くする金型設計手法として使っていた周長差法を応用し「成形マップ手法」を開発した。

3.1. 成形マップ手法

Fig. 4 に示すような形状をプレス成形した場合、段差 D を持つ突起部で板が変形される。板 A 部は板 B 部に引っ張られながら成形され、逆に板 B 部はその反力で板 A 部に引っ張られて成形される。このときの板 A 部の状態は、Fig. 5 に示す

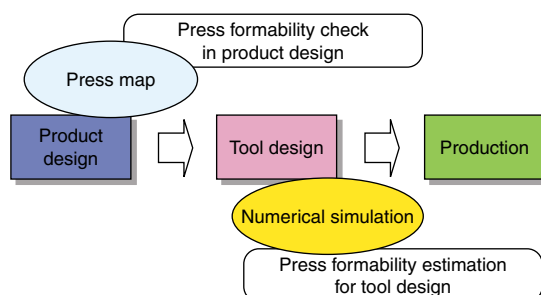


Fig. 3 Simulation map in a product flow

ように平板を面内方向に単位長さ当たりの荷重 P_i を長さ C の範囲に荷重した場合に近似できる。板を破断限界まで引っ張った場合の荷重を一定に保つと、段差 d_a は荷重付加長さ C に比例し、変形開始点 O を基準として長さ E をとると段差 d_a は E にも比例する。

長さ E と d_a の関係を図示すると Fig. 6 のようになる。変形パターン 3 種類 (i, j, k) を併せて表示している。パターン i, j は破断限界の形状を示し、パターン k はパターン i に更に荷重を負荷した場合を表し、破断状態を示している。変形形状の両肩を結んだ線 a, b を引き、領域 I, II, III を区切ると、各領域の特性は以下となる。

- ・領域 I は、板の任意の点 Q が変形可能な領域
- ・領域 II は、パターン i, j, k が混在する領域であり、荷重付加長さ C によって変形の可否が共存する領域
- ・領域 III は、変形不可能な領域

これらの特性によって、板の任意の点 Q の変形可否が長さ L と段差 d_a で表せることがわかる。次に板 B 部の変形であるが、ここも板 A の破断荷重 P_i で引っ張られており、その変形量 d_b は断面幅 W のみに比例する。板 A, B 部の変位を合わせると成形可能な最大変形段差 D を求められる。

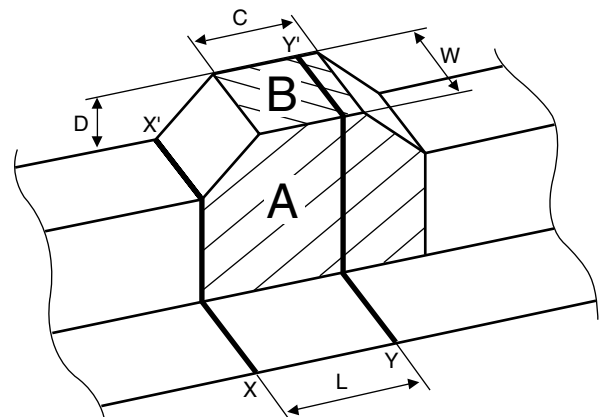


Fig. 4 Typical press shape

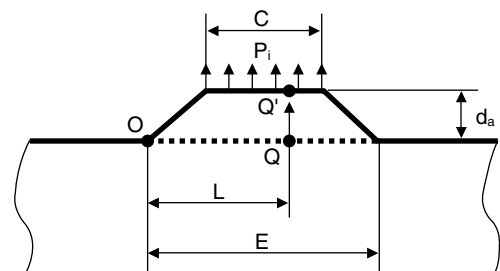
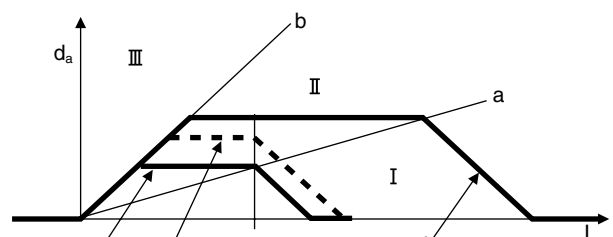


Fig. 5 Deformation of plate A

Fig. 6 Relationship between L and d_a

$$D = d_a + d_b \quad (1)$$

すなわち、成形可能な最大変形段差Dは、長さLと断面幅Wで表せることがわかる。このとき、二つの断面(Fig. 4のXX', YY'断面)の長さの差F(周長差)をとると、段差Dと同一であり、段差を周長差に置き換えられる。この関係を、Wを一定としてLとFで図示するとFig. 7のようになる。この関係を成形マップと呼び、前述した領域I, II, IIIをそれぞれ成形安定領域、生技検討領域、成形不可領域としている。

Fig. 8に示す形状に対し成形性を判定する場合、基準断面に対する断面x, y, zの断面間距離と周長差を計り、マップに書き入れる。Fig. 7にそれぞれの数値を示す。断面x, zは成形可能領域にあるが、断面yは成形性の共存領域に入っている。しかし、断面zまで段差が伸びているので、この場合は成形可能な段差であると判定できる。

実際の製品は、複雑な形状を持っているが、このような段差形状の集合体とみなせばこの手法を適用できる。そこで、実際の成形品の周長差を測定し、それぞれについて成形性を確認した。その結果をFig. 9に示す。マップの判定値と実際の事象とはよく一致し、実製品にも適用可能であることが確認できた。

3.2. 成形マップシステムの構築

成形マップの判定をより効率的に行うツールとして、CAD上に成形マップシステムを構築した。Fig. 10のような製品形状に対し、プレス方向を通る断面を平行に複数作成し、作成された各断面の長さ(周長)を計算する。作成された複数断面の中から任意の二つを選ぶと

周長差 = $L_a - L_b$, 断面距離 = L_c が求められる。

これを先の成形マップに当てはめ、プレス成形時の不具合判定を行うものである。断面線の色と太さを分けることにより、判定値を表示している。太さによって成形性判定領域を表し、色によって周長の長短を表している。長短を区別することで形状修正の指針を示している。

製品形状の段差が大きく成形の難しい形状の場合、従来からダイフェース部分を曲面にして成形性を確保するが、その曲面ダイフェースにも対応している。また逆に、平面ダ

イフェースでの周長余りを計算し曲面ダイフェースを作成する機能も付加している。成形判定に要する時間は約1-2分であり、形状検討あるいは、ダイフェース設計に活用している。

3.3. 成形マップシステムの適用事例

Fig. 11に成形マップシステムの適用例を示す。この適用例の場合、当初平面ダイフェースで金型仕様を考えていたが、成形マップシステムで検討したところ、成形不可領域が多いので曲面ダイフェース仕様に変更した。赤と黄の断面線はどちらも成形不可領域の断面である。赤が周長の短いもの、黄色が周長の長いものを表す。対策として、黄色の周長を短くするためにダイフェースを盛り上げた。このときの試作結果はFig. 12に示すように大きな不具合がなく成形できた。

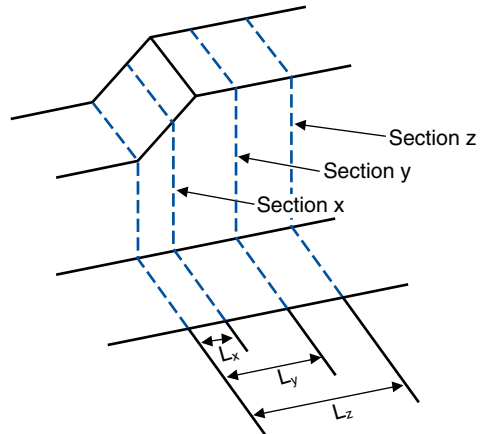


Fig. 8 Sections on a shape

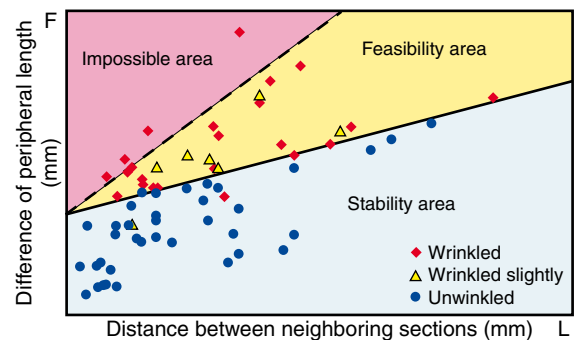


Fig. 9 Measured data on press map

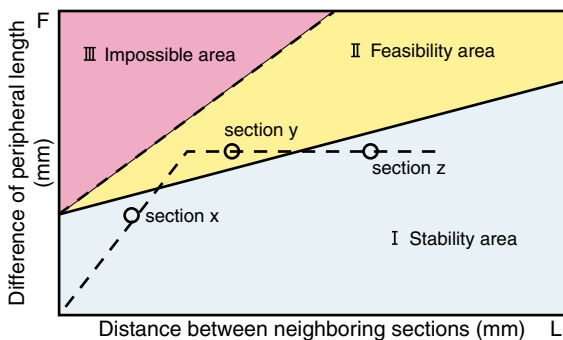


Fig. 7 Press map

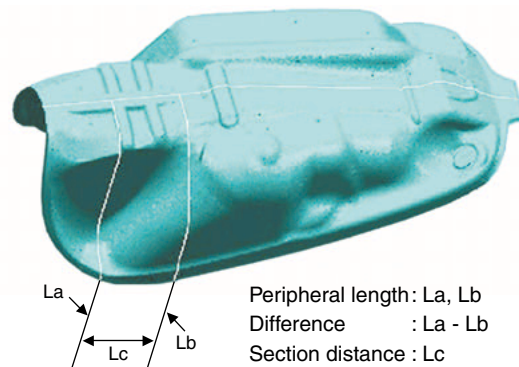


Fig. 10 Press map system

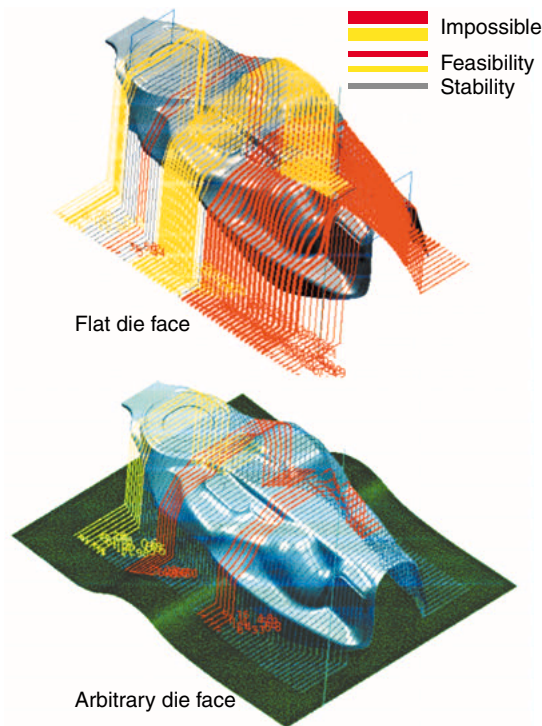


Fig. 11 Example of product shape



Fig. 12 Result of press forming with arbitrary die face

この結果から、成形性判定ツールの有効性を実証できた。また、試作型を量産と同じ曲面ダイフェースにしたことで、金型仕様に試作結果の不具合対策を織り込むことができ、金型設計の効率向上に寄与した。

4. プレス CAE システムの開発

金型設計段階では、製品形状を含めた金型形状と成形条件を含めた成形性を検討する必要がある。そのためには、実際のプレス加工工程を同条件でシミュレートでき、成形過程における板材のき裂、しわ、ひずみを評価できる機能を有することが求められる。これらを実現するシステムとして有限要素法(FEM)を用いた弾塑性変形解析(プレスCAE)を活用している。

4.1. プレス CAE

プレス加工工程をシミュレートするには、以下の機能が必要である。

- ・複雑な製品形状を取り扱える
- ・素材の非線型現象(素材の大変形、塑性域変形、型との接触)を解析できる
- ・ドロービード、トリム等のプレス成形固有の問題を取り扱える
- ・解析が安定していて、実用的な時間で解析できる
- ・成形性を正確に評価できる

この要件を満足する手法として、FEMを用いた手法が幾つか提案されているが、大きく分けると動的陽解法、静的陰解法に区分される。それぞれの手法に長所および短所があるが、解析時間と精度の観点から動的陽解法ソフトを選択した。この手法は、もともと衝撃解析や衝突解析をシミュレートするために開発されたものであるが、それを準静的なプレス加工解析に応用したもので、大変形や接触のような非線型解析に対して、解が確実に得られ計算が安定していることが特徴である。反面、この手法は解析時間ステップの刻みを非常に小さく(10⁻⁶sec程度)とる必要があり、数秒かかるプレス工程を解析するには、多大な計算時間がかかってしまう。そのため、実用的にシミュレートするには何らかの工夫が必要であり、現状では、解析結果の精度に影響をあたえない範囲で、成形速度を10～100倍に上げて対応している。

4.2. プレス CAE システムの導入とカスタマイズ

動的陽解法手法による成形性予測をより効率的に行うため、プリポストシステムを導入しカスタマイズを行った。このシステムには以下の特徴がある。

- ・プレス加工専用システムであり、パラメータ入力においてシングルアクションプレス、ダイ、パンチ、ビード等のプレス加工用語を用いて入力でき、プレス設計者にとって扱いやすいシステムとなっている。また、解析に用いられる内部パラメータはデフォルト値が設定されており、動的陽解法ソフトを意識せず解析が実行できるようになっている。
- ・絞りビードによる板材の変形抵抗を数値パラメータとして入力できる。絞りビードを型形状でモデル化する場合に比べ大幅な計算時間短縮となる。このパラメータ値は実験と解析との同定を行い、正確な数値を導出している。
- ・材料データベース機能をもっており、当社固有のデータが登録可能となっている。現在、製品に使用している材料で引っ張り試験を行いひずみ-応力線図、r値(異方性パラメータ)を測定し登録してある。
- ・多くの結果表示機能をもっており、様々な角度から成形性を評価できる。表示機能として板厚減少率分布、FLD(成形限界線図)、スクライブドサークル、ショックライ

ン、加工圧、素材と型との接触分布などがある。

- ・社内イントラネットにデータベースを設け、解析条件と解析結果を保存している。製品と金型設計者に開示され、金型設計に活用している。

このシステムを用いた解析手順を Fig. 13 に示す。

(1) 3D モデルの作成

製品モデルに対し、余肉形状、ダイフェース形状を付加し、金型形状を作成する。プレス成形上重要なフィレット部は忠実に作成する必要がある。

(2) メッシュ作成

ダイ、ブランクホルダ、パンチおよび素材を全て有限要素メッシュによる多面体近似で表す。

(3) 成形条件設定&解析

材料特性、クッション圧、マサツ、絞りビード荷重、ストローク量等の成形条件を設定し、解析を実行する。

(4) 結果評価

成形過程における板材のひずみ、変形、板厚、応力、面圧を出力し、この結果から金型形状、素材の種類、板厚、形状および配置、クッション圧、摩擦、絞りビードパラメータの検討を行う。

(5) 結果の蓄積

これらの結果を先に述べた解析データベースに保存する。

解析結果の一例を Fig. 14 に示す。このグラフは燃料タンクの板厚を対称面沿いに出力しており、実測と解析結果を併せて表示している。両者はグラフ全域でよい相関を示しており、実製品に適用可能であることが確認できた。

4.3. プレス CAE システムの適用事例

しわ、き裂に対するプレス CAE システムの適用事例を示す。

4.3.1. しわの予測

Fig. 15 に解析結果の変形形状を示す。上図が改修前、下図が改修後である。改修前は凹形状部に板余りが発生していたがダイフェース形状を変更することでその板余りを防ぐことができた。

解析では、型が剛体であることから下死点でのしわの発生は実際より少なくなる。そのため、現状では成形過程における板の変形具合、しわの発生タイミング、しわの高さなどを前述したデータベースから類似機種の燃料タンク形状を参考に設計者のしわ判定に役立てている。

4.3.2. き裂の予測

Fig. 16 に解析結果の板厚分布図と各仕様ごとの最小板厚グラフを示す。初期仕様でき裂の判定値はクリアしたものの限界値に近く量産時のバラツキを考えると成形余裕度がないため、素材配置と形状を修正し余裕度を増した事例である。最小板厚部の板厚を基本仕様と改修案 1、2 で比較した。き裂の判定には、このほかに板厚減少率、成形限界線図、板厚減少履歴を総合して判定を行っている。

5. 今後の課題

- (1) き裂、しわの次に多い成形不具合に面ひずみがある。これは製品形状上に微少なしわ、あるいは、うねりが生じたもので、外観品質の低下を招く。変形状態、応力、ひずみ等で判定する手法があるがまだ、精度が十分でない。今後、事例数を増やし判定技術を確立していく必要がある。
- (2) 金型形状の中で余肉形状は成形性に大きく影響する部位である。この形状によって周長差も調整出来、板の流入もコントロールすることができる。しかし、クッション圧のように解析パラメータでチューニングする場合と異

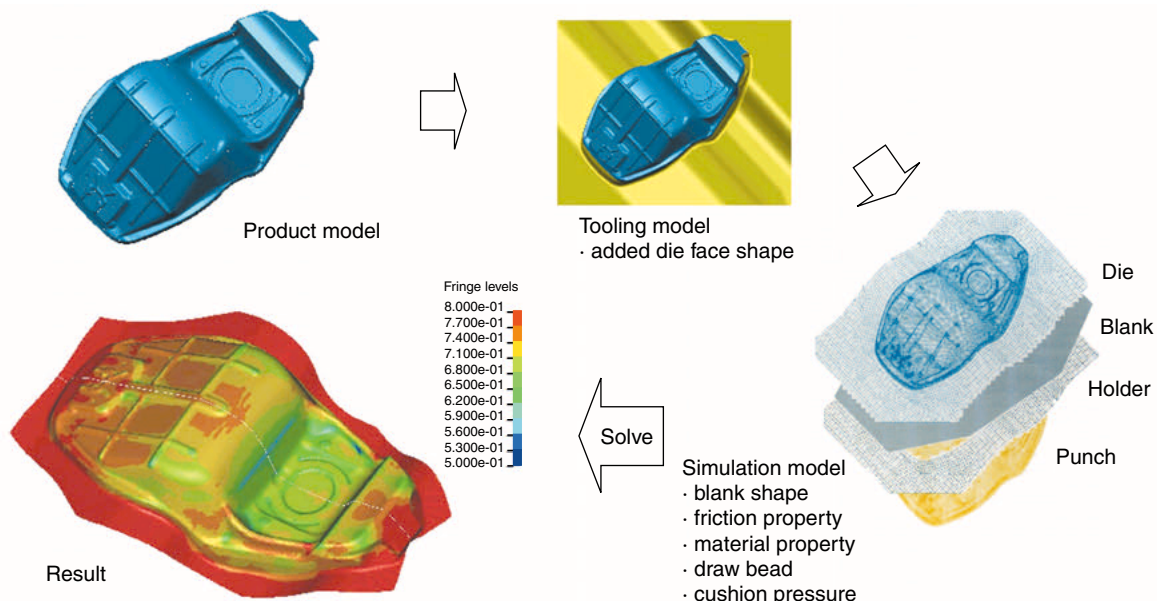


Fig. 13 Simulation flow

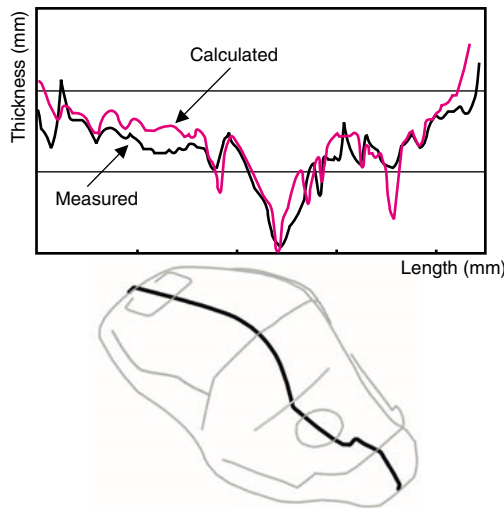


Fig. 14 Measured and calculated thickness distribution on a product shape

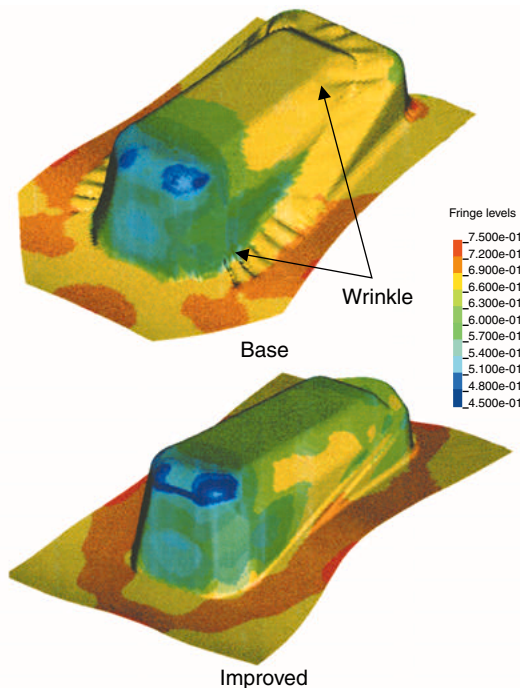


Fig. 15 Countermeasure implementation for wrinkle

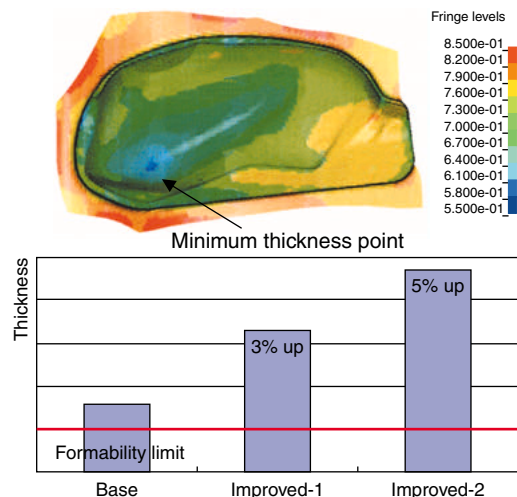


Fig. 16 Countermeasure implementation for crack

なり、この形状を検討するには余肉形状モデルを複数用意する必要がある。現在簡易ツールを検討中である。

- (3) 海外生産のシフトに伴い、現地設備・現地材料でのプレス加工が増えてきている。それぞれ成形性が異なるため、現地材料の材料特性を今後揃えていく必要がある。

6. まとめ

プレス成形性評価手法として以下の二つのシステムを構築した。

(1) 簡易・高速検討型の「成形マップ手法」

段差形状の板の変形形態に着目した「成形マップ手法」を開発した。製品設計段階での形状検討、また、金型設計段階でのダイフェース設計に活用し、有効性を検証した。

(2) 詳細・高精度検討型の「プレス CAE 解析手法」

FEM を用いた「プレス CAE 解析手法」を開発した。金型設計段階での金型形状成形条件設定の検討に活用し、その有効性を検証した。

これら二つのシステムを使うことにより、設計段階で製造要件を定量的に検討することが可能となった。

参考文献

- (1) 桑原正二：薄鋼板プレス成形におけるパンチ面沿い周長差としわの関係，HONDA ENGINEERING TECHNICAL REVIEW Vol.2, p.118-124 (1994)
- (2) 牧野内昭武：板成形シミュレーションとその関連技術に関する世界の現状，塑性と加工，第 40 巻，第 460 号，p.12-21 (1999-5)

■ 著 者 ■



荻野 孝



鴨 弘之



田上 友之



斎藤 実



横田 裕樹



桑原 正二

社外発表(2002. 1～2002. 6)

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2002. 1. 1	自動車技術会/JSAE Review Vol.23, No.1	Development of high fatigue strength ultra-fine grained stainless steel for cylinder head gasket	桂井 隆	栃木研究所
		Analysis of the accessory belt lateral vibration in automotive engines	藤井 厚雄 米本 省吾 宮崎 潔 古俣 誠二 宮澤 宏志 奥田 一真	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Development of automatic transmission control system using hardware-in-the-loop simulation system	萩原 顕治 寺山 哲 竹田 洋平 依田 公 鈴木 祥一	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2002. 1.23	素形材センター/素形材技術 フォーラム(東京)	自動車軽量化におけるアルミニウムおよび マグネシウム合金鋳物・ダイカスト	高井 淳	栃木研究所
2002. 1.26	山海堂/エンジンテクノロジー 第18号	ホンダ「Fit」用L13A型「i-DSI」エンジン	中山 幸夫 鈴木 誠 岩田 洋一 山野 順司	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2002. 1.28	浜松工業技術センター (微粒子衝突表面改質研究会 共催)/表面改質技術講習会 「最新の微粒子衝突による 表面改質技術」(浜松)	WPC処理を用いた内燃機関ピストン摺動部 への固体潤滑剤付与技術とその効果	萩原 秀実	栃木研究所
	GMD-Japan 研究所 公開ワークショップ/ (財)北九州市産業学術推進 機構 GMD-Japan研究所 (北九州)	実環境における自律型ロボットの将来： 研究と応用	越膳 孝方	和光基礎技術研究センター
2002. 1.30	電子情報通信学会・画像 工学研究会/2002年 1 月開催 研究会(札幌)	メッシュ方式による情報配信システムの開発	野田 哲史 村中 正次 五十嵐亮治 長尾 朗	NTTサービステクニクレーション基盤研究所 NTTサービステクニクレーション基盤研究所 栃木研究所 栃木研究所
2002. 2. 1	日本ファジィ学会/日本ファジィ 学会誌	The Pareto Archived Evolution Strategy: A New Baseline Algorithm for Pareto Multiobjective Optimization	岡部 達哉 Bernhard Sendhoff	Honda R&D Europe Honda R&D Europe
	機能性複合材料研究会 (北九州)	マグネシウム材料の自動車への利用 ー現状と将来動向	白石 隆	栃木研究所
	(株)大河出版/ツールエンジニア 2002年 2 月号	自動車軽量化のためのマグネシウム材利用の 道筋	白石 隆	栃木研究所
	自動車技術会/自動車技術 Vol.56 No.2	ピストンしゅう動部への固体潤滑剤付与 新技術とその効果	萩原 秀実	栃木研究所
		天然ガス自動車の特徴	大森 忠信	栃木研究所
		新型 4 気筒 1.3L 2 プラグエンジンの開発	中山 幸夫 鈴木 誠 岩田 洋一 山野 順司	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2002. 2. 5	I-DEASユーザーカンファレンス/ MTS Noise & Vibration Conference(東京)	二輪車のブレーキ鳴き解析手法と適用事例の 紹介	中田 博之	朝霞研究所
2002. 2.13	日本ロボット学会・製造科学 技術センター/「人間協調・ 共存型ロボットシステム (HRP)シンポジウム」 ～人間型ロボットは何を めざすか～(東京)	パネルディスカッション「人間型ロボットは 何をめざすか」	配川 有二	和光基礎技術研究センター
2002. 2.14 ～ 15	Magna Steyr/3rd All-Wheel drive congress in Graz/New dynamics of 4WD vehicles (Graz, Austria)	Development of a 4WD System for SUVs	徳島 昭治 中野 和宏 黒田 耕治	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2002. 2.22	電気学会/自律型安全走行 支援センサシステム調査専門 委員会(東京)	ナイトビジョンシステムの開発	辻 孝之	栃木研究所
2002. 2.28	日本電動車輻協会/JEVA 電気自動車セミナー(東京)	ホンダ シビックハイブリッドの開発	豊田 泰弘	栃木研究所
2002. 3. 1	日本音響学会/2002年春季 研究発表会(横浜)	母音知覚におけるスペクトル全体形状の 有効性	矢野 雅文 伊藤 仁	東北大学電気通信研究所 和光基礎技術研究センター
	自動車技術会/自動車技術 Vol.56 No.3	ドライバアシストシステムがドライバに 与える影響と効果の測定	石田真之助 田中 潤 近藤 聡 川越 浩行	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2002. 3. 4 ～ 7	SAE World Congress 2002/ (Detroit, USA)	A Study of Oil Film Pressure Distribution on Connecting Rods Big Ends	佐藤 謙次 町田 恭一 牧野 克紀	栃木研究所 栃木研究所 和光基礎技術研究センター
		All Clutch to Clutch 5 Speed Automatic Transmission	若松 英樹 大橋 達之 朝付 正司 斎藤 吉晴	Honda R&D Americas Inc. 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Application of HIL Simulations for the Development of Vehicle Stability Assist System	大庭 健 竹間 一朗 南 行正 横山 浩紀	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		Development of a 4WD System for SUVs	徳島 昭治 中野 和宏 黒田 耕治 小西 良和 小林 和典	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 Honda R&D Americas Inc.
		The Development and Utilization of HILS for the Development of an Automatic Transmission Control System	萩原 顕治 寺山 哲 依田 公 竹田 洋平	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
		A study on a Metal Pushing V-Belt type CVT (A novel approach to characterize the friction between blocks and a pulley, and shifting mechanisms)	片岡 隆平 藤井 透 大窪 和也 金原 茂	同志社大学 同志社大学 同志社大学 栃木研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2002. 3. 4 7	SAE World Congress 2002/ (Detroit, USA)	Development of a Magnetic Coupling Water Pump for a Four-Stroke 50cm3 Scooter Engine	三宅 豊 新納 忠 深町 昌俊 鍋谷 眞 佐藤 修	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 (株)山田製作所
2002. 3. 8	日本機械学会 北陸信越支部/ 第39期総会・講演会(石川)	はすば歯車の耐スカuffing強度に関する研究(第5報 歯面温度とスカuffingの関係について)	森田 仁 滝 晨彦 中田 雅之 卯月 千秋	岡山理科大学 岡山理科大学 栃木研究所 栃木研究所
	電気学会/第1回自動車 研究会(東京)	ビジュアルフィードバックによる自動車 操舵制御系の設計	藤原 幸広	栃木研究所
2002. 3.14	日本計算工学会分科会/ 研究分科会「統計的設計支援 システムの開発とその応用」 (横浜)	設計現場でのCAE展開例	内田 孝尚	栃木研究所
2002. 3.20	自動車技術会/シンポジウム 「新開発エンジン」(東京)	新型4気筒1.3L「i-DSI」エンジン	中山 幸夫	栃木研究所
2002. 3.21	The American Physical Society/ APS March Meeting 2002 (Indiana, USA)	Hydrogen Storage on SWNTs produced by HiPCo process	Bhabendra K. Pradhan A.R.Harutyunyan 後藤 肇 藤原 良也 Peter C. Eklund	Pennsylvania State Univ. Pennsylvania State Univ. 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター Pennsylvania State Univ.
2002. 4. 1	Nature Vol.416 (18 Apr 2002)	Green revolution: A mutant gibberellin- synthesis gene in rice	佐々木章江 芦 基行 上口美弥子 伊藤 博紀 西村明日香 Datta Swapan 石山賀奈子 斉藤 臣雄 小林 正智 北野 英己 Gurdev S.Khush 松岡 信	名古屋大学生物分子応答研究センター 名古屋大学生物分子応答研究センター 名古屋大学生物分子応答研究センター 名古屋大学生物分子応答研究センター 和光基礎技術研究センター 国際イネ研究所 理化学研究所微生物研究所バイオリソースセンター 理化学研究所植物分子生物学研究室 理化学研究所微生物研究所バイオリソースセンター 名古屋大学大学院生命農学研究科 国際イネ研究所 名古屋大学生物分子応答研究センター
	自動車技術会/自動車技術 Vol.56 No.4	ナイトビジョンシステムの開発	辻 孝之 服部 弘 渡辺 正人 長岡 伸治	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2002. 4. 5	(株)潤滑通信社/潤滑経済 4月号	低粘度型省燃費エンジンオイルの動向	長島 隆	栃木研究所
2002. 4.19	日本能率協会/バッテリー 技術シンポジウム/JMA TECHNO-FRONTIER WEEK2002シンポジウム (千葉)	Civic Hybridの開発	大園 一也 賀来 嘉昭	栃木研究所 栃木研究所
2002. 5. 1	自動車技術会・日本機械学会/ エンジンテクノロジー Vol.4, No.3 May 2002	ホンダNSR500におけるエンジン技術	石井 則久 西山 亮策 佐藤 朋則 丸井 勇治	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所
		HONDA SC46E型 VTX用エンジン	北條 敦雄 赤城 貴 中野 寿則	朝霞研究所 朝霞研究所 朝霞研究所

発表日	発表先	表 題	発表者	所 属
2002. 5. 1	自動車技術会/自動車技術 Vol.56, No.5	リサイクル材を使ったオールアルミダイカスト製 二輪車用フレーム	小屋栄太郎 上田 順一	朝霞研究所 朝霞研究所
2002. 5. 8 ～ 10	American Automatic Control Council/ACC (American Control Conference) (Anchorage, USA)	Automated steering control system design for passenger vehicle in consideration of steering actuator dynamics	藤原 幸広 吉井 正和 足立 修一	栃木研究所 宇都宮大学 宇都宮大学
2002. 5.12 ～ 17	Electrochemical Society, Inc./ 201st Meeting of The Electrochemical Society (Philadelphia, USA)	MICRO FUEL CELL BASED ON THICK PHOTORESIST	Suk-Won Cha Sang-Joon J. Lee Ryan O Hayre Yong-Il Park 斉藤 祐司 Fritz B. Prinz	Stanford Univ. Stanford Univ. Stanford Univ. Stanford Univ. Honda R&D Americas Stanford Univ.
2002. 5.16	第103回 日本耳鼻咽喉科学会 総会・学術講演会(東京)	Hondaのロボットの紹介	竹中 透	和光基礎技術研究センター
2002. 5.20 ～ 22	日本計算工学会/ 第7回 日本計算工学講演会 (東京)	GeoFEMプラットフォーム上での 並列有限要素法CFDコードの開発	福重 貴浩 人見 大輔 有馬 敏幸	和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター 和光基礎技術研究センター
2002. 5.21	日本計算工学会/計算工学 講演会論文集(東京)	自動車車体解析用プリプロセッサの開発	高田 賢治 岩本 淳 松浦 範和 中野 文雄	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2002. 5.22 ～ 24	物質・材料研究機構/ The First International Conference on Advanced Structural Steels/Proceedings P269-270(つくば市)	High Strength Steels for Automobile Application	北山 拓	栃木研究所
2002. 5.23	自動車技術会/シンポジウム (No.06-02)「実用期に入った ハイブリッド技術」(東京)	モーターアシスト式ハイブリッド自動車の 技術解説	佐藤 浩光	栃木研究所
2002. 5.24	映像情報メディア学会/ 映像表現研究会メディア 工学研究会(京都)	音の大きさの主観評価実験における 比較時間間隔と順序の影響	吉田 準史 春日 正男 長谷川光司	栃木研究所 宇都宮大学情報工学科 宇都宮大学情報工学科
2002. 5.29	芸術科学会/NICOGRAPH 春季大会(東京)	音の大きさ弁別における比較時間間隔の 影響について	吉田 準史 春日 正男 長谷川光司	栃木研究所 宇都宮大学情報工学科 宇都宮大学情報工学科
2002. 5.29 ～ 31	計測自動車制御学会/ 計測自動車制御/第2回 制御部門大会(千葉市)	氷雪路における車両の操縦安定性の向上	金 圭勇 矢野 修	栃木研究所 (株)ピーエスジー
	Hibbitt, Karlsson & Sorensen, Inc./ 2002 ABAQUS User's Conference (Newport, Rhode Island USA)	Application of Metal Pushing V-belt Stress Simulation with CVT Pulley stiffness	斎藤 俊博 岡野 武政	栃木研究所 栃木研究所
2002. 5.30	浜松熱処理工業(株)/ 第21回熱処理研究会(浜松)	WPC処理を応用した内燃機関用ピストンの しゅう動抵抗低減技術	荻原 秀実	栃木研究所
2002. 5.31	ICCN 2001/Proceeding of the conference	To compute face detection of cross-modal integration by spatiotemporal attention	越膳 孝方 Bernd Heisele 辻野 広司	和光基礎技術研究センター Honda R&D Americas 和光基礎技術研究センター
2002. 6. 1	自動車技術会/自動車技術 Vol.56 No.6	自動車用トランスミッションにおける バーチャル開発へのアプローチ例	内田 孝尚 永井 滋	栃木研究所 栃木研究所

発表日	発 表 先	表 題	発表者	所 属
2002. 6. 2 ～ 7	2002 FISITA World Automotive Congress (Helsinki, Finland)	Development of a new compact gasoline engine“ i-DSI ”for the small category vehicle	中山 幸夫 鈴木 誠 岩田 洋一 山野 順司	栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所 栃木研究所
2002. 6.10	Studies in Fuzziness and Soft Computing	Advanced Fuzzy Systems Design and Applications	Yaochu Jin Bernhard Sendhoff	Honda R&D Europe Honda R&D Europe
2002. 6.15	ISC2002/International Supercomputer Conference (in HEIDELBERG/University of Mannheim, University of Tennessee)	高速プラットフォームの開発	高藤圭一郎	和光基礎技術研究センター
2002. 6.16 ～ 21	Metal Power Industries Federation/2002 World Congress on Powder Metallurgy & Particulate Materials (Orlando, USA)	Development of a rotor core of motor for a hybrid-car by means of sinter diffusion bonding	浅香 一夫 小松 敏泰	日立粉末冶金(株) 栃木研究所
2002. 6.18	14期 軽金属学会/北陸春季 講演会(富山)	鋳物スクラップを原料とした展伸材用 アルミ合金の開発	林 登	栃木研究所
2002. 6.24	20th AIAA Applied Aerodynamics Conference and Exhibit (St. Louis)	NLF Airfoil Development for Honda Jet	藤野 道格	和光基礎技術研究センター

本田技術研究所 論文委員会

委員長	畑中 徹	栃木研究所
副委員長	杉山 智之	栃木研究所
副委員長	森田 勇	朝霞研究所
編集長	鶴賀 孝廣	栃木研究所
委員	赤木 正俊	朝霞研究所
	浦田 秀夫	朝霞東研究所
	大沼 孝一郎	朝霞研究所
	片野 博樹	栃木研究所
	加藤 幹夫	朝霞研究所
	高堂 純治	和光基礎技術研究センター
	西川 正恭	和光基礎技術研究センター
事務局	青山 登志彦	栃木研究所
	木村 由貴子	栃木研究所
	工藤 賢一	和光基礎技術研究センター
	小泉 伸一	朝霞研究所
	白木 晶子	栃木研究所
	杉本 康弘	朝霞東研究所
	鈴木 奈緒子	栃木研究所
	田中 公俊	和光基礎技術研究センター

編集協力 朝霞研究所論文委員会
朝霞東研究所論文委員会
栃木研究所論文委員会
和光基礎技術研究センター論文委員会

編集後記

Honda R&D Technical Reviewも創刊以来着実に進歩を遂げ、年2冊の発行やウェブ上での公開、英文化等、量・質とも充実してきました。その結果、Honda国内外の研究所で積極的に活用されるようになり、また発行を待ち望む声も多く聞かれ、技術コミュニケーションツールとして定着してきたと思います。

一方、Hondaが「存在を期待される企業」であり続け、「生き生き自主自立」を実現していくためには、我々本田技術研究所が常に新しい価値を創造していかなければなりません。つまり我々の使命は、お客様と「喜び」を共感できる製品を世の中に発信し続けることであり、その製品を支える独創かつ革新的な技術で社会に貢献することであると考えます。

このような状況の中でTechnical Reviewは、創刊以来の目的である社外への技術発信ツールとして、ますます重要な役割を担っています。今後とも我々一人ひとりの飽くなき探求心から生まれた「夢」のある技術を、製品とともに世の中に発信し続けたいと思います。本誌が自動車業界だけでなく、さまざまな産業界、学術界からその存在を期待され、先進技術のバイブル的存在になることを願わずにはいられません。

(高 堂)

ある新聞記事に、「技術が進化すると、人間はグウタラになる。」とありました。確かに、世の中は便利になり、人間はベッドに寝ころがったままで、テレビを見たり、エアコンを調整できたり、インターネットで地球の裏側の人とも顔を見ながら会話ができたりもします。知らない場所に行っても道を案内してくれたり、必要なものはいつでもコンビニで買うことができます。将来アシモが進化すると、コンビニに行く手間すらなくなるかもしれません。

世の中、このまま進むと、楽でどんどんグウタラ天国になるでしょう…。ですけど、それらの仕組みを考えるのはやはり人間なので、さらにより高い目標に向かって研究しなくてははいけません。Technical Reviewもある意味では、グウタラ社会実現へ向けての、研究者の陰の努力の結晶なのです。世界最速のスピードで、グウタラ社会を制する。なんとも、おかしなチャレンジです。

(工 藤)

Honda R&D Technical Review

©2002 株式会社 本田技術研究所（禁無断転載）

2002年10月1日 Vol.14 No.2

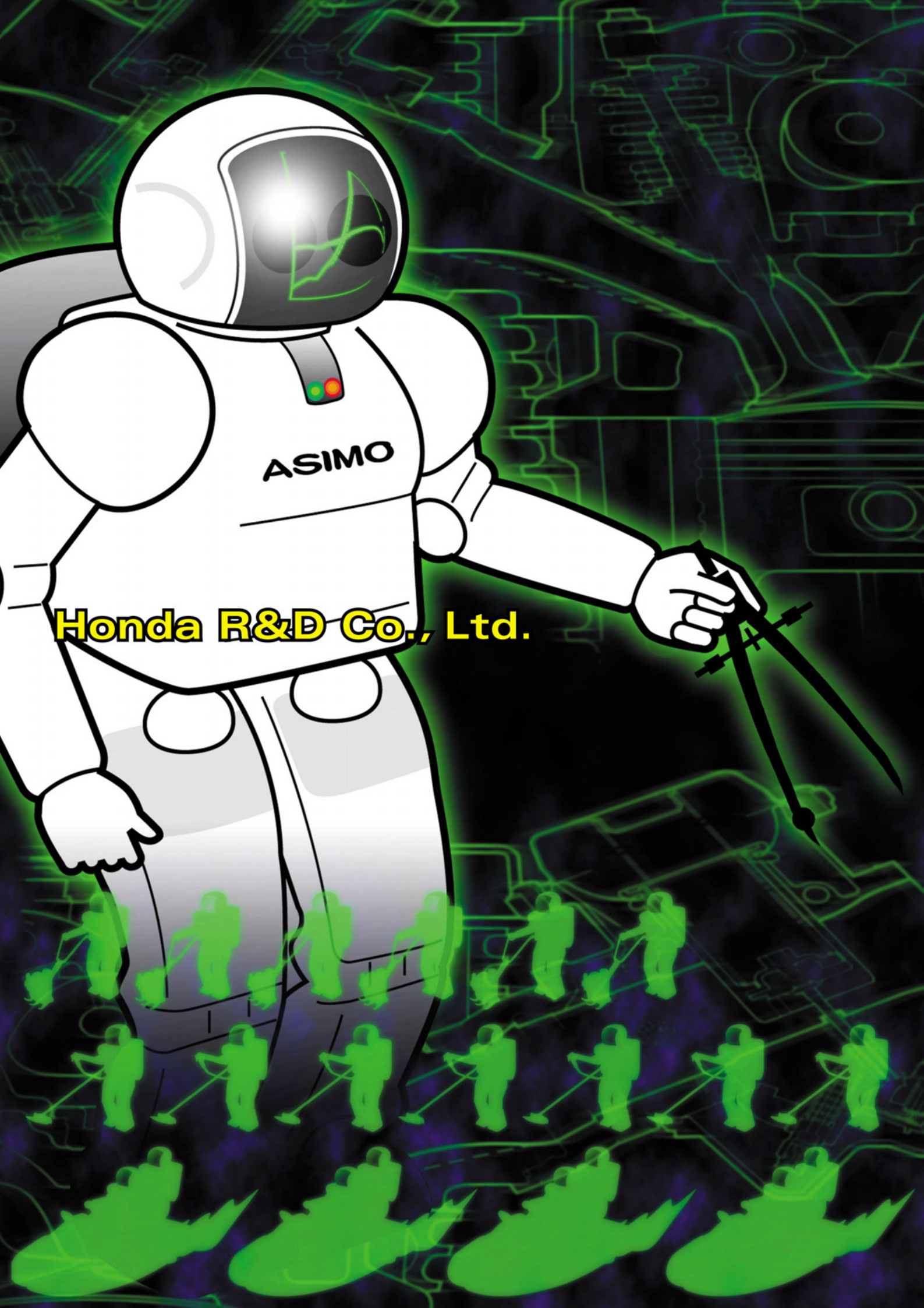
発行所 株式会社 本田技術研究所

発行人 福 井 威 夫

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 栃木研究所
技術情報室 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



ASIMO

Honda R&D Co., Ltd.